


Yeya Xitong Sheji Tuji

液压系统设计

· 周士昌 主编 · 图集

64

 机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



● ISBN 7-111-12330-1/TH·1369

● 策划: 曲彩云 / 封面设计: 张静

ISBN 7-111-12330-1



9 787111 123309 >

定价: 36.00 元

地址: 北京市百万庄大街22号
联系电话: (010) 68326294

邮政编码: 100037

网址: <http://www.cmpbook.com>

E-mail: online@cmpbook.com

TH107
2726

液压系统设计图集

周士昌 主 编
曹鑫铭 副主编



A1089793



机械工业出版社

液压技术在各行各业中得到广泛的应用,而且不同行业的液压系统也各有特点,作者在多年科研和教学的基础上,又参考了大量文献,汇编了本图集。本书的特点是资料来源比较广泛,内容上既有各行业比较经典的系统,又注意收集了新出现的系统。编写本图集的目的是给设计人员设计液压系统时参考,也为研究人员及高校师生提供研究及教学参考资料。

图书在版编目(CIP)数据

液压系统设计图集/周士昌主编. —北京:机械工业出版社, 2003.7
ISBN 7-111-12330-1

I. 液... II. 周... III. 液压系统—系统设计—图集 IV. TH137
—64

中国版本图书馆CIP数据核字(2003)第044019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:曲彩云 版式设计:冉晓华 责任校对:李秋荣
封面设计:张静 责任印制:路琳
北京机工印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行
2003年8月第1版第1次印刷
787mm×1092mm^{1/16}·16.75印张·522千字
0 001—4 000册
定价:36.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换
本社购书热线电话(010)68993821、88379646
封面无防伪标均为盗版

前 言

液压技术在各行各业中得到广泛的应用，而且不同行业的液压系统也各有特点，我们在多年科研和教学的基础上，又参考了大量文献，汇编了这本《液压系统设计图集》。本图集的特点是资料来源比较广泛，内容上既有各行业比较经典的系统，又注意收集了新出现的系统。编写本图集的目的是给设计人员设计液压系统时参考，也为研究人员及高校师生提供研究及教学参考资料。

本书第1、2章及第3章1、2、3节由周士昌编写；第3章4、5节及第4章8、10、11、12、15节由曹鑫铭编写；第4章1、2、3节由徐学新编写；第4章4、5、6、7节由陈建文编写；第4章9、13节由宋锦春编写；第4章14、16、20节由张伟编写，第4章17节由周恩涛编写；第4章18、19节由从恒斌编写；第4章21节由张志伟编写。全书由周士昌任主编，曹鑫铭任副主编。由于编者水平所限，错误之处敬请读者批评指正。

编者
2003年9月

目 录

前言

第 1 章 绪论 1

1.1 液压系统在工程中的应用 1

1.2 液压传动系统的优缺点 1

1.3 液压系统的分类及液压功能

回路的作用 2

1.3.1 按液压系统的应用场合分类 2

1.3.2 按循环方式分类 2

1.3.3 按一个液压泵所驱动的执行机构的数量和形式分类 3

1.3.4 按系统所用泵的数量分类 4

1.3.5 液压功能回路 7

第 2 章 液压系统设计方法 8

2.1 液压系统的设计步骤与设计

要求 8

2.1.1 设计步骤 8

2.1.2 明确设计要求 8

2.2 进行工况分析、确定液压系统的主要参数 8

2.2.1 载荷的组成和计算 8

2.2.2 初选系统工作压力 9

2.2.3 计算液压缸的主要结构尺寸和液压马达的排量 10

2.2.4 计算液压缸或液压马达所需流量 11

2.2.5 绘制液压系统工况图 11

2.3 制定基本方案和绘制液压系统图 12

2.3.1 制定基本方案 12

2.3.2 绘制液压系统图 13

2.4 液压元件的选择与专用件设计 13

2.4.1 液压泵的选择 13

2.4.2 液压阀的选择 14

2.4.3 蓄能器的选择 14

2.4.4 管道尺寸的确定 14

2.4.5 油箱容量的确定 14

2.5 液压系统性能验算 15

2.5.1 液压系统压力损失 15

2.5.2 液压系统的发热温升计算 15

2.5.3 计算液压系统冲击压力 17

2.6 设计液压装置, 编制技术文件 17

2.6.1 液压装置总体布局 17

2.6.2 液压阀的配置形式 17

2.6.3 集成块设计 18

2.6.4 绘制正式工作图, 编写技术文件 18

2.7 液压系统设计计算实例——250 克塑料注射机液压系统设计计算 18

2.7.1 250 克塑料注射机液压系统设计要求和有关设计参数 18

2.7.2 液压执行元件载荷力和载荷转矩计算 19

2.7.3 液压系统主要参数计算 19

2.7.4 制定系统方案和拟定液压系统图 21

2.7.5 液压元件的选择 22

2.7.6 液压系统性能验算 24

第 3 章 液压系统基本功能回路 27

3.1 压力控制回路 27

3.1.1 限压回路 27

3.1.2 变压回路 28

3.1.3 卸压回路 29

3.1.4 稳压回路 30

3.1.5 压力控制回路分类总表 32

3.2 速度控制回路(流量控制回路) 33

3.2.1 调速回路	33	4.3.1 蔗糖业用板框压滤机液压系统	68
3.2.2 同步回路	36	4.3.2 饲料压块机液压系统	69
3.2.3 速度控制回路分类总表	39	4.3.3 胶合板热压机液压系统	70
3.3 方向控制回路	40	4.3.4 木材热压机液压系统	72
3.3.1 换向回路	40	4.3.5 烟草预压机液压系统	74
3.3.2 锁紧回路	42	4.4 造纸	75
3.3.3 方向控制回路分类总表	42	4.4.1 卷纸张力控制液压系统	75
3.4 插装阀液压系统回路	42	4.4.2 超级压光机可控中高辊液系 统	76
3.4.1 插装阀方向回路	42	4.4.3 造纸机升降台液压系统	76
3.4.2 插装阀流量回路	45	4.5 纺织	77
3.4.3 插装阀压力回路	45	4.5.1 纺织整经机液压系统	77
3.4.4 插装阀电液比例回路	46	4.5.2 纺织浆纱机液压系统一	78
3.5 伺服阀、比例阀液压回路	49	4.5.3 纺织浆纱机液压系统二	79
3.5.1 电液伺服阀位置控制回路	49	4.5.4 织布机气-液缓冲器	79
3.5.2 电液伺服阀速度控制回路	49	4.6 橡胶	80
3.5.3 电液伺服阀压力控制回路	50	4.6.1 合成橡胶压块机液压系统	80
3.5.4 电液伺服阀两液压缸同步控制 回路	50	4.6.2 平板硫化机液压系统	81
3.5.5 其他物理参数的电液伺服阀控 制回路	50	4.7 塑料	81
3.5.6 机液伺服阀直线助力回路	50	4.7.1 塑料注射成型机液压系统	81
3.5.7 机液伺服阀力矩放大回路	51	4.7.2 注塑机液压系统	84
3.5.8 机液伺服阀步进液压缸回路	51	4.7.3 250克塑料注射机液压系统	85
3.5.9 电液比例阀溢流回路	51	4.8 矿山	86
3.5.10 电液比例阀减压回路	51	4.8.1 采煤工作面支架的液压系统	86
3.5.11 电液比例阀调速回路	51	4.8.2 采煤机液压系统	89
3.5.12 电液比例阀换向位置控制回 路	52	4.8.3 矿用提升机液压系统	92
		4.8.4 跳汰机交流液压系统	94
第4章 液压系统应用图例	53	4.9 石油	96
4.1 农业	53	4.9.1 石油钻机液压系统	96
4.1.1 农用拖拉机液压系统	53	4.9.2 顶部驱动钻井装置液压系统	97
4.1.2 农业机具悬挂液压系统	55	4.9.3 自升式海洋石油钻井平台液 压系统	98
4.1.3 联合收割机机身驱动液压系统	57	4.9.4 水下采油井口装置液压系统	101
4.1.4 联合收割机操纵液压系统	59	4.9.5 旧石油管矫直机液压系统	102
4.1.5 甘蔗收割机液压系统	61	4.10 炼铁、炼钢	104
4.2 林业	62	4.10.1 高炉炉顶加料装置液压系统	104
4.2.1 林业集材机液压系统	62	4.10.2 高炉泥炮液压系统	106
4.2.2 原木削片输送机液压系统	64	4.10.3 炼钢电弧炉液压系统	107
4.2.3 原木剥皮机液压系统	65	4.10.4 炼钢炉前操作机械手液系 统	110
4.2.4 林木球果采集机械手液压系统	66	4.10.5 连续铸钢设备液压系统	113
4.3 农林加工	68	4.10.6 小型钢坯步进式加热炉液	

系统	122	4.14.9 七建钻机液压系统	173
4.10.7 剪切机液压系统	123	4.15 公路	176
4.11 轧钢	124	4.15.1 隧道衬砌台车液压系统	176
4.11.1 板带轧钢机压下装置液压系 统	124	4.15.2 高速公路钢护栏冲孔切断机 液压系统	177
4.11.2 板带轧钢机弯辊及平衡装置 液压系统	126	4.15.3 公路养护车液压系统	177
4.11.3 带钢跑偏液压控制系统	128	4.16 汽车	180
4.12 金属热加工	129	4.16.1 汽车转向液压系统	180
4.12.1 压铸机液压系统	129	4.16.2 汽车制动液压系统	181
4.12.2 垂直分型无箱射压造型机液 压系统	132	4.16.3 汽车自动换挡液压系统	186
4.12.3 500吨压机液压系统	134	4.16.4 汽车举升机构液压系统	188
4.12.4 双动薄板冲压机液压系统	135	4.17 工程车	189
4.12.5 锻锤液压系统	136	4.17.1 双泵双回路单斗挖掘机液压 系统	189
4.12.6 棒材快锻机液压系统	137	4.17.2 双泵双回路总功率调节变量 挖掘机液压系统	190
4.12.7 铆接机液压系统	140	4.17.3 PC200、PC220型负载传感总 功率变量式挖掘机液压系统	190
4.12.8 焊条压涂机液压系统	141	4.17.4 L551B型静压轮式装载机液压 系统	193
4.12.9 热轧钢管定心装置液压系统	142	4.17.5 遥控式装载机液压系统	193
4.12.10 碳素成型油压机液压系统	144	4.17.6 TY180型推土机液压系统	193
4.12.11 钢管张力减径机液压系统	146	4.17.7 D8N型推土机液压系统	196
4.12.12 带钢恒张力装置液压系统	147	4.17.8 矿用自卸车液压系统	198
4.12.13 挤压机液压调速系统	149	4.17.9 QY20B型汽车起重机液压系 统	200
4.12.14 精锻机定心夹钳液压系统	152	4.17.10 双机液压凿岩台车液压系 统	201
4.12.15 400吨快速薄板深拉伸液 压系统	153	4.17.11 DZL-50型装运机液压系统	201
4.13 电力	156	4.17.12 Q ₂ -5-13型汽车起重机液 压系统	205
4.13.1 中、小功率汽轮发电机组液 压控制系统	156	4.17.13 W613型叉车液压系统	205
4.13.2 大型水轮机调速液压系统	157	4.17.14 Q16型汽车起重机液压系 统	206
4.13.3 输电线牵引机液压系统	158	4.17.15 CK-30型集装箱跨运车液 压系统	207
4.13.4 输电线张力机液压系统	161	4.17.16 叉车液压系统	208
4.14 建材、建筑	161	4.18 机床	209
4.14.1 水泥回转窑液压系统	161	4.18.1 组合机床液压系统	209
4.14.2 水泥机械式立窑液压系统	164	4.18.2 拉床液压系统	210
4.14.3 水泥磨磨辊加液液压系统	165	4.18.3 精密平面磨床液压系统	212
4.14.4 石料磨光机液压系统	166	4.18.4 仿形刨床液压系统	214
4.14.5 建筑施工大型构件提升液 压系统	166		
4.14.6 剧院乐池升降台液压系统	169		
4.14.7 内差动桩锤液压系统	171		
4.14.8 立体停车场液压系统	172		

4.18.5 CB3463 转塔车床液压系统	215	4.21.1 高炮瞄准液压系统	236
4.18.6 回转工作台液压系统	218	4.21.2 坦克火炮稳定液压系统	238
4.18.7 C7620 卡盘多刀半自动车床 液压系统	219	4.21.3 PASBAN 炮塔液压系统	240
4.19 船舶	221	4.21.4 地震液压模拟试验台	242
4.19.1 舵机液压系统	221	4.21.5 可调定位机械臂液压系统	242
4.19.2 闭式舵机液压系统	222	4.21.6 垃圾处理车液压系统 (一)	244
4.19.3 双井回转起货机液压系统	223	4.21.7 垃圾处理车液压系统 (二)	245
4.19.4 船舶调距桨液压系统	225	4.21.8 潜水救生钟液压系统	246
4.20 航空	225	4.21.9 恒压变量泵液压系统	248
4.20.1 飞机液压操作系统	226	4.21.10 转向泵出厂试验装置液压系 统	250
4.20.2 飞机燃油供油量液压控制系 统	230	4.21.11 X 光隔室透视站位液压系 统	251
4.20.3 飞机的液压恒速装置	232	4.21.12 示教机器人液压控制系统	252
4.20.4 飞机进气道液压控制系统	232	4.21.13 造气自动机液压系统	254
4.20.5 飞机喷口液压控制系统	234	4.21.14 校直机机械手液压系统	255
4.20.6 飞机地面试验设备液压系统	235	4.21.15 皮革削匀机液压系统	256
4.21 其他	236	参考文献	259

第 1 章 绪 论

1.1 液压系统在工程中的应用

液压系统已经在各个工业部门及农林牧渔等许多部门得到愈来愈广泛的应用,而且愈先进的设备,其应用液压系统的部分就愈多。

在造纸、纺织、塑料、橡胶等轻工行业,造纸机、纺织机、注塑机、橡胶压块机等机械设备上都大量使用着液压系统。在矿山、石油、冶金、压力加工等重工业中,由于液压系统能传递很大的能量而设备的重量相对其他传动方式来说又较小,所以更有广泛的应用。例如矿井支架、石油钻井平台、高炉炉顶设备、钢坯连铸机、板带轧机压下系统、压力机、快锻机等设备上液压系统被广泛地使用着。其他在电力、建筑、水利、交通、船舶、航空、汽车等行业,液压系统也是重要的组成部分。至于航天、军工等广泛采用先进技术的部门,液压系统更是得到广泛应用。机床行业是最早使用液压技术的行业之一,目前虽然由于电动机传动技术中交流变频技术的发展而使电动机驱动夺回不少液压驱动的应用范围,但在大功率驱动或往复运动的场合,液压系统还是被广泛应用。

1.2 液压传动系统的优缺点

目前广泛应用的传动方式主要有机械传动、电气传动、气压传动和液压传动。各有各的优缺点。机械传动是通过齿轮、齿条、蜗杆、蜗轮、带、链条、杠杆等机械零件进行传动,它是发展最早而且应用最普遍的一种传动形式。它具有传动准确可靠,操作简单,机构直观易掌握,负荷变化对传动比影响小及受环境影响小等优点。但对自动控制的情况,单纯靠机械传动来完成就显得结构复杂而笨重,而且远距离操纵困难、操作力大、安装位置变化的自由度小等缺点,因此在许多场合逐步被其他传动方式所取代。

电气传动是通过电来进行传动和控制的,利用交流电机来传动,简单而且价廉,因此应用最广,也是各种传动的组成部分。但交流电机一般难于进行无级变速,而直流电机虽可以实现无级变速,但

直流电源价格较昂贵。目前晶闸管技术使交流电机无级变速大为简化,但在大功率及低速大扭矩等场合的应用尚有待于进一步完善。电气控制,特别是电子计算机控制,具有信号变化及传递方便,远距离操纵容易等独特优点,因此在自动化程度要求高的场合是必不可缺少的。

气压传动以压缩空气为传动介质,可通过调节气量很容易地实现无级变速。同时有传递及变换信号方便、反应快、构造简单等优点。而且空气取之于大气,所以气源价格低廉。泄漏也可直接放入大气,不会引起污染。空气粘度小,故管道压力损失小,流速大,而且可获得高速运动(如每分钟 10 万转以上的气动磨头)。但气压传动的致命弱点是空气压缩性大,无法获得均匀而稳定的运动。此外为减少泄漏,提高效率,气动系统的压力不能太高,一般只有 0.7~0.8MPa 左右。这使其不能用于大功率的场合。

液压传动是用液体作为介质来传递能量的,液压传动与上述三种传动来比较有以下一些优点:

(1) 易于获得较大的力或力矩

液压传动是利用液体的压力来传递力或力矩的。液压泵可以获得较高的压力,目前液压泵可达 35MPa 的压力,因此液压缸可获得很大的力或力矩。例如一个 30cm 直径的液压缸,当压力为 21MPa 时,可获得 $1.48 \times 10^6 \text{N}$ 的推力,因此被广泛应用于需要很大力或力矩的重型机械上。

(2) 功率重量比大

功率重量比是指其输出功率与其重量的比值。功率重量比大的设备即重量和体积较小而能输出较大的功率。例如飞机上的液压泵,每 kW 功率的重量只有 0.209kg,而电动机每 kW 的重量将达 1.5~2kg。所以在要求传递大功率而又不允许有较大体积的情况下应采用液压传动。

(3) 易于实现往复运动

液压缸对实现往复运动是最方便的,而电动机则须通过齿轮齿条等机构把旋转运动变成直线往复运动。

(4) 易于实现较大范围的无级变速

液压传动通过调节液体的流量就可以方便地实现无级变速,而且速比范围大。例如用节流阀调节流量时,其流量变化可从 $0.02\text{L}/\text{min}$ 变到 $100\text{L}/\text{min}$ 调速比可达5000,其他传动形式的速比是无法比拟的。

(5) 传递运动平稳

由于液压流体的控制可以在非常小的流量时仍然很均匀,所以设备的运动速度可以很平稳,例如机床中可以实现 $1\text{mm}/\text{min}$ 以下的无爬行稳定进给。

(6) 可实现快速而且无冲击的变速和换向

这是由于液压机构的功率重量比大,所以液压设备的惯性小,因此反应速度就快。例如液压马达的旋转惯量不超过同功率电动机的10%,故起动中等功率电动机要 $1\sim 2\text{s}$,而同功率的液动机械的起动时间不超过 0.1s 。故在高速换向频繁的机床上(如平面磨床、龙门刨床)采用液压传动可使换向冲击大大减少。

(7) 与机械传动相比易于布局和操纵

液压传动部件由管道相连,故在安装位置上有很大的自由度,各部件可以安放在我们希望的位置上。例如把泵源放到不影响机器布局的地方,把操纵机构放在最方便的地方,例如轮船上的操纵机构放在船舱前部的驾驶台上,而其舵机则在船尾,这用机械传动是难于实现的,而液压传动则没有困难。

(8) 易于防止过载事故

在液压传动中可以方便地用压力阀来控制系统的压力,从而防止过载,避免事故的发生,而且可以通过装在系统中的压力计来了解各处的工作情况和负载大小,而在机械传动中各处的负载大小就不易观察。

(9) 自动润滑、元件寿命较长

液压传动中使用的介质大都为矿物油,它对液压部件产生润滑作用,因此液压元件有自润滑作用,其寿命就较长。

(10) 易于实现标准化、系列化

各种液压系统都是由液压元件构成,因此对液压元件实现标准化、系列化,可大大提高生产效率,降低成本,提高产品质量。

与其他传动形式比较,液压传动有以下缺点:

(1) 易出现泄漏

由于液压系统的油压较高,因此液压油容易通过密封或间隙产生泄漏,内泄漏则降低容积效率,

外泄漏则引起液压介质的消耗,同时又引起环境污染。

(2) 油的粘度随温度变化,引起工作机构运动不稳定

油液粘度变化则引起阻力变化,故通过的流量或泄漏量也随温度而变化,这就引起工作机构运动速度不稳定。

(3) 空气渗入液压油后会起爬行、振动、噪声

空气进入液压系统后,由于气体压缩性大,所以从高压到低压或从低压到高压时,就产生较大的体积变化而引起振动、噪声和爬行等。

(4) 用矿物油作液压介质时,有燃烧危险应注意防火。

(5) 矿物油与空气接触会发生氧化,使油变质必须定期换油。

(6) 液压件的零件加工质量(几何精度、表面粗糙度等)要求较高

为了减少泄漏,减少摩擦,所以必须使零件配合间隙要小,因此零件加工的质量要求就较高,成本也就提高了。

1.3 液压系统的分类及液压功能回路的作用

1.3.1 按液压系统的应用场合分类

这是最简单的分类方法,如农业用液压系统、船舶用液压系统等,本书第4章就是按这一原则分类的。这种分类方法的优点是从名词就可看出其应用场合,缺点是看不出该液压系统的特点及要完成的动作。

1.3.2 按循环方式分类

按液压介质的循环方式可分为开式液压系统和闭式液压系统:

(1) 开式液压系统

如图1.3-1所示,液压泵自油箱吸油,供给液压缸或液压马达作功。而液压缸或液压马达的回油则流回油箱。

开式液压系统结构简单,油箱是系统中介质的吞吐和存贮场所。油液在油箱中能散热冷却和沉淀杂质,开式系统中的液压缸或液压马达在制动或换向过程中,外负载的惯性运动所产生的能量是不能

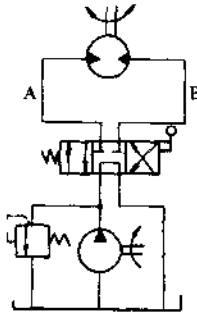


图 1.3-1 开式液压系统

回收的，只能消耗在制动过程的发热上。

(2) 闭式液压系统

图 1.3-2 所示为一典型的闭式液压系统。液压泵 a 的进油口与液压马达 b 的进油口分别用管道连接。马达的回油不回油箱而直接进入液压泵的吸油口，形成闭合回路。操纵液压泵 a 的变量机构可改变液流的方向，从而使马达换向。为使闭式液压系统正常工作，除了液压泵与马达组成的主回路以外，还须有一些元件组成辅助回路。阀 1~5 组成双向安全阀，防止管 A、B 内的油压超过单向阀 3 的调定值。为补充系统的泄漏，还须设置一个辅助的小泵 c，其工作压力由溢流阀 6 调定，应略高于液压马达的背压，而液压泵 c 的流量应略高于系统的泄漏量。液压泵 c 输出的油经过滤器、单向阀 1 或 2 补充到系统的低压边，多余的流量经溢流阀 6 流回油箱。

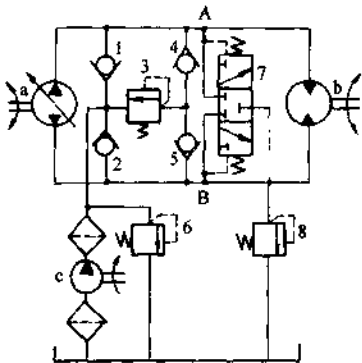


图 1.3-2 闭式液压系统

闭式液压系统结构较复杂，但油箱容积小，结构紧凑。马达有背压直接供入泵的吸油口，降低了对液压泵的自吸性能的要求。而开式液压系统的马达背压不能供给液压泵的吸油口而只能变成热能背压阀中白白消耗掉。

闭式液压系统制动过程可通过操纵泵 a 的变量机构使排量逐步变为零而实现的。在此过程中，外负载的惯性力变成主动力，拖动液压马达 b 成为液压泵工况，将油流输给液压泵 a，使液压泵 a 呈液压马达工况而带动发电机加速旋转而发电，输给电网中其他负载。故外负载的惯性能可以通过液压马达 b 变成液压能输给液压泵 a 变成电能而回收。同样负载在重力作用下下降的工况，执行机构在重力作用下呈液压泵工况而把重力下降的能量变为液压能推动液压泵 a 作马达运行，从而带动电机成为发电机运行而回收液压能。但液压泵由内燃机拖动时，则不能实现功率回收。

由此可见，开式液压系统适用于功率较小的机构，内燃机驱动的移动式机构（如铲车、高空作业车、液压汽车、起重机、挖掘机等）以及固定式机构上。而闭式液压系统则适用于液压泵由电动机驱动的下述机械：外负载惯性大且换向频繁的机构（如起重机的旋转、运行机构及龙门刨床、拉床、平面磨等往复工作台）；重力下降机构（如不平衡类型的起升、动臂摆动机构等）；外负载惯性力大的重力下降机构（如平衡型起重机的变幅机构等）。闭式液压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动机构上）在大型轮船的舵机的泵控马达系统上也常用闭式液压系统。

在发热量较大的闭式系统中，为改善系统的散热情况，需增加补油量，故增设低压选择阀（图 1.3-2 中的阀 7），使系统经常有部分低压油经阀 7 排回油箱。但此时辅助泵 c 的流量应是主泵 a 的流量的 20%~30%。

1.3.3 按一个液压泵所驱动的执行机构的数量和形式分类

1.3.3.1 独立式系统

当一个液压泵只向一个执行机构供油，就称为独立式系统。

1.3.3.2 组合式系统

一个液压泵向几个液压执行器供油，称为组合式系统。组合式系统又可分为以下四种：

(1) 并联系统

如图 1.3-3 所示。液压泵排出的油同时向两个

或两个以上的执行器供油，而其回油则分别回油箱。这种系统的特点是各执行器的速度随负载变化而改变。负载大，则速度减小。因此并联系统只适合于外负载变化较小或对执行机构运动速度要求不严的场合。

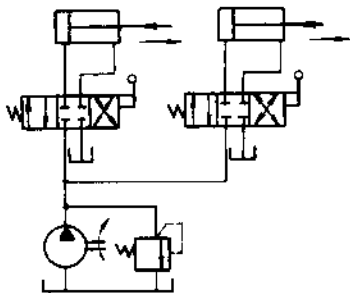


图 1.3-3 并联系统

(2) 串联系统

如图 1.3-4 所示，一个液压泵向 2 个或 2 个以上的执行机构供油。液压泵向第一个执行机构供油，以后机构的进油口依次顺序相联，而最后一个执行机构的回油则流回油箱。

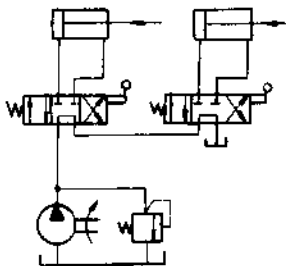


图 1.3-4 串联系统

串联系统中，后一液压执行机构的输入流量等于前一执行机构的输出流量，故串联系统中执行机构的运动速度基本上不随外负载而变化。泵的流量在并联系统中被分别供应到几个执行机构，故在相同情况下，并联系统要求的流量比串联系统要多。但并联系统要求的液压泵的油压则比串联系统小。

目前中小型液压起重机、高空作业车及小型挖掘机等大多采用串联系统，使各机构可以同时动作而且互不干扰。提高了作业速度，简化了系统。但串联系统的液压泵压力负担较重，故重载时不宜采用。在大多数机床、注塑机等液压系统中常采用并联系统，这可使液压泵的压力负担较小，对有些要

求同时动作的执行机构则可在各分支系统上设置节流装置以防止互相干扰。

(3) 独联系统

在工程机械液压系统中，为了简化管路，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 1.3-5a 为并联系统，b 为串联系统，c 为独联系统。

如图 1.3-5c 所示，每一换向阀的进油腔与其前一换向阀的中立位置进油路相连，而各阀的回油管则同时与总回油管相连。这样各阀控制的液压执行机构就互不相通，一个液压泵在同一时间只能向一个执行机构供油，故称为独联系统，系统中液压泵的压力和流量按各执行机构单独工作时最大压力及最大流量来决定。

(4) 复联系统

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 1.3-6 为并联—独联系统。多路阀 A 控制一部分并联的液压执行机构。多路阀 B 则控制另一部分并联的液压执行机构。但两个多路阀所控制的执行机构之间是相互独立的。所以在 B 阀操纵的执行机构动作时，即使误操作 A 阀，也不会使 A 阀控制的执行机构误动作。

图 1.3-7 为串联—独联系统。多路阀 A 控制的执行机构互相串联，多路阀 B 控制的执行机构也互相串联，这两个串联系统之间则由阀 1 使它们相独联。这样在 B 阀操纵的执行机构动作时，不致因误操作 A 阀而引起 A 阀控制的执行机构误动作导致事故。

1.3.4 按系统所用泵的数量分类

按液压系统所用泵的数量可分为单泵系统和多泵系统。

1.3.4.1 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 16t 以下中小型液压汽车起重机、高空作业车、铲斗容量 0.4m^3 以下的小型半液压挖掘机、小型铲车等。

(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、定位的系统。为此要求运动有减速过程。半自动车床中要

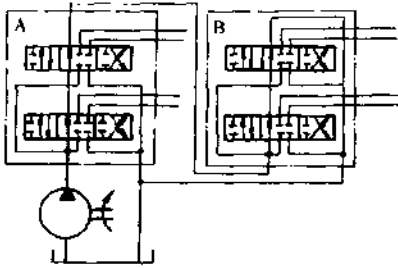


图 1.3-6 并联—独联系统

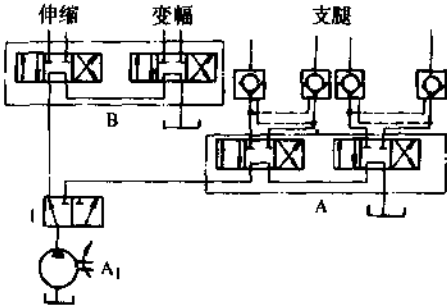


图 1.3-7 串联—独联系统

求有些机构有快进和工进两种速度。这些机构都宜用节流的方法来调速和减速缓冲，由于功率较小，故温升或冲击不会太大。

1.3.4.2 多泵系统

多泵系统结构较复杂，但有其特点，常用于下列情况：

(1) 用于单回路系统

由图 1.3-2 可知，闭式系统有一个主泵并有一个辅助泵以补充泄漏及冷却系统。

在组合机床、半自动车床等单回路系统中，有时也采用双泵。轻载快进时，两泵合流供油，如图 1.3-8 所示。重载慢进时卸荷阀 1 打开低压大流量泵 A 卸荷，高压小流量泵 B 单独向系统供油，以节省功率降低温升。有些油压机、注塑机等也要求快慢速比大，并有一段保压时间，则也用双泵系统，在快速时双泵供油，慢速及保压时单个小泵供油，以减少功率消耗和温升。

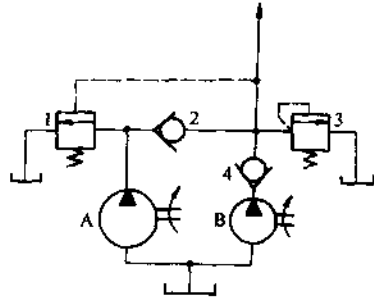


图 1.3-8 双泵供油回路系统

(2) 用于多回路系统

图 1.3-9 为采用双泵的挖掘机液压系统简图。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

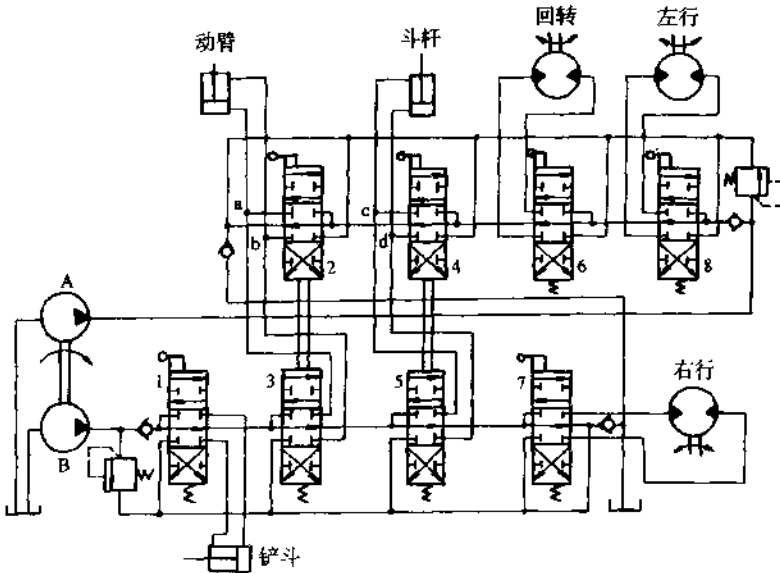


图 1.3-9 双泵双回路系统

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之间都不互相干扰,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,提高挖掘机的生产率和发动机的效率。

1.3.5 液压功能回路

上述1.3.1、1.3.2、1.3.3、1.3.4各节的分类方法是根据整个液压系统的特点来分类的。而一个液压系统要完成主机的动作,必须同时具备几种功能。例如图1.1-1所示的系统,为了使液压马达正反向都能转动,就必须有换向阀,为了保证系统的安全,不超压,就必须有安全阀。又如图1.1-2所示系统,为了保证系统安全,须设置阀1~5所

组成的桥式回路,使系统压力不超过阀3的设定值,为保证补油泵多余流量能溢流,须设置溢流阀6。所以我们还可从完成不同的功能这一角度对整个液压系统进一步分解。一个完整的液压系统可以分解为几个功能回路。这种功能回路分别完成不同的功能,从而使整个系统完成主机要求的动作。按所完成的功能不同来分类的回路称为功能回路,也称为基本回路。

按功能来区分回路的最大优点是便于液压系统的设计及分析。一个液压系统的功能不外乎压力调节、速度调节及方向调节。在设计一个系统时把几种基本回路组合起来就可以完成所要求的动作。关于功能回路的详细分析,在第3章中叙述。

第2章 液压系统设计方法

液压系统是液压机械的一个组成部分，液压系统的设计要同主机的总体设计同时进行。着手设计时，必须从实际情况出发，有机地结合各种传动形式，充分发挥液压传动的优点，力求设计出结构简单、工作可靠、成本低、效率高、操作简单、维修方便的液压传动系统。

2.1 液压系统的设计步骤与设计要求

2.1.1 设计步骤

液压系统的设计步骤并无严格的顺序，各步骤间往往要相互穿插进行。一般来说，在明确设计要求之后，大致按如下步骤进行。

- 1) 确定液压执行元件的形式；
- 2) 进行工况分析，确定系统的主要参数；
- 3) 制定基本方案，拟定液压系统原理图；
- 4) 选择液压元件；
- 5) 液压系统的性能验算；
- 6) 绘制工作图，编制技术文件。

2.1.2 明确设计要求

设计要求是进行每项工程设计的依据。在制定基本方案并进一步着手液压系统各部分设计之前，必须把设计要求以及与该设计内容有关的其他方面了解清楚。

- 1) 主机的概况：用途、性能、工艺流程、作业环境、总体布局等；
- 2) 液压系统要完成哪些动作，动作顺序及彼此联锁关系如何；
- 3) 液压驱动机构的运动形式，运动速度；
- 4) 各动作机构的载荷大小及其性质；
- 5) 对调速范围、运动平稳性、转换精度等性能方面的要求；
- 6) 自动化程度、操作控制方式的要求；
- 7) 对防尘、防爆、防寒、噪声、安全可靠性的要求；
- 8) 对效率、成本等方面的要求。

2.2 进行工况分析、确定液压系统的主要参数

通过工况分析，可以看出液压执行元件在工作过程中速度和载荷变化情况，为确定系统及各执行元件的参数提供依据。

液压系统的主要参数是压力和流量，它们是设计液压系统，选择液压元件的主要依据。压力决定于外载荷。流量取决于液压执行元件的运动速度和结构尺寸。

2.2.1 载荷的组成和计算

2.2.1.1 液压缸的载荷组成与计算

图 2.2-1 表示一个以液压缸为执行元件的液压系统计算简图。各有关参数标注图上，其中 F_w 是作用在活塞杆上的外部载荷， F_m 是活塞与缸壁以及活塞杆与导向套之间的密封阻力。

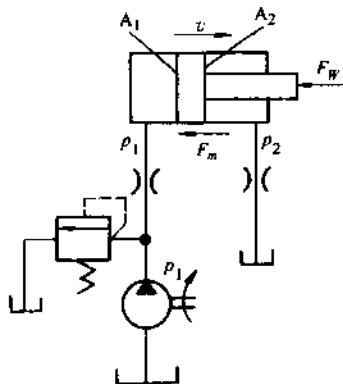


图 2.2-1 液压系统计算简图

作用在活塞杆上的外部载荷包括工作载荷 F_g ，导轨的摩擦力 F_f 和由于速度变化而产生的惯性力 F_a 。

(1) 工作载荷 F_g

常见的工作载荷有作用于活塞杆轴线上的重力、切削力、挤压力等。这些作用力的方向如与活塞运动方向相同为负，相反为正。

(2) 导轨摩擦载荷 F_f

对于平导轨

$$F_f = \mu(G + F_N)$$

对于V型导轨

$$F_f = \mu(G + F_N) / \sin \frac{\alpha}{2}$$

式中 G ——运动部件所受的重力 (N);

F_N ——外载荷作用于导轨上的正压力 (N);

μ ——摩擦系数, 见表 2.2-1;

α ——V型导轨的夹角, 一般为 90° 。

表 2.2-1 摩擦系数 μ

导轨类型	导轨材料	运动状态	摩擦系数
滑动导轨	铸铁对铸铁	起动时	0.15~0.20
		低速 ($v < 0.16\text{m/s}$)	0.1~0.12
		高速 ($v > 0.16\text{m/s}$)	0.05~0.08
滚动导轨	铸铁对滚柱 (珠)		0.005~0.02
	淬火钢导轨 对滚柱		0.003~0.006
静压导轨	铸铁		0.005

(3) 惯性载荷 F_a

$$F_a = \frac{G}{g} \frac{\Delta v}{\Delta t}$$

式中 g ——重力加速度; $g = 9.81\text{m/s}^2$;

Δv ——速度变化量 (m/s);

Δt ——起动或制动时间 (s)。一般机械 $\Delta t = 0.1 \sim 0.5\text{s}$, 对轻载低速运动部件取小值, 对重载高速部件取大值。行走机

械一般取 $\frac{\Delta v}{\Delta t} = 0.5 \sim 1.5\text{m/s}^2$ 。

以上三种载荷之和称为液压缸的外载荷 F_w 。

起动加速时 $F_w = F_g + F_f + F_a$

稳态运动时 $F_w = F_g + F_f$

减速制动时 $F_w = F_g + F_f - F_a$

工作载荷 F_g 并非每阶段都存在, 如该阶段没有工作, 则 $F_g = 0$ 。

除外载荷 F_w 外, 作用于活塞上的载荷 F 还包括液压缸密封处的摩擦阻力 F_m , 由于各种缸的密封材质和密封形成不同, 密封阻力难以精确计算, 一般估算为

$$F_m = (1 - \eta_m)F$$

式中 η_m ——液压缸的机械效率, 一般取 $0.90 \sim 0.95$ 。

$$F = \frac{F_w}{\eta_m}$$

2.2.1.2 液压马达载荷力矩的组成与计算

(1) 工作载荷力矩 T_g

常见的载荷力矩有被驱动轮的阻力矩、液压卷筒的阻力矩等。

(2) 轴颈摩擦力矩 T_f

$$T_f = \mu Gr$$

式中 G ——旋转部件施加于轴颈上的径向力 (N);

μ ——摩擦系数, 参考表 2-1 选用;

r ——旋转轴的半径 (m)。

(3) 惯性力矩 T_a

$$T_a = J\epsilon = J \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

式中 ϵ ——角加速度 (rad/s^2);

$\Delta\omega$ ——角速度变化量 (rad/s);

Δt ——起动或制动时间 (s);

J ——回转部件的转动惯量 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)。

起动加速时 $T_w = T_g + T_f + T_a$

稳定运行时 $T_w = T_g + T_f$

减速制动时 $T_w = T_g + T_f - T_a$

计算液压马达载荷转矩 T 时还要考虑液压马达的机械效率 η_m ($\eta_m = 0.9 \sim 0.99$)。

$$T = \frac{T_w}{\eta_m}$$

根据液压缸或液压马达各阶段的载荷, 绘制出执行元件的载荷循环图, 以便进一步选择系统工作压力和确定其他有关参数。

2.2.2 初选系统工作压力

压力的选择要根据载荷大小和设备类型而定。还要考虑执行元件的装配空间、经济条件及元件供应情况等限制。在载荷一定的情况下, 工作压力低, 势必要加大执行元件的结构尺寸, 对某些设备

表 2.2-5 按工作压力选取 d/D

工作压力/MPa	≤ 5.0	5.0~7.0	≥ 7.0
d/D	0.5~0.55	0.62~0.70	0.7

表 2.2-6 按速比要求确定 d/D

v_2/v_1	1.15	1.25	1.33	1.46	1.61	2
d/D	0.3	0.4	0.5	0.55	0.62	0.71

注: v_1 —无杆腔进油时活塞运动速度;

v_2 —有杆腔进油时活塞运动速度。

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi [p_1 - p_2 (1 - \phi^2)]}}$$

采用差动连接时, $v_1/v_2 = (D^2 - d^2)/d^2$ 。如要求往返速度相同时, 应取 $d = 0.71D$ 。

对行程与活塞杆直径比 $l/d > 10$ 的受压柱塞或活塞杆, 还要做压杆稳定性验算。

当工作速度很低时, 还须按最低速度要求验算液压缸尺寸

$$A \geq \frac{Q_{\min}}{v_{\min}}$$

式中 A ——液压缸有效工作面积 (m^2);

Q_{\min} ——系统最小稳定流量 (m^3/s), 在节流调速中取决于回路中所设调速阀或节流阀的最小稳定流量。容积调速中决定于变量泵的最小稳定流量。

v_{\min} ——运动机构要求的最小工作速度 (m/s)。

如果液压缸的有效工作面积 A 不能满足最低稳定速度的要求, 则应按最低稳定速度确定液压缸的结构尺寸。

另外, 如果执行元件安装尺寸受到限制, 液压缸的缸径及活塞杆的直径须事先确定时, 可按载荷的要求和液压缸的结构尺寸来确定系统的工作压力。

液压缸直径 D 和活塞杆直径 d 的计算值要按国标规定的液压缸的有关标准进行圆整。如与标准液压缸参数相近, 最好选用国产标准液压缸, 免于自行设计加工。常用液压缸内径及活塞杆直径见表 2.2-7 和表 2.2-8。

表 2.2-7 常用液压缸内径 D (mm)

40	50	63	80	90	100	110
125	140	160	180	200	220	250

表 2.2-8 活塞杆直径 d (mm)

速比	缸 径						
	40	50	63	80	90	100	110
1.46	22	28	35	45	50	55	63
3			45	50	60	70	80

速比	缸 径						
	125	140	160	180	200	220	250
1.46	70	80	90	100	110	125	140
2	90	100	110	125	140		

(2) 计算液压马达的排量

液压马达的排量为

$$q = \frac{2\pi T}{\Delta p}$$

式中 T ——液压马达的载荷转矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$);

$\Delta p = p_1 - p_2$ ——液压马达的进出口压差 (Pa)。

液压马达的排量也应满足最低转速要求

$$q \geq \frac{Q_{\min}}{n_{\min}}$$

式中 Q_{\min} ——通过液压马达的最小流量;

n_{\min} ——液压马达工作时的最低转速。

2.2.4 计算液压缸或液压马达所需流量

(1) 液压缸工作时所需流量

$$Q = Av$$

式中 A ——液压缸有效作用面积 (m^2);

v ——活塞与缸体的相对速度 (m/s)。

(2) 液压马达的流量

$$Q = qn_m$$

式中 q ——液压马达排量 (m^3/r);

n_m ——液压马达的转速 (r/s)。

2.2.5 绘制液压系统工况图

工况图包括压力循环图、流量循环图和功率循环图。它们是调整系统参数、选择液压泵、阀等元件的依据。

1) 压力循环图——($p-t$)图 通过最后确定的液压执行元件的结构尺寸, 再根据实际载荷的大小, 倒求出液压执行元件在其动作循环各阶段的工作压力, 然后把它们绘制成 ($p-t$) 图。

2) 流量循环图——($Q-t$)图 根据已确定的液压缸有效工作面积或液压马达的排量, 结合其运

动速度算出它在工作循环中每一阶段的实际流量,把它绘制成 $(Q-t)$ 图。若系统中有多组液压执行元件同时工作,要把各自的流量图叠加起来绘出总的流量循环图。

3) 功率循环图—— $(P-t)$ 图 绘出压力循环图和总流量循环图后,根据 $P=pQ$,即可绘出系统的功率循环图。

2.3 制定基本方案和绘制液压系统图

2.3.1 制定基本方案

(1) 制定调速方案

液压执行元件确定之后,其运动方向和运动速度的控制是拟定液压回路的核心问题。

方向控制用换向阀或逻辑控制单元来实现。对于一般中小流量的液压系统,大多通过换向阀的有机组合实现所要求的动作。对高压大流量的液压系统,现多采用插装阀与先导控制阀的逻辑组合来实现。

速度控制通过改变液压执行元件输入或输出的流量或者利用密封空间的容积变化来实现。相应的调速方式有节流调速、容积调速以及二者的结合——容积节流调速。

节流调速一般采用定量泵供油,用流量控制阀改变输入或输出液压执行元件的流量来调节速度。此种调速方式结构简单,由于这种系统必须用溢流阀,故效率低,发热量大,多用于功率不大的场合。

容积调速是靠改变液压泵或液压马达的排量来达到调速的目的。其优点是没有溢流损失和节流损失,效率较高。但为了散热和补充泄漏,需要有辅助泵。此种调速方式适用于功率大、运动速度高的液压系统。

容积节流调速一般是用变量泵供油,用流量控制阀调节输入或输出液压执行元件的流量,并使其供油量与需油量相适应。此种调速回路效率也较高,速度稳定性较好,但其结构比较复杂。

节流调速又分别有进油节流、回油节流和旁路节流三种形式。进油节流起动冲击较小,回油节流常用于有负载场合,旁路节流多用于高速。

调速回路一经确定,回路的循环形式也就随之确定了。

节流调速一般采用开式循环形式。在开式系统中,液压泵从油箱吸油,压力油流经系统释放能量

后,再排回油箱。开式回路结构简单,散热性好,但油箱体积大,容易混入空气。

容积调速大多采用闭式循环形式。闭式系统中,液压泵的吸油口直接与执行元件的排油口相通,形成一个封闭的循环回路。其结构紧凑,但散热条件差。

(2) 制定压力控制方案

液压执行元件工作时,要求系统保持一定的工作压力或在一定压力范围内工作,也有的需要多级或无级连续地调节压力。一般在节流调速系统中,通常由定量泵供油,用溢流阀调节所需压力,并保持恒定。在容积调速系统中,用变量泵供油,用安全阀起安全保护作用。

在有些液压系统中,有时需要流量不大的高压油,这时可考虑用增压回路得到高压,而不用单设高压泵,液压执行元件在工作循环中,某段时间不需要供油,而又不便停泵的情况下,需考虑选择卸荷回路。

在系统的某个局部,工作压力需低于主油源压力时,要考虑采用减压回路来获得所需的工作压力。

(3) 制定顺序动作方案

主机各执行机构的顺序动作,根据设备类型不同,有的按固定程序运行,有的则是随机的或人为的。工程机械的操纵机构多为手动,一般用手动的多路换向阀控制。加工机械的各执行机构的顺序动作多采用行程控制,当工作部件移动到一定位置时,通过电气行程开关发出电信号给电磁铁推动电磁阀或直接压下行程阀来控制接续的动作。行程开关安装比较方便,而用行程阀需连接相应的油路,因此只适用于管路联接比较方便的场合。

另外还有时间控制、压力控制等。例如液压泵无载启动,经过一段时间,当泵正常运转后,延时继电器发出电信号使卸荷阀关闭,建立起正常的工作压力。压力控制多用在带有液压夹具的机床,挤压机压力机等场合。当某一执行元件完成预定动作时,回路中的压力达到一定的数值,通过压力继电器发出电信号或打开顺序阀使压力油通过,来启动下一个动作。

(4) 选择液压力源

液压系统的工作介质完全由液压力源来提供,液压力源的核心是液压泵。节流调速系统一般用定量泵供油,在无其他辅助油源的情况下,液压泵的供油

量要大于系统的需油量,多余的油经溢流阀流回油箱,溢流阀同时起到控制并稳定油源压力的作用。容积调速系统多数是用变量泵供油,用安全阀限定系统的最高压力。

为节省能源提高效率,液压泵的供油量要尽量与系统所需流量相匹配。对在工作循环各阶段中系统所需油量相差较大的情况,一般采用多泵供油或变量泵供油。对长时间所需流量较小的情况,可增设蓄能器做辅助油源。

油液的净化装置是液压源中不可缺少的。一般泵的入口要装有粗过滤器,进入系统的油液根据被保护元件的要求,通过相应的精过滤器再次过滤。为防止系统中杂质流回油箱,可在回油路上设置磁性过滤器或其他型式的过滤器。根据液压设备所处环境及对温升的要求,还要考虑加热、冷却等措施。

2.3.2 绘制液压系统图

整机的液压系统图由拟定好的控制回路及液压源组合而成。各回路相互组合时要去掉重复多余的元件,力求系统结构简单。注意各元件间的联锁关系,避免误动作发生。要尽量减少能量损失环节。提高系统的工作效率。

为便于液压系统的维护和监测,在系统中的主要路段要装设必要的检测元件(如压力表、温度计等)。

大型设备的关键部位,要附设备用件,以便意外事件发生时能迅速更换,保证主机连续工作。

各液压元件尽量采用国产标准件,在图中要按国家标准规定的液压元件职能符号的常态位置绘制。对于自行设计的非标准元件可用结构原理图绘制。

系统图中应注明各液压执行元件的名称和动作,注明各液压元件的序号以及各电磁铁的代号,并附有电磁铁、行程阀及其他控制元件的动作表。

2.4 液压元件的选择与专用件设计

2.4.1 液压泵的选择

1) 确定液压泵的最大工作压力 p_p

$$p_p \geq p_1 + \Sigma \Delta p$$

式中 p_1 ——液压缸或液压马达最大工作压力;

$\Sigma \Delta p$ ——从液压泵出口到液压缸或液压马达入口之间总的管路损失。 $\Sigma \Delta p$ 的准确

计算要待元件选定并绘出管路图时才能进行,初算时可按经验数据选取:管路简单、流速不大的,取 $\Sigma \Delta p = (0.2 \sim 0.5)$ MPa;管路复杂,进口有调速阀的,取 $\Sigma \Delta p = (0.5 \sim 1.5)$ MPa。

2) 确定液压泵的流量 Q_p 多液压缸或液压马达同时工作时,液压泵的输出流量应为

$$Q_p \geq K (\Sigma Q_{\max})$$

式中 K ——系统泄漏系数,一般取 $K = 1.1 \sim 1.3$;

ΣQ_{\max} ——同时动作的液压缸或液压马达的最大总流量,可从 $(Q-t)$ 图上查得。对于在工作过程中用节流调速的系统,还须加上溢流阀的最小溢流量,一般取 $0.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 。

系统使用蓄能器作辅助动力源时

$$Q_p \geq \sum_{i=1}^z \frac{V_i K}{T_i}$$

式中 K ——系统泄漏系数,一般取 $K = 1.2$;

T_i ——液压设备工作周期 (s);

V_i ——每一个液压缸或液压马达在工作周期中的总耗油量 (m^3);

z ——液压缸或液压马达的个数。

3) 选择液压泵的规格 根据以上求得的 p_p 和 Q_p 值,按系统中拟定的液压泵的形式,从产品样本或手册中选择相应的液压泵。为使液压泵有一定的压力储备,所选泵的额定压力一般要比最大工作压力大 25%~60%。

4) 确定液压泵的驱动功率 在工作循环中,如果液压泵的压力和流量比较恒定,即 $(p-t)$ 、 $(Q-t)$ 图变化较平缓,则

$$p = \frac{p_p Q_p}{\eta_p}$$

式中 p_p ——液压泵的最大工作压力 (Pa);

Q_p ——液压泵的流量 (m^3/s);

η_p ——液压泵的总效率,参考表 2.4-1 选择。

表 2.4-1 液压泵的总效率

液压泵类型	齿轮泵	螺杆泵	叶片泵	柱塞泵
总效率	0.6~ 0.7	0.65~ 0.80	0.60~ 0.75	0.80~ 0.85

限压式变量叶片泵的驱动功率，可按流量特性曲线拐点处的流量、压力值计算。一般情况下，可取 $p_p = 0.8 p_{pmax}$ ， $Q_p = Q_n$ 。则

$$P = \frac{0.8 p_{pmax} Q_n}{\eta_p}$$

式中 p_{pmax} ——液压泵的最大工作压力 (Pa)；

Q_n ——液压泵的额定流量 (m³/s)。

在工作循环中，如果液压泵的流量和压力变化较大，即 (Q-t)、(p-t) 曲线起伏变化较大，则须分别计算出各个动作阶段内所需功率，驱动功率取其平均功率

$$P_{av} = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + \dots + P_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}}$$

式中 t_1, t_2, \dots, t_n ——一个循环中每一动作阶段内所需的时间 (s)；

P_1, P_2, \dots, P_n ——一个循环中每一动作阶段内所需的功率 (W)。

按平均功率选出电动机功率后，还要验算一下每一阶段内电动机超载量是否都在允许范围内。电动机允许的短时间超载量一般为 25%。

2.4.2 液压阀的选择

1) 阀的规格，根据系统的工作压力和实际通过该阀的最大流量，选择有定型产品的阀件。溢流阀按液压泵的最大流量选取；选择节流阀和调速阀时，要考虑最小稳定流量应满足执行机构最低稳定速度的要求。

控制阀的流量一般要选得比实际通过的流量大一些，必要时也允许有 20% 以内的短时间过流量。

2) 阀的型式，按安装和操作方式选择。

2.4.3 蓄能器的选择

根据蓄能器在液压系统中的功用，确定其类型和主要参数。

1) 液压执行元件短时间快速运动，由蓄能器来补充供油，其有效工作容积为

$$\Delta V = \Sigma A_i l_i K - Q_p t$$

式中 A ——液压缸有效作用面积 (m²)；

l ——液压缸行程 (m)；

K ——油液损失系数，一般取 $K = 1.2$ ；

Q_p ——液压泵流量 (m³/s)；

t ——动作时间 (s)。

2) 作应急能源，其有效工作容积为：

$$\Delta V = \Sigma A_i l_i K$$

式中 $\Sigma A_i l_i$ ——要求应急动作液压缸总的工作容积 (m³)。

有效工作容积算出后，根据有关蓄能器的相应计算公式，求出蓄能器的容积，再根据其他性能要求，即可确定所需蓄能器。

2.4.4 管道尺寸的确定

(1) 管道内径计算

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

式中 Q ——通过管道内的流量 (m³/s)；

v ——管内允许流速 (m/s)，见表 2.4-2。

表 2.4-2 允许流速推荐值

管道	推荐流速 / (m/s)
液压泵吸油管道	0.5~1.5, 一般常取 1 以下
液压系统压油管道	3~6, 压力高, 管道短, 粘度小取大值
液压系统回油管道	1.5~2.6

计算出内径 d 后，按标准系列选取相应的管子。

(2) 管道壁厚 δ 的计算

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma]}$$

式中 p ——管道内最高工作压力 (Pa)；

d ——管道内径 (m)；

$[\sigma]$ ——管道材料的许用应力 (Pa)， $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n}$ ；

σ_b ——管道材料的抗拉强度 (Pa)；

n ——安全系数，对钢管来说， $p < 7\text{MPa}$ 时，取 $n = 8$ ； $p < 17.5\text{MPa}$ 时，取 $n = 6$ ； $p > 17.5\text{MPa}$ 时，取 $n = 4$ 。

2.4.5 油箱容量的确定

初始设计时，先按下式确定油箱的容量，待系统确定后，再按散热的要求进行校核。

油箱容量的经验公式为

$$V = a Q_v$$

式中 Q_v ——液压泵每分钟排出压力油的容积 (m³)；

a ——经验系数，见表 2.4-3。

表 2.4-3 经验系数 a

系统类型	行走机械	低压系统	中压系统	锻压机械	冶金机械
a	1~2	2~4	5~7	6~12	10

在确定油箱尺寸时,一方面要满足系统供油的要求,还要保证执行元件全部排油时,油箱不能溢出,以及系统中最大可能充满油时,油箱的油位不低于最低限度。

2.5 液压系统性能验算

液压系统初步设计是在某些估计参数情况下进行的,当各回路形式、液压元件及联接管路等完全确定后,针对实际情况对所设计的系统进行各项性能分析。对一般液压传动系统来说,主要是进一步确切地计算液压回路各段压力损失、容积损失及系统效率,压力冲击和发热温升等。根据分析计算发现问题,对某些不合理的设计要进行重新调整,或采取其他必要的措施。

2.5.1 液压系统压力损失

压力损失包括管路的沿程损失 Δp_1 , 管路的局部压力损失 Δp_2 和阀类元件的局部损失 Δp_3 , 总的压力损失为

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3$$

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho$$

$$\Delta p_2 = \zeta \frac{v^2}{2} \rho$$

式中 l ——管道的长度 (m);

d ——管道内径 (m);

v ——液流平均速度 (m/s);

ρ ——液压油密度 (kg/m^3);

λ ——沿程阻力系数;

ζ ——局部阻力系数。

λ 、 ζ 的具体值可参考流体力学有关内容。

$$\Delta p_3 = \Delta p_n \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2$$

式中 Q_n ——阀的额定流量 (m^3/s);

Q ——通过阀的实际流量 (m^3/s);

Δp_n ——阀的额定压力损失 (Pa) (可从产品样本中查到)。

对于泵到执行元件间的压力损失,如果计算出的 Δp 比选泵时估计的管路损失大得多时,应该重新调整泵及其他有关元件的规格尺寸等参数。

系统的调整压力

$$p_T \geq p_1 + \Delta p$$

式中 p_T ——液压泵的工作压力或支路的调整压力。

2.5.2 液压系统的发热温升计算

2.5.2.1 计算液压系统的发热功率

液压系统工作时,除执行元件驱动外载荷输出有效功率外,其余功率损失全部转化为热量,使油温升高。液压系统的功率损失主要有以下几种形式:

(1) 液压泵的功率损失

$$P_{h1} = \frac{1}{T_t} \sum_{i=1}^z P_{p_i} (1 - \eta_{p_i}) t_i$$

式中 T_t ——工作循环周期 (s);

z ——投入工作液压泵的台数;

P_{p_i} ——液压泵的输入功率 (W);

η_{p_i} ——各台液压泵的总效率;

t_i ——第 i 台泵工作时间 (s)。

(2) 液压执行元件的功率损失

$$P_{h2} = \frac{1}{T_t} \sum_{j=1}^M P_{v_j} (1 - \eta_j) t_j$$

式中 M ——液压执行元件的数量;

P_{v_j} ——液压执行元件的输入功率 (W);

η_j ——液压执行元件的效率;

t_j ——第 j 个执行元件工作时间 (s)。

(3) 溢流阀的功率损失

$$P_{h3} = p_y Q_y$$

式中 p_y ——溢流阀的调整压力 (Pa);

Q_y ——经溢流阀回油箱的流量 (m^3/s)。

(4) 油液流经阀或管路的功率损失

$$P_{h4} = \Delta p Q$$

式中 Δp ——通过阀或管路的压力损失 (Pa);

Q ——通过阀或管路的流量 (m^3/s)。

由以上各种损失构成了整个系统的功率损失,即液压系统的发热功率

$$P_{hr} = P_{h1} + P_{h2} + P_{h3} + P_{h4}$$

上式适用于回路比较简单的液压系统,对于复杂系统,由于功率损失的环节太多,一一计算较麻烦,通常用下式计算液压系统的发热功率

$$P_{hr} = P_r - P_e$$

式中 P_r 是液压系统的总输入功率, P_e 是输出的有效功率。

$$P_r = \frac{1}{T_t} \sum_{i=1}^z \frac{p_i Q_i t_i}{\eta_{p_i}}$$

$$A_1 = 1.8h(a+b) + 1.5ab$$

若 A_1 求出, 再根据结构要求确定 a 、 b 、 h 的比例关系, 即可确定油箱的主要结构尺寸。

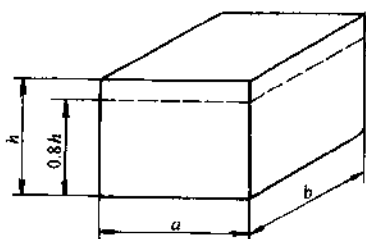


图 2.5-1 油箱结构尺寸

如按散热要求求出的油箱容积过大, 远超出用油量的需要, 且又受空间尺寸的限制, 则应适当缩小油箱尺寸, 增设其他散热措施。

2.5.3 计算液压系统冲击压力

压力冲击是由于管道液流速度急剧改变而形成的。例如液压执行元件在高速运动中突然停止, 换向阀的迅速开启和关闭, 都会产生高于静态值的冲击压力。它不仅伴随产生振动和噪声, 而且会因过高的冲击压力而使管路、液压元件遭到破坏。对系统影响较大的压力冲击常为以下两种形式:

1) 当迅速打开或关闭液流通路时, 在系统中产生的冲击压力。

直接冲击 (即 $t < \tau$) 时, 管道内压力增大值

$$\Delta p = a_c \rho \Delta v$$

间接冲击 (即 $t > \tau$) 时, 管道内压力增大值

$$\Delta p = a_c \rho \Delta v \frac{\tau}{t}$$

式中 ρ ——液体密度 (kg/m^3);

Δv ——关闭或开启液流通道前后管道内流速之差 (m/s);

t ——关闭或打开液流通道的时间 (s);

$\tau = \frac{2l}{a_c}$ ——管道长度为 l 时, 冲击波往返所需的时间 (s);

a_c ——管道内液流中冲击波的传播速度 (m/s)。

若不考虑粘性和管径变化的影响, 冲击波在管内的传播速度

$$a_c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 d}{E \delta}}}$$

式中 E_0 ——液压油的体积弹性模量 (Pa), 其推荐值为 $E_0 = 700 \text{MPa}$;

δ 、 d ——管道的壁厚和内径 (m);

E ——管道材料的弹性模量 (Pa), 常用管道材料弹性模量: 钢 $E = 2.1 \times 10^{11} \text{Pa}$, 紫铜 $E = 1.18 \times 10^{11} \text{Pa}$ 。

2) 急剧改变液压缸运动速度时, 由于液体及运动机构的惯性作用而引起的压力冲击, 其压力的增大值为

$$\Delta p = \left(\sum l_i \rho \frac{A}{A_i} + \frac{M}{A} \right) \frac{\Delta v}{t}$$

式中 l_i ——液流第 i 段管道的长度 (m);

A_i ——第 i 段管道的截面积 (m^2);

A ——液压缸活塞面积 (m^2);

M ——与活塞连动的运动部件质量 (kg);

Δv ——液压缸的速度变化量 (m/s);

t ——液压缸速度变化 Δv 所需时间 (s)。

计算出冲击压力后, 此压力与管道的静态压力之和即为此时管道的实际压力。实际压力若比初始设计压力大得多时, 要重新校核一下相应部位管道的强度及阀件的承压能力, 如不满足, 要重新调整。

2.6 设计液压装置, 编制技术文件

2.6.1 液压装置总体布局

液压系统总体布局有集中式、分散式。

集中式结构是将整个设备液压系统的油源、控制阀部分独立设置于主机之外或安装在地下, 组成液压站。如冷轧机、锻压机、电弧炉等有强烈热源和烟尘污染的冶金设备, 一般都是采用集中供油方式。

分散式结构是把液压系统中液压泵、控制调节装置分别安装在设备上适当的地方。机床、工程机械等可移动式设备一般都采用这种结构。

2.6.2 液压阀的配置形式

1) 板式配置 板式配置是把板式液压元件用螺钉固定在平板上, 板上钻有与阀口对应的孔, 通过管接头联接油管而将各阀按系统图接通。这种配置可根据需要灵活改变回路形式。液压实验台等普遍采用这种配置。

2) 集成式配置 目前液压系统大多数都采用

集成形式。它是将液压阀件安装在集成块上,集成块一方面起安装底板作用,另一方面起内部油路作用。这种配置结构紧凑、安装方便。

2.6.3 集成块设计

1) 块体结构 集成块的材料一般为铸铁或锻钢,低压固定设备可用铸铁,高压强场合要用锻钢。块体加工成正方体或长方体。

对于较简单的液压系统,其阀件较少,可安装在同一个集成块上。如果液压系统复杂,控制阀较多,就要采取多个集成块叠积的形式。

相互叠积的集成块,上下面一般为叠积接合面,钻有公共压力油孔 P,公用回油孔 T,泄漏油孔 L 和 4 个用以叠积紧固的螺栓孔。

P 孔,液压泵输出的压力油经调压后进入公用压力油孔 P,作为供给各单元回路压力油的公用油源。

T 孔,各单元回路的回油均通到公用回油孔 T,流回到油箱。

L 孔,各液压阀的泄漏油,统一通过公用泄漏油孔流回油箱。

集成块的其余四个表面,一般后面接通液压执行元件的油管,另三个面用以安装液压阀。块体内部按系统图的要求,钻有沟通各阀的孔道。

2) 集成块结构尺寸的确定 外形尺寸要满足阀件的安装,孔道布置及其他工艺要求。为减少工艺孔,缩短孔道长度,阀的安装位置要仔细考虑,使相通油孔尽量在同一水平面或是同一竖直面上。对于复杂的液压系统,需要多个集成块叠积时,一定要保证三个公用油孔的坐标相同,使之叠积起来后形成三个主通道。

各通油孔的内径要满足允许流速的要求,一般来说,与阀直接相通的孔径应等于所装阀的油孔直径。

油孔之间的壁厚 δ 不能太小,一方面防止使用过程中,由于油的压力而击穿,另一方面避免加工时,因油孔的偏斜而误通。对于中低压系统, δ 不得小于 5mm,高压系统应更大些。

2.6.4 绘制正式工作图,编写技术文件

液压系统完全确定后,要正规地绘出液压系统图。除用元件图形符号表示的原理图外,还包括动作循环表和元件的规格型号表。图中各元件一般按

系统停止位置表示,如特殊需要,也可以按某时刻运动状态画出,但要加以说明。

装配图包括泵站装配图,管路布置图,操纵机构装配图,电气系统图等。

技术文件包括设计任务书、设计说明书和设备的使用、维护说明书等。

2.7 液压系统设计计算实例——250 克塑料注射机液压系统设计计算

大型塑料注射机目前都是全液压控制。其基本工作原理是:粒状塑料通过料斗进入螺旋推进器中,螺杆转动,将料向前推进,同时,因螺杆外装有电加热器,而将料熔化成粘液状态,在此之前,合模机构已将模具闭合,当物料在螺旋推进器前端形成一定压力时,注射机构开始将液状料高压快速注射到模具型腔之中,经一定时间的保压冷却后,开模、把成型的塑料制品顶出,便完成了一个动作循环。

现以 250 克塑料注射机为例,进行流压系统设计计算。

塑料注射机的工作循环为:

合模→注射→保压→冷却→开模→顶出
 ↳ 螺杆预塑进料

其中合模的动作又分为:快速合模、慢速合模、锁模。锁模的时间较长,直到开模前这段时间都是锁模阶段。

2.7.1 250 克塑料注射机液压系统设计及要求及有关设计参数

2.7.1.1 对液压系统的要求

1) 合模运动要平稳,两片模具闭合时不应有冲击;

2) 当模具闭合后,合模机构应保持闭合压力,防止注射时将模具冲开。注射后,注射机构应保持注射压力,使塑料充满型腔;

3) 预塑进料时,螺杆转动,料被推到螺杆前端,这时,螺杆同注射机构一起向后退,为使螺杆前端的塑料有一定的密度,注射机构必需有一定的后退阻力;

4) 为保证安全生产,系统应设有安全联锁装置。

2.7.1.2 液压系统设计参数

250克塑料注射机液压系统设计参数如下:

螺杆直径	40mm
螺杆行程	200mm
最大注射压力	153MPa
螺杆驱动功率	5kW
螺杆转速	60r/min
注射座行程	230mm
注射座最大推力	27kN
最大合模力(锁模力)	900kN
开模力	49kN
动模板最大行程	350mm
快速闭模速度	0.1m/s
慢速闭模速度	0.02m/s
快速开模速度	0.13m/s
慢速开模速度	0.03m/s
注射速度	0.07m/s
注射座前进速度	0.06m/s
注射座后移速度	0.08m/s

2.7.2 液压执行元件载荷力和载荷转矩计算

2.7.2.1 各液压缸的载荷力计算

1) 合模缸的载荷力 合模缸在模具闭合过程中是轻载, 其外载荷主要是动模及其连动部件的起惯性力和导轨的摩擦力。

锁模时, 动模停止运动, 其外载荷就是给定的锁模力。

开模时, 液压缸除要克服给定的开模力外, 还克服运动部件的摩擦阻力。

2) 注射座移动缸的载荷力 座移缸在推进和退回注射座的过程中, 同样要克服摩擦阻力和惯性力, 只有当喷嘴接触模具时, 才须满足注射座最大推力。

3) 注射缸载荷力 注射缸的载荷力在整个注射过程中是变化的, 计算时, 只须求出最大载荷力。

$$F_w = \frac{\pi}{4} d^2 p$$

式中: d ——螺杆直径, 由给定参数知: $d=0.04\text{m}$;

p ——喷嘴处最大注射压力, 已知 $p =$

153MPa。

由此求得 $F_w = 192\text{kN}$ 。

各液压缸的外载荷力计算结果列于表 2.7-1, 取液压缸的机械效率为 0.9, 求得相应的作用于活塞上的载荷力, 并列于表 2.7-1。

表 2.7-1 各液压缸的载荷力

液压缸名称	工况	液压缸外载荷	活塞上载荷力
		F_w/kN	F/kN
合模缸	合模	90	100
	锁模	900	1000
	开模	49	55
座移缸	移动	2.7	3
	顶紧	27	30
注射缸	注射	192	215

2.7.2.2 进料液压马达载荷转矩计算

$$T_w = \frac{P_c}{2\pi n} = \frac{5 \times 10^3}{2 \times 3.14 \times 60/60} \text{N} \cdot \text{m} = 796 \text{N} \cdot \text{m}$$

取液压马达的机械效率为 0.95, 则其载荷转矩

$$T = \frac{T_w}{\eta_m} = \frac{796}{0.95} \text{N} \cdot \text{m} = 838 \text{N} \cdot \text{m}$$

2.7.3 液压系统主要参数计算

2.7.3.1 初选系统工作压力

250克塑料注射机属小型液压机, 载荷最大时为锁模工况, 此时, 高压油缸增压缸提供, 其他工况时, 载荷都不太高, 参考表 2-2 初步确定系统工作压力为 6.5MPa。

2.7.3.2 计算液压缸的主要结构尺寸

1) 确定合模缸的活塞及活塞杆直径 合模缸最大载荷时, 为锁模工况, 其载荷力为 1000kN, 工作在活塞杆受压状态。活塞直径

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi[p_1 - p_2(1 - \phi^2)]}}$$

此时 p_1 是由增压缸提供的增压后的进油压力, 初定增压比为 5, 则 $p_1 = 5 \times 6.5\text{MPa} = 32.5\text{MPa}$, 锁模工况时, 回油流量极小, 故 $p_2 \approx 0$, 求得合模缸的活塞直径为

$$D_h = \sqrt{\frac{4 \times 100 \times 10^4}{3.14 \times 32.5 \times 10^6}} \text{m} = 0.198 \text{m}$$

取 $D_h = 0.2 \text{m}$

按表 2-5 取 $d/D = 0.7$, 则活塞杆直径

$$d_h = 0.7 \times 0.2 \text{m} = 0.14 \text{m}$$

取 $d_h = 0.15 \text{m}$

为设计简单加工方便, 将增压缸的缸体与合模缸缸体做成一体 (见图 2.7-1), 增压缸的活塞直径也为 0.2m 。其活塞杆直径按增压比为 5, 求得

$$d_z = \sqrt{\frac{D_h^2}{5}} = \sqrt{\frac{0.2^2}{5}} \text{m} = 0.089 \text{m}$$

取 $d_z = 0.09 \text{m}$

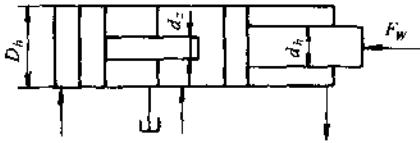


图 2.7-1 合模缸

2) 注射座移动缸的活塞和活塞杆直径 座移动缸最大载荷为其顶紧之时, 此时缸的回油流量虽经节流阀, 但流量极小, 故背压视为零, 则其活塞直径为

$$D_y = \sqrt{\frac{4F}{\pi p_1}} = \sqrt{\frac{4 \times 3 \times 10^4}{\pi \times 6.5 \times 10^6}} \text{m} = 0.076 \text{m}$$

取 $D_y = 0.1 \text{m}$

由给定的设计参数知, 注射座往复速比为 $0.08/0.06 = 1.33$, 查表 2-6 得 $d/D = 0.5$, 则活塞杆直径为:

$$d_y = 0.5 \times 0.1 \text{m} = 0.05 \text{m}$$

3) 确定注射缸的活塞及活塞杆直径 当液态塑料充满模具型腔时, 注射缸的载荷达到最大值 213kN , 此时注射缸活塞移动速度也近似等于零, 回油量极小; 故背压力可以忽略不计, 这样

$$D_i = \sqrt{\frac{4F}{\pi p}} = \sqrt{\frac{4 \times 21.3 \times 10^4}{\pi \times 65 \times 10^5}} \text{m} = 0.204 \text{m}$$

取 $D_i = 0.22 \text{m}$

活塞杆的直径一般与螺杆外径相同, 取 $d_i = 0.04 \text{m}$ 。

2.7.3.3 计算液压马达的排量

液压马达是单向旋转的, 其回油直接回油箱, 视其出口压力为零, 机械效率为 0.95 , 这样

$$q = \frac{2\pi T_w}{p_1 \eta_m} = \frac{2 \times 3.14 \times 796}{65 \times 10^5 \times 0.95} \text{m}^3/\text{r} = 0.0008 \text{m}^3/\text{r}$$

2.7.3.4 计算液压执行元件实际工作压力

按最后确定的液压缸的结构尺寸和液压马达排量, 计算出各工况时液压执行元件实际工作压力, 见表 2.7-2。

2.7.3.5 计算液压执行元件实际所需流量

根据最后确定的液压缸的结构尺寸或液压马达的排量及其运动速度或转速, 计算出各液压执行元件实际所需流量, 见表 2.7-3。

表 2.7-2 液压执行元件实际工作压力

工 况	执行元件名称	载 荷	背压力 F_2/MPa	工作压力 p_1/MPa	计算公式
合模行程	合模缸	100kN	0.3	3.3	$p_1 = \frac{F + p_2 A_2}{A_1}$
锁模	增压缸	1000kN	—	6.4	
座前进	座移缸	3kN	0.5	0.76	
座顶紧		30kN	—	3.8	
注射	注射缸	213kN	0.3	5.9	$p_1 = \frac{2\pi T}{q}$
预塑进料	液压马达	838N·m	—	6.0	

表 2.7-3 液压执行元件实际所需流量

工 况	执行元件名称	运动速度	结构参数	流量 $Q (\text{L/s})$	计算公式
慢速合模	合模缸	0.02m/s	$A_1 = 0.03 \text{m}^2$	0.6	$Q = A_1 v$
快速合模		0.1 m/s		3	

(续)

工 况	执行元件名称	运动速度	结构参数	流量/(L/s)	计算公式
座前进	座移缸	0.06m/s	$A_1=0.008m^2$	0.48	$Q=A_1v$
座后退		0.08m/s	$A_2=0.006m^2$	0.48	$Q=A_2v$
注射	注射缸	0.07m/s	$A_1=0.038m^2$	2.7	$Q=A_1v$
预塑进料	液压马达	60r/min	$q=0.873L/r$	0.87	$Q=qn$
慢速开模	合模缸	0.03m/s	$A_2=0.014m^2$	0.42	$Q=A_2v$
快速开模		0.13m/s		1.8	

2.7.4 制定系统方案和拟定液压系统图

2.7.4.1 制定系统方案

1) 执行机构的确定 本机动作机构除螺杆是单向旋转外,其他机构均为直线往复运动。

各直线运动机构均采用单活塞杆双作用液压缸直接驱动,螺杆则用液压马达驱动。

从给定的设计参数可知,锁模时所需的力最大,为900kN。为此设置增压液压缸,得到锁模时的局部高压来保证锁模力。

2) 合模缸动作回路 合模缸要求其实现快速、慢速、锁模,开模动作。其运动方向由电液换向阀直接控制。快速运动时,需要有较大流量供给。慢速合模只要有小流量供给即可。锁模时,由增压缸供油。

3) 液压马达动作回路 螺杆不要求反转,所以液压马达单向旋转即可,由于其转速要求较高,而对速度平稳性无过高要求,故采用旁路节流调速方式。

4) 注射缸动作回路 注射缸运动速度也较快,平稳性要求不高,故也采用旁路节流调速方式。由于预塑时有背压要求,在无杆腔出口处串联背压阀。

5) 注射座移动缸动作回路 注射座移动缸,

采用回油节流调速回路。工艺要求其不工作时,处于浮动状态,故采用Y型中位机能的电磁换向阀。

6) 安全联锁措施 本系统为保证安全生产,设置了安全门,在安全门下端装一个行程阀,用来控制合模缸的动作。将行程阀串在控制合模缸换向的液动阀控制油路上,安全门没有关闭时,行程阀没被压下,液动换向阀不能进控制油,电液换向阀不能换向,合模缸也不能合模。只有操作者离开,将安全门关闭,压下行程阀,合模缸才能合模,从而保障了人身安全。

7) 液压源的选择 该液压系统在整个工作循环中需油量变化较大,另外,闭模和注射后又要求有较长时间的保压,所以选用双泵供油系统。液压缸快速动作时,双泵同时供油,慢速动作或保压时由小泵单独供油,这样可减少功率损失,提高系统效率。

2.7.4.2 拟定液压系统图

液压执行元件以及各基本回路确定之后,把它们有机地组合在一起。去掉重复多余的元件,把控制液压马达的换向阀与泵的卸荷阀合并,使之一阀两用。考虑注射缸同合模缸之间有顺序动作的要求,两回路接合部串联单向顺序阀。再加上其他一些辅助元件便构成了250克塑料注射机完整的液压系统图,见图2.7-2其动作循环表,见表2.7-4。

表 2.7-4 电磁铁动作表

动作	电磁铁									
	1YA	2YA	3YA	4YA	5YA	6YA	7YA	8YA	9YA	10YA
快速合模	+				-					+
慢速合模	+									+
增压锁模	+						+			+
注射座前进							+		+	+

(续)

电磁铁	1YA	2YA	3YA	4YA	5YA	6YA	7YA	8YA	9YA	10YA
注射				+	+		+		+	+
注射保压				+			+		+	+
减压(放气)		+							+	+
再增压	+						+		+	+
预塑进料						+	+		+	+
注射座后退								+		+
慢速开模		+								+
快速开模		+			+					+
系统卸荷										

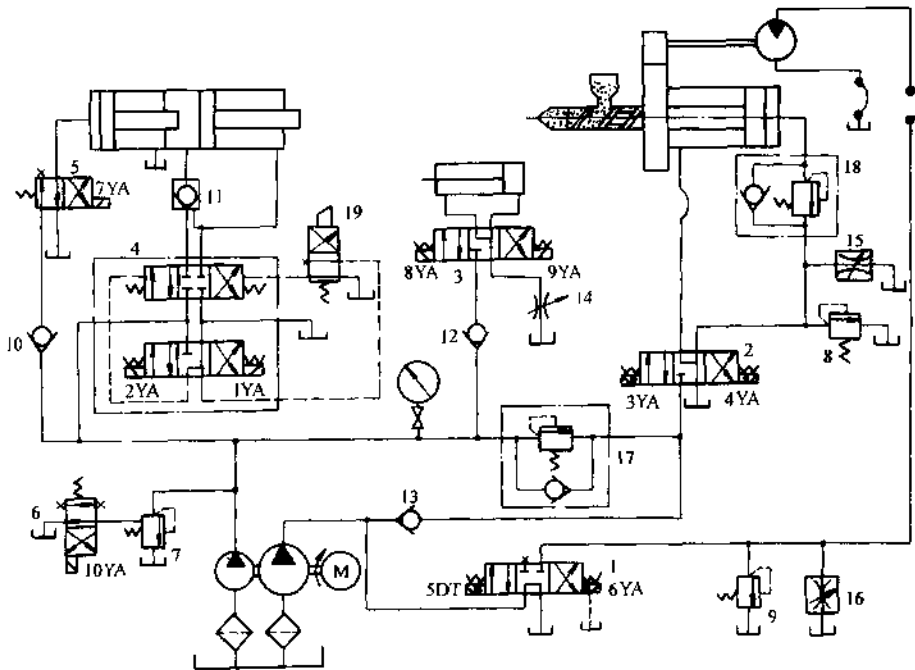


图 2.7-2 250 克塑料注射机液压系统原理图

注: 各元件名称见表 2.7-5。

2.7.5 液压元件的选择

2.7.5.1 液压泵的选择

(1) 液压泵工作压力的确定

$$p_p \geq p_1 + \Sigma \Delta p$$

p_1 是液压执行元件的最高工作压力, 对于本系统, 最高压力是增压缸锁模时的入口压力,

$$p_1 = 6.4 \text{ MPa}$$

$\Sigma \Delta p$ 是泵到执行元件间总的管路损失。由系统图可见, 从泵到增压缸之间串接有一个单向阀和一个换向阀, 取 $\Sigma \Delta p = 0.5 \text{ MPa}$ 。

液压泵工作压力为

$$p_p = (6.4 + 0.5) \text{ MPa} = 6.9 \text{ MPa}$$

(2) 液压泵流量的确定

$$Q_p \geq K (\Sigma Q_{\max})$$

由工况图看出, 系统最大流量发生在快速合模工况, $\Sigma Q_{\max} = 3 \text{ L/s}$ 。取泄漏系数 K 为 1.2, 求得液压泵流量:

$$Q_p = 3.6 \text{ L/s} (216 \text{ L/min})$$

选用 YYB-BC171/48B 型双联叶片泵, 当压力为 7MPa 时, 大泵流量为 157.3L/min, 小泵流量为 44.1L/min。

2.7.5.2 电动机功率的确定

注射机在整个动作循环中, 系统的压力和流量都是变化的, 所需功率变化较大, 为满足整个工作循环的需要, 按较大功率段来确定电动机功率。

从工况图看出, 快速注射工况系统的压力和流量均较大。此时, 大小泵同时参加工作, 小泵排油除保证锁模压力外, 还通过顺序阀将压力油供给注射缸, 大小泵出油汇合推动注射缸前进。

前面的计算已知, 小泵供油压力为 $p_{p1} = 6.9 \text{ MPa}$, 考虑大泵到注射缸之间的管路损失, 大泵供油压力应为 $p_{p2} = (5.9 + 0.5) \text{ MPa} = 6.4 \text{ MPa}$, 取泵的总效率 $\eta_p = 0.8$, 泵的总驱动功率为

$$\begin{aligned} P &= \frac{p_{p1} Q_1 + p_{p2} Q_2}{\eta_p} \\ &= \frac{6.9 \times 10^6 \times 44.1 + 6.4 \times 10^6 \times 157.3}{10^3 \times 0.8 \times 60 \times 10^3} \text{ kW} \\ &= 27.313 \text{ kW} \end{aligned}$$

考虑到注射时间较短, 不过 3s, 而电动机一般允许短时间超载 25%, 这样电动机功率还可降低一些。

$$P = 27.313 \times \frac{100}{125} \text{ kW} = 21.85 \text{ kW}$$

验算其他工况时, 液压泵的驱动功率均小于或近于此值。查产品样本, 选用 22kW 的电动机。

2.7.5.3 液压阀的选择

选择液压阀主要根据阀的工作压力和通过阀的流量。本系统工作压力在 7MPa 左右, 所以液压阀都选用中、高压阀。所选阀的规格型号见表 2.7-5。

表 2.7-5 250 克塑料注射机液压阀名细表

序号	名称	实际流量 / (L/s)	选用规格
1	三位四通电液换向阀	2.62	34DYM-B32H-T
2	三位四通电液换向阀	3.36	34DYY-B32H-T
3	三位四通电磁换向阀	0.50	34DY-B10H-T
4	三位四通电液换向阀	3.36	34DYO-B32H-T
5	二位四通电磁换向阀	<0.74	24DYO-E20H-T
6	二位四通电磁换向阀	<0.50	24DO-B10H-T
7	溢流阀	0.74	YF-E20C
8	溢流阀	2.62	YF-E20C
9	溢流阀	2.62	YF-E20C
10	单向阀	0.74	DF-E20K
11	液控单向阀	3.36	AY-Ha32B
12	单向阀	0.50	DF-B10K
13	单向阀	2.62	DF-B32K
14	节流阀	0.65	LF-B10C
15	调速阀	<0.70	QF-B10C
16	调速阀	<1.70	QF-E20C
17	单向顺序阀	0.74	XDIF-E20F
18	单向顺序阀	2.70	XDIF-E32F
19	行程滑阀	<0.50	24C-10B

2.7.5.4 液压马达的选择

在 7.3.3 节已求得液压马达的排量为 0.8L/r, 正常工作时, 输出转矩 769N·m, 系统工作压力为 7MPa。

选 SZM0.9 双斜盘轴向柱塞式液压马达。其理论排量 0.873L/r, 额定压力 20MPa, 额定转速为 8~100r/min, 最高转矩 3057N·m, 机械效率大于

式中 K_1 ——油箱散热系数, 查表 2-12, K_1 取 $16\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$;

ΔT ——油温与环境温度之差, 取 $\Delta T = 35^\circ\text{C}$;

$$P_{\text{散}} = 16 \times 5.9 \times 35\text{kW} \\ = 3.3\text{kW} < P_{\text{热}} = 12.3\text{kW}$$

由此可见, 油箱的散热远远满足不了系统散热的要求, 管路散热是极小的, 需要另设冷却器。

(3) 冷却器所需冷却面积的计算

冷却面积为:

$$A = \frac{P_{\text{热}} - P_{\text{散}}}{K\Delta t_m}$$

式中 K ——传热系数, 用管式冷却器时, 取 $K = 116\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$;

Δt_m ——平均温升, $\Delta t_m = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}$;

取油进入冷却器的温度 $T_1 = 60^\circ\text{C}$, 油流出冷却器的温度 $T_2 = 50^\circ\text{C}$, 冷却水入口温度 $t_1 = 25^\circ\text{C}$, 冷却水出口温度 $t_2 = 30^\circ\text{C}$ 。则:

$$\Delta t_m = \left(\frac{60 + 50}{2} - \frac{25 + 30}{2} \right)^\circ\text{C} = 27.5^\circ\text{C}$$

所需冷却器的散热面积为:

$$A = \frac{(12.3 - 3) \times 10^3}{116 \times 27.5} \text{m}^2 = 2.8\text{m}^2$$

考虑到冷却器长期使用时, 设备腐蚀和油垢, 水垢对传热的影响, 冷却面积应比计算值大 30%, 实际选用冷却器散热面积为:

$$A = 1.3 \times 2.8\text{m}^2 = 3.6\text{m}^2$$

第3章 液压系统基本功能回路

液压系统基本功能回路（简称基本回路）是组成各种液压系统的基本单元。

如何确定基本回路并对它们进行分类，目前还没有统一标准，作者认为以下几条原则可以考虑：

1) 基本回路应当是最基本的，不能由其他基本回路组成。

2) 只能由通用液压元件组成基本回路，不能包括专用的特殊元件。

3) 应当按回路的作用来分类，而以达到该作用所采取的办法来分目。

目前有些基本回路实质上可以由其他基本回路组成。如果把这种组合后的回路也列为基本回路，一方面将使基本回路的数目增多，另一方面也混淆了基本回路与一般应用回路的界限。因此有必要规定基本回路的第1条原则，即相互独立，是最基本的回路单元，不能由其他基本回路组成。尽可能减少基本回路的数目。

其次是基本回路必须有通用性，适应面应当广泛，不能把有些设备中的专用液压件定为基本回路，例如把机床专用操纵箱的回路定为方向控制的基本回路就显得太专门了，而且该操纵箱回路也可以分解为调速回路和换向回路等基本回路，违背了第1条原则。当然不排除各行业为了使用方便可以积累本行业常用的一些典型回路，而这些典型回路可以由几个基本回路组成。但是不能把这种典型回路规定为基本回路，基本回路应当比典型回路通用性更大。

第三点是涉及如何分类的问题，分类的根本出发点应当是按回路的作用来分。因为研究基本回路的目的是为了利用它来组成液压系统，因此按基本回路的作用来分类最有利于应用。

液压传动的根本目的就是用液压介质来传递能量，而液压介质的能量是由其所具有的压力及流量来表现的。而所有基本回路的作用就是控制液压介质的压力和流量（流量包括大小和方向），因此液压基本回路的作用就是三个方面：控制压力、控制流量的大小、控制流动的方向。所以基本回路可以按照这三方面的作用而分成三大类：压力控制回

路、流量（或速度）控制回路、方向控制回路。而目前的一些资料除了这三大类以外，还另设有液马达回路、多缸配合回路等作为单独类别，有的甚至把顺序回路、蓄能器回路等也作为单独类别而提出。实际上这些回路都可由前述三类回路所包括或由三类回路所组成。

下面就根据上述的三条原则来分别讨论压力控制、流量（或速度）控制及方向控制的基本回路。

3.1 压力控制回路

液压系统中压力控制的作用主要是以下4方面：

限压：限制系统的最高压力或最低压力。

变压：改变系统中局部回路的压力。

卸压：使回路压力卸为零压（即油箱压力）。

稳压：维持系统的压力稳定。

因此，压力控制回路可以相应地分成限压回路、变压回路、卸压回路和稳压回路。

3.1.1 限压回路

限压回路按其作用又可分为限制最高压力和限制最低压力两种。

3.1.1.1 限制高压回路

限制最高压力的回路就是一般所谓的调压回路。所用的基本办法就是用溢流阀调定系统的压力，如图3.1-1所示。这种回路只能限定（调定）系统的最高压力，而当系统压力低于该调定压力时，回路对系统压力就失去控制作用了。图中点划线所框出的回路代表限制高压回路，但为了更便于了解整个系统的功能，把液压泵也画在图中，但泵不属于限制高压回路。以下各部分也同此原则，只有点划线所框出的部分才代表所讨论的该种基本回路，其他都是为了便于了解整个系统的功能而加入的。

限制高压回路又可分为单级限压和多级限压。

(1) 单级限压回路

单级限压回路只设定一种系统压力。单级限压

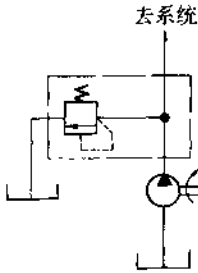


图 3.1-1 调压回路（限制高压回路）

回路在限压方式上,也可以分为溢流阀直接限压和通过远程调压阀限压两种。分别如图 3.1-1 及图 3.1-2 所示。图 3.1-1 中系统最高压力由溢流阀直接限定,而图 3.1-2 中主溢流阀 1 的工作压力是由远程调压阀 2 所调定。

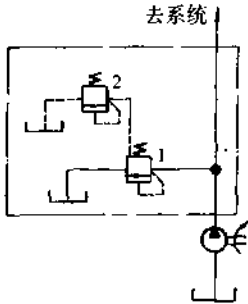


图 3.1-2 单级远程调压阀限压回路

(2) 多级限压回路

多级限压回路的方式很多,主要有以下 4 种:

1) 通过换向阀换接不同设定压力的溢流阀

用这种办法可以改变不同的系统压力,压力等级数与溢流阀数量相同。如图 3.1-3 所示。溢流阀 1 及 2 分别设定不同的压力,换向阀 3 则换接不同的压力。

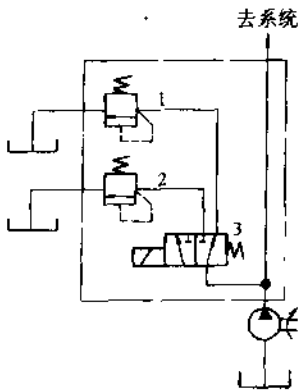


图 3.1-3 多级溢流阀直接限压回路

2) 通过换向阀换接远程调压阀来控制主溢流阀的压力 能变换的压力级数与远程调压阀的数量相同。如图 3.1-4 所示。阀 4 是主溢流阀,阀 3 可变换不同的远调压阀 1, 2 以改变系统的压力。

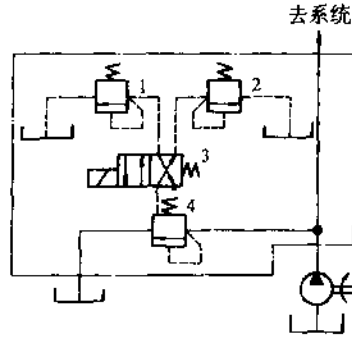


图 3.1-4 多级远程调压阀限压回路

3) 通过凸轮改变溢流阀弹簧的压紧力以改变溢流阀的设定压力 如图 3.1-5 所示。这种调压方式可实现无级调压。

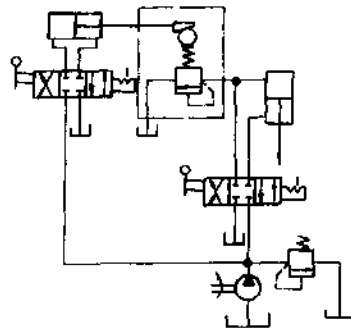


图 3.1-5 凸轮改变溢流阀弹簧压力的调压回路

4) 比例溢流阀限压 这一回路将在 3.5 节中叙述。也可实现无级调压。

3.1.1.2 限制低压回路（平衡回路）

它是通过平衡阀来限制液压缸动作的最低压力,如图 3.1-6 所示。溢流阀 1 限制系统的最高压力,而平衡阀 3 的作用是限制液压缸 4 下降时有杆腔的最低压力,只有有杆腔压力大于平衡阀设定压力时液压缸才下降。

3.1.2 变压回路

用于使系统局部压力改变为与油源压力不同的回路。变压回路可分成增压回路和减压回路两种。

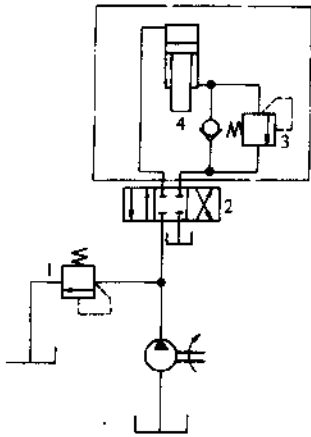


图 3.1-6 限制低压回路（平衡回路）

3.1.2.1 增压回路

按工作方式不同增压回路又可分为间歇式和连续式两种。

(1) 间歇式增压回路

图 3.1-7 是间歇式增压回路，增压液压缸 1 的活塞大端与油源 p_0 接通时，活塞右移，活塞小端的压力 p 就增大 A_1/A_2 倍，增压后的压力 p 通到高压系统去推动负载。在换向阀换向后活塞左移，高位油箱的油液补入活塞小端。此时单向阀 4 关闭，保证高压系统的油不回流。因此只有活塞右移时才对高压系统供油，所以是间歇供油方式。单向阀 3 是防止高压油流入油箱。

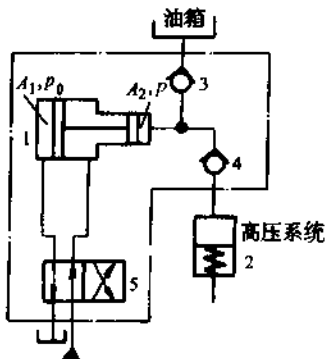


图 3.1-7 间歇式增压回路

(2) 连续式增压回路

图 3.1-8 是连续式增压回路。增压缸 1 的活塞两端分别伸入两端的高压腔。高压腔与增压缸主腔

之间有密封隔离。换向阀切换时活塞在油源压力作用下左右往复运动，从而推动高压油进入高压系统。活塞左行时，左高压腔油经单向阀 2 去高压系统，而右高压腔经单向阀 4 补油，活塞右行时右高压腔压力油经单向阀 5 去高压系统，而左高压腔经单向阀 3 补油。所以对高压系统来说是连续供油的。

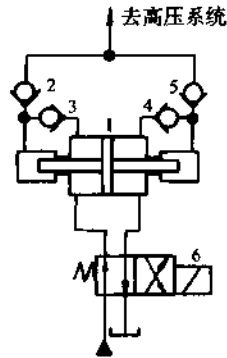


图 3.1-8 连续式增压回路

3.1.2.2 减压回路

用减压阀使局部系统的压力小于油源压力。可分为手动减压阀减压（如图 3.1-9 所示）和比例减压阀减压见 3.5.10 节两种。

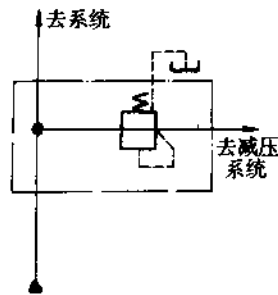


图 3.1-9 手动减压回路

这两种系统都可做到无级变压。

3.1.3 卸压回路

卸压回路是在负载不作功或做功很小的情况下使全部或部分油源压力降为零压（油箱压力）的回路，也称为卸荷回路。主要有两种办法可以卸荷：一种是用换向阀直接使系统压力接零，另一种是用换向阀接溢流阀遥控口使溢流阀全开，从而使液压

A, A腔中的油只能从节流小孔中挤出, 迫使A腔压力升高使活塞减速实现缓冲。

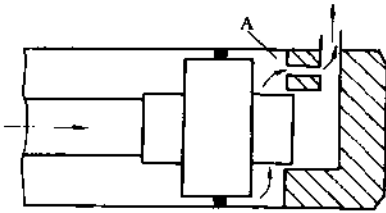


图 3.1-14 液压缸末端减速

(2) 延长主阀芯换向时间以减小冲击

多用于先导式换向阀上, 如图 3.1-15。换向时先导阀 1 先动作, 例如先导阀 1 由左边得电改为右边得电, 则主阀芯 2 向左移。但由于节流阀 4 的作用使移动速度较慢, 从而使主阀芯的阀口缓慢打开, 因此通过主阀的流量缓慢变化, 从而减小了换向冲击。当先导阀 1 由右边得电改为左边得电时, 则节流阀 3 起作用使主阀芯缓慢换向以减小冲击。

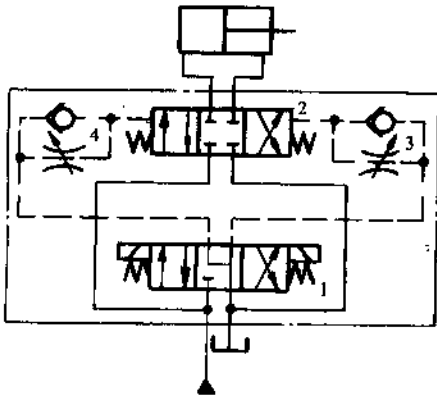


图 3.1-15 延长主阀芯换向时间以减小冲击

(3) 换向过程使油源卸压以减小换向冲击

如图 3.1-16 所示, 推动主阀芯的控制用油是由溢流阀遥控口引出的, 故主阀芯换向时, 溢流阀就卸荷, 系统压力降低, 主阀芯移动就缓慢, 同时由于系统压力降低及主阀芯移动缓慢, 这两个原因使换向冲击降低。当换向后溢流阀遥控口没有油液流出, 所以溢流阀又停止卸压, 系统恢复正常压力。

(4) 换向初期使液压缸卸压以减小冲击

这种回路在液压机上常用, 如图 3.1-17 所示。如加工结束后立即换向, 则由于负载反作用力可使上腔压力上升很高, 此时液控卸荷阀 2 被打开, 液

压泵通过液压缸下腔卸荷, 下腔压力很小, 而上腔压力油则通过单向节流阀 1 缓慢卸压, 换向阀虽已换向, 但液压缸不立即换向。当上腔压力卸掉后, 卸荷阀 2 关闭, 液压泵停止卸荷, 下腔压力恢复正常油源压力, 液压缸开始上升。

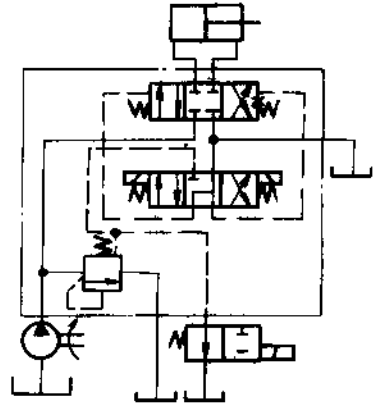


图 3.1-16 换向过程使油源卸压以减小冲击

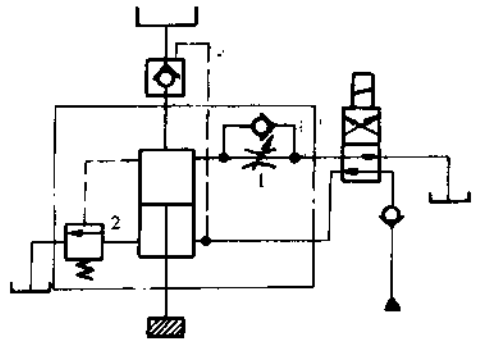


图 3.1-17 液压缸换向时卸压以减小冲击

上述四种回路都是设法减小流量(即速度)的突变以达到减小冲击的作用。

3.1.4.2 隔离压力波动的稳压回路

(1) 蓄能器吸收压力波动

用来吸收系统其他部分传来的压力波动或当液压泵卸压时补充系统泄漏以免引起压力降低(消除压力降低也可理解为吸收负压), 以保持系统压力稳定。其回路图如图 3.1-18 所示。

(2) 溢流阀吸收压力波动

在压力波动处设置溢流阀, 当压力超过溢流阀设定压力时, 溢流阀溢流以消除超调压力, 起到稳

3.2 速度控制回路（流量控制回路）

速度与流量是成正比的，被控制的对象虽然是流量，但反映出的效果则是执行机构的速度变化。因此一般常把流量控制称为速度控制。

速度控制回路主要就是两大类：

调速回路：控制一个液压缸（或液压马达）的速度变化。

同步回路：控制两个或两个以上液压缸（或液压马达）的速度同步。

3.2.1 调速回路

按作用分调速回路可分为单程调速、双程调速

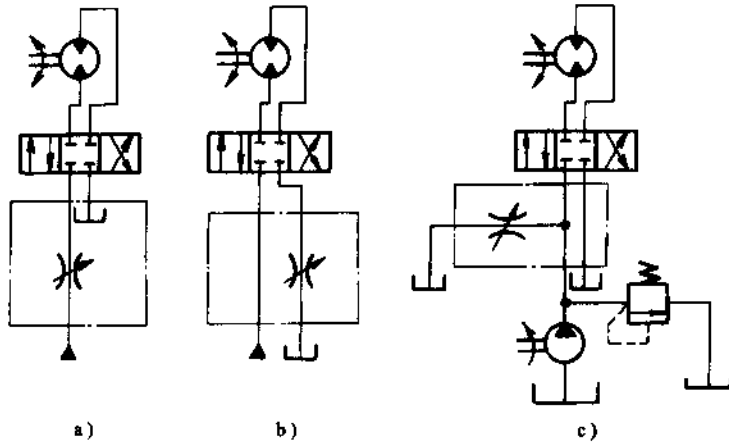


图 3.2-1 节流式双程调速回路

在双程调速回路中，节流阀是放在换向阀的前面的。

(2) 双程容积调速回路

用变量泵驱动液压缸或液压马达可视为容积式双程调速回路，改变泵的输出流量就能达到调速的目的。如图 3.2-2 所示。

3.2.1.2 单程调速回路

只要求前进这一个行程调速（在前进的过程中速度不变），而在回程时要求快速（不加速度控制），可用单程调速回路。

(1) 单程节流调速回路

与双程节流调速类似，可以分为进油节流、出油节流及旁路节流三种。这只要用单向节流阀或单向调速阀代替图 3.2-1 中的节流阀，并把单向节流

及多段调速三种，而按工作原理（即所用的办法）分则有节流调速及容积调速两种。

3.2.1.1 双程调速回路

正反向运动时速度都受到同样的调节作用，但在一个行程中速度不变。在调节方式上则分为节流调速及容积调速。

(1) 双程节流调速回路

节流调速又分为进油节流、出油节流及旁路节流三种。即在执行机构的进油路、出油路及旁路上加节流阀或调速阀以调节执行机构的运动速度，如图 3.2-1a, b, c 所示。这种双程调速回路多数用在调节液压马达的速度上。

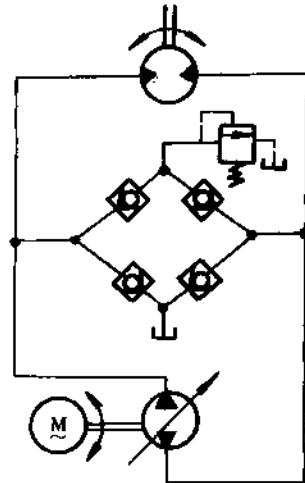


图 3.2-2 容积式双程调速回路

阀放在换向阀之后即可。旁路节流不需用单向节流阀，仍用普通节流阀即可。单程节流调速回路如图 3.2-3 所示。这种回路多数用于液压缸的回路中。

所有节流调速的节流阀或调速阀都可以用比例节流阀或比例调速阀来代替，以达到用电气控制无

级调节速度的目的。这部分内容将在 3.5.11 节中叙述。

(2) 单程容积调速回路

图 3.2-2 所示泵马达调速回路既可双程调速也可单程调速。

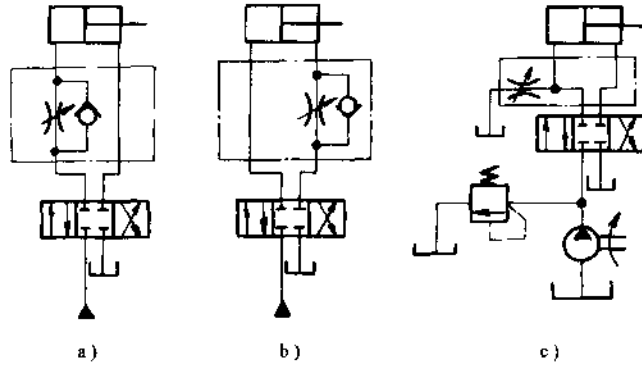


图 3.2-3 单程节流调速回路

差动液压缸回路是按容积调速的原理工作的，如图 3.2-4 所示。但它只能使一个行程（右行）增速，而且活塞杆与液压缸面积选定后，两个行程的速比一定，不能调节。其工作原理是使液压缸有杆腔的回油不回液压箱，而是回到液压缸无杆腔。因此液压缸的前进速度就加大。加大的部分与液压缸面积与活塞杆面积的比值有关。

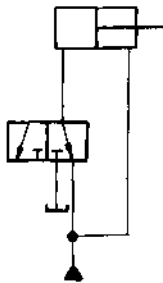


图 3.2-4 差动液压缸回路

3.2.1.3 多段调速回路

其特点是在一个行程中有快速与慢速，而在回程时一般不调速，快速退回。也可分为节流调速与容积调速两种。

(1) 多段节流调速

进油节流与出油节流所用的办法与单程调速类似，只是在单向节流阀处再并联一个二位二通换向阀。在二通阀接通时是快速，二通阀关闭时就是慢

速，如图 3.2-5 所示。至于二通阀的操纵则可以是电磁式的（如图 3.2-5a），也可以是机动式的（如图 3.2-5b）。

图 3.2-5a, b 的回路一个行程只有两种速度，如在图 3.2-5b 的基础上再加一组换向阀与单向节流阀，则一个行程可以改变三种速度，如图 3.2-5c 所示。

另一种接入节流阀以改变液压缸运动速度的办法是在液压缸行程末端有两个引出口，如图 3.2-6 所示，当活塞左行把口 2 关闭时，油通过口 1 经节流阀 5 流回油箱，从而使液压缸减速。同样，当右行而关闭出油口 3 时，节流阀 6 起作用而使液压缸减速。

在液压马达的制动回路中，常用顺序阀或溢流阀来代替节流阀起阻尼作用，如图 3.2-7 中换向阀处于位置③的情况。①正常运转，②惯性制动减速，③顺序阀阻尼制动减速，换向阀在不同位置时马达速度不同，所以也属于多段调速回路。

(2) 多段容积调速

容积式多段调速回路有以下三种：

1) 大小泵回路 快速时大小泵同时供油，慢速时小泵单独供油，大泵卸荷。卸荷方式可以是电磁控制（如图 3.2-8a）或压力控制（图 3.2-8b）。

2) 蓄能器加速回路 快速时泵与蓄能器同时向执行机构供油，慢速时泵单独供油，蓄能器充油。如图 3.2-9 所示。

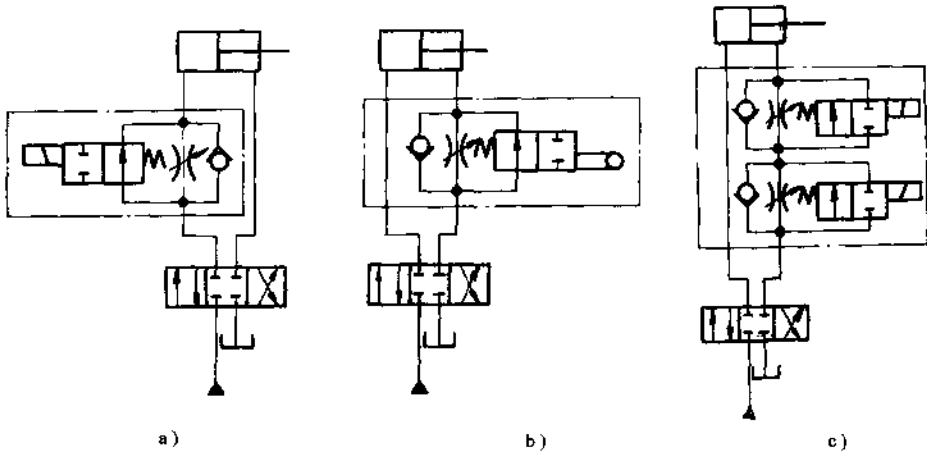


图 3.2-5 多段节流调速

a) 进油节流两段调速 b) 出油节流两段调速 c) 三段调速

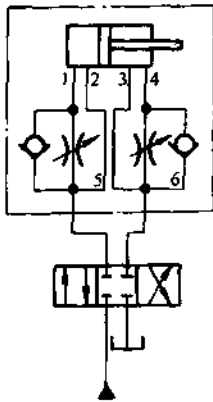


图 3.2-6 液压缸行程末端引出口节流调速

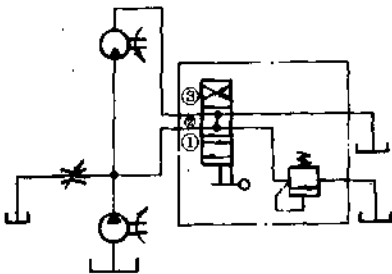


图 3.2-7 液压马达驱动回路

3) 辅助液压缸回路 上述 1)、2) 两种回路是液压缸面积不变, 改变油源的来油流量从而改变液压缸的运动速度。反之, 如果油源的来油流量不变, 而改变液压缸的作用面积也可以改变液压缸的运动速度。图 3.2-10 所示的辅助液压缸回路就是

