



# 液压传动课程设计

题目名称 卧式双面多轴钻孔组合机床

专业班级 机械设计制造及其制动化

学生姓名 刘备

学 号 5150

指导教师

机械与电子工程系

二〇一四年 〇六 月 八日

# 目 录

一、任务书.....	4
二、设计内容.....	5
1、工况分析及液压系统图的拟定.....	6
1.1 工况分析.....	7
1.1.1 工作负载的计算.....	7
1.1.2 运动分析.....	8
1.2 液压系统图.....	9
1.3 液压系统工作原理分析.....	10
2、液压缸的分析计算.....	10
2.1 液压缸工作压力的选定.....	11
2.1.1 液压缸内径及活塞杆直径的计算.....	11
2.1.2 液压缸工作缸内径的计算.....	11
2.1.3 确定活塞杆直径.....	11
2.1.4 活塞杆稳定性校核.....	11
2.2 计算液压缸工作阶段的最大流量.....	12
2.2.1 各阶段功率计算.....	12
2.2.2 各阶段压力计算.....	12
2.3 液压缸主要尺寸的设计计算.....	12
2.3.1 液压缸主要尺寸的确定.....	12
2.3.2 液压缸壁厚和外径的计算.....	13
2.4 液压缸工作行程的确定.....	13
2.4.1 缸盖厚度的确定.....	14
2.4.2 最小导向长度的确定.....	14
2.4.3 缸体长度的确定.....	15
2.4.4 液压缸的结构设计.....	15
2.5 缸筒与缸盖的连接形式.....	15
2.5.1 活塞.....	15
2.5.2 缸筒.....	16
2.5.3 排气装置.....	16

2.5.4 缓冲装置.....	17
2.6 定位缸的计算.....	17
2.7 夹紧缸的计算.....	18
3、确定液压泵规格和电动机功率及型号.....	18
3.1 确定液压泵的规格.....	18
3.2 确定液压泵及电动机型号.....	19
3.2.1 确定液压泵型号.....	19
3.2.2 选用电动机型号.....	19
3.3 选用阀类元件及辅助元件.....	20
4、液压系统的性能计算.....	20
4.1 压力损失及调定压力的确定.....	21
4.2 系统的发热与温升.....	21
4.3 系统的效率.....	22
三、总    结.....	23
四、参考资料.....	24
五、指导教师评阅表.....	25

# 蚌埠学院机械与电子工程系

## 液压传动课程设计任务书

班级            姓名            学号            指导教师

### 1.1 设计题目：

某卧式双面多轴钻孔组合机床，采用液压传动完成的半自动工作循环为：  
 加紧工作—作、右动力部件快进—左、右动力部件工进—左动力部件快退、右  
 动力部件继续工进—左动力部件停止、右动力部件快退—左、右动力部件均停  
 止、松开工进。已知参数如下表所示，试设计此组合机床的液压系统。

卧式双面多轴钻孔组合机床的已知参数

动力部 件名称	移动部 件总重 /N	作用力		行程/mm			速度 /(mm/min)		往复运 动的加 速、减 速时间 /s	导轨及 摩擦因 数
		夹紧 力	钻削 力	快进	工进	快退	快 进、 快退	工进		
左动力 部件	92000	4000	13000	190	25	190	3500	60	0.12	平导 轨、静 动摩擦 因数 0.2 和 0.1
有动力 部件	92000	4000	13000	190	30	190	3500			

