



# 广东工业大学

## 机电液综合课程设计

课程名称	机电液综合设计项目
题目名称	卧式半自动组合机床液压系统 及其有关装置设计
学生学院	机电工程学院
专业班级	17 级机械创新 1 班
学 号	3117000349
姓 名	吴国庆
指导教师	李笑

2020 年 1 月 10 日

# 广东工业大学机电液综合设计项目任务书

题目名称 半自动液压专用铣床液压系统设计

学生学院 机电工程学院

专业班级 17 机创 1 班

姓 名 吴国庆

学 号 3117000349

## 一、设计内容

设计一台用成型铣刀在加工件上加工出成型面的液压专用铣床，工作循环：手工上料——自动夹紧——工作台快进——铣削进给——工作台快退——夹具松开——手工卸料。

主要工作内容：

(1) 明确设计要求进行工况分析；(2) 确定液压系统主要参数；(3) 拟定液压系统原理图及验证设计方案；(4) 计算和选择液压件；(5) 验算液压系统性能；(6) 绘制工作图及编制技术文件。

## 二、设计要求与数据

工作台液压缸负载力 (KN)：  $F_L$

夹紧液压缸负载力 (KN)：  $F_c$

工作台液压缸移动件重力 (KN)：  $G$

夹紧液压缸移动件重力 (N)：  $G_c$

工作台快进、快退速度 (m/min)：  $V_1=V_3$

夹紧液压缸行程 (mm)：  $L_c$

工作台工进速度 (mm/min)：  $V_2$

夹紧液压缸运动时间 (S)：  $t_c$

工作台液压缸快进行程 (mm)：  $L_1$

导轨面静摩擦系数：  $\mu_s=0.2$

工作台液压缸工进行程 (mm)：  $L_2$

导轨面动摩擦系数：  $\mu_d=0.1$

工作台启动时间 (S)：  $\Delta t=0.5$

表 1 设计参数

组别	姓名	$F_L$	$F_c$	$G$	$G_c$	$V_1$	$V_2$	$L_1$	$L_2$	$L_c$	$t_c$
6	吴国庆	50	4.4	1.5	75	5.2	40	270	85	10	1

## 三、设计应完成的工作

液压系统原理图 1 张 (A4)；零件图 1 张 (A3)；部件装配图 1 张 (A3)；设计说明书 1 份。

注：在进行零、部件设计时，集成块和油箱零、部件可以任选。

#### 四、设计进程安排

序号	设计各阶段内容	地点	起止日期
1	(1) 阅读、研究设计任务书，明确设计内容和要求，了解原始数据和工作条件； (2) 收集有关资料并进一步熟悉课题。	教×-×	12.30 (1 天)
2	(1) 明确设计要求进行工况分析； (2) 确定液压系统主要参数； (3) 拟定液压系统原理图及验证设计方案	教×-×	12.31 (1 天)
3	(1) 计算和选择液压件； (2) 验算液压系统性能；	教×-×	1.1-1.2 (2 天)
4	(1) 绘制零部件图； (2) 绘制正式的液压原理图。	教×-×	(1.3-1.7) (5 天)
5	(1) 编写设计计算说明书； (2) 编写零部件目录表。	教×-×	1.8-1.9 (2 天)
6	整理资料，答辩	工二-717	1.10 (1 天)

#### 五、应收集的资料及主要参考文献

- [1] 李笑 吴冉泉主编，《液压与气压传动》，国防工业出版社，2006
- [2] 杨培元 朱福元主编，《液压系统设计简明手册》，机械工业出版社，1998
- [3] 雷天觉主编，《新编液压工程手册》，机械工业出版社，1998
- [4] 张利平主编，《液压与气压设计手册》，机械工业出版社，1997

发出任务书日期： 2019 年 12 月 30 日      指导教师签名：

计划完成日期： 2020 年 1 月 10 日      基层教学单位责任人签章：

主管院长签章

# 目录

前言.....	1
1. 液压技术的发展现状.....	1
2. 液压技术的发展趋势.....	1
3. 结论.....	2
1. 系统的工况分析.....	4
1.1、动作要求及工作参数.....	4
1.2、工况分析.....	4
2. 液压系统原理设计.....	7
2.1、初定液压系统.....	7
2.2、确定液压系统.....	8
3. 液压系统的设计计算和液压元件选择.....	10
3.1、液压缸主要尺寸的确定.....	10
3.2、确定液压缸的流量、压力和选择泵的规格.....	12
3.3、液压阀的选择.....	16
3.4、确定管道尺寸.....	17
3.5、液压油箱容积的确定.....	18
4. 液压系统的验算.....	19
4.1、压力损失的验算.....	19
4.2、系统温升的验算.....	22
5. 选用小组成员数据计算过程.....	23
5.1 系统的工况分析.....	23
[1.1]动作要求及工作参数.....	23
[1.2]工况分析.....	23
5.2 液压系统原理设计.....	26
[2.1]初定液压系统.....	26
[2.2]确定液压系统.....	27
5.3 液压系统的设计计算和液压元件选择.....	29
[3.1]液压缸主要尺寸的确定.....	29
[3.2]确定液压缸的流量、压力和选择泵的规格.....	31
[3.3]液压阀的选择.....	34
[3.4]确定管道尺寸.....	36
[3.5]液压油箱容积的确定.....	37
5.4 液压系统的验算.....	38
[4.1]压力损失的验算.....	38
[4.2]系统温升的验算.....	40
6. 液压集成油路的设计.....	43
6.1、液压集成回路设计.....	43
6.2、液压集成回路设计时候注意事项.....	44
6.3、液压集成块及其设计.....	45
7. 设计总结.....	52
参考文献.....	53

# 前言

当代社会无论建房、修路、架桥、开山等都离不开工程机械。由于工程机械应用的广泛性及其普遍性，人们都要求其向智能化方向发展。因此，电子技术、机电一体化技术都在工程机械领域得到广泛应用。由于工程机械消耗功率大，电子产品在动力方面并不适应。工程机械智能化的发展给液压技术提出了要求，因此，需要一种能够产生大功率的技术——液压传动技术。液压传动是用液体作为能源介质来实现各种机械的传动和自动控制的一种传动方式。相对于电力拖动系统、机械系统而言，液压传动具有易于实现直线运动、功率及力质量比大、调速与控制方便等优点，在工程机械、矿山机械、压力机械、航空工业、机床、轻工、冶金等领域得到了广泛应用。液压技术是实现现代化传动与控制的关键技术之一，它对工业和国防领域的技术进步和发展起到了很大的推动作用，世界各国对液压工业的发展都给予很大重视。据统计，世界各主要国家液压工业销售额占机械工业产值的 2%~3.5%，而我国只占 0.8% 左右，这充分说明我国液压技术使用率较低，努力扩大其应用领域，将有广阔的发展前景。

## 1. 液压技术的发展现状

近代液压传动技术是由 19 世纪崛起并蓬勃发展的石油工业推动起来的，最早实践成功的液压传动装置是舰船上的炮塔转位器，其后出现了液压六角车床和磨床，一些通用车床到 20 世纪 30 年代末才用上了液压传动。第二次世界大战期间，由于军事上的需要，出现了以电液伺服系统为代表的响应快、精度高的液压元件和控制系统，从而使液压技术得到了迅猛发展。20 世纪 50 年代，随着世界各国经济的恢复和发展，生产过程自动化的不断增长，使液压技术很快转入民用工业，在机械制造、起重运输机械及各类施工机械、船舶、航空等领域得到了广泛的发展和应用。20 世纪 60 年代以来，随着原子能、航空航天技术、微电子技术的发展，液压技术在更深、更广阔的领域得到了发展，在工程机械，数控加工中心，冶金自动线等国民经济的各个方面也都得到了应用。

## 2. 液压技术的发展趋势

通过上述对液压技术的发展现状来看，我们能够清楚地认识到，液压技术的快速发展对促进整个工业化的良好发展都有着十分重要的影响。也正因如此，进一步加强对液压技术的发展探究则显得尤为重要。因此基于液压技术有如上的优

点及问题，本人结合现代化科学技术的发展以及对液压技术的定向需求，对液压技术的未来发展趋势提出几点展望，具体如下：

第一，以水作为介质的水液压传动技术。即水液压，采用水为工作介质，具有无污染、安全、清洁卫生等优点，符合机械工业绿色制造的可持续性发展的方向。不过水作为介质也存在缺点，如温度范围窄、有腐蚀、润滑性能不佳。不过随着技术进步，会在合适的领域代替液压油。而科学技术的进步、数字化、信息化、知识化时代的到来，人类环保、能源危机意识的提高，传统液压技术必然要与水液压技术和数字技术相结合，使我们进入数字化的纯水液压时代。而且以水为截止的水压传动技术具有结构简单、效率高、经济等优点，在众多领域有着广泛的应用前景。除此之外，新兴的电流变液、磁流变液研究与发展，将会是液压技术的一大创新与改革。磁流变液是一种机敏材料，在外加磁场的作用，液体的粘度发生很大的变化，具有很大的抗剪切，易于控制并且连续可控。

第二，液压技术应该向高速化、高效化、低能耗的方向发展，进一步提高液压机的加工制作效果，降低生产所需成本，降低液压系统的故障率。

第三，向机、电、液、气一体化的方面不断发展。也就是说根据现今机电一体化与电子技术的不断发展，可通过液体和气体转化。减少能量的损失。从而进一步完善与改进液压系统性能，使其真正地实现机、电、液一体化。

第四，加速液压机的自动化与智能化的发展。也就是说在未来的液压系统研制中，要充分利用微电子技术，进一步实现对液压系统的自动诊断与调整，为系统所有功能部件提供检测及诊断等辅助功能(自动程序；短信’示教；光电隔离输入/输出)使其能够在未来的发展中实现对故障的预处理。

第五，实现液压元件的集成化、标准化全面发展。总所周知，集成化的液压系统能够进一步减少管路之间的连接，能够有效降低与防治污染、泄露。而标准化的元件使用，又能为机械维修带来相当大的便利条件。所以，在未来发展中，要加速对液压元件集成化、标准化的全方位研制与应用。

### 3. 结论

目前液压技术已渗透到很多领域，在民用工业、在机床、工程机械、冶金机械、塑料机械、农林机械、汽车、船舶等行业得到大幅度的应用和发展，而且发展成为包括传动、控制和检测在内的一门完整的自动化技术。现今，采用液压传动的程度已成为衡量一个国家工业水平的重要标志之一。如发达国家生产的 95% 的工程机械、90% 的数控加工中心、95% 以上的自动线都采用了液压传动技术。虽然液压技术有如上的优势，但是存在的问题与面临的严峻挑战却也不容忽视。液压技术要想进一步的发展，就必须有自己的定位与发展趋势。本文所分析的这些

技术是当前及以后工程机械液压系统领域发展的方向，其要点是把先进的计算机技术、机械电子技术、控技术、通讯技术、软件工程等应用于工程机械的液系统中，从而实现智能化、自动化。

# 1. 系统的工况分析

## 1.1、动作要求及工作参数

1. 机床系统应实现的自动工作循环为：手工上料——自动夹紧——工作台快进——铣削进给——工作台快退——夹具松开——手工卸料。

主要工作内容：

(1) 明确设计要求进行工况分析；(2) 确定液压系统主要参数；(3) 拟定液压系统原理图及验证设计方案；(4) 计算和选择液压件；(5) 验算液压系统性能；(6) 绘制工作图及编制技术文件。

2. 夹紧液压缸负载力  $F_c = 4400\text{N}$ ，运动部件总重力为  $G = 1500\text{N}$ ，夹紧液压缸负载移动件重力  $G_c = 75\text{N}$ ，夹紧液压缸行程  $L_c = 10\text{mm}$ ，工作台液压缸负载力  $F_L = 50000\text{N}$ 。工作台快进、快退速度  $v_1 = v_3 = 5.2\text{m/min}$ ；工作台工进速度为  $v_2 = 40\text{mm/min}$ ；工作台液压缸快进行程为  $L_1 = 270\text{mm}$ ；工作台液压缸工进行程为  $L_2 = 85\text{mm}$ 。夹紧液压缸运动时间  $t_c = 1\text{s}$ ，工作台启动时间： $\Delta t = 0.5\text{s}$ ，导轨面静摩擦系数： $\mu_s = 0.2$ ，动摩擦导轨面动摩擦系数： $\mu_d = 0.1$ 。

## 1.2、工况分析

根据已知条件，绘制运动部件的速度循环图，如图 1-1 所示。然后计算各阶段的外负载并绘制负载图。

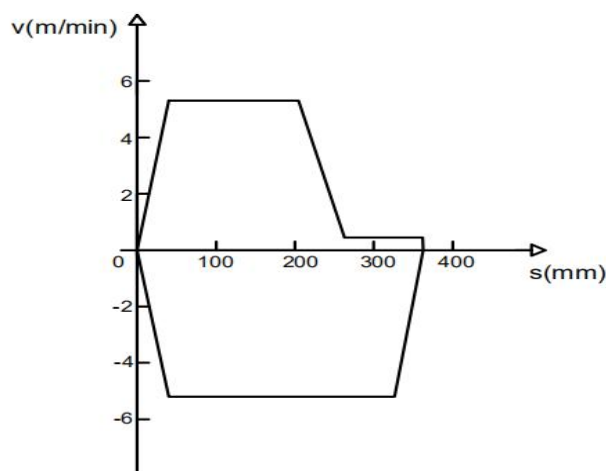


图 1-1 速度循环图



液压缸所受外负载  $F$  包括三种类型，既

$$F = F_w + F_f + F_a \quad (1-1)$$

式中  $F_w$  ——工作负载，对于金属切削机床来说，既为沿活塞运动方向的切削力，在此次设计中  $F_w$  为 50000N；

$F_a$  ——运动部件速度变化时的惯性负载；

$F_f$  ——导轨摩擦阻力负载，启动时为静摩擦力，启动后为动摩擦力，对于平导轨  $F_f$  可由下式求得

$$F_f = f (G + F_{Rn})$$

$G$  ——运动部件重力；

$F_{Rn}$  ——垂直于导轨的工作负载，本例中为零。

$f$  ——导轨摩擦系数，静摩擦系数为 0.20，动摩擦系数为 0.10。则求得

$$\text{静摩擦阻力: } F_{fs} = 0.20 \times 1500 = 300N$$

$$\text{动摩擦阻力: } F_{fa} = 0.1 \times 1500 = 150N$$

惯性负载：

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

式中  $g$  ——重力加速度；

$\Delta t$  ——加速或减速时间，一般为 0.01-0.5s，本设计中为 0.5s；

$\Delta v$  ——在  $\Delta t$  时间内的速度变化量。本设计中  $\Delta V = 5.2\text{m/min}$ 。

故有：

$$F_a = \frac{1500}{9.8} \times \frac{5.2}{0.5 \times 60} = 26.531N$$

根据上述计算结果，列出各工作阶段所受的外负载（见表 1-1），并画出如图 1-2 所示的负载循环图。

表 1-1 工作循环各阶段的外负载

工作循环	外负载 F (N)		工作循环	外负载 F (N)	
启动、加速	$F = F_{fs} + F_a$	326.53	工进	$F = F_{fa} + F_w$	50150
快进	$F = F_{fa}$	150	快退	$F = F_{fa}$	150

