

普通高等教育机电类规划教材

液压传动系统

第3版

沈阳工业大学 官忠范 主编

机械工业出版社



普通高等教育机电类规划教材

液 压 传 动 系 统

第 3 版

主 编 官忠范
参 编 刘玉琦
 韩屋谷
主 审 钱祥生



机 械 工 业 出 版 社

本书讲述了液压传动的工作原理、工作特征和基本液压回路的组成、功能及特性；对阀控缸（马达）、泵控缸（马达）几种调速回路，压力、流量、功率适应回路，节能回路，蓄能器回路和几类典型液压系统的性能及其应用进行了较深入的分析；比较系统地阐述了液压系统设计计算方法并有实例加以说明；有专门章节介绍液压系统的污染、泄漏、噪声和爬行等几个主要问题的治理方法；每章都配有较多的例题和习题，便于巩固所学理论知识。

本书是全国高校流体传动及控制专业教学指导委员会审定推荐的本专业本科生教材。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。

图书在版编目（CIP）数据

液压传动系统/官忠范主编. —3 版. —北京：机械工业出版社，2004.8（2011.7 重印）

普通高等教育机电类规划教材

ISBN 978-7-111-05553-2

I. 液… II. 官… III. 液压传动-高等学校-教材 IV. TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2004）第 081291 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037）

责任编辑：刘小慧 版式设计：霍永明 责任校对：李汝庚

责任印制：杨 曦

保定市中华美凯印刷有限公司印刷

2011 年 7 月第 3 版第 16 次印刷

184mm × 260mm · 13.5 印张 · 331 千字

标准书号：ISBN 978-7-111-05553-2

定价：26.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页、由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服 务 中 心：(010)88361066

门户网：<http://www.cmpbook.com>

销 售 一 部：(010)68326294

教材网：<http://www.cmpedu.com>

销 售 二 部：(010)88379649

读者购书热线：(010)88379203

封面无防伪标均为盗版

再 版 前 言

本书是根据全国高校流体传动及控制专业教学指导委员会 1991 年第四次会议确定列为“八五”教材编审出版规划而修编的。

修订本书的原因是：本书 1989 年版本的全书液压回路图、系统图的职能符号已不符合国家新标准(GB786.1-93)要求；印、校质量不佳，有些插图模糊不清；需增、删部分内容。新增加的主要内容是：插装阀、叠加阀回路及其典型应用系统；液压系统的污染、泄漏治理等。删节的主要内容有差动回路分析等。其它内容也作些删繁就简的修订。

修订的指导思想是：力求本书能体现教材应有的稳定性、先进性、理论性和系统性；着重基本观点、基本原理、基本方法的介绍；注意教材的份量、广度、深度尽量和本课程的基本要求相适应；贯彻少而精和理论联系实际的原则，并适当反映本学科的新科技成就；力图保持、发扬本书在内容和体系安排上的特色。鉴于本专业教学计划，本课程教学大纲、教学时数均未变动，故本教材的篇幅，用有增有减维持原版字数大体不变。

本书由沈阳工业大学官忠范、刘玉琦分别编写第一、三、七章和第四、五、八章，燕山大学韩屋谷编写第二、六章。全书由官忠范统稿、定稿。华中理工大学钱祥生为本书主审。

本教材是在本书 1989 年版本的基础上并征求有关院校使用本教材意见后进行修编的。在此，对所有为本教材进行审阅并提出宝贵意见，以及在编审出版过程中给予热情帮助和支持的同志们，一并表示衷心的感谢。

由于编者水平所限，书中难免有缺点和错误，恳请广大读者批评指正。

编 者

目 录

再版前言	
第一章 绪论	1
第一节 传动的类型及液压传动的工作原理	1
第二节 液压传动系统的组成及其类型	2
第三节 传动方式的比较	4
第四节 液压技术的发展概况	5
习题	6
第二章 液压系统的基本回路	7
第一节 压力控制回路	7
第二节 速度控制回路	16
第三节 方向控制回路	19
第四节 顺序动作回路	22
第五节 同步控制回路	24
第六节 液压马达控制回路	28
第七节 二通插装阀回路	30
第八节 叠加阀回路	35
习题	37
第三章 液压阀—液压缸、液压马达回路分析	41
第一节 节流调速回路	41
第二节 节流调速回路功率特性	50
第三节 节流调速回路性能比较	59
第四节 压力、功率适应回路	63
第五节 节流调速回路的节能分析	68
习题	72
第四章 液压泵—液压马达、液压缸回路分析	75
第一节 容积调速回路	75
第二节 容积调速回路的速度刚性分析	87
第三节 容积调速回路主要参数的选择	90
第四节 容积节流调速回路	93
第五节 容积调速回路的动态特性	96
习题	99
第五章 蓄能器回路分析	101
第一节 蓄能用蓄能器回路	101
第二节 吸收脉动蓄能器回路	108
第三节 吸收液压冲击蓄能器回路	114
习题	115
第六章 典型液压系统分析	117
第一节 液压机液压系统	117
第二节 磨床液压系统	122
第三节 单斗挖掘机液压系统	128
第四节 塑料注射成型机液压系统	136
习题	146
第七章 液压系统设计计算	149
第一节 设计计算的内容和步骤	149
第二节 明确设计依据进行工况分析	150
第三节 确定液压系统主要参数	156
第四节 拟定液压系统图	160
第五节 液压元件的选择	164
第六节 液压系统性能验算	169
第七节 液压装置结构设计及编制技术文件	175
第八节 液压系统设计计算举例	177
习题	185
第八章 液压系统的污染、泄漏、噪声和爬行	189
第一节 液压系统的污染	189
第二节 液压系统的泄漏	192
第三节 液压系统的噪声	194
第四节 液压系统的爬行	206
习题	210
参考文献	212

