

## 1 绪论

现在压滤机普遍用在石油、化工、矿山、医药等领域，并起到了很高的作用。从压滤机的出现至今已经有 100 多年了。当今最先进的压滤机是西班牙 TH 公司的 APN 型压滤机，在国内用的比较少，主要是企业与科研单位联合研制特定工况下的压滤机。从压滤机的诞生，欧洲则是压滤机使用最早的地方，苏联最早研制开发，后来德国、英国广泛使用在煤炭工业、化学工业、医疗业等过滤行业，又过了一百年的时间，现代化的压滤机不断出现，技术也在提高。

压滤机主要的工作原理是利用压力泵，把浆液压入相连两滤板构成的封闭的滤室中，从而滤布两边产生压力差，实现固液分离。压滤机大部分出头板、尾板、滤板、液压缸、主梁、传动及拉开装置等部分构成。当液压缸活塞推动头板，使滤板压紧相连的滤板构成滤室；再由料浆泵把浆液输入滤室，水经过滤布由排水管排出，固体颗粒在滤室变成滤饼，在浆液填满滤室之后，由高压泵对浆液进行加压过滤，从而滤液在滤室内分开。

### 1.1 压滤机的发展历程

#### （1）第一代压滤机

拥有上面所说的压滤机的基本特征，它可以用在高灰分、细粒度、高黏度的煤泥与尾煤的脱水与过滤。产品的水分大概在 20%~22%，滤液的浓度在 0.03~0.1g/l。不足的地方主要有：处理能力较小，间断生产，压滤时间较长；机体比较笨重，占用空间大；操作较为复杂，操作成本高；滤布耗量较高，滤板寿命短，修理量较大。

#### （2）第二代压滤机

对于第一代压滤机的一些特点，压滤机生产商对其进行了改进，主要是以下几个地方。

①滤板材料以增大处理能力、增大过滤的面积，从而要增加滤板的片数与滤板的面积，除了铸铁滤板外，还发现了新的化工材质滤板。

②滤板结构用新的钢制加固板滤板，滤板表面压一层橡胶薄膜和橡胶的旁边边，这一种滤板重量轻，便于维修，防腐性好。

③滤板支撑因为有的厂家还在用铸铁滤板，增大每块的尺寸和数量，从而使重量增大，因而把滤板两侧支撑的结构变为上部悬挂结构，滤板悬挂于上部梁上。

第二代压滤机，它最重要的特点在于滤板的变化。由于新滤板构成滤室，厚度可以调节的，因此这种滤板被称为薄膜滤板。

这压滤机工作过程和第一代压滤机不同的地方是在“压滤过程”结束后，被压到滤板面上的橡胶薄膜和滤板之间的给入压紧空气或者水使橡胶薄膜膨胀，此工作过程称为“挤压过程”。

### （3）第三代压滤机

第三代压滤的代表是美国丹佛撒拉公司研制的 VPA 型压滤机，和第二代比较，它有以下几个不同之处：

①滤板 主要采用钢制的滤板，尽管钢芯的滤板成本较高，但是坚固耐用。

②卸料装置 方便加快卸料，开启装置一次可以打开一组滤板，为了卸料，并且还加了特定的振动装置。

③过滤压力 加大过滤压力，一般它的过滤压力为 0.8~1MPa。

④循环时间 减少循环时间，只有 8~15min。

### （4）第四代压滤机

和第三代压滤机比较，其最大的不同之处是机体小、结构简单、占用空间也少；滤板少、循环快；并且采用了机械式的挤压过程，比第二、三代压滤机所用的橡胶隔膜挤压寿命长的多，且能耗少，使用可靠；

## 1.2 压滤机研究现状概述

现在，压滤机被广泛采用，石油、化工、矿山、医药等多个领域都要用，并且对国民经济的发展也起着重要的推动作用。虽然压滤机在中国有着广阔的市场且发挥着极其重要的作用，但受技术、经济各方面的制约国内用的压滤机大多数是在国外进口，整个市场都被国外的跨国公司所控制垄断。所以购买压滤机的价格非常贵。国内现有的生产厂家少，大部分是企业 and 科研单位一起研制一定工况下的压滤机，生产的需求是不能满足的。因此在采用国内外生产压滤机的先进经验与技术的基础上，研究开发符合国内的新型全自动压滤机，全面提升压滤机的工作性能指标，使它国产化，从而达到的需要。

## 1.3 课题的主要工作及研究意义

此课题运用简单设计、节约设计等现代化的设计方法，压滤机液压快速严格定位回路和自动卸载回路的设计，还采用电气自动控制技术与液压技术结合的方式，从而实现压滤机的自动化与节能化。

为了保证“新型全自动压滤机液压控制系统研制与动态设计”的成功，主要开展的一些工作有：

(1)明确液压系统的设计要求及工况分析。在熟悉所有液压基本回路的基础上，提出了压滤机液压控制系统的设计方案。

(2)充分利用简化设计、节能设计等现代设计方法，设计液压快速严格定位回路及自动卸载回路，并以电气自动控制技术与液压技术相结合的方式，实现压滤机的工业自动化和节能化，并拟定液压系统原理图。

(3)根据压滤机的负载，确定整个压滤机液压控制系统的主要参数，通过设计、计算、选择液压系统液压元件，非标准的执行元件还要进行设计、校核，液压系统主要性能也要进行验算，从而完成压滤机液压控制系统的静态设计过程。

(4)设计液压装夹，编制液压系统技术文件。

此次研究可以针对实际，也可以推进企业设备现代化、自动化，得以保证长期连续生产，减少了泄漏，增加了产量，创造了经济效益，并且还有利于吸收国外的比较先进技术，为实现现代化压滤机的国产化创造了有利的依据，有很好的社会效益与经济效益。

## 2. 总体方案论证

现代压滤机的设计是基于悬浮液在外力（外加压力）作用下，通过过滤介质来实现固液分离的。它的机理是建立在各种相差因素的基础上，收到悬浮流体本身的粘度，粒度组成和浓度，过滤介质阻力，过滤面积和工艺操作条件诸因素的不均衡制约，因此，研究设计压滤机安全高综合考虑，由于大型压滤机有不同于其他机型的地方，它的研究设计必然有其特殊性。

大型自动压滤机的研究设计特点：

1. 具有高效，大处理能力，良好的工作性能，结构设计先进合理，易于自动化操作。

2. 适应性广泛。用于难过滤材料时，有较高的过滤力，工艺效果显著。

TCYL103/800 陶瓷工业自动难过滤机总体设计上有以上几个方面：

### 2.1 液压顶紧装置的选择

目前压滤机的压紧机构形式有几种：

1. 螺旋式机械锁紧装置：由电机经减速装置，带动丝杆上齿轮使之旋转，从而实现丝杆的轴向进退运动，压紧滤板或松开滤板，它是由齿轮或者是螺旋杆实现自锁的顶紧力是由皮带轮打滑来控制的。

螺旋式机械锁紧机构的特点：结构简单，保压性好，加工成本低，尤其是对环境污染不敏感，适合瓷厂比较恶劣的工作环境，维修业比较方便，松榨比较困难，压力也不容易控制，当压力过小时会引起爆浆，高压进浆时更明显，当压力过大时，会破会密封圈，严重时甚至会损坏滤板。

2. 液压式半自动顶紧装置：采用油压系统，在压力油作用下，推动活塞顶紧滤板，大到一定压力后，用手轮锁紧，压滤完毕，为了把锁紧螺母松开，需要再次开动油泵，当油压升到稍高于压紧油压时，松开螺母，打开回油阀使活塞杆退回。

3. 半自动油压压紧装置：工作油缸只需提供密封所需的预紧力而不承受滤浆的作用，滤浆的压力死由锁紧螺母提供的

4. 全自动油压压紧装置：压紧和退回均由液压回路中的换压阀控制，装有电接点压力表，油压控制在压力变上，下限范围内，在全自动油压压紧装置中，工作油缸除了提供密封所需的预紧力外，还要承受进浆的动压力，油缸和整个液压系统回路的负荷较小而且需要用高压油泵，但自动化程度高，适应也现代化生产的需要。从上述几种压紧装置来看，从自动化，提高生产效率，降低操作强度的角度出发，我们此次设计就采用全自动油压压紧装置

## 2.2 液压系统的设计

### 2.2.1. 液压传动系统的型式：

对于液流循环方式的不同，液压传动系统有两种，开式和闭式。

在开式系统中，油泵可以从油箱吸油，输入液动机后，再排回油箱。它结构较为简单，散热性好，油箱内油液澄清，所以应用较普遍。但是油箱较大，空气与油压的接触机会较多，容易渗入。

然而在闭式系统中，液动机的排油管和油泵进油管直接想通，构成一个闭合的系统，为补偿系统的泄漏带来的损失，所以经常需要附加一个小型辅助补偿的油泵和油箱，闭式系统结构较为复杂，散热条件较差，压球有比较高的过滤精度，所以应用较少。但是油箱体积较小，结构紧凑，空气能进油压的机会很小，工作平稳，并且油泵所直接控制液流方向，还能允许能量反馈。

根据上述，考虑我们设计压滤机的工作条件，是置于一个固定的工作场合，同时要求有良好的散热条件，并且系统结构要求较为简单，经济适用。所以，我们设计时选用开式液压传动系统。

### 2.2.2. 油缸的选择：

油缸是将油液的压力能转换成机械能转换装置，用来完成往复运动或摆动。

按运动形式的不同，可分为推力油缸和摆动油缸两大类。按结构特点，推力油缸又可分为活塞式，柱塞式，伸缩套筒式和组合式因本设计只需实现往复运动，所以，不考虑摆动油缸。按照液压力作用方式的不同，推力油缸可分为单作用式和双作用式。按安装方式不同，油缸又可以划分为底座式，法兰式，轴销式，耳环式与球头式等。目前铸造生产中常用油缸有以下几种：

1. 双作用单活塞杆式油缸：这种油缸的结构的特点是仅在油缸的一腔中有活塞杆，从而使油缸两腔的承压面积不等，例如：液压浇注机的大车油缸，这种油

缸应用是普遍。

2. 齿条传动油缸：主要由油缸和齿轮条机构组成的液压机械联合机构，可让活塞的往复运动转变成齿轮或油缸的回转运动和摆动。在铸造设备中，如 Z145A 型造型机，ZB148A 型造型机的压力头转臂机构和某些翻箱机的驱动机构都用到齿条传动油缸。

3. 增压油缸 增压油缸又称增压器，它有两个直径不同的压力室，两个直径不等的活塞固定在同一根活塞杆上，因此，在液压系统中，若大部分时间只需较低的工作压力，只是局部要求高压时，常常采用这种油缸来满足系统的高压要求，而按较低压力选用油泵，这样可以减少能耗，降低设备费用。增压缸自身并不可以直接作执行元件，它只是可以将高压端输出与具有较高压力的油液输入其他油缸来打的压力，在安装的时候，应尽可能的使它靠近执行机构。