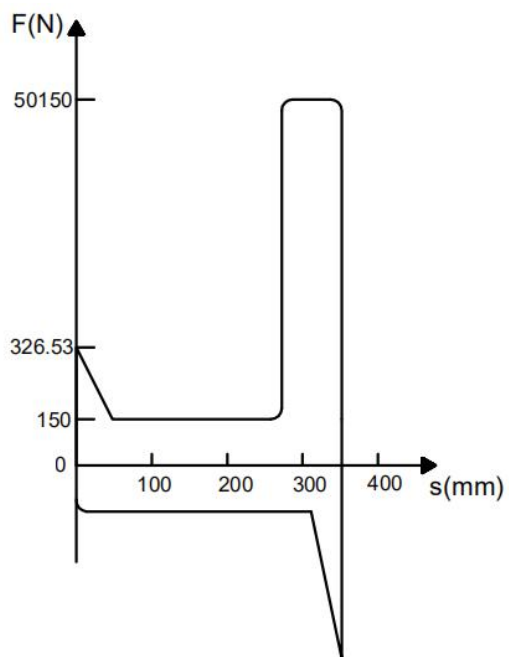


图 1-2 负载循环图

## 2. 液压系统原理设计

### 2. 1、初定液压系统

#### (1) 确定供油方式

考虑到该机床在工作进给时负载较大，速度较低；而且有快、慢速行程要求另外在快进、快退时负载较小，速度较高；从节省能量、减少发热考虑，泵源系统宜选用双泵供油或变量泵供油。现采用带压力反馈的限压式变量叶片泵。

#### (2) 调速方式的选择

在中小型专用机床的液压系统中，进给速度的控制一般采用节流阀或调速阀。节流调速方式结构简单。根据铣削类专用机床工作时对低速性能和速度负载特性都有一定要求的特点，决定采用限压式变量泵和调速阀组成的容积节流调速。这种调速回路具有效率高、发热小和速度刚性好的特点，并且调速阀装在回油路上，具有承受切削力的能力。

#### (3) 速度换接方式的选择

本系统用电磁阀的快慢速换接回路，它的特点是结构简单、调节行程比较方便，阀的安装也较容易，但速度换接的平稳性较差。

#### (4) 夹紧回路的选择

用三位四通电磁阀来控制夹紧、松开换向动作时，考虑到夹紧时间可调节和当进油路压力瞬时下降时仍能保持夹紧力，所以接入节流阀调节和单向阀保压。在该回路中还装有减压阀，用来调节夹紧力的大小和保持夹紧力的稳定。

## 2. 2、确定液压系统

### (1) 系统工作原理

最后把所选择的液压回路组合起来,即可组合成图 2-1 所示的液压系统原理图。

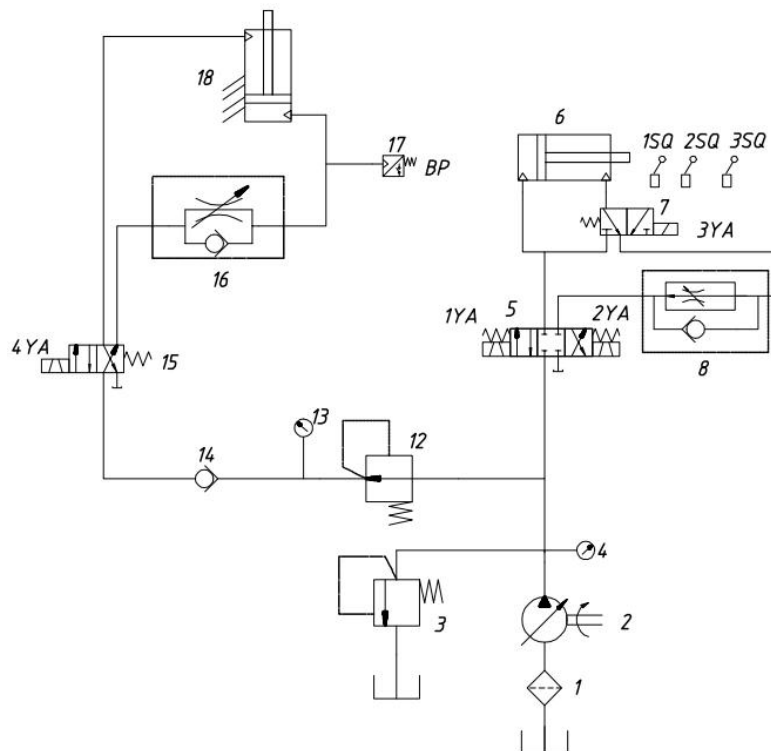


图 2-1 液压系统原理图

## (2) 工作循环过程

- 一. 工件夹紧——工作人员按下开始按钮以后，二位四通换向阀处于失电位置，电磁阀右位接入，液压油通过单向节流阀 16 进入液压缸 18 下腔，推动液压缸向上运动夹紧工件；
- 二. 快进——待工件夹紧完成后，压力上升，压力继电器 BP 发出信号，使电磁铁 1YA、3YA 得电，三位四通电磁换向阀 5 处于左位，两位四通电磁换向阀 7 处于右位，进给缸 6 左腔进油，右腔排油流向左腔，形成差动连接，实现快进，达到快进行程触碰行程开关 1SQ；

- 三. 工进——当进给缸活塞杆的挡块压下行程开关 1SQ 后，使电磁铁 3YA 失电，电磁阀 7 左位接入，进给缸 6 的回油路经过单向调速阀 8 流回油箱，实现工进，达到工进行程触碰行程开关 2SQ，行程开关 3SQ 为限位行程开关，防止出现安全事故；
- 四. 快退——当进给缸活塞杆的挡块压下行程开关 2SQ 后，三位四通换向阀 5 的左位 1YA 失电，电磁铁 2YA 得电，进给缸右腔进油，左腔流回油箱，实现快退；
- 五. 放松——当进给缸退回到终点后，工作人员手动卸料，按下按钮使电磁铁 4YA 得电，二位四通换向阀左位接入，夹紧缸 18 活塞杆腔进油，无活塞杆腔经单向节流阀 8 流回油箱，实现放松。
- 六. 系统停止——当工作人员卸料完成后，按下停止按钮，使二位四通电磁换向阀 15 失电，电磁阀右位接入，同时三位四通电磁换向阀 5 回到中位，液压泵卸载，系统停止工作。

### (3) 电磁换向阀动作顺序表

表 2-1 电磁换向阀动作顺序表

	1 YA	2 YA	3YA	4YA
夹紧	+	-	+	-
快进	+	-	+	-
工进	+	-	-	-
快退	-	+	-	-
放松	-	-	-	+
停止	-	-	-	-

### 3. 液压系统的设计计算和液压元件选择

#### 3. 1、液压缸主要尺寸的确定

##### (1) 工作压力 P 的确定

工作压力 P 可以根据负载大小以及机器的类型来初步确定, 现参阅参考文献[2]表 2-1, 取液压缸的工作压力为 4.5MPa。

##### (2) 计算液压缸内径 D 和活塞杆直径 d

###### 1) 进给缸内径 D 和活塞杆直径 d

由负载图知道最大负载 F 为 50150N, 按参考文献[2]表 2-2 可取  $p_2$  为 0.5MP,  $\eta_{cm}$  为 0.9, 考虑到快进、快退速度相等, 取  $d/D=0.71$ 。将上述数据代入参考文献[2]式 (2-3)

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P_1 \eta_{cm} \left\{ 1 - \frac{P_2}{P_1} [1 - (d/D)^2] \right\}}} \quad (3-1)$$
$$D_{\text{工作}} = \sqrt{\frac{4 \times 50150}{3.14 \times 4.5 \times 10^6 \times 0.90 \times \left\{ 1 - \frac{0.5}{4.5} [1 - (0.71)^2] \right\}}} = 0.129m = 129mm$$

根据参考文献[2]表 2-4, 将液压缸内径圆整为标准系列直径  $D_{\text{工作}} = 140mm$ ; 活塞杆直径  $d_{\text{工作}}$  按参考文献[1], 取  $d/D=0.71$ , 按参考文献[2]表 2-5, 活塞杆直径系列取  $d_{\text{工作}}=100mm$ 。

###### 2) 夹紧缸内径 D 和活塞杆直径 d

按工作要求夹紧力由单个夹紧缸提供, 考虑到夹紧力的稳定, 夹紧缸的工作压力应该低于进给液压缸的工作压力, 现取夹紧缸的工作压力为 1MPa, 回油背压为零,  $\eta_{cm}$  为 0.90, 由设计可知夹紧力 F 为 4400N 则按参考文献[2]式 (2-3) 可得

$$D_{\text{夹紧}} = \sqrt{\frac{4 \times 4400}{3.14 \times 1 \times 10^6 \times 0.90}} m = 0.0789 m = 79 \text{mm}$$

按参考文献[2]表(2-4)及表(2-5)液压缸和活塞杆的尺寸系列,取  $d/D=0.5$  取夹紧液压缸的  $D_{\text{夹紧}}$  和  $d_{\text{夹紧}}$  分别为 80mm 和 40mm。

3) 定位缸缸内径  $D$  和活塞杆直径  $d$  和夹紧缸尺寸一样

按最低工进速度验算液压缸的最小稳定速度,由参考文献[2]式(2-4)可得

$$A > \frac{q_{\min}}{v_{\min}} = \frac{50}{4} \text{cm}^2 = 12.5 \text{cm}^2 \quad (3-2)$$

式中,  $q_{\min}$  是由产品样本查得 GE 系列调速阀 AQF3-E10B 的最小稳定流量为 50mL/min,  $v_{\min}$  为液压缸的最低速度,由设计要求可知为 4cm/min。

本设计中调速阀是安装在回油路上,故液压缸节流腔有效工作面积应该选取液压缸有杆腔的实际面积,即

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \times (14^2 - 10^2) \text{cm}^2 = 75.398 \text{cm}^2$$

可见上述不等式能满足,液压缸能达到所需低速。

### (3) 计算在各工作阶段液压缸所需的流量

$$q_{\text{快进}} = \frac{\pi}{4} d^2 v_{\text{快进}} = \frac{\pi}{4} \times 0.10^2 \times 5.2 \text{m}^3 / \text{min} = 40.841 \times 10^{-3} \text{m}^3 / \text{min} = 40.841 \text{L} / \text{min}$$

$$q_{\text{工进}} = \frac{\pi}{4} D^2 v_{\text{工进}} = \frac{\pi}{4} \times 0.14^2 \times 0.04 \text{m}^3 / \text{min} = 0.616 \text{L} / \text{min}$$

$$q_{\text{快退}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) v_{\text{快退}} = \frac{\pi}{4} \times (0.14^2 - 0.10^2) \times 5.2 = 39.207 \text{L} / \text{min}$$

$$q_{\text{夹紧}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{夹紧}}^2 v_{\text{夹紧}} = \frac{\pi}{4} \times 0.08^2 \times 0.6 \text{m}^3 / \text{min} = 3.016 \times 10^{-3} \text{m}^3 / \text{min} = 3.016 \text{L} / \text{min}$$

其中:由设计要求可知:  $L_{\text{夹}}=10\text{mm}$ ,  $t_{\text{夹}}=1\text{s}$ ,故  $V_{\text{夹}}=L_{\text{夹}}/t_{\text{夹}}=10\text{mm/s}=0.6\text{m/min}$

### 3. 2、确定液压缸的流量、压力和选择泵的规格

#### (1) 泵的工作压力的确定

考虑到正常工作中进油管路有一定的压力损失，所以泵的工作压力为

$$p_p = p_1 + \sum \Delta p \quad (3-4)$$

式中  $p_p$  ——液压泵最大工作压力；

$p_1$  ——执行元件最大工作压力；

$\sum \Delta p$  ——进油管路中的压力损失，初算时简单系统可取 0.2—0.5MPa，复杂系统取 0.5—1.5，本设计中取 0.5MPa

$$p_p = p_1 + \sum \Delta p = (4.5 + 0.5) \text{ MPa} = 5 \text{ MPa}$$

上述计算所得的  $p_p$  是系统的静态压力，考虑到系统在各种工况的进度阶段出现的动态压力往往超过静态压力。另外考虑到一定的压力储备量，并确保泵的寿命，因此选泵的额定压力  $P_n$  应该满足  $P_n \geq (1.25-1.6) p_p$ 。中低压系统取小值，高压系统取大值。在本设计中  $P_n = 1.25 p_p = 6.25 \text{ MPa}$ 。

