

液压上料机系统的设计

摘 要

本文首先对液压上料机的现状做了相关的分析，并阐述了研究液压上料机系统的目的和意义，确定了设计的思路 and 方案。通过分析液压上料机系统的工作原理，画出上料机的液压系统原理图，并进行设计计算、选取所需的液压元件；对液压缸进行具体的计算，确定其结构和尺寸，设计出液压缸。

关键字： 上料机 液压系统 液压缸

Design of Hydraulic System on the Feeder

Abstract

This article first analyzes the current situation at home and abroad of hydraulic feeder, then expounds the research purpose and significance, further draws up the design ideas and programs. By analyzing the hydraulic feeder system's works, the hydraulic system schematic on the feeder is determined, and the required hydraulic components design is selected after calculations; by determining the structures and sizes, the hydraulic cylinder is designed.

Key words: Feeder; Hydraulic system; Hydraulic cylinder

目录

1 引言	1
1.1 液压上料机系统的国内外现状及发展前景	1
1.2 研究液压上料机系统的目的和意义	2
1.3 设计任务和设计内容	2
2 液压系统原理图的设计及液压系统的计算	3
2.1 负载分析	3
2.2 负载图和速度图的绘制	5
2.3 液压缸主要参数的确定	6
2.3.1 初选液压缸的工作压力	6
2.3.2 计算液压缸的尺寸	6
2.3.3 活塞杆稳定性校核	7
2.3.4 求液压缸的最大流量	7
2.3.5 绘制工况图	7
2.4 液压系统原理图的拟定	8
2.5 液压系统的计算与选型	11
2.5.1 确定液压泵的型号及电机功率	11
2.5.2 选择阀类元件及辅助元件	13
2.5.3 液压油箱计算	14
2.5.4 液压管道计算	15
2.6 液压系统的性能验算	16
2.6.1 压力损失及调定压力的确定	16
2.6.2 系统的发热与温升	17
3 液压缸的设计	18
3.1 液压缸尺寸的确定	18
3.1.1 液压缸壁厚的计算	18

3.1.2	缸体外径尺寸的确定	19
3.1.3	液压缸工作行程的确定	19
3.1.4	缸盖厚度的确定	20
3.1.5	液压缸其它参数的选择	20
3.1.6	缸体长度的确定	21
3.2	液压缸的结构设计	22
3.2.1	缸筒和缸盖组件	22
3.2.2	活塞和活塞杆组件	24
3.2.3	活塞杆导向套	25
3.2.4	密封结构的设计选择	26
3.2.5	缓冲装置	27
结束语		28
参考文献		29
致谢		30

1 引言

随着自动化水平的不断提高，对上料机的需求量不断提升，同时对上料机的效率及经济性和安全性等提出了更高的要求。上料机的种类多，应用广泛，随着液压技术的发展，液压上料机的作用日渐显著。

1.1 液压上料机系统的国内外现状及发展前景

上料机的发展主要是随着制造自动化的发展而不断进步的，发达国家在制造技术的自动化方面已经达到较高水平，已实现了制造技术的自动化。产品设计普遍采用 CAD、CAE 和计算机仿真等手段，加工技术方面也已实现了顶层自动化，包括广泛地采用加工中心等。在制造技术自动化的推动下，上料机的种类和应用场合也多了起来。目前已经发展出很多种上料机。比如有弹簧上料机、应用于小型机床的真空式上料机。此外，还有螺旋上料机，塑料上料机等等。与液压技术相结合，液压自动上料机也逐步发展和完善起来。

弹簧上料机是一种新型高效、性能可靠、价格低廉的粉粒料输送设备，全密封结构，无粉尘溢散，保护物料和环境不污染。可通过法兰与其它设备相连接，也可以直接向料斗进料。具有结构简单、操作方便、性能可靠、使用寿命长、低噪音、高效节能、运行费用低等优点。上料机可选用电机调速控制及料位自动控制。弹簧上料机广泛应用于化工部、医药、食品、塑胶等行业。

真空上料机是用旋涡气泵抽气，使整个系统，包括吸料嘴进口处于一定的真空状态，粉粒料随同外界空气被吸入料嘴，形成料气流，经过吸料管到达料斗，在料斗中进行气、料分离。分离后的物料进入受料设备。送料、放料是通过气动三通阀不断地开闭来完成的，而气动三通阀的开闭是由控制中心来控制的。真空上料机中装有压缩空气反吹装置，每次放料时，压缩空气脉冲反吹过滤器，把吸附于过滤器表面的粉末打落下来，以保证吸料能正常运行。真空输送设备在吸入压缩空气的情况下，通过软管输送粉末、尘埃、色素、颗粒、药片、胶囊、农作物、小部件等。具有安装简单，操作方便，输送过程无泄漏、粉尘飞扬等特点。真空上料机广泛应用于制药（原料药、粉状物料、颗粒物料、混合物料、药片、胞衣药丸等）、食品（添加剂、原料、糖果、胞衣糖丸、可可粉、味素、结晶体

等)、化工(染料、颜料等)、农业(散装物料等)、电子工业(小型零配件等)等行业。

随着液压技术地不断发展,液压自动上料机也越来越多地应用于工业中。液压自动上料机是以支撑轴与方管体轴连为一体并能旋转 360 度的支座装置为主杆;升降滚动装置可依方管体为导向;封头装置与滚动装置用螺栓联为一体,将安装在顶部的环链式电动葫芦与封头装置连在一起上下滑动;装料车通过夹紧机构牢固地与封头装置联为一体;封头与液压缸外壳法兰联为一体;液压缸活塞法兰与压料盘联为一体;压料盘设有密封槽,密封圈为橡胶材料,通过压缩空气实现密封,保证物料不能外漏,通过环链式电动葫芦可将物料车升到一定高度;启动脚踏自锁开关,松开制动装置,使方管体自由转动,调整生产所需角度;通过气动液压系统,调整生产所需压力,达到自动给料的目的。

目前上料机的种类很多,在工业、农业、化工业等行业中广泛应用,市场竞争也很激烈。

1.2 研究液压上料机系统的目的和意义

液压上料机系统是一种升降性能好、适用范围广的货物举升机构,用于具有高度差的生产流水线设备之间的货物运送—物料上线、下线。

与机械传动、电气传动相比,液压传动具有以下优点:液压传动的各种元件、可根据需要方便、灵活地来布置;重量轻、体积小、运动惯性小、反应速度快;操纵控制方便,可实现大范围的无级调速;可自动实现过载保护;一般采用矿物油为工作介质,相对运动面可自行润滑,使用寿命长;很容易实现直线运动;容易实现机器的自动化,当采用电液联合控制后,不仅可实现更高程度的自动控制过程,而且可以实现遥控。所以采用液压传动的上料机系统能够方便、可靠地实现物料举升的自动化,并且可以自动实现过载保护,保证了举升的安全性。

为了提高企业的生产效率,节省一定的人力和物力。有必要对液压上料机进行研究来满足市场的需求。

1.3 设计任务和设计内容

上料机结构如图 1-1 所示,1 为工件,2 为滑台,滑台通过液压缸活塞杆的

伸缩不断地将工件从低的位置运到高的位置。设计一台上料机的液压系统：要求该系统完成快速上升—慢速上升—停留—快速下降的工作循环。其垂直上升工件的重力为 5050N，滑台的重力为 1000N，快速上升行程 350mm，速度要求 $\geq 45 \text{ mm/s}$ ；慢速上升行程为 100mm，其最小速度为 9 mm/s ；快速下降行程为 450mm，速度要求 $\geq 55 \text{ mm/s}$ ，滑台采用 V 形导轨，其导轨面的夹角为 90 度，已知垂直作用于导轨的载荷 $F_N=120\text{N}$ ，起动加速和减速时间均为 0.5s，液压缸的机械效率（考虑密封阻力）为 0.9。