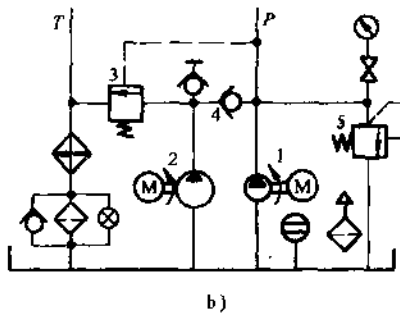
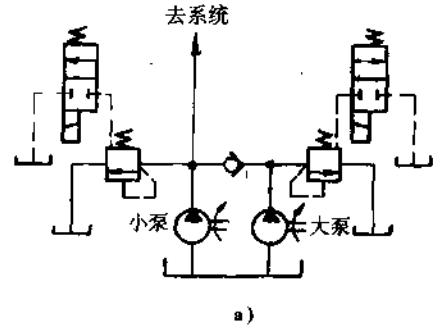


图 3.2-8 大小泵回路

利用这一原理构成的回路。在快速行程时液压泵只给面积较小的辅助液压缸 1、2 供油, 主液压缸经单向阀 3 由上部油箱补油。压头接触工件后, 系统压力升高使顺序阀打开, 则油泵也同时向主液压缸供油, 速度就降低了。

把图 3.2-10 中的两个辅助液压缸合成一个小液压缸放在主缸活塞的中心, 也可起到与图 3.2-10 的系统同样的作用, 如图 3.2-11。其工作原理与图 3.2-10 完全相同。

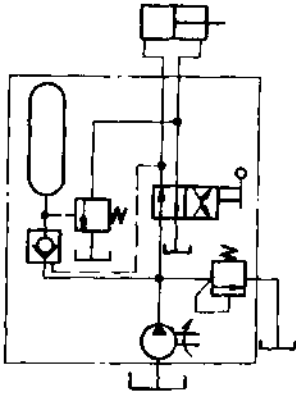


图 3.2-9 蓄能器加速回路

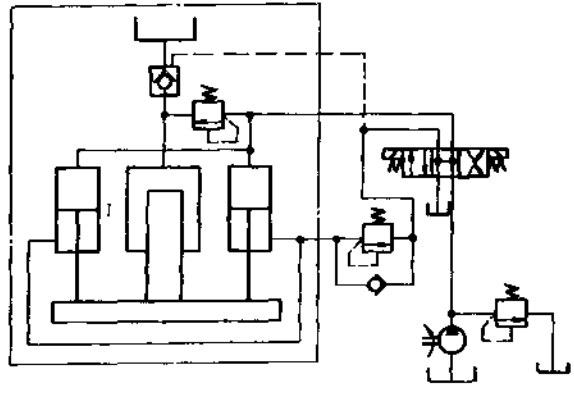


图 3.2-10 辅助液压缸调速回路

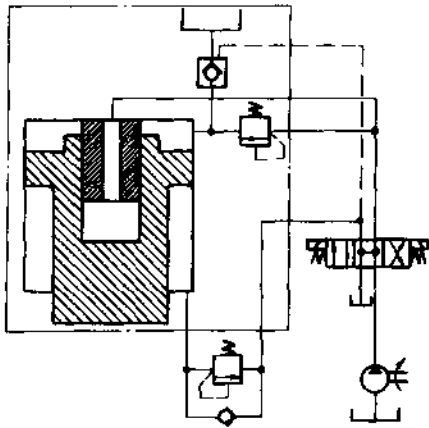


图 3.2-11 同心液压缸调速回路

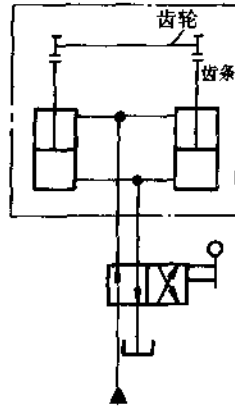


图 3.2-12 机械同步

2) 出油节流同步回路 如图 3.2-13b 所示。

3.2.2 同步回路

3.2.2.1 机械同步

液压缸刚性连接或用齿轮齿条连接，如图 3.2-12 所示。

3.2.2.2 节流调速同步

利用节流调速的办法使流入两个液压缸的流量相等。这又可分为单程节流及双程节流两种。单程节流仅仅是一个行程有节流调速作用，双程节流则两个行程都有调速作用。

(1) 单程节流同步回路

1) 进油节流同步回路 图 3.2-13a 为进油节流同步回路。分别调节左右两路的节流阀或调速阀，使两个液压缸在同一行程时速度相等。

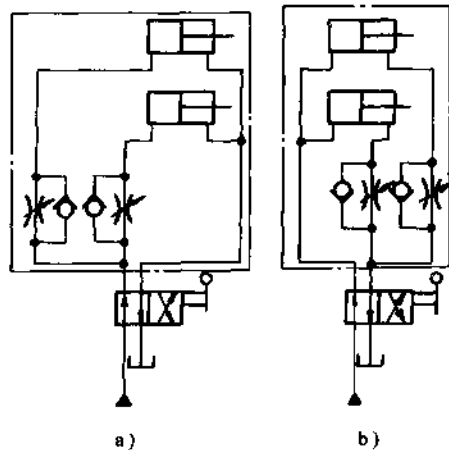


图 3.2-13 单程节流同步回路

a) 进油节流同步 b) 出油节流同步

3) 分流阀节流同步回路 单程节流同步也可用分流阀(也称同步阀)来实现。分流阀也是以节流的原理工作的,不过能根据两个液压缸负载不同而自动调节节流口的大小,使两液压缸的流量相同以实现同步,故同步精度比单纯的节流同步高。如图 3.2-14 所示。

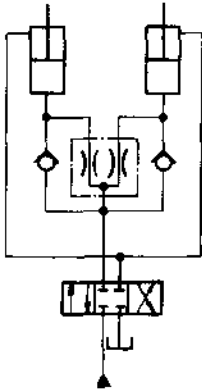


图 3.2-14 分流阀同步回路

(2) 双程节流同步回路

1) 进油节流双程同步回路 如图 3.2-15 所示。

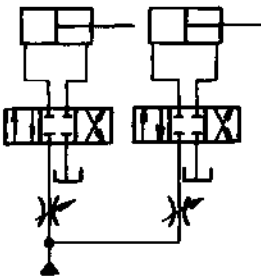


图 3.2-15 进油节流双程同步回路

2) 出油节流双程同步回路 如图 3.2-16 所示。

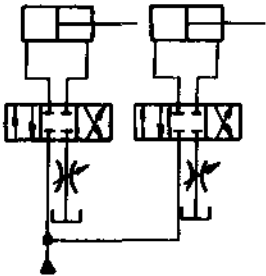


图 3.2-16 出油节流双程同步回路

能起到正反向都同步的要求。并保证正反向时调速阀的流入流出口不变(调速阀的出入口是不能反向的)。

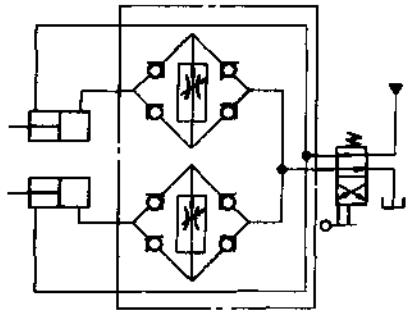


图 3.2-17 桥式节流阀同步回路

4) 分流阀同步回路 如图 3.2-18 所示。由于分流阀的自动调节功能可以保证两液压缸在正反向运动时都保持同步。

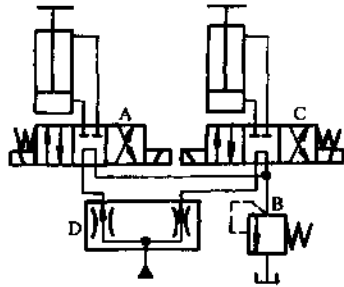


图 3.2-18 分流阀同步回路

3.2.2.3 容积调速同步回路

采用容积调速的办法达到同步目的的回路,主要有以下 4 种:

(1) 串联液压缸同步回路

如图 3.2-19 所示。面积相同的两个双出杆液

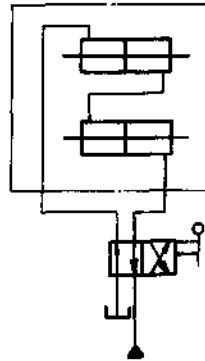


图 3.2-19 串联液压缸同步回路

压缸串联就可达到同步的目的。但内外泄漏将会引起积累误差。

(2) 串联液压缸加补油的同步回路

如图 3.2-20 所示，在活塞上加正反向两单向阀，在运动快的活塞到达端部后，顶针顶开单向阀使走得慢的液压缸的回油能通过打开的单向阀回油箱，每一循环得到一次补油，消除积累误差。

图 3.2-21 也是串联液压缸加补油的同步回路，

但其补油方式不同于图 3.2-20 的方式。工作原理如下：当两个液压缸都下行时左缸活塞先到底，行程开关 1 就动作，使换向阀 4 换向，从而使液控单向阀 3 打开，则右缸的油将通过阀 3 回油箱，直到右缸活塞也到底。如右缸活塞先到底，则行程开关 2 动作使换向阀 5 切换，从而使油源的油通过单向阀 3 向左缸上腔供油，直至左缸活塞也到底为止。每一循环消除一次误差，不会产生积累误差。

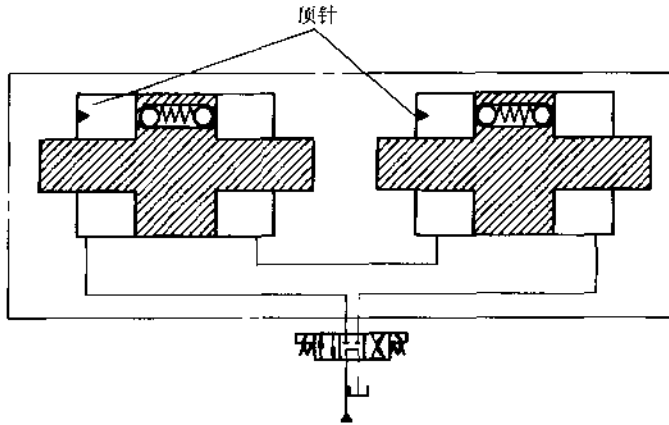


图 3.2-20 串联液压缸用单向阀补油回路

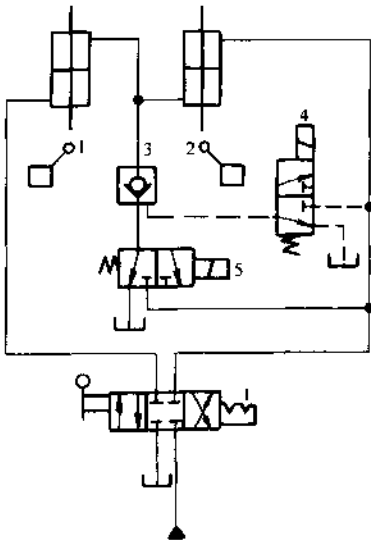


图 3.2-21 串联液压缸用行程开关加换向阀补油同步回路

(3) 用刚性连接同步液压缸供油的同步回路如图 3.2-22 所示。

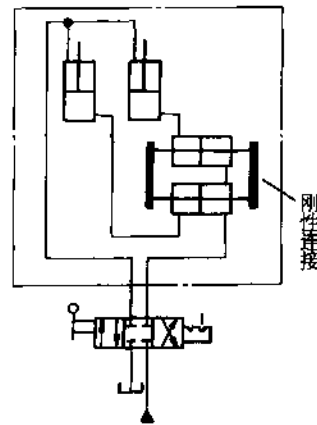


图 3.2-22 用刚性连接液压缸供油的同步回路

(4) 用刚性连接同步液压马达供油的同步回路

如图 3.2-23 所示。只要把图 3.2-22 中的刚性连接同步液压缸用刚性连接的同步液压马达代替，就成图 3.2-23 了。图 3.2-22 及图 3.2-23 这两种同步回路都可能由于泄漏等因素而产生积累误差。

3.3 方向控制回路

方向控制回路从作用来分主要分成两大类：

换向回路：改变油液流动方向的回路。

锁紧回路：使液压缸或液压马达停住不动的回路。

3.3.1 换向回路

3.3.1.1 单缸换向回路

用换向阀或双向变量泵改变液压缸或液压马达的运动方向，前述速度控制回路几乎都与方向控制

回路联用。如图 3.2-1~图 3.2-4 等。

3.3.1.2 多缸顺序换向回路

多个液压缸分别单独控制的换向回路可视为单缸换向回路的组合，但多个液压缸之间有一定的动作顺序的换向回路（即一般所谓的顺序回路）则有其特殊性，须单独分类。按控制方式不同，又可分成以下 5 种。

(1) 手动控制

液压缸由手动换向阀操纵，由人工控制各液压缸的动作顺序。如图 3.3-1 所示。

(2) 电磁控制

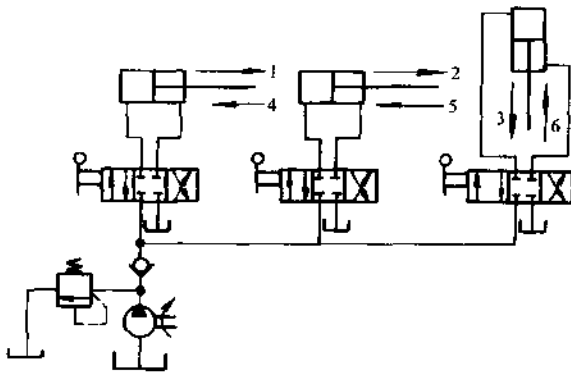


图 3.3-1 手动控制顺序回路

用电磁换向阀加行程开关控制液压缸的顺序动作，如图 3.3-2 所示。其动作顺序如下：第一步是电磁阀 9 得电，使左缸活塞右移，当碰到行程开关 6 后，发出电信号使电磁阀 10 得电换向，从而使右缸活塞右移，碰到行程开关 8 后使电磁阀 9 断电复位，左缸活塞缩回，当碰到行程开关 5 后，使电磁阀 10 断电复位，右缸活塞缩回，一个循环结束，

当右缸活塞碰到行程开关 7 后，又使电磁阀 9 得电，第二个循环开始。

(3) 机动控制

由凸轮操纵换向阀控制液压缸动作顺序，如图 3.3-3 所示。严格说图 3.3-3 是手动操作与机动操作混合的回路。动作顺序如下：手动操作换向阀 5 使左缸活塞右移，活塞杆上凸轮压往行程换向阀 6

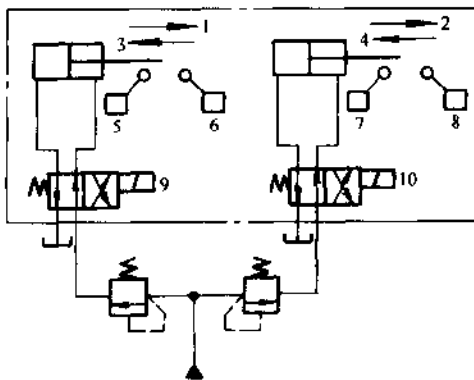


图 3.3-2 电磁控制顺序回路

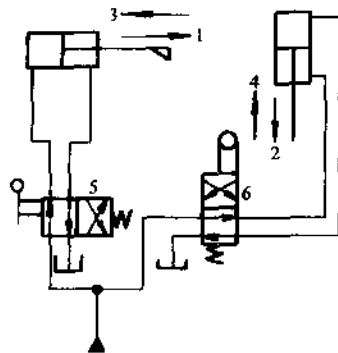


图 3.3-3 机动控制顺序回路

后，右缸上腔进油，活塞下移到底后又手动操作换向阀5换向，使左缸右腔进油，活塞左移，当凸轮离开行程换向阀后，换向阀复位，右缸活塞上移，完成一个循环。

(4) 压力控制

用单向顺序阀来确定动作顺序，如图 3.3-4 所示。动作顺序如下：操纵手动换向阀7右缸活塞右移，顺序阀5的调定压力低于油源压力而高于右缸负载压力，故右缸动作时单向顺序阀5关闭，左缸不动作，当右缸活塞走到行程末端时，右缸左腔压力上升为油源压力，从而使顺序阀5打开，左缸活塞就右移。当移到右端时，用手动使换向阀7换向，使左缸活塞左移，而顺序阀6的调定压力高于左缸负载压力而低于油源压力，所以左缸移动时顺序阀6关闭。当左缸活塞走到左端时，油压升高到油源压力，从而打开顺序阀6使右缸右端进油，活塞左移，完成一个循环。

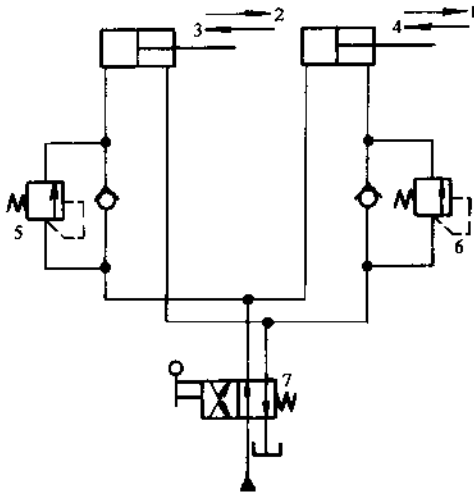


图 3.3-4 压力控制顺序回路

(5) 液压缸出口控制多缸顺序回路

利用液压缸上的出口决定液压缸的动作顺序，如图 3.3-5 所示。动作顺序如下：第一步是油源由右油缸右端入口8进油，活塞左移到油口6打开，则左缸上腔进油，活塞下移，此时右缸活塞继续左移到左端及左缸活塞降到底后，电磁阀9换向，使右缸左腔从油口7进油，右缸活塞右移，等到5口打开时，油进入左缸下腔，活塞上行，当左右两缸活塞都到行程末端时，一个循环结束，再使电磁阀9换向就开始第二个循环。

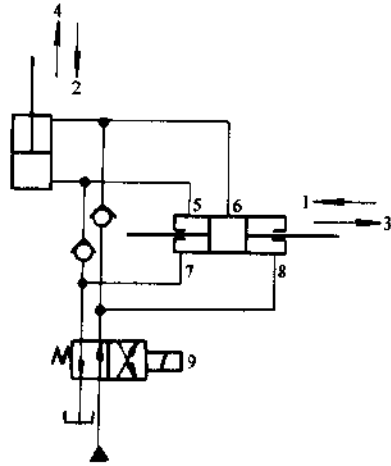


图 3.3-5 液压缸出口控制多缸顺序回路

3.3.1.3 自动换向桥式回路

由四个单向阀组成的桥式回路可以根据两端油压的高低自动换接流动方向。如图 3.2-17 中由于用了桥式回路，因此不管液压缸正向还是反向运动，都能保证流过调速阀的液流方向不变（调速阀不能反向流动）。这种桥式回路更常用于液压马达的补油及制动回路中，如图 3.3-6。不管液压马达正转还是反转，低压泵2的补油总是流入液压马达回路的低压侧，而高压侧的压力超过安全阀设定压力时，总能保证通过安全阀3溢出。这些都是桥式

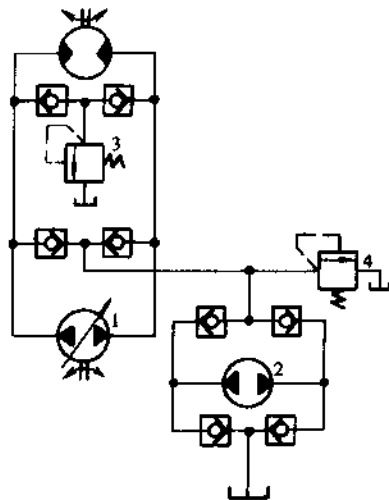


图 3.3-6 桥式回路用于液压马达补油回路

回路的自动换向作用。主泵 1 换向则液压马达换向。低压泵 2 补油后多余的流量由溢流阀 4 溢流。

3.3.2 锁紧回路

按其作用方式，锁紧回路可以分为 3 种。

3.3.2.1 换向阀中位锁紧

利用 O 型及 M 型等换向阀中位机能使液压缸锁紧，此时液压泵可以卸荷。图 3.1-15 中换向阀处于中位时，就能使液压缸位置锁紧。

3.3.2.2 单向阀锁紧

由于单向阀的密封性能好，所以把单向阀放在换向阀之后，液压缸之前，就可提高锁紧的精度。又为了保证回油腔的油液能通过单向阀，须用液控单向阀。如图 3.3-7 所示。

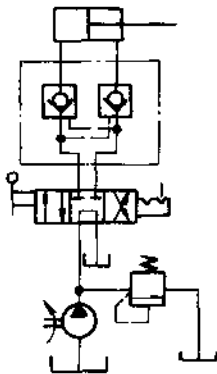


图 3.3-7 单向阀锁紧回路

3.3.3 方向控制回路分类总表

表 3.3-1 列出了方向控制回路的分类总表。

表 3.3-1 方向控制回路分类总表

换向回路	单缸换向回路	} 手动控制 电磁控制 机动控制 压力控制 液压缸出口控制
	多缸换向回路	
	自动换向桥式回路	
锁紧回路	换向阀中位机能锁紧 单向阀锁紧	

3.4 插装阀液压系统回路

3.4.1 插装阀方向回路

3.4.1.1 插装阀普通单向回路

图 3.4-1 中插装阀 K 液阻桥路在 L_1 、 L_2 间形成单向回路。油液只能由 L_1 单向地流向 L_2 。插装阀 K 控制腔上的虚线为控制油路。 L_3 为系统中其他支路。

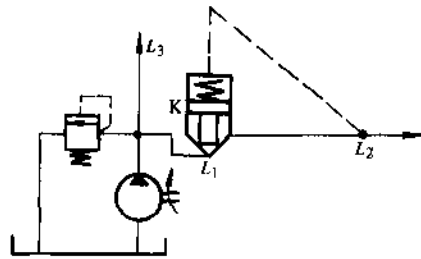


图 3.4-1 插装阀普通单向回路

3.4.1.2 插装阀液控单向回路

图 3.4-2 中插装阀 K 液阻桥路在 L_1 、 L_2 间形成液控单向回路。当液控两位三通换向阀 V 的控制油口 x 无油压输入时， L_1 、 L_2 间为单向回路，油液只能由 L_1 单向地流向 L_2 。当控制油口 x 有油压输入时， L_1 、 L_2 之间油液可双向流动，因而失去单向功能。

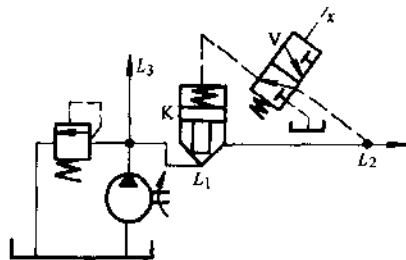


图 3.4-2 插装阀液控单向回路

3.4.1.3 插装阀电控单向回路

图 3.4-3 中插装阀 K 液阻桥路在 L_1 、 L_2 间形成电控单向回路。当两位三通电磁换向阀 V 得电时， L_1 、 L_2 间形成单向回路，油液只能单向地由 L_1 流向 L_2 。当换向阀 V 失电时， L_1 、 L_2 间油液可双向流动，因而失去单向功能。

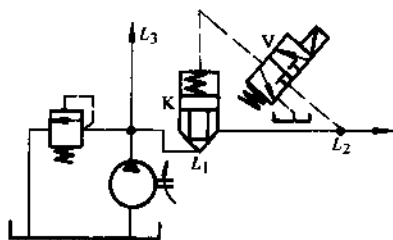


图 3.4-3 插装阀电控单向回路

3.4.1.4 插装阀电控可截止单向回路

图 3.4-4 中插装阀 K 液阻桥路在 L_1 、 L_2 间形成电控可截止单向回路。当两位三通电磁换向阀 V 失电路，梭阀 S 球阀心左移， L_1 、 L_2 间形成单向回路，油液只能单向地由 L_1 流向 L_2 。当电磁换向阀 V 得电，梭阀球阀心右移，插装阀 K 关闭， L_1 、 L_2 之间截止。

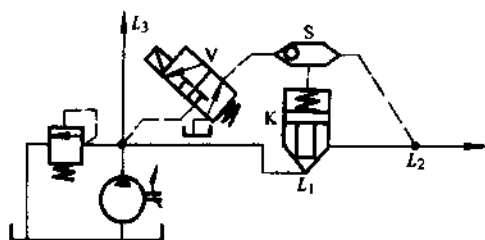


图 3.4-4 插装阀电控可截止单向回路

3.4.1.5 插装阀两位两通换向回路

图 3.4-5 中插装阀 K 的开、闭是由先导电磁换向阀 V 控制。当先导电磁换向阀 V 失电时，插装阀 K 关闭。当先导电磁换向阀 V 得电时，插装阀 K 开启，油液由 L_1 流向 L_2 。

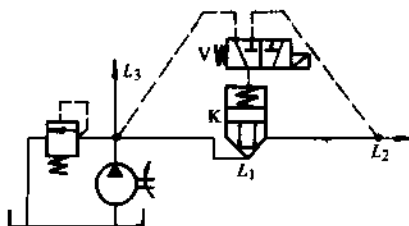


图 3.4-5 插装阀两位两通换向回路

3.4.1.6 插装阀两位两通延时换向回路

图 3.4-6 中先导电磁换向阀 V 得电后插装阀 K 开启，油液由 L_1 流向 L_2 ，当先导电磁换向阀 V 失电后插装阀 K 关闭。由于在控制油路中液阻

R_1 、 R_2 的作用而使插装阀延时开启和关闭，从而减少油路开、关时的冲击。

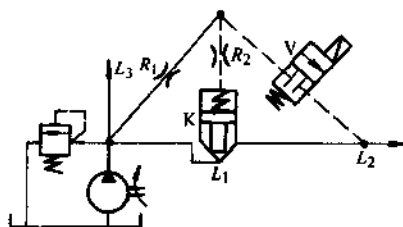


图 3.4-6 插装阀两位两通延时换向回路

3.4.1.7 插装阀两位三通换向回路

图 3.4-7 中弹簧复位液压缸 Z 往复运动的主油路由插装阀 K_1 、 K_2 控制。当先导电磁换向阀 V 失电后插装阀 K_1 关闭，插装阀 K_2 开启，液压缸上腔排油，活塞在复位弹簧作用下向上行。当先导电磁换向阀 V 得电后插装阀 K_1 开启，插装阀 K_2 关闭，液压缸上腔充油，活塞下行。

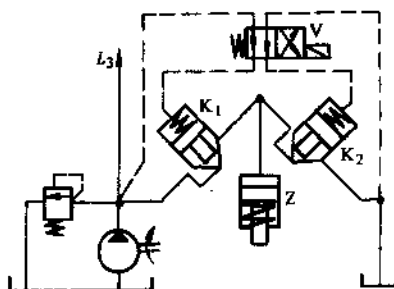


图 3.4-7 插装阀两位三通换向回路

3.4.1.8 插装阀两位四通换向回路

图 3.4-8 中往复运动活塞液压缸 Z 运动的主油路由四个插装阀 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 所组成的液阻桥路进行控制的。当先导两位四通电磁换向阀 V

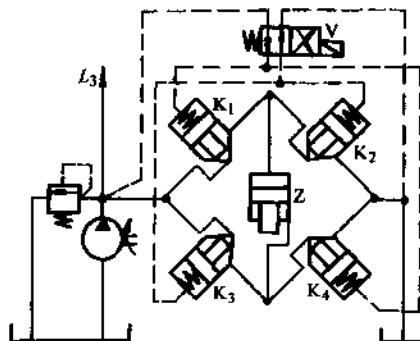


图 3.4-8 插装阀两位四通换向回路

3.4.2 插装阀流量回路

3.4.2.1 插装阀节流回路

图 3.4-11 中插装阀 K 在 L_1 、 L_2 间形成节流回路。插装阀处于常开状态。此类插装阀带有节流锥，调节限位螺栓 C 就可调节插装阀的开启量，从而调节回路的节流量。

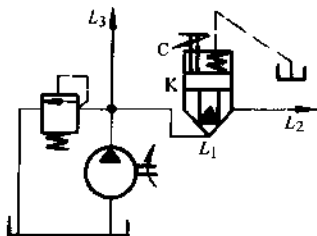


图 3.4-11 插装阀节流回路

3.4.2.2 插装阀单向节流回路

图 3.4-12 中插装阀 K 在 L_1 、 L_2 之间形成单向流动的节流回路。液流只能单向地从 L_1 流向 L_2 ，螺栓 C 调节节流量。

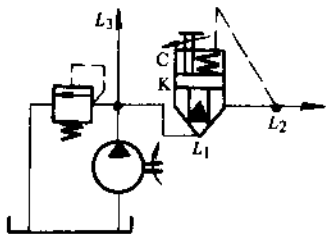


图 3.4-12 插装阀单向节流回路

3.4.2.3 插装阀调速回路

图 3.4-13 中插装阀 K_1 和 K_2 在 L_1 、 L_2 之间形成调速回路。 K_1 为常开式插装阀， K_2 为插装节流阀。两者形成的组合液阻桥路可使液流在 L_1 与 L_2 之间保持恒流特性。恒流量的大小可由插装节流阀上的调节螺栓 C 调定。节流阀开度愈小，恒流值也愈小。事实上，插装阀 K_2 起着液阻型流量传感器的作用，插装阀 K_1 起着压力调节器的作用，两者组合形成一个恒流单元。

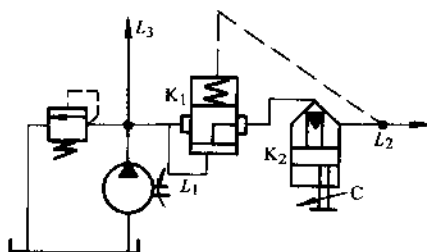


图 3.4-13 插装阀调速回路

3.4.3 插装阀压力回路

3.4.3.1 插装阀溢流压力回路

图 3.4-14 中插装阀 K 液阻桥路在 L_1 、 L_2 间形成溢流压力回路。在液阻桥路中，R 为先导液阻，为插装阀 K 主阀心的开启度连续变化提供条件。先导溢流阀 D_p 调定后可保持油源压力不变。溢流阀 D_p 调定为系统最高压力时，回路起安全阀作用。

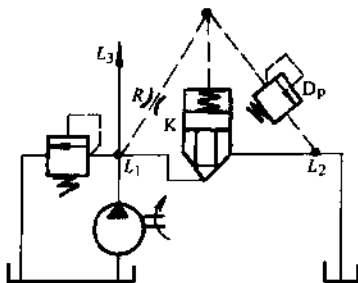


图 3.4-14 插装阀溢流压力回路

3.4.3.2 插装阀电磁卸荷溢流压力回路

图 3.4-15 中插装阀 K 液阻桥路在 L_1 、 L_2 间

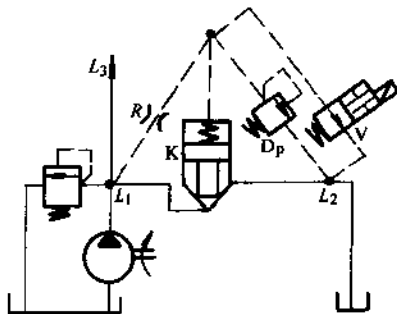


图 3.4-15 插装阀电磁卸荷溢流压力回路

形成电磁卸荷溢流压力回路。它与溢流压力回路的区别在于：在一个液阻桥臂上与先导阀 D_p 并联一个两位两通电磁换向阀 V 。当换向阀 V 得电后进入溢流工作状态；换向阀失电后溢流回路进入卸荷工作状态。

3.4.3.3 插装阀电磁卸荷多级溢流压力回路

图 3.4-16 中插装阀 K 液阻桥路在 L_1 、 L_2 间形成电磁卸荷多级溢流压力回路。在一个液阻桥臂上，当三位四通电磁换向阀 V 的上、下两电磁铁都失电后，溢流回路为卸荷状态。当电磁换向阀 V 下电磁铁得电后，低压溢流阀 D_1 工作，溢流回路为低压溢流状态。当电磁换向阀 V 上电磁铁得电后，高压溢流阀 D_2 工作，溢流回路为高压溢流状态。

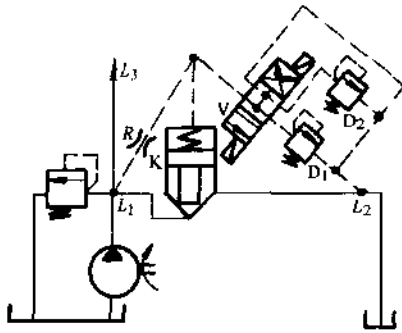


图 3.4-16 插装阀电磁卸荷多级溢流压力回路

3.4.3.4 插装阀顺序压力回路

图 3.4-17 中插装阀 K 的液阻桥路在 L_1 、 L_2 间形成顺序回路。插装阀 K 的 L_2 端连向液压系统的一个用油点，而不是接油箱。桥臂上的先导溢流阀 D_p 接油箱。因此， L_1 至 L_2 油路的开通是由先导溢流阀 D_p 调定的、高于油箱的压力值而决定的。

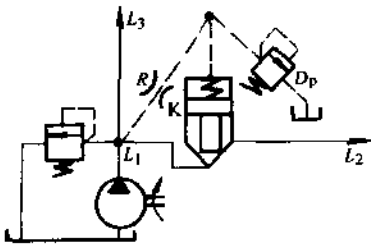


图 3.4-17 插装阀顺序压力回路

3.4.3.5 插装阀减压压力回路

图 3.4-18 中插装阀 K 液阻桥路在 L_1 、 L_2 形成减压回路。在此回路中插装阀 K 为常开式。 L_2 点的压力为减压后的压力，此压力由先导溢流阀 D_p 调定。先导液阻 R 为插装阀 K 阀心的连续变化提供条件。

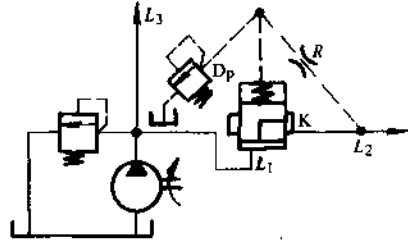


图 3.4-18 插装阀减压压力回路

3.4.4 插装阀电液比例回路

3.4.4.1 插装阀电液比例节流回路 A

图 3.4-19 中插装阀 K 的液阻桥路在 L_1 、 L_2 间形成节流回路 A 。插装阀 K 为节流锥式， V_i 为电流比例先导节流阀。比例电磁铁产生的推力 f 与其线圈内输入的电流 i 成正比，此力作用在平衡弹簧 S 上就使先导节流阀产生一个开度 Δ 。插装阀 K 与控制桥路上固定液阻 R_1 、 R_2 、 R_3 的合理配置，可使之产生一个相应的开度 δ ，在主油路产生一定的节流作用。可见，当控制电流 i 为零时，主油路截止，液阻无限大；随着电流 i 的增加，液阻减小。这样就可用小功率电量控制大通路插装阀的节流作用。

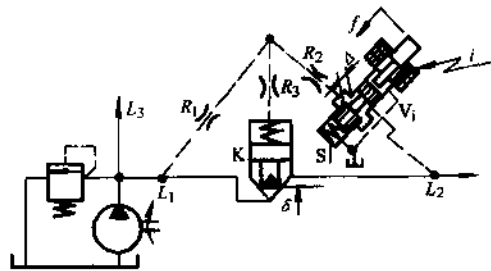


图 3.4-19 插装阀电液比例节流回路 A

在此回路中，插装阀 K 的开度 δ 对先导节流阀的开度 Δ 无直接的反馈作用，因此节流的稳定性稍差。

3.4.4.5 插装阀电液比例调速回路 C

图 3.4-23 中插装阀 K_1 、 K_2 两组液阻桥路在 L_1 、 L_2 之间形成调速回路。 K_1 在回路中起压差调节器的作用， K_2 是起流量传感器的作用。 K_2 的液阻桥路是一个向 L_2 流出的单向回路，通过 K_2 的流量是与阀口开度 e 成正比。当 K_2 上的先导阀 V_i 的比例电磁铁输入电流 i 后，先导阀出现开口， K_1 开启， K_2 阀心上升，对先导阀心进行位移负反馈，

使其稳定在开口为 Δ 值上。可见有一个给定电流值 i (就有一个稳定的 e ，也就有一个稳定的流量 Q 。给定电流 i) 愈大，稳定的流量值 Q 也就愈大。为了减少干扰引起的流量波动，在 K_2 桥路上设液阻 R_1 ，它跨设在先导阀心两端之间，因而起到了速度负反馈作用，提高了系统的稳定性。

此回路的结构原理如图 3.4-24 所示。 K_1 为压力调速器， K_2 为流量传感器。通过液阻桥路的概念进行表述，对该系统的工作原理将更为清楚。

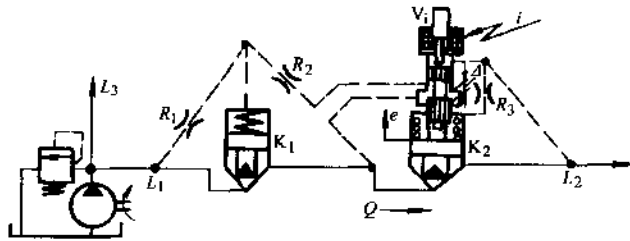


图 3.4-23 插装阀电液比例调速回路 C

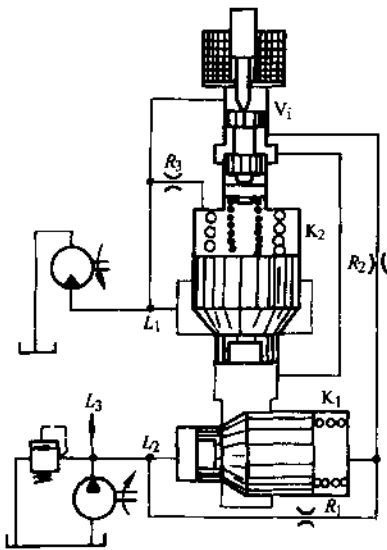


图 3.4-24 插装阀电液比例调速回路 C 的结构原理

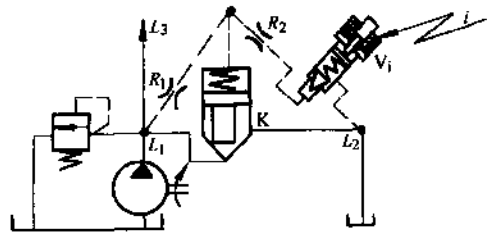


图 3.4-25 插装阀电液比例溢流回路 A

3.4.4.7 插装阀电液比例溢流回路 B

图 3.4-26 中插装阀 K 液阻桥路在 L_1 、 L_2 间形成溢流回路 B。此回路的特点之一是油源压力不经过液阻直接作用在小柱塞 u 上，从而提高了开关特性，特点之二是液阻 R_2 提高了回路的动态特性。

3.4.4.6 插装阀电液比例溢流回路 A

图 3.4-25 中插装阀 K 液阻桥路在 L_1 、 L_2 间形成溢流回路 A。 V_i 为电液比例先导溢流阀，其锥面的压紧力与输入电流 i 成正比。因此，电流 i 的给定值愈高，回路的溢流压力也愈高。

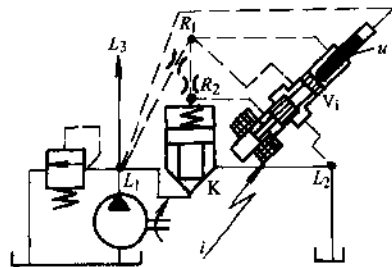


图 3.4-26 插装阀电液比例溢流回路 B

3.4.4.8 插装阀电液比例减压回路

图 3.4-27 中插装阀 K 液阻桥路在 L_1 、 L_2 间形成减压回路。K 为常开式插装阀，V 为电液比例先导溢流阀。减压阀的二次压力由输入电流 i 给定，给定电流愈大，输出的二次压力也愈高。

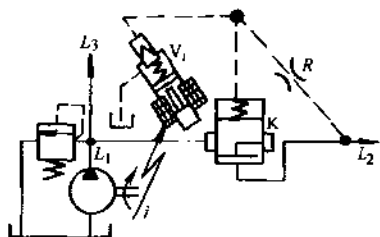


图 3.4-27 插装阀电液比例减压回路

3.4.4.9 插装阀电液比例方向调速回路

图 3.4-28 中回路中 4 个液阻桥臂 (F-A, B-E, F-B, A-E) 及其上的阀所组成的复合液阻桥路，可控制液压缸 Z 的运动方向和速度。当向 F-B 桥臂上的比例电磁铁输入电流 i (此电流定为 $+i$) 后，桥臂 F-B 和桥臂 A-E 导通，液压缸 Z 的活塞向 $+x$ 方向运动。其速度大小由输入电流 i 给定，此时，桥臂 F-A 和 B-E 截止。如果向桥臂 F-A 上比例电磁铁输入电流 i (此电流定为 $-i$)，则只有桥臂 F-A 和 B-E 导通，活塞向 $-x$ 方向运动，运动速度大小由 $-i$ 给定。两个比例电磁铁的给定电流 $+i$ 与 $-i$ 不能同时出现。由图可见，桥臂 F-A 和 F-B 上分别由插装阀比例调速回路组成。桥臂 A-E 和 B-E 分别由两通插装阀 K_2 、 K_4 组成，它们由两位三通换向阀 V 控制。阀 V 由 T_1 、 T_2 两点的压差控制。

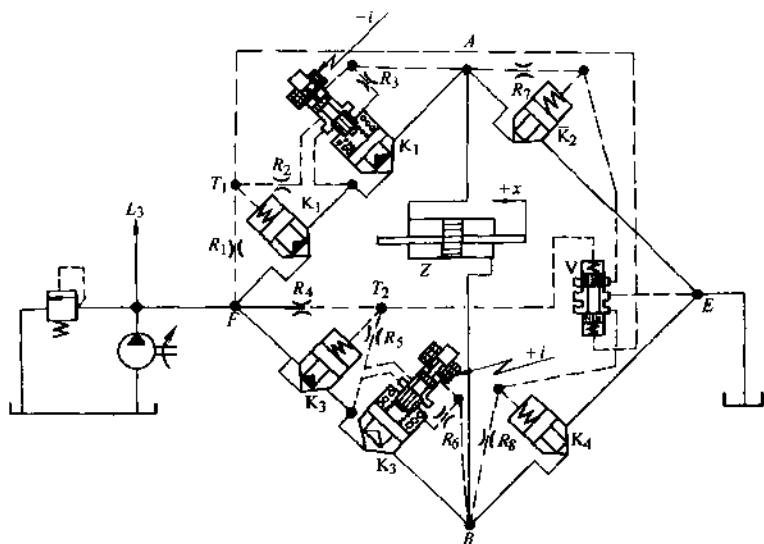


图 3.4-28 插装阀电液比例方向调速回路

3.5 伺服阀、比例阀液压回路

3.5.1 电液伺服阀位置控制回路

图 3.5-1 中液压缸 C 的运动方向和速度是由输入电液伺服阀 SV 的电流 $\pm i$ 方向和大小所确定。当输入位置指令电压信号 u_i 后，它与位置传感器 F 的位置反馈电压信号 u_f 相比较，其偏差量经伺服放大器 AP 处理后产生电流 $\pm i$ 。这样就形成了

电液伺服位置控制回路，液压缸的活塞位置与指令信号 u_i 一一对应。溢流阀为该回路提供了恒压油源。 L_2 为另外支路。

3.5.2 电液伺服阀速度控制回路

图 3.5-2 中当速度指令信号 u_i 输入后，它与速度传感器 F 的速度反馈信号 u_f 相比较，其偏差量经伺服放大器 AP 处理后产生电流 $\pm i$ ，输给伺服阀 SV，控制液压马达 C 的旋转方向和旋转速度。

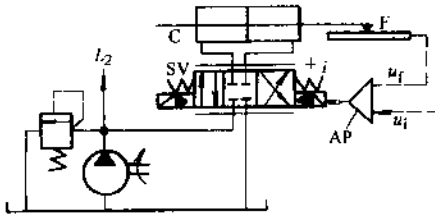


图 3.5-1 电液伺服阀位置控制回路

这样就形成了电液伺服速度控制回路。液压马达 C 的速度与指令信号 u_i 一一对应。此回路所用的传感器为速度传感器而非位置传感器，伺服放大器所处理的是实际转速与给定转速的偏差量，而非实际位置与给定位置的偏差量。

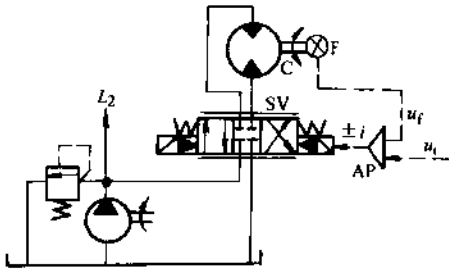


图 3.5-2 电液伺服阀速度控制回路

3.5.3 电液伺服阀压力控制回路

图 3.5-3 中当压力指令信号 u_i 输入后，它与压力传感器 F 的压力反馈信号 u_f 相比较，其偏差量（实际压力与给定压力的差值）经伺服放大器 AP 处理后产生电流 $\pm i$ ，输给伺服阀 SV，控制加载液压缸 C，这样就形成了电液伺服阀压力控制回路。加载缸的压力与指令信号 u_i 一一对应。

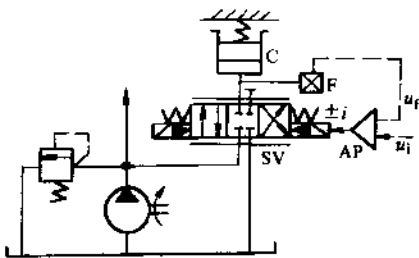


图 3.5-3 电液伺服阀压力控制回路

3.5.4 电液伺服阀两液压缸同步控制回路

图 3.5-4 中两液压缸 C_1 、 C_2 要求运动时的位置保持同步。 F_1 、 F_2 为两液压缸的位置传感器，

它们反映的两液压缸实际位置的信号 u_1 、 u_2 在伺服放大器中进行比较和放大。当两液压缸有位置偏差，即不同步时， u_1 与 u_2 的偏差经放大器处理后将偏差电流 $\pm i$ 输给电液伺服阀 SV，向位置落后的液压缸多供给，向位置超前的液压缸少供油以保持两液压缸同步。

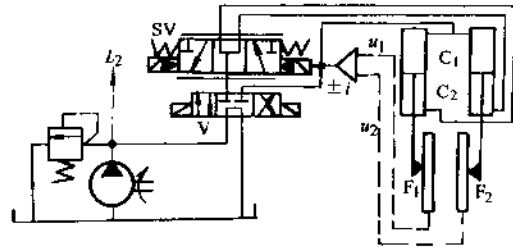


图 3.5-4 电液伺服阀两液压缸同步控制回路

3.5.5 其他物理参数的电液伺服阀控制回路

图 3.5-5 中液压缸 C 驱动控制物理参数的设备 D，F 为物理参数的传感器。当被控物理参数的反馈信号 u_f 与给定值 u_i 有偏差时，出现 $\pm i$ ，经电液伺服阀 SV，液压缸 C，控制设备 D，使其参数跟踪给定值。原则上只要有相应的物理参数传感器及控制物理参数的相关设备，任何物理参数都有用电液伺服阀控制的可能性。例如要求控制煤气干管中的流量，只要有煤气流量传感器，可用液压缸驱动的控制蝶阀，就可采用电液伺服阀回路，使煤气流量能随时跟踪给定值而变化。

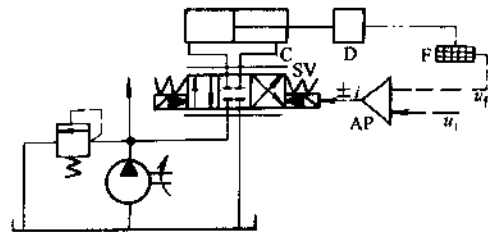


图 3.5-5 其他物理参数的电液伺服阀控制回路

3.5.6 机液伺服阀直线助力回路

图 3.5-6 中机液伺服阀 SV 固定在伺服液压缸 C 的缸体上，活塞杆固定，缸体带动负载 W 直线移动。当用小力使阀心作 d_1 正负方向移动时，缸

体带动负载同步移动 d_2 。由于阀套对阀心的直接负反馈，而负载是由液压力驱动，所以大负载 W 能跟踪阀心的输入位移 u_1 而移动，且驱动力进行了放大，可用很小的力驱动很大的负载。

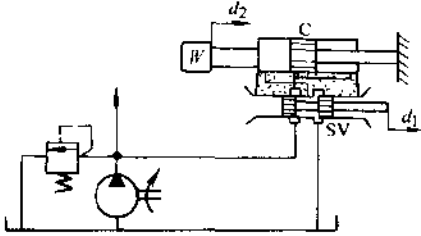


图 3.5-6 机液伺服阀直线助力回路

3.5.7 机液伺服阀力矩放大回路

图 3.5-7 中机液伺服阀 SV 与液压马达之间用螺杆付相接。当向机液伺服阀的阀心轴输入转角 φ_1 后，螺杆右移，阀口开启使液压马达旋转 φ_0 角，同时使螺母旋转，螺杆左移对阀口进行负反馈。因此，液压马达 M 的输出角 φ_0 与阀心轴输入角 φ_1 一一对应。液压马达是由液压油驱动的，而驱动阀心轴的力矩很小，所以该回路起到力矩放大的作用。

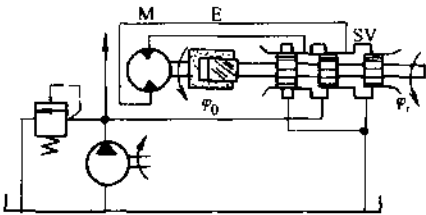


图 3.5-7 机液伺服阀力矩放大回路

3.5.8 机液伺服阀步进液压缸回路

图 3.5-8 中矩形螺纹杆 a 在液压缸活塞的管腔 b 中可自由旋转。在管腔壁有 c 、 d 两控制口。当

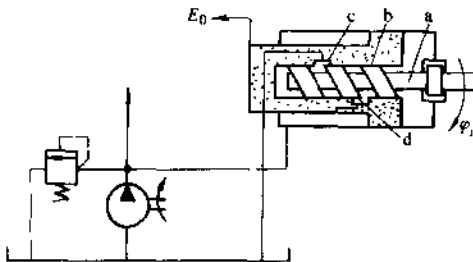


图 3.5-8 机液伺服阀步进液压缸回路

螺纹杆转 φ_1 角后， d 口开大 c 口关小，液压力推动活塞左移 E_0 ，使 c 、 d 两控制开口又回到原有状态。由于这种位置负反馈的作用，使 E_0 与 φ_1 一一对应。如果螺纹杆 φ_1 由步进电机输入，活塞杆的输出功率可放大很多倍。

3.5.9 电液比例阀溢流回路

图 3.5-9 中回路中 1 为主溢流阀，电液比例溢流阀 2 作先导溢流阀用。系统 L 的压力由输入至电液比例溢流阀比例电磁铁的电流 i 而定。压力随电流给定值的增加而升高。这种回路不仅可对系统进行远程调压，而且很容易改变系统的不同工作压力，克服了传统液压系统多元件的缺点。3 为系统的安全阀。

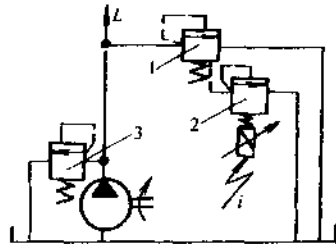


图 3.5-9 电液比例阀溢流回路

3.5.10 电液比例阀减压回路

图 3.5-10 中回路中 1 为主阀，2 为先导比例溢流阀，支路 L_1 减压后的压力由输入至先导比例溢流阀比例电磁铁的电流 i 而定。电流愈小减压后的压力愈低。溢流阀 3 调定支路 L_2 的压力。

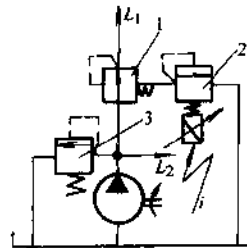


图 3.5-10 电液比例阀减压回路

3.5.11 电液比例阀调速回路

图 3.5-11 回路中 1 为换向阀，2 为电液比例调速阀，组成回油节流调速回路。输入至电液比例调速阀的比例电磁铁电流 i 的大小，决定了液压缸 3

的运动速度。电流 i 愈大，液压缸活塞的运动速度就愈高。

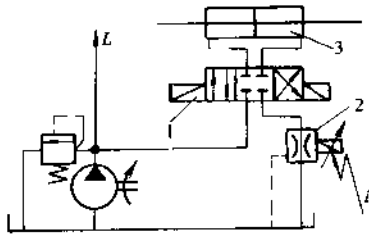


图 3.5-11 电液比例阀调速回路

3.5.12 电液比例阀换向位置控制回路

图 3.5-12 中电液比例方向阀 1 通过液压缸 2 驱动负载 W 作摆动。为了使负载按一定的角位移曲线作摆动，安装了角位置传感器 4，检测出的位置信号 u_f 与给定的位置信号 u_i ，在比例放大器 3

中进行比较、放大处理后输出电流 $\pm i$ 对电液比例方向阀进行控制，形成了具有位置负反馈的位置控制回路，使负载能跟踪设定的要求而摆动。由于比例阀的控制精度和响应较电液伺服阀低，所以该回路适用在控制精度和响应速度要求较低的情况。 L 为系统的其他支路。

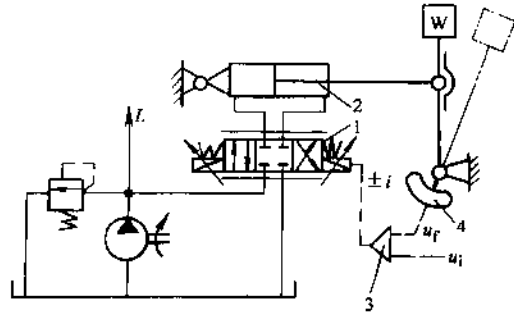


图 3.5-12 电液比例阀换向位置控制回路

第4章 液压系统应用图例

4.1 农业

4.1.1 农用拖拉机液压系统

农用拖拉机与牵引或悬挂式农机具配套可完成耕地、整地、播种、施肥、植保等多种作业。农用迪尔 4450 拖拉机，其外型如图 4.1-1 所示。

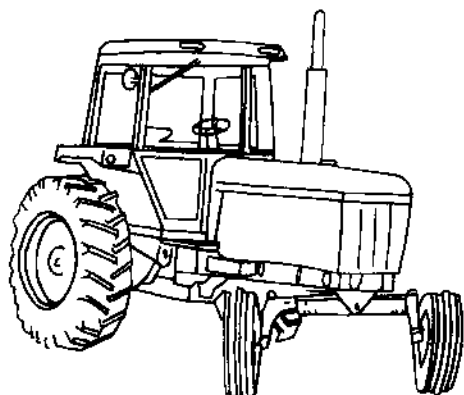


图 4.1-1 农用迪尔 4450 拖拉机

大马力拖拉机的液压操纵功能很多，包括操纵机具升降及耕地深度调节，拖拉机转向，以及操纵离合器、变速箱、差速器、制动器、动力输出轴、座位调整等。还可利用液压力来操纵和驱动其他各种农机具。由于功能增多，故液压功率较大。由于要求系统可以同时完成几种功能并且要方便省力，因而采用了压力补偿式闭路系统，见图 4.1-2。

该系统中采用一个压力补偿式径向柱塞泵，其工作原理根据系统工作压力的变化，控制柱塞的行程，以达到变量的目的。当系统中各方向阀处于中位时，系统压力升高，当泵达到行程控制阀调定的压力时，泵的排量减小到仅能满足系统泄露量，因而能量损失小，系统压力将保持恒定。当系统方向阀处于工作位置时，系统所需流量增大，引起系统压力降低，泵行程控制阀关闭，并打开回油阀，此时柱塞行程最大，排量最大。根据系统工作压力的变化，调节回油阀开口量，使泵腔内产生一定的压力变化，控制柱塞泵中柱塞的行程，改变液压泵的

排量，来满足各种工况的要求。只要增设优先阀和减压阀，还可任意增加动作。这样可根据季节的变化任意改装。该液压系统具有操作平稳，反映灵敏，总效率高，消耗功率低，发热较少，价格低。整个系统可分为高压、低压两个回路。

低压回路为开式回路。低压齿轮泵输出压力油的一部分润滑冷却转动部分的驱动轴和差速器驱动轴。大部分压力油通过过滤器 10 到达阀 8，控制动力换挡，到达阀 6 控制主离合器 25、26、27，到达手阀 7 控制动力输出轴离合器和制动器 28、29，然后经压力调节阀，冷却器 3，再经恒压式变量柱塞泵 1、补油箱 2、集成阀块 4（包括单向阀和过滤器），去润滑冷却低档齿轮、经换向阀 15 去动力换挡离合器和制动器、动力输出轴离合器和主离合器，然后回油箱。

低压系统的作用：

1) 向高压闭式回路补油，当高压闭式回路输出流量增加时，补充所增加的流量。另外避免由于回路中各元件的漏损而造成的柱塞泵的吸空，故向该泵的吸油管路中补油。

2) 向低压制动机构（主离合器，动力换挡，动力输出轴离合器和制动器）提供动力。

3) 系统中安全控制阀 9，可保护传动过滤器 10 不受损坏。在过滤器 10 堵塞或冷油启动时，可与控制阀 5 配合，确保拖拉机一些基本动作。其工作原理为，当低压齿轮泵 14 输出的压力油通过过滤器 10 的阻力达到 0.57MPa 时过滤器安全控制阀 9 移至最右端。此时由于通过过滤器 10 的流量很少，使压力控制阀前压力低于 0.86~1MPa，在弹簧作用下，控制阀被推至最上端，此时齿轮泵来油通过过滤器安全控制阀一路经过单向阀、控制阀 5 控制动力换挡 28 和 29、主离合器 25 和动力输出轴 27。另一路油经旁通过过滤器到恒压变量柱塞泵 1 吸油口。以满足转向和制动等动作需要。

4) 系统中冷却器旁通阀可随油温调节开度。油温高于 65°C 时，开度逐渐减小，使油液经过冷却器。油温低于 65°C 时，开度逐渐增大，使油液旁通。

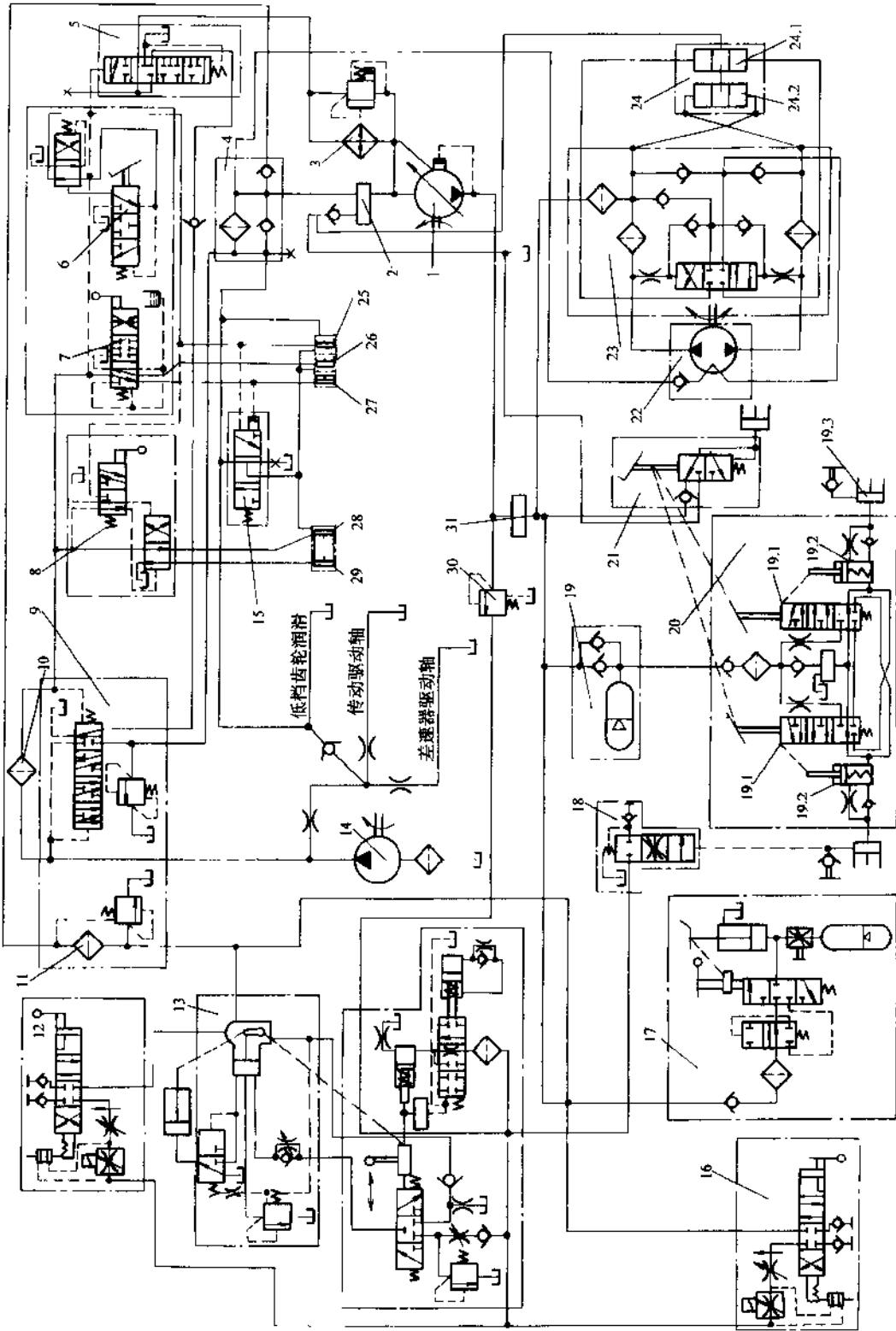


图 4.1-2 迪尔 4450 拖拉机液压系统

高压回路为闭式回路系统,恒压变量柱塞泵输出压力油的一部分经衰减器 31 后,到转向阀 23、转向泵 22,转向液压缸 24,控制动力转向,制动器 20 其中包含双联踏板滑阀 19.1、人力制动缸 19.2、制动缸 19.3、差速锁阀 21,控制差速锁、座位控制总成 17、拖车制动 18。衰减器的作用是减少噪声和保护软管。另一部分油经优先阀 30,至提升器回路 13 和液压输出回路 12, 16。优先阀 30 的作用是当恒压变量柱塞泵输出流量不足时,优先保证供应转向器,差速锁和制动器。图中件 11 压油过滤器、件 2 为封闭式油箱、件 3 冷却器、件 4 为集成阀块、件 15 液动滑阀、件 19 为蓄能装置、件 26 为中间离合器、件 31 为衰减器。

高压系统的作用:

1) 系统中主制动器可实现液压制动,动力来自恒压变量柱塞。踏下双联踏板后,滑阀 19.1 被推到最下端位置,压力油经单向阀至两个滑阀,并同时进入两个制动缸 19.3,实现液压制动。制动终了,两个滑阀回到中间位置,封闭进油路。松开踏板后,滑阀回到最上端位置。

当发动机熄火后,可实现蓄能器制动和人力制动。制动过程与液压制动相同。此时压力油来自蓄能器。蓄能器停止供油时,向上移动 19.2,油液从油箱经单向阀向缸 19.2 中补油,然后向下推动缸 19.2,将油液压入制动缸,实现人力制动。

制动回路可产生足够的制动力矩,可保证制动的平顺性,双边同时制动时力矩平衡,制动力矩随踏板行程变化而变化。

2) 动力转向系统属于液压外反馈双路全液压转向系统,它由转向泵 22,转向阀 23 和转向液压缸 24 组成。主油路与控制油路分开,转向液压缸组件 24 中包括转向液压缸 24.1,反馈液压缸 24.2 及齿轮和心轴等。反馈方式为液压外反馈。其系统工作原理如下:

中间位置:转向阀两端压力相等,处于中间位置,封闭主泵来油及转向液压缸油路,保证导向轮位置不变,使拖拉机直线行驶或以一定转角转向。

动力转向:方向盘转向时,带动转向泵转动,这样在转向阀两端造成压差,使转向阀移动。从主泵来的压力油经转向阀进入转向液压缸一腔,另一腔油则经转向阀、转向泵、单向阀回油箱。转向液压缸移动后可实现拖拉机的转向。转向液压缸移动

时,带动反馈液压缸转动,油液经转向阀返回转向泵入口。当停止转动时,控制回路高压侧的压力下降,而低压侧由于反馈液压缸运动使压力升高,因此使转向阀回到中间位置而停止转向。

人力转向:当发动机熄火或主泵发生故障而需人力转向时,方向盘带动转向泵转动,在转向阀两端造成压差,使转向阀移动,此时转向泵打出油液,经转向阀进入转向液压缸,此时与反馈液压缸一同运动,使两个液压缸另一腔的油液汇合一起进入转向泵入口,实现人力转向。

3) 座位控制可以根据需求进行调整,并与节流阀和蓄能器结合,可以根据人的体重调节减振效果。

4) 液压输出回路由一组锥阀组成,可以有提升、下降、浮动、中间四个位置。可以定位。当油流停止或负荷超过规定压力时,能自动跳回中间位置。具有可调的压力补偿流量阀,当外界负荷改变时,可以保持流量不变。还备有液压快换接头,它可在压力下连接和断开,当拉力超过一定值时,可自动脱开,起安全作用,它还有温度补偿功能,当温度升高而使压力增高时,可自动卸压。此回路还可通过快换接头连接农具或自卸拖车进行工作。

5) 差速锁是将拖拉机两驱动轮的两个半轴连成一体的装置。为防止拖拉机任一边驱动轮行驶在泥泞或冰雪路面上而严重打滑,用差速锁将驱动两轮的两个半轴或半轴齿轮连成一体,以便充分利用路面好的那一侧驱动轮的驱动作用,使拖拉机驶出打滑区段。该拖拉机差速锁的特点是锁定压力和踏板的位置有关,使之接合平顺。另外还可以进行差速锁定,锁定压力还可以低于主泵出口压力。

4.1.2 农业机具悬挂液压系统

液压悬挂系统往往有几种耕深调节方法供驾驶员选择。其中力调节、位置调节和高度调节是三种基本调节方法。近年来,国外拖拉机上还采用了转矩调节、压力调节和综合调节等新的农具耕深调节方法。新型的电液悬挂系统的采用可以得到精确、稳定的调节,可实现多调节参数的综合调节,具有布置方便,操纵省力等特点。迪尔 4450 拖拉机液压悬挂系统,它具有力调节、位置调节、高度调节及力、位置比例的综合调节功能。其系统原理见图 4.1-3。

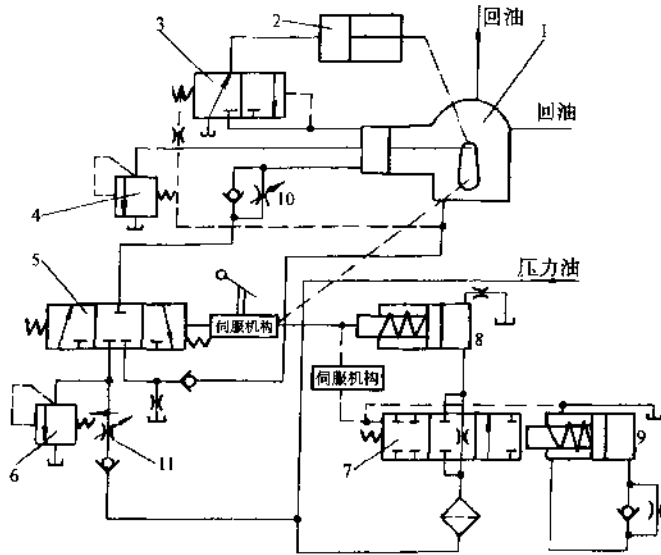


图 4.1-3 拖拉机液压悬挂系统

1—提升器 2—辅助液压缸 3—回油阀 4—压力冲击安全阀 5—主控制阀 6—热安全阀 7—液压负荷控制阀 8—液压助力缸 9—减震阻尼装置 10—下降速度调节阀 11—流量控制阀

1) 位置调节: 图示为提升器在中间位置, 将负荷选择旋钮放在“最小”位置, 提升器不受外界负荷的控制。操纵手柄移动主控制阀 5, 使之向右移动, 压力油进入提升器液压缸, 通过内提升臂、提升轴、悬挂杆件, 使农具提升。主控制阀向左移动, 则提升器液压缸中油液在悬挂农具重量作用下被压回油箱, 使农具下降。下降终了, 主控制阀回到中间位置, 此为位置调节, 既在田间耕作时, 拖拉机与农具的相对位置不变。这种调节主要用于要求保持一定高地高度的农具, 如播种机、割草机、割晒机、堆粪机等, 不宜用于耕地, 因为拖拉机在不平的土地上行走, 直接影响农具的耕作深度, 只有在十分平坦的土地上, 才能保持均匀的耕深, 但这种情况较少见。

2) 力调节: 该系统可实现力调节, 将负荷选择旋钮放在“最大”位置, 提升器受外界负荷的控制, 即根据拖拉机牵引力的变化, 通过液压助力-机械负荷传感装置, 操纵提升器液压缸的升降, 控制农具耕深不变。其原理为耕作时使农具的作用力通过悬挂机构的下拉杆传给牵引力传感轴, 使牵引力传感轴发生变形, 其变形位置通过一套杆件系统放大并操纵负荷控制阀 7 (液压助力伺服阀), 用液压助力缸 8 来操纵提升器的主控制阀 5, 实现

提升器液压缸的升降, 调节农具耕深。这种调节由于保持拖拉机牵引力近似不变, 达到稳定发动机负荷的目的, 因此消除了土壤条件变化时所需变速的要求, 以及当拖拉机越过高低不平的地形时, 农具耕深仍可保持一致。但在土壤坚实度差异很大, 或在及不平整的土块上, 耕深均匀度会受到影响。这种调节主要用于耕地、耙地、深耕等农具。

系统中所采用的负荷控制阀 7, 由于液压助力作用, 提高了传感系统的灵敏度, 为了减少负荷控制阀的振动, 提高其平顺性, 增设了一套减震阻尼装置 9。

3) 力、位置的比例综合调节和高度调节: 将负荷选择旋钮放在“最小”和“最大”之间的任何位置, 其对牵引负荷的响应程度也随之变化, 以实现力、位置不同的比例综合调节, 得到负荷和耕深调节的最佳配合。同时, 这种系统可依靠地轮进行地面仿形而实现高度调节。因为悬挂机构随地轮上下移动, 此时提升臂使提升轴旋转控制主控制阀移动。实现提升装置液压缸的升降, 保持农具耕深一致。

4) 该系统还装有流量控制阀 11, 下降速度调节阀 10 和辅助液压缸回油液控阀 3, 可实现提升器液压缸上升和下降的速度调节, 以及在无负荷

时,使辅助液压缸顺利回油,减少阻力。同时系统装有压力冲击安全阀4及热安全阀6,防止拖拉机悬挂农具在运输过程中的振所引起压力冲击的危险,当压力超过设定值时释放油压。热安全阀防止在封闭系统中因温度升高油液的膨胀所引起超压的危险,当压力超过设定值时释放油压。

4.1.3 联合收割机机身驱动液压系统

用于谷物联合收割机行走部分的液压传动系

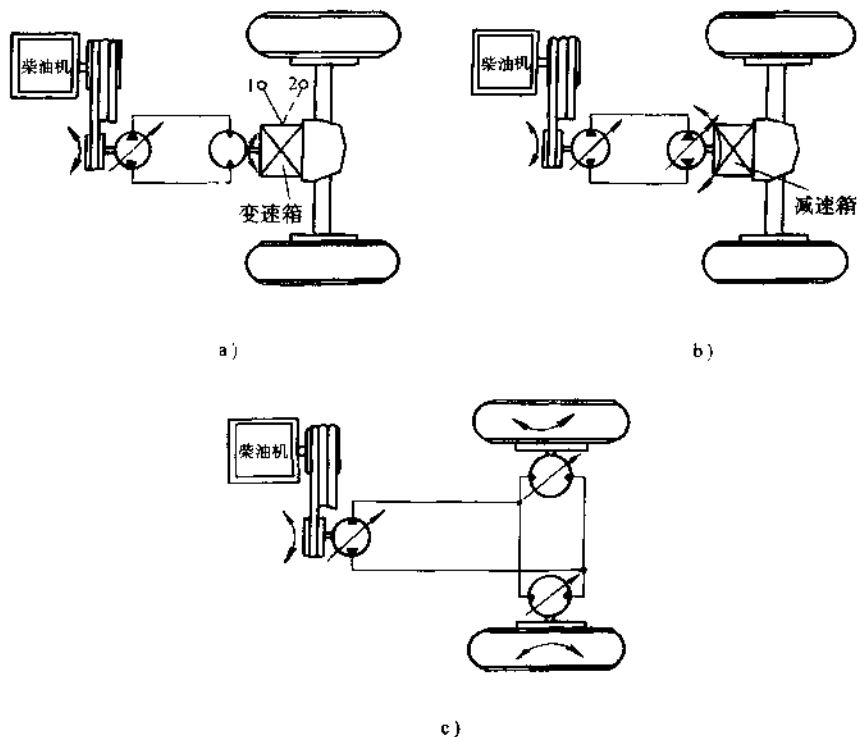


图 4.1-4 行走液压传动系统原理图

a)、b) 桥驱动型 c) 轮驱动型

JL1075 联合收割机采用桥驱动型液压传动系统,即高速方案。其系统原理见图 4.1-5。

该系统采用通轴式轴向柱塞变量泵 1 (排量为 69.8mL/r) 与定量马达 2 (排量为 89mL/r) 组成闭路回路。通轴泵上集成有齿轮泵 3 (排量为 12mL/r),单向阀 4、5,补油溢流阀 6 (压力为 $0.15\sim 0.18\text{MPa}$) 及手动伺服阀。定量马达上集成有高压溢流阀 11、12 (起压力为 3.5MPa),液动阀 9,低压溢流阀 10。此系统为恒扭矩调速系统,由 3 个回路组成,既限压回路、辅助回路、伺服控制回路。

统,可分为桥驱动型和轮驱动型两大类。其原理见图 4.1-4。

图 a、b 所示为桥驱动型,即由发动机驱动变量泵,经定量马达 (或变量马达),再经变速箱,驱动车轮。此种传动形式称为“高速方案”,即马达为高速马达,经减速后驱动车轮。图 c 所示为轮驱动型,即发动机驱动变量泵,经两个低速大扭矩马达直接驱动车轮,这种传动型式则称为“低速方案”。多应用于土豆、甜菜、花生等收割机械上。

限压回路:发动机经皮带轮驱动变量泵 1,压力油经高压管驱动马达,其回路的压力由高压溢流阀 11 或 12 限定。

辅助回路:补油泵 3 的压力油经单向阀 4 或 5 至主油路低压侧,再经液动阀 9,低压溢流阀 10,回油箱。补油泵在进行补油时将置换出主油路中一部分热油进行冷却。

伺服控制回路:补油泵 3 供压力油至手动伺服阀 8,然后进入柱塞泵的伺服液压缸内操纵斜盘摆动,控制变量泵的排量。

本系统特别适合液压驱动的行走车辆,由于泵

和马达上集成各种阀，使结构紧凑，系统管路少，便于布置。又由于是闭式回路，因而油箱体积较小。上述系统油箱容积仅为 15L。油箱全封闭可减少污染。变量泵调节方便，仅有一根操纵杆，即可实现前进、后退及无级变速。泵与马达组成的闭路系统，还可实现双向可逆传动，适合于车辆的使用要求。

联合收割机在泥泞的土壤上工作时，需采用四轮驱动以增加牵引力，改善车辆通过性能，系统中增加了两个马达驱动导向轮。变量泵 1 除供油给主驱动轮的马达 2 以外，同时通过电液换向阀 13，供油到后导向轮的马达 14 和 15。马达转速可以用限流阀 16、17、18、19 控制，防止打滑时车轮转速过高。控制流量为 79L/min。马达 14 和 15 为内

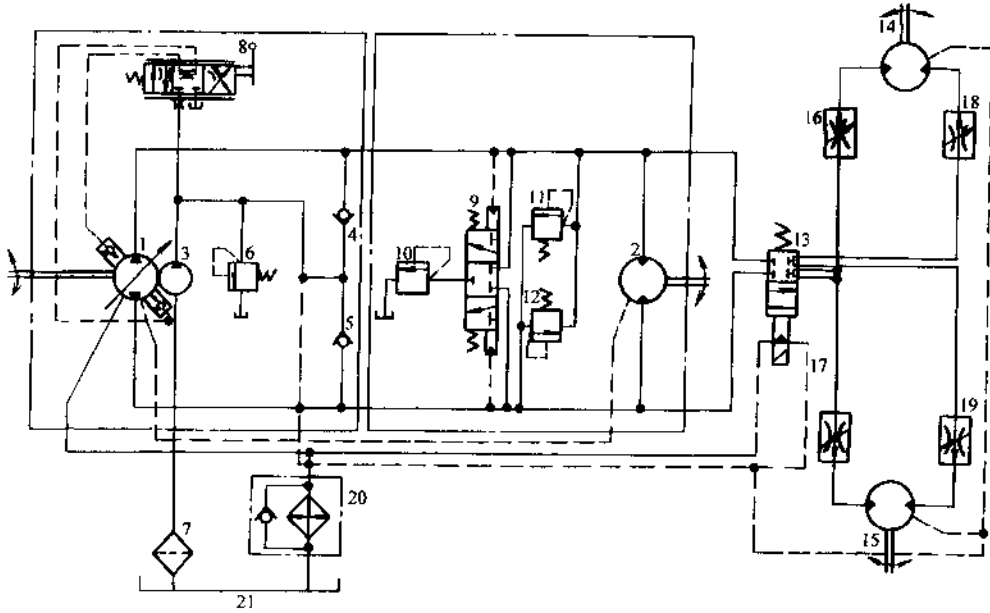


图 4.1-5 JL1075 联合收割机机身驱动液压系统图

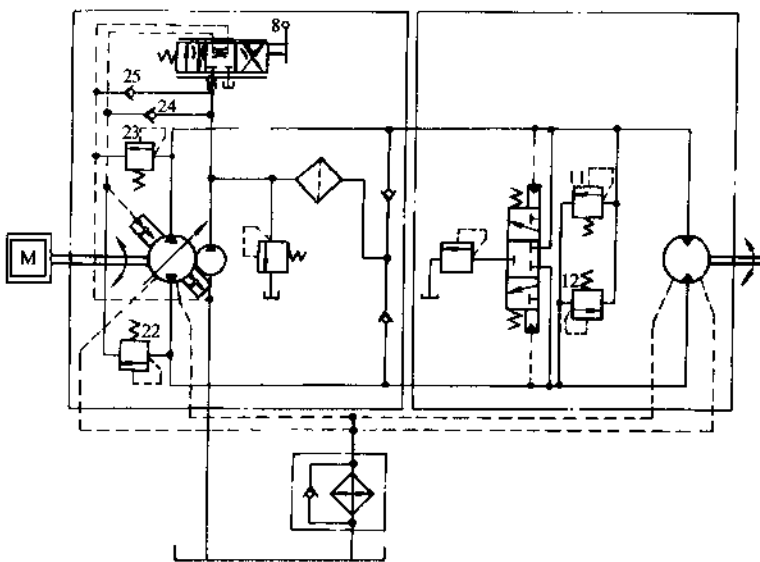


图 4.1-6 美国桑斯川特公司改进后的收割机驱动液压系统图

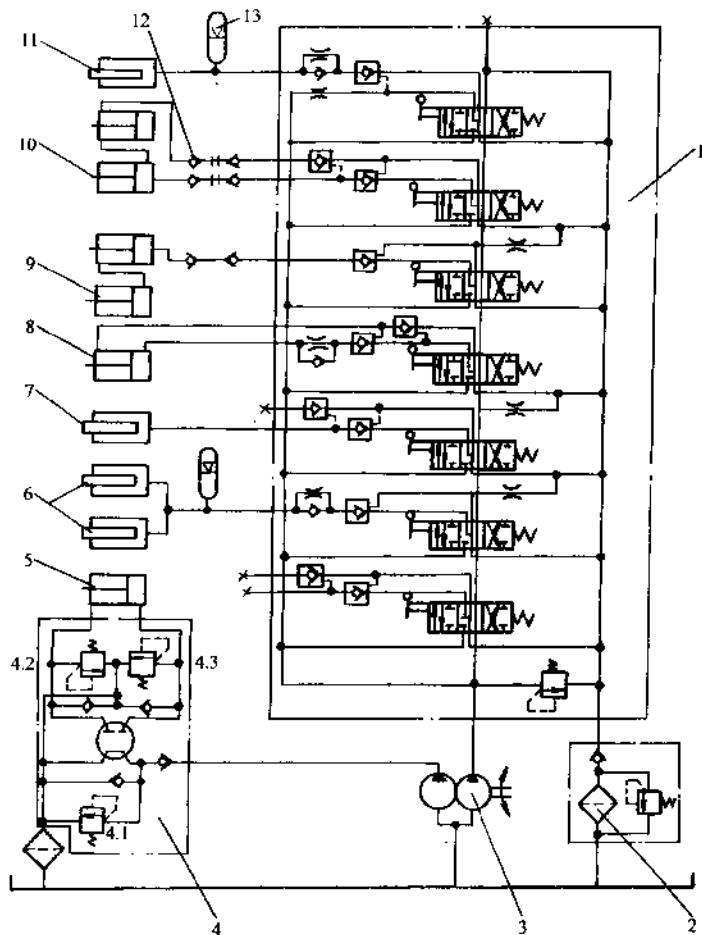


图 4.1-8 JL1075 型联合收割机液压操纵系统图

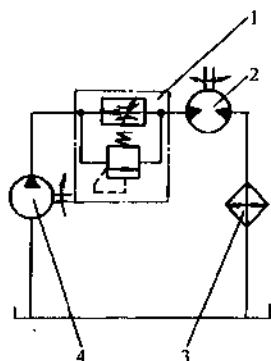


图 4.1-9 拔禾轮液压驱动系统图

上述为谷物联合收割机通用液压系统。根据需要还可增加拔禾轮液压驱动系统。见图 4.1-9 及割台高度液压控制回路见图 4.1-10。

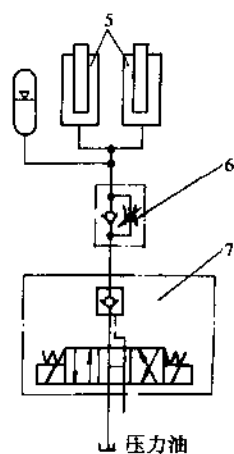


图 4.1-10 割台高度液压控制回路图

拨禾轮液压驱动系统由割台传动轴通过链条驱动齿轮泵4，经调速阀1进入摆线马达2，驱动拨禾轮转动，马达回油经冷却器3后回油箱。拨禾轮的转速由调速阀控制，调速阀由驾驶室中的电器马达调节。

割台高度自动控制装置用于装有对行割台或有200系列挠性割台的联合收割机上。该系统使割台液压缸在一定的范围内升降，以保证对行装置或挠性切割器能随地面在一定范围内浮动。保持一定的割茬高度。

割台高度控制由三个部分组成：机械部分，电器部分和液压部分。机械部分包括高度传感轴、曲柄和连杆。电器部分包括点火开关、控制开关、激励开关、传感箱、电磁阀上的二个电磁线圈、放大器和电线盒。当电器系统起作用时任一电磁线圈都

使液压系统起作用。液压系统工作原理如图4.1-10所示，由操纵系统的齿轮泵4供油经多路换向阀将压力油送入电磁阀7，及速度调节阀6进入割台升降液压缸5，实现割台升降。割台不动，电磁阀处于中间位置，靠液控单向阀封闭去液压缸的油路，压力油经电磁阀中位回油箱。当割台需要升降时，由电器控制电磁阀中任一电磁铁，使压力油进入液压缸使割台提升，或从液压缸中排出油液使割台下降。速度调节阀只能调整割台的下降速度。

4.1.5 甘蔗收割机液压系统

甘蔗收割机分整秆式和切断式两种机型。4GZ65型甘蔗联合收割机属于收割青叶整秆式机型，它可与多种中型马力轮式拖拉机配套使用。一次可完成切稍、扶倒、底切割、喂送剥叶、清理分离、集

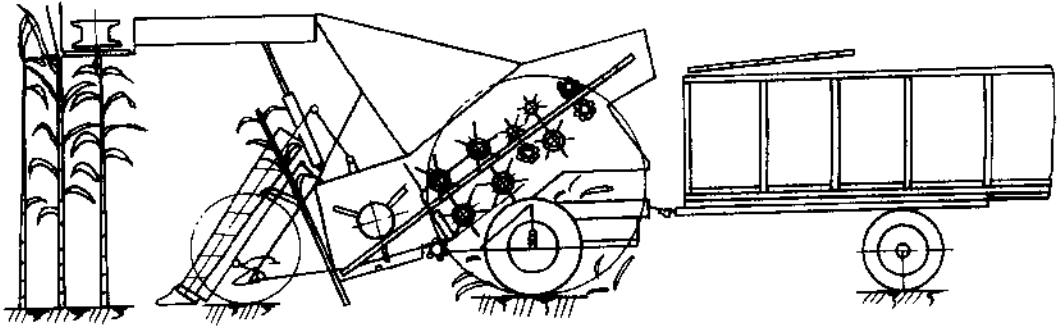


图 4.1-11 4GZ65 型甘蔗联合收割机结构简图

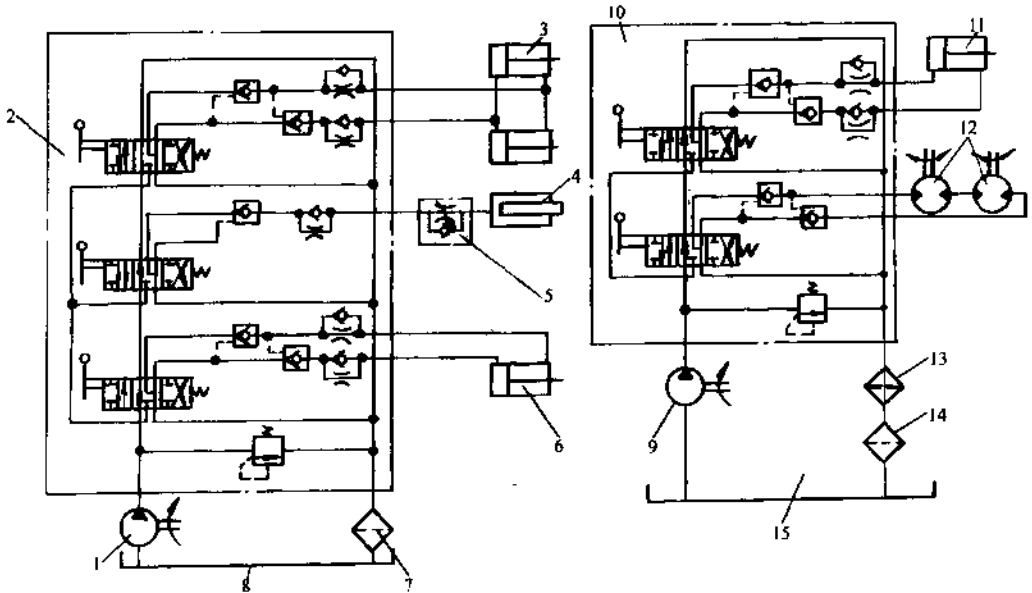


图 4.1-12 4GZ65 型甘蔗联合收割机液压系统图

堆卸蔗联合作业。其结构简图如图 4.1-11 所示。机组外形尺寸为长 8.5m×宽 3.15m×高 2.65m。机组重量为 6350kg。

液压操纵系统为两个独立的开式液压系统，如图 4.1-12 所示。一个系统由齿轮泵 1 从油箱 8 吸油向主油路供油，经三联多路换向阀 2，操纵双作用缸 6、单作用缸 4、并联双作用缸 3，实现收割机割台升降，切稍器升降，集蔗卡的转向等动作，其中单作用缸 4 的上升速度由调速阀 5 设定，系统回路经过滤器 7 回油箱。另一个系统由齿轮泵 9 从油箱 15 吸油向主油路供油，经双联多路换向阀 10，操纵两个串联摆线液压马达 12，及双作用缸 11，实现切稍及集蔗卡升降的动作。由于多路换向阀为并联油路，每组液压缸和马达均可独立操作互不干扰。多路换向阀通往各液压缸及液压马达进出口处都集成有液控单向阀，组成锁紧回路，可保证液压缸及马达位置固定。同时集成有单向节流阀，在液压缸下降时起到缓冲作用。集蔗卡升降液压缸 11 进口处串联调速阀，以控制上升、下降速度。系统最大工作压力由集成在多路换向阀中的安全阀调定。多路换向阀回油经冷却器 13、过滤器 14 流回油箱。

4.2 林业

4.2.1 林业集材机液压系统

在林业生产中，生产对象重量大，形状规格差异大和作业条件差异大，因此液压技术在林业机械中的应用更能发挥其优势。

由于液压技术的应用，提高了木材采运机械的性能，增多了功能，简化了结构，减小了尺寸，减轻了重量，增加了机械的机动性、灵活性和对作业环境的适应性，提高了机械作业利用率和生产效益。

集材是指树木伐倒后，把原条（打去枝芽的整根树木）或原木（把原条横截成若干圆木段）搬运到林区内装车场的工序。这一集材工序是林区木材采运生产中最繁重的作业工序。机械化生产的林区一般多用拖拉机进行集材。

J-80 型拖拉机是用于林区以集材为主的四轮驱动 80 马力的拖拉机。图 4.2-1 为 J-80 型集材拖拉机液压系统图。

该液压系统为单泵开式系统，由齿轮泵 1 供油，其理论流量为 77L/min，容积效率为 0.9，液

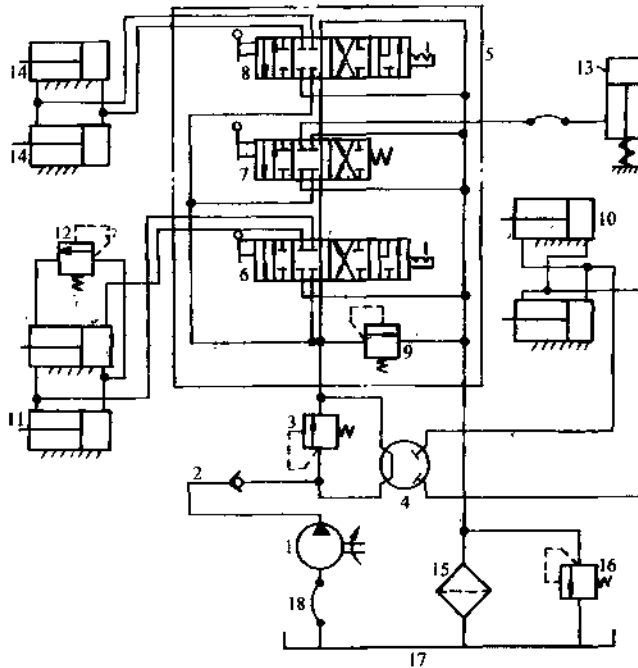


图 4.2-1 J-80 型集材拖拉机液压系统图

压系统压力为 10MPa。该液压系统的油路按功能可分为四部分，即：

搭载机构油路：拖拉机集材时，所集原条的一端搭搁在拖拉机后部的搭载板上，另一端拖搁于地面。为使搭载板承担原条一端的重力，并防止原条滑脱，以及绞集原条时，搭载板上三角铁要插入地面来支撑拖拉机，为此需要操纵搭载板起升降落。搭载板由搭载板液压缸 11 驱动，齿轮泵 1 经软管 18 自油箱 17 吸油，再由齿轮泵 1 出油口输出压力油，经单向阀 2、摆线式全液压转向器 4（处于中位）和多路换向阀 5 中的手动换向阀 6（弹簧钢珠定位四位六通滑阀），压力油进入液压缸 11。液压缸 11 回油，经手动换向阀 6 和过滤器 15，回油入油箱 17。从而可使液压缸 11 实现上升、下降、中立和浮动四种工况。

排障机构油路：排障机构主要用于通过排障器（铲刀，位于拖拉机的前沿，类似推土机的推土铲）来排除作业场上或行进途中的障碍物，排障器的提升和下降由排障器液压缸 14 来操纵。当搬动四位六通手动换向阀 8 压力油进入液压缸 14。回油则经手动换向阀 8 和过滤器 15，回油入油箱 17。从而可使液压缸 14 实现中立、上升、下降和浮动四种工况。

绞盘机卷筒制动带机构油路：卷筒制动带由单作用液压缸 13 操纵。当控制三位六通手动换向阀 7（自动复位），压力油进入液压缸 13 的有杆腔（活塞杆固定），从而使卷筒制动带放松，则卷筒可进行绞集作业。当液压缸 13 中的油流回油箱 17 时，在弹簧作用下液压缸 13 回位，制动带张紧使卷筒制动。

拖拉机行驶转向机构油路：拖拉机行驶中需转向时，通过转动方向盘，改变摆线式液压转向器 4 的工位，齿轮泵 1 输出的压力油，经液压转向器进入转向液压缸 10，从而推动转向架，实现转向。当过滤器 15 堵塞时，回油可经安全阀 16 回油箱。3、9 为安全阀。若它们前面的元件出现故障时，油液可经过这两个安全阀回油箱 17。

营林-35 型集材机适用于人工造林、天然次生林抚育采伐集材作业用，发动机功率为 36 马力，外型尺寸较小，该机液压系统见图 4.2-2。

该集材机液压系统由工作装置和行使转向装置两部分组成。工作装置部分由齿轮泵 22 供油，实际流量 17L/min，系统工作压力为 14MPa 由溢流阀 21 设定，行使转向装置部分由齿轮泵 3 供油，实际流量为 23.8L/min，系统工作压力为 8MPa 由溢流阀 5 设定。

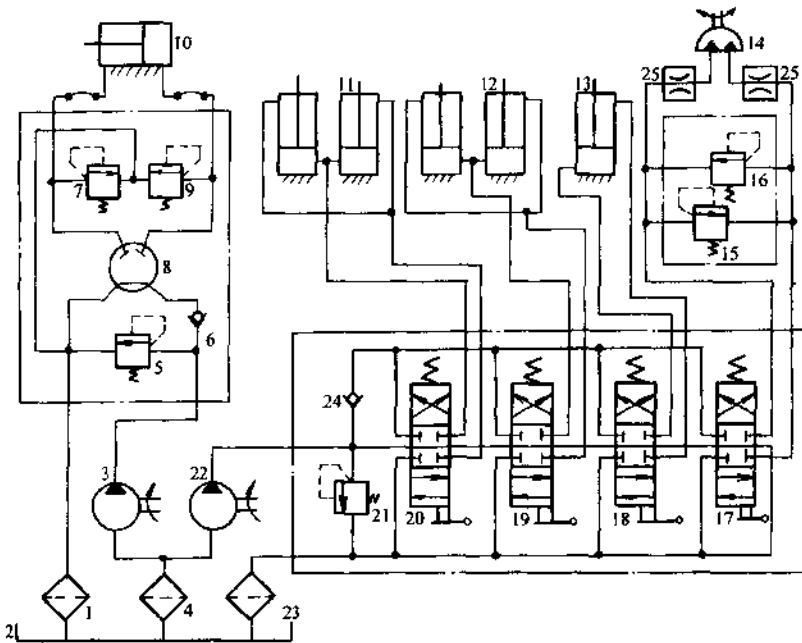


图 4.2-2 营林-35 型集材机液压系统图

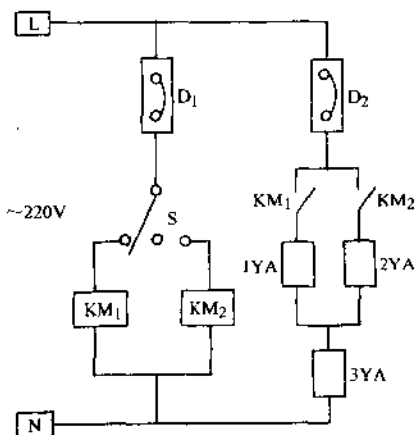


图 4.2.4 电路原理图

反转详见图 4.2-4 中的电磁铁动作表。采用液压驱动的原木削片链式输送机具有功率大、链条进退控制灵活、耐过载、耐冲击、减轻劳动强度、大大提高了工作效率。

4.2.3 原木剥皮机液压系统

在造纸行业中，原木进厂后需在剥皮机上将树皮剥去，完成备料工序，目前普遍采用圆筒式剥皮机。圆筒式剥皮机的工作原理见图 4.2-5 所示。图中 1 为圆筒，2 为原木，3 为支承及传动装置。当传动装置驱动圆筒旋转时，筒中的原木也随着圆筒转动。当原木被提升到一定的高度后，从某一位置跌落下来时，原木上的树皮受到冲击、挤压和剪切力。当这些力的和力超过树皮与木质间的结合力时，树皮就被剥离。

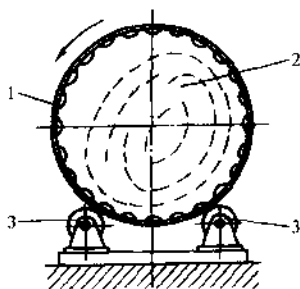


图 4.2-5 圆筒式剥皮机
工作原理图

根据圆筒剥皮机的工作原理可分析出，圆筒剥皮机的生产能力与筒体转速成正比，在一定条件下提高转速，能使生产能力提高。但由于原木材质软

硬程度的不同，为提高生产效率要求圆筒的转速也不同，因此要求筒体转速能进行无级调节。

通过对圆筒内原木的运动分析，圆筒剥皮机筒体转速提高到一定值时，筒内原木将随着筒体一起旋转而不下落，原木的树皮就不能被剥离，因此筒体的转速是受限制的，这个转速为极限转速。它与筒体的半径成反比。由于通常筒体直径较大（一般为 4.5m 左右），因此转速较低（通常小于 6r/min），因而液压马达的转速就较低。

根据剥皮机的驱动转矩计算公式得知，驱动转矩与筒体直径的 2.5 次方及长度成正比（该机筒体为 $\phi 4.5 \times 27m$ ），还与筒内原木重量，填满系数等有关，根据计算其作用在马达轴上的驱动转矩很大（该机马达驱动转矩达 $16.5kN \cdot m$ ）

由于剥皮机圆筒及筒内原木的重量大，使得剥皮机起动时的驱动转矩，比运转过程中的转矩大；而当剥皮机正常运转后，剥皮机圆筒及筒内原木的惯性转矩又起到有益于圆筒转动的作用，因而剥皮机正常运转时的实际转矩远小于起动转矩。

剥皮机液压系统原理图如图 4.2-6 所示。

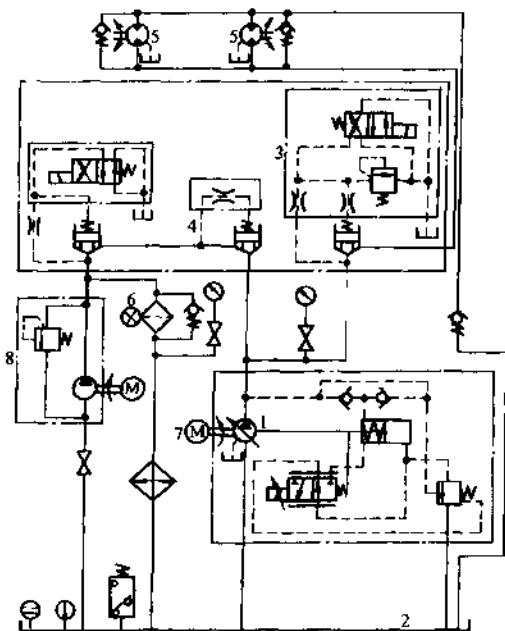


图 4.2-6 液压系统原理图

- 1—电液比例变量泵 2—油箱 3—溢流阀
- 4—单向阀 5—液压马达 6—过滤器
- 7—电动机 8—供油泵

该系统由变量泵 1 控制两台定量马达 5，由马

月型侧板，以防止摘下的球果从两侧滚出去。该机械手电液比例控制系统为双泵双回路电液比例控制系统。其中2、3为双联高压齿轮泵，由J-50拖拉机的发动机直接驱动。1、4为电磁溢流阀，它的作用是当电磁铁失电时为泵2、3工作，系统可调压，电磁铁得电时电磁溢流阀1、4使泵2、3分别卸载。全部电器元件均由24V蓄电池供电。左边摆动缸8、开合缸11、小臂缸17及腕部缸14由泵3供油，为一独立系统。右边大臂缸22、回转马达25由液压泵2供油，为另一独立系统。

摆动缸8是驱动采集爪左右摆动的，由电磁阀6来控制，单边摆动角度为135°，摆动速度由节流阀5来调节。阀7、16、21为双向液压锁，是使采集爪摆动后定位之用的。缸11为采集爪开合缸，由电磁阀10来控制。最大开度为上下两齿间距0.9m，由节流阀9来调节其开合时的运动速度。腕部缸14控制采集爪的俯仰，上下俯仰角可达90°。小臂缸17由电磁阀15来控制。由于腕部和小臂缸一般不同时工作，故采用同一电液比例调速阀12进行控制。大臂缸22由电磁阀20来换向，由电液比例调速阀19进行控制。从而构成双泵双回路的电液比例控制系统。该系统负责控制工作中的小臂或大臂与腕部之间的协调动作。回转马达25通过蜗轮蜗杆和齿轮齿圈减速器驱动回转盘并带动机械手左右回转。它的工作速度由节流阀23来调节，转动方向由电磁阀24来控制。压力继电器18是对大臂缸22进行过载保护的，当其作业过程中发生过载时即可发出电信号使泵卸载。

林木球果采集机器人到达作业现场后，机械手自动作业程序如下：

1) 起动——将发动机与泵的离合器接合，按下起动键。这时电磁溢流阀1、4通电，使泵2、3

处于待工作状态（卸荷状态）；

2) 起升定位——小臂先运动，大臂稍滞后2~3s运动，两臂协调动作使采集爪直线上升达到作业高度；

3) 回转定位——当采集爪达到作业高度时，由回转马达使采集对准作业树枝；

4) 爪俯仰——由腕部缸调整采集爪的俯仰角对准作业树枝；

5) 爪摆动——由摆动缸调整采集爪的倾斜角对准作业树枝；

6) 爪张开——由开合缸控制采集爪张开；

7) 向前抓取——由大、小臂缸协调动作，使采集爪沿树枝生长方向伸向树枝；

8) 爪闭合——达到作业深度后采集爪闭合；

9) 向后作业——由大、小臂缸协调动作，使采集爪沿树枝生长方向向外撻，将球果撻下；

10) 爪仰起——由腕部缸控制采集爪仰起到最大高度，使球果沿管道滚入集果箱中；

11) 降工位——下降一定高度对准下一作业树枝，重复作业程序6~10的动作；

12) 转工位——由回转马达驱动采集爪对准另一棵树重复作业程序2~11的动作或对准支撑架准备停机。

13) 停机——降至最低位后，将大臂先落下，小臂稍滞后2~3s落下。

脱开发动机与液压泵的离合器，停泵关机。

以上机械手各作业程序都由计算机通过电液比例系统的电磁换向阀，电磁溢流阀与电液比例调速阀控制各执行器来完成的。计算机对上述作业过程有“记忆”功能，如不重新调整，将按前次作业过程重复再现。

机械手作业程序与电磁阀动作顺序如下所示：

控制程序	执行器	回转		大臂		小臂		腕部		摆动		开合		比例阀		卸荷阀		液压泵	
		左	右	升	降	升	降	仰	俯	左	右	开	合	19	12	1	4	2	3
1	起动																+	+	+
2	起动定位				+		+							+	+				+
3	回转定位	+	+															+	+
4	爪俯仰							±	+									+	+
5	爪摆动									±	+							+	+
6	爪张开											+						+	+

(续)

控制程序	执行器	回转		大臂		小臂		腕部		摆动		开合		比例阀		卸荷阀		液压泵	
		左	右	升	降	升	降	仰	俯	左	右	开	合	19	12	1	4	2	3
7	向前抓取				+	上	-							+	+				+
8	爪闭合												+				+		+
9	向后作业				+	下	±							+	+				+
10	爪仰起								+						+		+		+
11	降工位				+		+												+
12	转工位	±	下															+	+
13	停机																		-

由于林木球果采集作业对动作精度要求不高，同时为了降低生产成本，便于推广应用，故采用开环控制的计算机数字程序控制系统。其控制参数有6个电磁换向阀为12个开关量，加2个电磁溢流阀，共14个开关量，2个电液比例调速阀为两个

模拟量。计算机数字程序控制系统框图如图4.2-9所示。

林木球果采集机械人是由计算机控制的电液比例系统，能够完成林木球果采集作业中的各种动作要求。性能良好，动作稳定。

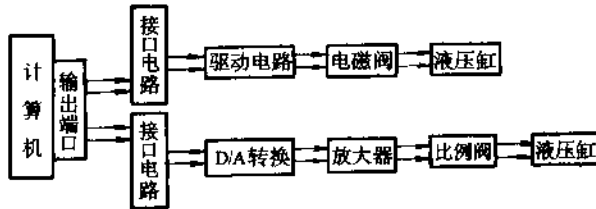


图 4.2-9 林木球果采集机器人计算机数字程序控制系统框图

4.3 农林加工

4.3.1 蔗糖业用板框压滤机液压系统

板框式压滤机是蔗糖生产企业普遍应用的设备，由于老式压滤机存在手工操作繁重、卸渣劳动强度大等缺点，根据市场需要，专业厂家研制出操作过程自动化程度高的压滤机，即液压自动板框式压滤机。

液压自动板框式压滤机由主机、液动力站、电控柜三部分组成。该机具有如下特点：

- 1) 生产效率高，过滤能力大，滤汁质量好。
- 2) 采用活塞式压力继电器与电接点压力表及行程开关配合，实现自动控制，不需人工操作。
- 3) 液控单向阀使液压缸在滤板压紧后锁定并长时间保持压力，液电站电动机可间歇工作，节省

电能。

4) 液压系统设计中采用了集成块及先进可靠的液压元件，使液压站结构更加紧凑合理，工作稳定可靠。

该机液压系统如图4.3-1所示。该系统可自动完成从滤板加压到拉开滤板卸渣的整个工作循环。当电磁铁1YA通电后，液压缸活塞杆推出，将滤板压紧系统压力升至电接点压力表设定值时，触点发出信号，1YA断电，换向阀芯复位，液控单向阀关闭，活塞杆被锁定，滤板保压进行浊汁滤清。到工艺要求所设定的时间后，时间继电器发出信号，2YA通电使活塞杆退回，压下行程开关。3YA通电，液压马达正转拉开第一块滤板到极限位置，油路压力上升，压力继电器发出信号，3YA断电，4YA通电，液压马达反转回到第二块滤板处……往复将滤板依次拉开卸渣后，恢复到原始状态，即完成了一个工作循环。

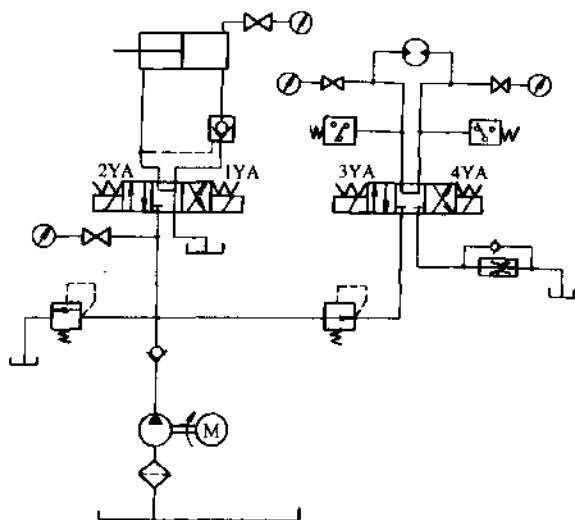


图 4.3-1 板框压滤机液压原理图

4.3.2 饲料压块机液压系统

根据畜牧业的需要和饲养对象的不同,需采用专用自动饲料压块机生产出各种不同营养成分的饲料块供动物食用。液压全自动型饲料压块机的研制成功,满足了饲料生产企业对生产设备的要求。

如图 4.3-2 所示,该机由主机 3、液压站 1、阀块 5、控制箱 4 和下机架 2 等五部分组成。主机 3 以 45° 倾角安装于下机架 2 上。主缸(压料缸)、门缸、控制门、门栓及压模腔五大总成构成主机工作机构。主缸和门缸分别位于压模腔的上下两端。

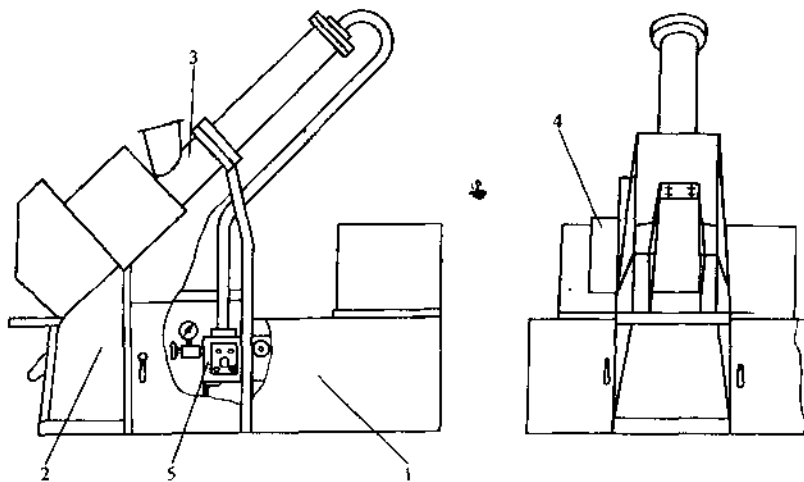


图 4.3-2 液压全自动型饲料压块机外型结构图

工作开始时,主缸活塞处于上端位置,门缸活塞处于下端位置并使控制门处于关闭状态,此时通过进料口向压模腔进料。进料完毕,主缸便开始压料。料块被压制好后,门缸活塞回到上端位置,控制门打开,主缸将被压制好的料块推出并回到上端

位置。至此,主机便完成了一个工作循环。

为保证操作上的安全可靠,控制门除在出料时被打开外,在进料至压制的整个过程中始终处于关闭状态。控制门关门到位后由门栓将控制门锁死。

门栓总成主要由门栓及门栓柱塞回路组成。门

栓柱塞回路用来保证门栓及控制门的协调动作并保证控制门不被卡死。关门时先关门到位后，门栓到位并锁定；开门时则先拔门栓后开门。

液压站由液压控制系统和冷却循环过滤系统组成。它与主机、及电气控制部分组成电液自动控制系统。

阀块安装于下机架上。其上集成了五个两通插装阀，四个两位四通电磁阀和一个三位四通电液阀，构成液压系统主控阀块，是整个系统的核心部件。

液压系统原理如图 4.3-3 所示。液压控制系统主要由两通插装阀 1~5 电液阀 7 和电磁阀 6 组成。直动式顺序阀 9 及单向阀构成门栓柱塞控制回路。

10 为直动溢阀，8 为压力继电器。

电控部分主要由定时器、继电器、及信号开关组成。由于液压回路中设置了压力继电器，主缸由快进转为工进和由保压到卸压均有时间控制和压力控制两种方式可任意选择。当压力继电器动作时，3CT 继续通电，1CT、2CT 断电，主缸将完成工况之间的转换。