第一章 绪 论

第一节 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、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帕斯卡原理，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

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

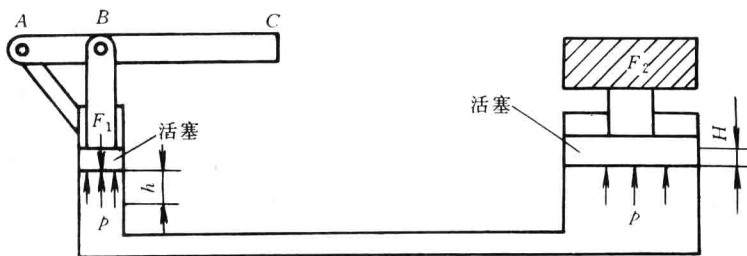


图 1-1 液压传动原理图

根据帕斯卡原理，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 ，在活塞与液压缸(泵)体滑动面间完全密封及液体不可压缩情况下，有

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

上式两端除以时间 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

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

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

或

$$v_2 = \frac{q}{A_2} \quad (1-6)$$

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

$$P_1 = v_1 F_1 = \frac{q}{A_1} p A_1 = p q$$

和

$$P_2 = v_2 F_2 = \frac{q}{A_2} p A_2 = p q$$

由此看出： $P_1 = P_2$ ，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。

第二节 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：

1) 动力源部分——液压泵及原动机。它将原动机输出的机械能转变为工作液体的压力能。

2) 执行部分——包括液压缸和液压马达，其作用是把工作液体的压力能重新转变为机械能，推动负载运动。

3) 控制部分——包括压力、流量、方向控制阀等。通过它们控制和调节液压系统中的压力、流量和流向，以保证执行部件所要求的输出力、速度和方向。

4) 辅助部分——包括油箱、管道、滤油器、蓄能器以及指示仪表等，以保证系统的正常工作。

图 1-2 为用图形符号表示的液压传动系统组成图。图中符号意义详见液压气动图形符号 (GB786.1-93)。

液压传动系统按照工作介质循环方式的不同，可以分为开式系统和闭式系统。

图 1-2 所示就是一个开式系统，其特点是液压泵自油箱吸油，经换向阀送入液压缸，液压缸回油返回油箱，工作油在油箱中冷却及沉淀过滤之后再进入工作循环。

闭式系统如图 1-3 所示，液压泵 1 的吸油管直接与液压马达的回油管相连通，形成一个闭合回路。为了补偿系统中由于液压泵、马达和管路等处的泄漏损失，设置了补油泵 2。液压马达是通过改变液压泵 1 的液流方向和流量来换向和调速的，因此，在闭式系统中常采用双向变量泵。

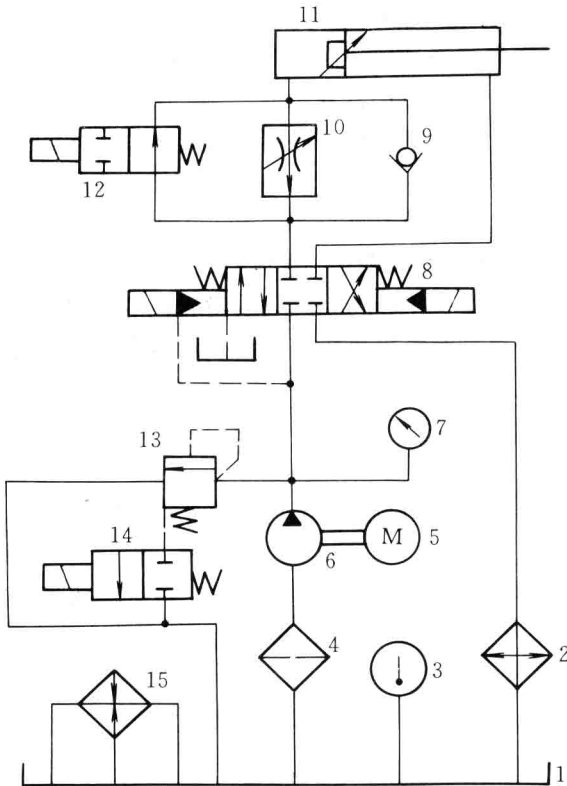


图 1-2 液压系统组成图

- 1—油箱 2—冷却器 3—温度计 4—过滤器 5—电动机
6—液压泵 7—压力计 8、12、14—换向阀 9—单向阀
10—调速阀 11—液压缸 13—溢流阀 15—加热器