#### (2) 泵的流量确定

液压泵的最大流量应为

$$q_p \geq K_L (\sum q)_{\max} \quad (3-5)$$

式中

$q_p$  ——液压泵的最大流量；

$(\sum q)_{\max}$  ——同时动作的各执行元件所需要流量之和的最大值。

$K_L$  ——系统泄露系数，一般取  $K_L = 1.1-1.3$ ，现取  $K_L = 1.2$ 。

$$q_p = K_L (\sum q)_{\max} = 1.2 \times 40.841 \text{ L/min} = 49.009 \text{ L/min}$$



### (3) 选择液压泵的规格

根据以上算得的  $P_p$  和  $q_p$  再查阅参考文献[2]表 5-9, 现选用 YBX-40 限压式变量叶片泵, 该泵的基本参考为: 每转排量  $V=40\text{mL/r}$ , 泵的额定的压力  $P_n=6.3\text{MPa}$ , 电动机转速  $n_H = 1440\text{r/min}$ , 容积效率  $\eta_v=0.90$ , 总效率  $\eta=0.72$ 。

电动机转速  $n_H=1440\text{r/min}$ , 则 YBX-40 型液压泵理论流量

$$q_t=n_H*V=57.6\text{L/min}>q_p$$

可见符合要求

### (4) 与液压泵匹配的电动机的选定

首先分别算出快进与工进两种不同工况时的功率, 取两者较大值作为选择电动机规格的依据。由于在慢进时泵输出的流量减小, 泵的效率急剧降低, 一般当流量在  $0.2\text{--}1\text{L/min}$  范围内时, 可取  $\eta=0.03\text{--}0.14$ 。同时还应注意到, 为了使所选择的电动机在经过泵的流量特性曲线最大功率点时不至停转, 需进行验算, 即

$$\frac{P_B q_p}{\eta} \leq 2 P_n \quad (3-6)$$

式中  $P_n$  --所选电动机额定功率;

$P_B$  --限压式变量泵的限定压力

$q_p$  ---压力为  $P_B$  时, 泵的输出流量。

此处采用另一种计算方式, 计算得出结果如下表所示:

表 3-1 液压缸在各阶段的压力、流量和功率值

工况		推力 $F_0/\text{N}$	回油腔压力 $p_2/\text{MPa}$	进油腔压力 $p_1/\text{MPa}$	输入流量 $q$ $\times 10^{-3}/\text{m}^3/\text{s}$	输入功率 $P/\text{KW}$	计算公式
快进	启动	326.53	—	0.522	—	—	$p_1 = \frac{F_0 + A_2 \Delta p}{A_1 - A_2}$ $q = (A_1 - A_2)v_1$ $P = p_1 q$
	加速	176.53	$p_1 + \Delta p$	0.502	—	—	
	恒速	150	$p_1 + \Delta p$	0.499	0.681	0.340	
工进		50150	0.5	3.503	0.010	0.036	$p_1 = \frac{F_0 + p_2 A_2}{A_1}$ $q = A_1 v_2$ $P = p_1 q$
快退	启动	326.53	—	—	—	—	$p_1 = \frac{F_0 + p_2 A_1}{A_2}$ $q = A_2 v_3$ $P = p_1 q$
	加速	176.53	0.5	1.044	—	—	
	恒速	150	0.5	1.041	0.653	0.680	

\*注：1、 $\Delta p$  为液压缸差动连接时，回油口到进油口之间的压力损失，取  $\Delta p=0.5\text{MPa}$ ；

2、快退时，液压缸有杆腔进油压力位  $p_1$ ，无杆腔回油压力为  $p_2$ 。

由上可知在快退时功率最大，液压泵的总效率取 0.72，则电动机功率

$$P > 0.680 / 0.72 = 0.944 \text{kw}$$

查阅文献[4]，选用 Y100L2-4 型电动机，其额定功率为 3kW，额定转速为 1430 r/min。

根据产品样本可查 YBX-40 的流量压力特性曲线。再由已知的快进时流量为 40.481L/min，工进时的流量为 0.616L/min，快退时的流量为 39.207L/min，压力为 5MPa，作出泵的实际工作时的流量压力特性曲线，如图 3-1 所示：

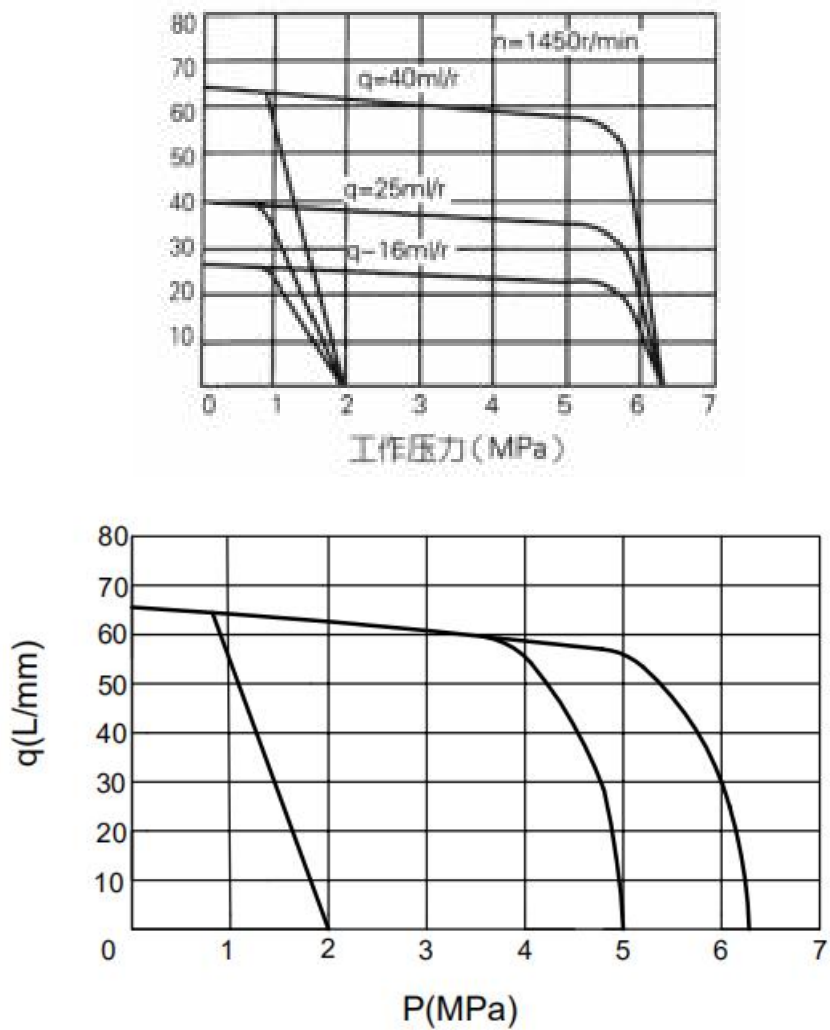


图 3-1 YBX-40 液压泵流量特性曲线

查得该曲线拐点处的流量为 60L/min，压力为 3.3MPa，该工作点对应的功率为

$$P = \frac{60 \times 3.3}{60 \times 0.72} = 4.58 \text{kw}$$

所选电动机功率满足 (3-6)，拐点处能正常工作。

### 3. 3、液压阀的选择

本液压系统可采用力士乐系统或 GE 系列的阀。此方案：控制液压缸部分选用力士乐系统的阀，其夹紧部分选用叠加阀。根据所拟定的液压系统图，按通过各元件的最大流量来选择液压元件的规格。选定的液压元件如表 3-2 所示。

表 3-2 液压元件明细表

序号	元件名称	方案	通过流量 (L/min)
1	滤油器	XU-B80×100	80
2	液压泵	YBX-40	57.2
3	溢流阀	YF3-10B	63
4	压力表	KF3-EA10B	
5	三位四通换向阀	34EF30-E16B	80
7	二位三通换向阀	23EF3B-E10B	60
8	单向调速阀	AQF3-E10B	50
12	减压阀	JF3-10B	63
13	压力表	KF3-EA10B	
14	单向阀	AF3-Ea10B	40
15	二位四通换向阀	24EF3B-E4B	6
16	单向节流阀	ALF3-E6B	25
17	压力继电器	DP1-63B	

在选定了液压泵之后，应计算液压系统在实际快进、工进和快退运动阶段的运动速度，时间以及进入和流出液压缸的流量，与原定数值不同，重新计算的结果如表 3-3 所示：

表 3-3 各工况实际运动速度、时间和流量

快进	工进	快退
$q_1 = q_p \frac{A_1}{A_1 - A_2}$ $= 1430 \times 40 \times 0.9 \div 1000 \times \frac{0.14^2}{0.14^2 - 0.1^2}$ $= 105.105 L / \min$	$q_1 = 0.616 L / \min$	$q_1 = q_p$ $= 51.48 L / \min$
$q_2 = q_1 \frac{A_2}{A_1}$ $= 105.105 \times \frac{0.1^2}{0.14^2}$ $= 53.625 L / \min$	$q_2 = q_1 \frac{A_2}{A_1}$ $= 0.616 \times \frac{0.1^2}{0.14^2}$ $= 0.314 L / \min$	$q_2 = q_1 \frac{A_1}{A_2}$ $= 51.48 \times \frac{0.14^2}{0.1^2}$ $= 100.901 L / \min$
$v_1 = \frac{q_p}{A_1 - A_2}$ $= \frac{4 \times 51.48}{(0.14^2 - 0.1^2) 1000 \pi}$ $= 6.828 m / \min$	$v_2 = \frac{q_1}{A_1}$ $= \frac{4 \times 0.616}{0.14^2 \times 1000 \pi}$ $= 0.04 m / \min$	$v_3 = \frac{q_1}{A_2}$ $= \frac{4 \times 51.48}{(0.14^2 - 0.1^2) \times 1000 \pi}$ $= 6.828 m / \min$
$t = \frac{60 \times 0.27}{6.828}$ $= 2.373 s$	$t = \frac{60 \times 0.085}{0.04}$ $= 127.5 s$	$t = \frac{60 \times 0.355}{6.828}$ $= 3.120 s$

### 3. 4、确定管道尺寸

油管内径尺寸一般可参照选用的液压元件接口尺寸而定，也可按管路允许流速进行计算。

本系统主油路流量为差动时流量为  $q=105.105 L / \min$ ，压油管的允许流速取  $v=5 m / s$ ，则内径  $d$  为

$$q = \frac{\pi d^2}{4} v, \text{ 则 } d = 4.6 \sqrt{q / v} = 4.6 \sqrt{105.105 / 5} mm = 21.090 mm$$

若系统主油路流量按快退时取  $q=51.48 L / \min$ ，则可算得油管内径  $d=14.760 mm$ 。

综合诸因素，现取油管的内径  $d$  为  $18 mm$ 。

吸油管同样可按上式计算 ( $q=57.20 L / \min$ 、 $v=1.5 m / s$ )，选参照 YBX-40 变量泵吸油口连接尺寸，取吸油管内径  $d$  为  $30 mm$ 。

### 3. 5、液压油箱容积的确定

参照文献[2]第四章 P55, 由泵的额定流量  $q_p=57.2\text{L}/\text{min}$ , 泵的额定压力为  $p_n=6.25\text{MPa}$  确定系统为中压液压系统, 液压油箱有效容量按泵的流量的 5-7 倍来确定, 即  $V=5q_p=5\times 57.2\text{L}=286\text{L}$ , 故取容量为 300L 的油箱。

## 4. 液压系统的验算

已知该液压系统中进、回油路的内径为 18mm，因后面的集成块设计未进行，因此在此假设进油、回油路管道长度均为 2m，假设各段油管的长度分别为：AB=0.3m，AC=1.7m，AD=1.7m，DE=2m。选用 L-HL32 液压油，考虑油的最低温度为 15℃，查得 15℃ 时该液压油的运动粘度  $\nu=150\text{cst}=1.5\text{cm}^2/\text{s}$ ，油的密度  $\rho=920\text{kg}/\text{m}^3$ 。

### 4. 1、压力损失的验算

#### (1) 工进时油路压力损失

##### 1) 工作进给时进油路压力损失

运动部件工作进给时的最大速度为 0.040 m/min，进给时的最大流量为 0.616L/min，则液压油在管内流速  $v_1$  为

$$V_1 = \frac{q}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{0.616 \times 4 \times 1000}{3.14 \times 1.8^2} \text{cm/min} = 242.195 \text{cm/min} = 4.037 \text{cm/s}$$

管道流动雷诺数  $Re_1$  为

$$R_{e1} = \frac{v_1 d}{\nu} = \frac{4.037 \times 2}{1.5} = 5.383$$

$Re_1 < 2300$ ，油液在管道内为层流，沿程阻力系数  $\lambda_1 = 75/Re_1 = 75/5.383 = 13.932$ 。

进油管道 AC 的沿程压力损失  $\Delta p_{1-1}$  为

$$\Delta P_{1-1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 13.932 \times \frac{2}{1.8 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 0.0404^2}{2} \text{Pa} = 1162 \text{Pa} = 0.00116 \text{MPa}$$

查得换向阀 34EF30-E16B 的压力损失  $\Delta p_{1-2} = 0.001 \times 10^6 \text{Pa}$

忽略油液通过管接头、油路板等处的局部压力损失，则进油路总压力损失  $\Delta p_1$  为

$$\Delta p_1 = \Delta p_{1-1} + \Delta p_{1-2} = (1162 + 1000) \text{Pa} = 2162 \text{Pa}$$

## 2) 工作进给时回油路的压力损失

因为  $d/D=0.71$ , 无杆腔  $A_1 = \frac{\pi D^2}{4}$ , 有杆腔  $A_2 = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}$ , 所以

$A_2/A_1=0.490$ , 因此回油管流量为进油管道的 0.490 倍, 则

回油管道内流速

$$v_1=v_2/0.490 \quad \text{得 } v_2=1.98\text{cm/s}$$

$$R_{e2} = \frac{v_2 d}{\nu} = \frac{1.98 \times 1.8}{1.5} = 2.376$$

$$\lambda_2 = 75/Re_2 = 75/2.376 = 31.566$$

回油管道的沿程压力损失为  $\Delta p_{2-1}$  为:

$$\Delta P_{2-1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 31.566 \times \frac{2}{1.8 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 0.0198^2}{2} Pa = 632.506 Pa$$