为方便使用，特设置有自动和手动两种操纵方式，当全自动连续工作时，其工作循环包括进料、快进、工进、保压、卸压、开门、出料、关门及快退九个工序。循环工作过程可用图 4.3-4 所示框图表示。框图中的电磁铁及信号开关代号均与液压系统原理图 4.3-3 中的代号相对应。

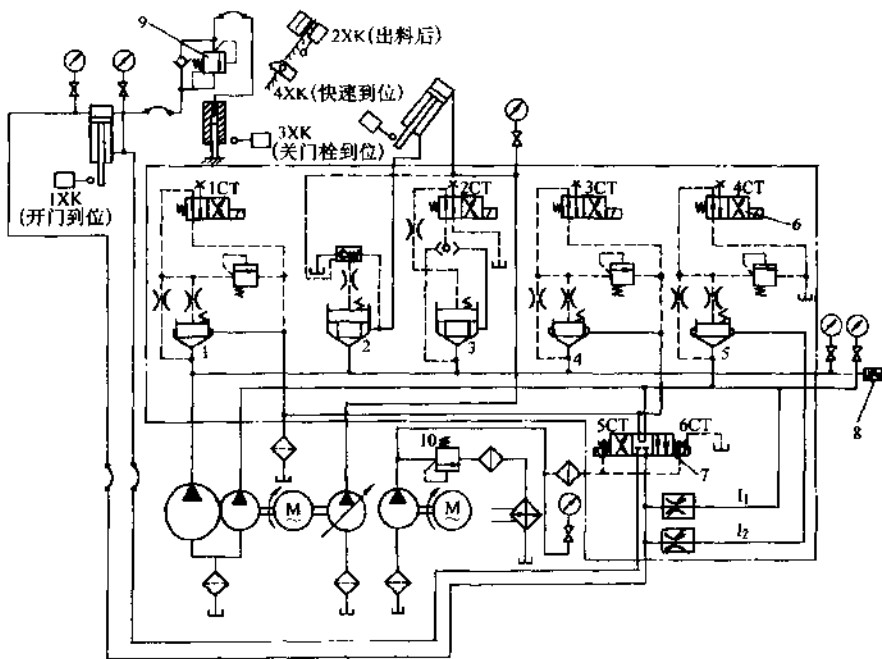


图 4.3-3 饲料压块机液压系统原理图

主要特点：

1) 结构简单新颖，使用方便，操纵灵活，工作安全可靠，使用寿命长。

2) 采用电液自动控制系统，生产完全实现了自动化。并备有手动操纵方式，供检查调整及维修保养时使用。

3) 采用两通插装阀技术使液压系统高度集成化，结构紧凑，工作可靠，动作灵活，寿命长，维修保养方便。

4) 压制力大，压块成型率高。

5) 温升高，密封可靠。适用长时间连续生产。

6) 全部采用优质国产元、器件，货源充足，质量可靠，成本低廉。

4.3.3 胶合板热压机液压系统

热压机是胶合板、刨花板生产中必备的重要设备，其工作循环一般为：快进—工进—加压—保压（时间控制）—慢退—快退—原位停止。其特点为：

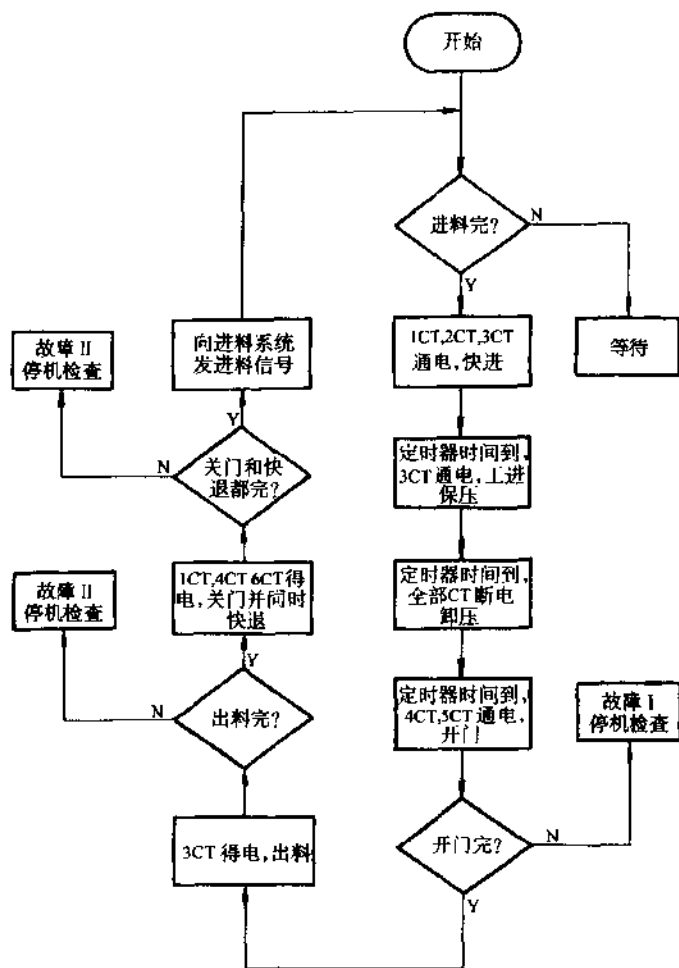


图 4.3-4 自动循环工作过程框图

快进需流量大，工进及加压时需小流量，保压时的流量仅为泄漏量。基于上述特点，在液压回路中一般采用低压大流量及高压小流量供油，这样的液压源回路耗用功率很大，整机运行不经济。另一方面液压元件的规格随着流量的增加而加大，提高了设备的造价，图 4.3-5 的液压原理就很好的解决了这一问题。

该系统的工作原理为：三位四通电磁阀 2 右位时，压力油从液压缸 8 的 b 口进入 A_2 腔完成快进，这时高位油箱 7 的油经充液阀 4 从液压缸 8 的 c 口进入 A_3 腔向液压缸补油，当压力达到顺序阀 3 设定值时，压力油通过阀 3 进入 b 口同时对缸供油，并关闭阀 4，这时缸的有效作用面积增大为 $A_2 + A_3$ ，对物料进行加压。当压力达到继电器 5 设定值

（既保压值）时，保压开始（1YT 发信给时间继电器）。保压完毕时由继电器发信使三位四通换向阀 2 换向至左位，压力油从 a 口进入液压缸 $8A_1$ 腔并打开充液阀 4 使 A_2 及 A_3 腔油分别流回油箱及高位油箱，由此完成快退。回到原位后，压力达到继电器 6 设定值时，2YT 发信停泵、装料，准备进入下一循环。

在液压系统中，泵 1 的最高压力按 $A_2 + A_3$ 面积能生产足够的挤压力来选取，而其最大流量按 A_1 及 A_2 面积分别计算并选取，故可省去了大流量泵，大大降低了电动机的驱动功率，液压元件除阀 4 外，都可选用小规格阀，明显降低运行成本。如嫌三腔作用缸加工困难，可采取如图 4.3-6 所示的主副缸连接方式。

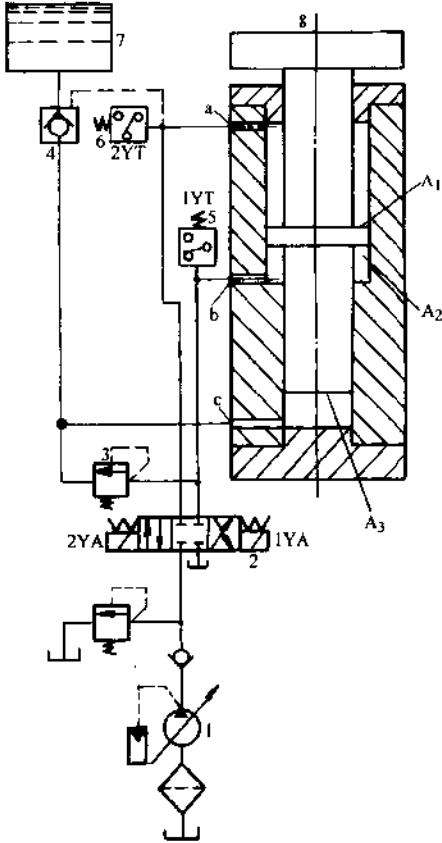


图 4.3-5 液压原理图

- 1—压力补偿变量泵 2—电磁换向阀
3—顺序阀 4—充液阀 5、6—压力继电器 7—高位油箱 8—液压缸

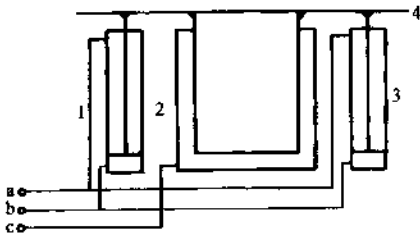


图 4.3-6 液压缸连接图

- 1、3—双作用单出杆缸 2—单作用柱塞缸 4—刚性连接件

图中缸 1、3 为双作用单活塞杆液压缸，可直接采购标准系列产品。缸 2 为加工容易的单柱塞缸，用件 4（机器下滑座）将其连接起来，其使用效果与图 4.3-5 所示的缸相同，但制造却容易了很多。

4.3.4 木材热压机液压系统

人造板主要是指胶合板、纤维板和刨花板等。热压机是对人造板生产制造过程中加热、加压、成型的主要设备。

SY 型热压机是湿法生产纤维板的主要机型，热压机中的热压板间层数为 15 层，每块热压板的尺寸（长×宽×厚）分别为 2250mm×1150mm×50mm，相邻热压板间距为 90mm，热压板内加工有若干长孔，孔口与高压蒸汽或过热水管相连接。由木材纤维浆料制成的纤维板坯平铺在热压板（钢板）板面上，加压时使热压板间距迅速缩小闭合，对纤维板坯一边进行加压、一边进行加热。一般采用三段（排水、蒸发和塑化）加压法，热压板温度需保持在 200℃ 左右。图 4.3-7 为 SY 型热压机液压系统原理图。

SY 型热压机液压系统由五台液压泵供油，13 和 14 为低压齿轮泵，15 和 16 为高压径向柱塞泵，每台双出轴电动机分别驱动齿轮泵和柱塞泵各一台；电磁离合器 19 和 20 连接在齿轮泵轴和电动机轴之间；液压泵 21 为高压径向柱塞泵，由电动机 22 驱动。液压缸 40 和 41 为两组柱塞液压缸，每组为 3 台液压缸，总计 6 台。溢流阀 23 与 24 分别对此轮泵 13 与 14 的供油回路起安全保护作用；溢流阀 25、26 和 30 由远程调压阀 27、28 和 31 分别对柱塞泵 15、16 和 21 供油回路起调定压力作用；组合阀 29 内有二位四通电磁换向阀 32，节流阀 34 对液控单向阀组 35 的控制油路起调速和排油作用，液控单向阀组 35 有两个并联的液控单向阀，其中一个有操纵手柄 48，在紧急状况下（液控失灵），可借助手柄 48 开启液控单向阀；阀 33、36、37、38 和 39 均为单向阀；43 为普通压力表，44、45、46 和 47 均为电接点压力计；液压泵的吸油管路上装有过滤器 2、3、4、5 和 6，以及截止阀 7、8、9、10 和 11；油箱 1 上装有空气过滤器 12；行程开关 42 用来当热压板下降至最低位置时，发出工作循环终止的信号。

SY 型热压机液压系统三段加压的压力-时间特性曲线见图 4.3-8，图中 t_1 为排水时间， t_2 为干燥时间， t_3 为塑化时间。

SY 型热压机液压系统工作循环如下：

A. 热压板快速闭合（0~A）：电动机 17、18 和 22 均启动，五台液压泵同时向柱塞缸 40、41 供

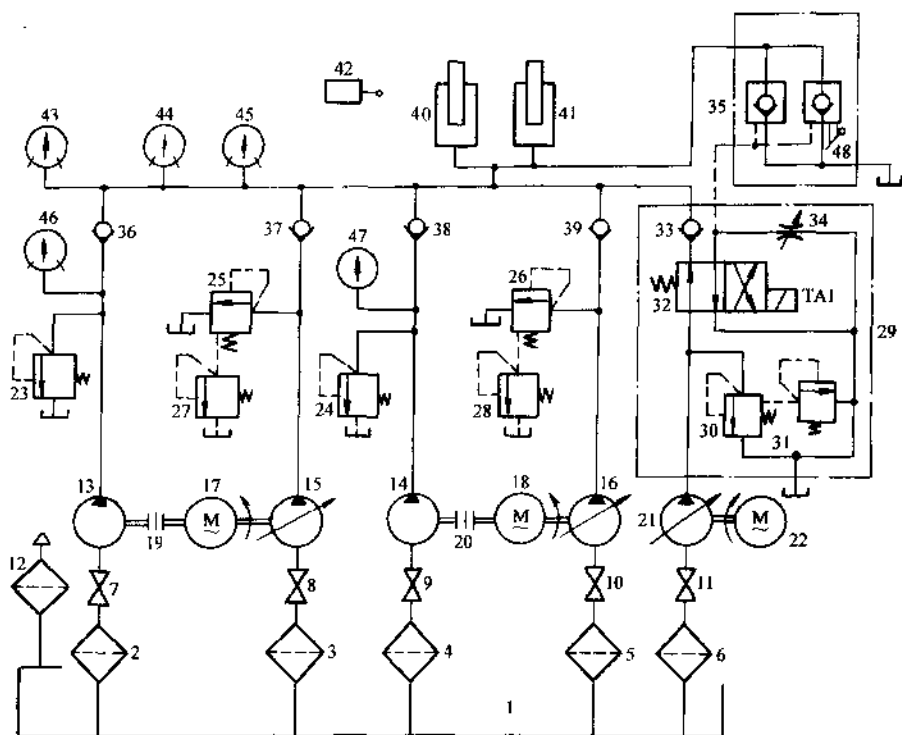


图 4.3-7 SY 型热压机液压系统原理图

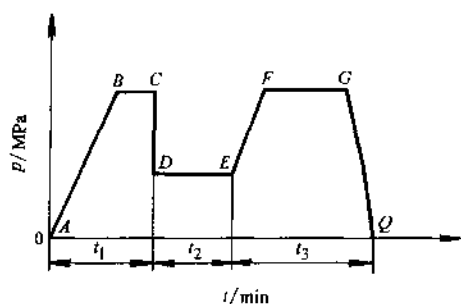


图 4.3-8 SY 型热压机压力-时间特性曲线

油。当压力升至 2MPa 时，电接点压力表 46 和 47 发出信号，使电磁离合器 19 和 20 脱离，齿轮泵 13 和 14 停转，柱塞泵 15、16 和 21 继续供油升压。

B. 升压 (A~B)：当压力升至 26MPa 时，由电接点压力表 44 发信号，使电动机 17、18 和 22 停转。

C. 一段保压 (B~C)：由电接点压力表 44 发信号，当油液压力低于 26MPa 时，使电动机 22 起动，液压泵 21 开始供油升压，压力达到 26MPa

时，电动机 22 停转。时间继电器 T_1 由 B 点开始计时。

D. 降压 (C~D)：时间继电器 T_1 计时至 C 点时，电磁换向阀 32 通电，右位工作。电动机 22 起动，驱动泵 21 向液控单向阀 35 供油（控制油路），使小阀芯略开启，液压缸压力降至 5MPa 左右，由电接点压力表 45 控制降压工况的压力。时间继电器 T_2 由 C 点计时。

E. 二段保压 (D~E)：由电接点压力表 45 控制压力，当压力低于规定压力值时，电动机 22 起动，则液压泵 21 停转。时间继电器 T_2 则计时至 E 点为止。

F. 升压 (E~F)：时间继电器 T_3 自 E 点开始计时，电动机 22 起动，则液压泵 21 供油给液压缸 40 与 41，待压力升至 F 点，即压力达到 26MPa 时，电动机 22 停转。

G. 二段保压 (F~G)：由电接点压力表控制压力，若压力低于规定的 26MPa 时，电动机 22 起动，则泵 21 向液压缸 40 与 41 供油、升压，待压力达到规定值时，电动机 22 停转。

H. 卸压回油 (G-Q): 时间继电器 T_3 计时至 G 点为止, 蜂鸣器发出鸣响, 电磁换向阀 32 的电磁铁 1YA 通电, 滑阀右位工作, 电动机 22 启动, 则泵 21 供油给液控单向阀 35 的控制油腔, 使液控单向阀小阀芯开启, 液压缸卸压。待液控单向阀大阀芯开启时, 液压缸大量回油, 热压板渐次张开, 待液压缸柱塞降至最低位置与行程开关 42 接触时, 1YA 断电, 电动机 22 停转, 蜂鸣器停止工作, 此工作循环完毕。当用 SY 型热压机生产胶合板时, 液压缸油压总作用力需达 $6.5 \times 10 \text{ kN}$; 液压系统压力为 13.6 MPa , 胶合板板坯上的压力为 2.0 MPa ; 热压机的层数为 15~25 层, 热压板间距 50 mm ; 操作时可采用一段加压法生产。

4.3.5 烟草预压机液压系统

液压式预压机主要用于烟草行业打叶及复烤生产线上的打包工序, 可将经打叶和复烤后处于松散状态的烟叶压缩成一定尺寸规格的烟包, 以便于后工序包装和储运。

首先烟草预压机底部的输送机将空纸箱送入预压机后, 预压机料箱开始下降, 将料箱的底部插在纸箱里, 将前方送来的松散烟叶开始被喂料机送至预压机料箱内, 当送入的叶片达到规定的重量时, 预压活塞杆下行, 将烟叶压在料箱内, 两只提升缸将料箱底部的纸箱提升, 压实的烟叶就被装到纸箱里。预压机一般采用双组立式结构形式, 既由两组预压缸和料箱放置在一起。当一边料箱进行喂料时, 另一边就开始进行预压。

双组立式预压机要满足生产线的生产要求, 物料的输送及预压必须不间断地进行。预压机是整条线的最后设备, 一旦停机就会造成整条线停产, 因此对可靠性要求很高。另外, 由于烟草属于食品范围, 液压系统在使用过程中不得存在外泄漏。这就对液压系统的设计和制造提出了很高的要求。

由于复烤后的烟叶非常松散, 打包前后的体积比高达 8:1, 因此预压缸行程较长, 行程约 8 m 。同时, 因受工作周期限制, 要求预压缸的活塞杆需以较高的速度运行。根据预压机的工作特性, 设计出简单、实用的预压机液压系统, 图 4.3-9 为液压系统原理图。

由于预压缸活塞杆运动速度较高, 为了避免停止时产生冲击, 在行程末端必须将活塞杆的运动速度降低。另外, 压头完成保压后, 必须慢速离开烟

包, 在压头和烟包完全分离后再快速上升, 否则烟包会在大气压作用下跳起来, 产生所谓的“跳包”现象。因此, 预压缸活塞杆在整个行程上的速度是不一致的, 有多级速度变化, 该系统中采用两台双联叶片泵供油, 通过对 1~3 号泵投入数量的增减来控制流量, 实现液压缸的速度变换。

预压缸活塞杆、压头、导向杆的总重量很大, 为了利用这部分重量所产生的势能, 采用了差动增速回路和活塞杆自重增速回路。活塞杆在开始下行时, 依靠自重下降, 这时会产生液压泵供油量不足, 为避免在液压缸上腔形成真空, 充液阀 5 自动打开, 充液油箱 6 (置于预压机最上部) 内的油液经充液阀进入液压缸 7 上腔, 同时, 经差动回路使下腔的油液与泵站输出的油液一同进入液压缸上腔。当压头接触烟叶以后, 上腔压力逐渐建立, 充液阀自动关闭, 液压缸继续差动下压。因此, 就可以用较小泵的排量来获得较高的运行速度, 缩短了活塞杆下行的时间, 并减小了电动机 8 的驱动功率。

由于预压缸在预压过程中所需的液压泵供油总量达 335 L/min , 故在液压缸上腔采用了充液阀, 在液压缸两腔之间使用了插装式液控单向阀 9 来代替换向滑阀, 通过对插装式液控单向阀和充液阀的控制实现了预压缸的换向。由于两只预压缸并不同时工作, 因而两只预压缸可共用同一油源, 使液压回路和管路大大简化。同时, 插装阀采用的是线密封, 其密封可靠性远远好于滑阀, 保证了活塞杆不会因泄漏而产生下滑现象。

在料箱提升缸液压回路中, 依靠料箱自重下落。在料箱提升缸的上腔直接接充液阀, 当料箱下落时液压泵 4 不供油, 靠自重下落, 液压缸 10 上腔从充液油箱 6 自动吸油。不仅简化了管路, 还提高了整机的使用安全性。

为提高液压系统的可靠性, 根据系统特点, 采用了独立循环冷却过滤系统, 一方面可以不断地对系统油液进行过滤, 另一方面对油液进行冷却, 防止油温过高而加速油液变质, 缩短油液的使用寿命, 增加液压系统的泄漏。使液压系统的油液始终控制在最佳工作状态中。

在预压机液压系统中不仅采用了滑阀也使用了插装阀。一般大流量的方向阀和单向阀采用插装阀, 而小流量的方向阀使用滑阀和球阀, 这样使得整个液压系统结构紧凑、便于维修, 并减少了泄

转速度，从而调节张力的大小，使之满足规定的量值。

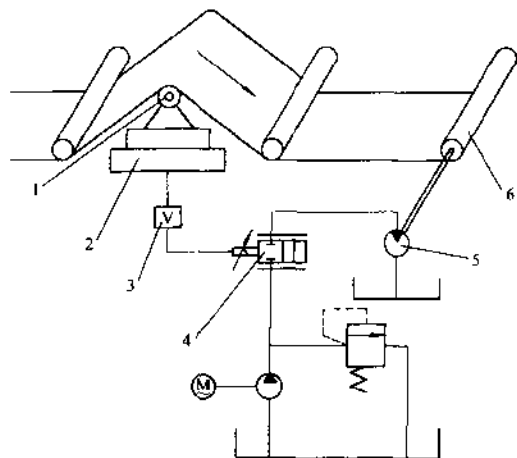


图 4.4-1 卷纸张力控制液压系统

1—张力辊 2—张力传感器 3—放大器 4—电液伺服阀 5—液压马达 6—卷取辊

该系统采用电液伺服控制，具有响应快，精度高的优点，但系统结构较普通传动系统复杂，对介质污染敏感。因而对系统的清洁维护要求严格，采用节流式伺服系统，液压系统的温升应严格控制，以免油温过高。

4.4.2 超级压光机可控中高辊液压系统

在宽幅门高线压的压光机中，辊筒变形很大，为此采用可控中高辊，以控制辊壳的挠曲变形，并获得所需的线压力。

该系统原理图参见图 4.4-2。可控中高辊 1 内腔压力差 $p_1 - p_2$ 应与顶辊 2 的附加压力 p 保持相应的比例关系。加压缸 3、4 控制腔内的压力平均值由气动计算器 6 测取，与给定值进行比较后，由气动压力调节器 5、气动计算器 6 及电磁换向阀 7 把控制信号转入差动压力调节器 8，从而控制压力差 $p_1 - p_2$ ，以获取相应的可控中高辊挠曲形状，得到所需要的压光效果。

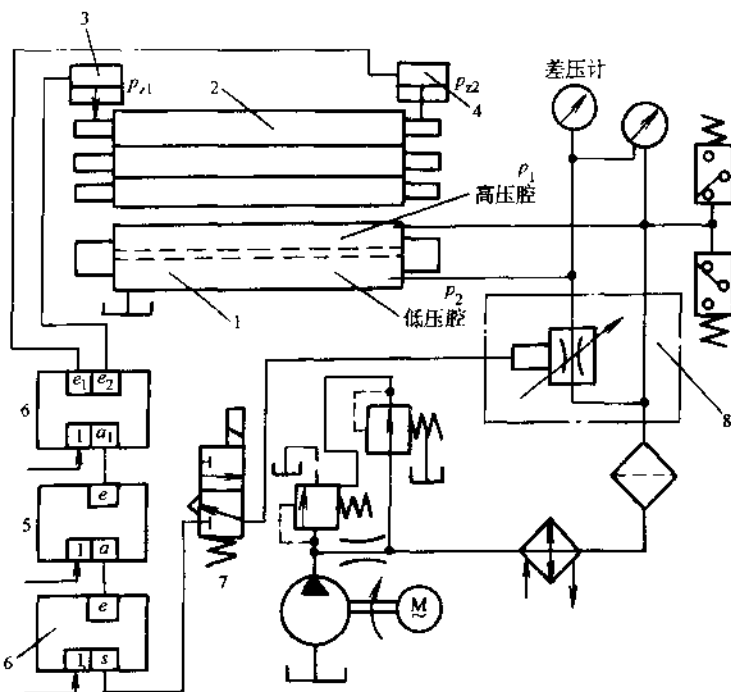


图 4.4-2 可控中高辊液压系统

1—可控中高辊 2—芯轴 3、4—加压缸 5—气动压力调节器
6—气动计算器 7—电磁换向阀 8—差动压力调节器

4.4.3 造纸机升降台液压系统

升降台液压系统原理图参见图 4.4-3。该系统的工作原理如下。当闭合“提升”开关时，同时启

动液压泵，由于上升阀 1 处于弹簧复位状态，液压泵输出油液经节流器流回油箱。因而启动时压力较低，在此压力作用下，上升阀 1 逐渐克服复位弹簧作用力，而渐渐关闭复位，系统压力平稳上升，至

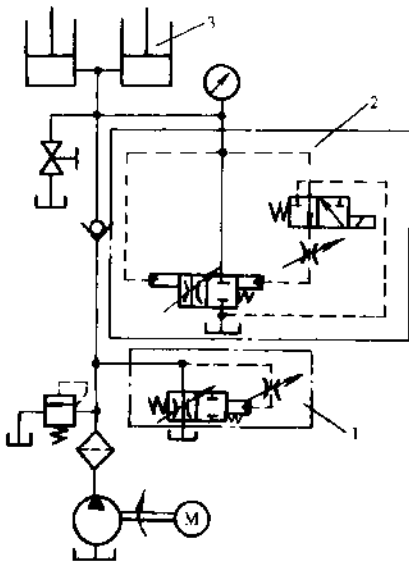


图 4.4-3 升降台液压系统

1—上升阀 2—下降阀 3—液压缸

上升阀完全关闭，系统压力达到溢流阀调定值升降台恒速上升。断开“提升”开关，泵停止供油，升降台位置由单向阀锁定。闭合“下降”开关，下降阀中电磁阀换向。此时液压缸中压力油驱动下降阀中电磁阀换向，通道逐渐打开，从而升降台开始平稳

下降。

由于采用液控阀作为升降阀主控元件，因此，系统升降动作均无明显冲击。

4.5 纺织

4.5.1 纺织整经机液压系统

整经机是把数百支纱筒上的线纱汇集在经轴上，线纱在经轴上缠满后，供浆纱机作原纱使用。整经机按照纱的品种不同，以不同的车速将所有纱筒上的纱汇集到经轴上，当出现断纱时，经轴迅速制动，接好断纱后，经轴继续工作。随着纱线的缠绕，经轴转速应随纱卷直径的不断增大而逐渐降低。

该系统如图 4.5-1 所示由电动机 1，比例流量泵 2，及液压马达 3 组成。当电磁阀 5 左位工作时，马达转速与泵的输入电流成正比。该电流值的大小依据测长辊反馈脉冲数的增加而逐渐减小，以保证纱卷直径增大的过程中，纱线的线速度基本不变。

当电磁阀 5 右位工作时，液压泵 2 卸荷，液压马达 3 出口关闭而制动，此时马达回油腔高压油经单向阀 4、换向阀 7，进入制动缸 10、11、12、13，完成制动动作。

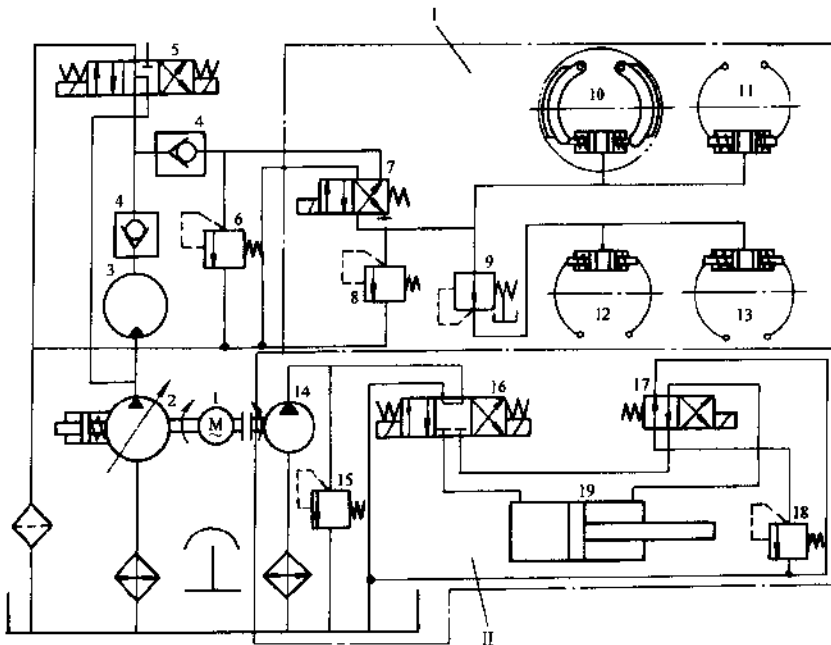


图 4.5-1 整经机液压系统图

1—电动机 2—比例流量泵 3—液压马达 4—单向阀 5—换向阀 6—安全阀 7—换向阀
8—溢流阀 9—减压阀 10、11、12、13—制动缸 14—齿泵 15—溢流阀
16、17—换向阀 18—溢流阀 19—液压缸

齿轮泵 14, 溢流阀 15、18 及换向阀 16、17 用于控制压纱辊控制缸 19, 当换向阀 16、17 均处左位时, 液压缸 19 缩回, 此时压纱辊始终压住纱线。当换向阀 16、17 均处右位时, 液压缸 19 伸出。此时溢流阀 18 产生背压作用, 从而使压纱辊平稳脱开经轴。

该系统采用电液比例变量泵结构进行调速, 可获得较高的工作效率。

4.5.2 纺织浆纱机液压系统一

图 4.5-2 中的液压装置是一种由二套组合容积式液压驱动装置组成的二单元液压无级传动, 分别控制纱的边轴转动和织轴卷绕。每套驱动装置主要由变量泵、调节机构、齿轮泵、定压阀、安全阀、单向阀、电磁阀、人工转换活门、散热油箱、液压马达等部件组成。

变量泵(主泵)由恒速三相异步电动机带动, 其油路通过管道和一个定排量的液压马达闭式相连, 变量泵的调节机构控制泵的摆架角度, 使其产生一定流量, 此流量经单向阀和滤油器直接输入液压马达。液压马达输出轴获得一定转速, 通过减速器带动浆纱机的边轴或织轴, 液压马达排出的油又作为主泵的吸油。为补充油液泄漏, 用一个齿轮泵(通过主轴和一对螺旋齿轮来带动)以一定油压

(由定压阀调到 0.6~0.8MPa)通过滤油器供给主泵吸油回路, 这样保证了主泵连续正常的工作。在高压油和回油之间还并联一个安全阀, 一个人工转换活门, 一个电磁阀。安全阀是为了防止液压马达超载的。电磁阀和人工转换活门是根据需要沟通液压马达两腔的。

边轴的转动是通过微电机带动变量泵的调节机构来实现无级变速的, 它使浆纱速度为 3~80m/min。织轴(卷绕直径为 110~550mm)转动是通过张力液压缸活塞的动作直接控制变量泵的调节机构来实现无级变速的。

织轴与边轴同步是通过张力检测辊的张力平衡起作用, 因为边轴和织轴一起转动时, 张力辊受到齿条对齿轮的作用力 T (此力由张力液压缸活塞底部液压力传递而来, 其大小根据不同纱的品种, 由定压阀调节而定), 同时又受到纱的卷绕张力 T_1 、 T_2 的作用 ($T_1 = T_2$)。当 $T = T_1 + T_2$ 时, 张力辊停在某一位置, 此时, 张力液压缸活塞上齿条通过杠杆将织轴变量泵的摆架控制在一个对应的角度上, 使主泵输出一个相应的流量, 织轴的液压马达即获得相应的转速, 此转速恰好与边轴的液压马达的转速同步。当边轴上的纱的线速度需要改变(即边轴的转速要改变)或者织轴卷绕直径改变时, 张力辊上力的平衡瞬时被打破, 张力辊产生位移,

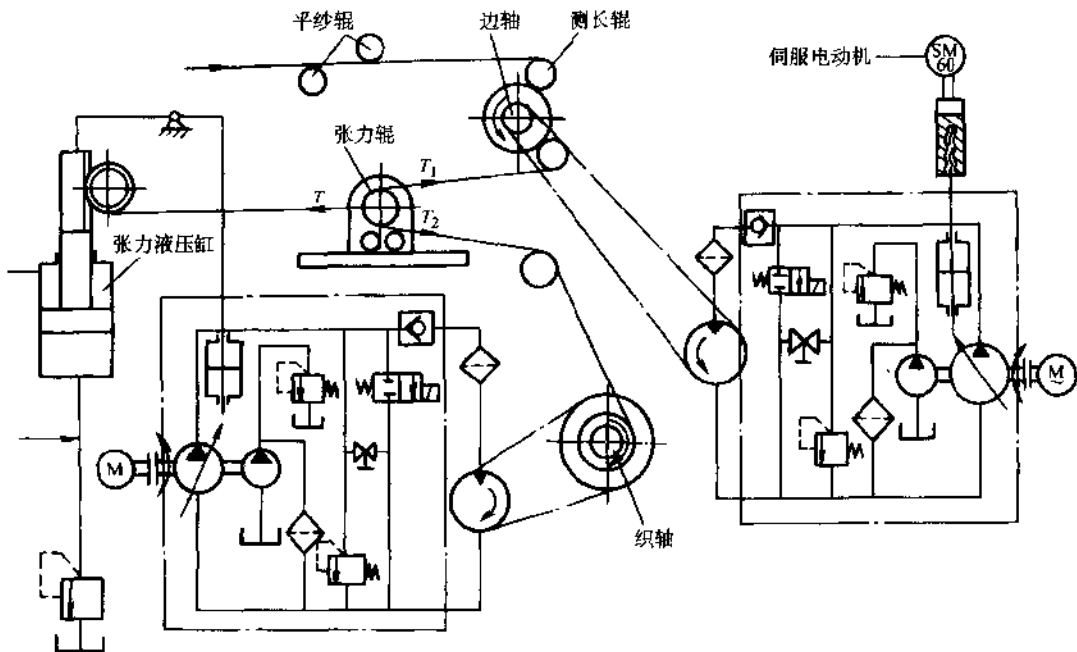


图 4.5-2 浆纱机液压系统图一

由于齿轮和齿条的作用，齿条开始升或降，通过杠杆又重新改变变量泵的摆架角度，使液压马达的转速相应改变，实现织轴卷绕和边轴送纱同步，张力辊上的力重新平衡。这样，织轴转动始终与边轴同步，并且是无级调速的。

4.5.3 纺织浆纱机液压系统二

液-气缓冲器用于织布机的制梭缓冲部分，吸收织布机梭子的剩余动能，使运动中的梭子准确定位。它具有缓冲性能稳定可靠，梭子定位准确，节约能量，维护保养工作量少，降低织物料损耗，节约回丝，提高布机效率和织物质量，减少噪声等优点。可以替代目前的皮圈缓冲机构，且性能优于皮圈缓冲机构。图4.5.4为液-气缓冲器用于布机的示意图。

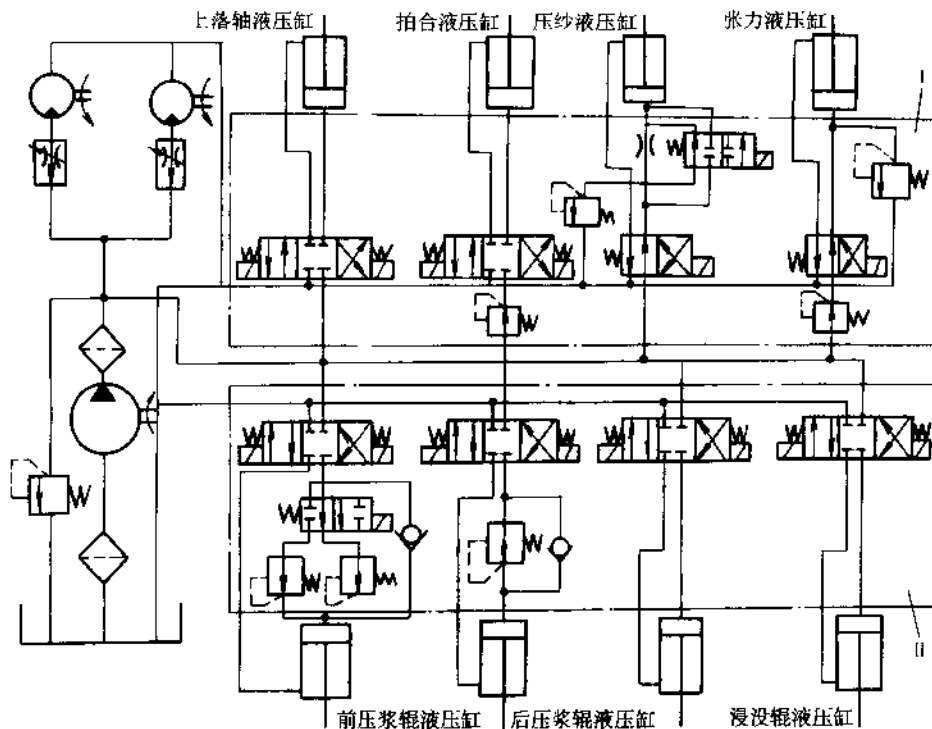


图 4.5-3 浆纱机液压系统图二

4.5.4 织布机气-液缓冲器

液-气缓冲器用于织布机的制梭缓冲部分，吸收织布机梭子的剩余动能，使运动中的梭子准确定位。它具有缓冲性能稳定可靠，梭子定位准确，节约能量，维护保养工作量少，降低织物料损耗，节约回丝，提高布机效率和织物质量，减少噪声等优点。可以替代目前的皮圈缓冲机构，且性能优于皮圈缓冲机构。图4.5.4为液-气缓冲器用于布机的示意图。

液-气缓冲器由气室和油室两大部分组成（油

轴的上轴和落轴；拍合液压缸用于操纵织轴的两端夹紧和松开；压纱液压缸用于压住织轴上卷绕的纱；张力液压缸用于控制纱的张力；前后压浆辊液压缸用于纱的压浆，使纱的浆膜光滑平整；浸没辊液压缸用于将纱浸没在浆槽内。两个组合阀分别由三位四通电磁阀、二位四通电磁阀、减压阀、定压阀、单向阀等组成，以一定程序实现控制。

此外，有两个调速阀分别控制两种定排量的液压马达，以调节浆泵和湿分绞辊的转速。

室包括活塞，缓冲头和密封件），两室之间用薄膜隔开，见图4.5-4。

工作中，当梭子通过投梭棒撞击缓冲头时，活塞位移则压缩油室内的油液，通过油液在渐渐缩小的间隙中的流动变化，造成油室内压力变化吸收梭子的冲击能量，使梭子减速而停止下来，达到准确定位的目的。同时由于油不可压缩，活塞位移迫使油挤压薄膜，使气室中空气压缩，积蓄一定的能量，投梭后，气室中积蓄的能量放出，迫使活塞复位。因此，液-气缓冲器是利用液-气介质吸收及转换能量的一种装置。

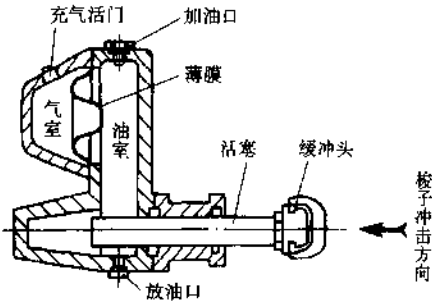


图 4.5-4 气-液缓冲器结构原理图

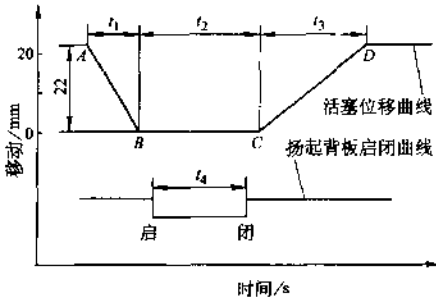


图 4.5-5 缓冲器活塞动态位移曲线图

由于其内部液-气阻尼的特性，使活塞在复位前有一定的停顿时间，以保证换梭和投梭的安全可靠，见图 4.5-5 活塞动态位移曲线图。图中 A 是活塞开始工作点。B 是活塞在最里端的工作点。 t_1 是活塞的压下时间（约 0.05s）， t_2 是停顿时间（约 0.1s）， t_3 是复位时间（约 0.1s）， t_4 是扬起背板的启闭时间（约 0.06s），这段启闭时间正好处在活塞的 BC 停顿时间内，因此是绝对安全可靠的。

4.6 橡胶

4.6.1 合成橡胶压块机液压系统

该液压系统如图 4.6-1 所示，用于将合成橡胶散料压制在一定规格的橡胶块。系统采用多泵并联结构。由于执行机构所需流量较大，故采用锥阀结构作为控制元件。6YA、7YA、8YA 带电时，水平挤压缸差动快进，6YA、8YA 工作时完成挤压动作，5YA、7YA 带电，挤压缸返回，顶出缸动作由 1、2、3、4、9 锥阀进行控制。

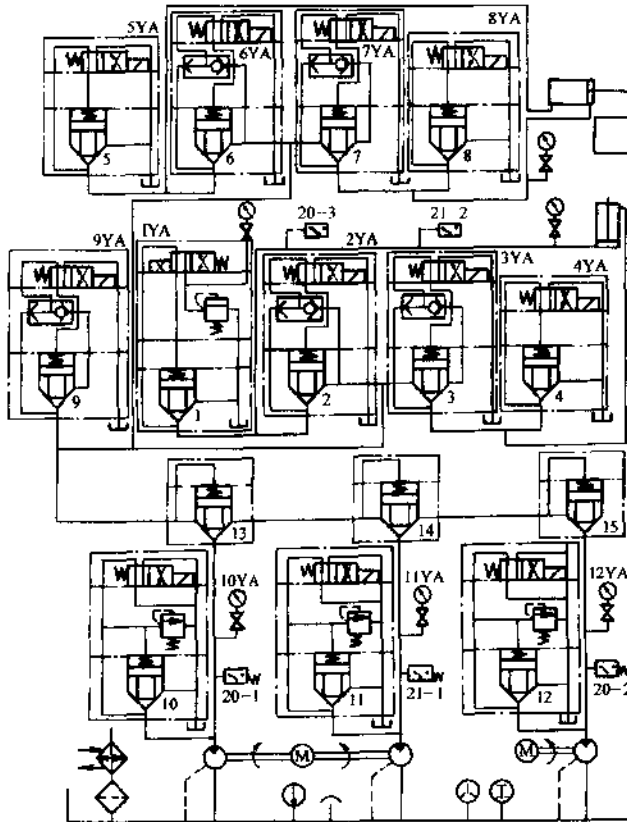


图 4.6-1 合成橡胶压块机液压系统图

该系统结构简明,由于采用卸荷回路,系统成本较高。采用差动回路,可有效缩短主机的动作周期,提高工效。

4.6.2 平板硫化机液压系统

平板硫化机用于对橡胶制品进行加温、加压硫化成型。通过对被处理物料加热至硫化温度后,经过一定时间的加压硫化过程,使橡胶材料的强度与耐久性能得到提高,材料的可塑性降低,从而提高产品的性能与质量。平板硫化机的液压系统原理图见图4.6-2。可见,该液压系统较为简单,主要完成加压平台的移动(升降)、及保压泄压控制。

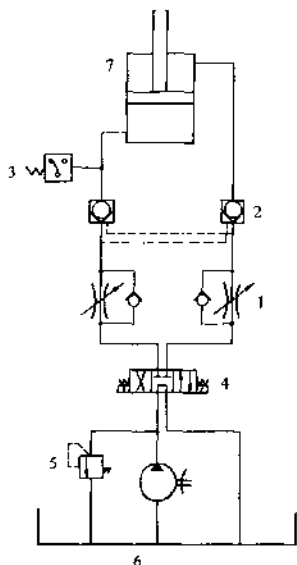


图 4.6-2 平板硫化机液压系统图

1—单向节流阀 2—液压锁 3—压力继电器 4—电磁换向阀 5—溢流阀 6—液压泵 7—液压缸

在液压系统中采用换向阀控制平台的升降,利用单向节流阀1来调节平台的升降速度。液压锁2除了用于保持压力以外,还可以防止非平台在工作过程中的下滑现象。图中的压力继电器3用于保持液压缸中的工作压力,当系统在保压过程中,由于泄漏等原因而出现压力下降时,发出信号,驱动三位四通电磁换向阀4换向,从而及时向液压缸中补充压力油,维持平台对被处理物料的压力。

该系统的特点:

1) 采用具有泄荷机能的换向阀,实现液压泵的卸荷启动,另外,在保压过程中,由于液压泵输出功率极小,固可实现节能功能,并且保证液压介质的工作温度不致过高。

2) 采用液压锁结构,具有较好的保压作用,并且工作过程中,平台可随时停止而不会因自重下滑

4.7 塑料

4.7.1 塑料注射成型机液压系统

(1) 动力控制系统 (见图4.7-1)

由于注塑机工作部件的速比很大,为了节省能量,通常采用多泵分级调速。该液压系统采用了两个双联叶片泵和一个单级叶片泵,其中泵2、4的排量为 $60\text{cm}^3/\text{r}$,1、3及5的排量为 $41\text{cm}^3/\text{r}$,电动机 M_1 、 M_2 的功率为37kW, M_3 功率为15kW。各泵可同时或分别向主油路供油,其最高工作压力为14MPa。其中泵2、4和5的最高压力由电磁溢流阀6、7、8控制,而泵1、3由压力阀9、10和电磁换向阀11组成的二级调压回路控制。在抽、插芯或封闭喷嘴以及在泵1、3启动时,电磁铁YA1断电,则泵1、3向系统供应低压油,其压力值由阀9控制。当YA1通电时,泵1、3最高压力由阀10控制。

阀12是先导控制单向阀,借先导控制可以防止阀12的开启。当YA5断电时,梭阀13的一个进油口通油箱,另一进油口和阀12的出口连接,这时阀12相当于普通单向阀。而在启模进程中,为了能同时实现顶出制品的要求,以缩短生产周期,可令电磁铁1Y5通电,则梭阀13的两进油口分别与阀12的进、出口连接。这时,不管启模压力(p_1)高于或低于顶出缸的压力(p_2),阀12均可可靠关闭,保证顶出缸具有足够的稳定压力而免受启模压力的干扰。

阀14、15与换向阀16、17组成主油路的二级调压回路。其中14控制注射压力,15控制保压压力。

根据工艺要求,注塑机的注射速度往往是先慢后快再慢,而注射时间很短,用普通的节流调速回路难以满足这种要求,因此该系统采用了一个带压力补偿的比例溢流调速阀18,使调速范围增大、速度稳定,并能根据工艺要求灵活地控制多程序的运动速度。

(2) 合模部分控制回路 (见图4.7-2)

1) 闭模 当合上安全门后,行程阀19松开,处于常态位置,同时电磁铁YA10通电,插装阀

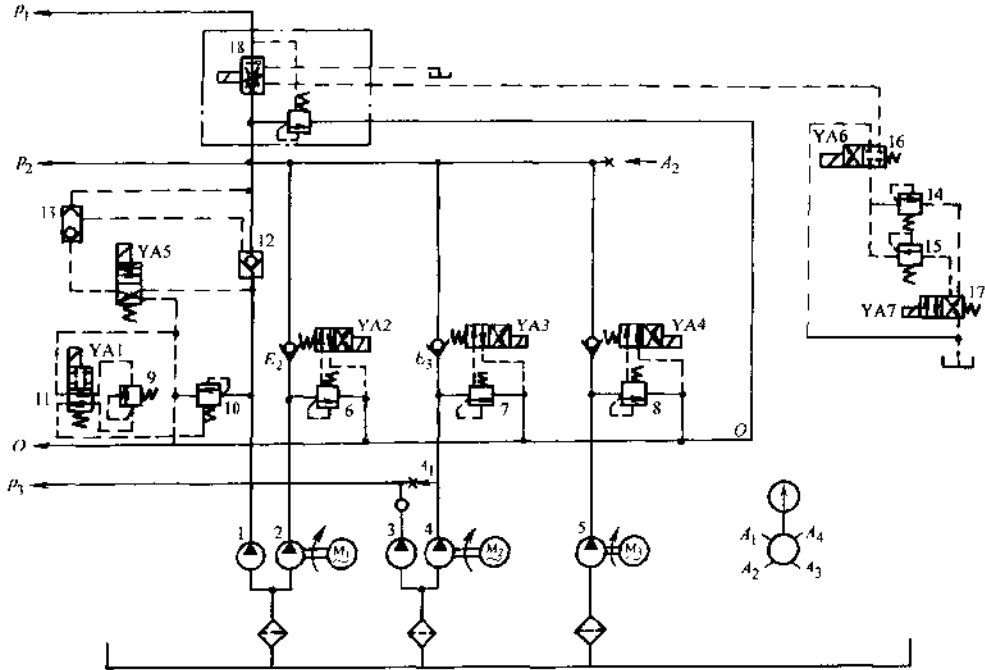


图 4.7-1 注射机液动力控制系统图

20、22 开启，23 关闭。由于单向阀 24 不能开启，阀 21 关闭。压力油 p_1 经阀 20 进入合模缸 I 的左腔，动模板前移，缸 I 右腔经阀 22 回油，闭模速度按慢-快-慢变化，其数值由泵组及比例调速阀 18（见图 4.7-1）联合调节，而速度的变换位置由行程开关控制。

梭阀 24 的作用是与阀 19、20 组成安全连锁回路。只有安全门合上后，阀 19 复位，电磁铁 YA10 通电时，梭阀 24 的两进油口卸压，阀 20 才可以打开，接通闭模进油路。若安全门打开，20 关闭，闭模中断。

2) 低速低压保护 当动模板接近闭合，触及低压保护行程开关时，动力源以小流量供油，同时电磁铁 YA12 通电，如模具内有硬质异物阻碍模板闭合，则压力油以低压（试合模压力）从阀 25 流回油箱。以防模具受损害。

阀 25 是用弹簧加载的先导控制关闭的单向阀（起直动型溢流阀作用），通过调节螺钉改变弹簧之压缩量可以调节低压保护的壓力。

3) 高压闭模 当模板超过低压保护区段，触及高压锁模行程开关时，电磁铁 YA12 断电，系统压力仍由各泵安全阀 6~10 控制。模板闭合并锁紧。

在闭模过程中，当模板快速转为慢速（泵供油

量减少）时，往往由于运动部件的惯性，缸 I 无杆腔会出现负压，这时，可通过单向阀 44 从液压箱吸油，以防止液压冲击。

4) 启模 电磁铁 YA11 触电，插装阀 20、22 关闭，23 开启，单向阀 26 的出口接通油箱，当启模进油路的压力大于插装阀 21 的先导调压阀 27 的预调压力时，27 开启，21 也可打开。则压力油经阀 23 进入合模缸 I 的右腔，模板打开，左腔经插装阀 21 回油。在模板刚打开时，模具和肘杆机构中储存的能量突然释放，缸 I 在短时间内加速可能产生负压冲击，这时，一方面可以单向阀 45 吸油补充，同时先导阀 27 关闭，21 关闭，切断回油路启模停止。待进油路压力回升，启模才继续进行。从而防止液压冲击，起缓冲作用。

梭阀 28 的作用是：在闭模后，YA10 和 YA11 均断电，阀 20、21、22、23 关闭，这时，梭阀 24 的两个进油口分别与插装阀 20 的进口和出口连接，构成插装阀的可靠关闭回路形式，从而保证合模缸压力不受快速注射时可能造成的动力源压力下降的影响。

梭阀 29 是保证不管是 $p_1 > p_3$ 还是 $p_3 > p_1$ ，总有控制压力油输出，以保证合模缸正常动作；同时，它又把动力源 p_1 与 p_3 隔开，以防压力互相干扰。

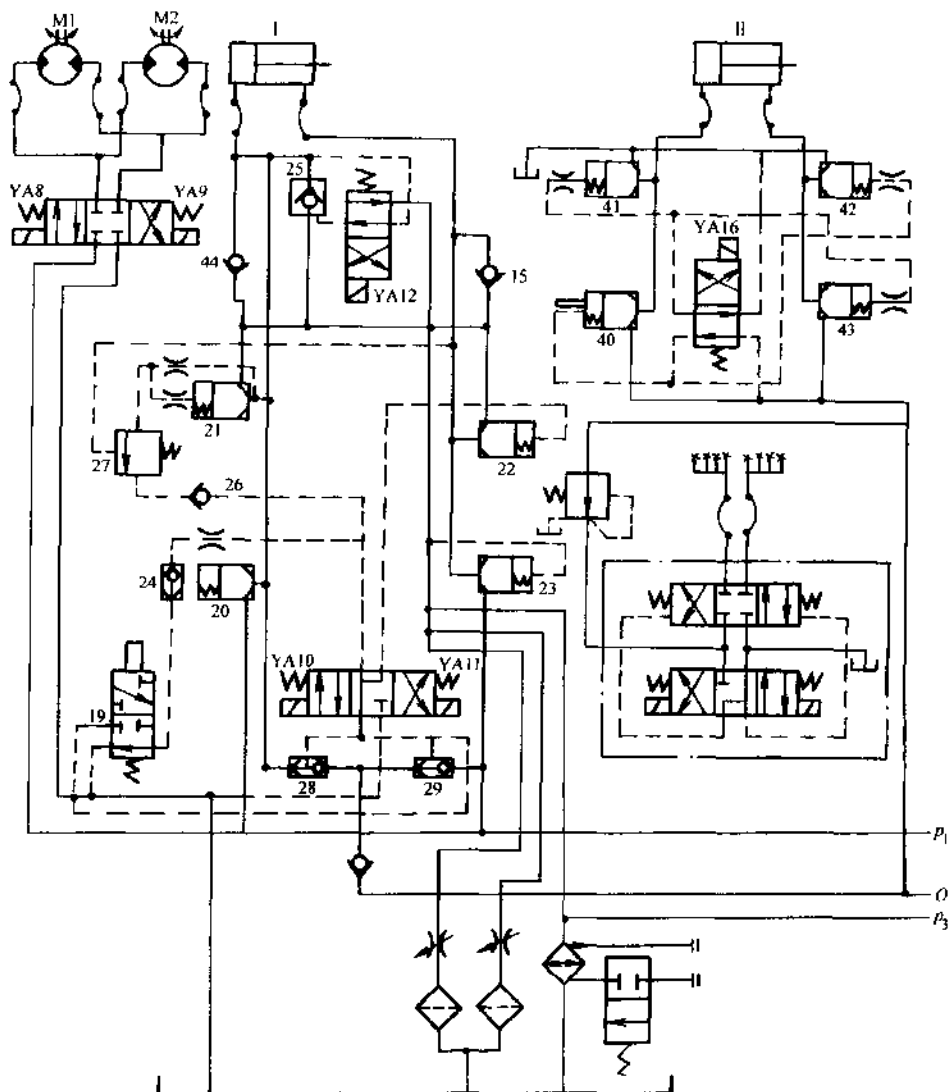


图 4.7-2 合模部分控制回路图

(3) 注射部分控制系统 (图 4.7-3)

该回路主要由插装阀 30、31 及其先导控制阀 32、33、34 及阀 35、36 组成。其中阀 36 可用国产 YF 型先导式溢流阀改装而成，即堵死主阀中心的泄油孔，而在先导调压阀的弹簧腔上开小孔与阀 38 的阀口相接，其远程调压口则与阀 37 相接。当阀 36 的外泄油口通油箱时，36 可以导通，否则阀 36 关闭。

1) 注射 当电磁铁 YA6、YA7 (见图 4.7-1)、YA19、YA21 通电时，插装阀 30 开启，31 关闭，阀 36 关闭。压力油 p_1 经阀 30 进入注射缸 IV 右腔，推动螺杆前进实行注射。两注射缸 IV 左腔的油经

35 和 38 回油箱。38 是先导控制关闭的单向阀，注射时其控制腔经阀 32 通油箱，故缸 IV 左腔的油可通过它回油箱，以增加回油的通流面积。由比例调速阀 18 (见图 4.7-1) 可获得三级注射速度；速度的变换位置由行程开关控制。注射压力由阀 14 (见图 4.7-1) 调节。注射完毕转入保压，电磁铁 YA7 (见图 4.7-1) 断电，保压压力由阀 15 控制。

2) 预塑 电磁铁 YA21 断电，YA19、YA22 通电，阀 31 开启，30 关闭，阀 36 的泄油口通过阀 38 回油箱，故 36 可以打开。但单向阀 37 出口被压力油堵住，故 36 的控制口不起作用。先导控制单向阀 38 的控制腔接压力油 p_1 ，也不能打开。

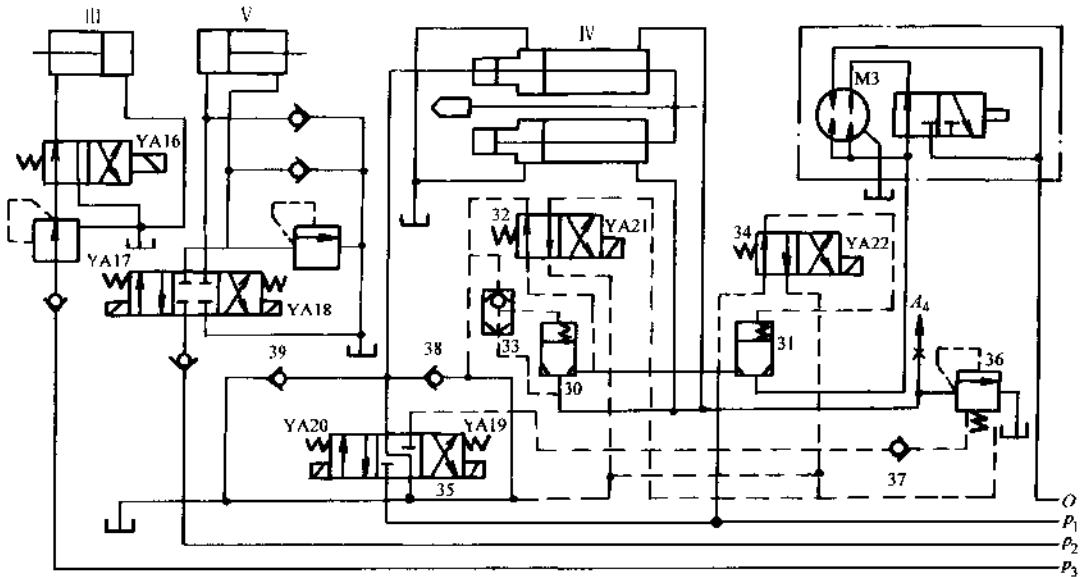


图 4.7.3 注射部分控制系统图

这时, 压力油 p_1 经阀 31 进入液压马达 M_3 内, 驱动螺杆转动, 螺杆同时后退, 而注射缸 IV 右腔的油经阀 36 回油箱。36 起背压阀作用, 预塑的背压力由 36 调节。缸 IV 左腔通过阀 35 和单向阀 39 从油箱吸油补充。螺杆的转速由比例调速阀 18 (见图 4.7-1) 控制, 拨动液压马达附设的变速杆可使注射螺杆获得高速或低速。

在预塑期间, 梭阀 33 的两个进油口分别与插装阀 30 的进、出口连接, 使 30 可靠关闭。从而保证压力油 p_1 全部通过 31 进入马达内而不会从阀 36 溢走。

3) 防流涎 电磁铁 YA21、YA22 断电, YA20 通电, 插装阀 30、31 关闭, 阀 36 的泄油口和远程控制口分别通过阀 32 和阀 37、35 通回油箱, 处于卸荷状态。压力油 p_1 经阀 35 进入注射缸左腔, 螺杆后退。注射缸右腔的油在无背压的情况下经阀 36 流回油箱。这时, 36 起放油阀作用。

4) 原始位置 在预塑、防流涎之后, YA19、YA20、YA21、YA22 全部断电, 阀 30、31 关闭, 阀 38、37 也被封闭, 液压缸 IV 左腔卸压。

(4) 顶出缸控制回路 (见图 4.7-2)

1) 顶出制品 电磁铁 YA15 通电, 插装阀 40、42 开启, 41、43 关闭, 压力油 p_3 进入顶出缸 11 的左腔, 顶出杆前伸把制品顶出。其速度由插装式流量阀 40 调节。

2) 顶出杆退回 电磁铁 YA15 断电, 插装阀 41、43 开启, 40、42 关闭, 顶出杆退回。

4.7.2 注塑机液压系统

注塑机是用于制造成型的塑料制品的设备。该类设备由于成型工艺较为复杂, 成型过程中的作用力较大, 一般多采用液压系统。

XS-ZY-250A 型注塑机液压系统

注塑机的工艺流程一般可归纳为: 合模、注射座前移、注射、保压、冷却、预塑、开模、顶出塑件、顶杆退回几个步骤。

图 4.7-4 所示液压系统采用电液比例阀控制合模、开模 (1[#] 液压缸), 注射座前移 (10[#] 液压缸), 注射 (9[#] 液压缸), 顶出 (4[#] 液压缸)。工作过程中的压力, 采用电液比例溢流阀进行调节。而开合模及注射速度则由电液比例调速阀进行控制。

该系统动作原理如下:

1) 合模过程, 比例电磁铁 E_1 、 E_2 、 E_3 得电, 控制相应的压力与流量, 7YA 带电, 合模缸 (1[#]) 左移。锁模时 E_1 失电, 双联泵卸荷。

2) 注射座前移, 此时 E_2 、 E_3 工作, 3YA 带电, 压力油液进入注射座移动缸 (3[#]) 右腔, 推动注射座完成前移动作。

3) 注射, E_1 、 E_2 、 E_3 均工作, 1YA 带电, 压力油驱动注射缸工作。

减压过程：2YA、9YA、10YA 带电，合模缸失压，完成减压排气动作

再增压过程：1YA、7YA、9YA、10YA 带电，合模缸再次压紧。

预塑进料：6YA、7YA、9YA、10YA 带电，单泵供油，液压马达回转，驱动螺杆进料。

注射座后退：8YA、10YA 带电，单泵供油，

注射座移动缸右移后退。

慢速开模：2YA、10YA 带电，单泵供油，合模缸慢速开启。

快速开模：2YA、5YA、10YA 带电，双泵供油，合模缸快速开启。

系统卸荷：各电磁铁失电，溢流阀卸荷。

250 克塑料注射机液压系统图参见图 4.7-5。

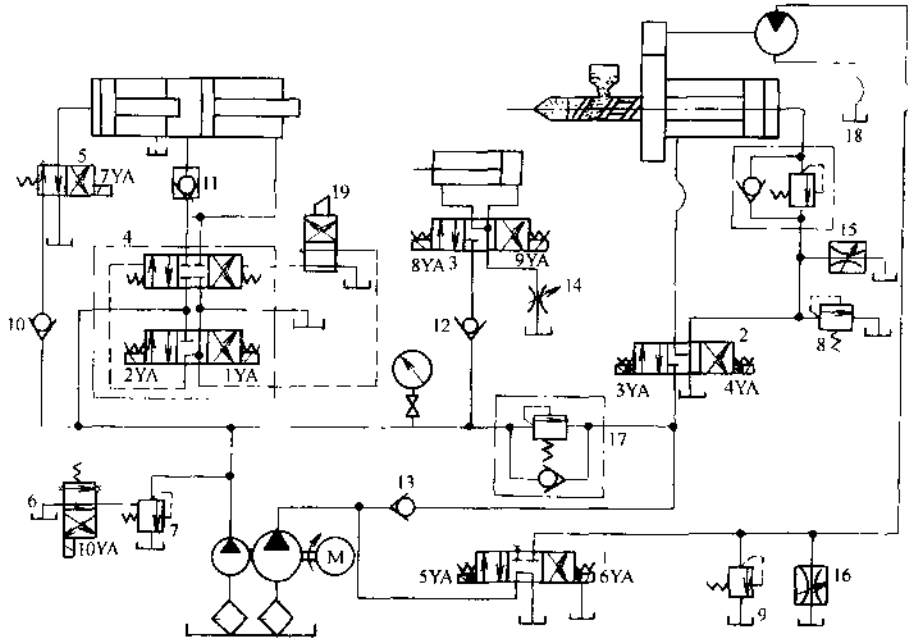


图 4.7-5 250 克塑料注射机液压系统原理图

4.8 矿山

4.8.1 采煤工作面支架的液压系统

采煤工作面是直接开采地下煤层的场所。技术先进的现代采煤方式是采用综合机械化的工作面，图 4.8-1 为一个综合机械化长壁采煤工作面的示意图。工作面长度 L 一般为 100~200m。自移式液压支架沿整个工作面装设，排列成一条可以向垂直于 L 方向推进的“钢铁长廊”。如果 $L=150\text{m}$ ，液压支架的顶梁（或底座）宽度为 1.5m，那末这个工作面就需要装设 100 架液压支架。一架支架通常具有 10 个左右的液压缸（亦称千斤顶），因此，在这一个工作面上约有 1000 个液压缸在工作。

在“钢铁长廊”下铺设刮板输送机，采煤机骑在输送机上沿 L 方向往复运动，同时装有截齿

的滚筒作旋转运动，将煤壁上的煤炭连续地切割下来（落煤），然后经刮板输送机、转载机和皮带输送机运出采煤工作面。

液压支架是综采工作面的支护设备，它支护和控制采煤机落煤以后所暴露的顶板，形成一个安全可靠的采煤机工作空间。

液压支架除了必须完成支撑顶板、推移输送机和自身推进动作以外，还应具有防止煤壁垮落（片帮）、实现超前支护（即支护在采煤机落煤之后，输送机 and 支架尚未推进时所暴露的顶板）、防止相邻两支架之间漏落矸石，以及当煤层倾斜角较大（一般为 $\alpha \geq 15^\circ$ ）时防止支架下滑等功能。

图 4.8-2 为液压支架的结构示意图。

液压支架的支护功能是通过两个前柱液压缸 8 和两个后柱液压缸 7 将其前后立柱升起，使顶梁 12 顶住顶板 13，防止工作面的顶板垮落。顶梁 12

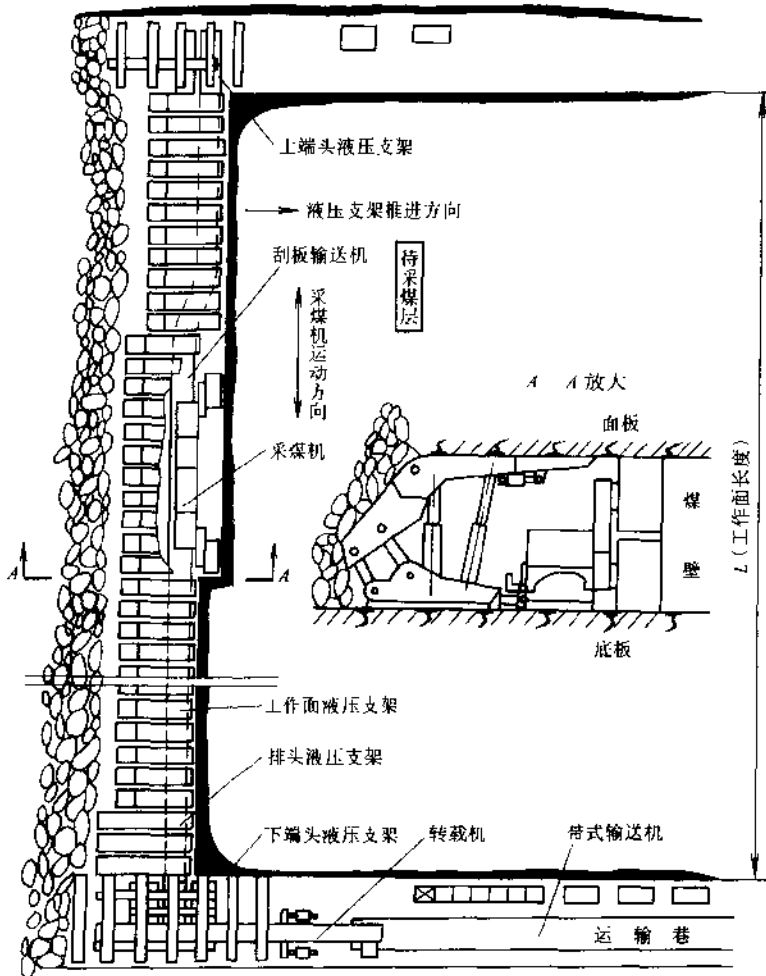


图 4.8-1 综合机械化长壁采煤工作面示意图

和顶板 13 接触之后液压系统压力增加，达到额定工作压力时液压缸产生的总推力称为支架的初撑力。随着时间的推移，煤层顶板下沉，液压系统达到安全阀的调定压力时，前后柱液压缸产生的总推力称为支架的工作阻力，支架系统压力为 15MPa 时，初撑力为 188t，安全阀调定压力为 31.8MPa，工作阻力为 400t。

液压支架手动操作的工作循环：随着采煤机沿运动方向的位移，液压支架应完成相应的动作。每当采煤机经过一架支架，要有四架支架在不同的位置完成不同的动作。①当采煤机趋近第 k 架支架时，为了采煤机通过并顺利截煤，应操纵护帮液压缸 2，收回护帮机构 1；②操纵第 $(k-l)$ 架的前梁液压缸 3，将前梁 14 伸出，进行超前支护；

③操纵第 $(k-m)$ 架的推移液压缸 10，将刮板输送机 11 推移一个步距；④操纵第 $(k-r)$ 架，同时完成降下支柱，将支架向前推进一个步距，再升起支柱，重新达到初撑力。整个工作面的全部液压支架均需随着采煤机的移动顺序地完成上述四个操作，以保证采煤机往返运动连续采煤。

图 4.8-3 为液压支架的液压系统图。图中 1 为乳化液泵，是定量三柱塞泵，额定流量为 80L/min，额定压力有 35MPa 和 20MPa 两种，对应的电动机功率分别为 75kW 和 55kW，工作介质是 3%~5% 的乳化油和 97%~95% 的水配制成的乳化液。国产液压支架专用乳化油有 M4、SM-10 和 MDT 三种牌号，蓄能器 2 用来吸收泵流量的脉动和减轻液压冲击。因为液压支架是间歇工作的有自

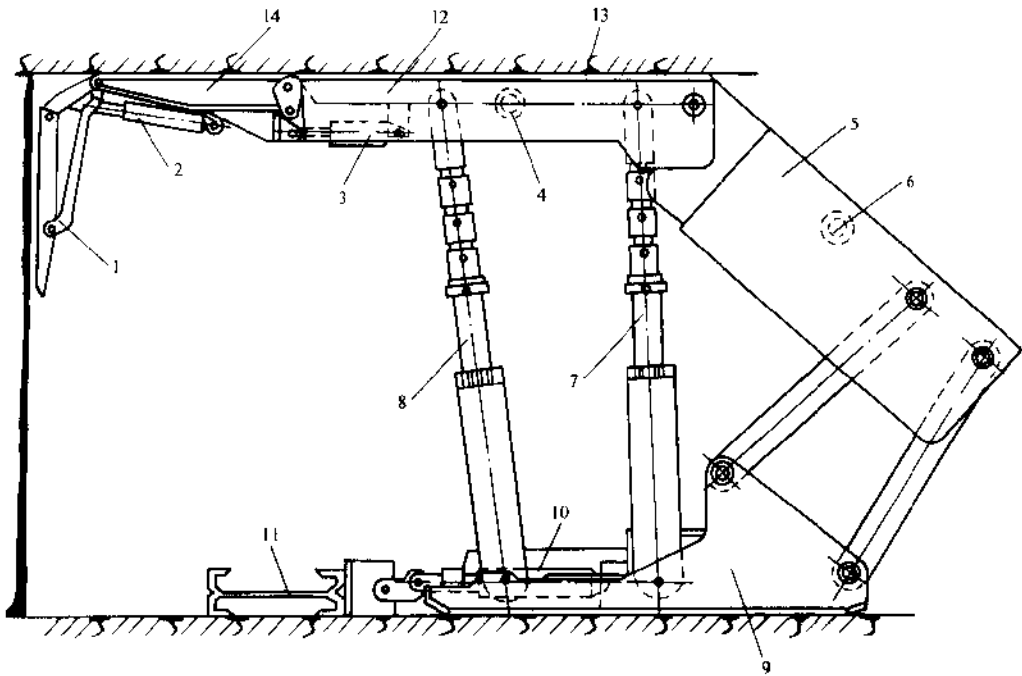


图 4.8-2 液压支架结构示意图

动卸载阀 3，它由主阀 3.1，先导阀 3.2 和单向阀组成，并和手动卸荷阀 4 装在一个阀体内。先导阀的调定压力即泵的额定工作压力。当系统不需要液体压力超过先导阀 3.2 的调定值时，乳化液经主阀 3.1 溢流。安全阀 5 的调定压力比泵的额定压力高 10% 左右。用手动卸荷阀 4 使泵空载启动，泵站并联着两套泵和自动卸载阀。6 为两个前柱液压缸，7 为两个后柱液压缸。分别由手动换向阀 8、9 控制它们升降。10 为液控单向阀。11 为起安全作用的溢流阀。12 为护帮液压缸。掩护梁侧推液压缸 13 和顶梁液压缸 14 用于调整相邻支架的间隙，防止矸石漏落入采煤机的工作空间。当工作面煤层倾角 $\alpha > 15^\circ$ 时，应当用防滑液压缸 15 将全部支架依次连接起来，经常进行调整以防止它们下滑。16 为前梁液压缸，17 为推移液压缸。各液压缸的动作均靠手动换向阀控制。

支架液压系统的特点：系统本身很简单，但是由于其工作介质是含水 95% 以上的高水基工作液，不能使用通用的液压元件。因此具有以下一些特点：

1) 乳化液泵：目前国内外绝大多数都采用卧

式柱塞泵，而 ICHY-4 型乳化液泵站中使用了 BHP-32/20 型阀式配流径向柱塞泵，效果也不错；

2) 各种液压缸及其零件需要进行表面防锈蚀处理；

3) 对各种操纵、控制阀的密封性能要求很高。因此很少采用滑阀，而多采用座阀或平面密封式阀类。如安全阀和液控单向阀多为橡胶垫的平面密封结构；换向阀则为球阀或锥阀式的组合阀，其阀座材料常用尼龙等优质工程塑料；也有用平面密封式转阀作先导阀，进行液控操作，可以很方便地实现多位多通职能；

4) 在采用液压先导控制的操作系统中，为减少操作管路，简化系统结构，常采用“印刷板”式油路和多芯软管等元件；

5) 支架液压缸专用的鼓形和蕾形橡胶密封圈，性能优良，工作可靠，寿命长。

当前对支架液压系统研究的两个主要方面是：①研制先导控制的电液操纵阀，实现全工作面支架系统的计算机控制；②进一步研制适用于高水基高压系统的液压元件，以提高支架的初撑力和工作阻力。

高液压缸，11为调料液压缸。在割煤滚筒1的螺旋形叶片上装有截齿，当滚筒在煤壁内旋转时，便可将煤切下，并装入工作面刮板输送机2的溜槽中运走。采煤机骑在输送机的槽帮上。沿工作面全长有一条张紧的牵引锚链，它与采煤机牵引部的牵引链轮9相啮合，链轮转动，就牵引着采煤机沿煤壁往复运动，连续采煤。

采煤机的工作条件恶劣、传动功率大而工作空间又极受限制，故要求其传动部件的单位功率的质量愈小愈好；又因它的移动速度低而负载大，故其牵引部必须具有很大的传动比（ $i = 250 \sim 300$ ）和牵引力（ $12 \sim 40\text{tf}$ ），并要求能够进行无级调速。要求整个系统具有完善可靠的安全保护功能和操作灵活方便。这种传动系统采用液压传动和控制是适宜的。

采煤机的液压系统见图4.8-5。主泵1为具有恒功率变量机构的斜轴式轴向柱塞泵，马达2为与主泵同规格的斜轴式定量柱塞马达。

主泵恒功率变量机构的结构与通用系列产品不同，它包括泵位调节器、液压恒功率调节器和电动机恒功率调节器三个部分。

泵位调节器15实际上是一手动伺服变量机构，包括调速杆15.1、大弹簧15.2、弹簧套15.3和V形槽板15.4、反馈杠杆15.5、伺服滑阀15.6和变量活塞15.7。在大弹簧尚未压缩的自由状态下，调节器各个零件所处的位置都对应于泵位的零位。摇动手柄21或转动齿轮22，通过丝杠、螺母推动调速杆上、下移动，便可在任一方向上压缩大弹簧。假设其压缩量为 x_0 ，这时如果开关活塞16处于右位（解锁）松开V形槽板，则V形槽板将在大弹簧力的作用下也沿相同的方向（如图向上或向下）移动 x_0 。位移 x_0 又通过反馈杠杆推动伺服滑阀，从而使变量活塞移动 x_p 。于是主泵便以与此相应的方向和排量工作。因此，可以直接利用泵位调节器对马达进行手动调速和换向。但实际上只用它作为系统运行速度和运动方向的给定装置，而利用液压恒功率调节器和电动机恒功率调节器在给定的速度范围内进行自动调速。

液压恒功率调节器17由装在开关活塞16中的一个小柱塞17.1和平衡弹簧17.2构成。小柱塞一端与系统的高压侧相通，所受的液压力与弹簧力始终相平衡。故小柱塞的伸出距离 x_1 与系统的液压

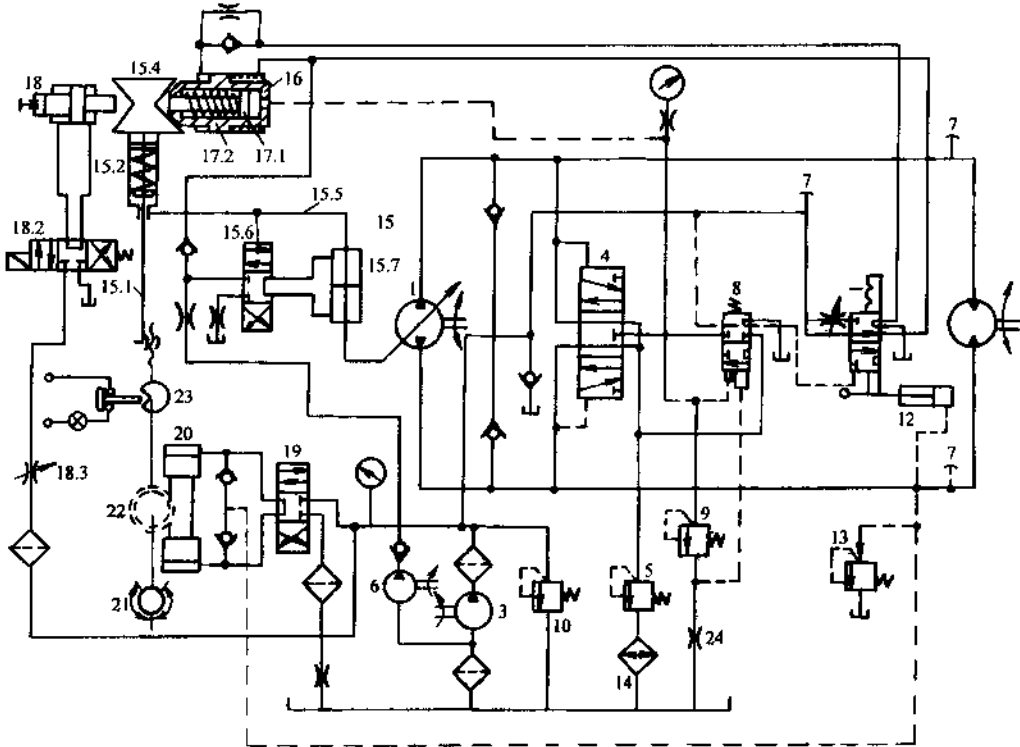


图4.8-5 采煤机液压系统图

力成正比，它实际上就是系统的压力反馈测量装置；电动机恒功率调节器 18 包括一个行程可调的小活塞和一个三位四通电磁阀 18.2。这两个调节器的柱塞轴线和油塞轴线在同一直线上，并与主泵的零位相对应。电磁阀 18.1 由电流反馈系统测得的电流信号控制，是一个具有死区的继电器型非线性控制环节。小活塞的外伸距离为 x_2 ，此系统主要环节的方框图如图 4.8-6 所示。图中 x_0 为给定位移， x_1 为液压恒功率调节器的位移， x_2 为电机恒功率调节器的位移， $x_f = x_0 - x_1 - x_2$ ， x_f 为反馈杠杆位移， $x_v = x_1 - x_f$ ， q_v 为伺服阀流量， x_p 为变量活塞位移， α 为变量机构转角， n^p 、 M^p 为泵输入的转速和力矩， p 、 q 为泵输出的压力和流量， n^m 、 M^m 为液压马达输出的转速和力矩， i 为电动机恒功率调节器的控制电流。

系统工作时，开关活塞在低压控制油的作用下总是处于最右边的松开位置，泵位调节器的 V 形槽板便在大弹簧的作用下向着预先给定的方向如图向上或向下移动 x_0 距离（即 V 形槽板的位置偏离二功率调节器的活塞轴线的距离为 x_0 ），使主泵以相应的排量工作。随着系统液压力上升，液压恒功率调节器的小柱塞 17.1 逐渐外伸，其端部压向 V 形槽的侧面，迫使 V 形槽板带动伺服滑阀向主泵排量减少的方向运动，系统自动减速，其调节规律近似恒功率特性。当系统压力足够高时，小柱塞完全伸出，迫使 V 形槽板回到零位，系统自动停止牵引。这时如果系统压力下降的话，小柱塞又将在平衡弹簧作用下收缩，放松 V 形槽板而使系统增速。

实践证明，采煤机牵引部消耗的功率虽然仅为全部功率的 10% ~ 15%，但是电动机的总输出功率与其牵引速度成正比。因此，通过调节牵引速度

亦可调整电动机的总输出功率。当电动机超载运转时（负载电流 i 大于额定电流 i_0 的 1.05 倍），电动机恒功率调节器的电磁阀 18.2 处于左边，小活塞外伸，迫使 V 形槽板向着主泵排量减少的方向运动，系统自动减速，电动机功率随之下降。当 $i \leq 1.05i_0$ 时，阀 18.2 复到右位，小活塞自由浮动，不影响液压恒功率调节器 17 对槽板的控制。电动机保持满载工况。如果电动机长时间超载运转，则小活塞就可能完全伸出，而迫使采煤机停止牵引；当电动机欠载运转时（ $i < 0.95i_0$ ），电磁阀 18.2 处于右位，小活塞收缩，放松 V 形槽板而使系统增速，电动机功率亦随之增加。显然，电动机满载工况就是继电器型非线性控制环节的死区。为了避免小柱塞运动速度过快，致使系统增速（或减速）的加速度过大，在小活塞的进油路设有一个可调节流器 18.3，将系统的减速时间，调整为 20s 左右；并利用小活塞两端的有效面积不同，使系统的增速时间约为减速时间的 1.8 倍。

开关活塞 16 的位置由开关阀 11 控制。开关阀位于上位时，开关活塞左移（外伸），压迫 V 形槽板，使泵位调节器回零（上锁），系统停止牵引；开关阀位于下位时，则开关活塞右移（收缩），松开 V 形槽板（解锁），系统便以给定的牵引速度和牵引方向开始工作，并根据载荷的变化自动调速。

开关阀具有两种操作方式：即手动直接操作和用液压缸 12 操作。阀端的低压控制油液既能对开关阀的工作位置起控制作用，又能对系统起低压保护作用。即当低压控制系统失压（ $\leq 0.5\text{MPa}$ ）时，开关阀就在弹簧力的作用上复位，开关活塞上锁，系统停止牵引。

液压缸 12 由电磁阀 19 控制。阀 19 同时还控制齿条活塞液压缸 20，通过齿轮、丝杠调节泵位

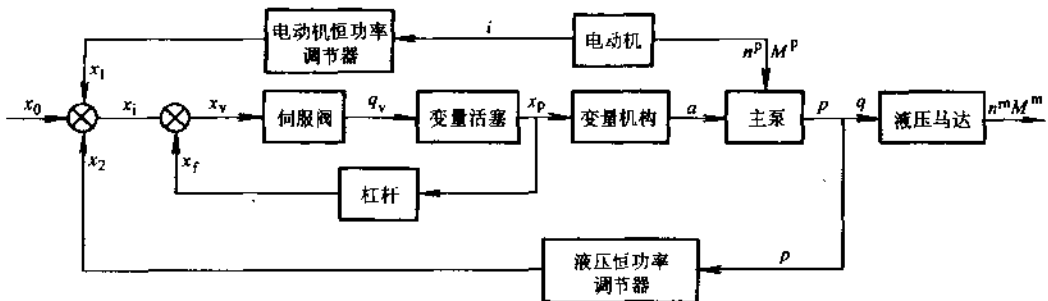


图 4.8-6 采煤机液压控制系统方框图

调节器,以调定牵引速度,其作用与手柄21相同。由于开关阀操纵缸的控制油液是通过齿条活塞的中心轴向外输送的,因此,阀19启动后,首先就推动操纵液压缸打开开关阀解锁,然后才使齿条活塞运动,给定牵引速度或换向。操纵缸只能单向运动解锁,不能上锁。欲停止牵引时,还需手动操作开关阀11复位,这个动作同时也迫使操纵缸复位,油液经溢流阀13(调定压力为1.5MPa)返回油箱。电磁阀19是用按钮控制的,在此基础上可以实现无线电遥控。

为了避免换向操作时系统突然反向运转,在丝杠轴上装有一个开关圆盘23,盘周边开有一个缺口,当插销落入此缺口中时,信号灯亮,电磁阀19的电源切断,表示主泵已到达零位,系统原方向的牵引运动停止。然后继续反向摇手柄或启动反向按钮,才能实现系统换向和给定牵引速度。

超压关闭阀8和高压安全阀9用于系统超压时的快速保护。当系统压力达到其额定压力(15MPa)时,超压关闭阀8下位工作,泵3来的油断路。开关阀上位工作,开关活塞16左腔通油箱,开关活塞16迅速上锁,系统停止牵引;同时系统的高压油经阀8、阀5回油箱。高压油路压力降低,超压关闭阀又自动复位,使系统又处于待启动状态。如果超压关闭阀由于故障而在调定压力下不能及时动作,则系统压力将继续升高而使高压安全阀9开启(其调定压力略大于15MPa)溢流,保护系统;同时由于节流孔24的作用,还有约4MPa的压力加于超压关闭阀下端,加力使它动作。

辅助泵3、单向阀组、节流阀4、背压阀5与冷却器14构成了系统的热交换回路。背压阀5的调定压力为1.5MPa,为系统提供低压控制油液,溢流阀10的调定压力为2.5MPa。手动充油泵6给系统启动前充油,同时经排气孔7排除系统中残留的气体。

采煤机牵引部液压系统的控制比较复杂、结构很紧凑、元件的集成化程度高、专用性强。因此,在保持和改善系统的控制性能指标的前提下,应当不断简化系统结构,尽量采用通用液压元件,特别是采用具有通用变量机构的液压力元件,以加速采煤机的研制周期,降低其生产成本。

在煤层水平倾角 $\alpha \geq 9^\circ$ 时为防止采煤机下滑需要用安全绞车加以保护。安全绞车靠液压系统控制。恒压泵的工作压力恒定,恒压泵带动径向液压

马达,马达带动绞车,绞车上缠绕采煤机牵引钢丝绳。

采煤机上行采煤时,泵向马达供油,马达正转,绞车缠绕钢丝绳。正常工作时绞车钢丝绳和采煤机牵引线速度相等。系统压力恒定。若有微小差异,系统压力有变化,恒压泵可自动调节绞盘转速使二者线速度相同。若采煤机突然下滑则液压马达处于泵状态,系统压力升高,钢丝绳牵引力加大防止采煤机下滑。若下滑超速时,泵和采煤机停止运转,液压机系统使绞车制动。采煤机下行采煤时,泵保持恒压,马达也处于泵状态,此时采煤机的牵引速度和绞车放绳速度一致。

4.8.3 矿用提升机液压系统

现代矿山多采用大惯量防爆液压提升机(卷筒直径 $\geq 2\text{m}$)。该机用在有瓦斯及其他可燃气体的矿井中,作为提升、下放人员及物料运输的主要设备。

图4.8-7为提升机液压系统原理图。主液压传动系统是由双向变量泵驱动液压马达的具有恒转矩输出特性的容积调速闭式系统,该系统具有结构紧凑、油液不易受污染、传动平稳等特点。主泵为ZRS-H915F型轴向柱塞伺服变量泵,提升机运行速度的高低和运动方向分别由变量泵转子摆角的大小和摆动方向来决定;2台液压马达是NJW-E型内曲线径向柱塞式定量液压马达,分别安装在主轴装置两端,直接驱动大惯量滚筒-负载系统,实现物料、人员的提升和下降。该类液压马达起动效率高、起动转矩大,而且运转平稳,特别是在1r/min的低转速下运转稳定无爬行现象。

提升机用2台YB-E200/50型高性能双联叶片泵作为辅助泵,油路分成4路:一路经液动滑阀直接供给制动系统;一路经溢流阀后直接回到油箱;一路经减压阀到主泵行程调节器的操作回路,用以控制主泵的缸体摆动;一路经减压阀后到减压式比例阀,再由操作决定分别送至制动系统、主传动系统的两个液控滑阀,同时供到主泵的比例缸使主泵行程调节器的伺服活塞产生位移。司机通过操作减压式比例阀给主泵比例缸输入其压力逐渐由低到高的压力油,使主泵的行程调节器动作,改变摆动缸体的角度来调整主泵的排量,进而改变液压马达的转动速度;将减压式比例阀的操作手柄搬到不同的位置和角度,就可以使提升机获得上升、下降或停

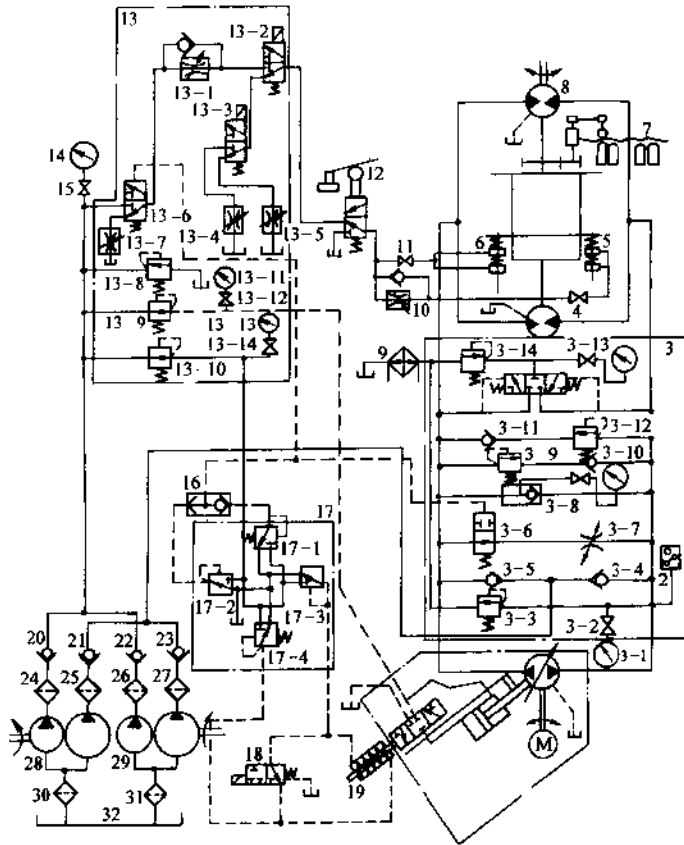


图 4.8.7 提升机液压系统原理图

- 1—伺服变量泵 2—压力继电器 3—主阀组 3-1、13-11、13-13、14—压力计
 3-2、11、13-12、13-14、15—截止阀 3-3、3-9、3-12、3-14、13-8—溢流阀
 3-4、3-5、3-10、3-11、20、21、22、23—单向阀 3-6—二位二通液控阀
 3-7、13-4、13-5、13-7—节流阀 3-13—三位三通液控阀 4、8—液压马达
 3-8、16—梭阀 5、6—盘形制动器 7—深度指示器 9—冷却器 10、13-1—单
 向节流阀 12—二位三通紧急制动阀 13—控制阀组 13-9、13-10—减压阀
 17—减压式比例阀组 17-1、17-2、17-3、17-4—减压式比例阀
 13-2、13-3、18—二位三通电磁换向阀 19—变量泵差动液压缸
 24、25、26、27、30、31—过滤器 28、29—辅助液压泵 32—油箱

止的运动状态和不同的升降速度。液压控制系统设有2个防爆电磁阀，当提升机各种安全保护装置动作时，使安全制动电磁阀断电，提升机紧急制动停车。

为补充主液压传动系统的泄漏，系统采用辅助双联叶片泵中的大泵作补油油源，向封闭式系统补油；主液压传动系统设有补油压力继电器，当补油系统建立起额定压力时，压力继电器的接点闭合，主液压泵才能起动，当提升机运行中补油系统突然失压时，压力继电器的接点自动断开，主液压泵自

动停止。

主液压传动系统设有液控热交换阀。液压马达转换出来的部分热油经背压阀再经过冷却器冷却后返回油箱。

为保证封闭式系统的清洁，系统中设有粗、精过滤器。粗过滤器安装在辅助液压泵的入口，用以保护泵及系统免受油箱中大颗粒杂质的侵入，精过滤器安装在泵的排油管路上。

提升机正常运行时的制动力是由液压传动装置本身产生的，提升机负载就变成了制动力，下放时

3) 由于跳汰机是作重复循环的周期振动, 其液压执行器是交变液流作用的动力学机构, 输出状态只有两种, 即工作行程和返回行程, 因此其过渡品质没有严格要求, 而主要强调其输出状态, 所以工作过程和装置结构都比较简单。

4) 脉冲泵和从动缸组成能量转换和功率放大装置, 是新型液压力控制元件。

5) 此系统中控制阀在工作中总是处于全开位置, 能量利用率高。

6) 高压蓄能器用来吸收回程能量和冲程时释放能量, 是液体弹簧。它与脉冲机构的耦合特性是保证机构稳定运动和提高效率的重要环节。而所设低压蓄能器是作为脉冲泵的补油能源, 它保证一定的补油压力和防止回程时管路中出现负压。

7) 液压站除起动时充油升压作用外, 工作时这一附加直路还有补偿系统的漏损, 从而阻止活塞平均位置发生偏移的作用, 其流量比交流流量小得多。

由上述可看见, 交流液压具有自己的特点, 主要表现为:

1) 能够以高频率小振幅或低频率大振幅输出能量。因此凡需要作往复振动和冲击的机械都可以适用。

2) 输出功率大。液压系统工作压力可达 21~32MPa, 这比气动工作压力 1.0MPa 和电磁驱动的

磁场强度 0.4~0.6MPa 高得多, 所构成的装置结构紧凑, 尺寸小, 重量轻。

3) 噪声低, 能改善劳动条件。

4) 机构简单, 调整输出特性方便, 运行可靠, 寿命长。

5) 适宜特殊作业环境, 不怕条件恶劣。

4.9 石油

4.9.1 石油钻机液压系统

石油钻机液压系统是通过控制铰盘来控制钻柱的转动和通过控制绞车而控制钻柱的升降。其液压系统原理如图 4.9-1 所示。系统动作功能分 3 个部分:

(1) 钻柱的提升和下降

钻柱提升由柴油机带动双向变量泵 2 控制绞车的双向变量液压马达 15 和 13 转动。阀 14 可使液压马达 15、13 同时投入工作, 以提高升力, 也可使液压马达 13 浮动。提升过程靠气动换向阀 11 使控制钻柱旋转的液压马达 12 浮动。

钻柱下降靠其自重实现, 带动绞车和液压马达 15、13 反转, 此时双向变量泵 2 的流量为零, 靠阀 10 和阀 6 使液压马达 15、13 浮动。若下降速度过大, 通过节流阀 6 的减速后, 再刹车减速。

(2) 钻柱正常钻探

正常钻探时, 钻柱靠双向变量泵 2 使液压马达

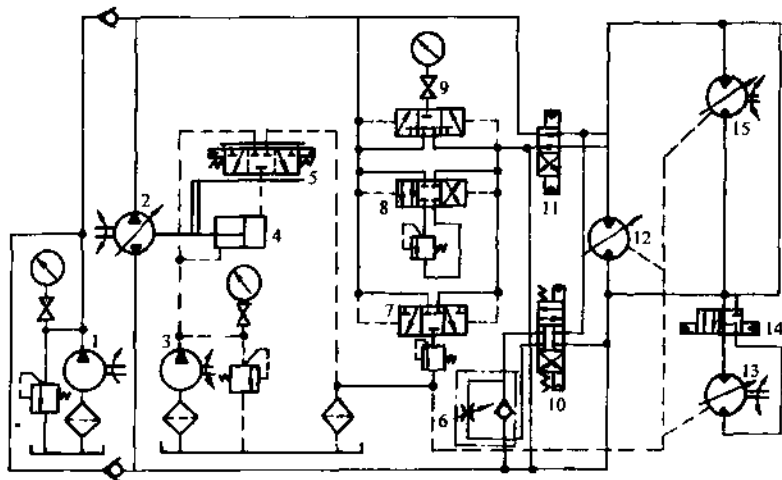


图 4.9-1 钻机主液压系统原理图

- 1—低压补油泵 2—双向变量泵 3—液压泵 4—液压力缸 5—气动换向阀
6—单向节流阀 7—冷却换油阀 8—液动换向阀 9—测压转换阀
10、11—气动换向阀 12、13、15—变量液压马达 14—液压力阀

12 转动，自重使钻柱下钻。

(3) 其他辅助回路

换向阀 8 作用时，主油路中的高低压对调，以保证一个安全阀对系统保护。

液压泵 3 和伺服阀 5、液压缸 4 构成双向变量泵 2 的变量控制回路。

本系统因液压泵和马达均为可变量，故变速范围大，总调速比可达 30。为了安全，伺服阀和有关换向阀均用气动控制。

4.9.2 顶部驱动钻井装置液压系统

石油钻机顶部驱动钻井装置是现代钻井技术装备发展的重大成果。与常规转盘方钻杆钻井相比，

它是集机、电、液技术于一体的较为先进装备。采用顶驱钻井，在提高钻井效率、节约辅助时间、降低钻井成本，确保孔内和人身安全方面有明显优点。液压系统是该装置的重要组成部分，发挥了其远距离传动与控制的优势，使顶驱的功能得以充分展现。

DQ-60 型顶驱装置是用以取代转盘钻进的陆上新型石油钻井装备。其主要功能有：主电动机 (GF752) 驱动主轴旋转钻进、主轴刹车，钻杆的上卸扣，遥控内防喷器 (IBOP) 启闭，吊环的前倾、后倾与旋转，平衡重量等。由于有这些功能使得机械化程度大为提高，大大方便了钻井作业，减轻了工人体力劳动强度，提高了钻井效率。

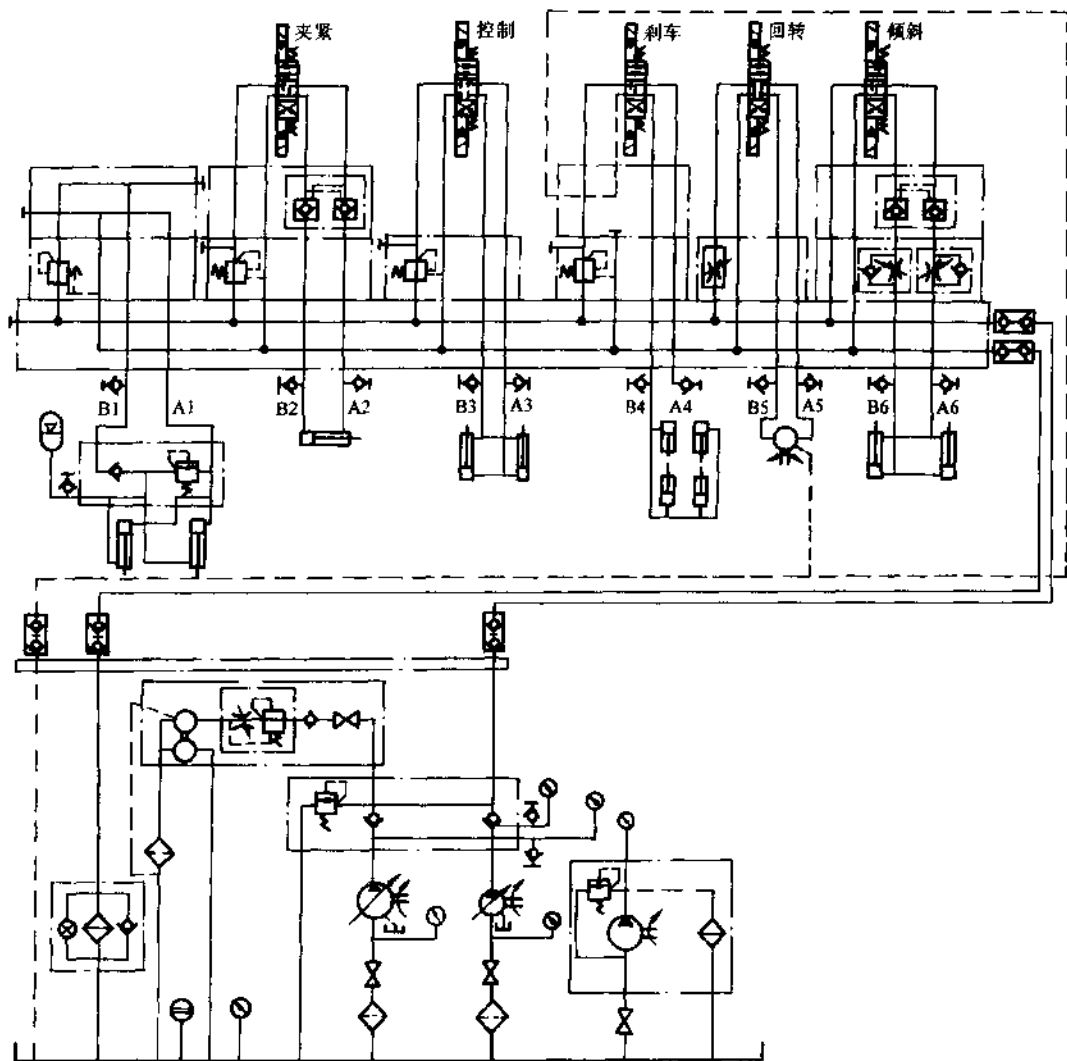


图 4.9-2 DQ-60 型顶驱液压系统原理图

DQ-60 型顶驱装置由 5 部分组成。

1) 顶驱装置主体: 由动力水龙头、刹车机构、平衡机构、回转机构、倾臂机构、内防喷器机构和背钳等组成;

2) 液压传动及控制系统;

3) 电气传动及控制系统;

4) 电缆及管路系统;

5) 控制操纵台。

DQ-60 型顶驱装置液压系统由 4 部分组成: 液源、阀组及蓄能器总成、执行器(液压缸及液压马达)和管路系统。其工作原理图见图 4.9-2 所示。

为提高顶驱工作的可靠性, 液压泵站配置了 2 台泵组, 主泵出口有单向阀防止油液反流, 并设有电气控制联锁和异地操纵, 通常只 1 台泵组工作。

主泵选用限压式变量柱塞泵, 当系统压力低于设定的压力时, 泵全排量输出; 当系统压力高于设定压力时, 排量近似为 0, 保持系统压力不变。

液压油箱有液位、温度自动报警系统。还设有独立的风冷装置, 对液压油进行循环冷却。当油温超过 65°C 时, 风冷电机自动启动, 低于 35°C 时停止。

主阀组为叠加式集成阀块。每联独立控制一执行器, 不相互干扰。每支油路均设置有测压点, 便于检测和故障诊断。

蓄能器总成由皮囊式蓄能器、单向阀、直动式减压阀等组成。完成平衡油路保压、安全保护和缓冲减震的作用。

整个液压系统原理设计满足以下钻井工艺要求:

1) 取、放单根或立根时, 吊环的前倾或后倾速度可调, 运动平稳并能在任意位置停留;

2) 回转头可作正反方向旋转, 速度可调;

3) 为防止钻柱反弹释放扭矩松脱钻具需刹车机构对主电动机转轴制动;

4) 遇到井涌、井喷时能快速接上钻杆, 遥控内防喷器关闭钻柱通道;

5) 卸、接单根或立根螺纹时, 背钳液压缸动作夹紧钻杆, 主电动机崩扣或上扣;

6) 平衡机构的作用是当主电动机卸螺纹或上螺纹时, 平衡液压缸起液压支撑作用托起顶驱装置主体重量, 以免在上、卸螺纹时由于主体重量而引起螺纹的磨损。

系统具有以下两个主要优点:

(1) 节能

系统中各执行回路设计为并联回路, 各回路单独或并列间歇动作, 又互相不干涉。另外操纵、刹车、平衡和背钳夹紧各回路都用减压阀降压。由此, 系统主压力取决于倾臂液压缸的推力, 并以此作为限压式变量柱塞泵的压力设定值, 有效地降低了系统的能量消耗, 减少油温升高。

(2) PLC 控制系统

液压控制系统采用可编程控制器进行控制, 使各回路的动作按工艺要求或安全性要求进行逻辑互锁, 避免误操作。互锁功能为:

1) 环形液压缸背钳夹紧动作和回转头旋转互锁或与提升系统绞车动作互锁;

2) 内防喷阀关闭状态与泥浆泵开泵互锁;

3) 倾臂的前倾与后倾、回转头液压马达正反旋转互锁等。

4.9.3 自升式海洋石油钻井平台液压系统

自升式海洋石油钻井平台外观如图 4.9-3a 所示。它主要由沉垫、平台和桩腿三大部分组成。平台上设有升降室 3 和井架底座 7 等。井架底座用以支承钻机井架 6, 靠液压缸来调整纵、横向位置。在升降室中, 如图 4.9-3b 所示, 液压缸 1、2、3 用以完成插销爬杆动作, 使平台作升降运动。

在图 4.9-3b 中, 缸体 1 与平台 4 固结, 缸体 2 也和平台固结。缸体 3 和缸体 1 活塞杆的一端固结。桩腿 5 降入海底的动作是: 缸体 2 活塞杆自桩腿 5 径向孔中退出(松开), 缸体 3 活塞杆进入桩腿径向孔中(锁紧), 缸体 1 的活塞杆带动桩腿下行, 然后缸体 2 锁紧, 缸体 3 松开, 缸体 1 的活塞杆复位。如此循环, 直到桩腿接触海底。反之, 可使平台沿桩腿上升离开海面, 到达一定的高度后, 缸体 2 和 3 同时锁紧, 平台可投入正常作业。

平台拖航的程序与上述则相反: 首先使平台下降至海面, 然后收起桩腿, 使整个平台浮于海面而进入拖航状态。

图 4.9-4 所示为钻井平台单桩升降液压系统原理图。系统配备有二套泵组, 每套泵组都由一台 75kW 的电动机 M 驱动一台复合泵(包括二台压力为 7MPa 的中压泵 2、3)和一台压力为 20MPa 的高压泵 4 组成。二套泵组通过并联油路可单独或同时投入工作, 以提高海上工作的可靠性。

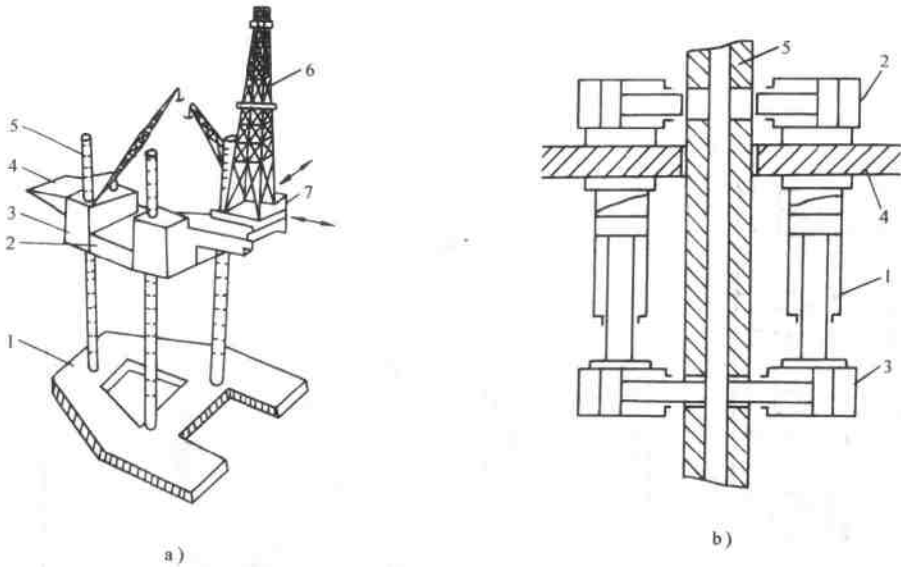


图 4.9-3

a) 钻井平台外观简图

1—沉垫 2—直升飞机平台 3—升降室 4—直升飞机平台 5—桩腿 6—钻机井架 7—井架底座

液压系统按钻井工艺要求分以下几个回路：

(1) 插桩回路

1) 桩腿下放。高压泵 4 排出的油经单向阀 8 与过滤器 14、电液换向阀 13 右位和单向阀 16、液控单向阀 31，进入插桩缸 30 上腔。与此同时，中压泵 3 排出的油经单向阀 7 与过滤器 19、电液换向阀 18 右位、单向阀 17 和电液换向阀 20 右位也进入插桩缸上腔。由于两台泵同时供油，推动活塞杆带着桩腿快速下放。液压缸 30 下腔的回油经液控单向阀 27、平衡阀 26、节流阀 25、阀 13 右位、单向阀 10、散热器 9 回油箱。平衡阀 26 由插桩缸的上下腔压力差值控制开口大小，从而限制桩腿下放的速度。

2) 平台上升过程。当桩腿下放插入海底后，插桩缸活塞杆不能继续下行，于是液压推力反向推动缸体带动平台上升。由于平台重量大，压力迅速上升，当压力升高到单向顺序阀 23 的调定压力时，该阀开启，高压油使液动换向阀 22 的上位工作，从而阀 20 的控制油路通油箱，该阀复位，使中压泵 3 卸荷。此时系统由高压泵 4 单独供油，压力继续升高，平台慢速上升，直到所要求的工作高度。