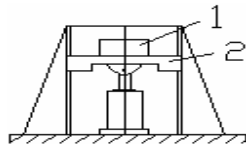


图 1-1 上料机构示意图

主要包括：论证设计的必要性和可行性；分析液压上料机系统的工作过程及主要特点；确定上料机液压系统的相关参数，对系统进行设计计算，选用相关液压元件，并列元件清单，绘出液压系统原理图；确定液压缸的结构和尺寸，绘制液压缸总装图及部分零件图。

2 液压系统原理图的设计及液压系统的计算

2.1 负载分析

(1) 工作负载

$$F_L = F_G = (5050 + 1000)N = 6050N$$

(2) 摩擦负载

$$F_f = f F_N / \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2-1)$$

1)

取 $f_s = 0.2$, $f_d = 0.1$ ，由公式 (2-1) 算得：

静摩擦负载 $F_{fs} = (0.2 \times 120 / \sin 45^\circ) N = 33.94 N$;

动摩擦负载 $F_{fd} = (0.1 \times 120 / \sin 45^\circ) N = 16.97 N$ 。

(3) 惯性负载

其计算式为:

$$F_{惯} = ma = \frac{G}{g} \times \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{F_{切}}{g} \times \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (2-$$

2)

由公式 (2-2) 算得

加速 $F_{a1} = \frac{G \Delta v}{g \Delta t} = \frac{6050}{9.81} \times \frac{0.045}{0.5} N = 55.50 N$;

减速 $F_{a2} = \frac{G \Delta v}{g \Delta t} = \frac{6050}{9.81} \times \frac{0.045 - 0.009}{0.5} N = 111.01 N$;

制动 $F_{a3} = \frac{G \Delta v}{g \Delta t} = \frac{6050}{9.81} \times \frac{0.009}{0.5} N = 11.10 N$;

反向加速 $F_{a4} = \frac{G \Delta v}{g \Delta t} = \frac{6050}{9.81} \times \frac{0.055}{0.5} N = 67.84 N$;

反向制动 $F_{a5} = F_{a4} = 67.84 N$ 。

根据以上计算, 考虑到液压缸垂直安放, 其重量较大, 为防止因自重而下滑, 系统中应设置平衡回路。因此在对快速向下运动的负载分析时, 就不考虑滑台 2 的重量。则液压缸各阶段中的负载如表 2-1 所示 ($\eta_m = 0.9$)。

表 2-1 液压缸各阶段负载

工况	计算公式	总负载 F/N	缸推力 F/N
启动	$F = F_L + F_{fs}$	6083.94	6759.93
加速	$F = F_L + F_{fd} + F_{a1}$	6122.47	6802.74
快上	$F = F_L + F_{fd}$	6066.97	6741.08

减 速	$F = F_L + F_{fd} - F_{a2}$	5955.96	6617.73
慢 上	$F = F_L + F_{fd}$	6066.97	6741.08
制 动	$F = F_L + F_{fd} - F_{a3}$	6055.97	6728.86
反向加速	$F = F_{fd} + F_{a4}$	84.81	94.23
快 下	$F = F_{fd}$	16.97	18.86
制 动	$F = F_{fd} - F_{a5}$	-50.87	-56.52

2.2 负载图和速度图的绘制

按照前面的负载分析结果及已知的速度要求、行程限制等，绘制出负载图及速度图，如图 2-1 所示。

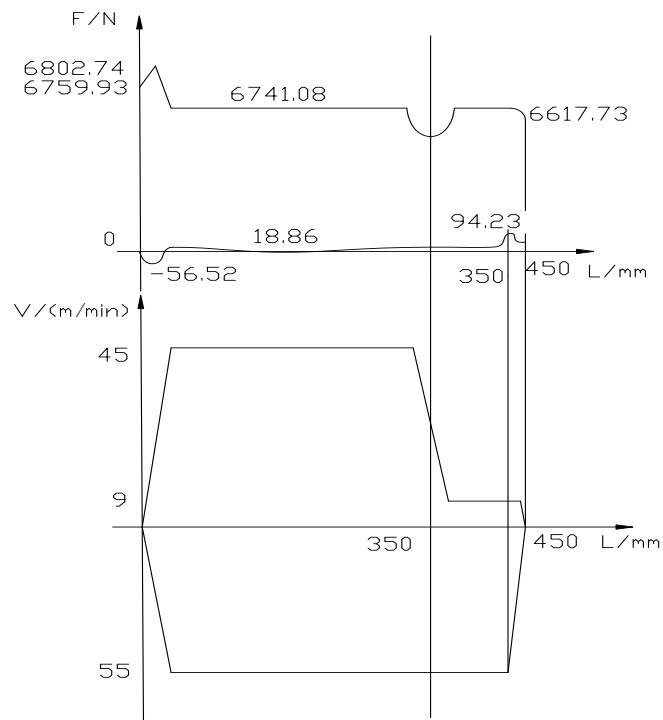


图 2-1 液压缸负载图和速度图

2.3 液压缸主要参数的确定^[1]

2.3.1 初选液压缸的工作压力

根据分析此设备的负载为 6050N，按类型属机床类，根据表 2-2 所示，初选液压缸的工作压力为 2.0MPa

表 2-2 按负载选择执行元件工作压力

负载 F/N	<5000	5000~10000	10000~20000	20000~30000	30000~50000	>50000
工作压力 Mpa	<0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	>5

2.3.2 计算液压缸的尺寸

从液压缸的负载图可知，加速启动阶段负载最大，这时满足的关系式如下：

$$A = \frac{F}{P} = 6802.74 \times \frac{1}{20 \times 10^5} m^2 = 3.40 \times 10^{-3} m^2$$
$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 3.40 \times 10^{-3}}{3.1415926}} m = 6.58 \times 10^{-2} m$$

按标准取： $D = 80 \text{ mm}$ 。

根据快上和快下的速度比值来确定活塞杆的直径：

$$\frac{D^2}{D^2 - d^2} = \frac{55}{45} \Rightarrow d = 34.11 \text{ mm}$$

按标准取： $d = 36 \text{ mm}$ 。

当 $D=80 \text{ mm}$ 时，液压缸的有效作用面积为：

$$\text{无杆腔面积 } A_1 = \frac{1}{4} \pi D^2 = \frac{\pi}{4} \times 8^2 \text{ cm}^2 = 50.24 \text{ cm}^2$$

$$\text{有杆腔面积 } A_2 = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (8^2 - 3.6^2) \text{ cm}^2 = 40.09 \text{ cm}^2$$

2.3.3 活塞杆稳定性校核

因为活塞杆总行程为 450mm，而且活塞杆直径为

36mm, $\frac{l}{d} = \frac{450}{36} = 12.5 > 10$, 需要进行稳定性校核。

由材料力学中的有关公式, 根据液压缸的一端支撑, 另一端铰链, 取末端条件系数 $n = 2$, 柔性系数 $m = 85$, $K = \sqrt{\frac{J}{A}} = \frac{d}{4} = \frac{36}{4} = 9$, 活塞杆用普通碳钢则:

材料强度实验值 $f_c = 4.9 \times 10^8 \text{ pa}$, 系数 $a = 1/5000$ 。

因为 $\frac{l}{K} = \frac{450}{9} = 60 < m\sqrt{n} = 85\sqrt{2} = 120$, 所以有其临界载荷 F_k , 此时

$$F_k = \frac{f_c}{1 + \frac{a}{n} \left(\frac{l}{K} \right)^2} = \frac{4.9 \times 10^8}{1 + \frac{1}{2 \times 5000} \left(\frac{450}{9} \right)^2} N = 3.6 \times 10^8 N$$

液压缸的稳定性条件为

$$F \leq \frac{F_k}{n_k} \quad (2-3)$$

式中: F — 液压缸的活塞杆最大载荷, N;

F_k — 活塞杆纵向弯曲破坏的临界载荷, N;

n_k — 稳定安全系数, 一般取 $n_k = 2 \sim 4$, 取安全系数 $n_k = 4$ 。

由公式(2-3)可算得 $\frac{F_k}{n_k} = \frac{3.6 \times 10^8}{4} N = 9 \times 10^7 > 6050 N$ 。