### 1.2 设计要求：

液压系统图拟定时需要提供 2 种以上的设计方案的选择比较。从中选择你认为更好的一种进行系统元件选择计算。

### 1.3 工作量要求

- 1 • 液压系统图 1 张 (A1)
- 2 • 液压缸装配图 1 张(A1)
- 3 • 设计计算说明书 1 份

### 1.4 设计时间：

2014 年 6 月 6 日--2014 年 6 月 12 日

## 一 工况分析及液压原理图的拟定

### 1. 1 工况分析

#### 1. 1. 1 工作负载的计算

液压缸所受外负载  $F$  包括三种类型，即：

$$F = F_w + F_f + F_a$$

$F_w$  为工作负载， $F_w = 13000 \text{ N}$

$F_a$  为运动部件速度变化时的惯性负载

$F_f$  为导轨摩擦阻力负载，启动时为静摩擦力，启动后为动摩擦阻力。

静摩擦阻力负载

对于平导轨可由式得  $F_f = f(G + F_{Rn})$

$G$  - 运动部件重力

$F_{Rn}$  - 垂直导轨的工作负载

$f$  - 导轨摩擦系数，静摩擦系数为0.2，动摩擦系数为0.1

则

静： $F_{fs} = 0.2 \times 92000 = 18400 \text{ N}$

动： $F_{fa} = 0.1 \times 92000 = 9200 \text{ N}$

惯性负载  $F_a$

$$F_a = ma = \frac{G \nabla V}{g \nabla t}$$

$m$  - 运动部件的质量 (kg)

$a$  - 运动部件的加速度 ( $\text{m/s}^2$ )

$G$  - 运动部件的重力 (N)

$g$  - 重力加速度 ( $\text{m/s}^2$ )

$\nabla V$  - 速度变化量 ( $\text{m/s}$ )  $\nabla V = 0.35 \text{ m/min}$

$\nabla t$  - 速度变化所需时间，一般  $\nabla t = 0.01 \sim 0.55 \text{ s}$ ，取  $\nabla t = 0.2$

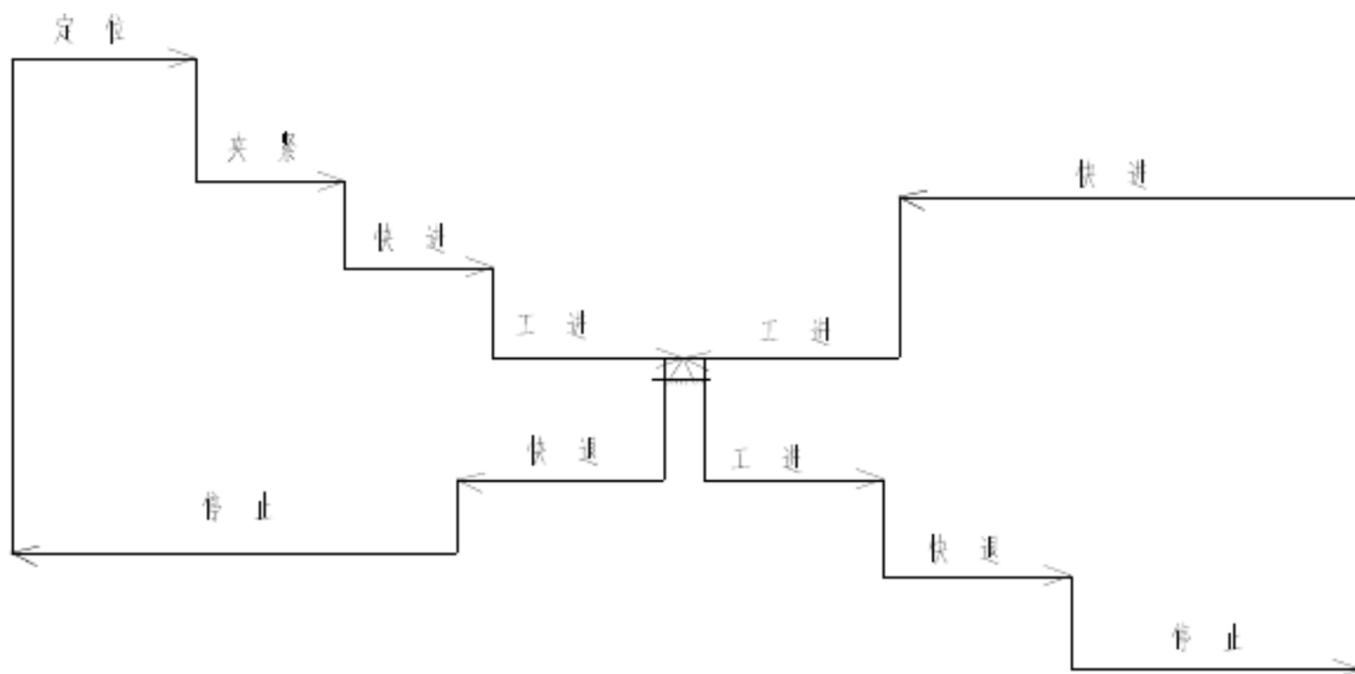
$$\text{则 } F_a = ma = \frac{G \nabla V}{g \nabla t} = \frac{92000}{9.8} \times \frac{3.5}{0.2 \times 60} = 2738 \text{ N}$$

