

目录

- 一、主要参数的确定
- 二、滑块运动及曲轴扭矩
- 三、传动系统的配置
- 四、连杆及滑块
- 五、气动摩擦离合器
- 六、机身
- 七、平衡缸、气垫及气路系统
- 八、电动机及飞轮
- 九、基础

本讲座使用的国际计量单位与原常用单位对照如下:

物理量	国际单位	原 工 程 单 位	
		换算值	本讲座采用的近似值
力、重量	1牛=1N=1kg/sec	0.102kg	0.1kg
力矩	1牛米=1Nm	0.102kgm	0.1kgm
应力压强	1帕=1pa=1N/m ²	1.02x10 ⁻⁵ kg/cm ²	1.x10 ⁻⁵ kg/cm ²
弹性模量	1牛/米 =1N/m ²	1.02x10 ⁻⁵ kg/cm ²	1.x10 ⁻⁵ kg/cm ²
转动惯量	1公斤米 =1kgm ²	0.102kgmsec ²	0.1kgmsec ²
能、功	1焦=1J=1Nm	0.102kgm	0.1kgm
功率	1瓦=1W=1J/sec	0.102kgm/sec	0.1kgm/sec

例: 压力机公称力原63t, 现630KN。

压缩空气压力原4kg/cm 现在4000x10⁵ pa或0.4Mpa
或4000Mpa⁵或400N/mm

第一章 主要参数的确定

一、公称力 P_g 。

1. 冲裁力（包括冲孔、落料）由下式计算：

$$P=0.8Lt\sigma_b/1000 \text{ KN}$$

式中：L-工件剪切长度。 mm

t-工件厚度。 mm

σ_b -材料抗拉强度。 N/mm^2

对Q235-A: $\sigma_b=400\text{N/mm}^2$

2. 弯曲成形力计算：

自由弯曲时的成形力由下式计算：

$$P=k_1\sigma_bbt/1000 \text{ KN}$$

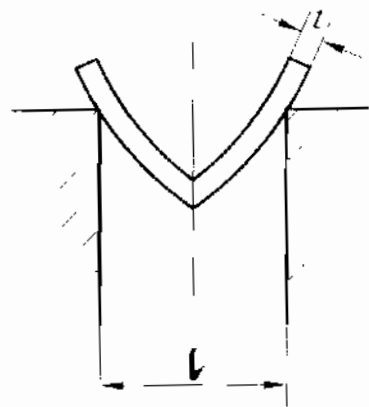
式中： σ_b -材料抗拉强度 N/mm^2

l-凹模内腔宽度。 mm

t-工件厚度。 mm

b-工件前后宽度。 mm

k_1 -系数。其值见下表：



材料 \ l/t	4	10	15	20	25	30
铝、铜	0.23	0.18	0.12	0.09	0.073	0.06
低碳钢	0.21	0.17	0.11	0.086	0.07	0.057
中碳钢	0.20	0.16	0.10	0.08	0.065	0.053

k_1, k_2 -系数。 见下表:

k_1 值:

t/D %	D/t	初 拉 伸 时 拉 伸 率 d_{p1}/D									
		0.45	0.48	0.5	0.52	0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8
5	20	1.95	0.85	0.75	0.65	0.6	0.5	0.43	0.35	0.28	0.2
2	50	1.1	1.0	0.9	0.8	0.75	0.6	0.5	0.42	0.35	0.25
1.2	83		1.1	1.0	0.9	0.8	0.68	0.56	0.47	0.37	0.3
0.8	125			1.1	1.0	0.9	0.75	0.6	0.5	0.4	0.33
0.5	200				1.1	1.0	0.82	0.67	0.55	0.45	0.36
0.2	500					1.1	0.9	0.75	0.6	0.5	0.4
0.1	1000						1.1	0.9	0.75	0.6	0.5

k_2 值:

t/D %	t/d _{p1} %	再 拉 伸 时 拉 伸 率 d_{p2}/d_{p1}									
		0.7	0.72	0.75	0.78	0.8	0.82	0.85	0.88	0.9	0.92
5	11	0.85	0.7	0.6	0.5	0.42	0.32	0.28	0.2	0.15	0.12
2	4	1.1	0.9	0.75	0.6	0.52	0.42	0.32	0.25	0.2	0.14
1.2	2.5		1.1	0.9	0.75	0.62	0.52	0.42	0.3	0.25	0.16
0.8	1.5			1.0	0.82	0.7	0.57	0.46	0.35	0.27	0.18
0.5	0.9			1.1	0.9	0.76	0.63	0.5	0.4	0.3	0.2
0.2	0.3				1.0	0.85	0.7	0.56	0.44	0.33	0.23
0.1	0.15				1.1	1.0	0.82	0.68	0.55	0.4	0.3

注: 1. 凸模半径 $r=(4-6)t$ 时, k_2 值增加5%。

2. 凸模半径较小时, k_2 值增加5%。

3. 第三次拉伸时, 因进行中间退火, k_2 值取同系列最大值。

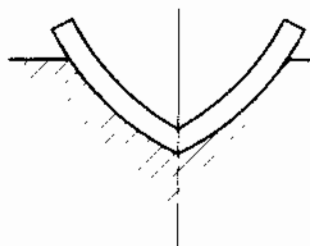
在模具内弯曲时，成形力由下式计算：

$$P = k_1 F / 1000 \quad \text{KN}$$

式中：F-上下模接触面积。 mm^2

k_1 -系数。 N/mm^2 由下表选取：

材 料	板厚<3mm	板厚3-10mm
铝	30-40	50-60
铜	60-80	80-100
低碳钢	80-100	100-120
中碳钢	100-120	120-150