平台从安装后的钻进状态转入拖航状态的程序正好与上述过程相反，除了全过程由高压泵 4 单独

b) 桩腿升降原理

1、2、3—液压缸，4—平台
5—桩腿

供油和液压缸 30 上腔的回油经节流阀 24 调节速度外，其余与上述类似。

(2) 插销回路

插销缸 29、28 由中压泵 3 供油，经阀 18 左位、12、11 至液压缸 29、28。液压缸 30 的上下运动和液压缸 29、28 的锁放动作的协调配合，是借助电气程序回路控制电液换向阀 18、13、12、11 来实现的。

(3) 控制回路

控制回路由中压泵 2 单独供油，主要用来控制上述两个回路中的电液换向阀和插桩缸回路中的液控单向阀。

为使控制压力稳定，采用了两个压力继电器 15 来调定最高和最低压力。当压力超过高压限时，压力继电器发信号，阀 1 右位工作，中压泵 2 卸荷。当压力低于低压限时，阀 1 复位，中压泵 2 重新向回路供油，使压力上升，直到高压限为止。中压泵 2 卸荷时，为了维持回路压力和补偿泄漏，回路中还设置了二个 4L 容量的蓄能器 6，并附带有二个 10L 容量的氮气瓶。

液动阀 21 是由一个上下端作用面积不等的液动二位换向阀和一个单向节流阀组成的组合阀，具有延时换向和快速复位的功能，从而保证插桩回路

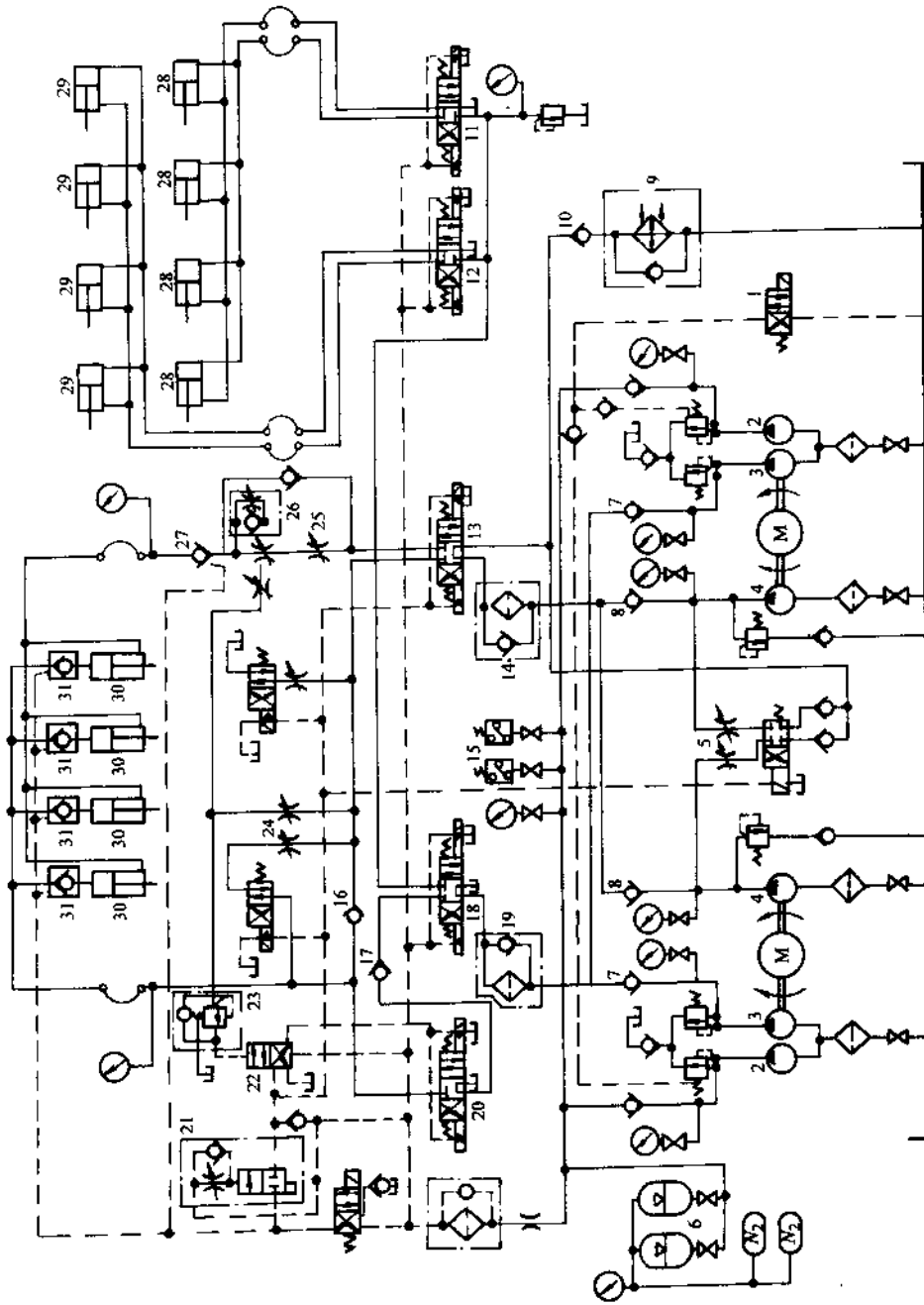


图 4.9-4 钻井平台单柱升降液压系统原理图

- 1—电磁换向阀 2,3—复合中压泵 4—高压泵 5,24,25—节流阀 6—蓄能器 7,8,10,16,17—单向阀 9—散热器
- 11,12,13,18,20—Y型和M型机能三位四通电液换向阀 14,19—精密过滤器 15—压力继电器 21—带单向阻尼的液动换向阀
- 22—液动换向阀 23—单向顺序阀 26—平衡阀 27—液控单向阀 28,29—插销缸 30—插销缸 31—液控单向阀

中的液控单向阀 31 相对于电液换向阀 20、13 提前开启。

4.9.4 水下采油井口装置液压系统

海洋油田除了采用传统的固定平台采油以外，近代海洋油田的开发还采用浮式采油装置进行采油生产。这样可以代替造价昂贵的固定采油平台。为了油井安全等原因，往往将采油树安装到水下采油井口装置。由于采油井口安装在海底，目前多采用液压系统来控制。

根据油井离岸距离、需控制的采油树井口阀的数量、油田结构、动作响应时间、信号反馈要求、水深、油田地理位置、操作人员水平、用户要求等诸多因素的差异，水下采油树要用多种形式的液压控制系统。目前常用的有：直接液控系统、先导液控系统、顺序液控系统、多道传输电液系统等四种。此外，随着海洋油田水深的不断增加，目前又出现了旨在减少液压控制软管线的液压开关系统和

适用于超深水域的电子液压遥控系统。

水下采油树的顺序液压控制系统，由于有很多优点而被广泛采用。整个液压系统由水面控制系统和水下控制系统两部分组成。水面控制系统由液压泵、油箱、操纵台、仪表屏等构成，其主要操作元件是一个压力调节阀，用以控制向水下提供各种压力的液压油。水下液控系统如图 4.9-5 所示。

蓄能器 1、2、3 的压力分别为基准压力、工作压力和指令压力，蓄能器 4 的压力是控制调压减压阀 5 的。基准压力为 10MPa，作用在液控换向阀 6、7、8、9 阀芯的左端。指令压力作用在阀 6、7、8、9 阀芯的右端。指令压力从 0~24MPa 变化时，因各换向阀阀芯端面面积各不相同，可使换向阀按 9、8、7、6 的顺序先后投入工作。这时工作压力分别经过各换向阀，再经油口 10、11、12、13、14、15 分别控制水下采油树的各井口阀门，完成洗井、采油、修井和泵送工具等各种油井作业。

该顺序液控系统有如下特点：

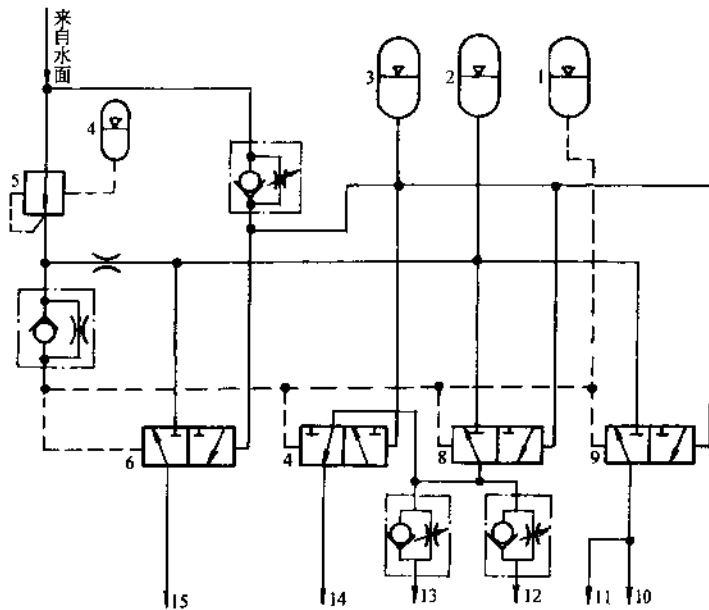


图 4.9-5 水下采油树顺序液控系统原理图

1、2、3、4—蓄能器 5—调压减压阀 6、7、8、9—液控换向阀
10、11、12、13、14、15—油口

1) 系统十分简单，从水面到水下仅采用一根软管，其控制距离可达 8 000m 以上。

2) 该系统由于事先已安排好作业顺序，从而可以消除人为的误操作。系统可以单独使用，也可以与电液控制系统组合，作为其备用系统，从而提

高控制系统的安全可靠性。

3) 控制顺序变化灵活。

4) 其动作响应比直接液控系统快，但不如电液控制系统。

5) 该系统无反馈信号。

4.9.5 旧石油管矫直机液压系统

近年来,我国石油工业飞速发展,管材用量猛增,国内管材供不应求,与此同时,每年我国却有大量管材因运输、保管及使用不当而造成弯曲报废,急待矫正后回收利用。长期以来油田一直沿用落后的手动单点式矫正设备,不但生产效率低、工

人劳动强度大,而且矫正精度差,废管的回收率也很低。

(1) 整机概况

某机的液压原理如图 4.9-6 所示,主要由主机、液压站、矫正辊驱动设备、传输装置及操纵控制台组成。

主机为该机的核心部分,管材的矫正工作主要

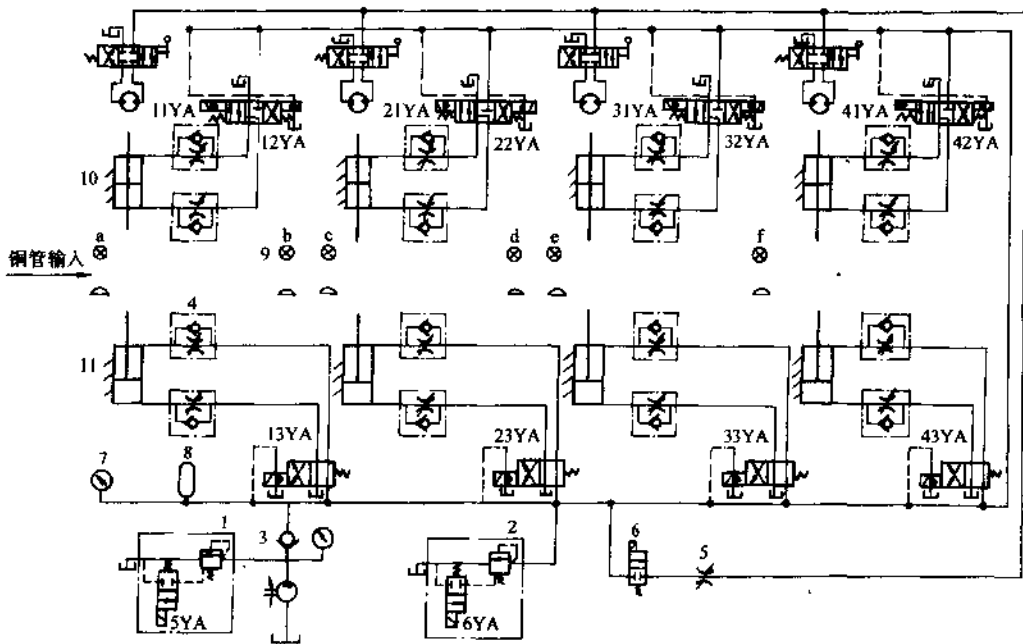


图 4.9-6 旧石油管矫直机液压系统原理图

由这部分完成。主机的机架为钢板焊接的整体框架式结构。其上装有四对矫正辊及带动矫正辊实现矫正压下和防止压损管接头或管端螺纹实现矫正辊让位退回动作用的四对液压缸 10 和 11; 装有矫正辊与主机主轴线夹角的调整机构; 装有为适应不同管径工作需要的辊隙调整机构; 装有为感受被矫管材行进中的位置, 从而控制矫正辊的压下或退回动作的六组光电开关 9 等。

液压站由液压泵站、液压集成块及蓄能器等组成, 用液压管路与主机上的各液压缸及各辊缝调整机构上的液压马达相连。矫正辊驱动设备由两台电磁调速电机、减速箱及万向传动轴组成, 为第 1 对和第 3 对两对主动矫正辊提供转动动力, 用以使被矫管材产生旋转前进的动作。

(2) 液压系统工作原理

如图 4.9-6 所示, 各电磁铁在不同状态下的动作列于电磁铁动作顺序表 4.9-1 中。液压泵启动时,

电磁铁 5YA 处于断电工况, 系统平稳地进入运行状态, 并且在被矫管未进入主机前, 泵一直处于卸荷工作状态, 此时除 11YA、21YA、31YA、41YA 及 6YA 外, 各电磁铁均处于断电状态。各液压缸均退回到后极限位置。

光电开关 a、b、c、d、e 及 f 在电气系统中连成遮光导通工作方式。被矫管从主机左侧馈入后, 管体前端遮住光电开关 a 时, 5YA 通电, 泵开始在调定的压力下工作。与此同时, 11YA 断电, 12YA 及 13YA 通电, 第 1 对液压缸带动矫正辊外伸并“夹持”住钢管, 下液压缸 11 处于上极限限位位置, 上液压缸 10 处于“浮动”压下轧制状态。在第 1 对矫正辊的驱动下, 钢管继续前进, 当管体前端相继遮住 c、e 和 f 时, 相继产生第 2 对、第 3 对及第 4 对矫正辊与第 1 对矫正辊相同的动作。此时, 钢管全部进入主机, 在旋转行进的过程中得到矫正。

电磁溢流阀使液压泵卸荷。仅当主回路压力低到电接点压力表低压接点设定值（根据矫正力下限要求调整）时，低压接点导通，指令电磁铁 SYA 断电，液压泵才再次有载工作。

此外，液压系统在非矫管的空运行期间，电磁铁 SYA 通电，泵一直处于卸荷工作状态，因此该系统的实际能耗很小。

光电开关指令控制

该系统采用了光电开关感受被矫钢管行进中的位置，具有工作可靠，快速性好，安装、调整方便，使用寿命长的特点。

4.10 炼铁、炼钢

4.10.1 高炉炉顶加料装置液压系统

高炉是生产生铁的大型冶炼设备。精选后的矿石和焦炭等物料在高炉内加热熔炼后生产出铁水，

同时产生出可燃煤气。现代高炉容积高达数千立方米，每昼夜生铁产量可达万吨。高炉在一个钢铁联合企业中不仅要为炼铁以后的各道工序（如炼钢、轧钢等）提供原料，而且还要提供煤气作为能源。因此，在高炉点火投产后各种设备都应长期保持连续、正常运行。高炉在熔炼过程中，需要定期从炉顶加入矿石和焦炭等物料。由于高炉顶部贮存有一定压力（0.07~0.25MPa）的可燃煤气，在加料过程中不允许炉顶气体与大气相通。通常是在高炉炉顶加有两道钟状加料门（称为大钟和小钟），以及相应的各种阀门。大钟、小钟和阀门采用液压传动后可以大大减轻设备重量，使其动作平稳，减少冲击，适宜频繁操作。

图 4.10-1 所示为一种双钟四阀（闸阀、密封阀各 4 个）型高炉炉顶加料装置的原理图。高炉在生产过程中大钟 1 及小钟 2 通常是关闭的，在大、小钟之间形成一个与高炉顶部 3 和大气不相通的隔

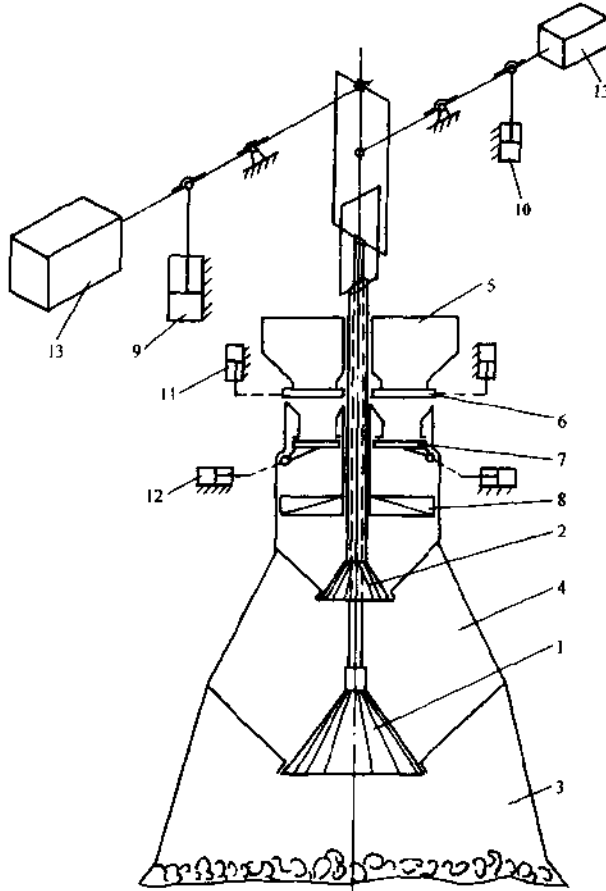


图 4.10-1 高炉炉顶加料装置原理图

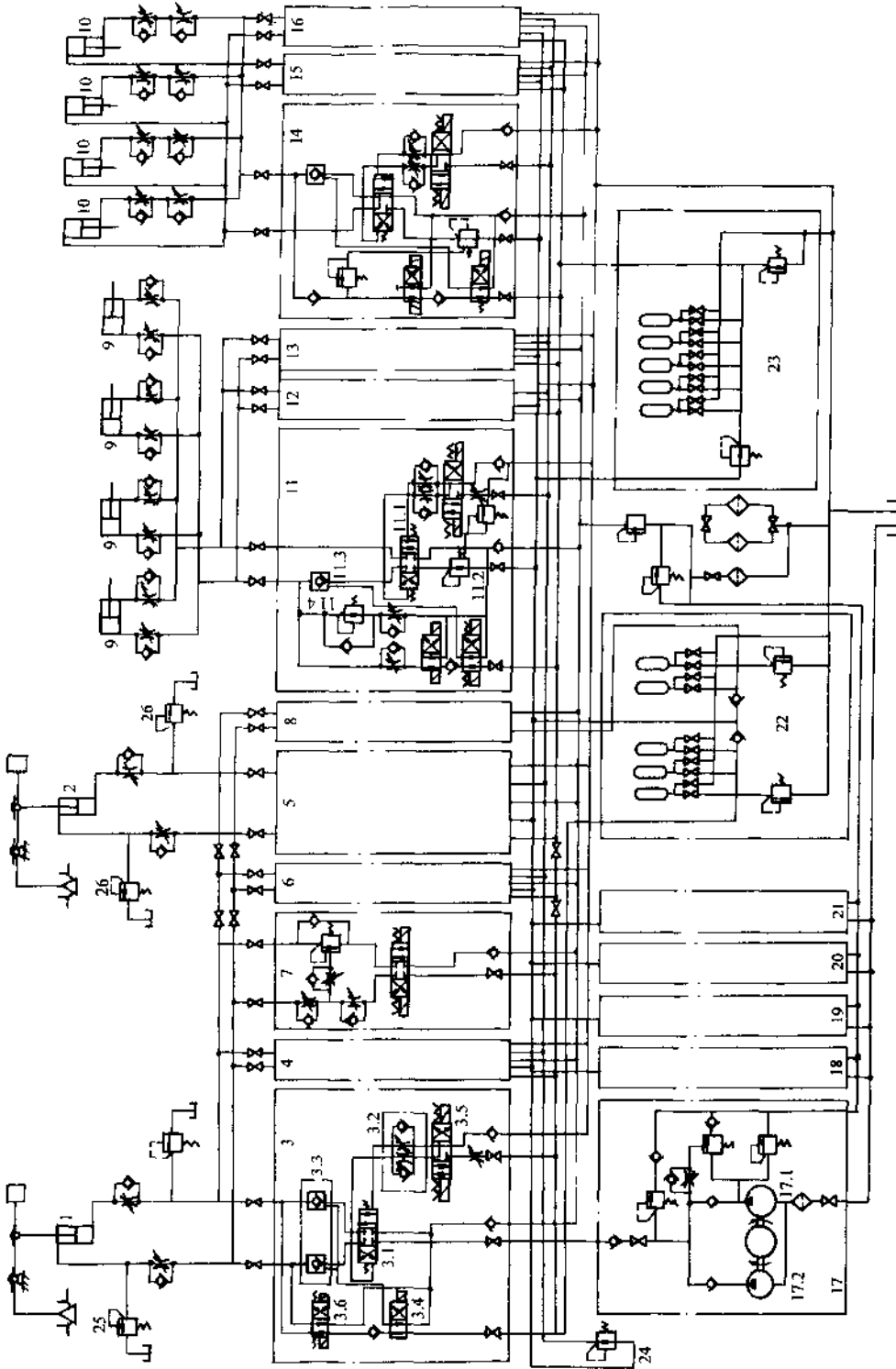


图 4.10-2 高炉炉顶加料装置液压系统图

离空间4。加料斗5中的矿石、焦炭等物料经闸阀6和密封阀7由布料器8散布在小钟上。加料时小钟下落开启，物料落到大钟上，小钟向大钟落料数次后关闭，然后大钟下降开启将物料加入高炉内。小钟下降开启前应使隔离空间4与大气相通以便小钟上、下压力平衡便于开启；而在大钟下降开启前应使隔离空间4与高炉顶部相通以使大钟上、下压力平衡便于开启。用压力平衡阀可以完成上述压力平衡功能。图4.10-1中的9、10、11和12分别为驱动大钟、小钟、闸阀和密封阀的液压缸。13为平衡重，压力平衡阀有时也可用液压传动。

图4.10-2为高炉炉顶加料装置液压系统图。该系统的主要特点如下：

1) 大、小钟的自重都很大，大钟连同其拉杆等运动部件，重量可达百余吨。为了简化传动系统及减少液压缸尺寸，采用了单缸加平衡重的传动方式，1为驱动大钟的液压缸；2为驱动小钟的液压缸。

2) 由于高炉炉顶加料装置液压系统应该高度可靠，大、小钟共有4套油路结构完全相同的阀控单元。3、4是大钟常用的二套阀控单元；5是小钟常用一套阀控单元，6是大、小钟共同备用的一套阀控单元。上述各阀控单元中任一套发生故障或处于检修时，都可用相应的手动截止阀，将备用的阀控单元投入回路工作。大、小钟还分别装有油路结构相同的手动阀控单元，如图中7、8所示，作为停电时应急操作使用。9是驱动密封阀的液压缸，它有三套油路结构完全相同的阀控单元11、12和13，其中两套同时工作一套备用。10是驱动闸阀的液压缸，它也有三套油路结构完全相同的阀控单元14、15和16，其中两套同时工作一套备用。17、18、19、20和21是一相同的五套液压力单元，其中一套备用。蓄能器单元22、23分别作为大、小钟和密封阀、闸阀的停电应急能源。

3) 在每一个液压力单元中，有一台低压大流量液压泵17.1和一台高压小流量液压泵17.2，以保证液压缸重载时低速运行，轻载时快速运行。

4) 在液压油路结构完全相同的大、小钟阀控单元中，主换向阀3.1是液控型的，为使换向平稳，其换向速度用单向节流阀组3.2调定。为了保持大、小钟处于停止位置时不因载荷变化而移动，装有一组液控单向阀3.3。在大、小钟阀控单元的油路中采用了停电保护措施。系统在正常工作时，

大、小钟的开、闭均首先由液压力源和蓄能器同时供油，这时换向阀3.4得电，而换向阀3.6与主换向阀3.1处于相同的换向位置，即3.6和3.1均往同一管道中供油。液压缸运动到一定位置后，行程开关动作使先导换向阀3.5失电，动力源来油被阀3.1切断，改由蓄能器单元22经阀3.4、阀3.6供油，液压缸慢速运动到位。以上为正常工作状态，当大、小钟在运动过程中突然停电时3.1虽然处于断路但由于换向阀3.6的双稳态功能，尚可使蓄能器继续供油，以保证大、小钟仍可慢速运动到原设定的位置。

5) 停电后，可利用蓄能器单元22的备用能量，分别通过手动阀控单元7、8对大、小钟进行应急操作。

6) 密封阀液压缸9的工作压力低于主油路的压力，因此在相应的油路上装有减压阀24、11.2和23.1。密封阀的阀控单元11、12和13的油路结构也具有与大、小钟阀控单元相同的停电保护措施。液控单向阀11.3用以防止密封阀因自重而开启。减压阀11.4用以防止密封阀关闭时受力过大。

7) 闸阀的阀控单元14、15和16的油路结构相同，其停电保护措施能保证停电时使闸阀的关闭动作继续完成。

8) 驱动大、小钟，密封阀和闸阀的液压缸油路上都设有两组单向节流阀，用以调节开、闭的速度。

9) 大、小钟液压缸的两侧油路上都装有安全阀25、26。特别是当大、小钟之间隔离空间中的可燃气体发生偶然性爆炸而使大钟上表而出现超载情况时，安全阀的保护作用就更为重要。

4.10.2 高炉泥炮液压系统

泥炮是用来堵塞高炉出铁口的专用设备。液压泥炮的结构原理如图4.10-3所示。打泥油缸4直接推动泥缸，将泥料经吐泥口注入出铁口。压炮缸3推动移动吊挂小车，可使打泥油缸进入或离开工作位置。打泥口处在工作位置时，锚钩缸1使打泥口稳定在工作位置。摆动液压马达2可使整个泥炮转离工作位置。泥炮的动作都由液压力完成的。图4.10-4为泥炮的液压系统图。图中17打泥液压缸由系统直接供一次高压油。压炮缸18、锚钩缸19、摆动液压马达20由减压后的二次压力供给。当进入打泥程序时一部分高压油进入压炮缸，用以使压炮缸提高平衡力。各执行机构分别由手动换向

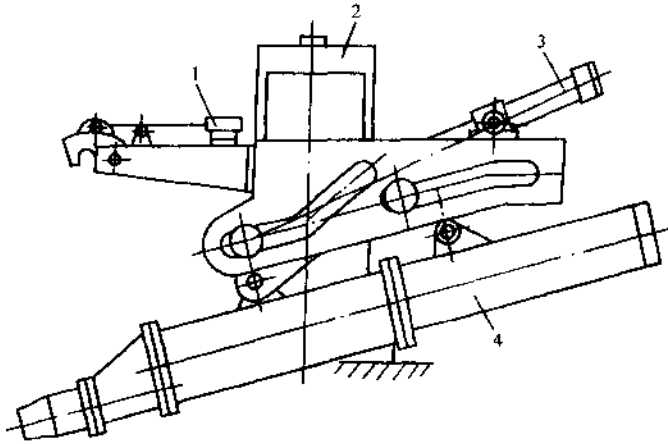


图 4.10-3 液压泥炮结构原理

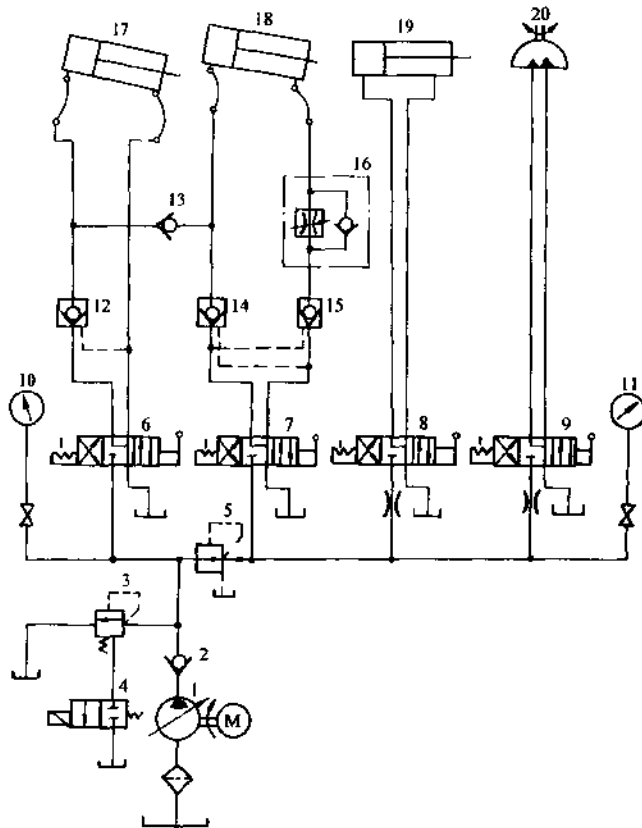


图 4.10-4 泥炮液压系统图

阀独立操作。为了使压炮缸负载下滑作用减小，在下滑侧油路上加单向节流回路。

4.10.3 炼钢电弧炉液压系统

炼钢电弧炉是利用三相炭质电极与物料之间形

成的高温电弧对金属材料进行熔化、冶炼的设备。图 4.10-5 为炼钢电弧炉结构示意图。炉体 1 是一个有耐火材料内衬的容器，炉体前有炉门 4，炉体后有出钢槽 5。炼钢电弧炉以废钢为主要原料。加废钢等物料时必须先将炉盖 2 移开，从炉体上方加

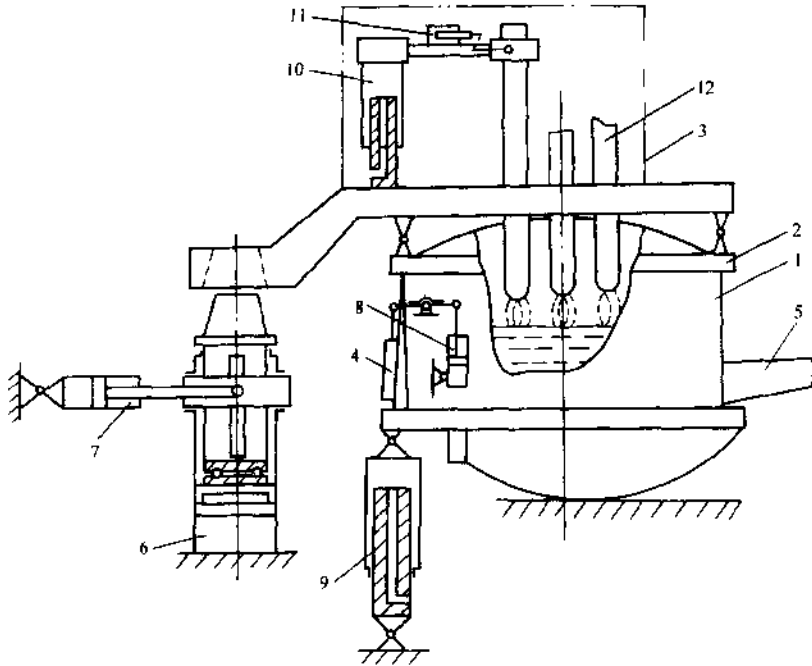


图 4.10-5 炼钢电弧炉结构示意图

入物料，然后盖上炉盖，插入电极 12 进行熔炼。6 表示炉盖升降液压缸，7 为炉盖旋转液压缸。在熔炼过程中，可以从炉门加入铁合金等各种配料，8 为炉门升降液压缸。出渣时，炉体向炉门方向倾动约 12° ，使钢水表面的炉渣从炉门溢出，流到炉体下的渣罐中。炉内熔炼的钢水其成份和温度达到合格标准后，打开出钢口，将炉体向出钢槽方向倾动约 45° ，使钢水从出钢槽流入钢水包。图中 9 表示炉体倾动液压缸。电炉在熔炼过程中要保持电极与物料之间的电弧长度稳定，每一相电极各有一套独立的电液伺服控制装置 3，图中 10 为一相电极的伺服液压缸，11 为电极夹紧液压缸。

炼钢电弧炉的液压系统如图 4.10-6 所示。由于炼钢电弧炉对液压系统有抗燃性的要求，采用乳化液作为液压系统的介质。系统中的液压主回路采用插装阀，其先导控制级采用球阀换向阀。在液压力单元 1 中，选用两台径向柱塞式液压泵，其中一台备用，蓄能器为乳化液与空气直接接触式，用空气压缩机向蓄能器定期充气。系统工作压力由插装阀压力控制单元 1.1 调定，3 为分别带动三相电机升降的三个柱塞式伺服液压缸。它们由电极伺服控制回路单元 2 控制。在单元 2 中有三台电液伺服阀分别控制三个伺服液压缸，另有一台电液伺服阀

作为备用。操作相应的截止阀可使备用伺服阀投入任一相工作。在每一相回路中分别并联手动换向阀，以便出现故障时应急操作。单元 2 中的六个插装阀用一个先导球阀 2.1 控制，以便完成回路的开、关。炉盖旋转回路单元 7 是用四个具有开关功能插装阀组成的全桥回路。用回路 7 对炉盖旋转液压缸进行往复操作。用二个先导球阀 7.1，7.2 分别对桥路对应边的二个插装阀进行开、关控制，以便完成液压缸的往复动作。炉门升降回路单元 4 的液压缸也是双作用的，其工作情况与回路单元 7 相同。在炉体倾动回路单元 8 中，炉体倾动是由两个机械同步的柱塞液压缸 8.1 完成的，靠液顶开，自重回程。用四个开、关插装阀（从流量通过能力和提高安全性考虑，采用每两个插装阀相并联）控制炉体倾倒及回位。为使炉体停位可靠，即要求插装阀能可靠地关闭，先导球阀前装有梭阀 8.2。一旦发生压力源中断时，炉体自重柱塞缸中所产生的压力，通过梭阀也能使插装阀及时关闭。炉盖升降回路单元 6 的工作情况与单元 8 相同，液压缸 6.1 也是柱塞液压缸。电极夹紧回路单元 5 中有三个电极夹紧柱塞液压缸 5.1，靠弹簧力夹紧，液压力松开。每一相夹紧液压缸分别用两个具有开、关功能的插装阀进行控制。

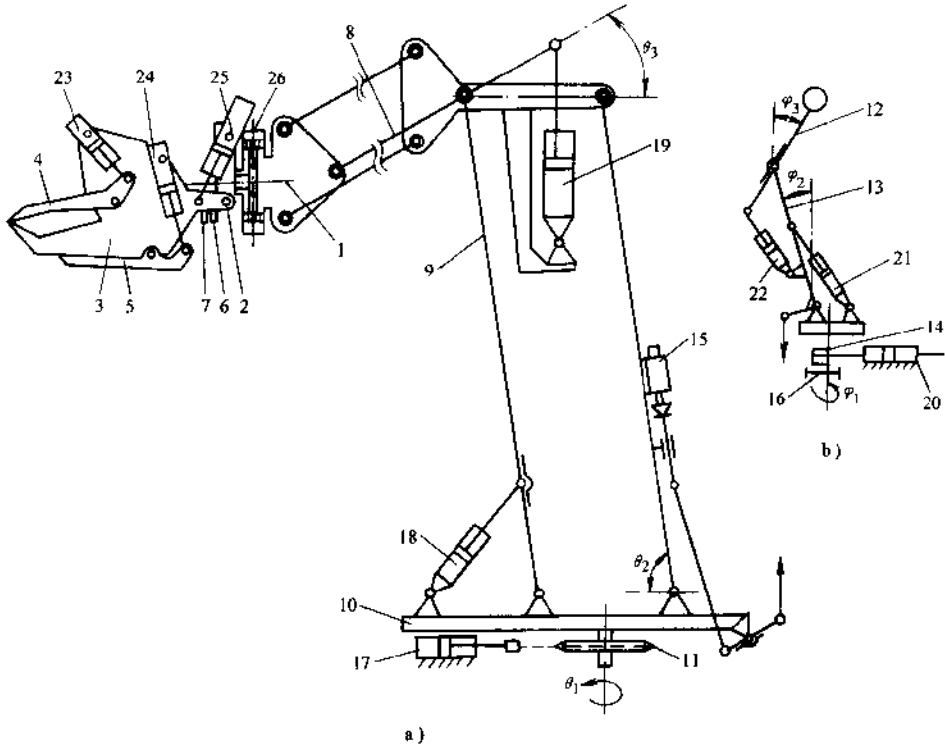


图 4.10-9 炼钢炉前操作机械手工作原理图

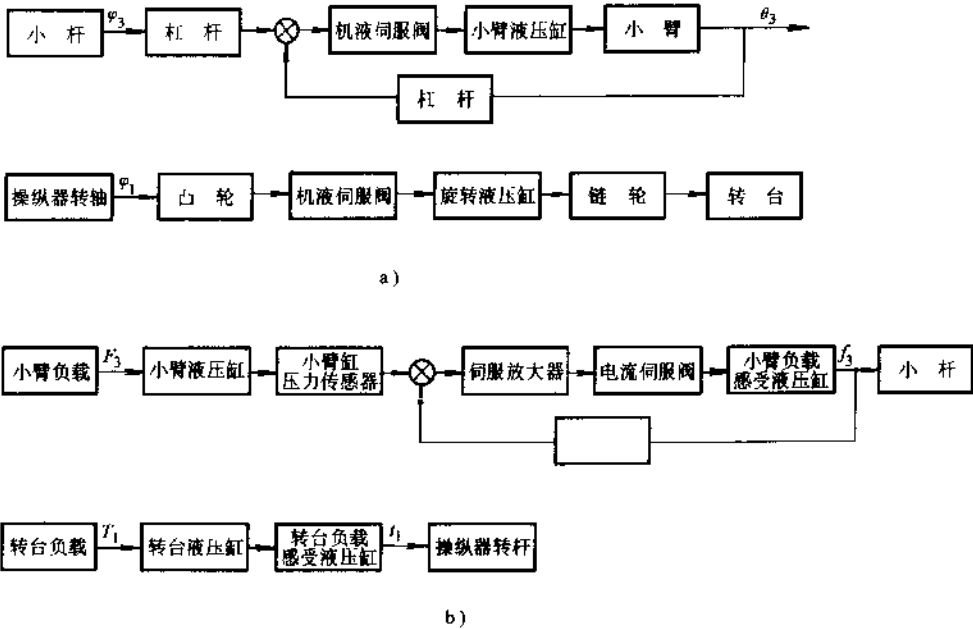


图 4.10-10 炼钢炉前操作机械手控制方框图

手的小臂 8 和大臂 9 分别由小臂液压缸 19 和大臂液压缸 18 驱动。大臂液压缸 18 由机液伺服阀 15 通过反馈杠杆进行闭环控制，小臂液压缸 19 由另一机液伺服阀（图中未表明）进行闭环控制。小臂和大臂的连杆机构可以保证在机械手处于任何姿态时，转腕轴都保持在水平位置，这将使操作简化。机械手转台 10 由转台液压缸 17 通过链轮 11 驱动。转台液压缸 17 由机液伺服阀通过操纵器上的凸轮 16 进行开环控制。图 b 为操纵器工作原理图。它由小杆 12，大杆 13 和转杆 14 组成，它们分别控制机械手的小臂、大臂和转台。22 为小臂负载感

受液压缸，它可将小臂负载的变化准确地反应到小杆上，使操作者感受。21 和 20 分别为大臂负载感受液压缸和转台负载感受液压缸。

图 4.10-10 为炼钢炉前操作机械手的控制方框图。

因大小臂控制系统的结构完全相同，故图 4.10-10 中只表示了小臂控制系统的方框图。图 a 为操纵器对机械手的控制方框图。小臂和大臂都采用了机液伺服阀，构成了杆杠式位移负反馈的机液位置伺服控制系统，这样就保证了小臂的摆角 θ_3 能按比例地跟踪小杆摆角 φ_3 。转台的转角 θ_1 则由

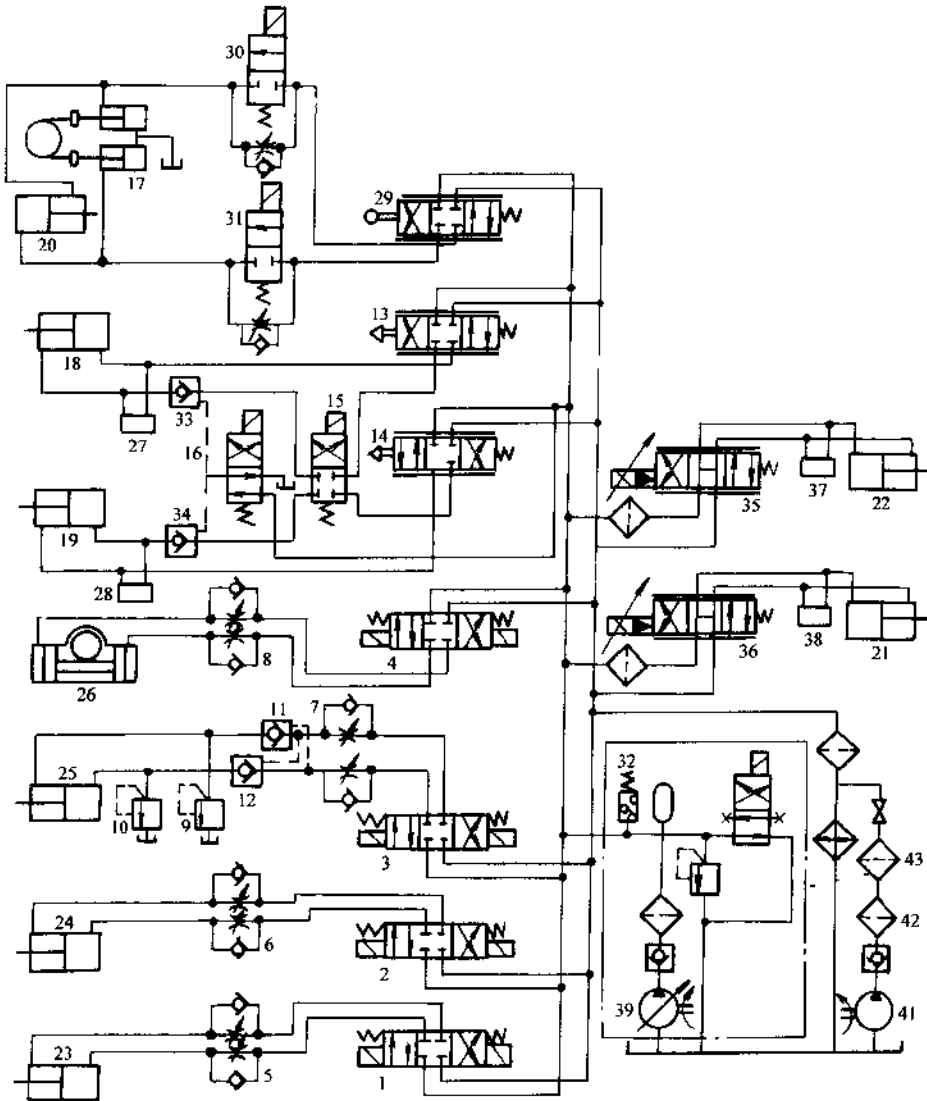


图 4.10-11 炼钢炉前操作机械手液压系统图

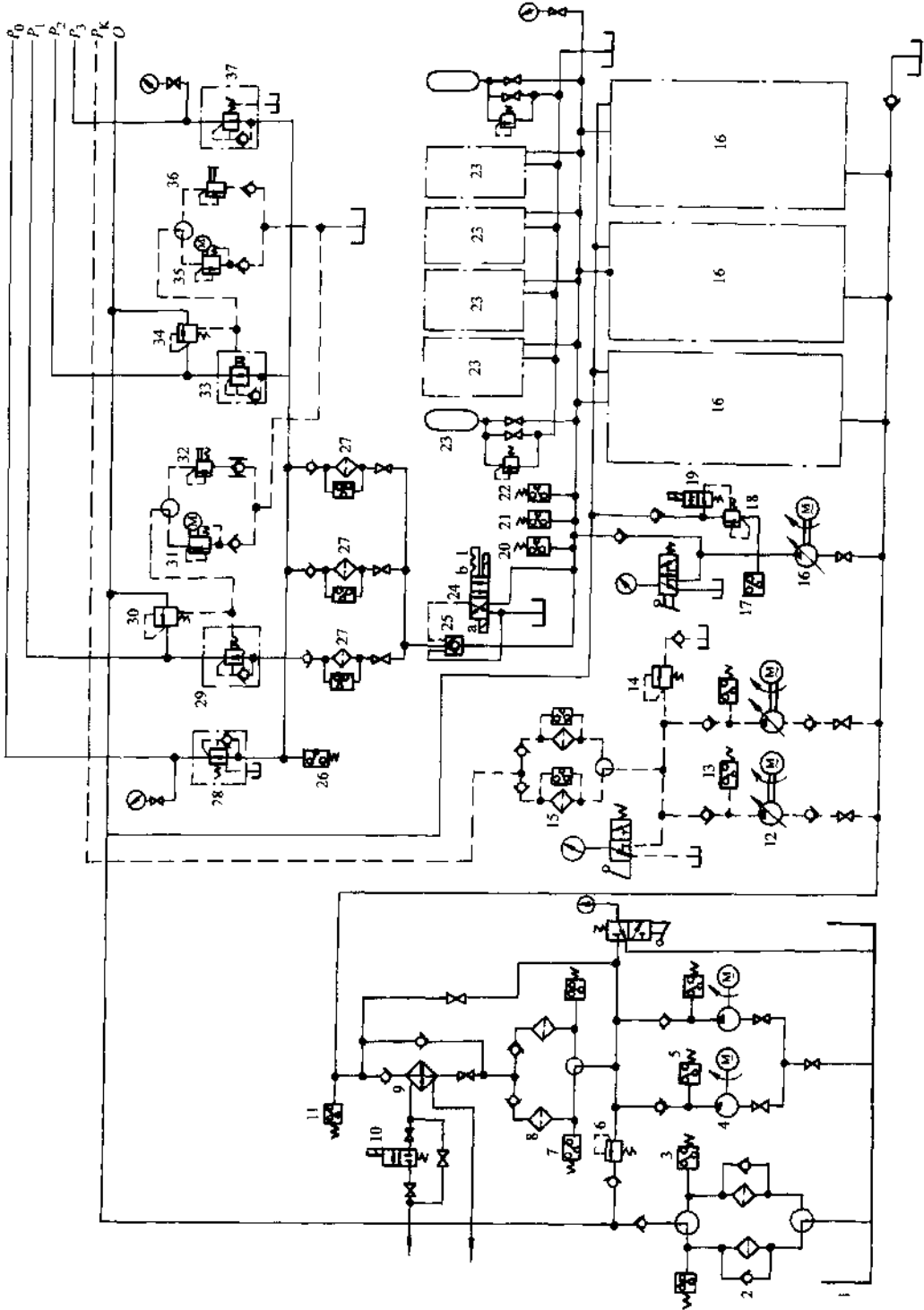


图 4.10-13 连铸设备集中能源液压系统

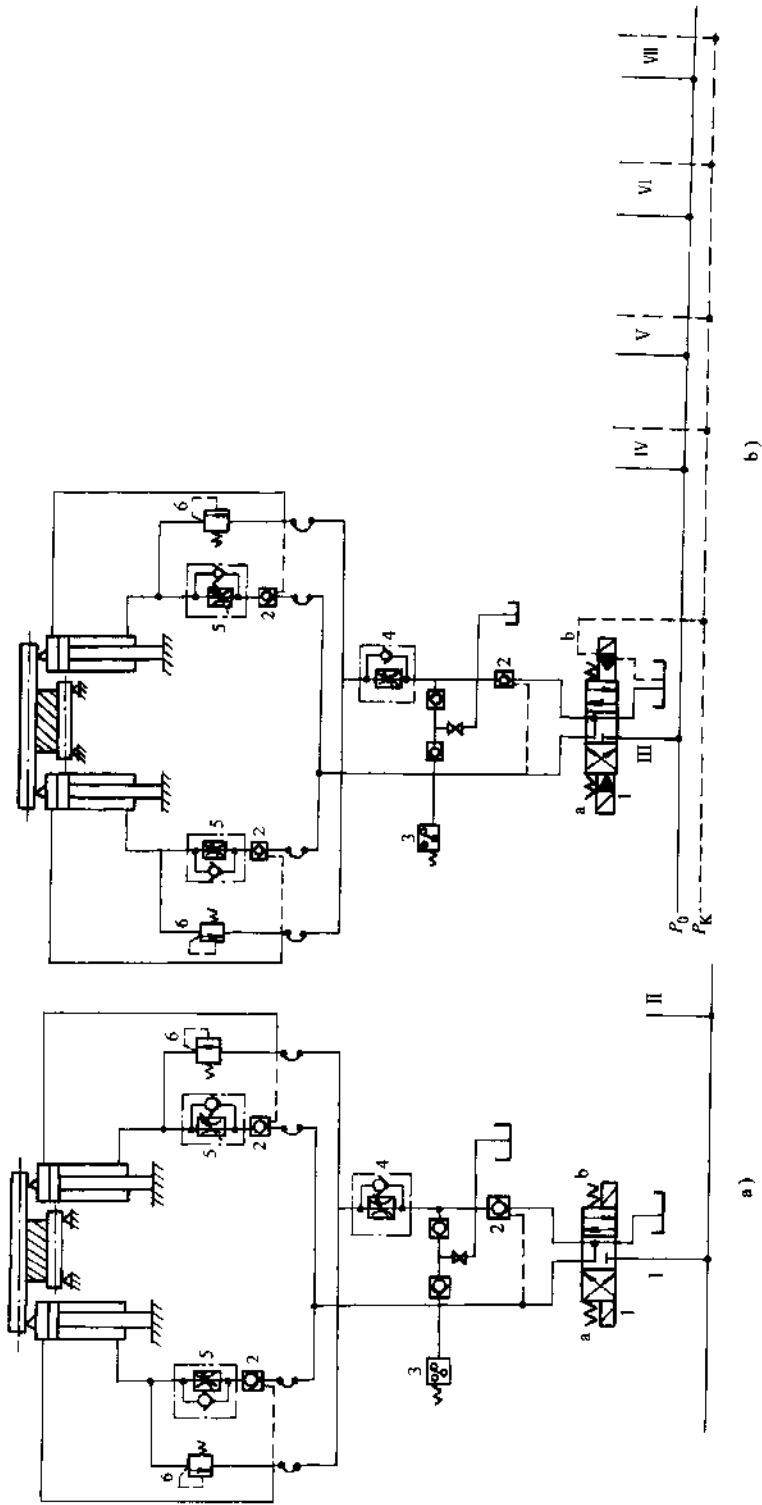


图 4.10-14 二次冷却扇型液压系统

当电液换向阀1断电和2的a端接电时,液压缸上腔进油,下腔回油,活塞下降,上辊在铸坯上以全力进行“压紧”。

当电液换向阀1的a端和阀2的b端接电时,液压缸的下腔进油,上腔回油,上辊“提升”。

液压缸的升降速度用单向可调节流阀进行调节;液压缸在停止时用液压锁(即两个并联的液控单向阀)进行锁紧。

B、C液压组工作原理 如图4.10-15b所示,液压组B所传动的为36、38两个上辊,而液压组C所传动的则仅有一个40号上辊。辊子有“闭合”、“压紧1”、“压紧2”及“提升”四种动作,两组可分别操纵,回路的工作原理相同。

当电液换向阀1和2的a端、3的b端接电时,液压缸活塞的两侧同时在 p_1 作用下差压下降,辊子“闭合”。

在送引锭杆时,电液换向阀1断电,换向阀2的a端和3的b端接电,液压缸活塞侧在 p_1 作用下,辊子进行“压紧1”。

在拉热坯时,电液换向阀1断电,换向阀2和3均为a端接电,则液压缸活塞侧在 p_2 作用下,辊子进行“压紧2”。

当电液换向阀1的a端、换向阀2的b端和3

的b端接电时,液压缸的活塞杆侧在 p_1 作用下,辊子“提升”。

液压缸的升降速度同样用单向可调节流阀调节。停止时,同样用液控单向阀锁紧。

容量为10L的皮囊式蓄能器4作为安全操作作用。在系统压力下降,即使在液压油供应出现故障时,也可为拉矫机弧形段的传动辊子(36、38、40)保持必要的压紧压力,以便进行拉坯,夹持铸坯或按预定的速度送出铸坯。

当电磁阀断电或系统管道破裂,能源停止供油时,则电磁换向阀6处于如图所示的断电状态,液控单向阀5即自动关闭,由蓄能器保持液压缸所必需的压力(补偿漏损)。

F、H、I、J、K液压组工作原理 各个液压组所传动的上辊个数及升降缸行程大小,虽有所不同,但是液压传动回路的结构和工作原理则相同,各个组也是分别进行操纵的。图4.10-15c是液压组I的液压传动回路(其他组仿此),其工作原理与上述B、C液压组相同,也是在操作过程中要转换压力,即有“压紧1”和“压紧2”两种压紧力;液压缸同样也是用单向可调节流阀调速,用液控单向阀定位锁紧。唯一不同之处,就是没有配备安全蓄能器,这里说明从略。

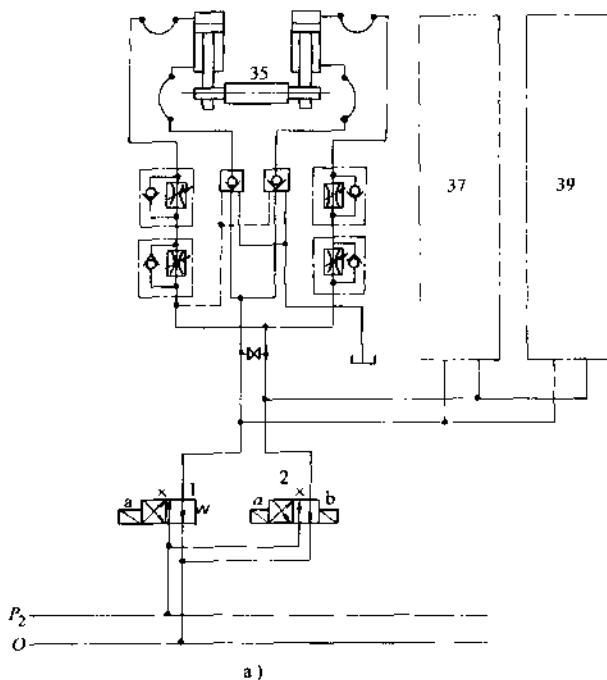
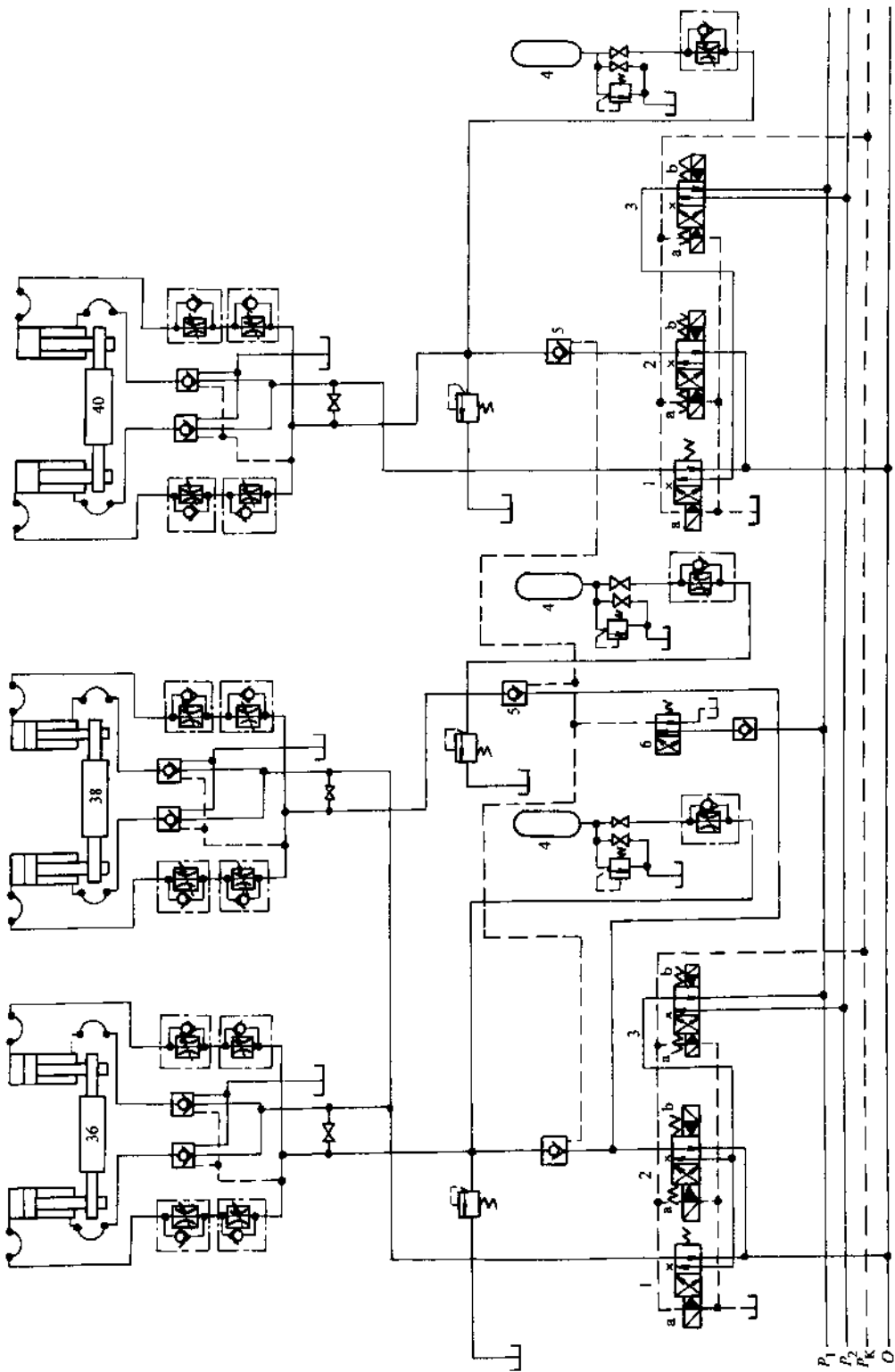


图4.10-15 拉矫机液压系统



b)

图 4.10-15 (续)

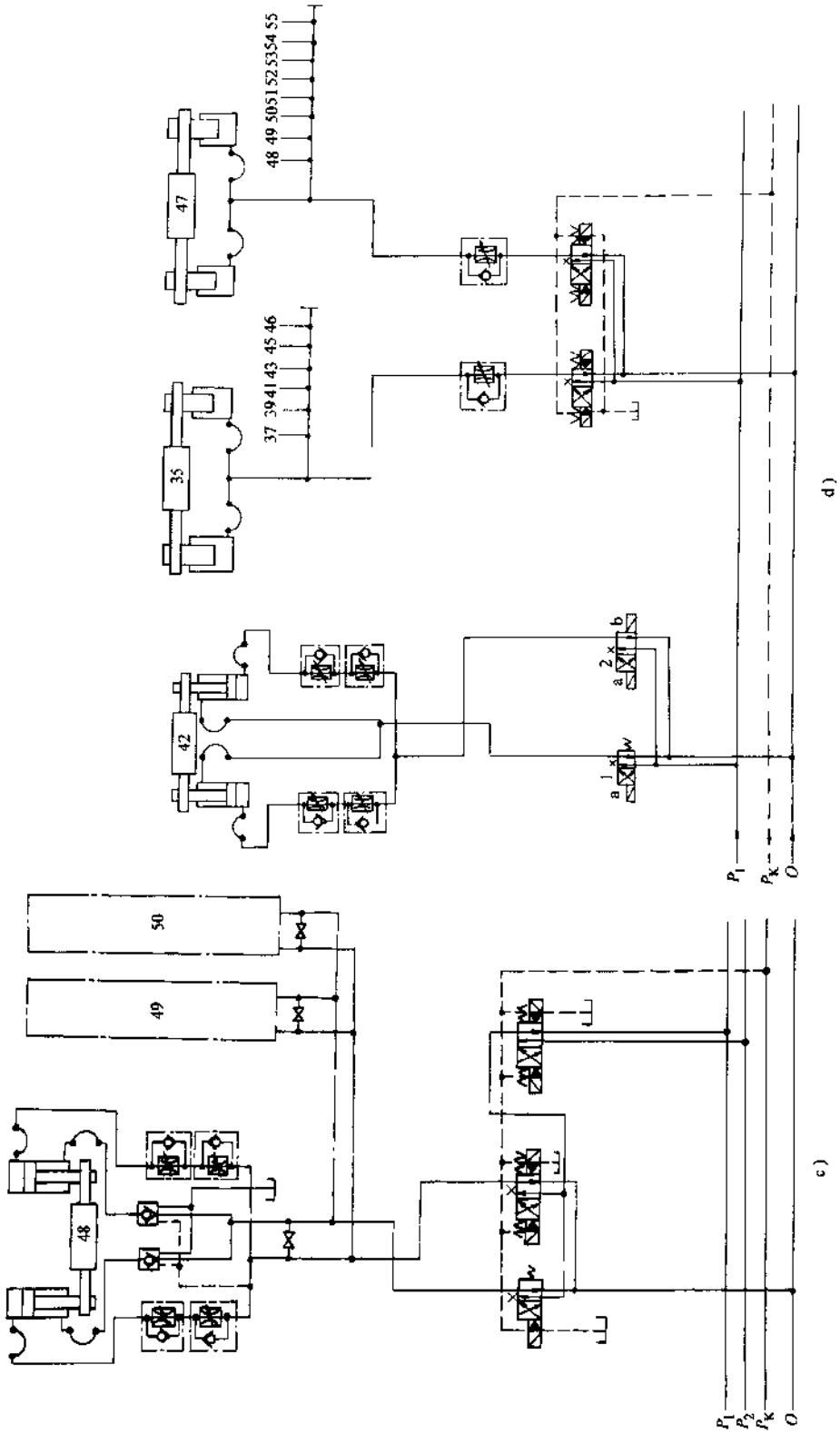


图 4.10-15 (续)

表 4.10-1

组别	辊子序号	升降速度 / (mm/s)	使用压力 /MPa
上 辊			
A	35	10	p_2
	37		
	39		
B	36	30	p_1, p_2
	38		
C	40	30	p_1, p_2
D	41	10	p_2
	43		
E	42	10	p_2
F	44	30	p_1, p_2
G	45	10	p_2
	46		
H	47	30	p_1, p_2
I	48	10	p_1, p_2
	49		
	50		
J	51	10	p_1, p_2
	52		
	53		
K	54	40	p_1, p_2
	55		
下 辊			
L	42	10	p_1
M	35	3	p_1
	37		
	39		
	41		
	43		
	45		
N	47-55	3	p_1

L 液压组工作原理 本组所传动的为 42 号下辊（事故切割辊），其液压传动回路如图 4.10-15d 所示，工作压力是 p_1 。当电磁换向阀 1 和 2 的 a

端接电，液压缸活塞差压上升，辊子“闭合”；当电磁换向阀 1 的 a 端断电和 2 的 a 端接电时，则辊子对铸坯和定距块进行“压紧”；当电磁换向阀 1 的 a 端和 2 的 b 端接电时，辊子“下降”液压缸同样用单向可调节流阀调速，液控单向阀定位锁紧。

M、N 液压组工作原理 M 组所控制的为 35、37、39、41、43、45、46 下辊，N 组所控制的为 47~55 下辊，其液压传动回路如图 4.10-15d 所示，用柱塞缸升降，工作压力为 p_1 ，辊子仅有“压紧”和“下降”两种动作。缸的上升速度，用单向可调节流阀调节。

连铸机引锭装置、引锭杆存放台斜桥升降与锁定液压系统如图 4.10-16 所示。

引锭杆存放台斜桥后端为铰接，在钢水浇注前，首先用液压缸 11（2 个）将斜桥的锁定装置脱开，再用液压缸 10 将斜桥下降到送引锭杆的位置；起动卷扬机传动装置，引锭杆便自存放台进入拉矫机 7，于是拉矫机便可以将引锭杆送至结晶器内。

当引锭头拉出铸坯到达预定辊子时，脱引锭装置 8 的头头由液压缸抬起，将引锭头与铸坯端头脱开，而后液压缸 10 将引锭杆斜桥升起至存放位置，并用液压缸 11 锁紧，以免斜桥自动落下。

该系统中 3 个液压回路的工作情况如下：

脱引锭装置升降缸 1 液压传动回路 当电液换向阀 4 接电时，升降缸活塞上升，进行“脱引锭”；当电液换向阀 4 断电时，活塞下降复原。活塞的升降速度，由单向可调节流阀调节；5、6 是二个单向可调节流阀。

引锭杆存放台斜桥升降缸 2 的液压传动回路 当电液换向阀 7 的 a 端接电时，两个升降缸 2 的活塞杆同时伸出，将存放台的铰接斜桥放下，下降速度由单向可调节流阀 9 调节，下降工作压力由单向减压阀 10 进行减压调节，并保持稳定。当电液换向阀 7 的 b 端接电时，两个升降缸 2 的活塞杆同时缩回，而将斜桥提升。提升速度由单向可调节流阀 8 调节；当电液换向阀 7 的两端均断电时，液压缸停止，并用液控单向阀锁紧。

引锭杆存放台斜桥锁定缸 3 液压传动回路 两个锁定缸 3 由电磁换向阀 11 进行操纵，两个活塞的运行速度，同样用单向可调节流阀分别进行调节。

在火焰切割区设有 5 个摆动辊。分别进行摆上

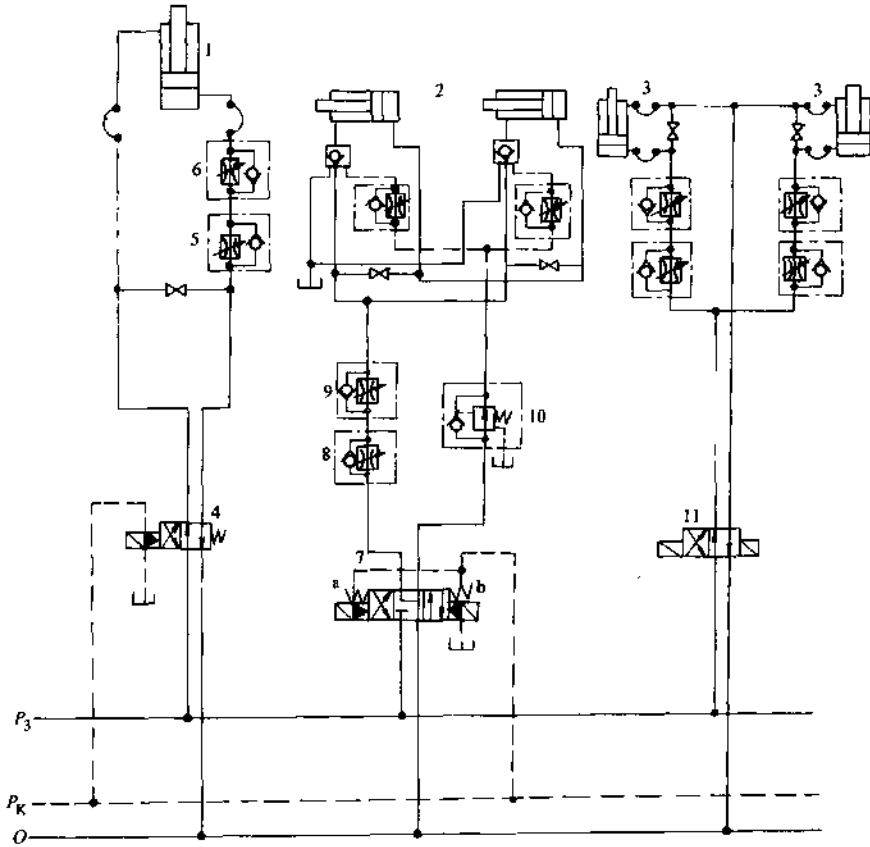


图 4.10-16 连铸机引锭装置、引锭杆存放台斜桥升降与锁定液压系统图

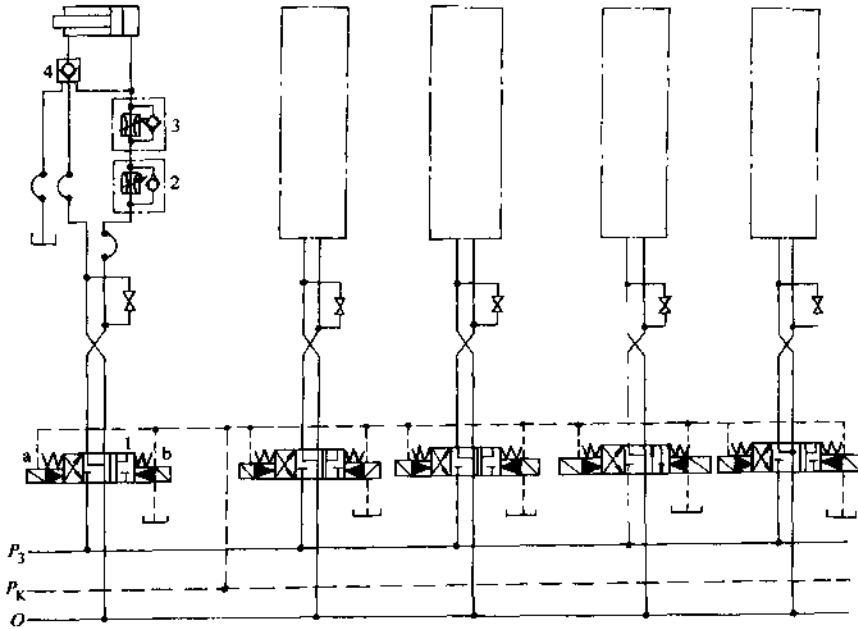


图 4.10-17 摆动钩升降液压系统图

和摆下运动。当脱引锭后的铸坯继续前进至火焰切割区时，经火焰切割区，定尺切割后再送出。在切割过程中，当火焰切至辊面时，为了避免烧坏辊子，该辊子由液压缸摆下，火焰经过后又摆上。板坯连铸机火焰切割区摆动辊升降液压系统如图 4.10-17 所示。

五个摆动辊的摆动缸可进行单独操纵，其液压传动回路完全相同。当电液换向阀 1 的 *b* 端接电时，压力油同时作用于摆动缸活塞的两侧，活塞杆在差压下伸出，使相应的辊子摆下；当电液换向阀 1 的 *a* 端接电时，摆动缸活塞杆退回，使相应的辊子摆上；当电液换向阀 1 的两端都断电时，通过液控单向阀 4 的作用，摆动缸可保持在任何预选定的位置上不动。辊子的摆动（或升、降）速度，由两个单向可调节流阀 2、3 分别进行调节。

4.10.6 小型钢坯步进式加热炉液压系统

步进式加热炉用于加热小型初轧坯。加热炉炉床由固定梁和步进梁两部分组成，如图 4.10-18 所

示，步进梁由双重轮对的多轴框架支承，其外侧走轮（见 A—A 断面）由液压缸 13 驱动，可在倾斜轨道上滚动，使步进梁作上升或下降运动；其内侧托轮直接托住步进梁，而步进梁则由液压缸 12 带动，可在托轮上作水平前进或后退运动。通过 12、13 两缸的操作，使步进梁作矩形轨迹运动，如图 4.10-18 所示，各段运动的行程可以调节，操纵方式可以连续或手动操纵。同一液压油源供双排炉床的步进梁传动，可以同时或交替动作；并可逆向运动，作为倒空炉内钢坯之用。

加热炉内共有两列炉床，每列炉床的液压操作回路相同，故在图 4.10-18 上仅绘出了一列炉床的液压操作回路。

安全阀 6 为，系统压力由溢流阀 8 进行调节，并保持恒定，其溢出的油液经过冷却器冷却以后，流入油箱，当电磁换向阀 7 断电处于右边阀位时，溢流阀 8 卸荷；当电磁换向阀 7 接电处于左边阀位时，溢流阀 8 的溢流压力按工作压力的 2.5 倍调定。

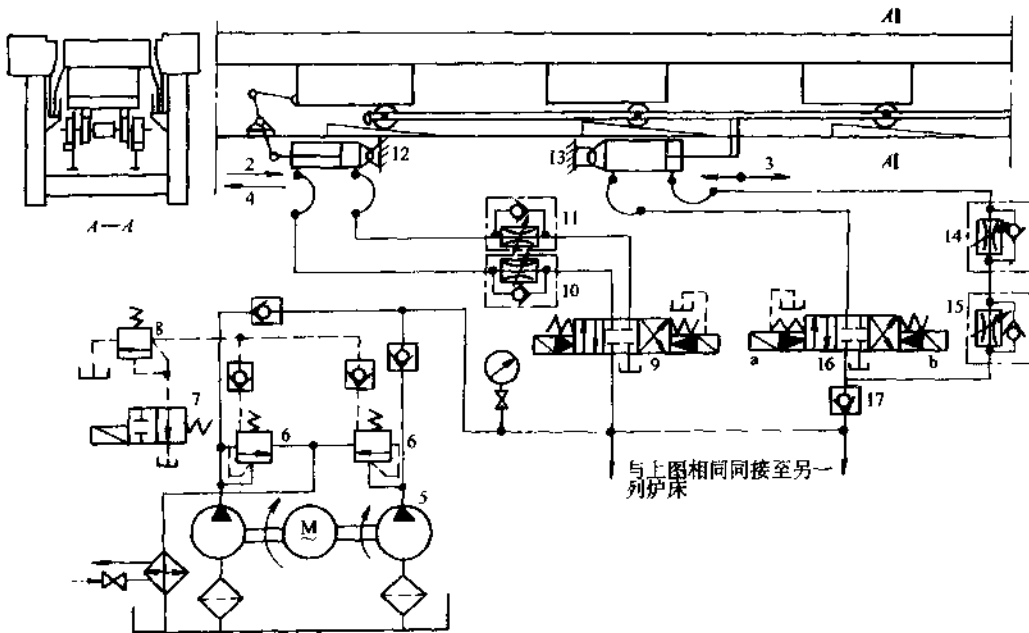


图 4.10-18 小型钢坯步进式加热炉液压系统图

在图 4.10-18 中升降缸 13 活塞杆的运动方向 1、3 与图 4.10-18 中步进梁的升降方向 1、3 相符。缸的工作油路为差动联结，当电液换向阀 16

的 *b* 端接电处于右边阀位时，活塞杆后退，步进梁上升；当阀 16 的 *a* 端接电处于左边阀位时，活塞杆差压前进，步进梁下降；当电液换向阀 16 两

端断电处于中间阀位时, 活塞杆(即步进梁)停止, 并被单向阀 17 锁在停止位置上。活塞杆的运动速度, 由可调节流阀 15、14 进行进、回油调节。

行走缸 12 活塞的运动方向 2、4 与图 4.10-18 中步进梁的水平运动方向 2、4 相符, 由电液换向阀 9 进行操纵, 其运动速度由单向可调节流阀 10、11 进行回油调节。

4.10.7 剪切机液压系统

在钢铁生产过程中, 经过热锻造或连续铸造加工后的方坯, 需要按定尺长度切断。除采用火焰切割和锯片切割方式外还可采用剪切方式。传统的机械剪体积庞大且噪声、振动大。液压剪则避免了这些缺点。因此, 显示了方坯剪切方式与火焰切割和锯切相比的优越性, 如剪切方式使金属损失量少, 能源消耗少, 切口整齐, 噪声小等。

图 4.10-19 所示为方坯液压剪的结构示意图。

1 为被剪热方坯, 被剪断面为 $(150 \times 150 \sim 250 \times 250) \text{ mm}^2$ 。2 为上、下剪刀, 上、下剪刀在液压力的推动下, 进行闭合和开启而将钢坯剪断。这种剪切方式动作平稳且无噪声。剪切机上横梁 3, 下横梁 4 及立柱 6 组成一个框形构架, 此构架可在中横梁 5 的导管中上、下移动。上剪刀固定在中横梁上, 下剪刀固定在下横梁上。上横梁和中横梁之间安装主液压缸 7。当主液压缸无杆腔充入高压油后, 上横梁上升, 通过立柱, 上拉下横梁, 使剪刀闭合, 而将钢坯剪断。主液压缸有杆腔进油时剪刀开启, 后继钢坯可以通过。图 4.10-19 中 b 表示剪切机侧视示意。钢坯在辊道 10 上进入剪刀, 下剪刀上提切断方坯, 为了不使剪切时钢坯上抬, 影响切口质量, 在剪切过程中, 压紧缸 9 向钢坯上加一定的压紧力。支撑液压缸 8 可保持中横梁在一定的水平面上, 使剪刀有不同的开口量, 以满足剪切不同方坯断面的需要。

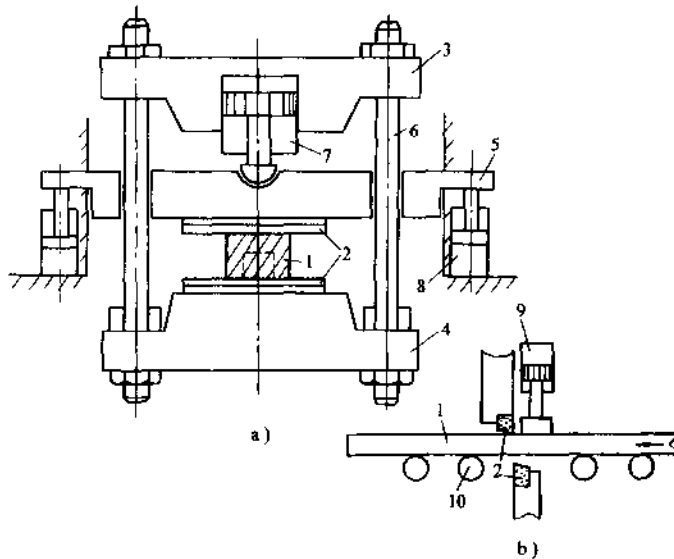


图 4.10-19 液压剪结构示意图

图 4.10-20 所示为剪切机的液压系统。插装阀 C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 分别为 4 个液阻桥臂 AR_1 、 AR_2 、 AR_3 、 AR_4 上的主开关阀。当 AR_1 、 AR_4 桥臂通导, AR_2 、 AR_3 桥臂截止时主液压缸 c_1 和压紧缸 c_2 的活塞杆向下, 完成剪刀闭合动作。当 AR_2 、 AR_3 桥臂通导, AR_1 、 AR_4 桥臂截止时, 主液压缸和压紧缸活塞杆向上收缩, 剪刀开启, 电磁换向阀 V_1 控制 4 个桥臂上插装阀的开、关。在液阻桥路的中路

上, 插装阀 C_5 和 C_6 组成向下的单向截流回路, 其作用是使剪刀慢速接近钢坯, 防止冲击。插装阀 C_7 与阀 V_2 、 V_6 组成开、关及溢流回路, 其作用可使剪刀快降以及保护主液压缸无杆腔的超压。压紧缸上腔的溢流阀 V_4 用以调定压紧力。插装阀 C_8 及 V_3 、 V_8 组成电控溢流回路。 C_9 为单向阀。由于液压剪所需流量大, 采用 4 个手动变量柱塞泵, 3 台工作 1 台备用。

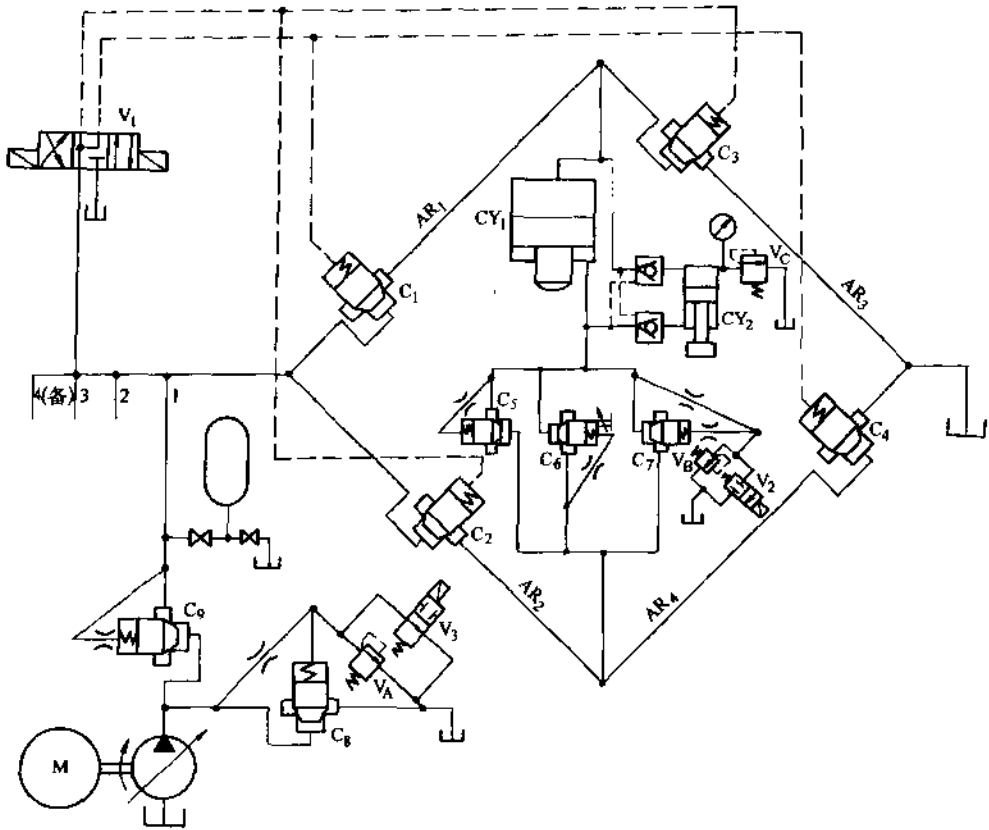


图 4.10-20 剪切机液压系统

4.11 轧钢

4.11.1 板带轧钢机压下装置液压系统

板带轧钢机是连续生产带状薄钢板的设备，其压下装置如图 4.11-1 所示。

板坯料从旋转着的上、下工作辊 2 所形成的辊缝中连续穿过，在轧制力的作用下板带被轧薄，经多次轧制后可达到所需成品的厚度。为了轧制薄板带，工作辊 2（与板带直接接触的轧辊）的直径必须减小，但轧制力将使工作辊弯曲变形，为此，在工作辊上下两侧装有大直径的支承辊 3 以阻止工作辊变形。在轧制过程中对轧辊施以轧制力的机构称为压下装置。被轧板带 1 从上、下工作辊 2 所形成的初始辊缝中穿过。上、下两组工作辊和支承辊 3 支持在上、下轴承座 4 上。上、下轴承座装在前、后两侧机架 5 内（图示为移去前侧机架后的示意图），上轴承座压在测压头 9 上，下轴承座的位置由压下液压缸 6 控制。假如轧机的机架、轧辊、

轴承座等传力系统都是绝对刚体，那么由压下液压缸调定的初始辊缝值 S_0 也就是轧制成品的厚度 h 。实际上由于被轧钢板有很大的塑性变形，轧机传力系统都是弹性体，因此，在初始辊缝给定条件下，板带一经穿入，整个传力的弹性系统就会变形使辊缝变大，成品厚度 h 也变大。此外，在轧制过程中由于板带坯料厚度和材料变形抗力的变化以及传力系统几何形状的变化（如轧辊的偏心）等因素的影响，也会使板带成品厚度发生变化。为了轧制出等厚度的板带，压下液压缸不仅应能调节空载时初始辊缝的大小，而且在轧制过程中其实际压下量还必须随时调整，以补偿轧机传力系统的弹性变化量（也称为轧机的弹跳）的影响。可见，板带轧钢机的液压压下系统是在轧制过程中保证板带纵向能有等厚度的自动控制系统。压下液压缸 6 由电液伺服阀 7 进行控制，压下液压缸的位移（反映初始辊缝的大小）由位移传感器 8 检测。轧机的弹跳量决定于轧制力的大小，为此在轧机的上轴承座上装有测压头 9，检测轧制力的变化，考虑轧机刚度后即

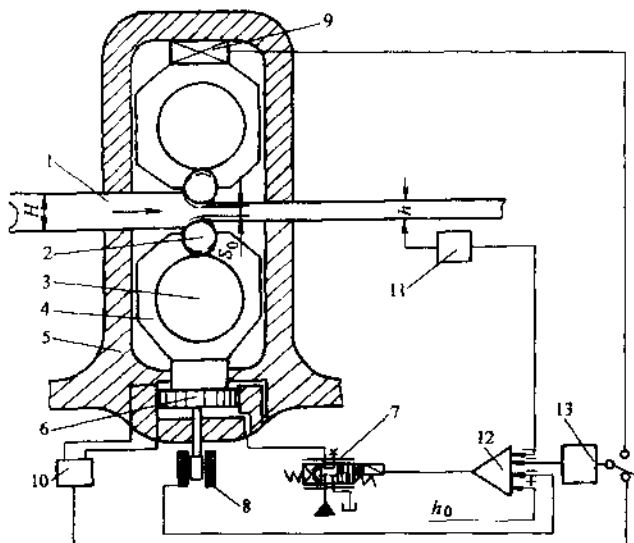


图 4.11-1 板带轧钢机压下装置结构示意图

可感受到弹跳量的大小。或用压力传感器 10 测出压下液压缸前后压差的变化，也可感受到弹跳量的大小。板带出口的实际厚度 h 用测厚仪 11 检测。将位移传感器、测厚仪、测压头（或压力传感器）经过刚度调节器 13 处理后的信号输入伺服放大器 12，其输出送至电液伺服阀以完成板带的等厚度控制。其控制方框图如图 4.11-2 所示。测厚仪测得的出口板厚 h 与板厚给定值 h_0 进行比较，产生厚度偏差调节量，考虑了在弹性传力系统中板厚和辊缝之间的关系（用板厚—辊缝系数表示）后得到初始辊缝的给定调节量 S_{01} 。由伺服放大器、电液伺服阀、压下液压缸和位移传感器所形成的位置控制闭环 I 使初始辊缝 S_0 的大小能跟踪给定调节量 S_{01} ；由伺服放大器、电液伺服阀、压下液压缸和压力传感器、刚度调节器所形成的轧制力反馈闭环

II 则使初始辊缝 S_{01} 的给定值补偿了对轧机的弹跳。轧机的初始辊缝 S_0 的大小也就决定了带载轧机的出口板厚 h 。实际上影响出口板厚和初始辊缝之间关系的因素较多，如板带进入轧机的厚度及变形抗力变化等因素，用干扰量 ΔH 加以考虑；轧辊的几何偏心量用 e 加以考虑。在整个控制系统中只要设计合理就能满足高速轧机等厚度控制的要求。

图 4.11-3 为板带轧钢机压下装置的液压系统图。图中 1、2 分别为轧机前后两侧的压下液压缸。液压缸无缸腔靠伺服单元 3 控制。每个压下液压缸由两个并联电液伺服阀采用下述方式进行控制：在一个电液伺服阀的控制电路中加入 $\Delta\%$ 的死区；另一则无死区，这样，当控制信号小于死区范围时只有一台伺服阀工作，系统的增益较小容易稳定；当控制信号大于死区范围时两台伺服阀同时工作，系

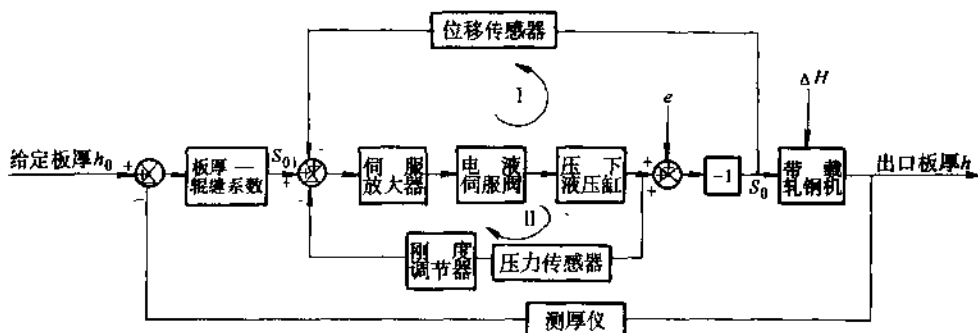


图 4.11-2 板带轧机液压压下控制方框图

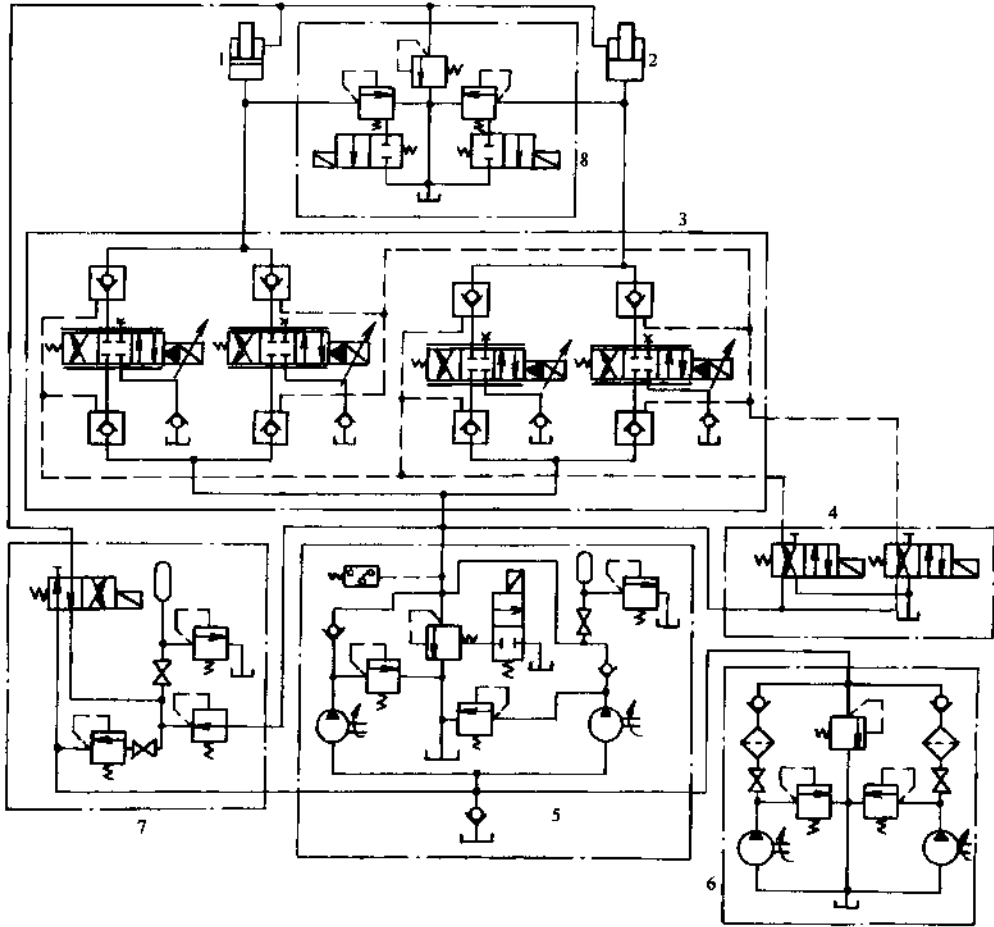


图 4.11-3 板带轧机压下装置的液压系统

统增益较大有利于快速调节。转换油路单元 4 可对四个电液伺服阀前后的八个液控单向阀进行操纵, 可使电液伺服阀从系统中切除或投入。电液伺服阀由高压油源单元 5 供油, 单元中的蓄能器用以减少供油压力的波动。高压油源单元在正常工作情况下由低压油源单元 6 供油, 在单元中有精过滤器。由于高压液压泵吸入的是加压后的精滤油, 这样就提高了工作可靠性和寿命。压下液压缸有杆腔是由回程油路单元 7 供油, 正常工作时由低压油路单元 6 直接供油, 轧机的辊缝开启时经减压后供给较高压力的液压油。8 为保护单元, 对压下液压缸的有杆腔和无杆腔进行过载保护。

4.11.2 板带轧钢机弯辊及平衡装置液压系统

板带在轧制过程中由于轧机本身(如轧辊受载

荷产生挠度、辊身沿轴线方向温度不均引起直径差)或板带本身的种种原因, 可使成品沿横向出现厚度偏差, 这种偏差也称板型偏差。为了校正板型偏差须采用弯辊装置。弯辊装置是用液压缸对工作辊的轴承座施以附加力(弯辊力)使工作辊产生附加弯曲, 以改善板型偏差。根据弯辊力的方向不同又可分为正弯辊力和负弯辊力。板带轧机在工作过程中, 即使在不需要弯辊力的情况下, 为使工作辊紧靠支承辊以消除间隙, 减少冲击, 也要对工作辊的轴承座施以平衡力。此外, 在某些结构的轧机上对支承辊的自重也需要平衡。在轧机上用液压缸产生平衡力。

弯辊力的大小和方向及平衡力的大小决定于轧钢工艺的要求和设备重量等, 通常弯辊力远大于平衡力。

板带轧机在轧制工作前须向工作辊缝中引入板

品率。卷取机采用跑偏控制装置后可使卷取精度在允许的范围內。

图 4.11-6 为带钢卷取机跑偏控制装置原理及液压系统图。卷取机的卷筒 1 将连续运动的带钢 2 卷取成钢卷,带钢在卷取机前产生随机跑偏量 Δx 。卷取机及其传动装置安装在平台 3 上,在主液压缸 4 的驱动下平台 3 沿导轨 5 在卷筒轴线方向产生的轴向位移为 Δx_p 。跑偏量 Δx 在跑偏传感器 6 感受后产生相应的电信号输入液压控制系统使卷筒产生相应的位移即纠偏量 Δx_p ,使 Δx_p 跟踪 Δx ,以保证卷取钢卷的边缘整齐。主液压缸 4 和跑偏传感器液压缸 7 都由电液伺服阀 8 进行控制。液控单向阀组 9、10 及换向阀 11 组成转换油路,12 为油源。系统投入工作前先使跑偏传感器液压缸 7 与电液伺服阀 8 相通,使跑偏传感器自动调零,然后转换油路使主液压缸 4 与电液伺服阀 8 相通,系统投入正常工作。

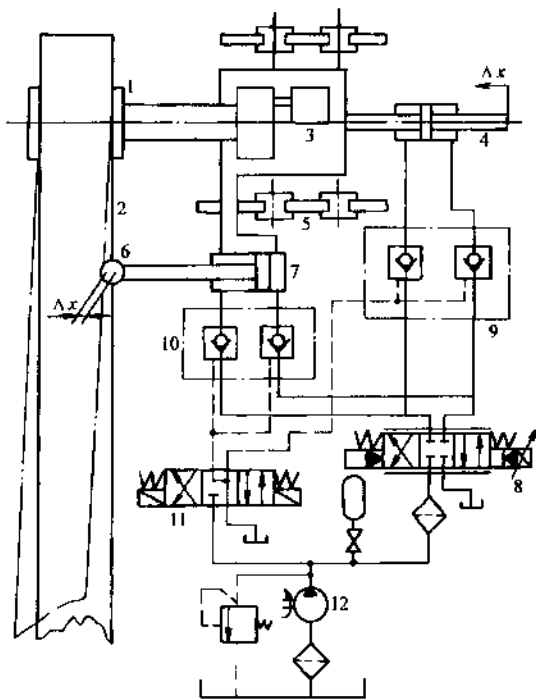


图 4.11-6 带钢卷取机跑偏控制装置原理及液压系统图

4.12 金属热加工

4.12.1 压铸机液压系统

该机为卧式冷室压铸机,公称合型力为 2923kN,

压射力为 177~392kN,可压铸的压铸件最大投影面积为 800cm²,最大重量为 4.5kg(铝合金)。压铸机的压射活塞运动速度不得低于 4.5m/s,压射缸中增压后的最大工作压力为 28MPa,最短的建压时间 ≤ 0.03s,要求能无级调节压射活塞速度和增压压力。

图 4.12-1 为压铸机外型图,图中 1 为床身,2 为泵组件,3 为合型机构,4 为后射机构,5 为高能器组件。机器由电器系统控制,由液压系统完成所需的动作。该机液压系统见图 4.12-2。合型缸 1 运动进行合型,为了使较小的合型缸产生很大的合型推力,采用了曲拐连杆扩力机构。合型过程是先低压驱动以保护压铸型,再进行高压闭锁。当合型到位后,插入型芯,此后一定量的金属液倒入压射室中,然后压射缸 2 动作进行压射,为了减少空气的卷入,压射开始阶段用较低的速度,当金属液完全充满压射室及横浇道时,立即高速压射以得到表面清晰的铸件。为了得到致密的铸件,在金属液完全充满型腔的瞬间,增压器 3 立即作用,使金属液马上处于高压下进行凝固,此种高压一直保持到规定的冷却时间。这时进行开型动作,压射头同时退出(如果开型前要先抽出型芯,则抽芯缸 4 或 24 动作,抽芯后才能开型),开型到位后,顶出缸 5 推动顶出板将铸件由压铸型顶出。压射活塞回程,顶出缸返回,开始准备下次工作循环。为了保证铸件质量,蓄能器 30 的压力必须达到规定值后,才允许进行压射动作。另外,根据零件的结构,可采用多种插芯和抽芯程序,即先插芯后合型或先合型后插芯,而抽芯与开型的顺序则与插芯合型相反,机器的电器系统已备好程序选择。

为了达到规定的压射速度、压射力和增压建压时间,本系统采用了带蓄能器的液压驱动方式,以满足压铸工艺的特殊要求,达到节能的目的。由于快压射和增压时所需压力油的瞬时流量达 4200L/min,采用了专用锥阀。

双联叶片泵的工作压力分别靠溢流阀 41 和溢流阀 14 定压,低压泵 6 为 3.4MPa;高压泵 7 为 11.8MPa。泵电动机启动时,卸荷用电磁换向阀 8 的电磁铁 1YA 通电,动阀 8 处于左位,阀 10 开启,高压泵 7 卸荷,同时电磁铁 2YA 通电,阀 9 处于右位,使插装阀 11 开启,低压泵 6 处于卸荷状态。当泵电动机达到正常转速后,1YA 及 2YA 断电,双泵同时向管路充压。当管路压力达到 3.4MPa 时,低压泵 6 开始卸荷,高压泵继续向管

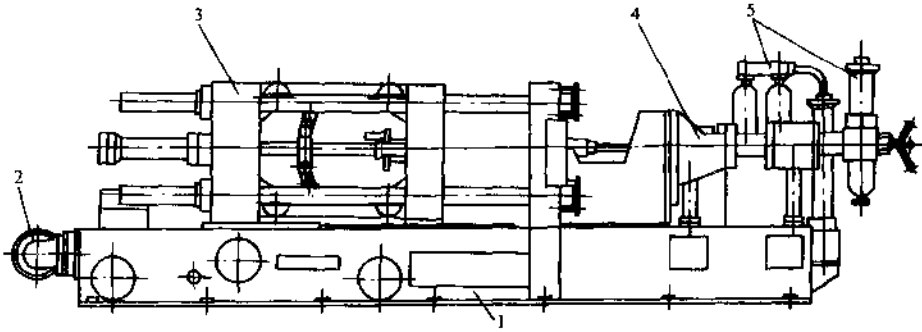


图 4.12-1 压铸机外型图

路充压直到管路压力达到 11.8MPa 后, 高压泵 7 也卸荷, 高压泵卸荷的指令由压力继电器 12 发出。在双泵卸荷期间, 管路压力靠蓄能器 22, 31 连接后的压力油使换向阀 13 右位工作, 压力油经阀 13 节流阀 41 进入合型缸可维持系统压力。如果压力继电器 12 及卸荷溢流阀 14 失灵时, 保险压力继电器 15 会在管路压力达到 13.8MPa 时, 自动切断泵电动机的电源, 机器停止运转。本机器的合型液压系统采用了插装阀。先导阀 16 的电磁铁 3YA 通电时, 阀 21 开启, 压力油进入合型缸 1 的无杆腔, 进行合型, 合型缸有杆腔的油则经插装阀 17 流回油箱。合型到一定位置时, 行程开关使先导换向阀 8 的电磁铁 4YA 通电, 系统便在压力阀 18 调定的压力下进行低压 (1.4MPa~2.5MPa) 保护合型, 直到保护终了行程开关切断 4YA 并使 5YA、6YA 通电, 蓄能器 22 的油经泵的阀 23、阀 24 又开始在高压下快速合型, 直至合型完成。同理, 3YA 断电, 7YA 通电即可完成开型动作。合型部分的液压系统, 除完成开合型动作外, 还控制机器的插芯、抽芯, 铸件顶出及顶出返回等动作, 这些都是由各自的电液换向阀来实现的。25 为控制静型抽芯缸 24 的换向阀, 26、27 为控制动型抽芯缸 4 的换向阀, 28 为控制顶出缸 5 的换向阀。单向阀 29 可防止压射时可能发生的型芯后退危险。

压射部分液压系统要能满足瞬时大流量供油和快速增压, 同时应将液压冲击值限制在规定范围内。本系统采用了由两个蓄能器 30、31 组成的双回路系统, 因而提高了系统工作的稳定性和独立可调性。电液换向阀 19 控制慢压射及压射回程动作, 当电磁铁 8YA 通电时, 高压泵 7 来的油经泵的阀 32、阀 19 进入压射缸 2 右腔进行慢压射, 压射活塞慢速移动到一定位置时, 行程开关使先导阀 20

的电磁铁 9YA 通电, 快压射阀 33 开启, 蓄能器 31、22 相连后的压力油和高压泵 7 来的油合流进入压射缸 2 右腔, 实现一级快压射。与 9YA 同时通电的时间继电器延时之后使 10YA 通电, 阀 39、阀 34 开启进行第二级快压射。压铸工艺要求, 在型腔被金属液充满的瞬间, 即压射活塞快压射动作一停止, 必须立即增压, 以保证得到高质量的铸件。为此目的, 本系统采用了压力式自动增压先导阀 35, 当压射管路压力升高到一定值时, 11YA 通电, 阀 37 左位工作, 增压先导阀 35 左位工作。增压主阀 42 迅速打开, 增压蓄能器 30 中的压力油立即经 42 进入增压器 3, 进行增压。由于采用了无背压式增压器, 保证了增压的快速完成, 同时, 增压的大小也完全取决于增压蓄能器 30 中的压力值, 该压力可借助于充液减压阀 36 和向增压蓄能器 30 充氮气经并联的气动溢流阀来进行调节。另外, 在压射缸回油管路中有专用单向阀 38, 当 9YA 通电使阀 33 开启实现一级快速压射时, 压力油经阀 20 使单向阀 38 开启, 压射缸有杆腔的油可直接经阀 38 的大口径油管回油而不经慢压射阀 19, 从而大大降低了压射缸回油的背压, 从而实现快速排油, 提高压射速度。当 12YA 通电后阀 19 右位工作, 来自泵 7 的油可经阀 32、阀 19 到缸 2 的有杆腔, 使其活塞退回。

基于压铸成型工艺的特殊要求, 压射部分液压管路的设计流速, 一般可取 25~30m/s, 否则液压管路和元件将变得十分庞大, 使整个压射机构难于安排。蓄能器按绝热状态计算。方向阀要满足快速启动和大流量的要求。第一级快速压射阀 34 是普通插装阀, 第二级快速压射阀是一种特殊结构的插装阀, 它允许通过的压力油的流量不低于 4200L/min, 具有快速启动和自动关闭的性能, 不需要大

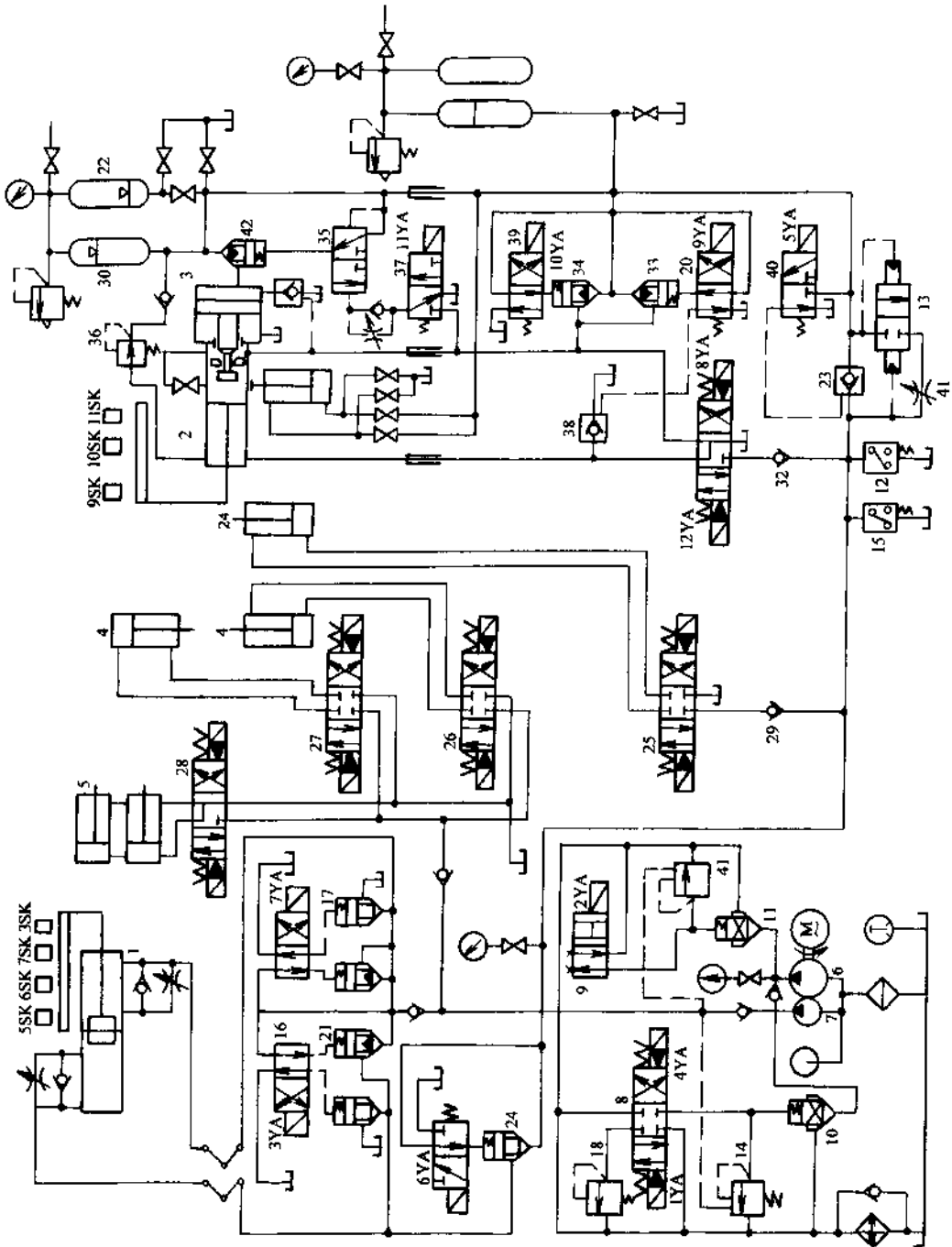


图 4.12-2 压铸机液压系统图

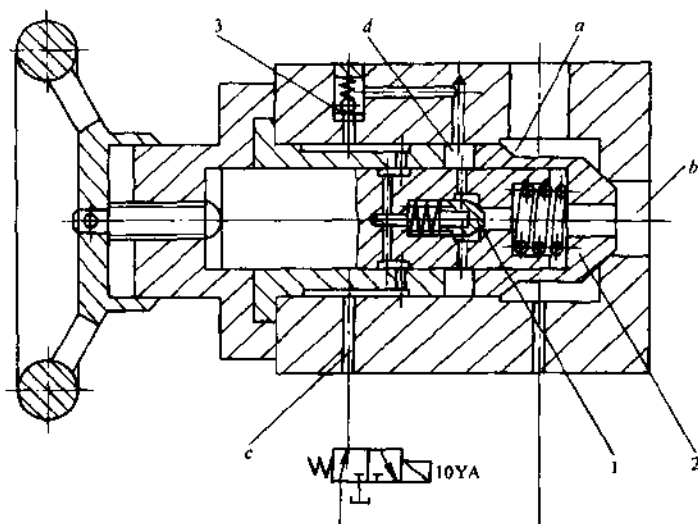


图 4.12-3 压铸机快速压射阀

的先导阀控制，其结构简图见图 4.12-3。阀的 *a* 腔与压射蓄能器 22 和 31 相通，*b* 腔接压射缸的无杆腔，当先导电磁阀 10YA 动作时，*c* 腔回油并向阀 1 左腔回油，其阀芯打开，*d* 腔中的油流进 *b* 腔。于是主阀芯 2 左移，使 *ab* 腔接通，进行快速压射。快压射结束时，10YA 断电，压力油进入 *c* 腔，一路关闭单向阀，另一路经单向阀 3 进入 *d* 腔关闭主阀芯 2。

4.12.2 垂直分型无箱射压造型机液压系统

该机主要用于大量生产的自动化造型线，具有生产率高，占地少及劳动条件好等优点。机器所造砂型的最大尺寸为 $600\text{mm} \times 800\text{mm} \times 400\text{mm}$ ，射砂压力约为 0.39MPa ，压实力 70kN ，机器的生产率高达 240 型/h，其外形图见图 4.12-4。

机器的整个动作是由气动系统和液压系统来完成

成的。工作的主要程序为：由气动系统先完成射砂预成型，再由液压系统完成砂型的压实成型、起模 I、推动合型、起模 II 及闭合造型室等动作。

机器的液压系统原理见图 4.12-5。

机器的液压系统由两部分组成：控制油路和动力油路。控制油路由双联齿轮泵 1 供油，动力油路由变量柱塞泵 2、3 供油。

射压成型时，液压系统各元件初始位置如图 4.12-5 所示。压实缸 5 的活塞和反压实缸 6 的活塞均处于右端。1YA、3YA 通电，来自泵 2 和泵 3 的高压油经阀 7、阀 8 一路进入缸 5 右腔。因 2YA 通电，缸 5 左腔的油经阀 9、阀 7、阀 10 回油箱。缸 5 活塞左移，将预成型的砂型压实。经阀 7、阀 8 的另一路油进入反压实缸 6 的左腔，缸 6 活塞处于右端位置不动。因 2YA 通电，高压油也进入增速缸 15 的左腔，因其活塞已处于右端位置故不动。