根据以上计算结果列出各工作阶段所受的外负载见表 1.1

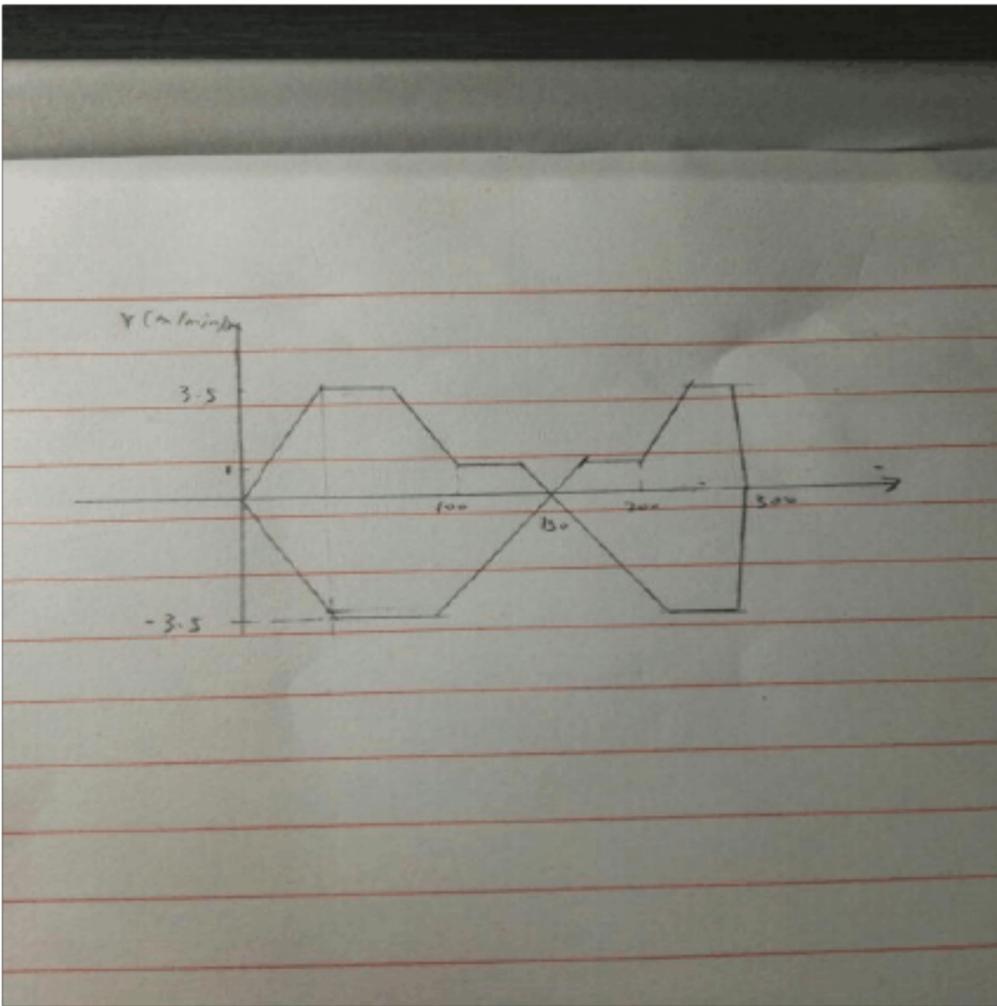
工况	计算公式	外负载 F/N	缸推力 F/N
启动	$F_{fs}$	18400	20445
加速	$F_{fd} + \frac{G \Delta V}{g \Delta t}$	11938	13264
快进	$F_{fd}$	9200	10222
工进	$F_w + F_{fd}$	22200	24666
反向启动	$F_{fs}$	18400	20445
加速	$F_{fd} + \frac{G \Delta V}{g \Delta t}$	11938	13264
快退	$F_{fd}$	9200	10222

