

蔡文彦 詹永麒 编



液压传动系统
液压传动系统
液压传动系统
液压传动系统
液压传动系统
液压传动系统

上海交通大学出版社

液 压 传 动 系 统

蔡 文 彦 编
唐 永 麒

上 海 交 通 大 学 出 版 社

内 容 提 要

本书根据《液压传动系统教学大纲》编写。内容包括液压传动系统的调速、基本回路、调速系统、蓄能器回路、典型液压传动系统分析及设计、逻辑系统设计,以及液压系统的调整试验和维护保养。在典型举例中,主要分析了近年来从国外引进的先进液压设备。为适应节能潮流,书中还有节能调速这一节。该书重点突出、举一反三,着眼于提高读者分析问题和解决问题的能力。在各章节中均附习题,以便读者巩固所学知识。

本书可作为高等院校液压传动专业的教材,也可供从事液压技术的工程技术人员参考。

液 压 传 动 系 统

出 版: 上海交通大学出版社
(淮海中路1984弄19号)

发 行: 新华书店上海发行所

印 刷: 常熟文化印刷厂

开 本: 787×1092(毫米) 1/16

印 张: 12.5

字 数: 304000

版 次: 1990年4月 第一版

印 次: 1990年5月 第一次

印 数: 1—4100

科 目: 219—259

ISBN 7-313-00643-8/TH·137

定 价: 2.45 元

前 言

本书是根据1987年8月船舶总公司液压教材小组在武夷山制订的《液压传动系统教学大纲》编写的。

本书内容丰富。作者根据多年的教学、科研经验,在书中不但阐述了常规阀的液压传动系统,还叙述了二通插装阀的液压传动系统及液压逻辑系统,并编入了液压传动系统的性能试验和调试方法等实践性的内容。在典型液压系统的举例中,主要讲述了近年来从国外引进的船舶起货机、舵机、调距桨、工程船舶及海洋石油钻井平台等的液压系统,并讲述了压力机械、工程机械及冶金机械等的液压传动系统,以适应不同的专业对象。为适应目前世界上的节能潮流,书中还特别编写了液压节能调速这一节。

本书重点突出、举一反三,着眼于提高读者分析问题和解决问题的能力。在各章节中均附有习题,以便读者巩固所学知识。

本书可作为高等院校液压传动专业的教材,也可供从事液压技术的工程技术人员作参考。书中1、3、5、7各章由上海交通大学詹永麒编写,2、4、6、8各章由哈尔滨工业大学蔡文彦编写,并由詹永麒对全书进行统稿。本书由武汉水运工程学院殷乾训主审。两编者所在学校的同事对本书提出了许多宝贵的意见,一并在内感谢。本书在内容和形式方面一定存在不少的缺点和错误,敬请读者批评指正。

编 者

1989年8月

目 录

1 绪论	1
1.1 概述	1
1.2 液压传动系统的分类	4
2 基本回路	12
2.1 压力控制回路	12
2.2 流量控制回路	23
2.3 方向控制回路	26
2.4 其他基本回路	29
3 液压传动系统的调速	37
3.1 节流调速系统	37
3.2 容积调速系统	46
3.3 节能调速系统	56
4 蓄能器回路特性分析	63
4.1 蓄能器基本回路	63
4.2 蓄能用蓄能器回路的静特性分析	67
4.3 蓄能用蓄能器回路的动态特性分析	71
4.4 吸收液压冲击的蓄能器回路特性分析	72
4.5 吸收脉动压力的蓄能器回路特性分析	74
5 典型液压传动系统分析	80
5.1 船舶及海洋工程液压传动系统	80
5.2 工程机械及工程船舶液压传动系统	99
5.3 压力机械液压传动系统	108
5.4 注塑机液压传动系统	113
5.5 冶金机械液压传动系统	116
6 液压传动系统设计	118
6.1 液压传动系统的设计步骤及设计要求	118
6.2 液压系统的工况分析	119
6.3 确定液压系统的主要参数	123
6.4 拟定液压系统原理图	128
6.5 液压元件的计算和选择	131
6.6 液压系统性能的验算	137
6.7 液压传动系统设计举例	140
6.8 液压系统的可靠性分析	150
7 液压逻辑系统的设计基础	154

7.1 布尔定律及卡诺图.....	154
7.2 液压逻辑元件及基本回路.....	159
7.3 液压逻辑回路的设计.....	165
8 液压传动系统的调整试验及维护保养.....	182
8.1 液压传动系统的调整试验.....	182
8.2 液压传动系统的动态试验.....	184
8.3 液压传动系统的维护保养.....	187
附录 I 常用符号及单位	190
附录 II 参考文献	190

1 绪 论

1.1 概 述

液压传动是基于以密闭容器中流体的静压力传递力和功率这一原理来实现的。该原理于1650年被帕斯卡(Pascal)发现。1795年英国的约瑟夫·布拉默用这个原理来建造水压机,使液压技术开始进入工程领域。

电机驱动的发展,曾使液压技术停滞不前。直到19世纪末,德国及美国分别把液压技术应用到龙门刨及六角车床、磨床等。1905年詹尼(Janney)设计了一只带轴向柱塞机械、以油作工作介质的液压传动装置,并于1906年用于弗吉尼亚号战舰的炮塔俯仰装置上。这样,液压技术又获得了发展。

以油作工作介质的径向柱塞泵先后由海勒·肖(Hele Shaw)及汉斯·托马(Hans Thoma)于1910年及1922年研制成功。汉斯·托马于1930年还研制出斜轴式轴向柱塞泵。哈里·威克斯(Harry Vickers)于1936年提出了包括先导式溢流阀在内的二通阀。这些重大进展,都推动了液压技术的发展。

