

高等学校教材

液压传动与控制

张利平 主编

西北工业大学出版社

【内容简介】本书共分十章,内容包括:液压流体力学基础、液压泵、液压执行器、液压控制阀、液压辅助元件、液压基本回路、典型液压传动系统分析、液压传动系统的设计计算、液压控制系统等。书后附录部分编入了常用液压气动图形符号(GB 786.1—1993)、液压技术中常用物理量单位及换算和部分国产液压泵及常规液压阀概览。

本书在体系上按照基础理论—液压元件—基本回路—液压传动系统—液压控制系统的顺序进行论述,以反映学科发展状况并适应读者的认知规律;在内容上深入浅出,图文并茂、资料丰富、新颖详实,力图反映液压传动与控制技术在元件、系统设计分析方法上的一些新发展和新成果,并特别注意加强基础、拓宽专业口径及对读者实践能力的培养。

本书为高等院校机械类专业教材,也可作为各类成人高校、自学考试等机械类学生的基础教材,同时可供工矿企业及科研院所液压传动与控制技术的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

液压传动与控制 张利平主编. —西安:西北工业大学出版社,2005.8

ISBN 7-5612-1981-4

. 液... . 张... . 液压传动-高等学校-教材 液压控制-高等学校-教材
. TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2005)第 089904 号

出版发行:西北工业大学出版社

通信地址:西安市友谊西路 127 号 邮编:710072 电话:(029)88493844

网 址:www.nwpup.com

印 刷 者:陕西兴平市印刷厂

开 本:787 mm×1 092 mm 1/16

印 张:20.875

字 数:507千字

版 次:2005年8月第1版 2005年8月第1次印刷

定 价:28.00元

前 言

液压传动与控制是机械类专业的一门重要技术基础课。为了顺应高等院校专业及课程调整的趋势,满足教学及教改的需要,及时反映液压传动与控制技术的新发展,编者结合多年教学和科研实践经验,在搜集并参考国内外相关资料的基础上,编写了《液压传动与控制》一书。

本书共分为十章。在体系上,本书按照基础理论—液压元件—基本回路—液压系统的顺序进行论述,其中液压传动系统与液压控制系统均单独成章,以突出和强调液压控制的重要性;对于各种液压元件,从其工作原理、典型结构、主要性能、使用场合等方面进行叙述,其中将电液控制阀(含电液伺服阀、比例阀和数字阀)纳入液压控制系统一章中进行叙述。在内容上,为突出重点和共性问题,本书力求深入浅出,条理清楚并便于自学。在选材上,本书力图少而精,并注意反映当代液压传动与控制技术在元件、系统设计分析方法上的一些新发展和新成就,同时,加入较多的传动系统与控制系统实例,以满足机械类不同行业的需要。书中的名词术语和图形符号均采用最新国家标准,书后附有现行液压系统图形符号国家标准、液压技术中常用物理量单位及换算、部分国产液压泵及常规液压阀概览,以便于读者查阅使用。

本书主要作为普通高等院校机械类专业的教科书(40~60学时),也可作为各类成人高校、自学考试等机械类学生的基础教材,同时可供工矿企业及科研院所液压传动与控制技术的工程技术人员参考。

本书由张利平主编,并撰写第一章、第二章、第五章至第十章及附录;宁辰校撰写第三章和第四章的初稿;张利平负责全书的统稿及定稿工作。张津、张秀敏、黄涛等参加了本书的资料搜集、文稿录入整理及部分插图的绘制工作。对于在本书编写出版过程中,给予大力支持与帮助的个人和单位及参考文献的各位作者,编者在此一并表示衷心感谢。

对于本教材存在的错漏及不当之处,欢迎选用本书的广大师生和读者批评指正。

张利平

2005年5月

目 录

第一章 概 论	1
第一节 液压传动的定义.....	1
第二节 液压传动的工作原理及组成部分.....	1
第三节 液压系统的类型.....	5
第四节 液压传动与控制技术的特点及应用.....	6
第五节 液压技术的发展概况.....	9
思考题与习题	11
第二章 液压流体力学基础	12
第一节 液压系统的工作液体	12
第二节 液体静力学	19
第三节 液体动力学	23
第四节 管道中液流的能量损失	30
第五节 液体流经孔口及缝隙的压力流量特性	34
第六节 液压冲击及气穴现象	41
思考题与习题	44
第三章 液压泵	47
第一节 液压泵的功用与基本原理	47
第二节 液压泵的主要性能参数	48
第三节 齿轮泵	50
第四节 叶片泵	54
第五节 柱塞泵	60
第六节 液压泵的选用	64
思考题与习题	65
第四章 液压执行器	67
第一节 液压缸	67

第二节	液压马达	76
第三节	摆动液压马达	80
	思考题与习题	81
第五章	液压控制阀	82
第一节	液压阀概述	82
第二节	方向控制阀	86
第三节	压力控制阀	113
第四节	流量控制阀	136
第五节	叠加阀与插装阀	146
	思考题与习题	154
第六章	液压辅助元件	158
第一节	蓄能器	158
第二节	过滤器	161
第三节	液压油箱	165
第四节	热交换器	170
第五节	管件	172
第六节	压力表及压力表开关	176
第七节	密封装置	177
	思考题与习题	180
第七章	液压基本回路	181
第一节	压力控制回路	181
第二节	速度控制回路	187
第三节	方向控制回路	200
第四节	多执行器动作控制回路	203
	思考题与习题	208
第八章	典型液压传动系统分析	211
第一节	YT4543 型组合机床动力滑台液压系统	211
第二节	YA32 - 200 型四柱万能液压机液压系统	214
第三节	高速公路钢护栏冲孔切断机液压系统	218
第四节	JS01 型工业机械手液压系统	220
第五节	油田采油单螺杆泵液压驱动系统	223
第六节	内燃平衡重式叉车液压系统	225
第七节	1m ³ 履带式全液压单斗挖掘机液压系统	227
	思考题与习题	230

第九章 液压传动系统的设计计算.....	232
第一节 液压传动系统的设计流程.....	232
第二节 明确液压系统的技术要求.....	232
第三节 液压系统的功能设计.....	233
第四节 液压系统的施工设计.....	249
第五节 液压传动系统设计计算示例.....	252
思考题与习题.....	260
第十章 液压控制系统.....	262
第一节 液压控制系统的原理和构成.....	262
第二节 液压控制系统的类型.....	264
第三节 电液控制阀.....	265
第四节 液压控制系统应用实例.....	289
第五节 液压控制系统的动态特性分析.....	304
第六节 液压控制系统的设计简介.....	309
思考题与习题.....	311
附录.....	312
附录 常用液压气动元件图形符号(附表 1)	312
附录 液压技术常用物理量单位及换算(附表 2)	319
附录 部分国产液压泵及常规液压阀产品概览.....	320
参考文献.....	325

第一章 概 论

第一节 液压传动的定义

一部完备的机器都是由原动机、传动装置和工作机三部分组成。原动机(电动机或内燃机)是机器的动力源;工作机是机器直接对外做功的部分;传动装置则是设置在原动机和工作机之间的部分,用于实现动力(或能量)的传递、转换与控制,以满足工作机对力(或转矩)、工作速度(或转速)及位置的要求。

按照传动件(或工作介质)的不同,传动分为机械传动、电气传动、流体传动(液体传动和气压传动)及复合传动等类型。液体传动又包括液力传动和液压传动。液力传动是以动能进行工作的液体传动;液压传动则是以液体作为工作介质,并以压力能进行动力(或能量)的传递、转换与控制的液体传动,它是本书主要介绍的内容。

第二节 液压传动的工作原理及组成部分

本节首先以液压千斤顶为例,说明液压传动的工作原理及其两个主要特征,然后介绍液压系统的组成部分及液压系统的图形符号。

一、工作原理

如图1-1所示,液压缸1与单向阀3,4一起构成手动液压泵,用以完成吸油与排油。当向上抬起杠杆时,手动液压泵的活塞2向上运动,活塞2的下部容腔a的容积增大形成局部真空,致使排油单向阀3关闭,油箱8中的油液在大气压作用下经油管5顶开吸油单向阀4,进入a腔。当活塞2在力 F_1 作用下向下运动时,a腔的容积减小,油液因受挤压,故压力升高。于是,被挤出的液体将使吸油单向阀4关闭,而使排油单向阀3被顶开,经油管6进入液压缸10的b腔,推动活塞11,使其上移顶起重物(重力为 F_2)。手摇泵的活塞2不断上下作往复运动,重物逐渐被抬高。重物上升到所需高度后,停止活塞2的运动,则液压缸10的b腔内的油液压力将使排油单向阀3关闭,b腔内的液体被封死,活塞11连同重物一起被闭锁不动。此时,截止阀9关闭。如打开截止阀9,则液压缸10的b腔内液体便经油管7流回油箱8,于是活塞11将在自重作用下下移回复到原始位置。

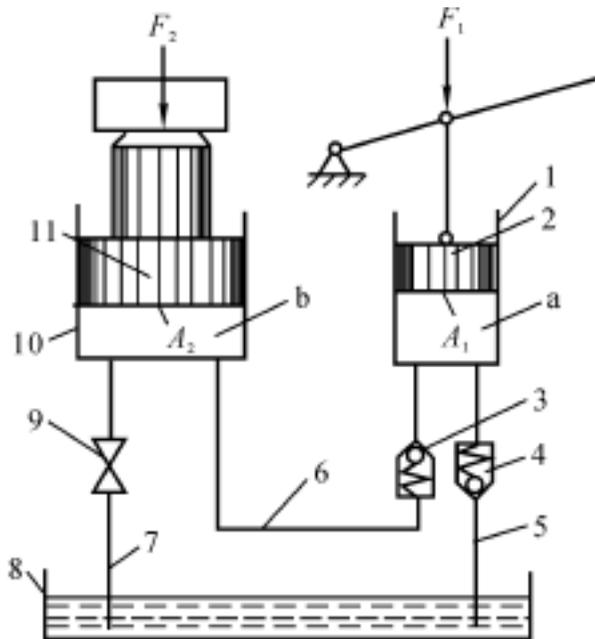


图 1-1 液压千斤顶工作原理图

1, 10— 液压缸; 2, 11— 活塞; 3— 排油单向阀;
4— 吸油单向阀; 5, 6, 7— 油管; 8— 油箱; 9— 截止阀

二、工作特征

由上述液压千斤顶的工作原理可知,由液压缸 1 与单向阀 3, 4 一起构成的手动液压泵将杠杆的机械能转换为油液的压力能输出,从而完成吸油与排油;液压缸 10 将油液的压力能转换为机械能输出,以举起重物。手动液压泵和举升重物的液压缸(简称举升液压缸)组成了最简单的液压传动系统,实现了动力(力和运动)的传递与转换。其工作特征如下:

(1) 力的传递靠液体压力实现,系统工作压力取决于负载。现以 F_2 表示作用在活塞 11 上的负载力(其大小与输出力相等), A_2 表示活塞 11 的面积, p_2 表示力 F_2 在 b 腔中产生的液体压力;以 F_1 表示作用在活塞 2 上的输入力, A_1 表示活塞 2 的面积, p_1 表示力 F_1 在 a 腔中产生的液体压力(液压泵的排油压力),则活塞 11 与 2 的静力平衡方程可分别表示为

$$\left. \begin{aligned} F_2 &= p_2 A_2 \\ F_1 &= p_1 A_1 \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

如果不考虑管路的压力损失,则液压泵的排油压力(即油腔 a 内的液体压力) p_1 与油腔 b 内的液体压力 p_2 相等,即

$$p_2 = p_1 = p \quad (1-2)$$

于是,系统的输出力(即所能克服的负载)为

$$F_2 = p_2 A_2 = p_1 A_2 = p A_2 \quad (1-3)$$

由式(1-2)可引出液压传动的第一个工作特征:在系统结构参数(此处为活塞面积 A_1 和 A_2)一定的情况下,液压泵的排油压力即系统工作压力 p_1 决定于举升液压缸的压力 p_2 ,从而决定于负载 F_2 。负载越大,压力越大。

(2) 运动速度的传递靠容积变化相等的原则实现,运动速度取决于流量。如果不考虑液体的压缩性和泄漏损失等因素,则液压泵排出的液体体积必然等于进入举升液压缸的液体体积,即容积变化相等,可表示为

$$x_1 A_1 = x_2 A_2 \quad (1-4)$$

式中 x_1 —— 液压泵活塞位移;
 x_2 —— 举升液压缸活塞位移。

式(1-4)两边同除以运动时间 t , 整理后得

$$q = A_1 v_1 = A_2 v_2 = q \quad (1-5)$$

式中 v_1, v_2 —— 液压泵活塞和举升液压缸活塞的平均运动速度;
 q, q —— 液压泵输出的平均流量和液压缸输入的平均流量。

式(1-5)即为运动速度传递的基本方程式。由此可引出液压传动的第二个工作特征:在系统结构参数一定的情况下,运动速度的传递是靠密闭工作容积变化相等的原则实现的。活塞的运动速度取决于输入流量的大小,而与外负载无关。调节进入液压缸的流量 q , 即可调节活塞的运动速度 v_2 。

综上所述可看出两点: 与外负载相对应的液体参数是液体压力,与运动速度相对应的液体参数是液体流量。因此,压力和流量是液压传动中两个最基本的参数。如果忽略各种损失,液压传动传递的力与速度彼此无关,所以液压传动既可实现与负载无关的任何运动规律,也可借助各种控制机构实现与负载有关的各种运动规律。

三、液压传动装置的组成部分

工程实际应用中的液压传动装置,在液压泵、液压缸的基础上尚需设置控制液压缸运动方向、速度和最大推力的装置,下面以图 1-2 所示的驱动机床工作台的液压系统为例,介绍液压传动的各个组成部分。

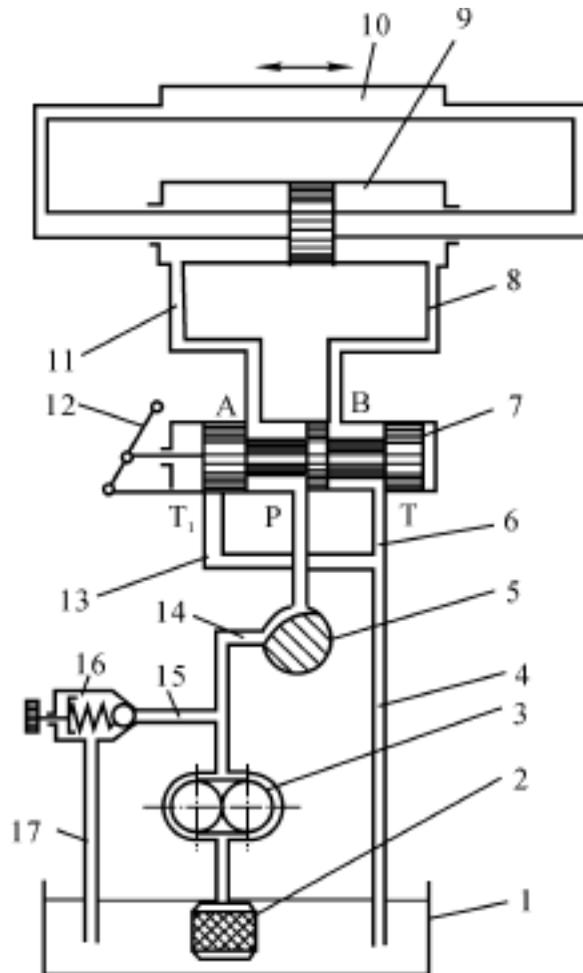


图 1-2 机床工作台液压系统原理结构示意图

1—油箱;2—过滤器;3—液压泵;4,6,8,11,13,14,15,17—管路;
5—流量控制阀;7—换向阀;9—液压缸;10—工作台;12—换向手柄;16—溢流阀

当液压泵 3 由电动机驱动旋转时,从油箱 1 经过滤器 2 吸油。当换向阀 7(有 P, T (T₁), A, B 四个油口和三个工作位置)的阀芯处于图 1-2 所示位置时,压力油经管路 14、阀 5、阀 7(P A)和管路 11 进入液压缸 9 的左腔,推动活塞(杆)及工作台 10 向右运动。液压缸 9 右腔的油液经管路 8, 阀 7(B T)和管路 6, 4 排回油箱;通过扳动换向手柄 12 切换阀 7 的阀芯,使之处于左端工作位置,则液压缸活塞反向运动;切换阀 7 的阀芯工作位置,使之处于中间位置,则液压缸 9 在任意位置停止运动。

调节和改变流量控制阀 5 的开度大小,可以调节进入液压缸 9 的流量,从而控制液压缸活塞及工作台的运动速度。液压泵 3 排出的多余油液经管路 15、溢流阀 16 和管路 17 流回油箱。液压缸 9 的工作压力取决于负载。液压泵 3 的最大工作压力由溢流阀 17 调定,其调定值应为液压缸的最大工作压力及系统中油液流经各类阀和管路的压力损失之和。因此,系统的工作压力不会超过溢流阀的调定值,溢流阀对系统还有超载保护作用。

从上例可看出,由于液压传动中的工作介质是在受控制和受调节的状态下进行工作,所以液压传动不仅有“传动”之用,而且还有“控制”之用,二者很难完全分开。

液压系统主要由能源装置、执行器、控制调节装置和辅助装置等四个部分组成,各部分的功能如表 1-1 所示,这四个组成部分可以统称为液压元件。液压传动与控制的机械设备或装置中,为了实现其动力的传递、转换与控制要求,若干液压元件连接或复合而成的总体即称为液压系统。

表 1-1 液压系统的组成部分及其功能

组成部分	功 能
源装置(液压泵和原动机)	将原动机(电动机或内燃机)产生的机械能转变为液体的压力能,输出具有一定压力的油液
执行器部分(液压缸、液压马达和摆动液压马达)	将液体的压力能转变为机械能,驱动工作机构的负载做功,用以实现往复直线运动、连续回转运动或摆动
控制调节装置(各种压力、流量、方向控制阀及其他控制元件)	控制调节液压系统中从泵到执行器的油液压力、流量和方向,从而控制执行器输出的力(转矩)、速度(转速)和方向,以保证执行器驱动的主机工作机构完成预定的运动规律
辅助装置(油箱、管件、过滤器、热交换器、蓄能器及指示仪表等)	用来存放、提供和回收液压介质,实现液压元件之间的连接及传输载能液压介质;滤除液压介质中的杂质、保持系统正常工作所需的介质清洁度;系统加热或散热,储存、释放液压能或吸收液压脉动及冲击,显示系统压力、流量和油温等

四、液压系统的图形符号

为了简化液压与气动系统的表示方法,一般采用图形符号来绘制系统原理图,而不采用图 1-2 所示的半结构形式绘制。由于图形符号脱离了液压元件的具体结构,只表示其职能,因

此用来表达系统中各液压元件的作用和整个系统的组成、油路联系和工作原理,简单明了,便于绘制。利用专门开发的计算机图形库软件,还可大大提高液压系统原理图的设计、绘制效率及质量。

我国现行液压系统图形符号标准为 GB 786.1—1993《液压气动图形符号》。在液压系统设计中,必须严格执行这一标准。图 1-3 即为按该标准绘制的图 1-2 所示的液压系统原理图。

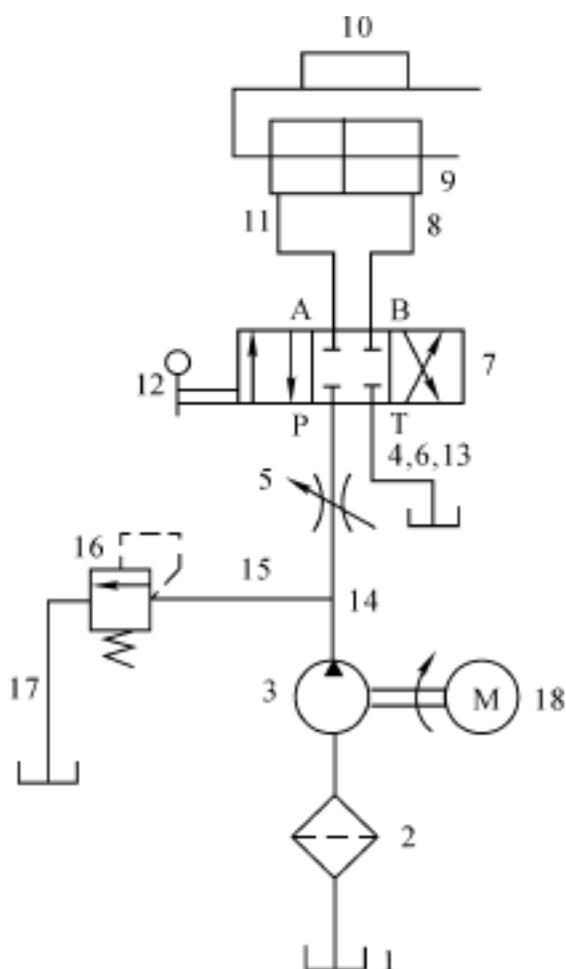


图 1-3 机床工作台液压系统原理结构示意图

1—油箱;2—过滤器;3—液压泵;4,6,8,11,13,14,15,17—管路;
5—流量控制阀;7—换向阀;9—液压缸;10—工作台;12—换向手柄;16—溢流阀;18—电动机

第三节 液压系统的类型

按工作特征和控制方式的不同,液压系统可分为液压传动系统和液压控制系统。液压传动系统通常为开环控制,以传递动力为主,传递信息为辅,追求传动特性的完善;系统的工作特性由各组成液压元件的特性和它们的相互作用来确定,其控制质量受工作条件变化的影响较大,当不能满足正常的工作条件时,甚至无法达到既定的目标。图 1-2 所示的系统即为开环控制的液压传动系统,其原理方块图如图 1-4 所示,系统中的流量控制阀的开度是事先调整好的,无法在工作过程中进行更改。

液压控制系统通常要采用伺服阀等控制阀,且多为闭环控制(见图 1-5),以传递信息为主,传递动力为辅,追求控制特性的完善。由于在系统中加入了检测反馈元件,故可用一般元件组成精确的控制系统,其控制质量受工作条件变化的影响较小。

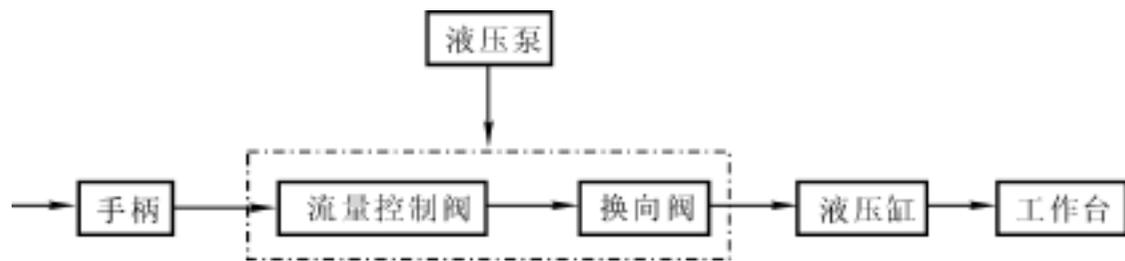


图 1-4 开环控制的液压系统原理方块图

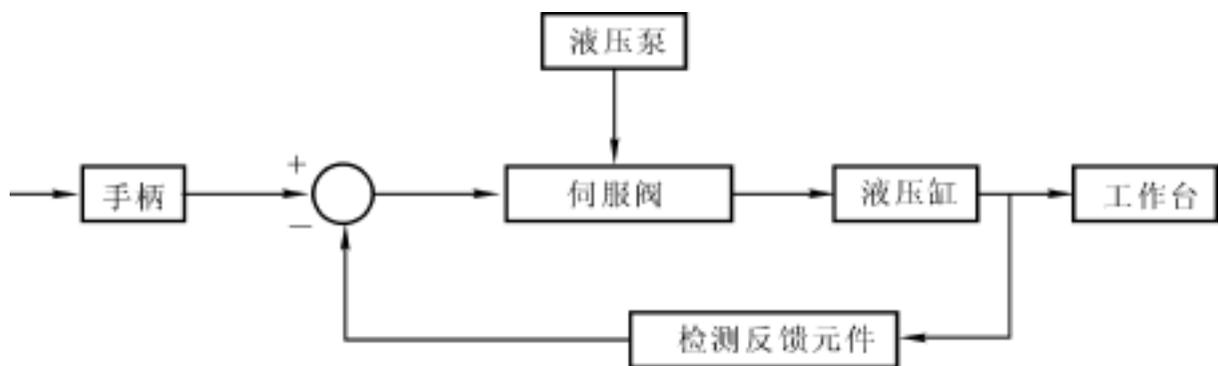


图 1-5 闭环控制的液压系统原理方块图

但是应当指出,随着科学技术的飞速发展和现代机械设备(如兵器、数控机床和航空航天设备等)技术性能要求的不断提高,现代机械设备的动力传递和控制指标都很重要,其液压传动系统和液压控制系统在具体结构上往往融为一体,这时就很难断定这样的系统是传动系统还是控制系统(第十章中的仿形刨床液压系统即为一例),因此上述分类方法并非绝对。

第四节 液压传动与控制技术的特点及应用

一、液压技术的特点

通过与其他传动控制方式相比较,将液压传动与控制技术的特点总结如下:

1. 优点

(1) 单位功率的质量轻。统计资料表明,液压泵和液压马达单位功率的质量只有发电机和电动机的 $1/10$, 液压泵和液压马达的可小至 $2.55 \times 10^{-4} \text{ kg/W}$ (0.0025 N/W), 而同等功率的发电机和电动机的则约为 $3.06 \times 10^{-3} \text{ kg/W}$ (0.03 N/W); 至于尺寸,前者约为后者的 $12\% \sim 13\%$ 。这些特点有利于机械设备及其控制系统的微型化、小型化。

(2) 布局灵活方便。液压元件的布置不受严格的空间位置限制,容易按照机器的需要通过管道实现系统中各部分的连接,且其布局安装具有很大的柔性,能构成用其他方法难以组成的复杂系统。

(3) 调速范围大。液压传动可以在运行过程中实现大范围的无级调速,调速范围可达 2000 。

(4) 工作平稳、快速。由于油液具有弹性,可吸收冲击,故液压传动传递运动均匀平稳,易于实现快速启动、制动和频繁换向。往复回转运动的换向频率可达 500 次/min , 往复直线运动的换向频率则高达 1000 次/min 。

(5) 易于操纵控制并实现过载保护。液压系统操纵控制方便,易于实现自动控制、远距离遥控和过载保护;运转时可自行润滑,有利于散热和延长使用寿命。

(6) 自动化和机电液一体化。液压技术容易与电气、电子控制技术相整合,组成机电液一体化的复合系统,实现自动工作循环。

(7) 易于实现直线运动。用液压传动实现直线运动比机械传动简便易行。

(8) 液压系统设计、制造和使用维护方便。液压元件属于机械工业基础件,已实现了标准化、系列化和通用化,因此,对液压系统的设计、制造和使用维护都较方便,有利于缩短机器设备的设计制造周期并降低制造成本。

2. 缺点

(1) 不能保证定比传动。由于液体的压缩性和泄漏等因素的影响,液压技术不能严格保证定比传动。

(2) 传动效率偏低。传动过程中,需经两次转换,常有较多的能量损失,因此传动效率偏低。

(3) 工作稳定性易受温度影响。液压系统的性能对温度较为敏感,不宜在过高或过低温度下工作,在采用石油基液压油作传动介质时还需注意防火问题。

(4) 造价较高。液压元件制造精度要求较高,为防止和减少泄漏造价相应的也就较高。

(5) 故障不易诊断。液压元件与系统容易由液压油液污染等原因造成系统故障,且出现的故障不易诊断。

二、液压技术的应用

液压传动与控制以其独特的技术优势,成为现代机械工程的基本技术构成和现代控制工程的基本技术要素,并在国民经济各行业得到了广泛应用,表1-2列举了近年来液压传动与控制技术的大量应用实例。

表 1-2 液压传动与控制技术的应用实例

应用领域	应 用 实 例
金属材料工程	铸造机械(铸造生产线震实台、离心铸造机等);金属成形设备(模锻液压机、棒料折弯机、板料剪切机、下料机、皮带轮辊压机、铜铝屑压块机);焊接设备(焊条压涂机、自动缝焊机、摩擦焊接机等);热处理设备(各类淬火机及上下料机械手、淬火炉工件传送机等)
机床与汽车工业	金属切削机床(自动车床、组合铣床、仿形刨床、平面及外圆磨床、数控刃磨机床、深孔钻床、金刚镗床、拉床、深孔珩磨机床、带锯机床、冲床等);汽车摩托车制造设备(轿车座椅泡沫生产线、汽车皮带轮旋压机、发动机气缸体加工机床、摩托车车轮压窝冲孔机、发动机连杆销压装机、汽车大梁生产线铆接机、无内胎铝合金车轮气密性检测机、汽车零部件试验台)
电力与煤炭行业	电力行业(电站锅炉蛇形管弯管机、火电厂大型烟囱顶升设备、变压器绝缘纸板热压成形机组、高压输电线间隔棒振摆试验机、电力导线压接钳等);煤炭工业(煤矿多绳绞车、卸煤生产线定位机车、煤矿液压支架及其高压检测实验台等)

续 表

应用领域	应用实例
石油天然气探采与化工机械	石油天然气探采机械(自升式海洋石油钻井平台、石油钻机、各类抽油机及修井机、绞车、输油管道阀门启闭装置、捞油车、油田管材矫直机及管线试压装置等);化工机械(注塑机、吹塑挤出机、橡胶平板硫化机、琼脂自动压榨机、催化剂高压挤条机、乳化炸药装药机、集装箱塑料颗粒倾卸机等)
冶金工业	冶炼轧制设备(炼铁高炉液压泥炮、中频无心感应熔炼炉、轧机及板坯连铸机、热浸镀模拟试验机);冶金产品整理(高速线材打捆机、卷材小车、带材导向器、钢管锯机及平头倒棱机、打号机、铝型材连续挤压生产线等);冶金企业环保设备(钢厂废水处理自动压滤机等)
铁路和公路运输行业	铁路运输业(铺轨机、路基渣石边坡整形机、钢轨电极接触面磨光机、铁道轮对轴承压装机等);公路运输业(汽车维修举升机、高速公路钢护栏冲孔切断机、地下汽车库升降平台、隧道工程衬砌台车、公交汽车、汽车刹车皮铆钉机、架桥机等)
建材与建筑行业	建材行业(卫生瓷高压注浆成形机、石材废料模压成形机及石材连续磨机、墙地砖压机、免烧粉煤灰制砖机、复杂圆柱曲面石材加工机、大理石加工激振系统等);建筑行业(钢筋弯箍机及自动校直切断机、混凝土泵、液压锤、冲击式液压碎石器、自动打桩机等)
工程机械与农林牧机械	工程机械(沥青道路修补车、重型多轴挂车、道路剐冰清雪机、越野起重机、起重高空作业车、冲击压路机、公路养护车、“穿地龙”机器人、各类挖掘机械等);农林牧机械(联合收割机、玉米及谷物收割机、拖拉机、林木球果采集机器人、饲料压块机、青饲料储藏切割机等)
家用电器与五金行业	家电行业(显像管玻壳剪切机、电冰箱压缩机电机转子叠片机、冰箱箱体折弯机、电冰箱内胆热成形机、制冷热交换器 U 形管自动成形机等);五金行业(制钉机、工具锤装柄机、门锁整体成形压机等)
轻工纺织机械	轻工机械(表壳热冲压成形机、煮糖罐搅拌器、蔗糖生产用自动板框式压滤机、皮革熨平机、原木削片输送机、人造板热压机、弯曲木家具多向压机、纸张复卷机、植物纤维餐具成型机、竹制静菜盘成形机、骨肉分割机等);纺织机械(经轴装卸车、纺丝机、印花机、冷压堆卷布机、毛呢罐蒸机、自动卷染机、织物后整理轧光机等)
航空航天工程、河海工程、武器装备	航空航天工程(飞机机轮轴承清洗补油装置、飞机包伞机、飞机场地面设备、飞机起落架收放试验车、卫星发射设备等);河海工程(河流穿越设备、水槽不规则造波机、舵机、深潜救生艇对接机械手、水下机器人及钻孔机、舰船模拟平台、波浪补偿起重机等);武器装备(炮塔仰俯装置、大型炮弹底螺拆卸机、地空导弹发射装置、枪管旋压机等)
计量质检与特种设备	计量与产品质量检验设备(标准动态力源装置、万能试验机、商品出入境检验试验机、墙体砖及砌块试验机、木材力学试验机等各种产品质量检验设备);特种设备(液压电梯、纯水灭火机等)
公共设施及环保设备	公共设施(循环式客运索道、广播电视塔天线桅杆提升装置、大型剧院升降舞台、各类游艺机、自动捆钞机、磁卡层压机、医用牵引床、X 光机隔室透视站位等);环保设备(垃圾压实车、垃圾破碎机和压榨机、污泥自卸车等)

第五节 液压技术的发展概况

一、液压技术的发展简史及趋势

从公元前 200 多年前到 17 世纪初这一段时期,希腊人发明的螺旋提水工具和我国出现的水轮等都可以说是液压技术最古老的应用。

17 世纪至 19 世纪期间,欧洲人在液体力学、液体传动方面做出了重要贡献,例如,1648 年法国的 B.帕斯卡(B.Pascal)提出的液体中压力传递的基本定律,1681 年 D.帕潘(D.Papain)发明的带安全阀的压力釜,1850 年英国工程师威廉姆·乔治·阿姆斯特朗(William George Armstrong)发明的液压蓄能器,19 世纪中叶英国工程师佛莱明·詹金(F.Jinken)发明的世界上第一台差压补偿流量控制阀,1795 年英国人约瑟夫布瑞玛(Joseph Bramah)申请的第一台液压机的英国专利等。这些贡献与成就为 20 世纪液压传动与控制的发展提供了科学与工艺基础。

19 世纪在工业中所使用的液压传动装置是以水作为工作介质,因其密封问题一直未能得到很好的解决及电气传动技术的发展和竞争,导致液压技术一度停滞不前。此种情况在 1905 年美国詹涅(Janney)首先将矿物油代替水作液压介质后才有所改观。20 世纪 30 年代后,由于车辆、航空、舰船等功率传动技术的推动,相继出现了斜轴式及弯轴式轴向柱塞泵、径向和轴向液压马达。1936 年 Harry Vickers 发明了以先导控制压力阀为标志的管式系列液压控制元件。第二次世界大战期间,由于军事上的需要,出现了以电液伺服系统为代表的响应快、精度高的液压元件和控制系统,从而使液压技术得到了迅猛发展。

20 世纪 50 年代,随着战后世界各国经济的恢复和发展,生产过程自动化的不断增长,液压技术很快转入民用工业,特别在机械制造、起重运输机械及各类施工机械、船舶、航空等领域得到了广泛的发展和应用。同期,德国阿亨工业大学(TH Aachen)在仿形刀架方面,美国麻省理工学院(MIT)Blackburn, Lee 及 Shearer 等学者在电液伺服阀方面的研究取得了很大进展(出版了著名的《液压气动控制》一书)。这些成果乃至先前 Harry Vickers 发明的先导式压力控制阀结构至今仍为全世界各国所采用。

20 世纪 60 年代以来,随着原子能、航空航天技术、微电子技术的发展,液压技术也在更深更广阔的领域得到了发展。60 年代出现了板式、叠加式液压阀系列,发展了以比例电磁铁为电气-机械转换器的电液比例控制阀,并被广泛用于工业控制中,提高了电液控制系统的抗污染能力和性能价格比;70 年代出现了插装式系列液压元件;80 年代以来,液压技术与现代数学、力学和微电子技术、计算机技术、控制科学等紧密结合,出现了微处理机、电子放大器、传感测量元件和液压控制单元相互集成的机电一体化产品(如美国 Lee 公司研制的微型液压阀等),提高了液压系统的智能化程度和可靠性,并应用计算机技术开展了对液压元件和系统的动静态性能数字仿真及结构的辅助设计和制造(CAD 和 CAM)。随着科学技术的进步和人类环保、能源危机意识的提高,近 20 年来人们重新认识并研究了历史上以纯水作为工作介质的纯水液压传动技术,使其在理论上和应用研究上都得到了复苏,并持续稳定地发展,也因此逐渐成为现代液压传动技术中的热点技术(Emerging Technology)和新的发展方向之一。

液压技术的应用领域也不断拓展,几乎囊括了国民经济的各个部门(见表 1-2)。21 世纪将

是信息化、网络化、知识化和全球化的时代,IT 技术、生命科学、生物技术和纳米技术等新科技的不断发展将对液压传动与控制技术的研究、设计观念及方法,对包括液压传动与控制元件的结构与工艺,对其应用领域以及企业的经营管理模式产生深刻影响并导致革命性变化。在社会和工程需求的强力推动及机械与电气传动及控制的挑战下,液压传动与控制技术将依托机械制造、材料工程、微电子及计算机、数学及力学、控制科学等方面,不断发挥自身优势,满足客观需求,从而向更为绿色化(低污染、低噪声、低能耗)、机电液一体化、高度集成化和模块化、智能化和网络化的方向发展,将自身提高到新的水平。

二、我国液压技术的发展及现状

我国的液压技术是随着新中国的建立发展而发展起来的。从 1952 年上海机床厂试制出我国第一只液压元件——齿轮泵——至今,其大致经历了创业奠基、体系建立、成长发展、引进提高等几个发展阶段。

20 世纪 50 年代初期,我国没有专门的液压元件制造厂,许多机床厂的液压车间都是自产自仿用的液压元件,其结构及性能仅相当于国际上 20 世纪 40 年代的水平。1959 年国内建立了首家专业化液压元件厂——天津液压件厂。

进入 20 世纪 60 年代,液压技术的应用从机床逐渐拓展到了农业机械和工程机械等领域。为了解决仿苏产品品种单调、结构笨硕和性能落后等问题,并满足日益增长的主机行业的需要,我国的液压工业从仿制开始走向了自行开发设计的道路。1965 年,为适应液压机械从中低压向高压方向的发展,建立了榆次液压件厂,并引进了日本油研公司公称压力为 21 MPa 的中高压系列液压阀及其全部制造加工和试验设备,同时还引进了多种液压元件国外样机,并组织测绘仿制。1966—1968 年间联合开发设计了公称压力为 2.5 MPa 和 6.3 MPa 的中低压系列液压元件。60 年代中后期我国还成功研制了喷嘴挡板式电液伺服阀,完成了高压轴向柱塞泵的系列设计。60 年代末 70 年代初,随着生产机械化的发展,特别是在为第二汽车制造厂等主机企业提供高效、自动化设备的需求带动下,液压元件制造业出现了迅速发展的局面,一批中小企业也成为液压件专业制造厂。1968 年我国液压元件年产量已接近 20 万件。至此,一个独立的液压元件制造工业的体系已基本形成。

20 世纪 70 年代,在高压液压阀品种规格逐渐增多的情况下,为了实现标准化、系列化和通用化,从而扩大品种,提高质量,追赶国际先进水平,1973 年国家组织建立了液压阀联合设计组,完成了我国公称压力为 32 MPa 的高压阀新系列图纸的设计,并使安装连接尺寸与国际相应有关标准得到了统一。20 世纪 70 年代期间,还相继开发研制成功了电液比例溢流阀、电液比例流量阀、JK 系列液压集成块、QDY2 型电液伺服阀及 DYM 型电液脉冲马达、插装阀及其液压系统、摆线转子泵及皮囊式蓄能器等液压产品。可以说,70 年代是我国液压元件品种迅速增多的时期。

进入 20 世纪 80 年代,随着国家改革开放和机械工业的发展,为了解决基础件滞后于主机的矛盾,国家将原分散在不同行业归口的液压专业厂,统一划归原机械部通用基础件局管理,从而使该行业在规划、投资、引进技术和科研开发等方面得到集中的指导和支持,从此,我国液压技术进入了快速发展期。先后引进了包括原西德 Rexroth 公司、美国 Vickers 公司在内的多项先进液压技术,经消化吸收和技术改造,现均已实现产品的批量生产,其产品也成为行业的主导产品。近几年,在国家多种所有制共同发展的方针指引下,不同所有制的中小企业迅速崛

起,呈现出勃勃生机。目前我国已和美国、日本、德国等国家的著名厂商合资或由外国厂商独资建立了柱塞泵/ 马达、转向器、液压控制阀、液压系统、静液传动装置、液压件铸造、橡塑密封等类产品生产企业 50 多家。同时,国内还自行研制成功了电液比例复合阀、电液数字阀和 GE 系列中高压阀,同期还产生了大连组合机床研究所的叠加阀系列、低功耗电磁阀、凸轮转子泵、低噪声叶片泵以及新原理电液比例阀、电液集成块等成果。

经过近半个世纪的努力,我国液压行业已逐渐成为一个门类比较齐全、有一定生产能力和技术水平的工业体系。据统计,到 1995 年,我国销售收入在 100 万元以上的各类液压企业共有约 700 家,形成了国内自行开发、引进技术制造、合资生产、仿制消化的多元化格局。另外,在液压元件和系统的 CAD、污染控制、比例伺服技术等方面也取得一定成果,并已投入生产。目前,液压产品有 1 200 个品种、10 000 多个规格(含液力产品 60 个品种、500 个规格),已基本能适应各类主机产品的一般需要,重大成套装备的品种配套率可达 60% 以上,并开始有少量出口。按 1996 年国际同行业统计,我国液压行业总产值 23 48 亿元,居世界第 6 位。1998 年国产液压件产量 480 万件。目前,我国的液压元件制造业已能为国民经济多种部门提供较为齐全的液压元件产品。国内生产的部分液压泵和常规液压阀产品概览请参见附录 。

在科研与生产发展的同时,我国液压行业的标准化工作也有了很大发展。截止 2004 年 5 月,国内共有液压气动标准 145 项(国家标准 79 项,行业标准 66 项),这些标准多数与国际标准化组织(ISO)所颁布的同类标准一致,从而提高我国液压元件的标准化、系列化、通用化程度,组织专业化生产,提高产品的性能,发展新品种和互换性,以及国际间的技术交流及机电产品配套出口贸易提供了有利条件。

但是也应指出,我国的液压工业尚不能完全满足主机发展需求,且与国外先进水平存在不少差距,主要反映在产品品种、性能和可靠性等方面。为了满足重点主机、进口主机以及重大技术装备的需要,国家每年仍要进口大量的液压产品。按金额统计,目前进口产品的国内市场占有率约为 30%,而国产的一般低档次液压元件,则普遍供过于求。由此可见,亟待开发研制技术含量高且质量稳定的高档产品,以满足国民经济发展及各类主机行业的需求。

思考题与习题

1. 试述液压传动的定义、工作特征及主要优点。
2. 液压系统通常由哪几部分组成?各组成部分的功能是什么?
3. 试用框图说明液压系统的能量传递及转换过程。

第二章 液压流体力学基础

流体力学是以液体为对象,研究液体和液体及液体和固体之间的作用与反作用,即研究液体平衡和运动的规律的力学分支。本章将在介绍液压系统工作液体的主要物理性质及要求、种类和选用基础上,着重叙述与液压技术相关的流体力学的基本内容,其中包括液体静力学、液体动力学及液体流经管道及孔口缝隙时的力学特性等。

第一节 液压系统的工作液体

一、工作液体的功用

液压系统的工作介质——液体(简称工作液体)——在系统中的主要功能是传递能量和信号,同时还起着润滑、防锈、冲洗污染物质及带走热量等重要作用。液压系统运转的可靠性、准确性和灵活性,在很大程度上取决于工作液体的选择与使用是否合理。

二、工作液体的物理性质

1. 密度

单位体积内所包含液体的质量称为密度,用 ρ 表示,即

$$\rho = M / V \quad (2-1)$$

式中 M ——液体的质量;

V ——液体的体积。

液体的密度会随着温度的增加而略有减小,随着压力的增加略有增大,从工程使用角度看,认为液压工作液体不受温度和压力变化的影响。通常矿物型液压油的密度为 900 kg/m^3 。

2. 液体的压缩性

在温度不变的条件下,将液体在压力(压强)改变时改变自身体积的性质,称为液体的压缩性。压缩性可用体积压缩因数(单位压力变化下引起的体积相对变化量) k 或体积弹性模量 K_e 表示,具体为

$$k = - \frac{1}{p} \frac{\Delta V}{V} \quad (2-2)$$

$$K_e = 1 / k \quad (2-3)$$

式中 p ——压力的增量;

ΔV ——体积的变化量;

V ——体积。

由于压力增加时液体体积减小,因此式(2-3)中等号右端须加一负号,以使 k 为正值。

k 值越小,亦即 K_e 值越大,则液体的压缩性越小。液压油液的体积弹性模量 $K_e = (1.2 \sim 20) \times 10^3$ MPa,数值很大,因此对于一般液压系统,可以认为液体不可压缩。只有在液体中混入空气、高压液压系统或考虑液压系统的动态特性时,才计及液体的压缩性。

3. 黏性

液体在外力作用下流动(或有流动趋势)时,液体分子间内聚力会阻碍分子相对运动而产生一种内聚力,这种特性称为液体的黏性。显然,静止液体不呈现黏性。

现观察黏性平板实验,如图2-1所示。设在两个平行平板之间充满液体,当上平板以速度 u_0 相对于静止的下平板向右移动时,在附着力的作用下,紧贴于下平板的液体层速度为0,上平板的液体层速度为 u_0 ,而中间各层液体的速度则从下到上近似呈线性递增的规律分布,这是因为在相邻两液体层间存在内摩擦力的缘故,该力对上层液体起阻滞作用,而对下层液体则起拖曳作用。实验结果表明,液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F ,与两液层接触面积 A 、液层间的速度梯度 du/dy 成正比,这就是牛顿液体内摩擦定律。即

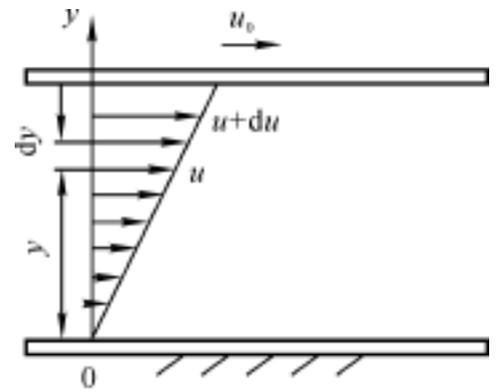


图2-1 黏性平板实验

$$F = A \frac{du}{dy} \quad (2-4)$$

式中, η 为液体动力黏度。

用 τ 表示液层间单位面积上的内摩擦力(简称摩擦应力),则式(2-4)可写为

$$\tau = \frac{F}{A} = \eta \frac{du}{dy} \quad (2-5)$$

液体的黏性大小用黏度表示,常用的黏度有三种,即动力黏度、运动黏度和相对黏度。

(1) 动力黏度。它是表征液体黏度的内摩擦因数,由式(2-5)可知,其物理意义为:单位速度梯度下单位面积上产生的内摩擦力。动力黏度又称绝对黏度。值越大,液体的黏性越大。

之所以称为动力黏度,是因其单位中含有动力学量纲(力、长度和时间)。动力黏度 η 的法定计量单位是 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ (帕·秒)或用 $\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$ (牛·秒/米²)表示。在以前沿用的CGS(厘米克秒)单位制中, η 的单位为 $\text{dyn} \cdot \text{s} / \text{cm}^2$ (达因·秒/厘米²),又称为P(泊)。P的百分之一称为cP(厘泊)。两种单位制的换算关系为

$$1 \text{ Pa} \cdot \text{s} = 10 \text{ P} = 10^3 \text{ cP}$$

(2) 运动黏度。动力黏度 η 和该液体密度 ρ 的比值,称为运动黏度。即

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2-6)$$

与动力黏度不同,运动黏度 ν 没有明确的物理意义。因为在其单位中只含运动学量纲(长度和时间),所以称为运动黏度。运动黏度的法定计量单位是 m^2 / s (米²/秒)。在CGS制中, ν 的单位是 cm^2 / s (厘米²/秒),通常称为St(斯)。1 St(斯) = 100 cSt(厘斯)。两种单位制的换算关系为

$$1 \text{ m}^2 / \text{s} = 10^4 \text{ St} = 10^6 \text{ cSt}$$

尽管就物理意义而言, ν 并不是一个黏度的量,但工程中常用它来标志液体的黏度。例如,液压油的牌号,就是这种油液在40℃时的运动黏度(mm^2 / s)的平均值。如L-HL 32液压油

就是指这种液压油在 40 ℃ 时的运动黏度的平均值为 32 mm²/s。

(3) 相对黏度。相对黏度又称条件黏度,它是采用特定的黏度计在规定的条件下测得的液体黏度。按照测量条件的不同,世界各国采用的相对黏度的单位也不同。例如我国、德国及前苏联等国采用恩氏黏度(°E),而美国则采用国际赛氏秒(SSU),英国采用雷氏黏度(R),等等。

恩氏黏度由恩氏黏度计(见图 2-2)测定。恩氏黏度计的底部带有锥管 3(出口小孔直径为 2.8 mm)的储液器 1 放置在水槽 2 中,被测液体自储液器小孔引出。在某一特定温度 t 下,200 cm³ 的被测液体在自重作用下流过小孔所需的时间 t_1 ,与同体积的蒸馏水在 20 ℃ 时流过上述小孔所需的时间 t_2 之比值,便是该液体在 t 时的恩氏黏度。恩氏黏度用符号 °E 表示,它是一个无量纲数。

$$°E = t_1 / t_2 \quad (2-7)$$

一般以 20 ℃, 50 ℃, 100 ℃ 作为测定恩氏黏度的标准温度,由此而得来的恩氏黏度分别用 °E₂₀, °E₅₀ 和 °E₁₀₀ 表示。

恩氏黏度 °E 和运动黏度 ν 可用下面的经验公式进行换算,即

$$\nu = (7.31 °E - \frac{6.31}{°E}) \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad (2-8)$$

通常,当压力不高时,压力对黏度的影响很小,而高压时液体黏度会随压力增大而增大,但增大数值很小,可以忽略不计。温度对液体的黏度影响很大,温度升高,黏度降低,液体的流动性增大。

(4) 其他性质。工作液体还有诸如抗燃性、抗氧化性、抗凝性、抗泡沫性、抗乳化性、防锈性、润滑性、导热性、稳定性以及相容性(主要指对密封材料、软管等不侵蚀、不溶胀的性质)等其他一些物理、化学性质,这些性质对液压系统的工作性能有重要影响。对于不同品种的工作液体,这些性质的指标互不相同,具体应用时可查阅相关手册。

三、对工作液体的要求

工作液体的性能会直接影响液压系统的工作可靠性、灵敏性、工况稳定性、系统效率及零件的寿命等。不同的工作机械设备和系统对工作液体的要求不同。通常,工作液体应满足如下要求:

- (1) 合适的黏度、较好的黏温特性。在使用温度范围内,油液黏度随温度的变化愈小愈好。
- (2) 良好的润滑性,即油液润滑时产生的油膜强度高,以免产生干摩擦。
- (3) 质地纯净,不含有腐蚀性物质等杂质,以免侵蚀机件和密封装置。
- (4) 良好的化学稳定性。油液不易氧化、不易变质,以防产生黏质沉淀物影响系统工作,防止氧化后油液变为酸性,对金属表面起腐蚀作用。
- (5) 抗泡沫性和抗乳化性好,对金属和密封件有良好的相容性。
- (6) 体积膨胀因数低,比热容和传热因数高;流动点和凝固点低,闪点和燃点高。
- (7) 对人体无害,价廉。
- (8) 可滤性好。即工作液体中的颗粒污染物等容易通过滤网过滤,以保证较高的清洁度。
- (9) 在寒冷地区条件下工作的液压系统,工作液体的低温性能好。

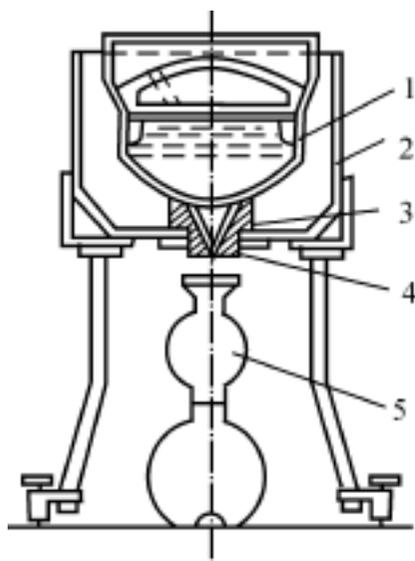
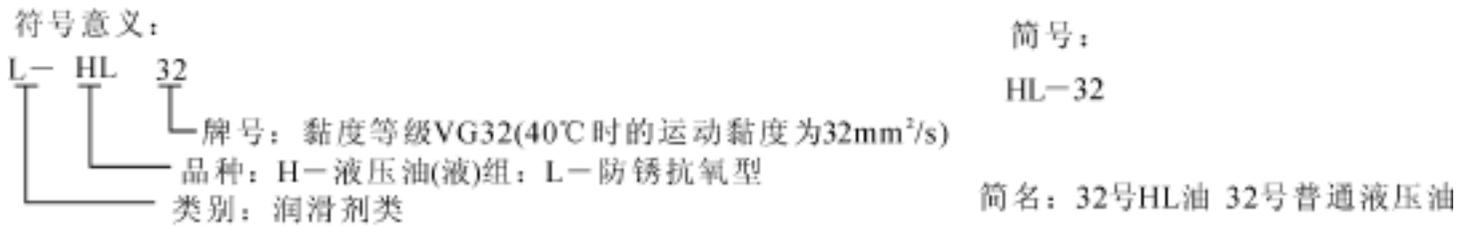


图 2-2 恩氏黏度计

1—储液器;2—水槽;3—锥管;
4—出口小孔;5—量筒

四、工作液体的种类及特性

我国液压系统的工作液体品种繁多,按照国家标准 GB 7631.2—1987 润滑剂和有关产品(L类)第二部分:H组(液压系统)的规定,通用液压油(液)分为矿物油型和合成烃型液压油以及难燃液压油两大组,其他品种及长期形成并沿用至今的专用液压油为第三组。液压油(液)的代号含义及命名表示方法如下:



1. 矿物油型和合成烃型液压油

国家标准 GB 11118.1—1994 矿物油型和合成烃型液压油,将我国通用液压油类零散而繁多的产品品种集中在一个国家标准内,形成了液压油品种系列,基本满足了各种液压工程需要,并与国际上液压油品种相当。我国绝大部分液压系统用油均属此系列。该系列主要产品的组成、特性和主要应用场合见表 2-1。

表 2-1 矿物油型和合成烃型液压油的产品组成、特性和主要应用场合

产品符号	组成、特性和主要应用场合
L—HH 15, 22, 32, 46, 68, 100, 150	本产品为无(或含有少量)抗氧剂的精制矿物油,适用于对润滑油无特殊要求*的一般循环润滑系统,如低压液压系统和有十字头压缩机曲轴箱等循环润滑系统,也可适用于其他轻负荷传动机械、滑动轴承和滚动轴承等油浴式非循环润滑系统。本产品质量水平比机械油(即 L—AN 油)高。无本产品时可选用 L—HL 油
L—HL 15, 22, 32, 46, 68, 100	本产品为精制矿物油,并改善其防锈和抗氧性的润滑油,常用于低压液压系统,也可适用于要求换油期较长的轻负荷机械的油浴式非循环润滑系统。无本产品时可用 L—HM 油或用其他抗氧防锈型润滑油
L—HM 15, 22, 32, 46, 68, 100, 150	本产品为在 L—HL 油基础上改善其抗磨性的润滑油,适用于低、中、高压液压系统,也可用于其他中等负荷机械润滑部位。对油有低温性能要求或无本产品时,可选用 L—HV 和 L—HS 油
L—HV 15, 22, 32, 46, 68, 100	本产品为在 L—HM 油基础上改善其黏温性的润滑油。适用于环境温度变化较大和工作条件恶劣的(指野外工程和远洋船舶等)低、中、高压液压系统和其他中等负荷的机械润滑部位。对油有更好的低温性能要求或无本产品时,可选用 L—HS 油
L—HR 15, 32, 46	本产品为在 L—HL 油基础上改善其黏温性的润滑油。适用于环境温度变化较大和工作条件恶劣的(野外工程和远洋船舶等)低压液压系统和其他轻负荷机械的润滑部位。对于有银部件的液压系统,在北方可选用 L—HR 油,而在南方可选用对青铜或银部件无腐蚀的另一种 HM 油或 HL 油

续 表

产品符号	组成、特性和主要应用场合
L—HS 10, 15, 22, 32, 46	本产品为无特定难燃性的合成液, 目前暂考虑为合成烃油, 它可以比 L—HV 油的低温黏度更小。主要应用同 L—HV 油, 可用于北方冬季, 也可全国四季通用
L—HG 32, 68	本产品为在 L—HM 油基础上改善其黏-滑性的润滑油, 适用于液压和导轨润滑系统合用的机床, 也可适用于其他要求油有良好黏附性的机械润滑部位

注: * 特殊要求是指更好的低温性能、防锈性、抗乳化性和空气释放能力等。

2. 难燃液压油

难燃液压油适用于高温环境下或临近火源、有易燃品等易引起火灾的危险场合, 广泛用于矿山、冶金、电力、石油、钢铁、船舶与航空等领域。按照国家标准 GB 7631.2—1987, 难燃液压油可分为乳化型(包括水包油(O/W)和油包水(W/O))水-乙二醇型(包括水或水-乙二醇型)、合成型(包括各种化学制品)三类。难燃液压油主要产品的组成、特性和主要应用场合见表2-2。

表 2-2 难燃液压油主要产品的组成、特性和主要应用场合

产品符号	组成、特性和主要应用场合
L—HFAE 7, 10, 15, 22, 32	本产品为水包油型(O/W)乳化液, 也是一种乳化型高水基液, 通常含水 80% 以上, 低温性、黏温性和润滑性差, 但难燃性好, 价格便宜。适用于煤矿液压支架静压液压系统和其他不要求回收废液和不要求良好润滑性, 但要求良好难燃性液体的其他液压系统或机械部位。使用温度为 5 ~ 50
L—HFAS 7, 10, 15, 22, 32	本产品为水的化学溶液, 是一种含有化学品添加剂的高水基液, 通常呈透明状的真溶液。低温性、黏温性和润滑性差, 但难燃性好、价廉, 适用于需要难燃液的低压液压系统和金属加工机械。使用温度为 5 ~ 50
L—HFB 22, 32, 46, 68, 100	本产品为油包水型(W/O)乳化液, 常含油 60% 以上, 其余为水和添加剂, 低温性差, 难燃性比 L—HFDR 液差。适用于冶金、煤矿等行业的中压和高压, 高温和易燃场合的液压系统。使用温度为 5 ~ 50
L—HFC 15, 22, 32, 46, 68, 100	本产品通常为水-乙二醇含或其他聚合物的水溶液, 低温性、黏温性和橡胶适应性好。它的难燃性好, 但比 L—FDR 液差。适用于冶金、煤矿等行业的低压和中压液压系统。使用温度为 - 20 ~ 50
L—HFDR 15, 22, 32, 46, 68, 100	本产品通常由无水的各种磷酸酯作基础油加入各种添加剂而制得, 难燃性较好, 但黏温性和低温性较差, 对于腈橡胶和氯丁橡胶的适应性不好。适用于冶金、火力发电、燃气轮机等高温高压下操作的液压系统。使用温度为 - 20 ~ 100

3. 专用液压油(液)

专用液压油有航空液压油、航空难燃液、舰用液压油、炮用液压油、汽车制动液等品种,主要针对一些专门领域的工作条件经过添加一些添加剂制得。例如 10 号航空液压油,具有良好的黏温性、低温性能和氧化安定性,适用于在低温条件下工作,用于飞机的主液压系统和助力液压系统。专用液压油的产品品种和性能等参见有关手册。

五、液压油(液)的选用

正确选用液压油(液),对于液压系统适应各种工作环境条件和工作状况的能力、延长系统和元件的寿命、提高主机设备的可靠性、防止事故发生等方面都有重要意义。液压油(液)的选用原则见表 2-3。黏度是液压油液选用中最重要的考虑因素,因为黏度过大,将增大液压系统的压力损失和发热,导致系统效率下降;反之,将会使泄漏增大也使系统效率下降。可以根据工作环境和使用温度及液压系统的工作压力选择液压油液的品种(见表 2-4),也可以根据液压泵的类型、额定压力和系统工作温度范围选用液压油的品种和黏度(见表 2-5)。

表 2-3 液压油(液)的选用原则

选用原则	考虑因素
液压系统的环境条件	室内、露天、水上、地下 热带、寒区、严寒区 固定式、移动式 高温热源、火源、旺火等
液压系统的工作条件	使用压力范围(润滑性、承载能力) 使用温度范围(黏度、黏-温特性、热氧化安定性、低温流动性) 液压泵类型(抗磨性、防腐蚀性) 水、空气进入状况(水解安定性、抗乳化性、抗泡性、空气释放性) 转速(气蚀、对轴承面浸润力)
工作液体的质量	物理、化学指标 对金属和密封件的适应性 防锈、防腐蚀能力 抗氧化安定性 剪切安定性
技术经济性	价格及使用寿命 维护保养的难易程度

表 2-4 根据工作环境和工况选择液压油(液)的品种

环境 \ 工况	压力 7 MPa 以下 温度 50 以下	压力 7 ~ 14 MPa 温度 50 以下	压力 7 ~ 14 MPa 温度 50 ~ 80	压力 14 MPa 以上 温度 80 ~ 100
	室内固定液压设备	HL	HL 或 HM	HM
寒天寒区或严寒区	HR	HV 或 HS	HV 或 HS	HV 或 HS
地下水	HL	HL 或 HM	HM	HM
高温热源 明火附近	HFAE HFAS	HFB HFC	HFDR	HFDR

表 2-5 根据液压泵选用液压油(液)的品种和黏度

液压泵类型	压力	运动黏度 (40) (mm ² /s)		适用品种和黏度等级
		5 ~ 40	40 ~ 80	
叶片泵	7 MPa 以下	30 ~ 50	40 ~ 75	HM 油, 32, 46, 68
	7 MPa 以上	50 ~ 70	55 ~ 90	HM 油, 46, 68, 100
螺杆泵		30 ~ 50	40 ~ 80	HL 油, 32, 46, 68
齿轮泵		30 ~ 70	95 ~ 165	HL 油, (中、高压用 HM), 32, 46, 68, 100, 150
径向柱塞泵		30 ~ 50	65 ~ 240	HL 油, (高压用 HM), 32, 46, 68, 100, 150
轴向柱塞泵		40	70 ~ 150	HL 油, (高压用 HM), 32, 46, 68, 100, 150

六、工作液体的使用和污染控制

工作液体选定之后,若使用不当,将会因液体的性质变化导致液压系统工作失常。另外,国内外统计资料表明,液压系统的故障大约有 70% 是由工作液体的污染所引起。因此在液压油(液)使用中,一方面要注意工作条件的变化对其性能的影响,另一方面要特别注意防止液体被污染(油液中的污染物主要有固体颗粒、水、空气及各种化学物质;高水基液体中的微生物也是一种污染物)。一定要克服新油没有污染的观念,因为新油也往往含有许多污染物颗粒,比高性能液压系统所允许的要多 10 倍,因此,在工作液体储藏、搬运及加注过程中,以及液压系统设计、制造中,应采取一定的防护、过滤措施以防止油液被污染,使油液的清洁度符合相关标准的规定(见第六章第二节);对使用中的油液,应定期抽样检验并定期换油。

第二节 液体静力学

液体静力学研究静止液体平衡规律以及这些规律的应用, 主要内容包括液体静压力的概念、液体静压力的产生、分布(液体静压力基本方程)、传播及对固体壁面的作用力。此处所谓“静止液体”, 是指液体内部质点之间没有相对运动, 至于液体整体, 完全可以像刚体一样作各种运动。

一、液体静压力及其特性

1. 液体静压力

作用在液体上的力有质量力和表面力两种。前者作用在液体每一个质点上, 其大小与液体质量成正比; 后者作用在液体表面上, 且与液体表面积成正比。单位质量液体的质量力称为单位质量力, 在数值上等于加速度。单位面积上的表面力称为应力, 可以分解成法向应力和切向应力。但是, 由前述牛顿内摩擦定律可知, 当液体静止时, 液体质点间不存在摩擦力, 所以静止液体的表面力只有法向力, 而液体不能受拉, 因此法向力总是向着液体表面内法线方向作用。

工程上, 把静止液体在单位面积上所受的內法向力称为静压力, 简称压力(即物理学中的压强)。如果在液体內表面法向力非均匀分布, 设某点处微小面积 A 上作用有法向力 F , 则该点处的压力 p 定义为

$$p = \lim_{A \rightarrow 0} \frac{F}{A} \quad (2-9)$$

若在液体的面积 A 上, 所受的力均匀分布, 则压力可表示为

$$p = F/A \quad (2-10)$$

2. 静压力的两个特性

- (1) 液体静压力垂直于其承压面, 方向和该面的內法线方向一致。
- (2) 静止液体內任一点所受的压力在各个方向上都相等。

上述两个特性可在数学上得到证明, 有兴趣的读者可参看流体力学的有关教材或专著。

二、静压力基本方程式

当质量力只有重力时, 静止液体所受的力除了液体重力, 还有液面上的压力和固体壁面作用在液体上的压力, 其受力情况如图 2-3(a) 所示。如要计算离液面深度为 h 处的某一点压力, 可以从液体內取出一个底面包含该点的微小垂直液柱作为研究分离体, 如图 2-3(b) 所示。设液柱横截面积为 A , 高为 h , 其体积为 Ah , 则液柱的重力为 ghA , 并作用于液柱的重心上, 由于液柱处于平衡状态, 因此液柱在垂直方向所受各力关系如下:

$$pA = p_0A + ghA \quad (2-11)$$

上式两边同除以 A , 即可得到液体静压力基本方程式为

$$p = p_0 + gh \quad (2-12)$$

由式(2-12)可知, 重力作用下的静止液体, 其压力分布有如下特征:

- (1) 静止液体內任一点处的压力由两部分组成: 一部分是液面上的压力 p_0 , 另一部分是该点以上液体自重所形成的压力, 即 g 与该点液面深度 h 的乘积。当液面上只受大气压 p_a 作用

时,液体内任一点处的压力为

$$p = p_a + gh \quad (2-13)$$

(2) 静止液体内的压力随液体深度按线性规律递增(见图 2-3(c))。

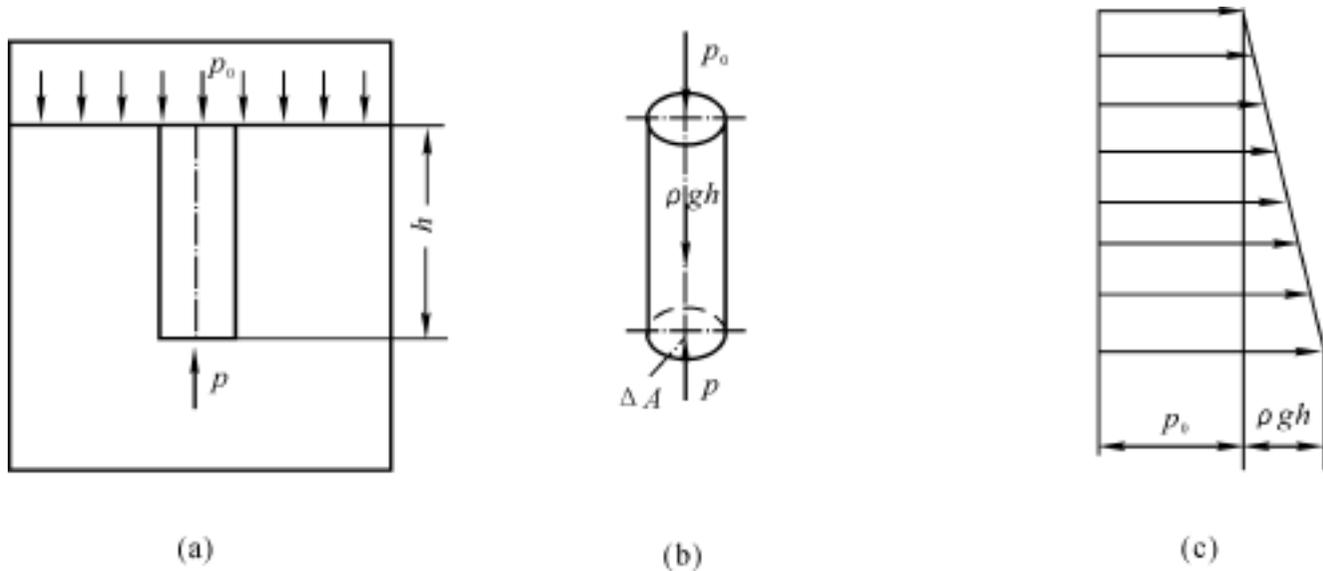


图 2-3 当质量力仅有重力时的液体静压力分布规律

(a) 受力情况; (b) 微小液柱; (c) 压力分布

(3) 液面深度相同处各点的压力均相等,压力相等的所有点组成的面叫做等压面。可以证明:当质量力仅有重力时,静止液体中的等压面为水平面,而与大气接触的自由表面也是等压面;两种密度不同且不相掺混的静止液体的分界面必然是等压面。

(4) 对静止液体,如液面与基准水平面的距离为 h_0 ,液面压力为 p_0 ;液体内任意一点的压力为 p ,与基准水平面的距离为 h ,则由式(2-12)容易导出静压力基本方程的另一种形式

$$h_0 + \frac{p_0}{\rho g} = h + \frac{p}{\rho g} = \text{const(常数)} \quad (2-14)$$

式中, h 为单位质量液体的位置势能(简称比位能), $\frac{p}{\rho g}$ 为静止液体中单位质量液体的压力能(简称比压能),比位能与比压能之和称为总比能。所以,公式的物理意义为:静止液体中任一质点的总比能是一个常数,比位能和比压能可以互相转换,但其总和保持不变,即能量守恒。

式(2-12)与式(2-14)均称为静压力基本方程,二者的实质相同,不同之处在于液体高度,前者是以相对坐标表示,后者则是以绝对坐标表示。

三、压力的表示方法及单位

根据压力度量起点的不同,液体压力有绝对压力和相对压力之分。当压力以绝对真空为基准度量时(见图 2-4),称为绝对压力。超过大气压力的那部分压力叫做相对压力或表压力,其值以大气压为基准进行度量。因大气中的物体受大气压的作用是互相平衡的,所以用液压系统中压力表(见第六章)测得的压力数值是相对压力。在液压技术中所提到的压力,如不特别指明,一般均为相对压力。

当绝对压力低于大气压时,将绝对压力不足于大气压力的那部分压力值称为真空度。此时相对压力为负值。由图 2-4 可知,以大气压为基准计算压力时,基准以上的正值是表压力,基准以下的负值就是真空度。

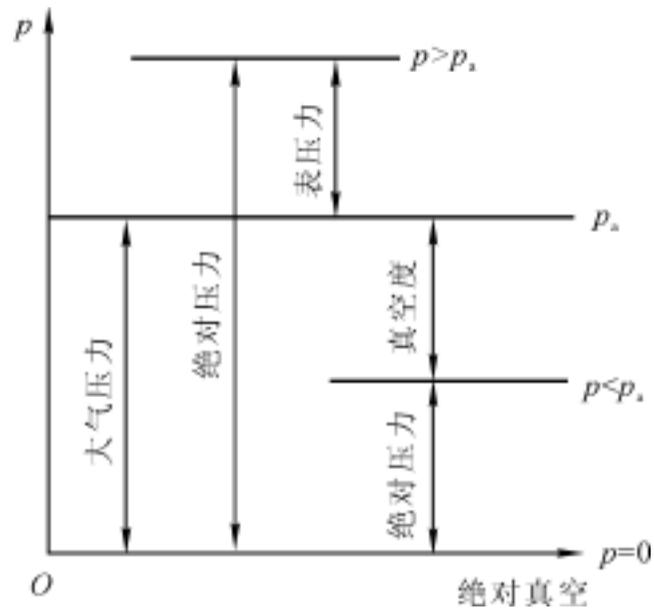


图 2-4 压力的表示法

压力的法定计量单位及 SI 单位是 Pa(帕, N/m^2), 我国以前曾用的单位有工程大气压 at, kgf/cm^2 (千克力/厘米²)、水柱高或汞柱高等, 美国则一直采用 lbf/in^2 (磅/英寸²), 各种压力单位之间的换算关系参见本书附录。

例 2-1 图 2-5 所示的容器内充满 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ 的液压油液, 活塞上的作用力 $F = 1000 \text{ N}$, 活塞面积 $A = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, 忽略活塞的质量。试计算活塞下方深度为 $h = 0.5 \text{ m}$ 处的静压力 p 。

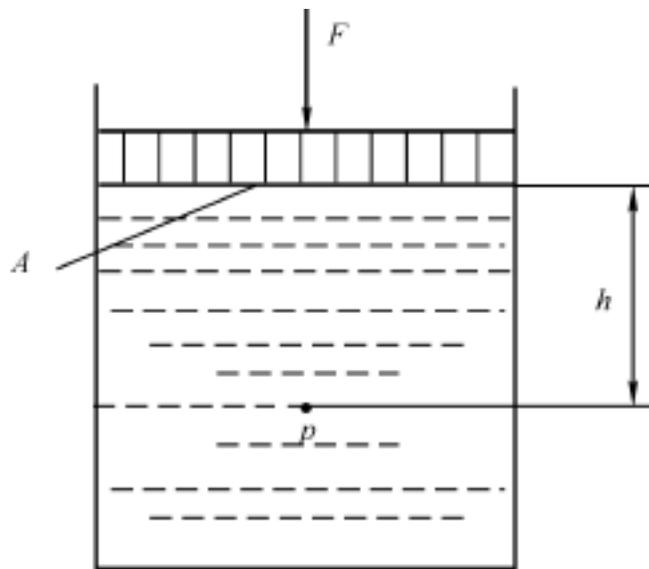


图 2-5 液体压力计算

【解】 根据公式(2-12), $p = p_0 + gh$, 则活塞与油液接触面上的压力为

$$p_0 = F/A = 1000/(1 \times 10^{-3}) \text{ N/m}^2 = 10^6 \text{ Pa}$$

则深度为 $h = 0.5 \text{ m}$ 处的液体压力为

$$p = p_0 + gh = 10^6 + 900 \times 9.8 \times 0.5 =$$

$$1.0044 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \quad 10^6 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ MPa}$$

这一问题也可采用式(2-14) 进行分析计算, 即以活塞与油液接触面为基准水平面, 列出绝对坐标形式的静压力基本方程

$$h_0 + \frac{p_0}{\rho g} = h + \frac{p}{\rho g}$$

因为活塞与油液接触面为基准水平面,故 $h_0 = 0$, $h = -0.5 \text{ m}$,代入上式整理后得

$$\begin{aligned} p &= p_0 + \rho g (h_0 - h) = F/A + \rho g(0 - h) = F/A - \rho gh = \\ &= 1.000 / (1 \times 10^{-3}) - 900 \times 9.8 \times (-0.5) = \\ &= 1.0044 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \quad 10^6 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ MPa} \end{aligned}$$

由例 2-1 可看到,液体在外界力作用下,液体自重所产生的静压力 ρgh 与液压系统几个、几十个乃至上百个兆帕的工作压力相比很小,计算中可以忽略不计。因而认为整个静止液体内部的压力近乎相等。在以后的有关章节中分析计算压力时,都将采用这一结论。

四、液体静压力的传递

液压系统中静压力的传递服从帕斯卡原理(Pascal's Law),即密闭容器内静止液体的压力可以等值地向液体中各点传递。

图 2-6 所示为应用帕斯卡原理寻找液压系统推力和负载间关系的实例。图中作为输出装置的垂直液压缸(面积为 A_2 ,作用在活塞上的负载为 F_2)和作为输入装置的水平液压缸(面积为 A_1 ,作用在活塞上的负载为 F_1),由连通管相连构成密闭容积系统。由帕斯卡原理可知,密闭容积内压力处处相等, $p_2 = p_1$,即

$$p_2 = \frac{F_2}{A_2} = \frac{F_1}{A_1} = p_1 \quad (2-15)$$

或改写为

$$F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1} \quad (2-16)$$

由式(2-16)可知:

(1) 由于 $A_2/A_1 > 1$,所以用一个很小的输入力 F_1 ,就可以推动一个比较大的负载 F_2 。液压系统可视为一个力的放大机构。液压千斤顶就是根据这一原理制成的。

(2) 当负载 $F_2 = 0$ 时,不计活塞自重及其他阻力,则无论怎样推动水平液压缸的活塞,也不能在液体中产生压力,这说明液压系统中的压力是由外界负载决定的,这是液压技术中一个非常重要的概念。反之,只有外界负载 F_2 的作用,而没有小活塞的输入力 F_1 ,液体中也不会产生压力。总之,液压系统中的压力是在所谓“前阻后推”的条件下产生的。

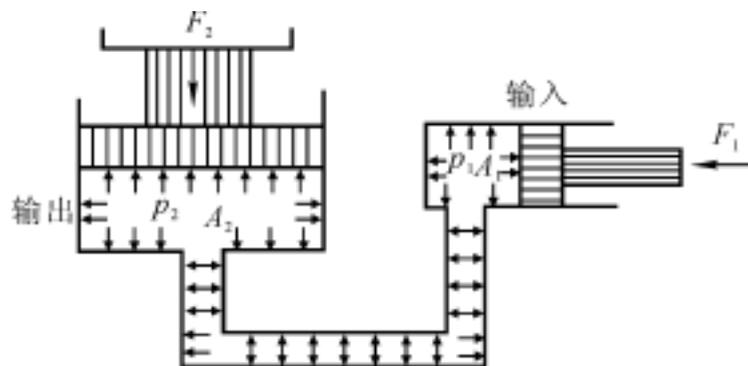


图 2-6 帕斯卡原理应用实例

五、静压力对固体壁面的作用力

当静止液体和固体壁面接触时,固体壁面上各点在某一方向上受到的液体静压作用力的总和,即为液体在该方向上作用于固体壁面上的力。

当固体壁面为一平面时,不计重力作用,则平面上各点的静压力大小相等,静压力在该平面上的总作用力 F 等于液体压力 p 与该平面面积 A 的乘积,其作用方向与该平面垂直,即

$$F = pA \quad (2-17)$$

当固体壁面为一曲面时,液体压力在该曲面某 x 方向上的分力 F_x ,等于液体静压力 p 与曲面在该方向投影面积 A_x 的乘积,即

$$F_x = pA_x \quad (2-18)$$

公式(2-18)适用于任何曲面。

例 2-2 试求油压对图 2-7 所示的液压缸活塞和球阀部分球面 A 的作用力。液压缸的活塞直径为 D ,球阀进口直径为 d ;进油压力为 p_1 ,回油压力(称为背压力) $p_2 = 0$ 。

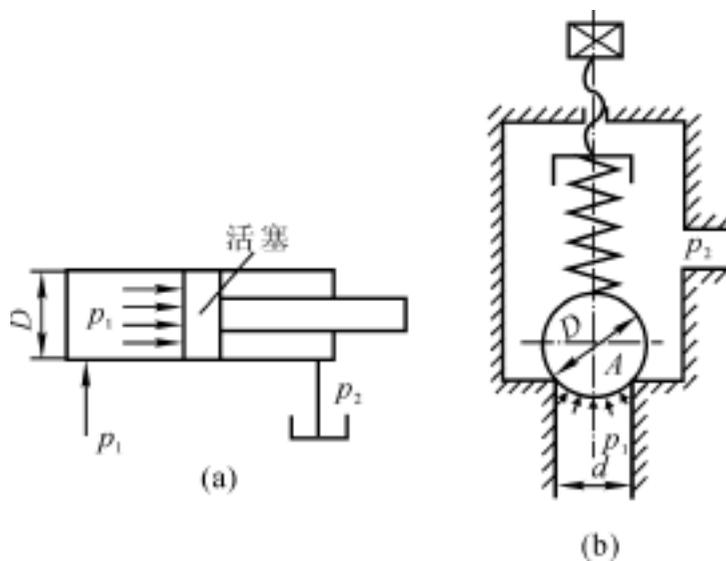


图 2-7 油压作用在平面和曲面上的作用力

(a) 液体压缸活塞;(b) 球阀

【解】 图 2-7(a) 所示的液压缸活塞属于平面固壁,故可按式(2-17) 求出油压作用在活塞上的总作用力

$$F = p_1 A = p_1 \frac{\pi D^2}{4}$$

图 2-7(b) 所示的球阀属于曲面固壁,因为 A 面对垂直轴是对称的,所以油压对球面的总作用力的水平分力为零。总作用力等于垂直方向的分力,由式(2-18) 可知,其大小等于油压与部分球面 A 在水平方向的投影面积 $A_z = d^2/4$ 的乘积,即

$$F = p_1 A_z = p_1 \frac{\pi d^2}{4}$$

该力的作用点通过投影圆的圆心,方向垂直向上。

第三节 液体动力学

液体动力学的主要内容是研究液体流动时流速和压力的变化规律。流动液体的连续性方

程、伯努利方程、动量方程是描述流动液体力学规律的三个基本方程式。前两个方程式反映压力、流速与流量之间的关系,而动量方程则用来解决流动液体与固体壁面间的作用力问题。这些内容是液压技术中分析问题和设计计算的理论依据。

一、基本概念

1. 实际液体和理想液体

实际液体具有黏性和压缩性。因此在研究流动液体时必须考虑黏性和压缩性,而液体中的黏性问题非常复杂,为了便于分析和计算问题,在液体动力学中开始分析时可假设液体没有黏性,建立流体整体平均参数间的基本规律,然后再考虑黏性的影响,并通过实验验证等办法对已得出的结果予以补充或修正,以得出实际液体的流动的基本规律。对于液体的可压缩问题,也可采用同样方法来处理。通常把假设的既无黏性又不可压缩的液体称为理想液体。

2. 定常流动和非定常流动

液体流动时,流动空间(流场)中每一空间点上液体的全部运动参数(如压力 p 、速度 u 、密度 ρ)都不随时间而变化,即 $p = p(x, y, z)$, $u = u(x, y, z)$, $\rho = \rho(x, y, z)$,这样的流动称为定常流动(又称恒定流动)。这些参数中只要有一个是时间 t 的函数,如 $p = p(x, y, z, t)$,则这样的流动就称为非定常流动(又称非恒定流动或时变流动)。如图 2-8(a) 所示为定常流动,图 2-8(b) 所示为非定常流动。非定常流动情况复杂,本节主要讨论定常流动问题。

3. 流线与迹线

流线是指某瞬时流场中不同液体质点组成的一条光滑曲线(见图 2-9),曲线上各点的切线方向即为该点的速度方向,并指向液体流动的方向。流线的形状与液体的流动状态(定常流动或非定常流动)有关。定常流动时,流线的形状不随时间变化。由于任一瞬时液体质点的方向只有一个,因此流线既不能相交也不能转折。迹线是指某一液体质点在一段时间间隔内所走过的轨迹线。定常流动时,流线与迹线重合。

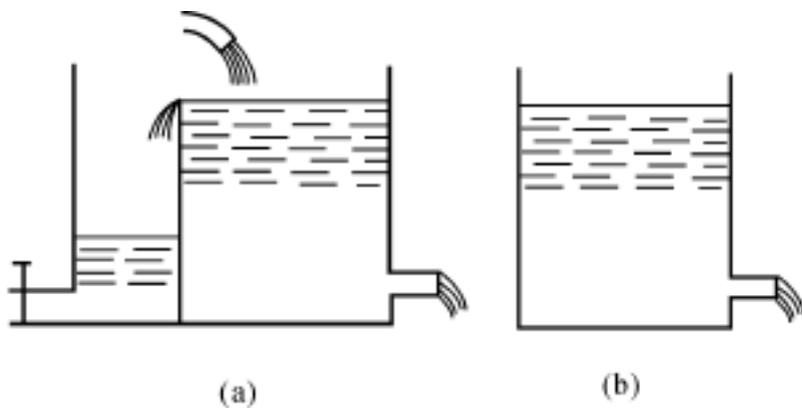


图 2-8 定常流动与非定常流动
(a) 定常流动; (b) 非定常流动

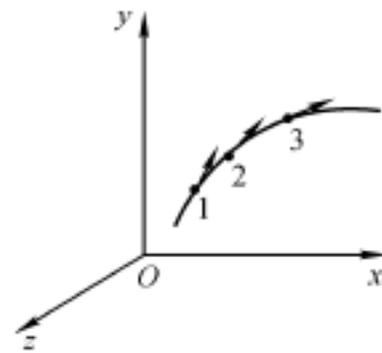


图 2-9 流线

4. 流束、通流截面、流量和平均流速

在流场中任画一封闭的非流线之曲线 C , 经过曲线上每一点作出流线, 这些流线组成的管状表面称之为流管(见图 2-10)。流管内许多流线组成的一束液体称为流束。封闭曲线的面积趋近于 0, 即面积为 dA 的流束称为微小流束。

与流束中所有流线正交的截面称为通流截面(又称过流截面或过流断面)。通流截面可能

是平面,也可能是曲面。由于微小流束的通流截面很小,可以认为该通流截面上各点的运动参数(压力 p 、速度 u 、密度 ρ 等)相同。

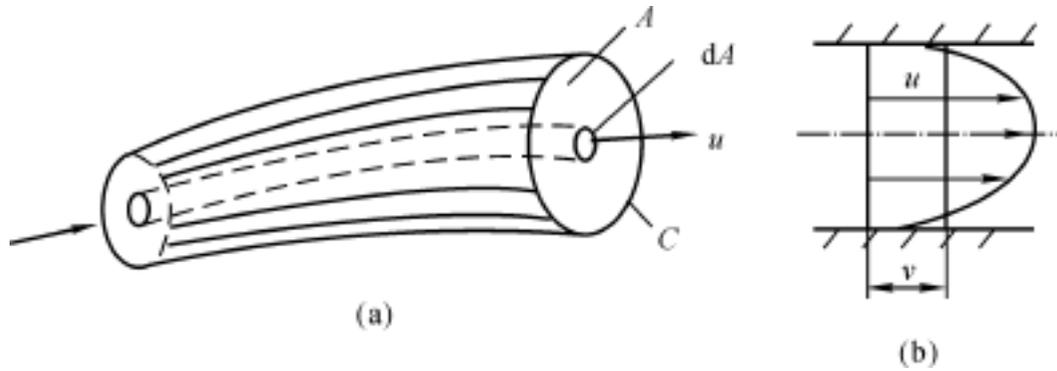


图 2-10 流束、通流截面、流量和平均流速

单位时间内流过通流截面的流体的体积称为流量,用 q 表示,其单位是 m^3/s 或 L/min 。

由于液体具有黏性,在通流截面上各点的流速 u 一般互不相同,如图 2-10(b) 所示。在计算整个通流截面的流量时,可从通流截面上取一微小面积 dA ,通过该微小断面 dA 的流量为 $u dA$,则流过整个通流截面的流量

$$q = \int_A u dA \quad (2-19)$$

对于实际液体流动,其速度 u 的分布规律很复杂(见图 2-10(b)),因此按式(2-19) 计算流量 q 比较困难,为此提出平均流速的概念。即假设通流截面上各点的流速均匀分布,液体以此均布流速 v 流过通流截面的流量等于以实际流速流过的流量,即

$$q = \int_A u dA = vA \quad (2-20)$$

由此可得出通流截面上的平均流速为

$$v = q/A \quad (2-21)$$

在工程计算中,平均流速才具有应用价值。若未加声明, v 一般指平均流速。

流量也可以用液体质量表示,即 $q_m = \int_A \rho u dA$, q_m 称为质量流量。

二、连续性方程(The Continuity Equation)

连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。

图 2-11 所示的非等截面管中液体作定常流动,两任意通流截面的面积、平均流速、液体密度分别为 A_1, v_1, ρ_1 及 A_2, v_2, ρ_2 (设 $A_1 > A_2$),根据质量守恒定律,流过两个截面的液体质量流量相等,即

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 \quad (2-22)$$

式(2-22) 即为压缩性液体作定常流动时的连续性方程。若不考虑液体的压缩性,有 $\rho_1 = \rho_2$,则得不可压缩液体定常流动的连续性方程为

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (2-23)$$

或写为

$$q = vA = \text{const} \quad (2-24)$$

它说明不可压缩液体在作定常流动时,所有通流截面上流量相同,其流速与通流截面面积

成反比,面积越小,速度越大。

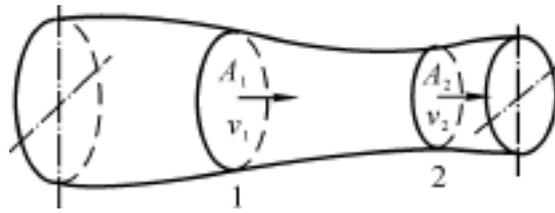


图 2-11 管中液体连续流动

三、伯努利方程(Bernoulli's Equation)

伯努利方程是能量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。

1. 理想液体的伯努利方程

理想液体因无黏性,又不可压缩,因此在管内作定常流动时没有能量损失。根据能量守恒定律,同一管道每一截面的总能量都是相等的。

对于静止液体,由式(2-14)可知:单位质量液体的总能量为单位质量液体的位能 z (比位能)与压能 $p/\rho g$ (比压能)之和。显然,对于流动液体,除以上两种能量外,还有因液体流动产生的动能,即单位质量液体的动能 $v^2/2g$ (比动能)。

从管路中任取两个通流截面 A_1 和 A_2 (见图 2-12),它们距基准水平面的距离分别为 z_1 和 z_2 。截面平均流速分别为 v_1 和 v_2 ,压力分别为 p_1 和 p_2 。根据能量守恒定律即可得到理想液体的伯努利方程为

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2-25)$$

或写为

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const} \quad (2-26)$$

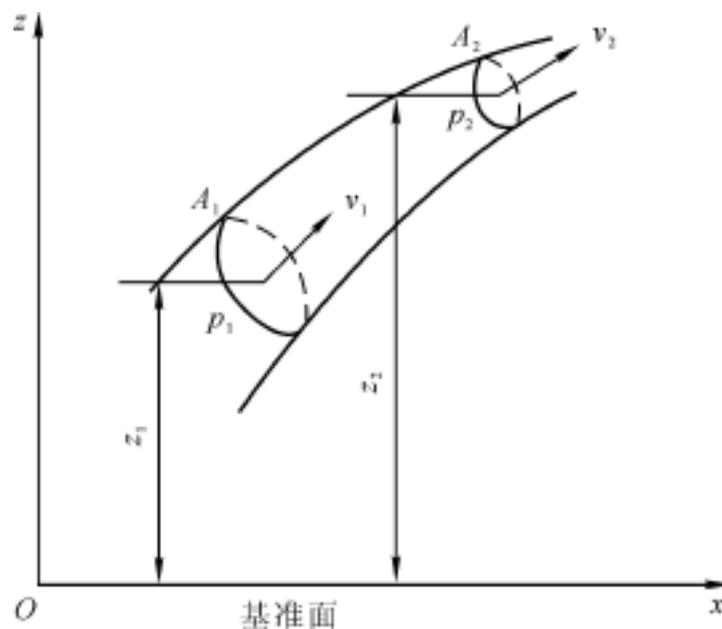


图 2-12 伯努利方程推导简图

理想液体的伯努利方程的物理意义是:在管内作定常流动的理想液体的总比能(单位质量液体具有的总能量)由比位能 z 、比压能 $\frac{p}{2g}$ 和比动能 $\frac{v^2}{2g}$ 三种形式的能量组成,在任一通流截面上三者之和为一定值,但三者可以相互转换,即能量守恒。

上述伯努利方程中, z , $\frac{p}{g}$ 和 $\frac{v^2}{2g}$ 都具有长度的量纲。此伯努利方程只适用于同一管路上仅受重力作用,作定常流动的理想液体。

2. 实际液体的伯努利方程

实际液体在管道内流动时,因液体黏性会使液体与固壁间及液体与液体间产生摩擦力而损耗能量,管道形状和尺寸的变化会对液流产生扰动而消耗能量,所以实际液体流动时存在能量损失。设单位质量液体在管路两截面之间流动的能量损失为 h 。此外,用平均流速 v 代替实际流速 u 来计算动能将产生误差。为此,引入动能修正因数 α ,它等于单位时间内某截面处的实际动能与按平均流速计算的动能之比,其表达式为

$$\alpha = \frac{\frac{1}{2} \int_A u^2 u dA}{\frac{1}{2} v A v^2} \quad (2-27)$$

动能修正因数 α 的数值与管路中液体的流态(层流或紊流)有关,液体在圆管中层流时 $\alpha = 2$,紊流时 $\alpha = 1.05$,实际计算时常取 $\alpha = 1$ 。

根据能量守恒定律,在考虑能量损失 h 并引进动能修正因数 α 后,实际液体的伯努利方程为

$$z_1 + \frac{p_1}{g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h \quad (2-28)$$

对式(2-28)的说明如下:

(1) 通流截面 1, 2 应顺流向选取,且选在流动平缓变化的截面上,但两截面之间不一定要平缓流动。

(2) 由于在管路缓变截面上各点的比位能与比压能之和 $z + \frac{p}{g}$ 等于常数,因此在工程计算中一般将截面几何中心处的 z 和 p 作为计算参数。

(3) 利用式(2-28)进行计算时,可选取与大气相通的截面为基准面,以便于简化计算;两个截面的压力表示方法应一致(例如截面 1 的压力采用绝对压力表示,则截面 2 也应采用绝对压力表示,而不能用相对压力表示),以免造成混乱并导致错误。

例 2-3 图 2-13 所示液压泵从油箱中吸油,油箱液面与大气接触(即压力为大气压 p_a),泵吸油口至油箱液面高度为 H_s 。试用伯努利方程分析计算液压泵正常吸油的条件。

【解】 选取油箱液面为基准面,选定油箱液面 1—1 和泵的吸油口处截面 2—2 为研究通流截面,并设两截面间的液流能量损失为 h ,并以绝对压力表示两截面的压力 p_1 和 p_2 。

列出两截面伯努利方程(动能修正因数取 $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$)

$$z_1 + \frac{p_1}{g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{g} + \frac{v_2^2}{2g} + H_s + h$$

由于油箱液面面积比液压泵吸油管截面积大得多,所以油箱液面流速 $v_1 \approx 0$ (v_2 为液压泵吸油口处流速),故可视 v_1 为零;又由于 $z_1 = 0$, $z_2 - z_1 = H_s$, $p_1 = p_a$,将其代入上式经整理可得

到液压泵吸油口处的真空度为

$$p_a - p_2 = g \left(H_s + \frac{v_2^2}{2g} + h \right) = g H_s + \frac{v_2^2}{2} + p$$

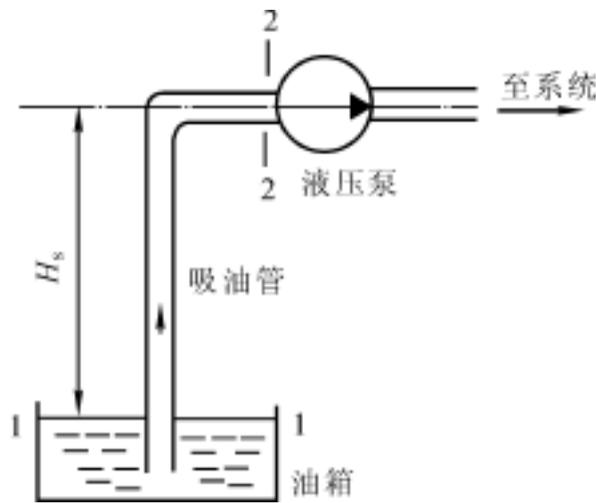


图 2-13 液压泵吸油装置

由此可看出,液压泵吸油口产生的真空度由把油液提升到高度 H_s 所需的压力、产生一定流速 v_2 所需的压力和吸油管的压力损失 p 三部分组成。

为保证液压泵正常工作,液压泵吸油口的真空度不能太大,否则在绝对压力低于油液的气体分离压 p_g 时,将使溶于油液中的空气分离析出形成气泡,产生气穴现象,引起振动和噪声。因此必须限制液压泵吸油口的真空度,使其小于 0.03 MPa 。限制液压泵吸油口真空度除增大吸油管直径、缩短吸油管长度、减少局部阻力使 $\frac{v_2^2}{2}$ 和 p 两项降低外,还要对液压泵的吸油高度 H_s 进行限制,各类液压泵的吸油高度不同,通常取 $H_s = 0.5 \text{ m}$ 。若将液压泵安装在油箱液面以下形成倒灌(此时 H_s 为负值),对降低液压泵吸油口的真空度更为有利。

四、动量方程(The Momentum Equation)

动量方程是刚体力学动量定理在流体力学中的具体应用及其表达形式,可以用来计算流动液体作用于限制其流动的固体壁面上的作用力。

刚体力学动量定理指出:作用在物体上全部外力的矢量和等于物体在力的作用方向上的动量的变化率,即

$$F = \frac{d(mv)}{dt} \quad (2-29)$$

为建立液体作定常流动的动量方程,如图 2-14 所示,任取通流截面 1,2 间被管壁限制的液体体积(称为控制体积),截面 1,2 的通流面积分别为 A_1, A_2 , 平均流速分别为 v_1, v_2 。设该段液体在时刻 t 的动量为 $(mv)_{1-2}$ 。经 t 时间后,该段液体移动到 1',2' 截面间,此时液体的动量为 $(mv)_{1'-2'}$ 。在 t 时间内液体动量的变化为

$$(mv) = (mv)_{1'-2'} - (mv)_{1-2} \quad (2-30)$$

由于液体作定常流动,因此 1—2 截面间液体的动量没有发生变化,式(2-30)可以改写为

$$(mv) = (mv)_{2-2'} - (mv)_{1-1'} = v_2 q t - v_1 q t$$

于是有

$$F = \frac{d(mv)}{dt} = q(\rho_2 v_2 - \rho_1 v_1) \quad (2-31)$$

式中 q —— 流量；
 ρ_1, ρ_2 —— 为修正以平均流速代替实际流速计算动量带来的误差而引入的因数，称为动量修正因数。动量修正因数与液体在管路中的流动状态（层流或紊流）有关，液体在圆管中层流时 $\rho = 4/3$ ，紊流时 $\rho = 1$ ，实际计算时常取 $\rho = 1$ 。

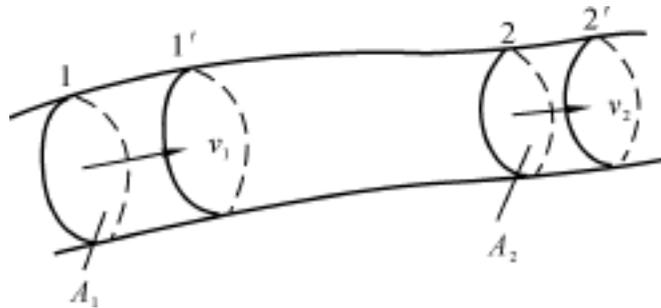


图 2-14 动量方程推导用图

式(2-31)为液体作定常流动时的动量方程，它表明：作用在液体控制体积上的全部外力之和 F 等于单位时间内流出控制表面与流入控制表面的液体的动量之差。应当强调的是，动量方程为矢量表达式，在计算时可根据具体要求向指定方向投影，求得该方向的分量。根据作用力与反作用力大小相等、方向相反原理，可经常利用动量方程计算流动液体对固体壁面的作用力。

例 2-4 圆柱滑阀（见图 2-15）是液压阀中一种常见的结构，液体流入阀口的流速为 v_1 ，方向角为 θ ，流量为 q ，流出阀口的流速为 v_2 。试计算液流通过滑阀时，液流对阀芯的轴向作用力。

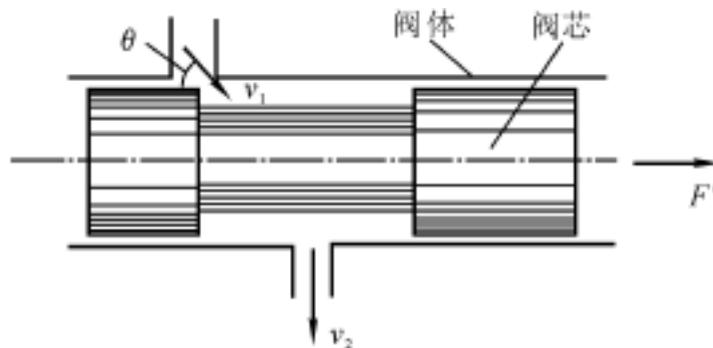


图 2-15 圆柱滑阀的稳态液动力

【解】 取阀进出口之间的液体为控制体积，设液流作定常流动，动量修正因数 $\rho_1 = \rho_2 = 1$ ，按式(2-31)列出滑阀轴向的动量方程为

$$F = q(\rho_2 v_2 - \rho_1 v_1) = q(v_2 \cos 90^\circ - v_1 \cos \theta) = q(0 - v_1 \cos \theta) = -q v_1 \cos \theta$$

式中， F 为阀芯对控制体液流的轴向作用力，负号表示该力的方向与速度的投影方向相反，即该力方向向左。

液流对阀芯的轴向作用力 F （常称为稳态液动力）与力 F 大小相等、方向相反（即 F 的方向向右），即

$$F = -F = q v_1 \cos \alpha \quad (2-32)$$

可见 F 是一个力图使滑阀阀口关闭的力。

例 2-5 图 2-16 所示为常见的外流式锥阀, 其锥角为 2α , 阀座孔直径为 d 。液体在压力 p 的作用下以流量 q 流经锥阀, 流入、流出速度为 v_1, v_2 , 设流出压力 $p_2 = 0$ 。试求作用在锥阀阀芯上的轴向力。

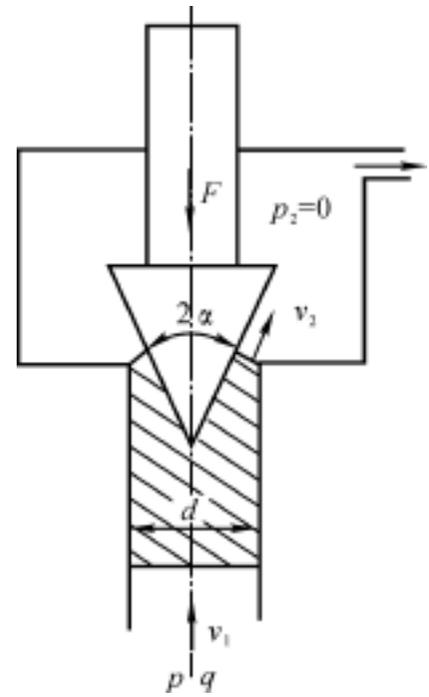


图 2-16 锥阀的稳态液动力

【解】 设阀芯对控制体的作用力为 F , 取动量修正因数 $\mu_1 = \mu_2 = 1$ 。

控制体取在阀口下方(图中阴影部分), 列出垂直方向的动量方程

$$p \frac{d^2}{4} - F = q(v_2 \cos \alpha - v_1 \cos \alpha)$$

通常锥阀开口很小, $v_2 \ll v_1$, 因此可忽略 v_2 , 而 $\alpha = 0$, $\cos \alpha = 1$, 则代入整理后得锥阀阀芯对控制体内液体的轴向作用力

$$F = p \frac{d^2}{4} - q v_2 \cos \alpha$$

液流对锥阀阀芯的轴向作用力 F 与 F 等值反向, 即方向向上。稳态液动力 $q v_2 \cos \alpha$ 使阀芯趋于关闭, 与液压力 $p \frac{d^2}{4}$ 反向。

第四节 管道中液流的能量损失

在应用伯努利方程进行液压系统的工程计算时, 首先要解决由于流动液体的黏性及液流经过突然转弯和通过阀口因相互撞击、出现漩涡等所产生的能量损失 h 的计算问题。在液压技术中这种能量损失主要表现为压力损失 p 。它由沿程压力损失和局部压力损失两部分组成, 它们与液流的流态有关。本节首先介绍液流的两种流态, 然后分析沿程压力损失和局部压力损失的计算问题。

一、液体的两种流态及雷诺判据

19 世纪, 英国物理学家雷诺(Reynolds) 通过大量实验发现, 液体在管道中流动时存在层流和紊流两种流动状态。层流是指在液体流动时, 液体质点沿管轴呈线状或层状流动(见图 2-17(a)), 而没有横向运动、互补掺混和干扰。紊流是指液体流动时, 液体质点除了沿管轴流动外和还有横向运动, 强烈搅混, 质点之间相互碰撞, 做混杂紊乱状态的流动(见图 2-17(b))。液体的这两种流态, 可用雷诺数来判别。

实验结果证明, 液体在圆管中的流动状态不仅与管内的平均流速 v 有关, 还和管道(或流道)的水力直径 d_H 、液体的运动黏度 ν 有关。即决定流动状态的是由这三个参数所组成的一个无量纲数——雷诺数, 即

$$Re = v d_H / \nu \quad (2-33)$$

如果液流的雷诺数相同, 则流动状态亦相同。

式中 d_H —— $d_H = 4A/x$;
 A —— 液体通流截面面积;
 x —— 通流截面的湿周长度。

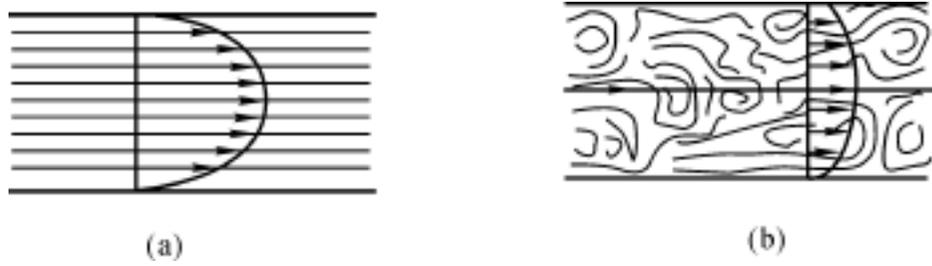


图 2-17 液体的层流和紊流

(a) 层流; (b) 紊流

水力直径的大小反映了管道或流道的通流能力,水力直径大,意味着液流和管壁的接触面积小,阻力小,通流能力大。在通流截面面积相同但形状各异的所有流道中,圆形截面管道的水力直径最大。

实验表明:当 Re 小时,黏性力起主导作用,液体质点受黏性的约束,不能随意运动,只能沿着流层作层次分明的轴向运动而呈层流;当 Re 大时,惯性力起主导作用,液体高速流动时液体质点间的黏性不能再约束质点,液体质点具有速度脉动,能冲出流层而呈紊流。液体由层流转变为紊流时的雷诺数和由紊流转变为层流时的雷诺数是不相同的,前者称为上临界雷诺数 $Re_{上}$,后者称为下临界雷诺数 $Re_{下}$, $Re_{上} > Re_{下}$,所以一般都用后者作为判别液流状态的依据,称为临界雷诺数 Re_c 。当液流的实际雷诺数 Re 小于临界雷诺数 Re_c 时,液体为层流;反之,为紊流。常见液流管道的水力直径及临界雷诺数如表 2-6 所列。由此表可以看到,光滑圆管的临界雷诺数 $Re_c = 2300$ 。

表 2-6 常见液体流道的水力直径及临界雷诺数 Re_c

断面形状	圆管	正方形	同心缝隙	偏心缝隙	平行平板	滑阀开口
图示						
水力直径 d_H	d	b	2	$D - d$	2	$2x$
$Re_c = \nu d_H / \nu$	2300	2070	1100	1000	1000	260

注:各流道均为满管流动。

二、等直径圆管中的沿程压力损失

液体在等直径圆管中流动一段距离,因黏性摩擦而产生的压力损失称为沿程压力损失。沿程压力损失的大小与液体在圆管中的流态有关。

1. 等直径圆管中层流的沿程压力损失

如图 2-18 所示,假设液体在半径为 R (直径为 d) 的等直径圆管中作定常层流流动,在图

中取一与管子同轴、半径为 r 的微小液柱,柱长 l ,作用在两端面的压力分别为 p_1 和 p_2 ,在液柱侧面作用的黏性摩擦应力为 τ ,液体在作匀速运动时,作用在液柱上的力平衡方程为

$$(p_1 - p_2) \pi r^2 - 2 \pi r l \tau = 0 \quad (2-34)$$

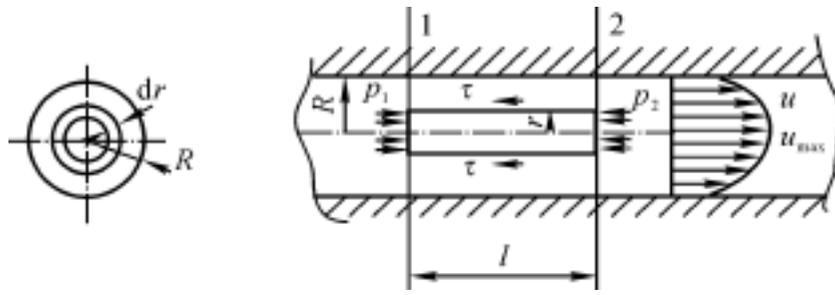


图 2-18 等直径圆管中的层流

根据内摩擦定律,即式(2-5), $2 \pi r l \tau = -2 \pi r l \eta \frac{du}{dr}$ (因流速 u 随 r 增大而减小,故速度梯度 $\frac{du}{dr}$ 为负值)。令 $p_1 - p_2 = \Delta p$,代入式(2-34),整理后得

$$du = \frac{\Delta p}{2 \eta l} r dr \quad (2-35)$$

对式(2-35)积分并借助边界条件 $u \Big|_{r=R} = 0$ 确定积分常数,得液流在圆管截面上的速度分布表达式

$$u = \frac{\Delta p}{4 \eta l} (R^2 - r^2) \quad (2-36)$$

由式(2-36)可见,在通流截面上速度分布曲线呈抛物线分布规律。在管轴 $r = 0$ 时,有最大流速,即

$$u_{\max} = \frac{\Delta p R^2}{4 \eta l} = \frac{\Delta p d^2}{16 \eta l} \quad (2-37)$$

流经等径管的流量

$$q = \int_A u dA = \int_0^R u 2 \pi r dr = \frac{\Delta p}{2 \eta l} \int_0^R (R^2 - r^2) r dr = \frac{R^2}{8 \eta l} \Delta p = \frac{d^4}{128 \eta l} \Delta p \quad (2-38)$$

此即著名的哈根-泊肃叶(Hagen-Poiseuille)公式。它表明圆管层流流量 q 与管径 d 的四次方成正比。

引入平均速度 v ,得

$$v = \frac{q}{A} = \frac{q}{\pi d^2/4} = \frac{4q}{\pi d^2} = \frac{4}{\pi} \frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \eta l d^2} = \frac{u_{\max}}{2} \quad (2-39)$$

即平均速度是最大流速的一半。变换式(2-38)可得沿程压力损失为

$$\Delta p = \frac{32 \eta l v}{d^2} = \frac{64 \eta l}{Re d} \frac{v^2}{2} = \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \quad (2-40)$$

式中, λ 为沿程阻力因数, $\lambda = 64/Re$,实际计算中考虑温度变化不匀等,对光滑金属管常采用 $\lambda = 75/Re$;对橡胶软管取 $\lambda = (80 \sim 108)/Re$ (较大的值对应于曲率较大的软管)。

式(2-40)即为著名的达西(Darcy)公式。它表明液体在等径管中作层流流动时沿程压力损失与管长 l 、平均流速 v 、液体密度 ρ 、黏度 η 成正比,而与管径 d 的二次方反比。这是一个普遍性结论,对于不同边界条件下的层流也是符合的。

此外,由式(2-27)容易求出层流时的动能修正因数 $\alpha = 2$ 。

2. 等直径圆管中紊流的沿程压力损失

液体在等直径圆管中紊流时的沿程压力损失公式与层流时的相同,即

$$p = \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}$$

但式中的沿程阻力因数除与雷诺数 Re 有关外,还与管壁的相对粗糙度 λ/d 有关(λ 为管内壁的绝对粗糙度, λ 的数值与管道材质有关,见表 2-7),即 $\lambda = f(Re, \lambda/d)$ 。 λ 的数值可以根据 Re 值及 λ/d 值按表 2-8 相应的公式进行计算,也可以从有关液压手册的线图中查得。

表 2-7 不同材料管子的内壁绝对粗糙度

材料	钢管	铸铁	铜管	铝管	塑料管	带加强钢丝的橡胶管
绝对粗糙度	0.04	0.25	0.0015 ~ 0.01	0.0015 ~ 0.06	0.0015 ~ 0.01	0.3 ~ 0.4

注:表中管子均指新管。

表 2-8 圆管紊流时的沿程阻力因数 λ 的计算公式

Re	λ 的计算公式
$4000 < Re < 10^5$	$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$
$10^5 < Re < 3 \times 10^6$	$\lambda = 0.032 + 0.221 Re^{-0.237}$
$Re > 900 \lambda/d$	$\lambda = (2 \lg(\lambda/d) + 1.74)^{-2}$

此外,紊流中的流速分布比较均匀,其最大流速 $u_{\max} = (1 \sim 1.3)v$;紊流时的动能修正因数 $\alpha = 1.05$,故可近似地取 1。

三、局部压力损失

液体在液压系统中经常要流经一些局部阻力装置(管道的弯头、管接头、突然扩大或缩小的截面以及阀口等的统称),液体在流过这些局部阻力装置时,流速的大小和方向将发生急剧变化,因此会使局部形成旋涡,质点间相互碰撞,从而造成以动能为主的压力损失,称为局部压力损失。

由于液流流过上述局部装置时的流动状态很复杂,影响的因素也很多,局部压力损失值除少数情况(如液体流经突然扩大截面)能从理论上分析和计算外,一般都依靠实验来测得各类局部阻力装置的阻力因数,然后进行计算。

局部压力损失 p 一般按下式进行计算,即

$$p = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (2-41)$$

式中 ξ —— 局部阻力因数,其具体数值可根据局部阻力装置的类型从有关手册查得;

ρ —— 液体密度 (kg/m^3);

v —— 液体的平均流速 (m/s)。

液体流经液压系统中各种控制阀的局部压力损失,可按下式进行计算,即

$$p_v = p_s (q/q_s)^2 \quad (2-42)$$

式中 q —— 阀的实际流量;
 q_s —— 阀的额定流量(从产品型录或手册中查得);
 p_s —— 阀在额定流量 q_s 下的压力损失(从产品型录或手册中查得)。

四、管路系统总的压力损失

整个管路系统总的压力损失应为所有沿程压力损失和所有局部压力损失之和,即

$$p = p + p = \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} + \frac{v^2}{2} \quad (2-43)$$

式(2-43)适用于两相邻局部阻力装置间的距离大于管道内径 10 ~ 20 倍的情况,否则计算出来的压力损失值比实际数值小。其原因是:若局部障碍距离太小,通过第一个局部阻力装置的液体尚未稳定就进入第二个局部阻力装置,这时的液流扰动更强烈,阻力因数要大于正常值的 2 ~ 3 倍。

液压系统中的压力损失不仅耗费功率,还将使系统油温增高、工况恶化。因此,在液压系统设计中应设法减小压力损失,其措施包括采用合适黏度的液体及流速,力求管子内壁光滑,尽量减少连接管的长度和局部阻力装置,选用压降小的控制阀等。

第五节 液体流经孔口及缝隙的压力流量特性

孔口及缝隙是液压元件和系统中的常见结构,可以用来完成流量调节等功能,但有时又会造成泄漏而降低系统效率。本节所介绍的液体流经孔口及缝隙的流量公式,是研究节流调速和分析计算液压元件泄漏的重要理论基础。

一、液体流经孔口的压力流量特性

薄壁小孔、细长孔和短孔是常见的三种孔口形式。

1. 薄壁小孔

当小孔的通流长度与直径之比 $l/d = 0.5$ 时,此时小孔称为薄壁小孔(见图 2-19)。薄壁小孔的孔口边缘都被做成刃口形式。

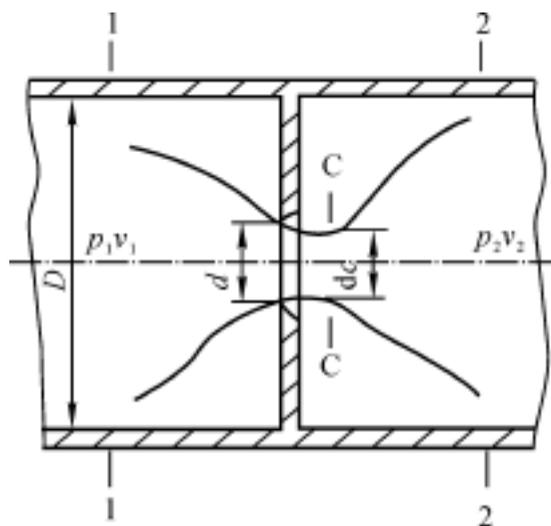


图 2-19 薄壁小孔

为了建立薄壁小孔的流量方程,现列出小孔前、后通道断面 1—1 和 2—2 的伯努利方程,并取动能修正因数 $\alpha = 1$,则有

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2g} + h$$

式中, h 为液体流经小孔的局部能量损失,它由液体流经截面突然缩小时的 h_1 和突然扩大时的 h_2 组成: $h_1 = v_c^2 / (2g)$,查液压手册得 $h_2 = (1 - A_c / A_2)^2 v_c^2 / (2g)$ 。因为 $A_c \ll A_2$,所以 $h = h_1 + h_2 = (1 + 1) v_c^2 / (2g)$ 。同时注意到 $A_1 = A_2$ 时, $v_1 = v_2$,则得

$$v_c = \frac{1}{\sqrt{1+1}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = C_v \sqrt{\frac{2}{\rho} p} \quad (2-44)$$

式中 C_v —— 流速因数, $C_v = \frac{1}{\sqrt{1+1}}$;

p —— 小孔前后压力差, $p = p_1 - p_2$ 。

由此得液体流经薄壁小孔的流量为

$$q = A_c v_c = C_c C_v A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} p} = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} p} \quad (2-45)$$

式中 A_0 —— 小孔截面积; $A_0 = d^2 / 4$;

C_c —— 截面收缩因数, $C_c = A_c / A_0$;

C_d —— 流量系数, $C_d = C_c C_v$ 。

说明:

(1) 流量系数 C_d 通常由实验确定,在管道直径与小孔直径比 $D/d \geq 7$ 时,液流收缩作用不受孔前内壁影响,称为完全收缩, $Re \geq 10^5$ 时, C_d 可由下式计算:

$$C_d = 0.964 Re^{-0.05} \quad (2-46)$$

当 $Re > 10^5$ 时,可以认为 C_d 为常数, $C_d = 0.60 \sim 0.61$ 。

在管道直径与小孔直径比 $D/d < 7$ 时,孔前通道对液流进入小孔其导向作用,液流为不完全收缩, C_d 可由表 2-9 查取。此时, C_d 可增大到 $0.7 \sim 0.8$ 。

表 2-9 液流不完全收缩时流量系数 C_d 的值

A_0/A	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
C_d	0.602	0.615	0.634	0.661	0.696	0.742	0.804

(2) 薄壁小孔因其沿程压力损失很小,通过小孔的流量对油温的变化不敏感,因此薄壁小孔常用来作液压元件及系统的节流器使用。

(3) 液体在流经常见的滑阀、锥阀等阀口时的流量也可用薄壁小孔流量公式(2-45)计算,只是流量系数 C_d 及阀口通流截面面积因孔口不同而异。

对于图 2-20(a) 所示的圆柱滑阀阀口,其流量系数可以根据雷诺数 Re 由图 2-20(b) (图中,虚线 1,2 分别表示 $x_v = G$, $x_v = G$ 时的理论曲线,实线则表示实验曲线) 查得。从图中可

看出,当雷诺数 $Re > 10^3$, 阀口为尖锐棱边时, $C_d = 0.67 \sim 0.74$; 阀口为棱边圆滑或有小圆角时, $C_d = 0.8 \sim 0.9$ 。

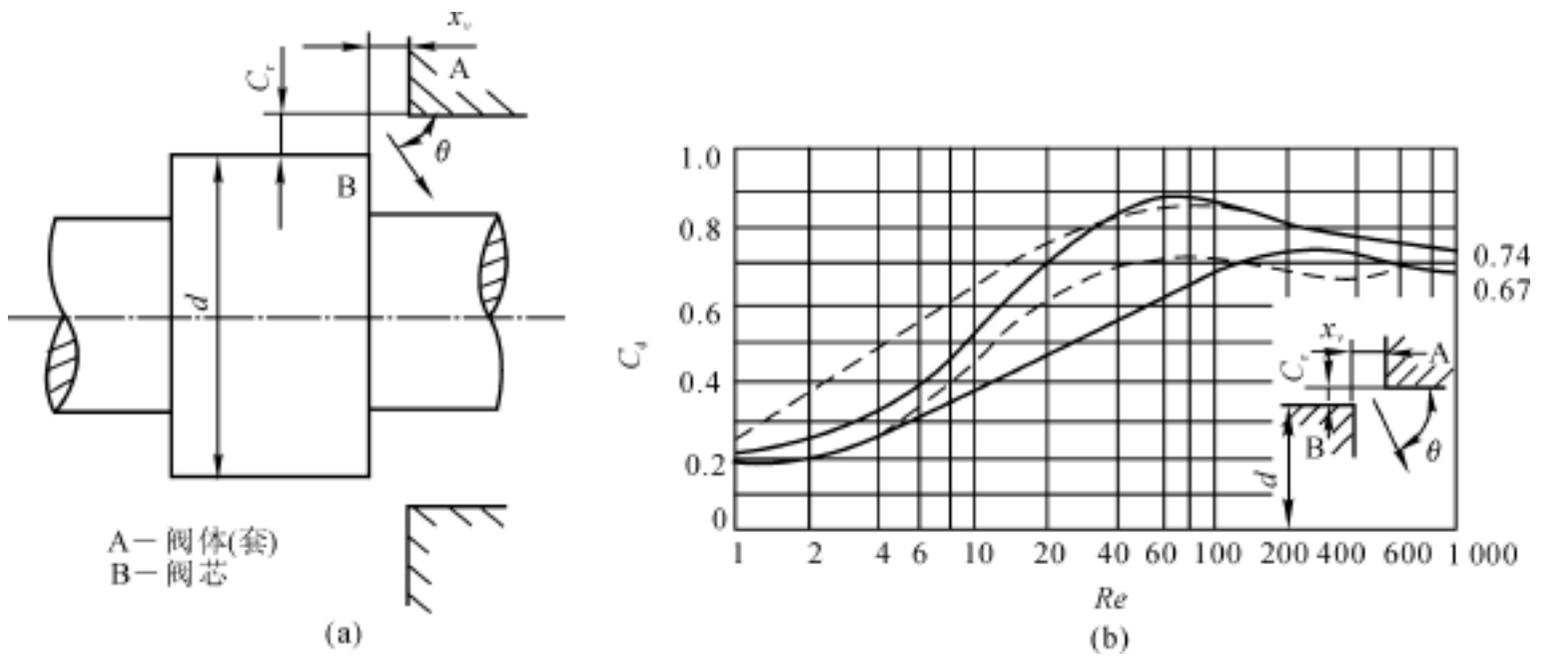


图 2-20 圆柱滑阀口结构及其流量系数

(a) 阀口结构; (b) 流量系数

对于图 2-21(a) 所示的锥阀阀口, 其流量系数可以根据雷诺数 Re 由图 2-21(b) 中查得。从图可看出, 当雷诺数 $Re > 10^3$ 时, $C_d = 0.77 \sim 0.82$ 。

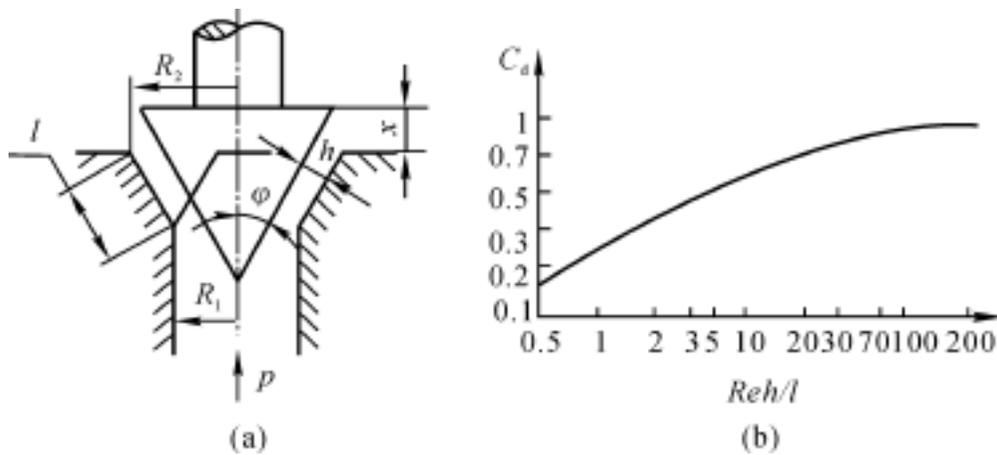


图 2-21 锥阀阀口的结构及其流量系数

(a) 阀口结构; (b) 流量系数

2. 细长孔

当孔口的长径比 $l/d > 4$ 时, 称为细长孔。通过细长孔液流通常为层流, 故对细长孔的流量 q 可用哈根-泊肃叶 (Hagen - Poiseuille) 公式 (式 (2-38)) 计算, 即

$$q = \frac{d^4}{128 l} p$$

可见, 液体流经细长孔的流量与小孔前后的压差 p 成正比, 并受油液黏度变化的影响。当油温升高时, 油液的黏度下降, 在相同压差作用下, 流经小孔的流量增加。

3. 短孔

当孔口的长径比 $0.5 \leq l/d \leq 4$ 时,称为短孔。液流经短孔的流量公式与薄壁孔口的流量公式(式(2-45))相同,即

$$q = C_d A_0 \sqrt{2p}$$

但流量系数 C_d 不同, C_d 可按图 2-22 所示的曲线查取。由图可知,当 $Re > 10^5$ 时, C_d 基本稳定在 0.8 左右。

由于短孔较薄壁孔加工容易的多,所以短孔常用做固定节流器。

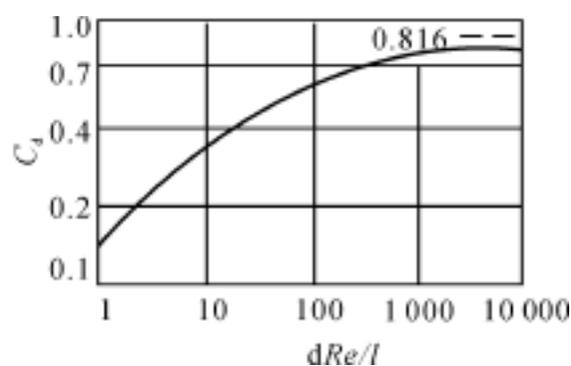


图 2-22 短孔的流量系数

二、液体流经缝隙的压力流量特性

液压技术中常见的缝隙有平行平板缝隙及环形缝隙两种,且缝隙高度(间隙)相对其长度和宽度(或直径)要小得多。液体在缝隙中的流动常属于层流。

1. 平行平板缝隙

(1) 联合流动。图 2-23 所示是液体流经平行平板缝隙的最一般情况,即两平行平板缝隙高度为 h ,缝隙宽度长度为 b 和 l (一般 b 和 l 都远大于 h),缝隙间充满液体,缝隙两端受到压差 $p = p_1 - p_2$ 及两平行平板相对运动(上平板运动,下平板固定,相对运动速度为 v) 的剪切联合作用而在平行平板间隙中做定常流动,简称联合流动。

在缝隙中取长为 dx 、宽为 b 、高为 dy 的六面微元液体。不计质量力,只考虑表面力即压力 p 和切应力 τ 的作用,列出微元液体在 x 方向的力平衡方程

$$pbdy + (p + dp)bdx - pbdx - (p + dp)bdy = 0$$

整理上式得

$$\frac{d}{dy} = \frac{dp}{dx}$$

利用液体内摩擦定律 $\tau = \mu \frac{du}{dy}$, 上式可变为

$$\frac{d^2 u}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}$$

上式对 y 进行两次积分并利用边界条件 $u|_{y=0} = 0$ 和

$u|_{y=h} = v$ 定出积分常数,同时考虑到层流时 p 仅是 x 的线性函数,即 $dp/dx = -p/l$, 则可得平行平板缝隙中的液流速度分布规律为

$$u = \frac{y(h-y)}{2l} p + \frac{y}{h} v \quad (2-47)$$

由此可得平行平板缝隙的流量为

$$q = \int_0^h ubdy = \int_0^h \left[\frac{y(h-y)}{2l} p + \frac{y}{h} v \right] bdy = \frac{bh^3}{12l} p + \frac{bh}{2} v \quad (2-48)$$

(2) 压差流动。如果平行板间无相对运动,即 $v = 0$,通过的液流完全由压差 $p = p_1 - p_2$ 作用引起,则称为压差流动,其流量公式为

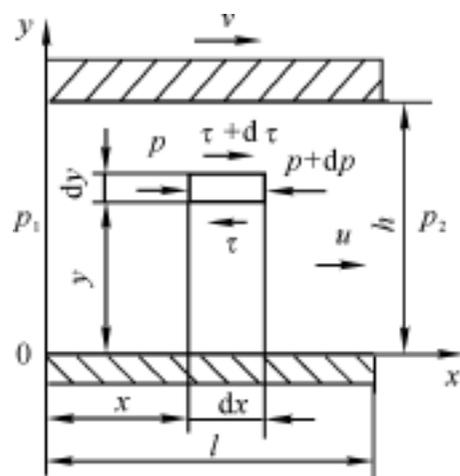


图 2-23 平行平板缝隙的液流

$$q = \frac{bh^3}{12l} p \quad (2-49)$$

(3) 剪切流动。如果两平板之间两端无压差 p 存在,通过的液流完全由平行平板的相对运动作用引起,则称为剪切流动,其流量公式为

$$q = \frac{bh}{2} v \quad (2-50)$$

由式(2-48)和式(2-49)可看出,在压差作用下,流经平行平板缝隙的流量与缝隙高度的三次方成正比。如果视上述流量 q 为泄漏量,可见液压元件内零件间缝隙(间隙)大小对泄漏量的影响相当大。

2. 环形缝隙

液压元件中存在着大量的环形缝隙流动,如液体在柱塞泵的柱塞与柱塞孔的配合间隙、圆柱滑阀阀芯与阀体(套)孔的配合间隙、液压缸的活塞与缸筒的配合间隙中的流动等。环形缝隙流动有圆柱环形缝隙流动、圆锥环形缝隙流动等。根据相对运动的两个耦合件是否同心又可分为同心环形缝隙和偏心环形缝隙。

(1) 圆柱环形缝隙流动。

1) 同心环形缝隙。图2-24所示为同心环形缝隙流动。设缝隙长度为 l ,当缝隙高 h 与圆柱体直径 d 之比 $h/d \ll 1$ 时,可将同心环形缝隙视作平行平板缝隙流动,即将环形缝隙沿圆周方向展开,并使缝隙宽度 $b = d$ 代入式(2-48),可得同心圆环缝隙的流量公式为

$$q = \frac{dh^3}{12l} p \pm \frac{dh}{2} v \quad (2-51)$$

式中, v 为两柱面轴向相对运动速度。当圆柱体移动方向与压差 p 方向相同时,取“+”,反之则取“-”。两圆柱若无相对运动, $v = 0$,则流量为

$$q = \frac{dh^3}{12l} p \quad (2-52)$$

2) 偏心环形缝隙。偏心环形缝隙如图2-25所示。设内外圆柱的偏心量为 e ,在任意角度 θ 处的缝隙为 h ,因缝隙很小, $r_1 - r_2 = r_3$,可将微小圆弧 db 所对应的环形缝隙流动视为平行平板缝隙流动。将 $b = rd$ 代入式(2-48)得微分流量为

$$dq = \frac{rd}{12l} h^3 p \pm \frac{d}{2} h v \quad (2-52)$$

由图中几何关系可知:

$$h = h_0 - e \cos \theta = h_0 (1 - \epsilon \cos \theta)$$

式中 h_0 —— 内外圆柱同心时半径方向的缝隙值;

ϵ —— 相对偏心率, $\epsilon = e/h_0$,其最大值 $\epsilon_{\max} = 1$ 。

将 h 值代入式(2-52)积分,可得偏心圆柱环形缝隙的流量公式为

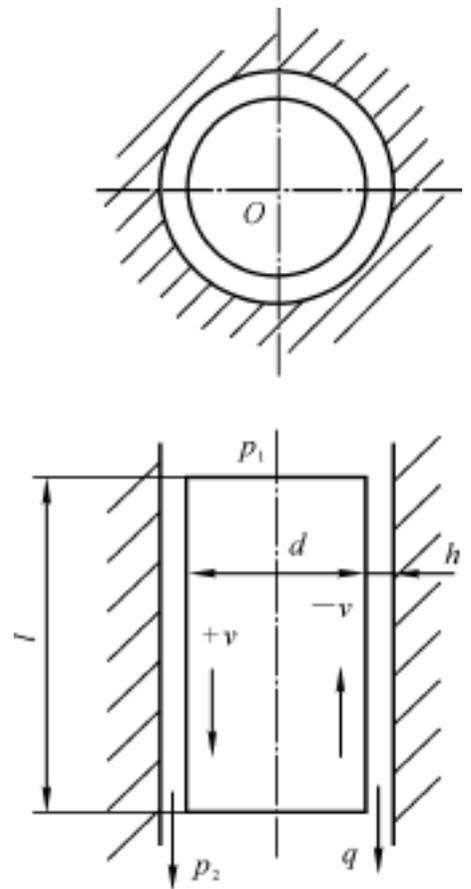


图 2-24 同心环形缝隙流动

$$q = \frac{dh_0^3}{12 l} p(1 \pm 1.5^2) \pm \frac{dh_0}{2} v \quad (2-53)$$

式中“ \pm ”取法同前。若两圆柱若无相对运动, $v = 0$, 则流量为

$$q = \frac{dh_0^3}{12 l} p(1 \pm 1.5^2) \quad (2-54)$$

比较式(2-51)与式(2-54)可看出,当相对偏心率为最大值,即 $\max = 1$ (即 $e = h$)时,通过偏心圆柱环形缝隙的流量(不考虑相对运动时)是通过同心环形缝隙时的2.5倍。因此,为了减少泄漏量,必须尽量保证圆柱配合副处于同心配合状态。

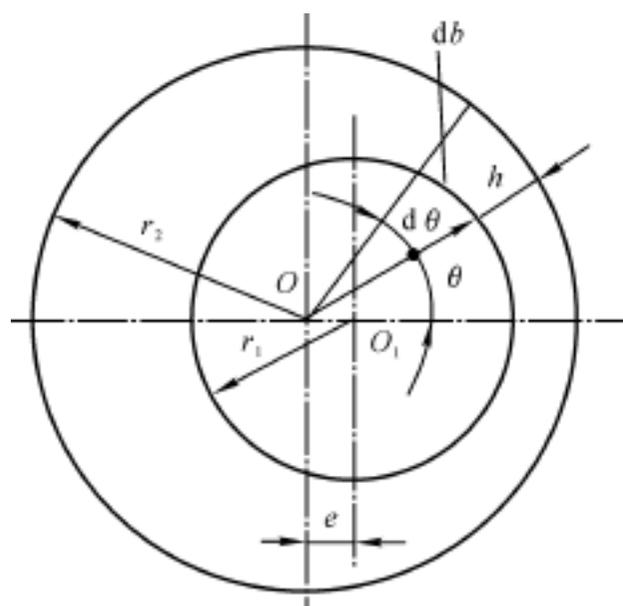


图 2-25 偏心环形缝隙流动

(2) 圆锥环形缝隙流动及液压卡紧现象。当圆柱配合副因加工误差带有一定锥度时,两相对运动零件间的间隙为圆锥环形间隙,其间隙大小沿轴线方向变化。

1) 同心圆锥环形缝隙。如图 2-26 所示,阀芯与内孔轴线同心,图 2-26(a) 所示的阀芯锥部大端为高压腔,液体由大端流向小端,称为倒锥;图 2-26(b) 所示的阀芯锥部小端为高压腔,液体由小端流向大端,称为顺锥。

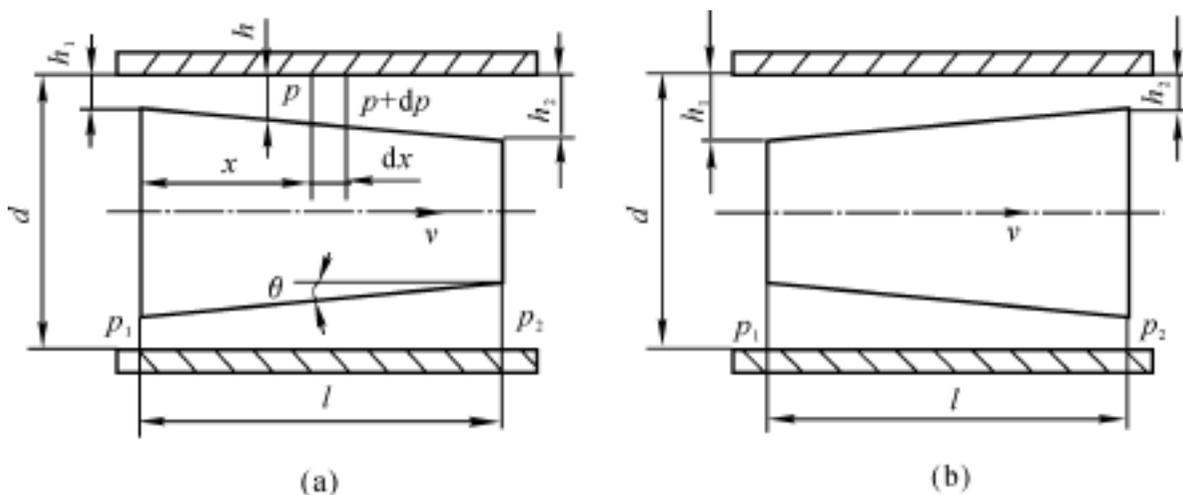


图 2-26 液体在同心圆锥环形缝隙中的流动

(a) 倒锥;(b) 顺锥

设圆锥半角为 θ , 进出口处的缝隙高度和压力分别为 h_1, p_1 和 h_2, p_2 , 阀芯的轴向相对速度为 v , 距入口端面为 x 处的缝隙高度和压力分别为 h 和 p , 则在微小单元 dx 处的流动, 因 dx 很小, 可视 dx 段内的缝隙高度不变。

对于图 2-26(a) 所示的倒锥流动, 将 $-p/l = dp/dx$ 代入同心圆柱环形缝隙流量公式(2-51)中可得

$$q = \frac{dh^3}{12} \frac{dp}{dx} + \frac{dh}{2} v$$

由图可知, $h = h_1 + x \tan \theta$, $dx = dh / \tan \theta$, 代入前式整理后可得

$$dp = - \frac{12 q}{d \tan \theta} \frac{dh}{h^3} + \frac{6 v}{\tan \theta} \frac{dh}{h^2} v \quad (2-55)$$

积分之并代入

$$\tan \alpha = (h_2 - h_1) / l \quad (2-56)$$

得

$$p = p_1 - p_2 = \frac{6}{d} \frac{l(h_1 + h_2)}{(h_1 h_2)^2} q - \frac{6}{h_1 h_2} \frac{l}{d} v$$

移项整理得通过圆锥环形缝隙的流量公式为

$$q = \frac{d}{6} \frac{(h_1 h_2)^2}{l (h_1 + h_2)^2} p + \frac{d h_1 h_2}{h_1 + h_2} v \quad (2-57)$$

如果阀芯没有相对运动, $v = 0$, 则流量公式为

$$q = \frac{d}{6} \frac{(h_1 h_2)^2}{l (h_1 + h_2)^2} p \quad (2-58)$$

对式(2-55)积分并将边界条件 $p|_{h=h_1} = p_1$ 及式(2-56)和式(2-57)一并代入, 可得环形圆锥缝隙中的压力分布公式为

$$p = p_1 - \frac{1 - (h_1/h)^2}{1 - (h_1/h_2)^2} p_2 - \frac{6}{h_2} \frac{v(h_2 - h)}{(h - h_2)} x \quad (2-59)$$

如果阀芯没有相对运动, $v = 0$, 则压力分布为

$$p = p_1 - \frac{1 - (h_1/h)^2}{1 - (h_1/h_2)^2} p_2 \quad (2-60)$$

对于图 2-26(b) 所示的顺锥流动, 其流量公式与倒锥流动的相同, 当阀芯没有相对运动时的压力分布为

$$p = p_1 - \frac{(h_1/h) - 1}{(h_1/h_2)^2 - 1} p_2 \quad (2-61)$$

2) 偏心圆锥环形缝隙及液压卡紧现象。如图 2-27 所示, 阀芯与内孔轴线平行但出现偏心距 e , 图 2-27(a) 所示为倒锥; 图 2-17(b) 所示为顺锥。由式(2-60)和式(2-61)可知, 作用在阀芯一侧缝隙的压力将大于另一侧的压力, 压力不平衡致使阀芯受到一个液压侧向力(径向力)的作用, 对于图 2-27(a) 所示的倒锥, 液压侧向力使偏心距 e 增大, 可能使阀芯紧贴于孔的内壁上, 产生液压卡紧现象。对于对于图 2-27(b) 所示的顺锥, 液压侧向力使偏心距 e 减小, 阀芯自动定心, 而不会出现液压卡紧现象。紧贴于孔的内壁上, 产生液压卡紧现象。

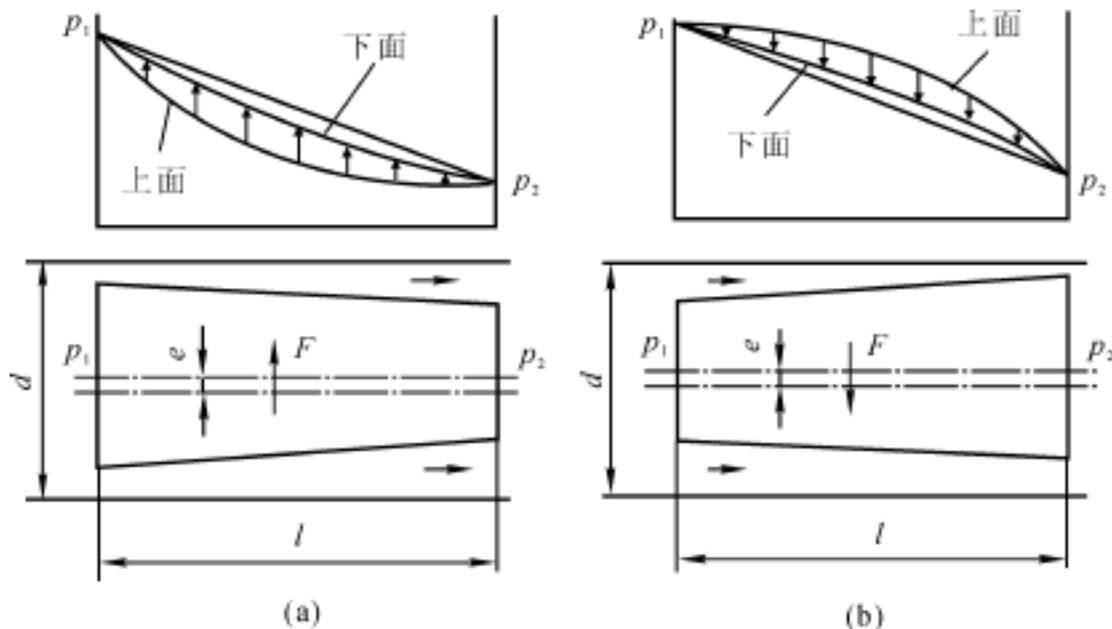


图 2-27 液体在偏心圆锥环形缝隙中的流动

(a) 倒锥; (b) 顺锥

液压侧向力引起阀芯移动时的轴向摩擦阻力称为液压卡紧力,液压卡紧力可用下式估算,即

$$F = 0.27ldpf \quad (2-62)$$

式中 l ——间隙配合长度;
 d ——配合副名义直径;
 p ——配合副两端压差;
 f ——摩擦因数,一般可取 $f = 0.02 \sim 0.08$ 。

液压卡紧的原因除了污物进入缝隙致使移动困难或由温度过高致使阀芯膨胀等外,主要是由于圆柱配合副几何形状误差、同心度变化引起的卡紧力。液压卡紧现象将增大移动件的驱动力,从而引起动作失常故障、加大滑动副的磨损、降低元件的使用寿命。

除了提高圆柱配合副的制造精度外,减小液压卡紧力的一般措施是在阀芯或圆柱表面开径向均压槽,使槽内液体压力在圆周方向处处相等。均压槽位置尽可能靠近高压端,均压槽的宽度和深度一般为 $0.3 \sim 1.0 \text{ mm}$,槽距为 $1 \sim 5 \text{ mm}$ 。实践表明,开3个等距离的均压槽可使液压卡紧力减小到无均压槽时的6%。

第六节 液压冲击及气穴现象

一、液压冲击

在液压系统中,由于某种原因引起的液体压力急剧交替升降的阻尼波动过程,称为液压冲击。液压冲击时产生的压力峰值往往比正常工作压力高出几倍(见图2-28),液压冲击常使液压元件、辅件、管道及密封装置损坏失效,引起系统振动和噪声,还会使顺序阀、压力继电器等压力控制元件产生误动作,造成人身及设备事故。

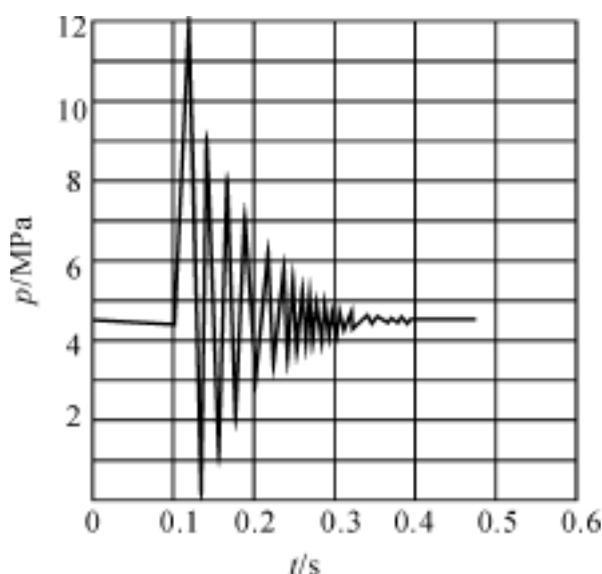


图 2-28 液压冲击波形图

1. 液压冲击的类型

按产生的原因,液压冲击有如下三种类型:

(1) 阀门骤然关闭或开启,液流惯性引起的液压冲击。当液体在管道中流动时,如果阀门骤然关闭,液体流速将随之骤然降低到零,在这一瞬间液体的动能转化为压力能,使液体压力

突然升高,并形成压力冲击波。反之,当阀门骤然开启时,则会出现压力降低。

(2) 运动部件的惯性力引起的液压冲击。高速运动的液压执行器等运动部件的惯性力也会引起系统中的液压冲击。例如,工业机械手、液压挖掘机转台的回转马达在制动和换向时,因排油管突然关闭,而回转机构由于惯性还在继续转动,将会引起压力急剧升高的液压冲击。

(3) 液压元件反应动作不灵敏引起的液压冲击。如限压式变量液压泵,当压力升高时不能及时减小排量而造成压力冲击;溢流阀不能迅速开启而造成过大压力超调等。

上述的三种类型液压冲击,前两种较为常见。

2. 液压冲击值的计算公式

液压冲击属于管道中液体非定常流动问题,是一种动态过程。由于其影响因素甚多,故很难准确计算。一般是采用估算或通过试验确定。

(1) 管流阀门突然关闭产生的液压冲击。如图 2-29 所示为具有一定容积的容器(蓄能器或液压缸),液体沿内径为 d 、长度为 l 的管道经阀门以速度 v_0 流出。若阀门突然关闭,则靠近阀门处 B 点的液体首先立即停止运动,液体的动能转换成压力能, B 点的压力升高 p (即冲击压力),接着后面相邻的液体逐层依次停止运动,动能也依次转换成压力能,压力升高形成压力波。这个压力波以速度 c 由 B 向 A 传递,到 A 点后,又反向传递至 B 点。于是,压力波以速度 c 在管道内的 A, B 间往复传递,在系统中形成压力振荡。由于液体黏性摩擦及管道变形消耗能量,故上述压力波动是一个衰减振荡过程,直至趋于稳定。

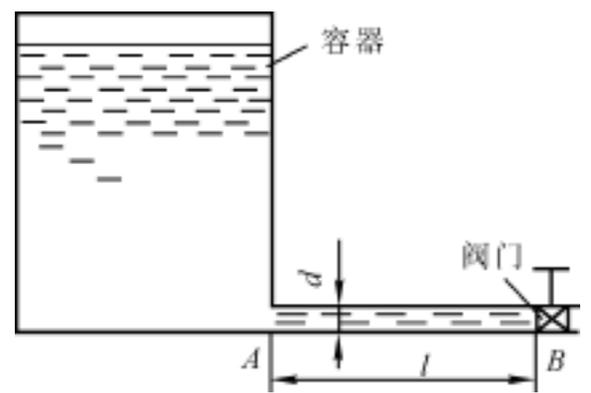


图 2-29 管道中阀门关闭的液压冲击

阀门迅速关闭引起的液压冲击的计算方法如下:

完全冲击,即 $t < T = 2l/c$ 时,管道内最大压力增高值

$$p = c v_0$$

或

$$p = c (v_0 - v) \quad (2-63)$$

前者用于完全关闭,后者用于不完全关闭。

非完全冲击,即 $t > T = 2l/c$ 时,管道内压力的增大值

$$p = c v T / t$$

或

$$p = c (T/t)(v_0 - v) = c (T/t) v \quad (2-64)$$

前者用于完全关闭,后者用于不完全关闭。

式(2-63)和式(2-64)中

—— 油液密度;

v_0, v —— 阀门关闭前、后管道内液流速度;

t —— 压力冲击波从 B 传递到 A 的时间;

$T (= 2l/c)$ —— 当管道长度为 l 时,冲击波往返所需时间;

c —— 压力冲击波在管道内的传播速度。

若忽略黏性及管径变化的影响,冲击波在管道内的传播速度

$$c = \frac{\sqrt{K_e}}{\sqrt{1 + \frac{Kd}{E}}} \quad (2-65)$$

式中 K_e —— 液压油液的体积弹性模量；
 d —— 管道的壁厚、内径；
 E —— 管道材料的弹性模量。

出现液压冲击时,管道中的最大压力等于稳态工作压力 p 与最大压力增高值之和,即

$$p_{\max} = p + \Delta p \quad (2-66)$$

显然,通过延长时间 t 和缩短冲击波传播反射的时间 T 或降低冲击波的传播速度 c 等措施均可避免或减小因液流通道迅速启闭引起的液压冲击。

(2) 运动部件被制动时产生的冲击压力。根据动量定理,可求得液压缸驱动的运动部件在制动时的冲击压力近似值为

$$p = \frac{m \cdot v}{A \cdot t} \quad (2-67)$$

式中 m —— 被制动部件的质量；
 v —— 运动部件速度的变化量(减小值)；
 A —— 液压缸有效作用面积；
 t —— 运动部件制动所需时间(减速时间)。

由式(2-67)可看出,为了减小运动部件制动时产生的液压冲击,应延长制动时所需的时间 t ,或减小运动部件速度的变化量 v 。

3. 减小液压冲击的措施

- (1) 通过采用换向时间可调的换向阀延长阀门或运动部件的换向制动时间。
- (2) 限制管道中的液流速度。
- (3) 在冲击源近旁附设安全阀或蓄能器。
- (4) 在液压元件(如液压缸)中设置缓冲装置。
- (5) 采用橡胶软管吸收液压冲击能量。

二、气穴现象

1. 气穴现象产生的原因及危害

在液压系统中,当绝对压力降低至油液所在温度下的饱和蒸汽压 p_g (小于一个大气压)时,原溶入液体中的空气会分离出来形成气泡,将这种现象称为气穴现象。

气穴现象的产生破坏了液流的连续状态,造成流量和压力的不稳定。当带有气泡的液体进入高压区时,气穴将急速缩小或溃灭,从而在瞬间产生局部液压冲击和高温,并引起强烈的振动及噪声。过高的温度将加速工作液的氧化变质。如果这个局部液压冲击作用在金属表面上,金属壁面在反复液压冲击、高温及游离出来的空气中氧的侵蚀下将产生剥蚀,这种现象通常称做气蚀。有时,在气穴现象中分离出来的气泡还会随着液流聚集在管道的最高处或流道狭窄处而形成气塞,破坏系统的正常工作。

2. 预防气穴及气蚀的措施

气穴现象多发生在压力和流速变化剧烈的液压泵吸油口和液压阀的阀口处。预防气穴及

气蚀的措施如下:

- (1) 减小孔口或缝隙前后压力差,使孔口或缝隙前后压力差之比 $p_1/p_2 < 3.5$ 。
- (2) 限制液压泵吸油口至油箱油面的安装高度,尽量减少吸油管道中的压力损失;必要时将液压泵浸入油箱的油液中或采用倒灌吸油(泵置于油箱下方),以改善吸油条件。
- (3) 提高各元件接合处管道的密封性,防止空气侵入。
- (4) 对于易产生气蚀的零件采用抗腐蚀性强的材料,增加零件的机械强度,并降低其表面粗糙度。

思考题与习题

1. 液体黏性的物理实质是什么?可以采用哪些方法来量度液体的黏性?
2. 在液压系统使用中,为何要特别注意防止液压油液被污染?
3. 试述液体静压力的特性。
4. 什么是绝对压力、相对压力和真空度?它们的关系如何?设液体中某处的表压力为 10 MPa,其绝对压力为多少?某处绝对压力为 0.03 MPa,其真空度为多少?
5. 在应用液体静压力基本方程时,等压面如何选取?
6. 什么是平均流速?它与实际流速有何关系?液体的流速与通流截面积之间的关系如何?
7. 请写出在重力作用下理想液体定常流动时的伯努利方程,并简要阐明其物理意义。
8. 在应用伯努利方程时,压力取绝对压力还是相对压力,为什么?
9. 如何判别液体的两种流态?
10. 何谓液压冲击?可采取哪些措施来减小液压冲击?
11. 何谓气穴现象?它有哪些危害?通常采取哪些措施防止气穴及气蚀?
12. 20℃时,200 mL 的蒸馏水从恩氏黏度计中流尽的时间为 51 s,如果 200 mL 的液压油液(密度为 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$) 在 50℃ 时从恩氏黏度计中流尽的时间为 229.5 s,试求液压油液的 ν , ρ 及 λ 的值。
13. 图 2-30 所示油箱通大气,油液(密度为 900 kg/m^3) 中插入一玻璃管, $h = 1.5 \text{ m}$,求球形容器中的真空度。

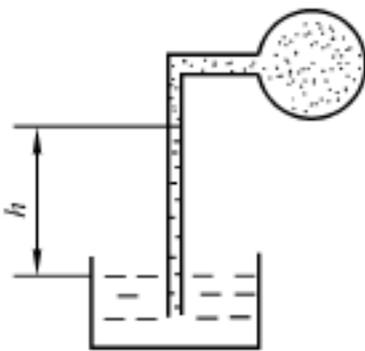


图 2-30

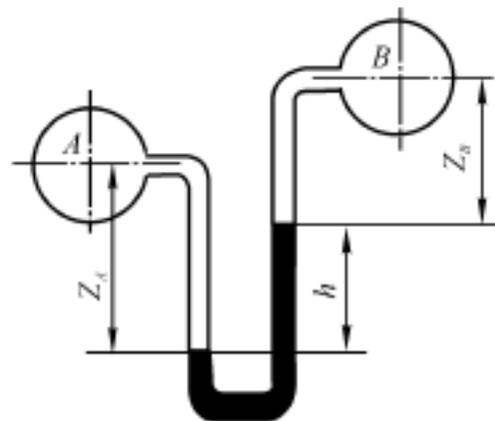


图 2-31

14. 图 2-31 所示容器 A, B 中液体的密度分别为 $\rho_A = 900 \text{ kg/m}^3$, $\rho_B = 1200 \text{ kg/m}^3$. $Z_A = 20 \text{ cm}$, $Z_B = 18 \text{ cm}$, $h = 6 \text{ cm}$, U 形计测压介质的密度为 $\rho_c = 13600 \text{ kg/m}^3$,试计算 A, B 之

间的压力差。

15. 图 2-32 所示水平截面为圆形的容器。上端开口, 求作用在容器底部的作用力。若在开口端加一活塞, 作用力为 30 kN(含活塞质量), 问容器底部的总作用力是多少?