### 1. 1. 2运动分析

按设备要求，把执行原件在完成一个循环时的运动规律用图表示出来，即速度图

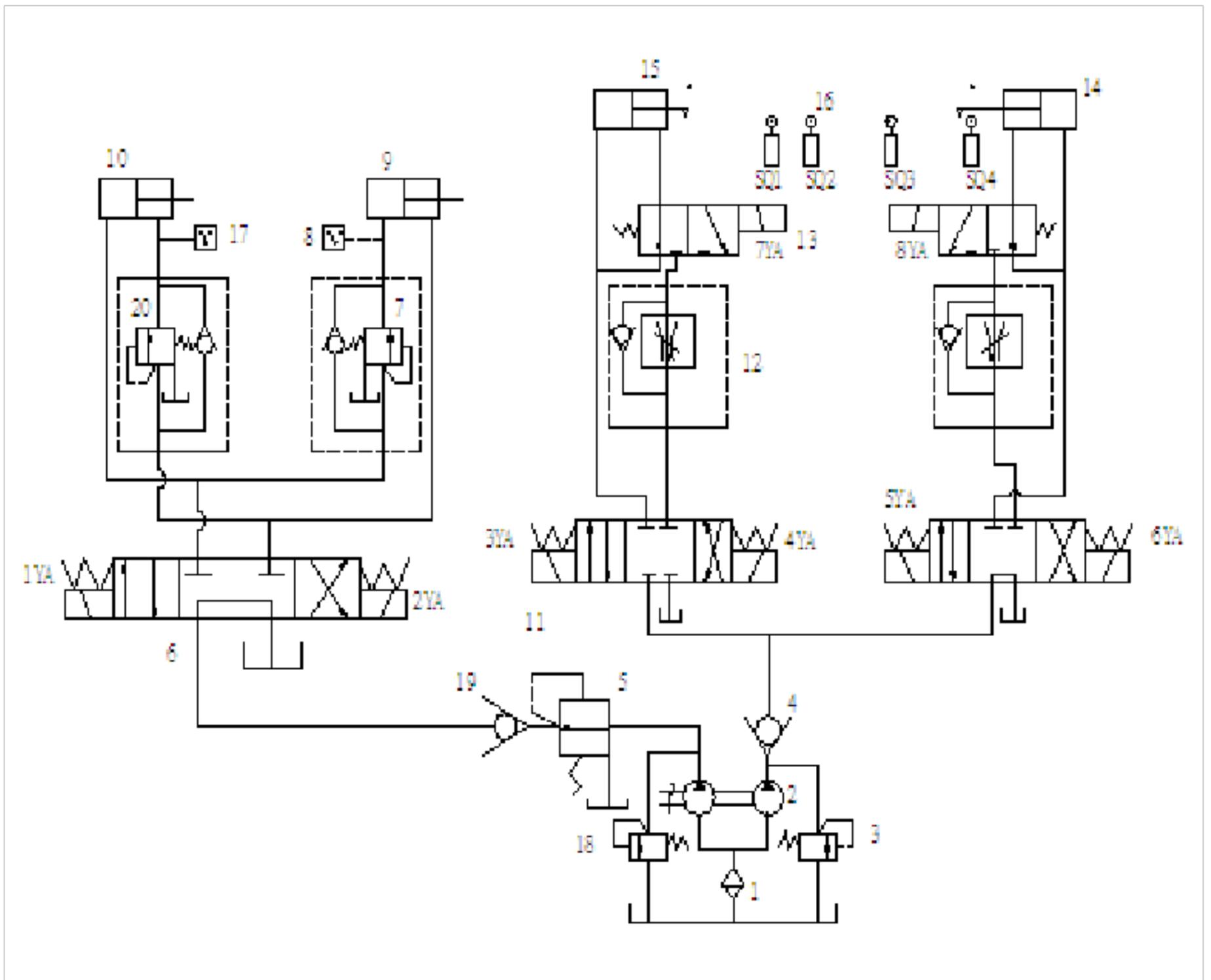


(a) 速度图



(b) 负载图

## 1.2 液压系统原理图



## 1.3 液压系统工作原理分析

### (1) 定位、夹紧

按下启动按钮，压力油经过滤器和双联叶片泵流出，此时只有电磁换向阀 6 1YA 得电，当换向阀左位接入回路而且顺序阀 7 的调定压力大于液压缸 10 的最大前进压力时，压力油先进入液压缸 10 的左腔，实现动作①；当液压缸行驶至终点后，压力上升，压力油打开顺序阀 7，实现动作②。