由上式可知: 在当 $n=4$ 时, 活塞杆的稳定性满足, 此时可以安全使用。

2.3.4 求液压缸的最大流量

$$q_{\text{快上快上}} = A_1 v = 38.46 \times 10^{-4} m^2 \times 2.7 m / \min = 10.38 L / \min$$

$$q_{\text{慢上慢上}} = A_1 v = 38.46 \times 10^{-4} m^2 \times 0.54 m / \min = 2.08 L / \min$$

$$q_{\text{快下快下}} = A_2 v = 31.42 \times 10^{-4} m^2 \times 3.3 m / \min = 10.37 L / \min$$

2.3.5 绘制工况图

工作循环中各个工作阶段的液压缸压力、流量和功率如表 2-3 所示。

表 2-3 工作循环中各个工作阶段的液压缸压力、流量和功率

工况	压力 p / MPa	流量 $q / L \cdot \text{min}^{-1}$	功率 P / W

快上	1.35	10.38	233.55
慢上	1.35	2.08	46.8
快下	0.0047	10.37	0.81

由此表绘出液压缸的工况图，如图 2-2 所示。

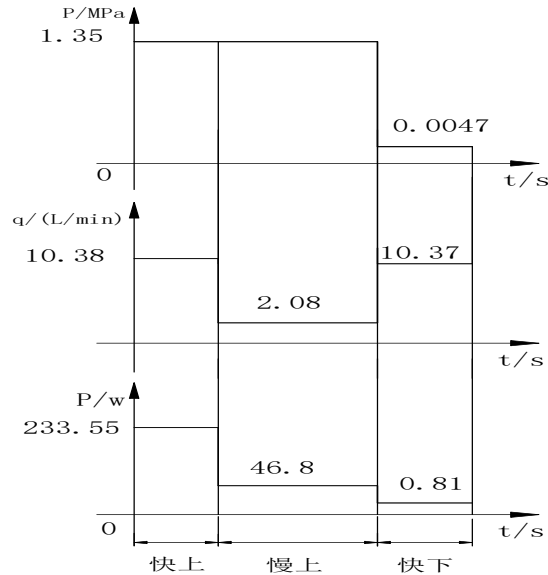


图 2-2 系统工况图

2.4 液压系统原理图的拟定

液压系统图的拟定，主要是考虑以下几个方面的问题：

供油方式：从工况图分析可知，该系统在快上和快下时所需流量较大，且比较接近。在慢上时所需的流量较小，因此从提高系统的效率，节省能源的角度考虑，采用单个定量泵的供油是不合适的，宜选用双联式定量叶片泵作为油源。双泵供油回路的优点是功率损耗小，系统效率高。

调速回路：采用差动连接的缸也可以实现快慢速的切换，但这种连接方式适用于流量、压力相对较大的场合，用节流阀实现快慢速切换的连接方式适用于流量、压力、功率较小的场合，而调速阀能在负载变化的条件下保证节流阀进出油口间的压差基本不变，因而使用调速阀后，节流调速回路的速度负载特性将得到改善。由工况图可知，该系统在慢速时速度需要调节，考虑到系统功率小，滑台运动速度低，所以采用调速阀的回油节流调速回路。

图 2-3 液压系统原理图

系统电磁铁工作情况表如表 2-4 所示，据此可画出系统电气控制电路图，如图 2-4 所示。工作循环程序是：上料机快速上升—慢速上升—停留—快速下降。

表 2-4 电磁铁工作情况

	动作 电磁铁	KA ₁	KA ₂	KA ₃	1YA	2YA	3YA
SB3	快速上升	+	-	-	-	+	+
SQ2	慢速上升	-	+	-	-	+	+
SQ1	停留	-	-	-	-	-	-
SQ4	快速下降	-	-	+	+	-	+

注：“+”表示电磁铁得电，“-”表示电磁铁失电。

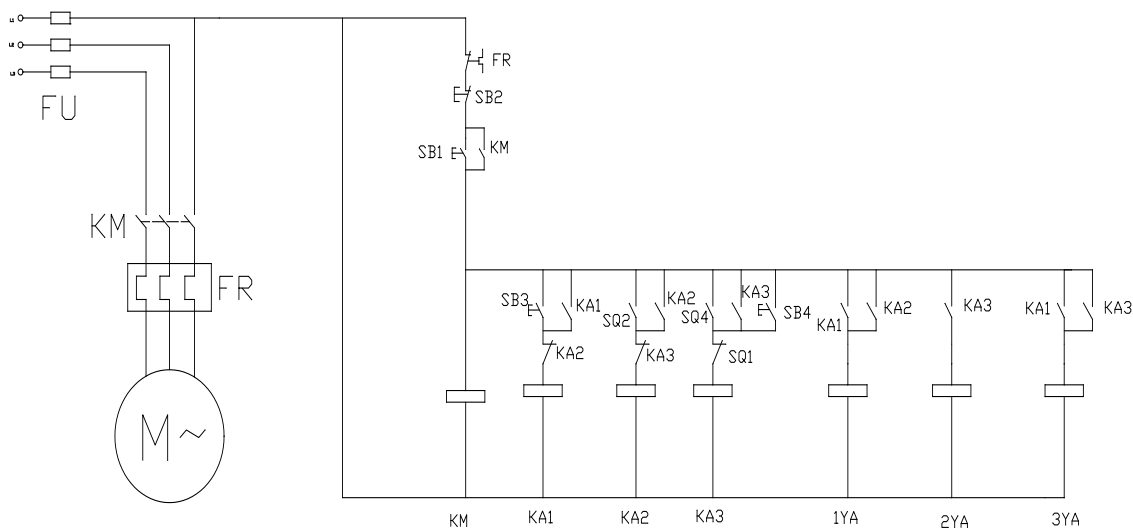


图 2-4 上料机液压系统的控制电路

工作原理分析如下：

启动控制：按下 SB₁，KM 得电，电动机转动。按下 SB₃，KA₁ 得电，系统实现快速上升；按下 SQ₂，KA₂ 得电，系统实现慢速上升；按下 SQ₁，KA₃ 失电，系统实现停留；按下 SQ₄，KA₃ 得电，系统实现快速下降。

按下 SB₂，KM 失电，电动机停止转动。

系统所用控制电路的元件如表 2-5 所示。

表 2-5 控制元件列表

序号	代号	名称	规格	数量
1	M	电机	Y90S-6 型电动机, 电压 220V, 功率 0.75KW, 转速 910r/min	1
2	KM	交流接触器	CJX2 95/11	1
3	SB	按钮开关	GQ 16	4
4	SQ	行程开关	JLXK1-311	4
5	FU	熔断器	RT18-32 24A	3
6	FR	热继电器	RT18-32 4A	2
7	EL	工作灯	JC37E-3/24A~24V 36W	
8	FL	指示灯	B22-R111-1222 6V-8V	
9	TC	控制变压器	BK-150	1
10	LCD	操作显示器	V801	1
11	FN1.2	马达风扇	1Φ110V 50HZ 0.8A	1

2.5 液压系统的计算与选型^[1]

2.5.1 确定液压泵的型号及电机功率

(1) 泵的工作压力的确定

液压泵的工作压力等于系统的压力损失和执行元件工作压力之和, 即:

$$p_p \geq p_1 + \sum \Delta p \quad (2-4)$$

4)

式中: p_p —液压泵的最高供油压力(Pa);

p_1 —执行元件的最高工作压力(Pa);

$\sum \Delta p$ —进油路上总的压力损失(Pa)。

如系统在执行元件停止运动时才出现最高工作压力，则 $\sum\Delta p=0$ ；否则，须计算出油液流过进油路上的控制、调节元件和管道的各项压力损失，初算时可凭经验进行估计，对简单系统取 $\sum\Delta p=0.2\sim 0.5\text{MPa}$ ，对复杂系统取 $\sum\Delta p=0.5\sim 1.5\text{MPa}$ 。