3. 拉伸力计算。

以常见的圆筒形件为例，计算公式如下：

$$\text{初拉伸：} P = \pi d_{p1} t \sigma_b k_1 / 1000 \quad \text{KN}$$

$$\text{再拉伸：} P = \pi d_{p2} t \sigma_b k_1 / 1000 \quad \text{KN}$$

式中：t-板厚。 mm

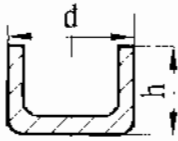
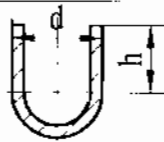
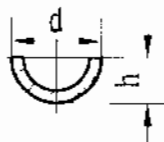
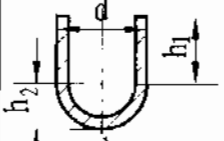
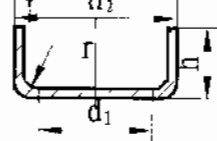
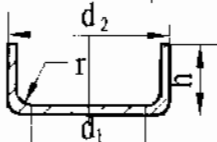
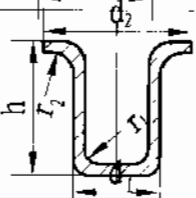
d_{p1} -初拉伸时凸模直径。 mm

d_{p2} -初拉伸时凸模直径。 mm

σ_b -材料抗拉强度。 N/mm^2

D-毛坯直径。 mm

圆筒形件坯料尺寸由下表计算:

拉伸件形状	计算公式	A-表面积 D-坯料直径
	$A = \frac{\pi}{4} d^2 + \pi d h$ $D = \sqrt{d^2 + 4 d h}$	
	$A = \frac{\pi}{2} d^2 + \pi d h$ $D = 1.414 \sqrt{d^2 + 4 d h}$	
	$A = \frac{\pi}{4} (d^2 + 4 h^2)$ $D = \sqrt{d^2 + 4 h^2}$	
	$A = \frac{\pi}{4} (d^2 + 4 h_1^2) + \pi d h_2$ $D = \sqrt{d^2 + 4 (h_1^2 + d h_2)}$	
	$A = \frac{\pi}{4} d_2^2 + \pi^2 h (d_1 + 1.274 r) / 2$ $D = \sqrt{d_2^2 + 2.28 r d_2 - 0.56 r^2}$	
	$A = \frac{\pi}{4} (d_2 - 2r)^2 + \frac{\pi^2 r}{2} (d_2 - 0.726 r) + \pi h d_2$ $D = \sqrt{d_2^2 + 4 d_1 (h + 0.57 r) - 0.56 r^2}$	
	$A = \frac{\pi}{4} d_1^2 + \pi d_1 [h - 0.43 (r_1 + r_2)] + 0.44 (r_2^2 - r_1^2)$ $D = \sqrt{d_2^2 + 4 d_1 [(h + 0.43 (r_1 + r_2))] + 0.57 (r_2^2 - r_1^2)}$	

根据工件形状用上述公式算出所需冲压力P, 选用压力机公称力

$$P_g = P / 0.75$$

二、公称力行程Sg。

公称力行程指压力机发生公称力时，滑块离开下死点的距离。

Sg值的大小决定于传动机构、离合器及飞轮电动机的能力。因曲轴传递的扭矩随着Sg值的增加而增大，所以此值可按工艺用途来决定。我国没有一定的标准。且过去大都用离开下死点前曲轴转角 θ_g 表示。对于一般用途的压力机取 $\theta_g=20-30^\circ$ 。对于长行程的拉伸压力机： $\theta_g=15^\circ$ 。

Sg值选取原则应该是在满足用户的基础上，尽量取最小值。如用户提出拟冲压板料厚度，根据冲裁工艺，凸模进入板料1/3处发生最大力。凸模最后进入凹模为板厚的1/3。Sg值应大于或等于板厚。

日本无统一标准，大多数工厂按 $\theta_g=26^\circ$ 选取。

美国JIC有一规定，Sg值与滑块行程无关。Sg为一定值。见下表：

型式	公称力KN	<320	330-1100	1100-2000	>2000
开式直接传动		0.8 (1/32)	1.6 (1/16)	-	-
开式齿轮传动		3.2 (1/8)	6.4 (1/4")	-	-
闭式单点			6.4 (1/4")		

美国通用汽车公司有如下规定，很多公司参照实行。

开式压力机公称力行程：

公称力 KN	Sg值	
	直接传动	齿轮传动
220	1/32" (0.8mm)	1/8" (3.2mm)
320	1/32" (0.8mm)	1/8" (3.2mm)
450	1/16" (1.6mm)	1/4" (6.4mm)
600	1/16" (1.6mm)	1/4" (6.4mm)
750	1/16" (1.6mm)	1/4" (6.4mm)
1100	1/16" (1.6mm)	1/4" (6.4mm)
1500	-	1/4" (6.4mm)
2000	-	1/4" (6.4mm)