查产品样本知换向阀 23EF3B-E10B 的压力损失  $\Delta p_{2-2}=500\text{Pa}$ , 换向阀压力损失

$$\Delta p_{2-3}$$

调速阀 AQF3-E10B 的压力损失  $\Delta p_{2-4}=0.10 \times 10^6 \text{Pa}$ 。

回油路总压力损失  $\Delta p_2$  为

$$\begin{aligned} \Delta p_2 &= \Delta p_{2-1} + \Delta p_{2-2} + \Delta p_{2-3} + \Delta p_{2-4} = 632.506 + 500 + 500 + 100000 \\ &= 0.1016 \text{MPa} \end{aligned}$$

## 3) 变量泵出口的压力 $p_p$

$$p_p = \frac{F/\eta_{cm} + A_2 \Delta p_2}{A_1} + \Delta P_1 = \left( \frac{50150/0.9 + 0.00754 \times 0.1016 \times 10^6}{0.0154} + 0.15 \times 10^6 \right) Pa$$

$$= 3.818 \text{MPa}$$

## (2) 快进时的油路压力损失

快进时液压缸为差动连接, 自汇流点 A 至液压缸进油口 C 之间的管路 AC 中, 流量为 105.105L/min, AC 段管路的沿程压力损失  $\Delta p_{1-1}$  为



$$v_1 = \frac{q}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{4 \times 105.105 \times 10^3}{3.14 \times 1.8^2 \times 60} \text{ cm/s} = 688.743 \text{ cm/s}$$

$$Re_1 = \frac{v_1 d}{\nu} = \frac{688.743 \times 1.8}{1.5} = 826.492$$

$$\lambda_1 = \frac{75}{Re_1} = \frac{75}{826.492} = 0.0907$$

$$\Delta p_{1-1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0.0907 \times \frac{1.7}{1.8 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 6.887^2}{2} \text{ Pa} = 0.1869 \times 10^6 \text{ Pa}$$

同样可求管道 AB 段及 AD 段的沿程压力损失  $\Delta p_{1-2}$  和  $\Delta p_{1-3}$  为

$$v_2 = \frac{q}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{4 \times 51.48 \times 10^3}{3.14 \times 1.8^2 \times 60} \text{ cm/s} = 337.344 \text{ cm/s}$$

$$Re_2 = \frac{v_2 d}{\nu} = \frac{337.344 \times 1.8}{1.5} = 404.812$$

$$\lambda_2 = \frac{75}{Re_2} = \frac{75}{404.812} = 0.185$$

$$\Delta p_{1-2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0.185 \times \frac{0.3}{1.8 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 3.373^2}{2} \text{ Pa} = 0.0162 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$v_3 = \frac{q}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{4 \times 53.625 \times 10^3}{3.14 \times 1.8^2 \times 60} \text{ cm/s} = 351.400 \text{ cm/s}$$

$$Re_3 = \frac{v_3 d}{\nu} = \frac{351.400 \times 1.8}{1.5} = 421.680$$

$$\lambda_3 = \frac{75}{Re_3} = \frac{75}{421.680} = 0.178$$

$$\Delta p_{1-3} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0.178 \times \frac{1.7}{1.8 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 3.514^2}{2} \text{ Pa} = 0.0955 \times 10^6 \text{ Pa}$$

查产品样本知，流经各阀的局部压力损失为：

23EF3B-E10B 的压力损失  $\Delta P_{2-1} = 0.68 \times 10^6 \text{ Pa}$

34EF30-E16B 的压力损失  $\Delta P_{2-2} = 0.70 \times 10^6 \text{ Pa}$

据分析在差动连接中，泵的出口压力  $p_p$  为

$$\begin{aligned}
p_p &= \Delta p_{1-1} + \Delta p_{1-2} + \Delta p_{1-3} + \Delta p_{2-1} + \Delta p_{2-2} + \frac{F}{(A_1 - A_2)\eta_{cm}} \\
&= [(0.1869 + 0.0162 + 0.0955 + 0.68 + 0.70) \times 10^6 + \frac{150}{7.854 \times 10^{-3} \times 0.90}] Pa \\
&= 1.6998 \times 10^6 Pa
\end{aligned}$$

快退时压力损失验算从略。上述验算表明，无需修改原设计。

## 4. 2、系统温升的验算

在整个工作循环中，工进阶段所占的时间最长，为了简化计算，主要考虑工进时的发热量。

$v=40\text{mm/min}$

$$q = \frac{\pi}{4} D^2 v = \frac{\pi}{4} \times 0.140^2 \times 40 \times 10^{-3} m^3 / \min = 0.616 L / \min$$

因工进速度为定值，因此设此时泵的效率为 0.1 来计算最大的发热量，泵的出口压力为 3.818MPa，则有

$$\begin{aligned}
p_{\text{输入}} &= \frac{3.818 \times 0.616}{60 \times 0.1} kW = 0.392 kW \\
p_{\text{输出}} &= Fv = 50150 \times \frac{40}{60} \times 10^{-3} \times 10^{-3} kW = 0.0334 kW
\end{aligned}$$

此时的功率损失为

$$\Delta p = p_{\text{输入}} - p_{\text{输出}} = (0.392 - 0.0334) kW = 0.3586 kW$$

假定系统的散热状况一般，取  $K=10 \times 10^{-3} \text{kW}/(\text{cm}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ，油箱的散热面积 A 为

$$A = 0.065 \sqrt[3]{v^2} = 0.065 \sqrt[3]{300^2} m^2 = 2.913 m^2$$

系统的温升为

$$\Delta t = \frac{\Delta p}{KA} = \frac{0.3586}{10 \times 10^{-3} \times 2.913} = 12.310^\circ\text{C}$$

对一般机床， $\Delta t=55 \sim 70^\circ\text{C}$

验算表明系统的温升在许可范围内。

## 5. 选用小组成员数据计算过程

### 小组成员数据参数如下

组别	姓名	$F_L$	$F_c$	$G$	$G_c$	$V_1$	$V_2$	$L_1$	$L_2$	$L_c$	$t_c$
第六组	严宇凌	55	6.8	2.8	70	5.2	49	350	70	10	1

## 5.1 系统的工况分析

### [1.1]动作要求及工作参数

1. 机床系统应实现的自动工作循环为：手工上料——自动夹紧——工作台快进——铣削进给——工作台快退——夹具松开——手工卸料。

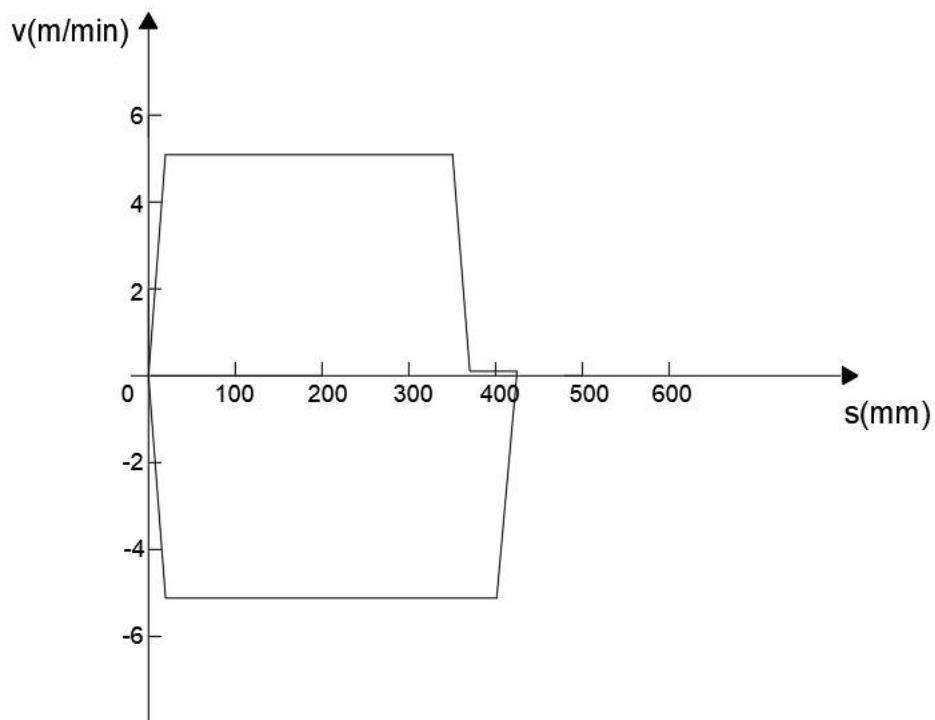
主要工作内容：

(1) 明确设计要求进行工况分析；(2) 确定液压系统主要参数；(3) 拟定液压系统原理图及验证设计方案；(4) 计算和选择液压件；(5) 验算液压系统性能；(6) 绘制工作图及编制技术文件。

2. 夹紧液压缸负载力  $F_c = 6800\text{N}$ ，运动部件总重力为  $G = 2800\text{N}$ ，夹紧液压缸负载移动件重力  $G_c = 70\text{N}$ ，夹紧液压缸行程  $L_c = 10\text{mm}$ ，工作台液压缸负载力  $F_L = 55000\text{N}$ 。工作台快进、快退速度  $v_1 = v_3 = 5.2\text{m/min}$ ；工作台工进速度为  $v_2 = 49\text{mm/min}$ ；工作台液压缸快进行程为  $L_1 = 350\text{mm}$ ；工作台液压缸工进行程为  $L_2 = 70\text{mm}$ 。夹紧液压缸运动时间  $t_c = 1\text{s}$ ，工作台启动时间： $\Delta t = 0.5\text{s}$ ，导轨面静摩擦系数： $\mu_s = 0.2$ ，动摩擦导轨面动摩擦系数： $\mu_d = 0.1$ 。

### [1.2]工况分析

根据已知条件，绘制运动部件的速度循环图，如图 1-1 所示。然后计算各阶段的外负载并绘制负载图。



图[1-1] 速度循环图

液压缸所受外负载  $F$  包括三种类型，既

$$F = F_w + F_f + F_a \quad (1-1)$$

式中  $F_w$  ——工作负载，对于金属切削机床来说，既为沿活塞运动方向的切削力，在本例中  $F_w$  为 55000N；

$F_a$  ——运动部件速度变化时的惯性负载；

$F_f$  ——导轨摩擦阻力负载，启动时为静摩擦力，启动后为动摩擦力，对于平导轨  $F_f$  可由下式求得

$$F_f = f (G + F_{Rn})$$

$G$  ——运动部件重力；

$F_{Rn}$  ——垂直于导轨的工作负载，本例中为零。

$f$  ——导轨摩擦系数，静摩擦系数为 0.20，动摩擦系数为 0.10。则求得

$$\text{静摩擦阻力: } F_{fs} = 0.20 \times 2800 = 560 N$$

$$\text{动摩擦阻力: } F_{fa} = 0.1 \times 2800 = 280 N$$

惯性负载：
$$F_a = \frac{G}{g} \frac{\Delta v}{\Delta t}$$

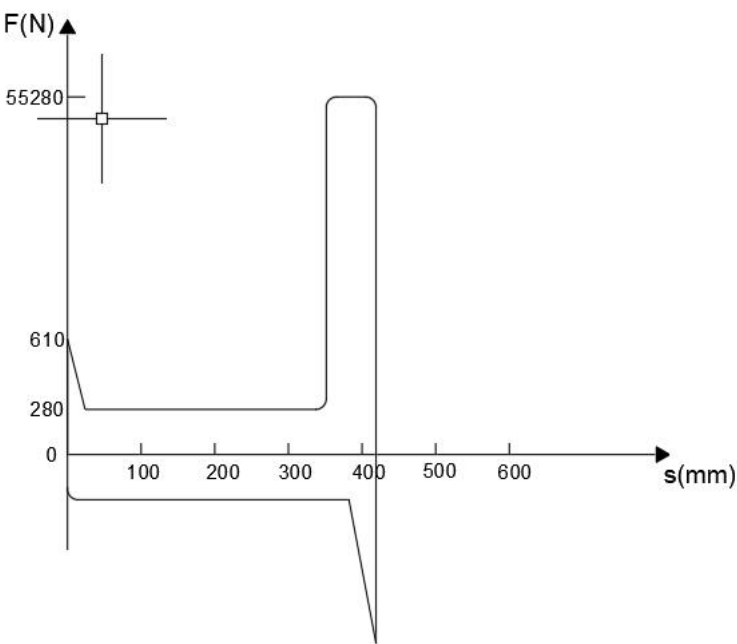
式中  $g$ —重力加速度；  
 $\Delta t$ —加速或减速时间，一般为 0.01-0.5s，本设计中为 0.5s；  
 $\Delta v$ —在  $\Delta t$  时间内的速度变化量。本设计中  $\Delta V=5.2\text{m/min}$ 。

故有：
$$F_a = \frac{2800}{9.8} \times \frac{5.2}{0.5 \times 60} = 49.5N = 50N$$

根据上述计算结果，列出各工作阶段所受的外负载（见表 1-1），并画出如图 1-2 所示的负载循环图。

表[1-1] 工作循环各阶段的外负载

工作循环	外负载 F（N）		工作循环	外负载 F（N）	
启动、加速	$F = F_{fs} + F_a$	610	工进	$F = F_{fa} + F_w$	55280
快进	$F = F_{fa}$	280	快退	$F = F_{fa}$	280



图[1-2] 负载循环图

## 5.2 液压系统原理设计

### [2. 1]初定液压系统

#### (1) 确定供油方式

考虑到该机床在工作进给时负载较大，速度较低；而且有快、慢速行程要求另外在快进、快退时负载较小，速度较高；从节省能量、减少发热考虑，泵源系统宜选用双泵供油或变量泵供油。现采用带压力反馈的限压式变量叶片泵。