液压缸在整个工作循环中最大工作压力为 1.35MPa ，由于该系统比较简单，所以取其压力损失 $\sum\Delta p = 0.4\text{MPa}$ ，所以液压泵的工作压力由公式（2-4）可算得：

$$p_p = p_1 + \sum\Delta p = (1.35 + 0.4)\text{MPa} = 1.75\text{MPa}。$$

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过渡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贮备量，并确保泵的寿命，因此选泵的额定压力 $p_n \geq (1.25 \sim 1.6)p_p$ 。中低压系统取最小值，高压系统取最大值。由于本设计属于中低压系统，所以 $p_n = 1.25p_p = 1.25 \times 1.75 = 2.19\text{MPa}$ 。

（2） 泵的流量确定

液压泵的最大流量应为

$$q_p \geq K_L (\sum q)_{\max} \quad (2-5)$$

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流量之和的最大值。

K_L — 系统泄漏系数，一般取 $K_L = 1.1 \sim 1.3$ ，现取 $K_L = 1.2$ 。

由公式（2-5）算得液压泵的最大流量为：

$$q_p \geq q_v = K_L (\sum q)_{\max} = 1.2 \times 10.38 \text{ L/min} = 12.46 \text{ L/min}$$

考虑到溢流阀的最小稳定流量为 $\Delta q = 3 \text{ L/min}$ ，慢上时的流量 $q_1 = 2.08 \text{ L/min}$ ，

小流量泵所需最小流量 q_{p1} 为

$$q_{p1} \geq q_{v1} = K_L q_1 + \Delta q = 1.2 \times 2.08 + 3 = 5.5 \text{ L/min}$$

大流量泵最小流量 q_{p2} 为

$$q_{p2} \geq q_{v2} = q_p - q_{p1} = 12.46 - 5.5 = 6.96 \text{ L/min}$$

(3) 确定液压泵的规格。

根据系统所需流量，拟初选双联液压泵的转速为 $n_1 = 1000 \text{ r/min}$ ，泵的容积效率 $\eta_v = 0.9$ ，可算得小流量泵和大流量泵的排量参考值分别为

$$V_{g1} = \frac{1000q_{v1}}{n_1\eta_v} = \frac{1000 \times 5.5}{1000 \times 0.9} = 6.1 \text{ mL/r}$$
$$V_{g2} = \frac{1000q_{v2}}{n_1\eta_v} = \frac{1000 \times 6.96}{1000 \times 0.9} = 7.8 \text{ mL/r}$$

根据以上计算结果查阅产品样本，选用规格相近的 YB₁-10/6.3 型双联叶片泵，泵的额定压力为 $p_n = 6.3 \text{ MPa}$ ，小泵排量为 $V_1 = 6.3 \text{ mL/r}$ ；大泵排量为 $V_2 = 10 \text{ mL/r}$ ；泵的额定压力为 $n = 960 \text{ r/min}$ ，容积效率 $\eta_v = 0.90$ ，总效率 $\eta_p = 0.8$ ，倒推算得到小泵和大泵的额定流量分别为

$$q'_{p1} = V_1 n \eta_v = 6.3 \times 960 \times 0.9 = 5.44 \text{ L/min}$$
$$q'_{p2} = V_2 n \eta_v = 10 \times 960 \times 0.9 = 8.64 \text{ L/min}$$

双泵流量为 q'_p 为

$$q'_p = q'_{p1} + q'_{p2} = 5.44 + 8.64 = 14.08 \text{ L/min}$$

(4) 确定液压泵驱动功率及电动机的规格。由工况图可知，最大功率出现在快上阶段，已知泵的总效率为 $\eta_p = 0.80$ ，则液压泵快上所需的驱动功率为

$$P_p = \frac{p_p q_p}{\eta_p} = \frac{2.4 \times 10^6 \times (5.44 + 8.64) \times 10^{-3}}{0.80 \times 60 \times 10^3} = 0.704 \text{ kW}$$

(5) 选用电动机型号。查设计手册，拟选用的电动机的型号为 Y90S-6，功率为 0.75kW，额定转速为 910r/min。

2.5.2 选择阀类元件及辅助元件

根据系统的工作压力和通过各个阀类元件和辅助元件的流量，可选出这些元件的型号及规格如表 2-6 所示。

表 2-6 元件的型号及规格

序号	名称	通过流量 $q_{\max} (L \cdot \min^{-1})$	根据流量选择 型号及规格
1	滤油器	11.47	XU-16X*-J
2	双联叶片泵	10/6.3	YB ₁ -10/6.3
3	单向阀	4.875	AF3-Ea10B
4	行程阀（二位三通）	9.75	22EF3-E10B
5	溢流阀	3.375	YF3-10B
6	三位四通电液换向阀	9.75	34EF3Y-E10B
7	单向顺序阀	11.57	AXF3-10B
8	二位三通电磁换向阀	8.21	22EF3-E10B
9	单向调速阀	9.75	AQF3-E10B
10	电动机		Y90S-6

2.5.3 液压油箱计算

(1) 油箱容积的确定

油箱容积的确定是设计油箱的关键，油箱的容积应能保证当系统有大量供油而无回油时，最低液面应在进口过滤器之上，保证不会吸入空气，当系统有大量回油而无供油时或系统停止运转，油液返回油箱时，油液不致溢出。

初始设计时，可依据使用情况，按照经验公式确定油箱容积：

$$V = \alpha Q_p \quad (2-6)$$

6)

式中： V — 油箱的容积， L ；

Q_p — 液压泵的流量， L/\min ；

α — 经验系数，见下表 2-7

表 2-7 经验系数

	行走机械	低压系统	中压系统	锻压系统	冶金机械
α	1—2	2—4	5—7	6—12	10

本上料机为低压系统，取 $\alpha=3$ ，则油箱的容量可由公式（2-6）算得

$$V = \alpha Q_p = 3 \times 14.08 = 42.24L$$

取标准值 63L。

油箱的三个边长在 1: 1: 1~1: 2: 3 范围内，设定油箱可以设计为 $L=660\text{mm}, W=440\text{mm}, H=220\text{mm}$ 。由于油箱选择容量时系数偏大，就把油箱壁厚包括在以上的计算出的长度中。

对于分离式油箱采用普通钢板焊接即可，钢板的厚度分别为：油箱壁厚 5mm，箱底厚度 8mm，箱盖应为壁厚的 3 倍，取 15mm。为了易于散热和便于对油箱进行搬移及维护保养，取箱底离地的距离为 50mm。因此，油箱基体的总长总宽总高为：

$$\text{长为： } l = l_1 + 2t = (660 + 2 \times 5)\text{mm} = 670\text{mm}$$

$$\text{宽为： } w = w_1 + 2t = (440 + 2 \times 5)\text{mm} = 450\text{mm}$$

$$\text{高为： } h = (10 + h_1 + 8 + 50)\text{mm} = (10 + 220 + 8 + 50)\text{mm} = 288\text{mm}$$

为了更好的清洗油箱，取油箱底面倾斜角度为 0.5° 。

（2）隔板尺寸的确定

为了增加油液的循环距离，使油液有足够的时间分离气泡，沉淀杂质，消散热量，所以吸油管和回油管相距较远，并且中间用隔板隔开，油箱底应微微倾斜以便清洗。由于油箱基本装满油，隔板的高度取为液面高的 $3/4$ ，取 165mm。

2.5.4 液压管道计算

油管的确定，可按公式（2-7）：

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} \quad (2-7)$$

7)

式中： Q — 通过油管的最大流量， m^3/s ；

v — 油管中允许流速（取值见表 2-8）， m/s ；

d — 油管内径， m 。

由于快上的时候流量最大为 $10.38\text{L}/\text{min}$, V 取 $1.0\text{m}/\text{s}$ 计算, 所以油管内径可

$$\text{由公式 (2-7) 算得 } d = \sqrt{\frac{4 \times 10.38 \times 10^{-3}}{3.14 \times 60 \times 1.0}} = 0.015\text{m}$$