闭式压力机公称力行程（与公称力大小无关）

单边齿轮偏心传动	曲轴式	双边齿轮偏心传动
1/4" (6.4mm)	1/2" (12.7mm)	1/2" (12.7mm)

三、滑块行程S。

滑块行程是指滑块由上死点至下死点所走过的路程。对不同的冲压工序，滑块行程不相同。用作冲裁的压力机滑块行程不需很大，只要滑块在上死点时，便于出料就可。对于用作拉伸的压力机，滑块行程应不小于拉伸件高度的2.5倍。对于一般用途的开式压力机的滑块行程，应考虑能做浅拉伸的要求。

如用户无特殊要求，滑块行程S可按下式决定：

对正常行程：

$$S=0.9d_o \quad \text{mm}$$

式中： d_o —曲轴支承直径。 mm

或：对小于2000KN压力机：

$$S=12.7 \sqrt{0.1P_g+2} \quad \text{mm}$$

对大于2000KN压力机：

$$S=10.6 \sqrt{0.1P_g+60} \quad \text{mm}$$

对加大行程：

$$S=2d_o \quad \text{mm}$$

式中： d_o —曲轴支承直径。 mm

或：对小于2000KN压力机：

$$S=28.2 \sqrt{0.1P_g+2} \quad \text{mm}$$

对大于2000KN压力机：

$$S=23.6 \sqrt{0.1P_g+60} \quad \text{mm}$$

式中： P_g —压力机公称力 KN

四、滑块行程次数 n 。

滑块行程次数决定压力机的生产率。目前在统计压力机时，此参数有增加的趋势。由于滑块行程长度和滑块行程次数决定滑块的速度，而滑块速度又受到被冲压件塑性变形、自动送料精度、传动机构的协调性及模具寿命的影响。故在统计时应全面考虑。尤其对用于拉伸的压力机。滑块行程次数受到工件材料允许的最大拉伸速度影响。对普通低碳钢板，允许拉伸速度为：18-25m/min。滑块运动速度应低于此值。

对于一般用途的开式压力机，行程次数可按下式计算：

对于一般用途的压力机：

$$n = \frac{450}{\sqrt{0.1Pg+2}} + 3.36\sqrt{0.1Pg+2} \quad 1/\text{min}$$

对二级传动小于2000KN的压力机：

$$n = \frac{300}{\sqrt{0.1Pg+2}} + 1.38\sqrt{0.1Pg+2} \quad 1/\text{min}$$

对二级传动大于2000KN的压力机：

$$n = \frac{350}{\sqrt{0.1Pg+60}} + 1.32\sqrt{0.1Pg+60} \quad 1/\text{min}$$

对三级传动小于2000KN的压力机：

$$n = 400 / \sqrt{0.1Pg+2} \quad 1/\text{min}$$

对三级传动大于2000KN的压力机：

$$n = 500 / \sqrt{0.1Pg+60} \quad 1/\text{min}$$

五、最大装模高度 H 及调节量 ΔH

最大装模高度指滑块在下死点时，滑块底面到工作台垫板上表面的最大距离（滑块调节在上极位置）

最大和最小装模高度之差即为调节量。

被安装的模具闭合高度，应在装模高度的调节范围内。

有些资料采用封闭高度，此值是指滑块在下死点时，滑块底面到工作台上表面的距离。它包括了工作台垫板的厚度。使用时不直观。建议使用装模高度。

对一般用途的压力机，最大装模高度由下式决定：

对小于2000KN的压力机：

$$H=44.4 \sqrt{0.1Pg+2} -0.32(0.1Pg+2) \quad \text{mm}$$

对大于2000KN的压力机：

$$H=35.4 \sqrt{0.1Pg+60} -0.22(0.1Pg+60) \quad \text{mm}$$

式中：Pg-压力机公称力 KN

六、工作台尺寸BXL及喉口深度C。

喉口深度是指滑块中心线至机身的距离。喉口深度及工作台尺寸是关系到安装模具最大平面尺寸的重要系数。从扩大压力机工艺范围看，此项系数越大越好。但这些尺寸大了会降低压力机刚度及增大压力机结构尺寸。所以要取得适中。

工作台前后尺寸B用下式决定：

对小于2000KN压力机：

$$B=100+52 \sqrt{0.1Pg+2} \quad \text{mm}$$

对大于2000KN压力机：

$$B=100+45 \sqrt{0.1Pg+60} \quad \text{mm}$$

工作台左右尺寸L用下式决定：

对小于2000KN压力机：

$$L=300+58 \sqrt{0.1Pg+2} \quad \text{mm}$$

对大于2000KN压力机：

$$L=300+55 \sqrt{0.1Pg+60} \quad \text{mm}$$

式中：Pg-压力机公称力 KN

七、滑块尺寸B₁ x L₁

老式压力机的滑块底面尺寸较小。且大都呈方形。随着大尺寸模具（包括级进模）的采用，滑块底面尺寸逐渐加大。且左右方向尺寸大于前后方向尺寸。但滑块尺寸过大，压力机左右尺寸亦会随之增加。

滑块底面尺寸指不包括导轨的可供紧固模具的有效尺寸。对一般用途的开式压力机，滑块前后尺寸B₁用下式决定：

对小于2000KN压力机：

$$B_1=45 \sqrt{0.1Pg+2} \quad \text{mm}$$

对大于2000KN压力机：

$$B_1=38 \sqrt{0.1Pg+60} \quad \text{mm}$$

滑块左右尺寸 L_1 :