在第二次世界大战期间,由于军事工业迫切需要反应快、动作准、功率大的液压传动系统及伺服机构,以装备各种飞机、坦克、大炮和军舰,因此各种高压元件获得了进一步的发展,并出现了伺服阀。这里值得一提的是美国麻省理工学院理工学院的布莱克本(Blackburn)、李(Lee)等人对于高压的液压问题以及伺服控制问题进行了深入的研究。大约于1958年他们造出了电液伺服阀。

战后50年代,液压技术迅速转入民用工业,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都获得了迅速的发展。由于伺服阀的造价贵、抗污染能力弱,后来又发展了比例阀和比例泵。我国路甬祥博士在比例技术上的五项发明,是80年代液压技术的新突破。现代液压技术正在继续向以下几方面发展。

(1) 节能

近年来,由于世界能源的紧缺,各国都把液压系统的节能问题作为液压技术发展的重要课题。70年代后期,西德、美国等相继研制成负载敏感泵及低功耗的电磁铁等。西德汉堡军事学院研究成功回收重物下降能量的开式液压节能系统。最近美国威克斯(Vickers)又研制成用于功率匹配系统的CMX阀。

(2) 计算机辅助设计、绘图及计算机控制

随着计算机技术的发展,国际上出现了各种数字阀及数字泵。并出现了把单板机直接装在液压元件上的具有位置或力反馈的闭环控制液压系统。有些只用一条信号线就能控制16个执行机构。计算机辅助设计液压系统及辅助绘制液压系统图的技术,在国内也已进入实用阶段。

(3) 努力提高液压系统的可靠性

对飞机、船舶中的一些重要液压系统采用多裕度设计。并在系统中设置小流量的旁路过

滤、旁路净化回路,以及设置具有初级智能的自动故障检测仪表等,以加强油液的污染管理。这些都能大大提高液压系统的可靠性。

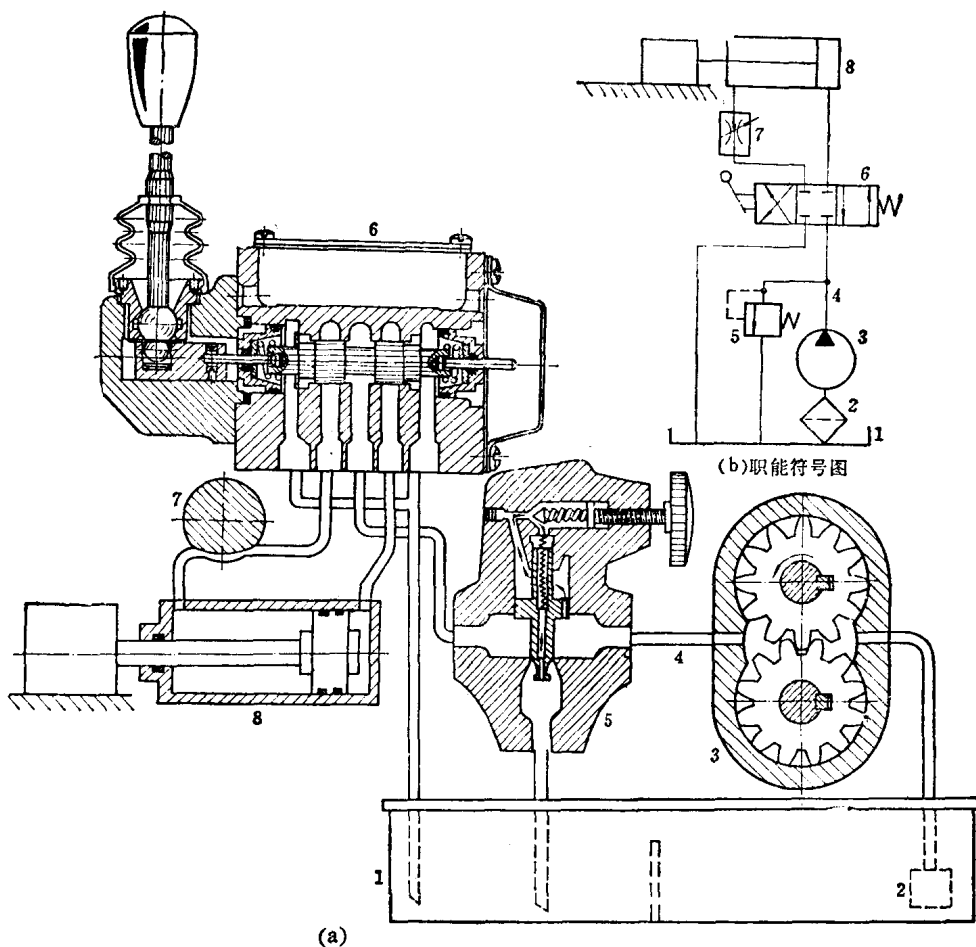
(4) 高度集成化

叠加阀、集成块、插装阀以及把各种控制阀和辅泵集成于主泵及马达上的组合元件的出现,使各种流量的系统都能达到高度的集成化。

此外,高水基液体以及用它作为工作介质的液压元件的研制等也是值得注意的动向。

1.1.1 液压传动系统的工作原理、定义及组成

图 1.1(a) 为一简单的液压传动系统的结构原理图,其由油箱 1、滤器 2、齿轮泵 3、导管 4、溢流阀 5、手动换向阀 6、节流阀 7 及液压缸 8 等组成。