4. 柱塞油缸 特点：a. 柱塞油缸是单作用油缸，回程需要靠自重或外力。因柱塞重量大，水平安装时容易造成导向套和密封环的单面磨损，所以常常是竖直安装。b. 柱塞和缸体内壁不接触，仅靠铜质导向套来保证柱塞的位置，因此，油缸内孔只需精加工，甚至不加工，从而简化了加工工艺，故其制作简便。

5. 双套油缸结构特点：对于双作用油缸的活塞里面再多加一个小活塞，小活塞与油缸是固定在一起，大活塞则可以在油缸里往复运动。大活塞的内腔与小活塞配合，也可以作相对滑动。主要优点：是不使用大流量泵而能使活塞在空载行程中获得高的运动速度。

根据上述，结合我们的设计特点，需要中高压压紧和保压，因此压紧力较大，所以，我们在此设计中选用双作用单活塞杆式油缸，这样可以实现活塞杆的往复运动，而且，我们设计时要反应的运动速度也不高，不必采用双套油缸，以免油缸结构过于复杂，加工要还应高，而使价格昂贵，达不到经济性的要求，而其他类型的油缸我们之所以不采用，增压缸是用于辅助油缸得到的高压，按理说，我们的设计属中高压系统，理应在回路上增设增压缸，而使我们选用泵时可使压力低些，这些价格便宜，但我们采用了增压缸，则不便于安装，使得占地面积大，这样也不经济，所以，我们采用增压缸，而采用中高压泵以获得中高压，而柱塞缸需要自重或外力才能退回，通常是竖直安装，不符合我们设计要求，所以，不予以选用，而只选用了双作用单活塞杆式油缸，至于齿条传动油缸，更不符合

要求，不用考虑。

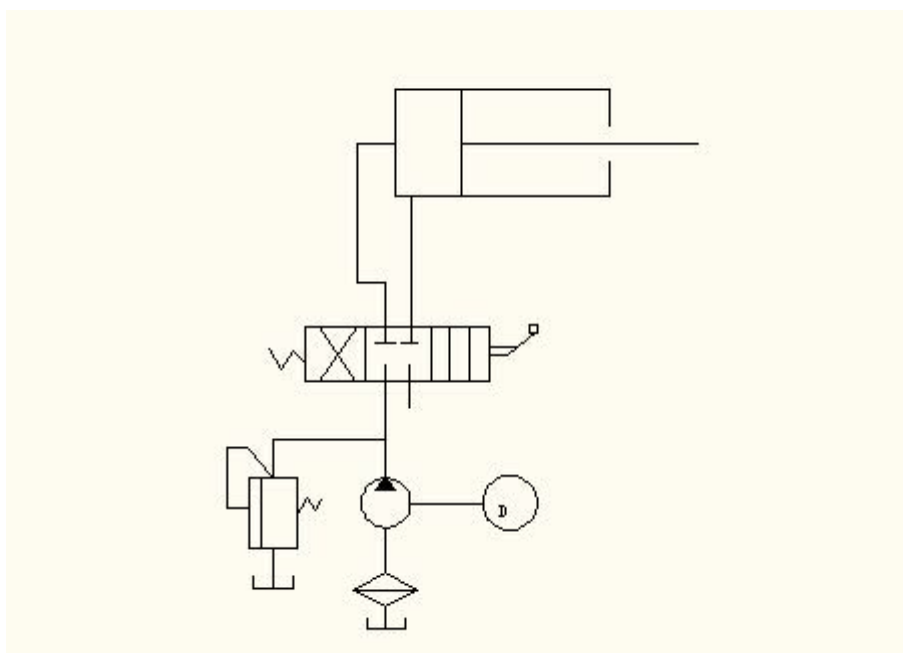
### **3. 确定系统方案，拟定液压系统图**

确定系统方案，拟定液压系统图是设计液压系统最为关键性的一步，首先要满足工况所需的工作要求，运动和动力和性能要求，并且，拟定液压系统图还需

力求效率要高，发热较少，操作简单，可靠，寿命长，造价低，节约能源，减少冲击力保证精度。本次设计的方案的拟定不仅采用了液压系统常规方案的拟定方法，而且更主要是广泛搜集现在的国内外压滤机使用的液压系统方案，通过各种单个回路或整个回路性能的比较，同时考虑经济，合理性，来综合拟定本次设计的系统方案。