#### (2) 调速方式的选择

在中小型专用机床的液压系统中，进给速度的控制一般采用节流阀或调速阀。节流调速方式结构简单。根据铣削类专用机床工作时对低速性能和速度负载特性都有一定要求的特点，决定采用限压式变量泵和调速阀组成的容积节流调速。这种调速回路具有效率高、发热小和速度刚性好的特点，并且调速阀装在回油路上，具有承受切削力的能力。

#### (3) 速度换接方式的选择

本系统用电磁阀的快慢速换接回路，它的特点是结构简单、调节行程比较方便，阀的安装也较容易，但速度换接的平稳性较差。

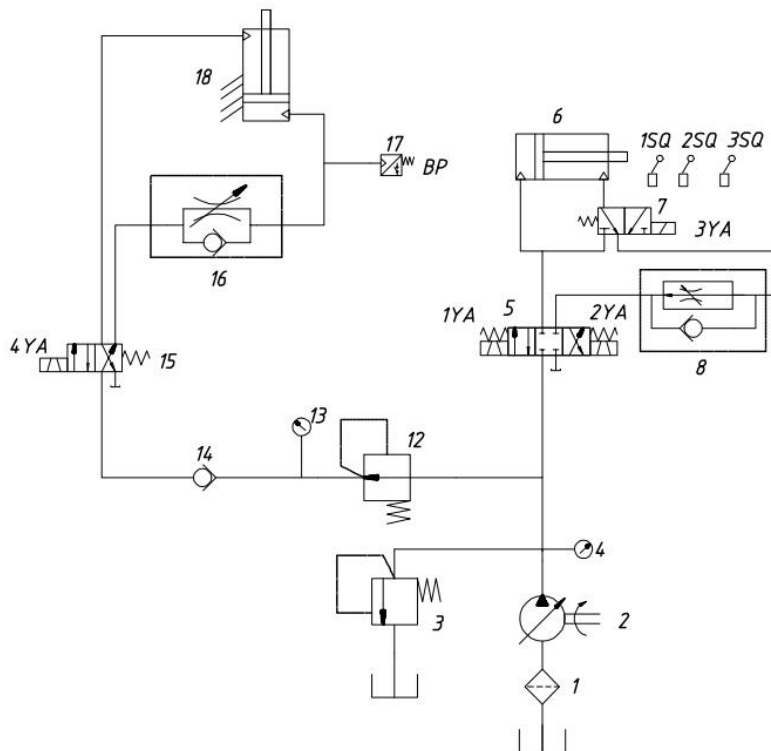
#### (4) 夹紧回路的选择

用三位四通电磁阀来控制夹紧、松开换向动作时，考虑到夹紧时间可调节和当进油路压力瞬时下降时仍能保持夹紧力，所以接入节流阀调节和单向阀保压。在该回路中还装有减压阀，用来调节夹紧力的大小和保持夹紧力的稳定。

## [2. 2]确定液压系统

### (1) 系统工作原理

最后把所选择的液压回路组合起来,即可组合成图 2-1 所示的液压系统原理图。



图[2-1]液压系统原理图

### (2) 工作循环过程

- 七. 工件夹紧——工作人员按下开始按钮以后,二位四通换向阀处于失电位置,电磁阀右位接入,液压油通过单向节流阀 16 进入液压缸 18 下腔,推动液压缸向上运动夹紧工件;
- 八. 快进——待工件夹紧完成后,压力上升,压力继电器 BP 发出信号,使电磁铁 1YA、3YA 得电,三位四通电磁换向阀 5 处于左位,两位四通电磁换向阀 7 处

- 于右位，进给缸 6 左腔进油，右腔排油流向左腔，形成差动连接，实现快进，达到快进行程触碰行程开关 1SQ；
- 九. 工进——当进给缸活塞杆的挡块压下行程开关 1SQ 后，使电磁铁 3YA 失电，电磁阀 7 左位接入，进给缸 6 的回油路经过单向调速阀 8 流回油箱，实现工进，达到工进行程触碰行程开关 2SQ，行程开关 3SQ 为限位行程开关，防止出现安全事故；
- 十. 快退——当进给缸活塞杆的挡块压下行程开关 2SQ 后，三位四通换向阀 5 的左位 1YA 失电，电磁铁 2YA 得电，进给缸右腔进油，左腔流回油箱，实现快退；
- 十一. 放松——当进给缸退回到终点后，工作人员手动卸料，按下按钮使电磁铁 4YA 得电，二位四通换向阀左位接入，夹紧缸 18 活塞杆腔进油，无活塞杆腔经单向节流阀 8 流回油箱，实现放松。
- 十二. 系统停止——当工作人员卸料完成后，按下停止按钮，使二位四通电磁换向阀 15 失电，电磁阀右位接入，同时三位四通电磁换向阀 5 回到中位，液压泵卸载，系统停止工作。

### (3) 电磁换向阀动作顺序表

表[2-1] 电磁换向阀动作顺序表

	1 YA	2 YA	3YA	4YA	
夹紧	+	-	+	-	
快进	+	-	+	-	
工进	+	-	-	-	
快退	-	+	-	-	
放松	-	-	-	+	
停止	-	-	-	-	



## 5.3 液压系统的设计计算和液压元件选择

### [3. 1] 液压缸主要尺寸的确定

#### (1) 工作压力 P 的确定

工作压力 P 可以根据负载大小以及机器的类型来初步确定, 现参阅参考文献[2]表 2-1, 取液压缸的工作压力为 4MPa。

#### (2) 计算液压缸内径 D 和活塞杆直径 d

##### 1) 进给缸内径 D 和活塞杆直径 d

由负载图知道最大负载 F 为 55280N, 按参考文献[2]表 2-2 可取  $p_2$  为 0.5MP,  $\eta_{cm}$  为 0.95, 考虑到快进、快退速度相等, 取  $d/D=0.71$ 。将上述数据代入参考文献[2]式 (2-3)

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P_1 \eta_{cm} \left\{ 1 - \frac{P_2}{P_1} [1 - (d/D)^2] \right\}}} \quad (3-1)$$

$$D_{\text{工作}} = \sqrt{\frac{4 \times 55280}{3.14 \times 4 \times 10^6 \times 0.95 \times \left\{ 1 - \frac{0.5}{4} [1 - (0.71)^2] \right\}}} = 0.140m = 140mm$$

根据参考文献[2]表 2-4, 将液压缸内 圆整为标准系列直径  $D_{\text{工作}} = 140mm$ ;

径

活塞杆直径  $d_{\text{工作}}$  按参考文献[1], 取  $d/D=0.71$ , 按参考文献[2]表 2-5, 活塞杆直径系列取  $d_{\text{工作}}=100mm$ 。

##### 2) 夹紧缸内径 D 和活塞杆直径 d

按工作要求夹紧力由单个夹紧缸提供, 考虑到夹紧力的稳定, 夹紧缸的工作压力应该低于进给液压缸的工作压力, 现取夹紧缸的工作压力为 3.5MPa, 回油背压为零,  $\eta_{cm}$  为 0.95, 由设计可知夹紧力 F 为 6800N 则按参考文献[2]式 (2-3) 可得

$$D_{\text{夹紧}} = \sqrt{\frac{4 \times 6800}{3.14 \times 3.5 \times 10^6 \times 0.95}} m = 0.051 m = 51 \text{mm}$$

按参考文献[2]表（2-4）及表（2-5）液压缸和活塞杆的尺寸系列，取夹紧液压缸的  $D_{\text{夹紧}}$  和  $d_{\text{夹紧}}$  分别为 50mm 和 36mm。

按最低工进速度验算液压缸的最小稳定速度，由参考文献[2]式（2-4）可得

$$A > \frac{q_{\min}}{v_{\min}} = \frac{50}{4.9} \text{cm}^2 = 11.20 \text{cm}^2 \quad (3-2)$$

式中， $q_{\min}$  是由产品样本查得 GE 系列调速阀 AQF3-E10B 的最小稳定流量为 10mL/min， $v_{\min}$  为液压缸的最低速度，由设计要求可知为 4.9cm/min。

本设计中调速阀是安装在回油路上，故液压缸节流腔有效工作面积应该选取液压缸有杆腔的实际面积，即

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \times (14^2 - 10^2) \text{cm}^2 = 75 \text{cm}^2$$

可见上述不等式能满足，液压缸能达到所需低速。

### （3）计算在各工作阶段液压缸所需的流量

$$q_{\text{快进}} = \frac{\pi}{4} d^2 v_{\text{快进}} = \frac{\pi}{4} \times 0.10^2 \times 5.2 \text{m}^3 / \text{min} = 40.8 \times 10^{-3} \text{m}^3 / \text{min} = 40.8 \text{L} / \text{min}$$

$$q_{\text{工进}} = \frac{\pi}{4} D^2 v_{\text{工进}} = \frac{\pi}{4} \times 0.14^2 \times 0.049 \text{m}^3 / \text{min} = 0.754 \text{L} / \text{min}$$

$$q_{\text{快退}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) v_{\text{快退}} = \frac{\pi}{4} \times (0.14^2 - 0.10^2) \times 5.2 \text{m}^3 / \text{min} = 39.2 \text{L} / \text{min}$$

$$q_{\text{夹紧}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{夹紧}}^2 v_{\text{夹紧}} = \frac{\pi}{4} \times 0.05^2 \times 0.01 \times 60 \text{m} / \text{min} = 1.18 \times 10^{-3} \text{m}^3 / \text{min} = 1.18 \text{L} / \text{min}$$

其中：由设计要求可知： $L_{\text{夹}}=10\text{mm}$ ， $t_{\text{夹}}=1\text{s}$ ，故  $V_{\text{夹}}=L_{\text{夹}}/t_{\text{夹}}=10\text{mm/s}=0.6\text{m/min}$

### [3. 2]确定液压缸的流量、压力和选择泵的规格

#### (1) 泵的工作压力的确定

考虑到正常工作中进油管路有一定的压力损失，所以泵的工作压力为

$$p_p = p_1 + \sum \Delta p \quad (3-4)$$

式中  $p_p$  ——液压泵最大工作压力；

$p_1$  ——执行元件最大工作压力；

$\sum \Delta p$  ——进油管路中的压力损失，初算时简单系统可取 0.2—0.5MPa，复杂系统取 0.5—1.5，本设计中取 0.5MPa

$$p_p = p_1 + \sum \Delta p = (4 + 0.5) \text{ MPa} = 4.5 \text{ MPa}$$

上述计算所得的  $p_p$  是系统的静态压力，考虑到系统在各种工况的进度阶段出现的动态压力往往超过静态压力。另外考虑到一定的压力储备量，并确保泵的寿命，因此选泵的额定压力  $P_n$  应该满足  $P_n \geq (1.25-1.6) p_p$ 。中低压系统取小值，高压系统取大值。在本设计中  $P_n = 1.25 p_p = 5.625 \text{ MPa}$ 。

#### (2) 泵的流量确定

液压泵的最大流量应为

$$q_p \geq K_L (\sum q)_{\max} \quad (3-5)$$

式中  $q_p$  ——液压泵的最大流量；

$(\sum q)_{\max}$  ——同时动作的各执行元件所需要流量之和的最大值。

$K_L$  ——系统泄露系数，一般取  $K_L = 1.1-1.3$ ，现取  $K_L = 1.2$ 。

$$q_p = K_L (\sum q)_{\max} = 1.2 \times 40.8 \text{ L/min} = 48.96 \text{ L/min}$$

### (3) 选择液压泵的规格

根据以上算得的  $P_p$  和  $q_p$  再查阅参考文献[2]表 5-9, 现选用 YBX-40B 限压式变量叶片泵, 该泵的基本参考为: 每转排量  $V=40\text{mL/r}$ , 泵的额定的压力  $P_n=6.3\text{MPa}$ , 电动机转速  $n_H = 1450\text{r/min}$ , 容积效率  $\eta_v=0.88$ , 总效率  $\eta=0.72$ 。

电动机转速  $n_H=1450\text{r/min}$ , 则 YBX-40B 型液压泵理论流量

$$q_t = n_H \cdot V = 58\text{L/min} > q_p$$

则液压泵的实际输出流量为

$$\begin{aligned} q_p &= V \times n_H \times \eta_v \div 1000 = 40 \times 1450 \times 0.88 \div 1000 \\ &= 51.04 \end{aligned}$$

可见符合要求

### (4) 与液压泵匹配的电动机的选定

首先分别算出快进与工进两种不同工况时的功率, 取两者较大值作为选择电动机规格的依据。由于在慢进时泵输出的流量减小, 泵的效率急剧降低, 一般当流量在  $0.2\text{--}1\text{L/min}$  范围内时, 可取  $\eta=0.03\text{--}0.14$ 。同时还应注意到, 为了使所选择的电动机在经过泵的流量特性曲线最大功率点时不至停转, 需进行验算, 即

$$\frac{P_B q_p}{\eta} \leq 2P_n \quad (3-6)$$

式中  $P_n$  ——所选电动机额定功率;

$P_B$  ——限压式变量泵的限定压力

$q_p$  ——压力为  $P_B$  时, 泵的输出流量。

此处采用另一种计算方式, 计算得出结果如下表所示:

表(3-1) 液压缸在各阶段的压力、流量和功率值

工况		推力 $F_0/\text{N}$	回油腔压力 $p_2/\text{MPa}$	进油腔压力 $p_1/\text{MPa}$	输入流量 $q$ $\times 10^{-3}/\text{m}^3/\text{s}$	输入功率 $P/\text{KW}$	计算公式
快进	启动	560	—	0.55	—	—	$p_1 = \frac{F_0 + A_2 \Delta p}{A_1 - A_2}$ $q = (A_1 - A_2)v_1$ $P = p_1 q$
	加速	330	$p_1 + \Delta p$	0.52	—	—	
	恒速	280	$p_1 + \Delta p$	0.516	0.681	0.35	
工进		55280	0.5	3.84	0.013	0.048	$p_1 = \frac{F_0 + p_2 A_2}{A_1}$ $q = A_1 v_2$ $P = p_1 q$
快退	启动	560	—	—	—	—	$p_1 = \frac{F_0 + p_2 A_1}{A_2}$ $q = A_2 v_3$ $P = p_1 q$
	加速	330	0.5	0.56	—	—	
	恒速	250	0.5	0.56	0.65	0.364	

