

高等学校教材

液压传动系统

(修订本)

沈阳工业大学 官忠范 主编

GAO DENG XUE
XIAO JIAO CAI

机械工业出版社

高等学校教材

液压传动系统

(修订本)

沈阳工业大学 官忠范 主编

江苏工业学院图书馆
藏书章

机械工业出版社

本书在讲述液压传动的工作原理、工作特征和基本液压回路的功能及特性的基础上、着重对主要液压回路及典型液压系统的性能进行分析,比较系统地阐述了液压系统设计计算方法,并有专章介绍液压系统的振动、噪声和爬行的产生原因和防治方法。书中附有较多的例题和习题,便于巩固所学的理论知识。

本书除作为高等院校流体传动及控制专业教材外,也可作为有关专业的教学参考书,或供从事液压技术的工程技术人员学习、参考。

液 压 传 动 系 统

(修 订 本)

沈阳工业大学 官忠范 主编

责任编辑:孙祥根 责任校对:宁秀娥
责任印制:张俊民 版式设计:霍永明

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

中国农业机械出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 787×1092¹/₁₆·印张14·字数340千字

1981年7月北京第一版

1989年6月北京第二版·1989年6月北京第八次印刷

印数41,051-45,050·定价:2.80元

ISBN 7-111-01205-4/TH·201(课)

再版前言

本书是在1981年出版的高等学校试用教材《液压传动系统》基础上,根据机械工业部教材编审委员会“流体传动及控制”编审组,1984年12月西安会议审定的《液压传动系统》新的教学大纲和1986年12月南京会议所确定的基本精神编写的。

在编写中注重加强基础理论,贯彻少而精和理论联系实际的原则,并适当引进一些国内、外的先进技术的成果,同时还扩充了例题和习题,所以与原书比较、本书有较大的修改、删节和补充。力求本书能体现教材的理论性、科学性、系统性和适应性,有利于培养学生分析和解决问题的能力。

本书由沈阳工业大学官忠范同志主编。参加编写的有沈阳工业大学刘玉琦同志(第四、五章)、燕山大学韩屋谷同志(第二、六章)和官忠范同志(第一、三、七、八章)。

本书由华中工学院钱祥生教授主审。1987年6月在沈阳召开的审稿会上,西安交通大学、哈尔滨工业大学、浙江大学、华中工学院、吉林工业大学、东北工学院、甘肃工业大学、华南工学院、河北机电学院、洛阳工学院、鞍钢工学院、沈阳建工学院等院校的代表,对书稿进行了认真的审阅,并提出了许多宝贵意见。

对所有为本教材进行审阅并提出宝贵意见以及在编写出版过程中给予热情帮助和支持的同志们,在此一并表示衷心的感谢。

由于编者水平所限,书中会有不少缺点、错误,希广大读者批评指正。

编者

1987年12月

目 录

第一章 绪 论	1	§ 5-1 蓄能用蓄能器回路	98
§ 1-1 传动的类型及液压传动的 工作原理	1	§ 5-2 吸收脉动蓄能器回路	105
§ 1-2 液压传动系统的组成及 其类型	2	§ 5-3 吸收液压冲击蓄能器回路	110
§ 1-3 各种传动方式的比较	4	习 题	112
§ 1-4 液压技术的发展概况	5	第六章 典型液压系统分析	114
习 题	6	§ 6-1 液压机液压系统	114
第二章 液压系统的基本回路	7	§ 6-2 磨床液压系统	123
§ 2-1 压力控制回路	7	§ 6-3 单斗挖掘机液压系统	130
§ 2-2 速度控制回路	15	§ 6-4 塑料注射成型机液压系统	138
§ 2-3 方向控制回路	18	习 题	145
§ 2-4 顺序动作回路	20	第七章 液压系统设计计算	149
§ 2-5 同步控制回路	22	§ 7-1 液压系统的设计内容和步骤	149
§ 2-6 液压马达控制回路	26	§ 7-2 明确设计依据进行工况分析	149
习 题	29	§ 7-3 确定液压系统主要参数	154
第三章 阀—缸、马达回路分析	32	§ 7-4 拟定液压系统图	158
§ 3-1 节流调速回路	32	§ 7-5 液压元件选择和设计	163
§ 3-2 节流调速回路效率分析	41	§ 7-6 液压系统性能验算	167
§ 3-3 节流调速回路性能比较	50	§ 7-7 液压装置结构设计及编 制技术文件	173
§ 3-4 压力、功率适应回路	54	§ 7-8 液压系统设计计算举例	176
§ 3-5 节流调速回路的节能分析	60	习 题	183
§ 3-6 差动回路分析	64	第八章 液压系统的振动、噪声 和爬行	188
习 题	69	§ 8-1 振动和噪声的基本概念	188
第四章 泵—马达、缸回路分析	71	§ 8-2 液压系统的噪声源	192
§ 4-1 容积调速回路	71	§ 8-3 主要液压元件的噪声及其 防治	194
§ 4-2 容积调速回路的速度刚性分析	83	§ 8-4 液压系统噪声控制	198
§ 4-3 容积调速回路主要参数的选择	86	§ 8-5 爬行	200
§ 4-4 容积节流调速回路	89	习 题	204
§ 4-5 容积调速回路的动态特性	92	附 录	206
习 题	95	主要参考文献	218
第五章 蓄能器回路分析	98		