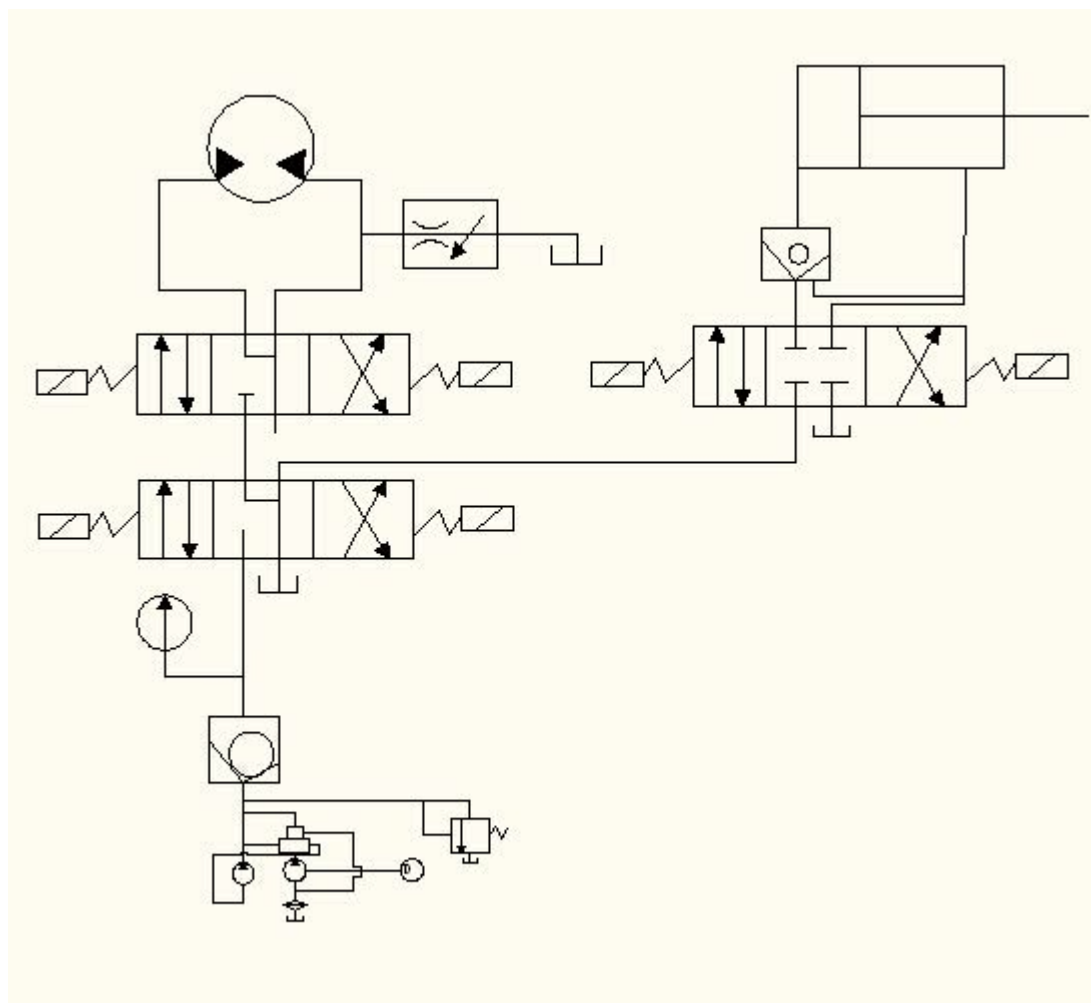
### 3. 1. 现有数种压滤机的液压系统图

1. 景德镇陶瓷机械厂 TCY-659 型压滤机液压系统图，此系统中的泵是采用 10SCY14-1BC（手动变量轴向柱）

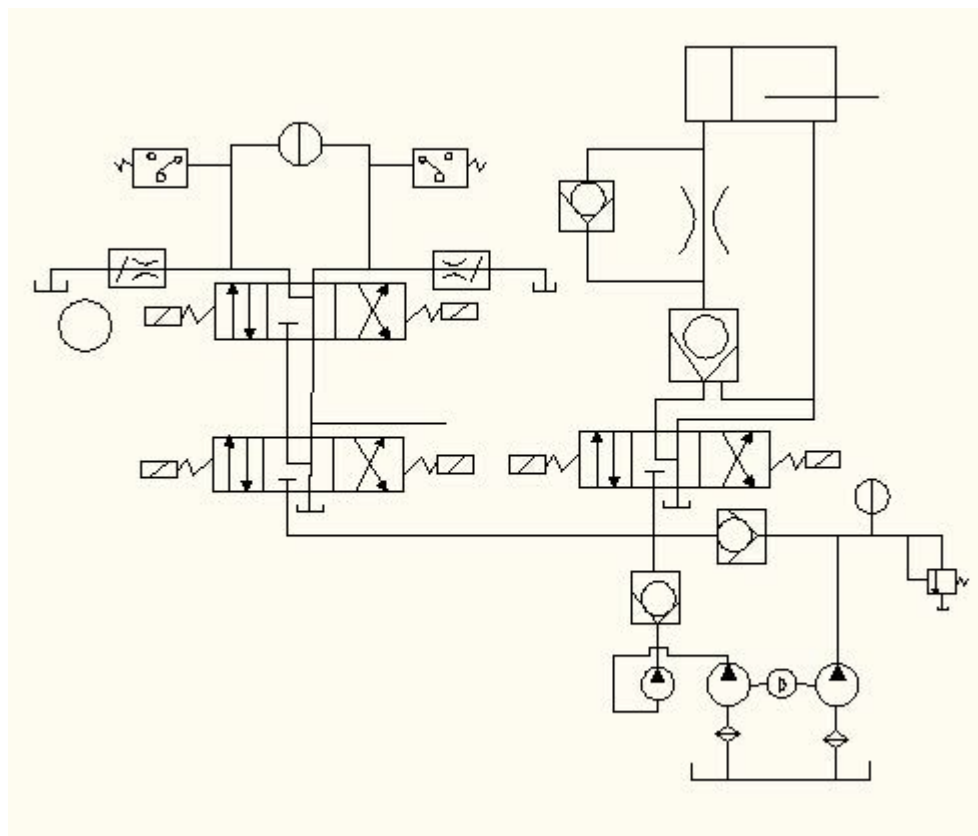


2. 无锡化机长的 XMZ500/1500 自动压滤机的液压系统图

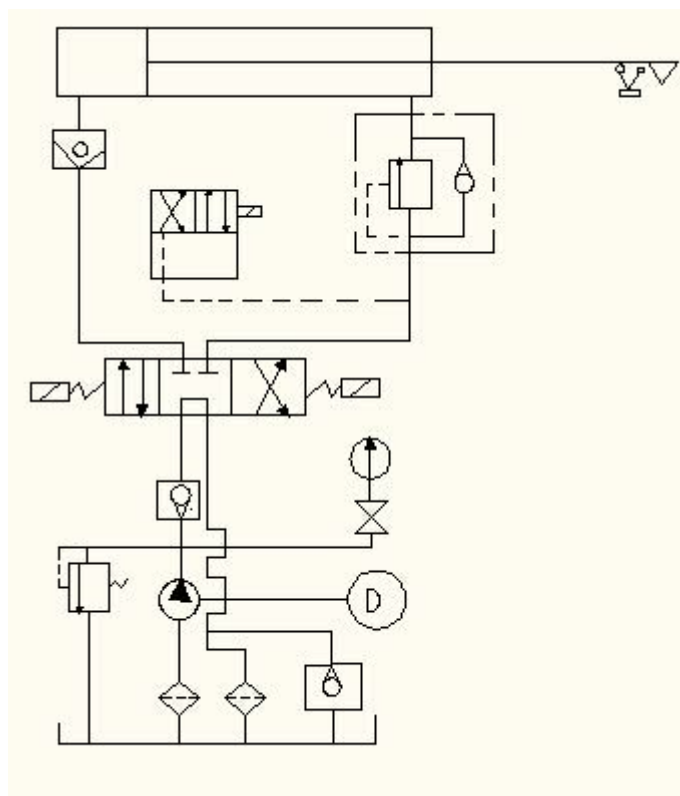




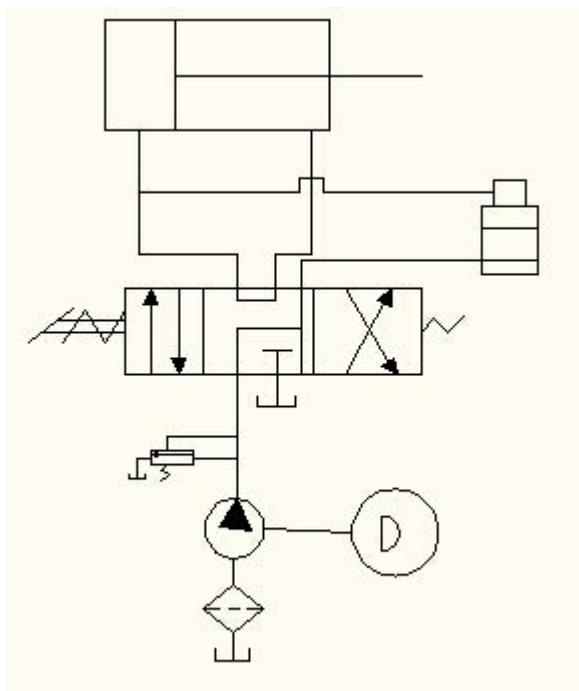
### 3. 340/500 型压滤机液压系统原图



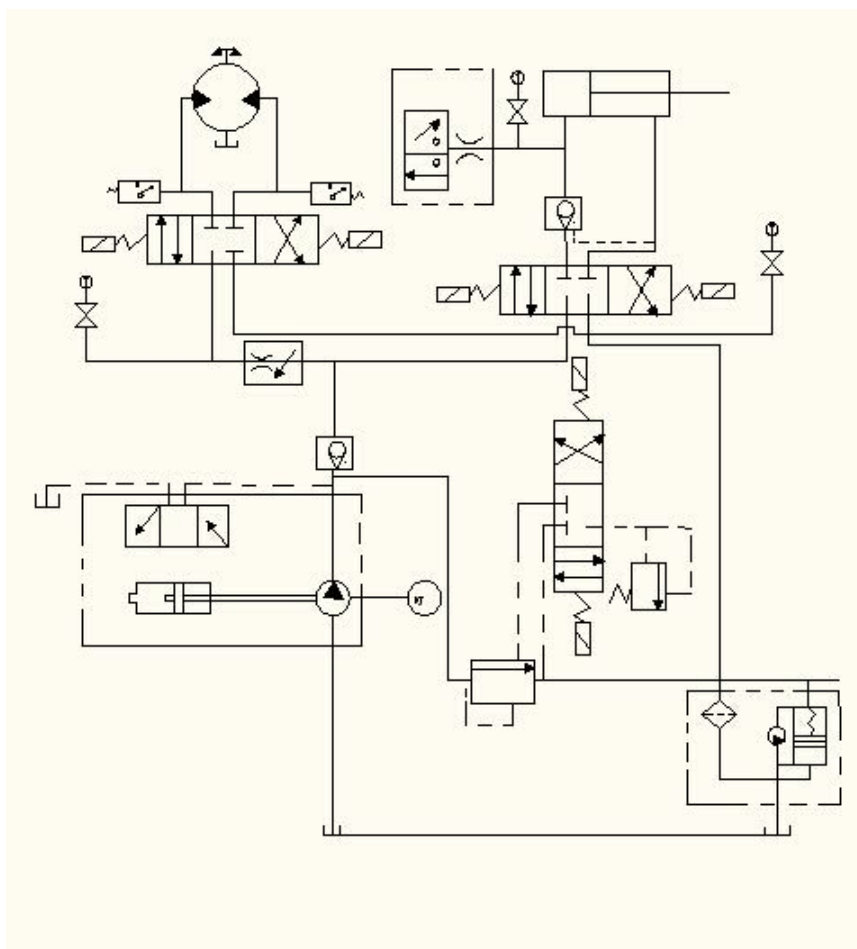
### 4. 湖南省轻工业机械厂产品：TCYL75K 全液压压滤系统及原理



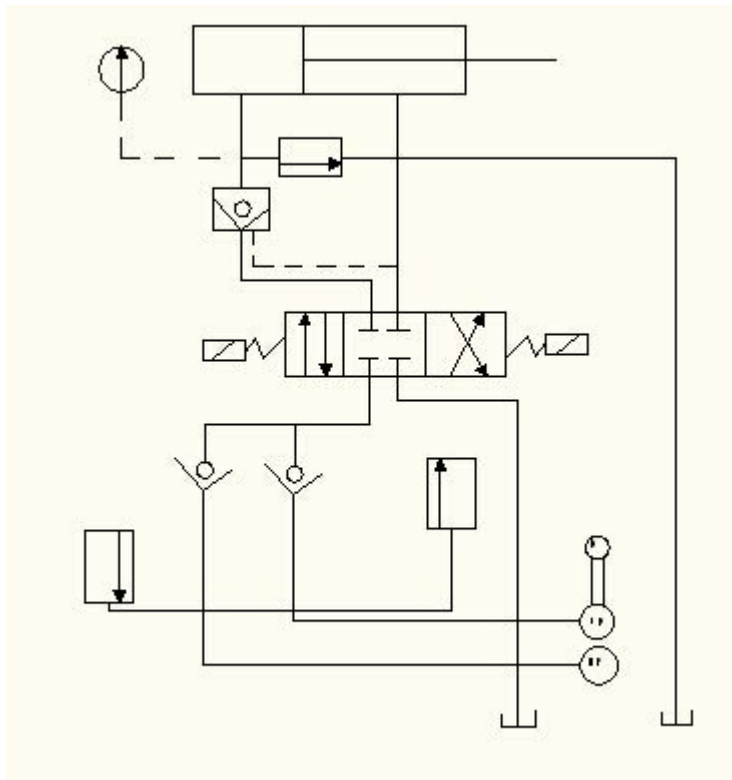
5. 唐山轻机长的 BMY40/835 压滤机液压原理图



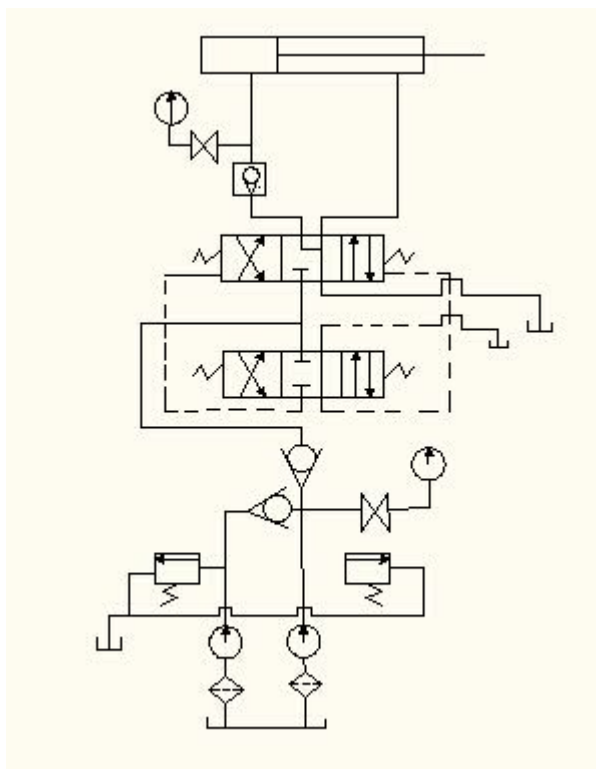
6. A 型全自动压滤机液压原理图



7. 西德 145mm 自动压滤机液压系统原理图



8. RF-9B 型自动压滤机液压系统原理图



### 3.2. 确定系统方案

本次液压系统方案的拟定主要以无锡县化工机械厂产品 XMZ500/1500 型自动压滤机的液压系统原理图为基础，通过比较上述各种液压原理图而确定的

#### 3.2.1. 从整体上分析比较数种有代表性的液压原理图

1. 无锡化机厂的 XMZ500/1500 自动压滤机的液压系统具有如下特点： 采用开式液压传动系统，主要由三部分组成：

双泵供油系统：该系统可以提供两种不同的压力和流量，开始供油时，两泵同时工作，达到快速前进的目的，当压紧滤板时，使低压大流量泵卸荷，而高压下流量泵则继续供油，达到增压密封滤板的作用。

用液控单阀锁紧油缸系统，其锁紧精度较高，一般说，其锁紧精度还受油缸内部泄露的影响，在油缸高压腔，设置回油节流控制阀，防止因回油高压突然下降造成的瞬时压力冲击，同时还设置点接点压力表，实现自动补压。

恒扭矩驱动油马达系统采用定量泵驱动油马达以获得恒扭矩驱动，旁路调速阀控制的油泵输送给油马达的流量，使用全油马达具有不同的转速，采用硬性调速阀，增加该系统的稳定性，其压力继电器是为了使回路换向改变又马达转向而