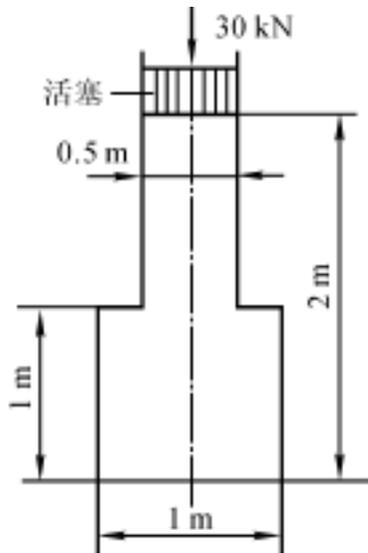


图 2-32

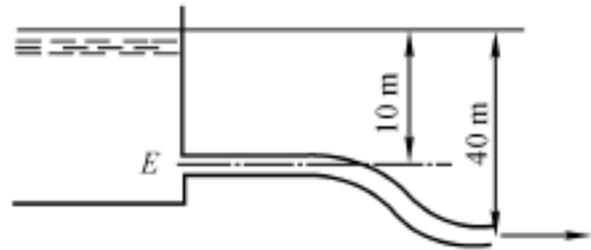


图 2-33

16. 图 2-33 所示的管端喷嘴直径 $d = 50 \text{ mm}$, 管道直径为 100 mm , 不计损失, 试求: 水从喷嘴的流出速度及流量; E 处的流速和压力。

17. 某系统液压泵的输出流量 $q = 40 \text{ L/min}$, 油液的运动黏度 $\nu = 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, 若要求圆形截面的供油管道中液流处于层流状态, 问管道直径 d 的最小值应为多大。

18. 流量为 $q = 25 \text{ L/min}$ 的液压泵, 泵吸油口距油箱液面高度 $h = 400 \text{ mm}$, 吸油管内径 $d = 25 \text{ mm}$, 油液密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 黏度为 $\nu = 30 \times 10^{-2} \text{ cm}^2/\text{s}$ 。若只计吸油管中的沿程压力损失, 问液压泵吸油口处的真空度为多少?

19. 如图 2-34 所示, 流量 $q = 60 \text{ L/min}$ 的液压泵从高架式油箱中吸油, 油液的密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 运动黏度 $\nu = 30 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, 吸油管内径 $d = 3 \text{ cm}$, 管长 $L = 2 \text{ m}$, 泵吸油口断面在油箱液面下 0.5 m , 不计局部压力损失, 试计算液压泵吸油口处的绝对压力。若已知油液的气体分离压 $p_g = 0.04 \text{ MPa}$, 试判断在液压泵吸油口处是否会产生气穴。

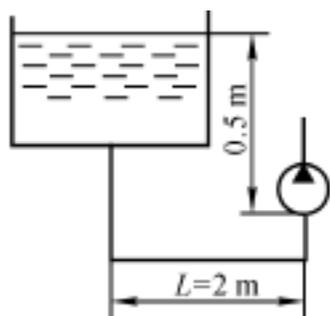


图 2-34

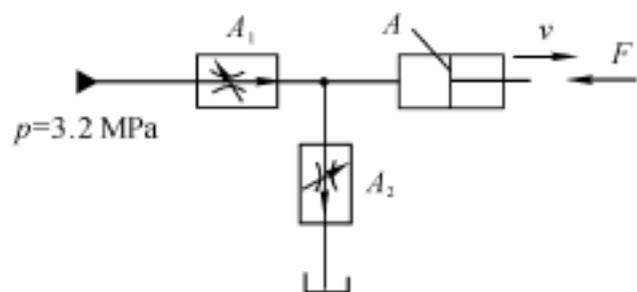


图 2-35

20. 如图 2-35 所示, 已知液压源的供油压力 $p = 3.2 \text{ MPa}$, 薄壁小孔型流量阀 1 和 2 的面积分别为 $A_1 = 0.02 \text{ cm}^2$ 和 $A_2 = 0.01 \text{ cm}^2$, 阀口的流量系数 $C_d = 0.6$; 液压缸活塞面积 $A = 100 \text{ cm}^2$, 负载 $F = 16 \text{ kN}$, 油液密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 试求活塞向右运动的速度 v 。

21. 液压缸的活塞直径 $d = 50 \text{ mm}$, 长 $l = 40 \text{ mm}$, 缝隙半径 $r = 0.05 \text{ mm}$, 油液动力黏度

$\eta = 45 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 缸两腔压力差 $p = 10 \text{ MPa}$, 求: 活塞静止, 缸筒与活塞同心; 活塞静止, 缸筒与活塞有偏心 $e = 0.03 \text{ mm}$; 缸筒固定, 活塞与缸筒同心, 活塞以速度 $v = 10 \text{ cm/s}$ 向右运动时的泄漏流量。

第三章 液 压 泵

第一节 液压泵的功用与基本原理

一、液压泵的功用

液压泵是液压系统的能源装置,其功用是将原动机(电动机或内燃机)产生的机械能转变为液体的压力能,并输出具有一定压力的油液。

二、容积式液压泵的基本工作原理

液压系统中使用的液压泵都是容积式的。图 3-1 所示为容积式液压泵的基本工作原理简图。带有偏心 e 的凸轮 1(转子)由原动机带动旋转时,柱塞 2(挤子)因受凸轮 1 和弹簧 4 的联合作用而在缸体 3(定子)中往复移动。柱塞 2 右移时,缸体中的油腔(密封工作腔 5)容积变大,产生真空,油液便通过吸油阀 6 吸入;柱塞左移时,缸体中的油腔容积变小,油液受压,已吸入的油液便通过压油阀 7 输出到系统中去。由此可见,泵是靠密封工作腔的容积变化来实现吸油和压油的,而它的排油量的大小是与密封工作腔的容积变化量的大小和单位时间内变化的次数成正比的。单向阀 6,7 称为液压泵的配油机构,其作用是保证吸油时油腔与油箱 8 相通而与系统断开,压油时油腔与系统相通而与油箱断开。

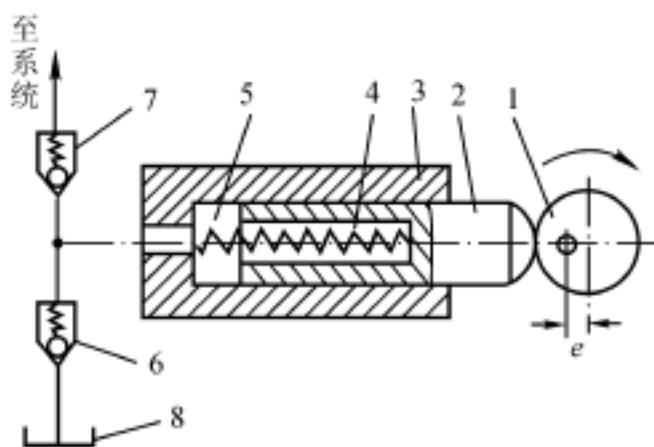
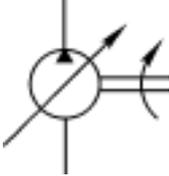


图 3-1 液压泵的基本工作原理简图
1—凸轮;2—柱塞;3—缸体;4—弹簧;
5—密封工作腔;6—吸油阀;7—压油阀;8—油箱

三、液压泵的类型及图形符号

由所述可知,容积式液压泵由定子、转子、挤子,密封工作腔及配油机构等部分构成。按照挤子结构形式的不同,液压泵有齿轮式、叶片式、柱塞式和螺杆式等类型;按其在单位时间内所能输出的油液体积是否可调节分为定量泵和变量泵两类;按照可以输出油液的方向,又有单向泵和双向泵之分。表 3-1 所示为常用的液压泵图形符号。

表 3-1 液压泵的图形符号

名称	单向定量泵	双向定量泵	单向变量泵	双向变量泵
图形符号				

第二节 液压泵的主要性能参数

液压泵的主要性能参数有压力、排量和流量、功率和效率等等。

一、工作压力和额定压力

液压泵的工作压力是指泵实际工作时的输出压力。工作压力的大小取决于负载,负载越大,泵的工作压力越大。额定压力是指泵在正常工作条件下按试验标准规定能连续运转的最高压力,泵的额定压力受泵本身的结构强度、泄漏等因素的制约,超过此压力值就是过载。

二、排量和流量

液压泵的排量是指泵轴每转一周,由其密封容腔几何尺寸变化所算得的排出液体的体积,即在没有泄漏的情况下,泵轴转一周所能排出的液体体积。排量用 V 表示,单位为 L/r (m^3/r)。

液压泵的理论流量是指泵在单位时间内由其密封容腔几何尺寸变化计算而得的排出的液体体积,亦即在没有泄漏的情况下单位时间内所能排出的液体体积。理论流量用 q_t 表示,当泵的转速为 n 时,泵的理论流量为

$$q_t = Vn \quad (3-1)$$

泵工作时的输出流量称为泵的实际流量,用 q 表示。

液压泵的额定流量是指在正常工作条件下,按试验标准规定必须保证的流量,亦即在额定转速和额定压力下由泵输出的流量。因泵存在内泄漏,所以额定流量和实际流量的值都小于理论流量。

三、功率及效率

1. 液压泵的功率

液压泵由原动机驱动,输入的是机械能,表现为转矩 T 和转速 n (角速度),输出的是压力能,表现为液体的压力 p 和流量 q 。如果不考虑液压泵在能量转换过程中的损失,则输出功率等于输入功率,也就是它们的理论功率是

$$P_t = pq_t = pVn = T_t \omega = 2\pi T_t n \quad (3-2)$$

式中, T_t 为液压泵的理论转矩; ω 为液压泵的角速度。

由于液压泵有泄漏和机械摩擦,所以泵在能量转换过程中是有损失的,即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。功率

损失的大小可用效率来表示。

2. 液压泵的效率

输出功率 P_o 与输入功率 P_i 之比为泵的总效率,用 η 表示,即

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} \quad (3-3)$$

液压泵由于存在泄漏、气穴和油液在高压下的压缩(主要是内泄漏),因此它实际输出的流量 q 总是小于理论流量 q_t ,即

$$q = q_t - q \quad (3-4)$$

式中, q 为液压泵的泄漏量。 q 和 q_t 都与泵的工作压力 p 有关,当输出压力增大时,实际输出的流量 q 减小,泄漏量 q 增大。

液压泵的实际流量与理论流量的比值为泵的容积效率,用 η_v 来表示

$$\eta_v = \frac{q}{q_t} = \frac{q_t - q}{q_t} = 1 - \frac{q}{q_t} \quad (3-5)$$

由于泵内机件间的间隙很小,泄漏油液的流态可被看做层流,所以泄漏量 q 和泵的工作压力 p 成正比关系,即

$$q = k p \quad (3-6)$$

式中, k 为泵的泄漏因数。把上式代入式(3-5),有

$$\eta_v = 1 - \frac{k p}{q_t} = 1 - \frac{k p}{V n} \quad (3-7)$$

式(3-7)表明,液压泵的容积效率与泵的排量、转速成正比,而与输出压力、泄漏因数成反比。

泵的机械损失是因摩擦(相对运动零件之间的机械摩擦及液体黏性摩擦)而造成的转矩的损失。驱动泵的实际输入转矩总是大于其理论上需要的转矩,理论转矩与实际输入转矩的比值称为机械效率,用 η_m 表示

$$\eta_m = \frac{T_t}{T_i} \quad (3-8)$$

式中, T_t 为理论转矩; T_i 为实际输入转矩。

由式(3-2)可得 $T_t = pV/2$,代入式(3-8)得

$$\eta_m = \frac{pV}{2 T_i} \quad (3-9)$$

将式(3-2)、式(3-7)及式(3-9)代入式(3-3),则液压泵的总效率可表示为

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} = \frac{p q}{2 n T_i} = \frac{q}{V n} \frac{p V}{2 T_i} = \eta_v \eta_m \quad (3-10)$$

即液压泵的总效率等于容积效率与机械效率的乘积。

液压泵的流量、转矩、效率等性能参数与压力之间的关系如图 3-2 所示。可见,在不同的工作压力下,液压泵的这些参数值是不同的。

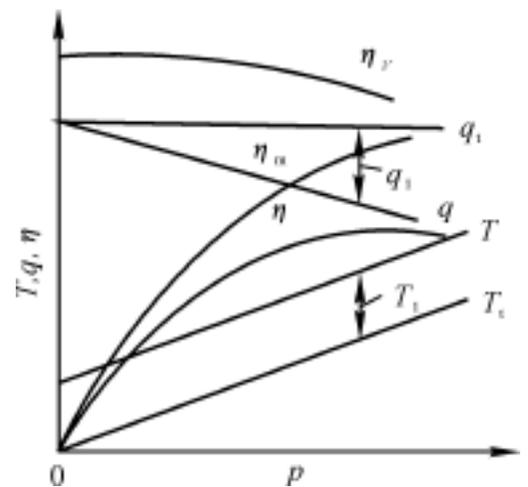


图 3-2 液压泵的特性曲线

第三节 齿轮泵

齿轮泵是以成对齿轮啮合运动而完成吸压油动作的一种定量液压泵,是液压系统中常用的液压泵。其在结构上可分为外啮合式和内啮合式两类。

一、外啮合齿轮泵的工作原理及流量计算

1. 外啮合齿轮泵的工作原理

图 3-3 所示为典型的外啮合齿轮泵的结构简图,它是由泵体 7、前盖 8、后盖 4 组成的分离三片式结构。泵体 7 内装有一对宽度与泵体相等、齿数相同且互相啮合的渐开线齿轮 6。长轴 12 和短轴 15 通过键 5 与齿轮 6 连接。两根轴通过滚针轴承 3 支撑在前盖 8 和后盖 4 中。其工作原理可用图 3-4 加以说明:泵体、端盖和齿轮的各个齿间槽组成了许多密封工作腔,同时轮齿的啮合线又将左右两腔隔开,形成了吸油腔和压油腔。当齿轮按图示方向旋转时,右侧吸油腔内的轮齿逐渐脱开,密封工作腔容积逐渐增大,形成部分真空,油箱中的油液被吸进来,将齿间充满,并随着齿轮旋转,把油液携带到左侧压油腔去。在压油区一侧,由于轮齿逐渐进入啮合,密封工作腔容积不断减小,油液便被挤压输出到系统中去。

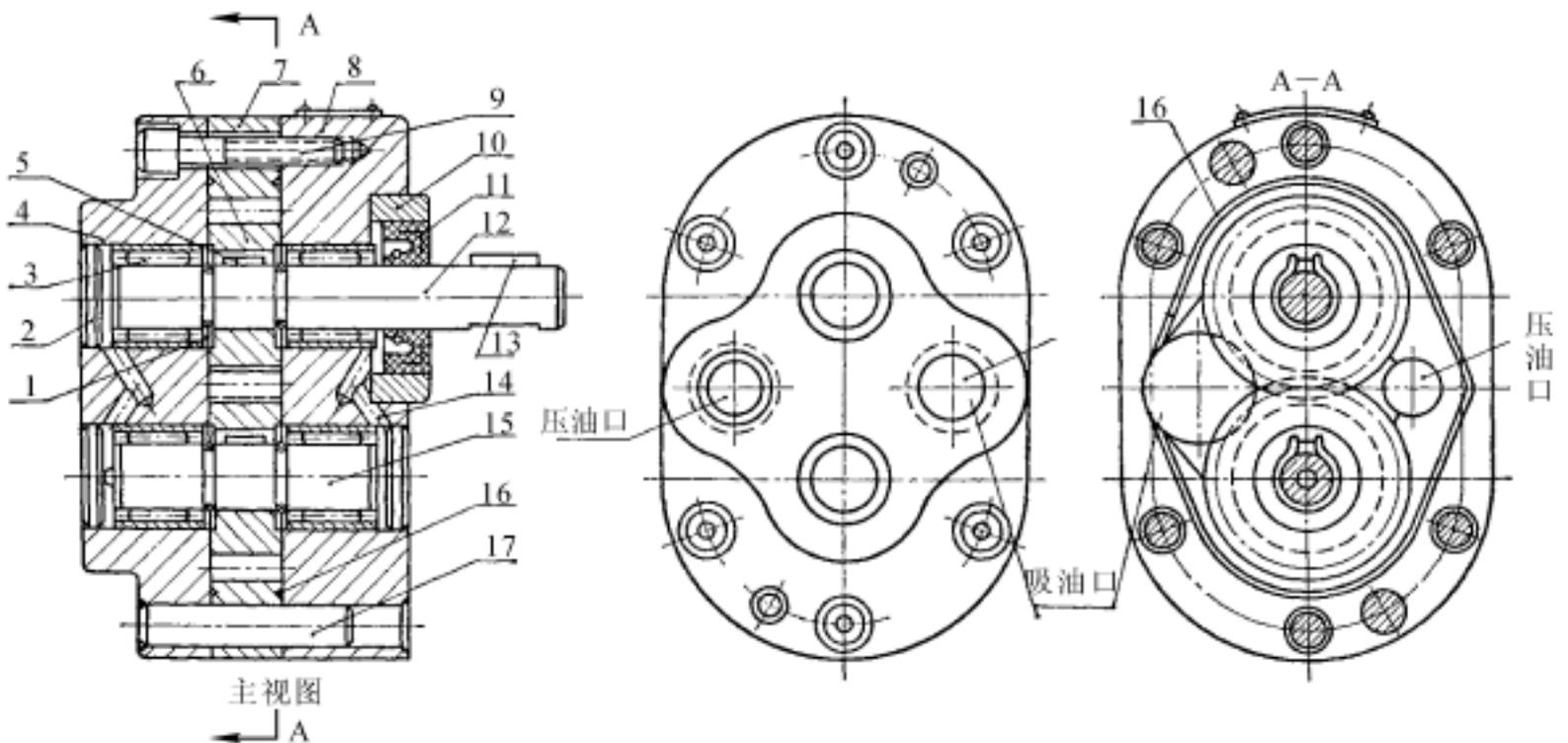


图 3-3 外啮合齿轮泵结构简图

- 1— 弹簧垫圈; 2— 压盖; 3— 滚针轴承; 4— 后盖;
 5, 13— 键; 6— 齿轮; 7— 泵体; 8— 前盖; 9— 螺钉;
 10— 密封座; 11— 密封环; 12— 长轴; 14— 泄漏通道;
 15— 短轴; 16— 卸荷沟; 17— 圆柱销

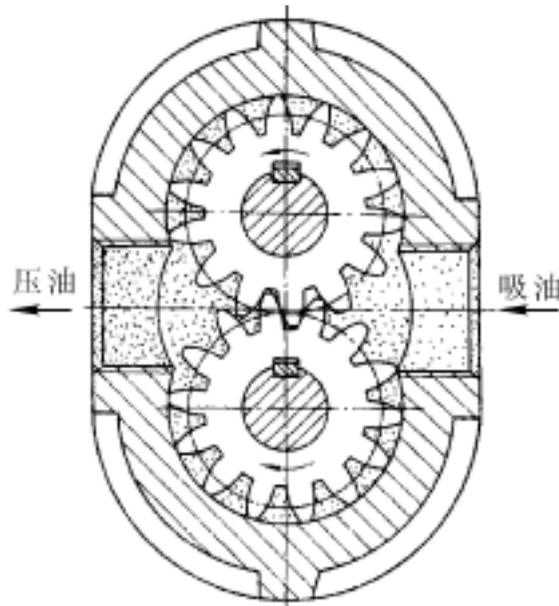


图 3-4 外啮合齿轮泵的工作原理

2. 流量计算

啮合原理来进行。近似计算时可认为排量等于两个齿轮的齿间槽容积之总和。假设齿间的容积等于轮齿的体积,则当齿轮齿数为 z 、节圆直径为 D 、齿高为 h 、模数为 m 、齿宽为 b 时,泵的排量为

$$V = Dhb = 2 zm^2 b \quad (3-11)$$

实际上齿间槽容积比轮齿的体积稍大些,所以通常取

$$V = 6.66 zm^2 b \quad (3-12)$$

齿轮泵的实际输出流量为

$$q = 6.66 zm^2 b v \quad (3-13)$$

式(3-13)中的 q 表示齿轮泵的平均流量。实际上,由于齿轮啮合过程中压油腔的容积变化率是不均匀的,因此齿轮泵的瞬时流量是脉动的。设 q_{\max} 、 q_{\min} 表示最大、最小瞬时流量,流量脉动率 可表示为

$$= \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q} \quad (3-14)$$

外啮合齿轮泵的齿数愈少,脉动率就愈大,其值最高可达 20% 以上。流量脉动引起压力脉动,随之产生振动和噪声,所以对工作精度要求高的液压系统不宜采用齿轮泵。

二、外啮合齿轮泵的结构特点及优缺点

1. 外啮合齿轮泵的结构特点

(1) 困油现象及卸荷措施。齿轮泵要平稳工作,齿轮啮合的重叠因数就必须大于 1(一般为 1.05 ~ 1.30),即总有两对轮齿同时啮合,因此,就有一部分油液被围困在两对轮齿所形成的封闭空腔之间,如图 3-5 所示即为齿轮泵的困油现象。这个封闭腔的容积,开始时随着齿轮的转动逐渐减小(从图 3-5(a)到图 3-5(b)的过程),以后又逐渐加大(从图 3-5(b)到图 3-5(c)的过程)。封闭腔容积的减小会使被困油液受挤压,并从缝隙中挤出而产生很高的压力,导致油液发热,并使机件(如轴承等)受到额外的负载,而封闭腔容积的增大又会造成局部真空,使油液中溶解的气体分离,产生气穴现象。这些都将使泵产生强烈的振动和噪声。

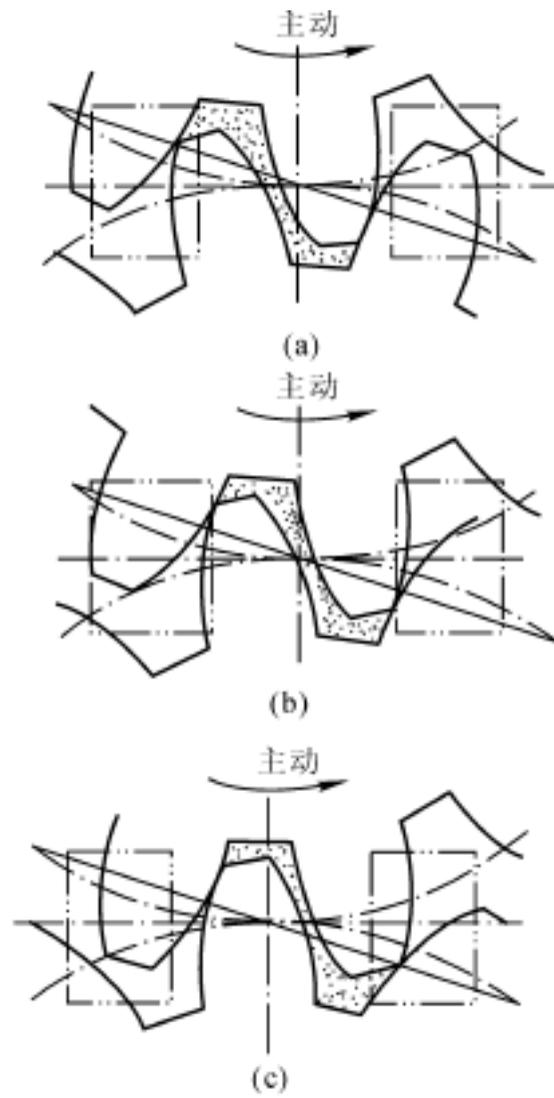


图 3-5 齿轮泵的困油现象

消除困油现象的方法通常是在两侧盖板上开卸荷槽(如图 3-5 中的双点划线所示),使封闭腔容积减小时通过左边的卸荷槽与压油腔相通(见图 3-5(a)),容积增大时通过右边的卸荷槽与吸油腔相通(见图 3-5(c))。

(2) 泄漏与间隙补偿。外啮合齿轮泵工作时三个可能产生泄漏的部位:齿轮两侧面和端盖间、泵体内孔和齿轮外圆间以及两个齿轮的齿面啮合处。其中对泄漏量影响最大的是齿轮两侧面和端盖间的轴向间隙,因为这里的泄漏面积大,泄漏途径短,其泄漏量可占总泄漏量的 75% ~ 80%。轴向间隙越大,泄漏量越大,会使容积效率过低;间隙过小,齿轮端面与泵的端盖间的机械摩擦损失增大,会使泵的机械效率降低。因此普通齿轮泵的容积效率较低,输出压力也不容易提高。

为此,高压齿轮泵在结构上往往在齿轮前、后盖间增设浮动轴套或浮动侧板,以实现端面间隙的自动补偿。它利用特制的通道把泵内压油腔的压力油引到浮动零件的外侧,产生液压作用力,使轴套始终自动贴紧齿轮端面,从而减小泵内通过端面的泄漏。而浮动零件磨损后可以随时更换。

(3) 径向不平衡力。齿轮泵在工作中,压油腔和吸油腔存在压力差。在齿轮和壳体内孔的径向间隙中,可以认为从压油腔到吸油腔的液体压力分布是逐渐分级下降的。这些压力综合作用的合力,使齿轮和轴承承受了一个不平衡的径向作用力(即径向不平衡力) F (见图 3-6)。工作压力越高,径向不平衡力也越大。当径向不平衡力很大时,就会使齿轮轴变形,引起齿顶与壳体内表面摩擦(“擦壳”现象),同时加速轴承的磨损,降低轴承的寿命。为了减小径向不平衡力

的影响,可以在泵的结构上采取缩小压油口的办法,使压力油仅作用在一个齿到两个齿的范围内。同时适当增大齿顶圆与泵体内孔的径向间隙,使齿轮在压力作用下,不会发生“擦壳”现象。还有的齿轮泵,采用盖板上开设平衡槽的办法,如图 3-7 所示,使盖板上开设的平衡槽 1,2 分别与低压腔和高压腔相通,产生一个与吸油腔和压油腔对应的液压径向力起平衡作用来平衡径向力。

采取了一系列高压化措施后的外啮合齿轮泵的额定压力可提高到 32 MPa。

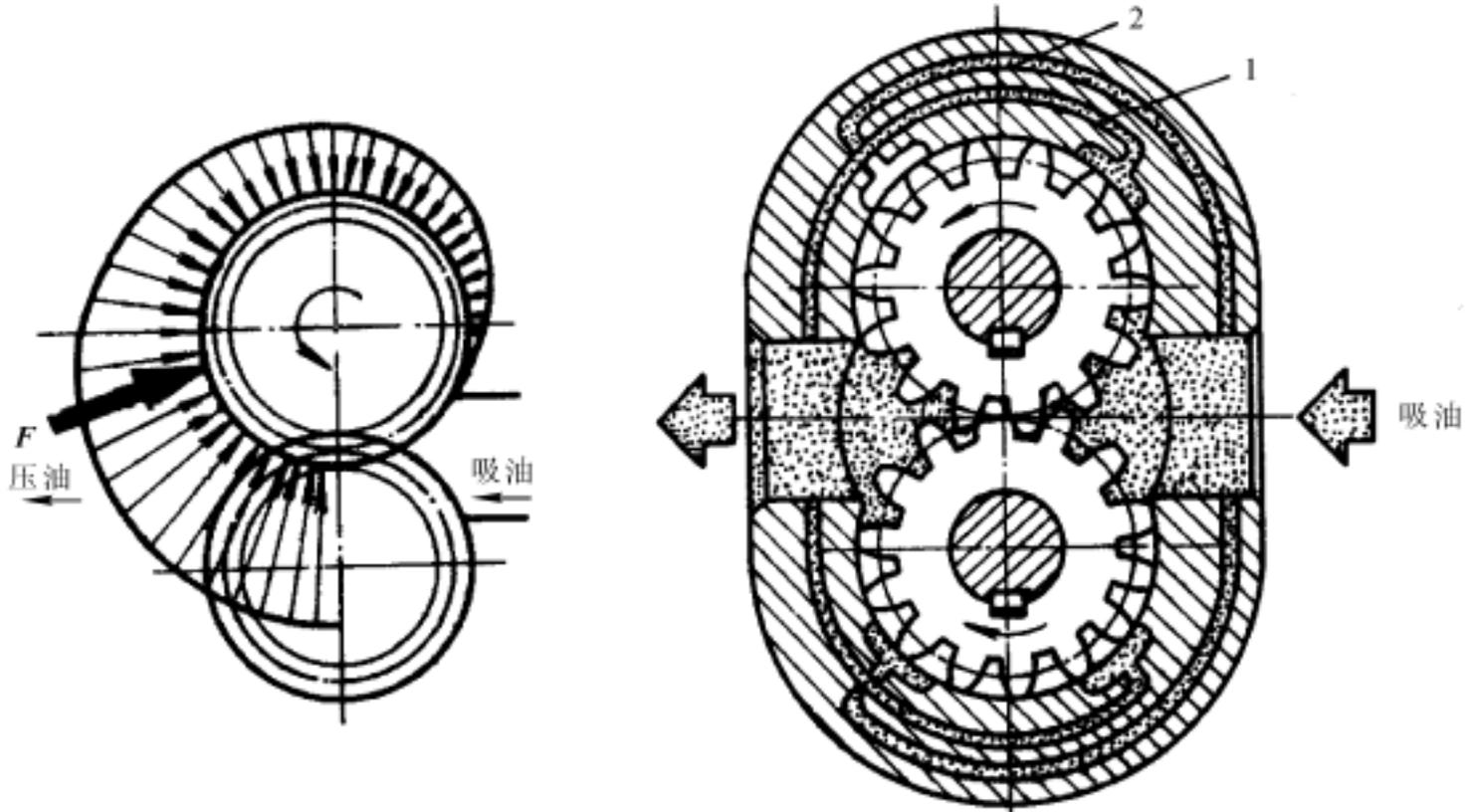


图 3-6 径向压力分布及合力

图 3-7 用平衡槽平衡径向力

2. 外啮合齿轮泵的优缺点

外啮合齿轮泵是一种常用的液压泵,其优点是结构简单、制造方便、价格低廉、体积小、质量轻、工作可靠、维护方便、自吸能力强、对油液污染不敏感。它的缺点是容积效率低,轴承及齿轮轴上承受的径向载荷大,因而使工作压力的提高受到一定限制。此外,还存在着流量脉动大、噪声较大等缺点。

三、内啮合齿轮泵简介

内啮合齿轮泵有渐开线齿轮泵和摆线齿轮泵(又名转子泵)两种。它们的工作原理与外啮合齿轮泵完全相同,也是利用齿间的密闭容积的变化来实现吸油和压油的。在渐开线齿形的内啮合齿轮泵(见图 3-8(a))中,内齿轮 1 是主动轮,它和外齿轮 2 之间要装一块隔板 3,以便把吸油腔 4 和压油腔 5 隔开。摆线齿形的内啮合齿轮泵(见图 3-8(b))的内齿轮 1(主动轮)和外齿轮 2 只相差一个齿,图中内齿轮是 6 个齿、外齿轮是 7 个齿。由于是多齿啮合,在内、外齿轮的各相对齿注间就形成了几个独立的密封腔。随着齿轮的旋转,各密封腔的容积将相应发生变化,从而完成吸压油动作。

内啮合齿轮泵的优点是结构紧凑、尺寸小、质量轻、噪声小、运转平稳、流量脉动较小、在高转速下可获得较大的容积效率。它们的缺点是齿形复杂、加工精度高、难度大、造价较高。

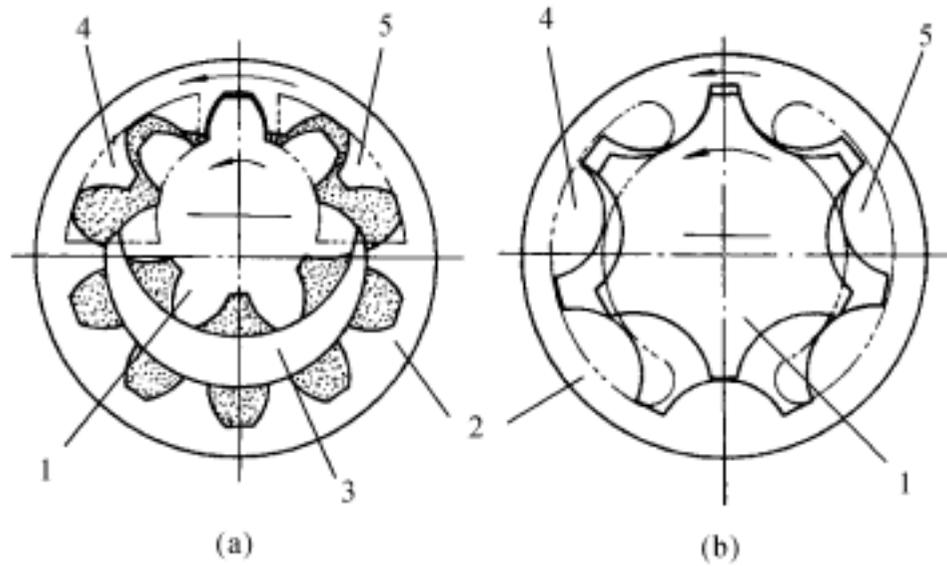


图 3-8 内啮合齿轮泵工作原理图

(a) 渐开线齿轮泵; (b) 摆线齿轮泵

1—内齿轮; 2—外齿轮; 3—隔板; 4—吸油腔; 5—压油腔

第四节 叶片泵

叶片泵是靠叶片、定子和转子间构成的密闭工作腔容积变化而实现吸压油的一类液压泵。按每转吸排油次数和轴承上所受径向液压力的情况,分为单作用式(非平衡式)和双作用式(平衡式)两大类,叶片泵结构紧凑、运转平稳,输出流量均匀,脉动小,噪声小,在工作机械的中高压系统中得到了广泛的应用。

一、单作用叶片泵及限压式变量叶片泵

1. 单作用叶片泵

(1) 工作原理。单作用叶片泵的工作原理如图 3-9 所示。泵由传动轴 1、转子 2、定子 3、叶片 4、配油盘 6、泵体 5 和端盖(图中未画出)等零件所组成。定子的内表面呈圆柱形。转子和定子之间存在着偏心量 e 。转子上开有均匀分布的径向槽,叶片装在转子的槽内并可灵活滑动,在转子转动时的离心力以及通入叶片根部压力油的作用下,叶片顶部贴紧在定子内表面上,于是两相邻叶片、配油盘、定子和转子间便形成了一个密封的工作腔。当转子按图 3-9 所示方向旋转时,图中右侧的叶片向外伸出,密封工作腔容积逐渐增大,形成真空,于是通过吸油口和配油盘上的腰形窗口将油吸入。而图中左侧的叶片向里缩进,密封腔的容积逐渐缩小,密封腔中的油液通过配油盘另一窗口和压油口被压出而输到系统中去。转子每转一转,吸油和压油各一次,单作用叶片泵因此而得名。

单作用叶片泵的最大优点是容易实现变量,只要改变定子和转子间偏心 e 的大小和方向,便可改变泵的排量和输油方向,故是变量叶片泵。其缺点是转子上受有单方向的液压不平衡作用力,轴承负载较大,故又称非平衡式泵。

(2) 流量计算。单作用叶片泵的实际输出流量的计算如下:

$$q = 2 b e D n v \quad (3-15)$$

式中, b 为叶片宽度; e 为转子与定子间的偏心; D 为定子内径。

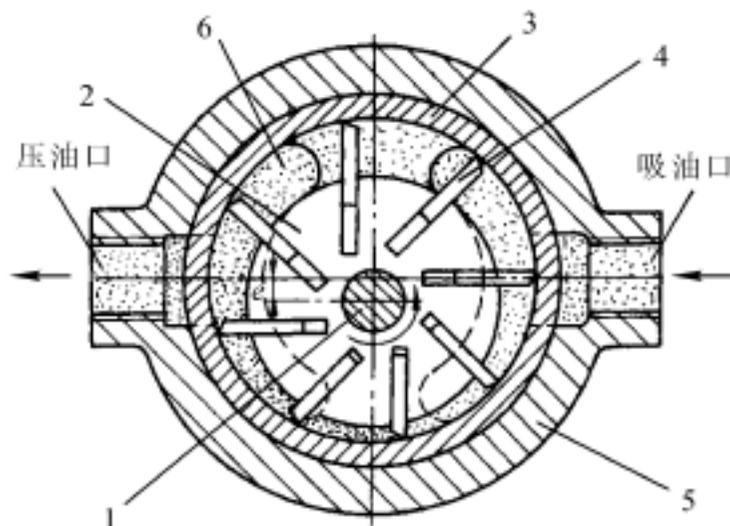


图 3-9 单作用叶片泵工作原理图

1—传动轴;2—转子;3—定子;4—叶片;5—泵体;6—配油盘

式(3-15)也表明,只要改变偏心 e 即可改变流量。单作用叶片泵的流量也是有脉动的,泵内叶片数越多,流量脉动率越小。理论分析表明,奇数叶片的泵的脉动率比偶数叶片的泵的脉动率小,所以单作用叶片泵的叶片数取奇数,一般为13或15片。

(3) 结构特点。

1) 可通过改变定子和转子之间偏心 e 的值来改变流量。偏心反向布置,则吸、压油方向也相反。

2) 叶片后倾。为使叶片顶部可靠地和定子内表面相接触,压油腔一侧的叶片底部和压油腔相通,吸油腔一侧的叶片底部和吸油腔相通。吸油腔一侧的叶片仅靠离心力的作用顶在定子内表面上。为了使叶片能在离心力的作用下顺利甩出,叶片应后倾一个角度安放,一般后倾角为 24° 。

3) 转子承受径向不平衡的液压作用力。所以限制了工作压力的提高,单作用叶片泵的额定压力一般不超过7 MPa。

4) 存在困油现象。当两相邻叶片同时在吸、压油窗口间的封油区内工作时,密闭容腔会产生困油现象。为此,通常在配油盘排油窗口边缘开三角形卸荷槽。

2. 限压式变量叶片泵

单作用式叶片泵的具体结构类型有很多:按改变偏心方式的不同,分为手调式变量泵和自动调节式变量泵;按改变偏心方向的不同,可分为单向变量泵和双向变量泵。自动调节式变量泵又有限压式变量泵、稳流量式变量泵等多种型式。限压式变量泵又有外反馈式和内反馈式。下面介绍常用的外反馈式变量叶片泵的工作原理和特性。

(1) 外反馈限压式变量叶片泵的工作原理。图3-10所示为外反馈限压式变量叶片泵的工作原理。转子1的中心 O 是固定不动的,定子3可左右移动。在限压弹簧2的作用下,以 O_1 为中心的定子被推向右端,使定子中心和转子中心产生一初始偏心量 e ,它决定了泵的最大流量 q_{\max} 。当泵的转子逆时针方向旋转时,转子上部为压油腔,下部为吸油腔,压力油把定子向上压在滑块滚针支承4上。定子右侧装有反馈液压缸(柱塞缸),其油腔与压油腔(泵的出口)相通。设反馈液压缸的受压面积为 A_x ,当作用在定子上的反馈力 pA_x 小于作用在定子左侧的弹簧力 F_s 时,弹簧2把定子推向最右边,柱塞和流量调节螺钉6相接触,此时偏心达到预调值 e ,泵的

输出流量最大。当泵的压力升高到 $p_{\max} A_x$ 时,反馈力克服弹簧预紧力推定子左移,偏心减小,泵输出流量随之减小。压力愈高,偏心就愈小,输出流量也愈小。当压力大到泵内偏心所产生的流量全部都用于补偿泄漏时(称截止流量),泵的输出流量为零,不论外负载再怎样加大,泵的输出压力不会再升高,所以这种泵称为限压式变量叶片泵。

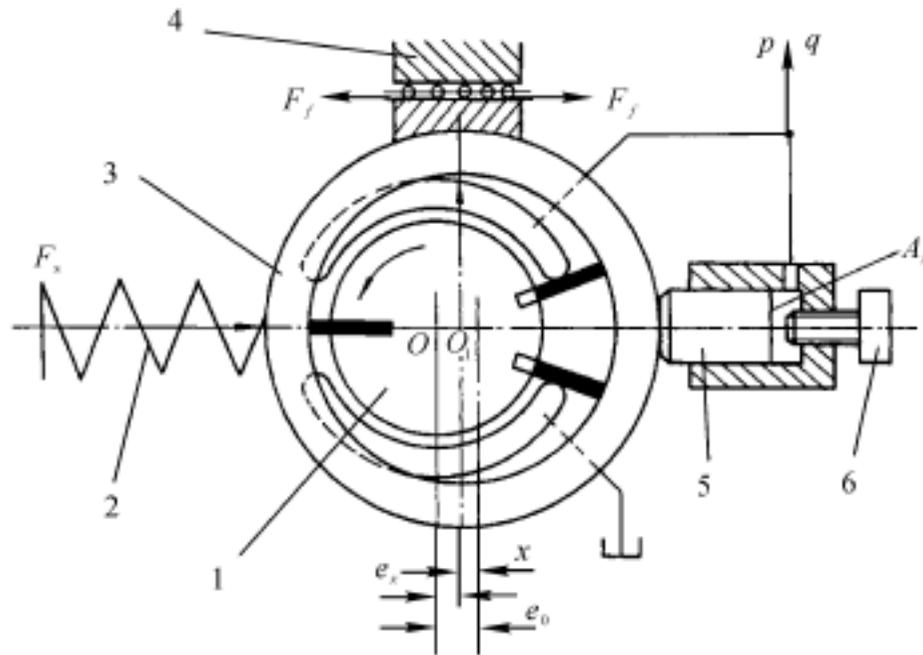


图 3-10 外反馈限压式变量叶片泵工作原理图

1— 转子;2— 限压弹簧;3— 定子;4— 滑块滚针支撑;

5— 反馈柱塞;6— 流量调节螺钉

(2) 限压式变量叶片泵的流量压力特性。由定子的受力平衡方程和实际输出流量方程可以推出限压式变量叶片泵的流量-压力方程为

$$q = k_q (x_0 + e_{\max}) - \frac{k_q}{k_s} (A_x + \frac{k_s k_l}{k_q}) p$$

式中, q , p , k_q , k_l 分别为泵的流量、压力、流量常数、泄漏因数; e_{\max} 为泵转子与定子的最大偏心距; k_s , x_0 分别为弹簧刚度及预压缩量。由此方程画出的流量-压力特性曲线如图 3-11 所示,它反映了泵工作时流量随压力变化的关系。当泵的工作压力小于 p_c 时其流量变化用斜线 AB 表示,它和水平线之间的差值为泄漏量。此阶段的变量泵就像定量泵一样,当压力增加时,实际输出流量减少。 B 点为特性曲线的拐点,其对应的压力 p_c 就是限定压力,它表示泵在原始偏心距 e_0 时可达到的最大工作压力。泵的工作压力超过 p_c 以后,限压弹簧被压缩,偏心距减小,泵的实际流量随着压力的增大迅速下降。其变化情况用变量段曲线 BC 表示。变量泵的最大输出压力 p_{\max} 相当于实际输出流量为零时的压力。

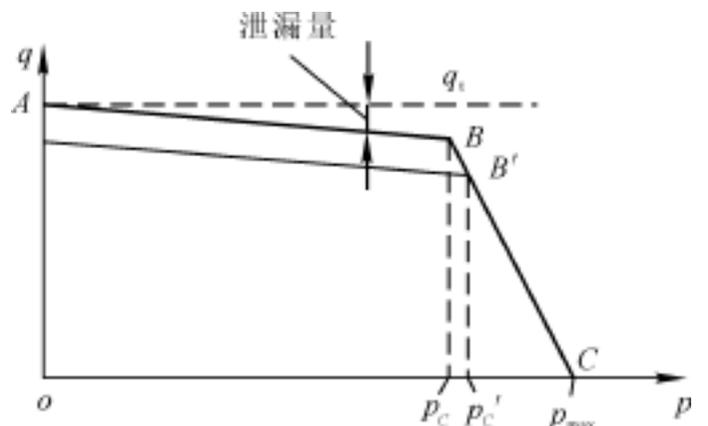


图 3-11 外反馈限压式变量叶片泵的流量-压力特性曲线

调节图 3-10 中所示的流量调节螺钉 6,便可改变流量的大小,此时线段 AB 上下平移, p_c 值稍有变化,如图 3-11 中 B 点对应的 p_c 。调节弹簧预紧力可改变 p_c 和 p_{\max} 的值,这时线段左右平移。如更换刚度不同的弹簧,则可改变 BC 段的斜率,弹簧越“软”, BC 段越陡, p_{\max} 值越

小;反之,弹簧越“硬”, BC 段越平坦, p_{\max} 值越大。

限压式变量叶片泵常用于执行器需要有快慢速交替工作的机床液压系统。快速行程时需要大的流量,负载压力较低,正好使用其 AB 段曲线部分;工作进给时负载压力升高,需要流量减少,正好使用其 BC 段曲线部分。

限压式变量叶片泵结构较复杂,泄漏和噪声较大,有径向不平衡力,容积效率和机械效率都没有定量叶片泵高;但是,它能按负载压力自动调节流量,在功率使用上较为合理,因此把它用在要求执行器有快、慢速和保压阶段的场合,有利于节能和简化液压系统。

二、双作用叶片泵

1. 双作用叶片泵的工作原理

双作用叶片泵的工作原理如图3-12所示。它也是由定子1、转子2、叶片3、配油盘4和泵体5等组成,它的定子内表面形似椭圆,是由4段圆弧和4段过渡曲线共8个部分组成的,且定子和转子同心。定子、转子、可滑动叶片、配油盘构成多个容积可变的密闭工作腔。在配油盘上开有4个配油窗口,分别与吸、压油口相通。在图示转子顺时针方向旋转的情况下,密封工作腔的容积在左上角和右下角处逐渐增大,为吸油区,在左下角和右上角处逐渐减小,为压油区;吸油区和压油区之间有一段封油区把它们隔开。转子每转一周,每一叶片往复滑动两次,每个密封工作腔完成吸油和压油动作各两次,故称这种泵为双作用叶片泵。泵的两个吸、压油区是径向对称的,不存在径向不平衡力,所以又称为平衡式叶片泵。

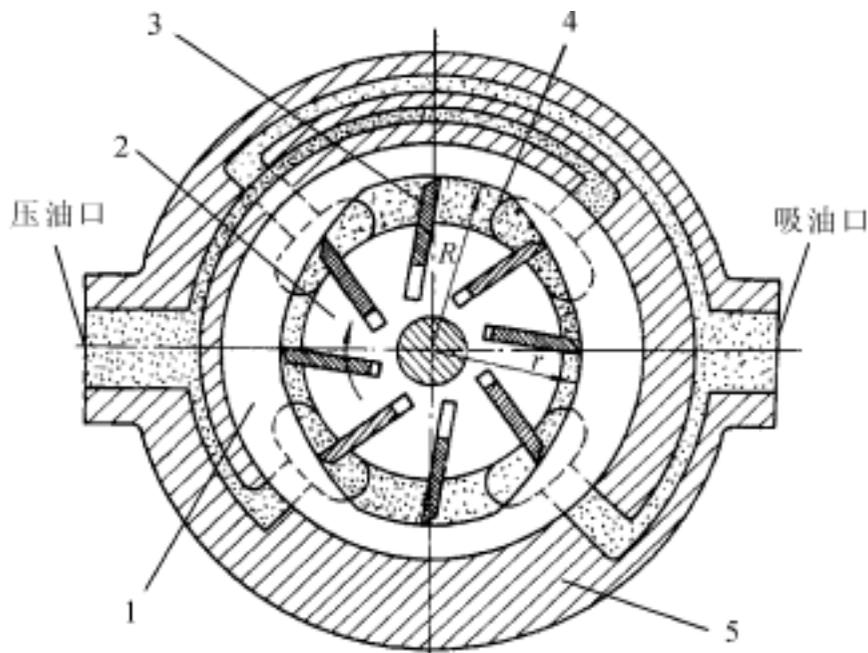


图 3-12 双作用叶片泵工作原理

1—定子;2—转子;3—叶片;4—配油盘;5—泵体

2. 流量计算

由图3-12可知,当叶片每伸缩一次时,每相邻叶片间油液的排出量等于长半径圆弧段的容积与短半径圆弧段的容积之差。若叶片数为 z ,则每转排油量应等于上述容积差的 $2z$ 倍,则双作用叶片泵的实际输出流量公式为

$$q = 2b \left[(R^2 - r^2) - \frac{R - r}{\cos \alpha} s z \right] n v \quad (3-16)$$

式中, b 为叶片宽度; R 和 r 分别为定子圆弧部分的长短半径; α 为叶片的倾角; s 为叶片厚度; z 为叶片数。

如不考虑叶片厚度, 则理论上双作用叶片泵无流量脉动。但实际上叶片是有厚度的, 并且长半径圆弧和短半径圆弧也不可能完全同心, 尤其是当叶片槽底部被设计成与压油腔相通时, 泵的瞬时流量仍将出现微小的脉动, 但其脉动率较其他形式的泵小得多。经理论分析可知, 流量脉动率在叶片数为 4 的倍数且大于 8 时最小。所以双作用式叶片泵的叶片数一般都取 12 片或 16 片。

3. 双作用叶片泵的结构特点

(1) 定子过渡曲线。定子内表面是由两段长半径圆弧、两段短半径圆弧和四段过渡曲线所组成。理想的过渡曲线不仅应使叶片在槽中滑动时的径向速度和加速度变化均匀, 而且应使叶片转到过渡曲线和圆弧交接点处的加速度突变不大, 以减小冲击和噪声。双作用叶片泵一般都使用综合性能较好的等加速度曲线作为过渡曲线。

(2) 叶片安放角。如图 3-13 所示, 叶片在压油区工作时, 它们均受定子内表面推力的作用不断压回槽内。当叶片在转子内径向安装时, 定子表面对叶片作用力的方向与转子半径的方向 (叶片径向安装时的方向) 所成的压力角 β' 较大, 因而叶片在叶片槽内所受的摩擦力也较大, 这使叶片滑动困难, 甚至会被卡住或折断。如果叶片不作径向安装, 而是顺转向前倾一个角度 θ , 这时的压力角 $\beta = \beta' - \theta$ 。压力角减小有利于叶片在槽内滑动, 所以双作用叶片泵转子的叶片槽常做成向前倾斜一个 θ 角。一般取 $10^\circ \sim 20^\circ$ 。叶片作前倾安装时, 泵不允许反转。

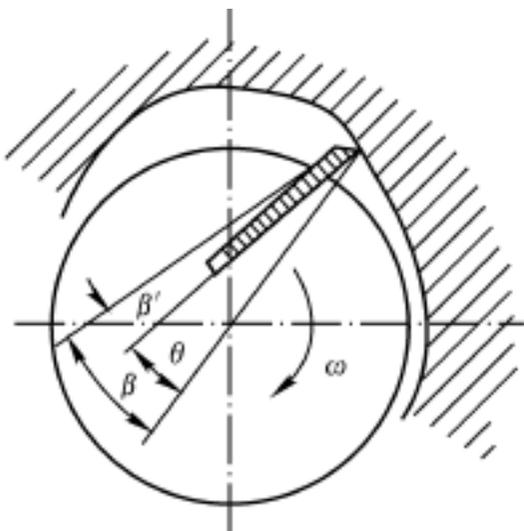


图 3-13 双作用叶片泵的叶片倾斜角

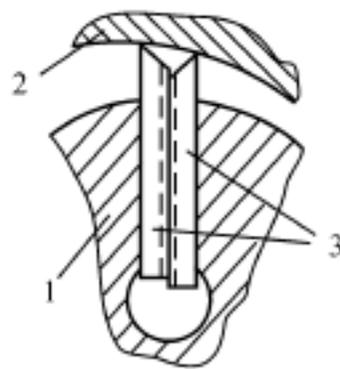


图 3-14 双叶片结构工作原理

1—转子; 2—定子; 3—叶片

(3) 高压化措施。如前所述, 为保证叶片和定子内表面紧密接触, 叶片底部和压油腔是相通的。当叶片处在吸油腔时, 叶片底、顶部就出现了吸、压油腔的压力差, 这一压力差使叶片以很大的力压向定子内表面, 加速了定子内表面的磨损, 严重影响泵的寿命, 使进一步提高叶片泵压力受到了限制。当叶片处于吸油区时, 叶片根部压力油作用力 F 的大小为

$$F = psB \quad (3-17)$$

式中, p 为叶片根部的油液压力; s 为叶片厚度; B 为叶片根部承受压力油作用的宽度。

要提高双作用叶片泵的压力就必须减小叶片对定子的作用力 F , 即必须减小 p, s, B 三者

中的任一值。常用的措施是减小作用在叶片底部的油液压力 p 或采用特殊的叶片结构以减小吸油区叶片根部的有效作用面积。

图 3-14 所示为双叶片结构。在转子 1 的槽中安装两个叶片 3, 它们之间可以相对自由滑动, 保证每个叶片的棱边都能和定子内表面接触, 从而在叶片的顶部形成一个油室, 叶片底部始终通有压力油。两叶片之间开有槽(如图 3-14 中虚线所示), 底部油室的压力油可经此槽进入顶部油室, 因此叶片底部所受的压力大部分被顶部抵消。适当选择叶片顶部棱边的宽度, 可以既保证叶片有一定的作用力压向定子, 但又不致产生过大的作用力。

图 3-15 所示为子母叶片结构。子叶片 3 和母叶片 4 能相对滑动, 它们之间的油室 f 始终经槽 e, d, a 和压力油相通, 而子叶片的底腔 g 则经转子 1 上的孔 b 和所在油腔相通。这样当叶片处于吸油腔时, 子叶片只有在油室 f 的高压油作用下压向定子 2 的内表面, 减小了宽度 B (见式 (3-17)), 从而使作用力不致过大。

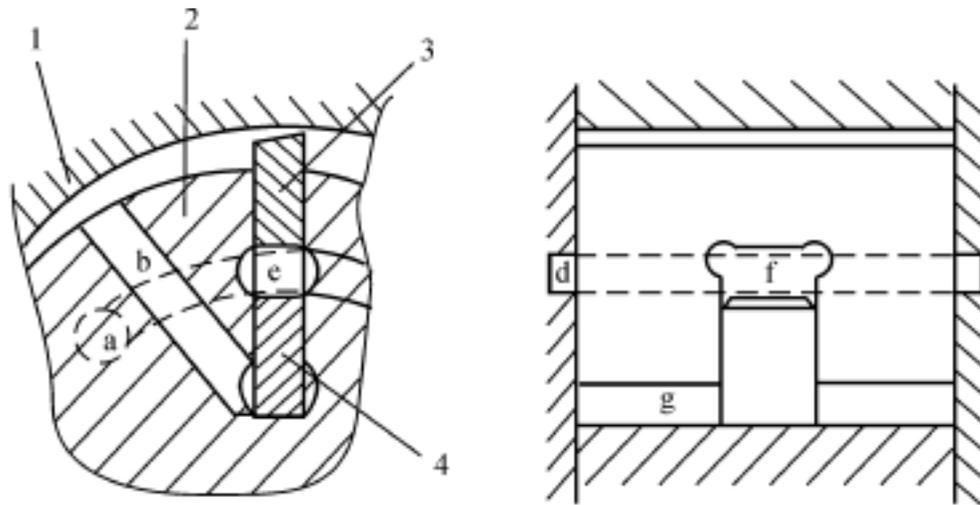


图 3-15 子母叶片结构工作原理

1—定子; 2—转子; 3—子叶片; 4—母叶片

图 3-16 所示为阶梯叶片结构。阶梯叶片和阶梯叶片槽之间的油室 d 始终和压力油相通, 而叶片的底部则和所在油腔相通。这样, 在通吸油腔时, 叶片只在油室 d 内油液压力作用下压向定子内表面, 减小了叶片和定子内表面间的作用力。但这种结构的工艺性较差。

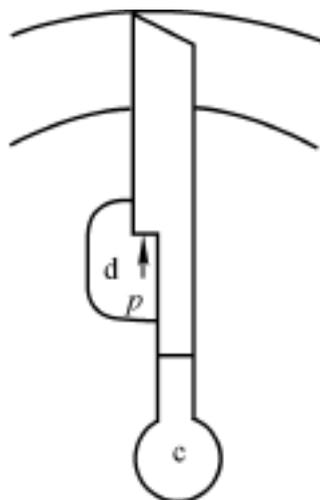


图 3-16 阶梯叶片结构工作原理

三、双联叶片泵

双联叶片泵是由两个单级叶片泵装在一个泵体内使其油路并联而成。两个泵的转子由同一传动轴传动,有一个公共的吸油口和两个各自独立的出油口。两个泵的排量可以有多种不同的组合。两泵输出的流量可以单独使用,也可以合并使用。双联叶片泵常用于快慢速交替动作的工况类型:快速轻载时,两泵同时供给低压油;慢速重载时,通过控制阀使大流量泵卸荷,小流量泵单独供油。从而可节省功率消耗,减少油液发热。双联叶片泵也常应用于液压系统需要有两个互不干扰的独立油路中。双联液压泵的图形符号见附录。

第五节 柱塞泵

柱塞泵是依靠柱塞在其缸体中作往复运动造成容积变化来实现吸油和压油的一类液压泵。由于它的密封工作腔的构件为圆柱形的柱塞和缸体,因此其加工方便,容易得到较高的配合精度,所以这类泵的特点是泄漏量小,容积效率高,可以在高压下工作。同时,只需改变柱塞的行程就能改变泵的流量,因此易于实现变量。由于柱塞泵压力高、结构紧凑、效率高、流量调节方便,故在需要高压、大流量、大功率的系统中和流量需要调节的场合,如重型刨床、液压机、工程机械、矿山冶金机械及船舶上得到了广泛应用。

柱塞泵按柱塞的排列和运动方向不同,可分为轴向柱塞泵和径向柱塞泵。

一、轴向柱塞泵

轴向柱塞泵是柱塞中心线平行于缸体轴线的一种液压泵,可分为斜盘式和斜轴式。斜盘式轴向柱塞泵的传动轴中心线与缸体中心线重合,斜盘与传动轴倾斜一定角度。它可以是缸体转动,也可以是斜盘转动,有点接触式和滑履式两种;斜轴式轴向柱塞泵的传动轴相对于缸体中心线倾斜一个角度,故称为斜轴式轴向柱塞泵。本节重点介绍斜盘式轴向柱塞泵。

1. 斜盘式轴向柱塞泵

(1) 工作原理。图 3-17 所示为斜盘式轴向柱塞泵的工作原理。这种泵由斜盘 1、柱塞 2、缸体 3、配油盘 4 等主要零件组成。柱塞在的缸体内沿圆周按轴向排列,斜盘 1 的法线与缸体轴线有一夹角 α ,斜盘和配油盘是不动的,柱塞 2 依靠根部的弹簧或液压力作用而保持其头部与斜盘紧密接触。传动轴 5 带动缸体 3、柱塞 2 一起转动。当传动轴按图 3-17 所示方向旋转时,柱塞 2 在其自下而上回转的半周内逐渐向外伸出,使缸体孔内密封工作腔容积不断增大,产生局部真空,从而将油液经配油盘 4 上的配油窗口 a 吸入;柱塞在其自上而下回转的半周内又逐渐向里推入,使密封工作腔容积不断减小,将油液从配油窗口 b 向外压出。缸体每转一周,每个柱塞往复运动一次,完成一次吸油和压油动作。改变斜盘的倾角 α 可以改变柱塞往复行程的大小,也就改变了泵的排量。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。

(2) 流量计算。斜盘式轴向柱塞泵的实际输出流量的计算公式为

$$q = \frac{\pi}{4} d^2 D \tan \alpha z n v \quad (3-18)$$

式中, z 为柱塞数; d 为柱塞直径; D 为柱塞分布圆直径; α 为斜盘轴线与缸体轴线间的夹角。

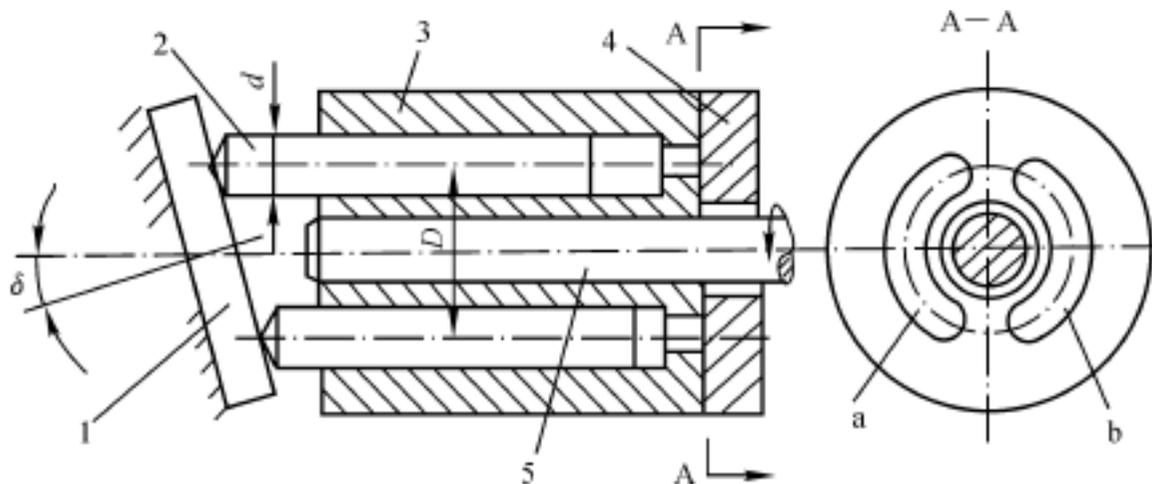


图 3-17 轴向柱塞泵工作原理

1—斜盘;2—柱塞;3—缸体;4—配油盘;5—传动轴

斜盘式轴向柱塞泵和其他泵一样,其实际输出流量是脉动的,当柱塞数越多并且为单数时,脉动较小。因此,一般常用的柱塞数视流量的大小,取 7 个、9 个或 11 个。

(3) 典型结构。图 3-18 所示为斜盘式轴向柱塞泵的一种典型结构。它由主体部分和变量机构部分组成。

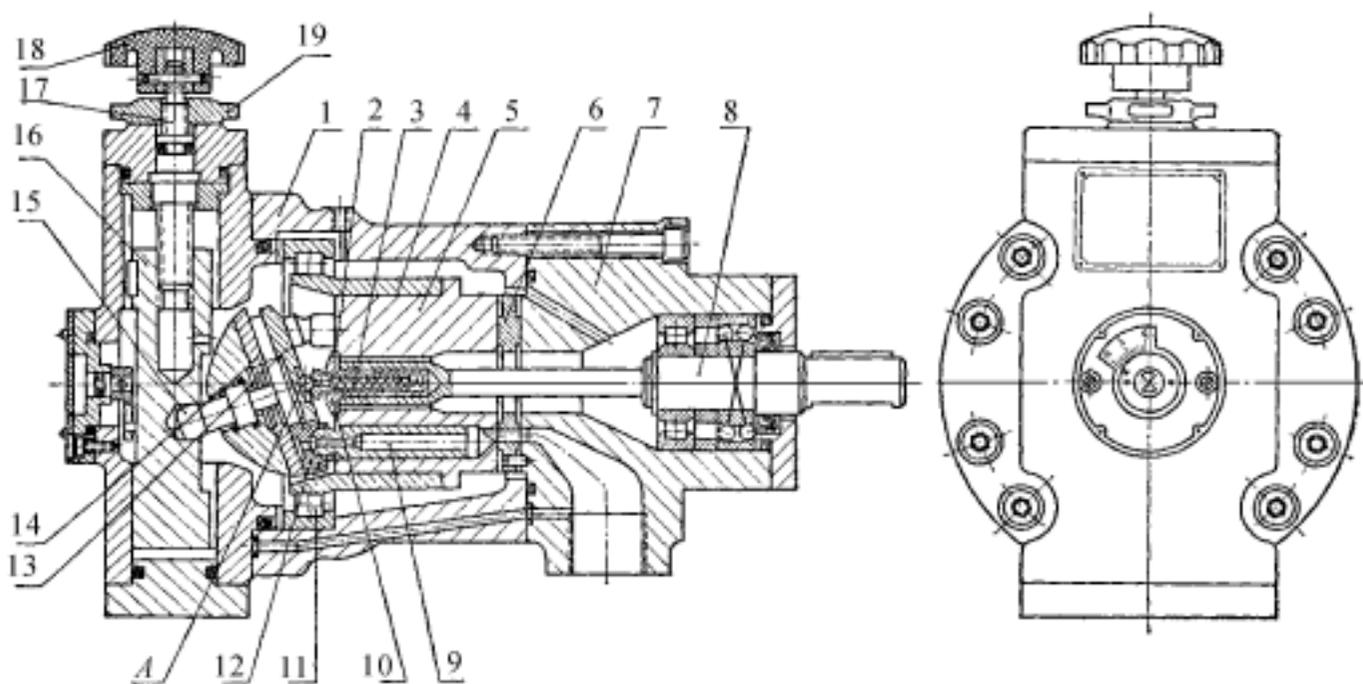


图 3-18 斜盘式轴向柱塞泵结构

1—中间泵体;2—内套;3—定心弹簧;4—钢套;5—缸体;6—配油盘;
7—前泵体;8—传动轴;9—柱塞;10—外套;11—滚子轴承;12—滑履;13—压盘;
14—倾斜盘;15—轴销;16—变量活塞;17—丝杆;18—手轮;19—锁紧螺钉

1) 泵的主体部分。如图 3-18 所示,传动轴 8 用花键带动缸体 5 转动,在缸体的轴向缸孔中装有柱塞 9,每个柱塞的球形头部装有可以相对滑动的滑履 12。由定心弹簧 3 通过内套 2、钢球 A 和压盘 13,将滑履紧紧地压在斜盘 14 上,使泵具有一定的自吸能力。当缸体由传动轴带动旋转时,柱塞相对缸体作往复运动,缸底的通油孔经配油盘 6 上的配油窗口完成吸、压油工作。此外,定心弹簧通过外套 10 将缸体压在配油盘上,以减少漏损。缸体的外面镶有缸套 4,支撑在滚子轴承 11 上。这样斜盘给缸体的径向分力就可以由滚子轴承来承受,使传动轴和缸体只受扭

矩而没有弯矩的作用。柱塞和滑履中间的小孔可使缸孔中的压力油通过滑履和斜盘的接触平面间隙,从而形成一个静压油垫,以减小滑履和斜盘之间的摩擦和磨损。

2) 变量控制机构。轴向柱塞泵上可以通过安装各种各样的变量控制机构来变更斜盘或斜轴相对于缸体轴线的夹角,以达到调节流量的目的。这种装置按控制方式分为手动控制、液压控制、电气控制等多种;按控制目的分为恒压力控制、恒流量控制、恒功率控制等多种;按控制信息分为负载传感控制、速度传感控制、压力传感控制等多种。下面介绍两种典型变量机构的结构和工作原理。

图 3-18 所示柱塞泵的变量机构即为手动控制方式。传动手轮 18 使丝杆 17 转动,带动变量活塞 16 作轴向移动(由导向键防止转动)。通过销轴 15 使支撑在变量机构壳体上的斜盘绕钢球 A 的中心转动,从而改变了斜盘的倾角,也就改变了液压泵的排量和流量。这种变量机构结构简单,但操纵不方便,且不能在工作过程中实现变量。

图 3-19 所示为伺服变量控制机构的工作原理图。该控制机构由缸筒 1、活塞 2、伺服阀 3 和斜盘 4 等组成。活塞的内腔构成了伺服阀的阀体,并有 c, d, e 三个孔道分别沟通缸筒下腔 a、上腔 b 和油箱。主体结构中的斜盘 4 通过锥销与活塞下端相连,活塞上下移动可改变斜盘的倾角。当用手动方式或机械方式使伺服阀阀芯向下移动时,上面的阀口打开, a 腔中的压力油经孔道 c 通向 b 腔,活塞因上腔有效作用面积大于下腔而向下移动,活塞移动时又使伺服阀上的阀口关闭,最终使活塞停止运动。同理,当用手柄使伺服阀阀芯向上移动时,下面的阀口打开, b 腔经孔道 d 和 e 接通油箱,活塞在 a 腔压力油的作用下向上移动,并在该阀口关闭时自动停下来。伺服变量机构是通过操纵液压伺服阀动作,利用泵输出的压力油推动变量活塞来实现变量的。所以加在拉杆上的力很小,并且控制灵敏,可在工作过程中实现变量。

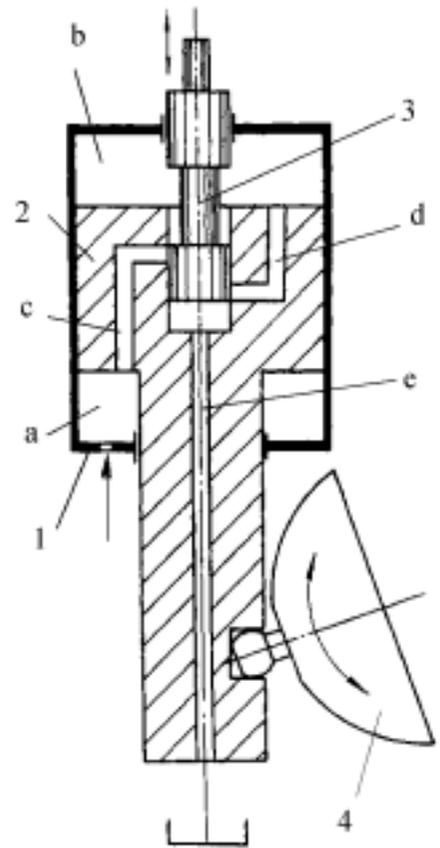


图 3-19 伺服变量结构

1—缸筒;2—活塞;3—伺服阀;4—斜盘;
a—缸筒下腔;b—缸筒上腔;c, d, e—孔道

上述的控制方式无非就是依据不同的参数、通过不同的手段来规定控制机构的动作而已。轴向柱塞泵结构紧凑、径向尺寸小、质量轻、转动惯量小、易于实现变量、压力可以达到很高(可达 30 MPa 以上),但它对油液的污染较为敏感。

2. 斜轴式轴向柱塞泵简介

这种泵的传动轴相对于缸体中心线倾斜一个角度,故称为斜轴式轴向柱塞泵。图 3-20 所示为其工作原理图。缸体 3 相对于传动轴 5 有一倾角,柱塞 2 通过连杆 4 与传动轴的圆盘相连。当传动轴转动时,连杆就带动缸体和柱塞一起绕缸体中心线转动,柱塞同时在缸体孔中作往复运动,使缸体孔中的密封腔容积不断发生变化,从而通过配油盘 1 上的吸油窗口 6 或压油窗口 7 实现吸油和压油。改变传动轴和缸体间的夹角就可改变泵的排量。

斜轴式轴向柱塞泵变量范围大,但其外形尺寸较大,结构也较复杂,适用于要求排量大的场合。

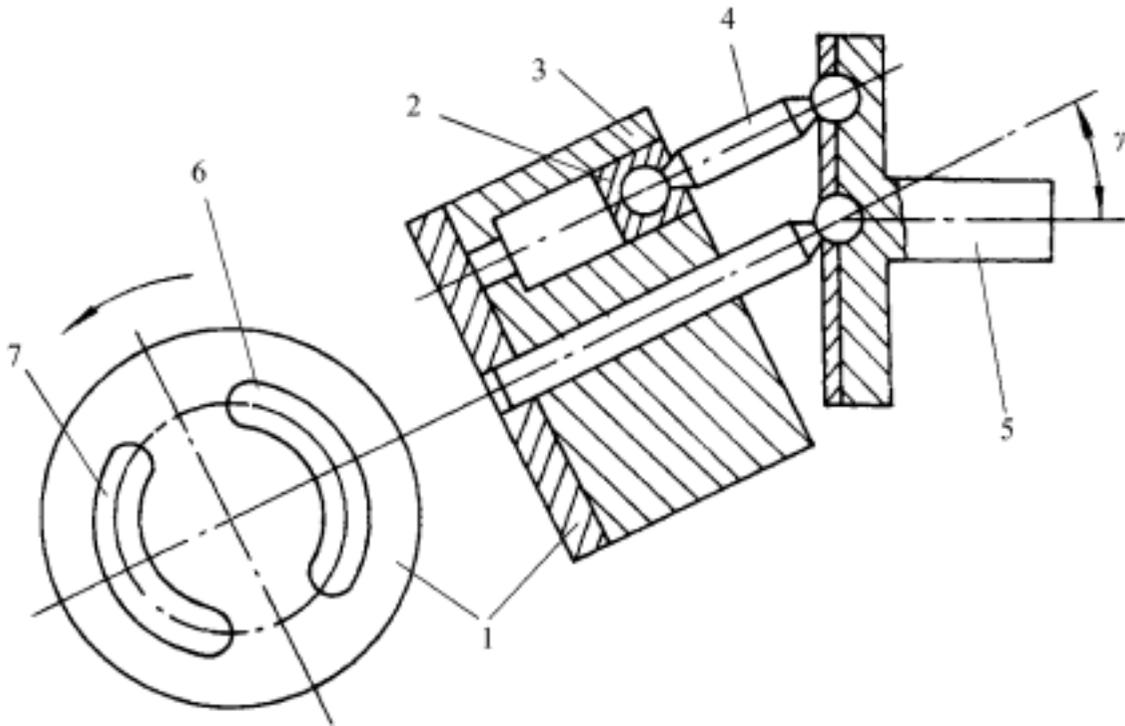


图 3-20 斜轴式轴向柱塞泵工作原理

1—配油盘;2—柱塞;3—缸套;4—连杆;5—传动轴;6—吸油窗口;7—压油窗口

二、径向柱塞泵

1. 工作原理

径向柱塞泵是柱塞在缸体内呈径向分布的一类液压泵。它的工作原理如图 3-21 所示。柱塞 1 径向安置于缸体 3 中。与缸体内孔紧配的衬套 4 套装在固定不动的配油轴 5 上。当缸体 3 在电机带动下旋转时,柱塞 1 在离心力(或低压油作用下)压紧在定子 2 的内壁上。当缸体按图 3-21(a) 所示方向旋转时,由于缸体与转子间有一偏心距 e ,所以处于上半周的各柱塞底部的密封腔容积将逐渐增大,形成局部真空。于是通过配油轴上的窗口 a 吸油。同理,处于下半周的各柱塞底部的密封腔容积将逐渐减小,通过配油轴上的窗口 b 压油。缸体每转一周,每个柱塞各吸压油一次。配油轴内钻有轴向油孔,通窗口 a 和 b,引至液压泵的吸、压油口。

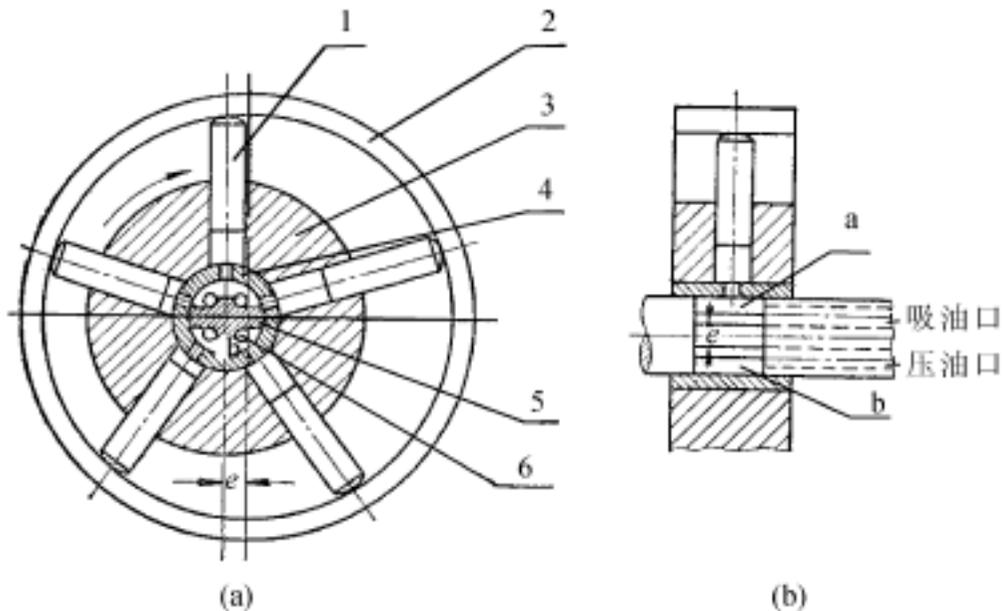


图 3-21 径向柱塞泵工作原理

1—柱塞;2—定子;3—缸体;4—衬套;5—配油轴;6—输油孔

径向柱塞泵输油量的大小与偏心距 e 有关。如果将偏心距做成可调的,就成为变量泵。移动定子改变 e 的大小,可以改变泵的排量;改变偏心的方向,则吸压油也变向。配油轴与衬套之间的配合间隙要适当,过小易造成咬死或损伤,过大则会引起严重泄漏。

径向柱塞泵径向尺寸大,结构较复杂,自吸能力差,且配油轴受有径向不平衡力,这些都限制了它转速和压力的提高。

2. 流量计算

径向柱塞泵的柱塞在缸体中移动的速度是不均匀的,所以其流量也是脉动的。柱塞数很多且为奇数时,泵的流量脉动较小。

径向柱塞泵的实际输出流量公式为

$$q = \frac{\pi}{4} d^2 2ezn v = \frac{\pi}{2} ez n v \quad (3-19)$$

径向柱塞泵上也可以安装各种变量控制机构,其情况与轴向柱塞泵类似。

第六节 液压泵的选用

在设计液压系统时,应根据所要求的工作情况合理地选择液压泵。通常首先是根据主机工况、功率大小和系统对其性能的要求来确定泵的形式,然后根据系统计算得出的最大工作压力和最大流量等确定其具体规格。同时还要考虑定量或变量、原动机类型、转速、容积效率、总效率、自吸特性、噪声等因素。这些因素通常在产品样本或手册中均有反映,应逐一仔细研究,不明之处应向货源单位或制造厂咨询。

液压泵的最大工作压力和最大流量的计算方法详见第九章。液压泵产品样本中,标明了额定压力值和最高压力值,应按额定压力值来选择液压泵。只有在使用中有短暂超载场合,或样本中特殊说明的范围,才允许按最高压力值选取液压泵,否则将影响液压泵的效率 and 寿命。在液压泵产品样本中,标明了每种泵的额定流量(或排量)的数值。选择液压泵时,必须保证该泵对应于额定流量的规定转速,否则将得不到所需的流量。要尽量避免通过任意改变转速来实现液压泵输油量的增减,这样做不但保证不了足够的容积效率,还会加快泵的磨损。

表 3-2 列出了常用液压泵的一些性能。一般情况下,齿轮泵多用于低压液压系统,叶片泵用于中压液压系统,柱塞泵多用于高压液压系统。在轻载、小功率机械设备中,可采用齿轮泵、双作用叶片泵;精度较高的机械设备(如磨床)可用双作用叶片泵;在负载较大并有快速和慢速工作行程的机械设备(如组合机床)可使用限压式变量叶片泵;重载大功率的机械设备(如龙门刨床、拉床)中的液压系统可采用柱塞泵;而机械设备的辅助装置,如送料、夹紧等不重要的地方,可使用价廉的齿轮泵。小功率场合选用定量泵,大功率场合选变量泵较为合理。

表 3-2 常用液压泵的性能比较

项目	齿轮泵	双作用叶片泵	限压式变量叶片泵	轴向柱塞泵	径向柱塞泵
输出压力	低压	中压	中压	高压	高压
流量调节	不能	不能	能	能	能
效率	低	较高	较高	高	高

续 表

项目	齿轮泵	双作用叶片泵	限压式变量叶片泵	轴向柱塞泵	径向柱塞泵
输出流量脉动	很大	很小	一般	一般	一般
自吸特性	好	较差	较差	差	差
对油的污染敏感性	不敏感	较敏感	较敏感	很敏感	很敏感
噪声	大	小	较大	大	大

思考题与习题

1. 构成容积式液压泵应具备哪些条件？
2. 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？
3. 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？
4. 何为困油现象？齿轮泵的困油现象是怎样形成的？有何危害？如何消除？叶片泵和轴向柱塞泵有无困油现象？
5. 齿轮泵的泄漏渠道主要有哪三个方面？
6. 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？
7. 说明叶片泵的工作原理。双作用叶片泵和单作用叶片泵各有什么优缺点？
8. 限压式变量叶片泵,如要使其特性曲线(图3-22)的拐点在D点,但要保持泵的最大压力 p_{max} 不变,问应如何调节？

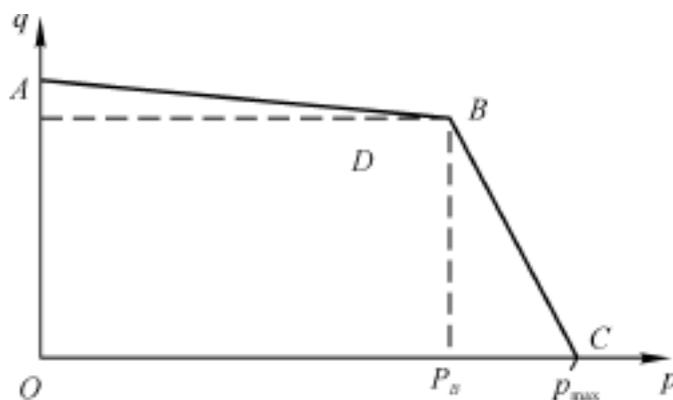


图 3-22

9. 为什么轴向柱塞泵适用于高压？
10. 简述斜轴式轴向柱塞泵的工作原理和结构特点。
11. 在实践中应如何选用液压泵。
12. 某液压泵的输出油压 $p = 10 \text{ MPa}$, 转速 $n = 1450 \text{ r/min}$, 排量 $V = 100 \text{ mL/r}$, 容积效率 $\eta_v = 0.95$, 总效率 $\eta = 0.9$, 试求泵的输出功率和电动机的驱动功率。
13. 设液压泵转速为 950 r/min , 排量为 168 mL/r , 在额定压力 29.5 MPa 和同样转速下,

测得的实际流量为 150 L/min , 额定工况下的总效率为 0.87 , 求:

- (1) 泵的理论流量 q_t ;
- (2) 泵的容积效率 η_v ;
- (3) 泵的机械效率 η_m ;
- (4) 泵在额定工况下, 所需电机驱动功率;
- (5) 驱动泵的转矩。

第四章 液压执行器

第一节 液压缸

液压缸是液压系统中最常用的执行器,其功用是把液体的压力能转换成往复直线机械能。

一、液压缸的类型及液压缸的推力速度特性

液压缸种类繁多,一般按结构特点可分为活塞式、柱塞式两大类。按作用方式又可分为单作用式和双作用式。液压缸除了能单个使用外,还可以组合起来或与其他机构相结合,以实现特殊的功能,比较典型的有增压缸、伸缩缸、齿轮齿条柱塞缸等。

1. 活塞式液压缸

活塞式液压缸有双杆式和单杆式两种结构形式。其固定方式有缸筒固定和活塞杆固定两种。

(1) 双杆活塞缸。双杆活塞缸的活塞两侧都有一根活塞杆伸出。图 4-1(a) 所示为缸筒固定的双杆活塞缸,其进、出油口放置在缸筒的两端,缸的左腔进油,推动活塞向右移动,右腔则回油;改变进、出油方向,活塞反向移动。这种安装形式使工作台的移动范围约为活塞有效行程 l 的 3 倍,其占地面积大,宜用于小型设备中。图 4-1(b) 所示为活塞杆固定的双杆活塞缸,其进、出油口可放置在活塞杆两端,油液经活塞杆内的通道输入液压缸;使用软管连接时,进、出油口亦可放置在缸筒两端,这种安装形式使工作台的移动范围为缸筒有效行程 l 的 2 倍,故可用于较大型的设备中。

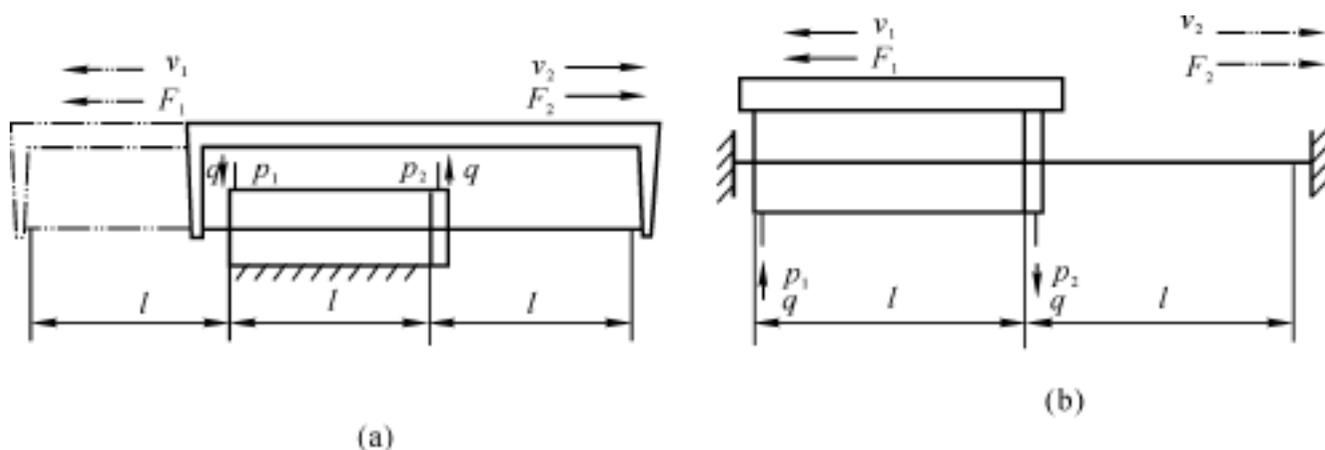


图 4-1 双杆活塞缸

(a) 缸筒固定;(b) 活塞杆固定

当两活塞杆的直径相等、工作压力和输入流量不变时,缸两个方向上输出的推力和速度是

相等的,其值为

$$F_1 = F_2 = (p_1 - p_2) A_m = (p_1 - p_2) \frac{1}{4} (D^2 - d^2) m \quad (4-1)$$

$$v_1 = v_2 = \frac{q}{A} v = \frac{4q v}{(D^2 - d^2)} \quad (4-2)$$

式中, A 为活塞的有效工作面积; D , d 为活塞和活塞杆直径; q 为输入液压缸的流量; p_1 , p_2 为缸进、出口压力; m 和 v 分别为缸的机械效率和容积效率。

双杆活塞缸常用于要求往返运动速度相同的场合,如磨床工作台等机械设备中。

(2) 单杆活塞缸。如图 4-2 所示,单杆活塞缸只有一端带活塞杆。单杆活塞缸可以缸筒固定,也可以活塞杆固定,工作台的移动范围都是活塞(或缸筒)有效行程 l 的 2 倍,其进、出油口的安置视安装方式而定。

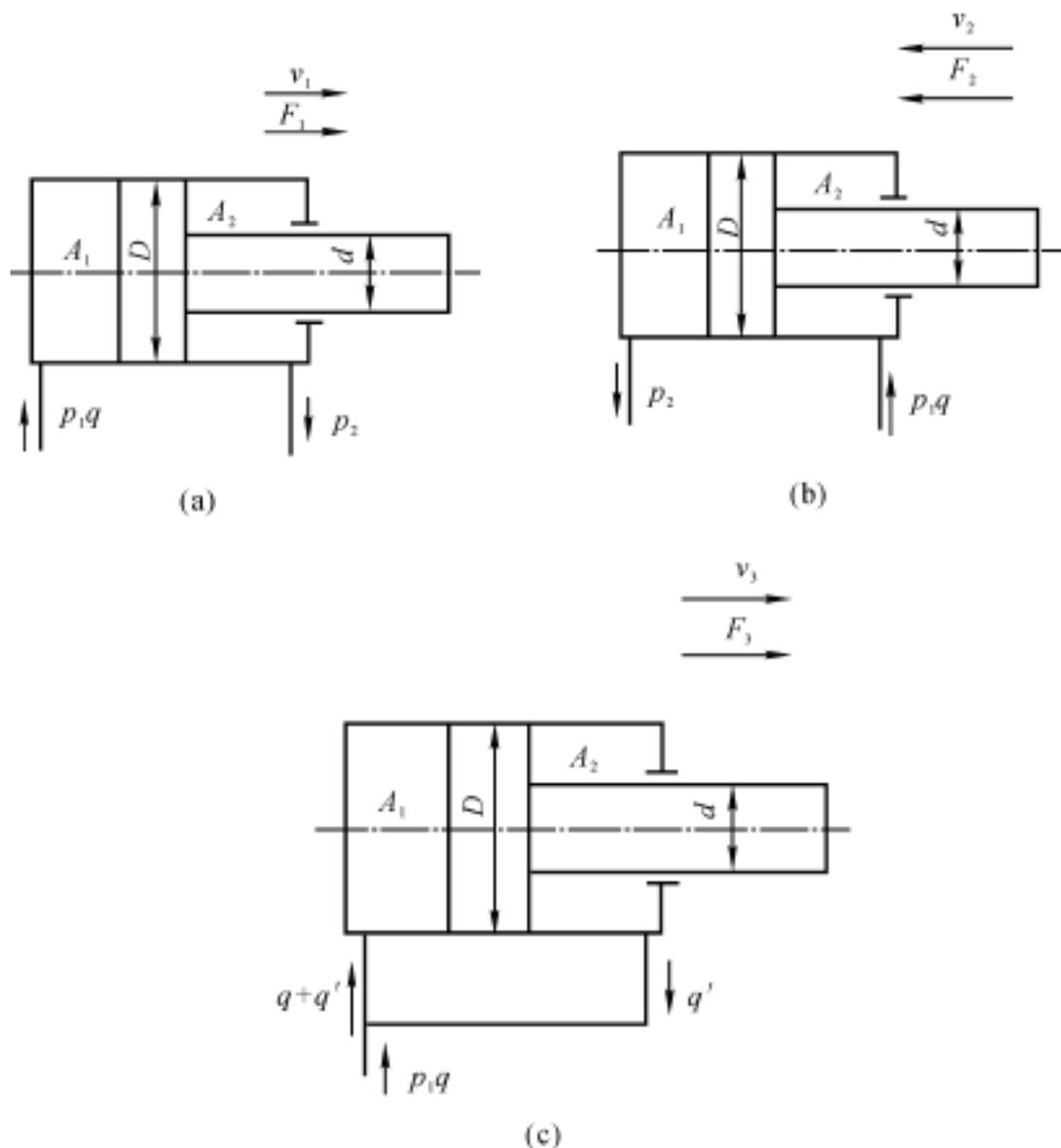


图 4-2 单杆活塞缸

(a) 无杆腔进油; (b) 有杆腔进油; (c) 差动连接

单杆活塞缸因无杆腔和有杆腔的有效面积不相等,所以当向缸的两腔分别供油,且供油压力和流量不变时,缸在两个方向的运动速度和推力都不相等。

无杆腔进油时(见图 4-2(a)),活塞的推力 F_1 和运动速度 v_1 分别为

$$F_1 = (p_1 A_1 - p_2 A_2) m = \frac{1}{4} [(p_1 - p_2) D^2 + p_2 d^2] m \quad (4-3)$$

$$v_1 = \frac{q}{A_1} \quad v = \frac{4q_v}{D^2} \quad (4-4)$$

有杆腔进油时(见图 4-5(b)),活塞的推力 F_2 和运动速度 v_2 分别为

$$F_2 = (p_1 A_2 - p_2 A_1)_{\text{m}} = \frac{1}{4} [(p_1 - p_2) D^2 - p_1 d^2]_{\text{m}} \quad (4-5)$$

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

式中, A_1 和 A_2 分别为液压缸有杆腔和无杆腔的有效工作面积,其他符号意义同前。

由于 $A_1 > A_2$, 所以 $v_1 < v_2$, $F_1 > F_2$ 。

将两个方向上的输出速度的比值称为速度比,用 v 表示,则

$$v = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} \quad (4-7)$$

于是有

$$d = D \sqrt{\frac{(v - 1)}{v}} \quad (4-8)$$

因此,在已知 D 和 v 时,即可确定 d 值。

如果单杆活塞缸的左右两腔同时接通压力油,如图 4-2(c) 所示,由于无杆腔的有效工作面积大于有杆腔的,活塞上向右的推力大于向左的推力,所以活塞杆向右伸出,并将有杆腔的油液挤出,流进无杆腔,从而加快了活塞的运动速度。将液压缸的这种油路连接称为“差动连接”,这时的液压缸称做差动缸。差动连接时活塞(或缸筒)只能向一个方向运动,若要使它反向运动,油路的接法必须和非差动式连接相同(如图 4-2(b) 所示)。差动连接时输出的推力 F_3 和速度 v_3 为

$$F_3 = p_1 (A_1 - A_2)_{\text{m}} = p_1 \frac{d^2}{4} \quad (4-9)$$

$$v_3 = \frac{q_v}{A_1 - A_2} = \frac{4q_v}{d^2} \quad (4-10)$$

如要求在差动连接时活塞的往复运动速度相等,即 $v_3 = v_2$,由式(4-10)和式(4-6)可得

$$D = \sqrt{2} d$$

单杆活塞缸结构紧凑,应用相当广泛。

2. 柱塞缸

活塞缸对内孔精度要求很高,需要长行程时加工困难,所以应采用柱塞缸。图 4-3(a) 所示的柱塞缸只能实现一个方向的运动,反向运动要靠外力(弹簧力、重力等)。这种液压缸中的柱塞和缸筒不接触,运动时由缸盖上的导向套来导向,因此缸筒的内壁无须精加工。为了得到双向运动,柱塞缸通常成对反向布置使用,如图 4-3(b) 所示。

柱塞缸输出的推力和速度为

$$F = pA_{\text{m}} = p \frac{d^2}{4} \quad (4-11)$$

$$v = \frac{q_v}{A} = \frac{4q_v}{d^2} \quad (4-12)$$

式中, d 为柱塞直径。

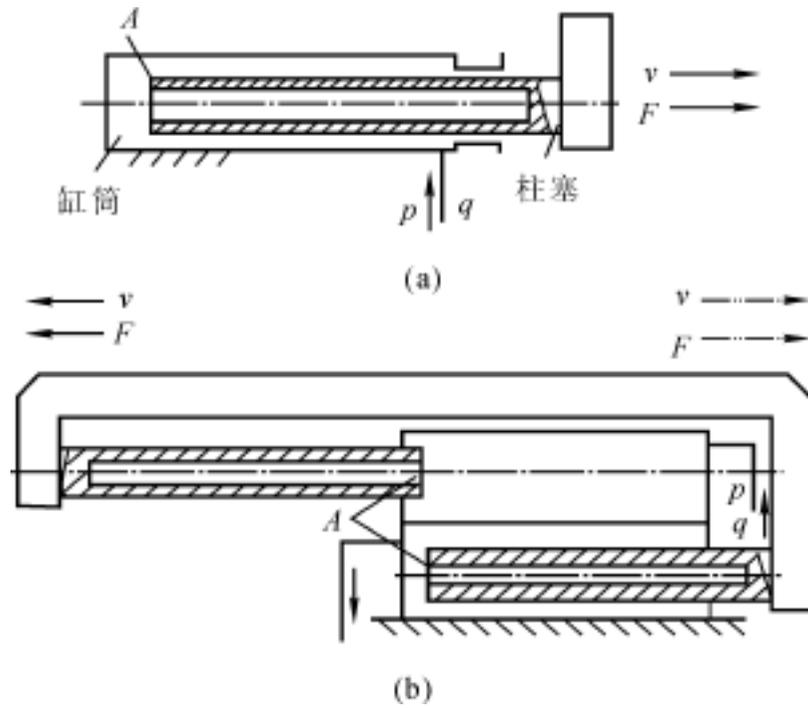


图 4-3 柱塞缸

(a) 单柱塞; (b) 双柱塞

柱塞缸结构简单,制造方便,特别适用于行程较长的场合,如龙门刨床、导轨磨床、大型拉床等机械的液压系统。

3. 其他液压缸

(1) 增压缸。增压缸又称增压器,它能将输入的低压油转变为高压油供液压系统中的高压支路使用。图 4-4 所示为增压缸的工作原理,它由活塞缸和柱塞缸串联而成,利用活塞和柱塞有效作用面积的不同使液压系统中的局部区域获得高压。当活塞直径为 D 、柱塞直径为 d ,输入活塞缸的液体压力为 p_1 时,柱塞缸中输出的液体压力为需要的高压 p_3 ,由力的平衡关系得

$$\frac{1}{4} d^2 p_3 = \frac{1}{4} D^2 p_1 \quad (4-13)$$

整理并考虑机械损失,得:

$$p_3 = p_1 \left(\frac{D}{d}\right)^2 \eta_m = p_1 K \eta_m \quad (4-14)$$

式中, η_m 为增压缸的机械效率; $K = \left(\frac{D}{d}\right)^2$ 为增压比,表示增压缸的增压能力。

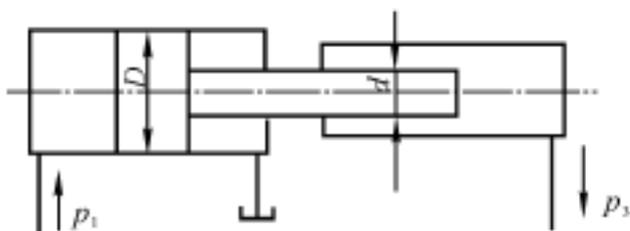


图 4-4 增压缸

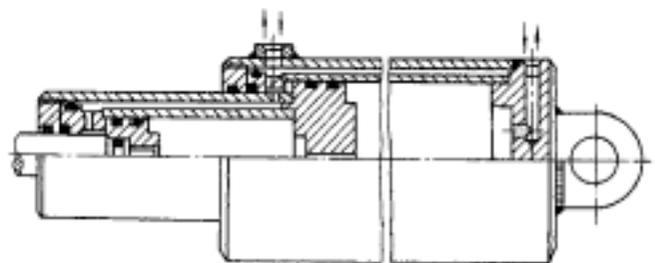


图 4-5 伸缩液压缸

(2) 伸缩液压缸。伸缩液压缸也叫多级液压缸,它由两级或多级活塞缸套装而成,前一级活塞缸的活塞是后一级活塞缸的缸筒,伸出时可获得很长的工作行程,缩回时可保持很小的结构尺寸。图 4-5 所示为双作用式伸缩缸,通入压力油时各级活塞按有效面积大小依次先后动

作,并在输入流量不变的情况下,输出推力逐级减小,速度逐级增大,其值为

$$F_i = p \frac{D^2}{4} m_i \quad (4-15)$$

$$v_i = \frac{4q v_i}{D_i^2} \quad (4-16)$$

式中的 i 指第 i 级活塞缸。

伸缩缸结构紧凑,占用空间小,适用于工程机械、行走机械及自动生产线步进式输送装置。

(3) 齿轮齿条柱塞缸。它由两个柱塞缸和一套齿轮齿条传动装置组成,如图 4-6 所示。柱塞的移动经齿轮齿条传动装置变成齿轮的转动,实现工作部件的往复摆动或间歇进给运动,多用于自动线、组合机床的转位或分度机构。

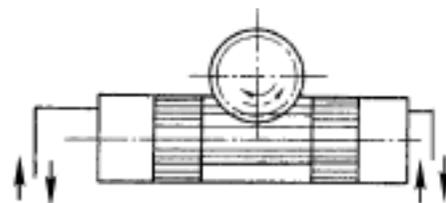


图 4-6 齿轮齿条柱塞缸

齿轮齿条柱塞缸传动轴输出转矩 T 和角速度 分别为

$$T = p \frac{D^2}{8} D_i m \quad (4-17)$$

$$= \frac{8q v}{D^2 D_i} \quad (4-18)$$

式中, p 为缸的左、右腔压力差; q 为进入液压缸的流量; D 为活塞直径; D_i 为齿轮分度圆直径。

二、液压缸的典型结构

图 4-7 所示为一实心单杆液压缸的结构。它由无缝钢管缸筒 4、整体式活塞 5、缸盖 2、缸盖 7 组成。两端缸盖和缸体间采用螺纹连接,活塞和缸筒用 O 形密封圈密封,活塞杆和缸筒采用 Y 形密封圈密封,缸盖和缸筒间采用铜垫密封。

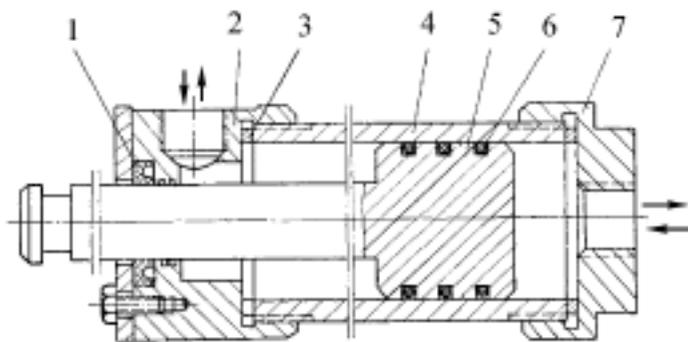


图 4-7 单杆液压缸的典型结构

1, 6— 密封圈; 2, 7— 缸盖; 3— 铜垫; 4— 缸筒; 5— 活塞(杆)

图 4-8 所示为一空心双活塞杆液压缸的结构。它由缸筒 10、活塞 8、两空心活塞杆 1 和 15、缸盖 18 和 24、托架 3、导向套 6 和 19、压盖 16 和 25 以及密封圈 4, 7, 17 等零件组成。由图 4-8 可见,活塞杆固定在机身上,缸筒固定在工作台上。两缸盖通过螺钉(图中未画出)与压板相连,并经钢丝环 12 和 21 固定在缸筒上。由于液压缸工作中要发热伸长,它只以右缸盖与工作台固定相连,左缸盖空套在托架的孔内,使之可以自由伸缩。活塞杆的一端用堵头 2 堵死,并通过锥销 9 和 22 与活塞相连。活塞与缸筒之间、缸盖与活塞杆之间以及缸盖与缸筒之间分别用 O

形圈、Y形圈及纸垫 13 和 23 进行密封,以防止油液的内、外泄漏。液压缸的左右两腔是通过油口 b 和油口 d 经活塞杆中心孔与左右径向孔 a 和 c 相通的。当径向孔 c 接通压力油,径向孔 a 接通回油时,液压缸带动工作台向右移动;反之则向左移动。缸筒在接近行程的左右终端时,径向孔 a 和 c 的开口逐渐减小,对移动部件起制动缓冲作用。为了排除液压缸中余留的空气,缸盖上设置有排气孔 5 和 14,经导向套环槽的侧面孔道(图中未画出)连通排气阀排出。

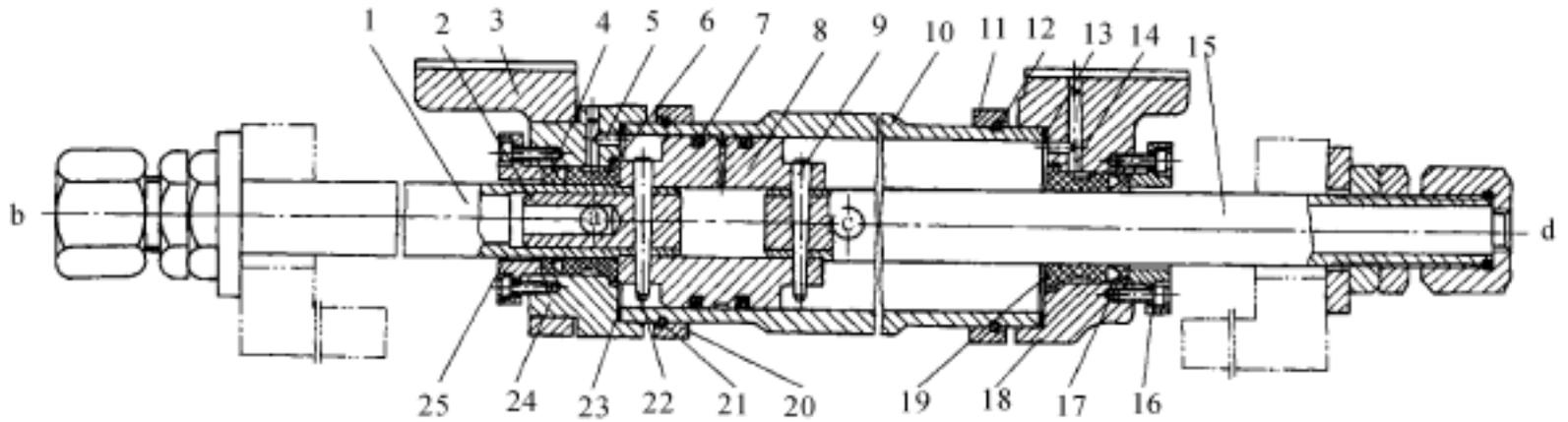


图 4-8 双杆液压缸的典型结构

- 1—活塞杆;2—堵头;3—托架;4—密封圈;5—排气孔;6—导向套;
7—密封圈;8—活塞;9—锥销;10—缸筒;11—压板;12—钢丝环;13—纸垫;
14—排气孔;15—活塞杆;16—压盖;17—密封圈;18—缸盖;19—导向套;
20—压板;21—钢丝环;22—锥销;23—纸垫;24—缸盖;25—压盖

三、液压缸的组成

从上述液压缸的典型结构中可以看到,液压缸通常由缸筒和缸盖、活塞和活塞杆、密封装置、缓冲装置和排气装置等 5 个部分组成。在进行液压缸的设计时,应根据工作压力、运动速度、工作条件、加工工艺及装拆等方面的要求综合考虑液压缸的各部分结构。密封装置将在第六章单独介绍,其他部分叙述如下:

1. 缸筒组件

缸筒和缸盖承受油液的压力,因此要有足够的强度和刚性、较高的表面精度和可靠的密封性。其具体的结构形式和使用的材料有关。工作压力小于 10 MPa 时可使用铸铁;小于 20 MPa 时使用无缝钢管;大于 20 MPa 时使用铸钢或锻钢。常见的缸筒组件结构形式如图 4-9 所示。其中法兰式连接结构简单,加工方便,装拆容易,连接可靠,但要求缸筒端部有足够的壁厚,外形尺寸和质量都较大。常用于铸铁材料的缸筒上。半环式连接的缸筒壁部因开了环形槽而削弱了强度,为此有时要加厚缸壁,它连接可靠、工艺性好、质量轻、结构紧凑,是应用非常普遍的一种连接形式,常用于无缝钢管或锻钢制的缸筒与缸盖的连接中。螺纹式连接有外螺纹连接和内螺纹连接两种,它的缸筒端部结构复杂,外径加工时要求保证内外径同心,装拆时要使用专用工具,它的外形尺寸和质量都较小,常用于无缝钢管或铸钢制的缸筒上,拉杆式连接结构简单、工艺性好、通用性大,但外形尺寸和质量都较大,且拉杆受力后会拉伸变长,影响密封效果,只适用于长度不大的中低压缸。焊接式连接,结构简单、尺寸小、强度高、制造方便,但缸底处内径不易加工,且可能引起缸筒的变形。

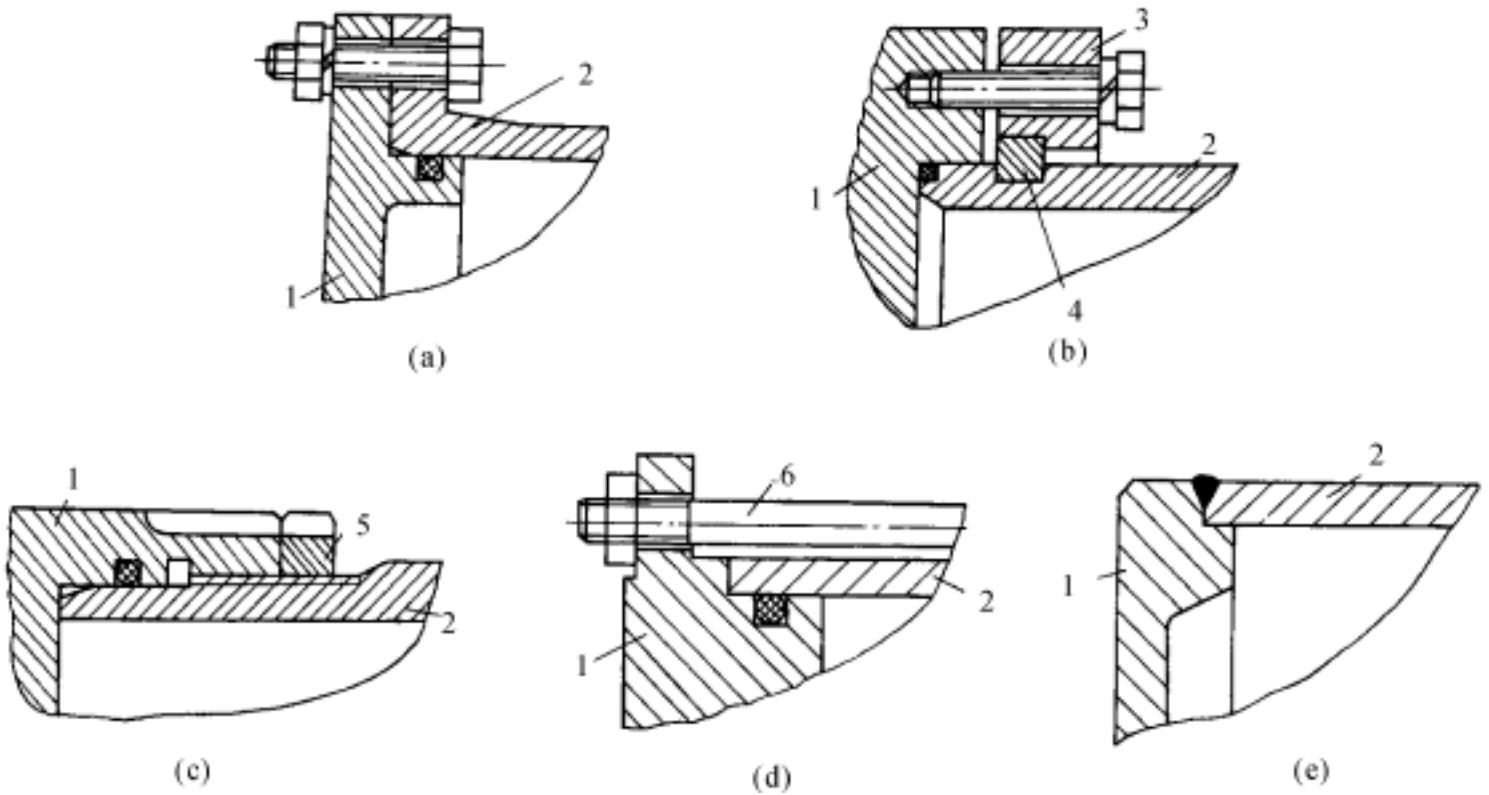


图 4-9 缸筒组件的结构形式

1—缸盖;2—缸筒;3—压板;4—半环;5—防松螺帽;6—拉杆

2. 活塞组件

活塞受油液的压力,并在缸筒内作往复运动,因此,要有一定的强度和良好的耐磨性。活塞一般用耐磨铸铁制造。活塞杆是连接活塞和工作部件的传力零件,要求有足够的强度和刚性,其外圆表面与导向套接触,必要时可做耐磨和防锈处理。活塞杆则不论是空心的还是实心的,通常都用钢料制造。

随工作压力、安装方式和工作条件的不同,活塞组件有多种结构形式。常见的有整体式(见图 4-7)、锥销式(见图 4-8)、螺纹式(见图 4-10(a))、半环式(见图 4-10(b))和焊接式等多种。整体式和焊接式连接结构简单,轴向尺寸紧凑,但损坏后需整体更换,只适用于尺寸较小的场合。锥销式连接工艺性好,但承载能力小。螺纹式连接结构简单,拆装方便,但在高压大负载下须备有螺帽防松装置。半环式连接结构较复杂,拆装不便,但工作较可靠,适用于高压和振动较大的场合。

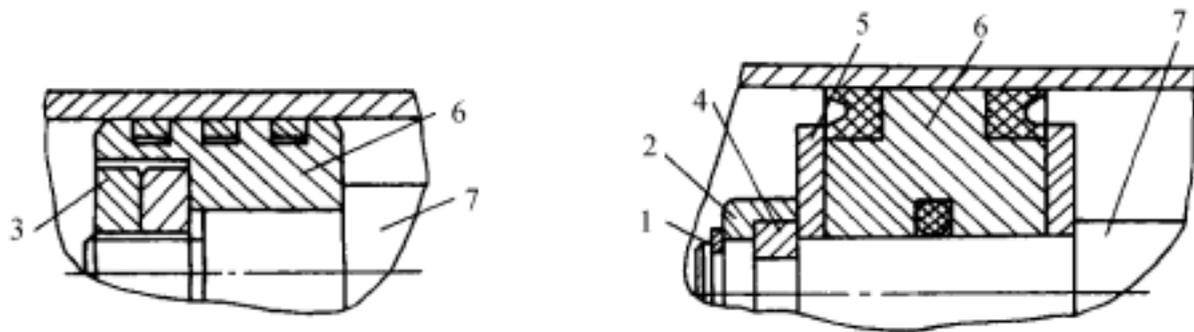


图 4-10 活塞组件的结构形式

(a) 螺纹式;(b) 半环式

1—弹簧卡圈;2—轴套;3—螺母;4—半环;5—压板;6—活塞;7—活塞杆

3. 缓冲装置

当工作机构质量较大、转速较高时,由于惯性力较大,行程终了时,活塞与缸盖发生撞击,引起破坏性事故或严重影响机械精度。为此,大型、高速或高精度的液压缸常设有缓冲装置。缓冲装置有调式和不可调式两类。它的工作原理是:当活塞接近缸盖时,在活塞和缸盖之间封住一部分油液,强迫它从小孔或细缝中挤出,产生足够的缓冲压力,即增大液压缸回油阻力,逐渐减慢运动速度,从而避免活塞与缸盖相撞。

图4-11(a)所示为圆柱形环隙式缓冲装置,当缓冲柱塞进入缸盖上的内孔时,缸盖和活塞间形成的油腔即封住一部分油液,并使其从环形缝隙中排出,实现减速缓冲。这种装置节流面积不变,为不可调式缓冲装置。其缓冲开始时产生的制动力很大,但很快就降低了,故缓冲效果较差,它结构简单、价格便宜,多用于系列化的成品液压缸中。圆锥形环隙式缓冲装置(见图4-11(b))的缓冲柱塞为圆锥形,所以环形间隙的通流面积随位移量而改变,即节流面积随缓冲行程的增大而减小,使机械能的吸收较均匀,缓冲效果较好。图4-11(c)所示为节流口可调式缓冲装置,被封在活塞和缸盖间的油液经可调节流阀的小孔排出,调节节流孔的大小,可控制缓冲腔内缓冲压力的大小,以适应液压缸不同的负载和速度时对缓冲的不同要求。图中的单向阀的作用是反向时快速启动。图4-11(d)所示为节流口变化式缓冲装置,被封在活塞和缸盖间的油液经柱塞上的轴向三角节流槽流出,在缓冲过程中节流口的通流面积随着缓冲行程的增大而逐渐减小,缓冲腔压力变化小,制动位置精度高。

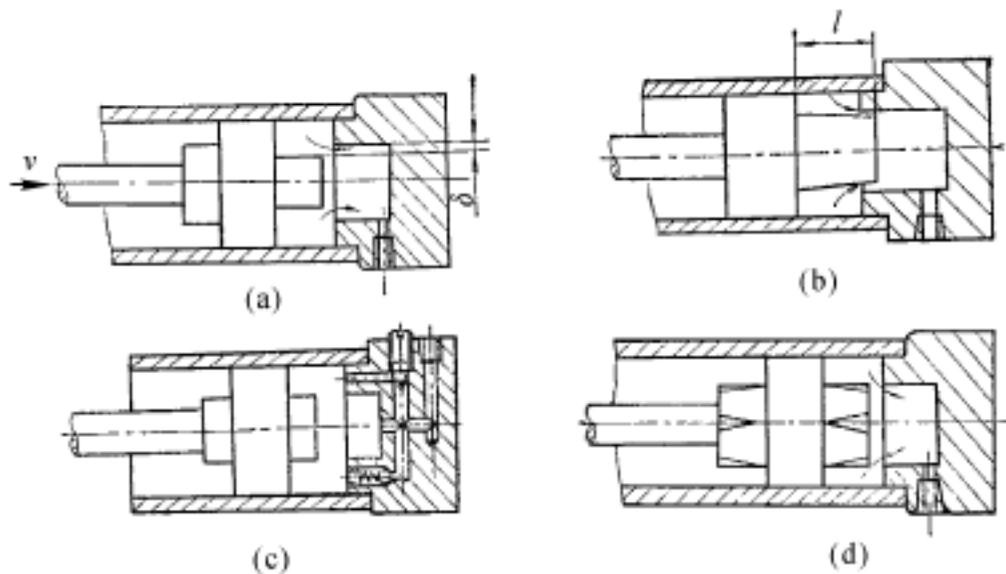


图4-11 液压缸的缓冲装置

(a) 圆柱形环隙式; (b) 圆锥形环隙式; (c) 节流口可调式; (d) 节流口变化式

4. 排气装置

在设计液压缸时应考虑能及时排出积留的空气,以免空气进入液压缸,影响工作部件运动的平稳性,甚至导致系统无法正常工作。对于要求不高的液压缸,一般不设专门的排气装置,而是将进出油口放在液压缸油腔的最高处。这样,由于空气比油轻而浮于油面,活塞作往复运动,就会将空气随回油带入油箱分离出来。对应运动稳定性要求较高的液压缸,常需设专门的排气装置:一种是在缸盖的最高部位处开排气孔,用长管道接向远处排气阀排气(见图4-12(a)),另一种是在缸盖最高部位安放排气塞(见图4-12(b))。两种排气装置都是在液压缸排气时打开(让它全行程往复移动数次),排气完毕后关闭。

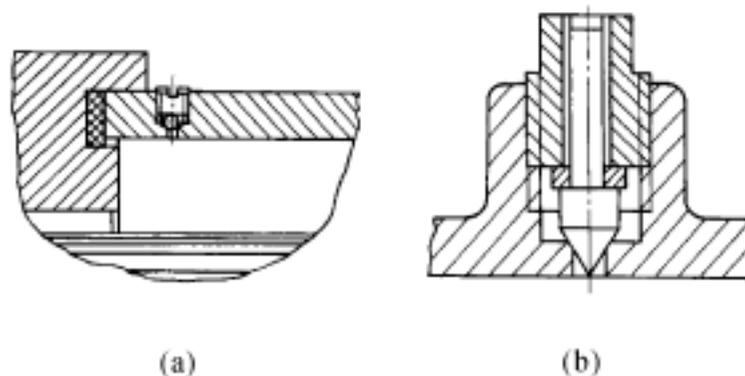


图 4-12 排气装置
(a) 排气阀; (b) 排气塞

四、液压缸的设计

1. 液压缸设计的一般步骤

液压缸的设计是整个液压系统设计中的一部分,它是在对整个系统进行了工况分析,编制了负载图,选定了工作压力之后进行的,设计过程可分为以下三个步骤:

(1) 确定液压缸的结构类型。根据工况从不同类型液压缸的特性分析和对比中作出选择,以满足使用上的要求。

(2) 确定液压缸的主要结构尺寸。在结构类型选定的基础上,根据负载图、运动要求、最大行程及选定的工作压力,决定缸筒的内径、长度及活塞杆的直径。在保证设计要求的前提下,使液压缸的主要尺寸尽可能小,从而使结构紧凑。

(3) 结构设计和验算。在具体设计液压缸各部分的结构时,要从各种结构形式中选择最合理的结构形式,要求结构简单、加工装配和维修方便,必要的时候要考虑缓冲和排气。要合理确定液压缸的安装、固定方式,尽量使活塞杆在受拉状态下承受最大负载,或在受压状态下具有良好的纵向稳定性。承受弯曲的活塞杆不能用螺纹连接,要用止口连接。液压缸不能在两端用键或销定位,只能在一端定位,为的是不致阻碍它在受热时的膨胀。冲击载荷使活塞杆压缩,定位件须设置在活塞杆端,拉伸则设置在缸盖端。密封部分的结构尺寸要按相关标准进行设计。对于受力后可能发生破坏的薄弱部位,要对其强度及稳定性进行校核。

2. 液压缸主要尺寸的确定

液压缸主要尺寸包括缸筒的内径 D 、活塞杆的直径 d 和液压缸的长度 L 等。这些尺寸是根据负载 F 、选定的工作压力 p 、工作部件的运动速度 v 、输入的流量 q 及行程的长短来确定的。

(1) 缸筒内径。液压缸的缸筒内径 D 应根据最大外负载和选取的工作压力及背压力,并按第九章有关公式计算后确定。

(2) 活塞杆直径。液压缸活塞杆的直径 d 可按工作压力和设备类型选取。若活塞杆受拉时,可取 $d = (0.3 \sim 0.5)D$; 若活塞杆受压时,按表 4-1 选取;对于单杆液压缸,当往复速度比 v 有要求时,可由 D 和 v 来决定,见式(4-8)。

进行相关计算之后,再从 GB/T 2348 - 1993(液压缸、汽缸内径及活塞杆外径系列)标准中选取最近的标准值加以圆整。

表 4-1 液压缸活塞杆受压时的直径推荐值

液压缸工作压力 p_1 / MPa	$p \leq 5$	$5 < p \leq 7$	$p > 7$
活塞杆直径 d	$(0.5 \sim 0.55)D$	$(0.6 \sim 0.7)D$	$0.7D$

(3) 液压缸的缸筒长度的确定。液压缸的缸筒长度 L 由最大工作行程决定。从制造工艺考虑,缸筒的长度最好不超过其内径的 20 倍。

3. 强度校核

(1) 缸筒壁厚 δ 的校核。中低压系统中的液压缸,其缸筒壁厚 δ 可根据结构工艺要求来确定,其强度通常不必校核。但在工作压力较高且缸筒直径较大时,则必须对壁厚进行强度校核,强度验算分薄壁和厚壁两种情况。

当 $D \geq 10$ 时,可按薄壁筒公式进行验算,即

$$\delta = \frac{p_y D}{2[\sigma]} \quad (4-19)$$

式中, D 为缸筒内径; p_y 为缸筒试验压力,当缸筒的额定压力 $p_n \leq 16$ MPa 时,取 $p_y = 1.5 p_n$,而当 $p_n > 16$ MPa 时,取 $p_y = 1.25 p_n$; $[\sigma]$ 为缸筒材料的许用应力, $[\sigma] = \sigma_b / n$, σ_b 为材料抗拉强度, n 为安全因数,一般取 $n = 5$ 。

当 $D < 10$ 时,应按厚壁筒公式进行校核,即

$$\delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4 p_y}{[\sigma] - 1.3 p_y}} - 1 \right] \quad (4-20)$$

(2) 活塞杆直径 d 的校核。活塞杆主要承受拉、压作用力,其校核公式为

$$d = \sqrt{\frac{4F}{[\sigma]}} \quad (4-21)$$

式中, F 为活塞杆上的作用力; $[\sigma]$ 为活塞杆材料的许用应力, $[\sigma] = \sigma_b / n$, σ_b 为活塞杆材料的抗拉强度, n 为安全因数,一般取 $n = 1.4$ 。

对于活塞杆受压且计算长度 $l \geq 10d$ 的情况,为避免因活塞杆受到的压缩负载力 F 超过某一临界负载值而失去稳定性,要按材料力学中的有关公式进行稳定性验算。

第二节 液压马达

一、功用与基本工作原理

1. 功用

液压马达与液压缸一样,也是液压系统中的执行器,二者不同之处在于液压马达是把液压能转换成连续回转机械能,而液压缸是把液压能转换成直线运动机械能。液压马达与第三章介绍的液压泵在结构上是基本相同的,就工作原理而言,它们都是依靠工作密封腔容积的变化来工作的,因此二者是互逆的。但由于二者的任务和要求不同,所以在实际结构上存在某些差异,使之不能通用,只有少数泵能作为液压马达使用,反之也一样。

2. 液压马达的基本工作原理

此处以图 4-1 所示轴向柱塞式液压马达为例,说明液压马达的工作原理。当压力油输入

时,处于高压腔(进油腔)的柱塞被顶出,压在斜盘 1 上。设斜盘作用在某一柱塞上的反力为 F_N , F_N 可分解为两个方向的分力 F 和 F_y 。 F 和作用在柱塞上的液压作用力相平衡, F_y 则使缸体产生转矩。其值为

$$T_i = F_y r = F_y R \sin \alpha = FR \tan \alpha \sin \alpha$$

式中, R 为柱塞在缸体中的分布圆半径; α 为柱塞的瞬时方位角。

液压马达的输出转矩等于高压腔各柱塞输出转矩 T_i 的总和。随着方位角 α 的变化, 柱塞产生的转矩也随之发生变化, 所以液压马达输出的总转矩也是脉动的。

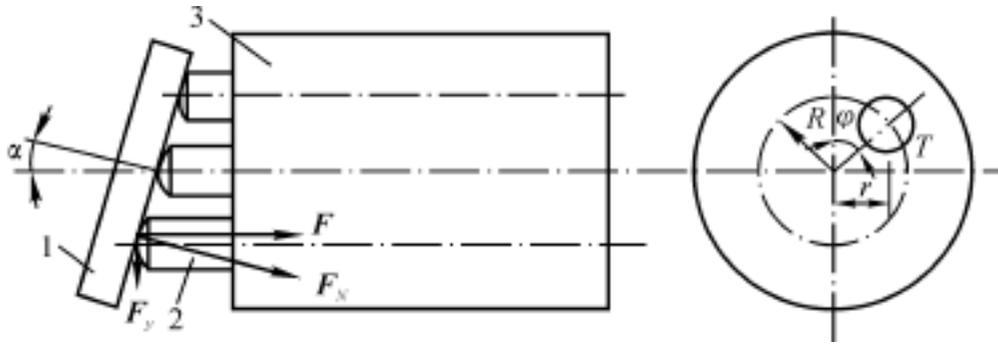


图 4-13 轴向柱塞式液压马达工作原理

1—斜盘; 2—柱塞; 3—缸体

二、液压马达的分类及图形符号

按照工作特性, 通常将液压马达分为高速液压马达(额定转速在 500 r/min 以上) 和低速液压马达(额定转速在 500 r/min 以下) 两大类。其中, 高速液压马达可分为齿轮式、叶片式、轴向柱塞式等类型; 低速液压马达基本结构是径向柱塞式, 有单作用连杆式型和多作用内曲线型等。按排量是否可变还可分为单向定量、双向定量、单向变量、双向变量等类型。液压马达的图形符号见表 4-2。

表 4-2 液压马达的图形符号

液压马达类型	单向定量	双向定量	单向变量	双向变量
图形符号				

三、主要性能参数

1. 工作压力和额定压力

液压马达输入油液的实际压力称为工作压力 p , 与液压泵一样, 工作压力取决于负载。液压马达进口压力与出口压力的差值称为工作压差。当液压马达的出口直接接油箱时, 液压马达的工作压力就近似等于工作压差 p 。

额定压力是指液压马达在正常工作条件下, 按试验标准规定连续运转的最高压力。

2. 排量、转速和流量及容积效率

液压马达的排量 V 是指在不泄漏情况下,使液压马达轴转一周所需要的液体体积。排量取决于密封工作腔的几何尺寸,而与转速 n 无关。

液压马达入口处的流量称为马达的实际流量 q 。由于马达内部存在泄漏,因此实际输入马达的流量 q 大于理论流量 q_t ,实际流量 q 与理论流量 q_t 之差即为马达的泄漏量 q_l 。液压马达理论流量与实际流量之比称为液压马达的容积效率 ν ,即

$$\nu = \frac{q_t}{q} = \frac{q - q_l}{q} = 1 - \frac{q_l}{q} \quad (4-22)$$

液压马达的转速 n 、排量 V 、流量(理论流量 q_t 及实际流量 q) 及容积效率 ν 之间的关系为

$$n = \frac{q_t}{V} = \frac{q \nu}{V} \quad (4-23)$$

3. 转矩与机械效率

液压马达的输出转矩称为实际输出转矩 T 。由于马达内部存在各种摩擦损失,使实际输出的转矩 T 小于理论转矩 T_t ,理论转矩 T_t 与实际输出转矩 T 之差即为损失转矩 T_l 。实际输出转矩 T 与理论转矩 T_t 之比称为液压马达的机械效率,即

$$\eta_m = \frac{T}{T_t} \quad (4-24)$$

4. 功率与总效率

液压马达的实际输入功率 P_i 为

$$P_i = pq \quad (4-25)$$

液压马达的输出功率 P_o 为

$$P_o = Tn \quad (4-26)$$

马达的输出功率与输入功率之比即为液压马达的总效率,考虑式(4-23)与式(4-24),得总效率的表达式为

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} = \frac{Tn}{pq} = \frac{Tn \eta_m}{p \frac{q_t}{\nu}} = \frac{Tn \eta_m}{p q_t} \nu \eta_m = \nu \eta_m \quad (4-27)$$

上式表明,液压马达的总效率等于容积效率 ν 与机械效率 η_m 的乘积。

对液压马达的输出功率、转矩的计算如下:

$$P_o = Tn \quad (4-28)$$

$$T = \frac{pq}{2n} \eta_m = \frac{pV}{2} \eta_m \quad (4-29)$$

从式(4-23)和式(4-29)可看出,对于定量液压马达, V 为定值,在 q 和 p 不变的情况下,输出转速 n 和转矩 T 皆不可变;对于变量液压马达, V 的大小可以调节,所以它的输出转速 n 和转矩 T 是可以改变的。在 q 和 p 不变的情况下,若使 V 增大,则 n 减小、 T 增大。

四、典型结构

1. 高速液压马达

除了图4-13所示的轴向柱塞式液压马达外,齿轮式、叶片式高速液压马达的结构与相应的液压泵结构相近,故此处从略。

高速液压马达的主要特点是转速高,转动惯性小,便于启动、制动、调速和换向。通常高速马达的输出转矩不大(仅数十至数百牛米),故又称高速小转矩液压马达。

2. 低速液压马达

低速液压马达的输出转矩通常都较大(可达数千至数万牛米),所以又称为低速大转矩液压马达。其主要特点是转矩大,低速稳定性好(一般可在 10 r/min 以下平稳运转,有的可低至 0.5 r/min 以下),因此可以直接与工作机构连接,不需要减速装置,使传动机构大为简化。低速大转矩液压马达可广泛应用于工程机械、交通运输、建筑、矿山和船舶工业等设备中。

多作用内曲线型径向柱塞马达是一种典型的低速液压马达,其结构如图 4-14 所示。它是一个八作用内曲线型径向柱塞马达。该马达由配油轴 1、缸体 2、柱塞组 3、横梁 4、滚轮 5、定子 6 及输出轴 7 等组成。定子 6 的内环由 8 个形状相同且均布的导轨面组成,每个导轨面都可以分成 a、b 两个区段。缸体 2 与输出轴 7 通过螺栓连成一体。缸体 2 上有 10 个径向分布的柱塞孔,柱塞装在孔中,柱塞顶部做成球面,通过横梁及横梁两端的滚轮将力作用在导轨曲面上。配流轴与壳体连接为一体,且固体不动,配油轴 1 圆周上均匀分布 $2x$ 个配油窗口,这些窗口交替分成两组,通过配油轴 1 的两个轴向孔分别和进回油口 A、B 相通。其中每一组 x 个配油窗口应分别对应 x 个同向曲线的 a 段或 b 段。若导轨曲面 a 段对应高压油区, b 段则对应回油区。在图示位置,柱塞 I, 对应导轨面的 a 段,即柱塞底部受到压力油的作用;柱塞 V, 处于导轨面的 b 段,柱塞底部通回油;柱塞 III, 处于导轨面的过渡区。柱塞 II, 底部的液压力通过横梁、滚轮作用在导轨面的 a 段上,导轨面的 a 段给滚轮一法向反力 F_{N1} , F_{N2} , 该反力对缸体中心产生转矩,从而带动输出轴旋转。由于导轨曲线段数 x 和柱塞数 Z 不相等,所以总有一部分柱塞在任一瞬间处于导轨面的 a 段(相应地总有一部分柱塞处于导轨面的 b 段),使得缸体 2 和输出轴 7 连续地旋转。如定子有 x 个导轨曲面,当缸体旋转一周时,每个柱塞往复运动 x 次,马达作用次数就为 x 次。

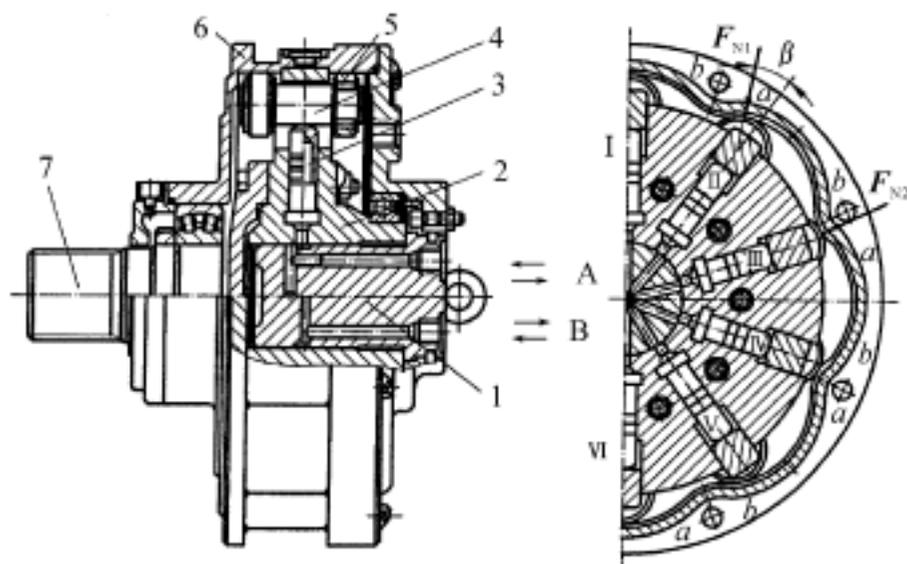


图 4-14 多作用内曲线型径向柱塞马达结构图

1—配油轴;2—缸体;3—柱塞组;4—横梁;5—滚轮;6—定子;7—输出轴

这种马达有些具有多排柱塞,可以增大输出扭矩,减小扭矩脉动。为了防止在回油区段滚轮在工作过程中脱离导轨而带来事故,该马达在使用时其回油管路不能直接接油箱,必须具有一定的回油背压(一般为 $0.5 \sim 1 \text{ MPa}$)。多作用内曲线径向柱塞马达的转矩脉动小、径向力平

衡、启动转矩大,并能在低速下稳定地运转,因而获得了广泛的应用。

第三节 摆动液压马达

摆动液压马达(又称摆动液压缸)是实现往复旋转运动的一种执行器,其输入为压力和流量,输出为转矩和角速度。摆动液压马达的结构比连续旋转的液压马达结构简单,以叶片式摆动液压马达使用得较多。

图 4-15(a) 所示为单叶片式摆动液压马达,它的摆动角度较大,可达 300°。它的输出转矩和角速度分别为

$$T = \frac{b}{2} (R_2^2 - R_1^2) (p_1 - p_2) \quad (4-30)$$

$$= 2 n = \frac{2 q_v}{b(R_2^2 - R_1^2)} \quad (4-31)$$

式中, b 为叶片宽度; R_1 为摆动轴半径; R_2 为缸筒半径。

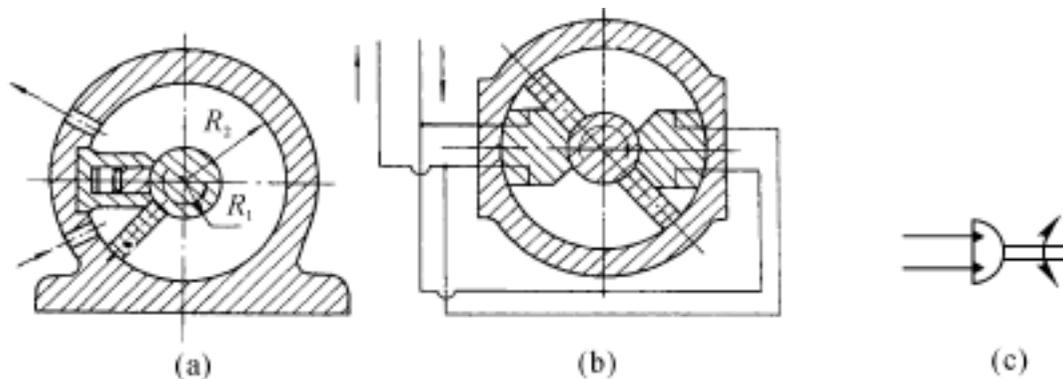


图 4-15 摆动液压马达

(a) 单叶片式; (b) 双叶片式; (c) 图形符号

图 4-15(b) 所示为双叶片式摆动液压马达,它的摆动角度较小,可达 150°。它的输出转矩是单叶片式的两倍,而角速度则是单叶片式的一半。摆动液压马达的图形符号如图 4-15(c) 所示。

图 4-16 所示为单叶片式摆动液压马达的典型结构。它由缸筒 1、隔块 2、摆动轴 3、叶片 4、支撑板 5、端盖 6 及密封装置等主要零件组成。

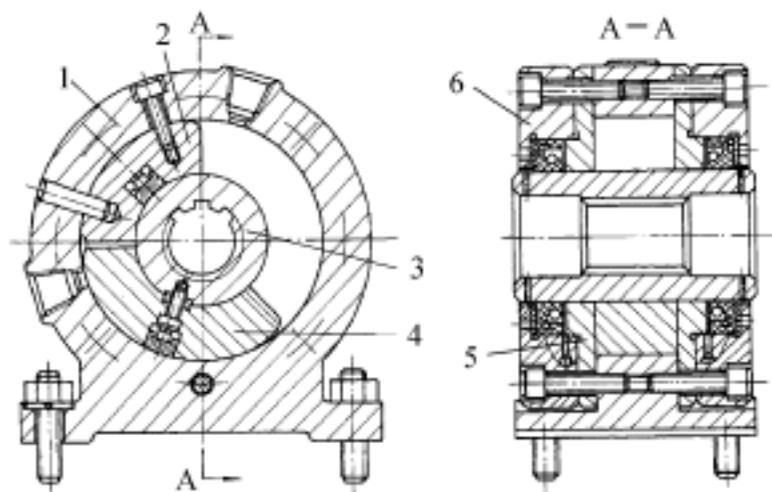


图 4-16 单叶片式摆动液压马达的结构

1—缸筒; 2—隔块; 3—摆动轴; 4—叶片; 5—支撑板; 6—端盖

摆动液压马达中最重要的结构是密封装置,它的作用是保持压力、保证传递动力。如图 4-16 所示的马达在多处设置了密封装置。

摆动液压马达结构紧凑、输出转矩大,常用于送料和转位装置、各类机械手及间歇运动的场合。

思考题与习题

1. 液压缸的功用是什么?如何对其进行分类?
2. 泵和马达在工作原理上是可逆的,那么是否任何泵都可以作为马达使用?
3. 试述轴向柱塞式液压马达的工作原理,指出它们的性能特点和适用场合。
4. 如双杆活塞缸两侧的活塞杆直径不相等,当两腔同时通入压力油时,活塞能否运动?如左右侧杆径为 d_1, d_2 ($d_1 > d_2$),且杆固定,当输入压力油的压力为 p ,流量为 q 时,问缸向哪个方向运动?速度、推力各为多少?
5. 两单柱塞液压缸结构尺寸完全相同,其中一只为缸体固定,另一只为柱塞固定。若向两者供油,压力和流量均相同,试比较运动部分的速度和推动的负载大小。
6. 已知单杆液压缸缸筒内径 $D = 50 \text{ mm}$,活塞杆直径 $d = 35 \text{ mm}$,泵供油流量为 $q = 8 \text{ L/min}$ 。试求: 液压缸差动连接时的运动速度; 若缸在差动阶段所能克服的外负载 $F = 1000 \text{ N}$,缸内油液的压力该有多大(不计管路压力损失)。
7. 设计一单活塞液压缸,已知外负载 $F = 20 \text{ kN}$,活塞和活塞杆处的摩擦力 $F_f = 1.2 \text{ kN}$,进入液压缸的油液压力为 5 MPa ,计算缸的内径,若活塞最大速度 $v_{\max} = 4 \text{ cm/s}$,系统的泄漏损失为 10% ,应选多大流量的泵?若泵的总效率为 0.85 ,电机的驱动功率应多大?
8. 一单杆液压缸快进时采用差动连接,快退时油液输入缸的有杆腔,设缸快进、快退的速度均为 0.1 m/s ,工作时杆受压,推力为 25000 N 。已知缸的输入流量为 25 L/min ,背压为 0.2 MPa ,求: 缸和活塞杆直径的 D, d ; 缸筒的壁厚(缸筒材料为 45 号钢)。
9. 当一液压马达的排量为 80 mL/r ,负载转矩的 $50 \text{ N}\cdot\text{m}$ 时,测得机械效率为 0.85 ,将此马达当做泵使用,在工作压力为 4.62 MPa 时,其转矩机械损失与上述液压马达的相同,求此时泵的机械效率。

第五章 液压控制阀

液压控制阀(简称液压阀)是液压系统中的控制调节元件,其功用是通过控制调节液压系统中油液的流向、压力和流量,使执行器及其驱动的工作机构获得所需的运动方向、推力(转矩)及运动速度(转速)等,以满足不同的动作要求。任何一个液压系统,不论其如何简单,都不能缺少液压阀。同一工艺目的的液压机械,通过液压阀的不同组合使用,可以组成油路结构不同的多种液压系统方案,因此,液压阀是液压技术中品种与规格最多、应用最广泛、最活跃的部分(元件)。一个液压系统的工作过程和品质在很大程度上取决于其中所使用的各种液压阀性能的优劣。

第一节 液压阀概述

一、液压阀的基本结构与原理

液压阀的基本结构主要包括阀芯、阀体和驱动阀芯在阀体内作相对运动的装置。阀芯的主要结构形式有滑阀、锥阀和球阀等;阀体上除有与阀芯配合的阀体(套)孔或阀座孔外,还有外接油管的进、出油口。驱动阀芯在阀体内做相对运动的装置可以是手调(动)机构、机动机构,也可以是弹簧或电磁铁,有些场合还采用液压力驱动或电液驱动。

在工作原理上,液压阀是利用阀芯在阀体内的相对运动来控制阀口的通断及开度的大小,以实现方向、压力和流量控制。液压阀在工作时,所有阀的阀口大小,阀的进、出油口间的压力差及通过阀的流量之间的关系都符合孔口流量公式 $q = CA \sqrt{p}$ (C 为由阀口形状、油液性质等决定的因数, A 为阀口通流面积, \sqrt{p} 为由阀口形状决定的指数),仅是参数因阀的不同而异。

二、液压阀的分类

液压阀的分类方法很多,以致同一种阀在不同的场合,因其着眼点不同有不同的名称。

1. 根据功用分类

(1) 方向控制阀。主要用于控制或改变液压系统中液流的方向,包括单向阀、换向阀等。

(2) 压力控制阀。主要用于控制或调节液压系统的压力,包括溢流阀、减压阀、顺序阀和压力继电器等。

(3) 流量控制阀。主要用于控制或调节液压系统的流量,包括节流阀、调速阀、溢流节流阀、分流集流阀等。

除了上述单一功能的通用阀以外,还有一些具有两种以上功能的专用阀和复合阀,例如方向压力控制阀、方向流量控制阀等。

2. 根据控制方式分类

(1) 定值或开关控制阀。此类阀借助于手调机构或通断型电磁铁等方式,将阀芯位置设定在某一工作状态,从而使液流的压力、流量或方向保持某一定值。包括传统的普通液压阀(压力、流量和方向阀)及叠加阀和插装阀。

(2) 电液控制阀。

1) 电液伺服控制阀。此类阀根据输入电气信号,成比例且连续地控制液压系统中液流方向、流量和压力高低。工作时着眼于阀的零点(一般指输入信号为零的工作点)附近的性能以及其连续性。采用伺服控制阀的液压系统一般为闭环系统,称为液压伺服控制系统。电液伺服控制阀一般简称伺服阀(又称随动阀),有单级、两极(喷嘴挡板式、动圈式)电液流量伺服阀、三级电液流量伺服阀、电液压力伺服阀等。

2) 电液比例控制阀。此类阀根据输入信号的大小成比例、连续、远距离控制液压系统中液流的流动方向、压力和流量。它既可用于开环系统,也可用于闭环系统。有电液比例压力阀、电液比例流量阀,电液比例换向阀、电液比例复合阀、电液比例多路阀等种类。

3) 电液数字控制阀。此类阀的输入信号是脉冲信号,根据输入的脉冲数或脉冲频率来控制液压系统中液流的压力和流量。有数字控制压力阀、数字控制流量阀与方向阀等。

本章主要介绍普通液压阀及叠加阀和插装阀的作用、工作原理、典型结构、主要技术性能及适用场合。电液控制阀将在第十章中加以介绍。

3. 根据安装连接方式分类

(1) 管式阀。此类阀通过阀体上的螺纹孔直接与油管、管接头连接(大型阀用法兰连接)组成系统(见图5-1),其结构简单、质量轻,适合于移动式设备和流量较小的液压元件的连接,应用较广。缺点是元件分散布置,可能的漏油环节多,装卸不够方便。

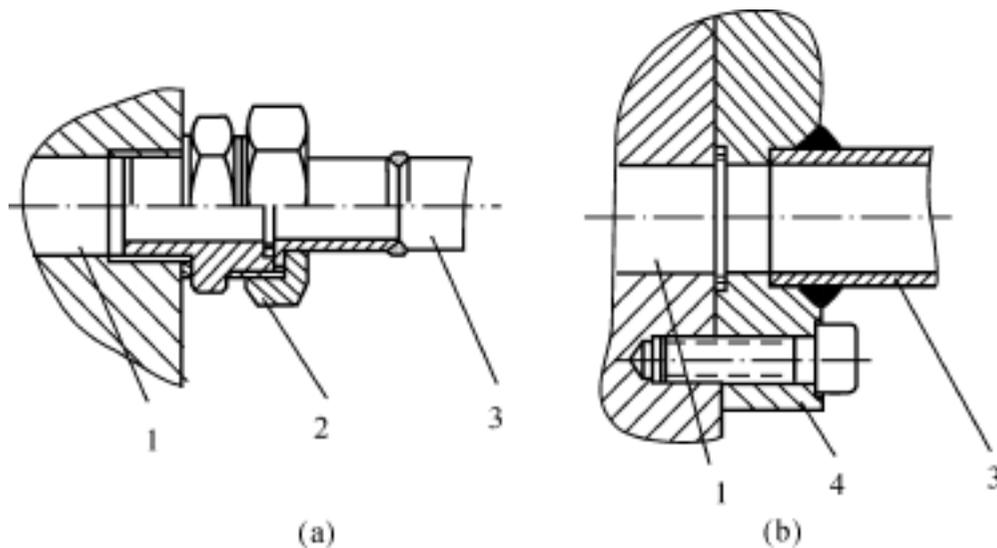


图 5-1 液压阀的管式连接

(a) 用管接头连接;(b) 用法兰连接

1— 液压阀油口;2— 管接头;3— 系统管道;4— 连接法兰

(2) 板式阀。此类阀需专用过渡连接板(包括单层连接板、双层连接板和整体连接板等多种形式),管路与连接板相连,阀用螺钉固定在连接板上(见图5-2),便于安装维修,应用极为广泛。由于元件集中布置,所以操纵和调节都比较方便。

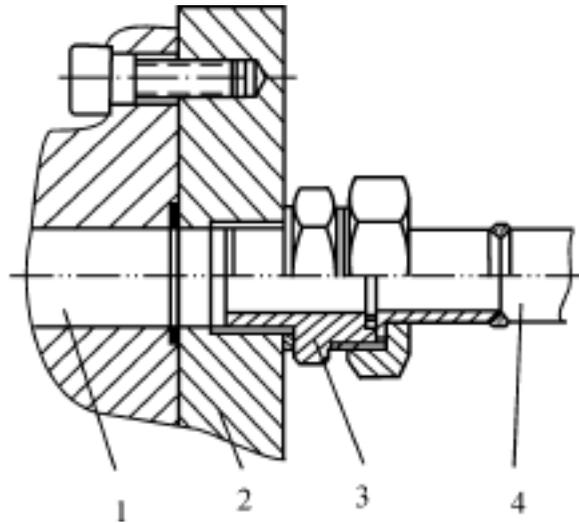


图 5-2 液压阀的板式连接

1— 液压阀油口; 2— 过渡连接板; 3— 管接头; 4— 系统管路

(3) 叠加阀。叠加阀由各种类别与规格不同的阀类(压力阀、流量阀、方向阀)及底板组成。每个阀同时起单个阀和通道孔的作用。各叠加阀叠积在底板与标准板式换向阀之间,用螺栓结合组成系统(见本章第五节)。阀的性能、结构与一般阀并无区别,只是为了便于叠加,要求同一规格的不同阀的连接尺寸相同(一般按相应规格的换向阀连接尺寸确定),阀的上下两面均为平面以便叠积安装。

(4) 插装阀。将阀按标准参数做成阀芯、阀套等组件(插入件),插入专用的阀块孔内,并配置各种功能盖板以组成不同要求的液压回路。阀块内的通道将各组件之间的进出油口、控制油口沟通,然后与外部管路相连接(见本章第五节)。其具有结构紧凑、互换性较好的优点。适用于高压、大流量系液压系统。有盖板式插装(二通插装阀)和螺纹式插装(二、三、四通插装阀)等结构形式。

3. 根据阀芯的结构形式分类

(1) 圆柱滑阀。圆柱滑阀简称滑阀(见图 5-3(a)),其阀芯台肩的大、小直径分别为 D 和 d 。滑阀可以有多个油口,与进、出油口对应的阀体(或阀套)上开有沉割槽,通常为全圆周。利用阀芯在阀体孔内的相对运动启、闭阀口,图中 x 表示阀口的开度。

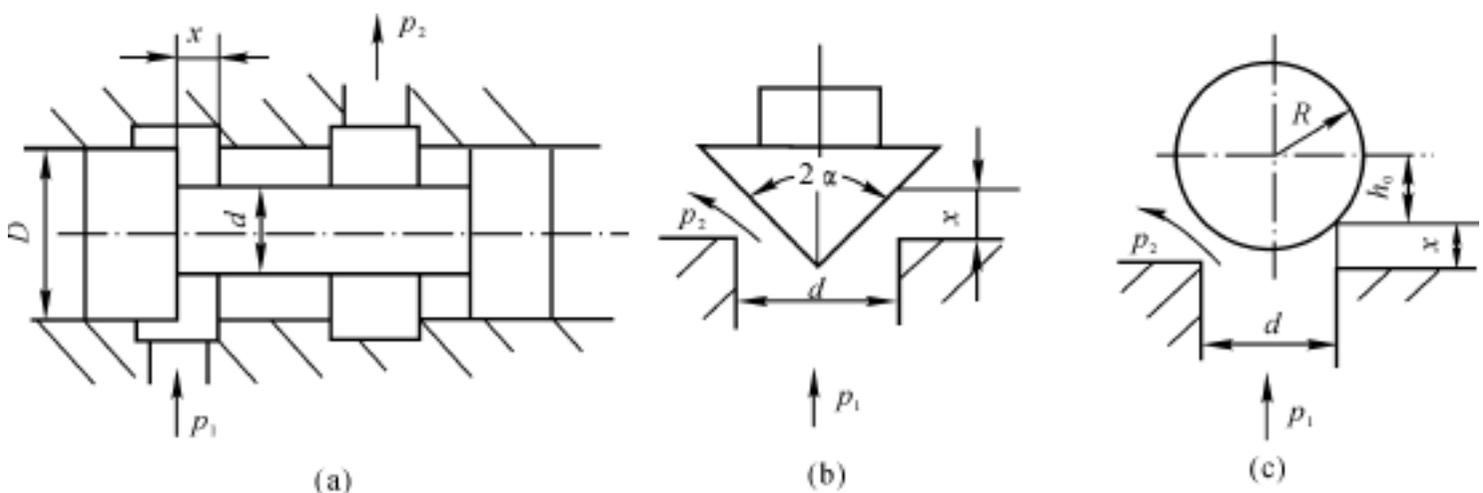


图 5-3 阀芯的结构

(a) 滑阀; (b) 锥阀; (c) 球阀

滑阀为间隙密封,因此,为保证工作中被封闭的油口的密封性,阀芯与阀体孔的径向配合间隙应尽可能小,同时还需要适当的轴向密封长度。这就使得阀口开启时阀芯需先移位一段距离(等于密封长度),所以滑阀运动存在一个“死区”。

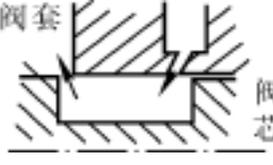
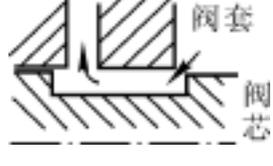
由第二章液压流体力学容易得到滑阀阀口的压力流量方程和阀芯上的稳态液动力表达式分别为

$$q = C_d D x \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \quad (5-1)$$

$$F_s = 2 C_d D x \cos \alpha (p_1 - p_2) \quad (5-2)$$

为了减小液动力 F_s 对滑阀操纵力的影响,通常采取表 5-1 所列结构措施补偿或消除液动力。

表 5-1 补偿或消除稳态液动力的几种方法

结构措施	简图	描述
采用特种阀腔形状的负力窗口		出流对阀芯造成一个与稳态液动力反向的作用力,但阀芯与阀体(套)形状复杂,不便加工
阀套上开斜孔		使流出与流入阀腔的液体动量互相抵消,从而减小轴向液动力,但斜孔布置、加工不便
改变阀芯的颈部尺寸		使液流流过阀芯时有较大的压降,以便在阀芯两端面上产生不平衡液压力,抵消轴向液动力,但流量较小时效果不佳

(2) 锥阀。锥阀(见图 5-3(b)) 阀芯的半锥角 一般为 $12^\circ \sim 40^\circ$ 锥阀只能有进、出油口各一个,阀口关闭时为线密封,密封性能好,开启时无死区,动作灵敏,阀芯稍有位移即开启。

锥阀阀口的压力流量方程和阀芯上的稳态液动力表达式分别为

$$q = C_d d x \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \quad (5-3)$$

$$F_s = 2 C_d d x \sin 2\alpha (p_1 - p_2) \quad (5-4)$$

(3) 球阀。球阀(见图 5-3(c)) 实质上属于锥阀类。其性能与锥阀相同,阀口的压力流量方程为

$$q = C_d d h_0 \frac{x}{R} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \quad (5-5)$$

式中, R 为阀芯(钢球)半径; $h_0 = \sqrt{R^2 - (d/2)^2}$ 。

此外,还有喷嘴挡板阀和射流管阀等,它们常用于第十章所介绍的电液控制阀中。

三、液压阀的基本性能参数

1. 公称通径

液压阀主油口(进出口)的名义尺寸叫做公称通径,单位为 mm,它代表了液压阀通流能力的大小,对应于阀的额定流量。与阀进、出油口相连接的油管规格应与阀的通径相一致。由于主油口的实际尺寸受到液流速度等参数的限制及结构特点的影响,所以液压阀主油口的实际尺寸并不完全与公称通径一致。事实上,公称通径仅用于表示液压阀的规格大小,因此,不同功能但通径规格相同的两种液压阀(如压力阀和方向阀)的主油口实际尺寸未必相同。阀工作时的实际流量应小于或等于其额定流量,最大不得大于额定流量的 1.1 倍。

2. 额定压力

额定压力是液压阀长期工作所允许的最高工作压力。对于压力控制阀,实际最高工作压力有时还与阀的调压范围有关;对于换向阀,实际最高工作压力还可能受其功率极限的限制。

四、对液压阀的基本要求

- (1) 动作灵敏,使用可靠,工作时冲击和振动小,噪声小,使用寿命长。
- (2) 阀口全开时,液体通过阀的压力损失小;阀口关闭时,密封性能好。
- (3) 被控参量(压力或流量)稳定,受外部干扰时变化量小。
- (4) 结构紧凑,安装调试及使用维护方便,通用性好。

第二节 方向控制阀

方向控制阀的功用是控制液压系统中液流方向,以满足执行器启动、停止及运动方向的变换等工作要求。方向控制阀的种类繁多,其分类如表 5-2 所示。

表 5-2 方向控制阀的分类

按 功 能 分 类	单向阀	普通单向阀	
		液控单向阀	
	换向阀	按阀芯结构分类	滑阀式、转阀式、球阀式
		按工作位置数量分类	三位、三位、四位
		按通路数量分类	二通、三通、四通
		按操纵控制方式分类	手动、机动、电磁、液动、电液动、气动
	多路阀	按阀体结构形式分类	整体式、分片式
		按油路连接方式分类	串联式、并联式、串并联式、复合式

