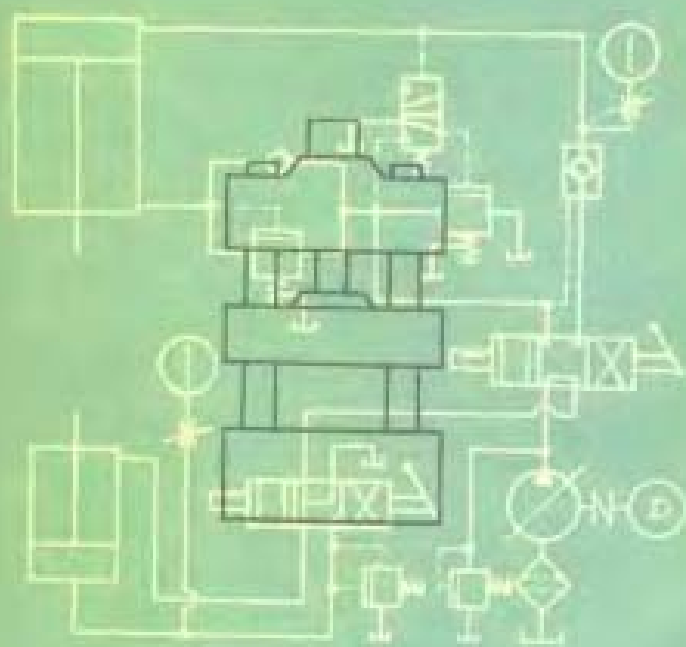


ZHONGXIAOXINGYEYAJISHEJISUAN

# 中小型液压机设计计算

主机的设计和计算



天津人民出版社

# 中小型液压机设计计算

——主机的设计和计算

天津市锻压机床厂编

天津人民出版社

**中小型液压机设计计算**

——主机的设计和计算

天津市锻压机床厂编

\*

天津人民出版社出版

(天津市赤峰道124号)

天津市第一印刷厂印刷 天津市新华书店发行

\*

开本787×1092毫米 1/16 印张11 3/4 字数289,000

一九七七年十二月第一版

一九七七年十二月第一次印刷

统一书号：15072·29

每册：0.86元

## 前 言

伟大领袖毛主席教导我们：“在生产斗争和科学实验范围内，人类总是不断发展的，自然界也总是不断发展的，永远不会停止在一个水平上。因此，人类总得不断地总结经验，有所发现，有所发明，有所创造，有所前进。”为适应工业战线飞速发展的大好形势，配合各单位自制、使用液压设备及“七·二一”工人大学教学的需要，我们根据多年来设计、制造中小型液压机的点滴经验，编写了《中小型液压机设计计算》一书。本书的第一部分“液压传动和泵阀设计”已于一九七三年出版。现在出版的是第二部分“主机的设计和计算”，内容包括：液压机的选型和设计的基本原则，各种典型液压机机身结构分析和设计计算，着重地介绍了四柱式液压机和框架式液压机的结构，并附有各种类型液压机精度标准和液压机常用计算公式等。本书可供液压机设计计算、制造、调整和使用以及从事液压技术的工人、技术人员参考之用，亦可供教学参考。书中对各种结构应力测试及分析部分，天津大学材料力学教研室给了我们很大的帮助和支持，在此表示感谢。

由于我们马、列主义的水平不高，专业知识和实践经验有限，书中难免存在缺点和错误，欢迎广大读者批评指正。

天津市锻压机床厂

# 目 录

<b>第六章 液压机设计基本知识</b> .....	(1)
第一节 概述.....	(1)
第二节 液压机型号和主要规格.....	(2)
第三节 液压机精度.....	(6)
第四节 液压机简介.....	(7)
一、四柱式万能液压机.....	(7)
二、塑料制品液压机.....	(7)
三、单柱校正压装液压机.....	(8)
四、粉末制品液压机.....	(9)
五、双动薄板冲压液压机.....	(9)
六、冷挤压液压机.....	(11)
七、金属打包液压机.....	(11)
第五节 典型液压机结构分析.....	(12)
一、机身结构.....	(13)
二、导向结构.....	(18)
第六节 液压机设计程序.....	(19)
一、液压机主要技术规格的确定.....	(20)
二、动作线图.....	(27)
三、液压系统和电气系统.....	(29)
四、总体设计方案.....	(29)
五、工作图设计.....	(31)
六、现场服务.....	(31)
<b>第七章 四柱式液压机</b> .....	(33)
第一节 机身结构分析.....	(34)
一、上横梁.....	(34)
二、工作台.....	(37)
三、立柱.....	(40)
四、立柱螺母.....	(41)
五、其他.....	(42)
第二节 活动横梁.....	(42)
一、结构形式.....	(43)
二、形状和尺寸要求.....	(44)
三、立柱导套.....	(44)
四、活动横梁与活塞杆联接方式.....	(45)

五、固定模具结构	(46)
第三节 横梁强度计算	(46)
一、上横梁强度计算	(46)
二、工作台强度计算	(51)
三、活动横梁强度计算	(52)
第四节 立柱部份强度计算	(52)
一、中心载荷下强度计算	(53)
二、偏心载荷作用下立柱强度计算	(53)
三、偏心载荷作用下单柱受力时的强度计算	(56)
四、立柱预紧和计算	(60)
五、立柱螺母强度计算	(61)
第五节 机身的紧固	(63)
一、普通紧固	(63)
二、加压情况下紧固	(63)
三、加热紧固	(63)
四、液压紧固	(64)
第六节 精度调整	(64)
第七节 充液阀	(65)
一、充液阀类型及结构	(66)
二、设计计算	(69)
第八节 应力测试及承载理论的探讨	(72)
一、测试和计算方法	(72)
二、分析比较	(72)
三、立柱弯矩计算方法的探讨	(73)
第九节 计算实例	(76)
一、主油缸计算	(76)
二、机身零件设计计算	(81)
三、充液阀设计计算	(89)
第八章 框架式液压机	(93)
第一节 整体框架式机身设计	(93)
一、整体框架式机身结构	(93)
二、整体框架式机身强度计算	(96)
三、整体框架式机身刚度计算	(106)
四、计算实例	(110)
第二节 框架拉杆式机身设计	(115)
一、框架拉杆式机身结构	(115)
二、强度和刚度计算	(116)
三、机身的预紧	(124)

四、计算实例	(124)
<b>第三节 滑块设计计算</b>	(130)
一、滑块的导向结构	(130)
二、滑块的强度和刚度计算	(132)
三、计算实例	(134)
<b>第四节 工作台垫板设计计算</b>	(135)
一、强度和刚度计算	(135)
二、计算实例	(137)
<b>第五节 精度调整</b>	(138)
<b>第六节 框架式机身应力测试</b>	(139)
<b>第九章 单柱式液压机</b>	(141)
<b>第一节 机身结构分析</b>	(141)
一、整体式结构	(141)
二、组合式结构	(142)
<b>第二节 滑块和导向结构</b>	(142)
<b>第三节 整体式机身强度和刚度计算</b>	(143)
一、强度计算	(143)
二、刚度计算	(145)
<b>第四节 校正工作台设计和计算</b>	(146)
<b>第五节 设计实例</b>	(147)
一、机身零件的计算	(147)
二、校正工作台计算	(148)
<b>第六节 应力测试和分析</b>	(149)
<b>附录一 液压机精度</b>	(151)
单柱校正压装液压机精度	(151)
四柱式万能液压机精度	(152)
塑料制品液压机精度	(154)
粉末制品液压机精度	(156)
金属挤压液压机精度	(160)
<b>附录二 常用资料及数据</b>	(163)
材料弹性模数及波松比	(163)
材料线膨胀系数	(164)
<b>附录三 截面的几何及力学特性</b>	(165)
<b>附录四 简单载荷作用下等截面梁的支座反力、弯矩、挠度及转角计算公式</b>	(170)
<b>附录五 普通公制螺纹的螺钉、螺栓和双头螺栓的许用应力</b>	(179)

# 第六章 液压机设计基本知识

## 第一节 概 述

液压机是利用液压传动技术进行压力加工的设备。它与机械压力机相比，具有压力和速度可在广泛的范围内无级调整，可在任意位置输出全部功率和保持所需压力，结构布局灵活，各执行机构动作可很方便地达到所希望的配合关系等等很多优点。同时液压元件具有高度的通用化标准化特点，设计和制造均较为简单。所以液压机在国民经济各部门得到了日益广泛的应用。

目前中小型液压机绝大部分均采用矿物油做介质，例如液压油，机械油等。同时大多采用单机直接传动。

液压机设计也和其它任何机械设计一样，是由加工对象——工件的工艺要求决定的。因此整个设计过程首先就应详细分析压制工件对各执行机构的动作（包括压力、速度、相对位置关系和运动精度），工作空间和装卸料要求等等。并根据加工的实际条件，参考液压机设计的一些典型结构和搜集的同类产品结构性能等参考资料进行分析比较，确定总体设计方案，然后对主要零部件和液压系统、电气系统等的零部件设计提出具体的要求，进行详细核算。在此基础上绘制全部工作图和编制制造验收技术条件等全部技术文件。至此，设计阶段基本上完成。但设计是否正确，必需用实践来检验，即通过试制和工艺试验发现问题和解决问题，使设计符合预期的全部要求。

在液压机设计过程中，我们需要研究解决的问题有如下几点：

- （1）分析压制工艺过程对设计机器的要求，确定主要技术规格和动作线图。
- （2）总体设计方案的确定。
- （3）主要零部件强度和刚度计算。
- （4）液压系统设计。
- （5）电气系统设计。

本书第一册已扼要叙述了液压系统常用元件性能结构和液压系统的设计方法。液压机的电气系统目前主电路是用交流电动机拖动，控制线路则采用常规继电器线路或晶体管逻辑线路。根据液压系统和其它机构要求的动作程序（动作线图表示）和各动作的连锁要求，参考机床电力传动有关书籍即可完成设计。故本书不作介绍。

本册将重点介绍液压机主机部分和总体设计的主要程序和设计计算方法。



表6-1

锻压机械类、列、组划分表

类别	组别	0									1									2									3									4								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
锻压力机	U	具									单柱式压力机									开式压力机									闭式压力机									其他								
		1. 单柱式压力机 2. 单柱式压力机 3. 单柱式压力机 4. 单柱式压力机 5. 单柱式压力机 6. 单柱式压力机 7. 单柱式压力机 8. 单柱式压力机 9. 单柱式压力机									1. 开式压力机 2. 开式压力机 3. 开式压力机 4. 开式压力机 5. 开式压力机 6. 开式压力机 7. 开式压力机 8. 开式压力机 9. 开式压力机									1. 闭式压力机 2. 闭式压力机 3. 闭式压力机 4. 闭式压力机 5. 闭式压力机 6. 闭式压力机 7. 闭式压力机 8. 闭式压力机 9. 闭式压力机									1. 其他 2. 其他 3. 其他 4. 其他 5. 其他 6. 其他 7. 其他 8. 其他 9. 其他																	
液压机	Y	具									液压机									液压机									液压机									液压机								
		1. 液压机 2. 液压机 3. 液压机 4. 液压机 5. 液压机 6. 液压机 7. 液压机 8. 液压机 9. 液压机									1. 液压机 2. 液压机 3. 液压机 4. 液压机 5. 液压机 6. 液压机 7. 液压机 8. 液压机 9. 液压机									1. 液压机 2. 液压机 3. 液压机 4. 液压机 5. 液压机 6. 液压机 7. 液压机 8. 液压机 9. 液压机									1. 液压机 2. 液压机 3. 液压机 4. 液压机 5. 液压机 6. 液压机 7. 液压机 8. 液压机 9. 液压机																	
自动锻压机	Z	具									自动锻压机									自动锻压机									自动锻压机									自动锻压机								
		1. 自动锻压机 2. 自动锻压机 3. 自动锻压机 4. 自动锻压机 5. 自动锻压机 6. 自动锻压机 7. 自动锻压机 8. 自动锻压机 9. 自动锻压机									1. 自动锻压机 2. 自动锻压机 3. 自动锻压机 4. 自动锻压机 5. 自动锻压机 6. 自动锻压机 7. 自动锻压机 8. 自动锻压机 9. 自动锻压机									1. 自动锻压机 2. 自动锻压机 3. 自动锻压机 4. 自动锻压机 5. 自动锻压机 6. 自动锻压机 7. 自动锻压机 8. 自动锻压机 9. 自动锻压机									1. 自动锻压机 2. 自动锻压机 3. 自动锻压机 4. 自动锻压机 5. 自动锻压机 6. 自动锻压机 7. 自动锻压机 8. 自动锻压机 9. 自动锻压机																	
锤	C	具									锤									锤									锤									锤								
		1. 锤 2. 锤 3. 锤 4. 锤 5. 锤 6. 锤 7. 锤 8. 锤 9. 锤									1. 锤 2. 锤 3. 锤 4. 锤 5. 锤 6. 锤 7. 锤 8. 锤 9. 锤									1. 锤 2. 锤 3. 锤 4. 锤 5. 锤 6. 锤 7. 锤 8. 锤 9. 锤									1. 锤 2. 锤 3. 锤 4. 锤 5. 锤 6. 锤 7. 锤 8. 锤 9. 锤																	
锻机	D	具									锻机									锻机									锻机									锻机								
		1. 锻机 2. 锻机 3. 锻机 4. 锻机 5. 锻机 6. 锻机 7. 锻机 8. 锻机 9. 锻机									1. 锻机 2. 锻机 3. 锻机 4. 锻机 5. 锻机 6. 锻机 7. 锻机 8. 锻机 9. 锻机									1. 锻机 2. 锻机 3. 锻机 4. 锻机 5. 锻机 6. 锻机 7. 锻机 8. 锻机 9. 锻机									1. 锻机 2. 锻机 3. 锻机 4. 锻机 5. 锻机 6. 锻机 7. 锻机 8. 锻机 9. 锻机																	
前切机	Q	具									前切机									前切机									前切机									前切机								
		1. 前切机 2. 前切机 3. 前切机 4. 前切机 5. 前切机 6. 前切机 7. 前切机 8. 前切机 9. 前切机									1. 前切机 2. 前切机 3. 前切机 4. 前切机 5. 前切机 6. 前切机 7. 前切机 8. 前切机 9. 前切机									1. 前切机 2. 前切机 3. 前切机 4. 前切机 5. 前切机 6. 前切机 7. 前切机 8. 前切机 9. 前切机									1. 前切机 2. 前切机 3. 前切机 4. 前切机 5. 前切机 6. 前切机 7. 前切机 8. 前切机 9. 前切机																	
弯曲校正机	W	具									弯曲校正机									弯曲校正机									弯曲校正机									弯曲校正机								
		1. 弯曲校正机 2. 弯曲校正机 3. 弯曲校正机 4. 弯曲校正机 5. 弯曲校正机 6. 弯曲校正机 7. 弯曲校正机 8. 弯曲校正机 9. 弯曲校正机									1. 弯曲校正机 2. 弯曲校正机 3. 弯曲校正机 4. 弯曲校正机 5. 弯曲校正机 6. 弯曲校正机 7. 弯曲校正机 8. 弯曲校正机 9. 弯曲校正机									1. 弯曲校正机 2. 弯曲校正机 3. 弯曲校正机 4. 弯曲校正机 5. 弯曲校正机 6. 弯曲校正机 7. 弯曲校正机 8. 弯曲校正机 9. 弯曲校正机									1. 弯曲校正机 2. 弯曲校正机 3. 弯曲校正机 4. 弯曲校正机 5. 弯曲校正机 6. 弯曲校正机 7. 弯曲校正机 8. 弯曲校正机 9. 弯曲校正机																	
其他	T	具									其他									其他									其他									其他								
		1. 其他 2. 其他 3. 其他 4. 其他 5. 其他 6. 其他 7. 其他 8. 其他 9. 其他									1. 其他 2. 其他 3. 其他 4. 其他 5. 其他 6. 其他 7. 其他 8. 其他 9. 其他									1. 其他 2. 其他 3. 其他 4. 其他 5. 其他 6. 其他 7. 其他 8. 其他 9. 其他									1. 其他 2. 其他 3. 其他 4. 其他 5. 其他 6. 其他 7. 其他 8. 其他 9. 其他																	

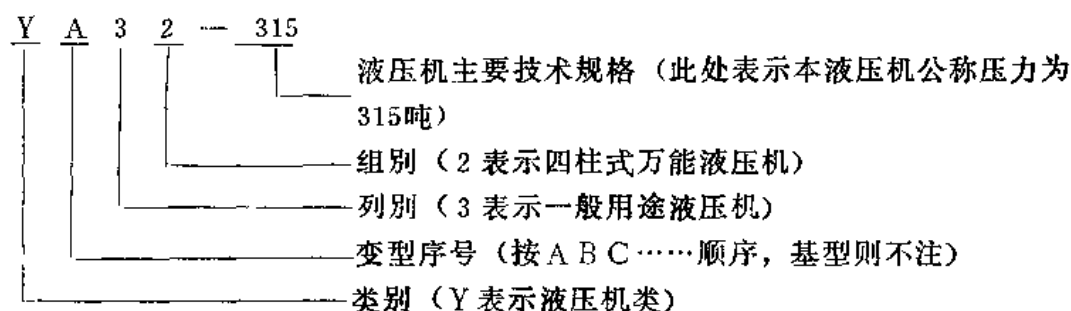
组号内首项○位因版面有限未列入表内。



## 第二节 液压机型号和主要规格

目前液压机设计制造的品种、规格日益增多，为了不致与其它机械型号混淆和在同一标准下表达该机的性能特征，便利生产管理和用户选用，液压机型号编制必须遵循上级有关规定。我厂设计和生产的液压机型号、名称、主要技术规格和名牌等均按照第一机械工业部“关于锻压机械型号编列办法，统一名称和主要规格、名牌的规定”编制确定的。

例如，我厂生产的YA32-315型四柱式万能液压机型号表示为：



液压机主要规格见表6-2，锻压机械类、列、组划分表见表6-1。

在生产过程中由于工艺的改进要求有关零部件做相应改进。液压元件、电气元件等的发展和更替，需要对产品图纸进行整顿再版。为了区别这种变化便利生产管理和技术管理，因此对于这类修改常在型号最后增加ABC等设计修改序号。

一般来说，液压机主要规格是它的主导工艺动作中的主要执行机构可能输出的最大压力。

对6.3~20000吨的各种液压机，其公称压力应按JB611-64标准规定执行。现摘要于下：

液压机公称压力规定为：6.3、10、16、25、40、63、100、160、200、250、315、400、500、630、800、1000、1250、1600、2000、2500、3150、4000、5000、6300、8000、10000、12500、16000、20000吨。

对国民经济各部门用量较多、用途较广的24类液压机，具体规定如下：

- (1) 锻造液压机：500、800、1250、2000、3150、6300、12500吨。
- (2) 模锻液压机：3150、5000、8000、16000吨。
- (3) 管棒挤压液压机：315、500、630、1600、3150、8000、12500吨。
- (4) 棒型材挤压液压机：800、1250、2000、5000吨。
- (5) 黑色金属挤压液压机：1600、3150、8000吨。
- (6) 单柱厚板冲压液压机：200、315、500、800吨。
- (7) 单动四柱式厚板冲压液压机：630、1000、2000、3150、5000、8000吨。
- (8) 双动四柱式厚板冲压液压机：800、1600、3150吨。
- (9) 单动薄板冲压液压机：160、250、400、630、1000、1600、2000吨。
- (10) 双动薄板冲压液压机：250、400、630、1000、1600、2000、2500吨。

表6-2

液压机主要规格表

序 号	锻压机械统一名称	主要规格名称	主要规格 的 单 位
1	××吨单柱锻造液压机	公称压力	吨
2	××吨四柱重力式锻造液压机	公称压力	吨
3	××吨四柱蒸汽式锻造液压机	公称压力	吨
4	××吨四柱纯水式锻造液压机	公称压力	吨
5	××吨柱式模锻液压机	公称压力	吨
6	××吨单柱冲压液压机	垂直柱塞公称压力	吨
7	××吨四柱单动冲压液压机	拉伸柱塞公称压力	吨
8	××吨四柱双动冲压液压机	拉伸柱塞公称压力	吨
9	××吨四柱移动台冲压液压机	公称压力	吨
10	××吨单动薄板冲压液压机	公称压力	吨
11	××吨双动薄板冲压液压机	公称压力	吨
12	××吨橡皮模冲压液压机	公称压力	吨
13	××吨双柱式万能液压机	公称压力	吨
14	××吨四柱式万能液压机	公称压力	吨
15	××吨四柱上移式液压机	公称压力	吨
16	××吨单柱校正压装液压机	公称压力	吨
17	××吨双柱校正压装液压机	公称压力	吨
18	××吨四柱校正压装液压机	公称压力	吨
19	××吨金属挤压液压机	公称压力	吨
20	××吨管棒挤压液压机	压力缸的公称压力	吨
21	××吨型材挤压液压机	公称压力	吨
22	××吨拉伸液压机	公称压力	吨
23	××吨穿孔液压机	公称压力	吨
24	××吨穿孔拉伸联合液压机	公称压力	吨
25	××吨塑料制品液压机	公称压力	吨
26	××吨克热熔塑料制品液压机	最大制件重量	克
27	××吨硫化橡胶制品液压机	公称压力	吨
28	××吨绝缘材料制品液压机	公称压力	吨
29	××吨阳极压制液压机	公称压力	吨
30	××吨阴极压制液压机	公称压力	吨
31	××吨磨料制品液压机	公称压力	吨
32	××吨粉末制品液压机	公称压力	吨
33	××吨金属打包液压机	公称压力	吨
34	××吨非金属打包液压机	公称压力	吨
35	××吨金属屑压块机	公称压力	吨
36	××吨伞形液压机	公称压力	吨
37	××吨轮轴压装机	公称压力	吨
38	××吨锻模模膛压制机	公称压力	吨
39	××吨电缆包皮压制机	公称压力	吨
40	××毫米管子端部修正机	最大管子直径	毫米

续表

序 号	锻压机械统一名称	主要规格名称	主要规格 的 单 位
11	××吨压砖液压机	公称压力	吨
12	××吨毛坏破碎机	公称压力	吨
13	××吨挤水液压机	公称压力	吨
14	××吨增压试验机	公称压力	吨
15	××毫米管子试压机	被试管的直径	吨

(11) 橡胶垫冲压液压机：1600、2500吨。

(12) 橡胶囊冲压液压机：5000、10000、20000吨。

(13) 木材人造板压制液压机：250、500、800、1250、1600、2000、3150、4000、6300、10000、16000吨。

(14) 绝缘材料制品液压机：250、500、800、1000、1250、1600、2000、2500、3150、5000吨。

(15) 橡胶平板硫化液压机：63、100、160、200、250、315、400、500、630、1000、1250、2500、4000、5000、8000、10000吨。

(16) 塑料制品液压机：25、40、63、100、160、200、250、315、400、500、630、1000、1600、2000、3150、5000、10000吨。

(17) 粉末冶金液压机：25、40、63、100、160、200、250、315、400、500、630、1000、1600、2000、3150、5000、10000。

(18) 电极挤压液压机：800、1000、1600、2500、5000吨。

(19) 立式电缆包复液压机：1000、2000、3150吨。

(20) 卧式电缆包复液压机：1600、2500、5000吨。

(21) 通用液压机：25、63、100、200、315、400、500吨。

(22) 单柱校正压装液压机：6.3、10、25、63、100、160、250、315吨。

(23) 四柱式矫正液压机：250、315、400、800、1000、1600吨。

(24) 卧式轮轴压装液压机：250、315、500、1000吨。

### 第三节 液 压 机 精 度

液压机精度是指机器本身的精度，它主要包括各执行机构模具安装基面的不平度，各执行机构相对于工作台面（液压机基准面）的不平行度和不垂直度等相对位置精度。

液压机的精度也同任何机床的精度一样，是由被加工工件的精度要求，压制工艺过程对机器各执行机构的运动精度要求决定的。精度过低将使制件精度降低，甚至使模具过早的损坏。精度制定太高又将使制造成本增加。所以合理制定精度项目和要求是十分重要的。

目前由第一机械工业部规定的液压机标准有两个即JB1292-73 单柱校正压装液压机精度标准和JB1293-73四柱式万能液压机精度标准。其他各种类型液压机各专业制造厂

均有企业标准。並在制造和使用过程中逐步修订，並將逐步由部标、国标所取代。

目前，液压机精度标准均在空负荷或静止状态下测量。这样测量较为简单，但不能准确地反映负荷下的精度。设计中还应根据工艺的要求对液压机的刚度提出相应的要求（参见第七至第九章）控制负荷下的各零件的变形。以满足压制零件的精度要求和提高模具寿命。

## 第四节 液压机简介

### 一、四柱式万能液压机

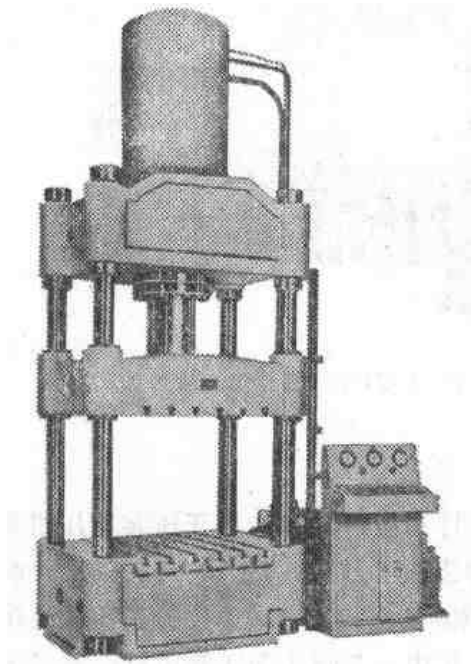


图6-1 YA32-315型四柱式万能液压机

四柱式万能液压机为最常见的典型结构形式之一。我厂设计和生产有公称压力为63、100、200、315、500吨等一个系列产品。

图6-1为我厂设计和生产的YA32-315型四柱式万能液压机外观图。从图中可见主机为三梁四柱结构。上滑块由四柱导向。顶出缸布置于工作台中间孔内。操纵箱布置于机身右前侧。各操纵调整元件均集中设置在操纵箱面板上。动力机构（包括电动机、泵、阀元件等）设置于右侧。整个系列均提供了典型的工艺动作即上滑块快速下行→慢速加压→保压延时→快速回程並停止。下缸活塞顶出→退回或浮动压边下行→停止→顶出。因此适用于一般金属压制塑料、粉末冶金压制等广泛的工艺。由于增设了下缸活塞浮动压边下行的工艺动作，就可利用顶出缸做液压垫，利用倒拉伸工艺实现金属薄板拉伸成型的工艺要求。

### 二、塑料制品液压机

我厂目前生产的塑料制品液压机系列有上滑块公称压力为45、100、250、500吨四种规格。

图6-2为Y71-100塑料制品液压机外观图。图6-3为YA71-500塑料制品液压机外观图。上滑块公称压力为45、100吨两种规格均为整体框架结构，250、500吨两种规格均为三梁四柱式结构。整个系列产品均具有上滑块差压快速下行→全压压制→保压延时→快速回程动作。除45吨为差压压制和液压顶出外，其余均可利用上滑块回程过程中搬动位于工作台右前侧的手柄，使位于工作台中心的顶出杆与悬挂上滑块上的顶出机构相连接，实现回程时顶出动作，将制件顶出。

此外在45、100吨液压机上还设有恒温控制器，自动控制並反映上下模具加热温度。

由于塑料压制时高压行程均较小，而且保压时间较长。故本系列液压机高压速度均

很小，一般为1~3毫米/秒。同时均设有自动补压装置（45吨的可手动补压），即当压力下降大于允许值时可自动开动液压系统使压力上升至调定值。

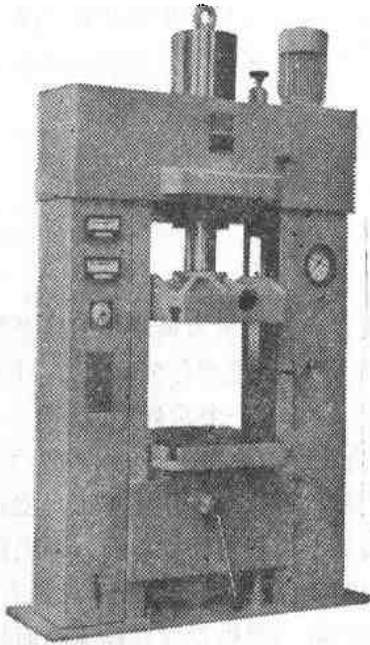


图6-2 Y71-100塑料制品液压机

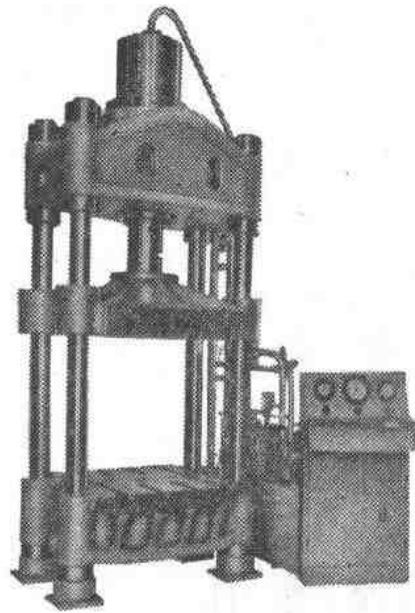


图6-3 YA71-500塑料制品液压机

### 三、单柱校正压装液压机

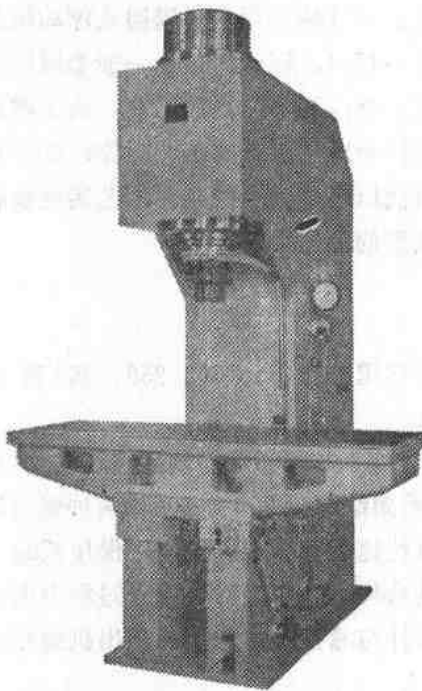


图6-4 Y41-160单柱校正压装液压机

我厂设计和生产的单柱校正压装液压机系列有上滑块公称压力为2.5、10、25、63、160五种规格。图6-4为Y41-160单柱校正压装液压机外观图。其中2.5吨为台式液压机，本系列液压机属中小型，机身结构均为整体结构，液压系统布置于机身内，适应校正压装工艺要求。上滑块上限位和下限位均可预选调正行程限位的位置。系统具有恒功率特性；手动操纵手柄释放后滑块自动回程至调定的上限位置。

本系列产品主要适用于轴类零件的校正和压装等工艺，也可适用于要求不高的粉末、塑料等压制工艺。

#### 四、粉末制品液压机

我厂设计和生产的粉末制品液压机有立式和侧式两种类型。前者有63、160、250吨三种规格，适用于各种粉末冶金零件的压制。后者有100、500吨两种规格，适用于利用开式模具压制矩形截面的粉末冶金长条零件。

图6-5为ZY79-160全自动粉末制品液压机外观图。其液压系统和动作线图见本书第五章第一节。本系列液压机机身均为型钢和钢板焊接结构，并有足够的强度和刚度。电气和液压系统的调整和操作均集中于机身正面的面板上，操作方便。由于本系列产品均具有广泛的工艺动作和辅助装置。因此能压制各种精密复杂的零件，生产率很高。压制最大制件时最小生率均为4~10件/分。

图6-6为YA70-500侧式粉末制品液压机外观图。从图中可以看出，主机为四柱式结构，主缸与上横梁铸成一整体。侧缸固定于工作台右侧，呈卧式单柱液压机结构。主机前后面均布置有相同的送料机构，并可两面操作。本机工艺动作为：送料器前进→停止→侧缸前进合模→主缸下行压制→保压延时→回程并停止→侧缸后退并停止→送料器退回→停止。整个循环可以手动或半自动完成。行程位置和各动作压力均可无级调整。

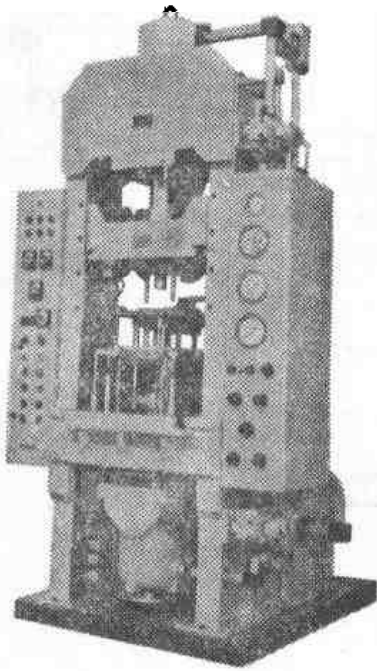


图6-5 ZY79-160全自动粉末制品液压机

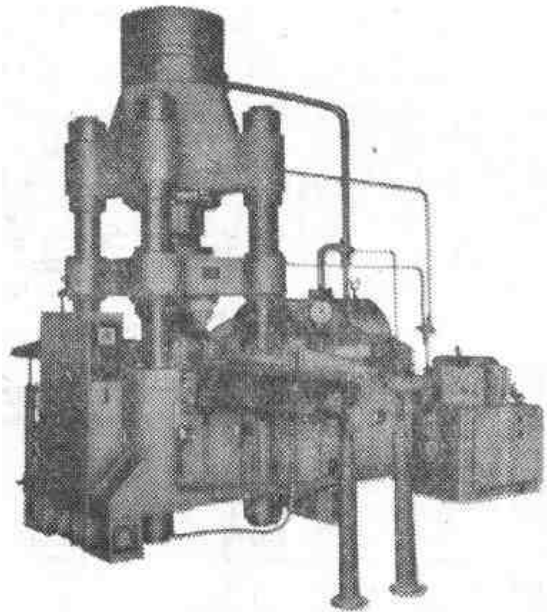
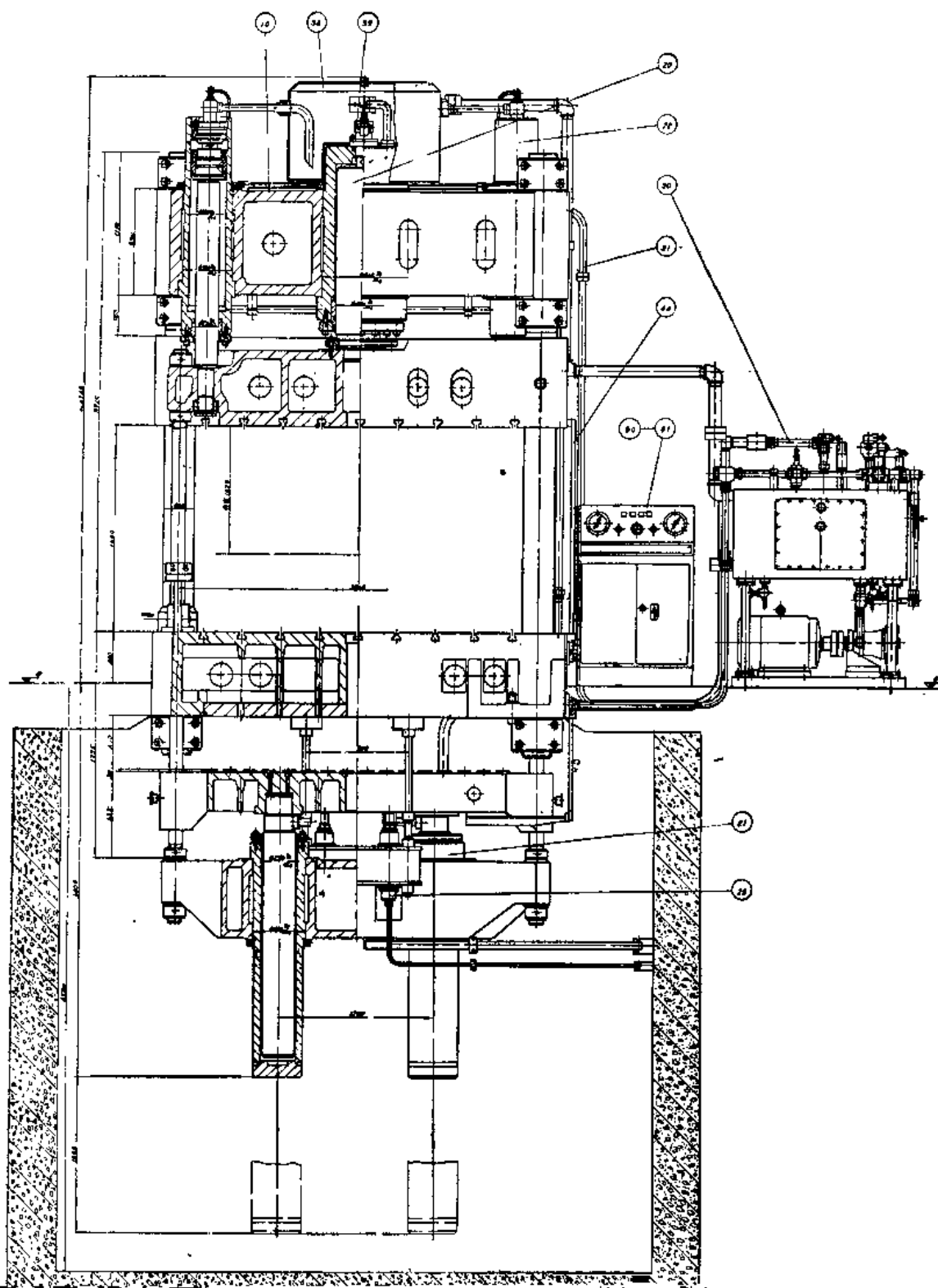


图6-6 YA70-500侧式粉末制品液压机

#### 五、双动薄板冲压液压机

我厂设计和生产的Y28-630双动薄板冲压液压机（见图6-7）。从图中可以看出，地面上为一般四柱液压机。地面下有下滑块和压边梁，通过悬挂在上滑块的拉杆组成悬挂式压边系统。本机可利用双动倒拉伸工艺完成对汽车、拖拉机、飞机等工业部门的薄板拉伸件的拉伸成型。也可用做各种零件的弯曲、成型等。本机拉伸力最大630吨，压





边力最大250吨，单动时最大总压力为880吨，工作台面积2000×2500毫米，最大拉伸深度500毫米。

## 六、冷挤压液压机

我厂设计和生产的Y 61-1000冷挤压液压机（见图6-8）主机为整体框架式结构，主缸为滑块油缸式，整机设计具有吨位大，行程长、台面小，导向精度高等特点，并有必要的工艺动作，适合于各种金属零件的冷挤压工艺。本机可挤压最长零件为400毫米。

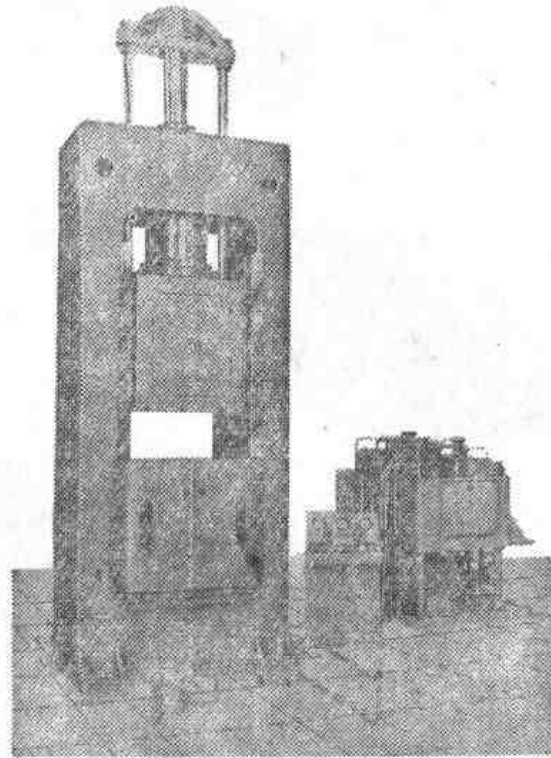


图6-8 Y 61-1000冷挤压液压机

## 七、金属打包液压机

我厂设计和生产的100、160吨金属打包液压机，其加工对象为各工业部门金属薄板冲压的废料和其它轻薄料的打包工艺。图6-9为YB81-100金属打包液压机外观图。主机是用钢板焊接组合而成的箱形合盖式结构，在加料以后开始半自动或手动工作循环，工艺动作为：合盖（并剪切余料）→第一级压缩（侧缸前进）→第一级压缩到位停止，开始第二级压缩（主缸前进）→第二级压缩到压后停止并泄压→出料门打开→出料门打开到位主缸继续前进顶出制件→到位后自动退回→退回到位后停止→出料门关闭→开盖。本机的束块尺寸为长×宽×高 = (300~500) × 300 × 300毫米。

图6-10为Y 81-160金属打包液压机，主机结构为抽屉式、在机器打包的同时，可实现连续加料。因此可配置在自动线上进行全自动打包。

本机工艺动作为：侧缸快速前进→侧缸慢速前进（第一级压缩）→侧缸前进至

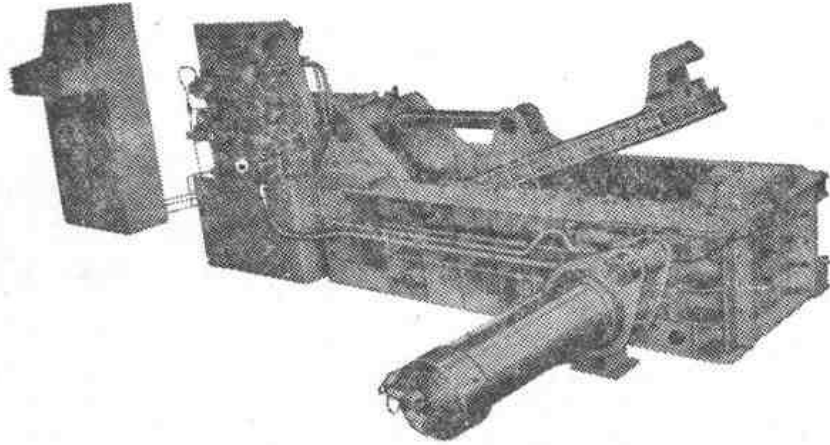


图6-9 YB81-100金属打包液压机

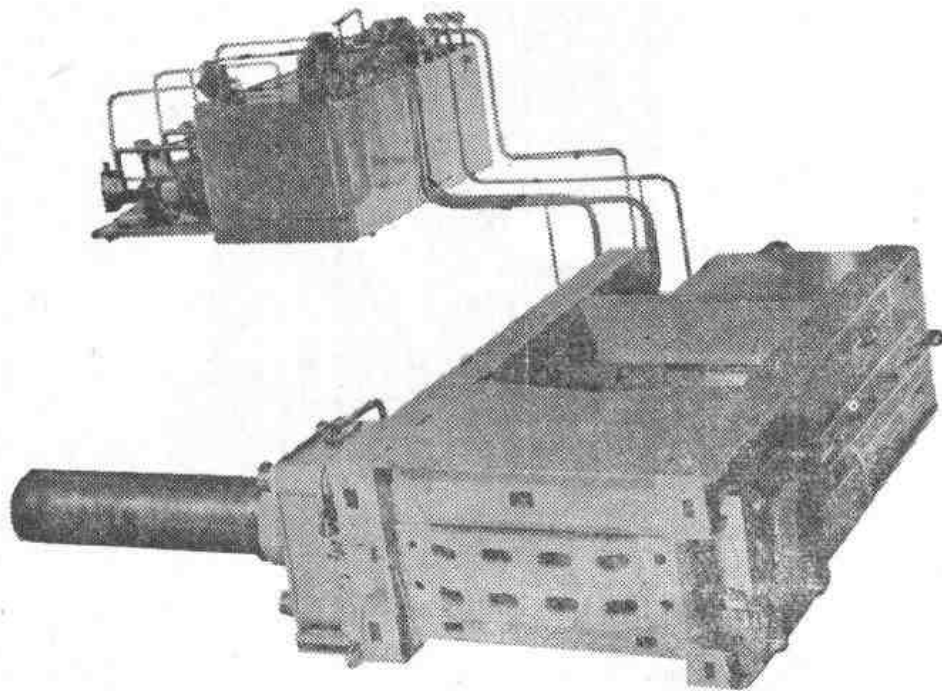


图6-10 Y81-160金属打包液压机

限位后主缸前进（第二级压缩）→主缸压力到压后主侧缸同时泄压→泄压后出料侧门打开→主缸继续前进顶出制件→主缸回程时侧门关闭→主缸回程到位后，侧缸回程，到位后停止。在回程过程中，盖上盛料区的废料自动落下，掉入压缩区。因此，在侧缸回程到位后即可开始进行下一次打包工艺动作。

### 第五节 典型液压机结构分析

液压机按工艺用途分类（从表 6-1 可以看出）已近百种。但是从结构（主要是指主机结构）观点来看，则可分为单柱式、四柱式、框架式和复合式结构。

无论那种结构型式的液压机，总是由若干不同功能的组件所组成。我厂根据液压机

表6-3

液 压 机 组 件 划 分 表

名 称 后 前	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	0	总 图	基 础	安全装置		包装箱	工具	附件		
1	机 身	机架平台		移动 工作台				拖动 装置	封闭 装置	护罩
2	主 缸	下主缸	侧 缸	回程缸	推动缸	下回 程缸	压边缸			辅助缸
3	动力机构	管 路	蓄 势 器	充液装置	泵站					
4	操纵机构	分油口			限程 装置	减速 装置				
5	顶出缸 顶出 (机构)	上顶出缸	装料机构	取件装置	送料 机构	接件 装置				盛料 装置
6	电气装置	控制箱	操纵板							
7	冷却装置	润滑装置	气动装置							
8								拖动 机构		
9										

的结构和装配实际情况将液压机的各种功能组件按表6-3进行分组。例如YA32-315四柱式万能液压机(见图6-11)由下列组件所组成：10机身、20主缸、30动力机构、31管路、44限程装置、50顶出缸、60电气装置、62操纵箱和工具包装等。

液压机的主机结构包括机身、各执行机构、各油缸和滑块。合理的选择主机结构对于确保使用要求，机器的制造工艺性和其他技术经济指标都有很大的意义。下面将分别介绍典型的主机结构及其特点。

## 一、机身结构

### (一) 四柱式结构

四柱式结构为液压机最常见的结构形式之一。从图6-11可见，10机身是典型的三梁四柱式结构。20主缸布置在上横梁中心。在工作台中心则布置了50顶出缸。活动横梁与主缸活塞刚性连结并由主缸活塞驱动。由四柱导向完成压制和回程动作。61控制箱安装在主机右前侧(见图6-11)，各控制按钮和压力表、调压阀等。均布置在箱体面板上。因此工作者在控制箱前即可集中操纵和调整。上滑块行程限位装置则布置于机身右前侧。可以调整活动横梁上限、减速和下限位置。动力机构布置于主机右侧并由管路系统与主机连接起来。

四柱式结构最显著的特点是工作空间宽敞、便于四面观察和接近模具。整机结构简单，工艺性较好，但立柱需要大型圆钢或锻件。

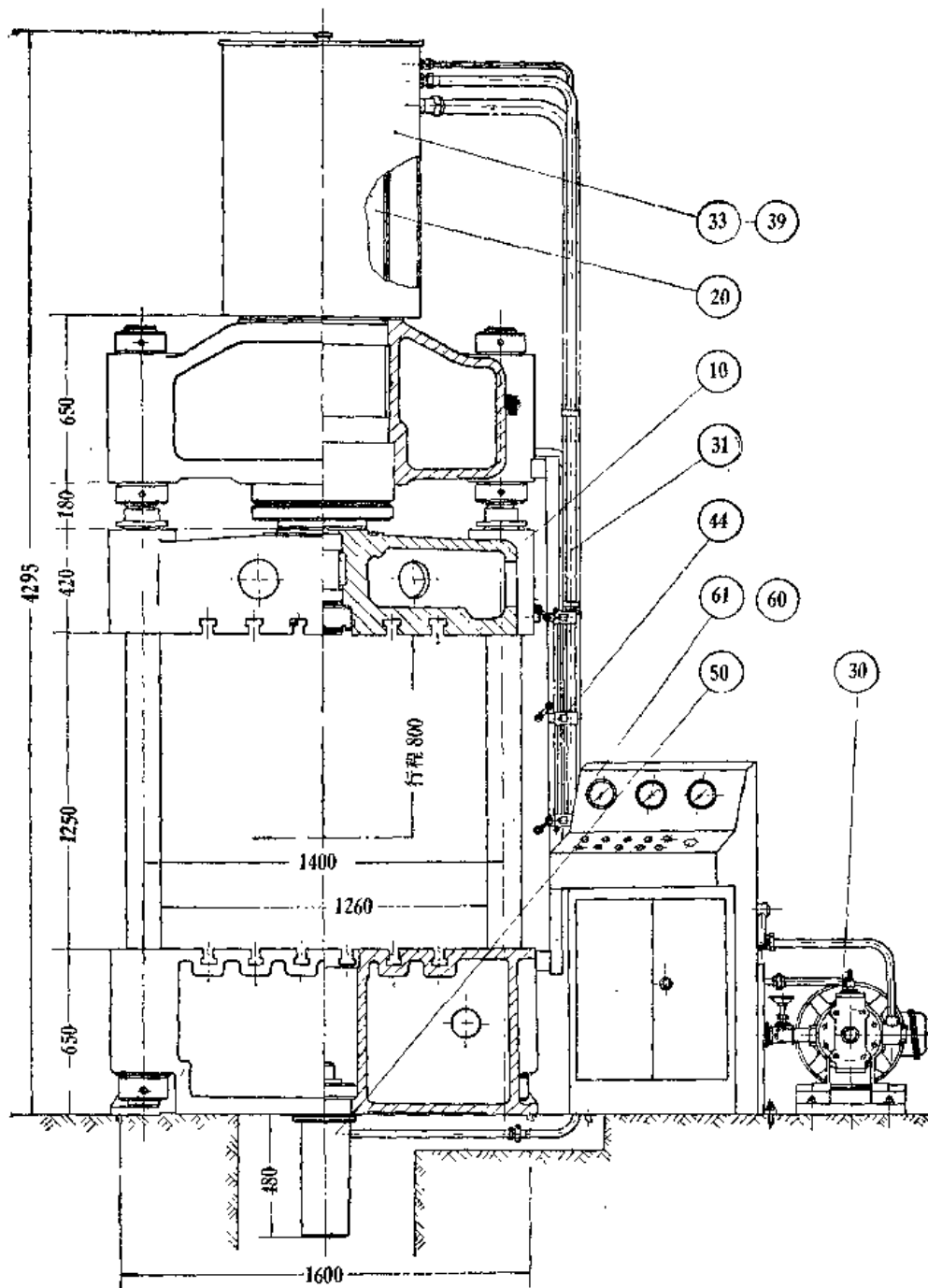


图6-11 YA32-315四柱式万能液压机结构图

四柱式液压机最大的缺点是承受偏心载荷能力较差，最大载荷下偏心距一般为跨度（即左右方向的中心距）的百分之三左右；由于立柱刚度较差，在偏载下活动横梁与工作台间易产生倾斜和水平位移；同时立柱导向面磨损后不能调整和补偿。这些缺点在一定程度上限制了它的应用范围。

四柱式液压机各零部件结构设计和计算详见第七章。

## （二）框架式结构



框架式结构在各种液压机中应用相当广泛。主机结构可分为下列几种。

### 1. 整体框架式

整体框架结构多用于小型液压机。由于机架在工作过程中承受拉力和弯曲应力，因此大多采用型钢，钢板焊接和整体铸钢结构。只有在小吨位和小台面的液压机才可能采用铸铁铸造的整体结构。

整体焊接式结构的优点是省去了整个铸造工序，制造周期短；在结构设计上可根据受力情况合理布置和选用不同厚度的钢板，因此重量最轻。缺点是各钢板焊前加工量较大、需要相应的焊接设备和熟练的焊接技术，以尽量减少焊接变形和残余内应力；焊后一般必需消除应力退火；此外，焊后加工也较为复杂。

整体铸造结构的特点是零件数量少，加工面少，机架刚度大。但需要制造木模和砂箱等。结构上壁厚不能太薄、厚度差不能太大，因此重量较大。此外，铸件清砂等均较费工时，单件小批生产时成本较高，外观也较粗糙。

整体框架结构的特点是零件数量少，重量轻、刚度大。但零件单件重量较大，焊后加工工艺较为复杂。有时甚至需要专用设备加工，以保证工作台面平直度和导轨支承面对工作台的垂直度。由于单件重量较大，设计时应仔细考虑吊运和加工设备工作能力。整体框架结构最大的缺点为支柱和横梁转角处应力集中，而且在转角处往往应力最大。所以设计上应采取适当加大过渡圆角半径；合理布置焊缝和适当加大转角处的断面面积等措施。否则，其应力集中点的应力可能较计算应力大1.5~3倍。形成薄弱环节。

### 2. 双柱拉杆式

图6-12为双柱拉杆式结构示意图。从图可见，框架由上横梁、下横梁、对称布置的两支柱和四根拉紧螺栓预紧后所组成。在支柱和上、下横梁接触面上，装配预紧后配打了圆柱销钉定位。通常支柱上均开有长孔，使有可能在左右方向上安装装卸料机构。

这一结构的特点是各零件结构和工艺性简单，单件重量较小，支柱只承受压应力，工作中水平变形较小，并消除了整体结构中转角处的应力集中弊病。但是，这一结构将增加各结合面的加工量和拉杆。并需采用加热或液压加载方式将拉杆伸长预紧。一般预紧系数为1.5至2倍公称压力。因此组合式结构总重量一般均较整体式大。这种结构型式在大中型液压机上应用极为广泛。

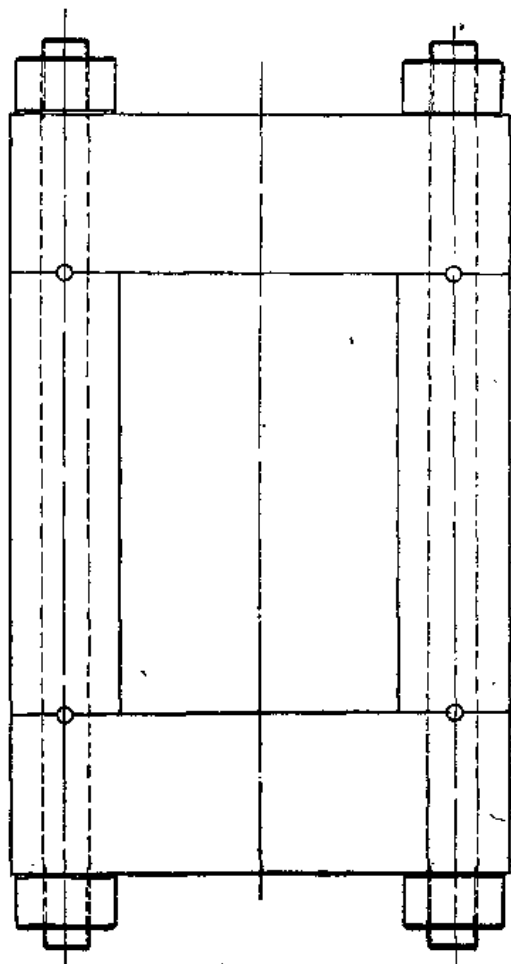


图6-12 双柱拉杆式结构图

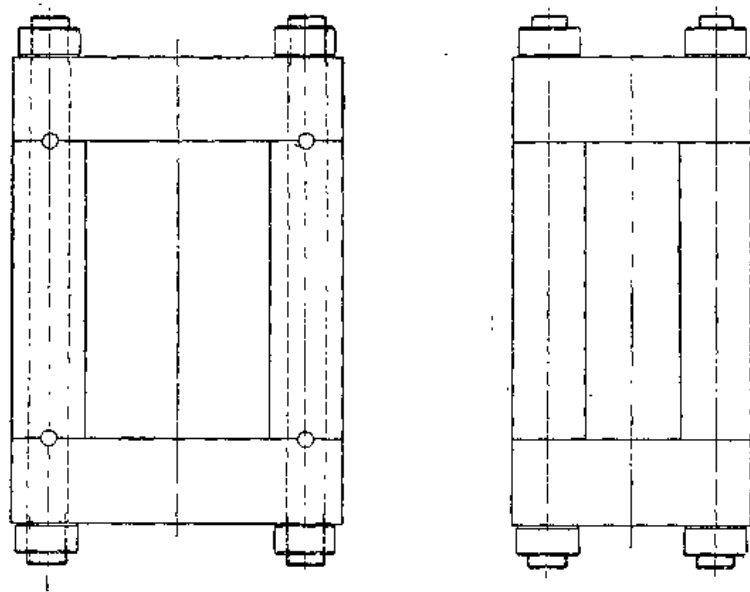


图6-13 四柱拉杆式结构图

### 3. 四柱拉杆式

四柱拉杆式结构见图6-13，这一结构与双柱拉杆式特点一样。不同点是支柱每侧两件，中间留有更大的长方孔，便于安装模具和实现自动化装卸工作。这一结构一般在较大吨位和大台面液压机上采用。例如带活动工作台的双动薄板冲压液压机。

#### (三) 单柱式结构

单柱式结构又称“C”形床身或开式结构。其结构示意图见图6-14单柱式结构的液压机最突出的优点是操作方便；可三面接近工件；装卸件简单方便。特别是轴类零件校

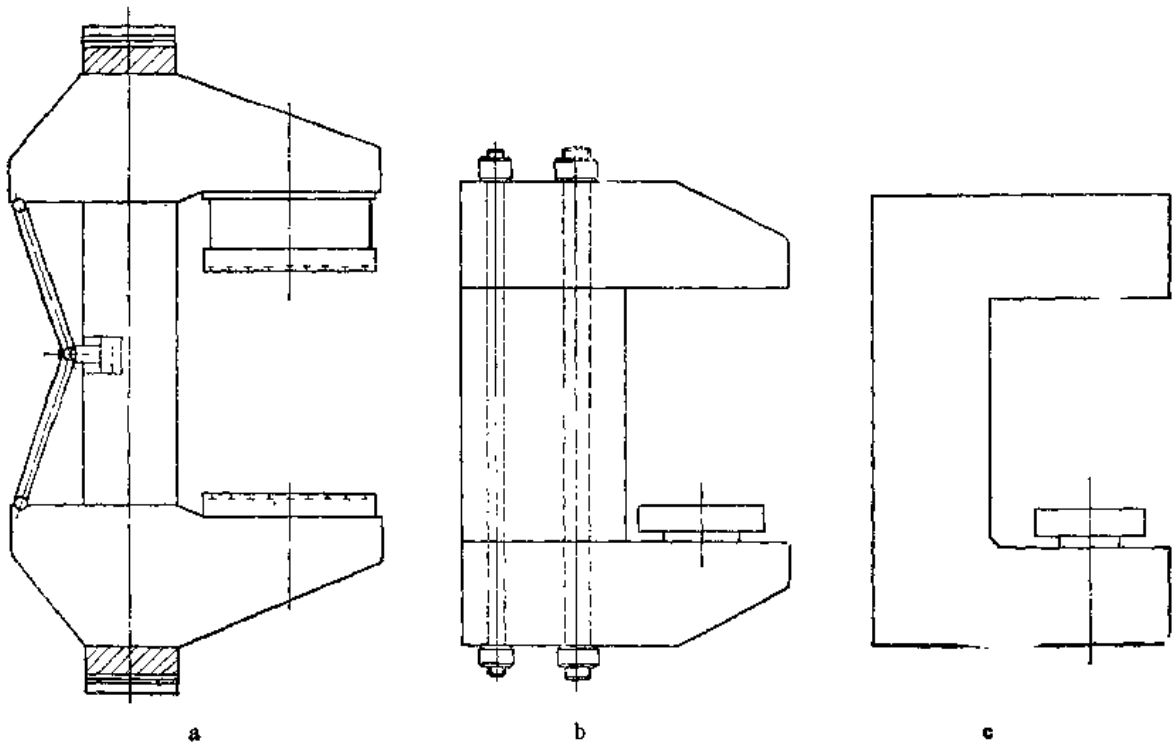


图6-14 单柱式结构示意图

直和板材弯曲成形等工艺应用这一结构形式十分方便。通常单柱式结构有整体式和组合式结构、整体式一般在公称压力 $P_H$ 小于250吨喉深 $e$ 小于400毫米的中小型液压机上采用。对更大一些的液压机由于整体式机架重量太大和加工工艺性不好，通常采用图中b的组合式结构，上下梁和立柱用拉柱预紧连接成整体。

单柱式结构最大缺点是机身为悬臂梁受力。因此变形较大，机架刚度很差。特别是在受力时变形不对称至使主缸中心线对台面的垂直性产生角位移。这种情况将使模具间隙偏向一侧，主缸活塞承受弯曲应力，因而使密封结构和导套工作恶化，磨损加剧，寿命降低。通常为了使角位移控制在 $3'$ 以内，机架中梁和支柱的应力大多在400公斤力/厘米<sup>2</sup>以下，因此较相同吨位和工作台面的四柱式或框架式液压机消耗的钢材成倍增加。为了克服这一缺点有的国家生产了一种有变形补偿装置的结构（见图a）。其原理如下：机身采用组合式并用钢丝预应力缠绕以承受总拉力。在支柱后面设计了一个连杆机构。当主缸工作并升压时通过连杆的力放大并作用于机架后半部，因此将产生一反变形以抵消主缸中心线的角位移。这样就可以使工作条件大大改善。但这一结构支柱受力将显著增大。在吨位和喉深较大的大型单柱式液压机设计中，若精度要求较高时则可考虑采用这一结构。

#### （四）复合式结构

由于液压机使用日益广泛。在很多情况下要求设计的液压机具有更多的工艺动作，以简化模具，提高工作效率；多工位自动化生产和加工特殊形状的工件的液压机等均采用复合式结构，即由前一些典型结构有机组合而成。

例如我厂设计和生产的侧式粉末制品液压机（见图6-6）主缸压制部分为立式四柱式结构，侧缸合模部分则采用单柱式结构。

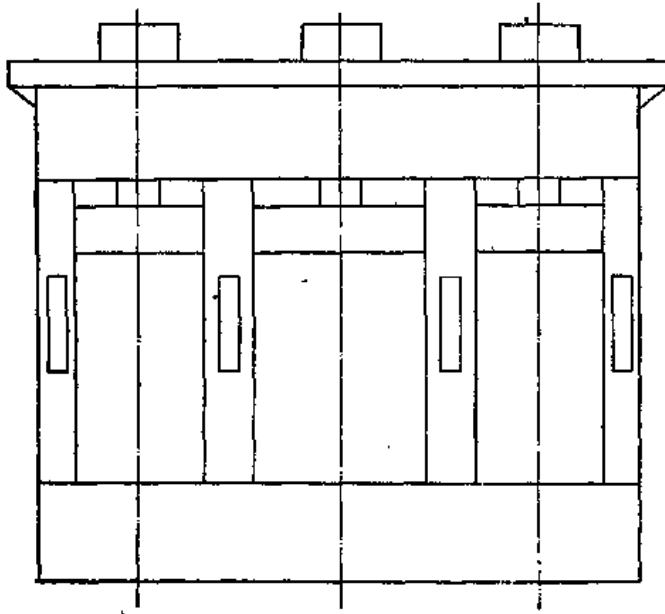


图6-15 并列式结构

对于中小型汽车制造厂需要薄板拉伸液压机和大梁压制液压机，由于生产批量较少，若各类设备均配备齐全则会造成负荷不足。因此国内外均发展了并列式液压机，其结构如图6-15所示。从图中可见各支柱之间均为框架式液压机，上横梁和工作台共用，有独立的滑块并在上缸驱动下沿各自导轨运动。各支柱左右方向均有足够大的长孔横向全部贯通。设计上可单独操作也可同时集中操纵，组成长工作台，大吨位液压机以压制汽车大梁。也可以通过横向机械化送料实现多工位压制。但这种组合式结构同时工作时必须考虑各滑块同步运



动和防止各导向面互相干扰。

## 二、导向结构

为了提高零件压制精度，提高模具使用寿命。除了机身和各梁应具有必须的刚度外，各滑块应有较高的运动精度；能承受在压制不对称零件或多工位冲压中产生的偏心载荷，并在冲压过程中保持必须的精度。在设计上重点是合理选择导向结构和导向长度；导轨面力求耐磨，磨损后间隙便于调整和修复以提高寿命。而导轨面上的挤压应力值是产生磨损降低寿命的重要因素。因此要仔细分析受力情况，进行必要的计算，使挤压应力不超过规定值。此外还需采取相应的润滑措施，以保证充分润滑。

目前，四柱式液压机的滑块均采用导套与立柱配合并用立柱导向。其特点是零件数量少，形状简单、工艺性较好。但配合间隙不能调整，磨损后修复比较困难，为此立柱工作表面应淬硬以增加耐磨能力。此外由于立柱刚度较差至使负荷下运动精度较低。

框架式液压机的滑块一般均利用固定于机身支柱上的 $45^\circ$ 斜面导轨导向。为了提高耐磨能力和便于维修，通常在滑块导轨面上镶有青铜垫板。机身导轨则采用耐磨铸铁或淬硬钢制造。在精密冲裁和金属挤压液压机上，为了最大限度地减小导轨间隙，提高刚度和导向精度，近几年来也有采用塑料衬板的导轨或预应力滚动导轨。

在很多情况下，例如在精冲、冷挤压和大台面薄板冲压液压机上，为了提高导向精度和偏心载荷下保持精度的能力，现代液压机采取了一些措施来实现这一要求。这些措施包括：第一，加长滑块的导向尺寸。一般滑块的导向长度与跨度之比为 $0.3\sim 0.6$ ，现在很多液压机的这一比值已达 $1.2\sim 2$ 。由于导向面加长，导向精度大为提高；在偏心载荷下导轨面挤压应力相应减小，因而寿命提高。大吨位小台面液压机采用这一措施比较有效。但对大台面液压机由于跨度太大，满足上述比值结构上是不现实的，而且显得笨重。第二，采用中央导柱。图6-16为带中央导柱的结构示意图。图a为内导柱结构，这一