对小于2000KN压力机:

$$L_1 = 52 \sqrt{0.1P_g + 2} \quad \text{mm}$$

对大于2000KN压力机:

$$L_1 = 44 \sqrt{0.1P_g + 60} \quad \text{mm}$$

式中: P_g -压力机公称力 KN

第二章 滑块运动及曲轴扭矩

一、S- α 曲线的绘制。

开式压力机均采用曲柄连杆机构驱动滑块作上下垂直运动。滑块行程与曲轴转角有关。

$$S=R[(1-\cos\alpha)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha)] \text{ mm}$$

式中：R-曲柄半径 mm

λ -连杆系数。 $\lambda=R/L$

L-连杆长度。 mm

当连杆长度为可调时，取最短时的数值。

α -曲柄转角（以下死点算起）

连杆系数 $\lambda=0.1-0.3$ 。 λ 值越大，由于力臂增加。在相同条件下，传递扭矩就越大。对普通一般用途压力机： $\lambda=0.1-0.2$ 。对连杆滑块间带导柱导掏的压力机： $\lambda=0.2-0.5$ 。

当 α 值不同时，可求出不同的 S 值。绘出 S- α 曲线。

滑块速度由下式计算：

$$V=\omega R(\sin\alpha+\sin 2\alpha) \text{ m/min}$$

曲柄在 90° 时，滑块速度最大。最大速度 $V_{\max} \approx \omega R \approx 0.105nR$

式中： ω -曲柄角速度。 $\omega=\pi R/30=0.105R$

n-滑块行程次数。 1/min

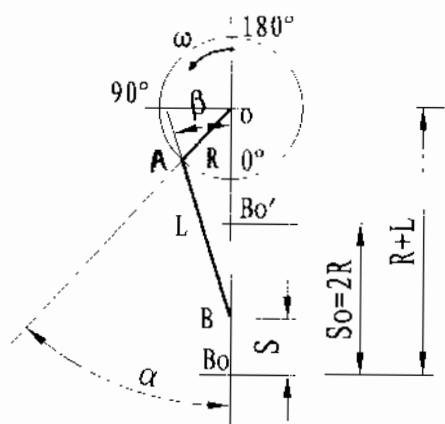
当压力机主要用于拉伸时，滑块的最大速度应小于板料最大允许拉伸速度。

各种材料的拉伸速度如下：

材料名称	钢	不锈钢	铝	硬铝	黄铜	铜	锌
最大拉伸速度m/min	25	10	55	12	60	45	45

为了计算在公称力行程时传递的扭矩。必须求得在公称力位置时的曲轴公称转角 α_g 。

$$\alpha_g = \cos^{-1} \frac{R^2 + (R+L-S_g)^2 - L^2}{2R(R+L-S_g)}$$



二、曲轴扭矩计算。

曲轴传递的扭矩由无摩擦机构所需要的扭矩和由于存在摩擦所引起的附加扭矩组合而成。

$$M_k = M_0 + M_\mu \quad NM$$

式中: M_0 —理想当量力臂。 $M_0=R(\sin \alpha+\frac{\lambda}{2} \sin 2 \alpha)$ mm

$$M_{\mu} - \text{摩擦当量力臂。 } M_{\mu} = \mu[(1 + \lambda)r_A + \lambda(r_B + r_o)] \text{ mm}$$
 r_0 —曲轴支承半径。 mm

p-连杆作用力。 KN

对我厂产品采用的双支承曲轴直径 d_0 。由下式决定。

$$d_o = (4.4 - 5) \sqrt{Pg} \quad \text{mm}$$

式中: P_g —压力机公称力 KN

曲轴其它部位尺寸:

简 图	符 号	公 式
The diagram shows a shaft-hub assembly. The shaft has a diameter d. The hub has an outer diameter d_A. The total length of the hub is l_o. The length of the hub's bore is l_g. The length of the shaft's keyway is l_a. The radius of the fillet at the end of the shaft is r.	d_A	$(1.1-1.4) d_o$
	l_o	$(1.5-2.2) d_o$
	l_g	$(2.5-3.0) d_o$
	l_a	$(1.3-1.7) d_o$
	r	$(0.08-0.1) d_o$

r_s —曲柄半径。mm 由上表決定。

 r_B —连杆球头或销轴半径。 mm

对球头: $d_B = (4-5.5) \sqrt{Pg}$ mm

对销轴: $d_R = 2.7 \sqrt{Pg} \text{ mm}$

 μ —曲柄连杆机构摩擦系数。对开式压力机: $\mu=0.04$

曲轴在公称转角 α_0 时发生公称力 P_g 。曲轴传递的扭矩按下式求得:

$$M_{kg} = Pg \{ R (\sin \alpha_g + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \alpha_g) + \mu [(1 + \bar{\lambda}) \bar{r}_A + \lambda (\bar{r}_B + r_o)] \} \quad \text{NM}$$

第三章 传动系统的配置

一、传动系统的配置。

传动系统的作用是把电动机的能量传递给曲柄滑块机构。并对电动机的转速进行减速，使其获得所需要的滑块行程次数。

设计传动系统时，必须使压力机结构紧凑、维修方便、性能良好外观美观。

(一)、传动系统的布置方式:

1. 上传动及下传动的比较。

传动系统设置在压力机工作台之上的为上传动。在工作台之下的为下传动。现有的通用压力机大多采用上传动机构。虽然下传动结构亦具有不少优点，例如：机器重心低，传动平稳、振动噪声小、压力机地面的高度小，滑块导向长度大等。但由于压力机平面尺寸大，机器总重量比上传动大10-20%。由于传动系统在地坑中，基础造价高，维修不便。所以只能有特殊要求时才采用。

2. 曲轴纵放和横放的比较。

传动系统曲轴安装型式有垂直于压力机正面（称为纵放）及平行于压力机正面（称为横放）两种型式。旧式通用压力机多采用横放的安装型式。这种布置，曲轴和传动轴比较长，受力点与支承的距离比较大，外形不够美观。现代压力机越来越多的采用纵放的安装型式。传动系统刚性好、外形美观。

3. 开式及闭式传动的比较。

开式及闭式传动系统指传动齿轮安放在机身外还是在机身之内。开式传动齿轮工作条件较差、外形不美观。但安装维修方便。而闭式传动齿轮工作条件较好，外形美观。如将齿轮浸入油池中，则大大降低了齿轮传动的噪声。但安装维修较困难。现较多的采用开式传动结构。

4. 单边和双边齿轮传动的比较。

一般均采用单边传动。对大规格开式压力机，且曲轴采用平行于压力机正面的有采用双边传动的结构型式。所谓双边传动就是在—根轴上有二个齿轮共同传达扭矩。对曲轴横放的开式双点压力机，曲轴为双曲拐长曲轴。也采用双边传动。

(二)、传动级数及速比的分配。

压力机的传动级数与电动机的转速和滑块每分钟行程次数有关。行程次数低，则总速比大，传动级数就应多些，否则每级的速比过大，结构不紧凑。反之行程次数高，总速比小，传动级数可小些。现有开式压力机传动级数一般不超过三级。行程次数在80次/分以上的用单级传动。80-40次/分的用二级传动。40-10次/分的用三级传动。

在选取电动机转速时，电机转速越低，可以减少总速比和传动级数。但电机尺寸越大，价格越贵，电机效率也低。不一定合适。通常对二级和三级传动系统采用同步转速为1500转/分的电机。对一级传动采用同步转速1000转/分。

在各级传动速比的分配要恰当。通常三角皮带传动速比不超过6-8，齿轮传动速比不超过7-9。减速比分配时，要保证飞轮有适当的转速。也要注意布置得尽可能紧凑、美观和产、宽、高尺寸比例恰当。对通用压力机的飞轮转速一般取380-450转/分。因为转速太低会使飞轮作用力削弱。转速太高会使飞轮轴上的离合器发热严重。造成离合器和轴承的损坏。

齿轮传动可参照下表定中心距及模数

传动型式	齿轮付位置	中心距		模数		小齿轮齿数
		铸铁齿轮	钢齿轮	铸铁齿轮	钢齿轮	
单边传动	低速付	(5-6.5) do	(5-6.5) do	0.1 do	0.09 do	14-21
	高速付		(3-3.5) do	0.072 do	0.064 do	16-21
双边传动	低速付	(4.3-5.6) do	(3.5-4.6) do	0.085 do	0.07 do	14-22
	高速付	(3-3.7) do	(2-2.3) do	(0.056-0.084) do	(0.048-0.064) do	14-24

表中：do-曲轴支承直径。 mm

大齿轮初定后，还要校核圆周速度 V

$$V = \pi D_o n / (60 \times 1000) \quad \text{m/sec}$$

式中：Do-大齿轮分度圆直径。 mm

n-压力机每分钟行程次数。 1/min

允许的圆周速度见下表：

传动形式	齿轮付位置	圆 周 速 度	
		极 限 值	平 均 值
单边传动	低速付	0.9-3.5	2.4
	高速付	4.6-5.7	5.3
	低速付	0.7-3.3	1.6
双边传动	高速付	对铸铁齿轮：3.1-4.4	对铸铁齿轮：4.1
		对钢齿轮：5.5-6.2	对钢齿轮：5.7

(三)、离合器和制动器的安装位置

对单级传动压力机的离合器和制动器只能安装在曲轴上。

采用刚性离合器的压力机，离合器应装在轴上。因为刚性离合器不宜在高速下工作。而曲轴转速较低。所以应装在曲轴上。制动器必然也装在曲轴上。

采用摩擦离合器时，从压力机能量消耗来看，当离合器装在低速轴上，加速压力机从动部分所需功和离合器接合时消耗的摩擦功都较小。能量消耗也小。从离合器工作条件看，低速轴上的离合器磨损系数小，故离合器工作条件好，但低速轴上离合器需要传递较大的扭矩。离合器结构尺寸大。此外，从传动系统来看现代压力机传动系统大多采用封闭在机身内，离合器不便装在曲轴上。另外亦为了缩小离合器尺寸，降低制造成本，一般都置于转速较高的飞轮轴上，制

制动器位置随离合器位置而定。因高速轴上制动力矩小，可缩小制动器结构尺寸。近年来，国外一些公司为了提高离合器的寿命，有将离合器及制动器从飞轮轴上转移到传动轴上的趋势。总之，摩擦离合器的合理位置应视整个传动系统的具体情况而定。