表 2-8 油管中的允许流速

油液流经油管	吸油管	高压管	回油管	短管及局部收缩处
允许流速	0.5~1.5	2.5~5	1.5~2.5	5~7

本油路系统中进出油口均采用内径为 15mm , 外径为 22mm 的紫铜管。

根据 GB/T 2878—1993 油口连接螺纹尺寸可知, 取 M22x1.5 螺纹连接。

2.6 液压系统的性能验算

2.6.1 压力损失及调定压力的确定

根据计算, 慢上时管道内的油液流动速度约为 $0.50\text{m}/\text{s}$, 通过的流量为 $1.5\text{L}/\text{min}$, 数值较小, 主要压力损失为调整阀两端的压降, 此时功率损失最大; 而在快下时滑台及活塞组件的重量由平衡阀所平衡, 系统工作压力很低, 所以不必验算。所以有快进做依据来计算卸荷阀和溢流阀的调定压力, 由于供油流量的变化, 快进时液压缸的速度为:

$$v_1 = q_p / A = 14.08 \times 10^{-3} / 50.24 \times 10^{-4} \times 60\text{m} / \text{s} = 46.7\text{mm} / \text{s}$$

此时油液在进油管中的流速为:

$$v = q_p / A = 14.08 \times 10^{-3} / \frac{\pi}{4} \times 15^2 \times 10^{-6} \times 60\text{m} / \text{s} = 1.32\text{m} / \text{s}$$

(1) 沿程压力损失 首先要判别管中的流态, 设系统采用 N32 液压油。室温为 20°C 时, 动力粘度 $\gamma = 1.0 \times 10^{-4}\text{m}^2 / \text{s}$, 所以有:

$$\text{Re} = vd / \nu = 1.32 \times 15 \times 10^{-3} / 1.0 \times 10^{-4} = 198 < 2320$$

管中为层流, 则阻力损失系数 $\lambda = 75 / \text{Re} = 75 / 198 = 0.38$, 若取进、回油管长度均为 2m , 油液的密度为 $\rho = 890\text{Kg} / \text{m}^3$, 则其进油路上的沿程压力损失为:

$$\Delta p_{\lambda 1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 = 0.38 \times \frac{2}{25 \times 10^{-3}} \times \frac{890}{2} \times 1.32^2 \text{Pa} = 0.024\text{MPa}$$

(2) 局部压力损失 局部压力损失包括管道安装和管接头的压力损失和通

过液压阀的局部压力损失，前者视管道具体安装结构而定，一般取沿程压力损失的10%；而后者则与通过阀的流量大小有关，若阀的额定流量和额定压力损失为 q_n 和 Δp_n ，则当通过阀的流量为 q 时的阀的压力损失 Δp_v 式为

$$\Delta p_v = \Delta p_n \left(\frac{q}{q_n} \right)^2 \quad (2-$$

8)

因为15mm 口径的阀的额定流量为63L/min，所以通过整个阀的压力相比14MPa 很小，且可以忽略不计。

同理，快上时回油路上的流量：

$$q_2 = \frac{q_1 \times A_2}{A_1} = (14.08 \times 40.09 / 50.24) L / \text{min} = 11.24 L / \text{min}$$

则回油路油管中的流速为：

$$v = 11.24 \times 10^{-3} / \left(60 \times \frac{\pi}{4} \times 15^2 \times 10^{-6} \right) m / s = 1.06 m / s$$

由此可计算出 $Re = vd / \nu = 1.06 \times 15 \times 10^{-3} / 1.0 \times 10^{-4} = 159 < 2320$ (层流)，

$\lambda = 75 / Re = 0.47$ ，所以回油路上沿程压力损失为：

$$\Delta p_\lambda = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 = 0.47 \times \frac{2}{15 \times 10^{-3}} \times \frac{890}{2} \times 1.06^2 Pa = 0.031 MPa$$

(3) 总的压力损失 同上面的计算所得可求出：

$$\sum \Delta p = \Delta p_1 + \frac{A_2}{A_1} \Delta p_2 = \left[(0.024 + 0.024 \times 10\%) + \frac{40.09}{50.24} (0.031 + 0.031 \times 10\%) \right] MPa = 0.054 MPa$$

(4) 压力阀的调定值

$$p_p = \frac{F}{A_1} + \sum \Delta p = (1.35 + 0.054) MPa = 1.404 MPa$$

溢流阀的调定压力应比 p_p 大0.3~0.6MPa，所以取溢流阀的调定压力为1.8MPa。

平衡阀的调定压力以平衡滑台自重为根据，即

$$p_{\text{平}} \geq \frac{1000}{50.24 \times 10^{-4}} pa = 1.9 \times 10^5 Pa = 0.19 MPa, \text{ 取 } p_{\text{平}} = 0.2 MPa。$$

2.6.2 系统的发热与温升

根据以上的计算可知，在快上时电动机的输入功率为：

$$P_p = p_p q_p / \eta_p = 1.404 \times 10^6 \times 14.08 \times 10^{-3} / 60 \times 0.8 W = 411.84 W ;$$

慢上时的电动机输入功率为：

$$P_{p1} = p_{p1} q_{p1} / \eta_p = 1.8 \times 10^6 \times 6.96 \times 10^{-3} / 60 \times 0.8 W = 261 W 。$$

而快上时其有用功率为：

$$P_1 = 1.35 \times 10^6 \times 10.38 \times 10^{-3} / 60 W = 233.55 W ;$$

慢上时的有效功率为 46.8W，所以慢上时的功率损失为 214.2W，大于快上时的功率损失 178.29W，现以较大的值来校核其热平衡，求出发热温升。

油箱的三个边长在 1: 1: 1~1: 2: 3 范围内，则散热面积为

$$A = 0.065 \sqrt[3]{V^2} = 0.065 \sqrt[3]{63^2} m^2 = 1.03 m^2$$

假设通风良好，取 $h = 15 \times 10^{-3} KW / (m^2 \square C)$ ，所以油液的温升为

$$\Delta t = \frac{H}{hA} = \frac{0.2142}{15 \times 10^{-3} \times 1.03} \square C = 13.86 \square C$$

室温为 20℃，热平衡温度为 33.86℃ < 65℃，没有超出允许范围，系统合格。

3 液压缸的设计

3.1 液压缸尺寸的确定^[2]

3.1.1 液压缸壁厚的计算

液压缸的壁厚由液压缸的强度条件来计算。

液压缸的壁厚一般是指缸筒结构中最薄处的厚度。从材料力学可知，承受内压力的圆筒，其内应力分布规律因壁厚的不同而各异。一般计算时有薄壁筒 ($\delta / D \leq 1/10$) 和厚壁筒 ($\delta / D \geq 1/10$) 之分。

液压缸的内径D与其壁厚 δ 的比值 $D / \delta \geq 10$ 的圆筒称为薄壁圆筒。起重运输机械和工程机械的液压缸，一般用无缝钢管材料，大多属于薄壁圆筒结构，其壁厚

按薄壁圆筒公式计算

$$\delta \geq \frac{p_y D}{2[\delta]} \quad (3-1)$$

1)

式中 δ —液压缸壁厚 (m);

D —液压缸内径 (m);

p_y —试验压力, 一般取最大工作压力的 (1.25~1.5) 倍 (MPa);

$[\delta]$ —缸筒材料的许用应力。其值为: 锻钢: $[\delta]=110 \sim 120 \text{MPa}$; 铸钢:

$[\delta]=100 \sim 110 \text{MPa}$; 无缝钢管: $[\delta]=100 \sim 110 \text{MPa}$; 高强度铸铁: $[\delta]=60 \text{MPa}$;