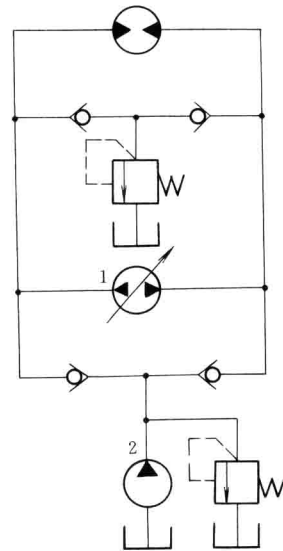


图 1-3 闭式系统

- 1、2—液压泵

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。

第三节 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—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高达 $10 \times 10^4 \text{ r/min}$ ，气动凿岩机的冲击频率可达 60Hz；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。一个中等功率的电动机启动需要几秒钟，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) 由于油液的可压缩性和泄漏等原因, 它不能保证严格的传动比。

2) 由于油液粘度随温度变化, 容易引起传动机构工作性能的稳定性, 因此它不宜在很高或很低的温度条件下工作。

3) 由于受油液流动阻力和泄漏的影响, 液压传动的效率一般不够高, 并带来系统发热、需要冷却等问题。

4) 液压传动对油液的污染比较敏感, 因此要求有良好的防护和过滤设施。

5) 液压元件的制造和维护要求均较高, 造价较贵。

第四节 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关联的。1650 年帕斯卡提出了静止液体中的压力传播规律——帕斯卡原理, 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——连续性方程和伯努利能量方程相继建立, 上述理论成就为液压技术的发展奠定了基础。自从 1795 年英国制成世界上第一台水压机起, 液压传动开始进入工程领域, 然而在工业上的真正推广使用和有较大幅度发展却是本世纪中叶的事, 至于它和微电子技术密切结合, 形成机电液一体化元件及系统, 应用现代传感技术及信号处理方法, 对元件或系统进行品质监控或故障诊断, 更是近十余年来出现的新事物。

20 世纪 50 年代, 液压技术迅速由军事工业转入民用工业, 在机床、工程机械、压力机械、船舶机械、冶金机械、农业机械及汽车等行业得到了广泛的应用和发展。20 世纪 60 年代以后, 随着原子能技术、空间技术、电子技术等的迅速发展, 再次将液压技术向前推进, 使其发展成为包括传动、控制、检测在内的一门对现代机械装备技术进步有重要影响的基础技术, 使其在国民经济的各部门得到了更广泛的应用。液压传动及其控制在某些领域内已占有压倒性的优势, 例如: 国外现生产的 95% 的工程机械、90% 的数控加工中心、95% 以上的自动生产线都采用了液压传动。因而可以说, 液压传动及控制技术是实现现代化传动与控制的关键性技术, 是衡量一个国家工业水平的重要标志之一。

当前, 液压技术在实现高压、高速、大功率、高效率、低噪声、高可靠性、高度集成化等各项要求方面都取得了重大进展, 在完善发展比例控制、伺服控制、开发数字控制技术上也有许多新成就, 并朝着机电液一体化方向, 围绕解决以下诸问题在不断前进。

降低能耗提高效率是当前液压技术中的重要课题。目前主要通过能量回收, 蓄能器应用, 静液传动, 二次调节, 以水代油, 负载压力、流量和功率匹配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问题。通过设计制造选用低噪声元件, 在降低液体、空气和结构传播噪声等方面, 已取得显著成果。

随着液压机械系统复杂化程度的提高, 元件小型轻量化、系统集成化就成了液压技术发展中的一个主要方向。继集成块式、叠加阀式、插装装阀式之后, 近年又出现了液压控制元件附在液压执行元件或液压泵之上的一体化的复合式液压装置。

为了提高液压元件和系统的可靠性, 人们越来越重视对液压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、失效机理分析、元件污染允许度、系统故障诊断以及进行系统可靠性预测技术的研究等。

液压技术与微电子技术结合，这无疑是今后的发展方向。这除采用计算机辅助设计、试验和制造，开发和应用各种液压数字元件外，还要研究和发展把液压控制元件、执行元件或动力元件、检测反馈器件、数模转换装置和微处理器汇为一体的智能单元或系统。