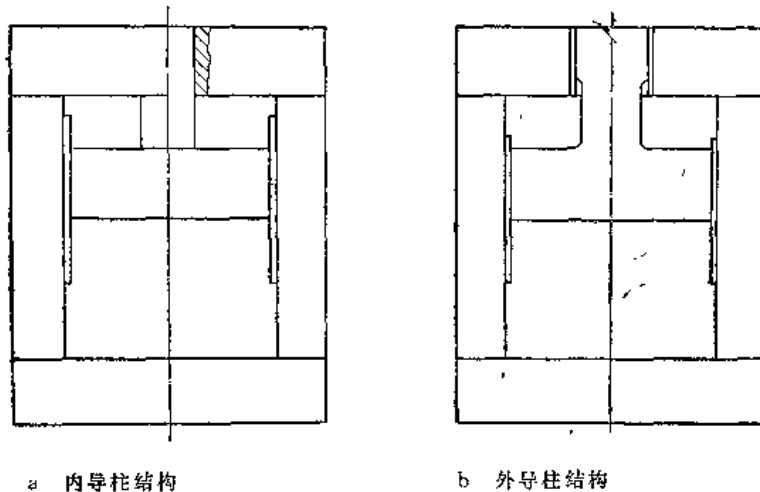


图6-16 带中央导柱的结构示意图

结构的特点是滑块中部刚性固接一方形导柱。该导柱在固定于上横梁方孔内的可调导轨上滑动。导柱应有足够的截面，以承受偏载下产生的弯矩。采用中央导柱结构，就可在

不增加滑块高度的情况下使导向长度 $YL$ 大大加长，提高了导向精度，并使导轨面上挤压应力大为降低。但是由于中央导柱占据了中间位置，滑块只能由布置在中央导柱两侧的油缸驱动。图b为外导柱结构形式，滑块做成T字形，加长的导轨面沿固定于上横梁前后的可调导轨上运动。这一结构的优点是在整个上横梁有效面积内，可自由布置各油缸。无论是内导柱或外导柱结构，都不可避免的使滑块结构复杂化，加工精度要求较高。第三、采用机械同步装置提高运动精度和抗偏心载荷能力。主要结构有齿轮齿条式和同步连杆式。其结构示意图见图6-17。图a为齿轮齿条式，在滑块前后面均设有一与滑块下平面平行的齿轮轴。轴两端固定的大小相同的齿轮与固定在机身支柱上的齿条相啮合。这样就保证了滑块的平行运动。其运动精度取决于齿轮节圆直径、轴的刚度和齿轮齿条啮合的精度。有的结构设计把齿轮轴布置于上横梁上，两齿条固定于滑块上。这

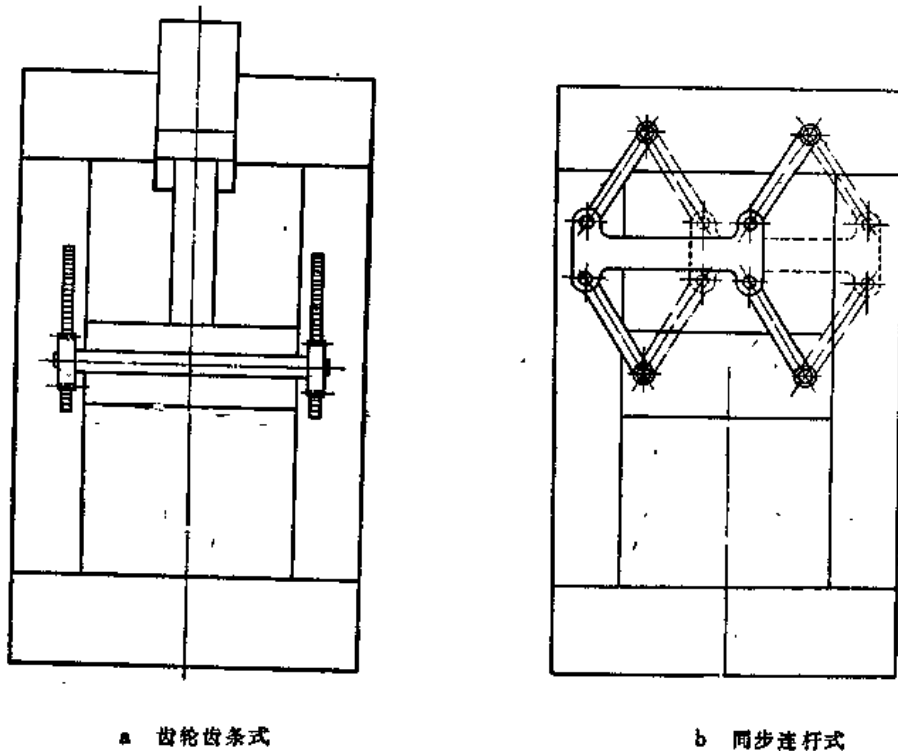


图6-17 机械同步装置

可视具体情况决定。图b为同步连杆式结构。其原理是利用两平行四边形原理保证滑块平行运动。这一结构类似双点式机械压力机。因此又称液压——机械式压力机。采用机械同步装置后滑块运动精度大为提高。并大大减小了偏载下导轨面上的挤压应力和改善了应力分布的状况。

## 第六节 液压机设计程序

液压机是压力加工的主要设备之一，它广泛应用于国民经济各部门，因此品种繁多，结构和复杂程度差别很大。但不论设计那一种液压机，设计方法和程序都有共性的一面，即第一，对压制的工件进行详细的工艺分析，了解工件的形状、尺寸、材料、重

量、技术要求和压制的工艺过程对机器的要求，包括压力、速度、位移和位移精度、工作空间、生产率和自动化装卸机构配合方式等等。总之，通过工艺分析达到明确本机加工过程，即一个工作循环中每一动作的详细要求和必要的调整范围。第二，调查研究。任何设计都应尽力达到满足用户单位使用要求；制造工艺性好和具有先进的技术经济指标。因此认真调查研究用户单位、制造单位的要求和意见。并应尽可能搜集和研究国内外同类型产品的结构、性能的有关资料，在此基础上初步设计出一个设计方案。经过会审，广泛征求改进意见以后，确定一个最佳方案，做为施工设计的基础。第三，最后完成全部施工设计和编制制造验收等全部技术文件。第四，通过样机试制，性能试验和工艺试验，验证设计是否符合预期的要求，并对设计做必要的修改。

液压机设计过程的主要内容是：确定主要技术规格，动作线图，液压系统和电气系统，主机设计，各零部件设计和总体布置，全部零件图，使用说明书和制造验收技术文件。这些内容是整个设计有机的组成部分，在进行每一个步骤时，都不能孤立的考虑，而应综合比较，互相协调。例如确定主要技术规格时必须考虑到主机结构和液压系统的可能性和经济性。

### 一、液压机主要技术规格的确定

确定液压机主要技术规格是设计工作中最重要的步骤之一。因为它直接关系到所设计的机器是否能满足零件压制的质量和生产率要求。同时它也是设计各零部件的依据，它对零部件的尺寸、要求加工设备的能力和整机成本有极大的影响。因此，必须仔细分析机器所加工工件的工艺动作程序；仔细分析所使用的模具尺寸和安装要求；仔细分析各工艺动作要求的压力、速度、相对位置关系，工作行程和行程停止点的位置精度要求。在确定主要技术规格时，我们还应深入地调查研究同类型设备的结构，主要技术规格、操作性能等有关资料，并应充分重视用户单位的要求和改进意见。

#### (一) 主要技术规格的内容

主要技术规格是表述机器工作性能的指标。通常包括以下部分：第一，主要规格，又称主参数，它是表示液压机主要特性的参数。应按本章第二节所列项目和标准选取。第二，各执行机构各工艺动作的压力。第三，工作空间、包括各执行机构固定模具的工作表面对主机工作台面（或中心线）的最大距离和最小距离，工作台尺寸等。第四，各工艺动作的速度。第五，机器外形尺寸，总功率和总重量。

例如我厂YA32-315四柱式万能液压机其主要技术规格为：

(1) 公称压力	315t
(2) 液体最大工作压力	250kgf/cm <sup>2</sup>
(3) 回程压力	60t
(4) 顶出压力	35t
(5) 退回压力	25t
(6) 拉伸时压边压力 (p = 280kgf/cm <sup>2</sup> )	40t
(7) 工作台面距地面高度	650mm
(8) 活动横梁下平面距工作台面最大距离	1250mm

(9) 活动横梁最大行程		800mm
(10) 顶出活塞上平面距工作台面最大距离		445mm
(11) 顶出活塞最大行程		250mm
(12) 工作台有效面积 (前后 × 左右)		1160 × 1260mm
(13) 活动横梁行程速度	空载下行最大	80mm/sec
	工作时最大	8mm/sec
	回程最大	42mm/sec
(14) 顶出活塞行程速度	顶出最大	65mm/sec
	退回最大	95mm/sec
(15) 主机轮廓尺寸	左右	1660mm
	前后	1160mm
	地面上高	4300mm
	地面下深	480mm
(16) 机器占地面积	左 右	3235mm
	前 后	2060mm
(17) 总功率		22.8kw
(18) 全机重量		15t

## (二) 主要技术规格的确定

确定主要技术规格时, 基本的方法是工艺分析和统计分析相结合的方法。

通过对压制工艺过程的分析 and 必要的工艺试验, 可以确定整个压制过程动作配合关系和各动作要求的压制压力, 速度和工作空间等。对条件较为成熟的压制工艺, 例如冲裁, 常用钢零件的挤压等, 也可依据已经积累的经验 and 有关计算公式来决定有关参数。

在设计专用产品时, 往往对压制零件只有工艺设想, 缺乏实际试验或者因试验条件限制而不能较为准确地提供参数要求; 就是在设计标准系列产品时, 也常常遇到很多困难, 例如既要尽可能满足大多数使用单位的要求, 但又不能使设计的机器过于庞大、复杂致使机器成本增加等。因此, 我们必须较为准确地确定所设计产品加工的零件范围, 典型零件的压制工艺和模具结构以确定有关参数。

在确定参数时, 应尽可能的收集国内外同类型产品的有关技术资料, 应用统计分析的方法, 得出各参数的范围和它们之间的关系, 以帮助正确制订所设计产品的主要技术规格。

## (三) 通用液压机的主要技术规格

从长期生产实践的经验 and 统计得出, 一些通用液压机的一些主要参数总是在一定范围之内, 因此可以做为我们设计通用液压机或专用液压机时, 决定主要技术规格的参考资料。

下面为几种液压机的主要参数表 (参考值)

### 1. 四柱式万能液压机

公称压力	t	63	100	200	315	500
上滑块行程	mm	500	600	700	800	900
滑块下平面至工作台面 的最大距离	mm	800	900	1120	1250	1500
工作台有效尺寸 左右×前后	mm	500×500	630×630	900×900	1120×1120	1400×1400
顶出缸公称压力	t	16	25	40	63	100
顶出行程	mm	200	250	300	350	400

### 2. 单柱校正压装液压机

公称压力	t	10	25	40	63	100	160	250
滑块行程	mm	400	500	500	500	500	500	500
滑块下平面至工作台面 最大距离	mm	630	710	710	800	900	1000	1000
喉 深	mm	250	320	320	320	355	355	355
工作台尺寸 左右×前后	mm	400×400	500×500	560×560	630×630	710×630	800×630	900×630
工作台槽宽	mm	140	180	200	200	200	200	200
校正工作台 左右×高度	mm		1250×200	1250×200	1600×250	1600×250	2000×350	2000×350

### 3. 金属挤压液压机

公称压力	t	100	160	250	400	630	1000	1600
滑块行程	mm	600	500	700	800	800	1000	1600
滑块下平面至工作台面 最大距离	mm	1120	1120	1250	1600	1600	2000	2500
工作台有效尺寸 左右×前后	mm	630×630	630×630	800×800	800×800	1000×1000	1250×1250	1600×1600
顶出压力	t	25	40	63	100	100	160	250
顶出行程	mm	300	300	350	400	400	500	800

#### (四) 设计实例

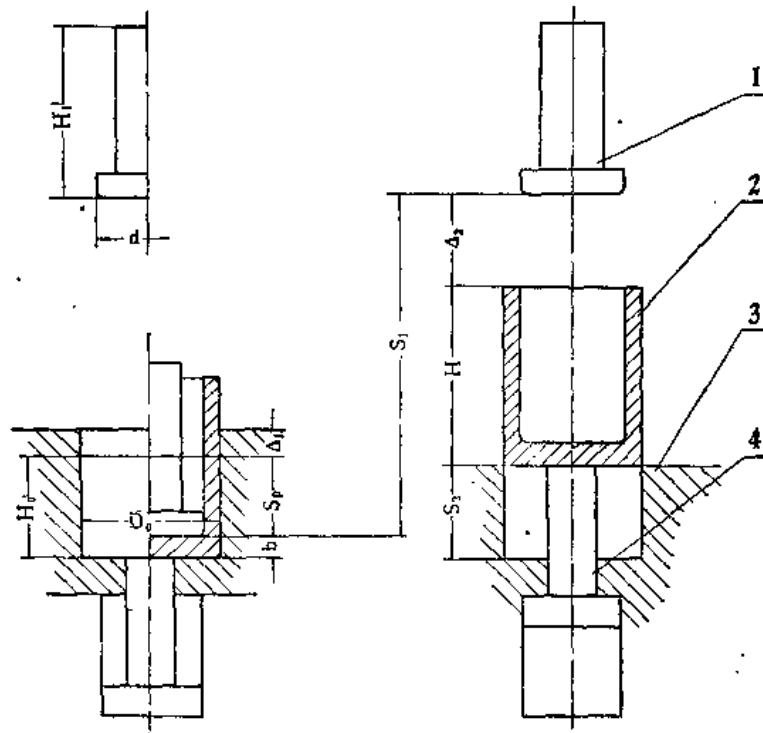
Y61-630金属挤压液压机主要技术规格的确定。

本机是为冷挤压各种金属零件服务的。设计要求压制零件的最大长度为400毫米。由于冷挤压是一种高效率的无屑、少屑加工新工艺，它具有节约材料，生产率高（一般

较切削加工高几倍甚至几十倍)；可获的形状复杂的零件，挤压制件金属纤维流向较好，组织致密、强度提高。对真空设备的零件来说采用冷挤压工艺制造的零件、气密性能提高也十分显著。由于冷挤压工艺具有很多优点，因此在我国各工业部门已日益广泛地应用。

冷挤压工艺可分为正挤压、反挤压和复合挤压。其加工零件的材料较为广泛。但大多数情况仍为普通碳素钢、铜和铝以及其合金。

根据挤压零件的长度 $H$ 、变形程度 $e_r$ 、挤压零件的材料和挤压方式，可以设计出相应的模具结构。这样就得到模具外形尺寸、安装面积和闭合高度。相应地决定了工作台面面积，上滑块下平面的有效面积和闭合高度。同时也可求出毛坯尺寸、上滑块行程和顶出的行程。本机典型模具闭合高度为500，700毫米。各参数与零件尺寸和变形程度的关系在反挤压时可用下列公式近似决定。其尺寸关系见图6-18。



(a) 装料情况 (b) 挤压结束 (c) 顶出结束

1. 凸模 2. 零件 3. 凹模 4. 顶杆

图6-18 反挤压时尺寸关系图

凸模面积 $F$

$$F = \frac{P_H}{p} \times 10^3 (\text{mm}^2)$$

式中： $P_H$ ——公称压力 (t)  
 $p$ ——单位挤压力 ( $\text{kgf}/\text{mm}^2$ )

凸模直径 $d$

$$d = \sqrt{\frac{4P_H}{\pi p} \times 10^3} (\text{mm})$$

凸模有效部分长度 $H_1$

$$H_1 \leq \lambda \cdot d \quad (\text{mm})$$

式中 $\lambda$ 为凸模长径比, 在黑色金属挤压时 $\lambda \leq 2.5$ , 在有色金属挤压时 $\lambda \leq 6 \sim 7$ 。

在反挤压时毛坯高度 $H_0$ 和毛坯直径 $D_0$ 为:

$$\begin{aligned} H_0 &= (1 - \varepsilon_F) H + \varepsilon_F \cdot b \\ &= D_0 \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_F}} \cdot d \end{aligned}$$

式中:  $\varepsilon_F$ ——变形程度  $\varepsilon_F = \frac{D^2}{d_0^2}$

$b$ ——挤压零件底部厚度 (mm)

$H$ ——零件长度, 反挤时 $H \approx H_1$

在反挤时上滑块高压行程 $S_p$

$$\begin{aligned} S_p &= H_0 - b \\ &= (1 - \varepsilon_F) H - (1 - \varepsilon_F) b \end{aligned}$$

式中:  $H$ ——挤压零件高度 (反挤时 $H \approx H_1$ ) (mm)

反挤时上滑块总行程 $S_1$

$$S_1 = \Delta_2 + H + S_p + \Delta_1 = (2 - \varepsilon_F) H + \Delta_1 + \Delta_2$$

式中:  $\Delta_1$ ——为装卸零件方便所需的余量 (mm)

$\Delta_2$ ——凹模装料口部余量 (mm)

反挤压时顶出行程 $S_2$

$$\begin{aligned} S_2 &= b + S_p + \Delta_1 + \Delta_3 \\ &= (1 - \varepsilon_F) (H - b) + \Delta_1 + \Delta_3 \\ &\approx (1 - \varepsilon_F) H + \Delta_1 + \Delta_3 \end{aligned}$$

式中:  $\Delta_3$ ——顶出活塞行程余量 (mm)

取 $\Delta_1 = 10$   $\Delta_2 = 100$   $\Delta_3 = 10$ 用反挤压制取30号钢, 铜和铝的零件时, 其 $S_1$ 、 $S_2$ 、 $S_p$ 和零件最大尺寸见表6-4。

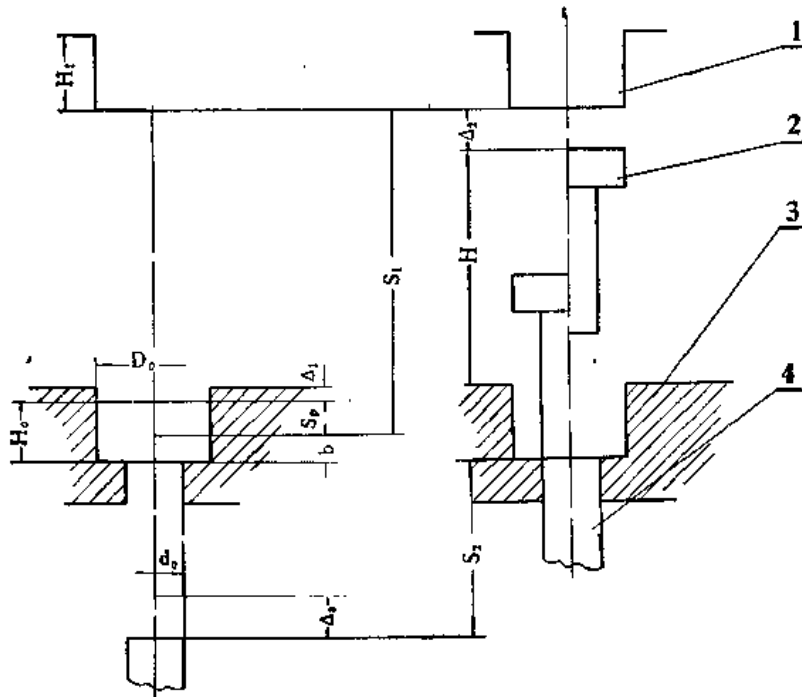
表6-4 Y61-630 金属挤压液压机反挤时参数关系

	$\varepsilon_F$	$p_0$	$d$	$H_{max}$	$D_0$	$b$	$S_p$	$S_1$	$S_2$
30号钢	50%	235	58.5	140	82.8	15	65.5	329	93
	80%	260	55.5	139	62	5	67	167	47.8
铜	50%	125	80	480	113	20	215	800	250
	90%	200	33	378	67	2	37.6	525	57.8
铝	60%	45	132	460	187	30	215	800	250
	99%	75	103	673	103.5	0.25	6.73	800	26.73

在正挤压时其尺寸关系图见图6-19

正挤压时各参数与零件长度和变形程度的关系可用下列公式近似决定:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4l'_{11}}{\pi p} \cdot 10^3} \quad (\text{mm})$$



(1) 凸模 (2) 零件 (3) 凹模 (4) 顶杆  
图6-19 正挤压时尺寸关系图

$$d = \sqrt{1 - \varepsilon_F} \cdot D_0$$

$$H_0 = (1 - \varepsilon_F) H + \varepsilon_F \cdot b$$

$$S_P = H_0 - b$$

$$= (1 - \varepsilon_F) H - (1 - \varepsilon_F) b$$

$$= (1 - \varepsilon_F)(H - b)$$

$$S_P \leq H_1 - \Delta_1 = \lambda D_0 - \Delta_1$$

$$S_1 = \Delta_2 + H + \Delta_1 + S_P$$

$$= (2 - \varepsilon_F) H - (1 - \varepsilon_F) b + \Delta_1 + \Delta_2$$

$$S_2 = H - b + \Delta_3$$

取 $\Delta_1 = 10$   $\Delta_2 = 100$   $\Delta_3 = 10$ 在本产品上用正挤压制取30号钢、铜和铝的零件时，其 $S_1$ 、 $S_2$ 、 $S_P$ 和零件尺寸见表6-5。

表6-5 Y61-630 金属挤压机正挤压时各参数关系

	$\varepsilon_F$	$p$	$D_0$	$H$	$d$	$b$	$S_P$	$S_1$	$S_2$
30号钢	50%	150	73	356	51.5	12	172	638	354
	80%	250	56.5	406	25.4	16	78	594	400
铜	50%	35	151.5	415	106.5	25	195	720	400
	90%	160	70.8	400	22.4	10	39	549	400
铝	50%	15	231	440	163	50	195	745	400
	99%	80	100	400	10	10	3.9	514	400



从上述初步计算结果可以看出①在公称压力为630吨的液压机上反挤压钢件时,受凸模长度限制。各行程参数和零件长度均较小。②在反挤压有色金属零件和正挤压各种材料零件时,在满足挤压零件长为400毫米左右的零件时,上滑块行程 $S_1$ 最小应为745毫米,顶出行程最小应为400毫米。反过来说,在取 $S_1 = 800$ 毫米,  $S_2 = 400$ 毫米情况下,对各种材料零件的挤压一般情况下均可加工长达400毫米的制件。③此时,高压行程应在6.73至195毫米之间保证可靠工作,这种情况只有液压机才能做到。

另外,根据对冷挤压有关工艺和现有设备的统计分析,得出了下列关系。

上滑块回程压力  $P_2 = (0.10 \sim 0.20) P_H$  有的达  $(0.3 \sim 0.4) P_H$

下顶出最大压力  $P_3 = (0.10 \sim 0.20) P_H$  有的达  $(0.2 \sim 0.3) P_H$

下顶出回程力  $P_4$  很小,可按结构决定

下顶出力  $P_5 = (0.02 \sim 0.10) P_H$

下顶出行程  $S_2 = (0.4 \sim 0.6) S_1$

上顶出行程  $S_3 = (0.2 \sim 0.3) S_1$

关于液压机上滑块和顶出活塞运动速度的决定,应考虑下列因素:第一,工艺要求。在冷挤压时,速度快慢对挤出制件影响不大。实践表明,挤压速度增大时,由于挤压过程的温度效应可使挤压力略有降低,但挤压速度过大时又将使润滑条件恶化,模具磨损加快,变形阻力增加。统计分析得出,目前大多数挤压液压机在最大压力速度均在10~60毫米/秒范围内,并具有无级调节的性能。对于温热挤压,由于挤压温度控制的范围较小,为了使加热毛坯放入模具后尽快挤完并从模腔内顶出。往往需要增大挤压速度。有的液压机其挤压速度达100~400毫米/秒。第二,生产率的要求。一般挤压液压机动作均为上滑块快速下行,减速挤压,短暂保压,泄压后快速回程,然后用下顶出或上打料机构顶出制件。设计时总是力求尽可能增大空程速度,以缩短辅助动作时间。挤压速度则在设备功率范围内尽可能提高,以提高生产效率。有的设计中也采用在挤压结束后凸模退出制件到一定位置时,令顶出机构同时动作顶出制件,由于动作重叠因此在同一速度下就缩短了整个工作循环时间。第三,设备的成本,空载速度和挤压速度愈大,整个液压系统必然趋于复杂,对电控系统要求也相应的大为提高。这样将使成本增加。另一方面由于挤压过程中装卸件、润滑模具等,均占整个工作循环时间的相当的比例,有时过分提高速度对生产率提高并不显著。而且,由于速度加快使模具寿命降低,使整个挤压费用增高。因此,目前一般挤压液压机空载下行速度均在150~300毫米/秒之间,回程速度和顶出速度一般均在100~250毫米/秒之间。随着液压技术的进步和装卸工作自动化水平的提高,空程速度必将进一步提高。

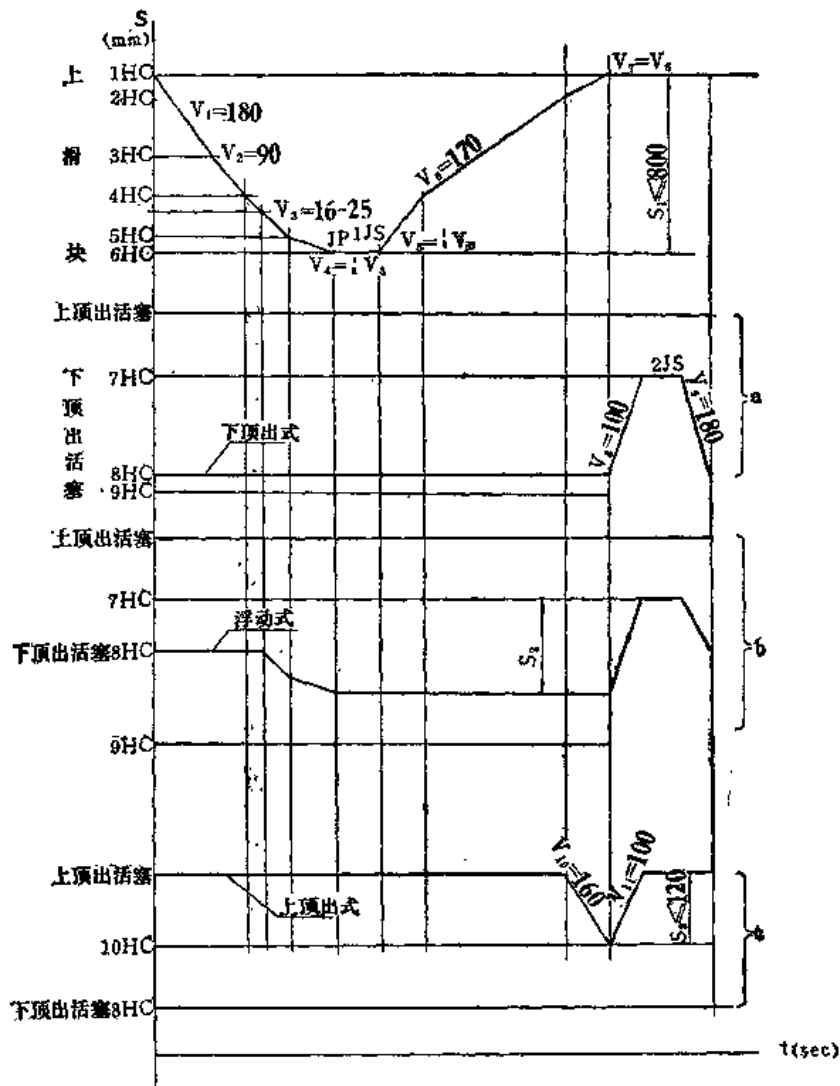
综上所述,根据工艺分析和统计的分析情况,考虑整机设计和液压元件的制造和供应,即可决定主要技术规格中的一些主要项目。其余项目则在设计过程中也就相应决定了。Y61-630金属挤压液压机主要技术规格如下:

序号	项 目	单 位	规 格	
1	公称压力	t	630	
2	上滑块压力	第一级	t	630
		第二级	t	400
3	上滑块回程压力	t	100	
4	下顶出压力	t	100	
5	下顶出回程压力	t	63	
6	上顶出压力	t	32	
7	工作台尺寸(前后×左右)	mm	1000×1000	
8	工作台距地面高度	mm	600	
9	上滑块下平面尺寸(前后×左右)	mm	900×900	
10	上滑块下平面距工作台面最大距离	mm	1500	
11	上滑块行程	mm	800	
12	下顶出活塞距工作台垫板上平面最大距离	mm	625	
13	下顶出活塞行程	mm	400	
14	上顶出活塞下平面距上滑块下平面最小距离	mm	155	
15	上顶出活塞行程	mm	120	
16	工作台上垫板尺寸(前后×左右×高度)	mm	1000×1000×200	
17	上滑块行程速度	空载下行	mm/sec	180
		挤压速度630t时最大	mm/sec	16
		400t时最大	mm/sec	25
		回程速度快速	//	170
18	下顶出活塞行程速度	慢速	//	80
		顶出	//	100
19	上顶出行程速度	退回	//	180
		顶出	//	160
20	主机轮廓尺寸	退回	//	80
		前后	mm	2340
		左右	mm	2360
		地面上高度	mm	5100
21	机器占地面积	地面上深度	mm	1135
		前后×左右	mm	5670×4150
22	总 功 率	kw	128.59	
23	总 重 量	t	45	

## 二、动作线图

动作线图是表示液压机各执行机构的位移——时间关系。从动作线图上可以清楚的反映出各动作行程、速度和它们之间配合的关系。例如图6-20为Y61-630金属挤压机动作线图。

从图6-20可以看出，三个主要执行机构，上滑块、上顶出活塞和下顶出活塞根据动作配合可得到：下顶出式、浮动式和上顶出式三种半自动工作循环方式。上滑块动作为：按



1~10HC行程开关, JP压力继电器, JS, 2JS时间继电器  
 $V_1 \sim V_{11}$ 行程速度 (mm/sec) (a)下顶出式 (b)浮动式 (c)上顶出式  
 图6-20 Y61-630金属挤压液压机动作线图

1A → 上滑块快速下行 ( $V_1 = 180$ 毫米/秒)  $\xrightarrow{3HC}$  第一次减速下行 ( $V_2 = 90$ 毫米/秒)  $\xrightarrow{4HC}$  第二次减速并以挤压速度  $V_p = V_s = 16 \sim 25$ 毫米/秒继续下行  $\xrightarrow{5HC}$  末端减速 ( $V_4 = \frac{1}{2}V_3$ ), 此动作目的是在压制即将结束时减慢挤压速度, 便于更精确控制末端定程精度, 以保证底部厚度  $\xrightarrow{6HC}$  保压  $\xrightarrow{JP \text{ 或 } JS}$  泄压慢速回程 ( $V_5 = \frac{1}{2}V_3$ ) 此时处于回程拔模状态。凸模离开已压制零件时自动变为快速回程, (速度  $V_6 = 170$ 毫米/秒)  $\xrightarrow{2HC}$  回程末端减速  $\xrightarrow{1HC}$  停止。在下顶出式中上滑块回程至1HC时, 下顶出活塞开始顶出 ( $V_7 = 100$ 毫米/秒)  $\xrightarrow{7HC}$  顶出停止取件  $\xrightarrow{2JS}$  顶出活塞退回  $\xrightarrow{8HC}$  停止。这一工艺中上顶出活塞始终处上限位置不动。在浮动式半自动循环中, 下顶出活塞开始即位于8HC位置, 在压制并已挤出零件时, 下顶出活塞与零件同步向下浮动, 并借液压系统作用保持一反压力, 使毛坯在模具中呈三向受

压状态，以增加塑性防止裂纹，为挤压某些塑性较差的材料提供工艺可能性。其余动作与下顶出式相同。而有些零件，挤压后往往附着于上模腔内，为此，本机在上滑块内设计了一个上顶出活塞，在上滑块回程至2HC上减速位置时以 $V_{10} = 160$ 毫米/秒速度将零件推出。其位移至10HC时发出讯号，上滑块停止；上顶出活塞自动回程至原始位置。

调整时应使4HC距毛坯上平面的距离小于一个毛坯高度。使减速下行后，但未到4HC位置时，若液压系统升压，则表示有毛坯重叠现象。此时电气系统将立即转换为回程动作，以保护模具。

动作线图是设计液压系统和电气系统的重要依据，同时也是液压机工艺过程的一个形象的反映。因此设计过程中必然是互为依据，共同定案的一个过程。

### 三、液压系统和电气系统

液压系统可参阅本书上册进行设计。电气系统目前均采用继电器控制线路或无触点逻辑元件的控制线路，主线路则大多为常规交流电动机拖动，故可参阅机床电力拖动等有关书籍和资料即可完成设计。故此处不再叙述。

### 四、总体设计方案

以上我们根据工件的工艺分析，统计分析和调查研究的各种资料，确定了所设计的液压机的主要技术规格，动作线图，液压系统和电气系统。这一阶段就是要将上述原理和要求具体化，即设计相应的各个零部件和主机结构，并按照结构简单，制造，使用和维修方便的原则合理布局。

#### （一）液压机零部件初步设计

在设计过程中，通常是首先根据主要技术规格和液压系统的要求，将各油缸设计出来，然后按照经验统计的有关结构比例关系和最简单的计算方法做初步计算，并考虑到结构造型和各零部件的布置要求确定主机的各主要零件的外形尺寸。在此基础上绘制初步的总图，然后根据受力情况做进一步分析和计算，进行必要的修改，这样就可对各零部件设计提出外形尺寸，连接方式的具体要求做为零部件设计的依据。而各零部件设计后又要求对总体布置和连接型式做必要的修改。如此反复平衡协调，直至完成全部设计，从这一过程也可看出，若初步确定各零部件结构和尺寸比较正确，对顺利完成设计，减少返工意义很大。

各执行机构的驱动油缸，可根据本书第四章进行设计，此处不再重复。

1. 四柱式液压机机身各零件初步设计可取下列数值：

立柱：按平均简单拉伸应力为500公斤力/厘米<sup>2</sup>决定最小断面直径。

工作台高度：0.4~0.7倍立柱中心距，大台面小吨位的取偏小数值。

上横梁高度：0.4~0.8倍立柱中心距。

活动横梁（即上滑块）高度：0.3~0.6倍立柱中心距。在偏心载荷较大时应取较大的数值。若为中心载荷受力状态，则可取较小的数值。

各梁结构：应尽可能设计成箱形断面。上横梁，由于油缸孔的削弱，在采用铸造结构时，可设计成等强度梁结构，即中部高度加大，以抵消油缸孔对断面的削弱作用。但

对大台面液压机，若液压系统布置在上横梁顶面，则仍应该设计成矩形的外形。

## 2. 框架式液压机机身各零件初步设计可取下列数值：

整体框架式：机身①工作台和上横梁高度：0.6~0.8倍工作台左右方向的宽度。大吨位小台面的液压机取大值，小吨位大台面液压机取小值。②支柱宽度：0.25~0.4倍工作台左右方向宽度。对行程较长，精度较高，偏载较大的液压机应取较大的数值，初步设计时，可按上下梁为简支梁计算，弯曲应力 $\leq 600$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>（对A3或ZG 35 I材料），支柱可按均匀拉伸计算，拉应力 $\leq 500$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>计算。

对双柱拉杆式和四柱拉杆式，拉杆直径可按在1.5倍公称压力下，取拉杆伸应力为1000~1200公斤力/厘米<sup>2</sup>计算决定。其余与整体框架式相似。

滑块高度：一般液压机滑块高度为工作台左右方向宽度的0.3~0.6倍。在冷挤和精压机这一类要求较高的液压机上，为了提高导向精度和偏载下保持精度的能力，上述比值一般均取1.2~1.5。

## 3. 动力机构的初步设计：

动力机构通常设计成独立部件。它由电动机、泵、各控制阀和油箱等零件所组成。设计成独立部件的优点，是可与整机其他部件平行装配以缩短装配周期，便于通用化和标准化。

油箱是动力机构中各零部件安装的基础，结构设计上应考虑油箱容积、外形尺寸、过滤器，液面指示油标，冷却器（必要时安装），防尘和空气过滤等要求。此外，设计上应使清洗油箱和换油时尽量少拆卸液压元件和管路零件。图6-1中，油箱上盖为敞开式，过滤器布置于油箱内。这种结构较为简单。但需要设计放油地坑或用油泵等抽油。清洗油箱还需拆卸管路。但由于管路简单，采用这一结构也是可行的。图6-7中右侧30部动力机构，油箱设计成整体式，上盖与油箱四壁焊成整体，密封性能和刚度均较好。此外，泵布置于油箱下面，占地面积较小，泵低于液面，吸油条件较好，油箱两端均开设有大的方孔做为清洗油箱之用。两种油箱均用隔板将油箱沿长度方向分隔为吸油区和排油区，各阀回油均排至排油区，各泵吸油管路均埋入吸油区液面之下。油管端至油箱底面的距离应大于或等于四倍管子外径。吸油区和排油区间设有隔板或过滤器，（最好还有磁性过滤器以除掉金属微粒）。板式过滤器通常用150~200目/吋的铜丝网制成。滤网面积可按下列经验公式决定：

$$F = 5 \sum Q_i \quad \text{cm}^2$$

式中： $\sum Q_i$ ——各泵每分钟流量之和（l/mm）油箱尺寸可参考表6-6决定

表6-6 油 箱 尺 寸 (mm)

序号	长	宽	高	壁厚	底厚	盖厚	转角内圆半径
1	1000	650	550	5	5	12	R 25
2	1200	750	550	5	5	12	R 25
3	1400	850	650	5	8	16	R 45
4	1600	1000	650	5	12	16	R 45

泵阀元件布置要求：泵和电动机应用弹性联轴器连接，设计时若采用管式连接元件，一般首先设计平面布置图；要求管路尽量缩短，便于装卸；吸排油管路与油箱吸排油区相对应。此外，元件和管路均应可靠固定，回油管与油箱之间力求可靠密封以保证油液清洁。

## （二）总体布置

目前，中小型液压机大多为单机直接传动，并由主机、动力机构、电气控制箱、操纵箱、限程装置和其他辅助装置所组成。合理的布置对制造、使用和维修影响很大，但是，由于液压机较其他机床适应的工艺范围要广，因此结构相差很大；同一吨位的液压机在不同工艺条件下液压系统功率有时甚至相差十倍以上。因此，没有一个相对定型的布置形式。现仅提供下列几点意见以供参考。

（1）整机布置力求紧凑、匀称，减少占地面积，结构造型要避免“傻、大、粗”的外形，但也不要过分追求外型美观而使制造和操作困难。

（2）尽可能采用集中操纵，使工作者在控制箱前即可完成主要的调整和操作，并在各种仪表帮助下，清楚地观察到全部动作过程。

（3）工作空间要满足操作者的正常工作位置，减轻装卸零件和安装调整模具时的体力劳动。

（4）动力机构布置按不同情况有三种方案：第一，动力机构设计成单独部件放置于地面上。四柱式液压机通常放置于主机右侧，使主机前后面可自由操作。在全自动粉末制品液压机由于送料器和装料装置布置于后面，故动力机构常布置在后面紧靠工作台处。以缩小占地面积。对大功率设备、由于泵站系统庞大，常设计成单独泵站，跨在主厂房外，使主机附近工作区宽敞。第二，动力机构布置于主机顶部平台之上。这一方案常在设计大台面液压机时采用。优点是减少了占地面积，便于操作和存放工件。但调整和维修时较为麻烦。另一个缺点是由于工作中主机振动易使管路等连接处松动造成渗漏，影响工作区的清洁。第三，动力机构布置在地面下，并用盖板盖上，因此地面上整齐、美观，但维修较为困难。

## 五、工作图设计

工作图设计包括总图（液压机总装配图、液压原理图和电气原理图），各部件装配图和零件图；标准件、通用件和基本零件表；技术文件（包括设计文件：技术任务书，设计计算书，采用的特殊零部件，试验总结报告等；随机出厂文件；使用说明书，合格证明书和装箱单；制造验收文件；产品制造验收技术条件。）

## 六、现场服务

通过以上阶段，即经过调查研究，总体设计和工作图设计，并编制了为制造使用和验收有关技术文件之后，设计任务是基本完成了，但又没有完成。因为设计还必须通过制造，装配和工艺试验，才能验证设计是否符合实际，是否达到预期的效果。而现场服务，甚至参加制造装配和试验的全过程，从中总结经验，吸取教训，对设计进行必要的修改，使之达到正确设计的要求，是检验设计工作唯一正确的方法。通过这一过程必然

丰富我们分析和认识的能力，提高设计水平。只有制造成功，工艺试验合格和用户满意才能认为我们的设计任务完成了。

最后，我们认为设计中各个阶段总是互相联系、互为补充，整个设计过程是一个有机的整体。而自始至终必须坚持政治挂帅；实行革命的三结合；坚持实践第一的观点；虚心向工人群众学习；集中群众的智慧，使新产品顺利试制成功并投入生产，为社会主义革命和社会主义建设做出贡献。

## 第七章 四柱式液压机

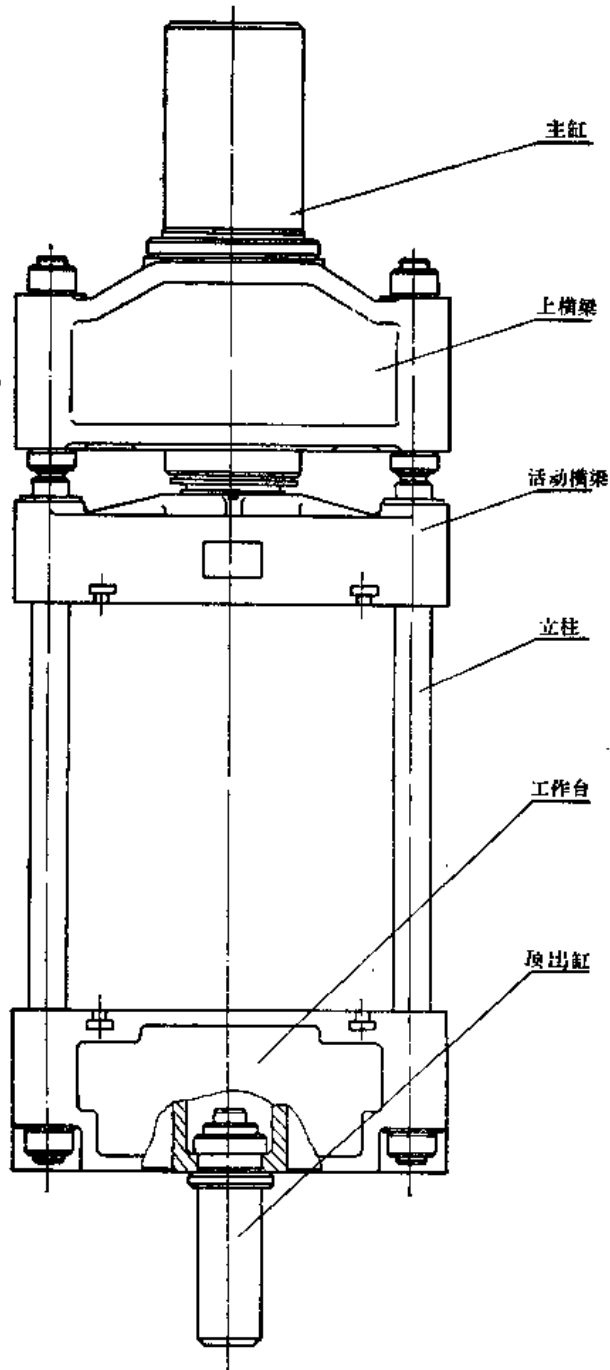


图7-1 四柱式液压机

四柱式液压机是液压机中最常见、应用最广的一种结构型式。其主要特点是加工工艺性较其它类型液压机简单。图7-1为立式单缸四柱式液压机典型结构。它的机身是由上横梁、工作台（下横梁）和四根立柱组成。工作缸安装在上横梁内。活动横梁与工作缸的活塞联接成一体，以立柱为导向上下运动，并传递工作缸内产生之力量，对制件进行压力加工。由于机身联接成一体框架，故机身承受整个工作力量。

按工作缸（主缸）的安装方式有垂直位置及水平位置的不同，可分立式及卧式两种。也可发展成立卧联合式。

按工作缸的数量来分又可分为单缸、双缸、三缸及多缸各种型式。我国自行设计制造的12000吨水压机有六个工作缸，是立式四柱式。

四柱式液压机主要不足之处：第一，由于用四立柱作架体，机身刚度较框架式小。第二，由于用四立柱作导向，活动横梁内导套与四立柱磨损后不易调正。

四柱液压机组成部份可分为：

工作部份：包括工作油缸、



活动横梁等

机身部份：由上横梁，工作台及立柱组成。

辅助部份：包括顶出缸（见图7-1）、移动工作台等。

## 第一节 机身结构分析

### 一、上横梁

#### （一）结构形式

上横梁位于立柱上部，用于安装工作缸，承受工作缸的反作用力。亦可安装回程缸及其它辅助装置。

对于中小型液压机其结构形式主要有：铸造及焊接两种。

在成批生产中，一般上横梁都采用HT20-40铸铁件或ZG35Ⅱ铸钢件。我厂在吨位小于500T的液压机中一般采用铸铁结构较多。图7-2为YA32-500液压机上横梁结构，材料为HT20-40。

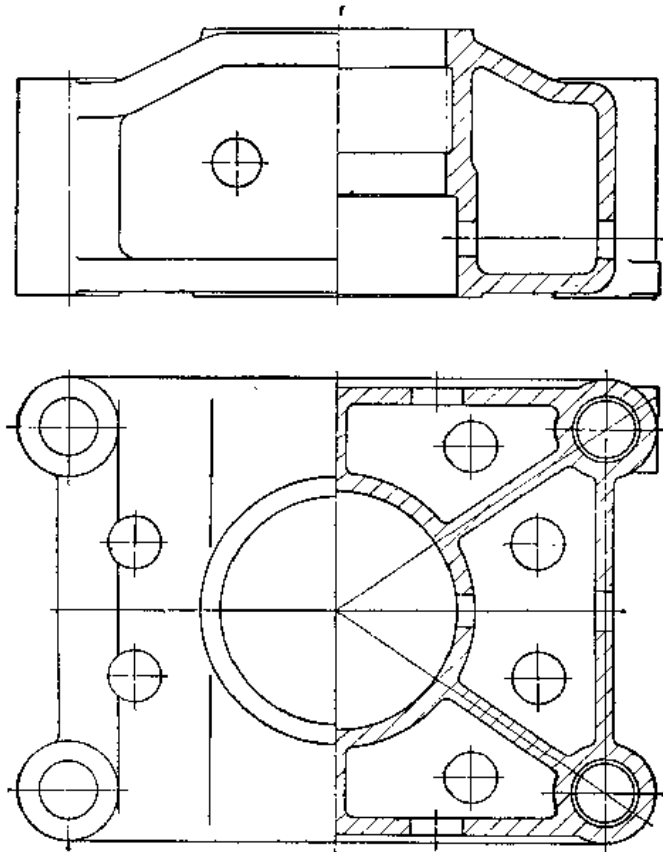


图7-2 铸造上横梁结构图

制造单台液压机时，采用A3普通钢板焊接组成的上横梁较多（图7-3）。焊接件应有较强大的焊缝及可靠的焊接质量。

不论采用铸造或焊接组成的上横梁都应进行必要的热处理，消除其内应力。

图7-4为我厂生产的YA70-500，500吨侧式粉末制品液压机上横梁结构图。它将主

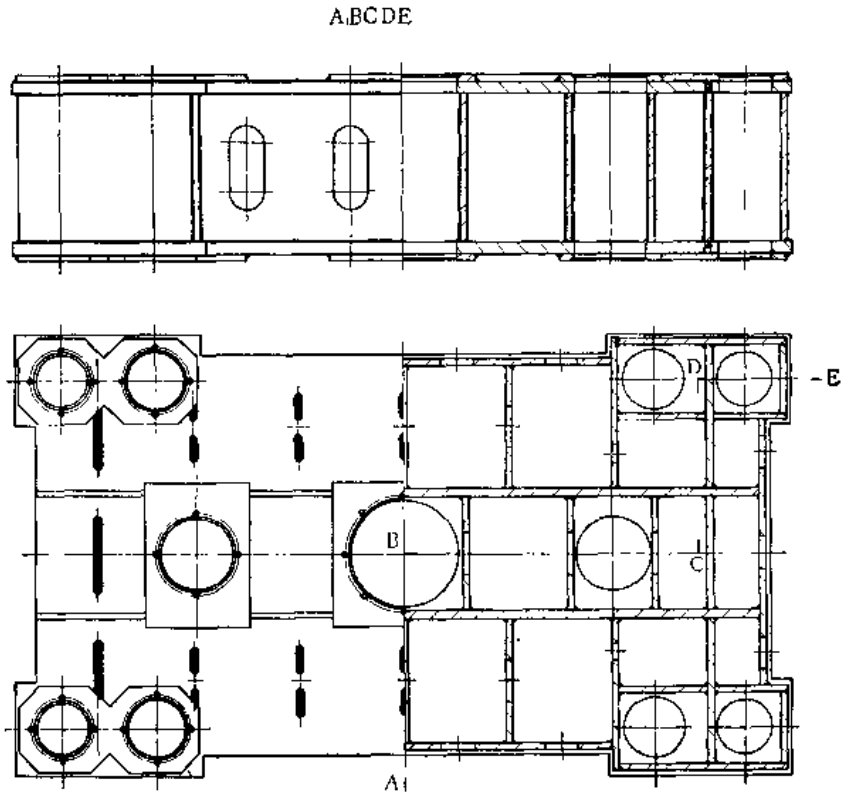


图7-3 焊接上横梁结构图

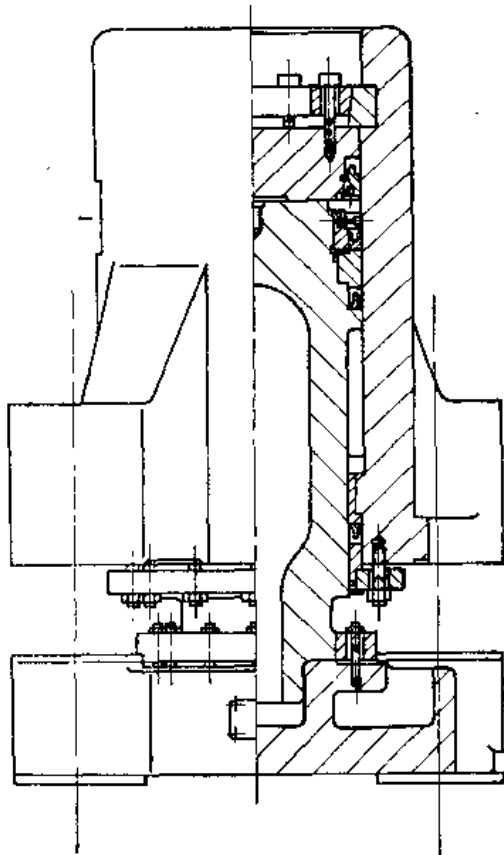


图7-4 主缸与上梁整体式结构

缸与上横梁铸造成一整体结构。材料为ZG35 I。特点是结构简单,但加工较复杂。此结构一般用在四立柱间距较小,工作缸较大情况下是可行的。

上横梁结构无论采用铸造或焊接结构,都应尽可能设计成上、下封闭的箱式结构,以便受力后使应力分布较合理。此外,结构设计应考虑到起重与清砂的方便。上横梁断面分布应根据其受力情况来考虑,一般梁的中部高度较两端稍高。在立柱中心距较小时,为了便于加工,常设计成等高梁。与立柱联接部位的高度,虽受力较小,一般也不小于中间高度的二分之一。

### (二) 形状尺寸要求

上横梁通过立柱联接成机身上半部,并安装工作油缸。为使其组成的空间合乎要求,以及活塞运行平稳,

因此要求上横梁安装油缸孔的轴线与安装油缸的台肩平面应垂直，上横梁与调节螺母接触面与主油缸台肩接触应平行，以及立柱穿过孔的上下平面应平行等等。结合我厂生产情况具体要求为：

- (1) 安装主油缸孔的轴线与油缸台肩贴合平面不垂直度允差 $\leq 0.06/1000$ 毫米。
- (2) 调节螺母接触平面与油缸台肩贴合平面的不平行度允差 $\leq 0.05/1000$ 毫米。
- (3) 锁紧螺母接触面与调节螺母接触面（立柱穿过孔的上平面与下平面）间不平度允差 $\leq 0.16/1000$ 毫米。

- (4) 油缸锁紧螺母平面与油缸台肩贴合平面间不平行度允差 $\leq 0.12/1000$ 毫米。
- (5) 与油缸外圆配合公差为D4/dc4或高于此级。
- (6) 立柱孔尺寸一般比立柱插入端直径大1~2毫米。

### (三) 上横梁与油缸的联接方式

上横梁与油缸联接方式常见有以下两种：

(1) 依靠圆螺母固定油缸。如图7-5上横梁1，油缸2，圆螺母3。油缸外圆与上横梁定位孔配合一般选用D4/dc4。利用圆螺母将油缸紧固于上横梁上。

(2) 依靠法兰盘固定油缸如图7-6，横梁1，油缸2，法兰盘3，双头螺栓4，螺母5。与上一种方法相似，用法兰盘及螺栓螺母代替圆螺母。

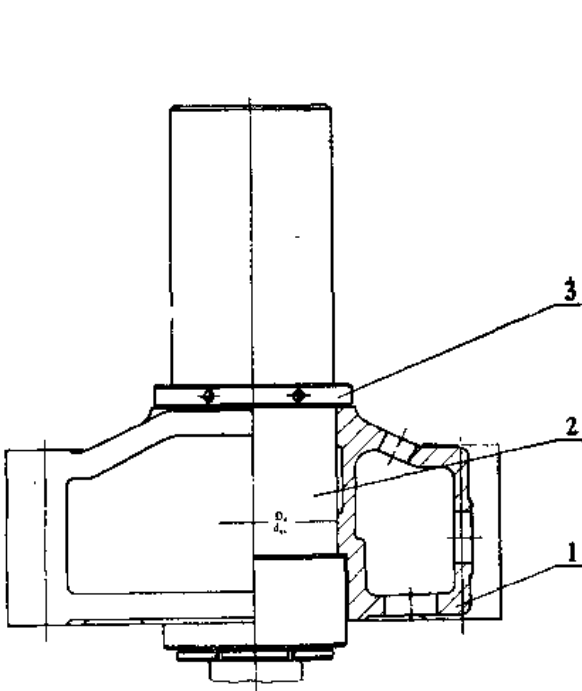


图7-5 用圆螺母固定的结构

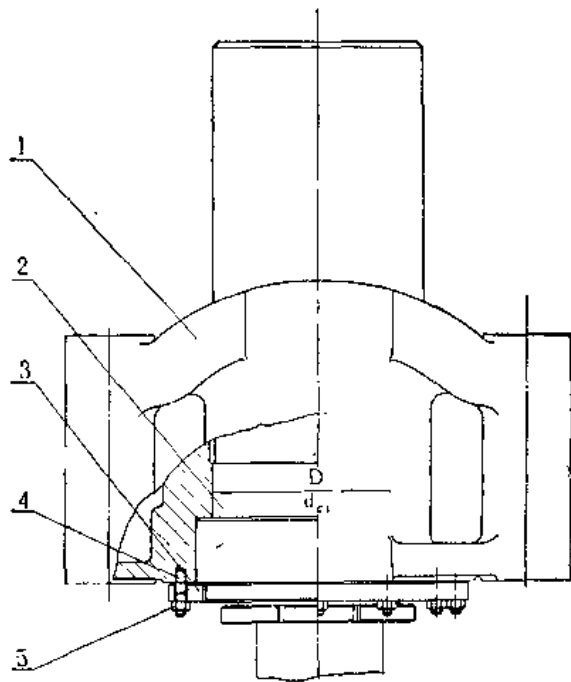


图7-6 用法兰盘固定的结构

上述两种方法都是采用联接零件来固定油缸的位置。当油缸加压时，油缸台肩传递反作用力于横梁，联接零件（圆螺母或法兰盘）不受反作用力的作用，只有当油缸回程工作时，回程力作用于联接零件上。故联接零件的强度只需满足回程力要求即可。而油缸为柱塞式时，联接零件仅承受部件的重量。

除上述两种固定方法外，还有在前一节中提到的横梁与油缸铸成一整体的形式。这里就不再重复了。

## 二、工作台

### (一) 结构形式

工作台是主机的安装基础。台面上固定模具，工作中承受机器本体的重量及全部载荷。亦可安装顶出缸，回程缸及其它辅助装置。

工作台所选用材料以及其结构形式与上横梁相同。

图7-7为我厂生产YA32-200四柱万能液压机之工作台，为铸造结构，材料选用HT20-40。中间的台阶孔为安装顶出缸用。

图7-8为我厂专用500吨液压机之工作台，采用钢板焊接结构。

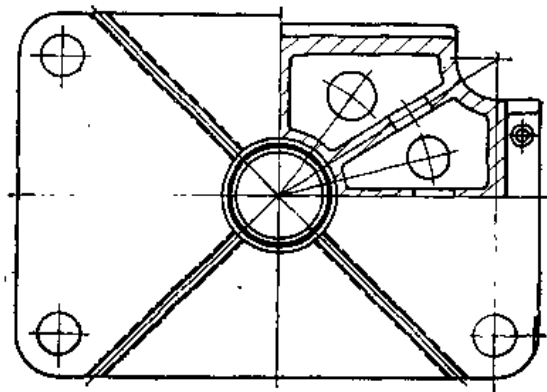
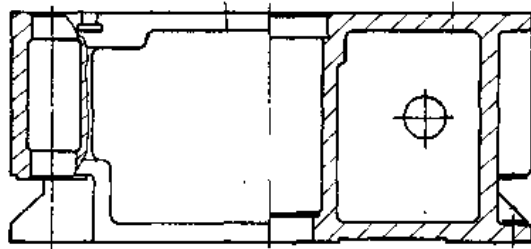


图7-7 铸造工作台结构图

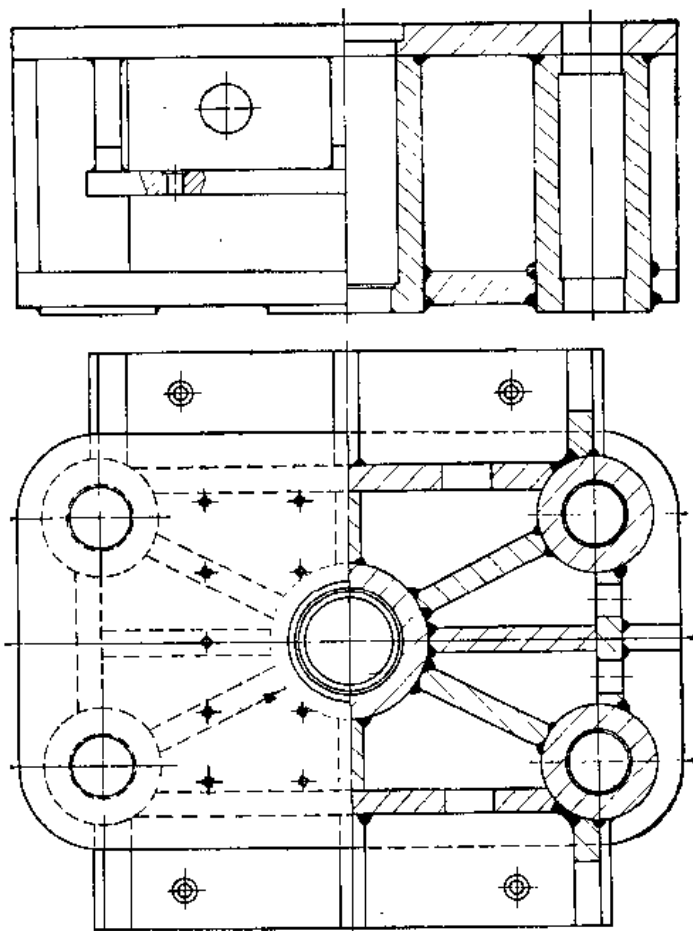


图7-8 焊接工作台结构图

### (二) 形状尺寸要求

工作台是整机的基础性零件，是安装模具的基准。此外，在工作台上还要安装顶出缸和其它零部件。因此，对工作台面的不平度、各部件安装定位基面均应有必要的技术要求。根据我厂生产情况具体要求为：

- (1) 工作台台面不平直度，按JB1293-73标准允差 $\leq 0.05/1000$ 毫米。
- (2) 安装顶出缸孔的轴线与顶出缸台肩贴合平面间不垂直度允差 $0.03/300$ 毫米。
- (3) 顶出油缸台肩之贴合面与工作台台面间不平行度允差小于 $0.05/300$ 毫米。
- (4) 立柱锁紧螺母之贴合平面与工作台台面间不平行度允差小于 $0.16/1000$ 毫米。
- (5) 立柱孔尺寸一般比立柱插入端直径大1毫米左右。

### (三) 工作台与顶出缸的联接方式

对于中小型通用液压机，一般来说顶出力不大。常采用的结构如图7-9。工作台1，

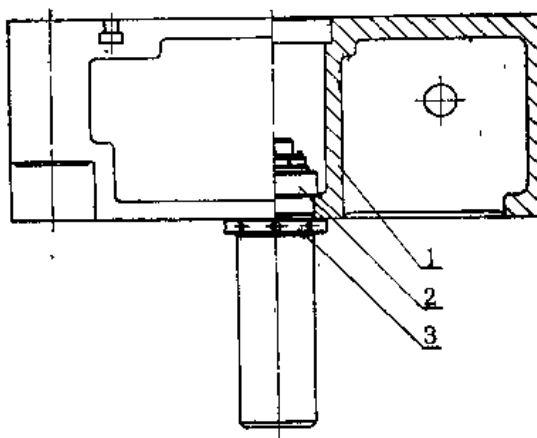


图7-9 工作台与顶出缸联接方式

顶出缸2，螺母3，顶出缸结构采用活塞式。此结构优点为结构简单，安装方便。缺点为顶出力集中于顶出活塞端面的很小面积内，因此对较大制件的顶出不方便。

#### (四) 固定模具的结构

为了固定模具，一般情况在工作台面上设有T型槽，按GB158-59标准尺寸进行加工。用于中小型液压机的T型槽型式尺寸见表7-1。

表7-1 T型槽 (GB158-59) (mm)

	a	8	10	12	14	(16)	18	(20)	22	(24)	28	(32)	36	42	48	54	
	螺栓直径 d	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	27	30	36	42	48	
	b	公称尺寸	14	16	20	24	27	30	33	36	40	46	52	60	70	80	90
		允差	+1.5			+2				+3							
	c	公称尺寸	6	7	9	11	12	14	15	16	18	20	22	25	29	34	38
		允差	+0.5			+1				+2							
	h	最小	5	6	8	10	11	13	14	16	17	21	24	27	32	36	42
		最大	9	13	15	18	20	23	25	28	30	36	42	46	54	60	70
	e		1			1.5				2							

- 注 1. 尽可能不采用括号内的尺寸。  
 2. “a” 尺寸公差根据用途可按  $D_1$ 、 $D_4$ 、 $D_6$  或自由公差选取。  
 3. “a” 两边光洁度按采用精度等级决定，其余均按  $\nabla_3$  加工。  
 4. 可做成带有铸造后不加工的槽。

T型槽的尺寸和数量主要根据液压机回程吨位（即加压制件后的拔模力）和顶出制件的最大压力设计。对于尺寸较小的工作台，T型槽常用交叉布置（图7-10a），尺寸较大的工作台，常用平行布置（图7-10b）。

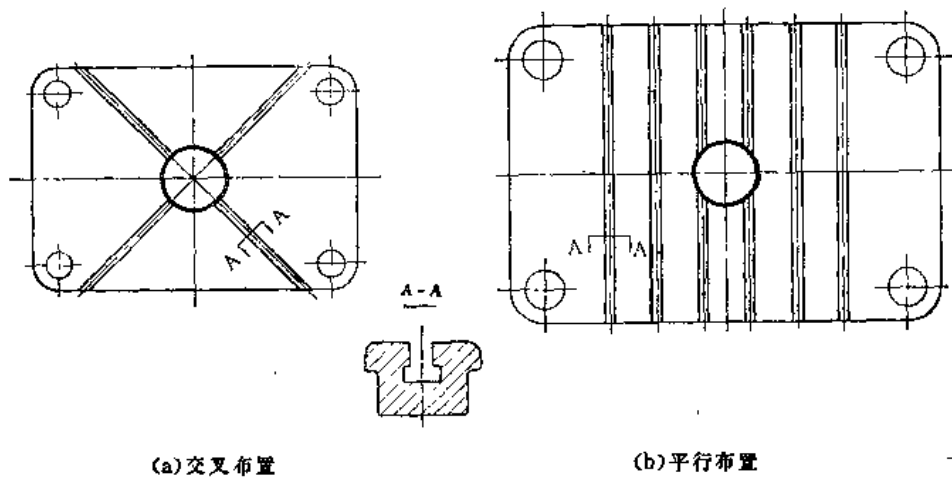


图7-10 T型槽布置图

### 三、立柱

立柱是四柱式液压机重要的支承件和受力件，同时又是活动横梁的导向基准。因此，立柱应有足够的强度与刚度，导向表面应有足够的精度、光洁度和必要的硬度。

#### (一) 结构型式

立柱与上横梁、工作台的联接方式是表明立柱结构的主要特征。在选择立柱结构时，应考虑到它与上横梁、工作台间应可靠预紧、安装方便和便于调整机器的精度。

常用结构形式有：

(1) 两梁都用立柱台肩支承，用锁紧螺母上下加以锁紧。(图7-11a)

(2) 两梁都用调节螺母支承，用锁紧螺母上下加以锁紧。(图7-11b)

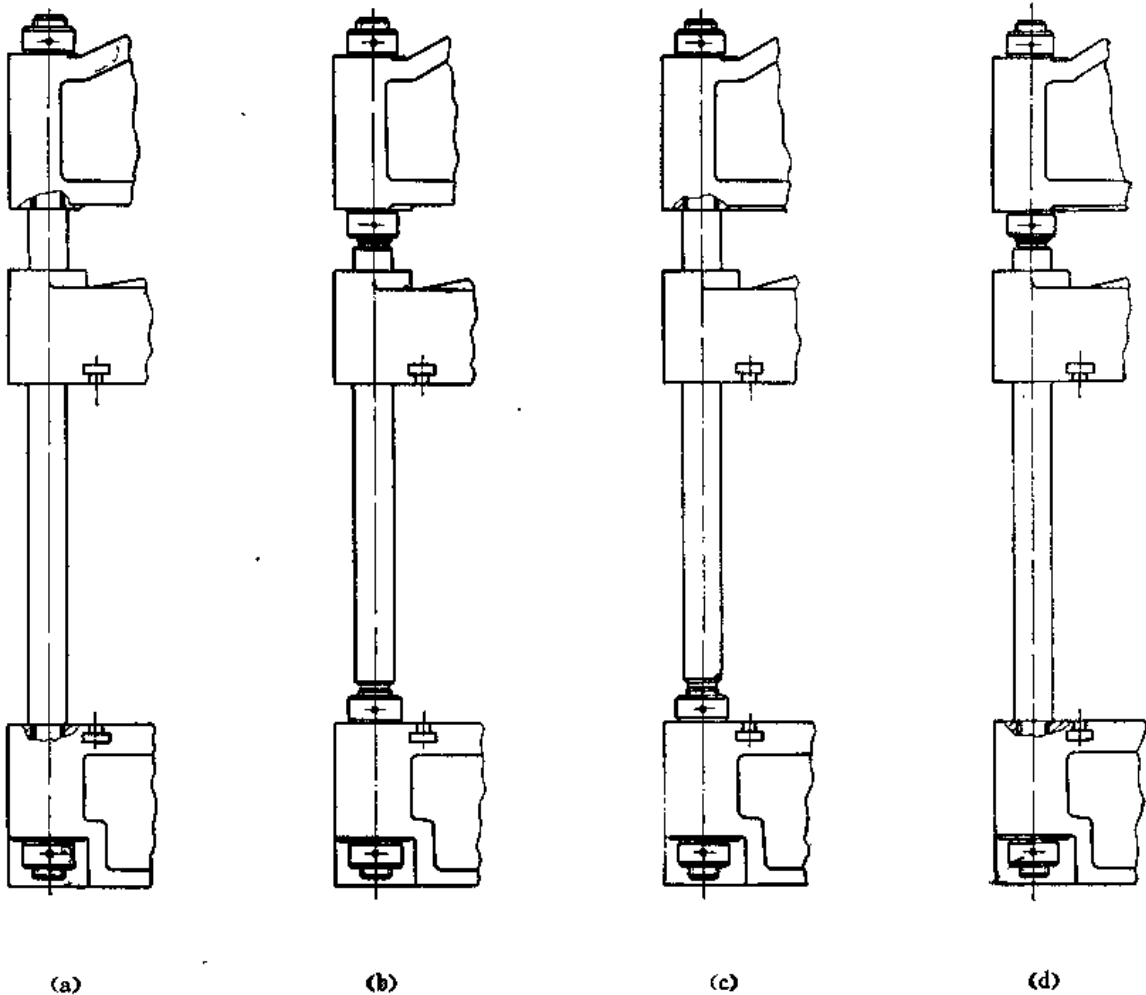


图7-11 立柱结构形式

(3) 上横梁用立柱肩支承，调节螺母安装于工作台面上，两端用锁紧螺母锁紧。(图7-11c)