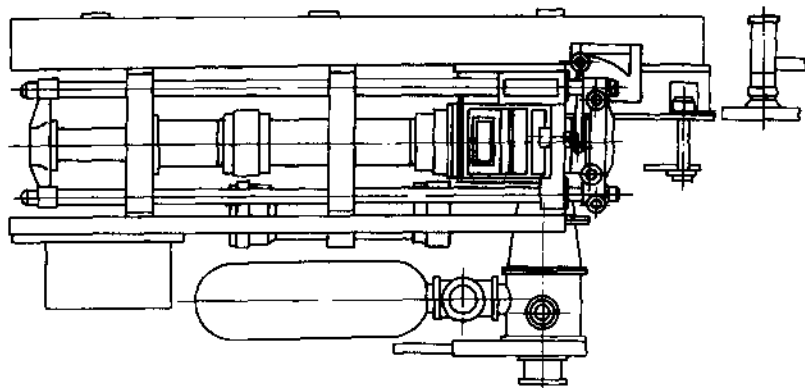


图 4.12-4 垂直分型无箱射压造型机

均以此种方式控制。

主泵6A口排出的油进入缸7、8、9的上腔。下腔的油回到B口；液压箱10的油也向B口补油。此时上滑块快速下行，下行速度由电信号通过伺服阀11、缸5、泵6的斜盘加以控制。平衡缸12、13中的油经背压阀14回油箱。阀14的压力由调压阀15调定，调定值为3MPa。此时阀16处于通路位置。

上滑块接触工件后，负载增大。缸7、8、9上腔压力增加，其值由安全阀17限定，其调定值为21MPa。此时电信号使泵6流量减小，上滑块慢速下行。由电路控制延时而保压。保压时阀18处于右位，由于背压阀19、20的调定压力为21MPa，故缸21、22、23的下腔均有高压。

当阀24处于通路时，泵6A口排出的油液压力靠调压阀25控制。卸压后压力继电器使泵6反向，B口排油。安全阀35限定的压力为21MPa。缸7、8、9活塞上行，上腔的油回到泵6A口。缸12、13靠泵27来的油补充。泵27同时也是阀11的能源，其压力由阀28调定，其调定值为3MPa。压力继电器29保证阀11的能源压力达到一定值时才接通电源使阀11开始工作。

阀18处于左位时，泵30排出的油经阀18到缸23下腔。下滑块上升，顶出工件。缸21、22的下腔靠来自油箱的油经阀33得以补充。

上滑块到位后，靠行程开关使阀18处于右位，阀32处于通路位置。泵27的有压油经阀32使液控单向阀33、34导通。缸23下腔的油经阀34、阀18回油箱；缸21、22下腔的油经阀33回油箱。泵30经阀18卸荷，下滑块复位。

本系统的特点是采用伺服回路控制速度和速度换接点的位置，提高了精度。采用了多个压力控制回路完成保压卸压和压力变换。

4.12.4 双动薄板冲压压机液压系统

本机最大工作压力为450t，用于薄板的拉延成形等冲压工艺。薄板拉延的工艺流程见图4.12-7。图a表示板料5已装在下模6上。压边滑块2和拉延滑块1正在快速下行，在接触板料5之前要减速。图b表示压边圈4已接触板料并且加上了压边力 P_2 ，板料周边被压紧；拉延滑块1带动上模3继续下行。图c表示拉延块进入工作行程，压延力为 P_1 。图d表示拉延完毕，拉延块先回程，在回程中带动压边滑块和压边圈一起回程。图e表示顶出器正在顶出工件，顶出力为 P_3 ，顶出后，顶出块退回。

在板料拉延时，为了防止毛坯周边起皱，必须用压边圈将毛坯四周压紧。形状复杂又不对称的工作，要求周边有不同的压边力。因此本机的四个压边缸装在上模的四个角上。

本机的液压系统图见图4.12-8。

拉延块快进时，阀4断路，阀5正常工作，油经阀6右位进入拉延缸7。回油经阀6和阀8通路位置回油箱。此时阀14处于左位，4个压边缸9、10、11、12自油箱补油。

将阀8投入断路位置，油经节流阀13回油，压延缸慢进。

当件1接触工件后，泵15的油经阀14向缸9、10、11、12加压，同时缸7中的压力增加，缸7继续下行，完成拉延工艺。

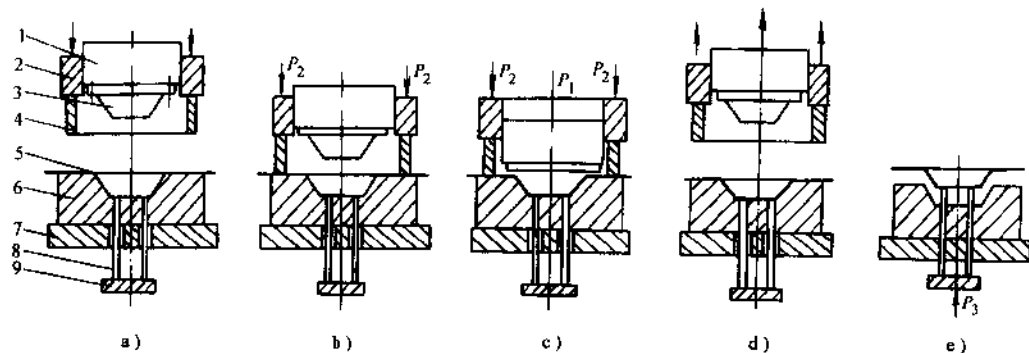


图4.12-7 双动拉延工艺示意图

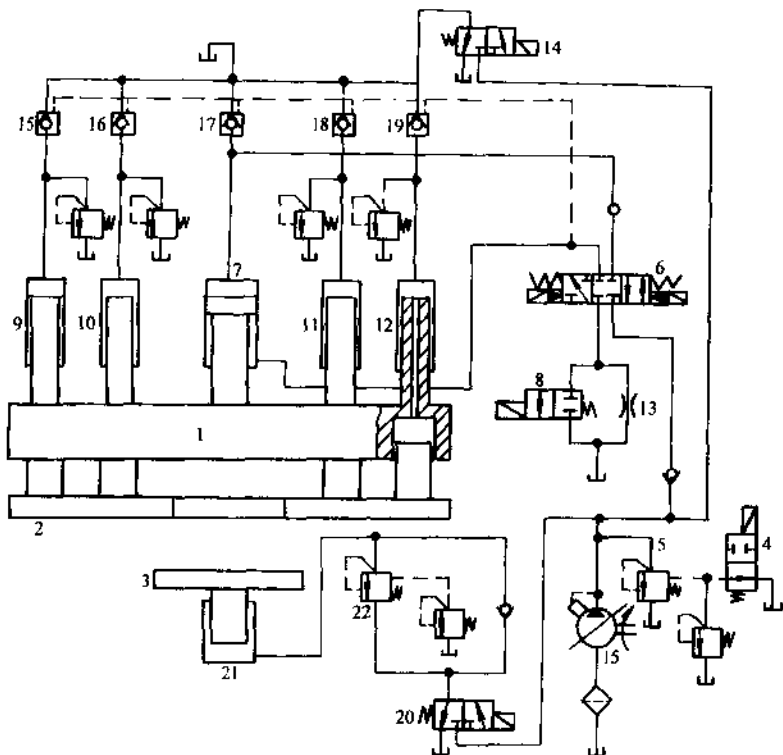


图 4.12-8 双动薄板冲压机液压系统图

阀 6 处于左位时,缸 7 上行。单向阀 15、16、17、18 为通路,各缸中的油可回油箱。

阀 20 处于右位,来自泵的 oil 进入顶出缸,顶出工件。阀 20 换位后,顶出器靠自重退回。阀 22 为溢流阀,顶出器上行时起保护作用,下行时起背压作用。

4.12.5 锻锤液压系统

锻锤是一种利用冲击力完成压力成形的设备,它使金属成形的能力强,并能获得晶粒较细的锻件,是锻工车间的主要设备。但是一般模锻锤必须有很大的砧座,对地基和厂房的要求较高,所以限制了它的使用。

液压模锻锤的两个锤头对击工作不需砧座,冲击能量不会被砧座吸收,并且打击速度也比一般模锻锤快。济南铸造锻压研究所研制的液压模锻锤打击速度可达 15m/s,打击能量达 100kN·m。图 4.12-9 是模锻锤液压系统。

上锤头悬挂 泵 1 启动后,向蓄能器 2 供油,使蓄能器上腔的氮气增压。超过调定压力后,泵 1

排出的油经溢流阀 3 溢流。其调定压力为 20MPa,此时对应的锤头最大速度为 15m/s。阀 3 通过阀 4 可使泵 1 卸荷。

工艺准备完毕后,阀 5 处于中位。高压氮气经管 7 进入 *a* 腔,*b* 腔的高压油被阀 5 封死。*b* 腔油压向上作用于上锤头 8;*a* 腔气压向下作用于上锤头 8。二者形成的力相互平衡,上锤头 8 悬挂不动。*c* 腔中的油经管 12 和阀 6 回油箱,故下锤头 9 处于最下端位置。

锤头打击 使阀 5 处于左位,管 10 为高压,阀 6 的阀芯右移,处于中位。管 11 通油箱,*a* 腔中的高压氮气膨胀,上锤头 8 迅速向下运动。阀 6 继续右移,处于左位,管 11 和管 12 相互连通,且都不通油箱。上锤头 8 下移时,*b* 腔中的油被压缩,经阀 6 和管 12 进入 *c* 腔,下锤头上移形成对击。

锤头回程 阀 5 处于右位,管路 13 为高压。阀 6 复位,高压油又重新进入 *b* 腔,上锤头 8 上升复位。因 *c* 腔重新接油箱,下锤头 9 靠自重下行复位。搬动阀 5 使之回到中位,为下一次打击作好准备。

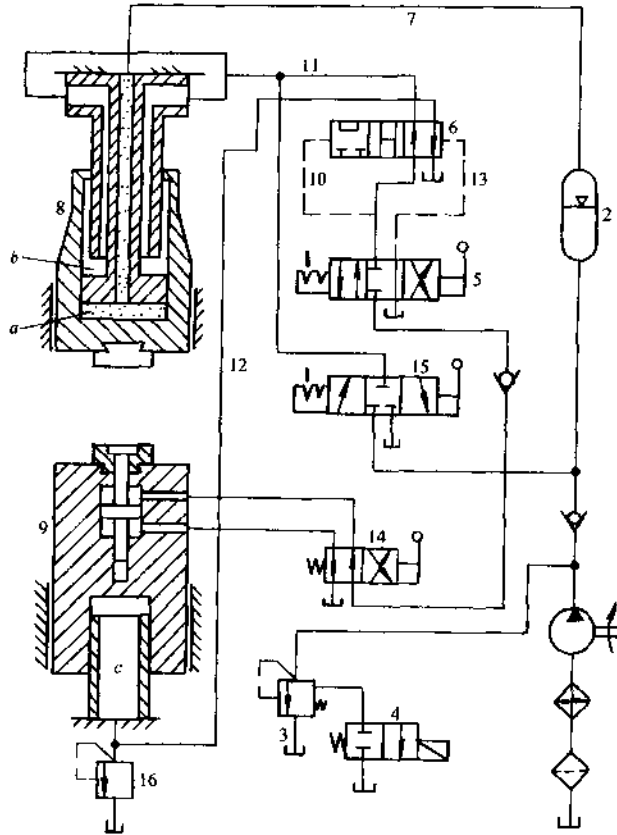


图 4.12-9 模锻锤液压系统

换向阀 14 控制顶出器液压缸。在调整模具时阀 15 可使上锤头 8 单独上升或下降。阀 16 可限制锤头对击时的液压冲击。

改进后的液压模锻机，阀 6 已改成锥阀，控制系统也改为程序控制。

4.12.6 棒材快锻机液压系统

图 4.12-10 为快锻机示意图。它是一种双柱下拉式自由锻造油压机，每分钟锻打次数可达 80 次，锻造力可达 20000kN。配以锻造操作机和自动砧子库可以实现自动锻造。锻锤 1 和砧子 2 处于封闭形的框架内，柱塞式加压液压缸 3 产生的液压力通过两根下拉力柱 4，在锻锤上直接产生锻造力。锻锤的回程由两个柱塞式回程液压缸 5 完成。锻锤在工作过程中要完成快速回程、上停、快速下降、减速制动、慢速接近、锻压、下停卸压、快速回程等循环动作。在锻造力较小时，可使加压液压缸和回程液压缸形成差动油路，实现快速锻打。液压系统工作压力为 32MPa，流量为 300L/min。主油路系统

采用大通径插装阀。控制油路也采用插装阀，它们由先导液压件进行控制。所以整个系统形成了三级控制。整机系统极为复杂，但其实质是液阻桥路，经过高度简化后的液阻桥路示于图 4.12-11。图中 5 为加压缸，6、7 为回程缸。图 4.12-11a 是快锻机全桥路图，图中有 1、2、3、4 共四个桥臂。左端加液源 p_c ，右端通油箱 T 。当桥臂 2、3 液阻为无限大（相当于此桥臂上所有的阀均关闭），桥臂 1、4 为有限值（相当于此桥臂上阀开启但有液阻）时，高压油进入缸 5，缸 6、7 排油，锻锤向下运动。反之，当桥臂 1、4 液阻为无限大；桥臂 2、3 为有限值时，锤头向上运动。桥臂各液阻的变化由相应的主插装阀完成。图 4.12-11b 是控制插装阀启闭的油路。其中 4 个阀都是控制某一桥臂 1 的，1.1 为主插装阀，1.2 是先导换向阀，1.3、1.4 为液阻。由于大通径插装阀通过的流量很大，所以先导换向阀也采用插装阀，如图 4.12-11c 所示。例如该图中的各阀都是控制某一桥臂 2 的，当先导球阀 2.3 得电后，压力油进入插装阀 2.2 上腔

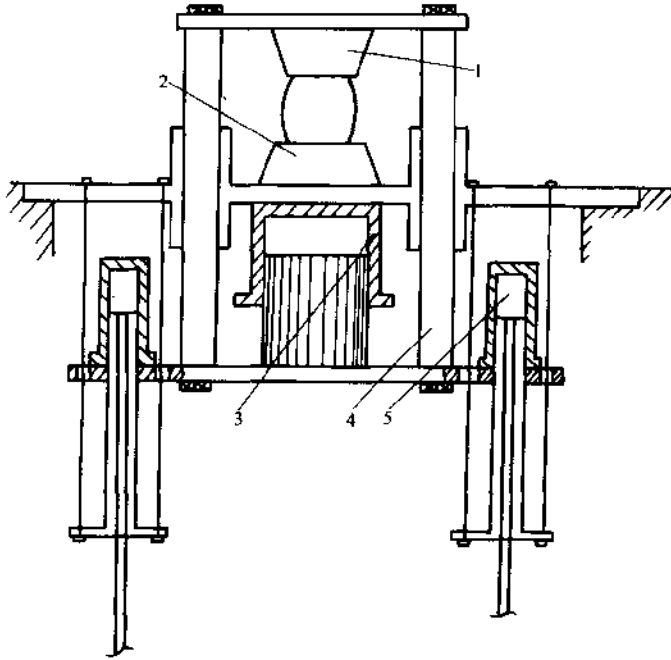


图 4.12-10 快锻机示意图

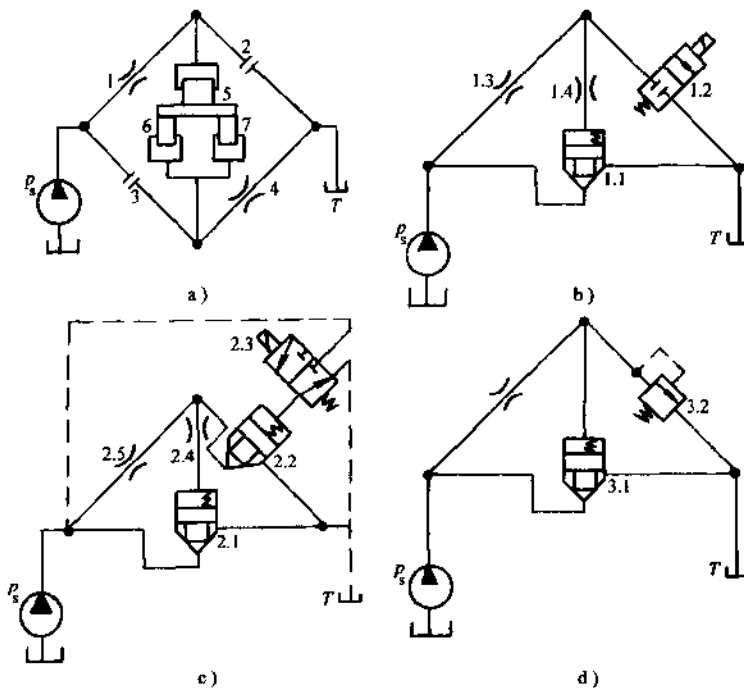


图 4.12-11 液阻桥路图

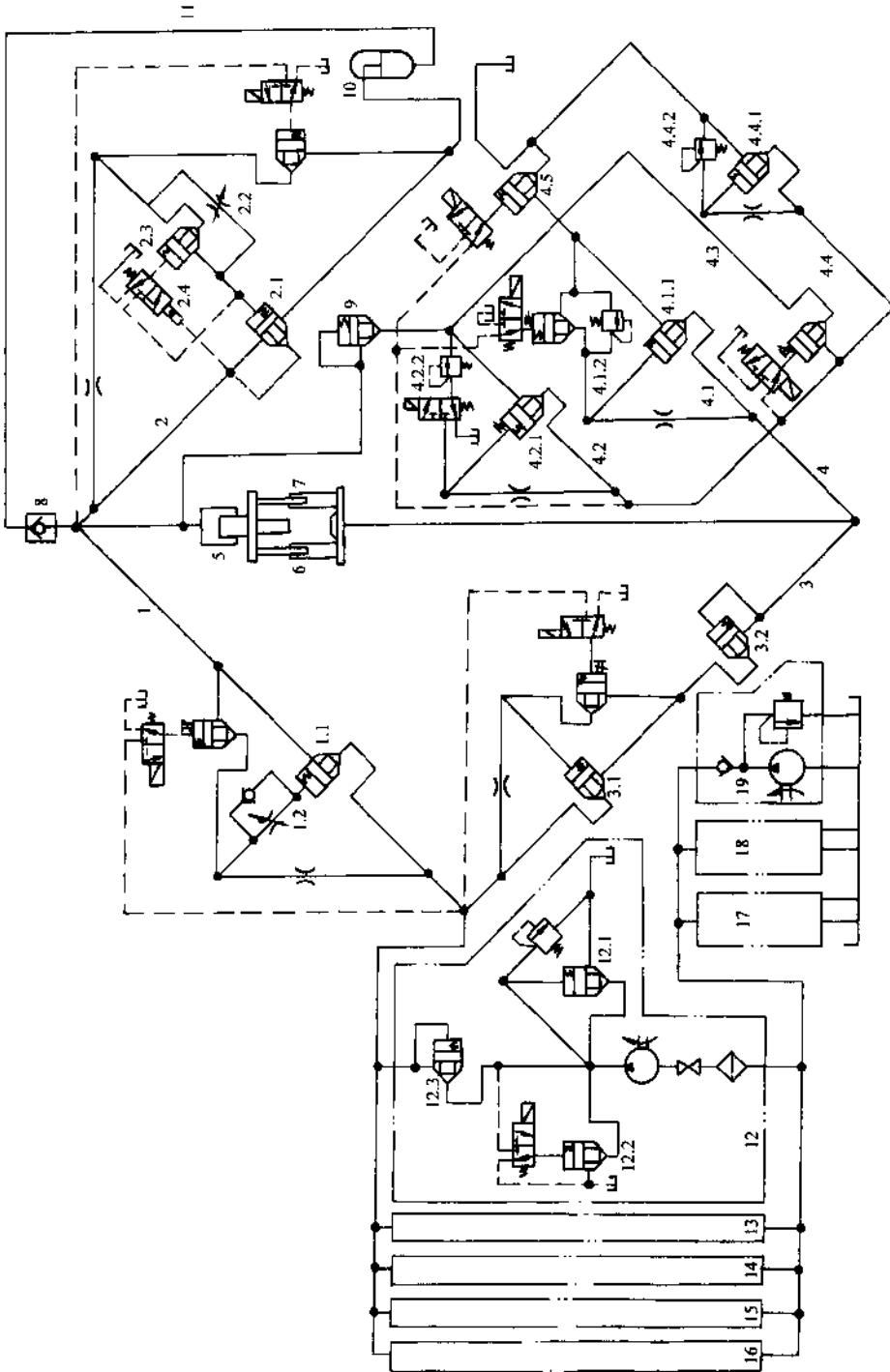


图 4.12-12 轧钢机液压系统图

使它关闭,压力油通过液阻 2.5、2.4 使主插装阀 2.1 关闭,此时桥臂 2 的液阻为无穷大。反之当 2.3 失电时,2.2 上腔放空而开启,油经过液阻 2.5 后,K 点压力下降,插装阀 2.1 开启,桥臂 2 的液阻为有限值。2.4 和 2.5 的阻值影响主插装阀 2.1 的开、闭速度。图 4.12-11d 表示压力控制桥路,例如图中各阀是控制某一桥路 3 的,阀 3.1 的溢流压力取决于阀 3.2 的调定值。

图 4.12-12 是快锻机液压系统图。

锻锤快速回程 桥臂 1、4 液阻为无限大;桥臂 2、3 液阻为有限值。插装阀 2.1、3.1、3.2 开启。

锻锤快降、制动减速和锻压 桥臂 2、3 液阻为无限大;桥臂 1、4 为有限值。桥臂 4 有 4 条并联支路 4.1、4.2、4.3 和 4.4。快降时仅支路 4.1 全开,锻锤在自重作用下快速下降。液压缸 5 既从充液罐 10 经油路 11 吸油,还同时从桥臂 1 进油。为了控制插装阀 1.1 的开启速度以减小冲击,在其控制桥路中加上单向可调节流阀 1.2。锻锤制动减速及慢速接近工件时,仅 4.2 支路接通。由于插装阀 4.2.1 控制桥路中的先导溢流阀 4.2.2 的调定压力很高,约为 10MPa,故 4.2.1 产生的背压足以使锻锤制动减速下降。此时主液压缸 5 压力升高,充液单向阀 3 关闭。在支路 4.1 中,溢流阀 4.1.2 调定压力为 32MPa,此时 4.1.1 关闭,它起安全阀作用。当锻锤接触工件后,4.1 接通,背压消失,主缸 5 产生的液压力全部作用在锻件上。

锻机缸压 锻压终了时,主液压缸 5 处于高压状态,为了防止冲击,锻压回程前必须缓慢卸压。这时桥臂 1、3、4 液阻为无限大,而桥臂 2 液阻必须处于高阻值状态。为了提高生产率,在不产生冲击的条件下应使卸压过程尽可能缩短,因而采用了两段卸压过程。这一功能是由可变液阻 2.2、插装阀 2.3 和液控换向阀 2.4 共同完成的。在高压卸压状态时,2.4 使 2.3 关闭,插装阀 2.1 上腔的压力油只能经 2.2 流出,使 2.1 缓慢开启以便液压缸 5 缓慢卸压;当压力低到一定值后,2.4 使 2.3 开启,液阻 2.2 被短路,结果插装阀 2.1 快速开启,加快卸压过程。

锻锤上停或事故停电 桥臂 1、2、3 液阻为有限值;桥臂 4 液阻为无限大,回程缸 6、7 在锻锤自重作用下所产生的液压力足以使桥臂 4 上所有支路关闭。

差动工作 插装阀 4.5 关闭,9 开启,回程缸 6、7 的回油经 9 流回主缸 5,形成差动油路。

此外,在支路 4.4 上的插装阀 4.4.1 起安全阀作用,其先导溢流阀 4.4.2 调定压力为 35MPa。插装阀 3.2 和 9 起单向阀作用。

全系统有 5 个相同的高压油源单元 12、13、14、15、16,其中之一备用。单元中 12.1 为安全阀,12.2 为卸压阀、12.3 为单向阀。17、18、19 为低压油源单元,其中之一备用,泵为螺杆泵。低压油源单元可以改善高压油源单元中高压泵的吸油条件及吸油清洁度。

4.12.7 铆接机液压系统

全液压铆接机是一种新颖的铆接机械,它采用了液压与电气自动控制技术,把机械、液压和电气自动控制有机地结合在一起。铆接力大,工效高、噪声低、振动小,铆接作业安全可靠,并减轻了工人的劳动强度。可适用于汽车、桥梁、锅炉、机械和建筑行业的铆接作业,它是传统的气压铆接机的更新产品。目前在汽车大梁的铆接流水线上已得到了广泛应用,其经济效益和社会效益显著。

全液压铆接机共有 10 个部件组成,整机示意图见图 4.12-13。

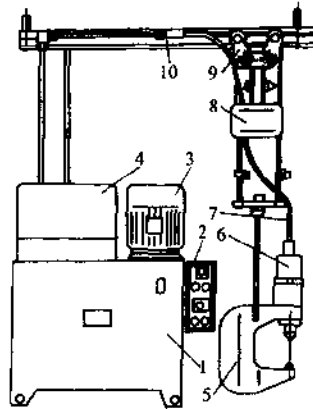


图 4.12-13 全液压铆接机
组成示意图

- 1—液压箱 2—电气箱 3—电动机
4—液压发生器 5—铆铆缸 6—液压缸
7—油管 8—悬吊装置 9—小车
10—导轨

液压系统原理见图 4.12-14。

铆接机作铆接准备工作时,电动机已启动,油

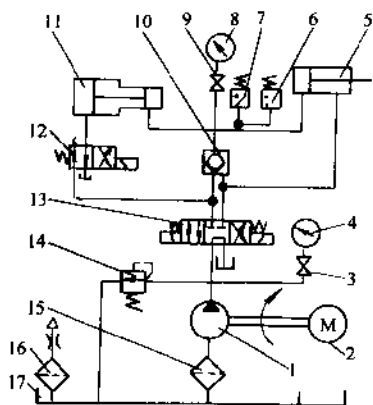


图 4.12-14 全液压铆接机
液压原理图

- 1—液压泵 2—电动机 3、9—压力表开关
- 4、8—压力计 5—工作缸
- 6、7—压力继电器 10—液控单向阀
- 11—增压缸 12、13—电磁阀 14—液
- 流阀 15—过滤器 16—空气过滤器
- 17—油箱

液经过滤器进入液压泵，泵出的油通过三位四通电磁换向阀中位流回液压箱。此时液压泵处于卸载状态。

当铆接准备工作完成后，按铆钳上的按钮电磁阀 YV1 通电，三位四通电磁换向阀左位接通，液压泵停止卸载，压力油经阀左位，通过液控单向阀、增压缸前缸、高压胶管进入铆接液压缸上腔，推动活塞杆伸出，使上铆模块快速趋进铆钉。

当上铆模压到铆钉后，系统油压开始升高。当压力达到低压力继电器 SP1 设定值时发出信号，使时间继电器工作，接通二位四通电磁阀 YV3 动作，阀右位接入系统，压力油进入增压缸后腔，推动活塞动作，使增压缸前腔油液 1:5 增压，经高压胶管输入铆接液压缸上腔。获得极高压力，从而完成铆接工作。

当铆接工作完成后，铆接机油压继续升高，当达到油路上高压继电器 SP2 的设定值时，使时间继电器工作，切断 YV1、YV3 电源，使 YV2 工作，从而使系统油路换向，使铆接液压缸实现返回动作。液压缸油液经液控单向阀，三位四通电磁阀右位排回油箱，增压缸活塞也回到原始位置，其动作由时间继电器控制，工作完成后 YV2 即断电，三位四通电磁阀位于中位，液压缸卸载，完成一次循环。

4.12.8 焊条压涂机液压系统

目前我国焊条生产企业大部分使用自行研制的螺旋式焊条压涂机，虽然它具有制造简单、价低、生产能力大等优点，但同时也存在对涂料配方有一定限制，螺旋轴加工要求高，不适应对特种焊条的生产等缺点。从德国引进 2 台 B220 型焊条压涂机能适应各种焊条的生产，且压力稳定、自动化程度高、压力调整范围大。

该机液压系统工作原理图如图 4.12-15。

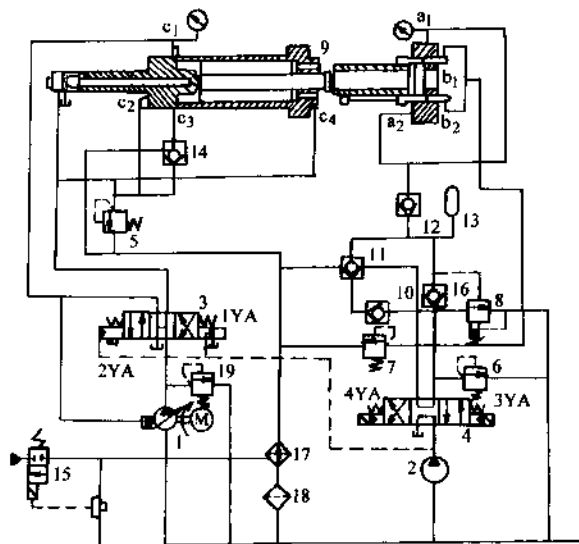


图 4.12-15 焊条压涂机液压系统

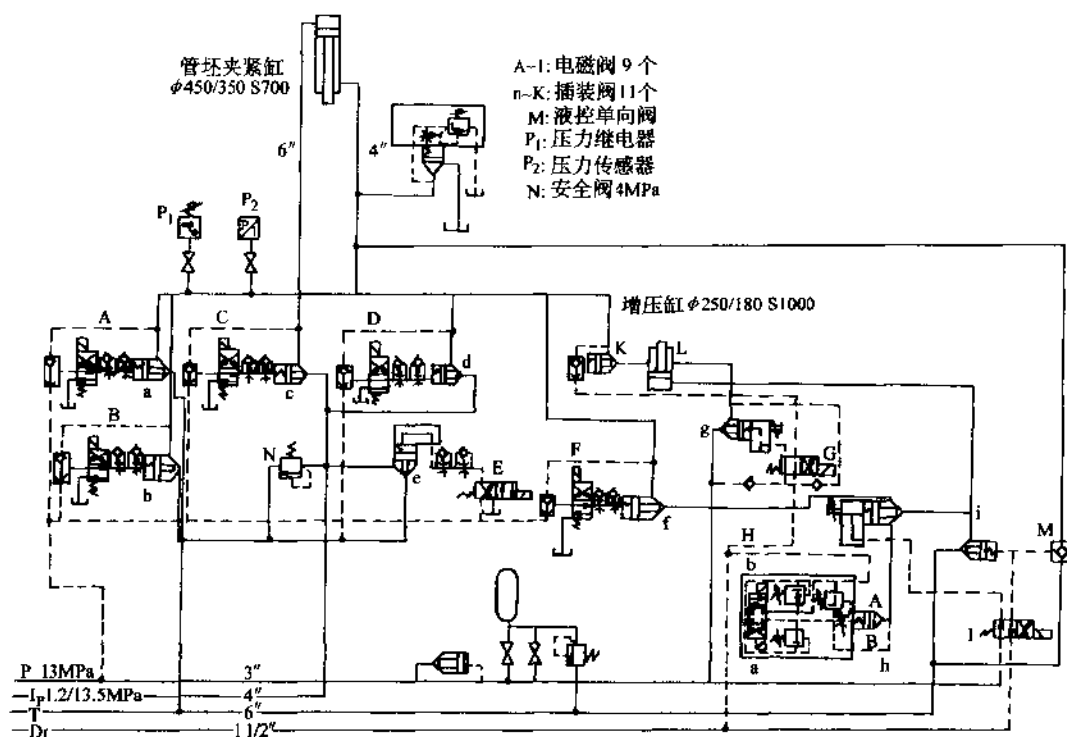


图 4.12-17 管坯夹紧液压系统图

压油经压力插装阀 h 减压为 3MPa，通过插装阀 J 流入增压缸 L，增压缸 L 的活塞动作，在有杆腔输出 6MPa 压力油，经插装阀 K 进入夹紧缸的无杆腔，管坯被压紧。此时压力传感器 P₂ 输出信号，此信号与设定值相比较，大于设定值则由 PLC 输出可以冲孔的指令。冲孔完毕后，发出夹紧缸活塞上升的指令。此时电磁阀 I 及 H 断电，插装阀 J 关闭，插装阀 i 导通，液控单向阀 M 关闭。

电磁阀 B 通电，插装阀 b 打开，夹紧缸卸载。电磁阀 E、D、A 通电，3.5MPa 的压力油经插装阀 d 进入液压缸有杆腔，回油经插装阀 a、b 回液压箱，液压缸活塞快速上升，流量为 $1.35 \times 10^3 \text{ L/min}$ ，活塞上升速度为 $v = 350 \text{ mm/s}$ ，活塞到位，电磁阀 E、D、B、A 断电。

电磁阀 G 通电，插装阀 g 导通，k 关闭，这时 13MPa 的压力油经插装阀 g 进入增压缸的有杆腔，回油经插装阀 i 回液压箱，增压缸活塞回位。方向阀 G 断电，关闭插装阀 g，插装阀 k 导通。

若使用手动夹紧，则电磁阀 F 通电，液压油经压力插装阀 h，通过插装阀 J、f 进入夹紧缸的无

杆腔，实施手动夹紧。

到此夹紧缸完成了一个运动周期，该液压回路的主要特点是：

- 1) 液压回路采用了差动回路及大通径插装阀与 DN6 的电磁阀相匹配，实现大流量工作；
- 2) 采用了多级压力插装阀及增压缸，很方便地获得多种压力；
- 3) 低压采用了卸载回路，实现节能。

此液压路经多年的使用暴露出的问题是：

1) 夹紧缸会自动缓慢下降，一旦离开 I₁₀ 检测元件的感应范围后，自动控制会消失。不过对于正常轧制没有影响。这主要是插装阀控制压力腔与被控制侧之间的密封问题，这也是位置控制要求较严的插装回路的通病。

2) 该控制回路的液压系统是一个大型液压系统，油箱为 30m³，控制 264 个液压缸及马达，故有系统的干扰，一旦某个液压缸动作后，夹紧缸活塞会自动下降。这主要是液控单向阀 M 受到来自 I 的压力波动干扰。解决方法可在电磁阀前加一单向阀即可。

4.12.10 碳素成型油压机液压系统

碳素产品较广泛地应用于各行各业，尤其对电力、冶金、航空作用大应用广。为改变已有设备的落后状况，新型油压机取代了水压机。

2500吨油压机液压系统为碳素厂碳棒挤压成形生产主机系统，在整个生产流程中属核心设备。压机的生产能力、工作稳定性及设备运行可靠性对全部生产起到关键作用。该系统具有压力级别高、系统流量大、控制精度高等特点。2500吨油压机液压系统如图4.12-18所示。

油压机液压系统由进油调压回路、主压机控制回路、附机控制回路（挡板控制回路、剪切控制回路、卡箍控制回路、授料进给控制回路）和自循环冷却过滤系统几部分组成。

(1) 进油调压回路

本部分油路中设置3组电动机泵组，其中2组工作，1组备用。系统所用泵为恒功率柱塞泵，能实现高负载状态下功率自动匹配正常工作（见图4.12-19）。油路中设置常规单向插装阀，防止高压反向冲击，起到保护作用。

油路中并联单向电磁溢流插装阀油路进行压力无级调节，全自动加压、卸载控制，以实现系统正常工作状态、低耗状态及过载保护的壓力控制。

(2) 主压机控制回路

主压机采用3缸工作制，有2个主动缸和1个主缸，3缸采用机械同步互锁。

主动缸回路主要由5组电磁插装阀组成，构成2级三位四通换向回路。主动缸回路单独动作时能实现压机底压快速进退。在此过程中，充液阀控制油路同时切换以反向打开充液阀，使充液阀能向主缸快速补油和回油，实现主压机同步进退。

主缸回路是基于主动缸回路设置，具有增压、调速、保压、降压、预卸载等功能。本油路动作时，主缸加压使主压机压力达到25MPa，从而保证棒料充分捣固压实，并同时进碳料压型出棒。油路中调速部分采用电液比例技术，用PLC微机精确自动控制，同时在调速阀回路中并联设置压力补偿器，使调速阀前后腔保持定值压差，以使调速阀设定流量不受负载变化的影响（见图4.12-20）。此部分油路保证主压机行走速度全部自动控制并且非常精确。

主压机油路中设置单独控油回路，此油路设置

1个蓄能器，并设有反向自封单向阀，使控制油路在系统压力下降时能有足够的压力油保证所有插装阀处于稳定的工作状态。

主压机油路中设有3个压力传感器并配有二次仪表，其中1套设置于主动缸前进油路中，2套设置于主缸前进油路中，并设置3级压力控制（5MPa，10MPa，29MPa）。此部分元件于PLC联网对主压机压力进行精确调整控制。

(3) 附机控制回路

在附机控制回路中，由于各附机工作压力低于主压机油压，所以设置插装减压阀降低油压，同时附机各控制油路取自减压阀前腔高压油，使控制油压远高于工作油压，避免插装回路出现节流差动现象。

挡板控制回路以4组插装阀构成三位四通换向回路，控制挡板升降以开闭压机压头出口，在关闭状态下插装阀能完全密闭油路，此时挡板精确定位闭口，保证碳料加压腔无渗漏，完全压实。

剪切控制回路原理与挡板控制回路相同，在进出油腔设置单向调速阀，剪切棒材时能对剪切速度进行无级调速，并能调节双向同步剪切。

卡箍、授料控制回路为常规电磁换向回路，卡箍电磁铁在工作过程中必须断电，同时配有手动关闭功能保证不产生误动作，授料回路中设有双单向调速阀以使授料运行平衡、安全、可靠。

(4) 自循环冷却过滤系统

2500吨油压机设置自循环冷却过滤系统，此系统为连续工作制，保证系统用油足够的清洁度（NSA19/16级），同时冷却油液使油温处于正常工作温度。

整个系统具有以下特点：

(1) 使用安全性

系统设有压力传感器、卸荷溢流阀和限压安全阀，用以实现系统的过载保护，除此以外，各液压缸均设置行程开关，当行程到位时，换向控制油路卸压，液压缸停止动作，保证设备安全。

(2) 工作平稳性

系统采用电磁球阀、单向插装阀、叠加节流阀和溢流阀构成主缸的卸压回路，以消除主缸降压、卸压时的冲击。以往某些设备主缸的卸压大都是通过充液阀的预卸阀完成，由于结构所限，这种预卸阀的开启速度和开口量不能按系统工作的实际情况随时进行调节，造成主缸卸压的冲击较大。本

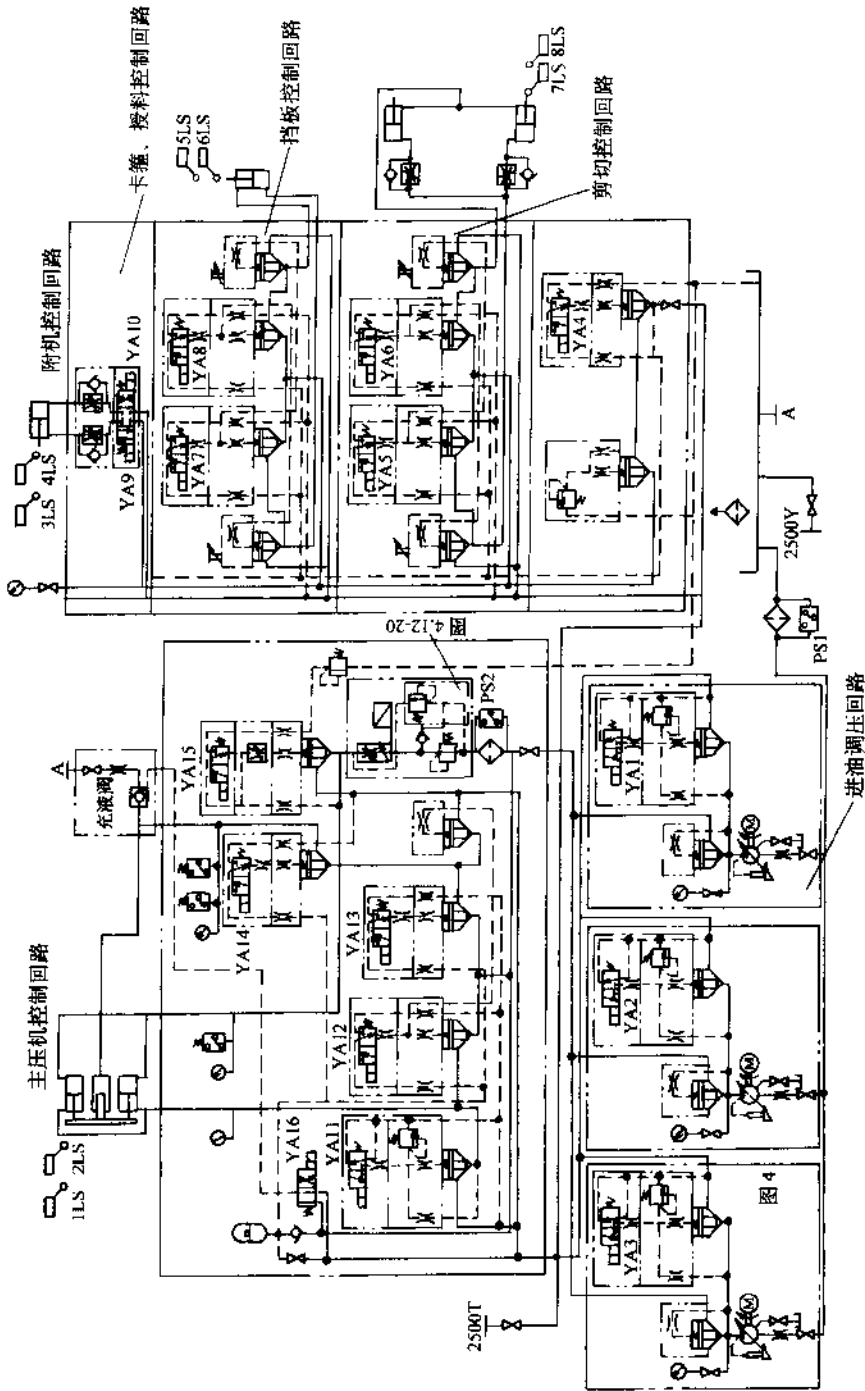
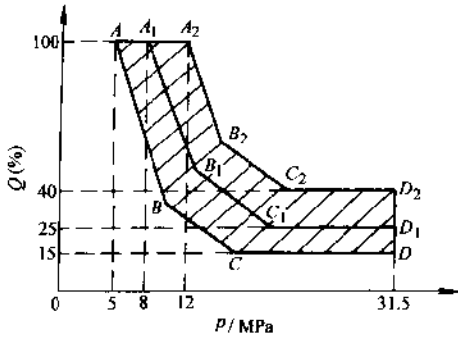


图 4.12-18 2500 吨油压机液压系统原理图



A A₂-B₂-C₂-D₂-D-C-B-A 为工作范围
A₁-B₁-C₁-D₁ 为调整示范曲线

图 4.12-19 泵压力—流量特性曲线

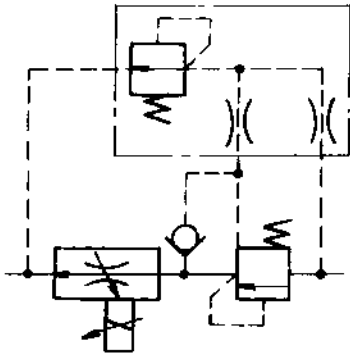


图 4.12-20 压力补偿设置原理图

系统采用的卸压回路在开启过程中，阀口的面积变化比较缓慢，控制盖板上的阻尼小孔和叠加节流阀可精确控制主阀开启速度，溢流阀能使油路有一定的背压用于主机工艺要求，因此可以得到满意的卸压缓冲效果。

(3) 结构简便性

系统回路构成大量采用插装阀控制方式，这使得整个系统元件数量少、成本低、体积小、重量轻，系统中主压机油路主要由插装阀构成，集方向控制、压力控制、流量控制等多种机能为一体，是一典型的多种功能大流量、高压力的控制实例。

4.12.11 钢管张力减径机液压系统

张力减径机是生产热轧钢管的一种重要设备。它是由若干个机架组成的一种不带芯棒的连续轧管机组。大直径的钢管坯料在连续轧制过程中不但使外径减小，同时轴向受到拉伸使壁厚也减薄。拉伸张力是由机架间轧辊的速度差造成的。为使壁厚均匀且壁厚减薄量能够控制，要求各机架轧辊的速度差可调而稳定，不因轧制过程中载荷的变化而改

变。这就要求张力减径机的速度控制系统不仅要有较大的调速范围（约 ±30%），而且要求速度刚度大、响应速度足够快，以保证速度稳定。因此，采用了混合传动方式，即主传动采用电动机驱动，迭加传动则采用液压传动。

张力减径机工作原理如图 4.12-21 所示。主电动机 1 通过变速齿轮箱 2 经分配齿轮箱 3 将主传动动力传递给若干个（一般为 16 或 18 个）机架 (No1...No16)，主传动可以更换两挡传动速度。对于任一个机架（图中只表示 No1 机架），主传动的动力除传递给差动齿轮箱 4 外，另一部分驱动变量液压泵 5，液压泵向液压马达 6 传递流体动力。差动齿轮箱将电动机的主传动和液压马达的迭加传动混合后，通过减速齿轮箱 7 驱动轧管机 8 对钢管 9 进行轧制。轧辊 10 的转速由测速仪 11 测得。在差动齿轮箱中，主传动动力传递给太阳轮 12，设其齿数为 Z_1 ，转速为 n_1 ；迭加传动动力传递给齿圈 13，设其齿数为 Z_2 ，转速为 n_2 ；混合后的动力由系杆轴 14 传出，设其转速为 n_3 。差动齿轮箱输出轴的转速由下列关系所决定：

$$n_3 = \frac{n_1}{1 + \frac{z_2}{z_1}} + \frac{n_2}{1 + \frac{z_1}{z_2}}$$

可见，轧管机的转速由两部分组成：一部分是主传动转速，在主变速齿轮箱中只能进行有级变挡；另一部分是液压马达的迭加转速，可以进行无级调速。对每个机架轧辊的转速进行闭环控制就可以保证转速的稳定，从而也就可以保证各机架之间轧辊速度差的稳定。

图 4.12-22 为钢管张力减径机的液压系统图。电液伺服双向变量液压泵 1 和双向定量液压马达 2 组成容积调速闭环回路。电液伺服双向变量泵输入信号电流的大小和方向也就决定了液压马达的转速和方向补油单元 3 可向主油路任一低压侧补油，补入的冷油不仅可带走热量也补偿了主油路的外泄量。溢流单元 4 可以限制主油路任一高压侧的最高油压，对系统进行过载保证。排油单元 5 可从主油路任一低压侧排出热油，排出量可以进行调整。

钢管张力减径机的速度控制方框图如图 4.12-23 所示。可见在轧辊速度控制闭环中，只要系统设计合理，轧辊实际转速就能跟踪给定值而变；当转速给定为定值后，由于主传动转速波动或其他干扰引起轧辊实际速度的变化就能自动进行补偿，而使轧辊转速稳定。

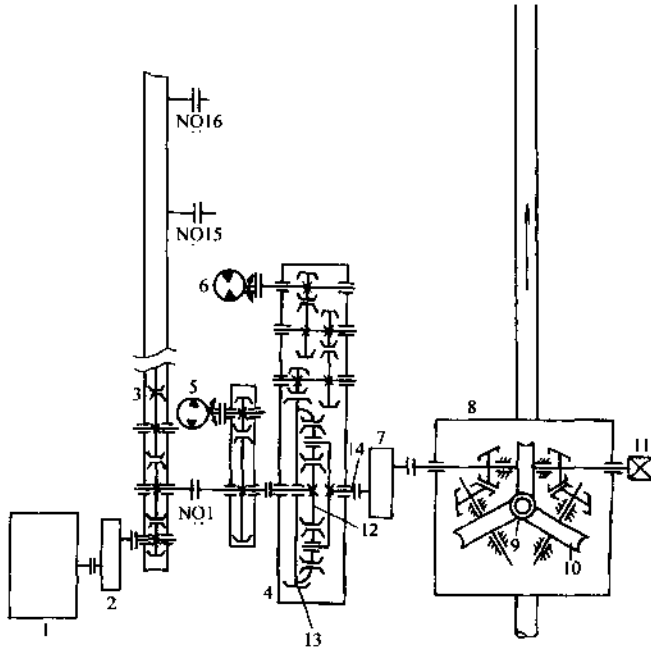


图 4.12-21 张力减径机工作原理图

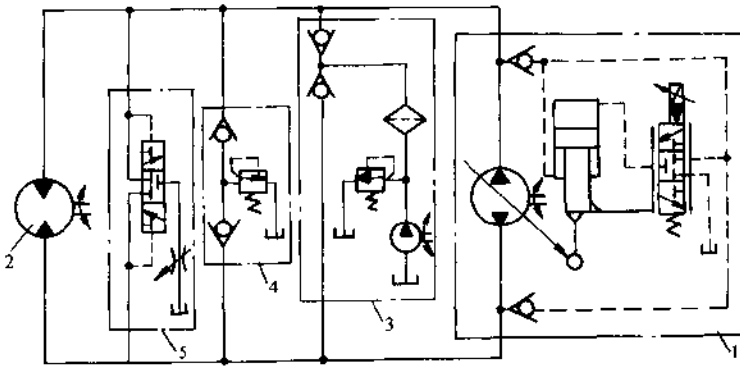


图 4.12-22 钢管张力减径机液压系统图

主传动转速波动
及其他干扰

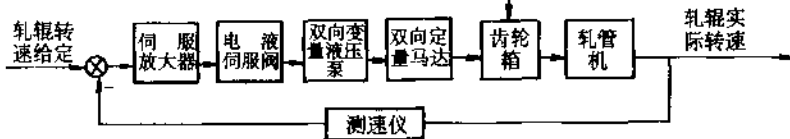


图 4.12-23 钢管张力减径机速度控制方框图

4.12.12 带钢恒张力装置液压系统

带钢在轧制过程中，张力的变化对带钢板型和纵向厚度偏差的影响较大，为了提高产品质量，张力必须保持恒定。

图 4.12-24 所示为恒张力卷取机工作原理和液

压系统图。轧辊 1 的转速通常是一定的，带钢上的张力 T 是由卷取机 2 的驱动力矩 M 所产生。在卷取过程中由于卷取半径 R 不断增大，驱动力矩 M 必须相应地增大才可能保持张力 T 恒定，此外，卷取过程中的干扰（如机械摩擦阻力的变化及带钢弯曲阻力的变化升）也要对张力 T 产生影响。卷

张力控制原理及液压系统图。带钢1在驱动辊2和3的驱动下通过热处理炉4。为了保证产品质量,带钢的张力应保持恒定。带钢上的张力由其两端的驱动辊所决定。假如只对两端驱动辊的速度同步进行控制,则其控制精度是很低的,为此增设电液伺服张力控制系统,以提高带钢上的张力控制精度。在其系统中,使带钢绕过张力测定辊5,张力传感器6将带钢上的张力大小转换成电压信号反馈给电液伺服阀8前的伺服放大器7,与张力给定值 T_0 进行比较后用其偏差信号输给电液伺服阀。带钢上张力的调节是用张力调节辊9的位移变化量 S 实现的。驱动张力调节辊的液压缸10则由电液伺服阀控制。

带钢恒张力控制方框图如图4.12-27所示。可

见在张力控制闭环中,只要各元件参数的选择及系统设计合理,实际张力 T 就能跟踪给定值 T_0 而变化。当张力给定值为一定值时,干扰量引起实际张力值的变化就能自动进行补偿,而使实际张力保持恒定。

4.12.13 挤压机液压调速系统

挤压机是将金属铸锭通过挤压模的模孔,挤压成型材式管材的一种设备。在有色金属的加工中应用较广。

挤压机的结构示意图如图4.12-28所示。前梁1、后梁2及张力柱3组成封闭框架。前梁上安置挤压模4,挤压模的移动和更换由移模缸5驱动。挤压模定位后,固定在穿孔梁6上的挤压筒7与挤

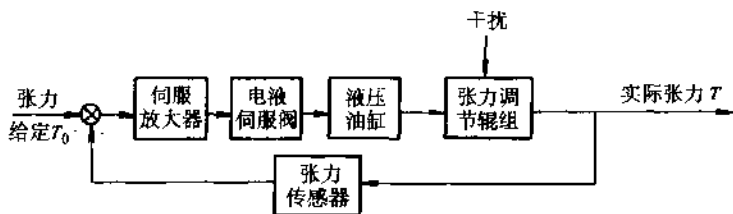


图 4.12-27 生产线上恒张力控制方框图

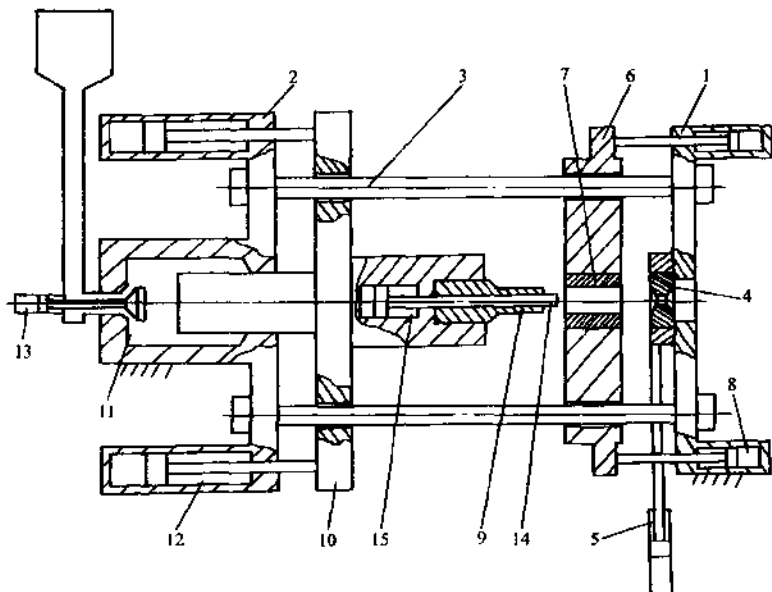


图 4.12-28 挤压机结构示意图

压模闭合形成挤压腔，被挤压的金属铸锭放置在此腔中以待挤压，穿孔梁由挤压筒缸 8 驱动。挤压杆 9 装于活动梁 10 上，活动梁 10 的驱动是由主缸 11 和侧缸 12 共同完成的，侧缸可以完成快速进、退动作，主缸完成挤压动作，当挤压杆接近挤压筒后，慢速将金属由挤压模孔中挤出，成为一定断面型的型材或管材。主缸的充液和卸压由充液阀缸 13 驱动充液阀完成。挤压管材或有孔的封闭断面的型材时，需用穿孔针 14，由穿孔缸 15 驱动，穿孔针可在挤压杆的内部移动。挤压机在工作循环中需要频繁地变化速度。特别是挤压杆在挤压的过程中，对于不同的被加工金属，在不同的挤压阶段需要有不同的挤压速度。此外，穿孔针的移动、挤压缸的移动也需要进行速度控制。

图 4.12-29 所示为进行速度控制的简化液压系统图。各液压缸的运动速度均由变量液压泵进行控制。在系统中还备有一台双联定量泵作为辅助操作及先导控制等使用。

对于大型的挤压机，变量液压泵的排量都很大，变量机构所需的扭矩也很大。图 4.12-30 所示为挤压机的液压系统中变量泵常用的一种摆缸式两级液压力矩放大器。输入轴 6 与普通高响应伺服电机相接，输出轴 5 与变量泵的变量机构相接。图中所表示的是将其主要部件用垂直于放大器主轴的平面切开，然后翻转 90° 展于图面上。其主要部件包括平面挡板、喷嘴板、前置摆动缸、旋转伺服阀和主摆动缸。在平衡零位时，平面挡板的控制边 $a-a'$ 、 $b-b'$ 正好分别压在两喷嘴孔 h_1 、 h_2 的直径上，两孔的液阻相同，因此， $p_1 = p_2$ ，前置摆动缸的动叶 1 静止。喷嘴板、前置摆动缸动叶及旋转伺服阀的阀芯 2，三者是同轴的，因此也都处于静止位置。而主摆动缸的动叶 4 则与旋转伺服阀的阀套 3 是同轴的，当旋转伺服阀处于零位时主摆动缸轴也是静止的。对摆缸式两级液压力矩放大器供以压力为 5MPa 的恒压油源，图中 h_3 、 h_4 为阻值相同的两个固定液阻。当控制电信号进入伺服电机驱动输入轴使平面挡板转动 φ_1 角后，喷嘴孔 h_1 的通流面积小于 h_2 通流面积，而使 $p_1 > p_2$ ，在压差 $p_1 - p_2$ 的作用下，使同轴的前置摆动缸动叶、旋转伺服阀芯和喷嘴板一起向 φ_2 方向旋转，直到 $\varphi_2 = \varphi_1$ ，平面挡板和喷嘴之间又重新回到平衡零位为止。可见 φ_2 是跟踪 φ_1 而转动的。由于旋转伺服阀芯的旋转使其偏离了与阀套之间的平衡零位，使零开口的旋转伺服阀出现了开口量，使 $p_3 > p_4$ ，在压差 $p_3 - p_4$ 的作用下主摆动缸的动叶及其输出轴与旋转伺服阀的阀套一起，向 φ_3 方向旋转，直到 $\varphi_3 = \varphi_2$ ，旋转伺服阀的阀套与阀芯又重新回到平衡零位为止。可见 φ_3 跟踪 φ_2 ，也就跟踪 φ_1 而转动。由于具有两级放大作用，整个放大器具有很高的力矩放大倍数。

挤压机液压系统的变量泵采用这种摆缸式两级液压力矩放大器后，就可利用微小的电信号对挤压机的挤压速度进行准确的控制。

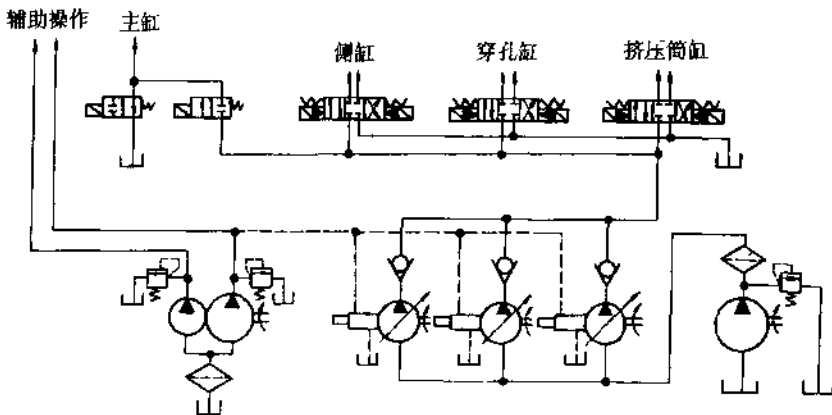


图 4.12-29 挤压机简化液压系统图

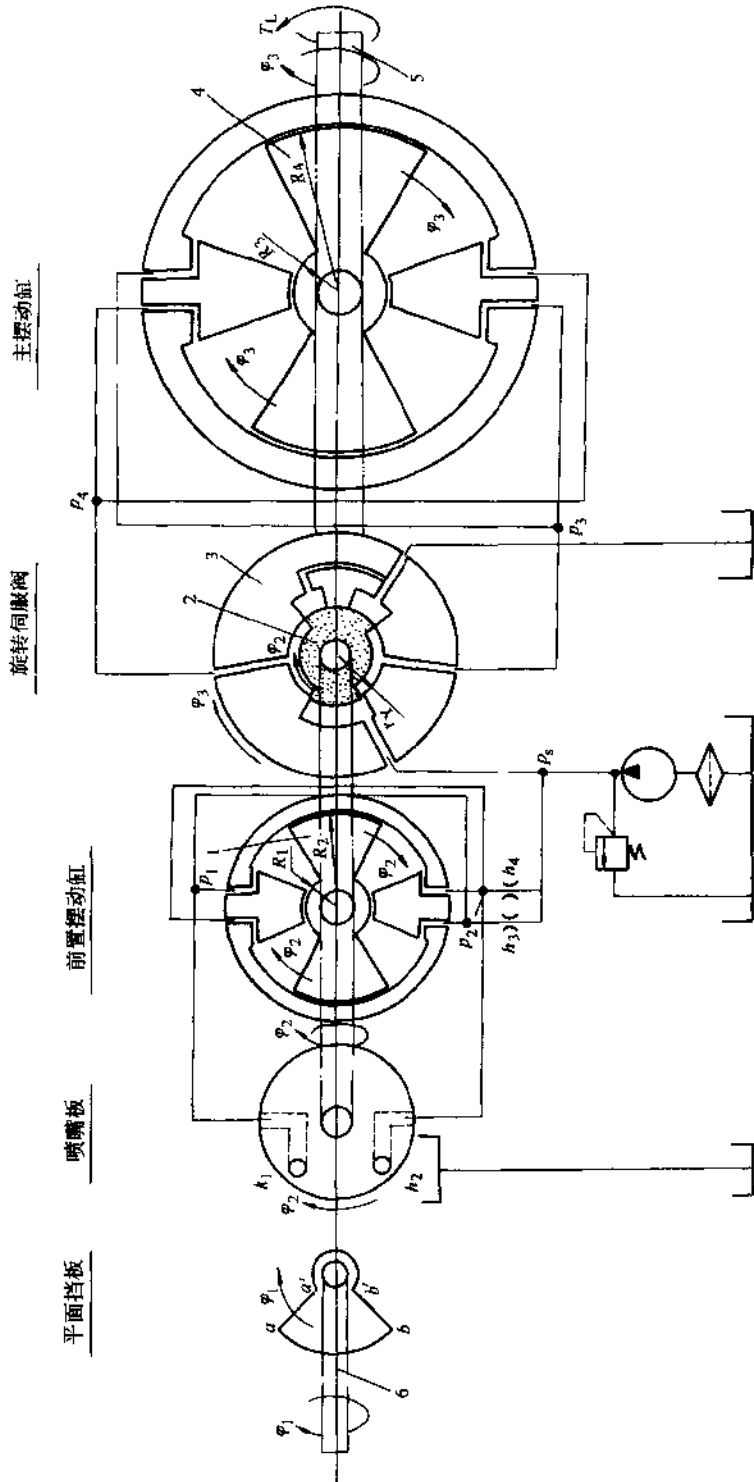


图 4.12-30 摆缸式两级流压力矩放大器

4.12.14 精锻机定心夹钳液压系统

对棒状或管状钢坯料进行冷热加工时，往往需将其送入并保持在某一几何中心上。例如对圆形断面的棒料进行多方向的锻打时，工件必须保持在锻打中心 C 上，如图 4.12-31a 所示，这就需要采用定心夹钳。如采用普通机械式夹钳，使上、下钳口闭合量 y_1 、 y_2 相等，如图中 b 所示，虽然可以达到定心的目的，但当工件沿轴向移动，而且工件的外形发生变化时，可能产生偏心或卡死。如采用普通液压传动装置，分别对上、下钳口的闭合量进行控制。在工件外形尺寸变化时，就需要随时进行调整，且不易达到自动定心。特别是在被夹持的工件为矩形断面时，如图中 c 所示，一个自由度闭合量的夹钳就无法使工件定心。

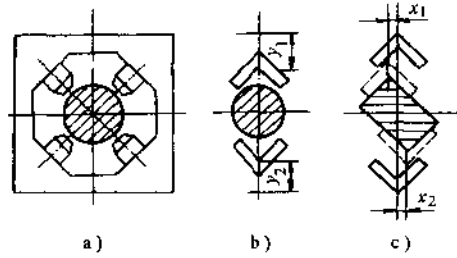


图 4.12-31 定心夹钳工作示意

采用两自由度液伺服定心夹钳则可完成定心要求，这种夹钳的特点为：下钳口有足够的支持力，可以支持工件的全部重量。上钳口的夹紧力是可调的，因而可允许工件沿轴向移动，也可使工件卡紧；下钳口在 y 方向的闭合量 y_2 能自动跟随上钳口的闭合量 y_1 ，而变化并保持相等。因而能达到 y

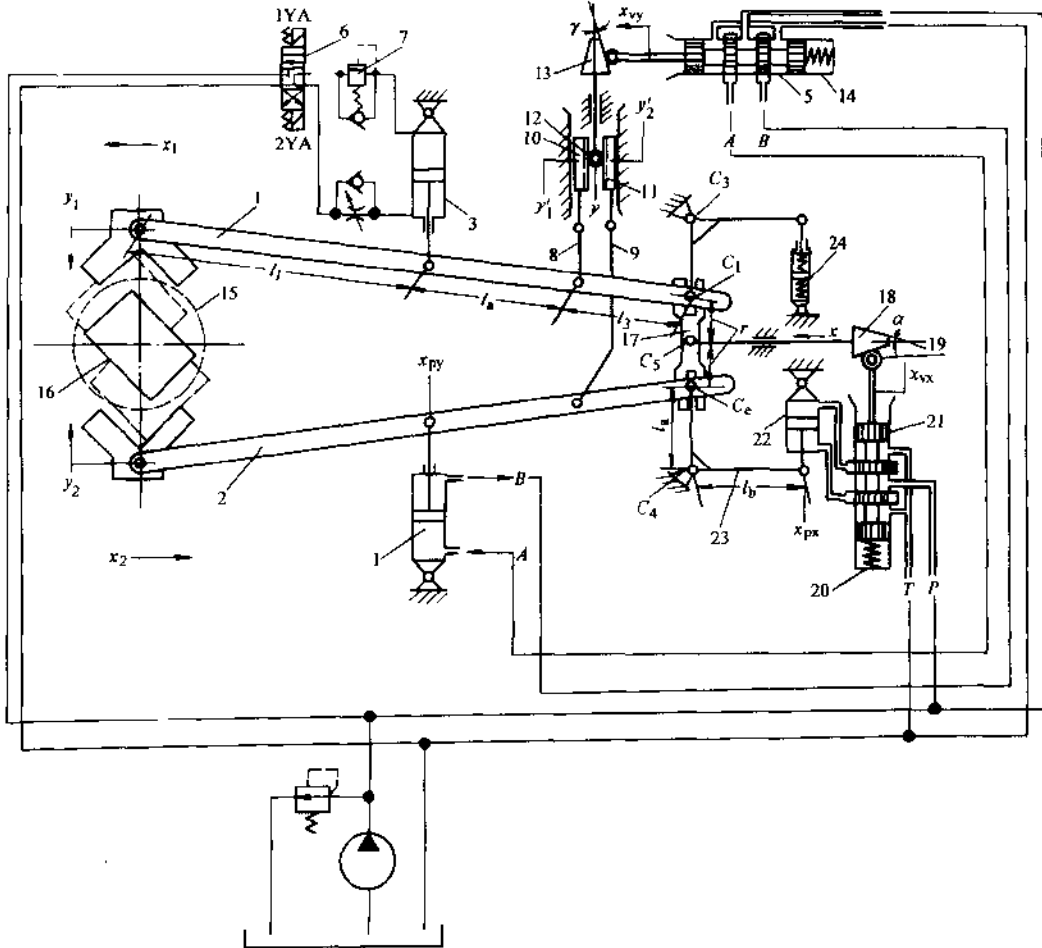


图 4.12-32 定心夹钳液压系统图

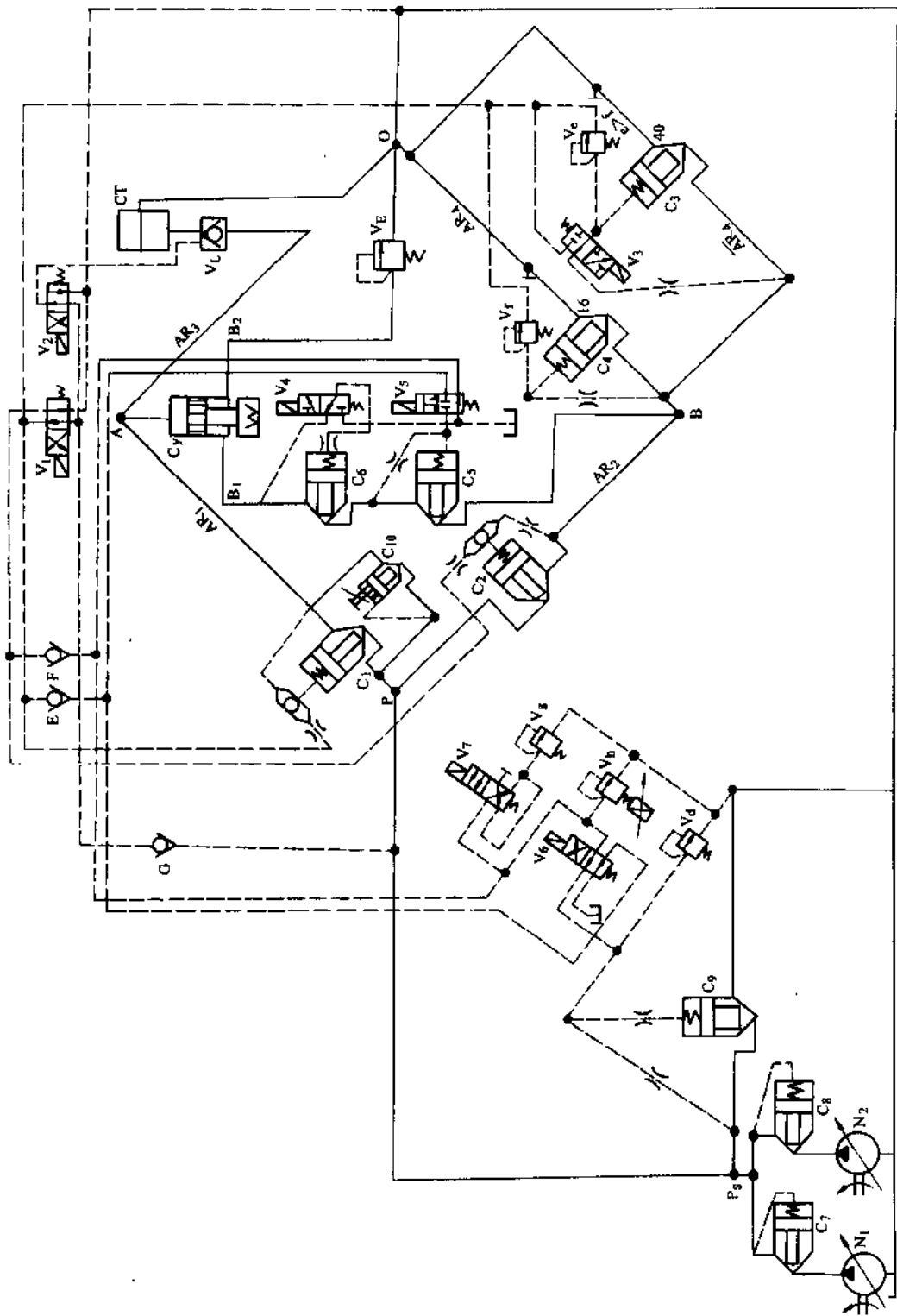


图 4.12-34 主缸插装阀液压系统

准确定位。中路 B_2 接安全阀 V_E 。滑块快降时，充液罐通过充液阀 V_L 补油，插装阀 C_3 无背压回油。此时，一台工作的变量泵 N_1 （泵 N_2 备用）大流量供油。滑块慢降时，泵 N_1 变为小流量供油，桥臂 AR_1 、 AR_4 变成有背压回油，充液阀关闭。由于溢流阀 V_2 调定的压力高于 V_1 ， C_4 开启， C_3 起溢流保护作用。滑块对工件进行压制时，泵 N_1 进入大压力小流量工作状态。滑块向上回程时，主缸上腔回油通过充液阀 V_L 回到充液罐 CT。滑块静止时，4 个液阻桥臂都变成截止状态。液压泵出口处的多级调压回路，可使整个液压系统有三种压力，电液比例压力阀 V_1 ，可远程控制压制压力， V_2 为低压溢流阀用以调整过程。 V_3 起安全溢流作用。所有主油路的插装阀，由相应的先导电磁换向阀 $V_1 \cdots V_7$ 控制。

液压垫组合油缸的插装阀液压系统如图 4.12-35 所示。组合缸的活塞 K 的上、下移动由插装阀

组成的液阻桥路进行控制。桥路由 4 个液阻桥臂 AR_1 、 AR_2 、 AR_3 、 AR_4 和 4 个接点 P、O、A、B 组成。P 点接油源，O 点接油箱。当桥臂 AR_1 、 AR_4 通导， AR_2 、 AR_3 桥臂截止时，活塞 K 上行；当桥臂 AR_1 、 AR_4 截止， AR_2 、 AR_3 桥臂通导时，活塞 K 下行。中路有两个分支 B_1 、 B_2 ，分别连接液压垫油缸和柱塞油缸。分别由插装阀 C_5 、 C_6 组成电控单向回路。 V_E 为支路 B_2 的安全阀。活塞 K 慢速上、下行除相应的液阻桥臂通导或截止外，变量泵供油量变小。活塞 K 快速上升时，中路只有 B_2 支路通导， B_1 截止，液压垫油缸下腔由充液罐 CT 通过充液阀 V_L 快速供油。当液压垫油缸起支撑垫作用时，4 个液阻桥臂都呈截止状态。液阻桥臂 AR_4 是一个溢流压力回路，液压垫的支撑力由电液比例压力阀 V_A 远程调定，液压垫下沉时，缸上腔由插装阀 C_7 补油。先导电磁换向阀 $V_1 \cdots V_4$ 分别控制相应的插装阀，以完成相应的动作要求。

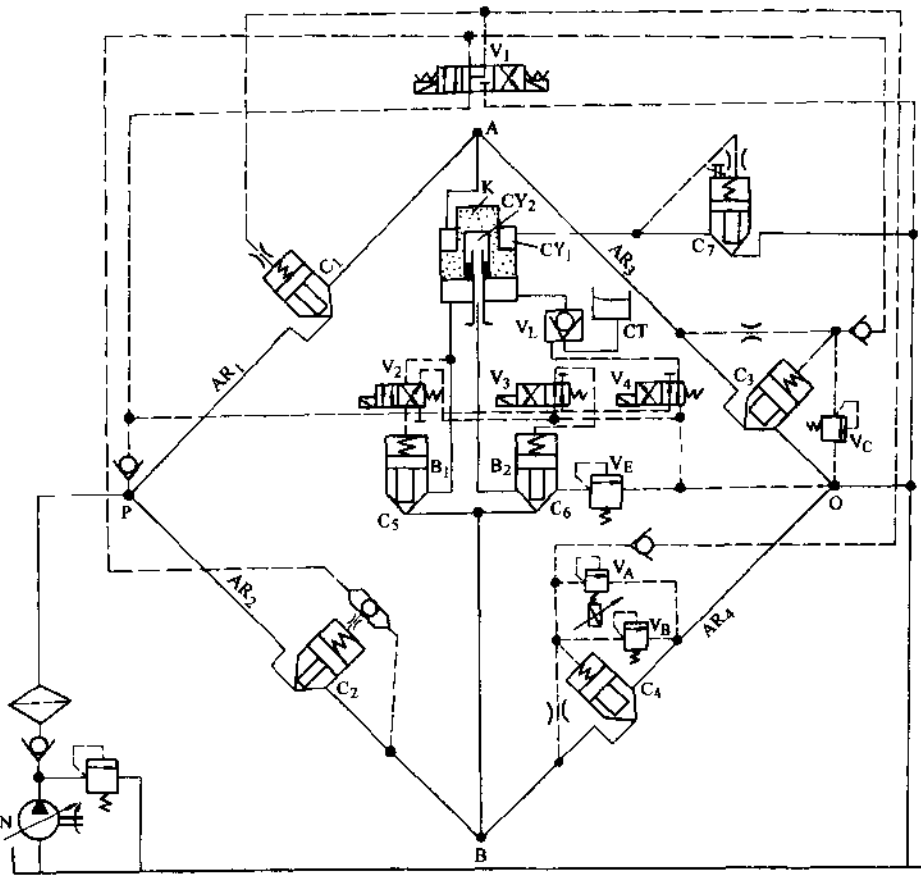


图 4.12-35 液压垫组合油缸的插装阀液压系统

4.13 电力

4.13.1 中、小功率汽轮发电机组液压控制系统

汽轮发电机组是火力发电设备的主机，它在高转速下运行，其转速随外界负荷的变化而变化。需控制其转速的原因有二：一是要迅速改变出力，以满足用户耗电量改变的需要；二是要维持转速在额定值的一个狭小范围内。此外，在事故状态下为了保证机组的安全，还采取了各种保护措施，主要有：超速保护、轴向位移保护和低油压保护。

由于汽轮机的工作蒸汽压力高、流量大，相应

地要求驱动蒸汽阀门执行机构的力也很大。而且要求蒸汽阀门的动作非常迅速，所以汽轮发电机组的控制系统大都采用两级或两级以上的液压放大器。

汽轮发电机组的控制系统有三种基本型式，即机械液压式、全液压式和电液式。按目前我国的情况，把100MW以下的汽轮发电机组称为中小功率机组。其控制系统多采用一级通流式和一级断流式液压放大器的机械液压式或全液压式控制系统。

图4.13-1所示为国产大多数中小功率机组的典型液压控制系统简图。从锅炉来的蒸汽通过主汽阀4、调节汽阀3进入汽轮机2做功，驱动发电机1旋转发出电能。发电机的发电量取决于进入汽轮机的蒸汽量，而进汽量的多少则决定于调节汽阀的

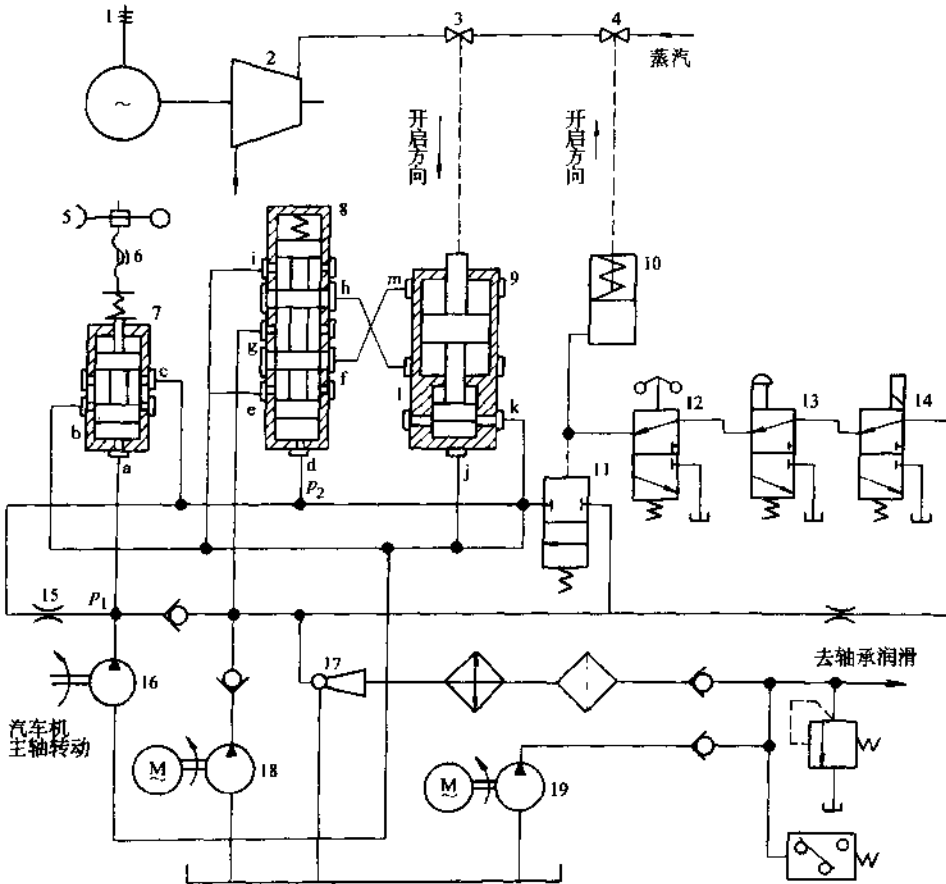


图 4.13-1 中小功率汽轮发电机组典型液压控制系统

- 1—发电机 2—汽轮机 3—调节汽阀 4—主汽阀 5—蜗轮传动装置 6—螺杆传动装置
7—压力-位移比例阀 8—液控伺服阀 9—调节阀液缸 10—主汽阀液缸 11—液控二位阀
12—超速遮断阀 13—手动遮断阀 14—电磁遮断阀 15—节流阀 16—径
向钻孔离心油泵 17—射油器 18—备用工作液泵 19—备用润滑油泵

开度。控制系统的任务便是将机组的转速信号加以放大去控制调节汽阀的开度。其工作原理如下：转速信号取自自由汽轮机主轴驱动的径向钻孔式离心油泵 16 的出口压力 p_1 。当机组负荷变化时，其转速相应发生变化， p_1 随之变化，因而改变了压力-位移比例阀 7 阀芯的位置。工作压力油通过进油节流阀 15 进入液控伺服阀 8 的下部 d 口，另一路通过压力-位移比例阀内的控制排油口和调节阀液压缸 9 下部的油口 k 排油，从而建立起通流式液压放大器的控制油压 p_2 。假定外界负荷增大，则机组的转速降低， p_1 相应降低，压力-位移比例阀阀芯向下移动，使其排油口 b 面积增大，结果控制油压 p_2 降低，使液控伺服阀阀芯向下运动，工作压力油经液控伺服阀 g、f 口进入调节阀液压缸的上部，活塞便带动调节汽阀向打开的方向运动，增加汽轮机的进汽量，以适应外界负荷增大的需要。同时，活塞杆带动其下部小活塞使反馈控制排油口 k 的通油面积向减小的方向变化使 p_2 恢复，达到一个新的平衡工况，这样就完成了一个转速有差闭环控制过程。若外界负荷减小，则上述过程向相反方向进行。此外，在压力-位移比例阀上有蜗轮传动装置 5 和螺杆传动装置 6，当汽轮发电机组并入电网运行时，可以用手轮或电动机操纵这些传动装置改变压力-位移比例阀的弹簧预紧力，从而改变其控制排油口的初始面积来达到加减负荷的目的。

为保证主机的安全，蒸汽在通过调节汽阀之前还需通过主汽阀。在正常运行时，主汽阀液压缸 10 的活塞在其下部液压力的作用下处于上侧，对应着主汽阀的全开位置。在机组发生事故时，通过超速遮断阀 12、手动遮断阀 13 或电磁遮断阀 14 的作用，使主汽阀液压缸活塞下部接通排油，活塞在弹簧力的作用下迅速下移关闭主汽阀，切断进入汽轮机的汽源，使机组立即停机而不致引起设备损坏。同时，由于缸 10 活塞下部失压，使液控二位阀处于通路位置，将工作压力油通入液控伺服阀的下部，反阀芯推向最高位置，工作压力油则进入缸 9 活塞的下部，使调节汽阀也迅速关闭。

为了可靠地供给主机轴承润滑而不受电源的影响，普遍采用主轴驱动的泵 16 来供给工作油，而润滑油则通过射油器 17 降压供给。只有在机组启动或出现事故时，才用手动或通过压力开关自动开启备用工作泵 18 或备用润滑泵 19。

4.13.2 大型水轮机调速液压系统

水轮机调速系统是一典型电液伺服控制系统，用于实现对水轮发电机组的开停机、增减有功功率、频率调节、调相及紧急停机等自动和手动操作及远距离控制。

液压控制系统原理图如图 4.13-2 所示。该系统可分为导叶和桨叶控制两部分。二者在原理及结构上大体相同，均由电液伺服加机液伺服系统组成。只是导叶伺服系统部分设置了紧急停机功能。

该系统总体上有自动和手动两种运行方式。自动运行是指液压系统接收来自微机调节器的控制量，实行电液随动控制，一般情况下，必须采用自动运行方式，这是对该系统的最起码也是必须达到的要求。特殊情况下（如微机系统致命故障）可采用手动运行，以保证对机组的正常发电控制，避免因停机造成巨大经济损失。所谓手动控制，就是将电液转换器退出工作，液压系统不接收来自微机调节器的控制输出，主液压缸与主配压阀之间构成机械闭环，系统处于纯机液伺服状态，通过手轮直接控制主液压缸的位移。

下面以导叶主液压缸开侧动作为例说明其工作原理。自动状态下，手自动切换阀 V1 处于左位，通过开限伺服电机或手轮将开度限制值整定于某一设定值（目的是保证水轮机组的安全），该开限对应于水平调节杆与反馈连杆之间的间距（自动运行时该机械反馈连杆不参与构成控制规律的综合）。当微机调节器输出开侧调节信号时，此信号经综放比较并放大，综放的输出信号驱动电液转换器，使之输出与控制量成比例的向上的位移，通过水平调节杆的作用，使主配压阀的引导阀下移，进而带动主阀芯下移，使得 A 口与压力油相通、B 口与回油相通，主液压缸向开侧移动。当主液压缸开至与电气控制量相一致的开度时，其位移的电信号经综放比较后，使得进入电液转换器的驱动电流为零，由于电液转换器弹簧的复位作用，使电液转换器恢复至中间位置，从而带动主配压阀也恢复至零位，于是主液压缸就稳定在与电气控制量相对应的位置上。此时，由于机械位移反馈机构的作用，反馈连杆同时上升与主液压缸开度相对应的位移。

当自动运行时，如主液压缸的实际开度不超过限制开度值，则主液压缸的开侧、关侧均受电液转换器控制。只有当主液压缸实际开度值达到限制开

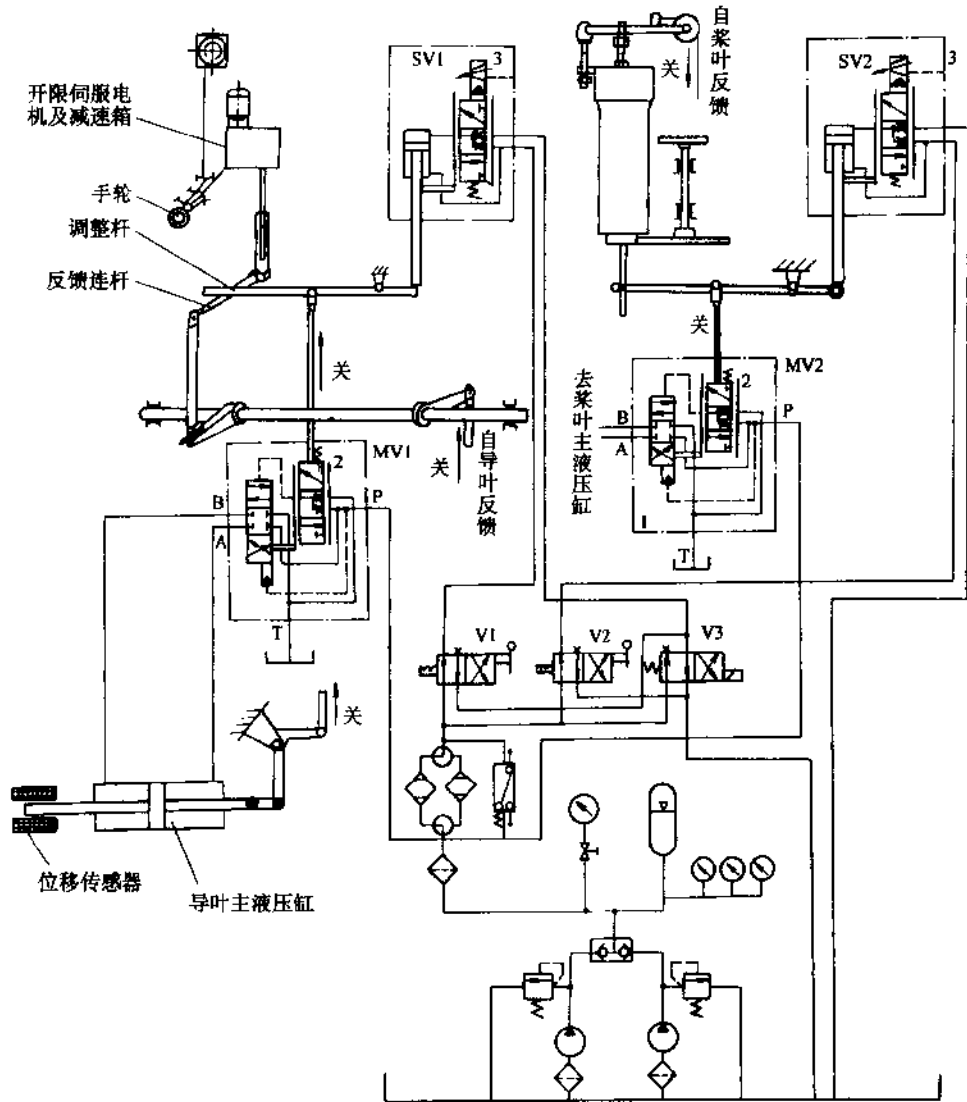


图 4.13-2 液压伺服系统原理图

度值后，由于反馈连杆将水平调节杆挡在水平位置，使得电液转换器向开侧的位移传不到主配压阀，只有关侧位移才能传到主配压阀，此时只能作关侧运动。

特殊情况下作手动运行时，先操作手轮，使开度与开度限制值一致（即反馈连杆与调节杆碰到一起），然后将换向阀 V1 切至右位，此时即可通过手轮控制主液压缸的位移。当手轮朝开侧转动一定角度时，由于主配压阀弹簧的作用，使调节杆和主配压阀均下移相应位移，主液压缸即向开侧运动，同时机械反馈机构按一定的反馈系数带动反馈连杆

上移，直至调节杆恢复到水平位置，即主配压阀重新处于零位。这样手轮转角就与主液压缸位移完全对应。

非常情况下需要紧急停机时，电磁阀 V3 通电，该阀切至右位，无论是自动还是手动状态，此时电液转换器进出油口均被通入压力油，其差动活塞就能立即下推到底，该位移信号再通过调节杆动作主配压阀就可实现紧急停机的目的。

4.13.3 输电线牵引机液压系统

随着电力工业的发展，高压、超高压电路的

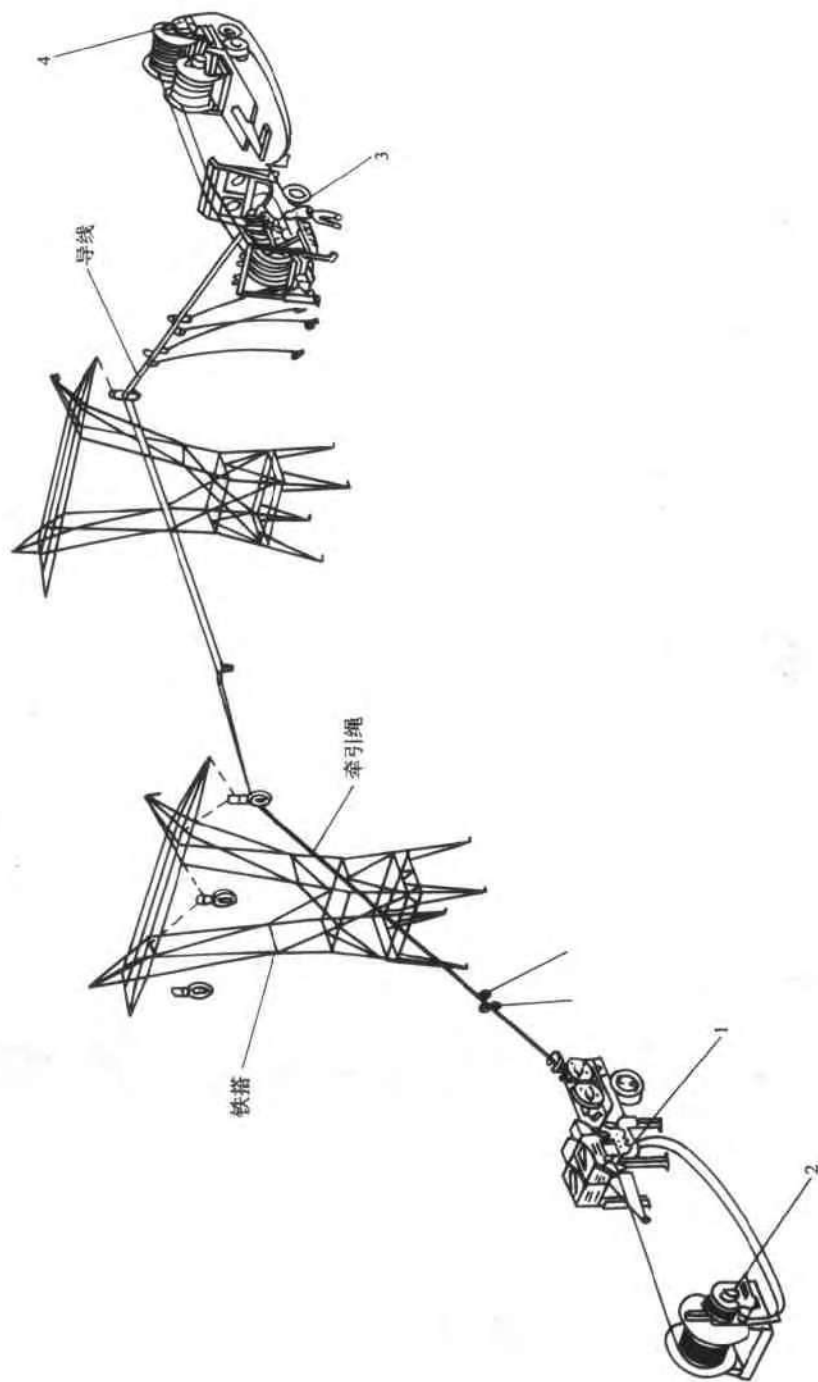


图 4.13-3 张力架线示意图
1—钢丝绳卷筒 2—牵引机 3—导线轴卷筒 4—张力机

架设数量不断增加。架线跨度也越来越大。在跨越江河施工时可以不转航，跨越带电线路施工可以不停电。更为重要的是，这种架线为张力架线，在展放导线时，在导线上施加一定张力，使之在展放中保持一定的弛度，防止损伤导线表面。

张力架线的情况见图 4.13-3。作业时，牵引机 1、张力机 3 分别锚定于放线段两侧离开铁塔一定距离的地方，待一切准备工作就绪后，即可牵引导线。在整个放线过程中牵引机主卷筒 2 由液压马达驱动，通过钢丝绳牵拉导线，张力机则由液压马达（作液压泵用）和高压溢流阀通过张力机的主卷筒对导线提供适当的制动张力。

牵引机在放线过程中能无级平滑地控制牵引力和速度，以适应架线过程中各种工况的需要。当牵

引力达到最大预定值时，为了防止出现拉倒铁塔等事故，牵引机会自动停止牵引。钢丝绳卷筒与牵引机相匹配，能将牵引过程中收回的钢丝绳在保持一定尾部张力的情况下整齐地卷绕在卷筒体上。

图 4.13-4 所示为牵引机液压系统原理图。主泵 3 的进出油口和牵引机主卷筒液压马达 5 及钢丝绳卷筒液压马达 6 相连，形成一个闭式回路。补油泵 1 向系统的低压侧补油，补偿液压系统中的泄漏损失；并在主泵的进油侧形成一定的压力，以防止主泵产生吸空现象。高压溢流阀 4 用来调整主泵输出回路的压力（此压力与牵引机的牵引力成线性关系），并用它来调定最大牵引力。低压溢流阀 2 能保护系统低压侧的元件，使它们不致于因偶然事故造成压力升高而被损坏。牵引速度是通过改变主泵

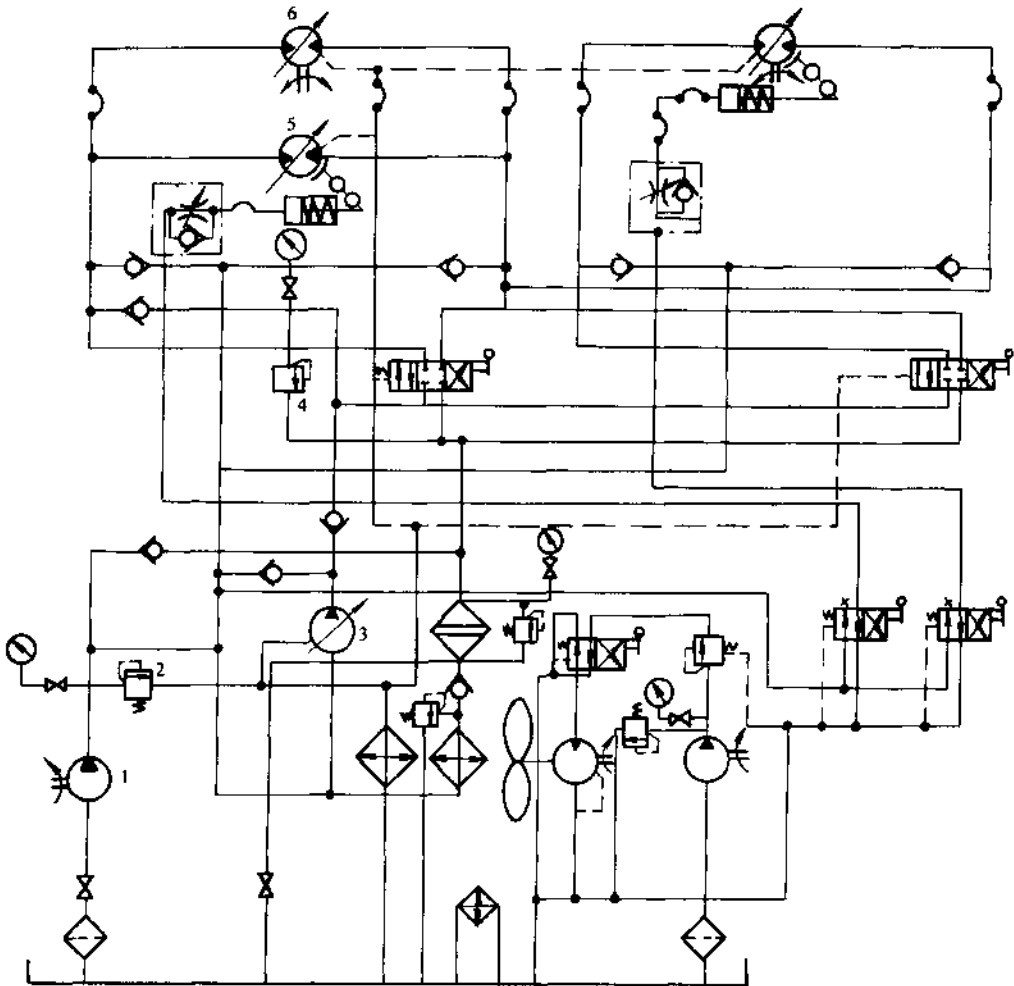


图 4.13-4 牵引液压系统原理图

1—补油泵 2—低压溢流阀 3—主液压泵 4—高压溢流阀 5—主卷筒液压马达 6—钢丝绳卷筒液压马达

排量来实现的。

4.13.4 输电线张力机液压系统

张力机的使用工况与牵引机的差别较大，主要是起产生张力的作用，所以，为了简化系统、降低造价，目前大多数张力机都做成只放线而不兼顾紧线牵引的型式。图 4.13-5 所示为其液压系统原理图。在放线工作时，来自导线上的牵引力拖动张力

机主卷筒和导线轴卷筒，使它们旋转。六卷筒通过一个增速机构驱动张力机的主液压马达 2 反向旋转（即泵工况，只有在紧线作业时它才起液压马达的作用），输出高压油，使主卷筒产生阻力矩，由高压溢流阀 4 调定这股高压油的压力。调定的压力越高，主卷筒上的制动力矩就越大。通过这种方式，即可以无级平滑地调整导线上的张力。

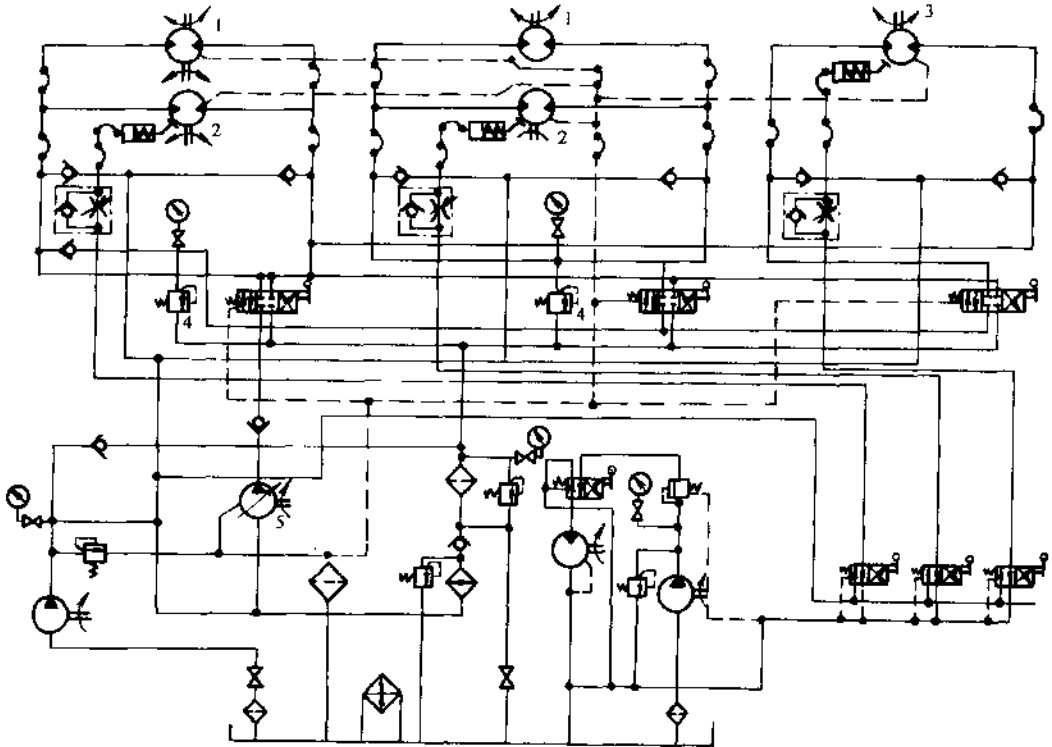


图 4.13-5 张力机液压系统原理图

1—导线轴液压马达 2—主卷筒液压马达 3—副卷筒液压马达 4—高压溢流阀 5—主液压泵

4.14 建材、建筑

4.14.1 水泥回转窑液压系统

水泥回转窑是大型长转筒设备，倾斜放置在有若干挡轮、拖轮支承在装置上，早期都是采用机械传动。由于它的转速低，转矩大，并具有恒转矩的特性，而且要求启动转矩高，变速范围大，运转平稳可靠，所以，采用液压传动具有很多优点。近年

来，采用液压传动的回转窑已经非常普遍，液压传动的回转窑具有节省功率、调速方便、操作安全、运转平稳、容易实现遥控或自动控制等优点。图 4.14-1 为水泥回转窑示意图。

水泥回转窑的启动转矩特别大，约为正常转矩的 3~5 倍，因而它的液压传动系统多选用多台定量泵并联的分级调速回路。图 4.14-2 为水泥回转窑液压系统。20 为大齿圈，21 为回转窑筒体，22 为窑内物料。

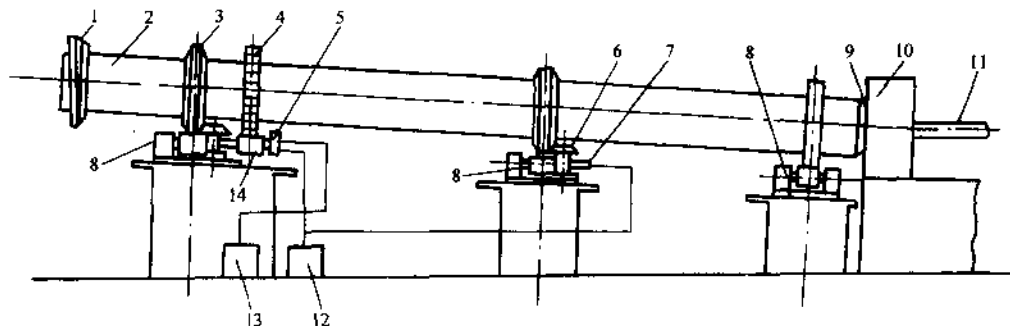


图 4.14-1 水泥回转密封示意图

- 1—窑尾密封装置 2—回转窑筒体 3—轮带 4—传动大齿圈 5—液压马达 6—液压挡轮
7—液压挡轮液压缸 8—拖轮支撑装置 9—窑头密封装置 10—窑头罩 11—燃烧器
12—液压挡轮的液压站 13—液压传动的液压站 14—传动小齿轮

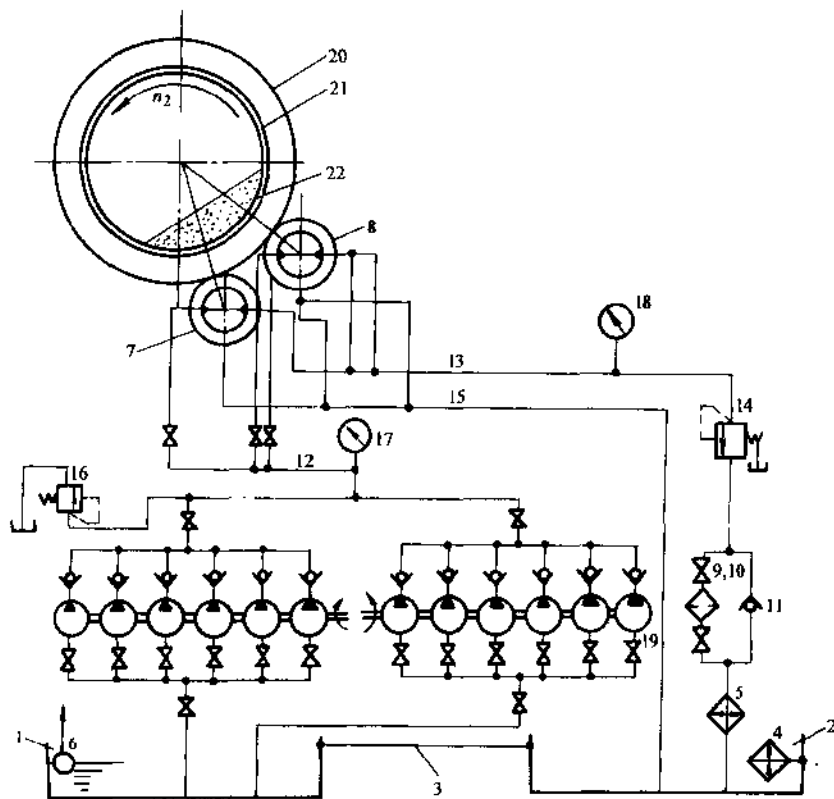


图 4.14-2 水泥回转密封液压系统图

该液压系统设置两个油箱，1 为清洁油的供油箱，2 为回油和漏油的沉淀油箱。在两个油箱的上半部用油管 3 相连，使沉淀好的上层油液流入供油箱。为了保持油温在启动时不低于 25°C ，在运转时不高于 50°C ，在油箱中设有电加热器 4 和水冷却器 5，冷却器用水量为 5500L/h 。在供油箱上装有

浮球液面控制器 6，以控制液面高度。泵组由 12 台立式定量径向柱塞泵组成，其中泵 19 的流量为 55L/min ，其余 11 台泵的流量均为 110L/min 。根据开停泵的不同组合，液压马达可获得 23 种转速，使回转窑在 $0.055\sim 1.265\text{r/min}$ 转速范围内任意调节，满足了生产工艺的要求。这些泵用时则开，不

用则停,故可节省功率。还由于这些泵不同时运转,进出口都装有阀门,每台泵都由单独的电动机驱动,这样,某几台泵或电动机出故障时可不停窑进行检修,有效地提高了回转窑的运转率和可靠性。液压马达的转速可以很低,不需要另设辅助传动装置。

该系统选用三台相同的液压马达。驱动齿轮8的液压马达,在窑的左右两侧各设置一套,驱动齿轮7的液压马达只在一侧设置。三台液压马达中有一台备用;但在启动时可以投入,在低速运转时只用一台。用两个小齿轮7和8的目的,一是可以减小齿轮的模数,提高传动效率和平稳性,二是方便加工,容易保证精度,三是当一个出故障时,窑仍可继续运转,提高了可靠性。

液压马达的轴头上装有测速发电机,与窑尾喂料装置连锁,以保证喂料量与窑速的协调。

过滤器9和10装在总回油管和沉淀油箱之间,一台工作,一台备用。为了防止过滤器堵塞引起过大的阻力,并联有单向阀11,其开启压力一般不大于0.35MPa。

在液压马达的回油管13上装有背压阀14,它除了可使液压马达运转平稳以外,还可以保护其定子内表面不受柱塞端部滚轮的冲击,以延长使用寿命。背压应保证在0.15~1.0MPa之间。液压马达的泄油通过泄油管15直接回到沉淀油箱中,进行沉淀。为了防止系统过载损坏和监视系统压力,在泵的出口装有安全阀16和压力计17,起保护作用。在回油管路13上也装有一块压力计18。

该液压传动系统虽有上述优点,但也存在缺点。主要是泵太多,占地面积较大,一次性投资相应较高。由于窑下温度较高,所用液压油必须具有抗燃能力和较高的粘度指数。

该系统属于大型液压系统,每个油箱均可储藏6t液压油。11台大泵和一台小泵同时开启流量可达1265L/min。

HMS2.5型双列内曲线径向柱塞式液压马达每转排量为52.5mL/r,柱塞直径为68mm,最大工作压力为9MPa时可输出力矩70kN·m。

由于回转窑筒体倾斜放置,回转时,在自重分力的作用下要向下窜。为了阻止向下窜,以前都是采用机械式托轮和轮带使窑体向上移动,保证回转窑在一定范内能上下窜动,使其能连续平稳地运转。

随着液压技术的发展,液压挡轮装置现已被广泛应用。尤其在大型回转窑上几乎都采用了液压挡轮结构。

液压挡轮的结构有许多种型式,但都大同小异。其结构如图4.14-3所示。液压缸1的活塞杆2推动挡轮3,挡轮与轮带4的侧斜面相接触,推动轮带,轮带带动窑体上移。挡轮装在具有两个导向套筒的移动座5上,移动座沿导向轴6往复移动。液压缸和挡轮都装在支座7上。活塞左移靠液压力推动,右移靠窑体下窜的作用力。为了确保活塞杆2不别劲,其头部加工成球面,可实现自动调心。

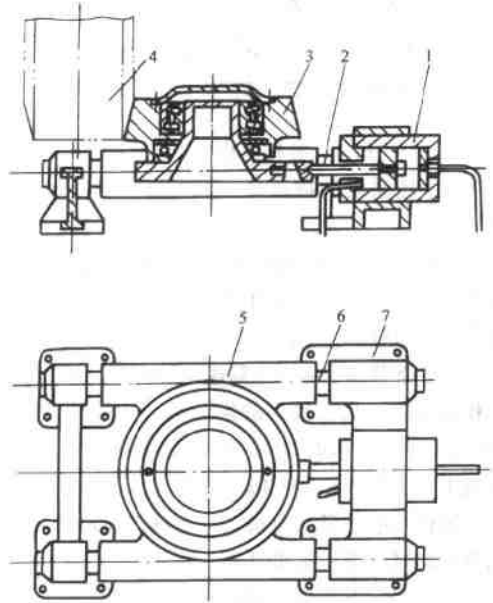


图4.14-3 液压挡轮结构图

图4.14-4为我国自行设计的 $\Phi 4\text{m} \times 60\text{m}$ 回转窑挡轮液压系统。

在窑体启动的同时启动泵1或泵2,使二位二通电磁换向阀9通电,液压系统升压。这时压力油经截止阀3、溢流节流阀4、截止阀5分别进入两个并联液压缸6和7的右腔,活塞左移,推动窑体向上窜动。挡轮移动一定距离后,压下上位限位开关,换向阀9断电泵停转。回油路导通,窑体借下窜力下移,缸6和7右腔的油经调速阀8和阀9回油箱,活塞退回。当挡轮下移到一定距离后,便压下次限位开关,泵1重新启动,使换向阀9再次关闭回油路,窑体又向上移动。如此循环,使窑体保持缓慢不停地上下往复移动中。