二、曲轴强度计算。

为简化计算作如下假设：

1. 齿轮对曲轴的作用力要比连杆对曲轴的作用力小得多，忽略不计。
2. 连杆对曲轴的作用力近似等于公称力。并分别以 $1/2P_g$ 作用在连杆瓦两侧距曲柄臂 $2r$ 处。
3. 曲轴支承反作用力作用在距曲柄臂 $2r$ 处。
4. 曲柄颈所受扭矩要比弯矩小得多，忽略不计。反之支承颈弯矩小得多，忽略不计。

危险截面C-C的弯矩 M_w 为：

$$M_w = [(lg - la + 8r) / 4] \times P_g \quad \text{NM}$$

最大弯曲应力 σ 为：

$$\sigma = M_w / w = \frac{(lg - la + 8r) P_g}{0.4d^3} \quad \text{pa}$$

式中： P_g - 压力机公称力 N

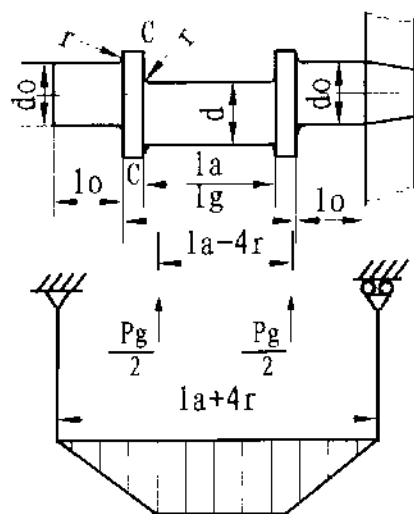
la - 曲柄颈长度 m

lg - 曲柄两臂外侧距离 m

d - 曲柄颈直径 m

r - 圆角半径 m

w - 弯曲断面系数 m^3



由上式可知。曲轴弯曲应力当曲轴尺寸一定时， σ 值为一定值。

危险截面B-B的扭矩 M_k 为：

$$M_k = P_g x m_k \quad \text{NM}$$

最大剪切应力 τ 为：

$$\tau = \frac{M_k}{W_n} = \frac{P_g x m_k}{0.2d^3} \quad \text{pa}$$

式中： P_g - 压力机公称力 N

m_k - 当量力臂 m

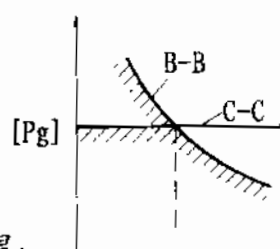
$$m_k = m_o + m_\mu$$

d_o - 曲轴支承颈半径 m

W_n - 扭转断面系数 m

由上式可知，曲拐剪切应力为当量力臂的函数。随着曲轴转角的变化而变化。许用弯曲应力 $[\sigma]$ 、 $[\tau]$ 见下表，计算值应小于许用值。

材 料	$[\sigma] \times 10^5 \text{ pa}$	$[\tau] \times 10^5 \text{ pa}$
45调质	1000-1400	750-1000
40Cr调质	1400-2000	1000-1500
18CrMnMo调质	2100-3000	1600-2300



根据 σ 、 τ 计算值。令 $\sigma = [\sigma]$ ， $\tau = [\tau]$ 。由上式得：

$$\text{截面C-C: } [P] = \frac{0.4d_A^3[\sigma]}{lg-la+8r} \text{ N}$$

$$\text{截面B-B: } [P] = \frac{0.2d_A^3[\tau]}{Mo+M\mu} \text{ N}$$

上式可得曲轴在不同转角时滑块的许用负荷曲线。如图所示。对于偏心轴式的单边传动，（如图）偏心轴式截面C-C及B-B上的滑块许用负荷 $[P]$ 按下式计算。

$$\text{截面C-C: } [P] = \frac{0.4d_A^3[\sigma]}{la+8r} \text{ N}$$

$$\text{截面B-B: } [P] = \frac{0.2d_A^3[\tau]}{M_k} \text{ N}$$

式中符号同前。

曲轴的刚度一般不计算。

三、齿轮强度计算。

齿轮传动的基本参数，如模数、齿数，按第三章传动系统的配置的有关章节初定后，参照下表选定齿轮宽度 B 。

大 齿 轮	低速付装置配置	高速付装置配置
铸铁	(12-16)m	(13-19)m
钢	(10-12.5)m	(12-20)m

式中： m -齿轮模数。

压力机主传动齿轮，一般采用圆柱直齿或圆柱斜齿轮。采用斜齿轮，随螺旋角 β 的增大。可增加纵向重合度，使传动更加平稳。噪声低。但轴间力随之增大。一般取 $\beta 8-20^\circ$ 。

为了减少传动级数，加大齿轮减速比，小齿轮齿数较少。为了保证齿轮的平稳性，提高齿轮强度及使用寿命，必须考虑采用变位齿轮。

齿轮变位的方法有高度变位及角度变位。高度变位指大、小齿轮变位系数之和等于零。即： $x + x = 0$ 。即变位系数相等方向相反。角度变位指大、小齿轮变位系数之和不等于零。即： $x + x \neq 0$ 。变位系数之和大于或小于零。