(4) 上横梁用立柱台调节螺母支承，立柱肩台支持在工作台面上，两端用锁紧螺母锁紧。(图7-11d)

上述结构可以看出：第一种结构中，上横梁与工作台面间距由立柱台肩尺寸来保证。因此，结构简单，装配方便。但装配后机器精度不能调整，预紧也较困难。因此，仅在没有活动横梁又无精度要求的小型简易液压机设计时采用。第二种结构（四螺母结构）组成零件最多。由于调节螺母起立柱台肩的支承作用，且可调整两梁的支承距离，对立柱有关轴向尺寸要求不严格，紧固较容易。但对立柱螺纹精度（与立柱轴线的平行度）以及调节螺母精度（调节螺母的螺纹对于上下横梁贴合面垂直度）要求较高。机器精度调整较麻烦。第三及第四种结构基本相同，精度调整和加工也不很复杂，但总装后立柱预紧不如第二种方便。我厂采用第四种结构较多，加工情况与第三种相同，但精度调整较第三种简便可靠。

## (二) 形状尺寸要求

立柱为液压机的重要零件，是活动横梁的导向基准。结合我厂生产情况具体要求为：(按第四种结构考虑)

- (1) 立柱导向面光洁度为  $\nabla_7 \sim \nabla_8$ 。
- (2) 立柱导向面锥度及椭圆度不大于公差之半。
- (3) 立柱导向面轴线不平直度允差不大于  $0.05/1000$  毫米。
- (4) 与工作台面贴合之端面对立柱导向表面之跳动量允差不大于  $0.05$  毫米。
- (5) 材料一般选用35或45锻钢件。毛坯应正火处理，消除锻造过程的内应力。
- (6) 立柱导向表面有条件应进行热处理，表面硬度不低于  $HRc45$ ，也可进行表面镀铬处理，镀层厚度为  $0.02 \sim 0.04$  毫米。

## 四、立柱螺母

立柱螺母一般有整体式与对开式两种。对于中小型液压机采用整体式较多。大于500吨的用对开式较多。材料一般选用45锻钢件。

对于螺纹型式一般对小于500吨的选用公制细牙螺纹。对大于500吨的选用单线细牙锯齿形螺纹（按重型机床行业标准 Q/ZB 173—73 选用）。

螺母高度一般取： $H \approx 1 \sim 1.5d_0$

螺母外直径取： $D \approx 1.0d_0 \sim 1.8d_0$

式中  $d_0$  为螺纹直径

螺母与上下横梁贴合面 A 应与螺纹轴线相垂直。一般要求螺纹与其端面在一次装卡下加工，以保证其垂直度，该端面光洁度不低于  $\nabla_6$ 。为了在安装时，不致出现错误，我厂在螺母设计中，将 A 平面增加了一个止口，以示区别（见图7-12）。

立柱螺母锁紧孔可在外圆表面铣直槽或打孔（见图7-12）

立柱螺母防松装置常用方法见图7-13(a)及(b)。图7-13(b)之方法较(a)零件多但防松可靠。



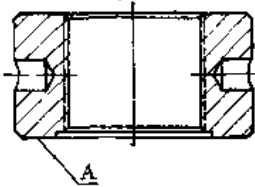


图7-12 螺母结构图

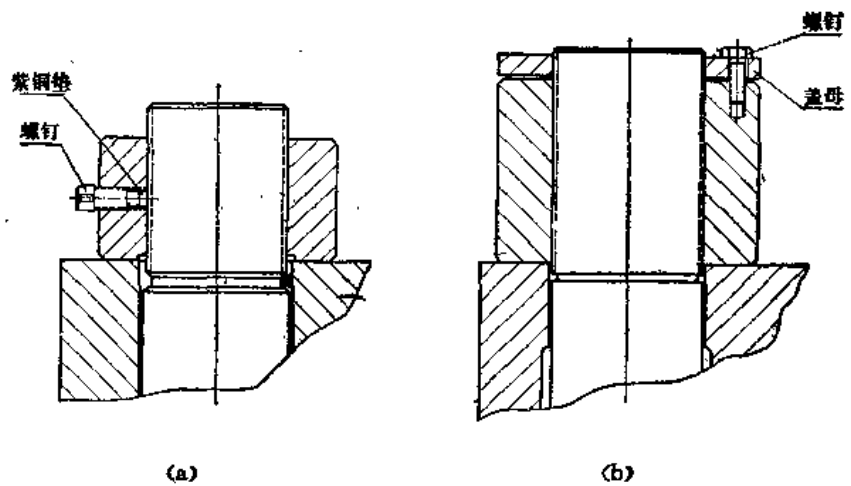


图7-13 防松装置

## 五、其他

### (一) 限程套

为防止活塞超程，有些液压机在工作台四立柱上安装限程套。限程套可设计成整体式或对开式，其高度为液压机最大开口减去活塞行程，即等于最小闭合高度。

限程套上下两端面应平行，各限位套高度应一致。内孔大于立柱直径1至2毫米以上。

对于一般模具较为固定、液压机工作速度较低、超程可能性较小和主缸口结构能承受最大工作压力的情况下，可以不设计限程套，以增大工作台有效面积。

一般来说，限程套用铸铁或用钢板焊接制造，并能承受最大工作压力。但有的液压机为考虑安装方便和给工作者以明显的下限位指示，也设计有简单轻巧的限位套。不按最大压力设计。

### (二) 底座

底座安装于工作台下部，与基础相联。底座仅承受机器之总重量。我厂生产的200吨以上四柱式液压机，工作台均直接与基础接触。故一般仅用于小吨位液压机上。

底座高度由正常压制制件时人的操作高度来定。一般人的操作高度取800~1200毫米。故底座高度H：

$$H = \text{操作高度}(800 \sim 1200) - \text{模具高度} - \text{工作台高度}。$$

底座材料可选用铸铁件或焊接结构。主要考虑到外形的美观，对精度无要求。

## 第二节 活动横梁

活动横梁的主要作用为：与主油缸活塞杆联接传递液压机的压力；通过导向套沿立柱导向面上下往复运动；安装与固定模具及工具等。因此需要有较好的强度、刚度及导向结构。

## 一、结构形式

活动横梁选用材料与上横梁、工作台相同，常采用同样的材料来制造，以使毛坯的制造工艺相类似，便于制造。

活动横梁的结构设计除考虑导向精度要求外，还应根据压制工艺中的承载要求来决定。

根据压制工艺性质，若活动横梁无论在何种情况下都无弯曲，例如：粉末冶金压机或轴类零件压装专用液压机，计算时就可以仅按承压能力来设计。因此，活动横梁常是上面敞开的箱形梁。中部高度也可设计较低。

若被压制零件尺寸较大，多制件同时加压和使用中具有偏心载荷等条件下，就要求活动横梁不但有足够的承压强度，还应具有一定的承载刚度与抗弯能力。此时常将它设计成高度略低于上横梁而壁厚相近的封闭箱形体。

若液压机设有限程套，而动梁又可能支承在限程套上，并受全压作用，则动梁应有一定的抗弯能力。一般设计成封闭式箱形体，结构高度由计算后决定。

无论何种情况，导向部分应有一定的高度，以保证足够的精度。一般情况下，导向部分高度不应小于活塞行程的二分之一。

活动横梁与柱塞联接部位，开有环形的集油槽，以便贮存油缸缸口部漏渗的油液。

铸件应将壁厚设计均匀，防止应力集中，设计必要的加强筋，并便于清砂及起重要求。图7-14为我厂生产的YA32-315活动横梁结构图，材料为HT20-40。

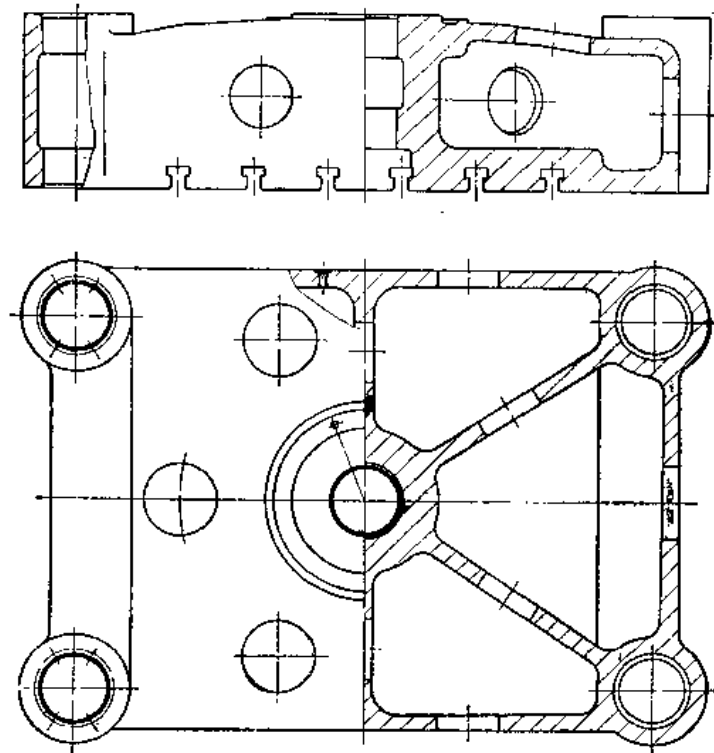


图7-14 活动横梁结构图

## 二、形状和尺寸要求

活动横梁是液压机主要运动部件，为保证液压机符合精度要求，因此，要求四立柱导向套孔轴线应相互平行，它应与联接活塞杆孔的中心线平行；上述这些孔轴线都应和活动横梁下平面相垂直；与活塞杆接触平面对下平面亦要求平行等。结合我厂生产情况具体要求为：

(1) 联接活塞杆孔轴线与四立柱孔轴应互相平行，其不平度允差不大于0.10/1000毫米。

(2) 活动横梁下平面不平直度，按JB1293-73标准允差为 $\leq 0.05/1000$ 毫米。

(3) 联接活塞杆孔轴线与四立柱孔轴对下平面不垂直度允差 $\leq 0.06 \sim 0.10/1000$ 毫米。

(4) 下平面对上平面（与活塞杆贴合平面）不平行度允差 $\leq 0.06/1000$ 毫米。

(5) 四立柱孔中心距公差，前后、左右均为 $\leq \pm 0.20$ 毫米，对角线上孔间距公差按下式计算求出：

$$\Delta R = \frac{x}{R} \cdot \Delta x + \frac{y}{R} \cdot \Delta y$$

式中：

$R, \Delta R$ ——对角线上孔间距及公差，毫米。

$x, \Delta x$ ——左右方向上孔间距及公差，毫米。

$y, \Delta y$ ——前后方向上孔间距及公差，毫米。

(6) 四立柱孔与导套外圆配合精度为 $D_3/g_4$ 。中心孔与活塞杆外圆配合精度为 $D_4/dc$

## 三、立柱导套

活动横梁导向的正确性，关系到机器的精度，工作缸密封件与导向面的磨损情况，加工制件的尺寸精度，模具寿命及机身的受力情况。因此，应合理选择导向结构与配合要求。

中小型液压机一般均采用固定式导套。对于大重型液（水）压机也有采用双球面及单球面活动导套。固定式导套常用结构如图7-15。

导套材料可用铸铁、青铜等，近来有些单位改用铁基粉末冶金，效果及寿命均高于铸铁。对于大型液压机为了便于装配和维修，常将导套制成对开式。导套分开面也有用与轴线成 $3^\circ \sim 5^\circ$ 斜角，即斜切分开。每个导套高度取动梁导向部分高度的 $\frac{1}{4} \sim \frac{1}{3}$ 左右。

导套可用黄油作润滑剂。外端面上应装有毛毡或专用防尘圈，以防止灰尘和脏物进入导套内表面。

导套应有一定的厚度，以防止导套压入动梁孔后内孔变形。导套内孔与立柱之间配合一般为 $D_3/dc_3 \sim D_4/dc_4$ ，导套的内外圆应同心，要求在一次装卡下加工成形。较大的导套毛坯应进行时效处理，消除其内应力。

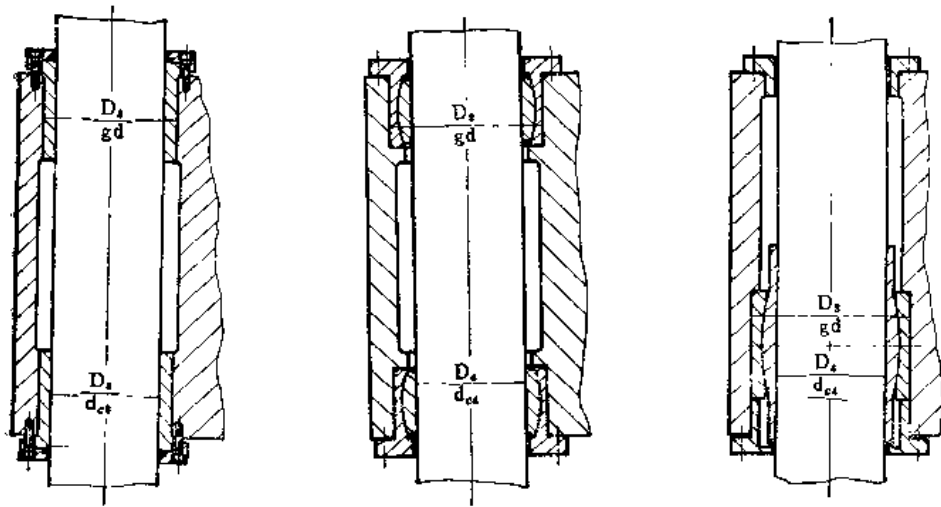


图 7-15

#### 四、活动横梁与活塞杆联接方式

活动横梁与活塞（柱塞）杆联接形式由活塞（柱塞）杆端部结构和活动横梁相应部分的结构及联接零件组成。

联接结构按其性质可区分为可动联接及固定联接两类。

可动联接结构是以球面铰链联接的方法，将活塞（柱塞）与活动横梁联接，其典型结构见图7-16a，图中1为活塞，2为卡环（两半对开式），3为螺钉，4为球面垫。b图中1为活塞，2为动梁，3为球面垫卷，4为螺栓。可动联接一般在多缸式液压机侧缸上采用。运动过程中活动横梁能绕球心微小转动来克服油缸、立柱两者导向轴线的不平行。活动横梁所受偏心力矩也不会传给活塞（柱塞），因此，缸口导套磨损较小。

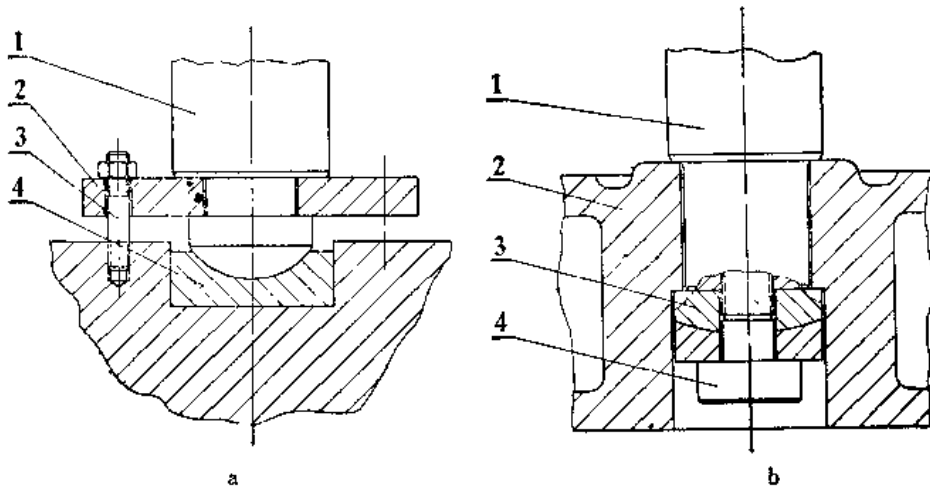


图7-16 可动联接结构形式

对于单缸式液压机以及多缸式主作用油缸活塞（柱塞）与活动横梁联接形式都采用固定联接。固定联接要求活动横梁及主缸安装基准等有较好的加工精度，否则就可能在

工作时产生不平稳脉动等现象。但固定联接对精度调整较有利。在活动横梁承受偏心力矩时，活塞（柱塞）承受一部分弯曲力矩，并将此力矩通过油缸导套传给上横梁和立柱。

固定联接结构是通过活塞（柱塞）端面及圆柱面与活动横梁配合联接成不能具有相对移动的整体，结构形式见图7-17。图a中1为活塞（柱塞杆）插入活动横梁2内用螺钉4加以紧固，3为垫圈。图b活塞1头部螺纹与螺母3紧固于活动横梁2内。图c活塞1与带螺纹锁母3用螺钉与动梁2联接。图d用两半环3依靠螺栓4来锁紧，活塞1圆柱面及端面与动梁2相联接。

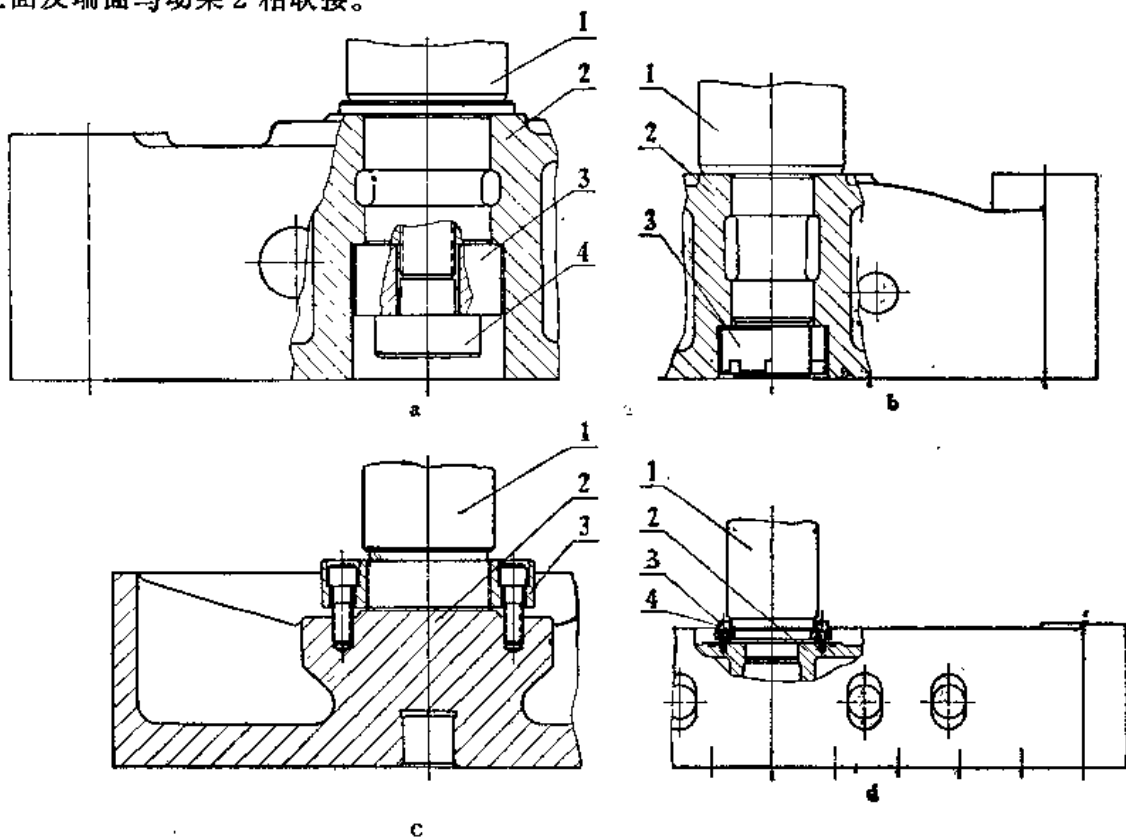


图7-17 活塞与活动横梁联接结构

活动横梁孔与活塞（柱塞）头部配合一般采用 $D_4/dc_4$ 或高于此配合精度，并应有一定的插入深度，使活塞（柱塞）与活动横梁联接成一刚体。对于活塞式结构油缸与活动横梁联接零件的强度应根据回程吨位来计算。

## 五、固定模具结构

活动横梁下平面同工作台面相同，并设有T型槽。对T型槽的要求以及其尺寸与工作台要求相同。

### 第三节 横梁强度计算

#### 一、上横梁强度计算

上横梁安装工作油缸，液压机加压工作时，上横梁承受其反作用力。上横梁强度计

算可假设为自由放在两支点上的弯曲梁来考虑，支点间距离即为立柱中心距。对于单缸液压机，最简化的方法可视为受一集中力，则中间截面处弯矩：

$$M_{max} = \frac{1}{4} P \cdot B \quad (\text{kgf-cm})$$

式中： P —— 液压机公称压力 (kgf)  
B —— 立柱中心距离 (cm)

上式仅能对上横梁做粗略估算。在加压工作时，由于通过主油缸的台肩将作用力传递给上横梁，因此，可认为力作用在平均半圆亦即支承台肩的半环形的重心上。平均半环形重心至油缸中心的距离为：

$$S = \frac{2}{3\pi} \cdot \frac{D^2 - dD + d^2}{D + d} \quad (\text{cm})$$

式中： D —— 油缸台肩外径 (cm)  
d —— 油缸台肩内径 (cm)

由于油缸台肩内外径一般在 (0.87~0.93) : 1 故可简化为：

$$S = \frac{D}{\pi} \quad (\text{cm}) \quad 7-1$$

上横梁受力分布及弯矩图如图7-18。

最大弯矩在台肩半环形重心点间：

$$M_{max} = \frac{P \cdot B}{4} \left( 1 - \frac{2S}{B} \right)$$

$$\therefore M_{max} = \frac{P \cdot B}{4} \left( 1 - 0.64 \frac{D}{B} \right) \quad (\text{kgf-cm}) \quad 7-2$$

对于安装三个油缸的结构，一般能力大的油缸居中称主缸，两个能力相等的油缸安装在两侧等距离的位置上称侧缸。此时，上横梁的载荷分布及弯矩图如图7-19。

最大弯矩位于主缸台肩半环形重心点间：

$$M_{max} = \frac{(P + 2P_c) B}{4} - \frac{PD_0}{2\pi} - B_c P_c$$

$$\therefore M_{max} = \frac{1}{4} \cdot PB \left( 1 - \frac{2D_0}{\pi B} \right) + \frac{1}{2} P_c B \left( 1 - \frac{2B_c}{B} \right) \quad (\text{kgf-cm}) \quad 7-3$$

式中： P —— 主缸压力 (kg)  
B —— 立柱中心距 (cm)  
P<sub>c</sub> —— 每一侧缸压力 (kgf)  
D<sub>0</sub> —— 主缸台肩外径 (cm)  
B<sub>c</sub> —— 主缸与侧缸之间距离 (cm)

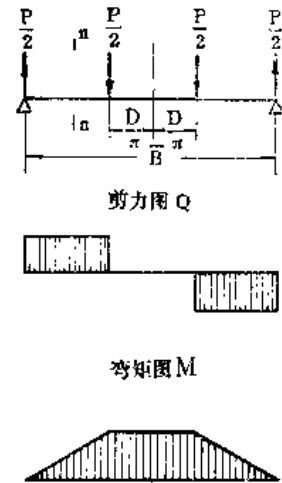


图7-18 上横梁受力图

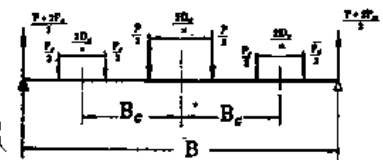


图7-19 三缸布置上横梁受力图

侧缸中心处弯矩：

$$M = \frac{P + 2P_c}{4} (B - 2B_c) - \frac{P_c D_c}{2\pi} \quad (\text{kgf-cm}) \quad 7-4$$

式中：  $D_c$ ——侧缸台肩外径 (cm)

根据强度条件计算其强度：

$$\sigma = \frac{M \cdot h}{J} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-5$$

对截面变化不很大的箱形体梁，主要计算其最大弯矩处，即中心截面上的强度：

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} h}{J} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-6$$

式中：  $M$ ；  $M_{\max}$ ——弯矩；最大弯矩 (kgf-cm)

$J$ ——计算截面惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

$h$ ——计算截面的形心至最外点距离。(cm)

$\sigma$ ，  $[\sigma]$ ——应力，许用应力 (kgf/cm<sup>2</sup>)

在已知截面尺寸的情况下，计算截面惯性矩的方法为：首先将计算截面适当简化，然后用等量法做出计算截面，(如图7-20)，最后按表7-2计算表进行计算。

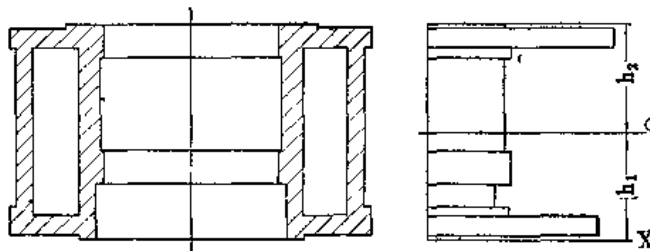


图7-20 上横梁截面图

表7-2

序号	截面宽度 $b_i$ (cm)	截面高度 $h_i$ (cm)	截面积 $F_i$ (cm <sup>2</sup> )	截面重心 至X轴 距离 $Y_i$ (cm)	截面对X轴的 静力矩 $S_i = F_i \cdot Y_i$ (cm <sup>3</sup> )	静力矩与面积 重心至X轴 距离的乘积 $S_i \cdot Y_i$ (cm <sup>4</sup> )	各截面积的 惯性矩 $J_{oi} = 1/12 b_i h_i^3$ (cm <sup>4</sup> )
1							
2							
3							
4							
总计		H	$\Sigma F_i$		$\Sigma S_i$	$\Sigma S_i \cdot Y_i$	$\Sigma J_{oi}$

表中序号是指被计算截面的顺序号：

$b_i$ ——各截面的截面宽度 (cm)

$h_i$ ——各截面的截面高度 (cm)

$F_i$ ——各截面的截面积  $b_i \times h_i = F_i$  (cm<sup>2</sup>)

$y_i$ ——各截面的形心至上横梁下平面 X 轴的距 (cm)

$S_i$ ——各截面面积对 X 轴的静矩。

$$S_i = F_i \cdot Y_i \quad (\text{cm}^3)$$

$S_i Y_i$ ——各截面面积积与面积形心至 X 轴距离的平方 (cm<sup>4</sup>)

$$S_i Y_i = F_i Y_i^2 \quad (\text{cm}^4)$$

$J_{oi}$ ——各截面对中心轴的惯性矩。

$$J_{oi} = \frac{1}{12} b_i h_i^3 \quad (\text{cm}^4)$$

整个梁截面形心至梁下平面 X 轴距离:

$$h_1 = \frac{\sum S_i}{\sum F_i} \quad (\text{cm})$$

至梁上平面的距离:

$$h_2 = \sum h_i - h_1 = H - h_1$$

整个梁截面对 X 轴的惯性矩:

$$J_x = \sum J_{oi} + \sum S_i Y_i \quad (\text{cm}^4)$$

整个梁截面对 O 轴的惯性矩:

$$J = J_x - h_1^2 \sum F_i \quad (\text{cm}^4)$$

上横梁中性层 (O 轴) 以上截面的弯曲应力为拉应力:

$$\sigma = \frac{M h_2}{J} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-7$$

中性层以下截面的弯曲应力为压应力:

$$\sigma = \frac{M h_1}{J} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-8$$

HT20—40 铸铁件许用应力  $[\sigma] \leq 350 \text{kg/cm}^2$ 。

ZG35 I 铸钢件许用应力  $[\sigma] \leq 600 \text{kg/cm}^2$ 。

根据剪力图 (图 7-18) 来验算 n-n 截面的剪切应力 n-n 等量简化截面见图 7-21

$$\tau = \frac{Q S_y}{J b_y} \leq [\tau] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-9$$

式中:  $Q$ ——计算截面 (n-n) 的剪力 (kgf)

$J$ ——计算截面的惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

$b_y$ ——计算截面计算点的宽度 (cm)

$[\tau]$ ——剪切许用应力。一般  $[\tau] \leq 200 \text{kgf/cm}^2$

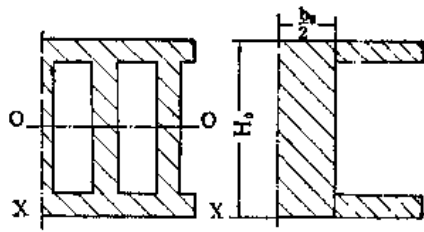
$S_y$ ——计算截面的静矩 (cm<sup>3</sup>)

$$S_y = \int y \cdot dF$$

对矩形断面来说, 设宽度为  $b_0$ , 高度为  $H_0$ , 则形心处的剪应力为:

$$\tau = 1.5 \frac{Q}{b_0 \cdot H_0} \quad (\text{kgf/cm}^2)$$





(a) n-n截面 (b)等量简化截面  
图7-21 n-n等量简化截面

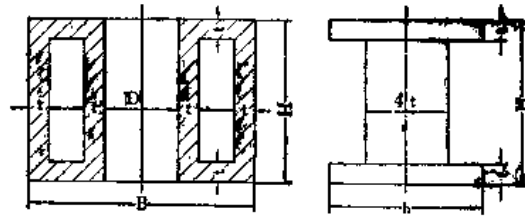


图7-22 对称截面

对工字钢断面来说，从材料力学可知，剪应力绝大部分由立板承受，而上下翼板则承受绝大部分弯应力。故可取工字钢截面中的立板部分面积代入上式做近似计算。

上横梁的刚度因其支点距较小，高度较高和应力取得较低，故刚度较好，一般不进行验算。如需要进行校验时，也是将上横梁视为等截面梁，进行粗略计算，计算可根据载荷情况，按材料力学中有关公式进行。

图7-22是用铸铁制造的上横梁中心处截面，它是呈箱形体的梁，这种梁具有较好的承载性能，是常见的一种。油缸安装在梁中心孔内，该截面也是最大弯矩作用的截面，根据强度要求截面惯性矩应是：

$$J \geq \frac{M_{\max} h}{[\sigma]} \quad (\text{cm}^4)$$

式中：  $M_{\max}$ ——最大弯矩 (kgf-cm)  
 $h$ ——截面形心至最远边距离 (cm)  
 $[\sigma]$ ——许用应力 (kg/cm<sup>2</sup>)

从图7-22中可看出该截面属对称截面，为对称的两个中空矩形截面，其等量简化截面为一工字形，其惯性矩为：

$$J = \frac{1}{12} [bH^3 - (b - 4t)(H - 2t)^3] \quad (\text{cm}^4)$$

式中：  $b$ ——工字梁宽度。  $b = B - D$  (cm)  
 $H$ ——工字梁高度。 (cm)  
 $t$ ——壁厚。 (cm)

设：  $H = C_1 t$        $b = C_2 t$

$$\text{则： } J = \frac{t^4}{12} [C_1^3 C_2 - (C_2 - 4)(C_1 - 2)^3]$$

$$C = \frac{1}{12} [C_1^3 C_2 - (C_2 - 4)(C_1 - 2)^3]$$

得：  $J = Ct$

表7-3列举出梁常用尺寸范围C值，再参考表7-4所列一般长度尺寸的铸铁上横梁以及工作台壁厚，梁高和公称压力关系数据，这样就可较方便选算尺寸，以便于进一步结构设计。

表7-3

C 值

H \ b	6t	8t	10t	12t	14t	16t
8t	220	269	319	358	417	467
10t	414	498	577	659	740	821
12t	797	819	940	1061	1183	1304
14t	1084	1253	1423	1592	1761	1931
16t	1591	1816	2041	2262	2459	2718
18t	2233	2523	2812	3101	3391	3680
20t	3028	3389	3751	4112	4476	4835

表7-4

公称压力与梁高及壁厚关系表

公称压力t	壁厚mm	梁高mm
63	30~40	300~500
100	30~40	400~600
200	40~50	500~700
315	40~50	600~800
500	40~60	800~900
1000	50~60	700~1000

## 二、工作台强度计算

工作台承受液压机总吨位。与上横梁计算一样，假设为自由放在两支点上的弯曲梁来考虑，支点距离即为立柱中心距，工作时压力通过模具作用于制件，由于大多数的制件和模具有对称的形状，并且模具应居中安装，因此可以认为工作台是一个中间部分承受均布载荷的梁，如图7-23。其中心截面处的弯矩为最大弯矩是：

$$M_{max} = \frac{P}{4} \left( B - \frac{B_1}{2} \right) \quad (\text{kgf-cm}) \quad 7-10$$

式中：P——公称压力。 (kgf)

B——立柱中心距 (左右) (cm)

$B_1$ ——下模与工作台接触面左右宽度，受分布载荷长度。 (cm)

$B_1$ 数值根据下模与工作台接触面积 $F_1$ 而定。一般取 $B_1 = (0.35 \sim 0.6) B$ 。也可按下式求出。

$$F_1 = \frac{P}{[\sigma]}$$

式中： $[\sigma]$ ——挤压应力。 (kg/cm<sup>2</sup>)；根据工作台材料而定。

$$F_1 = B_1 b_1$$

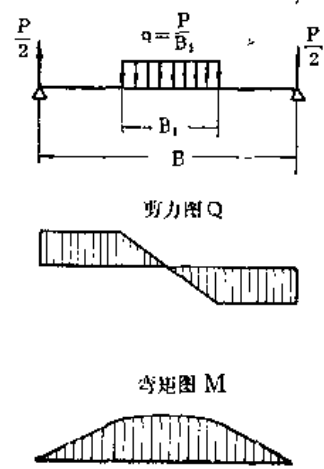


图7-23 工作台受力图

式中： $b_1$ ——下模与工作台接触面前后宽度 (cm)

为简化计算方便，取 $B_1 = b_1$ ，因此得 $B_1$ 为最小模板的接触宽度。

其他计算方法及弯曲应力的求法与上横梁计算方法相同。许用应力对铸铁件 $[\sigma] \leq 350$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>，对铸钢件 $[\sigma] \leq 600 \sim 700$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>。

根据工作台有效面积（模具面积），其要求的前后长度，即工作台前后轮廓尺寸。工作台左右轮廓宽度是：

$$\Sigma B = B_0 + 2d + 2\Delta_1 + 2\Delta_2 \quad (\text{cm})$$

$B_0$ ——已知有效宽度（模具宽度） (cm)

$d$ ——立柱台肩（螺母、限程套）外径 (cm)

$\Delta_1$ ——内侧余量 (cm)

$\Delta_2$ ——外侧余量 (cm)

立柱中心孔左右距离：

$$B = B_0 + d + \Delta_1 \quad (\text{cm})$$

立柱中心孔前后距离，按工作台前后长度，立柱的联接结构情况及其外侧余量来确定。

### 三、活动横梁强度计算

活动横梁在工作中，不承受弯矩时，可仅考虑其受压，其抗压许用应力，对铸铁件可取为 $[\sigma] \leq 800$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>，对铸钢结构可取为 $[\sigma] \leq 1200$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>。

当活动横梁在工作时，如果限位套上承受全部压力，此时，应考虑力作用在中心上，支点距即为立柱中心距，最大弯矩为：

$$M_{max} = \frac{1}{4} PB \quad (\text{kgf-cm})$$

上式适用于单缸式。其他计算方法及弯曲应力的求法与上横梁计算方法相同。许用应力对铸铁件取 $[\sigma] \leq 350$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>，对于铸钢件取 $[\sigma] \leq 600 \sim 700$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>。

四柱式液压机由于结构限制刚度较差，即在工作载荷作用下，在垂直方向和水平方向变形量较大。一般情况下，各梁按前述强度计算，并限制许用应力就可以了。但是，对工作台和活动横梁的变形量应进行计算，允许弯曲变形量一般不大于 $(0.12 \sim 0.20)$

$\frac{B}{1000}$ 毫米， $B$ 为立柱中心距，单位为毫米。

## 第四节 立柱部分强度计算

从以上结构分析可以看出：立柱受力情况是由液压机结构、工艺过程的受力和预紧状态下的受力状态决定的。因此，应仔细分析以上因素的影响，选择合适的计算方法。一般有下列几种情况：第一，立柱预紧状态下的受力分析和强度计算。第二，中心载荷下立柱的受力分析和强度计算。第三，偏心负荷状态下，对活塞式和柱塞式油缸，立柱和导套间隙均等状态下，立柱的受力分析和强度计算。第四，偏心负荷状态下，对活塞

式和柱塞式油缸，立柱和导向间隙不等，因此，仅一侧立柱承受偏心负荷产生的水平力时，立柱的受力和强度计算。

在以上各种情况下，受力和强度计算中，均做了如下假设：第一，活塞（柱塞）与活动横梁为刚性连接。第二，空间受力情况可简化为平面框架，框架每侧代表两根立柱，且每侧的两根立柱受力均等。第三，上横梁和工作台的刚度均远远大于立柱的刚度，因此，可认为上横梁和工作台是绝对刚体。第四，各作用力均可简化为集中力。第五，不考虑由于制造、安装和使用过程中受热影响等产生的附加应力。这些假设条件均属一般性的，而且与实际设计的结构基本相符。

### 一、中心载荷下立柱强度计算

在中心载荷作用下，立柱只承受拉伸应力，其应力可按下式计算：

$$\sigma = \frac{P}{0.785D_0^2 \cdot n} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-11$$

式中：P——公称压力（kgf）

$D_0$ ——立柱最小直径（取螺纹退刀槽处的直径）（cm）

n——立柱数量（一般n=4）

$[\sigma]$ ——立柱许用拉伸应力。对45钢来说 $[\sigma] \leq 500 \sim 800 \text{kgf/cm}^2$

完全的中心载荷和受力完全均等，仅仅是一种理想的状态。实际结构中，各零件联接处不可避免的会有不均匀现象；立柱断面变化处的应力集中；工作中总会由于模具安装不准确，工件变形阻力不对称等各种因素使实际应力分布不均匀，形成局部应力较计算应力为高的现象。因此，许用应力取得较低是必要的，合理的。

### 二、偏心载荷作用下立柱强度计算

如上所述，液压机工作时，由于模具不对称，工件变形阻力不对称等各种因素必然造成偏载受力状态。这时，立柱将承受由于偏心载荷产生的附加弯矩和拉力，导套和立柱配合表面承受挤压，对油缸的密封也将产生不利的影响。因此，应仔细分析和计算。

对活塞式油缸和柱塞式油缸，偏心载荷时受力简图见图7-24，对活塞式油缸，在偏载状态下，活塞头和缸口均起导向，有约束作用。但这样计算相当复杂。（这种情况还将在以后进一步分析和讨论）因此，通常假定缸口的约束取消，仅活塞头和立柱对运动零件进行导向。活动横梁在上部和中部时，将会有较大误差，但一般压制时，均在下行程位置。实际导向情况，也基本符合上述假设。为了计算简化，故在一般计算时，仍作了上述假定。

从图7-24可以看出，偏心负荷下的立柱受力为中心载荷在所承受的拉力和由于偏心力矩（ $M_e = Pe$ ）作用下产生的水平力H所生产的附加拉力和弯矩。中心载荷下立柱受力已如前述。水平分力作用下，力的分布可简化为图7-25的计算图形。

将图7-25(a)上部转角处断开，代之以力R和角弯矩M。故左右立柱受力为反对称形，即 $M_1 = M_2 = M$ ，1和2点处向左方向的水平变形 $f_1$ 为：

$$f_1 = \frac{0.5HL^3}{3EJ} - \frac{0.5HL^3}{6EJ}(1-y)^2(2+y) - \frac{ML^2}{2EJ}$$

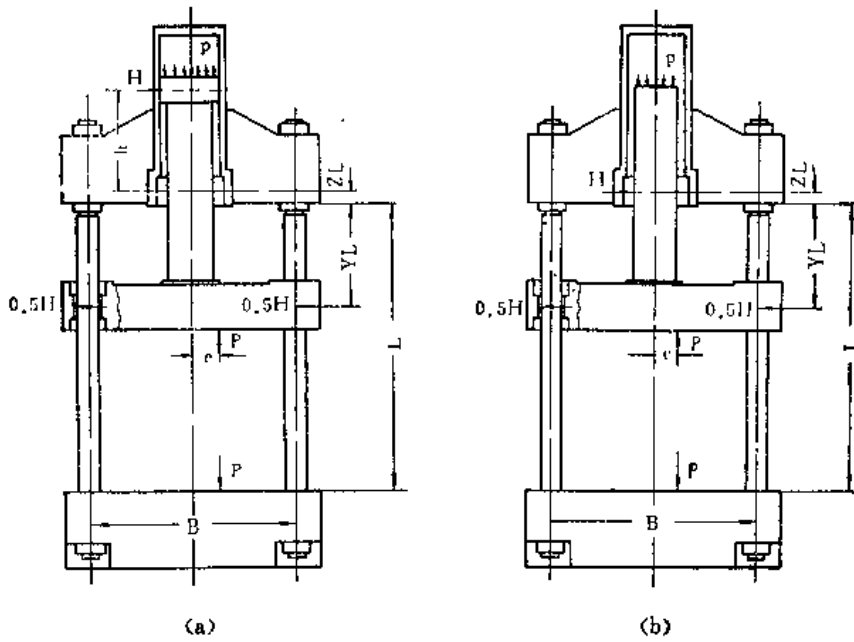


图7-24 偏心载荷下受力分布

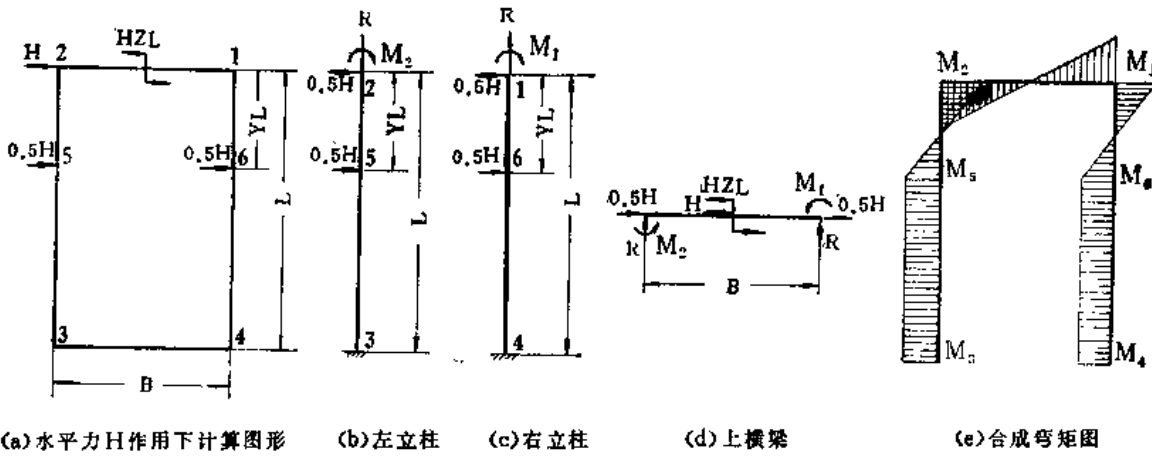


图7-25 计算图形

$$\therefore f_1 = \frac{HL^3}{12EJ} y(3 - y^2) - \frac{ML^2}{2EJ} \quad (\text{cm}) \quad 7-12$$

上横梁水平位移后，必然仍与工作台平行，根据假设条件，立柱与上横梁为刚性联接。故1和2点的角位移在变形后仍为零。即：

$$\theta_1 = \theta_2 = \frac{0.5HL^2}{2EJ} - \frac{0.5HL^2}{2EJ} (1 - y)^2 - \frac{ML}{EJ} = 0$$

$$\therefore M = \frac{1}{4} HLY(2 - Y) \quad (\text{kgf-cm}) \quad 7-13$$

从图7-24中滑块力平衡条件可得，

$$H = \frac{Mk}{(Y + Z)L} = \frac{Pe}{(Y + Z)L} \quad (\text{kgf}) \quad 7-14$$

从图7-25(d)上横梁力平衡条件可得，

$$R = \frac{M_1 + M_2}{B} + \frac{HZL}{B}$$

整理后得:

$$M_1 = M_2 = \frac{Y(2-Y)}{4(Y+Z)}Pe \quad (\text{kgf-cm}) \quad 7-15$$

$$R = \left(1 - \frac{0.5Y^2}{Y+Z}\right) \frac{Pe}{B} \quad (\text{kgf}) \quad 7-16$$

当  $Y = 0$  时,  $R$  之值为最大。即:

$$R_{\max} = \frac{Pe}{B} \quad 7-17$$

立柱其余各部的弯矩, 可由图7-25(b)中求得:

$$M_3 = M_4 = M_5 = M_6 = M_1 - 0.5HYL$$

$$\therefore M_3 = -\frac{0.25Y^2}{Y+Z}Pe \quad (\text{kg-cm}) \quad 7-18$$

从式7-15和7-18可以看出, 立柱各部分的弯矩是  $Y$  和  $Z$  的函数, 即与结构情况和活动横梁的工作位置有关。因此, 计算时必须首先找出活动横梁在工作行程范围内, 弯矩的极大值, 才能做强度计算。对于活塞式油缸, 即图7-24(a)所示的情况。因为  $Y + Z =$  常数, 从式7-15, 7-16, 7-18可以看出,  $Y$  值愈大,  $M_1$  和  $M_3$  愈大, 而  $R$  值愈小。由于力  $R$  对立柱拉应力影响较小, 故应按行程至最下位置加压, 即  $Y$  值最大时的弯矩值进行计算。

对于柱塞式油缸结构, 即图7-24(b)所示情况, 因为  $Z =$  常数, 故  $M_1$  之极大值, 可用下式求出:

$$\frac{dM_1}{dy} = \frac{Pe}{4} \cdot \frac{Y^2 + 2ZY - 2Z}{(Y+Z)^2} = 0$$

$$\text{即有: } Y^2 + 2ZY - 2Z = 0$$

$$Y = \frac{-2Z \pm \sqrt{4Z^2 + 8Z}}{2}$$

$$Y = -Z + \sqrt{Z^2 + 2Z} \quad 7-19$$

设  $Z = 0.1$ , 则  $Y = 0.36$ 。即最大弯矩在  $Y = 0.36$  处。

强度计算条件为:

$$\sigma = \frac{P}{4F} + \frac{k}{2F} + \frac{M}{2W}$$

将  $R$  和  $M$  之值代入上式得:

$$\sigma = \frac{P}{4F} m_1 + \frac{Mk}{W} m_2 \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-20$$

式中:  $P$  —— 公称压力 (kgf)

$F$  —— 计算断面的面积  $F = \frac{1}{4} \pi D^2$  (cm<sup>2</sup>)

$W$  —— 计算断面的断面系数

$$W = 0.098D^3 \quad (\text{cm}^3)$$

$Mk$  —— 偏心载荷产生的计算弯矩。

$$Mk = Pe \quad (\text{kgf-cm})$$

$e$ ——载荷计算偏心距, 取 $e = (0.6 \sim 0.8)e_0$ , cm。 $e_0$ 为实际载荷偏心距。对活塞式油缸结构取小值, 对柱塞式油缸结构取大值。这一经验公式的依据后面将进一步分析。

$m_1, m_2$ ——系数, 按下列情况决定。

当计算立柱插入工作台的断面时:

$$m_1 = 1 + \frac{2e}{B} \left( 1 - \frac{0.5Y^2}{Y+Z} \right); \quad m_2 = \frac{Y^2}{8(Y+Z)}$$

当计算立柱插入上横梁的断面时:

$$m_1 = 1 + \frac{2e}{B} \left( 1 - \frac{0.5Y^2}{Y+Z} \right); \quad m_2 = \frac{Y(2-Y)}{8(Y+Z)}$$

$Y$ 和 $Z$ 见图7-24, 并按前面分析取工作范围内使计算断面弯矩最大的数值。对于活塞式油缸, 取 $Y$ 值范围内最大的数值。对柱塞式油缸, 则按式7-19计算出 $Y$ 值。但是, 若计算值为负值, 则说明无极大值。此时, 应取 $Y$ 的最小值代入计算。

### 三、偏心载荷作用下单柱受力时的强度计算

以上讨论是在立柱与活动横梁导套间隙一致, 即偏载下活动横梁对立柱作用力完全均等情况。但实际结构中, 由于制造和装配误差, 间隙不可能相等。因此, 将使立柱受力不均匀。从图7-26中可以看出, 若制造和装配中, 满足立柱中心距 $B$ 与活动横梁导套中心距 $B'$ 相等, 且间隙 $\Delta_1 = \Delta_2$ 时, 如图(a)所示, 则无论偏载方向如何, 活动横梁水平位移后, 对立柱的作用力总是均匀分配的。若结构如图(b)所示,  $B \neq B'$ ; 且立柱和导套间隙不等, 因此, 若活动横梁向右位移时, 则首先与右立柱接触, 并使水平力作用于右立柱。若右立柱受水平力 $H$ 后, 变形 $f_1$ 小于左侧立柱和导套的间隙 $\Delta$ , 则在整个受力变形过程中, 仅右立柱承受全部水平力, 这是最严重的情况。在结构设计中, 若左侧立柱预紧不良, 与工作台和上横梁配合处间隙过大时, 同样也将使水平力 $H$ 全部作用于右侧立柱上。若右侧立柱受水平力 $H$ 后, 变形大于间隙 $\Delta$ , 则在变形 $\Delta$ 后, 左立柱也将承受部分水平力。实际结构中, 大多数情况是如此。

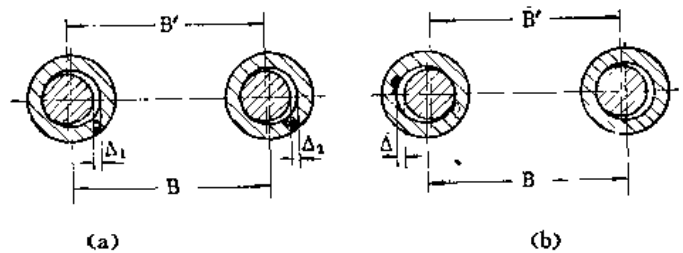
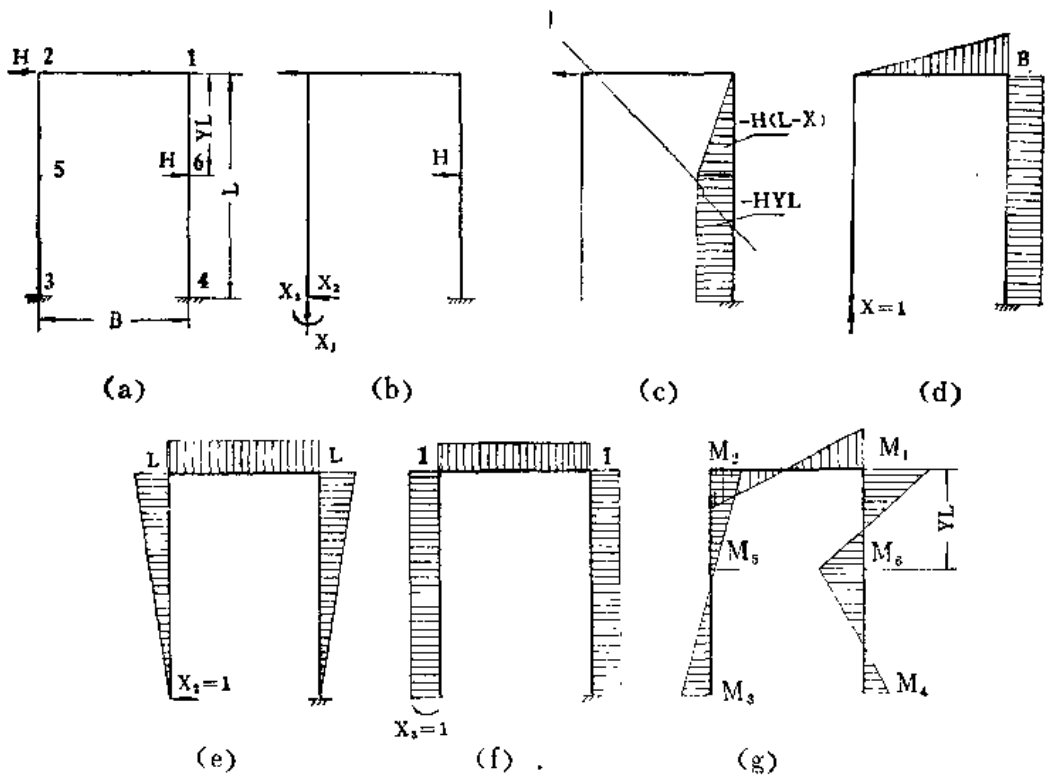


图7-26 立柱和导套的间隙

从以上分析可以看出, 结构设计中一定要避免出现仅立柱一侧受力的情况。若设计和工艺条件限制可能出现一侧受力时, 则可按下列分析和计算方法进行。

图7-27为立柱一侧受力水平力 $H$ 时的计算图形。



(a)计算图形 (b)静定基 (c) $M_H$ 图 (d) $M_{O1}$ 图 (e) $M_{O2}$ 图 (f) $M_{O3}$ 图 (g)水平力产生的合成弯矩图  
图7-27 立柱一侧受力计算图形

分析中均取弯矩作用下该断面内侧受拉应力为正，反之为负。

将图(a)计算图形3处解开，代之以未知力 $X_1$ ， $X_2$ 和 $X_3$ ，得图(b)所示静定基图。应用力法方程可得：

$$\Delta_1 = X_1 \cdot \delta_{11} + X_2 \cdot \delta_{12} + X_3 \cdot \delta_{13} + \Delta_{1H} = 0 \quad (1)$$

$$\Delta_2 = X_1 \cdot \delta_{21} + X_2 \cdot \delta_{22} + X_3 \cdot \delta_{23} + \Delta_{2H} = 0 \quad (2)$$

$$\Delta_3 = X_1 \cdot \delta_{31} + X_2 \cdot \delta_{32} + X_3 \cdot \delta_{33} + \Delta_{3H} = 0 \quad (3)$$

应用莫尔积分，求 $\delta_{ij}$ 和 $\Delta_{iH}$ 即有：

$$\delta_{ij} = \frac{1}{EJ} \oint M_{oi} \cdot M_{oj} \cdot dx$$

故积分后可得：

$$\delta_{11} = \frac{1}{EJ} B^2 L$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{BL^2}{2EJ}$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = \frac{BL}{EJ}$$

$$\delta_{22} = \frac{2L^3}{3EJ}$$

$$\delta_{23} = \delta_{32} = \frac{L^2}{EJ}$$



$$\delta_{33} = \frac{2L}{EJ}$$

$$\Delta_{1H} = -\frac{BHL^2}{2EJ}(2Y - Y^2)$$

$$\Delta_{2H} = -\frac{HL^3}{6EJ}(3Y - 3Y^2 - Y^3)$$

$$\Delta_{3H} = -\frac{HL^2}{2EJ}(2Y - Y^2)$$

将上列结果代入式(1), (2), (3)整理后得:

$$2BX_1 + LX_2 + 2X_3 - HL(2Y - Y^2) = 0 \quad (4)$$

$$3BX_1 + 4LX_2 + 6X_3 - HL(3Y - 3Y^2 + Y^3) = 0 \quad (5)$$

$$2BX_1 + 2LX_2 + 4X_3 - HL(2Y - Y^2) = 0 \quad (6)$$

联解式(4), (5), (6)得:

$$X_1 = \frac{HL(2Y - Y^2)}{2B} \quad (7)$$

$$X_2 = -\frac{1}{2}HL(3 - 2Y) \quad (8)$$

$$X_3 = \frac{1}{4}HLY^2(3 - 2Y) \quad (9)$$

由图7-27(b)静力平衡方程可解得各点弯矩为:

$$M_3 = X_3 = \frac{1}{4}HLY^2(3 - 2Y)$$

$$M_5 = X_3 + X_2 \cdot L(1 - Y) \\ = -\frac{1}{4}HLY^2(3 - 8Y + 4Y^2)$$

$$M_2 = X_3 + X_2 \cdot L \\ = -\frac{1}{4}HLY^2(3 - 2Y)$$

$$M_1 = X_3 + X_2 \cdot L + X_1 \cdot B \\ = \frac{1}{4}HL(4Y - 5Y^2 + 2Y^3)$$

$$M_6 = M_1 - (X_2 + H)YL \\ = -\frac{1}{4}HLY^2(5 - 8Y + 4Y^2)$$

$$M_4 = X_3 + X_1B - HLY \\ = \frac{1}{4}HLY^2(1 - 2Y)$$

由以上各点弯矩的公式可以看出: 各点均是Y的函数, 从Y由0至1之间变化时,  $M_1$ 为最大, 根据滑块力平衡条件:

$$H = \frac{Mk}{(Y + Z) \cdot L} = \frac{Pe}{(Y + Z) \cdot L}$$

$$\therefore M_1 = \frac{0.25Y(4 - 5Y + 2Y^2)}{Y + Z} \cdot Pe \quad (\text{kgf-cm}) \quad 7-21$$

立柱最大受力一侧所承受的总拉力N为:

$$N = \frac{P}{4} + \frac{HZL}{2B} + \frac{X_1}{2}$$

$$\therefore N = \frac{P}{4} \left[ 1 - \frac{2e}{B} \left( 1 - \frac{0.5Y^2}{Y+Z} \right) \right] \quad (\text{kgf}) \quad 7-22$$

立柱一侧受力时的强度条件为:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_1}{2W}$$

$$\therefore \sigma = \frac{P}{4F} m_1' + \frac{M_R}{W} m_2' \leq [\sigma] (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-23$$

式中:  $M_k$ ——载荷计算偏心力矩。  $M_k = P \cdot e$  (kgf-cm)

$P$ ——公称压力。(kgf)

$e$ ——载荷计算偏心距。取  $e = 0.6e_0$  (cm)、 $e_0$  为实际载荷偏心距。

$F$ ——立柱插入上横处最小截面。

$$F = \frac{1}{4} \pi D^2 (\text{cm}^2)$$

$W$ ——立柱抗弯断面系数。

$$W = 0.098D^3 (\text{cm}^3)$$

$$m_1' = 1 + \frac{2e}{B} \left( 1 - \frac{0.5Y^2}{Y+Z} \right)$$

$$m_2' = \frac{Y(4-5Y+2Y^2)}{8(Y+Z)}$$

$Y, Z$ ——系数。见图7-24。

$B$ ——立柱中心距。(cm)

$[\sigma]$ ——立柱许用应力。若用45号钢, 取:

$$[\sigma] = 1500 \sim 1800 (\text{kgf/cm}^2)$$

比较公式7-20和7-23可以得出:

$$m_1 = m_1'$$

$$\frac{m_2'}{m_2} = 4 - 5Y + 2Y^2$$

以上系数比例关系说明, 立柱一侧受力与两侧均匀受力相比较, 立柱平均拉伸应力是相同的, 但由水平力  $H$  作用下, 附加弯矩造成的弯曲应力则显著增大。设  $Y = 0.5$  时, 前者将比后者大二倍。

在立柱一侧受力时, 上横梁水平方向向右的变形  $f$  为:

$$f = -\frac{X_2 L^3}{3EJ} + \frac{M_2 L^2}{2EJ}$$

$$f = \frac{HL^3}{24EJ} Y^2 (3-2Y)$$

$$\therefore f = \frac{PeL^3}{24EJ} \cdot \frac{Y^2(3-2Y)}{Y+Z} (\text{cm}) \quad 7-24$$

从以上分析可知, 当偏心载荷作用下, 立柱和导套间必然承受挤压。为了保证长期运动精度, 避免导套和立柱的磨损, 应对配合面的挤压进行验算。

立柱均匀受力时，其比压值为：

$$q' = \frac{Pe}{4d_1 L_1 (Y + Z) L} \leq [q] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-25$$

立柱仅一侧受力时，其比压值为：

$$q' = \frac{Pe}{2d_1 L_1 (Y + Z) L} \leq [q] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-26$$

式中：  $d_1$ ——立柱导向部分直径(cm)

$L_1$ ——每一立柱上导套导向长度(cm)

$[q]$ ——导套许用比压。对铸铁导套：

$$[q] \leq 25 \text{ kgf/cm}^2$$

其余符号均与前述相同。

#### 四、立柱预紧和计算

为了保证机架的精度和刚度，立柱与上横梁和工作台联接部分可靠预紧是十分重要的。

设预紧力为  $P_1$ ，预紧后立柱变形为  $\lambda_1$ ，工作台或上横梁与立柱预紧部分受压区的变形为  $\lambda_2$ ，则可作出受力和变形关系图。（见图7-28）

当液压机承受工作载荷  $P$  时，立柱受力为  $P_2$ ，立柱台阶处受的残余锁紧力为  $P_0$ ，故立柱所受的拉力，在  $P_1$  和  $P_2$  之间，立柱台阶处的压力，在  $P_0$  和  $P_1$  之间，取  $P_3 = ZP$ ，由几何关系可得：

$$P_0 = \frac{(Z - 1)\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2} P$$

$$P_1 = \frac{Z \cdot \lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2} P$$

$$P_2 = \frac{Z\lambda_1 + \lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} P$$

$$P_3 = Z \cdot P$$

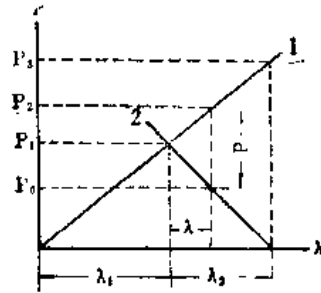


图7-28 立柱预紧力和变形关系图

而、  $\lambda_1 = \frac{P_1 L_0}{4E_1 F_1}$ ，  $\lambda_2 = \frac{P_1 L_0}{4E_2 F_2}$ ，令  $k_c = \frac{E_2}{E_1}$ ，代入上列公式得：

$$P_0 = \frac{(Z - 1)K_c F_2}{K_c F_2 + F_1} P \quad (\text{kgf}) \quad 7-27$$

$$P_1 = \frac{ZK_c F_2}{K_c F_2 + F_1} P \quad (\text{kgf}) \quad 7-28$$

$$P_2 = \frac{ZK_c F_2 + F_1}{K_c F_2 + F_1} P \quad (\text{kgf}) \quad 7-29$$

式中：  $K_c = \frac{E_2}{E_1}$ ，即工作台或上横梁材料的弹性模量与立柱材料弹性模量的比值。

$F_1$ ——每一立柱插入部分的截面积( $\text{cm}^2$ )

$F_2$ ——每一立柱对工作台或上横梁受压区承压面积( $\text{cm}^2$ )

Z——预紧系数。取  $Z = 1.5 \sim 2$ 。

故立柱插入部分的拉应力为：

$$\sigma = \frac{P_2}{4F_1} \leq [\sigma] \text{ (kgf/cm}^2\text{)} \quad 7-30$$

式中：  $[\sigma]$ ——立柱许用拉应力。45号钢的  $[\sigma] = 1200 \sim 1500 \text{ kgf/cm}^2$

立柱台阶处挤压应力：

$$\sigma_{\text{挤压}} = \frac{P_1}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [\sigma]_{\text{挤压}} \text{ (kgf/cm}^2\text{)} \quad 7-31$$

式中： D——立柱台阶外径(cm)

d——立柱插入部分配合孔直径(cm)

$[\sigma]_{\text{挤压}}$ ——许用挤压应力。对铸铁  $[\sigma]_{\text{挤压}}$ 取  $[\sigma]_{\text{挤压}} \leq 1000 \text{ kgf/cm}^2$ ，对铸钢或锻钢

$[\sigma]_{\text{挤压}} \leq 1250 \text{ kgf/cm}^2$

## 五、立柱螺母强度计算

### (一) 螺纹强度计算

作用在每一圈螺纹上的力：

$$P_1 = \frac{P_2}{nZ} \text{ (kgf)}$$

式中：  $P_2$ ——立柱所受总拉力(kgf)

n——立柱数目

Z——工作螺纹圈数  $Z = \frac{h}{S}$

h——螺纹高度 (cm)

S——螺距 (cm)

对于公制螺纹见图7-29

剪切应力：

$$\tau = \frac{P_1}{\pi d_1 a} \text{ (kgf/cm}^2\text{)} \quad 7-32$$

式中： a——螺纹牙根部宽度(cm)

取  $a = KS$

K——螺纹完满系数，  $K = 0.81$

挤压应力：

$$\sigma_{\text{挤}} = \frac{P_1}{0.785(d^2 - d_1^2)} \leq [\sigma]_{\text{挤}} \text{ (kgf/cm}^2\text{)} \quad 7-33$$

弯曲应力：

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{M}{W} = \frac{P_1 \cdot \frac{t}{2}}{\frac{\pi d a^2}{6}}$$

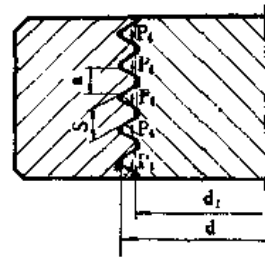


图7-29 公制螺纹

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{3P_1 t}{\pi d_1 a^2} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-34$$

式中:  $t$ ——螺纹牙高 (cm)

$$t = \frac{1}{2} (d - d_1)$$

$d, d_1$ ——螺纹外径和内径 (cm)

对于锯齿形螺纹见图7-30。

剪切应力:

$$\tau = \frac{P_1}{\pi d_1 a} \leq [\tau] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-35$$

挤压应力:

$$\sigma_{\text{挤}} = \frac{P_1}{0.785(d^2 - d_1^2)} \leq [\sigma]_{\text{挤}} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-36$$

弯曲应力:

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{3P_1 \cdot t}{\pi d_1 a^2} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 7-37$$