第一章 绪 论

§1-1 传动的类型及液压传动的工作原理

一部机器通常由原动机、传动装置和工作机构三部分所组成。原动机的作用是把各种形态的能量转变为机械能，是机器的动力源；工作机构是利用机械能来改变材料或工件的性质、状态、形状或位置，以进行生产或达到其它预定目的的工作装置；传动装置设于原动机和工作机构之间，起传递动力和进行控制的作用。传动的类型有多种，按照传动所采用的机件或工作介质的不同可分为：机械传动、电力传动、气压传动和液体传动。

机械传动 是通过齿轮、齿条、皮带、链条等机件传递动力和进行控制的一种传动方式，它是发展最早而应用最为普遍的传动形式；

电力传动 是利用电力设备并调节电参数来传递动力和进行控制的一种传动方式；

气压传动 是以压缩空气为工作介质进行能量传递和控制的方式；

液体传动 是以液体为工作介质进行能量传递和控制的一种传动方式。按其工作原理的不同又可分为液力传动和液压传动。液力传动的工作原理是基于流体力学的动量矩原理，主要是以液体动能来传递动力，故又称为动力式液体传动；液压传动是基于流体力学的巴斯卡原理，主要利用液体静压能来传递动力，故也称容积式液体传动或静液传动。

本书主要讨论液压工作机械的液压传动系统的组成、动力传递原理，设计计算方法和系统性能分析。

图1-1为液压传动原理图。假设在面积为 A_1 的单柱塞泵的活塞1上作用一个 F_1 力，则柱塞泵输出油液的压力

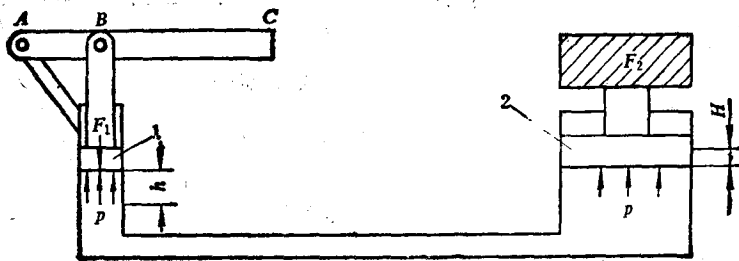


图1-1 液压传动原理图

$$p = \frac{F_1}{A_1} \quad (1-1)$$

根据巴斯卡原理，此压力将以同样大小传给作用面积为 A_2 的液压缸的活塞2上，因而，液压缸可以产生的推力

$$F_2 = pA_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1} \quad (1-2)$$

由式 (1-2) 力传递基本方程式看出: 如果 A_2 很大, A_1 很小, 则只需很小的 F_1 力便能获得很大的推力 F_2 。可见, 这是一个力的放大机构, 即液压传动具有增力效应, 其增大倍率为 A_2/A_1 , 这是液压传动的一个重要特征。

力 F_1 之所以能够从活塞 1 传到活塞 2 上去, 是通过处于两个活塞之间的密封容器内的受压液体进行的, 即处于密封容器内的受压液体, 能像齿轮、齿条等固体传动机件一样能够传递动力。

由式 (1-2) 还可看出: F_2 越大, 即外负载越大, 液压缸油腔中的油压 p 也就越大, 这说明系统中的油压大小是由外负载决定的。

假如活塞 1 在 F_1 力作用下, 在 t 时间内向下移动一段距离 h , 则柱塞泵排出油液的体积为 hA_1 , 而活塞 2 一定要向上移动一段距离 H , 在活塞与缸 (泵) 体滑动面间完全密封及液体不可压缩情况下, 有