一、单向阀

单向阀在液压系统中主要用来控制液流单方向流动。有普通单向阀和液控单向阀两类。

1. 普通单向阀

(1) 作用、工作原理及图形符号。普通单向阀在液压系统中的作用是只允许液流沿管道向一个方向流动,另一个方向的流动则被截止。按阀芯形状的不同,普通单向阀又有球阀式和锥阀式两种。

以锥阀式(见图 5-4)为例说明普通单向阀的工作原理:当液流从 P 腔方向流入时(见图 5-4(a)),P 腔的液压力克服作用在阀芯 2 上的 A 腔压力油所产生的液压力、弹簧 3 的作用力、阀芯与阀体 1 之间的摩擦阻力,顶开阀芯,油液从 P 腔流向 A 腔,实现正向流动。当压力油从 A 腔流入时(见图 5-4(b)),A 腔液体压力与弹簧力共同的作用,使阀芯紧紧压在阀体的阀座上,液体流动被切断,实现反向截止。普通单向阀的图形符号如图 5-4(c)所示,其中左图和右图分别为详细符号和简化符号。

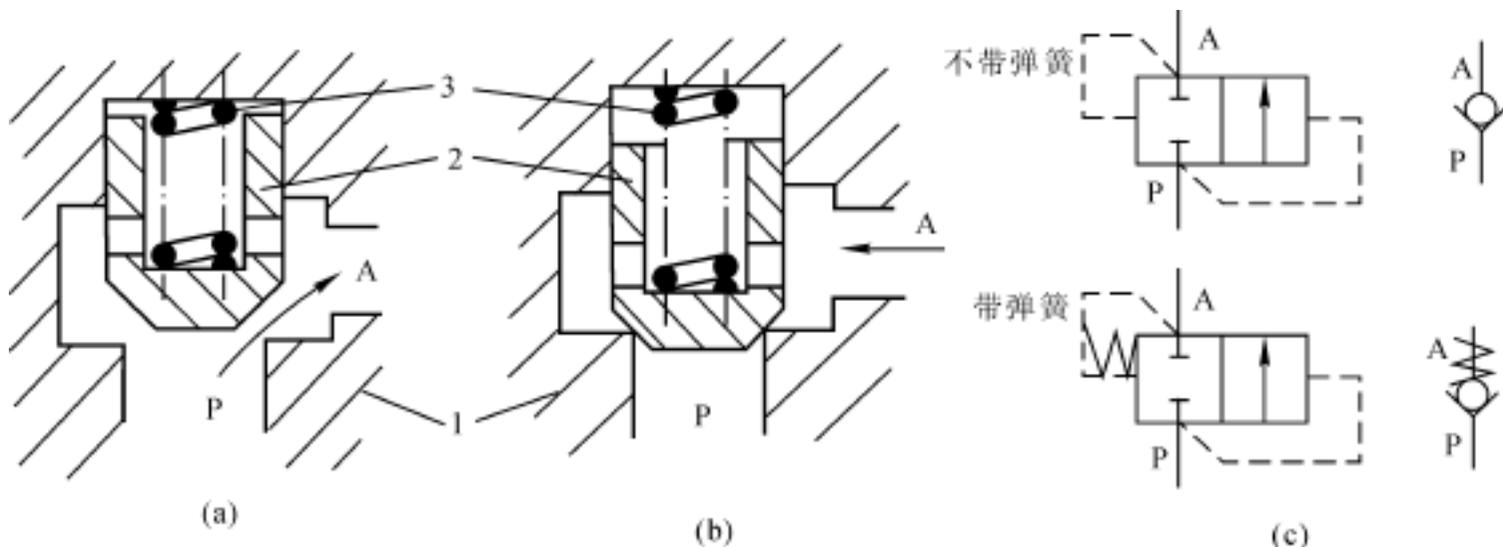


图 5-4 普通单向阀的工作原理及图形符号

1— 阀体;2— 阀芯;3— 弹簧

(2) 典型结构及特点。按流道不同,普通单向阀有直通式和直角式两种典型结构。图 5-5 所示为直通式单向阀,液流进、出流道直通,故一般为管式连接(通过阀体 1 两端的锥管或直管螺纹孔与管接头连接于系统中),其中图 5-5(a)和图 5-5(b)分别为球阀式直通单向阀和锥阀式直通单向阀。前者结构简单,但由于钢球阀芯无导向部分,故其在反向截止时的密封性能上不如后者,一般用在流量较小的场合。锥阀阀芯虽然在加工要求上较钢球式严格,但其导向性好、密封可靠,故应用最广。

图 5-6 所示为直角式单向阀(阀芯 3 为锥阀)的结构图,阀的液流进、出流道成直角形式,故一般为板式连接(阀通过螺钉 6 固定在辅助安装底板上)。为了避免阀芯锥面与阀座接触处直接承受较大挤压应力,设有与阀体 1 材质不同的高强度材质的阀座 2。

直通式锥阀阀芯的单向阀由于油液要流过阀芯上的 4 个径向过流孔(见图 5-5(b)),而直角式单向阀由于流道有转弯,所以这两种单向阀的流动阻力损失要大于直通式钢球阀芯的单向阀;直通式单向阀更换弹簧不如直角式单向阀容易。

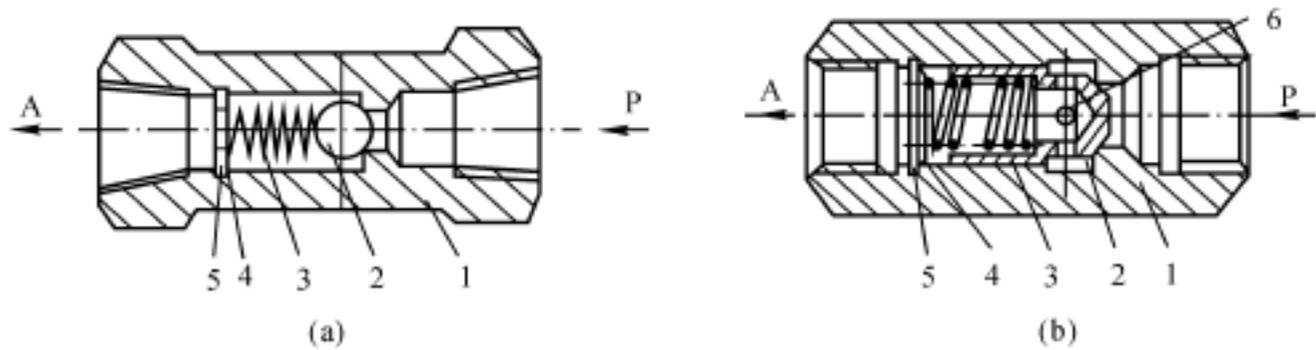


图 5-5 直通式单向阀

(a) 钢球式; (b) 锥阀式

1— 阀体; 2— 阀芯; 3— 弹簧; 4, 5— 挡圈; 6— 径向过流孔

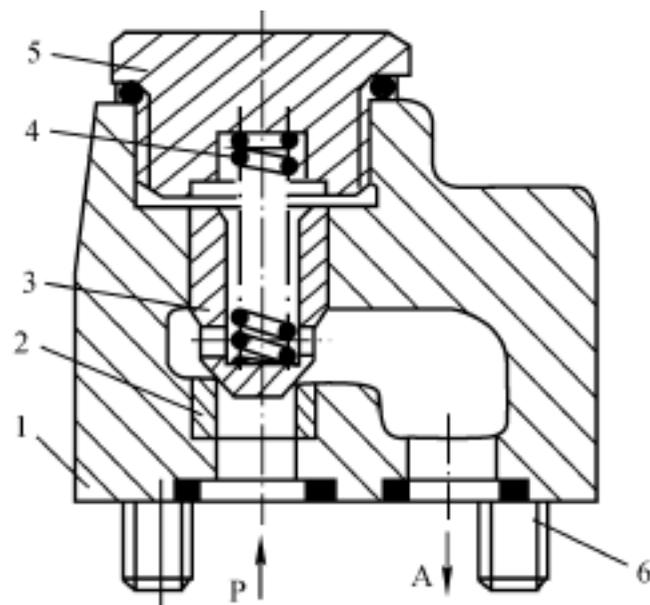


图 5-6 直角式单向阀

1— 阀体; 2— 阀座; 3— 阀芯; 4— 弹簧; 5— 螺母; 6— 安装螺钉

(3) 主要技术性能。普通单向阀的主要性能有正向最小开启压力、正向流动压力损失和反向泄漏量。正向最小开启压力指使阀芯刚开启的进液腔最小压力。它因应用场合不同而异,对于同一个单向阀,不同等级的开启压力可通过更换单向阀中的弹簧实现:若只作为控制液流单向流动的单向阀,弹簧刚度选得较小,其开启压力仅需 $0.03 \sim 0.05$ MPa;若作背压阀使用,则需换上刚度较大的弹簧,使单向阀的开启压力达到 $0.2 \sim 0.6$ MPa。压力损失指单向阀正向通过额定流量时所产生的压力降(包含由于弹簧力、摩擦力等造成的开启压力损失和液流的流动损失两部分)。反向泄漏量指液流反向进入时阀座孔处的泄漏量,一个性能良好的单向阀应做到反向无泄漏或泄漏量极微小。

对单向阀的基本要求是动作灵敏,正向流动时阻力损失小,反向截止时密封性好,工作时不应有振动与噪声。

(4) 应用场合。

1) 安装在液压泵的出口,用以防止系统的压力冲击影响泵的正常工,并防止泵检修及多泵合流系统停泵时油液倒灌;

2) 安装在多执行器系统的不同油路之间,防止油路间压力及流量的不同而相互干扰;

3) 在系统中作背压阀用,提高执行器的运动平稳性;

4) 与其他液压阀如节流阀、调速阀、顺序阀、减压阀等组合成单向节流阀、单向调速阀、单向顺序阀、单向减压阀等。

2. 液控单向阀

(1) 作用、工作原理及图形符号。液控单向阀是一类特殊的单向阀,它除了具有普通单向阀的功能外,还可以根据外部油压控制,实现逆向流动。液控单向阀的阀芯通常为锥阀式。液控单向阀的安装连接方式有管式、板式和法兰式等。

液控单向阀的工作原理如图 5-7(a) 所示。与普通单向阀相比,它增加了一个控制活塞 4 及控制口 X。当 X 没有通入控制压力油时,它的工作原理与普通单向阀完全相同,即油液从 P 腔流向 A 腔,此为液控单向阀的正向流动;当控制口 X 中通入控制压力油时,使控制活塞顶开锥阀芯 2,实现油液从 A 腔到 P 腔的流动,为液控单向阀的反向开启状态。液控单向阀的图形符号如图 5-7(b) 和图 5-7(c) 所示。

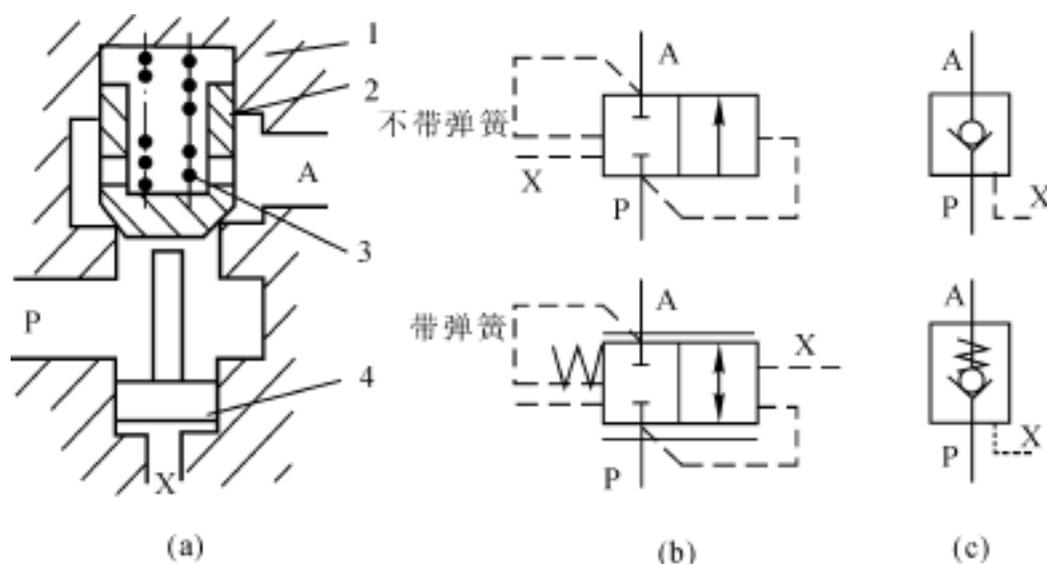


图 5-7 液控单向阀的工作原理及图形符号

(a) 工作原理;(b) 详细符号;(c) 简化符号

1— 阀体;2— 阀芯;3— 弹簧;4— 控制活塞

(2) 典型结构及特点。按照控制活塞泄油方式的不同,液控单向阀分为内泄式和外泄式。按照结构特点又可分为简式和复式两类。

图 5-8 所示为简式液控单向阀(管式安装连接)。图 5-8(a) 所示为内泄式液控单向阀,特点是控制活塞 6 的上腔与 P 腔直接相通,其结构简单、制造较方便。但当 P 腔压力较高时,反向开启控制压力较大,而受结构限制,控制活塞直径不可能比阀芯 2 的直径大很多,故适用于 P 腔无压力或压力较小的场合。外泄式液控单向阀(见图 5-8(b)) 可以克服内泄式液控单向阀受 P 腔压力影响大的缺陷。与内泄式液控单向阀所不同的是,其控制活塞为两节同心配合式结构,从而使控制活塞上腔与 P 腔隔开,并增设了外泄口 L(接油箱),减小了 P 腔压力在控制活塞上的作用面积及其对反向开启控制压力的影响,适用于 P 腔压力较高的场合。

复式液控单向阀(见图 5-9) 的结构特点为其带有卸载阀芯。其中,图 5-9(a) 所示为法兰式连接,图 5-9(b) 所示为板式连接且带有电磁先导阀。以图 5-9(a) 为例说明其工作原理:它的主阀芯(锥阀)2 上、下端开有一个轴向小孔和四个径向小孔,轴向小孔由一小的卸载阀芯(锥阀)3 封闭。当 A 腔的高压油液需反向流入 P 腔时(一般为液压缸保压结束后的工况),控制压力油将控制活塞 6 向上顶起,控制活塞首先将卸载阀芯向上顶起一较小的距离,使 A 腔的高

压油瞬间由主阀芯的径向小孔及轴向小孔与卸载阀芯下端之间的环形缝隙流出, A 腔的油液压力随即降低, 实现泄压。然后, 主阀芯 2 被控制活塞顶开, 使反向油流顺利通过。由于卸载阀芯的控制面积较小, 仅需要用较小的力就可以顶开卸载阀芯, 从而大大降低了反向开启所需的控制压力。其控制压力仅约为工作压力的 5%, 而不带卸载阀芯的液控单向阀的控制压力高达工作压力的 40% ~ 50%。所以带卸载阀芯的液控单向阀特别适用于高压大流量液压系统使用。图 5-9(b) 中的电磁先导阀 8 固定在单向阀的右盖 7 上, 用于控制压力油的通断控制, 这样可以简化油路系统, 使液压系统结构紧凑。

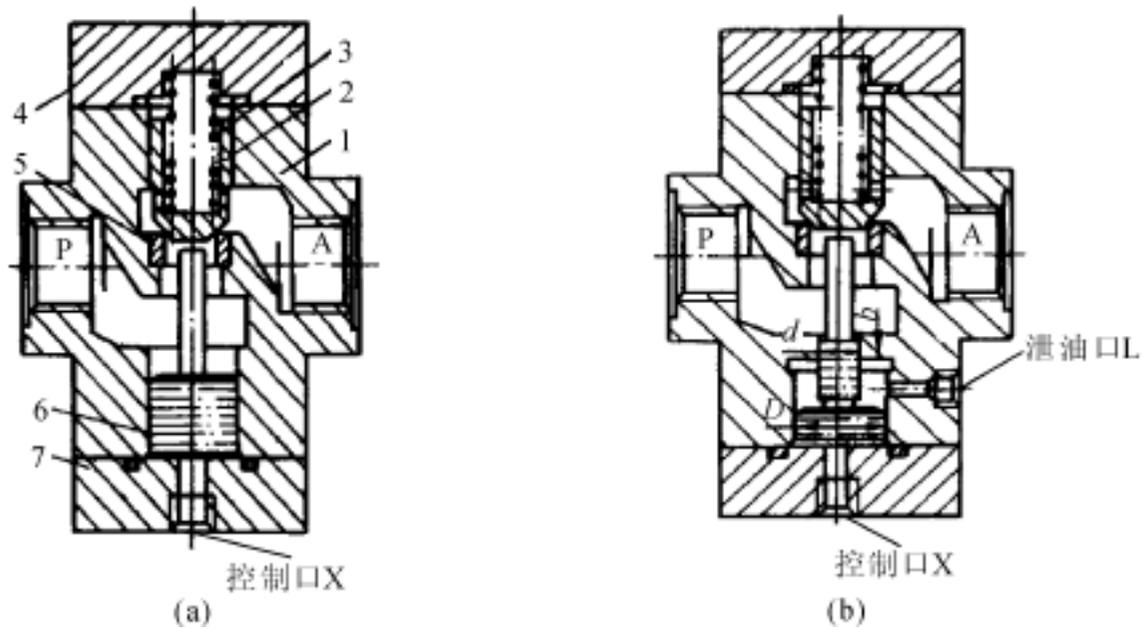


图 5-8 筒式液控单向阀

(a) 内泄式; (b) 外泄式

1— 阀体; 2— 阀芯; 3— 弹簧; 4— 上盖; 5— 阀座; 6— 控制活塞; 7— 下盖

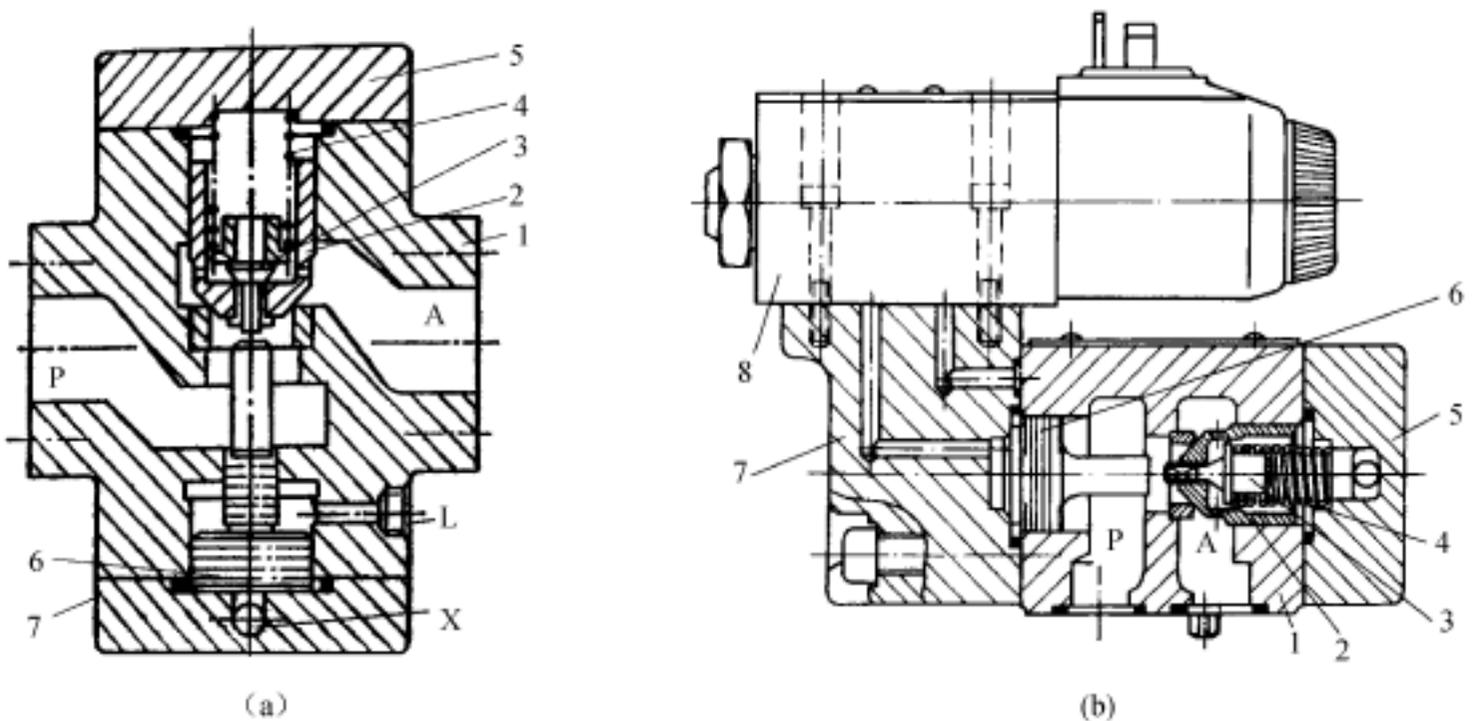


图 5-9 带卸载阀芯的液控单向阀

(a) 法兰式连接; (b) 板式连接

1— 阀体; 2— 主阀芯; 3— 卸载阀芯; 4— 弹簧;
5— 左盖; 6— 控制活塞; 7— 右盖; 8— 电磁先导阀

(3) 主要技术性能。液控单向阀的主要技术性能包括正向最低开启压力、反向开启最小控制压力、反向泄漏量、压力损失等。其正向最低开启压力与普通单向阀相同,反向开启最低控制压力指能使单向阀打开的控制口最低压力。一般外泄式比内泄式反向开启最低控制压力小,复式比筒式反向开启最低控制压力小,在 P 腔压力为零时,约为 A 腔压力的 5%。反向泄漏量与普通单向阀相同。液控单向阀的压力损失有控制口不起作用(控制口压力为零)时的压力损失和控制口起作用时的压力损失两种。前者为控制口压力为零时液控单向阀通过额定流量时所产生的压力降,其与普通单向阀相同。对于后者,当液控单向阀是在控制活塞作用下打开时,不论此时是正向流动还是反向流动,它的压力损失仅是由油液的流动阻力而产生的,与弹簧力无关。因此,在相同流量下,它的压力损失要小于控制活塞不起作用时的正向流动压力损失。

(4) 应用场合。

1) 通过两个单独的液控单向阀或两个液控单向阀复合为一体的液压锁构成锁紧回路,可将液压缸锁紧(固定)在任何位置。

2) 串联安装在液压缸活塞下行的油路上,以防立置液压缸及其拖动的工作部件因自重自行下落。

3) 在执行器低载高速及高载低速的液压系统中作充液阀,以减小液压泵的容量。

4) 用于液压系统保压与泄压。

二、换向阀

换向阀的作用是利用阀芯相对于阀体的运动,实现油路的通、断或改变液流的方向,从而实现液压执行器的启动、停止或运动方向的变换。

换向阀的种类繁多,其中以滑阀式换向阀在液压系统中应用最为广泛。

1. 滑阀式换向阀

(1) 工作原理、图形符号及位数与通路数。图 5-10(a) 所示是滑阀式换向阀的工作原理示意图,其中阀体 1 与圆柱形阀芯 2 为滑阀式换向阀的结构主体。阀芯可在阀体孔内轴向滑动。阀体孔里的环形沉割槽与阀体底面上所开的相应的主油口(P, A, B, T) 相通。阀芯的台肩将沉割槽遮盖(封油)时,此槽所通油路(口)即被切断,阀芯台肩不仅遮盖沉割槽,还将沉割槽旁侧的阀体内孔遮盖一段长度。当台肩不遮盖沉割槽(阀芯打开)时,此油路就与其他油路接通。沉割槽数目(与主油口 P, A, B, T 不相通的沉割槽或是专门与泄油口 L 相通的沉割槽不计入槽数)及台肩的数目与阀的功能、性能、体积和工艺有直接关系。

由于阀芯可在阀体孔里作轴向运动,故依靠阀芯在阀孔中处于不同位置,便可以使一些油路接通而使另一些油路关闭。例如图 5-10(a) 所示换向阀,阀芯有左、中、右三个工作位置,当阀芯 2 处于图示位置时,4 个通口 P, A, B, T 都关闭,互不相通;当阀芯移向左端时,通口 P 与 A 相通,通口 B 与 T 相通;当阀芯移向右端时,通口 P 与 B 相通,通口 A 与 T 相通。阀芯特别适合于用电磁铁等机构操纵驱动。

滑阀式换向阀的图形符号由相互邻接的几个长方形构成。每一个长方形表示换向阀的一个工作位置,而长方形中的箭头表示阀所控制的液流方向及油路之间的连接情况,短横线表示油路封闭。整个长方形两端的符号则表示阀的操纵驱动机构及定位方式。字母 P, A, B, T 等分别表示主油口与液压系统相连接的油路名称,通常 P 表示接液压泵或压力源, A 和 B 分别表示接执行器的进口和出口, T 表示接油箱。例如图 5-10(b) 是图 5-10(a) 所示的换向阀的图

形符号。

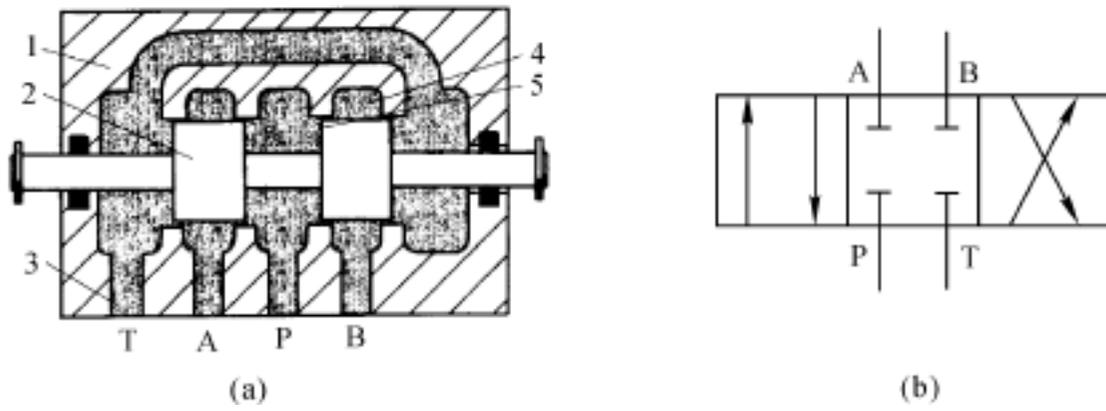


图 5-10 滑阀式换向阀的工作原理示意图与图形符号

(a) 工作原理示意图; (b) 图形符号

1— 阀体; 2— 滑动阀芯; 3— 主油口(通口); 4— 沉割槽; 5— 台肩

位数与通路数是滑阀式换向阀的两个重要参数。位数表示阀芯可能实现的工作位置数目; 通路数表示换向阀的主油路通路数(不含控制油路和泄油路的通路数)。例如图 5-10 所示的换向阀的位数为 3, 通路数为 4, 所以这是一个三位四通换向阀。

表 5-3 列出了滑阀式换向阀的一些常见的主体部分结构形式。

表 5-3 滑阀式换向阀一些常见的主体部分结构形式

名称	原理图	图形符号	适用场合	
二位 二通阀			控制油路的接通与切断(相当于一个开关)	
二位 三通阀			控制液流方向(从一个方向变换成另一个方向)	
二位 四通阀			控制 执行 器 换 向	不能使执行器在任一位置上停止运动
三位 四通阀				能使执行器在任一位置上停止运动
二位 五通阀				不能使执行器在任一位置上停止运动
三位 五通阀				能使执行器在任一位置上停止运动
				执行器正反向运动时可以得到不同的回油方式

(2) 操纵控制方式及工作位置的判定。滑阀式换向阀可用不同的操纵控制方式进行换向,

手动、机动、电磁、液动、电磁、电液动等是常用的操纵控制方式,各种操纵控制方式的结构见本节第(4)款,其符号表示参见本书附录 中的附表 1。

具体绘制图形符号时,以弹簧复位的二位四通电磁换向阀为例(见图 5-11),一般将控制源(此例为电磁铁)画在阀的通路机能同侧,复位弹簧或定位机构等画在阀的另一侧。

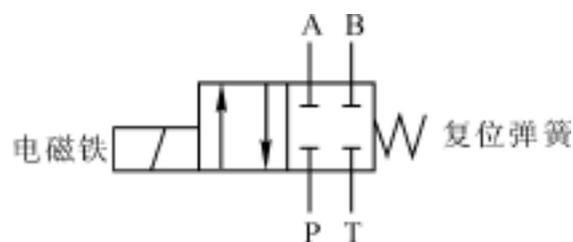


图 5-11 二位四通电磁换向阀

换向阀有多个工作位置,油路的连通方式因位置不同而异,换向阀的实际工作位置应根据液压系统的实际

工作状态进行判别。一般将阀两端的操纵驱动元件的驱动力视为推力,以图 5-11 所示的二位四通电磁换向阀为例,若电磁铁没有通电,此时的图形符号称阀处于右位,P,T,A,B 各油口互不相通。同理,若电磁铁通电,则阀芯在电磁铁的作用下向右移动,称阀处于左位,此时 P 口与 A 口相通,B 口与 T 口相通。之所以称阀位于“左位”“右位”是相对于图形符号而言,并不是指阀芯的实际位置。

(3) 换向阀的中位机能。三位四通和三位五通换向阀的阀芯没有被操纵而处于原始位置(也称停车位置)时,阀的各通口的连通方式称为阀的机能,通常用一个字母表示。滑阀的不同机能可满足不同的功能要求,不同的中位机能可通过改变阀芯形状和尺寸得到。

三位四通换向阀常见的中位机能、型号、图形符号及其特点等如表 5-4 所示,三位五通换向阀的中位机能与此相仿。

表 5-4 三位四通换向阀的中位机能

中位机能	图形符号	对泵的影响	对系统的影响	对液压缸定位的影响	能否急停	换向冲击	中位起 动冲击	其他
O		无	无	能	能	大	小	
H		卸荷	卸荷	否,液压缸浮动	否	小	有	
X		压力降低	压力降低	否,液压缸浮动	否	小	较小	
M		卸荷	无	能	能	大	有	可多个 M 型阀并联工作
U		无	两腔互通	否	否	小	较小	
P		无	两腔互通 压力油	单杆缸不能,双杆缸能	能	小	小	液压缸可差动

续 表

中位机能	图形符号	对泵的影响	对系统的影响	对液压缸定位的影响	能否急停	换向冲击	中位启动冲击	其他
Y		无	卸荷	否, 液压缸浮动	否	小	有	
C		无	无	能	能	大	小	
J		无	B腔卸荷	能, 但一向定位能力差	能(单向)	大	有	B腔油液可能流空
K		卸荷	A腔卸荷	能, 但一向定位能力差	能(单向)	小	较小	
D		卸荷	B腔卸荷	能, 但一向定位能力差	能(单向)	小	较小	
N		无	A腔卸荷	能, 但一向定位能力差	能(单向)	小	有	A腔油液可能流空

对换向阀的机能的说明:

1) 对于三位四通换向阀, 为了满足某些特殊使用要求, 通过阀芯结构的改变, 将左、右两边的换向工作位置液设计成具有不同的机能。此时, 换向阀的机能要用三个字母表示: 第一个字母表示中位机能, 第二个字母表示右位机能, 第三个字母表示左位机能。如果左位或右位为通路, 则用两个字母表示, 例如图 5-12 所示分别为 OP 型、OM 型、MP 型换向阀。

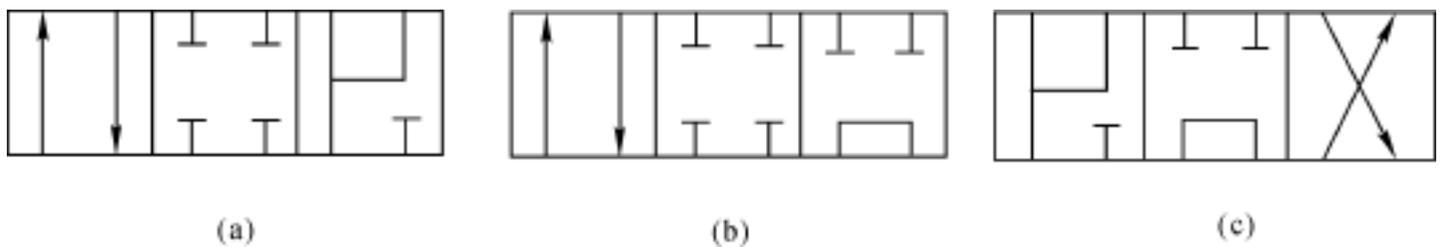


图 5-12 换向阀

(a) OP 型; (b) OM 型; (c) MP 型

2) 一般的换向阀, 换向过程中各个油路同时以一种状态切换至另一种状态。同一种中位机能的换向阀, 通过适当改变阀芯台肩尺寸后, 可以使某个通路提前开启或关闭。换向阀这种从一个位置向另一个位置切换过程中的通路机能, 称为换向阀的过渡机能。例如图 5-13 所示为 O 型中位机能三位四通换向阀的两种不同过渡机能: 从中位切换至左位时, 图 5-13(a) 表示先接通 A 和 T, 再接通 P 和 B; 图 5-13(b) 表示先接通 P 和 B, 再接通 A 和 T。反之, 从中位切

换至右位时,也有类似的不同过渡机能。

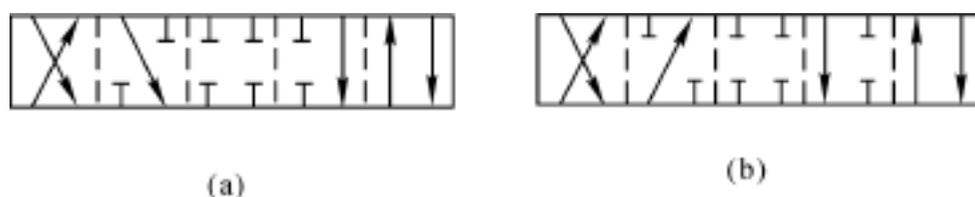


图 5-13 O 型中位机能三位四通换向阀的两种不同过渡机能

(a) 先接通 A 和 T,再接通 P 和 B;(b) 先接通 P 和 B,再接通 A 和 T

通常只有液动或电液动换向阀才设计成不同的过渡机能,而电磁换向阀因为阀芯总行程较短,所以通常不设置特殊的过渡机能。

3) 三位四通换向阀,可以只使用其中间位置和左右任何一个换向位置的机能,将得到二位四通阀的多种机能;也可以只使用左右两边换向位置的机能,而将中位机能仅作为一种换向过渡状态时的机能。

(4) 典型结构。

1) 手动换向阀。手动换向阀是依靠手动杠杆操纵驱动阀芯运动而实现换向。按操纵阀芯换向后的定位方式,手动换向阀可分为钢球定位式和弹簧自动复位式两种。

图 5-14 所示为钢球定位式的三位四通手动换向阀,其中位机能为 O 型。由图 5-14(a) 可看到,当手柄 10 处于图示中位时,油口 P, T, A, B 互不相通。当向右推动手柄时,阀芯 2 向左运动,使 P 与 A 相通,而 B 与 T 相通。若向左推动手柄,阀芯向右运动,则 P 与 B 相通,而 A 与 T 相通。阀芯的这三个位置依靠钢球 12 定位。定位套 5 上开有 3 条定位槽,槽的间距即为阀芯的行程。当阀芯移动到位后,定位钢球 12 就卡在相应的定位槽中,此时即便松开手柄亦即去除了手柄上的操作力,阀芯仍能保持在工作位置上。

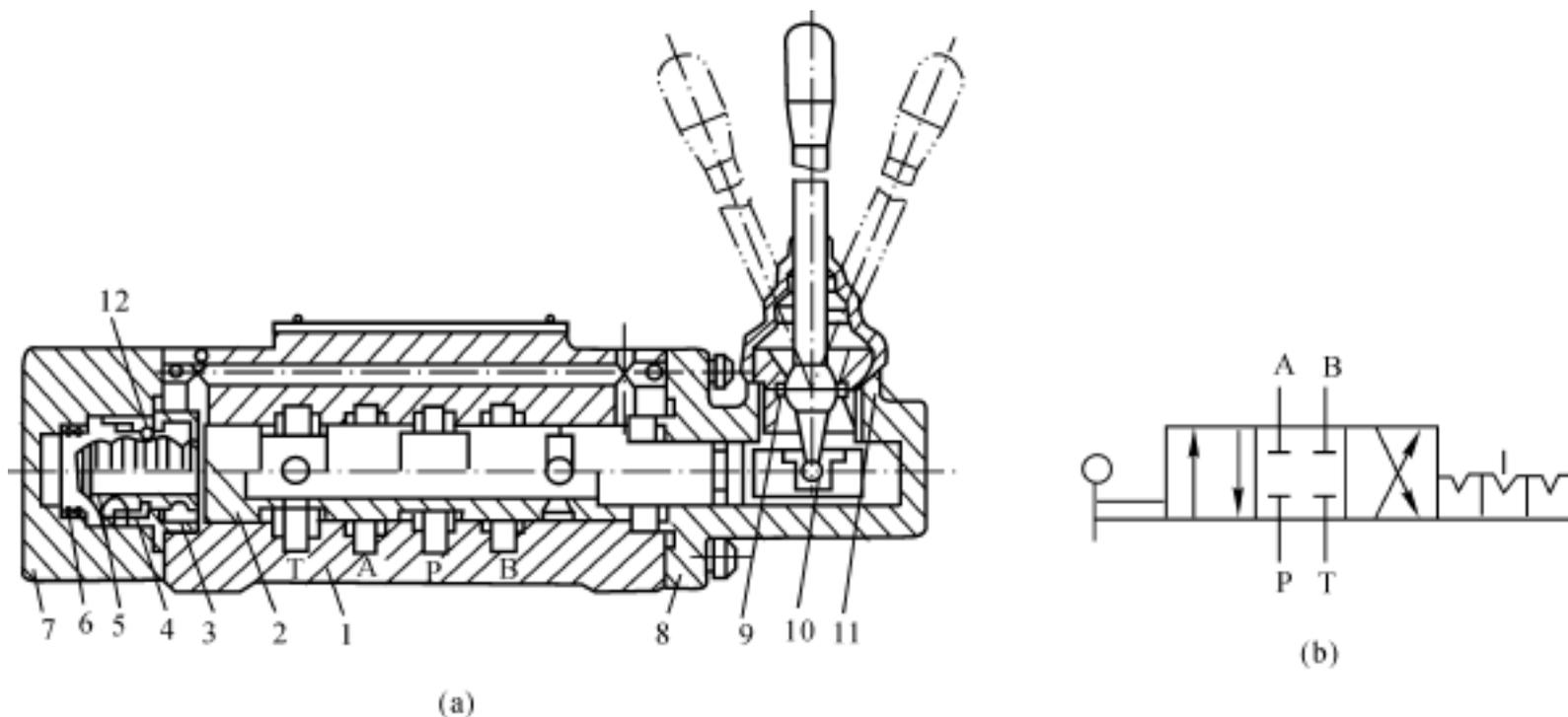


图 5-14 三位四通手动换向阀(钢球定位式)

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 阀体;2— 阀芯;3— 球座;4— 护球圈;5— 定位套;6— 弹簧;
7— 后盖;8— 前盖;9— 螺套;10— 手柄;11— 防尘套;12— 钢球

图5-15所示为弹簧复位式的三位四通手动换向阀,它与钢球定位式的差别仅在于它的定位方式上。当施加在手柄上的操作力被去除后,阀芯依靠复位弹簧的作用自动弹回到中位。与钢球定位式相比,弹簧复位式的阀芯移动距离可以由手柄调节,从而调节各油口的开口量大小,使流向负载的流量得到调节。

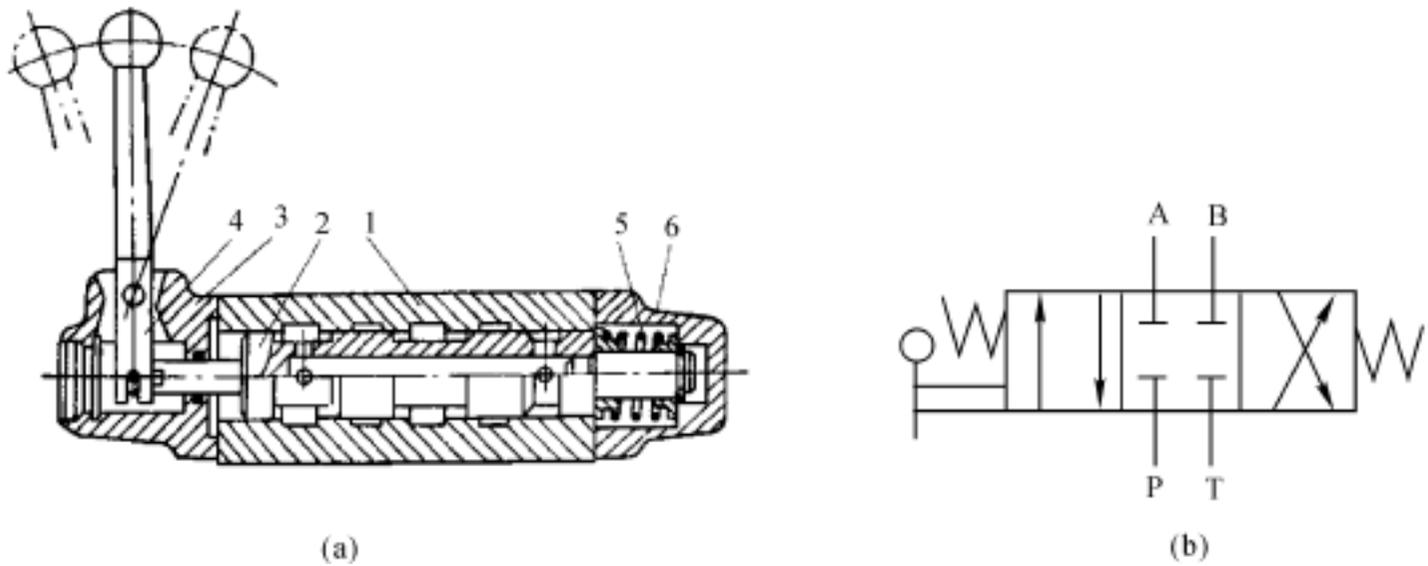


图5-15 三位四通手动换向阀(弹簧自动复位式)

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 阀体;2— 阀芯;3— 前盖;4— 手柄;5— 弹簧;6— 后盖

2) 机动换向阀。机动换向阀因常用于控制机械设备的行程,故又称为行程阀。它借助主机运动部件上可以调整的凸轮或活动挡块的驱动力,自动周期地压下或(依靠弹簧)抬起装在滑阀阀芯端部的滚轮,从而改变阀芯在阀体中的相对位置,实现换向。机动换向阀可以根据所控制行程的具体要求,安装在主机运动部件所经过的位置,并可进行调节。机动换向阀一般只有二位阀,即初始工作位置和一个换向工作位置。当挡铁或凸轮脱开阀芯端部的滚轮后,阀芯都是靠弹簧自动复位。它所控制的阀可以是二通、三通、四通、五通等。

图5-16所示为二位三通机动换向阀。如图5-16(a)所示,由弹簧5作用,阀芯2处于上端位置,油口P、B相通,A口封闭;当滚轮4被压下时,阀芯移至下端,油口P、A相通,B口封闭。

3) 电磁换向阀。电磁换向阀简称电磁阀,它是借助通断型电磁铁通电时产生的推力,使阀芯在阀体内作相对运动实现换向。电磁阀的控制信号可以由按钮开关、行程开关、压力继电器、电接点压力表等元件发出的信号直接控制,也可以由计算机、可编程序控制器(PLC)等控制装置发出的信号进行控制,其使用相当方便和广泛。

电磁阀中以二位、三位及二通、三通、四通和五通阀居多。根据用途的不同,电磁阀有弹簧复位式和无弹簧式,三位阀有弹簧对中式和弹簧复位式。根据泄油方式的不同,电磁阀有内泄式和外泄式两种。根据电磁铁所用电源的不同,电磁阀又可分为交流和直流两种。根据电磁铁的铁心和线圈是否浸油又分为干式电磁铁、湿式电磁铁和油浸式电磁铁三种。因为电磁铁的推力有限,故电磁换向阀仅用于流量不大的场合。

图5-17所示是一个弹簧复位、干式电磁铁、外泄式的二位二通电磁换向阀(图5-17(a)所示为结构图,图5-17(b)所示为图形符号)。该阀的机能为常开式,即当电磁铁9不通电时(图示状态),阀芯2在右端复位弹簧4作用下处于左侧,此时P口与A口相通,油液可以自由流动;反之,当电磁铁通电时,电磁铁推力经过推杆8将阀芯移至右侧,从而切断P与A的通路。因该

阀使用干式电磁铁,故阀芯2与阀体1配合间隙泄漏到弹簧腔的油液必须单独通过泄油口L和外接油管接回油箱。

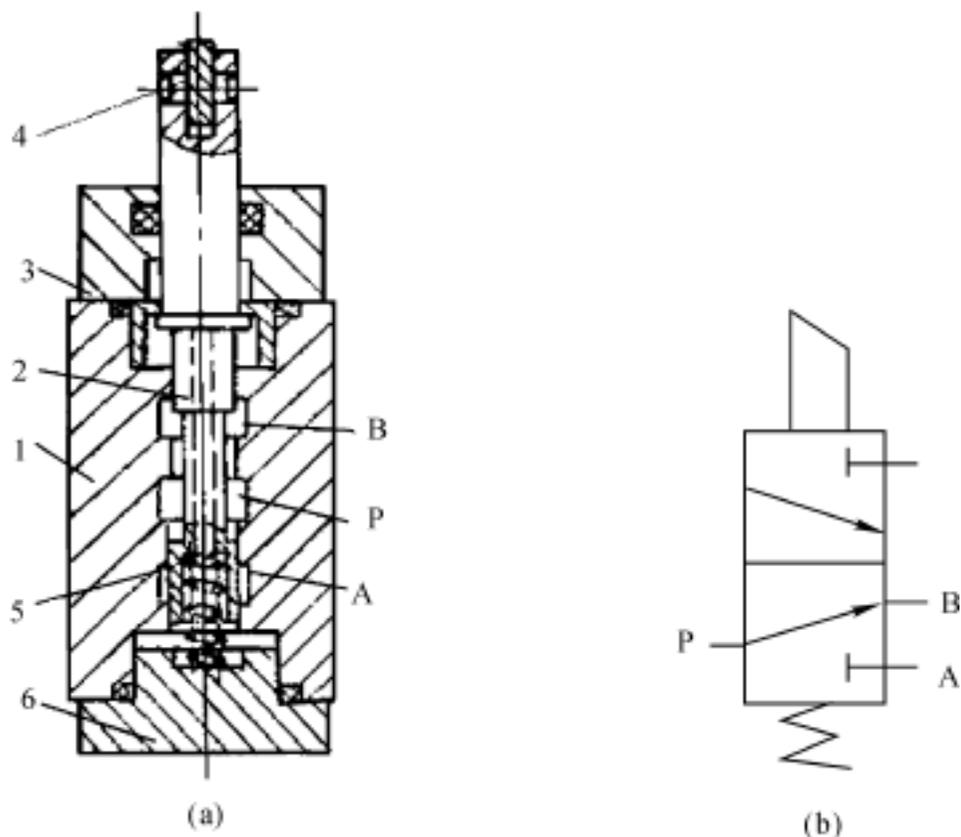


图 5-16 二位三通机动换向阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 阀体;2— 阀芯;3— 前盖;4— 滚轮;5— 弹簧;6— 后盖

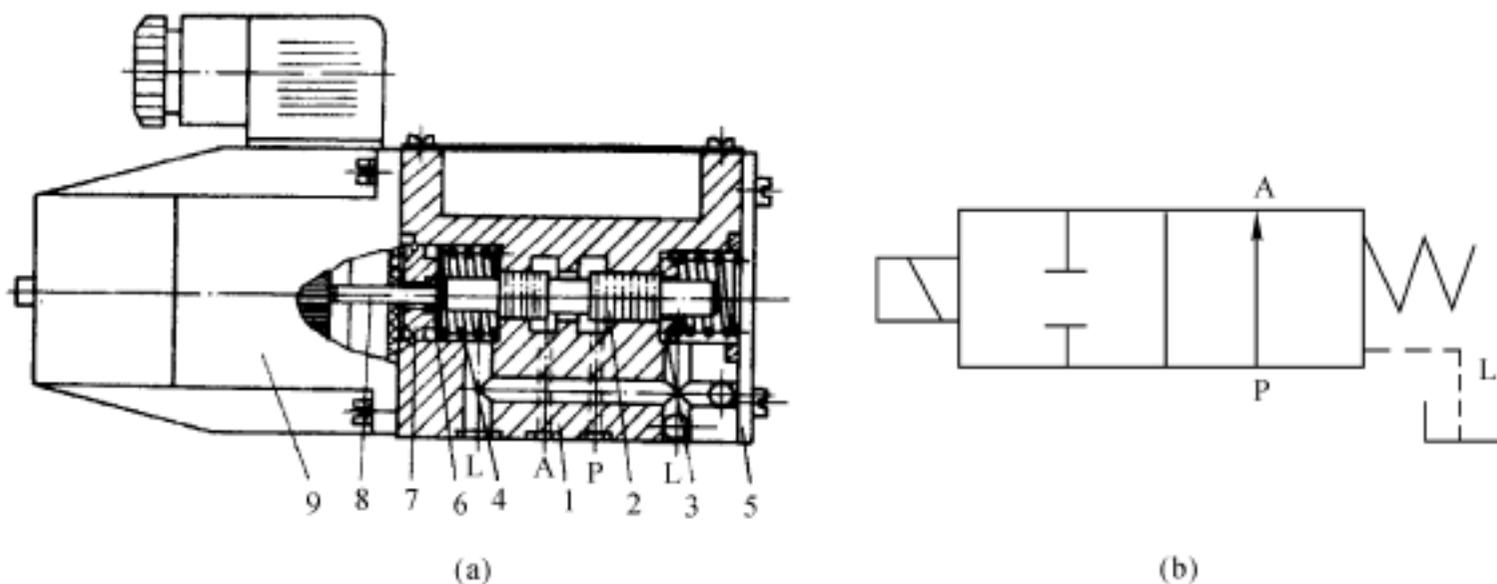


图 5-17 二位二通电磁换向阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 阀体;2— 阀芯;3— 弹簧座;4— 复位弹簧;5— 盖板;
6— 挡片;7— O 形圈座;8— 推杆;9— 电磁铁

图 5-18 所示为弹簧复位式、单电磁铁的二位四通电磁换向阀。当电磁铁 9 不通电时,在复位弹簧 4 的作用下,阀芯 2 处于左侧,台肩上平面削口的存在,使油口 P 与 A 相通;油口 B 则与油口 T 相通。当电磁铁通电后,阀芯在电磁铁推力的作用下向右移动,使得油口 P 与 B 相通,而油

口 A 则与 T 相通。

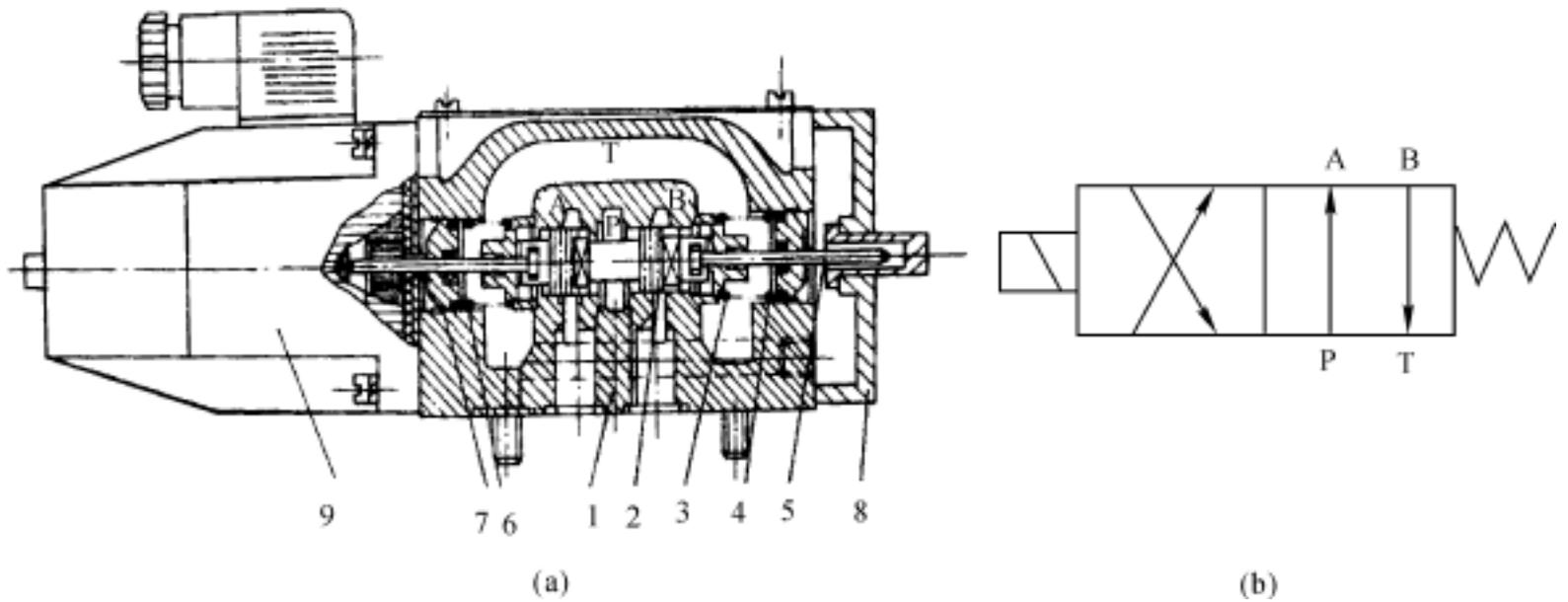


图 5-18 二位四通电磁换向阀(单电磁铁)

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 阀体;2— 阀芯;3— 弹簧座;4— 复位弹簧;5— 推杆;
6— 挡板;7— O 形圈座;8— 后盖板;9— 电磁铁

图 5-19 所示是双电磁铁无复位弹簧式二位四通电磁换向阀。与前述单电磁铁的阀所不同的是,它在右边多装了一个电磁铁。当左边电磁铁通电吸合时,阀芯换向,使 P 口与 B 口相通, A 口与 T 口相通。当左边电磁铁断电时,由于它的复位弹簧刚度很小,不能使阀芯复位,必须依靠右端电磁铁通电吸合,才能将阀芯推回原位,使 P 口与 A 口相通, B 口与 T 口相通。与图 5-18 所示单电磁铁的二位四通阀相比,双电磁铁的两端弹簧刚度小,仅起支承 O 形圈座的作用,不能起到复位的作用,所以在使用时,必须始终保持一个电磁铁通电,以免发生误动作。但是因为弹簧力较小,可以使绝大部分力用在克服阀芯运动的阻力上,使阀的换向更为可靠。

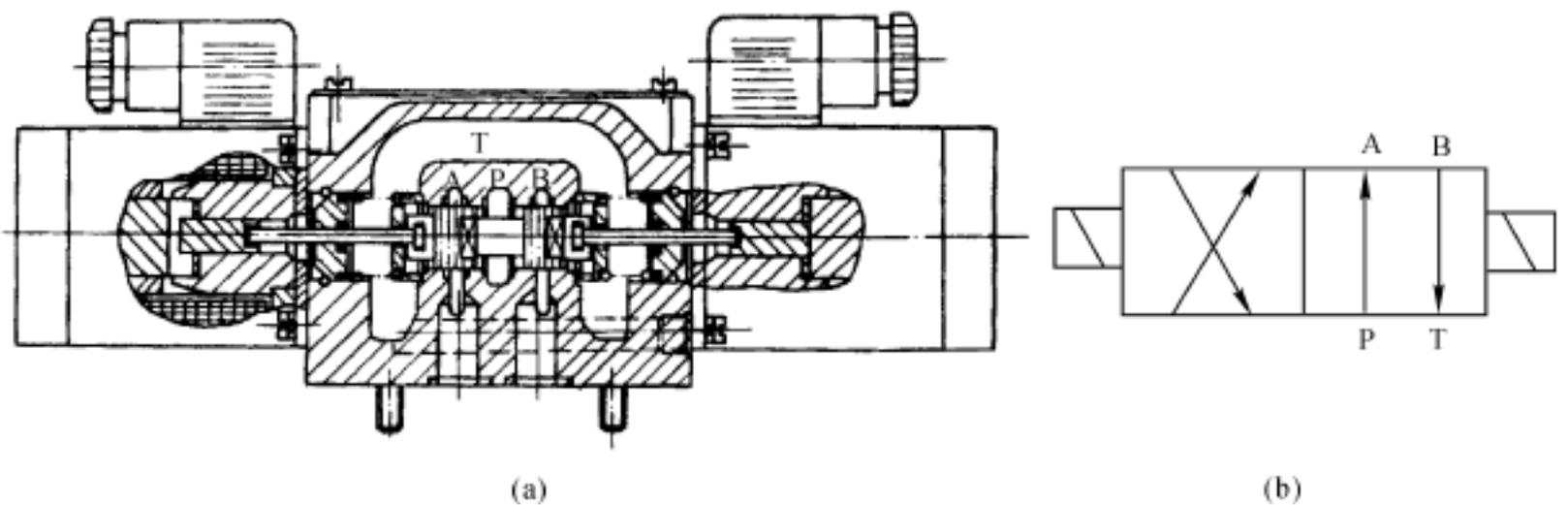


图 5-19 二位四通电磁换向阀(双电磁铁)

(a) 结构图;(b) 图形符号

三位四通电磁换向阀是应用最为广泛的换向阀,其结构形式及中位机能多种多样,不同的中位机能对应于不同的应用场合(见表 5-4)。图 5-20 所示为弹簧对中的三位四通电磁换向

阀。它左、右各有一个电磁铁 1 和 7, 阀芯两端为两个复位弹簧 2 和 4。该阀为 O 型中位机能。当左、右两个电磁铁均断电时, 阀芯 3 在两端复位弹簧的作用下处于中位, 四个油口 P, T, A, B 由阀芯台肩隔开, 互不相通; 当左电磁铁 1 通电时(右电磁铁 7 需断电), 阀芯 3 在电磁铁推力作用下向右移动, P 口与 B 口相通, A 口与 T 口相通; 当右电磁铁 7 通电时(左电磁铁 1 需断电), 阀芯向左移动, P 口与 A 口相通, 而 B 口与 T 口相通。

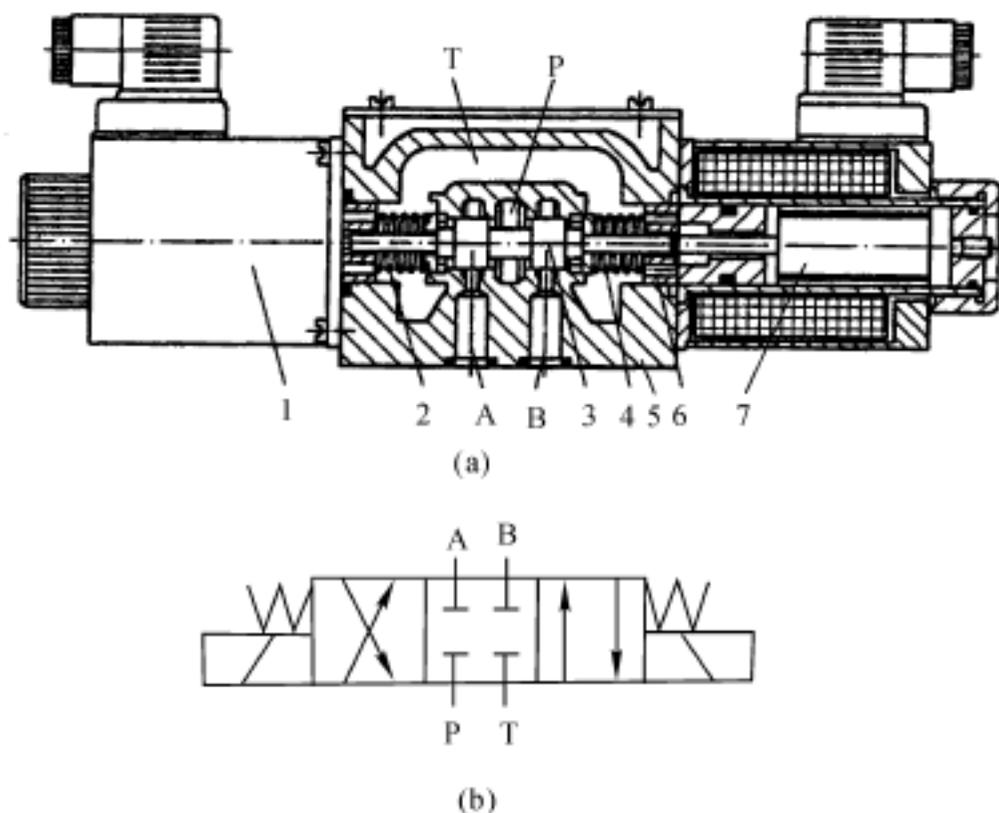


图 5-20 三位四通电磁换向阀

(a) 结构图; (b) 图形符号

1—左电磁铁; 2—左复位弹簧; 3—阀芯;
4—右复位弹簧; 5—阀体; 6—垫圈; 7—右电磁铁

4) 液动换向阀。大流量液压系统的换向通常采用液动换向阀和电液动换向阀。液动换向阀是通过外部提供的压力油作用使阀芯换向; 电液动换向阀是将作为先导控制阀的小规格电磁换向阀和作为主控制阀的大规格液动换向阀安装在一起的换向阀, 驱动主阀芯的信号来自于通过电磁阀的控制压力油(外部提供)。由于控制压力油的流量较小, 故实现了小容量电磁阀控制大规格液动换向阀的阀芯换向(一级液压放大)。

液动换向阀的阀芯结构与电磁换向阀一样, 通过改变阀芯结构可以实现不同的中位机能。与电磁换向阀不同的是, 阀芯驱动力不是来自电磁铁, 而是来自阀芯两端部控制口的压力油。液动换向阀有不带阻尼调节器和带阻尼调节器两种。

图 5-21 所示是不带阻尼调节器的三位四通液动换向阀。该阀为 O 型中位机能。除了 4 个主油口 P, T, A, B 外, 阀上还设有两个控制口 K_1 和 K_2 。当两个控制口都没有控制油进入时, 阀芯 2 在两端弹簧 4, 7 的作用下保持在中位, 4 个油口 P, T, A, B 互不相通。当控制油从 K_1 口进入时, 阀芯在压力油的驱动下右移, 使得 P 口与 B 口相通, T 口与 A 口相通。当压力油从 K_2 进入时, 阀芯在压力油的作用下左移, 使得 P 口与 A 口相通, 而 T 口与 B 口相通。应当注意的是, 为了保证液动换向阀正常工作, 当控制油从 K_1 口进入时, K_2 口的油液必须通过油管外泄至油箱, 反之亦然。

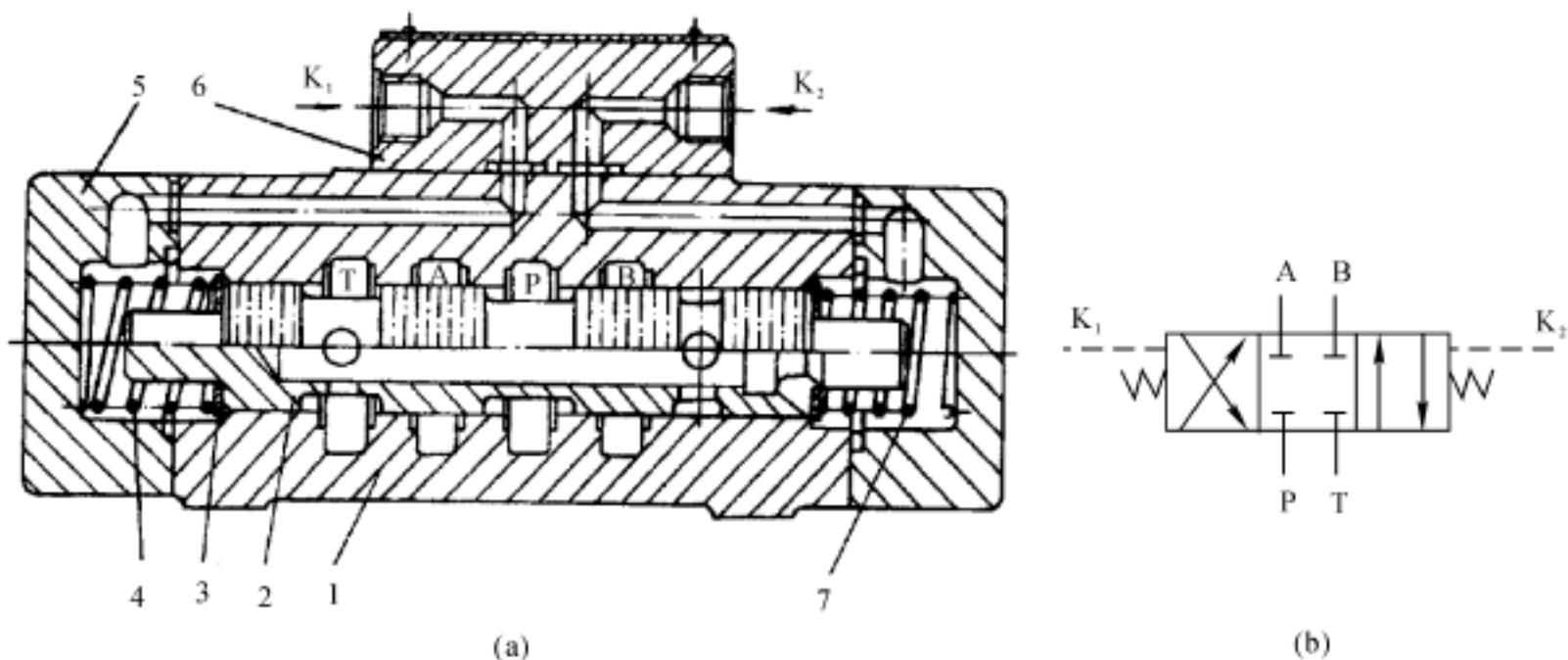


图 5-21 三位四通液动换向阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 阀体;2— 阀芯;3— 挡圈;4,7— 弹簧;5— 端盖;6— 盖板

图 5-22(a) 所示是带阻尼调节器的三位四通液动换向阀的结构图。该阀也为 O 型中位机能。主油口与控制油口与图 5-21 所示的换向阀相同,不同点主要有两点:一是在两个控制口 K_1 和 K_2 分别接有一个单向节流器,两个单向节流器为整体式结构,故又称双单向节流器(图 5-22(a) 中的 1)。当外供控制油通过该阀一侧(例如左侧)的单向阀进入左控制腔时,右腔则通过右侧节流器排油,通过调节节流器的开度即可改变控制油的流量,从而改变阀芯的换向速度,反之,当外供控制油通过该阀一侧(例如右侧)的单向阀进入右控制腔时,左腔则通过左侧节流器排油;二是在阀芯左右两端增设了调节螺钉 2,用以调节阀芯行程以改变各主油口的开度大小,使通过的主流量得到控制。阻尼调节器还可以设置在阀的两端(见图 5-22(b)),它由一个钢球式单向阀 5 和一个锥阀式节流器 4 并联而成,节流器的开度由螺纹 7 调节并用螺母 8 锁定。控制油进入,单向阀 5 被顶开,从节流器的径向孔 6 进入控制腔 9,推动换向阀芯 10 换向。当控制腔的油液排出时,压力油将单向阀芯紧压在阀座上,油液只能从节流器的节流缝隙 3 处流出,以实现回油节流。换向阀芯的换向速度取决于节流器的调定开度。图 5-22(c) 所示为带阻尼调节器的三位四通液动换向阀的图形符号。

5) 电液动换向阀。根据用途不同电液动换向阀有液压对中式和弹簧对中式两种。其主阀(液动换向阀)也有不带阻尼调节器和带阻尼调节器两种。

图 5-23 所示为弹簧对中式三位四通电液动换向阀(不带阻尼调节器)的结构图,它的主阀有 P, T, A, B 等 4 个油口。主阀芯两端分别与三位四通电磁先导阀的两个控制油口相通。根据 P 油道中有无螺塞 1,可以决定先导阀是外供控制油(从 X 口入)还是内供控制油(从 P 口入);根据 T 油道中有无球状密封 2,可以决定先导阀的排油是外泄(从 Y 口出)还是内泄(从 T 口出)。从而可组合出外供、外泄,内供、外泄,外供、内泄,内供、内泄等 4 种类型。图 5-23 所示的阀为外供外泄方式,其优点是换向阀的切换不受主油路中负载压力变化的影响,但可能需要控制油源,增加了管路布置的复杂性。

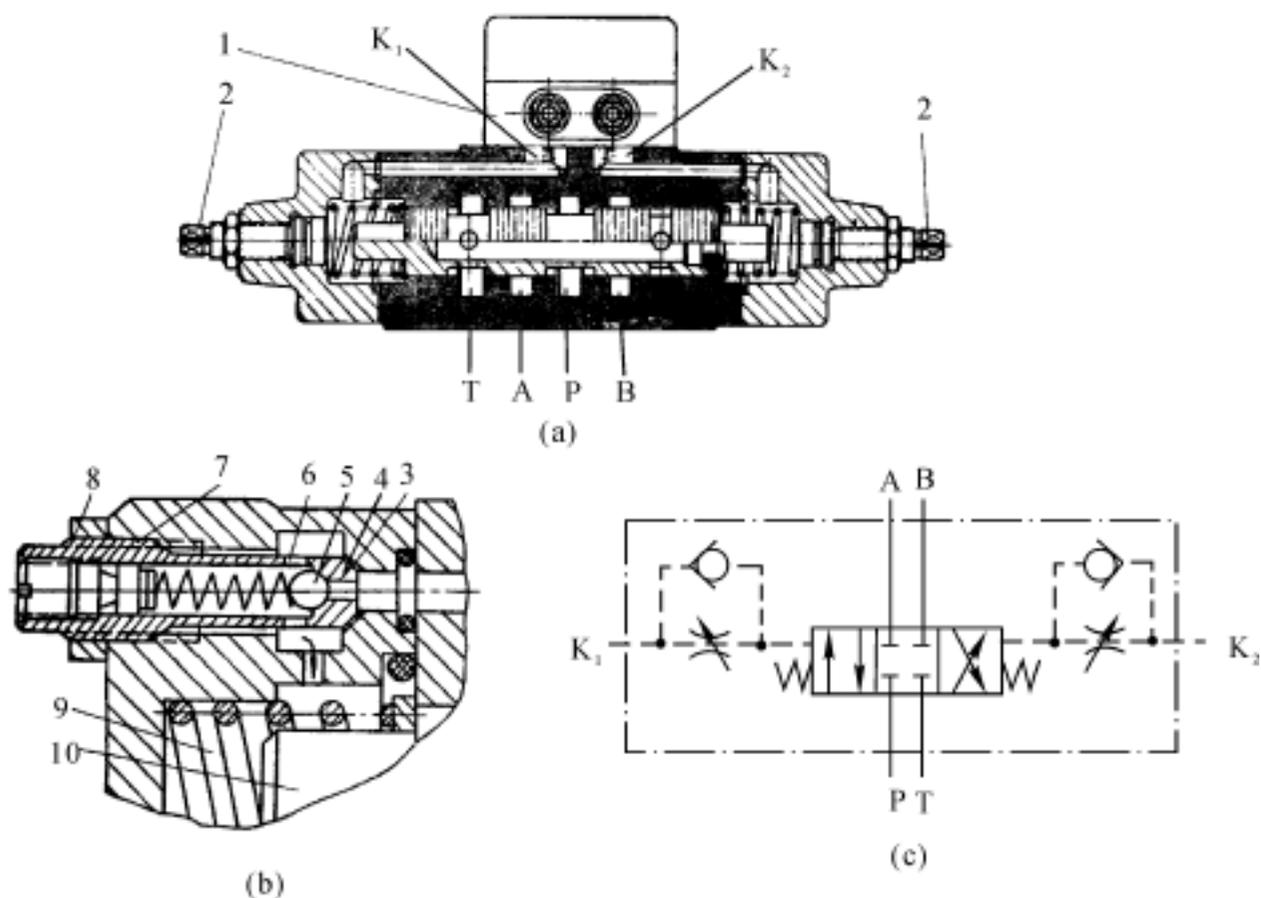


图 5-22 带阻尼调节器的三位四通液动换向阀

(a) 带整体式单向节流器的结构图;

(b) 阻尼调节器还可以设置在阀的两端;(c) 图形符号

1—双单向节流器;2—调节螺钉;3—节流缝隙;4—锥阀式节流器;

5—钢球式单向阀;6—径向孔;7—螺纹;8—锁定螺母;9—控制腔;10—换向阀芯

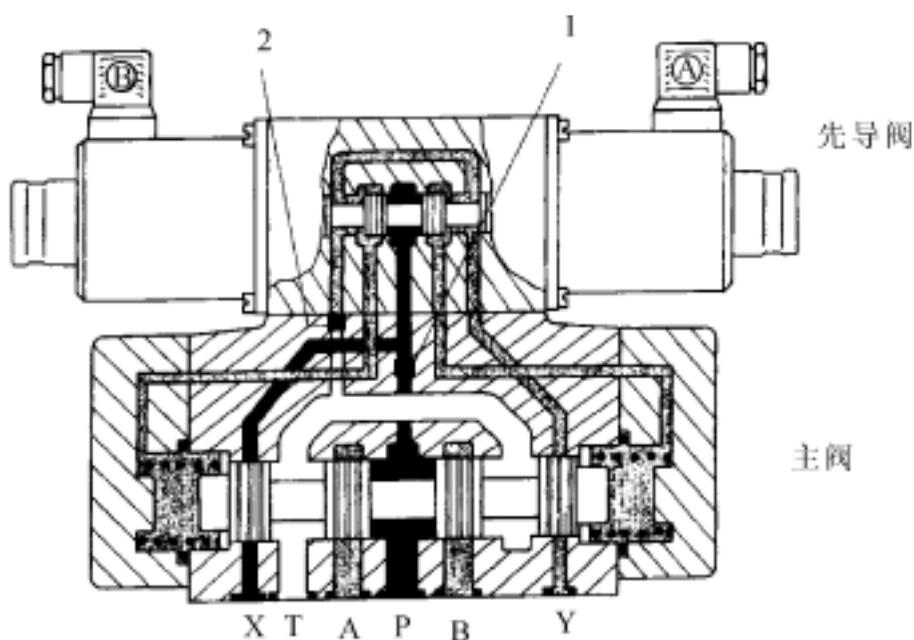


图 5-23 弹簧对中式三位四通电液动换向阀的结构图

1—P油道的螺塞;2—T油道中的球状密封

图 5-23 所示的弹簧对中式三位四通电液动换向阀的先导阀为 Y 型中位机能,当先导阀的两个电磁铁都不通电而使阀芯处于中位时,主阀芯在两端复位弹簧的作用下处于中位,主阀(即整个电液换向阀)的中位机能就由主阀芯的结构决定,图中所示的为 O 型机能。如果先导

位置。当先导阀的电磁铁中有一个通电时,主阀芯两端将有一端泄压,仍旧能与弹簧对中式电液换向阀一样实现阀芯位置的切换。液压对中型电液换向阀两端的弹簧不起复位作用,只是在安装时使阀芯和缸套等零件保持在初始位置,其刚度不需要很强。为了保持零件的通用性,仍可采用普通的复位弹簧。

为了改变电液动换向阀阀芯的换向速度,可在主阀左右两端各加设一个如图 5-22(b) 所示的单向节流器,通过调节节流器的开度即可实现上述目的。

(5) 主要技术性能。换向阀的性能以电磁阀的项目最多,主要包括工作可靠性、压力损失、内泄漏量、换向和复位时间、换向频率和使用寿命等。

1) 工作可靠性。它是指电磁换向阀通电后能可靠地换向,断电后能可靠地复位。工作可靠性主要取决于阀的设计和制造情况且与使用情况有关。作用在阀芯上的各种换向阻力中,尤以液动力与卡紧力的大小对工作可靠性影响较大,而此两力与通过阀的液流压力和流量有关,因此,电磁阀只有在一定的压力和流量范围内才能正常工作,这个工作范围的极限称为换向界限(见图 5-25)。

2) 压力损失。电磁换向阀的压力损失也是由流动损失和阀口节流损失两部分组成的。但由于电磁换向阀的开口量比较小,所以节流损失较大。故相对于手动换向阀,当油液流经电磁换向阀时所造成的压力损失比较大。

3) 内泄漏量。在额定条件下,从高压腔到低压腔的油液泄漏流量称为内泄漏量。内泄漏量过大不仅会降低液压系统的效率,引起过热,而且还会影响执行器的正常工作。内泄漏量的大小主要与阀的制造精度、封油长度及阀前后的工作压差有关。

4) 换向和复位时间。换向时间指从电磁铁通电到阀芯换向终止的时间;复位时间指从电磁铁断电到阀芯回复到初始位置的时间。减小换向和复位时间对提高工作效率有利,但会引起液压冲击。由采用位移传感器直接测量的电磁铁-阀芯组件的换向过程曲线(见图 5-26)可看出,换向时间 t 由换向滞后时间 t_1 和换向运动时间 t_2 两部分组成,而复位时间 t 由复位滞后时间 t_1 和复位运动时间 t_2 组成,通常复位时间比换向时间稍长。

交流电磁阀的换向时间约为 0.01 ~ 0.03 s(动作较慢的一般也不超过 0.08 s),换向冲击较大;直流电磁阀的换向时间约为 0.02 ~ 0.07 s(动作慢的约为 0.1 ~ 0.2 s),换向冲击较小。

5) 换向频率。单位时间内阀所允许的换向次数称换向频率。电磁换向阀的换向频率主要受电磁铁特性的限制。一般交流电磁铁的换向工作频率在 60 次/min 以下(性能好的可达 120 次/min)。湿式电磁铁的散热条件较好,所以换向频率比干式电磁铁高些。直流电磁铁由于不受起动电流的限制,换向频率可达 250 ~ 300 次/min。换向频率不能超过阀的换向时间所规定的极限,否则无法完成完整的换向过程。

6) 使用寿命。它是指电磁阀用到某一零件损坏,不能进行正常的换向和复位动作,或者到了其主要性能指标明显恶化且超过规定值时所具有的换向次数。换向阀的使用寿命主要取决于电磁铁的工作寿命。湿式交流电磁铁比干式交流电磁铁的使用寿命长,直流电磁铁比交流电磁铁的使用寿命长。交流电磁铁的寿命仅为数十万次到数百万次,而直流电磁铁的使用寿命一般在 1 000 万次以上,有的高达 4 000 万次。

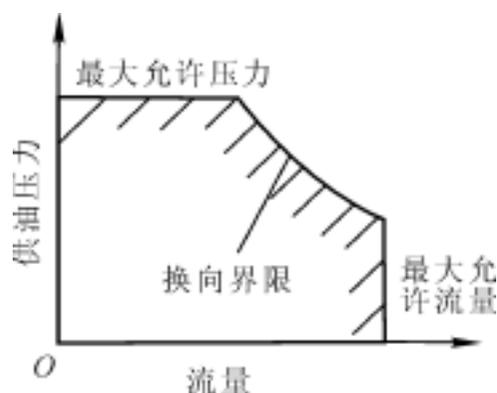


图 5-25 电磁阀的换向界限

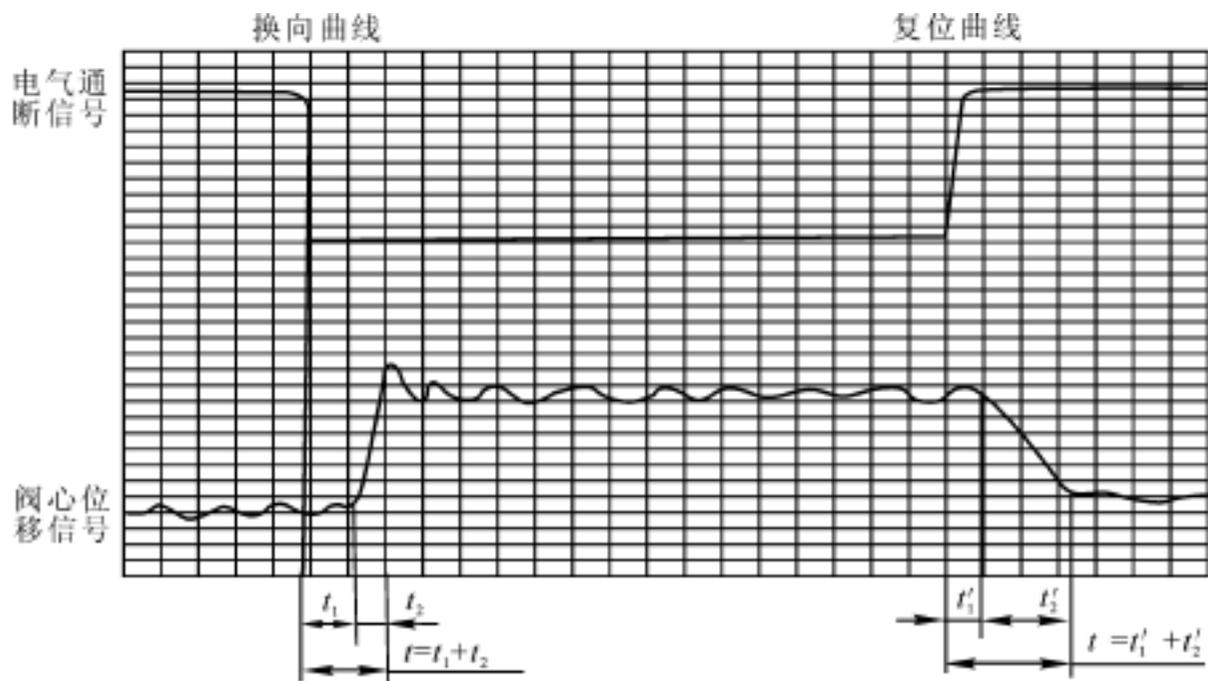


图 5-26 实测的电磁阀换向过程曲线

(6) 应用场合。在上述各种滑阀式换向阀中,以电磁阀的应用最为普遍,它通过电磁铁的通断电直接控制阀芯位移,实现液压系统中液流的通断和方向变换,可以操纵各种执行器的动作(如液压缸的往复、液压马达的回转),液压系统的卸荷、升压、多执行器间的顺序动作控制等。使用电磁阀的液压系统及其主机设备,自动化程度高,操纵控制方便,布局美观大方。

2. 转阀式换向阀

(1) 工作原理与图形符号。转阀式换向阀(简称转阀)是通过旋转阀芯改变与阀体的相对位置,接通或关闭油路实现换向的。由于操作阀时要使阀芯旋转,所以这种阀一般采用手动或机动操纵控制方式。

现以三位四通转阀(见图 5-27)为例,说明转阀式换向阀的工作原理。它由阀体 1、阀芯 2 和操纵手柄(图中未画出)等主要零件组成。阀体上有 P, A, B, T 四个通口,阀芯 2 上开有沟槽和孔道。当阀芯处于 1 位时,四个油口 P, A, B, T 都关闭,互不相通;当阀芯顺时针方向转动到 2 位时,则油口 P—B 相通,油口 A—T 相通;当阀芯逆时针转动到 3 位时,则油口 P—A 相通,油口 B—T 相通。图 5-27(b)所示是三位四通转阀的图形符号。如果改用档块等机械装置操纵,便是一个三位四通机动阀。由图形符号可知,转阀的工作位置数与通路数及工作位置的判定方法与滑阀式换向阀基本相同。

(2) 典型结构。图 5-28 所示为二位四通手动换向转阀。阀体上的油口 A 与 B 相差 90°。图示位置, P 口与 A 口通过阀芯 3 上的轴向槽相通, B 口与 T 口通过阀芯上的径向槽相通。操作手柄转过 90°后, P 口将与 B 口相通, T 口则与 A 口相通。阀芯转动后的定位由钢球 5 实现。

图 5-29 所示为三位四通手动换向转阀的结构图。当阀芯 1 处于图示位置时,压力油从油口 P 进入,通过环形槽 c,油沟 b 与油口 A 相通,油口 B 经过油沟 e、环形槽 a 与回油口 T 相通。手柄 2 将阀芯 1 转过 45°后,油沟 b, e 与油口 A, B 断开,这时油路不通。如将阀芯再转过 45°,油口 B 通过油沟 d 和油口 P 相通,这样就实现了换向。图中 5 和 6 是两个叉形拨杆,可以利用两个挡块分别碰撞拨杆 5 和 6 使转阀机动换向。三位四通手动换向转阀的图形符号参见图 5-27(b)。

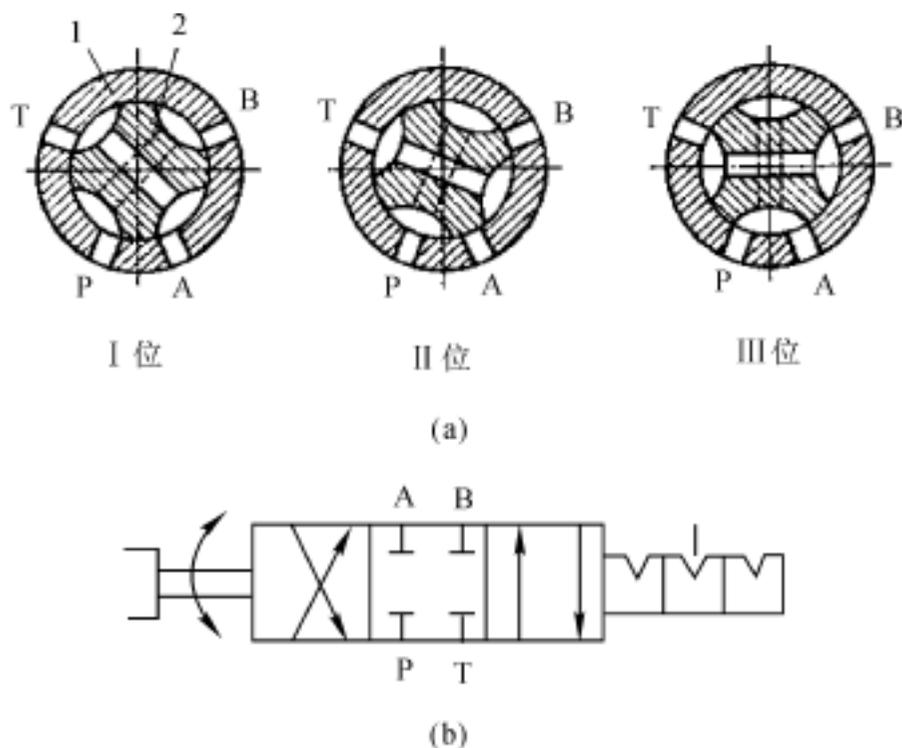


图 5-27 手动转阀的原理与图形符号

(a) 原理图;(b) 图形符号

1— 阀体;2— 阀芯

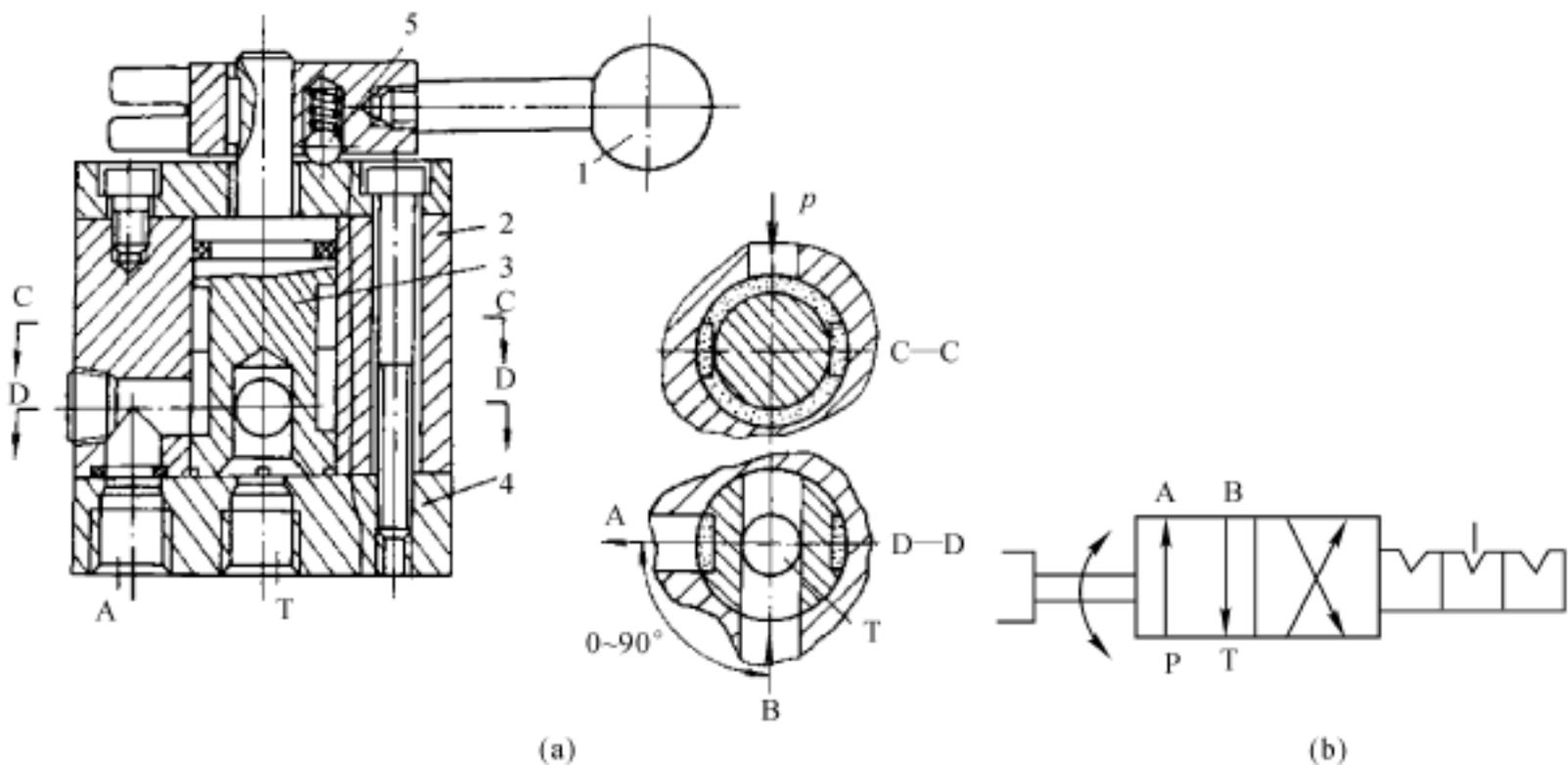


图 5-28 二位四通手动换向转阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 操纵手柄;2— 阀体;3— 旋转阀芯;4— 底板;5— 定位钢球

(3) 应用场合。转阀式换向阀结构简单紧凑,但密封性差,且阀芯的径向力不平衡,不同油液通路的压力差会使阀芯的一侧压向阀体内壁使得操纵转矩很大,操作困难。为了克服这一缺点,可将其制成径向力平衡的结构,但结构较复杂,并且将使泄漏量增加。所以转阀式换向阀工作压力一般较低,允许通过的流量也较小,一般在中低压系统(特别是金属切削机床的液压系

统) 中作先导阀或小型换向阀使用。使用时应保证足够的旋转力矩, 以使转阀可靠换向。

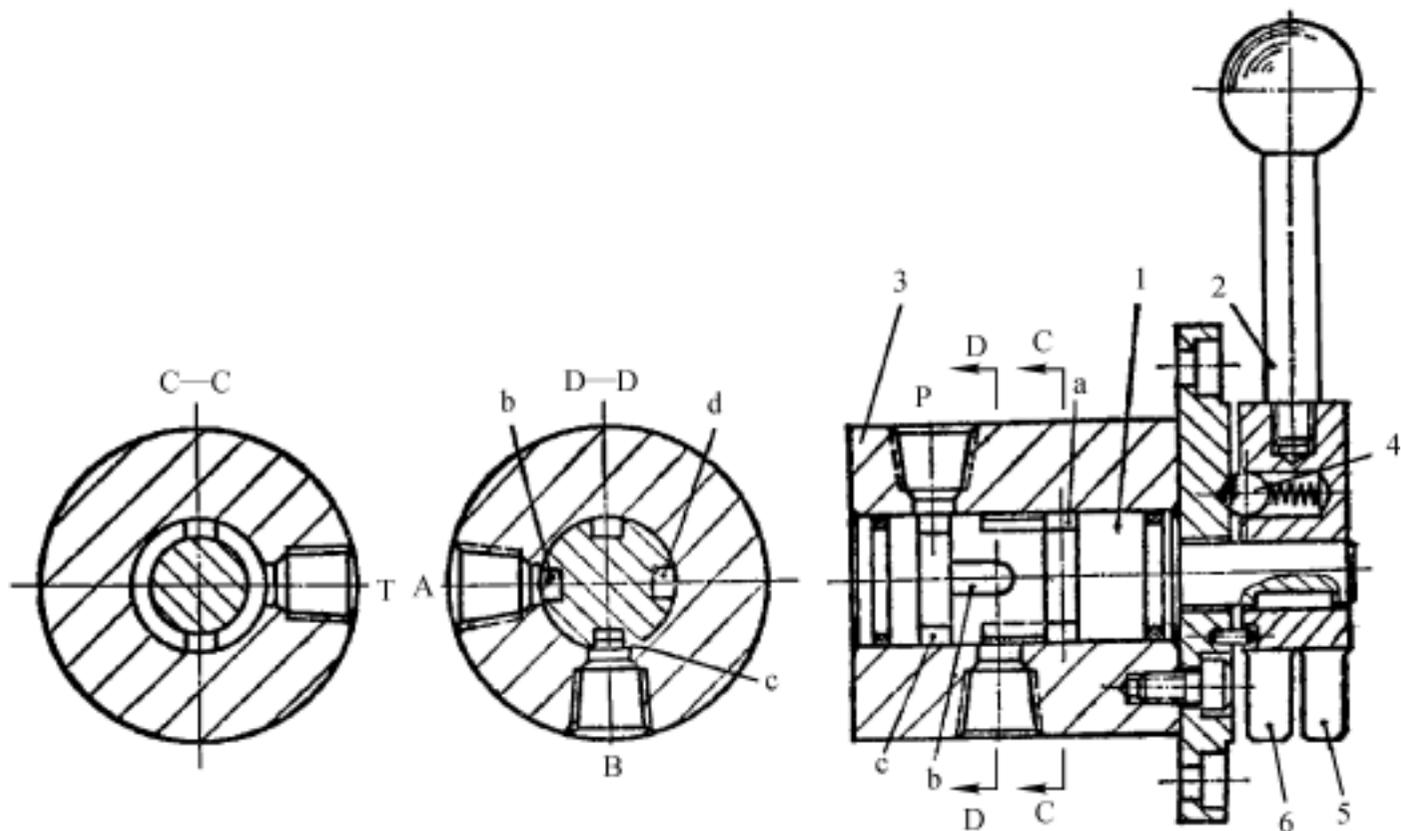


图 5-29 三位四通手动换向转阀的结构图

1—转阀阀芯;2—手柄;3—阀体;4—定位钢球;5,6—叉形拔杆

3. 球阀式换向阀(电磁球阀)

(1) 特点与类型。球阀式换向阀是以钢球作为阀芯的一种换向阀, 因其多采用电磁铁操纵方式, 所以又称电磁球阀。电磁铁、杠杆机构和换向阀主体(阀体与钢球阀芯)是电磁球阀的三个主要组成部分。工作时, 通过杠杆机构将电磁铁推力放大, 推动钢球阀芯实现油路的通断和切换。

电磁球阀的技术特点有: 通过杠杆机构可将电磁铁推力放大 3 ~ 4 倍, 减小了电磁铁规格和功耗; 密封性好, 依靠球面或锥面密封切断油路, 可实现所有工作压力范围内无泄漏;

阀芯为钢球, 钢球位移小, 无轴向密封长度, 反应灵敏, 响应速度快(换向时间仅 0.03 ~ 0.04 s, 复位时间仅 0.02 ~ 0.03 s); 换向频率高(可达 250 次/min 以上); 换向过程中不会出现液压卡紧现象, 受液动力影响小, 换向与复位所需的力很小, 可以适应高压的要求, 工作可靠性高; 对工作介质的适应能力强, 既可使用石油型油液, 又可使用难燃型油液, 还可以使用纯水, 并具有较强的抗污染能力; 与滑阀式换向阀相比, 电磁球阀的机能变更与组合较为困难和复杂。

目前的电磁球阀多为二位阀, 而且以二位三通阀为基本结构, 有常开和常闭两种类型。二位四通电磁球阀可由二位三通阀和附加阀板组合而成。三位四通电磁球阀则需由两个二位三通阀来组合。

(2) 工作原理及典型结构。

1) 常开式二位三通电磁球阀。图 5-30 所示为常开式二位三通电磁球阀。置于左右两个阀座 8 和 5 之间的钢球阀芯 6 是实现油路通断的关键部件, 它的作用与滑阀的阀芯相似。电磁铁 1 平置于阀体 9 上方, 它对阀芯的作用通过杠杆机构 13 及推杆 16 实现。当电磁铁断电时, 复位弹

簧 3 通过复位杆 4 将钢球 6 压在左阀座 8 上,切断 A 口与 T 口的通路,而使 P 口与 A 口相通;当电磁铁通电时,电磁铁的推力经杠杆机构放大后,经由推杆 16 将钢球 6 压在右阀座 5 上,使 A 口与 T 口相通,而将 P 口切断。

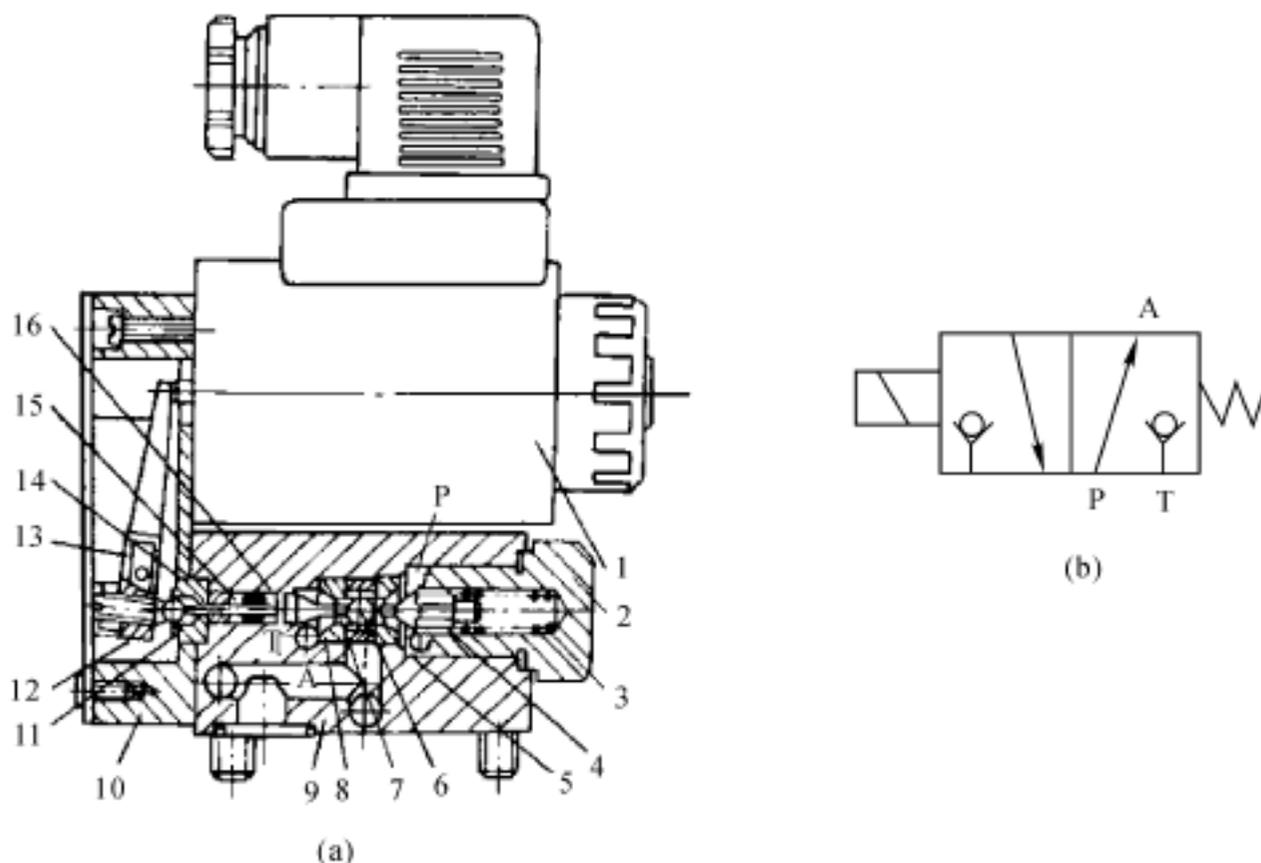


图 5-30 常开式二位三通电磁球阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

- 1— 电磁铁;2— 导向螺帽;3— 复位弹簧;4— 复位杆;5— 右阀座;
6— 钢球;7— 隔环;8— 左阀座;9— 阀体;10— 杠杆盒;11— 定位球套;
12— 钢球;13— 杠杆机构;14— 衬套;15— Y 形密封圈;16— 推杆

2) 常闭式二位三通电磁球阀。图 5-31 所示为常闭式二位三通电磁球阀。与常开式电磁球阀所不同的是它有两个钢球阀芯 7 和 10,通过中间推杆 2 连接在一起,它们放置在左、右阀座 8 和 9 两侧。当电磁铁 5 断电时,弹簧 11 通过复位杆 1 将右侧钢球阀芯 10 紧压在右阀座 9 上,同时通过中间推杆 2 将左侧钢球 7 推离左阀 8 座,P 口封闭,而 A 口与 T 口相通。当电磁铁通电时,使 P 口与 A 口相通,而 T 口则被封闭。

3) 二位四通电磁球阀。由常开式二位三通电磁球阀和附加阀板所组成的二位四通电磁球阀如图 5-32 所示。其工作原理可用图 5-32(c) 和 5-32(d) 说明:菱形阀芯 2 由活塞 1 推动。当电磁铁断电时(见图 5-32(c)),P 口与 A 口相通,压力油作用在活塞 1 的左端,使菱形阀芯 2 向右移动而将 P 口与 B 口的通路封闭,T 口与 B 口相通。电磁铁通电时(见图 5-32(d)),A 口与 T 口相通,菱形阀芯 2 被作用在阀芯右端的压力油推向左端,将 B 口与 T 口的通路封闭,使 P 口与 B 口相通。

(3) 应用场合。电磁球阀的通径为 6 mm 或 10 mm,应用与滑阀式电磁换向阀类似,在小流量系统中可以直接控制主油路换向,在大流量系统中可用作先导控制元件,多用于控制插装阀。由于密封性能好,可实现无泄漏,故特别适用于微量进给及要求保压的系统。

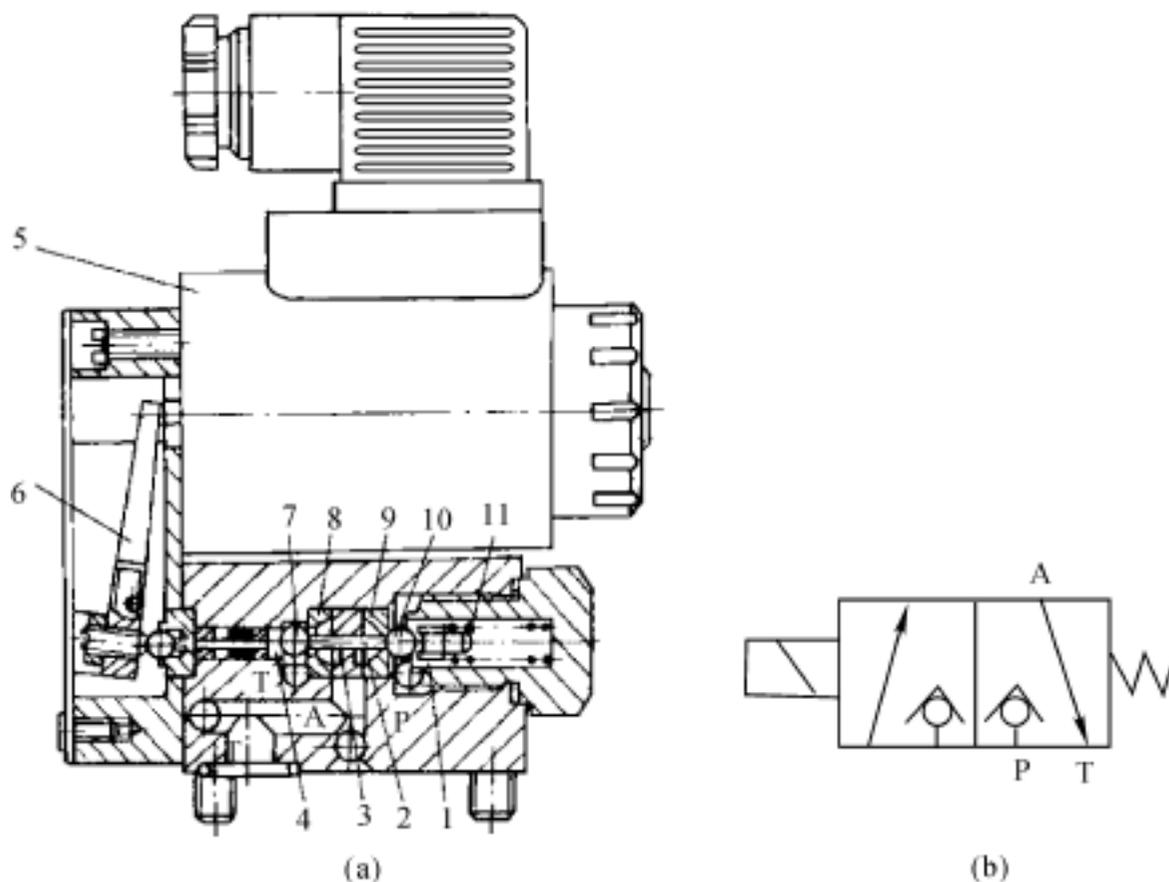


图 5-31 常闭式二位三通电磁球阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1—复位杆;2—中间推杆;3—隔环;4—推杆;5—电磁铁;6—杠杆机构;
7—左钢球;8—左阀座;9—右阀座;10—右钢球;11—复位弹簧

4. 多路换向阀

(1) 功能与分类。多路换向阀(简称多路阀)是一种以两个以上的滑阀式换向阀为主体,集换向阀、单向阀、安全溢流阀、补油阀、分流阀、制动阀等于一体的多功能集成阀。与其他液压阀相比,多路阀使多执行器液压系统结构紧凑,管路简单、压力损失小、移动滑阀阻力小、多工作位置、制造简单。多路阀属于广义流量阀的范畴,从性能的角度看,具有方向和流量控制两种功能。多路阀主要用于工程机械(如挖掘机、推土机等)、起重运输机械(如汽车起重机、大型拖拉机等)及其他行走机械的液压系统,可以对多执行器(液压缸和液压马达)实行集中控制。

一组多路换向阀通常由几个换向阀组成,每一个换向阀为一联。多路阀按照阀体的结构形式可分为整体式和分片式两类;按照油路连通方式可以分为并联、串联、串并联、复合油路等形式,每种连通方式的特点和功能不同。

(2) 工作原理与典型结构。

1) 并联油路多路换向阀。图 5-33 所示为并联油路多路换向阀,其各联换向阀之间的进油路并联(即各阀的进油口于总的压力油路相连,各回油口并联(即各阀的回油口与总的回油路相连)),进油与回油互不干扰。并联油路的多路阀系统,当同时操作各换向阀时,压力油总是首先进入压力较低(即负载较小)的执行器,所以只有在各执行器进油腔的油液压力相等时,它们才能同时动作;并联油路多路阀压力损失较小,分配到各执行元件的流量只是泵流量的一部分;多执行器间不能实现严格同步。

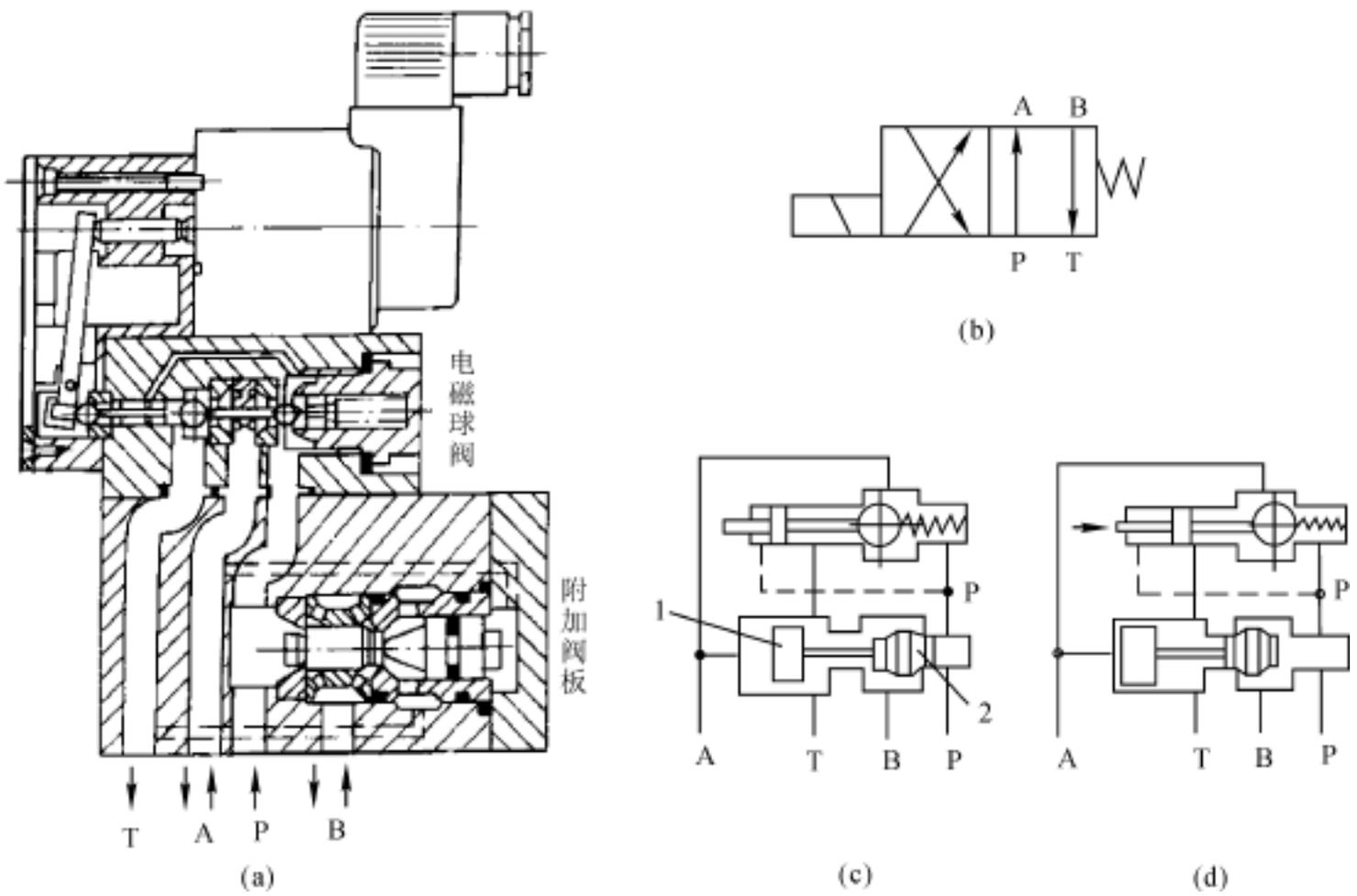


图 5-32 二位四通电磁球阀

(a) 结构图; (b) 图形符号; (c) 电磁铁断电; (d) 电磁铁通电

1— 活塞; 2— 菱形阀芯

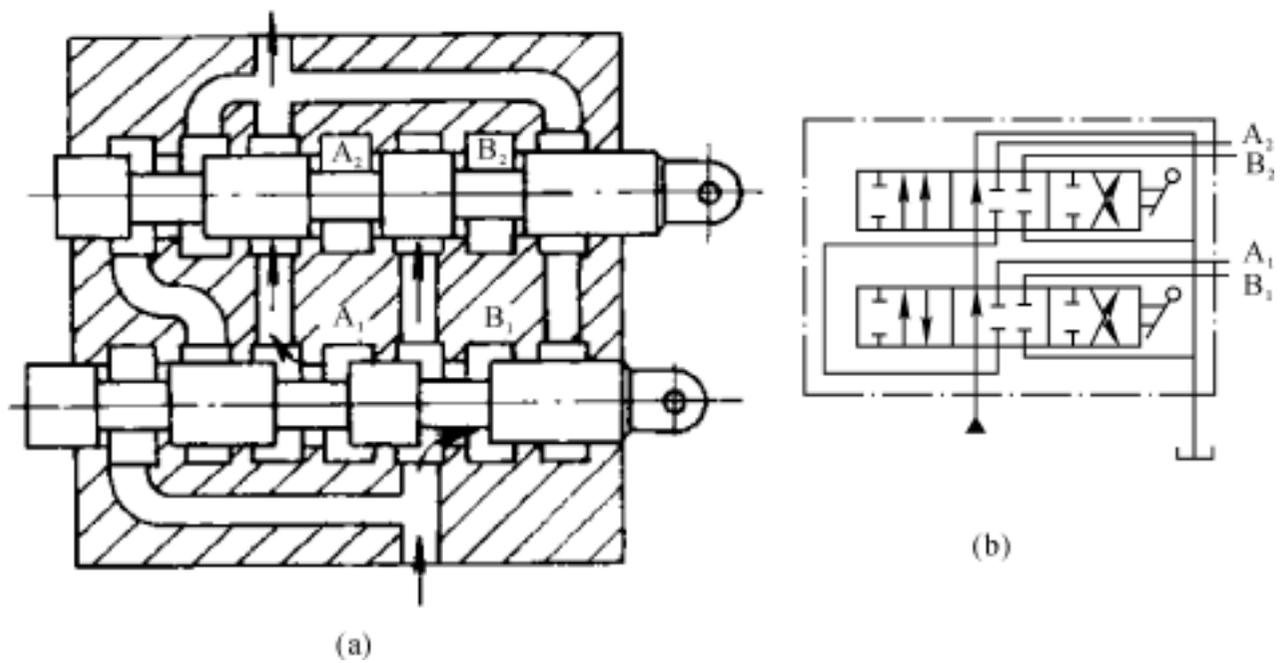


图 5-33 并联油路多路换向阀

(a) 结构图; (b) 图形符号

2) 串联油路多路换向阀。如图 5-34 所示为串联油路多路换向阀,其第一路换向阀的回油为下一路换向阀的进油,依次直到最后一联换向阀。串联油路的多路阀系统可以实现两个以上执行器的复合动作,液压泵的工作压力为同时工作的各执行器的负载压力总和。

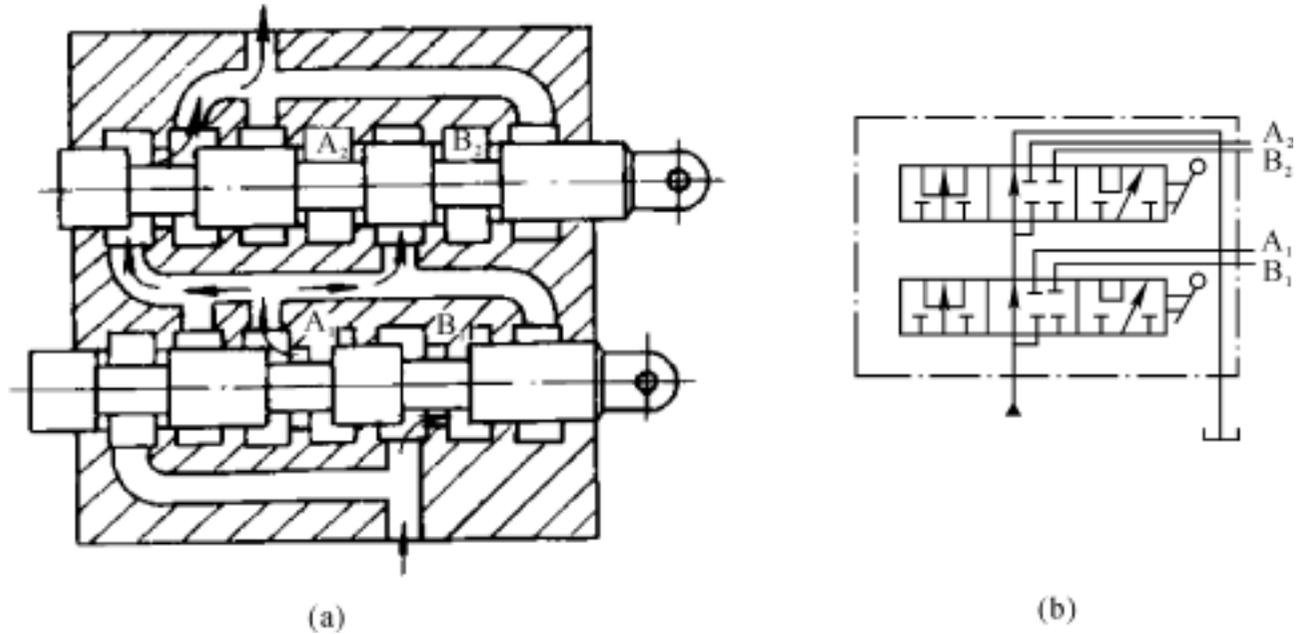


图 5-34 串联油路多路换向阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

3) 串并联油路多路换向阀。串并联油路多路换向阀如图 5-35 所示,每一路换向阀的进油路与该阀之前的阀的中位回油路相连(进油路串联),各联阀的回油路与总的回油路相连(回油路并联),故称之为串并联油路。在串并联油路的多路阀系统中,当一个执行器工作时,后面的执行器供油被切断,各执行器只能按顺序动作,所以又称之为顺序单动油路。各执行器能以最大能力工作,但不能实现复合动作。

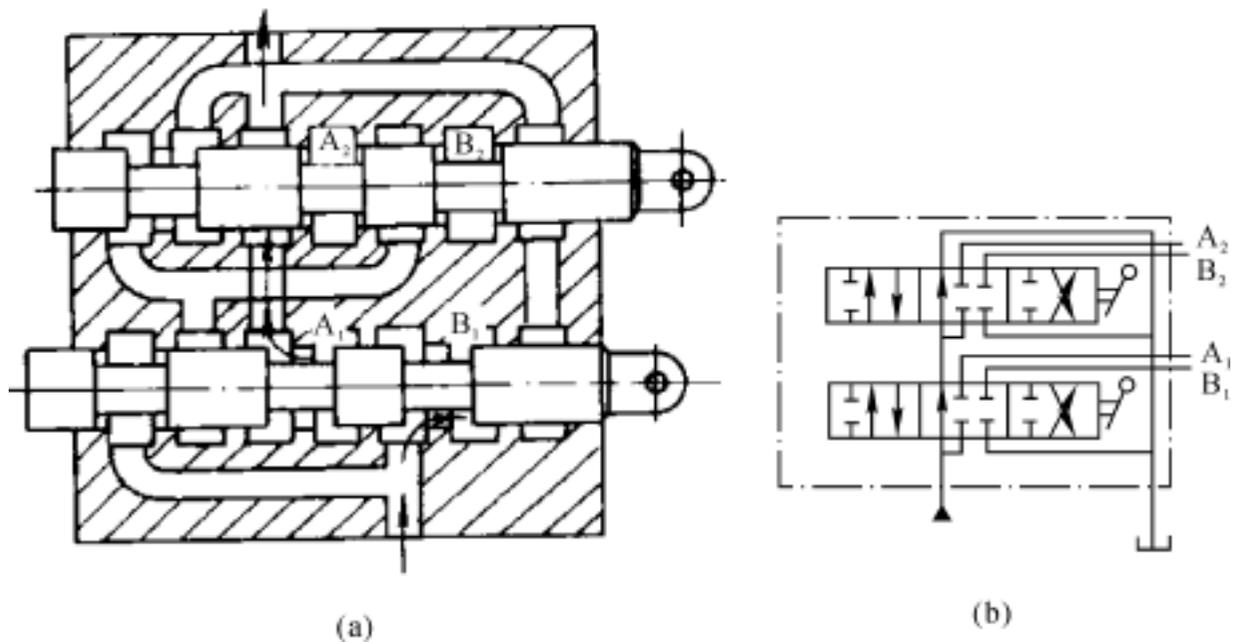


图 5-35 串并联油路多路换向阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

4) 复合油路多路换向阀。复合油路多路换向阀是上述两种或三种油路的组合,组合的方式取决于系统及主机的作业方式。

5) 整体式多路换向阀。整体式多路阀是将各联换向阀及一些辅助阀做成一体,例如图 5-36 所示的某工程机械用多路阀,它具有固定数目的换向阀和机能。其优点是结构紧凑、质量轻、压力损失较小等,缺点是通用性差,加工过程中只要有一个阀孔不合要求,整个阀体即报废。阀体的铸造工艺也比分片式复杂。整体式多路阀适合工艺目的相对稳定及批量大的品种。

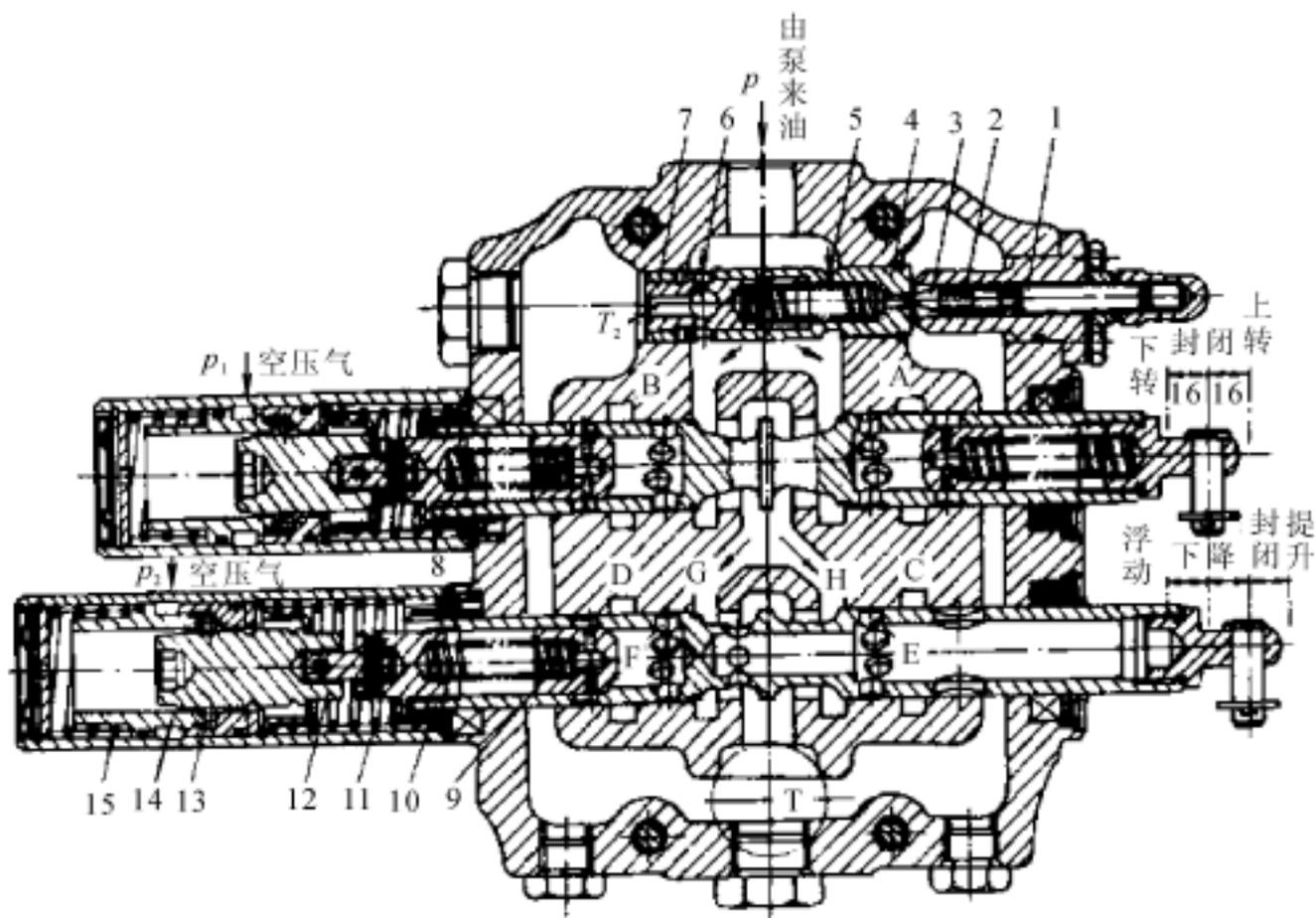


图 5-36 整体多路换向阀

- 1—调整螺杆;2—弹簧;3—调压阀芯;4—安全阀套;5—泄油圈;
6,13—钢球;7—回油阀芯;8—转斗滑阀;9—单向阀;10—动臂滑阀;
11—回位弹簧;12—动臂回位柱塞;14—活动柱塞;15—限位弹簧

6) 分片式多路换向阀。分片式多路阀是将每联换向阀做成一片再用螺栓连接起来。优点是可以用几种单元阀组合成多种不同功用的多路阀,扩展了阀的使用范围;加工中报废一片也不影响其他阀片,用坏的单元易于修复或更换。其缺点是体积和质量大、加工面多;各片之间需要密封、泄漏的可能性大;旋紧片间连接螺栓不当时,可能引起阀体孔道变形,导致阀杆卡阻。

图 5-37 所示是 ZFS 型多路换向阀的典型结构图。它带有安全溢流阀和单向阀组。这种多路换向阀由两联三位六通滑阀 1 和 2 组成,阀体为铸件。油路采用并联油路,即两联滑阀有共同的进油口 P 和回油口 T,用以连接执行器的工作油孔分别为 A, B 和 C, D。当用手扳动操纵手柄时,因为滑阀产生位移,所以可以分别变换通过两个执行器的油路,从而改变运动方向。并联在进油路上的安全溢流阀 3 为平衡活塞式,它的启闭特性较好。溢流阀的出口接回油,当系统超载时,溢流阀开启,油液经溢流阀直接回油箱。单向阀 4 为锥阀式,除了如图所示在进油路装一个单向阀外,有的结构则在每一联滑阀的阀体或阀芯上安装一个单向阀。

(3) 操纵控制方式、通道数及位数与机能。多路换向阀的操纵方式基本上有两类。一类为

手动操纵型,它可以是手柄直接驱动阀芯换向,或通过手柄驱动先导式多路阀中的先导阀芯,最终靠液压力使主阀芯换向;另一类为电动操纵型,它可以是手柄驱动电位器,通过电气-机械转换器使电液动多路换向阀换向,或者由微机输出的电信号,通过电-机械转换器使电液动多路换向阀换向。采用手动操纵型多路阀的系统,需将多路阀布置在便于操作者操纵处,其管路复杂、压力损失大,适用于低压、中小流量的简单设备系统。电动操纵型多路阀通常为新型电液比例多路阀,采用这种阀的系统,只需将电控制器布置于便于操纵处,而管路布置柔性大,结构紧凑,压力损失小,系统的可靠性和效率较高。

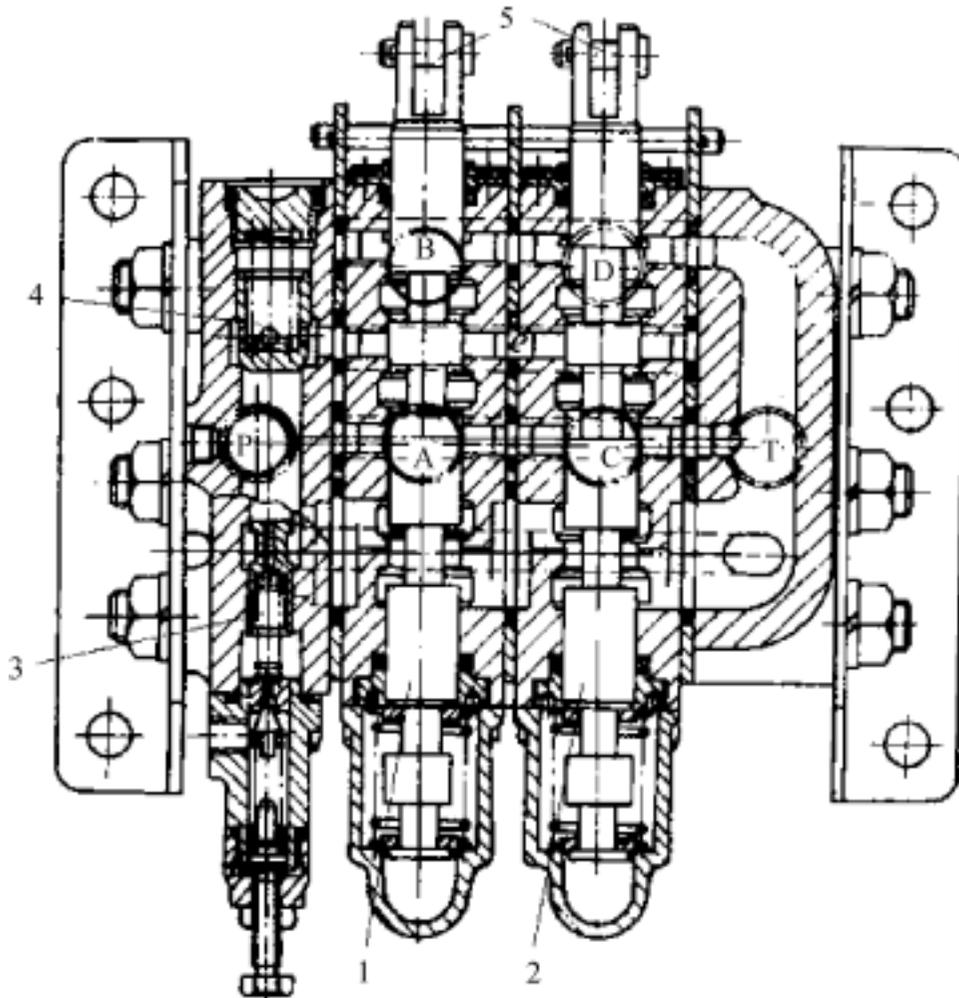


图 5-37 ZFS 型多路换向阀的典型结构图

1, 2—滑阀; 3—溢流阀; 4—单向阀; 5—操纵手柄轴

多路换向阀的位数有三位与四位两种,其通路数有四通、五通和六通几种。老式的手动操纵型多路阀和新型的电液比例多路阀大多为四通阀,而目前应用最多的是六通阀,五通阀则应用较少。

与单体滑阀式换向阀一样,多路换向阀也有不同的机能。对于并联和串并联油路,有 O, A, Y, OY 型四种机能,对于串联油路,有 M, K, H, MH 型四种机能,其图形符号如图 5-38 所示。上述八种机能中,以 O 型、M 型应用最广。A 型应用在叉车液压系统中;OY 型和 MH 型应用在铲土运输机械液压系统中作为浮动用,K 型用于起重机液压系统的起升机构中,当制动器失灵,液压马达要反转时,使液压马达的低压腔与滑阀的回油腔相通,补偿液压马达的内泄漏;Y 型和 H 型多用于液压马达回路,因为中位时液压马达两腔都通回油,因此马达可以自由转动。

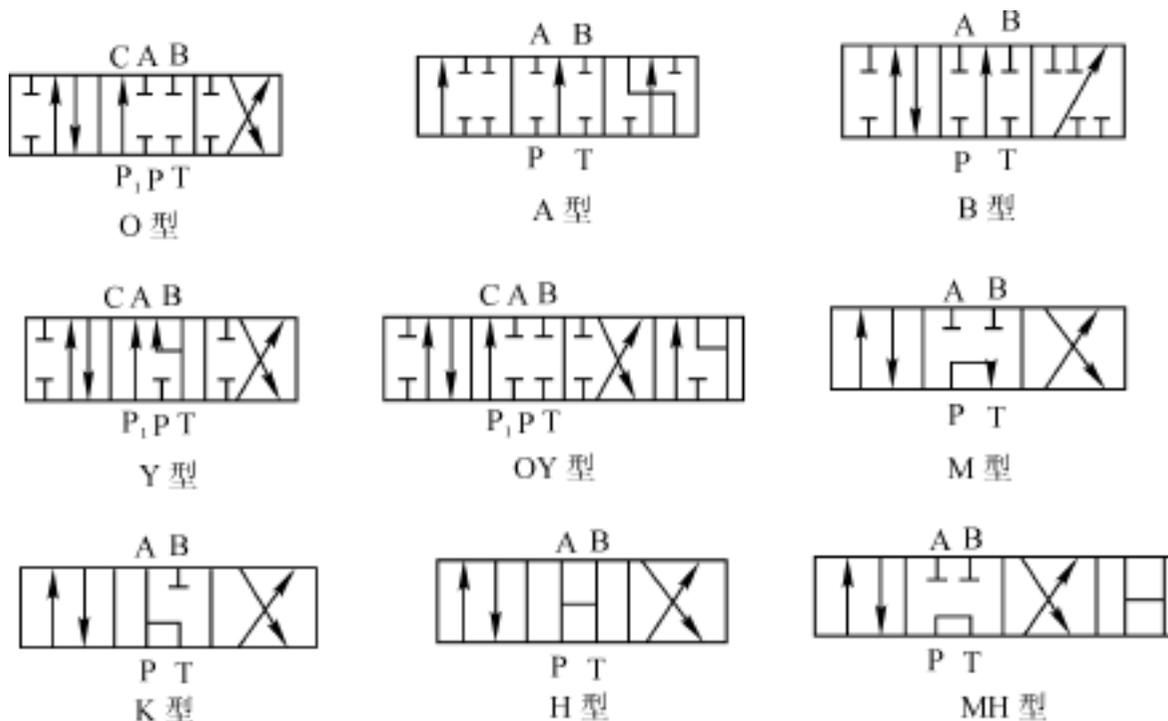


图 5-38 多路换向阀的机能

第三节 压力控制阀

压力控制阀的功用是控制液压系统中的油液压力,以满足执行器对输出力、输出转矩及运动状态的不同需求。压力控制阀的种类很多,其分类如表 5-5 所示,它们的共同特点是利用液压力和弹簧力的平衡原理进行工作,调节弹簧的预压缩量(预调力)即可获得不同的控制压力。

表 5-5 压力控制阀的分类

压力控制阀	按工作原理分类	直动式
		先导式
	按阀芯结构分类	滑阀
		座阀(锥阀、球阀)
	按连接方式分类	管式、法兰式、板式
	按功能分类	溢流阀、电磁溢流阀、卸荷溢流阀
		减压阀、单向减压阀
		顺序阀、单向顺序阀
		压力继电器

一、溢流阀

1. 用途及分类

几乎任何一个液压系统都要用到溢流阀。溢流阀的主要用途是通过阀口的溢流,使被控系

统或回路的压力维持恒定,实现调压、稳压或限压(防止过载)作用。

溢流阀的种类繁多,其基本工作原理是可变节流与压力反馈。阀的受控进口压力来自液体流经阀口时产生的节流压差。按照结构类型及工作原理的不同,溢流阀可以分为直动式和先导式两大类,统称为普通溢流阀。将先导式溢流阀与电磁换向阀或单向阀等液压阀进行组合,还可以构成电磁溢流阀或卸荷溢流阀等复合阀。

2. 工作原理及图形符号

(1) 直动式溢流阀。从控制理论角度而言,直动式溢流阀是一个闭环自动控制元件,其输入量为弹簧预调力,输出量为被控压力(进口压力),被控压力反馈与弹簧力比较,自动调节溢流阀口的节流面积,使被控压力基本恒定。

以图 5-39 所示滑阀阀芯的直动式溢流阀为例说明其工作原理:直动式溢流阀由阀体 2、阀芯 3 及调压机构(调压螺钉 5、调压弹簧 7)等主要部分组成。阀体左、右两端开有溢流阀的进油腔 P(接液压泵或被控压力油路)和出油腔 T(接油箱),阀体中开有阻尼孔 1 和内泄油孔 8。作用在阀芯 3 上的液压力直接与弹簧力相平衡。阀芯在图示状态弹簧力作用下关闭,油口 P 与 T 被隔开。当液压力大于弹簧预调力时,阀芯上升,阀口开启,压力油液经出油腔 T 溢流。阀芯位置回因通过溢流阀的流量变化而变化,但因阀芯的移动量极小,所以,只要阀口开启且有油液流经溢流阀,溢流阀入口压力 p 基本就是恒定的。当入口压力降低时,则弹簧力使阀芯关闭。调节弹簧 7 的预调力即可调整溢流压力。改变弹簧的刚度即可改变阀的调压范围。阻尼孔 1 属于动态液压阻尼,用于减小压力变化时阀芯的振动,提高稳定性。经阀芯与阀体孔径向间隙泄漏到弹簧腔的油液直接通过内部小孔 8 与溢流油液一并排回油箱,此种泄油方式称为内泄。

除了上述滑阀阀芯外,直动式溢流阀还有球阀和锥阀等阀芯结构。它们的图形符号均用图 5-39(b)表示。直动溢流阀的特点是结构简单、灵敏度高,但压力受溢流流量的影响较大,即静态调压偏差(调定压力与开启压力差)较大,动态特性因结构形式而异,如锥阀式、球阀式溢流阀反应较快、动作灵敏,但稳定性差、噪声大,因此常作为安全阀及压力阀的先导阀。滑阀式溢流阀动作反应慢,压力超调大,但稳定性好。

(2) 先导式溢流阀。图 5-40 所示为先导式溢流阀,它由先导阀(导阀芯 7 和调压弹簧 8)和主阀(主阀芯 2 和复位弹簧 4)两大部分构成。阀体 1 上有两个主油腔(进油腔 P 和出油腔 T)和一个远程控制口 K(又称遥控口),主阀内设有阻尼孔 3 和泄油孔 12,主阀与先导阀之间设有阻尼孔 5。

先导式溢流阀的主阀启、闭受控于先导阀。压力油从进油腔 P 进入,通过阻尼孔 3 后作用在导阀上。当进油腔的压力较低,导阀上的液压作用力不足以克服导阀芯 7 右边的调压弹簧 8 的作用力时,导阀关闭,没有油液流过阻尼孔 3,所以主阀芯两端的压力相等。在较软的主阀复位弹簧 4 的作用下,主阀芯 2 处在最下端位置,溢流阀进油腔 P 和回油腔 T 隔断,没有溢流。当进油腔压力升高到作用在导阀上的液压力大于导阀调压弹簧 8 的预调力时,导阀打开,压力油就可通过阻尼孔 3、经导阀和流道 12 流回油箱。由于阻尼孔 3 的作用,使主阀芯上端的液体压力小于下端。当这个压力差作用在主阀芯上的力超过主阀弹簧力、摩擦力和主阀芯自重时,主阀芯打开,油液从进油腔 P 流入,经主阀阀口由出油腔 T 流回油箱,实现溢流作用。用调压螺钉调节导阀弹簧的预紧力,就可调节溢流阀的溢流压力。阻尼孔 5 起动态液压阻尼作用,以消除主阀芯的振动,提高其动作平稳性。

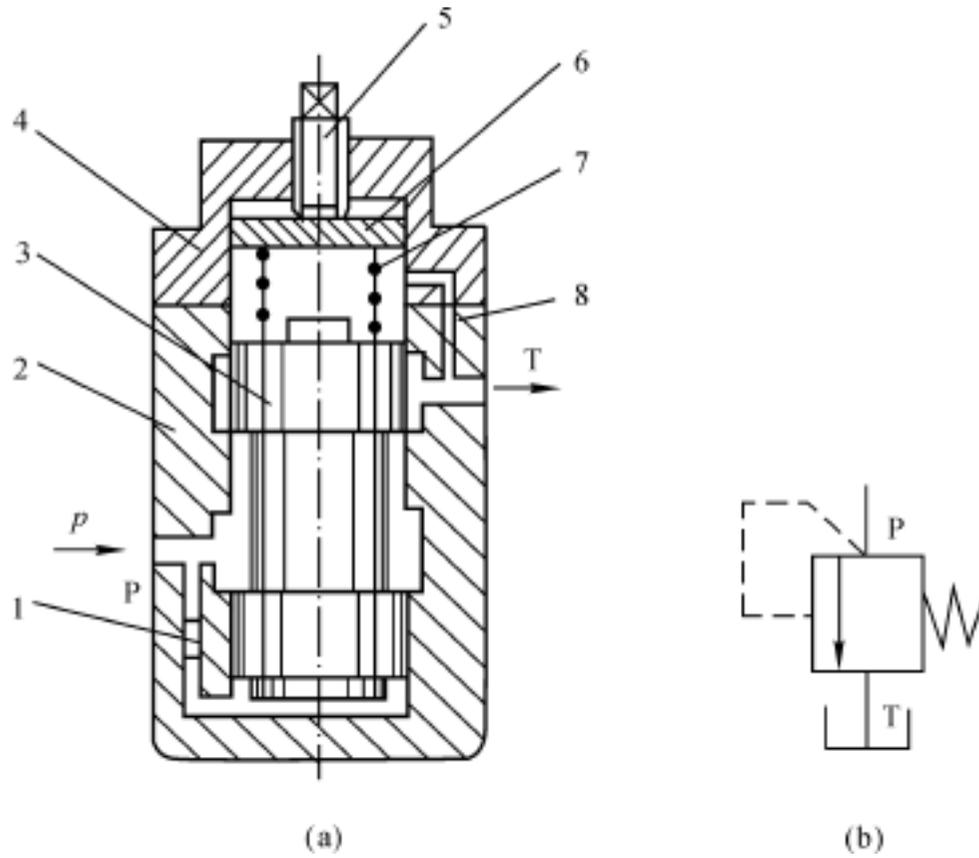


图 5-39 直动式溢流阀工作原理及图形符号

(a) 结构图;(b) 图形符号

1—阻尼孔;2—阀体;3—阀芯;4—阀盖;
5—调压螺钉;6—弹簧座;7—调压弹簧;8—泄油孔

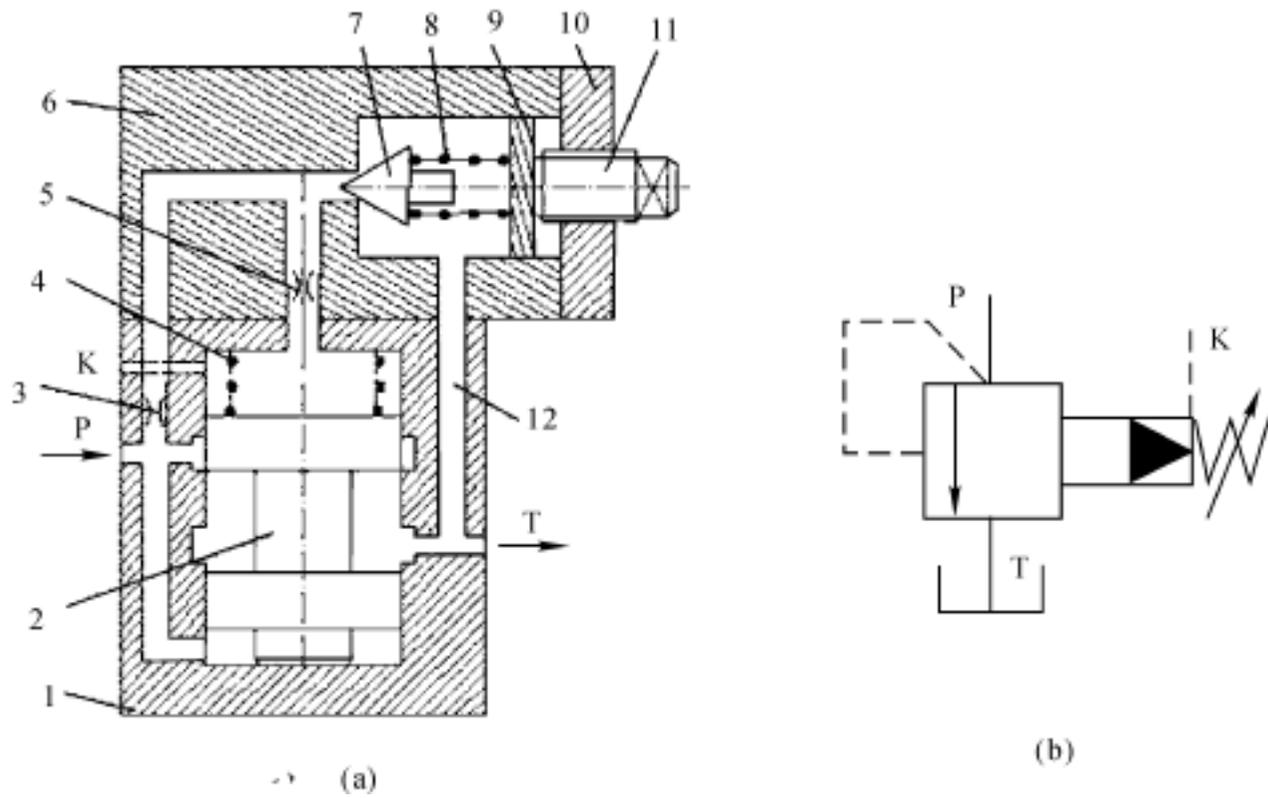


图 5-40 先导式溢流阀的原理及图形符号

(a) 结构图;(b) 图形符号

1—主阀体;2—主阀芯;3,5—阻尼孔;4—复位弹簧;6—阀盖;
7—导阀芯(锥阀);8—调压弹簧;9—弹簧座;10—阀盖;11—调压螺钉;12—流道

阀中远程控制口 K 的作用为：通过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行远程调压，但是，远程调压阀所能调节的最高压力不得超过溢流阀本身导阀的调整压力；通过电磁换向阀外接多个远程调压阀，可实现多级调压；通过电磁阀将远程控制口 K 接通油箱时，主阀芯上端的压力很低，系统的油液在低压下通过溢流阀流回油箱，实现卸荷。

先导式溢流阀的导阀芯前端的孔道结构尺寸一般都较小，调压弹簧不必很强，因此其压力调整比较轻便。但是先导式溢流阀只有导阀和主阀都动作后才能起控制作用，因此反应不如直动式溢流阀灵敏。

3. 典型结构

(1) 直动式溢流阀。

1) 滑阀式直动溢流阀。图 5-41 所示为滑阀式直动溢流阀，阀体 5 左右两侧开有进油腔 P 和回油腔 T，通过管接头与系统连接，所以属于管式阀。阀体中开有内泄孔道 e，滑阀芯 4 下部开有相互连通的径向小孔 f 和轴向阻尼小孔 g。受控压力油作用在阀芯下端面积上产生的液压力与弹簧力相比较，当液压力大于弹簧预调力时，滑阀开启，油液即从出油腔 T 溢流回油箱。阻尼小孔 g 为动态液压阻尼，它可以提高阀的稳定性，稳态时不起作用。孔道 e 用于将弹簧腔的泄漏油排回油箱（内泄）。如果将上盖 3 旋转 180°，卸掉 L 处螺堵，可在泄油口 L 外接油管将泄漏油直接通油箱，此时阀变为外泄。外泄式的溢流阀图形符号如图 5-42 所示，内泄式的溢流阀图形符号如图 5-39(b) 所示。

滑阀式直动溢流阀通过改变调压弹簧的预调力，直接控制主阀进口压力。当控制压力较高时，调节压力将比较困难，故适宜在中低压系统中使用。我国生产的 P 型溢流阀（额定压力为 2.5 MPa）即为此种结构。

2) 锥阀式直动溢流阀。图 5-43 所示为常见的锥阀式直动溢流阀，它属于板式连接的小流量直动溢流阀。其阀芯 3 为锥阀。该阀可作为远程调压阀、安全阀或作为先导式压力阀（溢流阀、减压阀、顺序阀）的导阀使用。通过更换锥阀式直动溢流阀的调压弹簧 4，便可以改变被调节阀的调压范围。阀座 2 上的阻尼孔主要用于提高稳定性。

锥阀式直动溢流阀的尺寸较小，调压弹簧可以选的较弱，以便于压力调节，故其可用于较高压力的系统中。

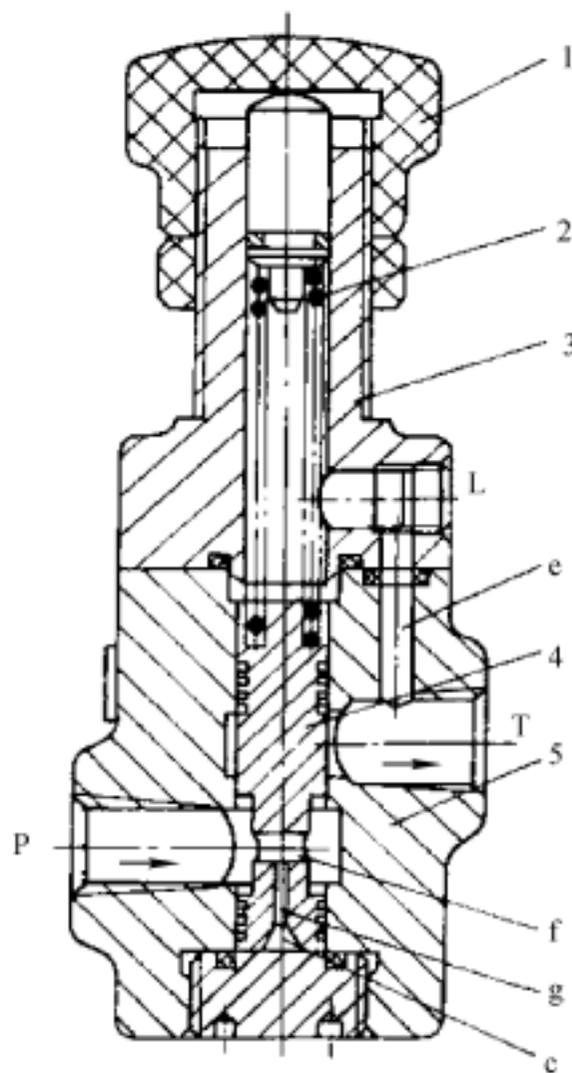


图 5-41 滑阀式直动溢流阀

1—调压螺母；2—调压弹簧；
3—阀盖；4—阀芯；5—阀体

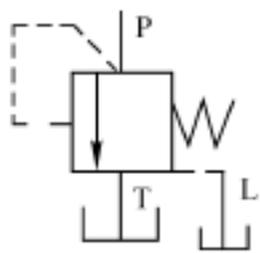


图 5-42 外泄式直动溢流阀
的图形符号

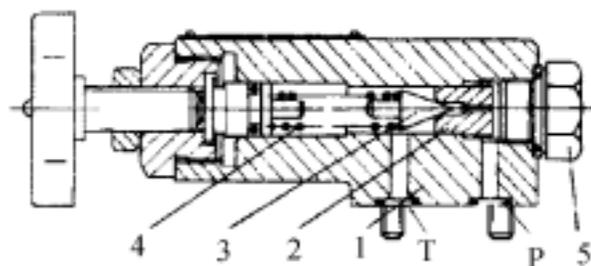


图 5-43 锥阀式直动溢流阀
1—阀体;2—阀座;3—锥阀芯;
4—调压弹簧;5—螺堵

3) 带阻尼活塞的直动溢流阀。带有阻尼活塞的直动溢流阀是近年来出现的一种新型直动溢流阀,与上述锥阀式直动溢流阀相比,阀芯带有阻尼活塞,特别适合为高压大流量液压系统采用,且在高压大流量下具有水平的压力-流量特性,噪声小。德国生产的 DBD 型溢流阀即为这种阀。其有管式、板式和插入式等三种连接方式。阀芯的结构有锥阀式和球阀式两种,前者的通径从 6 ~ 30 mm 不等,最高压力达 40 MPa,最大流量可达 300 L/min;后者的通径为 10 mm,最高压力达 63 MPa,最大流量为 120 L/min。

图 5-44 所示为带有阻尼活塞的锥阀式直动溢流阀(插入式连接),其中图 5-44(b)所示为锥阀结构的局部放大图。锥阀芯 2 的右部带有阻尼活塞 1,左端带有偏流盘 3。活塞 1 侧面为小扁平结构,入口压力油可由此作用在活塞底部。阻尼活塞一方面在锥阀启、闭时起动态液压阻尼作用,以提高锥阀的稳定性,另一方面用于保证锥阀开启后不会倾斜,以提高阀的静态特性。由于阻尼活塞与锥阀芯连接处为锥面,故在锥阀开启时,其进油与出油液流的稳态液动力相平衡。偏流盘 3 上开有一个环形槽,用以改变锥阀出油口的液流方向,产生一个与弹簧力反方向的射流力,以抵消因溢流量增大引起的弹簧力增量,从而使阀的进口压力不受流量变化的影响,获得高压大流量水平的压力-流量特性,有利于提高阀的通过流量。另外,偏流盘还对直径较大的弹簧起支撑作用,便于阀的弹簧结构与布局。

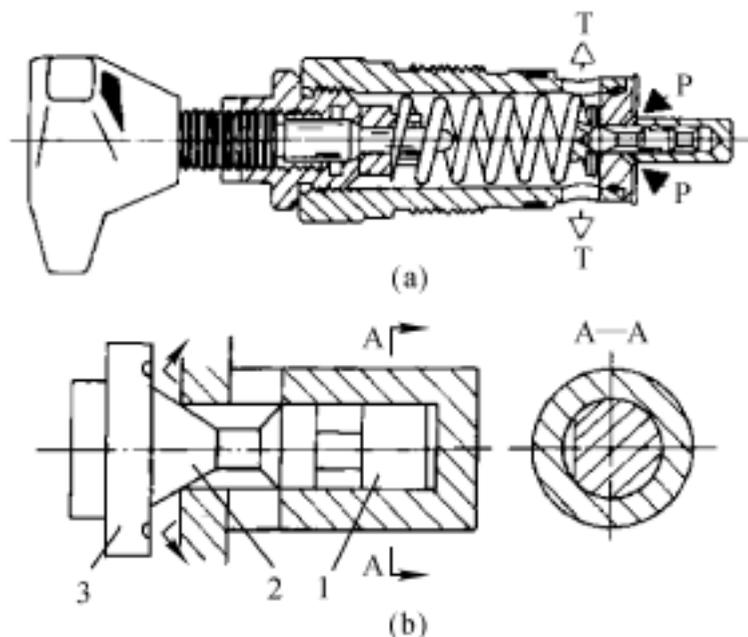


图 5-44 带有阻尼活塞的锥阀式直动溢流阀
(a) 结构图;(b) 阀芯结构局部放大图
1—阻尼活塞;2—锥阀芯;3—偏流盘

(2) 先导式溢流阀。先导式溢流阀中的导阀可以是滑阀、球阀和锥阀中的任何一种或它们的组合,但多采用锥阀结构。按照阀芯配合形式的不同,主阀有一节同心、二节同心和三节同心等形式,而二节同心和三节同心应用较多。

1) 一节同心先导式溢流阀(见图5-45)。它的导阀芯8为锥阀,结构与图5-43所示溢流阀的结构组成与各部分功用相似,但此阀为板式阀。主阀芯2为滑阀,结构与图5-41所示的溢流阀相似,滑阀的上、下部相同直径圆柱必须与阀体1的内孔同心。所不同的是,主阀芯除了下部开有起动态液压阻尼作用的轴向小孔a外,还在上部开了轴向小孔b。在工作时,溢流阀进口的压力油除了通过阀芯上的径向孔与轴向孔a进入滑阀芯下端面的A腔外,还经轴向小孔b进入滑阀芯上端面的B腔,并经锥阀座9上的小孔d作用在导阀的锥阀芯8上。当作用在锥阀上的液压力因溢流阀进油腔压力的增大而增大到高于调压弹簧6的预压力时,锥阀芯开启,B腔的油液经小孔d、锥阀口和流道c流入阀的出油腔,然后回到油箱,因小孔b的前后压差,主阀芯开启,实现定压溢流。遥控口的作用与前述相同。