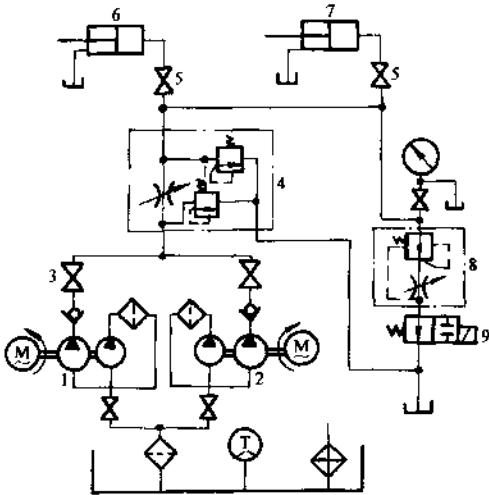


图 4.14-4 回转窑档轮液压系统图

该液压系统的特点是：工作机构运动速度极慢。

为防止大小齿轮和轮带表面拉伤，窑体上下移动不能太快，一般控制在 $0.1 \sim 0.2 \text{mm/min}$ 为宜，最大不应超过 0.5mm/min 。

一般下移速度应为上移速度的一半。如此之低的移动速度，只需很小的供油泵，油量最大只有 270mL/min ，一般有 $60 \sim 100 \text{mL/min}$ 已足够。系统正常工作压力为 $6 \sim 7 \text{MPa}$ 。

窑体的向下窜动力很大，上移时靠液压推动，向下窜动时则需平衡和限速，否则将会产生严重后果。当窑体向下窜动时调速阀起平衡阀作用，形成阻尼，控制回油流量，限制向下窜动速度。系统背压应保持在 $3 \sim 5 \text{MPa}$ 。

为了减小机件，一般多采用多缸推动窑体，如 $\phi 4 \text{m} \times 60 \text{m}$ 回转窑则采用双缸，所以液压缸需保持同步，一般采用强制性的同步方法即并联缸固定在窑体上来实现。

4.14.2 水泥机械式立窑液压系统

小型水泥厂广泛地应用水泥立窑如转塔式、转盘式、塔盘式、摆辊式、转辊式和往复蓖式等机械立窑，在它们的传动系统和卸料的三道或四道闸门控制上越来越多地采用液压技术。

(1) 转塔式机械立窑液压系统

转塔式机械立窑以前都是采用机械传动，它在许多缺点。近年来，各主机制造厂把它改成了液

压传动，取得了很好的效果，受到了用户的好评。

(2) 摆辊式机械立窑传动和三道闸门的液压系统

摆辊式机械立窑的卸料装置如图 4.14-5 所示。

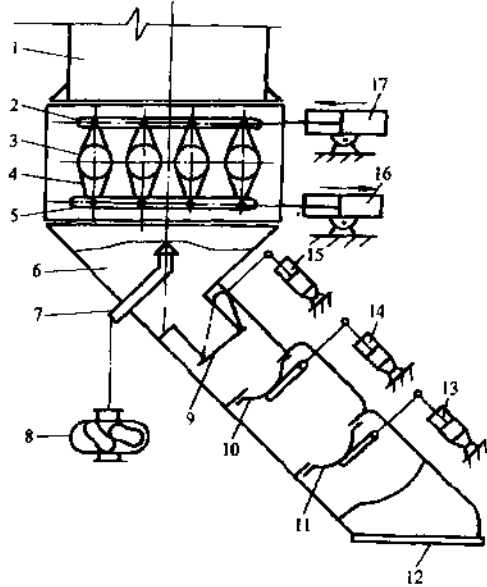


图 4.14-5 摆辊式机械立窑的卸料装置图

- 1—窑体 2—上连杆 3—摆辊 4—拐柄
- 5—下连杆 6—下料溜子 7—进风管
- 8—罗茨鼓风机 9—第一道闸门
- 10—第二道闸门 11—第三道闸门
- 12—出料口 13、14、15—三
- 道闸门的液压缸 16、17—推
- 下、上连杆的液压缸

其液压系统见图 4.14-6，两个并联的液压缸 1、2 采用机械方法保持同步反向运动。液压缸的运动速度对应着摆辊的摆动速度，由调速阀 3 控制。摆动次数在 18次/min 以内变化。液压缸行程由行程开关 4 和 5 限定，摆辊的摆角在 60° 以内变化。该系统的压力为 10MPa ，由溢流阀 6 调定。泵 7 的流量为 16.6L/min 。泵 8 为备用泵。

三道闸门采用时间控制的多缸顺序动作回路，三个闸门的动作顺序为：第二道开→第一道开→第一道关→第二道关→第三道开→第三道关。六个动作即完成一次卸料并保证窑内的有压气体不泄漏，周期大约 20s 。电动机 M 经过减速器 9 带动三个凸轮转动，分别控制行程换向阀 10、11、12 的移动，使之按要求的程序换向，使三个液压缸按规定的顺

序动作。液压缸的速度不调节，由泵 13 的流量决定。液压缸的往复频率由调节凸轮转速来实现。

(3) 往复筒式机械立窑的液压传动系统

往复筒式机械立窑是通过上表面带齿并带孔洞

的两块筒板的交错往复运动，达到破碎和卸出物料的目的。两块筒板的往复运动由两个同步反向运动的液压缸来完成。运动方向的改变采用换向阀，变速采用调速阀。

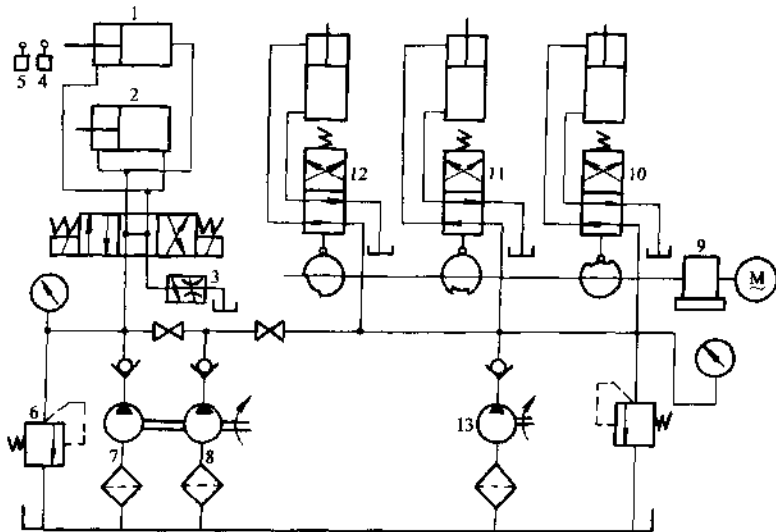


图 4.14-6 四摆辊式机械立窑卸料装置的液压系统图

4.14.3 水泥磨磨辊加压液压系统

过去生产水泥所用的粉磨机械都是管磨机、球磨机、棒磨机和棒球磨机等筒式磨机，它们的效率很低。近年来出现了立式磨机，比较大型的立式磨机都是辊式磨。辊式磨又分许多种形式，如莱歇磨、雷蒙磨、法埃弗磨、匹脱磨、埃涛克斯磨和伯力姆斯磨等。它们集烘干、粉碎、分级和输送四种功能为一身的粉磨机械。其优点是粉磨效率高，节能、占地面积小，工艺布置紧凑方便；烘干能力强，可烘干水分达 20% 的物料；入磨粒度大；可简化破碎系统；产品的粒度可调节，提高了产品质量；物料在磨内的停留时间短；更换产品品种快而方便等。近年来，不仅广泛用来粉磨水泥而且也用来粉磨煤粉和其他原料。

当代大型的辊式磨都采用了液压加压系统。采用液压加压的辊式磨，粉磨效率高；磨机运转平稳；具有过载安全保护功能；振动小；方便操作；磨辊可以翻出体外，容易检修；启动时磨辊能够抬起，减小了启动功率。

图 14.4-7 为辊式磨磨辊加压示意图。

该系统的特点是利用气囊式蓄能器来消除辊式磨的冲击振动和系统的压力脉动，实践证明效果显

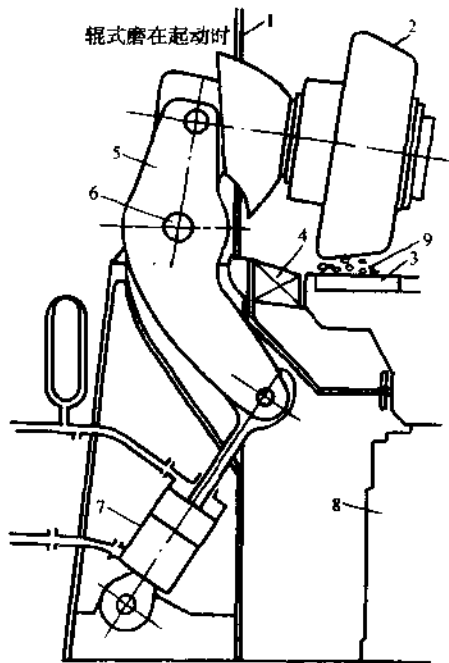


图 4.14-7 辊式磨磨辊加压示意图

- 1—辊磨机的机体 2—磨辊 3—磨盘 4—风环
- 5—支撑摆杆 6—固定转轴 7—液压缸
- 8—传动装置 9—被粉磨的物料

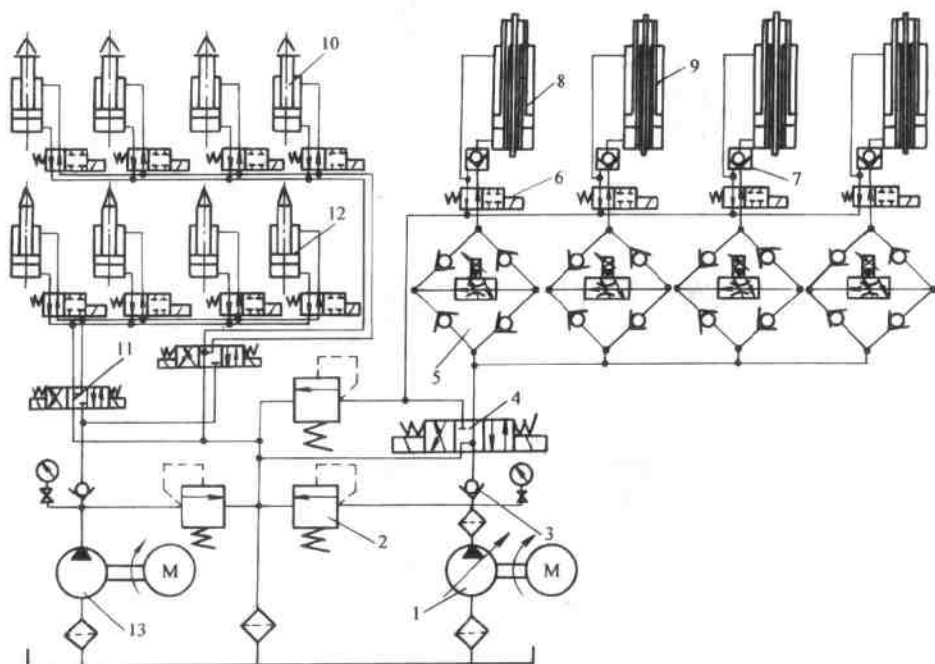


图 4.14-9 液压同步提升系统图

- 1—主泵 2—溢流阀 3—单向阀 4—换向阀 5—液桥 6—电磁阀 7—液锁
8—主液缸 9—钢绞线 10—上锚缸 11—换向阀 12—下锚缸 13—辅泵

作，使结构件被逐步提升。

在工程实施中是不允许出现失误的，故液压加载系统必须满足对液压同步提升设备进行模拟同步提升试验和模拟加载试验的负载要求，以检验设备的性能。此外，还要在试验中检验计算机控制系统控制算法的优劣以及采用的控制策略的合理性。

图 4.14-10 是液压同步提升系统与加载系统试验台简图。液压提升器行程为 250mm。

液压加载系统用来产生同步提升系统的负载，它的原理见图 4.14-11。泵 1 输出的流量经分流阀后分成两股压力相等的油流分别进入液压加载缸的大腔，多余的流量经电液比例溢流阀 8 溢流回油箱。液压加载缸的大腔的压力乘活塞面积就是液压同步提升系统的负载。调整电液比例溢流阀输入电流的大小就可以改变提升负载的大小。对两个电液比例溢流阀输入不同的电流就可以使同步系统各吊点承受不同的负载，从而可以检验由于各种干扰（如风的干扰）使各吊点负载不均时计算机控制系统的稳定性。输入电流的大小由计算机以脉冲宽度调制（PWM）方式给出。在同步提升过程中，加

载缸大腔的油和液压泵的来油经电液比例溢流阀流

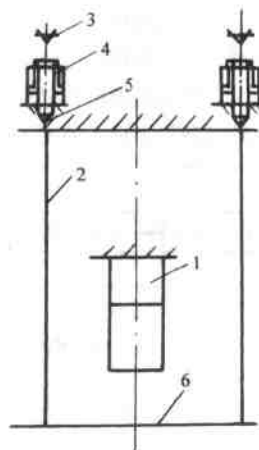


图 4.14-10 加载试验台简图

- 1—加载缸 2—钢绞线
3—上锚 4—液压提升器 5—下锚
6—连接件

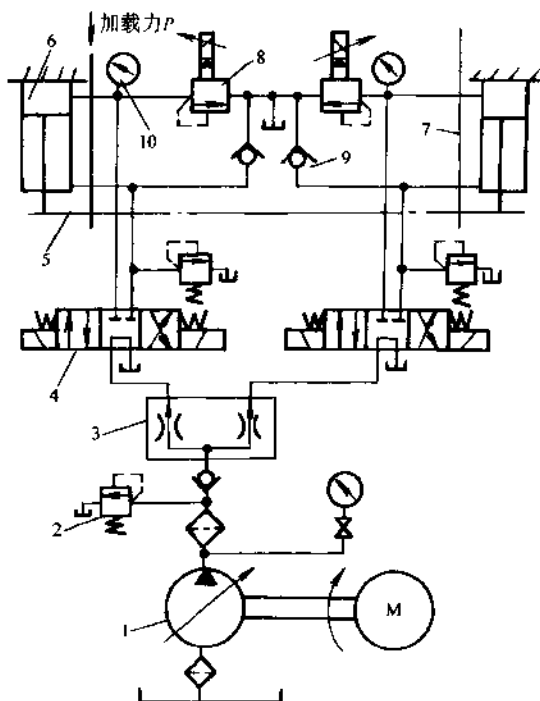


图 4.14-11 液压加载系统图

- 1—液压泵 2—溢流阀 3—分流阀 4—换向阀 5—连接件 6—加载缸 7—钢绞线
8—比例溢流阀 9—单向阀 10—压力传感器

回油箱，产生向下的加载力 P ，补油单向阀 9 向加载缸小腔补油。同步下降过程中，液压泵供油一部分进入加载液压缸大腔，一部分经电液比例溢流阀流回油箱，产生向下的加载力 P 。在这里，为了产生一定的加载力 P ，必须使电液比例溢流阀保持一定的溢流流量。在实际的提升过程中，由于干扰的作用，往往造成各吊点负载的变化，从而影响了

控制系统的稳定性。该液压加载系统能方便地改变加载负载的大小，为系统的动态响应过程的研究创造了条件。这样就能够在试验阶段编制出较好的控制算法，制定合理的控制策略。

液压同步提升系统和液压加载系统用一台 PC 工业控制机控制。其同步提升控制框图见图 4.14-12。其中 B 缸为主令液压缸，它的速度直接给定。

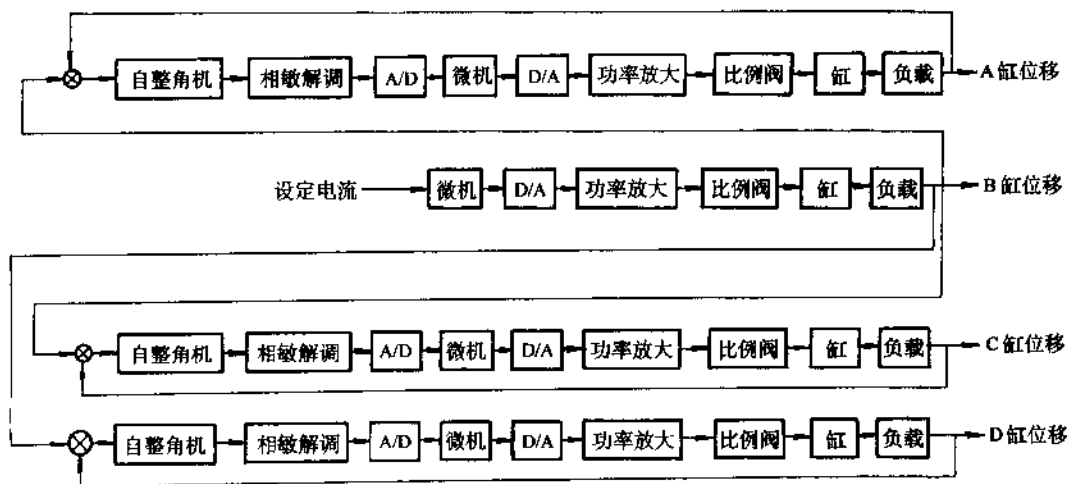


图 4.14-12 液压同步提升系统控制框图

由传感器测得的高差、油压等模拟信号和缸位置、锚具位置等系统的状态参数输入给计算机，通过计算机分析，按照预先编制的控制程序输出一定的控制电流给各电液比例调速阀，从而确定 A、C、D 各缸的速度。负载位移通过负反馈反馈到输入端，形成负反馈闭环控制系统。加载控制为开环控制，负载大小由预先输入到计算机的参数确定。计算机根据参数值输出相应的电流到电液比例溢流阀，从而决定加载力的大小。

4.14.6 剧院乐池升降台液压系统

在现代化的剧院里，为使演员全神贯注地表演，不影响观众欣赏演员的演出，乐池必须下降到观众和演员都看不到乐队的位置；而当演出告一段落，需要演员和观众向乐队致谢时，乐池又必须升到较高位置，使整个乐队完全在观众的视野之内。所以，乐池的升降台必须具备升降功能，升降台需保持水平地升降，不能有较大的偏斜，以免在升降过程中乐队人员或乐器发生倾斜；乐池升降台在升到最高位置和降到最低位置时，能稳定在极限位置。升降台应升降平稳、速度可调，并且升降台的驱动装置工作可靠，控制灵活方便。工作时产生的

冲击、振动和噪声要小，以免影响正常演出。

由于液压传动具备控制灵活方便，在工作时平稳、冲击、振动和噪声小，完全可以满足现代化的剧院对升降台的要求，故在乐池升降台中得到了广泛的应用。

从上述分析可以看出，通常乐池升降台长度达 10m 多，所以其工作中的同步问题是关系到能否正常工作的关键。

乐池升降台本体结构如图 4.14-13 所示，当左、右两缸 5 和 7 下腔进油而上腔排油时，活塞杆伸出，从而左、右钢架移动，两钢架中的 A_1 、 B_1 、 A_2 和 B_2 四点处安装有滚轮，因而钢架移动时这四个滚轮分别沿着地面和升降台板 1 向乐池升降台的中心滚动，从而使升降台板升起。当缸 5 和 7 上腔进压力油，下腔排油时，则在升降台板及钢架自重和液压力的共同作用下，使升降台板下降，此时，左、右钢架 4 和 8 中的 A_1 、 B_1 、 A_2 和 B_2 点处的滚轮均向离开乐池升降台中心的方向运动。随着升降台板继续运动，活塞杆缩回缸内，为了避免升降台板下降到极限位置时液压缸活塞也运动到缸底，导致液压缸长期承受很大的自重，为此，用图中的左、中和右支承块 2、6 和 9 限制住升降台。

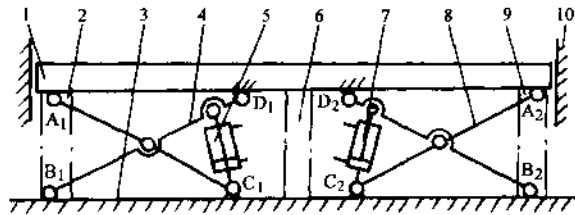


图 4.14-13 乐池升降台的本体结构图

1—升降台板 2—左支承块 3—地面 4—左钢架 5—左缸
6—中支承块 7—右缸 8—右钢架 9—右支承块 10—导向墙

图 4.14-14 为乐池升降台液压系统，是原理最简单，造价最低的一种。乐池升降台的两只液压缸尺寸大小相同是由定量泵供油，利用分流阀（又称同步阀）来实现两油缸活塞运动时的同步。因此等量分流阀不管两液压缸的活塞杆承受的载荷有何差异，两活塞杆仍能同步上升，从而保证升降台刚性平移上升而不会在上升过程中产生摆动。图中的两个液控单向阀可保证在升降台到达某一要求高度时能稳定可靠地被支撑住而不下落。由于两个液控单向阀在这里起到承压支撑作用，因而必须采用密封性能良好的阀件。换向阀应采用 H 型中位机能的

三位四通电液动换向阀，可保证当升降台停止运动时，液压缸能在较低的输出压力情况下卸载回到油箱。系统中的节流阀一方面可用来调整升降台的速度，另一方面可保证在换向阀处于中位时，控制油路仍有一定的油压，从而保证换向阀仍能正常换向。此外，采用 H 中位机能的换向阀，当换向阀处于中位时，液控单向阀由于控制口的油压瞬时下降到零，使阀口得以迅速关闭，可保证运动部分的可靠锁紧，实现升降台准确停留在任意位置。

由图 4.4-13 中可以看出，乐池升降台的升降台板 1 的四周均有导向用的导向墙，而实际中升降

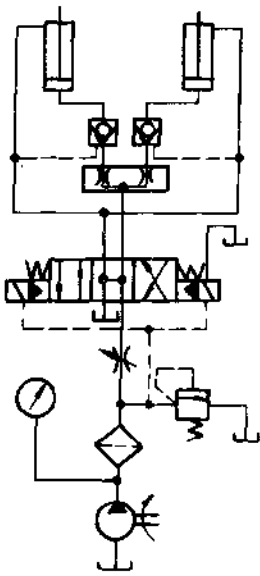


图 4.14-14 乐池升降台
液压系统图

台板四周和导向墙之间的距离一般为 20~30mm, 由于钢架及升降台板重量在长度方向的不均匀性和左右钢架动作时摩擦力等方面的差异, 会造成了两只活塞杆上承受的载荷不同。此外, 当左、中、右支承块高度不一样, 造成在初始位置时升降台板已不在水平位置上。上述所有情况, 均有可能导致乐池升降台板运动时的倾斜。越往复运动, 高度方向上的累计误差越大, 倾斜就越厉害。

在双缸及多缸同步回路中又分速度同步和位置同步。速度同步是指各缸的运动速度相同, 而位置同步则需保证各缸在运动中和停止时的位置均相同, 对乐池升降台来讲, 对其同步的要求应该是严格意义上的位置同步, 即左右两缸不管在运动中还是停止时, 都应该位置相同, 这样才能保证乐池在演奏时, 还是在乐池被升降台升起时, 都不会因升降台倾斜而站立不稳, 发生意外事故。

从系统和结构图中可看出, 采用等量分流阀只能保证等尺寸的左右液压缸运动速度相同, 即实现两液压缸的速度同步, 假若初始位置上两液压缸的活塞杆伸出长度不同, 升降台板必然在初始位置上就存在倾斜, 升降台液压缸使升降台板升或降, 因分流阀仅能实现速度同步, 不能消除初始位置上的误差, 致使原有误差一直保留。当升降台板有一面和支承块接触时, 换向阀即换向到中位, 由于换向阀为 H 型中位机能, 这时两个液控单向阀就会立

即反向关闭, 还未运动到下极限位置的另一个液压缸下腔的油已无法被排出, 导致升降台另一面台板已无法落在支承块上, 使升降台一直处于倾斜状态。

升降台一个完整的工作循环包括上升, 停止, 下降, 停止四个阶段。由于初始位置即停止在下死点阶段升降台是水平的, 即两液压缸活塞杆伸出的长度相同。在左、右液压缸下腔进油时使升降台上升, 由于等量分流阀作用, 使得升降台板仍水平上升, 在整个上升过程中不会产生升降台板倾斜现象。当升降台停止运动时, 换向阀回到中位, 由于升降台板及钢架具有较大的质量, 加上液压缸本身具有的惯性, 因此具有很大的惯性, 虽然阀已换向到中位, 但升降台仍要依靠惯性继续向上运动, 而这时的上升运动不是由液压缸下腔的油压提供的, 所以分流阀的等量分流已不起作用, 加上钢架及升降台板本身重量的不均匀性、摩擦力在左、右两端的差异, 使得惯性力不同阻力也不同, 导致阻力小惯性力大的一面上升快, 阻力大惯性力小的一面上升慢, 最后使得升降台板停止在上死点时左右两端高度不同而发生倾斜。若在下一个工作循环开始时这一位置上的误差仍未能消除的话, 这一因素造成的误差可能会越来越严重。

为保证乐池升降台升降时的大致同步, 只要保持每次初始位置水平误差为零, 在一个工作循环中由于惯性、摩擦等原因造成的升降台板左、右两端的高度误差大致在允许范围之内, 也就是说一个循环造成的位置误差还是比较小的。这样, 在液压系统中, 要设法使乐池升降台在一个工作循环的第四步中, 彻底使升降台板水平地停放在左、中、右三个支承块上。为此, 需采取以下措施, 才能取得好的效果。

首先, 降低升降台的升降速度, 由于动能是和速度的二次方成正比, 因此降低速度可以大幅度减小升降台的惯性, 减小了液压冲击。由于乐池升降台的惯性减小, 则换向阀换向时惯性造成的升降台板的上升距离就会减小, 因而其左、右两端的位置误差就会减小。所以, 将液压原理图中的节流阀开口调到一个较小的位置, 使升降台板以较小的速度升或降, 从而达到减小误差提高同步精度的目的。

其次, 提高系统工作压力, 将溢流阀的压力调到一个缸及阀和管道等所允许的较高值, 因为往往乐池升降中, 活塞杆的直径很大、因而活塞杆腔

(液压缸上腔)面积较小,所能发挥的回程力(使升降台板下降的力)有限,加之乐池升降台结构笨重,相对运动所需的摩擦力很大,当油压较低时会发生乐池升降台卡死不下降的现象。当将工作压力调到一个较高值时,回程力加大,使下降过程平稳、杜绝了卡死或爬行现象产生。这样就有效地保证了升降台板能水平地停在三个支承块上,从而消除了累积误差造成的位置上的不同步。

最后,在左和右支承块等高的位置上安装行程开关,当升降台板左和右两面均稳定地停在等高的左和右支承块上时,两个行程开关均闭合为常开触点,才允许电液换向阀从左位换向到右位,也就是说,确保了升降台板水平地停在下死点,这样,保证了在乐池升降台一个完整工作循环结束时,不同步现象得以有效的改善,满足了剧场演出对升降台的使用要求。

4.14.7 内差动桩锤液压系统

液压打桩机由于其污染小、噪声低而被广泛应用。液压打桩机液压系统中,差动回路是一种常用的快速动作回路。当需要快速动作时,通过换向阀的P型工作机能或是阀的组合使液压缸有杆腔的回油流入无杆腔,从而使进入无杆腔的流量增加,推动活塞作快速运动。在这种连接形式中,由于管路配置在液压缸的外部,故称之为外差动。当供油流量足够时在压力和负载一定的情况下,管路阻力是制约活塞运动的决定因素。因此,外差动液压缸一般仅适用于行程较短、外连接管路短而简捷的场合。对于长行程的液压缸,由于外连接管路长,加之不可缺少的弯头及管接头造成较大的液流阻力,这样就难以实现希望的快速动作。为了最大限度地减少管路损失,现将差动连接通路直接设置于油缸的活塞上,故称之为内差动。

内差动液压缸的突出特点是:快速运动时,有杆腔的回油不流经外接管路,而是通过装在活塞上内差动阀,使有杆腔的排油直接进入无杆腔,从而显著减小差动回路的液流阻力,大大提高了液压缸的运动速度。

由于内差动阀的局部阻力很小,又无管路的沿程损失,因而内差动时活塞的运动速度势必更快。实验证明,内差动液压缸的运动速度远远大于外差动液压缸的运动速度。

差动液压缸的结构形式有多种,但适用于液

冲击设备使用的莫过于结构最简单的内差动液压缸。近年来设计使用的内差动液压缸大致有两种,结构、原理基本相同,各有特点,可分别适用于不同场合。

(1) 外泄内差动液压缸

图4.14-15a是外泄内差动液压缸的结构简图。其中内差动阀是呈阶梯状的滑阀。快速运动时,无杆腔和有杆腔均为高压,阀芯在压力油的作用下移动到下端,阀口打开,使有杆腔压力油能畅通流入无杆腔,实现冲击作业。为保证活塞回程时可靠封严两腔通道,阀芯复位弹簧要有一定的刚度,因而要实现内差动时,缸内要维持有相应的滑阀开启压力。

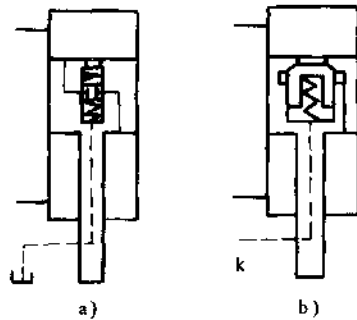


图4.14-15 内差动液压缸

(2) 外控内差动液压缸

图4.14-15b是外控内差动液压缸的结构简图。与上述不同之处是外泄油路改为外控油路,内差动阀用普通插装阀即可,且开启压力也较小。当控制油路接油箱时,阀芯在压力油的作用下,下移将阀口打开,导通液压缸两腔,接成内差动形式。当控制油路接压力油时,阀口被关闭,成普通活塞缸状态。

内控内差动液压缸已有效地用于液压打桩机、液压打壳机、液压锻造机械等。

图4.14-16是铝电解槽液压打壳机冲击缸回路。

在铝的电解过程中,电解槽的结壳,必须定时用液压打壳机将其打碎,液压缸的动作要求是快速冲击、常速退回、中速滚压,这样就要求液压缸既能形成差动又能实现普通活塞缸的功能。故采用了外控内差动缸的形式。

当实现滚压工况时,二位阀工作在右位,内差动阀在压力油的作用下封闭有杆腔与无杆腔之间的

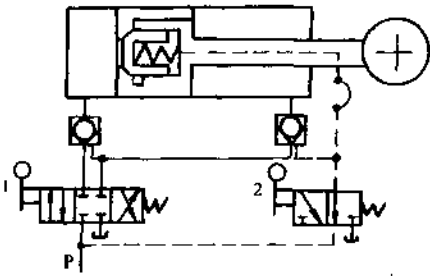


图 4.14-16 液压打壳机冲击缸回路

通道，操纵三位四通阀，可调整滚压轮的高低位置。

进行冲击作业时，让二位阀和三位阀一起联动，手柄2推进使内差动阀控制油路通油箱，同时手柄1推进使无杆腔进油，内差动阀也同时打开，实现内差动，使液压缸带动锤头快速冲击。

图 4.14-17 是液压打桩机的桩锤内差动系统。

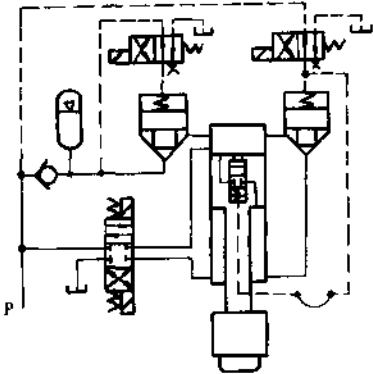


图 4.14-17 液压桩锤内差动系统图

液压打桩机实现冲击作业时，无杆腔所需流量很大，随锤头的快速下降，所需油量猛增。这样，除液压泵、蓄能器同时向其供油外，一般还设有外差动回路。单纯的外差动回路远不能满足有杆腔快速排油的需求，故在活塞上开通了主通道。有杆腔的回油大部分通过置于活塞上的内差动阀进入无杆腔，形成一种内外同时向无杆腔排油的复合差动形式，可大大加快锤头的运动速度。

4.14.8 立体停车场液压系统

随着立体停车场的兴起，笨重的噪声大的机械传动式立体停车设备已向液压传动式立体停车设备方向发展，液压传动最大的优点是噪声小，工作平稳，单位体积重量轻，易于自动控制。特别适用当今强调控制环境污染及对立体车库噪声污染的严格

要求。

简易式液压停车设备的传动主要是指托板的升降动作。托板的升降动作要求起动和停止及动作过程要平稳，托板停止后需要有安全措施保证不跌落（以免砸车），此外速度要求可调，噪声小，传动装置体积小，重量轻，价格低，易于自动控制，整个设备在停电后仍可方便的取车等。

上述要求只有采用液压传动方可全部满足，例如速度要求可调，整个设备在停电后仍可方便的取车，如采用机械传动就比较麻烦，而采用液压传动就比较方便，只需在系统中加一些元件便可实现。在噪声低，传动装置体积小，重量轻方面液压传动远比机械传动优越。在双层简易式液压停车设备中，采用液压传动技术可将数个车位共用1个液压源，而机械传动每两个车位就需1个传动装置，故占用空间及经费比液压传动还要多。下面就以双层简易式液压停车设备为例详细了解其工作原理。

双层简易式液压停车设备液压系统由5部分组成，原理如图 4.14-18 所示。

按下存车按钮，电动机带动液压泵旋转，将油箱中的液压油吸入液压泵，通过泵和溢流阀使其变为系统所需的压力油，通过过滤器，换向阀，球型换向阀，管道防爆阀等送至液压缸，推动托板升降。若遇停电，可摇动手动泵使之工作，用手推动电磁阀的小推杆使之换向，将压力油输送给液压缸，推动托板升降。实现了停电可存取车辆。

一般1台小泵站可供给6个车位上的6只液压缸工作，体积只有 40cm^3 ，可省去机械传动装置3个。使布置更简单，而造价与机械传动装置差不多。

双层简易式液压停车设备除具有普通停车设备的防坠落装置外，在液压系统中还采用了一些特殊措施，以防止托板坠落。

采用球型逻辑阀防止托板坠落，这种阀是一种新型座阀式方向控制元件。它是利用控制油路油压的变化来改变球阀芯的位置，从而实现油路通断的控制。

1) 由于阀芯与阀孔为线接触，故密封性好，在各种压力下工作时，均可保证终端位置不泄露。

2) 由于在切换过程中，不对称的液流作用在球而上的摩擦力使钢球旋转，使它不断改变与球座间接触位置，因而磨损均匀，大大提高了元件的使用寿命。

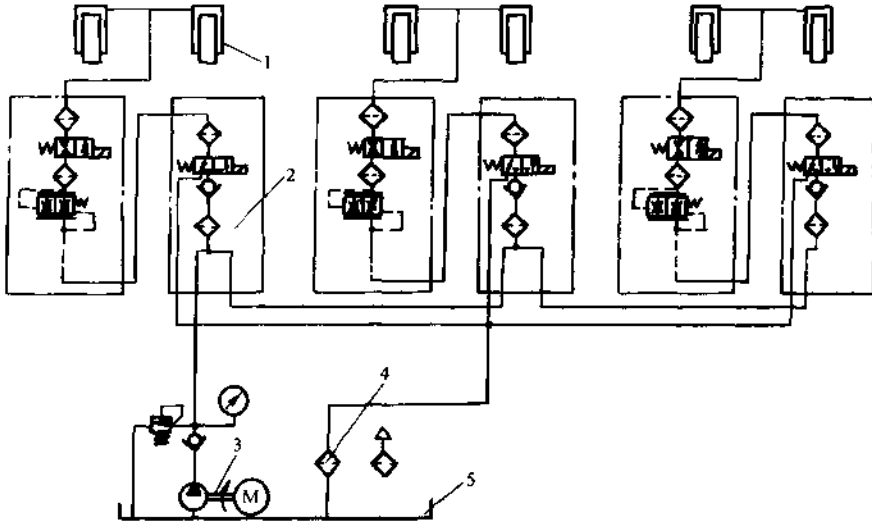


图 4.14-18 液压系统原理图

1—液压缸 2—控制元件 3—低噪声泵 4—过滤器 5—油箱及其辅件

3) 由于消除了液压卡紧现象,故动作可靠性大大提高。

4) 作为球阀芯采用了标准的轴承专用钢球,因此精度高,使用寿命长,价格便宜。

基于上述的特点,这种阀适合于立体车库使用。由于这种阀在使用时无泄漏,当托板到位停止后,液压缸始终处在上位,不会因阀有泄漏而使托板下降,因此安全可靠。

将球型逻辑阀安装在液压缸附近,当管道由于某种原因破裂时,球型逻辑阀能自动封闭管道,使液压缸内的压力油不能流出,托板不会因此而坠落,造成砸车事故。

为防止因液压缸泄漏造成托板坠落事故需在系统液压缸附近安装压力继电器。一旦液压缸内的油由于泄漏使压力下降时,能自动启动液压泵进行补油,保持液压缸内有足够的压力,保证托板在规定的位上静止不动。

托板在整个运动过程中能实现加速,正常速度,减速等变换。这是机械传动过程中难以实现的。车库液压系统中采用了一个专用阀,它是利用阀进出口压差的大小来调节阀口通油面积的大小,当阀进出口压差大,阀口就变小,起节流作用,正常无压差时阀口为最大,这样不用比例阀也能使缸在起动和停止时实现加减速,使托板起动和停止时

也能运行平稳,可有效防止系统中出现的液压冲击。

为防止因液压油被污染后造成阀内泄漏,所引起托板坠落,需在球型逻辑阀进出口加过滤器,保护球型逻辑阀不被污染,保证液压系统能正常可靠的运行。

4.14.9 土建钻机液压系统

土建钻机可满足钻凿水源井、打桩孔、扩底桩孔及高层建筑和桥梁施工打基础桩孔等施工需要。该钻机主要由桅架、动力头、拉压装置、夹持器、绞车、机泵组和液压系统组成。该钻机可装在专用或普通的汽车上,具有机动灵活,搬迁方便等优点。

钻机具有抓、松、上提、下放、下压、正转、反转、掀起、侧摆、锁固等 10 个动作。能独立完成抓卡钻具,接单根、旋紧、旋松、打钻、起(下)钻等钻井作业,大大减轻钻井工人的劳动强度。

图 4.14-19 为钻机液压系统。

该系统动力装置由 A8V107 变量双泵 32 和 A2F28 定量柱塞泵 24 组成,为系统提供液压油源。执行器由两个液压马达 8 和 7 组液压缸组成。其中,一个液压马达 8 为动力头提升装置,它驱动绞

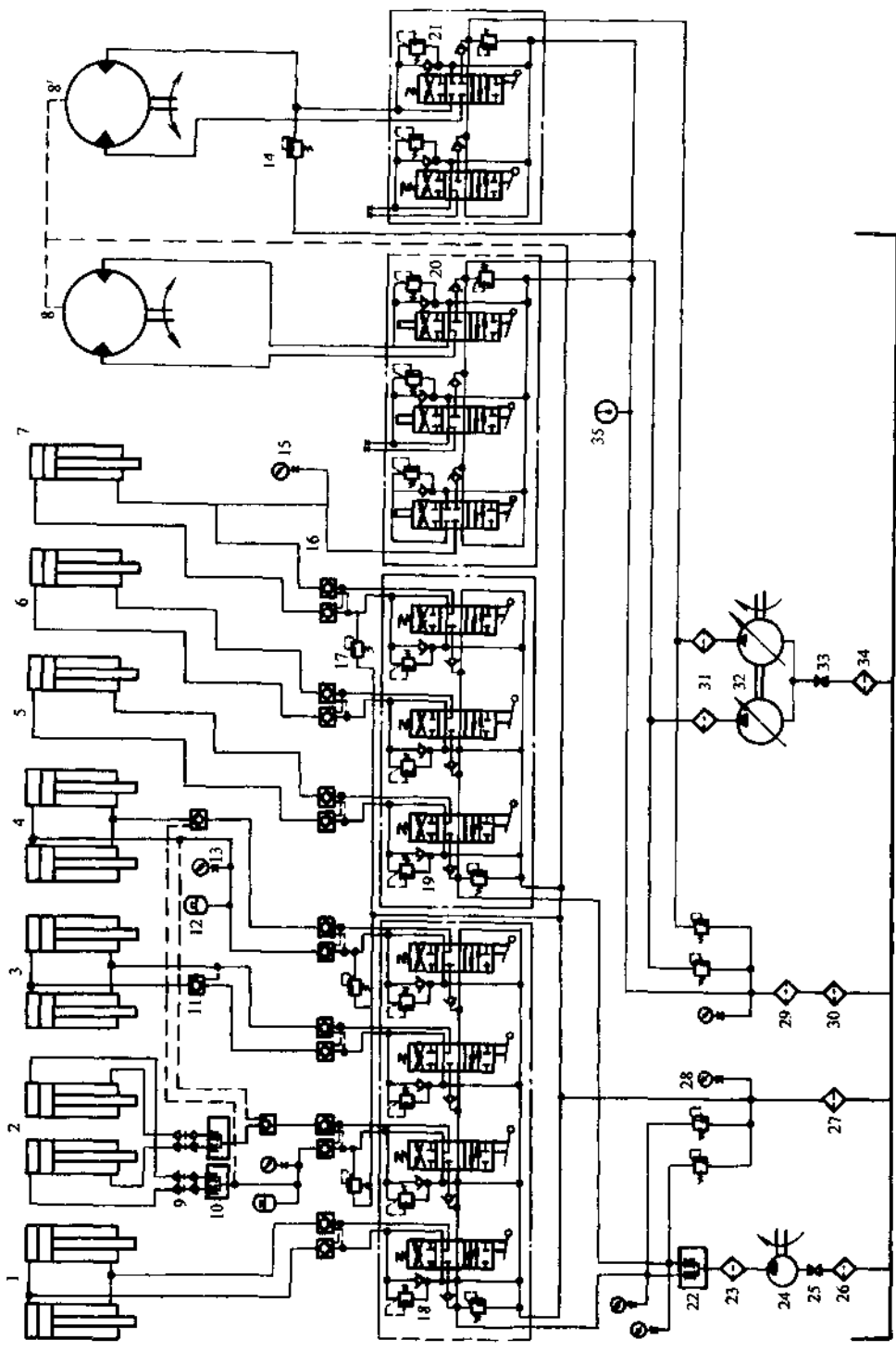


图 4.14-19 钻机液压系统原理图

车滚筒,通过钢丝绳-滑轮组形成倍增传动,来升降动力头。另一个液压马达 8' 为动力头的旋转驱动装置,借助行星减速装置,使动力头获得 3 种速度。使用 1 台 A2F28 液压泵,通过 2 组多路阀,分别控制 7 组液压缸。为避免干扰,实现同时动作,采用等量分流阀 22,构成并联流量控制回路。对于回程平稳性要求较高的翘举、起架、拉压等工作回路,采用平衡阀 17 保证回路工作的平稳性;对于同步动作要求较高的夹持器回路,采用双向等量分流集流阀 10,以达到双缸工作始终保持同步的目的。

用 7 组液压缸可分别实现拉压、侧摆、锁固、卡头、翘举、夹持、起架等动作。

恒压钻进液压系统:根据钻进中,按钻井工艺要求,必须保持悬重、稳定钻压、均匀送钻。随着钻井深度的增加,钻杆逐渐接长,自重逐渐加大,浮力增加,为保证恒压钻进,需在钻井过程中,不断调整液压马达的背压,以保持悬重,稳定钻压就显得格外重要。改进的液压系统采用了电液比例调压系统,实现悬重的调整和钻压的稳定,收到了较好的效果,使悬重波动值控制在 2kN 范围以内。

图 4.14-20 所示为恒压钻进液压系统原理图。该系统在原钻机液压系统的基础上增加了一些液压

元件,如电磁阀 1 将压力油引入,电磁阀 2 可实现两极压力的切换,溢流阀 3、4 可设置两种不同的系统工作压力,电磁阀 5 可实现液压马达的正转、反转及停止,电磁阀 6 可对液压马达的回油控制方式进行切换,调速阀 9 可控制液压马达的转速,比例溢流阀 7 可控制液压马达的回油背压,故可实现恒压钻进功能,组成恒压钻进液压系统。

钻杆无磨损旋转是钻机打钻工艺所要求的,动力头本身有一个钻杆螺纹头,该螺纹头与钻杆螺纹对接后即可开机打钻。当打完一节钻杆后,由夹持器卡紧并承担全部钻具重量,卸开动力头与钻杆的连接螺纹,把地面小车送入的另一节钻杆继续和井中的钻具对接并旋紧。同时,把动力头与钻杆连接螺纹也旋紧后,开机又可以打钻了。

钻杆旋紧时,必须保证动力头下放和旋转同步进行;钻杆旋松时,必须保证动力头提升和旋转同步进行,以防磨损螺纹。

为了实现上述要求,液压系统进行了如下改进(见图 4.14-20)。

设置调速阀 9,实现液压马达 8 的转速调整,保证动力头下放与旋转,提升与旋转按螺纹螺距要求进行,改进后的系统可以达到旋动钻杆螺纹时,螺纹的最大轴向拉(压)力小于 1kN,避免了螺纹的磨损。

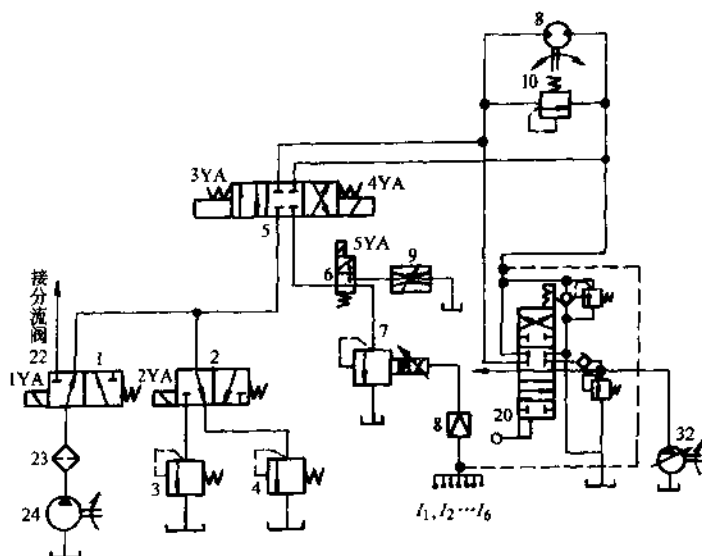


图 4.14-20 恒压钻进液压系统原理图

4.15 公路

4.15.1 隧道衬砌台车液压系统

隧道衬砌的台车如图 4.15-1 所示,它主要由行走机构、车架、钢模板、液压系统、电气控制机构、辅助机构六大部分组成。液压系统主要用于衬砌台车的收模和支模。由于特殊的工作环境和动作要求,该液压系统虽然不复杂,但在结构和传动回路上却有一定的特点。

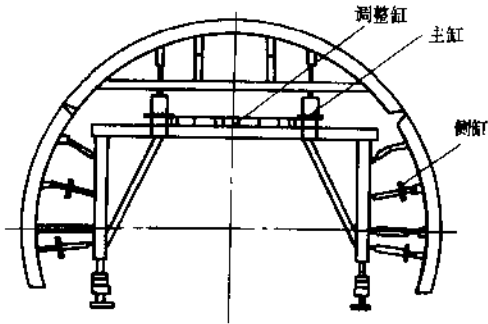


图 4.15-1 隧道衬砌台车工作示意图

该液压系统的执行元件为液压缸。四个主缸、两组侧缸、两个调整缸,分别用于模板的垂直升降、侧向伸缩和整体模板的位置调整。侧缸、调整缸与整体模板采用耳环固定;主缸与模板法兰联接,端部法兰与活塞杆采用球套铰接,这样就避免了因安装误差而引起液压缸不同轴,从而损坏密封

圈,造成液压缸漏油的现象。

液压衬砌台车用于隧道衬砌,其工作环境相当恶劣:到处是粉尘、沙石,噪声很大。因此要求衬砌台车的液压系统必须具有很强的抗污染性。因此,油箱设计为密闭式油箱,液压泵设置在油箱中,齿轮泵具有外形尺寸小、对油的污染不敏感、工作可靠的优点,故动力元件选用齿轮泵。

衬砌台上的液压缸分布很散,为了便于现场管道布置,八个控制阀分两组安置于油箱的左右两侧;为了方便人员操作,保证安全可靠,控制阀选用电磁控制阀。

液位计安装于油箱的凹槽处,这样可以防止在运输和起吊过程中损坏液位计。

衬砌台车在混凝土的输送过程中震动较大,普通压力计不能适应这样的工作环境,故压力表选用耐震压力计。

台车液压系统如图 4.15-2 所示。它具有以下回路及特点:

(1) 平衡回路

衬砌台车支模后,液压系统不工作,液压缸处于伸出状态,收模时才全部收回。为了防止侧缸由于外部载荷自行收回,就需要在每个侧缸的回路上设置产生一定背压的液压元件,防止活塞收回。由于液控单向阀是锥面密封,泄漏量极小,闭锁性能好,所以,选用液控单向阀的平衡回路。

(2) 锁紧回路

四个主缸垂直支撑着整体模板,为了使主缸能

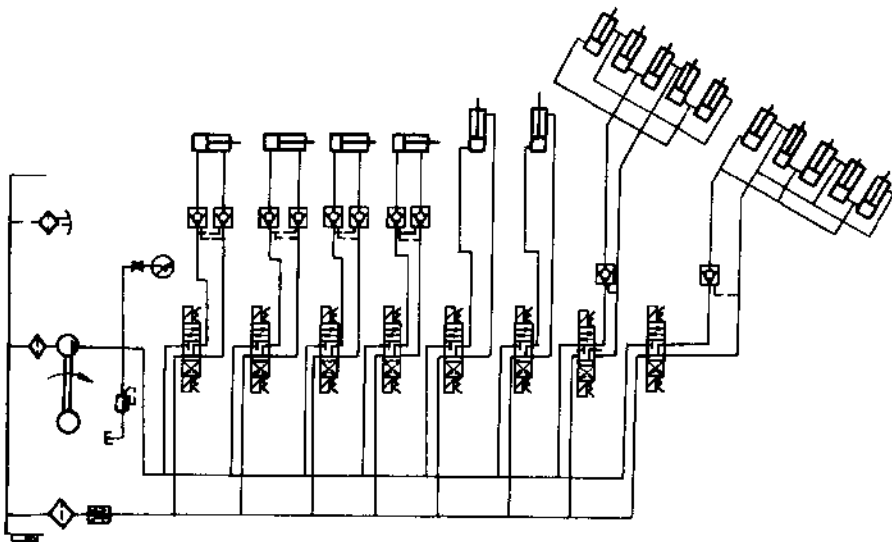


图 4.15-2 隧道衬砌台车液压系统

在任意位置停止并防止其由于自重自行下落，在四个主缸的进回油路上串接液控单向阀（液压锁）。主缸的控制阀选用“Y”型中位机能的控制阀，中位时，A、B两油口直接通油箱，液控单向阀立即关闭，活塞停止运动，实现了主缸的可靠定位。

衬砌台车跨度大，液压缸分布比较分散，因此决定了液压管道的布置分散、距离长的特点。为了有效地防止液压管道渗漏油造成液压缸收回的现象，主缸的液压锁直接安装在液压缸的进回油口，而不安装在集成块上。

(3) 同步回路

衬砌台车的侧模由两组侧缸共同支撑，整体模板的立和收要求每组侧缸能实现同步运动。

每组侧缸用槽钢联接，在侧缸的活塞杆之间建立起刚性的运动联结，构成机械联结同步回路，实现液压缸的同步运动。这种机械联结同步回路在实践中证明可以满足衬砌台车的同步要求。它与用节流阀的同步回路和用分流集流阀的同步回路相比，方法简单，成本低。

4.15.2 高速公路钢护栏冲孔切断机液压系统

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的加工生产。该设备实现以下功能：将厚度为3mm宽为481mm的板料（卷材）校平、输送、定长，然后同时冲出18个腰形孔并切断，加工成一定长度，两端各带9个腰形孔的半成品板，为后工序的成形做准备。

该机通过液压马达实现输送，通过液压缸实现冲孔、切断。

对液压系统有以下要求：

- 1) 系统保证该机每日8h连续作业。
- 2) 要求系统最高压力21MPa，最大流量40L/min，确保液压缸提供足够的冲切力（120t）和达到一定的冲切速度。液压马达应具备足够的转矩。
- 3) 钢带在传送过程中能实现立即停止，保证每块板的长度符合尺寸精度，达到±3mm。
- 4) 钢带传输速度有一定要求，以满足每分钟生产两块以上钢板，速度可调，以便与后工序生产设备的加工速度相协调。

液压系统如图4.15-3所示。有以下特点：

1) 系统中液压缸与液压马达的动作先后顺序，采用行程控制电磁阀来实现，而且液压马达所需流

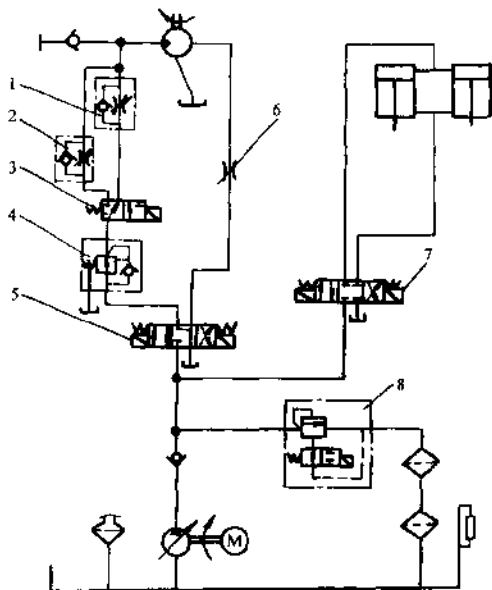


图 4.15-3 冲孔切断机液压系统

1—单向调速阀 2—单向节流阀 3—电磁换向阀
4—减压阀 5、7—电磁换向阀 6—节流阀
8—电磁溢流阀

量低于液压缸所需流量，采用节流阀与变量泵来调节与控制流量，因此降低了功率损失和温升。

2) 采用三位四通电磁换向阀5，如果在钢带传输过程中发生故障时，液压马达可反转，使钢带方便退出。

3) 采用带制动器的液压马达，当马达进油口压力高于制动器开启压力时，机械制动器自动开启；当液压马达进、出口压力低于制动器开启压力时，自动制动。

4) 通过对单向调速阀1和单向节流阀2的调节，使阀2的通流量低于阀1的通流量，从而油液在电磁换向阀3断电状态下分别以不同流量经阀1和阀2进入液压马达，使钢带在传输过程中有不同的两个速度段，先快后慢，实现快速传输，慢速制动，既保证生产速度，又能迅速准确制动，保证切断后达到长度及尺寸精度。

5) 节流阀6的设置，起背压作用。因液压马达在小排量工况时，其中部分活塞处于抽吸状态，此时要求有补油压力，避免液压马达在小排量工况时产生脉动，使其平稳运转。

4.15.3 公路养护车液压系统

公路事业的发展，尤其是高速公路里程的迅猛

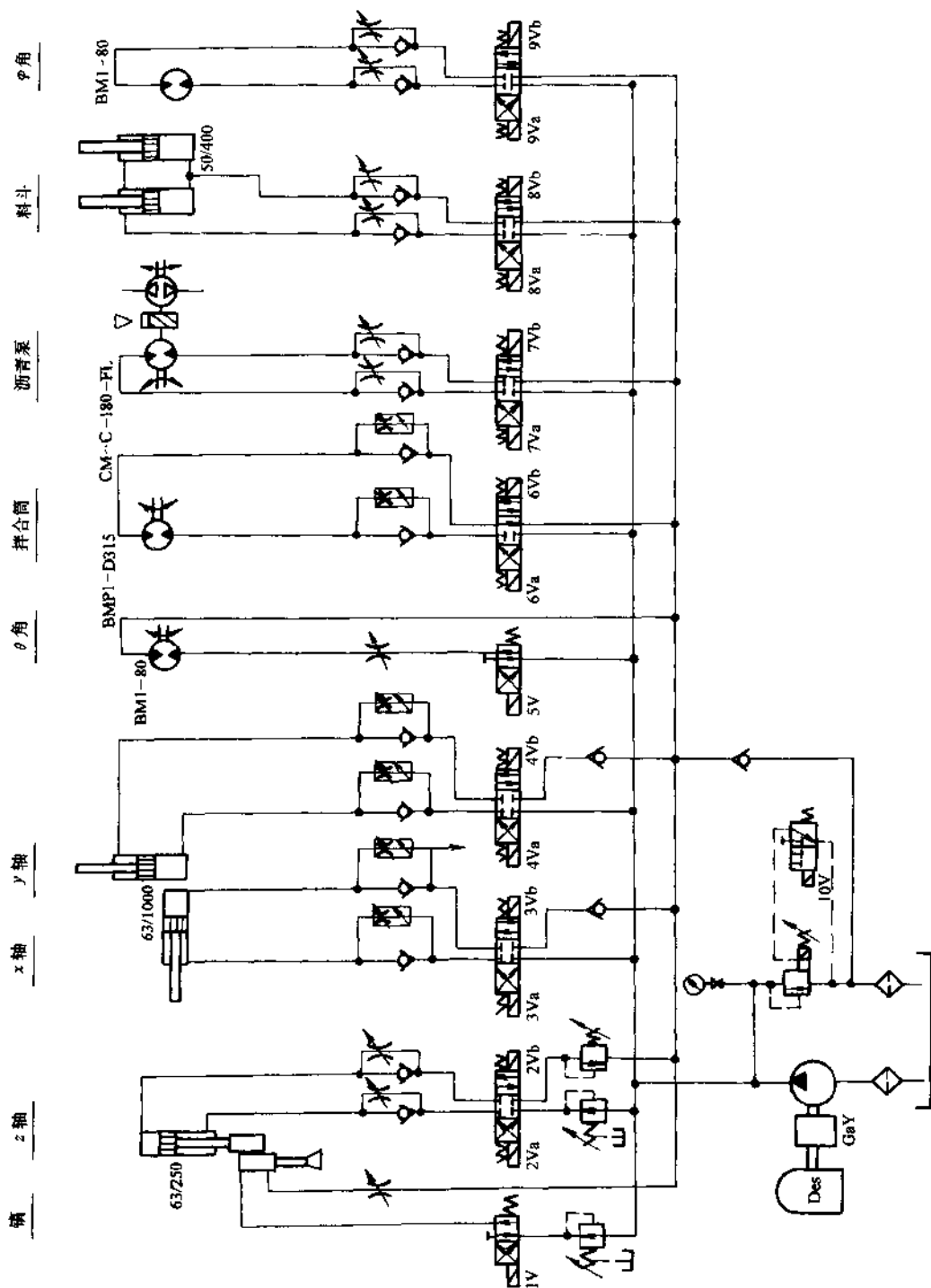


图 4.15-5 养路车液压系统图

增涨,急需一种高效、多功能的公路养护工程车。图 4.15-4 所示为一种具有五个自由度的全液压自动凿槽机械手的多功能公路养护车。养护车行至公路养护点后,机械手持液压镐将公路待修面切成所要求的形状,然后铺上拌合沥青,再用机械手压平。机械手的五个自由度 x 、 y 、 z 、 φ 、 θ ,分别由 1、2、3 液压缸和 4、5 液压马达驱动。6 为驱动沥青泵的液压马达。熔化的沥青送入拌合筒 21 与上料斗 20 送入的石料拌合,拌合筒由液压马达 7 驱动,拌合后出料。液压镐 9 的冲击功率可以用改变其输入流量及压力来实现。

养护车的液压系统如图 4.15-5 所示。机械手 x 、 y 自由度的运动速度要求平稳可调,采用双向调速阀回路。自由度 z 为液压镐的上、下运动,当液压镐向地面进给时,进给力必须稳定,太小影响进给速度,太大会将车身顶起,故采用恒定减压。拌合筒正反转的速度要求稳定可调,也采用双向调速回路。由于拌合筒的转动惯量大,三位四通电磁换向阀采用 y 型中位机能。整机可采用集中按钮控制。加入相应的传感器及 PLC 后可进行半自动及全自动工作。

4.16 汽车

4.16.1 汽车转向液压系统

汽车的液压动力转向系统是在机械转向系统的基础上加设液压转向助力装置。借助液压传动所产生的动力减轻驾驶员手的操纵力,使汽车驾驶更加舒适转向更加轻便。

(1) 液压动力转向系统的构成(见图 4.16-1)

为了使车辆转向轻便,保证行车安全,重型汽车、大型客车、高速轿车普遍采用动力转向系统。

(2) 对动力转向的要求

1) 安全可靠,在行驶或原地转向时应有足够的助力作用。当转向泵失效时,应具备强行用手操纵汽车转向的可能。

2) 保证转向灵敏,滞后时间要短。

3) 随着车速和路面上的阻力应给驾驶员适当的手感并能成比例地反应到转向盘上。

4) 应有自动回正的能力和直线行驶的稳定性。

(3) 动力转向液压系统(见图 4.16-2)

1) 当汽车直线行驶时,方向盘 6 不动。转向控制滑阀 15 处于中间位置,液压缸 7 的两腔均与

回油路相通,液压缸活塞处于平衡状态,不起助力作用。

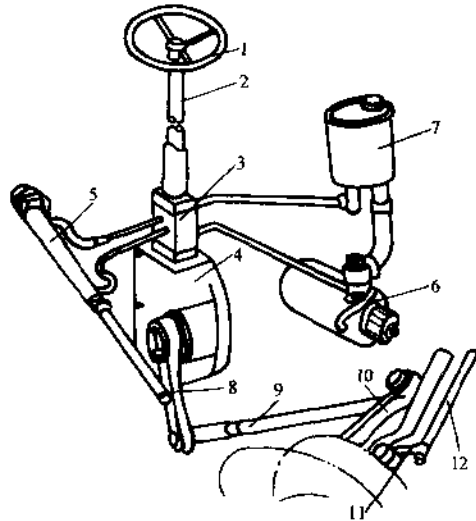


图 4.16-1 液压动力转向系统示意图

1—方向盘 2—转向器 3—转向控制阀
4—转向器 5—转向动力缸 6—转向泵
7—转向油罐 8—转向摇臂 9—转向直拉杆
10—转向节臂 11—转向梯形臂 12—转向横拉杆

2) 汽车转向行驶时,方向盘 6 向左转动时,螺杆 8 随之转动。螺母 9 因受车轮转向阻力的约束而暂不动,因此螺母对螺杆产生一个向左的轴向作用力,迫使滑阀 15 相对阀体 14 向左移动,改变油路通道。从泵来的压力油只经转向控制阀进入液压缸 7 的右腔,推动活塞向左移动,起助力作用。此时,转向摇臂 10、直拉杆 18、转向节臂 19、梯形臂 17、横拉杆 20 随着动作使车轮左转。同理,当向右打方向盘时,滑阀 15 右移,从泵来的压力油经控制阀进入液压缸 7 的左腔,活塞右移,起到助力作用使车轮右转。

泵由原动机带动,若泵转速增高时,流过节流阀 4 的阻力增加,节流阀上游压力增加,可使溢流阀 3 打开,泵出口的油可经溢流阀 3 回油箱,若因负载加大,节流阀 4 下游压力增加时,安全阀 5 打开限制了系统压力的进一步升高。

3) 当转向液压泵失效不能向系统供油时,通过进油道、回油道的压力差,使单向阀 13 打开从而使进油道、回油道相通,以便减少液压油的阻力,从而可实现手动强行转向。

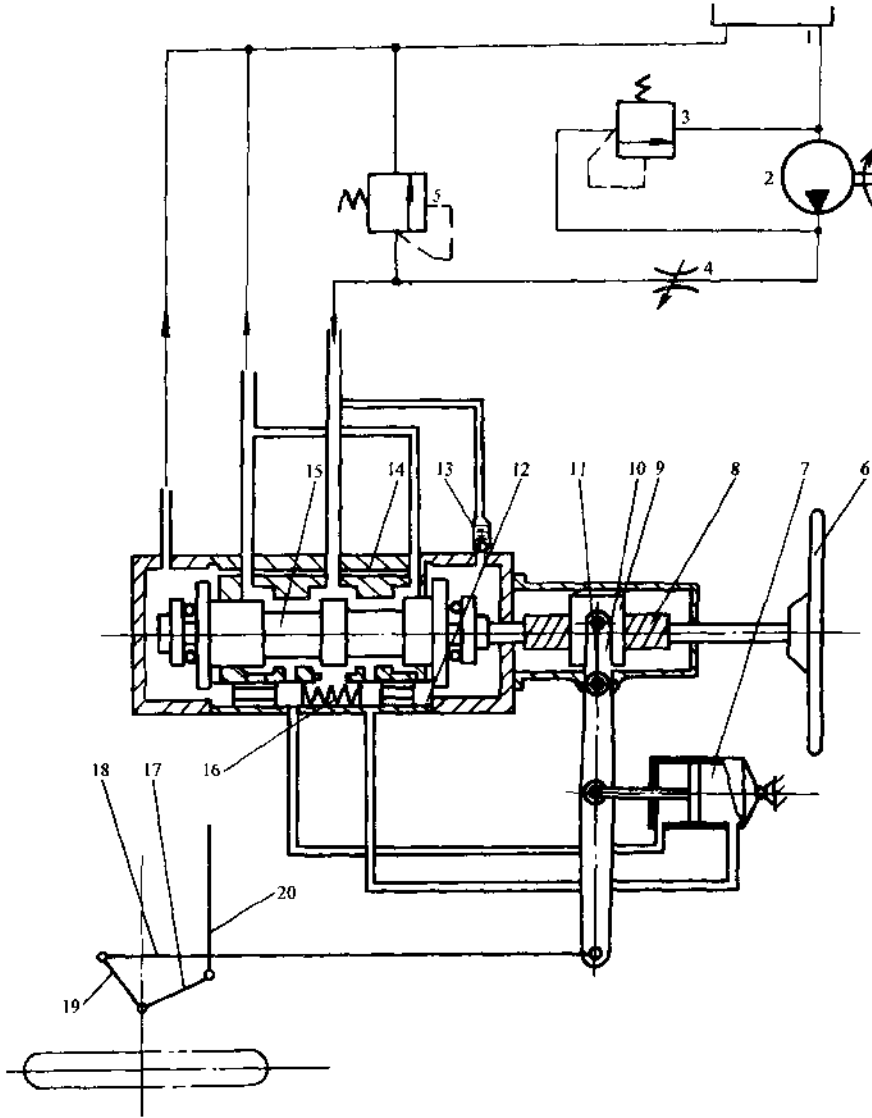


图 4.16-2 动力转向液压系统示意图

- 1—油箱 2—液压泵 3—溢流阀 4—节流阀 5—安全阀 6—方向盘 7—液压缸 8—螺杆
 9—螺母 10—摇臂 11—摇臂轴 12—反作用柱塞 13—单向阀 14—阀体 15—滑阀
 16—回位弹簧 17—梯形臂 18—直拉杆 19—转向节臂 20—横拉杆

4.16.2 汽车制动液压系统

4.16.2.1 普通型制动液压系统

汽车制动系统的功能就是使行驶中的汽车按驾驶员意图减速或停止，其方法通常是靠压紧装在车体上的固定摩擦元件和装在车轮上的旋转摩擦元件，使它们之间产生摩擦力矩，从而使车轮和地面

之间产生使车辆减速的制动力。摩擦元件之间的压紧力则来自驾驶员的制动踏板。因此，汽车制动系统一般由制动传动装置和制动执行元件两部分组成，前者将驾驶员加在踏板上的力或由制动踏板控制的其他动力源传递到车轮上，后者是装在车轮上的制动器，它将传动装置传来的动力变为摩擦力矩。现代汽车的制动传动装置有液压式、气压式和气-液综合式三种。液压式最简单，它直接将驾驶

员加在踏板上的力通过液体传递到车轮上的制动器，而不需要其他动力源。气压式则需要有发动机带动的空气压缩机等一整套辅助设备，比较复杂，因它有外来的动力源，所以可提供较大的制动力而不受驾驶员踏板力的限制，踏板只起控制作用。因此，原则上液压式制动装置适用于较小的汽车。对较重的汽车，因需要的制动力大，故多采用气压

式。气-液综合式则基本上介于两者之间。除此之外，液压式还有下列优点：介质压力高，可达8~9MPa（气压式一般不超过1MPa），故结构紧凑；因液体不可压缩，故压力建立快，动作灵敏；不需要特别的润滑装置。但它也有一些缺点：散热效果较差；对介质（制动液）的物理特性（如沸点、凝点、粘温特性等）要求较严。

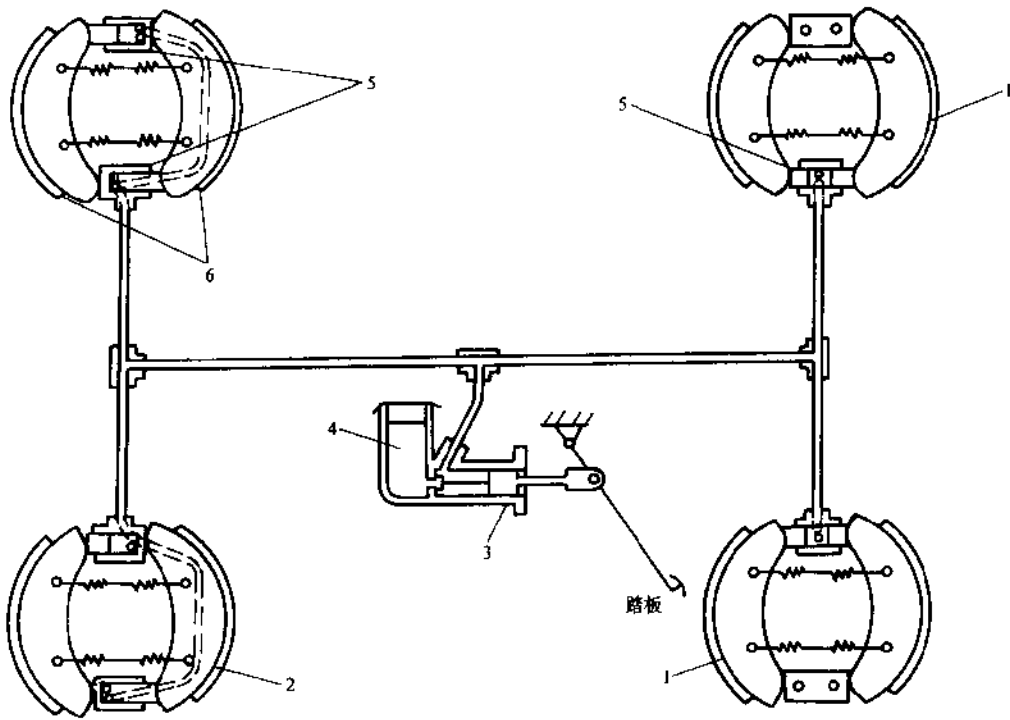


图 4.16-3 单回路液压式汽车制动系统示意图

1—后轮制动器 2—前轮制动器 3—主缸 4—制动液杯 5—制动轮缸 6—制动蹄

图 4.16-3 是最简单的单回路液压制动系统。有的车轮制动器有一个轮缸，称为领从蹄式制动器（如图中的后轮制动器），有的车轮制动器有两个轮缸，称为双领蹄式制动器（如图中的前轮制动器）。当驾驶员踏下制动踏板时，主缸的活塞就将制动液体压到前、后制动器的轮缸中，推动轮缸中的活塞使制动蹄（固定摩擦元件）张开，压紧在制动蹄外而旋转着的车轮制动鼓（旋转摩擦元件，图上未画出）上，使制动蹄和制动鼓之间产生摩擦转矩。这种简单的液压系统便能满足汽车制动的基本要求，目前仍在一些汽车上（如老国产跃进牌汽车）使用。但它的主要缺点是整个系统形成一个封闭回路，如果在管路的某处漏油，就会造成整个系统失效。因此，在现代汽车上多采用双回路的制动系

统，即整个系统由两个独立的封闭回路（如前、后轮有各自独立的回路）组成，若一个回路发生故障或漏油，另一回路仍能继续发挥作用，这就大大提高了汽车制动时的可靠性和行驶中的安全性。这种系统与单回路系统的主要区别在于主缸分为两部分（称为双腔主缸），各管一个回路，两回路互不相通。双腔主缸又分为串联式和并列式两种。

图 4.16-4 是一种串联式双腔主缸的结构示意图。主缸内的前后两个活塞 1、2 将主缸分隔成两个贮液腔 9（即活塞周围的环形空间）和两个工作腔 10（内有回位弹簧）。在缸壁上有两个较大的旁通孔 7 和两个较小的补偿孔 8。在主缸处于非工作状态时，大孔、小孔、贮液腔和工作腔与主缸制动液杯相通。使系统任何部分的渗漏损失的油液及时

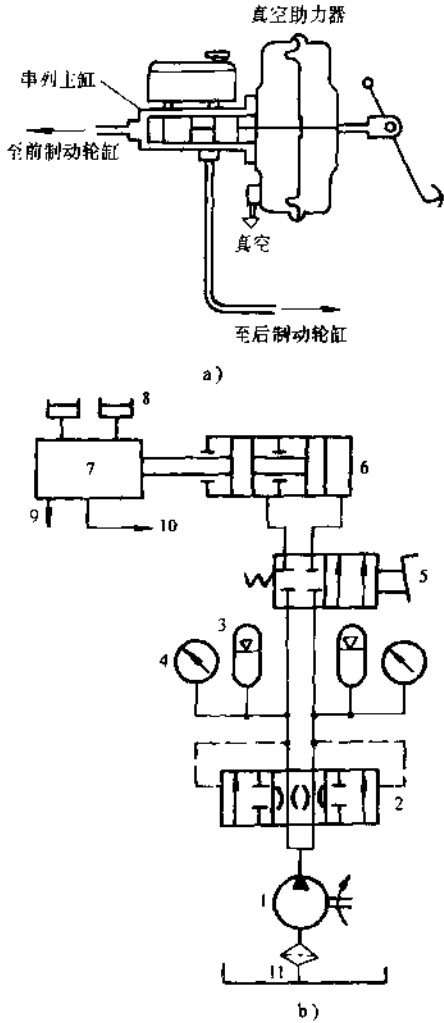


图 4.16-5 气-液综合式制动系统图

a) 带真空助力器的双回路制动系统

b) 带气压助力器的双回路制动系统

- 1—空气压缩机 2—事故切断阀 3—蓄能器
- 4—压力表 5—脚踏制动阀 6—串联气动缸
- 7—串联液压缸 8—蓄液杯 9—至前制动轮缸
- 缸 10—至后制动轮缸 11—空气过滤器

研究表明,当前轮制动压力 p_1 较小时,后轮制动压力 p_2 允许和 p_1 相等。当 p_1 较大时,应使 p_2 小于 p_1 。为此可采用定比减压阀,该阀的结构原理图见图 4.16-6。

图中活塞 2 在上腔压力 p_2 、下腔压力 p_1 和弹簧 3 的预紧力 Q 三力的作用下平衡,上腔压力 p_2 作用面积 A_2 比下腔压力 p_1 作用面积 A_1 (环形面积) 大。制动开始前,压差活塞 2 在弹簧预紧力 Q

的作用下,处在上端位置,阀芯 1 和活塞 2 形成的减压口开度最大。制动开始后, p_1 开始增长,因上、下腔相通,所以压力相等 ($p_1 = p_2$)。随着 p_1 的上升,由于上、下腔液体作用面积不同,它们对活塞 2 的作用力的差 $p_1 (A_1 - A_2)$ 也逐渐增加,当这个差值上升到等于 Q 值时,活塞 2 便开始下移,减压口减小, $p_2 < p_1$, 活塞 2 下移到减压口为零时,活塞的上、下腔便被阀芯 1 隔断。如果活塞 2 的下端与汽车的悬挂系统 (其变形决定于汽车的载荷) 相连,即在弹簧力 Q 上叠加一个与悬挂系统变形有关的力,并减少弹簧 3 的刚度,则此阀可根据载荷大小,来调节后轮制动压力 p_2 。

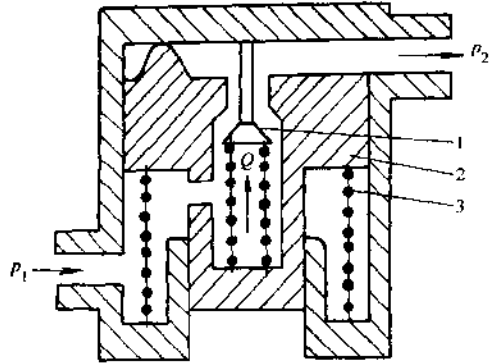


图 4.16-6 感载定比减压阀结构示意图

4.16.2.2 汽车防滑制动装置

汽车防滑制动装置分后二轮控制方式与四轮控制方式。后二轮控制方式可预防急刹车时后轮抱死所引起的车辆偏向,保证车辆的稳定性。四轮控制方式除控制后二轮外还控制前二轮,在保证车辆的

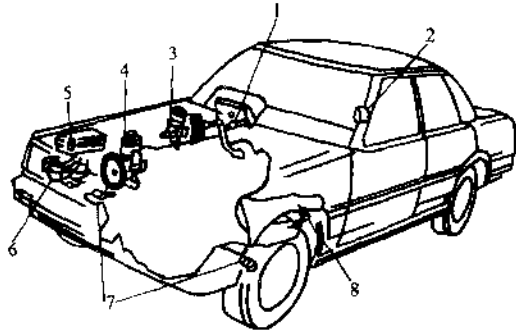


图 4.16-7 汽车防滑制动装置示意图

- 1—防滑制动装置计算机 2—停车尾灯开关
- 3—制动总泵 4—动力转向叶片泵 5—主继电器
- 6—执行器 7—前车速传感器 8—后车速传感器

稳定性同时还可保证转向性。

图 4.16-7 是典型的汽车四轮控制防滑制动装置示意图。

该防滑制动装置为前轮左右分别控制、后轮同时控制，带诊断和安全功能。其驱动源为动力转向泵，执行器为 4 个电磁阀，速度传感器在左、右前轮与后轮（传动系输出轴）共计设置 3 个，由 8 位微型计算机收集、处理、计算、控制制动装置的运行。

正常运行时即装置不工作时，当踏下制动踏板，制动总泵油液压力升高，调节活塞移向左方，见图 4.16-8。因此，动力转向系统的油路被节流，调节活塞左腔的动力转向油液压力也同时升高。减压活塞和旁通活塞即使其右腔作用的制动总泵的油液压力升高，于是由于各活塞左腔作用的动力转向油液压力也升高，所以被压靠在右侧。因此，制动总泵的油液压力经 I → II → III → IV 而分别作用于车辆各个制动分泵上。

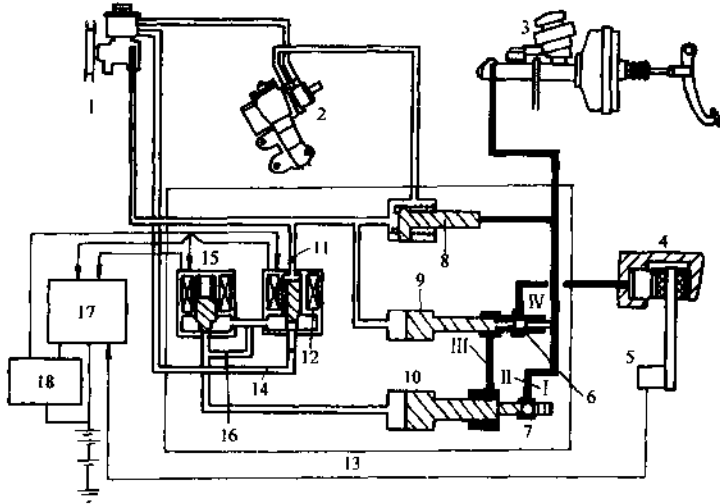


图 4.16-8 防滑制动装置系统图

- 1—动力转向叶片泵 2—动力转向器 3—制动总泵 4—车轮制动分泵
5—速度传感器 6—切断阀 B 7—切断阀 A 8—调节活塞 9—旁通活塞
10—减压活塞 11—节流孔 A 12—主电磁阀 13—执行器 14—节流孔 C
15—副电磁阀 16—节流孔 B 17—防滑制动装置计算机 18—主继电器

紧急制动时，计算机根据三个传感器分别测出右前轮、左前轮及后轮的车轮速度。

如果车轮速度大大落后于车速，计算机就根据该落后的程度以四种模式向执行器上的电磁铁发出信号，及时、准确地控制各个车轮分泵的油液压力，防止车轮抱死。

当主电磁阀通电时，减压活塞的左腔与调节活塞腔的油路被切断，同时与动力转向油箱的油路接通大气。因此，由于减压活塞右腔的制动油液压力是高压，减压活塞移向左方，关闭切断阀 A，切断制动总泵与车轮制动分泵的油路。如“减压”信号继续存在，则减压活塞进一步移向左方，把左腔的动力转向油液经节流孔 B、节流孔 C 排向动力转向油箱，因此车轮制动分泵与切断阀 A 间的容积增加，车轮制动分泵的油液压力相应地缓慢下降，这

就是缓减压模式。

当主电磁阀通电时如果令副电磁阀通电，则在这前减压活塞左腔的动力转向油液经节流孔 B 和节流孔 C 排向动力转向油箱的情况变成仅经节流孔 C 快速排出。因此，车轮制动分泵油液压力的减压速度提高，这就是急减压模式。

如果继续减压，使车轮的转速恢复到车速，传感器检测出这一情况，经计算机判断后发出“增压”信号，并给出“增压”的指令。

控制方式的选择是由三个车速传感器信号算出车轮速度（右前轮、左前轮及后轮平均的速度），据此求出近似车速。作为判定抱死前兆的基准，可设定与近似车速相差很小 Δv 值为基准速度 v_0 。三个车轮速度中有一个低于基准速度就开始控制，针对抱死车轮向执行器发出缓和信号。开始控制

缝隙18流入泄油道。阀芯23通过弹簧与强制低档阀芯19相连,后者又与驾驶员的油门踏板相连,驾驶员踏下油门踏板(油门开度增加)时,阀芯19向左移并通过弹簧将阀芯23向左推,根据与速度阀相似的工作原理,在油门阀的腔内形成一个随油门开度增加而增加的反应油门开度的压力,这就是反应油门开度的信号压力,这个压力通过通道24进入阀芯23的左端,产生一个使滑阀向右的力与弹簧力相平衡。速度压力和油门压力分别被引到自动换档阀26的左、右两端,它能根据车速和油门开度自动地控制系统压力到哪些操纵件去,从而确定接合哪个档,脱开哪个档。当自动换档阀的阀芯7处在图示位置时,主油路可从进入自动换档阀26,并通过通道6到操纵件28和29,前者是控制

接合高档的离合器,压力油进入其液压缸后即接合高档;后者是控制接合低档的制动器,具有双向液压缸,这时主油路压力进入其分离缸,作用在活塞的背面,使原来拉紧的制动带松开,从而脱开低档。因此,这是接合高档,脱开低档的位置。如阀芯7移到左边,通道5便被阻断,主油路的压力油不能进入高档离合器28的液压缸和低档制动器29的分离缸,变速器处于接合低档的状态。在自动换档阀芯7的两端各有一个小阀芯9和4,它们分别承受反应速度的压力和反应油门开度的压力,并将力传给阀芯7,其位置决定于这两个力和弹簧力的平衡。在换入高档以前,自动换档阀的阀芯7处在左边位置,变速器接合低档。在一定的油门开度下,随着车速升高,阀芯7左端反应速度的压力增

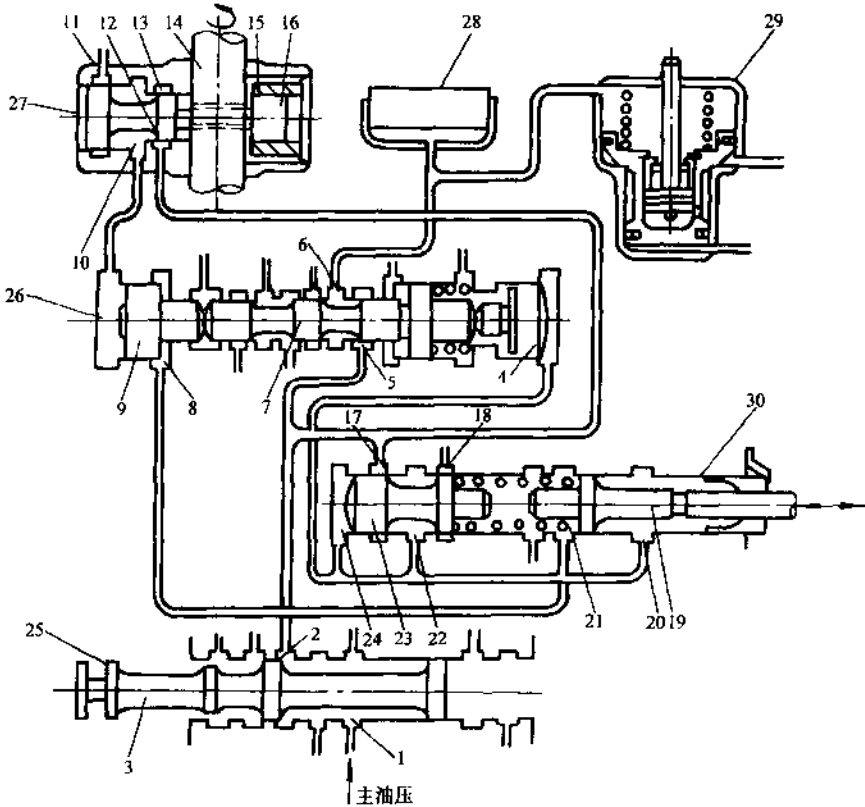


图 4.16-10 汽车自动换档液压系统图

大,并克服弹簧力和右端反应油门开度的压力所产生的向左的力而向右移,当车速升高到某一特定值时,阀芯7向右移到足以打开通道5的位置时,压力油便进入操纵件28和29,变速器便自动脱开低档,换入高档。如车速再降低,随着反应速度的压

力降低,阀芯7左移,直至重新阻断通道5,便发生自动换回低档的过程。在油门开度增加时,油门开度的压力增加,需要较高的反应速度的压力(即对应较高的车速)才能将自动换档阀的阀芯7推到发生自动升档的位置。这就实现了由车速和负载两

个参数控制的自动换档。在油门踏板踏到对应油门全开位置以后再往下踏时，强制低档阀的阀芯 19 就越过通道 21，反应油门开度的压力就通过通道 22，20，21 和 8 进入阀芯 9 的右面，抵消了反应速度的压力，阻止阀芯 7 换入高档。这就实现了强制低档的功能。图中 25 是手动选档阀由驾驶员通过手柄来操纵阀芯 3 以确定在哪些档位上可实现自动换档。来自泵的恒油压力从通道 1 进入手动选档阀，阀芯 3 在图示位置时压力油可通过通道 2 进入自动换档阀 26，速度阀 27 和油门阀 30，如驾驶员通过选档手柄将阀芯 3 向右移，便阻断了通道 2，

就不能实现图示档位的自动换档。为了提高系统的工作质量和为了实现多档自动换档，实际系统还有许多辅助部件，形成一个较复杂的液压系统，图上仅画出了最基本的部件。

4.16.4 汽车举升机构液压系统

汽车举升机构是指可使车厢后倾（见图 4.16-11a）或侧倾（见图 4.16-11b），以便完成自卸动作。吨位较小的车用液压缸直接顶升。5~15t 的重型汽车除有顶升液压缸外还有机械杠杆力放大系统。

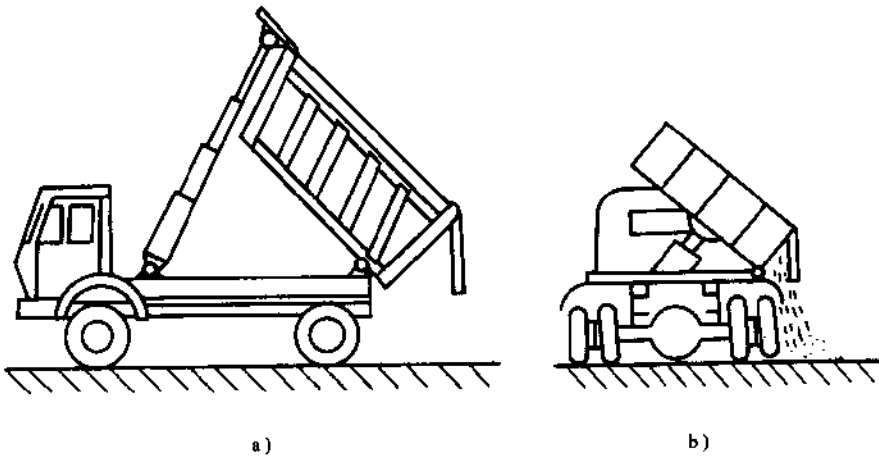


图 4.16-11 自卸车示意图

a) 前置举升缸直推式 b) 侧面倾斜直推式

举升机构的液压系统图见图 4.16-12。

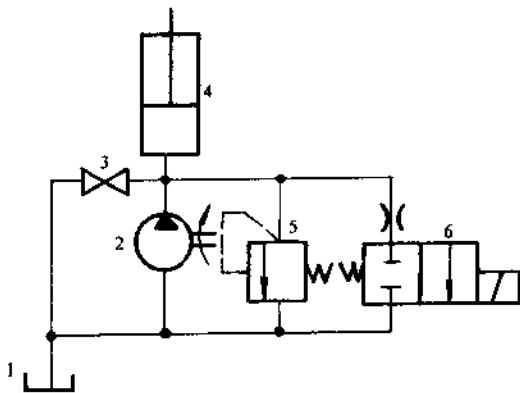


图 4.16-12 举升机构液压系统图

液压泵 2 由发动机驱动，当电磁阀 6 失电时，阀关闭，来自泵 2 的油不经过阀 3 直接进入举升缸

4，并使举升缸 4 中活塞杆伸出，顶车厢升起卸货。缸 4 也随举升过程而变得倾斜。当开关阀 3 打开时，来自泵 2 的油通过阀 3 回油箱 1，车厢靠自重下降，举升缸排出的油也经过阀 3 与油箱相通。

当车厢超载或系统压力突然升高时，安全阀 5 开启，使高压油溢流返回油箱，防止了系统过载。

当车厢举升到设计所要求的翻转角度时，举升缸的倾斜角触动限位开关时，使电磁阀 6 得电，阀门开启，使高压腔与低压腔相通，泵 2 的来油经阀 6 返回油箱不再往举升缸内供油，使举升缸停止伸长而达到限位目的。

本系统的液压缸常用多级伸缩缸，一般用在车厢倾角小于 45° 的场合。液压缸为单作用的，需靠车厢自重回程。若最大倾角需达到 60°~70° 时，就不能靠自重回程了，则需要用双作用液压缸，强制其回程。

4.17 工程车

4.17.1 双泵双回路单斗挖掘机液压系统

图4.17-1所示为国产 1m^3 履带式单斗液压挖掘机的液压系统原理图。

该挖掘机的铲斗容量为 1m^3 ，发动机功率 110kW ，液压系统工作压力 28MPa 。

液压系统采用双泵供油方式，液压泵1、2在通常情况下分别向控制阀组I、II供油，两个阀组相互独立，因此互相之间没有干扰。两个控制阀组

分别由三个手动换向阀串联组成，可实现两个机构同时动作。当挖掘机的动臂或斗杆机构需要快速动作时，可将合流阀13推入左位工作。合流阀13左位时，液压泵1和2同时向动臂缸16和斗杆缸15供油，实现快速动作。行走马达5、6由各自独立的阀组I、II分别控制，这样，即使左右行走阻力不同也可保持挖掘机行走的直线性。行走马达采用双排柱塞式内曲线液压马达，变速阀7可使液压马达的两排柱塞在串联和并联之间转换，串联时排量较小转速较高，而并联时扭矩较大转速较低，这样可以适应行走时轻载高速和重载低速的需要。

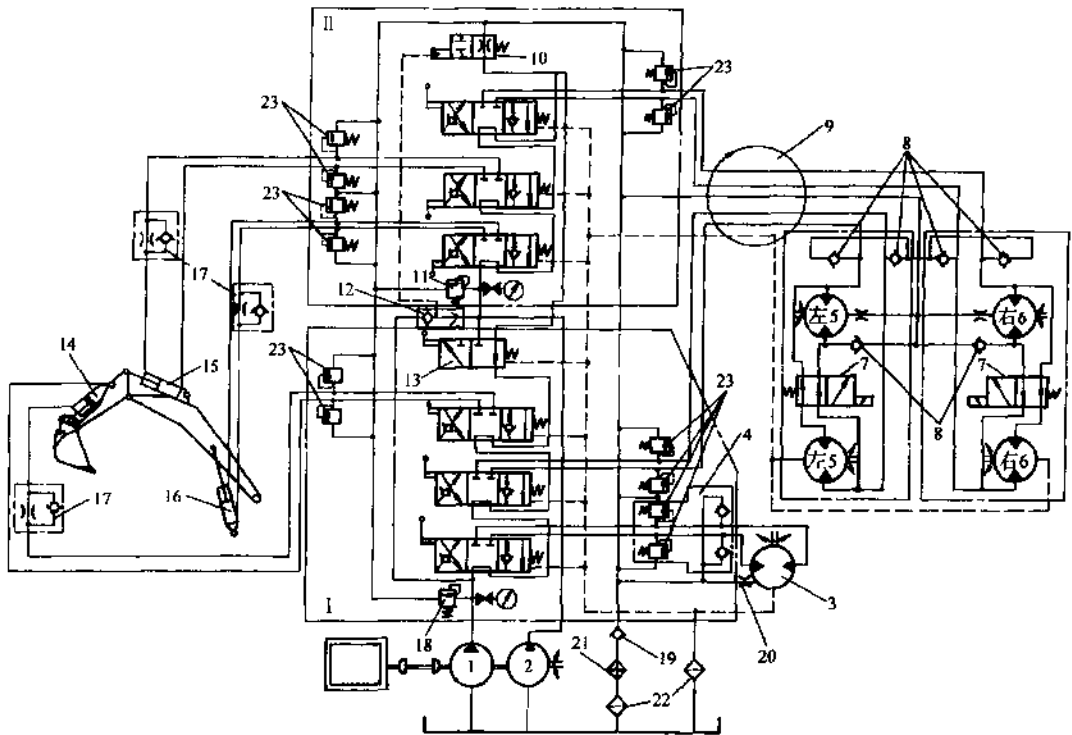


图4.17-1 双泵双回路单斗挖掘机液压系统原理图

- 1、2—液压泵 3—回转马达 4—缓冲补油阀组 5、6—履带行走马达 7—行走马达变速阀
8—补油单向阀 9—中心回转接头 10—限速阀 11、18—溢流阀 12—梭阀 13—合流阀
14—铲斗缸 15—斗杆缸 16—动臂缸 17—单向节流阀 19—背压阀 20—节流阀
21—冷却器 22—过滤器 23—缓冲阀

溢流阀11、18用来调整液压泵1、2的最高工作压力。

各执行机构管路中的缓冲阀23的功能是对液压缸或马达进行缓冲，同时也有安全阀的作用。

由于行走机构和回转机构的惯性较大，因此，

为避免冲击，在各个液压马达的油口附近都安装了补油用单向阀4、8，这些阀和缓冲阀23共同构成了液压马达的缓冲回路。背压阀19的开启压力是 0.7MPa ，其作用是保证对液压马达的补油更加可靠。

所有手动控制阀的中位机能都是 M 型的,一方面有卸荷作用,另一方面也能在中位时使被控执行机构短时锁紧。动臂、斗杆和铲斗机构液压缸回路中设置的单向节流阀 17 是用来限制这些液压缸的运动速度,以防止这些机构在自重作用下超速下降。限速阀 10 用以防止挖掘机下坡时超速溜坡。

由于空间的限制,移动设备的油箱都不可能太大,因此系统中设置了风冷式冷却器 21,该冷却器可保证液压系统的油温不超过 80°C 。

进入液压马达工作容腔和马达壳体内部的液压介质的温度是不同的,在此温差的作用下,可能导致液压马达机械卡死。为避免这一情况,液压马达上引出两个泄漏油口,其中一个直接通油箱,另外一个和有一定背压的回油路相连,这样,马达壳体内部的油液就会形成流动,使马达内各零件的温度内外一致,同时还有冲洗马达壳体内磨损物的功能。

4.17.2 双泵双回路总功率调节变量挖掘机液压系统

图 4.17-2 所示为双泵双回路总功率调节变量挖掘机的液压系统原理图。其主要参数为:反铲斗容量 0.6m^3 ,液压系统工作压力 25MPa ,液压泵排量为 $2 \times 106.5\text{mL/r}$,液压马达排量为 1.79L/r 。

该液压系统采用一台双联轴向变量柱塞泵作为液压系统的动力源,主要控制阀为两组三位六通液控多路换向阀 15。这两组控制阀之间是并联关系并可互锁。泵 A 为多路阀①②③④提供高压油,以控制铲斗缸、动臂缸和左侧行走马达。其中多路阀④用于和阀⑦并联向斗杆缸供油。泵 B 为多路阀④⑤⑥⑦提供高压油,用以控制回转马达、右侧行走马达、斗杆缸、铲斗缸无杆腔和动臂缸无杆腔。液控多路阀由两个特殊的手动减压式先导阀 20 控制,该阀的特点是根据操纵手柄位置和方向的不同,既可以控制齿轮泵 1 输出的压力在 $1 \sim 2.5\text{MPa}$ 的范围内变化,同时也可控制多路阀换向,而手柄的行程与减压阀的输出压力在工作区段内成正比,以此来控制多路阀的开度。系统中设置的蓄能器 4 作为应急能源使用,当发动机不工作或发生故障时仍允许工作机构在短时间内可操纵。每个液压缸和液压马达与换向阀之间都设置了由安全阀和单向阀组成的缓冲回路,以避免运动部件停止运动时产生冲击,以及当负的负载较大时在液压缸的一腔产生负压。系统中的溢流阀调定压力为

20MPa ,安全阀的调定压力为 30MPa 。系统油温由一个单独的液压回路进行控制,齿轮泵 1 专用于冷却和换向阀的控制用油源。放在油箱内的温度传感器发出温度信号,当达到一定的温度时,温控器控制换向阀 5 动作,这时液压马达 6 带动风冷式冷却风扇 7 旋转,对油温进行控制。

4.17.3 PC200、PC220 型负载传感总功率变量式挖掘机液压系统

图 4.17-3a 所示为负载传感总功率变量式挖掘机的变量控制系统原理图。图 17-3b 为负载感应系统框图。

该挖掘机的斗容量为 1m^3 ,其液压系统除与其他挖掘机液压系统相同的部分以外,还有以下主要特点:

- 1) 回转马达设有常闭式弹簧液压制动器。
- 2) 两台左右行走马达由两台通轴的主泵分别供油。马达有两级速度控制。马达控制回路中设有限速阀和制动阀。
- 3) 动臂液压缸的驱动侧设置了平衡阀,以使动臂下降动作更加平稳。动臂提升和斗杆挖掘有合流功能,以提高其动作速度。
- 4) 液压系统中设有回转优先阀,当斗杆和回转动作同时发生时,优先向回转回路供油,以适应实际挖掘动作的需要。
- 5) 动臂和斗杆或铲斗和斗杆同时动作时,斗杆的动作总是次优先级的。这也是为满足实际动作的需要。

6) 液压系统中设有直线行走阀。当挖掘机在行走时,若操纵者需要驱动斗杆、动臂或回转缸动作,则左右行走马达自动变为由一个液压泵供油,这时另外一个液压泵则为动臂、斗杆或铲斗、回转供油。这一特点使得挖掘机在工作装置有动作的同时,也能使挖掘机慢速行走。

7) 该挖掘机设有负载感应能力,其功能是把外负载的变化情况通过传感元件反馈到变量泵的变量控制系统,变量泵根据实际需要自动调节输出流量,以减少溢流损失。

液压泵的变量控制由伺服阀来完成,伺服阀的控制压力来自反向控制阀。反向控制阀的开口量与该阀的控制压力成反比。当负载较小时,系统压力比较低,这时反向控制阀的开口量最大,泵的排量也就最大。当负载增加时,系统压力升高,反向控

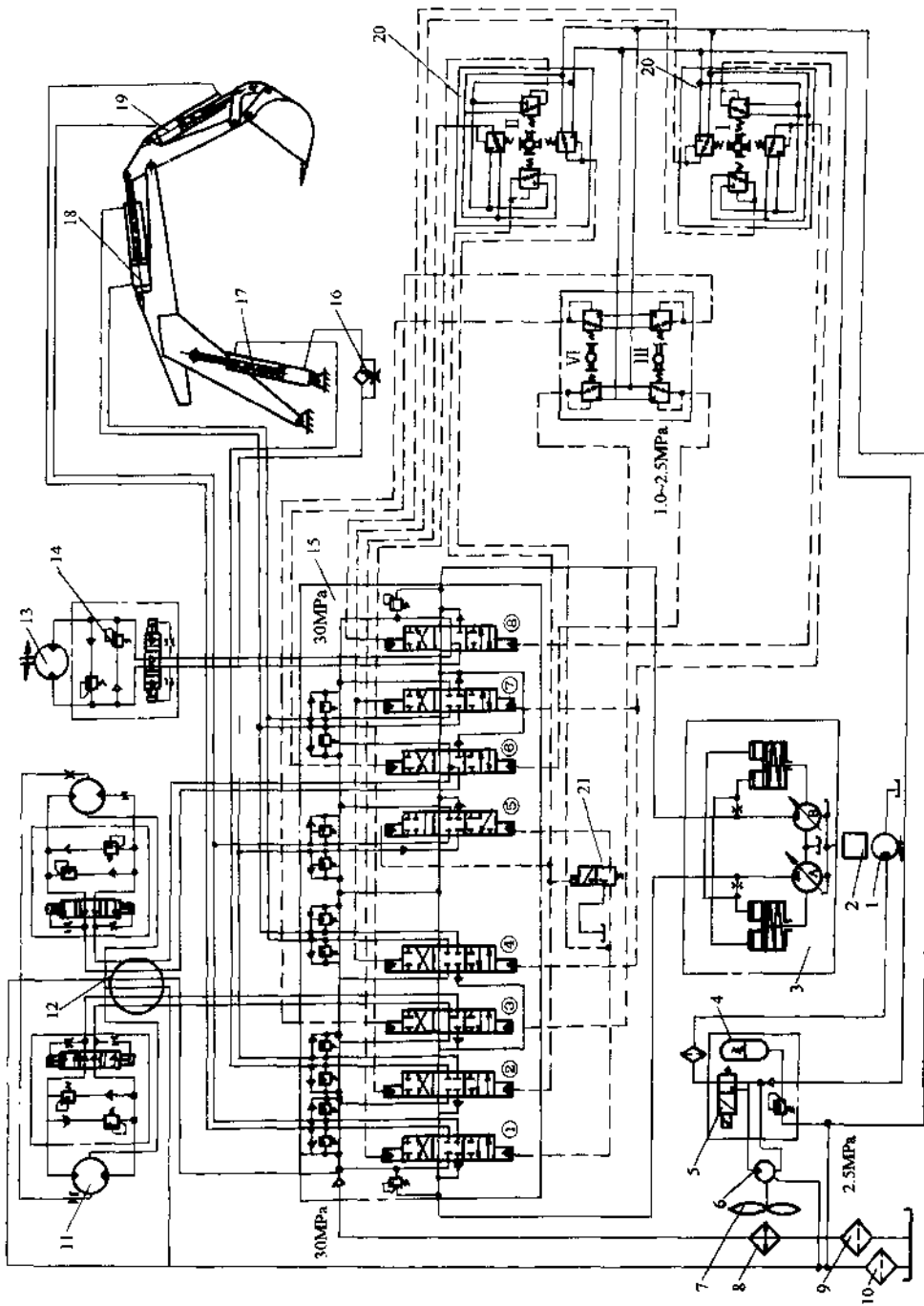
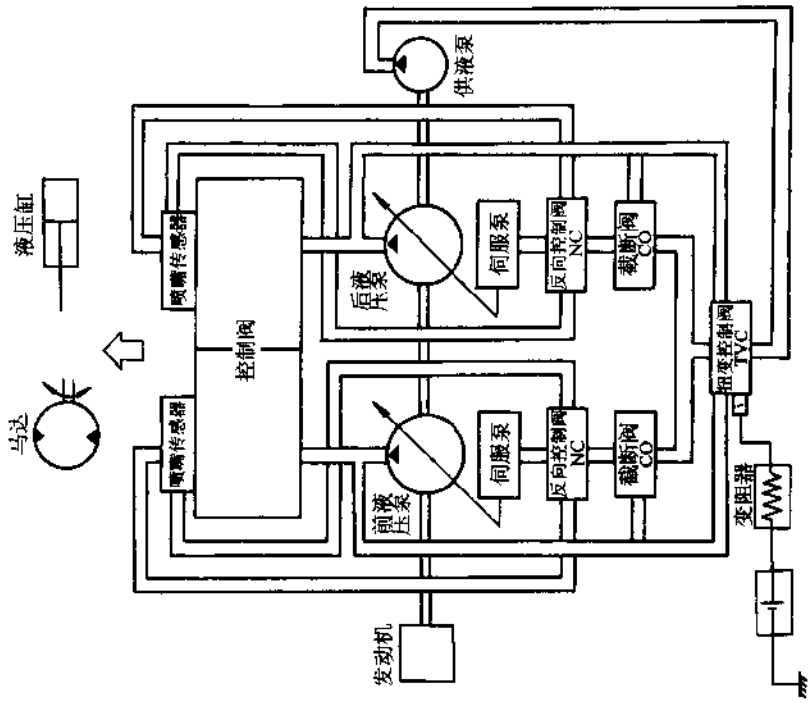


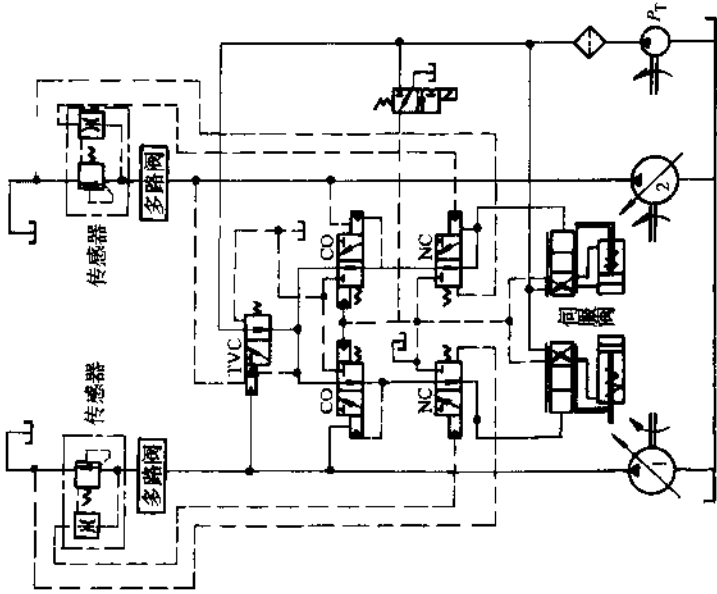
图 4.17-2 双泵双回路总功率调速变量挖掘机液压系统

1—操纵液压泵 2—发动机 3—双联液压泵 4—蓄能器 5—转换阀 6—冷却风阀 7—冷却风扇 8—散热器
 9、10—过滤器 11—行走马达 12—中心回转接头 13—回转马达 14—缓冲制动阀 15—多路换向阀 16—单向节流阀
 17—动臂缸 18—斗杆缸 19—铲斗缸 20—手动减压先导阀 21—转换阀



b)

图 4.17-3b 负载感应系统框图



a)

图 4.17-3a 负载传感总功率变量式挖掘机
变量控制系统原理图

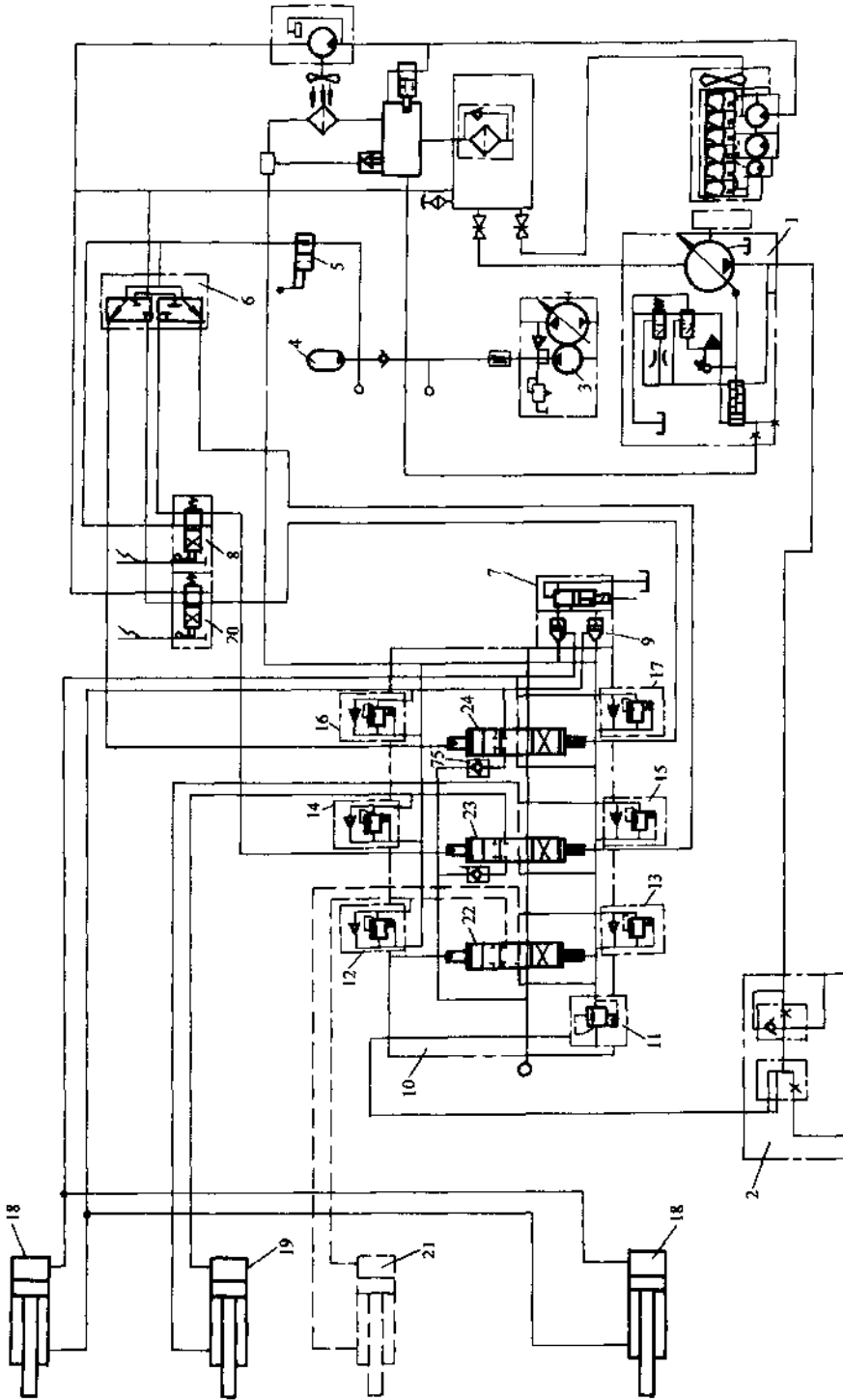


图 4.17-4 L551B 型静压轮式装载机液压系统原理图

- 1—作业/转向泵总成 2—优先阀 3—辅助泵 4—蓄能器 5—截止阀 6—减压式先导液控阀 7—悬浮位电磁阀
- 8—铲斗自动放平阀 9—单向阀 10—多路阀总成 11—主安全阀 12、17—双向安全阀 18—动臂缸 19—翻斗缸
- 20—动臂变幅限位电磁阀 21—附加液缸 22—附加多路换向阀 23、24—多路换向阀