许用应力选择:

$$[\tau] \leq 600 \text{ kgf/cm}^2$$

$$[\sigma]_{\text{挤}} \leq 1200 \text{ kgf/cm}^2$$

$$[\sigma]_{\text{弯}} \leq 1000 \text{ kgf/cm}^2$$

对于中型以上液压机螺帽采用对开式, 并采用单线细牙锯齿形螺纹; 用螺栓加以锁紧, 通常每一面用两个螺栓。螺栓的计算可分两方面来考虑。

根据所需预紧力的条件下, (采用机械锁紧) 拉伸螺栓的力为:

$$N_1 = \frac{P_2}{n} \cdot \text{tg}(\lambda + \rho) \quad (\text{kgf}) \quad 7-38$$

由此得出所需螺栓直径 $d_0$ 为:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4KN_1}{\pi m[\sigma]}}$$

$$\therefore d_0 \geq \sqrt{\frac{4KP_2 \text{tg}(\lambda + \rho)}{\pi m n[\sigma]}} \quad (\text{cm}) \quad 7-39$$

式中:  $P_2$ ——工作载荷下, 立柱所受拉力, 按式7-29计算(kgf)

$K$ ——螺栓预紧系数。取 $K = 1.2 \sim 1.5$

$m$ ——每一立柱螺母上螺栓数量

$n$ ——立柱数量

$\lambda$ ——螺纹升角。 $\text{tg} \lambda = \frac{S}{\pi \cdot d_{cp}}$

$\rho$ ——摩擦角。由 $\text{tg} \rho = \mu = 0.15 \sim 0.18$ 求出

$d_{cp}$ ——立柱螺纹中径。 (cm)

$[\sigma]$ ——许用应力。取 $[\sigma] = 1000 \sim 1200 \text{ kgf/cm}^2$

$\mu$ ——摩擦系数。 $\mu = 0.15 \sim 0.18$

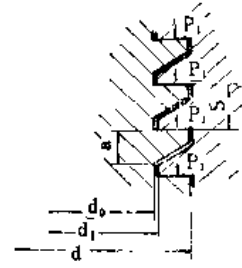


图7-30 锯齿形螺纹

根据加压时，防止螺母分开的条件，（加热后锁紧）对锯齿形螺纹，（见图7-31）使螺母分开的力为：

$$N_2 = \frac{P_2}{n} \left( \frac{1}{\pi} \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{1}{2} \mu \right)$$

由此得螺栓直径 $d_0$ 为：

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4KP_2 \left[ \frac{1}{\pi} \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{1}{2} \mu \right]}{\pi m n [\sigma]}} \quad (\text{cm}) \quad 7-40$$

式中符号与式7-39相同。

设计螺栓时，应满足式7-39和7-40的强度条件。由于一般采用锯齿形螺纹，其承力面与直径平面的倾角 $\alpha = 3^\circ$ ，小于摩擦角，即螺纹本身满足自锁条件，故不需按式7-40计算，而只用式7-39计算。

## 第五节 机身的紧固

四柱式液压机机身必须用锁紧螺母和可靠的紧固，并具有足够的预紧力。否则在液压机加压时，立柱台肩与工作台面、调节螺母与上横梁接触平面间产生间隙。泄压换向回程时，产生振动，并使立柱台肩和工作台接触平面间产生冲击载荷，可导至锁紧螺母松退，主机精度因此被破坏。更为严重的是由于立柱台肩与工作台接触面积较小，冲击载荷会造成台肩局部墩粗。墩伤接触的工作台表面，造成检修时，立柱不易从活动横梁导套孔内抽出。

紧固的方法有以下几种：

### 一、普通紧固

这种方法是用扳手来旋紧锁紧螺母，它所能达到的预紧力，受到扳手孔、扳手强度以及安装所能施加的旋紧力等限制，力量是较小的。因此，只能用于吨位小的液压机的联接装配中。

### 二、加压情况下紧固

这种方式利用液压机本身加压后，使立柱承载伸长时，用扳手将调节螺母旋紧，泄压后立柱回缩得到紧固联接，其预紧力的大小主要由液压机压力大小来决定，通常取公称压力的1.5~2倍。拆卸时，亦需加压后旋松。此方法紧固较可靠，拆卸也较方便。对于四螺母结构立柱与工作台面贴合的四个调节螺母的紧固，采用此方法较为有利。与上横梁下平面贴合之四个调节螺母用于调整机器精度，此时，调整精度时所需加压力要比锁紧力大。对于三螺母结构，只能做到上横梁联接部分的预紧，对工作台联接部分，则只能用其他方法预紧。

### 三、加热紧固

此方法是靠立柱一端的热胀，在立柱的一端钻40~60mm直径的孔，孔的深度应大

于横梁高度，孔内通入高压蒸汽或用火焰加热。也可采用电加热法。加热时应将两对角立柱同时加热。

立柱伸长量 $\Delta L$ 为：

$$\Delta L = \left( \frac{1}{4E_1F_1} + \frac{1}{4E_2F_2} \right) P_1 L_0 \quad (\text{cm}) \quad 7-41$$

式中： $E_1, E_2$ ——立柱和工作台材料弹性模量 ( $\text{kgf/cm}^2$ )

$F_1, F_2$ ——每一立柱预紧部分截面积和工作台预紧受压区截面积 ( $\text{cm}^2$ )

$P_1$ ——预紧力。按公式7-28计算 ( $\text{kgf}$ )

$L_0$ ——立柱预紧部分长度 ( $\text{cm}$ )

加热升高温度：

$$t_1 = \frac{\Delta L}{\mu L} (\text{°C}) \quad 7-42$$

式中： $\mu$ ——每加热 $1\text{°C}$ 的线膨胀系数。

对于钢材 $\mu = 0.00001199 (1/\text{°C})$

加热后立柱温度：

$$t = t_1 + t_0$$

式中： $t_0$ ——室温。

立柱螺母旋进角度：

$$\theta = \frac{360\Delta L}{S} (\text{°}) \quad 7-43$$

式中： $S$ ——螺距( $\text{cm}$ )

#### 四、液压紧固

利用液压油缸加压来使立柱伸长而锁紧螺母，工作原理见图7-31，液压缸1支撑于套筒3上，活塞2及立柱5用螺母4联接起来。当液压缸内通入高压油 $p$ 时，活塞2上升将立柱拉长后即可锁紧。用此法立柱螺纹部应加长，以保证活塞2旋入后有足够的强度。

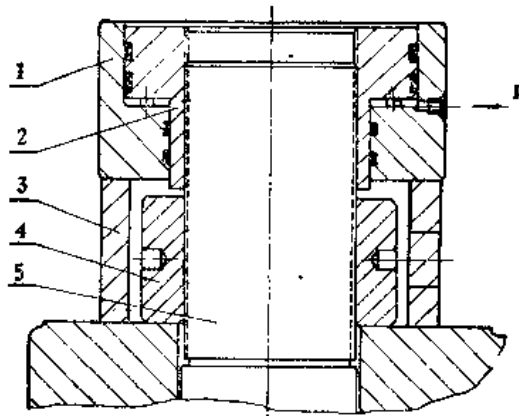


图7-31 液压紧固法

## 第六节 精度调整

四柱液压机的精度是由单个零件加工精度和正确的安装调整得到。

精度调整过程，实质上是调整油缸中心轴线对工作台面的垂直度。从四柱液压机的结构可看出，活动横梁上下运行依靠立柱作导向基础，活塞与活动横梁又固结成一整体，油缸与上横梁锁紧成一整体，因此，工作油缸的导向结构也必然对活动横梁的运动精度产生约束作用。工作台为精度测量的基准。旋转调节螺母调整上横梁及油缸的中心轴线，以使活动横梁的运行不受或少受上横梁及油缸的影响。因是多零件组成的机构，故单件加工质量好坏对装配精度有极大的关系。

下面介绍我厂四柱万能液压机精度调整的过程。

在液压机的安装过程中，就应该注意四个调节螺母对于工作台的等高，使机器精度调整有较好的基础。在加压状态（保压）下，将活塞与活动横梁所联接零件紧固使联成一整体，同时，也将油缸与上横梁所联接零件紧固。再将工作台下面的锁紧螺母尽量旋紧（在无负载情况下），这样即可进行精度调整工作。

在精度调整中，我们认为活动横梁下平面与活塞杆是垂直的（单件加工精度保证，同时，在加压状态下，锁紧并联结成一整体），这样活动横梁下平面对工作台面的平行度偏差，可以反映出活塞中心线对工作台面的垂直情况。因此，可将活动横梁停留在中间位置上，先测量其平行度偏差。

调整前，将上横梁上四个锁紧螺母稍稍旋松。用千分表可先检查活动横梁下平面与工作台上平面前后（左右）的平行性，如不合要求，须在加压状态下旋紧或旋松前（左）两调节螺母，或后（右）两调节螺母，再次测量调整直至符合要求为止。前后（左右）平行度符合要求后，再用上述方法测量调整左右（前后）平行度。待中间位置符合要求后，还应检查活动横梁位于上下两个位置的平行度是否符合要求。当发现上下两个位置平行度偏差均超过要求，且测量数据方向相反时，应考虑检查装配情况及检查活动横梁等零件单件的精度是否符合要求。

平行度检查调整完毕后，应检查活动横梁运行垂直度是否符合要求，未达到要求时，调整方法与调整平行度方法相同，直到符合要求为止。同样，当发现垂直度的调整精度与平行度精度发生矛盾，且数值均大于规定值时，应检查装配质量及检查活动横梁等零件单件质量。

平行度及垂直度均符合要求后，应锁紧各锁紧螺母，同时，检查在无载情况下，各调节螺母是否与上梁贴合好，不应松动。如发现松动说明精度调整不可靠，应重新调整精度。

精度调整合理，是延长液压机使用寿命，防止不必要的磨损的主要措施之一。故对液压机精度应定期检查，定期调整。

## 第七节 充液阀

充液阀在本书上册第五章液压传动系统的设计和计算中，已提到它的使用情况及其基本要求。充液阀实质上是可控单向阀的一种。现代液压机为了提高生产率或热压成型时减少工件的温降，要求有较快的空程速度和回程速度，往往是压制速度的几十倍。

为了不增加（快速用）辅助油泵，减少功率的消耗，采用充液系统是有效的方法。在大中型液压机选取油泵直接传动的系统中，由于运动部件均有几吨或几十吨的重量，故可利用其自重来实现快速下行。上腔不足之油，通过充液阀从油箱中吸取。对于中小型液压机，若运动部件重量较大时，可采用上述方法，而重量较小时，采用快速油缸也是减少功率的有效措施之一。快速油缸部分，由油泵直接供油，而外缸同样需依靠充液阀来吸油补充其不足。充液阀按其工作原理可分为常开式及常闭式两种，中小型液压机一般均采用常闭式结构。本节主要介绍常闭式充液阀结构及其计算方法。



## 一、充液阀类型及结构

充液阀的作用有两个，如图7-32。1，当活动横梁自重下行时，油缸上腔产生真空，吸开充液阀，油箱之油液通过充液阀大量流入主缸上腔填充其不足。2，当活动横梁快速回程时，油缸上腔之油通过充液阀迅速排入油箱。

图7-33是充液阀的典型结构形式。它是常闭的自动开启式的，具有很大的阀径，采用蕈形阀和双弹簧结构，质量小，惯性小，动作灵活可靠。这种充液阀装在缸底，并整个浸在充液箱的油中。活动横梁下行时，缸内产生真空，在大气压力的作用下，克服小弹簧的力量，使单向阀开启，油箱的油大量充入油缸。当活动横梁减速及加压时，缸内真空度消失，小弹簧使单向阀自动关闭，这时，压力油推动活塞完成工作行程及加压行程。单向阀在高压下紧紧关闭，防止主缸高压油泄漏。回程时，接操纵油压  $p$ ，推动控制活塞，克服大弹簧的力量推动单向阀，当油缸泄压后，单向阀被顶开，油缸内油液通过单向阀迅速排回充液箱，实现回程动作。

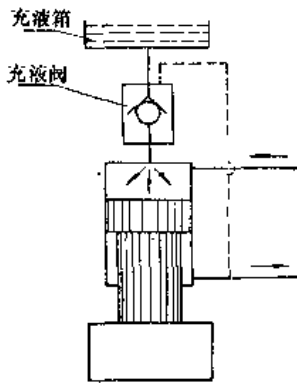


图7-32 充液阀原理图

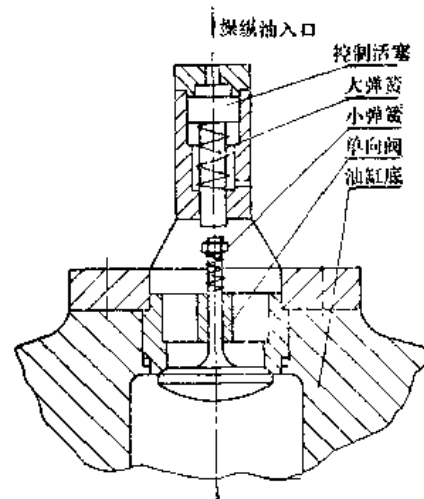


图7-33 立式充液阀结构原理

图7-33为立式充液阀结构，图7-34为卧式充液阀结构，其作用原理结构与立式相同，仅为型式不同。图中 a 接充液箱，b 接主缸，c 接控制油口。

上述充液阀无泄压装置，因此，在充液阀排油时必须使油缸先泄压，即需外加泄压装置。我厂 YB32-200 四柱万能液压机等产品中，使用立式无泄压装置的充液阀，采用 QF1 预泄换向阀泄压。也可采用其他元件泄压。

带泄压阀的充液阀特点是将上述两作用合并在一起，在充液阀本身增加泄压元件。

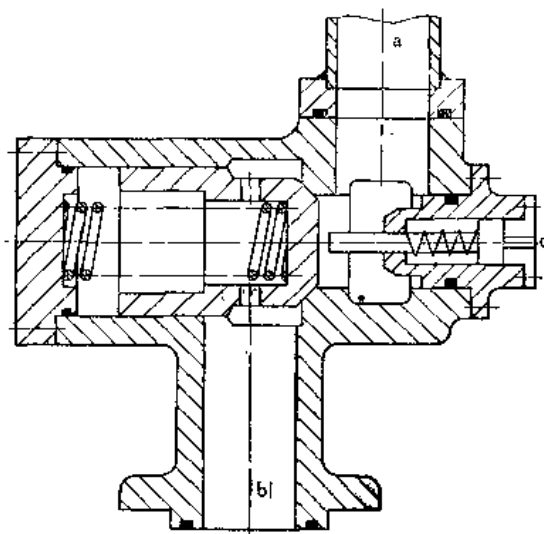


图7-34 卧式充液阀结构

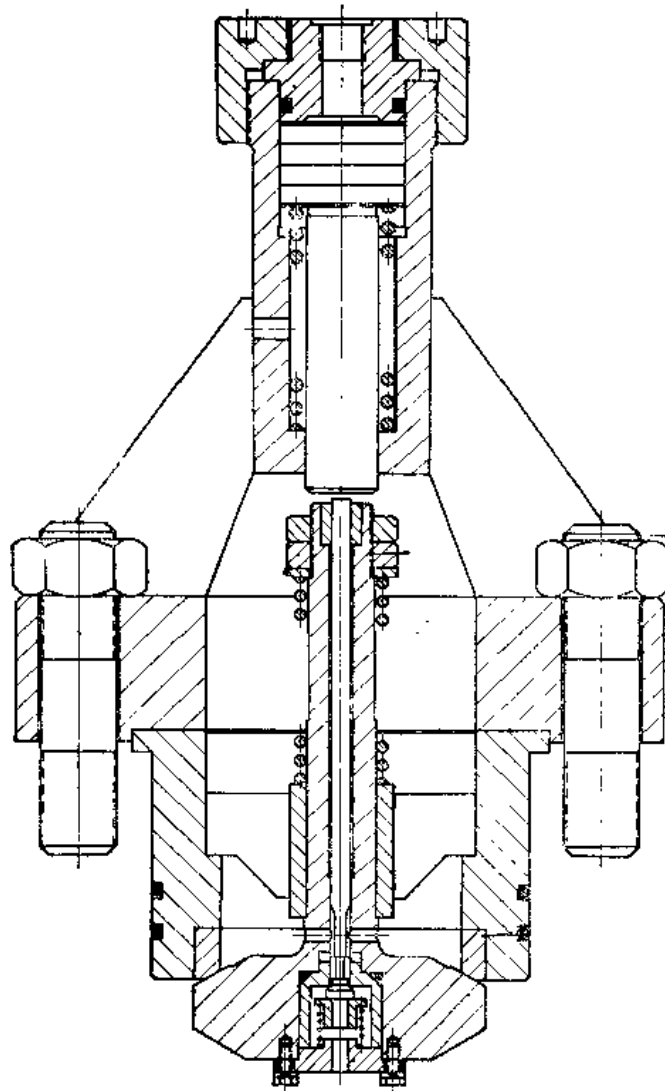


图7-35 YA32-500四柱液压机用充液阀

图7-35为我厂YA32-500四柱万能液压机上采用的充液阀。

上述为敞开式的充液阀，充液油箱直接安装于油缸底上部，其高度也较大。为了降低充液油箱的高度，充液阀可采用封闭式，外接管路利用虹吸原理将油箱内油液吸入油缸。图7-36为我厂YA32-315四柱液压机采用带泄压阀封闭式的充液阀。这样，可以降低充液油箱的高度。

充液阀一般开口都较大，便于大量吸油及排油，这就要求控制活塞行程有足够大。由于平衡操纵油压之力为大弹簧产生，同时，又希望操纵油压中起始力至最后全开单向阀的力变化不很大，这样对大弹簧要求刚度小，而力量较大，至使大弹簧设计较为困难，或结构过长。因此，有时充液阀结构中取消大弹簧，而用外来控制油压 $p_c$ 代替大弹簧，图7-37所示为我厂设计的YA61-1000金属挤压液压机中采用之充液阀。

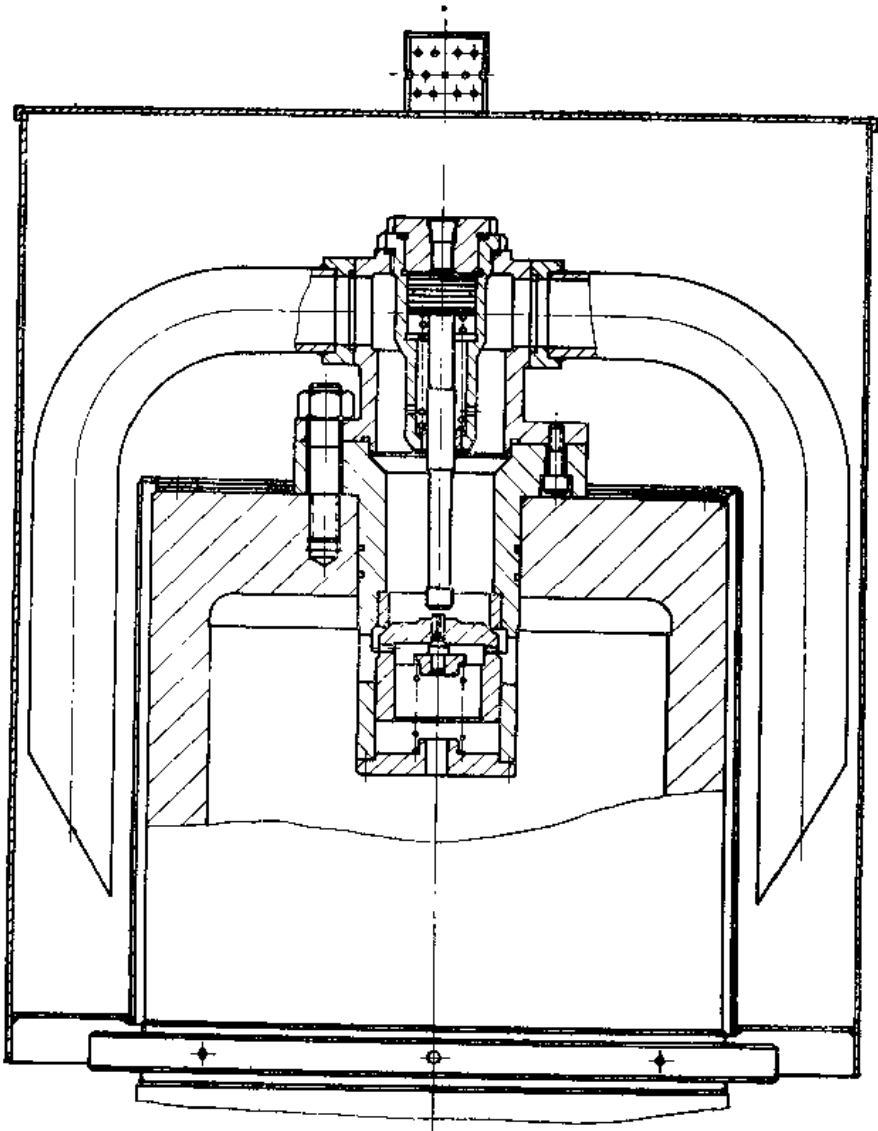


图7-36 YA32-315充液阀

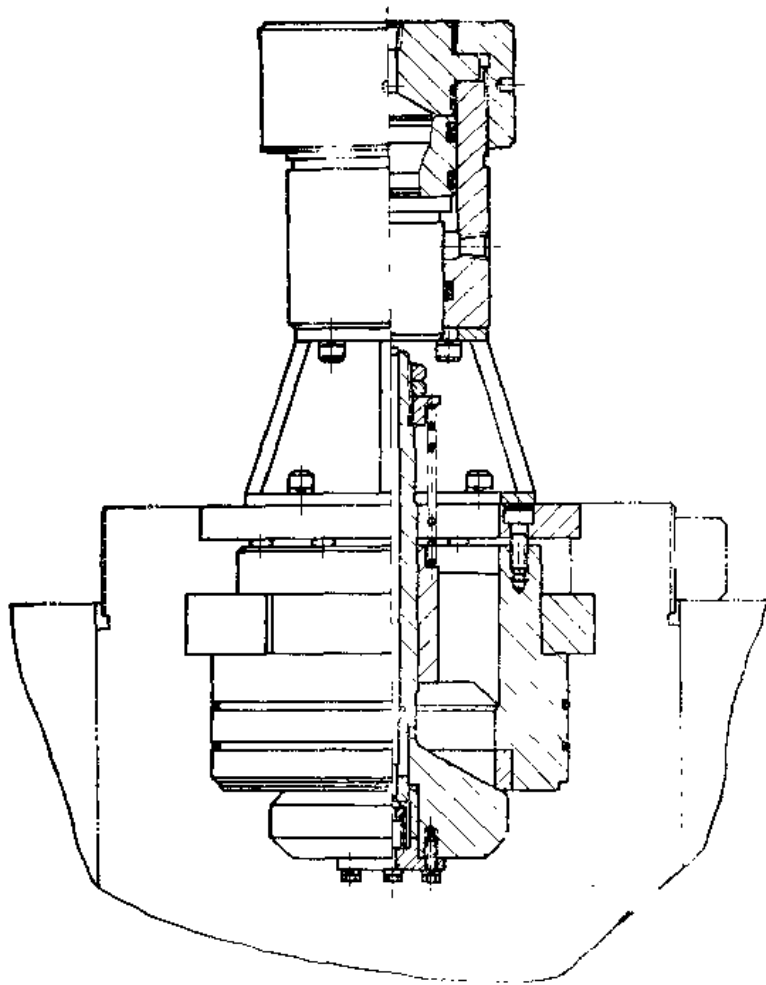


图7-37 YA61-1000采用之充液阀

## 二、设计计算

### (一) 充液阀主要技术要求

(1) 主阀应满足公称流量的通过。为保证吸油充分，吸油流速一般取  $V = 1.5 \sim 2.5$  米/秒，对油缸直径大及行程较大时，速度取大值。排油流速一般取  $V = 2 \sim 4$  米/秒。

(2) 油缸吸油时缸内负压不能太大，根据我厂情况，一般取吸油负压  $\leq 0.3$  公斤力/厘米<sup>2</sup>。

(3) 起始操纵油压（控制油压）不宜过大，一般取  $p_c \leq 15$  公斤力/厘米<sup>2</sup> 与电液动滑阀控制压力一致。

(4) 加压时，回程油腔排油有一定阻力时，不能打开泄压阀，防止主缸泄压。取下腔排油阻力  $p = 2$  公斤力/厘米<sup>2</sup>。

(5) 当主缸上腔泄压至设定的最低压力  $p_{min}$  时，主阀应能在最小回程压力  $p_r$  下可靠打开，以保证迅速回程。

### (二) 主阀设计计算

根据要求1，主阀结构一般取单向阀式或罩形单向阀式(见图7-38)。材料选用45或40Cr等。阀口应有一定的接触宽度，硬度 $\geq HR_{c45}$ 。而阀座硬度取低于主阀 $HR_{c10} \sim 15$ 单位。主阀锥顶角度取 $120^\circ$ 。主阀与阀座应研配。

(1) 主阀直径 $D_v$ 、(平均直径)

$$D_v = \frac{Q}{6\pi V S \cos 30^\circ} \text{ (cm)} \quad 7-44$$

式中： $Q$ ——所需吸油量 (L/min)

$V$ ——吸油流速(m/sec)

$$V = 1.5 \sim 2.5 \text{ m/sec}$$

$S$ ——主阀自吸行程 (cm)

$$\text{取 } S = 1 \sim 3 \text{ cm}$$

计算后应验算排油时流速。为便于大弹簧计算，只需满足排油流速要求。可取 $S_1 < S$ 。 $S_1$ 为排油时强制打开主阀行程。

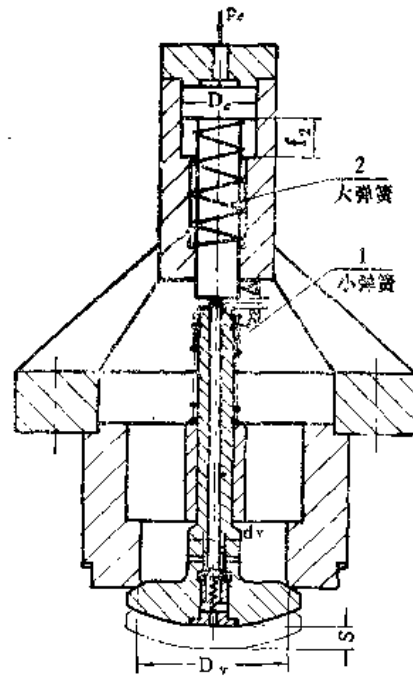


图7-38 结构简图

(2) 阀口接触应力

$$\sigma = \frac{0.785(D_v + \delta)^2 p}{\pi l \delta} \leq [\sigma] \quad 7-45$$

式中： $\delta$ ——阀口轴向投影面积之宽度(cm)

$p$ ——工作缸内液体最大工作压力 (kgf/cm<sup>2</sup>)

$\sigma, [\sigma]$ ——接触应力；接触许用应力。45号钢淬火后取 $[\sigma] = 2500 \text{ kgf/cm}^2$

(三) 控制活塞设计计算

根据要求与(见图7-39) 加压过程完结时有：

$$p_1 = p \quad p_2 = 0$$

从打开充液阀口之力平衡条件，可得下列关系：

$$p_2 \cdot F_4 > p_1 \cdot F_3$$

回程时， $p_2$  升压至 $p$  值，上腔油压靠泄压阀泄至：

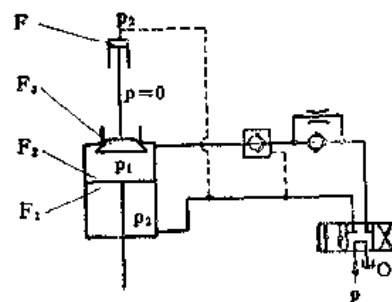
$$p_1 = \frac{F_1}{F_2} \cdot p_2$$

代入上式得打开充液阀条件为：

$$\frac{F_2}{F_1} > \frac{F_3}{F_4}$$

$$\text{得： } 0.785 D_c^2 p \geq 0.785 l v^2 p \frac{F_1}{F_2}$$

$$\text{即： } D_c \geq \sqrt{K} D_v$$



$F_1$ ——上腔面积  $F_2$ ——下腔面积  
 $F_3$ ——主阀口面积,  $F_4$ ——控制活塞面积,

图7-39 充液阀受力图

7-46

式中: 
$$K = \frac{F_1}{F_2}$$

控制活塞直径 $D_c$ 应符合标准。材料选用45号钢或40Cr钢等。并应进行表面淬火,其硬度不低于HRC40。表面光洁度不低于 $\nabla 7$ 。

#### (四) 弹簧设计要求

##### 1. 小弹簧设计要求

小弹簧1(图7-38)根据技术要求应满足:

(1) 技术要求第二项, 吸油负压不大于0.3公斤力/厘米<sup>2</sup>, 故小弹簧最大工作力 $P_2$ 为:

$$P_2 \leq 0.785D_v^2 \times 0.3 + G$$

$$\therefore P_2 \leq 0.235D_v^2 + G \quad (\text{kgf}) \quad 7-47$$

式中:  $G$ ——主阀重量(KG)

(2) 小弹簧应使主阀有初始密封压力, 一般初始密封压力取0.5公斤力/厘米<sup>2</sup>。故小弹簧起始工作压力(预压力) $P_1$ 为:

$$P_1 \geq \pi D_v \delta \times 0.5 + G$$

$$\therefore P_1 \geq 1.57D_v \delta + G \quad (\text{kgf}) \quad 7-48$$

根据对小弹簧 $P_1$ 及 $P_2$ 的要求, 以及空间尺寸的情况可设计出小弹簧。 $P_1$ 至 $P_2$ 弹簧压缩变形量为 $S$ 。

##### 2. 大弹簧设计要求

大弹簧2(图7-38)根据技术要求应满足:

(1) 技术要求第四项, 下腔阻力 $p = 2$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>时, 不能打开卸载阀。故弹簧初始工作压力(预压力) $P_1$ 为:

$$P_1 \geq 0.785D_c^2 \times 2 + G = 1.57D_c^2 + G \quad (\text{kgf}) \quad 7-49$$

(2) 技术要求第5项, 上腔泄压至设定的 $p_{min}$ 时, 在 $p_r$ 作用下, 能继续打开主阀, 保证快速回程。故弹簧最大工作压力 $P_2$ 为:

$$P_2 \leq 0.785D_c^2 p_r - 0.785D_v^2 p_{min} + G \quad (\text{kgf}) \quad 7-50$$

(3) 技术要求第三项, 操纵油压 $p_c$ 不宜过大。故弹簧初始工作压力 $P_1$ 为:

$$P_1 \leq 0.785D_c^2 p_c - 0.785d_v^2 p \quad (\text{kgf}) \quad 7-51$$

上述各式符号见图7-38, 根据对大弹簧初始压力 $P_1$ 的要求, 以及空间尺寸的情况, 可设计出大弹簧。弹簧最大工作压力 $P_2 = (1.5 \sim 2.5)P_1$ 。最大工作压力时 $P_2$ 的压缩量 $f_2$ 为:

$$f_2 = f_1 + S_1 + S_2 + \Delta \quad (\text{mm})$$

式中:  $f_1$ ——弹簧初始压力 $P_1$ 时的压缩量 (mm)

$S_1$ ——排油时强制打开主阀的行程 (mm)

$S_2$ ——泄压阀行程 (mm)

$\Delta$ ——控制活塞与顶杆的空余量 (mm)

$S_2, \Delta$ 见图7-38所示

上述大小弹簧计算已考虑主阀重量, 当主阀重量相对于弹簧力来说较小时, 为计算简化可以略去主阀重量。

### (五) 其他

除上述计算外，还应考虑到：

- (1) 泄压阀可按一般单向阀考虑。阀口直径取  $(0.1 \sim 0.125)D_v$ 。通常取 6 ~ 12 毫米。行程取 1 ~ 3 毫米。
- (2) 应计算各通道的流速，不大于阀口流速。
- (3) 计算阀体强度，高压区可按油缸计算方法计算。
- (4) 计算各联接螺钉强度。

## 第八节 应力测试及承载理论的探讨

### 一、测试和计算方法

应力测定是采用电测或机械方法测量机器各部位的受力情况及其实际应力数值。用以校核设计计算公式的精确与可靠程度，分析受力零件结构的合理性以及相互之间的关系。下面介绍我厂对 BY32—100 四柱式万能液压机主要受力件的应力测试情况。

应力测试的方法较多，我们采用电测法，利用电阻应变片的特性（伸长与压缩变化时，使电阻值相应变化），通过静动态应变仪测得应变值。

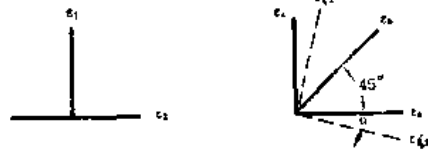
电阻应变片贴附在被测零件受力部位，在液压机不同加压压力、不同加压高度、不同加压位置的工作条件下，测定上横梁、工作台、主油缸及立柱等主要零件的应变值，然后用虎克定律计算其应力。

已知主应力方向单向贴应变片的情况下，应力为： $\sigma = E\varepsilon$  (kgf/cm<sup>2</sup>)

双向贴应变片的情况如图 7-40a 应力为：

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_1 + \mu\varepsilon_2) \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_2 + \mu\varepsilon_1)$$



未知主应力方向贴应变变化如图 7-40b，其

主应变为：

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{1}{2} (\varepsilon_a + \varepsilon_c) \pm \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_a - \varepsilon_c}{2}\right)^2 + \left(\varepsilon_b \pm \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2}\right)^2}$$

$$\text{tg}2\alpha = \frac{2\varepsilon_b \pm \varepsilon_a \pm \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c}$$

然后用双向贴应变片的公式得  $\sigma_1$  及  $\sigma_2$ 。

式中： $E$  —— 材料弹性模量 (kgf/cm<sup>2</sup>)

$\mu$  —— 材料波松比

$\varepsilon$  —— 应变值 ( $\mu$ )

### 二、分析比较

以实测结果验证有关理论计算公式的可靠程度和结构设计的合理性，可得出下列结论：

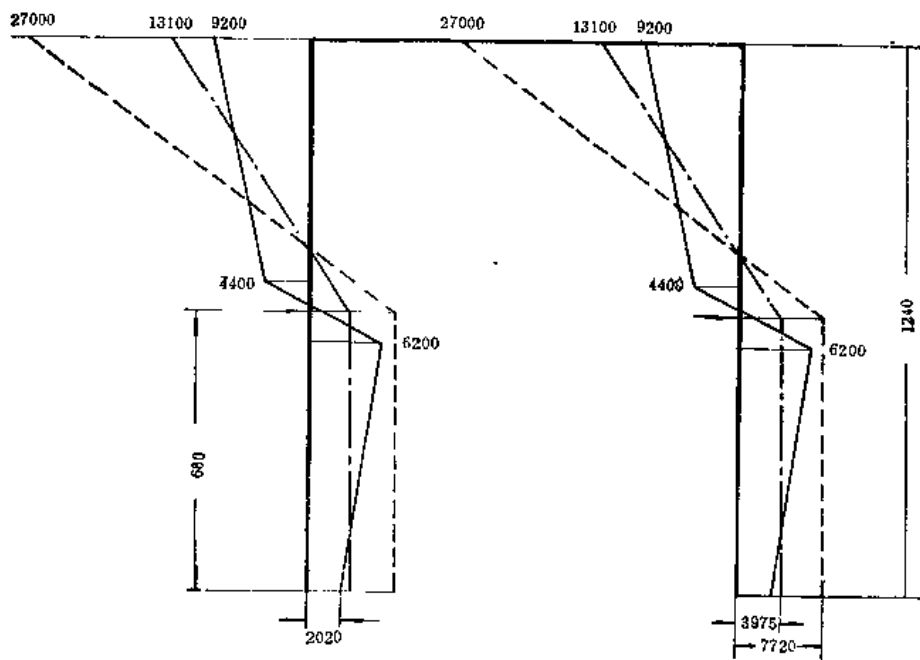
(1) 上横梁实测应力值与按载荷力作用在台肩半环形形心点上的简支梁理论计算相接近。上横梁为封闭箱体形，在液压机中心加载或偏心加载时，梁的应力值基本一致。最大应力位于中心截面。

在转角、清砂孔、起吊孔不均匀过渡处有应力集中。故在设计铸件结构时应注意此问题。

(2) 工作台实测值与接受均布载荷简支梁理论计算结果相比较，误差大于上横梁的误差，但误差最大不大于20%。但因工作台底面是敞开式的箱形结构，结构稳定性不如上横梁封闭式箱形结构好，同时，测量点也较少，故目前理论计算方法是可用的。如设计上有条件时，应尽可能采用封闭箱形结构，会使承载性能更好。

(3) 主油缸由于测量的困难，仅测量中段应力，与按厚壁容器理论计算值相比较，误差为百分之十左右。实测值均略高于计算值，因此，目前采用的计算方式是可行的。

(4) 液压机受偏心载荷时，立柱实测值与理论计算出入较大，最大弯矩均小于理论计算值二倍以上。图7-41表示实测与理论计算的差别。产生这样明显的误差的原因是忽略了缸口导向作用，加载时模具间抵抗水平位移的摩擦力等因素。因此，应对前述计算公式进行合理的修正。



注：1. 弯矩单位为kgf-cm。长度单位为mm  
2. 实线为实测值，虚线为理论计算值，点划线为分析探讨后的计算值。

图7-41 实测与理论计算弯矩图

### 三、立柱弯矩计算方法的探讨

#### 1. 理论计算

理论计算与实测差别之所以大，问题主要出自对于活塞——动梁系统导向问题的看



法。从图7-42可看出，油缸是活塞式，活塞在缸内与缸壁配合，活塞杆在缸口与导向套配合，两者都起导向作用。然而在现行计算中，为了简化计算略去了活塞杆在缸口的导向，活动横梁受偏心力 $P$ 作用时， $P$ 与作用在活塞上的油压 $P$ 的合力构成一力偶，企图使活塞——动梁系统转动。此时，在立柱上产生横向力 $H$ ，活塞头部有横向力 $H_1$ 作用，使活塞——动梁系统维持平衡。可得：

$$H = H_1 = \frac{Pe}{YL \cdot ZL} \quad (\text{kgf}) \quad 7-52$$

由于实际结构上活塞杆在缸口的导向配合的存在，也就是说，缸口导向部分还给活塞一个作用力 $H_2$ （见图7-42），动梁系统平衡为：

$$\begin{aligned} \Sigma M_0 &= 0 \\ \text{得：} H &= \frac{Pe - H_2h}{(Y + Z)L} \quad (\text{kgf}) \quad 7-53 \end{aligned}$$

显然从 7-53 式所算得的横向力 $H$ 较 7-52 式为小，同时，依此进一步计算所得立柱上的弯矩和应力也较小，这是理论计算与实测数值误差很大产生的主要原因。因此，根据实测分析，将式 7-20 之 $e$ 值，进行修正后，则计算与实测就接近了。

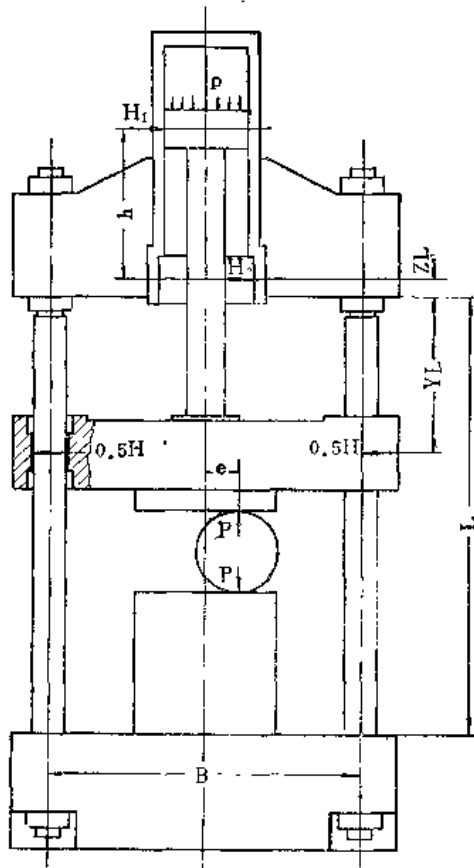


图7-42 立柱受力分析图

## 2. 注意事项

(1) 活动横梁导向套是由上下两个导向套组成，它给予立柱的力为两反向平行力，其合力作用点远偏离活动横梁导向部分的平均高度。故弯矩在中间部分实测与计算出入较大（图7-41）。若活动横梁对立柱作用简化为二集中力进行分析，较比用一集中力分析更为适宜。

(2) 加压时，模具之间具有抵抗活动横梁水平位移的约束作用，因此，立柱实际承受的水平分力必然大为减小。

(3) 各立柱受力不均匀，造成左右实测弯矩图形不完全一致。主要是加工及安装时造成立柱与活动横梁导套间间隙不均匀而造成。

## 3. 进一步合理计算

为了使理论计算更合理，必须根据油缸、缸口导套和立柱对活塞——活动横梁系统均起导向作用这一点，比较准确地计算出活动横梁对立柱的作用力。

为此，假设各立柱与活动横梁间作用力相同，为简化计算，立柱对活动横梁作用仍简化一集中力，且不计上下模具间的水平分力。图7-43中，活塞与油缸导向部分及活塞

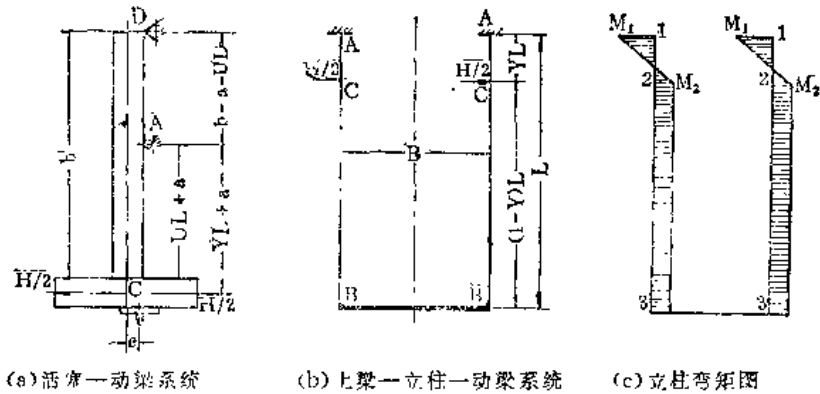


图7-43 受力分析图

杆与缸口导向套导向部分均简化为铰链支座，而得出活塞与活动横梁系统的受力简图。

图 7-43b 为上横梁、立柱及工作台系统受力图。仍将立柱、上横梁及工作台一起看做一平面刚架，上横梁及工作台的刚度远大于立柱，因此，可将上横梁及工作台视为刚体，立柱上插入端画成固定端。

由受力简图，仅依靠静力学平衡方程式无法求解 H，必须再给出补充方程式，就须考虑液压机的变形。图 7-44 表示不考虑各横梁的变形情况。令活塞在 C 截面处的挠度为  $V_p$ ，立柱在 C 截面处挠度为  $V_c$ 。

$$\text{得: } V_p = V_c \quad 7-54$$

上式表达了液压机变形谐调条件。  $V_p$  与  $V_c$  均与 H 有关，由材料力学推导可得：

$$V_p = A_2 P e - A_1 H \quad 7-55$$

$$V_c = B_1 H \quad 7-56$$

代 (7-54) 得：

$$A_2 P e - A_1 H = B_1 H$$

可得求解 H 的补充方程式：

$$H = \frac{A_2 P e}{A_1 + B_1} \quad 7-57$$

上式中  $A_1, A_2, B_1$  为系数与液压机尺寸及活动横梁开口高度有关。其中：

$$A_1 = \frac{b-a-uL}{3E_1J_1} \left[ (uL+a)(Y-u)L \left( 2+3\frac{uL+a}{b-uL} \right) + (uL+a)^2 \left( 1+\frac{uL+a}{b-uL} \right) + (Y-u)^2 L^2 \left( 1+3\frac{uL+a}{b-uL} \right) \right]$$

$$A_2 = \frac{b-a-uL}{6E_1J_1} \left[ 2(Y-u)L \left( 1+3\frac{uL+a}{b-uL} \right) + (uL+a) \left( 2+3\frac{uL+a}{b-uL} \right) \right]$$

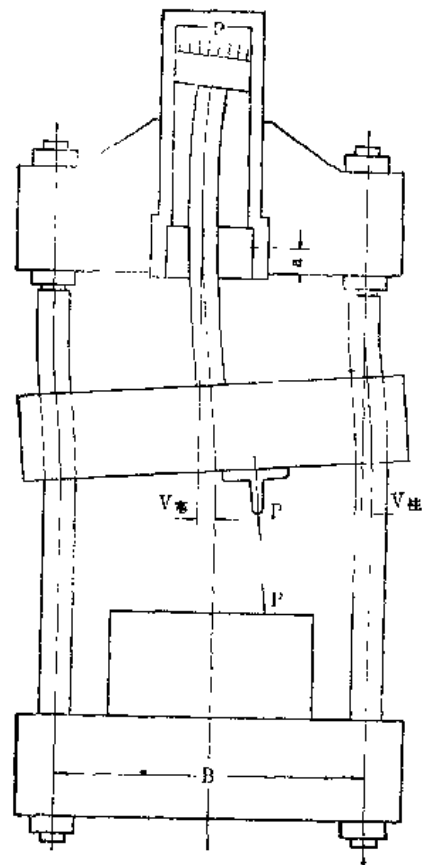


图7-44

$$B_1 = \frac{Y^3 L^3}{48 E_2 J_2} (4 - 3Y)$$

上式中  $E_1 J_1$  为活塞的抗弯刚度， $E_2 J_2$  为每根立柱的抗弯刚度。a、b、u、Y、L 各符号见图7-43及图7-44。

这样由 H 可推导出立柱每一截面的弯矩，图7-43c为其弯矩图。得：

$$M_1 = -\frac{1}{4} H Y^2 L - \frac{0.25 A_2 P e Y^2 L}{A_1 + B_1} \quad (\text{kg-cm}) \quad 7-58$$

$$M_2 = \frac{1}{2} H Y L \left( 1 - \frac{Y}{2} \right) - \frac{0.5 A_2 P e Y L (1 - 0.5Y)}{A_1 + B_1} \quad (\text{kgf-cm}) \quad 7-59$$

作用在立柱上的轴向力，近偏心载荷一侧：

$$N = \frac{P}{4} + \frac{1}{2B} P e - \frac{M_1}{B} \quad (\text{kgf}) \quad 7-60$$

式中：B——立柱中心距。(cm)

由上式计算得出之弯矩图与原计算弯矩图相比较，(见图7-41)与实测结果大为接近，但还有出入，说明与假设有些不一致。从上述计算看起来立柱直径可以设计得再小点，或改用许用应力较低的材料。但应注意到：机架的刚度是否合理，另外，立柱变细后，工作应力提高较少，只是活塞受力更大些，因此，对活塞与立柱强度和刚度应作全面考虑。

上述对立柱弯矩的讨论计算方法较为繁复，我们主要目的是说明四柱液压油缸采用活塞式，偏载时立柱弯曲应力现行计算公式与实际不符的主要原因。而所介绍的计算方法可供读者做分析比较和进一步研究时的参考。

## 第九节 计算实例

系统中各元件的确定，选择以及主要技术规格的核算在本书上册第五章液压传动系统的设计和计算中已进行了叙述。本节着重介绍四柱液压机主机部分、油缸以及充液阀计算方法。

现以 Y A 32-315 四柱万能液压机主机为例，将计算及校核说明如下：

### 一、主油缸计算

#### (一) 结构尺寸及形式

图中：  $D_1$ ——油缸外径(cm)  $D_1 = 52\text{cm}$   
 $D$ ——油缸内径(cm)  $D = 40\text{cm}$   
 $d$ ——活塞杆直径(cm)  $d = 36\text{cm}$

#### (二) 实际工作压力

主压力：  $P = 0.785 D^2 p$  (kgf)

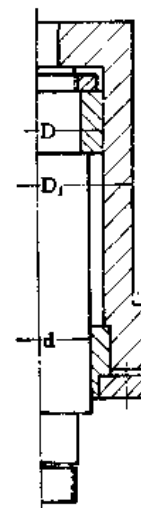


图7-45 油缸结构图

回程压力:  $P_{\text{回}} = 0.785(D-d)^2 p$  (kgf)

式中:  $p$ ——液体工作压力 (kgf/cm<sup>2</sup>)

YΛ32-315中选用  $p = 250 \text{ kgf/cm}^2$

根据结构尺寸, 得:

主压力:  $P = 0.785 \times 40^2 \times 250 = 314000 \text{ kgf}$

回程压力:  $P_{\text{回}} = 0.785 \times (40^2 - 36^2) \times 250 = 59600 \text{ kgf}$

### (三) 缸体强度计算

#### 1. 中段强度

缸体材料选用35锻钢, 应用第四强度理论进行计算。

$$\sigma = \frac{\sqrt{3}}{D_1^2 - D^2} P \leq [\sigma] = 1000 \sim 1200 \text{ kgf/cm}^2$$

式中符号尺寸见图7-45

$$\therefore \sigma = \frac{1.73 \times 52^2}{52^2 - 40^2} \times 250 = 1125 \text{ kg/cm}^2$$

#### 2. 支承台肩处强度计算

(1) 支承台肩接触面挤压应力: 支承台肩结构见图7-46。

$$\sigma = \frac{P}{0.785[(D_2 - 2s)^2 - (D_3 + 2s)^2]} \leq [\sigma]$$

式中:  $P = 314000 \text{ kgf}$   $D_2 = 57 \text{ cm}$

$D_3 = 52.2 \text{ cm}$   $S = 0.2 \text{ cm}$  (倒角尺寸)

$[\sigma]$ ——许用挤压应力 (kgf/cm<sup>2</sup>)

$[\sigma] \leq 1200 \text{ kgf/cm}^2$

$$\therefore \sigma = \frac{314000}{0.785[(57 - 0.4)^2 - (52.5 + 0.4)^2]} = 990 \text{ kgf/cm}^2 \leq [\sigma]$$

(2) 支承台肩断面: 从图7-46可见, 台肩处断面上的合成应力为弯曲应力与拉伸应力之和。即

$$\sigma = \frac{P}{0.785(D_3^2 - D_1^2)} + \frac{6Ma}{h_1^2} \leq [\sigma] = 1200 \text{ kgf/cm}^2$$

上式中各符号见图7-45:

$P = 314000 \text{ kgf}$   $D_3 = 52.5 \text{ cm}$   $D_1 = 42 \text{ cm}$

$$Ma = T \left( \frac{D_2 - D_1}{2} \right) \left[ \frac{1}{1 + \frac{\beta h}{2} + \frac{2}{\beta D_1} \left( \frac{h}{h_1} \right)^3 \ln \frac{D_2}{D_1}} \right]$$

其中:  $T = \frac{P}{\pi D_1} = \frac{314000}{3.14 \times 42} = 2380 \text{ kgf/cm}$

$h = 23 \text{ cm}$   $h_1 = \frac{1}{2} (D_3 - D_1) = 5.25 \text{ cm}$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1 - \mu^2)}{\left(\frac{D_1}{2}\right)^2 \mu_1^2}}$$

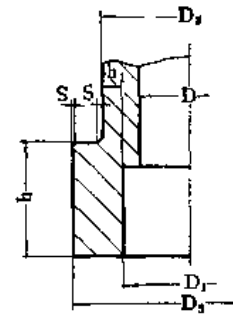


图7-46 油缸支承台肩处尺寸

$\mu$ ——材料波松比系数。

钢： $\mu = 0.3$ ；铸铁： $\mu = 0.25$

$$\text{得： } \beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-0.3^2)}{\left(\frac{42}{2}\right)^2 \times 5.25^2}} = 0.1231$$

代入求Ma式内：

$$\begin{aligned} Ma &= 2380 \left( \frac{57-42}{2} \right) \left[ \frac{1}{1 + \frac{0.1231 \times 23}{2} + \frac{1}{0.1231 \times 23} \left( \frac{23}{5.23} \right)^3 \ln \frac{57}{42}} \right] \\ &= 2380 \text{kgf} \end{aligned}$$

$$\therefore \sigma = \frac{314000}{0.785(52.5^2 - 42^2)} + \frac{6 \times 2380}{5.23^2} = 920 \text{kgf/cm}^2 < [\sigma]$$

### 3. 缸底强度计算

按圆形平板弯曲计算：

$$\sigma = 0.1875 \frac{pD^2}{\phi B^2} \leq [\sigma] = 1000 \text{kgf/cm}^2$$

式中： $p = 250 \text{kgf/cm}^2$ ；

$D = 40 \text{cm}$      $B = 11 \text{cm}$

$$\phi = \frac{D - \sum D_i}{D}$$

$\therefore D_1 = 12 \text{cm}$      $D_2 = 2 \text{cm}$

$\therefore \phi = 0.65$

代入上式：

$$\sigma = 0.1875 \frac{250 \times 40^2}{0.65 \times 11^2} = 952 \text{kgf/cm}^2 < [\sigma]$$

### (四) 缸口部分零件强度计算

#### 1. 作用在缸口导套及法兰盘上的力

$$P_1 = 0.785(D_1^2 - d^2) p \quad \text{kgf}$$

式中符号见图7-48 尺寸为：

$D_1 = 42 \text{cm}$      $d = 36 \text{cm}$

$$\therefore P = 0.785(42^2 - 36^2) \times 250 = 92000 \text{kgf}$$

#### 2. 螺栓计算

螺栓选用16个M30双头螺栓，材料为35，M30螺纹内径为 $d_{内} = 26.2 \text{cm}$ 。螺栓拉伸应力为：

$$\sigma = \frac{P_1}{nF_1} \leq [\sigma]$$

式中： $n$ ——螺栓数目  $n = 12$

$F_1$ ——螺栓截面积( $\text{cm}^2$ )     $F_1 = 0.785 \times 26.2^2 = 5.4 \text{cm}^2$

$[\sigma]$ ——许用拉伸应力。

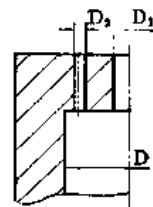


图7-47 缸底结构尺寸

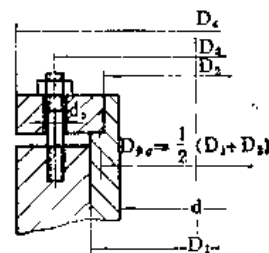


图7-48 缸口结构

对大于M12螺钉  $[\sigma] \leq 1200 \text{kgf/cm}^2$

对小于M12螺钉  $[\sigma] \leq 1000 \text{kgf/cm}^2$

$$\therefore \sigma = \frac{92000}{16 \times 5.4} = 1065 \text{kgf/cm}^2 < [\sigma]$$

### 3. 缸口导套挤压计算

缸口导套材料选用HT20-40, 导套挤压应力为:

$$\sigma = \frac{P_1}{0.785(D_1^2 - D_2^2)} \leq [\sigma] = 1000 \text{kgf/cm}^2$$

式中符号见图7-48, 尺寸为:

$$D_1 = 42 \text{cm} \quad D_2 = 39.5 \text{cm}$$

代入得

$$\sigma = \frac{92000}{0.785(42^2 - 39.5^2)} = 575 \text{kgf/cm}^2 < [\sigma]$$

### 4. 法兰盘计算

法兰材料选用35, 故弯曲应力:

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{3P_1(D_3 - D_{\text{CP}})}{\pi(D_4 - D_2 - 2d_0)H^2} \leq [\sigma_{\text{弯}}] = 1500 \text{kgf/cm}^2$$

式中符号见图7-48尺寸为:

$$D_3 = 48 \text{cm} \quad D_{\text{CP}} = \frac{1}{2}(D_1 + D_2) = \frac{1}{2}(42 + 39.5) = 40.75 \text{cm}$$

$$D_4 = 57 \text{cm} \quad d_0 = 3.2 \text{cm} \quad H = 6.5 \text{cm}$$

代入上式得:

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{3 \times 92000(48 - 40.75)}{3.14(57 - 39.5 - 2 \times 3.2)6.5^2} = 1350 \text{kgf/cm}^2 < [\sigma_{\text{弯}}]$$

## (五) 活塞部分计算

### 1. 活塞杆受压计算

活塞杆材料为35, 活塞杆直径为36cm, 长度 $\approx 140$ cm。长度与直径之比值 $\approx 4$ 。在加压过程中活塞仅受压, 面积较大。故对其挤压及稳定性可略去不计。

### 2. 活塞头部导向套计算

导套材料为HT20-40, 活塞头部结构见图7-49。导套挤压应力为:

$$\sigma = \frac{0.785(D^2 - d_1^2)p}{0.785[(d - 2S)^2 - (d_1 + 2S_2)^2]} \leq [\sigma]$$

式中符号见图7-48, 尺寸为:

$$d = 36 \text{cm} \quad d_1 = 29 \text{cm} \quad S = 0.2 \text{cm} \quad S_2 = 0.3 \text{cm}$$

$$[\sigma] \text{——许用挤压应力 kgf/cm}^2 \quad [\sigma] = 1000 \text{kgf/cm}^2$$

代入式中得:

$$\sigma = \frac{0.785(40^2 - 29^2) \times 250}{0.785[(36 - 0.4)^2 - (29 + 0.6)^2]} = 480 \text{kgf/cm}^2 < [\sigma]$$

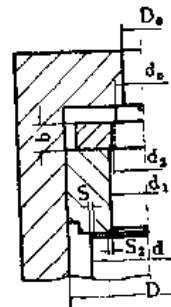


图7-49 活塞头部结构

### 3. 活塞头部锁母螺纹应力计算

锁母螺纹所受的力

$$P' = 0.785 (D^2 - d_1^2) p \quad (\text{kgf})$$

式中符号见图7-49, 尺寸为:  $D = 40 \text{ cm}$   $d_1 = 29 \text{ cm}$

代入得:

$$P' = 0.785(40^2 - 29^2)250 = 149000 \text{ kgf}$$

螺纹剪切应力

$$\tau = \frac{P'}{\pi d_{\text{内}} b K} \leq [\tau] = 600 \text{ kgf/cm}^2$$

螺纹弯曲应力:

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{3P'ht}{\pi d_{\text{内}} b (tK)^2} \leq [\sigma_{\text{弯}}] = 1200 \text{ kgf/cm}^2$$

式中: 螺纹选取为 M280 × 4

$$d_{\text{中}} \text{—— 螺纹中径 (cm)} \quad d_{\text{中}} = 27.74 \text{ cm}$$

$$d_{\text{内}} \text{—— 螺纹内径 (cm)} \quad d_{\text{内}} = 27.48 \text{ cm}$$

$$b \text{—— 螺纹长度 (cm)} \quad b = 5.6 \text{ cm}$$

$$t \text{—— 螺距 (cm)} \quad t = 0.4 \text{ cm}$$

$$h \text{—— 螺纹高度 (cm)} \quad h = 2.59 \text{ cm}$$

$$k \text{—— 螺纹完满系数, 对三角形螺纹取 } k = 0.81$$

代入上两式:

$$\tau = \frac{149000}{3.14 \times 27.48 \times 5.6 \times 0.81} = 380 \text{ kgf/cm}^2 < [\tau]$$

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{3 \times 149000 \times 0.259 \times 0.4}{3.14 \times 27.48 \times 5.6 \times (0.81 \times 0.4)^2} = 915 \text{ kgf/cm}^2 < [\sigma_{\text{弯}}]$$

### 4. 活塞与活动横梁端面挤压应力

活动横梁材料选用 HT20-40, 取许用挤压应力  $[\sigma] = 1000 \text{ kgf/cm}^2$ 。得:

$$\sigma = \frac{P}{0.785 [(d - 2S)^2 - (d_4 + 2S_4)^2]} \leq [\sigma]$$

式中各符号见图7-50其尺寸:

$$d = 36 \text{ cm}; s = 0.5 \text{ cm} \quad d_4 = 15.5 \text{ cm}; s_4 = 0.3 \text{ cm}$$

代入上式:

$$\sigma = \frac{314000}{0.785 [(36 - 1)^2 - (15.5 + 0.6)^2]} = 410 \text{ kgf/cm}^2 < [\sigma]$$

### 5. 活塞与活动横梁联接螺母计算

螺纹剪切应力:

$$\tau = \frac{P_{\text{回}}}{\pi d_{\text{内}} b K} \leq [\tau] = 600 \text{ kgf/cm}^2$$

螺纹弯曲应力:

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{3P_{\text{回}}ht}{\pi d_{\text{内}} b (tK)^2} \leq [\sigma_{\text{弯}}] = 1200 \text{ kgf/cm}^2$$

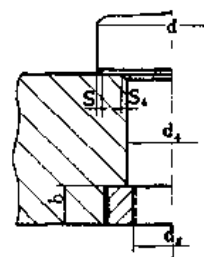


图7-50 活塞与活动横梁联接图

式中各符号尺寸为：

螺纹选取 M150×4故：

$$\text{螺纹内径 } d_{\text{内}} = 14.48\text{cm} \quad \text{螺纹高度 } h = \frac{d_{\text{外}} - d_{\text{内}}}{2} = 0.26\text{cm}$$

b——螺纹长度 (cm) b = 8.5cm

t——螺距 (cm) t = 0.4cm

K——螺纹完满系数，三角形螺纹取 K = 0.81

P<sub>回</sub>——回程吨位 (kgf) P<sub>回</sub> = 59600kgf

代入上两式：

$$\tau = \frac{59600}{3.14 \times 14.48 \times 8.5 \times 0.81} = 190\text{kgf/cm}^2 < [\tau]$$

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{3 \times 59600 \times 0.26 \times 0.4}{3.14 \times 14.48 \times 8.5 (0.4 \times 0.81)^2} = 460\text{kgf/cm}^2 < [\sigma_{\text{弯}}]$$

## 二、机身零件设计计算

### (一) 上横梁计算

#### 1. 受力分析

上横梁可视为受两集中力，两端支承的简支梁。图7-51所示受力图及剪力弯矩图。

其中：

P——公称压力 (kgf) P = 315000kgf

D——油缸合肩尺寸 (cm) D = 57cm

B——立柱中心距 (cm) B = 140cm

在主截面 (I—I) 所受弯矩：

$$M = -\frac{1}{4} PB \left(1 - \frac{2}{\pi} \cdot \frac{D}{B}\right) = -\frac{1}{4} \times 315000 \times 140 \left(1 - \frac{2 \times 57}{3.14 \times 140}\right)$$

$$= 8150000\text{kgf-cm}$$

I—I 截面剪力：

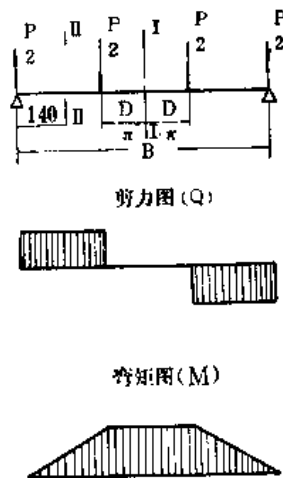
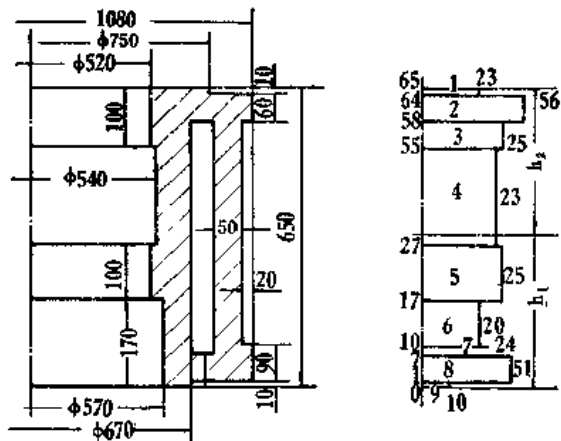


图7-51 上横梁受力图



(a) I—I 截面 (b) I—I 等量简化截面

图7-52 与横梁 I—I 截面及简化截面



$$Q = \frac{1}{2} P = 157500 \text{kgf}$$

2. 主截面(I-I)强度计算  
列表进行计算:

序号	截面宽度 $b_i$ (cm)	截面高度 $h_i$ (cm)	截面积 $F_i$ (cm <sup>2</sup> )	面积重心至X轴距离 $Y_i$ (cm)	截面对X轴的静面积矩 $S_i = F_i Y_i$ (cm <sup>3</sup> )	静面积矩 $S_i$ 与面积重心至X轴距离乘积 $S_i Y_i$ (cm <sup>4</sup> )	各截面积的惯性矩 $J_{oi} = \frac{1}{12} b_i h_i^3$ (cm <sup>4</sup> )
1	23	1	23	64.5	1485	96000	1.92
2	56	6	336	51	20500	1250000	1010
3	25	3	75	56.5	4240	240000	56.4
4	23	28	644	41	26400	1082000	42200
5	25	10	250	22	5500	121000	2080
6	20	7	140	13.5	1890	25500	576
7	24	3	72	8.5	612	5200	54
8	51	6	306	4	1225	4900	916
9	10	1	10	0.5	5	2.5	0.83
总计		65	1856		~61900	~2825000	~46900
		II	$\Sigma F_i$		$\Sigma S_i$	$\Sigma S_i Y_i$	$\Sigma J_{oi}$

重心至X轴距离:

$$h_1 = \frac{\Sigma S_i}{\Sigma F_i} = \frac{61900}{1856} = 32.3 \text{cm}$$

$$\therefore h_2 = H - h_1 = 65 - 32.3 = 32.7 \text{cm}$$

截面对X轴的惯性矩:

$$J_x = \Sigma J_{oi} + \Sigma S_i Y_i = 46900 + 2825000 = 2871900 \text{cm}^4$$

截面对X轴(形心轴)的惯性矩:

$$J = J - h_1^2 \Sigma F_i = 2871900 - 32.3^2 \times 1856 = 932000 \text{cm}^4$$

在受压截面上弯曲应力:

$$\sigma_{\text{压}} = \frac{M h_1}{J} = \frac{8150000 \times 32.3}{932000} = 282 \text{kgf/cm}^2$$

在受拉截面上弯曲应力:

$$\sigma_{\text{拉}} = \frac{M h_2}{J} = \frac{8150000 \times 32.7}{932000} = 286 \text{kgf/cm}^2$$

由计算得在主截面(I-I)上弯曲应力小于许用应力。

3. I-I截面剪切强度计算

根据材料力学可知断面抗剪力主要由立板承受，故可按简化截面——矩形（见图7-53b）来计算。其最大应力  $\tau_{max}$  在中心横断面。

$$\tau_{max} = \frac{1.5Q}{BH} \leq [\tau] = 200 \text{ kgf/cm}^2$$

式中， $Q$ ——I—I截面剪切力(kgf)

$$Q = \frac{1}{2}P = 157500 \text{ kgf}$$

$B$ ——简化截面宽度(cm)

$$B = 25 \text{ cm}$$

$H$ ——简化截面高度(cm)

$$H = 48 \text{ cm}$$

$$\therefore \tau_{max} = \frac{1.5 \times 157500}{25 \times 48} = 197 \text{ kgf/cm}^2 < [\tau]$$

