

## 33. 电气液压传动系统

本章的电气液压传动系统包括计算机控制在内。计算机控制,采取两种控制量,即开关量和模拟量。不论控制的是电气系统、液压系统,还是气动系统,其接口性质是一样的。

### 33.1 典型液压传动系统

#### 33.1.1 混凝土泵液压系统

混凝土泵用于向高层建筑的施工现场输送混凝土。

它有电力驱动和发动机驱动两种原动机。二者液压系统大同小异。

混凝土泵液压系统见图 33.1-1。由图可知,系统分为三个子系统:

- 变量泵控混凝土泵的闭式容积调速系统;
- 摆动及自动润滑的进口节流调速系统;
- 搅拌系统。

(1) 控制混凝土泵的液压系统

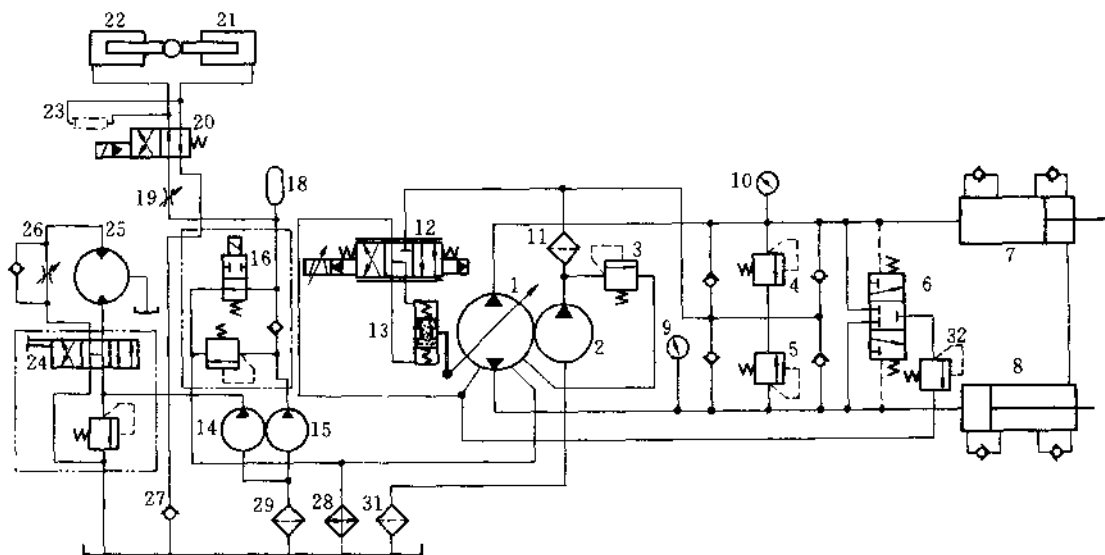


图 33.1-1 混凝土泵液压系统

此系统是闭式的容积调速系统。主泵 1 为双向变量轴向柱塞泵,主泵两出口最高压力分别由两只高压溢流阀 4、5 限定,调定压力为 31.5MPa,混凝土泵为两支单出杆的液压缸 7、8 串联构成。主泵的流量和方向由伺服阀 12 和伺服缸 13 构成的伺服变量机构控制。伺服机构通过改变主泵斜盘倾角的大小和方向来控制主泵的流量和方向。当主泵输出压力油进入混凝土泵的液压缸 7 的无活塞杆腔推动活塞伸出时,该缸有杆腔液压油就推动液压缸 8 的活塞使其缩回,液压缸 8 的无杆腔处于低压回流状态,经低压管路回到主泵的吸油口。

两只混凝土泵的液压缸 7、8 运行至行程终端时,

缸 7 前部的单向阀将被活塞分割的两串通,同时缸 8 后部的单向阀将缸 8 的有杆腔和无杆腔串通,这样就可避免活塞换向时产生的冲击,同时又可实现行程补偿。

当两只混凝土泵的液压缸 7 和 8 行至行程终端时,接近式行程开关导通,给逻辑电路提供信号,逻辑电路再给伺服阀发出换向信号,使伺服阀换向,从而改变主泵斜盘的倾角方向,使主泵进、出油口变换,即缸 8 的活塞杆伸出,缸 7 的活塞杆缩回,如此往复,使混凝土泵实现泵入和送出混凝土的动作。

补油泵 2、主泵内的溢流阀 3 及三位三通换向阀 6 等组成了补油和散热系统。

补油泵的作用是给系统补油,同时给伺服机构提供液压能源,其压力由溢流阀 3 调定到 2.1MPa。

伺服阀的方向由逻辑电路控制,而伺服阀压力大小由电路中的调速电位计调节。伺服压力的大小,通过“变量缸”13 的对中弹簧变成“变量伺服缸”的位移,因而可改变倾斜盘倾角,于是改变了主泵的输出流量。

三位三通换向阀跨接在变量泵进、出口回路之间,其回油路上有一背压阀 32,其开启压力为 1.4MPa,低于主泵的低压供油压力。不论主泵的进、出油口怎样变化,始终有部分低压油经过泵壳,再经过冷却器 28,然后回到油箱,从而使闭式回路中始终有部分液压油得到冷却,而减少的液压油靠补油泵来补充。

### (2) 摆动及自动润滑系统

此系统包括双联齿轮泵中的一个齿轮泵 15、卸荷溢流阀 16、蓄能器 18、摆动液压缸 21 和 22、节流调速阀 19、二位四通电液换向阀 20 及润滑分配阀 23。卸荷溢流阀的作用是:当系统压力达到调定压力 14MPa 时,液压泵 15 将自动卸荷,避免液压泵始终在高压下工作。当摆动液压缸停止摆动时,单向阀后的回路保持工作压力,而液压泵处于卸荷状态。当工作结束切断电源时,卸荷溢流阀中的二位二通电磁阀断电复位,使蓄能器卸压。

蓄能器充氮气,其压力为 7MPa,当机器开始运转时,蓄能器压力很快上升至 14MPa,而且在摆动液压缸不运动时,始终保持此压力。蓄能器的作用是在摆动缸开始摆动的瞬间向其提供高压油,使之摆动快速、有力。节流阀是用来调节摆动速度快慢的,在作业过程中,要根据混凝土上的塌落度及骨料情况来调节此节流阀以控制摆动的快慢。这是一个速度精度要求不高的入口节流调速回路。

二位四通电液换向阀 20,靠通电或断电实现阀的换向,从而控制摆动液压缸的摆动频率。摆动缸由两个柱塞缸构成。

润滑分配阀 23 是把液压油按顺序自动加注到混凝土泵的活塞、左右搅拌密封等六处润滑点,以提高这些磨损件的使用寿命。

### (3) 搅拌系统

该系统是出口节流调速回路。它包括双联齿轮泵中的另一泵 14、三位四通手动换向阀 24、搅拌马达 25 和单向节流阀 26 等构成。齿轮泵提供的压力油经手动换向阀 24 驱动液压马达 25,带动搅拌器搅拌。当换向阀处于中位时,压力油流回油箱,马达不工作。将换向阀手柄向左扳,马达正转,搅拌叶片将混凝土向吸

料口处搅拌;手柄向右扳,马达反转,搅拌叶片将吸料口处混凝土向外搅拌。单向节流阀 26 只能调节马达正转的转速。

### 33.1.2 行走液压系统

无论是工程机械中需移动行走的设备,如铲清摊铺机行走系统,还是其他领域需要行走系统的设备,如炮车在阵地上的行走系统,经常都是采用相同结构的行走液压系统。这里介绍的是轮式的行走设备。

行走液压系统的液压回路见图 33.1-2。此图为一个驱动轮的液压容积调速回路,另一个驱动轮的液压系统与本系统完全相同,只不过没有两个电液比例液压阀而已。完整的液压行走回路应由左、右驱动轮的两套容积调速系统构成,但只用一对电液比例液压阀控制它们的机液式伺服变量泵和变量马达。

为保证在平坦公路上高速行驶时两驱动轮同步,两套液压容积调速系统的两条主管道可通过液压差动锁两端的管路并联起来,即差动锁处于打开状态。

当设备进入路面不平、阻力不均的地面低速行驶时,为防止地面阻力不同,造成马达负载压力不同,致使两驱动轮马达速度差增加而使设备自动转向,需要使差动锁关闭,两套系统各自单独运行,使两驱动轮(液压马达)同速运转。

图中未能显示出差动锁结构,故此说明。

#### (1) 行走液压系统的工作原理

图 33.1-2 中省去了粗滤油器等一些辅助元件。它是典型的变量泵控制变量马达的闭式容积调速系统。

主泵 1 是轴向柱塞式变量泵,其转速可达 2500r/min 以上。与主泵同轴联接的辅助泵是转子式泵。它既补偿闭式回路的漏油作低压供油用,又作为变量伺服机构和电液比例减压阀的能源。辅助供油系统的压力先由溢流阀 5 调定为 2.1MPa,经冷却器,精滤后又经溢流阀 6,使其压力定为 1.6MPa。两单向溢流阀 7 可保证容积调速主回路的最高压力为 42MPa。

电液比例溢流减压阀组 3 由两个单独的比例溢流减压阀组成,分别控制变量伺服机构两个方向的移动和移动量,从而控制变量泵的输出流量的方向和大小。

变量马达 11 不需双向变量,借梭阀 13,(即使两个比例阀控制压力信号进入变量马达伺服变量机构),来改变变量马达的排量。

调速时,先改变泵 1 的排量(方向和大小)再改变变量马达 11 的排量(一般由大排量至小排量),不同时改变,但是连续改变。即通过同一组比例溢流减压阀实

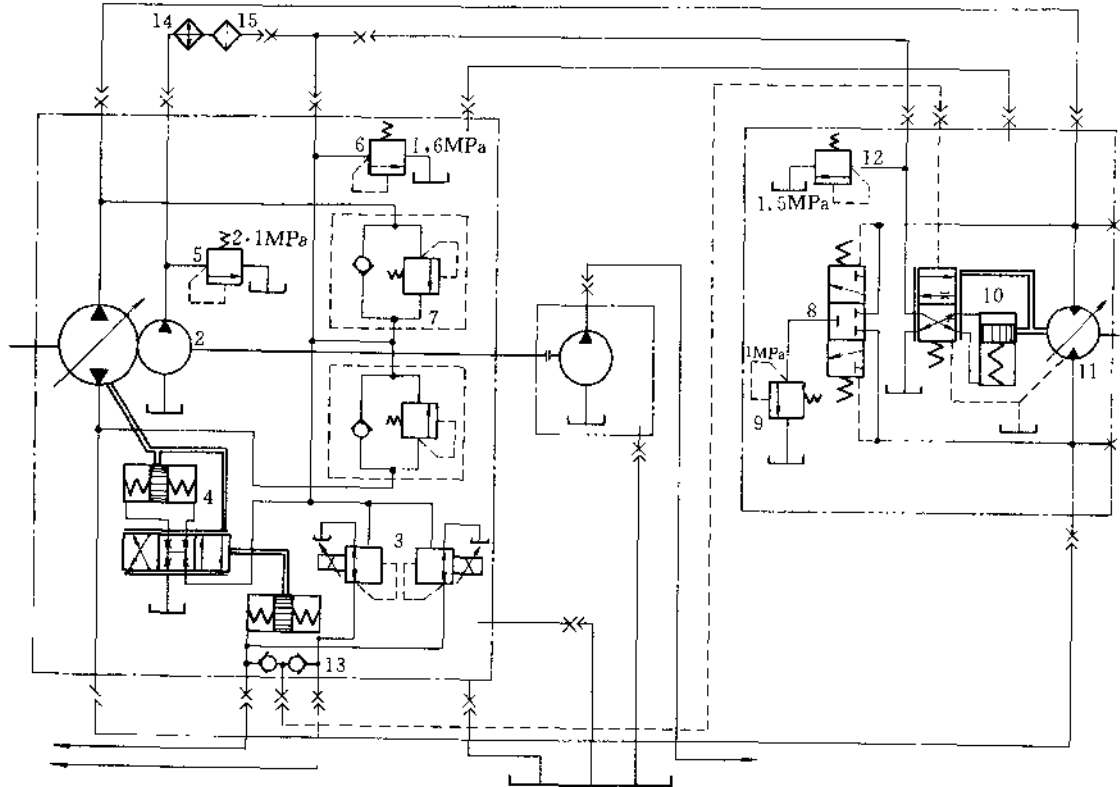


图 33.1-2 行走液压系统回路图

现分段连续变量调速。

用同一个比例溢流减压阀输出的控制压力同时控制另一套容积液压调速系统,即可对两套系统实现开环同步调速。使左、右两驱动轮同步转动。

三位三通阀 8 和溢流阀 9 同样使闭式回路低压管道的液流经马达壳体流回油箱。补油路可将经冷却和过滤(滤油器精度为  $3\mu\text{m}$ )的清洁油液补入系统。