设置的。

2. 湖南轻机厂产品 TCYL25K 全液压压滤机液压原理图，有如下特点：

2.1.2.1. 该系统没有驱动马达回路，供油泵为定量轴向柱塞泵，泵阀间并联有高压板式溢流阀，另一端接有压力表组成安全回路，使系统工作性能可靠。

活塞行程上没有行程开关，工作可靠，使液压系统原理简单。

会有路上设置有单向顺序阀，一方面，使回油时行程被压，缓冲从而减少压力冲击；另一方面，使回油缸活塞退回时先打开液单阀，再让压力油进入油缸低压腔进行卸荷，同样可减少，突然卸荷的液压冲击，且液控流量可调。2.1.2.4. 采用了锁紧精度较高的液控单向阀锁紧高压腔压力油，同时还设置了电接点压力表，实现自动补压。

3. A 型全自动压滤机液压系统原理图：

该系统使用泵是变量轴柱塞泵，泵阀间装有溢流阀，电磁换向阀和远程调压阀组成的跳崖回路，使油缸的进和退，马达的运动具有不用的压力。2.1.3.2. 油缸高压腔右路并联有直流阀用电磁铁组成的卸压回路，可以防止因回油高压突然下降造成的瞬间压力冲击。

油泵马达回路采用的是限压式变量泵——调压阀式调速回路，能稳定的低速运动，有比较好的速度刚性和比较大的调速范围（ $R=100$ ）

4. 法国 180 m<sup>2</sup> 半自动板框式压滤机液压系统图特点：

油缸和马达各有单独作用的一条有路。

油马达系统采用了“变量泵——油马达”式调速回路，能保证稳定的运动速度，速度刚性，承载能力都很好，调速范围较大，效率高，发热小，泵阀并联有溢流阀和压力表组成的安全回路。

油缸用单泵供油，高压腔油路设置单向节流阀，一方面用于油缸工作速度的调节，另一方面防止回油高压突然下降造成的瞬时压力冲击，同时采用了液控单向阀组成保压回路。

油缸油路设置了蓄能器，在系统保压的时候可维持系统的压力；在液压泵突

然间启动或者停止，液压阀突然的关闭或换向液压缸的突然运动或停止时吸收液压冲击压力和脉冲；在油缸慢进时储存液压能永夜油缸快进运动阶段，实现油缸的快慢行进。

#### 5. 日本拉萨压滤机液压系统图特点：

液压驱动压滤机，保压，拉板由电机带动。

回油缸同步液压传动系统，这样既保证了整个机构的同步性，受力平衡；同时使用每个油缸的负荷量不全到极限值，滤板的四周受力，接触高压密封良好。

传动液压系统：为完成驱动冲洗油缸的上升下降运动，驱动翻版，油缸将翻版打开及闭合而建立的传动液压系统，增加了系统的稳定性，提高了本机的适应性总而言之，上述各种系统各有其侧重点，同时还有气共性，下面就其各个回路比较，拟定本次设计的具体方案。

### 3. 2. 系统方案的具体拟定

3. 2. 1. 选择泵源：液压泵作用是驱动电机的机械能转变成输入到系统中去的油液的压力能，按照工作原理和结构可以划分为：齿轮泵，叶片泵和柱塞泵等。叶片泵普遍用于中压系统中，它的优点是：结构较紧凑，轮廓尺寸较小，排量大，流量较为均匀，运转也平稳，噪音小，容积效率比齿轮泵要高，叶片也易卡死，工作可靠性也差，结构比齿轮泵要复杂。柱塞泵经常用在高压系统，其优点是：结构较紧凑，体积较小，寿命也长，噪音较小，易实现排量的调节和排油方向的改变，与其他泵相比，柱塞泵效率高，结构复杂，流量脉冲大，造价高，具有一定的自吸能力，维护保养方便。而压滤机的工况特点是：中压系统，运动平稳，考虑其经济性，和工作特点，选择国内较为先进的叶片泵产品，作为泵源。

3. 2. 2. 确定调速方案由于是单泵供油，参考同类产品的实际应用情况，发现法国 180 m<sup>2</sup> 半自动板框式压滤机的用单向节流阀进行调速，即可用于油缸工作速度的调节，又可防止回油高压突然下降造成的瞬时压力冲击，且有液控单向阀可以保压，简单控制，经济合理，安全可靠，故采用了单向节流阀来调速。

3. 2. 3. 确定压力控制方式一般定量泵系统多采用与油路并联的溢流阀来控制系统的最大供油压力，容积调速和变量泵和节流阀联合调速系统之中，为了保

证不过载，经常采用的限压保护，现在收集的液压原理图大部分全采用溢流阀来调压，并且我们应用的是定量泵，所以我们以溢流阀用来调压。

3.2.4. 确定液流流向控制方式 根据系统之中工作循环，工作变换性能和自动化程度的要求采用适当的流向控制方式，其中有机构形式，换向定位，通路数，中间滑阀机能与操作方式。滑阀式换向阀和转阀式换向阀都市方向控制回路，径向力不平衡，因而使用压力不易过高，常作先导阀及小型低压换向阀使用，故下处不考虑，而滑阀式换向阀按主油路的进出口数目可分为二通，三通，四通，五通，按改变阀块位置的操作方式不同，可分为平动，行程，电磁，机动，液压，电液动换向阀。

3.2.4.1. 使用电液换向阀的有无锡化机厂 340/500 压滤机，RF-98 型，日本 44 m<sup>2</sup>型。上述适用电液换向阀的压滤机中，西德 145 m<sup>2</sup>型和 B 型的滑阀机能是中间封闭的 O 型，其特点是：工作机构可固定在任何位置启动平稳，因为工作机构回路腔中原来无满了油，有背压，起缓冲作用停止精度高油泵不能用次阀卸荷，气体不用排除换向过程中，由于运动惯性引起的冲击力较大其余，如 340/500 型，RF-98，日本 44 m<sup>2</sup>的滑阀机能是 ABO 连接的“Y”型，其特点是：在中位时，可并联其他执行元件。选用 M 型三位四通电液换向阀，电磁滑阀操作方便，便于布局，提高了自动化程序，但可靠性差，换向精度不高，压力冲击大，故不予选用

2.2.5. 确定顺序动作控制方式压滤机工作时，滤板的压紧，保压，松开各工序要按照严格的先后顺序工作。满足这些要求的有顺序动作回路，按控制方式不同可以化分为：压力控制以及行程控制和时间控制

2.2.5.1. 无锡化机厂产品，滤板压紧到保压个马达的正转的顺序控制是压力控制方式，即用点接点压力表（或压力继电器的额定压力进行控制）。它是将液压系统中的压力转换成电信号的一个转换装置，当压紧时，系统压力超过某个调整压力（额定工作压力），应发出电信号，使用转换阀动作进入保压阶段，这种控制灵敏度较高。

2.2.5.2. 保压到松开滤板的顺序控制由时间控制方式控制，即压紧滤板要间隔一段时间进入压滤阶段，采用电气时间继电器控制时间间隔，这种控制顺序动



作主要由电气控制，使液压系统简单，但其可靠性决定于电气线路及元件的好坏，准确性不很高。

2.2.5.3. 从松开滤板到拉板阶段的顺序控制由电气行程开关控制，它是靠运动部件移动到额预定位置，它能保证工作部件按循环要求进行动作，控制方便，油路简单，但是使用的可靠性决定于电气元件的质量，电气线路也较复杂。其他各种型号的城市虑机动作顺序控制方式与无锡化机厂产品基本相同，这里不做详述。通过以上论述，考虑到压滤机的可靠，简单，方便动作，本液压系统的顺序控制方式采用电接点压力表控制盒时间控制方式

2.2.6. 确定系统保压方式（锁紧回路）当压滤机滤板处于压紧状态时，为了保证滤板之间的良好密封性，防止压滤时发生喷浆现象，油缸需保持一定的压力，在液压系统中锁紧回路有多种形式：采用“O”型和“M”型换向阀的锁紧回路和采用液控单向阀的锁紧回路，其特点如下：

a. 无锡县采用的锁紧回路是液控单向阀的锁紧回路，这种回路由于液单向阀的锁紧回路，这种回路由于液控单向阀的阀芯和阀座没有间隔，密封性好，锁紧效果好，但由于阀类元件的泄漏使这种回路保压时间不能继持很长。适于保压性能较高的高压系统，使这种锁紧回路的还有西德 145 m<sup>2</sup>，RF-98 型压滤机。

b. B 型压滤机采用了滑阀中位机能的锁紧回路，当阀芯处于中位，使油缸进口都封死，从而锁紧活塞，这种保压方式，由于换向阀的密封性差，存在泄漏而使保压效果较差，只能用于低压和保压要求不高的场合。

c. 湖南 TCY75K 型采用了液控单向阀和 M 型滑阀机能组合的保压回路，这种回路保持性能与仅用液控单向阀的保压性能差不多。通过上述论述，考虑压滤机保压要求，本系统采用液控单向阀，M 型换向阀和电接触式压力表组成的自动补油式保压回路。

2.2.7. 确定系统的卸荷回路一般液压机械的执行机构并不总是连续工作的，故在定量泵系统中，当执行元件不需要泵供油时，油泵输出的油液使全部经溢流阀流回油箱，油液压力等于溢流阀的调整压力，这样系统不仅造成功率浪费，而且由于经溢流阀后，油液的压力能变回大量的热能，加快了油液的变质和老化，

油的粘度下降，甚至使系统无法正常工作，同时泵长期处于负荷状态工作，势将加剧泵的磨损，缩短使用寿命，为此，要考虑卸荷系统。无锡化机厂产品的卸荷回路是使用了阀门内部直接压力控制的卸荷阀组成，这种油路一般使用不多，其油路简单，通流板的控可减少加工量，在卸荷时间不很长的情况下完全可以满足要求，但若卸荷时间很长，那就满足不了要求，而我本次设计采用的“M”型三位四通阀，其目的就是为了使泵在保压锁紧时卸荷，油路简单，使用方便，可以满足要求。

2.2.8. 确定高压卸荷，减少压力冲击方式在液压系统中，常由于快速换向，关闭油路，某些元件反应不是很灵敏等，可以让液体压力在某一短时间爆升，形成一个比较大的峰值，且产生冲击，液压冲击经常会带有很大的噪声和振动，液压系统温度升高，一些时候会使一些元件和管件破坏。有时候瞬间压力峰值很大，即使压力峰值比管道的破损压力要小不少，由于压力增大很迅速，足够可以让密封装置，管道或其他液压元件损坏，一些时候，还会冲击某些元件的失误动作，使设备损坏，为此，我们设计时必须采取措施减小液压冲击 a. 340/500 压滤机采用的是油缸端头设置缓冲设置，进油路设置单向节流阀和采用带阻尼的电液换向阀不缓冲活塞前进，后腿的液压冲击。b. 湖南轻机厂的 TCYL75H 压滤机采用液压控制单向阀的液控油路装置节流阀，回油路装置单向顺序阀组合的缓冲油路，其缓冲大小可调，同时回油箱的油路还装置了背压阀来缓冲。此外，其它压滤机中基本没有装置缓冲装置，仅在油缸中有缓冲装置，防止油抵活塞运动的液压冲击。为此，考虑不使液压系统繁忙，本液压系统采用油路没单向节流阀，并采用带阻尼的电液换向阀来减少液压冲击，该方式通过无锡化机厂的实验，缓冲能得到保证，达预期效果。