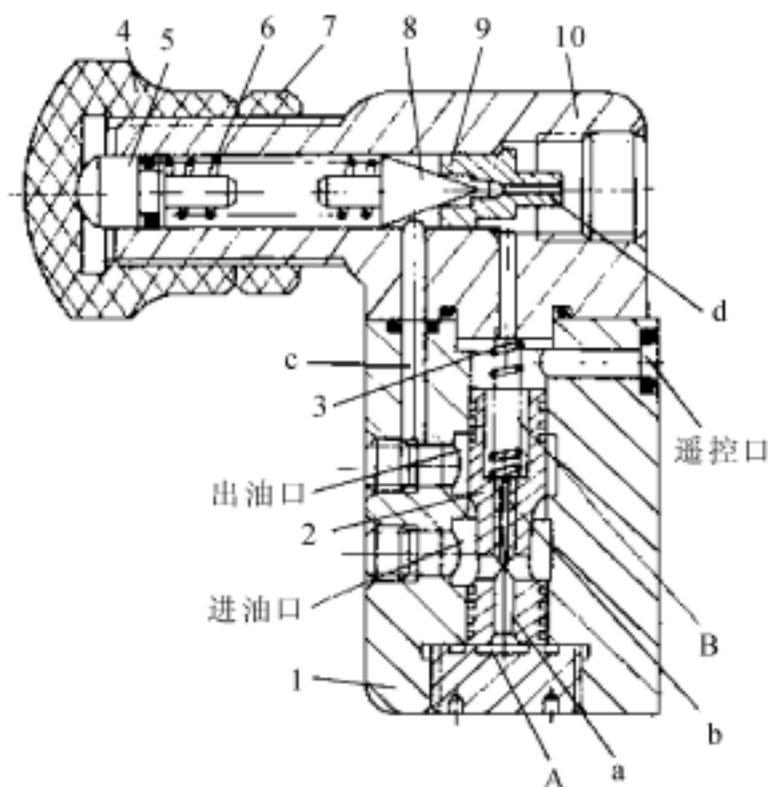


图5-45 一节同心式溢流阀

1—主阀体;2—滑阀芯;3—复位弹簧;4—调节螺帽;5—调节杆;
6—调压弹簧;7—螺帽;8—锥阀芯;9—锥阀座;10—阀盖

一节同心先导式溢流阀的先导锥阀尺寸较小,调压弹簧可以选的较弱,便于压力调节,所以可以用于较高压力的系统中。由于溢流阀的滑阀移动靠两端压力差实现,故又称之为平衡活塞式溢流阀。我国生产的Y型溢流阀(额定压力为6.3 MPa)即为此种结构。

2) 二节同心先导式溢流阀(见图5-46)。该阀为板式阀。其导阀8为锥阀。主阀芯1为套装在主阀套10内孔的外流式锥阀,锥阀芯的圆柱面与锥面两级同心。小孔c为动态液压阻尼,仅在动态过程中起减振作用,对稳态特性不起作用。工作时,溢流阀进油腔P的压力油除了直接作用在主阀芯1下端面外,还经小孔a、流道b、小孔c进入主阀芯上端面的复位弹簧腔,并经锥阀座7的孔腔作用在导阀芯8上。当作用在阀芯8上的液压力因溢流阀进口压力的增大而增大到高于调压弹簧9的预压力时,锥阀8开启,复位弹簧腔的油液经小孔c、锥阀口和流道d流入

阀的出油腔 T, 然后回到油箱, 小孔 a 的前后压差便得主阀芯 1 开启, P—T 实现定压溢流。图中的 K 为遥控口。德国力士乐(Rexroth) 公司生产的 DB 型溢流阀(公称压力为 31.5 MPa) 即为此种结构。

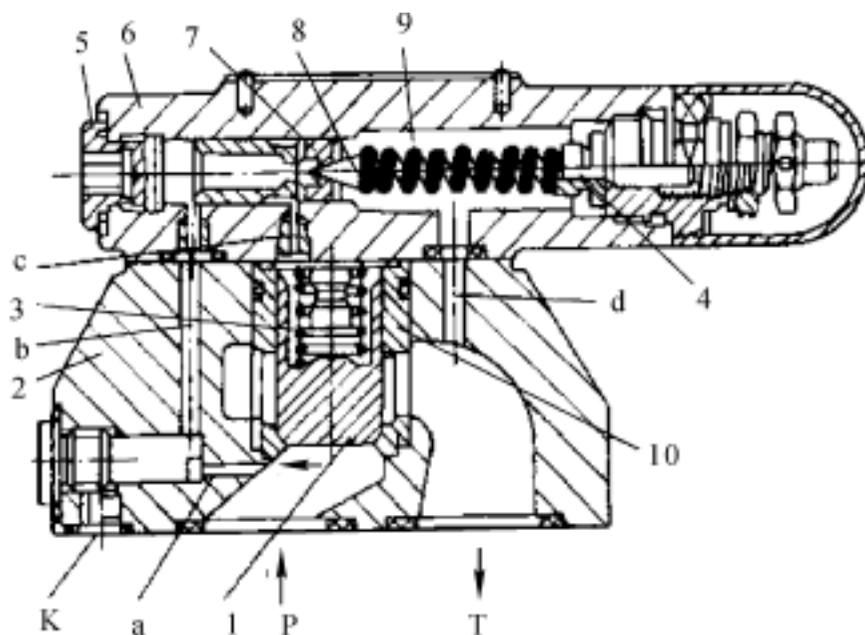


图 5-46 二节同心式溢流阀

1—主阀芯;2—主阀体;3—复位弹簧;4—弹簧座及调节杆;5—螺堵;
6—阀盖;7—锥阀座;8—锥阀芯;9—调压弹簧;10—主阀套

二节同心溢流阀的结构工艺性好,加工装配精度容易保证,结构简单,通用性和互换性好。主阀为单向阀结构,过流面积大,流通能力强,相同流量下主阀的开度小,故启闭特性好。主阀为外流式锥阀,液流扩散流动,流速较小,故噪声小,且稳态液动力方向与液流方向相反,有助于阀的稳定。

3) 三节同心式溢流阀(见图 5-47)。该阀为管式阀,其中空的主阀芯 4 上部小直径圆柱面、中部大直径圆柱(简称活塞)面和下部锥面三个直径必须与阀盖 6 内孔、阀体 1 内孔和阀座 3 锥面保持同心。活塞环形受压面积,上部略大于下部(面积比通常为 1.04:1),以使导阀 8 未开启时液压力合力方向与弹簧力相同,从而使主阀关闭。主阀芯 4 中间的孔用来通过内泄先导油液。主阀的控制节流口是下部的内流式锥阀。主阀芯下端的尾蝶(凸缘)2 可以通过射流作用,保证主阀液动力处于使阀口关闭方向。活塞上有一个固定节流孔 a,它与锥阀座 7 上的固定节流孔 c(作用同二节同心式溢流阀,即既起动态阻尼作用,又影响稳态性能)及先导阀可变节流口液阻的串联液阻构成液压半桥,调节主阀节流口压力,从而控制阀的进油腔压力。

当阀的进油腔 P 压力增大时,阀的进油腔、阻尼孔 a、流道 b、阻尼孔 c 及先导阀芯前腔内的压力随之上升;当压力达到并超过由调压弹簧 9 调定的先导阀开启压力时,先导阀开启,压力油经主阀芯中间孔流至出油腔 T,液流经阻尼孔 a 产生压差。以后流经该阻尼孔的流量随着进油腔压力继续增加,直至液流经阻尼孔 a 的压差作用在环形面积上的合力克服弹簧力时主阀开启。此时,阀的流量一分为二,少量先导流量经主阀芯中间孔流至出油腔 T,大部分流两则经主阀节流口流至回油腔 T,从而实现了定压溢流。稳态时,主阀芯在上、下腔压力、弹簧力和液动力等作用下保持平衡。通过改变调压弹簧的预调力,即可直接控制主阀上腔压力,进而间接控制主阀进油腔压力。K 口为遥控口,其作用与前述相同。

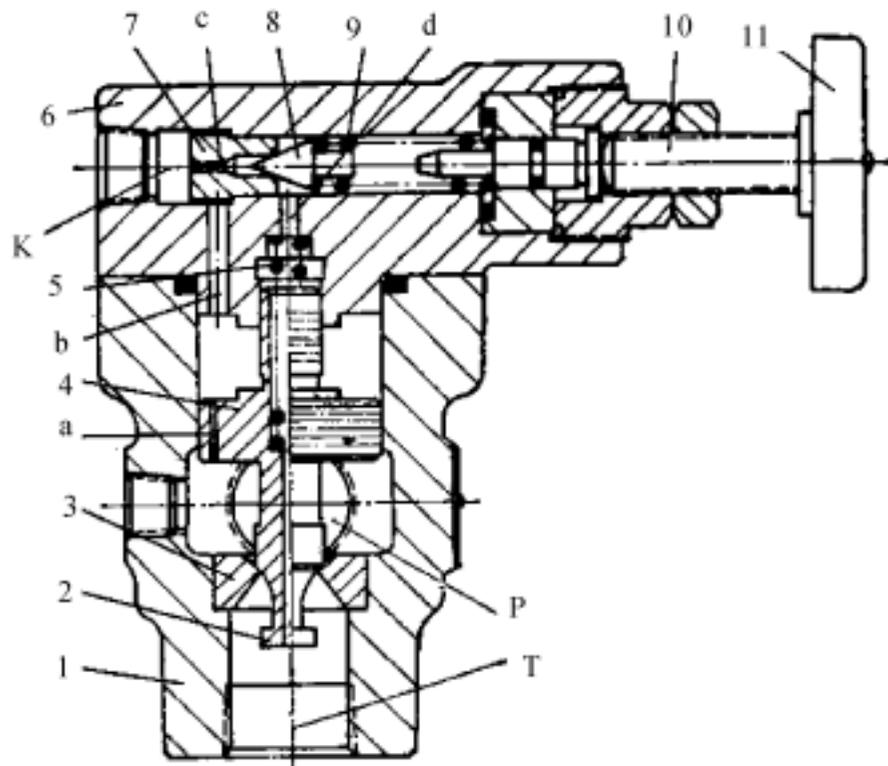


图 5-47 三节同心式溢流阀

1—主阀体;2—尾蝶;3—主阀座;4—主阀芯;5—复位弹簧;6—阀盖;
7—锥阀座;8—锥阀芯;9—调压弹簧;10—调节螺钉;11—调节手轮

由于主阀芯带有活塞,所以有时将这种溢流阀称之为三级同心平衡活塞式溢流阀。与前述一级同心式溢流阀相比,主阀的封油部分为锥阀,所以较滑阀的密封性较好,且动作灵敏,适于高压化(可达 31.5 MPa);三段式的主阀阀芯可以得到较大差压面积,系统压力的微小变化即可引起阀芯移动,并相应地改变阀口,压力稳定性好。与二节同心式溢流阀相比,三节同心阀多了一级同心,结构复杂,加工装配不太方便,而且因过流面积较小,启闭特性不如二级同心阀好。我国生产的公称压力为 21MPa 的 YF 型溢流阀均为此种结构。

(3) 电磁溢流阀。电磁溢流阀是由小规格电磁换向阀与溢流阀构成的复合阀,这种阀具有溢流阀的全部作用,并且可以通过电磁阀的通断电控制,实现液压系统的卸荷或多级压力控制。还可以通过在溢流阀与电磁阀之间加装缓冲阀,以适应不同的卸荷要求。用于高压大流量系统中的电磁溢流阀,其中先导式溢流阀的主阀多为前述二节同心或三节同心结构。电磁溢流阀中的电磁阀有二位二通阀或三位四通阀等形式。

以 O 型机能(即常闭)的二位二通电磁换向阀和二级同心溢流阀组合成的电磁溢流阀为例进行说明:如图 5-48 所示,电磁阀安装在先导式溢流阀的阀盖 6 上。P, T, K 分别为溢流阀的进油腔、出油油腔和遥控口;P₁ 和 T₁ 为电磁阀的两个通口,并分别接溢流阀的主阀弹簧腔和导阀的弹簧腔。在图 5-48 所示位置,电磁阀未通电,由于电磁阀为常闭阀,从溢流阀进油腔 P 经阻尼孔 a、主阀弹簧腔、流道 a 的流入的压力油进入导阀前腔,由于 P₁ 和 T₁ 口封闭,故压力油不能经过电磁阀而被堵住,此时系统在溢流阀的调压值下工作。当电磁阀通电换向时,P₁ 和 T₁ 口连通,进入主阀弹簧腔及导阀前腔的油液便通过 P₁ 和 T₁ 口和溢流阀的导阀弹簧腔及主阀体上的流道 d,经主阀的回油口 T 排回油箱,从而使主阀近似于一个弹簧力很小的直动溢流阀,主阀在极低压力下打开使系统卸荷。当电磁铁断电阀芯复位后,P₁, T₁ 口重新被封闭,系统便又升压至溢流阀的调定压力。

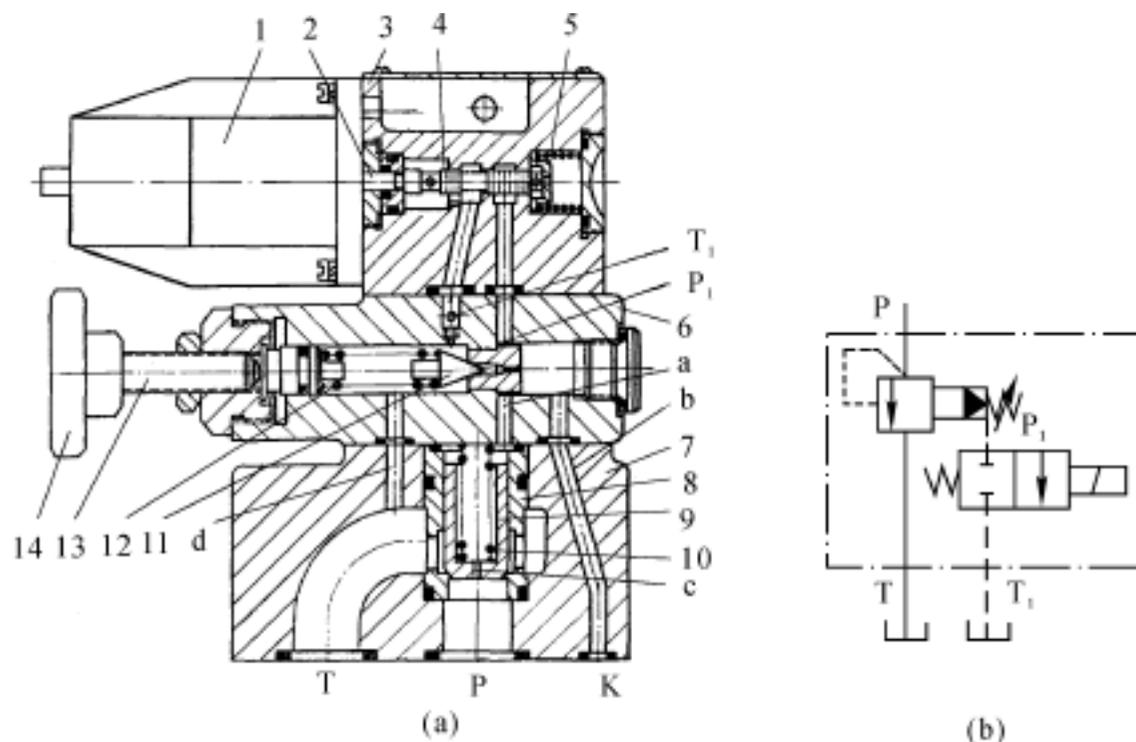


图 5-48 二位二通电磁换向阀和二节同心溢流阀组合成的电磁溢流阀

(a) 结构图; (b) 图形符号

- 1— 电磁铁; 2— 推杆; 3— 电磁铁体; 4— 电磁阀阀芯; 5— 电磁阀弹簧;
 6— 阀盖; 7— 阀体; 8— 阀套; 9— 主阀芯; 10— 复位弹簧;
 11— 锥阀; 12— 调压弹簧; 13— 调节螺钉; 14— 调压手轮

4. 主要性能

溢流阀的性能有静态(稳态)特性和动态特性两类。前者指在稳态情况下,溢流阀某些参数之间的关系;后者指溢流阀被控参数在工况瞬变情况下,某些参数之间的关系。

(1) 静态特性及性能指标。直动式溢流阀的静态特性可用以下两个方程描述:

阀口在开启溢流时的阀芯受力平衡方程(忽略阀芯自重和摩擦力)为

$$p \frac{D^2}{4} = K(x_0 + S + x) + F_s \quad (5-6)$$

阀口开启溢流时的压力流量方程(阀口为全周边矩形开口)为

$$q = C_d D x \sqrt{2} p \quad (5-7)$$

式中 p —— 阀口刚开启时和阀口开启溢流时的进口压力;

D —— 阀芯直径;

K —— 弹簧刚度;

x_0, x —— 弹簧预压缩量和阀口开度;

S —— 封油长度;

C_d —— 阀口流量系数;

F_s —— 稳态液动力。

联立求解式(5-6)和式(5-7),得溢流阀进口压力 p 以及在此压力下溢流阀溢流量 q 值。可见,溢流阀进口压力是由弹簧力决定的。通常溢流阀工作时的阀口开度 x 远小于弹簧预压缩量 x_0 ,可以把溢流阀的出口压力近似地看成一个常数,即等于弹簧调定的定值。但因阀口开度

x 的变化和液动力 F_s 的影响,当流经溢流阀的流量 q 变化时,阀进口压力 p 还是有所波动。

先导式溢流阀的静态特性可用下列 5 个方程来描述。

先导阀阀芯受力平衡方程为

$$p_1 A_x = K_2 (x_0 + x) \quad (5-8)$$

先导阀阀口压力流量方程为

$$q_x = C_d x \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho} p} \quad (5-9)$$

流经阻尼孔的压力流量方程为

$$q_l = q_x = \frac{4}{128 l} (p - p_1) \quad (5-10)$$

主阀阀芯受力平衡方程(忽略阀芯自重和摩擦力)为

$$pA = p_1 A_1 = K_1 (y_0 + y) + G \pm F_f + F_s \quad (5-11)$$

主阀阀口的压力流量方程为

$$q = C_d D y \sqrt{\frac{2}{\rho} p} \quad (5-12)$$

- 式中 K_1, K_2 —— 主阀弹簧、先导阀弹簧刚度;
 y_0, x_0 —— 主阀弹簧、先导阀弹簧预压缩量;
 y, x —— 主阀和先导阀开口长度;
 q, q_x —— 流经主阀阀口和先导阀阀口的流量;
 q_l —— 流经阻尼孔的流量;
 p —— 先导阀阀口压力降;
 p, p_1 —— 主阀进口压力(被控压力)、主阀上侧(即阻尼孔后)的压力;
 A_1, A —— 主阀上、下腔作用面积;
 D, d —— 主阀和先导阀座孔直径;
 α —— 先导阀阀芯半锥角;
 l —— 阻尼孔直径和长度;
 ρ —— 油液动力黏度;
 ρ —— 油液密度;
 G —— 主阀芯自重;
 A_x —— 先导阀座孔面积, $A_x = d^2/4$;
 C_d, C_l —— 主阀口和先导阀口流量系数;
 F_f, F_s —— 作用于主阀芯的摩擦力、稳态液动力。

联立求解式(5-8) ~ 式(5-12)可得出溢流阀主阀的进压力(被控压力) p 及此压力下的溢流量 q 。

先导式溢流阀的主阀芯的启、闭主要取决于阀芯上下侧的压差,主阀弹簧只用来克服主阀芯运动时的摩擦力,在系统无压力时主阀弹簧使主阀关闭,故主阀弹簧很软,即 $K_1 \ll K_2$ 。又因 $A_x \ll A$,所以主阀芯因溢流量的变化而发生的位移不会引起主阀进口压力 p 的显著变化。而且由于阻尼孔的作用使得主阀溢流量发生很大变化,而此只会引起先导阀流量的微小变化,即 x 值很小。加之主阀芯自重 G 、摩擦力 F_f 、稳态液动力 F_s 甚小,因此先导式溢流阀在溢流量发

生大幅度变化时,主阀进口压力 p 只有很小变化,即定压精度高。而先导阀流量 q_x 很小,一般仅占主阀额定流量的1%。由于先导阀阀座孔直径 d 很小,即使是高压阀,先导阀弹簧刚度也不大,因此阀的调节性能有很大改善,其广泛用于高压、大流量场合。

溢流阀的静态性能指标如下:

1) 调压范围。将溢流阀的进口压力的可调数值称为调压范围。在这个范围内使用溢流阀时,阀的被控压力能够平稳升降,无压力突跳或迟滞现象。

2) 流量-压力特性(启闭特性)。溢流阀的定压精度可用流量-压力特性的品质进行评价。溢流阀的流量-压力特性又称为启闭特性,即开启特性与闭合特性的统称,它是溢流阀最重要的静态特性,用于评定溢流阀的定压精度。图5-49(a)和图5-49(b)分别为直动式溢流阀和先导式溢流阀的典型启闭特性曲线。其中开启特性系指溢流阀从关闭状态逐渐开启过程中,阀的通过流量与被控压力之间的关系,具有流量增加时被控压力升高的特点;闭合特性系指溢流阀从全开状态逐渐关闭过程中,阀的通过流量减小时与被控压力之间的关系,具有流量减小时被控压力降低的特点。由于在开启与闭合时阀芯摩擦力不同方向有不同的影响,阀的开启特性曲线与闭合特性曲线不重合。

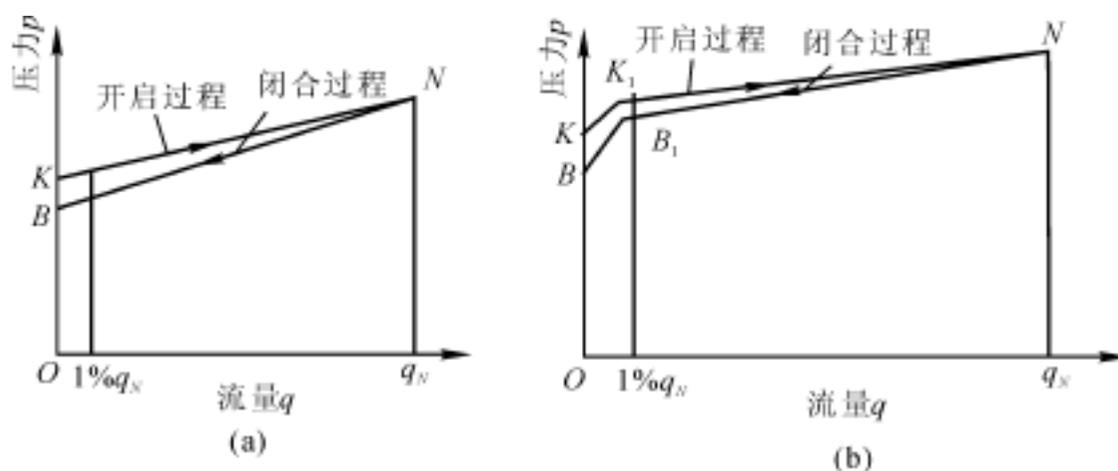


图5-49 溢流阀的启闭特性曲线

(a) 直动式溢流阀;(b) 先导式溢流阀

在图5-49(a)所示的直动式溢流阀启闭特性曲线中, K 与 B 点分别对应阀的开启压力 p_K 和闭合压力 p_B ,改变调压弹簧的预压缩量可以使 K 与 B 点及整个曲线上上下下移动。 N 点对应的压力为阀的调定压力 p_N (通过额定流量 q_N 时的压力)。

在先导式溢流阀工作中,其开启时,导阀开启后主阀才能开启,而闭合时正好与此相反,所以启闭特性曲线中有两个开启点及两个闭合点。如图5-49(b)所示的先导式溢流阀启闭特性曲线中, K 与 B 点分别对应导阀的开启压力 p_K 和闭合压力 p_B , K_1 与 B_1 分别对应主阀的开启压力 p_{K1} 和闭合压力 p_{B1} 。 N 点对应的压力为阀的调定压力 p_N (通过主阀口机械限位前可能通过的最大流量 q_N 时的压力)。

由于溢流阀在开启和关闭点零流量时的压力很难测得,所以目前规定将通过1%额定流量时的压力定为溢流阀的开启压力和闭合压力。开启压力与调定压力之比(百分比)称为开启比;闭合压力与调定压力之比(百分比)称为闭合比。开启比和闭合比越大,溢流阀的调压偏差 $|p_N - p_K|$ 或 $|p_N - p_B|$ 越小,表明阀的定压精度越高。一般而言,溢流阀的开启比不应低于85%,而闭合比不应低于80%。由图5-49可以看出,在相同的调定压力和流量变化下,先导式溢流阀的启闭特性曲线比直动式溢流阀的平坦,说明先导式溢流阀的启闭特性要比直动式溢

流阀的好,即定压精度远优于直动式溢流阀。

3) 卸荷压力。当溢流阀的遥控口与油箱接通,阀在全开口条件下工作使系统卸荷时,溢流阀的进出油口的压力差就称为卸荷压力。卸荷压力越低,液流经过溢流阀的压力损失越小。

4) 最大允许流量和最小稳定流量。溢流阀的最大允许流量为其额定流量。溢流阀的最小稳定流量取决于对压力平稳性的要求,通常规定为额定流量的 15%。

5) 密封性和泄漏量。溢流阀在处于关闭状态时要求密封性好,特别是溢流阀作安全阀使用时,要求阀具有可靠的密封性。溢流阀的泄漏量包括内泄漏量和外泄漏量。

(2) 动态特性及其性能指标。溢流阀的动态特性可用关于力和流量的微分方程组描述,动态特性反映了溢流阀工况发生突变时被控压力变化的过程,通常用时域性能指标进行评价。在输入信号(流量或压力)做阶跃变化时,试验获得的溢流阀典型响应特性曲线如图 5-50 所示,试验原理方框图如图 5-51 所示。由图 5-50 可以看到,当向阀输入一个阶跃信号时,阀迅速作出响应而使被控压力迅速升高到某一峰值,然后逐渐衰减波动至稳定的调压值,整个动态响应过程是一个过渡过程。时域特性反映了溢流阀的快速性、稳定性和准确性等,具体指标如下:

1) 压力超调量 p 。将最大峰值压力与稳态时的调定压力之差 p 称为压力超调量,它反映了溢流阀工作的相对稳定性。超调量应尽可能小,否则有可能损坏管路系统及相关元件。优良溢流阀的压力超调量应小于 30%。

2) 升压时间 t_1 。将压力第一次上升到调定值所需的时间 t_1 称为升压时间或上升时间,它反映了溢流阀的响应快速性。优良溢流阀的升压时间应不大于 0.10 s。

3) 压力回升时间 t_2 。压力从开始上升到压力达到调定压力处于稳定状态所需的时间为 t_2 ,它反映了溢流阀的响应快速性以及阻尼状况和稳定性。

4) 压力卸荷时间 t_3 。由调定压力降低到卸荷压力所需的时间 t_3 称压力卸荷时间,它也是一个快速性指标。通常此值应不大于数十毫秒。

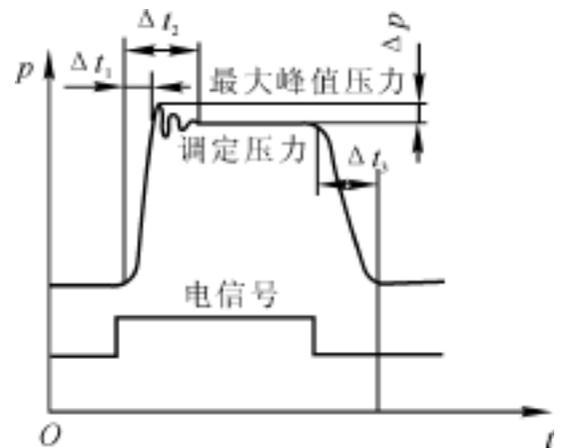


图 5-50 溢流阀的阶跃响应特性曲线

p — 压力超调量; t_1 — 升压时间;

t_2 — 压力回升时间; t_3 — 压力卸荷时间

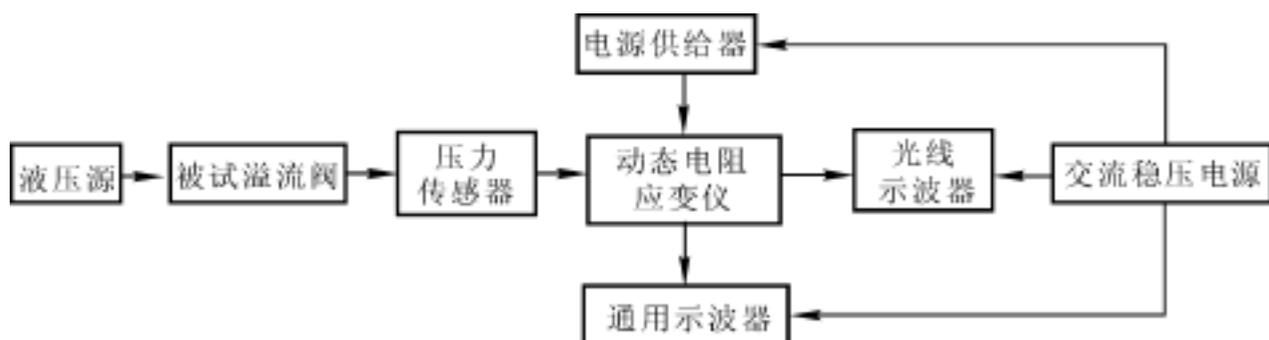


图 5-51 溢流阀动态性试验系统原理方框图

总之,一个优良的溢流阀受控压力的阶跃响应特性应具有较小的压力超调量、较少的压力振荡及达到稳态时较短的调整时间。

现代计算方法与微型计算机的发展为液压阀的动态特性研究提供了强有力的手段。其典

型应用是采用微型计算机数字仿真技术和实物试验相结合的方法,探讨影响溢流阀及其他液压阀动态特性的因素和改善动态性能的途径,为新元件和系统的研究提供理论依据的一系列研究。与传统研究方法相比,计算机数字仿真技术具有研究周期短、费用低、便于修改和更改设计参数等显著特点。有兴趣的读者可参阅有关文献。

5. 应用场合

(1) 定压溢流。这是溢流阀的最主要用途。在定量泵与流量阀组成的串节流调速液压系统中,将溢流阀并联在泵的出口处,作为主油路的旁路,与泵一起组成恒压液压源。溢流阀的调节作用使系统压力保持基本恒定,并将多余油液溢回油箱,从而实现定压溢流。

(2) 安全保护。在定量泵供油的并节流调速、变量泵或变量马达容积调速以及变量泵供油的容积节流调速液压回路等场合,溢流阀常用做安全阀,以防系统超载。正常工况下,溢流阀常闭;当系统由于故障、载荷异常等原因导致系统压力过高时,溢流阀打开溢流,以保护整个液压系统安全。

(3) 作背压阀。将溢流阀接在执行器的回油路上,造成一定的回油阻力,以改善执行器的运动平稳性。

(4) 远程调压。用管路将直动溢流阀与先导式溢流阀的遥控口连接,通过调节直动溢流阀,便能对先导式溢流阀在设定的压力范围内进行远程调压。

(5) 多级压力控制。通过独立的电磁换向阀将多个小型直动式溢流阀与先导式溢流阀的遥控口连接,利用电磁换向阀不同工作位置的切换,可以实现液压系统的多级压力控制。也可以通过管路将多个直动溢流阀与电磁溢流阀的换向阀连接,利用电磁阀不同工作位置的切换,实现液压系统的多级压力控制。

(6) 系统卸荷。将电磁换向阀接至先导式溢流阀的遥控口,可以实现液压系统卸荷,以使系统在等待期间节约能量,减少发热。

6. 要求

对溢流阀的主要要求是定压精度要高,灵敏度高,动态超调量越小,过流能力大,工作要平稳,振动和噪声小,在阀关闭时密封要好。

二、减压阀

1. 用途及分类

减压阀的主要用途是减小液压系统中某一支路的压力,并使其保持恒定,例如液压系统的夹紧、控制润滑等回路,这类减压阀因其二次压力(出口压力,下同)基本恒定,故称为定值减压阀。有的减压阀其一次压力(进口压力,下同)与二次压力之差能保持恒定,可与其他阀如节流阀组成调速阀等复合阀,实现节流阀口两端的压力补偿及输出流量的恒定,此类减压阀称为定差减压阀。还有的减压阀的二次压力与一次压力成固定比例,此类阀称为定比减压阀。

减压阀的基本工作原理是可变节流与压力或压差反馈。其中定值或定差减压阀通过压力或压差的反馈与输入量(弹簧预调力)的比较作用,自动调节减压阀口节流面积大小,使输出的二次压力或一、二次压差基本保持恒定;定比减压阀的输入是一次压力,输入压力、输出压力在阀芯上的作用面积是固定的。通过输出压力的反馈与输入压力比较,自动调节阀口的节流面积,使输入、输出压力之比与作用面积之比接近,从而基本保持恒定。

上述三类减压阀中应用最多的是定值减压阀。和溢流阀类似,按照结构和工作原理的不

同,定值减压阀也可分为直动式减压阀与先导式减压阀两类,并可与单向阀组合构成单向减压阀。

2. 工作原理及图形符号

(1) 直动式减压阀。直动式减压阀也是一个闭环自动控制元件,其通过输入弹簧预调力与输出二次压力的反馈相比较,自动调节阀口的节流面积,使二次压力基本恒定。直动式减压阀如图 5-52 所示。由图 5-52(a) 可以看出,阀上开有三个油口:一次压力油口(进油腔,下同) P_1 、二次压力油口(出油腔,下同) P_2 和外泄油口 L 。来自液压泵或高压油路的一次压力油从 P_1 腔,经滑阀阀芯 3 的下端圆柱台肩与阀孔间形成常开阀口(开度 x),从二次油腔 P_2 流向低压支路,同时通过流道 a 反馈在阀芯 3 底部面积上产生一个向上的液压作用力,该力与调压弹簧的预调力相比较。当二次压力未达到阀的设定压力时,阀芯 3 处于最下端,阀口全开;当二次压力达到阀的设定压力时,阀芯 3 上移,开度 x 减小,实现减压,以维持二次压力恒定,不随一次压力变化而变化。由于二次油腔不接回油箱,所以泄漏油口 L 必须单独接回油箱。

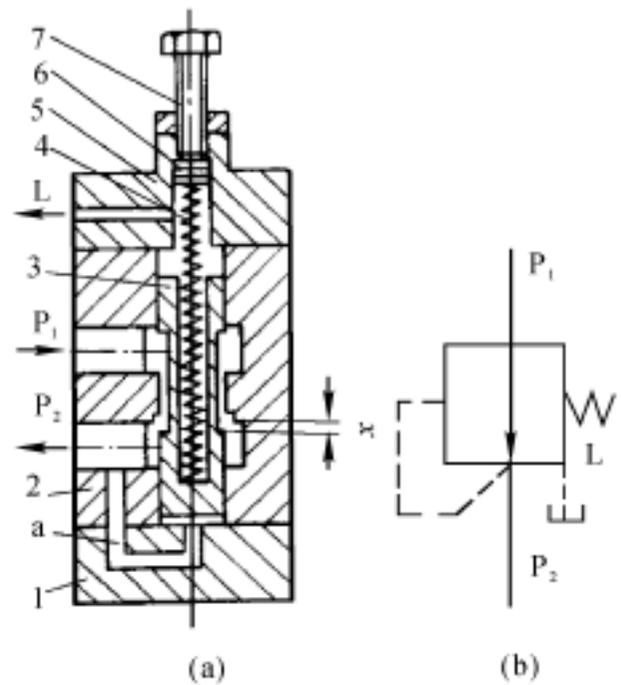


图 5-52 直动式减压阀的原理及图形符号

(a) 结构图; (b) 图形符号

1—下盖; 2—阀体; 3—阀芯; 4—调压弹簧;

5—上盖; 6—弹簧座; 7—调节螺钉

(2) 先导式减压阀。图 5-53 所示为先导式减压阀。它由先导阀(导阀芯 7 及调压弹簧 8) 和主阀(主阀芯 2 及复位弹簧 4) 两大部分构成。主阀体 1 上开有两个主油口(入口 P_1 和出口 P_2) 和一个远程控制口 K (也称遥控口)、一个外泄油孔 L , 主阀内设有阻尼孔 3, 主阀与先导阀之间设有阻尼孔 5。先导式减压阀的主阀口常开, 开度 x 大小受控于先导阀。通过控制主阀节流口的通流面积大小, 从而控制二次压力, 使之基本恒定。具体过程如下:

压力油从 P_1 口进入, 通过主阀口后经流道 a 进入主阀芯下腔, 再经阻尼孔 3 进入主阀芯上腔, 同时作用在导阀芯 7 上。主阀芯上、下压力差与主阀弹簧力平衡, 调节调压弹簧 8 便改变了主阀上腔压力, 从而调节了二次压力。当二次压力未达到调压弹簧 8 的设定压力时, 主阀芯 2 处在最下方, 主阀口全开, 即开度 x 最大, 整个阀不工作, 二次压力几乎与一次压力相等; 当二次压力升高到作用在导阀上的液压力大于导阀调压弹簧 8 的预调力时, 导阀打开, 压力油就可通过阻尼孔 3 并经导阀和油孔 L 流回油箱。由于阻尼孔 3 的作用, 主阀芯上端的液体压力小于下端。当这个压力差作用在主阀芯上的力超过主阀弹簧力、摩擦力和主阀芯自重时, 主阀芯 2 上移, 开度 x 减小, 二次压力维持基本恒定。此时, 整个阀处于工作状态, 如果出口压力减小, 则主阀芯 2 下移, 主阀口开度 x 增大, 主阀口阻力减小, 亦即压降减小, 使二次压力回升到设定值上; 反之, 则主阀芯上移, 主阀口开度 x 减小, 主阀口阻力增大, 亦即压降增大, 使二次压力下降到设定值上; 用调压螺钉调节导阀弹簧的预紧力, 可调节减压阀的输出压力。阻尼孔 5 起动态液压阻尼作用, 以消除主阀芯的振动, 提高其动作平稳性。

阀中远程控制口 K 的作用：通过油管接到另一个远程调压阀（远程调压阀的结构和减压阀的先导控制部分一样），调节远程调压阀的弹簧力，即可调节减压阀主阀芯上端的液压力，从而对减压阀的二次压力实行远程调压，但是，远程调压阀所能调节的最高压力不得超过减压阀本身导阀的调整压力；通过给电磁换向阀外接多个远程调压阀，便可实现多级减压。

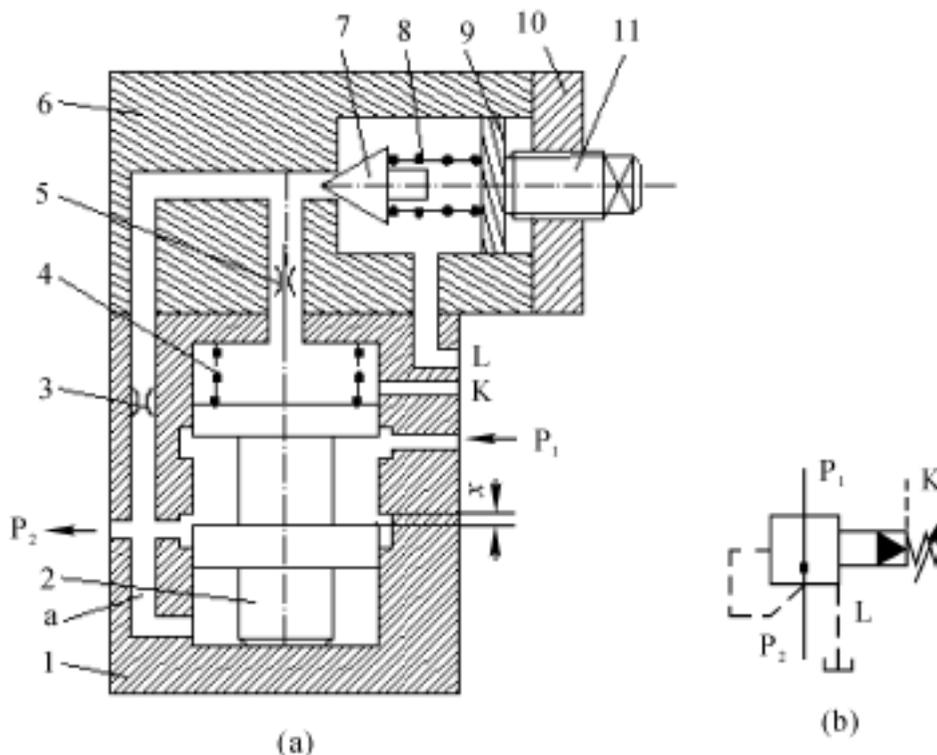


图 5-53 先导式减压阀的原理及图形符号

(a) 结构图；(b) 图形符号

1—主阀体；2—主阀芯(滑阀)；3,5—阻尼孔；4—复位弹簧；6—阀盖；
7—导阀芯(锥阀)；8—调压弹簧；9—弹簧座；10—阀盖；11—调压螺钉

先导式减压阀的导阀芯前端的孔道结构尺寸一般都较小，调压弹簧不必很强，因此压力调整比较轻便。但是先导式减压阀在要导阀和主阀都动作后才能起减压控制作用，因此其不如直动式溢流阀灵敏。另外，与先导式溢流阀类同，先导式减压阀的输入弹簧预调力对输出被控压力（出口压力）为开环控制，主阀液动力、一次压力波动等扰动对二次压力将产生影响，产生调压偏差。

(3) 定差减压阀。如前所述，定差减压阀可以使一次压力和二次压力之差基本保持不变。图 5-54 所示为定差减压阀。阀体 1 上的 P_1 和 P_2 分别为阀的一次和二次压力油口。初始状态，减压阀口关闭，即开度 $x = 0$ ，阀芯 2 不工作。当一次压力油进入阀腔并在阀芯环形面积 $A = (A_1 - A_2)$ 上产生一个液压作用力，且大于调压弹簧预调压力时，减压阀口打开，二次压力油便经阀口和 P_2 进入减压回路，同时二次压力油经阀芯中间的阻尼孔进入阀上腔，并作用于阀芯的环形面积 A 上。如果忽略液动力、阀芯自重和摩擦力，则定差减压阀在稳定工作时的上下腔液压作用力之差和调压弹簧预调力

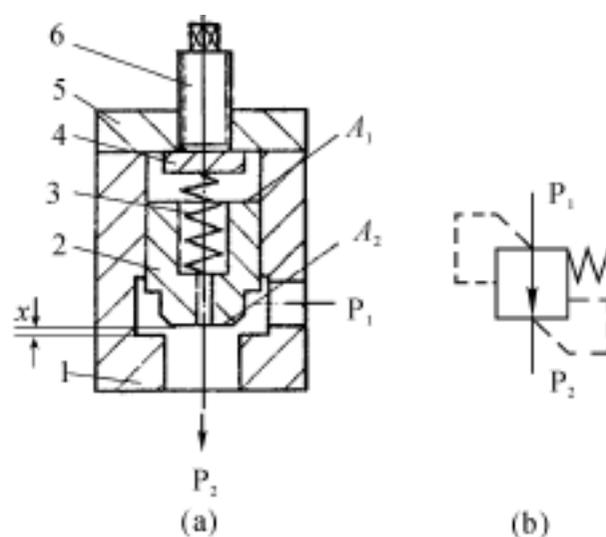


图 5-54 定差减压阀的结构原理图及图形符号

(a) 结构图；(b) 图形符号

1—阀体；2—阀芯；3—调压弹簧；
4—弹簧座；5—阀盖；6—调压螺钉

相平衡,由于上下腔作用面积相等,亦即一次压力 p_1 与二次压力 p_2 之差与弹簧预调压力相等,即 $p = (p_1 - p_2) = K(x + x_0)$ 。或者说 p 由调压弹簧力和阀芯有效承压面积确定。在弹簧刚度和阀的结构尺寸一定的情况下,弹簧预压缩量越大,调压弹簧力越大,定差减压阀的压力差 p 也就越大;反之,压力差越小。改变弹簧预调力就可以改变一次压力 p_1 与二次压力 p_2 之差。而阀在工作时,由于阀口开度的变化较小,所以其变化程度对调压弹簧力的影响也就很小,因此调压弹簧在预压缩量一定时,一次压力 p_1 与二次压力 p_2 之差 p 就近似地是一个定值。例如如果二次压力 p_2 增大,使压差 p 减小,则阀口开度 x 减小,阀口阻力增大,使 p_2 下降,从而使压差 p 回升到设定值上;反之,如果二次压力 p_2 减小使压差 p 增大,则阀口开度 x 增大,阀口阻力减小,使 p_2 增大,从而使压差 p 下降到设定值上。

3. 典型结构

(1) 直动式减压阀。图 5-55(a) 所示为直动式三通减压阀的结构图,阀体 3 上的 P, T(Y) 分别为进油腔和回油口;A 口为与负载腔相通、输出控制压力的工作油口。滑阀式阀芯 4 中部两凸缘构成 P—A 和 A—T 之间两可变节流口。A 口压力油经流道 7,在阀芯 4 右端面上的液压作用力与输入弹簧力相比较,形成反馈闭环。当 A 口压力超过调压弹簧 2 的设定值时,阀芯左移,通过 P—A 间的可变节流口作用,使 A 口输出压力保持不变。弹簧腔内的泄漏油经油口 T(Y) 从外部泄回油箱。单向阀 5 为可选件,用于实现油液油口 A 到油口 P 之间的反向流动。油口 A 如果流入反向冲击流量,则作用在阀芯 4 右端面的冲击压力将使 A—T(Y) 间的节流口开大,排出冲击流量便可缓解冲击压力。二次压力(A 口压力)可通过在接口 6 处外接一个压力表进行观测。图 5-55(b) 和图 5-55(c) 分别表示直动式三通减压阀带单向阀和不带单向阀的图形符号。这种三通减压阀为板式连接,具有结构紧凑、体积小、质量轻、使用方便、安全可靠的优点。德国力士乐(Rexroth)公司的 DR6DP 型直动式减压阀(通径 6 mm(流量达 60 L/min)、压力达 21 MPa)即为此种结构。

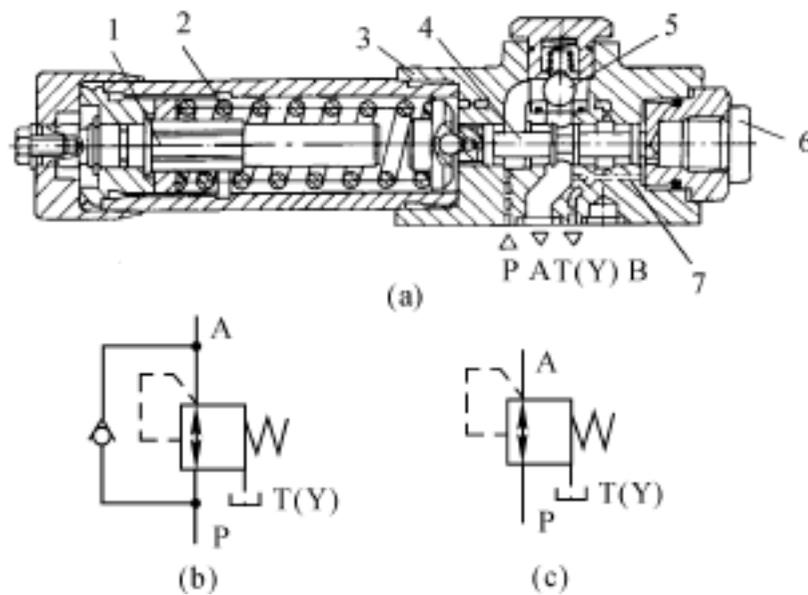


图 5-55 三通直动式减压阀

(a) 结构图;(b) 带单向阀图形符号;(c) 不带单向阀图形符号

1—压力设定件;2—调压弹簧;3—阀体;4—阀芯;

5—单向阀;6—压力表接口;7—流道

(2) 先导式减压阀。先导式减压阀的导阀通常为锥阀式结构,而主阀有全周开口节流口的滑阀结构和弓形节流口的插装式结构。图 5-56 所示为先导式减压阀(管式连接),阀体 6 上开有进油口和出油口 P_1 , P_2 , 阀盖 5 上开有遥控口 K 和外泄油口 L。主阀芯中部有阻尼孔 9(固定液阻)。减压阀稳态工作时,二次压力油进入主阀芯底部,继而经阻尼孔 9 进入主阀弹簧腔,继而进入先导阀芯 3 前腔,导阀上的液压力与调压弹簧 8 的设定力相平衡,促使导阀开启,主阀芯上移,实现减压和稳压。调节调压手轮 1 即可改变调压弹簧的设定力,从而改变减压阀的二次压力设定值。导阀泄油通过外泄口 L 接回油箱;通过管路在遥控口 K 外接电磁换向阀和远程调压阀可以实现多级减压。我国生产的 JF 型先导式减压阀(压力为 32 MPa)即为此种结构。

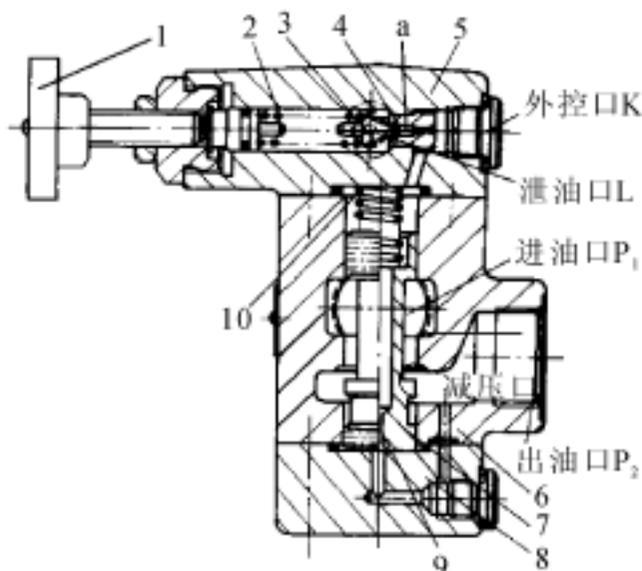


图 5-56 主阀为滑阀的先导式减压阀

1—调压手轮;2—调压弹簧;3—先导阀芯;
4—先导阀座;5—阀盖;6—阀体;7—主阀芯;
8—端盖;9—阻尼孔;10—复位弹簧

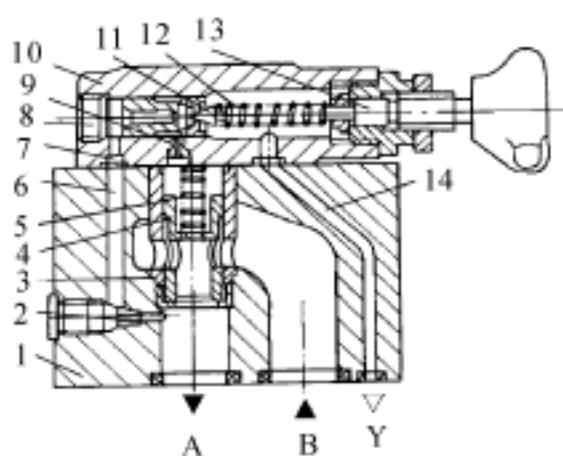


图 5-57 主阀为插装结构的先导式减压阀

1—阀体;2,7,9—阻尼孔;3—阀套;
4—主阀芯;5—复位弹簧;6,14—流道;8—遥控口;
10—阀盖;11—导阀芯;12—调压弹簧;13—调压机构

图 5-57 所示是主阀为插装结构的先导式减压阀(板式连接),阀体上的 A, B, Y 分别为二次压力油口、一次压力油口和外泄油口。可动阀芯 4 相对于阀套 3 上下移动。稳态工作时,二次压力油经阻尼孔 2、流道 6 进入导阀前腔,并经阻尼孔 9 进入主阀上腔,二次压力克服调压弹簧 12 的弹簧力将导阀开启,先导油液经流道 14 和油口 Y 排回油箱,主阀芯 4 上移开启,实现减压与稳压。阻尼孔 9 为动态液压阻尼,其用以提高平稳性。通过调节调压机构,即可改变二次压力的设定值。遥控口用于外接远程调压阀实现多级减压。德国力士乐(Rexroth)公司的 DR10 型先导式减压阀(通径 10 mm(流量 80 L/min)、压力 31.5 MPa)即为此种结构。对这种先导式减压阀,制造厂通常备有可选的单向阀(通常装在阀体 A, B 孔之间的壁上),以满足液流从 A → B 的需要。其调压机构除了图 5-57 所示的手柄形式外,还有带保护罩的内流角调节螺栓和带锁手柄等形式。

(3) 单向减压阀。单向减压阀在液压系统中,正向流动($P_1 \rightarrow P_2$)时其起减压作用,反向流动($P_2 \rightarrow P_1$)时则起单向阀作用。它是在减压阀基础上通过增设单向阀组合而成的复合阀。图 5-56 所示的先导式减压阀加上单向阀即构成单向减压阀(见图 5-58),其减压阀部分的结构与工作原理基本与图 5-56 所示的先导式减压阀相同。当压力油从出油口 P_2 反向流入进油口 P_1 时,单向阀开启,减压阀不起作用。我国 JDF 型单向减压阀(压力为 32 MPa)即为此种结构。

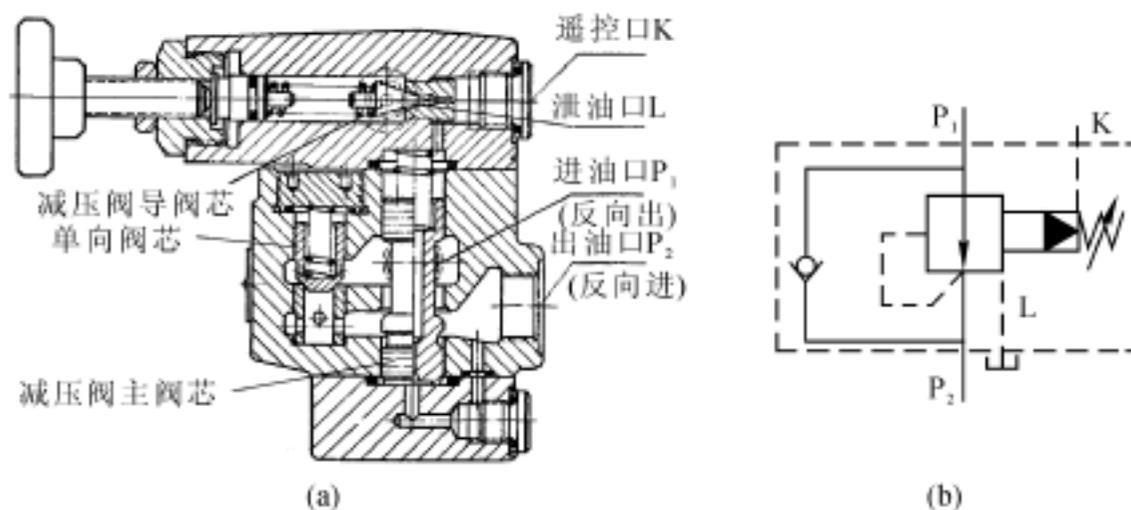


图 5-58 单向减压阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

4. 主要性能

(1) 静态性能。

1) 调压范围。将二次压力(出口压力)的可调数值称为定压减压阀的调压范围。在这个范围内使用减压阀时,能保证阀的基本性能。阀的被控压力能够平稳升降,无压力突跳或迟滞现象。

2) 一次压力变化引起的二次压力变化量。一次压力变化引起的二次压力变化量可用压力波动值反映,该值越小越好。

3) 通过流量(亦称负载流量)的变化引起的二次压力变化量。通过流量的变化引起的二次压力变化量用二次压力的不均匀度表示,越小,减压阀的稳压特性越好。

$$= \frac{p_{20} - p_{2s}}{p_{2s}} \times 100\% \quad (5-13)$$

式中, p_{20} 为减压阀通过流量为零时的二次压力; p_{2s} 为减压阀通过额定流量时的二次压力。

4) 压力稳定性。减压阀的压力稳定性指二次压力的振摆。压力振摆越小,阀的稳压性能越好。

5) 反向压力损失。它是指单向减压阀反向进油时,阀通过流量在额定值下的压力降。希望反向压力损失小一些。

(2) 动态性能。减压阀的动态性能反映其工况发生突变时二次压力变化的过程,与溢流阀类似,通常也用时域特性对其进行评价。将减压阀或单向减压阀的出油口突然卸荷或突然升压,通过液压试验系统和压力传感器及相关二次电气仪表,即可得到升压与卸荷时的瞬态特性曲线。整个动态响应过程是一个过渡过程。时域特性反映了减压阀或单向减压阀的快速性、稳定性和准确性等。一个性能优良的减压阀的被控压力(出口压力)应具有较小的压力超调量,较少的压力振荡即达到稳态时较短的调整(稳定)时间。

5. 应用场合

(1) 减压稳压。这是减压阀在液压系统中的主要用途。在单泵供油多执行器系统中的低压液油路上串接定值减压阀组成减压回路,通过减压阀的减压稳压作用,保证执行器的推力不受

供油压力及其他因素的影响。对于采用液动或电液动换向阀的液压系统,主油路和控制油路共用一个液压泵供油时,当主油路工作压力由溢流阀设定,通过控制油路设置减压阀,可给液动或电液动换向阀提供稳定可靠的控制压力。

(2) 多级减压。利用先导式减压阀的遥控口外接远程调压阀,可以组成二级、三级等减压回路。通过在液压源处并联几个减压阀也可实现多级减压。液压泵的最高工作压力由溢流阀设定,液压源处并联几个调压值互不相等的减压阀,从而得到几条独立的减压回路。

(3) 直动式减压阀可作为缓冲阀使用,以减小液压冲击。

(4) 与节流阀等组成复合阀。利用定差减压阀对进出口压力的定差作用,可以将其与节流阀组成调速阀(见本章第四节),以实现节流口两端压力差补偿和输出流量的恒定。

三、顺序阀

1. 用途及分类

顺序阀在液压系统中的主要用途是控制多执行器间的顺序动作。通常顺序阀可被视为二位三通液动换向阀,其启闭压力可用调压弹簧设定,当控制压力(阀的进口压力或液压系统某处的压力)达到或低于设定值时,阀可以自动启闭,从而实现进出口间的通断。

按照工作原理与结构的不同,顺序阀也分为直动式和先导式两类;按照压力控制方式的不同,顺序阀有内控式和外控式之分。顺序阀与其他液压阀(如单向阀)组合可以构成单向顺序阀(平衡阀)等复合阀,以用于平衡执行器及工作机构自重。

2. 工作原理及图形符号

(1) 直动式顺序阀。直动式内控顺序阀的工作原理和图形符号如图 5-59 所示。与溢流阀类似,阀体 3 上开有两个油口 P_1 、 P_2 ,但 P_2 不是接油箱,而是接二次油路(后动作的执行器油路),所以在阀盖 6 上的泄油口 L 必须单独接回油箱,而溢流阀既可外泄,又可内泄。为了减小调压弹簧 5 的刚度,阀芯(滑阀)3 下方设置了控制柱塞 2。系统工作时,油源压力 p_1 克服负载使液压缸 I 动作。如果缸 I 的负载较小, P_1 腔的压力小于阀的调定压力,则阀芯 4 处于下方,阀口关闭。液压缸 I 的活塞左行到达其极限位置时,系统压力(即一次压力) p_1 升高。当经内部流道 a 进入柱塞 2 下端面上油液的液压力超过弹簧预调力时,阀芯 4 便上移,使一次压力油腔 P_1 与二次压力油腔 P_2 接通。油源压力油经顺序阀口后克服液压缸 II 的负载使其活塞向上运动,从而利用顺序阀实现了 P_1 口压力驱动液压缸 I 和由 P_2 口压力驱动缸 II 的顺序动作。顺序阀在阀开启后应尽可能减小阀口压力损失,力求使出口压力接近进口压力。这样,当驱动液压缸 II 所需 P_2 腔的压力大于阀的调定压力时,系统的压力略大于驱动液压缸 II 的负载压力,因而压力损失较小。如果驱动液压缸 II 所需 P_2 腔的压力小于阀的调定压力,则阀口开度较小,在阀口处造成一定的压差以保证阀的进口压力不小于调定压力,使阀打开, P_1 口与 P_2 口在一定的阻力下沟通。综上所述,内控式顺序阀开启与否,取决于其进口压力,只有在进口压力达到弹簧设定压力时,阀才开启。内控式顺序阀的进口压力可通过改变调压弹簧的预调力实现,更换调压弹簧即可得到不同的调压范围。

如果将端盖 1 转过 90° 或 180° ,并打开外控口螺堵 K,则上述内控式顺序阀就可变为外控式顺序阀,其图形符号如图 5-59(c) 所示。外控式顺序阀是由液压系统其他部位的压力控制其

启闭的, 阀的启闭与否和一次压力油的压力无关, 而仅取决于外部控制压力的大小。因弹簧力只需克服阀芯摩擦副的摩擦力使阀芯复位, 所以外控油压可以较低。

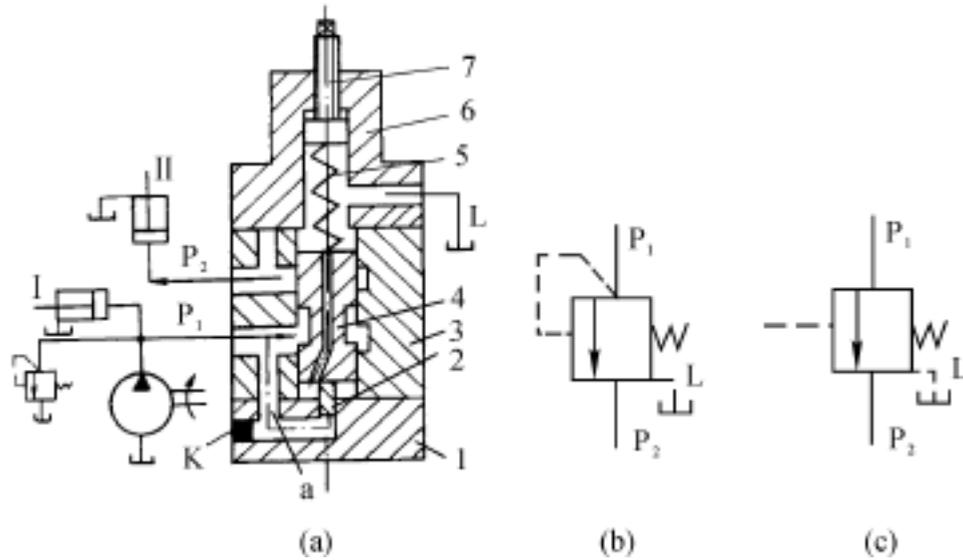


图 5-59 直动式内控顺序阀的工作原理及图形符号

(a) 结构图; (b) 内控顺序阀图形符号; (c) 外控顺序阀图形符号

1—端盖; 2—柱塞; 3—阀体; 4—阀芯(滑阀);

5—调压强簧; 6—阀盖; 7—调压螺钉; , —液压缸

直动式顺序阀具有结构简单、动作灵敏的优点, 但是由于弹簧设计的限制, 尽管采用小直径控制活塞结构, 弹簧刚度仍较大, 故调压偏差大限制了压力的提高, 所以一般调压范围应低于 8 MPa, 而压力较高时应采用先导式顺序阀。

(2) 先导式顺序阀。与先导式溢流阀相仿, 先导式顺序阀也是由主阀和先导阀两部分组成, 只要将直动式顺序阀的阀盖和调压弹簧去除, 换上先导阀和主阀芯复位弹簧, 即可组成先导式顺序阀。在一般情况下, 同样规格的先导式顺序阀与先导式减压阀的先导阀通用, 其可用来调节日的顺序动作压力。先导式顺序阀的工作原理与先导式溢流阀的工作原理基本相同, 只是顺序阀的出油腔接负载, 而溢流阀的出油腔要接油箱。图 5-60 所示为先导式顺序阀的图形符号。

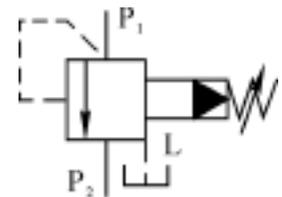


图 5-60 先导式顺序阀的图形符号

与直动式顺序阀相比, 先导式顺序阀由于主阀弹簧刚度的大为减小, 故可省去直动式顺序阀中的控制活塞, 主阀芯面积可增大, 所以启闭特性显著改善, 提高了工作压力。

应当指出, 顺序阀除了在泄油为外泄与出油腔接负载这两点与溢流阀不同外, 两者工作压力也有不同: 溢流阀的工作压力是调定不变的, 而顺序阀在开启后, 系统工作压力还可随其出口负载进一步升高。对先导式顺序阀, 这将使先导阀的通过流量随之增大, 引起功率损失和油液发热, 这是先导式顺序阀的一个缺点。先导式阀不宜用于流量较小的系统, 因为在负载压力很大时, 先导阀流量也较大。这将降低系统的负载刚度, 甚至导致执行器爬行。

3. 典型结构

(1) 直动式顺序阀。图 5-61 所示为直动式顺序阀(内控外泄)的结构图(管式连接), 如果将底盖 7 旋转 180°并拧开外控口 K 的螺堵, 即成为外控外泄直动式顺序阀。阀芯(滑阀)5 中空, 以使阀芯下端容腔泄漏油经弹簧腔外泄回油箱。采用小直径控制活塞 6 检测进油口压力有助

于减小调压偏差,并易于弹簧及其容腔的结构设计,国产 XF 型顺序阀(额定压力为 32 MPa,最高顺序压力 8 MPa)即为此结构,美国 Vickers 的 R 型顺序阀的结构也与此相近。

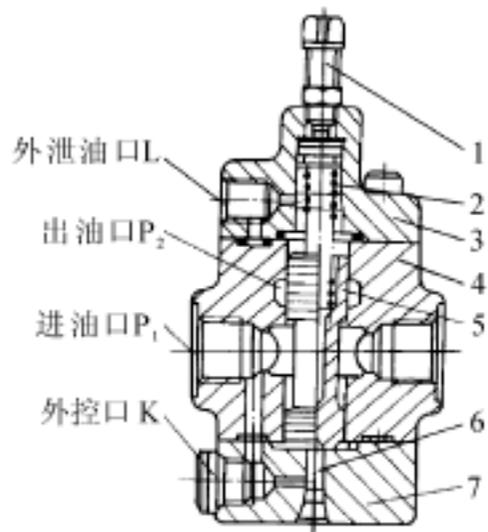


图 5-61 直动式顺序阀的结构(带控制活塞)

1— 调节螺钉;2— 调压弹簧;3— 阀盖;
4— 阀体;5— 阀芯;6— 控制活塞;7— 底盖

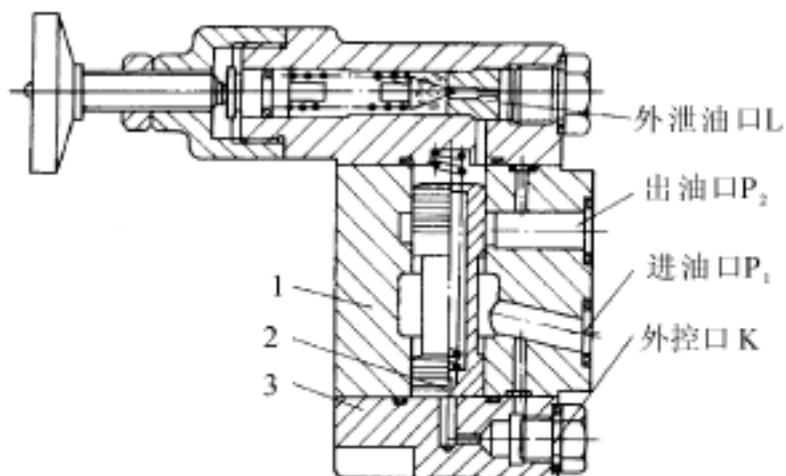


图 5-62 主阀为滑阀的先导式顺序阀

1— 阀体;2— 阻尼孔;3— 底盖

(2) 先导式顺序阀。图 5-62 所示为主阀为滑阀的先导式顺序阀结构图(板式连接),其导阀为锥阀。图示为内控外泄,改变底盖 3 的安装方位并取下外控口 K 螺堵,即变为外控内泄。此阀的工作原理与先导式溢流阀相仿。图 5-63 是主阀为锥阀的内控外泄先导式顺序阀结构图(板式连接),但其导阀为滑阀。工作时,从 A 口来的一次压力油经流道 2、阻尼孔 1 作用在先导阀芯 3 上,一次压力油还经主阀芯 6 的阻尼孔 5 进入主阀弹簧腔。当一次压力达到调压弹簧 7 的设定值时,先导阀芯右移,主阀芯弹簧腔油液经阻尼孔 8、导阀控制台肩和流道 9 流到 B 口的二次油路,先导阀开启后,主阀便开启,于是压力油从 A 口流至 B 口。导阀的泄漏油则经 10 或 11 接回油箱。实现顺序动作后,二次压力将继续升高,直至达到液压系统中溢流阀的设定压力。此时,先导阀一直保持开启状态,所以泄漏量较大,不宜用于小流量液压系统。图 5-63 中的单向阀 12 为可选元件,用以构成先导式单向顺序阀。德国力士乐(Rexroth)公司的 DZ 型先导式顺序阀(压力 21 MPa,流量 1 100 L/min)即为图 5-63 所示的结构。

(3) 单向顺序阀。单向顺序阀在液压系统中多用于平衡立置液压缸及其拖动的工作机构的自重,以防其自行下落,因此又称为平衡阀。图 5-64 为直动式单向顺序阀(管式连接)的结构图,它由直动式顺序阀和单向阀两部分构成。其顺序阀部分的结构与工作原理和图 5-61 的顺序阀相仿,也为内控方式。通过改变底盖的安装方向,也可以变成外控方式。单向阀的阀芯为锥阀结构。当压力油从进口 P₁ 流入,从出口 P₂ 流出时,单向阀关闭,顺序阀工作。反之,当压力油从 P₂ 流入,从 P₁ 流出时,单向阀开启,顺序阀关闭,油液流经单向阀的压力损失很小。国产 XDF 型单向顺序阀即为此种结构,美国 Vickers 的 RF 型单向顺序阀的结构也与此相近。单向顺序阀的图形符号如图 5-65 所示。

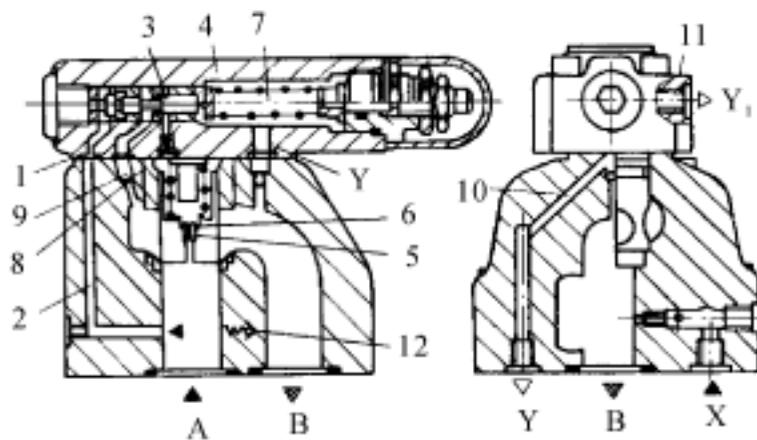


图 5-63 主阀为锥阀的先导式顺序阀

1,5,8—阻尼孔;2—控制流道;3—先导阀芯(滑阀);4—阀盖;6—主阀芯(锥阀);
7—调压弹簧;9—控制回油流道;10,11—泄漏油口;12—单向阀

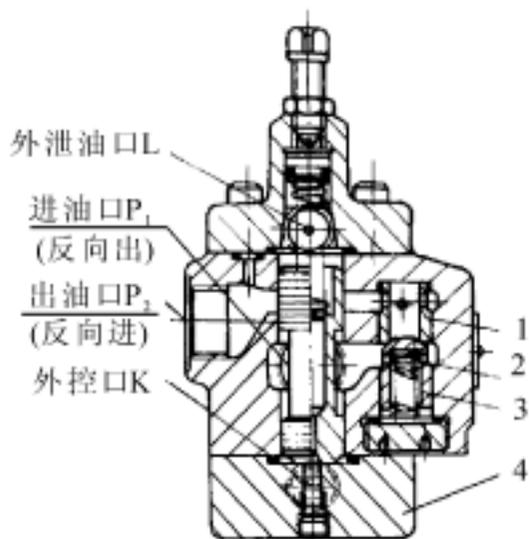


图 5-64 直动式单向顺序阀

1—单向阀座;2—单向阀弹簧;
3—单向阀芯;4—底盖

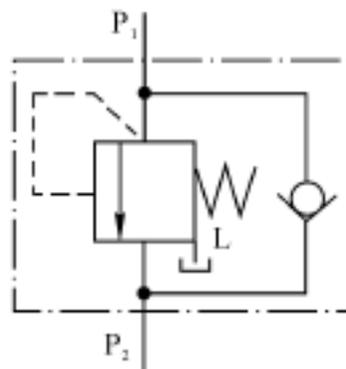


图 5-65 单向顺序阀的图形符号

4. 主要性能及应用场合

顺序阀的静态性能与溢流阀基本相同,但最重要的是启闭特性。顺序阀的动态性能反映其工况发生突变时一次压力与二次压力变化的过程,其与溢流阀类似,通常也用时域特性进行评价。一个性能优良的顺序阀的压力应具有较小的压力超调量,较少的压力振荡即达到稳态时较短的调整(稳定)时间。

顺序阀在液压系统中可用于多执行器顺序动作控制、系统保压、立置液压缸的平衡、系统卸荷、作背压阀等。

四、溢流阀、减压阀、顺序阀的结构原理与适用场合的综合比较

溢流阀、减压阀、顺序阀均属压力控制阀,结构原理与适用场合既有相近之处,又有很多不同之处(见表 5-6),具体使用中应该特别注意加以区别,以正确有效的发挥其在液压系统中的作用。

表 5-6 溢流阀、减压阀、顺序阀的结构原理与适用场合的综合比较表

比较内容	溢流阀		减压阀		顺序阀	
	直动式	先导式	直动式	先导式	直动式	先导式
阀芯结构	滑阀、锥阀、球阀	滑阀、锥阀、球阀式导阀；滑阀、锥阀式主阀	滑阀、锥阀、球阀	滑阀、锥阀、球阀式导阀；滑阀、锥阀式主阀	滑阀、锥阀、球阀	滑阀、锥阀、球阀式导阀；滑阀、锥阀式主阀
阀口状态	常闭	主阀常闭	常开	主阀常开	主阀常闭	主阀常闭
控制压力来源	入口	入口	出口	出口	入口	入口
控制方式	通常为内控	既可内控又可外控	内控	既可内控又可外控	既可内控又可外控	既可内控又可外控
二次油路	接油箱	接油箱	接次级负载	接次级负载	通常接负载；作背压阀或卸荷阀时接油箱	通常接负载；作背压阀或卸荷阀时接油箱
泄油方式	通常为内泄，可以外泄	通常为内泄，可以外泄	外泄	外泄	外泄	外泄
组成复合阀	可与电磁换向阀组成电磁溢流阀	可与电磁换向阀组成电磁溢流阀，或与单向阀组成卸荷溢流阀	可与单向阀组成单向减压阀	可与单向阀组成单向减压阀	可与单向阀组成单向顺序阀	可与单向阀组成单向顺序阀
适用场合	定压溢流、安全保护、系统卸荷、远程和多级调压、作背压阀		减压稳压	减压稳压、多级减压	顺序控制、系统保压、系统卸荷、作平衡阀、作背压阀	

五、压力继电器

压力继电器又称压力开关,它是利用液体压力与弹簧力的平衡关系来启闭电气微动开关(简称微动开关)触点的液压-电气转换元件,在液压系统的压力上升或下降到由弹簧力预先调定的启闭压力时,使微动开关通断,发出电信号,控制电气元件(如电动机、电磁铁、各类继电器等)动作,用以实现液压泵的加载或卸荷、执行器的顺序动作或系统的安全保护和互锁等功能。压力继电器由压力-位移转换机构和电气微动开关等组成。前者通常包括感压元件、调压复

位弹簧和限位机构等。有些压力继电器还带有传动杠杆。按感压元件的不同,压力继电器可分为柱塞式、薄膜式、弹簧管式和波纹管式等四种类型。

图 5-66 所示为应用较为普遍的柱塞式压力继电器。其工作原理是,当从控制油口 P 进入柱塞 1 下端的油液的压力达到弹簧 5 预调力设定的开启压力时,作用在柱塞 1 上的液压力克服弹簧力,通过顶杆 2 使微动开关 4 切换,发出电信号。同样,当液压力下降到闭合压力时,柱塞 1 在弹簧力作用下复位,顶杆 2 则在微动开关 4 触点弹簧力作用下复位,微动开关也复位。调节螺钉 3 可调节弹簧预紧力即压力继电器的启、闭压力。图中 L 为外泄油口。

柱塞式压力继电器结构简单,但灵敏度和动作可靠性较低。我国的 DP-320 型压力继电器(最大调定压力为 32 MPa)和德国 Rexroth 公司的 HED1 型压力继电器(最大调定压力为 50 MPa)均为图 5-66 所示的结构。

压力继电器的主要性能有调压范围(指压力继电器能发出电信号的最低工作压力和最高工作压力的范围)、灵敏度、通断调节区间、重复精度和升降压动作时间。

压力升高,接通电信号的压力(开启压力)与压力下降,复位切断电信号的压力(闭合压力)之差称为压力继电器的灵敏度。为避免压力波动时压力继电器频繁通、断,要求启、闭压力间有一可调的差值,即通断调节区间;在一定的设定压力下,在多次升压和降压过程中,开启压力和闭合压力的差值称为重复精度;压力由卸荷压力升到设定压力,将微动开关发出电信号的时间称为升压动作时间,反之称为降压动作时间。在这些性能中,最重要的是灵敏度和重复精度。一个性能优良的压力继电器应具有较好的灵敏度和较高的重复精度。

压力继电器在液压系统中可用于控制液压泵的卸荷与加载、顺序动作控制、控制执行器换向、限压和安全保护等。

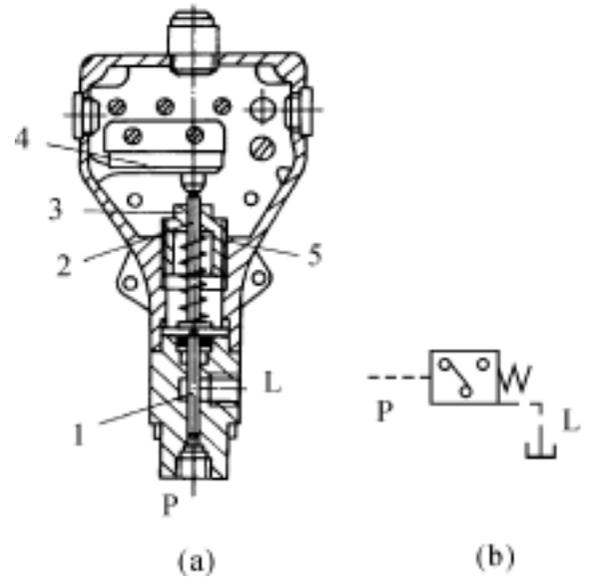


图 5-66 柱塞式压力继电器

(a) 结构图; (b) 图形符号

1—柱塞; 2—顶杆; 3—调节螺钉;

4—微动开关; 5—弹簧

第四节 流量控制阀

流量控制阀功能是通过改变阀口通流面积的大小或通道长短来改变液阻,控制阀的通过流量,从而实现对执行器(液压缸或液压马达)运动速度(或转速)的调节和控制。按照结构和原理的不同,流量控制阀的分类见表 5-7。

表 5-7 流量控制阀

流量控制阀	节流阀	
	调速阀	普通调速阀、温度补偿调速阀
	溢流节流阀	
	分流集流阀	

一、节流阀

1. 用途及分类

节流阀是结构最简单但应用最广泛的流量控制阀,经常与溢流阀配合组成定量泵供油的各种节流调速回路或系统。按照操纵方式的不同,节流阀可以分为手动调节式普通节流阀、行程挡块或凸轮等机械运动部件操纵式行程节流阀等形式;节流阀还可以与单向阀等组成单向节流阀、单向行程节流阀等复合阀。本节主要介绍普通节流阀。

2. 工作原理及图形符号

图 5-67 所示为板式连接的普通节流阀,阀体 5 上开有进油口 P_1 和出油口 P_2 ,阀芯 2 左端开有轴向三角槽式节流通流道 6,阀芯在弹簧 1 的作用下始终贴紧在推杆 3 上。油液从进油口 P_1 流入,经孔道和阀芯 2 左端的三角槽 6 进入孔道 b,再从出油口 P_2 流出,通向执行器或油箱。调节手把 4 通过推杆 3 使阀芯 2 作轴向移动,即可通过改变节流口的通流截面积实现流量的调节。

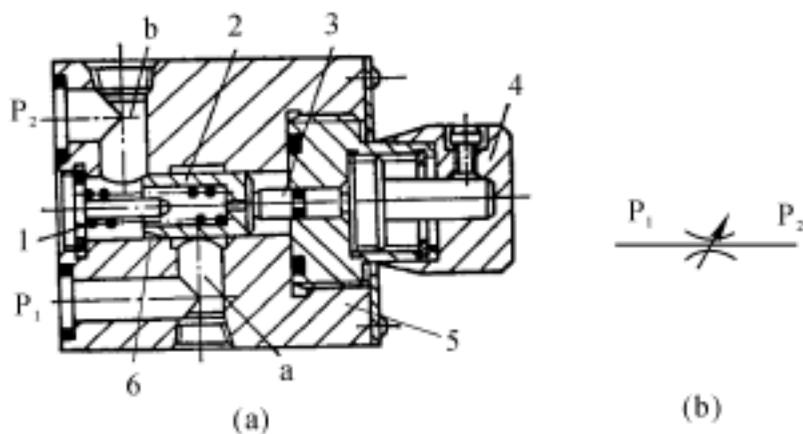


图 5-67 普通节流阀的工作原理和图形符号

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 弹簧;2— 阀芯;3— 推杆;4— 调接手把;5— 阀体;6— 轴向三角槽

3. 典型结构

(1) 普通节流阀。图 5-68 所示为一种管式连接的滑阀液压平衡式普通节流阀,节流口开度由调节手轮 8 调整。由于滑阀式阀芯 3 的上、下两端分别通过流道 b 和径向通油口 a 与进油口 P_1 相通,故可实现阀芯上下两端液压平衡,阀芯只受复位弹簧 5 的作用紧贴推杆 7,以保持原已调节好的节流口开度。因此,所需调节力矩小,于高压下操纵轻便。国产 L 型节流阀(公称压力 31.5 MPa)及日本 Yuken 公司的 SRT 型节流阀即为此种结构。

(2) 单向节流阀。图 5-69 所示的滑阀压差式单向节流阀,压力油正向流动时(进油口 P_1 出油口 P_2),起节流阀作用;反向流动时($P_2 \rightarrow P_1$)起单向阀作用。节流口开度由调节手轮 1 调整。滑阀式阀芯下端通过径向小孔 a 与进油口 P_1 相通,阀芯上端通过轴向小孔 b 与出油口相

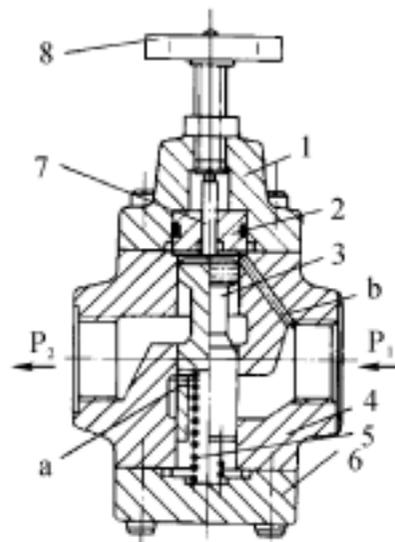


图 5-68 滑阀液压平衡式普通节流阀

1— 顶盖;2— 导套;3— 阀芯;

4— 阀体;5— 复位弹簧;

6— 底盖;7— 推杆;8— 调节手轮

通。在进出口压差和复位弹簧 6 的作用下, 阀芯紧贴在调节螺钉 2 上, 以保持原来调节好的节流口开度。但当进出口压差较大时, 所需调节力矩大, 高压下操纵困难。国产 LDF 型节流阀(最大压力 14 MPa) 即为此种结构。

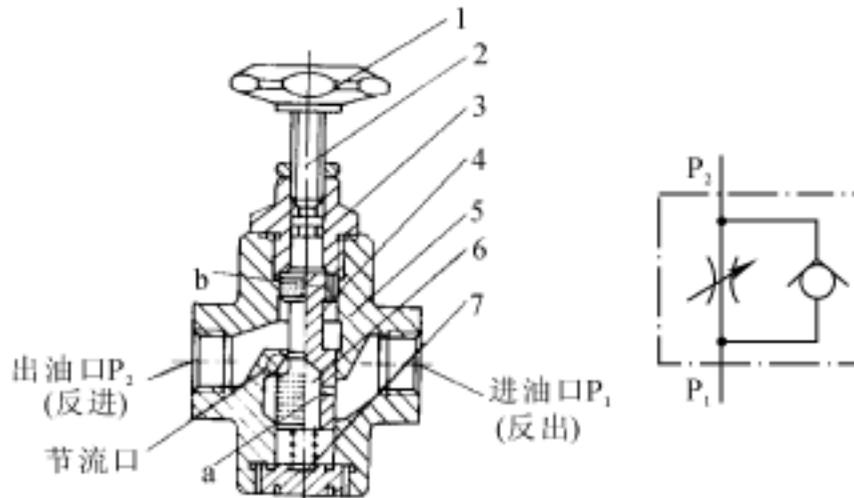


图 5-69 滑阀压差式单向节流阀

(a) 结构图; (b) 图形符号

1—调节手轮; 2—调节螺钉; 3—螺盖;

4—阀芯; 5—阀体; 6—复位弹簧; 7—端盖

4. 主要性能

(1) 流量-压差特性。节流阀的流量-压差特性决定于其节流口的结构形式。节流阀的流量-压差特性常用下式来描述:

$$q = CA(p_1 - p_2) = CA(p) \quad (5-14)$$

式中 C —— 由节流口形状、液体流态、油液性质等因素决定的因数, 具体数值由实验得出;

A —— 节流口的通流面积;

p —— 节流阀口前后压差, $p = p_1 - p_2$;

—— 由节流口形状决定的节流阀指数, 其值在 0.5 ~ 1.0 之间, 由实验求得。

由式(5-14)可知, 通过节流阀的流量 q , 是通过调节节流口的通流面积 A 获得, 图 5-70 所示为节流阀在不同通流面积下的流量-压差特性曲线。在通流面积调毕后, 流量能否稳定在所调出的流量上, 则与节流口前后的压差、油温以及节流口形状等因素密切相关。

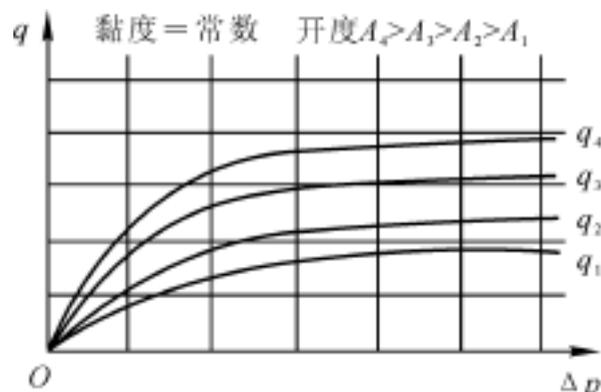


图 5-70 节流阀的流量-压差特性曲线

在使用中,由于负载压力(节流阀出口压力)的变化,节流阀前后的压差亦在变化,使流量不稳定。节流阀流量抵抗压差变化的能力可由节流阀刚性 k 反映, k 越大,节流阀流量抵抗压差变化的能力越强,即阀的流量稳定性越好,具体公式如下:

$$k = \frac{p}{q} = \frac{p^1}{CA} \quad (5-15)$$

式(5-15)中的 β 越大, k 越小, p 的变化对流量的影响亦越大,因此薄壁孔($\beta = 0.5$)节流口比细长孔($\beta = 1$)节流口好。

油液温度的变化引起黏度变化,从而对流量发生影响,这在细长孔式节流口上是十分明显的。对薄壁孔式节流口来说,当雷诺数大于临界值时,流量系数不受油温影响,但当压差小,通流截面积小时,流量因数与雷诺数有关,流量要受到油温变化的影响。

(2) 最小稳定流量和流量调节范围。当节流阀的通流截面积很小时,在保持所有因素都不变的情况下,通过节流口的流量会出现周期性的脉动,甚至造成断流,此即为节流阀的阻塞现象。节流口的阻塞会使液压系统中执行器的速度不均匀。因此,每个节流阀都有一个能正常工作的最小流量限制,称为节流阀的最小稳定流量。

节流口发生阻塞的主要原因是油液中含有杂质或油液因高温氧化后析出的胶质、沥青等黏附在节流口的表面上,当附着层达到一定厚度时,就会造成节流阀断流。减小阻塞现象的有效措施是采用水力半径大的节流口,另外,选择化学稳定性好和抗氧化稳定性好的油液并注意精心过滤,定期更换,都有助于防止节流口阻塞。

流量调节范围指通过阀的最大流量和最小流量之比,一般在 50 以上。高压流量阀则在 10 左右。

(3) 内泄漏量及正、反向压力损失。内泄漏量指节流阀全闭时,将进油口压力调至额定压力下,从阀芯与阀体间隙由进油口漏至出油口的流量。在节流阀全开并通过额定流量时,将进出口之间的压力差值称为正向压力损失;将单向节流阀反向流经单向阀时的压力差称为阀的反向压力损失。

5. 应用场合

节流阀的优点是结构简单、价格低廉、调节方便,但由于没有压力补偿措施,所以流量稳定性较差。其常用于负载变化不大或对速度控制精度要求不高的定量泵供油节流调速液压系统中。有时也用于变量泵供油的容积节流调速液压系统中。有时还可用于起负载阻力或执行器缓冲作用。

二、调速阀

1. 用途及分类

调速阀是为了克服节流阀因前后压差变化影响流量稳定的缺陷发展的一种流量阀。普通调速阀是由节流阀与定差减压阀串联而成的复合阀,前者用于调节通流面积,从而调节阀的通过流量,后者用于压力补偿(所以定差减压阀又称为压力补偿器),以保证节流阀前后压差恒定,从而保证通过节流阀的流量亦即执行器速度的恒定。通过增设温度补偿装置,可以形成温度补偿调速阀,它可使调速阀流量不受油温变化的影响。调速阀在结构上增加一个单向阀便可以组成单向调速阀,油液在正向流动时起调速作用,反向流动时起单向阀作用。与节流阀类似,调速阀经常与溢流阀配合组成定量泵供油的各种节流调速系统,或与变量泵配合组成容积节

流调速系统。

2. 工作原理

调速阀由定差减压阀和节流阀串联而成。定差减压阀可以串接在节流阀之前,也可以串接在节流阀之后。减压阀串接在节流阀之前的结构应用较多,此种结构的调速阀的工作原理如下:

如图5-71(a)所示,调速阀的进口A即为定差减压阀的进口,定差减压阀的出口即为节流阀的进口,而节流阀的出口B也就是调速阀的出口。液压油从减压阀口4流入后将调速阀进口压力降至 p_1 ,并分别通过流道a和b与节流阀通向减压阀芯大圆柱右端和小圆柱左端,节流阀阀口3又将 p_1 降至 p_2 并通过流道d与减压阀芯1左端的弹簧腔相通。调速阀的外压差 p_w 是整个阀的进油口A的压力 p_0 与出油口B的压力 p_2 的压差, $p_w = p_0 - p_2$;调速阀的内压差 p_n 是节流阀的进油口压力 p_1 与出油口的压力 p_2 的压差, $p_n = p_1 - p_2$,该压差实质就是定差减压阀的反馈压差。

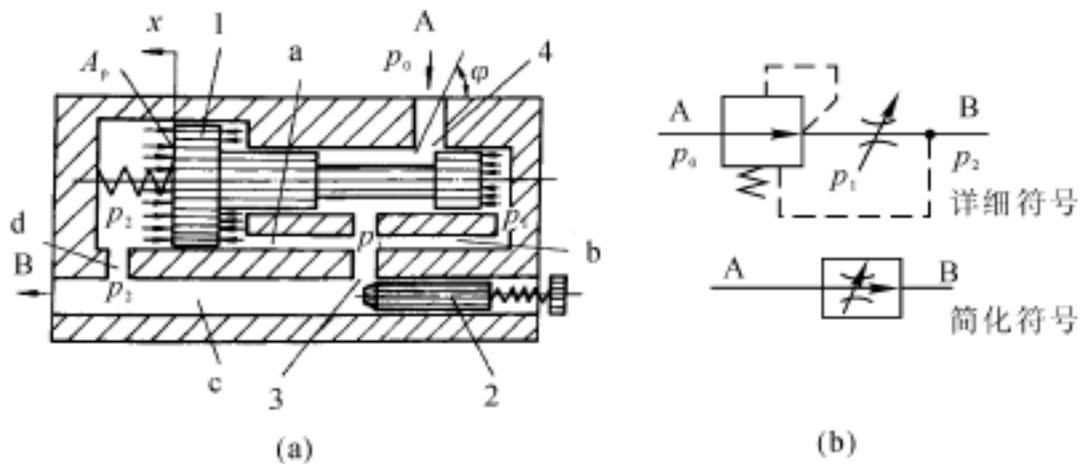


图5-71 调速阀的结构原理及图形符号

1—减压阀芯;2—节流阀芯;3—节流阀口;4—减压阀口

由图5-71(a)容易建立节流阀的进出口压差公式和流量公式为

$$p_n = p_1 - p_2 = \frac{K(x_0 - x) - qv \cos}{A_p} \quad (5-16)$$

$$q = CA \sqrt{p_n} = CA \sqrt{p_1 - p_2} \quad (5-17)$$

式中 A_p —— 定差减压阀的阀芯有效作用面积;

K —— 定差减压阀的弹簧刚度;

x_0 —— 定差减压阀弹簧预压缩量;

x —— 定差减压阀的阀芯位移;

—— 油液密度;

$vcos$ —— 油液进入定差减压阀的流速轴向分量。

通常在调速阀的结构设计中使 A_p 和 x_0 较大, K 较小,所以式(5-16)中分子上的弹簧力 $K(x_0 - x)$ 和液动力 $vcos$ 在压差 p_w 变化时,变化量就不大,使得 p_n 变化较小。例如负载压力亦即节流阀出口压力 p_2 增大,使调速阀的内压差 p_n ,即节流阀的进油口压力 p_1 与出油口的压力 p_2 的压差 $p_n = p_1 - p_2$ 减小时,作用在减压阀芯左端的液压力增大,阀芯迅速右移,减压阀的开口自动加大达到某一平衡位置,减压作用减弱,因而使节流阀进口压力 p_1 随之增大,结果使调速阀的内压差 p_n ,即节流阀的进油口压力 p_1 与出油口的压力 p_2 的压差

$p_h = p_1 - p_2$ 恢复到内压差 p_h 变化前的数值。反之亦然。这样就使通过调速阀的流量恒定不变,执行器的运动速度稳定,不受负载变化之影响。但是,与节流阀相比,由于液流经过调速阀时,多经过一个可变液阻,产生压降($p_0 - p_1$)及无效热能,既损失液压功率,又产生对油液和系统有害的温升,尤其是当调速阀外部负载很小时,液压功率几乎全部损失于压力补偿器上。

3. 典型结构

(1) 普通调速阀。图 5-72 所示为普通调速阀的结构(板式连接)。调速阀中的减压阀和节流阀均采用阀芯、阀套式结构。调速阀的流量通过节流调节部分调节,节流阀前后压差变化由减压阀补偿。我国的 QF 型调速阀(公称压力为 32 MPa)即为此种结构。

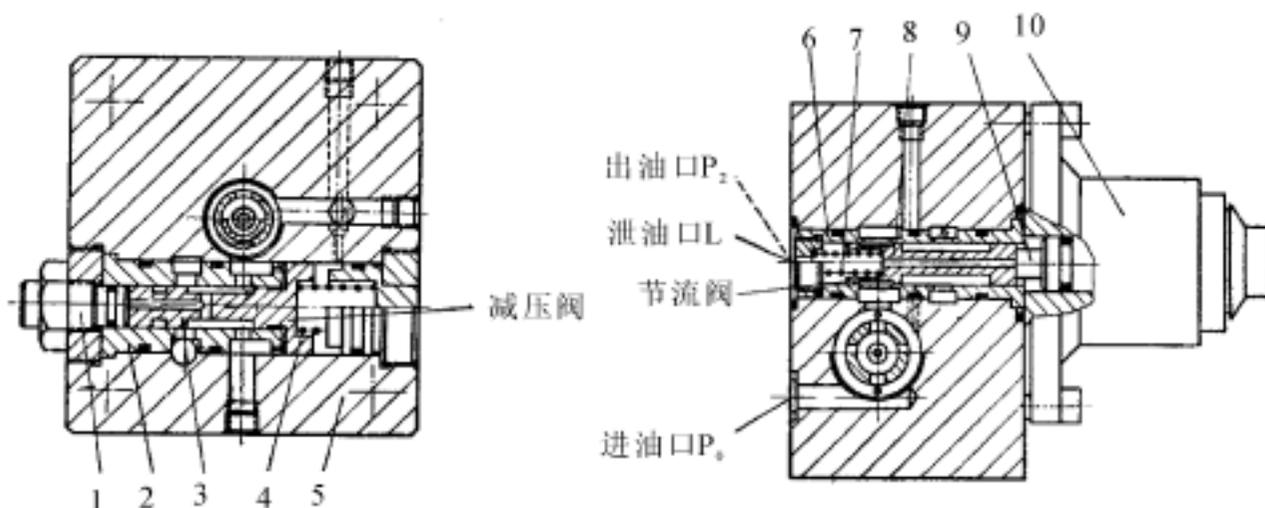


图 5-72 普通调速阀的结构

- 1—调节螺钉;2—减压阀套;3—减压阀芯;4—减压阀弹簧;5—阀体;
6—节流阀套;7—节流阀弹簧;8—节流阀芯;9—调节螺杆;10—节流调节部

(2) 温度补偿调速阀。温度补偿调速阀的原理是借助温度补偿装置,使调速阀中的节流阀口大小随油温变化自动作相应改变,利用节流阀口的变化对流量的影响来补偿油温变化对流量的影响,从而保证调速阀流量的稳定。最常用的温度补偿装置是一个温度补偿杆 2,如图 5-73(a)所示(图中未画出减压阀),它与节流阀阀芯 4 相连。当油温升高(或降低)时,温度补偿杆 2 受热伸长(或缩短),于是其带着节流阀阀芯 4 移动使节流开口 3 减小(或增大)。温度补偿调速阀的图形符号如图 5-73(b)所示。

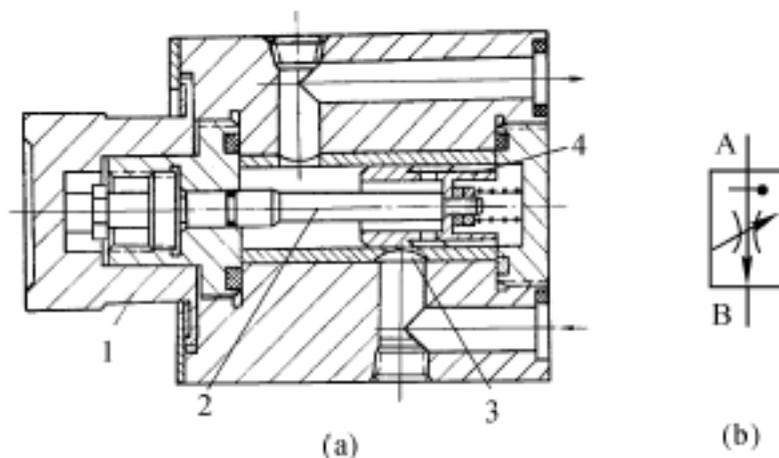


图 5-73 温度补偿调速阀

- 1—手柄;2—温度补偿杆;3—节流口;4—节流阀阀芯

4. 主要性能

(1) 静态特性。流量-压差特性是调速阀的主要静态特性。由式(5-16)和式(5-17)可绘出调速阀在不同节流阀口开度(由小到大分别为 A_1, A_2, A_3, A_4, A_5) 下, 逐渐改变调速阀的进、出口压差 p_w 的流量-压差变化特性曲线簇(见图 5-74)。曲线的水平度越好, 其流量稳定性越好, 即调速阀调定流量的抗负载干扰能力越好。但由于定差减压阀弹簧是有预压缩量的, 所以在反馈压差合力 $p_n A_p$ 小于弹簧预压缩力时, 也就是 $p_n < p_{\min}$ (p_{\min} 是反馈压差合力与弹簧预压缩力及液动力合力相等时的节流阀口压差) 时, 压力补偿器不起作用, 它的减压节流口是一个不变的节流口。在此工作区段内, 调速阀只是一个不变开度的液阻与可变开度的液阻串联的节流阀。与 $p_{r, \min}$ 相对应, 有一个调速阀负载压差的 $p_{w, \min}$ 值, 此即最小工作压差, 在不同的节流阀口开度下, $p_{w, \min}$ 值不同, 因此, 将节流阀口最大开度的 $p_{w, \min}$ 值作为调速阀的最小工作压差, 低于此工作压差, 减压阀口全开, 调速阀不能保证恒流量控制。因此, 在调定 p_0 和 p_2 时, 必须保证 $p_0 - p_2$ 大于最小工作压差。

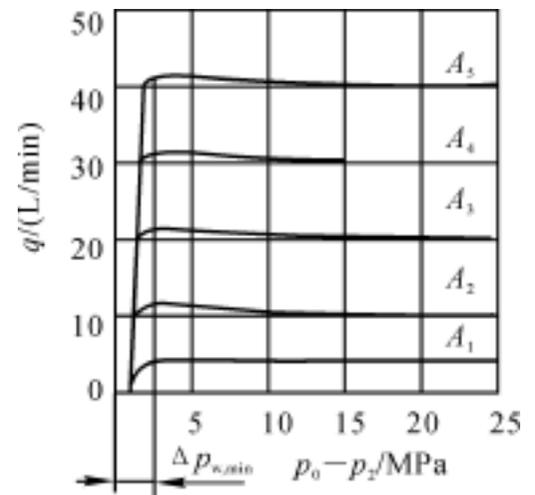


图 5-74 调速阀的流量-压差特性曲线

静态特性还包括最小稳定流量(调速阀能正常工作的最小流量)和流量调节范围(调速阀的最小稳定流量和最大流量之间的范围)。

(2) 动态特性。调速阀的动态特性通常用其出口压力即负载压力阶跃特性描述。通常要求调速阀的响应时间要快, 流量超调率要小。

5. 应用场合

调速阀节流阀的优点是流量稳定性好, 缺点是压力损失较大。常用于负载变化大而对速度控制精度又要求较高的定量泵供油节流调速液压系统中, 有时也用于变量泵供油的容积节流调速液压系统中。

三、溢流节流阀

1. 用途

溢流节流阀是另一种形式的带有压力补偿装置的流量控制阀, 它是由节流阀与一个起稳压作用的溢流阀并联组合而成的复合阀, 前者用于调节通流面积, 从而调节阀的通过流量, 后者用于压力补偿, 以保证节流阀前后压差的恒定, 从而保证通过节流阀的流量亦即执行器速度的恒定。溢流节流阀多用于定量泵供油的进口节流调速系统或变量泵供油的联合调速系统。

2. 工作原理及典型结构

图 5-75 所示为溢流节流阀的原理图。定差溢流阀 2 与节流阀 3 并联, P 口接非恒压油源液压泵; 经减压阀口后的油液一部分经节流阀后通过 A 口接负载, 其压力为 p_2 , 另一部分经 T 口流回油箱。将节流阀口两端压力 p_1 和 p_2 分别引到定差溢流阀阀芯左右两端, 与作用在阀芯上的弹簧力相平衡。在负载压力 p_2 变化时, 作为压力补偿器的定差溢流阀, 使 P 口压力 p_1 相应变化, 保持节流阀口的工作压差 p ($p = p_1 - p_2$) 基本不变, 从而使通过节流阀口的流量为恒定值, 而与负载压力变化几乎无关。图中的小通径先导压力阀 1 起安全阀作用。

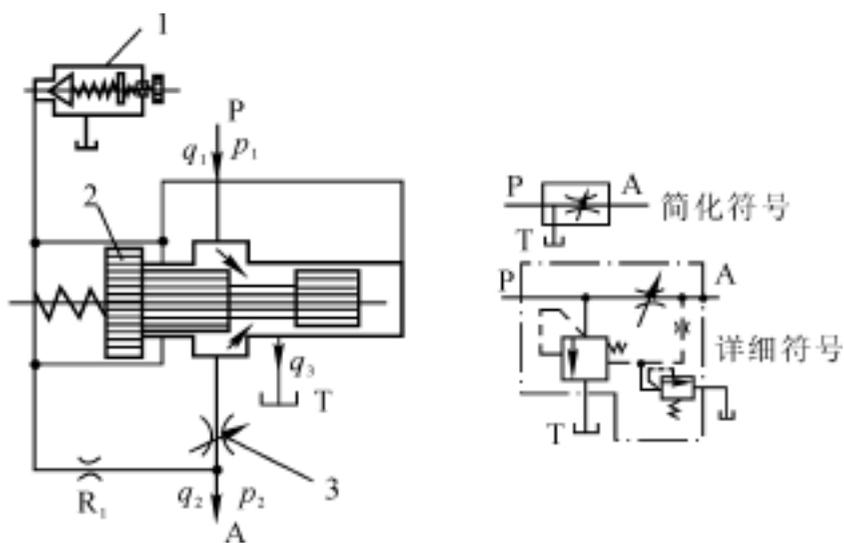


图 5-75 溢流节流阀的原理及图形符号

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 先导压力阀;2— 定差减压阀;3— 节流阀

溢流节流阀的进口压力 p_1 即为液压泵出口压力,因之能随负载变化,故功率损失小,系统发热减小,这对于中、高压液压控制系统中的低负载工况来说,十分有价值。

图 5-76 所示为国产中低压系列 LY 型溢流节流阀(额定压力为 6.3 MPa)的结构,它由节流阀 1、安全阀 2 和溢流阀 3 构成。工作时,压力油从进油口 h 进入沉割槽 a,再经节流阀 1、油腔 c、孔 b,最后从出油口流出。同时,进油口 h 的压力油还可以经油腔 g,溢流阀的溢流口、沉割槽 f,最后从回油口溢出。节流阀的压力油作用于溢流阀阀芯大台肩的左边,并通过中心孔 e 作用于阀芯左端面上。节流阀后的压力油经流道孔 d 和 i 作用于溢流阀阀芯右端,使阀芯进行自动调节。节流阀后的油液还经流道孔 d 作用在安全阀 2 的锥阀芯上,一旦系统过载,安全阀将打开,从液压泵来的油液全部流回油箱。

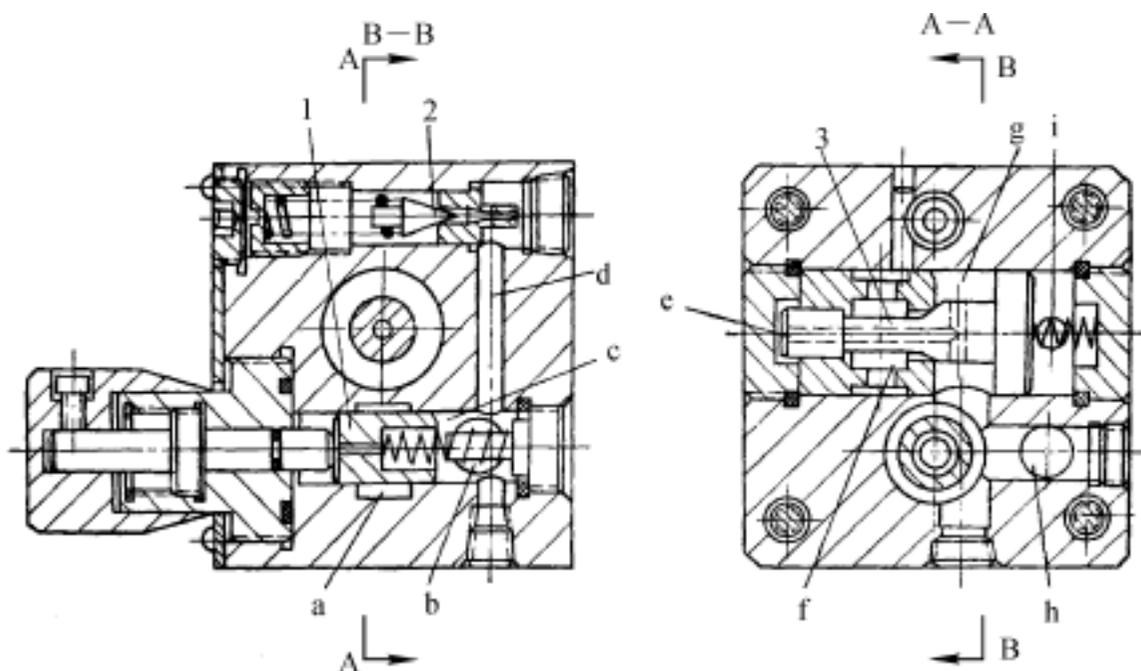


图 5-76 中低压溢流节流阀

1— 节流阀;2— 安全阀;3— 溢流阀

a, f— 沉割槽;b, d, i— 流道孔;c, g— 油腔;e— 中心孔;h— 进油口

3. 主要性能及应用场合

溢流节流阀的主要性能是流量-负载压力特性。图 5-77 所示为其流量-负载压力特性曲线簇,图中节流阀口的开度 $A_1 < A_2 < A_3$ 。曲线平行于横坐标轴的平行度越高,则说明阀的调定流量的抗负载干扰能力越好。同样,溢流节流阀也有一个最低工作压力 p_{\min} 。通常溢流节流阀中压力补偿装置的弹簧较硬,故压力波动较大,流量稳定性较普通调速阀差,通过的流量较小时更为明显。

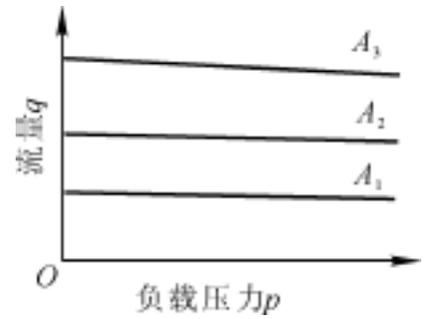


图 5-77 溢流节流阀的流量-负载压力特性曲线簇

由于溢流节流阀的流量稳定性不如调速阀好,故只适用于速度稳定性要求不太高而功率较大的节流调速系统。另外,由于溢流节流阀使泵的出口压力随负载压力变化而变化,且两者仅相差节流阀口压差,因此,溢流节流阀只能布置在液压泵的出口。

四、分流集流阀

1. 用途及分类

分流集流阀用来保证两个或两个以上的执行器在承受不同负载时仍能获得相同或成一定比例的流量,从而使执行器间以相同的位移或相同的速度运动(同步运动),故又称同步阀。根据液流方向的不同,分流-集流阀可分为分流阀、集流阀和分流集流阀,其与单向阀组合还可以构成单向分流阀、单向集流阀等复合阀。分流阀按固定的比例自动将输入的单一液流分成两股支流输出;集流阀按固定的比例自动将输入的两股液流合成单一液流输出;单向分流阀与单向集流阀使执行器反向运动时,液流经过单向阀,以减小压力损失;分流阀及单向分流阀、集流阀及单向集流阀只能使执行器在一个运动方向起同步作用,反向时不起同步作用,而分流集流阀能使执行器在双向运动时都起同步作用。

2. 结构工作原理

此处以常见的挂钩式分流集流阀为例,说明分流集流阀的工作原理。

图 5-78 所示为挂钩式分流集流阀的结构原理与图形符号,其中图 5-78(a) 所示为分流阀工况,图 5-78(b) 所示为集流阀工况。图 5-78(a) 上注有中心线 O—O,将靠拢 O—O 称为内侧,背离 O—O 称为外侧。两图均为 $p_B > p_A$ 的工况状态。

图 5-78(a) 中,1 与 2 是左、右两个对称的阀芯,3 为阀体; d_A 与 d_B 分别是左、右两个阀芯上的固定节流孔直径,此两孔的直径应相等; b_A 与 b_B 分别是左、右阀芯圆孔与阀体上相对应的沉割槽形成的可变节流口。在集流工况时,可变节流口是由圆孔与沉割槽内侧边组成。左固定节流孔 d_A 与可变节流口 b_A 之间形成左侧油腔 a,腔内压力为 p_1 。右固定节流孔 d_B 与可变节流口 b_B 之间形成右侧油腔 b,腔内压力为 p_2 。阀中的一个内侧弹簧 4 和一对外侧弹簧 $5_A, 5_B$ 的主要作用是确定分流集流阀的初始状态。A 和 B 是分流集流阀的两个工作油口,分别接通两个负载执行器,压力分别为 p_A 和 p_B ;总油口 P(T) 在分流工况将泵源的高压油引入阀,此时为进油口,由于此口在集流工况下作排油口用,故在图 5-78(a) 上记为 P(T) 口;总油口在集流工况将阀内低压油排出,此时为排油口,故在图 5-78(b) 上记为 T(P)。

在图 5-78(a) 所示的分流工况下,高压油进入 P(T) 口后被分成两股,分别流向 d_A 与 d_B 两个固定节流孔,经过固定节流孔时分别产生压力降 $p_1 = p_s - p_1$ 和 $p_2 = p_s - p_2$,左、右

两个阀芯 1 和 2 内侧压力都是高压 p_s , 外侧分别是低于 p_s 的压力 p_1 和 p_2 , 强迫阀芯 1 和 2 向左、右外侧做相互背离的移动, 直至阀芯上的钩子相互钩住, 两个阀芯形成一个整体, 而且在整个分流工况中, 钩子不会松开。

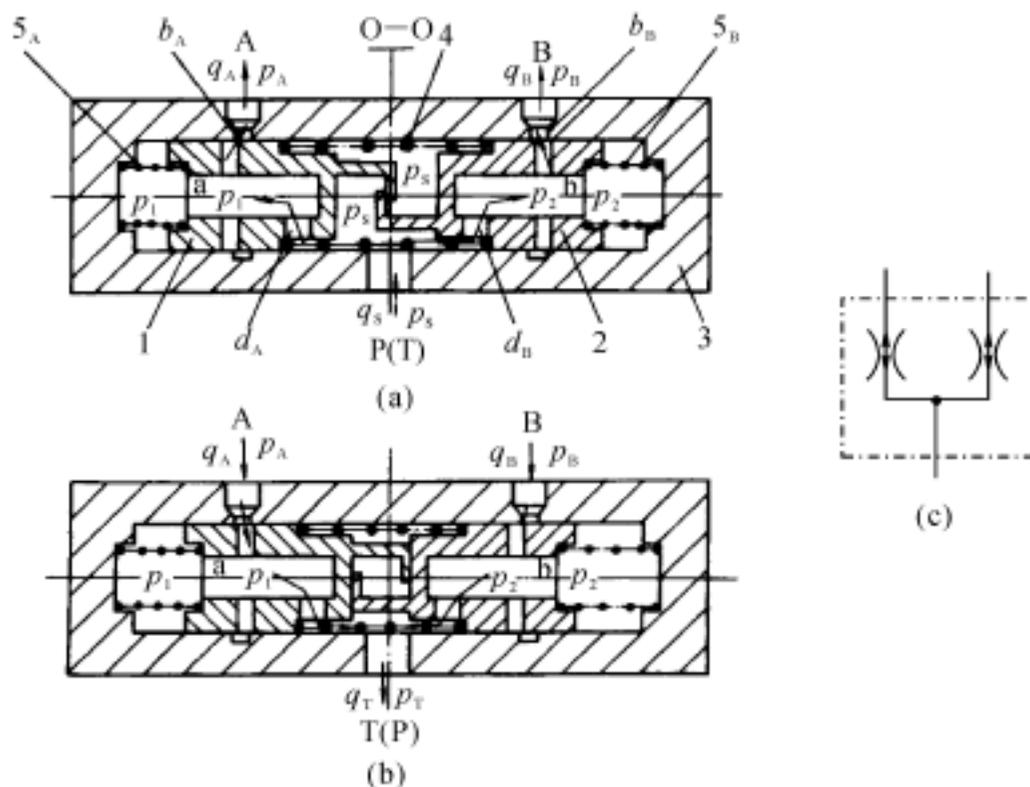


图 5-78 分流集流阀的结构原理与图形符号

(a) 分流阀工况 ($p_B > p_A$); (b) 集流阀工况 ($p_B > p_A$); (c) 图形符号

1—左阀芯; 2—右阀芯; 3—阀体; 4—内侧弹簧; $5_A, 5_B$ —外侧弹簧

在 $p_A = p_B$ 的稳态工况下, 阀芯 1 和 2 由于外部条件对称而处于对称位置, 可变节流阀口 b_A 与 b_B 的开口度相等。通过左、右两侧固定节流孔 d_A 和 d_B 的油液压力降 $p_1 = p_s - p_1$ 和 $p_2 = p_s - p_2$ 相等, 根据流量公式, 可知通过两工作油路的油液流量 $q_A = q_B$ 。当负载压力不相同, 如右侧负载压力 p_B 突然增加, 而左侧 p_A 未变, 此时突然由 $p_A = p_B$ 的状态变为 $p_B > p_A$, 引发瞬态压力反馈, 使压力 p_2 急剧升高, 推动整体阀芯向左移动, 使左侧可变节流口 b_A 关小, 节流效应增强, 左侧油腔 A 压力升高, 同时, 还由于 p_2 的升高, 伴随着右路流量 q_B 减小, 左路 q_A 增大, 此因素也协同节流效应促使 p_1 升高, 直至 $p_1 = p_2$, 整体阀芯停止于左侧的新的平衡位置上, 两侧的可变节流口 b_A 与 b_B 的开度是不相等的, 但通过左、右两侧固定节流孔 d_A 和 d_B 的油液压力降 $p_1 = p_s - p_1$ 和 $p_2 = p_s - p_2$ 又恢复相等, 最终两路流量又恢复相等状态新的稳态), 这是一种压力负反馈的结果。

在图 5-78(b) 所示的集流工况下, 负载流量 q_A 和 q_B 由两侧负载通过 A 和 B 油口流入阀内, 先后通过可变节流口 b_A, b_B 和固定节流口 d_A, d_B , 集合于 T(P) 口流出, 其过程原理与分流工况相同。但要在集流工况实现负反馈, 可变节流口 b_A, b_B 必须是由阀芯圆孔与阀体沉割槽内侧边相夹而组成。这样, 两个阀芯不能是相钩的, 而必须是内侧顶部相顶抵而构成整体的。实际上, 由于集流流动的特点, 两个阀芯外侧压力 p_1, p_2 均大于内侧压力(即 T 口排油压力) p_T , 迫使两个阀芯相顶。

分流集流阀只是在稳态工况下能保持两路流量相等, 适用于对执行器的速度同步控制; 在瞬态过程时间内, 两路流量是不相等的, 如用它来控制两个执行器的位置同步, 将产生位置同

步误差,分流集流阀本身没有纠正这种在瞬时工况产生的位置同步误差的能力。对位置同步控制来说,应用分流集流阀是一种开环控制。

分流集流阀即使在稳态工况下,由于固定节流孔的制造误差、负载压力不同时两侧液动力、弹簧力和泄漏流量的不对称等因素的存在,每一种因素单独起作用会引起两路流量的差别,这也会在用于位置同步控制系统时引起阀本身无法纠正的位置同步误差。但是,这些因素的综合作用,有时会增加同步误差,有时会降低同步误差。此外,分流集流阀在低于设计流量的条件下工作时,负载压力的差别将使它控制等流量的能力变差。

3. 主要性能及应用场合

分流集流阀的主要性能指标是分流精度和集流精度(统称为同步精度),分流精度和集流精度可采用相对分流、集流误差来表示,即

$$= \frac{|q|}{\frac{1}{2}(q_A + q_B)} \times 100\% = \frac{2|q_A - q_B|}{q_A + q_B} \times 100\% \quad (5-18)$$

式中 q_A —— 流经 A 口的流量;

q_B —— 流经 B 口的流量;

q —— 分流集流阀的绝对分流、集流误差, $q = q_A - q_B$ 。

通常,分流误差和集流误差并不相等。由于 q 值与两路负载压力差 $p = |p_A - p_B|$ 有关,所以 q 值应为某一 p 下的数值。在一般情况下, p 愈大,就愈大(见图 5-79)。但是,由于在制造误差、负载压力不同时,两侧液动力、弹簧力和泄漏流量的不对称等因素偶然性地相互抵消了各自产生的不利于同步精度的影响,有时也会发生 p 较大,反而较小的例外情况。分流、集流误差约为 2% ~ 5%,额定流量工况下误差较小,约为 1% ~ 3%,流量减小时精度会降低。

分流集流阀主要用于液压系统中有 2 ~ 4 个执行器的速度同步,或控制两个执行器按一定的速度比例运动。

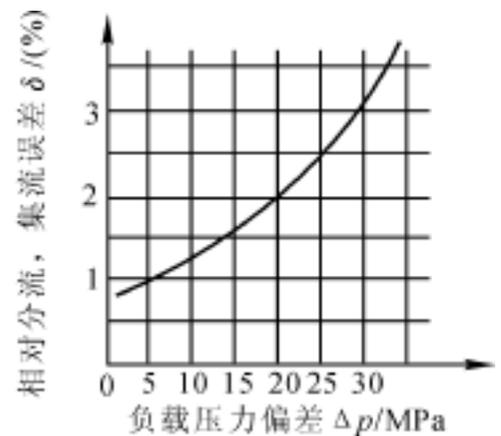


图 5-79 负载压力-相对分流、集流误差曲线

第五节 叠加阀与插装阀

一、叠加阀

1. 结构特点与分类

叠加阀是在板式连接的液压阀集成化基础上发展起来的一种新型液压元件,但它在配置形式上却和板式阀及下述的插装阀截然不同。叠加阀是安装在板式换向阀和底板之间,由有关的压力、流量和单向控制阀组成的集成化控制回路。每个叠加阀除了具有液压阀功能外,还起油路通道的作用。因此,由叠加阀组成的液压系统,阀与阀之间不需要另外的连接体,而是以叠加阀阀体作为连接体直接叠合,再用螺栓结合而成。叠加阀因其结构和形状而得名。同一通径的各种叠加阀的油口和螺钉孔的大小、位置、数量都与相匹配的板式换向阀相同。因此,同一通

径的叠加阀只要按一定次序叠加起来,加上电磁换向阀,即可组成各种典型液压系统。通常,一组叠加阀的液压回路只控制一个执行器。若将几个安装底板块(也都具有相互连通的通道)横向叠加在一起,即可组成控制几个执行器的液压系统。图5-80所示为控制两个执行器(液压缸和液压马达)的叠加阀组及其回路图示例。

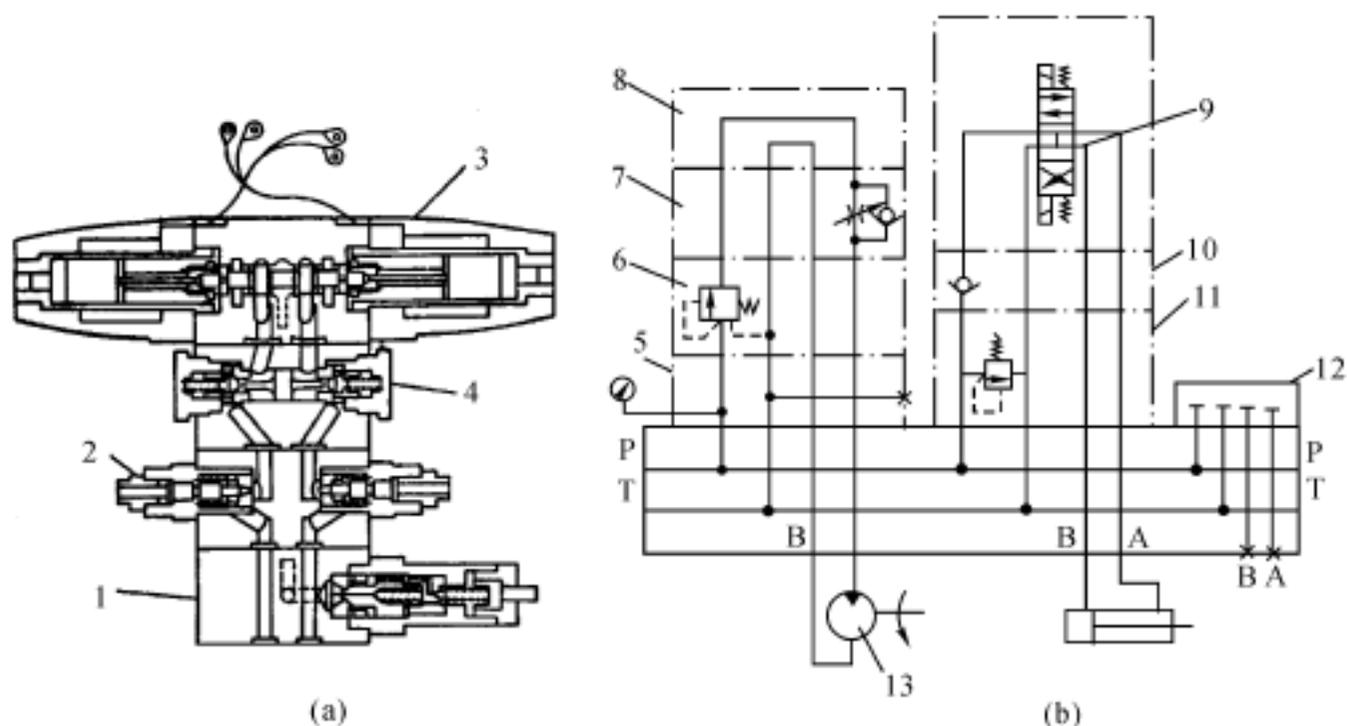


图 5-80 叠加阀及其液压回路

- 1— 叠加式溢流阀;2— 叠加式流量阀;3— 电磁换向阀;
4— 叠加式单向阀;5— 压力表安装板;6— 顺序阀;7— 单向进油节流阀;
8— 顶板;9— 换向阀;10— 单向阀;11— 溢流阀;12— 备用回路盲块

叠加阀的工作原理与板式阀基本相同,但在结构和连接方式上有其特点,因而自成体系。如板式溢流阀,只在阀的底面上有 P 和 T 两个进出主油口,而叠加式溢流阀除了 P 口和 T 口外,还有 A, B 油口,这些油口自阀的底面贯通到阀的顶面,而且同一通径的各类叠加阀的 P, A, B, T 油口间的相对位置是和相匹配的标准板式换向阀一致的。由于叠加阀的连接尺寸及高度尺寸,国际标准化组织已制订出相应标准(ISO7790 和 ISO4401),从而使叠加阀具有更广的通用性及互换性。

根据工作功能的不同,叠加阀通常分为单功能阀和复合功能阀两大类型,如表 5-8 所示。

表 5-8 叠加阀的分类

叠加阀	单功能叠加阀	方向控制阀	单向阀、液控单向阀等
		压力控制阀	溢流阀、减压阀、顺序阀等
		流量控制阀	节流阀、单向节流阀、调速阀、单向调速阀等
	复合功能叠加阀	顺序节流阀、顺序背压阀等	
		电动单向调速阀等	

2. 工作原理与典型结构

单功能叠加阀的一个阀体中有 P, A, B, T 四条通路, 因此各阀根据其控制点, 可以有多种不同的组合。这一点是和普通单功能液压阀有很大差异的。单功能叠加阀的工作原理及结构与三大类普通液压阀相似, 此处不再赘述。单功能叠加阀中的各种阀的结构可参看有关产品型谱系列。

复合功能叠加阀是在一个控制阀芯中实现两种以上控制机能的液压阀。例如图 5-81 所示为由顺序阀和节流阀复合而成的叠加式顺序节流阀, 它具有顺序阀和节流阀两种功能。它采用整体式结构, 由阀体 1、阀芯 2、节流阀调节杆 3 和顺序阀弹簧 4 等零件组成。顺序阀和节流阀共用一个阀芯, 将三角槽形的节流口开设在顺序阀阀芯的控制边上。阀的节流口随着顺序阀控制口的开闭而开闭。节流口的开、闭取决于顺序阀控制油路 A 的压力大小。当油路 A 的压力大于顺序阀的设定值时, 节流口打开, 而当油路 A 的压力小于顺序阀的设定值时, 节流口关闭。此阀用于多回路集中供油的液压系统中, 可以解决各执行器工作时的压力干扰问题。

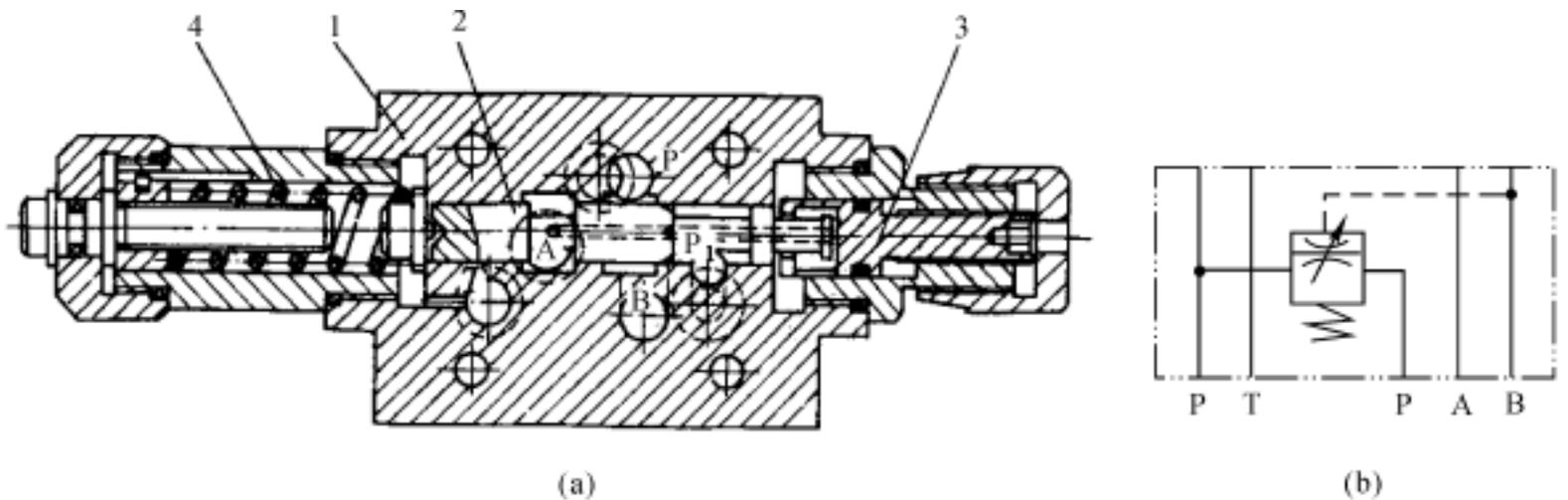


图 5-81 顺序节流阀

(a) 结构图; (b) 图形符号;

1— 阀体; 2— 阀芯; 3— 调节杆; 4— 弹簧

3. 主要性能及应用

各类叠加阀的性能与普通液压阀中的相对应的阀的性能相同, 故此处不再赘述, 读者可以参看本章第二节至第四节的相关内容。

叠加阀可根据其不同的功能组成不同的叠加阀液压系统。由叠加阀组成的液压系统具有下列优点: 标准化、通用化、集成化程度高, 设计、加工及装配周期短; 结构紧凑、体积小、质量轻、占地面积小; 便于通过增减叠加阀实现液压系统原理的变更, 系统重新组装方便迅速; 叠加阀可集中配置在液压站上, 也可分散安装在主机设备上, 配置形式灵活; 无管连接的结构, 消除了因管件间连接引起的漏油、振动和噪声, 叠加阀系统使用安全可靠, 维修容易, 且外形整齐美观。

叠加阀组成的液压系统的主要缺点是回路形式较少, 通径较小, 不能满足较复杂和大功率的液压系统的需要。

二、插装阀

1. 分类与特点

插装阀是近年发展起来的一种新型液压元件,其基本核心元件是插装元件。将一个或若干个插装元件进行不同组合,并配以相应的先导控制级,可以组成方向控制、压力控制、流量控制或复合控制等控制单元(阀)。插装阀的分类如表 5-9 所示。其中,二通插装阀的两个主油口连接到工作系统或其他插装阀;三通插装阀的三个油口分别为压力油口、负载油口和回油箱油口;四通插装阀的四个油口分别为一个压力油口、一个接油箱油口和两个负载油口。插装阀本身没有阀体,所以插装阀液压系统必须将插装阀安装连接在集成通道块内。按照与集成块的连接方式的不同,插装阀分为盖板式及螺纹式两类,而尤以盖板式应用较多。主流产品是二通盖板式插装阀(简称二通插装阀或插装阀),其插装元件、插装孔和适应各种控制功能的盖板组件等基本构件标准化、通用化、模块化程度高,具有通流能力强、控制自动化等显著优势,因此成为高压大流量(流量可达 18 000 L/min)领域的主导控制阀品种。螺纹式插装阀原多用于工程机械液压系统,而且往往以其主要控制阀(如多路阀)的附件形式出现,此外,其在液压动力单元(HPU)中应用逐渐增多。近 10 余年来在盖板式插装阀技术影响下,其逐步在小流量范畴发展成独立体系。

表 5-9 插装阀分类

插装阀	按通口数目分类	二通、三通、四通
	按连接方式分类	盖板式插装阀
		螺纹式插装阀

2. 工作原理

图 5-82 所示为典型的盖板式二通插装阀,其主要构件有插装元件、控制盖板、先导控制阀等三部分。插装元件(含阀套 1、阀芯 2、弹簧 3 及密封件等)插装在通道块(集成块)5 标准化的腔孔内,并用螺栓固定的盖板 4 保持到位,以实现具有两个主油口 A 和 B 的完整液压阀的功能。控制盖板 4 安装在通道块上,并压住插装元件。通过不同的先导控制阀(装在控制盖板 4 的上端面,图中未画出)发出的控制压力信号,可以用作方向、流量、压力控制阀或多功能阀。集成块中的钻孔通道,将两个主油口连到其他插装阀或者连接到工作液压系统;集成块中的控制油路钻孔通道也按所设想的连接到控制油口 X 或其他信号源。

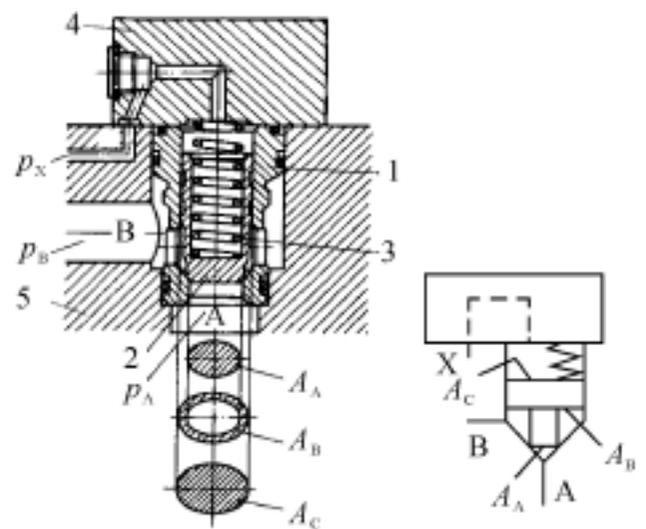


图 5-82 盖板式二通插装阀的结构原理

(a) 结构图; (b) 图形符号

1— 阀套; 2— 阀芯; 3— 弹簧;

4— 控制盖板; 5— 集成块

p_A 及 A_A —A 口测压力及其作用面积;

p_B 及 A_B —B 口测压力及其环形作用面积;

p_C 及 A_C —控制口 X 测压力及其作用面积

盖板式二通插装阀的基本工作原理借助图 5-83(文字符号意义同图 5-82) 说明如下:

插装阀的基本动作是施加于先导口 X 的先导压

力作用于阀芯的大面积 A_c 上,通过与 A 及 B 口侧压力产生的力比较,实现阀的开关动作。设 F_s 和 F_Y 分别为复位弹簧力和液动力,并忽略摩擦力,则阀芯上下两端的作用力 F_w, F_x 为

$$F_x = F_s + p_x A_c + F_Y \quad (5-19)$$

$$F_w = p_A A_A + p_B A_B \quad (5-20)$$

显然,当 $F_x > F_w$ 时,插装阀关闭(图 5-83(a) 所示的二位四通电磁换向先导阀断电处于左位时的状态);当 $F_x < F_w$ 时,插装阀开启(图 5-83(b) 所示的先导阀通电切换至右位时的状态)。

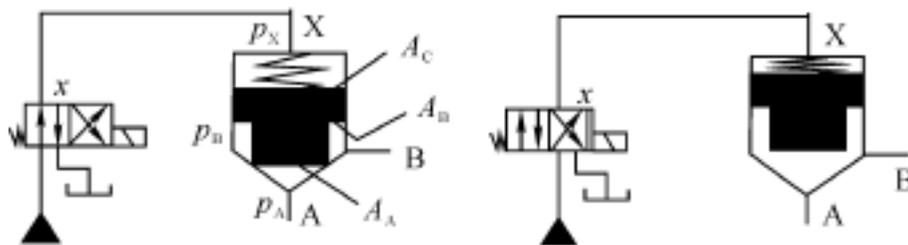


图 5-83 插装阀的工作原理

(a) 关闭状态;(b) 开启状态

3. 主要构件的功能

(1) 插装元件及其影响插装阀工作性能的要素。插装元件可以视为两级阀的主阀,它通常由阀套、阀芯、弹簧以及密封件等 4 部分组成。其主要功能是控制主油路中的油流方向、压力和流量。影响插装阀工作性能的要素有阀芯的面积比、阀芯结构、弹簧等。

1) 面积比。如图 5-83 所示,插装阀有三个面积影响阀芯在阀套中的启、闭,进而对插装阀的性能产生较大影响。阀芯主油口 A、B 处的面积 A_A, A_B 与控制腔(通常是 C 腔)面积 A_c 的关系为 $A_A + A_B = A_c$ 。面积比 通常定义为阀芯处于关闭状态时, A_A 与 A_c 的比值,即 $\mu = A_A / A_c$ 。插装阀的阀芯基本类型有锥阀与滑阀两大类(按照零位状态又都有常开与常闭两种插件,常开插件在零位靠弹簧力打开,常闭插件在零位靠弹簧力关闭),滑阀的面积比均为 $\mu = 1$,而锥阀中,面积比均为 $\mu < 1$ 。一般保持 A_c 不变,通过改变面积 A_A 可或得不同的面积比。插装阀的基本流动方向一般为内流式,即 A → B,而外流式则为 B → A。只有锥阀才有可能实现双向通流,面积比 $A_A / A_c = 1 / 1$ 的滑阀不可能实现双向通流;方向流量阀仅为 A → B 流通,而方向阀一般需要双向通流。对于面积比 A_A / A_c 为 1 / 2 的插装件, A → B 与 B → A 两种流向的开启压力是相同的。但面积比 $A_A / A_c = 1 / 1.07$ 的插装件一般适用于 A → B 的流通,而如果是 B → A 的流通,则阀的开启压力是 A → B 流通时 15 倍。表 5-10 列出了几种典型插装元件的面积比、阀芯型式、结构图、图形符号、流向、通径及其适用场合。

2) 阀芯与阀套。阀芯与阀套是插装元件中的主要零件。通常每一种规格的插装元件都有一个标准阀套,它可适应多种阀新形式,通过更换阀芯即可容易地改变阀的功能。每种规格的阀,一般仅需三种阀盖即可实现所有标准阀功能。X 腔与油口 B 之间的无泄漏密封可通过在阀套沟槽中配置 O 形密封圈实现。阀芯有不带或带缓冲头的两种结构。不带缓冲头部的阀芯具有高速换向功能;带缓冲头部的阀芯可以使阀芯启闭过程平稳,实现无冲击换向功能,多用于方向插装阀和流量插装阀(阀芯带有行程限制,具有节流功能)。

表 5-10 典型插装元件的结构与性能

序号	插装件类型	面积比 A_A A_C	阀芯	结构图	图形符号	流向	通径	适用场合
1	A型基本插件	1 1.20	锥阀			A B	16 ~ 160	方向控制
2	节流插件	1 1.5	锥阀			A B B A	16 ~ 160	与节流控制盖板合用;可构成节流阀;与方向控制盖板合用,用于对换向瞬间有特殊要求的场合
3	C型带阻尼孔插件	1 1.0	锥阀			A B	16 ~ 160	用于B口有背压工况,防止B口压力反向打开主阀
4	D型基本插件	1 1.07	锥阀			A B	16 ~ 160	仅用于方向控制与压力控制
5	D型带阻尼孔插件	1 1.07	锥阀			A B	16 ~ 160	压力控制
6	常开滑阀型插件	1 1.0	滑阀			A B	16 ~ 63	A,B口常开,可用做减压阀,与节流插件串联构成二通调速阀
7	常闭滑阀型插件	1 1.0	滑阀			A B	16 ~ 63	A,B口常闭,与节流插件并联,可构成三通调速阀;与三通减压先导阀合用,可构成减压阀

3) 弹簧与开启压力。插装元件中弹簧的刚度对阀的动态和稳态特性均有影响。通常,给每一种规格的插装阀配备不同刚度的弹簧,并用开启压力进行区别,开启压力还与面积比、液流方向有关。一般以面积比 $A_B/A_A = 50\%$ 时的开启压力表示,例如开启压力(MPa)为0(无弹簧),0.05,0.1,0.2,0.3,0.4等。

(2) 控制盖板。控制盖板的主要功能是与先导控制阀一起构成主阀组件的先导控制部分。在控制盖板上可固定主阀组件、安装先导控制元件,盖板还可沟通阀块体内的控制油路。按控制功能的不同,盖板有方向控制盖板、压力控制盖板、流量控制盖板及具有两种以上控制功能的复合控制盖板。方形或长方形控制盖板的公称口径通常在 63 mm 以下,当公称口径大于 80 mm 时,常采用圆形盖板。

控制盖板由盖板体、微形先导元件、节流螺塞和其他附件构成。盖板体上开有油道,沟通阀块内的控制油路有安装先导电磁阀的安装面,还有密封件。嵌入式微型先导元件有梭阀元件、单向阀元件、先导压力控制元件、微流量调节器等。它用来对两种不同压力进行选择,所以又称压力选择阀;单向阀元件是一种锥阀式微型单向阀,可对油路进行单向控制;先导压力控制元件用于对溢流阀、减压阀和其他压力阀的控制;微流量调节器用于减压阀的先导控制,以便稳定先导控制流量。节流螺塞又称阻尼节流器,用来改善控制特性。另外,在节流控制盖板上还有行程调整器,用来调节阀芯行程。有些插装阀上装有阀芯位移传感器或指示器,有的装有平衡活塞用来减小控制力。控制盖板上还有螺塞、测压接头、连接螺钉等。

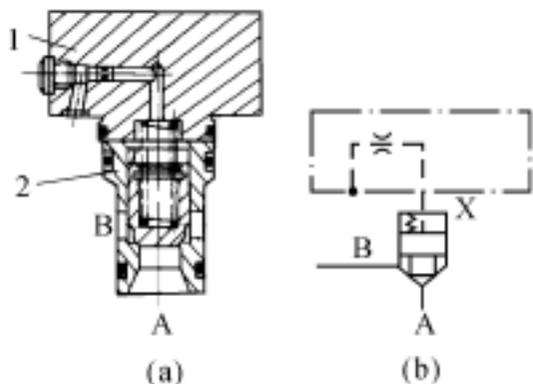


图 5-84 基型控制盖板的插装阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1—基型控制盖板;2—插装元件

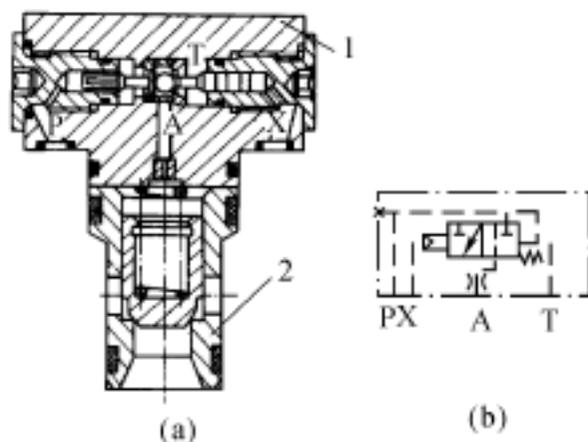


图 5-85 液控单向控制盖板的插装阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1—液控单向控制盖板;2—插装元件

1) 基型控制盖板。图 5-84 所示的插装阀,其基型控制盖板 1 内有节流螺塞,它影响插装元件 2 的启闭时间。

2) 方向阀控制盖板。图 5-85 所示的插装阀,其液控单向控制盖板 1 内的单向元件(锥阀式微型单向阀)具有单向阀功能,其可对主油路进行单向控制。图 5-86 所示插装阀中的控制盖板 2 为电磁换向阀盖板。先导电磁换向阀 3 可以是滑阀式或球阀式结构。盖板中放置了多个节流螺塞,用以改善控制盖板的启闭功能。

3) 流量控制盖板。图 5-87 所示的插装阀,其节流控制盖板 2 带有行程调节机构 3(局部放大如图 5-87(c) 所示),通过该调节机构可以方便地调节插装元件 1 中的主阀芯行程。

4) 压力控制盖板。图 5-88 所示插装阀的控制盖板为溢流阀盖板 2。盖板中带有先导调压阀,和传统的溢流阀相比,它多了两个节流螺塞,以便改善主阀的控制特性。另外,溢流阀盖板中还有液控卸荷溢流阀盖板、电磁溢流阀盖板以及叠加式溢流阀盖板等不同的结构。图 5-89(a) 所示插装阀的控制盖板为减压阀盖板 2。盖板中所带的先导调压元件及微流量调节器(微流量调节器的结构见图 5-89(b))的作用是使减压阀组件入口取得控制流量不被干扰而保持恒定。另外,还有可以带先导电磁阀进行卸荷和高低压选择的减压阀控制盖板。

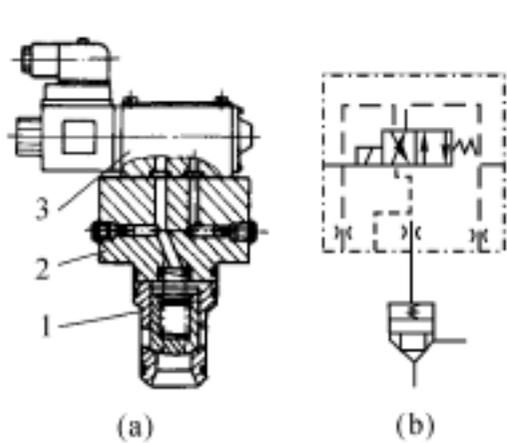


图 5-86 电磁换向阀控制盖板的插装阀

(a) 结构图; (b) 图形符号

1— 插装元件; 2— 梭阀控制盖板; 3— 电磁换向阀

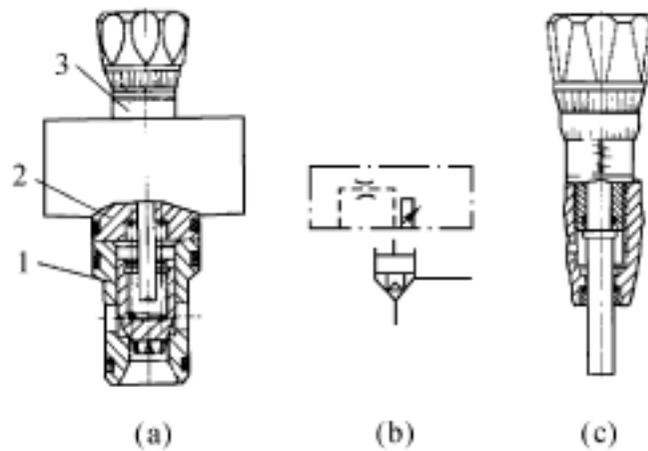


图 5-87 节流控制盖板的插装阀

(a) 结构图; (b) 图形符号;

(c) 行程调节机构的局部放大图

1— 插装元件; 2— 节流控制盖板; 3— 行程调节机构

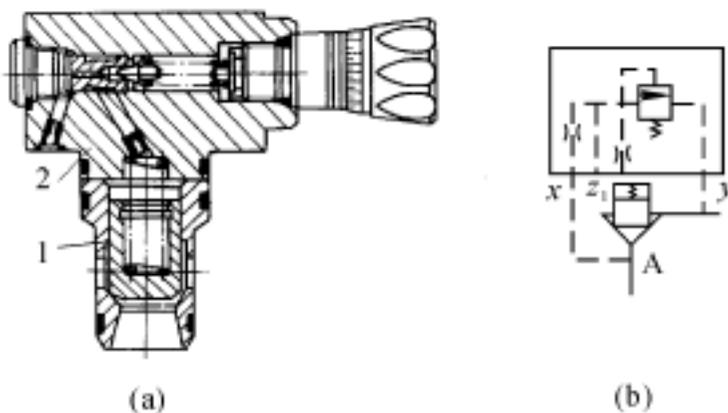


图 5-88 溢流阀控制盖板的插装图

(a) 结构图; (b) 图形符号

1— 插装元件; 2— 溢流阀控制盖板

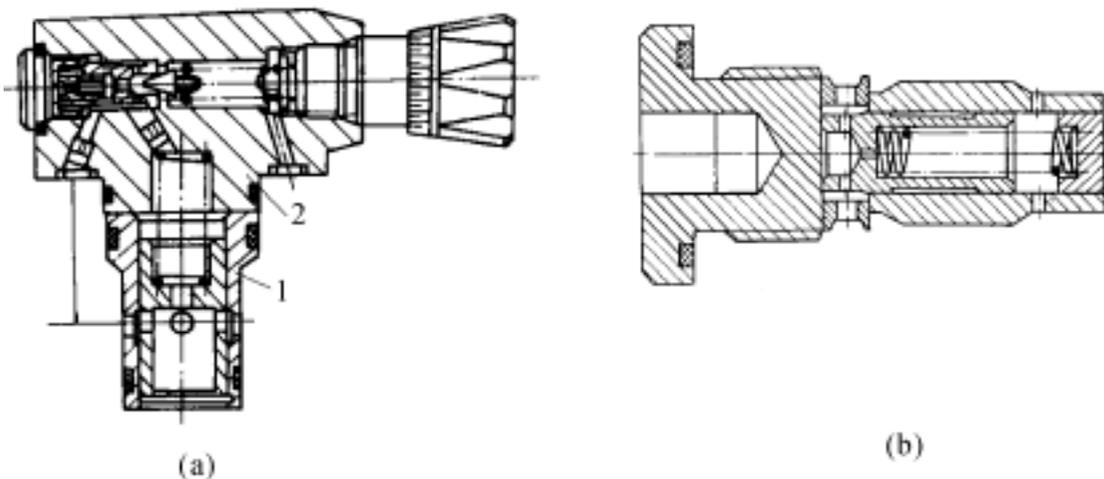


图 5-89 减压阀控制盖板的插装图

(a) 结构图; (b) 图形符号

1— 插装元件; 2— 减压阀控制盖板

插装阀的插孔连接尺寸以及控制盖板的结构尺寸均已标准化, 我国的国家标准为 GB 2877—1981, 设计时可参考此标准。

(3) 先导控制阀。先导控制阀是插装阀非常重要的组成部分之一。先导控制阀的功用是通过电信号或其他信号控制插装阀的启闭,从而实现各种控制功能。先导控制阀的功能、稳态与动态特性、可靠性直接决定或影响插装阀的功能及特性。插装阀中的先导控制阀的通路规格较小(一般不大于 10 mm),常用的先导控制阀包括滑阀式与球阀式电磁换向阀、叠加阀等,这些先导阀的原理、结构等请参见本章其他节次。

4. 组合及应用

将插装元件与不同的控制盖板、各种先导控制阀进行组合,即可构成方向插装阀,压力插装阀,流量插装阀,方向、压力、流量复合插装阀,以及由这些阀组成的插装阀回路或系统。

图 5-90(a) 所示为一个插装阀的方向、压力、流量复合控制回路。阀芯带阻尼孔的插装元件 CV_1 及 CV_2 分别与先导调压阀 1 及 4 组成溢流阀,用于液压缸 3 的双向调压。插装元件 CV_2 与插装元件 CV_3 的阀芯不带阻尼孔, CV_2 带有行程调节机构,可调节阀口开度,实现液压缸后退时的进口节流调速。四个插装元件 $CV_1 \sim CV_4$ 用一个三位四通电磁换向阀 2 进行集中控制。当电磁铁 1YA 和 2YA 均断电而使阀 2 处于图示中位时, $CV_1 \sim CV_4$ 全部关闭,液压缸被锁紧,锁紧力分别由调压阀 1 和 4 的设定压力限制;当电磁铁 2YA 通电使换向阀 2 切换至右位时, CV_1 和 CV_3 开启,压力油经 CV_3 进入液压缸的无杆腔,而有杆腔回油,液压缸左行前进,当系统工作压力达到先导调压阀 4 的设定值时,阀 4 开启溢流,限制了液压缸前进时的最大工作压力;当电磁铁 1YA 通电使换向阀 2 切换至左位时, CV_2 和 CV_4 开启,液压缸右行后退,退回速度由 CV_2 调节,后退时的最大压力由先导调压阀 5 限制。图 5-90(b) 所示为对应的传统阀回路。

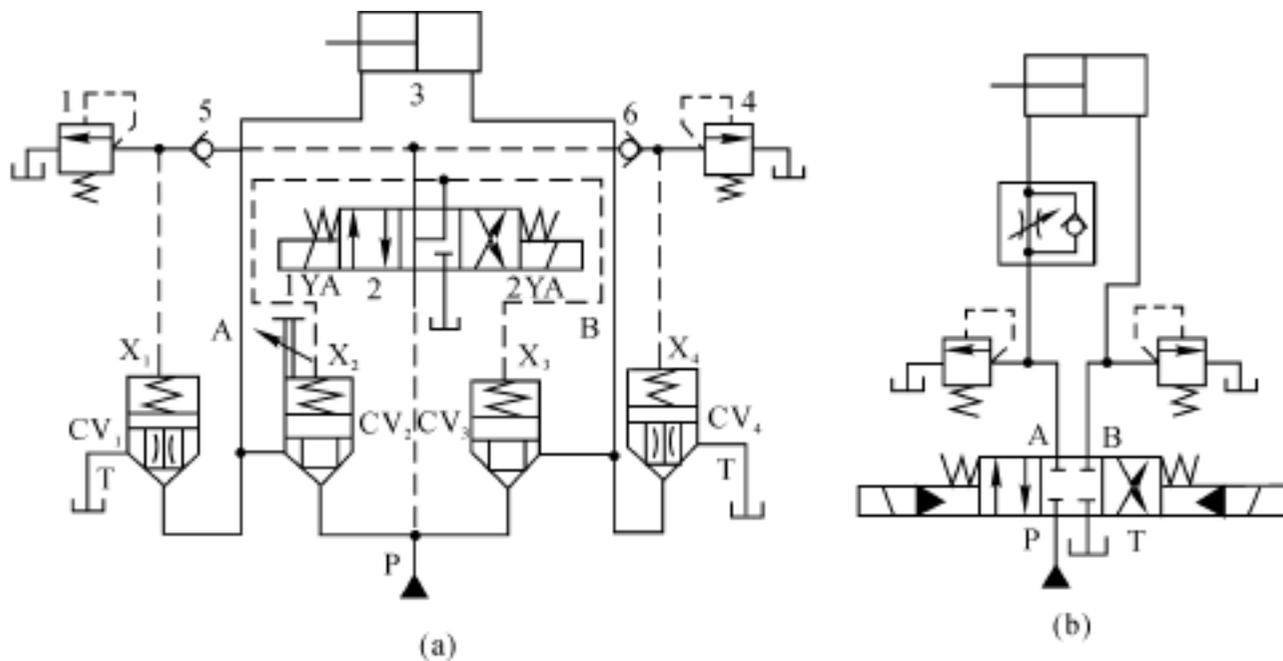


图 5-90 插装阀的方向、压力、流量复合控制回路

(a) 插装阀回路;(b) 传统阀回路

思考题与习题

1. 试述液压阀的基本结构和原理;按照功用不同,说明液压阀有哪些类型。
2. 单向阀在液压系统中作背压阀使用时,与起单向阀作用时的性能要求有何差异?除了

单向阀外,还有哪些液压阀可以作背压阀使用?

3. 画出普通单向阀和液控单向阀的图形符号,并举例说明普通单向阀和液控单向阀的应用(试画出其油路原理图)。

4. 何谓换向阀的“位”和“通”?如何判定其工作位置?