\*注：1、 $\Delta p$  为液压缸差动连接时，回油口到进油口之间的压力损失，取  $\Delta p = 0.5 \text{ MPa}$ ；

2、快退时，液压缸有杆腔进油压力位  $p_1$ ，无杆腔回油压力为  $p_2$ 。

查阅文献[4]，选用 Y100L1-4 型电动机，其额定功率为 2.2kW，额定转速为 1430 r/min。

根据产品样本可查 YBX-40B 的流量压力特性曲线。再由已知的快进时流量为 48.96L/min，工进时的流量为 0.9L/min，快退时的流量为 47.04L/min，压力为 4.5MPa，作出泵的实际工作时的流量压力特性曲线，如图 3-1 所示：

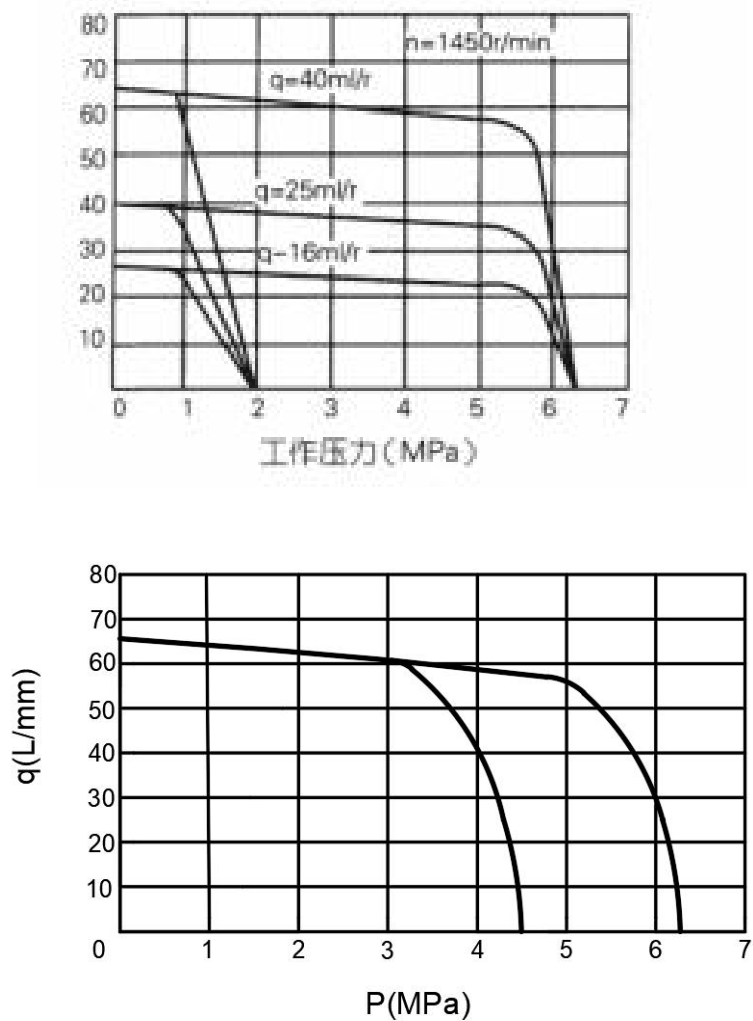


图 3-1 YBX-40B 液压泵流量特性曲线

查得该曲线拐点处的流量为 61L/min，压力为 3.1MPa，该工作点对应的功率为

$$P = \frac{61 \times 3.1}{60 \times 0.72} = 4.38 \text{kw}$$

所选电动机功率满足 (3-6)，拐点处能正常工作。

### [3. 3] 液压阀的选择

本液压系统可采用力士乐系统或 GE 系列的阀。此方案：控制液压缸部分选用力士乐系统的阀，其夹紧部分选用叠加阀。根据所拟定的液压系统图，按通过

各元件的最大流量来选择液压元件的规格。选定的液压元件如表(3-2)所示。

**表(3-2) 液压元件明细表**

序号	元件名称	方案	通过流量 (L/min)
1	滤油器	XU-B80×100	48.96
2	液压泵	YBX-40B	48.96
3	溢流阀	YF3-10B	48.96
4	压力表开关	KF3-EA3B	
5	三位四通换向阀	34EF30-E16B	40.8
6	二位四通换向阀	23EF3B-E10B	40.8
7	单向调速阀	AQF3-E10B	40.8
8	减压阀	JF3-10B	1.18
9	压力表开关	KF3-EA10B	
10	单向阀	AF3-EA10B	1.18
11	二位四通换向阀	24EF3B-E4B	1.18
12	压力继电器	DP <sub>1</sub> -63B	1.18
13	单向节流阀	ALF3-E10B	1.18

在选定了液压泵之后，应计算液压系统在实际快进、工进和快退运动阶段的运动速度，时间以及进入和流出液压缸的流量，与原定数值不同，重新计算的结果如表 3-3 所示：

表 3-3 各工况实际运动速度、时间和流量

快进	工进	快退
$q_1 = q_p \frac{A_1}{A_1 - A_2}$ $= \frac{51.04 \times 1.539}{0.785}$ $= 100.1 \text{ L/min}$	$q_1 = 0.75 \text{ L/min}$	$q_1 = q_p$ $= 51.04 \text{ L/min}$
$q_2 = q_1 \frac{A_2}{A_1}$ $= 100.1 \times \frac{0.754}{1.539}$ $= 49.04 \text{ L/min}$	$q_2 = q_1 \frac{A_2}{A_1}$ $= 0.75 \times \frac{0.754}{1.539}$ $= 0.37 \text{ L/min}$	$q_2 = q_1 \frac{A_2}{A_1}$ $= 51.04 \times \frac{1.539}{0.754}$ $= 104.17 \text{ L/min}$
$v_1 = \frac{q_p}{A_1 - A_2}$ $= \frac{51.04 \times 0.1}{0.785}$ $= 6.50 \text{ m/min}$	$v_2 = \frac{q_1}{A_1}$ $= \frac{0.75 \times 0.1}{1.539}$ $= 0.049 \text{ m/min}$	$v_3 = \frac{q_1}{A_2}$ $= \frac{51.04 \times 0.1}{0.754}$ $= 6.77 \text{ m/min}$
$= \frac{0.350 \times 60}{6.50}$ $= 3.23 \text{ s}$	$= \frac{0.07 \times 60}{0.049}$ $= 85.71 \text{ s}$	$= \frac{0.420 \times 60}{6.77}$ $= 3.72 \text{ s}$

### [3. 4]确定管道尺寸

油管内径尺寸一般可参照选用的液压元件接口尺寸而定，也可按管路允许流速进行计算。

本系统主油路流量为差动时流量为两倍， $q=40.8 \times 2=81.6 \text{ L/min}$ ，压油管的允许流速取  $v=4 \text{ m/s}$ ，则内径  $d$  为

$$q = \frac{\pi d^2}{4} v, \text{ 则 } d = 4.6 \sqrt{q/v} = 4.6 \sqrt{81.6/4} \text{ mm} = 20.8 \text{ mm}$$

若系统主油路流量按快退时取  $q=39.2 \text{ L/min}$ ，则可算得油管内径  $d=14.4 \text{ mm}$ 。



综合诸因素，现取油管的内径  $d$  为 20mm。

吸油管同样可按上式计算 ( $q=48.96\text{L}/\text{min}$ 、 $v=1.5\text{m}/\text{s}$ )，选参照 YBX-40B 变量泵吸油口连接尺寸，取吸油管内径  $d$  为 25mm。

### [3. 5] 液压油箱容积的确定

参照文献[2]第四章 P55, 由泵的额定流量  $q_p=48.96\text{L}/\text{min}$ ，泵的额定压力为  $p_n=6.3\text{MPa}$  确定系统为中压液压系统，液压油箱有效容量按泵的流量的 5-7 倍来确定，即  $V=5q_p=244.8\text{L}$ ，故取容量为 250L 的油箱。

## 5.4 液压系统的验算

已知该液压系统中进、回油路的内径为 18mm，因后面的集成块设计未进行，因此在此假设进油、回油路管道长度均为 2m，假设各段油管的长度分别为：AB=0.3m，AC=1.7m，AD=1.7m，DE=2m。选用 L-HL32 液压油，考虑油的最低温度为 15℃，查得 15℃ 时该液压油的运动粘度  $\nu=150\text{cst}=1.5\text{cm}^2/\text{s}$ ，油的密度  $\rho=920\text{kg}/\text{m}^3$ 。

### [4. 1] 压力损失的验算

#### (1) 工进时油路压力损失

##### 1) 工作进给时进油路压力损失

运动部件工作进给时的最大速度为 0.045 m/min，进给时的最大流量为 0.69L/min，则液压油在管内流速  $v_1$  为

$$V_1 = \frac{q}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{0.75 \times 4 \times 10^3}{3.14 \times 2^2} \text{cm/min} = 238.9 \text{cm/s} = 0.04 \text{m/s}$$

管道流动雷诺数  $Re_1$  为

$$Re_1 = \frac{v_1 d}{\nu} = \frac{4 \times 2}{1.5} = 5.3$$

$Re_1 < 2300$ ，油液在管道内流态为层流，沿程阻力系数  $\lambda_1 = 75/Re_1 = 75/5.3 = 14.15$ 。

进油管道 AC 的沿程压力损失  $\Delta p_{1-1}$  为

$$\Delta P_{1-1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 14.55 \times \frac{2}{2 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 0.04^2}{2} \text{Pa} = 1041.44 \text{Pa}$$

查得换向阀 4WE6E1XAG24Z4 的压力损失  $\Delta p_{1-2} = 0.001 \times 10^6 \text{Pa}$

忽略油液通过管接头、油路板等处的局部压力损失，则进油路总压力损失  $\Delta p_1$  为

$$\Delta p_1 = \Delta p_{1-1} + \Delta p_{1-2} = 2041.44 \text{Pa}$$

##### 2) 工作进给时回油路的压力损失

因为  $d/D=0.71$ , 无杆腔  $A_1 = \frac{\pi D^2}{4}$ , 有杆腔  $A_2 = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}$ , 所以

$A_2/A_1=0.50$ , 因此回油管流量为进油管道的 0.50 倍, 则

回油管道内流速  $v_1=v_2/0.50$  得  $v_2=2\text{m/s}$

$$R_{e2} = \frac{v_2 d}{\nu} = \frac{2 \times 2}{1.5} = 2.7$$

$$\lambda_2 = 75/Re_2 = 75/2.7 = 27.8$$

回油管道的沿程压力损失为  $\Delta p_{2-1}$  为:

$$\Delta P_{2-1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 20.16 \times \frac{2}{2 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 0.02^2}{2} Pa = 550.52 Pa$$

查产品样本知换向阀 23EF3B-E10B 的压力损失  $\Delta p_{2-2}=0.001 \times 10^6 Pa$ ,

换向阀 34EF30-E10B 的压力损失  $\Delta p_{2-2}=0.001 \times 10^6 Pa$ ,

调速阀 AQF3-E10B 的压力损失  $\Delta p_{2-4}=0.12 \times 10^6 Pa$ 。

回油路总压力损失  $\Delta p_2$  为

$$\begin{aligned} \Delta p_2 &= \Delta p_{2-1} + \Delta p_{2-2} + \Delta p_{2-3} + \Delta p_{2-4} = (0.001 \times 2 + 0.12) \times 10^6 + 550.52 Pa \\ &= 0.12 \times 10^6 Pa \end{aligned}$$

3) 变量泵出口的压力  $p_p$

$$\begin{aligned} p_p &= \frac{F/\eta_{cm} + A_2 \Delta p_2}{A_1} + \Delta p_1 = \left( \frac{55280/0.95 + 0.007854 \times 0.12 \times 10^6}{0.0154} + 2044.41 \right) Pa \\ &= 3.8 MPa \end{aligned}$$

## (2) 快进时的油路压力损失

快进时液压缸为差动连接, 自汇流点 A 至液压缸进油口 C 之间的管路 AC 中, 流量为 81.6L/min, AC 段管路的沿程压力损失  $\Delta p_{1-1}$  为

$$v_1 = \frac{q}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{4 \times 81.6 \times 10^3}{3.14 \times 2^2 \times 60} \text{ cm/s} = 433 \text{ cm/s}$$

$$Re_1 = \frac{v_1 d}{\nu} = \frac{433 \times 2}{1.5} = 577$$

$$\lambda_1 = \frac{75}{Re_1} = \frac{75}{577} = 0.13$$

$$\Delta p_{1-1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0.13 \frac{1.7}{2 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 4.33^2}{2} \text{ Pa} = 0.095 \text{ MPa}$$

同样可求管道 AB 段及 AD 段的沿程压力损失  $\Delta p_{1-2}$  和  $\Delta p_{1-3}$  为

$$v_2 = \frac{q}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{4 \times 40.8 \times 10^3}{3.14 \times 2^2 \times 60} \text{ cm/s} = 216.6 \text{ cm/s}$$

$$Re_2 = \frac{v_2 d}{\nu} = \frac{216.6 \times 2}{1.5} = 288.8$$

$$\lambda_2 = \frac{75}{Re_2} = \frac{75}{188.8} = 0.26$$

$$\Delta p_{1-2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0.26 \times \frac{0.3}{2 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times (216.6 \times 10^{-2})^2}{2} \text{ Pa} = 0.008 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{1-3} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0.26 \times \frac{1.7}{2 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times (216.6 \times 10^{-2})^2}{2} \text{ Pa} = 0.048 \times 10^6 \text{ Pa}$$