### 2.3. 拟定液压系统图

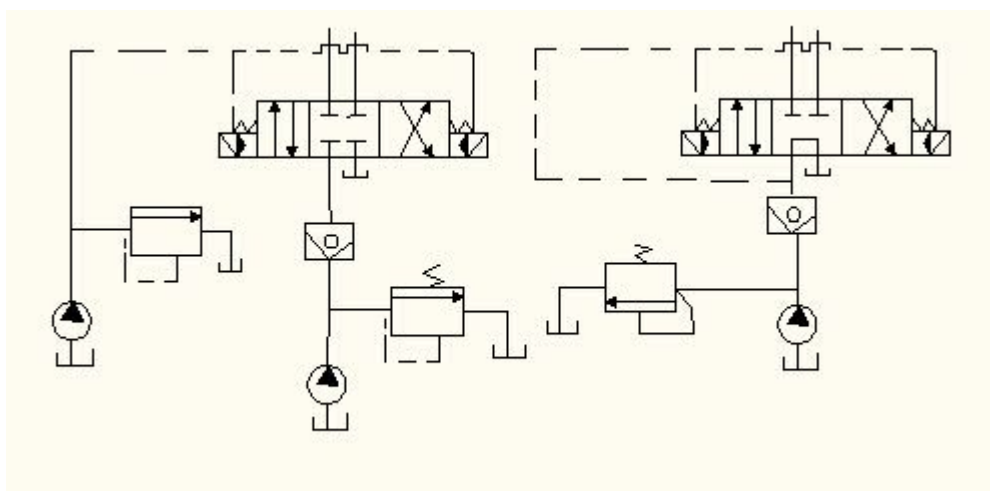
确定液压系统方案之后，可以配置辅助性回路或元件，选择和设计液压基本回路，即可完成液压系统图。

2.3.1. 在液压系统的组合拟定液压系统图的时候，应该考虑下面几点：a. 防止回路间互相干扰，便于系统工作好、循环时每个动作都能安全可靠 b. 尽量省去没必要的元件，简化系统结构 c. 尽量提高系统工作效率，避免系统过于热 d.

尽量让系统经济合理，方便修理和检测，合理布置测压力点 e. 避免液压冲击控制油路可靠常见的控制油路有：

1. 采用单独的低压油泵控制油路，如下图 a 其控制回路可靠性好，控制压力可通过溢流阀来调节，但不经济

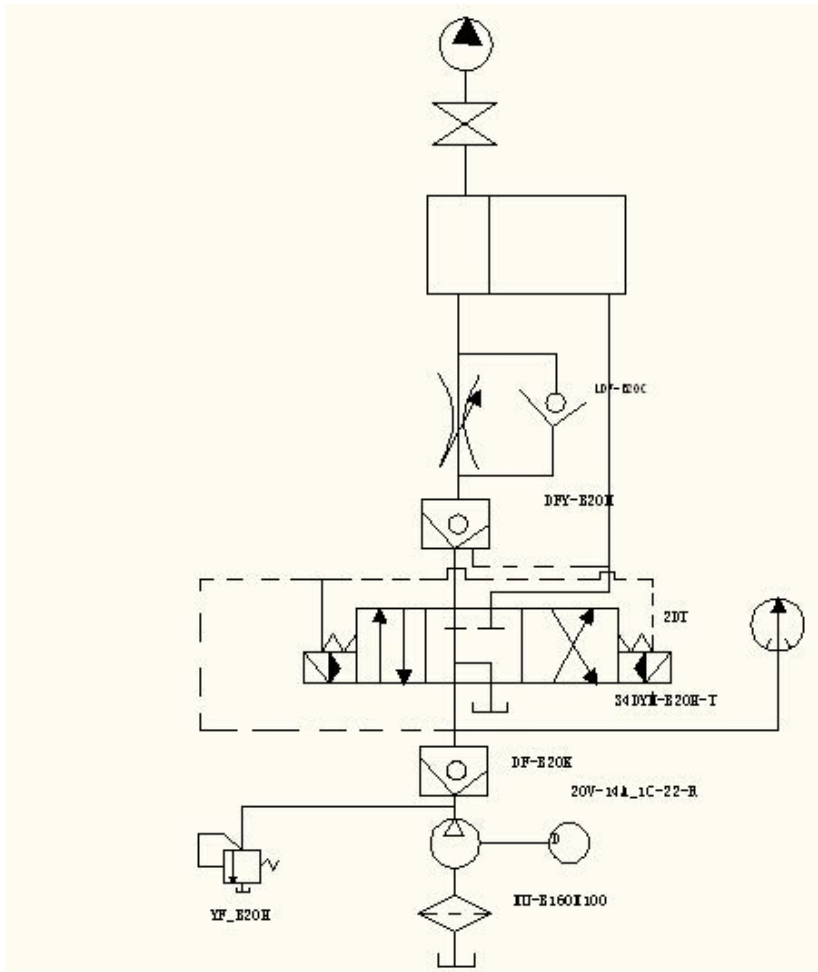
2. 直接从主油路上引出控制油如图 b 这样控制油路比较简单，易行，经济，合理，一般情况均能满足要求，故本设计采用这种控制油路



在考虑上述问题后，据此拟定系统方案，便可绘制该系统的液压系统图

### 2.3.2. 绘制液压系统图

液压系统图如下：



2.3.3. 电磁动作表

工作状态	电 磁 铁 动 作	
	1DT	2DT
原 位	-	-
活塞工进	+	-
油缸保压	-	-

活塞工退	-	+
原位停止	-	-

2.3.4. 工作原理概述当压滤机开始工作时，按下“油泵起动”按钮，油泵电机起动，油泵开始向油缸供油。换向阀左边电磁铁得电，高压油通过电液换向阀，经过液控单向阀，单向节流阀流进油缸腔，推动活塞向右快速运动，油缸右腔液压油经电液换向阀流向油箱，当油缸把滤板推动一起后，压力逐渐加大，达到一定值后，滤板开始密封，密封后，油缸左腔的压力达到额定压力，此时油缸左腔处电接点压力表发出信号，2DT 得电，液压油进入油缸右腔，同时由于油缸右腔油路的压力高于左边，打开液控单向阀使油缸左腔压力油回油箱进行卸荷，油缸活塞返回到终点后通过行程开关使换向阀右边关电，换向阀处于中位，经由电气控制重复第二次工序，第三次工序……………

## 4. 设计计算及说明

### 4.1. 油缸部分的计算及说明

计算说明

计算结果

#### 4.1.1. 油缸顶紧力计算当

当油供入没有活塞杆的压力有腔时，油缸活塞杆向外伸出时的推力  $F_1$ ：

$2.5 \times 10^5 \text{ kgf}$  （由主机部分计算得）

$$\text{由 } P_1 = \frac{4F_1}{\pi D^2 \eta} \quad \eta \text{ 取 } 0.95$$

《液压传动设计手册》得此公

式初定油缸内径为 400 mm

则工作压力

$$P_1 = \frac{4 \times 2.5 \times 10^5}{\pi \times 400^2 \times 0.95} = 2.094 \text{ kgf/mm} = 20.94 \text{ M } p_a$$

查《机电液设计手册》中册 4-99 表 42-21

常用标准液压缸理论推力及拉力得

: 推力  $F_1 = 2.51 \times 10^6 \text{ N}$

$$F_1 = 2.51 \times 10^6 \text{ N}$$

拉力  $F_2 = 1.753 \times 10^6 \text{ N}$

$$F_2 = 1.753 \times 10^6 \text{ N}$$

工作压力  $P = P_1 = P_2 = 20 \text{ M } p_a$

$$P = 20 \text{ M } p_a$$

油缸内径  $D = 400 \text{ mm}$  取活塞直径

$$d = 220 \text{ mm}$$

$$D = 400 \text{ mm}$$

$$\Phi AL = 3.57 \sqrt{\frac{F}{P}}$$

顶紧力即  $F_1$

4. 1. 2. 验算缸管内径:

$$= 3.57 \sqrt{\frac{2.51 \times 10^6}{20}} = 400.198$$

可按《机电液设计手册》表 32-77 圆整为 400

$$\Phi AL = 400$$

#### 4.1.3. 验算活塞

油缸内径，活塞缸直径查表 32-81 得：

杆直径速比  $\phi=1.4$  活塞杆直径

$$\Phi \text{ MM}=400\sqrt{\frac{1.4-1}{1.4}}=213.8 \text{ 可按《机电液设计手册》}$$

表 32-81 圆整为 220 mm

$$\Phi \text{ MM}=220\text{mm}$$

#### 4.1.4. 缸体壁厚的计算

初取壁厚  $\xi=50\text{mm}$

$$\frac{\phi AL}{\xi} = \frac{400}{50} = 8$$

因为  $3.2 < 8 < 16$

$$\text{所以 有 } \xi = \frac{P_r \Phi AL}{(2.3[v] - P_r)\psi} + C \psi \text{ 强度系数 } \psi = 1$$

取额定压力  $P_n = p$ , 因为  $P_n > 16 \text{ M } p_a$  故实验

$$\text{压力 } P_r = 1.25 P_n = 25 \text{ M } p_a$$

$$\text{许用应力 } \left[ \bar{\sigma} \right] = \frac{\bar{\sigma}_b}{n}$$

$\bar{\sigma}_b$ ：材料拉伸强度 查《机械零件设计手册》上得

$$\bar{V}_b = 60 \text{kgf/m} \cdot \text{m}^2 \quad \text{取安全系数 } n=5$$

材料为 45<sup>#</sup> 无缝钢管

$$\text{所以 } \left[ \bar{V} \right] = 12 \text{kgf/} \cdot \text{mm}^2. \quad \text{取 } C=2$$

$$\text{所以 } \xi = \frac{25 \times 400 \times 10^{-1}}{(2.3 \times 12 - 2.5) \times 1} + 2 = 41.8$$

考虑安全和节省材料，

$$\text{取 } \xi = 40 \text{mm}$$

$$\xi = 40 \text{mm} \cdot 3.2 \left( \frac{\phi AL}{\xi} \right) = 10 < 16 \quad \text{故可以}$$

45<sup>#</sup> 无缝钢管

#### 4. 1. 5. . 校核壁厚

$$\xi \geq \frac{P_n \Phi AL}{2 \left[ \bar{V} \right]} = \frac{20 \times 400 \times 10^{-1}}{2 \times 12} = 33.33 \text{ mm} \quad \text{故安全}$$