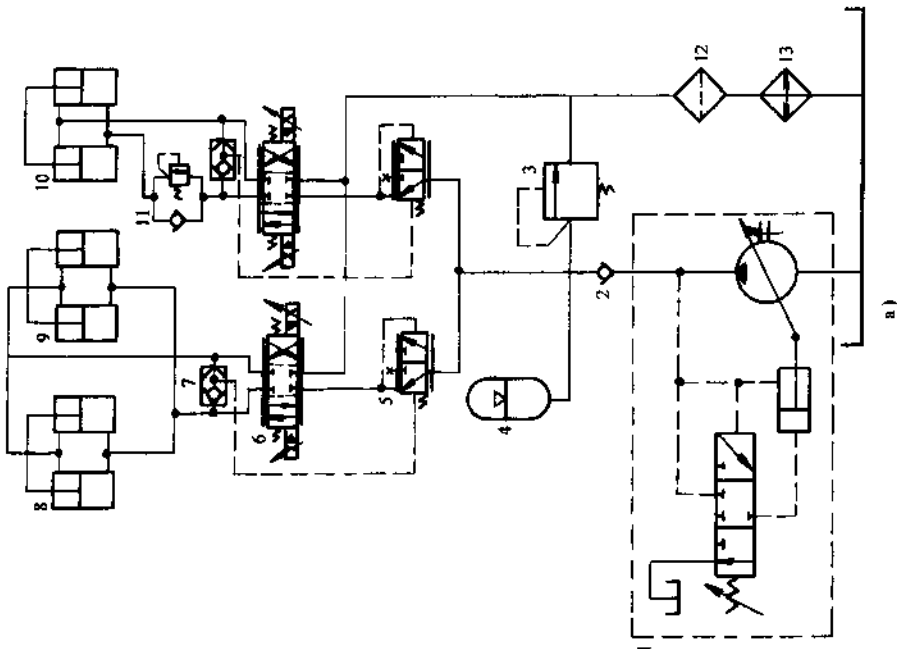


图 4.17-5a 遥控式装载机操作机构液压系统原理图
 1—变量泵 2—单向阀 3—安全阀 4—蓄能器 5—优先阀
 6—电液比例阀 7—梭阀 8—铲斗缸 9—平衡缸 10—大臂
 液缸缸 11—单向溢流阀 12—过滤器 13—冷却器

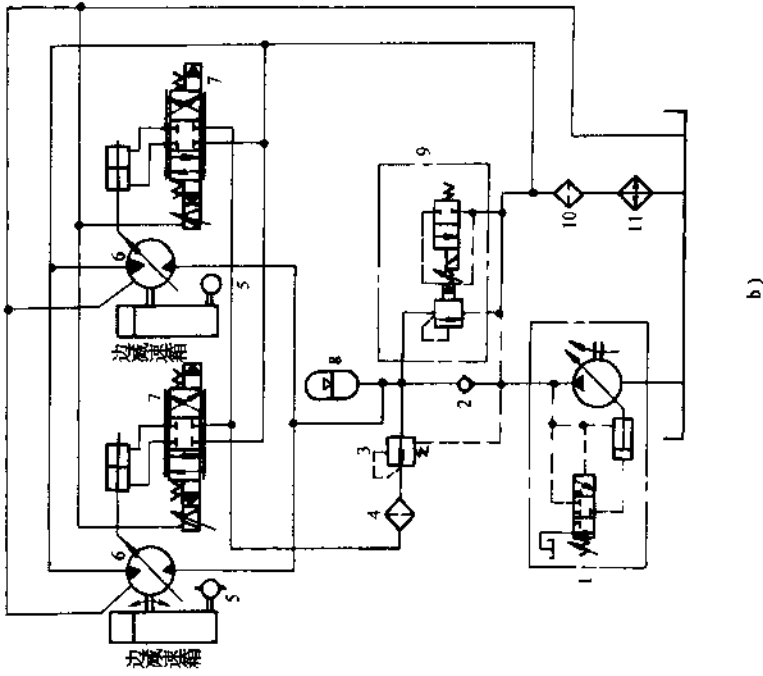


图 4.17-5b 遥控式装载机行走机构液压系统原理图
 1—变量泵 2—单向阀 3—减压阀 4—过滤器 5—测速电机
 6—变量马达 7—电液比例阀 8—蓄能器 9—安全阀组
 10—过滤器 11—冷却器

快, 泵供油不足时, 补油阀开启以免液压缸吸空。当推土换向阀 8 处于右位时 (H 形机能), 推土液

压缸 12 处于自由状态, 这时推土板可随地面起伏而作上下浮动。

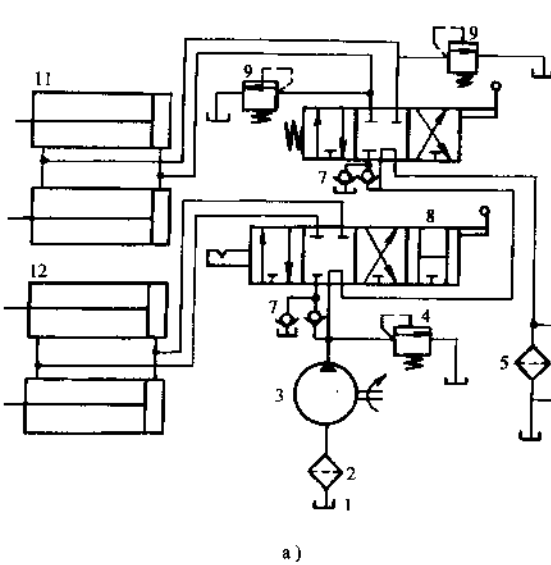


图 4.17-6a TY180 型推土机的液压系统原理图

- 1—油箱 2—过滤器 3—液压泵 4—溢流阀
- 5—回油过滤器 6—低压溢流阀 7—补油单向阀 8—推上控制换向阀 9—安全阀
- 10—松土控制换向阀 11—松土液压缸
- 12—推上液压缸

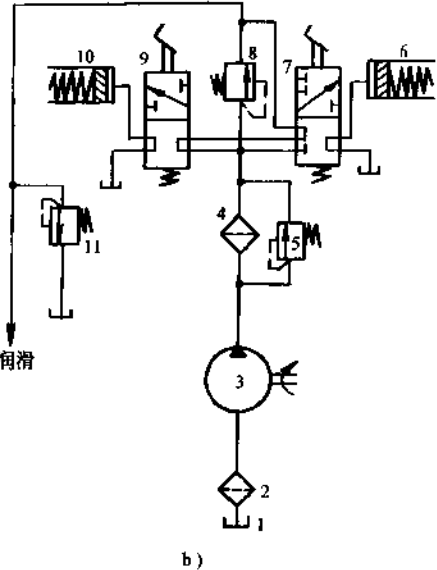


图 4.17-6b TY80 型推土机转向液压系统原理图

- 1—油箱 2—过滤器 3—液压泵 4—过滤器
- 5—旁通阀 6—右离合器液压缸 7—右转向控制阀 8—主溢流阀 9—左转向控制阀
- 10—左离合器液压缸 11—润滑油溢流阀

TY80 型推土机的转向部分液压系统如图 4.17-6b 所示。

推土机转向系统的液压泵 3 采用 CB-40C 型齿轮泵。系统压力由溢流阀 8 调定, 工作压力为 1MPa。溢流阀 11 用于调定变速箱强制润滑系统的工作压力, 设定值为 0.15MPa。6 和 10 分别为左右两个转向离合器, 当两个换向阀 7 和 9 都没有动作时, 弹簧力起作用, 两个离合器都合上, 驱动左右两侧的车轮转动, 推土机保持直行状态。当左转向控制, 则左离合器分离, 只有右边车轮有动力, 因此车体向左转, 当阀 7 动作时车体向右转。阀 7 和 9 由机械结构限制, 同一时刻只能有一个阀动作。

4.17.7 D8N 型推土机液压系统

D8N 型推土机是美国卡特公司生产的一种重型全液压推土机。该机所有可操作机具全部采用液压传动, 具有输出功率大、性能优越、操作简单、运动灵活及工作效率高等特点。该推土机的液压操

纵系统主要由机具操纵和转向系统这两大系统组成。液压系统原理图如图 4.17-7 所示。

D8N 型推土机的机具操纵系统主要控制铲斗和裂土器的动作。系统具有负载传感、压力补偿和手动操作等功能。负载传感压力补偿式变量柱塞泵 3 输出的高压油首先进入机具控制阀组 4 中各个控制阀的入口。该阀组的所有阀都通过直接连接在阀芯上的操纵杆进行操作。当阀组 4 中各方向阀都处于中位时, 泵是卸荷状态。控制阀 7 是大铲动作的控制阀, 有四个工作位置, 分别控制大铲的举升、保持、下降和浮动。当操纵控制阀 7 工作在右位时, 压力油经控制阀 7 进入到铲斗举升液压缸 19 的有杆腔, 使大铲提升, 此时推土机可以空载行走。当控制阀 7 工作在左位时, 压力油进入铲斗举升液压缸 19 的无杆腔, 大铲下降, 进行推土作业。快速下降阀 17 的作用是使液压缸呈差动连接形式, 使铲斗快速降到地面, 并能在铲斗撞击地面后将系统压力卸荷。控制阀 8 是控制大铲倾斜动作的, 操纵控制阀 8 可按需要调整大铲工作角度。

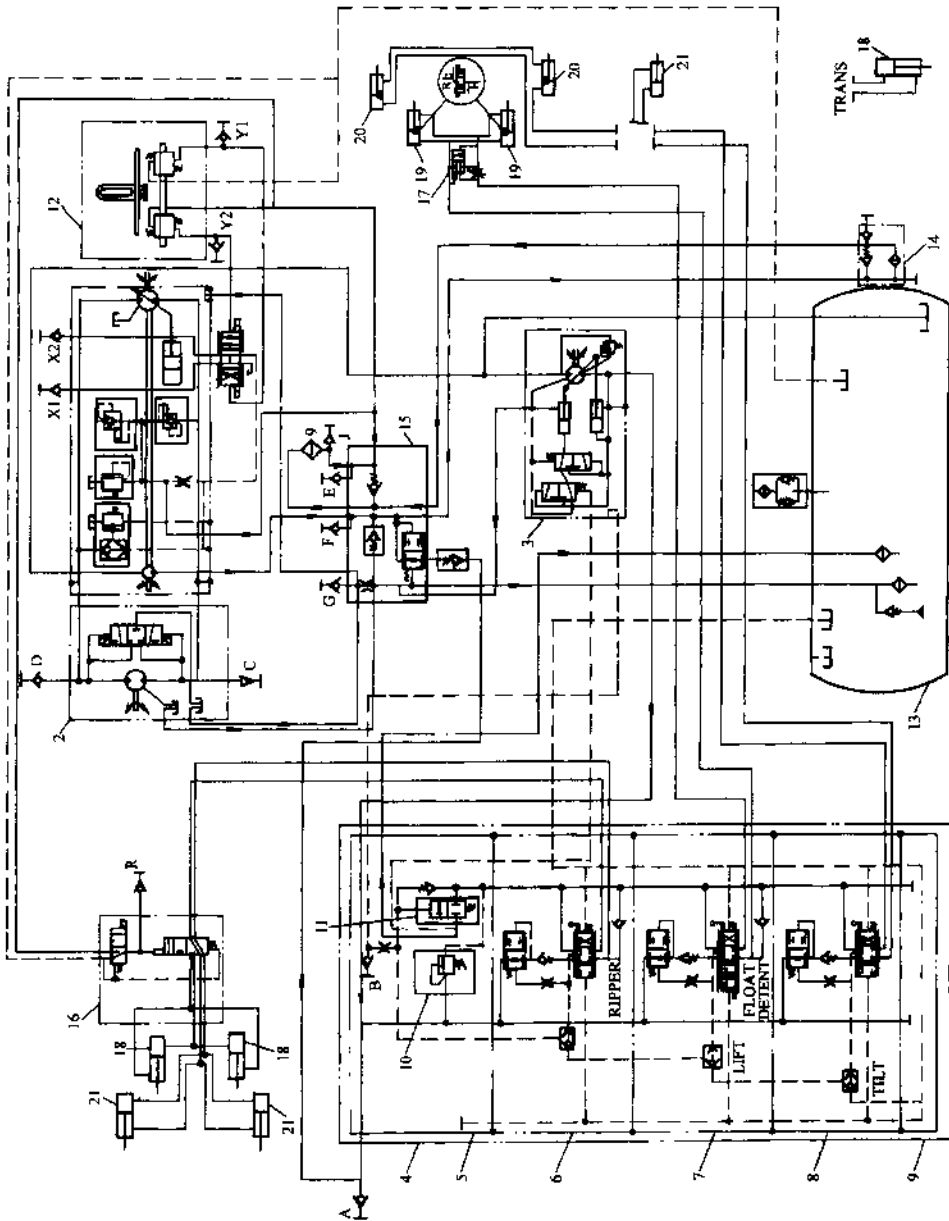


图 4.17.7 D8N 型推土机液压系统原理图
 1—转向泵 2—转向马达 3—柱燕泵 4—机具控制阀组 5—集成块 6—裂土器控制阀 7—铲斗举升控制阀
 8—铲斗倾斜控制阀 9—冷却器 10—主安全阀 11—供给阀 12—转向先导阀 13—油箱总成 14—过滤器
 15—旁通和压力控制阀组 16—浮阀 17—快速下降阀 18—裂土器尖液压缸 19—铲斗举升液压缸
 20—铲斗倾斜液压缸 21—裂土器举升液压缸

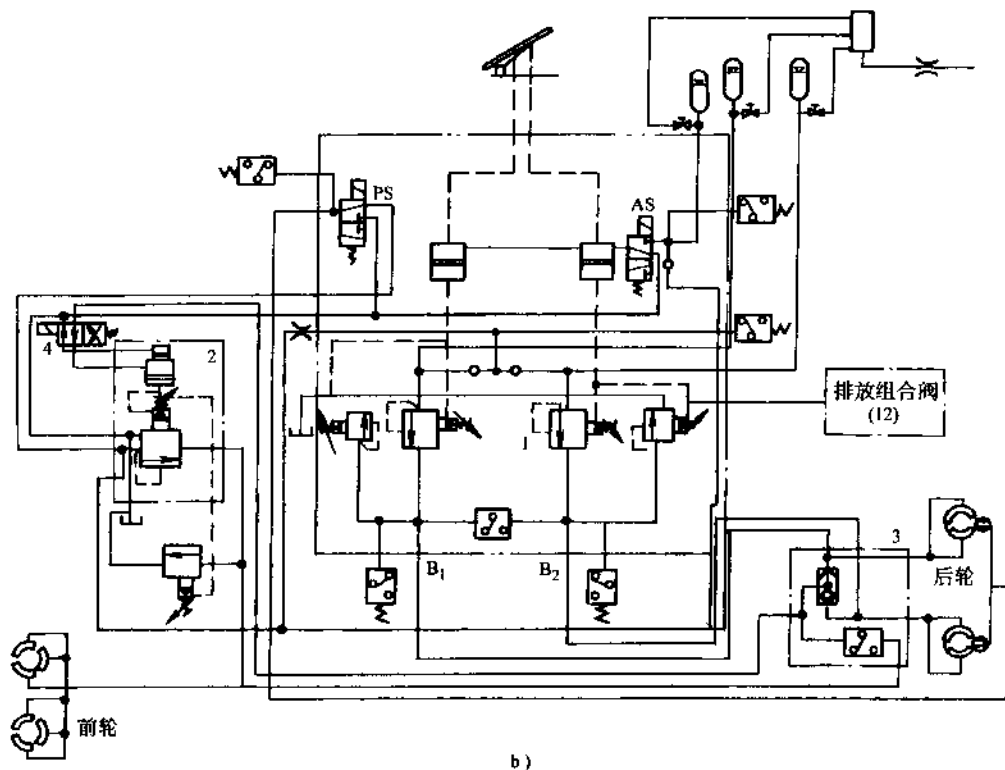


图 4.17-8b 矿用自卸车液压制动系统原理图

1—双路液压制动控制器 2—先导控制器 3—差压组合阀 4—干/湿路面转换控制阀

系统采用了双联叶片泵 4，输出的高压油分为两路，一路送入举升控制阀 5；另外一路进入卸荷阀组 11。卸荷阀组 11 的作用是：当系统压力低于 14.7MPa 时，主阀关闭，双泵并联供油。当系统压力高于 17.5MPa 时，主阀开启，双联叶片泵中的高压小流量泵向蓄能器供油。举升控制阀 5 是一个带过载保护的气动控制四位四通阀，该阀控制着翻斗箱的举升、下降、保持和浮动四个工作状态。气动控制阀 8 设置在驾驶室内，以便于控制。举升控制阀组的原始位置应在图示的“H”型工位上，使翻斗液压缸浮动，以便保证车体运动时，车厢随路面情况浮动。

在矿用车行驶过程中，举升控制阀一定在原始位置，因此双联叶片泵中的低压大流量泵将经“H”型机能直接卸荷，而低压小流量泵则在卸荷阀组 11 中单向阀的作用下低压运行。压力油经过排放阀组 9 送入转向控制器 10。转向控制器 10 与方向盘通过万向轴相连，直接受驾驶员控制。

矿用自卸车的制动系统也采用了全液压传动方

式，图 4.17-8b 所示为矿用自卸车液压制动系统的原理图。

制动系统的压力油也来自排放阀组，分为两路，一路送入先导控制器 2，另一路送到双路液压制动控制阀的入口。先导控制器由液压作用的随动溢流减压阀构成，主要作用是控制前轮制动力的大小。而先导控制器输出压力受后轮制动压力控制。这种设计使前、后轮的制动力保持一定的关系，这对于制动的平稳性很有益处。双路液压制动器 1 由机械或液压驱动，输出的两路压力油分别对左、右两个车轮制动器进行控制。差压组合阀 3 的功能是制动后轮和向前轮输送一定压力比值的控制油。阀 4 是干/湿路面转换控制阀，根据路面情况的不同，该阀控制先导控制器的控制油口的大小，以输出两种不同的制动压力。

该车有三种制动方式，分别为工作制动、紧急制动和停车制动。制动踏板控制的是工作制动；AS 电磁阀动作时为紧急制动。PS 动作时，后轮的压力油被卸荷，由弹簧力驱动停车制动。

三联齿轮泵1中的泵1.1为支腿回路、回转回路和离合器液压缸25的操纵阀13供油。泵1.2向吊起回路供油。泵1.3负责向支臂控制回路中的变幅回路供油也可根据需要与泵1.2并联,实现快速吊起或下降。

泵1.1输出的高压油的压力由溢流阀4.1调定,数值为16MPa。阀4.2的作用是控制泵1.1输出油的流向。上位工作时,用于控制支腿水平缸6;下位工作时用于对蓄能器12充液或控制回转机构。

当阀4.2在上工作位置,阀4.3可控制四个支腿水平缸6的伸出或缩回。阀4.4控制四个支腿垂直缸7的伸出或缩回。转阀5是四个独立的两位阀,用于对各个垂直液压缸进行单独调整,调整时需将阀4.4扳在伸出工作位置上。

当阀4.2下位工作时,用于对蓄能器12充液或控制回转机构。外控顺序阀10的调压范围是5~9MPa,当控制压力低于5MPa时,顺序阀10是关闭状态,这时系统对蓄能器12充液。当蓄能器上的压力达到9MPa时,压力油会打开顺序阀10将主油路的高压油送到回转控制阀14.2上,供回转机构使用。回转机构控制回路中溢流阀14.1的调定压力为17.5MPa。

泵1.3输出的压力油直接送到支臂控制回路中的伸缩控制阀14.4和变幅控制阀14.5的入口,用于支臂控制。平衡变幅和伸缩操作可以单独动作,也可同时动作。阀18和20分别是伸缩液压缸和变幅液压缸的平衡阀。

泵1.2的主要任务是向吊起回路供油。吊起动作的控制阀为五位6通手动多路阀14.6。该阀可实现吊起动作的快升、慢升、快降和慢降四种速度。当阀14.6处于最上位时是吊起作业,扳至最下位时是下降作业,上位第二挡可将泵1.2和泵1.3的输出油并联,使马达获得更大的流量以实现快速吊起。下位第二挡则是将泵1.2和泵1.3的输出油合流后送入马达,实现快速下降。

起重机的卷筒的动作条件有两个,一是马达旋转,另一个是离合器需要闭合。离合器的动作是由操纵阀13控制的,其控制油由蓄能器12供给,除了泵1.1向蓄能器12供油以外,吊起回路中的管道33也可向蓄能器12供油,这就保证了离合器的动作更加可靠。单向节流阀26限制卷筒制动器的动作,张开时缓慢,闭紧时迅速,以保证吊起和下

降操作的动作可靠性。

4.17.10 双机液压凿岩台车液压系统

凿岩台车用于巷道掘进工程中钻凿炮眼,一般都与装载、运输等设备配套使用。凿岩台车的液压控制系统主要对推进器、支臂、行走机构以及一些辅助装置进行控制。双机液压凿岩台车的液压系统原理如图4.17-10所示。

所谓双机凿岩台车是指一个台车上装备有两个凿岩支臂。在掘进工程中要求凿岩台车能够钻凿平行炮眼、倾斜炮眼和周边炮眼。因此要求支臂能够进行如下动作:(参照图b)④支臂的变幅动作;⑤支臂的水平摆动;⑥推进器的俯仰动作;⑦推进器的水平摆动;⑧推进器的补偿动作和⑨推进器的推进动作。

凿岩台车的液压系统相对来说比较简单,图中所示只是左支臂的液压控制系统,右支臂与此相同。液压泵输出的压力油直接送到各个控制阀的入口,其中,换向阀13控制台车的行走;换向阀15控制托钎器;阀组3是多路组合阀,其中阀I控制支臂的俯仰运动;阀II控制推进器的俯仰运动;阀III控制支臂的摆动;阀IV控制推进器的摆动;阀V控制推进器运动;阀VI控制补偿液压缸运动。这些手动换向阀是串联连接的,当所有阀都处于中位时,液压泵卸荷,这时其他不是阀组3控制的动作也不能完成。阀组3中各个控制阀是并联连接的,因此可以同时进行多个动作,但是在同时动作的液压缸当中,只有在负载较小的液压缸运动到位之后,其他动作才能进行。

4.17.11 DZL-50型装运机液压系统

装运机主要用于坑探和矿山地下采掘工程,用装运机完成装、运、卸等一系列作业。装运机主要由三大部分组成,一部分是动臂的升降机构,其功能是将翻斗在卸车时升起,在行走时降到底座上。另一部分是翻斗机构,其作用是将车上的物料倾翻出来。第三部分为转向控制。图4.17-11a为DZL-50型装运机液压系统原理图。

从液压系统工作原理的角度分析,该系统是由工作机构控制系统和转向液压控制系统组成的。工作机构只有动臂升降和铲斗翻转两个动作,且这两个动作不允许同时发生,因此系统采用了互锁回路。

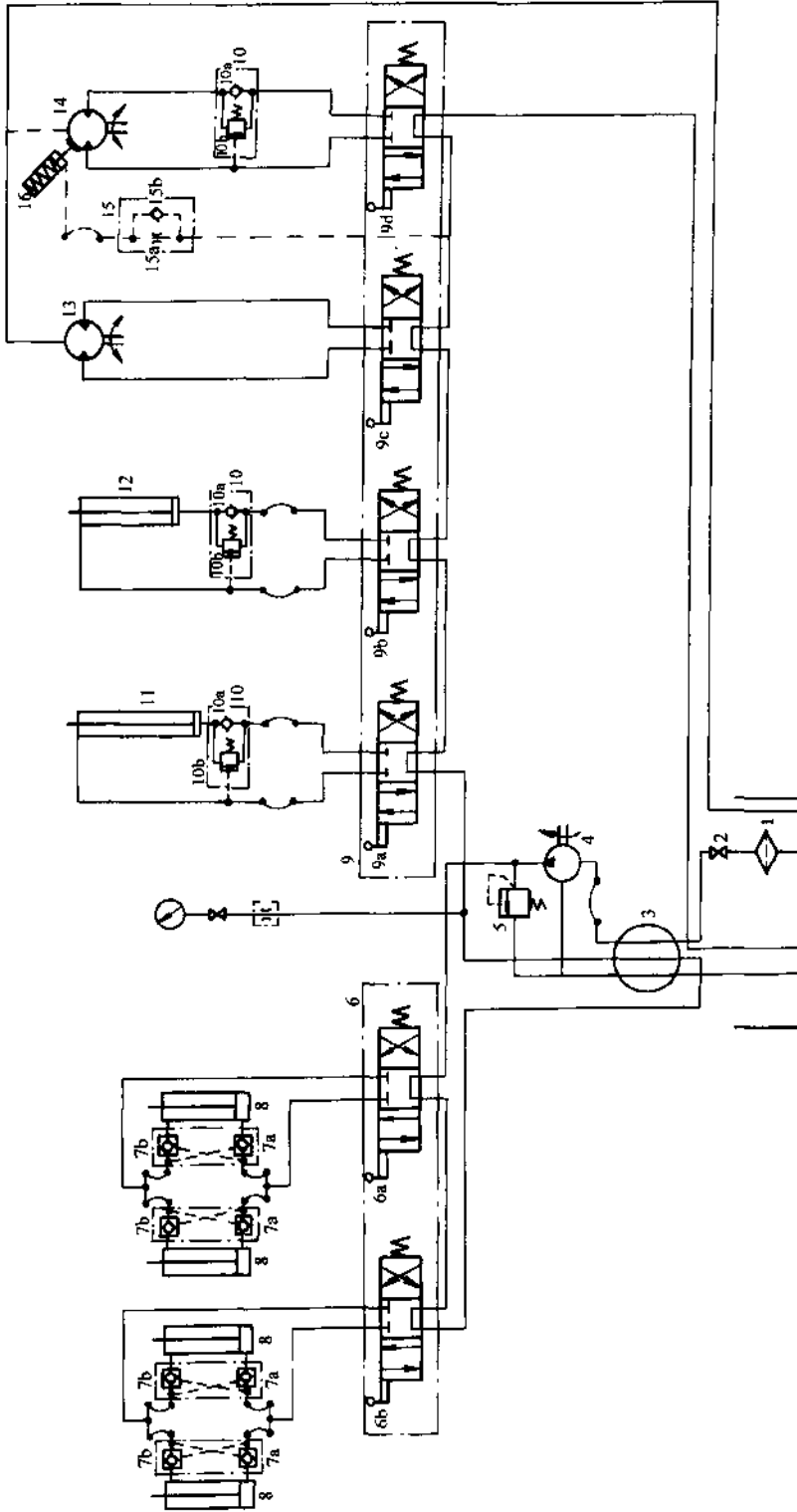


图 4.17-12 Q₅₋₁₃ 型汽车起重机液压系统原理图
 1—过滤器 2—截止阀 3—中心回转接头 4—液泵 5—溢流阀 6—换向阀 7—液控单向阀
 8—支腿液压缸 9—换向阀 10—平衡阀 11—支臂伸缩液压缸 12—支臂变幅液压缸 13—回转
 机构马达 14—起重机吊装马达 15—单向节流阀 16—液压制动器

缸 7a 和 7b 驱动, 这两个液压缸的有杆腔和无杆腔互联, 一个液压缸的有杆腔和另一个液压缸的无杆腔同时进、排油。控制阀 6a 和 6b 控制着转向液压缸的动作。当转动方向盘 18 时, 带动转向螺母旋转, 转向螺母带动控制阀 6a 的阀芯, 但阀芯受机械结构限制并不转动, 仅作轴向运动, 使阀口有一个开度。提供给转向系统的高压油推开切断控制阀 6c, 进入转向液压缸。液压缸运动时通过反馈杆 15、转向臂 16 带动转向螺母反向旋转, 使打开的阀口关闭, 从而达到一个新的平衡。切断控制阀 6c 的作用是: 当方向盘不动时, 路面引起的于扰力不能使前支架摆动。单向节流阀的设置使得切断阀的动作打开时动作迅速, 切断时比较缓慢, 这有利于防止液压冲击。

图 4.17-11a 中的液压泵 2 和 3 是一个双联叶片泵, 液压泵 3 的工作条件比较特殊, 它是一个辅助液压泵, 和阀 8 共同构成了一个压力控制式流量自动分配系统。当发动机转速较低时, 辅助液压泵 3 的输出流量全部流向转向系统, 以保证转向动作的可靠性; 当发动机中速运转时, 液压泵 3 同时向转向系统和工作系统供油; 当发动机高速运转时, 液压泵 3 的输出油全部输送给工作系统, 由于这时液压泵 4 的输出已经完全可以保证转向的可靠性, 不必液压泵 3 的辅助, 而工作机构的大流量则对提高装运的铲装能力有利。上述自动变量过程由控制阀 8 中的液动换向阀和两个节流口来完成, 节流口的功能是随负载流量的不同形成不同的压差, 液动换向阀的动作受该压差控制使阀芯作相应的移动。

4.17.12 Q₂-5-13 型汽车起重机液压系统

汽车起重机实际上就是将起重机安装到汽车底盘上的一种能够移动的起重设备。由于其操纵方便、平稳省力、工作效率较高等特点, 因而被广泛应用于各种频繁流动的起重作业过程。图 4.17-12 所示为 Q₂-5-13 型汽车起重机的液压系统原理图。该机的最大起重量为 5t, 最大升起高度为 16m, 伸缩臂为两节式结构, 转台可作 360° 连续回转。

汽车起重机有支腿伸缩、支臂伸缩、支臂变幅、回转和吊起操作等动作, 各动作可单独进行也可同时进行。所有控制阀都在中位时, 泵卸荷。

在进行吊装工作时不能用汽车的车轮作为承重点, 因此必须首先将四个支腿放下。手动换向阀组 6 中的阀 6a 和阀 6b 分别控制着汽车的前后两组支

腿液压缸。两组液压缸可以同时动作, 但为保证汽车起重机的稳定性, 应该先放前支腿, 后放后支腿, 顺序不允许颠倒。收支腿时, 应先收后支腿。

换向阀组 9 中的换向阀 9a 负责控制支臂的伸缩动作, 平衡阀 10 起平衡和锁紧作用。换向阀 9b 是变幅动作的控制阀。换向阀 9c 控制回转马达的动作, 可左右任意旋转。液压马达经过减速机构驱动转台旋转, 由于回转动作非常缓慢, 因此不必制动或调速。起重机的吊装卷筒由一个液压马达通过减速箱驱动, 换向阀 9d 控制吊起动作, 由于吊起动作必须保证定位迅速, 不允许有前冲现象, 因此卷筒上设置了常闭式液压制动器 16, 当吊装物体到达位置时, 可立即停止。单向节流阀 15 使制动动作制动迅速, 而放开缓慢, 以适应吊装工艺的要求。

4.17.13 W613 型叉车液压系统

叉车主要用于货物的提升、堆码及搬运等操作。图 4.17-13 为国产 W613 型叉车的液压系统原理图。该车的液压系统由工作装置和转向助力装置

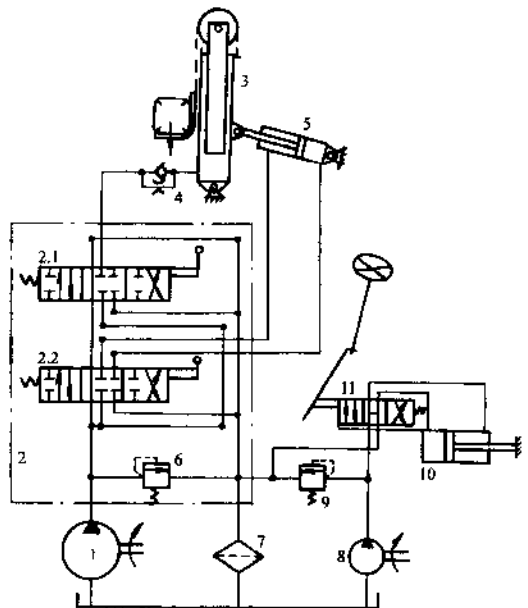


图 4.17-13 W613 型叉车液压系统原理图

- 1—操作泵 2—控制阀组 3—升降液压缸
- 4—单向节流阀 5—倾斜液压缸 6—溢流阀
- 7—回油过滤器 8—转向液压泵
- 9—转向系统溢流阀 10—助力液压缸
- 11—转向助力随动阀

组成。

叉车的转向助力由转向液压泵 8，随动阀 11 和助力液压缸 10 组成。助力液压缸和随动阀作成一体，当方向盘转动时，使控制阀打开一个开口，这时压力油通过控制阀口进入转向助力液压缸，助力液压缸推动转向车轮作转向动作。液压缸的运动将反馈信号传到控制阀体上，使控制阀的开口关小，直到关闭阀口。转向助力的优点是使驾驶人员可以用很小的驱动力（使阀芯打开）来驱动比较大的负载（车体转向）。

叉车工作装置主要有叉车门架的升降和倾翻两

个动作。阀 2.1 控制货物的升降，阀 2.2 控制货物的倾翻动作。升降液压缸为柱塞缸，升起用液压力驱动，降落靠货叉和门架以及货物的自重来完成。为防止货物降落时速度失控，系统中设置了单向节流阀 4。

阀 2.1 和阀 2.2 是并联连接，因此允许升降和倾翻动作同时进行。

4.17.14 Q16 型汽车起重机液压系统

图 4.17-14 所示为 Q16 型汽车起重机的液压系统原理图。

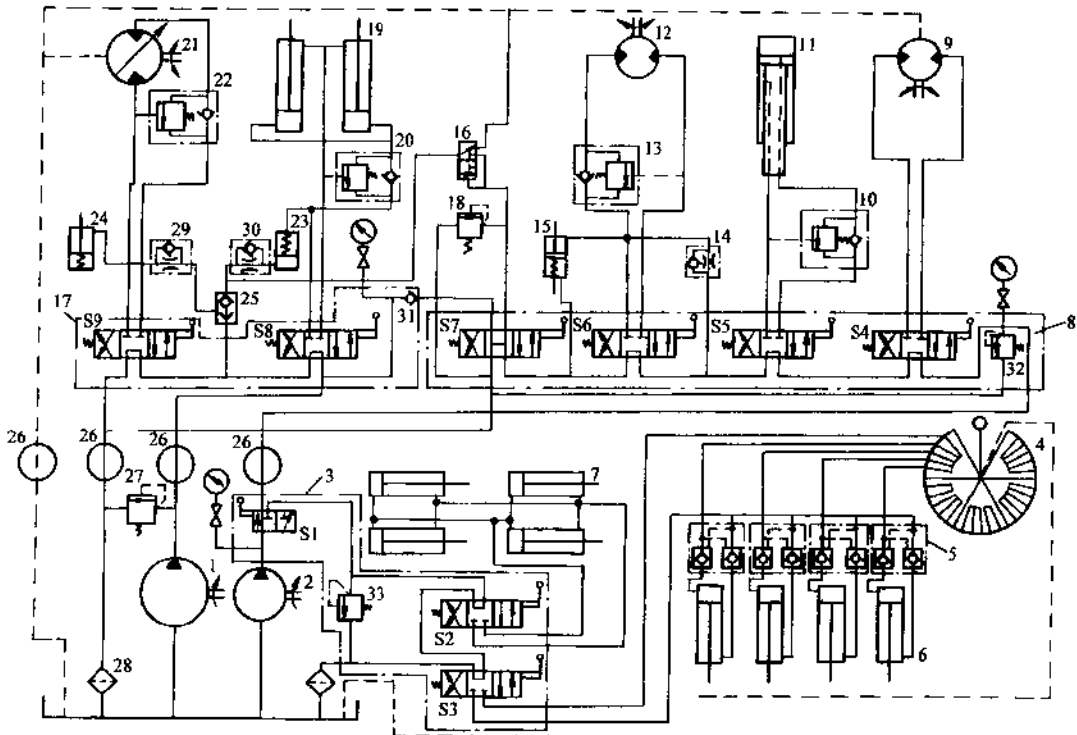


图 4.17-14 Q16 型汽车起重机液压系统原理图

- 1—大流量泵 2—小流量泵 3—支腿控制阀 4—转阀 5—液压锁 6—垂直支腿液压缸
- 7—支腿水平液压缸 8 17—多路换向阀 9—旋转马达 10、13、20、22—平衡阀
- 11—支臂伸缩缸 12—副吊钩吊起马达 14、29、30—单向节流阀 15—副吊钩制动液压缸
- 16—液动阀 18、27、32、33—溢流阀 19—变幅液压缸 21—主吊钩马达 23—主吊钩离合器液压缸 24—主吊钩制动液压缸 25—梭阀 31—单向阀

该汽车起重机的支腿伸缩、支臂伸缩、支臂变幅、回转和吊起操作等动作都由液压驱动。液压系统采用双泵供油方式。泵 1 为 ZBD75 型定量轴向柱塞泵，为吊起系统和变幅控制回路供油。泵 2 为 ZBD40 型定量轴向柱塞泵，为旋转马达、支臂伸缩

及副吊钩控制回路供油。操纵阀 S7 可使双泵并联，共同向吊钩控制系统供油以提高吊起速度。所有控制阀都在中位时，两个泵都卸荷。

该起重机的垂直支腿控制回路采用了多工位转阀 4，转阀的不同位置控制了四个垂直支腿液压缸

的动作方式,分别可实现四个液压缸同时动作和每个液压缸单独动作。支腿动作和其他操作绝不能同时发生,因此用手动换向阀 S1 选择工况, S1 的右位是支腿控制,左位是其他操作。支腿控制回路中的阀 S2 控制水平支腿液压缸的伸缩,阀 S3 控制垂直支腿液压缸的伸缩。垂直支腿液压缸 6 进出油口上的液压锁 5 除防止液压缸因阀泄漏或管路意外破裂引起支撑不稳而出现事故以外,还有一个重要作用就是:当作业过程中由于负载偏移而引起某个液压缸的内压过高时,阻止超高压油进入控制系统。

该起重机的支臂为三节套筒式结构,支臂液压缸带动钢丝绳使支臂作伸缩动作。S5 是控制支臂伸缩的手动换向阀。平衡阀 10 保证了支臂在缩回时不致失速。

变幅液压缸 19 控制支臂在垂直平面内仰俯的角度,手动换向阀 S8 控制变幅液压缸动作。平衡阀 20 保证了变幅动作在缩小时不致因自重而导致失速。

吊装重物由主吊钩和副吊钩完成。主吊钩驱动马达 21 为 ZBSV75 型变量轴向柱塞马达,但在实际使用时作定量马达用。当需要慢速吊起/下降时,由泵 1 单独供油,需要快速吊起/下降时,可扳动阀 S7 至左位,双泵同时供油。阀 S9 控制吊起马达的转动方向。为保证停止位置的准确性,主吊钩的卷筒上设置了弹簧制动液压松闸式制动液压缸 24。该制动器在吊钩卷筒不动作时,始终处于制动状态。只有在 S9 动作时才能使建立了压力的液压油通过梭阀 25 进入制动液压缸 24,使制动器松开,允许吊钩马达旋转。单向节流阀 29 使制动器缓慢松开,快速合闸。离合器液压缸 23 只要液动阀 16 不动作,就始终处于闭合状态。

还有一种快速下降的工作状态,一般是利用吊钩或货物的自重进行自由下降,但要求必须是在空载或轻载的情况下,才允许用这种下降方式。快速下降时应将阀 S7 扳至右位,泵 2 的压力油经 S7 的右位进入液动阀 16,在压力作用下,液动阀 16 的下位工作;压力油经液动阀 16 进入梭阀 25 和离合器液压缸 23,这样液压缸 23 和 24 都动作,使卷筒处于浮动状态(液压马达不动),从而允许卷筒在重物的作用下自由旋转,快速下降。

副吊钩的升降由手动换向阀 S6 控制。只有一种速度,其他机能类似于主吊钩。液压缸 15 驱动副吊钩的制动器。

4.17.15 CK-30 型集装箱跨运车液压系统

集装箱跨运车主要用于港口集装箱的装卸、堆码和短距运输。图 4.17-15 所示为 CK-30 型集装箱跨运车的液压系统原理图。该车的额定起重量为 30t,起升速度 0.15m/s,满载最大行驶速度 22km/h。该车除行走驱动系统以外,其他机构如转向、集装箱升降、吊具等动作都由液压传动系统完成。

该车的转向控制采用了全液压转向器 9,油源来自液压泵 11。全液压转向器的输入信号是方向盘的转角信号,其输出是压力油,驱动转向液压缸 8 动作,达到转向助力的目的。全液压转向器本身是一个液压随动系统,有输入、反馈、输出等过程。

升降控制系统的执行机构由 4 个升降液压缸组成,要求当货物重心发生偏移时也必须保持同步。因此升降系统中采用了同步马达式的同步控制回路。其工作过程如下:

吊具上升时,升降控制阀 2 的左位工作。液压泵 1 输出的压力油经控制阀 2 同时进入同步马达的入口,由于同步马达的排量相等且容积效率接近,因此各个同步马达的输出油流量无论负载压力相差多少都非常接近,四个同步马达的输出油分别通过液控单向阀 4 进入各自控制的液压缸的无杆腔,有杆腔的回油经过平衡阀 6 中的单向阀和换向阀 2 回到油箱。这时吊具上升。四个同步马达是机械同步旋转的,必定是同时向外输送流量。如果因为各种原因某个液压缸运行速度较快而其他三个都较慢,而这时整个吊装结构架必然倾斜,安装在结构架上的悬臂会推动同步微调阀 7 动作,将该液压缸无杆腔的油放入油箱使其停止快速运行,直到同步之后,悬臂才会关闭同步微调阀 7,四个液压缸同步上升。同步马达附近的 8 个单向阀和溢流阀是为终点同步用补排油设计的。

这套同步回路的工作情况良好。当相邻两个液压缸的高差达到 3mm 时,同步微调阀即可动作。

吊具是专门为吊运集装箱设计的专用工具,通过四根链条挂在门架的链轮上。吊具上设置了侧移液压缸 18 用其对集装箱的位置进行调整。控制阀 19 中的 S1 控制侧移液压缸的左右平移。当要求集装箱左右摆动时,可操纵控制阀 17。实际上控制阀 17 就是控制侧移缸的动作方式。或两个液压缸

同时动作，实现平移；或只有其中一个动作，实现摆动。吊具的四个角上配有一个与集装箱四角相配的转锁。液压缸 23 通过拉杆带动旋转 90° 后使其锁紧。

液压缸 23 是 20t 吊具的转锁，液压缸 20 是 40t 吊具的转锁。转换阀 21 控制这两种吊具转锁的转换。

两位四通控制阀 16 是侧移缸的浮动控制阀，当控制阀 16 通电时，侧移缸的两个油口被短路，液压缸浮动，以便使吊具在其自重作用下自动回到中位，方便操作人员将吊具与集装箱定位。控制阀 16 由压力继电器 15 控制，压力继电器的控制压力取自升降系统的主管路，这就保证了在吊具提升的过程中侧移缸不起作用。

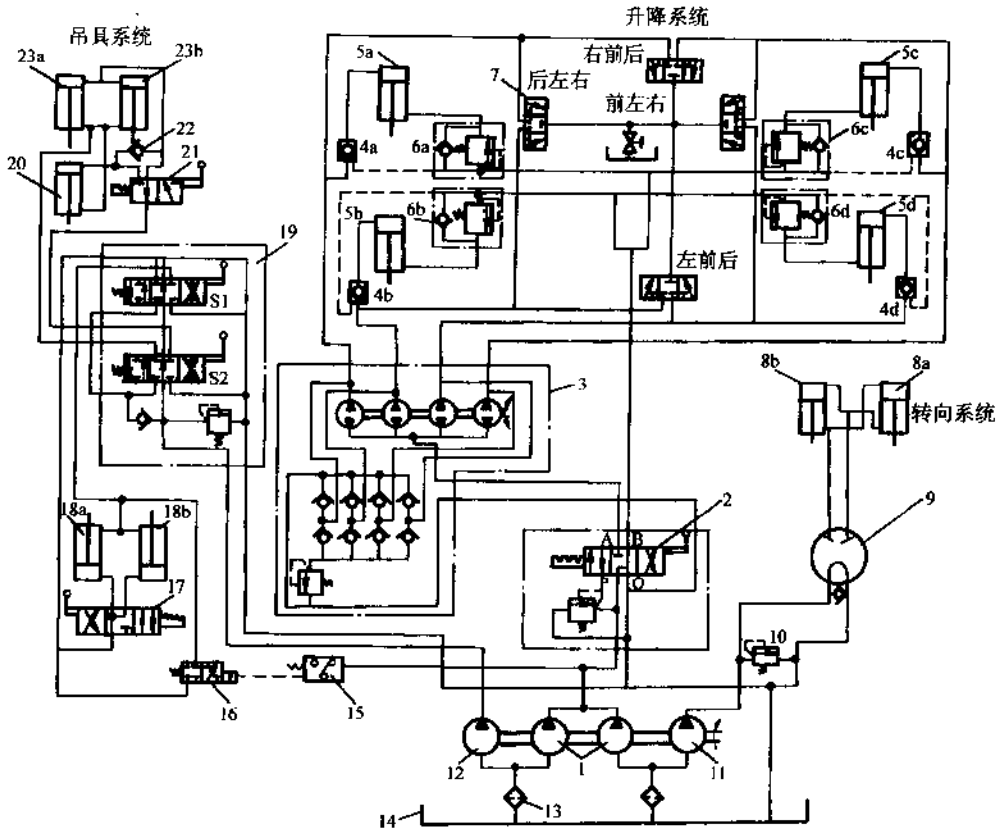


图 4.17-15 CK-30 型集装箱跨运车液压系统原理图

- 1—升降系统液压泵 2—升降换向阀 3—同步马达 4—液控单向阀 5a、5b—后左右升降缸
 6a、6b—右后、左后平衡阀 7—微调同步阀 8a、8b—转向助力液压缸 9—转向控制阀
 10—溢流阀 11—转向系统液压泵 12—吊具操纵液压泵 13—过滤器 14—油箱 15—压力继电器
 16—浮动控制阀 17—吊具摆动控制阀 18a、18b—前后侧移液压缸 19—侧移转锁控制阀
 20—40t (12.2m) 吊具转锁液压缸 21—吊具转换阀 22—单向阀
 23a、23b—前后 20t (6.1m) 吊具转锁液压缸

4.17.16 叉车液压系统

叉车是一种自行式搬运设备，主要由能垂直升降并可前后倾斜的工作装置构成。能完成前倾、后仰、举升和下降动作，在搬运、堆码等作业中非常有效。典型的叉车液压系统如图 4.17-16 所示。

泵 1 由内燃机驱动，排出的压力油进入优先流量控制阀 2。阀 2 分配一部分流量送入转向控制阀 9。泵 1 的大部分流量进入多路换向阀组 3。转向控制阀是一个随动元件，它能根据方向盘输入角度的大小经过反馈元件对车轮转角进行自动控制。该元件的输入需要很小的功率，只要能够带动控制阀

的阀芯就可以，而与输入相对应的输出力却很大，足以驱动叉车转向。

进入多路换向阀组3的压力油在起升和倾斜两个控制阀都没有动作时，直接流回油箱。由于流量控制阀2的作用，这时泵并未完全卸荷，保留的压力要足以驱动转向助力机构工作。阀组3中的倾斜

阀控制倾斜液压缸7的动作；起升阀控制货叉的升降动作。升降液压缸6是单作用液压缸，其回程靠门架、货叉或货物的自重完成。为保证回程动作的稳定性，系统中设置了单向节流阀4和节流限速阀5。这两个阀可防止货物下降过快和并可对系统进行一定缓冲防护。

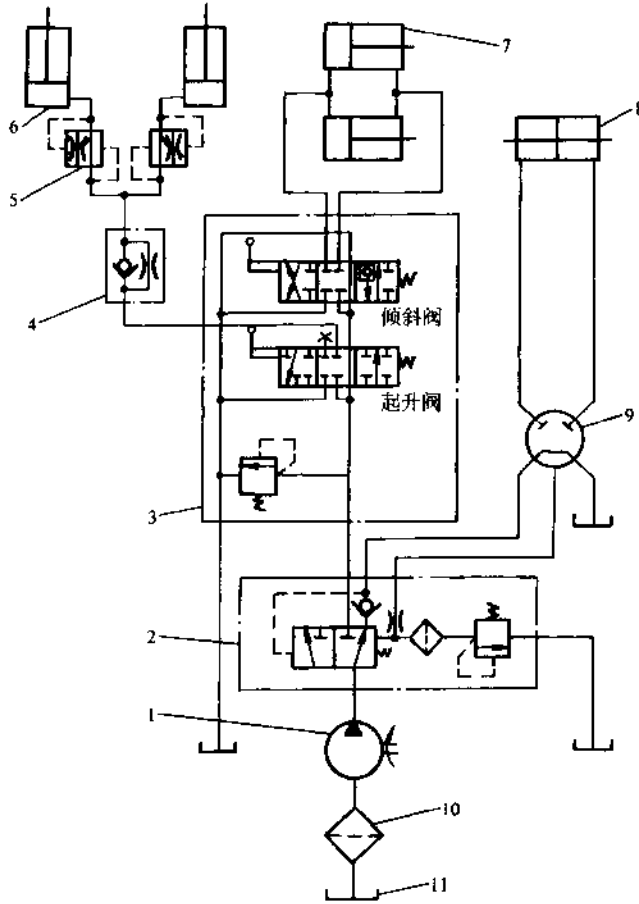


图 4.17-16 典型叉车液压系统原理图

- 1—齿轮泵 2—有限流量控制阀 3—多路换向阀 4—单向节流阀
- 5—节流限速阀 6—起升液压缸 7—倾斜液压缸 8—转向液压缸
- 9—转向控制阀 10—过滤器 11—油箱

4.18 机床

4.18.1 组合机床液压系统

组合机床是由具有一定功能的通用部件（动力箱、滑台、支承件、运输部件等）和专用部件（夹具、主轴箱）组成的高效率专用机床。加工范围广，自动化程度高，在机械制造业的成批和大量生

产中得到了广泛的应用。

动力箱安装在滑台上，动力箱上的电动机带动刀具实现刀具的主运动，滑台用来完成刀具的走刀运动。多数滑台采用液压驱动，以便实现多种进给（快进、一次工进、二次工进和快退等）。多种进给可根据工艺要求安排在一个工序中，也可以用多个滑台同时进行加工。

(1) 液压系统的工作原理

图 4.18-1 是一个组合机床液压系统。在本系统中由一台液压泵向多个液压缸供油, 因此液压系统必须满足工位之间不干涉的要求, 并力求功率损失最小。

在图 4.18-1 中, 液压缸 7、液压缸 13 和液压缸 17 分别控制三个滑台。液压缸 14 为夹紧缸, 液压缸 15 为输送工件液压缸, 液压缸 16 为定位缸。由二位四通或二位四通换向阀分别控制各液压缸的往复运动。在油路中可以不接入调速阀, 可以接入一个调速阀 (如液压缸 13、液压缸 17 的油路), 也可接入两个串联的调速阀 (如液压缸 7、液压缸 15 的油路)。用这种方法使液压缸 7、液压缸 13、液压缸 17 进行速度换接完成快进、工进 I 和工进 II 等动作, 同时还可使液压缸 15 在每个方向上完成常速和缓冲的速度换接。

若二个滑台同时快进, 则需要较大流量, 此时液压泵 18 和蓄能器 19 联合向三个滑台供油。来自液压泵的油经调速阀 3, 来自蓄能器的油经阀 1 和阀 2, 二者汇合后经阀 4 进入液压缸 7。

在同一时刻有的滑台快进, 有的滑台工进时, 系统应保证二者不发生干扰。例如, 液压缸 13、液压缸 17 的滑台处于快进而液压缸 7 的滑台处于工进时, 行程阀 5、6 右位, 此时阀 8、阀 9 接入系统, 调速阀 3 到阀 4 这段管路压力升高, 单向阀 2 关闭, 蓄能器不再继续向液压缸 7 供油, 进入液压缸 7 的只有来自液压泵的高压油, 液压缸 7 工进。同时, 因液压缸 7 进油路的压力增高使顺序背压阀 10 动作, 液压缸 7 回油路中产生背压。此时, 液压缸 7 进行慢速工进, 而其他两个滑台仍由液压泵和蓄能器联合供油进行快进, 二者互不影响。

若三个滑台液压缸均处于工进状态, 来自液压泵的油经顺序阀 11 向蓄能器充液。当充油压力达到一定值时, 溢流阀 12 开启溢流。

(2) 组合机床液压系统的特点

1) 本系统采用单泵集中控制, 系统对流量的需求量变化较大, 采用蓄能器增速回路, 可减少系统的功率损失和发热。

2) 本系统采用进口节流加背压的调速方法。顺序背压阀在快进时只形成很小的背压, 功率损失小; 工进时该阀能自动使背压加大, 进给速度平稳。

本组合机床的液压系统和电气系统配合, 可自

动完成除装卸工件外的全部动作, 系统的功率消耗可减少 40%。

4.18.2 拉床液压系统

拉削的主运动是由传动系统带动拉刀对工件进行直线切削的运动。它要求输出力大 (25 ~ 1000kN), 调速范围宽 (0.02 ~ 0.6m/s), 并要求无级调速。因此拉床 100% 的采用液压传动。图 4.18-2 是高速立式外拉床液压系统。本系统的最大流量 $Q=1000\text{ L/min}$, 最大功率 $P=110\text{ kW}$ 。因此, 减少功率损失和系统发热极为重要。本机床除工件装卸需要人工外, 其余动作可以自动进行。液压系统工作原理如下:

(1) 送进和锁紧回路

被拉削的工件装在工作台上后, 由进给液压缸 20 将工作台送进到一定位置, 然后由液压缸 21 将工作台锁紧。主液压缸 16 带动拉刀进行切削。拉削完毕后工作台被液压缸 21 松开, 再由液压缸 20 将工作台退回原位, 然后拉刀靠主液压缸 16 完成返回行程。各动作的顺序靠各行程开关或压力继电器发出的电信号控制各电磁阀完成。进给液压缸 20 的进退由定位式二位四通电磁换向阀 28 控制。锁紧液压缸 21 由定位式二位四通电磁换向阀 29 控制。进给系统和夹紧系统共用一个液压泵 27。

(2) 液压泵 1 的变量回路

变量机构由电液比例换向阀 8、控制液压缸 7、双向作用弹簧阻尼器 19、伺服阀 9 和液压缸 10、11 组成。电液比例换向阀 8 由电液比例双向减压阀和电液比例双向节流阀组成。液体经过电液比例减压阀后被减压。减压后的压力值与输入电流大小成正比, 不随进口的压力变化。输入的电流可以通过电位器调节。当比例电磁铁 30 通电后, 电液比例换向阀 8 减压后的压力值决定于电位器电阻的调定值, 减压后的压力油流入控制液压缸 7 上腔。液压缸 7 的活塞杆一端与伺服阀阀芯相连。另一端与双作用弹簧阻尼器的心轴相连。当液压缸 7 上腔活塞面积上受到的液压力大于预压紧力时, 活塞杆带动伺服阀 9 的阀芯向下移动, 其位移和活塞上的作用力成正比。当作用力与弹簧力平衡时, 活塞杆与阀芯均停止运动。伺服阀的阀芯向下移动时与阀体形成开口, 压力油经过开口流入液压缸 10 上腔, 推动液压缸 10 活塞连同阀体一起向下移动。阀体是反馈件, 它可将输出量反馈回输入端与输出量比

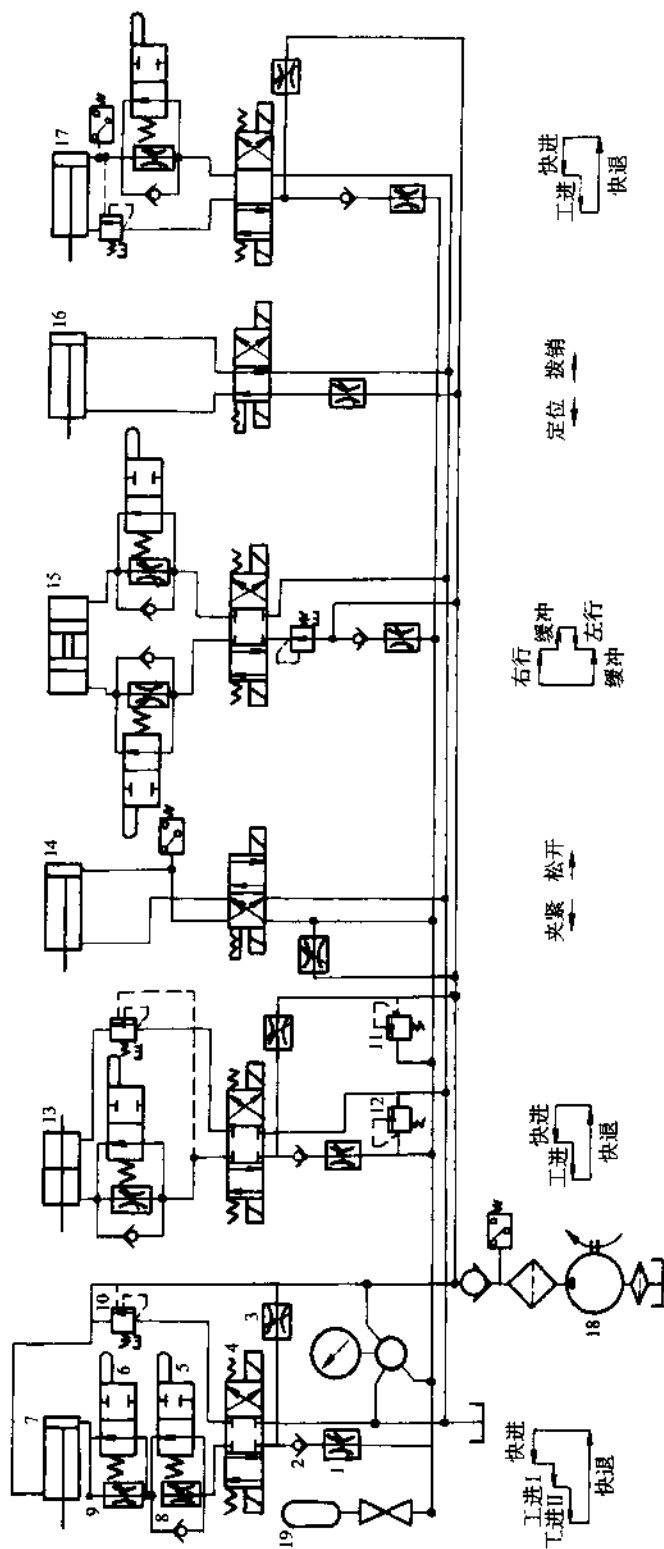


图 4.18-1 组合机床减压系统原理图

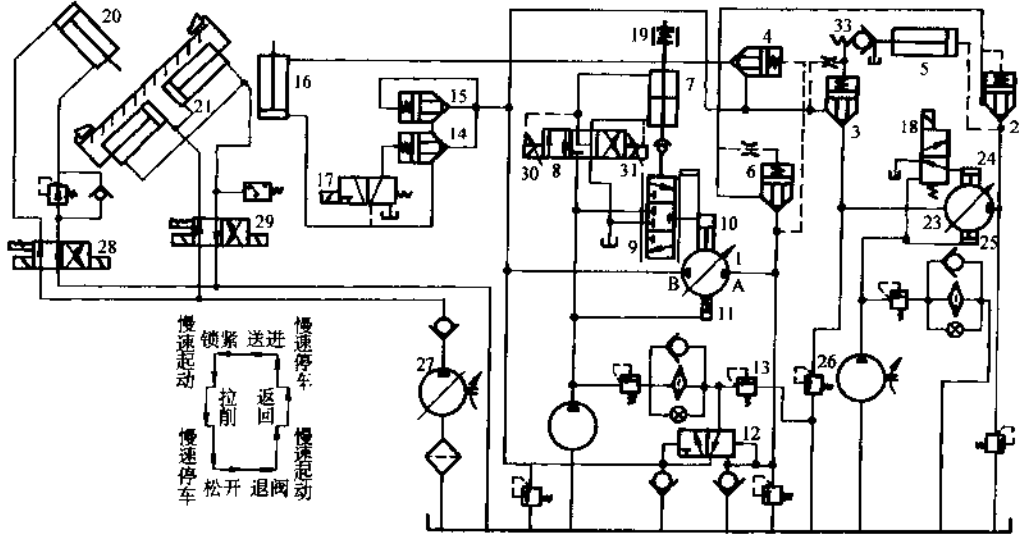


图 4.18-2 拉床液压系统原理图

较，从而构成闭环系统。阀体向下移动的结果使伺服阀的开口量逐渐减小乃至为零。这样，液压缸 10 的活塞即跟随伺服阀的阀芯移动。同时液压缸 10 的活塞带动液压泵 1 的定子，活塞的位移使液压泵 1 的定子和转子形成一定偏心量。偏心量的大小取决于电位器电阻的调定值。因此，调节电位器电阻值的大小，即可改变偏心量的大小，从而改变液压泵 1 排量。变量机构反向运动时，原理和上述相同，液压泵 1 的排量得到反向调节。

(3) 低速拉削

液压泵 23 处于零位卸荷，插装阀 2、3 处于关闭状态，液压泵 23 不向系统供油，液压泵 1 的 A 口为排油口，插装阀 4 关闭，压力油经插装阀 6 进入主液压缸 16 有杆腔，推动活塞，进行低速拉削。无杆腔回油经插装阀 15 流入液压泵 1 的吸油口 B。多余的油经梭阀 12、背压阀 13 回油箱。

(4) 高速拉削

高速拉削需要大流量，此时液压泵 23 和液压泵 1 同时向系统供油。阀 18 上位工作，液压缸 24 上腔通压力油。因液压缸 24 比液压缸 25 有效面积大，两液压缸中压力相等，故液压缸 24 活塞上的作用力大于液压缸 25 活塞上的作用力而推动液压泵 23 的定子，使之与转子产生偏心。液压泵 23 排出的油经插装阀 2 和液压泵 1A 口汇合后进入液压缸 16 的有杆腔。此时，液压缸 5 在压力油作用下顶开单向阀 33，使阀 3 的弹簧腔与油箱相连处于低压状态，阀 3 开启。液压缸 16 的活塞下行进行

快速拉削。无杆腔的油因阀 17 通电，左位工作而流过阀 14，然后一路经阀 3 到液压泵 23 的吸油口或经阀 26 回油箱；另一路到液压泵 1 的吸油口 B 或经阀 12、阀 13 回油箱。

(5) 拉刀快速返回

此时液压泵 1 的油口 B 为排油口。比例电磁铁 31 通电，阀 4 开启，来自液压泵 1 的油经阀 14 进入液压缸 16 的无杆腔。有杆腔的油经阀 4、阀 15 又回到液压缸 16 无杆腔形成差动联接。液压缸 16 活塞快速返回。

液压系统的特点：

- 1) 系统采用插装阀、双向变量泵的闭式油路。具有结构紧凑，换向冲击小、功率损失小等优点，同时也提高了系统的动态性能和通用化程度。
- 2) 高速拉削时经阀 14 卸荷可减少发热，减少功率损失。
- 3) 泵变量机构用电液比例阀控制可以方便地获得无级调速和远距离控制。

4.18.3 精密平面磨床液压系统

液压传动装置工作平稳，反应快，冲击小，能高速启动，制动和换向，而且换向精度高。因此，磨床工作台的往复运动百分之百的采用液压驱动。本系统工作台往复运动采用电液比例阀控制，纵向进给采用可控硅无级调速；砂轮架升降采用电力机械传动。

(1) 液压系统工作原理

图 4.18-3 为精密平面磨床液压系统原理图。主泵 11 是双向变量泵。液压缸 9 通过连杆 10 控制泵 11 定子和转子的偏心，从而改变泵的流量和方向。泵的变量系统由控制器 18、比例电磁铁 13、15，比例阀 14、16，液压缸 9，位移传感器 12，反馈调节器 17 等组成。比例电磁铁产生与输入信号成比例的电磁力。此力使阀芯克服弹簧力，即阀芯

与阀套形成的开口量正比与电磁力。开口量大，则流过此开口的压力损失就小，液压缸 9 某一腔的压力就高，作用在液压缸 9 活塞上的液压力与弹簧力的平衡位置偏离原点就远，主泵 11 的定子和转子形成的偏心就大。同时，定子的位移通过位移传感器转变为电信号，再经反馈调节器 17 与控制器 18 的输入信号进行比较，形成一个闭环系统。

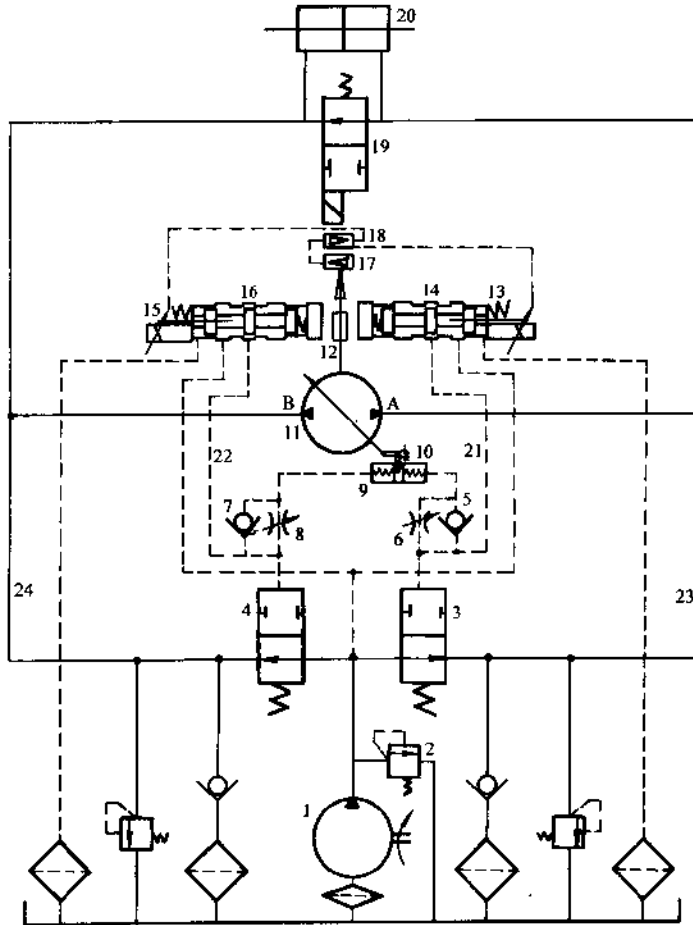


图 4.18-3 精密平面磨床液压系统原理图

当无信号输入时，比例阀 14、16 处于中位，管 21、22 中为回油压力，液压缸 9 活塞处于中位，主泵 11 偏心为零，无流量输出，工作台液压缸 20 不动。辅助泵 1 经阀 3、4 向主泵 11 两腔充油。充油压力由阀 2 调定。这样，就为启动做好了准备，并可防止停车时空气侵入系统。

当有信号时，阀 19 断路，主泵 11 的偏心量即流量与信号成正比。从主泵 11A 口排出的压力油

进入液压缸 20 右腔，工作台向左运动，液压缸 20 工作腔的油回到主泵 11 的吸油口 B。

管 21 中压力升高后，阀 3 断路，辅助泵 1 经过管 24 只向主泵 11 的吸油口 B 供油。

当工作台运动到左端碰到换向开关时，电子开关使 13 失电，阀 14 复位，同时比例电磁铁 15 得电，阀 16 动作。管 22 为高压，液压缸 9 向右运动，使主泵 11 偏心减小，直到出现反方向的偏心，

小故可高速退回。电液换向阀 7 和 20 使工作台换向。阀 20 的阀芯和阀体上的通油槽有一定遮盖量。为了减少工作台的冲击量, 阀 20 的阀芯先快跳, 然后慢速移动, 其速度由节流阀 17、23 调节, 这样换向平稳。16 为自动调压阀, 当阀 20 处于中位时, 阀 16 的触头最低, 弹簧较松, 该阀可在较低压力下打开, 从而使阀 14 的调定压力也较低。这样, 以较低的压力换向, 工作平稳。换向结束后, 阀 16 关闭, 压力又恢复得较高, 其值由阀 14 调定。

仿形刀架 40 和伺服阀 49 的阀套、液压缸 39 的活塞杆以及刨刀 43 联成整体, 伺服阀 49 的阀芯和触头 47 联成整体, 弹簧 50 使触头和模件 46 紧密接触。阀 42 控制夹紧液压缸 41 的夹紧和放松, 液压缸 41 松开时, 仿形回路才工作。

液压泵 2 排出的油一路到阀 42; 一路到伺服阀油口 a; 第三路到液压缸 39 有杆腔。进入 a 口的油经阀芯和阀套的开口 δ_1 , 压力降为 p_1 之后, 一路经油口 b 到液压缸 39 无杆腔, 一路经开口 δ_2 压力降为 p_2 之后, 经 c 口、背压阀 48 回油箱。液压缸 39 有杆腔中的压力 p_2 为泵 2 出口压力, 它是定值。无杆腔中的压力已知是油经 δ_1 减压后的压力 p_1 , 当 δ_1 和 δ_2 相等时, 液压缸 39 两腔中压力形成的力相等, 其活塞不动。

由于模件 46 的作用, 阀 49 的阀芯上移时, δ_1 减小, 液压缸 39 活塞受力不平衡, 上移。整个刀架上移, 使 δ_1 口又逐渐加大, 直到 δ_1 重新等于 δ_2 , 缸 39 的活塞受力重新平衡为止。这样, 刀架追随阀芯移动了一个位移, 刀具 43 相对于工件 44 也移动同一位移。因而加工出的工件和模件的曲面形状一致, 两者的误差在允许范围内。

蓄能器 6 可吸收触头下行接触模件和刀架下行时的压力冲击; 当刀架快速上行时, 可向液压缸 39 有杆腔补油。

系统中的液压泵全部启动后, 仿形部分的压力只有在不低于 1MPa、压力继电器 45 动作使 5YA 得电, 阀 42 右位控制夹紧缸 41 松开才能使系统工作, 否则工作台将自动停车。

(2) 主运动系统特点

1) 单向阀 27、28、30、31 和溢流阀 29 组成桥式缓冲油路, 可减小换向时的冲击。阀 29 的调定压力应略高于液压缸 36 的工作压力。

2) 采用了由阀 24、25、26 和 32、33、34 组成的两套溢流节流阀进油节流调速回路, 回油路上还设有背压阀 19 和 21, 因此系统的刚性较高, 运动平稳性好。且溢流节流阀使泵的供油压力随负载变化而变化, 使功率利用合理。

3) 定量泵 9 和 12 分别单独供油时, 液压缸 36 则分别低速和中速运动, 二者联合供油时, 液压缸 36 则快速运动。这使溢流损失大大减小, 且每个速度段在溢流节流阀的配合下都能无级调速。要求每个泵各有一个电动机单独驱动, 与双联泵相比减少了空转损失。

4.18.5 CB3463 转塔车床液压系统

CB3463 型半自动转塔车床主要用来加工盘类零件, 最大加工直径为 320mm, 最大加工棒料直径 63mm。它的工艺范围较广, 能进行车外圆、车端面、切槽、镗孔及各种孔加工等工序。CB3463 转塔车床的转塔刀架、前刀架和后刀架都采用液压传动, 同时还采用液压来实现转塔的松夹、转位和微抬。

(1) 液压系统的工作原理

图 4.18-5 为 CB3463 转塔车床液压系统液压原理图。整个液压系统由一台双联变量叶片泵供油。下面分别说明系统各部分的工作原理:

转塔刀架运动:

主要用于车削外圆、镗孔等加工。要求实现的运动循环见图。

1) 快速趋近 电磁铁 20YA 通电, 阀 42 右位工作, 这时的油路是:

进油路: 液压泵 1→阀 42→液压缸 39 的右腔, 差动联接推动活塞和转塔刀架快速前进;

回油路: 液压缸 39 左腔→截止阀 35→阀 42→阀 34→阀 40→液压缸 39 右腔。

截止阀 35 关闭时, 可使转塔刀架停在任意位置, 以便机床调整时进行观察和对刀。

2) 工作进给、快速行程结束, 刀架下部挡铁压下阀 34, 差动油路关闭, 这时液压缸 39 左腔的回油路是:

液压缸 39 左腔→阀 42→阀 41→调速阀 31 (或 32、33)→油箱。

通过电气控制使 16YA 或 17YA 断电和通电, 这样转塔刀架在一次调整中就可得到三种进给量进给。阀 31 和阀 33 为带温度补偿的调速阀, 使工作

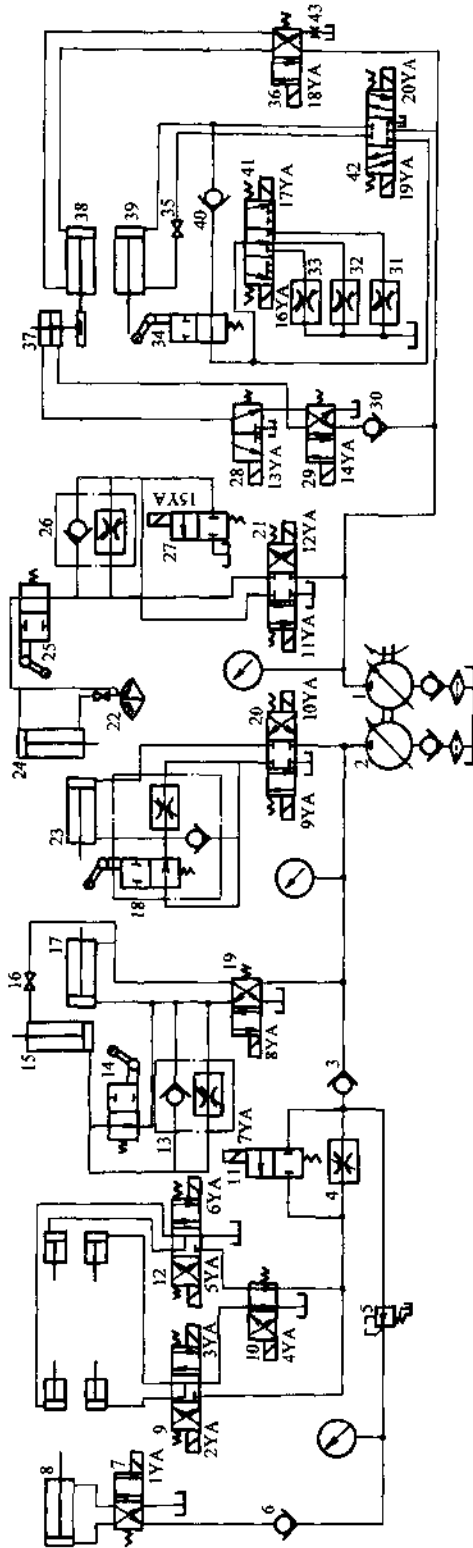


图 4.18-5 CB3463 转塔车床液压系统原理图

4.18.6 回转工作台液压系统

回转工作台常用于配置多工位组合机床。工件夹紧在工作台上，由液压回转装置驱动工作台每回转一个工位，机床对工件进行一次加工，工作台回转一周完成工件大部分或全部加工。回转工作台可完成如下工作循环：动力部件原位停止→回转工作台抬起→回转工作台快速和慢速回转→回转工作台慢速反向定位→回转工作台夹紧（动力部件进行工作循环）→回转液压缸齿条活塞返回。

(1) 液压系统工作原理

图 4.18-6 为回转工作台液压系统。由限压式变量叶片泵 2、顺序阀 4、减压阀 7、电磁换向阀 9、10、11 和 12、节流阀 13、单向阀以及压力继电器等主要液压件组成。其动作循环如下：

1) 原位停止 各电磁铁均断电，各换向阀处于图示位置。液压泵 2 排出的油经换向阀 9 流入夹紧液压缸的夹紧腔，回转工作台夹紧。

2) 回转工作台抬起 为了减少回转时的摩擦力回转工作台在回转之前应抬起。按下回转工作台按钮，电磁铁 1YA 通电，换向阀 9 左位接入系统：压力油进入锁紧液压缸的上腔，将锁紧销拔出；同时进入夹紧液压缸下腔，将回转工作台抬起。这时的油路是：

进油路：过滤器 1→变量液压泵 2→单向阀 3、8→换向阀 9→锁紧液压缸上腔、夹紧液压缸下腔；

回油路：夹紧油缸上腔→换向阀 9→油箱。

3) 回转工作台快速及慢速回转 回转工作台抬起后，压下行程开关，电磁铁 3YA 通电，换向阀 11 左位接入系统。压力油经换向阀 11 进入回转液压缸 A 腔，推动回转工作台快速回转。这时的油路是：

进油路：过滤器 1→变量液压泵 2→单向阀 3→顺序阀 4→减压阀 7→换向阀 11→回转液压缸 A 腔；

回油路：回转液压缸 B、C 腔→换向阀 12→换向阀 11→油箱。

当回转液压缸的活塞端部进入 C 腔后，B 腔的油液需经节流阀 13 流回油箱，则回转工作台变为慢速回转，实现缓冲制动。这时进油路不变，其回油路是：

回转液压缸→节流阀 13↘

回转液压缸→换向阀 12→换向阀 11→油箱。

如电磁铁 5YA 通电时，C 腔的油液也需经过节流阀 13 流回油箱，可进一步减慢回转速度。

4) 回转工作台慢速反向定位 回转工作台慢速回转结束后，反向开关发出信号，电磁铁 3YA 断电，4YA、5YA 通电，换向阀 11 和 12 换向。压力油经节流阀 13 进入回转液压缸 B 腔和 C 腔，回转工作台开始反向定位（俗称“反靠”），反向运动速度由节流阀 13 调节。这时的油路是：

进油路：过滤器 1→变量液压泵 2→单向阀 3→顺序阀 4→减压阀 7→换向阀 11→节流阀 13

↗回转液压缸 B 腔；

↘换向阀 12→回转液压缸 C 腔；

回油路：回转液压缸 A 腔→换向阀 11→油箱。

5) 回转工作台夹紧 回转工作台反向定位结束后，压下反靠开关，同时液压系统压力升高，压力继电器 2DP 动作，发出讯号使电磁铁 1YA 断电，换向阀 9 换向。压力油经换向阀 9 进入夹紧液压缸上腔，回转工作台落下夹紧；夹紧液压缸下腔和锁紧液压缸上腔的油液经换向阀 9 流回油箱，锁紧液压缸的活塞在弹簧力作用下，将回转工作台锁紧。这时的油路是：

进油路：过滤器 1→变量油泵 2→单向阀 3、8→换向阀 9→夹紧液压缸上腔；

回油路：夹紧液压缸下腔→换向阀 9→油箱。

锁紧液压缸上腔↗

回转工作台夹紧以后，压力继电器 1DP 动作，发出信号使动力部件进入工作循环。

6) 回转液压缸齿条活塞返回

当压力油进入夹紧液压缸上腔，使活塞刚开始向下移动时，放开抬起时压下的行程开关，使电磁铁 4YA→5YA 断电，2YA 通电，换向阀 11 处于中间位置，换向阀 10 换向。压力油经换向阀 10 进入离合器 14 的液压缸，将离合器打开，为回转液压缸齿条活塞返回做好准备。

当回转工作台夹紧后，由于压力继电器 1DP 动作，使电磁铁 4YA 通电，换向阀 11 换向。压力油经换向阀 11、12 进入回转液压缸 B 和 C 腔，推动齿条活塞快速返回。这时的油路是：

进油路：过滤器 1→变量液压泵 2→单向阀 3→顺序阀 4→减压阀 7→换向阀 11→换向阀 12→回转液压缸 B 和 C 腔；

回油路：回转液压缸 A 腔→换向阀 11→油箱。

回转液压缸齿条活塞返回结束，电磁铁 2YA

断电，离合器14的液压缸接油箱，在弹簧的作用下合上，准备第二次工作循环。电磁铁2YA也可以在原位时接通，由第二次工作循环的回转按钮切断。

为了保证回转工作台转位动作可靠，液压系统设计时作了如下的考虑。

(2) 回转工作台液压系统的特点

1) 转台回转时，夹紧液压缸的抬起腔始终保持一定的压力，使工作台不致因压力波动而落下。

因此顺序阀4的开启压力应按抬起工作台所需的最小压力调整；

2) 在回转液压缸的油路上设置减压阀，使回转液压缸中的压力稳定；

3) 回转液压缸采用回油节流控制，并且回油腔带有小的柱塞缓冲缸与电磁阀配合可以得到一种回转速度（一种快速，二种慢速）。采用限压式变量叶片泵可以减少系统发热。

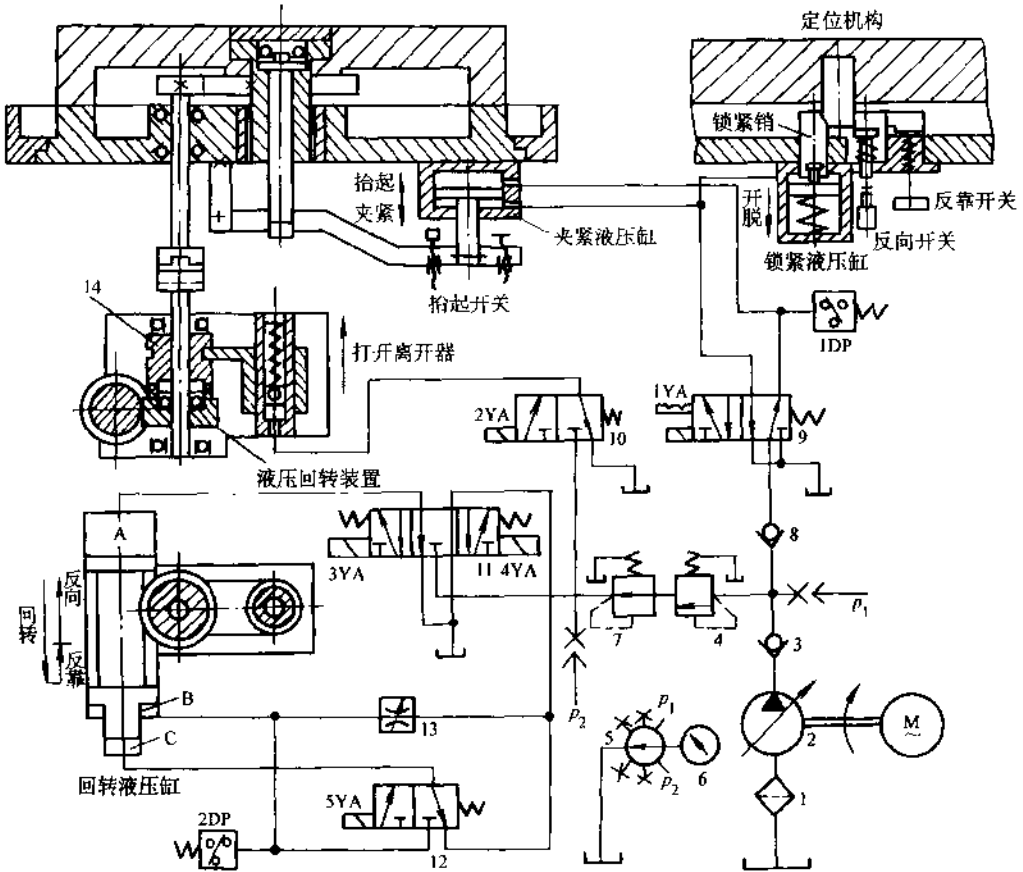


图 4.18-6 回转工作台液压系统原理图

4.18.7 C7620 卡盘多刀半自动车床液压系统

C7620 型卡盘多刀半自动车床是用以加工齿轮坯、轴承环、压盖等各种盘类零件的外圆、端面、内孔、台阶以及锥面等工序的高效率机床。机床上设有前、后两个刀架，刀架上可装多把刀具以供同时或分别切削，借助电气控制和液压驱动能够实现

(除装卸工件外) 机床的自动工作循环。

被加工零件最大直径为 200mm，在卡盘上夹紧零件有内卡和外卡两种夹紧方式，由液压夹紧液压缸驱动弹簧夹头或卡盘来实现。夹紧力可调。

机床主运动由双级电动机驱动，主轴有 8 档变速，从 90~1000 转/分。刀架进给都是液压无级变速。前、后刀架均由纵、横两液压缸驱动，可实现快进、工进、工退、快退、让刀等工序的各种组

合, 还可实现同一刀架纵、横液压缸的合成运动。

(1) 卡盘多刀半自动车床液压系统工作原理

图 4.18-7 示为双泵供油系统, 低压大流量泵 2

排油经单向阀 5 与高压小流量泵 1 排油汇合一处, 经过滤器 6、单向阀 7 向系统各运动机构提供压力油, 系统压力由溢流阀 28 调定并保持。

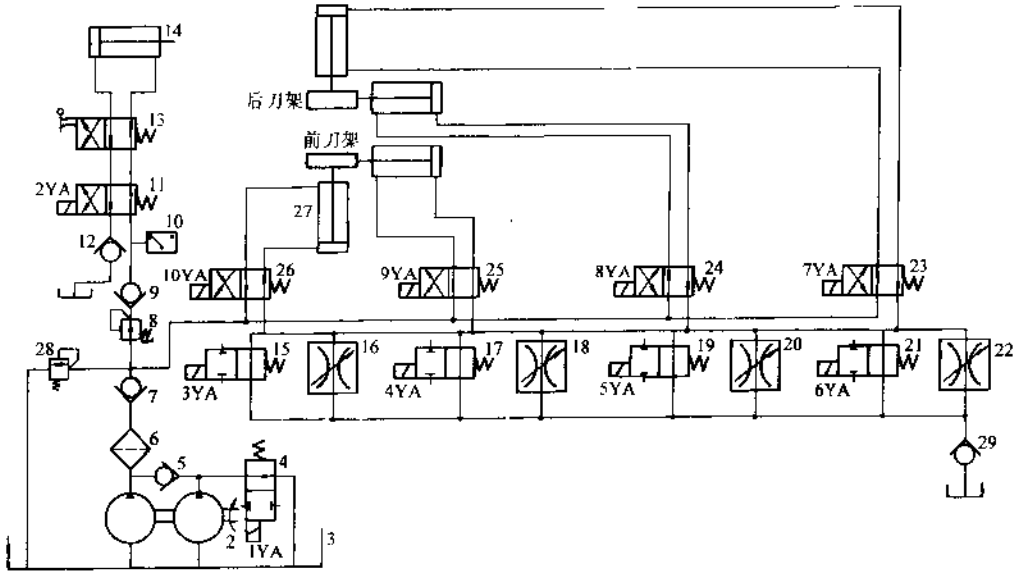


图 4.18-7 C7620 卡盘多刀半自动车床液压系统原理图

卡盘油缸的夹紧和松开:

夹紧分为内夹和外夹两种, 当以外圆定位即为外卡, 此时手动换向阀 13 右位, 而以内孔定位即为内卡, 此时手动换向阀左位。

卡盘夹紧时, 电磁铁 2YA 失电, 二位四通阀 11 右位, 这时的油路是:

进油路: 液压泵压力油经减压阀 8→单向阀 9→电磁换向阀 11→手动换向阀 13→夹紧液压缸 14 的有杆腔, 活塞杆缩回, 拉动卡爪内移夹紧工件;

回油路: 液压缸 14 无杆腔→手动换向阀 13→电磁换向阀 11→单向阀 12→油箱。

卡盘松开时, 电磁铁 2YA 得电, 二位四通阀 11 左位, 这时的油路是:

进油路: 液压泵压力油经减压阀 8→单向阀 9→电磁换向阀 11→手动换向阀 13→夹紧液压缸 14 的无杆腔, 活塞杆伸出, 推动卡爪外移松开工件;

回油路: 液压缸 14 有杆腔→手动换向阀 13→电磁换向阀 11→单向阀 12→油箱。

内卡时, 油路经手动阀 13 换向, 活塞杆外伸为夹紧, 缩回为松开。

前刀架的运动:

1) 横向快进: 10YA、1YA 得电, 这时的油路是:

进油路: 液压泵压力油经阀 26→液压缸 27 的无杆腔, 推动活塞快速向前;

回油路: 液压缸 27 有杆腔→阀 26→阀 15→单向阀 29→油箱。

2) 横向工进: 3YA、10YA 得电, 1YA 失电, 大流量泵 2 经阀 4 卸荷。这时的油路是:

进油路: 液压泵 1 压力油经阀 26→液压缸 27 的无杆腔, 推动活塞杆工进;

回油路: 液压缸 27 有杆腔→阀 26→调速阀 16→单向阀 29→油箱。

3) 横向工退: 电磁铁 3YA 得电, 阀 15 左位, 这时的油路是:

进油路: 液压泵 1 压力油经阀 26→液压缸 27 的有杆腔, 使活塞杆慢速后退;

回油路: 液压缸 27 无杆腔→阀 26→调速阀 16→单向阀 29→油箱。

前刀架的纵向液压缸及后刀架纵、横向液压缸的各种运动, 其工作原理、油路走向均类同前刀架横向液压缸, 不再重述。

(2) 系统特点

1) 系统采用了双泵供油—调速阀—背压阀式的调速回路, 能保证稳定的低速运动 (8mm/min), 较好的速度刚度和较大的调速范围。

2) 系统采用双泵回路实现快进, 能源利用比较合理, 工进时, 大流量泵卸荷, 减少能量损耗。

3) 利用手动换向阀 13 选择内、外夹紧方式, 为安全起见, 特定 2YA 失电为夹紧状态。

4.19 船舶

4.19.1 舵机液压系统

舵机是按指令操纵舵叶转动以改变船舶航向的设备, 除采用直翼推进器或主传动导流管的船舶外, 每一条船都少不了舵机。液压舵机按驱动的动力可分为手动液压舵机和电动液压舵机两大类。常用的电动液压舵机按执行机构可分为柱塞式(双柱

塞和四柱塞)、活塞式和转叶式三种。

开式舵液压系统组成: 见图 4.19-1。

(1) 液压系统工作原理

液压系统左右两套油路对称, 如单独用左侧油路 1 作, 当换向阀 2 在右位时, 泵 a_1 排出的油经换向阀 2 后分两路。一路经 K_1 限速阀组 3 内的平衡阀①移至 a 位; 由于这时限速阀组 10 内的平衡阀处于中位, 能防止泵 a_1 的油进入泵 a_2 , 故另一路径阀①后只能进入液压缸 5。液压缸 4 回油经阀①、换向阀 2 回油箱, 故舵机左舷偏转(舵左偏)。当舵角指示器指示舵已左偏到位置时, 则再使换向阀 2 回到中位, 从而阀①也回到中位, 舵被平衡阀锁住。泵 a_1 排出的油经换向阀 2 回到油箱卸荷。

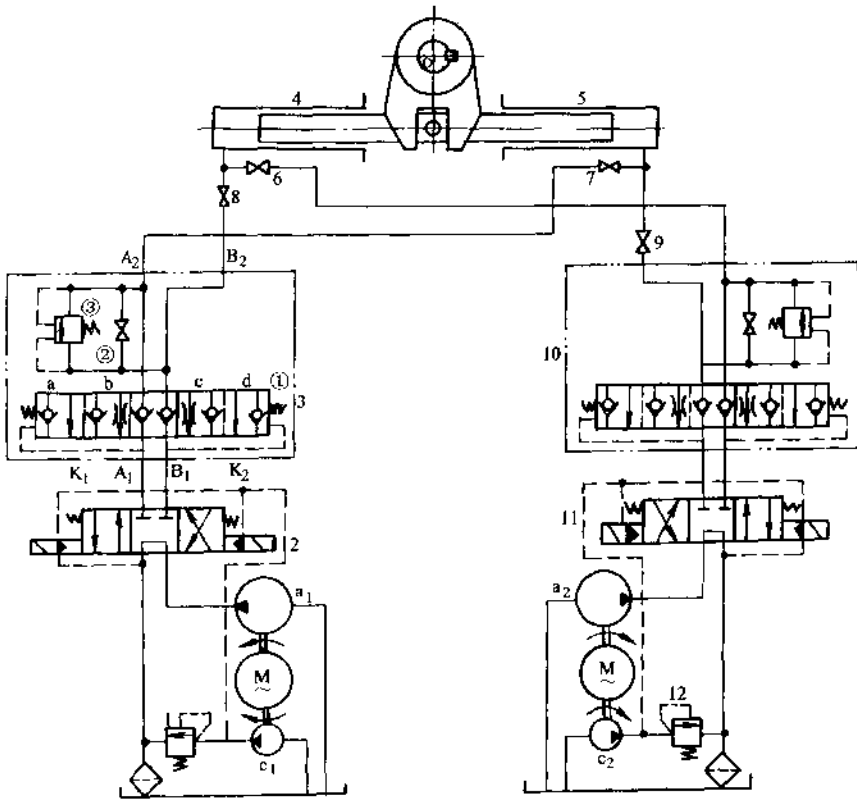


图 4.19-1 舵机开式液压系统原理图

- 1、12—溢流阀 2、11—电液换向阀 3、10—限速阀组 4、5—液压缸
6、7、8、9—截止阀 a_1 、 a_2 —泵、 c_1 、 c_2 —控制油源

在舵左偏位置时, 若使换向阀 2 换向至左位, 泵 a_1 排出的油经换向阀 2 后也分为两路。一路经 K_2 使阀①移至 d 位; 另一路经阀①进入液压缸 4。液压缸 5 回油经阀①、换向阀 2 回油箱。舵在水动

力等推动下由左偏位置向中位回舵。当回舵速度超过泵 a_1 排量所决定的速度时, 则 K_2 油路的油压下降, 阀①移至 c 位, 使液压缸 5 回油经阀①节流, 防止超速回舵(能耗限速)。若不用阀①而用双向

转动; 液压缸 3 排出的油经阀 8.1 回到泵 10.1 的吸油腔也构成封闭油路。阀 8.2、8.3 为安全阀。靠隔离阀 5 和 6 使阀 8.4 和阀 7.4 连通。这样, 完全相同的两套并联液压系统同时工作, 各自发出 50% 的转舵力矩。

在操舵过程中, 管系发生单一损坏, 就会造成油液泄漏。假定泵 9.1 所在的油箱下降到报警液位时, 继电器 9.2 使控制泵 11 启动。当液面继续下降至较低液位时, 继电器 9.3 使阀 5 处于断路, 隔离阀 6 仍处于通路。此时因液压缸 4 和液压缸 3 之油路互通而使液压缸 3 和液压缸 4 浮动, 同时使泵停车。若此时油箱的液面不再下降则说明隔离正确, 泵 9.1 和液压缸 1、液压缸 2 工作, 发出 50% 的转舵力矩。若油箱的液面下降到极低液位时, 这说明损伤发生在泵 9.1 的系统内, 此时继电器 9.4 发出信号使泵 9.1 停车, 泵 10.1 启动, 隔离阀 5 处于通位, 隔离阀 6 处于断位, 液压缸 1、2 浮动。泵 10.1、液压缸 4、液压缸 3 工作, 提供 50% 的转舵力矩。

(2) 电动液压舵机的控制方式

电动液压舵机的控制方式可以分为阀控、泵控两类。一般操舵力矩小于 $400\text{kN}\cdot\text{m}$ 时采用泵控。

1) 阀控方式 液压系统采用定量泵(低压系统多采用叶片泵, 高压系统采用轴向柱塞泵)控制阀采用电磁换向阀或伺服阀。电磁换向阀具有继电器特性, 在操舵开始和终止时具有液压冲击。应采用液压冲击较小的换向阀。

2) 泵控方式 此种系统多采用轴向柱塞式变量泵。其工作原理是: 力矩马达接收到来自桥楼的信息后, 通过随动杠杆拉动液压放大器的滑阀, 使变量泵工作。力矩马达转角的大小与桥楼信号成正比。和舵杆连接的舵角指示器将检测到的舵角信号反馈到放大器控制单元, 若反馈信号正好与桥楼来的输入信号相抵消, 则舵叶维持在所需的角度上。

(3) 液压舵机与自动操舵仪的连接

大吨位船舶几乎都配有自动操舵仪。根据卫星或无线电导航的信息, 自动操舵仪可自动地操纵船舶舵机使船舶按给定的航向航行。

4.19.3 双并回转起货机液压系统

(1) 主机对液压系统的要求

能在适宜的速度下提升货物; 能将货物维持在

空间而不下落; 能将松弛的吊索收紧而不产生过高的应力; 能根据操作者的指令及时地将货物下放到要求的地方; 要求绞车有良好的加速、减速性能; 要求各台起货机既能绕各自塔身的垂直线回转, 而它们的公共底座也能围绕底座的轴线回转; 当主副两台起货机按双机联吊时, 臂架的变幅与回转, 吊钩的起升和下降均应同步; 两机同时工作, 但有不同的起吊对象时, 两机在回转时不应干涉, 在电路应有防止互相干扰的联锁机能。

(2) 升降、回转、变幅系统

图 4.19-3 是德国利布赫尔双并回转起货机的液压系统。图中 1 是主回转起货机升降系统; 2 是主回转起货机的回转系统; 3 是主回转起货机的变幅系统; 4、5、6 是副回转起货机的升降、回转和变幅系统, 它们的油路分别和 1、2、3 完全相同。7 是由电动机带动的减速器, 它同时带动 1.1、1.2、1.3、2.1、3.1 五台泵转动。升降系统中的泵 1.1 和液压马达 1.4 构成一个闭式油路。由液压马达 1.4 带动起升卷筒使货物起升或下降。用比例电磁铁 1.5、1.6 通过比例阀 1.7 控制泵 1.1 的变量机构 1.8, 改变货物升降速度。1.9 是恒功率控制机构。1.10 为压力记忆阀, 其作用如下: 重物悬吊在空中后, 刹车液压缸使闸块抱紧。吊空的重物若再运动时, 系统主回路的压力必须达到前一次的压力值, 刹车缸才使闸块松开。这样, 可使重物在第二次运动时不会下沉。记忆阀通过机械、电气、液压元件组成的一个系统可完成此种职能, 即记忆阀可记忆前一次主回路达到的压力值。泵 1.2、液压马达 1.11 构成的闭式油路和泵 1.1、液压马达 1.4 形成的闭式油路全同, 控制方式也相同。辅助泵 1.3 用来冷却油液。辅助泵 1.12 是各控制油路(包括刹车油路)的油源。液压泵 2.1 和液压马达 2.2、2.3 形成的闭式油路可使单台回转起货机回转。泵 3.1 排出的油经过电磁比例流量方向阀 3.2 控制伸缩臂变幅缸 3.3 的方向和速度。它们构成开式油路。阀 3.2 中的压力补偿机构可使溢流阀 3.4 的开启压力始终比负载压力大 0.6MPa 或 1.2MPa 。液压马达 8、9、10、11 可驱动双回转起货机的工作底座回转。通过阀 12 可使这 4 个液压马达或者和系统 2 相接, 或者和系统 5 相接。阀 18 的功能是将系统 1 和系统 4 并联或断开。13、14、15、16 使制动液压缸通过阀 17 控制它们使闸块放松或抱紧。

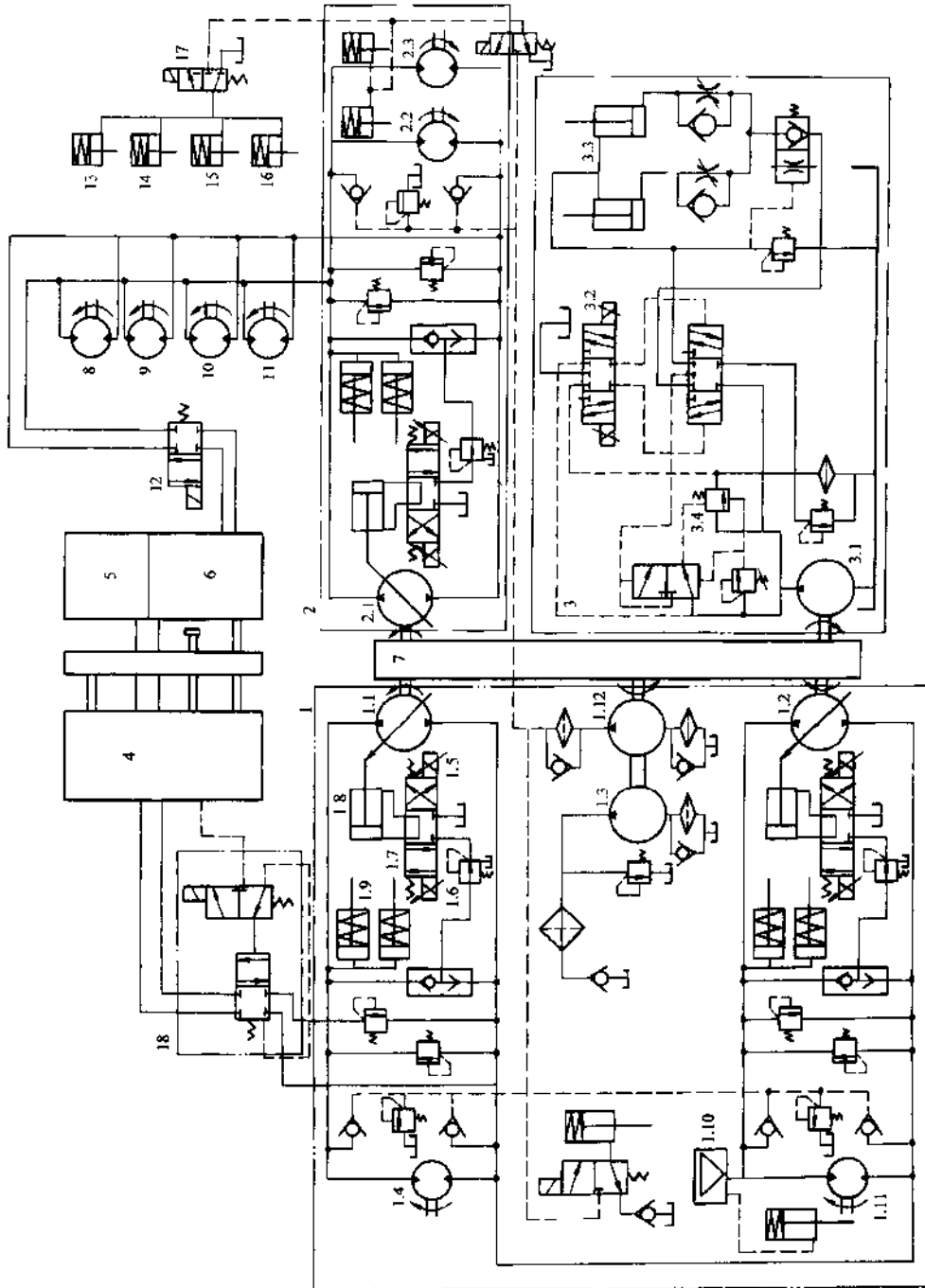


图 4.19-3 双并回转起货机液压系统

(3) 双并回转起货机的同步系统

当主副两台回转起货机共吊一个重物时,在主副两台回转起货机的起升卷筒上各安装一台角度检测器。若不同步时则出现角度差,利用此误差信号分别输入驱动液压马达和卷筒转动的伺服阀和伺服泵,消除误差信号而达到同步目的。分立的两台回转起货机进行共吊时,只有起升或下降速度的同步是不够的,它要求两台起货机的回转和臂架变幅要互相协调,以实现重物起升、下降和平移等运动。这种控制系统极为复杂需要计算机控制。

4.19.4 船舶调距桨液压系统

调距桨(螺旋桨)是将主机的能量转换为船舶运动动能的一种推进器。当主机拖动螺旋桨以角速度 ω 旋转时,螺旋桨将水向左(或右)斜方抛,因而得到使船舶向右(或左)运动的推力 p 。通过液压系统调节转叶机构,改变桨叶的螺距,以保持各种状态,则船舶相应为前进、减速、停止及后退等状态。

(1) 液压系统工作原理

图4.19-4为调距桨开式液压系统,由调距液压缸10操纵的实际螺旋角 θ_2 经反馈后与所需的主

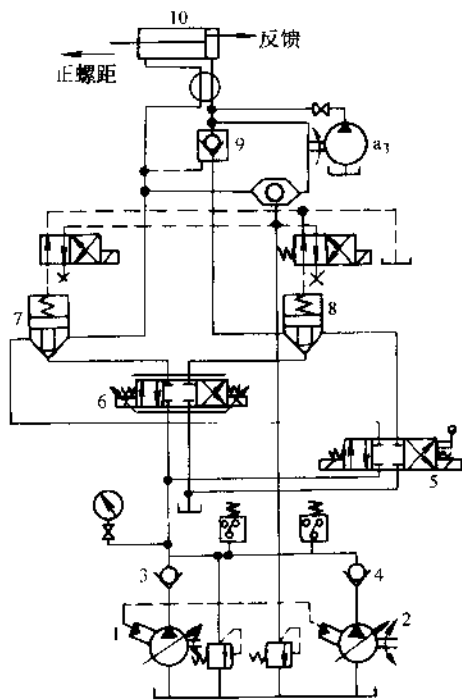


图 4.19-4 船舶调距桨液压系统原理图

指令螺旋角 θ_1 比较,并转换成反映螺旋角误差($\theta_1 - \theta_2$)的电压信号 u_e , u_e 经相敏整流、放大后就能控制比例换向阀6的换向及开口的大小,以控制调距桨螺旋角的正负及调距速度。阀9用于阀6中位时,锁住缸10以稳距。

(2) 特点

1) 调距桨液压系统是船舶上功率较大的系统,而且外负载变化较大,调距时需要泵的排量较大,而稳距时只需补充系统泄漏即可。因此采用变量泵流量适应系统,能量损失较小。

2) 该系统采用多裕度设计,系统的可靠性高。双泵1、2中即使有一泵损坏,系统仍能正常工作,并用阀3、4防止两泵干扰,若阀6损坏,阀7、8关闭,可改由阀5控制。

3) 该系统主要阀采用插装式,其他阀为板式连接也装在插装阀块表面,系统集成化程度高。

4.20 航空

航空工业随着液压技术的迅速发展得到了广泛的应用,在现代飞机的操作系统及发动机的供油量控制中普遍采用了液压系统。

飞机的操作系统主要有如下液压系统:

油箱空气增压系统、主供压系统、应急供压系统、起落架收放系统、襟翼收放系统、前轮转弯系统、主轮刹车系统、风档雨刷刮水系统、电源恒速装置液压系统、进气整流锥和可调斜板液压系统以及发动机供燃油系统,发动机滑油液压系统、尾喷口控制液压系统。另外,供油量控制采用机械与液压系统进行控制是成熟可靠的。

当飞机处于滑跑、起飞、加速、升降等各种工况时,需采用机械液压控制系统来改变动力装置的推力以满足飞行中的不同需要。如飞机发动机输出功率大幅度变化时,供油量将成倍变化在这种情况下,液压系统需满足起动、加速、加力、减速等过渡过程的控制要求,以保证动力装置不出现超转、超载、过热、喘振和熄火等,既能稳定、又能可靠地工作。

现代航空中所用的液压系统的特点是高温、高压、高精度、振动大、大流量及多裕度、集成化和小型化等,这些必将增大管路元件的载荷,增加系统油液渗漏的可能性。飞机液压系统的工作液,普遍应用润滑性良好的矿物油与合成油。

飞机液压系统的发展,不仅要求组成系统的各

元件满足静态特性的指标,也要满足动态特性的指标,其目的是保证飞机飞行的安全性及可靠性。

4.20.1 飞机液压操作系统

在大型客机上单靠人力是不可能直接操作动翼的,在操纵系统和起落架装置中都使用了液压装置。动翼的操纵要求能正确而迅速地响应,以便细微地控制机身的姿势。起落架则要求把重约 3t 的东西收放自如。图 4.20-1 为波音 747 飞机的外形图。

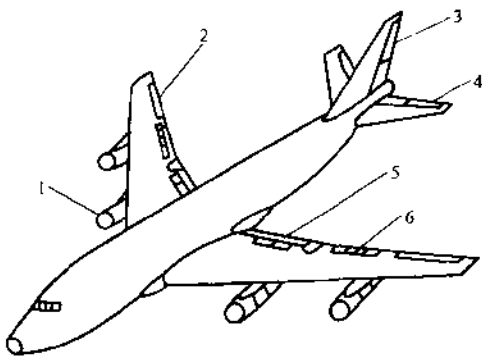


图 4.20-1 波音 747 飞机的外形图

- 1—发动机 2—副翼 3—方向舵
4—升降舵 5—襟翼 6—阻流板

(1) 结构和液压回路

整个液压系统由四个独立的系统构成,按发动机的序号依次称为 No.1 至 No.4 系统。以 No.1 系统为例见图 4.20-2。为了防止泵的气蚀,始终向油箱中加压到约 300kPa。在发动机驱动泵的下游有电动式供给切断阀,一旦发动机发生火灾时能切断液压油对发动机的供给。通常仅靠发动机驱动泵来工作,但在收、放起落架等负载较大时或者发动机驱动泵发生故障时,用压缩空气驱动泵自动工作。用配备的电动泵,为在地面牵引时提供制动用的压力油。各壳体液压泵的泄油经过滤后由装在主翼燃油箱中的冷却器冷却后返回液压油箱。系统压力超过 24MPa 时,液压油经溢流阀进入回油管。

(2) 飞机的动翼液压控制系统

1) 动翼的作用 飞机在飞行时的上升、下降、转弯、起飞、降落的每个过程都要求飞行员靠准确、稳定的操纵飞机的副翼、方向舵、升降舵、襟

翼及阻流板的偏转角度来完成的,见图 4.20-1。

由于动翼的偏转使飞机飞行过程中空气阻力发生变化,产生了控制力和控制力矩,从而起到了操纵飞机的作用。而副翼或舵面能够偏转是因为使用了一套助力装置(如液压助力器)或自动装置(如电液舵机)。

2) 液压助力器 所谓液压助力器就是飞行员借助于操纵杆通过液压机构来操纵舵面的液压装置。

如在波音 747 飞机上,为提高系统的可靠性,采用了冗余技术。以装在垂直尾翼上的方向舵为例,首先把方向舵分成上方向舵和下方向舵两部分,见图 4.20-3,即使一个方向舵出现故障,单靠另一个也能保证其功能。其次,每个方向舵都装有双串联缸见图 4.20-4,分别由两个液压系统来驱动。即使在最坏的情况下,有三个系统都出现故障时,剩下的一个系统仍能工作。