此外，防止泄漏、治理污染、高性能化等都是液压技术走向优质化进程中的具体内容。

我国从本世纪 50 年代开始，逐步形成自己的液压工业，液压元件制造厂日益增多，产品品种与数量不断增加，应用领域越来越广泛。80 年代起通过消化吸收和技术改造，使我国的液压工业，已具备一定的技术基础、自行开发能力和形成一定的生产规模，已能为重大装备提供具有一定水平的成套液压系统。如分别为舞阳钢厂、攀枝花钢厂提供了 1900 连铸机和 1350 板坯连铸机成套液压系统等。但与世界主要工业国家相比，还有一定的差距，这就要求我们奋起直追，尽快迎头赶上。

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 $v_1=0.5\text{m/s}$ 。不计管路的压力损失、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 试说明图 1-2 所示系统中标号为 1、3、6、8、10 和 11 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 $F_2=4.5\text{kN}$ ，不计各种损失和溢流阀调压偏差，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。

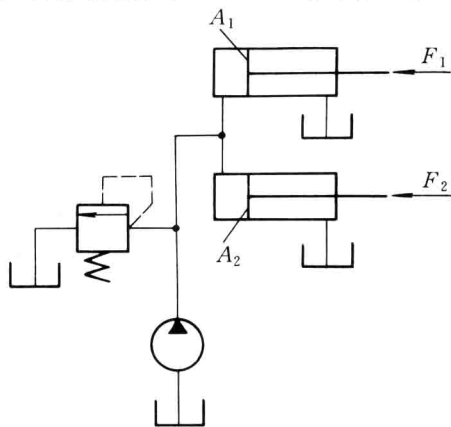


图 1-4 题 1-3 图

第二章 液压系统的基本回路

现代机械的液压传动系统虽然越来越复杂，但总不外乎由一些基本回路所组成。液压基本回路是由相关液压元件组成，能实现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——控制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液压基本回路。熟悉和掌握它们的组成、工作原理、性能特点及其应用，对设计和分析液压传动系统是有帮助的。

第一节 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，以满足执行机构对力或力矩的要求，或者使工作机构平衡或顺序动作。它包括调压、减压、增压、卸荷、保压或缓冲等回路。

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定的数值，或者使工作机构在运动过程各个阶段中具有不同的压力。图 2-1 是压力控制回路中最基本的调压回路。在液压系统中一般用溢流阀来调定工作压力，由定量泵、溢流阀和节流阀组成节流调速回路时，溢流阀是经常开启溢流。若系统中无节流阀时，溢流阀作安全阀用，只有当执行元件处于行程终点、泵输出油路闭锁或系统超载时，溢流阀才开启，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，压力调定值稍有波动。

图 2-2 为远程调压回路。将远程调压阀(或小流量溢流阀)2 接在先导式溢流阀 1 的控制管路上，液压泵的压力即可由远程调压阀 2 作远程调节。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 的控制管路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。各远程调压阀的压力可在主溢流阀的调定压力下分别调节。

图 2-4 为比例调压回路。系统可以通过电液比例溢流阀实现无级调压。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的电流，即可改变系统的工作压力。回路组成简