#### (2) 行走液压系统静特性。

图 33.1-3 为某国外行走液压系统的静特性的实验结果。图中  $n_m$  为液压马达输出转速。(通过链轮驱动轮胎);  $p_c$  为电液比例减压阀输出压力;  $I_c$  为控制电液比例阀的输入电流。实验条件为泵轴转速  $2400\text{r/min}$ ; 油温  $51^\circ\text{C}$ ; 低压供油压力  $p_0 = 1.7 \sim 1.8\text{MPa}$ ; 振颤信号频率  $f = 50\text{Hz}$ , 振颤信号峰峰值  $i_{pp} = 140\text{mA}$ 。

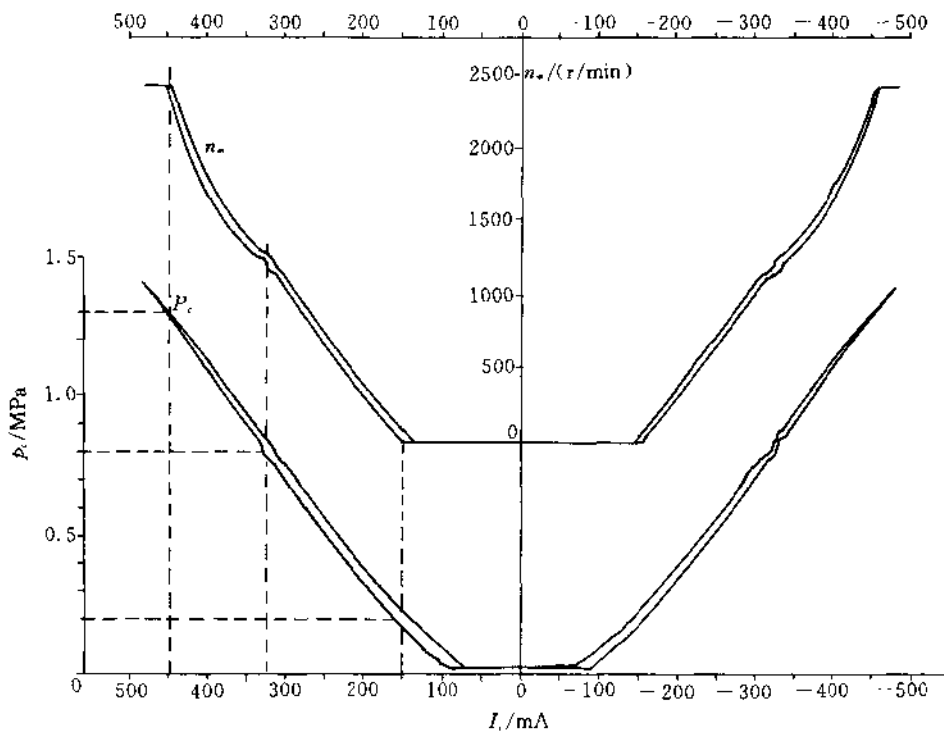
由  $I_c - n_m$  曲线得到的具体结论是:

- 液压泵开始变量的控制压力,左、右马达皆为  $0.2\text{MPa}$ , 对应的控制电流为  $155 \pm 2\text{mA}$ 。
- 液压泵变量结束, 液压马达开始变量的控制压力,左、右皆为  $0.8\text{MPa}$ 。且衔接点很好, 对应的控制电流值为  $318 \pm 2\text{mA}$ 。
- 液压马达变量结束的控制压力,左、右皆为  $1.3\text{MPa}$ , 对应的控制电流为  $455 \pm 1\text{mA}$ 。
- 滞回  $\leq 15\text{mA}$ 。
- 线性性好。

#### 33.1.3 SZ-4000 型塑料注射成型机电液液压系统

SZ 4000 型塑料注射成型机(以下简称注塑机), 电气液压系统由工控机、可编程控制器、液压系统组成。

##### (1) SZ-4000 型注塑机液压系统

图 33.1-3  $I_c - n_m$  静特性曲线

如图 33.1-4 所示,该液压系统分为能源、注射部分、开合模、高压锁模、顶出和插芯等几个部分。

#### A. 液压能源(泵站)

用 2 个 75kW 的双出轴异步电机来驱动四组双联叶片泵构成整个系统的液压能源。

图中能源部分省略了冷却器和滤油器等。

图中 9 为带泄荷阀的比例溢流阀,它和泵 1 出口并联,构成压力为  $p_1$  的定压能源。用电信号可控制  $p_1$  的压力值。此压力直接供给电液三位四通阀 30 和 31,来控制开闭模用增速缸 51,完成开模、闭模和高压锁模动作。详细动作循环见下文。也可从整机动作表 33.1-1 中得知。

泵 5 和电磁溢流阀 13 作为一个单独的恒压源,它的压力  $p_3$  为 20MPa,供给顶出、插芯、前后门的关闭,注射座的移动用。图中为简化起见省去了一组插芯回路和后门的启闭回路。

其余的泵和其并联的电磁溢流阀组成的液压源,它们的压力为  $p_2$ ,其值是大流量时同时供油的压力,当锁模时,这些泵(压力为  $p_2$ )就通过 PQ 阀 40 给注射液压缸 55 和预塑液压马达 56 供油。提供的最大流量

约为 500L/min。

该能源总的最大流量为 650L/min,根据工作要求或不同输出口有 20MPa、21MPa 和低压合模所需约 1.5~6.0MPa 等压力等级,具体压力数值可根据产品要求,由用户调定。

#### B. 开合模、锁模回路

此部分由两个电液三位四通阀 30、31,增速缸 51、充液阀 49 和单向阀 25、26、27 构成。它可以完成快速、中速、慢速和微速闭模动作。合模后在塑料注射过程中可实现高压锁模的功能。

当阀 30 右位,阀 31 处于左位时,增速缸 51 快速闭模。此时增速缸小腔由压力为  $p_1$  和  $p_2$  的两部分能源同时供给低压闭模所需的大流量,充液阀 49 在 31 阀左位时,高压油液使充液阀阀芯处于最上端位置,油箱的油液经充液阀下口,直接向增速缸 51 的大腔补充油液。当阀 31 换至右位,充液阀在油压作用下,降至最低位置,这时压力油同时由阀 30 和阀 31 分别进入增速缸的小腔和大腔,闭模的速度变为中速,因为此时增速缸 51 仍近于空载,压力不高,  $p_1$  和  $p_2$  仍同时供油。慢速时,将  $p_2$  能源的电磁溢流阀中的 10、11 和

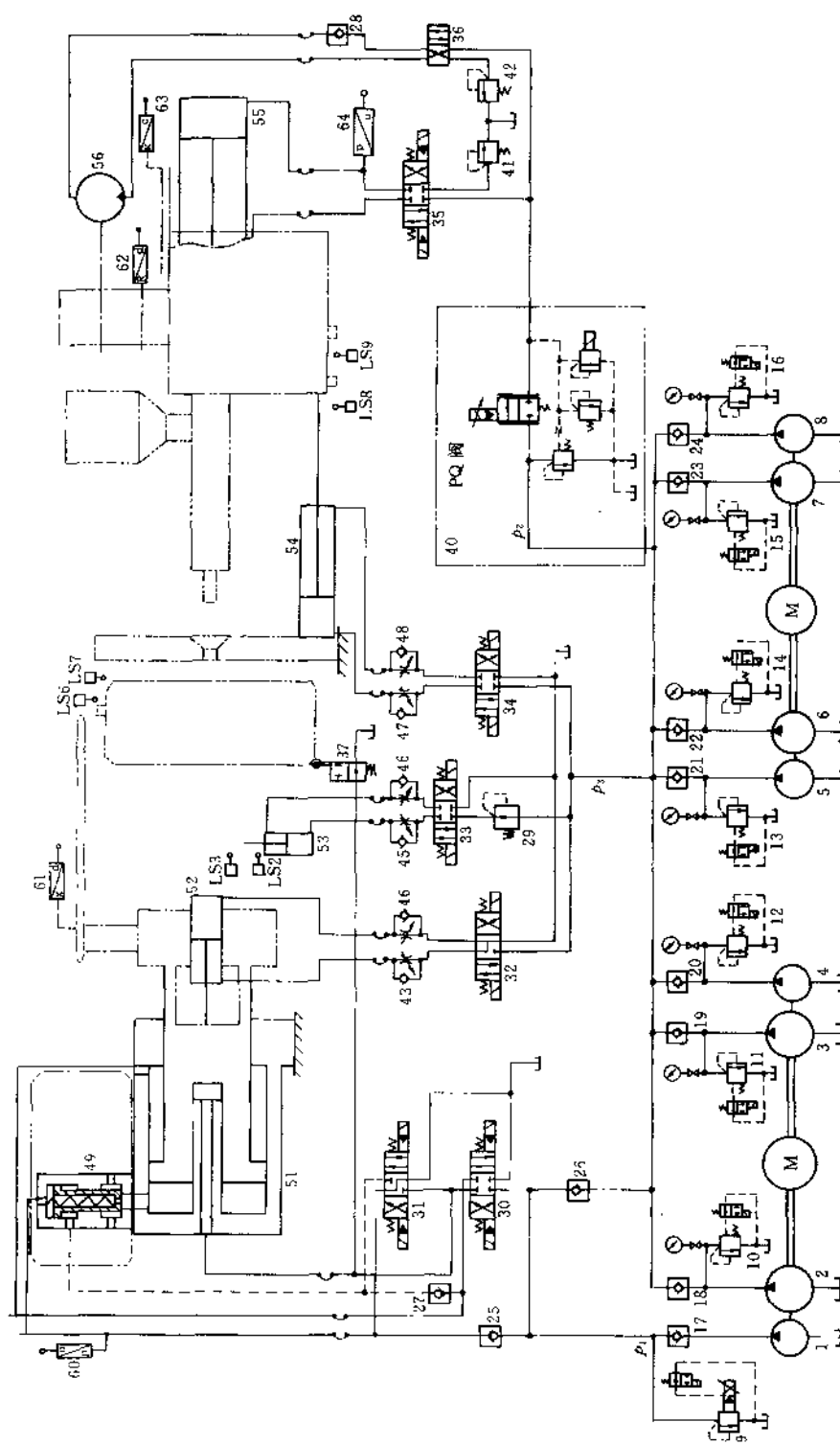


图 33.1-4 SZ-4000 塑料注射成型机液压系统

12的电磁铁断电,使泵2、泵3和泵4泄荷, $p_2$ 的流量减少,从而使增速缸51的速度下降。微速时可只由 $P_1$ 能源供液,闭模的速度就降至最小。直至平稳闭模,速度为零。快速、中速、慢速和微速的具体数值可以根据合模和插芯动作的配合要求进行调节。增速缸增速时小腔面积为 $254.5\text{cm}^2$ ,不增速时大腔面积为 $5026.5\text{cm}^2$ ,因此可用增速缸增速。此外,还可调节 $p_2$ 能源6个电磁溢流阀的通电数目而实现多级调速。