5. 试画出二位二通机动换向阀(常开和常闭)、三位四通手动换向阀、三位四通电磁换向阀、三位四通电液动换向阀的图形符号(O型中位机能)。

6. 多路换向阀有哪些种类,其结构和特点如何?

7. 先导式溢流阀与直动式溢流阀相比较有何特点?

8. 溢流阀、减压阀和顺序阀在结构、工作原理及图形符号上有那些异同?试分述溢流阀、减压阀和顺序阀的主要用途。

9. 节流阀的最小稳定流量有何意义?影响其数值的主要因素有哪些?

10. 调速阀在结构上与节流阀有什么不同?为何调速阀比节流阀的流量稳定性好?两种阀各用于什么场合较为合理?

11. 试分析分流集流阀的工作原理并指出影响同步精度的主要因素。

12. 叠加阀在结构和连接方式上与板式阀有何不同?

13. 插装阀由哪些主要部分构成?插装阀主要用于什么场合?

14. 若单杆活塞式液压缸两腔面积差很大,当小腔进油大腔回油得到快速运动时,大腔回油量很大。为避免选用规格很大的二位四通换向阀,常增加一个大流量液控单向阀旁通排油,试画出油路原理图。

15. 二位四通电磁换向阀能否作二位三通或二位二通换向阀使用?应采用何种接法?

16. 试画出用若干个二位二通电磁换向阀使双作用液压缸换向的回路图,并用电磁铁动作顺序表说明液压缸的运动状态。

17. 试用一个三位四通电磁换向阀、一个先导式溢流阀和二一个远程调压阀组成一个多级调压并可使液压泵卸荷的回路,并以电磁铁动作顺序表的形式说明液压泵的压力变化情况。

18. 图5-91所示两个回路中,各溢流阀的调压值分别为 $p_A = 6 \text{ MPa}$, $p_B = 4 \text{ MPa}$, $p_C = 2 \text{ MPa}$, 系统的负载趋于无穷大。问:图5-91(a)回路液压泵的工作压力为多大?图5-91(b)回路在电磁铁1YA, 2YA均断电;1YA通电、2YA断电;1YA断电、2YA通电等三种工况下,液压泵的工作压力分别为多大?图5-91(b)中回路的溢流量是如何分配的?

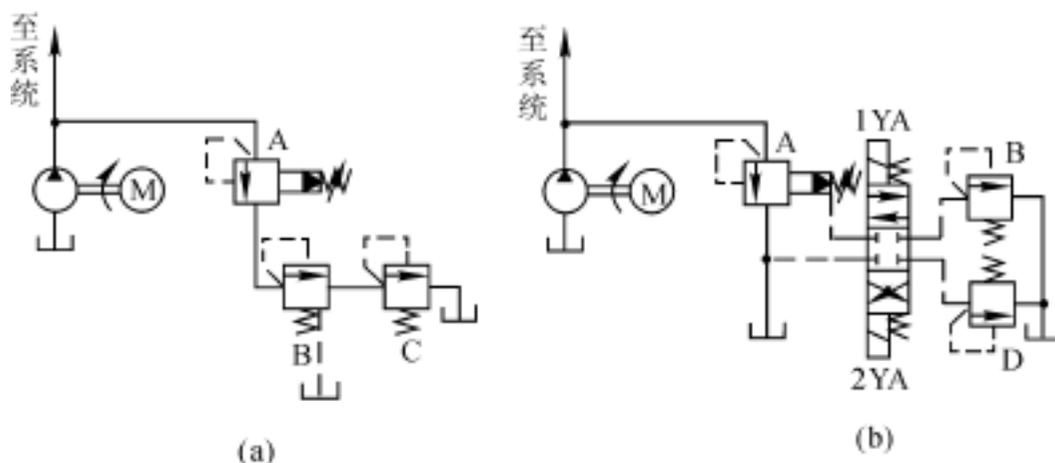


图 5-91

19. 图 5-92 所示系统中, 溢流阀的调整压力为 5 MPa, 减压阀的调整压力为 2.5 MPa, 试分析计算下列各情况, 并说明减压阀阀口处于什么工作状态。

(1) 当液压泵的出口压力等于溢流阀的调定压力时, 夹紧缸使工件夹紧后, A, C 点的压力各为多少?

(2) 泵的出口压力由于工作缸快进, 压力降到 1.5 MPa 时(工件原先处于夹紧状态), A, C 点的压力各为多少?

(3) 夹紧缸在夹紧工件前做空载运动时, A, B, C 三点的压力各为多少?

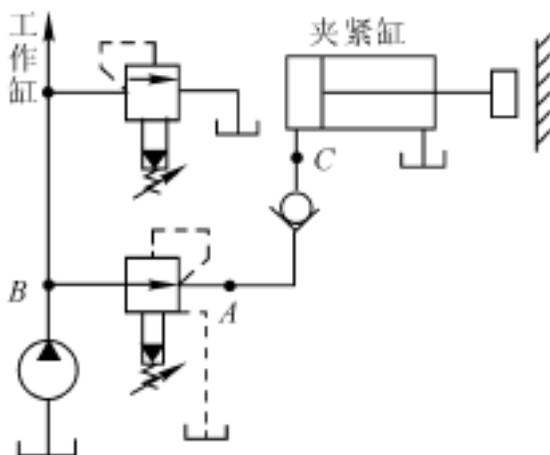


图 5-92

20. 图 5-93 所示的系统, 两液压缸无杆腔的有效面积为 $A_1 = A_2 = 100 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, 缸的负载 $F = 3.5 \times 10^4 \text{ N}$, 缸运动时负载为零, 不计摩擦阻力、惯性力和管路损失。溢流阀、减压阀和顺序阀的调压值分别为 4 MPa, 2 MPa 和 3 MPa。求下列三种情况下, A, B 和 C 点的压力。

(1) 液压泵启动后, 两个换向阀处于中位。

(2) 1YA 通电, 液压缸 I 的活塞移动时及活塞运动到终点时。

(3) 1YA 和 2YA 断电, 3YA 通电, 液压缸 II 活塞运动时及活塞杆碰到固定挡铁时。

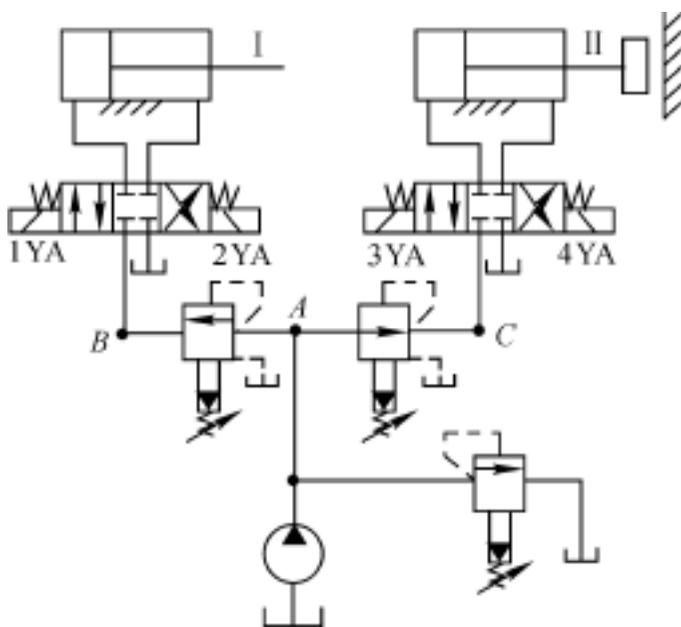


图 5-93

21. 某薄壁小孔型节流阀前后压力差 $p = 0.3 \text{ MPa}$, 通过的流量为 $q = 25 \text{ L/min}$, 油液

密度为 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 试求节流阀阀口的通流面积 A 。

22. 液压缸的活塞面积为 $A = 100 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, 负载在 $500 \sim 40\,000 \text{ N}$ 的范围内变化, 为使负载变化时活塞运动速度稳定, 在液压缸进口处使用一个调速阀, 若将液压泵的工作压力调到泵的额定压力 (6.3 MPa), 问是否合适? 为什么?

第六章 液压辅助元件

除了液压泵、执行器和各种液压阀之外,液压系统中的其他各类元件统称为液压辅助元件,它们包括蓄能器、过滤器、油箱、热交换器、压力表及其开关、管件与密封装置等等。它们直接影响到系统工作的稳定性、可靠性、寿命等性能方面的优劣,是液压系统不可缺少的部分。

第一节 蓄能器

一、蓄能器的功用

蓄能器是储存和释放液体压力能的装置,它在液压系统中的主要功用如下:

1. 作液压系统的辅助动力源

对于间歇动作的机械设备,当执行器间歇或低速运动时,蓄能器将液压泵输出的压力油储存起来;在工作循环的某段时间,当执行器需要高速运动时,蓄能器作为液压泵的辅助动力源,与液压泵同时供出压力油,从而减小系统中液压泵的流量规格和运行时的功率损耗,降低了系统温升。

2. 保持系统压力,作应急动力源

在液压泵卸荷或停止向执行器供油时,由蓄能器释放储存的压力油,补偿系统泄漏,保持系统压力;此外,蓄能器还可用做应急液压源,对液压系统实施安全作用。在一段时间内维持系统压力,如果电源中断或原动机及液压泵发生故障,依靠蓄能器供出的液压油可使执行器复位,以免造成机件损坏等事故,使系统处于安全状态。

3. 吸收冲击压力和液压泵的脉动

因执行器突然启、停或换向,液压阀突然关闭或换向引起的液压冲击及液压泵的压力脉动,可采用蓄能器加以吸收,避免系统压力过高造成元件或管路损坏。对于某些要求液压源供油压力恒定的液压系统(如液压伺服系统),可通过在泵出口近旁设置蓄能器,以吸收液压泵的脉动,改善系统工作品质。

二、蓄能器的类型

按储能方式不同蓄能器主要有重力加载式、弹簧加载式和气体加载式等三种类型。

重力加载式蓄能器是利用重锤的位能变化来储存、释放能量,常用于大型固定设备中。弹簧加载式蓄能器是利用弹簧构件的压缩和变形来储存、释放能量,常在低压系统中作缓冲之用。气体加载式蓄能器应用较多,它是利用压缩气体(通常为氮气)储存能量,主要有活塞式、气囊式和隔膜式等结构形式,对它们的结构和性能介绍如下。

1. 活塞式蓄能器

图 6-1 所示为活塞式蓄能器,它利用活塞 2 将气体 1 和油液 3 隔开,属于隔离式蓄能器。其优点是结构简单、气液隔离,油液不易氧化,工作可靠、寿命长、安装和维护方便,但因活塞惯性和摩擦阻力的影响,反应不灵敏,容量较小,对缸筒加工和活塞密封性能要求较高。一般用于蓄能或供高、中压液压系统作吸收脉动之用。

2. 皮囊式蓄能器

图 6-2 所示为皮囊式蓄能器的结构图(其图形符号见图 6-2(b)),它主要由壳体 2、皮囊 3、进油阀 1 和充气阀 4 等组成,气体和液体由皮囊隔离。壳体通常为无缝耐高压的金属外壳,皮囊以丁腈橡胶、丁基橡胶、乙烯橡胶等耐油、耐腐蚀橡胶为原料,并与充气阀一起压制而成。进油阀是一个由弹簧加载的菌形提升阀,用以防止在油液全部排出时皮囊挤出壳体之外而损伤。充气阀用于蓄能器工作前为皮囊充气,蓄能器工作时则始终关闭。皮囊式蓄能器具有惯性小、反应灵敏、尺寸小、质量轻、安装容易、维护方便等优点,允许承受的最高工作压力可达 32 MPa,但皮囊制造困难,只能在一定温度范围(通常为 $-10 \sim 70$) 内工作。皮囊有折合形和波纹形二种,前者容量较大,适宜蓄能,后者适用于吸收冲击。

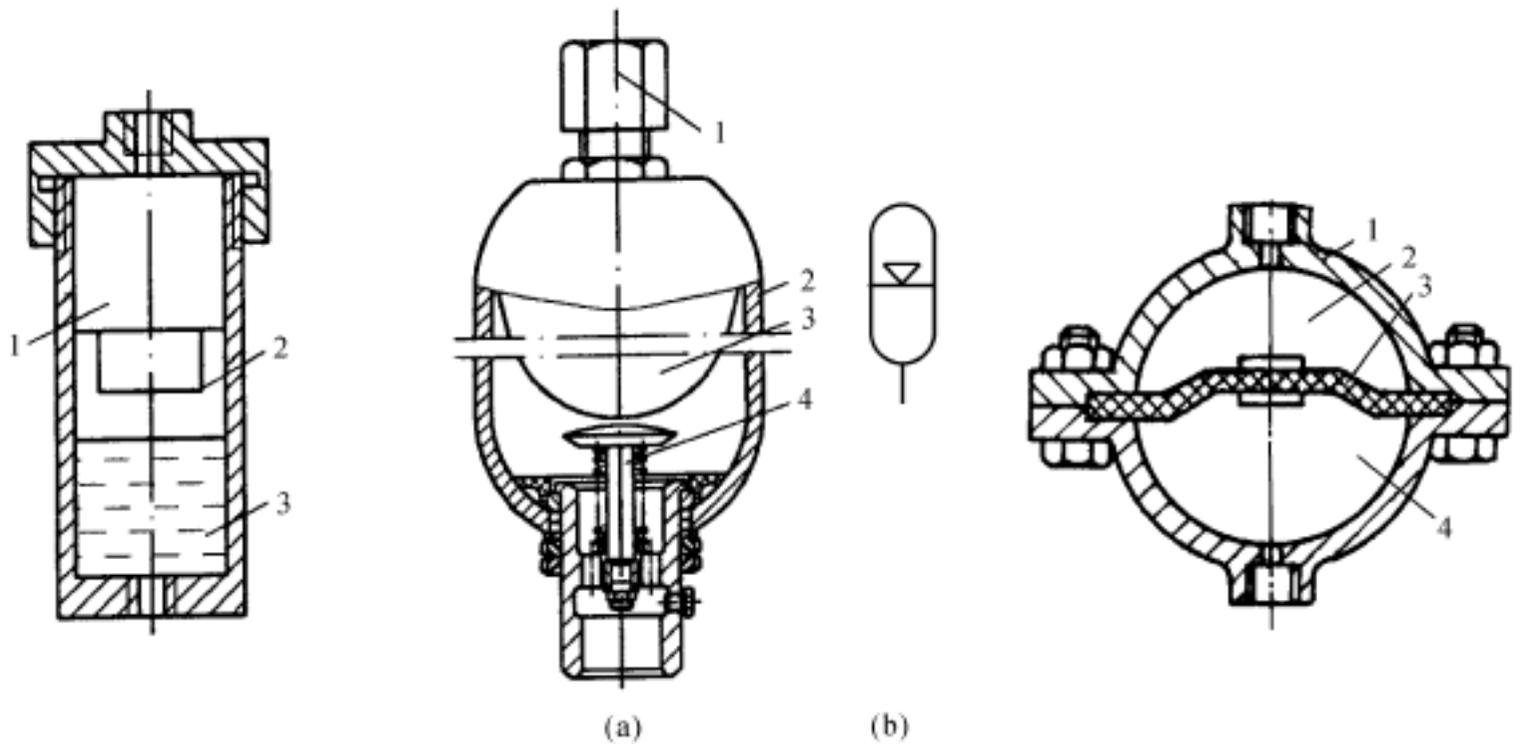


图 6-1 活塞式蓄能器

1—气体;2—活塞;3—液体

图 6-2 皮囊式蓄能器

(a) 结构图;(b) 图形符号

1—充气阀;2—壳体;

3—皮囊;4—进油阀

图 6-3 隔膜式蓄能器

1—壳体;2—气体;

3—橡胶隔膜;4—液体

3. 隔膜式蓄能器

图 6-3 所示为隔膜式蓄能器的结构图(其图形符号见图 6-2(b))。它用耐油橡胶隔膜 3 将油液 4 与气体 2 分开。其优点是壳体 1 为球形,质量体积比小,但容量很小,适用于吸收液压冲击,在航空器中应用较多。

三、蓄能器容量计算

蓄能器的容量是选择蓄能器的重要参数,其计算方法因用途而异。下面以皮囊式蓄能器为例来说明。

1. 储存和释放能量时的容量计算

蓄能器容量 V_A 是由皮囊充气压力 p_A 、工作中需输出的油液体积 V_w 、系统最高工作压力 p_1 及要最低工作压力 p_2 决定的。蓄能器工作过程中,气体状态的变化符合理想气体状态方程为

$$p_A V_A^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = \text{const} \quad (6-1)$$

式中, V_1 和 V_2 分别为气体在最高和最低压力 p_1, p_2 下的气体体积; n 为多变指数,当蓄能器用于补偿泄漏、保持系统压力时,它释放能量的速度缓慢,可认为气体在等温条件下工作,这时取 $n = 1$;蓄能器用于短期大量供油时,释放能量的速度很快,可认为气体在绝热条件下工作,这时取 $n = 1.4$ 。

当压力从 p_1 降至 p_2 时,蓄能器释放的油液体积就是气体体积的变化量,即 $V_w = V_2 - V_1$,由式(6-1)可得

$$V_A = \frac{V_w \left[\frac{1}{p_A} \right]^{\frac{1}{n}}}{\left[\frac{1}{p_2} \right]^{\frac{1}{n}} - \left[\frac{1}{p_1} \right]^{\frac{1}{n}}} \quad (6-2)$$

充气压力 p_A 在理论上可与 p_2 相等,但由于系统存在泄漏,为保证系统压力为 p_2 时蓄能器还有补偿能力,宜使 $p_A < p_2$,根据经验,一般对折合型皮囊 $p_A = (0.8 \sim 0.85) p_2$,波纹型皮囊 $p_A = (0.6 \sim 0.65) p_2$ 。

2. 吸收冲击压力时的容量计算

此时蓄能器容积 V_A 可近似由充气压力 p_A 、系统允许的最高压力 p_2 和瞬时吸收的液体动能加以确定。例如当用蓄能器吸收管道突然关闭时的液体动能为 $\left(\frac{ALv^2}{2}\right)$ 时(参见第二章第六节),由于气体在绝热过程中压缩吸收的能量为

$$\int_{V_A}^{V_1} p dV = \int_{V_A}^{V_1} p_A \left(\frac{V_A}{V}\right)^{1.4} dV = -\frac{p_A V_A}{0.4} \left[\left(\frac{p_1}{p_A}\right)^{0.286} - 1 \right]$$

故得

$$V_A = \frac{ALv^2}{2} \left(\frac{0.4}{p_A}\right) \left[\frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_A}\right)^{0.286} - 1} \right] \quad (6-3)$$

式(6-3)未考虑液体压缩性和管道弹性,式中蓄能器充气压力 p_A ,常取系统工作压力的90%。

3. 吸收液压泵脉动时的容量计算

此时一般采用如下经验公式:

$$V_A = \frac{V_P^i}{0.6K} \quad (6-4)$$

式中 V_P ——液压泵的排量(L/r);

i ——排量变化率, $i = \frac{\Delta V}{V_P}$, V 为超过平均排量的过剩排出量(L);

K ——液压泵脉动率, $K = p' / p_p$, p 为压力脉动单侧振幅。

使用时,取蓄能器充气压力 $p_A = 0.6 p_p$ 。

蓄能器的使用和安装注意事项可参阅制造厂的产品样本。

第二节 过滤器

第二章已述及,液压系统的故障多数是由液压油液被污染所致,所以在液压系统设计和使用中必须采取一定的措施防止油液污染。本节在简要介绍液压油液的污染度等级及过滤精度基础上,着重介绍油液过滤器的类型及使用方法要点。

一、液压油液的污染度等级和过滤器的功用

1. 液压油液的污染度等级

液压油液的污染程度可用污染度等级定量表示。我国制定的液压系统工作液体固体颗粒污染等级的国家标准为 GB/T 14039—1993,等效采用国际标准 ISO4406。

固体颗粒污染等级代号由斜线隔开的两个标号组成,第一个标号表示 1 mL 工作液体中含有的大于等于 $5 \mu\text{m}$ 的颗粒数的等级,第二个标号表示 1 mL 工作介质中含有的大于等于 $15 \mu\text{m}$ 的颗粒数等级。根据颗粒浓度的大小其可划分为 26 个等级,颗粒浓度越高,表示污染度等级的标号越大。

根据显微镜颗粒计数法或自动颗粒计数法测定结果得出的含有的大于等于 $5 \mu\text{m}$ 和含有的大于等于 $15 \mu\text{m}$ 的颗粒浓度,对照污染度等级标号(见表 6-1)即可确定油液的污染度等级。例如测得 1 mL 工作油液中含有的大于等于 $5 \mu\text{m}$ 的颗粒数为 2 600,含有的大于等于 $15 \mu\text{m}$ 的颗粒数为 170,则查表(6-1)可知,对应的等级标号为 19 和 15,则油液的污染度等级为 19/15。

表 6-1 工作液体中固体颗粒数与等级标号的对应关系(GB/T 14039—1993)

1 mL 工作液体中 固体颗粒数/个	等级 标号	1 mL 工作液体中 固体颗粒数/个	等级 标号	1 mL 工作液体中 固体颗粒数/个	等级 标号
> 80 000 ~ 160 000	24	> 160 ~ 329	15	> 0.32 ~ 0.64	6
> 40 000 ~ 80 000	23	> 80 ~ 160	14	> 0.16 ~ 0.32	5
> 20 000 ~ 40 000	22	> 40 ~ 80	13	> 0.08 ~ 0.16	4
> 10 000 ~ 20 000	21	> 20 ~ 40	12	> 0.04 ~ 0.08	3
> 5 000 ~ 10 000	20	> 10 ~ 20	11	> 0.02 ~ 0.04	2
> 2 500 ~ 5 000	19	> 5 ~ 10	10	> 0.01 ~ 0.02	1
> 1 300 ~ 2 500	18	> 2.5 ~ 5	9	> 0.005 ~ 0.01	0
> 640 ~ 1 300	17	> 1.3 ~ 2.5	8	> 0.0025 ~ 0.005	0.9
> 320 ~ 640	16	> 0.64 ~ 1.3	7		

表 6-2 所示为典型液压系统的清洁度等级指标。

表 6-2 典型液压系统的清洁度等级

系统类型	清洁度指标							
	13/ 10	14/ 11	15/ 12	16/ 13	17/ 14	19/ 16	20/ 17	21/ 18
液压伺服系统								
高压液压系统								
中压液压系统								
低压液压系统								
数控机床液压系统								
冶金轧钢设备液压系统								
行走机械液压系统								
重型设备液压系统								
机床液压系统								
一般机器液压系统								

2. 过滤器的功用及过滤精度

为了保持油液清洁,一方面要尽可能防止或减少油液污染;另一方面要把已污染的油液净化。一般在液压系统中采用油液过滤器(简称过滤器)来滤去油液中的杂质,以维护油液清洁,保证液压系统正常工作。过滤精度是过滤器的一项重要性能指标。过滤精度通常用能被过滤掉的杂质颗粒的公称尺寸(μm)来度量。按过滤精度的不同,过滤器有粗过滤器、普通过滤器、精过滤器和特精过滤器等四种,它们分别能滤去公称尺寸为 $100\ \mu\text{m}$ 以上、 $10 \sim 100\ \mu\text{m}$ 、 $5 \sim 10\ \mu\text{m}$ 和 $5\ \mu\text{m}$ 以下的杂质颗粒。油液的过滤精度要求随液压系统类型及其工作压力的不同而异,其推荐值见表 6-3。

表 6-3 推荐的过滤精度

系统类型	润滑系统	液压传动系统			液压伺服系统
系统工作压力 / MPa	0 ~ 2.5	< 14	14 ~ 32	> 32	21
过滤精度 / μm	< 100	25 ~ 50	< 25	< 10	< 5
过滤器种类	粗	普通	普通	普通	精

二、过滤器的典型结构

液压系统中常用的滤油器可按滤芯形式的不同分为网式、线隙式、纸芯式、烧结式、磁式等结构类型。

1. 网式过滤器

网式过滤器的结构如图 6-4 所示,它由上盖 1、下盖 3 和几块不同形状的金属丝编织方孔网或金属编织的特种网 2 组成。丝网包在四周都开有圆形窗口的金属和塑料圆筒芯架上。网式

过滤器属于粗滤油器,它具有结构简单、通油能力大、阻力小、易清洗等特点,一般装在液压泵吸油路入口上,避免吸入较大的杂质,以保护液压泵。

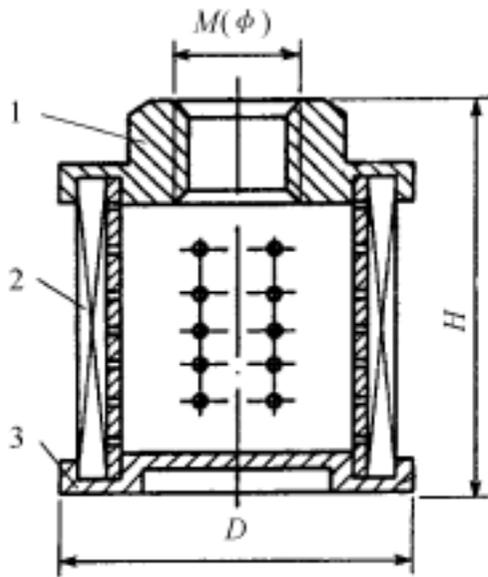


图 6-4 网式过滤器

1—上盖;2—滤网;3—下盖

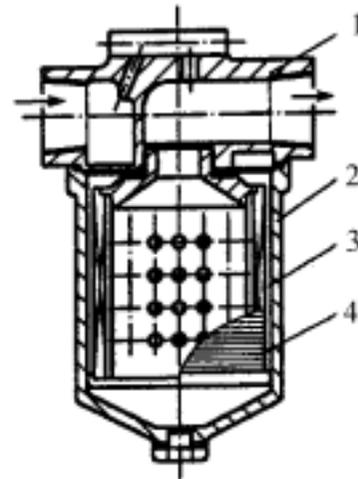


图 6-5 线隙式过滤器

1—端盖;2—壳体;3—芯架;4—铜线或铝线

2. 线隙式过滤器

线隙式滤油器结构如图 6-5 所示,它由端盖 1、壳体 2、带有孔眼的筒型芯架 3 和绕在芯架外部的铜线或铝线 4 等组成。利用线间缝隙过滤油液,其特点是结构较简单、过滤精度较高、通油性能好,但不易清洗,滤材强度较低。通常用于回油路或液压泵的吸油口处的油液过滤。

3. 金属烧结式过滤器

图 6-6 所示为一种带有磁环的金属烧结式过滤器,它由端盖 1、壳体 2、滤芯 3、磁环 4 等组成,磁环用来吸附油液中的铁质微粒。滤芯通常由颗粒状青铜粉压制后烧结而成,它利用铜颗粒的微孔过滤杂质,选择不同粒度的粉末可获得不同的过滤精度。目前常用的过滤精度为 $0.01 \sim 0.1 \text{ mm}$ 。其特点是滤芯能烧结成杯状、管状、板状等不同形状,其制造简单、强度大、性能稳定、抗腐蚀性好、过滤精度高,适用于作精过滤,在液压系统使用中日趋广泛;缺点是铜颗粒容易脱落,堵塞后不易清洗。

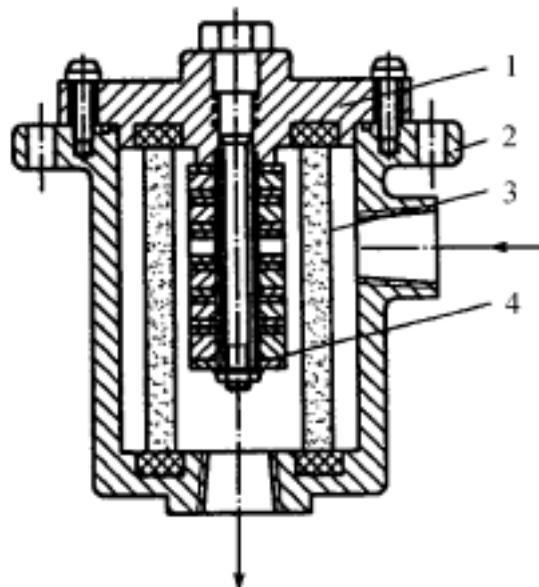


图 6-6 烧结式过滤器

1—端盖;2—壳体;3—滤芯;4—磁环

4. 纸芯过滤器

纸芯过滤器的结构如图 6-7 所示,它与线隙式滤油器结构相似,区别仅在于前者用纸质滤芯代替了线隙式滤芯,纸芯部分是把平纹或波纹的酚醛树脂或木浆微孔滤纸绕在带孔的镀锡铁片骨架上。为了增大过滤面积,滤纸成折叠形状。这种过滤器的过滤精度高达 $0.005 \sim 0.03 \text{ mm}$,是精过滤器。但纸芯耐压强度低,易堵塞,无法清洗,需经常更换纸芯,因而费用较高。

5. 磁式过滤器

磁式过滤器是利用磁性材料将混在油液中的铁屑、带磁性的磨料之类的杂质吸附,其过滤效果好。这种过滤器常与其他种类的过滤器配合使用。

过滤器的一般图形符号如图 6-8(a) 所示,磁性过滤器的图形符号如图 6-8(b) 所示。现代液压系统中使用的有些过滤器还带有污染指示和发信的电气装置,以便在液压系统工作中出现滤芯堵塞超过规定状态等情况时,通过电气装置发出灯光或音响报警信号,或切断液压系统的电气控制回路使系统停止工作,带有污染指示的过滤器的图形符号如图 6-8(c) 所示。

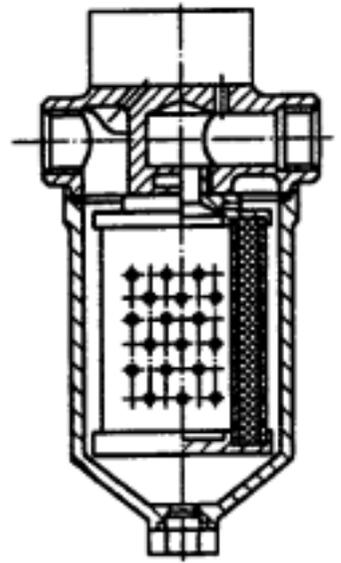


图 6-7 纸芯过滤器

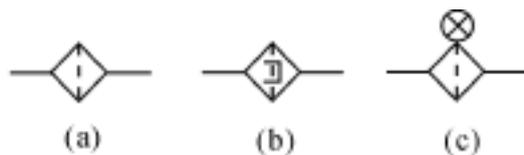


图 6-8 过滤器的图形符号

- (a) 一般图形符号;(b) 磁性过滤器的图形符号;
(c) 带污染指示过滤器的图形符号

三、过滤器的选用与安装

1. 过滤器的选用

选用过滤器的型号、规格时,应一并考虑使用要求和经济性,具体的使用要求通常有过滤精度、通过流量、工作压力和允许压力降、滤芯的抗腐蚀性及其更换、清洗及维护等。

2. 过滤器的安装位置

过滤器在液压系统中的安装位置如图 6-9 所示,其作用及要求等有关说明见表 6-4。

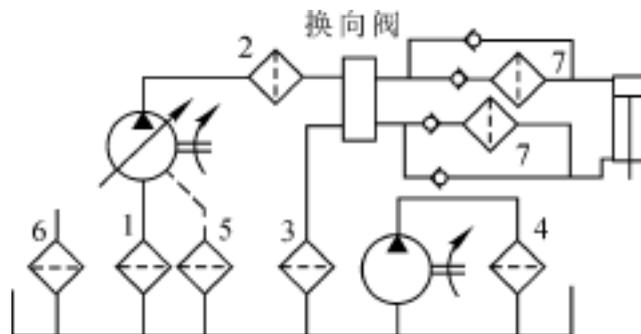


图 6-9 过滤器在液压系统中的安装位置

表 6-4 过滤器的安装位置的说明

序号	安装位置	作用	说明
1	液压泵吸油管路上	保护液压泵	要求过滤器具有较大的通油能力和较小的压力损失,否则将造成液压泵吸油不畅或引起空穴。常采用过滤精度较低的网式或线隙式滤油器
2	液压泵的压油管路上	保护液压泵以外的液压元件	过滤器应能承受系统工作压力和冲击压力,压力损失小。过滤器必须放在安全阀之后或与一压力阀并联,此压力阀的开启压力应略低于过滤器的最大允许压差,或采用带污染指示的过滤器
3	回油管路上	滤除液压元件磨损后生成的污物	不能直接防止杂质进入液压泵及系统中的其他元件,只能清除系统中的杂质,对系统起间接保护作用。由于回油管路上的压力低,故可采用低强度的过滤器,允许有稍高的过滤阻力。为避免滤油器堵塞引起系统背压力过高,应设置旁路阀
4	离线过滤系统	独立于主系统之外,连续清除系统杂质	用一个专用的液压泵和过滤器组成一个独立于液压系统之外的过滤回路,以经常清除油液中的杂质,达到保护系统的目的,适用于大型机械设备的液压系统
5	安装在液压泵等元件的泄油管路上	防止生成物进入油箱	
6	注油过滤器	防止注油时污物侵入	通常采用粗过滤器,以保证注入系统油液的清洁度
7	安全过滤器	保护抗污染能力低的液压元件	在伺服阀等一些重要元件前,单独安装过滤器以确保它们的性能

注:表中序号与图 6-9 中的元件编号一致。

第三节 液压油箱

一、液压油箱的功用

液压油箱简称油箱,其功用是存储液压油液、散发油液热量、逸出空气、沉淀杂质、分离水分及安装元件(中小型液压系统的液压泵组和一些阀或整个液压控制装置),等等。

二、油箱的种类及结构

油箱通常可分为整体式油箱、两用油箱和独立油箱三类。

1. 整体式油箱

整体式油箱是指在液压系统或机器的构件内形成的油箱。例如, 工业生产设备中的金属切削机床床身或底座的内部的空腔往往可制成不漏油的油箱(见图 6-10), 或行走机械中的车辆与工程机械上的管形构件可被用做油箱, 这样不需要额外的空间。整体式油箱以最小的空间提供最大的性能, 且外观整洁, 但有时存在局部发热和操作者难以接近等问题。

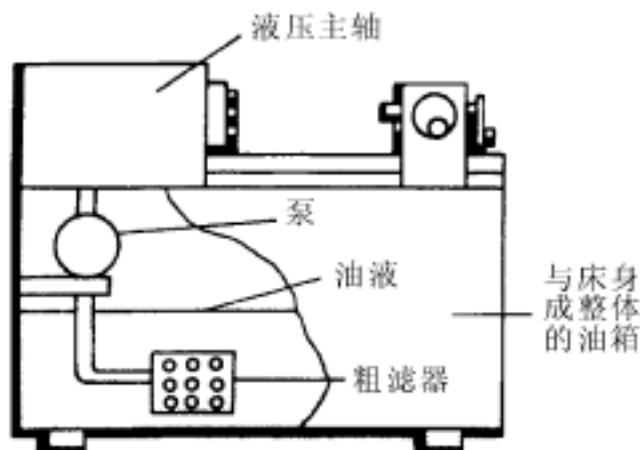


图 6-10 整体式油箱

2. 两用油箱

两用油箱是指液压油与机器中的其他目的用油的公用油箱。例如, 拖拉机传动系机壳可用做拖拉机液压悬挂系统的油箱; 再如淬火机床的空腔底座, 可兼作液压系统和淬火用油的油箱。两用油箱的最大优点是节省空间。但由于油液必须同时满足液压系统对传动介质的要求和传动系齿轮的润滑或工件淬火等其他工艺目的的要求, 因此这些要求可能是几乎互不相容的。此外, 由于存在着两个热源, 故油液温度控制较困难。

3. 独立油箱

独立油箱是应用最为广泛的一类油箱, 常用于各类工业生产设备, 它通常做成矩形的, 也有圆柱形的或油罐形的。独立油箱的热量主要通过油箱壁靠辐射和对流作用散发, 因此油箱应该是尽可能窄而高的形状。如果要在油箱顶盖安放泵、电动机和液压控制装置, 为保证一定的安装位置, 则油箱形状要求较扁, 油箱越扁, 则油液脱气越容易; 液压泵的吸油管较短并且便于打开进行检修; 吸油过滤器易于接近。对于行走机械的液压装置, 必须考虑到当车辆处于坡路上时液面的倾斜和车辆加速与制动期间油箱中油液的前后摇荡, 油箱多为细高的圆柱形油箱。高架油箱在液压机等机械中的应用较为普遍, 通常它要安放在比主液压缸更高的位置上, 以便当活动滑块靠辅助缸下行时, 高架油箱经充液阀给主缸充液。对于重型设备的液压系统, 在所用油箱的容量超过 2 000 L 时, 多采用卧式安装带球面封头的油罐形油箱, 但占地面积较大。

根据油箱液面与大气是否相通, 油箱有开式与闭式之分。

开式油箱是应用最为广泛的一种结构, 图 6-11 是其结构示意图, 它由油箱体 2 及多种相关附件构成。油箱体内的隔板 6 将液压泵吸油口 8、过滤器 10 与回油口 4 分隔开来, 使回油受隔板阻挡后再进入吸油腔一侧, 以增加油液在油箱中的流程, 增强散热效果, 并使油液有足够长

的时间去分离空气泡和沉淀杂质。倾斜布置的滤气网 5, 有助于油液中的气泡浮出液面。油箱顶盖上装设的通气过滤器 12(也称空气过滤器), 一般为附带注油口的结构(见图 6-12), 取下通气帽可以注油, 放回通气帽即成通气器。液压泵和电动机的安装台 9 固定在油箱顶面上。油箱外壁上的液位计 11 通常为带有温度计的结构(见图 6-13), 用于注油和工作时观测液面及油温(液位计的上刻线对应油液的容量和温度)。箱壁上设置有一个清洗孔(俗称入孔), 卸下其法兰盖板 1 和油箱顶盖便可清洗油箱内部和更换滤油器。朝向清洗孔和放油塞 3 倾斜的油箱底 7, 有助于油箱的清洗和油液的更换。

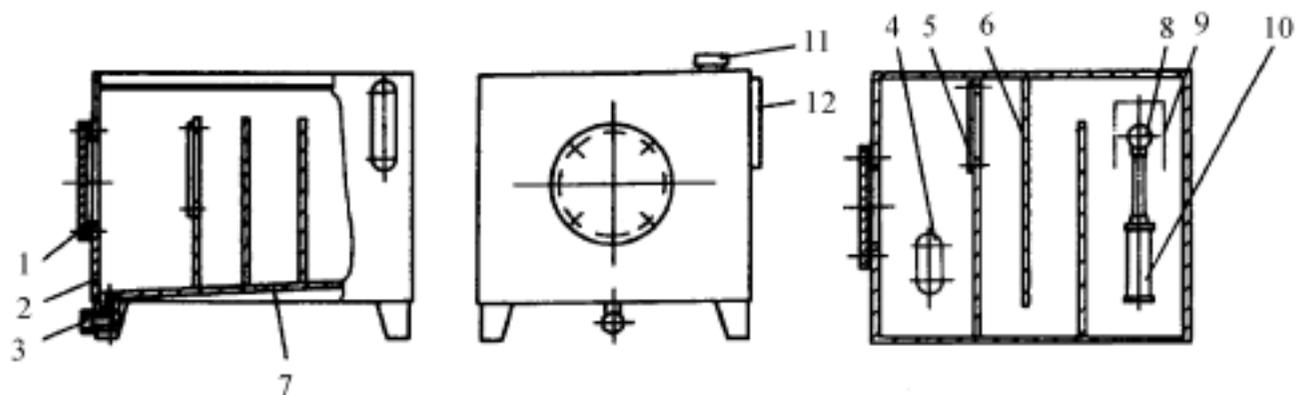


图 6-11 开式油箱

- 1—清洗孔法兰盖; 2—油箱体; 3—放油塞; 4—回油口;
5—滤气网; 6—隔板; 7—油箱底; 8—液压泵吸油口;
9—液压泵安装台; 10—吸油过滤器; 11—液位计; 12—通气过滤器

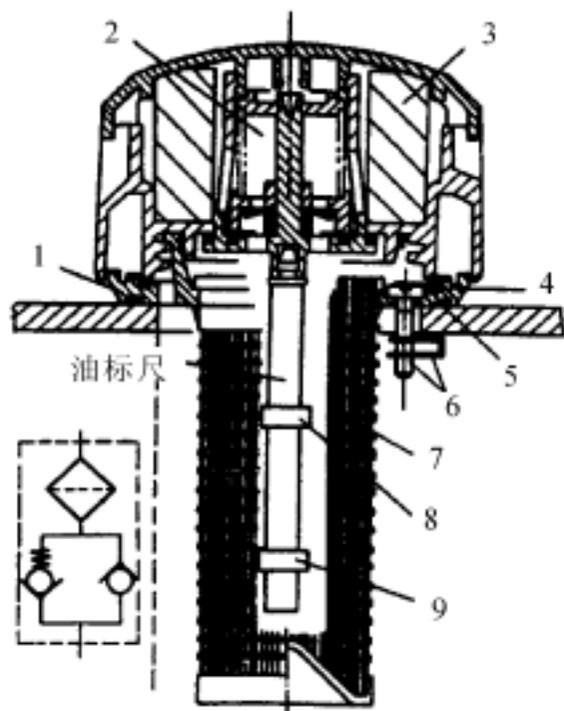


图 6-12 附带注油口的通气过滤器

- 1—底板; 2—阀组; 3—滤芯;
4—密封; 5—安装密封; 6—卡子;
7—粗滤器; 8—上滑标; 9—下滑标

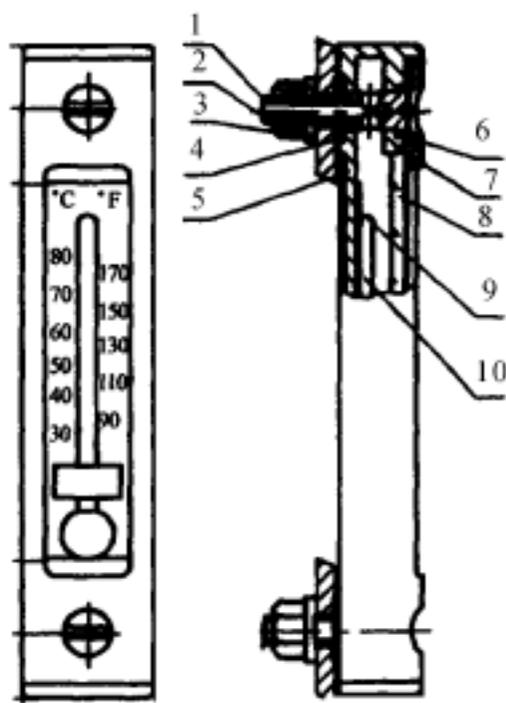


图 6-13 带温度计的液位计

- 1—螺钉; 2—螺母; 3—垫圈;
4—密封垫圈; 5—液位计体; 6—密封圈;
7—外罩; 8—透明镜; 9—刻度盘; 10—温度计

闭式油箱又有隔离式和充压式两种。隔离式油箱又有带折叠器和带挠性隔离器两种结构,

其原理如图 6-14 所示。当液压泵工作时,折叠器或挠性隔离器收缩或膨胀,使液面保持大气压力,而外界空气又不与油箱内油液接触。一般折叠器或挠性隔离器的体积应比液压泵的最大流量值大 25% 以上。为防止油箱内液面压力低于大气压力,须安装低压报警器、自动停机装置或自动紧急补油装置。隔离式油箱常用在粉尘特别多的场合。

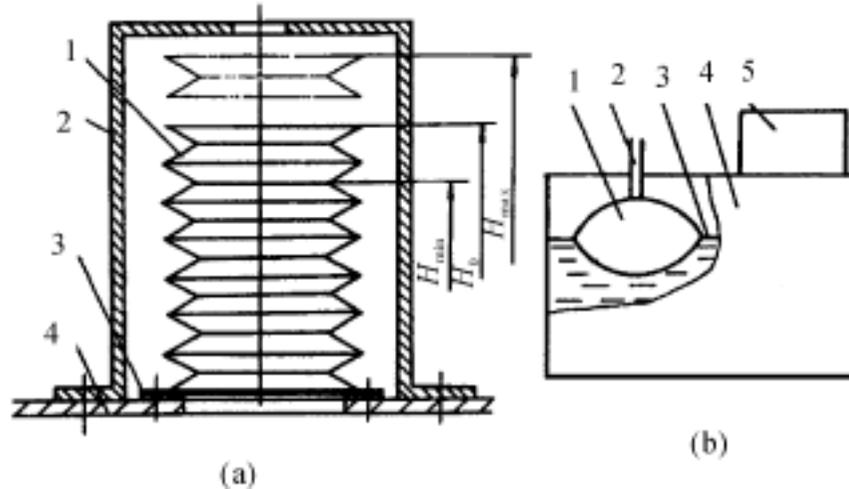


图 6-14 隔离式油箱

(a) 带折叠器的油箱; (b) 带挠性隔离器的油箱

1— 挠性隔离器; 2— 进口气口; 3— 液面; 4— 油箱; 5— 液压泵组

充压式油箱的原理如图 6-15 所示。油箱完全封闭,通入经过滤和干燥的空气,充气压力比大气压力稍高,通常为 $0.05 \sim 0.07 \text{ MPa}$ 。为了防止压力不当,应设置安全阀和电接点压力表及报警器。充压式油箱改善了液压泵的吸油条件,但由于提高油箱压力增加了油液中空气的含量,故其仅用于确实必要的特殊场合。

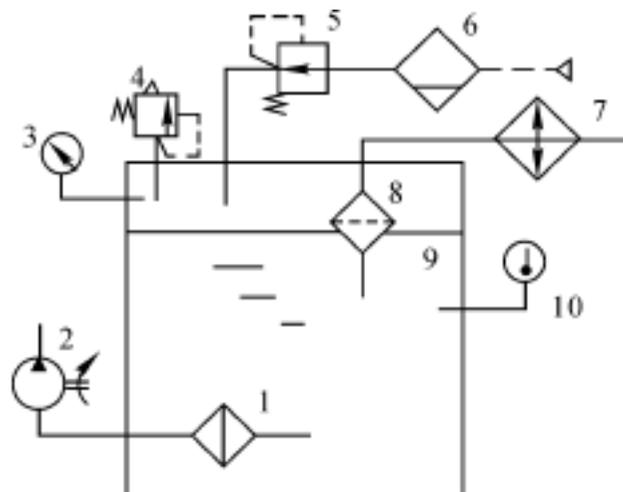


图 6-15 充压油箱

1— 粗过滤器; 2— 液压泵; 3— 压力表; 4— 气压安全阀;
5— 减压阀; 6— 分水滤气器; 7— 冷却器; 8— 精过滤器;
9— 油箱; 10— 电接触温度计

三、油箱的设计要点

1. 油箱的容量的确定

油箱的总容量包括油液容量和空气容量。油液容量是指当油箱中油液最多时,即液面在液位计的上刻线时的油液体积。一般应在最高液面以上要留出等于油液容量的 $10\% \sim 15\%$ 的

空气容量,以便形成油液的自由表面,容纳热膨胀和泡沫,促进空气分离,以容纳在停机或检修时靠自重流回油箱的油液。

油箱容量的大小与液压系统工作循环中的油液温升,运行中的液位变动、调试与维修时向管路及执行器注油、循环油量、液压油液的寿命等因素有关。油箱的容量通常可由液压泵的额定流量估算确定,即

$$V = q_p \quad (6-5)$$

式中 V ——油箱容量(L);

——与系统压力有关的经验因数:低压系统 $= 2 \sim 4$,中压系统 $= 5 \sim 7$,高压系统 $= 10 \sim 12$;

q_p ——液压泵的额定流量(L/min)。

但为可靠起见,还应对确定的油箱容量进行验算,以使系统的发热量和温升在主机要求的范围之内,验算方法详见第九章。

在确定了油箱的容量之后,即可从标准油箱系列中选取油箱的具体规格,并进行结构设计。

2. 油箱的结构设计

对于矩形开式油箱,其结构设计时的注意事项如下:

(1) 油箱的三个边的尺寸比例通常可按具体情况在 $1:1:1 \sim 1:2:3$ 之间分配,并使液面高度为油箱高度的 80%。

(2) 油箱的箱顶结构取决于它上面安装的元件,顶板应具有足够的刚度并采取必要的隔振措施,以免因振动影响系统工作;箱顶应能形成滴油盘以收集滴落的油液。箱顶上要设置通气器(空气过滤器)、注油口。

(3) 对于钢板焊接的油箱,用来构成油箱体的钢板应具有足够的厚度。当箱顶与箱壁之间为不可拆连接时,应在箱壁上至少设置一个清洗孔。清洗孔的数量和位置应便于用手清理油箱所有内表面,清洗孔的法兰盖板应配有可以重复使用的弹性密封件。为了便于油箱的搬运,应在油箱四角的箱壁上方焊接圆柱形和钩形吊耳(也称吊环)。液位计一般设在油箱外壁上,并靠近注油口,以便在注油时观测液面。

(4) 应在油箱底部最低点设置放油塞,以便油箱清洗和油液更换,箱底应朝向清洗孔和放油塞倾斜(通常为 $1/25 \sim 1/20$),以促使沉积物(油泥或水)聚集到油箱中的最低点。油箱底至少离开地面 150 mm,以便放油和搬运。油箱应设有支脚,支脚可以于单独制作后焊接在箱底边缘上,也可以通过适当增加两侧壁高度,以使其经弯曲加工后兼做油箱支脚,如有必要,支脚上应开设地脚螺钉用固定孔,支脚应该有足够大的面积,以便可以用垫片或楔铁来调平。

(5) 在油液容量超过 100 L 的油箱中应设置内部隔板,隔板要把系统回油区与吸油区隔开,并尽可能使油液在油箱内沿着油箱壁环流。隔板缺口处要有足够大的过流面积,使环流流速为 $0.3 \sim 0.6 \text{ m/s}$ 。隔板下部应开有缺口,以使吸油侧的沉淀物经此缺口至回油侧,并经放油口排出。为了有助于油液中的气泡浮出液面,可在油箱内设置金属除气网,并倾斜 $10^\circ \sim 30^\circ$ 布置。

(6) 管路的配置。液压系统的管路要进入油箱并在油箱内部终结。液压泵的吸油管和系统

的回油管要分别进入由隔板隔开的吸油区和回油区,管端应加工成朝向箱壁的 45° 斜口,以增加开口面积。为了防止空气吸入(吸油管)或混入(回油管),以免搅动或吸入箱底沉积物,管口上缘至少要低于最低液面 75 mm ,管口下缘至少离开箱底最高点 50 mm 。回油管流速过高时,可在回油管端装设多孔油罐形扩散器(见图6-16)。吸油管前必须安装粗过滤器,以清除较大颗粒杂质,保护液压泵。

泄油管应尽量单独接入油箱并在液面以上终结。如果泄油管通入液面以下,要采取措施防止出现虹吸现象。

油管常从箱顶或箱壁穿过而进入油箱,穿孔处要妥为密封。最好在接口处焊上高出箱顶 20 mm 的凸台,以免维修时箱顶上的污物落入油箱。如果油管从箱壁穿过而进入油箱,除了妥为密封外,还要装设截止阀以便于油箱外元件的维修。

(7) 油箱中如要安装热交换器等控温、测温装置,则应考虑其安装位置。

(8) 油箱内壁应涂附耐油防锈涂料或进行喷塑处理。

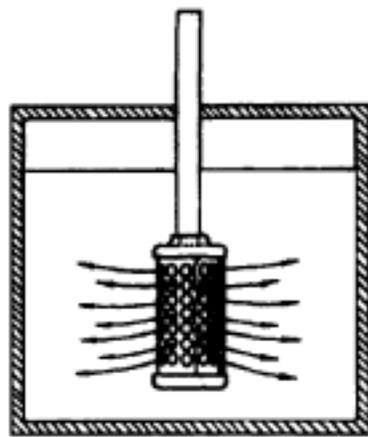


图6-16 油罐形扩散器

第四节 热交换器

液压系统工作介质温度过高或过低都将影响液压系统的正常工作。液压系统的正常工作温度因主机类型及其液压系统的不同而异。一般液压系统的理想温度为 $30\sim 50$ 范围之内,最高不超过 65 ,最低不低于 15 。如果液压系统依靠自然冷却但仍不能使油温控制在允许的最高温度下,或是对温度有特殊要求,则应安装冷却器进行强制冷却;反之,如果环境温度太低,液压泵无法正常启动或有油温要求时,则应安装加热器,提高油温。冷却器和加热器统称为热交换器。

一、冷却器

液压系统中常用的冷却器有水冷式、风冷式两种。前者用于有固定水源的场合,后者则用于行走机械等水源不便的场合。

最简单的水冷式冷却器是图6-17(a)所示的蛇形管冷却器,它以一组或几组的形式,直接装在油箱内。冷却水从管内流过时,就将油液中的热量带走。这种冷却器的散热面积小,冷却效率甚低。液压系统中使用较多的是强制对流式多管冷却器(见图6-17(b)),冷却水从管内流过,油液从水管(通常为铜管)外的管间流过,中间隔板使油流折流,从而增加油的循环路线长度,故强化了热交换效果。图6-17(c)所示为近年来发展的一种翅片管式冷却器,其水管(圆管或椭圆管)外嵌套大量的径向散热翅片,散热面积可达光滑管的 $8\sim 10$ 倍。椭圆管因涡流区小,空气流动性好,散热效果通常比圆管好。

图6-18所示为风冷板翅式二次表面换热器。油液从带有板翅散热片的盘中通过,正面用风扇送风冷却。此冷却器结构简单紧凑,散热面积大,散热效率高,适应性好。

冷却器的选用一般应根据系统的工作环境、技术要求、经济性、可靠性和寿命方面的要求来进行。

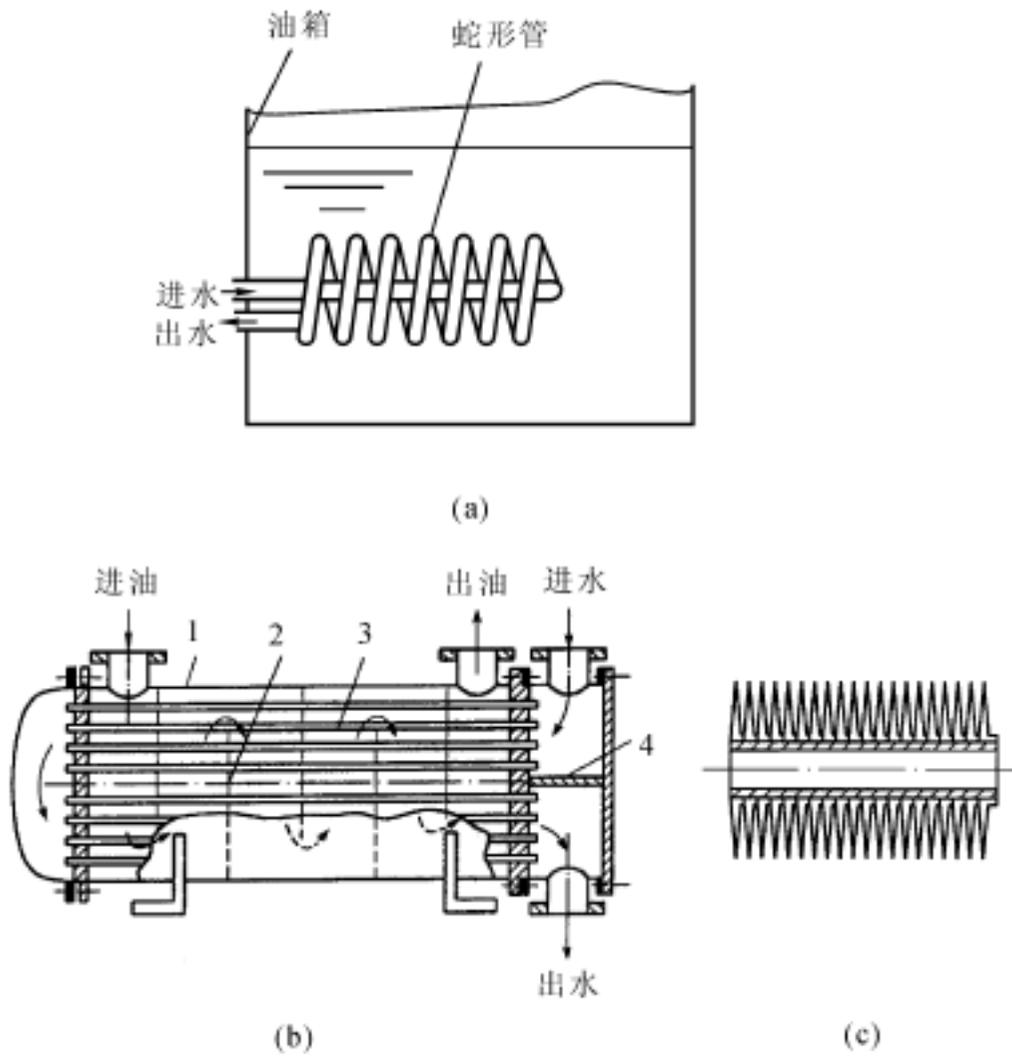


图 6-17 水冷式冷却器

(a) 蛇形管冷却器; (b) 多管冷却器; (c) 翅片管式冷却器

1— 外壳; 2— 挡板; 3— 水管; 4— 隔板

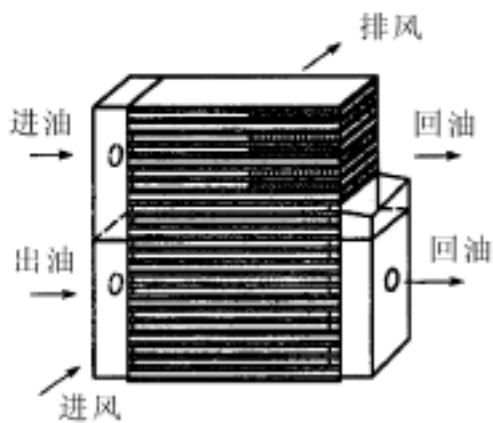


图 6-18 板翅式换热器

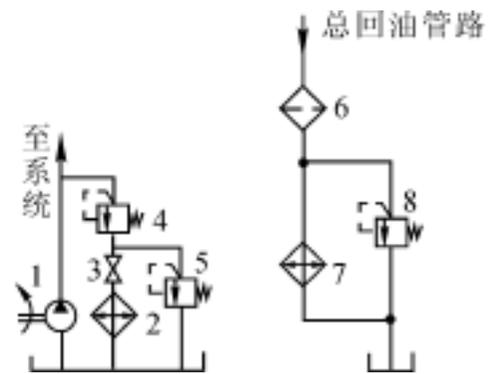


图 6-19 冷却器的安装位置

(a) 冷却器安装在溢流阀回油管路上;

(b) 冷却器安装在系统总回油管路上

1— 液压泵; 2, 7— 冷却器; 3— 截止阀;

4, 5, 8— 溢流阀; 6— 过滤器

冷却器在液压系统中的安装位置通常有两种情况: 如果溢流功率损失是系统温升的主要原因, 则应将冷却器 2 设置在溢流阀 4 的回油管路上(见图 6-19(a)), 在回油管冷却器 2 旁要并联旁通溢流阀 5, 实现冷却器的过压安全保护; 同时, 在回油管冷却器上游应串联截止阀 3, 用来切断或接通冷却器。如果系统中存在着若干个发热量较大的元件时, 则应将冷却器 7 设置

在系统的总回油管路上(见图 6-19(b)),如果在回油管路上同时设置过滤器和冷却器,则应把过滤器 6 安放在回油管路上游,以使低黏度热油流经过滤器的阻力损失降低。应确保油箱内的冷却器始终被油液所淹没。

二、加热器

液压系统的加热一般常采用结构简单,且能按需要自动调节最高和最低温度的电加热器。电加热器最好横向水平安装在油箱壁上(见图 6-20),其加热部分必须全部侵入油中,以免因蒸发使油面降低时加热器表面露出油面。由于油液是热的不良导体,所以应注意油的对流。加热器最好设置在油箱回油管一侧,以便加速热量的扩散。单个加热器的功率不宜太大,以免周围温度过高,使油液变质,必要时可同时装几个小功率加热器。

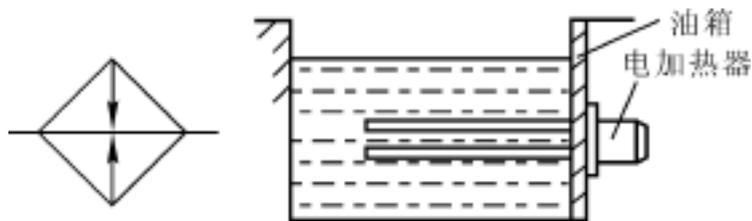


图 6-20 电加热器

第五节 管 件

油管 and 管接头统称为管件,它是连接各类液压元件、输送压力油的装置。管件应具有足够的耐压能力(强度)、无泄漏、压力损失小、拆装方便。

管件连接旋入端的螺纹主要使用国家标准米制锥螺纹(ZM)和普通细牙螺纹。前者依靠自身的锥体旋紧并采用聚四氟乙烯生料带等材料进行密封,适用于中低压系统;后者密封性好,但要采用组合垫圈或 O 形密封圈进行端面密封。国外常用惠氏(BSP)管螺纹(多见于欧洲国家生产的液压元件)和 NPT 螺纹(多见于美国生产的液压元件)。

一、油管

液压系统常用的油管有硬管(钢管和铜管)和软管(橡胶软管、塑料管和尼龙管)两类,各类油管的特点及适用场合如表 6-5 所示,选用的主要依据液压系统的工作压力、通过流量、工作环境和液压元件的安装位置等。由于硬管流动阻力小,安全可靠,安全性高且成本低,所以除非油管与执行机构的运动部分一起移动(如油管装在杆固定的活塞式液压缸缸筒上),否则应尽量选用硬管。

油管的规格尺寸多由它连接的液压元件的油口尺寸决定,只有对一些重要油管才计算其内径和壁厚。油管内径和壁厚按如下公式计算出后,即可按管材有关标准规定选定合适的油管。

$$d = \sqrt{\frac{4q}{v}} \quad (6-6)$$

$$\frac{pd_n}{2b} \quad (6-7)$$

式中 q ——通过油管的最大流量；
 v ——油管中允许流速(取值见表 6-6)；
 d ——油管内径；
 δ ——油管壁厚；
 p ——管内最高工作压力；
 σ_b ——管材抗拉强度；
 n ——安全因数(取值见表 6-7)。

表 6-5 各类油管的特点及适用场合

种类		特点及适用范围
硬管	钢管	价格低廉、能承受高压、刚性好、耐油、抗腐蚀,但装配时不能任意弯曲,常在拆装方便处用做压力管道;高压用无缝钢管(冷拔精密无缝钢管和热轧普通无缝钢管,材料为 10 号或 15 号钢);低压用焊接管;室外环境下可用不锈钢管
	紫铜管	装配时易弯曲成各种需要的形状,但承压能力较低,一般不超过 6.5 ~ 10 MPa,抗振能力较差,又易使油液氧化。常用于液压装置配接不便之处
	黄铜管	可承受 25 MPa 的压力,但不如紫铜管那样容易弯曲成形
软管	橡胶管	高压管由几层钢丝编织成或由钢丝缠绕为骨架制成,钢丝网层数越多,耐压越高,价格超昂贵,低压管是以麻线或棉纱编织体为骨架制成。橡胶管安装连接方便,适用于两个相对运动部件之间的管道连接,或弯曲形状复杂的地方
	尼龙管	乳白色半透明,加热后可以随意弯曲、变形,冷却后固定成形,承压能力因材料而异,约为 2.5 ~ 8 MPa。目前大多只在低压管道中使用
	塑料管	质轻耐油,价廉、装配方便,但承压能力低,长期使用会变质老化,只适用于压力小于 0.5 MPa 的回油、泄油油路

表 6-6 油管中的允许流速

油液流经油管	吸油管	高压管	回油管	短管及局部收缩处
允许流速 / (m · s ⁻¹)	0.5 ~ 1.5	2.5 ~ 5	1.5 ~ 2.5	5 ~ 7

说明: 高压管: 压力高时取大值, 反之取小值; 管道长的取小值, 反之取大值; 油液黏度大时取小值。

表 6-7 安全因数(钢管)

管内最高工作压力 / MPa	< 7	~ 17.5	17.5
安全因数	8	6	4

二、管接头

管接头是油管与油管、油管与液压元件之间的可拆式连接件,管接头必须具备耐压能力高、通流能力大、压降小、装卸方便、连接牢固、密封可靠和外形紧凑等条件。管接头的种类繁多,其规格品种可查阅相关手册。液压系统中常用的管接头有焊接式、卡套式、扩口式、法兰式和软管接头、快速接头等。

1. 焊接式管接头

焊接式管接头由接头体 1、螺母 2 和接管 3 组成(见图 6-21)。其中,接管与系统管路中的厚壁钢管 6 焊接连接,接头体与接管之间用 O 形密封圈 4 密封。接头体拧入机件 5 的连接可用细牙螺纹或锥螺纹。采用细牙螺纹时接头体与机件之间用金属垫圈或组合垫圈密封。焊接式管接头的特点是连接牢固、密封可靠、耐高压,但焊接工作量大。



图 6-21 焊接式管接头

1—接头体;2—螺母;3—接管;4—O形密封圈;5—机件;6—钢管

2. 卡套式管接头

卡套式管接头由接头体 1、卡套 2、螺母 3 组成(见图 6-22)。它既不用焊接也不用扩口,使用方便。拧紧螺母时把卡套推进接头体的内锥里,进一步拧紧螺母时卡套的刃口在管子外径上形成环形切槽而密封。卡套的弹簧作用还在管子、接头体及螺母之间起防松垫圈的作用,使连接耐振动。卡套式管接头在国外使用得很普遍,但对管子的径向尺寸精度要求较高,在用于高压系统时应该谨慎。

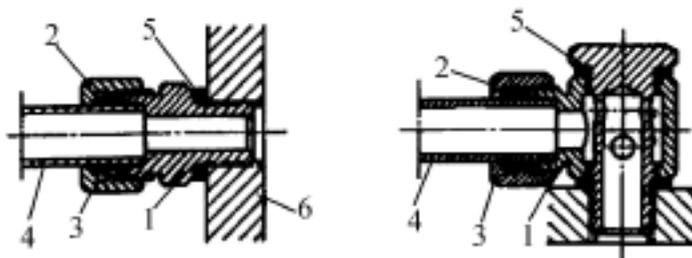


图 6-22 卡套式管接头

1—接头体;2—卡套;3—螺母;4—钢管;5—组合垫圈;6—机件

3. 扩口式管接头

扩口式管接头把管子的扩口端压靠在接头体的锥面上,随着螺母的旋紧,形成金属接触密

封。图 6-23 所示是广泛应用的一种由接头体 1、短螺母 2 和套管 3 组成的三件式 37°扩口管接头。由短螺母产生压紧力经套管传到扩口管子。没有扭转作用传到扩口处,而且由于螺母很短,管子弯头可以布置得更靠近接头。采用标准的 37°扩口角可在液压压力作用下产生高度有效的密封。套管可用来协助支撑管路并吸收振动。此外,这种管接头装配方便,仅需要尺寸合适的扳手和扩口工具即可。这种管接头允许重复拆装。套管是连接的心脏,它使管子对中并支撑管子,而且还协助减少振动和管子疲劳。由于旋紧螺母时套管不转动,故管子不受扭转作用即可完成装配。

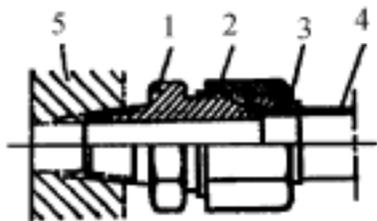


图 6-23 三件式 37°扩口管接头

1— 接头体;2— 短螺母;
3— 套管;4— 管子;5— 机件

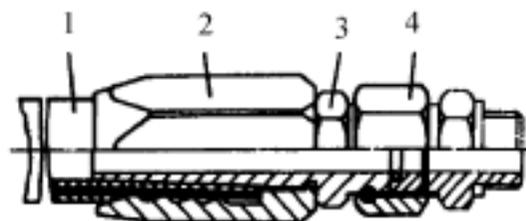


图 6-24 可复用软管接头

1— 软管;2— 接头外套;
3— 接头芯;4— 接头螺母

4. 软管接头

软管接头和软管(通常是橡胶软管)可由管件厂买进软管合成,也可以用户自行装配。软管接头分为可复用的和永久连接二类。可复用软管接头拧在软管上(见图 6-24)。这种软管接头可以从失效的软管上拆下来再装到新软管上重复使用。永久连接软管接头(见图 6-25)是冷挤压到软管上的,只能一次使用。当软管失效时管接头随软管一起废弃。但是这种接头一般比可复用接头成本低,而且软管装配工作量小。

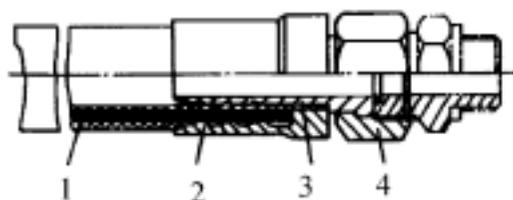


图 6-25 永久连接的扣压式软管接头

1— 软管;2— 接头外套;3— 接头芯;4— 接头螺母

5. 快速接头

在需要元件或组件快速连接和分离的场合及需要频繁连接和分离的管路,使用软管和快速接头可以节省辅助时间。快速接头一般由两个半接头组成(见图 6-26)。每个半接头可以带(或不带)一个单向截止阀。当快速接头分离时,两个单向截止阀的阀芯都在各自弹簧的作用下压紧在接头体的锥孔上,自动关闭两端通路,以防止管内油液流失;而当快速接头连接时单向截止阀芯前端的顶杆相碰,迫使阀芯压缩弹簧,使油路沟通。两个半接头的连接,是利用在接头体上的 6 个或 8 个钢球落在接头体的 V 形槽内来实现的。工作时,钢球由外套压而无法退出。外套由弹簧 7 顶出,保持在左端位置。这种接头不用工具即可实现连接和分离,农业机械、越野车辆和飞机上多采用带双单向截止阀的快速接头。

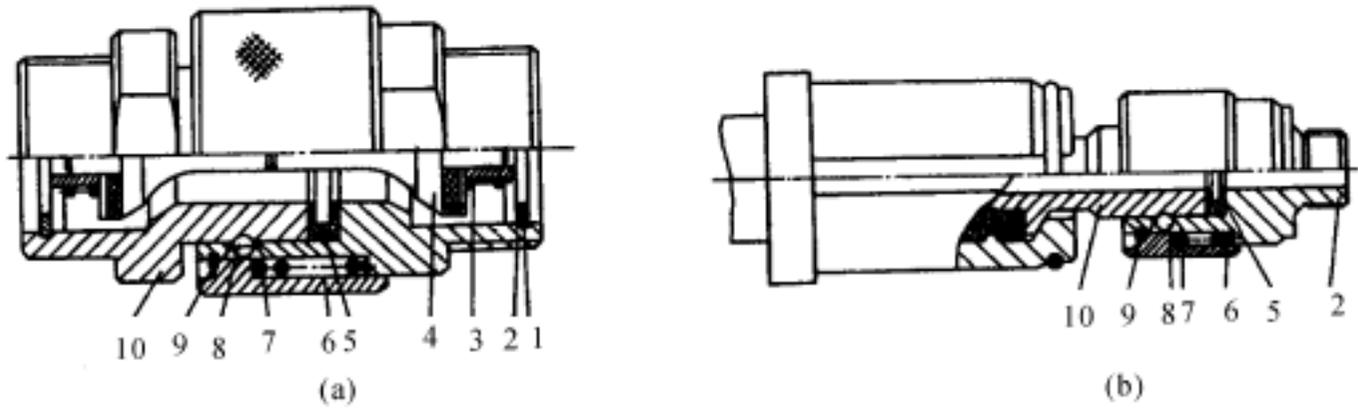


图 6-26 快速接头

(a) 带双单向截止阀; (b) 不带单向截止阀

1—挡圈; 2—接头体 ; 3—弹簧; 4—单向阀阀芯; 5—密封圈;
6—外套; 7—弹簧; 8—钢球; 9—弹簧卡圈; 10—接头体

第六节 压力表及压力表开关

在液压系统中泵的出口、安装压力控制元件处、与主油路压力不同的支路及控制油路、蓄能器的进油口等处均应设置测压点,以便通过测压组件对压力调节或系统工作中的压力数值及其变化情况进行观测。测压组件包括压力表及压力表开关。

一、压力表

液压系统各工作点的压力通常都用压力表来观测。最常用的压力表是弹簧管式压力表,其结构原理如图 6-27 所示。当压力油进入弹簧弯管 1 时,管端产生变形,通过杠杆 4 使扇形齿轮 5 摆转,带动小齿轮 6,使指针 2 偏转,由刻度盘 3 读出压力值。

压力表精度用精度等级(压力表最大误差占整个量程的百分数)来衡量。例如 1.5 级精度等级的量程(测量范围)为 10 MPa 的压力表,最大量程时的误差为 $10 \text{ MPa} \times 1.5\% = 0.15 \text{ MPa}$ 。压力表最大误差占整个量程的百分数越小,压力表精度越高。一般机械设备液压系统采用的压力表精度等级为 1.5 ~ 4 级。在选用压力表量程时应大于系统的工作压力的上限,即压力表量程约为系统最高工作压力的 1.5 倍。压力表不能仅靠一根细管来固定,而应把它固定在面板上,压力表应安装在调整系统压力时能直接观察到的部位。压力表在接入压力管道时,应通过阻尼小孔以及压力表开关,以防止系统压力突变或压力脉动而使压力表损坏。

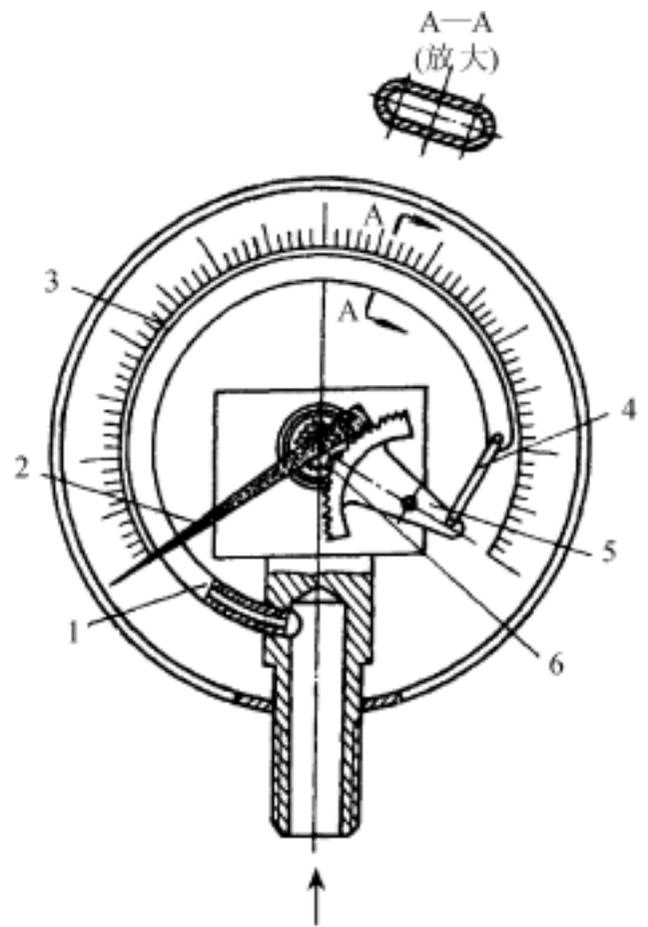


图 6-27 弹簧管式压力表

1—弹簧弯管; 2—指针; 3—刻度盘;
4—杠杆; 5—扇形齿轮; 6—小齿轮

对于需用远程传送信号或自动控制的液压系统,可选用带微动开关的弹簧管式电接点压力表。它一方面可以观测系统压力,另一方面在系统压力变化时可以通过微动开关内设的高压和低压触点发信,控制电动机或电磁阀等元件的动作,从而实现液压系统的远程自动控制。

二、压力表开关

压力表开关相当于一个小型转阀式截止阀,它是用于切断和接通压力表与油路的通道。通过开关的阻尼作用,减轻压力表在压力脉动下的振动,延长其使用寿命。根据可测压力的点数不同,压力表开关有一点、三点、六点等。多点压力表开关用一个压力表可与几个测压点油路相通,测出相应点的油压力。图 6-28 所示为压力表开关的结构图。

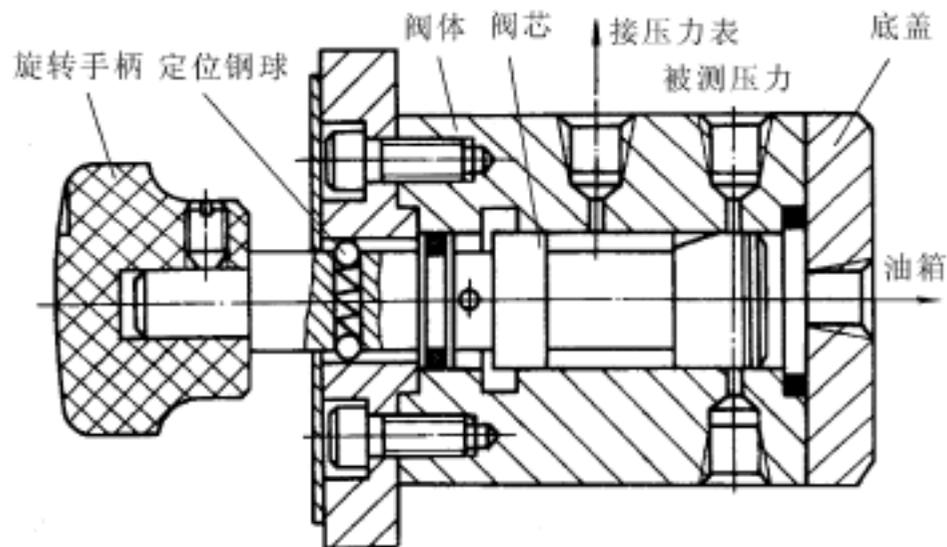


图 6-28 压力表开关

第七节 密封装置

一、密封装置的功用及要求

密封装置的功用是防止液压系统中工作介质的内外泄漏及外界灰尘、金属屑等异物的侵入,以保证液压系统正常工作。密封装置的性能对液压系统的工作性能和效率具有直接作用。液压系统对密封装置的主要要求如下:

- (1) 在一定的压力、温度范围内具有良好的密封性能;
- (2) 有相对运动时,密封装置引起的摩擦因数小且摩擦力稳定;
- (3) 耐磨性好、耐腐蚀、不易老化,寿命长,磨损后能在一定程度上自动补偿;
- (4) 结构简单,制造维护方便、价格低廉。

二、密封装置的类型及特点

液压系统中的密封装置有间隙密封、橡胶密封圈、组合密封等多种类型,其中最常用的是种类繁多的橡胶密封圈,它们既可用于静密封,也可用于动密封。

1. 间隙密封

间隙密封是最简单的一种密封形式,它是利用相对运动的圆柱摩擦副之间的微小间隙(通常为 $0.02 \sim 0.05 \text{ mm}$)防止泄漏。常用于液压元件中的活塞、滑阀的配合中。为了提高密封能力,减小液压卡阻,常在圆柱表面开设几条环形均压槽(见图6-29)。间隙密封结构简单、摩擦小,耐高温,但磨损后无法恢复原有能力。

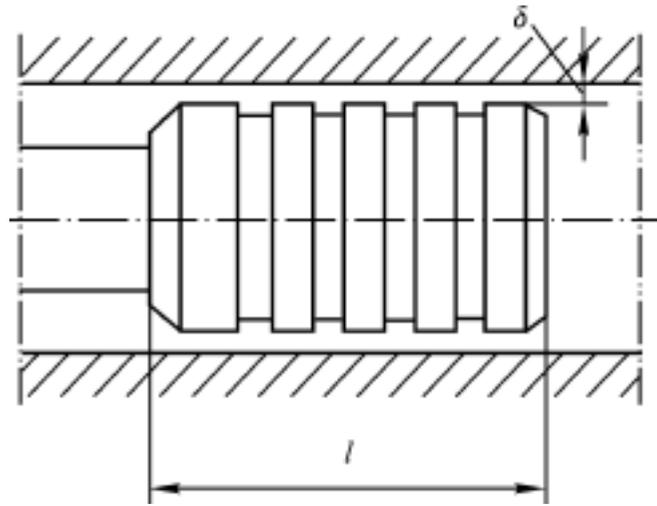


图 6-29 机械密封

2. 橡胶密封圈

(1) O形密封圈。O形密封圈(见图6-30(a))是一种用耐油橡胶压制而成的圆截面密封件。如图6-30(b)所示,它是依靠预压缩消除间隙而实现密封,能随着压力 p 的增大自动提高密封件与密封表面的接触应力,从而提高密封作用,且能在磨损后自动补偿。O形密封圈的特点是结构简单、密封性好、价廉、应用范围广,既可用于外径或内径密封,又可以用于端面密封;高低压均可用,但高压场合需加设金属密封挡圈,以防止O形圈从密封槽的间隙中被挤出。O形密封圈的预压缩量、安装沟槽的形状、尺寸及加工精度等可从相关手册查得。

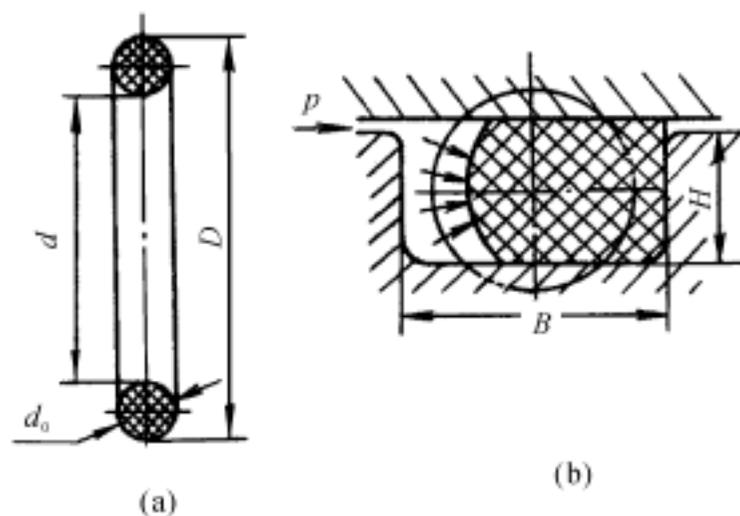


图 6-30 O形密封圈

(a) 结构图;(b) 密封原理

(2) 唇形密封圈。唇形橡胶密封圈是靠其唇口受液压力作用变形,使唇边贴紧密封面进行密封,液压力越大,唇边贴得越紧,并具有磨损后自动补偿的能力。此类密封有Y形、Yx形、V形等常用形式,一般用于往复运动密封。

图 6-31 所示为 Y 形密封圈,它有一对与密封面接触的唇边,安装时唇口对着压力高的一边。油压低时,靠预压缩密封;高压时,受油压作用而两唇张开,贴紧密封面,能主动补偿磨损量。油压越高,唇边贴得越紧。双向受力时要成对使用。这种密封圈摩擦力较小,启动阻力与停车时间长短和油压大小关系不大,运动平稳,适用于高速、高压的动密封。

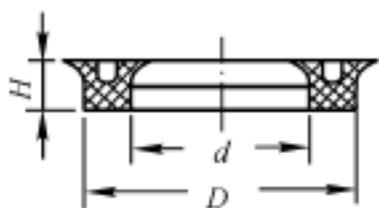


图 6-31 Y形密封圈

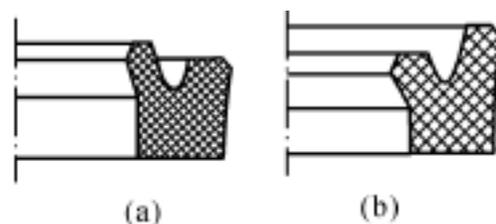


图 6-32 Yx形密封圈

(a) 孔用; (b) 轴用

图 6-32 所示是 Yx 形密封圈,它是在 Y 形密封圈基础上改进而成的,分为轴用、孔用二种,内、外密封唇高度不等,短边与密封面相接触,滑动摩擦力小;长边与非滑动表面相接触,摩擦阻力增大,使工作时不易窜动而被运动部件切伤。Yx 形密封圈一般用于工作压力小于 32 MPa、使用温度为 $-30 \sim +100$ 的场合。

(3) V 形密封圈。V 形密封圈(见图 6-33)由多层涂胶织物压制而成,由三种不同截面形状的压环、密封环、支承环组成一套使用。当压力大于 10 MPa 时,可以根据压力大小适当增加中间密封环的个数,以满足密封要求。这种密封圈安装时应使密封环唇口面对高压侧。V 形密封圈的接触面较长,密封性能好,适宜在工作压力 50 MPa,温度在 $-40 \sim +80$ 的场合使用。

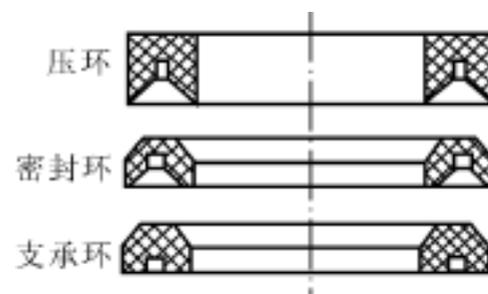


图 6-33 V形密封圈

3. 组合密封装置

组合密封装置是由两个以上元件组合而成的密封装置。图 6-34 所示为由耐油橡胶内圈和钢(Q235)外圈压制而成的组合密封垫圈,主要用于管接头等处的端面密封。安装时外圈紧贴两密封面,内圈厚度 h 与外圈厚度 s 之差即为压缩量。由于它安装方便、密封可靠,故应用广泛。

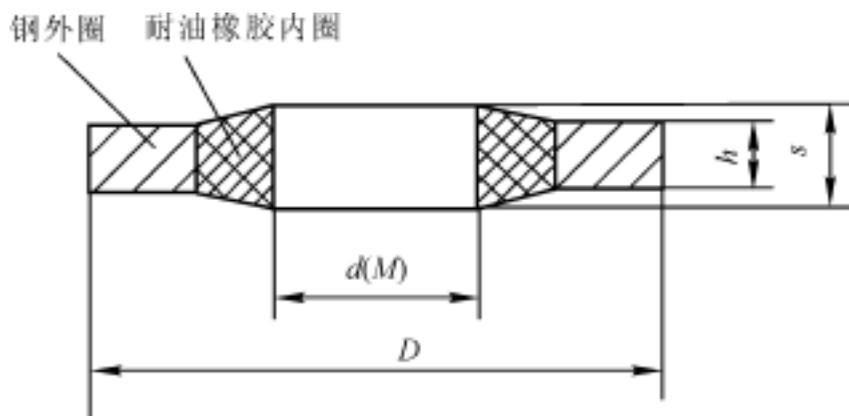


图 6-34 组合密封垫圈

图 6-35 所示是由加了填充材料的改性聚四氟乙烯滑环 1 和充当弹性体的橡胶圈 2(如 O 形圈、矩形圈等)组合而成的橡胶组合密封装置,聚四氟乙烯滑环自润滑性好、摩擦力小,但缺乏弹性。将其与弹性体的橡胶环同轴组合使用,利用橡胶圈的弹性对其施加压紧力,二者取长

补短,密封效果良好。

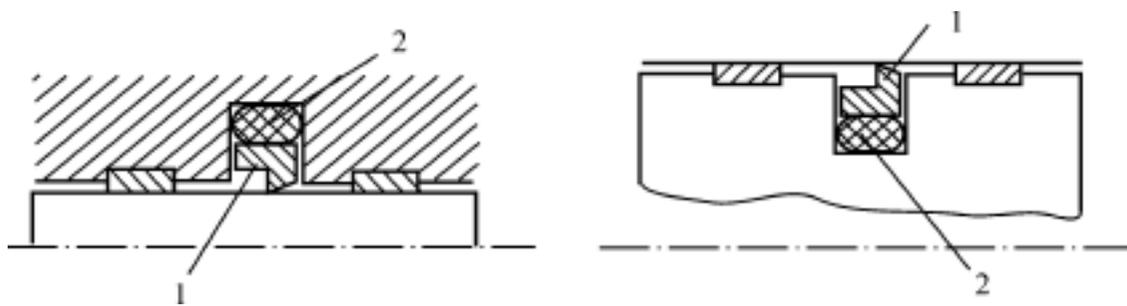


图 6-35 橡胶组合密封装置

1—聚四氟乙烯滑环;2—橡胶环(O形圈)

思考题与习题

1. 简述蓄能器的主要类型及在液压系统中的作用。
2. 如何进行液压油的污染程度的评定?
3. 试述油液过滤器和通气过滤器的功用。
4. 开式独立油箱上通常有哪些附件,其功用如何?
5. 简述液压管件常用的连接螺纹种类及特点。
6. 液压系统中为何要设置压力表开关?
7. 在液压系统中常用的密封装置有哪几类?各有什么特点?
8. 某用作辅助动力源的蓄能器,其容量为 4 L,充气压力为 3.2 MPa,系统最高工作压力为 8 MPa,最低工作压力为 5 MPa,试求蓄能器所排出的油液体积(蓄能器工作状态为等温过程)。
9. 某液压管路的压力为 7 MPa,通过流量为 60 L/min,试求: 油管内径; 选用油管材料并确定壁厚。

第七章 液压基本回路

虽然现代机械设备的液压系统越来越复杂,但总不外乎是由一些能够实现某种特定功能的液压元件组合的基本回路所组成。将若干特定的基本回路连接或复合而成的总体即为液压系统。液压基本回路按其在系统中的功用可分为压力控制回路、速度控制回路、方向控制回路、多执行器动作控制回路等。毋庸置疑,了解和掌握基本回路的组成、原理、性能特点及应用,对于分析和设计液压系统非常必要。本章介绍一些常见的基本回路,对于工程上大量使用的其他基本回路,读者可参阅有关设计手册。

第一节 压力控制回路

压力控制回路是利用压力控制元件来控制系统或局部油路的压力,以满足执行器要求的回路,它包括调压、减压、增压、卸荷、保压及泄压、平衡等回路等。

一、调压回路

调压回路的功用是控制液压系统的工作压力,使其不超过预调值或者使系统在不同工作阶段具有不同的压力。实现调压的主要元件是溢流阀。

图 7-1(a) 所示为单级调压回路,在液压泵 1 出口处并联溢流阀 2,泵出口压力由溢流阀的调定压力决定。只要溢流阀开启,系统压力基本恒定,即所谓“溢流定压”。

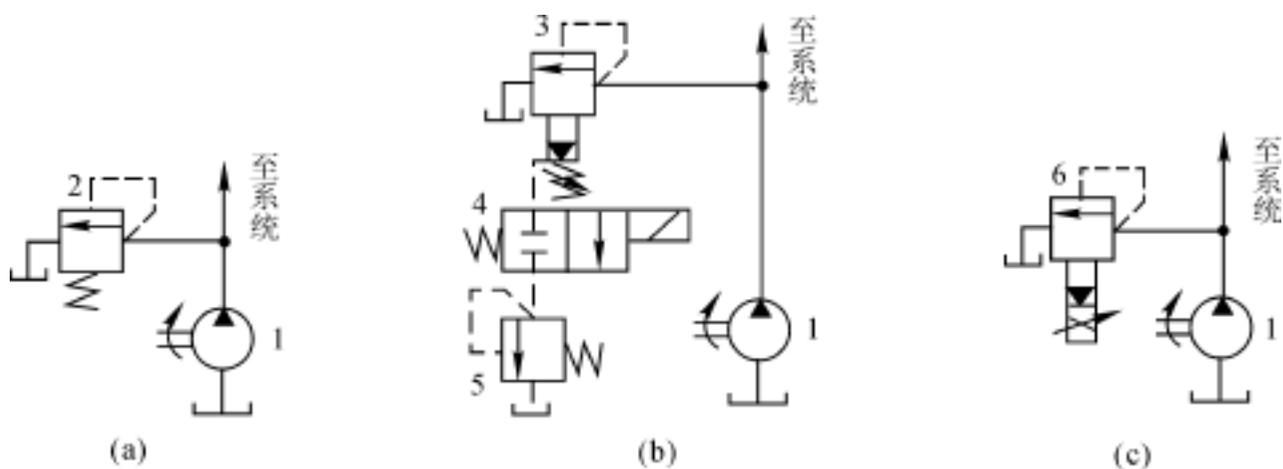


图 7-1 调压回路

(a) 单级调压回路; (b) 二级调压回路; (c) 比例调压回路

1— 液压泵; 2— 溢流阀; 3— 先导式溢流阀;

4— 二位二通电磁换向阀; 5— 远程调压阀; 6— 电液比例溢流阀

利用先导式溢流阀、电磁换向阀和远程调压阀可以实现系统的多级调压或远程调压。如图

7-1(b)所示为二级调压回路,先导式溢流阀3和远程调压阀5均可调整泵出口压力。当二位二通电磁阀4断电处于图示位置时,系统压力由阀3设定;当阀4通电切换至右位时,系统压力由阀5设定。两个压力阀的设定压力应满足 $p_3 > p_5$,否则不能实现二级调压。

用第十章介绍的电液比例溢流阀可以对系统进行无级调压。如图7-1(c)所示,通过调节电液比例溢流阀6的输入电流,即可实现系统压力的无级调节。比例调压回路结构简单,压力切换平稳,且便于实现遥控或程控。

二、减压回路

减压回路的功用是使单泵供油液压系统中的某一部分油路具有比主回路更低的稳定压力。图7-2所示为最常见的减压回路,定值减压阀3与主油路并联,高压主油路的压力由溢流阀2设定,减压油路的压力由阀3设定。单向阀4供主油路压力降低时防止油液倒流,起短时保压之用。减压回路也可采用先导式减压阀和远程调压阀的二级减压方式或电液比例减压阀的无级减压方式。

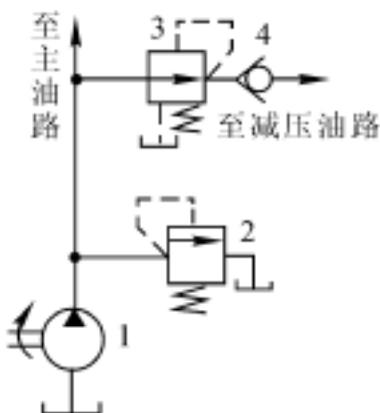


图 7-2 减压回路

1— 液压泵;2— 溢流阀;3— 减压阀;4— 单向阀

三、增压回路

增压回路是用以使液压系统中某些支路获得高于系统压力的回路。利用增压回路,可以采用低压获得较高的压力。增压回路中提高油压的主要元件是增压器(缸),如图7-3(a)所示,其增压比为大小活塞面积之比 A_1/A_2 。

图7-3(a)所示为采用单作用增压器的增压回路。当二位四通电磁换向阀3断电处于图示位置时,液压泵以压力 p_1 向增压器4的大活塞左腔供油,小活塞右腔得到所需的较高压力 p_2 。当阀3通电切换至右位时,增压器4返回,高架油箱6在大气压的作用下经单向阀4向小活塞右腔补油。该回路只能间断增压,适宜执行器单向作用和小行程场合。

图7-3(b)所示为采用双作用增压器的增压回路,能连续输出高压油。在图示位置液压源的压力油经二位四通电磁换向阀7和单向阀8进入增压器12的左端a,b腔,大活塞c腔的回油通油箱,右端小活塞d腔增压后的高压油经单向阀11输出至执行器,单向阀9,10在压差的作用下关闭。当增压器活塞移动到右端时,阀7的电磁铁通电切换至右位,增压器活塞向左移动,左端小活塞a腔的高压油经单向阀10输出至执行器。增压器的活塞随着电磁阀的通断电换向而不断往复运动,两端交替输出高压油,从而实现连续供油。

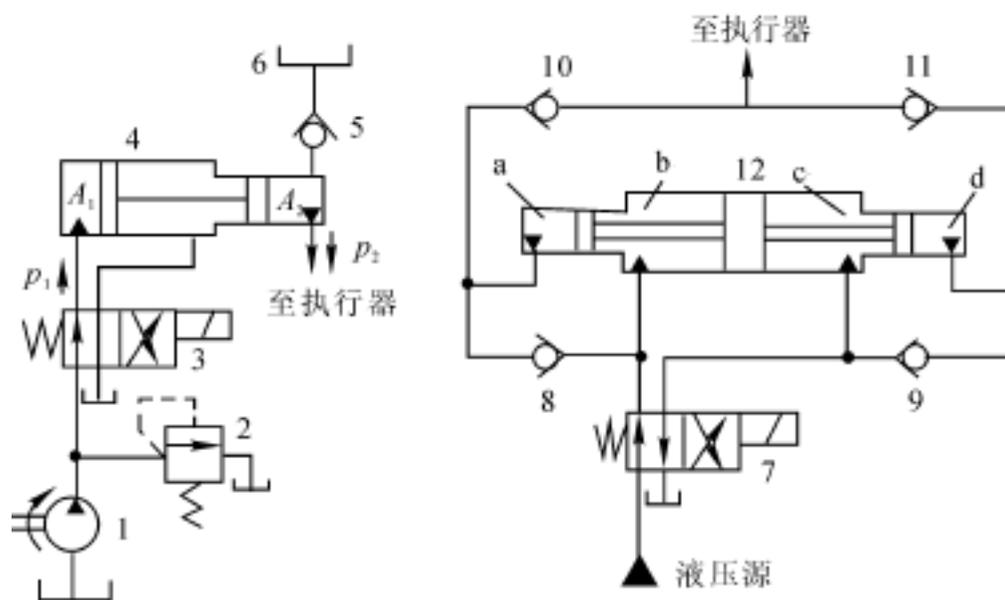


图 7-3 增压回路

(a) 单作用增压回路; (b) 双作用增压回路

1— 液压泵; 2— 溢流阀; 3, 7— 二位四通电磁换向阀; 4— 单作用增压器;
5, 8, 9, 10, 11— 单向阀; 6— 高架油箱; 12— 双作用增压器

四、卸荷回路

液压系统在工作循环中短时间间歇时,为减少功率损耗,降低系统发热,避免因液压泵频繁启停影响液压泵的寿命,多采用卸荷回路。所谓液压泵的卸荷是指在泵以很小的输出功率运转($P_p = p_p q_p \approx 0$),即或以很低的压力($p_p \approx 0$)运转,或输出很小的流量($q_p \approx 0$)的压力油。实现卸荷的方法通常有以下几种:

(1) 利用换向阀机能的卸荷回路。利用 M, H 和 K 型等机能三位换向阀的中位,可使泵卸荷。例如图 7-4(a) 所示为采用 M 型中位机能电液动换向阀的卸荷回路。回路中的单向阀 3 可使系统在卸荷中保持 0.3 MPa 左右的压力,以供卸荷结束后控制油路换向之用。采用常开机能的二位二通电磁换向阀也可使泵直接卸荷(见图 7-4(b))。

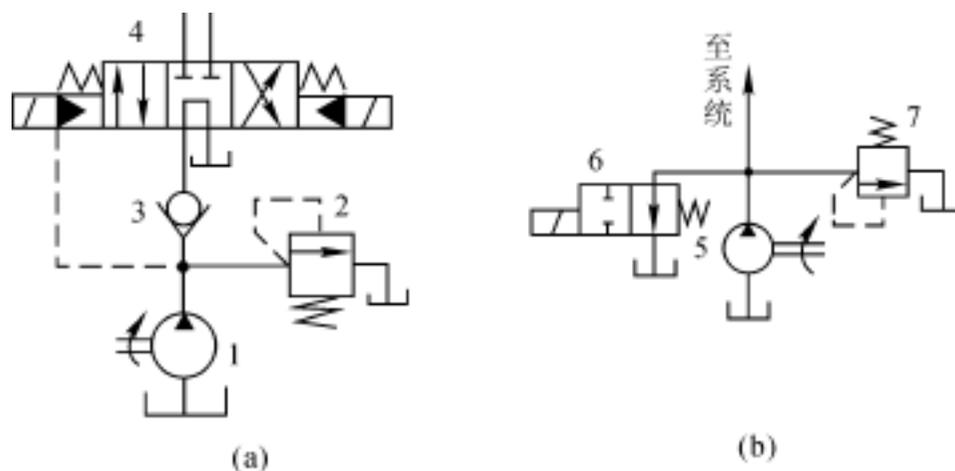


图 7-4 利用换向阀机能的卸荷回路

(a) M 型中位机能三位四通电磁换向阀的卸荷回路;

(b) 常开二位二通电磁换向阀的卸荷回路

1, 5— 液压泵; 2, 7— 溢流阀; 3— 单向阀;

4— 三位四通电磁换向阀; 6— 二位二通电磁换向阀

利用换向阀的机能直接卸荷的方法特别适宜低压小流量系统。但应注意,其中换向阀的额定流量必须与液压泵的额定流量相符。

(2) 利用先导式溢流阀的卸荷回路。如图 7-5 所示为利用先导式溢流阀的卸荷回路。在先导式溢流阀 3 的遥控口接一小型二位二通电磁换向阀 2。电磁阀 2 断电处于图示位置时,阀 3 的遥控口与油箱相通,液压泵 1 输出的液压油以很低的压力经溢流阀 1 返回油箱,实现卸荷。电磁阀 2 通电切换至右位时,液压泵升压。

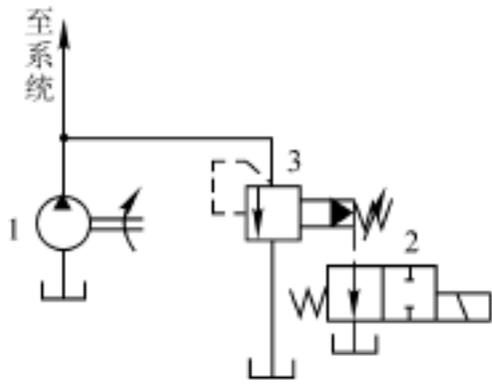


图 7-5 利用先导式溢流阀的卸荷回路

1— 液压泵;2— 二位二通电磁换向阀;3— 溢流阀

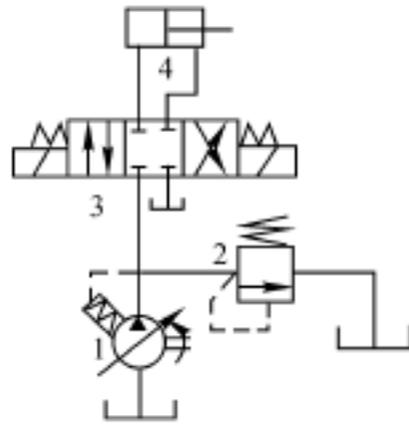


图 7-6 压力补偿变量泵的卸荷回路

1— 变量泵;2— 溢流阀;

3— 三位四通电磁换向阀;4— 液压缸

(3) 压力补偿变量泵的卸荷回路。图 7-6 所示为压力补偿变量泵的卸荷回路。根据压力补偿变量泵 1 在低压时输出大流量和高压时输出小流量的特性,当液压缸 4 的活塞运动到行程端点或换向阀 3 处于图 7-6 所示的中位,泵 1 的压力升高到补偿装置所需压力时,泵的流量便自动减至补足液压缸和换向阀的泄漏,此时尽管泵出口的压力很大,但由于泵输出的流量很小,其耗费的功率大为降低,实现了泵的卸荷。回路中的溢流阀 2 作为安全阀使用。

五、平衡回路

为了防止立置液压缸或垂直运动的工作部件由于自重而超速下降,即在向下运动中由于速度超过液压泵供油所能达到的速度而使工作腔中出现真空,并使其在任意位置上锁紧,通常应设置平衡回路。平衡回路的功用是在立置液压缸的下行回油路上串联一个产生适当背压的元件,以便与自重相平衡,并起限速作用。

图 7-7(a) 所示为采用自控式单向顺序阀(简称平衡阀)的平衡回路。当换向阀 1 切换至左位时,液压缸 4 的活塞向下运动,缸下腔的油液经平衡阀 3 中的顺序阀流回油箱。只要使阀 3 的调压值大于由于活塞及其相连工作部件的重力在缸下腔产生的压力值,则当换向阀处于中位时,活塞和工作部件就能被平衡阀锁住而不会因自重而下降。在下行工况时,限速作用由平衡阀所形成的节流缝隙来实现。这种回路在活塞下行运动时因要克服顺序阀的背压,功率损失较大,且“锁紧”时活塞和与之相连的工作部件会因平衡阀和换向阀的泄漏而缓慢下落,故只适用于工作部件质量不大、锁紧定位要求不高的场合。而采用液控式平衡阀组成的平衡回路(见图 7-7(b)),由于平衡阀 5 的调压值基本上与负载大小(即背压)无关,通常只需系统压力的 30% ~ 40%,故功率损失较小,但为了防止因液压缸 6 的活塞下降中因超速或出现平衡阀时开时关而带来的振动,需在平衡阀和液压缸的回油路之间增设单向节流阀(图中未画出)。

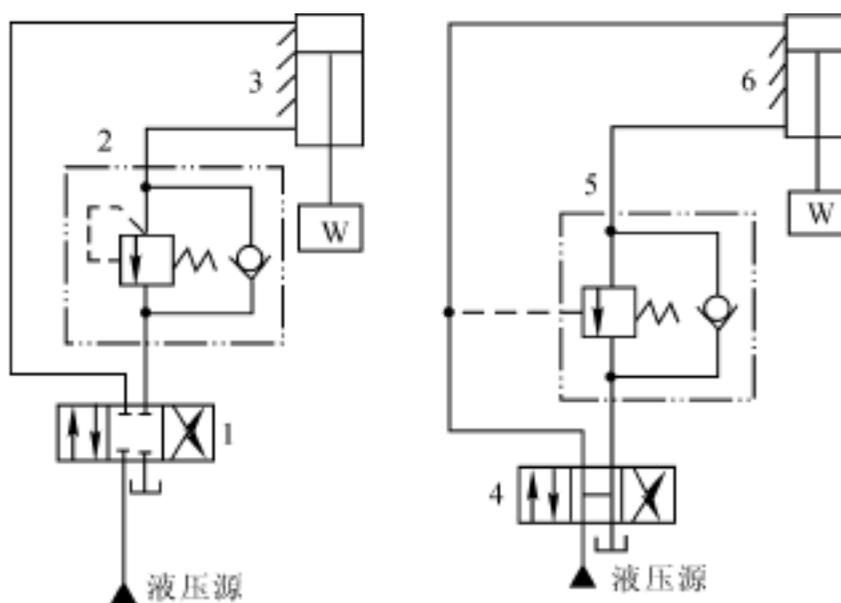


图 7-7 采用平衡阀的平衡回路

(a) 自控式平衡阀的平衡回路；(b) 远控式平衡阀的平衡回路

1— 三位四通换向阀(O 型机能)；2— 自控式平衡阀；

3, 6— 液压缸；4— 三位四通换向阀(H 型机能)；5— 远控式平衡阀

图 7-8 所示为采用液控单向阀的平衡回路。当电磁铁 1YA 通电使三位四通电磁换向阀 1 切换至左位时, 液压源的压力油进入液压缸 5 上腔, 并导通液控单向阀 2, 液压缸下腔的油液经节流阀 3、液控单向阀 2 和换向阀 1 排回油箱, 活塞向下运动。当电磁铁 1YA 和 2YA 均断电使换向阀 1 处于中位时, 液控单向阀迅速关闭, 活塞立即停止运动。当电磁铁 2YA 通电使换向阀 1 切换至右位时, 压力油经阀 1、阀 2 和普通单向阀 3 进入液压缸下腔, 使活塞向上运动。由于液控单向阀是锥面密封、泄漏量很小, 故这种平衡回路的锁定性好, 工作可靠。节流阀 4 可以防止因液压缸活塞下降中因超速或出现液控单向阀时开时关而带来的振动。

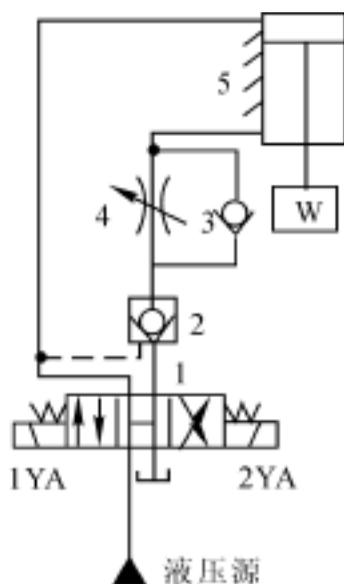


图 7-8 液控单向阀平衡回路

1— 三位四通电磁换向阀；2— 液控单向阀；

3— 普通单向阀；4— 节流阀；5— 液压缸

六、保压和泄压回路

保压回路的功用是在液压系统中的执行器停止工作或仅有工件变形所产生微小位移的情况下,使系统压力基本保持不变。而泄压回路则用于缓慢释放液压系统在保压期间储存的能量,以免突然释放而产生液压冲击和噪声。通常只要系统具有保压回路,就应设置相应的泄压回路。

1. 保压回路

最简单的保压回路是如图 7-9 所示利用液控单向阀的自动补油保压回路。其工作原理:当电磁铁 2YA 通电使换向阀 2 切换至右位,液压缸 6 上腔压力上升至电接点压力表 5 的上限值时,压力表高压触点通电,使电磁铁 2YA 断电,换向阀复至中位,液压泵 1 经阀 2 的 M 型中位卸荷,液压缸由液控单向阀 4 保压。保压期间如果液压缸上腔因泄漏等因素,压力下降到电接点压力表调定下限值(低压触点)时,压力表又发出信号,使电磁铁 2YA 通电,液压泵恢复向液压缸上腔供油,压力上升。而当电磁铁 1YA 通电使换向阀切换至左位时,液压缸活塞快速向上退回。这种回路能自动保持液压缸上腔的压力在某一范围内,保压时间长,压力稳定性高,适用于液压机等保压性能要求较高的液压系统。

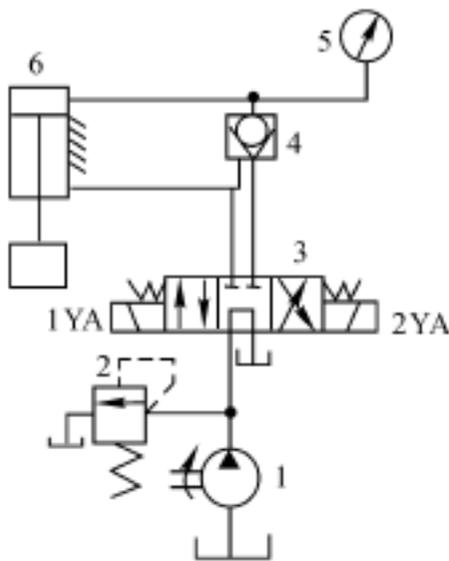


图 7-9 自动补油保压回路

1— 液压泵;2— 溢流阀;3— 三位四通电磁换向阀;
4— 液控单向阀;5— 电接点压力表;6— 液压缸

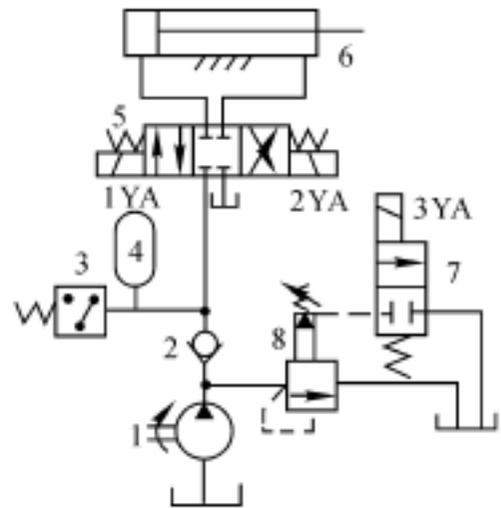


图 7-10 蓄能器保压回路

1— 液压泵;2— 单向阀;3— 压力继电器;
4— 蓄能器;5— 三位四通电磁换向阀;6— 液压缸;
7— 二位二通电磁换向阀;8— 先导式溢流阀

图 7-10 所示为采用蓄能器的保压回路。当电磁铁 1YA 通电使三位四通电磁换向阀 5 切换至左位时,液压缸 6 向右运动,当缸运动到终点后,液压泵 1 向蓄能器 4 供油,直到供油压力升高至压力继电器 3 的调定值时,压力继电器发信使电磁铁 3YA 通电,二位二通电磁换向阀 7 切换至上位,泵 1 经溢流阀 8 卸荷,此时系统(液压缸)通过蓄能器保压。当液压缸压力下降至某规定值时,压力继电器动作使 3YA 断电,液压泵重新向系统供应压力油。保压时间的长短取决于蓄能器容量。

2. 泄压回路

通常在液压缸直径大于 250 mm、压力大于 7 MPa 时,其油腔在排油前就先须泄压。控制泄压可以通过延缓主换向阀的切换时间或采用液压控制等措施实现。图 7-11 所示为用顺序阀控制回程压力实现泄压的回路。回路中的阀 4 为带有卸载阀芯的复式液控单向阀(见图 5-9),

保压和泄压均由此阀实现。保压完毕后手动换向阀 3 以左位接入回路,此时液压缸 8 上腔没有泄压,压力油经二位二通换向阀 7 将顺序阀 5 打开,液压泵 1 进入缸下腔的油液经顺序阀 5 和节流阀 6 回油箱,调节节流阀 6 的开度使缸下腔压力在约 2 MPa 而还不足以使活塞回程,但能顶开液控单向阀 4 的卸荷阀芯的情况下使上腔泄压。当缸上腔压力降低至小于顺序阀 5 的调压值(通常为 2 ~ 4 MPa)时,顺序阀 5 关闭,切断泵 1 至油箱的低压循环,泵 1 压力上升,顶开液控单向阀 4 的主阀芯,活塞回程。二位二通阀 7 的作用是保压过程中切断顺序阀 5 的控制油路,保证回路的保压性能。

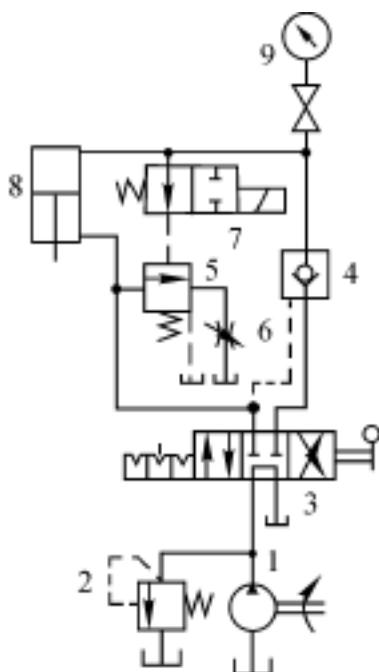


图 7-11 用顺序阀控制的泄压回路

1— 液压泵;2— 溢流阀;3— 三位四通手动换向阀;

4— 液控单向阀;5— 顺序阀;6— 节流阀;

7— 二位二通电磁换向阀;8— 液压缸;9— 压力表及其开关

第二节 速度控制回路

速度控制回路包括调节液压执行元件运动速度的调速回路以及使之得以快速运动的快速运动回路和使工作进给速度改变的速度换接回路等。

一、调速回路

对任何液压传动系统而言,调速回路都是其核心部分。这种回路可以通过事先的调整或工作过程中的自动调节来改变执行器的运动速度。由于调速回路的速度负载特性、调速特性和功率特性基本上决定了它所在液压系统的性质、特点和用途,所以必须详加分析和讨论。按照调速方式的不同,调速回路分为无级调速和有级调速两类,其中以无级调速回路应用较为普遍,这是本节所要介绍的主要内容。

在不考虑液压油的压缩性和泄漏的情况下,液压缸的运动速度 v 和液压马达的转速 n 为

$$v = q A \quad (7-1)$$

$$n = q V_M \quad (7-2)$$

式中 q —— 输入液压执行器的流量;
 A —— 液压缸的有效面积;
 V_M —— 液压马达的排量。

由式(7-1)和式(7-2)可知,通过改变输入液压执行器的流量 q 或改变液压缸的有效面积 A 或液压马达的排量 V_M 均可达到调速的目的。由于在实际中不易改变液压缸的工作面积,故只能用改变输入液压执行器的流量或改变变量液压马达的排量的方法来调速。为了改变进入液压执行器的流量,可采用定量泵和流量控制阀的节流调速方法,也可采用改变变量泵排量的容积调速方法,或同时采用变量泵和流量阀调速的容积节流调速(联合调速)方法。

1. 节流调速回路

节流调速回路的工作原理:通过改变回路中的流量控制元件(节流阀或调速阀)的通流截面积的大小来控制流入执行器或流出执行器的流量,以调节其运动速度。按照流量阀在回路中位置的不同,可分为串节流调速和并节流调速二类回路。

串联调速回路由于在工作中回路的供油压力基本不随负载变化,故又称为定压式节流调速回路;并联调速回路(又称旁路节流调速回路)由于回路的供油压力会随负载的变化而变化,所以又称为变压式节流调速回路。

(1) 串节流调速回路。如图7-12所示,串节流调速又分为进油节流调速、回油节流调速和进-回油复合节流调速等三种回路。显然,前两种是后一种的特例。这些回路都使用定量泵并且必须并联一个溢流阀,回路中泵的压力由溢流阀设定后便基本上保持恒定不变,液压泵输出的油液一部分(称液压缸的输入流量)经节流阀进入液压缸工作腔,推动活塞运动,多余的油液经溢流阀排回油箱,这是此类调速回路能够正常工作的必要条件。只要调节节流阀的通流面积,即可实现调节通过节流阀的流量,从而调节液压缸的运动速度。

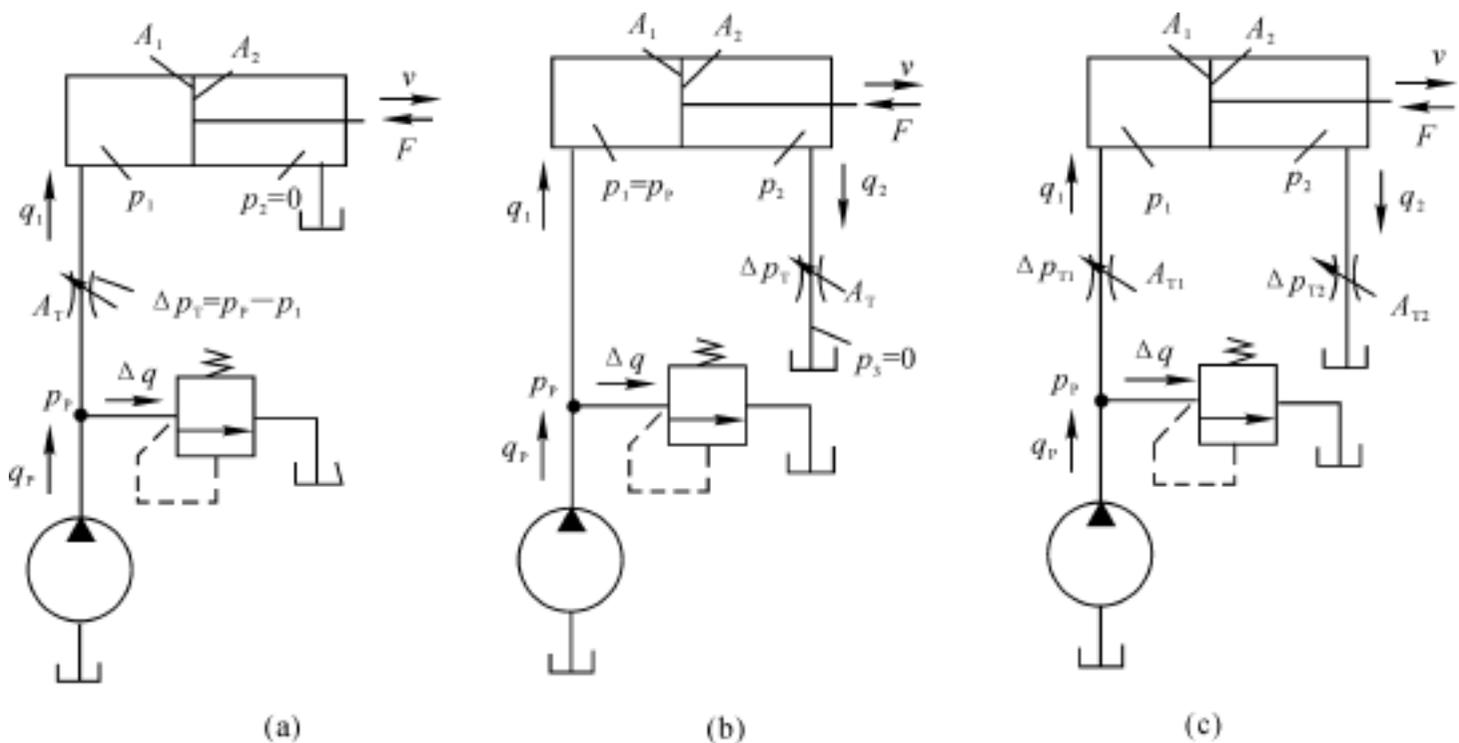


图7-12 串节流调速回路

(a) 进油节流;(b) 回油节流;(c) 进-回油复合节流

以下以进油节流调速回路为例,分析此类回路的特性。

由于溢流阀的定压溢流作用,串节流调速回路中液压泵的泄漏只影响溢流阀的溢流量,

而节流阀和液压缸处的泄漏均很小,因此以下的分析不考虑泄漏的影响。

将液压缸工作速度与外负载之间的关系称为调速回路的速度负载特性。忽略回路中各处的摩擦力,图7-12(a)所示回路的液压缸在稳定工作时的运动速度、力平衡方程和经节流阀进入液压缸的流量方程为

$$v = q / A_1 \quad (7-3)$$

$$p_1 A_1 = F \quad (7-4)$$

$$q = C A_T p_T \quad p_T = C A_T (p_p - p_1) \quad (7-5)$$

式中 v —— 液压缸的运动速度;
 q —— 进入液压缸的流量(负载流量);
 A_1 —— 液压缸工作腔的有效面积;
 p_1 —— 液压缸工作腔的压力(即负载压力);
 F —— 液压缸上的外负载;
 C —— 节流阀因数和指数;
 A_T —— 节流阀通流面积;
 p_T —— 节流阀两端的压力差, $p_T = p_p - p_1$;
 p_p —— 液压泵供油压力(即回路工作压力)。

由式(7-3)、式(7-4)及式(7-5)得液压缸运动速度为

$$v = \frac{q}{A_1} = \frac{C A_T (p_p A_1 - F)}{A_1^{1.5}} \quad (7-6)$$

式(7-6)即为进油节流调速回路的速度负载特性方程。由该式可知,液压缸的运动速度 v 与节流阀通流面积 A_T 成正比。调节 A_T 即可实现无级调速。

将式(7-6)按不同的 A_T 值作 $v-F$ 坐标曲线图,可得一组曲线,即为该回路的速度负载特性曲线(见图7-13)。这组曲线表示液压缸运动速度随负载变化的规律,曲线的陡峭程度反映了运动速度受负载影响的程度(称为速度刚性),曲线越陡,说明负载变化对速度的影响越大,即速度刚性越差(亦即速度稳定性差)。由图7-13可看出:在节流阀通流面积 A_T 一定的情况下,重载工况比轻载工况的速度刚性差;而在相同负载下,通流面积 A_T 大时,亦即液压缸速度高时速度刚性差,故这种回路只适用于低速、轻载的场合。

由式(7-6)可知,无论节流阀通流面积 A_T 为何值,当 $F = p_p A_1$ 时,节流阀两端压差 p_T 为零,液压缸停止运动($v = 0$),液压泵输出的流量全部经溢流阀回油箱,所以该回路的最大承载能力

$$F_{\max} = p_p A_1 \quad (7-7)$$

调速回路的调速特性是以液压缸在某个负载下可能得到的最大运动速度和最小工作速度之比,即调速范围来表示的,通过式(7-6)可求出串节流调速回路的调速范围为

$$R_c = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} = \frac{A_{T\max}}{A_{T\min}} = R_T \quad (7-8)$$

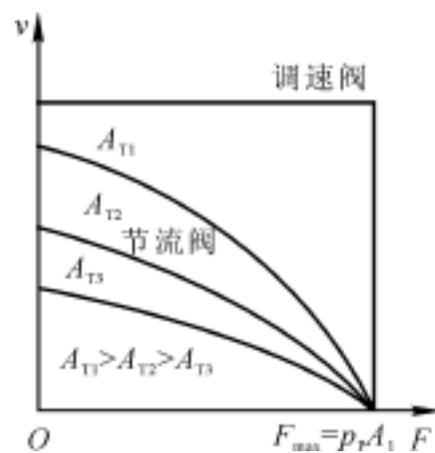


图7-13 进油节流调速回路的速度负载特性曲线

式中 R, R_T —— 调速回路和节流阀的调速范围;
 v_{\max}, v_{\min} —— 液压缸可能得到的最大速度和最小速度;
 $A_{T\max}, A_{T\min}$ —— 节流阀可能的最大和最小通流面积。

节流调速回路的调速范围比较大,最高可达 $R_c = 100$ 。

调速回路的功率特性是以其自身的功率损失(不包括液压泵、执行器和管路的功率损失)和效率来表示的。在节流阀进油节流调速回路中,由于液压泵为定量泵,其流量 q 为定值,且泵的出口压力 p_p 由溢流阀设定,基本为一定值,故液压泵的输出功率 P_p 为一常量,即

$$P_p = p_p q = \text{const} \quad (7-9)$$

液压缸的输出功率(负载功率)为

$$P_l = Fv = \frac{Fq_l}{A_l} = p_l q \quad (7-10)$$

回路的功率损失为

$$p = P_p - P_l = p_p q - p_l q = p_p (q_l + q) - (p_p - p_T) q = p_T q + p_p q = p_l + p_y \quad (7-11)$$

式中 q —— 溢流阀的溢流量, $q = q_p - q_l$;
 p_l —— 节流功率损失;
 p_y —— 溢流功率损失。

由此可知,此回路的功率损失由节流功率损失和溢流功率损失两部分组成。这些损失将都转变为热量,使液压系统的温度升高,影响系统工作。

该回路的回路效率为

$$\eta_c = \frac{P_l}{P_p} = \frac{Fv}{p_p q} = \frac{p_l q}{p_p q} \quad (7-12)$$

由式(7-11)可看出,此种回路在当较高负载压力 p_l (亦即负载 F 较大)和较大负载流量 q (亦即运动速度 v 较高)工况下使用,回路效率较高。但此种工况下的速度刚性较差。

液压缸在变负载下工作时,负载压力 p_l 随之变化,在液压泵工作压力 p_p 调定、节流阀通流面积 A_T 不变的情况下,负载流量 q 、负载功率 P_l 及回路效率 η_c 将随负载变化而变化(见图 7-14),将式(7-5)代入式(7-10)得

$$P_l = p_l CA_T \sqrt{p_p - p_l} = CA_T p_l (p_p - p_l)^{1/2} \quad (7-13)$$

此式在 $p_l = 0$ 和 $p_l = p_p$ 之间的 $p_l = \frac{p_p}{1 + \sqrt{2}}$ 处有一极大值

$$P_{l\max} = \frac{CA_T}{1 + \sqrt{2}} p_p^{3/2} \quad (7-14)$$

由图(7-14)和式(7-14)可知,即便液压缸在最大负载功率下工作,整个回路的功率损失也是很大的,回路效率很低,即

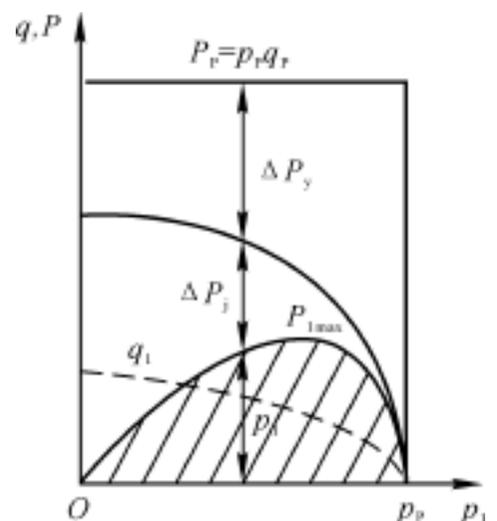


图 7-14 进油节流调速回路在变负载下的功率特性

$$\eta_c = \frac{CA_T}{q_p(1 + \dots)} \left[\frac{p_p}{1 + \dots} \right]^{1+} \quad (7-15)$$

上述对进油节流调速回路特性的分析讨论结果对图 7-12(b) 所示的回油节流调速和图 7-12(c) 所示的进-回油复合节流调速同样适用,不同之处仅在于各特性方程的具体内容有些差异而已,读者可以自行分析建立其表达式。而这三种调速回路主要有以下差异:

1) 回油节流调速和进-出油节流调速回路都能承受超越负载(即与液压缸运动方向相同的负载),进油节流调速回路在其回油路上增设背压阀后才能承受这种负载。

2) 回油节流调速回路中通过节流阀的热油直接排回油箱,有利于热量耗散,进油节流调速回路的此部分热油则进入液压缸。

综上所述,采用节流阀的串并联节流调速回路具有结构简单、价廉的优点,但速度平稳性差且效率较低,故只适宜在小功率(不大于 3 kW)、轻载且负载变化不大、低速的中低压系统中使用。

为了提高串并联节流调速回路的速度平稳性,可以将回路中的节流阀改用调速阀。由于调速阀中的节流阀前后压差在液压缸负载变化时基本保持恒定,所以回路的速度负载特性基本为一水平直线(见图 7-13)。但是,由于调速阀中比节流阀多一减压阀,故回路的效率降低。

(2) 并节流调速回路。图 7-15 所示为并节流调速回路。回路采用定量泵,由于节流阀是并联在主油路分支油路上实现分流(旁路)调速的,故回路中的溢流阀作为安全阀使用,且只有过载时才打开。

回路的特性分析讨论同样可用前述方法进行,但是由于溢流阀常闭,所以此时,要计及液压泵泄漏的影响。

回路的速度负载特性表达式为

$$v = \frac{q}{A_1} = \frac{q_p - CA_T p_p}{A_1} = \frac{q - k \left(\frac{F}{A_1} \right) - CA_T \left(\frac{F}{A_1} \right)}{A_1} \quad (7-16)$$

式中 q —— 液压泵的理论流量;
 k —— 液压泵的泄漏因数。

将式(7-16)按不同的 A_T 值在 vOF 坐标系下作 $v-F$ 曲线

图,可得一组曲线,即为该回路的速度负载特性曲线(见图 7-16)。由图可看出:在节流阀通流面积 A_T 一定的情况下,当外负载增加时,液压缸运动速度显著下降,即速度刚性很小,且负载越大,速度刚性越大;当负载一定时,节流阀通流面积 A_T 越小(即速度越大),速度刚性越大。所以这种回路适用于高速、重载的场合。

由图(7-16)可知,这种回路的最大承载能力是变化的,即随节流阀通流面积 A_T 增大而减小,低速下的承载能力很差。

并节流调速回路的液压缸在变负载下工作时,回路的功率特性如图 7-17 所示,回路的效率表达式为

$$\eta_c = \frac{P_1}{P_p} = \frac{p_p q}{p_p q_p} = \frac{q}{q_p} = 1 - \frac{CA_T p_p}{q - k_i p_p} \quad (7-17)$$

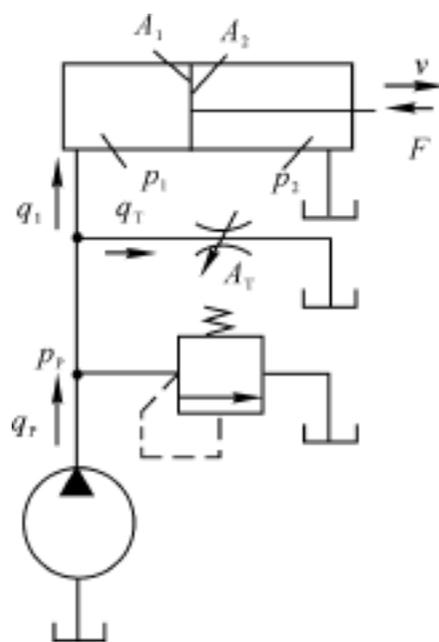


图 7-15 并节流调速回路

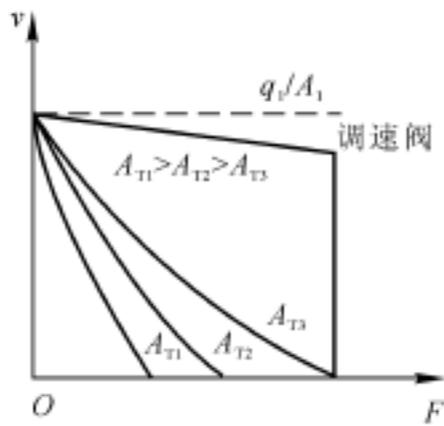


图 7-16 并联节流调速回路的速度负载特性

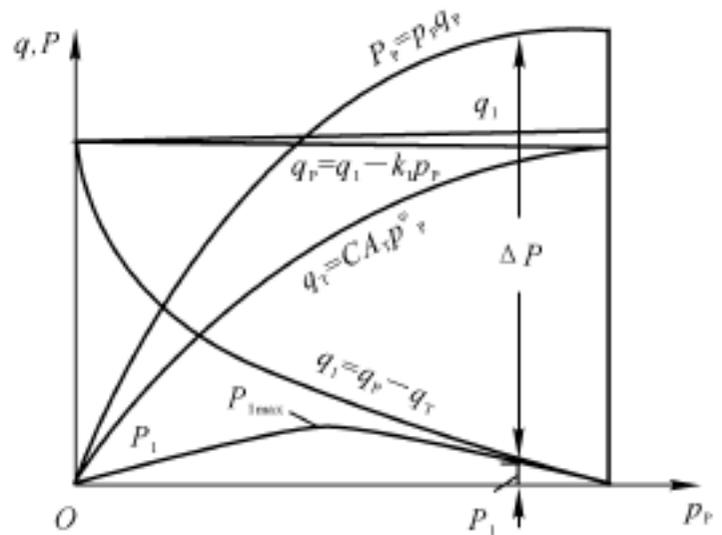


图 7-17 并联节流调速回路的功率特性

式(7-17)表明,负载流量 q 越大(亦即运动速度 v 较高),回路效率越高。并联节流调速回路的效率高,原因是负载压力即泵的工作压力随负载增减(压力适应),而不是一个定值。

并联节流调速回路的调速范围表达式为

$$R_c = 1 + \frac{R_T - 1}{\frac{q - k_l \left(\frac{F}{A_1}\right)}{C A_{T_{\min}} \left(\frac{F}{A_1}\right)} - R_T} \quad (7-18)$$

式(7-18)表明,这种回路的调速范围不仅与节流阀的调速范围有关,而且还与负载 F 、液压泵的泄漏因数 k_l 等因素有关。

综上所述,采用节流阀的并联节流调速回路只有节流损失而无溢流损失,主油路内没有节流损失和发热现象,故适宜在高速、重载、负载变化不大、对运动平稳性要求不高的液压系统中使用,但其不能承受超越负载。

欲提高并联节流调速回路的速度平稳性,也可以将回路中的节流阀改用调速阀。采用调速阀的并联节流调速回路的速度负载特性为一倾斜直线(见图7-16)。

2. 容积调速回路

容积调速回路的工作原理是,通过改变回路中变量液压泵或变量液压马达的排量来实现调速。其主要优点是没有节流损失和溢流损失,工作压力随负载变化而变化,所以效率高、发热少,适用于高速、大功率调速系统;缺点是变量泵和变量马达的结构复杂,成本较高。

按油液循环方式不同,容积调速回路有开式和闭式两种。开式回路中的液压泵从油箱吸油后输入执行器,执行器排出的油液直接返回油箱,故油液的冷却性好,但油箱的结构尺寸大、易污染。闭式回路中的液压泵将油液输入执行器的进油腔,又从执行器的回油腔处吸油,回路的结构紧凑,减少了污染的可能性。在采用双向液压泵或双向液压马达时,还可方便地变换执行器的运动方向,单散热条件较差,常常需要设置补油装置以补偿回路中的泄漏,从而使回路的结构复杂化。

(1) 变量泵-定量执行器容积调速回路。图7-18所示为变量泵和定量液压执行器的容积调速回路,其中图7-18(a)所示的执行器为液压缸3,且是开式回路;图7-18(b)所示的执行器为液压马达4,且是闭式回路。两回路中的执行器速度均是通过改变变量泵1的排量来调节。

两图中的溢流阀 2 均起安全阀作用,用于防止系统过载。图 7-18(b) 中的泵 5 为补油泵,用于补偿泵、马达及管路的泄漏以及置换部分热油、降低回路温升,补油泵的工作压力由溢流阀 6 调节和设定。

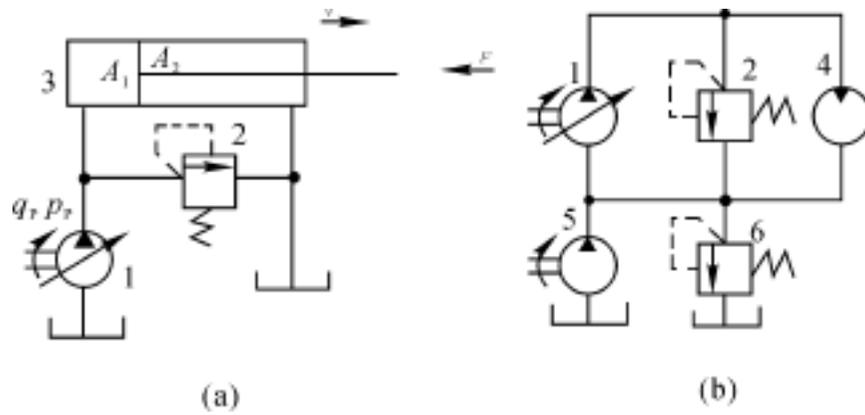


图 7-18 变量泵-定量执行器容积调速回路

(a) 变量泵-液压缸; (b) 变量泵-定量液压马达

1— 变量泵; 2— 安全溢流阀; 3— 液压缸;

4— 定量液压马达; 5— 补油泵; 6— 补油溢流阀

对于图 7-18(a) 所示回路,若不考虑回路的泄漏,液压缸活塞的运动速度为

$$v = q_p / A_1 = n_p V_p / A_1 \quad (7-19)$$

式中, q_p , n_p , V_p 分别为变量泵的流量、转速及排量。可见,改变变量泵的排量 V_p 即可调节液压缸的运动速度 v 。

对于图 7-18 所示回路,若不计泵和马达的损失及泄漏,则有
液压马达的输出转速为

$$n_M = q_M / V_M = q_p / V_M = n_p V_p / V_M \quad (7-20)$$

液压马达的输出转矩为

$$T_M = p_M V_M / 2 \quad (7-21)$$

液压马达的输出功率为

$$P_M = p_M V_M n_M = p_M n_p V_p \quad (7-22)$$

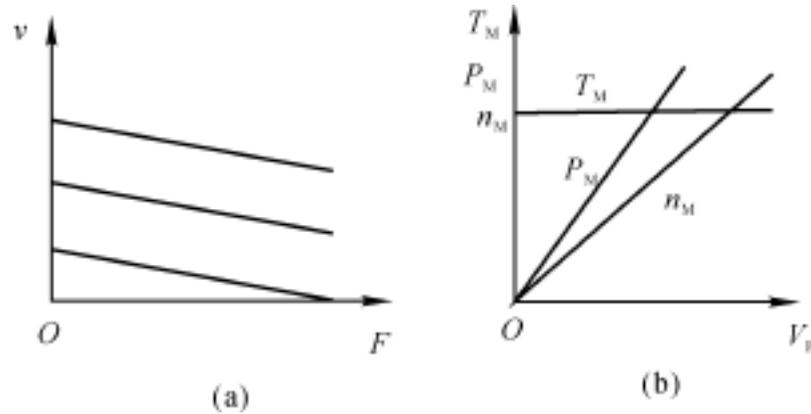
式中, p_M 为液压马达两端的压差; q_M 为液压马达的输入流量 ($q_M = q_p$); V_M 为液压马达的排量。

在这种回路种,由于液压泵转速 n_p 一般为定值,而液压马达的排量 V_M 也是恒量,故调节变量泵的排量 V_p 即可成比例的调节液压马达的转速 n_M 并使马达的输出功率 P_M 成比例变化。由于马达的输出转矩 T_M 和回路工作压力都由负载转矩决定,若负载转矩恒定,则马达输出转矩恒定,因此这种回路常被称为恒转矩调速回路。此回路的调速范围较大(一般可达 $R_c = 40$)。此种回路在小型内燃机车、工程机械、船用绞车的有关装置中得到了应用。

图 7-19 所示为变量泵-定量执行器回路的工作特性。

(2) 定量泵-变量马达容积调速回路。定量泵-变量马达容积调速回路如图 7-20(a) 所示。定量泵 1 的输出流量不变,其补油泵 4、溢流阀 2、5 的作用和变量泵-定量马达调速回路的相同。该回路通过改变变量液压马达的排量 V_M 来改变液压马达的输出转速 n_M 。这种调速回路的液压泵流量为恒值,马达的转速与其排量 V_M 成反比,马达的输出转矩 T_M 与马达的排量 V_M 成正比;当负载转矩恒定时,回路的工作压力 p 和马达输出功率 P_M 都不因调速而发生变化,所以

这种回路又称“恒功率调速回路”(见图 7-20(b))。由于这种回路的调速范围很小(一般只有 $R_c = 3$),且不能实现马达反向,故这种回路仅在造纸、纺织机械的卷绕装置中得到了一些应用。



7-19 变量泵-定量执行器容积调速回路的工作特性

(a) 变量泵-液压缸; (b) 变量泵-定量液压马达

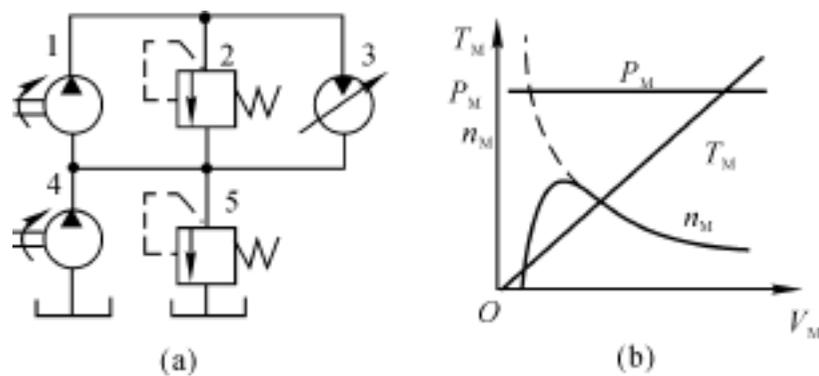


图 7-20 定量泵-变量马达容积调速回路

(a) 回路图; (b) 工作特性

1—变量泵; 2—安全溢流阀; 3—变量液压马达;
4—补油泵; 5—补油溢流阀

(3) 变量泵-变量马达容积调速回路。双向变量泵-双向变量马达容积调速回路如图 7-21(a) 所示。单向阀 6, 8 用于辅助泵 4 双向补油, 而单向阀 7, 9 使溢流阀 3 起双向过载保护作用, 泵 4 和溢流阀 5 为回路的补油装置。这种调速回路实际是上述两种容积调速回路的组合。由于液压泵和液压马达的排量均可改变, 故增大了调速范围, 其工作特性曲线如图 7-21(b) 所示。一般执行元件都要求在启动时有低转速和大的输出转矩, 而在正常工作时都希望有较高的转速和较小的输出转矩。因此, 这种回路在使用中, 通常是先将液压马达的排量 V_M 调到最大值 V_{Mmax} , 使马达能获得最大输出转矩, 由小到大地改变泵的排量 V_P , 直到最大值 V_{Pmax} , 此时液压马达的转速随之升高, 输出功率也线性增加, 回路处于恒转矩输出状态; 然后, 保持 $V_P = V_{Pmax}$, 由大到小地改变马达的排量, 则马达的转速继续升高, 而其输出转矩却随之降低, 马达的输出功率恒定不变, 回路处于恒功率工作状态。这种回路的调速范围很大, 等于变量泵的调速范围 R_P 与变量马达的调速范围 R_M , 即 $R_c = R_P R_M$ 。这种回路适用于港口起重运输机械及矿山采掘机械等大功率机械设备的液压系统中。

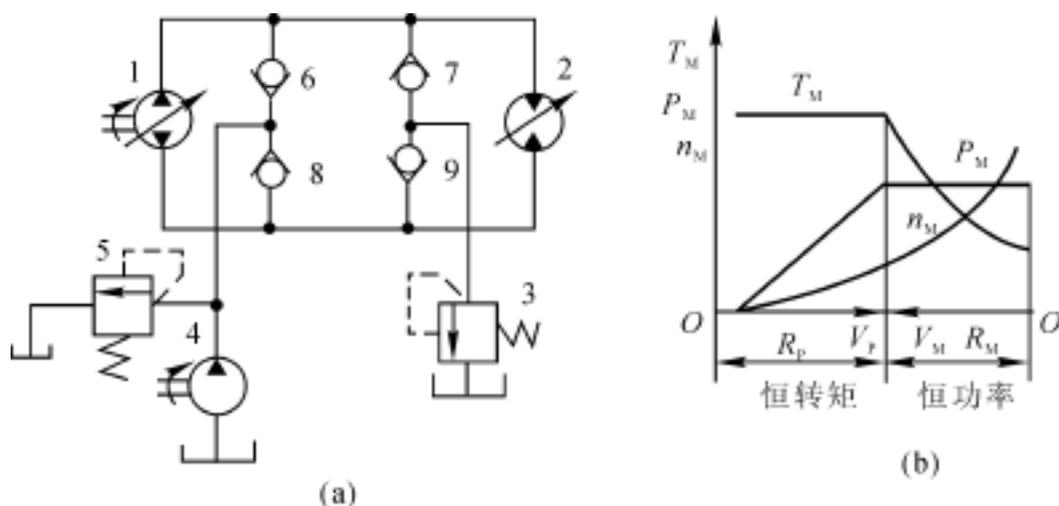


图 7-21 变量泵-变量马达容积调速回路

(a) 回路图; (b) 工作特性

- 1—双向变量泵; 2—双向变量液压马达; 3—安全溢流阀;
4—补油泵; 5—补油溢流阀; 6, 7, 8, 9—单向阀

3. 容积节流调速回路

容积节流调速回路采用压力补偿变量泵供油, 用流量控制阀调节进入或流出液压缸的流量来控制其运动速度, 并使变量泵的输出量自动地与液压缸所需负载流量相适应。这种调速回路没有溢流损失, 效率较高, 速度稳定性也比容积调速回路好, 常用于执行器速度范围较大的中小功率液压系统。

图 7-22(a) 所示为使用限压式变量泵和调速阀的容积节流调速回路。限压式变量泵 1 的压力油经调速阀 2 进入液压缸 3 无杆腔, 回油经起背压作用的溢流阀 4 排回油箱。液压缸的运动速度 v 由调速阀调节。溢流阀 5 作为安全阀使用, 溢流阀 4 作为背压阀使用。回路在稳定工作时变量泵的流量 q_p 与负载流量 q_l 相等, 即 $q_p = q_l$ 。如果调小调速阀的通流面积, 则在关小阀口的瞬间, q_l 减小, 而此时液压泵的输出流量 q_p 还未来得及改变, 于是 $q_p > q_l$, 因回路中阀 5 为常闭, 无溢流, 故必然导致泵出口压力 p_p 升高, 该压力反馈使得限压式变量泵的输出流量自动减少, 直至 $q_p = q_l$; 反之亦然。由此可见, 调速阀不仅能调节进入液压缸的流量, 而且可以作为反馈元件, 将通过阀的流量转换成压力信号反馈到泵的变量机构, 使泵的输出流量自动和阀的开度相适应, 没有溢流损失。这种回路中的调速阀也可装在回油路上。

图 7-22(b) 所示为这种回路的调速特性。由图可见, 回路虽无溢流损失, 但仍有节流损失, 其大小与液压缸的工作腔压力 p_1 有关。液压缸工作腔压力的正常工作范围是

$$p_2 \leq p_1 \leq p_p - p \quad (7-23)$$

式中, p 为保持调速阀正常工作所需的压差, 一般应不小于 0.5 MPa; p_2 为液压缸回油背压。

当 $p_1 = p_{1max}$ 时, 回路中的节流损失为最小(见图 7-22(b) 中阴影面积), 此时泵的工作点为 a , 液压缸的工作点为 b , 若 p_1 减小(即负载减小, b 点向左移动), 则节流损失加大。这种调速回路的效率为

$$\eta_c = \frac{(p_1 - p_2 \frac{A_2}{A_1}) q}{p_p q} = \frac{p_1 - p_2 \frac{A_2}{A_1}}{p_p} \quad (7-24)$$

式(7-24) 没有考虑泵的泄漏。由于泵的输出流量 q_p 越小, 泵的压力 p_p 就越高; 负载越小, p_1 便越小, 所以该调速回路在低速、轻载场合效率很低。这种回路常用于组合机床等中小功率

的设备的液压系统中。

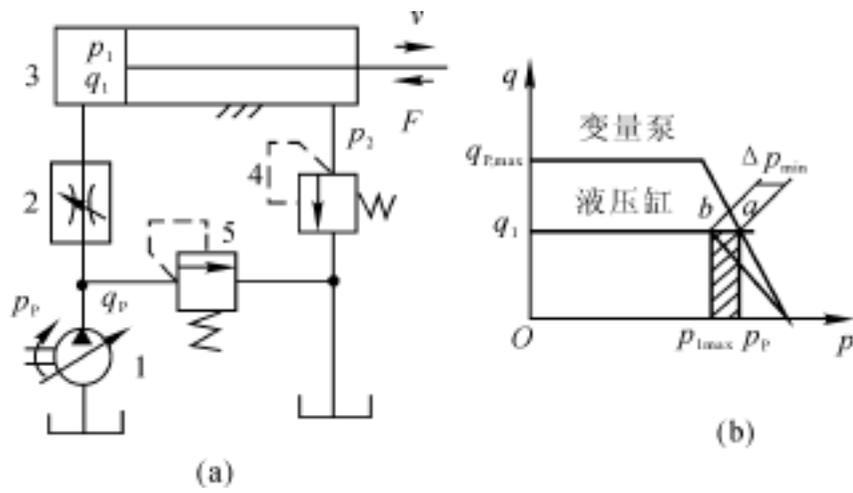


图 7-22 使用限压式变量泵和调速阀的容积节流调速回路

(a) 回路图; (b) 调速特性

1—限压式变量泵; 2—调速阀; 3—液压缸; 4, 5—溢流阀

4. 多泵数字控制分级调速回路

为了实现液压系统的节能,现代液压系统有时采用多泵数字控制回路。这种回路一般由三台以上的定量泵供油,并通过电磁换向阀的通断电实现不同的组合,使回路输出不同等级的流量,以满足系统在不同工况下不同瞬时流量的要求。如果在这种回路中再加入流量控制阀,即构成多泵数字控制分级节流调速回路,如图 7-23 所示。

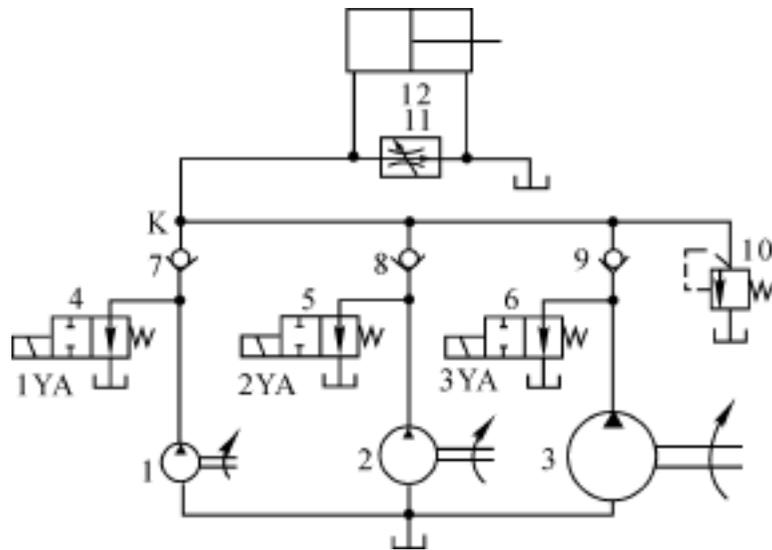


图 7-23 多泵数字控制分级节流调速回路

1, 2, 3—定量液压泵; 4, 5, 6—二位二通电磁换向阀;

7, 8, 9—单向阀; 10—溢流阀; 11—调速阀; 12—液压缸

设第 i 台液压泵的流量

$$q_i = 2^{i-1} q \quad (7-25)$$

即回路中各台液压泵的流量按公比为 2 的等比级数配置, i 为泵的序号 ($i = 1, 2, 3$); q 为最小泵的流量(称流量基值)。故不难看出,图 7-23 中泵 1, 2, 3 的流量分别为 $q, 2q, 4q$ 。

当图 7-23 中二位二通电磁换向阀的电磁铁 1YA, 2YA, 3YA 处于全部通电或全部断电(卸荷工况)状态时,回路所提供的流量(通过 K 点的流量)为

$$q = 7q$$

或 $q = 0$

当不使用回路中的调速阀(关闭)时,回路可提供按上述等差级数规律排列的7级流量,如表7-1所列,因此可实现液压缸的7级变速,构成多泵数字控制的有级容积调速回路。

表7-1 多泵数字控制回路流量矩阵表

1YA	0	1	0	1	0	1	0	1
2YA	0	0	1	1	0	0	1	1
3YA	0	0	0	0	1	1	1	1
q_p/q	0	1	2	3	4	5	6	7
工 作 泵		1		1		1		1
			2	2			2	2
					3	3	3	3

当使用回路中的调速阀时,回路可对上述7级流量中的每一级进行并关节流无级调速,构成多泵数字控制的无级容积节流调速回路。

如果在图7-23所示的回路中去掉调速阀并加入一最大流量为 q_p 的变量泵,其余保持不变,则构成流量从 $0 \sim 7q_p$ 无级变化的多泵数字控制的无级容积调速回路。

对于大功率和调速范围很大的大流量液压系统,如果采用上述多泵数字控制调速回路,结合使用可编程序控制器(PLC),在提高控制水平的情况下,可以收到很好的节能效果,并可以显著降低系统的噪声。因此,近年来,多泵数字控制的液压系统在塑料注射成形机、挤压机等机械的液压设备中逐步获得了应用。

二、快速运动回路

快速运动回路的功用是加快液压执行器空载运行时的速度,缩短机械的空载运动时间,以提高系统的工作效率并充分利用功率。常用的快速运动回路有以下几种:

(1) 液压缸差动连接的快速运动回路。图7-24所示为利用具有P型中位机能三位四通电磁换向阀的差动连接快速运动回路。当电磁铁1YA和2YA均不通电使换向阀3处于中位时,液压缸4由阀3的P型中位机能实现差动连接,液压缸快速向前运动;当电磁铁1YA通电使换向阀3切换至左位时,液压缸4转为慢速前进。

差动连接快速运动回路结构简单,应用较多。

(2) 使用蓄能器的快速动作回路。图7-25所示为使用蓄能器的快速运动回路。当系统短期需要较大流量时,液压泵1和蓄能器4共同向液压缸6供油,使液压缸速度加快;当三位四通电磁换向阀5处于中位,液压缸停止工作时,液压泵经单向阀3向蓄能器充液,蓄能器的压力升到卸荷阀2的设定压力后,卸荷阀开启,液压泵卸荷。采用蓄能器可以减小液压泵的流量规格。