(a) 结构原理图

(b) 职能符号图

图 1.1 液压传动系统原理图

图示状态时,缸 8 不动,泵 4 排出的油液经阀 5 溢流回油箱。

当拉动阀 6 手柄时,泵 4 排油分为两股:一股经阀 5 溢流回油箱(溢流损失);另一股经阀 5、阀 6 进入缸 8 右腔(其工作压力由外负载建立)。缸 8 左腔回油经阀 7 (存在节流损失)、阀 6 回油到油箱 1。这样缸 8 活塞杆外伸,推动外负载前进。

当推动阀6手柄时,则缸8活塞杆拉动外负载后退。因此,手动换向阀6可控制液流方向,以控制负载运动的方向。

当关小节流阀7的阀口时,泵3经阀5的溢流量增大,而经阀6进入缸8的油流量减小,故负载的运动速度 v 减小。反之 v 增大。因此负载运动的速度由阀7调节。而溢流阀5,则调定了泵3的工作压力。滤油器2可滤去油液中的污物,使进入液压传动系统中的油液是清洁的油液,保证系统可靠地工作。

由此可知,在液压系统内,能量是借助于封闭回路中有压力(由负载建立)的液体传递和控制的。泵是将拖动它的原动机的旋转机械能转换为液压能(流量、压力)的元件。液压缸或马达,则是将液压能再转换为机械能的元件,使负载移动或旋转。整个液压传动系统,则是将单转向输入轴的能量转换为线性运动输出能或单、双转向可变速输出能的装置。

由图1.1(a)也可知,液压传动系统除需有工作介质外,一般应有以下四部分组成:

- (1) 油源 将原动机的机械能转换成液流的压力能,如各类液压泵;
- (2) 执行元件 将油流的压力能转换为机械能,拖动负载运动,如各类液压缸、液压马达;
- (3) 控制和调节元件 控制和调节液压传动系统中的压力、流量和液流方向,以满足工作要求,如各种压力阀、流量阀和方向阀;
- (4) 辅助元件 起辅助作用,保证液压系统可靠、稳定、持久地工作。如油箱、滤油器、管接头、压力继电器、压力表、加热器及冷却器等。

1.1.2 液压传动系统图的图形符号

图1.1(a)所示图直观性强,但绘制起来很复杂。为方便起见,世界各国都制订了一套液压及气动图形符号,简明地表示各种标准液压元件的结构工作原理和职能。我国也制订了相应的国家标准(GB 786-76)。根据该标准,用其中的图形符号绘制液压系统图时,应遵循以下几条基本规则:

- (1) 用简单的几何图形表示元件的职能,并不表示元件的具体结构、参数、尺寸和安装位置;
- (2) 元件符号内的油流方向用箭头表示,线段两端都有箭头的表示流动方向可逆;
- (3) 系统的连接管路用直角曲折的直线表示,其中工作管路、控制管路及泄漏管路分别用粗实线、虚线及细实线表示;管路交错用小圆弧过渡;
- (4) 符号通常表示元件的静止状态或中间零位状态,但是复杂的系统也允许表示各种不同工作状态的油路连接情况。

图1.1(b)就是按上述标准和规则绘制的职能符号图,读者可与图(a)对照起来读一下。

1.1.3 液压传动系统的工作特点

液压传动与电气、机械传动相比有如下特点:

- (1) 可方便地实现大范围的无级调速。调速范围可达1000:1。低速大扭矩马达的最低稳定转速为1 r/min。这些都是电传动难以达到的。虽然机械传动也能实现无级调速,但调速范围和传动功率都较小。
- (2) 液压传动装置的重量轻、结构紧凑、惯性小。目前液压泵及马达传递单位功率的重量指标可小到0.0025 N/W,而电机的约为0.03 N/W,即前者只有后者的10%。这是由于电

机受到磁饱和的限制,单位面积上的切向力不到 1 MPa,而液压力可达 35 MPa 之故。

(3) 由于液压传动是以密闭回路中流体的静压力来传递力和功率的,属柔性传动,固可用管道和孔道来输送能量,使液压元件的安装位置有很大的灵活性,并可把一台泵的液压能输送给多个液压执行机构;拖动多个机构运动。

(4) 只要用一安全阀,便可实现过载保护。

(5) 可借助各种控制阀实现自动化,若用电液联合控制,还可实现遥控。

(6) 液压元件易实现标准化、系列化和通用化,故便于设计、制造和推广应用。

(7) 液压传动系统工作较平稳,能高速启、制动和换向。

液压传动有如下缺点:

(1) 漏油是很头痛的问题,这不仅会污染环境,甚至会造成事故。为解决这个问题,必须使液压系统高度集成化,并注意高效密封装置及高水基工作介质的研制。

(2) 噪声大。近年来,各国都在研制各种低噪声泵、管道消声器等,以降低液压系统的噪声。

(3) 由于液压油的粘度随油温而变,因而引起液压执行机构的运动特性的变化。

(4) 液压元件中的小孔、缝隙容易堵塞,因此必须特别注意油液的过滤。

(5) 液压元件的精度高,故造价高。使用、维修要求有一定的专业知识和较高的技术水平。

(6) 故障不易检查和排除。现各国都在研制各种故障诊断仪,以期能及早发现和排除故障,防止重大事故。

1.2 液压传动系统的分类

在液压传动系统的设计过程中,系统的油液循环方式、各回路的组合方式以及所用液压泵的类型和数量等,都是应首先决定的一些重大问题。为便于归纳和分析,本节以“分类”为标题,把这些问题放在一起讨论。