#### 4. 1. 6. 活塞杆强度校核选用活塞杆材料为 35<sup>#</sup>

$$\bar{V}_s = 52 \text{kgf/} \cdot \text{mm}^2 \quad \text{取安全系数 } n=2$$

$$\text{故许用应力 } \left[ \bar{V} \right] = 26 \text{kgf/} \cdot \text{mm}^2 \quad \bar{V} = \frac{2051 \times 10^6}{\frac{\pi}{4} d^2 \times 10}$$

$$= \frac{2051 \times 10^6}{\frac{\pi}{4} \times 22^2 \times 10} = 660.2 \text{kgf/cm}^2$$



$600.29 < 2600 \text{ kgf/cm}^2$  所以 活塞杆安全，符合要求

4.1.7. 活塞杆稳定性计算 初取缸管长 1250 即 L

J 活塞杆截面积的转动惯量

$$A \text{ 活塞杆面积 } \frac{L}{K} = \frac{1250}{55} = 22.73 \text{ n}$$

末端条件系数，由本机安装需要

$$\text{查表 32-87 得 } n = \frac{1}{4} \text{ M 柔性系数 } a = \frac{1}{5000}$$

$$\text{中碳钢 } m\sqrt{n} = 85 \sqrt{\frac{1}{4}} = 42.5 \quad \frac{L}{K} < m\sqrt{n}$$

故临界载荷

$$P_k = \frac{f_c A}{1 + \frac{a}{n} \left( \frac{L}{K} \right)^2} = \frac{490 \times \frac{\pi}{4} \times 220^2}{1 + \frac{1/5000}{1/4} \times 22.73^2} = 13.18 \times 10^6 \text{ N}$$

$n_k$  安全系数 取  $n_k = 3$

$$\frac{P_k}{n_k} = 40393 \times 10^6 \text{ N}$$

$$\text{而 } F = 2.51 \times 10^6 < \frac{P_k}{n_k}$$

故活塞杆稳定

4.1.8. 缸底厚度计算

$$h=0.433 \Phi AL \sqrt{\frac{\Phi AL P_r}{(\Phi AL - d_0) \left[ \bar{V} \right]}} \text{ mm}$$

取同游口直径为 20mm 流量 r/min 材料为 ZG45

$\bar{V}_s = 32 \text{ kgf/mm}^2$  安全系数为  $n=2$

$$\text{所以 } \left[ \bar{V} \right] = 16 \text{ kgf/mm}^2 \quad \text{取 } h=70 \text{ mm}$$

$$h=0.433 \times 400 \sqrt{\frac{400 \times 25}{(400 - 20) \times 160}} = 70.24 \text{ mm}$$

以上为缸底有通油口缸底无通油口时

$$h=0.433 \Phi AL \sqrt{\frac{P_r}{\left[ \bar{V} \right]}}$$

$$=0.433 \times 400 \sqrt{\frac{25 \times 10^{-1}}{16}} = 68.46 \text{ mm} \quad \text{取 } h=70 \text{ mm}$$

本次设计采用的是缸底无通口的缸底（平行缸底）

#### 4.1.9. 缸头厚度的计算 a 作用计算

a. 作用力: 活塞回退时, 活塞杆受力为  $F_t = G_t f$

头版部分重量为  $G_t = 250 \text{ k}$

按无润滑考虑取摩擦系数  $f=0.18$

$\therefore F_t = 45\text{kgf}$  取  $F = 50\text{kgf}$

$$P_2 = \frac{F}{A} = \frac{50}{\frac{\pi}{4}(\Phi AL^2 - \Phi MM^2)}$$

$$P_2 = 5.7 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$$

$$= \frac{50 \times 4}{\pi(400^2 - 200^2)} = 5.7 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$$

前盖厚度计算 材料选用 H7200  $\bar{V}_b = 196\text{MPa}$

$$\text{取安全系数 } n=4 \left[ \bar{V} \right] = 49\text{MPa} = 5\text{kgf/mm}^2$$

$$h_{\text{钱}} \geq 0.433 \sqrt{\frac{P_2}{\left[ \bar{V} \right]} (D^2 - d^2) \times 10}$$

$$= 0.433 \sqrt{\frac{5.7 \times 10^4}{5} (400^2 - 200^2) \times 10}$$

取  $h_{\text{钱}} = 30\text{mm} = 15.45\text{mm}$

#### 4.1.10. 液压缸的连接计算

A. 缸筒和缸盖采用螺栓连接

a. 后盖与缸筒连接 《机械零件设计手册》上得

查表知  $\bar{V}_b = 75\text{kgf/mm}^2$

$$\bar{V}_s = 55 \text{kgf/mm}^2 \quad \text{取安全系数 } n=1.8$$

$$\left[ \bar{V} \right] = \frac{\bar{V}_s}{n} = 30.56 \text{kgf/mm}^2$$

螺纹处只受应力作用由  $\bar{V} = \frac{KP}{\frac{\pi}{4} d_1^2 Z}$  得 • 《机械设计手册》

得  $d_1$  螺纹中径  $k$  拧紧系数，不变载荷取  $k=1.3p$

油缸的保压力  $2.51 \times 10^5 \text{kgf}$

$$\text{所以 } d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 2.51 \times 10^5}{\pi \times 30.56 \times 16}} = 29.1 \text{mm} \quad 40 C_r$$

取  $d_1=30\text{mm}$  的六角螺栓  $d_1=30\text{mm}$

普通螺纹  $Z=16$  个

b 前盖与缸体连接 螺栓采用  $A_3$  钢

$$\bar{v}_b = 38 \sim 47 \text{kgf/mm}^2$$

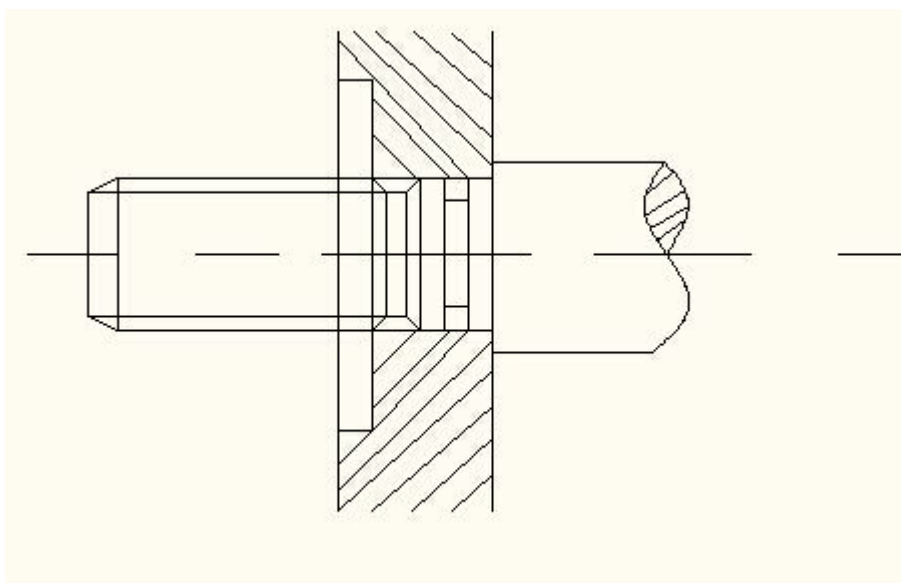
$$\bar{v}_s = 24 \text{kgf/mm}^2 \text{ 取 } n=12 \text{ 个 } k=1.5$$

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.5 \times 50}{\pi \times 12 \times 12}} \times 10 = 8.14 \quad A_3 \text{ 钢}$$

取  $d_2=12$  的六角螺栓 普通螺纹  $d_2=12z=12$

B 活塞与塞杆的连接计算

(A) 螺纹连接计算



活塞杆危险截面上的拉力为：

$$\bar{\nu} = \frac{4kF_1}{\pi d_1^2} \text{ MPa} \quad \text{切应力 } \tau = \frac{kK_1 F_1 d_0}{0.2d_1^3} \text{ MPa}$$

$$\text{合成应力 } \bar{\nu}_n = \sqrt{\bar{\nu}^2 + 3\tau^2} \leq \left[ \bar{\nu} \right]$$

$F_1$  液压缸拉力：  $1.753 \times 10^6 \text{ N}$

$$\bar{\nu}_s \text{ 活塞杆材料的屈服极限 } \left[ \bar{\nu} \right] = 2600 \text{ kgf/cm}^2 \text{ k}$$

k 螺纹拧紧系数  $k=2.5$   $K_1$  螺纹内摩擦系数  $K_1=0.12$

$d_1$  螺纹内径  $175.67$   $d_0$  螺纹处径  $180$

$d_1 = d_0 - 1.0825t$  螺距  $t=4$

所以  $\bar{\nu} = 180.8 \text{ MPa}$   $\tau = 87.3 \text{ MPa}$

$$\bar{\nu}_n = 235.7 \text{ MPa} < 260 \text{ MPa} = \left[ \bar{\nu} \right]$$

安全可靠

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4kF}{\pi \left[ \bar{\nu} \right]}} = 160.5 \text{mm} \quad \text{取标准值如上}$$

(B) 活塞杆与活塞肩部表示的压应力:

$$\bar{\nu}_c = \frac{\Phi AL^2 p}{(\Phi MM - 2^2) - (d_2 + 2c)^2} \leq \left[ \bar{\nu}_c \right] MP_a$$

活塞材料为 35<sup>#</sup> 钢  $\left[ \bar{\nu}_c \right] = 23.51 \text{kgf/mm}^2$  《机械零件设计手册》上得

$P=50 \text{kgf}$   $d_2$  活塞上的孔径  $d_2=200 \text{mm}$  活塞上孔的倒角尺寸  $4 \times 45^\circ$

I 活塞杆上的倒角尺寸

$$\text{所以 } \frac{400^2 \times 5}{(220 - 2)^2 - (200 + I \times 4)^2} = 187.8 \text{MPa} = 18.78 \text{kgf/mm}^2 < \left[ \bar{\nu}_c \right] \quad \text{安全}$$

(C) 活塞杆的焊接计算: 其焊缝应力为:  $\bar{\nu} = \frac{4p}{\pi(D_1^2 - d_1^2)\eta}$

$p$  活塞杆拉力  $50 \text{kgf}$   $d_1$  焊缝底径 取  $d_1=140 \text{mm}$

$D_1$  活塞杆直径  $D_1=220 \text{mm}$   $\eta$  焊缝效率  $\eta=0.7$

$\bar{\nu}_b$  焊缝材料的抗拉强度

$\bar{\nu}_b=43 \text{kgf/mm}^2$   $n$  安全系数 取  $n=3.5$

$$\bar{\nu} = \frac{4 \times 50}{\pi(200^2 - 140^2) \times 0.7} = 3.158 \times 10^{-2} \text{kgf/mm}^2$$

$$\left[ \bar{\nu} \right] = 1.3 \times 10 \text{kgf/mm}^2 \quad \bar{\nu} \leq \left[ \bar{\nu} \right] \quad \text{焊接安全}$$