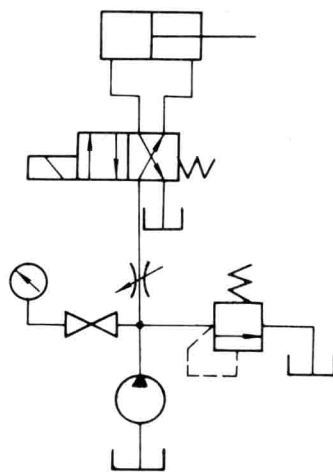


图 2-1 调压回路

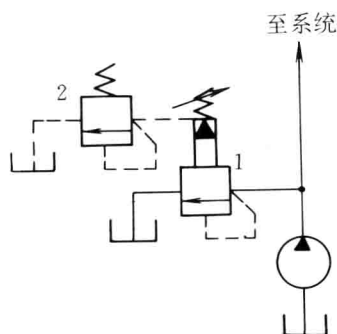


图 2-2 远程调压回路
1—先导式溢流阀 2—远程调压阀

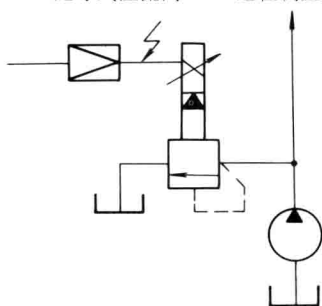


图 2-4 比例调压回路

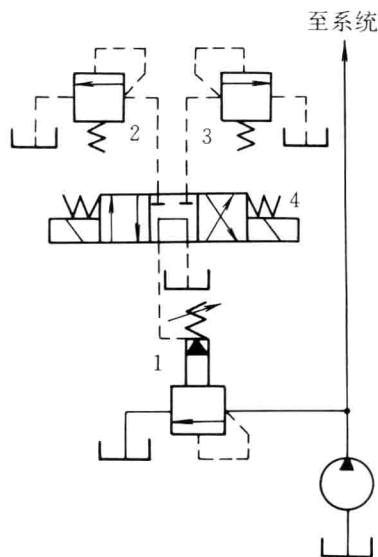


图 2-3 多级压力回路
1—主溢流阀 2、3—远程调压阀 4—换向阀

单，压力变换平稳冲击小，更易于远距离和连续控制。

二、减压回路

当系统某个执行元件或某个支路要求有可调的稳定的低压输出，这可采用减压阀组成的减压回路。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。液压缸 2 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，为此在回路中接入单向减压阀 3。减压阀的调压范围可从最低压力（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降和泄漏油路的泄漏，总有一定的功率损耗，大流量的减压回路或系统有多处需要低压输出，建议另外采用单独的泵来供油。

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器，其增压比为增压器大小活塞面积之比，即 $p_2/p_1 = A_1/A_2$ (图 2-6a)。

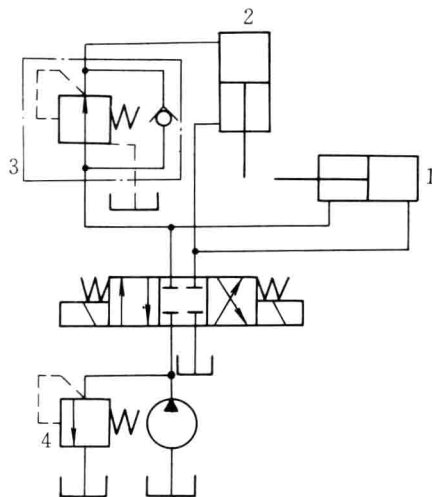


图 2-5 减压回路
1、2—液压缸 3—单向减压阀 4—溢流阀

图 2-6 是使用单作用增压器的增压回路，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 中增压器 2 高压腔的泄漏油在回程时由高位油箱来补充，回路中接入单向减压阀 3 是为了使增压器输出压力 p_2 可调。图 2-6b 的增压回路可使液压缸 1 工作行程加长，活塞向右运动时只有当遇到负载时，单向顺序阀 4 由于系统压力升高而开启，压力油进入增压器 2 才起增压作用。活塞向左返回时，液压缸无杆腔的回油由于单向节流阀 5 的背压作用进入增压器 2 的上腔，使增压器复位，为下一行程做准备，多余的回油经液控单向阀 6 和单向节流阀 5 回油箱。液控单向阀 6 是为了增压时隔开高低压油路。

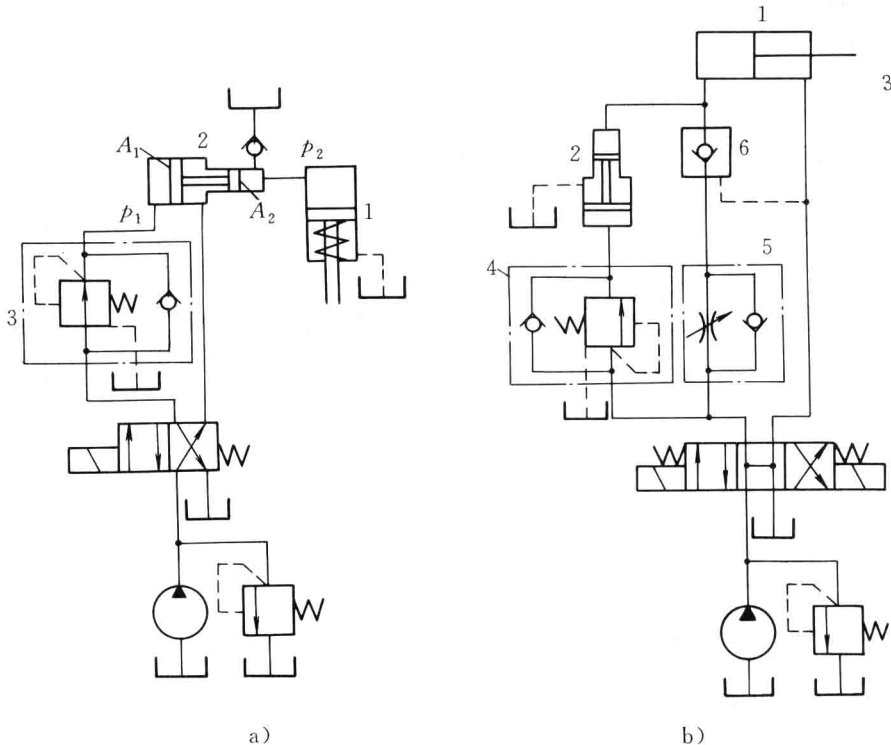


图 2-6 单作用增压回路

1—液压缸 2—增压器 3—单向减压阀
4—单向顺序阀 5—单向节流阀 6—液控单向阀

图 2-7 是采用双作用增压器的连续增压回路。同图 2-6b 一样，当液压缸活塞向右遇到负载后，压力油经顺序阀进入双作用增压器 1，只要换向阀 2 不断切换，增压器 1 连续输出高压油，使液压缸向右运动整个行程中获得较大的推力。液压缸向左返回时，增压回路不起作用。图中左下角为连续增压器的简化符号。