查产品样本知，流经各阀的局部压力损失为：

34EF30-E10B 的压力损失  $\Delta P_{2-1} = 0.45 \times 10^6 \text{ Pa}$

23EF3B-E10B 的压力损失  $\Delta P_{2-2} = 0.45 \times 10^6 \text{ Pa}$

据分析在差动连接中，泵的出口压力  $p_p$  为

$$p_p = \Delta p_{1-1} \times 2 + \Delta p_{1-2} + \Delta p_{1-3} + \Delta p_{2-1} + \Delta p_{2-2} + \frac{F}{A_2 \eta_{cm}}$$

$$= [(0.095 \times 2 + 0.008 + 0.048 + 0.45 + 0.45) \times 10^6 + \frac{280}{78.54 \times 10^{-4} \times 0.95}] \text{ Pa}$$

$$= 1.18 \times 10^6 \text{ Pa}$$

快退时压力损失验算从略。上述验算表明，无需修改原设计。

## [4. 2] 系统温升的验算

在整个工作循环中，工进阶段所占的时间最长，为了简化计算，主要考虑

工进时的发热量。一般情况下，工进速度大时发热量较大，由于限压式变量泵在流量不同时，效率相差极大，所以分别计算最大、最小时的发热量，然后加以比较，取数值大者进行分析。

当  $v=49\text{mm/min}$  时

$$q = \frac{\pi}{4} D^2 v = \frac{\pi}{4} \times 0.140^2 \times 49 \times 10^{-3} \text{m}^3 / \text{min} = 0.754 \text{L} / \text{min}$$

因工进速度为定值，因此设此时泵的效率为 0.1 来计算最大的发热量，泵的出口压力为 3.8MPa，则有

$$p_{\text{输入}} = \frac{3.8 \times 0.754}{60 \times 0.1} \text{kW} = 0.47 \text{kW}$$

$$p_{\text{输出}} = Fv = 55280 \times \frac{49}{60} \times 10^{-3} \times 10^{-3} \text{kW} = 0.045 \text{kW}$$

此时的功率损失为

$$\Delta p = p_{\text{输入}} - p_{\text{输出}} = (0.47 - 0.045) \text{kW} = 0.0432 \text{kW}$$

假定系统的散热状况一般，取  $K=10 \times 10^{-3} \text{kW} / (\text{cm}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ，油箱的散热面积 A 为

$$A = 0.065 \sqrt[3]{v^2} = 0.065 \sqrt[3]{250^2} \text{m}^2 = 2.57 \text{m}^2$$

系统的温升为

$$\Delta t = \frac{\Delta p}{KA} = \frac{0.432}{10 \times 10^{-3} \times 2.57} = 16.8^\circ\text{C}$$

对一般机床， $\Delta t=55 \sim 70^\circ\text{C}$

验算表明系统的温升在许可范围内。

当  $v=5.2\text{mm/min}$  时

$$q = \frac{\pi}{4} D^2 v = \frac{\pi}{4} \times 0.10^2 \times 5.2 \text{m}^3 / \text{min} = 40.8 \text{L} / \text{min}$$

因工进速度为定值，因此设此时泵的效率为 0.72 来计算最大的发热量，泵的出口压力为 1.18MPa，则有

$$p_{\text{输入}} = \frac{1.18 \times 40.8}{60 \times 0.72} \text{kW} = 1.116 \text{kW}$$

$$p_{\text{输出}} = Fv = 280 \times \frac{5.2}{60} \times 10^{-3} \text{kW} = 0.024 \text{kW}$$

此时的功率损失为

$$\Delta p = p_{\text{输入}} - p_{\text{输出}} = (1.116 - 0.024)kW = 1.092kW$$

系统的温升为

$$\Delta t = \frac{\Delta p}{KA} = \frac{1.092}{10 \times 10^{-3} \times 2.57} = 42.4^{\circ}C$$

对一般机床， $\Delta t = 55 \sim 70^{\circ}C$ ，验算表明系统的温升在许可范围内。

## 6. 液压集成油路的设计

通常使用的液压元件有板式和管式两种结构。管式元件通过油管来实现相互之间的连接，液压元件的数量越多，连接的管件越多，结构复杂，系统压力损失越大，占用空间也越大，维修，保养和拆装越困难。因此，管式元件一般用于结构简单的系统。

板式元件固定在板件上，分为液压油路板连接，集成块连接和叠加阀连接。把一个液压回路中各元件合理地布置在一块液压油路板上，这与管式连接比较，除了进出液压油液通过管道外，各液压元件用螺钉规则地固定在一块液压阀板上，元件之间幅液压油路板上的孔道勾通。板式元件的液压系统安装，高度和维修方便，压力损失小，外形美观。但是，其结构标准化程度差，互换性不好，结构不够紧凑，制造加工困难，使用受到限制。此外，还可以把液压元件分别固定在几块集成块上，再把各集成块按设计规律装配成一个液压集成回路，这种方式与油路板比较，标准化，系列化程度高，互换性能好，维修，拆装方便，元件更换容易；集成块可进行专业化生产，其质量好，性能可靠而且设计生产周期短。使用近年来在液压油路板和集成块基础上发展起来的新型液压元件叠加阀组成回路也有其独特的优点，它不需要另外的连接件，幅叠加阀直接叠加而成。其结构更为紧凑，体积更小，重量更轻，无管件连接，从而消除了因油管，接头引起的泄漏，振动和噪声。

本设计系统由集成块组成，液压阀采用广州机订研究所的 GE 系列阀。

### 6. 1、液压集成回路设计

1) 把液压回路划分为若干单元回路，每个单元回路一般由三个液压元件组成，采用通用的压力油路P和回油路T，这样的单元回路称液压单元集成回路。设计液压单元集成回路时，优先选用通用液压单元集成回路，以减少集成块设计工作量，提高通用性。

2) 把各液压单元集成回路连接起来，组成液压集成回路，组合机床的集成回路如图5-1所示。一个完整的液压集成回路由底板、供油回路、压力控制回路、

方向回路、调速回路、顶盖、及测压回路等单元液压集成回路组成。液压集成回路设计完成后，要和液压回路进行比较，分析工作原理是否相同，否则说明液压集成回路出了差错。

## 6. 2、液压集成回路设计时候注意事项

- 1) 要求液压油路上的元件布局紧凑，尽量将元件都安装在一块集成板上；
- 2) 同一液压回路的液压元件应布置在同一块液压油路板上，尽量减少连接管道；
- 3) 液压阀阀芯应处于水平方向，防止阀芯自重影响液压阀的灵敏度，特别是换向阀一定要水平布置；
- 4) 余液压板油路上主液压油路相通的元件，其相对应油口应尽量沿同一坐标轴线布置，减少加工孔位；
- 5) 液压元件之间的距离应该大于5mm，换向阀上的电磁铁、压力阀的先导阀以及压力表等可适当延伸到液压油路板的轮廓线以外，以减小油路板尺寸。



6. 3、液压集成块及其设计

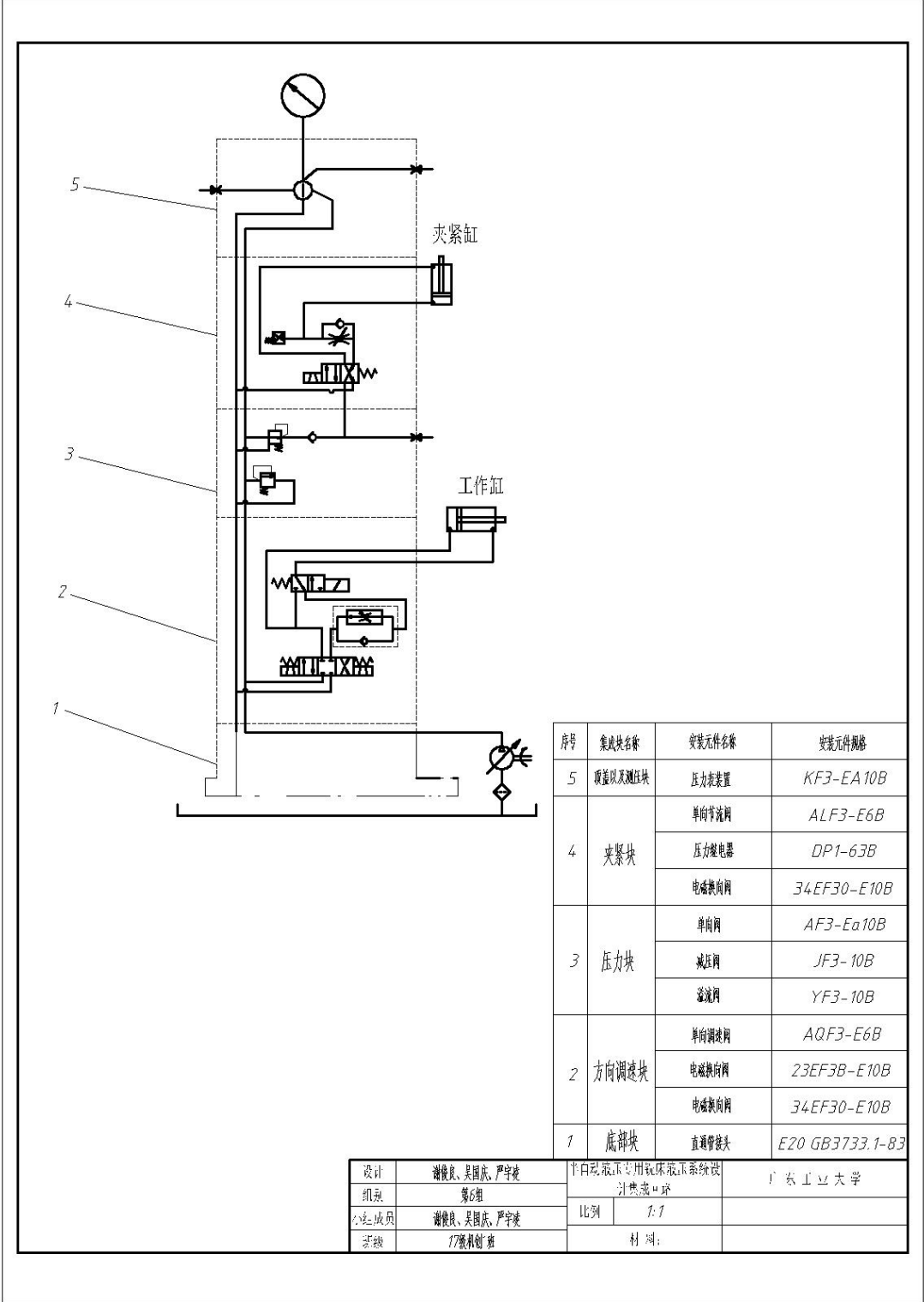


图 6-1

组合机床液压集成块装配总图如图 6-1 所示，它由底部块 1，方向调速块 2，压力块 3，夹紧块 4，顶盖以及测压块 5 组成，有四个紧固螺栓把他们连接起来，

再由四个螺钉将其紧固在液压油箱上，液压泵通过油管与底板连接，组成液压站，液压元件分别固定在各集成块上，组成一个完整的液压系统。

## （1）集成块设计步骤

1) 制做液压元件方法与油路板一节相同。

2) 决定通道的孔径。集成板上的公用通道，即压力油孔P、回油孔T、泄漏孔L（有时不用）及四个安装孔。压力油孔由液压泵流量决定，回油孔一般不得小于压力油孔。

直接与液压元件连接的液压油孔由选定的液压元件规格确定。孔与孔之间的连接孔（即工艺孔）用螺塞在集成块表面堵死。

与液压油管连接的液压油孔可采用米制螺纹或英制螺纹。

3) 集成块上液压元件的布置。把制做好的液压元件样板放在集成块各视图上进行布局，有的液压元件需要连接板，则样板应以连接板为准。

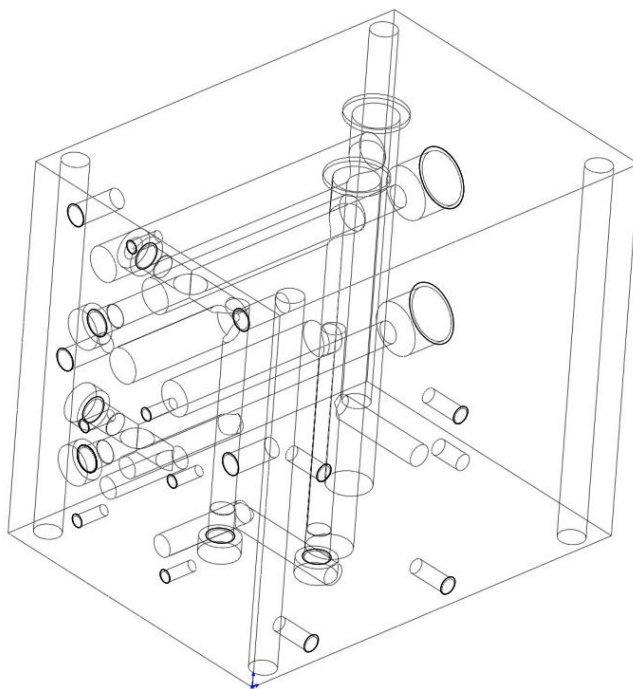
电磁阀应布置在集成块的前、后面上，要避免电磁换向阀两端的电磁铁与其它部分相碰。液压元件的布置应以在集成块上加工的孔最少为好。如图所示，孔道相通的液压元件尽可能布置在同一水平面，或在直径 $d$ 的范围内，否则要钻垂直中间油孔，不通孔道之间的最小壁厚 $h$ 必须进行强度校核。

液压元件在水平面上的孔道若与公共油孔相通，则应尽可能地布置在同一垂直位置或在直径 $d$ 范围，否则要钻中间孔道，集成块前后与左右连接的孔道应互相垂直，也要钻中间孔道。