#### 4. 1. 11. 缸筒长度的确定

查表 32-82 又据行程参数系列取  $\xi=630 \text{mm}$

活塞杆导向套长  $l_1=200 \text{mm}$

后盖的嵌入度为  $l_2=100 \text{mm}$

活塞加上下螺母的伸出度  $l_3=200 \text{mm}$

假定每块滤板被压缩 1mm 则总压缩长度 100mm

所以 缸总长为  $L=630+200+100+200+100-100=1130\text{mm}$  考虑到减少缓冲等因素，故取缸长  $L=1250\text{mm}$  去除前后盖缸筒长  $l^1=1150$

## 4.2 运动分析及计算

计算根据

计算结果

### 4.2.1. 启动和加速阶段的处负载 $P_i$

从静止到加速是个过渡的过程，跳动时间外，  
故以加速过程计算摩擦力则按静摩擦阻力计算

$$P_i = F_d + F_a = \mu G + G/g \cdot a$$

$F_d$  导轨摩擦阻力       $\mu$  摩擦系数  $\mu=0.2$        $F_a$  油缸加速惯性力

$G$  移动部件重量（每块滤重 82kg 头板重 250kg 共 100 块滤板

所以  $G = (100 \times 82 + 250) g = 84500\text{N}$

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = 2\text{m/s}^2$$

$$P_i = 33800\text{N}$$

所以  $P_i = 84500 \times 0.2 + 84500 \times 2 = 33800\text{N}$

### 4.2.2. 恒速阶段 $P_n$

$$P_n = F_d = \mu G \quad \mu \text{ 滑动摩擦系数}$$

取  $\mu=0.11$  所以  $P_n=9295$

$$P_n = 9295$$

### 4.2.3. 闭合紧力 $P_f \geq \mu G + m A_1 p_{\max} \quad \mu=0.11$

$m$  系数 0.25~1 取  $m=1$   $p_{\max}$  最大进浆压力 2.45MPa

$A_1$  密封环面的环面积  $82^2 - 72^2 = 1216\text{cm}^2$

所以  $P_f \geq 0.11 \times 84500 + 1216 \times 10^2 \times 2.45 = 307215\text{N}$

### 5.2.4. 保压力 $P_p$

$$P_p = k(A + A_1) p_{\max} \quad K \text{ 考虑残余压紧力的系数}$$

取  $k=1.2A$  过滤面积

$$\text{所以 } P_p = 1.2 \times 800^2 \times 2.45 = 1881600N$$

$$P_p = 1881600N$$

### 4.3 液压元件的计算和选择

计算及说明

计算结果

#### 4.3.1 执行元件主要参数的计算：

（1）油缸部分的有关参数为：

$$\text{油缸的活塞直径} \quad D=400\text{mm}$$

$$\text{活塞杆直径} \quad d=220\text{mm}$$

$$\text{活塞行程} \quad s=630\text{mm}$$

保压阶段为油缸最大负载点其最小压力为：

$$P_p = 1.88 \times 10^6 N \quad \text{由此可算出油缸内保压要的}$$

$$\text{最小压强 } P: P \cdot \frac{\pi}{4} D^2 = P_p$$

$$\text{所以 } P = \frac{4 \times 1.88 \times 10^6}{\pi \times 0.4^2} = 15\text{MPa} \quad p=15\text{MPa}$$

考虑到油缸密封件的摩擦阻力所需要空载压力及其他因素

引入一个系统系数为 5%，则保压力为

$$P = 15 \times (1+5\%) = 15.75\text{MPa}$$

$$P = 15.75\text{MPa}$$

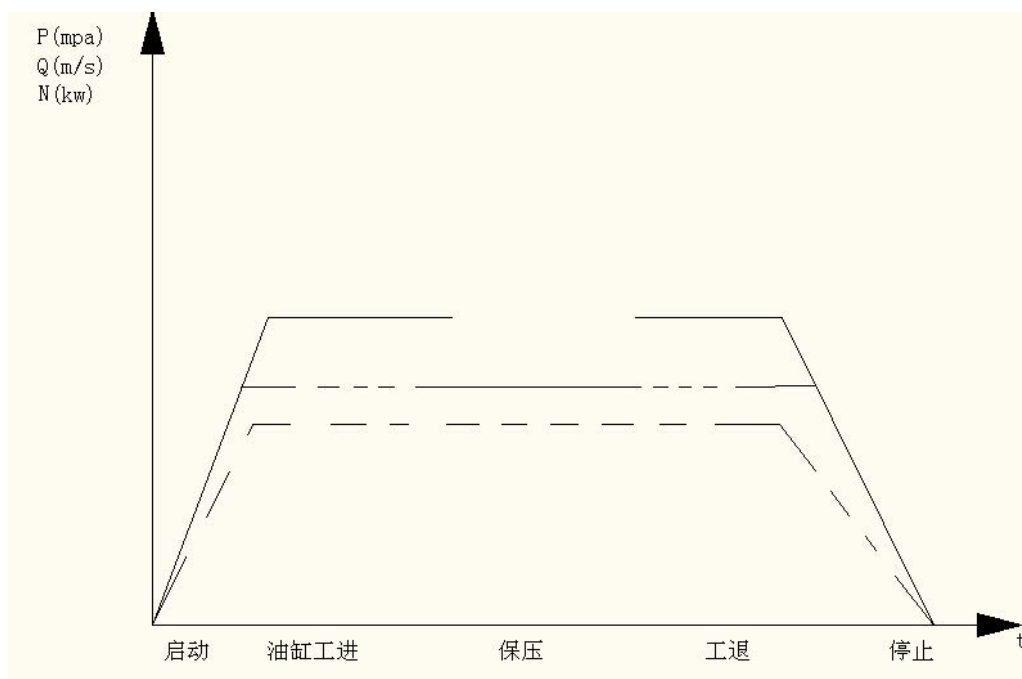
$$\text{油缸的最大流量 } Q_{\text{缸}} = A v_{\max} / 10 \text{ (r/min)} \quad \text{《液压传动秘控制》 } P_{202}$$

A 油缸进油的有效工作面积  $v_{\max}$

油缸活塞最大移动速度 m/min 取为 0.35m/min

$$Q_{\text{缸}} = \frac{\frac{\pi}{4} \times 40^2 \times 0.35}{10} = 44\text{tpm} \quad (1) \text{ 执行元件工况循环图}$$





#### 4.3.2. 确定油泵和油泵电机的功率

(1) 确定油泵最高工作压力  $p_{\text{泵}}$

$$p_{\text{泵}} \geq p_1 + \Delta p \text{ (kgf/cm}^2\text{)} \quad \text{《液压传动与控制》}$$

$p_{\text{泵}}$ : 对定量泵指溢流阀调定压力

$p_1$ : 执行元件在稳定状态下的最高工作力

$\Delta p$ : 进油路上管路和局部阻力损失取由前面知要保证滤板良好

密封所需的工作压力为 15.75MPa 油缸的工作压力为 20MPa

取较大者得  $p_{\text{泵}} = 20 \text{ MPa}$   $p_{\text{泵}} = 20 \text{ MPa}$

本系统中考虑了回油及油缸的泄漏，进而采用了

自动补油装置（电接点压力表）因此要确定压力在一定范围内变化，为此确定电接点压力表的上，下限调

定值分别为 10~25MPa

定值分别为 10~25MPa

(2) 确定油泵的最大流量

$$Q_{\text{泵}} \geq K(\sum Q)_{\text{max}} \text{ r/min} \quad \text{《液压传动与控制》} \quad P_{204}$$

K 泄漏系数一般取为 1.1~1.3  $\sum Q_{\text{max}}$  执行元件同时工作

系统所需的最大流量  $q_{pm}$  因执行元件仅为油缸，

故有  $Q_{\text{泵}} \geq 11 \times 44 = 484 \text{ tpm}$

取  $Q_{\text{泵}} = 50 \text{ tpm}$

$Q_{\text{泵}} = 50 \text{ tpm}$

### (3) 选定油泵的规格

参照《产品样本》1977 选取额定压力比  $P_{\text{泵}}$  稍高的，

流量与系统所需的流量相当 查得单联叶片泵 20V-14A-1C-22-R 符合要求

压力：20.7MPa 流量 50r/min 转速 1000r/min

### (4) 确定油泵电机功率

$P_{\text{泵}}$ ：泵的最高工作压力  $Q_{\text{泵}}$ ：在  $P_{\text{泵}}$  压力下，

泵的最大实际流量  $q_{pm} \eta$  泵的总效率 叶片泵 0.6~0.75

所以  $N = \frac{200 \times 50}{0.75 \times 612} = 21.78 \text{ (kw)}$  故选取  $N = 22 \text{ kw}$  型号为 Y220-6

的异步电动机转速 1000r/min 电流 44A 280V 电压

### 4.3.3 选择控制元件

因为最高工作压力和通过该阀的最大流量从而对系统选取标准阀的规格。溢流阀则是由油泵的最大流量来选取的，回路控制的流量范围选取流量阀，阀的控制调速小于公称流量应范围所要求的最大通过流量，最小稳定流量，其他阀类按接入回路的通过流量选取，必要时，通过流量允许超过该阀的阀的型号，具体选取型号，规格详见液压系统图

(1) 溢流阀：YF-B20H 型《机械读者论坛手册》5

$P_{331}$  流量 100r/min 通径 20mm 压力 7~21MPa 重 6.1kg

(2) 单向阀：DF-B20  $K_1$  通流量 100r/min 压力 35M

(3) 三位四通阀：34DYM-B20H-T 通径 20mm 额定流量 75r/min 压力 21MPa 允许背压 21MPa 最小控制压力  $> 0.35 \text{ MPa}$  电压 220V

(4) 液控单向阀：DFY-B20  $H_2$  通径 20mm 额定流

量 60r/min 压力 21MPa 控制压力 < 11.5MPa

(5) 单向阀节流阀: LDF-B20C 型 通径 20mm

额定流量 75r/min 压力 14MPa 重 5.5kg

#### 4.3.4. 选择辅助元件

(1) 液压油的过滤精度 压力 (MPa) < 14 > 14

颗粒大小 dmm < 0.025~0.05 < 0.025 < 0.01 选取时要具

体分析, 考虑滤油器的特点, 因为烧结滤油器比较贵, 堵塞后清洗比较困难, 并且滤油器装在进油管路, 可以用间隙式

滤油器代替 XU-B160\*100 流量 150r/min

压力 2.5MPa 压力损失 0.02MPa 过滤精度 100um

(2) 选择油管 and 管接头 A. 油管的类型: 油管的类型, 根据使用场合和油管的最高压力进行选择, 对两个相对移动的部件, 一般可用软管连接, 也可以用伸缩连接, 本次设计采用硬管连接仅用作吸又管路 B. 油管尺寸的确定: 一般按通过油管的最高流量和管内允许的流速来选择油管的内径, 也可以由计算直接查出油管尺寸, 然后按工作压力来确定油管的