1.2.1 开式与闭式系统

按液压系统中油液的循环方式可分为开式、闭式两种系统。

(一) 开式系统

如图 1.2 所示,泵自油箱吸油,其排出的油液供给液压缸或液压马达,驱动它们作功,而液压缸或液压马达的回油流回油箱,此即开式系统。

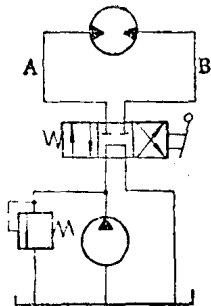


图 1.2 开式系统

开式系统的结构简单。油箱是开式系统中工作介质的吞吐及贮存场所,故油液可在油箱中很好地散热冷却及沉淀杂质,但这需有较大容积的油箱。开式系统是靠操纵换向阀来使执行机构换向的。故换向时(如图 1.2 中的换向阀由左位移至中位时),具有正遮盖结构的换向阀会使液压传动系统产生压力冲击;同时,由于外负载的惯性会使液压马达继续旋转而呈泵工况,继续将油从 A 边输送到 B 边,而换向阀的中位已将液压马达的进出油路封死,故 B 边的油压将迅速高于 A 边。当外负载的惯性较大时, B 边将产生压力冲击,故必须在 A, B 边间设置双向

溢流阀(作制动阀),以限制B管(或A管)内的制动油压力,消除油压冲击。由此可知,开式系统中的液压马达或液压缸在制动及换向过程中,外负载的惯性运动能量不能回收,而是消耗在油液经制动阀的节流发热中(能耗制动)。此外,在重力下降系统中,当出现外负载对系统作功的工况时,液压马达呈泵工况,为防止外负载超速下降,必须在回油管上设置能产生背压的液压元件,但这将引起能耗并使油液发热(能耗限速)。

(二) 闭式系统

如图1.3所示,泵a的进出口与液压马达b的进出口分别用管道连接,形成一闭合回路。操纵泵a的变量机构以改变液流的方向,即可使液压马达换向。阀1~5共同组成双向安全阀,以防止A,B管内的油压超过阀3的调定值。为补充系统的泄漏,还需设置一个较小的辅泵c,其工作压力由溢流阀6调定,应比液压马达b所需背压略高。而泵c的流量应略高于系统的泄漏量。由泵c排出的油经滤油器、单向阀1或2(它们兼作补油阀)再补充到系统的低压边;多余的油液经阀6溢流回油箱。

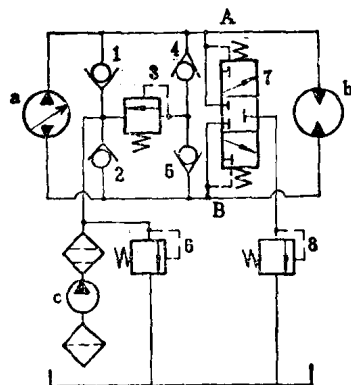


图 1.3 闭式系统

由上面的分析知,闭式系统的结构较复杂。闭式系统中一个油源一般只能为一个液压执行机构供油,并用双向变量泵调速和换向。此外,由于油液基本上都在闭合回路内循环,与油箱交换的油量仅为系统的泄漏量,故油液温升较快,但所需油箱容积小,故结构紧凑。由于液压马达b的回油是直接流入泵a吸入口的,故具有背压的回油能帮助电机拖动泵a,并使泵a呈压力供油状态,降低了对泵a的自吸性的要求。而开式系统中具有背压的回油是不能起到这些积极作用的,而是把这部分可以利用的能量白白地损耗在背压阀的节流发热中。

闭式系统的制动过程是通过操纵泵a的变量机构,使其排量逐步变为零来实现的。在此过程中,外负载的惯性力变成了主动力,力图拖动液压马达b以原速运动而呈泵工况,将油液输给泵a,使泵a呈液压马达工况,泵a带动电机加速旋转而发电,输给电网中的其他负载。这样,外负载的惯性运动能通过马达b变成了油压能,使马达b的回油边(例如B边)的油压力升高,其最大值由阀3限定,从而防止B边产生压力冲击,并使马达b逐渐减速、制动。同时,B边的油压能则通过泵a带动电机变成电能,从而实现了制动过程中的能量回收(再生制动)。在外负载的惯性较大、换向很频繁时,这种再生能量是很可观的。

在重力下降机构中,当出现外负载对系统作功的工况时,液压执行机构呈液压泵工况,泵a则呈马达工况,拖动电机发电,输给电网中的其他负载,从而防止外负载的超速下降(再生限速)。但当液压泵由内燃机拖动时,则不能实现再生制动及再生限速。

综上所述,开式系统适用于功率较小的机构、内燃机驱动的机构(如铲车、高空作业车、液压汽车起重机及挖掘机等)以及固定式机械上。而闭式系统则适用于液压泵由电机驱动的下述机构:外负载惯性较大且换向频繁的机构(如一些起重机的旋转、运行机构及龙门刨床、拉床和精密平面磨床等的工作台等);重力下降机构(如不平衡类型的起升、动臂摆动机构等);外负载惯性较大的重力下降机构(如平衡类型起重机的变幅机构等)。另外,闭式系统也适用于要求结构特别紧凑的移动式机械上(如液压汽车、拖拉机及矿车等的运行机构),在万吨轮的舵机、可调螺距螺旋桨等的泵控马达、泵控液压缸的系统中也常用闭式系统。

在发热量较大的闭式系统中,为了改善系统的散热状况,需增加补油量、增设低压选择阀

(如图 1.3 中阀 7), 使系统经常有部分低压热油经阀 7 排回油箱冷却, 但这时辅泵 c 的流量应是主泵 a 的流量的 20~30%。

在实际应用中也有不采用上述换油冷却法的, 即图 1.3 中的阀 7 及背压阀 8 都不用, 而使泵 c 除补充系统泄漏外, 多余油液由阀 6 溢出后, 再使它经泵壳和马达壳及冷却器后才回到油箱, 以冷却泵壳和马达壳。