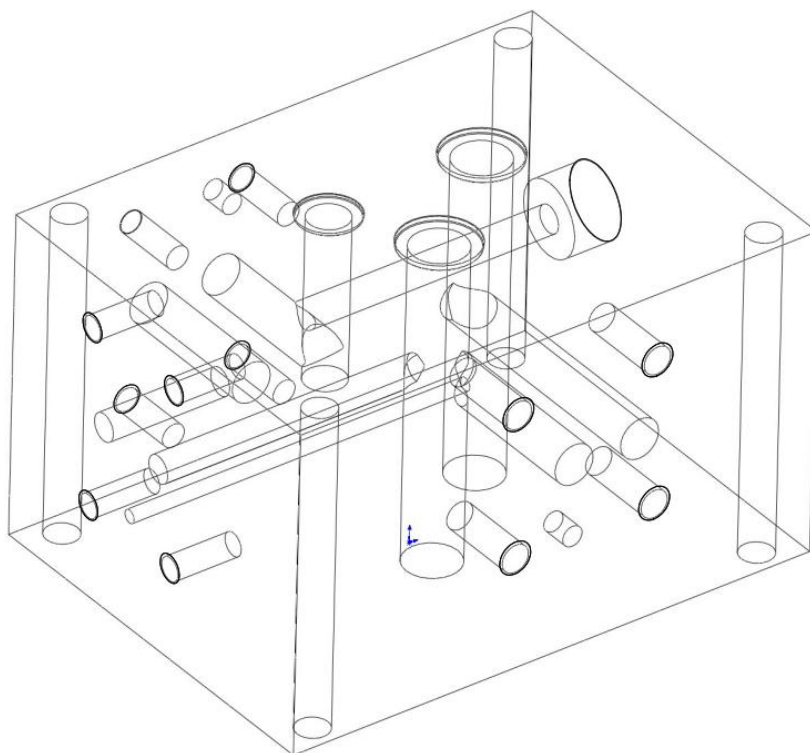
设计专用集成块时，要注意其高度应比装在其上的液压元件的最大横向尺寸大2mm，以避免上下集成块上的液压元件相碰，影响集成块组装。

4) 集成块上液压元件布置程序。电磁换向阀布置在集成块的前面和后面，先布置垂直位置，后布置水平位置，要避免电磁换向阀的固定螺孔与阀口通道、集成块固定螺钉想通。液压元件泄油孔可考虑与回油孔合并。水平位置孔道可分三层进行布置。根据水平孔道布置的需要，液压元件可以上下左右移动一段距离，具体可参见下图。

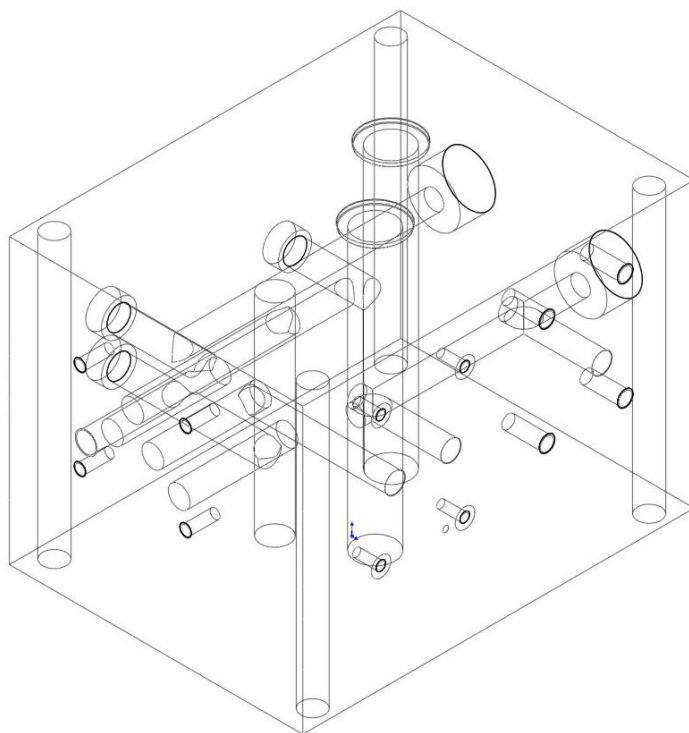
## (2) 液压集成块具体设计模型



方向调速块模型

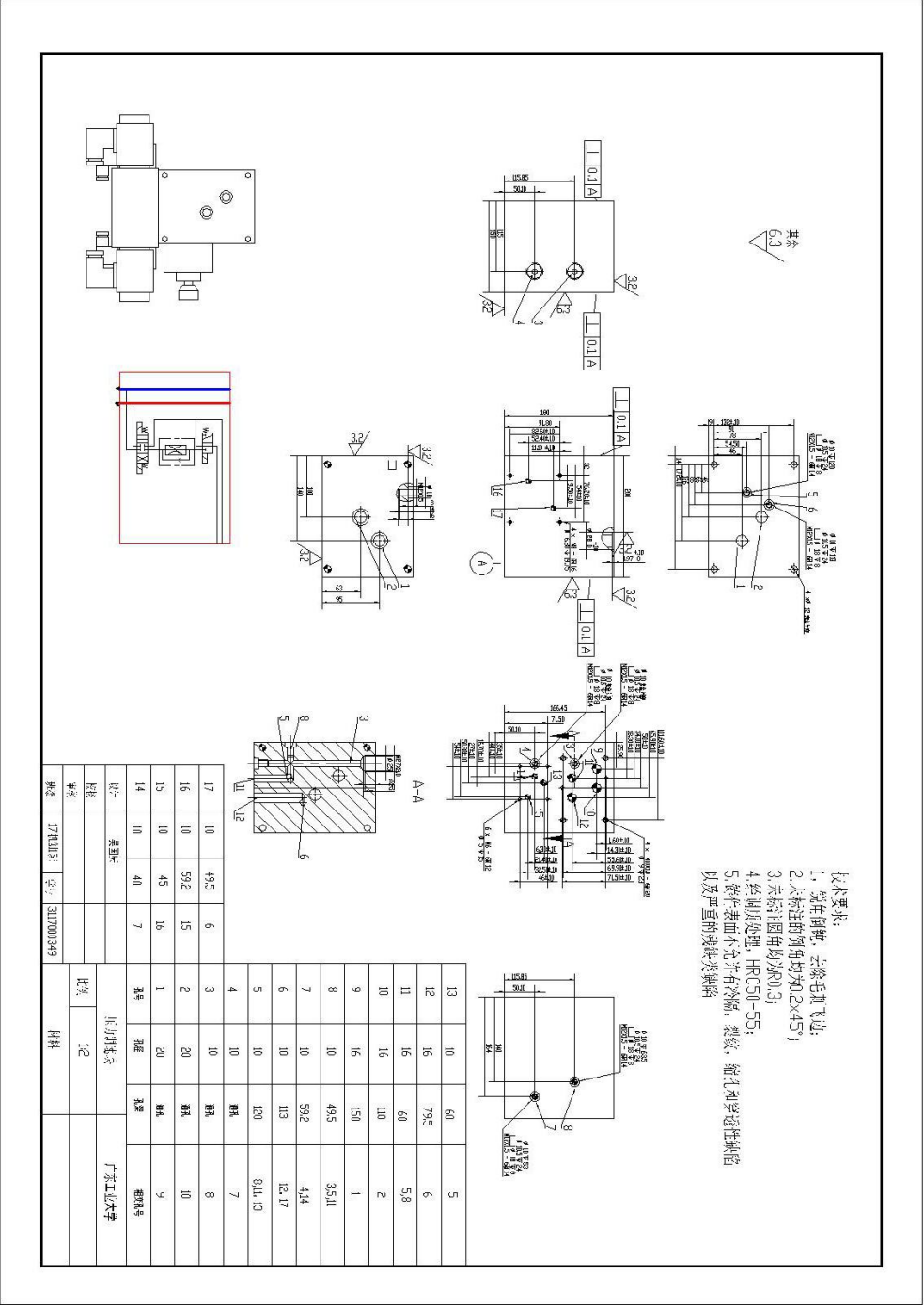


压力块模型

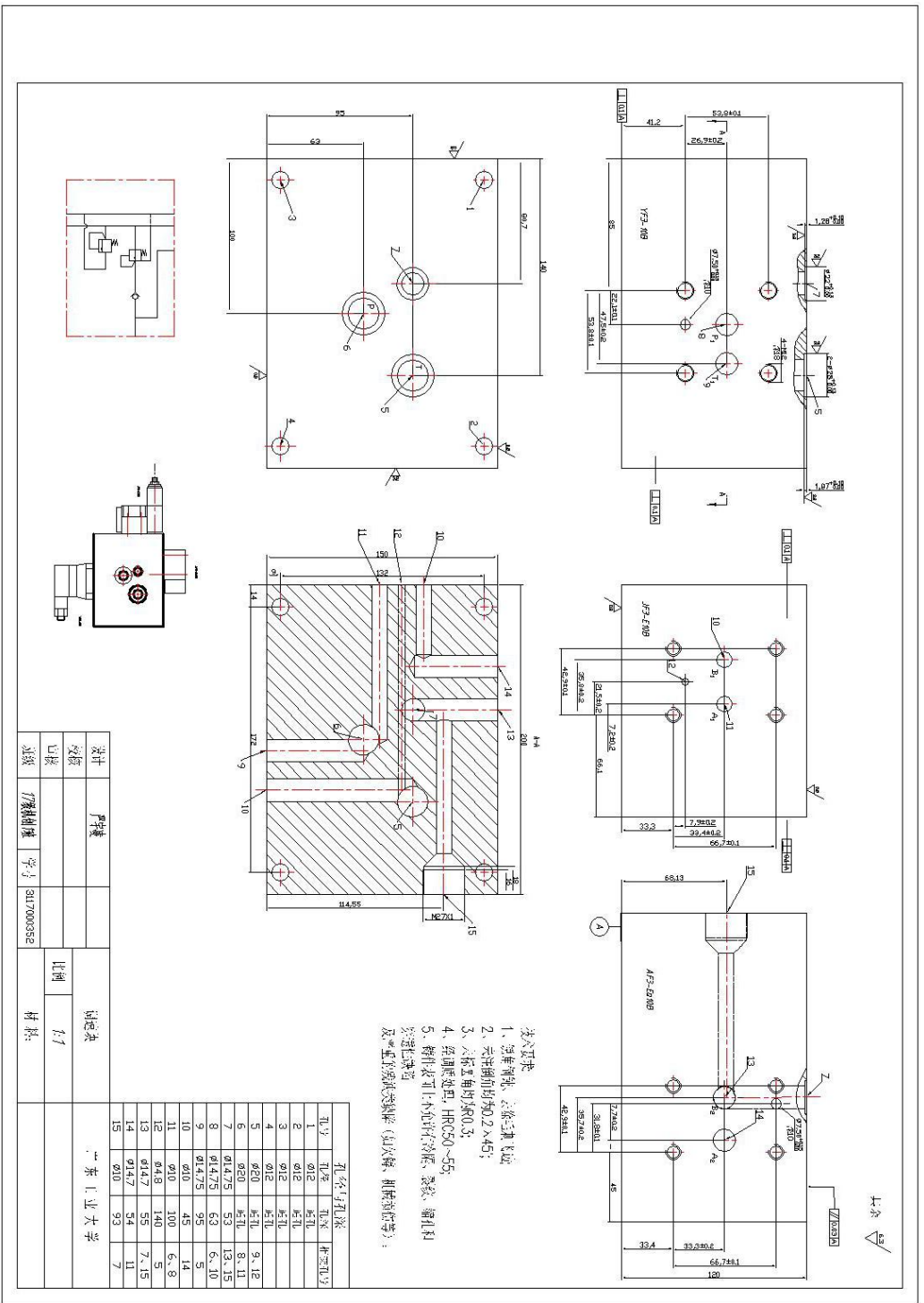


调速块模型

(3) 液压集成块工程图:



方向控制块工程图



压力块工程图



## 7. 设计总结

这一次课程设计从开始到结束我总共花费了十多天的时间，这十多天里面我觉得自己真正地理解并掌握了课堂上所学的东西，也深刻体会了设计的不易以及一个设计项目对工程师的能力要求之多。

最先的工作时计算，从最开始的工作压力确定到最后的油温验算，每一步都不可缺少，每一步都要求我们认真对待，每一次选择都要求我们有理有据且深思熟虑。在液压元件的选择时，我反复修改最初设定的液压缸工作压力，工作流量从而配合所选的零件，达到一个工作压力，工作流量，所选工作元件之间的平衡，这让我深刻体会到一个器械的设计不是一蹴而就的，而是在大量的计算，反复的校核中才得出的最优解。其次，在计算过程中，我结合课本知识，结合参考书籍，不断思考每一步计算公式的原理，在这个过程中，我深化了对书本知识的理解，也逐渐熟悉液压系统设计的流程。

在进行计算之后，我们小组进行讨论选出了最适合设计的一组方案并开始分工建模。因为自身对建模软件 solidworks 较为熟悉，所以在建模初期误以为此项工作任务较为简单，设计时不够仔细认真，经过设计后问题频出，工作耐心与热情收到严重挫伤。因为自身不够仔细认真，所以在此环节中浪费较多时间，深感设计对于工程师的要求之高。最终也完成了设计任务，经与组员的多次协商之后确定了最终的几个尺寸，实现较好的装配效果。

在第三环节是出图，出图我主要使用的是 SolidWorks，同时使用 CAD 辅助出图，出图中较有难度的是在剖视图的选取中，为了尽可能地表达清楚零件同时尽可能少使用视图，增加可读性，我花费了较多时间选取合适的剖视图。

回顾整个设计过程，我发现我对于液压系统的理解更为深入了，对于实际的液压设计，原理，制造，加工有了了解，同时还复习了公差的选取，CAD 使用，提升了机械制图能力，这样的一次设计经历也让我学习与工作时更加有耐性，更细心。



## 参考文献

- [1] 李笑, 吴冉泉. 液压与气压传动[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006 年 03 月
- [2] 杨培元, 朱福元. 液压系统设计简明手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003。
- [3] 雷天觉等. 液压工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990。
- [4] 博世力士乐公司. 博世力士乐工业液压产品样本[M].
- [5] 任建勋, 韩尚勇, 申华楠等. 液压传动计算与系统设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1982
- [6] 周士昌主编. 机械设计手册 5 • 第 43 篇 • 液压传动与控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000
- [7] 章宏甲, 周邦俊. 金属切削机床液压传动[M]. 江苏科学技术出版社, 1985