现将各种变位进行如下比较

变位目的	标准齿轮 $x_1+x_2=0$	高度变位齿轮 $x_1+x_2=0$	角度变位齿轮	
			$x_1+x_2>0$	$x_1+x_2<0$
避免根切	z_1, z_2 均应大于17 如允许少量根切, 必须大于14	$x_1+x_2 \geq 34$	x_1+x_2 可小于34 但受齿顶变尖的限制。	$x_1+x_2 > 34$
提高弯曲强度	小齿轮齿根的弯曲强度差	正变位齿轮齿根变厚弯曲强度提高。负变位弯曲强度降低, 如选取变位系数适当, 可使二齿轮弯曲应力更合理。	正变位齿轮齿根变厚弯曲强度提高。可同时提高二个齿轮弯曲强度。	正变位齿轮可提高弯曲强度。负变位齿轮则降低弯曲强度。
提高接触强度	在中心距相等条件下低于 $x_1+x_2>0$ 的角变位齿轮。	同标准齿轮	高于标准齿轮及高变位齿轮。	低于标准齿轮
配凑中心距	小齿轮齿根耐磨性能差。	可提高耐磨损性能	可提高耐磨损性能	可提高耐磨损性能
提高耐磨损性能	中心距不变 $A=A_0=\frac{m}{2}(z_1+z_2)$	中心距不变 $A=A_0=\frac{m}{2}(z_1+z_2)$	$A>A_0$	$A<A_0$
提高端面重合度	一般能保证 $1.4 < \varepsilon_a < 2$ 不必验算。	比标准齿轮略有减少	比标准齿轮减少, 应进行验算。使 $\varepsilon_{\Sigma} > 1.2$	增加

注: 上表亦适用于斜齿轮。斜齿轮的总重合度为端面和纵向重合度之和。而直齿轮的纵向重合度为0。

综合上表所述, 高变位齿轮用于希望提高小齿轮弯曲强度和避免根切, 又不太多削弱大齿轮弯曲强度。且保持齿轮中心不变的场合。对于正变位的角度变位齿轮用于结构紧凑, z_1+z_2 较小的场合。希望提高并均衡二个齿轮的弯曲强度和用于配凑中心距。而负变位的角度变位齿轮应用较少。一般仅用于配凑中心距或提高重合度的场合。

变位系数的选取及齿轮传动的几何计算, 见机械设计手册。

大齿轮的弯曲强度按下式计算:

$$\sigma_{v2} = \frac{C_{v2} K_j K_d M_k}{m^2 B Y_2} \leq [\sigma_v] \quad \text{pa}$$

小齿轮的弯曲强度按下式计算:

$$\sigma_{v1} = \frac{C_{v1} K_j K_d M_k}{m^2 B Y_1} \leq [\sigma_v] \quad \text{pa}$$

式中: M_{kg} -曲轴传递扭矩 NM
 M_{k1} -小齿轮传递扭矩 NM
 $M_{k1}=M_{kg}/i_{\text{齿}}$ NM
 $i_{\text{齿}}$ -齿轮传动减速比。
 m -齿轮模数 m

对斜齿轮用法向模数 m_n 代入:

B -齿轮宽度 m

C_{w1} 、 C_{w2} -小齿轮及大齿轮的弯曲应力系数。

$$C_{w1} = \frac{2}{Z_1 \cos \alpha}; \quad C_{w2} = \frac{2}{Z_2 \cos \alpha}$$

Z_1 、 Z_2 -小齿轮及大齿轮齿数。

Y_1 、 Y_2 见下图。对斜齿轮按当量齿数 Z_d 查

$$Z_d = Z / \cos^3 \beta$$

β -斜齿轮螺旋角。

K_j -载荷集中系数。见下表:

主动齿轮齿形系数

从动齿轮齿形系数

应力集中系数 K_j

B/D	齿轮在二轴承 间且对称	齿轮在二轴承间且不对称		悬臂布置
		轴刚性好	轴刚性差	
0.2	1	1	1.05	1.08
0.4	1	1.04	1.12	1.15
0.6	1.03	1.1	1.22	1.22
0.8	1.05	1.16	1.28	1.3
1.0	1.09	1.22	1.34	
1.2	1.14	1.26	1.40	
1.4	1.19	1.30	1.45	

动载荷系数 K_d (对8级齿轮)

齿面硬度 HB	分度圆圆周速度 m/sec					
	直 齿	直 齿	直 齿	斜 齿	斜 齿	斜 齿
	<1	1-3	3-8	<3	3-8	8-12
≤ 350	1	1.35	1.55	1.1	1.3	1.4
>350	1.1	1.3	1.4	1.1	1.2	1.3

许用弯曲应力 $[\sigma]$ 按下表选取:

材 料	45调质	40Cr调质	ZG35正火	ZG45正火	HT200	QT600-3
$[\sigma_w] \times 10^5$	2100-3000	2400	1200-2600	1400-2000	550-1000	1200

对开式传动齿轮, 除计算弯曲强度外, 还需验算接触强度。否则会引起蚀破坏。计算公式如下:

$$\sigma_c = \alpha \frac{C}{A} \sqrt{K_J K_D M_{K1}} / B \leq [\sigma_c]$$

式中: α -齿轮型式系数。对直齿 $\alpha=1$; 对斜齿 $\alpha=0.93-0.88$ (相对于 $\beta=10-20^\circ$)