1.2.2 独立式和组合式系统

液压系统按一个泵向多个液压缸或液压马达的供油方式, 分为独立式、组合式系统等。

(一) 独立式系统

液压泵仅向一个工作机构的液压执行机构供油, 如闭式系统。

(二) 组合式系统

1. 并联系统

如图 1.4 所示, 液压泵排出的油液同时进入两个以上的液压缸或液压马达, 而它们的回油都回油箱, 此即并联系统。

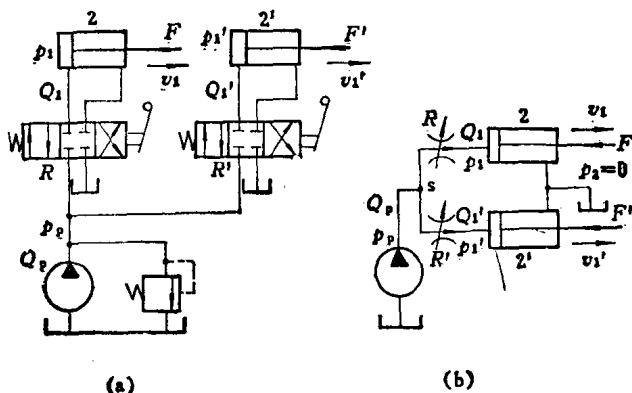


图 1.4 并联系统

并联系统中, 泵的流量 Q_0 等于分别进入各液压缸及液压马达的流量之和。在图 1.4 中

$$Q_0 = Q_1 + Q_1'$$

式中 Q_1 、 Q_1' 分别为进入液压缸 2、2' 的油流量。它们与哪些因素有关呢? 以下加以分析。

由水力学知: 液体流经薄壁小孔的流量为

$$Q = C_a a \sqrt{2g\Delta p/\gamma} = k a \sqrt{\Delta p} = \sqrt{\Delta p}/R \quad (1-1)$$

即薄壁小孔两端的压差 Δp 为

$$\Delta p = (RQ)^2 \quad (1-2)$$

式中 R 为薄壁小孔的液阻, $R = 1/ka$, 而其中的液阻系数 $k = C_a \sqrt{2g/\gamma}$ 。

为了便于分析, 设图 1.4 中只计 s 点到缸 2、2' 的液阻 R 、 R' , 且设这两并联液阻都是薄壁小孔。故 s 点的压力就等于泵的工作压力 p_p , 从而由式(1-2)可得

$$p_p = p_1 + (RQ_1)^2 = p_1' + (R'Q_1')^2 \quad (1-3)$$

式中 p_1 、 p_1' 分别为缸 2、2' 的工作压力。由式可知, 当缸 2 的工作压力 p_1 随外负载的增大而增大时, 则进入它的流量 Q_1 就减小了, 这将打乱各缸所拖动机构的速度。因此并联系统只宜用于外负载变化较小, 或对机构运动速度要求不严之处。当外负载变化较大时, 虽可操纵设置在各并联系统各分支上的换向阀(图 1.4a), 以调节各换向阀的开口量, 使外负载增大的分支上的液阻减小, 或使另一分支上的液阻增加, 从而保持各机构的运动速度不变, 但这有可能增加节流损失和发热, 并增加了操纵的困难。

2. 串联系统

如图 1.5 所示的两个以上的液压执行机构中, 除第一个的进口及末一个的出口分别与液压泵及油箱相连外, 其余液压执行机构的进、出口顺次相连, 此即串联系统。

串联系统中,后一液压执行机构的输入流量等于前一只的输出流量,故串联系统中机构的运动速度基本上不随外负载而变,因此各液压执行机构可同时动作,互不干扰。同时,串联系统中泵的流量集中进入一个液压执行机构,同时动作的其余液压执行机构分别由它们前面的液压执行机构供油,即泵的流量不被“分割”,而并联系统中泵的流量是分散到同时动作的各液压执行机构中去的,故在相同情况下,并联系统中泵的流量应比串联系统的大。但串联系统中泵的工作压力应比并联系统中的大,以下加以分析。

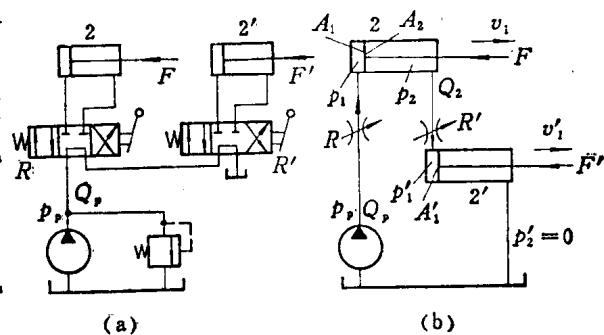


图 1.5 串联系统

图 1.5 中 R 、 R' 分别为连接缸 2 的进、出油管上的液阻; Q_p 、 Q_2 分别为泵及缸 2 排出的流量; F 、 F' 分别为缸 2、2' 的外负载; A_1 、 A_1' 及 A_2 分别为缸 2、2' 大腔的活塞有效面积及缸 2 小腔的活塞有效面积。由式 (1-2) 及缸 2、2' 活塞杆上的力平衡方程可得液压泵的工作压力 p_p 为

$$p_p = (RQ_p)^2 + \frac{F}{A_1} + \frac{A_2}{A_1} \left[(R'Q_2)^2 + \frac{F'}{A_1'} \right] \quad (1-4)$$