灰铸铁: $[\delta]=25 \text{MPa}$ 。

取 $p_y = 1.5p = 1.5 \times 2 \text{MPa} = 3 \text{MPa}$ 。

此设计采用无缝钢管: $[\delta]=100 \sim 110 \text{MPa}$, 取 $[\delta]=100 \text{MPa}$ 。由公式 (3-1)

可算出 $\delta \geq \frac{3 \times 80}{2 \times 100} = 1.2 \text{mm}$ 。

由计算的公式所得的液压缸的壁厚厚度很小, 使缸体的刚度不够, 如在切削加工过程中的变形, 安装变形等会导致液压缸工作过程中的卡死或漏油等问题。所以用经验法选取壁厚: $\delta = 8 \text{mm}$ 。

3.1.2 缸体外径尺寸的确定

缸体外径 $D_1 \geq D + 2\delta = 80 + 2 \times 8 = 96 \text{mm}$, 查表可知: 外径 D_1 取标准值 96mm。

3.1.3 液压缸工作行程的确定

液压缸工作行程长度, 可根据执行机构实际工作的最大行程来确定, 并参照表 3-1 中系列尺寸来选取标准值。

表 3-1 液压缸活塞行程参数系列 (GB2349—80) (mm)

I	25	50	80	100	125	160	200	250	320	400
---	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000
II		40			63		90	110	140	180
	220	280	360	450	550	700	900	1100	1400	1800
	2900	2800	3600							
III	240	260	300	340	380	420	480	530	600	650
	750	850	950	1050	1200	1300	1500	1700	1900	2100
	2400	2600	3000	3400	3800					

查表可知：液压缸活塞行程取 450mm

3.1.4 缸盖厚度的确定

一般液压缸多为平底缸盖，其有效厚度 t 按强度要求可用下面两式进行近似计算。

$$\text{无孔时} \quad t \geq 0.433D_2 \sqrt{\frac{p_y}{[\delta]}} \quad (3-2)$$

2)

$$\text{有孔时} \quad t \geq 0.433D_2 \sqrt{\frac{p_y D_2}{[\delta](D_2 - d_0)}} \quad (3-3)$$

式中： t —缸盖有效厚度 (m)；

D_2 —缸盖止口内径 (m)；

d_0 —缸盖孔的直径 (m)。

$$\text{由公式 (3-2) 算得：} t \geq 0.433D_2 \sqrt{\frac{p_y}{[\delta]}} \geq 0.433 \times 80 \sqrt{\frac{3}{100}} = 6.00\text{mm}，\text{取}$$

$t=6\text{mm}$ 。

由公式 (3-3) 算得：

$$t \geq 0.433D_2 \sqrt{\frac{p_y D_2}{[\delta](D_2 - d_0)}} \geq 0.433 \times 80 \sqrt{\frac{3 \times 80}{100 \times (80 - 36)}} = 8.09\text{mm}，$$

取 $t=8\text{mm}$ 。

3.1.5 液压缸其它参数的选择

(1) 活塞的最大行程 L 已由要求给定为 450mm。

(2) 最小导向长度 当活塞杆全部外伸时，从活塞支承面中点到导向套滑动面中点的距离称为最小导向长度 H 。如果导向长度过小，将使液压缸的初始挠度增大，影响液压缸的稳定性，因此设计时必须保留有一最小导向长度。对于一般的液压缸，当液压缸的最大行程为 L ，缸筒直径为 D 时，最小导向长度如图 3-1 所示。

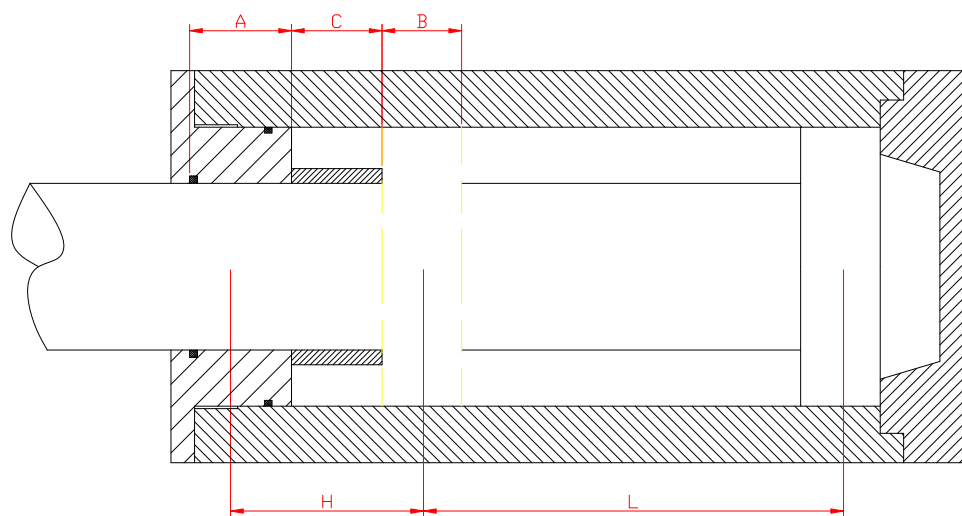


图 3-1 液压缸的导向长度

$$H \geq \frac{L}{20} + \frac{D}{2} = \frac{450}{20} + \frac{80}{2} = 62.5 \quad \text{所以取 } H = 95。$$

(3) 活塞的宽度的确定

活塞的宽度一般取 $B=(0.6 \sim 1.0)D$ ；缸盖滑动支承面的长度 l ，根据液压缸内径 D 而定；

当 $D < 80\text{mm}$ 时，取 $l = (0.6 \sim 1.0) D$ ；

当 $D > 80\text{mm}$ 时，取 $l = (0.6 \sim 1.0) d$ 。

根据计算得知：

$$B = 0.7D = 56\text{mm}$$

$$l = (0.6 \sim 1.0) d = 0.8D = 64\text{mm}$$

为保证最小导向长度 H ，若过分增大 l 和 B 都是不适宜的，必要时可在缸盖与活塞间增加一隔套 K 来增加 H 的值。隔套的长度 C 由需要的最小导向长度 H

决定，即

$$C = H - \frac{1}{2}(l + B) = 35\text{mm}$$

3.1.6 缸体长度的确定

液压缸缸体内部长度应等于活塞的行程与活塞的宽度之和。缸体外形长度还要考虑到两端端盖的厚度。一般液压缸缸体长度不应大于内径的 20~30 倍。根据图纸和相关计算，取液压缸总长度为 1500mm。

3.2 液压缸的结构设计^[2]

液压缸是将液压系统的压力能转化为机械能的装置，在该上料机系统中，液压缸将活塞杆的伸缩运动通过一系列的机械结构组合转化为平台的升降，实现上料机升降。

3.2.1 缸筒和缸盖组件

(1) 缸筒与缸盖的连接形式

缸体组件指的是缸筒与缸盖，其使用材料、连接方式与工作压力有关，一般情况下，当工作压力 $p < 10\text{MPa}$ 时使用铸铁缸筒，当工作压力 $10\text{MPa} \leq p < 20\text{MPa}$ 时使用无缝钢管， $p \geq 20\text{MPa}$ 时使用铸铁或锻钢。

当采用法兰连接时，结构简单、加工方便、连接可靠，但要求缸筒部有足够的壁厚，用以安装螺栓或旋入螺钉，缸筒端部一般用铸造、镗粗或焊接方式制成粗大的外径；采用半环连接，工艺好、连接可靠、结构紧凑，但削弱了缸筒强度，这种连接常用于无缝钢管缸筒与缸盖的连接中；采用螺纹连接，体积小、重量轻、结构紧凑、但缸筒端部结构复杂，常用于无缝钢管或铸钢的缸筒上；拉杆连接结构简单、工艺性好、通用性强，但端盖的体积和重量较大，拉杆受力后会变形，影响密封效果，适用于长度较小的中低压缸；焊接式连接强度高、制造简单、但焊接式易引起缸筒变形，无法拆卸。由于本次设计中的要求工作压力 $p < 10\text{MPa}$ ，所以选用铸铁缸筒。考虑到缸筒与缸盖的连接方式，决定采用法兰连接和螺纹连