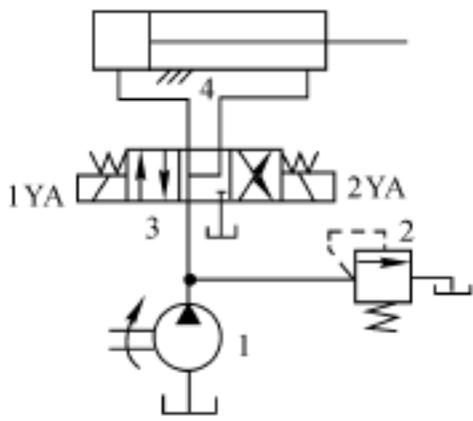


图 7-24 液压缸差动连接快速运动回路

1— 液压泵;2— 溢流阀;
3— 三位四通电磁换向阀;4— 液压缸

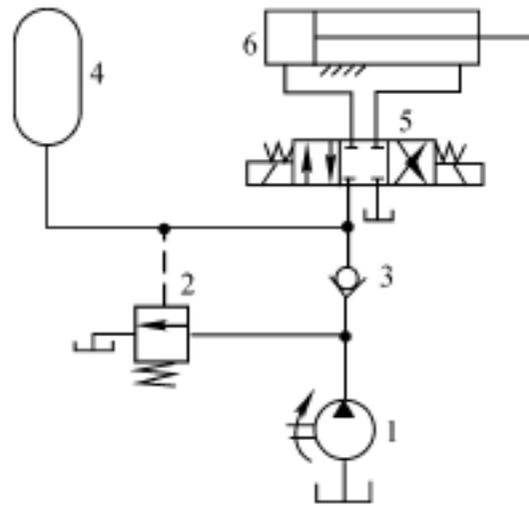


图 7-25 使用蓄能器的快速运动回路

1— 液压泵;2— 卸荷阀;3— 单向阀;
4— 蓄能器;5— 三位四通电磁换向阀;6— 液压缸

(3) 高低压双泵供油快速运动回路。图 7-26 所示为高低压双泵供油快速运动回路。在液压执行器快速运动时, 低压大流量泵 1 输出的压力油经单向阀 4 与高压小流量泵 2 输出的压力油一并进入系统。在执行器工作行程中, 系统的压力升高, 当压力达到液控顺序阀 3 的调压值时, 液控顺序阀打开使泵 1 卸荷, 泵 2 单独向系统供油。系统的工作压力由溢流阀 5 调定, 阀 5 的调定压力必须大于阀 3 的调定压力, 否则泵 1 无法卸荷。这种双泵供油回路主要用于轻载时需要很大流量, 而重载时需高压小流量的场合, 其优点是回路效率高。高低压双泵可以是两台独立单泵, 也可以是双联泵。

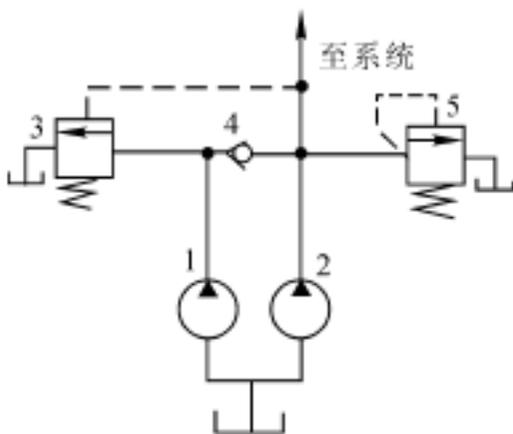


图 7-26 高低压双泵供油快速运动回路

1— 低压大流量泵;2— 高压小流量泵;
3— 液控顺序阀;4— 单向阀;5— 溢流阀

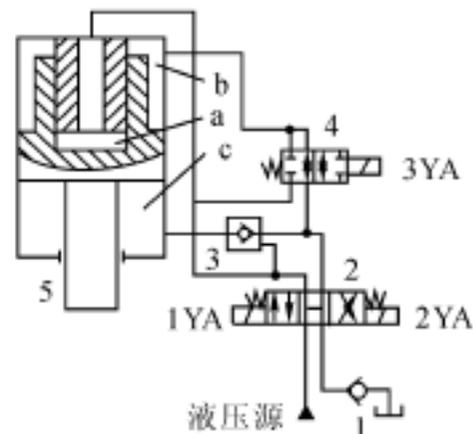


图 7-27 复合缸式快速运动回路

1— 单向阀;2— 三位四通电磁换向阀;3— 液控单向阀;
4— 二位四通电磁换向阀;5— 复合液压缸

(4) 复合缸式快速运动回路。图 7-27 所示为复合缸式快速运动回路。执行器为三腔 (a, b, c 腔, 作用面积分别为 A_a , A_b , A_c) 复合液压缸 5, 通过三位四通电磁换向阀 2 和二位四通电磁换向阀 4 改变油液的循环方式及缸在各工况的作用面积, 实现快慢速及运动方向的转换; 单向阀 1 作背压阀用, 以防止缸在上下端点及换向时产生冲击。液控单向阀 6 用以防止立置复合缸在系统卸荷及不工作时, 其活塞(杆) 及工作机构因自重而自行下落。液压泵可以通过三位四通电磁换向阀 5 的 H 型中位机能实现低压卸荷。

工作时, 电磁铁 1YA 通电使换向阀 2 切换至左位, 液压源的压力油经阀 2 进入缸 5 的小腔 a, 同时导通液控单向阀 3, 压力油的作用面积 A_a 较小, 因而活塞(杆) 快速下行, 缸的大腔 c 在

经阀 3 和 4 向中腔 b 补油的同时,将少量油液通过阀 2 和 1 排回油箱。快速下行结束时,电磁铁 3YA 通电使换向阀 7 切换至右位, b 腔与 a 腔连通,缸的作用面积由 A_a 增大为 $A_a + A_b$, 液压源的压力油同时进入缸的 a 腔与 b 腔,故系统自动转入慢速工作过程, c 腔经阀 2 和阀 1 向油箱排油。电磁铁 2YA 通电使换向阀 5 切换至右位时,液压源经阀 3 向大腔 c 供油。同时,3YA 断电使换向阀 4 复至左位,腔 b 与 c 连通为差动回路,因此,活塞(杆)快速上升(回程)。在等待期间,所有电磁铁断电,液压源通过阀 2 的中位实现低压卸荷。回路的电磁铁动作顺序表见表 7-2。

表 7-2 回路电磁铁动作顺序表

工况	1YA	2YA	3YA
快速下行	+	-	-
慢速下行	+	-	+
快速上升	-	+	-
低压卸荷	-	-	-

注:“+”表示电示电磁铁通电;“-”表示电磁铁断电(后同)。

复合缸式快速运动回路可以大幅度减小液压源的规格及系统的运行能耗,由于通过液压缸的面积变化实现快慢速自动转换,故运动平稳。他适合在试验机、液压机等机械设备的液压系统中使用。

三、速度换接回路

速度换接回路的功用是使液压执行器在一个工作循环中从一种运动速度变换成另一种运动速度,常见的转换包括快、慢速的换接和二次慢速之间的换接。

1. 采用行程阀的快、慢速换接回路

图 7-28 所示为采用行程阀的快、慢速换接回路。主换向阀 1 断电处于图示右位时,液压缸 5 快进。当与活塞所连接的挡块 6 压下常开的行程阀 4 时,行程阀关闭(上位),液压缸 5 有杆腔油液必须通过节流阀 3 才能流回油箱,因此活塞转为慢速。当阀 1 通电切换至左位时,压力油经单向阀 2 进入缸的有杆腔,活塞快速向右返回。这种回路的快、慢速的换接过程比较平稳,换接点的位置较准确,但其缺点是行程阀的安装位置不能任意布置,管路连接较为复杂。若将行程阀 4 改为电磁阀,并通过用挡块压下电气行程开关来操纵,也可实现快、慢速的换接,其优点是安装连接比较方便,但速度换接的平稳性、可靠性以及换向精度比采用行程阀差。

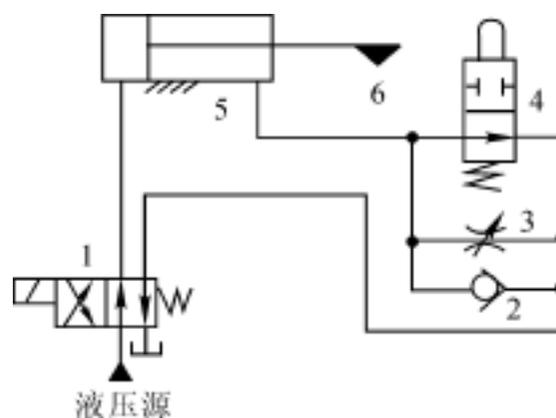


图 7-28 用行程阀的快、慢速换接回路

1—二位四通电磁换向阀;2—单向阀;
3—节流阀;4—行程阀;5—液压缸;6—挡块

2. 二次工进速度的换接回路

图 7-29 所示为采用两个调速阀的二次工进速度

的换接回路。图 7-29(a) 中的两个调速阀 2 和 3 并联, 由二位三通电磁换向阀 4 实现速度换接。在图示位置, 输入液压缸 5 的流量由调速阀 2 调节。当换向阀 4 切换至右位时, 输入液压缸 5 的流量由调速阀 3 调节。当一个调速阀工作, 另一个调速阀没有油液通过时, 没有油液通过的调速阀内的定差减压阀处于最大开口位置, 所以在速度换接开始的瞬间会有大量油液通过该开口, 而使工作部件产生突然前冲现象, 因此它不宜用于在工作过程中进行速度换接, 而只用于预先有速度换接的场合。

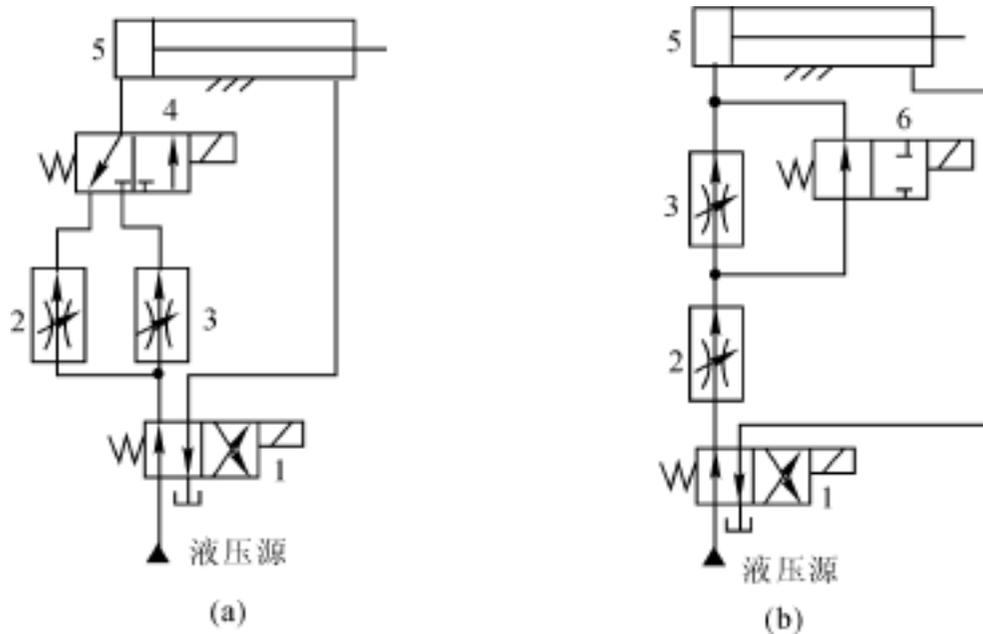


图 7-29 用两个调速阀的二次工进速度换接回路

(a) 调速阀并联; (b) 调速阀串联

1—二位四通电磁换向阀; 2, 3—调速阀;

4—二位三通电磁换向阀; 5—液压缸; 6—二位二通电磁换向阀

图 7-29(b) 中的两个调速阀 2 和 3 串联。在图 7-29(b) 所示位置时, 因调速阀 3 被二位二通电磁换向阀 6 短路, 输入液压缸 5 的流量由调速阀 2 控制。当阀 6 切换至右位时, 由于人为调节使通过调速阀 3 的流量比调速阀 2 的小, 所以输入液压缸 5 的流量由调速阀 3 控制。这种回路中由于调速阀 2 一直处于工作状态, 它在速度换接时限制了进入调速阀 3 的流量, 因此它的速度换接平稳性较好, 但由于油液经过两个调速阀, 所以能量损失较大。

第三节 方向控制回路

方向控制回路用来控制液压系统油路中液流的通断或流向, 这类控制回路有换向回路和锁紧回路等。

一、往复直线运动换向回路

往复直线运动回路的功用是使与液压缸相连的主机运动部件在其行程端点处能迅速、平稳、准确地变换运动方向。简单的换向回路只要采用标准的普通换向阀即可, 但对于换向要求高的磨床、仿形刨床等主机上换向回路的换向阀则往往需要专门设计。采用这种专用换向阀的回路, 其换向过程一般分为执行器的减速制动、短暂停留和反向启动等三个阶段, 这一过程是通过换向阀的阀芯与阀体之间位置变换实现的, 因此选用不同换向阀组成的换向回路, 其换向

性能也不同。根据换向制动原理的不同其有时间控制制动式和行程控制制动式两种换向回路。

1. 时间控制制动式换向回路

时间控制制动的换向是指从发出换向信号到实现减速制动(停止),这一过程的时间基本上是可控的。回路的特点是换向时间短,换向精度取决于执行器原来的运动速度,适用于对换向精度要求不高的场合,如平面磨床、刨床液压系统的换向。

图 7-30 所示为时间控制制动式换向回路。其主油路只受液动换向主阀 6 的控制,该阀的换向受控于机动先导阀 3。图示位置,主换向阀 6 处于左端,液压泵 1 的压力油经阀 6 进入液压缸 7 的右腔,故缸 7 的活塞向左运动,液压缸左腔的油液经阀 6 和主节流阀 10 排回油箱(回油节流调速)。当活塞带动工作台运动到终点时,工作台上的挡块通过杠杆使机动先导阀 3 换向,阀 3 切换至左位。此时,控制压力油经先导阀 3、单向阀 4 进入液动换向阀 6 的左腔,使其阀芯向右移动;换向阀 6 右腔的油液经节流阀 8、先导阀 3 排回油箱,阀芯的移动速度 v 可由节流阀 8 调节。在阀 6 的阀芯向右移动之前,活塞虽已使先导阀 3 换向,但活塞仍继续以原来的速度向前运动,在换向阀 6 的阀芯开始移动之后,液压缸左腔回油路上换向阀 6 的环槽 a 的开口(开口的初始宽度为 b) 逐渐减小而产生节流作用,使活塞得到制动。当环槽 a 的开口为零时,回油路封闭,活塞停止运动。回路的制动时间为 $t = b/v$,时间控制制动因此而得名。显然,在制动时间调节为一定值后,活塞原来运动速度大小直接影响换向时的冲击量。这种回路构造比较简单,制动时间可随工作情况不同进行调整,但缺点是换向时冲击量大,换向精度差。

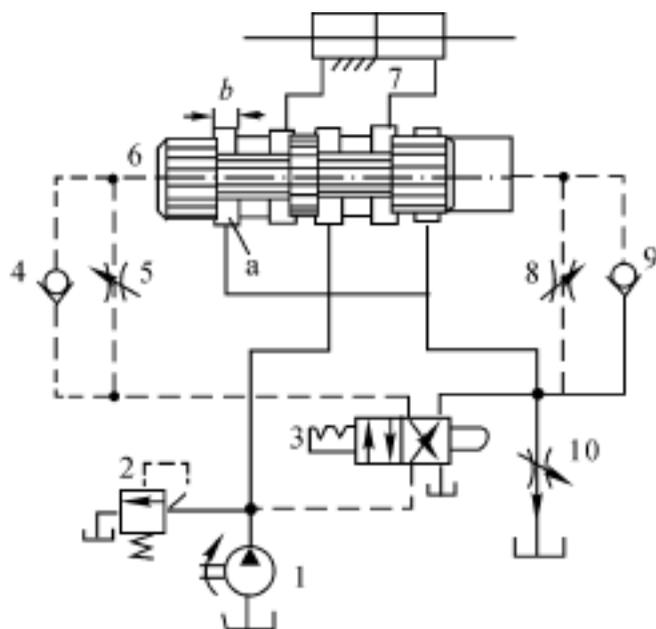


图 7-30 时间控制制动式换向回路

1— 液压泵;2— 溢流阀;3— 机动先导阀;4,9— 单向阀;
5,8,10— 节流阀;6— 液动主换向阀;7— 双杆液压缸

2. 行程控制制动式换向回路

行程制动换向是指从发出换向信号到工作部件制动、停止这一过程中,工作部件所走过的行程基本上是一定的。

图 7-31 所示为一种简单的行程控制制动式换向回路,与图 7-30 所示的时间控制制动式换向回路相比,其主要特点是液压缸 7 的回油路经过液动主换向阀 6 后,还需再经机动先导阀 3 及主油路节流阀 10(回油节流调速)排回油箱。在图 7-30 所示位置,主换向阀 6 处于左端,液压泵 1 的压力油经阀 6 进入液压缸的右腔,故液压缸活塞向左运动。当活塞达到左端终点时,

与活塞相连的挡铁 12 碰到杠杆 11, 通过杠杆 11 拨动先导阀 3 向右移动。这时主回油路通过先导阀 3 的油口 a (初始宽度为 b) 逐渐减小, 使活塞得到制动。当挡铁 12 通过杠杆 11 使先导阀 3 向右移动到油口 a 而接近封闭时, 通向换向阀 6 左端的控制油口被打开; 这时控制油经先导阀 3、单向阀 4 进入换向阀 6 左腔, 使阀 6 的阀芯向右移动, 换向阀右腔的油液经节流阀 8、先导阀 3 排回油箱。活塞行程的极端位置就是当先导阀 3 的油口完全封闭时的位置, 这时活塞完全停止运动。因此在采用这种制动方式时, 不论活塞原来运动速度的快慢如何, 先导阀 3 总是移动一定的行程 (即油口 a 的初始宽度 b) 后油缸活塞就停止运动, 行程控制制动因此而得名。行程控制制动式换向回路具有较小的冲击量, 换向精度较高, 但由于运动部件的制动行程基本上是一定的, 所以运动部件原来的运动速度越高, 则制动时间就越短, 换向时的冲击也就会越大。此外, 其先导阀 3 的结构较复杂, 制造精度要求也较高。所以, 这种制动方式主要适用于运动速度不高, 但对换向精度要求较高的场合, 如内圆磨床和外圆磨床等机械的液压系统。

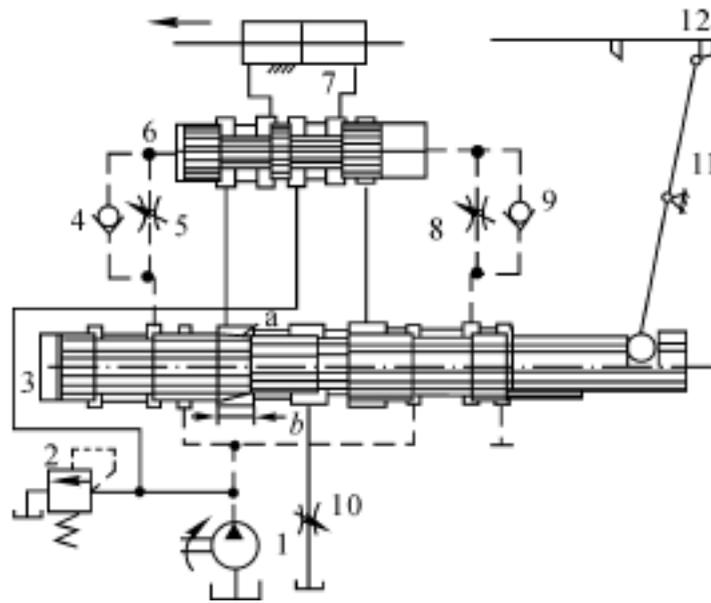


图 7-31 行程控制制动式换向回路

1— 液压泵; 2— 溢流阀; 3— 机动先导阀; 4, 9— 单向阀; 5, 8, 10— 节流阀;
6— 液动主换向阀; 7— 双杆液压缸; 11— 杠杆; 12— 挡块

二、锁紧回路

锁紧回路的功用是使液压执行器能在不工作时切断其进、出油液通道, 确切地保持在既定位置上, 而不会因外力作用而移动。

除了利用三位换向阀的中位机能实现锁紧外, 还可以用液控单向阀实现锁紧。例如图 7-32 所示为采用液控单向阀 (又称双向液压锁) 的锁紧回路。当电磁铁 1YA 通电使换向阀 3 处于左位时, 液压泵 1 的压力油经左边液控单向阀 4 进入液压缸 5 的无杆腔, 同时通过控制口导通右边液控单向阀 5, 使液压缸右腔的回油可经阀 5 及换向阀 3 排回油箱, 活塞向右运动; 反之, 活塞向左运动。到了需要停留的位置, 只要使电磁铁 1YA 和 2YA 均断电使换向阀处于中位, 因阀的中位为 H 型机能, 所以两个液控单向阀均关闭, 液压缸双向锁紧, 液压泵卸荷。由于液控单向阀的密封性好 (线密封), 液压缸锁紧可靠, 其锁紧精度主要取决于液压缸的泄漏。这种回路被广泛应用于工程机械、起重运输机械等有较高锁紧要求的场合。但应当注意, 使用液控单向阀的锁紧回路, 其换向阀的中位机能不宜采用 O 型, 而应采用 H 型或 Y 型, 以便在中位时,

液控单向阀的控制压力能立即释放,单向阀关闭,活塞停止。

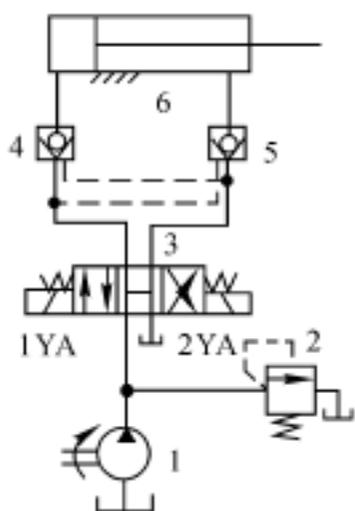


图 7-32 用液控单向阀的锁紧回路

1— 液压泵;2— 溢流阀;3— 三位四通电磁换向阀;
4,5— 液控单向阀;6— 液压缸

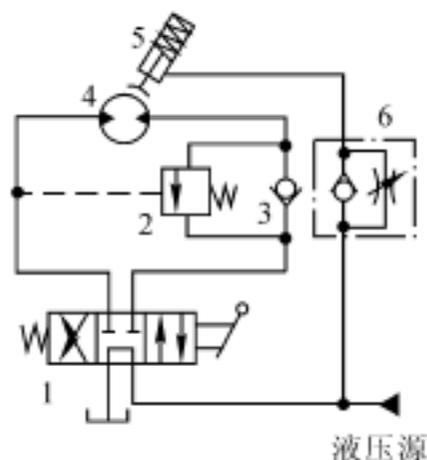


图 7-33 用制动器的锁紧回路

1— 三位四通手动换向阀;2— 液控顺序阀;3— 单向阀;
4— 双向液压马达;5— 制动器液压缸;6— 单向节流阀

对于执行器为液压马达の場合,若要求完全可靠的锁紧,常采用制动器。一般制动器都采用弹簧上闸制动、液压松闸的结构。制动器液压缸与工作油路相通。当系统有压力油时,制动器松开;当系统无压力油时,制动器在弹簧力作用下上闸锁紧。图 7-33 所示为一种简单制动器锁紧回路,制动器液压缸 5 为单作用缸,它与起升液压马达 4 的进油路相连接。采用这种连接方式,起升回路必须放在串联油路的最末端,即起升马达的回油直接通回油箱。若将该回路置于其他回路之前,则当其他回路工作而起升回路不工作时,起升马达的制动器也会被打开,因而容易发生事故。制动器回路中的单向节流阀 6 可以实现使制动时快速,松闸时滞后,以防止开始起升负载时因松闸过快而造成负载先下滑然后再上升的现象。

第四节 多执行器动作控制回路

在液压系统中,如果由一个油源供给多个液压执行器压力油时,这些执行器会因压力和流量的彼此影响而在动作上相互牵制。因此,必须使用一些特殊的回路才能实现预定的动作要求。常见的此类回路有顺序动作、同步动作等回路。

一、顺序动作回路

顺序动作回路的功用是使液压系统中的多个执行器严格地按规定的顺序动作。按控制方式的不同,常用的顺序动作回路可分为压力控制和行程控制两类。

1. 压力控制顺序动作回路

图 7-34 所示为使用顺序阀的压力控制顺序动作回路。为了使液压缸 1,2 按图中所示的顺序动作,当换向阀 5 切换至左位且单向顺序阀 4 的调定压力大于液压缸 1 的最大前进工作压力时,液压源的压力油先进入液压缸 1 的无杆腔,实现动作 ;当液压缸 1 行至终点后,压力上升,压力油打开顺序阀 4 进入液压缸 2 的无杆腔,实现动作 ;同样,当换向阀切换至右位,且单向顺序阀 3 的调定压力大于液压缸 2 的最大返回工作压力时,两液压缸按 和 的顺序返回。这种回路动作的可靠性取决于顺序阀的性能及其压力调定值,一般其调定压

力应比前一个动作的压力高出 $0.8 \sim 1.0 \text{ MPa}$, 否则顺序阀易在系统压力波动时造成误动作。

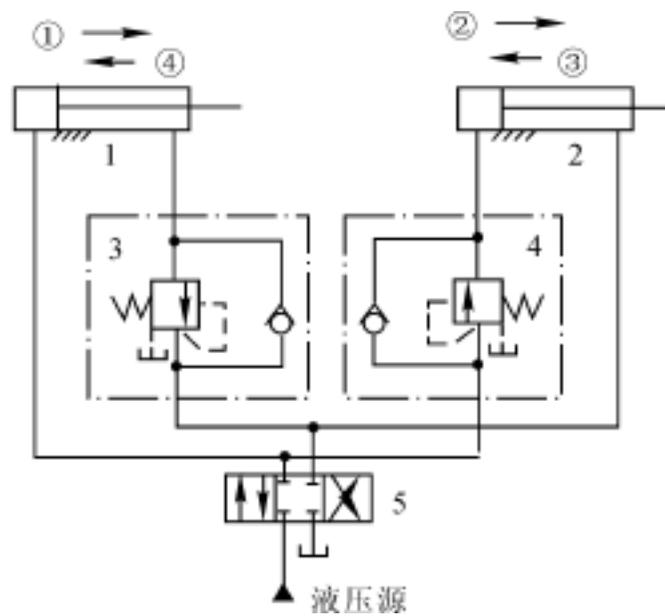


图 7-34 用顺序阀的压力控制顺序动作回路

1, 2— 液压缸; 3, 4— 单向顺序阀; 5— 三位四通换向阀

除了用顺序阀外, 也可用压力继电器与电磁换向阀配合构成压力控制顺序动作回路。

2. 行程控制顺序动作回路

图 7-35 所示为行程开关控制电磁换向阀的顺序动作回路。它以液压缸 2 和 5 的行程位置为依据实现图中所示的顺序动作。电磁换向阀 1 和 8 的通、断电主要由固定在液压缸活塞杆前端的挡块触动其行程上布置的电气开关(简称行程开关)来完成。当按下启动按钮, 电磁铁 1YA 通电使换向阀 1 切换至左位时, 液压缸 2 右行实现动作; 其后, 缸 2 挡块触动行程开关 4 使电磁铁 3YA 通电, 换向阀 8 切换至左位, 液压缸 5 右行完成动作; 当缸 5 右行至触动行程开关 7 使电磁铁 2YA 通电, 换向阀 1 切换至右位时, 液压缸 2 返回, 实现动作; 当缸 2 挡块触动行程开关 3 使电磁铁 4YA 通电, 阀 8 切换至右位时, 液压缸 5 返回, 实现动作, 最后缸 5 的挡块触动行程开关 6, 所有电磁铁均断电, 液压缸 2 和 5 均停止, 完成一个工作循环。表 7-3 所示为回路的电磁铁动作顺序表。这种回路的可靠性主要取决于电气元件的质量, 其优点是控制和变更液压缸的动作顺序方便灵活, 多用于机床等顺序动作位置精度要求较高的液压系统。

表 7-3 行程控制顺序动作回路的电磁铁动作顺序表

信号来源	电磁铁状态			
	1YA	2YA	3YA	4YA
按下启动按钮	+	-	-	-
液压缸 2 挡块压下行程开关 4	-	-	+	-
液压缸 5 挡块压下行程开关 7	-	+	-	-
液压缸 2 挡块压下行程开关 3	-	-	-	+
液压缸 5 挡块压下行程开关 6	-	-	-	-

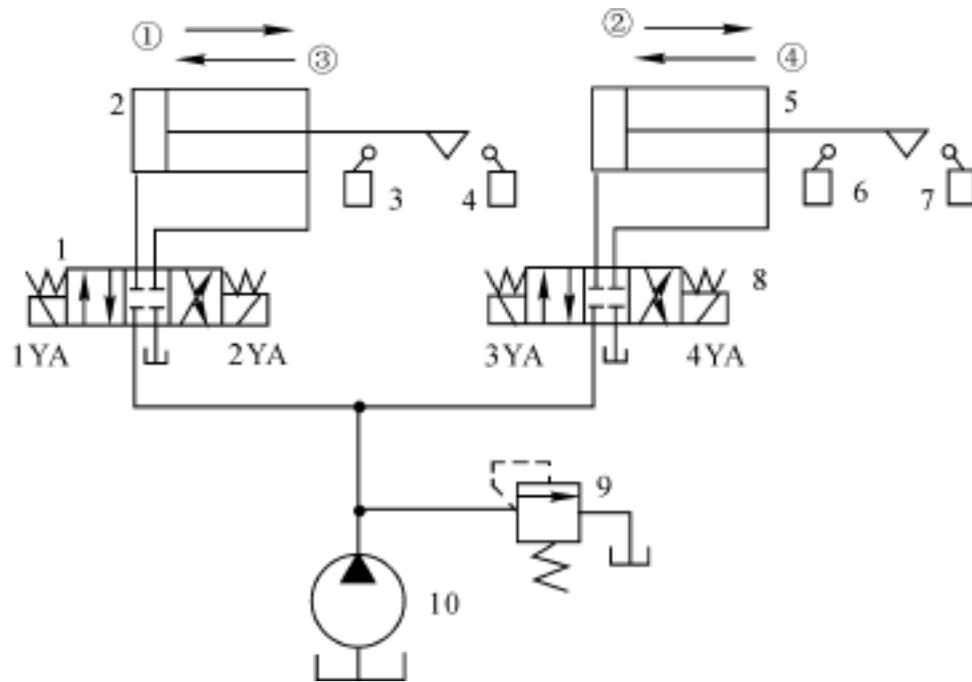


图 7-35 行程开关控制电磁阀的行程控制顺序动作回路

1, 8— 三位四通换向阀; 2, 5— 液压缸;

3, 4, 6, 7— 行程开关; 9— 溢流阀; 10— 液压泵

二、同步动作回路

同步动作回路的功用是保证系统中的两个或两个以上的液压执行器在运动中的位移量相同或以相同的速度运动,同步精度是衡量同步运动优劣的指标。泄漏、摩擦阻力、制造误差、外负载以及油液中的含气量等因素都会影响同步精度。为此,同步动作回路要尽量克服或减少这些因素的影响,有时要采取补偿措施,清除累积误差。用刚性构件、齿轮齿条或连杆机构使两液压缸活塞杆建立刚性联系,可以实现位移同步,同步精度取决于机构的刚性。如果两缸负载差别较大,则会因偏差造成活塞杆卡阻现象,尚需用液压方法来保证其同步。

1. 采用流量阀控制的同步动作回路

图 7-36 所示为并联调速阀的同步动作回路。液压缸 5 和 6 油路并联,其运动速度分别用调速阀 1 和 3 调节。当两个工作面积相同的液压缸作同步运动时,通过两个调速阀的流量要被调节得相同。当换向阀 7 通电切换至右位时,液压源的压力油可通过单向阀 2, 4 使两缸的活塞快速退回。这种同步方法结构简单,但由于两个调速阀的性能不可能完全一致,同时还受到负载变化和泄漏的影响,故同步精度不高。

2. 带补正装置的串联液压缸同步动作回路

图 7-37 所示为带补正装置的串联液压缸同步动作回路。回路中液压缸 1 有杆腔 a 的有效面积与液压缸 2 无杆腔 b 的有效面积设计为相等,因而从 a 腔排出的油液进入 b 腔后,两液压缸便同步下降。为了避免误差的积累,回路中的补正装置可使同步误差在每一次下行运动中都得到消除。其原理为:当三位四通换向阀 6 切换至右位时,两液压缸活塞同时下行,若液压缸 1 的活塞先运动到端点,它就触动行程开关 7,使电磁铁 3YA 通电,阀 5 切换至右位,液压源的压力油经阀 5 和液控单向阀 3 向液压缸 2 的 b 腔补油,推动活塞继续运动到端点,误差即被清除。若液压缸 2 先运动到端点,则触动行程开关 8 使电磁铁 4YA 通电,阀 4 切换至上位,控制压力

油反向导通液控单向阀3,使液压缸1的a腔通过液控单向阀3回油,其活塞即可继续运动到端点。这种串联式同步回路只适用于负载较小的液压系统。

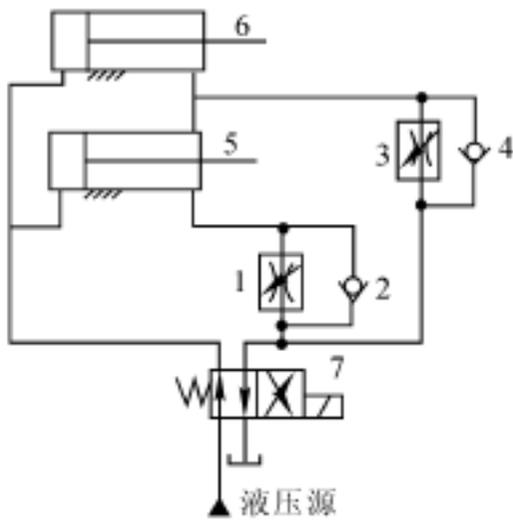


图 7-36 并联调速阀的同步动作回路
1,3—调速阀;2,4—单向阀;
5,6—液压缸;7—二位四通电磁换向阀

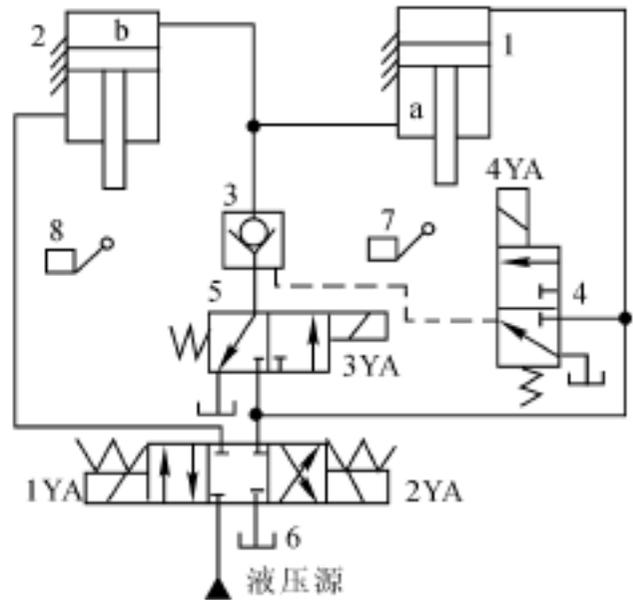


图 7-37 带修正装置的串联液压缸同步动作回路
1,2—液压缸;3—液控单向阀;4,5—二位三通电磁换向阀;
6—三位四通电磁换向阀;7,8—行程开关

3. 用分流集流阀的同步回路

图 7-38 所示为采用分流集流阀的双缸同步回路,通过输出流量等分的分流集流阀 3 可实现液压缸 6 和 7 的双向同步运动。当三位四通电磁换向阀 1 切换至左位时,液压源的压力油经阀 1、单向节流阀 2 中的单向阀、分流集流阀 3(此时作分流阀用)、液控单向阀 4 和 5 分别进入液压缸 6 和 7 的无杆腔,实现双缸伸出同步运动;当三位四通电磁换向阀 1 切换至右位时,液压源的压力油经阀 1 进入液压缸的有杆腔,同时反向导通液控单向阀 4 和 5,双缸无杆腔经阀 4 和 5、分流集流阀 3(此时作集流阀用)、换向阀 1 回油,实现双缸缩回同步运动。

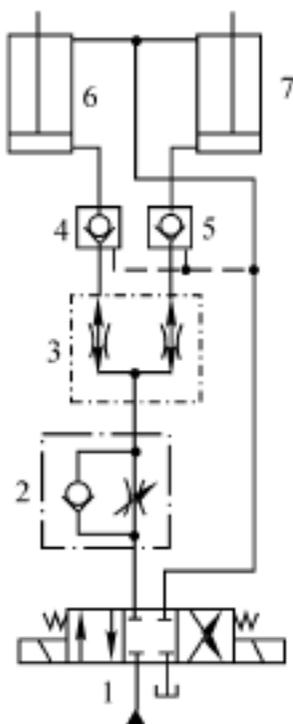


图 7-38 分流集流阀的双缸同步回路
1—三位四通电磁换向阀;2—单向节流阀;
3—分流集流阀;4,5—液控单向阀;6,7—液压缸

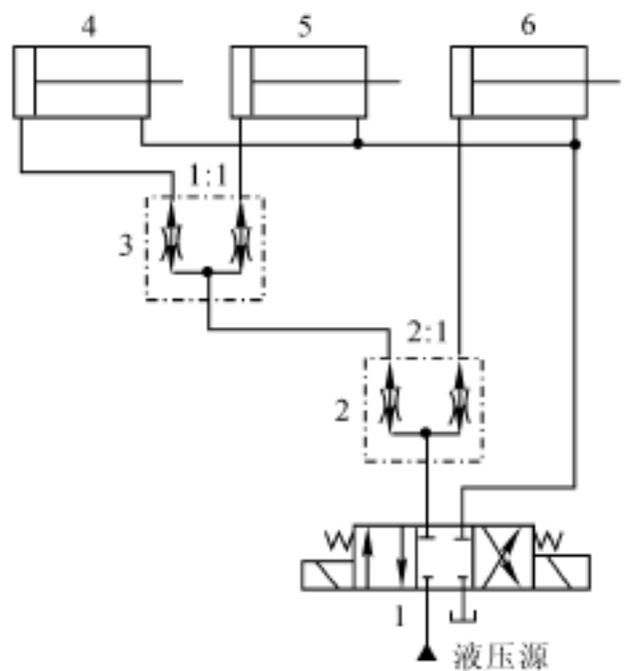


图 7-39 分流集流阀的三缸同步回路
1—三位四通电磁换向阀;
2,3—分流集流阀;4,5,6—液压缸

图 7-39 所示为采用分流集流阀的三缸同步回路,通过分流比为 2:1 和 1:1 的两个分流集流阀 2 和 3 给三个液压缸 4,5,6 分配相等的流量,实现三缸同步运动。用同样的方法还可以构成采用分流集流阀的四缸同步回路。

三、多缸动作互不干扰回路

多缸动作互不干扰回路的功用是使几个液压执行器在完成各自工作循环时彼此互不影响。图 7-40 所示为多缸动作互不干扰回路,液压缸 11,12 分别要完成的自动工作循环为快速前进—工作进给—快速退回。高压小流量泵 1 和低压大流量泵 2 的压力分别由溢流阀 3 和 4 设定(调定压力 $p_3 > p_4$)。在开始工作时,电磁铁 1YA,2YA 同时通电使二位四通电磁换向阀 9,10 切换至右位,泵 2 的压力油经单向阀 6,8 及阀 9,10 进入液压缸 11,12 的无杆腔,使两缸快速向右运动。如果某一缸(例如缸 11)的先到达要求位置,则其挡块压下机动换向阀 15,使缸 11 转换为工作进给,由于单向阀 6 在压差作用下关闭,仅有液压泵 1 的压力油经调速阀 5 和阀 9 进入缸 11,液压缸 12 仍可以继续快速前进。当两缸都转换为工作进给后,仅泵 1 向两缸供油。如果某一缸(例如缸 11)先完成工作进给,其挡块压下行程开关 16,使电磁铁 1YA 断电,此时泵 2 的压力油可经单向阀 6、电磁阀 9 和单向阀 13 进入缸 11 有杆腔,使该缸快速向左退回(双泵供油),缸 12 仍单独由泵 1 供油继续进行工作进给。在这个回路中调速阀 5,7 调节的流量大于调速阀 14,18 调节的流量,这样两缸工作进给的速度分别由调速阀 14,18 决定。

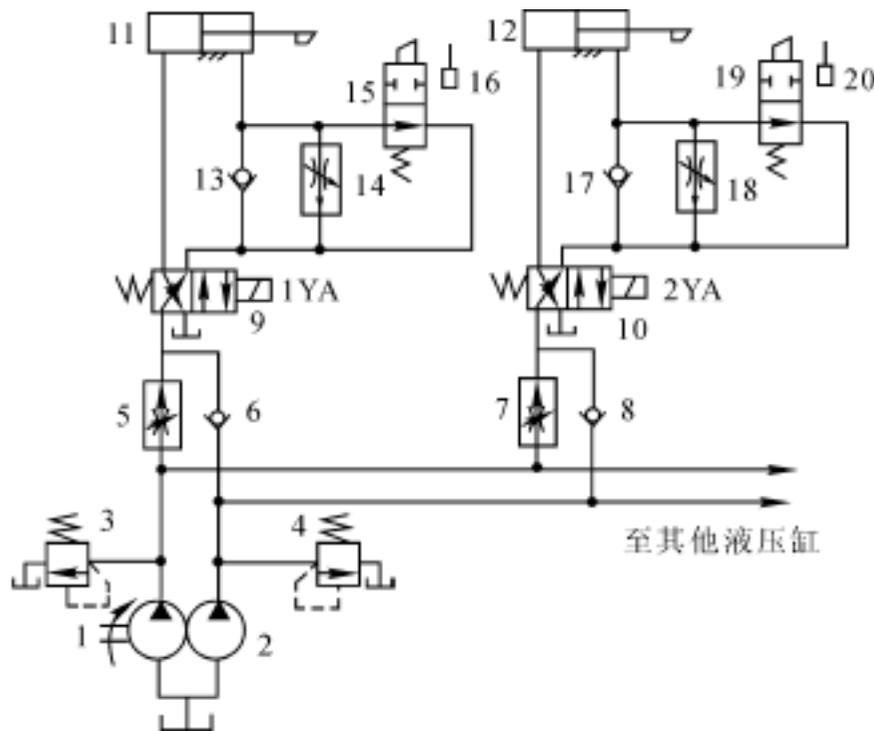


图 7-40 多缸动作互不干扰回路

- 1— 高压小流量泵;2— 低压大流量泵;3,4— 溢流阀;
- 5,7,14,18— 调速阀;6,8,13,17— 单向阀;9,10— 二位四通电磁换向阀;
- 11,12— 液压缸;15,19— 二位二通机动换向阀;16,20— 行程开关

四、多执行器卸荷回路

多执行器卸荷回路的功用是使液压泵在各执行器都不工作时自动卸荷,而当任一执行器要求工作时又立即由卸荷转为工作状态。图 7-41 所示是这种回路的一种串联结构。当各执行

器都停止工作时,各换向阀(三位六通手动阀)都处于中位,这时溢流阀 2 的遥控口经各换向阀中位的一个通路与换向阀 5 处的油箱通口连接,液压泵 1 卸荷。任一换向阀不在中位工作时,溢流阀的遥控口就不会与油箱接通,这时泵会结束卸荷状态恢复压力油的供给。

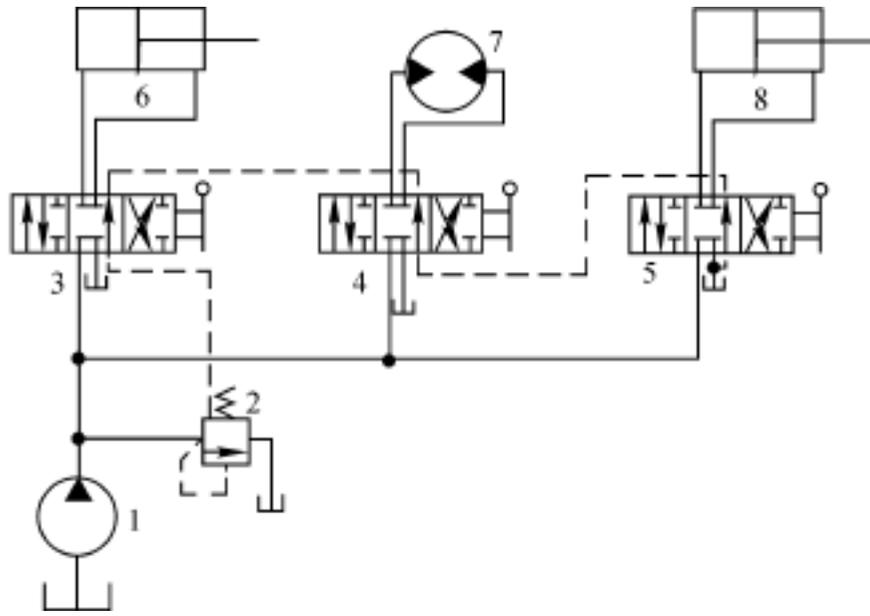


图 7-41 多执行器卸荷回路

1— 液压泵;2— 溢流阀;3,4,5— 三位六通手动换向阀;6,8— 液压缸;7— 液压马达

思考题与习题

1. 图 7-42 所示回路中,二溢流阀的调定压力分别为 $p_1 = 8 \text{ MPa}$, $p_2 = 4 \text{ MPa}$ (假设无压力超调)。系统的负载阻力无限大,试问:在不计管道损失时,换向阀分别处在左位和右位时泵的工作压力为多少?B 点和 C 点的压力各为多少?

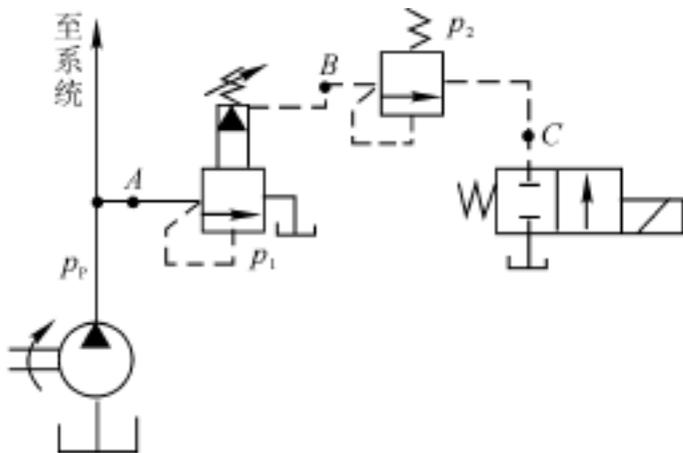


图 7-42

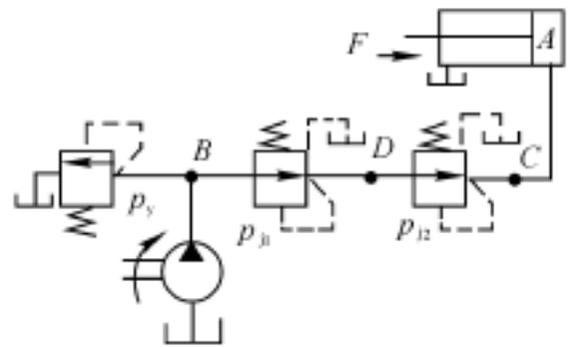


图 7-43

2. 图 7-43 所示回路中,液压缸的活塞运动时的负载 $F = 1\ 200 \text{ N}$,活塞面积 $A = 15 \text{ cm}^2$ 。溢流阀调定压力 $p_y = 4.5 \text{ MPa}$,两个减压阀的调定压力分别为 $p_{y1} = 3.5 \text{ MPa}$ 和 $p_{y2} = 2 \text{ MPa}$,忽略压力油流过减压阀及管路时的损失,试确定液压缸活塞在运动时和停止在终端位置时,A,B,C 三点的压力值。

3. 试比较图 7-4(b) 和图 7-5 所示的卸荷回路中的二位二通电磁换向阀的作用和流量规格的同异。

4. 如图 7-7(a) 所示的平衡回路中, 若液压缸无杆腔面积 $A_1 = 80 \text{ cm}^2$; 有杆腔面积 $A_2 = 40 \text{ cm}^2$, 活塞与运动部件自重 $W = 6 \text{ kN}$, 运动时活塞上的摩擦力为 $F_f = 2 \text{ kN}$, 向下运动时要克服的负载阻力为 $F_L = 24 \text{ kN}$, 试分析计算顺序阀和液压源中溢流阀的最小调整压力应各为多少?

5. 已知图 7-12(a) 所示的进油节流调速回路中, 液压泵的流量 $q_p = 0.1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, 溢流阀调定压力 $p_p = 3.0 \text{ MPa}$ (假设没有压力超调), 液压缸无杆腔面积 $A_1 = 20 \text{ cm}^2$, 外负载 $F = 4 \text{ kN}$, 薄壁孔口式节流阀的开口面积 $A_T = 1 \times 10^{-6} \text{ m}^2$, 因数 $C = 0.60$, 油液密度 $= 880 \text{ kg}/\text{m}^3$, 试求: 活塞的运动速度 v ; 溢流阀的溢流量和回路的效率; 当节流阀开口面积增大到 $A_T = 5 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ 时, 液压缸的运动速度和溢流阀的溢流量。

6. 试分析推导图 7-12(b) 和 7-12(c) 所示的回油节流调速回路和进-回油复合节流调速回路的速度负载特性方程。

7. 图 7-12(c) 所示的进-回油复合节流调速回路中, 设两节流阀开口面积相等 $A_{T1} = A_{T2} = 0.1 \text{ cm}^2$, 两阀的流量系数均为 $C_d = 0.62$, 油液密度 $= 900 \text{ kg}/\text{m}^3$, 液压缸两腔有效面积分别为 $A_1 = 100 \text{ cm}^2$ 和 $A_2 = 50 \text{ cm}^2$, 负载 $F = 5 \text{ kN}$, 方向始终向左, 溢流阀的调定压力 $p = 2 \text{ MPa}$ (假设没有压力超调), 液压泵的流量 $q_p = 0.42 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 。试求: 活塞往返运动的速度; 这两个速度有无可能相等?

8. 在图 7-44 所示的液压马达速度控制回路中, 已知液压泵的排量 $V_P = 120 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{r}$, 转速 $n_p = 1000 \text{ r}/\text{min}$, 容积效率 $\eta_{PV} = 0.95$, 溢流阀的调定压力 $p_y = 7 \text{ MPa}$ (假设没有压力超调); 液压马达的排量 $V_M = 160 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{r}$, 容积效率 $\eta_{MV} = 0.95$, 机械效率 $\eta_{Mm} = 0.8$, 负载转矩 $T = 16 \text{ N} \cdot \text{m}$, 节流阀的开口面积 $A_T = 0.2 \text{ cm}^2$, 节流阀的流量系数 $C_d = 0.62$, 油密度 $= 900 \text{ kg}/\text{m}^3$, 不计管道损失, 试计算: 通过节流阀的流量和液压马达的转速; 若将溢流阀的调定压力调高到 $p_y = 8.5 \text{ MPa}$, 其他条件不变, 马达的转速是多少?

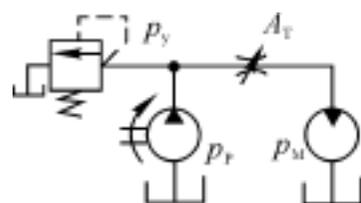


图 7-44

9. 试分析图 7-45 所示液压回路的工作原理, 并列电磁铁动作顺序表。

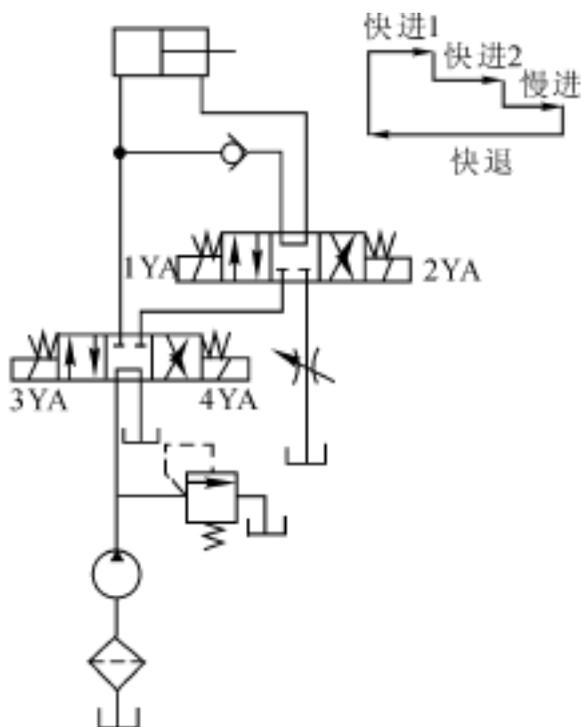


图 7-45

10. 图 7-46 所示为实现“快进—工进 1—工进 2—快退—停止”循环的液压回路,工进 1 速度比工进 2 快。试分析回路的工作原理并列电磁铁动作顺序表。

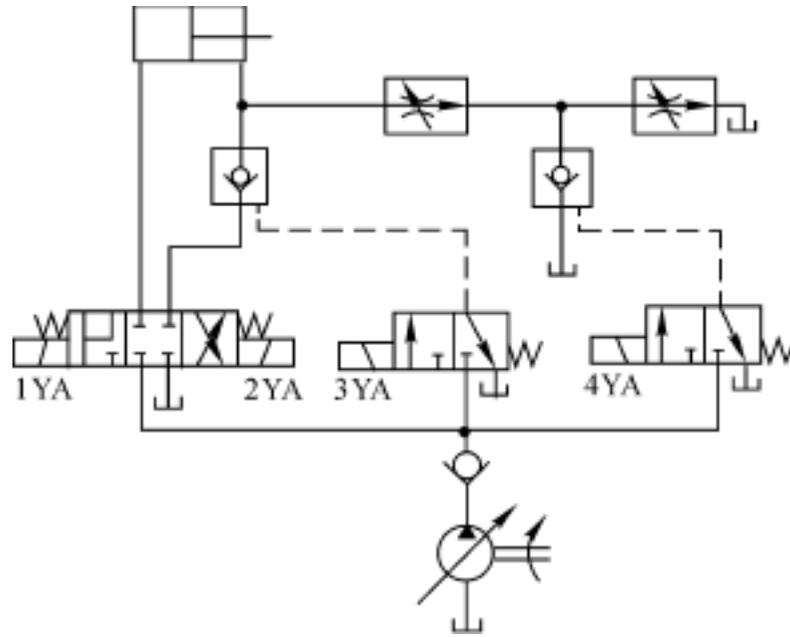


图 7-46

11. 欲要求一液压缸实现“快进—工进—快退”的半自动工作循环,试分别绘制采用单定量泵、高低压双泵和限压式变量泵供油的液压回路图。

12. 采用单泵供油的两个单杆液压缸均采用二位四通电磁换向阀和行程开关控制,要求的动作顺序为缸 1 向左—缸 2 向左—缸 1 向右—缸 2 向右—两缸停止(液压泵卸荷)。试绘制液压回路图并列电磁铁动作顺序表。

第八章 典型液压传动系统分析

液压技术的应用领域相当广泛,液压系统的类型、构成及原理也因应用领域及主机不同而异,在此不能一一列举。本章将通过对一些具有代表性的液压传动系统进行介绍和分析,使读者进一步加深对各种液压元件及回路综合应用的认识,掌握液压传动系统的一般分析方法,从而为液压系统的使用和设计奠定初步基础。由于液压控制系统的工作特征与液压传动系统有所不同,故将其单独在第十章介绍。

各个典型液压传动系统的原理图都用 GB 786.1—1993 规定的图形符号绘制。在液压系统分析中,首先应概要地了解主机的功能结构、工作循环及对液压系统的主要要求,其次对液压系统进行分析(包括液压系统的组成及元件功用、液压系统工作原理(各工况下系统的油液流动路线),最后归纳出液压系统的特点。在具体分析时可借助主机动作循环图和动作循环表或用文字叙述其油液流动路线。

第一节 YT4543 型组合机床动力滑台液压系统

一、主机的功能结构

组合机床是一种工序集中的高效专用机床,它由通用部件和部分专用部件组成。动力滑台则属于组合机床中实现进给运动的一种通用部件,配上主轴箱和动力头后便可以完成各类孔的钻、镗、铰加工和端面铣削加工等工序。动力滑台的主要负载是切削力,摩擦力和启停过程中的惯性力,滑台的快速进退速度一般都大致相等。

如图 8-1 所示,液压动力滑台装在具有矩形或山形导轨的滑座上,并由液压缸(多为杆固定)驱动,滑台的行程范围及各工况行程主要靠安装在滑台侧面的活动挡块予以保证和调节,滑台进退的行程上布有电气行程开关和死挡块(图中未画出),加工过程中滑台在死挡块处的停留时间可用延时继电器实现。在电气和机械装置的配合下可以完成刀具的进给运动,根据不同的加工需要可以实现多种进给速度的自动工作循环。组合机床动力滑台的液压传动系统是以速度变换和控制为主的系统。

本节介绍的 YT4543 型液压动力滑台,其结构及工况参数:滑台台面的长、宽分别为 800 mm 和 450 mm,液压缸内径 125 mm。最大行程 800 mm,最大进给力 45 kN,最大快进速度 7.3 m/min,进给速度范围 6.6 ~ 660 mm/min。

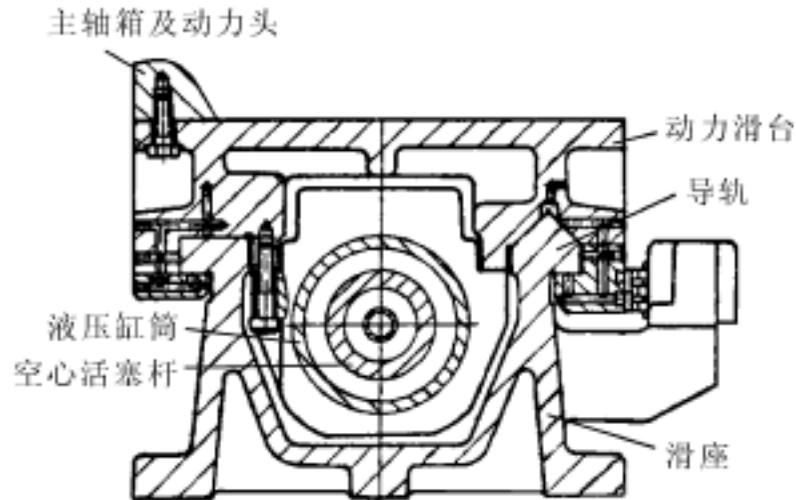


图 8-1 组合机床液压动力滑台

二、液压系统分析及特点

1. 液压系统组成及元件功用

YT4543 型动力滑台的液压系统如图 8-2 所示(左上侧为液压缸的工作循环图),系统在机械和电气的配合下,能够实现的自动工作循环为快进—工进—二工进—死挡铁停留—快退—原位停止。系统的油源为限压式变量叶片泵 1,它与串联的调速阀 8,9 和背压溢流阀 4 组成容积节流(进口)调速回路。单杆活塞缸 14 为差动连接,以实现快速运动,缸的运动方向变换由三位五通阀 3,7 组成的电液换向阀实现;二位二通机动换向阀(行程阀)13 和电磁换向阀 10 用于液压缸的快、慢速度换接;阀 3 的 M 型中位机能用于停止时的卸荷。快进与工进由远控顺序阀 5 控制,阀 5 的设定压力低于工进时的系统压力而高于快进时的系统压力。压力继电器 11 用于死挡铁停留开始时的发信。系统中有三个单向阀,单向阀 2 用于保护液压泵免受液压冲击,同时用于保证系统卸荷时电液换向阀的先导控制油路保持一定的控制压力,以确保换向动作的实现;单向阀 6 用于工进时进油路和回油路的隔离;单向阀 12 用于提供快退回油。表 8-1 是系统的动作循环表。

表 8-1 动力滑台液压系统动作循环表

工况	信号来源	液压元件工作状态				
		顺序阀 5	先导阀 7	主换向阀 3	电磁阀 10	行程阀 13
快进	启动,电磁铁 1YA 通电	关闭				右位
一工进	挡块压下二位二通机动换向阀 13	打开	左位	左位	右位	左位
二工进	挡块压下行程开关,电磁铁 3YA 通电					
停留	滑台靠在死挡块上					
快退	压力继电器 11 发信,电磁铁 1YA 断电,2YA 通电	关闭	右位	右位	右位	右位
停止	挡块压下终点开关,电磁铁 2YA 和 3YA 都断电					

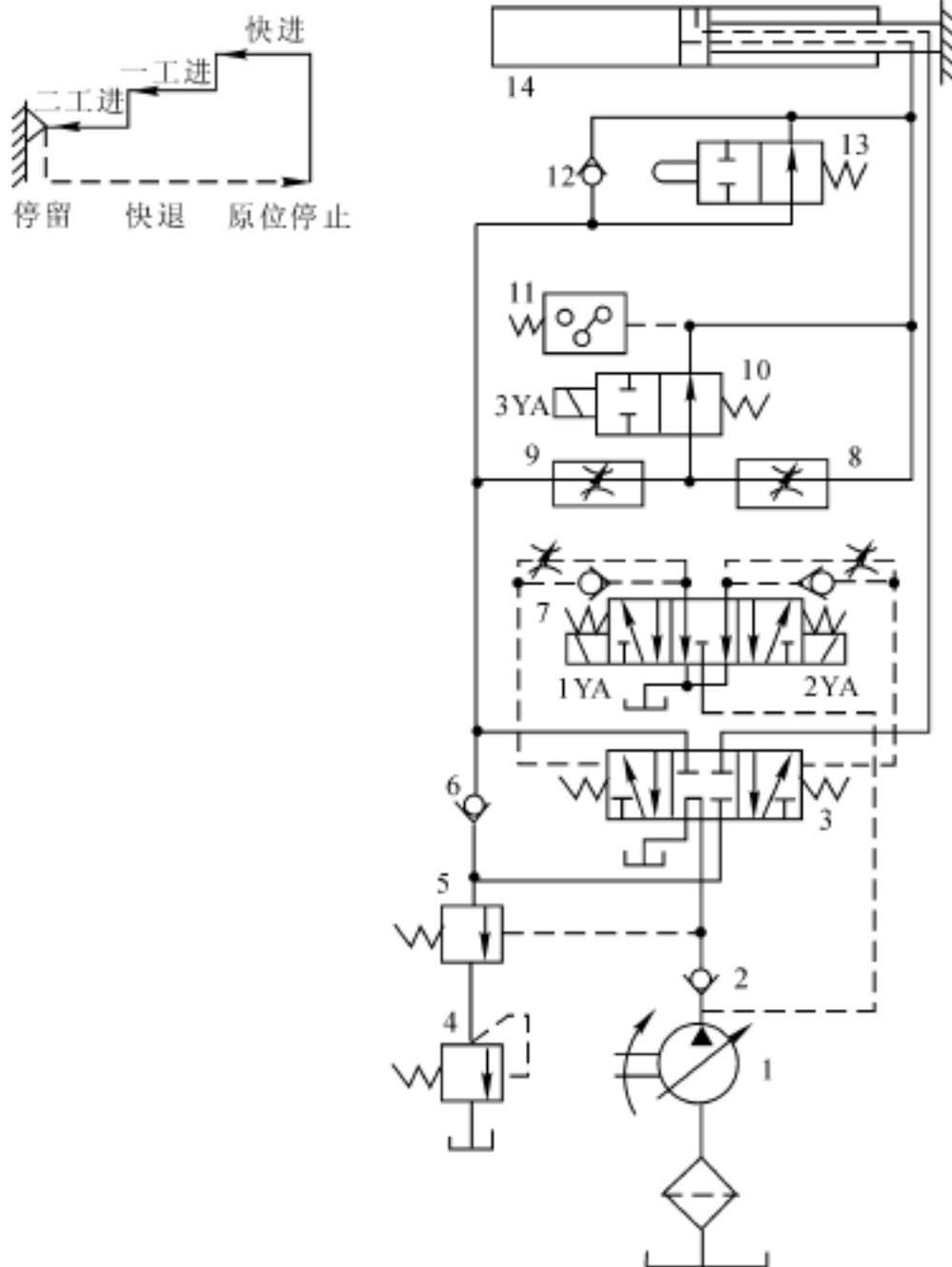


图 8-2 动力滑台液压系统图

- 1— 变量泵; 2, 6, 12— 单向阀; 3— 三位五通液动换向阀(主阀); 4— 背压阀;
 5— 远控顺序阀; 7— 三位五通电磁换向阀(先导阀); 8, 9— 调速阀;
 10— 二位二通电磁换向阀; 11— 压力继电器; 13— 行程阀; 14— 单杆液压缸

2. 系统工作原理

(1) 动力滑台快进。按下启动按钮, 电磁铁 1YA 通电, 在先导压力油的作用下液动换向阀 3 切换至左位。由于滑台快进时负载较小, 系统压力不高, 因此顺序阀 5 关闭, 变量泵 1 输出最大流量。此时, 液压缸 14 为差动连接, 动力滑台快进。系统中主油路的油液流动路线如下:

进油路: 变量泵 1 → 单向阀 2 → 液动换向阀 3(左位) → 行程阀 13(右位) → 液压缸 14 无杆腔。

回油路: 液压缸 14 有杆腔 → 液动换向阀(左位) → 单向阀 6 → 行程阀 13(右位) → 液压缸 14 无杆腔。

(2) 第一次工作进给。当滑台快速前进到预定位置时, 滑台上的活动挡块压下行程阀 13。此时系统压力升高, 在顺序阀打开的同时, 限压式变量泵自动减小其输出流量, 以便与调速阀 9 的开口相适应。系统中油液流动路线如下:

进油路:变量泵 1 单向阀 2 液动换向阀 3(左位) 调速阀 9 电磁阀 10(右位) 液压缸 14 无杆腔。

回油路:液压缸 14 有杆腔 液动换向阀 3(左位) 顺序阀 5 背压阀 4 油箱。

(3) 第二次工作进给。当一次工作进给结束后,活动挡块压下电气行程开关,使电磁铁 3YA 通电。顺序阀仍开启,变量泵输出流量与调速阀 8 的开口相适应(调速阀 8 的开度比调速阀 9 小)。系统中油液流动路线如下:

进油路:变量泵 1 单向阀 2 液动换向阀 3(左位) 调速阀 9 调速阀 8 液压缸 14 无杆腔。

回油路:与一次工作进给回油路相同。

(4) 停留及动力滑台快退。在动力滑台第二次工作进给到预定位置碰到死挡块后,停止前进,液压系统的压力进一步升高,在变量泵 1 保压卸荷的同时,压力继电器 11 发信接通电气系统中的时间继电器,停留时间到后,给出动力滑台快速退回的信号,电磁铁 1YA 断电,2YA 通电,此时系统压力下降;变量泵流量又自动增大,动力滑台实现快退。系统中油液的流动路线如下:

进油路:变量泵 1 单向阀 2 液动换向阀 3(右位) 液压缸 14 有杆腔。

回油路:液压缸 14 无杆腔 单向阀 12 液动换向阀 3(右位) 油箱。

(5) 动力滑台原位停止。当动力滑台快速退回到原位时,活动挡块压下终点行程开关,使电磁铁 1YA ~ 3YA 均断电,此时换向阀 3 处于中位,液压缸 14 两腔封闭,滑台停止运动,液压泵 1 卸荷。

3. 液压系统的特点

(1) 采用了“限压式变量叶片泵-调速阀-背压阀”式的容积节流(进口)调速回路,能保证稳定的进给速度、较好的速度刚性和较大的调速范围。

(2) 系统采用了限压式变量泵和差动连接液压缸来实现快进,对功率利用比较合理。当滑台停止运动时,换向阀使液压泵在低压下卸荷,减少了能量损耗和发热。

(3) 采用机动阀和顺序阀实现快进与工进换接,不仅简化了油路,而且使动作可靠、换接精度高。至于两个工进之间的换接则由于两者速度都较低,所以采用电磁阀完全能保证换接精度。

第二节 YA32 - 200 型四柱万能液压机液压系统

一、主机功能结构

液压机是用来对金属、木材、塑料等材料进行压力加工的机械设备,也是最早应用液压传动的机械之一。其中四柱式的液压机应用最广。如图 8-3(a) 所示,四柱式液压机的机身由横梁、工作台及四根立柱构成。滑块由置于中空横梁内的主液压缸驱动,顶出机构由置于工作台下的顶出液压缸驱动,其典型工作循环如图 8-3(b) 所示(在作薄板拉伸时,还需要利用顶出液压缸将坯料压紧,此时顶出液压缸下腔需保持一定的压力,并随主缸一起下行)。液压机的液压传动系统是以压力、变换与控制为主的系统。

本节介绍的 YA32 - 200 型四柱万能液压机,其主液压缸最大压制力为 2MN。

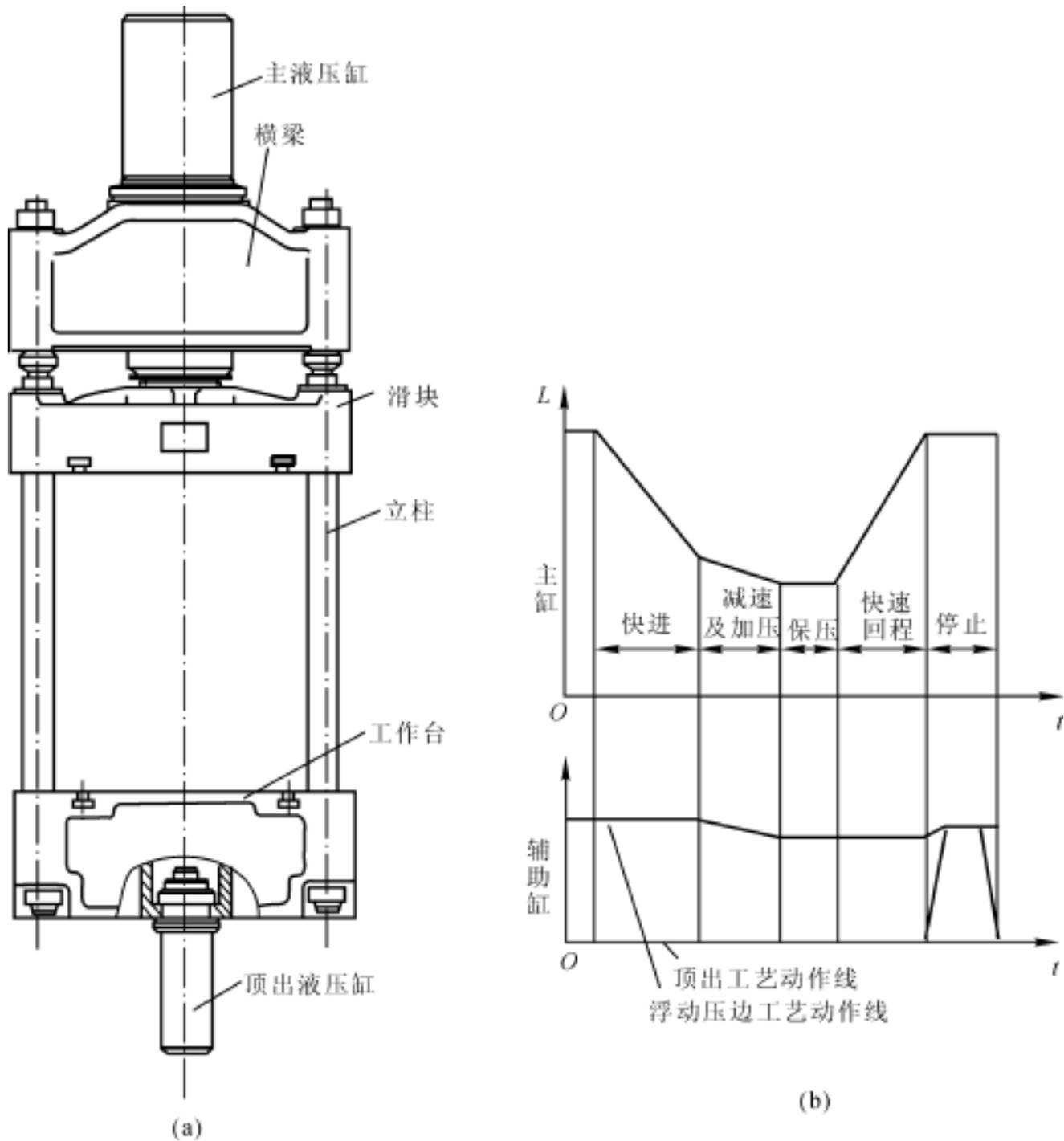


图 8-3 四柱式液压机的结构及典型工作循环

(a) 结构图; (b) 典型工作循环图

二、液压系统分析及特点

1. 系统组成和元件作用

YA32-200 型四柱万能液压机的液压系统原理如图 8-4 所示,系统的油源为主液压泵 1 和辅助液压泵 2。主泵为高压大流量压力补偿式恒功率变量泵,最高工作压力为 32 MPa,由远程调压阀 5 设定;辅泵为低压小流量定量泵,主要用做电液换向阀 6 及 21 的控制油源,其工作压力由溢流阀 3 设定。系统的两个执行器为主液压缸 16 和顶出液压缸 17,两液压缸的换向分别由电液动换向阀 6 和 21 控制;带卸荷阀芯的液控单向阀 14 用做充液阀,在主缸 16 快速下行时开启,使副油箱向主缸充液;液控单向阀 9 用于主缸 16 快速下行通路和快速回程通路,背压阀 10 为在液压缸慢速下行时提供背压;单向阀 13 用于主缸 16 的保压;阀 11 为带阻尼孔的卸荷阀,用于主缸保压结束后换向前主泵 1 的卸荷;节流阀 19 及背压阀 20 用于在浮动压边工艺过程中保持顶出缸下腔所需的压边力,安全阀 18 用于节流阀 19 阻塞时系统的安全保护。压力

继电器 12 用做保压起始的发信装置。表 8-2 为该液压机的电磁铁动作顺序表。

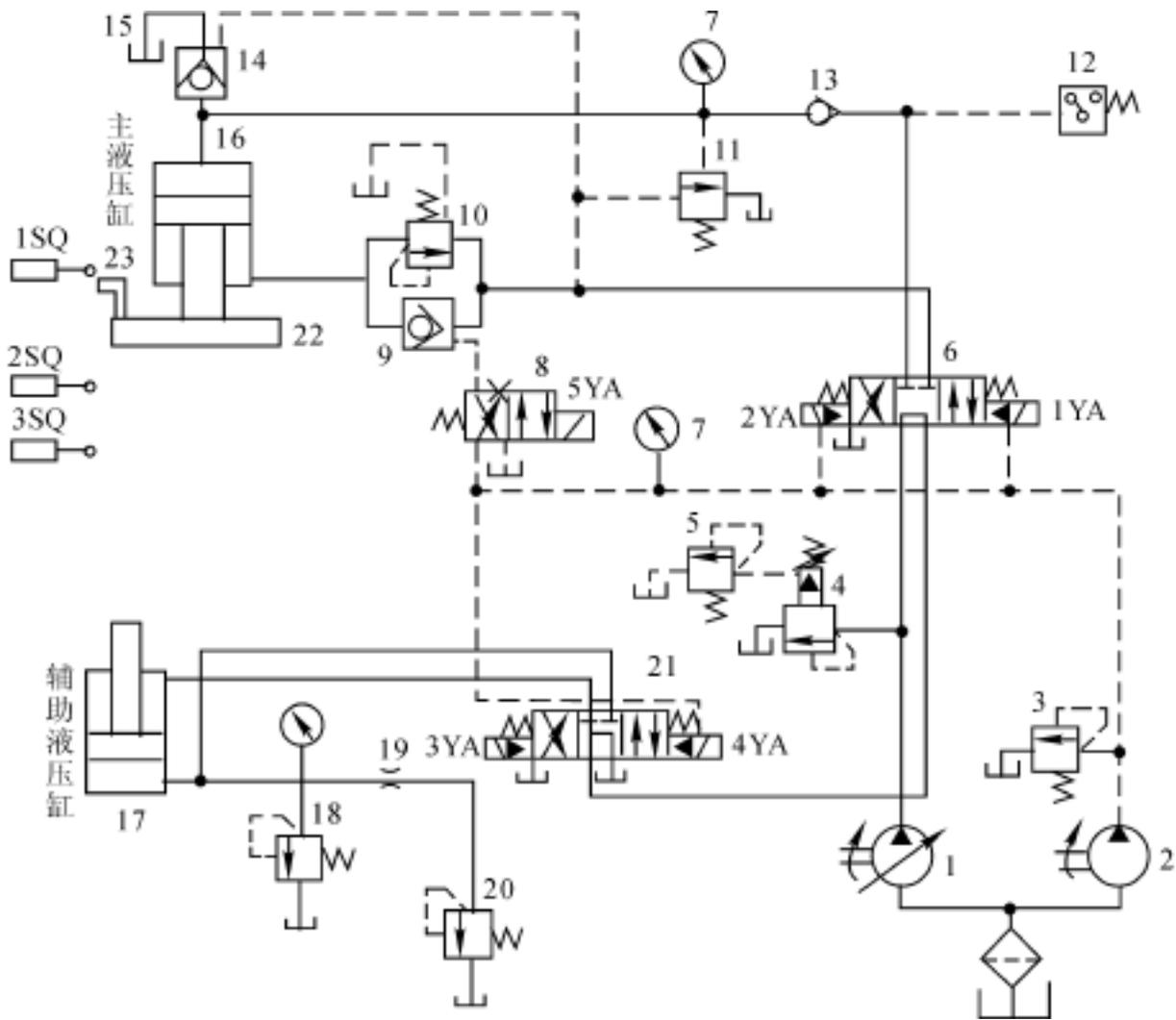


图 8-4 YA32-200 型四柱万能液压机液压系统图

- 1—主液压泵;2—辅助液压泵;3,4—溢流阀;5—远程调压阀;6,21—三位四通电液动换向阀;
 7—压力表;8—二位四通电磁换向阀;9,14—液控单向阀;10—背压阀;11—卸荷阀(带阻尼孔);
 12—压力继电器;13—单向阀;15—副油箱;16—主液压缸;17—顶出液压缸;
 18—安全溢流阀;19—节流阀;20—背压溢流阀;22—滑块;23—活动挡块

表 8-2 液机电磁铁动作顺序表

工况		电磁铁				
		1YA	2YA	3YA	4YA	5YA
主液压缸	快速下行	+	-	-	-	+
	慢速加压	+	-	-	-	-
	保压	-	-	-	-	-
	泄压回程	-	+	-	-	-
	停止	-	-	-	-	-
顶出液压缸	顶出	-	-	+	-	-
	退回	-	-	-	+	-
	压边	+	-	-	-	-

2. 工作原理

(1) 主缸及滑块。

1) 快速下行。按下启动按钮,电磁铁 1YA,5YA 通电使电液动换向阀 6 切换至右位,电磁换向阀 8 切换至右位,辅泵 2 的控制压力油经阀 8 将液控单向阀 9 打开。此时,主油路的流动路线如下:

进油路:主泵 1 换向阀 6(右位) 单向阀 13 主缸 16 无杆腔。

回油路:主缸 16 有杆腔 液控单向阀 9 换向阀 6(右位) 换向阀 21 中位 油箱。

此时,主缸及滑块 22 在自重作用下快速下降。但由于变量泵 1 的流量不足以补充因主缸快速下降上腔空出的容积,所以置于液压机顶部的副油箱 15 中的油液在大气压及液位高度作用下,经带卸荷阀芯的液控单向阀 14 进入主缸无杆腔。

2) 慢速接近工件、加压。当滑块 22 上的活动挡块 23 压下行程开关 2SQ 时,电磁铁 5YA 断电使换向阀 8 复至左位,液控单向阀 9 关闭。此时主缸无杆腔压力升高,阀 14 关闭,且主泵 1 的排量自动减小,主缸转为慢速接近工件和加压阶段。系统的油液流动路线如下:

进油路:同快速下行。

回油路:主缸有杆腔 背压(平衡)阀 10 换向阀 6(右位) 换向阀 21(中位) 油箱。

滑块慢速接近工件。当滑块 22 接触工件后,阻力急剧增加,主缸无杆腔压力进一步提高,变量泵 1 的排量自动减小,主缸驱动滑块以极慢的速度对工件加压。

3) 保压。当主缸上腔的压力达到设定值时,压力继电器 12 发信,电磁铁 1YA 断电,电液动换向阀 6 复至中位,主缸上、下油腔封闭,系统保压。单向阀 13 保证了主缸上腔良好的密封性,主缸上腔保持高压。保压时间可由压力继电器 12 控制的时间继电器(图中未画出)调整。保压阶段,除了液压泵低压卸荷外,系统中无油液流动。

主泵 1 换向阀 6(中位) 换向阀 21(中位) 油箱。

4) 泄压、快速回程。保压过程结束时,时间继电器发信,使电磁铁 2YA 通电(定程压制成形时,可由行程开关 3SQ 发信),换向阀 6 切换至左位,主缸进入回程阶段。如果此时主缸上腔立即与回油相通,保压阶段缸内液体积蓄的能量突然释放将产生液压冲击,引起振动和噪声。因此,系统保压后必须先泄压,然后回程。

换向阀 6 切换至左位后,主缸上腔还未泄压,压力很高,带阻尼孔的卸荷阀 11 呈开启状态,因此有“主泵 1 换向阀 6(左位) 阀 11 油箱”。

此时主泵 1 在低压下运行,此压力不足以打开液控单向阀 14 的主阀芯,但能打开阀其内部的卸荷小阀芯(参见第五章有关内容),主缸上腔的高压油经此卸荷小阀芯的开口泄回副油箱 15,压力逐渐降低(泄压)。泄压过程持续至主缸上腔压力降到使卸荷阀 11 关闭时为止。泄压结束后,主泵 1 的供油压力升高,顶开阀 14 的主阀芯。此时系统的油液流动路线为如下:

进油路:主泵 1 换向阀 6(左位) 液控单向阀 9 主缸有杆腔。

回油路:主缸无杆腔 阀 14 副油箱 15。

主缸驱动滑块快速回程。

5) 停止。当滑块上的挡铁 23 压下行程开关 1SQ 时,电磁铁 2YA 断电使换向阀 6 复至中位,主缸活塞被该阀的 M 型机能的中位锁紧而停止运动,回程结束。此时主液压泵 1 又处于卸荷状态(油液流动同保压阶段)。

(2) 顶出缸。主缸和顶出缸的运动应实现互锁。当电液换向阀 6 处于中位时,压力油经过电液换向阀 6 中位进入控制顶出缸 17 运动的电液换向阀 21。

1) 顶出。按下顶出按钮,电磁铁 3YA 通电,换向阀 21 切换至左位,系统的油液流动路线如下:

进油路:主泵 1 换向阀 6(中位) 换向阀 21(左位) 顶出缸 17 无杆腔。

回油路:顶出缸 17 有杆腔 换向阀 21(左位) 油箱。

活塞上升,将工件顶出。

2) 退回。当电磁铁 3YA 断电,4YA 通电时,油路换向,顶出缸的活塞下降,此时有

进油路:主泵 1 换向阀 6(中位) 换向阀 21(右位) 顶出缸 17 有杆腔。

回油路:顶出缸 17 无杆腔 换向阀 21(右位) 油箱。

3) 浮动压边。作薄板拉伸压边时,要求顶出缸既保持一定压力,又能随主缸滑块的下压而下降。这时电磁铁 3YA 通电,换向阀 21 切换至左位,这时的油液流动路线与顶出时相同,从而顶出缸上升到顶住被拉伸的工件。

然后电磁铁 3YA 断电,顶出缸无杆腔的油液被阀 21 封住。当主缸滑块下压时,顶出缸活塞被迫随之下行,从而有“顶出缸无杆腔 节流阀 19 背压阀 20 油箱”。

3. 液压系统特点

(1) 采用高压、大流量恒功率变量泵供油,既符合工艺要求,又节省能量。

(2) 依靠活塞滑块自重的作用实现快速下行,并通过充液阀对主缸充液。快速运动回路结构简单,使用元件较少。

(3) 采用普通单向阀保压。为了减少由保压转换为“快速回程”时的液压冲击,系统采用了由卸荷阀和带卸荷小阀芯的充液阀组成的泄压回路。

(4) 顶出缸与主缸运动互锁。只有当换向阀 6 处于中位主液压缸不运动时,压力油才能经阀 21 使顶出缸运动。

第三节 高速公路钢护栏冲孔切断机液压系统

一、主机功能结构

高速公路钢护栏冲孔切断机是用于高速公路沿线波形梁钢护栏加工的液压传动专用设备,其功能为将厚度为 3 mm、宽度为 481 mm 的板料(卷材)校平、输送、定长后同时冲出 18 个腰形孔并切断(冲切力为 1 200 kN),然后加工成一定长度(工件最大长度 $(4\ 320 \pm 5)$ mm),两端各带 9 个腰形孔的半成品板,为后成形工序做准备。机器的生产率为 2 件/min。

二、液压系统的分析及特点

1. 系统组成及元件功用

冲孔切断机的液压系统原理如图 8-5 所示。系统的执行器为用于钢带传输的双向定量液压马达 12 和冲孔切断的液压缸 14(2 个), 液压马达和液压缸分时工作, 即液压马达工作时液压缸停止, 反之亦然。系统的油源为单向变量液压泵 1(最大压力 21 MPa, 最大流量为 40 L/min), 单向阀 2 用于保护泵 1, 电磁溢流阀 3 用于调定泵的供油压力并实现卸荷, 冷却器 4 和精过滤器 5 用于回油的冷却和过滤。二并联液压缸的运动由三位四通电磁换向阀 15 控制。液压马达 12 带有机械制动器, 马达的旋转运动方向由三位四通电磁换向阀 6 控制, 单向减压阀 7 用于液压马达工作压力的设定, 并联的单向调速阀 10 和单向节流阀 9 通过二位三通电磁换向阀 8 控制, 可使液压马达获得两种不同流量及速度, 以实现板料在传输过程中的快速传输和慢速制动, 从而保证生产速度并迅速准确制动以及工件切断后的长度尺寸精度。节流阀 13 作背压阀使用。

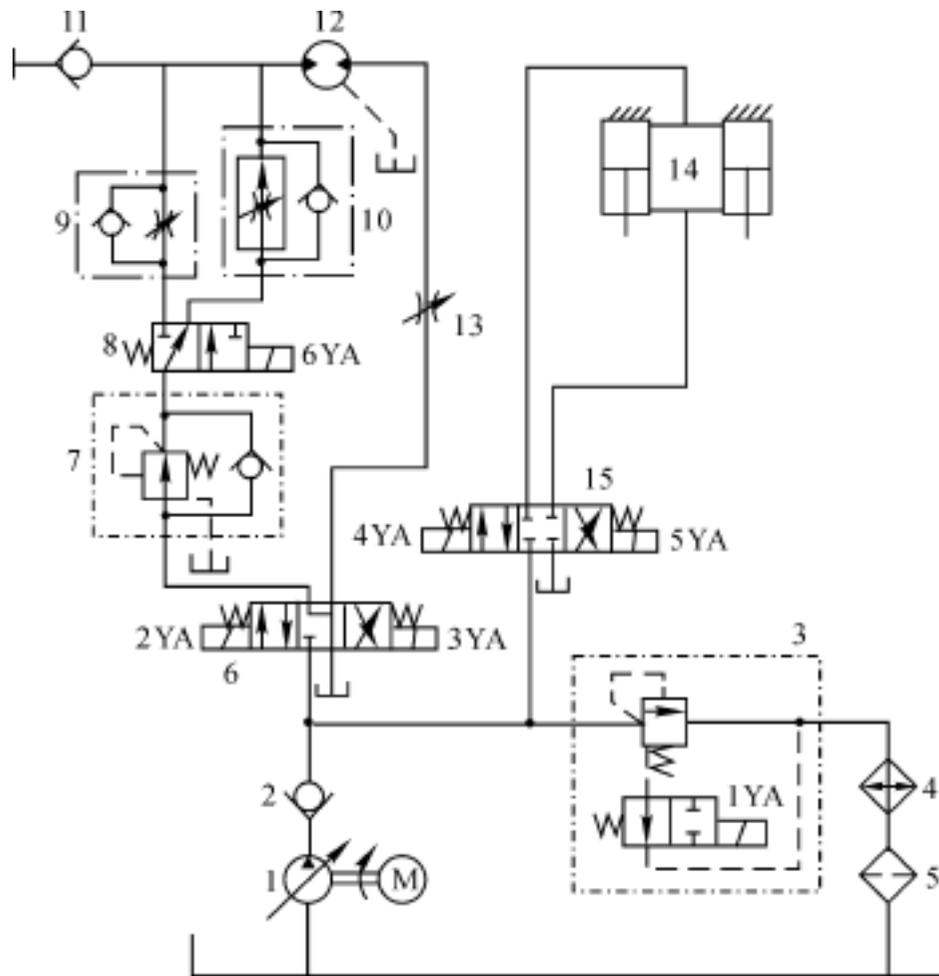


图 8-5 冲孔切断机液压系统原理图

- 1— 单向变量泵; 2— 单向阀; 3— 电磁溢流阀; 4— 冷却器;
 5— 精过滤器; 6, 15— 三位四通电磁换向阀; 7— 单向减压阀;
 8— 二位三通电磁换向阀; 9— 单向节流阀; 10— 单向调速阀;
 11— 快速接头; 12— 双向定量液压马达; 13— 节流阀; 14— 液压缸

2. 液压系统工作原理

由液压系统的电磁铁动作顺序表(见表 8-3), 可以了解系统在各工况的油液流动路线。

表 8-3 冲孔切断机的液压系统电磁铁动作顺序表

电磁铁 工况		1YA	2YA	3YA	4YA	5YA	6YA
		快速传输	+	+	-	-	-
液压马达	慢速传输	+	+	-	-	-	+
	制动	+	+	-	+	-	-
	传输故障	+	-	+	-	-	-
	下行冲孔切断	+	-	-	+	-	-
液压缸	上行退回	+	-	-	-	+	-
停止等待,系统卸荷		-	-	-	-	-	-

注:只有钢带传输中出现故障,液压马达才反转,以便使钢带退出。

3. 液压系统特点

(1) 液压系统采用变量泵供油,液压马达和液压缸回路分别控制和动作,泵的流量和最高工作压力按液压缸的负载压力和流量确定,液压马达的工作压力通过减压阀调节和保持恒定。在系统等待期间,液压泵可以卸荷。这样有利于减小功率损失和发热。

(2) 液压马达回路通过调速阀和节流阀的并联、电磁换向阀换接来实现二级速度控制;两个流量阀可以独立调节,互不影响。通过三位四通换向阀可以使钢带传输在出现故障时液压马达反转,便于钢带退出。背压节流阀压可以避免液压马达在小排量工况时产生脉动,使马达运行平稳。液压马达可以通过进口压力控制机械制动器的制动和开启。

(3) 给电磁溢流阀回油路上设置冷却器和精过滤器,提高了系统油液的散热效果和洁净度,从而提高了系统的工作可靠性。

第四节 JS01 型工业机械手液压系统

一、主机功能结构

机械手是模仿人的手部动作,按给定的程序、轨迹和要求实现自动抓取、搬运和操作的自动化装置,其特别适合在高温、高压、易燃、易爆、多粉尘、放射性等恶劣环境以及笨重、单调、频繁的操作中代替人进行作业,应用范围相当广泛。

本节介绍的 JS01 型工业机械手为圆柱坐标式、全液压驱动机械手,具有手臂升降、伸缩、回转和手腕回转等四个自由度。执行机构由手部、手腕、手臂伸缩机构、手臂升降机构、手臂回转机构和回转定位装置等部分组成。除手臂回转和手腕回转机构采用摆动液压马达驱动外,其余部分均采用液压缸驱动。该机械手完成的动作循环为:插定位销 手臂前伸 手指张开 手指夹紧抓料 手臂上升 手臂缩回 手腕回转 180° 拔定位销 手臂回转 95° 插定

位销 手臂前伸 手臂中停(此时主机夹头下降夹料) 手指松开(此时主机夹头夹着料上升) 手指闭合 手臂缩回 手臂下降 手腕回转复位 拔定位销 手臂回转复位 待料, 液压泵卸荷。

二、液压系统分析及特点

1. 系统组成及元件功用

机械手的液压系统原理图如图 8-6 所示。系统的油源为双联液压泵 1, 2, 泵的额定压力为 6.3 MPa, 流量为 $(35 + 18) \text{ L/min}$ 。泵 1 和 2 的压力 p_1 , p_2 设定、待料期间的卸荷控制分别由电磁溢流阀 3 和 4 实现。减压阀 8 用于设定定位缸与控制油路所需的较低压力 p_3 (1.5 ~ 1.8 MPa), 压力 p_1 , p_2 及 p_3 可通过压力表 28 及其开关 27 观测和显示。单向阀 5 和 6 分别用于保护泵 1 和 2。

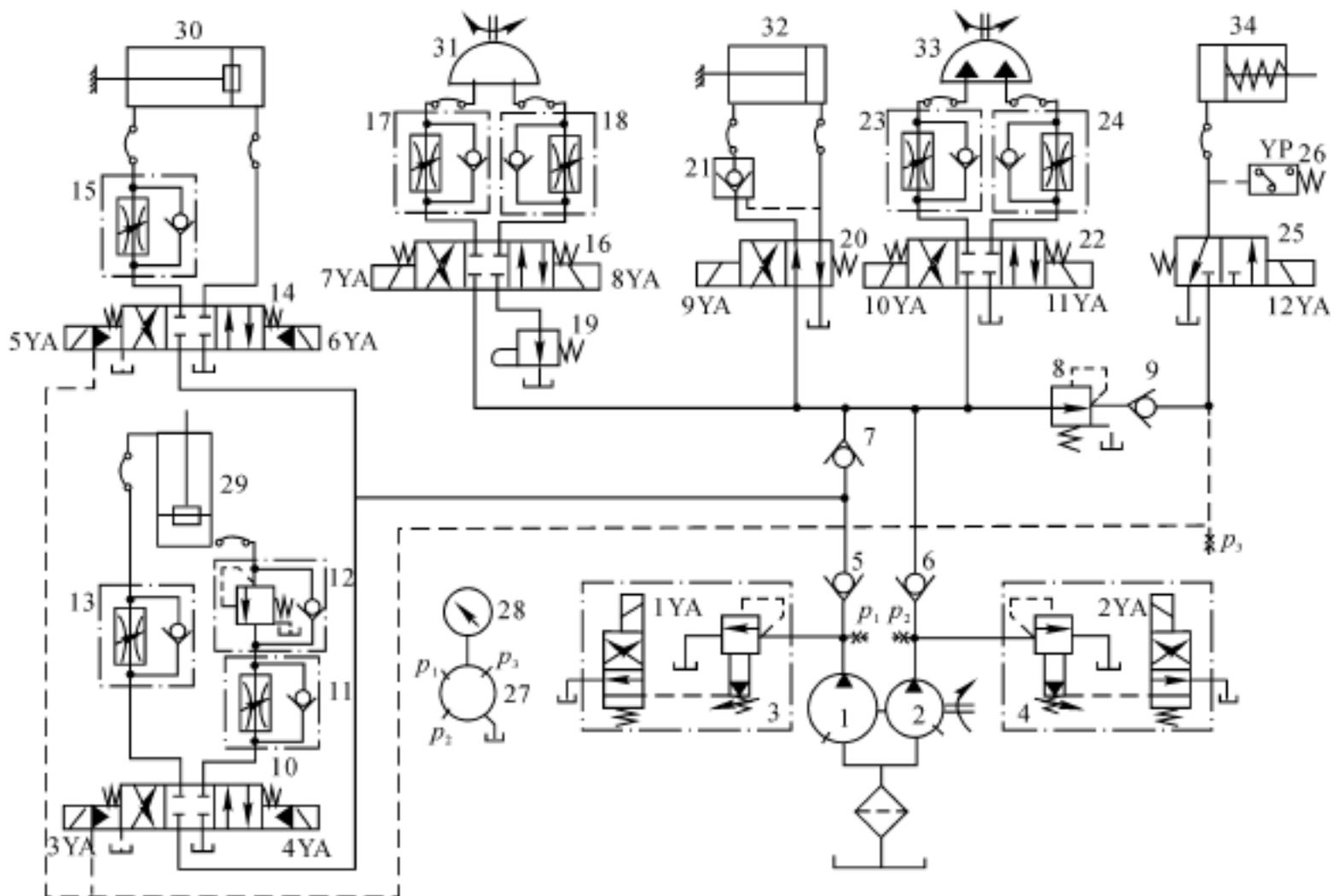


图 8-6 JS01 型工业机械手液压系统原理图

- 1, 2—双联液压泵; 3, 4—电磁溢流阀; 5, 6, 7, 9—单向阀; 8—减压阀; 10, 14—三位四通电液动换向阀;
 11, 13, 15, 17, 18, 23, 24—单向调速阀; 12—单向顺序阀; 16, 22—三位四通电磁换向阀; 19—行程节流阀;
 20—二位四通电磁换向阀; 21—液控单向阀; 25—二位四通电磁换向阀; 26—压力继电器; 27—压力表开关;
 28—压力表; 29—手臂升降液压缸; 30—手臂伸缩液压缸; 31—手臂回转摆动液压马达;
 32—手指夹紧液压缸; 33—手腕回转摆动液压马达; 34—定位液压缸

手臂升降缸 29 和手臂伸缩缸 30 为带缓冲的单杆液压缸, 缸 30 为杆固定, 二缸的运动方向由三位四通电液动换向阀 10 和 14 控制; 缸 29 立置, 由单向顺序阀 12 平衡, 以防自重下滑, 单向调速阀 11 和 13 用于缸 29 的双向回油节流调速; 单向调速阀 15 用于缸 30 伸出动作时的回油

3. 系统特点

(1) 采用双联泵组合供油(即手臂升降及伸缩动作两个泵同时供油,手臂及手腕回转、手指松紧及定位缸动作只有小流量泵 2 供油,大流量泵自动卸荷),既提高了工效,又有利于节能。

(2) 需要调速的执行器均采用回油节流调速方式,有利于提高执行器的运动平稳性和散热。

(3) 执行机构的定位和缓冲是机械手工作平稳可靠的关键。从提高生产率来说,希望机械手正常工作速度越快越好,但工作速度越高,启动和停止时的惯性力就越大,振动和冲击就越大,这不仅会影响到机械手的定位精度,严重时还会损伤机件。因此为达到机械手的定位精度和运动平稳性的要求,一般在定位前要采取缓冲措施。该机械手手臂伸出、手腕回转由死挡铁定位保证精度。端点到达前发信号切断油路,滑行缓冲;手臂缩回和手臂上升由行程开关适时发信。提前切断油路滑行缓冲并定位。此外,手臂伸缩缸和升降缸采用了电液换向阀换向,调节换向时间,亦增加缓冲效果。由于手臂的回转部分质量较大,转速转高,运动惯性矩较大,系统的手臂回转马达除采用单向调速阀回油节流调速外,还在回油路上安装有行程节流阀 19 进行减速缓冲,最后由定位缸插销定位,满足定位精度要求。

(4) 采用单向顺序阀支承平衡手臂运动部件的自重;采用液控单向阀的锁紧回路,保证牢固地夹紧工件。

第五节 油田采油单螺杆泵液压驱动系统

一、采油单螺杆泵的功能结构

地面驱动螺杆泵多用于边际油田、海上油田的原油开采和死井的再开发领域,采油螺杆泵通常为机械驱动式,工作时,电动机通过皮带和锥齿轮把旋转动力传递给抽油杆,带动井下螺杆泵旋转,依靠螺杆泵容腔的渐进效能,把原油举升到地面。这种驱动方式结构简单、传动可靠,故在油田上得到了广泛的应用。但是在应用过程中,存在如下三个缺陷:当停电或其他原因停泵时,工作中抽油杆内储存的大量变形能释放,带动地面设备高速旋转,很容易发生烧毁电动机乃至部分杆段脱扣而落入油井中等事故。为此,驱动系统需要单独设计一套“防反转机构”,使变形能逐步释放,避免事故的发生,所以提高了系统的复杂性和产品成本及系统的维修费用。机械驱动系统的过载保护能力差,常因橡胶衬套与螺杆抱死,引发烧电动机、扭断抽油杆和衬套脱胶等其他多种事故。当出现断杆或脱胶等轻载事故时,地面驱动系统不会及时发现而立即停止工作,故可能会进一步导致其他设备的损坏。采用液压系统驱动采油螺杆泵则可克服机械驱动系统的监测和防护性能较差的不足。

二、液压驱动系统分析及特点

1. 系统组成及工作原理

采油螺杆泵液压驱动系统原理图如图 8-7 所示。该系统为变量泵-定量马达容积调速系统,油源为单向变量泵 1,单向定量液压马达 8 作为执行器,通过抽油杆带动井下螺杆泵运行。系统主要采用了三个插装式液压阀组件 2,5,6 以及单向阀 3,4,截止阀 11 和压力继电器 12 对

系统进行控制。

泵在启动之前,调小液压泵 1 的排量,调节阀 6 的控制手轮,使阀口处于全开状态,打开截止阀 11,其他阀件处于常态。

启动电动机 M 后有:变量泵 1 截止阀 11 阀 6 油箱。

液压泵卸荷。阀 6 的二位三通电磁先导阀通电切换至右位,主阀芯(插装阀)关闭,这时的压力油流动路线为

进油路:液压泵 1 截止阀 11 过滤器 7 液压马达 8 的进油口。

回油路:液压马达 8 的回油口 过滤器 9 油箱。

液压马达 8 通过抽油杆带动井下螺杆泵低速运转;液压马达 8 进油口压力升高,使阀 5 的二位三通液控导阀切换至右位,从而使阀 5 的主阀(插装阀)导通,压力油经阀 5 流向液压马达 8;关闭阀 11;经过 5 min 运行,确认井下泵正常工作后,调节液压泵的排量到设计值,使马达转速提高到设计值;调节阀 6 手轮到适当阻尼状态后锁紧,此时整个系统进入正常运行状态。

停泵时,首先关闭电动机,随着泵转速的降低,系统压力开始下降,液压马达转速降低;阀 6 的电磁导阀断电切换至左位(图 8-7 所示位置);液压马达转速降低到零之后,抽油杆中弹性变形能开始释放,液压马达开始反转,马达原进口处压力回升,阀 5 反向不导通,马达(变为泵工况)排出的液压油经阀 6 的节流口缓慢流回油箱,从而使马达反转的速度得到控制,最终使抽油杆中储存的弹性能逐渐释放。安全阀组件 2 起到第二重保护作用。

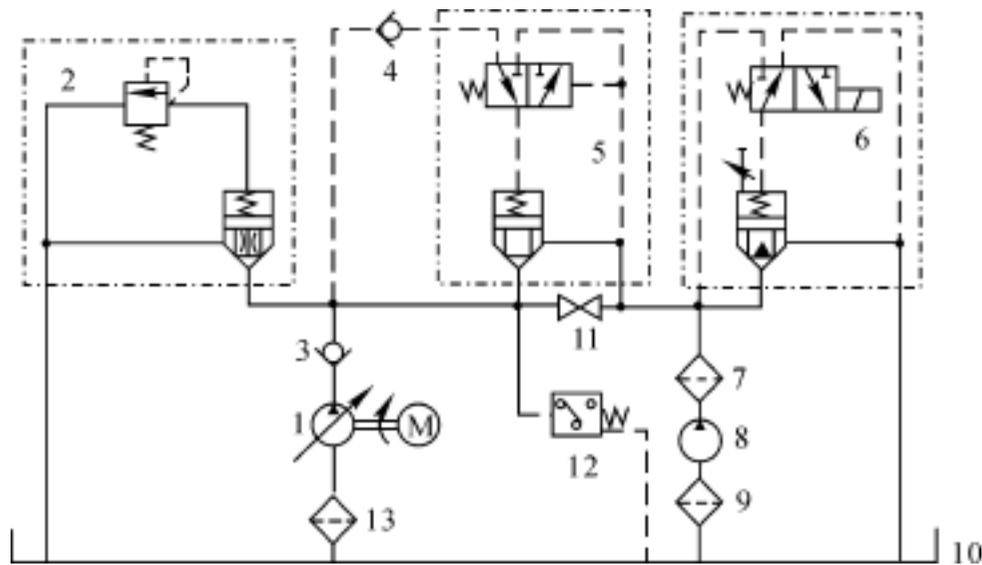


图 8-7 采油螺杆泵液压驱动系统原理图

- 1— 变量液压泵; 2— 安全阀组件; 3, 4— 单向阀;
5— 液控二位二通阀组件; 6— 方向流量阀组件; 7, 9, 13— 过滤器;
8— 定量液压马达; 10— 油箱; 11— 截止阀; 12— 压力继电器

2. 液压系统特点

(1) 油田内每口油井的供液压力因工况或生产时期的不同而不同。此时可以通过调节液压驱动系统中变量泵的排量来改变系统的流量,无级调节液压马达的转速,从而使井下单螺杆泵转速相应地得到调整,防止了螺杆泵抽空现象的发生。

(2) 若出现螺杆被衬套抱死之类的故障,液压马达的输出转矩会增大,马达的进口压力会升高,则泵的出口压力也会升高。当压力达到压力继电器的设定值时,系统中的压力继电器动作发信,切断电动机的电源,液压泵停止工作,同时使方向流量插装阀组件的电磁导阀断电切

换至左位,防反转系统起动。抽油杆抱死事故得到自动处理。

(3) 如果出现抽油杆断脱,液压马达的输出转矩会减小,马达的进口压力会降低,则液控二位二通阀组件 5 的液控导阀复位,主阀芯关闭,泵出口压力升高。当压力达到压力继电器的设定值时,压力继电器动作发信,切断电动机的电源,液压泵停止工作,同时使方向流量插装阀组件 6 的导阀电磁铁断电,导阀切换至左位,整个系统停止工作。

(4) 螺杆泵液压驱动系统在海上油田可以充分发挥液压驱动系统的优势。采油平台操作空间有限,采油系统密集。通过液压系统驱动螺杆泵,可以采用单液压泵集中向多台液压马达供油的方案,以节省平台的操作空间,节约投资费用,降低原油开采成本,提高原油开采的经济效益。

第六节 内燃平衡重式叉车液压系统

一、主机功能结构

叉式装卸车(简称叉车)是一种由自行轮式底盘和能垂直升降,并可前后倾斜的工作装置组成的物流装卸搬运车辆。图 8-8 所示为以内燃机为动力的平衡重式叉车的外形图,它由底盘(包括车架、动力及行走装置等)和工作装置(包括门架 6、货叉 7 等)组成。为保持起升货物时车辆的整体稳定性,在底盘后部配有足够的平衡重物 1。叉车的货叉起升、门架倾斜和转向均采用液压传动。工作时,司机乘坐在座椅 3 上,通过操纵方向盘 5 和操纵杆 4 实现货物的装卸搬运作业。

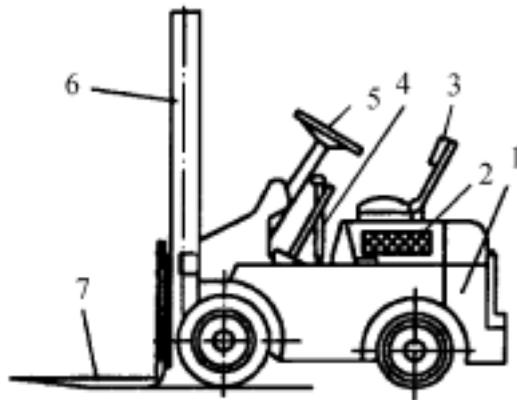


图 8-8 内燃平衡重式叉车外形图

1—平衡重物;2—内燃机;3—座椅;
4—操纵杆;5—方向盘;6—门架;7—货叉

二、液压系统分析及特点

1. 系统组成及元件功用

图 8-9 所示为某内燃平衡重式叉车的典型液压系统原理图。系统由转向液压回路和工作液压回路组成,系统的油源为内燃机驱动的定量齿轮泵 3,优先流量控制阀 4-2 用以保证压力油优先进入转向回路,并与全液压转向器 12 共同作用以保证进入转向液压回路的流量不受转向负载的影响。转向回路的执行器为转向液压缸(双杆活塞缸)11,其运动方向由与方向盘相连

接的全液压转向器 12 操纵,最大转向负载压力由压力阀 4-1 限定。工作液压回路的执行器为两个起升液压缸 8 和两个倾斜液压缸 9,多路换向阀 5 中的阀 5-2 和 5-3 分别用于起升缸和倾斜缸的运动方向控制,工作回路的最大工作压力由溢流阀 5-1 设定。节流限速阀 7 为节流口可自动调节的单向节流阀(当负载增加时,其节流开口自动减少),它与单向节流阀 6 一起作用,防止起升缸及货叉下降过快,并保证货叉下降速度不受负载变化的影响。液压锁 10 的功用是,当内燃机熄火或液压泵发生故障时,闭锁倾斜缸 9 的进回油路将叉架锁紧,以免叉架倾翻。

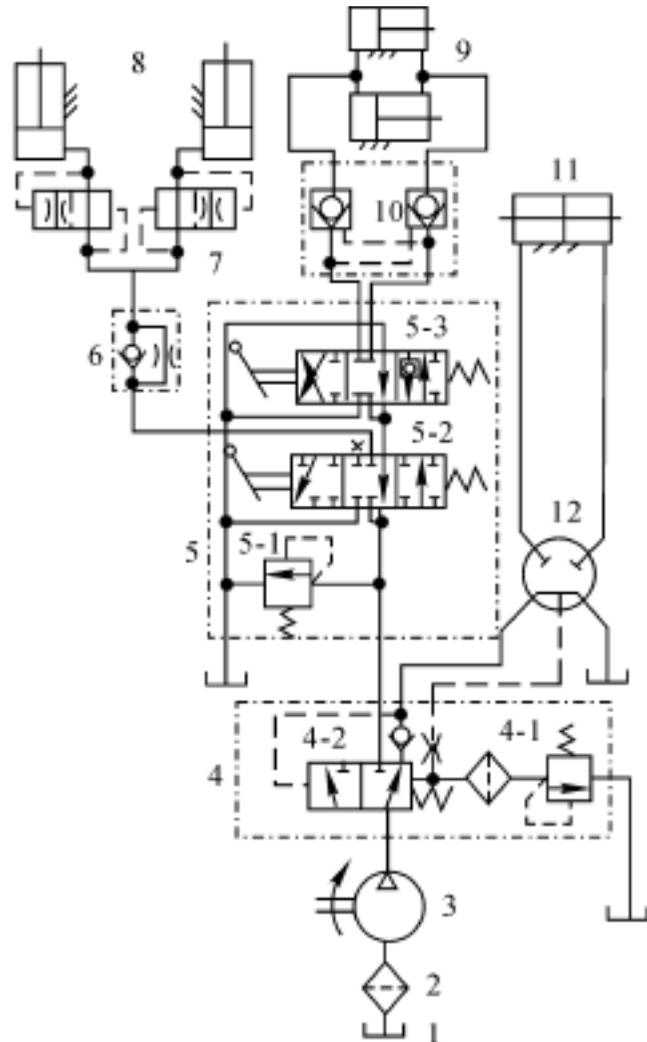


图 8-9 内燃平衡重式叉车液压系统原理图

- 1—油箱;2—过滤器;3—定量齿轮泵;4—优先流量控制阀;
5—多路换向阀;6—单向节流阀;7—节流限速阀;8—起升液压缸;
9—倾斜液压缸;10—液压锁;11—转向液压缸;12—全液压转向器

2. 工作原理

(1) 转向回路。液压泵 1 输出的压力油经优先流量控制阀 4-2 优先进入转向液压回路,司机通过方向盘操纵全液压转向器 12,使油液进入转向液压缸 11 推动叉车后轮转向。当司机加大油门提高内燃机转速使液压泵供油超过转向液压系统所需(设定)流量时,多余的流量则进入工作回路。当全液压转向器停止转向时,阀 4-2 在控制压差的作用下将切换至左位,液压泵的压力油全部进入工作液压回路。

(2) 工作回路。操纵多路换向阀 5 中起升阀 5-2 的手柄使其切换至右位,则有液压泵 3 的压力油 阀 4-2(左位) 阀 5-2(右位) 单向节流阀 6 节流限速阀 7 起升缸 8 无杆腔。

活塞杆通过链条带动货叉及内门架上升。松开手柄则阀 5-2 油路闭锁(处于中位),货叉停止上升。当拉回手柄使阀 5-2 切换至左位时,货叉及内门架靠自重下降,则有

缸 6 无杆腔油液 阀 7 阀 6 阀 5-2(左位) 油箱。

节流限速阀 7 和单向节流阀 6 一起可以防止起升缸及货叉下降超速,并保证货叉下降速度不受负载变化的影响。

当操纵多路换向阀 5 中的倾斜阀 5-3 的控制手柄时,液压泵 3 的压力油进入倾斜缸 9,驱动门架前倾或后倾。如果内燃机熄火或液压泵发生故障,则液压锁 10 将闭锁倾斜缸 7 的进回油路,将叉架锁紧,避免了叉架倾翻。

3. 液压系统特点

(1) 液压系统采用油门调速,即通过改变内燃机转速改变定量液压泵的输出流量,实现执行器的调速,其实质为容积调速,没有因调速产生的节流损失和溢流损失,发热小。

(2) 采用带负载传感的液压转向器控制叉车的转向运动,并采用优先流量控制阀,可使转向运动不受负载的影响。

(3) 采用多路换向阀分别控制起升缸和倾斜缸的运动。节流限速阀与单向节流阀配合,可以防止起升缸及货叉下降超速,平稳性好。双向液压锁可以避免当系统发生故障时叉架倾翻。

第七节 1m^3 履带式全液压单斗挖掘机液压系统

一、主机功能结构

单斗液压挖掘机是一种自行式土方工程机械,斗容量从 $0.25 \sim 6.0\text{m}^3$ 不等,按行走机构不同,有履带式和轮胎式两类。履带式应用较多,其主要组成如图 8-10 所示。图中,铲斗 1、斗杆 2 和动臂 3 统称为工作机构,分别由相应液压缸 6,7,8 驱动;回转机构 4 和行走机构 5 由各自的液压马达(图中未绘出)驱动。整个机器的动力由柴油发动机提供。

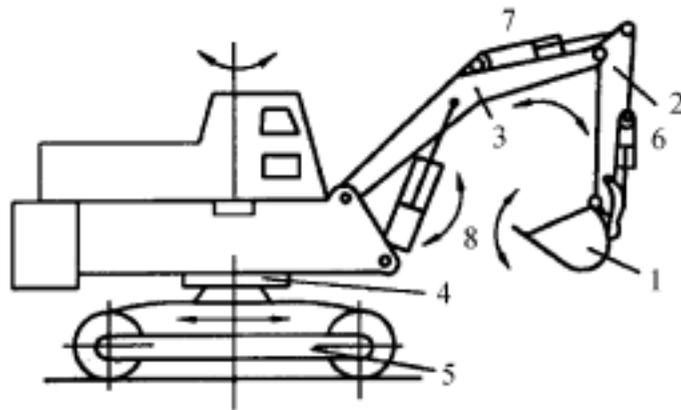


图 8-10 履带式单斗液压挖掘机示意图

1—铲斗;2—斗杆;3—动臂;4—回转机构;5—行走机构;

6—铲斗液压缸;7—斗杆液压缸;8—动臂液压缸

挖掘机的工作循环过程:铲斗切削土壤入斗,装满后提升回转到卸料点卸空,再回到挖掘位置并开始下次作业。其作业程序及其动作特性见表 8-5,此外,挖掘机还具有工作循环时间短($12 \sim 25\text{s}$)的特点,并要求主要执行机构能实现复合动作。单斗挖掘机的液压系统是以多路换向为主的系统。

表 8-5 单斗挖掘机作业程序及其动作特性

作业程序		动作特性
顺序	部件动作	
挖掘	挖掘和铲斗回转 铲斗提升到回转位置	挖掘坚硬土壤以斗杆液压缸动作为主;挖掘松散土壤三个液压缸复合动作,以铲斗液压缸动作为主
提升、回转	铲斗提升 转台回转到卸料位置	铲斗液压缸推出,动臂抬起,满斗提升,回转马达使工作装置转至卸料位置
卸料	斗杆缩回 铲斗旋转卸载	铲斗液压缸缩回,斗杆液压缸动作,根据卸料高度,动臂液压缸配合动作
复位	转台回转 斗杆伸出,工作装置下降	回转机构将工作装置转到工作挖掘面,动臂和斗杆液压缸配合动作将铲斗降至地面

二、液压系统分析

1. 系统组成

图 8-11 所示是国产 1 m^3 履带式全液压单斗挖掘机的液压系统原理图,它是一个双泵双回路定量型系统,采用多路换向阀的串联油路、专用手动换向阀的合流方式。

系统的油源为由 110 kW 发动机驱动的双联液压泵 1,2(额定压力 32 MPa ,额定流量 $2 \times 100\text{ L/min}$),泵 1,2 与两个多路换向阀组,及相关执行器分别构成两个独立串联油路。双联液压泵、控制部分及各液压缸、回转马达 14(排量 $2\,000\text{ cm}^3/\text{r}$)和发动机置于回转台上部。液压油经中心回转接头 9 进入下车系统驱动左、右行走马达(双排,排量 $2 \times 4\,000\text{ cm}^3/\text{r}$)工作。

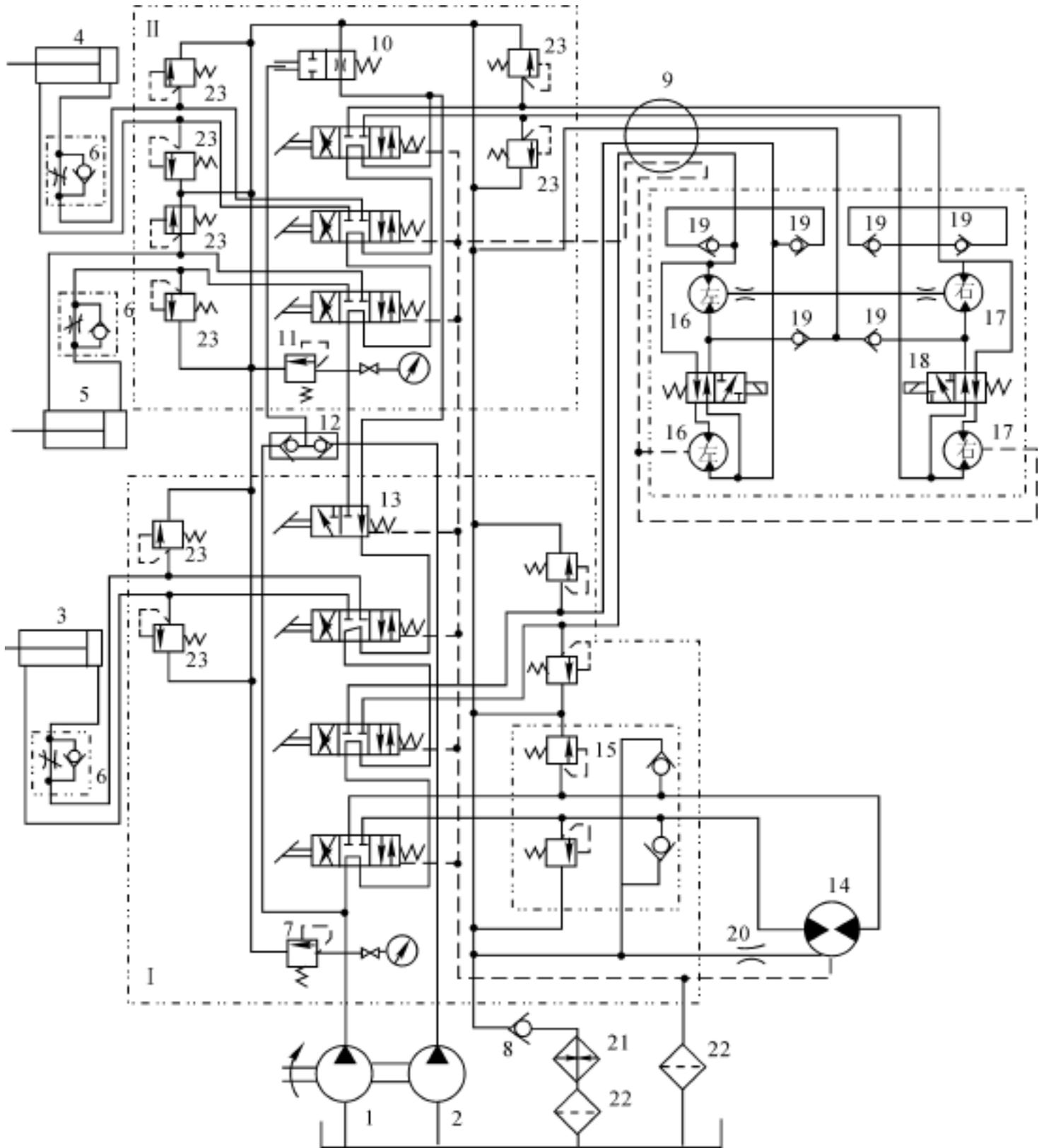
2. 系统工作原理

泵 1 的液压油经多路控制阀组驱动铲斗液压缸 3、回转马达 14 和左行走马达 16,该回路的最大工作压力由溢流阀 7 限定。

泵 2 的液压油经多路控制阀块驱动斗杆液压缸 4、动臂液压缸 5 和右行走马达 17,该回路的最大工作压力由溢流阀 11 限定。

泵 1 和泵 2 两个回路可通过手动合流阀 13 实现合流与分流。当该阀处于右位(图示位置)时,起分流作用;该阀切换至左位时,使泵 1 和泵 2 的液压油合流供给动臂缸或斗杆缸,以提高动臂或斗杆的工作速度。

为了保证机器的可靠性和安全性,该系统除了分别在泵 1 和泵 2 回路设置了防过载溢流阀 7 和 11 外,一方面在各执行器进出油口均设置了限压阀 23,以防止在制动或遇有异常负载时出现液压冲击;另一方面通过单向节流阀 6 和限速阀 10 防止铲斗、斗杆和动臂因自重产生超速下降和行走马达超速溜坡。限速阀 10 由起选择作用的梭阀 12 控制。

图 8-11 1m^3 履带式全液压单斗挖掘机液压系统原理图

- 1, 2—双联液压泵; 3—铲斗液压缸; 4—斗杆液压缸; 5—动臂液压缸; 6—单向节流阀;
 7, 11—溢流阀; 8—背压单向阀; 9—中心回转接头; 10—限速阀; 12—梭阀;
 13—手动合流阀; 14—回转马达; 15—限压补油阀组; 16, 17—左、右行走马达;
 18—行走马达双速阀; 19—补油单向阀; 20—节流器; 21—冷却器; 22—过滤器; 23—限压阀

进入回转马达 14 内部和壳体内部的液压油温度不同, 会造成液压马达各零件热膨胀程度不同, 引起密封滑动面卡死的热冲击现象。为此, 在马达壳体上设有两个油口, 一个油口直接回油箱, 另一个油口经节流阀 20 与有背压回路(背压单向阀 8) 相通, 使部分回油进入壳体。由于马达壳体内经常有循环油流过, 带走热量, 因此可防止热冲击现象的发生。此外, 循环油还能冲洗壳体内磨损物。

在行走马达工作时, 挖掘机的行走速度为快速 3.4 km/h , 慢速 1.734 km/h 。

思考题与习题

1. 怎样对现有液压系统原理图进行阅读和分析？
2. 试分析 Y T4543 型动力滑台液压系统(见图 8-2) 由哪些基本回路组成, 液压缸在快进时如何实现差动连接。
3. YA32-200 型液压机的液压系统(见图 8-4) 有哪些特点? 为何要在系统中设置保压、泄压回路？
4. 对于图 8-12 所示的液压系统, 试填写其电磁铁动作顺序表(见表 8-6)。

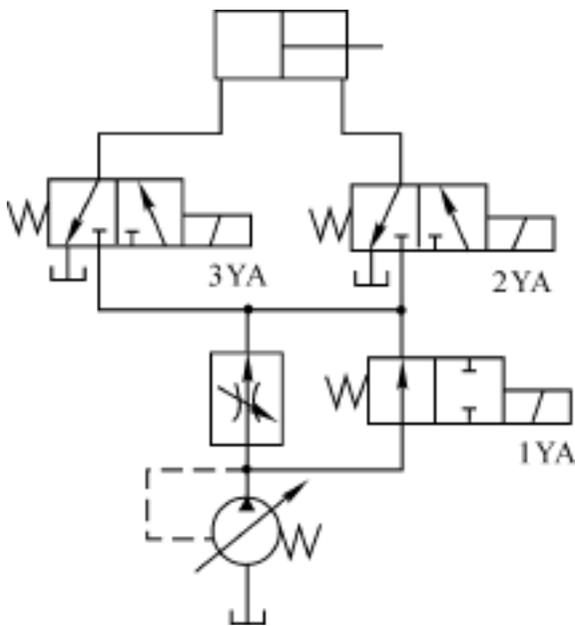


图 8-12

表 8-6 电磁铁动作顺序表

	1YA	2YA	3YA
快进			
工进			
快退			
停止			

5. 图 8-13 所示的液压系统的工作循环为快进 一工进 二工进 快退 停止并卸荷。试列出其电磁铁动作顺序表。

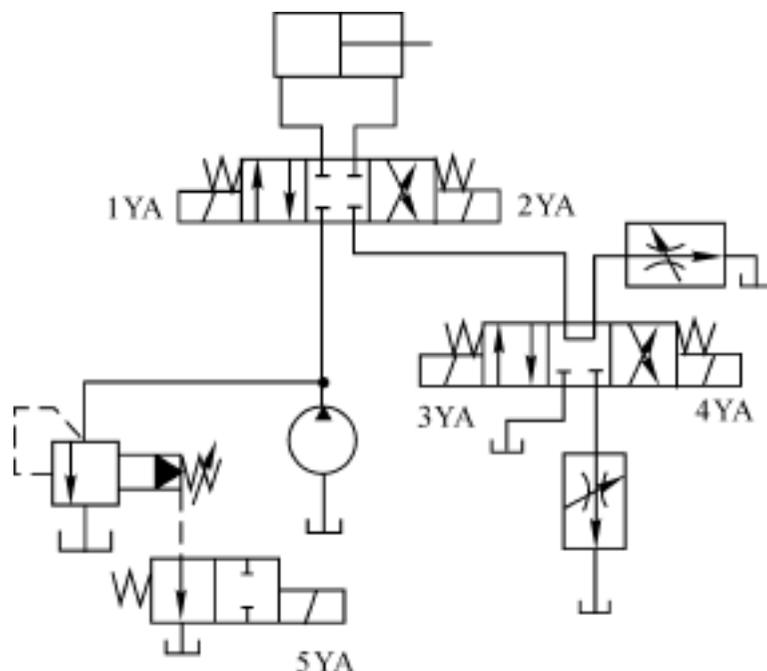


图 8-13

6. 图 8-14 所示为某自动生产线上的转位机械手液压系统。机械手的动作顺序为手臂在上方原始位置 手臂下降 手指夹紧工件 手臂上升 手腕回转 90° 手臂下降 手指松开 手臂上升 手腕反转 90° 停在上方。试阅读此系统图并完成电磁铁动作顺序表,并对液压系统的特点进行分析。(图中的两个液压缸均为缸筒固定)。

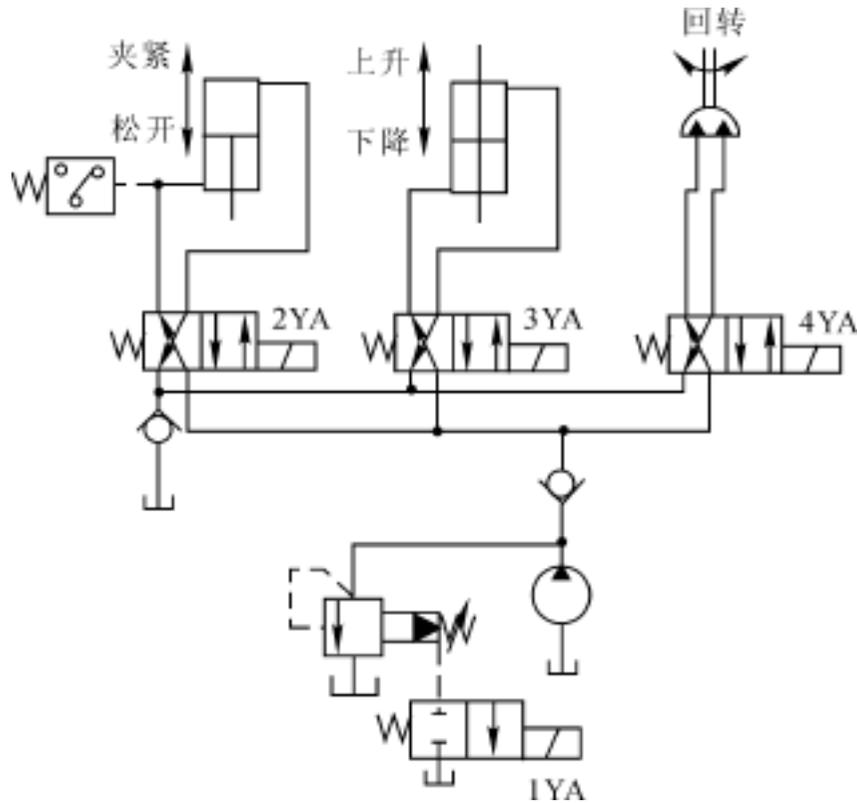


图 8-14

第九章 液压传动系统的设计计算

液压系统有液压传动系统和液压控制系统之分,前者以传递动力为主,以信息传递为次,追求的是传动特性的完善;后者则以传递信息为主,以传递动力为次,追求的是控制特性的完善。二者在设计内容上的主要区别是,前者侧重静态性能设计,而后者除了静态性能外,还包括动态性能设计。本章重点介绍液压传动系统的设计方法和步骤,而液压控制系统及其设计要点将在本书第十章介绍。

第一节 液压传动系统的设计流程

液压传动系统的设计与主机的设计是紧密联系的,当从必要性、可行性和经济性几方面对机械、电气、液压和气动等传动形式进行全面比较和论证,决定应用液压传动之后,二者往往同时进行。所设计的液压传动系统首先应满足主机的拖动、循环要求,其次还应符合结构组成简单、体积小质量轻、工作安全可靠、使用维护方便、经济性好等公认的设计原则。

由于设计着眼点的不同,所以液压系统的设计迄今尚未确立一个公认的统一步骤。在实际设计工作中,往往是将追求效能和追求安全二者结合起来,并按图9-1所示内容与流程来设计液压传动系统。但由于各类主机设备对系统要求的不同及设计者经验的多寡,其中有些内容与步骤可以省略和从简,或将其中某些内容与步骤合并交叉进行。例如,对于较简单的系统,可以适当简化设计程序,但对于重大工程的复杂系统,往往还需在初步设计的基础上进行计算机仿真试验或进行局部实物试验并反复修改,之后才能确定设计方案。

第二节 明确液压系统的技术要求

机器设备的技术要求是设计液压系统的依据和出发点。设计者应在设计之初与用户或主机制造单位共同讨论,并辅以调查研究,以求定量了解和掌握下列技术要求:

(1) 主机的工艺目的(用途)、结构布局(卧式、立式等)、使用条件(连续运转、间歇运转、特殊液体的使用)、技术特性(工作负载是阻力负载还是超越负载、恒值负载还是变值负载,以及负载的大小;运动形式是直线运动、回转运动还是摆动,位移、速度、加速度等运动参数的大小和范围)等。由此确定哪些机构需要采用液压传动,所需执行器的形式和数量,执行器的工作范围、尺寸、质量和安装等限制条件。

(2) 各执行器的动作循环与周期及各机构运动之间的连锁和安全要求。

(3) 主机对液压系统的工作性能如运动平稳性、转换精度、传动效率、控制方式及自动化程度等要求。

- (4) 原动机的类型(内燃机还是电动机)及其功率、转速和转矩特性。
- (5) 工作环境条件,如室内或室外、温度、湿度、尘埃、冲击振动、易燃易爆及腐蚀情况等。
- (6) 限制条件,如压力脉动、冲击、振动噪声的允许值等。
- (7) 经济性要求,如投资费用、运行能耗和维护保养费用等。

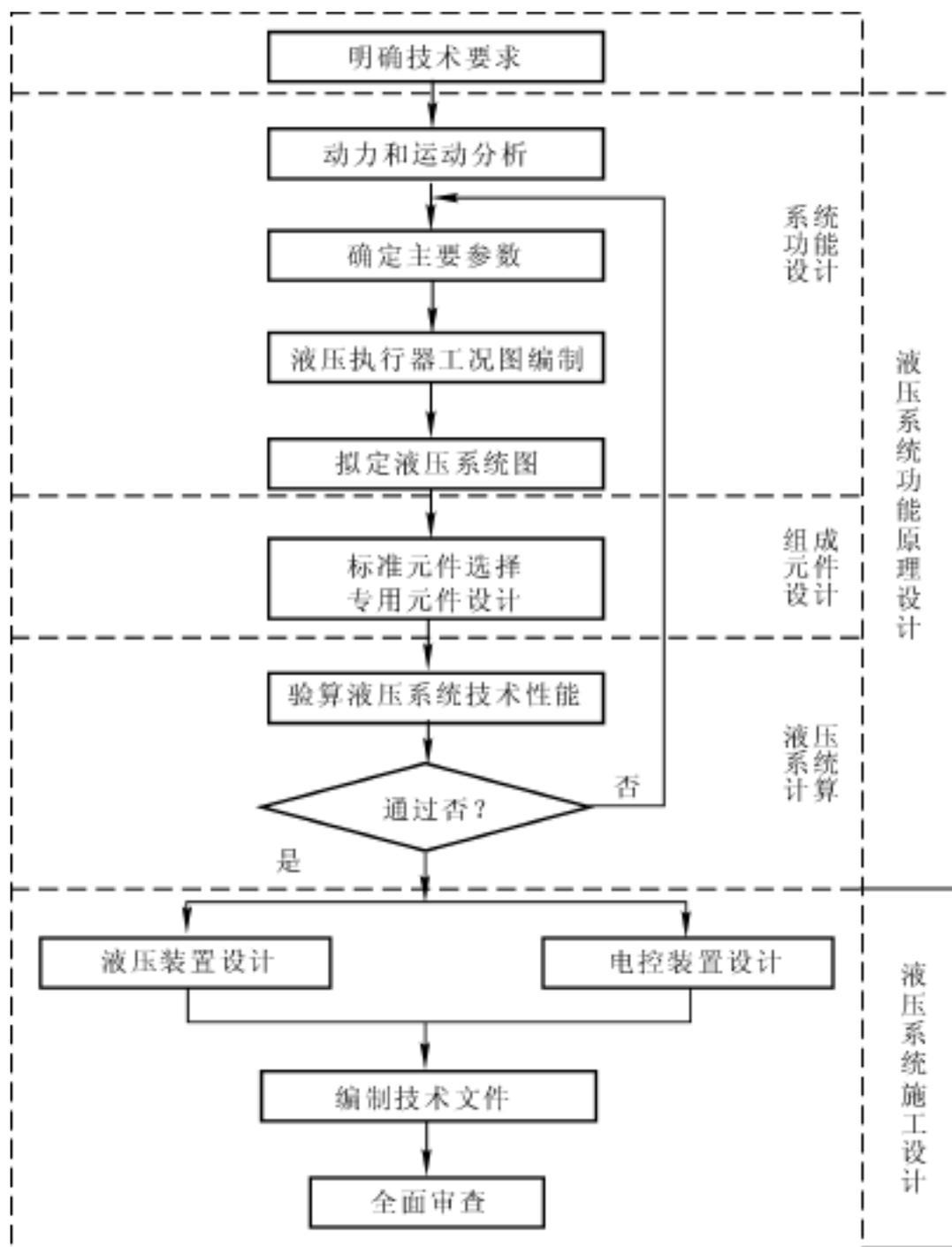


图 9-1 液压传动系统的设计流程

第三节 液压系统的功能设计

首先,根据技术要求确定液压执行器的形式(见表 9-1)、数量和动作顺序等。然后,通过动力分析和运动分析,确定系统主要参数,编制执行器的工况图,从而拟定和绘制出液压系统原理图。

表 9-1 液压执行器的形式

运动形式	往复直线运动		回转运动		往复摆动
	短行程	长行程	高速	低速	
执行器形式	活塞式 液压缸	柱塞式液压缸; 液压马达与齿 轮齿条机构;液 压马达与丝杠- 螺母机构	高速 液压马达	低速液压马达、 高速液压马达 与机械减速 机构	摆动 液压马达

一、动力分析和运动分析

动力分析和运动分析是确定液压系统主要参数的基本依据,包括每个液压执行器的动力分析(负载循环图)和运动分析(运动循环图)。对于动作较为简单的机器设备,这两种图均可省略,而对于一些专用的、动作比较复杂的机器设备,则必须绘制负载循环图和运动循环图,以了解运动过程的本质,查明每个执行器在其工作中的负载、位移及速度的变化规律,并找出最大负载点和最大速度点。

1. 动力分析(负载循环图)

液压执行器的负载可由主机规格确定,也可用实验方法或理论分析计算方法得到。在理论分析确定负载时,必须仔细考虑各执行器在一个循环中的工况及相应的负载类型。

液压执行器(液压缸或液压马达)在工作过程中,一般要经历启动、加速、恒速和减速制动等负载工况,各工况的外负载计算公式见表 9-2,其中摩擦负载和惯性负载的计算公式见表 9-3 和表 9-4。

表 9-2 液压执行器的外负载计算公式

工况	负载力 F/N	负载力矩 $T/(N \cdot m)$
启动	$\pm F_e + F_{fs}$	$\pm T_e + T_{fs}$
加速	$\pm F_e + F_{fd} + F_i$	$\pm T_e + T_{fd} + T_i$
恒速	$\pm F_e + F_{fd}$	$\pm T_e + T_{fd}$
减速制动	$\pm F_e + F_{fd} - F_i$	$\pm T_e + T_{fd} - T_i$

注: F_e 、 T_e 为液压执行器的工作负载力、力矩,与执行器运动方向相同时取“-”,方向相反时取“+”;
 F_{fs} 、 T_{fs} 为静摩擦负载力、力矩; F_{fd} 、 T_{fd} 为动摩擦负载力、力矩; F_i 、 T_i 为惯性负载力、力矩。

表 9-3 摩擦负载的计算公式

摩擦类型	摩擦力 F_f / N			摩擦力矩 T_f / (N · m)
	平面导轨(见图 9-2)		V 形导轨(见图 9-3)	
静摩擦	水平	倾斜	$\mu_s (G + F_n) / \sin(\alpha / 2)$	$\mu_s F_n R$
	$\mu_s (G + F_n)$	$\mu_s (G \cos \beta + F_n)$		
	动摩擦	$\mu_d (G + F_n)$	$\mu_d (G \cos \beta + F_n)$	

注: G 为运动部件重力; F_n 为工作负载在导轨上的垂直分力; β 为平面导轨倾斜角; α 为 V 形导轨夹角; F_n 为作用于轴径处的总径向力; R 为轴径半径, m; μ_s , μ_d 为静、动摩擦因数, 根据摩擦表面的材料及性质选定, 通常 $\mu_s = 0.1 \sim 0.2$, $\mu_d = 0.05 \sim 0.12$ 。

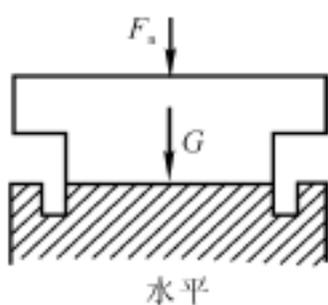


图 9-2 平面导轨

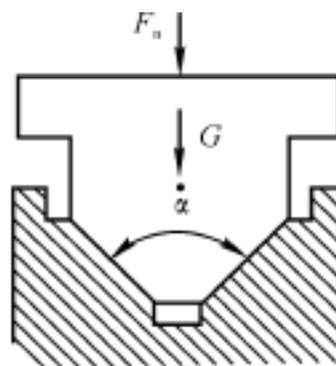
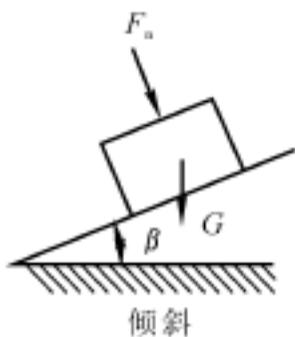


图 9-3 V 形导轨

表 9-4 惯性负载的计算公式

液压执行器	直线运动	旋转运动
	液压缸	液压马达
惯性力 F_i / N	m	
惯性力矩 T_i / (N · m)		J

注: m 为运动部件质量(kg); a 为运动部件的加速度(m/s^2); J 为旋转部件的转动惯量($kg \cdot m^2$), $J = mD^2/4$; D 为旋转部件的直径(m); α 为旋转部件的角加速度(rad/s^2)。

根据计算出的外负载和循环周期, 即可绘制负载循环图($F-t$ 图, 示例见图 9-4)。

2. 运动分析(运动循环图)

运动循环图即速度循环图($v-t$ 图, 示例见图 9-4), 反映了执行机构在一个工作循环中的运动规律。绘制速度循环图是为了计算液压执行器的惯性负载及绘制其负载循环图, 因而绘制速度循环图通常与绘制负载循环图同时进行。

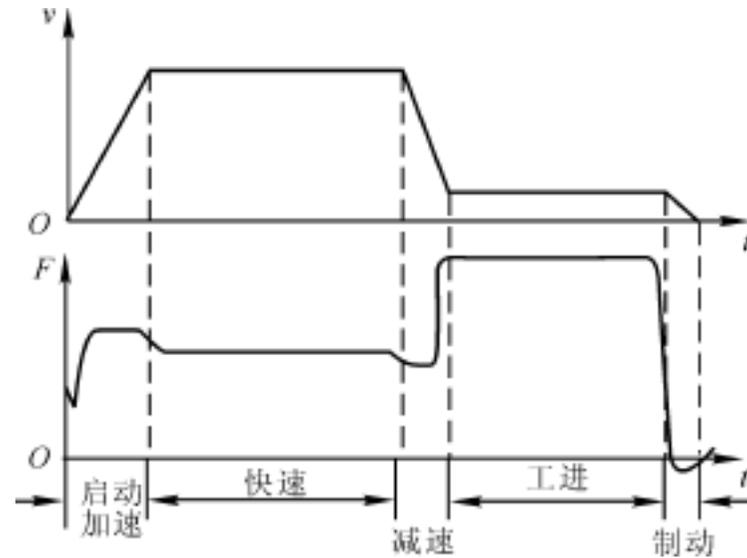


图 9-4 液压缸的速度、负载循环图

二、确定主要参数, 绘制液压执行器工况图

液压系统的主要参数包括压力、流量和功率。通常, 首先选择系统(即执行器)设计压力(也称工作压力), 并按最大外负载和选定的设计压力计算执行器的主要几何参数, 然后根据对执行器的速度(或转速)要求, 确定其流量。压力和流量一经确定, 即可确定其功率, 并作出液压执行器的工况图。

1. 执行器设计压力的选取

液压执行器设计压力的选取, 主要应考虑的因素: 执行器及其他液压元件、辅件的尺寸、质量、加工工艺性、成本、货源及系统的可靠性和效率等。通常采用类比法, 根据主机类型来选取执行器的设计压力(见表 9-5)。

表 9-5 各类主机液压执行器常用的设计压力

主机类型		设计压力 / MPa
机 床	精加工机床	0.8 ~ 2
	半精加工机床	3 ~ 5
	龙门刨床	2 ~ 8
	拉床	8 ~ 10
农业机械、小型工程机械、工程机械辅助机构		10 ~ 16
液压机、大中型挖掘机、中型机械、起重运输机械		20 ~ 32
地质机械、冶金机械、铁道车辆维护机械, 各类液压机具等		25 ~ 100

注: 当压力超过 32 MPa 时, 称为超高压压力。

2. 液压执行器主要结构参数的计算

液压缸的缸筒内径、活塞杆直径及有效面积或液压马达的排量是其主要结构参数。计算方法是：先由最大负载和选取的设计压力及估取的机械效率算出有效面积或排量，然后再检验是否满足在系统最小稳定流量下的最低运行速度要求。计算和检验公式见表 9-6。

表 9-6 计算和检验液压执行器主要结构参数的公式

	液压缸 (见图 9-5)			液压马达
	单活塞杆液压缸		双活塞杆液压缸	
	无杆腔为工作腔	有杆腔为工作腔	两腔面积相等	
计算公式	$p_1 A_1 - p_2 A_2 = F_{\max} / \eta_{\text{cm}}$	$p_1 A_2 - p_2 A_1 = F_{\max} / \eta_{\text{cm}}$	$A_1 = A_2 = A$ $A(p_1 - p_2) = F_{\max} / \eta_{\text{cm}}$	$V_M = T_{\max} / (p \eta_{\text{mm}})$
检验公式	$A \geq q_{\min} / v_{\min} (A \text{ 为 } A_1 \text{ 或 } A_2)$			$V_M \geq q_{\min} / n_{\min}$

注： p_1, p_2 为液压缸工作腔、回油腔压力 (Pa)，回油腔压力 (背压力) 按表 9-7 选取； $A_1 = D^2 / 4$ 为液压缸无杆腔的有效面积 (m^2)； $A_2 = (D^2 - d^2) / 4$ 为液压缸有杆腔的有效面积 (m^2)； D, d 为液压缸缸筒内径、活塞杆直径 (m)； $F_{\max}, \eta_{\text{cm}}, v_{\min}$ 为液压缸的最大负载力 (N)、机械效率 (一般取 0.9 ~ 0.97)、最小速度 (m/s)； $T_{\max}, \eta_{\text{mm}}, n_{\min}, V_M, p$ 为液压马达的最大转矩 (N·m)、机械效率 (齿轮马达和柱塞马达取 0.9 ~ 0.95, 叶片马达取 0.8 ~ 0.9)、最小转速 (r/s)、排量 (m^3/r)、进出油口压差 (Pa)； q_{\min} 为系统最小稳定流量 (m^3/s)，节流调速系统取决于流量控制阀的最小稳定流量，容积调速系统取决于变量泵的最小稳定流量。

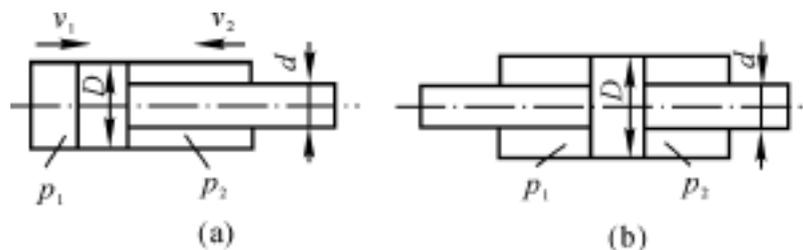


图 9-5 液压缸

(a) 单活塞杆液压缸；(b) 双活塞杆液压缸

表 9-7 液压执行器的背压力

系统类型		背压力 / MPa
中低压系统	简单系统和一般轻载节流调速系统	0.2 ~ 0.5
	回油带背压阀	调整压力一般为 0.5 ~ 1.5
	回油路设流量调节阀的进给系统满载工作时	0.5
	设补油泵的闭式系统	0.8 ~ 1.5
高压系统		初算时可忽略不计

当用表9-6计算液压缸的结构参数时,还需确定活塞杆直径与液压缸内径的关系,以便在计算出液压缸内径 D 时,利用这一关系获得活塞杆的直径 d 。通常是由液压缸的往返速度比确定这一关系,即 $d = D \sqrt{(\quad - 1)}$,按这一关系得到的 d 的计算公式如表9-8所示。

表9-8 根据往返速度比 计算活塞杆直径 d 的公式

往返速度比	1.1	1.2	1.33	1.46	1.61	2
活塞杆直径 d	0.3 D	0.4 D	0.5 D	0.55 D	0.62 D	0.7 D

注:一般 1.61 较合适;液压缸差动连接并要求往返速度比相同时,应取 $A_2 = A_1/2$,即 $d = \frac{D}{\sqrt{2}} = 0.7D$ 。

3. 计算液压执行器的最大流量

(1) 液压缸的最大流量

$$q_{\max} = Av_{\max} \quad (9-1)$$

式中 A —— 液压缸的有效面积(m^2)(A_1 或 A_2);

v_{\max} —— 液压缸的最大速度(m^2/s),由速度循环图查取。

(2) 液压马达的最大流量

$$q_{\max} = V_M n_{\max} \quad (9-2)$$

式中 V_M —— 液压马达的排量(m^3/r);

n_{\max} —— 液压马达的最高转速(r/s),由转速循环图查取。

4. 执行器工况图的编制

液压执行器的工况图包括压力循环图($p-t$ 图)、流量循环图($q-t$ 图)和功率循环图($P-t$ 图),它反映了一个循环周期,液压系统对压力、流量及功率的需要量及变化情况,是拟定液压系统、进行方案对比、鉴别与修改设计及液压元件选择、设计的基础。

$p-t$ 图(负载压力 p 随时间 t 变化的关系图)是根据液压执行器的负载循环图和主要结构参数进行编制的。表9-9所列是液压执行器负载压力(入口压力) p_1 的计算公式。 $q-t$ 图可利用液压缸速度循环图或液压马达转速循环图和式(9-1)或式(9-2)进行编制。如果系统有多个执行器,则应将各执行器的 $q-t$ 图进行叠加,绘出系统总的 $q-t$ 图。 $P-t$ 图可由 $p-t$ 图和 $q-t$ 图并根据液压功率 $P = pq$ 绘出。图9-6为一液压缸的工况图示例。

表9-9 液压执行器负载压力(入口压力) p_1 的计算公式 单位:Pa

计算公式	液压缸(见图9-5)			液压马达
	单活塞杆液压缸		双活塞杆液压缸	
	无杆腔为工作腔	有杆腔为工作腔	两腔面积相等	
	$\frac{1}{A_1} \left[\frac{F}{\eta_{cm}} + p_2 A_2 \right]$	$\frac{1}{A_2} \left[\frac{F}{\eta_{cm}} + p_2 A_1 \right]$	$\frac{F}{A \eta_{cm}} + p_2$	$\frac{T}{V_M \eta_{Mm}} + p_2$

注: A_1, A_2 为单活塞杆液压缸无杆腔和有杆腔的有效面积(m^2); A 为双活塞杆液压缸的有效面积, m^2 ; V_M 为液压马达的排量(m^3/r);液压执行器的负载力(N)、力矩($\text{N}\cdot\text{m}$); η_{cm}, η_{Mm} 为液压缸和液压马达的机械效率; p_2 为非工作腔压力(背压力)。

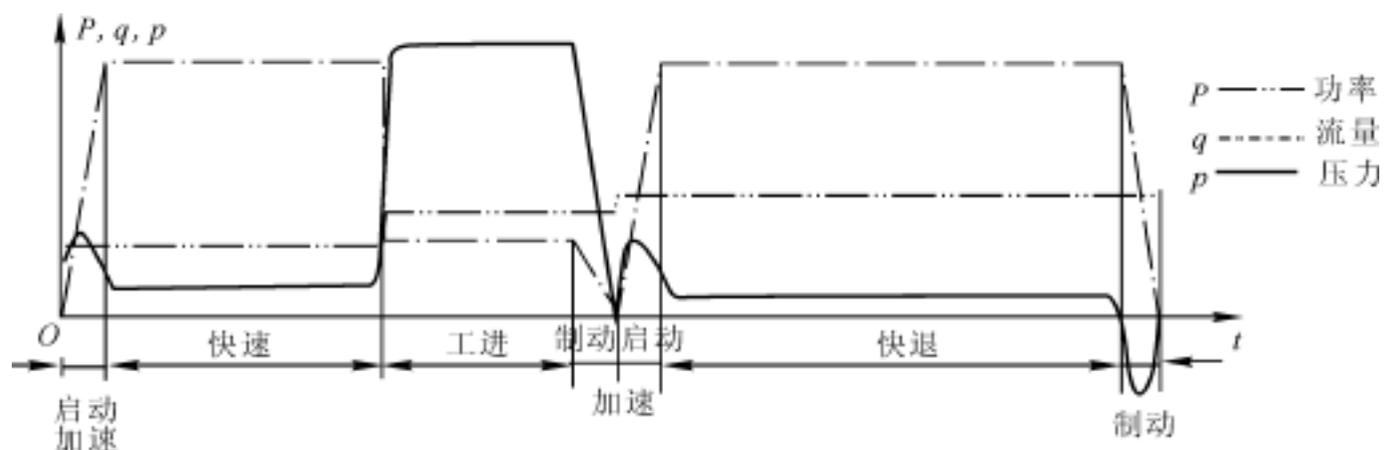


图 9-6 液压缸的工况图示例

三、液压系统图的拟定

在拟定液压系统图的过程中,首先通过分析对比,选择出各种合适的液压回路,然后将这些回路组合成完整的液压系统。

1. 液压回路的选择

构成液压系统的回路有主回路(直接控制液压执行器的部分)和辅助回路(保持液压系统连续稳定地运行状态的部分)两大类,其中每一类按照具体功能还可进一步详细分类,这些回路的具体结构形式可参阅本书第七章或有关手册。通常根据系统的技术要求及工况图,参考这些现有成熟的各种回路及同类主机的先进回路进行选择。选择工作先从液压源回路和对主机性能起决定影响的回路开始。

例如,对以速度调节、变换为主的主机(如各类切削机床),应从选择调速及速度换接回路开始;对于以力的变换和控制为主的主机(如压力机),应从选择调压回路开始;对于以多执行器换向及复合动作为主的主机(如工程机械),则应从选择功率调节及多路换向回路开始;等等。然后,再考虑其他回路,如有间歇及空载运行要求的系统应考虑卸荷回路;有可能发生工作部件漂移、下滑、超速等现象的系统,应考虑锁紧、平衡、限速等回路;有快速运动部件的系统要考虑制动与缓冲回路;多执行器的系统要考虑顺序动作、同步动作和互不干扰回路;为了防止因操作者误操作或液压元件失灵产生误动作,应考虑误动作防止回路,以确保人身和设备在发生异常负载、断电、外部环境条件急剧变化情况时的安全性;等等。

选择各类液压回路的注意事项如下:

(1) 调速方式。系统的调速方式因其使用的原动机不同而有油门调速、变频调速和液压调速等三种不同方案:

1) 油门调速。此种调速方案,用于以内燃机为原动机的主机(如车辆与工程机械、农业机械等)的液压系统中,通过调节内燃机的油门大小,改变发动机的转速(即液压泵的转速),从而达到改变液压泵输出流量,实现液压执行器的调速要求。此种方案的调速范围因受到发动机最低转速的限制,故常需和液压调速相配合。

2) 变频调速。此种调速方案常用于以变频器控制的交流异步电动机作为原动机的机械设备,通过改变电动机亦即定量泵的转速,从而改变液压泵的输出流量,从而实现液压执行器的调速要求。此种调速方案,液压泵的动、静特性良好。变频器是根据电动机的最大转矩和泵的最高工作压力所要求的最大流量来设计的。但由于目前变频器价格尚高,故此调速方案的应用

受到了限制。

3) 液压调速。用于以固定频率为电源的电动机作为原动机的机械设备,其液压系统只能采用液压调速。液压调速包括节流调速、容积调速、容积-节流联合调速三种方案(见表9-10),具体选用时应根据工况图中压力、流量和功率的大小以及系统对温升、效率和速度平稳性的要求来进行。

表 9-10 液压调速方案比较

调速方式	节流调速	容积调速	容积-节流联合调速
变速调节方法	手动调节流量控制阀或电动调节电液比例流量阀	手动调节式、压力反馈式、电动伺服、电动比例调节变量泵或变量马达	压力反馈式变量泵和流量控制阀联合调节
结构、成本	简单、成本低	复杂、成本高	较复杂、成本较高
调速范围	小	大	较大
速度刚性	用普通节流阀调速时,速度刚性低	可得到恒功率或恒转矩调速特性,速度刚性较节流调速高	较高
功率损失及发热	大	小	较小
适用工况	小功率($< 3 \text{ kW}$)负载变化不大、平稳性要求不高的系统	中、大功率($> 5 \text{ kW}$)、要求温升小、平稳性要求不太高的系统	中等功率($3 \sim 5 \text{ kW}$)、要求温升小、平稳性要求较高的系统

(2) 油路循环方式。如前所述,油路循环方式有开式和闭式两种,其比较见表9-11。油路循环方式主要取决于液压调速方式:节流调速和容积-节流联合调速只能采用开式系统,容积调速多采用闭式系统。

表 9-11 开式与闭式系统的比较

循环方式	开式系统	闭式系统
结构特点和造价	结构简单,造价低	结构复杂,造价高
适应工况	一般均能适应,一台泵可向多个执行器供油	限于换向平稳、换向速度要求较高的部分容积调速系统,通常一台泵只能向一个执行器供油
抗污染能力	较差	较好,但油液过滤精度要求较高
散热	较好,但油箱较大	较差,需用辅助泵换油冷却
管路损失及效率	损失较大,节流调速时效率较低	损失较小,容积调速时效率较高

(3) 动力源形式。液压源形式与调速方案有关,当采用节流调速时,只能采用定量泵作动力源;当采用容积调速时,可采用定量泵或变量泵作动力源;当采用容积-节流联合调速时,必须采用变量泵做动力源。