其快速、中速、慢速和微速的换接由位移传感器61的位置信号来确定。

在表33.1-1中给出的仅为一种方案,实际应用时可根据需要由用户决定。

当阀30处于左位时,实现开模动作,开模的慢速、快速又慢速的调节方法与闭模一样,通过控制能源的流量来调节,参见表33.1-1。

锁模时的压力由压力传感器60来测量。

#### C. 顶出、插芯、注射座进退回路

因为顶出、插芯和注射座进退几个动作不同时进行,所以由泵5和电磁溢流阀13,单向阀21组成的 $p_3$ 能源单独向上述动作供油,供油压力为 $20\text{MPa}$ 。

每个动作各由一个三位四通电磁换向阀和液压缸控制。因基本回路一样,所以图33.1-4中省去了后门和另一个插芯动作的回路。

另外图中机动二位三通换向阀37是当前门关闭好才能实现闭模动作的安全措施。因为安全门前门开启时,增速缸进油路始终和油箱相通,而不能闭模。

六个单向节流阀43~48用来控制上述几个动作的液压缸52、53和54的运动速度。每个缸都是进、出口节流调速回路。

“接近开关”LS3和LS2用来确定插芯液压缸前进和退出的位置。LS6和LS7用来确定前安全门的开启和关闭位置。LS8和LS9用来确定注射座两端的位置是否到位。

#### D. 预塑马达和注射缸回路

该回路通过P-Q阀40来控制注射缸55的注射速度和压力。同时亦可控制预塑液压马达56的转速。转速传感器62和位移传感器63分别测量马达转速和注射缸的位移及速度。另外,保压时压力传感器64测量注射缸的压力值。

在注射缸快速前进时,大流量的供油是由 $p_2$ 能源供给,因为这时闭模动作都已完成, $p_2$ 全部流量都可供给注射液压缸55。其精确的速度由PQ阀40决定的。

如图33.1-4所示,P-Q阀由一个比例溢流节流阀构成。即一个比例节流阀与一个比例溢流阀按图示回路并联构成。比例节流阀可以用电信号较精确地调节节流阀节流面积的大小,同时比例溢流阀又可用电信号较精确地控制节流口进出口压力差不随节流口面积的改变而变化。由流量公式可知,通过节流口的流量大小就可与电信号成比例既稳定又不受负载变化的影响。从而使注射缸的速度得到相当精确的控制。

因为预塑和注射也不可能同时进行所以用同一P-Q阀控制即可。单向阀28和二位四通换向阀36保证液压马达只能单向旋转或停止不动,这是因为预塑时将塑料原料从料筒送往注射腔的螺旋杆只允许单向转动。

表33.1-1给出了SZ-4000塑料注射成型机的整个动作循环时各阀电磁铁的动作,对于比例压力阀给出了高、中、低三种工况,对某些调压阀则给出确切数值。从此表可以一目了然该机整个液压系统的工作情况。序号表示动作的序号。其中序号1的动作有几种情况。根据模具的结构和工作要求,闭模、插芯和高压闭模有三种工况,如表中所示。针对某一产品,可仅选三个工况中的一种。同时,在工序9中也只选用与工序1相应的一种工况。

#### (2) SZ-4000型注塑机电器系统

本电气系统包括三大部分:控制系统、配电系统、加热系统。

##### A. 控制系统

控制系统是整个电气系统的核心。主要有以下几个部分:

- STD总线工业控制微机系统。
- OMRON C60+C16可编程控制器。
- 压力传感器及仪表、脉冲编码器及计数器、转速表等。

• 压力比例放大器、P-Q比例阀放大器。

• 柜体操作盒、指示灯、电源配电等。

本系统采用比例阀完成对注塑机开合模压力、锁模压力、注射压力、注射速度、预塑速度的全自动控制。图33.1-5为微机控制系统的原理框图。

##### (A) 微机部分

SZ-4000型注塑机的微机采用航天部502所康拓公司生产的V40系统。该系统采用STD总线,具有开放式结构,组合方便,性能价格比高,抗干扰能力强,适合于工业现场使用。图33.1-6是微机系统的组成。

- CPU板、系统支持板、VGA显示器驱动板为系



续表

序号	动作	控制件		阀30	左	右	左	右	左	右	左	右	左	右	上	下	阀10	通	断	阀11	通	断	阀12	通	断	阀13	通	断	阀14	通	断	阀15	通	断	阀16	60	64	阀9	PQ 阀40		备注				
		p / MPa	Q																																										
2	注射	增压		+																																		20	19						
	射	快速		+																																			20	19					
	座	慢速		+																																			20	19					
3	注射	快速	低压	+														+																						20					
			中压	+															+																						20				
			高压	+																+																						20			
4	保压	保压	保压	+																																						20			
5			预塑	+															+																							20	19		
6	注射座后退	防流涎	防流涎	+																																							20	19	
7			注射座后退	+																																							20	16	
8	降压																																										20	12	



续表

序号	控制信号		阀30	阀31	阀32	阀33	阀34	阀35	阀36	阀37	阀10	阀11	阀12	阀13	阀14	阀15	阀16	64	阀9	PQ/MPa	阀40	备注	
	动作	左	右	左	右	左	右	左	右	上下	通断	通断	通断	通断	通断	通断	通断	通断	(bar)	p/MPa	Q		
9	先抽芯					+														20	10		
	芯后开模	+																		16	10		
	慢速																			16	3		
	快速																			12	6		
	慢速																			3	4		
	慢速																			3	3		
	先开模																			12	6		
	慢速																			2	4		
	慢速																			3	2		
	抽芯																			2	2		
	抽芯																			2	10		
	抽芯与开模同步																			12	10		
10	慢速																			10	2		
	快速																			3	6		
	慢速																			3	4		
	顶出与模板同步																			2			
	先开模后顶出																			0.7			
11	顶出																			0.7			
	多次顶出																			0.7			
	顶针停留																			0.7			
	顶退																			0.7			

注

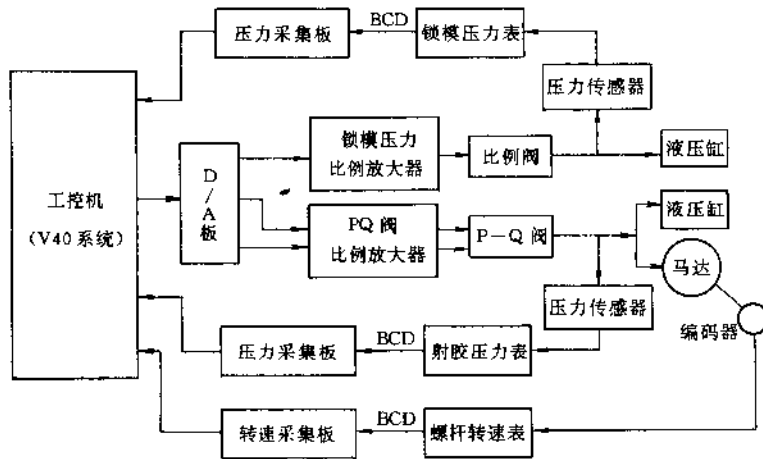


图 33.1-5 微机控制系统原理图

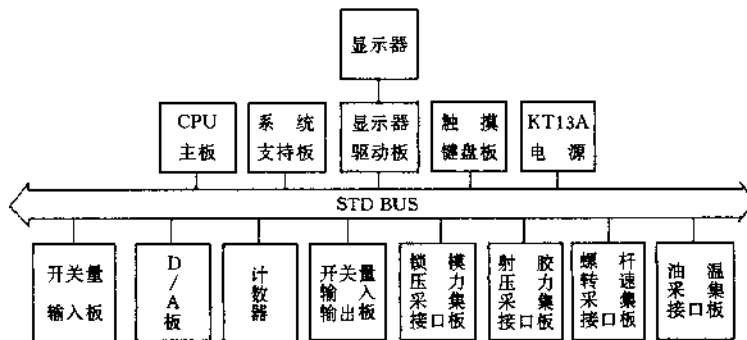


图 33.1-6 微机系统组成框图

统板,也是系统最基本的模板。编写的注塑机微机系统软件固化在系统支持板上。

- 触摸键盘接口板和开关量输入板基本相同,均为 32 路开关量输入信号采集板。其中键盘板接受按键信号(+5V)、开关量输入板接受各种故障、按钮等信号(+24V)。

- 计数器板计取开合模位置光电编码盘和注射位置光电编码盘脉冲数,得到模板位置和注射位置。

- 数/模转换板(D/A)将计算机数字量转换成模拟量送给比例阀放大器,控制系统的锁模压力、注射压力和速度。

- 锁模压力、注射压力、螺杆转速和油温采集接口板均为 BCD 码转换板,将各自对应的仪表的 BCD 输出信号转换成二进制数输入微机,这四块板原理相同,只是板上的地址不同。

- 开关量 I/O 板上有 8 个输入和 24 个输出,完成与 PLC 的通讯功能,通信协议采用编码方式。8 个输入信号来自 PLC 扩展单元的输出口,其中 10 个输出向 PLC 的输入口发送控制命令,其余输出控制操作箱指示灯和故障报警灯。

#### (B) PLC 部分

根据 SZ-4000 型注塑机注塑工艺和液压系统的要求,选用 OMRON 公司的 C60P 型机和一个 16 点的晶体管输出扩展单元完成本系统的逻辑控制。PLC 上有 10 个输入口用来接收微机发出的指令,PLC 根据微机指令完成动作。这些指令采用编码方式。另外,PLC 不断地将“接近开关”的工作状态通过 8 个输出口(扩展单元)送给微机。