### (2) 左右动力部件快进

当工件被定位、夹紧后，定位、夹紧回路中液压油达到某一固定压力值，压力继电器 8 发出信号，使电磁换向阀 3YA、5YA 得电，由于液压缸差动连接，实现快进。

(3) 左右动力部件工进

当左右动力滑台快进至工件时，压下行程开关 SQ1，促使电磁换向阀 13 得电，差动连接消除，实现同时工进。

(4) 左动力部件快退，右动力部件继续工进

由于左动力部件工进 50mm 先压下行程开关 SQ2，促使电磁换向阀 4YA 得电，实现快退，而右动力部件工进行程为 80mm，所以继续工进。

(5) 左动力部件停止，右动力部件快退

当右动力部件继续工进，压下行程开关 SQ3 促使电磁换向阀 4YA 失电，6YA 得电，实现左动力部件停止，右动力部件快退。

(6) 右动力部件停止

当右动力部件快退压下行程开关 SQ4 促使电磁换向阀 11 的 6YA 失电回到中位，同时电磁换向阀 6 的 2YA 得电，右动力部件停止运动。

(7) 工件松开，拔销，停机卸载

由于电磁换向阀 6 的 2YA 得电，换向阀右位接入回路且左顺序阀的调定压力大于液压缸 9 的最大返回压力，两液压缸则按③和④的顺序返回，实现松开，拔销。当回路中液压油达到某一固定压力值，压力继电器 17 发出信号，使电磁换向阀 2YA 失电，实现停机卸载。

## 第二章 液压缸的分析计算

### 2.1 液压缸工作压力的选定

按工作负载选定工作压力见表 2.1

液压缸工作负载 (N)	<5000	5000~10000	10000~20000	20000~30000	30000~50000	>50000
液压缸工作压力 (MPa)	0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	5~7

表 2.2 按设备类型确定工作压力

设备类型	机床				农用机械或中型工程机械	液压机，重型机械，起重运输机械
	磨床	组合机床	龙门刨创	拉床		
系统压力 (MPa)	0.8~2	2~4	3~5	<10	10~15	20~32

由以上两个表格可选择液压缸的工作压力为 4MPa

## 2. 1. 1 液压缸内径及活塞杆直径的计算

### 2. 1. 2 液压缸工作缸内径的计算

由负载图知，最大负载力 F 为 27800N，液压缸的工作压力为 4MPa

$$A = \frac{F}{P} = 27800 \times \frac{1}{40 \times 10^5} m^2 = 69.5 \times 10^{-4} m^2$$

$$\text{则 } D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 69.5 \times 10^{-4}}{3.14}} m = 9.4 \times 10^{-2} m$$

查课程设计手册指导书取标准值得

$$D = 100mm$$

### 2. 1. 3 确定活塞杆直径

活塞杆材料选择 45 钢

取活塞杆直径  $d=0.5D=50mm$ , 取标准值  $d=50mm$

则液压缸的有效作用面积为：

有无活塞杆	计算公式	面积 $cm^2$
有活塞杆	$A_1 = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2)$	58.88
无活塞杆	$A_2 = \frac{1}{4} \pi D^2$	78.5

### 2. 1. 4 活塞杆稳定性校核

因为右活塞杆总行程为 220mm，而活塞杆直径为 50mm， $L/D=220/40=5.5 < 10$

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} (mm) = \sqrt{\frac{4 \times 24666}{3.14 \times 236.7}} = 11.52mm$$

F - 活塞杆推力 (F = 30889N)

$[\sigma]$  - 活塞杆材料的许用应力  $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{1.5} = 236.7MPa$

$\sigma_s$  - 材料屈服极限 (MPa)

n - 安全系数,  $n \geq 1.4$

由上式计算的结果可知， $d < 63mm$ ，满足稳定性条件。

## 2.2 计算液压缸工作阶段的最大流量

$$q_{\text{快进}} = A_1 V_{\text{快进}} = 78.5 \times 10^{-4} \times 3.3 = 27.48 \text{L/min}$$

$$q_{\text{工进}} = A_1 V_{\text{快进}} = 78.5 \times 10^{-4} \times 0.06 = 0.471 \text{L/min}$$

$$q_{\text{快退}} = A_2 V_{\text{快退}} = 58.88 \times 10^{-4} \times 3.5 = 20.61 \text{L/min}$$