接。

(2) 缸筒底部强度计算

缸筒底部为平面时，可由下式计算厚度：

$$\delta \geq 0.433D \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \quad (3-$$

4)

式中： δ — 缸筒底部厚度，m；

D — 缸筒内径，m；

p — 筒内最大工作压力，MPa；

$[\sigma]$ — 缸筒材料的许用应力，MPa。

由式(3-4)可算得：

$$\delta \geq 0.433 \times 80 \sqrt{\frac{3}{100}} = 6mm$$

缸筒底部厚度应根据工艺要求适当加厚，如在缸筒上设置油口，均应增大缸筒底部厚度。

(3) 缸筒连接螺纹的计算

当缸筒与缸盖采用螺纹连接时，钢筒螺纹处的强度按下式进行校核：

$$\text{螺纹处的拉应力： } \sigma = \frac{KF}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - D^2)} \times 10^{-6} \quad (3-$$

5)

$$\text{螺纹处的切应力： } \tau = \frac{KK_1 F d_2}{0.2(d_1^3 - D^3)} \times 10^{-6} \quad (3-$$

6)

$$\text{合成应力： } \sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (3-7)$$

式中： D — 液压缸内径，m；

F — 缸筒底部承受的最大推力，N；

d_1 — 螺纹内径，m；

d_2 — 螺纹外径, m;

K — 拧紧螺纹的系数, 不变载荷取 $K=1.25\sim 1.5$, 变载荷取 $K=2.5\sim 4$;

K_1 — 螺纹连接的摩擦系数, $K_1=0.07\sim 0.2$, 通常取 0.12;

σ_n — 材料的屈服极限, 35 钢正火 $\sigma_n=27\text{MPa}$ 。

$$\text{代入数据: } \sigma = \frac{1.3 \times 10.3 \times 10^3}{\frac{3.14}{4}(0.09^2 - 0.08376^2)} \times 10^{-6} = 14\text{MPa}$$

$$\tau = \frac{1.3 \times 0.12 \times 10.3 \times 10^3 \times 0.088}{0.2(0.09^3 - 0.088376^3)} \times 10^{-6} = 1.8\text{MPa}$$

$$\text{合成应力为: } \sigma_n = \sqrt{14^2 + 3 \times 1.8^2} = 14.3\text{MPa} < 27\text{MPa}$$

(4) 缸筒材料及加工要求

液压缸缸体的常用材料为 20, 35, 45 号无缝钢管。因 20 号钢的力学性能略低, 且不能调质, 应用较少。当缸筒、缸盖、管接头或耳轴等零件需焊接时, 则应采用焊接性能较好的 35 号钢, 在粗加工之后调质。一般情况下均采用 45 钢, 并应调质到 241~285HB。另外缸筒也可以采用铸铁、铸钢、不锈钢、青铜和铝合金等材料加工。

缸筒与活塞采用橡胶密封圈时, 其配合推荐采用 H9/f8, 缸筒内径表面粗糙度取 $R_a = 0.1\sim 0.4\mu\text{m}$, 若采用活塞环密封时, 推荐采用 H7/g6 配合, 缸筒内径表面粗糙度取 $R_a = 0.2\sim 0.4\mu\text{m}$ 。

缸筒内径应进行研磨。

为防止腐蚀, 提高寿命, 缸筒内表面应进行镀铬, 镀铬层厚度应在 $30\sim 40\mu\text{m}$, 镀铬后缸筒内表面进行抛光。

缸筒内径的圆度及圆柱度误差不大于直径公差的一半, 缸体内表面的公差度误差在 500mm 上不大于 0.03mm。

缸筒缸盖采用螺纹连接时, 其螺纹采用 6H 级精度。

(5) 缸盖材料及加工要求

缸盖材料可以用 35, 45 号钢, 或 ZG35、ZG45 铸钢, 以及

HT200、HT300、HT350 铸铁等材料。

当缸盖自身作为活塞杆导向套时，最好用铸铁，并在导向表面熔堆黄铜，青铜和其他耐磨材料。当单独设置导向套时，导向材料为耐磨铸铁，青铜或黄铜等，导向套压入缸盖。

缸盖的技术要求：与缸筒内径配合的直径采用 h8，与活塞杆上的缓冲柱塞配合的直径取 H9，与活塞密封圈外径配合的直径采用 h9，这三个尺寸的圆度和圆柱度误差不大于各自直径的公差的一半，三个直径的同轴度误差不大于 0.03mm。

3.2.2 活塞和活塞杆组件

(1) 活塞和活塞杆的连接形式

活塞组件由活塞、活塞杆和连接件等组成。活塞一般用耐磨铸铁制造，活塞杆无论空心的还是实心的，大多采用钢料制造。活塞与活塞杆的连接方式很多，但采用哪种连接方式，都必须保证连接可靠。整体式和焊接式结构简单，轴向尺寸紧凑，但损坏后需要整体更换；锥销式连接加工简单、装配简单，但承载能力小，且需要有必要的防止脱落措施；螺纹连接结构简单、装拆方便，但需备用螺母防松装置；半环式连接强度高，但结构复杂，装拆不便。介于综合考虑宜采用螺纹式连接。

(2) 活塞材料及加工要求

无导向环活塞的常用的材料为耐磨铸铁、灰铸铁（HT200~350）或球墨铸铁；有导向环活塞，常用材料为 20、35 及 45 等优质碳素钢，有的在外径上套有尼龙 66、尼龙 1010 或夹布酚醛塑料的耐磨环，有的活塞还用铝合金材料。

活塞外径公差 f8，与活塞杆的配合一般为 H8/h8，外径粗糙度 $R_a = 0.4 \sim 0.8 \mu\text{m}$ ，外径对活塞孔的跳动不大于外径公差的一半，外径的圆度和圆柱度不大于外径公差的一半。

活塞两端面对活塞轴线的垂直度误差在 100mm 上不大于 0.04mm。

(3) 活塞杆材料及加工要求

实心活塞杆常用材料为 35、45 钢；空心活塞杆常用材料为 35、45 无缝钢管。在这次液压缸的设计中选用 45 钢，做实心活塞杆。

活塞杆的工作部分公差等级可以取 f7~f9，表面粗糙度不大于 $R_a = 0.4\mu\text{m}$ ，工作表面的直线度误差在 500mm 上不大于 0.03mm。

活塞杆在粗加工后调质，硬度为 229~285HB，必要时可以进行高频淬火，厚度 0.5~1mm，硬度为 45~55HRC。

活塞杆上下表面必要时可以镀铬，镀铬层厚度约为 0.05mm，镀后抛光。

3.2.3 活塞杆导向套

活塞杆导向套装在液压缸有杆腔一侧的端盖内，用来对活塞杆导向，其内侧装有密封装置，保证缸筒有杆腔的密封性，外侧装有防尘圈，以防止活塞杆内缩时把杂质，灰尘及水分带到密封装置，损坏密封装置。

导向套的结构有端盖式和插件式两种，插件式导向套装拆方便，拆卸时不需要拆端盖，故应用较多。本设计采用端盖式。结构见装配图。

导向套尺寸主要是指支撑长度，通常根据活塞杆直径，导向套形式，导向套材料的承压能力，可能遇到的最大侧向负载等因素确定。一般采用两个导向段，每段宽度均为 $d/3$ ，两段中间线间距为 $2d/3$ ，导向套总长度不宜过大，以免磨擦太大。