PLC 的 CPU 单元的输出为继电器型,最大触点电流 2A(DC24V),直接控制液压系统电液方向阀线圈的

通断,实现逻辑控制,图 33.1-7 为 PLC 的 CPU 单元硬件连线图。

PLC 的扩展单元的输出为晶体管型,因为晶体管型的响应快、且寿命长,适合与微机通讯。图 33.1-8

为 PLC 输出扩展单元硬件连线图。

图 33.1-9 为微机开关量、PLC 输入/输出的线路图。

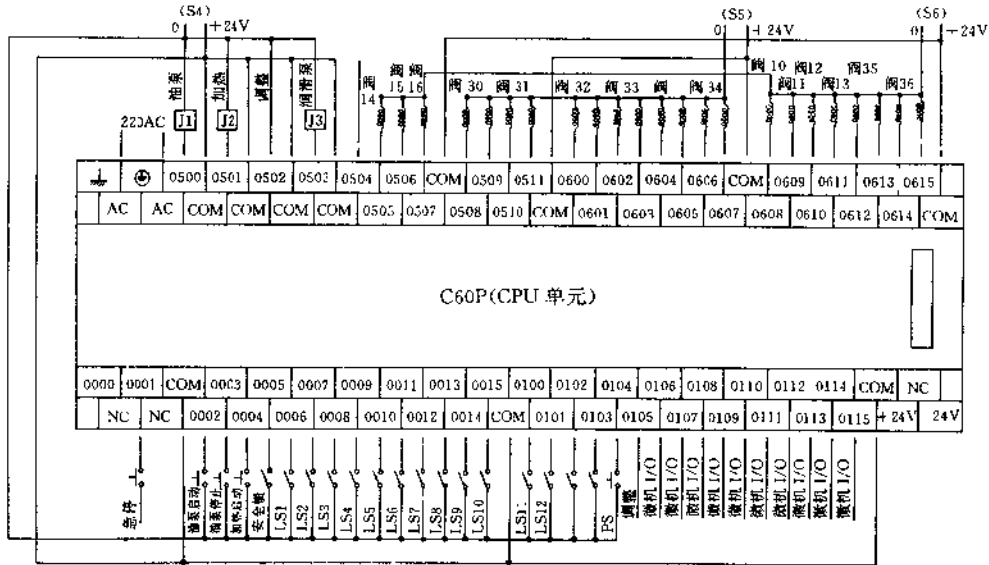


图 33.1-7 PLC 的 CPU 单元连线图

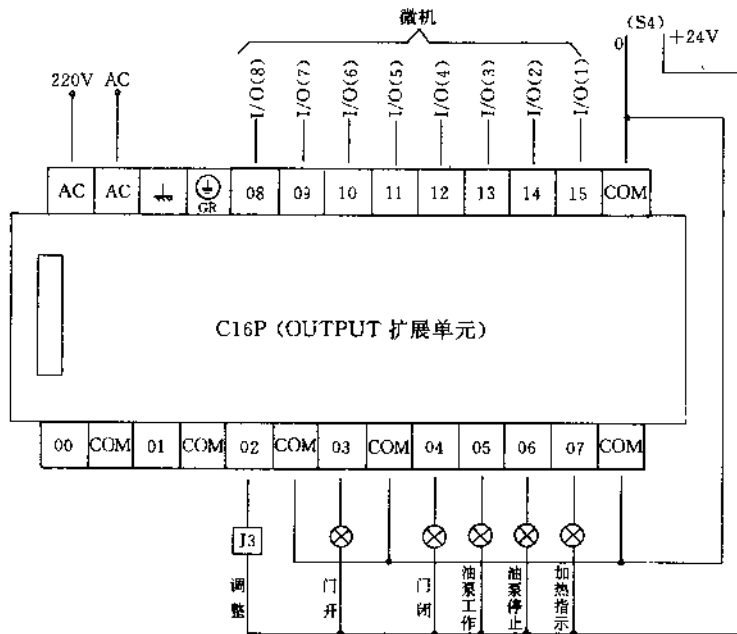


图 33.1-8 PLC 扩展单元连线图

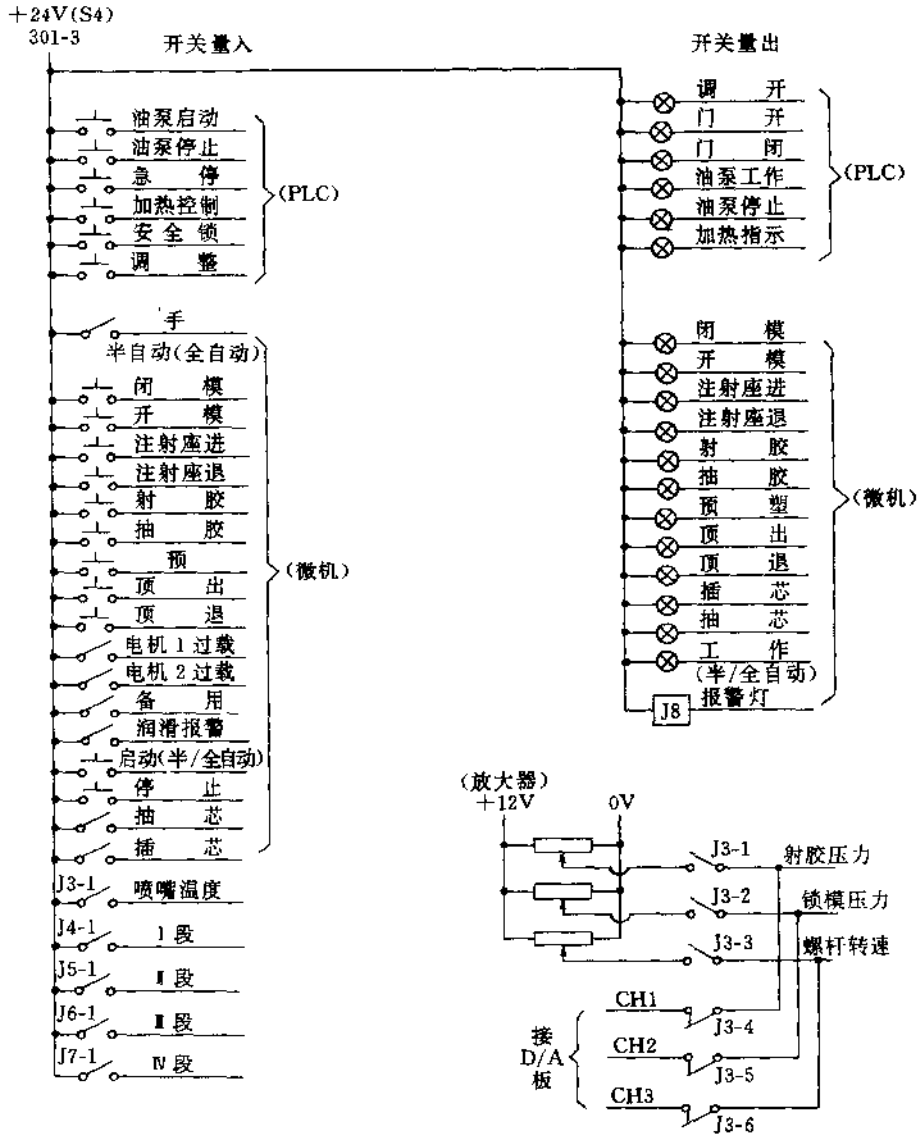


图 33.1-9 微机开关量、PLC 输入/输出线路图

## (C) 测量系统

本系统采用的传感器和仪表分别如表 33.1-2 和表 33.1-3 所示。

表 33.1-2 传感器明细表

名称	型号	范围	精度
锁模压力传感器	AK-4	0~30MPa	0.5%
射胶压力传感器	AK-4	0~30MPa	0.5%
模板位置编码器	L6B2	600P/R	/
射胶位置编码器	E6B2	600P/R	/
螺杆转速编码器	LMA-F	512P/R	/
油温传感器	AD590	-50~150°C	1.0%
接近开关	HIGHLY S17-05N-1	10~30VDC	3mm

表 33.1-3 仪表明细表

名称	型号	精度
锁模压力表	DPM7100(BCD 输出)	0.1%
射胶压力表	DPM7100(BCD 输出)	0.1%
油温表	DPM7100(BCD 输出)	0.1%
螺杆转速表		1%

## B. 强电部分

强电部分主要包括两台功率为 75kW 的电机的启动电路和注塑机螺杆加热线圈的配电系统。电机的启动采用 Y-Δ 转换方式。本强电柜可以在原地直接启动两台电机,也可以由控制柜操作盒上的启动按钮远程启动,只要将强电柜面板上的波段开关旋至相应位置即可。两台电机的启动采用延时继电器完成,为了能将电机过载的故障信号送给微机,电路中还采用了中间继电器。

## C. 加热系统

加热系统是为了熔化塑料而设计的,根据 SZ-4000 型注塑机的工艺,螺杆加热分为五段,加热线圈功率约为 40kW,为了准确地控制料温,本系统采用了进口温度控制仪表 REX-C900。该仪表可以根据设定的温度自动控制交流接触器的通断来控制加热线圈,使温度达到目标值。另外,该仪表还具有上下限报警功能,根据报警信号可防止料温过低时注射,报警信

号为交流 220V,为了进入计算机,采用了中间继电器将交流 220V 变成直流 24V。

## (3) 软件概况

本控制系统软件包括微机软件和 PLC 软件,微机软件采用当前国际流行的 C 语言编写,最后将编译过的目标代码固化在 EPROM 运行,既防止了程序的意外丢失,也增强了系统工作的可靠性。PLC 软件采用梯形图语言编写,程序存储在 PLC 的 RAM 中。

## A. 电控系统的启动

本系统的启动按如下过程进行:

- 由车间总配电柜向本系统供电,此时,强电柜面板上的电压表应指示 380V 左右的电压;
- 确保强电柜上的“原地/远程”波段开关旋至“远程”,依次合上电机和加热的三个空气开关;
- 打开控制柜旁边的 220V 交流稳压电源和操作面板上的安全锁;
- 等待几分钟确保稳压电源输出稳定后,依次合上控制柜面板上的电源和电磁阀电源;
- 数秒之后,微机屏幕显示“注塑机微机控制系统”字幕,接着微机自动进入系统主画面;
- 按下操作盒上的液压泵启动按钮,大约 20 秒后两台电机启动完毕进入正常运行。

## B. 软件简况

本系统软件功能强,显示器上画面多,下面仅对个别画面进行介绍。

## (A) 系统主画面

字幕画面显示之后,屏幕自动进入的画面为系统主画面。主画面布局如图 33.1-10 所示。

其中显示电磁阀和行程开关状态的窗口为活动窗口,该窗口显示注塑过程中电磁阀和行程开关的工作状态,后面所述画面内容均在此窗口内显示。主画面中的其余窗口固定。“系统参数显示”窗口实时显示系统锁模压力、注射压力、螺杆转速、模板位置和注射位置五个参数。“系统菜单”窗口用于选择功能,投入运行和存取模具参数,其操作可通过触摸键盘上的“箭头键”和“确认键”来完成。

## (B) 功能选择画面

选择了“功能选择”画面后,屏幕活动窗口中出现如图 33.1-11 所示内容。

根据所使用的模具选择相应功能,只要通过“箭头键”和“确认键”便可操作,选择完毕,按“退出键”可返回主画面。

注塑机微机控制系统					
电磁阀					
DV1 - a	DV5 - a	RV1	* * * 系统菜单 * * *		
DV1 - b	DV5 - b	RV2			
DV2 - a	DV6 - a	RV3			
DV2 - b	DV6 - b	RV4			
DV3 - a	DV7 - a	RV5			
DV3 - b	DV7 - b	RV6			
DV4 - a	DV8	RV7			
DV4 - b	RV0	PS	* * * 操作提示 * * *		
LS1	LS4	LS7			LS10
LS2	LS5	LS8			LS11
LS3	LS6	LS9	LS12	↑ ↓ 上下移动 ← → 左右移动	
系统参数显示					
锁模压力	注射压力	螺杆转速	模板位置	注射位置	* * * 累计件数 * * *
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
					000000

图 33.1-10

先插芯 A 后锁模	先抽芯 B 后开模
先插芯 B 后锁模	抽芯 A 与模板同步
插芯 A 与模板同步	抽芯 B 与模板同步
插芯 B 与模板同步	先开模后抽芯 A
先锁模后插芯 A	先开模后抽芯 B
先锁模后插芯 B	抽芯 A 保压
插芯 A 保压	抽芯 B 保压
插芯 B 保压	顶出与模板同步
先抽料后熔料	先开模后顶出
先熔料后抽料	顶针停留
先抽芯 A 后开模	调整模具

图 33.1-11

(C) 锁模参数画面

当屏幕显示主画面时,按“功能键”后,屏幕右边“操作提示”窗口中显示:

- 1 状态
- 2 锁模
- 3 注射
- 4 - 报警

再按键“2”可进入锁模参数画面,此时屏幕活动窗口内显示如图 33.1-12 所示。

锁模参数							
动作	位置	压力	速度	动作	位置	压力	速度
	mm	%	%		mm	%	%
慢速闭模	0	0	0	快速开模	0	0	0
快速闭模	0	0	0	慢速开模	0	0	0
慢速闭模	0	0	0	慢速闭模	0	0	0
模具保护	0	0	0	抽芯 A	0	0	0
高压锁模	0	0	0	抽芯 B	0	0	0
插芯 A	0	0	0	顶针出	0	0	0
插芯 B	0	0	0	顶针退	0	0	0
高压开模	0	0	0	调整模具	0	0	0

图 33.1-12

按“置数键”屏幕上出现一红色小球,用“光标键”可以移动,按“确认键”后,可分别进行参数设置。需要说明的是位置项为绝对数,表示此数以前为该种动作,压力和速度项为相对百分比。由于锁模部分流量未采用比例控制,因此速度的设定值没有意义。但是,高压

锁模动作的速度项例外,此数表示锁模应达到最低压力,用红色显示,以示区分。

可见,操作者选择工序内的各项参数非常简便。

### C. 手动操作

为了进行调试,系统设置了手动操作功能,只要将选择开关拨至手动方向即可。当按动了操作盒上的加热按钮后(此按钮以反复方式工作,即按一次打开加热,再按一次关掉加热,由按钮上的灯指示。调整按钮的功能与此相同),加热线圈开始加热,到设定温度后,设定微机参数并选择功能,之后可用操作盒上的按钮进行操作。