$$A_1 h = A_2 H \quad (1-3)$$

此式两端除以时间 t , 整理后得

$$v_2 = v_1 \frac{A_1}{A_2} \quad (1-4)$$

式中 v_1 、 v_2 ——活塞 1、2 的运动速度。

由于 $A_1/A_2 < 1$, 则 $v_2 < v_1$, 由此可见, 这又是一个速度变换机构, 其速度的变换和传递是靠液体容积变化相等的原则进行的。

由式 (1-4) 得

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

$$v_1 = \frac{Q}{A_1}$$

$$\text{或} \quad v_2 = \frac{Q}{A_2} \quad (1-6)$$

式中 Q ——流入液压缸的流量, 也是柱塞泵排出的流量。

式 (1-6) 表明, 液压缸活塞速度正比于流入液压缸的流量而反比于活塞面积。

显而易见, 单位时间内, 活塞 1、2 所做的功即功率分别为

$$N_1 = v_1 F_1 = \frac{Q}{A_1} p A_1 = pQ$$

和

$$N_2 = v_2 F_2 = \frac{Q}{A_2} p A_2 = pQ$$

由此看出: $N_1 = N_2$, 它表明液压传动符合能量守恒定律; 压力与流量的乘积就是功率, 以后要经常用到。

综上所述, 可归纳出液压传动的基本特征是: 以液体为传动介质, 靠处于密闭容器内的液体静压力来传递动力, 其静压力的大小取决于外负载; 负载速度的传递是按液体容积变化相等的原则进行的, 其速度大小取决于流量。

§1-2 液压传动系统的组成及其类型

液压传动系统, 除以液体为传动介质外, 通常由以下几部分组成:

液压传动系统，按控制方式的不同可分为阀控系统和泵控系统。

靠用液压控制阀来控制系统压力、流量和执行元件的运动方向及速度或转速的系统可称为阀控系统，如图1-2所示系统就属于阀控系统。

靠用变量泵来控制系统执行元件的运动方向及其速度或转速的系统可称为泵控系统，如图1-3所示系统就属于这种系统。

在实际应用的液压传动系统中，阀控系统是很普遍的，如由定量泵、双作用液压缸等元件所组成的液压传动系统，其液压缸的运动方向和速度只能用控制阀来控制 and 调节；而泵控系统往往要和阀控方式相结合，实际上是阀控与泵控组合而成的复合系统。

液压传动系统按系统中所使用的泵的数目的多少可分为单泵及多泵系统；按液压泵向多个液压缸或马达供油连接方式的不同可分为串联及并联系统；按工程上液压设备工况特点及应用场合的不同，液压传动系统的种类更是名目繁多。上述各类系统的特点及应用场合，将分别在后面有关章节，结合其应用实例加以讨论。

§1-3 各种传动方式的比较

上述的几种传动方式，它们各有其特点、用途和适用范围。

机械传动的优点是传动准确可靠、操作简单、传动效率高、制造容易和维护简单等。缺点是一般不能进行无级调速，远距离操作困难，结构也比较复杂等。

电力传动的优点是能量传递方便、信号传递迅速、标准化程度高、易于实现自动化等。缺点是运动平稳性差，易受外界负载的影响；惯性大、换向慢，电力设备和元件要耗用大量的有色金属，成本高；受温度、湿度、振动、腐蚀等环境影响较大。

气压传动的优点是结构简单、成本低，易于实现无级变速；气体粘性小，阻力损失小，流速可以很高，如可以使气动内圆磨头的转速每分钟可达10万多转，气动凿岩机冲击次数每分钟可高达3500次；能防火、防爆，可以在高温下工作。缺点是空气容易压缩，负载对传动特性的影响较大，不宜在低温下工作（凝结成水，结冰）；气压传动系统的工作压力一般小于0.7~0.8MPa，只适用于小功率传动。

液压传动与上述几种传动方式相比，有以下优点。

- 1) 单位重量输出功率大，容易获得很大的力和力矩。如液压马达的外形尺寸约为同功率电机的12%，重量约为电机的10%~20%。
- 2) 由于体积小、重量轻，因而惯性小，启动、制动迅速，运动平稳，可以快速而无冲击地变速和换向。一个中等功率的电机启动需要几秒钟，而功率相当的液压马达只需0.1s左右。
- 3) 能在运行过程中进行无级调速，调速方便，调速范围比较大，可达100:1至2000:1。
- 4) 简化机器结构，减少零件数目。如机械传动的C3263转塔车床改为液压传动的CB3463转塔车床后，它的零件数目由624种1035件，减少到327种434件。
- 5) 操纵简便，与电力、气动传动相配合，易于实现远距离操纵和自动控制。
- 6) 由于系统充满油液，对各液压元件有自润滑和冷却作用，使之不易磨损，又由于容易实现过载保护，因而寿命长。
- 7) 易于实现标准化、系列化和通用化，便于设计、制造和推广使用。