## (二) 工作台计算

### 1. 受力计算

工作台中心有一中心孔，其直径为27cm。工作台材料选用HT20-40，台面挤压许用应力取  $[\sigma] = 1000 \text{ kgf/cm}^2$ 。故可得模具垫板最小尺寸应为：

$$F - \frac{\pi}{4} \times 27^2 \geq \frac{P}{[\sigma]}$$

式中： $F$ ——垫板面积( $\text{cm}^2$ )

$$\therefore F - \frac{\pi}{4} \times 27^2 \geq \frac{315000}{1000}$$

得： $F \geq 887 \text{ cm}^2$

按圆直径计算，则垫板直径  $d = 33.6 \text{ cm}$ ，取垫板宽度  $b = 35 \text{ cm}$ ，立柱中心距为140cm，

则取  $B/b = 1/4 B$ ，均布载荷  $q = \frac{4P}{B} \text{ kgf/cm}$ 。

图7-54为工作台受力简图

在I—I截面上弯矩为：

$$\begin{aligned} M_1 &= \frac{1}{4}PB \left(1 - \frac{b}{2B}\right) \\ &= \frac{1}{4} \times 315000 \times 140 \left(1 - \frac{35}{2 \times 140}\right) \\ &= 988000 \text{ kgf-cm} \end{aligned}$$

最大剪切力：

$$Q = \frac{1}{2}P = 157500 \text{ kgf}$$

### 2. I—I截面强度计算

按前述方法计算，可得I—I截面特性如下：

$$J = 10^7 \text{ cm}^4$$

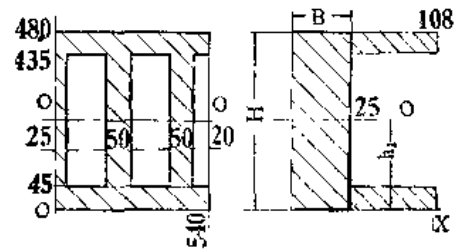


图7-53 I—I截面及其简化截面

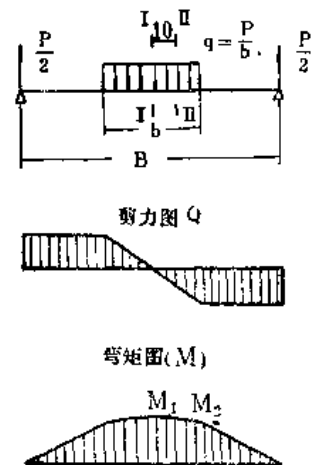


图7-54 工作台受力简图

$$h_1 = 33 \text{ cm}$$

$$h_2 = 32 \text{ cm}$$

$$\sigma_{\text{压}} = \frac{M_1 h_2}{J} = \frac{9880000 \times 32}{10^7} = 315 \text{ kgf/cm}^2$$

在受拉截面上的弯曲应力:

$$\sigma_{\text{拉}} = \frac{M_1 h_1}{J} = \frac{9880000 \times 33}{10^7} = 326 \text{ kgf/cm}^2$$

由计算得在 (I—I) 截面上弯曲应力均满足要求。

对于剪切应力在 I—I 截面上很小, 其最大值出现在长度为  $(0 \sim \frac{3}{8} B)$  和  $(\frac{5}{8} B \sim B)$  两段上 (由图 7-54 中可明显看出), 并由立板承受, 立板高度  $H = 64 \text{ cm}$ , 宽度  $B = 16 \text{ cm}$ 。故在上述两段中性截面上最大剪切应力  $\tau_{\text{max}}$  为:

$$\tau_{\text{max}} = 1.5 \frac{Q}{BH} = 1.5 \frac{157500}{16 \times 64} = 230 \text{ kgf/cm}^2$$

### 3. I—I 断面上强度计算

在距 10 cm 处 (见图 7-54) 即 T 形槽处其等量筒截面见图 7-56 所算。

在 I—I 截面处弯矩

$$M_2 = \frac{1}{2} P \left( \frac{B}{2} - 10 \right) - \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{b} \left( \frac{b}{2} - 10 \right)^2$$

已知:  $P = 315000 \text{ kgf}$ ;  $B = 140 \text{ cm}$ ,  $b = 35 \text{ cm}$ ,

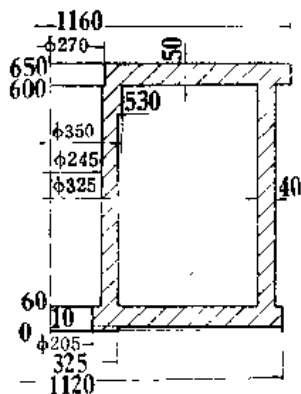
代入上式:

$$\begin{aligned} M_2 &= \frac{1}{2} \times 315000 \left( \frac{140}{2} - 10 \right) - \frac{1}{2} \times \frac{315000}{35} \left( \frac{35}{2} - 10 \right)^2 \\ &= 6190000 \text{ kgf-cm} \end{aligned}$$

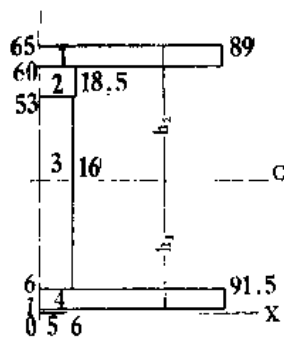
由于简化之 II—II 截面为工字形截面。其惯性矩为:

$$J = \frac{1}{12} (100 \times 58^3 - 50 \times 48^3) = 8220000 \text{ cm}^4$$

在 I—I 截面上受拉伸及压缩之弯曲应力:



(a) I—I 截面



(b) I—I 等量简化截面

图 7-55 I—I 截面及其简化截面

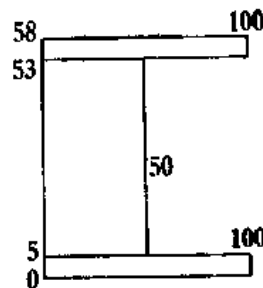


图 7-56 I—I 截面之简化截面

$$\sigma_{拉} = \sigma_{压} = \frac{M_2 \frac{h}{2}}{J} = \frac{6910000 \times \frac{1}{2} \times 58}{8220000} = 244 \text{kgf/cm}^2$$

由计算可知，强度满足要求。

### (三) 机架刚度计算

#### 1. 上横梁

根据上横梁受力简图（图7-51），上横梁受弯矩及剪切而产生的挠度为：

$$f_{弯} = \frac{P \left( B - \frac{2D}{\pi} \right)}{96EJ} \left[ 2B^2 + 2B \times \frac{2D}{\pi} - \left( \frac{2D}{\pi} \right)^2 \right]$$

$$f_{剪} = 1.2 \times \frac{P \left( B - \frac{2D}{\pi} \right)}{4GF_1}$$

式中： P —— 公称吨位 (kgf)  $P = 315000 \text{kgf}$

B —— 立柱中心距 (cm)  $B = 140 \text{cm}$

D —— 油缸与上横梁联接处台肩尺寸 (cm)

$$D = 57 \text{cm}$$

J —— 上横梁主截面的惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

$$J = 932000 \text{cm}^4$$

F<sub>1</sub> —— 受剪主立板面积 (cm<sup>2</sup>)

$$F_1 = 25 \times 48 = 1200 \text{cm}^2 \text{ (见图7-53)}$$

E —— 材料弹性模数 (kgf/cm<sup>2</sup>)

$$\text{用于铸铁 } E = 1.05 \times 10^6 \text{kgf/cm}^2$$

G —— 剪切弹性模数 (kgf/cm<sup>2</sup>)

$$\text{用于铸铁 } G = 6 \times 10^5 \text{kgf/cm}^2$$

代入上式得：

$$f_{弯} = \frac{315000 \left( 140 - \frac{2 \times 57}{\pi} \right)}{96 \times 1.05 \times 10^6 \times 932000} \left[ 2 \times 140^2 + 2 \times 140 \times \frac{2 \times 57}{\pi} - \left( \frac{2 \times 57}{\pi} \right)^2 \right]$$

$$= 0.00175 \text{cm}$$

$$f_{剪} = 1.2 \times \frac{315000 \left( 140 - \frac{2 \times 57}{\pi} \right)}{4 \times 6 \times 10^5 \times 1200} = 0.0136 \text{cm}$$

上横梁在公称压力下总变形量  $f_1$ ：

$$f_1 = f_{弯} + f_{剪} = 0.00175 + 0.0136 = 0.0311 \text{cm}$$

#### 2. 工作台

根据工作台受力简图（图7-54），工作台弯曲和剪切变形量为：

$$f_{\text{弯}} = \frac{P}{6EJ} \left[ \frac{B}{4} \left( B^2 - \frac{1}{2}B^2 - \frac{b^2}{4} \right) + \frac{b^3}{64} \right]$$

將  $b = \frac{B}{4}$  代入整理得:

$$f_{\text{弯}} = \frac{P}{6EJ} \cdot \frac{497}{4097} B^3$$

$$f_{\text{剪}} = 1.2 \frac{\frac{1}{2} P \cdot \frac{B}{2}}{GF} \cdot \int_0^{\frac{b}{2}} 1.2 \frac{qx}{GF} dx$$

$$= \frac{1.2}{4} \cdot \frac{PB}{GF} = \frac{1.2}{8} \cdot \frac{Pb}{GF} = \frac{21}{80} \cdot \frac{PB}{GF}$$

式中:  $J$  —— 工作台截面 (见图7—55) 惯性矩 ( $\text{cm}^4$ )  $J = 10^7 \text{cm}^4$

$F$  —— 工作台立板面积 ( $\text{cm}^2$ )

$$F = 16 \times 64 = 1020 \text{cm}^2$$

代入上式得:

$$f_{\text{弯}} = \frac{315000}{6 \times 1.05 \times 10^8 \times 10^7} \cdot \frac{497}{4097} \times 140^3 = 0.0167 \text{cm}$$

$$f_{\text{剪}} = \frac{21}{80} \times \frac{315000 \times 140}{6 \times 10^5 \times 1020} = 0.019 \text{cm}$$

工作台在公称吨位作用下总变形量为:

$$f_2 = f_{\text{弯}} + f_{\text{剪}} = 0.0167 + 0.019 = 0.0357 \text{cm}$$

允许工作台弯曲变形量为:

$$[f] = (0.12 \sim 0.20) \frac{B}{1000} = (0.12 \sim 0.20) \frac{1400}{1000}$$

$$= 0.168 \sim 0.28 \text{mm}$$

故工作台刚度符合要求。

### 3. 立柱拉伸变形

立柱受拉伸时其变形:

$$f_3 = \frac{PL}{4EF} \quad (\text{cm})$$

式中:  $L$  —— 受拉伸部分立柱长度。 ( $\text{cm}$ )  $L = 275 \text{cm}$

$E$  —— 材料弹性模数 ( $\text{kgf/cm}^2$ ), 用于钢材  $E = 2 \times 10^6 \text{kgf/cm}^2$

$F$  —— 立柱断面积 ( $\text{cm}^2$ )  $F = \frac{1}{4} \pi d^2 = 0.785 \times 14^2 = 154 \text{cm}^2$

代入上式得:

$$f_3 = \frac{315000 \times 275}{4 \times 2 \times 10^6 \times 154} = 0.0704 \text{cm}$$

机架在公称压力下工作时的最大位移——工作台上平面对横梁下平面中心点处最大位移为:

$$\Sigma f = f_1 + f_2 + f_3 = 0.0311 + 0.0357 + 0.0704 = 0.1372 \text{cm}$$

#### (四) 活动横梁

从结构上来看,活动横梁行程终止无机械限程,即无限程装置,依靠电气行程开关来阻止其运动之上下位置。活动横梁高度较高 $H = 10\text{cm}$ ,通过模具垫板传递压力,故活动横梁仅受挤压及较小的弯曲。因此对活动横梁计算可从略。

#### (五) 立柱设计计算

##### 1. 立柱受力情况及结构尺寸

立柱受力简图见图7-57其结构尺寸:

$$P = 315000\text{kgf} \quad L = 185\text{cm}$$

$$B = 140\text{cm} \quad e_0 = 3\% B = 4.2\text{cm}$$

$$(YL)_{\max} = 119\text{cm} \quad (YL)_{\min} = 39\text{cm}$$

$$Y_{\min} = 0.211 \quad Y_{\max} = 0.644$$

$$(ZL)_{\max} = 102\text{cm} \quad (ZL)_{\min} = 22\text{cm}$$

$$Z_{\min} = 0.118 \quad Z_{\max} = 0.551$$

$$Y + Z = Y_{\min} + Z_{\max} = 0.762$$

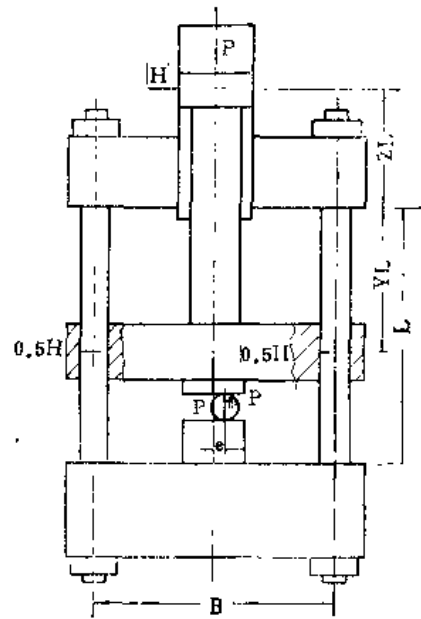


图7-57 立柱受力简图

本例计算时仍取 $e = e_0$ ,以便对公式的计算误差和修正的理由有具体的了解。

立柱插入上横梁部分:

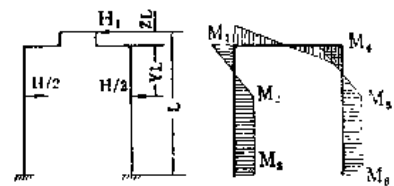
$$d_1 = 13\text{cm} \quad F_1 = 134\text{cm}^2 \quad W_1 = 219\text{cm}^2$$

立柱插入工作台部分:

$$d_2 = 12.2\text{cm} \quad F_2 = 118\text{cm}^2 \quad W_2 = 185\text{cm}^2$$

##### 2. 受力分析

将四柱结构简化或用平面框架来代替。设两侧立柱受力均匀,上横梁及工作台均为绝对刚体,则受力情况及弯矩图如图7-58所示。



(a) 受力简图 (b) 弯矩图

图7-58 立柱受力分析图

##### 3. 立柱插入处应力

因为本例为活塞式结构,弯矩的最大值出现在 $Y = Y_{\max}$ 处。故应用公式7-20可得:

立柱插入上横梁截面:

$$\sigma = \frac{P}{4F_1} m_1 + \frac{Mk}{W_1} m_2 \leq [\sigma] = 1200 \sim 1500\text{kgf/cm}^2$$

$$\text{式中: } m_1 = 1 + \frac{2e}{B} \left( 1 - \frac{0.5Y^2}{Y + Z} \right) = 1 + \frac{2 \times 4.2}{140} \left( 1 - \frac{0.5 \times 0.644}{0.162} \right) = 1.044$$

$$m_2 = \frac{Y(2 - Y)}{8(Y + Z)} = \frac{0.644(2 - 0.644)}{8 \times 0.762} = 0.15$$

$$M_k = Pe = 315000 \times 4.2 = 1.325 \times 10^6\text{kgf-cm}$$

$$\therefore \sigma_1 = \frac{3.15 \times 10^5}{4 \times 134} \times 1.044 + \frac{1.325 \times 10^6}{219} \times 0.15 = 614 + 909 = 1523\text{kgf/cm}^2$$

立柱插入工作台截面:

$$\sigma_2 = \frac{P}{4F_2} m_1 + \frac{Mk}{W_2} \cdot m_2$$

式中:  $m_1 = 1 + \frac{2e}{B} \left( 1 - \frac{0.5Y^2}{Y+Z} \right) = 1.044$

$$m_2 = \frac{Y^2}{8(Y+Z)} = \frac{0.644^2}{8 \times 0.762} = 0.068$$

$$\begin{aligned} \therefore \sigma_2 &= \frac{3.15 \times 10^5}{4 \times 118} \times 1.044 + \frac{1.325 \times 10^8}{185} \times 0.068 \\ &= 700 + 485 = 1185 \text{kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

以上计算并未按公式7-20中的要求对e值进行修正, 因此偏载下弯曲应力计算值较实测值为大。本例为活塞式结构。若取 $e = 0.8e_0$ , 则弯曲应力值相应降低20%, 故 $\sigma_1$ 和 $\sigma_2$ 之值为:

$$\sigma_1 = 1340 \text{kgf/cm}^2, \quad \sigma_2 = 1088 \text{kgf/cm}^2$$

#### 4. 立柱预紧部分的计算

设计时取预紧系数 $Z = 1.5$ , 由于立柱插入上横梁处直径 $d_1 = 13 \text{cm}$ , 插入工作台内直径为 $d_2 = 12.2 \text{cm}$ , 两处螺纹退刀槽尺寸均为 $d_3 = 10.9 \text{cm}$ , 故只计算插入工作台部位即可满足要求。应用公式7-28至7-31计算, 已知数据如下:

$$P = 3.15 \times 10^6 \text{kgf} \quad Z = 1.5 \quad E_1 = 2.1 \times 10^6 \text{kgf/cm}^2$$

$$E_2 = 1.06 \times 10^6 \text{kgf/cm}^2$$

$$F_1 = \frac{\pi}{4} d_2^2 = \frac{\pi}{4} \times 12.2^2 = 118 \text{cm}^2$$

$$F_2 = \frac{1}{4} \pi (d_1^2 - d_3^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (13^2 - 10.9^2) = 134 \text{cm}^2$$

$$Ke = \frac{E_2}{E_1} = \frac{1.06 \times 10^6}{2.1 \times 10^6} = 0.505$$

预紧力 $P_1$ 为

$$P_1 = \frac{ZKeF_2}{KeF_2 + F_1} P = \frac{1.5 \times 0.505 \times 134}{0.505 \times 134 + 118} \times 3.15 \times 10^6 = 1.73 \times 10^6 \text{kgf}$$

工作状态下立柱所受最大总拉力 $P_2$ 为:

$$P_2 = \frac{ZKeF_2 + F_1}{KeF_2 + F_1} P = \frac{1.5 \times 0.505 \times 134 + 118}{0.505 \times 134 + 118} \times 3.15 \times 10^6 = 3.73 \times 10^6 \text{kgf}$$

插入部分的拉应力按公式7-30计算,

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{P_2}{4F_1} \ll [\sigma] = 1200 \sim 1500 \text{kgf/cm}^2 \\ &= \frac{3.73 \times 10^6}{4 \times 118} = 790 \text{kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

螺纹空刀槽处拉应力为:

$$\sigma = \frac{P_2}{4 \times \frac{1}{4} \pi d_3^2} = \frac{3.73 \times 10^5}{4 \times \frac{1}{4} \times \pi \times 10.9^2} = 1000 \text{kgf/cm}^2$$

主柱台肩部分的挤压应力为：

$$\sigma_{\text{挤}} = \frac{P_1}{\pi(D^2 - d_2^2)} = \frac{1.73 \times 10^5}{\pi(14^2 - 12.2^2)} = 1170 \text{kgf/cm}^2$$

### 5. 立柱螺纹强度计算

根据结构设计已知：

$$\begin{aligned} d &= 11.5 \text{cm} & d_{cp} &= 11.305 \text{cm} & d_1 &= 11.11 \text{cm} \\ S &= 0.3 \text{cm} & h &= 7.3 \text{cm} & K &= 0.81 & n &= 4 \\ P_2 &= 3.73 \times 10^5 \text{kgf} \end{aligned}$$

每圈螺纹受力 $P_1$ 为：

$$P_1 = \frac{P_2}{nZ} = \frac{3.73 \times 10^5}{4 \times \frac{7.3}{0.3}} = 3820 \text{kgf}$$

螺纹底部厚度 $a = KS = 0.81 \times 0.3 = 0.243 \text{cm}$

螺纹剪切应力按公式7-32计算得

$$\tau = \frac{P_1}{\pi d_1 a} = \frac{3820}{\pi \times 11.11 \times 0.243} = 452 \text{kgf/cm}^2$$

螺纹挤压应力按公式7-33计算得：

$$\sigma_{\text{挤}} = \frac{P_1}{\sqrt{0.785}(d^2 - d_1^2)} = \frac{3820}{0.785(11.5^2 - 11.11^2)} = 550 \text{kgf/cm}^2$$

螺纹弯曲应力按公式7-34计算：

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{3P_1 t}{\pi d_1 a^2} = \frac{3 \times 3820 \times 0.195}{\pi \times 11.11 \times 0.243^2} = 1085 \text{kg/cm}^2$$

## 三、充液阀设计计算

### (一) 充液阀技术要求

(1) 根据下行速度及回程排油量的要求：

$$\text{吸油时公称流量：} \quad Q_1 = 750 \text{l/min}$$

$$\text{排油时排油量：} \quad Q_2 = 350 \text{l/min}$$

(2) 吸油负压 $\leq 0.3 \text{kgf/cm}^2$ 。

(3) 在控制压力 $p_c = 15 \text{kgf/cm}^2$ 时能泄压。

(4) 主缸下腔有 $2 \text{kgf/cm}^2$ 阻力时不能打开泄载阀。

(5) 上腔泄压至 $p_{\min} = 10$ 公斤/厘米<sup>2</sup>时，在最小回程压力 $p_r = 35$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>作用下，能可靠打开主阀。

### (二) 主阀设计计算

#### 1. 主阀直径

按公式计7-44算得：



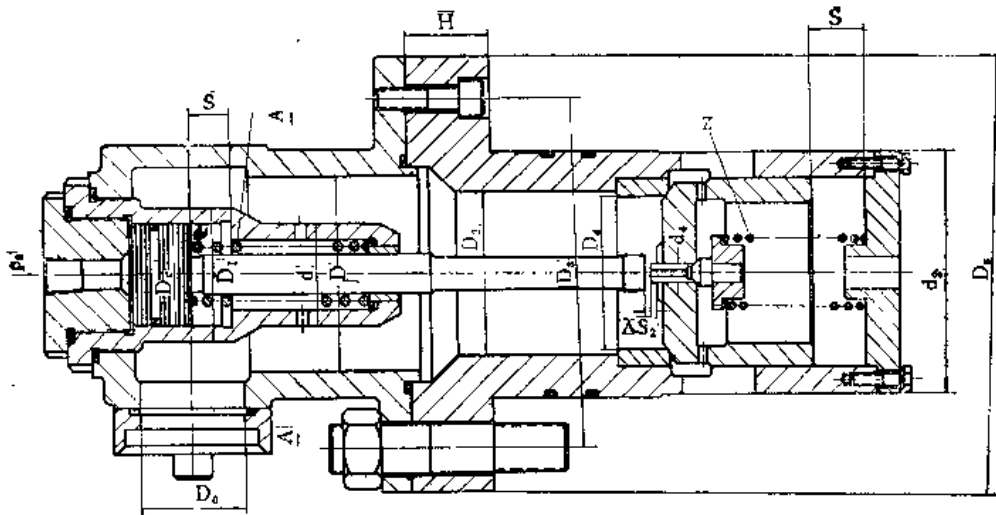


图7-59 充液阀结构图

$$D_v = \frac{Q}{6\pi V \cos 30^\circ} \text{cm}$$

已知:  $Q = 750 \text{ l/min}$   
 $V$  —— 吸油流速 (m/sec)  
 取  $V = 2.5 \text{ m/sec}$

$S$  —— 主阀行程 (cm)  $S = 2.5 \text{ cm}$

$$\therefore D_v = \frac{750}{6 \times 3.14 \times 2.5 \times 2.5 \times 0.866} = 7.4 \text{ cm}$$

从图7-58所示设计尺寸  $D_1 = 7.5 \text{ cm}$  阀口为  $1.5 \times 30^\circ$  故实际得  $D_v = 7.75 \text{ cm}$  符合要求。

### 2. 阀口接触应力

按公式7-45计算得:

$$\sigma = \frac{0.785(D_v + \delta)^2 p}{\pi D_v \delta} \leq [\sigma] = 2500 \text{ kgf/cm}^2$$

式中:  $\delta$  —— 阀口轴向投影面积之宽度

$$(\text{cm}) \delta = 0.4 \text{ cm}$$

$$\therefore \sigma = \frac{0.785(7.75 + 0.4)^2 \times 250}{3.14 \times 7.75 \times 0.4} = 1235 \text{ kgf/cm}^2$$

### 3. 主阀重量

由结构尺寸计算得主阀重量  $G = 3 \text{ KG}$ 。

### (三) 控制活塞 $D_c$ 计算

按泄压后打开主阀的必要条件, 即公式7-46计算,  $D_c$  应为

$$D_c \geq \sqrt{K} \cdot D_v$$

式中:  $D_v = 7.75 \text{ cm}$

$$K = \frac{F_1}{F_2} = \frac{0.785 \times (40^2 - 36^2)}{0.785 \times 40^2} = 0.19$$

代入得:

$$D_c \geq \sqrt{0.19 \times 7.75} = 3.38 \text{ cm}$$

按要求 3, 已选用泄载阀直径  $d_0 = 0.8 \text{ cm}$  故应满足下列关系:

$$0.785 D_c^2 \cdot p_c \geq 0.785 d_0^2 \cdot p$$

$$D_c \geq \sqrt{\frac{p}{p_c}} d_0 = \sqrt{\frac{250}{15}} \times 0.8 = 3.27 \text{ cm}$$

因此设计时考虑通用化和标准直径, 取  $D_c = 50 \text{ mm}$  完全可以满足要求。

#### (四) 弹簧设计

##### 1. 吸油弹簧 2 的设计

(1) 满足要求第二项, 按公式 7-47 计算:

$$P_2 \leq 0.785 D_v^2 \times 0.3^2 + G$$

$$= 0.785 \times 7.75^2 \times 0.3 + 3 = 17.25 \text{ kgf}$$

(2) 保证有初始密封力  $0.5 \text{ kgf/cm}^2$ , 按公式 7-48 计算得:

$$P_1 \geq 1.57 D_v \delta + G$$

$$\geq 1.57 \times 7.75 \times 0.4 + 3 = 7.85 \text{ kgf}$$

(3) 其他要求: 弹簧安装空间限制在  $\phi 38 \times 68$  的范围内, 吸油时, 由  $P_1$  变到  $P_2$  时的行程  $S = 25$  毫米。

弹簧刚度要求:

$$P' \leq \frac{P_2 - P_1}{S} = \frac{17.25 - 7.85}{25} = 0.376 \text{ kgf/mm}$$

初步选择弹簧  $d = 3$ ,  $D_2 = 33$ ,  $G = 8000 \text{ kgf/cm}^2$ , 应用弹簧计算公式得:

$$P' = \frac{G d^4}{8 D_2^3 \cdot n}$$

$$\therefore n \geq \frac{G d^4}{8 D_2^3 P'} = \frac{8000 \times 3^4}{8 \times 33^3 \times 0.376} \geq 6$$

取  $n = 8$ , 实际弹簧刚度为  $P' = 0.282 \text{ kgf/mm}$ ,  $n_0 = 10$ ,  $t = 12$ ,  $\delta = t - d = 9$ , 此时弹簧自由状态, 下长度  $H_0$  为:

$$H_0 = \delta n + (n_0 - 0.5) \times d$$

$$= 9 \times 8 + (10 - 0.5) \times 3 = 100.5 \text{ mm}$$

安装时变形量  $f_1$  和  $P_1$  为:

$$f_1 = H_0 - H_1 = 100.5 - 68 = 32.5 \text{ mm}$$

$$P_1 = P' \cdot f_1 = 0.282 \times 32.5 = 9.16 \text{ kgf}$$

$$f_2 = f_1 + S = 32.5 + 25 = 55.5 \text{ mm}$$

$$P_2 = P' \cdot f_2 = 0.28 \times 55.5 = 15.7 \text{ kgf}$$

因此设计的弹簧  $P_1$  和  $P_2$  均在要求的范围内。但还应根据 JZ65—60 弹簧计算标准校核弹簧应力, 并应在允许范围内。

##### 2. 主弹簧 1 设计和计算

(1) 满足技术要求第三项, 按公式 7-51 计算:

$$P_1 \leq 0.785 D_c^2 p_c - 0.785 d_v^2 \cdot p$$

$$= 0.785 \times 5^2 \times 15 - 0.785 \times 0.8^2 \times 250 = 170 \text{kgf}$$

(2) 满足技术要求第四项, 按公式7-49计算:

$$P_1 \geq 1.57 D_c^2 + G \\ = 1.57 \times 5^2 + 3 = 42.2 \text{kgf}$$

(3) 满足技术要求第五项, 设计要求  $p_{min} = 10$  公斤力/厘米<sup>2</sup>,  $p_r = 35$  公斤力/厘米<sup>2</sup>; 能打开主阀, 按公式7-50计算:

$$P_2 \leq 0.785 D_c^2 p_r - 0.785 D_v^2 p_{min} + G \\ 0.785 \times 5^2 \times 35 - 0.785 \times 7.75^2 \times 10 + 3 = 218 \text{kgf}$$

(4) 其它要求, 根据设计结构, 弹簧安装空间限制在  $\phi 34 \times \phi 21 \times 95$  尺寸范围内, 行程  $S$  为:

$$S = S_1 + S_2 + \Delta$$

式中:  $S_1$ ——排油时主阀开口量(cm)

$$S_1 = 1.4 \text{cm}$$

$S_2$ ——泄载阀行程(cm)

$$S_2 = 0.3 \text{cm}$$

$\Delta$ ——控制活塞与泄载阀间的间隙(cm)

$$\Delta = 0.3 \text{cm}$$

$$\therefore S = 1.4 + 0.3 + 0.3 = 2 \text{cm}$$

弹簧刚度要求为:

$$P' \leq \frac{P_2 - P_1}{S} = \frac{218 - 42.2}{20} = 8.8 \text{kgf/mm}$$

初步设计弹簧尺寸为:

$$D = 32, \quad D_2 = 27, \quad D_1 = 22, \quad d = 5, \quad n = 12, \quad n_1 = 14, \\ t = 9, \quad \delta = t - d = 9 - 5 = 4$$

弹簧1自由长度  $H_0$  为:

$$H_0 = \delta n + (n_1 - 0.5) d \\ = 4 \times 12 + (14 - 0.5) \times 5 = 48 + 67.5 = 115.5 \text{mm}$$

$$f_1 = H_0 - H_1 = 115.5 - 95 = 20.5 \text{mm}$$

$$f_2 = f_1 + S = 20.5 + 20 = 40.5 \text{mm}$$

弹簧刚度  $P'$  为:

$$P' = \frac{G d^4}{8 D_2^3 \cdot n} = \frac{8000 \times 5^4}{8 \times 27^3 \times 12} = 2.64 \text{kgf/mm}$$

$$P_1 = P' \cdot f_1 = 2.64 \times 20.5 = 54 \text{kgf}$$

$$P_2 = P' \cdot f_2 = 2.64 \times 40.5 = 107 \text{kgf}$$

弹簧力特性满足要求, 同样也应校核应力并在允许范围内, 充液阀其它零件也应分析受力情况, 并按材料力学有关计算方法计算, 此处从略。

# 第八章 框架式液压机

框架式结构是各种液压机设计中普遍采用的结构型式之一。框架式结构的主要特点是容易获得较高的刚度，滑块大多采用45°斜面导轨导向，导向精度较高。因此在塑料制品、粉末冶金、双动薄板冲压和金属挤压等液压机设计中获得广泛应用。

## 第一节 整体框架式机身设计

与任何机床一样，机身是液压机主要零部件的安装基础，并承受工作中的全部载荷。因此机身设计对整机制造工艺性和生产成本，对整机的使用性能有很重要的意义。

框架式机身有整体式和组合式两种。从主要零部件布置和承载观点来看，机身结构均由三部分组成：上横梁、工作台和左右支柱。一般情况下，上横梁布置主缸和侧缸，工作台上固定模具，左右支柱内侧做导轨的安装定位基准。在中小型液压机上，还可利用支柱内部空间做布置电气元件和液压元件之用。

在工作状态下，上横梁和工作台均承受挤压、弯曲和剪切，支柱则承受拉伸（或压缩）和弯曲，并产生相应的变形。

设计过程中需要研究的问题有：在不同受力情况下各种机身各部分的受力分布情况；强度和刚度计算方法和要求；各主要零件的技术要求；合理选择断面形状和布置筋板，使设计的结构重量轻，变形小，结构工艺性好和具有美观大方的造型。

### 一、整体框架式机身结构

整体框架式机身有焊接结构和铸造结构两种现分别叙述如下。

#### （一）焊接结构

整体焊接框架的结构，按上横梁、工作台和支柱的结构有下列几种：

##### 1. 支柱用槽钢或工字钢，上下横梁用钢板焊接的开式结构

我厂生产的Y71-100塑料制品液压机机身即为这一结构型式，见图8-1。从图可以看出，上横梁为Π字形结构，两块厚25毫米的钢板与支柱（此处采用30号槽钢）焊接，下部用铁板封闭。主缸的方形台肩，支承于A平面上，下横梁仅由两块厚25毫米钢板与支柱焊接，工作台则支承于B面之上。在槽钢腹板上加工的C平面，为固定滑块导轨之用。

这一结构的优点是零件数量少，形状简单，工艺性好，省去了大型铸锻件，因此制造周期短，成本低。其缺点为结构刚度较差，上下梁承受的全部载荷仅仅通过联接处的焊缝传递给支柱并扩散至整个支柱断面上，造成焊缝应力集中，而转角处正是拉应力和弯曲应力最大的断面，形成薄弱环节。因此，这一结构只推荐在支柱间距 $\leq 1000$ 毫米，公称压力 $\leq 250$ 吨的范围内酌情采用。

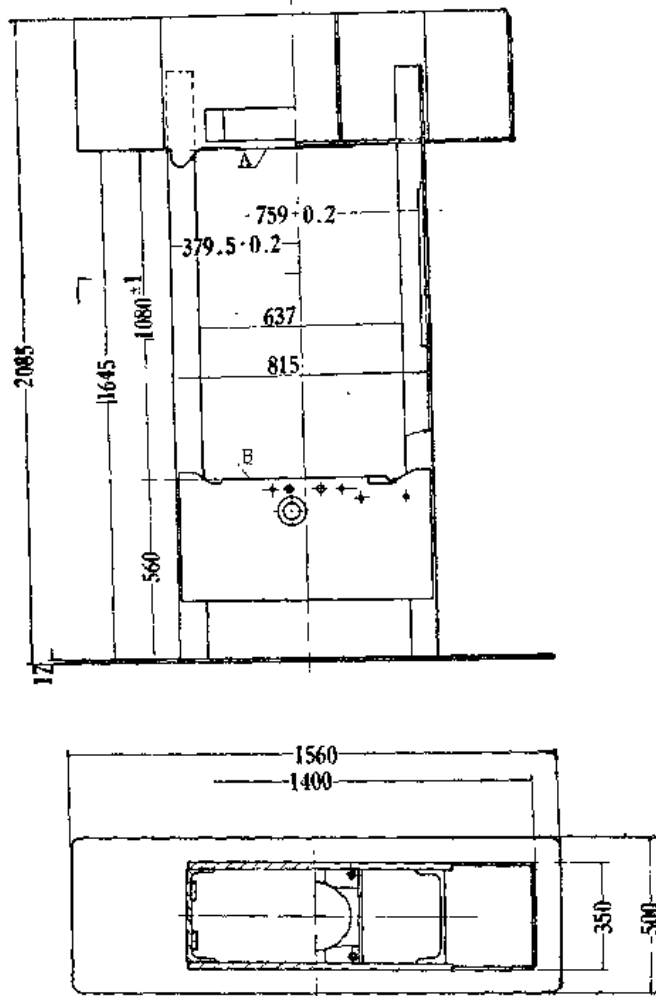


图8-1 Y 71-100塑料液压机机身结构图

## 2. 全部钢板焊接结构

图8-2为我厂生产的YA79-63粉末冶金液压机机身结构。上横梁为箱形结构，下梁仅由两立板构成，上下梁的前后立板均插入立柱内侧板并强固焊接，支柱为Π字形结构，左右侧空间分别用于安装电气控制元件和液压元件。这一结构的优点是立柱截面形状合理，刚度较大；上下梁立板插入立柱焊接，增加了焊接面积，联接比较可靠。

## 3. 整板组焊接结构

图8-3为我厂设计和生产的Y28-160自铸低熔合金横双动薄板冲压液压机机身结构图，机架前后用整板下料而成，上下梁在左右方向外伸并搭接于支柱内侧板的方孔内，前后则搭接于梁的立板上，支柱采用Π字形结构，并在开孔部位增设加强板。这一结构的优点是各承载钢板互相搭接传递载荷，大大改善了焊缝受力情况，上梁结构上通过筋板将载荷较为均匀的传递至整个横梁截面上，并在较大面积上传给支柱，减小了上支柱联接部分即转角处的应力集中。此外，这种结构中各承载钢板均可根据受力情况合理选择，不受型钢或铸造工艺的限制，因此重量较轻。

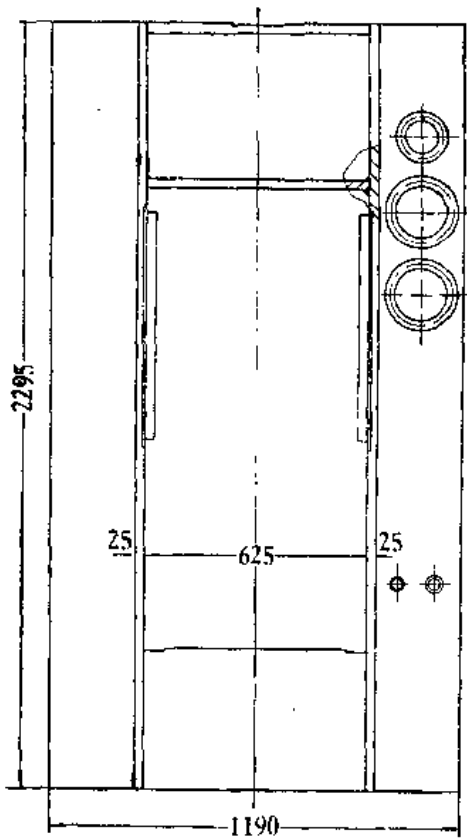


图-2 Y79A-63粉末冶金液压机机身结构图

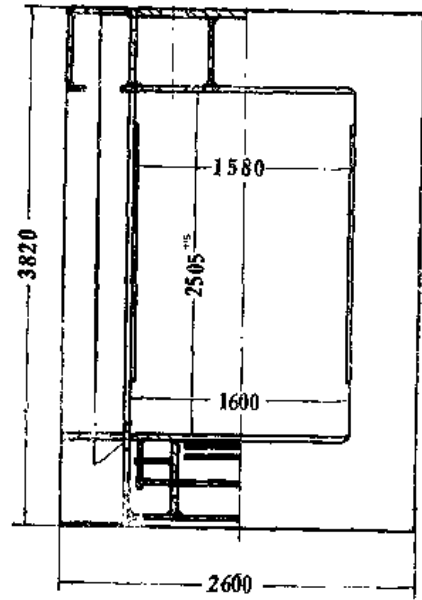
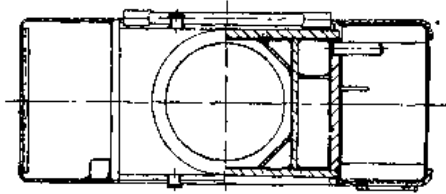


图8-3 YA28-160自铸低熔合金横双动薄板冲压液压机机身结构图



各种整体或焊接结构设计中均应注意以下问题：各承力钢板应尽可能互相搭接避免焊缝传递载荷；各油缸支承部分应有较强的筋板，使局部集中载荷尽可能均匀的扩散至上下梁整个截面和均匀的传递于整个横截面上；适当加强转角部分，减小应力集中；横梁与支柱的焊缝联接处刚度应均匀，因为在传力连接部位上刚度愈大的点，受力也愈大；各承力钢板焊前均应调平，通常不平直度允差 $\leq 1.5/1000$ 毫米，焊后均应做消除应力退火处理；机身上下梁在工作中均承受弯曲和剪切因此最好设计成箱形断面。支柱则承受拉伸和弯曲，而内侧的拉应力最大，故通常均设计成“H”字形截面或箱形截面，而内壁板厚度均较外侧壁厚大1.5~2.5倍。

## (二) 铸造结构

图8-4为我厂设计和生产的Y61-1000冷挤压液压机机身结构图。整机外观见图6-8。机身采用ZG35 II 铸钢制成，上下梁和支柱均为封闭式箱形结构，转角处有较大的圆角

平滑过渡以减少应力集中。下梁 A 平面设计为圆形，这样利用组合动力头可在一次装卡下，将上下梁和支柱上导轨的定位基准面等关键部位全部加工完成，使机械加工大为简化。

铸造结构的优点是省去大量焊接工作和焊前各承载钢板的切割加工量，机架刚度较大。但需制造木型，铸造工艺要求较高，整机重量较焊接结构重。因此可在焊接条件较差和批量较大的情况下采用。

### (三) 整体框架机身技术要求

铸造或焊接式整体框架机身除满足一般技术要求外，通常应满足下列主要技术要求：

(1) 机身在加工前均应进行消除应力退火处理或时效处理（对铸造结构），必要时在粗加工后还需进行二次热处理。

(2) 工作台工作平面的不平直度允差  $\leq 0.05/1000$  毫米，表面光洁度不低于  $V_8$ 。

(3) 装配各油缸的定位基准面不平直度允差  $\leq 0.06/1000$  毫米，表面光洁度不低于  $V_8$ 。

(4) 各油缸主配合圆柱孔轴线对其定位基准面的不垂直度允差  $0.06/1000$  毫米。

(5) 装配油缸的定位基准面与工作台平面（或工作台安装基面）间的不平行度  $\leq 0.03/300$  毫米。

(6) 装配导轨或导轨镶条的定位基准面对工作台平面（或工作台安装基面）的不垂直度允差  $\leq 0.16/1000$  毫米。

## 二、整体框架式机身强度计算

各种整体框架强度计算通常按下列步骤进行：第一，根据初步设计确定机身结构简图，包括外形尺寸，上下梁和支柱的截面形状和尺寸。第二，计算出上下梁和支柱的截面特性和形心线的位置，并假设各梁的刚度各自是均匀的。因此可将框架受力简化为由各形心线组成的平面框架进行计算。第三，根据工艺分析和结构情况决定梁的受力情况。第四，应用解静不定系统的方法，解出平面框架的内力，并绘出弯矩图。第五，计算各主要受力截面的应力，并应符合强度条件的要求。

### (一) 结构简图

根据初步设计的机身结构，各部分截面形状、筋板布置均较为复杂，计算上就较为困难，因此应合理的简化。通常只考虑该截面上各主要承载筋板组成的较为规则的截面，作为代表相应梁和支柱整个全长上的截面，这样计算也足够近似和准确，并可使计算大为简化。一般均可简化为图8-5的平面图形，各断面形状则可简化成矩形， $\Pi$ 字形或工字形等。

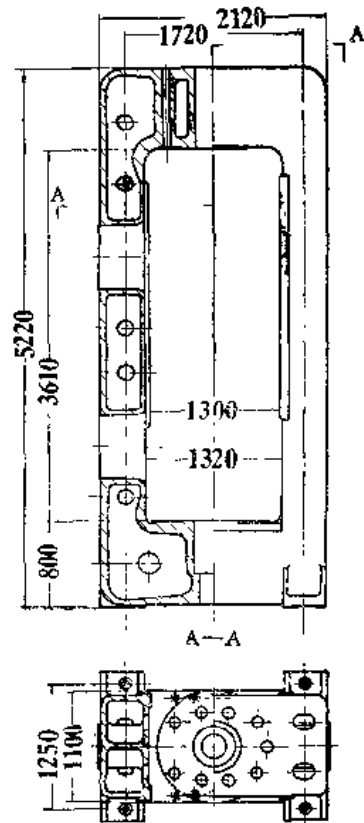


图8-4 Y61-1000冷挤压液压  
机机身结构图

## (二) 计算图形

根据图8-5, 应用材料力学的方法, 求出各截面的面积  $F$ 、惯性矩  $J$  和形心位置, 即可画出图8-6计算图形。

若断面如图8-7所示, 则可简化为矩形断面, 则有:  $F = b \cdot h (\text{cm}^2)$

$$J = \frac{1}{12} b h^3 (\text{cm}^4) \quad h_1 = \frac{1}{2} h (\text{cm})$$

若计算截面为  $\Pi$  字形、箱形或任意形状, 如图8-8所示, 则首先将截面形状简化成计算截面。并求出计算截面中各小块矩形截面的高度  $h_i$ , 宽度  $b_i$  和各矩形截面形心的高度  $y_i$ , 这样就将一个复杂的截面简化成若干矩形截面, 即可应用表8-1进行计算。

截面形心轴  $O-O$  的位置  $H_1$  为:

$$H_1 = \frac{\sum S_i}{\sum F_i} \quad (\text{cm}) \quad 8-1$$

式中:  $H_1$  —— 截面形心轴对  $X$  轴的距离, ( $\text{cm}$ )

表8-1

截面惯性计算表

序号	宽 $b_i$ cm	高 $h_i$ cm	面积 $F_i = b_i \cdot h_i$ $\text{cm}^2$	形心距 $y_i$ cm	静力矩 $S_i = F_i \cdot y_i$ $\text{cm}^3$	与矩形截面对 $X$ 轴惯性矩 $J_{xi} = S_i \cdot y_i$ $\text{cm}^4$	各矩形截面对 自己形心的惯性矩 $J_{oi} = \frac{1}{12} b_i \cdot h_i^3$ $\text{cm}^4$
1							
2							
:							
:							
合计		$H$	$\sum F_i$		$\sum S_{xi}$	$\sum J_{xi}$	$\sum J_{oi}$

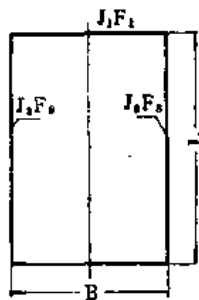
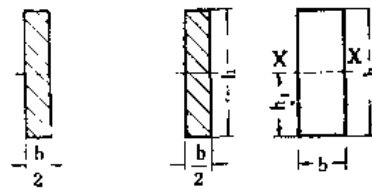


图8-6 计算图形



(a) 截面形状

(b) 计算截面

图8-7 矩形截面

$\sum S_i$  —— 各矩形截面对  $X$  轴的静力矩 ( $\text{cm}^3$ )

$\sum F_i$  —— 截面的总面积 ( $\text{cm}^2$ )

截面对  $x$  轴的惯性矩  $J_x$  为:

$$J_x = \sum J_{xi} + \sum J_{oi} \quad 8-2$$

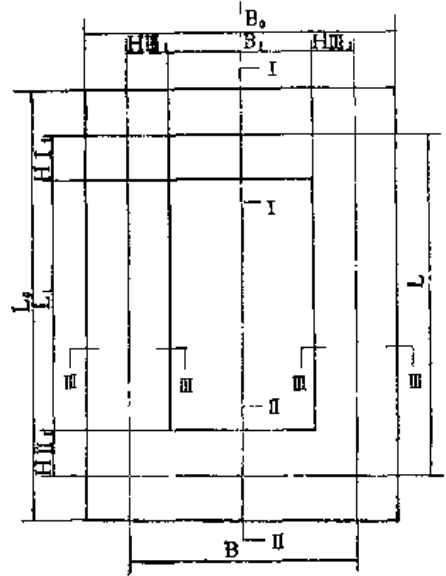


图8-5 整体机身结构简图



式中:  $\Sigma J_x$ ——各矩形截面对x轴惯性矩之和 ( $\text{cm}^4$ )  
 $\Sigma J_{oi}$ ——各矩形截面对自己形心轴的惯性矩之和 ( $\text{cm}^4$ )

截面对形心轴O-O之惯性矩 $J_o$ 为:

$$J_o = J_x - H_1^2 \cdot \Sigma F_i \quad (\text{cm}^4) \quad 8-3$$

式中:  $J_x$ ——截面对x轴之惯性矩 ( $\text{cm}^4$ )  
 $H_1$ ——截面形心轴对x轴 (计算时均取机身内侧平面) 之距离 ( $\text{cm}$ )  
 $\Sigma F_i$ ——截面的总面积 ( $\text{cm}^2$ )

图8-5和图8-6中之B和L可按式计算:

$$B = B_1 + 2H_{M1} \quad (\text{cm}) \quad 8-4$$

$$L = L_1 + H_{H1} + H_{H2} \quad (\text{cm}) \quad 8-5$$

式中:  $B_1$ ——框架支柱内侧之距离 ( $\text{cm}$ )  
 $L_1$ ——框架上下梁内侧的距离 ( $\text{cm}$ )  
 $H_{H1}$ 、 $H_{H2}$ 、 $H_{M1}$ ——各断面形心与内侧平面之距离 (按公式8-1求出) ( $\text{cm}$ )

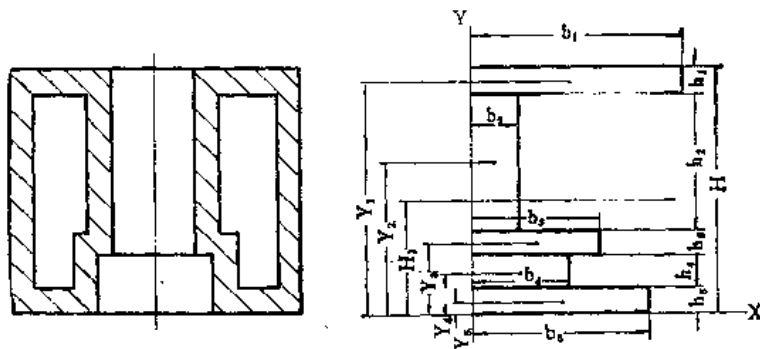


图8-8 任意截面

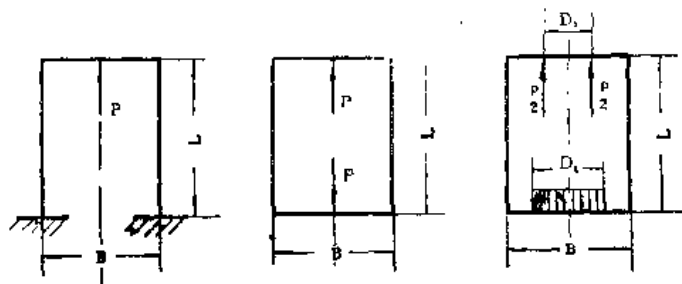
### (三) 整体框架机身受力分析

机身受力情况与其结构和工艺情况有关, 一般有下列三种情况: 第一, 工作台 (或下梁) 刚度远较支柱和上梁为大, 单缸布置于上横梁中部, 而缸的支承面长度小于柱间距B的四分之一, 因此可视为图8-9(a)的情况, 即上横梁中部作用一集中载荷, 支柱下部为固定支点; 第二, 工作台

刚度与上横梁比较, 相差不大, 工作台承载条件类似一集中力, 例如: 板材弯曲, 压制细长零件等。其余情况与第一种情况类似, 则可按图8-9

(b)所示受力情况进行计算。

第三, 若上梁与油缸接触面积与支柱间距B相比不能略去



(a) 受力情况之一 (b) 受力情况之二 (c) 受力情况之三

图8-9 机身受力情况

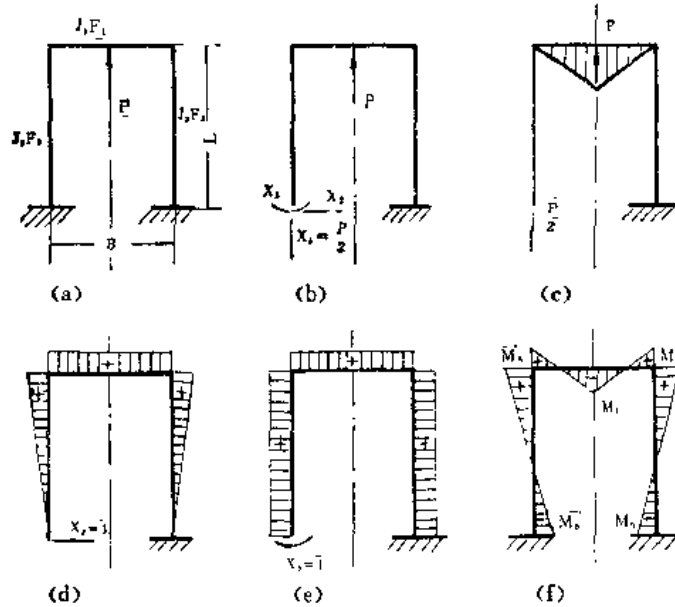
不计时, 例如小台面大吨位液压机, 则上梁的受力情况可视为沿油缸支承圆周D的  $\frac{D}{\pi}$

处作用两个集中力  $\frac{P}{2}$ 。模具与下梁接触面较大，可视为均布载荷，则应将受力分布视为  $D_2$  范围内作用一均布载荷，因此，可按图8-9(c)所示的情况进行计算。

根据以上三种情况，即可按材料力学中解静不定结构的方法，解出各部分的受力。

#### (四) 强度计算方法之一

图8-9(a)所示受力情况中，假设机身可简化成平面框架，支柱和上横梁各截面惯性矩在全长上是不变的，下横梁刚度与上横梁和立柱相比较可认为是无限大。计算时将左下角支座去掉，代之以集中力  $X_1$ 、 $X_2$  和弯矩  $X_3$ ，即得静定基（如图8-10(b)所示），外载荷和  $X_2 = 1$ 、 $X_3 = 1$  时的单位弯矩图。分别见图8-10(c)、(d)、(e)。



(a) 计算图形 (b) 静定基 (c) 外载荷产生的弯矩图  $M_p$  (d)  $X_2 = 1$  时单位弯矩图  $M_{02}$   
(e)  $X_3 = 1$  时的单位弯矩图  $M_{03}$  (f) 机身弯矩图。

图8-10 计算方法之一

根据力法方程可得：

$$\Delta_2 = X_2 \cdot \delta_{22} + X_3 \cdot \delta_{23} + \Delta_{2P} = 0 \quad 8-6$$

$$\Delta_3 = X_2 \cdot \delta_{32} + X_3 \cdot \delta_{33} + \Delta_{3P} = 0 \quad 8-7$$

式中：  $\Delta_2$ 、 $\Delta_3$ ——支反力  $X_2$ 、 $X_3$  和  $P$  作用下，沿力作用方向产生的位移 (cm)

$X_2$ ——支反力，(kgf)

$\delta_{i1}$ 、 $\Delta_{iP}$ —— $X_i$  (或  $P$ ) 作用下，在  $X_i$  方向产生的单位位移 (cm)

应用莫尔定理求  $\delta_{i1}$  和  $\Delta_{iP}$  可得：

$$\delta_{i1} = \frac{1}{EJ} \oint M_{0i} \cdot M_{0i} \cdot dx \quad 8-8$$

$$\delta_{22} = \frac{2L^3}{3EJ_3} + \frac{L^2 \cdot B}{JE_1}$$

$$\delta_{23} = \frac{L^2}{EJ_3} + \frac{L \cdot B}{EI_1}$$

$$\delta_{32} = \delta_{23}$$

$$\delta_{33} = \frac{2L}{EJ_3} + \frac{B}{EJ_1}$$

$$\Delta_{2P} = -\frac{LB^2}{8EJ_1} \cdot P$$

$$\Delta_{3P} = -\frac{B^2}{8EJ_1} \cdot P$$

将上列结果代入式8-6和式8-7整理后得:

$$X_2 = \frac{3BP}{8L(2+a)} \quad (\text{kgf}) \quad 8-9$$

$$X_3 = -\frac{BP}{8(2+a)} \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-10$$

式中:  $a = \frac{L}{B} \cdot \frac{J_1}{J_3}$

其余符号参见图8-10。

四角弯矩和上横梁中部的弯矩则可由图8-10(b)中用静力平衡条件得出:

$$M_B = X_3$$

$$M_A = X_3 + X_2 \cdot L$$

$$M_1 = X_3 + \lambda_2 \cdot L = \frac{1}{4} P \cdot B$$

将 $\lambda_2$ 、 $X_3$ 代入上式得:

$$M_A = \beta_1 \cdot \frac{1}{4} PB \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-11$$

$$M_B = \beta_2 \cdot \frac{1}{4} PB \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-12$$

$$M_1 = \beta_3 \cdot \frac{1}{4} PB \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-13$$

式中:  $\beta_1 = \frac{1}{2+a}$

$$\beta_2 = -\frac{1}{2(2+a)}$$

$$\beta_3 = -\frac{(1+a)}{(2+a)}$$

$$a = \frac{L}{B} \cdot \frac{J_1}{J_3}$$

P——公称压力 (kgf)

B、L——机身形心线宽度和高度 (cm)

$J_1$ 、 $J_3$ ——上梁和支柱惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

对以上二式分析,可以得到以下的认识:第一,因为在一般设计中 $L > B$ , $J_1 > J_3$ ,故 $a > 1$ ,各系数有 $1 > |\beta_3| > |\beta_1| > |\beta_2|$ ,因此,各弯矩有如下关系:

$$\frac{1}{4} PB > M_1 > M_A > M_B$$

故在初步设计时,将上横梁视为简支梁计算是偏于安全的。第二,在静不定框架受

力后，立柱除承受拉伸应力外，还将承受弯曲应力，而在立柱与上横梁的转角处弯矩最大。第三，既然立柱承受弯矩，因此必然产生相应的变形，影响导轨间隙，并使导轨面承受正压力，并反过来对机架受力情况产生影响，这一点还将在后面进一步分析。

上横梁的强度条件为：

$$\sigma = \frac{M_1 \cdot H_1}{J_1} \leq [\sigma] \quad 8-14$$

式中：  $M_1$ ——上横梁中部的弯矩 (kgf-cm)  
 $J_1$ ——上横梁的惯性矩 (cm<sup>4</sup>)  
 $H_1$ ——上横梁形心线距内边的距离， (cm)  
 $[\sigma]$ ——弯曲许用应力 (kgf/cm<sup>2</sup>)  
 对A<sub>3</sub>钢板和ZG35 II 铸钢  $[\sigma] \leq 600-700 \text{ kgf/cm}^2$   
 对不低于HT20-40牌号的铸铁  $[\sigma] \leq 350 \text{ kgf/cm}^2$

上横梁和下横梁一般均为矩形、Π字形或工字形截面，从材料力学可知，其剪切应力绝大部分均由立板承受，上下翼板抗剪作用很小，因此一般情况下截面均可近似简化为厚度为b高度为h之矩形截面，而剪切应力在形心轴处为最大，其应力可按下式求出：

$$\tau = \frac{3Q}{2b \cdot h} \leq [\tau] \quad 8-15$$

式中：  $Q$ ——计算截面所受的剪力 (kgf)  
 $b$ ——上横梁立板的宽度之和 (cm)  
 $h$ ——上横梁立板的高度 (cm)  
 $[\tau]$ ——剪切许用应力，对A<sub>3</sub>和ZG35 II 铸钢  $[\tau] \leq 500 \text{ kgf/cm}^2$   
 对HT20-40以上铸铁  $[\tau] \leq 200 \text{ kgf/cm}^2$ 。

若上横梁断面形状较为特殊，不宜简化为矩形截面，则剪应力可按下式计算：

$$\tau = \frac{Q \cdot S}{J \cdot \sum b_0} \leq [\tau] \quad 8-16$$

式中：  $Q$ ——计算截面所受的剪力 (kgf)  
 $J$ ——计算截面的惯性矩 (cm<sup>4</sup>)  
 $\sum b_0$ ——计算截面形心轴上的各立板厚度之和 (cm)  
 $S = \int_y^{\frac{h}{2}} b \cdot y \, dy$  (cm<sup>3</sup>)  
 $S$ ——计算截面的静面矩 (cm<sup>3</sup>)  
 $b$ ——计算截面在垂直于形心轴y处的厚度 (cm)  
 $y$ ——计算截面在任一点与形心的距离 (cm)

从以上分析可知，弯曲产生的最大应力在截面最远点，而弯曲产生的最大剪应力点在形心轴处，故计算截面应满足式8-14和式8-15或式8-16所规定的强度条件。

支柱受弯曲应力和拉伸应力，最大应力产生在四角处，其强度条件为：

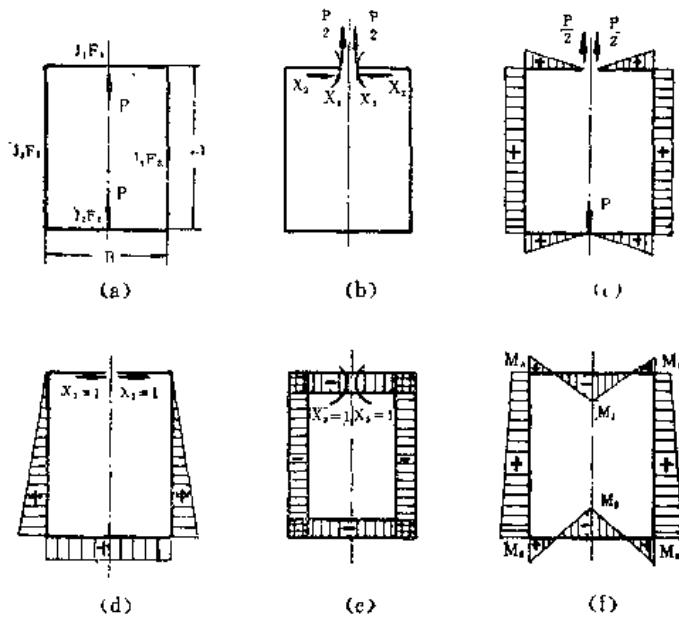
$$\sigma = \frac{P}{2F_s} + \frac{M \cdot H_1}{J_s} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 8-17$$

式中:  $P$  ——公称压力 (kgf)  
 $F_s$  ——每一立柱的断面面积 ( $\text{cm}^2$ )  
 $J_s$  ——每一立柱的惯性矩 ( $\text{cm}^4$ )  
 $M$  ——角弯矩. 取  $M_A$  和  $M_B$  之最大的值 (kgf-cm)  
 $H_1$  ——立柱形心线距内侧的距离 (例如图8-5中,  $H_1 = H_{M1}$ )  
 $[\sigma]$  ——许用应力 (kgf/cm<sup>2</sup>)  
 对  $A_3$  钢板和 ZG35 铸钢材料  $[\sigma] = 600 \sim 700 \text{ kgf/cm}^2$   
 对不低于 HT20-40 牌号的铸铁  $[\sigma] \leq 350 \text{ kgf/cm}^2$

在强度计算中, 许用应力选取均比较低, 目的是限制机身变形。因为, 机身各部应力愈大, 变形必然愈大, 这样将影响整机工作状态下的精度, 并易产生振动; 另一方面, 机身变形后, 必然对滑块导轨产生正压力, 反过来又会增大四角弯矩。为计算简单起见, 略去了以上因素。在液压机工作过程中不可避免地还会造成一些振动和偏心载荷, 使局部应力增高, 故根据设计经验, 选择以上推荐的应力值是合理的。

### (五) 强度计算方法之二

对于受力为图8-9(b)所示的情况, 则可按下列步骤进行计算, 其分析见图8-11。



(a) 计算图形 (b) 静定基 (c) 外载荷产生的弯矩图 (d)  $X_2 = 1$  时的单位弯矩图  $M_{02}$   
 (e)  $X_3 = 1$  时的单位弯矩图  $M_{03}$  (f) 机身弯矩图

图8-11 计算方法之二

根据力法方程可得:

$$\Delta_2 = X_2 \cdot \delta_{22} + X_3 \cdot \delta_{23} + \Delta_{2P} = 0 \quad 8-18$$

$$\Delta_3 = X_2 \cdot \delta_{32} + X_3 \cdot \delta_{33} + \Delta_{3P} = 0 \quad 8-19$$

式中:  $\Delta_2, \Delta_3$  ——在支反力  $X_2, X_3$  和  $P$  作用下沿力  $X_2, X_3$  方向产生的位移 (cm)

$X_2$  ——截面上的拉力 (kgf)

$X_3$  ——截面上的弯矩 (kgf-cm)

应用莫尔定理求  $\delta_{ij}$  和  $\Delta_{iP}$ , 可得:

$$\delta_{22} = \frac{2L^3}{3EJ_3} + \frac{L^2B}{EJ_2}$$

$$\delta_{23} = -\left(\frac{L^2}{EJ_3} + \frac{LB}{EJ_2}\right)$$

$$\delta_{32} = \delta_{23}$$

$$\delta_{33} = \frac{B}{EJ_1} + \frac{B}{EJ_2} + \frac{2L}{EJ_3}$$

$$\Delta_{2P} = \frac{L^2B}{4EJ_3}P$$

$$\Delta_{3P} = -\left(\frac{PB^2}{8EJ_1} + \frac{PB^2}{8EJ_2} + \frac{PBL}{2EJ_3}\right)$$

令  $\alpha = \frac{L}{B}$ ，并将上列结果代入8-18、8-19，解得：

$$X_2 = \frac{P}{8} \cdot \frac{3(K_{32} - K_{31})}{\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31}K_{32}} \quad 8-20$$

$$X_3 = \frac{PB}{8} \cdot \frac{2\alpha^2 + \alpha(2K_{31} + 5K_{32}) + 3K_{31}K_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31}K_{32}} \quad 8-21$$

式中：  $K_{31} = \frac{J_3}{J_1}$ ，  $K_{32} = \frac{J_3}{J_2}$ ，  $\alpha = \frac{L}{B}$ ，

其余符号见图8-11

根据图8-11(b)，应用静力平衡方程可得：

$$M_A = -\frac{1}{4}PB - X_3$$

$$M_B = \frac{1}{4}PB + X_2L - X_3$$

$$M_1 = -X_3 = -\frac{PB}{8} \cdot \frac{2\alpha^2 + \alpha(2K_{31} + 5K_{32}) + 3K_{31}K_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31}K_{32}}$$

$$M_2 = X_2 \cdot L - X_3$$

将式8-20和8-21之  $X_2$  和  $X_3$  代入上列公式整理化简后可得：

$$M_A = \frac{\alpha(2K_{31} - K_{32}) + 3K_{31}K_{32}}{2[\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31}K_{32}]} \cdot \frac{1}{4}PB \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-22$$

$$M_B = \frac{\alpha(2K_{32} - K_{31}) + 3K_{31}K_{32}}{2[\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31}K_{32}]} \cdot \frac{1}{4}PB \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-23$$

$$M_1 = -\frac{2\alpha^2 + \alpha(2K_{31} + 5K_{32}) + 3K_{31}K_{32}}{2[\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31}K_{32}]} \cdot \frac{1}{4}PB \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-24$$

$$M_2 = -\frac{2\alpha^2 + \alpha(2K_{32} + 5K_{31}) + 3K_{31}K_{32}}{2[\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31}K_{32}]} \cdot \frac{1}{4}PB \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-25$$

对以上公式进行分析可得如下认识：第一，若 $J_1 = J_2$ ，则 $K_{31} = K_{32} = K$ ，可得：

$$M_A = M_B = \frac{\alpha \cdot K + 3 K^2}{2 [\alpha^2 + 4 \alpha K + 3 K^2]} \cdot \frac{1}{4} PB \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-26$$

$$M_1 = M_2 = - \frac{2 \alpha^2 + 7 \alpha K + 3 K^2}{2 [\alpha^2 + 4 \alpha K + 3 K^2]} \cdot \frac{1}{4} PB \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-27$$