需要说明的是当新换了模具后,在工作之前,必须用调整(调模)功能进行模具调整。方法是首先选上功能画面中的模具调整功能,再按亮调整按钮,然后用闭模和开模按钮将模具移动到完全合模位置和最大开模位置,最后按灭调整按钮结束调模。

手动操作方式有两种不同情况,现以插芯动作举例说明,假如选择了插芯后保压功能,当按下插芯按钮时,开始插芯动作,如果在芯子没有到位前,松开按钮,那么控制插芯动作的换向阀并不保压。否则,当按下插芯按钮直到插芯动作结束才松开,那么,控制插芯动作的换向阀则保压。其它动作也类似。另外,当料温低于设定温度时,没有注射、预塑和抽料动作,当安全门打开或顶针没有退到位时没有合模动作,这主要是为了起保护和起作用。

### D. 半自动操作

当手动调试完成后,开始生产时,将选择开关拨至半自动(本系统中全自动与半自动相同)方向,但是在半自动工作前,必须满足以下条件:

- 料温达到设定温度;
- 安全门(包括前、后安全门)关上;
- 开模到最大设定位置;
- 预塑到设定位置。

这时,再按操作盒上的“运行”按钮,便可完成一次生产。操作者取出工件,关上安全门,再按“运行”按钮可循环工作。

在半自动方式下,如果顶针没有退到位也可工作,因为程序中设计了保护,即一开始便检测顶针是否到位,如没有到位就先进行顶退动作,然后进行后面的合模或插芯动作。

在半自动工作过程中,如果将方式波段开关旋至手动,则注塑动作停留在正在进行的动作处,这时可用手动进行操作。

## 33.2 电气液压传动系统设计

本节包括传统的液压传动系统和常规电路设计,还包括计算机控制元、器件选取及软、硬件设计。限于本手册的内容,将不涉及数字和模拟电路及其软、硬件的设计,仅对计算机控制给以简要说明。

### 33.2.1 概述

随着微型计算机日新月异的发展,微机的成本、功耗、重量和体积不断下降,使得计算机监视和控制渗透到各种工业控制的领域之中。因而,广泛用于各种机器设备中的现代液压传动系统也不例外多由微机进行控制。

典型的计算机控制系统原理如图 33.2-1 所示。

计算机控制系统的典型配置如图 33.2-2 所示。

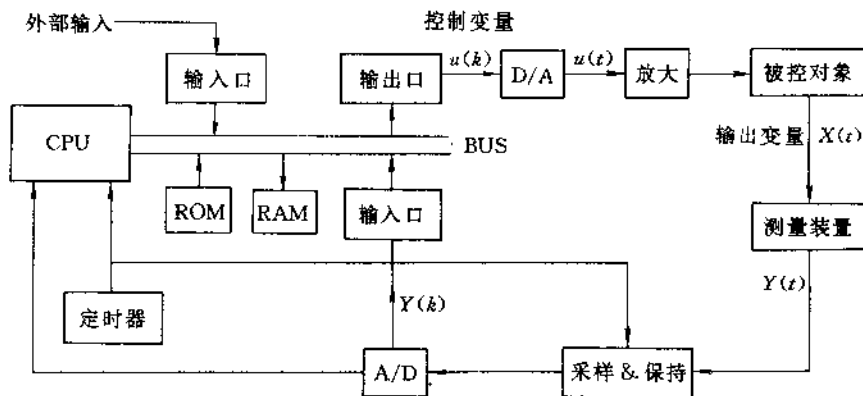


图 33.2-1 计算机控制系统原理

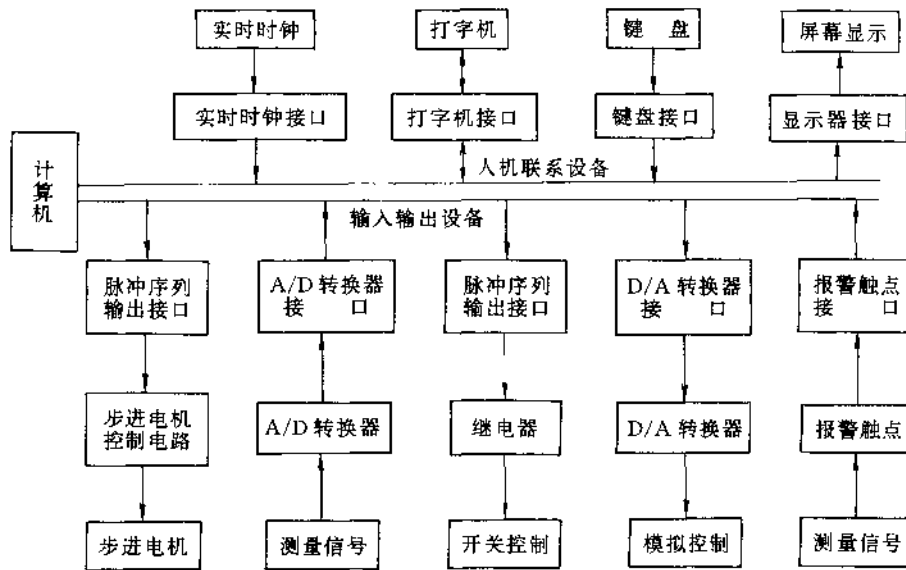


图 33.2-2 计算机控制系统的典型配置

在电气液压传动系统中,常用的微机控制可分如下几类:

**数据采集与处理** 这是计算机应用于工业生产过程中的最早的一种形式。微机通过 A/D 转换器采集所要检测的量,然后进行数据处理,滤波、仪表误差修正、越限比较等,最后定时显示、打印或按操作人员的指令随时打印,选点显示。当情况异常时发出声、光报警。但微机并不参与对液压系统的控制。

**直接数字控制(DDC)** 微机根据设定值、输出变量和控制过程中的其他变量,按照各种控制算法来计算控制变量的值。微机与被控对象直接交换信息,尤其是直接作用于被控对象,故称为直接数字控制(Direct Digital Control)。随着微处理器技术的飞速发展,当前每个微处理器控制的回路大大减少,甚至可以控制单个回路。于是,直接数字控制就由集中型向分散型转移,出现了“控制分散,信息集中”的集散型控制系统。

**集散型微机控制** 这就是分层控制的概念。集散型控制(Distributed Control)又称分布式控制。最低一级是控制单一设备或几台设备的 DDC 微机。较高级别的监督计算机可以管理若干个 DDC 微机,构成复杂的生产线。更高级别的计算机可以管理几条生产线或一个车间,使整个流程获得最大的效益。最高一级常常是多信息处理机,它可以对整个企业的运行情况进行分析,并作出最优决策。它也可以从管理层接受指

令,并将其传递下去。当然也不排除一个复杂的设备采用分布式控制。

集散型控制实质是利用计算机技术对分散型的生产过程进行集中监视、操作、管理和分散控制的新型控制技术。它由计算机技术、信号处理技术、测量控制技术、通信网络技术和人机接口技术相互渗透、发展而形成。概括起来成三部分,即集中管理、分散控制监测和通信三部分。集中管理部分负责组态、维护、监视、操作、全系统的信息管理和优化控制。分散控制监测部分负责控制与监测。通信部分负责连接集散型控制系统的各个部分,完成数据、指令及其它信息的传递。集散型控制系统的软件由实时多任务操作系统、数据库管理系统、数据通信软件、组态软件和各种应用软件组成。

一个电气液压系统往往受控于 DDC 计算机。当前用于工业控制的 DDC 微型计算机,主要有三类,即工业专用微型计算机(简称工控机)、单片机(Single Chip Microcomputer)和可编程控制器(PLC)。所用计算机类型的选择,在满足所控对象的所有控制要求的前提下,往往还与用户的要求和设计者的专长有关。

但是,一个电液计算机控制系统的设计不仅包含控制理论、计算技术、检测技术、液压技术等多方面的知识,而且单就计算机来说,几乎涉及到有关硬件、软件和接口的全面的技能。此外,设计者还要掌握电液微机控制系统所控制的机器或设备的静、动态特性及



各种有关要求。因此,这是一个复杂的,多学科相结合的设计工作。本节仅给出一般性设计内容和基本原则,并结合前节注塑机的有关部分加以说明。为方便起见,将微机控制和液压传动分开论述。

需要说明的一点是,就计算机控制系统而言,也分开环和闭环系统。一般来说,前者用于控制精度较低场合。

### 33.2.2 电液传动系统的微机控制系统设计简述

微机控制系统设计基本内容如下,它们的顺序是交叉进行的:

#### (1) 控制方案的确定和微机选型

根据主机工作和用户要求,决定整个电液控制系统的总体方案和选定计算机,二者又是相关联的。如 ZS-4000 塑料注射成型机中,用户提出开关量要用可编程控制器(PLC),而且要用 OMRON 的 PLC,并且要有显示器。因所选机型不宜于模拟量的调节和显示,就用可插入显示板又便于控制模拟量的工控机作为上位机,可编程控制器成为下位机。在国内目前情况来看,用户的要求是最关键的。其实,本来只用一个工控机就完全可以满足系统所有的要求了。

计算机选择还要考虑的是,是否需要输入和输出设备,如键盘、打印机、绘图机等。

就可编程控制器而言,除生产厂家外,进行开关量控制时,主要是根据确定的输入和输出的点数来选择 CPU 单元和扩展单元。同时,要选定其输出方式,即继电器输出、晶体管输出和可控硅输出。

#### (2) 建立所控对象的数学模型

一般电气液压传动系统都是开环的,所以模型不很复杂,但也有例外,如有的机器对速度进行闭环控制。对主机工作过程的控制有时要借助于操作人员的现场经验,才能决定电气液压系统控制参数。如轧机的轧制工艺过程对电液系统压力和流量的要求等。

对控制开关量的可编程控制器而言,一般来说,输入点数取决于电液系统中手动开关、行程开关、上位机指令、压力继电器等的数量之和。输出点数取决于电液系统中执行元件(如电磁铁)等的数量。对进行模拟量控制的可编程控制器,基本与工控机类似。

#### (3) 确定计算方法,编制软件

根据数值范围、精度和速度要求、存储单元的多少等具体情况编制或选用各种不同的程序。还必须考虑工作过程中手动、半自动和自动工况的相互转换,量化误差以及安全可靠等事项。

对控制开关量的可编程控制器,就是编制梯形图。

不同厂家的可编程控制器的编程语言大同小异。可编程控制器的用户手册都对其编程语言进行了详细说明。

#### (4) 硬件和接口电路的开发

如在一些工控机中未配备开关量控制板,又要用其控制相当多的开关量时,一般设计者就得自己开发。

#### (5) 系统调试

在不特别复杂的情况下,都是用计算机控制整个电液系统一起调试。

### 33.2.3 电液传动系统设计简述

因为电液传动系统中电路不很复杂,所以本节主要阐述液压传动系统设计的基本内容。

液压传动系统的设计步骤,如图 33.2-3 所示。核心的内容就是尽可能满足主机或控制对象的性能要求。

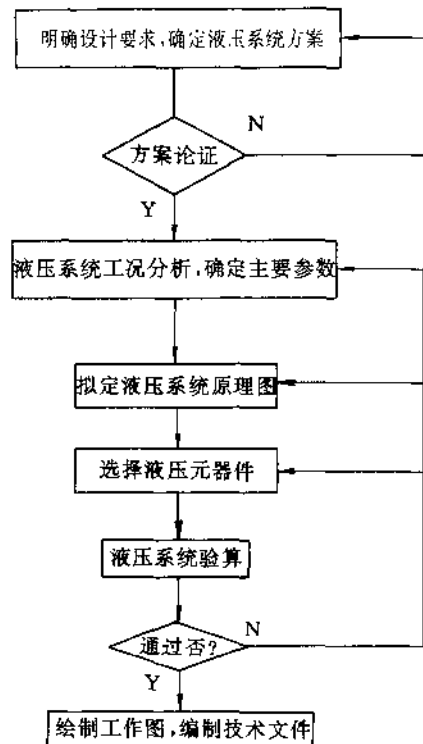


图 33.2-3 液压传动系统设计流程

#### (1) 明确设计要求,确定液压系统方案

设计液压系统就要了解主机或控制过程所提出的动作性能、工作环境、体积尺寸等诸方面的要求,并与主机设计者协调一致才能确定合理的液压系统方案。

• 动作性能包含:

运动的形式:回转或直线运动。

运动的性能:行程、速度或转速范围、位置或速度等的精度、力和力矩要求、各个动作之间的关系、完成各个动作所需功率等;

- 工作环境的考虑:室内或室外、海上或高空、工作温度和湿度、粉尘污染状况,是否易燃易爆和易腐蚀、有无噪声要求、连续工作时间等。

- 体积尺寸会影响主机的布局和传动方式的选择等。

液压系统设计者在充分掌握了上述基本要求后,选择液压系统的执行元件,可进行初步估算,得出系统所需功率。再确定液压系统大致方案,即选定液压传动的方式,如确定采用容积式还是节流式的调速方法等。由运动形式来选择液压执行元件时,可参考表 33.2-1。

表 33.2-1 执行元件的选择

运动形式	可采用的执行机构
往复直线运动	活塞式液压缸
	柱塞式液压缸
	液压马达+齿轮齿条机构
	液压马达+螺杆螺母机构
回转运动	液压马达
	液压马达+减速机构
往复摆动	摆动液压缸
	液压缸+齿条齿轮机构
	液压缸+连杆机构

## (2) 液压系统工况分析,确定主要参数

在确定了液压系统的每个执行元件后,就可以根据其负载的运动情况来设计或选择该执行元件了。以主机的主要动作为主,次要动作为辅。

显然,工况分析实质上变成了单个动作的负载分析问题。由“负载决定压力”的基本原则就可确定此执行元件所需压力,这正是液压系统的主要参数之一。由此可见负载分析之重要性。

### A. 负载分析

负载即指液压执行元件所受到的阻力,对液压缸就是各种阻力,对液压马达和摆动液压缸来说,就是各种阻力矩。

#### (A) 负载分类

负载的实际情况是相当复杂的,在工程上为便于设计者参考,一般将负载分为以下几种类型。它们是工作负荷力  $F_e$ (工作负荷力矩  $T_e$ )、惯性力  $F_I$ (惯性力

矩  $T_I$ )、粘性阻尼力  $F_b$ (粘性阻尼力矩  $T_b$ )、弹簧力  $F_{sp}$ (弹簧扭矩  $T_{sp}$ )、静摩擦力  $F_{sf}$ (静摩擦力矩  $T_{sf}$ )、动摩擦力  $F_{df}$ (动摩擦力矩  $T_{df}$ )等。液压执行元件上总的负载力(力矩)可表示如下:

$$F = F_e + F_I + F_b + F_{sp} + F_{sf} + F_{df} \quad (33.2-1)$$

$$T = T_e + T_I + T_b + T_{sp} + T_{sf} + T_{df} \quad (33.2-2)$$

#### (B) 典型的负载分析与负载循环图

液压缸(或马达)的负载随时间变化的曲线称为负载循环图。

**液压缸和液压马达的负载分析** 工作负载  $F_e$ ( $T_e$ )可能为恒值或变化值。工作负载还有可能为负值,这样的负载称为负性负载。例如,卷扬机吊起重物后,在放下的过程中,重物给卷扬机液压马达的负载力矩就是典型的负性负载(或称反向负载)。

惯性负载力  $F_I$ (惯性负载力矩  $T_I$ )在加速启动和减速制动阶段可按平均值计算,即

$$F_I = \frac{m \Delta v}{\Delta t} \quad (33.2-3)$$

式中  $m$ ——等效负载的质量;

$\Delta v$ —— $\Delta t$  时间内的速度变化量;

$\Delta t$ ——启动或制动时间。

$$T_I = \frac{J \Delta \omega}{\Delta t} \quad (33.2-4)$$

式中  $J$ ——回转负载等效转动变量;

$\Delta \omega$ —— $\Delta t$  时间内的角速度变化量。

静摩擦力  $F_{sf}$ (静摩擦力矩  $T_{sf}$ )一般在启动时考虑

$$F_{sf} = \mu_s (G + F_n) \quad (33.2-5)$$

$$F_{df} = \mu_d (G + F_n) \quad (33.2-6)$$

式中  $\mu_s, \mu_d$ ——分别为静、动摩擦系数;

$F_n$ ——垂直于摩擦面的负载力;

$G$ ——等效负载的重量。

$$T_{sf} = \mu_s GR \quad (33.2-7)$$

式中  $R$ ——回转轴半径。

$$T_{df} = \mu_d GR \quad (33.2-8)$$

在液压元件设计时静、动摩擦力常以机械效率  $\eta_m$  的方式来处理的,这在工程上是很意义的。

粘性阻尼  $F_b$ (粘性阻尼力矩  $T_b$ )与运动速度成正比,即

$$F_b = bv \quad (33.2-9)$$

式中  $b$ ——粘性阻尼系数。

$$T_h = b\omega \quad (33.2-10)$$

弹性力  $F_{sp}$  (弹性扭矩  $\Delta_{sp}$ ) 与  $X$  (角位移  $\theta$ ) 成正比, 即

$$F_{sp} = k_{sp}x \quad (33.2-11)$$

式中  $K_{sp}$ ——弹簧的刚度。

$$T_{sp} = k_{sp}\theta \quad (33.2-12)$$

**液压缸和液压马达的负载循环图** 液压传动系统中的液压缸和液压马达工作时, 一般要经过启动、加速、匀速、制动四个阶段, 即完成一个工作循环。因此, 就有四种负载工况:

启动阶段

$$F = \pm F_e + \mu_d(G + F_n) + k_{sp}x \quad (33.2-13)$$

$$T = \pm T_e + \mu_d GR + k_{sp}\theta \quad (33.2-14)$$

加速阶段

$$F = \pm F_e + \mu_d(G + F_n) + (G/g)\Delta v/\Delta t + k_{sp}x \quad (33.2-15)$$

$$T = \pm T_e + \mu_d GR + J\Delta\omega/\Delta t + k_{sp}\theta \quad (33.2-16)$$

匀速阶段

$$F = \pm F_e + \mu_d(G + F_n) + k_{sp}x \quad (33.2-17)$$

$$T = \pm T_e + \mu_d GR + k_{sp}\theta \quad (33.2-18)$$

制动阶段

$$F = \pm F_e + \mu_d(G + F_n) - (G/g)\Delta v/\Delta t + k_{sp}x \quad (33.2-19)$$

$$T = \pm T_e + \mu_d GR - J\Delta\omega/\Delta t + k_{sp}\theta \quad (33.2-20)$$

根据上述各阶段所经历的时间, 就可绘出液压缸或液压马达的负载循环图, 即  $F-t$  图。图 33.2-4 是不计弹性力之液压缸典型的负载循环图。图中  $0 \sim t_1$  为启动阶段,  $t_1 \sim t_2$  为加速阶段,  $t_2 \sim t_3$  为匀速阶

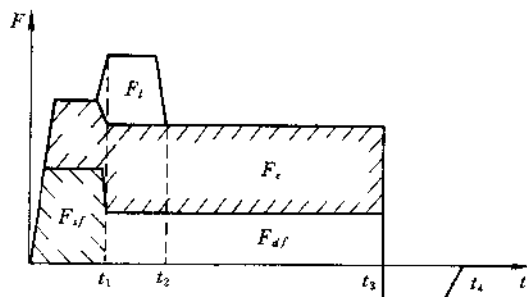


图 33.2-4 液压缸的典型负载循环图

段,  $t_3 \sim t_4$  为制动阶段。图中最大负载  $F_{max}$  就是确定液压缸工作压力  $p$  和工作面积  $A$  的依据。

B. 负载运动分析及运动循环图

负载运动的工作循环就是液压缸或液压马达的运动状况, 液压缸(液压马达)的位移、速度与时间的关系, 也就是运动循环图。

(A) 位移循环图( $L-t$  图)

图 33.2-5 为一液压缸的典型的位移循环图, 其纵坐标  $L$  表示液压缸活塞的位移, 横坐标  $t$  表示时间。很明显, 此图中每段曲线的斜率就是活塞的运动速度。

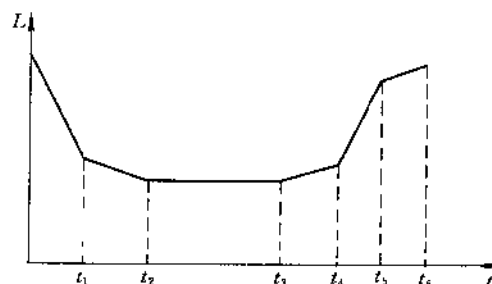


图 33.2-5 液压缸位移循环图

(B) 速度循环图( $v-t$  图)

有位移循环图( $L-t$  图)就很容易绘出速度循环图( $v-t$  图)。这就是确定液压缸所需流量的依据。其中速度最高的阶段, 一般说来也就是该液压缸需要流量最大的时候。

(C) 典型的负载轨迹

在液压系统中压力和流量是相关联的, 而且二者乘积就是功率。对控制液压执行元件的阀(或变量泵)就存在着负载力(力矩)和负载速度(转速)与其输出的压力和流量相匹配的问题。如用  $p-q$  阀控制液压执行元件时, 尤其在液压控制系统里, 其负载力(力矩)和负载速度(转速)的关系应首先进行研究。所谓负载轨迹, 就是以负载力(力矩)为横坐标, 以速度(转速)为纵坐标绘制的曲线。

众所周知, 负载的运动情况很复杂, 典型的办法就是认为负载做简谐正弦运动。现以液压缸为例, 若  $x$  表示负载的位移, 则有

$$x = a \sin \omega t \quad (33.2-21)$$

所以, 负载的运动速度为

$$v = dx/dt = a\omega \cos \omega t \quad (33.2-22)$$

负载力按前面分类可分别计算如下:

惯性负载力  $F_1$

$$F_1 = \frac{m dv}{dt} = -m a \omega^2 \sin \omega t \quad (33.2-23)$$

联立(33.2-22)和(33.2-23), 可得

$$v^2 + \left(\frac{F_1}{m\omega}\right)^2 = (a\omega)^2 \quad (33.2-24)$$

由此可见负载轨迹为一正椭圆, 最大速度  $v_{\max} = a\omega$ , 最大惯性力  $F_1 = m a \omega^2$ , 轨迹图如图 33.2-6 所示。

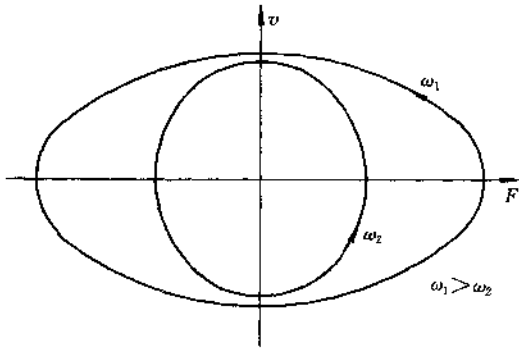


图 33.2-6 惯性力的负载轨迹

弹性负载  $F_{sp}$  当仅有弹性负载时

$$F_{sp} = k_{sp} a \sin \omega t \quad (33.2-25)$$

联立(33.2-22)和(33.2-25), 可得

$$\left(\frac{v}{\omega}\right)^2 + \left(\frac{F_1}{k_{sp}}\right)^2 = a^2 \quad (33.2-26)$$