液压传动的缺点：

1) 由于液压元件运动表面存在泄漏和油液的压缩性, 以及管路产生弹性变形, 影响传动的准确性。

2) 由于油液粘度随温度变化, 容易引起传动机构工作性能不稳定, 所以液压传动系统不宜在高温及低温下工作。

3) 液压传动装置对油液的污染比较敏感, 要求有良好的防护和过滤设施。

4) 液压元件制造精度要求高, 造价高。

随着科学技术和生产的发展, 液压传动的缺点正在逐步克服, 因此液压传动在现代化的生产中有着广阔的发展前途。

§1-4 液压技术的发展概况

液压技术的发展是与流体力学的理论研究相互关联的。1650年巴斯卡提出了有名的静止液体中的压力传播规律——巴斯卡原理, 1686年牛顿揭示了粘性液体的内摩擦定律, 18世纪流体力学的两个重要原理——连续性方程和柏努利能量方程相继建立, 这些理论成就为液压技术的发展奠定了基础。自从1795年英国首先制造出世界上第一台水压机起, 液压传动开始进入了工程领域, 然而在工业上被广泛采用和有较大幅度发展却是近30~40年的事情。在第二次世界大战期间, 由于军事工业和装备迫切需要提供反应迅速, 动作精确的液压传动及控制装置, 因而出现了以电液伺服系统为代表的高精度液压元件和控制系统, 促使液压技术得到了迅速地发展。

战后50年代, 液压技术很快转入民用工业, 在机床、工程机械、农业机械、汽车、船舶等行业中得到了大幅度的应用和发展。60年代以后, 随着原子能、空间技术、电子技术等方面的迅速发展, 液压技术不断地向着更深、更广泛的领域中发展。

近20年液压技术的发展速度极为迅速, 新式元、辅件接连不断出现。如继电液比例阀、插装阀之后, 近年正在研制和试用的有电液比例控制液压泵、数字阀等。应用领域也不断扩大, 如太阳跟踪系统, 高层建筑防震系统等均采用了液压技术。

随着液压机械自动化程度不断提高, 所用元件数量急剧增加, 因而元件小型化、系统集成化就成了液压技术发展的主要方向之一。继集成块式、叠加阀式、插装阀式之后, 近年又开发了液压控制元件就附在执行元件之上的一体化的复合式液压装置。

降低能耗提高效率是当前液压技术中的重要课题之一。目前主要是通过能量储备法; 能量回收法; 负载压力、流量和功率匹配法及用微型计算机对液压系统进行自适应控制等来降低系统能耗。

随着液压技术向高压、高速、大流量方向发展, 降低液压系统噪声便是一个突出的问题, 因此近10年来各国都围绕降低液压元件及其系统噪声在进行着大量的研究工作。

为了提高液压产品的可靠性, 人们越来越重视对可靠性技术的研究和应用。诸如开展元件的强化快速寿命试验方法、元件污染允许度、系统故障诊断设备、以及进行系统可靠性预测技术的研究等。

液压技术与计算机相结合, 无疑是今后的发展方向。这主要包括: 计算机辅助设计(CAD)、计算机辅助试验(CAT)和计算机实时控制等。

我国从60年代开始, 逐步形成了自己的液压工业, 液压元件制造厂日益增多, 产品品种

不断增加,应用领域越来越广。随着我国国民经济的发展,液压技术必将更广泛地用于各工业部门中去,在实现我国四个现代化中将起到重要作用。

习 题

1-1 在图1-1所示的液压传动原理图中,已知:活塞1、2的直径分别为10mm和35mm,杠杆比 $AB/AC=1/20$,作用在活塞2上的重物所受重力 $G=19.6\text{kN}$,活塞1的移动速度 $v_1=0.5\text{m/s}$ 。不计管路压力损失、活塞与缸体间的摩擦阻力及其泄漏。试确定:在杠杆作用点C需施加多大力并作用多长时间才能把重物提升0.2m,活塞2输出功率为多大?