即弯矩图成全对称形，若结构和受力一定，则受力分布规律仅与各梁间刚度比有关。第二，若 $J_2 > J_1 > J_3$ ，则有 $K_{31} > K_{32}$ ，此时上下梁的弯矩有如下关系：

$$M_B = M_A + \frac{3 \alpha (K_{32} - K_{31})}{2 [\alpha^2 + 2 \alpha (K_{31} + K_{32}) + 3 K_{31} K_{32}]} \cdot \frac{1}{4} PB \quad 8-28$$

$$M_2 = M_1 + \frac{3 \alpha (K_{31} - K_{32})}{2 [\alpha^2 + 2 \alpha (K_{31} + K_{32}) + 3 K_{31} K_{32}]} \cdot \frac{1}{4} PB \quad 8-29$$

因此有 $M_A > M_B$ ， $|M_2| > |M_1|$ ，这说明当下横梁刚度较上横梁为大时，下横梁中部弯矩相应也较上横梁为大；但角弯矩则相反，即此时上横梁与支柱的转角处所受的弯矩为最大。因此设计时根据上述情况采取相应措施。

上、下梁和支柱的强度条件与公式 8-14，8-15，8-16 相同。

### (六) 强度计算方法之三

对于受力为图 8-9(c) 所示的情况，仍可按前述方法，应用力法方程和莫尔积分解得中间截面的内力，逐步解得四角和中间截面的内力，但也可以采用将四角截开，代之以内力矩和支点反力，因此静不定框架即可用简单的两支点梁进行计算，并可查材料力学相应公式，应用转角变形连续条件解得四角弯矩和上下梁中部的最大弯矩。

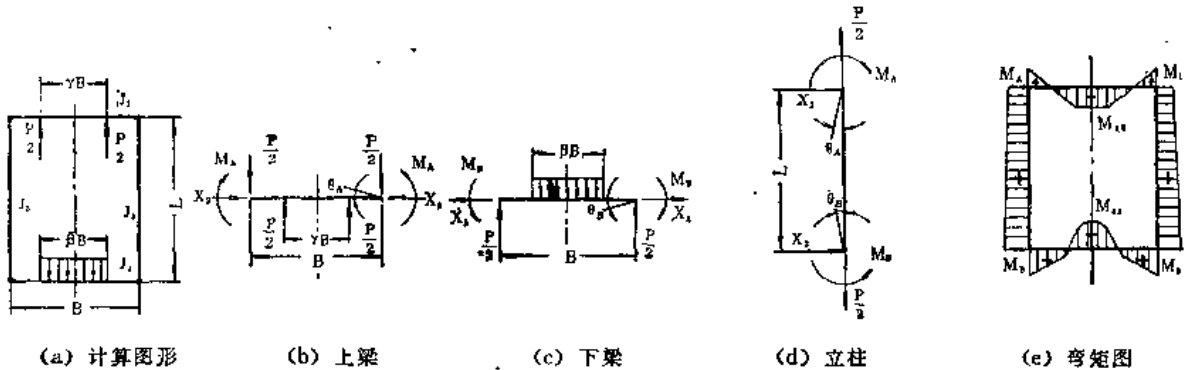


图 8-12 计算方法之三

根据图 8-12(a) 上梁受力情况，查材料力学公式可得 $\theta_A$ 和梁中部弯矩 $M_1$ 为：

$$\theta_A = \frac{1}{16EJ_1} PB^2 (1 - \gamma^2) - \frac{1}{2EJ_1} M_A B$$

$$M_1 = M_A - \frac{1}{4} PB (1 - \gamma)$$

式中： $\theta_A$ ——上横梁右支座处转角

$M_A$ ——上横梁角弯矩 (kgf-cm)

$P$ ——公称压力 (kgf)

$B$ ——二支柱左右形心距离 (cm)

同理. 根据图8-12(c)下梁右支座处的转角 $\theta_B$ 和中部弯矩 $M_2$ 为:

$$\theta_B = \frac{1}{16EJ_2} PB^2 \left(1 - \frac{1}{3} \beta^2\right) - \frac{1}{2EJ_2} M_B B$$

$$M_2 = M_B - \frac{1}{8} PB(2 - \beta)$$

支柱的转角 $\theta_A$ 、 $\theta_B$ 和 $X_2$ 则有下列关系:

$$\theta_A = \frac{B\alpha}{6EJ_3} (2M_A + M_B)$$

$$\theta_B = \frac{B\alpha}{6EJ_3} (M_A + 2M_B)$$

$$X_2 = \frac{M_B - M_A}{\alpha B}$$

根据框架AB点处支柱和上下梁连接处转角 $\theta_A$ 和 $\theta_B$ 的连续条件可得:

$$\theta_A = \frac{B\alpha}{6EJ_3} (2M_A + M_B) = \frac{1}{16EJ_1} PB^2(1 - \gamma^2) - \frac{1}{2EJ_1} M_A B$$

$$\theta_B = \frac{B\alpha}{6EJ_3} (M_A + 2M_B) = \frac{1}{16EJ_2} PB^2 \left(1 - \frac{1}{3} \beta^2\right) - \frac{1}{2EJ_2} M_B B$$

$$\text{令 } K_{31} = \frac{J_3}{J_1}, \quad K_{32} = \frac{J_3}{J_2}, \quad K_1 = 1 - \frac{1}{3} \beta^2, \quad K_2 = 1 - \gamma^2$$

$$\alpha = \frac{L}{B}, \text{ 代入上式得:}$$

$$(2\alpha + 3K_{31}) M_A + \alpha M_B = \frac{3}{8} PB K_1 K_{31}$$

$$\alpha M_A + (2\alpha + 3K_{32}) M_B = \frac{1}{8} PB K_1 K_{32}$$

联立解得:

$$M_A = \frac{1}{8} PB \cdot \frac{3K_2 K_{31} (2\alpha + 3K_{32}) - 3\alpha K_1 K_{32}}{(2\alpha + 3K_{32})(2\alpha + 3K_{31}) - \alpha^2}$$

$$M_A = \frac{1}{8} PB \cdot \frac{2\alpha K_2 \cdot K_{31} - \alpha K_1 K_{32} + 3K_2 K_{31} K_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31} K_{32}} \quad (\text{Kgf-cm}) \quad 8-30$$

$$M_B = \frac{1}{8} PB \cdot \frac{-\alpha K_2 K_{31} + 2\alpha K_1 K_{32} + 3K_1 K_{31} K_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31} K_{32}} \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-31$$

将 $M_A$ 和 $M_B$ 代入式 $M_1$ 、 $M_2$ 和 $X_2$ 整理后即得:

$$M_1 = M_A - \frac{1}{4} PB (1 - \gamma) = -\frac{1}{8} PB \cdot$$

$$\frac{2\alpha^2(1 - \gamma) + 2\alpha(1 - \gamma^2)K_{31} + \alpha(5 - 4\gamma - \frac{1}{3}\beta^2)K_{32} + 3(1 - \gamma)^2 K_{31} K_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31} K_{32}}$$

$$(\text{kgf-cm}) \quad 8-32$$

$$M_2 = M_B - \frac{1}{8} PB(2 - \beta) = \frac{1}{8} PB \cdot$$



$$\frac{\alpha^2(2-\beta) + \alpha(5-2\beta-\gamma^2)K_{31} + 2\alpha(1-\beta + \frac{1}{3}\beta^2)K_{32} + 3(1-\beta + \frac{1}{3}\beta^2)K_{31}K_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31}K_{32}} \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-33$$

$$X_2 = \frac{3}{8\alpha} P \cdot \frac{K_1 K_{32}(\alpha + K_{31}) - K_2 K_{31}(\alpha + K_{32})}{\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31}K_{32}} \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-34$$

上下梁和支柱的强度条件仍用公式8-14、8-15、或8-16、8-17计算。

### 三、整体框架式机身刚度计算

液压机在工作时各部分应力较大，虽然在强度计算中已做了相应的限制，但仍会产生与受力相应的变形。框架式机身受力变形情况见图8-13。在受力后必然产生垂直变形 $f_L$ 和水平变形 $f_B$ ，垂直变形将使液压机在升压和泄压过程产生振动；并对定程精度产生一定影响，因此这一变形不得超过规定值。水平变形 $f_B$ 总大于导轨初始间隙 $\Delta$ ，因此变形受阻，使支柱承受相应的水平力 $P_H$ （实际上是一均布载荷，为分析简化起见，代之以一集中力作用，这样计算变形较实际变形偏大），因此应根据水平力 $P_H$ 计算导轨的比压，使比压值不大于规定值。

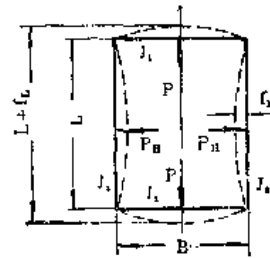


图8-13 机身变形情况

在不同受力情况下，垂直方向的变形 $f_L$ 均为上下梁弯曲变形和剪切变形，立柱拉伸变形之总和。水平变形则为支柱受弯曲产生的变形。其计算公式如下：

按图8-10受力情况计算时，其垂直变形等于上横梁受 $P$ 力和角弯矩 $M_A$ 作用下产生的变形、上横梁在 $P$ 力作用下的剪切变形和支柱受拉伸产生的变形的总和。其值如下

$$f_L = \frac{PB^3}{48EJ_1} - \frac{M_A' B^2}{8EJ_1} + C_1 \frac{PB}{4GF_1} + \frac{PL}{2EF_3} \quad (\text{cm}) \quad 8-35$$

式中： $M_A'$ ——上横梁角弯矩， $M_A' = M_A + M_{AH}$  (kgf-cm)

$M_{AH}$ 为滑块导轨对机身作用的水平力产生的附加弯矩。在初步分析中未考虑，为今后计算方便才列入本公式内。

$E$ ——机身材料弹性模量 (kgf/cm<sup>2</sup>)

$G$ ——机身剪切弹性模量 (kgf/cm)

$F_1$ ——上横梁截面积 (cm<sup>2</sup>)，在简化计算时则用代之

$F_3$ ——每侧支柱截面积 (cm<sup>2</sup>)

$C_1$ ——系数，矩形截面  $C_1 = 1.2$ ，任意截面时为

$$C_1 = \frac{F_1}{J_1} \int_{-\frac{H}{2}}^{+\frac{H}{2}} \frac{S^2}{b_y} \cdot dy$$

$$S = \int_y^{\frac{H}{2}} b_y \cdot dy \quad (\text{cm}^3)$$

$F_1$ 、 $F_{1a}$ ——上横梁截面积和立板截面积 (cm<sup>2</sup>)

$J_1$ ——上横梁截面惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

$H$ ——上横梁截面总高 (cm)

$b_Y$ ——上横梁截面上距形心 Y 处的宽度 (cm)

支柱最大水平变形, 可用上横梁和支柱相交点 A (见图8-10) 处的转角  $\theta$  相等和支柱端点水平挠度为零的连续条件得出距上横梁为 YL 处的变形为:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} f_B &= -\frac{1}{2EJ_3} M_A L^2 (1-Y)^2 + \frac{1}{6EJ_3} X_2 L^3 (2-3Y+Y^3) \\ \frac{X_2 L^3}{3EJ_3} - \frac{M_A L^2}{2EJ_3} &= 0 \\ f_B &= \frac{1}{2EJ_3} M_A L^2 (Y-2Y^2+Y^3) \end{aligned} \quad 8-36$$

变形最大点处必然满足如下条件:

$$\begin{aligned} \frac{df_B}{dy} &= 3Y^2 - 4Y + 1 = 0 \\ \therefore Y &= \frac{1}{3} \end{aligned}$$

即水平变形之最大值  $f_{Bmax}$  产生在距上横梁为  $\frac{1}{3}$  处, 其值为:

$$f_{Bmax} = \frac{2}{27} \cdot \frac{M_A L^2}{EJ_3} \quad (\text{cm}) \quad 8-37$$

式中:  $f_{Bmax}$ ——支柱向内最大挠度 (cm)

$J_3$ ——支柱截面的惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

$M_A$ ——机身上部角弯矩 (kgf-cm)

$L$ ——支柱计算长度 (cm)

支柱中点的变形为:

$$f_B = \frac{1}{16} \cdot \frac{M_A L^2}{EJ_3} \quad (\text{cm}) \quad 8-38$$

式中符号同前。

若受力情况按图8-11计算, 并将角弯矩用  $M'_A$  和  $M'_B$  代替  $M_A$  和  $M_B$ , 即考虑水平力产生的附加弯矩作用 (这一点后面还要进一步分析), 则垂直变形为:

$$\begin{aligned} f_L &= \frac{PB^3}{48EJ_1} - \frac{M'_A B^2}{8EJ_1} + \frac{PB^3}{48EJ_2} - \frac{M'_B B^2}{8EJ_2} + \frac{PL}{2EF_3} + 1.2 \frac{PB}{4GF_{1a}} + \\ &+ 1.2 \frac{PB}{4GF_{2a}} \leq [f_L] \quad (\text{cm}) \end{aligned} \quad 8-39$$

式中:  $M'_A = M_A + M_{AH}$

$M'_B = M_B + M_{BH}$  ( $M_{AH}$  和  $M_{BH}$  为附加弯矩, 按式8-45, 8-46计算)

支柱中点的水平变形为:

$$f_B = \frac{1}{8EJ_3} (M_A + M_B) L^2 \quad (\text{cm}) \quad 8-40$$

以上公式使用符号见图8-11。F<sub>1a</sub>、F<sub>2a</sub>为上横梁和下横梁计算截面的立板部分的面积。

若受力情况按图8-12计算，则此时垂直方向的变形为：

$$f_L = \frac{PB^3}{48EJ_1} \left(1 - \frac{3}{2}\gamma + \frac{1}{2}\gamma^3\right) - \frac{M_A B^2}{8EJ_1} + \frac{PB^3}{48EJ_2} \left(1 - \frac{1}{2}\beta^2 + \frac{1}{8}\beta^3\right) - \frac{M_B B^2}{8EJ_2} + \frac{PL}{2EF_3} + 1.2 \frac{PB}{4GF_{1a}} (1 - \gamma) + 1.2 \frac{PB}{4GF_{2a}} \left(1 - \frac{1}{2}\beta\right) \leq [f_L] \quad (cm) \quad 8-41$$

式中符号的意义见图8-12，F<sub>1a</sub>、F<sub>2a</sub>为上横梁和下横梁计算截面的立板面积。

水平变形f<sub>h</sub>之计算公式与公式8-40相同。

目前对各种液压机垂直变形允许值没有统一的标准。我厂根据不同液压机工作条件，建议按下列范围考虑：

金属挤压液压机和精压机：

$$[f_{1v}] \leq 0.002 P \quad (mm)$$

通用液压机和粉末制品液压机：

$$[f_{1v}] \leq (0.003 \sim 0.005) P \quad (mm)$$

塑料制品液压机：

$$[f_{1v}] \leq (0.004 \sim 0.006) P \quad (mm)$$

式中：P为液压机公称压力（吨）。大吨位液压机取小值。

水平方向变形对导轨间隙，导轨的比压和模具寿命有重要的影响。在中心载荷下，

两支柱变形为对称形，故变形后将抵消导轨间隙Δ，而变形 $\frac{1}{2}(f_b - \sqrt{2}\Delta)$ 一般均大于零，因此在滑块导轨的约束下不能变形，故将产生正压力。设计时应计算出此正压力并根据正压力校核导轨比压值，并使导轨面的比压值不大于25公斤力/厘米<sup>2</sup>。

附加水平力P<sub>H</sub>可按下列方法近似计算：

$$f = \frac{1}{2} (f_b - \sqrt{2}\Delta) \quad (cm) \quad 8-42$$

$$f = \frac{1}{48EJ_3} P_H L^3 K \quad (cm) \quad 8-43$$

式中：P<sub>H</sub>——机身变形时对导轨的水平作用力 (kgf)

J<sub>3</sub>——支柱截面的惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

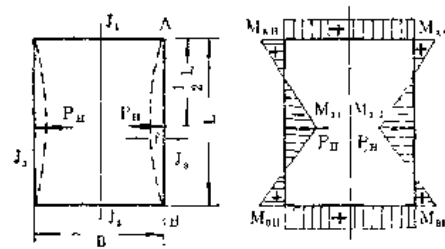
$$K = 1 - \frac{3}{8} \cdot \frac{2\alpha + 3(K_{31} + K_{32})}{\alpha + 2(K_{21} + K_{22}) + \frac{3}{\alpha} K_{31} K_{32}}$$

f<sub>b</sub>——机身水平变形 (cm)

Δ——导轨间隙，一般Δ = 0.01 (cm)

f——支柱受水平力P<sub>H</sub>作用下的变形 (cm)

计算时首先根据结构条件按公式8-42求出f<sub>1</sub>，然后代入公式8-43中求出P<sub>H</sub>值，设每



(a) 计算图形 (b) 附加弯矩图  
图8-14 水平力计算图形

一滑块导轨的导向面积在机身左右方向的投影为 $F_g$ ，近似的认为其应力为均布状态，则导轨的比压值 $p$ 为：

$$p = \frac{P_H}{2F_g} \leq [\rho] \quad \text{kgf/cm}^2 \quad 8-44$$

式中： $P_H$ ——机架变形时对导轨的水平作用力(kgf)

$F_g$ ——每一滑块导轨在左右方向的投影面积( $\text{cm}^2$ )

$[\rho]$ ——导轨的许用比压值一般取 $[\rho] \leq 25 \text{kgf/cm}^2$

从以上分析可知，水平力必然对机身产生附加弯矩，其弯矩图8-14(b)，使四角弯矩进一步增加，但对上横梁和下横梁则相应值总的弯矩减小。在水平力 $P_H$ 作用下，上、下横梁还要承受附加拉应力，使上、下横梁外侧拉应力增大，内侧压应力相应降低，四角和上下梁附加弯矩可用下式求出：

$$M_{AH} = \frac{1}{8} P_H L \frac{\alpha + 3K_{s2}}{\alpha + 2(K_{s1} + K_{s2}) + \frac{3}{\alpha} K_{s1} K_{s2}} \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-45$$

$$M_{BH} = \frac{1}{8} P_H \cdot L \frac{\alpha + 3K_{s1}}{\alpha + 2(K_{s1} + K_{s2}) + \frac{3}{\alpha} K_{s1} K_{s2}} \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-46$$

$$M_{BH} = \frac{1}{2} (M_{AH} + M_{BH}) - \frac{1}{4} P_H \cdot L \quad 8-47$$

在精确强度计算时，公式8-14和8-17应改变为：

上下横梁，内侧受压，外侧受拉，强度条件为：

$$\sigma_{拉} = \frac{(M + M_H)(H - H_1)}{J} \leq [\sigma]_{拉} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 8-48$$

$$\sigma_{压} = \frac{(M + M_H)H_1}{J} \leq [\sigma]_{压} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 8-49$$

$M_H$ ——上下横梁的附加弯矩，上横梁 $M_H = M_{AH}$  下横梁为 $M_H = M_{BH}$  (kgf-cm)

式中： $M$ ——上(或下)横梁中部的弯矩 (kgf-cm)

$J$ ——上(或下)横梁中部截面的惯性矩 ( $\text{cm}^4$ )

$H$ ——上(或下)横梁中部截面高度 (cm)

$H_1$ ——上(或下)横梁中部截面上内侧距形心的距离 (cm)

$[\sigma]_{拉}[\sigma]_{压}$ ——机身材料许用应力 ( $\text{kgf/cm}^2$ )

对A<sub>3</sub>钢板和ZG<sub>35II</sub>铸钢  $[\sigma]_{拉} = [\sigma]_{压} \leq 600 \sim 700 \text{kgf/cm}^2$

对HT20—40钢铁  $[\sigma]_{压} \leq 500 \text{kgf/cm}^2$

$[\sigma]_{拉} \leq 300 \text{kgf/cm}^2$

支柱转角处，内外侧均受拉应力最大点在内侧。强度条件为：

$$\sigma = \frac{P}{2F_3} + \frac{\sum M H_1}{J_3} \leq [\sigma]_{拉} \quad 8-50$$

式中： $P$ ——公称压力 (kgf)

$F_3$ ——每一支柱的截面面积 ( $\text{cm}^2$ )

$J_3$ ——每一支柱的惯性矩 ( $\text{cm}^4$ )

$\Sigma M$ ——四角合成弯矩, 取  $M_A + M_{A11}$  和  $M_B + M_{B11}$  的最大值计算 ( $\text{kgf}\cdot\text{cm}$ )

$[\sigma]_{拉}$ ——同公式8-48

#### 四、计算实例

现以我厂设计制造之 Y61-1000 冷挤压液压机机身为例, 说明设计计算程序如下。

##### (一) 已知条件

- (1) 机身结构图见图8-4。
  - (2) 公称压力  $P = 10^6 \text{kgf}$
  - (3) 工艺分析决定受力情况按计算方法三, 见图8-12。
  - (4) 从结构设计已决定  $\gamma B = 33.1 \text{cm}$ ,  $\beta B = 66 \text{cm}$ 。
- (二) 求上下横梁和立柱的截面特性、 $J_1$ 、 $J_2$ 、 $J_3$ 。

##### 1. 上横梁截面

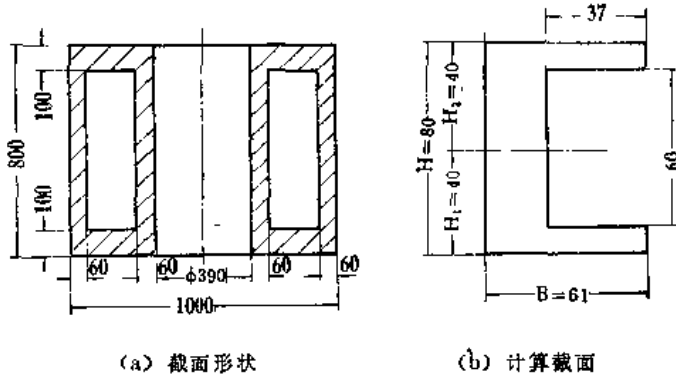


图8-15 上横梁截面

从计算截面可见形心线为对称形,  $\therefore H_1 = 40 \text{cm}$ 。

$$J_1 = \frac{1}{12} 61 \times 80^3 - \frac{1}{12} 37 \times 60^3 = 1.96 \times 10^6 \text{cm}^4$$

##### 2. 下横梁截面

上下横梁完全一致故  $J_2 = J_1$ 。

##### 3. 支柱截面

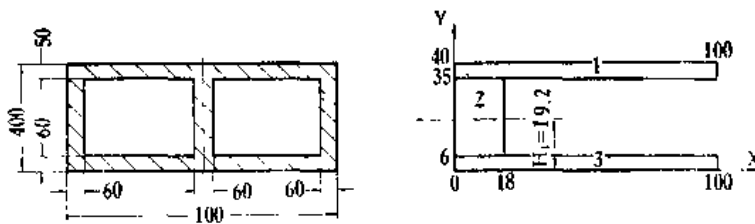


图8-16 支柱截面

$$F_3 = \Sigma F_i = 1.62 \times 10^3 \text{cm}^2$$

根据公式8-1得

$$H_1 = \frac{\Sigma S_i}{\Sigma F_i} = \frac{3.13 \times 10^4}{1.62 \times 10^3} = 19.2 \text{cm}$$

按表8-1列支柱截面计算表计算如下:

表8-1

序号	$b_i$ cm	$h_i$ cm	$F_i = b_i \cdot h_i$ cm <sup>2</sup>	$y_i$ cm	$S_i = F_i \cdot y_i$ cm <sup>3</sup>	$J_{xi} = S_i \cdot y_i$ cm <sup>4</sup>	$J_{oi} = \frac{1}{12} b_i \cdot h_i^3$ cm <sup>4</sup>
1	100	5	500	37.5	$1.88 \times 10^4$	$7.02 \times 10^5$	$1.04 \times 10^3$
2	18	29	522	20.5	$1.07 \times 10^4$	$2.2 \times 10^5$	$3.68 \times 10^4$
3	100	6	600	3	$1.8 \times 10^3$	$5.4 \times 10^3$	$1.8 \times 10^3$
合 计		40	$1.62 \times 10^3$		$3.13 \times 10^4$	$9.27 \times 10^5$	$3.96 \times 10^4$

根据公式8-2得

$$J_x = \sum J_{xi} + \sum J_{oi}$$

$$= 9.27 \times 10^5 + 3.96 \times 10^4 = 9.66 \times 10^5 \text{ cm}^4$$

根据公式8-4得

$$J_3 = J_x - H_1^2 \sum F_i$$

$$= 9.66 \times 10^5 - 19.2^2 \times 1.62 \times 10^3$$

$$= 3.66 \times 10^6 \text{ cm}^4$$

### (三)求机身各部弯矩

按图8-12(a)计算, 则有

$$B = B_1 + 2H_{T1} = 132 + 2 \times 19.2 = 170.4 \text{ cm}$$

$$L = L_1 + H_{T1} + H_{T2} = 361 + 40 + 40 = 441 \text{ cm}$$

$$P = 10^8 \text{ kgf}$$

$$\alpha = \frac{L}{B} = \frac{441}{170.4} = 2.59$$

$$\gamma = \frac{33.1}{B} = \frac{33.1}{170.4} = 0.194$$

$$\beta = \frac{66}{B} = \frac{66}{170.4} = 0.388$$

$$K_{31} = \frac{J_3}{J_1} = \frac{3.66 \times 10^6}{1.96 \times 10^6} = 0.187$$

$$K_{32} = \frac{J_3}{J_2} = \frac{3.66 \times 10^6}{1.96 \times 10^6} = 0.187$$

$$K_1 = 1 - \frac{1}{3} \beta^2 = 1 - \frac{1}{3} \times 0.388^2 = 0.95$$

$$K_2 = 1 - \gamma^2 = 1 - 0.194^2 = 0.966$$

根据公式8-30至8-33得

$$M_A = \frac{1}{8} PB \frac{2\alpha K_2 K_{31} - \alpha K_1 K_{32} + 3K_2 K_{31} K_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K_{31} + K_{32}) + 3K_{31} K_{32}} = \frac{1}{8} \times 10^8 \times 170.4 \times$$

$$\times \frac{2 \times 2.59 \times 0.966 \times 0.187 - 2.59 \times 0.95 \times 0.187 + 3 \times 0.966 \times 0.187 \times 0.187}{2.59^2 + 2 \times 2.59(0.187 + 0.187) + 3 \times 0.187 \times 0.187}$$

$$= 2.13 \times 10^7 \times 0.056 = 1.18 \times 10^6 \quad \text{kgf-cm}$$

$$M_B = \frac{1}{8} PB \times \frac{-2K_2 \cdot K_{s1} + 2\alpha K_1 \cdot K_{s2} + 3K_1 \cdot K_{s1} \cdot K_{s2}}{\alpha^2 + 2\alpha(K_{s1} + K_{s2}) + 3K_{s1} \cdot K_{s2}} = \frac{1}{8} \times 10^6 \times 170.4 \times$$

$$\times \frac{-2.59 \times 0.966 \times 0.187 + 2 \times 2.59 \times 0.95 \times 0.187 + 3 \times 0.95 \times 0.187 \times 0.187}{2.59^2 + 2.59(0.187 + 0.187) + 3 \times 0.187 \times 0.187}$$

$$= 2.13 \times 10^7 \times 0.063 = 1.34 \times 10^6 \quad \text{kgf-cm}$$

$$M_1 = M_A - \frac{1}{4} PB(1 - \gamma)$$

$$= 1.18 \times 10^6 - \frac{1}{4} \times 10^6 \times 170.4(1 - 0.194)$$

$$= -3.3 \times 10^7 \quad \text{kgf-cm}$$

$$M_2 = M_B - \frac{1}{8} PB(2 - \beta)$$

$$= 1.34 \times 10^6 - \frac{1}{8} \times 10^6 \times 170.4 \times (2 - 0.388)$$

$$= -3.32 \times 10^7 \quad \text{kgf-cm}$$

#### (四) 上横梁和下横梁强度计算

应用公式8-14, 上横梁的弯曲应力为:

$$\sigma = \frac{M_1 \cdot H_1}{J_1} \leq [\sigma] \leq 600 \sim 700 \text{kgf/cm}^2$$

$$= \frac{-3.3 \times 10^7 \times 40}{1.96 \times 10^8} = -672 \text{kgf/cm}^2$$

应用公式8-15, 最大剪切应力为

$$\tau = \frac{3}{2} \frac{Q}{b \cdot h} \leq [\tau] = 500 \text{kgf/cm}^2$$

$$= \frac{3}{2} \cdot \frac{\frac{1}{2} \times 10^6}{(61 - 37) \times 80} = 391 \quad \text{kgf/cm}^2$$

#### (五) 支柱强度计算

应用公式8-17, 立柱最大拉应力为:

$$\sigma = \frac{P}{2F_s} + \frac{M_A H_1}{J_s} \leq [\sigma] \leq 600 \sim 700 \text{kgf/cm}^2$$

$$= \frac{10^6}{2 \times 1.62 \times 10^5} + \frac{1.18 \times 10^6 \times 19.2}{3.66 \times 10^6}$$

$$= 309 + 63 = 371 \text{kgf/cm}^2$$

#### (六) 机身水平方向变形 $f_B$

利用公式8-40  $f_B$  为

$$f_B = \frac{1}{8FJ_s} (M_A + M_B) \cdot L^3 \text{cm}$$

式中:  $J_s = 3.66 \times 10^8 \text{cm}^4$ ,  $L = 441 \text{cm}$

$$M_A = 1.18 \times 10^6 \text{ kgf-cm}$$

$$M_B = 1.34 \times 10^6 \text{ kgf-cm}$$

$$E = 2 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\therefore f_B = \frac{(1.18 \times 10^6 + 1.34 \times 10^6) \times 441^2}{8 \times 2 \times 10^6 \times 3.66 \times 10^6} = 0.084 \text{ cm}$$

(七) 机架横向变形受阻后水平力  $P_H$  计算

由公式8-42得:

$$f = \frac{1}{2} (f_B - \sqrt{2} \Delta) \text{ cm}$$

式中:  $f_B = 0.084 \text{ cm}$

$\Delta$ ——导轨间隙 (定义为对角导轨间隙之和) 设计上取  $\Delta = 0.01 \text{ cm}$

$$\begin{aligned} \therefore f &= \frac{1}{2} (0.084 - \sqrt{2} \times 0.01) \\ &= 0.035 \text{ cm} \end{aligned}$$

由公式8-43得

$$P_H = f \cdot \frac{48EJ_s}{L^2 \cdot K}$$

式中:  $f = 0.035 \text{ cm}$        $L = 441 \text{ cm}$        $J_s = 3.66 \times 10^6 \text{ cm}^4$

$$E = 2 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\begin{aligned} K &= 1 - \frac{3}{8} \frac{2\alpha + 3(K_{s1} + K_{s2})}{\alpha + 2(K_{s1} + K_{s2}) + \frac{3}{\alpha} K_{s1} \cdot K_{s2}} \\ &= 1 - \frac{3}{8} \frac{2 \times 2.59 + 3(0.187 + 0.187)}{2.59 + 2(0.187 + 0.187) + \frac{3}{2.59} \times 0.187 \times 0.187} \\ &= 0.29 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \therefore P_H &= 0.035 \times \frac{48 \times 2 \times 10^6 \times 3.66 \times 10^6}{441^2 \times 0.29} \\ &= 4.95 \times 10^4 \text{ kgf} \end{aligned}$$

(八) 导轨比压计算

导轨面上的比压可利用公式8-44求出:

$$p = \frac{P_H}{2F_g} \leq [p] = 25 \text{ kgf/cm}^2$$

式中:  $P_H = 4.95 \times 10^4 \text{ kgf}$

$$F_g = 7.5 \times 127 = 950 \text{ cm}^2$$

$$\therefore p = \frac{4.95 \times 10^4}{2 \times 950} = 26 \text{ kgf/cm}^2$$

(九) 由水平分力产生的附加弯矩  $M_{AH}$  和  $M_{BH}$  的计算:

应用公式8-45和8-46得:



$$M_{AH} = \frac{1}{8} P_H \cdot L \frac{\alpha + 3K_{s2}}{\alpha + 2(K_{s1} + K_{s2}) + \frac{3}{2} K_{s1}K_{s2}} \text{kgf-cm}$$

$$= \frac{1}{8} 4.95 \times 10^4 \times 441 \frac{2.59 + 3 \times 0.187}{2.59 + 2(0.187 + 0.187) + \frac{3}{2.59} \times 0.187 \times 0.187}$$

$$= 2.52 \times 10^6 \text{kgf-cm}$$

$$M_{BH} = \frac{1}{8} P_H \cdot L \frac{\alpha + 3K_{s1}}{\alpha + 2(K_{s1} + K_{s2}) + \frac{3}{2} K_{s1}K_{s2}}$$

$$= \frac{1}{8} \times 4.95 \times 10^4 \times 441 \frac{2.59 + 3 \times 0.187}{2.59 + 2(0.187 + 0.187) + \frac{3}{2.59} \times 0.187 \times 0.187}$$

$$= 2.52 \times 10^6 \text{kgf-cm}$$

#### (十) 机身垂直方向变形 $f_L$ 的计算

本例受力分析是按图8-12进行的, 故应用公式8-41计算 $f_L$

$$f_L = \frac{PB^2}{48EJ_1} \left( 1 - \frac{3}{2} \gamma + \frac{1}{2} \gamma^3 \right) - \frac{M'_A B^2}{8EJ_1} + \frac{PB^3}{48EJ_2} \left( 1 - \frac{1}{2} \beta^2 + \frac{1}{8} \beta^4 \right)$$

$$- \frac{M'_B B^2}{8EJ_2} + \frac{PL}{2EJ_3} + 1.2 \frac{PB}{4GF_{1a}} (1 - \gamma)$$

$$+ 1.2 \frac{PB}{4GF_{2a}} \left( 1 - \frac{1}{2} \beta \right) \leq [f_L]$$

已知:  $P = 10^6 \text{ kgf}$      $J_1 = 1.96 \times 10^6 \text{ cm}^4$      $J_2 = 1.96 \times 10^6 \text{ cm}^4$   
 $J_3 = 3.66 \times 10^6 \text{ cm}^4$      $\gamma = 0.194$      $\beta = 0.388$      $B = 170.4 \text{ cm}$   
 $L = 441 \text{ cm}$      $E = 2 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$      $G = 8.1 \times 10^5 \text{ kgf/cm}^2$   
 $F_{1a} = b \cdot h = (61 - 37) \times 80 = 391 \text{ cm}^2$  (只计立板)     $F_2 = F_1 = 1920 \text{ cm}^2$   
 $F_3 = 1.62 \times 10^3 \text{ cm}^2$      $M'_A = M_A + M_{AH} = 1.18 \times 10^6 + 2.52 \times 10^6 = 3.7 \times 10^6$   
 $\text{kgf-cm}$      $M'_B = M_B + M_{BH} = 1.34 \times 10^6 + 2.52 \times 10^6 = 3.86 \times 10^6 \text{ kgf-cm}$   
 $[f_L] \leq 0.002 P = 2 \text{ mm}$     代入上式得

$$f_L = 0.187 - 0.00345 + 0.0245 - 0.0036 + 0.068 + 0.0262 + 0.0262 = 0.157 \text{ cm}$$

由于上下横梁截面特性一致并为对称形, 故精确计算时, 其应力按8-49计算:

$$\sigma = \pm \frac{(M + M_{AH}) \times H_1}{J_1} \leq 600 \sim 700 \text{ kgf/cm}^2$$

$$= \pm \frac{(3.32 \times 10^7 + 2.52 \times 10^6) \times 40}{1.96 \times 10^6} = \pm 610.5 \text{ kgf/cm}^2$$

支柱转角处应由公式8-50计算:  $\because M_B > M_A$ ,  $M_{AH} = M_{BH}$ , 故支柱最大弯矩在下部转角处, 其内侧拉应力为:

$$\sigma = \frac{P}{2F_3} + \frac{(M_B + M_{BH}) H_1}{J_3} \leq 600 \sim 700 \text{ kgf/cm}^2$$

$$= \frac{10^6}{2 \times 1.62 \times 10^3} + \frac{1.34 \times 10^6 + 2.52 \times 10^6 \times 19.2}{3.66 \times 10^6}$$

$$= 309 + 202 = 511 \text{kgf/cm}^2$$

## 第二节 框架拉杆式机身设计

### 一、框架拉杆式机身结构

框架拉杆式结构通常有整体框架拉杆式、双柱拉杆式和四柱拉杆式。前者主要通过拉杆对整体框架预加载荷，使工作状态下，机身支柱部分所受的拉应力相应降低或者令其只承受压应力，这一结构可以使机身采用铸铁铸成，但由于加工工艺仍属于整体式范围，大吨位液压机也很少采用，故不做详细介绍。本节将重点介绍双柱拉杆式和四柱拉杆式这类组合式结构和其设计计算方法。

框架拉杆式结构的机身通常由上横梁、下横梁（即工作台）、左右支柱和四根拉杆经预紧后所组成，其结构型式见图8-17。

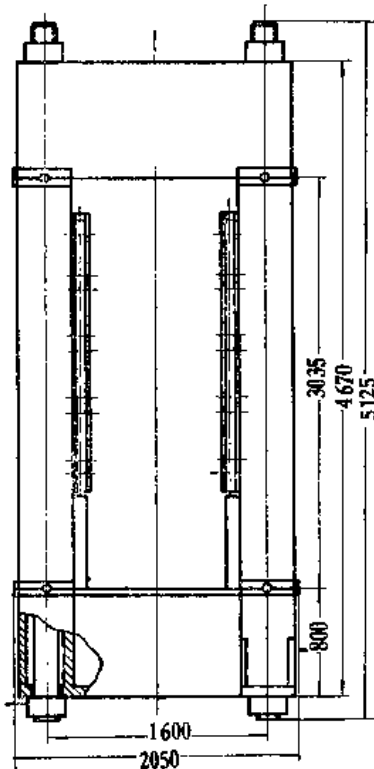


图8-17 Y61-630金属挤压液压机机身结构图

组合式结构最大的优点是零件结构简单，单件重量较小，加工工艺性较好，因此容易保证加工的技术要求和结构刚度较大，但需要增加对各联接平面的加工工作量，结构总重量较大和需要相应的预紧措施。

组合式结构机身的上横梁和下横梁，在工作中主要承受弯曲和剪切。在非工作时，则两端受预紧载荷，呈受压状态。因此，在大多数设计中，均采用箱形截面，在拉杆孔和油缸凸缘定位面等受集中载荷的部位，应可靠加强，并用筋板使应力尽量均匀的传递至整个截面，避免上下板局部应力过大。各梁的主要结构设计与四柱液压机相同。

左右支柱在非工作状态承受预紧载荷，即呈受压状态。在工作状态下，则承受残余预紧力和上下横梁变形后产生的角弯矩。因此，支柱外侧受压应力较内侧为大，在结构设计中通常均设计成箱形截面。此外，支柱设计时应考虑到安装限位装置、拉杆加热线卷或火焰加热的窗口，横向装卸料的窗口和安装局部照明装置的要求。支柱内侧通常均加工出导轨的定位基准面，基准面的不平直度允差为0.06/1000毫米。上下定位平面与基准面的不垂直度允差0.05/1000毫米；上下两定位面的不平行度允差0.08/1000毫米。

由于支柱主要承受压应力，故可以采用铸铁制造，这样可以减少加工量和降低成本，但铸铁弹性模数比钢的小一倍，故变形较大。在较大型的液压机和单件小批生产中，仍以采用钢板焊接的箱形结构为宜。

## 二、强度和刚度计算

框架拉杆式的机身设计中，通常做了如下假说：第一，可将空间结构简化为平面力系进行计算；第二，上下横梁和支柱的连接平面受力变形后仍为平面并保持紧密接触；第三，各梁在其全长上的刚度是均匀的，支柱全长上则用平均面积和最小断面的惯性矩代替，并认为是相对均匀的；第四，拉杆中心与支柱形心线相重合。以上假设是一般性的与实际结构也基本一致。

设计过程通常按下列步骤进行：第一，根据初步设计和各零部件联接定位要求，确定机身结构简图；第二，根据不同工艺用途液压机和已选定各种梁和支柱的材料以及预紧系数，计算出支柱和拉杆的最小截面，作为初步设计的依据，第三，设计出上下横梁和支柱的形心位置和截面特性数据；第四，根据工艺分析和梁的受力情况确定计算图形；第五，按整体框架计算方法，求出四角弯矩；第六，计算各零件最大应力，并满足规定的强度条件。

### (一) 结构简图

与整体框架式机身结构简图确定方法一样，各梁和支柱的截面也应合理简化，其结构简图见图8-18。

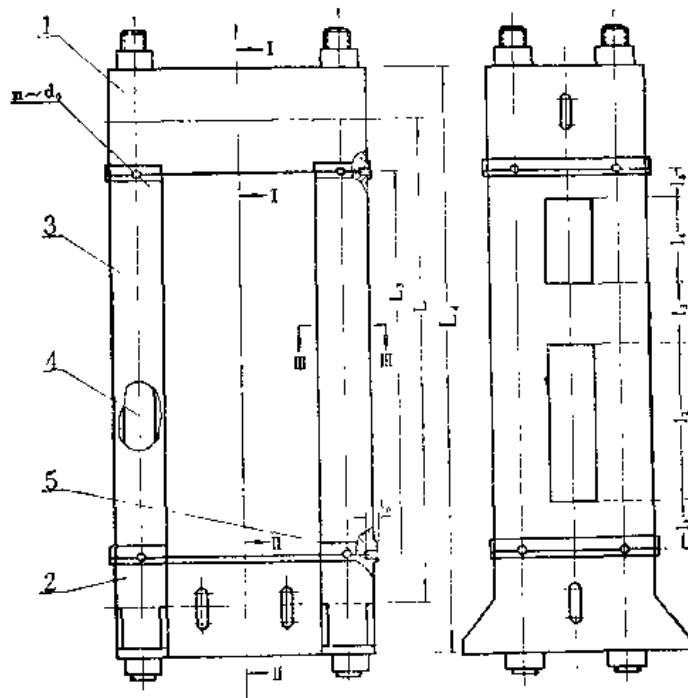


图8-18 结构简图

由于框架拉杆式结构大多用于大型设备中，支柱上窗口若较大，计算变形时截面不均匀度不能忽略。设 $l_1$ 至 $l_s$ 段中最小截面为 $F_s$ ，平均截面为 $F_{scp}$ 则有：

$$F_{scp} = \frac{\sum F_i \cdot l_i}{\sum l_i} \quad (\text{cm}^2) \quad 8-51$$

$$F_{scp} = \phi \cdot F_s \quad (\text{cm}^2) \quad 8-52$$

式中:  $F_i$ ——在 $l_i$ 段内的截面面积 (cm<sup>2</sup>)

$l_i$ ——支柱分段长度 (cm)

$\Sigma l_i$ ——支柱总长,  $\Sigma l_i = L_s$  (cm)

$F_{3cp}$ ——支柱平均截面面积 (cm<sup>2</sup>)

$F_s$ ——支柱最小截面面积 (cm<sup>2</sup>)

$\phi$ ——支柱平均截面和最小截面面积的比值。

此外: 按照整体式机身或四柱液压机各梁的截面特性计算方法, 即可计算出支柱, 上下横梁的截面面积和惯性矩。

## (二) 支柱的预紧

在框架式结构中, 为了保证机构的正常工作, 必须使机器在工作状态下, 支柱和上下梁结合平面不产生间隙, 因此, 应将机身预紧。在预紧状态下, 预紧力为 $P_1$ , 拉杆伸长量为 $\lambda_4$ , 立柱压缩变形量为 $\lambda_3$ , 在工作状态下, 即机身承受工作载荷 $P$ 时, 拉杆受力为 $P_2$ , 变形量为 $\lambda'_4$ ; 支柱受力为 $P_0$ , 变形量为 $\lambda'_3$ , 假设上横梁和下横梁预紧部分由于结构可靠加强, 加上其尺寸较支柱长度来说又比较小, 故其受压变形可忽略不计, 则拉杆和支柱这一预紧系统必然满足图8-19的关系。

由几何关系可得,

$$P_1 = \frac{\lambda_4}{\lambda_4 + \lambda_3} P_3$$

$$\frac{P_1 - P_0}{P} = \frac{\lambda_4}{\lambda_4 + \lambda_3}$$

$$P_2 = P_0 + P$$

令  $P_3 = Z_3 \cdot P$  代入上列公式得:

$$P_0 = \frac{(Z_3 - 1)\lambda_4}{\lambda_4 + \lambda_3} P \quad (\text{kgf})$$

$$P_1 = \frac{Z_3 \cdot \lambda_4}{\lambda_4 + \lambda_3} P \quad (\text{kgf})$$

$$P_2 = \frac{Z_3 \cdot \lambda_4 + \lambda_3}{\lambda_4 + \lambda_3} P \quad (\text{kgf})$$

$$P_3 = Z_3 \cdot P \quad (\text{kgf})$$

式中:  $P$ ——工作压力 (kgf)

$P_0$ ——残余预紧力 (kgf)

$P_1$ ——预紧力 ( $P = 0$  时) (kgf)

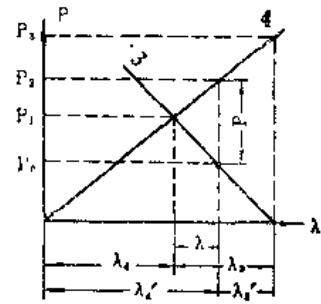
$P_2$ ——工作状态下拉杆所承受的最大拉力 (kgf)

$P_3$ ——极限载荷, (此时支柱变形为 0) (kgf)

$Z_3$ ——预紧系数 (一般取 1.5~2)

$\lambda_4$ 和 $\lambda_3$ 可由下式定:

$$\lambda_4 = \frac{P_1 L_4}{E_4 F_4 n} \quad (\text{cm})$$



8-53 图8-19 受力和变形关系

8-54

8-55

8-56

8-57

$$\lambda_3 = \frac{P_1 L_3}{E_3 \Gamma_3 \phi m} \quad (\text{cm}) \quad 8-58$$

式中:  $\lambda_1$ ——预紧时拉杆的伸长量 (cm)  
 $\lambda_3$ ——预紧时支柱的压缩量 (cm)  
 $L_3$ ——支柱总长 (cm)  
 $L_4$ ——拉杆工作部分长度 (cm)  
 $E_4$ ——拉杆材料弹性模量 (kgf/cm<sup>2</sup>)  
 $E_3$ ——支柱材料弹性模量 (kgf/cm<sup>2</sup>)  
 $F_4$ ——一根拉杆截面积 (cm<sup>2</sup>)  
 $n$ ——拉杆数量 (一般  $n = 4$ )  
 $F_3$ ——支柱最小面积, 按式8-51计算 (cm<sup>2</sup>)  
 $m$ ——支柱数量 (一般  $m = 2$  或  $4$ )  
 $\phi$ ——支柱截面不均匀系数, 见式8-52

将  $\lambda_1$  和  $\lambda_3$  代入式8-53, 至8-55, 并令  $K_c = \frac{E_3}{E_4}$ ,  $K_L = \frac{L_3}{L_4}$  得,

$$P_0 = \frac{(Z_3 - 1) K_c \phi m F_3}{K_c \phi m F_3 + K_L n F_4} P \quad 8-59$$

$$P_1 = \frac{Z_3 K_c \phi m F_3}{K_c \phi m F_3 + K_L n F_4} P \quad (\text{kgf}) \quad 8-60$$

$$P_2 = \frac{Z_3 K_c \phi m F_3 + K_L n F_4}{K_c \phi m F_3 + K_L n F_4} P \quad (\text{kgf}) \quad 8-61$$

从图8-19可见, 拉杆受力在  $P_1$  和  $P_2$  之间, 最大拉力为  $P_2$ 。支柱所受的最大压力在  $P_0$  和  $P_1$  之间, 最大压力为  $P_1$ , 设拉杆和支柱应力分别为  $\sigma_4$  和  $\sigma_3$ , 许用应力分别为  $[\sigma]_{\text{拉}}$  和  $[\sigma]_{\text{压}}$ , 故可建立相应的强度条件为:

$$\sigma_4 = \frac{P_2}{n F_4} \leq [\sigma]_{\text{拉}} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 8-62$$

$$\sigma_3 = \frac{P_1}{m F_3} \leq [\sigma]_{\text{压}} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 8-63$$

式中:  $[\sigma]_{\text{拉}}$ ——拉杆的许用应力, 对45号钢, 取

$$[\sigma]_{\text{拉}} = 1200 \sim 1500 \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

$[\sigma]_{\text{压}}$ ——支柱许用应力, 用  $A_3$  和  $ZG35_{\text{II}}$  时取

$$[\sigma]_{\text{压}} = 600 \sim 700, \text{ kgf/cm}^2, \text{ 用 HT21-40 时 } [\sigma]_{\text{压}} \leq 500 \text{ kgf/cm}^2$$

公式: 8-59至8-63, 可用来做初步设计后的强度验算。但是设计过程中我们最感兴趣的是根据初步设计的要求, 在确定了  $L_1$ 、 $L_2$ 、 $E_4$ 、 $E_3$ 、 $m$ 、 $n$  等数据和根据工艺情况确定  $Z_3$  和估计出一个必要的  $\phi$  值之后, 能直接计算出支柱和拉杆的最小面积, 这时, 可利用下列公式:

$$F_4 \geq \frac{Z_3^2 K_c \phi}{n [\sigma]_{\text{拉}} (Z_3 K_c \phi + K_L K_c (Z_3 - 1))} P \quad (\text{cm}^2) \quad 8-64$$

$$F_3 \geq \frac{Z_3}{m [\sigma]_{\text{压}}} \left[ 1 - \frac{Z_3 K_L K_c}{Z_3 K_c \phi + K_L K_c (Z_3 - 1)} \right] P \quad (\text{cm}^2) \quad 8-65$$

式中:  $K_s = \frac{[\sigma]_3}{[\sigma]_4}$  即支柱和拉杆许用应力的比值其余符号意义同前。

### (三) 预紧系数的合理决定

由图8-19和公式8-53至8-56可以看出, 各件受力有一确定的比例关系, 因此, 工作压力  $P$  一经确定, 我们可以任意首先选定  $P_0$ 、 $P_1$ 、 $P_2$  或  $P_3$  中任一个, 各力也就相应决定了。设  $P = ZP_H$ ,  $P_H$  为额定公称压力,  $P_0 = Z_0P$ ,  $P_1 = Z_1P$ ,  $P_2 = Z_2P$ ,  $P_3 = Z_3P$ 。由几何关系得:

$$Z_1 = Z_3 \frac{Z_0}{Z_3 - Z} \quad 8-66$$

$$Z_2 = Z_0 + Z \quad 8-67$$

由公式8-54, 至8-56得:

$$Z_0 = (Z_3 - 1) \frac{\lambda_4}{\lambda_4 + \lambda_3} \quad 8-68$$

$$Z_1 = Z_3 \frac{\lambda_4}{\lambda_4 + \lambda_3} \quad 8-69$$

$$Z_2 = Z_3 - \frac{Z_3 \lambda_4}{\lambda_4 + \lambda_3} \quad 8-70$$

此外, 由图8-19的几何关系也可得:

$$\frac{P_3}{P} = \frac{\lambda_3}{\lambda}$$

将式8-56, 8-58, 和8-63, 代入上式整理后得:

$$\lambda = \frac{1}{Z_3} \cdot \frac{\sigma_3 L_3}{E_3 \phi} \quad (\text{cm}) \quad 8-71$$

在工作载荷作用下, 机身每单位长度上的变形  $\varepsilon$  为:

$$\varepsilon = \frac{\lambda}{L_3} = \frac{1}{Z_3} \cdot \frac{\sigma}{E_3 \phi} \quad 8-72$$

设计中, 若取  $\sigma_3 = 350 \text{ kgf/cm}^2$ ,  $E_3 = 10^6 \text{ kgf/cm}^2$ ,  $\phi = 1$ , 则  $\varepsilon = 3.5 \times 10^{-4} \times \frac{1}{Z_3}$

表8-2 系数  $Z$ 、 $Z_0$ 、 $Z_1$ 、 $Z_3$  的推荐值

压力机类型	$Z$	$Z_0$	$Z_1$	$Z_3$
各种液压机和单曲轴压力机	1	0.65	1.3	2
双曲轴压力机	1.1	0.65	1.36	2.1
双动单曲轴压力机	$\frac{P_{内} + P_{外}}{P_{内}}$	0.7	$Z_3 \frac{Z_0}{Z_3 - Z}$	$1.3 \frac{1.7 P_{内} + P_{外}}{P_{内}}$
多工位板料冲压压力机	1.34	0.79	1.44	3.2
曲轴肘杆式精压机	1	0.4	1.07	1.6
注: $P_{内}$ -内滑块公称压力 $P_{外}$ -外滑块公称压力				

即  $\epsilon$  和  $Z_3$  为双曲线函数利用这一关系可作曲线图如图8-20, 从图中可以看出, 预紧系数愈小在工作时机身垂直方向变形愈大, 而  $Z_3$  大于 2 时, 变形减小并不显著, 反使机身各部受力大大增加, 至使结构笨重。所以从减小工作时的变形和结构合理性的观点来看, 系数  $Z_3$  的合理数值应在 1.5~2 的范围内。但对不同结构和工艺用途的液压机和机械压力机, 由于受力复杂, 从设计实践来看, 有时取得更大些。

综上所述, 各种压力机系数  $Z$ 、 $Z_0$ 、 $Z_1$ 、 $Z_3$  的推荐值见表8-2。

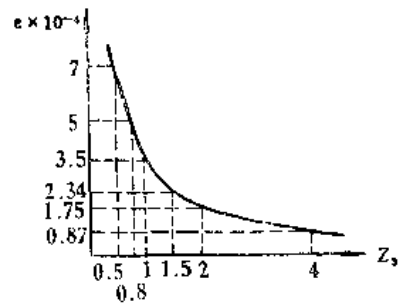


图8-20  $\epsilon$ - $Z_3$  曲线图

#### (四) 各零件的强度和刚度计算

以上我们根据初步设计的要求, 从预紧系统受力和变形的观点, 设计出了支柱和拉杆的截面的最小面积, 但支柱的面积如何分布, 上、下横梁受力变形与支柱的相互影响如何, 还有待分析决定。

与整体框架式机身一样, 在不同受力情况下, 上横梁、下横梁必然产生弯曲变形和剪切变形, 并在其支座处产生角位移, 根据假设和设计的要求, 变形后其联接平面仍为平面并紧密接触, 因此支柱也必然承受弯矩。故上下梁和支柱的弯矩也完全可以应用整体框架式机身的设计计算方法解出, 但目前一些单位为了简化计算和使计算偏于安全, 上下横梁均按简支梁进行, 计算参考四柱液压机一章梁的计算方法。支柱则不考虑弯矩的影响, 相应将许用应力取得更低一些。实际应力测试表明, 支柱在中心载荷作用下, 有明显的承受弯矩的现象, 而且, 在弯矩作用下, 还承受由滑块导轨作用的水平力。故我们认为, 按整体框架计算原理分析并解出角弯矩和附加弯矩是必要的, 也更近于实际情况。

在组合式结构设计中, 梁和支柱的材料就可能不一样。因此, 在计算时, 各惯性矩的比值按  $EJ$  的比值代替即可。为了便于计算, 现将常用各种受力情况 (见图8-10至8-12) 下的强度和刚度计算公式综合如下。

按受力情况之一 (即按图8-10) 计算时,

$$M_A = \frac{1}{2 + a'} \cdot \frac{1}{4} PB \quad (\text{kgf-cm})$$

$$M_B = -\frac{1}{2(2 + a')} \cdot \frac{1}{4} PB \quad (\text{kgf-cm})$$

$$M_1 = -\frac{1 + a'}{2 + a'} \cdot \frac{1}{4} PB \quad (\text{kgf-cm})$$

$$a' = \frac{L}{B} \cdot \frac{E_1 J_1}{E_3 J_3}$$

$$f_1 = \frac{PB^3}{48E_1 J_1} - \frac{M_A B^2}{8E_1 J_1} + 1.2 \frac{PB}{4GF_1 a} + \lambda \ll [f_1] \quad (\text{cm})$$

$$M_A' = M_A + M_{AH}$$

$$f_B = \frac{1}{16} \frac{1}{E_3 J_3} M_A L^2 \quad (\text{cm})$$

$$\lambda = \frac{P_1 L_3}{Z_3 E_3 F_3 m \phi} \quad (\text{cm})$$

$$f = \frac{1}{2} (f_B - \sqrt{2} \Delta) \quad (\text{cm})$$

$$P_H = \frac{48 E_3 J_3 f}{K L^2} \quad (\text{kgf})$$

$$K = 1 - \frac{3}{8} \times \frac{2\alpha + 3(K'_{31} + K'_{32})}{\alpha + 2(K'_{31} + K'_{32}) + \frac{3}{\alpha} K'_{31} K'_{32}}$$

$$p = \frac{P_H}{2 F_5} \leq [\rho] = 25 \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

$$M_{AH} = -\frac{1}{8} P_H L \frac{\alpha + 3K'_{32}}{\alpha + 2(K'_{31} + K'_{32}) + \frac{3}{\alpha} K'_{31} K'_{32}} \quad (\text{kgf-cm})$$

$$M_{BH} = -\frac{1}{8} P_H L \frac{\alpha + 3K'_{31}}{\alpha + 2(K'_{31} + K'_{32}) + \frac{3}{\alpha} K'_{31} K'_{32}} \quad (\text{kgf-cm})$$

$$P_0 = \frac{(Z_3 - 1) K_c m \phi F_3}{K_c m \phi F_3 + K_L n F_4} \cdot P \quad (\text{kgf})$$

$$P_1 = \frac{Z_3 K_c m \phi F_3}{K_c m \phi F_3 + K_L n F_4} P \quad (\text{kgf})$$

$$P_2 = \frac{Z_3 K_c m \phi F_3 + K_L n F_4}{K_c m \phi F_3 + K_L n F_4} \cdot P \quad (\text{kgf})$$

上横梁的强度条件为:

$$\sigma_1 = \frac{(M_1 + M_{AH})(H - H_1)}{J_1} \leq [\sigma]_{\text{拉}} \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

$$\sigma_1 = \frac{(M_1 + M_{AH})H_1}{J_1} \leq [\sigma]_{\text{压}} \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

$$\tau = 1.5 \frac{Q}{F_{12}} \leq [\tau] \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

支柱强度条件包括预紧状态时的最大压应力; 工作状态时, 在残余预紧力和角弯矩作用下, 连接平面外侧的最大压应力; 工作状态时, 在残余预紧力和角弯矩作用下, 联接平面内侧的最小压应力不小于零, 即:

$$\sigma_3 = \frac{P_0}{m F_3} + \frac{\sum M(H - H_1)}{J_3} \leq [\sigma]_{\text{压}} \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

$$\sigma_3 = \frac{P_1}{m F_3} \leq [\sigma]_{\text{压}} \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

$$\sigma_3 = -\frac{P_0}{m F_3} + \frac{\sum M H_1}{J_3} \leq 0 \quad (\text{kgf/cm}^2)$$



拉杆所承受的拉力在 $P_1$ 和 $P_2$ 之间，其最大拉应力为 $P_2$ ，因此，其强度条件为：

$$\sigma_4 = \frac{P_2}{nF_4} \leq [\sigma]_{拉} \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

以上各公式中各符号的意义综合叙述如下：

- $M_A$ ——机身上部角弯矩 (kgf-cm)
- $M_B$ ——机身下部角弯矩 (kgf-cm)
- $\Sigma M$ ——取 $M_A + M_{AH}$ 或 $M_B + M_{BH}$ 中之最大值 (kgf-cm)
- $M_1$ ——上横梁中部弯矩 (kgf-cm)
- $P$ ——工作压力 (kgf)
- $P_H$ ——机身变形后由滑块导轨对支柱的水平力 (kgf)
- $P_0$ ——残余预紧力 (kgf)
- $P_1$ ——预紧力 (kgf)
- $P_2$ ——工作时拉杆所受的最大拉力 (kgf)
- $p$ ——导轨面上的比压 (kgf/cm<sup>2</sup>)
- $M_{AH}$ ——水平力 $P_H$ 作用下，上部转角处的附加弯矩 (kgf-cm)
- $M_{BH}$ ——水平力 $P_H$ 作用下，下部转角处的附加弯矩 (kgf-cm)
- $L$ ——计算框架高度 (cm)
- $B$ ——计算框架宽度 (cm)
- $F_1F_2$ ——分别为上横梁，下横梁截面积 (cm<sup>2</sup>)
- $F_3F_{3CP}$ ——支柱最小截面积和平均截面积参见公式8-51、8-52 (cm<sup>2</sup>)
- $F_4$ ——拉杆截面积 (cm<sup>2</sup>)
- $F_5$ ——每一导轨在 $P_H$ 受力方向上的投影面积 (cm<sup>2</sup>)
- $F_{1a}$ ——上横梁立板面积 (cm<sup>2</sup>)
- $F_{2a}$ ——下横梁立板面积 (cm<sup>2</sup>)
- $E_1, E_2, E_3, E_4$ ——分别为上横梁、下横梁、支柱和拉杆材料弹性模量 kgf/cm<sup>2</sup>。
- $G_1, G_2$ ——上横梁和下横梁材料的剪切弹性模量 (kgf/cm<sup>2</sup>)
- $J_1, J_2, J_3$ ——分别为上横梁，下横梁和支柱的惯性矩 (cm<sup>4</sup>)
- $f_t$ ——机身垂直方向总变形 (cm)
- $[f_t]$ ——机身垂直方向许用总变形，参见公式8-41 (cm)
- $f_b$ ——机身支柱中点处水平变形 (cm)
- $f$ ——水平力作用下，每一立柱的反变形 (cm)
- $\Delta$ ——导轨间隙，一般取 $\Delta = 0.01$  (cm)
- $m$ ——支柱数量，(一般 $m = 2$ 或 $4$ )
- $n$ ——拉杆数量 (一般 $n = 4$ )
- $L_3$ ——支柱有效长度 (cm)
- $L_4$ ——拉杆有效长度 (cm)
- $\phi$ ——支柱截面不均匀度， $\phi = \frac{F_{3CP}}{F_3}$  见公式8-52

$Z_3$ ——预紧系数，一般 $Z_3 = 1.5 \sim 2$ 或按表8-2选取。

$[\sigma]_{\text{压}}$ ——许用压应力（参见公式8-48）（kgf/cm<sup>2</sup>）

$[\sigma]_{\text{拉}}$ ——许用拉应力（参见公式8-48）（kgf/cm<sup>2</sup>）

$[\sigma]_3$ ——支柱许用压应力（参见公式8-63）（kgf/cm<sup>2</sup>）

$[\sigma]_4$ ——拉杆许用拉应力（参见公式8-63）（kgf/cm<sup>2</sup>）

$[\tau]$ ——许用剪应力（参见公式8-15）（kgf/cm<sup>2</sup>）

$Q$ ——计算截面上的剪应力（kgf）

$\sigma_1 \sigma_2 \sigma_3 \sigma_4$ ——分别代表下横梁、上横梁、支柱和拉杆的应力（kgf/cm<sup>2</sup>）

$\lambda$ ——工作负荷作用下支柱拉杆预紧系统的伸长量（cm）

各系数定义如下：

$$\alpha = \frac{L}{B} \quad K'_{31} = \frac{E_3 J_3}{E_1 J_1} \quad K'_{32} = \frac{E_3 J_3}{E_2 J_2}$$

$$K_c = \frac{E_3}{E_4} \quad K_L = \frac{L_3}{L_4} \quad K_\sigma = \frac{[\sigma]_3}{[\sigma]_4}$$

按受力情况之二（即图8-11）进行计算时，计算公式综合如下：

$$M_A = \frac{\alpha(2K'_{31} - K'_{32}) + 3K'_{31}K'_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K'_{31} + K'_{32}) + 3K'_{31}K'_{32}} \cdot \frac{1}{8} PB \quad (\text{kgf-cm})$$

$$M_B = \frac{\alpha(2K'_{32} - K'_{31}) + 3K'_{31}K'_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K'_{31} + K'_{32}) + 3K'_{31}K'_{32}} \cdot \frac{1}{8} PB \quad (\text{kgf-cm})$$

$$M_1 = -\frac{2\alpha^2 + \alpha(2K'_{31} + 5K'_{32}) + 3K'_{31}K'_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K'_{31} + K'_{32}) + 3K'_{31}K'_{32}} \cdot \frac{1}{8} PB \quad (\text{kgf-cm})$$

$$M_2 = \frac{2\alpha^2 + \alpha(2K'_{32} + 5K'_{31}) + 3K'_{31}K'_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K'_{31} + K'_{32}) + 3K'_{31}K'_{32}} \cdot \frac{1}{8} PB \quad (\text{kgf-cm})$$

$$f_L = \frac{PB^3}{48E_1J_1} - \frac{M'_A B^2}{8E_1J_1} + \frac{PB^3}{48E_2J_2} - \frac{M'_B B^2}{8E_2J_2} + \lambda + 1.2 \frac{PB}{G_1 F_{1a}}$$

$$+ 1.2 \frac{PB}{4G_2 F_{2a}} \leq [f_L] \quad (\text{cm})$$

$$M'_A = M_A + M_{AH} \quad M'_B = M_B + M_{BH}$$

$$f_B = \frac{1}{8E_3J_3} (M_A + M_B) L^2 \quad (\text{cm})$$

其余公式和强度条件与受力情况之一相同。

按受力情况之三（即图8-12）进行计算时，计算公式综合如下：

$$M_A = \frac{2\alpha(1 - \gamma^2)K'_{31} - \alpha(1 - \frac{1}{3}\beta^2)K'_{32} + 3(1 - \gamma^2)K'_{31}K'_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K'_{31} + K'_{32}) + 3K'_{31}K'_{32}} \cdot \frac{1}{8} PB \quad (\text{kgf-cm})$$

$$M_B = \frac{-\alpha(1 - \gamma^2)K'_{31} + 2\alpha(1 - \frac{1}{3}\beta^2)K'_{32} + 3(1 - \frac{1}{3}\beta^2)K'_{31}K'_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K'_{31} + K'_{32}) + 3K'_{31}K'_{32}} \cdot \frac{1}{8} PB \quad (\text{kgf-cm})$$

$$\cdot \frac{1}{8} PB \quad (\text{kgf-cm})$$

$$M = M_A - \frac{1}{4} PB(1 - \gamma)$$

$$M_2 = M_B - \frac{1}{4} PB \left( 1 - \frac{1}{2} \beta \right)$$

$$f_L = \frac{PB^3}{48 E_1 J_1} \left( 1 - \frac{3}{2} \gamma + \frac{1}{2} \gamma^2 \right) - \frac{M'_A B^2}{8 E_1 J_1} + \frac{PB^3}{48 E_2 J_2} \left( 1 - \frac{1}{2} \beta^2 + \frac{1}{8} \beta^3 \right) - \frac{M'_B B^2}{8 E_2 J_2} + \lambda + 1.2 \frac{PB}{4 G_1 F_{1a}} (1 - \gamma) + 1.2 \frac{PB}{4 G_2 F_{2a}} \left( 1 - \frac{1}{2} \beta \right) \quad (\text{cm})$$

$$f_B = \frac{1}{8 E_3 J_3} (M_A + M_B) \cdot L^2 \quad (\text{cm})$$

以上公式中， $\gamma$ 、 $\beta$ 的意义见图8-12， $f_B$ 以下其余公式和符合均接受力情况之一的各项公式计算。

框架两侧支柱与上下横梁联接平面上，在装配并预紧后，还需配打定位销钉，一般在设计中均在联接平面两个方向上，按图8-18所示配打直径为 $d_0$ 长度为 $l_0$ 的圆柱销。销钉除定位作用外，还将承受水平力 $P_H$ 的剪切作用，因此应按剪应力计算决定 $d_0$ 和 $l_0$ 。

### 三、机身的预紧

通过以上分析和计算，决定了机身各主要承载零件的结构尺寸和预紧的要求。根据结构情况和制造条件，应选择适当的预紧措施将机身可靠预紧（可参阅四柱式液压机机身预紧一节）为了便于应用和计算现将组合式液压机机身加热预紧的计算方法归纳如下：

$$\Delta L = \lambda_3 + \lambda_4 = \frac{P_1 L_3}{E_3 F_3 \phi m} + \frac{P_1 L_4}{E_4 E_4 n} \quad (\text{cm})$$

$$t = t_0 + \frac{\Delta L}{\alpha L'_4} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\theta = \frac{\Delta L}{S} \times 360^\circ$$

式中：  $t$ ——拉杆加热区的加热温度  $(^\circ\text{C})$

$t_0$ ——室内温度  $(^\circ\text{C})$

$\Delta L$ ——拉杆伸长量  $(\text{cm})$

$S$ ——拉杆螺母的螺距  $(\text{cm})$

$\theta$ ——拉杆螺母转角

$L'_4$ ——加热区的长度  $(\text{cm})$

其余符号见前述计算公式。

### 四、计算实例

现以我厂设计的Y61-630金属挤压液压机机身为例，计算如下。

(一) 已知条件

按图8-18, 结构简图数据如下:

$$B = 160\text{mm} \quad L_3 = 303.5\text{cm} \quad L_4 = 467\text{cm} \quad l_1 = 36.5\text{cm}$$

$$l_2 = 130\text{cm} \quad l_3 = 43\text{cm} \quad l_4 = 70\text{cm} \quad l_5 = 24\text{cm} \quad P = 6.3 \times 10^6\text{kgf}$$

(二) 各梁截面特性

上横梁截面 I—I 见图8-21,

$$J_1 = 1.5 \times 10^6\text{cm}^4, \quad H_1 = H_2 = 42\text{cm} \text{ 受剪截面面积}$$

$$F_1 = 2650\text{cm}^2, \quad F_{1a} = 1600\text{cm}^2, \quad \text{材料 ZG35 I.}$$

下横梁截面 II—II 见图8-22.

$$J_2 = 1.61 \times 10^6\text{cm}^4, \quad H_1 = 38.7\text{cm}, \quad H_2 = 41.3\text{cm},$$

$$\text{受剪截面面积 } F_2 = 2500\text{cm}^2, \quad F_{2a} = 1600\text{cm}^2 \text{ 材料 ZG35 I.}$$

支柱截面 III—III, 见图8-23.