四、卸荷回路

液压系统工作时，执行元件短时间停止工作，不需要输入液压油，此时可让液压泵卸荷。所谓液压泵的卸荷，就是让液压泵以很小的输出功率运转，或以很低的压力运转，或让液压泵输出很小流量的压力油。停液压泵也可使液压泵和电动机不输出能量，但频繁地启、停影响液压泵和电动机的寿命，为此需要设置卸荷回路。

图 2-8 为采用换向阀的卸荷回路。用三位四通换向阀中位 M 型(或 H 、 K 型)滑阀机能

(图 2-8a), 或在液压泵出口旁路接二位二通阀(图 2-8b), 使液压泵输出的油液流回油箱, 液压泵卸荷。它适用于低压小流量($p_p \leq 2.5 \text{ MPa}$, $q_p \leq 40 \text{ L/min}$)的液压系统。高压大流量系统用换向阀卸荷时液压冲击较大, 应在换向阀上采取缓冲措施。

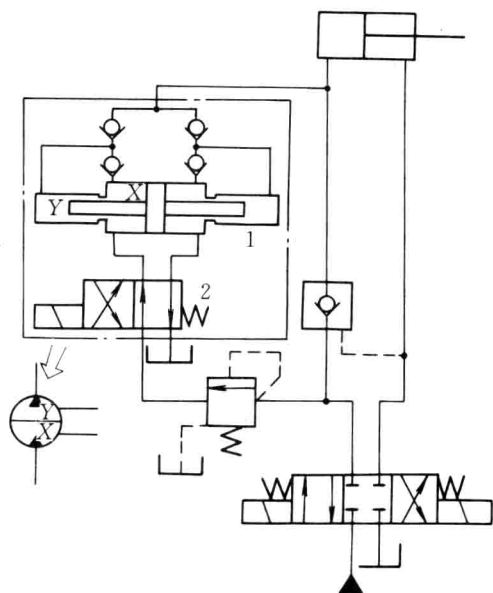


图 2-7 连续增压回路

1—增压器 2—换向阀

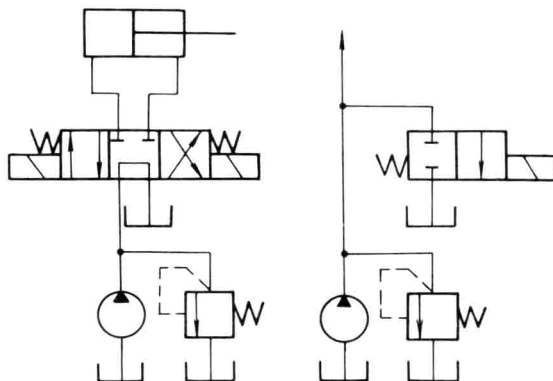


图 2-8 用换向阀的卸荷回路

图 2-9 为溢流阀的卸荷回路。当先导型溢流阀 1 控制管路通过二位二通电磁换向阀 3 接回油箱时, 液压泵输出的油液以很低的压力经溢流阀回油箱, 实现液压泵的卸荷。阻尼器 2 可防止卸荷和升压时的液压冲击。

工作过程中流量变化较大的液压系统, 常采用双联泵供油。图 2-10 为这种双联泵的卸荷回路。卸荷阀 4 设定大流量时双泵供油的压力, 溢流阀 3 设定高压小流量时高压泵 2 供油的最高工作压力, 系统压力低于卸荷阀 4 的压力时, 两个泵同时向系统供油, 当系统压力超过卸荷阀 4 的压力, 低压大流量泵 1 输出的油液通过卸荷阀 4 流回油箱, 只有高压小流量泵 2 向系统供油, 减少了功率消耗。为避免压力干扰, 卸荷阀 4 设定压力至少应比溢流阀 3 设定压力低 0.5 MPa , 系统方能正常工作。

采用压力补偿变量泵可以取代双联泵, 实现低压大流量和高压小流量供油的工作性能。压力补偿变量泵的卸荷方式比较特殊, 它不是靠卸压, 而是输出很小流量, 来减少功率消耗的。图 2-11 是压力补偿变量泵的卸荷回路。当液压缸 3 活塞运动到行程端点或换向阀 2 处于中位时, 液压泵 1 的压力升高达到补偿装置动作所需的压力时, 液压泵的流量便减至只需补足系统中泄漏的流量, 功率消耗大为降低, 实现液压泵的卸荷(实为驱动泵的原动机功率卸荷)。为防止变量泵压力补偿装置调零的误差和动作滞缓而使液压泵的压力异常升高, 系统往往装有安全阀 4 作为安全措施。安全阀 4 的调整压力取系统压力的 120% , 它在系统中经常处于关闭状态。