1-2 试准确说明图1-2所示系统中各元、辅件的名称和标号为1、3、7、11、13和15各元、辅件的主要功用。

1-3 在图1-4所示的系统中,液压泵的额定压力为2.5MPa,流量为10L/min,溢流阀的调定压力为1.8MPa,两液压缸活塞面积 $A_1=A_2=30\text{cm}^2$,负载 $F_1=3\text{kN}$,负载 $F_2=4.5\text{kN}$,不计各种损失。试分析计算:

- 1) 液压泵启动后哪个液压缸先动作,为什么?速度分别为多少;
- 2) 各液压缸的输出功率和液压泵的最大输出功率为多少。

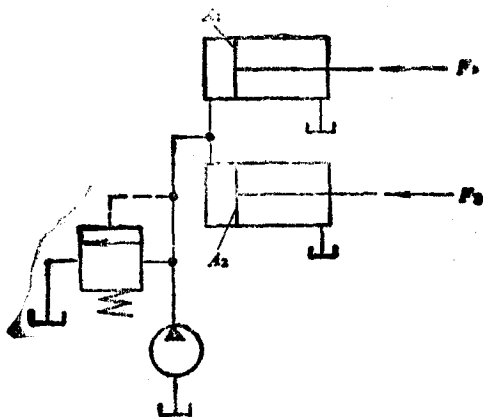


图1-4 习题1-3附图

第二章 液压系统的基本回路

现代液压机械的液压系统虽然越来越复杂,但是总不外乎是由一些基本回路所组成。所谓液压基本回路就是由有关液压元件组成,完成某一特定功能的基本油路。基本回路按其在系统中的功用可分为:压力控制回路——控制整个系统或局部油路的工作压力;速度控制回路——控制和调节执行元件的速度;方向控制回路——控制执行元件运动方向的变换和锁停;同步和顺序回路——几个执行元件同时动作或先后次序的协调等。

本章所讨论的是最常见的基本回路。熟悉和掌握它们的组成、工作原理、性能特点及其应用,对设计和分析液压系统是很有必要的。

§2-1 压力控制回路

压力控制回路是利用压力控制阀来控制整个液压系统或局部油路的工作压力,以满足执行元件对力或力矩的要求;或者使液压系统(或局部油路)减压、增压、卸载、泄压或缓冲,以及工作机构的平衡或顺序动作。现按其不同的使用目的分述如下:

一、调压回路

调压回路是用来控制系统的工作压力,使它不超过某一预先调好的数值,或者使工作机构在运动过程各个阶段中具有不同的压力。在液压系统中一般用溢流阀来调定工作压力。图2-1是压力控制回路中最基本的调压回路,当溢流阀1与节流阀2组成节流调速回路时,溢流阀是经常开启溢流。若系统中无节流阀,溢流阀作安全阀用,当执行元件处于行程终点、泵输出油路闭锁或系统超载时,溢流阀开启,起安全保护作用。溢流阀调定压力必须大于执行元件的最大工作压力和管路上各种压力损失的总和,作溢流阀时可大5%~10%,作安全阀时则可大10%~20%。根据溢流阀的压力流量特性,在不同溢流量时,压力调定值是稍有波动的。

图2-2为远程调压回路。将远程调压阀(或小流量溢流阀)2接在先导式主溢流阀1的遥控口上,系的压力即可由阀2作远程调压。远程调压阀可以安装在操作方便的地方。图2-3为多级压力回路。主溢流阀1的遥控口通过三位四通换向阀4分别接至远程调压阀2和3,使系统有三种压力调定值:换向阀左位时,压力由阀2来调定;换向阀右位时,压力由阀3来调定;而换向阀中位时,由主溢流阀1来调定系统的最高压力或安全压力值。主溢流阀的调定压力必须大于每个远程调压阀的调定压力。

近年来由于电液比例溢流阀的研制成功,系统可以通过电液比例溢流阀来进行无级调压。图2-4为比例调压回路。根据执行元件行程各个阶段的不同要求,调节输入比例溢流阀1的电流,即可改变系统的工作压力,达到调压目的。

二、减压回路

在单泵的液压系统中,当某个执行元件或某个支路所需的工作压力低于溢流阀调定值,或要求有可调的稳定的低压输出,这可采用减压阀组成减压回路。如机床中的工件夹紧、导

轨润滑及液压系统中控制油路等回路的压力常低于主回路中的压力，就需要减压回路。

图2-5是采用单向减压阀的减压回路。液压泵同时向液压缸1和2供油。缸1活塞向下运动时需要低于系统压力的某一稳定的低压，而活塞向上返回时无需减压，为此在回路中接入一单向减压阀3。减压阀的调压范围可从最低压力（约0.5~0.7MPa）至溢流阀4调定压力之间调节。由于减压阀工作时阀口的压力损失和泄漏油路泄漏所造成的容积损失，总有一定的功率损耗，故大流量的减压回路不宜采用，此时应采用辅助泵来供油。