显而易见, 也是正椭圆, 最大速度  $v_{\max}$  与  $\omega$  成正比, 最大弹性力  $F_{sp}$  与  $\omega$  无关。轨迹图如图 33.2-7 所示。

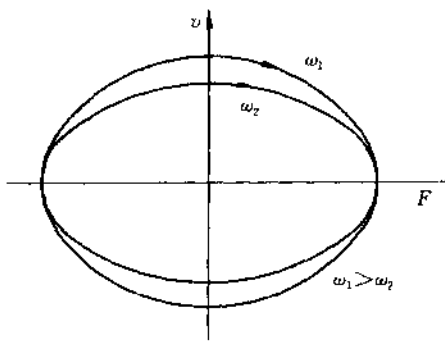


图 33.2-7 弹性力的负载轨迹

粘性阻尼力  $F_b$  假如仅有粘性阻尼力  $F_b$ , 则

$$F_b = b v = b a \omega \cos \omega t \quad (33.2-27)$$

其负载轨迹显然为一斜线, 如图 33.2-8 所示。

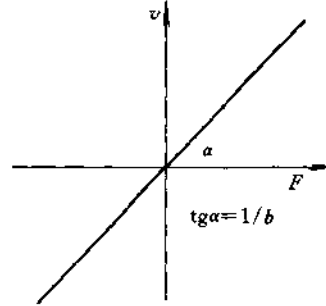


图 33.2-8 粘性阻尼力的负载轨迹

静摩擦力  $F_{sf}$  静摩擦力  $F_{sf}$  的数学描述为

$$F_{sf} = \begin{cases} 0, & v \neq 0 \\ \pm F_{sn}, & v = 0 \end{cases} \quad (33.2-28)$$

其负载轨迹呈十字形, 如图 33.2-9 所示。

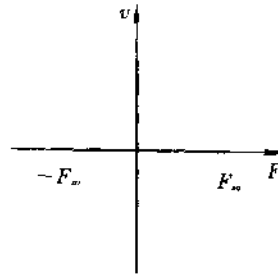


图 33.2-9 静摩擦力之负载轨迹

动摩擦力  $F_{df}$  动摩擦力  $F_{df}$  的数学描述为

$$F_{df} = \begin{cases} F_{dn}, & v > 0 \\ 0, & v = 0 \\ -F_{dn}, & v < 0 \end{cases} \quad (33.2-29)$$

其负载轨迹如图 33.2-10 所示。由图可见动摩擦力值与负载速度值无关。

总负载力的负载轨迹 实际液压缸的负荷是其所受各种负载力之和, 总的负载轨迹可由上述单纯负载力合成而得到。例如, 由惯性负载、粘性阻尼负载和弹性负载组成总负载  $F$  时, 就有

$$\begin{aligned} F &= m v + b v + k_{sp} x \\ &= (k_{sp} - m \omega^2) a \sin \omega t + B a \omega \cos \omega t \end{aligned} \quad (33.2-30)$$

联立(33.2-22)和(33.2-30), 可得到一斜椭圆方程如(33.2-31)式所示。由此方程可得到图 33.2

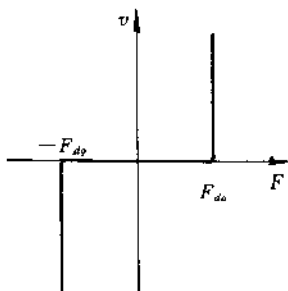


图 33.2-10 成摩擦刀之负载轨迹

11 所示的合成负载的负载轨迹。

$$\left\{ \frac{F - bv}{k_{sp} \left[ 1 + \left( \frac{\omega}{m\omega} \right)^2 \right]} \right\}^2 + \left( \frac{v}{\omega} \right)^2 = a^2 \quad (33.2-31)$$

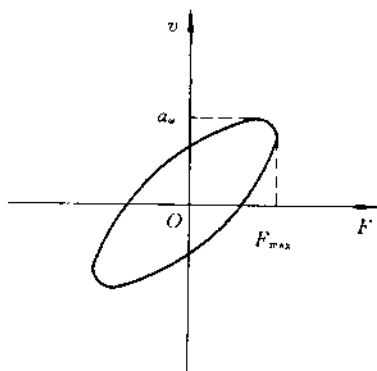


图 33.2-11 合成负载之负载轨迹

执行元件之总的负载轨迹和结构尺寸确定后，就可就进行控制阀的功率匹配。如采用四通滑阀控制液压缸时，要使阀的流量—压力特性与液压缸的负载轨迹相切，就可认为达到了功耗最少的匹配。首先用(33.2-32)和(33.2-34)式将缸的负载轨迹的坐标由力和速度转变成相应的压力和流量，然后就可求得匹配最佳的滑阀特性，见图 33.2-12，进而可选择或设计滑阀。图 33.2-12 中假定负载轨迹为正椭圆，滑阀的流量压力特性为抛物线。

(D) 确定液压执行元主要参数

液压执行元件的主要参数是指其几何尺寸参数和工作参数。几何尺寸参数也可称为容量参数，对液压缸来说，就是液压缸活塞(或柱塞)工作面积  $A$ 。对非对称液压缸应包括活塞两端面积，即  $A_1$  和  $A_2$ 。对液压马达则是其排量  $V$ 。工作参数主要就是工作压力  $p$

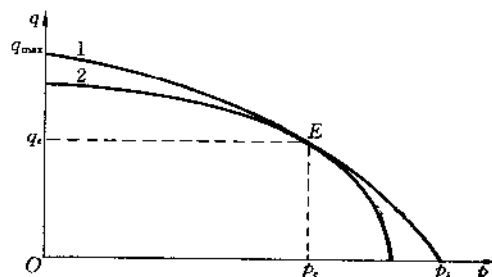


图 33.2-12 功耗最小的负载匹配

和最大流量  $q_{max}$ 。其实，这三个参数的确定是反复进行的，往往还要考虑液压系统总体的压力和流量等。不同行业和主机常用的工作压力参见表 33.2-2。

表 33.2-2 常用工作压力

主机类型	常用工作压力/MPa
机床、小汽车等	<7
农业机械、注塑机、工程机械、 矿用机械、船用机械、武器装备等	7-21
液压机、挖掘机、轧钢机、 飞行器	21-31.5
金刚石压机、超高压机具	>31.5

对称液压缸工作面积  $A$  和液压马达每转排量  $V$  与工作压力和最大负载  $F_{max}$  或  $T_{max}$  之关系可由以下公式计算

$$A = F_{max} / (\Delta p \eta_m) \quad (33.2-32)$$

式中  $\Delta p$ ——液压执行元件两腔压力差；

$\eta_m$ ——执行元件机械效率。

$$V = 2\pi T_{max} / (\Delta p \eta_m) \quad (33.2-33)$$

液压缸工作面积  $A$  和液压马达每转排量  $V$  与其输入流量  $q_m$  和最高工作速度  $v_{max}$  或  $n_{max}$  之关系可由以下公式计算

$$q_m = v_{max} A / \eta_v \quad (33.2-34)$$

式中  $\eta_v$ ——液压执行元件的容积效率。

$$q_m = n_{max} V / \eta_v \quad (33.2-35)$$

一般说来，每个执行元件的流量和压力确定后，综合归纳，最终就可得到系统总体和各部分所需压力和流量的合理数值，这需要绘制液压系统所有执行元件的总的工况图，液压系统的工况图就是根据负载循环图，位移循环图等，将纵坐标分别为位移、压力、流量和功率，而横坐标为时间的曲线图。对于有多个执行元

件的系统,应将各执行元件的  $q-t$  图叠加成系统总的  $q-t$  图。图 33.2-13 给出一简单的液压系统工况图。

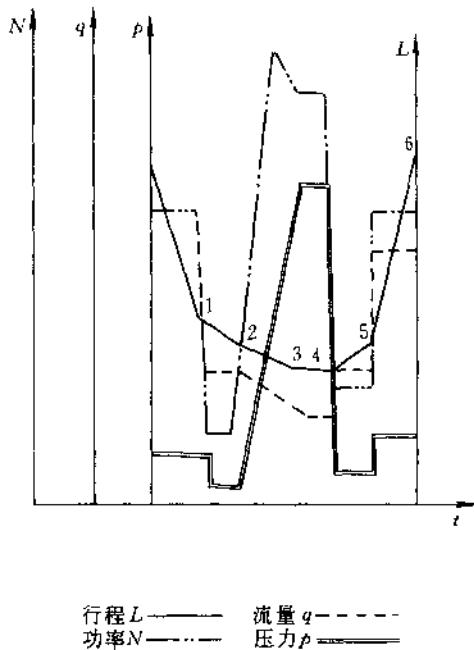


图 33.2-13 系统工况图

由工况图可得到系统的最高工作压力,最大流量和最大功率等参数,可作为选择液压元件、原动机或设计非标准元件的依据。而且还可以合理调整参数,使系统工况更合理、经济。如系统含有多个执行元件,应分析各执行元件的  $N-t$  图。如果各个执行元件的最大功率点是错开的,说明系统功率在一个工作循环中比较均匀;若执行元件中最大功率点有重合的,说明系统功率在一个工作循环中并不均匀,在条件允许的情况下,应合理调整有关参数,来改善功率的不均匀性。此外,通过分析工况图,可以合理选择液压系统的主要回路。譬如工况图中最大流量和最小流量相差很大,但其相应的时间也相差较大,则系统能源最好采用多泵供油方式,而不宜采用单泵或单泵加蓄能器的方式。

#### (E) 确定控制方案及控制元器件

液压执行元件确定后,若无调速要求时,只需选择规格合适的方向控制阀。如果有调速要求时,则首先应确定采用容积式调速,还是节流式调速或容积节流式,一般说来,压力高、功率较大时,采用容积式调速;压力低、功率较小时,多用节流式调速。

容积式调速中无论是变量泵控制定量马达(或液

压缸),还是定量泵控制变量马达,作为液压能源的泵只能驱动单一负载。而节流调速系统中,作为能源的泵可以驱动多个执行元件。在节流调速中,对速度无严格要求的,采用简单经济的节流阀调速;对速度有严格要求的,采用调速阀或溢流节流阀调速。现在采用比例阀作节流调速控制元件的越来越普遍了。如前面提到的,在注塑机液压系统中,用  $p-q$  阀调节注射液压缸速度。 $p-q$  阀实质就是比例溢流节流阀。

具体调速回路的选择,可以参见第 32 章基本回路。

调速方案确定后,应选定控制元件。如用变量泵控制定量马达的容积式调速方案,就要选择变量泵的额定压力和最大流量(考虑了机械和容积效率后)。若是节流调速方案,如用  $p-q$  阀作控制元件时,就要使  $p-q$  阀的压力-流量特性曲线包围液压执行元件的负载轨迹,以保证  $p-q$  阀的输出功率足够大(其中当然应考虑液压回路的容积效率和压力损失)。一旦控制元件的参数决定后,就可根据产品样本或手册来选择结构、规格、性能均符合要求的控制元件了。

#### (3) 拟定液压系统原理图

由液压系统工况图和调速回路就可归纳出系统的主要回路图。但是这是不完善的,还必须考虑是否需要增加一些必不可少的辅助回路。如有垂直负荷时,是否需要平衡回路。高速运动的负载,是否需要缓冲和制动回路。存在多个执行元件时,是否有同步、顺序和互不干扰的要求。

此外,要根据系统工况图决定系统能源的构成方案,是用定压能源,还是定量能源。一般较复杂的系统都可能不止一个能源,如前节所述的混凝土泵液压系统中,主要的泵送系统采用的是变量泵控制液压缸的容积调速系统,而搅拌系统和摆动系统因功率不大,就采用了定压能源。

对可靠性要求特别高或不间断连续工作的系统(如轧机),拟定系统液压回路图时,应考虑采用“多裕度方案”,也就是在系统的关键部位设置一些必要的备用元件或备用回路,以便于在发生故障时,启动这些备用元件或备用回路来保证系统正常工作。