壁厚或外径厚。油管内径  $d = 4.6 \sqrt{\frac{q}{v}}$  (mm) 对吸油管取  $v \leq 1.5 \sim 2 \text{m/s}$

一般常取 1m/s 一下, 流量大时去上限, 对压油管取  $v \leq 2.5 \sim 5 \text{m/s}$

, 对回油管道可取  $v \leq 1.5 \sim 2.5 \text{m/s}$ . 泵吸油管道 (取  $v = 1 \text{m/s}$ )

$$d = 4.6 \sqrt{\frac{q}{v}} = 4.6 \sqrt{\frac{50}{1}} = 32.5 (\text{mm}) \quad \text{取 } d = 3 \text{mm}$$

$$\text{出油管取 } V = 3 \text{m/s} \quad d = 4.6 \sqrt{\frac{30}{1}} = 18.8 \text{mm} \quad \text{取 } d = 20 \text{mm}$$

进油管道管径取  $v = 2.5 \text{m/s}$

$d = 20 \text{mm}$

$$d = 4.6 \sqrt{\frac{50}{2.5}} = 20.57$$

$D = 28 \text{mm}$

$d = 20 \text{mm}$

M27\*2

回油管径:

取  $V=1.5\text{m/s}$

$d=32\text{mm}$

$$d=4.6\sqrt{\frac{50}{1.5}}=26.6\text{mm}$$

$D=42\text{mm}$

取  $d=32\text{mm}$

$M42\times 2$

上述计算后的油管尺寸在具体选用时，还应根据油泵进出油口尺寸选择，匹配后具体选用，也就是说有些管径还应根据泵和阀的口径选取

(3) 管接头的选择管接头的开式有直通，三通，弯径，直角等多种，可根据油管连接的需要标准选用。一般来说，油管承受的压力，油管的直径和材料不同，采用的管接头结构形式不同，高压大流量用法兰连接或高压卡套式管接头，对低压可扩口薄管式接头；对中压可采用焊接式管接头，其规格一般按油管通径选取，必要时，连接油管可用变径管来连接。

根据以上原则，管接头选取如下：

卡套式管接头：4 个

弯径：3 个

直通管接头：2 个

(4) 油箱的设计 油箱的作用是储油，同时可以把油的热量散去，沉颠油杂质，让油浮释出气泡，为了要有足够的散热面积和储油量有时还用作油泵和液压件的安装底板油箱设计，这次我们采用钢板焊接的分离油箱。A 油箱的有效容量油箱应满足一下要求 1.设备停止运转时，由于重力作用，油能返回油箱，2.操作时，油面保持适当的高度。3 能散发操作进主生的热量，3 分离出油中的空气额杂物油箱有效容量： $V=4Q$  (1)  $Q$ : 泵每分钟流量  $\text{l/min}$   $V=4\times 50=200$  油箱有效容积： $800\times 460\times 600\times 10^{-6}=220.8\text{ l}$  油箱散热面积的近似值：

$A=0.065\sqrt[3]{200^2}=2.4\times 10^{-2}\text{ m}^2$  油箱面积足够大，不须设置冷却器。B. 油箱结构设计要使油箱设计合理，除有足够的有效容积外，在结构上达到下述几点：为防止灰尘或其他污物落入油箱，油箱采用密封结构，但为了使油箱，内外气压一致，并吸取有气，为此要在油箱上置既能过滤和排气，能加油的空气过滤器，它具有空气过滤高面积大和加油方便的优点。油泵及油管道装没有滤油器，高压泵用滤油器为 XU-B50X100 为标准产品。为使油有更好的散热，为了观察油液情况，侧壁有油位指示器和温度器，油箱侧壁应有清洗口，以便于清洗和处理为了使液压系统能正常工作，温度控制在  $30^{\circ}\sim 50^{\circ}\text{c}$ ，为了控制方便，油箱有电加热器，其

型号 SR1/Z-220/1, 冷却器不须要因油箱面积较大散热效果好, 且工作时间歇的, 故可保证油箱内温度不过大

(5) 在液压系统中液压油的选择, 传递动力和信号的工作介质是液压油, 同时, 还有润滑冷却与防锈的一些作用, 在很大程度上液压系统能否可靠而有效地工作, 取决与系统中所用的液压油, 系统也对液压油有些要求考虑上述要求, 参考同类机械液压油的选取, 决定采用 30 号液压油, 这种油具有凝固点低, 粘性好, 不易氧化, 能消少等特点。

(6) 液压系统的验算 对系统工作性能的好坏和正确调整系统的工作压力进行判断, 必须要验算管路的压力损失, 发热后的温度升高情况。a 压力损失验算 各压力阀的调定压力本液压系统中, 由于液压元件少, 每个元件的损失也小, 故可忽略不计压力损失, 而泵的压力可由溢流阀来调整, 有实际情况定。b 油液温升计算为保证系统正常工作, 油温升的允许值必须在一定范围内验算的任务是计算发热和散热, 使热平衡温度在允许值范围内, 但由于系统发热因素很多, 故在此只对主要作概略计算。 $P_0 = P Q = 1.88 \times 10^6 \times 50 \times 10^{-3} / 60 = 1.57 \text{kw}$  泵输出功率:  $P_i = 2.51 \times 10^6 \times 50 \times 10^{-3} / 60 = 2.09$  系统的发热量:  $H_i = P_i + P_0 = 0.52 \text{kw}$  温升近似值:  $\Delta T = \frac{H_i \times 860}{KA}$

《液压传动与控制》 $P_{214}$  取  $k=13$   $\Delta T = 14.5^\circ \text{C}$  因为油液允许温升为  $30 \sim 40^\circ$ , 而温升值小于允许值, 故不需要冷却器

(7) 通流板的设计 A 绘制液压通流板单元回路。B 制作液压元件样板为了在通流板上合理布置液压元件的正确油路, 元件的样板应该后置, 依据液压元件产品的样本, 绘出各元件顶视图的轮廓尺寸在画图纸上, 同时绘出元件底面上各油口位置尺寸用虚线, 剪成集成样板。应防止: a 产品样本中的尺寸与实物不符和要求, 应该和实物进行对比 b 液压元件的底视图应该是样本上的图样, 制作样板时可以将样本上的变化为顶视图。C 决定钻孔孔径 油孔通路分三种 a 直接与阀油孔相通孔: 通油板中孔径等于阀的油孔直径 D 布置液压元件的位置 a 避免各阀件干涉相碰 b 尽量减少钻孔数量, 尽可能使用公用孔的通孔 c 一般按油路中各液压元件的顺序进行合理的布置 E 绘制通流板加工图 a 绘制通流板的四个侧面积顶面的视图 b 绘制各层剖视图 c 绘制通流板装配外型图

## 5. 设计小结

经过了这一次毕业设计，让我知道了设计是件很负责的事情，不是张张嘴就能完成的，设计是需要一步一个脚印完成，是一个从理论到实践的的转变，设计过程首先要考虑设计的合理性，发展趋势，使用情况，技术水平等一些具体问情况，这样才能在设计过程中得出有创意的设计，使我充分的运用了以前所学的知识，对他们既进行巩固又得到了补充，是我开始清洗了设计的基本过程，从查资料到设计完成都是要经过精心细琢的，一环扣一环的。特别是在各部件选择方面，更不能随意，每一个部件的选择都要经过详细的计算和比较而得出的，经过这次设计，使我开始具备了机械设计人专有的素质，为将来的工作打下了基础。此次设计，得到了潘玉安老师及其他老师的指导，和同学的帮助，在此表感谢！

## 6 经济性分析报告

这次设计采用了简化设计、节能设计等现代的设计技术，液压快速严格定位回路及自动卸载回路也是本次压滤机设计中，并且可以以电气自动控制技术和液压技术互相结合起来，从而使压滤机实现工业自动化和节能化。从而达到实现压滤机液压系统优化设计的目的，还可以增加压滤机液压系统的可靠性，为实现全压滤机国产化提供可靠的保障。此次研究不但可以面向实际，来实现进企业设备现代化、自动化，保证长时期连续生产，增加产量，创造经济效益，同时对国外的先进技术也是一种吸收，为先进压滤机的国产化的实现提供了宝贵的依据，具有良好的经济效益社会效益。

## 致 谢

四年的大学生活即将划上一个句号，在这个季节。但是我的人生却是一个逗号，我将面对一个新的征程的开始。四年的大学生涯在师长、亲友的支持下，即使走得辛苦但收获满囊，在论文即将付梓之际，情绪此起彼伏，心情不能平静。可是我更急切地要把我的敬意和赞美献给一位平凡的人，我的导师。虽然我并不是您最出色的学生，然而您却是最尊敬最骄傲的老师。您思想深邃，视野雄阔，治学严谨，学识渊博，为我营造了一种良好的精神氛围。授人以鱼不如授人以渔，置身其间，潜移默化，耳濡目染，让我们不仅仅接受了全新的思想观念，还树立了学术目标，领会了思考方式，从论文题目的选定到论文写作的指导，经由您悉心的点拨，到思考后的领悟，常常让我有“山重水复疑无路，柳暗花明又一村”。

感谢我的爸爸妈妈，养育之恩，焉得谖草，无以回报，言树之背，祝你们永远健康快乐，这是我最大的心愿。在即将完成论文之际，我的心情无法平静，从开始进入课题到论文的顺利完成，有多少可敬的同学、师长、朋友给了我无言



的帮助，在这里请允许我诚挚谢意！同时也感谢学院为我们提供了做毕业设计的环境。

最后再一次感谢所有在毕业设计中曾经帮助过我们的良师同学益友。

## 参 考 文 献

- 《机械设计》 濮良贵 纪名刚主编，高等教育出版社 2006 年 5 月
- 《机械制图》 涂晓斌 钟洪生 刁俊梅 杨中芳 江西高校出版社 2008 年 8 月
- 《机械零件设计手册》 上，下，东北大学《机械零件设计手册》编写组编，冶金工业出版社 第三版，1994, 5
- 《液压传动》，章宏甲，黄谊主编，机械工业出版社，1992 年 12 月
- 《液压传动液控制》，上海市业余工业大学编，上海科学技术出版社
- 《机电液设计手册》（中），蔡春源主编，机械工业出版社，东北大学出版社 1997. 1
- 《非标准设备设计手册》 国防工业出版社 1998
- 《液压传动简明设计手册》 杨培元，朱福元主编 机械工业出版社 1993. 7
- 《液压暨电子技术》 VICKERS（威格士有限公司）CH-001-11/94
- 《机械工程手册》（6） 第二版，机械工业出版社 1997. 7
- 《TCYL75K 型全液压压滤机使用说明》 湖南轻机厂

《XMZ1050/2000 自动压滤机说明书》 无锡县化工机械厂

《陶瓷工业机械设备》 高等教育出版社 1989.2

《过滤机》 机械工业出版社 1984.6