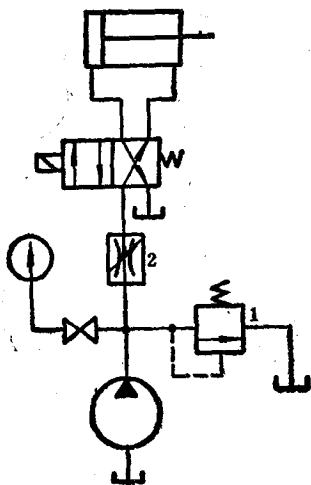


图2-1 调压回路

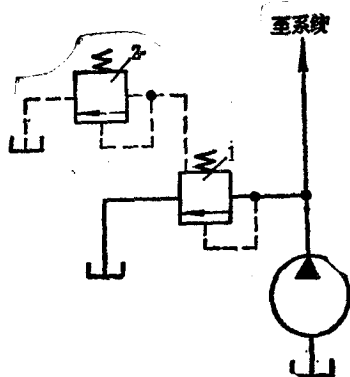


图2-2 远程调压回路

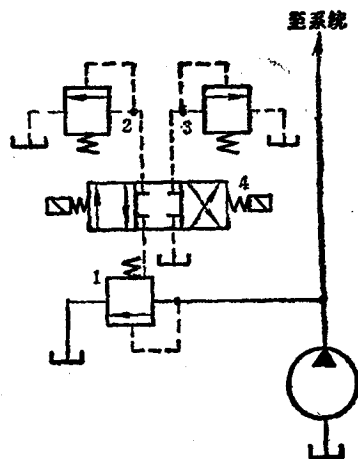


图2-3 多级压力回路

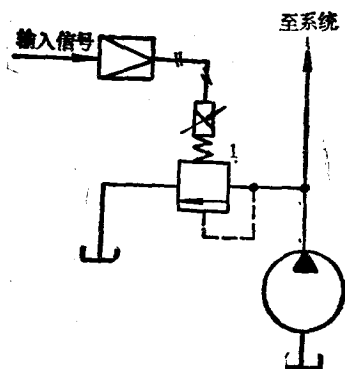


图2-4 比例调压回路

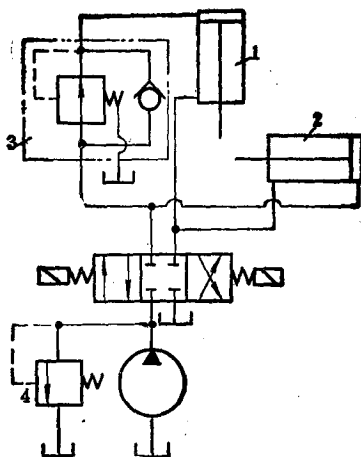


图2-5 减压回路

三、增压回路

增压回路是用来使系统中某一支路的压力高于系统压力的回路。利用增压回路，液压系统就可以采用压力较低的液压泵甚至可以利用压缩空气动力源来获得较高的系统压力。增压

回路中提高油液压力的主要元件是增压缸，其增压比为增压缸中大小活塞面积之比，即 $p_2/p_1 = A_1/A_2$ (图2-6a)。

图2-6是使用单作用增压缸的增压回路，它只适宜于液压缸需要很大的单向作用力和小行程的场合。图2-6a中增压缸1高压腔的泄漏油在回程时由高位油箱来补充。图2-6b中液压缸1活塞向左运动时只有当遇到较大负载时，顺序阀3由于系统压力升高而开启，增压缸2才起增压作用。液压缸1活塞向右返回时，其无杆腔的回油由于节流阀5的背压作用进入增压缸2的右腔，使增压缸复位，为下一行程做准备；多余的回油经液控单向阀4和节流阀5回油箱。