动力源中泵的数量视执行器的工况图而定,要考虑到系统的温升、效率及可能的干扰等。例如,对于快慢速交替工作的系统(如组合机床液压系统),其 $q-t$ 图中最大和最小流量相差较大,且最小流量持续时间较长,因此,从降低系统发热和节能角度考虑,可采用差动缸和单泵供油的方案,也可采用高低压双泵供油或单泵加蓄能器供油的方案。对于有多级速度变换要求的系统(如塑料机械液压系统),可采用由三台以上定量泵组成的数字泵动力源。对于执行机构工作频繁、复合动作较多、流量需求变化大的系统(如挖掘机系统),则可采用双泵双回路全功率变量或分功率变量组合供油方案,等等。从防干扰角度考虑,对于多执行器的液压系统,宜采用多泵多回路供油方案。

(4) 压力控制方式。定量泵供油的节流调速系统,系统压力采用溢流阀(与泵并联)进行恒压控制。容积调速或容积-节流联合调速系统,系统最高压力由安全阀限定,如果各回路的压力要求不同,则可采用减压阀来控制。若在系统不同的工作阶段需要两种以上的工作压力,则可通过先导式溢流阀的遥控口,用换向阀接通远程调压溢流阀以获取多级压力;在系统等待工作期间,应尽量使液压泵卸荷。

(5) 方向控制方式。可根据系统工作循环、动作变换性能和自动化程度等要求,确定换向阀的形式、位数、通路数、中位机能和操纵方式并选择合适的换向回路。

(6) 顺序动作控制方式。动作顺序随机的系统(如工程机械液压系统)往往采用手动多路换向阀来控制;如果操纵力过大,则可采用手动伺服控制。对于一般功率不大、动作顺序有严格要求而变化不多的系统,可采用行程控制、压力控制和时间控制这三种控制方式之一。

2. 液压系统的合成

在选定了满足系统主要要求的主液压回路之后,再配上过滤、测压、控温之类的辅助回路,即可将它们组合成一个完整的液压系统了。此时,应注意下列事项:

(1) 力求系统简单可靠,除非系统因可靠性要求有冗余元件和回路,应避免和消除多余液压元件和回路。

(2) 从实际出发,尽量采用具有互换性的标准液压元件。

(3) 管路尽量要短,使系统发热少、效率高。

(4) 保证工作循环中的每一动作均安全可靠,且相互间无干扰。

(5) 防止液压冲击、振动及噪声,其方法详见第二章。

(6) 组合而成的液压系统应经济合理,避免盲目追求先进,脱离实际。

四、组成元件设计

液压系统的组成元件包括标准元件和专用元件。在满足系统性能要求的前提下,应尽量选用现有的标准液压元件,在不得已时才自行设计液压元件。选择液压元件时一般应考虑以下问题: 应用方面的问题:如主机的类型、原动机的特性、环境情况、安装形式、货源情况及维护要求等。 系统要求:如压力和流量的大小、工作介质的种类、循环周期、操纵控制方式、冲击振动情况等。 经济性问题:如使用量,购置及更换成本,货源情况及产品质量和信誉等。其他:应尽量采用标准化、通用化及货源条件较好的元件,以缩短制造周期,便于互换和维护。

1. 液压泵的确定

液压泵有齿轮泵、叶片泵和柱塞泵等多种类型,各种泵间的特性有很大差异。选择液压泵的主要依据是其最大工作压力和最大流量。同时还要考虑定量或变量、原动机类型、转速、容积效率、总效率、自吸特性、噪声等因素。这些因素通常在产品样本或型录中均有反映,应逐一仔细研究,不明之处应向货源单位或制造厂咨询。

(1) 液压泵的最大工作压力

$$p_p = p_1 + p \quad (9-3)$$

式中 p_1 —— $p-t$ 图中的最高工作压力(Pa);

p —— 系统进油路上的总压力损失。若系统在执行器停止运动时才出现最高工作压力,则 $p = 0$; 否则需对其进行计算(见第二章第四节)。初算时可

凭经验进行估取: 简单系统取 $p = 0.2 \sim 0.5 \text{ MPa}$; 复杂系统取

$$p = 0.5 \sim 1.5 \text{ MPa}。$$

(2) 液压泵的最大流量 q_p (m^3/s)。

1) 多个执行器同时动作的系统,液压泵的最大流量应大于同时动作的执行器所需的总流量,并应考虑系统的泄漏(见图 9-7),即

$$q_p = K(\sum q)_{\max} \quad (9-4)$$

式中 K —— 系统的泄漏因数,一般取 $1.1 \sim 1.3$ (大流量取小值,小流量取大值);

$(\sum q)_{\max}$ —— 同时动作的液压执行器的最大流量(m^3/s),对于工作过程始终用流量阀节流调速的系统,尚需加上溢流阀的最小溢流量,一般取 $2 \sim 3 \text{ L/min}$ 。

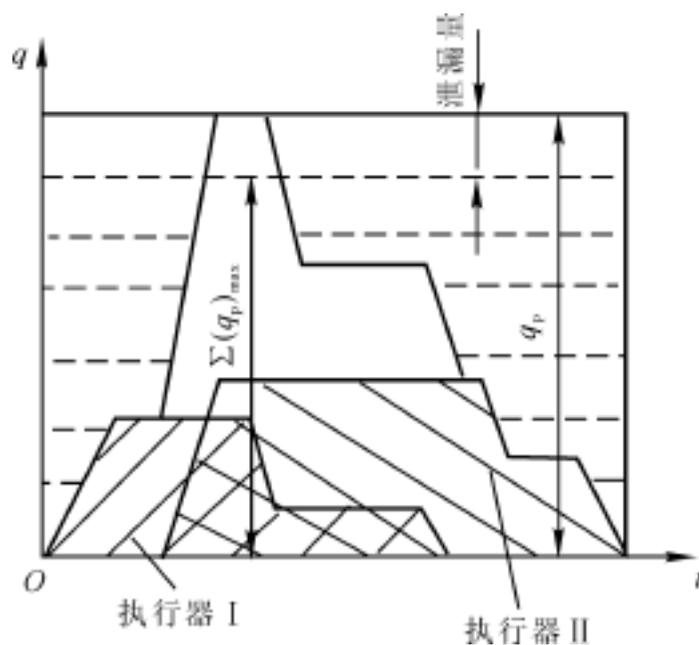


图 9-7 同时动作的执行器所需的流量

2) 采用差动缸回路的系统,液压泵的最大流量 q_p (m^3/s) 由下式确定:

$$q_p = K(A_1 - A_2)v_{\max} \quad (9-5)$$

式中 A_1, A_2 —— 液压缸无杆腔与有杆腔的有效面积(m^2);

v_{\max} ——液压缸的最大移动速度(m/s)。

3) 采用蓄能器辅助供油的系统,其液压泵的最大流量 q_p 按系统在一个工作周期中的平均流量确定,即

$$q_p = \sum_{i=1}^z \frac{KV_i}{T_i} \quad (9-6)$$

式中 z —— 液压执行器(缸或马达)的个数;

V_i —— 液压执行器在工作周期中的总耗油量(m^3);

T_i —— 机器的工作周期(s)。

(3) 液压泵的规格。按照液压系统图中拟定的液压泵的形式及上述计算得到的 p_p 和 q_p 值,由产品型录或样本选取相应的液压泵规格。为了保证系统不致因在过渡过程中过高的动态压力作用而被破坏,系统应有一定的压力储备量,通常推荐液压泵的额定压力可比 p_p 高 25% ~ 60% (高压系统取小值,中低压系统取大值);液压泵的额定流量宜与 q_p 相当,不应超过太多。

产品型录或样本上通常给出泵的排量、转速范围及典型转速下不同压力下的输出流量。泵的输出流量 q_o (L/min) 为

$$q_o = Vn \times 10^{-3} \eta_v \quad (9-7)$$

式中 V —— 排量(cm^3/r);

n —— 转速(r/min);

η_v —— 容积效率(%)。

压力越高、转速越低则泵的容积效率越低,变量泵在小排量下工作容积效率较低。转速恒定时泵的总效率在某个压力下最高,变量泵的总效率在某个排量、某个压力下最高。泵的总效率对整个液压系统的效率有很大影响(见式 9-11),所以应尽量选用高效液压泵,并尽量使泵在高效区工作。

(4) 液压泵的驱动功率计算与电动机的选择。工作循环中,若液压泵的压力和流量比较恒定(即工况图曲线变化平稳),液压泵驱动功率 P_p (W) 可由下式计算:

$$P_p = \frac{D_p q_p}{\eta_p} \quad (9-8)$$

式中 p_p, q_p —— 液压泵的最大工作压力(Pa)和最大流量(m^3/s);

η_p —— 液压泵的总效率,可参考表 9-12 选取。

对于工程中经常采用的双联泵供油的快慢速交替循环系统,应分别计算快速和慢速两个工作阶段的驱动功率;对于限压式变量叶片泵的驱动功率,可按泵的流量-压力特性曲线拐点处的压力和流量值进行计算。

表 9-12 液压泵的总效率

液压泵类型	齿轮泵	叶片泵	柱塞泵
总效率	0.6 ~ 0.8	0.7 ~ 0.85	0.8 ~ 0.9

说明:液压泵规格大取大值,规格小取小值;变量泵取小值。

工作循环中,若液压泵的压力和流量变化较大(即工况图曲线起伏变化较大),则需分别计算各阶段所需功率,然后按下式计算平均功率:

$$P_{CP} = \sqrt[n]{\frac{\sum_{i=1}^n P_i^2 t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}} \quad (9-9)$$

式中 P_i —— 一个工作循环中第 i 工作阶段所需功率(W);

t_i —— 第 i 工作阶段的持续时间(s)。

内燃机一般用于行走设备中,且并非由液压设计者选定。固定设备液压泵的驱动电动机需由设计者选定。驱动液压泵的电动机,可根据上述计算公式算出的功率和液压泵的转速及其使用环境,从产品样本或型录中选定其型号规格(额定功率、电源、结构形式(立式、卧式,开式、封闭式等)),并对其进行核算,以保证每个工作阶段电动机的峰值超载量都低于 25%。立式电动机可通过钟型罩与泵连接,泵伸入油箱内部,其结构紧凑、外形整齐、噪声低;卧式电动机需通过支架与泵一起安装在油箱顶部或单独设置的基座上,其占用空间较大,但对泵的故障诊断和维护较为方便。常用电动机的技术参数及安装连接尺寸等可从相关手册查取。

2. 执行器的确定

(1) 液压缸。应尽量按已确定的液压缸结构性能参数(如液压缸内径、活塞杆直径、速度及速比、工作压力等),从现有标准液压缸产品(工程、冶金、车辆和农机等四大系列)若干规格中,选用所需的液压缸,在选用时应综合考虑如下两方面的问题:

1) 从占用空间、质量、刚度、成本和密封性等方面,对各种液压缸的缸筒组件、活塞组件、密封组件、排气装置、缓冲装置的结构形式进行比较。

2) 根据负载特性和运动方式综合考虑液压缸的安装方式,使液压缸只受运动方向的负载而不受径向负载。从法兰型、销轴型、耳环型、拉杆型(见有关设计手册)中所选出的安装方式,应满足液压缸不受复合力的作用,并容易找正、刚度好、成本低、维护性好等条件。

如果现有标准液压缸产品不能满足使用要求,则可参照有关资料自行对液压缸进行结构设计。

(2) 液压马达。与液压泵类同,液压马达有齿轮式、叶片式和柱塞式等多种形式。通常按已确定的液压马达结构性能参数(如排量、转速、转矩、工作压力等),要求转速范围、总效率、容积效率等符合系统要求,并从占用空间、安装条件及工作机构布置等方面综合考虑后,择优选定。液压技术的一般用户,通常不自行设计液压马达。

(3) 摆动液压马达。应根据系统工作压力、可供流量及对摆动马达的功能要求选择其类型及转角、转矩及转速。摆动液压马达主要有叶片式和活塞式两大类型,前者应用较多。但当所需转角大于 310° 时,只能选择活塞式;动态品质要求较高的液压系统,可选用叶片式摆动马达。使用时应注意摆动液压马达的总效率在高压下会因泄漏量的增加而明显降低。

3. 液压控制阀的确定

各种液压控制阀的规格型号,可以系统的最高压力和通过阀的实际流量(从工况图和系统图查得)为依据,并考虑阀的控制特性、稳定性及油口尺寸、外形尺寸、安装连接方式、操纵方式等,从产品样本或型录中选取。选择时的注意事项如下:

(1) 液压阀的实际流量。液压阀的实际流量与油路的串并联有关:串联油路各处流量相等;同时工作的并联油路的流量等于各条油路流量之和。此外,对于采用单活塞杆液压缸的系统,要注意活塞外伸和内缩时的回油流量的不同:内缩时无杆腔回油与外伸时有杆腔回油的流

量之比与两腔面积之比相等。

(2) 液压阀的额定压力和额定流量。各液压控制阀的额定压力和额定流量一般应与其使用压力和流量相接近。对于可靠性要求较高的系统, 阀的额定压力应高出其使用压力较多。如果额定压力和额定流量小于使用压力和流量, 则易引起液压卡紧和液动力, 并对阀的工作品质产生不良影响; 对于系统中的顺序阀和减压阀, 其通过流量不应远小于额定流量, 否则易产生振动或其他不稳定现象。对于流量阀, 应注意其最小稳定流量。

(3) 液压阀的安装连接方式。由于阀的安装连接方式对后续设计的液压装置的结构形式有决定性的影响, 所以选择液压阀时应对液压控制装置的集成方式做到心中有数。例如采用板式连接液压阀, 因阀可以装在油路板或油路块上, 一方面便于系统集成化和液压装置设计合理化, 另一方面更换液压阀时不需拆卸油管, 安装维护较为方便; 如果采用叠加阀, 则需根据压力和流量研究叠加阀的系列型谱进行选型; 等等。

(4) 方向控制阀的选用。对于结构简单的普通单向阀, 主要应注意对其开启压力的合理选用: 较低的开启压力, 可以减小液流经过单向阀的阻力损失; 但是, 对于作为背压阀的单向阀, 其开启压力较高, 从而保证了足够的背压力。对于液控单向阀, 除了要注意与本款换向阀中相关的事项外, 为避免引起系统的异常振动和噪音, 还应注意合理选用其泄油方式: 当液控单向阀的出口存在背压时, 宜选用外泄式, 其他情况可选内泄式。

对于换向阀, 应注意从满足系统对自动化和运行周期的要求出发, 从手动、机械、电磁、电液动等形式中合理选用其操纵形式。正确选用滑阀式换向阀的中位机能, 并把握其过渡状态机能。对于采用液压锁(双液控单向阀)锁紧液压执行器的系统, 应选用 H, Y 型中位机能的滑阀式换向阀, 以使换向阀处于中位时, 两个液控单向阀的控制腔均通油箱, 保证液压控单向阀可靠复位和液压执行器的良好锁紧状态。所选用的滑阀式换向阀的中位机能在换向过渡位置, 不应出现油路完全堵死情况, 否则将导致系统瞬间压力无穷大并引起管道爆破等事故。

(5) 压力控制阀的选用。当系统需卸荷时, 应注意卸荷溢流阀与外控顺序阀的区别。卸荷溢流阀主要用于装有蓄能器的液压回路中, 如果选用一般外控顺序阀, 将导致液压泵出口压力时高时低, 系统工作失常。先导式减压阀较其他液压阀的泄漏量大, 且只要阀处于工作状态, 泄漏就始终存在, 这一点在选择液压泵的容量时应充分注意。同时还应注意减压阀的最低调节压力, 保证其进出口压力差为 $0.3 \sim 1 \text{ MPa}$ 。

(6) 流量控制阀的选用。节流阀、调速阀的最小稳定流量应满足执行器最低工作速度的要求。为了保证调速阀的控制精度, 应保证一定压差。对于环境温度变化较大的情况, 应选用温度补偿型调速阀。

4. 液压辅助元件

(1) 蓄能器的选择。液压系统使用蓄能器的目的很多, 但归纳起来主要是蓄能保压、吸收液压冲击和吸收液压脉动等三种。蓄能器的类型、特点、用途及选用详见第六章第一节。

(2) 油液过滤器的确定。选择过滤器的主要依据有过滤精度、通流能力、工作压力及允许压降、油液黏度、工作温度等。过滤器类型的选择及其注意事项详见本书第六章第二节。

(3) 油箱容量的确定。油箱容量可按第六章的公式(6-5)计算得到, 也可按系统发热温升计算公式确定。

(4) 管件(油管和管接头)的确定。常用的油管有硬管(钢管和铜管)和软管(橡胶管和尼龙管)两类。一般应尽量选用硬管。油管的规格尺寸多由于它连接的液压元件的油口尺寸决定,

只有对一些重要油管才计算其内径和壁厚。油管内径和壁厚按第六章第五节有关公式计算出后,即可按管材有关标准规定选取合适的油管。

常用的管接头有焊接式、卡套式、扩口式、法兰式和软管用管接头等。油管及管接头的具体选用及注意事项请参见第六章第五节。

(5) 压力表与压力表开关的确定。在液压泵的出口、安装压力控制元件处、与主油路压力不同的支路及控制油路、蓄能器的进油口等处均应设置测压点,以使用压力表对压力调节或系统中的压力数值及其变化情况进行观测。压力表测量范围应大于系统的工作压力的上限,并安装在便于观测之处;系统常用的压力表形式为一般弹簧管压力表,对于需用远程传送信号或自动控制的系统,可选用电接点式压力表。压力表开关主要用于压力表和油路间的通断,通过开关的阻尼作用,减轻压力表在压力脉动下的振动,延长其使用寿命。如果系统中测压点数目较多,可选择使压力表分别和液压系统的多个被测油路通断的多测量点压力表开关,以减少系统中压力表的用数。压力表与压力表开关的结构等可参阅第六章第六节。

5. 液压工作液体的选定

在选择液压工作液体时要考虑的因素有工作环境(易燃、毒性和气味等)、工作条件(黏度、系统压力、温度、速度等)、油液质量(物化指标、相容性、防锈性等)和经济性(价格、寿命等)。上述因素中,最重要的是液压油(液)的黏度。尽管各种液压元件产品都指定了应使用的液压油(液),但考虑到液压泵是整个系统中对工作条件要求最严格的部分,所以通常可根据泵的要求来确定液压油(液)的黏度及牌号,按照泵选择的油液一般对液压阀也适用;有时也可按工作环境和使用工况选择液压油(液)的品种。液压油液的种类、特性及具体选用方法请参见第二章第一节。

五、液压系统计算

液压系统计算的目的在于对液压系统的设计质量做出评价和评判,如果发生矛盾,则应对液压系统进行修正或改变液压元件规格。计算内容一般包括:系统压力损失、系统效率、系统发热与升温、液压冲击等。对于较重要的系统,还应对其动态性能进行验算或计算机仿真。计算时通常只采用一些简化公式以求得概略结果。

1. 压力损失验算

验算的目的在于了解执行器能否得到所需的压力。系统进油路上的压力损失 p (包括回油路上(即从执行器出口到油箱)的损失折算过来的部分)由管道的沿程压力损失 p 、局部压力损失 p 和阀类元件的局部压力损失 p_v 等三部分组成,即

$$p = p + p + p_v \quad (9-10)$$

沿程压力损失、局部压力损失和阀类元件的局部压力损失可分别按式(2-29)、式(2-40)和式(2-41)计算。液压系统在各工作阶段的流量各异,故压力损失要分开计算。在管道布置尚未确定前,只有 p_v 可被较好地估算出来,这部分损失在 p 中所占比例往往较大,故由此基本上可看出系统压力损失的大小。如果计算得到的 p 和初选系统设计压力时选定的压力损失相差较大,则需对设计进行必要的修改或调整。否则将对系统效率和某些性能产生不利影响。

2. 系统效率 的估算

在估算液压系统效率 时,主要应考虑液压泵的总效率 η_p 、液压执行器的总效率 η_A 及液压回路的效率 η_c 。可由下式计算:

$$\eta = \eta_p \eta_c \eta_A \quad (9-11)$$

其中,液压泵和液压马达的总效率可由产品样本查得,液压缸的总效率一般取 $0.9 \sim 0.95$ 。液压回路效率 η_c 可按下式计算

$$\eta_c = \frac{p_L q_L}{p_P q_P} \quad (9-12)$$

式中 $p_L q_L$ ——各执行器的负载压力和负载流量(输入流量)乘积的总和;

$p_P q_P$ ——各个液压泵供油压力和输出流量乘积的总和。

系统在一个完整循环周期内的平均回路效率 $\bar{\eta}_c$ 可按下式计算:

$$\bar{\eta}_c = \frac{\sum c_i t_i}{T} \quad (9-13)$$

式中 c_i ——各工作阶段的液压回路效率;

t_i ——各个工作阶段的持续时间(s);

T ——一个完整循环的时间(s)。

3. 发热温升估算及热交换器的选择

(1) 发热温升估算。液压系统的压力、容积和机械损失构成总的能量损失,这些能量损失都将转化为热量,使系统油温升高,产生一系列不良影响。为此,必须对系统进行发热与温升计算,以便对系统温升加以控制。液压系统发热是液压泵和执行器的功率损失以及溢流阀的溢流损失所造成的。因此,系统的总发热量可按下式估算:

$$H = P_{Pi} - P_{Ao} \quad (9-14)$$

式中 P_{Pi} ——液压泵的输入功率(W);

P_{Ao} ——执行器的输出功率(W)。

如果已计算出液压系统的总效率,也可按下式估算系统的总发热量:

$$H = P_{Pi} (1 - \eta) \quad (9-15)$$

式中, η 为液压系统总效率。

液压系统中产生的热量,由系统中各个散热面散发至空气中,其中油箱是主要散热面。因为管道的散热面相对较小,且与其自身的压力损失产生的热量基本平衡,故一般略去不计。当只考虑油箱散热时,其散热量 H_o 可按下式计算:

$$H_o = KA \Delta t \quad (9-16)$$

式中 K ——散热系数($W/(m \cdot ^\circ C)$),计算时可选用推荐值:当通风很差(空气不循环)时, $K = 8$,当通风良好(空气流速为 $1 m/s$ 左右)时, $K = 14 \sim 20 W/(m \cdot ^\circ C)$,当风扇冷却时, $K = 20 \sim 25 W/(m \cdot ^\circ C)$,当用循环水冷却时, $K = 110 \sim 175 W/(m \cdot ^\circ C)$;

A ——油箱散热面积(m^2);

Δt ——系统温升,即系统达到热平衡时油温与环境温度之差($^\circ C$)。一般工作机械 Δt

35 , 工程机械 $\Delta t = 40$, 数控机床 $\Delta t = 25$ 。

当系统产生的热量 H 等于其散发出去的热量 H_0 时,系统达到热平衡,此时

$$t = H / (KA) \quad (9-17)$$

当六面体油箱长、宽、高比例为 $1:1:1 \sim 1:2:3$ 且液面高度是油箱高度的 0.8 倍时,其散热面积的近似计算式为

$$A = 0.065 \sqrt[3]{V^2} \quad (9-18)$$

由式(9-15)和式(9-16)可导出

$$t = \frac{H}{0.065 K \sqrt[3]{V^2}} \quad (9-19)$$

式中, V 为油箱的有效容量(L)。

计算结果若超出允许值并且适当加大油箱散热面积仍不能满足要求,则应采用风扇强制散热或加设冷却器。

(2) 热交换器的选择。

1) 冷却器的选择。水冷式冷却器较风冷式应用多些。选择冷却器的主要参数是换热面积 A_T , 即

$$A_T = \frac{H - H_0}{K t_m} \quad (9-20)$$

式中, t_m 为平均温差(), 通常计算对数平均温差, 即

$$t_m = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln[(T_1 - t_1)/(T_2 - t_2)]} \quad (9-21)$$

式中 T_1, T_2 —— 液压泵的进、出口温度();

t_1, t_2 —— 冷却水的进出口温度()。

利用冷却器自身热平衡方程式(9-22), 可求出出口温度 T_2 或冷却水流量 q_w , 即

$$H - H_0 = \rho_o C_o (T_1 - T_2) = q_w \rho_w C_w (t_1 - t_2) \quad (9-22)$$

式中 ρ_o, q_w —— 液压油液和冷却水流量 (m^3/s);

ρ_o, ρ_w —— 液压油液和冷却水密度 (kg/m^3);

C_o, C_w —— 液压油液和冷却水等压比热 ($J/(kg \cdot ^\circ C)$)。

2) 加热器的选择。油温过低时, 系统需设置加热器, 以保证液压泵顺利起动。常用的电加热器的选择依据是其功率

$$P = \frac{C_o \rho_o V t}{\eta_h} \quad (9-23)$$

式中 V —— 油箱有效容量(L);

t —— 油液温升();

—— 加热时间(s);

η_h —— 热效率, 通常取 $\eta_h = 0.6 \sim 0.8$ 。

4. 液压冲击估算

由于影响液压冲击的因素很多, 很难用准确方法计算, 故一般是通过估算或实验确定的。在设计液压系统时, 一般可以采取措而不做计算。当有特殊要求时, 可按第二章第六节的有关公式验算。

第四节 液压系统的施工设计

至此,已完成了液压系统的功能原理设计(包括液压系统原理图的拟定,组成元件设计和系统计算)。如果这些结果可以接受,则可绘制根据所选择或设计的液压元件和辅件及电磁铁动作顺序表,进行液压系统的施工设计,即液压装置的设计及电气控制装置的设计并编制技术文件了。

一、设计的目的及内容

液压装置设计(泛指液压系统中需自行设计的那些零部件的结构设计的统称)的目的在于选择确定元、辅件的连接装配方案、具体结构,设计和绘制液压系统产品工作图样,并编制技术文件,为制造、组装和调试液压系统提供依据。电气控制装置是实现液压装置工作控制的重要部分,是液压系统设计中不可缺少的重要环节。电气控制装置设计在于根据液压系统的工作节拍或电磁铁动作顺序表,选择确定控制硬件并编制相应的软件。

所设计和绘制的液压系统产品工作图样包括液压装置及其部件的装配图、非标准零部件的工作图及液压系统原理图、系统外形图、安装图、管路布置图、电路原理图、自制零部件明细表、标准液压元件及标准连接件、外购件明细表、备料清单、设计任务书、设计计算书、使用说明书、安装试车要求等技术文件。

液压装置设计是液压系统功能原理设计的延续和结构实现,也可以说是整个液压系统设计过程的归宿。事实上,一个液压系统能否可靠有效地运行,在很大程度上取决于液压装置设计质量的优劣,从而使液压装置结构在整个液压系统设计过程中成为一个相当重要的环节,故设计者必须给予足够重视。

二、液压装置的结构类型及其适用场合

液压装置按其总体配置分为分散配置型和集中配置型两种主要结构类型。

分散配置型液压装置是将液压系统的液压泵及其驱动电机、执行器、液压控制阀和辅助元件按照机器的布局、工作特性和操纵要求等分散安设在主机的适当位置上,液压系统各组成元件通过管道逐一连接起来。例如有的金属加工机床在采用此种配置时,可将机床的床身、立柱或底座等支撑件的空腔部分兼作液压油箱,安放动力源,而把液压控制阀等元件安设在机身上操作者便于接近和操纵调节的位置。分散配置型液压装置的优点是节省安装空间和占地面积;缺点是元件布置零乱,安装维护较复杂,动力源的振动、发热还会对机床类主机的精度产生不利影响。此种结构类型主要适宜为结构安装空间受限的移动式机械设备(如车辆、工程机械等)采用。

集中配置型液压装置通常是将系统的执行器安放在主机上,而将液压泵及其驱动电机、辅助元件等独立安装在主机之外,即集中设置所谓液压站。如图9-8所示为一种液压站的外形图。液压站的优点是外形整齐美观,便于安装维护,便于采集和检测电液信号以利于自动化,可以隔离液压系统振动、发热等对主机精度的影响。缺点是占地面积大,特别是对于有强烈热源和烟雾、粉尘污染的机械设备,有时还需为安放液压站建立专门的隔离房间或地下室。液压站适合为固定式机械设备采用。

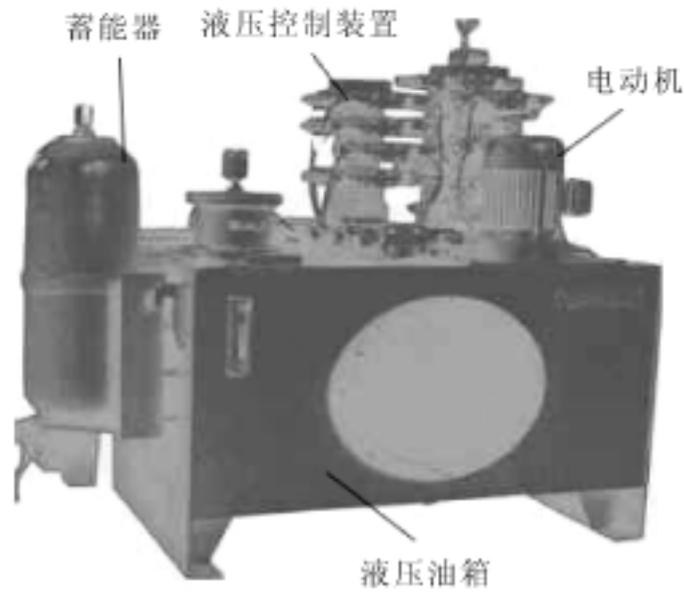


图 9-8 液压站外形图

三、液压站的结构设计要点

液压站包括液压控制装置和液压动力源(液压泵组与油箱)两大部分。液压站的设计工作主要集中在液压控制装置的集成上。对于采用无管集成的液压控制装置,采用的辅助连接件也不同,有板式、块式、叠加阀式、插装式等集成方式。板式集成和块式集成液压控制装置的外形图如图9-9所示,叠加阀式和插装阀式集成的结构请参见第五章第五节。上述几种集成方式中块式集成应用较为普遍。它们的结构共同点是油路直接被做在辅助连接件上或液压阀阀体上,借助连接件及其同油孔道实现液压控制阀及其他元件和管路的集成连接和油路联系;具有管件少、结构紧凑、组装方便、体积小、外形整齐美观、油路通道短、压力损失小、不易泄漏等优点。

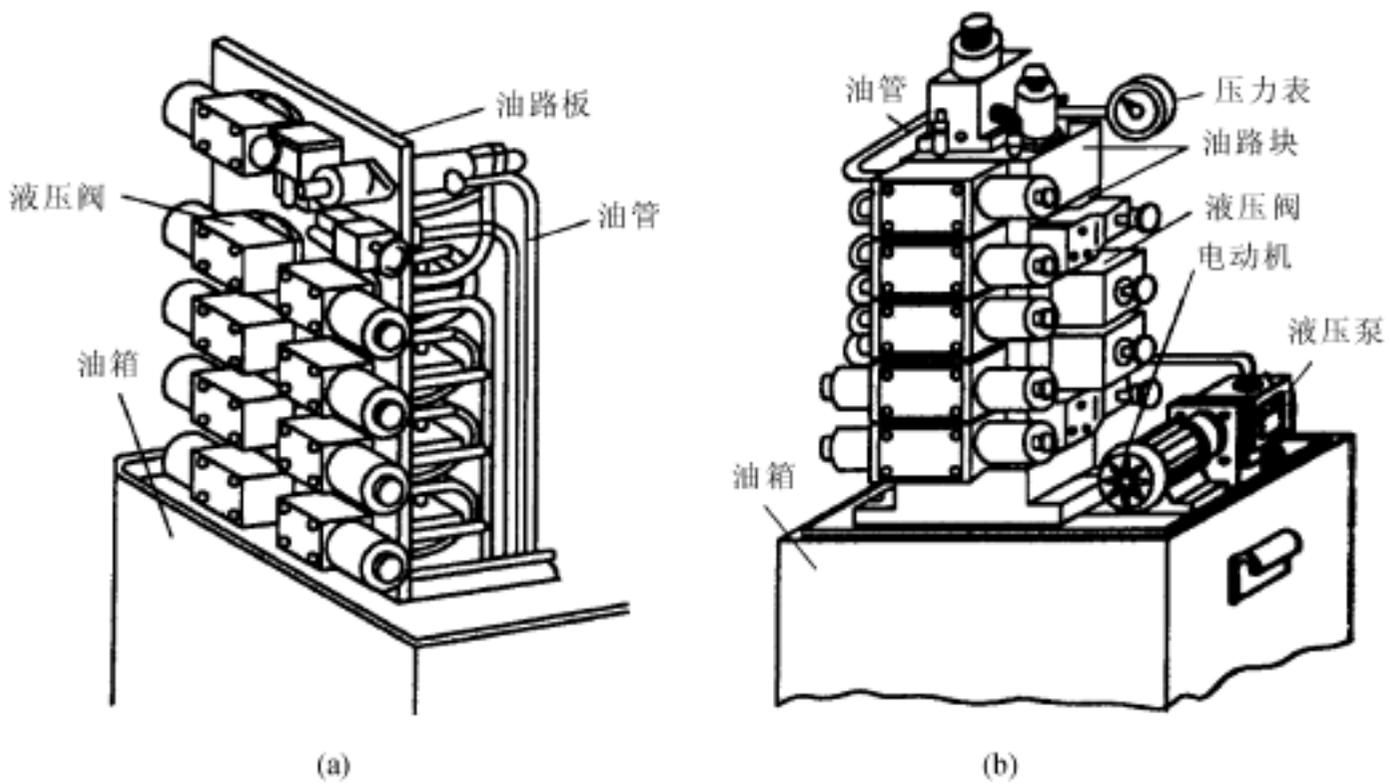


图 9-9 板式集成和块式集成的液压控制装置

(a) 板式集成;(b) 块式集成

将不同形式的辅助连接件统称为油路块或阀块。当选定某种集成方式后,液压控制装置的设计要点和步骤是:首先按照系统原理图的组成和工作特点,对液压系统进行分解和转换,绘制出集成油路图,然后进行油路块的结构设计,最后绘制出将安装上液压阀的各油路块连接为一个整体的液压控制装置总装图。油路块各种孔道的计算、布置及油路块的材料选择、技术要求等可参阅有关文献(如参考文献[9])或设计手册。

四、电控装置的设计要点

除了电动机外,现代液压装置还大量采用电磁阀、压力继电器、电加热器及电接点压力表等电控元件,所以液压系统必须配备相应的电控装置,它是液压设备重要的组成部分。

电控装置的设计包括硬件和软件两部分。

控制电路设计的主要依据是系统的工作循环各节拍或不同工作状态下的电磁铁动作顺序表。液压系统的电控回路通常包括电动机驱动电路(如电动机的启停及切换电路);主液压回路的控制电路(如电磁铁的通断电路、顺序动作电路、计时电路等);辅助液压回路的控制电路(如过滤器阻塞发讯电路、异常油温或压力的报警电路等)。在将上述各种电路组成完整的电气控制回路时,还应考虑这些电路间的互锁、防干扰及故障停车等。设计中应特别注意电磁阀中电磁铁的形式,是交流还是直流,是干式还是湿式,电源频率要求、功率要求,等等。所选择的各用电元件的外接线缆,应该符合其使用说明书中的相关规定。布置用电元件的电气线缆时,主电路(动力电路)的线缆应与控制电路(讯号电路)的线缆分开进行布置;控制电路的线缆应该采用屏蔽线。电气控制柜(箱)的内部用来安放各类继电器、接触器或可编程序控制器等电器元件,外露各种控制按钮及讯号指示灯等及其标牌。所设计的电气控制柜(箱)应造型美观,外露按钮及讯号指示灯等及其标牌应整齐并便于操作和维护。电气控制柜(箱)可直接搭载于液压站或主机上,也可以将其独立安放在液压站的临近处。

对于较为复杂的系统推荐采用微型计算机或可编程序控制器(PLC)来控制,以柔性地适应技术条件的变更并使电控装置小型化。并考虑机械运行的需要,编制自动化和安全程度高的控制软件。软件应根据元件动作顺序图表,使各个元件适时动作,完成工作循环,并且具有事故连锁保护、报警和自诊断等功能。

五、注意事项

1. 液压系统原理图的绘制

正式的液压系统原理图是液压装置结构设计乃至整个液压设备制造、调试和使用的重要依据,因此在绘制液压系统原理图时,应当注意以下事项:严格遵守国家对液压元件图形符号标准的规定;液压系统图应按停车状态画出;应在各液压执行器的近旁绘出其动作循环图;绘出液压系统的电磁铁、压力继电器等元件的动作顺序表;以明细表形式列出液压元件的名称、型号、规格;为了提高液压系统原理图的设计、绘制速度与质量,建议采用相关的计算机辅助设计绘制软件(系统)。

2. 油路块(阀块)的 CAD

由本节前述可知,液压控制装置设计的实质和关键是各种油路块的设计。而油路块的设计实质上是一项三维立体空间的孔道布置工作。传统的油路块设计方式要求设计人员具有很强的空间想像能力,而设计的成败与优劣在很大程度上取决于设计者的经验、创造性思维和耐心细致的程度,因此,它是一项极其繁杂且又极易出错的工作,一旦设计不当将造成油路块报废及材料和时间的浪费。计算机技术和软件技术发展,以及 CAD 技术的普及和广泛应用为解决上述问题创造了有利条件。显然,在各类油路块的设计中,使用计算机辅助设计技术对于实现油路块设计自动化、提高设计效率及质量,加快液压设备产品的研发和更新换代速度,提高企业的社会效益等均具有重要意义。因此,应尽可能采用 CAD 技术来设计油路块或对手工设计的油路块进行计算机辅助校核。

第五节 液压传动系统设计计算示例

本节以一台单面多轴钻孔组合机床为例,介绍驱动其动力滑台的液压系统设计过程。

一、技术要求

机床动力滑台为卧式布置(导轨为水平导轨,其静、动摩擦因数 $\mu_s = 0.2$; $\mu_d = 0.1$),拟采用杆固定的单杆液压缸驱动滑台,完成工件钻削加工时的进给运动;工件的夹紧采用机械方式。滑台由液压与电气配合实现的自动循环要求为:快进 工进 快退 停止。滑台的运动参数和动力参数如表 9-13 所列。

表 9-13 组合铣床动力滑台的运动参数和动力参数

工况	行程 / mm	速度 / (m/ s ⁻¹)	时间 / s	运动部件重力 G / N	铣削负载 F_c / N	启动、制动 时间 t / s
快速	100	0.1	t_1	9 800	30 468	0.2
			1			
工进	50	0.88×10^{-3}	t_2			
			56.6			
快退	150	116.667	t_3			
			-1.5			

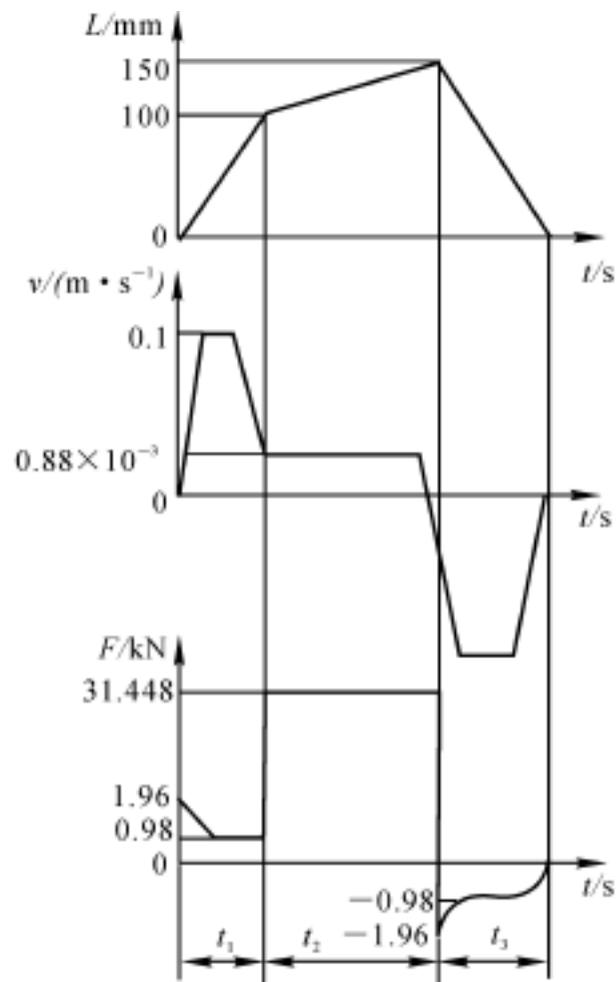
二、工况分析

工作台液压缸外负载计算结果见表 9-14。由表 9-13 和表 9-14 即可绘制出图如 9-10 所示液压缸的 $L-t$ 图、 $v-t$ 图和 $F-t$ 图。

表 9-14 工作台液压缸外负载计算结果

工况	计算公式	外负载 / N
启动	F_{fs}	1 960
加速	$F_{fd} + \frac{G}{g} \frac{v}{t}$	1 480
快进	F_{fd}	980
工进	$F_e + F_{fd}$	31 448
反向启动	F_{fs}	1 960
加速	$F_{fd} + \frac{G}{g} \frac{v}{t}$	1 480
快退	F_{fd}	980

注:静摩擦负载: $F_{fs} = \mu_s(G + F_n) = 0.2 \times (9\,800 + 0) = 1\,960\text{ N}$; 动摩擦负载: $F_{fd} = \mu_d(G + F_n) = 0.1 \times (9\,800 + 0) = 980\text{ N}$; 惯性负载: $F_i = \frac{G}{g} \frac{v}{t} = \frac{9\,800 \times 0.1}{9.81 \times 0.2} = 500\text{ N}$; $\frac{v}{t}$: 平均加速度 (m/s^2)。

图 9-10 液压缸的 $L-t$ 图、 $v-t$ 图和 $F-t$ 图

三、确定主要参数, 绘制工况图

参考表 9-5, 初选液压缸的设计压力 $p_1 = 4 \text{ MPa}$ 。

为了满足工作台快速进退速度相等, 并减小液压泵的流量, 现将液压缸的无杆腔作为主工作腔, 并在快进时差动连接, 则液压缸无杆腔与有杆腔的有效面积 A_1 与 A_2 应满足 $A_1 = 2A_2$ (即液压缸内径 D 和活塞杆直径 d 间应满足 $D = \sqrt{2}d$)。

为防止工进结束时发生前冲, 液压缸需保持一定回油背压。参考表 9-7 暂取背压 0.6 MPa , 并取液压缸机械效率 $\eta_{cm} = 0.9$, 则可计算出液压缸无杆腔的有效面积

$$A_1 = \frac{F}{\eta_{cm} (p_1 - \frac{p_2}{2})} = \frac{31448}{0.9(4 - \frac{0.6}{2})10^6} = 94 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{液压缸内径} \quad D = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 94 \times 10^{-4}}{\pi}} = 0.109 \text{ m}$$

按 GB/T 2348—1993, 取标准值 $D = 110 \text{ mm} = 11 \text{ cm}$; 因 $A_1 = 2A_2$, 故活塞杆直径为

$$d = D \sqrt{2} = 11 \sqrt{2} \approx 80 \text{ mm (标准直径)}$$

则液压缸实际有效面积为

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times 11^2}{4} = 95 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi (11^2 - 8^2)}{4} = 44.7 \text{ cm}^2$$

$$A = A_1 - A_2 = 50.3 \text{ cm}^2$$

差动连接快进时, 液压缸有杆腔压力 p_2 必须大于无杆腔压力 p_1 , 其差值估取 $p = p_2 - p_1 = 0.5 \text{ MPa}$, 并注意到启动瞬间液压缸尚未移动, 此时 $p = 0$; 另外, 取快退时的回油压力损失为 0.7 MPa 。

根据上述假定条件经计算得到液压缸工作循环中各阶段的压力、流量和功率 (见表 9-15), 并可绘出其工况图 (见图 9-11)。

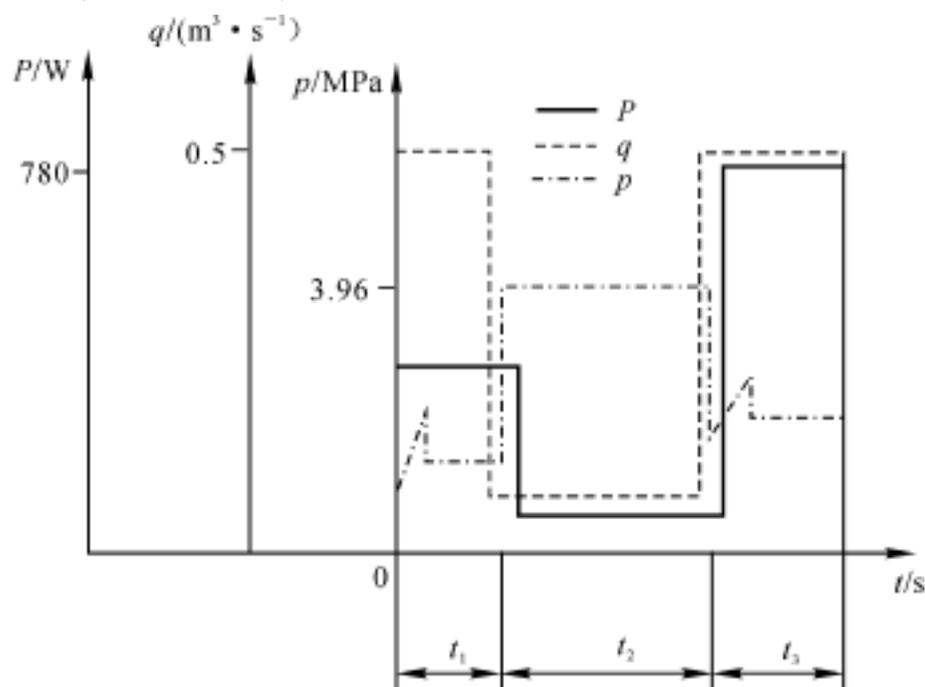


图 9-11 液压缸的工况图

表 9-15 液压缸工作循环中各阶段的压力、流量和功率

工作阶段		计算公式	负载 F / N	回油腔压力 p_2 / MPa	工作腔压力 p_1 / MPa	输入流量 q ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	输入功率 N / kW
快进	启动	$p_1 = \frac{F}{A_{\text{cm}}} + \frac{A_2}{A_1} p_2$ $q = A_1 v_1; N = p_1 q$	1 960		0.48		
	加速		1 480	1.27	0.77		
	恒速		980	1.16	0.66	0.5	330
工进		$p_1 = \frac{F}{A_{\text{cm}}} + \frac{p_2 A_2}{A_1}$ $q = A_1 v_2; N = p_1 q$	31 448	0.6	3.96	0.83×10^{-2}	33
快退	启动	$p_1 = \frac{F}{A_{\text{cm}}} + \frac{p_2 A_1}{A_2}$ $q = A_2 v_1; N = p_1 q$	1 960		0.48		
	加速		1 480	0.7	1.86		
	恒速		980	0.7	1.73	0.45	780

四、拟定液压系统原理图

1. 选择液压回路

首先选择调速回路:由工况图可看到,液压系统功率较小,负载为阻力负载且工作中变化小,故采用进口调速阀节流调速回路。为防止在孔钻通时负载突然消失引起滑台前冲,给回油路设置背压阀。

由于已选用节流调速回路,故系统必然为开式循环方式。

其次选择油源形式:由工况图可知,系统在快速进、退阶段的工况为低压、大流量且持续时间短,而工进阶段的工况为高压、小流量且持续时间长,两种工况的最大流量与最小流量之比约为 60,从提高系统效率和节能角度考虑,宜选用高低压双泵组合供油或采用限压式变量泵供油。两者各有利弊,现决定采用双联叶片泵方案。

再次选择换向与速度换接回路:系统已选定差动回路作快速回路,同时考虑到工进、快退时回油流量较大,为保证换向平稳,因此选用三位五通电液动(Y型中位机能)换向阀作主换向阀并实现差动连接。由于本机床对工作部件终点的定位精度要求不高,故采用活动挡块压下电气行程开关控制换向阀电磁铁的通断电即可实现自动换向和速度换接。

最后选定压力控制回路:在高压泵出口并联一个溢流阀,实现系统的定压溢流;在低压泵出口并联一个远控顺序阀,实现系统高压工作阶段的卸荷。

2. 组成液压系统图

在主回路初步选定的基础上,再增加一些辅助回路即可组成一个完整的液压系统。例如:在液压泵进口设置一过滤器;出口设一压力表及压力表开关,以便观测泵的压力等。经整理所组成的液压系统如图 9-12 所示。

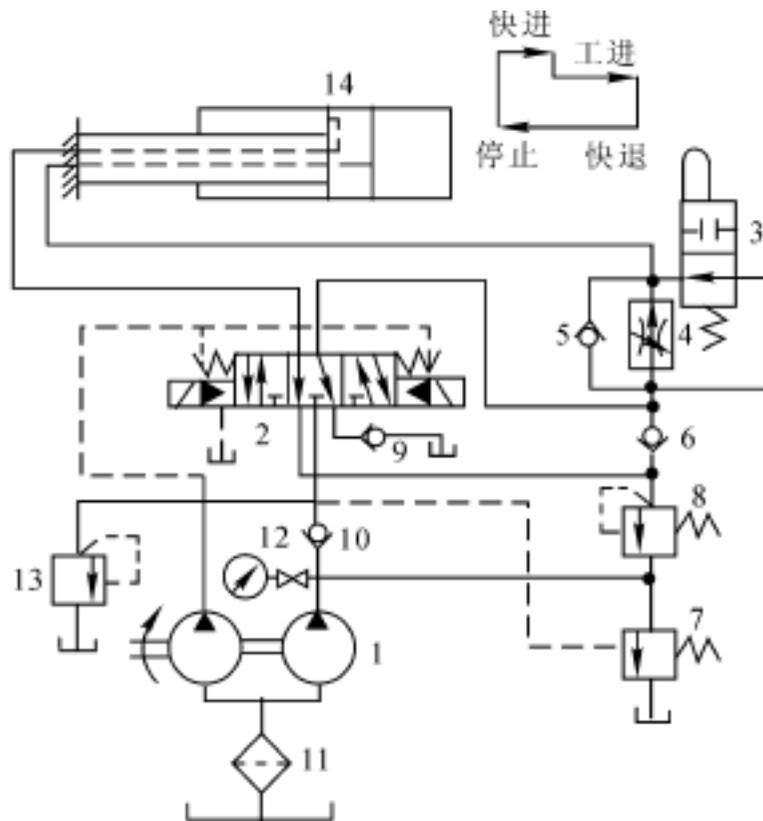


图 9-12 钻孔组合机床动力滑台液压系统

- 1— 双联叶片泵; 2— 三位五通电动换向阀; 3— 二位二通机动换向阀(行程阀);
4— 调速阀; 5, 6, 9, 10— 单向阀; 7— 远控顺序阀; 8, 13— 溢流阀;
11— 过滤器; 12— 压力表开关; 14— 液压缸

五、组成液压元、辅件设计

1. 液压泵及其驱动电机

首先确定液压泵的最高工作压力:由液压缸的工况图 9-11 或表 9-15 可以查得液压缸的最高工作压力出现在工进阶段, $p_1 = 3.96 \text{ MPa}$ 。此时缸的输入流量较小,且进油路元件较少,故泵至缸间的进油路压力损失估取为 $p = 0.8 \text{ MPa}$ 。根据式(9-3)算得小流量泵的最高工作压力

$$p_{P1} = 3.96 + 0.8 = 4.76 \text{ MPa}$$

大流量泵仅在快速进退时向液压缸供油。由图 9-11 可知,快退时液压缸的工作压力比快进时大,取进油路压力损失为 $p = 0.4 \text{ MPa}$,则大流量泵最高工作压力

$$p_{P2} = 3.96 + 0.8 = 4.76 \text{ MPa}$$

然后确定液压泵的流量:液压泵的最大供油量 q_p 按液压缸的最大输入流量 ($0.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$) 进行估算。根据式(9-4)取泄漏因数 $K = 1.1$,则

$$q_p = 1.1 \times 0.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 0.55 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 33 \text{ L}/\text{min}$$

考虑到溢流阀的最小稳定流量为 $2 \text{ L}/\text{min}$,工进时的流量为 $0.83 \times 10^{-2} \text{ m}^3 (0.5 \text{ L}/\text{min})$,

则小流量泵的流量至少应为 2.5 L/min。

最后确定液压泵及其驱动电机的规格:根据以上计算结果查阅产品样本,选用规格相近的 YB₁-2.5/30 型双联叶片泵。

由工况图 9-11 知,最大功率出现在快退阶段,由表(9-12)取泵的总效率为 $\eta_p = 0.80$,则所需电机功率为

$$P_p = \frac{p_p q_p}{\eta_p} = \frac{2.26 \times 10^6 (2.5 + 30) \times 10^{-2}}{0.80 \times 60 \times 10^3} = 1.53 \text{ kW}$$

选用电动机型号:查产品样本,选用规格相近的 Y112-6 型封闭式三相异步电动机,其额定功率为 2.2 kW。

根据所选择的液压泵规格及系统工作情况,可算出液压缸在各阶段的实际进、出流量,运动速度和持续时间(见表 9-16),从而为其他液压元件的选择及系统的性能计算奠定基础。

表 9-16 液压缸在各阶段的实际进出流量、运动速度和持续时间

工作阶段	流量(L/min)		速度/(m·s ⁻¹)	时间/s
	无杆腔	有杆腔		
快进	$q_{\text{进}} = \frac{A_1(q_{p1} + q_{p2})}{A} =$ $\left[\frac{95(2.5 + 30)}{50.3} \right] =$ 61.4	$q_{\text{出}} = q_{\text{进}} \frac{A_2}{A_1} =$ $61.4 \frac{44.7}{95} =$ 28.9	$v_1 = \frac{q_{p1} + q_{p2}}{A} =$ $\frac{(2.5 + 30) \times 10^{-3}}{60 \times 50.3 \times 10^{-4}} =$ 0.108	$t_1 = \frac{L_1}{v_1} =$ $\frac{100 \times 10^{-3}}{0.108} =$ 0.93
工进	$q_{\text{进}} = 0.5$	$q_{\text{出}} = q_{\text{进}} \frac{A_2}{A_1} =$ $0.5 \frac{44.7}{95} =$ 0.24	$v_2 = \frac{q_{\text{进}}}{A_1} =$ $\frac{0.5 \times 10^{-3}}{60 \times 95 \times 10^{-4}} =$ 0.88×10^{-3}	$t_2 = \frac{L_2}{v_2} =$ $\frac{50 \times 10^{-3}}{0.88 \times 10^{-3}} =$ 56.6
快退	$q_{\text{进}} = q_{p1} + q_{p2} =$ $2.5 + 30 = 32.5$	$q_{\text{出}} = q_{\text{进}} \frac{A_1}{A_2} =$ $32.5 \frac{95}{44.7} =$ 69	$v_3 = \frac{q_{\text{进}}}{A_2} =$ $\frac{32.5 \times 10^{-3}}{60 \times 44.7 \times 10^{-4}} =$ 0.121	$t_3 = \frac{L_3}{v_3} =$ $\frac{150 \times 10^{-3}}{0.121} =$ 1.24

2. 液压控制阀和液压辅助元件

根据系统工作压力与通过各液压控制阀及部分辅助元件的最大流量,查产品样本所选择的元件型号规格如表 9-17 所示。

管件尺寸由选定的标准元件油口尺寸确定。油箱容量按式(6-5)计算,取 $n = 6$,得油箱容量为

$$V = n q_p = [6 \times (2.5 + 30)] = 195 \text{ L}$$

表 9-17 专用铣床液压系统中控制阀和部分辅助元件的型号规格

序号	名称	通过流量 (L · min ⁻¹)	额定流量 (L · min)	额定压力 MPa	额定压降 MPa	型号
1	双联叶片泵		2.5/30	6.3		YB ₁ -2.5/30
2	三位五通 电液动换向阀	69	100	6.3	0.3	35DY-100BY
3	行程阀	62	100	6.3	0.3	22C-100BH
4	调速阀	< 1	6	6.3		Q-6B
5	单向阀	69	100	6.3	0.2	I-100B
6	单向阀	32.5	63	6.3	0.2	I-63B
7	顺序阀	30	63	6.3		XY-63B
8	背压阀	< 1	10	6.3		B-10B
9	单向阀	69	100	6.3	0.2	I-100B
10	单向阀	30	63	6.3	0.2	I-63B
11	过滤器	32.5	50	6.3		XU-50 × 200
12	压力表开关					K-6B
13	溢流阀	2.5	10	6.3		Y-10B

说明:考虑到液压系统的最大压力均小于6.3 MPa,故选用了广州机床研究所的中低压系列液压元件;调速阀4的最小稳定流量为0.03 L/min,小于系统工进速度时的流量0.5 L/min。

六、计算液压系统技术性能

1. 验算系统压力损失

按选定的液压元件接口尺寸确定管道直径 $d = 18 \text{ mm}$, 进、回油管道长度均取 $l = 2 \text{ m}$; 取油液运动黏度 $\nu = 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$, 油液密度 $\rho = 0.9174 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

由表(9-16)查得工作循环中进、回油管道中通过的最大流量 $q = 69 \text{ L}/\text{min}$ 发生在快退阶段, 由此计算得雷诺数

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4q}{d} = \frac{4 \times 69 \times 10^{-3}}{60 \times 18 \times 10^{-3} \times 1 \times 10^{-4}} = 813 < 2320$$

故可推论:各工况下的进回油路中的液流均为层流。

将适用于层流的沿程阻力因数 $\lambda = 75/Re = \frac{75d}{4q}$ 和管道中液体流速 $v = \frac{4q}{d}$ 代入沿程压力损失计算公式(2-39)得

$$p = \frac{4 \times 75 p v l}{2 d^4} q = \frac{4 \times 75 \times 0.9174 \times 10^3 \times 1 \times 10^{-4} \times 2}{2 \times (18 \times 10^{-3})^4} q = 0.8349 q$$

在管道具体结构尚未确定情况下,管道局部压力损失 p 常按以下经验公式计算:

$$p = 0.1 p$$

各工况下的阀类元件的局部压力损失按式(2-42)计算,即

$$p_v = p_s (q/q_s)^2$$

由以上三式计算出的各工况下的进回油管道的沿程、局部和阀类元件的压力损失,见表9-18。

表9-18 各工况下进回油管道的沿程、局部和阀类元件的压力损失

管道	压力损失 (Pa)	工况		
		快进	工进	快退
进油管道	p	0.854×10^5	0.00696×10^5	0.452×10^5
	p	0.0854×10^5	0.000696×10^5	0.0452×10^5
	p_v	1.448×10^5	5×10^5	0.317×10^5
	p	2.3674×10^5	5×10^5	0.814×10^5
回油管道	p	0.402×10^5	0.00348×10^5	0.690×10^5
	p	0.0402×10^5	0.000348×10^5	0.0690×10^5
	p_v	0.406×10^5	6×10^5	2.38×10^5
	p	0.848×10^5	6×10^5	3.094×10^5

将回油路上的压力损失折算到进油路上,可求得总的压力损失,例如经折算得到的快进工况下的总的压力损失为

$$p = 2.3874 \times 10^5 + 0.848 \times 10^5 \frac{44.7}{95} = 2.786 \times 10^5 \text{ Pa}$$

其余工况以此类推。

尽管上述计算结果与估取值不同,但不会使系统工作压力超过其能达到的最高压力。

2. 确定系统调整压力

根据上述计算可知,液压泵也即溢流阀的调整压力应为小流量泵工进阶段的液压缸工作腔压力和进油路压力损失之和,即

$$p_{P1} = 3.96 + 0.5 = 4.46 \text{ MPa}$$

大流量泵在快退时的工作压力 p_{P2} 最高,它是顺序阀 8 调压值的主要参考数据,即

$$p_{P2} = 1.86 + 0.0814 = 1.9414 \text{ MPa}$$

3. 估算系统效率、发热和温升

由表9-16的数据可看到,本液压系统在整个工作循环持续的时间中,快速进退仅占8%,而工作进给达97%,所以系统效率、发热和温升可概略地用工进时的数值来表示。

根据式(9-12)可算出工进阶段的回路效率

$$\eta_c = \frac{p_1 q_1}{p_{P1} Q_{P1} + p_{P2} Q_{P2}} = \frac{3.96 \times 10^6 \times 0.83 \times 10^{-5}}{4.46 \times 10^6 \frac{2.5 \times 10^{-3}}{60} + 0.068 \times 10^6 \frac{30 \times 10^{-3}}{60}} = 0.15$$

其中,大流量泵的工作压力 p_{P2} 就是此泵通过顺序阀卸荷时所产生的压力损失,因此它的数值为

$$p_{P2} = 0.3 \times 10^6 \left(\frac{30}{63}\right)^2 = 0.068 \times 10^6 \text{ MPa}$$

前已取双联液压泵的总效率 $\eta_p = 0.80$, 现取液压缸的总效率 $\eta_{cm} = \eta_A = 0.95$, 则按式(9-11)即可算得本液压系统的效率

$$\eta = 0.80 \times 0.15 \times 0.95 = 0.114$$

可见工进时液压系统效率很低,这主要是由于溢流损失和节流损失造成的。

工进工况液压泵的输入功率为

$$P_{Pi} = \frac{p_{P1} Q_{P1} + p_{P2} Q_{P2}}{\eta_p} = \frac{4.46 \times 10^6 \frac{2.5 \times 10^{-3}}{60} + 0.068 \times 10^6 \frac{30 \times 10^{-3}}{60}}{0.80} = 274.8 \text{ W}$$

根据系统的发热量计算公式(9-15)可算得工进阶段的发热功率

$$H = P_{Pi} (1 - \eta) = 274.8 (1 - 0.114) = 243.5 \text{ W}$$

按式(9-19),取散热因数 $K = 15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{s})$, 算得系统温升为

$$t = \frac{H}{0.065 K \sqrt[3]{V^2}} = \frac{243.5}{0.065 \times 15 \times \sqrt[3]{(195)^2}} = 7.43$$

思考题与习题

1. 液压系统的设计流程有哪两大内容?各解决什么问题以及需要注意哪些事项?
2. 试分析在液压系统设计中,预选的执行器设计压力高低对液压系统的结构尺寸、可靠性、经济性等性能的影响。
3. 已知图9-13所示的单缸液压机的液压系统的工作循环为:快速下行 压制工件 快速退回 原位停止(或再快速下行),液压缸无杆腔面积 $A_1 = 100 \text{ cm}^2$, 有杆腔面积为 50 cm^2 , 移动部件自重 $G = 5 \text{ kN}$ 。快速下行时的外负载 $F_1 = 10 \text{ kN}$, 速度 $v_1 = 6 \text{ m/min}$; 压制工件时的外负载 $F_2 = 50 \text{ kN}$, 速度 $v_2 = 0.2 \text{ m/min}$; 快速回程时的外负载 $F_3 = 10 \text{ kN}$, 速度 $v_3 = 12 \text{ m/min}$ 。试分析系统的工作原理。设外负载与缸的运动反向,并不计各种损失,试计算系统的主要工作参数: 液压泵1和2的最大工作压力及流量; 分析液压阀3,4,6所起的作用并确定它们的调整压力。

4. 试拟定一钻削组合机床的液压系统原理图。要求该系统能实现工件夹紧 快进 一次工进 二次工进 死挡块停留 快退 原位停止、工件松开 液压泵卸荷。

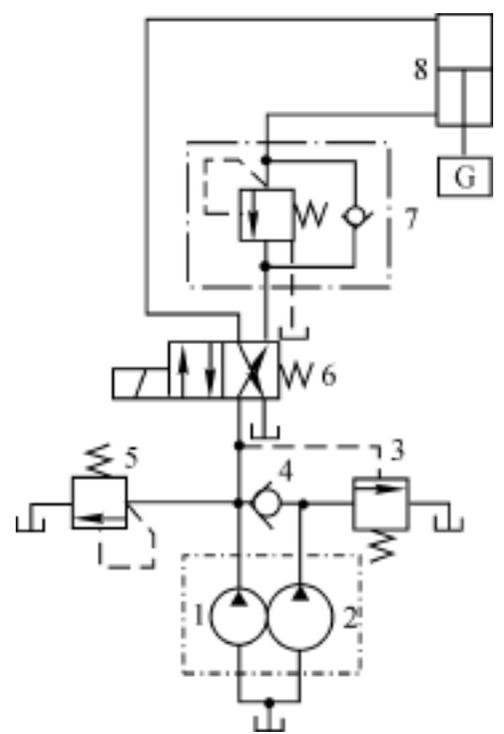


图 9-13

5. 试设计一台专用切削机床工作台的液压系统。工件采用机械方式夹紧,工作台要求完成快进 工进 快退 停止等动作的自动循环。已知:工作台、工件及夹具的总质量为 $G = 5.5 \text{ kN}$,切削负载为 $F_c = 9 \text{ kN}$,工作台快进行程为 $L_1 = 0.3 \text{ m}$,工进行程 $L_2 = 0.1 \text{ m}$,工作台快速进、退速度为 $v_1 = v_3 = 0.075 \text{ m/s}$,工进速度为 $v_2 = 0.016 \text{ m/s}$,加、减速时间为 $t = 0.05 \text{ s}$,工作台采用平导轨,静摩擦因数 $\mu_s = 0.2$,动摩擦因数 $\mu_d = 0.1$ 。

第十章 液压控制系统

液压伺服控制是第二次世界大战期间及其以后,由于武器和飞行器等军事装备对高精度、反应快的自动控制系统的需要而发展起来的,它与现代微电子和计算机技术相结合发展的电液比例控制和电液数字控制技术构成了现代液压控制技术的完整体系。与其他控制系统相比,液压控制系统具有体积小、响应速度快、系统刚度大和控制精度高等突出优点,因此在各类机床、重型机械、起重机械、建材建筑机械、汽车、航空航天、船舶和武器装备等领域获得了广泛应用。本章在介绍液压控制系统的原理、构成和类型基础上,着重介绍电液伺服阀、电液比例阀和电液数字阀的结构原理及特性,并给出液压控制系统的应用实例,最后简要介绍液压控制系统的动态特性分析方法及设计方法。

第一节 液压控制系统的原理和构成

液压控制系统按使用的控制元件的不同,可分为伺服控制系统、比例控制系统和数字控制系统三大类。本节以发展历史最长的液压伺服控制系统(简称液压伺服系统)为例,介绍液压控制系统的原理和构成。

一、液压控制系统的工作原理

液压伺服系统(也称液压随动系统)是以液压动力元件作驱动装置所组成的反馈控制系统,其输出量(机械位移、速度、加速度或力)能以一定的精度,自动地按照输入信号的变化规律运动。与此同时,它还起到功率放大作用,故又是一个功率放大装置。

图 10-1 所示为一简单的液压伺服系统原理图,系统的能源为液压泵 1,以恒定的压力(由溢流阀 2 设定)向系统供油。液压驱动装置由四通控制滑阀 3 和液压缸 4(杆固定)组成。滑阀 3 是一个转换放大元件,它将输入的机械信号转换成液压信号(流量、压力)输出,并加以功率放大。液压缸为执行器,输入是压力油的流量,输出是运动速度或位移。将滑阀与液压缸的组合称为伺服液压缸(液压放大器)。此系统中阀体与液压缸体连成一体,从而构成反馈控制。其反馈控制过程是:当滑阀处于中间位置(零位,即没有信号输入, $x_i = 0$) 时,阀的四个窗口均关闭,阀没有流量输出,液压缸体不动,系统的输出量 $x_p = 0$,系统处于静止平衡状态。给滑阀一个输入位移,如阀芯向右移动一个距离 x_i ,则节流窗口 a, b 便有一个相应的开口量 $x_v = x_i$,压力油经窗口 a 进入液压缸无杆腔,推动缸体右移 x_p ,左腔油液经窗口 b 回油。因阀体与缸体为一体,故阀体也右移 x_p 。使阀的开口量减小,即 $x_v = x_i - x_p$,直到 $x_p = x_i$ (即 $x_v = 0$) 时,阀的输出流量等于零,缸体停止运动,处在一个新的平衡位置上,从而完成了液压缸输出位移对滑阀输入位移的跟随运动。如果滑阀反向运动,液压缸也反向跟随运动。

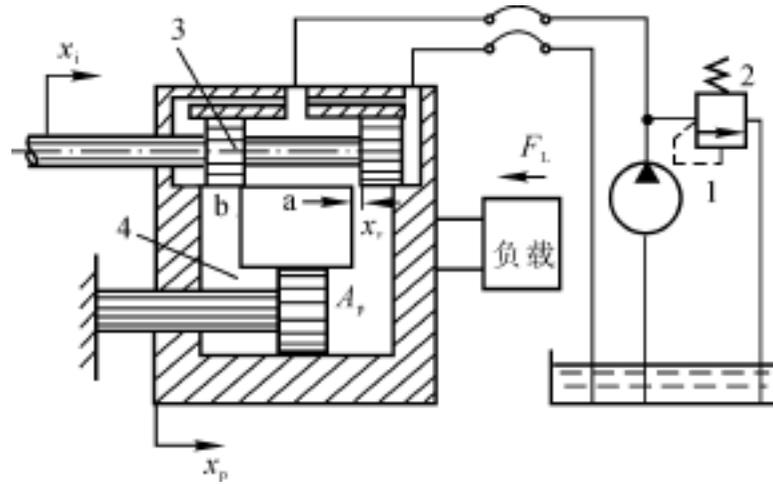


图 10-1 液压伺服控制系统原理图

1— 液压泵; 2— 溢流阀; 3— 四通控制滑阀; 4— 液压缸

归纳上述可以看到, 液压伺服系统具有下列特点:

(1) 液压伺服控制系统是一个自动跟踪系统。在上述系统中, 滑阀阀芯不动, 液压缸也不动; 阀芯移动多少距离, 液压缸也移动多少距离; 阀芯移动速度快, 液压缸移动速度也快; 阀芯向哪个方向移动, 液压缸也向哪个方向移动。可见执行器的动作(系统输出)能自动地、准确地复现滑阀的动作(系统的输入), 因此这个系统是一个自动跟踪系统。

(2) 液压伺服系统是一个反馈控制系统并依靠偏差信号进行工作。在上述系统中, 输出位移 x_p 之所以能够精确地复现输入位移 x_i 的变化, 是因为缸体和阀体是一个整体, 构成了反馈控制。缸体的输出信号(位移 x_p) 反馈至阀体, 并与滑阀输入信号(位移 x_i) 进行比较, 有偏差(即有开口量), 油源的压力油就进入液压缸, 缸体就继续移动, 使阀的开口量(偏差)减小, 直至输出位移与输入位移一致(即偏差消除)为止。因此这个系统是靠偏差信号进行工作的, 即以偏差来消除偏差, 此即为负反馈控制原理。系统的输出信号和输入信号之间存在偏差是液压伺服系统工作的必要条件。

上述系统的反馈介质是机械连接, 称为机械反馈。事实上, 反馈介质可以是机械、电气、气动、液压之一或它们的组合。

(3) 液压伺服系统是一个功率放大装置(系统)。上述系统中, 移动滑阀需要的功率很小, 而执行器输出的功率远大于输入信号的功率, 多达几百倍, 甚至几千倍。伺服控制过程的物理本质是利用偏差信号去控制将液压能源输入到系统的能量, 所以液压伺服控制装置一般也称为液压伺服放大器。

二、液压控制系统的构成

实际的液压控制系统不论如何复杂, 都是由一些基本元件构成的, 并可用图 10-2 所示的方块图表示。这些基本元件包括检测反馈元件、比较元件及转换放大装置(含能源)、执行器和控制对象等部分。

(1) 输入元件。输入元件也称指令元件, 它给出输入信号(也称指令信号), 加于系统的输入端。机械模板、电位器、信号发生器或程序控制器都是常见的输入元件。输入信号可以手动设定或由程序设定。

(2) 检测反馈元件。检测反馈元件用于检测系统的输出量并转换成反馈信号, 加于系统的

输入端与输入信号进行比较,从而构成反馈控制。各类传感器为常见的反馈检测元件。

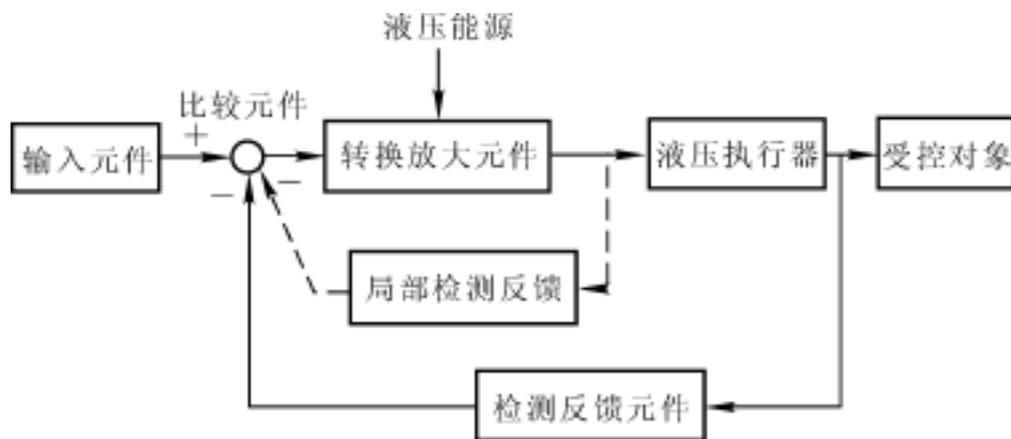


图 10-2 液压伺服系统的构成

(3) 比较元件。比较元件将反馈信号与输入信号进行比较,产生偏差信号加于放大装置。比较元件经常不单独存在,而是与输入元件、反馈检测元件或放大装置一起,共同完成比较、反馈或放大功能。

(4) 转换放大装置。它的功用是将偏差信号的能量形式进行变换并加以放大,输入到执行机构。各类液压控制放大器、伺服阀、比例阀、数字阀等都是常用的转换放大装置。

(5) 执行器。其功用是驱动控制对象动作,实现调节任务。它可以是液压缸或液压马达及摆动液压马达。

(6) 控制对象。被控制的主机设备或其中一个机构、装置。

(7) 液压能源。即液压泵站或液压源,它为系统提供驱动负载所需的具有压力的液流。

液压伺服系统中还经常包含一些局部反馈装置及校正装置,以改善系统的性能。另外,在特性要求不高的情况下,也有不输入反馈量而成的开环控制系统。

第二节 液压控制系统的类型

液压伺服系统的类型繁杂,可按不同方式分类,每一种分类方式均代表一定特点。

一、按系统的输出量分类

可分为位置控制、速度控制、加速度控制和力(或压力)控制系统。

二、按控制方式分类

可分为阀控系统和泵控系统。阀控系统又称节流控制式系统,其主要控制元件是液压控制阀,具有响应快、控制精度高的优点,缺点是效率低,特别适合在中小功率快速高精度控制系统中使用。按照控制阀的不同,阀控系统还可分为伺服阀式、比例阀式、数字阀式系统等。泵控系统主要的控制元件是变量泵,具有效率高、刚性大的优点,但响应速度慢、结构复杂,适合在大功率而响应速度要求不高的控制场合中使用。

三、按控制信号传递介质分类

按控制信号传递介质的不同可分为:机械液压控制系统、电气液压伺服系统。

机械液压控制系统简称机液控制系统,系统中的给定、反馈和比较元件都是机械构件。其优点是简单可靠、价格低廉、环境适应性好,缺点是偏差信号的校正及系统增益的调整不如电气方便,难以实现远距离操作。此外,反馈机构的摩擦和间隙都会对系统的性能产生不利影响。

电气液压控制系统简称电液控制系统,系统中偏差信号的检测、校正和初始放大都是采用电气、电子元件来实现的。其优点是信号的测量、校正和放大都较为方便,容易实现远距离操作,容易与响应速度快、抗负载刚性大的液压动力元件实现整合,组成以电子、电气为神经,以液压为肌肉的电液控制系统。具有很大的灵活性与广泛的适应性,是目前响应速度和控制精度最优的控制系统。

由于机电一体化技术的发展和计算机技术的普及,电液控制系统已在工程上普遍得到应用并成为液压控制中的主流系统。

第三节 电液控制阀

电液伺服阀、电液比例阀和电液数字阀统称为电液控制阀,是电子技术与液压技术相结合发展的一类液压阀,是组成动、静态特性要求较高的液压控制系统的重要元件。三种不同的电液控制阀的性能比较如表 10-1 所列。

表 10-1 电液控制阀的性能

	电液伺服阀	电液比例阀	电液数字阀
功能	压力控制、流量控制、方向和流量同时控制、压力流量同时控制等	多为四通阀,同时控制方向和流量、压力控制等	压力控制、流量控制、方向和流量同时控制等
电气-机械转换器	力马达或力矩马达,功率较小	比例电磁铁,功率较大	步进电动机,功率较大
过滤精度	1 ~ 5 μm	约 25 μm	无特殊要求
滞环 / %	约 1%	0.1 ~ 1	
频宽 / Hz	100 ~ 500	10 ~ 150	
中位死区	无	不大于 20%	
控制放大器及计算机接口	伺服放大器在很多情况下需专门设计,包括整个闭环电路;需要 D/A 转换器	比例放大器比较简单、与阀配套供应;需要 D/A 转换器	比例放大器比较简单、与阀配套供应;可直接与计算机接口,不需要 D/A 转换器
应用领域	闭环控制	多用于开环控制,有时也用于闭环控制	既可开环控制,又可闭环控制
价格	约为普通阀的 10 倍以上	约为普通阀的 3 ~ 6 倍	约为普通阀的 3 倍以上

一、电液伺服阀

1. 功用、组成及特点与分类

电液伺服阀是一种自动控制阀,它既是电液转换元件,又是功率放大元件,其功用是将小功率的电信号输入转换为大功率液压能(压力和流量)输出,从而实现对液压执行器位移(或转速)、速度(或角速度)、加速度(或角加速度)和力(或转矩)的控制。

电液伺服阀通常是由电气-机械转换器(力马达或力矩马达)、液压放大器(先导级阀和功率级主阀)和检测反馈机构组成(见图 10-3)。若是单级阀,则无先导级阀;否则为多级阀。电气-机械转换器用于将输入电信号转换为力或力矩,以产生驱动先导级阀运动的位移或转角;先导级阀又称前置级(可以是滑阀、锥阀、喷嘴挡板阀或插装阀),用于接受小功率的电气-机械转换器输入的位移或转角信号,将机械量转换为液压力驱动主阀;主阀(滑阀或插装阀)将先导级阀的液压力转换为流量或压力输出;设在阀内部的检测反馈机构(可以是液压或机械或电气反馈等)将先导阀或主阀控制口的压力、流量或阀芯的位移反馈到先导级阀的输入端或比例放大器的输入端,实现输入输出的比较,从而提高阀的控制性能。

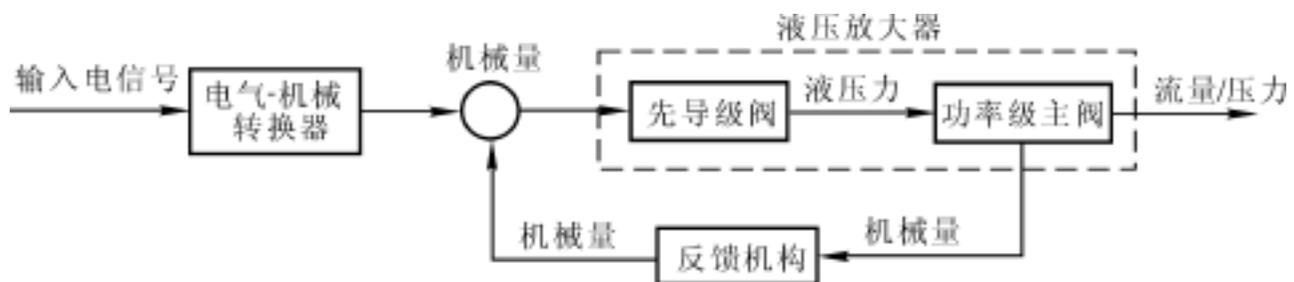
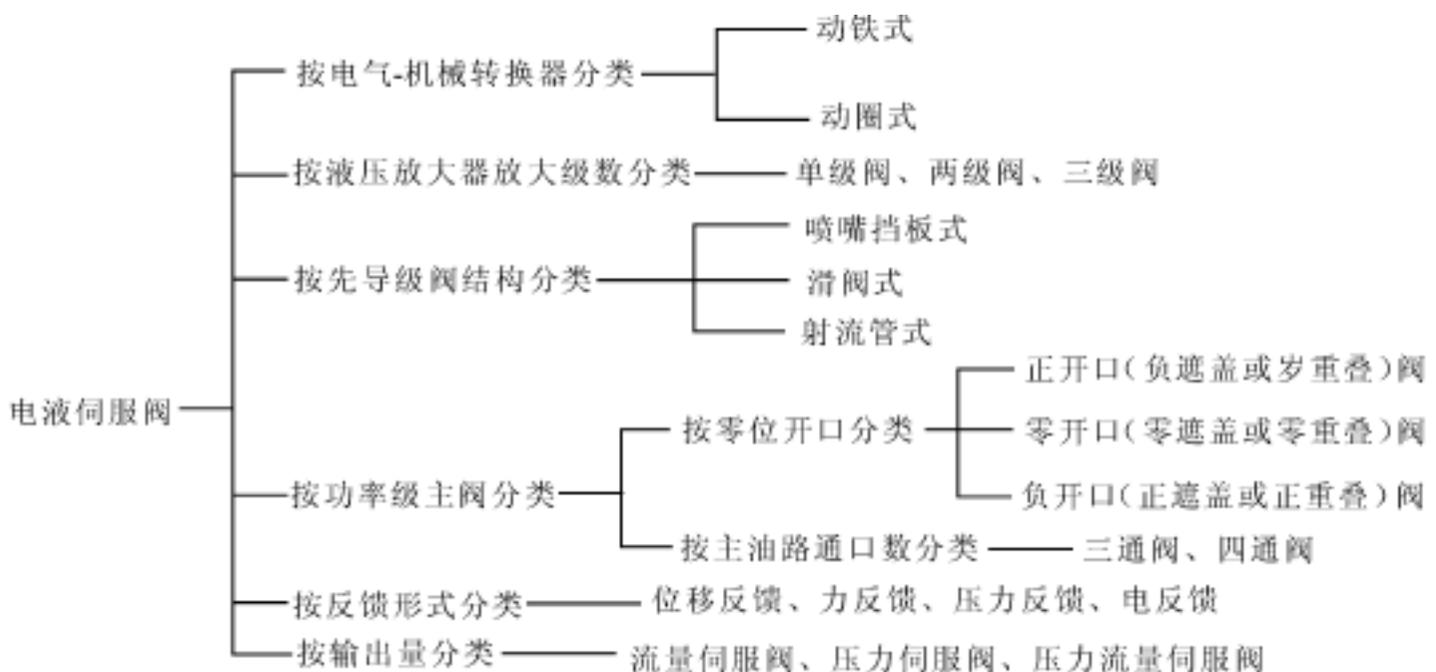


图 10-3 电液伺服阀的组成

电液伺服阀的主要优点是,输入信号功率很小(通常仅有几十毫瓦),功率放大因数高;能够对输出流量和压力进行连续双向控制;直线性好、死区小、灵敏度高、动态响应速度快、控制精度高、体积小、结构紧凑,所以广泛用于快速高精度的各类机械设备的液压闭环控制中。电液伺服阀的类型、结构繁多,其详细分类如下:



2. 液压放大器

(1) 先导级阀的结构形式及特点。电液伺服阀先导级主要有喷嘴挡板式、射流管式和滑阀式等三种结构形式,而前两种应用较多。

1) 喷嘴挡板式先导级阀。它的结构及组成原理如图 10-4 所示,它是通过改变喷嘴与挡板之间的相对位移来改变液流通道开度的大小以实现控制。具有体积小、运动部件惯量小、无摩擦、所需驱动力小、灵敏度高优点,特别适用于小信号工作,因此常用做二级伺服阀的前置放大级。其缺点主要是中位泄漏量大、负载刚性差、输出流量小、节流孔及喷嘴的间隙小(0.02 ~ 0.06 mm) 而易堵塞、抗污染能力差。

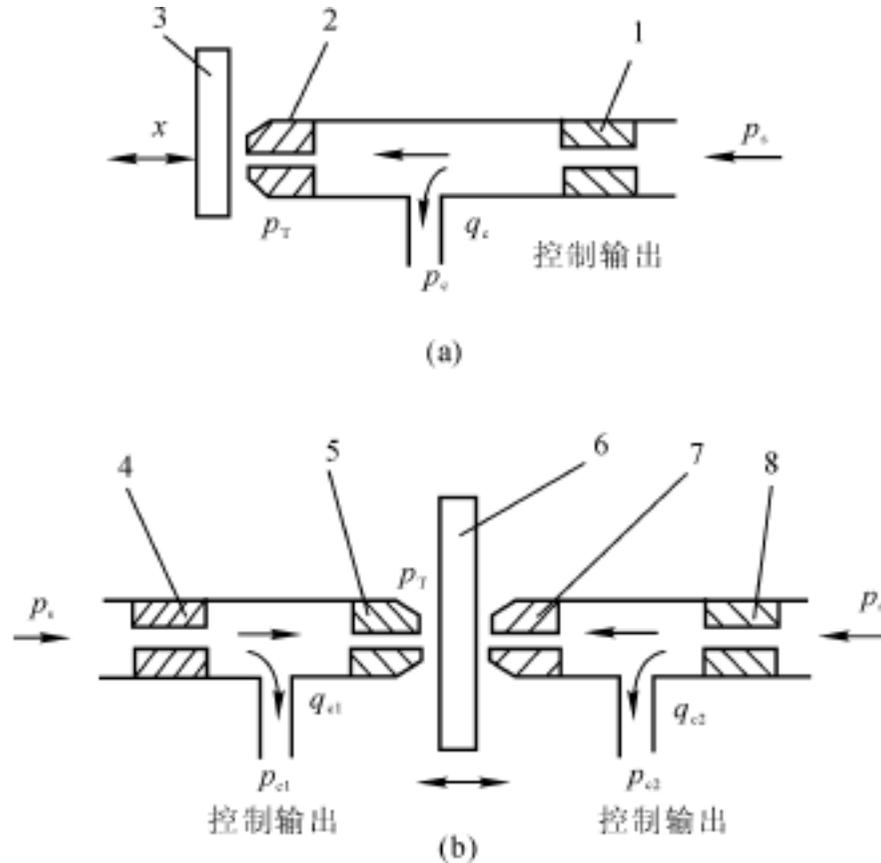


图 10-4 喷嘴挡板式先导级阀

1, 4, 8—固定节流孔; 2, 5, 7—喷嘴; 3, 6—挡板

p_s —输入压力; p_T —喷嘴处油液压力; p_c, q_c —控制输出压力、流量

2) 射流管式先导级阀。它有射流管式(见图 10-5(a))和偏转板射流式(见图 10-5(b))两种,都是根据动量原理工作。前者的优点是,射流管 1 的喷嘴(通常直径为 0.5 ~ 2 mm)与接受器 2 之间的距离较大,不易堵塞,抗污染能力强;射流喷嘴有失效对中能力;其缺点是结构较复杂,加工与调试较难,运动零件惯量较大;射流管的引压管刚性较低,易振动;性能不易计算,特性很难预计,适用于对抗污染能力有特殊要求的场合,常用做两级伺服阀的前置放大级。后者的优点是射流喷嘴、偏转板 2 与射流盘 1 之间的间隙大,不易堵塞,抗污染能力强,运动零件惯量小;其缺点是性能在理论上不易精确计算,特性很难预测;在低温及高温时性能不稳定。偏转射流式常用做两级伺服阀的前置放大级,适用于对抗污染能力有特殊要求的场合。

3) 滑阀式先导级阀。滑阀有单边(见图 10-6(a))、双边(见图 10-6(b))及四边之分。此外,控制口又分为正开口、零开口及负开口(详见下述)。滑阀式先导级的优点是允许位移大,当阀孔为矩形或全周开口时,线性范围宽,输出流量大,流量增益及压力增益高。其缺点是配合副加工精度要求较高,阀芯运动有摩擦力,运动部件惯量较大,所需的驱动力也较大,其通常与动圈

式力马达或比例电磁铁直接连接。滑阀式先导级在电液伺服阀中的应用较少,主要用于先导式电液比例方向控制阀和插装式电液比例流量阀中。

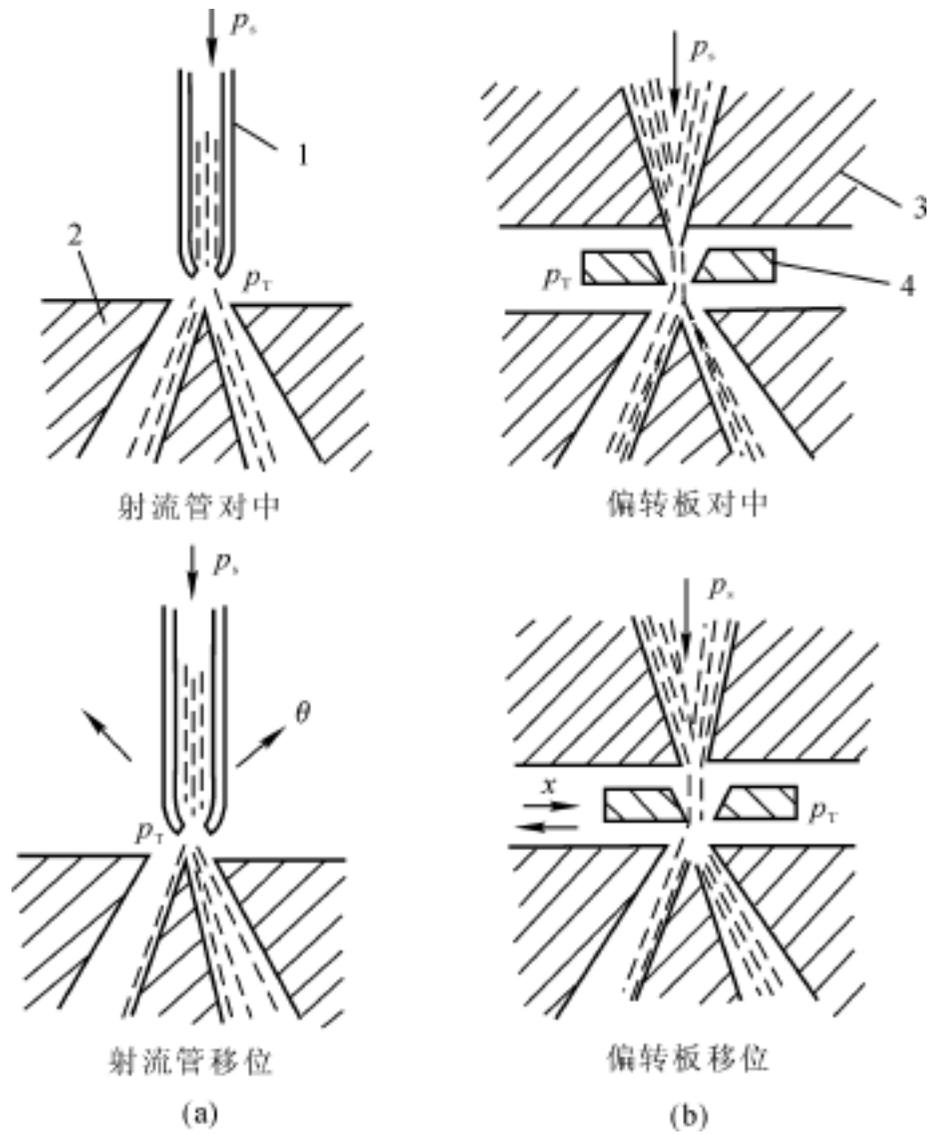


图 10-5 射流管式先导级阀

(a) 射流管式;(b) 偏转射流式

1—射流管;2—接受器;3—射流板;4—偏转板

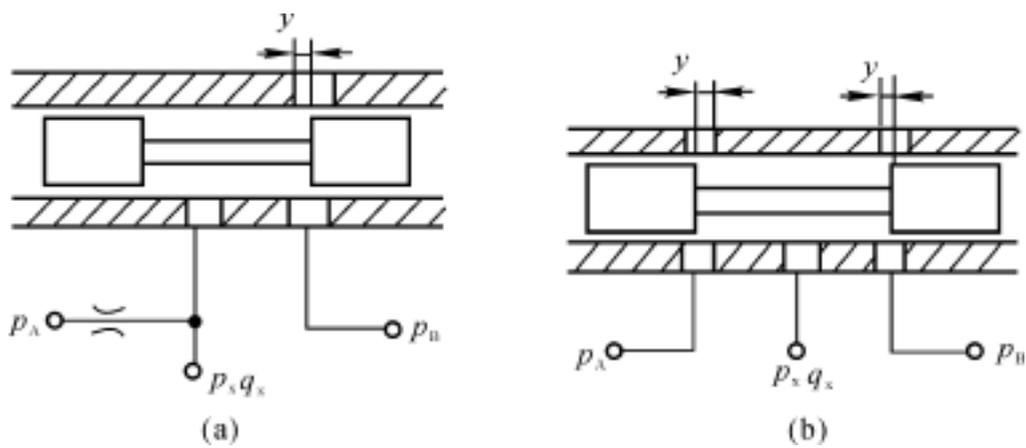


图 10-6 滑阀式先导级

(a) 单边控制;(b) 双边控制

(2) 功率级主阀(滑阀)的结构形式及特点。电液伺服阀中的功率级主阀几乎都为滑阀,因此这里从伺服阀角度着重介绍滑阀的结构形式及特点。

1) 控制边数。根据控制边数的不同,滑阀有单边控制、双边控制和四边控制三种类型(见图 10-7)。单边控制滑阀仅有一个控制边,控制边的开口量 x 控制了执行器(此处为单杆液压缸)中的压力和流量,从而改变了缸的运动速度和方向。双边控制滑阀有两个控制边,压力油一路进入单杆液压缸有杆腔,另一路经滑阀控制边 x_1 的开口和无杆腔相通,并经控制边 x_2 的开口流回油箱;当滑阀移动时, x_1 增大, x_2 减小,或相反;从而控制了液压缸无杆腔的回油阻力,故改变了液压缸的运动速度和方向。四边控制滑阀有 4 个控制边, x_1 和 x_2 是用于控制压力油进入双杆液压缸的左、右腔, x_3 和 x_4 用于控制左、右腔通向油箱;当滑阀移动时, x_1 和 x_4 增大, x_2 和 x_3 减小,或相反。这样控制了进入液压缸左、右腔的油液压力和流量,从而控制了液压缸的运动速度和方向。

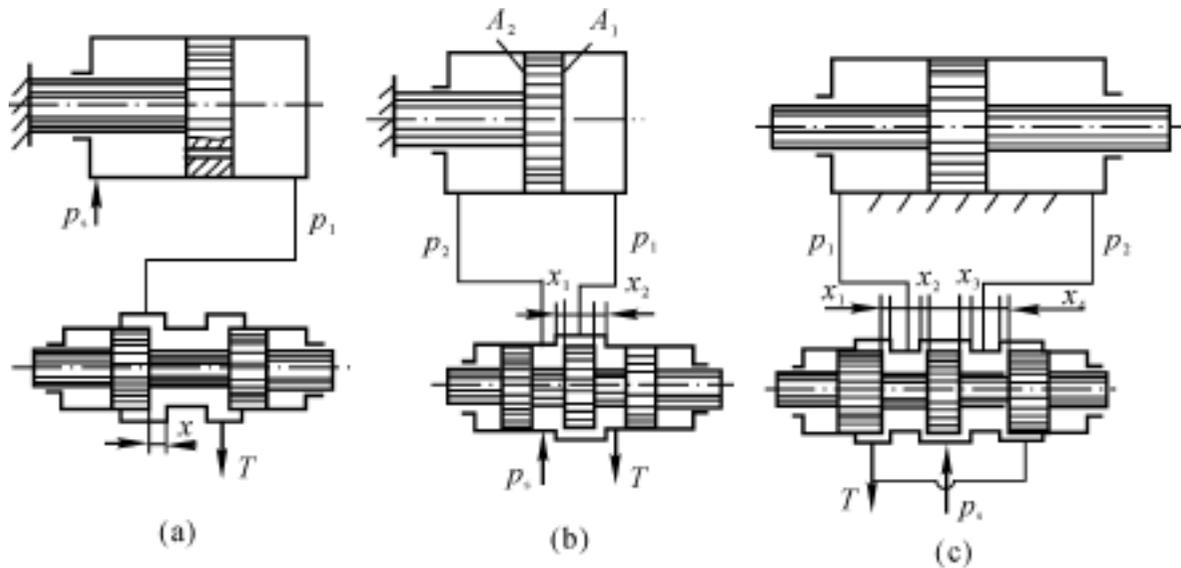


图 10-7 单边、双边和四边控制滑阀

(a) 单边;(b) 双边;(c) 四边

综上所述,单边、双边和四边控制滑阀的控制作用相同。单边和双边滑阀用于控制单杆液压缸;四边控制滑阀既可以控制双杆缸,又可以控制单杆缸。四边控制滑阀的控制质量最好,双边控制滑阀其次,单边控制滑阀最差。但是,单边滑阀无关键性的轴向尺寸,双边滑阀有一个关键性的轴向尺寸,而四边滑阀有三个关键性的轴向尺寸,所以单边滑阀易于制造、成本较低,而四边滑阀制造困难、成本较高。通常,单边和双边滑阀用于一般控制精度的液压系统,而四边滑阀则用于控制精度及稳定性要求较高的液压系统。

2) 零位开口形式。滑阀在零位(平衡位置)时,有正开口、零开口和负开口等三种开口形式(见图 10-8)。正开口(又称负重叠)的滑阀,阀芯的凸肩(也称凸肩宽,下同)度 t 小于阀套(体)的阀口宽度 h ;零开口(又称零重叠)的滑阀,阀芯的凸肩宽度 t 与阀套(体)的阀口宽度 h 相等;负开口(又称正重叠)的滑阀,阀芯的凸肩宽度 t 大于阀套(体)的阀口宽度 h 。滑阀的开口形式对其零位附近(零区)的特性,具有很大影响,零开口滑阀的特性较好,应用最多,但加工比较困难,价格昂贵。

3) 通路数、凸肩数与阀口形状。按通路数滑阀可分为二通、三通和四通等几种。二通滑阀(单边阀)(见图 10-7(a)),它只有一个可变节流口(可变液阻),使用时必须和一个固定节流口配合,才能控制一腔的压力,用来控制差动液压缸。三通滑阀(见图 10-7(b))只有一个控制

口,故只能用来控制差动液压缸,为实现液压缸反向运动,需在有杆腔设置固定偏压(可由供油压力产生)。四通滑阀(见图 10-7(c))有控制口,故其能控制各种液压执行器。

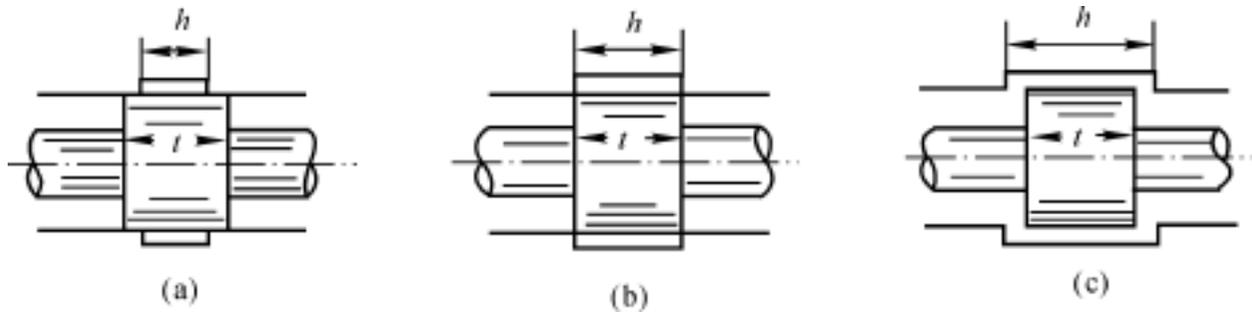


图 10-8 滑阀的零位开口形式

(a) 负开口 ($t > h$); (b) 零开口 ($t = h$); (c) 正开口 ($t < h$)

阀芯上的凸肩数与阀的通路数、供油及回油密封、控制边的布置等因素有关。二通阀一般为 2 个凸肩,三通阀为 2 个或 3 个凸肩,四通阀为 3 个或四个凸肩。三凸肩滑阀为最常用的结构形式。凸肩数过多将加大阀的结构复杂程度、长度和摩擦力,影响阀的成本和性能。

滑阀的阀口形状有矩形、圆形等多种形式,矩形阀口又有全周开口和部分开口。矩形阀口的开口面积与阀芯位移成正比,具有线性流量增益,故应用较多。

3. 典型结构与工作原理

(1) 动圈式力马达型单级电液伺服阀。单级电液伺服阀没有先导级阀,其由电气-机械转换器和一级液压阀构成,结构和原理均较为简单。图 10-9 所示为动圈式力马达型单级电液伺服阀,它由力马达和带液动力补偿结构的一级滑阀两部分组成。永久磁铁 1 产生一个固定磁场,可动线圈 2 通电后在磁场内产生力,从而驱动滑阀阀芯 4 运动,并由右端弹簧 8 作力反馈。阀左端的位移传感器 5 可提供控制所需的补偿信号。因阀芯带有液动力补偿结构,故控制流量较大,响应快。额定流量为 $90 \sim 100 \text{ L/min}$ 的阀在 $\pm 40\%$ 输入幅值的条件下,对应相位滞后 90° 时,频响为 200 Hz ,常用于冶金机械的高速大流量控制。

(2) 喷嘴挡板式力反馈型两级电液伺服阀。两级电液伺服阀多用于控制流量较大 ($80 \sim 250 \text{ L/min}$) 的场合。两级电液伺服阀由电气-机械转换器、先导级阀和功率级主阀组成,种类较多。喷嘴挡板式力反馈电液伺服阀(见图 10-10) 是使用量大且使用面广的两级电液伺服阀,它主要由力矩马达、双喷嘴挡板先导级阀和 4 凸肩的功率级滑阀等三个部分组成。薄壁的弹簧管 3、支承衔铁 7 和挡板 2 组件,并作为喷嘴挡板液压阀的液压密封。弹簧管从衔铁挡板组件中伸出,其下端球头插入主阀芯 10 中间的小槽内,构成阀芯对力矩马达的力反馈。左右各一个固定节流孔 11,两个喷嘴 1 及挡板 2 间形成可变液阻节流孔。

当线圈 4 无电信号输入时,衔铁、挡板和主阀芯都处于中位,液阻桥路平衡。当线圈 4 通入电流后,在衔铁 7 两端产生磁力,使衔铁克服弹簧管 3 的弹性反作用力而偏转一角度,并偏转到磁力所产生的力矩与弹性反作用力所产生的反力矩平衡时为止。同时,挡板 2 因随衔铁 7 偏转而发生挠曲,离开中位,造成它与两个喷嘴 1 间的距离(间隙)不等,一个间隙减小,另一个间隙增大。通入伺服阀的压力油经内置过滤器 12、两个对称的固定节流孔 11 和左、右喷嘴 1 流出,通向回油。当喷嘴与挡板的两个间隙不等,即可变液阻不等液桥不平衡时,两喷嘴后侧的压力不相等,它们作用在主阀芯 10 的左右端面上,使主阀芯 10 向相应方向移动一小段距离,同时打开滑阀进油和回油节流边,使压力油经过滑阀一侧控制口与输向执行器,执行器回油则经

滑阀另一阀口通向油箱。弹簧管下端球头随主阀芯 10 移动,对衔铁组件施加一反力矩。弹簧管 3 将主阀芯 10 的位移转换为力并反馈到力矩马达,后果是使滑阀两端的压差减小。当主阀芯 10 的液压作用力与挡板 2 下端球头因移动而产生的反作用力达到平衡时,主阀芯 10 就不再移动,并一直使其阀口保持在这一开度上。线圈 4 的通入电流越大,衔铁 7 偏转力矩、挡板 2 的挠曲变形、主阀芯 10 两端的压差及主阀芯 10 的偏移量就越大,伺服阀输出的流量就越大。由于主阀芯 10 的位移、喷嘴 1 与挡板 2 之间的间隙、衔铁 7 的转角都依次与输入电流成正比,因此伺服阀的流量也和输入电流成正比,改变输入电流的大小与方向,也就改变了伺服阀的输出流量的大小与方向。

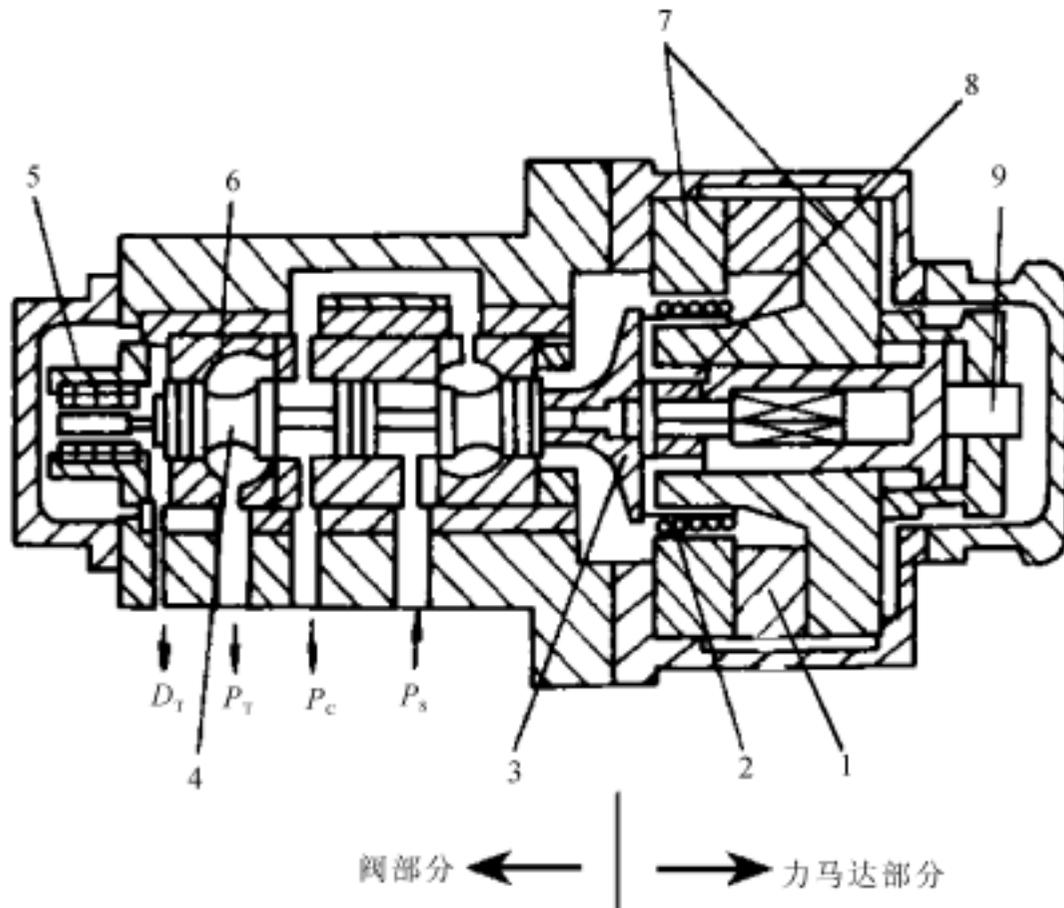


图 10-9 动圈式力马达型单级电液伺服阀

1—永久磁铁;2—可动线圈;3—线圈架;4—阀芯(滑阀)5—位移传感器;
6—阀套;7—导磁体;8—复位弹簧;9—零位调节螺钉

除了上述力反馈型的电液伺服阀外,双喷嘴挡板式电液伺服阀还有直接位置反馈、电反馈、压力反馈、动压反馈与流量反馈等不同反馈形式。

双喷嘴挡板式电液伺服阀具有线性度好、动态响应快、压力灵敏度高、阀芯基本处于浮动不易卡阻、温度和压力零漂小等优点,其缺点是抗污染能力差(喷嘴挡板级间隙较小(仅 $0.02 \sim 0.06 \text{ mm}$),阀易堵塞)、内泄漏较大、功率损失大、效率低,力反馈回路包围力矩马达,流量大时提高阀的频宽受到限制。

喷嘴挡板式电液伺服阀适合在航空航天及一般工业用的高精度电液位置伺服、速度伺服及信号发生装置中使用;高响应的喷嘴挡板式电液伺服阀可用于中小型液压振动台与疲劳试验机;特殊的正开口滑阀型主阀芯的喷嘴挡板式电液伺服阀可用于伺服加载及伺服压力控制系统。

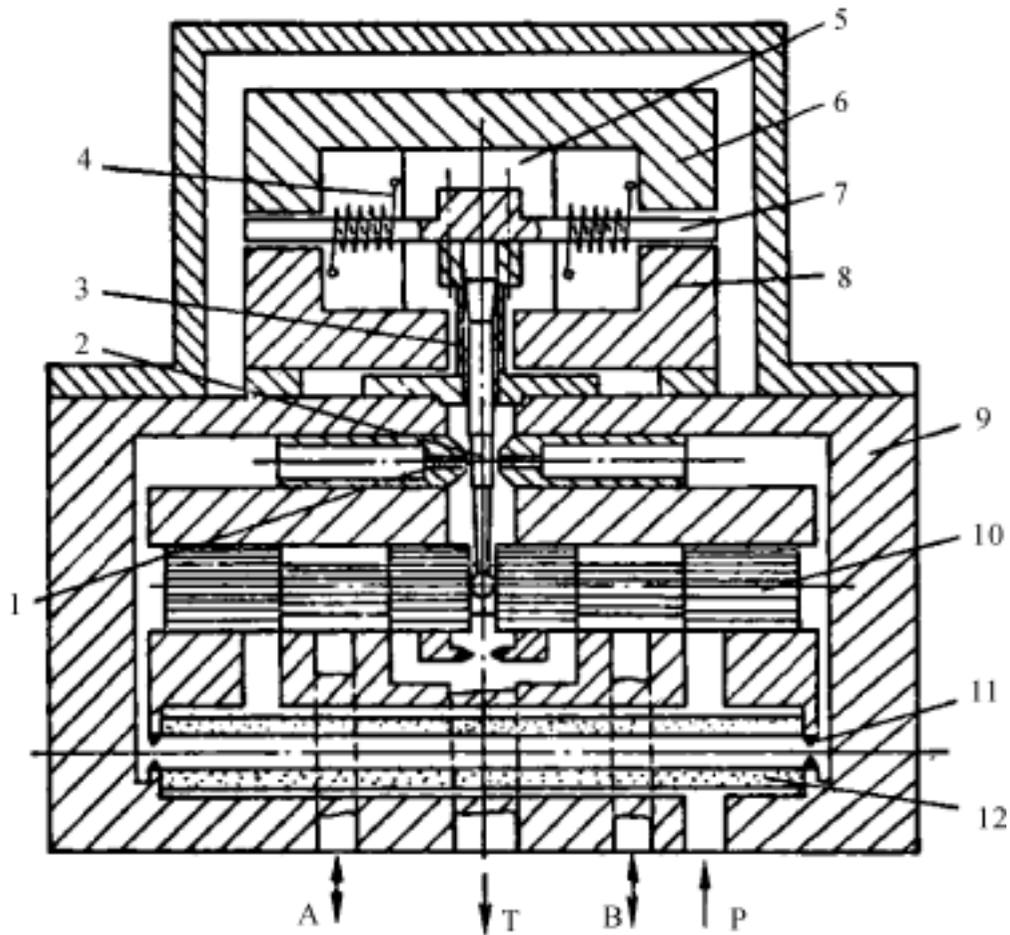


图 10-10 喷嘴挡板式力反馈电液伺服阀

- 1—喷嘴;2—挡板;3—弹簧管;4—线圈;
 5—永久磁铁;6—上导磁体;7—衔铁;8—下导磁体;
 9—阀座;10—阀芯(滑阀);11—节流孔;12—过滤器

4. 主要性能

电液伺服阀是电液伺服系统中的关键元件,与普通开关式液压阀相比,其功能完备但结构也异常复杂和精密,其性能优劣对于系统的工作品质具有至关重要的影响,所以阀的性能指标参数非常繁多且要求严格,电液伺服阀的特性及参数可以通过理论分析获得,但工程上精确的特性及参数只能通过实际测试试验获得。

(1) 静态特性。电液伺服阀的静态特性是指稳定工作条件下,伺服阀的各静态参数(输出流量、输入电流和负载压力)之间的相互关系。主要包括负载流量特性、空载流量特性和压力特性,并由此可得到一系列静态指标参数。它可以用特性方程、特性曲线和阀因数等三种方法表示。

1) 特性方程。电液伺服阀通常包括电气-机械转换器、液压放大器(先导阀和主阀)、反馈机构等部分,因此阀的特性方程通常先要根据电磁学、流体力学和刚体力学的基本方程列出各组成环节的特性方程,然后经过综合化简才能导出。

例如理想零开口四边滑阀(见图 10-11),设阀口对称,各阀口流量系数相等,油液是理想液体,不计泄漏和压力损失,供油压力 p_s 恒定不变。当阀芯从零位右移 x_v 时,则流入、流出阀的流量 q , q_f 分别为

$$q = C_d x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_l)} \quad (10-1)$$

$$q = C_d x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} \quad (10-2)$$

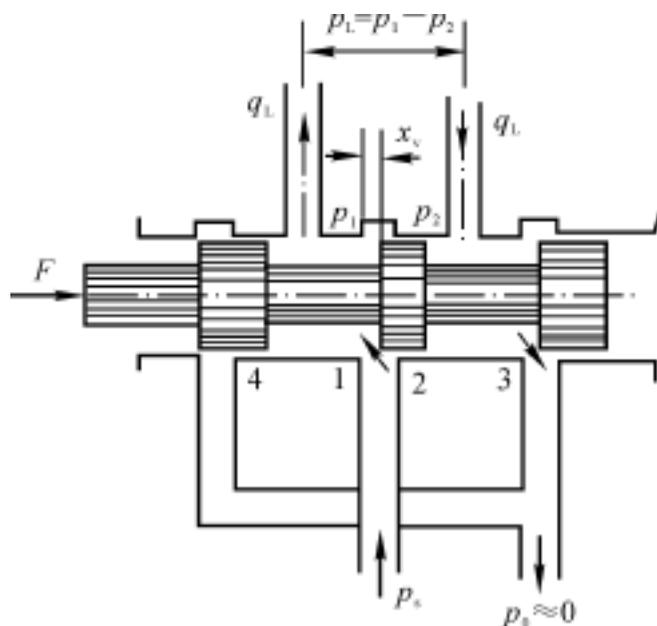


图 10-11 零开口四边滑阀

稳态时, $q_1 = q_2 = q$, 则可得供油压力 $p_s = p_1 + p_2$ 。令负载压力 $p_L = p_1 - p_2$, 则有

$$p_1 = \frac{p_s + p_L}{2} \quad (10-3)$$

$$p_2 = \frac{p_s - p_L}{2} \quad (10-4)$$

将式(10-3)或(10-4)代入式(10-1)或(10-2)可得滑阀的负载流量(压力-流量特性)方程为

$$q = C_d x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \quad (10-5)$$

式中 q —— 负载流量;
 C_d —— 流量系数;
 $\frac{1}{\rho}$ —— 滑阀的面积梯度(阀口沿圆周方向的宽度), $\frac{1}{\rho} = \frac{d}{4}$, d 为滑阀阀芯凸肩直径;
 x_v —— 滑阀位移;
 p_s —— 伺服阀供油压力;
 p_L —— 伺服阀负载压力。

对于图 10-10 所示的典型两级力反馈电液伺服流量阀(先导级为双喷嘴挡板阀、功率级为零开口四边滑阀), 滑阀位移 $x_v = K_{xv} i$ 因为是动态交流信号, 所以其负载流量(压力-流量特性)方程为

$$q = C_d x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} = C_d K_{xv} i \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \quad (10-6)$$

式中 K_{xv} —— 伺服阀增益(取决于力矩马达的结构及几何参数);
 i —— 力矩马达线圈输入电流。

其余符号意义与式(10-5)相同。由式(10-6)可知, 电液流量伺服阀的负载流量 q 与功率级滑阀的位移 x_v 成比例, 而功率级滑阀的位移 x_v 与输入电流 i 成正比, 所以电液流量伺服阀的负载流量 q 与输入电流 i 成比例。由此, 可列出电液伺服阀负载流量的一般表达式为

$$q = q(x_v, p_L) \tag{10-7}$$

它是一个非线性方程。

2) 特性曲线及静态性能指标。由特性方程可以绘制出相应的特性曲线,并由此可得到一系列静态指标参数。由特性曲线和相应的静态指标可以对阀的静态特性进行评定。

(i) 负载流量特性曲线。它是输入不同电流时对应的流量与负载压力构成的抛物线簇曲线,如图 10-12 所示。负载流量特性曲线完全描述了伺服阀的静态特性,但要测得这组曲线却相当麻烦,特别是在零位附近很难测出精确的数值,而伺服阀却正好是在此处工作的。所以这些曲线主要用来确定伺服阀的类型和估计伺服阀的规格,以便与所要求的负载流量和负载压力相匹配。

(ii) 空载流量特性曲线。它是输出流量与输入电流呈回环状的函数曲线(见图 10-13),是在给定的伺服阀压降和零负载压力下,输入电流在正负额定电流之间作一完整的循环,输出流量点形成的完整连续变化曲线(简称流量曲线)。通过流量曲线,可以得出电液伺服阀的额定流量 q_R 、流量增益、非线性度、滞环、不对称度、分辨率、零偏等性能指标参数。

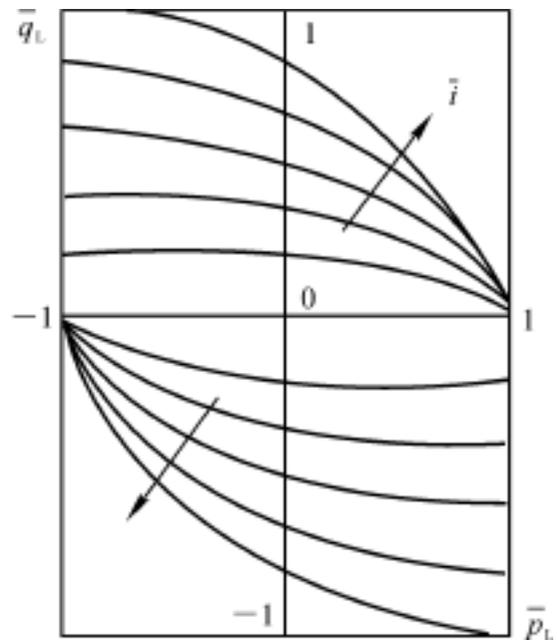


图 10-12 电液伺服阀的负载流量特性曲线

珞—无量纲压力;珞— p_L/p_s , p_L 为负载压力, p_s —供油压力 珞—无量纲电流,珞 = i/i_m , i 为输入电流, i_m 为额定电流;珞—无量纲流量,珞 = q/q_m , q 为负载流量, q_m 为最大空载流量

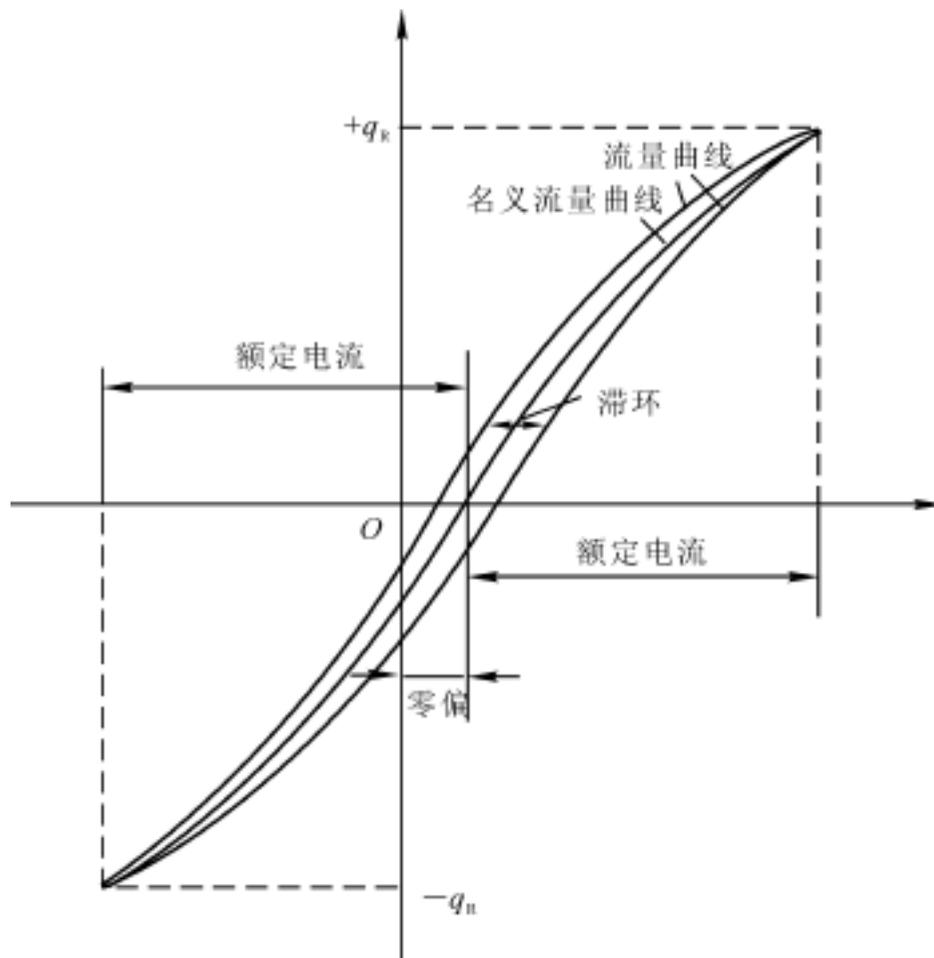


图 10-13 空载流量特性曲线

(iii) 压力特性。它是在输出流量为零(将两个负载口堵死)时,负载压降与输入电流呈回环状的函数曲线(见图 10-14)。在压力特性曲线上某点或某段的斜率称为压力增益,它直接影响伺服系统的承载能力和系统刚度,压力增益大,则系统的承载能力强、系统刚度大,误差小。

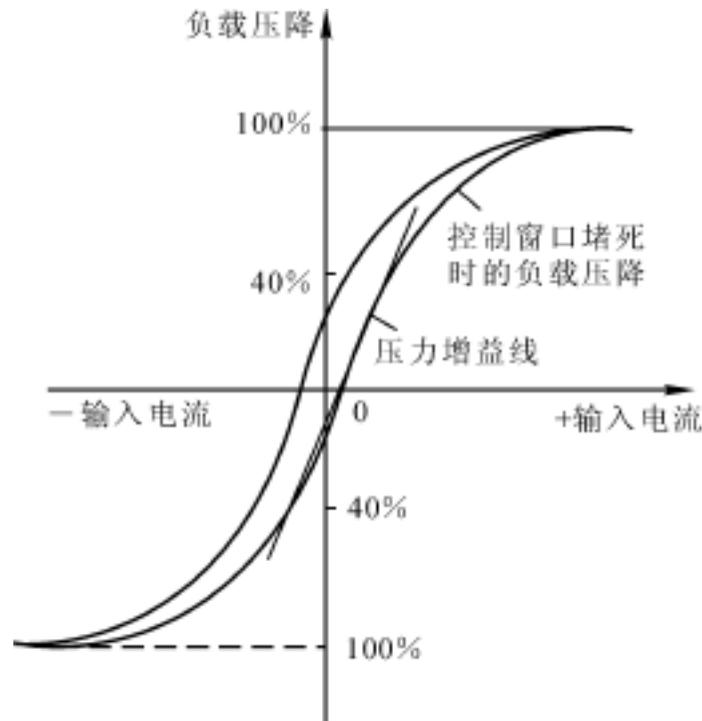


图 10-14 压力特性曲线

(iv) 静耗流量特性(内泄特性)。当输出流量为零时,由回油口流出的内部泄漏量称为静耗流量。静耗流量随输入电流变化,当阀处于零位时,静耗流量最大(见图 10-15)。对于两级伺服阀,静耗流量由先导级的泄漏流量和功率级的泄漏流量两部分组成,减小前者将影响阀的响应速度;后者与滑阀的重叠情况有关,较大重叠可以减少泄漏,但要使阀产生死区,并可能导致阀淤塞,从而使阀的滞环与分辨率增大。

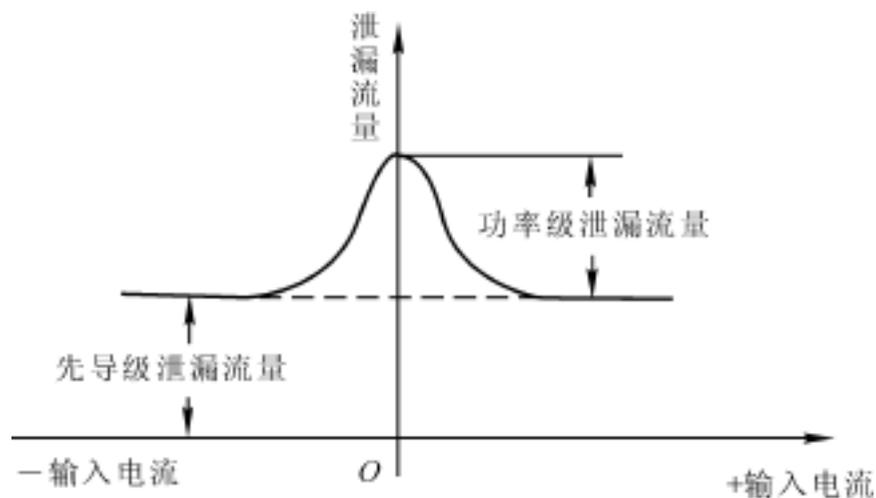


图 10-15 静耗流量特性曲线

3) 阀因数。伺服阀的阀因数主要用于系统的动态分析。伺服阀的负载流量方程(见式(10-7))是一个非线性方程,采用线性控制理论对系统进行动态分析时较为困难,故通常将它进行线性化处理,并以增量形式表示为

$$q_L = \frac{q_L}{x_v} x_v + \frac{q_L}{p_L} p_L \quad (10-8)$$

式中各符号意义与式(10-7)相同。

由式(10-8)可定义阀的3个因数,如表10-2所示,作为示例表中依据理想零开口四边滑阀的负载流量方程

$$q_L = C_d x_v \sqrt{\frac{1}{\left| \frac{x}{x_v} \right|} \left(p_s - \frac{x}{x_v} p_L \right)} \quad (10-9)$$

给出了此阀的3个阀因数表达式。根据阀因数的定义,式(10-8)可表示为

$$q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (10-10)$$

在作伺服控制系统动态分析时,上式作为伺服阀的阀方程与执行器等一起考虑。考虑到伺服阀通常工作在零位附近,工作点在零位,其参数的增量也就是它的绝对值,因此阀方程式(10-10)也可以写成

$$q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (10-11)$$

上述3个阀因数的具体数值随工作点的变化而变化,而最重要的工作点为负载流量特性曲线的原点($q_L = p_L = x_v = 0$ 处),由于阀经常在原点附近(即零位)工作,此处阀的流量增益最大(即系统的增益最高),但流量压力因数最小(即系统阻尼最小),所以此处稳定性最差。若系统在零位稳定,则在其余工作点也稳定。各种开口型式的伺服阀,由其负载流量方程出发,按照上述定义容易求得其零位阀因数。理想零开口四边滑阀的零位阀因数见表10-2。

表10-2 伺服阀的阀因数及示例(理想零开口四边滑阀)

阀因数	定义	意义	示例(理想零开口四边滑阀)	
			阀因数表达式	零位阀因数
流量增益 (流量放大因数) K_q	$K_q = \frac{q_L}{x_v}$	流量特性曲线的斜率表示在负载压力一定时,阀单位位移所引起的负载流量变化的大小。流量增益越大,对负载流量的控制越灵敏	$K_q = C_d \sqrt{\frac{p_s - p_L}{2}}$	$K_{q0} = C_d \sqrt{\frac{p_L}{2}}$
流量压力因数 K_c	$K_c = - \frac{q_L}{p_L}$	给压力-流量特性曲线的斜率加以负号,使其成为正值。流量压力因数表示在阀的开度一定时,负载压降变化所引起的负载流量变化的大小。它反映了阀的抗负载变化能力,即 K_c 越小,阀的抗负载变化能力越强,亦即阀的刚性越大	$K_c = \frac{C_d x_v}{2 \sqrt{(p_s - p_L)}}$	$K_{c0} = 0$
压力增益 (也称压力灵敏度) K_p	$K_p = \frac{p_L}{x_v}$	压力特性曲线的斜率,通常,压力增益表示负载流量为零(将控制口关死)时,单位输入位移所引起的负载压降变化的大小。此值大,阀对负载压降的控制灵敏度高	$K_p = \frac{2(p_s - p_L)}{x_v}$	$K_{p0} =$

4) 输出功率及效率。对于典型的零开口四边滑阀式伺服阀,应用式(10-9)并取 $x_v > 0$, 滑阀的输出功率为

$$N_{vo} = p_L q_L = P_L C_d x_v \sqrt{1} (p_s - p_L) \quad (10-12)$$

输入功率为

$$N_{vi} = p_s q \quad (10-13)$$

阀的效率为

$$= \frac{N_{vo}}{N_{vi}} = \frac{p_L}{p_s} \quad (10-14)$$

当 $p_L = 0$ 和 $p_L = p_s$ 时,输出功率为零,由 $\frac{N_{vo}}{p_L} = 0$ 得输出功率为极大值时的 p_L 值为

$$p_L = \frac{2}{3} p_s \quad (10-15)$$

则阀的最大效率为

$$\eta_{\max} = \frac{\frac{2}{3} p_s}{p_s} = 66.7\%$$

通常电液伺服系统的工作点依照最佳效率原则,即负载压力 p_L 按式(10-15)选取。

(2) 动态特性。电液伺服阀的动态特性可用频率响应(频域特性)或瞬态响应(时域特性)表示。频率响应是指输入电流在某一频率范围内作等幅变频正弦变化时,空载流量与输入电流的百分比。频率响应特性用幅值比(分贝)与频率和相位滞后(度)与频率的关系曲线(波德(Bode)图)表示(见图10-16)。输入信号或供油压力不同,动态特性曲线也不同,所以,动态响应总是对应于一定的工作条件,伺服阀产品型录通常给出 $\pm 10\%$, $\pm 100\%$ 两组输入信号试验曲线,而供油压力通常规定为 7 MPa。

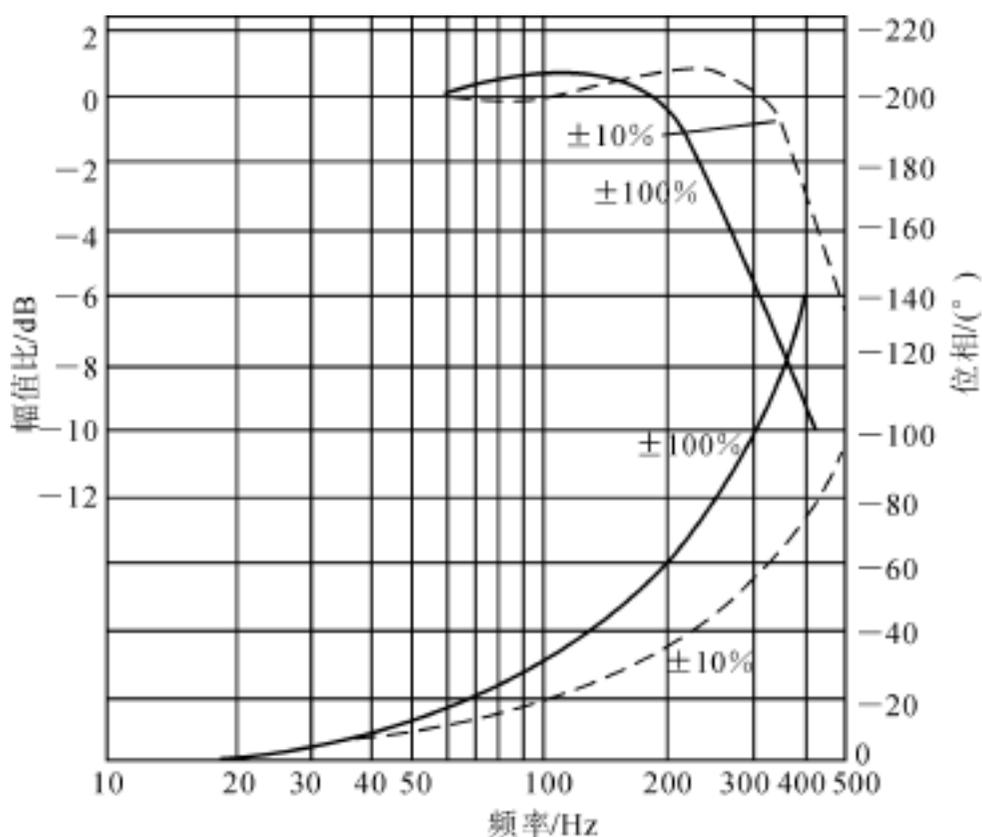


图 10-16 伺服阀的频率响应特性曲线

幅值比是某一特定频率下的输出流量幅值与输入电流之比,除以一指定频率(输入电流基准频率,通常为5周/s或10周/s)下的输出流量与同样输入电流幅值之比。相位滞后是指某一指定频率下所测得的输入电流和与其相对应的输出流量变化之间的相位差。

将伺服阀的幅值比为 - 3 dB(即输出流量为基准频率时输出流量的 70.7%) 时的频率定义为幅频宽,以相位滞后达到 - 90°时的频率定义为相频宽。应取幅频宽和相频宽中较小者作为阀的频宽值。频宽是伺服阀动态响应速度的度量,频宽过低会影响系统的响应速度,过高会使高频传到负载上去。伺服阀的幅值比一般不允许大于 + 2 dB。通常,力矩马达喷嘴挡板式两级电液伺服阀的频宽在 100 ~ 130 Hz 之间,动圈滑阀式两级电液伺服阀的频宽在 50 ~ 100 Hz 之间,电反馈高频电液伺服阀的频宽可达 250 Hz,甚至更高。

瞬态响应是指在给电液伺服阀施加一个典型输入信号(通常为阶跃信号)时,阀的输出流量在对阶跃输入电流的跟踪过程中表现出的振荡衰减特性(见图 10-17)。反映电液伺服阀瞬态响应快速性的时域性能主要指标有超调量、峰值时间、响应时间和过渡过程时间。超调量 M_p 是指响应曲线的最大峰值 $E(t_{p1})$ 与稳态值 $E(\infty)$ 的差;峰值时间 t_{p1} 是指响应曲线从零上升到第一个峰值点所需要的时间。响应时间 t_r 是指从指令值(或设定值)的 5% ~ 95% 的运动时间;过渡过程时间是指输出振荡减小到规定值(通常为指令值的 5%) 所用的时间(t_s)。

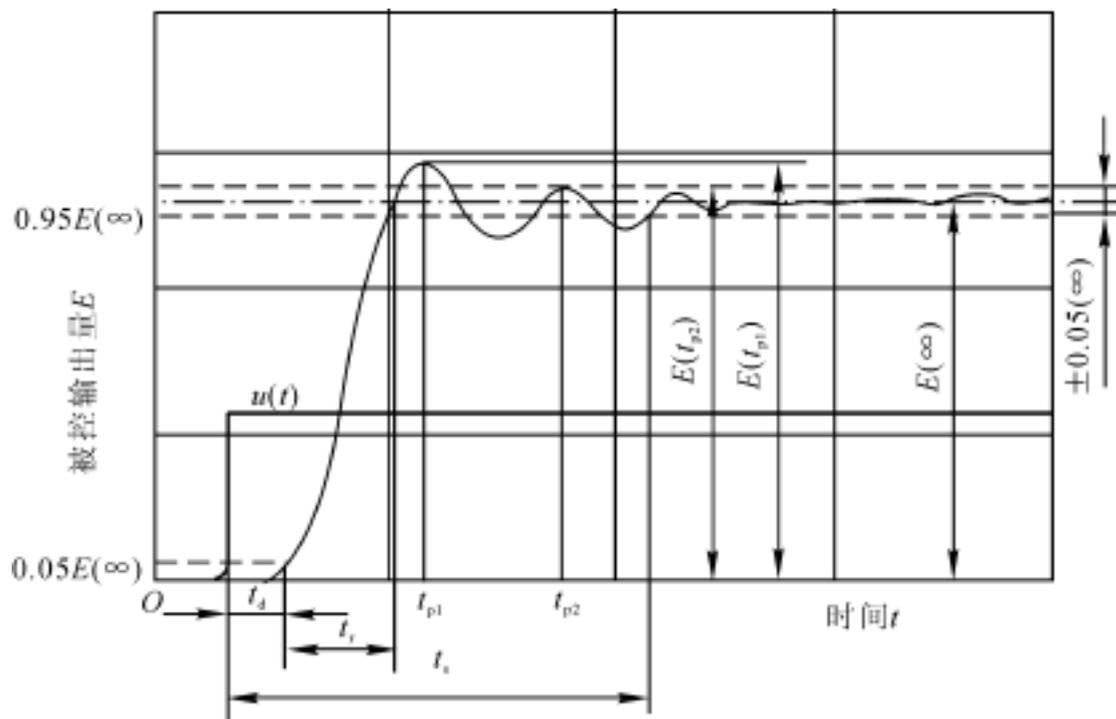


图 10-17 伺服阀的瞬态响应特性曲线

在对电液伺服系统进行动态分析和设计时,要考虑伺服阀的数学模型:微分方程或传递函数,其中传递函数应用较多,通常,伺服阀的传递函数 $G_v(s)$ 可用二阶环节表示为

$$G_v(s) = \frac{Q(s)}{I(s)} = \frac{K_q}{\frac{s^2}{\nu^2} + \frac{2s}{\nu} + 1} \quad (10-16)$$

式中 ν —— 伺服阀的固有频率(Hz);

—— 阻尼比,由试验曲线求得,通常 $\zeta = 0.4 \sim 0.7$;

$I(s)$ —— 控制电流的拉式变换式;

$Q(s)$ —— 流量的拉式变换式。

对于频率低于 50 Hz 的伺服阀,其传递函数 $G_v(s)$ 可用一阶环节表示为

$$G_v(s) = \frac{O(s)}{I(s)} = \frac{K_q}{\frac{s}{v} + 1} \quad (10-17)$$

5. 应用场合

电液伺服阀由于其高精度和快速控制能力,除在航空、航天和军事装备等领域普遍使用外,在机床、塑机、轧钢机、车辆等各种工业设备的开环或闭环的电液控制系统中,特别是在系统要求高的动态响应、大的输出功率的场合也获得了广泛应用,图 10-18 反映了伺服阀在工业设备中的应用情况。

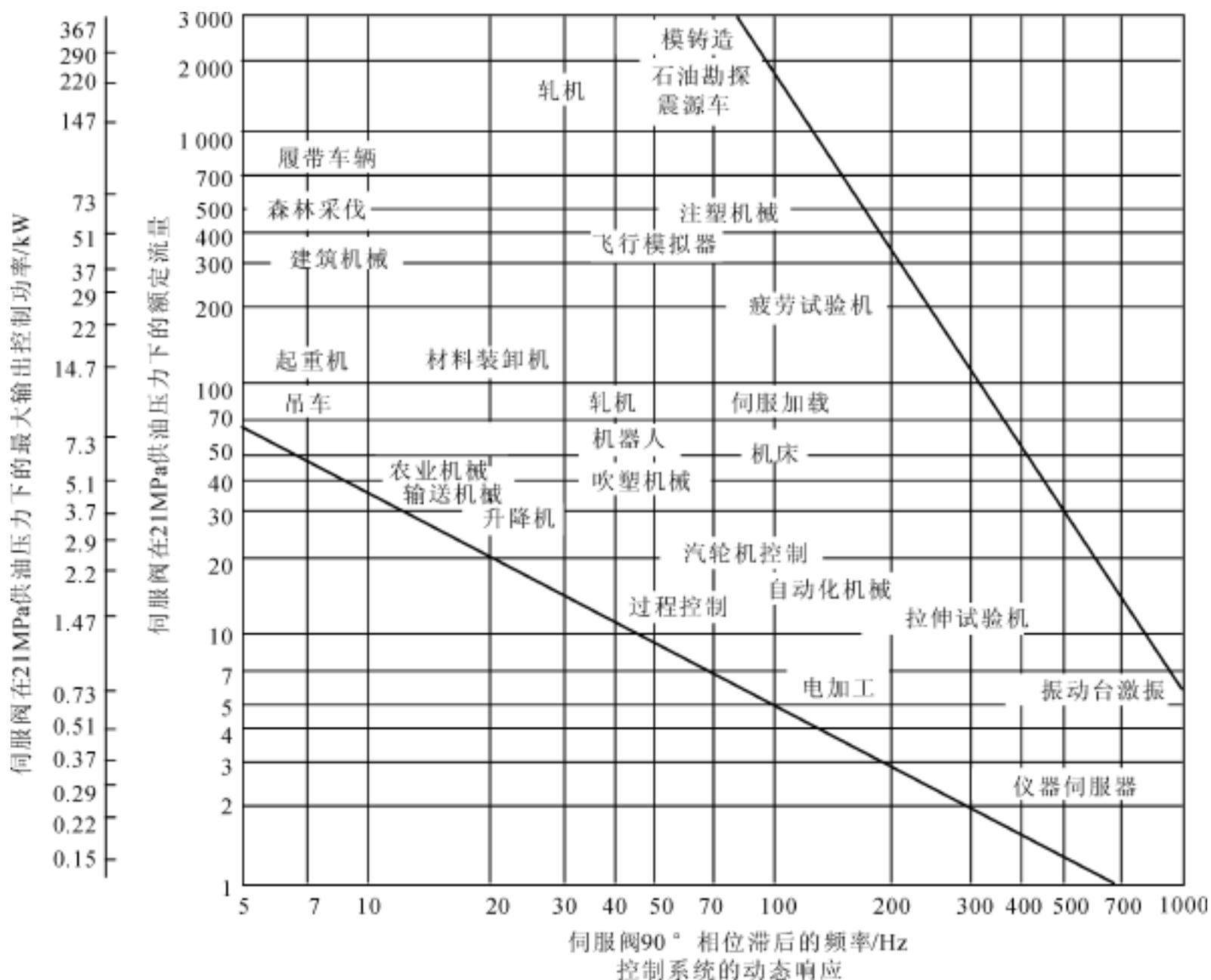


图 10-18 工业设备中伺服阀的应用情况

二、电液比例控制阀

1. 功用、组成及特点与分类

电液比例控制阀(简称电液比例阀或比例阀)是介于普通液压阀和电液伺服阀之间的一种液压控制阀,与电液伺服阀的功能类同。

与电液伺服阀类似,电液比例阀通常是由电气-机械转换器、液压放大器(先导级阀和功率级主阀)和检测反馈机构组成(见图 10-19)。若是单级阀,则无先导级阀。比例电磁铁、力马达或力矩马达等电气-机械转换器用于将输入电信号通过比例放大器放大后转换为力或力矩,以产生驱动先导级阀运动的位移或转角。先导级阀(又称前置级)可以是锥阀式、滑阀式、喷嘴挡板式或插装式,用于接受小功率的电气-机械转换器输入的位移或转角信号,将机械量转换为液压力驱动主阀;主阀通常是滑阀式、锥阀式或插装式,用于将先导级阀的液压力转换为流量或压力输出;设在阀内部的机械、液压及电气式检测反馈机构将主阀控制口或先导级阀口的压力、流量或阀芯的位移反馈到先导级阀的输入端或比例放大器,以实现输入输出的平衡。

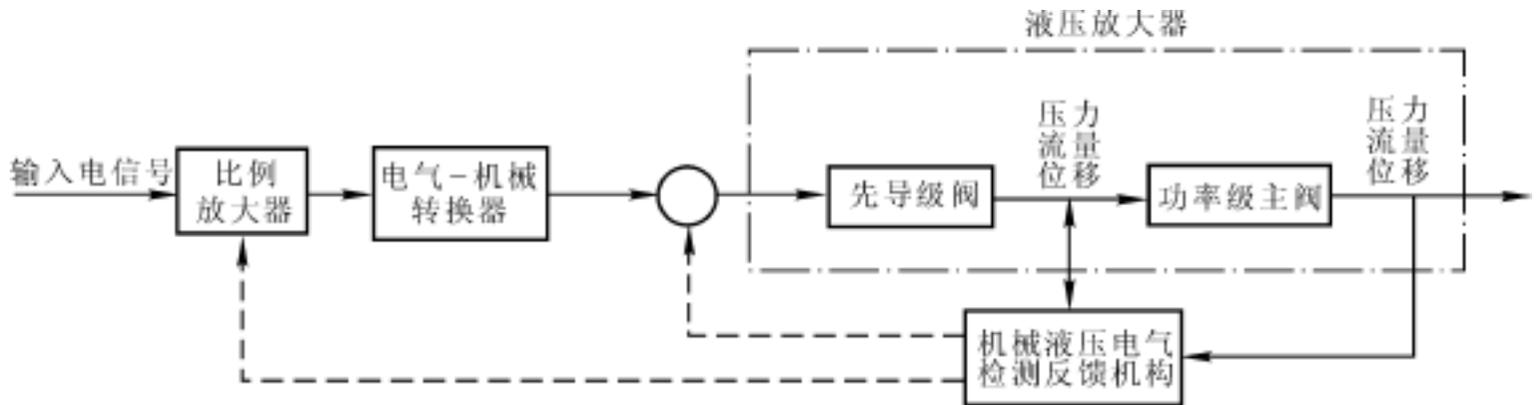


图 10-19 电液比例阀的组成

电液比例阀多用于开环液压控制系统中,实现对液压参数的遥控,也可以作为信号转换与放大元件以用于闭环控制系统。与手动调节和通断控制的普通液压阀相比,它能显著地简化液压系统,实现复杂程序和运动规律的控制,便于机电一体化,通过电信号实现远距离控制,大大提高液压系统的控制水平;与电液伺服阀相比(见表 10-1),尽管其动静态性能稍有逊色,但在结构与成本上却具有明显优势,能够满足多数对动静态性能指标要求不高的场合。但随着电液伺服比例阀(亦称高性能比例阀)的出现,电液比例阀的性能已接近甚至超过了伺服阀,体现了电液比例控制技术的生命力。电液比例阀的类型、结构繁多,其详细分类如下:



2. 液压放大器简介

电液比例阀的先导级主要有锥阀式、滑阀式、喷嘴挡板式或插装式等结构形式,而大多采用锥阀及滑阀。它们的结构及特点请参见本节前述相关内容。电液比例阀的功率级主阀通常是滑阀式、锥阀式或插装式,其结构与普通液压阀的滑阀、锥阀或插装阀结构类同,故此处从略。

3. 典型结构与工作原理

电液比例压力阀、流量阀和方向阀均有直动式和先导式之分,并各有普通型(不带位移反馈)和位移反馈型两种结构形式。

(1) 电液比例压力阀。图 10-20 所示为一种不带电反馈的直动式电液比例压力阀,它由比例电磁铁和直动式压力阀两部分组成。直动式压力阀的结构与普通压力阀的先导阀相似,所不同的是阀的调压弹簧换为传力弹簧 3,手动调节螺钉部分换装为比例电磁铁。锥阀芯 4 与阀座 6 间的弹簧 5 主要用于防止阀芯的振动撞击。阀体 7 为方向阀式阀体。当比例电磁铁输入控制电流时,衔铁推杆 2 输出的推力通过传力弹簧 3 作用在锥阀 4 上,与作用在锥芯上的液压力相平衡,决定了锥阀芯 4 与阀座 6 之间的开口量。由于开口量变化微小,故传力弹簧 3 变形量的变化也很小。若忽略液动力的影响,则可认为在平衡条件下,所控制的压力与比例电磁铁的输出电磁力成正比,从而与输入比例电磁铁的控制电流近似成正比。这种压力阀除了在小流量场合可单独作为调压元件使用外,更多地则作为先导阀与普通溢流阀、减压阀的主阀组合,构成不带电反馈的先导式电液比例溢流阀、先导式电液比例减压阀,改变输入电流大小,即可改变电磁力,从而改变导阀前腔(亦即主阀上腔压力),实现对主阀的进口或出口压力的控制。

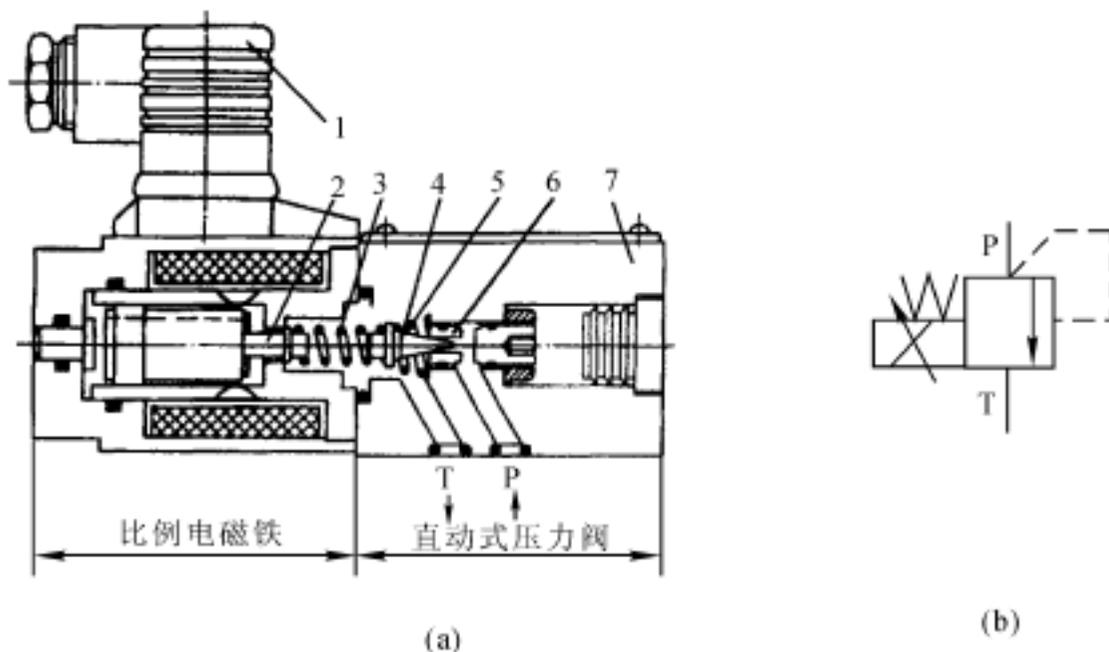


图 10-20 不带电反馈的直动式电液比例压力阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 插头;2— 衔铁推杆;3— 传力弹簧;4— 锥阀芯;
5— 防振弹簧;6— 阀座;7— 阀体

图 10-21(a) 所示为位移电反馈型直动式电液比例压力阀的结构图,它与图 10-20 所示的压力阀所不同的是,此处的比例电磁铁带有位移传感器 1,故其详细图形符号为图 10-21(b)。工作时,给定设定值电压,比例放大器输出相应控制电流,比例电磁铁推杆输出的与设定值成比例的电磁力,通过传力弹簧 7 作用在锥阀芯 9 上,同时,电感式位移传感器 1 检测电磁铁衔铁

推杆的实际位置(即弹簧座 6 的位置),并反馈至比例放大器。利用反馈电压与设定电压比较的误差信号去控制衔铁的位移,即在阀内形成衔铁位置闭环控制。利用位移闭环控制可以消除摩擦力等干扰的影响,保证弹簧座 6 能有一个与输入信号成正比的确切位置,得到一个精确的弹簧与压缩量,从而得到精确的压力阀控制压力。电磁力的大小在最大吸力之内由负载需要决定。当系统对重复精度、滞环等有较高要求时,可采用这种带电反馈的比例压力阀。

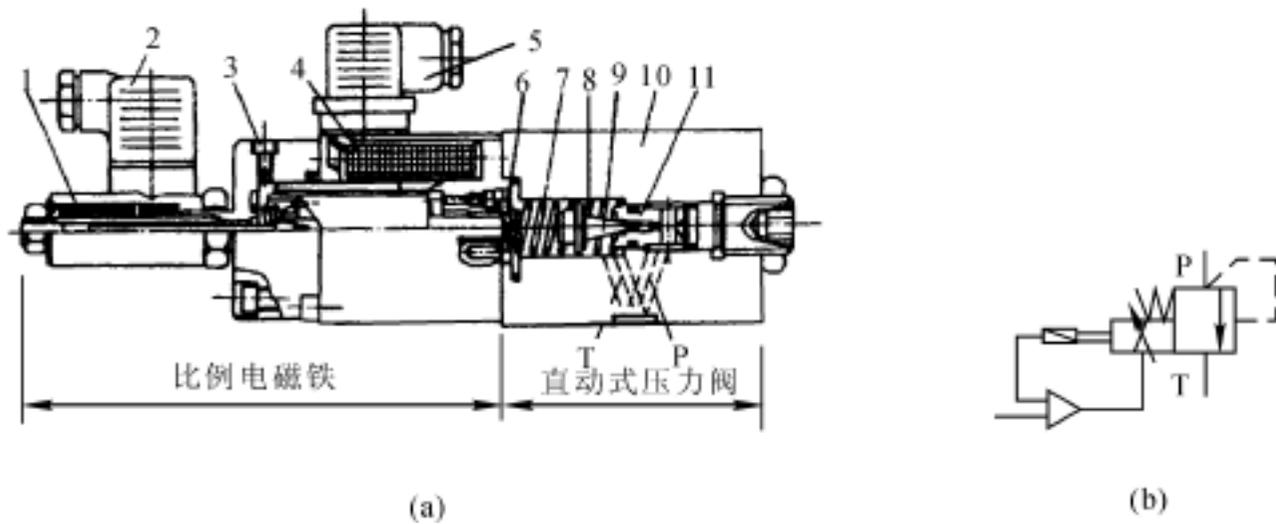


图 10-21 位移电反馈型直动式电液比例压力阀

1— 位移传感器;2— 传感器插头;3— 放气螺钉;4— 线圈;5— 线圈插头;
6— 弹簧座;7— 传力弹簧;8— 防振弹簧;9— 锥阀芯;10— 阀体;11— 阀座

图 10-22 所示为带手调安全阀的先导式电液比例溢流阀。它的上部为先导级,是一个直动式比例压力阀,下部为功率级主阀组件 5(带锥度的锥阀结构),中部配置了手调限压阀 4,用于防止系统过载。图中,A 为压力油口,B 为溢流口,X 为遥控口,使用时其先导控制回油必须单独从外泄油口 2 无压引回油箱。该阀的工作原理除先导级采用比例压力阀之外,其与第五章介绍的普通先导式溢流阀基本相同。手调限压阀与主阀一起构成一个普通的先导式溢流阀,在电气或液压系统发生意外故障时,它能立即开启使系统卸压,以保证液压系统的安全。

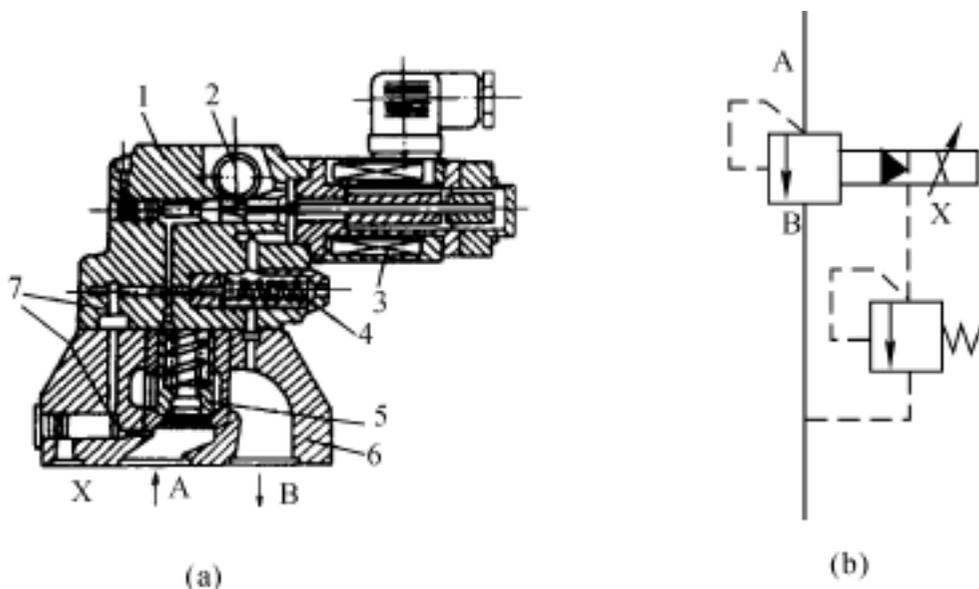


图 10-22 带手调限压阀的先导式电液比例溢流阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 先导阀体;2— 外泄油口;3— 比例电磁铁;
4— 限压阀;5— 主阀组件;6— 主阀体;7— 固定液阻