图 2-12 是利用特殊结构的液压缸使泵卸荷的回路。在液压缸 3 活塞向左运动返回终点时, 缸体上带单向阀 2 的旁通油口开启, 液压泵 1 输出的油液从液压缸的有杆腔经过此油口流回油箱, 液压泵卸荷。此种方法用于压力不高小型液压缸上, 为防止活塞通过油口时啃坏

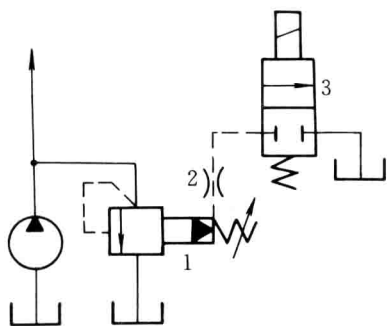


图 2-9 用溢流阀的卸荷回路

1—先导式溢流阀 2—阻尼器
3—换向阀

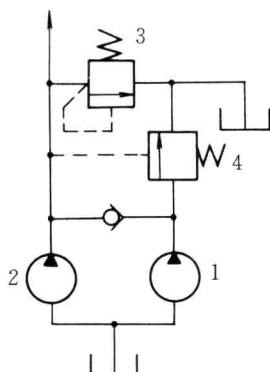


图 2-10 双联泵卸荷回路

1—大流量泵 2—小流量泵
3—溢流阀 4—卸荷阀

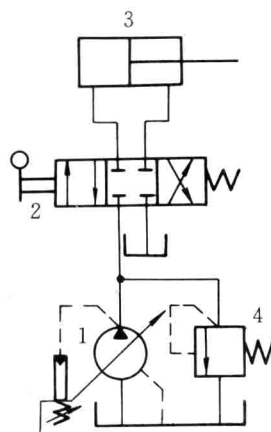


图 2-11 压力补偿变量泵的卸荷回路

1—变量泵 2—换向阀
3—液压缸 4—安全阀

密封圈，液压缸不用密封圈，采用间隙密封。

有些机械的液压装置在工作过程中当液压泵卸荷时系统保压，在这种卸荷回路中通常用蓄能器来保持系统压力，图 2-13 为两例蓄能器保压液压泵卸荷的回路。图 2-13a 为用卸荷溢流阀使液压泵卸荷的回路，保压范围由卸荷溢流阀的工作性能决定；图 2-13b 为用压力继电器控制电磁溢流阀使液压泵卸荷的回路，双接点压力继电器控制二位三通换向阀的通和断，使液压泵卸荷和工作，保压范围可由压力继电器来任意设定。双接点压力继电器可用电接触式压力表来代替（见图 2-14），调整压力更为直观。

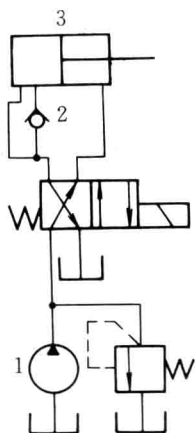
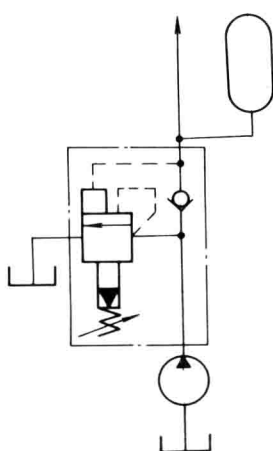


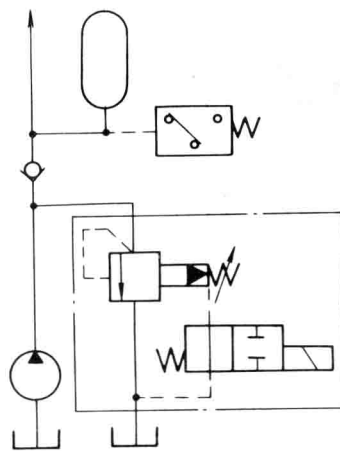
图 2-12 用缸体上旁通

油口卸荷的回路

1—液压泵 2—单向阀
3—液压缸



a)



b)