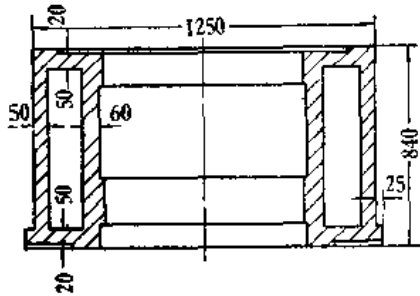


图8-21 Y61-630上横梁截面

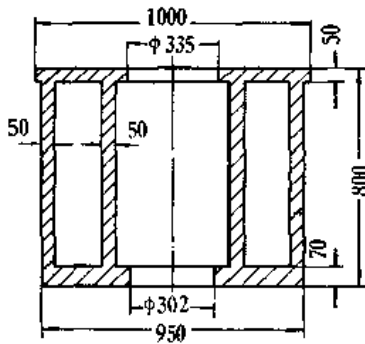


图8-22 Y61-630下横梁截面图

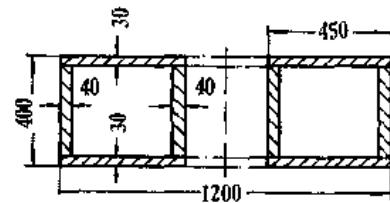


图8-23 Y61-630支柱截面图

$I_3 = 3.25 \times 10^6\text{cm}^4, \quad H_1 = H_2 = 20\text{cm}$  在  $l_1, l_3, l_5$  范围内图8-23中双点画线部分为实线, 面积最大,  $l_2$  和  $l_4$  长度范围内截面最小, 最小截面  $F_3 = 1084\text{cm}^2$ , 平均截面  $F_{\text{SCP}} = 1150\text{cm}^2, \quad \phi = 1.06$  (见公式8-51和8-52) 材料  $A_{30}$ .

(三) 强度计算

计算按本章第二节, 第二部分, 参考图8-12受力简图进行计算。有关数据如下:

$$L = 384.2\text{cm} \quad B = 160\text{cm} \quad L_3 = 303.5\text{cm} \quad L_4 = 467.5\text{cm}$$

$$Z_3 = 1.7 \quad m = 2 \quad n = 4 \quad \Delta = 0.01\text{cm}$$

$$\alpha = \frac{L}{B} = \frac{384.2}{160} = 2.4 \quad \gamma B = 52.4 \quad \gamma = 0.326$$

$$\beta B = \frac{2}{3} \times 1000 = 66.6\text{cm} \quad \beta = 0.416$$

$$E_1 = E_2 = 1.75 \times 10^9 \quad \text{kgf/cm}^2 \quad E_3 = E_4 = 2.1 \times 10^9 \text{kgf/cm}^2$$

$$G = 8.2 \times 10^8 \text{kgf/cm}^2$$

拉杆:  $F_4 = \frac{1}{4} \pi \times 17^2 = 227 \text{ cm}^2$

$$K_c = \frac{E_3}{E_4} = 1 \quad K_L = \frac{L_3}{L_4} = \frac{303.5}{467.5} = 0.65$$

$$K'_{31} = \frac{E_3 J_3}{E_1 J_1} = \frac{2.1 \times 10^6 \times 3.25 \times 10^6}{1.75 \times 10^6 \times 1.56 \times 10^6} = 0.25$$

$$K'_{32} = \frac{E_3 J_3}{E_2 J_2} = \frac{2.1 \times 10^6 \times 3.25 \times 10^6}{1.75 \times 10^6 \times 1.61 \times 10^6} = 0.24$$

$$K_\sigma = \frac{[\sigma]_3}{[\sigma]_4} = \frac{600}{1500} = 0.4$$

### 1. 支柱——拉杆预紧系统的计算

残余预紧力  $P_0$

$$\begin{aligned} P_0 &= \frac{(Z_3 - 1) K_c m \phi F_3}{K_c m \phi F_3 + K_L n F_4} \times P \\ &= \frac{(1.7 - 1) \times 1 \times 2 \times 1.06 \times 1084}{1 \times 2 \times 1.06 \times 1084 + 0.65 \times 4 \times 227} \times 6.3 \times 10^5 \\ &= 3.52 \times 10^5 \text{ kgf} \end{aligned}$$

预紧状态下的预紧力  $P_1$

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{Z_3 K_c m \phi F_3}{K_c m \phi F_3 + K_L n F_4} \times P \\ &= \frac{1.7 \times 1 \times 2 \times 1.06 \times 1084}{1 \times 2 \times 1.06 \times 1084 + 0.65 \times 4 \times 227} \times 6.3 \times 10^5 \\ &= 8.52 \times 10^5 \text{ kgf} \end{aligned}$$

工作载荷下拉杆最大受力  $P_2$

$$\begin{aligned} P_2 &= \frac{Z_3 K_c m \phi F_3 + K_L n F_4}{K_c m \phi F_3 + K_L n F_4} \times P \\ &= \frac{1.7 \times 1 \times 2 \times 1.06 \times 1084 + 0.65 \times 4 \times 227}{1 \times 2 \times 1.06 \times 1084 + 0.65 \times 4 \times 227} \times 6.3 \times 10^5 \\ &= 9.82 \times 10^5 \text{ kgf} \end{aligned}$$

预紧状态下支柱强度条件为:

$$\begin{aligned} \sigma_3 &= \frac{P_1}{m F_3} \leq [\sigma]_{\text{压}} = 600 \sim 700 \text{ kgf/cm}^2 \\ &= \frac{8.52 \times 10^5}{2 \times 1084} = 393 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

预紧状态下拉杆强度条件为:

$$\begin{aligned} \sigma_4 &= \frac{P_2}{n F_4} \leq [\sigma]_{\text{拉}} = 1500 \text{ kgf/cm}^2 \\ &= \frac{9.82 \times 10^5}{4 \times 227} = 1080 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

### 2. 框架各部应力计算 (按受力情况之三分析)

$$M_A = \frac{2\alpha(1-\gamma^2)K'_{31} - \alpha(1 - \frac{1}{3}\beta^2)K'_{32} + 3(1-\gamma^2)K'_{31}K'_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K'_{31} + K'_{32}) + 3K'_{31}K'_{32}} \cdot \frac{1}{8} PB$$

$$= \frac{2 \times 2.4(1 - 0.326^2) \times 0.25 - 2.4(1 - \frac{1}{3} \times 0.416^2) \times 0.24 + 3(1 - 0.326^2) \times 0.25 \times 0.24}{2.4^2 + 2 \times 2.4(0.25 + 0.24) + 3 \times 0.25 \times 0.24} \times \frac{1}{8} \times 6.3 \times 10^6 \times 160$$

$$= 1.06 \times 10^8 \text{kgf-cm}$$

$$M_B = \frac{-\alpha(1-\gamma^2)K'_{31} + 2\alpha(1 - \frac{1}{3}\beta^2)K'_{32} + 3(1 - \frac{1}{3}\beta^2)K'_{31}K'_{32}}{\alpha^2 + 2\alpha(K'_{31} + K'_{32}) + 3K'_{31}K'_{32}} \cdot \frac{1}{8} PB$$

$$= \frac{-2.4(1 - 0.326^2) \times 0.25 + 2 \times 2.4(1 - \frac{1}{3} \times 0.416^2) \times 0.24}{2.4^2 + 2 \times 2.4(0.25 + 0.24)} + \frac{3(1 - \frac{1}{3} \times 0.416^2) \times 0.25 \times 0.24}{+ 3 \times 0.25 \times 0.24} \times \frac{1}{8} \times 6.3 \times 10^6 \times 160$$

$$= 1.09 \times 10^8 \text{kgf-cm}$$

$$M_1 = M_A - \frac{1}{4} PB(1-\gamma)$$

$$= 1.06 \times 10^8 - \frac{1}{4} \times 6.3 \times 10^6 \times 160(1 - 0.326)$$

$$= -1.6 \times 10^7 \text{kgf-cm}$$

$$M_2 = M_B - \frac{1}{4} PB(1 - \frac{1}{2}\beta)$$

$$= 1.09 \times 10^8 - \frac{1}{4} \times 6.3 \times 10^6 \times 160(1 - \frac{1}{2} \times 0.416)$$

$$= -1.9 \times 10^7 \text{kgf-cm}$$

机架变形时滑块对支柱的水平力 $P_H$

$$f_B = \frac{1}{8E_s J_s} (M_A + M_B)L^2$$

$$= \frac{(1.06 \times 10^8 + 1.09 \times 10^8) \times 384.2^2}{8 \times 2.1 \times 10^9 \times 3.25 \times 10^5}$$

$$= 0.0583 \text{cm}$$

$$f = \frac{1}{2} (f_B - \sqrt{2} \Delta)$$

$$= \frac{1}{2} (0.0583 - \sqrt{2} \times 0.01)$$

$$= 0.0221 \text{cm}$$

$$P_H = \frac{48E_s J_s f}{KL^3}$$

$$\begin{aligned} \text{式中, } K &= 1 - \frac{3}{8} \cdot \frac{2\alpha + 3(K'_{31} + K'_{32})}{\alpha + 2(K'_{31} + K'_{32}) + \frac{3}{\alpha} K'_{31} K'_{32}} \\ &= 1 - \frac{3}{8} \cdot \frac{2 \times 2.4 + 3(0.25 + 0.24)}{2.4 + 2(0.25 + 0.24) + \frac{3}{2.4} \times 0.25 \times 0.24} = 0.41 \end{aligned}$$

$$\therefore P_H = \frac{48 \times 2.1 \times 10^8 \times 3.25 \times 10^6 \times 0.0225}{0.41 \times 384.2^3} = 3.09 \times 10^4 \text{kgf}$$

水平力  $P_H$  产生的四角套矩  $M_{AH}$  和  $M_{BH}$  为:

$$\begin{aligned} M_{AH} &= \frac{1}{8} P_H \cdot L \frac{\alpha + 3K'_{32}}{\alpha + 2(K'_{31} + K'_{32}) + \frac{3}{\alpha} K'_{31} K'_{32}} \\ &= \frac{1}{8} \times 3.09 \times 10^4 \times 384.2 \frac{2.4 + 3 \times 0.24}{2.4 + 2(0.25 + 0.24) + \frac{3}{2.4} \times 0.25 \times 0.24} \\ &= 1.34 \times 10^6 \text{kgf-cm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{BH} &= \frac{1}{8} P_H L \frac{\alpha + 3K'_{31}}{\alpha + 2(K'_{31} + K'_{32}) + \frac{3}{\alpha} K'_{31} K'_{32}} \\ &= \frac{1}{8} \times 3.09 \times 10^4 \times 384.2 \frac{2.4 + 3 \times 0.25}{2.4 + 2(0.25 + 0.24) + \frac{3}{2.4} \times 0.25 \times 0.24} \\ &= 1.35 \times 10^6 \text{kgf-cm} \end{aligned}$$

上横梁中间截面最大弯曲应力为:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{|M_1 - M_{AH}| (H - H_1)}{J_1} \leq [\sigma] = 600 \sim 700 \text{kgf/cm}^2 \\ &= \frac{|-1.6 \times 10^7 + 1.34 \times 10^6| \times (84 - 42)}{1.5 \times 10^6} \\ &= 438 \text{kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

上横梁最大剪应力。

$$\begin{aligned} \tau &= 1.5 \frac{Q}{F_{1a}} \leq [\tau] = 500 \text{kgf/cm}^2 \\ &= 1.5 \frac{\frac{1}{2} \times 3.6 \times 10^6}{1600} = 296 \text{kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

下横梁中间截面最大弯曲应力为

$$\begin{aligned} \sigma_2 &= \frac{|M_2 + M_{BH}| (H - H_1)}{J_2} \leq [\sigma] = 600 \sim 700 \text{kgf/cm}^2 \\ &= \frac{|-1.9 \times 10^7 + 1.35 \times 10^6| (80 - 38.7)}{1.61 \times 10^6} = 452 \text{kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

下横梁最大剪切应力  $\tau = 1.5 \frac{Q}{F_{2a}} \leq [\tau] = 500 \text{kgf/cm}^2$

$$= 1.5 \frac{\frac{1}{2} \times 3.6 \times 10^5}{1600} = 296 \text{ kgf/cm}^2$$

支柱与下横梁接触平面受力最大，其校核条件为：

$$\begin{aligned} \sigma_s &= \frac{P_0}{mF_3} + \frac{\sum M(H - H_1)}{J_3} \leq [\sigma]_{\text{E}} = 600 \sim 700 \text{ kgf/cm}^2 \\ &= \frac{3.52 \times 10^5}{2 \times 1084} + \frac{(1.09 \times 10^6 + 1.35 \times 10^6)(40 - 20)}{3.25 \times 10^5} \\ &= 163 + 150 = 313 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_s &= -\frac{P_0}{mF_3} + \frac{\sum M \cdot 11_1}{J_3} \leq 0 \\ &= -\frac{3.25 \times 10^5}{2 \times 1084} + \frac{(1.09 \times 10^6 + 1.35 \times 10^6) \times 20}{3.25 \times 10^5} \\ &= -163 + 150 = -13 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

### 3. 导轨比压计算

$$p = \frac{P_H}{2F_5} \leq [p] = 25 \text{ kgf/cm}^2$$

式中：  $P_H = 3.09 \times 10^4 \text{ kgf}$

$$F_5 = b \cdot h = 10 \times 125 = 1250 \text{ cm}^2$$

$$\therefore p = \frac{3.09 \times 10^4}{2 \times 1250} = 12.35 \text{ kgf/cm}^2$$

### (四) 刚度计算

机架在工作载荷作用下最大垂直变形  $f_L$  为：

$$\begin{aligned} f_L &= \frac{PB^3}{48E_1J_1} \left( 1 - \frac{3}{2}\gamma + \frac{1}{2}\gamma^2 \right) - \frac{M'_A B^2}{8E_1J_1} + \\ &+ \frac{PB^3}{48E_2J_2} \left( 1 - \frac{1}{2}\beta + \frac{1}{8}\beta^3 \right) - \frac{M'_B B^2}{8E_2J_2} + \frac{P_1 L_3}{Z_3 E_3 F_{3m} \phi} + \\ &+ 1.2 \frac{PB}{4G_1 F_{1z}} (1 - \gamma) + 1.2 \frac{PB}{4G_2 F_{2z}} \left( 1 - \frac{1}{2}\beta \right) \leq [f_L] \\ &= \frac{6.3 \times 10^6 \times 160^3}{48 \times 1.7 \times 10^8 \times 1.5 \times 10^6} \left( 1 - \frac{3}{2} \times 0.326 + \frac{1}{2} \times 0.326^2 \right) \\ &- \frac{(1.06 \times 10^6 + 1.34 \times 10^6) \times 160^2}{8 \times 1.7 \times 10^8 \times 1.5 \times 10^6} \\ &+ \frac{6.3 \times 10^6 \times 160^3}{48 \times 1.7 \times 10^8 \times 1.61 \times 10^6} \left( 1 - \frac{1}{2} \times 0.416 + \frac{1}{8} \times 0.416^3 \right) \\ &- \frac{(1.09 \times 10^6 + 1.35 \times 10^6) \times 160^2}{8 \times 1.7 \times 10^8 \times 1.61 \times 10^6} + \frac{8.52 \times 10^5 \times 303.6}{1.7 \times 2.1 \times 10^8 \times 1084 \times 2 \times 1.06} \\ &+ 1.2 \times \frac{6.3 \times 10^6 \times 160}{4 \times 8.2 \times 10^6 \times 1600} (1 - 0.326) \\ &+ 1.2 \times \frac{6.3 \times 10^6 \times 160}{4 \times 8.2 \times 10^6 \times 1600} \left( 1 - \frac{1}{2} \times 0.416 \right) \end{aligned}$$



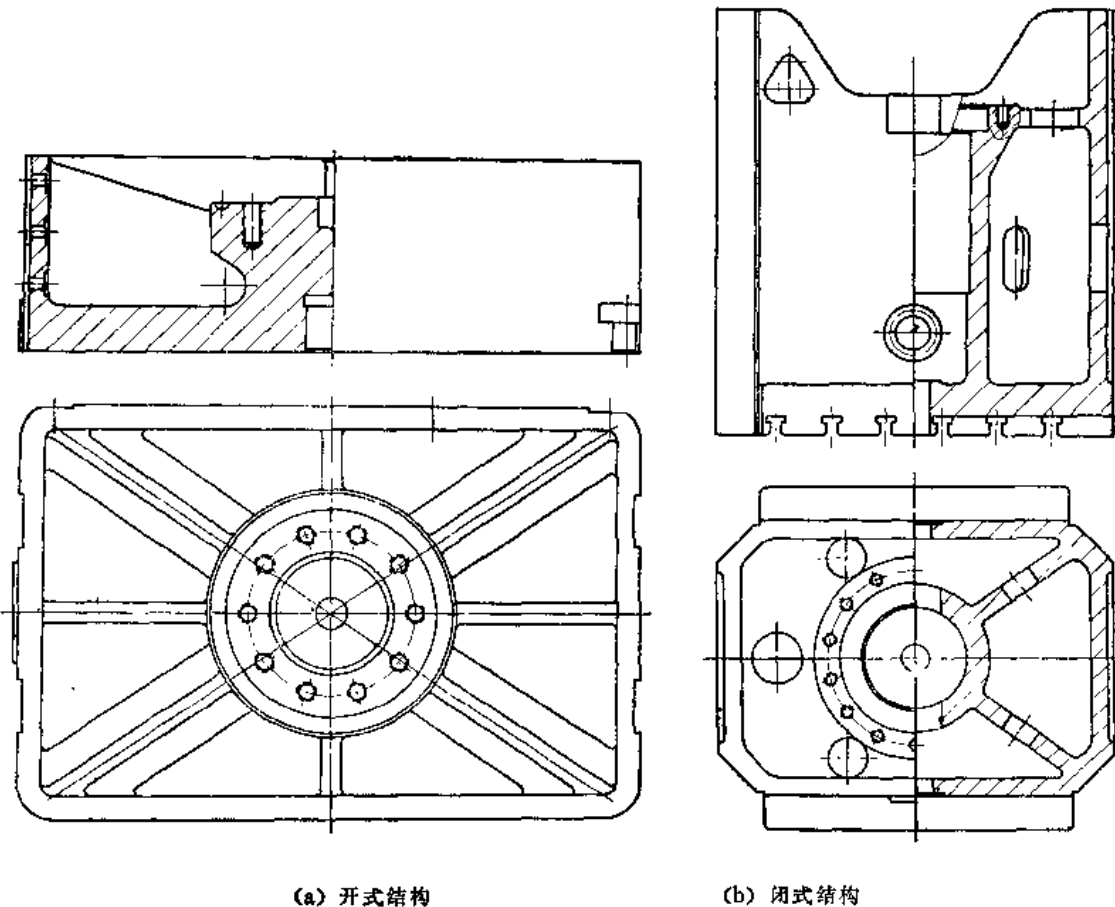
$= 0.0107 - 0.0028 + 0.0155 - 0.00285 + 0.0315 + 0.013 + 0.0152 = 0.08\text{cm}$   
 允许变形 $[f_L] = 0.002P = 0.002 \times 630 = 1.26\text{mm}$ ，故变形在允许范围内。

### 第三节 滑块设计计算

从结构分析可以看出，液压油缸的工作压力是通过滑块和固定于滑块下平面的模具对工件进行加压的，同时压制工艺需要滑块在压制过程中应满足规定运动精度要求，所以，设计上应合理选择导向结构，对滑块各主要加工部位提出必要的要求，结构设计上应满足规定的强度和刚度条件。

#### 一、滑块的导向结构

框架式液压机滑块绝大多数结构设计上均与主缸活塞刚性连接，在两侧布置可调滑动导轨；中小型吨位液压机则大多采用铸铁铸造的开式结构或箱形结构，较大型的液压机滑块则多采用箱形截面的焊接结构或整体铸钢结构，其结构见图8-24。



(a) 开式结构

(b) 闭式结构

图8-24 滑块结构

从运动学观点来看，滑块和活塞在油缸和导轨面的约束作用下，仅有沿导轨长度方向一个自由度。通常油缸被紧固在上横梁上，活塞与油缸孔精密配合，因此不可调节，

为了保证主机精度规定的滑块下平面对工作台面的不平行度和滑块运动方向上对工作台面的不垂直度，补偿零件制造和装配累积误差对精度的影响，故滑块导向部分必须具有使滑块在前后和左右方向的可调性能，其调整范围应足够补偿累积误差对精度的影响。此外，导轨设计还要考虑可靠地防止沿运动方向的旋转。

从导轨受力的观点来看，导轨面要承受机架受力变形后对导轨面作用的水平力和由于偏心力作用下水平位移而产生的附加水平力。故导轨面应具有必要的长度和宽度，使导轨面上的比压值在允许的范围之内。

与任何机身导轨设计一样，必须相应考虑导轨材料选择和润滑问题，一般在滑块运动速度小于200毫米/秒、高压行程速度小于20毫米/秒和高压行程较小的液压机，例如塑料制品、粉末冶金和校正压装液压机，则可采用油杯加油润滑。对行程速度较大、高压行程速度较大、高压行程较长的半自动或全自动液压机，例如金属挤压、薄板拉伸和高速冲裁等类液压机则应优先考虑稀油强制润滑，一般润滑油压 $\leq 2.5$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>，流量则根据结构情况采用0.5~3公升/分。

此外，设计上还应考虑工艺过程中，热变形对导轨间隙的影响。

我厂各种液压机导轨结构见图8-25。

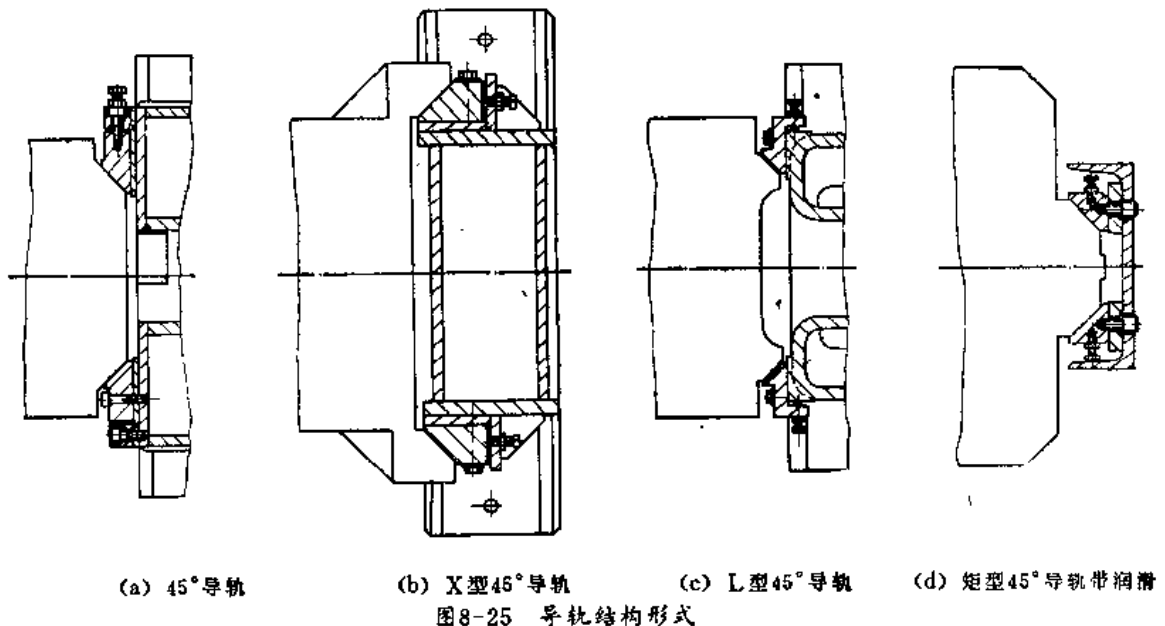


图8-25 导轨结构形式

以上结构均为四角45°斜面导轨，它们均具有在左右和前后方向的可调节性能，但是，从防止沿垂直方向旋转的角度来看，显然X形最为有利，这可以用图8-26加以证明：

设导轨面与X轴的夹角均为 $\alpha$ ，导轨面最外点在X和Y方向的距离B和L相等，在导轨间隙 $\delta$ 一致的条件卜导轨面采用面对面布置（图中上半部）和X型导轨布置方法（图中下半部），可能产生的最大角位移 $\Delta\beta_1$ 和 $\Delta\beta_2$ 分别为：

$$\Delta\beta_1 = \frac{\delta}{R \cos(\alpha + \beta)}$$

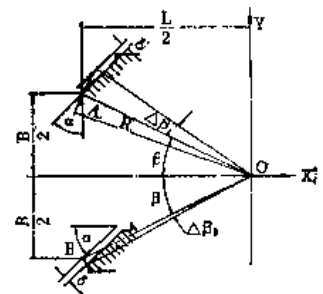


图8-26 导轨结构对转角的影响

$$\Delta\beta_2 = \frac{\delta}{R\cos(\alpha-\beta)}$$

$$\frac{\Delta\beta_1}{\Delta\beta_2} = \frac{\cos(\alpha-\beta)}{\cos(\alpha+\beta)}$$

在一般结构设计中， $\alpha = 45^\circ$ ， $\beta < 45^\circ$ ，故上述比值必然大于1，例如在 $\alpha = 45^\circ$ ， $\beta = 30^\circ$ 时，则 $\Delta\beta_1 = 3.7\Delta\beta_2$ ，即证明X导轨布置较面对面布置误差要小3.7倍。另外，从角位移误差公式可以看出，在同一R条件下，L较R愈大，则 $\beta$ 角愈小，可能产生的角位移误差 $\Delta\beta_1$ 也愈小，所以一般结构设计上 $\beta$ 值均取得较小。

在某些工件需加热压制的液压机，例如，自铸低熔合金模双动薄板冲压液压机、热挤压液压机等，滑块受幅射热或模具热传导作用将沿幅射方向膨胀变形，从图8-26可以看出，此时采用X形导轨布置对于防止热变形抵消导轨间隙，甚至产生内应力是很有利的。但是，从加工工艺性和导轨承载刚性的角度来看，L形和矩形平面导轨最好，所以应用也最广泛。

导轨一般均用耐磨铸铁或一级铸铁制成。固定于机身的长导轨的硬度应较滑块上的导轨的硬度高25H<sub>B</sub>以上，为了使导轨耐磨和便于更换，很多结构设计中，在滑块上均镶有垫板，垫板通常用厚12~20毫米的青铜垫板。垫板表面应铣出润滑油槽。

采用强制润滑时，润滑油的引入管可有两种布置方法，若导轨面长度大于滑块工作行程时，则引入管可在机身导轨中间位置引入。若导轨面长度小于或等于滑块工作行程时，则必须用软管或其它方式引入导轨面，此时各导轨面上流下的润滑油，应经集油槽流向润滑油箱循环使用。

我厂各种液压机滑块主要精度要求如下：

(1) 与活塞连接的平面与连接主配合圆柱孔轴线间的不垂直度允差 $\leq 0.06/1000$ 毫米。

(2) 滑块下平面（即安装和固定模具的平面）其不平度应符合有关液压机标准规定，无标准者允差 $0.08/1000$ 毫米，表面光洁度不低于 $\nabla_6$ 。

(3) 滑块导轨工作表面（或导轨垫板定位表面）不平度允差 $\leq 0.03/500$ 毫米。加工光洁度应加工不低于 $\nabla_7$ ；铣刨加工不低于 $\nabla_6$ ；刮研加工，刮研点应均匀，用配合件或检验平板做涂色检验时，在全面积的50~80%内平均计算，应在 $25 \times 25$ 毫米<sup>2</sup>的面积内，在导轨长度小于300毫米时不少于8点，长度大于或等于300毫米时不少于6点，个别的 $25 \times 25$ 毫米<sup>2</sup>面积内的最低点数，不低于规定点数之半。

(4) 滑块与活塞连接平面应与滑块下平面平行，允差 $\leq 0.06/1000$ 毫米。

(5) 滑块导轨面对滑块下平面不垂直度允差 $\leq 0.02/300$ 毫米。

(6) 滑块各相邻导轨面间的角度误差均不得大于 $3'$ 。

## 二、滑块的强度和刚度计算

滑块在工作中承受活塞和模具两方面的工作载荷，因此将承受弯曲，剪切和挤压，同时产生相应的变形。为了保证零件加工质量和可靠工作，应对初步设计的结构进行强度和刚度计算，并满足规定的强度和刚度条件。

### (一) 强度计算

根据初步设计, 按前述方法求出各主要截面的特性数据, 然后根据受力分析, 确定各截面的弯矩 $M$ 和剪力 $Q$ , 并按强度条件进行校核。

当滑块下限位置设有限位档块时, 则应按支承在限位档块上的简支梁进行计算, 其受力简图见图8-27。

中部最大弯矩 $M$ 按图8-27计算为:

$$M = -\frac{1}{4} P_1 B + -\frac{1}{4} P_2 (B - B_1) \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-73$$

式中:  $P_1$ ——主缸压力 (kgf)  
 $P_2$ ——二侧缸压力之和 (kgf)  
 $B$ ——两侧限位挡块中心距 (cm)  
 $B_1$ ——二侧缸中心距 (cm)

侧缸中心截面的弯矩为

$$M = -\frac{1}{4} (P_1 + P_2) (B - B_1) \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-74$$

若设计上没有限位档块, 在工艺上基本上是中心载荷, 并且集中在大约柱塞的直径范围内, 则此时滑块主要承受挤压应力而不考虑弯矩的作用, 例如棒料校直液压机、粉末冶金液压机等。

若模具与滑块接触面为矩形, 左右方向的长度为 $B_2$ , 假设模具刚度远较滑块刚度为小, 则可认为滑块下平面受长度为 $B_2$ 的均布载荷, 其受力简图如图8-28所示。

中部截面的最大弯矩 (按图8-28计算) 为:

$$M = \frac{1}{8} P_1 B_2 + \frac{1}{8} P_2 (B_2 - 2B_1) \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-75$$

若模具与滑块接触面为矩形, 左右方向的长度基本上与滑块尺寸一致, 假设模具刚度远较滑块为小, 则可认为滑块下平面受全长 $B$ 的均布载荷, 其受力简图如图8-29所示, 例如多层板液压机和某些石棉制品液压机其受力情况与图8-29相似。

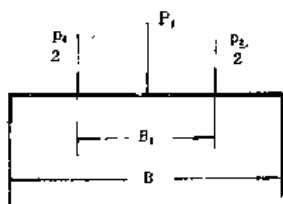


图8-27 受力简图

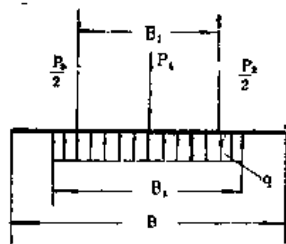


图8-28 受力简图

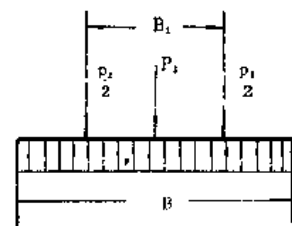


图8-29 受力简图

中部截面最大弯矩 (按图8-29计算) 为:

$$M = \frac{1}{8} P_1 B + \frac{1}{8} P_2 (B - 2B_1) \quad (\text{kgf-cm}) \quad 8-76$$

强度条件为:

$$\sigma = \frac{M \cdot H_1}{J} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 8-77$$

式中:  $M$ ——计算截面的弯矩 (kgf-cm)  
 $H_1$ ——计算截面最外点至形心中心的距离 (cm)  
 $J$ ——计算截面的惯性矩 ( $\text{cm}^4$ )

$[\sigma]$ ——许用应力, 见公式8-49

滑块所受的剪切应力与活塞接触平面的挤压应力也应按前述有关方法计算。

### (二) 刚度计算

滑块受力后若变形太大, 将使模具寿命降低, 压制零件质量下降, 因此应限制在一定范围内。我厂在设计中根据液压机不同用途允许滑块和工作台弯曲变形量为0.08~0.12/1000毫米。

按图8-27计算时, 中部最大弯曲变形为:

$$f = \frac{P_1 B^3}{48EJ} + \frac{P_2}{96EJ} [2B^3 - 3BB_1^2 + B_1^3] \leq [f] \text{ (cm)} \quad 8-78$$

按图8-28计算时, 中部最大弯曲变形为:

$$f = \frac{P_1 B_2^3}{384EJ} (4B - B_2) + \frac{P_2}{384} [B_2^2 (4B - B_2) - 4B_1^2 (3B - B_1)] \leq [f] \text{ (cm)} \quad 8-79$$

按图8-29计算时, 中部最大弯曲变形为:

$$f = \frac{3P_1 B^3}{384EJ} + \frac{P_2}{384EJ} [3B^2 - 4B_1^2 (3B - B_1)] \leq [f] \text{ (cm)} \quad 8-80$$

### 三、计算实例

图8-24(a)为我厂Y79Z—63全自动粉末冶金液压机滑块结构图, 材料为HT21-40。中心截面特性按表8-1方法计算得:

$$J = 1.74 \times 10^4 \text{ cm}^2$$

$$H_1 = 7.73 \text{ cm}$$

$$H_2 = 11.67 \text{ cm}$$

由于粉末压制工艺中, 上模具面积较小, 因此按图8-28, 受力简图计算设计时取滑块与滑块接触面积  $B_2 = 0.5B$ , 并有  $P_1 = 6.3 \times 10^4 \text{ kgf}$ ,  $P_2 = 0$ ,  $B_1 = 0$ ,  $B = 60$  代入式8-75得:

$$M = \frac{1}{8} P_1 B_2 = \frac{1}{8} \times 6.3 \times 10^4 \times 30 = 2.36 \times 10^5 \text{ kgf-cm}$$

滑块下平面受拉, 其拉应力为:

$$\sigma = \frac{M \cdot H_1}{J} = \frac{2.36 \times 10^5 \times 7.73}{1.74 \times 10^4} = 106 \text{ kgf/cm}^2$$

滑块上平面受压, 其压应力为:

$$\sigma = \frac{M H_2}{J} = \frac{2.36 \times 10^5 \times 11.67}{1.74 \times 10^4} = 158 \text{ kgf/cm}^2$$

滑块弯曲变形按式8-79计算:

$$f = \frac{P_1 B_2^3}{384EJ} (4B - B_2)$$

$$= \frac{6.3 \times 10^6 \times 30^4}{384 \times 1.05 \times 10^8 \times 1.74 \times 10^2} (4 \times 60 - 30) = 0.0017 \text{cm}$$

允许变形量为:

$$[f] = \frac{0.08}{1000} \times B = \frac{0.08}{1000} \times 60 = 0.0048 \text{cm}$$

结论: 强度和刚度均满足要求。

#### 第四节 工作台垫板设计和计算

##### 一、强度和刚度计算

很多框架式液压机和四柱式液压机均设计有工作台垫板, 而且在工作过程中垫板大多不拆卸。例如有的双动薄板拉伸液压机, 工作台下液压垫布置在长方形孔中, 故在下横梁上设计有一全台面的垫板。有的金属挤压液压机, 为了改善在下横梁上设置 T 形槽的工艺性和挤压扁平零件时缩小模具闭合高度, 也都增加了一个工作台垫板。但是无论哪种液压机的垫板, 设计其抗弯刚度均较下横梁为小, 故变形后垫板与下横梁接触平面仍紧密接触, 因此应与下横梁共同分析。

下横梁和工作台垫板受力简图见图 8-30。

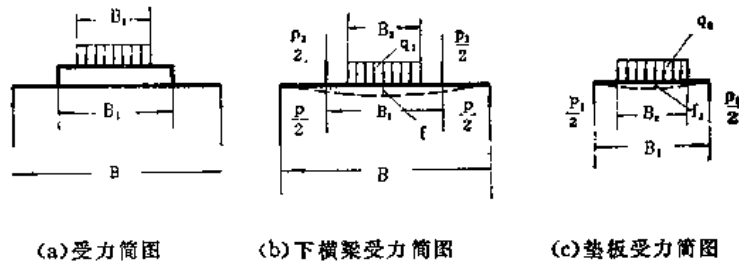


图 8-30 下横梁和垫板受力分析图

分析中将工作台垫板视为简支梁, 并在长  $B_2$  范围内受均布载荷  $q_2$ , 支点反力为  $\frac{1}{2}P_1$ 。因此, 下横梁受力图相应可视为在  $B_2$  范围内受均布载荷  $q_1$  和在  $B_1$  距离上分别作用一个  $\frac{1}{2}P_1$  的集中载荷。

下横梁受力后变形  $f$  为:

$$\begin{aligned} f &= \frac{P_1}{96EJ_2} (2B^3 - 3BB_1^2 + B_1^3) + \frac{P - P_1}{384EJ_2} (8B^3 - 4BB_2^2 + B_2^3) \\ &= \frac{1}{384EJ_2} \left[ B_2^2(4B - B_2) - 4B_1^2(3B - B_1) \right] P_1 + \frac{P}{384EJ_2} \cdot \\ &\quad \cdot \left[ 8B^3 - 4BB_2^2 + B_2^3 \right] \end{aligned}$$

$$\therefore f = K_1 P_1 + K_2 P \quad (\text{cm})$$

8-81

式中:  $f$  —— 下横梁中部的变形量 (cm)

$P_1$  —— 工作台垫板的受力 (kgf)

P —— 工作压力 (kgf)

$$K_1 = \frac{1}{384EJ_2} [B_2^3(4B - B_2) + 4B_1^3(3B - B_1)]$$

$$K_2 = \frac{1}{384EJ_2} (8B^3 - 4BB_2^2 + B_2^3)$$

E —— 下横梁材料弹性模量 (kgf/cm<sup>2</sup>)

J<sub>2</sub> —— 下横梁惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

B —— 支柱中心距 (cm)

B<sub>1</sub> —— 工作台垫板左右向长度 (cm)

B<sub>2</sub> —— 模具与工作台垫板接触长度 (cm)

工作台垫板受力后变形 f<sub>1</sub> 为:

$$f_1 = \frac{P_1}{384EJ_4} [8B_1^3 - 4B_1B_2^2 + B_2^3] \quad (\text{cm})$$

$$\therefore f_1 = K_3 P_1 \quad (\text{cm})$$

8-82

式中:  $K_3 = \frac{1}{384EJ_4} [8B_1^3 - 4B_1B_2^2 + B_2^3]$

E —— 工作台垫板材料弹性模量 (kgf/cm<sup>2</sup>)

J<sub>4</sub> —— 工作台垫板惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

其余符号同前。

根据变形协调条件有:

$$\frac{f_1}{B_1} = \frac{f}{B}$$

将式8-81和8-82, 代入上式整理后得:

$$P_1 = \frac{K_2 B_1}{K_3 B - K_1 B_1} P \quad (\text{kgf})$$

8-83

根据式8-83解得 P<sub>1</sub> 后, 即可根据式8-81和式8-82求出下横梁和工作台垫板变形值。

设计中下横梁的弯曲变形允许值 [f] 为 0.08~0.12/1000 毫米。

另外, P<sub>1</sub> 求出后, 根据图8-30可求出下横梁的强度条件为:

$$\sigma = \frac{MH_1}{J_2} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

8-84

式中:  $M = \frac{1}{8} P (2B - B_2) - \frac{1}{8} P_1 (2B_1 - B_2) \quad (\text{kgf-cm})$

H<sub>1</sub> —— 下横梁截面最外点与形心的距离 (cm)

其余符号见式8-81。

工作台垫板的强度条件为:

$$\sigma = \frac{MH_1}{J_4} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

8-85

· 式中:  $M = \frac{1}{8} P_1 (2B_1 - B_2) \quad (\text{kgf-cm})$

$H_1$ ——工作台垫板截面最外点与形心的距离 (cm)

其余符号见式8-81和8-82

工作台垫板一般均用螺钉与下横梁紧密连接, 螺钉所受的最大拉力应按滑块回程压力和顶出压力的大值考虑, 其计算方法一般机械零件已有详细叙述, 故此处从略。

## 二、计算实例

现以我厂YA61-1000金属挤压液压机工作台垫板设计为例, 计算如下:

根据初步结构设计工作台垫板和下横梁有关数据如下:

$$J_2 = 2.83 \times 10^7 \text{cm}^4 \quad H_1 = 47 \text{cm} \quad (\text{下横梁})$$

$$J_4 = 8 \times 10^4 \text{cm}^4 \quad H_1 = 10 \text{cm} \quad (\text{工作台垫板})$$

$$B = 190 \text{cm} \quad B_1 = 120 \quad B_2 = \frac{2}{3} B_1 = 80 \text{cm}$$

$$P = 1 \times 10^6 \text{kgf} \quad E = 2.1 \times 10^6 \text{kgf/cm}^2$$

应用式8-83有:

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{1}{384EJ_2} [B_2^2(4B - B_2) - 4B_1^2(3B - B_1)] \\ &= \frac{1}{384E} \times \frac{1}{2.83 \times 10^7} [80^2(4 \times 190 - 80) - 4 \times 120^2(3 \times 190 - 120)] \\ &= -\frac{1}{384E} \times 0.765 = -9.5 \times 10^{-10} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} K_2 &= \frac{1}{384EJ_2} [8B^3 - 4BB_2^2 + B_2^3] \\ &= \frac{1}{384E} \cdot \frac{1}{2.83 \times 10^7} [8 \times 190^3 - 4 \times 190 \times 80^2 + 80^3] \\ &= \frac{1}{384E} \times 19 = 2.36 \times 10^{-8} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} K_3 &= \frac{1}{384EJ_4} [8B_1^3 - 4B_1B_2^2 + B_2^3] \\ &= \frac{1}{384E} \times \frac{1}{8 \times 10^4} (8 \times 120^3 - 4 \times 120 \times 80^2 + 80^3) \\ &= \frac{1}{384E} \times 128 = 1.59 \times 10^{-7} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \therefore P_1 &= \frac{K_2 B_1}{K_3 B - K_1 B_1} P \\ &= \frac{19 \times 120}{128 \times 190 + 0.76 \times 120} \times 10^6 = 94500 \text{kgf} \end{aligned}$$

将 $P_1$ 代入式8-85有

$$M = \frac{1}{8} P_1 (2B_1 - B_2)$$



$$= -\frac{1}{8} \times 9.45 \times 10^4 (2 \times 120 - 80) = 1.89 \times 10^6 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$\therefore \sigma = \frac{MH_1}{J_1} = \frac{1.89 \times 10^6 \times 10}{8 \times 10^4} = 236 \text{ kgf/cm}^2$$

下横梁变形为：

$$\begin{aligned} f &= K_1 P_1 + K_2 P \\ &= -9.5 \times 10^{-10} \times 9.45 \times 10^4 + 2.36 \times 10^{-8} \times 10^6 \\ &= 2.35 \times 10^{-2} \text{ cm} = 0.235 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$[f] = \frac{0.12}{1000} \times B = \frac{0.12}{1000} \times 1900 = 0.228 \text{ mm}$$

## 第五节 精度调整

框架式液压机在装配后应满足制造验收技术条件规定的精度标准。为此，除在制造中各零件应满足图纸规定的技术要求外，在装配后还应借可调导轨来调整滑块对工作台面的不平行度和滑块运动时对工作台面的不垂直度，使之满足精度标准所规定的指标。目前一般液压机精度标准对导轨间隙值没有硬性规定，但是为了使液压机在空负荷快速行程过程中滑块导轨面能保持必要的油膜厚度，以降低导轨面的磨损，通常规定静态下导轨间隙（定义为对角间隙的总和），最小值应在0.08~0.12毫米之间。

一般框架式液压机精度调整均按下列程序进行：

### 第一，准备工作

(1) 除去工作台面和上滑块下平面毛刺并擦洗干净。

(2) 检查各油缸与上横梁，油缸活塞与滑块上平面连接是否紧密可靠，要求在负荷下锁紧。

(3) 准备百分表一块、大表架和小表架各一个；磁力表座一个、平尺一个、角尺一个、塞尺若干，以上工具均应检验合格符合规定的标准。

(4) 液压机动作正常，能可靠停留在任意位置。

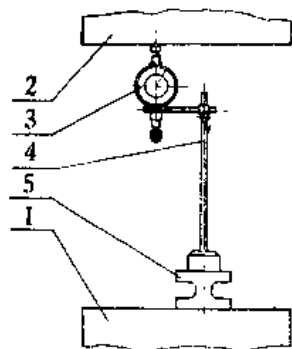
### 第二，初调滑块对工作台的不平行度

将滑块停留在中间位置，调整四角导轨使与滑块导轨面接触，将表架4移至前端位置并将表的刻线对零点，停留片刻，观察滑块有无下溜现象，若表针不动，即为合格，然后将表架推至后端最外点，若读数为正，即指针顺时针方向旋转，则说明滑块后面较前方低，因此应将前面两个导轨向后调整，后面导轨后退，然后再次重复测量调整直至平行。前后方向应测量三个位置即将平尺放在左侧、中间和右侧三个位置。然后表架不动，将平尺沿左右方向平行移动，调整左右方向的不平行度，合格后反过来再检查一次前后方向的不平行度。

第三，检查并调整滑块在最上位置和最下位置时对工作台面的不平行度。

第四，检查并调整滑块对工作台面的不垂直度。平行度调整后，按图8-32，在前、后、左和右四个方向测量滑块运动时对工作台面的不垂直度。检验时行程量一般为滑块

行程的二分之一，並尽量靠下面位置测量。测量时将表在一端对零点，例如在上位置对零点，向下运动时，若读数为正，则表示滑块行程由左向右倾斜，因此，应将固定右支柱上的可调导轨向中心调整，相应放松固定于右侧的导轨，使滑块绕油缸导向面向左旋转。四个方向均需检查、调整直至合格。



1.工作台 2.滑块 3.百分表 4.表架 5.平尺  
图8-31 平行度测量示意图

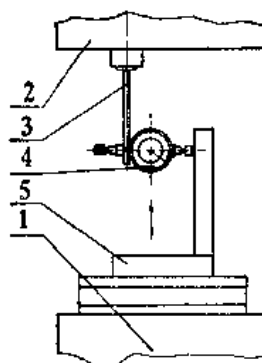


图8-32 垂直度测量方法示意图

第五，再次检查一下滑块对工作台面的不平行度。这时可能有两种情况，其一是平行度合格垂直度也合格，即精度调整后满足标准规定的指标。另一种情况是平行度和垂直度误差方向相反，而且其中一项超差，这种情况说明各零件装配后累积误差太大，导轨在前后和左右方向调整也不能消除。出现了这种情况就应检查主要零件的加工质量以及技术要求是否合理。若在自制专用液压设备因加工条件限制，达不到规定的要求而出现上述情况时，则可以首先将垂直度调整至合格，并且误差在最小的情况，然后测量不平行度的误差大小和方向，相应修理滑块下平面，使平行度符合要求。修理后应再次测量各项精度要求。

第六，调整合格后应将各调整螺钉和紧固螺钉拧紧并防松。

第七，在负荷试车后各项精度应再次检查一次，要求精度基本保持稳定，并在规定的指标范围内。

## 第六节 框架式机身应力测试

对试制样机进行应力测试是验证设计和计算是否符合实际，结构设计上是否有明确的应力集中的一个极为重要的方法。

我厂对 Y61-1000 冷挤压液压机机身等进行了初步应力测试，测试方法和所用的仪器仪表与第七章第八节相同，不再叙述。现按实测结果与理论计算的弯矩图绘于图 8-33，图中实线为理论计算的弯矩图（计算数据见本章第一节计算实例），测试点经整理后用圆圈表示，并用虚线联接起来。

对图8-33应力测试结果与理论计算的弯矩图进行比较，可以得出如下结论：

(1) 实测的弯矩图说明，只考虑框架机身垂直方向受力引起的弯矩（见图8-10至图8-12）是不够的，而且出入较大，因为测试结果支柱的弯矩在全长上是变值，而且中部

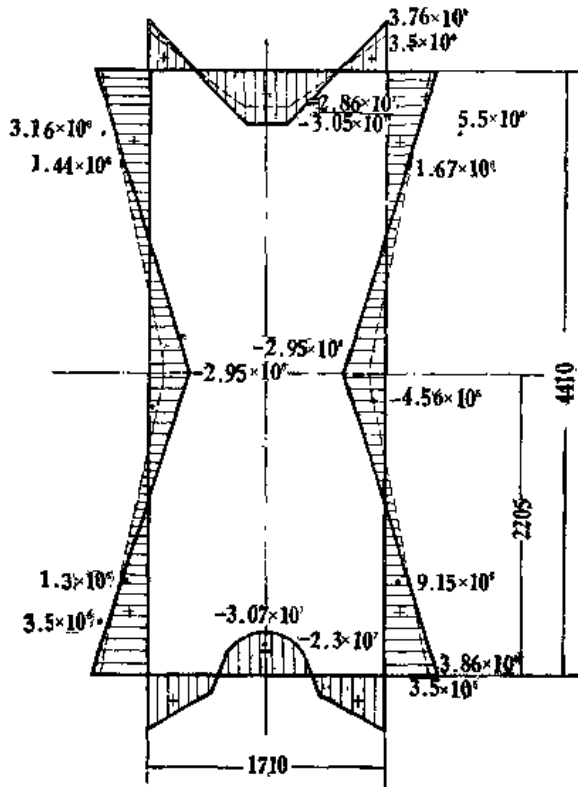


图8-33 Y61-1000机身理论和实际弯矩图

还出现负值，即说明机架在垂直方向变形后，支柱水平方向变形由于滑块的约束作用对机身产生了一水平力。

(2) 因此，必须把水平力的作用引入分析计算中去，并将图8-14的计算结果与图8-10至8-12的弯矩图合成，即图8-33中实线所表示的理论弯矩图形。这样理论弯矩与实际测试的弯矩大为接近，反过来也证明了上叙分析计算方法是正确的，即应按公式8-48至8-50进行强度计算。

(3) 比较图8-12和图8-33可以看出水平力作用后，使支柱中部弯矩减小，四角弯矩加大，同时使上下横梁中弯矩减小。

(4) 应力测试也说明四角弯矩由于结构上圆角半径较小，有明显的应力集中现象，个别转角处应力甚至较计算值大两倍以上。因此四角过渡圆弧应尽可能大于3倍转角处壁厚。

## 第九章 单柱式液压机

单柱式液压机又称“C”形液压机。这种结构最显著的特点是机身为开式结构，可以三面接近工作区。因此装卸模具和工件均很方便。目前，单柱式液压机广泛用于校正压装、板料弯曲成型等工艺中。但是，单柱式结构最大的缺点是机身悬臂受力，且受力后变形不对称，使主缸中心线与工作台的垂直度产生角位移。这样将使模具间隙偏于一侧，一定程度上影响工件压制质量。此外，在一般简单的单柱式液压机设计中，滑块大多没有导轨，完全靠活塞与缸的导向面配合导向，因此，机身变形后将使活塞承受相当的弯曲应力。为了使最大变形在允许范围内，设计时许用应力均取得较低。故较相同参数的四柱式和框架式结构的液压机重量大得多。

单柱式液压机通常由机身、主缸、滑块和限程装置，校正工作台、液压系统和电气系统所组成。其中机身和校正工作台为单柱式液压机结构设计中的关键零件。本章将重点讨论整体式结构的机身和校正工作台等的设计和计算方法。其余结构则可参阅本书其他各章和机械零件等有关书籍。

### 第一节 机身结构分析

目前，单柱校正压装液压机公称压力为10至250吨，行程为500毫米以内，喉深均小于400毫米。因此机身结构基本上全部采用整体式焊接结构。但是在造船工业和化工工业等一些部门中，往往需要更大吨位和喉深更大的单柱式液压机，以满足对大型板材、型钢的校直、压弯、成型等工作。这种情况下一般根据工艺可能性和结构的具体情况选择整体式或用组合式结构。

#### 一、整体式结构

整体式机身结构型式见图9-1，上梁部分设计有主缸安装定位孔，下梁部分为压装用工作台。通常工作台中间有“U”形长孔，以便于轴类零件压装时装卸工件，在台面上设有T形槽可固定模具或校正工作台，支柱部分则设计成“Π”字形或封闭的矩形截面，内部空间通常均利用做为液压系统和电气系统的各元件的安装空间，使整个外观整齐、美观。

整体式机身上下梁在工作中承受弯曲和剪切，支柱则承受拉伸和弯曲载荷，最大应力截

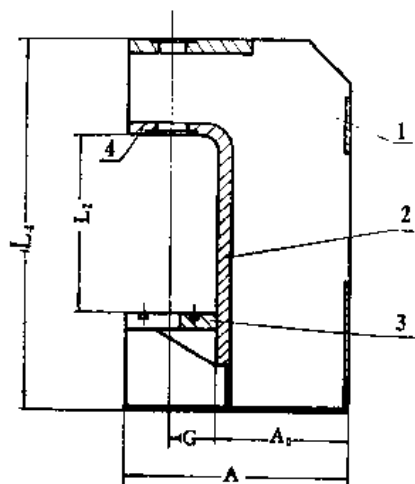


图9-1 整体式单柱液压机机身结构简图

面在上下梁与支柱的转角处。转角内侧受拉弯合成应力，故应力最大，而转角处也是应力集中点。故设计上应予以加强或采取较大的过渡圆角半径。

在初步结构设计时，通常取  $A_0 = (2-4)G$ （见图9-1）板2的厚度  $t_1 = 2.5t_0$ ， $t_0$ 为侧板1的厚度。工作台板3和主缸支承板都应搭接于侧板1上，以免焊缝承受主要载荷。

整体式单柱机身主要技术要求如下：

(1) 铸造结构机身应进行时效处理；焊接机身应进行消除焊接应力退火处理。

(2) 主要承力钢板应调平，其不垂直度允差  $1.5/1000$  毫米。

(3) 工作台表面不平直度允差  $0.08/1000$  毫米。

(4) 主缸台阶与上横梁贴合平面对主缸外圆定位基准面轴线不垂直度允差  $0.03/300$  毫米。

(5) 主缸外圆定位基准面轴线对工作平面的不垂直度允差  $0.05/300$  毫米。

## 二、组合式结构

较大型的单柱式液压机若采用整体结构，则机身显得十分笨重、制造工艺性不好。因此，需采用组合式结构。从图9-2中可以看出，组合式机身结构由上梁1，下梁2，支柱3，并用拉杆4和5预紧后所组成。

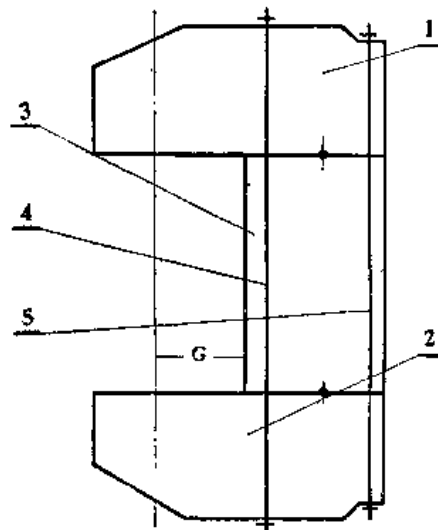


图9-2 组合式单柱液压机机身结构图

目前，也有应用预应力绕带式结构，取代拉杆将上下梁和支柱预紧的设计和产品的。但是，由于结构和工艺条件限制，目前应用还不普遍。

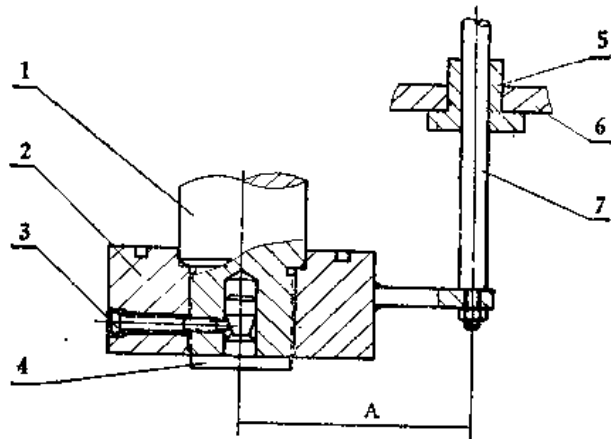
## 第二节 滑块和导向结构

不同工艺用途的单柱式液压机滑块和导向结构有较大的区别。

在校正压装工艺中，一般上模均较小，压制过程中偏心载荷也比较小，因此对运动精度要求不高。故一般采用活塞式油缸结构，并将滑块直接固接于活塞端部，利用油缸自身导向即可满足要求。其结构见图9-3。

为了防止活塞1在运动过程中绕其中心线的转动和将行程数值输送至限程装置，设有导套5和导杆7，导杆7紧固于滑块2的悬伸部分上。为了补偿滑块和机身两个零件孔间距A的加工误差，导套5设计成偏心套结构。其内外径偏心距约为1.5毫米。因此，装配时可旋转导套5使中心距A保持一致。然后配做紧固导套的螺钉孔。

若利用单柱式液压机做落料，成型等工艺则需要较为精确的导向，此时宜采用在支柱内侧或上梁部位设计导轨的结构（见图9-4）。这种结构一般均用于小吨位和喉深G较小的设计中。导轨长度L应尽可能长一些，以防止导轨面整劲。通常取  $L = 1 \sim 1.5G$ 。



1 活塞 2 滑块 3 紧固螺钉 4 压头 5 导套 6 机身 7 导杆  
图9-3 滑块和导向结构之一

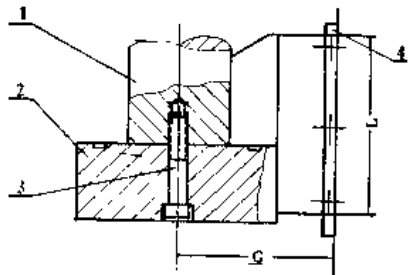


图9-4 滑块和导向结构之二

用于大型零件的压制和弯曲成型的单柱式液压机，一般喉深均较大，甚至在一米以上，此时，在支柱内布置滑动导轨已不适当。宜采用沿主缸中心两侧布置刚度较大的导向柱，其结构示意图9-5。从图上可以看出，主缸3固定于机身上梁5上，活塞4由法兰6和双头螺栓紧固于滑块7上。滑块两侧设有刚度较大的圆形导柱1，并在机身上梁两侧的导向套2内滑动，导柱1与滑块紧密配合，因此在滑块7上下运动时，带动导柱1即可对滑块进行导向。

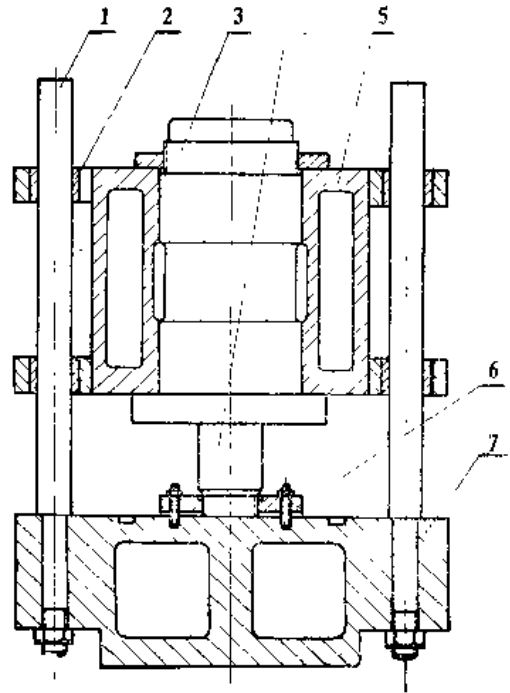


图9-5 滑块和导向结构之三

### 第三节 整体式机身强度和刚度计算

#### 一、强度计算

整体单柱式机身强度计算的步骤如下：

(1) 将初步设计的机身上下梁和支柱简化为计算截面，然后应用表 8-1 所示方法计算出各截面特性数据和形心位置。

(2) 根据形心位置作机身受力简图，一般均假定上下梁承受集中载荷，力作用线与主缸中心线重合。

(3) 计算并求出机身各部弯矩图。

(4) 强度计算

将上下梁和支柱形心求出后，即可画出图 9-6 的受力和弯矩图。

从图 9-6 可以看出，上下梁承受弯曲和剪切，支柱则承受拉伸和弯曲。而转角处弯矩最大，其值为

$$M = P \cdot B \quad (\text{kgf} \cdot \text{cm})$$

式中：  $P$  —— 公称压力 (kgf)

$B$  —— 主缸中心线至支柱形心的距离 (cm)

上下梁最大弯曲应力在转角处，其应力和强度条件为

$$\sigma = \frac{M \cdot H_1}{J} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf}/\text{cm}^2) \quad 9-2$$

式中：  $J$  —— 上（下）梁惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

$H_1$  —— 上（下）梁截面最外点距截面形心的距离 (cm)

$[\sigma]$  —— 许用应力 (kgf/cm<sup>2</sup>)

剪应力最大点在截面形心轴上，其值可由下式近似计算：

$$\tau = 1.5 \frac{P}{t \cdot H} \leq [\tau] \quad (\text{kgf}/\text{cm}^2) \quad 9-3$$

式中：  $t$  —— 上（下）梁立板厚度之和 (cm)

$H$  —— 上（下）梁总高度 (cm)

$[\tau]$  —— 许用剪切应力 (kgf/cm<sup>2</sup>)

支柱部分承受拉伸和弯曲的合成应力。由弯曲产生的最大拉应力在支柱内侧，故内侧最大拉应力为：

$$\sigma = \frac{P}{F_s} + \frac{M H_1}{J_s} \leq [\sigma]_{\text{拉}} \quad (\text{kgf}/\text{cm}^2) \quad 9-4$$

外侧压应力为：

$$\sigma = \frac{P}{F_s} - \frac{M(H-H_1)}{J_s} \leq [\sigma]_{\text{压}} \quad (\text{kgf}/\text{cm}^2) \quad 9-5$$

式中：  $F_s$  —— 支柱截面积 (cm<sup>2</sup>)

$H$  —— 支柱截面高度 (cm)

$H_1$  —— 支柱截面形心至内侧最远点的距离 (cm)

$J_s$  —— 支柱截面的惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

设计时应注意防止转角处应力集中，通常左右侧板均用较大圆弧过渡或用 45° 折线过渡加强转角部位的截面。实践表明，若侧板转角圆弧太小（小于侧板厚度的一半），

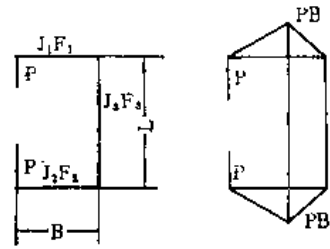


图9-6 受力分析图

9-1

则应力集中点比计算应力大2~3倍。因此，建议焊接式结构设计中，圆弧半径应为侧板厚度的两倍以上。铸造整体式结构圆弧半径应为腹板厚度的2~3倍。

单柱式机身设计中，强度计算是第二位的，主要应按刚度条件设计，故强度计算时许用应力选择较低数值。一般用钢板焊接结构中最大取 $[\sigma] \leq 600 \sim 700$ 公斤力/厘米<sup>2</sup>。但计算应力最好在350公斤力/厘米<sup>2</sup>以内。

## 二、刚度计算

单柱式机身也同其他结构型式的液压机一样，受力后必然产生变形，表示变形的特性指标有两种方法，其一是上下梁内侧在主缸中心线上的两点，在公称载荷作用下的相对位移。其二是在公称载荷作用下，主缸中心线的转角。从单柱液压机的结构特点（变形不对称）和压制过程对整机的要求（上下梁水平相对位移）来分析，采用限制主缸中心线的转角是比较合理和比较全面的。我厂对单柱式结构的液压机设计的刚度指标是在公称载荷作用下主缸中心线角位移不大于3'。这一指标是比较高的，对于一般校正压装液压机取角位移不大于6'即足够了。

主缸中心线对工作台中心点的转角位移可利用莫尔积分方法求出：

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{1}{EJ_1} \int_0^B px \cdot 1 dx + \frac{1}{EJ_2} \int_0^B px \cdot 1 dx + \frac{1}{EJ_3} \int_0^L PB \cdot 1 dx \\ &= \frac{1}{2EJ_1} PB^2 + \frac{1}{2EJ_2} PB^2 + \frac{1}{EJ_3} PBL \end{aligned}$$