3) 电液复合舵机 所谓电液舵机翼就是根据电信号自动操纵舵面的液压装置。将液压助力器二者复合在一起即称为电液复合舵机。

典型电液复合舵机系统原理如图 4.20-5 所示,它的输入来自手动操纵装置和来自自动操纵装置的电信号。自动操纵装置是由电液伺服阀、伺服放大器、伺服液压缸、位移传感器所组成的位置伺服闭环回路,使自动操纵装置的位移(即伺服液压缸位移)与输入电信号成比例。舵机的输出是负载液压缸活塞杆的位移,此位移通过连杆机构带动舵面偏转,来自手动操纵装置或自动操纵装置的输入信号经连杆带动串联控制阀运动,串联阀的左右位移即控制了液压油进入串联液压缸的方向和流量,于是活塞杆带动舵面动作,其运动又通过反馈杆反馈到串联阀,当串联阀恢复原始位置时油路切断,使串联液压缸停止运动。两套液压系统的液压源分别由不同的发动机驱动,所以即使一个系统出现故障另一个系统也不会受到影响,只是功率减半,动作速度稍慢一些。在实际操纵时可分为三种状态:①驾驶员的手操纵状态即助力操纵状态,此时摇臂以 A 点为支点转动, B 点带动连杆一起移动,从而使串联阀运动;②自动操纵状态,此时摇臂以 O 为支点转动, B 点同样带动连杆一起移动(区别仅是传动比不同),从而也使串联阀运动;③复合操纵状态,此时摇臂上 A 点和 O 点均在运动,从而使 B 点为复合运动。

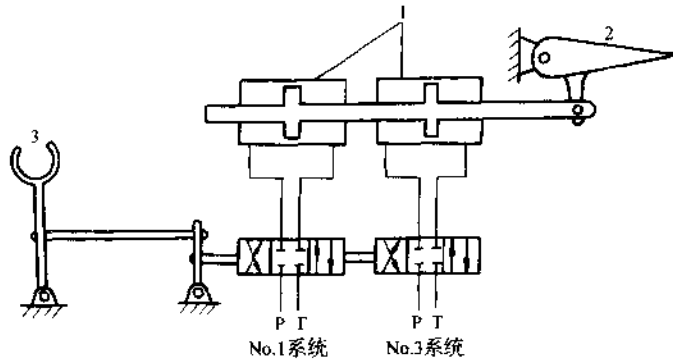


图 4.20-4 双串联缸示意图

1—液压缸 2—弹簧 3—操纵杆 P—压力油 T—回油

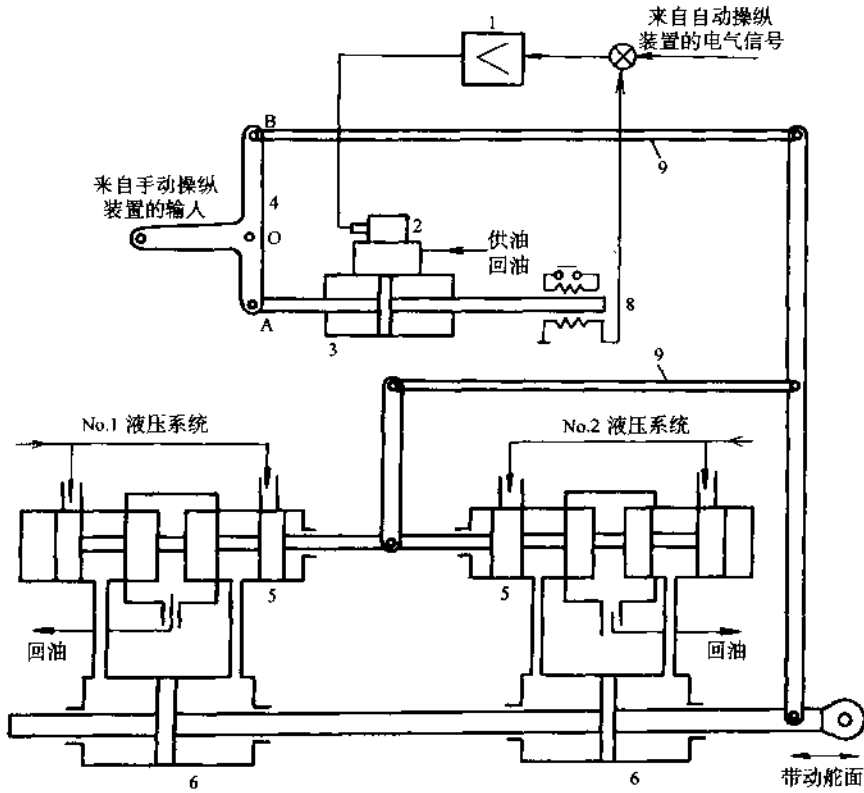


图 4.20-5 舵机系统原理示意图

1—伺服放大器 2—电液伺服阀 3—伺服液压缸 4—摇臂 5—串联控制阀 6—串联液压缸 7—反馈杆 8—位移传感器 9—连杆

偿的恒压变量泵 1，这种变量泵可自动调节泵的排量，使输出压力保持恒定，即使负载流量变动很大也能自动地保持大致恒定的压力，而且可以减小泵的驱动功率，两套液压源除供给舵机串联控制阀外，还可用其中任意一套同时供给电液伺服阀。必

须着重指出，在控制精度很高的舵机电液伺服系统中，为了始终保持良好的工作性能，必须控制油液的污染，因油液污染会使伺服阀阀芯卡死，造成伺服装置失效，而且即使尚未卡死，也会使伺服装置性能下降，一般规定用于舵机的液压油清洁度需控

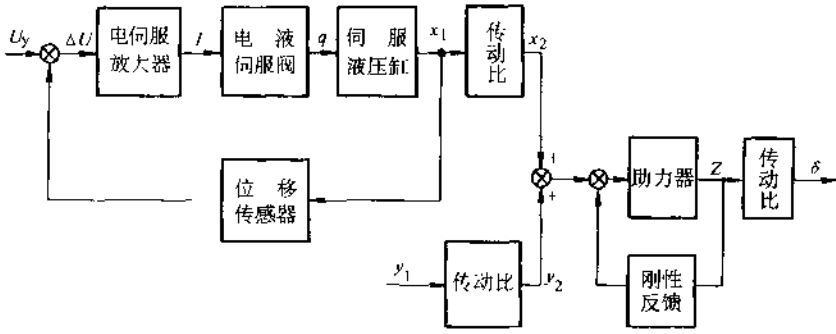


图 4.20-6 舵机系统方框图

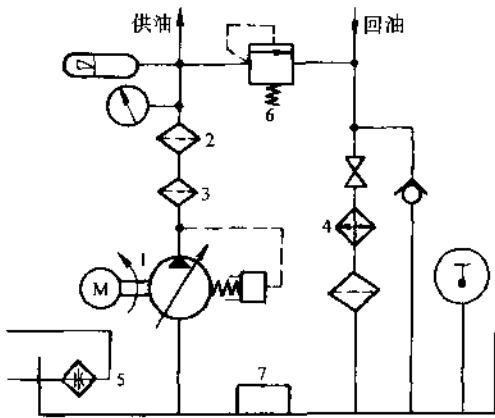


图 4.20-7 液压源回路图

制在 NAS6 级以内，为此管路过滤器 2 采用 $5\mu\text{m}$ 的精细过滤器，为防止精细过滤器堵塞，在前面再串联一个 $20\mu\text{m}$ 的过滤器 3。为了节省功率，防止油温上升过高，一般把变量泵调定成能满足平均流量，而用蓄能器储存的压力油来满足瞬时大流量需要。作为地面试验装置中的液压源为使油温控制在一定范围内，还需在回路中设置冷却装置 4 和加热装置 5 在液压源回路中溢流阀 6 处于常闭位置，作安全阀用。油箱中的磁分离器 7 通过电磁方式把液压油中的铁粉清除掉。

(3) 起落架收放、刹车液压系统

起落架收放、刹车系统包括前起落架、主起落架、左右机轮护板以及收起落架后自动刹车等，均用液压系统控制，前起落架及主起落架（包括左右两路）的三套液压系统基本相同。图 4.20-8 为某型飞机前起落架收放液压系统原理图。

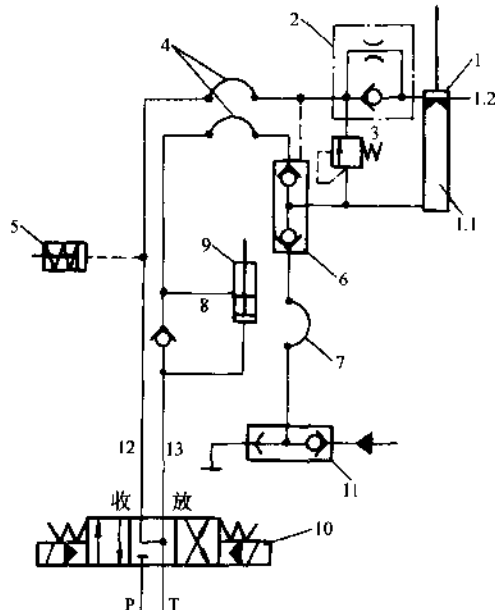


图 4.20-8 某型飞机前起落架收放液压系统原理图

三位四通电液换向阀 10，处于中间位置时，两个电磁铁都未通电，收油路 12、放油路 13 均与回油路 T 相通。当换向阀 10 处于右位时，放下油路 13 接通高压油源，因单向阀 8 闭锁，高压油首先进入开锁液压缸 9，然后接通液压锁 6，高压油进入起落架收放液压缸 1 的放下腔 1.1，其上腔 1.2 与回油路相通，将起落架放下。在液压缸上腔 1.2 出口油路上安装有一单向节流阀 2，用来减小起落架放下时的速度，缓和冲击力，放下结束后，液压锁 6 将收放液压缸放下腔油液闭锁，以备起落架收放液压缸钢珠损坏时，仍能保持起落架在放下位置。与液压锁 6 并联的高压溢流阀 3 是当收放液压缸放下腔 1.1 压力超过某定值时，此阀打开，将放下腔 1.1 的超压油液排到回油路，防止损坏机件。

收起落架的过程是，当三位四通电液换向阀切

换至左位，高压油液经单向节流阀2接通液压缸上腔1.2，其工作过程与放下起落架的过程相类似。自动刹车液压缸5的功用是在收起落架时，能自动刹住高速旋转着的机轮，以免飞机产生振动。

残油分离阀11右侧接应急油路，在应急时接通液压缸下腔1.1直接放下起落架

(4) 前轮转弯液压系统

前轮转弯系统是用联动二位四通电磁阀控制的位置系统。图4.20-9是某型飞机前轮转弯液压控制系统原理图。

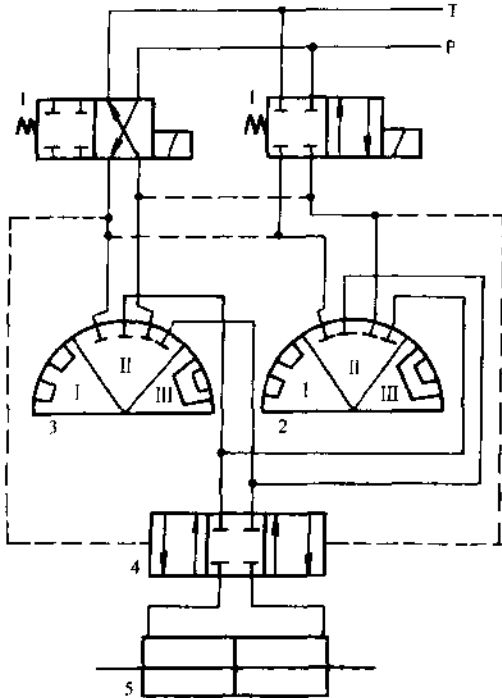


图 4.20-9 某型飞机前轮转弯液压控制系统原理图

前轮转弯系统由主液压源系统供压，操纵方法有手操纵和脚蹬操纵两种。在较小速度滑行和大角度转弯时用手操纵，其前轮左右偏角各为 $45^{\circ} \pm 2^{\circ}$ ，在起飞和着陆时，用脚蹬操纵前轮保持滑跑方向，其前轮偏转角左右各为 $10^{\circ} \pm 1^{\circ}$ 。

以手操纵前轮转弯为例。当联动电磁阀1如图所示位置时，压力油进入手操纵三位四通转阀3，转阀3处于中位Ⅱ时，进油路和回油路均不通，但液控三位四通阀4已被压力油换向到向左位置。当转动手轮，使转阀3转至1位置时，转弯液压缸5左腔通压力油，右腔通回油，转弯液压缸右移，当转动

手轮，使转阀3处于Ⅲ位置时，使转弯液压缸右腔通压力油，左腔通回油，转弯液压缸左移，带动前轮反方向转动。

用脚蹬操纵前轮转弯时，其工作原理与上述过程相同

4.20.2 飞机燃油供油量液压控制系统

飞机动力装置所用的燃油即煤油是从燃油箱输入给发动机的。油量控制靠液压系统完成。该系统又分为飞机供油系统和发动机供油系统两大部分。发动机供油系统又分为起动供油系统、主供油系统和加力供油系统等。

现以较为复杂极具代表性的“斯贝”主燃油控制系统为例说明其结构，如图4.20-10所示。

从燃油箱来的燃油进入低压燃油泵，经液压泵增压后，一路经过加力滤油器到加力燃油系统，另一路从加力滤油器流到燃油冷却的空气散热器中，再经低压燃油过滤器流到高压燃油泵中，增压后输送到燃油流量调节器，由调节器调节发动机的燃油量，并把燃油分别供给主油路和副油路。

供往副油路的燃油直接通过高压燃油停车开关，到副油路的总导管中，经副油路喷嘴喷入燃烧室。通向主油路的燃油经低压轴转速调节器，高压停车开关和流量计进入主燃油管道，通过主燃油导管的喷嘴喷入燃烧室。

主燃油系统用来为发动机起动、加速、减速以及所有工作状态下稳定工作提供所需的燃油。它通过手动控制、自动控制和安全限制三种方式来保证发动机的正常工作状态。

手动控制：驾驶员通过油门杆操纵高压停车开关和燃油流量调节器，以控制发动机的起动、停车和选择转速。

自动控制：为了满足发动机给定工作状态下所需的燃油流量，采用各种液压机械式的自动调节装置。当给定发动机某一工况时（即保持油门杆位置不变），若通过发动机的空气流量发生变化（例如，飞行高度和速度发生变化），燃油流量调节器将自动调节供油量，保持发动机的高压转子转速不变。发动机加速时，燃油流量调节器自动调节供油量的增长率，保证发动机加速即迅速且不超温，不喘激。发动机减速时，燃油流量调节器自动调节供油量的递减率，保证发动机减速时不贫油熄火。发动机起动时，通过起动放油电磁阀放回一部分燃油而

防止超温。

压比调节器的功用是：在加力时，调节喷口面积和向加力燃油调节器的空气信号发生器提供一个高压压气机进出口压力比的信号；不加力时，使喷口滑油泵斜盘固定在一个位置，不控制喷口面积，而由喷口收放阀门调节喷口面积。这时压比调节器处于自锁状态。

安全限制：当飞机状态改变时，为了维持高压转子转速不变，将引起低压转子转速、涡轮温度等发生变化，甚至超过允许值，故采用限制器限制低压转子转速，涡轮后燃气温度。高压压气机出口压力和温度，使它不超过允许值，保证发动机安全工作。

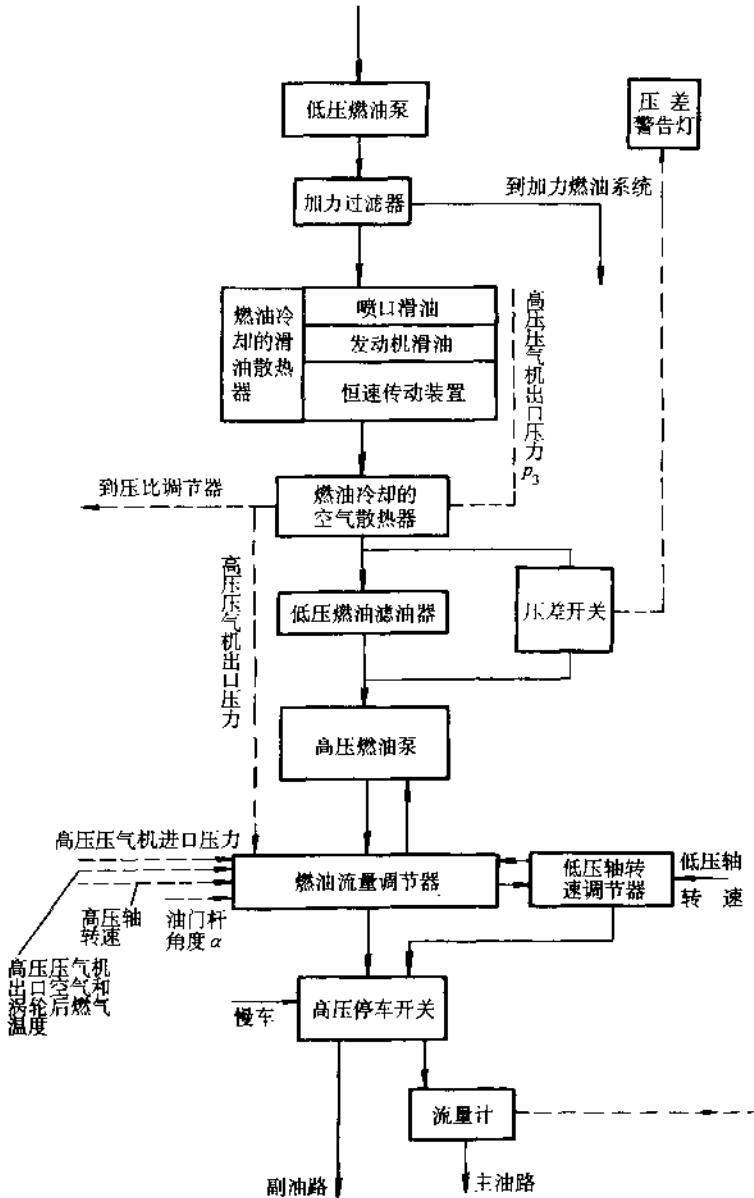


图 4.20-10 “斯贝”主燃油控制系统结构图

4.20.3 飞机的液压恒速装置

目前,大多数飞机的恒速装置都采用 400Hz 恒频交流电源。液压恒速装置可把来自发动机的、随飞行状态而变化的输入转速,变成恒定的输出转速,恒定装置再带动飞机交流发电机,便可向飞机电气系统提供 400Hz 120/208V 的三相交流电。

恒速装置的主要性能指标有输入转速范围,输出转速,额定输出功率等。输入转速范围因发动机而异,一般最高转速和最低转速之比在 2.0 左右,有的可达 3 以上。

目前,由于发电机采用高导磁性材料和喷油冷却技术后,将发电机的转速提高到 12000r/min 或 24000r/min。因此,恒速装置的输出转速就对应应有 6000、8000、12000、24000r/min。输出转速的提高可使恒速装置的尺寸、重量减小。

恒速装置的额定输出功率也与飞机用电及电源系统的配量有关。早期的恒速装置都是 20kVA、30kVA 数量级的,随着飞机用电量的增长,目前已有 150kVA 的装置投入使用。

液压恒速装置可分为液压差动恒速装置(HD型)和轴向齿轮差动液压恒速装置(AGD)两类。组合传动发电装置,就是将轴向齿轮差动液压恒速装置(AGD)在结构上与飞机交流发电机紧密地结合在一起的机构,称作 IDG。

恒速装置都具有差速器、液压装置(包括定排量液压装置和变排量液压装置)、调速器以及油箱、过滤器、阀门、供液泵、回液泵等,有的还装有限速器、转速敏感装置、脱机装置等保持装置。恒速装置的液压系统实质上是一个闭式油路(包含泵和马达的容积式调速系统)。

恒速装置的调速系统方框图见图 4.20-11。当飞机的飞行状态改变时,恒速装置的输入转数也成比例地改变,下面以三种恒速装置的典型工况来说明其调速过程。

1) 正补偿状态 当恒速装置的输入转速 n_1 小于所要求的输出转速 n_2 时,称作正补偿状态。

调速器中的敏感元件检测到实际输出转速 n_2' 与规定值 n_2 之间的差值 $-\Delta n_2$,控制滑阀使伺服活塞运动。使变排量液压装置斜盘角度增加,流量增大,定排量液压装置(液压马达)转速升高。在差速器上就将输入转速与马达转速叠加,使输出转速达到规定值 n_2 。

2) 负补偿状态 若恒速装置的实际输出转速 n_2' 大于规定的输出转速 n_2 时,称作负补偿状态。

调速器敏感元件检测到输出转速 $n_2' - n_2$ 的差值 Δn_2 ,调速器通过滑阀控制随动活塞向相反方向运动,使变排量液压装置的斜盘向相反方向摆动,这时,变排量液压装置作为“变量马达”运行。而定排量液压装置则成为“定量泵”,而此“泵”的转向是与正补偿状态时的转向相反的。在差速器上叠加的结果使实际输出转速 n_2' 下降并趋近 n_2 ,保持 n_2 的恒定输出转速。

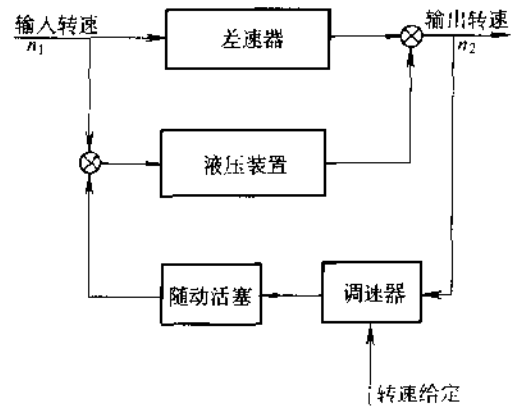


图 4.20-11 恒速装置调速系统方框图

3) 制动状态 恒速装置的输入转速经增速或减速后,在输出轴上就能得到规定的 n_2 值,这时的输入转速叫制动转速,该状态称作制动状态。

由于这时的输入转速不需差速器再附加任何转速就能使输出轴得到规定的输出转速 n_2 ,因此,定排量液压装置不应再作任何补偿,即停止转动。为此,定排量液压装置的斜盘倾角为零,流量为零,使定排量液压装置处于“制动”状态。

恒速装置内的低压供油系统保证上述各工作状态顺利运行。供液泵从带油气分离器的全姿态油箱中抽油,经过过滤器进入主液压系统,由起定压作用的溢流阀保持低压供油系统的压力。供液泵向液压装置、调节器以及各润滑通道供油。系统内漏入壳体的油,再由回液泵吸回,经回油过滤器、外接散热器,进入全姿态油箱内的油气分离器中,分离后的油再进入全姿态油箱,进行循环。

4.20.4 飞机进气道液压控制系统

进气道分为亚音速进气道和超音速进气道,在飞行条件变化时,进气道的控制是使进气道的可用

空气流量和发动机所需的空气流量相匹配,以保证进气道在飞机的整个飞行状态时能够稳定地工作,

最大限度地发挥性能,进气道控制与发动机控制间的关系见图 4.20-12 所示。

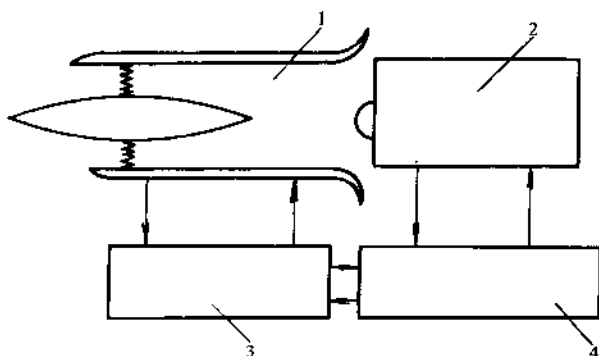


图 4.20-12 发动机控制和进气道控制的关系图
1—进气道 2—发动机 3—进气道控制 4—发动机控制

亚音速进气道在音速或跨音速飞机上采用,工作比较稳定,需要调节。“协和号”飞机动力装置的进气道调节机构是一个闭环回路可控液压缸。此调节机构能提供良好的压力恢复和低阻力的进口气流,并使进口气流畸变较小。调节的方法有调节锥体轴向位置、调节锥角的大小、调节进气道进口的捕获面积、放气调节以及辅助进气调节等。

进气锥液压控制系统常使用飞机液压收放系统的能源。该系统主要由自供油箱、变流量柱塞泵、过滤器、单向阀、安全阀、蓄能器、煤油-液压油散热器,压力传感器及压力继电器等组成。典型的歼击机上的进气锥控制系统则采用电液伺服控制的无级位置控制系统,进气锥的位置随飞行速度的增加自动向前伸出。

图 4.20-13 为进气锥收放回路。由两个二位四通电磁换向阀 1 (分别操纵第一、第二外伸位置)。双联液压缸 4,两个液压锁是由溢流阀 3 和液控单向阀 2 组成。调节进气锥的双联液压缸是由两个背靠背相互装在一起的液压缸 4.1 和 4.2 组成,缸 4.1 的活塞杆固定在可调进气锥 5 上,缸 4.2 的活塞杆固定在飞机结构上。操纵两个电磁阀向液压缸的不同腔供油,可以得到不同的进气锥位置。如同时向液压缸有杆腔供油,此时两个活塞杆都缩回液压缸内,进气锥处于收入位置。如缸 4.1 的无杆腔和缸 4.2 的有杆腔同时进油,则缸 4.1 的活塞杆伸出,缸 4.2 的活塞杆缩回,此时进气锥处于第一外

伸位置。如同时液压缸两无杆腔供油,则两活塞杆都伸出,此时进气锥处在第二外伸位置。液压锁的作用是当系统压力下降到某一数值后关闭,从而固定进气锥位置。单向阀的作用是消除气动载荷。

图 4.20-14 是“协和号”飞机用的“奥林普斯 593”发动机进气道控制示意图。如图 a 所示,由两块可调斜板 1、辅助气阀 2、防火阀 3、发动机 4 和冷却空气气动阀 5 组成。起飞时,因速度很小,斜板向上完全打开,增大通道内的最小截面、辅助气阀 2 上的平挡板向内打开,增大进入发动机的空气量,四个同步的防火阀 3 关闭,防止排气阀倒入进气道,防火阀后的冷却空气阀 5 打开,引入空气冷却发动机。

当飞机速度达 370km/h 左右时,防火阀 3 打开发动机舱进行通风。在爬升时,发动机所需空气量逐渐减少,辅助气阀 2 逐渐关小,直至辅助气阀全部关闭。

图 b 所示,当超音速飞行时,进气道斜板逐渐下降,前部斜板处于控制激波的位置。当发动机压气机进口处空气速度降到规定值时,由进气道喉部引入一股气流,通过防火阀使发动机舱通风。

图 c 所示,若超音速飞行中关闭发动机,则进气道斜板将进一步下降,同时辅助气阀 2 向外开。通过放气可降低空转消耗的功率,并且还可防止进气道进口激波系的形状,防止出现头部激波、增加外阻力、影响巡航速度。

调。

发动机在加力状态工作时，其尾喷管的控制有一套与图 4.20-15 完全相似的液压控制系统，以实现尾喷管面积调节的功能。

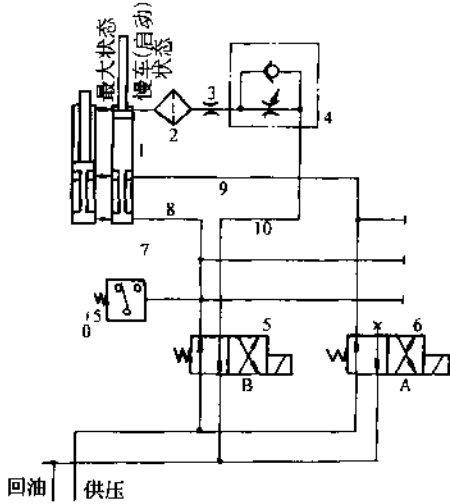


图 4.20-15 某型发动机喷口操纵与控制系统原理图

4.20.6 飞机地面试验设备液压系统

对于越来越复杂的飞机液压系统，在进行空中飞行试验前，必须先在地面做液压元件试验和全机液压系统模拟实验，以验证系统的工作性能和可靠性。飞机液压元件试验，就其试验内容而言，有强度试验、密封试验、性能试验、寿命试验和环境试验等。分别由相应的液压试验台来完成。一般又分通用试验台和专用试验台。试验台由能源部分、测试部分和控制部分组成。进行全机液压系统模拟试验时，在模拟台上所安装的液压元件、辅助件以及其他设备应当与飞机上安装部位相一致，有液压系统各操纵部分的负载模拟装置。

动力装置的试验在液压试验台上进行，用以试验发动机的性能和可靠性。同时为了保证发动机各工作状态及各飞行状态的安全可靠性和能有效地进行自动控制，还要对控制元件和控制系统进行动态试验。

图 4.20-16 是一个地面试验台的液压系统，该试验台上可试验机载泵、马达液压伺服系统的动态性能。

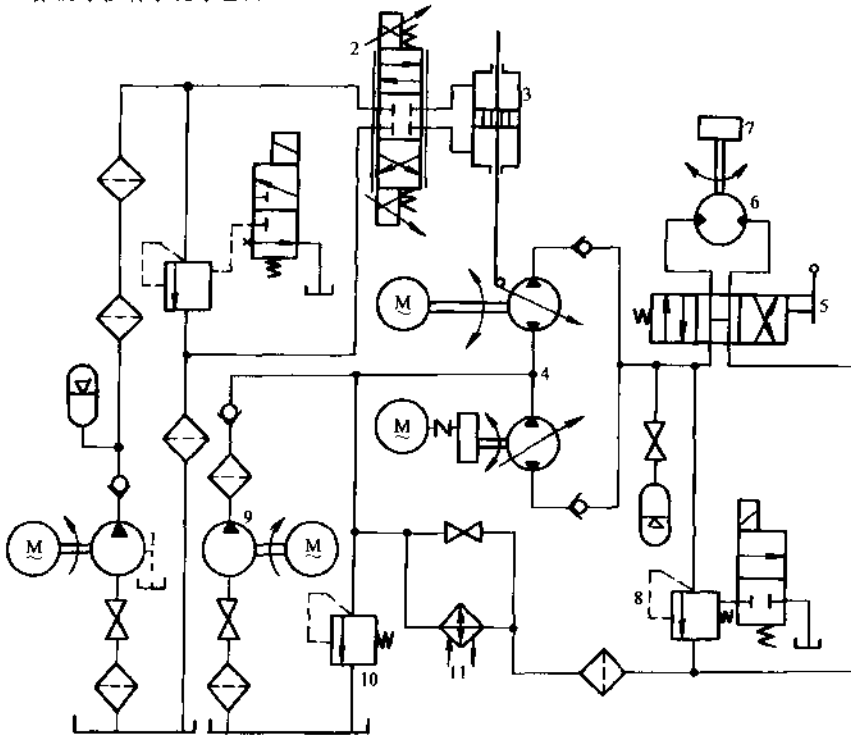


图 4.20-16 飞机地面动态实验台液压系统原理图

图 4.20-16 所示的试验台液压系统由两部分组成。一部分是伺服控制部分。供油泵 1 排出的液压油经过单向阀、粗精过滤器、电液伺服阀 2，进入液压缸 3，控制主泵 4。另一部分是泵、马达部分。两台主泵 4 分别由两台电动机带动，主泵排出的油经换向阀 5，到液压马达 6，带动齿轮箱和负载模拟器 7。两台主泵可同时起动，也可分别起动。而控制系统只控制一个主泵的变量机构。溢流阀 8 是安全阀，靠二位四通阀可使泵卸荷。9 为辅助供液泵，10 为限定泵压力的溢流阀，11 为散热器。因伺服系统需要严格控制油液的污染，故另设油箱。

试验系统中有位置反馈回路和速度反馈回路。将被控对象的数学模型输入模拟机或数字机内，控制伺服系统，便可形成半物理模拟试验台，从而可测试飞机液压系统的动态性能。

4.21 其他

4.21.1 高炮瞄准液压系统

小口径高炮是现代战争中对付低空、超低空快速目标的有效武器。对空作战中要求迅速调转火炮，使瞄准仪器（光学瞄准器具和雷达等）捕捉到目标并连续准确地跟踪目标，与此同时计算机求出射击诸元（为命中目标而赋予炮身未来方位角 β 和射角 φ ），使火炮随时指向目标未来点。 β 和 φ 角分别是火炮绕垂直轴和水平轴回转的角位移。控制炮身轴线按 β 和 φ 转动的系统称为火炮瞄准随动系

统。

由于下列原因这两套随动系统都要有足够的功率（一般在 10kW 以下）：由于目标是低空或超低空近距离的快速目标，其经历火炮有效射击区域的时间非常短促，通常只有几秒钟，因此瞄准角速度和角加速度很大，为了捕捉战机，火炮的调转必须有足够的角速度和角加速度。瞄准运动过程中火炮又要连续不断地射击，为使负载干扰力不致影响射击精度，系统应具有足够的功率。

由于身管比较长，回转部分上又装有火控系统（如雷达和计算机等）、炮弹和炮手等，因此负载的转动惯量是比较大的。

小口径高炮的机械系统如图 4.21-1 所示。汽油发动机 1 通过轮系带动柱塞泵 2、3 和辅助齿轮泵 4。泵 2 通过液压系统使液压马达 5 转动，带动轮系完成火炮方向转动。泵 3 通过液压系统使液压马达 6 转动，带动轮系完成火炮高低摆动。火炮在高低摆动时，同时通过齿轮 7、射角限制器的轮系和拨叉 8，可强制泵 3 的斜盘倾角归零，泵不再排油，液压马达 6 停转，火炮停止高低运动。射角限制器使火炮高低角不会低于某一限定的角度，因而在火炮发射时不会使火炮周围的建筑物受损。射角限制器还可限制最大高低角。

齿轮泵 4 可给主系统供油，并且是泵 2 和泵 3 变量控制系统的能源。同时，通过齿轮泵的轴带动两套变量控制系统中的两个伺服阀的阀套转动，目的是提高伺服阀的品质。

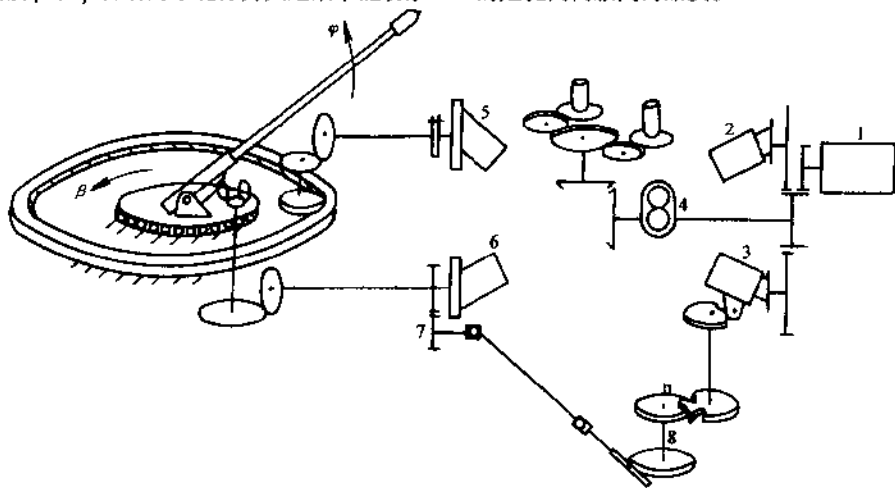


图 4.21-1 小口径高炮机械系统图

1—汽油发动机 2、3—柱塞泵 4—辅助齿轮泵 5、6—液压马达 7—齿轮
8—射角限制器和拨叉

4.21.2 坦克火炮稳定液压系统

坦克行驶在起伏地形时难以保持已经瞄准好的角度，如图 4.21-3 所示，图 a 是没有稳定器时火炮指向受地形影响变动的情况，显然这是无法保证射击精度的。图 b 所示为火炮由稳定器控制保持射向稳定的情况。另外，即使是行驶在比较平坦的路面上，坦克车体及其火炮也要不停地发生振动，这

自然会影响射击精度。由于车的振动，射角误差 $\Delta\varphi \approx 0.039\text{rad} = 39$ 密位^①，在射击 1000m 距离上的目标会造成 39m 的偏差。这一情况说明，即使在比较平坦的路面上行驶，为了保证既定射向，必须稳定火炮轴线方向不变。为了达到此目的，可采用单自由度或多个自由度的稳定器，其原理基本相同。下面介绍一种单自由度的坦克稳定器，即射角稳定器。

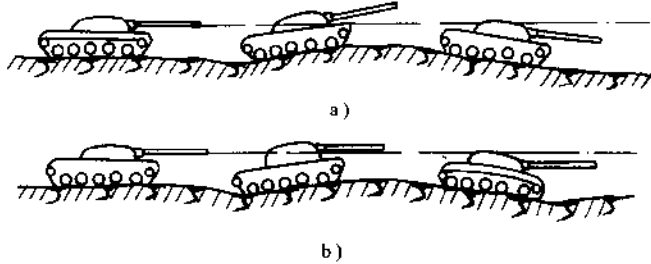


图 4.21-3 坦克行驶在起伏地段火炮的状态
a) 没有稳定器 b) 有稳定器

坦克炮稳定器控制方框图如图 4.21-4 所示，当炮身轴线受车体影响，实际位置 θ_c 与给定位置 θ_r 之间产生偏差角 $\Delta\theta$ 时，装在火炮起落部分上的二自由度陀螺仪及角度传感器自动检测出偏差角并转换成相应电压 U_1 ，经电子放大器输出电流 Δi ，加到力矩马达控制绕组下，力矩马达输出一相应的力矩 M 。此力矩用于控制液压放大器滑阀，在该力矩作用下液压放大器输出压力差 Δp （详见下

标）。该 Δp 即液压缸两腔的压差，这样在 Δp 作用下液压缸推动炮身转动直至 θ_c 与 θ_r 相等时为止。由于炮身转动惯量很大，若不采取校正系统，稳定性将变差。为改善系统的稳定性和提高系统稳态精度，本系统加入了迅速校正信号，即图 4.21-4 中由角速度传感器提供的角速度信号 U_2 。在实际系统中是用二自由度陀螺仪和旋转变压器来完成的。

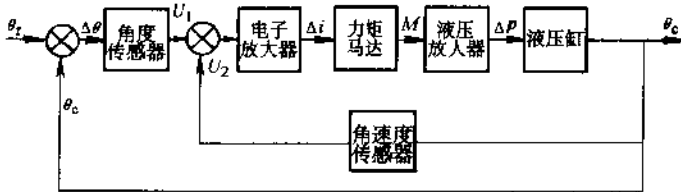


图 4.21-4 坦克炮稳定系统方框图

稳定器的液压系统原理图如图 4.21-5 所示。本系统采用了双级针阀差动节流式恒流源液压放大器，其第一级由两个排量完全相同的齿轮泵 1 和 2 供油，第二级则由排量完全相同的齿轮泵 3 和 4 供油。在上述力矩马达 5 的控制力矩 M 作用下带动控制杠杆 6 偏转（图中为顺时针偏转），处于杠杆两端的第一级针阀 7 和 8 分别向上和向下移动，节流口 9 减小，节流口 10 加大，结果 p_1 增大， p_2 减小，直至由 p_1 和 p_2 所产生的反力矩与力矩马达

的电磁力矩 M 平衡为止。在 p_1 和 p_2 的作用下，柱塞 11 向下，柱塞 12 向上，其结果是推动第二级控制杠杆 13 向逆时针方向偏转。在其作用下，针阀 14 向下，针阀 15 向上，节流口 17 减小，节流口 16 增大，导致 p_4 增加， p_3 减小。此即液压放大器

① 密位是炮兵用的测角单位。目前我军炮兵中采用的密位制是 1 密位 = $2\pi/6000 \approx 0.001\text{rad}$ ，它可以方便地表示出在 1000m 距离上的弧长数。

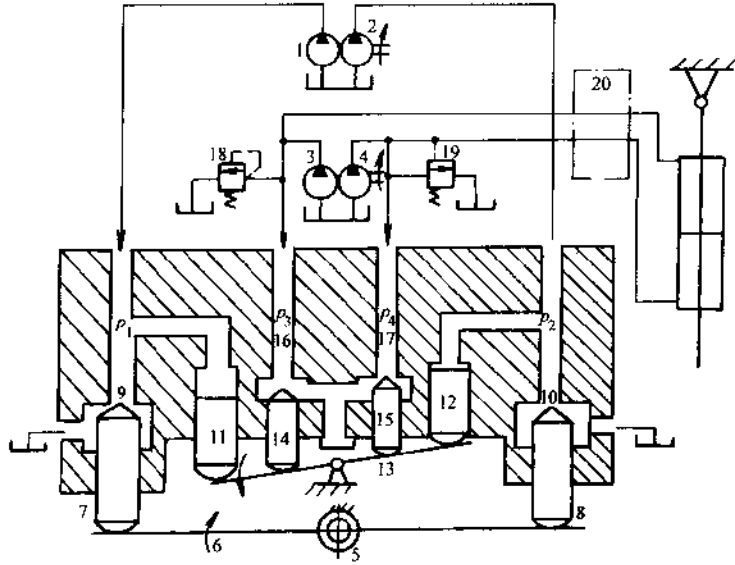


图 4.21-5 稳定器液压系统原理图

- 1、2、3、4—齿轮液压泵 5—力矩马达 6—控制杠杆 7、8—级针阀
 9、10—节流口 11、12—柱塞 13—控制杆 14、15—针阀
 16、17—节流口 18、19—溢流阀 20—闭锁与浮动回路

输出的压力差 $\Delta p = p_4 - p_3$ 。在 Δp 作用下液压缸体向下运动，带动火炮尾部向下运动。反之，火炮尾部向上运动。

在图 4.21-5 中，20 为闭锁与浮动回路。在稳定器正常工作情况下，系统乃中低压系统，其最高压力由泵出口处的两个安全阀 18 和 19 限定。限定值为 4.5 ~ 5.0MPa，但在火炮闭锁工作情况下，液压缸上下腔的压力可能达到很高的数值，本系统中允许液压缸内的压力达到 45MPa，即正常工作压力的 10 倍，显然这种超高压不应当由整个液压系统来承受。本系统在液压缸与液压放大器之间设置了一套闭锁机构，它隔断了高压向系统的反向传递。闭锁与浮动回路的原理如图 4.21-6 所示。在稳定器正常工作情况下，闭锁电磁铁 YA 断电，来自液压放大器的压力油经闭锁阀 1 通往液压缸两腔。在闭锁情况下，YA 通电，液压缸两腔高压油反向传递的压力分别被闭锁阀和单向阀 2 与 3 隔断。当液压缸上（下）腔的高压超过允许值时，安全阀 4（5）打开，同时为了防止液压缸下（上）腔出现真空，齿轮泵（见图 4.21-5）通过单向阀 3（2）向液压缸下（上）腔补油，此时，液压缸下（上）腔为低压腔。

火炮的液压闭锁是靠液压缸上下两腔封闭的液

体使炮身与炮塔之间刚性地连接在一起的。当坦克在非常恶劣的地段行驶时，可能出现炮身猛烈跳动，由此形成的高压一旦超过安全阀 4 或 5 的调定值时，安全阀开启，通过安全阀的流量大小决定着高压腔油液排放速度，火炮作制动运动直至碰到限位挡铁为止。从这个意义上说，安全阀 4 和 5 也可叫做制动阀。当火炮需要用手动传动时，液压系统不应妨碍手动操作，这时应将手动换向阀 6 推入，液压腔浮动。

系统特点：

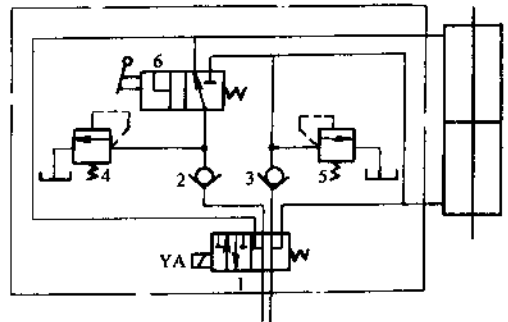


图 4.21-6 液压闭锁与浮动回路原理图

- 1—闭锁阀 2、3—单向阀 4、5—安全阀（制动阀）
 6—手动换向阀

1) 整个系统采用闭环控制, 保证了足够的控制精度。

2) 采用了两级机液伺服系统, 达到自动调节的效果。

3) 设置了油缸闭锁与浮动控制, 既可限定油缸位置; 又能方便地使用手动传动。

4.21.3 PASBAN 炮塔液压系统

用于巴基斯坦空军 PASBAN 武器系统上的炮塔液压系统, 是一个典型的阀控系统。它不仅反映了阀控马达的组合, 而且还反映了阀控液压缸的组合。系统根据雷达指挥仪的目标测量参数, 自动拖动炮塔完成方位和高低的瞄准运动, 使发射装置随时跟踪飞行目标。图 4.21-7 所示为炮塔总成示意图。可见, 液压系统分成几个单元积木式安装, 结构非常紧凑。

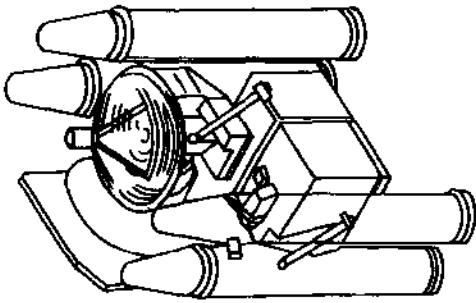


图 4.21-7 炮塔总成示意图

炮塔液压控制原理图如图 4.21-8 所示。供油系统是方位和高低液压瞄准系统的动力源。为保证主泵 10 空载启动, 在启动电动机 6 时, 电磁阀 13 处于接通位置, 来自主泵的油液经旁通阀 14 和阀 13 进入辅助油路 (与低压过滤器 7 的入端相连)。当启动后 10s, 电磁阀 13 通电, 使该阀处于断开油路位置, 压力油流入工作系统。正常工作时, 若负载压力超过安全阀 15 的预定值 23.5MPa, 则高压油将旁通阀推到左位的双通位置, 油液经阀 14 后, 一路汇到辅助油路, 另一路打开安全阀, 经之也进入辅助油路。可见, 所泄高压油不是全部通过安全阀, 旁通阀协助泄流。风冷式冷却器 5 维持液压油的温度在 52~65°C 范围之内, 油温由温度继电器 4 自动控制。

方位系统的功能是由伺服阀接收经过逐级放大的雷达指挥仪信号, 据此信号的大小和方向控制液压马达的转向和转速, 以拖动炮塔跟踪目标。

方位和高低系统各设一个相同的两级电液伺服阀 27 和 21, 前置级为喷嘴挡板型, 放大级为四通滑阀型。斜轴式单铰柱塞液压马达 31 接受伺服阀 27 所控制的油液, 其输出轴通过减速器与炮塔连接, 它是拖动炮塔正反向旋转的执行元件。补油单向阀 30 的作用是给马达某腔补充低压油, 以防止马达急速换向或突然制动时造成某腔的气穴。此二相对安装在通往马达两腔的补油单向阀, 与泵 3 出口的辅助油路相接。通往马达两腔相反安装的两个安全单向阀 29 与主泵供油路相接, 此种接法表明只有马达某一腔的压力超过主泵供油压力油时才能打开阀 29 泄油, 这样, 起过载保护作用的安全单向阀的弹簧就可以做得很软。阀控马达的动态刚度很高, 阻尼一般为欠阻尼, 因此在马达两腔加设一个 $\phi 0.1\text{mm}$ 左右的阻尼孔 28, 这样人为地增加一个高压油泄漏孔, 以增加系统的阻尼, 提高其稳定性。

当控制压力消除时, 截止阀 32 将液压马达两腔串通, 炮塔就可以用手转动。电磁阀 20 和液控单向阀 22、24 分别组成了方位和高低两个系统的闭锁, 这是一种最重要的安全装置, 在切断液压力时, 可以保持炮塔不动。

高低瞄准系统电液伺服阀 21 接收雷达指挥仪的指令信号, 控制两个并联的液压缸 26, 缸 26 与发射装置铰接, 推拉其上下运动, 从而完成俯仰瞄准。因高低和方位系统都从主泵获得压力油, 主泵的输出压力是 18.4MPa, 这是方位系统所需要的, 高低系统仅需 8.2MPa, 因此用减压阀 19 实现降压, 它由两个节流阀和一个减压阀组成。阀 19 和阀 21 之间的单向阀是为了防止负载压力波动对供油系统的冲击。阻尼孔 23 使发射装置稳定。当控制压力消除时, 打开截止阀 25 使发射装置降到下面位置。缸 26 两端各设有阻尼节流孔和单向供油阀, 使活塞运动行程终了时得以缓冲。

系统特点:

1) 此炮塔系统采用了阀控液压马达系统, 使得炮塔的动态快速性、跟踪精度和动态刚度均有较大的提高。

2) 设置了比较独特的液压马达超载保护和防吸空保护回路, 确保马达稳定, 安全运行。

3) 方位和高低系统均设置了单向隔离阀, 防止因负载突变而对油源系统的冲击。

4) 阀控缸、马达的两个工作腔之间均安装阻

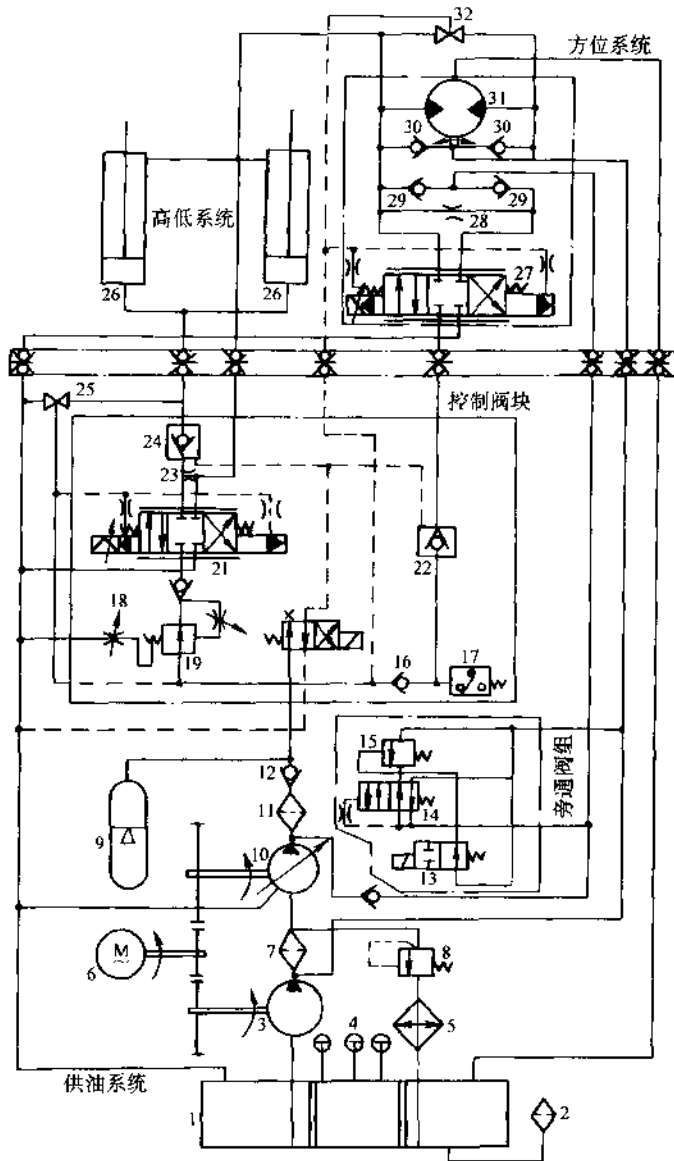


图 4.21-8 PASBAN 炮塔液压系统原理图

- 1—油箱 2—注油过滤器 3—辅助齿轮泵 4—温度继电器 (三个) 5—冷却器 6—电动机
 7—低压过滤器 8—溢流阀 9—蓄能器 10—主泵 (恒压轴向柱塞泵) 11—高压过滤器
 12—单向阀 13—电磁换向阀 14—旁通阀 15—安全阀 16—单向阀
 17—压力继电器 18—节流阀 19—减压阀 20—电磁换向阀
 21—电液伺服阀 22、24—液控单向阀 23—阻尼孔
 25—截止阀 26—液压缸 (二个) 27—电液伺服阀
 28—阻尼孔 29—安全单向阀 (二个) 30—补油单向阀 (二个) 31—液压马达 32—截止阀

尼器,增加了阀控缸,阀控马达系统的阻尼,提高其稳定性。

4.21.4 地震液压模拟试验台

核电站建设的抗震问题,是其关键技术之一;水电站建设工程中,许多大型水工建筑物位于高烈度地震区,必须考虑库水、地基和坝体的相互作用。其他工业民用建筑中也存在不少抗震问题急需解决,如高层楼房、电视塔、烟囱等。对其抗震问题均需进行结构动力试验,以获得结构抗震设计的重要依据。

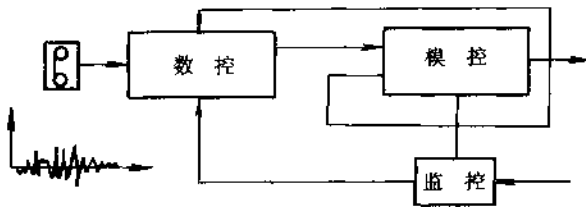


图 4.21-9 地震液压模拟试验台

1—烟囱(工程结构模型) 2—振动平台 3、4、5—分别为 x 、 y 、 z 向液压缸

液压系统特点:

1) 由于地震是一种地壳内部巨大能量的瞬时释放过程,故其液压模拟试验装置亦需满足此要求。本系统不仅设有四台高压变量泵并联供油,还设置了众多的蓄能器,用来满足系统的瞬时巨大流量的需求。

2) 采用伺服阀控油缸闭环控制系统,可以获得较高的控制精度。

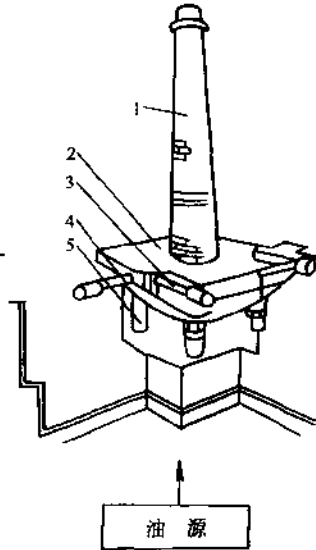
3) 在每一向伺服阀供油路上,均设置了减压阀加蓄能器,可以保证伺服阀供油压力非常稳定,确保伺服阀稳定工作。

4) 每一向伺服阀供油路上设置了单向隔断阀加调速阀的组合,避免了各向负载之间产生干扰。

5) 设置了自动温控冷却系统,以保证油温相

图 4.21-9 所示为地震液压模拟试验台示意图。烟囱 1 乃工程结构实物原型按适当比例缩小的模型,将此模型建在由 Z 向液压缸 5 支承的振动平台 2 上,把现场监测记录下的地震波,经处理后按 X、Y、Z 三向输入液压系统,由液压缸 3、4、5 产生的动作来复现地震的实况。其满载最大加速度一般在 $0.01 \sim 0.02 \text{m/s}^2$,最高工作频率在 $50 \sim 60 \text{Hz}$ 以下。

图 4.21-10 所示为 $5\text{m} \times 5\text{m}$ 三向振动台液压系统原理图。振动平台尺寸为 $5\text{m} \times 5\text{m}$,最大载重 20t ,台面自重 20t ,最大倾覆力矩 $35 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{m}$ 。



对稳定,为伺服阀稳定工作提供必要条件。

4.21.5 可调定位机械臂液压系统

该可调定位机械臂利用普通开关阀控制,就可完成点位控制,具有启动快速、节能等特点。图 4.21-11 为可调定位机械臂液压控制原理图。液压缸活塞杆推动机械臂,完成从第一条连铸线准确、快速伸至第二、三、四条连铸线,或从第二、三、四条连铸线快速、准确缩至第一条连铸线的动作。

电磁换向阀 1 和 5、2 和 6、3 和 7、4 和 8 成对使用。任一瞬时,如某一对阀通电,其他阀断电,则液压油进出伺服阀窗口的位置便被确定了。此时,伺服阀阀芯台肩没有完全遮盖住对应的通油窗口,压力油便通过此窗口进入液压缸,推动活

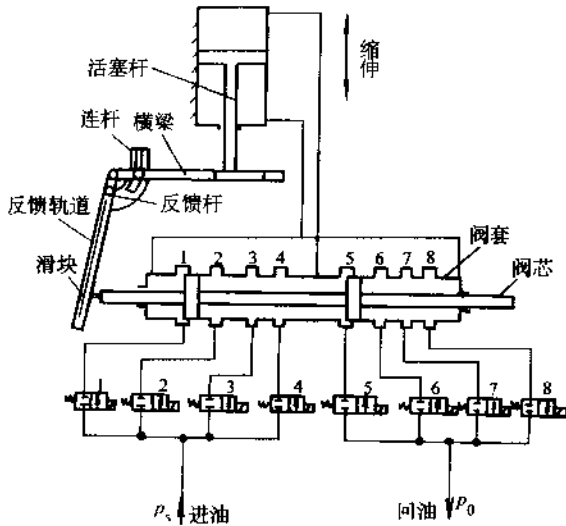


图 4.21-11 可调定位机械臂液压原理图

塞杆移动，而和活塞杆相连接的反馈杆又带动反馈轨道移动，滑块在组成反馈轨道的导向块上滑动，推动伺服阀阀芯移动；回油从相应的窗口，流过电磁阀，回到油箱。这一过程直到上面的进回油窗口被关闭为止，即活塞杆带动的机械手手部停在指定的连铸线上。

机械手手部在连铸线间的停留，可通过将 1~8 共 8 个电磁阀全部关闭来实现。

系统的特点：

1) 在正常实际工作中，起动时间伺服阀节流窗口全开，使液压缸活塞杆很快达到最大速度，能实现快速工作的要求，减少了液压能损失。

2) 反馈可以调节。使得此系统在使用时灵活方便，能适应所控制工作点的变化，主机安装位置的误差。

3) 这种可调定位机械臂液压系统，可以实现较高精度的点位控制；且安全可靠、造价低廉，维护简便。

4) 采用普通开关换向阀进行控制，可方便地利用 PLC 直接驱动。

4.21.6 垃圾处理车液压系统（一）

敞开式的自卸垃圾车在运输过程中易造成二次污染；而侧装式封闭垃圾车由于高位倾倒易损坏，故使用维修费用较高。同时两者均无垃圾压实功能，运输松散型生活垃圾的经济性能均不高。针对以上缺陷，新开发了后装式垃圾压实车。

图 4.21-12 为后装式垃圾压实车的外形示意图。该车是在东风 EQ1061TJ 型汽车底盘经加装封闭式车厢、压实填塞装置及推板卸料机构等专用作业装置组成的，所有动作均采用液压驱动。图 4.21-13 为其液压系统原理图。

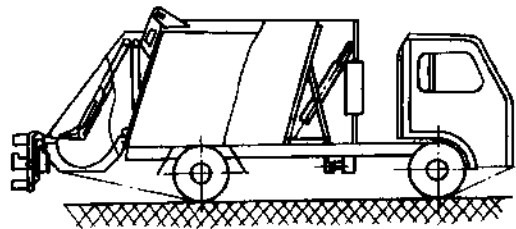


图 4.21-12 垃圾压实车外形图

泵的动力取自汽车的变速箱，而该车的所有作业装置均由该泵提供的压力油驱动。主要动作如下：

当垃圾投入汽车尾部的填塞器（尾斗）后，首先由阀 4 控制的清扫缸 12 动作，将清扫板打开，然后阀 5 控制的两条压实缸 13 向下动作，完成对粗大、杂硬的垃圾压碎、压实功能；之后，清扫缸在阀 4 换向后动作，使清扫板绕销轴转动，从而实现垃圾的第二步压实；最后，压实缸向上提动，将垃圾扫入密闭的箱体，从而完成垃圾的进一步压实。推板卸料机构在垃圾的推动下，推板逐渐后移，由于推出缸 14 的回油路上有阀 7 的作用，因此，垃圾在进入箱体过程中始终受到双向压缩。

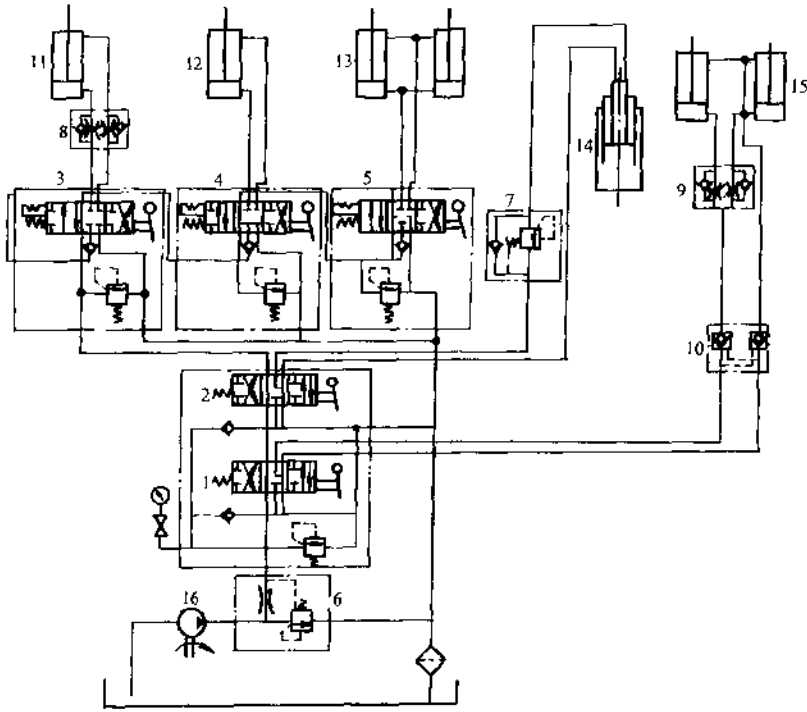


图 4.21-13 后装式垃圾压实车液压系统原理图

垃圾运达目的地后,操纵阀1通过尾斗缸15打开尾斗,之后操纵阀2,推出缸将垃圾顶出。此外,为了适应桶装垃圾的收运,在系统中还添加了翻桶缸11及其控制阀3,从而实现桶装垃圾的翻转及倾倒。

液压系统的特点:

1) 由于作业时动作较多,为便于操纵又省却维修的麻烦,采用手柄——软轴来推拉阀3、4、5的阀芯,从而完成翻桶—压实—清扫三个双向动作。由于阀3、4、5是以串联方式工作的,因此每次推拉或压下二个手柄,都可完成翻桶—压实—清扫半个工作循环。这可大大减轻由于采用手动方式而带来的操纵强度的增加。实现压实作业的半自动化。

2) 由于所装载的垃圾成分较为复杂,为了防止压实垃圾对工作机构的损坏,在阀3、4、5的进油口均设置溢流阀,该阀的调定压力按实际工况调定为8MPa。

3) 由于液压泵的动力取自汽车变速箱,其输出流量易受发动机转速影响,而导致工作机构的动作速度不稳定;在泵出口设置了流量压力阀6,解决了各机构动作的稳定性问题。

4) 由于结构空间限制,推出缸必须采用多级缸。为避免空车返回途中,由于路面颠簸,而造成外伸的多级缸及其密封的损坏;特采用双作用式多级缸,在垃圾推出后缩回多级缸。

4.21.7 垃圾处理车液压系统(二)

该车采用东风140型汽车设计改装而成,其外形示意见图4.21-14。

该垃圾运输车主要由全密封车厢、液压推送装置和液压力压缩装置、液压提升斗、垃圾液压自卸装置等组成。其动作机构全部采用液压驱动,(推送)压缩力大,能够使车厢内的垃圾填充密实,使载荷分布均匀。其装载量相当于敞开松散式的5倍多,大幅度降低了垃圾中转运输的成本。

该车的液压原理见图4.21-15。

液压系统的特点:

1) 采用并联式手动换向阀控制,可以实现两个动作同时工作,加快了工作进度。

2) 各执行机构的速度分别单独调节,使各执行机构的运行速度更恰当。

3) 针对各机构同步要求的不同,既有普通并联供油,又有同步阀供油的同步控制方式。

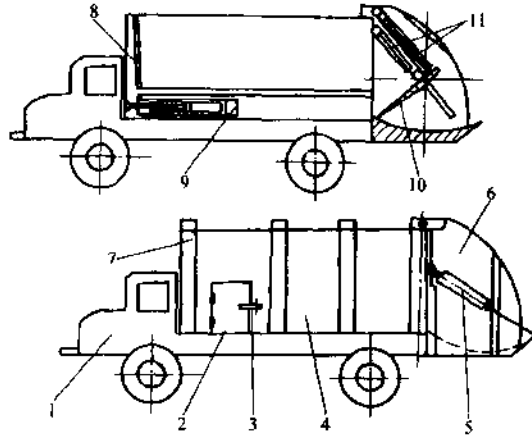


图 4.21-14 垃圾运输车外形示意

- 1—车风 140 型汽车 2—垃圾压缩箱检查门 3—检查门门锁 4—垃圾压缩箱 5—装料斗升降缸
6—装料斗 7—密封车厢加固梁 8—卸垃圾的推板 9—卸车多级缸 10—垃圾压缩板
11—压缩垃圾升降缸

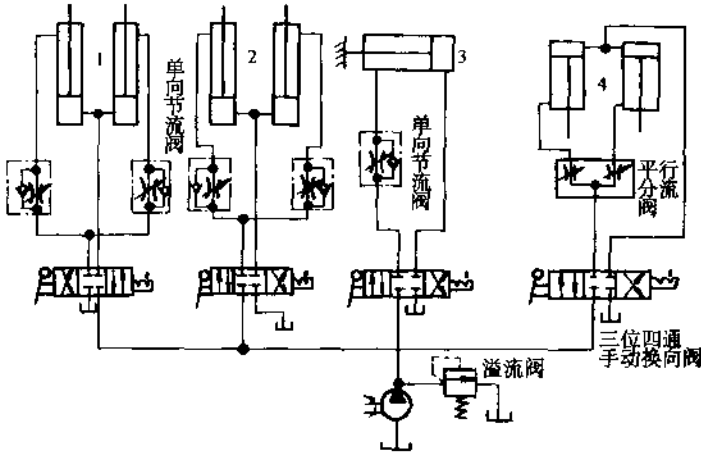


图 4.21-15 垃圾车液压原理图

- 1、2—废弃物装车 and 压缩缸 3—废弃物推卸缸 4—装料斗升降缸

4.21.8 潜水救生钟液压系统

潜水救生钟是当今世界各国海军首选的最有效的援潜救生设备之一。其工作示意图 4.21-16。当潜艇失事沉没，但尚未完全破损时，即可通过潜水救生钟实施救援。艇员在失事艇内释放出救生浮标，浮标拖带一根救生缆上浮到水面，浮标内携带的无线电通讯系统发出呼救信号。救援船只到达失事艇水域后，将救生缆穿过钟下室的切割液压缸刀头，缠绕到钟下室的对口绞车上。救援船上的甲板绞车放缆装缆，对口绞车收救生缆。同时，通气液

压缸打开钟的压载水舱，使钟在负浮力状态下下潜。当钟引导到失事艇救生平台上时，转裙旋转，与失事艇对接，艇员即可进入钟内。对口绞车放缆，甲板绞车收缆。同时，高压气瓶吹除压载水舱内的空气，钟在正浮力状态下上浮回母船，将艇员救出。紧急情况下，切割液压缸切断救生缆，钟与艇迅速脱离，确保钟内救生人员的安全。

潜水救生钟液压原理见图 4.21-17 所示。它主要由液压油源、推进伺服控制系统、电磁控制系统、压力补偿系统、应急手动系统等组成。为减少系统的体积和重量，采用带压力补偿的闭式回路。

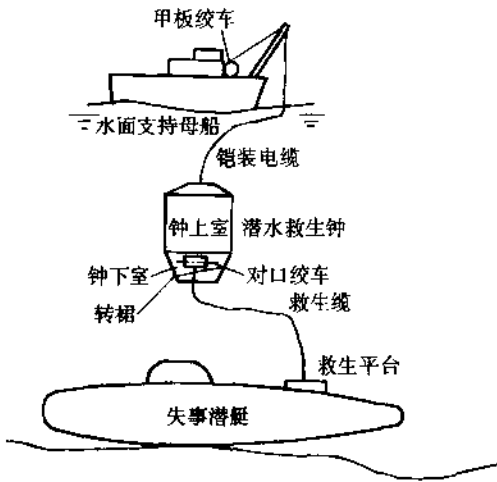


图 4.21-16 潜水救生钟工作示意图

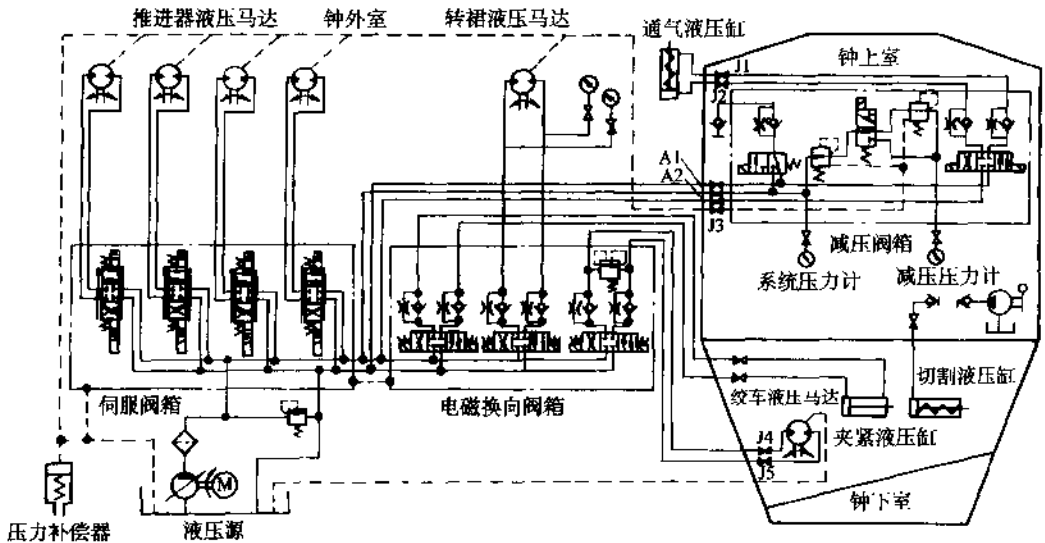


图 4.21-17 潜水救生钟液压系统原理图

由于波浪使母船急剧升沉而带来的不利影响，确保救生绳不拉断。当钟与艇对接时，电磁换向阀工作，压力经减压阀一级减压为 10MPa，保证救生绳的最大设计拉力，使对接方便。

通气液压缸回路设有截止阀 J_1 、 J_2 ，当液压缸伸出后，关闭截止阀 J_1 、 J_2 ，使通气液压缸一直处于工作状态，钟压载水舱充水。这样可保证无人时，钟也能以负浮力状态下潜。

为保证在紧急情况下救生钟脱离失事潜艇，设有阀控切断回路和手动应急泵，并配置相应的快换接头。发生紧急故障，且故障无法立即排除时，切

液压油源引进加拿大 I.S.E 公司产品，带有油箱、补偿器、过滤器及各种报警传感器等，其中油箱是水下专用的。

推进伺服控制系统采用 MOOG 伺服阀，其最大特点是阀盖很厚，可以承受 6MPa 外压，因此可以在水下 600m 使用。推进器液压马达是专用产品，可在海水中直接使用；它驱动螺旋桨工作，为救生钟提供运动所需的动力。

电磁控制系统由减压阀箱、电磁阀箱、夹紧液压缸、转裙液压马达及对口绞车液压马达等组成。其中减压阀箱内设置 2 个减压阀，为电磁控制系统提供二档工作压力。二档工作压力切换由电磁换向阀实现，钟上室设切换按钮。在救生钟收放过程中，电磁换向阀不工作，压力经减压阀二级减压为 5MPa。这样对口绞车救生绳所受拉力较低，避免

割液压缸应立即切断救生绳，使救生钟与失事艇迅速脱离。阀控切割回路和手动应急泵互为备用，符合《潜水系统和潜水器入级与建造规范》要求。

压力补偿器内充满液压油，与液压系统相连。当钟下潜时，海水压力作用在补偿器软质皮囊上，将压力传递至伺服阀箱、电磁换向阀箱、电动机箱等内部，使它们内压力与海水压力相对平衡，并随下潜深度变化而自动调节，从而达到压力补偿的作用。这样，各阀箱盖均为薄壁件，大大减少了体积和重量。

液压系统的特点：

1) 采用恒压式变量柱塞泵, 大大减少了系统发热, 使系统具有较高效率。

2) 采用伺服阀控马达系统来驱动推进器, 可以获得适合各种环境状况的理想的推进速度。

3) 为适应设备水下作业的特殊条件, 设置了自动压力补偿系统, 使各薄壁箱体的内、外压力保持基本平衡。

4.21.9 恒压变量泵液压系统

液压传动系统有很多优点, 但也有缺点, 其主要的缺点之一就是效率低, 能量消耗大。下面将就恒压变量泵的节能进行一些分析。

恒压变量泵是用恒压阀控制柱塞泵的变量缸使其改变斜盘倾角来实现泵的变量。图 4.21-18 为恒压阀控制单作用变量缸的恒压变量泵; 图 4.21-19 为恒压阀控制双作用变量缸的恒压变量泵。

下面将从节能的角度介绍恒压变量泵的几种应用。

1) 如果负载流量经常大于系统最大流量的 80%, 而负载又没有“保压”要求时, 宜采用定量泵系统, 虽然这时也可采用恒压变量泵系统, 但由于恒压变量泵系统价格比定量泵贵, 会使系统制造成本增高;

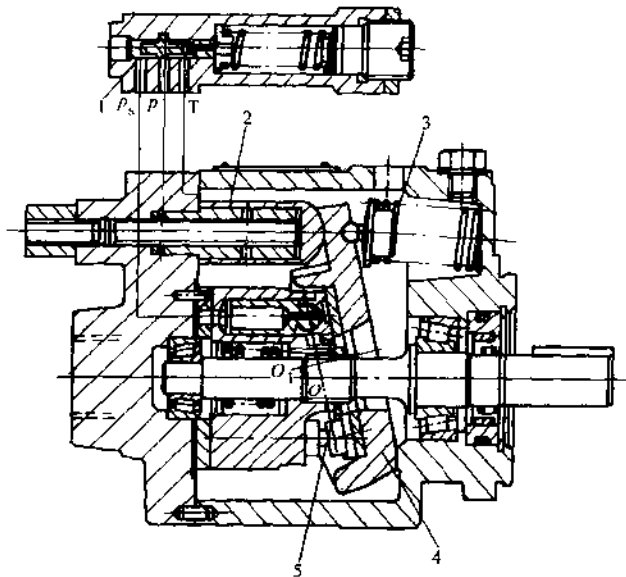


图 4.21-18 单作用变量缸恒压变量泵

1—恒压阀 2—单作用变量缸 3—斜盘复位弹簧 4—斜盘 5—球铰

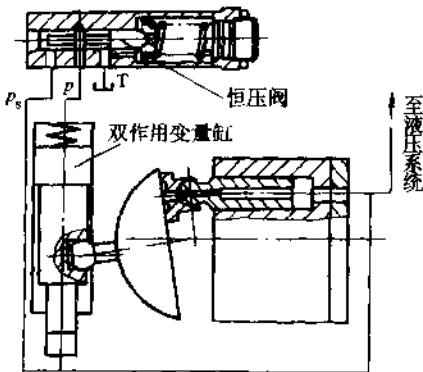


图 4.21-19 双作用变量缸恒压变量泵

2) 在负载压力经常高于系统最高压力的 80% 时, 宜采用恒压变量泵系统;

3) 在有“保压”和“限压”要求的系统, 从节能和减少系统发热的角度, 都必须采用恒压变量泵系统。下面提供几种实例。

节流阀调整系统 以前常用定量泵系统, 泵的多余流量通过溢流阀排回油箱, 功率损失大, 系统易发热。采用如图 4.21-20 的恒压变量泵系统以后, 其泵的输出流量等于调速阀所调节的流量, 输出压力等于恒压泵的调节压力, 可使系统的功率损失减少到最低限度。

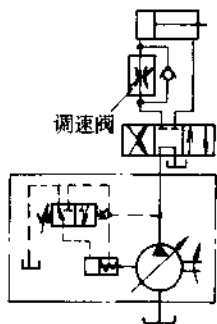


图 4.21-20 恒压变量节流调速系统

换向阀中位常闭系统 在某些液压系统中，换向阀中位不允许常开（即 M 型），而要采用常闭型式（即 O 型）；采用定量泵系统，非工作状态时功率损失很大；采用恒压变量泵系统后，泵将处于保压状态，没有阀和管路的压力降，这时系统的功率损失与定量泵配换向阀中位常开系统差不多，均占系统损失的 10% 左右。其原理如图 4.21-21 所示。

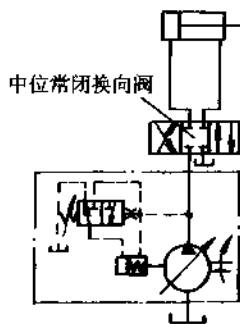


图 4.21-21 恒压变量泵配换向阀中位常闭系统

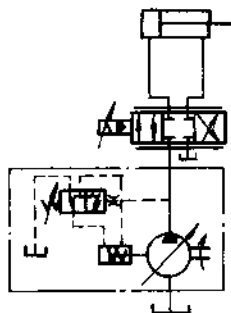


图 4.21-22 恒压变量泵配电液伺服系统

电液伺服系统 在电液伺服系统中，往往需要恒压能源，采用恒压变量泵作为它的恒压能源最为合适。当然，由于恒压变量的恒压变量泵的变量机构响应速度较低，一般只有 3~5Hz，为了保证有

足够的瞬时流量供给电液伺服阀，通常在恒压泵的出口，还安装一定容量的蓄能器。（图中未画出）。其原理见图 4.21-22。

电液比例换向阀系统 这种系统中常采用电液比例方向节流阀，其功能与电液伺服阀系统相同，但系统的频率响应较低（10Hz 左右）。其原理见图 4.21-23。

保压系统 任何恒压变量泵都适用于保压系统，但大型恒压变量泵价格较贵，而且全压零流量时泵的功率损失较大，因此，既经济而又节能的方法是采用一台大的定量泵和一台小的恒压变量泵组合用于保压系统。依靠恒压变量泵 Q_2 来补偿系统的泄漏。其原理见图 4.21-24 所示。

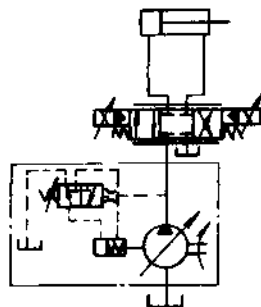


图 4.21-23 恒压变量泵配电液比例换向阀系统

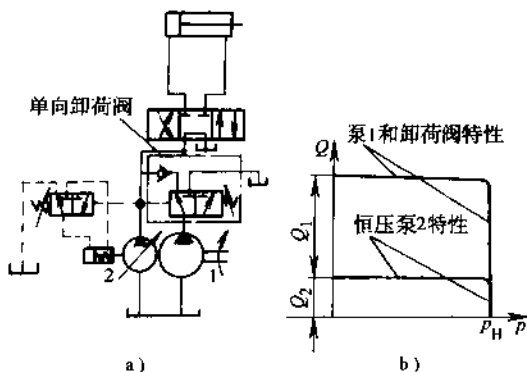


图 4.21-24 恒压变量泵保压系统

a) 液压原理图 b) 特性曲线

蓄能器传动系统 在某些需要大流量或瞬时需要大流量的系统中，为了减小系统的装机容量，往往采用蓄能器传动系统。以往的蓄能器传动系统中，常采用多台泵组合的定量泵系统，当系统达到蓄能器的最高压力时，采用停泵或停部分泵的方法，否则将使系统产生很大的功率损失。而采用图 4.21-25 的恒压泵系统，将使液压和电气系统都大

为简化。

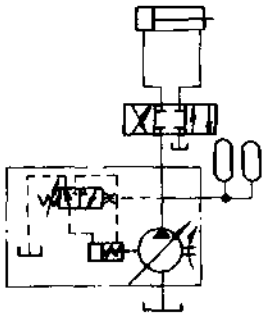


图 4.21-25 恒压变量泵配蓄能器传动系统

4.21.10 转向泵出厂试验装置液压系统

微机辅助测试系统共由四大部分组成，如图 4.21-26 所示。交流电动机及变频电源部分可改变被试转向泵的转速；液压部分提供被试泵的夹紧和各种工作状态；测试部分包括各种传感器和二次仪表，完成压力、流量、转速和温度四种参数的检测；可编程控制器完成油温控制、冲击试验和数据采集，以及向上位机通信显示等。

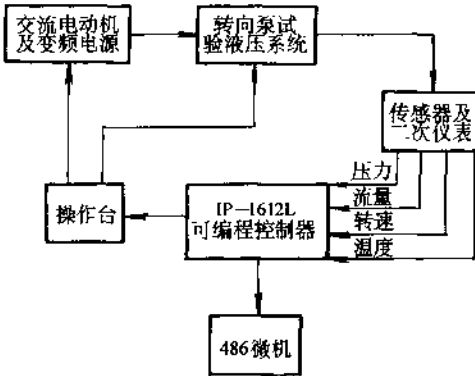


图 4.21-26 微机辅助测试转向泵出厂试验系统组成框图

图 4.21-27 所示为测试系统被试泵夹紧装置。采用曲线压板 1 随形压紧工件；采用锥面联轴器 3 与弹簧 4 配合使用，自动找正中心线；采用液压缸 2 快速夹紧。因此，被试泵装卸简单快速，定位准确，工作安全可靠。

其液压系统原理如图 4.21-28 所示。被试转向泵的安装夹紧回路由液压泵 18、电磁阀 20、溢流阀 19、双液控单向阀 21、蓄能器 24、液压缸 22 等组成。当被试泵被夹紧进行试验时，电磁换向阀

20 处于中位，液压泵 18 卸荷，此时夹紧液压缸 22 由液控单向阀 21 保压，蓄能器 24 内的压力油补偿夹紧液压缸的泄漏，维持所需的夹紧力。

被试泵测试回路由被试泵 8，溢流阀 9、12、15，电磁换向阀 11、13、14，压力传感器 10 和流量传感器 16 等组成。进行测试时，各电磁铁动作顺序见表 4.21-1 所示。

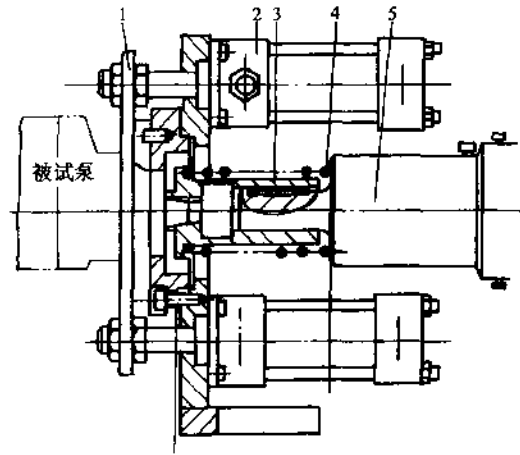


图 4.21-27 被试泵夹紧装置
1—曲线压板 2—液压缸 3—锥面联轴器
4—弹簧 5—主传动轴

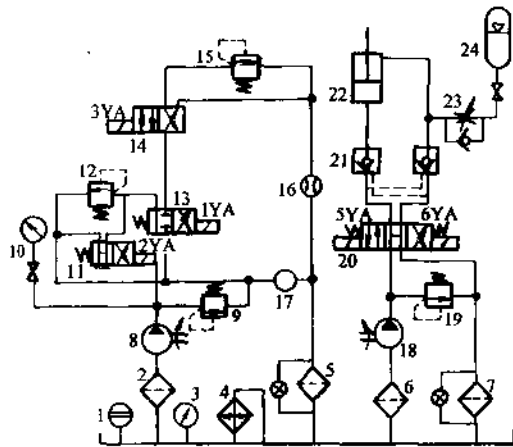


图 4.21-28 转向泵出厂试验液压系统图
1—液位控制器 2、6—吸油过滤器 3—温度传感器
4—电加热器 5、7—精过滤器 8—被试转向泵 9、12、15、19—溢流阀 10—压力传感器 11、13、14、20—电磁换向阀 16—流量传感器 17—油窗、18—液泵 21—液控单向阀 22—液缸 23—单向节流阀 24—蓄能器

表 4.21-1 转向泵测试电磁铁动作表

测试过程	电磁铁		
	1YA	2YA	3YA
起动机升速至 500r/min 测试油温	-	-	-
压力升至半载 测试半载流量	+	-	+
降压至零升速至 1200r/min 测试空载流量	+	-	-
升速至 1500r/min 冲击两次	-	+	-
测 1500r/min 时最高压力及 压力振摆	-	+	-
降压至零升速至 3200r/min 测试空载流量	+	-	-

注：+ 表示电磁铁通电。

4.21.11 X 光隔室透视站位液压系统

实行 X 光隔室透视，是避免医生身体受 X 光长期辐射的有效措施。

图 4.21-29 为 X 光隔室透视示意图。室 1 为医生工作间——无 X 射线辐射的暗室，室 3 为受检者透视室——球管 4 放射 X 射线的光室。两室之间以防护墙隔离，荧光屏 2 镶嵌于防护墙上。检查时，受检者进入室 3，面向荧光屏站立在转盘 5 上，医生在室 1 座位上注视着荧光屏，启动 X 射线球管机后，通过各按钮开关进行控制检查。

转盘 5 可带动受检者作上下移动和左右回转；荧光屏也可作上下移动。各机构的运动可单独进行，也可配合进行，速度可快可慢，医生可方便地对受检者检查身体各部位。

图 4.21-30 为该站位液压系统原理图。转盘及

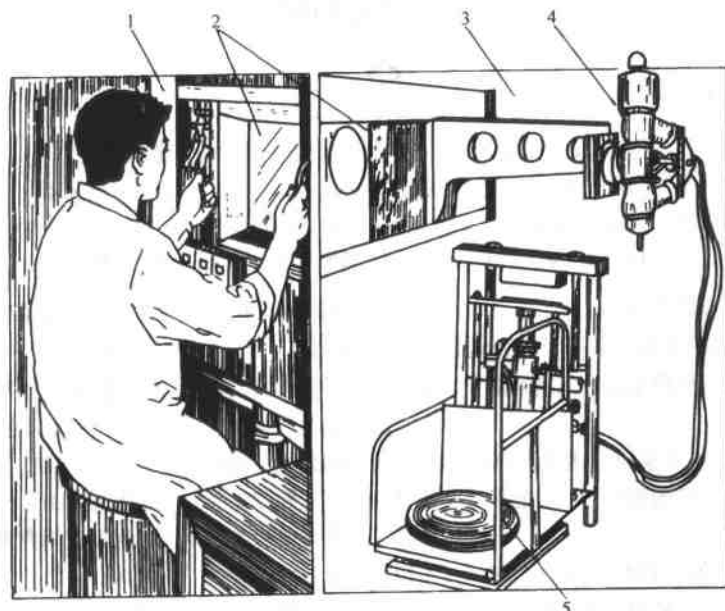


图 4.21-29 X 光隔室透视示意图

1—暗室 2—荧光屏 3—光室 4—X 线球管 5—转盘（站立被检查者）

荧光屏的升降分别由各自的液压缸 13、11 带动，为了消除降落时装备自重及受检人对运动平稳性的影响，在两个缸的无杆腔分别设置了平衡阀 10。转盘的回转由轴向柱塞液压马达 12 驱动。因受检者站立在转盘上，故要求转盘缓慢而平稳运动，但液压马达 12 在过低转速下转动不易保证平稳，因

此，在液压马达的输出轴上设置了一套减速机构，以便在满足转盘低速稳定回转的要求下，提高液压马达的转速，确保液压马达工作在稳定转速区段；同时，为保证转盘的准确定位（即液压马达 12 供油停止，转盘随即固定在一定位置而无漂移）；在液压马达的 A、B 口均设置了液控单向阀 9。

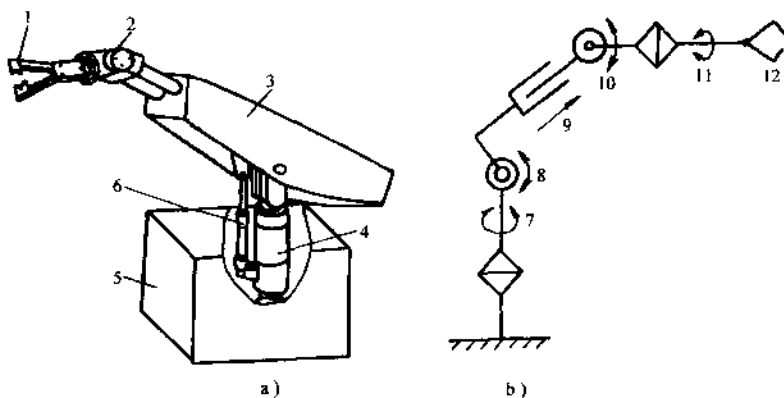


图 4.21-31 JSS35 型机器人

a) 外形图 b) 运动机能符号图

- 1—手爪 2—手腕 3—手臂 4—立柱 5—底座油箱 6—俯仰缸 7—水平回转
8—俯仰 9—伸缩 10—腕摆动 11—腕回转 12—钳爪式手部

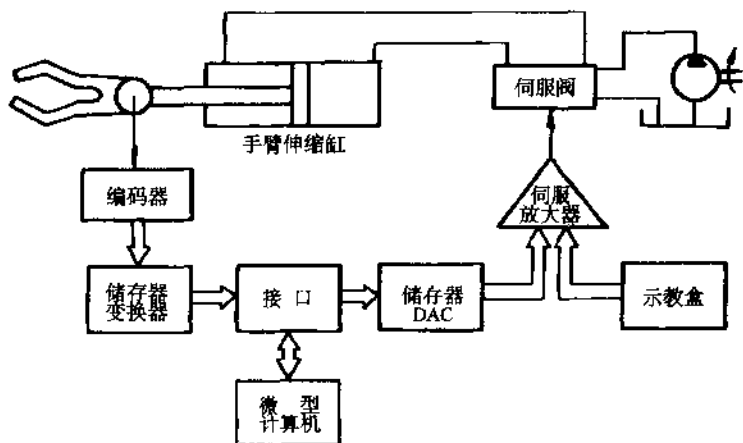


图 4.21-32 示教再现控制原理图

1) 示教过程：按动示教盒上的手臂伸出或缩回按钮，发出控制信号，经伺服放大器放大后控制电液伺服阀的开口大小和方向。压力油经伺服阀进入手臂伸缩缸伸出（或缩回）。由于手臂与行程检测装置——编码器连接，手臂伸出或缩回的位移随时被编码器变成数字信息。通过微机和接口电路发出采样信号，对其进行采样，采样数值暂存于存储器，由变换器将采样数值（周期二进制码）变为自然二进制码后，存储在计算机的内存单元里，这样就完成了手臂动作的示教过程。用上述方法可示教机器人各轴的运动。示教时可用外围设备（如录音机）记录程序，以备后用。

2) 再现过程：再现就是机器人自动复现示教的全部动作。首先由外围设备（录音机）将示教时

记录的全部数据送入微机内存，然后执行再现程序。通过微机和接口电路发出采样信号，将采样数值（周期二进制码）变为微机能接受的自然二进制码，微机将变换后的采样数值与微机相应的数值进行比较。比较后的数字偏差信号通过接口暂存于存储器，由 DAC（变换器）转换成模拟电压信号，该模拟偏差信号经放大器放大后控制伺服阀开口大小和方向，从而控制手臂移动速度和方向。只要计算机中有偏差信号输出，手臂就继续移动。随着手臂的移动，偏差信号越来越小。当偏差信号为零或达到给定精度时，手臂达到示教位置、停止移动。按上述再现原理可再现示教的所有动作。

图 4.21-33 为 JSS35 型机器人的液压及气动系统原理图。叶片泵 3 输出的压力油经过滤精度为

10 μ m 的精过滤器 9 过滤后, 通过单向阀 10 进入电液伺服阀 15~19, 然后再进入液压缸 26~30 推动活塞带动相应机构运动, 从而获得机器人各轴的动作。各轴的运动速度和方向由输入电液伺服阀的电流大小和方向进行控制, 所以机器人可实现高速精确定位。单向阀 10 用来防止泵 3 在不工作时压力油回流。并联在高压油路中的蓄能器 13, 用来贮存多余油液和保持系统压力稳定。系统额定工作压力

由溢流阀 6 调定。在手臂水平回转缸 28、手腕上下摆动缸 29 及手腕回转缸 30 的油路中, 分别设置了双向安全阀 20 和 21、22 和 23、24 和 25; 机器人在工作过程中碰到障碍时, 油压升高, 当达到安全阀调定压力时, 油液经安全阀、电液伺服阀、精过滤器 31、冷却器 32 流回油箱, 从而保证机器人安全操作。手臂伸缩缸 27 采用差动连接, 以保证手臂伸出与缩回运动速度相等。

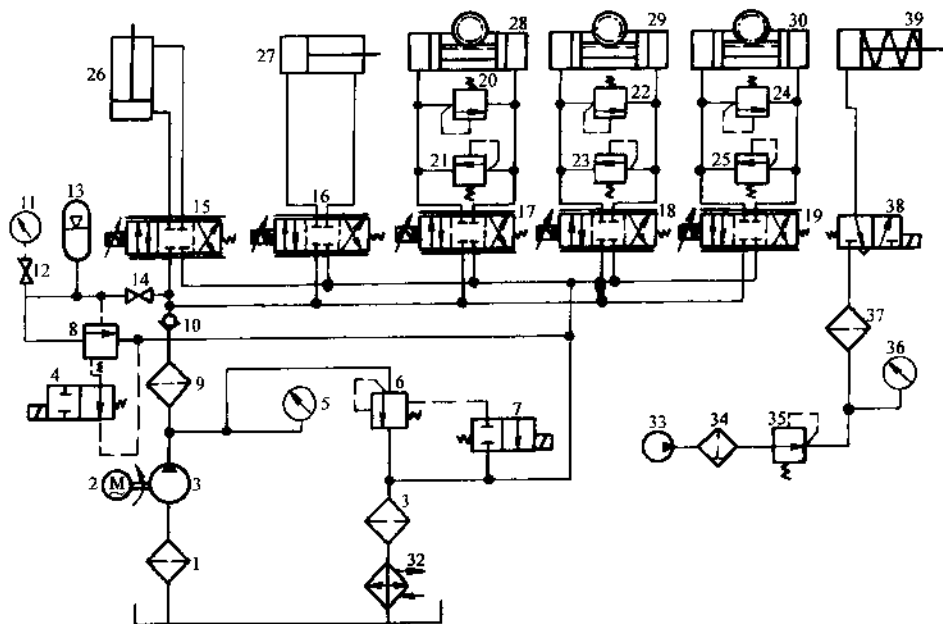


图 4.21-33 JSS35 型机器人液压系统与气动系统原理图

1—粗过滤器 2—电动机 3—叶片泵 4、7—二位三通电磁换向阀 5、11、36—压力计 6、8—溢流阀 9、31—精过滤器 10—单向阀 12、14—截止阀 13—蓄能器 15、16、17、18、19—电液伺服阀 20、21、22、23、24、25—安全阀 26—手臂俯仰缸 27—手臂伸缩缸 28—手臂水平回转缸 29—腕摆动缸 30—腕回转缸 32—冷却器 33—气泵 34—分水过滤器 35—调压阀 37—油雾器 38—二位三通电磁换向阀 39—夹紧气缸

系统中 15~19 全部采用 DYC 型电液伺服阀, 该阀抗污染能力强, 但响应较慢, 频宽为 35Hz 左右。伺服阀采用负开口形式, 以提高机器人的稳定性。

油源设置了油温自动调节系统, 以保证油温处于 $(40 \pm 5)^\circ\text{C}$ 范围。

手爪通过气动系统控制。电磁铁断电时, 手爪夹紧; 通电时, 手爪张开。

系统特点:

- 1) 采用伺服阀控液压缸, 位置精度高。
- 2) 采用双向安全阀, 保证超载时不损坏机件。
- 3) 用蓄能器保证油源压力稳定。

4) 用齿轮齿条液压缸保证低速回转稳定性。

4.21.13 造气自动机液压系统

造气自动机是用来控制煤气发生炉各阀门按程序动作的自动装置, 广泛应用于氮肥厂等化工厂中。它不仅减轻劳动强度, 且能较准确地控制时间, 便于集中操作和调节气体成分, 从而有利于提高产气量和半水煤气的质量。

图 4.21-34 为采用旋塞多用阀煤气发生炉的流程示意图。它是煤、焦炭、蒸汽和空气为原料, 用间隙通入蒸汽和空气的办法生产半水煤气。其生产过程分为六个阶段: ①吹风——空气由炉底经炉

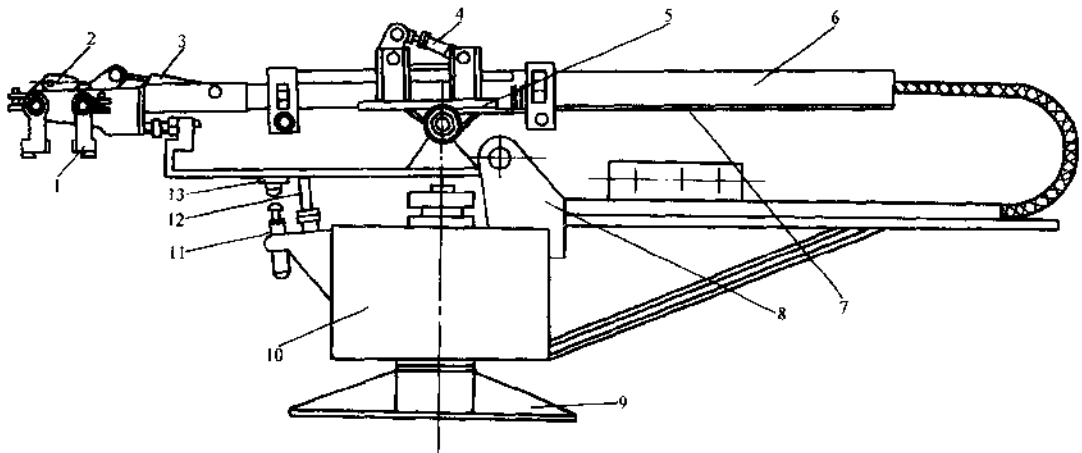


图 4.21-36 校直机机械手外形图

1—夹钳 2—夹钳夹紧缸 3—夹钳旋转缸 4—棘爪缸 5—手臂伸缩液缸 6—手臂 7—齿条 8—机身
9—底座 10—油箱 11—限位缸 12—手臂俯仰缸 13—限位缸

本机机械手的抓取力达 650N。其运动类型为极坐标型，共有四个自由度。手臂水平运动最高速度为 2m/s。液压泵输出流量为 35L/min，最高工作压力为 12MPa。

该机械手所在的锻造自动线用于生产汽车前梁、曲轴、大齿盘三种零件。自动线由中频加热炉、辊锻机、楔式锻压机、切边机、扭转机和校正机六台设备及为这些设备上、下料的机械手和传送工件的传送带组成。锻件在校正机的型槽中进行校正成型是该自动线的最后一道工序。

根据工艺要求，机械手必须具有如下运动：

- 1) 手臂水平移动；
- 2) 手臂升降运动；
- 3) 手臂水平回转运动；
- 4) 夹钳旋转运动；
- 5) 夹钳开闭运动。

该机械手的全部动作都是通过液压系统中七个液压缸和二一个液压马达按着时序依次驱动的。图 4.21-37 是校直机机械手液压系统原理图。

手臂水平移动由液压马达 12 通过齿轮、齿条来实现；水平移动的定位靠机械挡铁和棘爪来实现。手臂的升降由缸 39 控制，通过不同的控制阀可得到两种上升速度和下降速度。手臂由马达 51 驱动可回转 90°；通过夹紧缸 27 可实现夹钳的夹紧和放松；由缸 30 通过齿轮齿条使夹钳实现回转运动。

液压系统的特点：

1) 通过换向阀与节流阀的调配，可得到水平移动液压马达的快、中、慢速的速度换接。

2) 各马达控制回路均设置了制动安全回路。

3) 设置了压力继电器、机械挡块及行程开关等限位发信装置，分别适应于不同的机构运动控制。

4) 手臂升降位置分别通过缸 48、61 处于不同的状态可获四种固定位置。

4.21.15 皮革削匀机液压系统

皮和革的削匀是制革生产过程中的一道重要工序，它能使厚度不合要求和各部位厚度有差异的皮或革达到规定的厚度，且均匀一致及革里平整光洁。同时，还可使成革面积有所增加。工作面宽 1500mm 的宽工作面液压削匀机是一种生产效率高、操作方便、较完善的削匀机，其液压系统原理图如图 4.21-38 所示。

液压缸 4 使刀辊 6 摆动。利用靠块 7 与行程控制阀 8 保持刀辊 6 与光辊 22 间有一确定的所需间隙值。调节阀 8 与靠块的相对位置、刀辊与光辊间的间隙即得到调节，因而也调节了操作时被机器所削匀的革的厚度，故此阀也称为厚度调节阀。由于缸 4 及阀 8 的自锁作用，使刀辊与光辊间的距离即使受削匀力的作用也能保持不变，从而保证了被削匀的皮具有预定的厚度。光辊的升降受二位四通换

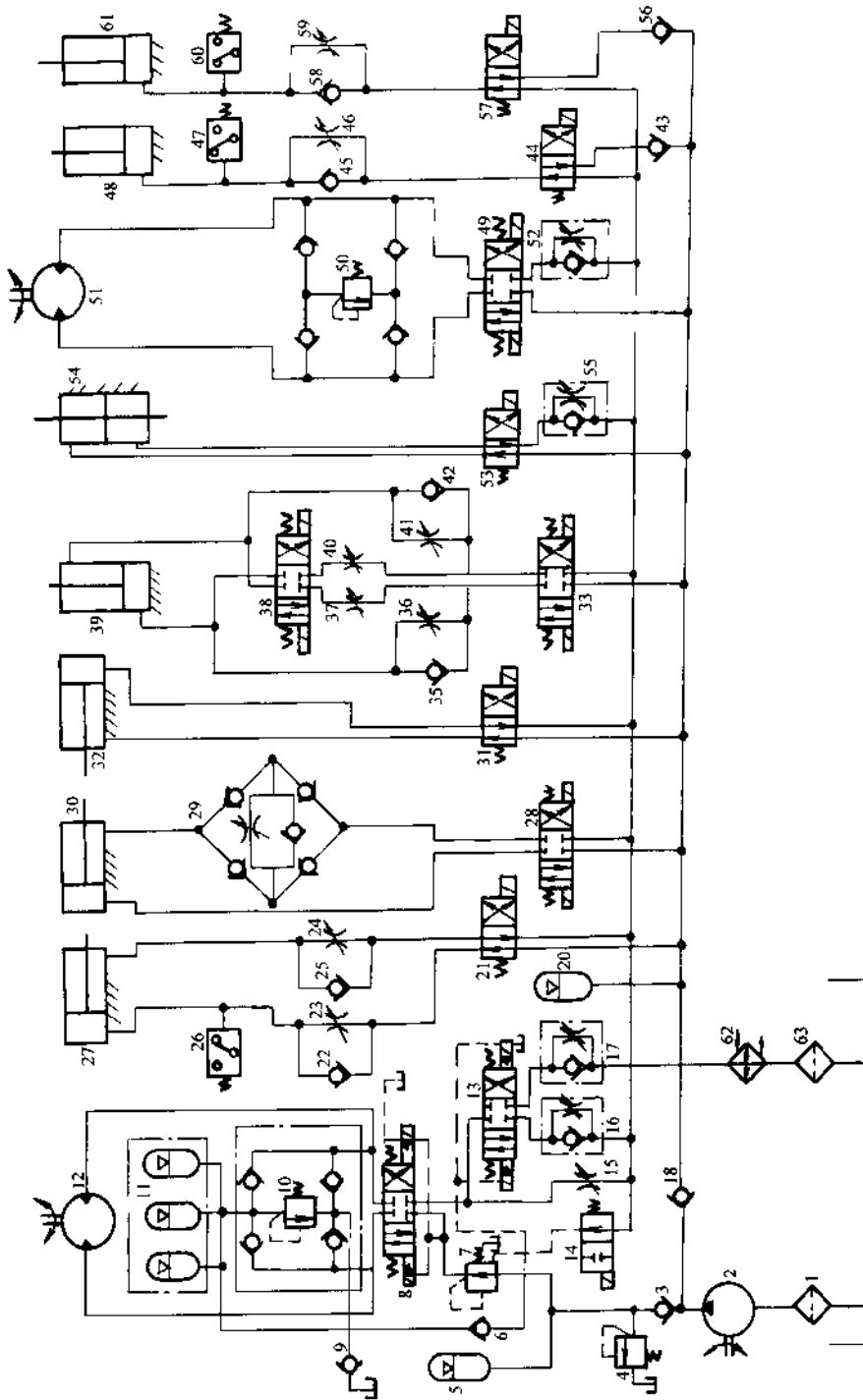


图 4.21-37 校正机械手液压系统原理图

向阀 14 控制。活塞 18 带动齿条并使齿轮 19 及偏心轮 20 转动，通过拉杆推动角臂 21 绕 O_2 转动，光辊靠拢刀辊和传送辊 9 而处于工作位置。传送辊的转动是由变量液压马达 15 通过链轮 10、11、12

和 13 带动的。只有在光辊向刀辊和传送辊靠拢时，压力油才进入马达 15，并使之转动。安全阀 3 起过载保护作用。事故安全装置则是采用阀 16 控制阀 14 进行切换的组合系统。

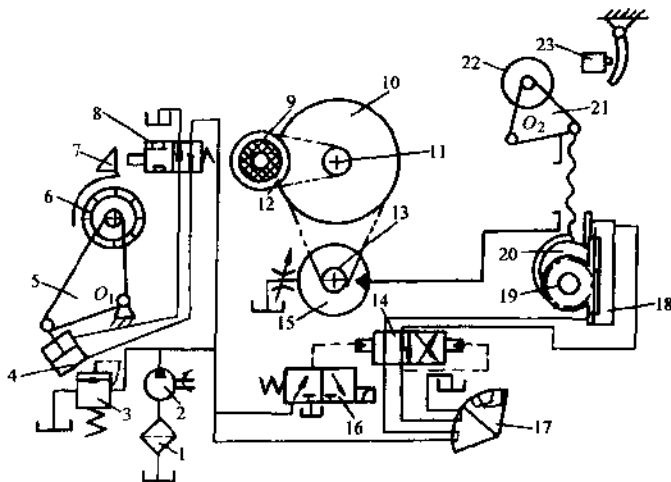


图 4.21-38 削匀机液压系统原理图

- 1—过滤器 2—液压泵 3—安全阀 4—液压缸 5、21—角臂 6—刀辊 7—靠块 8—行程控制（厚度调节）阀
9—传送辊 10、11、12、13—链轮 14—换向阀 15—变量液压马达 16—换向阀 17—转阀
18—活塞 19—齿轮 20—偏心轮 22—光辊 23—微动开关

参 考 文 献

- 1 雷天觉主编. 新编液压工程手册. 北京: 北京理工大学出版社, 1998
- 2 官忠范编. 液压传动系统. 北京: 机械工业出版社, 1981
- 3 李培兹编. 飞机液压传动与伺服控制. 北京: 国防工业出版社, 1980
- 4 北京钢铁设计研究总院. 冶金机械液压系统 100 例. 北京: 冶金工业出版社, 1986
- 5 宋学义主编. 袖珍液压气动手册. 北京: 机械工业出版社, 1995
- 6 张立平主编. 液压气动系统设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 7 蔡文彦等编. 液压传动系统. 上海: 上海交通大学出版社, 1990
- 8 赵静一等. 合成橡胶压块机改造的可靠性研究与节能设计. 液压气动与密封, 2000, No.6, P35
- 9 王玉珠. 简述原木削片输送机的液压控制. 液压气动与密封, 2000, No.5, P47
- 10 许万凌等. 液压比例技术在原筒剥皮机上的应用. 液压与气动, 2000, No.1, P23
- 11 孔庆华等. 林木球巢采集机器人电液伺服系统设计. 液压与气动, 1999, No.5, P9
- 12 孙家琪. 液压自动板框式压力机. 液压与气动, 1995, No.5, P27
- 13 李国良等. 新型电液全自动饲料压块机. 液压与气动, 1995, No.5, P28
- 14 吴限等. 一种特别适用于热压机的液压回路. 液压与气动, 1995, No.6, P15
- 15 王晓耕. KY 系列预压机液压系统设计. 液压与气动, 2000, No.3, P12
- 16 芮丰. YM128 型自动卷染机液压比例系统. 液压气动与密封, 1999, No.6, P28
- 17 彭佑多等. 矿用大惯量防爆液压提升机液压系统. 液压与气动, 2000, No.5, P11
- 18 沈洋俊. DQ-60 型顶部驱动钻井装置中的液压系统. 液压与气动, 1999, No.6, P23
- 19 何松桥等. 液压修管校正机液压系统. 液压与气动, 1995, No.2, P14
- 20 易捷等. 全液压铆接机的研制. 液压与气动, 2000, No.2, P1
- 21 张建明. 一种用于大型水轮机调速器的液压伺服系统设计. 液压与气动, 1998, No.1, P16
- 22 陈健等. 大型构件液压同步提升系统加载试验台分析. 液压与气动, 1998, No.2, P25
- 23 赵彬章等. 超大型高架门座式起重机液压同步顶升装置液压系统分析. 液压气动与密封, 1999, No.2, P15
- 24 赵升吨等. 剧院乐池升降台同步系统及其故障排除. 液压与气动, 1997, No.5, P11
- 25 杨重晓. 焊条压涂机. 液压与气动, 1999, No.6, P26
- 26 阎祥安. 钻机恒钻进和钻杆无磨损旋动液压系统. 液压与气动, 2000, No.6, P24
- 29 成显珠. 自行式液压衬砌台车的液压系统. 液压气动与密封, 1998, No.2, P31
- 30 张立新. 高速公路钢护栏冲孔切断机液压系统设计. 液压气动与密封, 1997, No.1, P31
- 31 姚贵有等. 内差动液压缸及应用. 液压气动与密封, 1999, No.2, P21
- 32 陈忠强等. 后装式垃圾压实车液压系统. 液压气动与密封, 1999, No.2, P24
- 33 时树生. 后装式液压压缩全密封垃圾运输车. 液压气动与密封, 1999, No.3, P32
- 34 陈建平. 潜水救生钟液压伺服控制系统设计调试. 液压与气动, 2000, No.6, P21
- 35 徐绳武. 恒压变量泵的节能. 应用和发展. 液压与气动, 1998, No.3, P5