### 2.2.1 各阶段功率计算

$$\text{快进: } P = P_{\text{快}} q_{\text{快}} = 1.302 \times 10^6 \times 27.48 \times 10^{-3} / 60 = 596.4 \text{W}$$

$$\text{工进: } P = P_{\text{工}} q_{\text{工}} = 3.14 \times 10^6 \times 0.471 \times 10^{-3} / 60 = 24.7 \text{W}$$

$$\text{快退: } P = P_{\text{快}} q_{\text{快}} = 1.73 \times 10^6 \times 20.61 \times 10^{-3} / 60 = 596.3 \text{W}$$

### 2.2.2 各阶段的压力计算

$$P_{\text{快进}} = \frac{10222}{78.5 \times 10^{-4}} = 1.3 \times 10^6 \text{Pa}$$

$$P_{\text{工进}} = \frac{24666}{78.5 \times 10^{-4}} = 3.14 \times 10^6 \text{Pa}$$

$$P_{\text{快退}} = \frac{10222}{58.88 \times 10^{-4}} = 1.73 \times 10^6 \text{Pa}$$

## 2.3 液压缸的主要尺寸的设计计算

### 2.3.1 液压缸主要尺寸的确定

由之前元件参数计算与设计工作中液压缸的内径  $D=100\text{mm}$ ，活塞杆直径  $d=50\text{mm}$  已确定。

### 2.3.2 液压缸壁厚和外径的计算

液压缸的壁厚由液压缸的强度条件来计算。

液压缸的壁厚一般指缸体结构中最薄处的厚度。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，一般计算时可分为薄壁圆筒和厚壁圆筒。

当缸体壁厚与内径之比小于 0.1 时，称为薄壁缸体，薄壁缸体的壁厚按材料力学中计算

公式：

$$\delta \geq \frac{PD}{2[\sigma]} \text{ (m)}$$

式中： $\delta$  - 缸体壁厚 (m)

P - 液压缸的最大工作压力 (Pa)

D - 缸体内径 (m)

$[\sigma]$  - 缸体材料的许用应力 (Pa)

查参考文献得常见缸体材料的许用应力：

铸钢： $[\sigma] = (1000-1100) \times 10^5 \text{ Pa}$

无缝钢管： $[\sigma] = (1000-1100) \times 10^5 \text{ Pa}$

锻钢： $[\sigma] = (1000-1200) \times 10^5 \text{ Pa}$

铸铁： $[\sigma] = (600-700) \times 10^5 \text{ Pa}$

选用铸钢作为缸体材料：

$$\delta \geq \frac{PD}{2[\sigma]} = \frac{3.14 \times 0.1 \times 10^6}{2 \times 1100 \times 10^5} \approx 1.43 \times 10^{-3} \text{ m} \approx 1.43 \text{ mm}$$

在中低压机床液压系统中，缸体壁厚的强度是次要的，缸体壁厚一般由结构，工艺上的需要而定，只有在压力较高和直径较大时，才由必要校核缸体最薄处的壁厚强度。

当缸体壁厚与内径 D 之比值大于 0.1 时，称为厚壁缸体，通常按参考文献 [7] 中第二强度理论计算厚壁缸体的壁厚：

$$\begin{aligned} \delta &\geq \frac{D}{2} \left[ \sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4P}{[\sigma] - 1.3P}} - 1 \right] \\ &\geq \frac{0.08}{2} \left[ \sqrt{\frac{1100 \times 10^5 + 0.4 \times 3.14 \times 10^6}{1100 \times 10^5 - 1.3 \times 3.14 \times 10^6}} - 1 \right] \approx 1.24 \text{ mm} \end{aligned}$$

因此缸体壁厚应不小于 1.3mm，又因为该系统为中低压液压系统，所以不必对缸体最薄处壁厚强度进行校核。

$$\text{缸体的外径为：} D_1 \geq D + 2\delta = 100 + 2 \times 2 = 104 \text{ mm}$$

## 2.4 液压缸工作行程的确定

液压缸的工作行程长度，可根据执行机构实际工作的最大行程来确定。由查参考文献表液压

缸活塞行程参数 (GB2349-80)

单位/(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

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/088106043037006063>