令：  $K_{s1} = \frac{J_3}{J_1}$        $K_{s2} = \frac{J_3}{J_2}$        $\alpha = \frac{L}{B}$  并将弧度值转换为以分为单位的角度

值得：

$$\theta = 1720 \frac{PB^2}{EJ_3} (2\alpha + K_{s1} + K_{s2}) \leq [\theta] \quad (1) \quad 9-6$$

式中： P —— 公称压力 (kgf)  
 B —— 主缸中心线至支柱形心距离 (cm)  
 E —— 机身材料弹性模量 (kgf/cm<sup>2</sup>)  
 J<sub>3</sub> —— 支柱截面惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

$\alpha$  —— 系数  $\alpha = \frac{L}{B}$  (见图9-3)

$K_{s1} = \frac{J_3}{J_1}$  支柱与上梁的惯性矩的比值

$K_{s2} = \frac{J_3}{J_2}$  支柱与下梁的惯性矩的比值

$[\theta]$  —— 许用角位移(') 标准刚度： $[\theta] = 3'$

较低刚度： $[\theta] = 6'$



#### 第四节 校正工作台设计和计算

在单柱液压机上对轴类零件进行校直工作时，常设计有校正工作台，图9-7为我厂Y41-160B校正工作台结构图，图9-8为受力分析图。

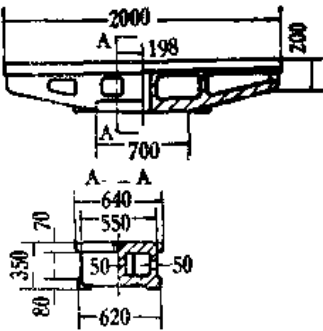


图9-7 校正工作台结构

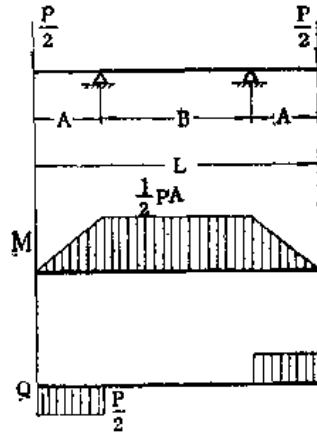


图9-8 受力分析图

最大弯矩在两支点内，弯矩M为：

$$M = \frac{1}{2} PA \quad (\text{kgf-cm}) \quad 9-7$$

最大剪切力Q在两支点外侧，剪切力Q为：

$$Q = \frac{1}{2} P \quad (\text{kgf}) \quad 9-8$$

强度计算条件为：

$$\sigma = \frac{M \cdot H_1}{J} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 9-9$$

$$\tau = 1.5 \frac{Q}{bh} \leq [\tau] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 9-10$$

以上式中：

M——最大弯矩 (kgf-cm<sup>2</sup>)

P——公称压力 (kgf)

A——校正工作台悬臂端距离 (cm)

Q——最大剪切力 (kgf)

H<sub>1</sub>——两支点内计算截面最外点距形心的距离 (cm)

J——计算截面惯性矩 (cm<sup>4</sup>)

b, h——受剪计算截面立板总宽度和高度 (cm)

校正工作台主要承受弯曲和剪切，故一般均采用铸钢或钢板焊接制成。

除进行强度计算外，一般还应控制工作台变形，通常允许的弯曲变形值[f]

$\leq \frac{0.2}{1000} L \text{mm}$ ,  $L$ 为工作台计算长度。

工作台全长上弯曲变形量可用下式求出:

$$f = \frac{PA}{48EJ} (8A^2 + 12AB + 3B^2) \quad (\text{cm}) \quad 9-11$$

式中:  $E$ ——弹性模量 (kgf/cm<sup>2</sup>)  
 $A$ ——校正时可移支座距支点的外伸距离 (cm)  
 一般可由  $L = 0.6 \sim 0.7L_0$  求出,  $L_0$  为校正工作台全长。  
 $B$ ——工作台宽度 (cm) (指机身工作台左右方向长度)  
 其余符号同前。

## 第五节 设计实例

现以我厂设计和生产的 Y41-160B 单柱校正压装液压机为例计算如下:

### 一、机身零件的计算

#### (一) 已知条件

根据主要技术规格和初步结构设计要求, 机身结构如图9-9所示。各截面特性数据如下:

上梁:  $J_1 = 3.85 \times 10^6 \text{cm}^4$

$$F_1 = 740 \text{cm}^2$$

$$F_{1a} = 560 \text{cm}^2 \text{ (立板面积)}$$

$$H = 70 \text{cm} \quad h_1 = 35 \text{cm}$$

下梁:  $J_2 = 8.5 \times 10^6 \text{cm}^4$

$$F_2 = 1350 \text{cm}^2$$

$$F_{2a} = 560 \text{cm}^2 \quad H = 70 \text{cm} \quad h_1 = 33 \text{cm}$$

支柱:  $J_3 = 1.115 \times 10^6 \text{cm}^4 \quad F_3 = 1334 \text{cm}^2$

$$H = 95.5 \text{cm} \quad h_1 = 30.5 \text{cm}$$

受力简图 (图9-6) 上的数据:

$$B = 63 \text{cm} \quad L = 198 \text{cm} \quad G = 32.5 \text{cm}$$

$$P = 1.6 \times 10^6 \text{kgf} \quad \text{材料: } A_3$$

#### (二) 强度计算

上梁弯曲应力

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{M \cdot h_1}{J_1} \leq [\sigma] = 600 \sim 700 \text{kgf/cm}^2 \\ &= \frac{1.6 \times 10^6 \times 32.5 \times 35}{38.5 \times 10^6} = 473 \text{kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

上梁剪切应力

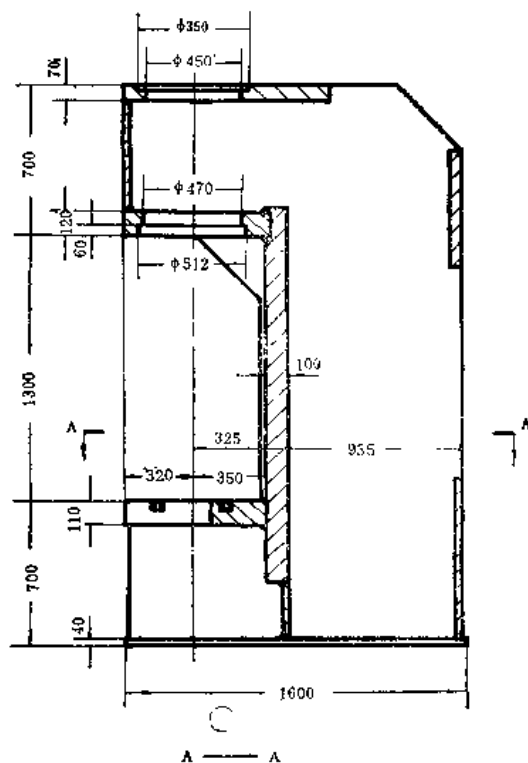


图9-9 Y41-160B 机身结构图

$$\begin{aligned}\tau &= 1.5 \frac{P}{F_{1s}} \leq [\tau] 500 \text{kgf/cm}^2 \\ &= 1.5 \times \frac{1.6 \times 10^6}{560} = 428 \text{kgf/cm}^2\end{aligned}$$

支柱弯曲应力:

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{M \cdot h_1}{J_3} = \frac{1.6 \times 10^6 \times 63 \times 30.5}{1.115 \times 10^6} = 275 \text{kgf/cm}^2 \text{ (受拉)} \\ \sigma &= \frac{M \cdot (H - h_1)}{J_3} = \frac{1.6 \times 10^6 \times 93 \times (95.5 - 30.5)}{1.115 \times 10^6} = 588 \text{kgf/cm}^2 \text{ (受压)}\end{aligned}$$

支柱平均拉伸应力:

$$\sigma = \frac{P}{F_3} = \frac{1.6 \times 10^6}{1334} = 120 \text{kgf/cm}^2$$

支柱合成应力:

$$\text{内侧 } \sigma = 120 + 275 = 395 \text{kgf/cm}^2 \quad \text{(受拉)}$$

$$\text{外侧 } \sigma = 120 - 588 = -468 \text{kgf/cm}^2 \quad \text{(受压)}$$

下梁与上梁受力条件相同, 而且截面刚度更大, 故强度条件也必然满足要求。

### (三) 刚度计算

应用公式9-6计算主缸中心线对工作台不垂直度最大转角 $\theta$ 为:

$$\theta = 1720 \frac{PB^2}{EJ_3} (2\alpha + K_{s1} + K_{s2}) \leq [\theta]$$

式中:  $P = 1.6 \times 10^6 \text{kgf}$   $E = 2.1 \times 10^6 \text{kgf/cm}^2$   $B = 63 \text{cm}$

$$\alpha = \frac{L}{B} = \frac{198}{63} = 3.15 \quad J_3 = 1.115 \times 10^6 \text{cm}^4$$

$$K_{s1} = \frac{J_3}{J_1} = \frac{1.115 \times 10^6}{3.85 \times 10^5} = 2.9$$

$$K_{s2} = \frac{J_3}{J_2} = \frac{1.115 \times 10^6}{8.5 \times 10^5} = 1.31 \quad \text{代入上式的,}$$

$$\begin{aligned}\theta &= 1720 \frac{1.6 \times 10^6 \times 63^2}{2.1 \times 10^6 \times 1.115 \times 10^6} (2 \times 3.15 + 2.9 + 1.31) \\ &= 4.9'\end{aligned}$$

对于一般校正压装用液压机, 许用角位移取 $6'$ , 故刚度满足要求。

## 二、校正工作台计算

校正工作台结构见图9-7, 受力分析见图9-8, 根据校正工艺情况, 可移支座间距 $L$ 取 $0.65L_0$ 计算所需数据如下:

$$J = 1.91 \times 10^5 \text{cm}^4 \quad F = 1244 \text{cm}^2 \quad b = 15 \text{cm}$$

$$h = 35 \text{cm} \quad L_0 = 200 \text{cm} \quad L = 0.65L_0 = 130 \text{cm}$$

$$A = 30 \text{cm} \quad B = 70 \text{cm} \quad H = 35 \text{cm} \quad H_1 = 17.3 \text{cm}$$

$$P = 1.6 \times 10^6 \text{kgf} \quad \text{材料: ZG35 I}$$

### 强度计算

支点内弯矩M为:

$$M = \frac{1}{2} P A = \frac{1}{2} \cdot 1.6 \times 10^5 \times 30 = 2.4 \times 10^6 \text{ kgf-cm}$$

支点外剪切力Q为:

$$Q = \frac{1}{2} P = \frac{1}{2} \times 1.6 \times 10^5 = 8 \times 10^4 \text{ kgf}$$

弯曲应力为:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{MH_1}{J} \leq [\sigma] = 600 \sim 700 \text{ kgf/cm}^2 \\ &= \frac{2.4 \times 10^6 \times 17.3}{1.91 \times 10^6} = 217 \text{ kgf/cm}^2 \quad (\text{受压}) \\ \sigma &= \frac{M(H-H_1)}{J} = \frac{2.4 \times 10^6 (35 - 17.3)}{1.8 \times 10^6} = 223 \text{ kgf/cm}^2 \quad (\text{受力}) \end{aligned}$$

支点截面上最大剪应力:

$$\begin{aligned} \tau &= 1.5 \frac{Q}{bh} \leq [\tau] = 500 \text{ kgf/cm}^2 \\ &= 1.5 \frac{8 \times 10^4}{1.5 \times 35} = 229 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

在公称压力下最大变形量

$$\begin{aligned} f &= \frac{PA}{48EJ} (8A^2 + 12AB + B^2) \quad \text{cm} \\ &= \frac{1.6 \times 10^5 \times 30}{48 \times 1.75 \times 10^6 \times 1.91 \times 10^6} (8 \times 30^2 + 12 \times 30 \times 70 + 3 \times 70^2) \\ &= 0.0234 \text{ cm} \end{aligned}$$

允许变形量[f]为:

$$[f] = \frac{0.2}{1000} \times L = \frac{0.2}{1000} \times 1300 = 0.26 \text{ mm}$$

故变形在允许范围内。

## 第六节 应力测试和分析

我厂对Y41-160型单柱校正压装液压机机身和校正工作台进行了应力测试,目的是验证计算公式的准确性;研究焊接部位和转角处等应力集中的情况;并在此基础上制定改进的措施。

测试方法与四柱式液压机应力测定方法相同,故此处从略。

测试部分结果见图9-10和9-11

测试结果可以得出如下结论:

(1)在满负荷情况下,机身和校正工作台强度是足够的。

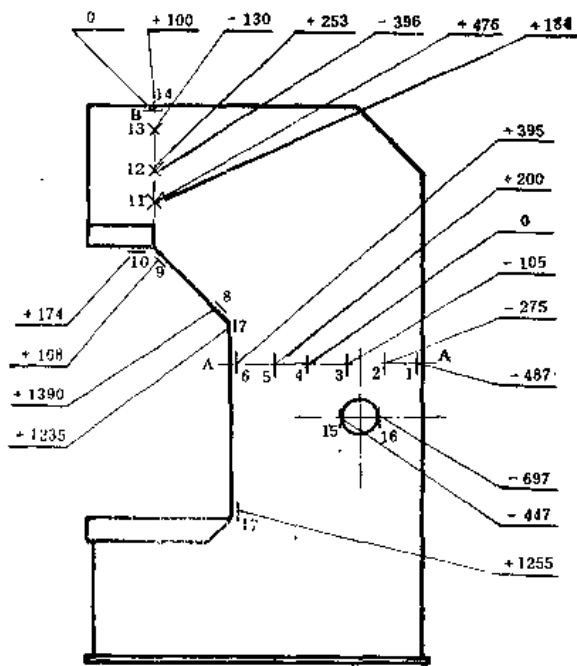


图9-10 P = 160t时机身实测应力数值  
(单位kgf/cm<sup>2</sup>)

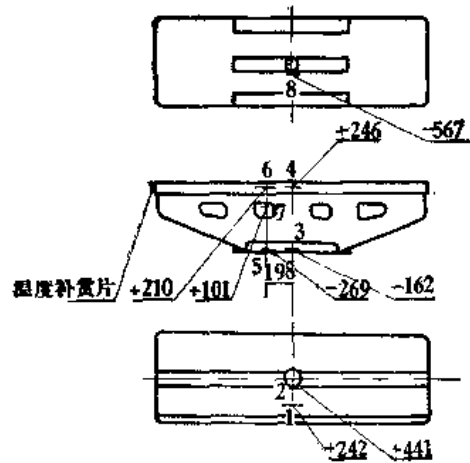


图9-11 P = 80t时校正工作台应力  
实测数值(单位kgf/cm<sup>2</sup>)

(2) 机身和校正工作台应力测试结果与计算值很接近, 说明分析计算方法是符合实际情况的。(校正工作台实测时是按最外点做支承, 即  $A = 65\text{cm}$ , 受力为  $\frac{1}{2}P$  条件下, 计算值  $\sigma = +241\text{kgf/cm}^2$   $\sigma = -236\text{kgf/cm}^2$ )

(3) 焊缝应力转角处和开孔部位, 应力集中情况是比较大的, 特别是机身测点7、8和17号处, 原设计和加工圆角过小使应力集中很大, 故应在设计时加大圆角半径。

(4) 主缸中心截面上受力和应力分布规律比较复杂, 但应力在中性层附近仍为最大。按前述近似公式计算也是可以的。

## 附录一 液 压 机 精 度

本附录所引用液压机精度标准共五种。其中四柱式万能液压机、单柱校正压装液压机是第一机械工业部部颁标准，塑料制品液压机、粉末制品液压机和金属挤压液压机是我厂企业标准。上述五种液压机是我厂生产的部分产品，供读者设计分析时参考用。

### 单柱校正压装液压机精度 (JB1292—73)

1. 本标准适用于单柱校正压装液压机。
2. 偏差须按允差栏内所列的规定长度测量。当实际可测量的长度超过规定时，不能推算，允差不变，小于规定时，则允差按可能测量的最大长度折算。折算结果，其微米位数字小于5以5计，超过5不足10以10计；但总允差值小于0.01mm，则仍以0.01mm计。
3. 工作台面是液压机的检验基准面。
4. 校正工作台必须符合下列允差：
  - (1) 上平面和下平面的不平度允差在1000mm长度上为0.08mm；
  - (2) 上、下两平面间的不平行度允差在1000mm长度上为0.08mm。

#### 检验1 精 度 检 验

检验项目	检验方法	允差 mm
工作台面的不平度	将平尺的检验面，按不同方向放在工作台上，用塞尺测量平尺和工作台面间的间隙	在1000mm长度上为0.08

#### 检验2

检验项目	检验方法	允差 mm
滑块下平面的不平度	将平尺的检验面，按不同方向靠在滑块下平面上，用塞尺测量平尺和滑块下平面的间隙	在1000mm长度上为0.08

#### 检验3

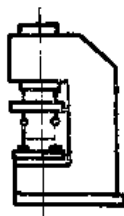


图 1

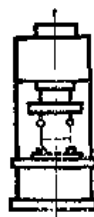


图 2

检验项目	检验方法	允差 mm
滑块（或活塞）下平面对工作台面的不平行度	在工作台面上放一把平尺，平尺上放一个千分表使千分表测头顶在滑块（或活塞）下平面上 当滑块（或活塞）在工作行程的最上和最下位置时，在两个互相垂直的方向（图1和图2）上、在最大可测范围内测量。偏差按千分表移动的最大读数差值确定	在300mm长度上为0.15

#### 检验4



图1



图2

检验项目	检验方法	允差 mm
滑块（或活塞）行程对工作台面的不垂直度	在工作台面上放一把平尺，平尺上放一把角尺，将千分表紧固在滑块（或活塞）下平面上，使千分表测头顶在角尺的检验面上 当滑块（或活塞）向下运行时，在两个互相垂直的方向（图1和图2）上，在最大可测的行程内测量。偏差按千分表的最大读数差值确定	在300mm长度上为0.20

### 四柱式万能液压机精度 (JB1293-73)

1. 本标准适用于四柱式万能液压机。

2. 偏差须按允差栏内所列的规定长度测量。当实际可测量的长度超过规定时，不能推算，允差不变；小于规定时，允差按可能测量的最大长度折算。折算结果，其微米位数小于5以5计，超过5不足10以10计；但总允差值小于0.01mm，则仍以0.0mm计。

3. 工作台面是液压机的检验基准面。

4. 工作台板必须符合下列允差：

(1) 上平面和下平面的不平度允差在1000mm长度上为0.05mm；

(2) 上、下两平面间的不平行度允差在1000mm长度上为0.16mm。

#### 检验1

#### 精度检验

检验项目	检验方法	允差 mm
工作台面的不平度	将平尺的检验面，按不同方向放在工作台面上，用塞尺测量平尺和工作台平面间的间隙	在1000mm长度上为0.05

### 检验 2

检验项目	检验方法	允差 mm
滑动横梁下平面的不平度	将平尺的检验面，按不同方向靠在滑块下平面上用塞尺测量平尺和滑动横梁下平面间的间隙	在1000mm长度上为0.05

### 检验 3

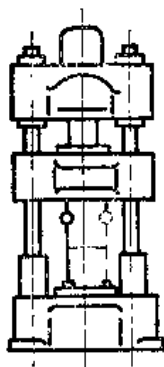


图 1

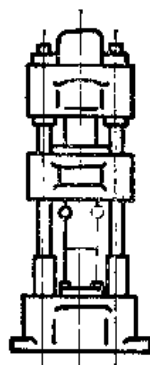


图 2

检验项目	检验方法	允差 mm
活动横梁下平面对工作台面的平行度	在工作台上放一把平尺，在平尺上放一个千分表使千分表测头顶在活动横梁下平面上 当活动横梁在工作行程的最上和最下位置时，在两个互相垂直的方向（图 1 和图 2）上，在最大可测范围内测量。偏差按千分表移动时的最大读数差值确定	在1000mm长度上为0.16

### 检验 4

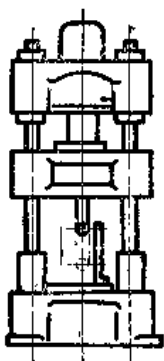


图 1

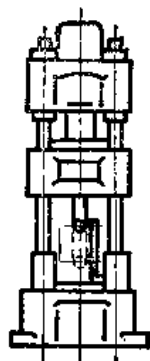


图 2



检验项目	检验方法	允差 mm
活动横梁行程对工作台面的不垂直度	<p>在工作台上放一把平尺，平尺上放一把角尺，将千分表紧固在活动横梁下平面上，使千分表测头取在角尺的检验面上。</p> <p>当活动横梁向下运行时，在两个互相垂直的方向（图1和图2）上，在最大可测的行程内测量。偏差按千分表的最大读数差值确定</p>	在1000mm行程长度上为0.30

### 塑料制品液压机精度

1. 本标准适用于热固性塑料制品液压机（不包括注塑机）
2. 偏差须按允差栏内规定的长度计算并测量，测量结果，其微米位数字小于5时以5计，超过5不足10以10计。
3. 工作台垫板必须符合下表要求：

检查项目	检验方法	允 差 mm	
		$L \leq 1 m$	$L \leq 2 m$
上、下两平面的不平度	将平尺的检验面依次放在工作台垫板的两个平面上，按“田”字形在最大可测长度内，用塞尺测量检验面和工作台垫板平面间的间隙	$0.02 + \frac{0.04}{1000} L$	$0.04 + \frac{0.04}{1000} L$
$L = \text{最大可测长度}$			
上、下两平面的不平度	将工作台垫板放在检验平板上，在平板上放一个千分表检测器，使千分表测头顶在工作台垫板上平面上，按“田”字形在最大可测长度内测量。偏差按千分表检测器移动时的最大读数差值确定	$0.04 + \frac{0.04}{1000} L$	$0.04 + \frac{0.04}{1000} L$
$L = \text{最大可测长度}$			

4. 工作台面是液压机的检验基准面。
5. 活动横梁（或滑块）必须符合下表要求：

检验项目	检验方法	允 差 mm	
		$L \leq 1 m$	$L \leq 2 m$
活动横梁（或滑块）下平面的不平度	先将活动横梁（或滑块）下平面向上放置，再将平尺的检验面放在活动横梁（或滑块）下平面上，按“田”字形在最大可测长度内用塞尺测量平尺检验面和活动横梁（或滑块）下平面间的间隙	$0.02 + \frac{0.04}{1000} L$	$0.04 + \frac{0.04}{1000} L$
$L = \text{最大可测长度}$			

只做单件检验，并应将实测数据记入出厂合格证明书内

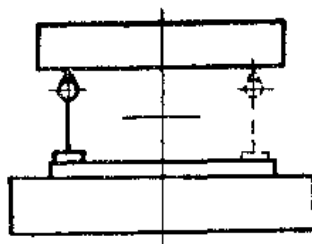
6. 在精度检验合格后, 属框架结构者, 应将滑块和导轨的间隙实测数据记入产品出厂合格证明书内。

检验 1

总装精度检验

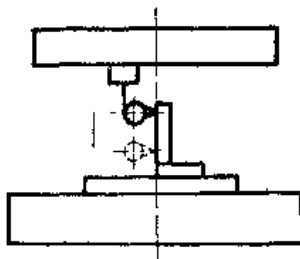
检验项目	检验方法	允 差 mm	
		$L \leq 1 m$	$L \leq 2 m$
工作台面的不平度	将平尺的检验面放在工作台上, 按“田”字形在最大可测长度内, 用塞尺测量平尺检验面和工作台面间的间隙	$0.02 + \frac{0.01}{1000} L$	$0.01 + \frac{0.01}{1000} L$
		$L = \text{最大可测长度}$	

检验 2



检验项目	检验方法	允 差 mm	
		$L \leq 1 m$	$L \leq 2 m$
活动横梁 (或滑块) 下平面对工作台面的不平行度	在工作台上放一把平尺, 在平尺上放一个千分表检测器, 使千分表测头顶在活动横梁 (或滑块) 下平面上。当活动横梁 (或滑块) 在最大行程的上限向下 1/3 附近位置和下限位置时, 按“田”字形在最大可测长度内测量。偏差按千分表检测器移动时的最大读数差值确定	$0.05 + \frac{0.20}{1000} L$	$0.07 + \frac{0.20}{1000} L$
		$L = \text{最大可测长度}$	

检验 3



- 滑块与导轨间的间隙实测数据, 系指前左、前右、后左、后右的上下限位置的 8 个最大实测间隙值, 应在保证精度的前提下, 导轨不发热、不拉毛, 并能形成油膜之后, 以一个最大值“×××毫米塞尺不入”记入合格证明书内。

检验项目	检验方法	允 差 mm	
		L ≤ 1 m	L ≤ 2 m
活动横梁（或滑块）行程对工作台面的不垂直度	在工作台上放一把平尺，平尺上放一把角尺，将千分表检测器紧固在活动横梁（或滑块）下平面上，使千分表测头顶在角尺的检验面上。 当活动横梁（或滑块）从最大行程的1/2附近位置向下运行时，按两个互相垂直的方向在最大行程的1/2长度内测量，偏差按千分表检测器的最大读数差值确定	$0.025 + \frac{0.025}{100} L$	$0.025 + \frac{0.025}{100} L$
		L = 最大可测长度	

〔附注〕

1. 工作台垫板一般只做单件检验。当工作台垫板上平面参与最大开启高度参数时，应以工作台垫板上平面做为总装精度的检验基准面。

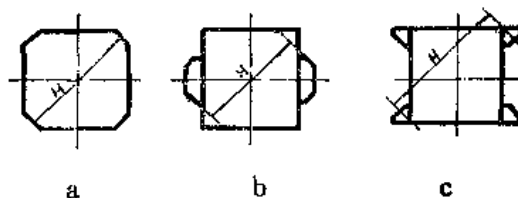
2. 测量不平度时，平尺长度不满足最大可测长度者，其长度不应小于最大可测长度的2/3，并应分段搭接测量，搭接长度不小于平尺全长的1/3，允差按分段可测长度计算并测量。最大可测长度大于1米者，平尺长度不应小于1米。

3. 测量不平行度时，平尺长度不满足最大可测长度者，其长度不应小于最大可测长度的2/3，并应以平尺连续平移测量，允差按最大可测长度计算并测量。最大可测长度大于1米者，平尺长度不应小于1米。

4. 导轨间隙值推荐如下表：

导轨间隙 H	≤600	>600~1000	>1000
	≤0.06	≤0.10	≤0.15
导轨间隙 δ	在导轨长度上 >70% 在导轨宽度上 >50%		

5. 导轨间距，属于四个45°斜导轨者，指滑块对角导轨面之间的距离如图a、b。属于“X”形导轨者，指滑块对角导轨面宽的1/2位置之间的距离如图c。



粉末制品液压机精度

1. 本标准适用于粉末制品液压机（不包括侧式粉末制品液压机）。

2. 偏差须按允差栏内规定的长度计算并测量。测量结果，其微米位数字小于5时以5计，超过5不足10以10计。

3. 工作台垫板必须符合下表要求：

检验项目	检验方法	允 差 mm	
		$L \leq 1\text{ m}$	$L \leq 2\text{ m}$
上、下两平面的不平度	将平尺的检验面依次放在工作台垫板的两个平面上，按“田”字形在最大可测长度内，用塞尺测量检验面和工作台垫板平面间的间隙	$0.02 + \frac{1000}{0.04} L$	$0.04 + \frac{0.04}{1000} L$
		$L = \text{最大可测长度}$	
上、下两平面的不平行度	将工作台垫板放在检验平板上，在平板上放一个千分表检测器，使千分表测头顶在工作台垫板上平面上，按“田”字形在最大可测长度内测量。偏差按千分表检测器移动时的最大读数差值确定	$0.04 + \frac{0.04}{1000} L$	$0.06 + \frac{0.04}{1000} L$
		$L = \text{最大可测长度}$	

4. 工作台面是液压机的检验基准面。

5. 活动横梁（或滑块）必须符合下表要求：

检验项目	验 试 方 法	允 差 mm	
		$L \leq 1\text{ m}$	$L \leq 2\text{ m}$
活动横梁（或滑块）下平面的不平度	先将活动横梁（或滑块）下平面向上放置，再将平尺的检验面放在活动横梁（或滑块）下平面上，按“田”字形在最大可测长度内用塞尺测量平尺检验面和活动横梁（或滑块）下平面间隙面间的	$0.02 + \frac{0.04}{1000} L$	$0.04 + \frac{0.04}{1000} L$
		$L = \text{最大可测长度}$	
只做单件检验，并应将实测数据记入出厂合格证明书内			

6. 在精度检验合格后，属框架结构者，应将滑块和导轨的间隙实测数据记入产品出厂合格证明书\*。

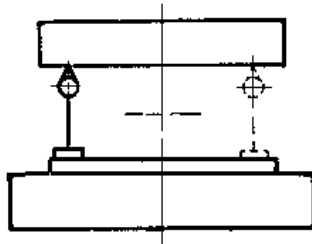
- \* 滑块与导轨间的间隙实测数据，系指前左、前右、后左、后右的上下限位置的8个最大实测间隙值，应在保证精度的前提下，导轨不发热、不拉毛，并能形成油面之后，以一个最大值“×××毫米塞尺不入”记入合格证明书内。

檢驗 1

总裝精度檢驗

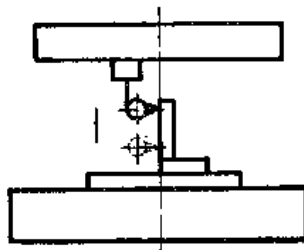
檢驗項目	檢驗方法	允 差 mm	
		$L \leq 1\text{ m}$	$L \leq 2\text{ m}$
工作台面的不平度	將平尺的檢驗面放在工作台上，按“田”字形在最大可測長度內，用塞尺測量平尺檢驗面和工作台面間的間隙	$0.02 + \frac{0.04}{1000} L$	$0.04 + \frac{0.04}{1000} L$
		$L = \text{最大可測長度}$	

檢驗 2



檢驗項目	檢驗方法	允 差 mm	
		$L \leq 1\text{ m}$	$L \leq 2\text{ m}$
活動橫梁（或滑塊）下平面對工作台面不平行度	在工作台上放一把平尺，在平尺上放一個千分表檢測器，使千分表測頭頂在活動橫梁（或滑塊）下平面上。 當活動橫梁（或滑塊）在最大行程的上限向下 1/3 附近位置和下限位置時，按“田”字形在最大可測長度內測量。偏差按千分表檢測器移動時的 最大讀數差值確定	$0.05 \frac{0.20}{1000} L$	$0.07 \frac{0.20}{1000} L$
		$L = \text{最大可測長度}$	

檢驗 3



检验项目	检验方法	允 差 mm	
		L ≤ 1 m	L ≤ 2 m
活动横梁（或滑块）行程对工作台面的不垂直度	在工作台上放一把平尺，平尺上放一把角尺，将千分表检测器紧固在活动横梁（或滑块）下平面上，使千分表测头顶在角尺的检验面上。 当活动横梁（或滑块）从最大行程的1/2附近位置向下运行时，按两个互相垂直的方向在最大行程的1/2长度内测量，偏差按千分表检测器的最大读数差值确定。	$0.025 \frac{0.025}{100}$	$0.035 \frac{0.025}{100}$
		L = 最大可测长度	

〔附注〕

1. 工作台垫板一般只做单件检验。当工作台垫板上平面参与最大开启高度参数时，应以工作台垫板上平面做为总装精度的检验基准面。

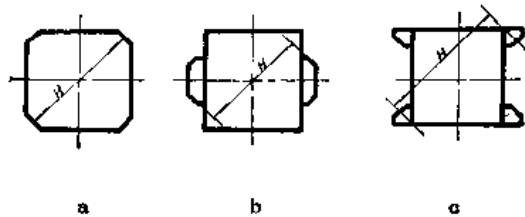
2. 测量不平时，平尺长度不满足最大可测长度者，其长度不应小于最大可测长度的2/3，并应分段搭接测量，搭接长度不小于平尺全长的1/3，允差按分段可测长度计算并测量。最大可测长度大于1米者，平尺长度不应小于1米。

3. 测量不平行度时，平尺长度不满足最大可测长度者，其长度不应小于最大可测长度的2/3，并应以平尺连续平移测量，允差按最大可测长度计算并测量。最大可测长度大于1米者，平尺长度不应小于1米。

4. 导轨间隙值推荐如下表：

导轨间隙 H	≤ 600	> 600 ~ 1000	> 1000
导轨间隙 δ	≤ 0.06	≤ 0.10	≤ 0.16
	在导轨长度上 > 70 % 在导轨宽度上 > 50 %		

5. 导轨间距，属于四个45°斜导轨者，指滑块对角导轨面之间的距离如图 a、b。属于“X”形导轨者，指滑块对角导轨面宽的1/2位置之间的距离如图c。



## 金属挤压液压机精度

1. 本标准适用于粉末制品液压机（不包括侧式粉末制品液压机）。

2. 偏差须按允差栏内规定的长度计算并测量，测量结果，其微米位数字小于5时以5计，超过5不足10以10计。

3. 工作台垫板必须符合下表要求：

检验项目	检验方法	允 差 mm	
		$L \leq 1\text{ m}$	$L \leq 2\text{ m}$
上、下两面的不平度	将平尺的检验面依次放在工作台垫板的两个平面上，按“田”字形在最大可测长度内，用塞尺测量检验面和工作台垫板平面间的间隙	$0.02 + \frac{0.04}{1000} L$	$0.04 + \frac{0.04}{1000} L$
		$L = \text{最大可测长度}$	
上、下两平面的不平行度	将工作台垫板放在检验平板上，在平板上放一个千分表检测器，使千分表测头顶在工作台垫板上平面上，按“田”字形在最大可测长度内测量。偏差按千分表检测器移动时的最大读数差值确定	$0.04 + \frac{0.04}{1000} L$	$0.06 + \frac{0.04}{1000} L$
		$L = \text{最大可测长度}$	

4. 工作台面是液压机的检验基准面。

5. 活动横梁（或滑块）必须符合下表要求：

检验项目	检验方法	允 差 mm	
		$L \leq 1\text{ m}$	$L \leq 2\text{ m}$
活动横梁（或滑块）下平面的不平度	先将活动横梁（或滑块）下平面向上放置，再将平尺的检验面放在活动横梁（或滑块）下平面上，按“田”字形在最大可测长度内用塞尺测量平尺检验面和活动横梁（或滑块）下平面间的间隙	$0.02 + \frac{0.04}{1000} L$	$0.04 + \frac{0.04}{1000} L$
		$L = \text{最大可测长度}$	
只做单件检验，并将实测数据记入出厂合格证明书内			

6. 在精度检验合格后，属框架结构者，应将滑块和导轨的间隙实测数据记入产品出厂合格证明书内\*。

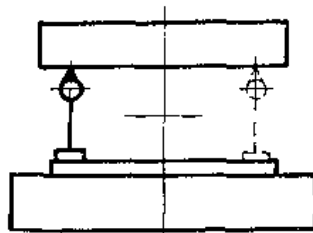
\* 滑块与导轨间的间隙实测数据，系指前左、前右、后左、后右的上下限位置的8个最大实测间隙值，应在保证精度的前提下，导轨不发热、不拉毛，并能形成油面之后，以一个最大值“×·××毫米塞尺不入”记入合格证明书内。

檢驗 1

总裝精度檢驗

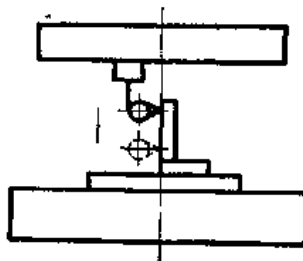
檢驗項目	檢驗方法	允 差 mm	
		$L \leq 1\text{ m}$	$L \leq 2\text{ m}$
工作台面的不平度	将平尺的檢驗面放在工作台上，按“田”字形在最大可測長度內，用塞尺測量平尺檢驗面和工作台面間的間隙	$0.02 + \frac{0.04}{1000}L$	$0.04 + \frac{0.04}{1000}L$
		$L = \text{最大可測長度}$	

檢驗 2



檢驗項目	檢驗方法	允 差 mm	
		$L \leq 1\text{ m}$	$L \leq 2\text{ m}$
活動橫梁（或滑塊）下平面對工作台面不平行度	在工作台上放一把平尺，在平尺上放一個千分表檢測器，使千分表測頭頂在活動橫梁（或滑塊）下平面上。 當活動橫梁（或滑塊）在最大行程的上限向下 1/3 附近位置和下限位置時，按“田”字形在最大可測長度內測量。偏差按千分表檢測器移動時的最大讀數差值確定	$0.05 + \frac{0.15}{1000}L$	$0.07 + \frac{0.15}{1000}L$
		$L = \text{最大可測長度}$	

檢驗 3





检验项目	检验方法	允 差 mm	
		L ≤ 1 m	L ≤ 2 m
活动横梁（或滑块）行程对工作台面的不垂直度	<p>在工作台上放一把平尺，平尺上放一把角尺，将千分表检测器紧固在活动横梁（或滑块）下平面上，使千分表测头顶在角尺的检验面上。</p> <p>当活动横梁（或滑块）从最大行程的1/2附近位置向下运行时，按两个互相垂直的方向在最大行程的1/2长度内测量，偏差按千分表检测器的最大读数差值确定</p>	$0.025 + \frac{0.025}{100} L$	$0.035 + \frac{0.025}{100} L$
		L = 最大可测长度	

〔附注〕

1. 工作台垫板一般只做单件检验。当工作台垫板上平面参与最大开启高度参数时，应以工作台垫板上平面做为总装精度的检验基准面。

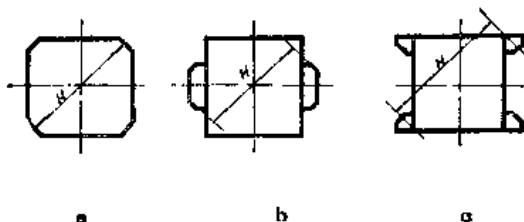
2. 测量不平度时，平尺长度不满足最大可测长度者，其长度不应小于最大可测长度的2/3，并应分段搭接测量，搭接长度不小于平尺全长的1/3，允差按分段可测长度计算并测量。最大可测长度大于1米者，平尺长度不应小于1米。

3. 测量不平行度时，平尺长度不满足最大可测长度者，其长度不应小于最大可测长度的2/3，并应以平尺连续平移测量，允差按最大可测长度计算并测量。最大可测长度大于1米者，平尺长度不应小于1米。

4. 导轨间隙值推荐如下表：

导轨间隙 H	≤ 600	> 600 ~ 1000	> 1000
导轨间隙 σ	≤ 0.06	≤ 0.10	≤ 0.16
	在导轨长度上 > 70 % 在导轨长度上 > 50 %		

5. 导轨间距：属于四个 45° 斜导轨者，指滑块对角导轨面之间的距离如图 a、b。属于“X”形导轨者，指滑块对角导轨面宽的1/2位置之间的距离，如图 c。



## 附录二 常用资料及数据

附表2-1 材料弹性模数及波松比

名 称	弹 性 模 数 $E \times 10^6 (\text{kgf/cm}^2)$	剪 切 弹 性 模 数 $G \times 10^5 (\text{kgf/cm}^2)$	波 松 比 $\mu$
灰口、白口铸铁	1.15~1.6	4.5	0.23~0.27
可锻铸铁	1.55		
碳钢	2~2.2	8.1	0.24~0.28
镍铬钢、合金钢	2.1	8.1	0.25~0.3
铸钢	1.75		
轧制纯铜	1.1	4	0.31~0.34
冷拔纯铜	1.3	4.9	
轧制磷青铜	1.15	4.2	0.32~0.36
冷拔黄铜	0.91~0.99	3.5~3.7	0.32~0.42
轧制锡青铜	1.1	4	0.35
轧制铝	0.69	2.6~2.7	0.32~0.36
拔制铝线	0.7		
铸铝青铜	1.05	4.2	
硬铝合金	0.71	2.7	
轧制锌	0.84	3.2	0.27
铅	0.17	0.7	0.42
玻璃	0.56	2.2	0.25
混凝土 100kgf/cm <sup>2</sup>	0.196~0.146		
混凝土 150kgf/cm <sup>2</sup>	0.214~0.164		
混凝土 200kgf/cm <sup>2</sup>	0.232~0.182		
纵纹木材	0.1~0.12	0.055	
横纹木材	0.005~0.01		
橡胶	$80 \times 10^{-6}$		0.47
电木	0.02~0.03		

附表2-2 材料线膨胀系数 $\alpha \times 10^{-6}$  (1/°C)


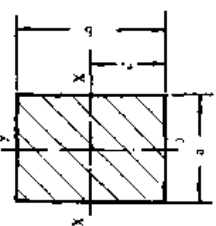
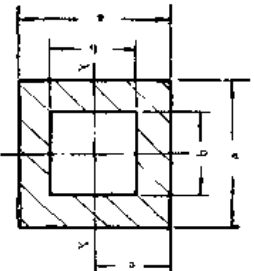
材 料 名 称	温 度 范 围 °C		
	20~100	20~200	20~300
工程用铜	16.6~17.1	17.1~17.2	17.6
紫铜	17.2	17.5	17.9
黄铜	17.8	18.8	20.9
锡青铜	17.6	17.9	18.2
铝青铜	17.6	17.9	19.2
碳钢	10.6~12.2	11.3~13	12.1~13.5
铬钢	11.2	11.8	12.4
40CrSi	11.7		
30CrMnSiA	11		
3Cr13	10.2	11.1	11.6
1Cr18Ni9Ti	16.6	17	17.2
铸铁	8.7~11.1	8.5~11.6	10.1~12.2
镍铬合金	14.5	—	—
铝	23.8	—	—


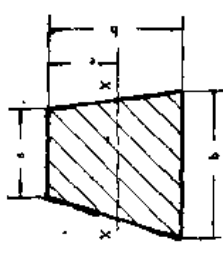
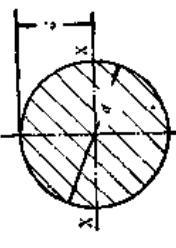
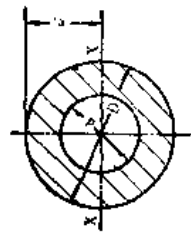
注：1. 线膨胀系数 =  $\frac{\text{长度膨胀量}}{\text{长度} \cdot \text{温升}}$

2. 体膨胀系数 =  $3 \times$  线膨胀系数

### 附录三 截面的几何及力学特性

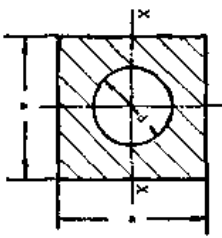
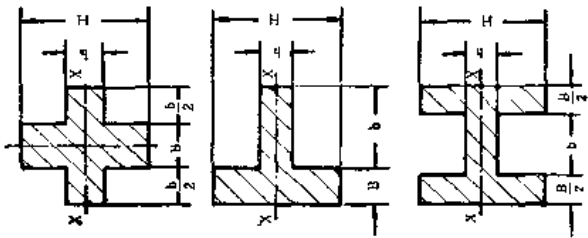
附表3-1

简图	面积 $F$ (cm <sup>2</sup> )	惯性矩 $J$ (cm <sup>4</sup> )	截面模数 $W = \frac{J}{e}$	重心到相应 边的距离 $e$ (cm)	回转半径 $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$ (cm)
	$F = a^2$	$J = \frac{a^4}{12}$	$W = \frac{a^3}{6}$	$e_x = \frac{a}{2}$	$i = \sqrt{\frac{a^2}{12}}$ $= 0.289a$
	$F = ab$	$J_x = \frac{ab^3}{12}$ $J_y = \frac{a^3b}{12}$	$W_x = \frac{ab^2}{6}$ $W_y = \frac{a^2b}{6}$	$e_x = \frac{b}{2}$ $e_y = \frac{a}{2}$	$i_x = 0.289b$ $i_y = 0.289a$
	$F = a^2 - b^2$	$J = \frac{1}{2} (a^4 - b^4)$	$W_x = \frac{a^4 - b^4}{6a}$	$e_x = \frac{a}{2}$	$i_x = 0.289 \sqrt{a^2 + b^2}$

筒图	面积 $F$ (cm <sup>2</sup> )	惯性矩 $J$ (cm <sup>4</sup> )	截面积 $W = \frac{J}{e}$	重心到相应 边的距离 $e$ (cm)	回转半径 $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$ (cm)
	$F = \frac{bh}{2}$ $= \frac{1}{2} P(P-a)(P-b)(P-c)$ 式中: $P = \frac{1}{2}(a+b+c)$	$J_x = \frac{bh^3}{36}$	$W_x = \frac{bh^2}{24}$	$e_x = \frac{2h}{3}$	$i = 0.236h$
	$F = \frac{b(a+b)}{2}$	$J_x = \frac{bh^3(a^2+4ab+b^2)}{36(a+b)}$	$W_{x3} = \frac{h^2(a^2+4ab+b^2)}{12(a+2b)}$ $W_{xb} = \frac{h^2(a^2+4ab+b^2)}{12(2a+b)}$	$e_x = \frac{h(a+2b)}{3(a+b)}$	$i_x = \frac{h}{3(a+b)} \cdot \sqrt{\frac{a^2+4ab+b^2}{2}}$
	$F = \frac{\pi}{4} d^2$	$J = \frac{\pi}{64} d^4$	$W = \frac{\pi}{32} d^3$	$e_x = \frac{d}{2}$	$i = \frac{d}{4}$
	$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$	$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$	$W = \frac{\pi (D^3 - d^3)}{32D}$	$e_x = \frac{D}{2}$	$i = \frac{1}{4} \sqrt{D^2 + d^2}$

续表

筒图	面积 $F$ (cm <sup>2</sup> )	惯性矩 $J$ (cm <sup>4</sup> )	截面模数 $W = \frac{J}{e}$	重心到相应 边的距离 $e$ (cm)	回转半径 $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$ (cm)
	$F = b(H-h)$	$J_x = \frac{b(H^3-h^3)}{12}$ $J_y = \frac{b^3(H-h)}{12}$	$W_x = \frac{b(H^3-h^3)}{6H}$ $W_y = \frac{b^2(H-h)}{6}$	$e_x = \frac{H}{2}$ $e_y = \frac{b}{2}$	$i_x = \sqrt{\frac{H^2+Hh+b^2}{12}}$ $i_y = 0.289b$
	$F = BH - b(e_2+h)$	$J_x = \frac{1}{3}(Be_1^3 - bh^3 + ae_2^3)$	$W_{x1} = \frac{J_x}{e_1}$ $W_{x2} = \frac{J_x}{e_2}$	$e_1 = \frac{aH^2+ba^2}{2(aH+bd)}$ $e_2 = H - e_1$	$i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F}}$
	$F = d(B+b) + ht$	$J_x = \frac{1}{3}[B(H-e_1)^3 + be_1^3 - (B-t)(H-e_1-d)^3 - (b-t)(e_1-d)^3]$	$W_{x1} = \frac{J_x}{e_1}$ $W_{x2} = \frac{J_x}{e_2}$	$e_1 = H - [tH^2 + d^2(B-t) + d(b-t)(2H-d)] \div 2F$	$i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F}}$

简图	面积 $F$ (cm <sup>2</sup> )	惯性矩 $J$ (cm <sup>4</sup> )	截面模数 $W = \frac{J}{e}$	重心到相应 边的距离 $e_x$ (cm)	回转半径 $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$ (cm)
	$F = a^2 - \frac{\pi d^2}{4}$	$J = \frac{1}{12} (a^4 - \frac{3\pi d^4}{16})$	$W = \frac{1}{6a} (a^4 - \frac{3\pi d^4}{16})$	$e_x = \frac{a}{2}$	$i = \sqrt{\frac{16a^4 - 3\pi d^4}{48(4a^2 - \pi d^2)}}$
	$F = BH + bh$	$J_x = \frac{BH^3 + bh^3}{12}$	$W_x = \frac{BH^2 + bh^2}{6H}$	$e_x = \frac{H}{2}$	$i = \sqrt{\frac{J_x}{F}}$

续表

筒 图	面 积 $F$ (cm <sup>2</sup> )	惯 性 矩 $J$ (cm <sup>4</sup> )	截 面 模 数 $W = \frac{J}{e}$	重 心 到 相 应 边 的 距 离 $e$ (cm)	回 转 半 径 $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$ (cm)
	$F = BH - bh$	$J_x = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$	$W_x = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$	$e_x = \frac{H}{2}$	$i = \sqrt{\frac{J_x}{F}}$



# 附录四 简单载荷作用下等截面梁的支座反力、弯矩、挠度及转角计算公式

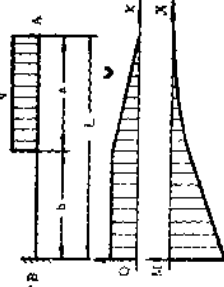
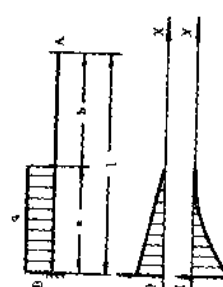
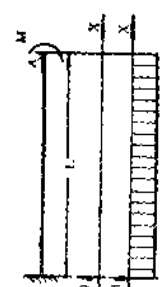
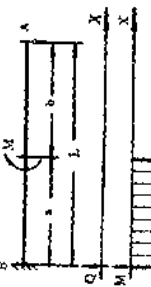
$P$ ——集中载荷 (kgf),  $q$ ——均布载荷 (kgf/cm),  $E$ ——弹性模数 (kgf/cm<sup>2</sup>)  
 $J$ ——截面惯性矩 (cm<sup>4</sup>),  $R_A, R_B$ ——反力 (kgf)  $M_A, M_B$ ——弯矩 (kgf-cm)  
 $f$ ——挠度 (cm),  $\theta_A, \theta_B$ ——支点处转角 (rad)。

附表 4-1

悬臂梁

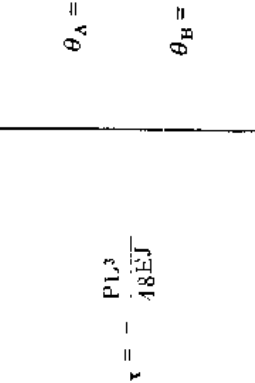
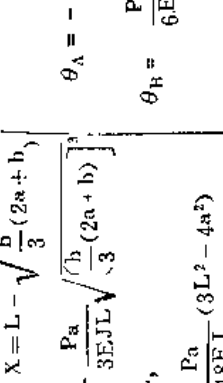
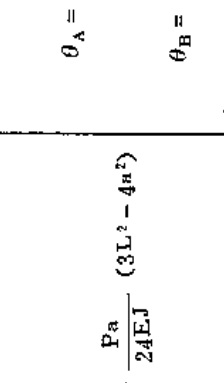
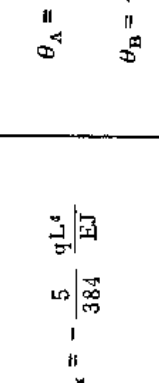
简图	支座反力	支座最大弯矩	悬臂处最大挠度	端部转角
	$R_B = P$	$M_{max} = -PL$	$f_{max} = -\frac{PL^3}{3EJ}$	$\theta_A = -\frac{PL^2}{3EJ}$ $\theta_B = 0$
	$R_B = P$	$M_{max} = -Po$	$f_{max} = -\frac{Pa^2}{6EJ}(3L-a)$	$\theta_A = -\frac{Pa^2}{2EJ}$ $\theta_B = 0$
	$R_B = qL$	$M_{max} = -\frac{1}{2}qL^2$	$f_{max} = -\frac{qL^4}{8EJ}$	$\theta_A = -\frac{qL^3}{6EJ}$ $\theta_B = 0$

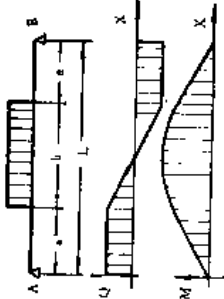
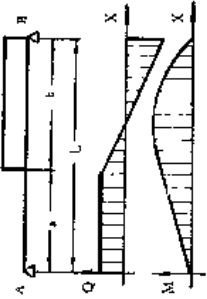
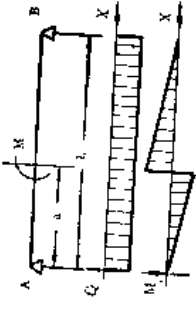
续表

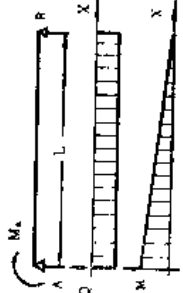
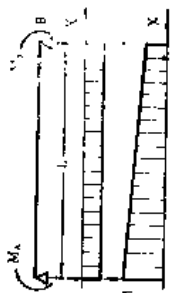
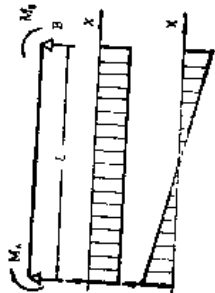
简图	支座反力	支座最大弯矩	悬臂处最大挠度	端部转角
	$R_B = qa$	$M_{max} = -qa(L - \frac{a}{2})$	$f_{max} = -\frac{qL^4}{24EJ} (3 - 4\frac{b^3}{L^3} + \frac{b^4}{L^4})$	$\theta_A = -\frac{qL^3}{6EJ} (1 - \frac{b^3}{L^3})$ $\theta_B = 0$
	$R_B = qa$	$M_{max} = -\frac{1}{2}qa^2$	$f_{max} = -\frac{qa^3}{24EJ} (4L - a)$	$\theta_A = -\frac{qa^3}{6EJ}$ $\theta_B = 0$
	$R_B = 0$	$M_{max} = -M$	$f_{max} = -\frac{ML^2}{2EJ}$	$\theta_A = -\frac{ML}{EJ}$ $\theta_B = 0$
	$R_B = 0$	$M_{max} = -M$	$f_{max} = -\frac{Ma(L+b)}{2EJ}$	$\theta_A = -\frac{Ma}{EJ}$ $\theta_B = 0$

附表4-2

单跨简支梁

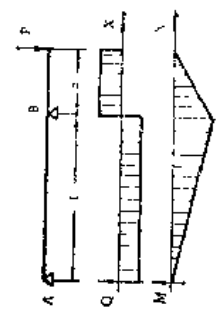
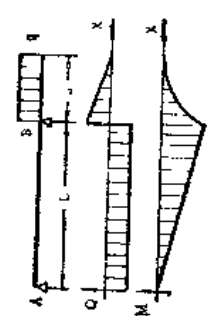
简图	支座反力	最大弯矩(距A支座x处)	跨中挠度 (距A支座x处)	支座转角
	$R_A = R_B = \frac{P}{2}$	$M_{max} = \frac{1}{4} Pl$ (当 $x = \frac{L}{2}$ )	$f_{max} = -\frac{Pl^3}{48EJ}$	$\theta_A = -\frac{Pl^2}{16EJ}$ $\theta_B = -\theta_A$
	$R_A = \frac{Pb}{L}$ $R_B = \frac{Pa}{L}$	$M_{max} = \frac{Pab}{L}$ (当 $x = a$ )	当 $a < b$ , $X = L - \sqrt{\frac{b}{3}(2a+b)}$ $f_{max} = -\frac{Pa}{3EJL} \sqrt{\frac{b}{3}(2a+b)}$ $X = \frac{1}{2}L$ , $f = -\frac{Pa}{48EJ}(3L^2 - 4a^2)$	$\theta_A = -\frac{Pa}{6EJL}(b^2 + bL)$ $\theta_B = \frac{Pb}{6EJL}(a^2 + aL)$
	$R_A = R_B = P$	$M_{max} = Pa$ (当 $x = a$ )	$f_{max} = -\frac{Pa}{24EJ}(3L^2 - 4a^2)$	$\theta_A = -\frac{Pa}{2EJ}(L-a)$ $\theta_B = -\theta_A$
	$R_A = R_B = \frac{qL}{2}$	$M_{max} = \frac{1}{8} qL^2$ (当 $x = \frac{L}{2}$ )	$f_{max} = -\frac{5}{384} \frac{qL^4}{EJ}$	$\theta_A = -\frac{qL^3}{24EJ}$ $\theta_B = -\theta_A$

简图	支座反力	最大弯矩(距A支座X处)	跨中挠度 (距A支座X处)	支座转角
	$R_A = R_B = \frac{qb}{2}$	$M_{max} = \frac{qLb}{4} \left(1 - \frac{b}{2L}\right)$	$f_{max} = -\frac{qb}{6EJ} \left[ \frac{L}{8} \left(L^2 - \frac{b^2}{2}\right) + \frac{b^3}{64} \right]$	$\theta_A = -\frac{qb}{48EJ} (3L^2 - b^2)$ $\theta_B = -\theta_A$
	$R_A = \frac{qb^2}{2L}$ $R_B = \frac{qb}{2L} (L + a)$	$M_{max} = \frac{qL^2}{8} \left(1 - \frac{a^2}{L^2}\right)^2$ (当 $x = \frac{b^2}{2L} + a$ )	当 $a > 0.547L$ $f_{max}$ 在左边 当 $a < 0.547L$ , $f_{max}$ 在右边 当 $a = 0.547L$ 时 $f_{max} = 0.0056 \frac{qL^4}{EJ}$	$\theta_A = -\frac{qb^2}{12EJL} \left(L^2 - \frac{b^2}{2}\right)$ $\theta_B = \frac{qb^2}{12EJL} \left[2L^2 + \frac{b^2}{2} - 2Lb\right]$
	$R_A = -R_B$ $= -\frac{M}{L}$	当 $x < a$ $M_x = -\frac{M-x}{L}$ 当 $x > a$ $M_x = M \left(1 - \frac{x}{L}\right)$	$f = \frac{M}{6EJ} \left[ (6a - 3\frac{a^2}{L} - 2L) X - \frac{x^3}{L} \right]$ 当 $x > a$ $f = -\frac{M}{6EJ} \left[ 3a^2 + 3x^2 - (2L + 3\frac{a^2}{L}) x \right]$	$\theta_A = -\frac{M}{6EJ} (2L - 6a + 3\frac{a^2}{L})$ $\theta_B = \frac{M}{6EJ} \left(L - 3\frac{a^2}{L}\right)$

简图	支座反力	最大弯矩(距A支座x处)	跨中挠度(距A支座x处)	支座转角
	$R_A = -R_B = -\frac{M}{L}$	$M_x = M_A \left(1 - \frac{x}{L}\right)$	<p>当 <math>x = 0.423L</math> 时</p> $f_{\max} = -0.0642 \frac{M_A L^2}{EJ}$ <p>当 <math>x = 0.5L</math> 时</p> $f = \frac{M_A L^2}{16EJ}$	$\theta_A = -\frac{M_A L}{3EJ}$ $\theta_B = \frac{M_A L}{6EJ}$
	$R_A = -\frac{M_A - M_B}{L}$ $R_B = -R_A$	$M_x = M_A \left(1 - \frac{x}{L}\right) + M_B \frac{x}{L}$	<p>当 <math>x = 0.5L</math></p> $f = -\frac{(M_A + M_B) L^2}{16EJ}$	$\theta_A = -\left(\frac{M_A L}{3EJ} + \frac{M_B L}{6EJ}\right)$ $\theta_B = \frac{M_A L}{6EJ} + \frac{M_B L}{3EJ}$
	$R_A = -\frac{M_A + M_B}{L}$ $R_B = -R_A$	$M_x = M_A \left(1 - \frac{x}{L}\right) - M_B \frac{x}{L}$	<p>当 <math>x = 0.5L</math></p> $f = \frac{(M_A - M_B) L^2}{16EJ}$	$\theta_A = -\frac{L}{6EJ} (2M_A - M_B)$ $\theta_B = \frac{L}{6EJ} (M_A - 2M_B)$

附表4-3

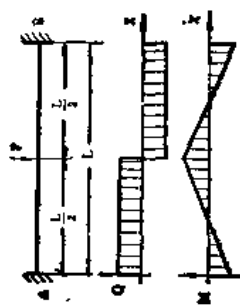
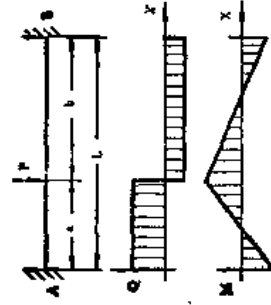
单跨有悬臂的简支梁

简图	支座反力	弯矩	跨度	支座转角
	$R_A = -P \cdot \frac{a}{L}$ $R_B = -P \cdot \frac{a+L}{L}$	<p>当 <math>x = L</math></p> $M_{max} = M_B = -Pa$	<p>悬臂端</p> $f = -\frac{Pa^2}{3EJ} (L+a)$ <p>在AB跨内 <math>x = 0.577L</math> 处</p> $f_{max} = 0.0642 \frac{PaL^2}{EJ}$	<p>悬臂端</p> $\theta = -\frac{Pa}{6EJ} (3a+2L)$ $\theta_A = \frac{PaL}{6EJ}$ $\theta_B = -\frac{PaL}{3EJ}$
	$R_A = -\frac{qa^2}{2L}$ $R_B = qa \left(1 + \frac{a}{2L}\right)$	<p>当 <math>x = L</math></p> $M_{max} = M_B$ $= -\frac{1}{2} qa^2$	<p>端悬臂</p> $f = -\frac{qa^3}{24EJ} (4L+3a)$ <p>在AB跨内 <math>x = 0.577L</math> 处</p> $f_{max} = 0.0321 \frac{qa^2L^2}{EJ}$	<p>悬臂端</p> $\theta = -\frac{qa^2}{6EJ} (a+L)$ $\theta_A = \frac{qa^2L}{12EJ}$ $\theta_B = -\frac{qa^2L}{6EJ}$

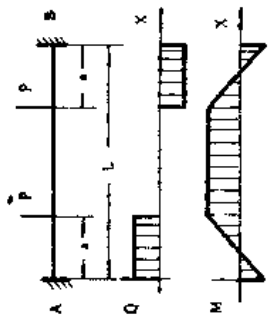
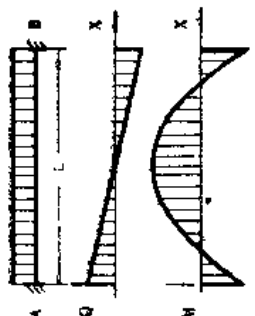
简图	支座反力	弯矩	挠度	支座转角
	$R_A = q \frac{(L^2 - a^2)}{2L}$ $R_B = q \frac{(L+a)^2}{2L}$	$\text{当 } x = \frac{L^2 - 2a^2}{2L}$ $M_{\max} = \frac{q(L^2 - a^2)^2}{8L^2}$	<p>在悬臂端</p> $f = -\frac{qa}{24EJ} [3a^3 - L(L^2 - 4a^2)]$	<p>悬臂端</p> $\theta = -\frac{q}{24EJ} [6a^3 - L(L^2 - 4a^2)]$ $\theta_A = -\frac{qL}{24EJ} (L^2 - 2a^2)$ $\theta_B = -\frac{qL}{24EJ} (L^2 - 4a^2)$ <p>当 <math>a = 0.707L, \theta_A = 0</math> 当 <math>a = 0.5L, \theta_B = 0</math></p>
	$R_A = R_B = P$	$M_{\max} = Pa$	$\text{当 } x = \frac{L}{2} + a$ $f_{\max} = \frac{PaL^2}{EJ}$ <p>悬臂端</p> $f = -\frac{Pa^2}{6EJ} (2a + 3L)$	$\theta = \frac{Pa}{2EJ} (L + a)$ $\theta_A = -\theta_B = \frac{PaL}{2EJ}$
	$R_A = R_B = q \left( a + \frac{L}{2} \right)$	<p>当 <math>a &gt; \sqrt{\frac{2}{4}}L</math> 时</p> $M_{\max} = \frac{1}{2}qa^2$ <p>当 <math>a &lt; \sqrt{\frac{2}{4}}L</math> 时</p> $M_{\max} = \frac{q}{8}(L^2 - 4a^2)$	$f_{\max} = \frac{qL^2}{48EJ}$ <p><math>(\frac{5}{8}L^2 - 3a^2)</math></p> <p>悬臂端</p> $f = -\frac{qa}{24EJ} (L^3 - 6a^2L - 3a^3)$	$\theta_A = -\frac{qL}{24EJ} (L^2 - 6a^2)$ <p>悬臂端</p> $\theta = -\frac{q}{24EJ} (4a^3 + 6a^2L - L^3)$

附表4-4

两端固定的单跨梁

简图	支座反力	支座弯矩	挠度
	$R_A = R_B = \frac{P}{2}$	$M_A = M_B = -\frac{1}{8}PL$ <p>当 <math>x = \frac{L}{2}</math> 时</p> $M = \frac{1}{8}PL$	$f_{\max} = -\frac{PL^3}{192EJ}$ <p>反弯点在 <math>x = \frac{1}{4}L</math> 和 <math>\frac{3}{4}L</math> 处</p>
	$R_A = \frac{Pb^2}{L^3}(L+2a)$ $R_B = \frac{Pa^2}{L^3}(L+2b)$	$M_A = -P\frac{ab^3}{L^3}$ $M_B = -P\frac{a^3b}{L^3}$ <p>当 <math>x = a</math> 时</p> $M = \frac{2Pa^2b^2}{L^3}$	$f_{\max} = -\frac{Pab^3}{3L^3EJ}$ <p>若 <math>a &lt; b</math> 在 <math>x = \frac{L^2}{L+2b}</math> 处</p> $f_{\max} = -\frac{2Pa^3b}{3EJ(L+2b)^2}$ <p>若 <math>a &gt; b</math> 在 <math>x = \frac{2aL}{L+2a}</math> 处</p> $f_{\max} = -\frac{2Pa^3b}{3EJ(L+2a)^2}$



简图	支座反力	支座弯矩	挠度
	$R_A = R_B = P$	$M_A = M_B = -Pa \left(1 - \frac{a}{L}\right)$ 当 $a < x < L - a$ 时 $M_x = P \frac{a^2}{L}$	当 $x = a$ $f = \frac{Pa^3}{6EJ} \cdot \frac{(2L - 3a)}{L}$ $f_{max} = \frac{Pa^2(L - 2a)}{24EJ}$
	$R_A = R_B = \frac{1}{2}qL$	$M_A = M_B = -\frac{1}{12}qL^2$ 当 $x = \frac{L}{2}$ 时 $M = \frac{1}{24}qL^2$	$f_{max} = -\frac{qL^4}{384EJ}$ 反弯点在 $x = 0.211L$ 和 $x = 0.789L$ 处

# 附录五 普通公制螺纹的螺栓、 螺钉及双头螺栓的许用应力

附表5-1

螺纹外径 (mm)	10	12	14	16	20	22	24	27	30	33	36	42
螺纹底径面积 (cm <sup>2</sup> )	0.55	0.801	1.11	1.502	2.349	2.924	3.382	4.43	5.396	6.67	7.878	10.83
许用拉应力 (kgf/cm <sup>2</sup> )	900			000			1200					
许用应力 (kgf)	495	721	1000	1500	2349	2900	4058	5316	6448	8004	9453	13000

注：1. 螺栓材料为35号钢。

2. 直径为6~8mm的螺栓，拧紧时易过载，一般在受力件上尽量不选用，若选用时，许用拉应力取300~500kgf/cm<sup>2</sup>。