(2) 电液比例流量阀。图 10-23 所示为一种直动式电液比例节流阀,力控制型比例电磁铁 1 直接驱动节流阀阀芯(滑阀)3, 阀芯相对于阀体 4 的轴向位移(即阀口轴向开度)与比例电磁铁的输入电信号成比例。此种阀结构简单,价廉。滑阀机能除了图示常闭式外,还有常开式,但由于没有压力或其他检测补偿措施,其工作时受摩擦力及液动力的影响,故控制精度不高,适宜低压小流量液压系统采用。

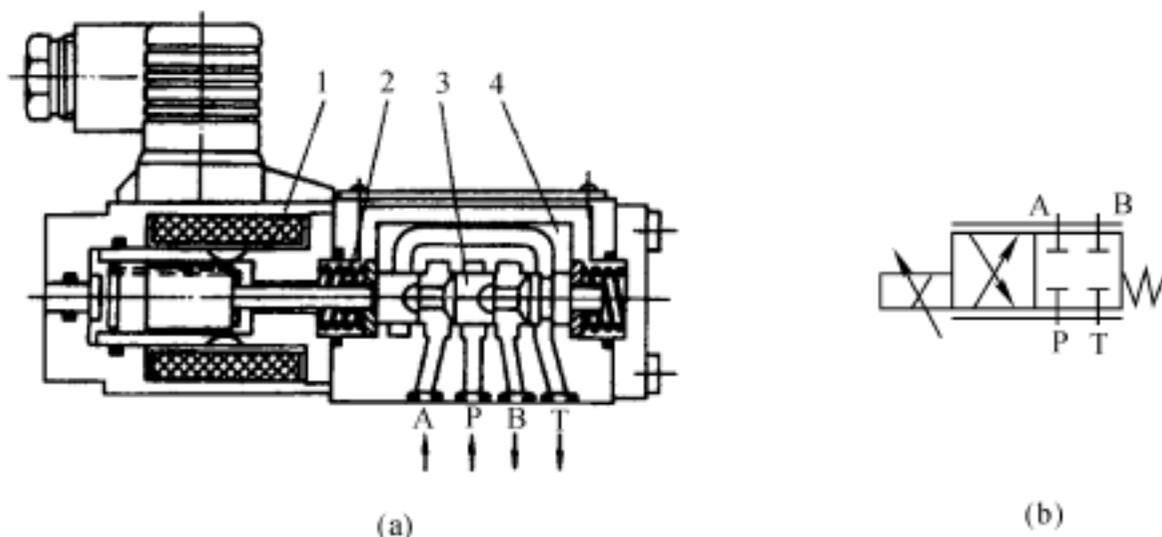


图 10-23 普通型直动式电液比例节流阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1—比例电磁铁;2—弹簧;3—节流阀阀芯;4—阀体

图 10-24 所示为一种位移电反馈型直动式电液比例调速阀。它由节流阀 3、作为压力补偿器的定差减压阀 4 及单向阀 5 和电感式位移传感器 6 等组成。节流阀芯 3 的位置通过位移传感器 6 检测并反馈至比例放大器。当液流从 B 油口流向 A 油口时,单向阀开启,不起比例流量控制作用。这种比例调速阀可以克服干扰力的影响,静动态特性较好,主要用于较小流量的系统。

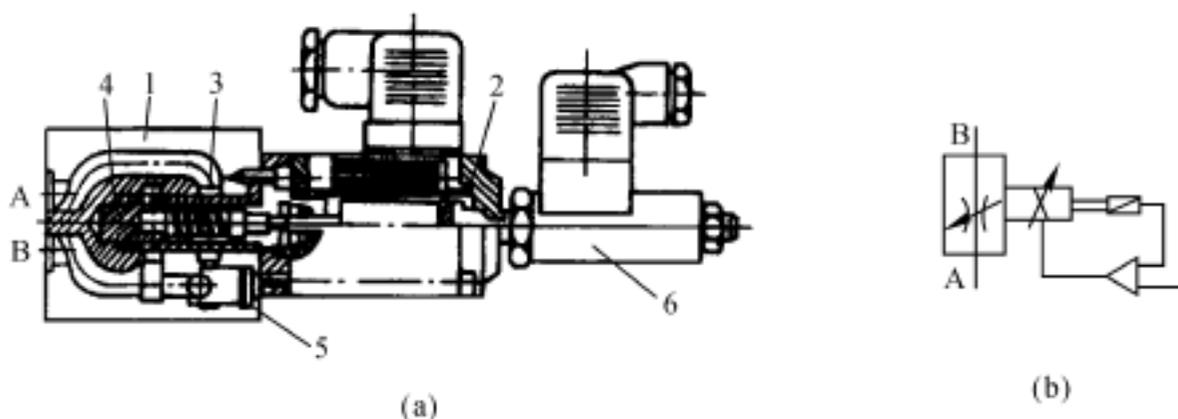


图 10-24 位移电反馈型直动式电液比例调速阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1—阀体;2—比例电磁铁;3—节流阀芯;

4—作为压力补偿器的定差减压阀;5—单向阀;6—电感式位移传感器

(3) 电液比例方向控制阀。电液比例方向控制阀能按输入电信号的极性和幅值大小,同时对液压系统液流方向和流量进行控制,从而实现对执行器运动方向和速度的控制。在压差恒定的条件下,通过电液比例方向阀的流量与输入电信号的幅值成比例,而流动方向取决于比例电

磁铁是否受到激励。

图 10-25 所示为一种普通型直动式电液比例方向节流阀的结构原理图,它主要由两个比例电磁铁 1,2,阀体 3,阀芯(四边滑阀)4,对中弹簧 2,5 组成。当比例电磁铁 1 通电时,阀芯右移,油口 P 与 B 相通,A 与 T 相通,而阀口的开度与电磁铁 1 的输入电流成比例;当电磁铁 2 通电时,阀芯向左移,油口 P 与 A 相通,而 B 与 T 相通,阀口开度与电磁铁 6 的输入电流成比例。与伺服阀不同的是,这种阀的四个控制边有较大的遮盖量,端弹簧具有一定的安装预压缩量。阀的稳态控制特性有较大的中位死区。另外,由于受摩擦力及阀口液动力等干扰的影响,这种直动式电液比例方向节流阀的阀芯定位精度不高,尤其是在高压大流量工况下,稳态液动力的影响更加突出。为了提高电液比例方向阀的控制精度,可以采用位移电反馈型直动式电液比例方向节流阀。

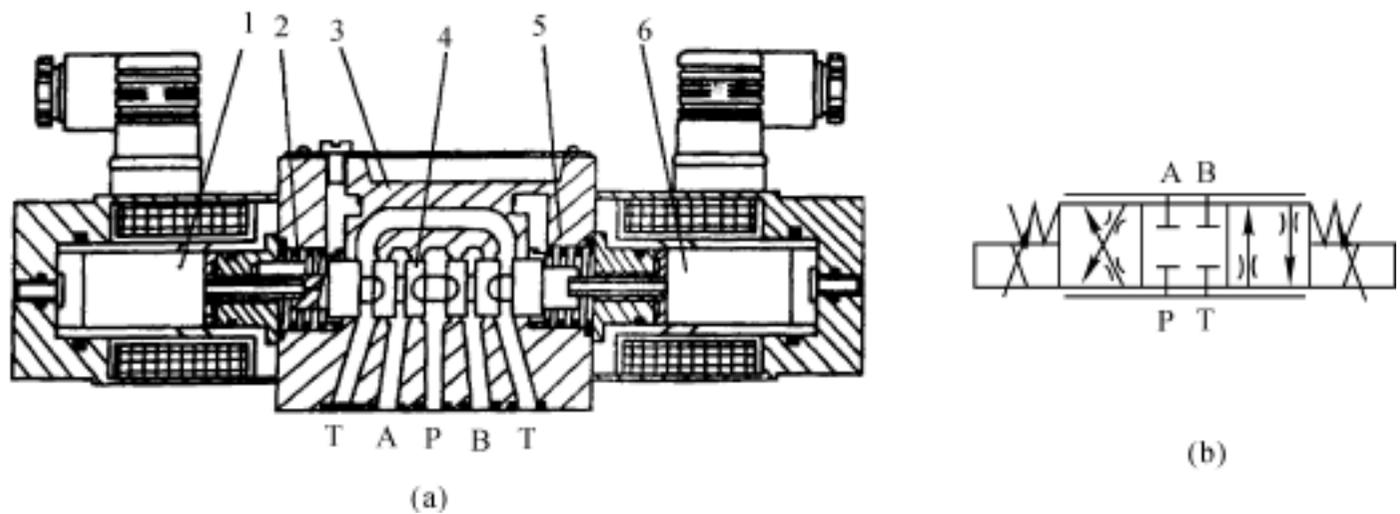


图 10-25 普通型直动式电液比例方向节流阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1,6—比例电磁铁;2,5—对中弹簧;3—阀体;4—阀芯

图 10-26 所示为减压型先导级加主阀弹簧定位型电液比例方向节流阀的结构原理图。其先导阀能输出与输入电信号成比例的控制压力,与输入信号极性相对应的两个出口压力,分别被引至主阀阀芯 2 的两端,利用它在两个端面上所产生的液压力与对中弹簧 3 的弹簧力平衡,而使主阀阀芯 2 与输入信号成比例地定位。在采用减压型先导级后,不必像原理相似的先导溢流型那样持续不断地耗费先导控制油。先导控制油既可内供,又可外供,如果先导控制油压力超过规定值,可用先导减压阀块将先导压力降下来。主阀采用单弹簧对中形式,弹簧有预压缩量,当先导阀无输入信号时,主阀芯对中。单弹簧除简化了阀的结构外,还能使阀的对称性良好。

4. 主要性能

电液比例阀的性能指标与普通液压阀明显不同,而与电液伺服阀接近。电液比例阀的输入信号通常为电流或电压,输出为压力或流量,故其主要性能是指在静态或动态情况下这些参数之间的关系及参数指标。其中静态特性主要用非线性度、滞环、分辨率、重复精度等静态性能指标参数进行描述。电液比例阀的动态特性也用频率响应(频域特性)或瞬态响应(时域特性)表示,频率响应特性用波德图(见图 10-16),并取幅频宽和相频宽中较小者作为阀的频宽值。一般电液比例阀的频宽在 1 ~ 10 Hz 之间,而高性能的电液伺服比例阀的频宽可高达 120 Hz 甚

至更高;瞬态响应特性也是指通过对阀施加一个典型输入信号(通常为阶跃信号),阀的输出流量对阶跃输入电流的跟踪过程中所表现出的振荡衰减特性(见图 10-17)。反映阀瞬态响应快速性的时域性能主要指标有超调量、峰值时间、响应时间和过渡过程时间,其定义与电液伺服阀的相同。

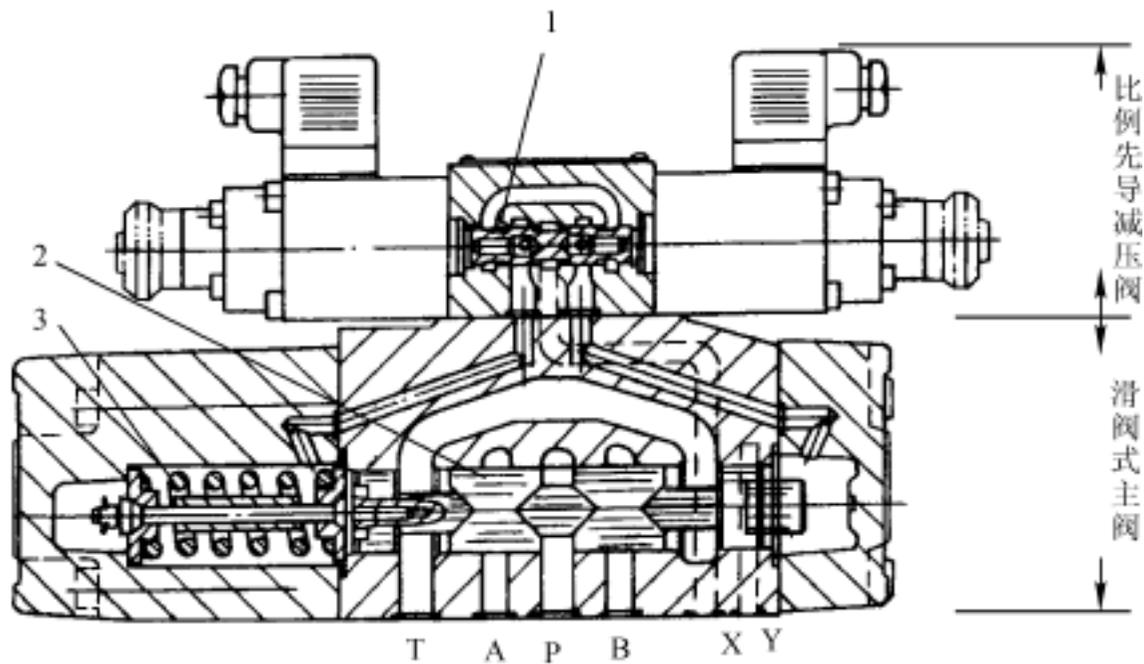


图 10-26 减压型先导级加主阀弹簧定位型电液比例方向节流阀

1— 先导减压阀芯;2— 主阀芯;3— 对中弹簧

三、电液数字控制阀

1. 功用、特点及分类

将用数字信号直接控制液流的压力、流量和方向的阀类称为电液数字阀(简称数字阀)。与电液伺服阀和比例阀相比(见表 10-1),数字阀的突出特点是:可直接与计算机接口,不需 D/A 转换器,结构简单,价廉,抗污染能力强,操作维护更简单,而且数字阀的输出量准确,由脉冲频率或宽度调节控制,抗干扰能力强;可得到较高的开环控制精度等,因而得到了较快发展。在计算机实时控制的电液系统中,它已部分取代了伺服阀或比例阀。根据控制方式的不同,电液数字阀可分为增量式和快速开关式两大类。

2. 基本工作原理

(1) 增量式电液数字阀。增量式数字阀采用由脉冲数字调制演变而成的增量控制方式,其以步进电机作为电气-机械转换器,驱动液压阀芯工作,因此又称步进式数字阀。增量式数字阀控制系统工作原理框图如图 10-27 所示。微型计算机(后简称微机)发出的脉冲序列经驱动器放大后使步进电机工作。步进电机是一个数字元件,根据增量控制方式工作。增量控制方式是由脉冲数字调制法演变而来的一种数字控制方法。它是在脉冲数字信号的基础上,使每个采样周期的步数在前一采样周期的步数上,增加或减少一些步数,而达到需要的幅值。步进电机的转角与输入的脉冲数成比例,步进电机每得到一个脉冲信号,步进电机便沿给定方向转动一固定的步距角。在通过机械转换器(丝杆-螺母副或凸轮机构)使转角转换为轴向位移,使阀口获得一个相应开度,从而获得与输入脉冲数成比例的压力、流量。有时,阀中还设置用以提高阀的

重复精度的零位传感器和用以显示被控量的显示装置。

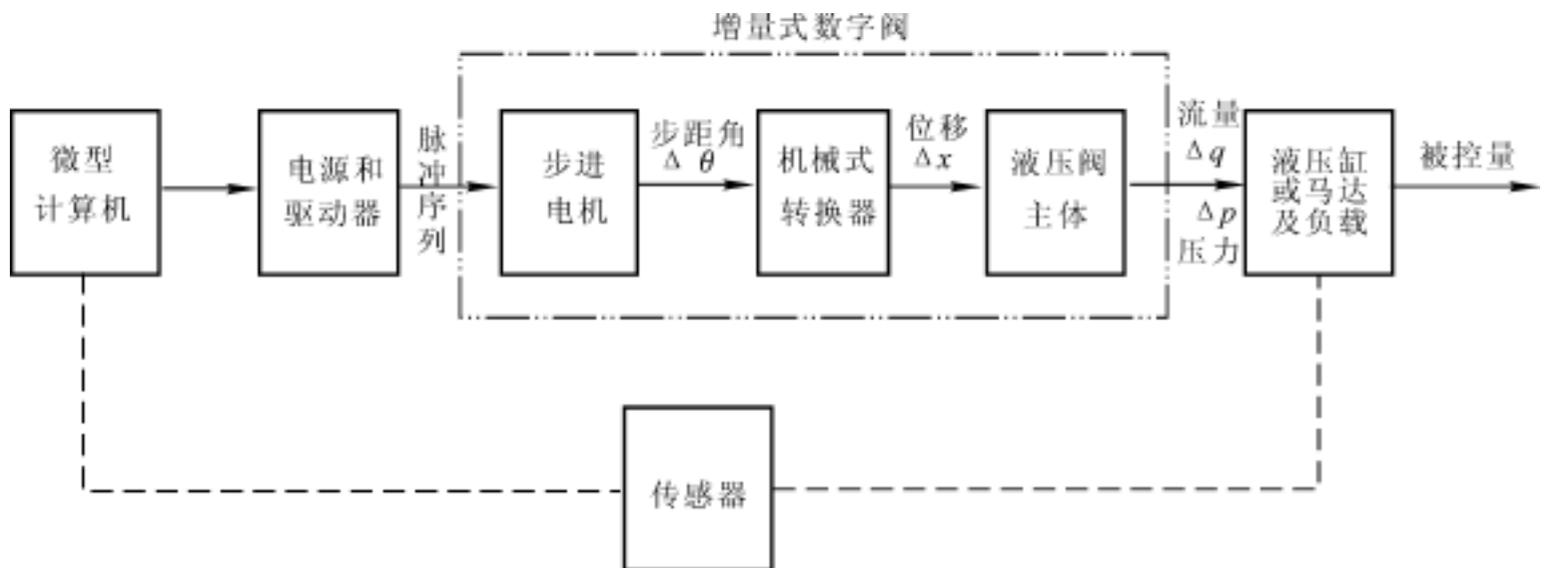


图 10-27 增量式数字阀控制系统工作原理框图

(2) 快速开关式数字阀。快速开关式数字阀的数字信号控制方式为脉宽调制式，即控制液压阀的信号是一系列幅值相等，并且在每一周期内的脉冲信号宽度不同，因此又称脉宽调制式数字阀。快速开关式数字阀控制系统的工作原理框图如图 10-28 所示。微机输出的数字信号通过脉宽调制放大器调制放大后使电气-机械转换器工作，从而驱动液压阀工作。由于作用于阀上的信号为一系列脉冲，因此液压阀只有与之相对应的快速切换的开和关两种状态，而以开启时间的长短来控制流量或压力。快速开关式数字阀中液压阀的结构与其他阀不同，它是一个快速切换的开关，只有全开、全闭两种工作状态。电气-机械转换器主要是力矩马达和各种电磁铁。

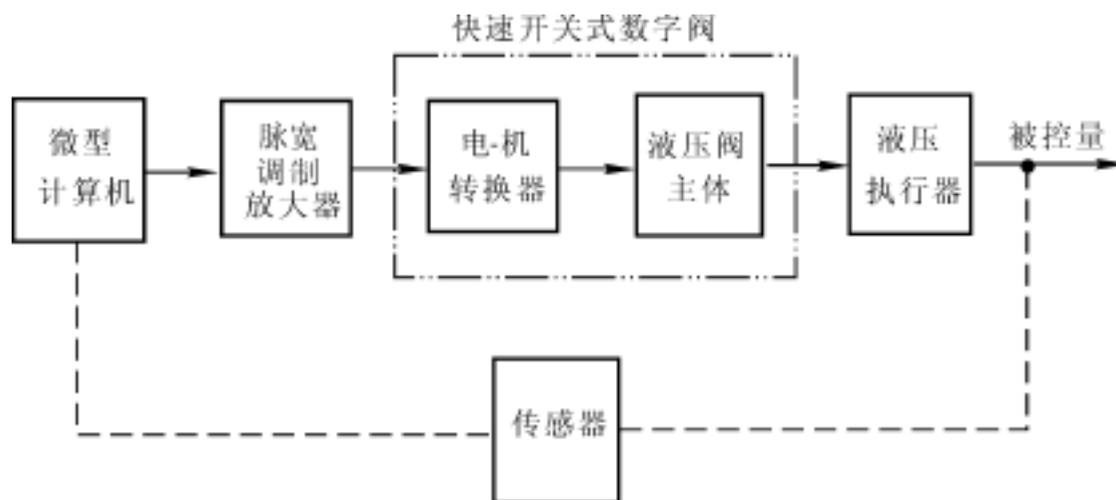


图 10-28 快速开关式数字阀控制系统工作原理框图

3. 典型结构及工作原理

(1) 增量式数字阀。图 10-29 所示为增量式数字流量阀。步进电机 1 的转动通过滚珠丝杆 2 转化为轴向位移，带动节流阀阀芯 3 移动，控制阀口的开度，从而实现流量调节。该阀的阀口由相对运动的阀芯 3 和阀套 4 组成，阀套上有两个通流孔口，左边一个为全周开口，右边为非全周开口，阀芯移动时先打开右边的节流口，得到较小的控制流量；阀芯继续移动，则打开左边阀口，流量增大，这种结构使阀的控制流量可达 $3\ 600\ \text{L}/\text{min}$ 。阀的液流流入方向为轴向，流出方向与轴线垂直，这样可抵消一部分由阀开口流量引起的液动力，并使结构较紧凑。连杆 5 的

热膨胀可起温度补偿作用,减小温度变化引起流量的不稳定。阀上的零位移传感器 6 用于在每个控制周期终了时控制阀芯回到零位,以保证每个工作周期有相同的起始位置,提高阀的重复精度。

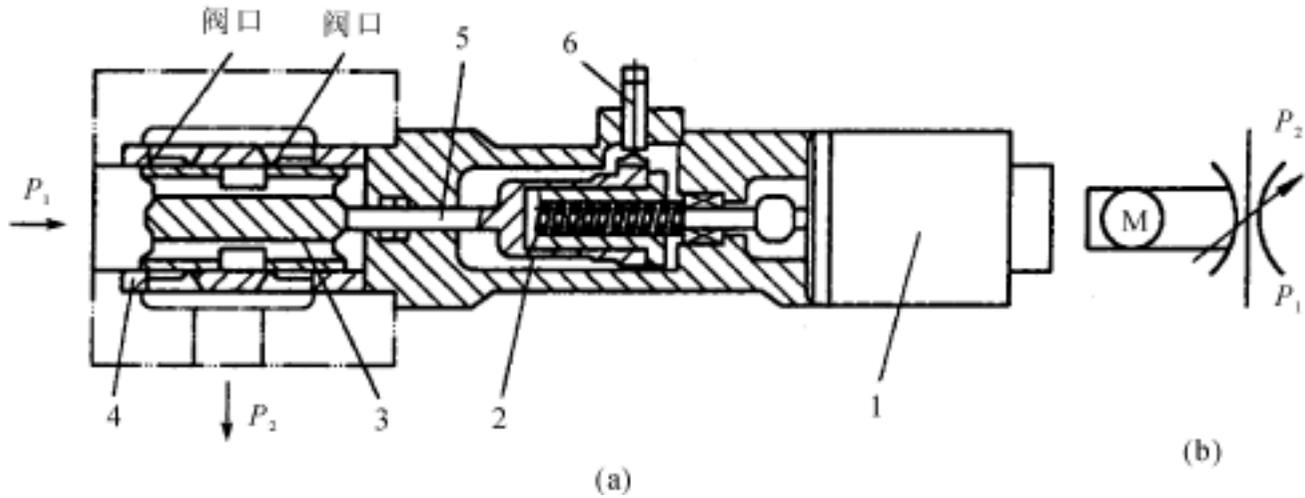


图 10-29 步进电机直接驱动的增量式数字流量阀

(a) 结构图;(b) 图形符号

1— 步进电机;2— 滚珠丝杆;3— 节流阀阀芯;4— 阀套;5— 连杆;6— 零位移传感器

图 10-30 所示为先导型增量式数字溢流阀,液压部分由两节同心式主阀和锥阀式导阀部分组成,阀中采用了三阻尼器(13,15,16)液阻网络,在实现压力控制功能的同时,有利于提高主阀的稳定性;该阀的电气-机械转换器为混合式步进电机(57BYG450C 型,驱动电压 36 VDC,相电流 1.5 A,脉冲速率 0.1 kHz,步距角 0.9°),步距角小,转矩-频率特性好并可断电自定位;采用凸轮机构作为阀的机械转换器。结合图 10-30(a)和图 10-30(c)对其工作原理作简要说明:单片机(AT89C2051)发出需要的脉冲序列,经驱动器放大后使步进电机工作,每个脉冲使步进电机沿给定方向转动一个固定的步距角,再通过凸轮 3 和调节杆 6 使转角转换为轴向位移,使导阀中调节弹簧 19 获得一压缩量,从而实现压力调节和控制。被控压力由 LED 显示器显示。在每次控制开始及结束时,由零位传感器 22 控制溢流阀阀芯回到零位,以提高阀的重复精度。在工作过程中,可由复零开关复零。该阀额定压力 16 MPa,额定流量 63 L/min,调压范围 0.5 ~ 16 MPa,调压当量 0.16 MPa/脉冲,重复精度 0.1%。

(2) 快速开关式数字阀。快速开关式数字阀有二位二通和二位三通两种,两者又各有常开和常闭两类。为了减少泄漏和提高压力,其阀芯一般采用球阀或锥阀结构,但也有的采用喷嘴挡板阀。

图 10-31 所示为二位三通电磁锥阀型快速开关式数字阀。当线圈 4 通电时,衔铁 2 上移,使其连接的锥阀芯 1 开启,压力油从 P 口经阀体流入 A 口。为防止开启时阀因稳态液动力而关闭和减小控制电磁力,该阀通过射流对铁芯的作用来补偿液动力。断电时,弹簧 3 使锥阀关闭。阀套 6 上有一阻尼孔 5,用以补偿液动力。该阀的行程为 0.3 mm,动作时间为 3 ms,控制电流为 0.7 A,额定流量为 12 L/min。

图 10-32 所示为力矩马达-球阀型二位三通快速开关式数字阀,其驱动部分为力矩马达,根据线圈通电方向不同,衔铁 2 沿顺时针或逆时针方向摆动,输出力矩和转角。液压部分有先导级球阀 4,7 和功率级两级球阀 5,6。当脉冲信号使力矩马达通电时,衔铁顺时针偏转,先导级

球阀4向下运动,关闭压力油口P, L_2 腔与回油腔T接通,功率级球阀5在液压力作用下向上运动,工作腔A与P相通。与此同时,球阀7受P作用于上位, L_1 腔与P腔相通,球阀6向下关闭,断开P腔与T腔通路。反之,如力矩马达逆时针偏转时,情况正好相反,工作腔A则与T腔相通。这种阀的额定流量仅为 1.2 L/min ,工作压力可达 20 MPa ,最短切换时间为 0.8 ms 。

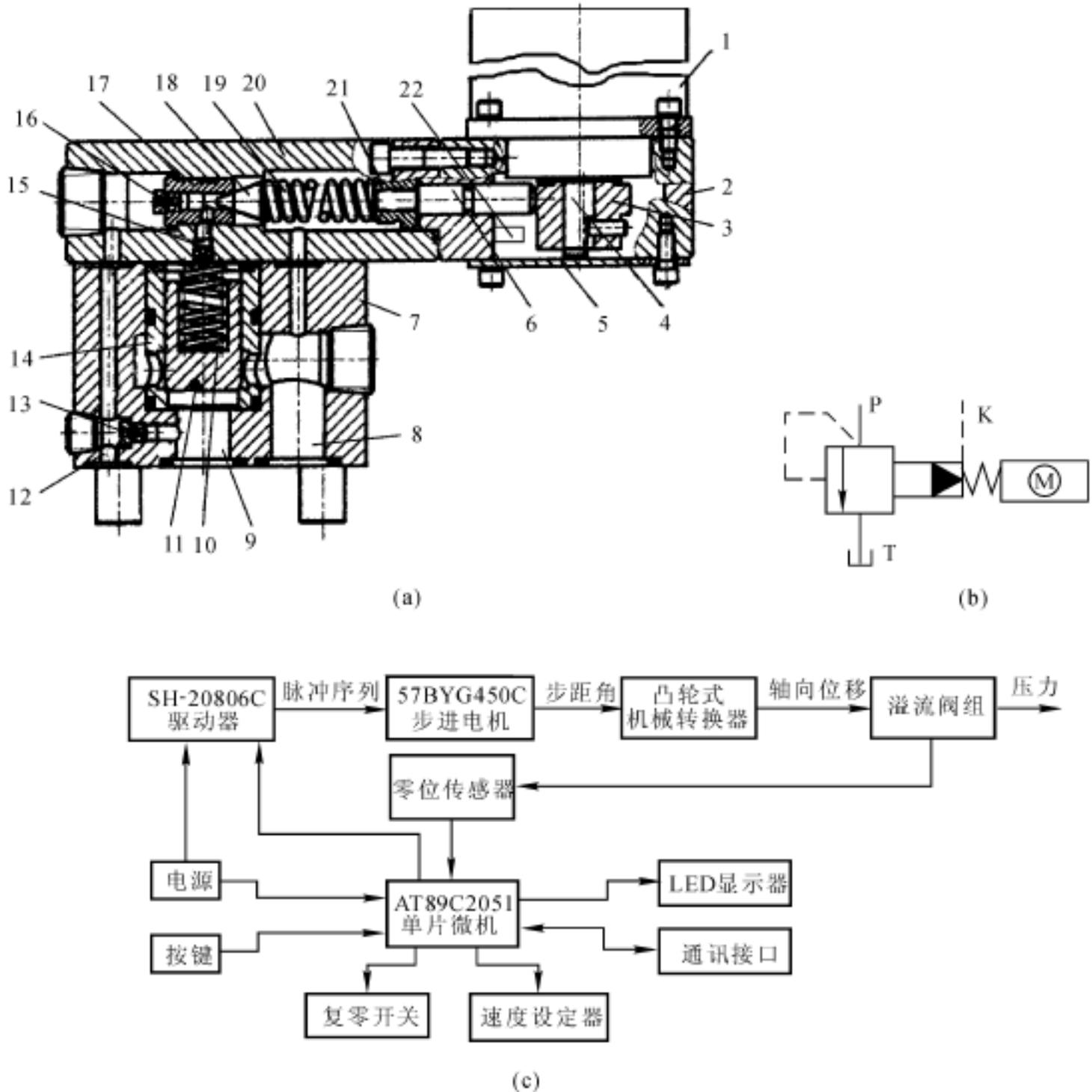


图 10-30 增量式数字溢流阀

(a) 结构图; (b) 图形符号; (c) 控制原理方块图

- 1—步进电机; 2—支架; 3—凸轮; 4—电机轴; 5—盖板; 6—调节杆;
 7—阀体; 8—出油口 T; 9—进油口 P; 10—复位弹簧; 11—主阀芯;
 12—遥控口 K; 13, 15, 16—阻尼器; 14—阀套; 17—导阀座; 18—导阀芯;
 19—调节弹簧; 20—阀盖; 21—弹簧座; 22—零位传感器

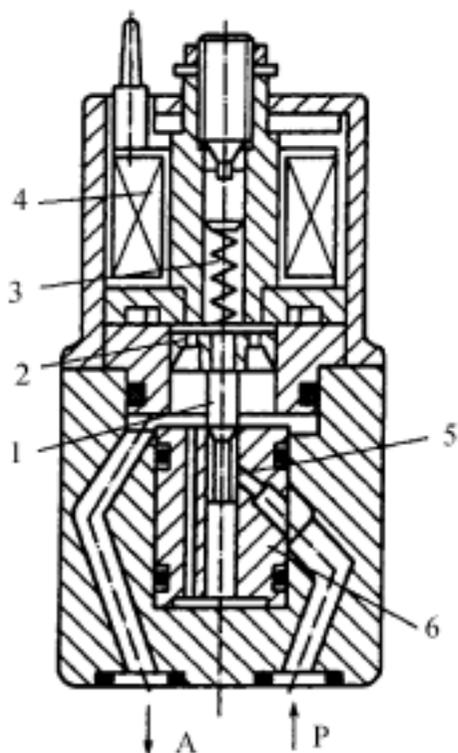


图 10-31 二位三通电磁锥阀型快速开关式数字阀

1—锥阀芯;2—衔铁;3—弹簧;
4—线圈;5—阻尼孔;6—阀套

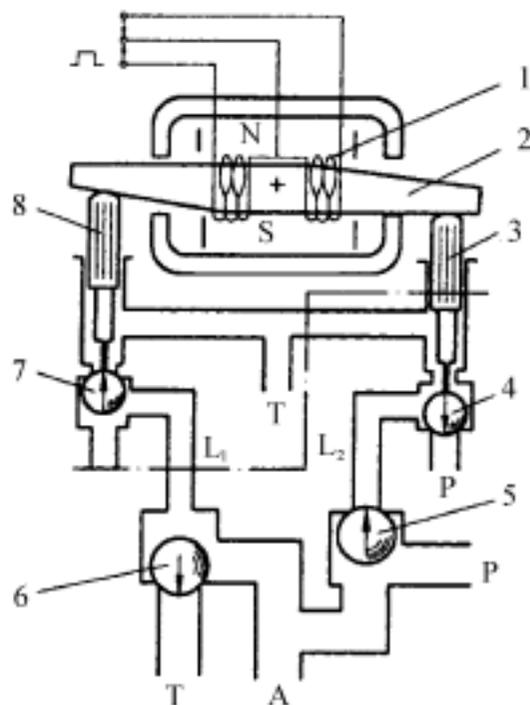


图 10-32 力矩马达-球阀型快速开关式数字阀

1—线圈锥阀芯;2—衔铁;3,8—推杆;
4,7—先导级球阀;5,6—功率级球阀

第四节 液压控制系统应用实例

一、液压伺服控制系统

1. BF1010 型单臂液压仿形刨床系统

BF1010 型单臂仿形刨床用于汽轮机的曲面叶片或其他曲面的切削加工。其主机由工作台 1、触头 2、刨刀 3、立柱 4、刀架臂 5 和仿形刀架 6 等组成(见图 10-33)。工作时,要加工的工件由相应的夹具夹紧在工作台上,刀架臂 5 带动仿形刀架 6 下降至工件待加工部位,触头 2 与样件(靠模)紧密接触,通过工作台的往复直线主运动(切削)和仿形刀架的仿形运动加工出与样件曲面形状相同的工件。工作台和仿形刀架均由液压驱动。

图 10-34 所示为该刨床的液压系统原理图。系统为双子系统结构,左侧为工作台往复运动子系统,右侧为仿形刀架子系统。前者由定量泵(叶片泵)1 与 2 组合供油,后者由变量泵(叶片泵)31 供油并兼作液动换向阀 11 的控制油源。

(1) 工作台往复运动系统。该回路的执行器为驱动工作台 29 的双柱塞液压缸 27,28,缸 28 驱动工作台 29 进给切削,缸 27 驱动工作台快退;三位五通液动换向阀 11 为控制柱塞缸 27 和 28 运动方向的主换向阀,该阀两端设有快跳孔,阀芯快跳和慢速移动的速度通过可调节流器 12 和 14,15,17 调节,从而调节换向时间并提高换向平稳性;换向阀 11 的导阀为三位四通电磁换向阀 36;由单向节流阀 18 及溢流阀 20 和单向节流阀 19 及溢流阀 21 构成两个溢流节流阀,分别用于缸 27 和 28 的进油节流调速;单向阀 22~25 与溢流阀 26 组成交叉缓冲补油回路,用于工作台的换向缓冲并防止吸空;单向阀 9 和 10 用做缸 27,28 的背压阀。该回路采用两台定

量液压泵(叶片泵)1和2组合供油(两泵同时供油时,切削缸28快速运动;泵1或2单独供油时,切削缸28低速或中速运动),最高工作压力由先导式溢流阀6设定,阀8为远程调压阀,该阀由主换向阀11的外露操纵杆操纵,实现换向时自动减压;与阀6远程控制口相接的二位二通电磁换向阀7用于液压泵的卸荷与升压控制;单向阀3,4用于防止系统油液倒灌。系统工作原理如下:

1) 切削。切削运动时,控制油路首先工作。电磁铁1YA通电使换向阀36切换至左位,变量泵31的压力油经阀32、过滤器34、阀36和单向阀16进入液动换向阀11的左控制腔,右控制腔先后经节流器12,14和阀36回油,使换向阀11经快跳、慢移切换至左位。此时主油路可以工作(设单泵1供油),泵1的压力油经换向阀11的左位、阀19的节流阀进入切削缸28的油腔,其柱塞驱动工作台29开始进行切削,切削速度由阀19的节流阀开度决定,返回缸27随工作台右移,缸27的油腔经阀18的单向阀和换向阀11左位、背压单向阀10向油箱排油。

2) 返回。切削完成后发出返回信号,电磁铁2YA通电使换向阀36切换至右位,变量泵31的压力油经经阀32、过滤器34、阀36和单向阀13进入液动换向阀11的右控制腔,而左控制腔先后经节流器15,17和阀36回油,使换向阀11经快跳、慢移切换至右位,从而完成主油路的换向。在换向过程中,换向阀11的阀芯连带的操纵杆使溢流阀8的调压弹簧放松,泵1的压力降低,使高速换向平稳完成。换向完成后,泵1的压力油经换向阀11的右位、阀18的节流阀进入返回缸27的油腔,其柱塞驱动工作台开始快速返回,返回速度由阀18的节流阀开度决定,返回缸28随工作台左移,缸28的油腔经阀19的单向阀和换向阀11右位、背压单向阀9向油箱排油。

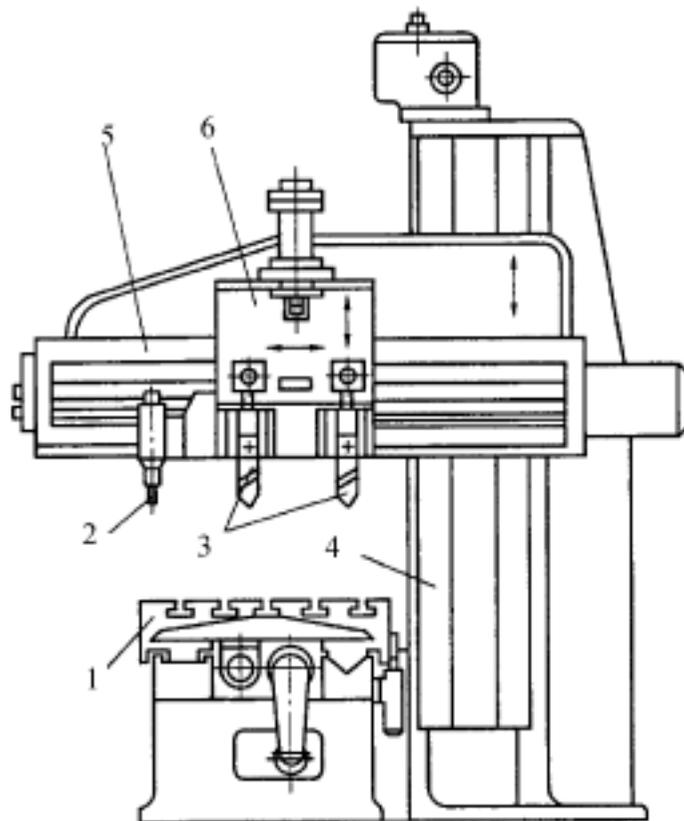


图 10-33 液压仿形刨床的主机结构示意图

1—工作台;2—触头;3—刨刀;4—立柱;5—刀架臂;6—仿形刀架

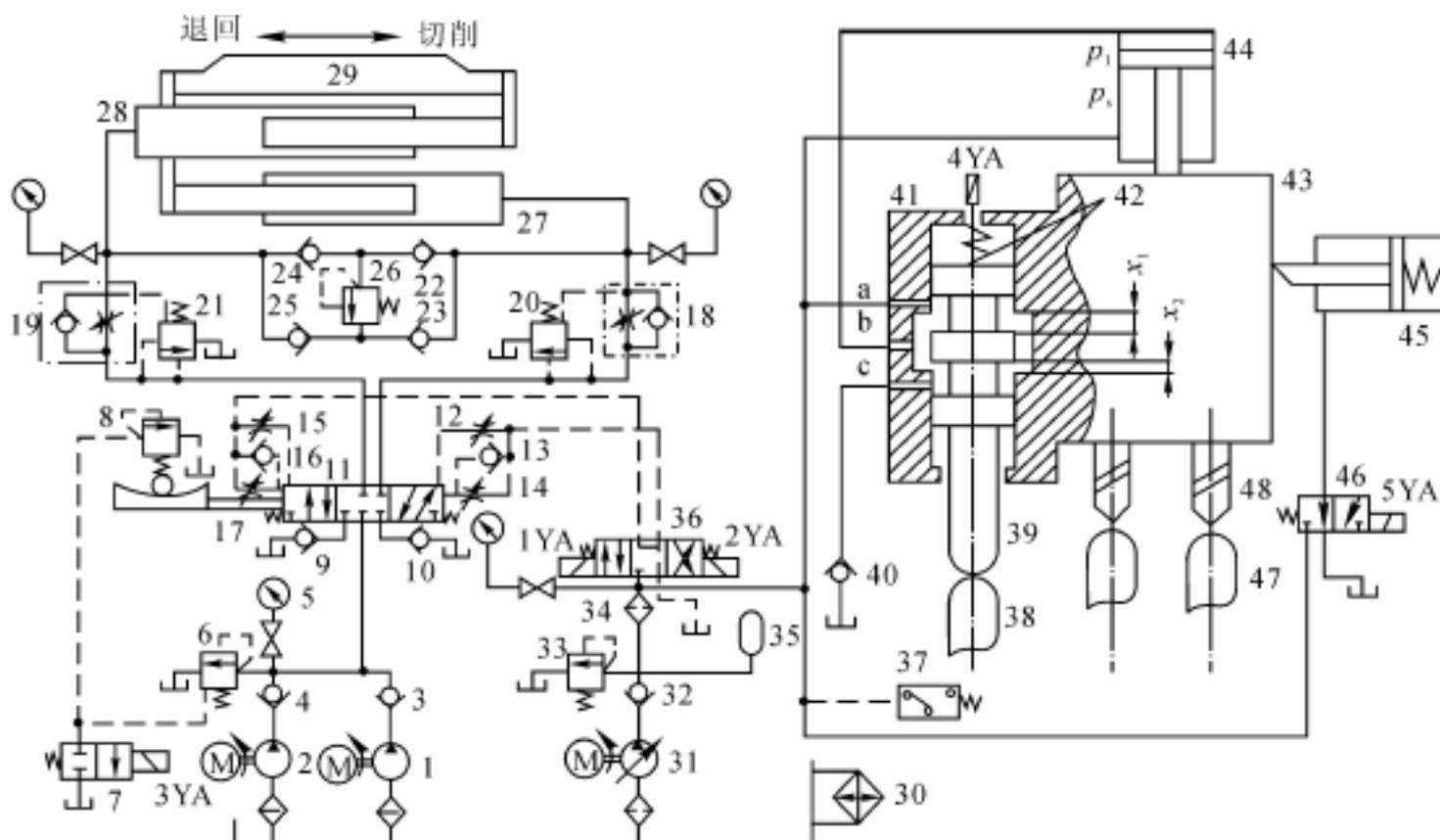


图 10-34 仿形刨床液压系统原理图

- 1, 2—定量液压泵; 3, 4, 9, 10, 13, 16, 22, 23, 24, 25, 32, 40—单向阀;
 5—压力表及其开关; 6—先导式溢流阀; 7—二位二通电磁换向阀; 8—远程自动调压阀;
 11—三位五通液动换向阀; 12, 14, 15, 17—节流器; 18, 19—单向节流阀; 20, 21—溢流阀;
 26—缓冲溢流阀; 27, 28—柱塞液压缸; 29—工作台; 30—冷却器; 31—变量叶片泵;
 33—安全溢流阀; 34—精过滤器; 35—蓄能器; 36—三位四通电磁换向阀; 37—压力继电器;
 38—样件(靠模); 39—触头; 41—伺服阀; 42—弹簧; 43—仿形刀架; 44—仿形液压缸;
 45—夹紧液压缸; 46—二位三通电磁换向阀; 47—工件; 48—刨刀

(2) 仿形刀架系统。该系统是一个典型的阀控式机液位置伺服系统(见图 10-35), 其执行器为驱动仿形刀架 43 的阀控缸。仿形刀架 43 和仿形液压缸 44 的活塞杆、伺服阀 41 的阀套以及刨刀 48 连成整体, 伺服阀 41 的阀芯和触头 39 连为一体, 弹簧 42 使触头和样件(即靠模) 38 紧密接触。二位三通电磁换向阀 46 用于控制夹紧液压缸 45 的动作方向, 夹紧缸与仿形刀架油路成互锁关系, 即只有在缸 45 松开时, 仿形油路才能工作。仿形刀架回路由变量泵 31 供油, 其最高压力由溢流阀 33 设定, 单向阀 32 用于防止油液倒灌; 精过滤器 34 用于提高油液的清洁度; 蓄能器 35 用于吸收压力冲击和补油。

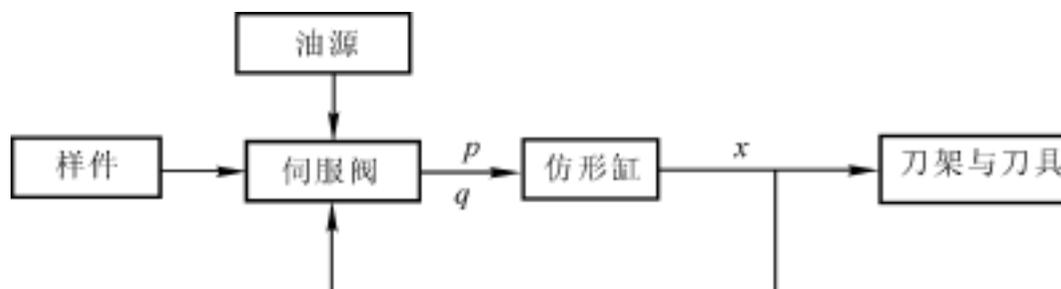


图 10-35 仿形刀架的机液伺服控制原理框图

系统的伺服仿形原理: 仿形指令信号(即输入信号)由触头给出。液压泵 31 的压力油经单

向阀 32、过滤器 34 后分为三路,一路到换向阀 46,一路到伺服阀 41 的油口 a,第三路进入仿形缸 44 的有杆腔。进入 a 口的压力油经阀芯和阀套的开口 x_1 之后又分为两路,一路经油口 b 减压后进入缸 44 的无杆腔(压力为 p_1),一路经开口 x_2 压力降为 p_2 之后,经油口 c 和单向阀 40 排回油箱。缸 44 有杆腔中的压力与泵 31 的出口压力 p_s 相同,且为定值。当开口 x_1 与 x_2 相等时,缸 44 两腔压力形成的推力相等,活塞及活塞杆停止不动。

由于样件 38 对触头 39 的作用,伺服阀 41 的阀芯上移时,开口 x_1 减小,打破缸 44 的平衡状态,活塞带动整个刀架上移,使开口 x_1 又逐渐增大,直到 x_1 重新等于 x_2 ,缸 44 的活塞受力重新平衡为止。这样,仿形刀架随伺服的阀芯移动了一个位移,刨刀 48 相对于工件 47 也移动同一位移。从而加工出与样件曲面形状一致的工件。

触头下移接触工件和刀架下移时的压力冲击由蓄能器 35 吸收,而刀架快速上移可由蓄能器向有杆腔补油。

(3) 系统特点。与机械仿形装置相比,因为液压仿形的触头和样件(靠模)间的接触压力小得多,所以样件的磨损小、寿命长,此外,液压仿形还允许使用尺寸较小的仿形触头和较陡的靠模曲线,从而扩大了仿形加工的范围。

该仿形刨床的液压系统为双子系统结构,工作台往复运动系统实际上为液压传动系统,它与仿形刀架伺服控制系统既相互融合又相互独立,互不干扰。

仿形刀架回路采用阀控缸实现刀架的仿形运动,用夹紧缸实现仿形回路的互锁,安全可靠。

工作台往复运动系统采用双泵组合供油,并利用远程控制原理实现液压泵的工作压力变化与卸荷。采用一对大小不同的柱塞缸分别实现切削和返回运动;采用电磁换向阀作导阀的液压动换向主阀换向,导阀控制压力油取自仿形刀架回路的变量泵,主换向阀带有快跳孔及单向节流器(类似于万能外圆磨床液压系统的液压操纵箱),可以节省、调整换向时间,减小换向冲击,通过柱换向阀的操纵杆驱动远程调压阀降低系统在换向过程中的压力;两缸均采用单向节流阀的进油节流调速方式,但不利于散热。

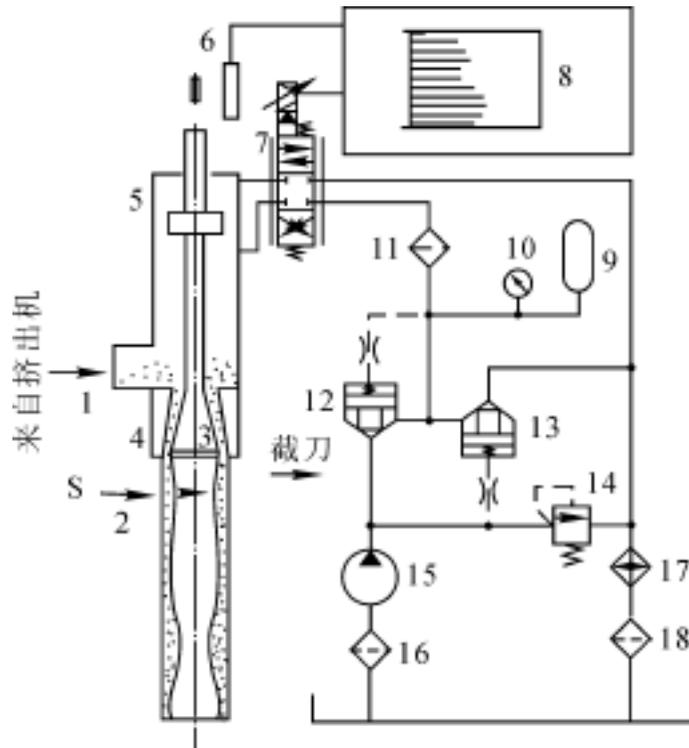
2. 中空挤坯吹塑挤出机型坯壁厚电液伺服系统

中空挤坯吹塑是制造瓶、桶、箱等中空塑料制品的重要工艺方法之一,挤出机是实现这一工艺的重要设备,其生产过程是:由挤出机通过机头挤出半熔融的批管状型坯 当型坯达到一定的长度时,模具闭合,抱住型坯 切刀截断型坯 吹气杆插入模具中的塑坯内吹气,使型坯紧贴模腔内壁而冷却定形 开模取出中空制品。该机的型坯壁厚控制采用了电液伺服技术和单片微型计算机控制(配有键盘和液晶显示)。

型坯壁厚电液伺服控制系统的原理图如图 10-36 所示,其控制对象是中空吹塑设备中制造型坯的机头(有直接挤出式和储料缸式两类)。以直接挤出式机头为例,自挤出机的半熔融塑料 1 经过口模 4 和芯头 3 形成的出口缝隙 S 挤出,形成管状型坯 2。型坯连续地被挤出,模具则交替地在机头下方取走型坯,在吹塑工位进行吹胀。机头的出口缝隙 S 可由伺服液压缸 5 通过芯头 3 控制其大小,当出口缝隙 S 大时,挤出的型坯壁厚尺寸大,反之则小。本系统就是通过对出口缝隙 S 变化的控制来实现对塑料型坯沿其纵向变化规律的控制。

系统的油源为定量液压泵 15,泵的压力油经插装式单向阀 12、精过滤器 11 向伺服阀 7 供油,系统压力由溢流阀 14 设定,并由压力表 10 显示。蓄能器 9 用于蓄能和吸收压力脉动,以减小泵的排量和稳定工作压力。伺服阀出口油液经冷却器 17 和回油过滤器 18 回到油箱。停机

时,蓄能器通过插装阀 13 泄压。系统的执行器为电液伺服阀 7 控制的液压缸 5,缸的上端设有位移反馈传感器 6,伺服阀 7 接受控制器 8 的指令信号,输出流量驱动液压缸 5、带动芯头 3 按所需控制规律运动,机头出口缝隙 S 则按此规律控制型坯的厚度。位移传感器 6 感受伺服液压缸活塞,即芯头 3 的位移信号,并送至控制器中,实现芯头运动的闭环控制。以微处理机(CPU)为核心的型坯壁厚控制器具有工作方式设定、系统工作状态显示、工作参数预置和输入、模拟信号处理等功能。



10-36 型坯壁厚电液伺服控制系统原理图

半熔融塑料;2—型坯;3—芯头;4—口模;5—液压缸;
传感器;7—电液伺服阀;8—控制器;9—蓄能器;10—压力表;
滤器;12,13—插装阀;14—溢流阀;15—定量液压泵;17—冷却器

系统具有如下特点:

电液伺服系统采用高性能的电液伺服阀和低阻尼液压缸,配以蓄能器,使系统具有较高的快速响应能力和低速平稳性。设置蓄能器可减小液压泵的流量规格,具有节能作用。给液压泵进口安装粗过滤器、出口安装精密高压过滤器并在回油路上安装回油过滤器,可有效地控制液压油液的清洁度,从而提高了电液伺服系统工作的可靠性和使用寿命。

以工业单片微机作为控制器的核心,可靠性高、体积小,对工业环境适应能力强。控制器可存储多达 15 个工艺文件,在更换制品品种时,可缩短调整时间。以轻触薄膜键盘作为人机对话的工具,可方便地设置系统的各种参数和型坯的壁厚。采用液晶显示技术,不仅可实时地显示型坯壁厚设置值、工作周期、储料缸容量的给定值、制品累计数量,工作方式及状态等,而且还可将型坯壁厚的动态运行值实时地与设置值同时显示在屏幕上,便于监测系统状态及运行情况,显示屏在此起到了低频示波器的作用。

3. 汽车悬架减振器试验台电液伺服系统

汽车悬架减振器性能试验台是减振器生产和研究开发中的性能试验设备,主要用于减振示功特性、速度特性等性能试验。试验台由主机、液压伺服激振系统及微机测控系统等组成。采用电液伺服技术和微机测控技术,模拟减振器实际工况,实现试验过程的实时监测与闭环

控制。

图 10-37 所示为试验台主机结构示意图,工作台 3、立柱 5 和横梁 6 组成试件的装夹框架。装夹框架支撑在机体总成 2 上;伺服激振装置固定在工作台下;其活塞杆穿过工作台,通过螺纹、过渡件和夹具与减振器下端相连;位移传感器 9 和速度传感器 1 与活塞杆固连在一起;力传感器 4 固定在调整螺杆 7 上,调整螺杆由螺母固定在横梁上。调整螺杆可以根据不同规格减振器所需的运动空间上下调整。

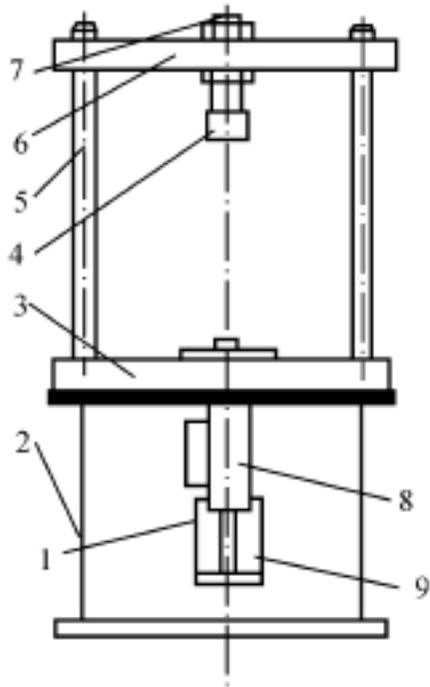


图 10-37 试验台主机结构示意图

- 1—速度传感器;2—机体总成;3—工作台;
4—力传感器;5—立柱;6—横梁;7—调整螺杆;
8—伺服激振装置;9—位移传感器

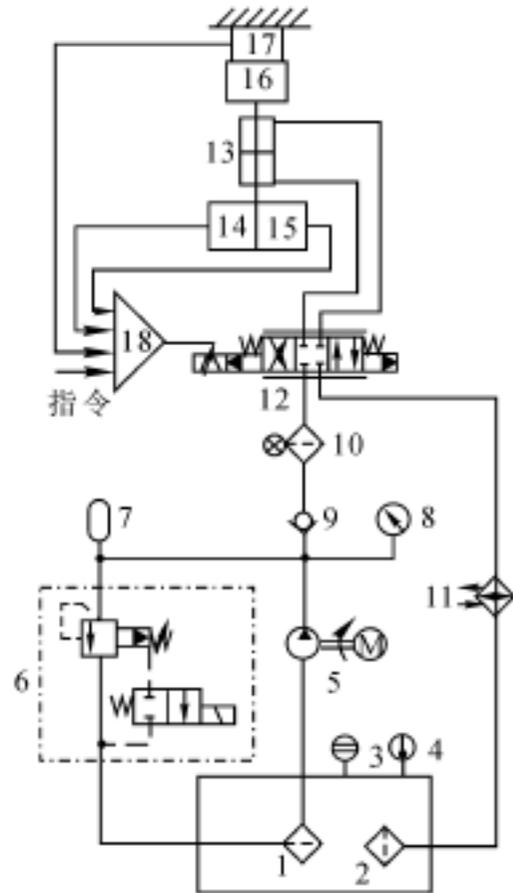


图 10-38 试验台电液伺服控制系统原理图

- 1—吸油过滤器;2—回油过滤器;3—液位计;
4—温度调节器;5—电机组合泵;6—电磁溢流阀;
7—蓄能器;8—压力表;9—单向阀;10—精过滤器;
11—冷却器;12—电液伺服阀;13—液压缸;14—位移传感器;
15—速度传感器;16—试件;17—力传感器;18—伺服控制器

图 10-38 所示是电液伺服控制系统的液压原理图。系统的油源为 CY-C 系列电机组合泵 5(额定工作压力 31.5 MPa,额定流量 30 L/min),泵的工作压力和卸荷由电磁溢流阀 6 设定和控制,压力由压力表 8 显示。系统的执行器为液压缸 13,通过电液伺服阀 12 的控制,液压缸的活塞杆按要求方向和速度运动并带动减振器 16 运动;伺服阀 12 前设有带污染指示的精过滤器 10。系统还设有液位计 3、温度调节器 4、吸油和回油过滤器 1 及 2、蓄能器 7 等辅助元件。该系统与微机测控系统一起对试验台实现闭环反馈控制。

图 10-39 所示为试验台的微机测控系统原理图。主测控机通过数据采集卡对试验系统进行测控;试验台动作指令由微机发出,通过 D/A 接口进入伺服阀的控制器进行信号放大和调节,输出电流信号,使液压缸活塞按要求的方向和速度运动,液压缸同时带动减振器运动,并分别通过与液压缸活塞杆固连的位移传感器和速度传感器测量位移和速度,通过主机调整螺杆上固定的力传感器测量阻尼力;检测到的位移信号、速度信号和阻尼力信号通过适当调理,分

别进入数据采集卡的三路 A/D 中;计算机通过数据处理得到要求的减振器特性曲线。由于系统采用位置反馈控制,因此,位移信号通过适当处理转化为调整指令,然后发送到伺服控制器。

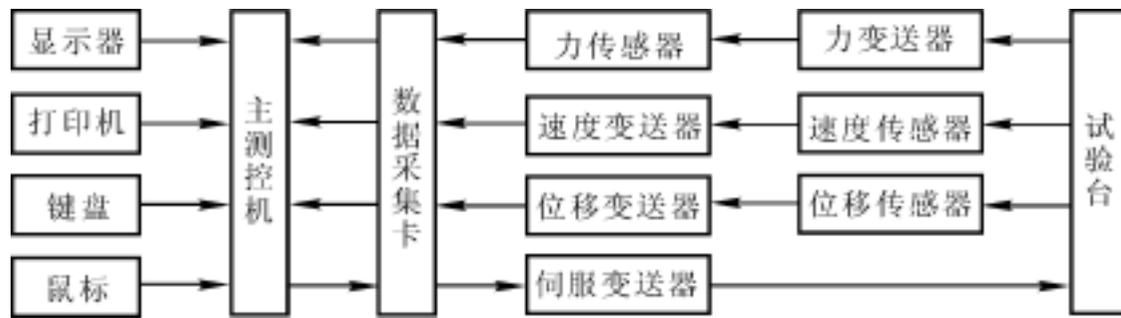


图 10-39 微机测控系统原理图

4. 高压输电线间隔棒振摆试验电液伺服系统

架设在旷野环境下的高压输电线路,不可避免地会遭到风吹、日晒、雨淋。为了保持导线的间距不变,在高压输电线路中设置间隔棒。因为输电线受到风吹的影响而振动,并导致间隔棒的扭转振摆。本电液伺服系统用于电力行业在实验室里模拟间隔棒的扭转振动及分析研究。

图 10-40 是间隔棒试验电液伺服系统的液压原理图,它是一个阀控马达转角位置系统。执行器为用于摆角和转矩输出的双叶片式摆动液压马达 9,该马达由电液伺服阀(喷嘴挡板式二级大流量阀)8 驱动和控制。系统的油源为变量液压泵 2,其供油压力由电磁溢流阀 3 设定,并通过压力表及其开关 4 观测。在液压泵的进出口处分别设有吸油过滤器 1 和高压精过滤器 5,以保证液压油液的清洁度;蓄能器 7 用于吸收液压脉动。冷却器 10 用于油液冷却。油箱上设有空气过滤器 12 和液位计 13。系统最大输出转矩为 $1\ 500\ \text{N}\cdot\text{m}$,最大扭摆角度 $\pm 30^\circ$,最大扭摆速度 $377^\circ/\text{s}$,振摆控制波形为正弦波,系统设计压力 $6.3\ \text{MPa}$,系统流量 $60\ \text{L}/\text{min}$ 。

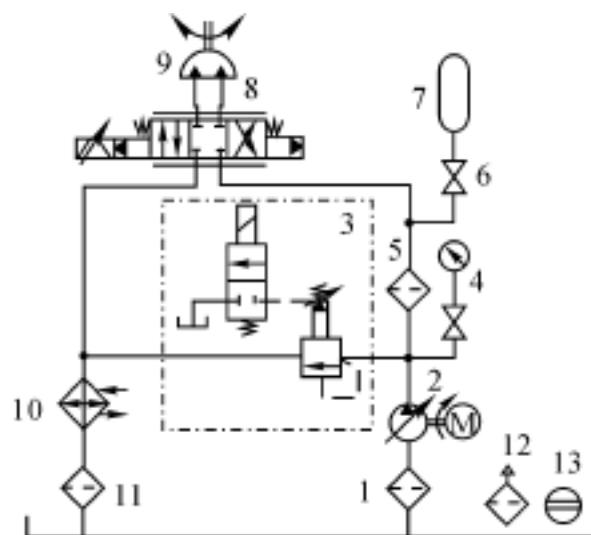


图 10-40 间隔棒试验电液伺服系统原理图

- 1—吸油过滤器;2—变量液压泵;3—电磁溢流阀;4—压力表及其开关;
5—精过滤器;6—截止阀;7—蓄能器;8—电液伺服阀;9—摆动液压马达;
10—冷却器;11—回油过滤器;12—空气过滤器;13—液位计

系统的工作原理可用图 10-41 所示的原理方块图简要说明如下:

伺服控制器将来自信号源(系统的输入信号)与振摆液压马达的摆角信号的误差信号行

放大并驱动电液伺服阀,经过电液伺服阀完成功率放大并驱动振摆液压马达转动,振摆液压马达的转角由编码器检测并经过 A/D 数模转换反馈给伺服放大器,实现振动摆角的电液伺服闭环控制。

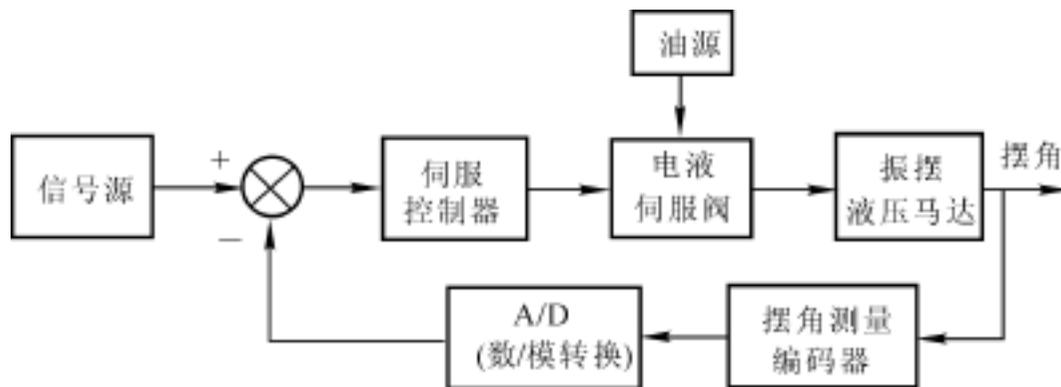


图 10-41 电液伺服控制原理方块图

5. 带钢跑偏光电液伺服控制系统

跑偏控制系统的功用在于使机组钢带定位并自动卷齐,以免由张力不当或波动大、辊系不平行、钢带厚度不均等原因引起带边跑偏过大而撞坏设备或断带停产,有利于中间多道工序生产,减少带边剪切量而提高成品率,成品整齐,便于包装、运输和使用。常见的带钢跑偏控制系统为光电液伺服控制系统,通过执行器控制卷取机(见图 10-42)的位移,使其跟踪带钢偏移,从而使钢卷卷齐。因此,该控制系统为位置伺服系统。由于被检测的是连续运动着的带钢边缘偏移量,故位置传感器使用非接触式的光电位置检测元件。与气液伺服跑偏控制系统相比,电液伺服系统的优点是信号传输快,电反馈和校正方便,光电检测器的开口(即发射与接收器间距)可达 1 m 左右,并可直接方便地装于卷取机旁。

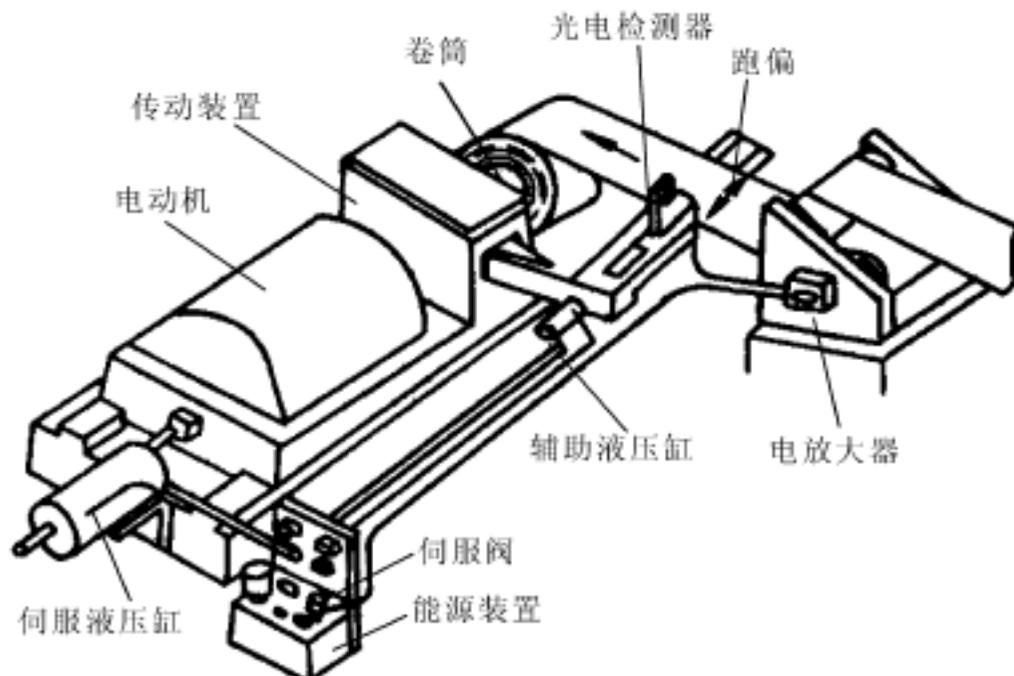


图 10-42 卷取机跑偏控制设备简图

图 10-43 所示为电液伺服系统原理图,系统的油源为定量液压泵 1 供油的恒压源,油源压力由溢流阀 2 设定。系统的执行器为电液伺服阀控制的辅助液压缸 12 和移动液压缸 13,缸 12

用于驱动光电检测器 17 的前进与退回,以免在卷完一卷钢带时,带钢尾部撞坏检测器。缸 13 为主液压缸,用于驱动卷筒 15 作直线运动实现跑偏控制。图 10-44 所示为电液伺服系统的控制电路简图,光电检测器由发射光源和光电二极管接收器组成,光电二极管作为平衡电桥的一个臂。钢带正常运行时,光电管接收一半光照,其电阻为 R_1 ,调整电桥电阻 R_3 ,使 $R_1 R_3 = R_2 R_4$,电桥无输出,当钢带跑偏,带边偏离检测器中央时,电阻 R_1 随光照变化,使电桥失去平衡;从而造成调节偏差信号 u_e ,此信号经放大器放大后,推动伺服阀工作,伺服阀控制液压缸跟踪带边,直到带边重新处于检测器中央,达到新的平衡为止。

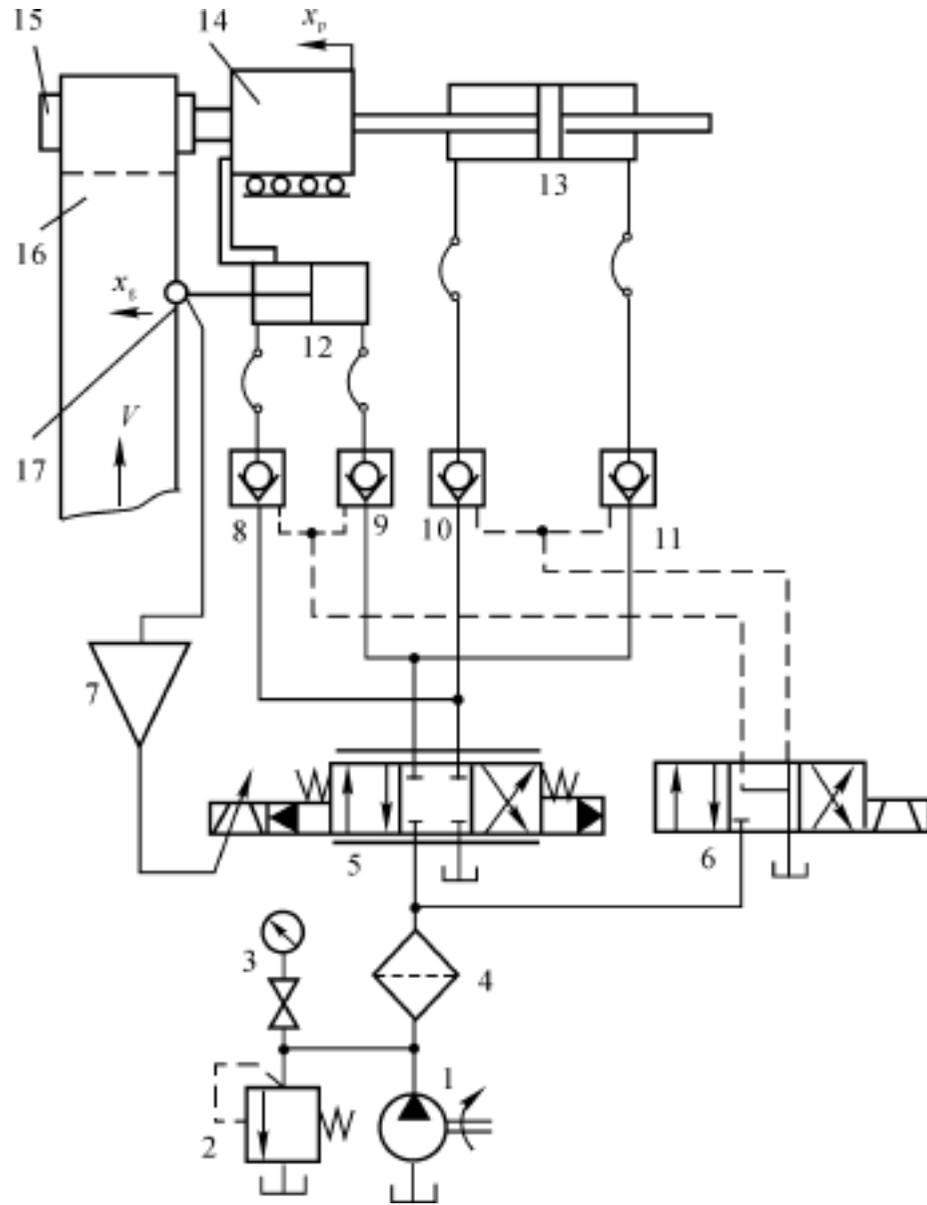


图 10-43 电液伺服系统原理图

- 1— 定量液压泵;2— 溢流阀;3— 压力表及其开关;4— 精密过滤器;
 5— 电液伺服阀;6— 三位四通电磁换向阀;7— 伺服放大器;
 8,9,10,11— 液控单向阀;12— 辅助液压缸(检测器缸);13— 移动液压缸;
 14— 卷取机;15— 卷筒;16— 钢带;17— 光电检测器

检测器缸 12 用于剪切前将检测器退回,带钢引入卷取机钳口。为了在开始卷取前检测器能自动对位,即让光电管的中心自动对准带钢边缘,检测器缸也由伺服阀控制,检测器退出和自动对位时,卷取机移动缸 13 应不动;自动卷齐时,检测器缸 12 应固定,为此采用了两套可控液压锁(分别由液控单向阀 8,9 和 10,11 组成),液压锁由三位四通电磁换向阀 6 控制。

自动卷齐或检测器自动对位时,系统为闭环工作状态;快速退出检测器时,切断闭环,手动

给定伺服阀最大负向电流,此时伺服阀当换向阀用。

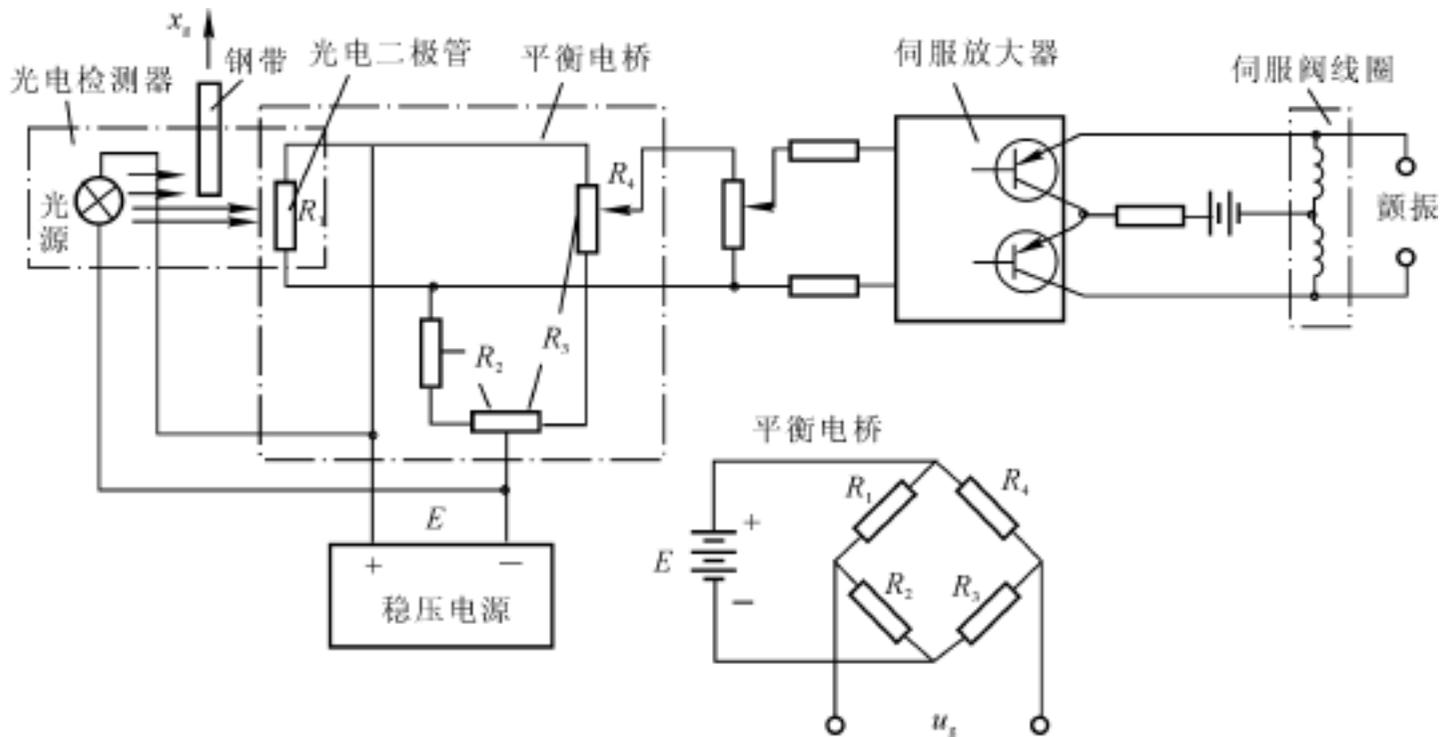


图 10-44 系统控制电路简图

通过自动卷齐闭环系统的原理框图(见图 10-45)容易了解整个系统的工作原理与控制过程。

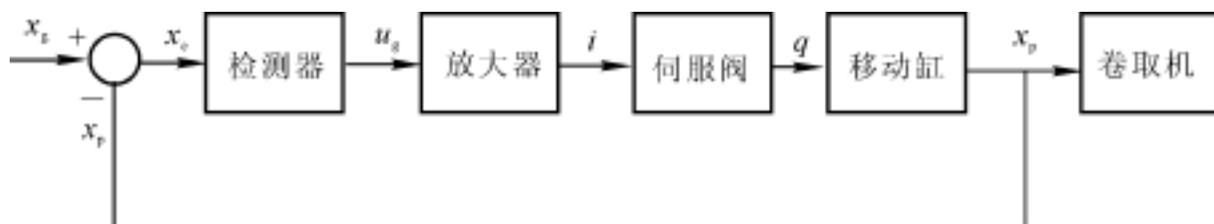


图 10-45 跑偏控制系统原理框图

6. 泵控式电液伺服速度控制系统

图 10-46 所示为泵控式电液速度控制系统。双向变量泵 5、双向定量液压马达 6 及安全溢流阀组 7 和补油单向阀组 8 组成封闭式油路,通过改变变量泵 5 的排量对液压马达 6 调速。而变量泵的排量调节通过电液伺服阀 2 和双杆液压缸 3 组成的阀控式电液伺服机构(经常附设在变量泵的内部)的位移调节来实现。在负载与指令机构间设有测速电动机(速度传感器)9,从而构成一个闭环速度控制系统。当系统输入指令信号后,控制液压源的压力油经电液伺服阀 2 向双杆液压缸 3 供油,使液压缸驱动变量泵的变量机构在一定位置下工作;液压马达的输出速度由测速电机检测,转换为反馈信号,与输入指令信号相比较,得出偏差信号控制电液伺服阀的阀口开度,从而使变量泵的变量机构,即变量泵的排量保持在设定值附近,最终保证液压马达 6 在理想的转速值附近工作。位置传感器 4 构成内部反馈环节,用以提高系统的控制精度。

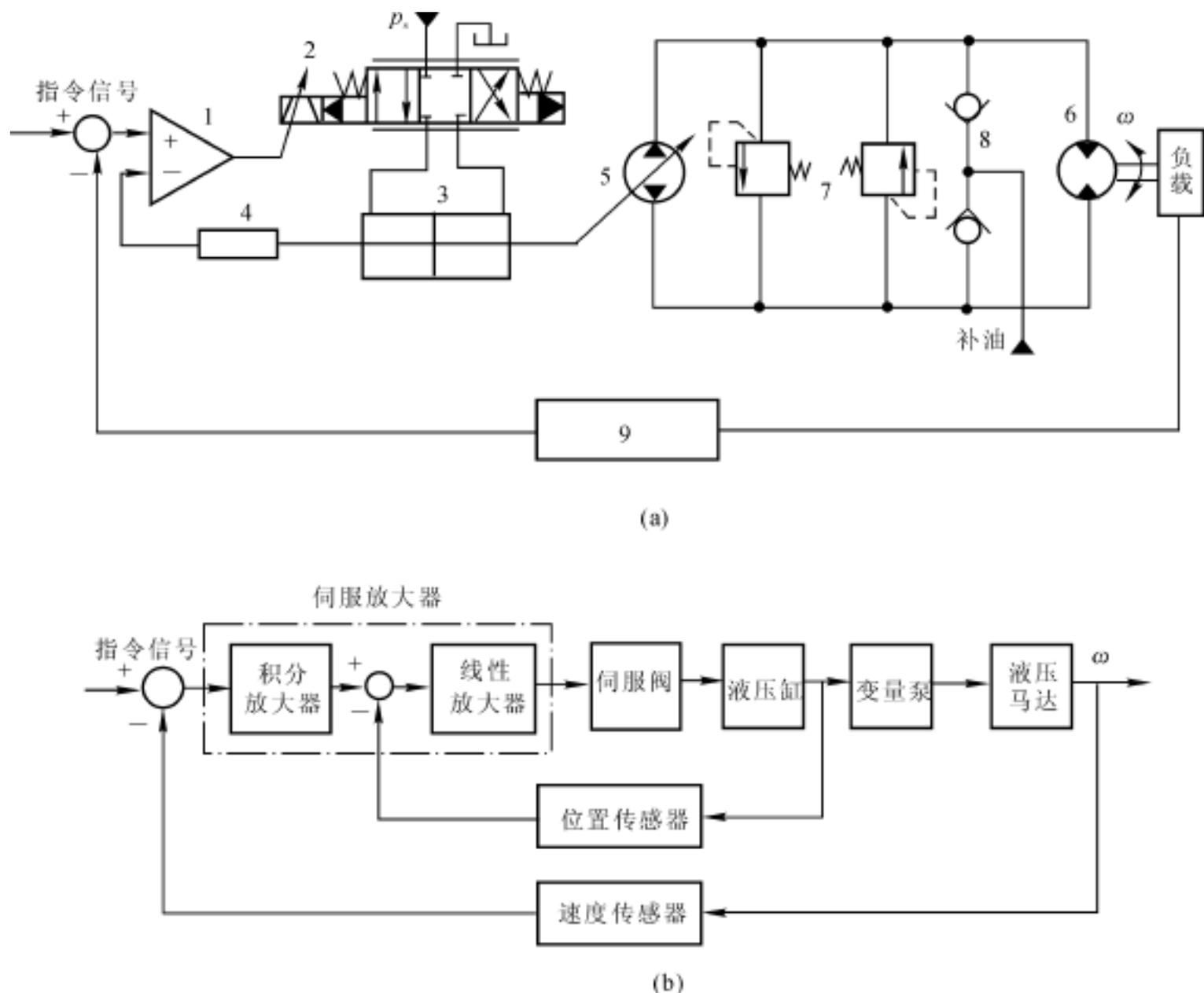


图 10-46 泵控式电液伺服速度控制系统

(a) 原理图;(b) 方块图

1— 伺服放大器;2— 电液伺服阀;3— 双杆液压缸;4— 位置传感器;5— 双向变量液压泵;
6— 双向定量液压马达;7— 安全溢流阀组;8— 补油单向阀;9— 测速电动机

二、电液比例控制系统

1. XS-ZY-250A 型塑料注射成形机电液比例控制系统

塑料注射成形机(简称注塑机)是热塑性塑料制品的成形加工设备,具有使形状复杂制品一次成形的能力,因此在塑料机械中,应用居于首位。液压传动的注塑机通常由合模部件(含定模板、动模板、合模与顶出液压缸等)、注射部件(含料斗、料筒、喷嘴、预塑马达、注射液压缸和注射座液压缸等)、液压系统及电控系统等组成。其一般工艺流程如图 10-47 所示,它具有注塑工艺顺序动作多、工况多变、成形周期短、合模力和注射力需求大的特点,为了提高自动化水平和产品质量,现代注塑机有很多采用了电液比例控制。

图 10-48 所示为 XS-ZY-250A 型注塑机电液比例控制系统原理图,系统采用三个定量泵组合供油,系统中的执行器以电磁换向阀或电液动换向阀控制运动方向。两只电液比例溢流阀 11 和 12 可对注塑机启闭模、注射座前移、注射、顶出、螺杆后退时的压力进行控制;而电液比例调速阀 13 用来控制启闭模和注射时的速度。结合系统的电磁铁工作情况(见表 10-3)很

容易分析系统在各工况下的油液流动路线,故此处从略。

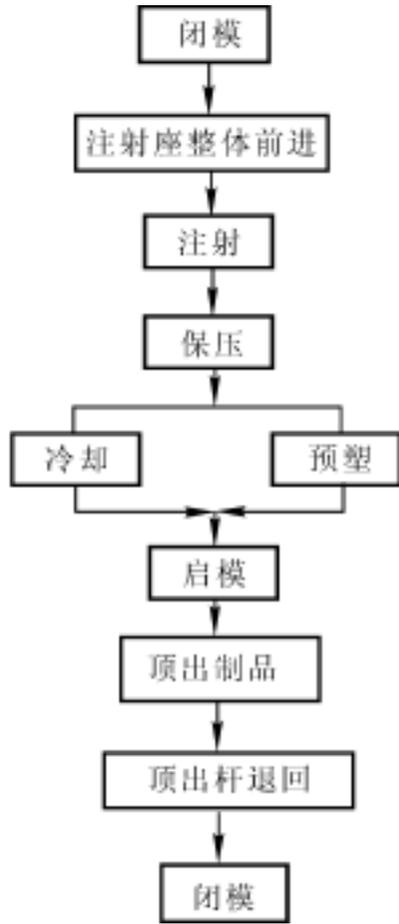


图 10-47 注塑机的一般工艺流程

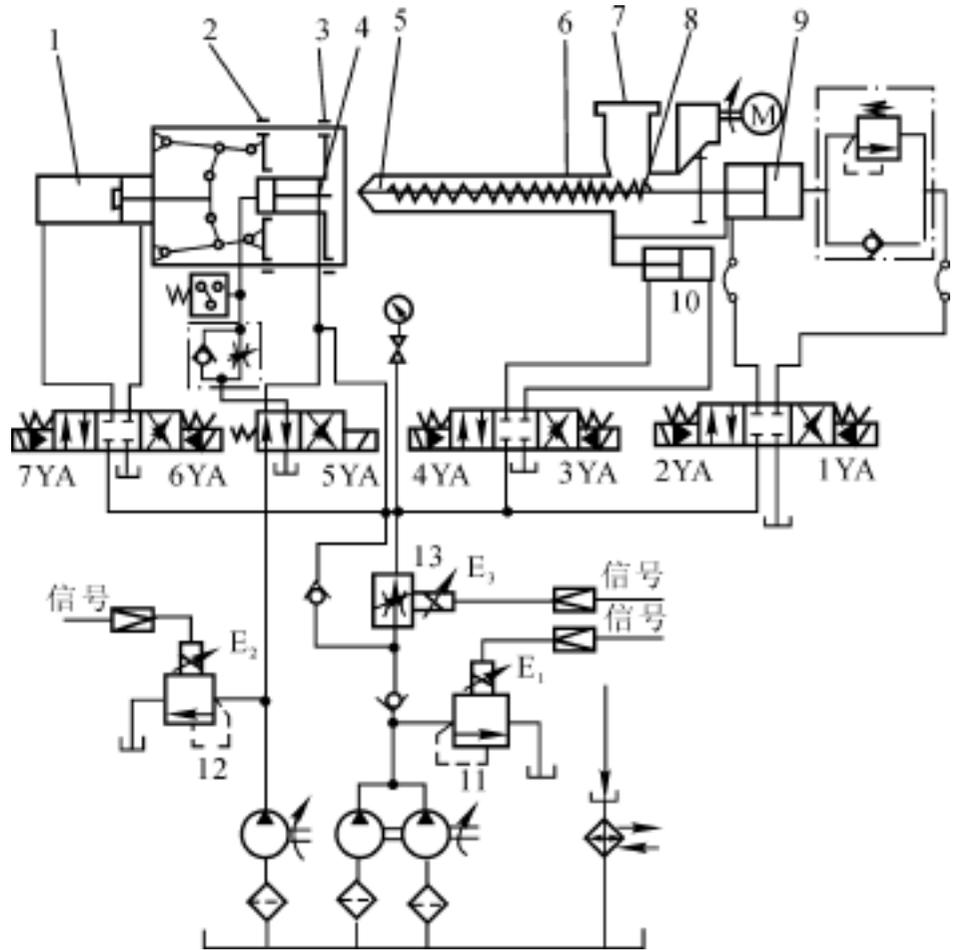


图 10-48 塑料注射成形机电液比例控制系统原理图

- 1—合模缸; 2—动模板; 3—定模板; 4—顶出缸; 5—喷嘴;
- 6—料筒; 7—料斗; 8—螺杆; 9—注射缸; 10—注射座移动缸;
- 11, 12—电液比例溢流阀; 13—电液比例调速阀

表 10-3 系统电磁铁工作情况表

工况		电磁铁									
		1YA	2YA	3YA	4YA	5YA	6YA	7YA	E ₁	E ₂	E ₃
闭模	闭模	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
	低压保护	-	-	-	-	-	-	+	-	+	+
	锁紧	-	-	-	-	-	-	+	-	+	+
注射座前进		-	-	+	-	-	-	-	-	+	+
注射		+	-	-	-	-	-	-	+	+	+
保压		+	-	-	-	-	-	-	-	+	+
预塑		-	-	+	-	-	-	-	-	+	+
注射座后退		-	-	-	+	-	-	-	-	+	+
启模		-	-	-	-	-	+	-	+	+	+
顶出		-	-	-	-	+	-	-	-	+	-
螺杆后退		+	+	-	-	-	-	-	+	+	+

系统特点如下:

- (1) 压力和速度变化较多,利用电液比例阀进行控制,系统油路结构简单,所需元件少。
- (2) 自动工作循环,主要靠行程开关来检测信号。
- (3) 系统效率较高,压力变换及速度变换时冲击小,噪声低。
- (4) 在系统保压阶段,多余的油液要经溢流阀回油箱,故有部分能量损耗。但如果将此定压溢流的节流调速系统改用变压容积调速系统,便可避免不必要的溢流损失和节流损失,从而变成一个节能型高效液压系统。

2. 客货两用液压电梯的电液比例控制系统

液压电梯是多层建筑中安全、舒适的垂直运输设备,也是厂房、仓库、车库中廉价的重型垂直运输设备。与电动牵引电梯相比,液压电梯具有不需要在顶部安装机房,结构紧凑、承载能力大、无级调速、运行平稳、成本低等优点。

液压电梯的轿箱一般由单级或多级柱塞式液压缸驱动,按液压缸的安放位置不同,液压电梯有直顶式和侧置式两类。图 10-49(a) 所示为直顶式液压电梯的示意图,液压缸 1 置于地坑 2 中,柱塞 3 直接和轿厢 4 相连,置放液压站 6 的机房 5 设在旁侧。在液压电梯速度控制系统中,对其运行性能(包括轿厢启动、加减速运行平稳性、平层准确性以及运行快速性等方面)都有较高的要求,并对液压电梯的速度、加速度以及加速度的最大值都有严格的限制。图 10-49(b) 所示为液压电梯的速度曲线,目前电梯的液压系统广泛采用节流调速方式,以满足上述要求。

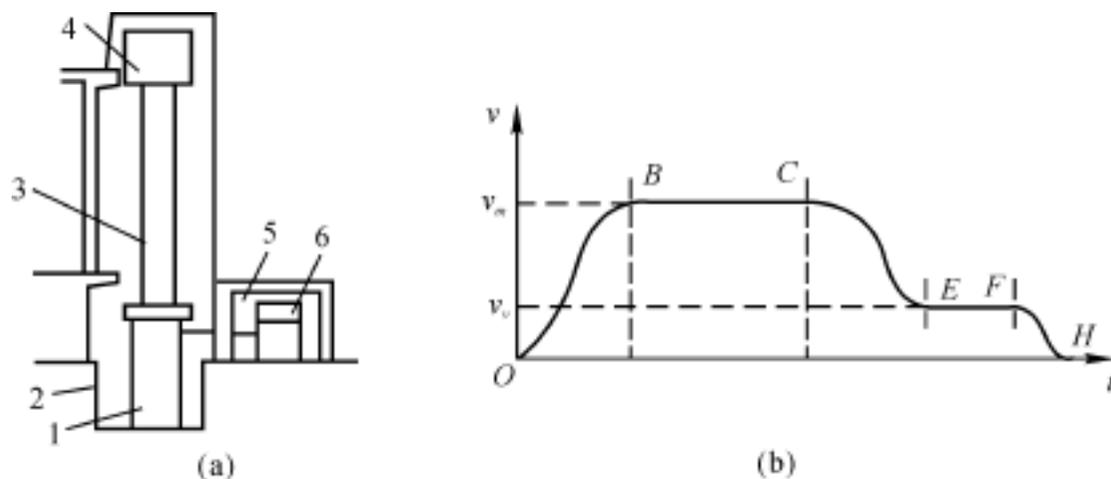


图 10-49 液压电梯的结构示意图及理想运行速度曲线

(a) 结构示意图; (b) 理想运行速度曲线

1—液压缸; 2—地坑; 3—柱塞; 4—轿箱; 5—机房; 6—液压站

O ~ B—加速阶段; B ~ C—匀速阶段;

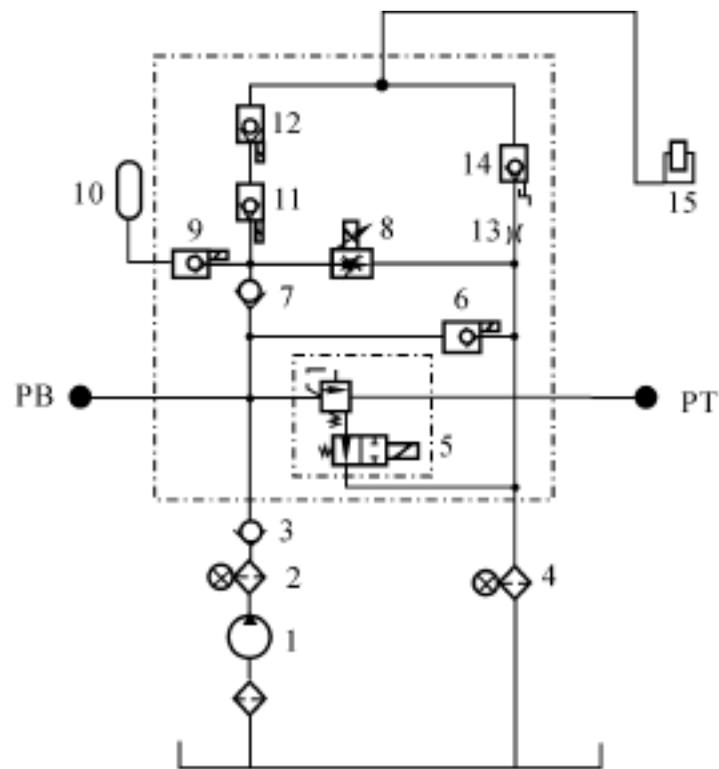
C ~ E—减速阶段; E ~ F—平层阶段; F ~ H—结束阶段

本节介绍的某客货两用液压电梯,采用电液比例控制。电梯的额定载质量为 10 kN; 轿厢升程 7.5 m; 轿厢升降速度为 0.5 m/s; 轿厢启动、制动加速度均小于 15 m/s^2 ; 平层精度小于 4 ~ 5 mm; 满载下沉量为 0 mm/10 min; 轿箱噪声 55 dB(A); 机房(泵站)噪声 85 dB(A)。

图 10-50 所示是本客货两用电梯的液压系统原理图。系统的执行器为驱动电梯轿箱升降的柱塞式液压缸 15。系统的油源为定量液压泵 1, 系统压力设定和液压泵卸荷控制由电磁溢流阀 5 实现。由计算机控制的电液比例流量阀 8 用于在液压缸 15 上升时的旁路节流调速和下降时的回油节流调速, 使电梯按照软件制定的速度变化规律升降。电控单向阀 6 起安全保护作

用,是电磁溢流阀5的第二道保险。阀6及阀5与阀8之间电气联锁,以避免误动作,保证安全。手动单向阀14供事故应急使用,当突然停电或发生其他意外事故时,操作该阀可使轿箱以规定的安全速度下降到某一楼面;为了防止电梯自动沉降的双保险,系统设置了两个电控单向阀11和12;蓄能器10用于吸收冲击振动。单向阀3和7用于防止油液倒灌;系统的压力油路和回油路分别设有带污染指示的精过滤器2和4,一旦过滤器被堵塞则立即自动报警,以便及时更换过滤器滤芯。

电梯运行采用微机控制,系统以MCS-48系列单片机为核心,配以输入、输出过程通道,完成电梯信号控制、速度控制和平层控制。计算机控制系统框图如图10-50(b)所示。



(a)



(b)

图 10-50 电梯液压系统原理图及计算机控制系统框图

(a) 液压系统原理图;(b) 计算机控制系统框图

1—定量液压泵;2,4—过滤器;3,7—单向阀;5—电磁溢流阀;

6,9,11,12—电控单向阀;8—电液比例流量阀;10—蓄能器;

13—节流器;14—手动单向阀;15—柱塞式液压缸

系统特点如下:

(1) 采用定量泵供油,上升工况采用旁路节流调速,不易发热;下降工况采用回油节流调

速,有利于节流后热油回油箱进行热交换;流量控制元件采用电液比例二通流量阀;调速控制系统采用单片机开环控制。电梯信号处理和运行控制均采用单片机实现。

(2) 采用电控单向阀防止液压电梯自动下沉。液压系统具有电磁溢流阀和电控单向阀双重压力保护;通过应急阀可以在停电等突发情况出现时,使电梯安全下降,可靠性高,故障率远低于机械式电梯。

三、电液数字控制系统

电液数字控制系统的应用目前尚不如伺服和比例控制系统广泛,以压铸机电液数字控制系统(见图 10-51)说明其应用。系统中使用的数字阀与图 10-29 所示数字阀相同。控制装置通过驱动电源使步进电机运动,控制数字阀的流量,使液压缸及其带动的压铸部分按需要的速度及位置运动。图 10-52 所示为压铸机系统的基本压射速度变化示意图。

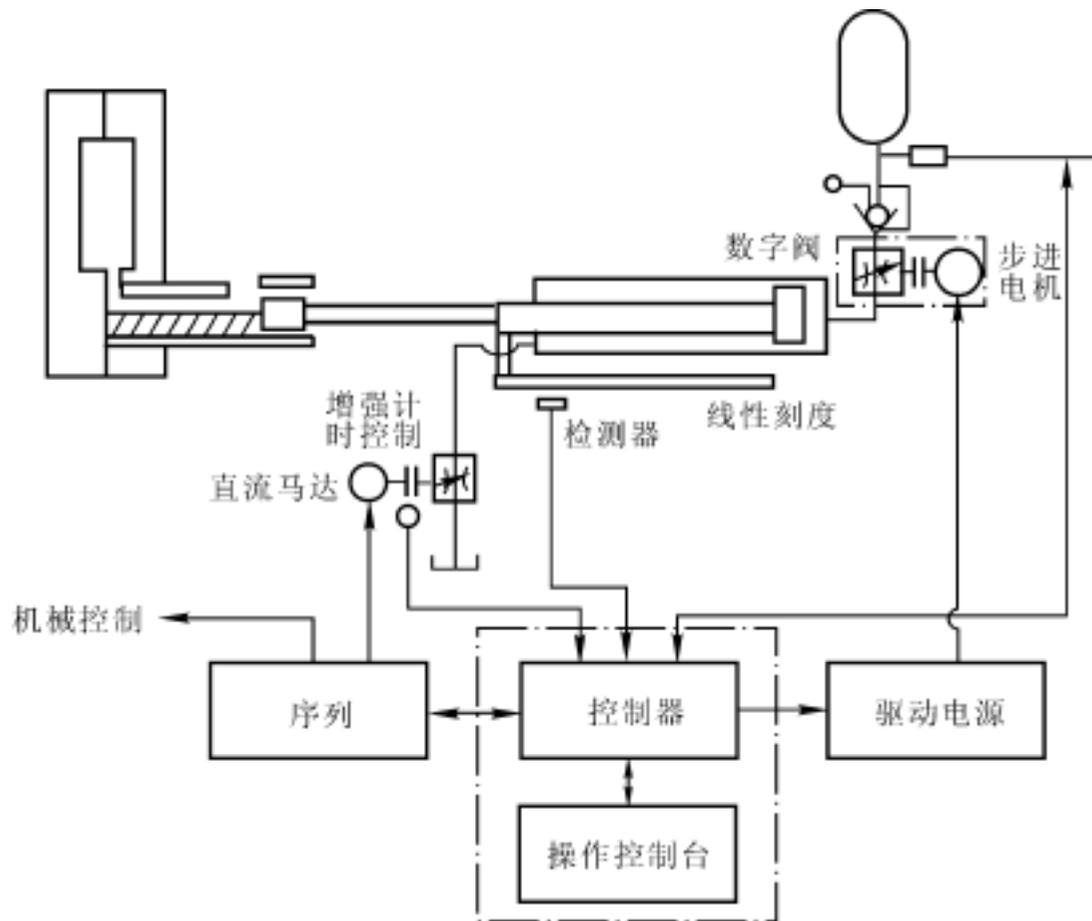


图 10-51 压铸机电液数字控制系统原理图

压铸时,逐渐加速到慢压射速度 v_1 ,平稳的启动可以防止气体卷入铸件,缩短压铸时间,保持压射室内金属液的温度。压室在充填液体金属的过程中,有时需用慢压射速度 v_2 ,以便调整过高的初始压射速度,避免内浇口的液体金属流速过高,导致充型过程卷入气体。慢速充型后必须用高压射速度 v_3, v_4 ,以保证在金属凝固前充满型腔。最后用增压速度 v_5 快速增压,并控制增压时间和压力值。采用的电液控制系统压铸机消除了气体的卷入,减少了整个充型时间,提高了铸件的质量。用这种控制系统容易控制生产过程,还可为今后配用计算机系统,以实现工厂的自动化创造条件。

由于注塑机、液压机等设备与压铸机的动作类似,也可用其他数字阀实现电液数字控制。

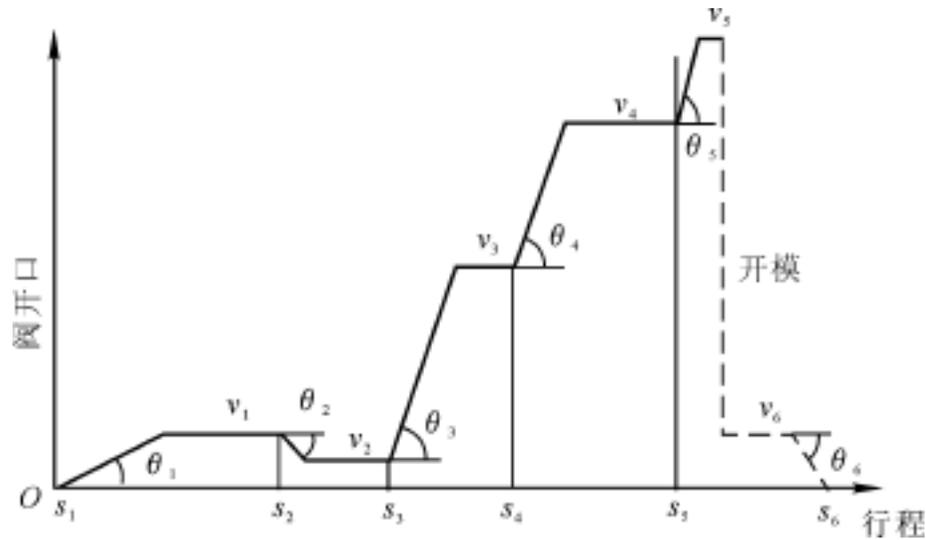


图 10-52 压铸机压射速度示意图

v_1, v_2 — 慢速压射速度; v_3, v_4 — 快速压射速度;

v_5 — 增压速度; v_6 — 开型压射液注塞速度

第五节 液压控制系统的动态特性分析

本节以机液位置伺服系统为例,说明液压控制系统动态特性的分析方法。图10-53所示为机液位置伺服系统的原理图,其拖动装置由四边滑阀和双杆双作用液压缸组合而成(故简称阀控缸系统),机械反馈则利用简单的连杆实现。系统指令信号为连杆的输入位移 x_i ,滑阀阀芯的位移为 x_v ,系统的控制量为液压缸输出位移 x_p 。

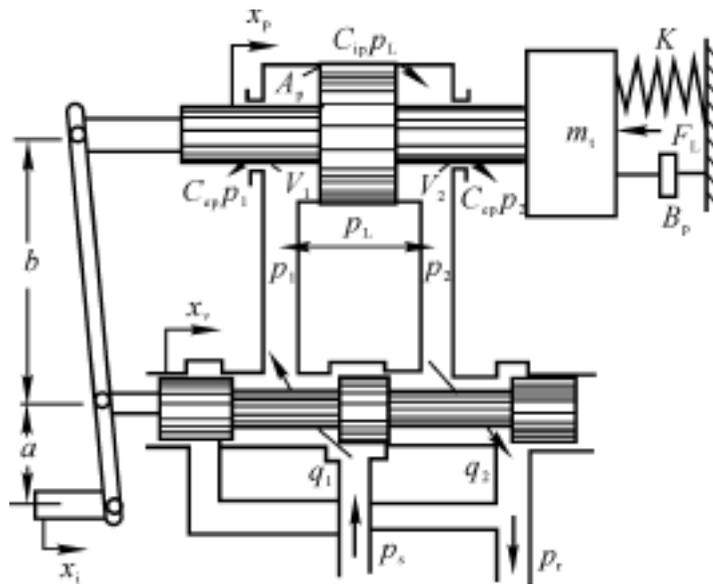


图 10-53 机液位置伺服系统原理图

一、系统数学模型

1. 阀芯位移方程

忽略机械反馈机构的动态特性,将其视为比例环节,当连杆动作较小时,阀芯位移方程为

$$x_v = \frac{b}{a+b} x_i - \frac{a}{a+b} x_p = K_i x_i - K_f x_p \quad (10-18)$$

式中 K_i ——输入放大因数, $K_i = \frac{b}{a+b}$;

K_f ——反馈因数, $K_f = \frac{a}{a+b}$ 。

2. 四边滑阀的线性流量方程

在第二节中已建立的四边滑阀的线性流量方程为

$$q = K_q x_v - K_c p_L \quad (10-19)$$

3. 动态流量连续方程

对缸的每一个活塞腔应用连续性方程,可得

$$q - q - q_{e1} - A_p \frac{dx_p}{dt} \quad (10-20)$$

$$q - q_2 - q + A_p \frac{dx_p}{dt} - q_2 = 0 \quad (10-21)$$

式(10-20)和式(10-21)中

q, q —— 两腔的流入、流出流量,可近似地视为负载流量 $q, q = q = q$;

q —— 内泄漏量,与压力差成正比,即 $q = C(p_1 - p_2) = C p_L$;

C —— 内泄漏因数;

p_1, p_2 —— 进、回油腔压力;

p_L —— 负载压力, $p_L = p_1 - p_2$;

q_1, q_2 —— 外泄漏量,与压力差成正比,即 $q_1 = C_e p_1, q_2 = C_e p_2$;

C_e —— 外泄漏因数;

$A_p \frac{dx_p}{dt}$ —— 有效流量(即使液压缸产生运动速度的流量);

A_p —— 液压缸有效作用面积;

q_1, q_2 —— 由于油液压缩性减少的流量, $q_1 = \frac{V_1}{K_c} \frac{dp_1}{dt}, q_2 = \frac{V_2}{K_c} \frac{dp_2}{dt}$;

V_1, V_2 —— 滑阀到液压缸两腔的密封空间容积,活塞处于中间位置时, $V_1 = V_2 = V/2, V$ 为滑阀到液压缸之间的总的密封空间容积。

式(10-20)与式(10-21)相减后各项除以2整理得

$$q = A_p \frac{dx_p}{dt} + C p_L + \frac{V}{4 K_c} \frac{dp_L}{dt} \quad (10-22)$$

式中 $C = C + (C_e/2)$ 表示液压缸的总泄漏因数。

4. 液压缸活塞动态力平衡方程

液压缸活塞动态力平衡方程为

$$A_p p_L = M \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p + F_L \quad (10-23)$$

式中 M —— 液压缸驱动的总质量;

B_p —— 液压缸及负载的总黏性阻尼因数(单位运动速度引起的黏性摩擦力);

K —— 负载的弹簧刚度;

F_L —— 作用在液压缸上的外负载力。

5. 系统的传递函数及方块图

在初始条件为零的情况下,对式(10-19)、式(10-22)及式(10-23)进行拉氏变换可得

$$q_L(s) = K_q x_v(s) - K_c p_L(s) \quad (10-24)$$

$$q_L(s) = A_p s x_p(s) + C_t p_L(s) + \frac{V_t}{4 K_e} s p_L(s) \quad (10-25)$$

$$A_p p_L(s) = M_t s^2 x_p(s) + B_p s x_p(s) + K x_p(s) + F(s) \quad (10-26)$$

由式(10-24) ~ 式(10-26) 消去 $p_L(s)$, 可得到

$$x_p = \frac{\left[\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4 K_e K_{ce}} s \right) F_L \right]}{\left[\frac{V_t M_t}{4 K_e A_p^2} s^2 + \left(\frac{K_{ce} M_t}{A_p^2} + \frac{B_p V_t}{4 K_e A_p^2} \right) s^2 + \left(1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K V_t}{4 K_e A_p^2} \right) s + \frac{K_{ce} K}{A_p^2} \right]} \quad (10-27)$$

式中, $K_{ce} = K_c + C$ 是总流量-压力因数。

方程(10-27) 给出了活塞对滑阀输入位移 x_v 和负载力 F_L 扰动的响应特性, 这个方程是一个适用于任何一种四边阀和对称双作用缸的通用方程。例如在前述两级伺服阀中, 双喷嘴挡板阀驱动功率滑阀, 这里的滑阀即相当于活塞。

忽略弹性负载, 即设 $K = 0$, 同时考虑到 $\frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} \ll 1$, 则式(9-27) 简化为

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4 K_e K_{ce}} s \right) F_L}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2 \delta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (10-28)$$

式中 ω_h —— 液压固有频率, $\omega_h = \sqrt{\frac{4 K_e A_p^2}{V_t M_t}}$; (10-29)

δ_h —— 阻尼比, $\delta_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{K_e M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4 A_p} \sqrt{\frac{V_t}{K_e M_t}}$ 。 (10-30)

由式(10-18)和式(10-28)可画出整个系统的方块图, 见图 10-54。根据方块图即可对系统的稳定性和其他特性进行分析计算。

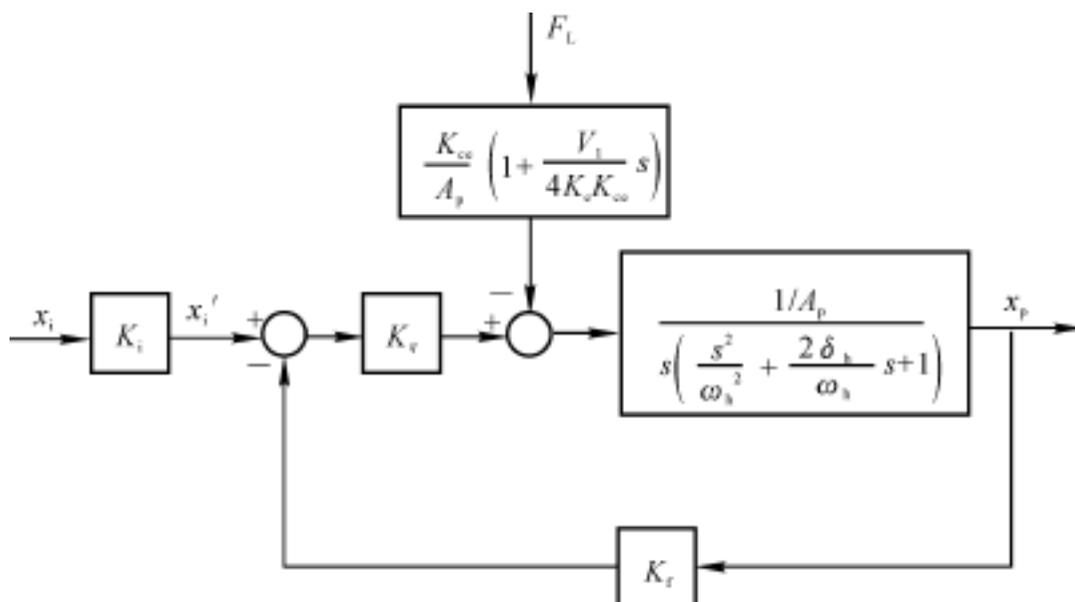


图 10-54 机液位置伺服控制系统方块图

二、系统的稳定性分析

运用开环系统的对数频率特性图,即波德图分析判定液压伺服系统的稳定性是较为有效的方法。

由图 10-54 可得系统的开环传递函数为

$$W_1(s) = \frac{K_v}{s\left(\frac{s^2}{2} + \frac{2}{h}s + 1\right)} \quad (10-31)$$

式中, K_v 为开环放大因数或速度放大因数, $K_v = \frac{a}{a+b} \cdot \frac{K_q}{A_p}$ 。

式(10-31)的波德图如图 10-55 所示。在 $\omega < \omega_h$ 区间,其渐近线斜率为 -20 dB/dec ,并穿越 0 dB 线, ω_c 为穿越频率。在 $\omega > \omega_h$ 区间,其渐近线斜率为 -60 dB/dec ;当 $\omega = \omega_h$ 时,曲线有峰值,在 ω_h 处的相位滞后为 180° 。为使系统稳定,当 $\omega = \omega_h$ 时的幅频曲线的峰值必须在 0 dB 线以下,即 $20 \lg |W_1(j\omega)| < 0 \text{ dB}$ 。当 $\omega = \omega_h$ 时算得的幅值比为

$$|W_1(j\omega_h)| = \frac{K_v}{2\delta_h\omega_h}$$

故有

$$20 \lg \frac{K_v}{2\delta_h\omega_h} < 0$$

即

$$K_v < 2\delta_h\omega_h \quad (10-32)$$

式(10-30)即为判定此系统稳定性的准则。

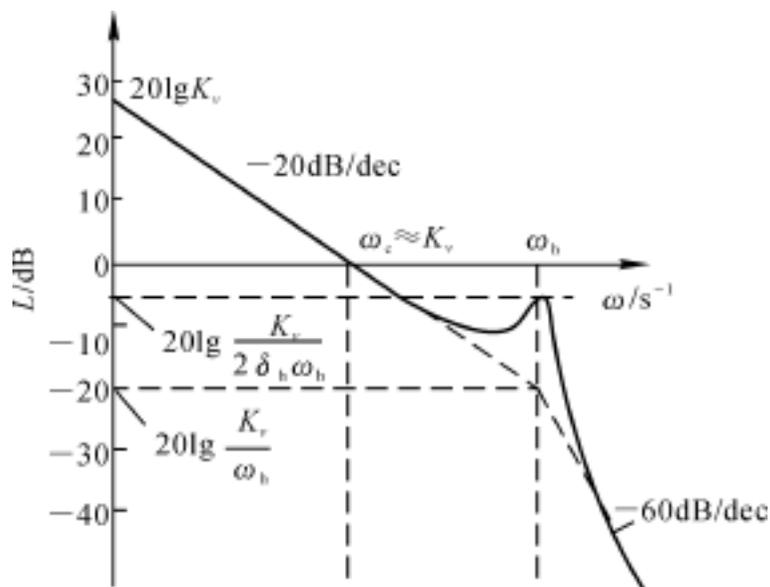


图 10-55 机液位置伺服系统波德图

由式(10-32)可以看到,影响稳定性的是 K_v , δ_h , ω_h 三个综合参数。开环放大因数 K_v 如果太大,则系统容易不稳定,而液压固有频率 ω_h 和阻尼比 δ_h 的提高对稳定性有利。

由图 10-55,在穿越频率 ω_c 处其斜率为 -20 dB/dec ,即 $\omega_c = K_v$,而 ω_c 大致决定了系统的频宽, K_v , ω_h 值大,系统响应速度快,希望 K_v 大,但又受到式(10-32)稳定性判据的限制。

由式(10-29)可以看到,活塞面积 A_p 越大,油液的体积模量 K_e 越大,质量 M_t 越小,油液体积 V_t 越小,则液压固有频率 ω_h 越高,稳定性越好。可见设计时通过适当增大活塞面积,减小

运动部分质量和油液体积,并避免空气侵入到油液中,可保持 K_c 值尽可能大些;在阀和液压缸之间的连接不能使用软管。由式(10-30)还可以看到,要增大阻尼比 δ_h ,主要应提高 K_c 值,但 K_c 过大,又会使刚度变差。一般希望 δ_h 在 0.7 左右。

在活塞直径及反馈因数确定的情况下, K_v 值由流量增益 K_q 决定,增大系统压力和阀口面积梯度都可使 K_q 增大,但 K_q 太大对稳定性不利。

三、系统的稳态误差分析

稳态误差是系统控制精度的一种度量。稳态误差愈小,系统的精度愈高。伺服系统的稳态误差是由输入信号和外加负载力引起的,前者引起的误差称为跟随误差,后者称为负载误差。

1. 跟随误差

令图 10-54 中的 $F_L = 0$,并加以变换,可得系统对输入信号的单位反馈形式的方块图,如图 10-56 所示(图中,速度放大因数 $K_v = K_f K_q / A_p$),由于 $K_i / K_f = b/a$ 为一常数,所以只要研究误差 e 对 x_i 的响应即可。由图 10-56 容易得到误差传递函数为

$$\frac{e(s)}{x_i(s)} = \frac{1}{1 + \frac{K_v}{s \left[\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right]}} = \frac{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right)}{s \left[\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right] + K_v} \quad (10-33)$$

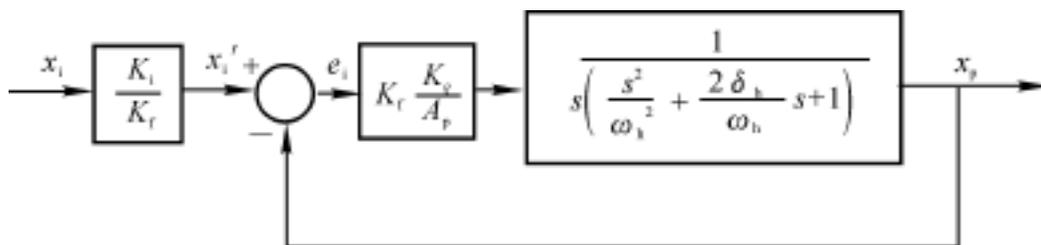


图 10-56 系统对输入信号的简化方块图

稳态误差与输入信号的形式有关,不妨设系统为等速输入,即 $x_i = vt$,即 $x_i(s) = v/s^2$,代入式(10-33),并根据拉氏变换的终值定理,可求得系统的跟随误差为

$$e(\infty) = \lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{e_i(s)}{x_i(s)} x_i(s) = v/K_v \quad (10-34)$$

即跟随误差与输入速度 v 成正比,而与系统的开环放大因数 K_v 成反比。

2. 负载误差

同理,令图 10-54 中所示的 $x_i = 0$,可得系统的负载误差传递函数为

$$\frac{e(s)}{F_L(s)} = \frac{\frac{K_{ce}}{A_p^2} \left[1 + \frac{V}{4K_c K_{ce}} s \right] \frac{1}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right)}}{1 + \frac{K_v}{s \left[\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right]}} = \frac{\frac{K_{ce}}{A_p^2} \left[1 + \frac{V_t}{4K_c K_{ce}} s \right]}{s \left[\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right] + K_v} \quad (10-35)$$

若加于系统的外负载力也为恒值 F_0 ,即 $F_L(s) = F_0/s$,则负载误差为

$$e(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{e_L(s)}{F_L(s)} F_L(s) = \frac{K_{ce}}{K_v A_p^2} F_0 = F_0/K_G \quad (10-36)$$

即负载误差的大小与外加负载力 F_0 成正比,而与系统闭环刚度 $K_G = \frac{K_v A_p^2}{K_{ce}}$ 成反比。

3. 系统总的稳态误差

系统总的稳态误差 $a(\quad)$ 等于跟随误差 $a(\quad)$ 与负载误差 $a(\quad)$ 的代数和。对于等速输入与恒值外负载,则总的稳态误差为

$$a(\quad) = a(\quad) + a(\quad) = \frac{v}{K_v} + \frac{F_0}{K_G} \quad (10-37)$$

由式(10-34)和式(10-36)可看出,提高开环放大因数,对于减小跟随误差和负载误差都是有利的,但 K_v 的提高受到系统稳定性的限制。减小系统的总的压力流量因数 K_{ce} 对于减小负载误差有利,但将导致阻尼比 ζ 减小。

液压伺服系统的稳态误差还要受到摩擦力、间隙等造成的死区的影响。

在工程实际中,为了提高伺服系统的控制精度,必须采取多方面的措施,例如正确选择伺服阀,正确选择液压缸的密封形式,正确设计反馈机构以及采取校正补偿装置等。

第六节 液压控制系统的设计简介

液压控制系统(以电液控制系统为例)的设计主要包括静态设计和动态设计两个内容,前者是指根据负载情况及系统的控制要求(响应速度、频宽或调整时间指标、动静态精度等)拟定控制方案,并进行负载特性分析和匹配,合理确定液压动力元件,并由此选择液压源及相应的电控器件各种元件;后者是指对由这些元件组成的系统的控制精度和动态特性进行分析,并通过采取补偿校正等措施使之满足控制要求。

一、静态设计

负载是指电液控制系统中液压执行器运动时的各种阻力,经过计算可绘出以横轴为负载力(可转化为负载压力)、纵轴为负载速度(可转化为负载流量)的负载特性曲线,负载工作的每一个工况都应在负载特性曲线内,而负载曲线则应包含在电液控制阀和液压源的工作范围内(见图 10-57)。当然,在简化设计时可以按最大功率点、最大负载点、最大速度点等特殊点(称为特征点)进行估算,而不必作出负载曲线(见图 10-58)。

在进行液压动力元件选择时,首先要按应用部门和惯例确定供油压力 p_s ,供油压力一般在 5 ~ 31.5 MPa 内。

液压缸的有效作用面积 A 可根据负载 F 和负载压力 p_L 确定,即

$$A = F / p_L \quad (10-38)$$

$$p_L = p_s - p_v \quad (10-39)$$

式中, p_v 为阀压降,因控制阀而异:比例阀的阀口开度较大,压降较小,一般 $p_v = 1 \sim 1.2$ MPa。伺服阀的压降较大,一般取其最大效率点进行工作,则

$$p_L = 2p_s / 3 \quad (10-40)$$

也即

$$p_v = p_s / 3 \quad (10-41)$$

当供油压力为 20 MPa 时, p_v 一般约为 7 MPa。

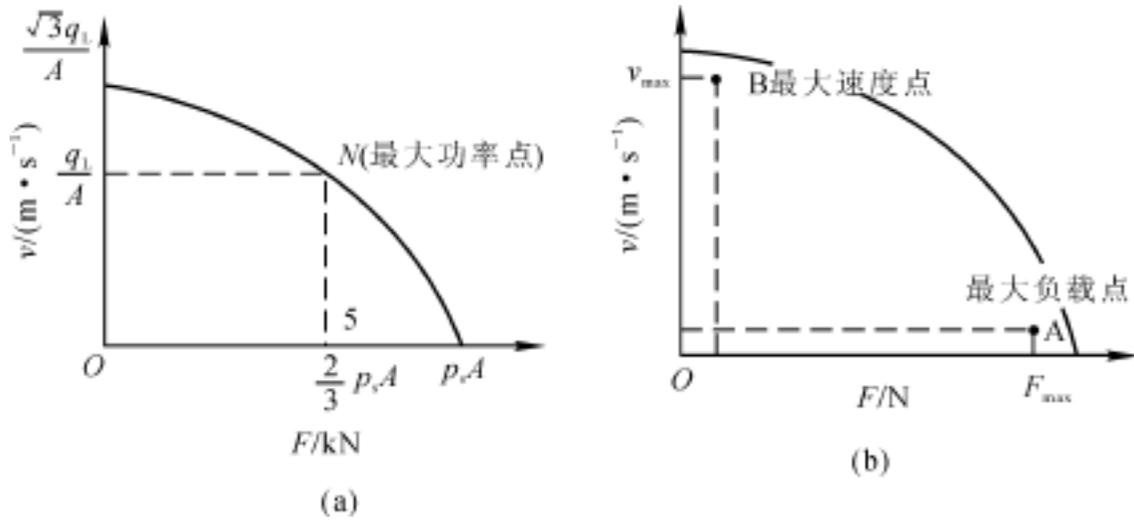


图 10-57 特征点及其包容曲线

(a) 最大功率特征点及其包容曲线; (b) 最大速度和最大负载特征点及其包容曲线

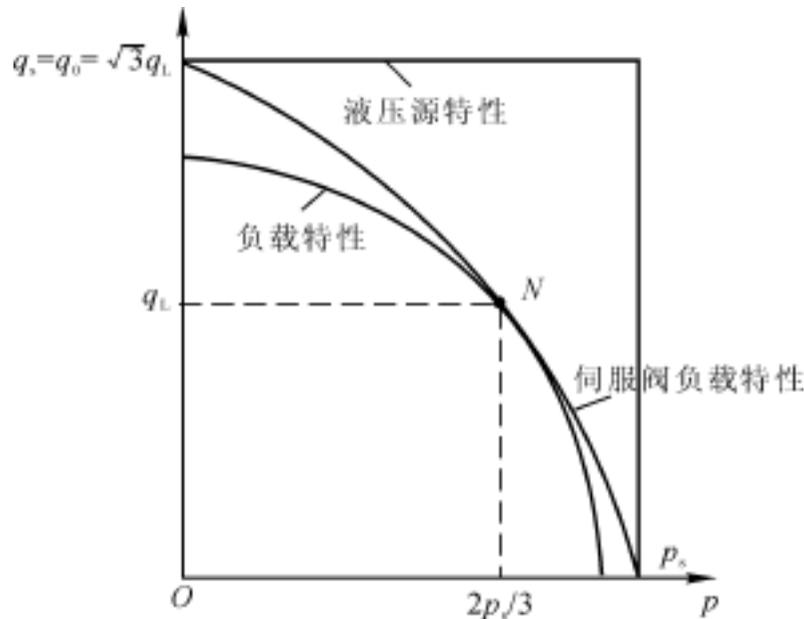


图 10-58 负载、控制阀和液压源的匹配关系

选择电液控制阀时, 必须将负载特性包容在阀的负载特性曲线内(见图 10-58), 也可以根据有关图表进行选择。对于电液比例阀的选择, 在供油压力确定之后, 主要是选择阀的流量或通径, 比例阀的名义流量是指在阀压降下的流量。对于电液伺服阀, 通常可按最大功率点进行计算, 选择最大功率点与伺服阀的最大效率点重合, 使负载压力和阀压降满足式(10-40)和式(10-41), 根据系统供油压力 p_s 和负载流量

$$q = Av \tag{10-42}$$

即可选择伺服阀。但应当强调的是, 伺服阀的负载流量在不同的供油压力下是不同的, 按标准规定, 伺服阀的额定流量是指在 7 MPa 阀压降时的流量, 约相当于 20 MPa 时在负载压力 $2p_s/3$ 处的负载流量。采用查表法便于伺服阀的选择。在选定伺服阀的系列后, 即可根据流量和压力选择其规格。

液压源一般可按所需供油压力 p_s 和所需流量 $q_s = q = \sqrt{3}q_l$ (q 为伺服阀空载流量) 并适当考虑泄漏, 根据液压源的系列进行选择。所选择的液压源, 必须将控制阀及负载的特性曲线包含在其特性内(见图 10-58)。

二、动态设计

动态设计是为了在静态设计之后进一步分析了解控制系统的稳定性、快速性和控制精度等动态性能是否满足设计要求。如不能满足要求,则应采取必要的校正补偿措施。控制系统的动态特性的分析研究方法可参见本章第四节,控制系统的校正补偿方法可参阅相关文献资料。

思考题与习题

1. 试对液压控制系统和液压传动系统的构成及原理的异同点进行比较。
2. 电液控制阀有哪几种?它们的结构组成与工作原理如何?
3. 电液伺服阀的先导级阀与功率级主阀各有哪些结构形式?
4. 什么是电液伺服阀的静特性?静特性通常用哪些方法表示?
5. 电液控制阀的动态特性通常用哪两种方法表示?
6. 如何对液压伺服系统的稳定性和稳态误差进行分析?
7. 试述液压控制系统的静态设计要点。

8. 图 10-59 所示的液压仿形刀架(机液伺服控制系统)用于仿照样件的形状自动加工多台肩轴类零件的旋转表面。仿形刀架安装在车床拖板 5 后部,随拖板一起作纵向运动。样件 12 安装在床身支架上固定不动。机液伺服滑阀中的弹簧经杆 9 使触头 11 紧压在样件上,位置控制信号由样件 12 给出,并经杠杆 8 作用在滑阀阀芯上。液压缸的活塞杆固定在刀架 3 的底座上,缸体 6 连同刀架可在刀架底座的导轨上沿液压缸的轴向移动。试分析该仿形刀架的液压伺服控制原理及特点,并画出原理方块图。

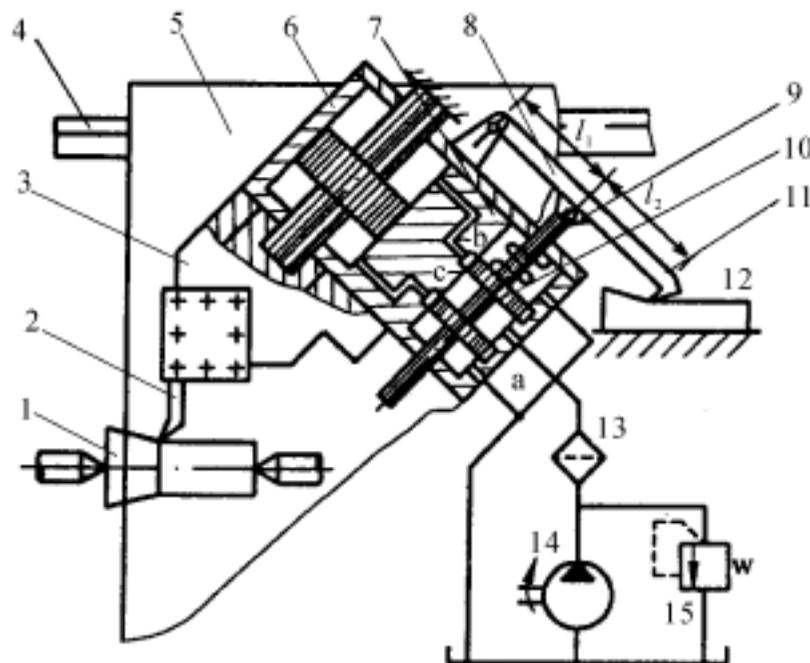


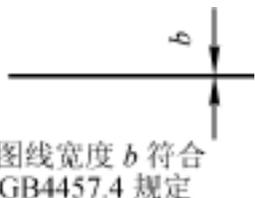
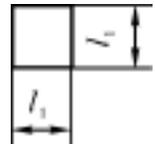
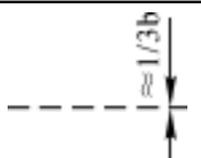
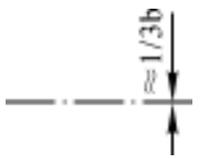
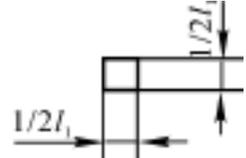
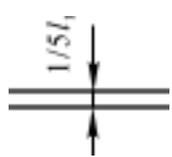
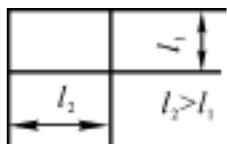
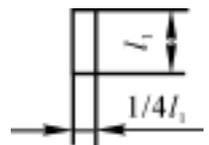
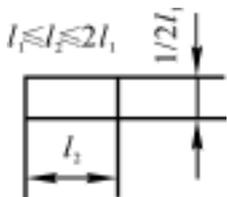
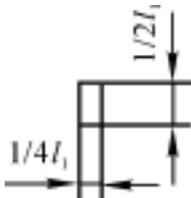
图 10-59 液压仿形刀架系统原理图

- 1—工件;2—刀具;3—刀架;4—导轨;5—拖板;
6—液压缸缸体;7—阀体;8—杠杆;9—弹簧杆;10—机液伺服滑阀阀芯;
11—触头;12—样件;13—过滤器;14—液压泵;15—溢流阀

附 录

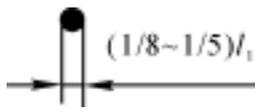
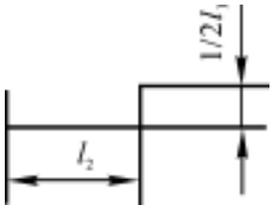
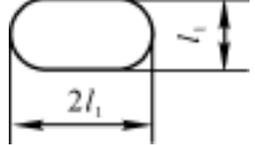
附录 常用液压气动元件图形符号(附表 1)

附表 1 常用液压气动元件图形符号(摘自 GB/T 786.1—1993)

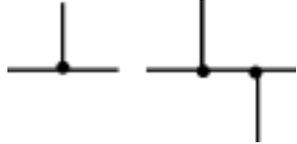
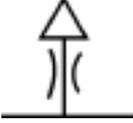
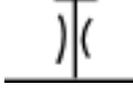
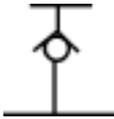
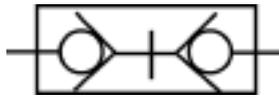
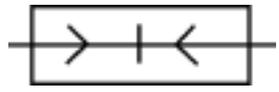
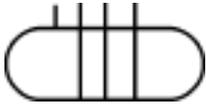
1. 符号要素					
名称	符号	用途或符号解释	名称	符号	用途或符号解释
实线	 图线宽度 b 符合 GB4457.4 规定	工作管路, 控制供给管路, 回油管路; 电气线路	正方形		控制元件, 除电动机外的原动机
虚线		控制管路, 泄油或放气管路, 过滤器, 过滤位置			调节元件(过滤器、分离器、油雾器和热交换器等)
点划线		组合元件框线			蓄能器重锤
双线		机械连接的轴、操作杆、活塞杆等	长方形		缸、阀
大圆		一般能量转换元件(泵、马达、压缩机等)			活塞
中圆		测量仪表			某种控制方法
小圆		单向元件、旋转接头、机械铰链、滋轮			执行器中的缓冲器

续 表

1. 符号要素

名称	符号	用途或符号解释	名称	符号	用途或符号解释
圆点		管路连接点, 滚轮轴	半矩形		油箱
半圆		限定旋转角度的 马达或泵	囊形		压力油箱、气罐、 蓄能器, 辅助气瓶

2. 管路及其连接、油箱

名称	符号	名称	符号
连接管路		连续放气装置	
交叉管路		间断放气装置	
		单向放气装置	
柔性管路		直接排气	
带连接排气措施		管口在油箱液面上	
带单向阀快换接头		管口在油箱液面以下	
不带单向阀快换接头			
单通路旋转接头		管端接于油箱底部	
三通路旋转接头		密闭式油箱	

续 表

3. 控制机构和控制方法

名称	符号	名称	符号
按钮式人力控制		内部压力控制	
手柄式人力控制		外部压力控制	
踏板式人力控制		气压先导控制	
顶杆式机械控制		液压先导控制	
弹簧控制		二级液压先导控制	
滚轮式机械控制		气-液先导控制	
单向滚轮式机械控制		电-液先导控制	
单作用电磁控制		电-气先导控制	
双作用电磁控制		液压先导控制 (外部压力控制)	
旋转运动电气控制		差动控制	
加压或泄压控制			

续 表

4 .泵、马达和缸

名称	符号	名称	符号
单向定量液压泵		变量液压泵-马达 (双向)	
双向定量液压泵		液压整体式传动装置	
单向变量液压泵		摆动马达	
双向变量液压泵		单作用弹簧复位缸	
单向定量马达	 液压马达 气马达	单作用伸缩缸	
		双作用单活塞杆缸	
双向定量马达	 液压马达 气马达	双作用双活塞杆缸	
		单向缓冲缸	
单向变量马达	 液压马达 气马达	双向缓冲缸	
		双作用伸缩缸	
定量液压泵-马达		增压器	

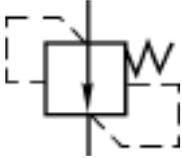
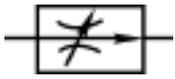
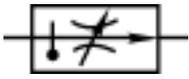
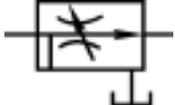
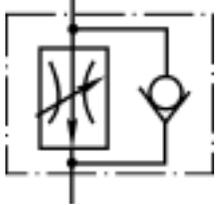
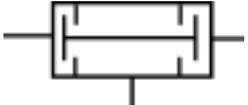
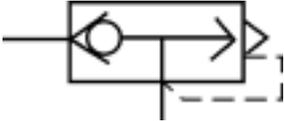
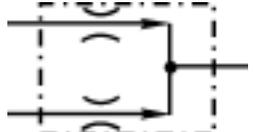
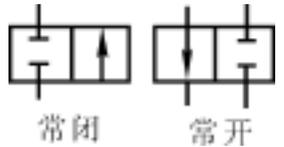
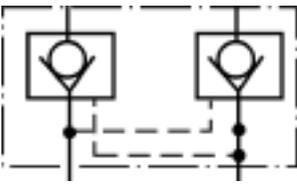
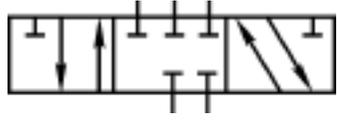
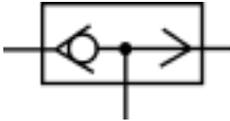
续 表

5 控制元件

名称	符号	名称	符号
一般符号或直动型溢流阀		一般符号或直动型顺序阀	
先导型溢流阀		先导型顺序阀	
先导型比例电磁溢流阀		单向顺序阀(平衡阀)	
卸载溢流阀		一般符号或直动型卸荷阀	
双向溢流阀		制动阀	
一般符号或直动型减压阀		不可调节流阀	
先导型减压阀		可调节流阀	
溢流减压阀		可调单向节流阀	
先导型比例电磁式溢调流阀		减速阀(滚轮控制可节流阀)	
定比减压阀		带消声器的节流阀	

续 表

5 控制元件

名称	符号	名称	符号
定差减压阀		调速阀	
		温度补偿调速阀	
		旁通型调速阀	
单向调速阀		与门型梭阀	
分流阀		快速排气阀	
集流阀		二位二通换向阀	 常闭 常开
分流集流阀		二位三通换向阀	
单向阀		二位四通换向阀	
液控单向阀		二位五通换向阀	
		三位四通换向阀	
液压锁		三位五通换向阀	
或门型梭阀		四通电液伺服阀	

续 表

6 辅助元件及动力源

名称	符号	名称	符号
过滤器		空气过滤器	人工排水
磁性过滤器			自动排水
带污染批示过滤器		除油器	人工排水
分水排水器			自动排水
		空气干燥器	
气源调节装置		油雾器	
冷却器		温度计	
加热器		流量计	
蓄能器(一般符号)		压力继电器	
		消声器	
气罐		液压源	
		气压源	
压力计		电动机	
液面计		原动机	
		气-液转换器	

注: l_1 基本尺寸。

附录 液压技术常用物理量单位及换算(附表 2)

附表 2 液压技术常用物理量国标单位及非国标换算

物理量	单位名称	符号	单位换算	备注
长度	米	m	1 m = 10 ² cm = 10 ³ mm	
	英寸	in	1 in = 0.025 4 m = 25.4 mm	
面积	平方米	m ²	1 m ² = 10 ⁴ cm ² = 10 ⁶ mm ²	
	平方英寸	in ²	1 in ² = 6.451 6 × 10 ⁻⁴ m ² = 6.451 6 cm ² = 645.16 mm ²	
容积	立方米	m ³	1 m ³ = 10 ⁶ cm ³ = 10 ⁹ mm ³	
	升	L	1 L = 10 ³ mL = 10 ⁻³ m ³ = 10 ³ cm ³ = 10 ⁶ mm ³	
	立方英寸	in ³	1 in ³ = 1.638 71 × 10 ⁻⁵ m ³ = 16.387 1 mL = 16.387 1 cm ³	
时间	秒	s		
	分	min	1 min = 60 s	
	小时	h	1 h = 60 min = 3 600 s	
速度	米每秒	m/s	1 m/s = 100 cm/s = 60 m/min	
	米每分	m/min	1 m/min = 0.016 666 7 m/s = 1.666 666 7 cm/s	
	英寸每秒	in/s	1 in/s = 0.025 4 m/s	
加速度	米每二次方秒	m/s ²		
旋转速度	弧度每秒	rad/s		
	转每分	r/min	1 r/min = (/ 30) rad/s	
质量	千克	kg		
	吨	t	1 t = 1 000 kg	
力	牛	N	1 N = 10 ⁻³ kN = 10 ⁻⁶ MN	
	千克力	kgf	1 kgf = 9.806 65 N	
	磅力	lbf	1 lbf = 4.448 22 N	
压力	帕	Pa	1 Pa = 1 N/m ² = 10 ⁻⁶ MPa	
	工程大气压	at	1 at = 98 066.5 Pa = 14.695 949 lbf/in ²	
	磅力每平方英寸	lbf/in ²	1 lbf/in ² = 6 894.757 293 Pa = 0.068 at	
排量	毫升每转	mL/r	1 mL/r = 10 ⁻³ L/r	
流量	立方米每分	m ³ /min	1 m ³ /min = 1 000 L/min	
	升每分	L/min	1 L/min = 0.001 m ³ /min = 16.666 67 mL/s	
	美加仑每分	USgal/min	1 USgal/min = 0.003 785 4 m ³ /min = 3.785 413 L/min	
	立方英寸每小时	in ³ /h	1 in ³ /h = 4.551 96 × 10 ⁻⁶ m ³ /s	
动力黏度	帕秒	Pa·s		
	厘泊	cP	1 cP = 10 ⁻³ Pa·s	
运动黏度	平方米每秒	m ² /s		
	厘斯	cSt	1 cSt = 10 ⁻⁶ m ² /s	
转矩	牛米	N·m		
	千克力米	Kgf·m	1 Kgf·m = 9.806 65 N·m	
功率	瓦	W	1 W = 10 ³ kW	
	马力	PS	1 PS = 735.499 W	
	英马力	HP	1 HP = 745 W	
频率	赫兹	Hz	1 Hz = 1/s	

注:备注中带 者为法定计量单位。

附录 部分国产液压泵和常规液压阀产品概览

一、液压泵

1. 齿轮泵产品概览(见附表 3)

附表 3 齿轮泵产品概览

型号	排量 ($\text{mL} \cdot \text{r}^{-1}$)	压力 MPa	功率 kW	生产厂家
CB	4 ~ 250	6.3 ~ 14	2.2 ~ 97.3	天津机械厂、石家庄煤矿机械厂、合肥液压件厂、长江液压件厂等
CBG, CBL	16.7 ~ 203.22	10 ~ 16	105 ~ 116.7	济南液压泵厂、武汉液压件厂、长江液压件厂、阜新液压件厂等
CBN, CBQ, CBP	6 ~ 80	16 ~ 20	18 ~ 34	天津机械厂、徐州高压齿轮泵厂、山东栖霞液压件厂、武汉液压件厂、阜新液压件厂等
CBZ	32 ~ 100	12.5 ~ 25	29.7 ~ 93.3	济南液压泵厂
GPA	1.76 ~ 63.3	10	0.6 ~ 16.8	上海机床厂、阜新液压件厂、武汉液压件厂、长江液压件厂
CB-B	2.5 ~ 500	2.5	0.13 ~ 25	阜新液压件厂、武汉液压件厂、长江液压件厂
CB-C, CB-D, CB-F, CB-FA	10.93 ~ 90.84	10 ~ 14	8.87 ~ 43.7	四平液压件厂、榆次液压件厂
CBF-*	6 ~ 140	16 ~ 20	3.5 ~ 85.8	阜新液压件厂、合肥液压件厂
CBX, CBY	10 ~ 40	10 ~ 20	8.87 ~ 43.7	长江液压件厂
BCB2	52 ~ 170	21	35.7 ~ 116.7	北京液压件厂
G5, GPC4	5.1 ~ 65.6	14 ~ 25	2.1 ~ 26.7	天津机械厂、长江液压件厂
CB3	4 ~ 14	14 ~ 16		合肥液压件厂、武汉液压件厂、长江液压件厂
CBZ2	32 ~ 100	16 ~ 25		济南液压泵厂
YBC BCP	4 ~ 20 4 ~ 22	8 ~ 20 18 ~ 25		石家庄煤矿机厂
ZCY	18.3 ~ 83.3	1.42 ~ 3.24		上海液压泵厂
BB-B	4 ~ 125	25		
BB-XQ	12, 16	3, 5		南京液压件二厂
NB	5.1 ~ 160	25		

注：GPA 型为内啮合齿轮泵，引进美国 Sperry Vickers 产品。NB 型为内啮合齿轮泵。BB-B 和 BBXG 为摆线转子泵。CB-F, CBG 可做成双联泵。CBZ2, BCB2 可做成双联合三联泵。

2. 叶片泵产品概览(见附表 4)

附表 4 叶片泵产品概览

类型	型号	排量 (mL · r ⁻¹)	压力 MPa	转速 (r · min ⁻¹)	特点	生产厂家
定量叶片泵	YB ₁	2.5 ~ 100	6.3	960 ~ 1450	由 YB 改造而成, 有单级及双联泵	上海液压件厂、天津液压件厂等
	YB	6.4 ~ 914	7	1000 ~ 1500	压力脉动及噪声小	榆次液压件厂、大连液压件厂等
		10 ~ 114	10.5	1500		
	YB-D	6.3 ~ 100	10	600 ~ 2000	有浮动式压力补偿配流盘	上海液压件厂
	YB-E	6 ~ 200	16	600 ~ 1800	体积小、压力高、噪声低	南京液压件厂
	YB ₁ -E	10 ~ 200	16	600 ~ 1800	压力高, 有双联泵	上海液压件厂、广东液压件厂
	PV2R	6 ~ 237	14 ~ 16	750 ~ 1800	低噪声, 有单泵及双联系	阜新液压件厂
	T6	10 ~ 214	24.5 ~ 28	600 ~ 2800	浮动侧板, 组合叶片, 压力高	上海液压件厂
	YZB 双级	6 ~ 194	14	600 ~ 1200	泵内有载荷平衡阀	榆次液压件厂, 大连液压件厂
YYB 双联泵	6.16 ~ 194/113	7	600 ~ 200	有多种排量规格	榆次液压件厂、大连液压件厂	
变量叶片泵	YBN	20, 40	7	600 ~ 1800	限压式变量泵	大连液压件厂
	YBX	16, 25, 40	6.3	600 ~ 1500	限压式变量泵	上海液压件厂、阜新液压件厂、邵阳液压件厂
	YBD	10 ~ 63	6.3 ~ 10	600 ~ 1500	恒压式变量泵	南京液压件厂
	YBP-E	20 ~ 125	16	1000 ~ 1500	双叶片结构	广东液压件厂、大连液压件厂

3. 柱塞泵产品概览(见附表 5)

附表 5 柱塞泵产品概览

类别	型号	排量 (mL · r ⁻¹)	压力 MPa	转速 (r · min ⁻¹)	特点	生产厂家
斜盘式	XB	9.5 ~ 227	14 ~ 21	1 500 ~ 4 000	也可当马达用,有定量、手动伺服、液控变量、恒功率变量等型式,补油泵压力 0.5 ~ 0.7 MPa	四平液压件厂、上海液压件厂
	CY14-1B	2.5 ~ 250	32	1 000 ~ 1 500	结构紧凑,有一定自吸能力,耐冲击性较差	沈阳液压机厂、邵阳液压件厂、天津高压泵阀厂
	XB	150 ~ 100	25	2 000	通轴,端面配流	上海液压件三厂
	B	10.55 ~ 94.5	17.2 ~ 20.7	2 200 ~ 3 600	性能可靠、寿命长、噪声低、可用高水基液压力	邵阳液压件厂
	TBP	10 ~ 50	7 ~ 32	1 500 ~ 2 500	恒压变量、体积小、强度高、结构简单、动态响应快	南京液压件二厂
轴向柱塞泵	A2F	9.4 ~ 500	35	1 200 ~ 5 000	双金属缸体、球面配流、能承受一定径向载荷	北京液压件二厂 上海液压泵厂
	A7V	20 ~ 500	35	1 200 ~ 4 100	双金属缸体、球面配流、有恒功率及恒压变量型式	北京液压件二厂
	A8V	28 ~ 107	32	1 600 ~ 2 850	一个驱动轴、两个相同排量泵、有总功率调节	北京液压件二厂 上海液压泵厂
	ZB	87 ~ 841	21	970 ~ 1 500	也可作马达用,无铰式,耐冲击有一定自吸能力	上海液压泵厂
	ZXB	106.7 ~ 481.4	16	970 ~ 1 450	定量泵也可作马达用,有各种变量型式,耐冲击性好	太原矿山机器厂
	ZB750	915	32	970	结构紧凑、强度高、耐冲击	
	2ZBYC-F75	2 × 75	20	2 000	一个轴驱动两个同排量泵	
	XB	54.8 ~ 227	32	1 500	双球铰,球面配流	沈阳工程液压件厂

续 表

类别	型号	排量 (mL · r ⁻¹)	压力 MPa	转速 (r · min ⁻¹)	特点	生产厂家
径向 柱塞 泵	RK	1.76 ~ 9.4	22.5 ~ 100	1 500	有单、双排、单流及多流超高压小流量泵	德州液压机具厂
	BFW JB	32, 40 17.6 ~ 128	25 ~ 32 25 ~ 32	1 500 1 000 ~ 2 400	阀配流, 偏心径向泵, 压力高容积效率高, 不能当马达用	天津高压泵阀厂、上海液压泵厂、沈阳工程液压件厂

二、常规液压控制阀产品概览(见附表6)

附表6 国内开发和生产的常规液压阀系列概览

系列	开发单位、特点及应用	公称压力 MPa	通径 mm	流量	生产厂家
				(L · min ⁻¹)	
广州机床研究所中低压系列液压阀	1966—1968年以广州机床研究所为主联合开发设计而成包括方向、压力、流量三大类阀, 主要用于机床液压传动; 安装连接尺寸不符合国际标准, 目前一般仅作旧设备维修之用	2.5, 6.3		~ 300	沈阳液压件厂、天津液压件厂、南通液压件厂、佛山液压件厂、成都液压件厂等
榆次中高压系列液压阀	1965年从日本油研(YUKEN)公司引进, 产品结构与美国VICKERS公司同类产品接近; 安装连接尺寸不完全符合国际标准, 主要用于工程机械、冶金设备。目前正在被新油研系列液压阀所替代	21, 个别35	6, 10, 20, 32, 50, 80	~ 1 200	榆次液压件厂、武汉液压件厂等
联合设计系列高压阀	符合国际标准	31.5	6, 10, 20, 32, 50, 80	~ 1 250	上海液压件二厂、沈阳液压件厂等

续 表

系列	开发单位、特点及应用	公称压力 MPa	通径 mm	流量	生产厂家
				(L · min ⁻¹)	
VICKERS 系列液 压阀	符合国际标准	20, 25, 电磁阀 35	6, 10, 20(25), 32, 50, 80	900	榆次液压件厂、上海 液压件一厂
REXROTH 系列液 压阀	大多数符合国际标准	25, 31.5 个别阀 63		1 200	北京液压件厂、天津 液压件厂等
广州机床 研究所 GE 系列中高 压液压阀	1987年由广州机床研究所研制成功,包括方向、压力、流量三大类阀约 130 多个品种,近 3 000 个规格。 该系列阀结构具有力士乐阀的一些优点,铸造阀体、机加工流道;安装连接尺寸符合国际标准。可用于机床、冶金、船舶交通、起重、建筑等的液压设备中,完全可以替代广研所中低压系列阀的换代产品,对原使用中低压系列板式阀的设备可以采用过渡板连接	16	6, 10, 16, 20	300	广州机床研究所、南 通液压件厂、西安液 压件厂、佛山液压件 厂、上海高行液压件 厂、安阳液压件厂等
大连组合 机床研究 所 D 系列 液压阀	符合国际标准	10, 方向阀为 20	6, 10, 16, 20		海门液压件厂有限 责任公司等
新 YUKEN 系列液 压阀	于 1992 年开始,按日本油研公司当前技术合资生产,安装连接尺寸符合国际标准,是原榆次中高压系列液压阀的换代产品	21, 25, 31.5	01, 03, 06, 10		榆次油研液压有限 公司

注:各系列液压阀的详细技术参数及安装连接尺寸请参见有关手册或生产厂产品样本。

参考文献

- 1 章宏甲,黄宜. 液压传动. 北京:机械工业出版社,1993
- 2 明仁雄,万会雄. 液压与气压传动. 北京:国防工业出版社,2003
- 3 许福玲,陈尧明. 液压与气压传动. 北京:机械工业出版社,1997
- 4 蒋志勤. 机床液压传动教程. 徐州:中国矿业大学出版社,1988
- 5 卢光贤. 机床液压传动与控制. 西安:西北工业大学出版社,1988
- 6 官忠范. 液压传动系统. 北京:机械工业出版社,1989
- 7 盛敬超. 工程流体力学. 北京:机械工业出版社,1988
- 8 路勇祥,胡大纭. 电液比例控制技术. 北京:机械工业出版社,1988
- 9 王春行. 液压伺服控制系统. 北京:机械工业出版社,1981
- 10 林建亚,何存兴. 液压元件. 北京:机械工业出版社,1981
- 11 黎启柏. 电液比例控制与数字控制系统. 北京:机械工业出版社,1997
- 12 拉塞尔,亨克 W. 流体动力回路及系统导论. 北京:机械工业出版社,1985
- 13 陈城书. 电液集成块液路设计. 北京:国防工业出版社,1997
- 14 刘长年. 液压伺服系统的分析与设计. 北京:科学出版社,1985
- 15 Anthony Esposito. Fluid Power with Application. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey,1980
- 16 路甬祥. 液压气动技术手册. 北京:机械工业出版社,2002
- 17 宋学义. 袖珍液压气动手册. 北京:机械工业出版社,1995
- 18 张利平. 液压气动系统设计手册. 北京:机械工业出版社,1997
- 19 张利平. 液压站设计与使用. 北京:海洋出版社,2004
- 20 雷天觉. 液压工程手册. 北京:机械工业出版社,1990
- 21 张利平. 现代液压技术应用 220 例. 北京:化学工业出版社,2004
- 22 成大先. 机械设计手册 液压传动. 北京:化学工业出版社,2004
- 23 成大先. 机械设计手册 液压控制. 北京:化学工业出版社,2004
- 24 王懋瑶. 液压传动与控制教程. 天津:天津大学出版社,1987
- 25 胡玉兴. 液压传动. 北京:中国铁道出版社,1980
- 26 上海第二工业大学液压教研室. 液压传动与控制. 上海:上海科学技术出版社,1990
- 27 上海市业余工业大学. 液压传动与控制. 上海:上海科学技术出版社,1981
- 28 丁树模,姚如一. 液压传动. 北京:机械工业出版社,1992
- 29 张利平. 液压阀原理、使用与维护. 北京:化学工业出版社,2005
- 30 路甬祥. 流体传动与控制技术的历史进展与展望. 机械工程学报,2001(10)
- 31 张利平. 液压气动系统原理图 CAD 软件 HP-CAD 的开发研究. 河北科技大学学报,2001(1)
- 32 马忠. 液压阀的选型与替代. 液压与气动,1995(4)
- 33 Lu Yongxiang, Ge Yiyuan, Wang Rongliang. New Achievements in Fluid Power Engineering, Proceedings of The 3rd International Conference of Fluid Power Transmission and Control ('93 ICFP). Beijing: International Academic Publishers, 1993
- 34 张利平等. 新型电液数字溢流阀的开发研究. 制造技术与机床,2003(8)