因此,多机构同时动作时泵的工作压力 p_p : 在串联系统中 p_p 较大,它接近于各分系统上负载(包括液阻及外负载)压力之总和;在并联系统中 p_p 较小,它为各工作分系统中任一系统的负载压力。即串联系统中泵的“压力负担”较重。

目前,中小型液压起重机、高空作业车及小型液压挖掘机等大多采用串联系统。这因其中泵的流量不被“分割”,而且各液压执行机构可同时动作而互不干扰,从而可实现轻载下多机构的同时快速协调动作,充分利用液压泵的流量和功率,缩短工序调整时间,提高作业速度,同时也简化了系统。但由于串联系统中油泵的“压力负担”较重,故在重载时不宜同时动作。

在履带式行走装置中,驱动左右履带的两液压马达不宜采用并联系统,这因左右履带的行走阻力总有差别,从而影响它的行走的直线性,这是需注意的。

目前,大多数机床、机械手及注塑机械等的液压系统常用并联系统,这是由于它们有些并不要求有两个机构同时动作,用并联系统可减少管道中的压力损失;有些要求有几个机构同时动作的,则可调节并联系统中各分系统上的节流阀来防止相互干扰,同时由于目前一般的机床、机械手的功率较小,由此带来的节流损失和油液发热也不致太大。

在工程机械的液压系统中,为简化管路,减小压力损失,并使结构紧凑,常用多路换向阀来达到系统油路的不同连接方式。图 1.6 中, (a) 为并联系统, (b) 为串联系统, (c) 为独联系统。

3. 独联系统

如图 1.6(c) 所示,每一换向阀的进油腔与其前的换向阀的中立位置回油路相连,而各换向阀的回油腔同时与总回油管连接。这样,各换向阀控制的液压执行机构就互不相通,一泵在同一时间内只能向一个液压执行机构供油,故称为独联系统。系统中泵的参数由各液压执行机构分别工作时的最大工作压力及最大流量来定。