3.2.4 密封结构的设计选择

密封装置的作用是用来阻止有压工作介质的泄漏；防止外界空气、灰尘、污垢与异物的侵入。其中起密封作用的原件称密封件。通常在液压系统与元件中，存在工作介质的内泄漏和外泄漏，内泄漏会降低系统的容积效率，恶化设备的性能指标，甚至无法正常工作。外泄漏导致流量减少，不仅污染环境，有可能引起火灾，严重时还可能引起设备故障和人身事故。系统中侵入空气，就会降低工作介质的弹性模量，产生空穴，有可能引起振动和噪声。灰尘和异物即会堵塞小孔和缝隙，又会增加液压缸中相互运动件之间的摩擦磨损，降低使用寿命，并且加速了内外泄漏。所以为了保障液压设备工作的可靠性及提高工作寿命，密封装置与密封件不容忽视。液压缸的密封主要指活塞、活塞杆处的动密封和缸盖等处的静密封。

密封方式有间隙密封和密封圈密封。间隙密封，这是依靠两运动件配合面之

间保持一段很小的间隙，使用其产生液体摩擦阻力来防止泄漏的一种方法。用该方法密封，只适合于直径小的、压力较低的液压缸与活塞件密封。间隙密封属于非接触式密封，它是靠相对运动件配合面之间的微小间隙来防止泄漏，实施密封，常用于柱塞式液压泵中柱塞和缸体配合、圆柱滑阀的摩擦副的配合中。通常在阀芯的外表面开几条等距离的均压槽，其作用是对中性好，减小液压卡紧力，增大密封能力，减轻磨损。均压槽宽度为 $0.3\sim 0.5\text{mm}$ ，深 $0.5\sim 1\text{mm}$ ，其间隙值可取 $0.02\sim 0.05\text{mm}$ 。这种密封摩擦阻力小，结构简单，但磨损后不能自动补偿。

密封圈密封：

(1) O型密封圈 O型密封圈是由耐油橡胶制成的截面为圆形的圆环，它具有有良好的密封性能，且机构紧凑，运动件的摩擦阻力小，装卸方便，容易制造，价格便宜，适用于低速、低压的液压缸。

(2) V型密封圈 它是由纯耐油橡胶或多层夹织物橡胶压制而成，通常由支撑环、密封环和压环组成。其特点是：密封性高，摩擦阻力大，适用于低速、高压、大尺寸的液压缸。

(3) Y型密封圈 属于唇形密封圈，其截面为Y型，主要用于往复运动的密封。是一种密封性、稳定性和耐压性较好、摩擦阻力小、寿命较长的密封圈，故应用也很普遍。Y型圈的密封作用依赖于它的唇边与对偶合面的紧密接触，并在压力油作用下产生较大的接触压力，达到密封目的。当液压力升高时，唇边与偶合面贴的更紧，接触压力更高，密封性更好。适用于较高压、较高速的液压缸。

本系统属于低压系统，采用了低速低压型液压缸。故活塞和活塞杆的密封均采用O形密封圈，其具体标准采用GB3452.3-88密封沟槽设计准则和GB3452.1-82和GB3452.3-88液压气动用O形密封圈。

3.2.5 缓冲装置

液压缸的活塞杆在液压力的驱动下运动时具有很大的动量，在其行程终端，当杆头进入液压缸的端盖和缸底部分时，会引起机械碰撞，产生很大的冲击压力和噪声，严重影响液压缸乃至整个液压系统的强度及正常工作。缓冲装置可以防止和减少液压缸活塞及活塞杆等运动部件在运动时对缸底或端盖的冲击，在它们的行程终端实现适度的递减，直至为零。

缓冲装置的工作原理是使缸筒低压腔内油液通过节流把动能转换为热能，热能则由循环的油液带到液压缸外。

液压缸活塞运动速度在 $0.1m/s$ 以下时，一般不采用缓冲装置；在 $0.2m/s$ 以上时，则必须设置缓冲装置。

而在本次设计课题中最高速度如下：

$$55 \text{ mm/s} = 55 \times 10^{-3} \text{ m/s} = 0.055 \text{ m/s}$$

所以可以不加缓冲装置。

综合以上因素考虑，设计出液压缸，其装配图如图 3-2 所示。

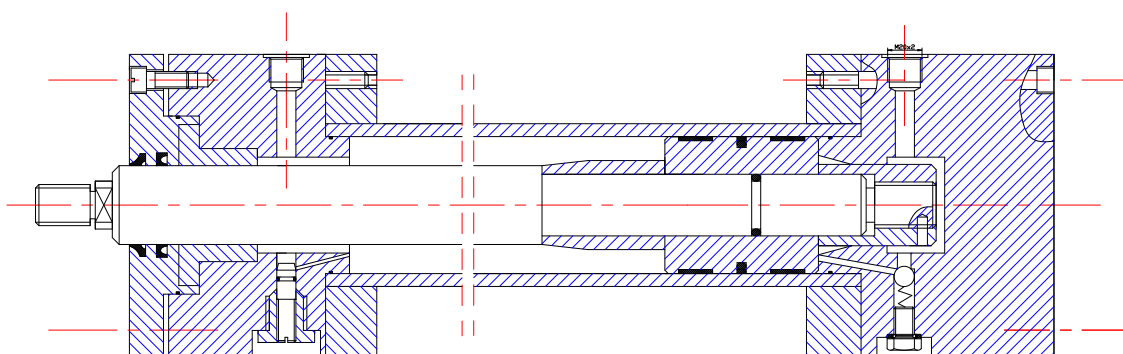


图 3-2 液压缸装配图

结束语

经过了几个月的努力，我的毕业设计基本完成了。在毕业设计的实践中，学到了很多有用的知识。在设计过程中，遇到了一些问题，主要是对液压上料机系统不够了解，需要通过查阅大量的资料来了解上料机系统的组成及工作原理，掌握了这些后才能进一步的完成设计任务。本设计主要对液压上料机系统的现状及发展前景做了相关的分析，详细的讲述了液压上料机系统的组成及工作原理，并

对各组成部分进行了设计计算，选取了相关的液压元件，绘制了系统原理图，同时根据设计要求，通过相关的计算，设计出了合理的液压缸，完成了毕业设计。

参考文献

- [1] 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, 1994.
- [2] 陈启松. 液压传动与控制手册 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2006.
- [3] 许福玲. 液压与气压传动 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [4] 凌智勇, 机床液压系统及故障维修. 化学工业出版社. 2007.
- [5] 张利平. 液压气动技术速查手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [6] 叶伟昌. 机械工程及自动化简明设计手册(上) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [7] 北京航空学院机械加工教研室. 数控机床的结构与传动 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1997.
- [8] 曹玉平, 阎详安. 液压传动与控制. 天津: 天津大学出版社, 2003.
- [9] 王守城, 段俊勇. 液压元件及选用. 化学工业出版社. 2007.

- [10] 王积伟, 章宏甲, 黄谊. 液压与气压传动 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [11] 路甬祥. 液压气动技术手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [12] 林建亚, 何存兴. 液压元件 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [13] 成大先. 机械设计手册: 第4、5卷[M]. 4版. 北京: 化学工业出版社, 2002.
- [14] 雷天觉. 新编液压工程手册 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
- [15] 周士昌. 液压系统设计图集. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [16] 张利平. 工业设备液压传动系统设计中液压泵的选用. MM 机械技术, 2003 (1).
- [17] 雷秀. 液压与气压传动. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [18] 何庆. 机械制造专业毕业设计指导与范例. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- [19] 寇尊权, 王多. 机械设计课程设计. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [20] 陆元章. 现代机械设备设计手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- [21] 张利平. 液压传动系统及设计. 北京: 化学工业出版社, 2005.

致谢

在毕业设计过程中, 我得到了我的设计指导老师Z老师的鼎力帮助。在这段时间里, Z老师不辞辛苦, 对我的毕业设计给予了大力指导。我有不懂的问题, Z老师都会耐心的给我一一解答, 对于上料机液压系统, 我从未见过, Z老师就给我讲系统的组成和工作原理, 这才使我的毕业设计能够顺利完成。在中期答辩的时候, P老师对我设计计算以及各个装配图和零件图提出了修改意见, 在此, 特向P老师, Z老师表示由衷的感谢和敬意!