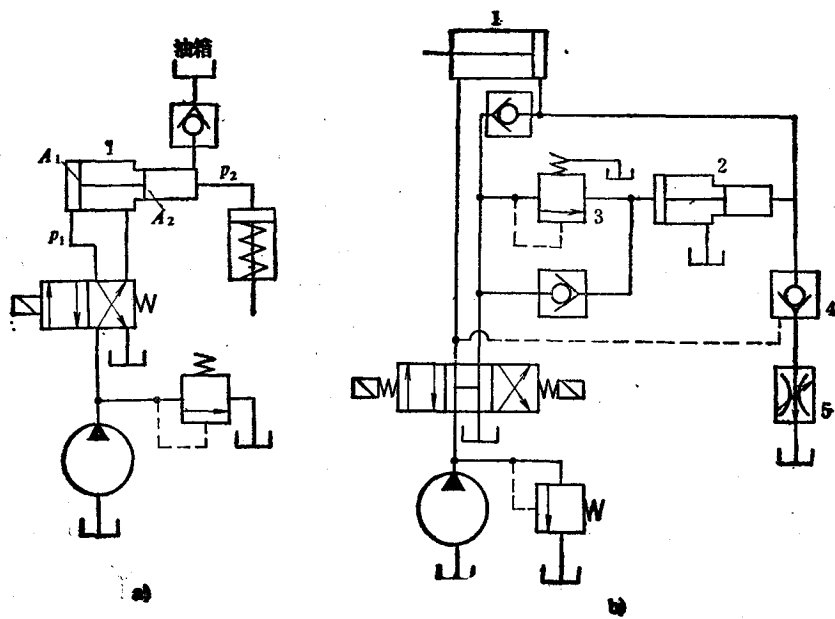


图2-6 单作用增压回路

图2-7是采用双作用增压缸的增压回路。回路的工作原理是：当液压缸4活塞向左运动遇到较大负载时，系统压力升高，油液经顺序阀1进入双作用增压缸2，增压缸2活塞不论向左或向右运动，均能输出高压油，只要换向阀3不断切换，增压缸2就不断地往复运动，连续输出高压油，进入液压缸4右腔，使液压缸4在向左运动整个行程内获得较大的推力。液压缸4向右返回时，增压回路不起作用。

四、卸载回路

液压系统工作时，执行元件短时间停止工作或需保持很大的力而运动速度极慢甚至不动，这时液压泵输出的压力油，全部或绝大部分从溢流阀流回油箱，造成动力消耗，引起油液发热，使油液加快变质，而且还影响液压系统的性能及泵的寿命，为此需要卸载回路。所谓泵的卸载，就是泵以很小的输出功率运转 ($N_p = p_p Q_p \approx 0$)，亦即或以很低的压力 ($p_p \approx 0$) 运转，或输出很小流量 ($Q_p \approx 0$) 的压力油。使泵停止运转，亦可实现泵的卸载，但泵启、停过于频繁，会缩短泵的寿命，短时间泵的卸载，不宜采用这种方法。

图2-8为采用换向阀的卸载回路。用M型(或H、K型)滑阀机能的三位四通换向阀中位

为了防止压力补偿装置调零的误差和动作滞缓而使泵的压力异常升高，往往仍装有安全阀 4 作为系统的安全措施。安全阀 4 的调整压力取系统压力的 120%，它在系统中处于经常关闭状态。

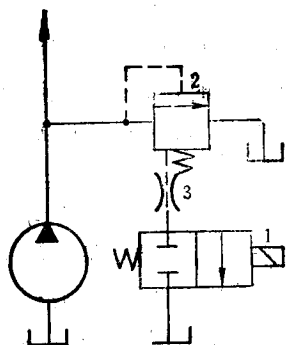


图2-9 用溢流阀的卸载回路

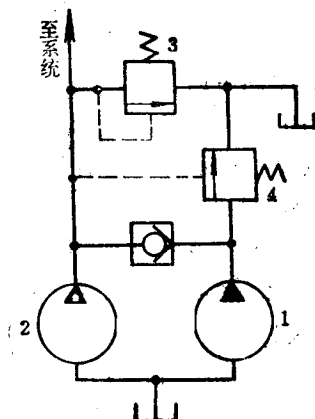


图2-10 双联泵的卸载回路

图2-12是利用特殊结构的液压缸使液压泵卸载的回路。当液压缸 2 活塞向左运动返回终点时，缸体上带单向阀 3 的旁通油口开启，泵 1 输出的油液经此油口回油箱，液压泵卸载。

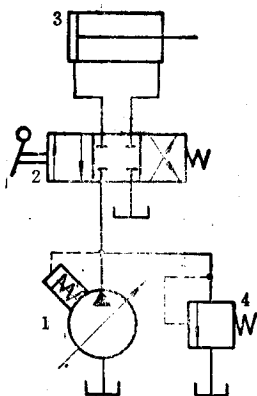


图2-11 压力补偿变量泵的卸载回路

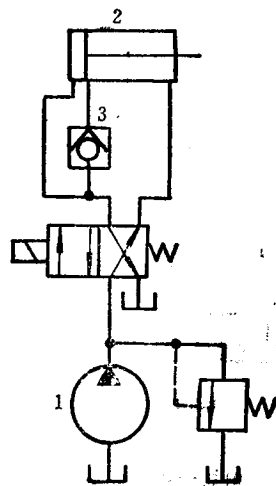


图2-12 用缸体上旁通油口卸载的回路

有些机械的液压装置在工作过程中要求系统保持压力而液压泵卸载。在这种卸载回路中可用蓄能器来保持系统压力，用压力继电器来控制保压的范围，如图2-13所示。当二位二通电磁阀 2 通电时，液压泵 1 向系统供油；当液压系统不需要供油而需保持压力时，泵 1 继续供油，直至蓄能器 4 贮满压力油，压力升高到压力继电器 3 的上限，压力继电器 3 发讯，使二位二通电磁阀 2 断电，泵 1 卸载，蓄能器 4 保持系统压力，补充系统中的泄漏，压力下降到压力继电器 3 的下限，压力继电器使二位二通阀 2 通电，泵 1 继续向系统和蓄能器 4 供油。