液压总回路中,还必须考虑系统中液压流体的冷却循环、滤清和防止污染等一系列的问题。

绘制出液压系统总回路图后,应检查是否能圆满实现所有的功能,系统效率如何,工作是否安全可靠,调整和维修是否方便,有条件最好请主机设计者和委托方一起审核。发现问题可以进行补充或修改。

## (4) 选择液压元器件

根据流量和压力这两个主要参数就可选择所需的液压元器件,所以这里仅围绕着这两个参数展开讨论。

## (A) 液压泵的选择

由系统工况图可得到最高工作压力  $p_{\max}$ , 其值只是满足了负载的需要,并未考虑液压执行元件进口和出口回路上的各种沿程和局部压力损失  $\sum \Delta p_i$ 。也就是说,  $p_{\max}$  相当于公式 (33.2-32) 和 (33.2-33) 中的  $\Delta p$ 。所以液压泵的出口压力  $p_p$  应按下式计算,即

$$p_p > p_{\max} + \sum \Delta p_i \quad (33.2-36)$$

一般也可用经验估计  $\sum \Delta p_i$  之值,简单系统取  $\sum \Delta p_i = 0.2 \sim 0.5 \text{ MPa}$ ,复杂系统取  $\sum \Delta p_i = 0.5 \sim 1.5 \text{ MPa}$ 。

由系统工况图中的最大流量  $q_{\max}$ ,可确定液压泵的输出流量  $q_p$

$$q_p > K q_{\max} \quad (33.2-37)$$

式中  $K$ ——考虑系统泄漏的修正系数,一般取  $K = 1.1 \sim 1.3$ ,流量大时取小值,流量小时取大值。用溢流阀作定压能源时,需要加上溢流阀的最小溢流量,机床行业常取为  $2 \sim 3 \text{ L/min}$ 。

系统中采用蓄能器时,可按一个工作循环周期  $T$  内的平均流量来确定泵的流量

$$q_p > K \sum V_i / T \quad (33.2-38)$$

式中  $V_i$ ——系统在一个循环内,第  $i$  个阶段所需的流体体积。

根据系统工作情况和设计要求确定泵的类型后,就可以由计算出的  $p_p$  和  $q_p$  值,从产品样本中选择液压泵的型号和规格了。为安全可靠起见,泵的额定压力可比  $p_p$  高 25%。泵的额定流量比  $q_p$  略高。因为泵的流量等于其排量  $V_p$  和转速  $n_p$  之积,所以在功率重量比要求大的场合(如行走设备,尤其是飞行器上),多选排量小转速高的。

此外,液压泵原动机不仅在功率上,而且在转速范围上都应满足泵正常工作的需要。

## (B) 各种阀的选择

各种阀的规格和型号按液压系统图和工况图中提供的压力和流量从产品样本中选取。各种阀的额定压力和公称流量一般应与其工作压力和最大通过流量一致,必要时可允许其最大通过流量超过公称流量的 20%。对可靠性要求高的系统,阀类元件的额定压力应高于其工作压力。

## (C) 液压辅助元件的选择

根据液压系统图,可以确定对各种辅助液压元件具体的压力和流量,就可以从产品样本中选定滤油器、蓄能器、冷却器、油箱、液压管路等辅助元件了。选择原则详见有关章节。

## (5) 液压系统验算

液压元件规格确定后,液压系统图得到完善,就可进行系统压力损失、系统效率、系统发热与温升、液压冲击等的计算了。系统压力损失和液压冲击的计算可见基础篇,这里仅叙述系统效率和系统发热与温升的计算。

## (A) 系统效率计算

液压系统的总效率  $\eta$  定义为液压系统输出和输入功率之比,即

$$\eta = \frac{P_{mo}}{P_p} = \frac{\sum_{i=1}^n (\Delta p_{mi} q_{mxi} / \eta_{mni})}{\sum_{j=1}^m T_{pj} \omega_{pj}} \quad (33.2-39)$$

式中  $\Delta p_{mi}, q_{mxi}, \eta_{mni}$ ——一个执行元件的工作压力,输出流量和机械效率;

$T_{pj}, \omega_{pj}$ ——一个液压泵的输入转矩和转速;

$\sum_{i=1}^n (\Delta p_{mi} q_{mxi} / \eta_{mni})$ ——同时动作的执行元件的输出功率;

$\sum_{j=1}^m T_{pj} \omega_{pj}$ ——同期运转的液压泵的输入功率之和。

在不同工作阶段同时工作的执行元件可能不相同,应分别计算其效率,取其中最小者作为系统的效率。将来系统调试时再验证其效率。

## (B) 系统发热和温升计算

液压系统的压力损失、流量泄漏和机械损失基本上都转换成热量,从而使系统液压流体的温度升高,产生一系列的不良影响。

前面已算出系统的总效率  $\eta$ ,则系统平均总发热量  $Q$  可估算如下

$$Q = P_p (1 - \eta) \quad (33.2-40)$$

式中  $P_p$ ——液压系统的总输入功率。

系统在未设置冷却系统,主要的散热元件又是油箱时,在热平衡状态下油液所达到的温度  $\theta$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) 为

$$\theta = \theta_0 + [Q / (Ak)] \quad (33.2-41)$$

式中  $\theta_0$ ——环境温度 ( $^{\circ}\text{C}$ );

$A$ ——油箱散热面积( $\text{m}^2$ );

$k$ ——散热系数( $\text{kW}/(\text{m}^2\text{C})$ ),其值见表 33.2-3。

表 33.2-3 油箱散热系数

散热条件	散热系数/ $[\text{kW}/(\text{m}^2\text{C})]$
通风很差	$(8-9) \times 10^{-3}$
通风良好	$15 \times 10^{-3}$
风冷	$23 \times 10^{-3}$
循环水冷	$(110-175) \times 10^{-3}$

表 33.2-4 一些液压系统规定的油温允许值( $^{\circ}\text{C}$ )

机械类型	正常工作温度	允许最高温度	允许温升
机床	30~55	55~65	30~55
数控机床	30~50	55~65	<25
粗加工及无切加工机械	40~70	60~90	
工程和矿山机械	50~80	70~90	35~40
机车车辆	40~60	70~80	
船舶	30~60	80~90	

当油箱长、宽、高的比例在 1:1:1 到 1:2:3 范围内且液面高度为油箱高的 80% 时,散热面积  $A(\text{m}^2)$  可由油箱体积  $V(\text{L})$  按下式估算:

$$A = 0.065^3 \sqrt{V^2} \quad (33.2-42)$$

按(33.2-41)式计算出的油温  $\theta$  如果超过表 33.2-4 中规定的最高温度,系统就须考虑设置冷却系统。

#### (6) 绘制工作图,编制技术文件

在液压系统图的基础上,应根据主、客观情况确定液压元件的安装和连接方式。首先要决定采用集中式或是分散式配置。前者是将液压系统的能源、调节控制装置集中安装在主机之外,构成所谓的液压站,常用于固定的设备中;后者则是将液压系统的能源、控制装置按主机布局分散安装,多用于移动设备中。

液压元件之间连接方式有板式和管式两大类。一般液压执行元件因分散安装在主机不同部位,同前面的控制元件多用管式连接。而在能源和控制元件,(尤其采用集中式配置时),现在多用板式连接。板式连接中,集中式配置时,常用的是集成块和叠加阀。所以,

绘制液压装置配置图,以至绘制集成块图都是液压系统设计人员的工作。这些图当然也都是必不可少的技术文件。

总之,工作图应包括液压系统图、液压装置的装配图、配管图、非标液压元件的整套设计图。

应编制的技术文件,一般包括:设计任务书、设计计算书、使用和维护说明书以及标准件、通用件和易损件总表等。

#### 33.2.4 液压传动系统设计计算简例

设计的内容和步骤上节已经阐述,本节不再一一仿照论述,仅就前三项设计步骤摘要给以说明。

以前述塑料注射成型机(以下简称注塑机)为例,对液压传动系统设计计算给以简要说明。塑料注射成型机的主要动作,在典型系统中已经较详细地做了介绍。可归纳为模具和注射两部分的动作,详见图 33.1-2 和表 33.1-1。因为注射动作是在高压闭模时完成的,所以两部分动作的流量要求不必叠加,从而减小了对液压能源的总流量的需求。

#### (1) 明确主机要求,设计液压执行元件及选择系统主要参数

##### A. 模具的动作和增速液压缸压力、流量的确定

模具的动作要求,高压闭模力 950~1000T,低压合模力约 3~15T,而且为提高生产率快速合模速度可达 0.3m/s。按照一般注塑机液压系统,取系统工作压力为 20MPa,则由高压闭模力求得驱动模具的液压缸的有效作用面积  $A = 0.5(\text{m}^2)$ 。但是若按此面积和快速合模速度计算液压缸所需最大流量,流量太大,也不必要。故采用了图 33.1-2 所示的增速液压缸。而系统能源的流量还要根据注射动作的要求来决定。因插芯动作也与模具动作不同时进行,且需压力和流量都不大,其所需仅启动一组泵即可。

按液压缸流量和压力的计算公式和结构强度等,可设计增速缸得到其具体尺寸,然后再验算是否满足闭模力和合模速度的要求。所设计的增速缸结构尺寸如图 33.2-14 所示。于是可根据图中尺寸和系统压力验算如下。

##### 最大闭模力

$$\begin{aligned} F &= pA = p\pi(D^2 - d^2)/4 \\ &= 20 \times 10^6 \pi(0.8^2 - 0.18^2)/4 \\ &= 9544(\text{kN}) = 972.9\text{kgf} \end{aligned}$$

因此,最大闭模力满足要求。

##### 最大合模速度所要求的最大流量 $q$



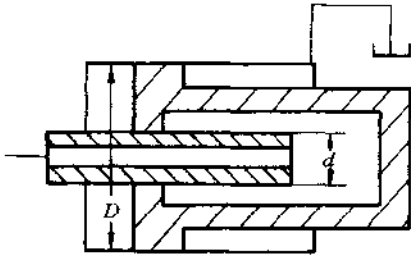


图 33.2-14 液压增速缸

$$\begin{aligned}
 q &= VA_0/\eta_v = V\pi d^2/4/\eta_v \\
 &= 0.3\pi \times 0.18^2/4/0.92 \\
 &= 0.008297(\text{m}^3/\text{s}) \\
 &= 498(\text{L}/\text{min})
 \end{aligned}$$

### B. 注射和预塑

注射动作中除注射座缸外,注射缸和预塑都有速度要求,同时塑料制品保压时是由注射缸实现的。要求注射缸的最大注射速度  $V_{\max} = 5\text{m}/\text{min}$ 。注射缸设计时,应使保压压力不高于系统最高压力。因为最大注射速度和最大保压压力并非同时需要,所以控制阀的功率也不是很大。最后,设计的注射缸如图 33.1

2 所示,其活塞直径的名义尺寸为 34cm,活塞杆直径的名义尺寸为 30cm,背压为 1MPa 左右。据此可计算出保压压力为 19MPa,注射缸需要的最大流量  $q$  为:

$$\begin{aligned}
 q &= V_{\max}A/\eta_v = 5 \times (\pi \times 0.34^2/4)/0.92 \\
 &= 0.4940(\text{m}^3/\text{min}) \\
 &= 494(\text{L}/\text{min})
 \end{aligned}$$

可见系统的能源设计能满足注塑机的主要要求,分别启动各组能源(或使一些能源卸荷)是合理的。

### (2) 控制元件的选择

因为模具的动作由增速缸实现,又无调速要求,故选用压力流量合适的方向阀完成速度换接即可,这里就不详述了。

注射缸和液压马达用户要求用  $p-q$  阀(一种比例阀)控制。这样既可充分利用  $p-q$  阀对注射缸和液压马达进行无级调速,以得到最大注射速度和各种预塑需要的转速,又可在前面板上很方便地通过电位计来调节。同时也保证了保压压力的实现。因最高压力和最大流量并非同时出现,所以  $p-q$  阀的功率也不是很大。