图 2-13 蓄能器保压液压泵卸荷回路

五、保压和泄压回路

有些机械，如压力成形压机，工作过程要求液压缸在行程终点时，保持压力一段时间，以提高制品的质量。高压系统保压时，由于液压缸和管路的弹性变形和油液压缩，贮存一部

分弹性能, 回程时如释放过快, 将引起液压系统剧烈的冲击、振动和噪声, 甚至导致管路和阀门的破裂, 故保压后必须缓慢泄压。保压和泄压是同时考虑的两个问题。

(一) 保压回路

1. 用液控单向阀的保压回路 如图 2-14 所示, 在液压缸无杆腔油路上接入一个液控单向阀 3, 利用单向阀锥形阀座的密封性能来实现保压。一般在 20MPa 工作压力下保压 10min, 压力降不超过 2MPa。阀座的磨损和油液的污染会使保压性能下降。

2. 向系统自动补油保压 在图 2-14 回路中 a 点接一个电接点式压力表 4, 由电接点式压力表 4 设定压力波动范围。电液换向阀 2 的电磁铁 1Y 通电, 活塞下降加压, 当压力上升到压力表 4 上限触点调定压力时, 上触点接通, 1Y 断电, 液压泵卸荷, 系统保压; 当压力下降到下限压力时, 下限触点接通, 1Y 通电, 变量泵又向液压缸供油, 使压力回升。这种回路能自动地向封闭的高压腔中补充高压油, 保压时间长, 压力波动不超过 1~2MPa。它利用了液控单向阀具有一定保压性能的长处, 又避开了直接开动液压泵保压消耗功率的缺点。

3. 用辅助液压泵保压回路 图 2-15 是用辅助液压泵的保压回路, 在回路中增设一台辅助液压泵 8, 当液压缸加压完毕要求保压时, 由压力继电器 5 发讯, 使 1Y 断电, 3Y 通电, 变量泵 1 卸荷, 辅助液压泵 8 向封闭的高压腔 a 点供油, 维持系统压力稳定。由于辅助液压泵只需补充系统的泄漏, 可选用小流量高压泵, 功率损耗小。压力稳定性取决于辅助液压泵 8 出口处的溢流阀 7 的稳压性能。

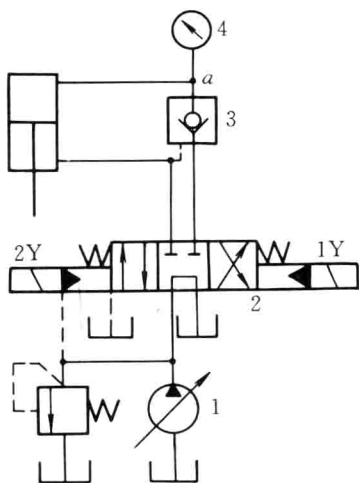


图 2-14 用液控单向阀的保压回路

1—变量泵 2—换向阀 3—液控单向阀
4—电接点压力表

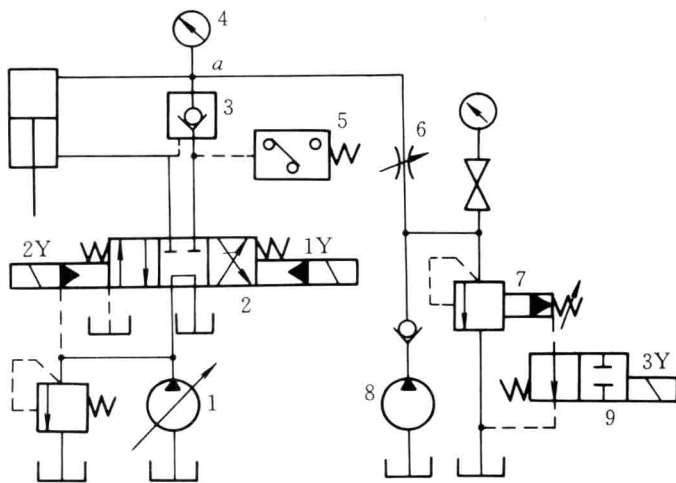


图 2-15 用辅助液压泵的保压回路

1—变量泵 2、9—换向阀 3—液控单向阀 4—电接点压力表
5—压力继电器 6—节流阀 7—溢流阀 8—小流量泵

4. 用蓄能器的保压回路 如图 2-16 所示, 用重锤式蓄能器 5 代替辅助液压泵在保压过程中向 a 点供油。保压时, 重锤蓄能器 5 充入高压油, 重锤上升, 触及限位开关 S 时, 使电液换向阀 2 的电磁铁 1Y 断电, 主液压泵 1 卸荷, 以后由蓄能器保持系统压力, 采用重锤式蓄能器压力波动小, 不超过 0.1~0.2MPa。蓄能器的容量由保压时间内系统泄漏量来决定。

5. 用液压缸的回油保压的电路 如图 2-17 所示, 工作过程中液压缸 2 驱动横梁向下运动, 横梁上的柱塞缸 1 的回油通过溢流阀 3 回油箱, 使柱塞缸 2 保压, 保压压力由柱塞缸 2 上各自的溢流阀单独调节。这种方法简单可靠, 保压质量高, 但柱塞缸 2 的反作用力抵销了主