4. 复联系统

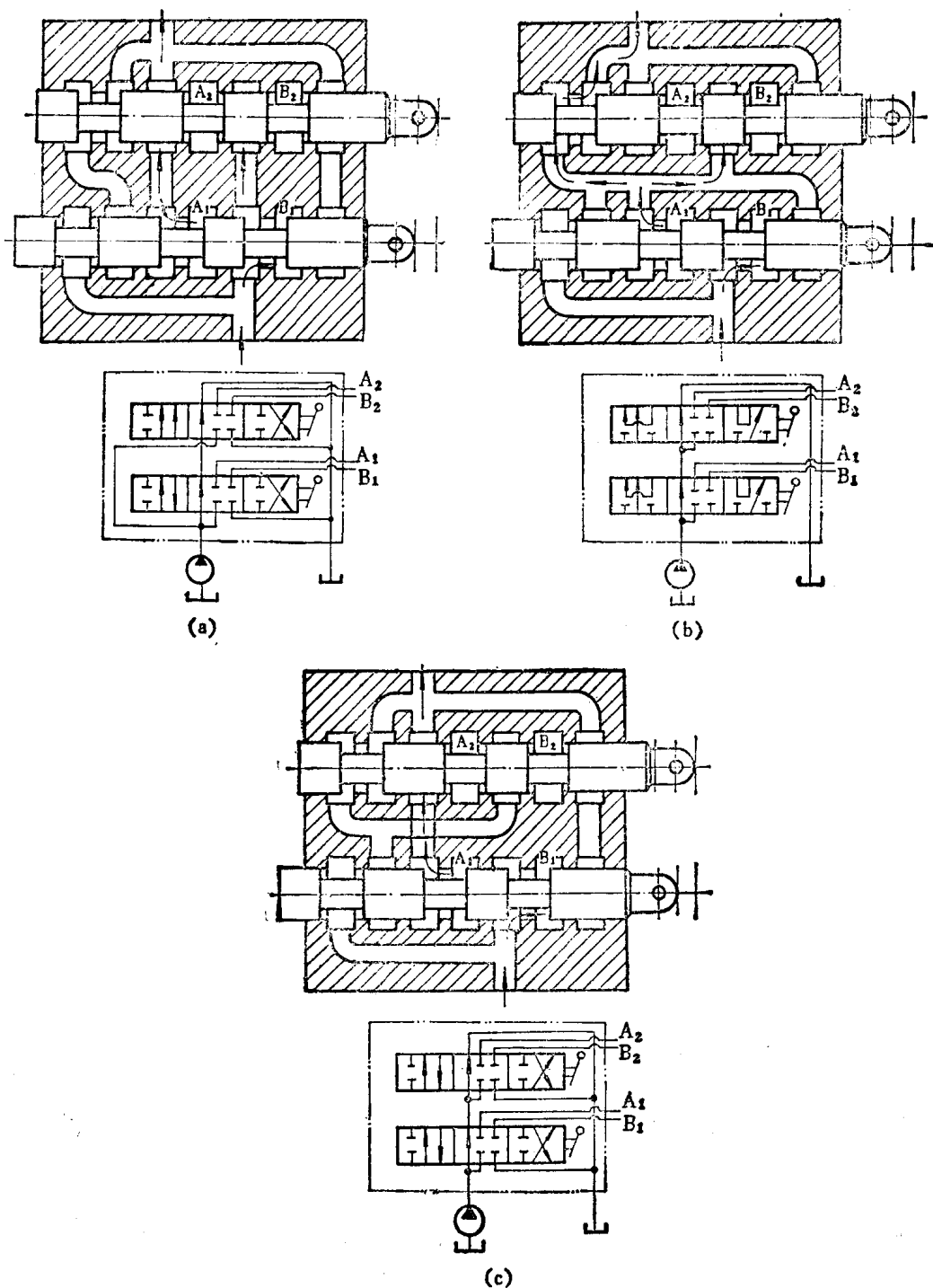


图 1.6 多路换向阀

复联系统是以上三种系统的组合,如并联-独联、串联-独联、串联-并联等系统。

图 1.7 为并联-独联系统,“北京”液压挖掘装载机即是此类复联系统。它使挖掘作业的一些液压执行机构相并联,并由多路阀 A 控制;同样使装载作业的一些液压执行机构相并联,并由多路阀 B 控制,故它们都具有并联系统的一些特点。但两不同作业机构的液压执行机构间

是相独联的。这样,在进行挖掘作业时即使误操作多路阀B,也不会使装载作业的机构动作。

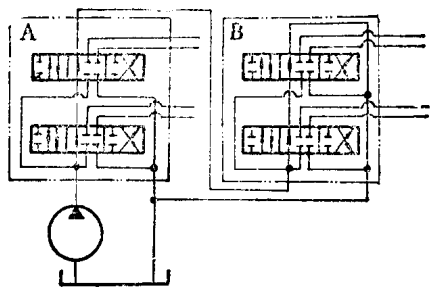


图 1.7 并联-独联系统

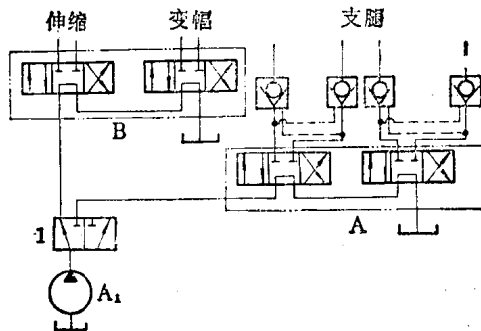


图 1.8 串联-独联系统

图 1.8 为中小型液压汽车起重机及高空作业车常用的复联系统。前后支腿液压缸间相串联,并由多路阀 A 控制;其他机构的液压执行机构相串联,并由多路阀 B 控制。故前后支腿可同时动作,互不干扰;其他各机构也能这样。这两串联系统间由阀 1 使它们相独联。这样,在起重或高空作业时,就不致因误操纵阀 A 而使支腿误动作,否则将引起重大事故,而且它比把全部液压执行机构都串联的系统的压力损失少。

1.2.3 单泵和多泵系统

液压系统按应用的泵数分为单泵及多泵系统。

(一) 单泵系统

单泵系统结构简单,常用于下列情况:

1. 功率较小,工作不太频繁的一些开式系统。如万吨轮的仓口盖等的单机构系统;起重机 16 吨以下的中小型液压汽车起重机、高空作业车、斗容量 0.4 m^3 等级以下的小型半液压挖掘机、小型铲车等多机构系统;货船上由仓口盖、锚机及桅杆吊串联或并联成的系统也常用单泵。

2. 功率较小,外负载惯性较小的一些开式系统。如小型机械手、磨床等要求精确换向、定位,为此要求机构运动有一减速过程。半自动车床中有些机构要求有快进和工进两种速度。这多机构系统都宜用节流的方法来调速和减速缓冲,这不会使这些功率较小的系统的温升和冲击太大,故可用单泵;有些工作速度慢、保压时间要求短的油压机等单机构系统也可用单泵。

(二) 多泵系统

多泵系统结构复杂,但有很多特点,常用于下列情况:

1. 用于单回路系统

(1) 由图 1.3 知,一个闭式系统有一个主泵,并至少有一个辅泵,以补充系统泄漏及冷却系统。

(2) 在组合机床、半自动机床等单回路系统中,有时也采用双泵。轻载快进时,两泵并联合流,共同向系统供油。如图 1.9 所示,重载慢进时,卸荷阀 1 打开,低压大泵 A 经阀 1 卸荷,由于单向阀 2 的止回作用,高压小泵 B 单独向系统供油,以降低系统的温升,提高系统的刚度,

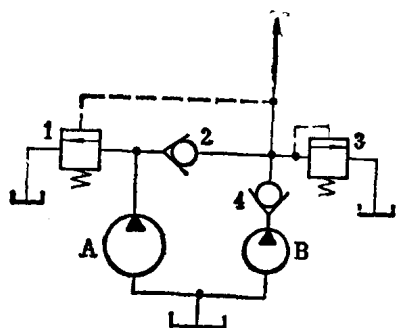


图 1.9 双泵供油回路

从而提高这些机床的加工精度。

有些油压机要求快慢速比很大，或要求长时间的稳定保压时，也常采用双泵。

注塑机械各机构所需流量相差较大，为节能及减小系统中油液的温升，也常用双泵。

2. 用于多回路系统

单泵系统结构简单，尤其是单泵串联系统，因在轻载时可实现多机构的同时动作，故生产率也很高，但其在满载时由于受泵的额定压力的限制，往往不能实现两个机

构的同时动作。故在工程机械中，特别是在挖掘机的液压系统中常用双泵。

图 1.10 为采用双泵的挖掘机液压系统简化图。图中泵 A 向动臂液压缸、斗杆液压缸、回转马达及左行马达供油，组成一独联回路；泵 B 向铲斗液压缸、动臂液压缸、斗杆液压缸及右行马达供油，组成另一独联回路，故为双回路系统。这两回路本身及两回路相互间都不干扰，从而使分属于这两回路中的任意两机构在轻载及重载时都能实现无干扰的同时动作，提高了挖掘机的生产率及其发动机的功率利用率。