五、平衡回路

为防止立式液压缸和垂直运动的工作部件由于自重而自行下落，在活塞向下运动的回油路上串联一个产生一定背压的元件，阻止活塞因自重而下落的回路称为平衡回路。

图2-14a是用平衡阀组成的平衡回路。调整平衡阀1的开启压力稍大于立式缸活塞和工作部件自重形成的下腔背压，即可防止运动部件自行下落，平衡阀相当于平衡锤的作用。这种回路在活塞向下运动时，回油腔有一定的背压，故运动平稳，但功率损耗较大。如改用图2-14b所示的远控平衡阀2组成的平衡回路，在活塞向下运动时，远控平衡阀2被进油路上的控制油打开，回油腔背压消失，运动部件的势能得以利用，系统效率较高。远控平衡阀的开启压力，与回油腔背压无关，一般只需系统压力的30%~40%。必须指出，这种回路在回油路上应串入单向节流阀3，以控制活塞的下降速度。假如回油路上没有单向节流阀3，远控平衡阀2打开后，回油腔没有背压，活塞由于自重而加速下降，造成液压缸上腔供油不足，进油路上压力消失，远控平衡阀由于控制油路失压而关闭，阀关闭后控制油路又建立压力，阀再次打开。阀的时闭、时开，致使活塞向下运动过程中产生振动和冲击，运动不平稳。

由于平衡阀是滑阀结构，有一定的泄漏，在长期停留时活塞将缓慢下降，因此它仅适用于支承运动部件重量不很大和停留时间较短的系统。如活塞需长期停留不动时，就要采用锥阀结构的液控单向阀组成的锁紧回路。

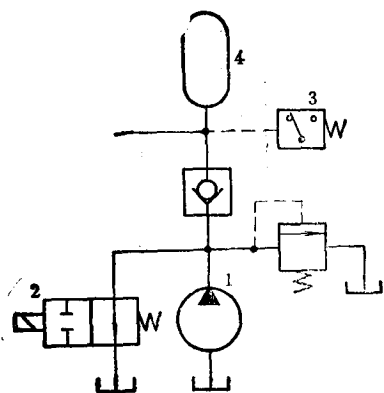


图2-13 用压力继电器控制二通阀的卸载回路

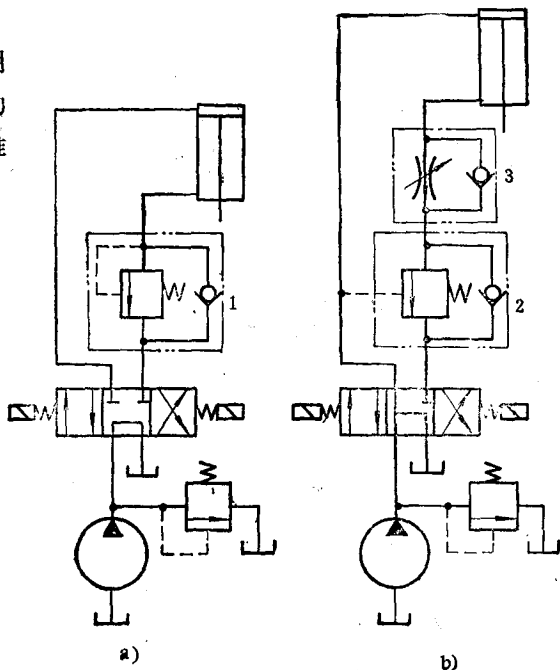


图2-14 用平衡阀的平衡回路

六、缓冲回路

液压执行元件驱动质量和速度较大的工作部件时，当其在运动状态下突然停止或换向，由于运动部件具有较大的动能，液压回路中会产生很大的冲击和振动，影响运动部件的定位精度，严重时还会妨碍机器的正常工作，甚至损坏机件。工作部件质量愈大，运动速度愈快，问题尤为突出。另外，在调压卸载回路中，卸载或卸载后升压过程过快，也会产生液压冲击和振动。

为了消除或减小液压冲击，除了可以在液压元件本身结构上采取某些措施（如在液压缸端部设置缓冲装置，在溢流阀阀芯中设置阻尼）外，还可以在系统设计中采取缓冲回路。缓冲