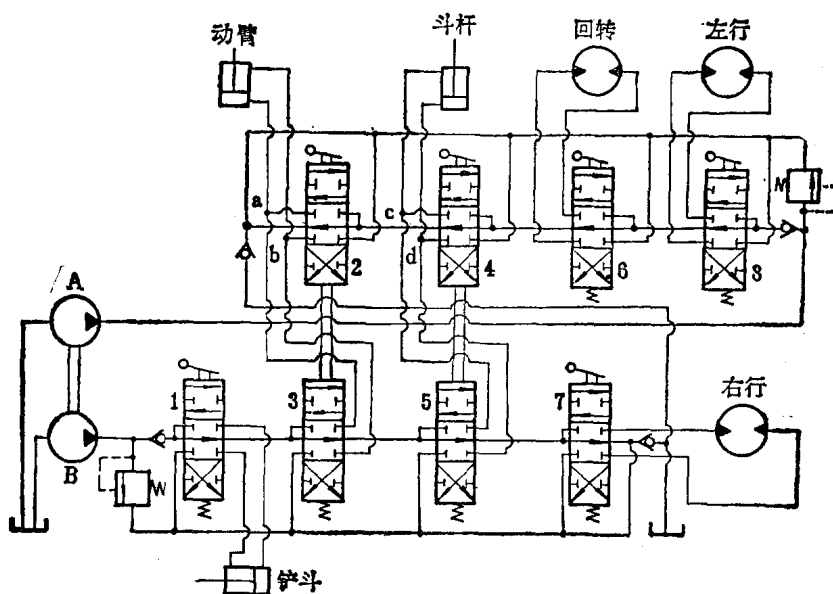


图 1.10 双泵双回路系统

挖掘机在一个作业周期内虽以多个机构的同时动作为主，但因动臂、斗杆的运动速度对挖掘机的生产率有很大的影响，故常需单独快速动作，由于采用了双泵，就能实现双泵合流，达到快速动作的目的。例如，当图中操纵阀 2 至上位时，由于阀 3、阀 2 的阀芯是机械固连的，则阀 3 也移至上位，泵 A、B 排出的油在阀外 a 点并联合流，共同向动臂缸的下腔供油；动臂缸下腔回油到油箱，故动臂缸单独快伸。同样操纵阀 4 时，斗杆缸能快伸或快缩。

其他，液压系统还可按调速的方法来分类，详见下章。

习 题

1-1 图 1.11 中 W 的惯性很大, 当阀 2 由左位突然换向到中位时, 会产生什么问题? 图中应加些什么元件(不可多加)?

1-2 图 1.12 中 W 惯性很大, 当使液压泵的变量机构的倾角由某值趋近于零而制动时, 系统中应加些什么元件?

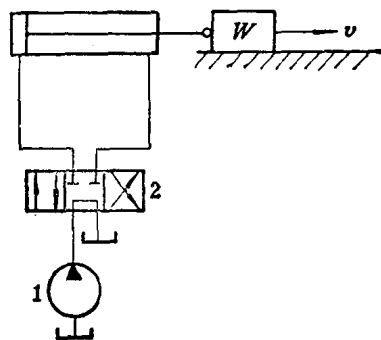


图 1.11

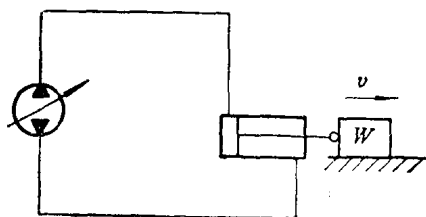


图 1.12

1-3 图 1.13 所示系统要增加哪些元件才能正常工作?

1-4 把图 1.6(a) 所示并联系统改成串联系统。

1-5 在图 1.8 中增加一泵后改成下列双回路系统: A_1 泵向两串联的液压缸供油; B_1 泵向另外两串联的液压缸供油。且 A_1 、 B_1 泵能并联合流, 共同向 B_1 泵供油的两液压缸供油。

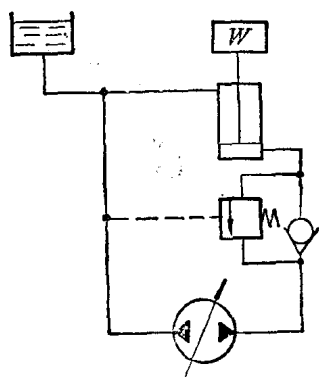


图 1.13

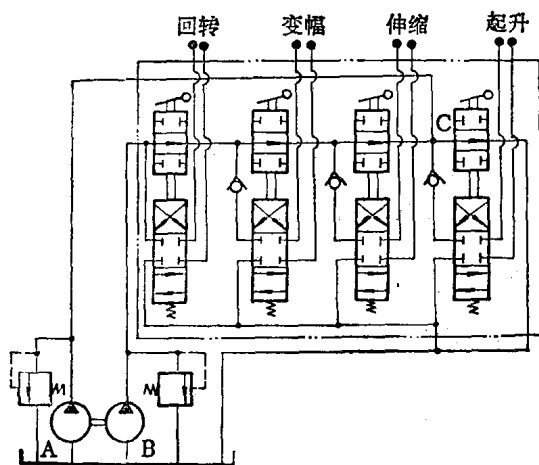


图 1.14 双泵双回路

1-6 请分析图 1.14 中由 B 泵供油的各机构的液压执行机构间的连接方式, 并说明它属于哪种系统、有何特点?