A-齿轮中心距。 m

C-接触应力系数。 $C=200+100 \frac{Z_1}{Z_2}$

如大齿轮不是钢制齿轮。计算值还需修正。对铸钢乘以0.944。球铁乘以0.915
灰铁乘以0.858。

B-齿宽 m

K_J -应力集中系数。 同弯曲计算

K_d -动载荷系数。 同弯曲计算

许用接触应力 $[\sigma_c]$ 按下表选取。

材料及硬度	$[\sigma_c]$ pa
HB ≤ 350	$3.1 \sigma_s$
HB ≥ 350	$4.2 \times 10^2 \text{ HRC}$
铸铁	$1.8 \sigma_s$

表中: σ_s -屈服极限 pa

σ_b -抗拉强度极限 pa

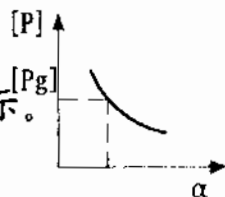
HRC-洛氏硬度。

齿轮强度校核后, 与曲轴一样也要计算滑块允许负荷曲线。

根据大齿轮 σ_{w2} 计算值。令 $\sigma_{w2} = [\sigma_{w2}]$ 。由 $[\sigma_{w2}]$ 计算公式得:

$$[P] = \frac{mBY[\sigma_{w2}]}{C_{w2} K_j K_d (m_o + m_\mu)} \quad N$$

由上式求得曲轴在不同转角时，滑块许用负荷曲线，如图所示。



四、传动轴。

对三级传动的压力机，有一传动轴，传动轴的直径按传递的扭矩来决定。

$$d = \sqrt{\frac{M_{k1}}{0.2[\tau]}} \quad m$$

式中: M_{k1} —小齿轮传递的扭矩。 NM

$[\tau]$ —许用剪应力 pa 对45调质: $[\tau] = 50 \times 10^5$ pa

对40Cr: $[\tau] = 630 \times 10^5$ pa

然后按弯矩、扭矩联合作用校核综合弯曲应力:

$$\sigma = \sqrt{\frac{M_w^2 + M_{k1}^2}{0.1d^3}} \leq [\sigma]$$

式中: M_w —危险截面弯矩。 NM

M_{k1} —传动轴扭矩 NM

$[\sigma]$ —许用应力。 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = \frac{\sigma_s}{2.5}$

σ_s —材料屈服极限。 pa

五、滑动轴承。

压力机常用的滑动轴承有整体式及分开式两种。

整体式轴承结构简单。但磨损后无法调节轴承间隙。轴只能从端部装入。而分开式轴承磨损后，可用改变垫片厚度的方法调节轴承间隙。装配也很方便。

滑动轴承的滑动速度对压力机来讲较小，而瞬时比压很高。工作载荷的性质为尖峰载荷。一般采用周期油脂润滑或稀油压力润滑。所以压力机滑动轴承处于边界摩擦与半液体摩擦的工作条件之下。

在正常工作情况下，要求轴承与轴颈工作表面存在油墨膜。油膜的承压强度与润滑性能均与工作表面的温度有关。所以除计算轴承的瞬时比压外，比压 p 与滑动速度 v 的乘积是衡量轴承发热与承载能力的主要指标。也必须进行核算。

压力机滑动轴承与轴颈之间的配合选用H8/f8和H8/f7。前者配合间隙较大能保证良好润滑。允许在工作中发热。用于转速较高，支点跨度较大的场合。后者间隙中等，用于中等转速。用普通润滑油或润滑脂的场合。

在轴瓦上要开设进油孔及油槽。油孔和油槽应开在压力最小的位置。当轴颈旋转时，将润滑油带到工作表面上，自然形成油膜，产生油压，以平衡外部负荷。油槽不应开在油膜承载区内，否则破坏油膜的承载能力。

滑动轴承轴瓦上的单位压力 P 按下式计算：

曲轴支承轴瓦：

$$P = \frac{P_g}{2d_o l_o} < [P] \quad \text{pa}$$

连杆轴瓦：

$$P = \frac{P_g}{2d_A l_A} < [P] \quad \text{pa}$$

式中 P_g —压力机公称力。 N

d_o —曲轴支承直径。 m

l_o —曲轴支承长度。 m

d_A —曲轴曲柄颈直径。 m

l_A —曲轴曲柄颈长度。 m

滑动轴承轴瓦上的速度 v 按下式计算：

曲轴支承轴瓦： $v = \frac{\pi d_o n}{6000} \quad \text{m/sec}$

连杆轴瓦： $v = \frac{\pi d_A n (1 + \lambda)}{6000} \quad \text{m/sec}$

式中： n —曲轴转数。 1/min

λ —连杆系数。

由 v 得： $p v \leq [p v]$

滑动轴承 $[p]$ 、 $[p v]$ ：

轴瓦材料	曲轴支承		连杆大端	
	$[p] \times 10^5 \text{ pa}$	$[p v] \times 10^5 \text{ pam/sec}$	$[p] \times 10^5 \text{ pa}$	$[p v] \times 10^5 \text{ pam/sec}$
ZQSn6-6-3	250	90-100	360	300
ZQSn10-1	400	300	500	500
ZQA19-4	300	600	300	600

第四章 连杆及滑块

一、连杆

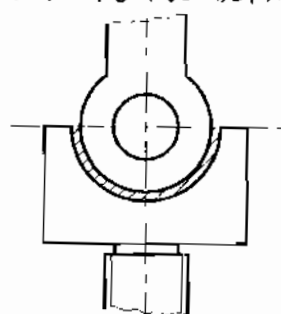
(一)、连杆的类型。

连杆分为长度可调及不可调两种型式。

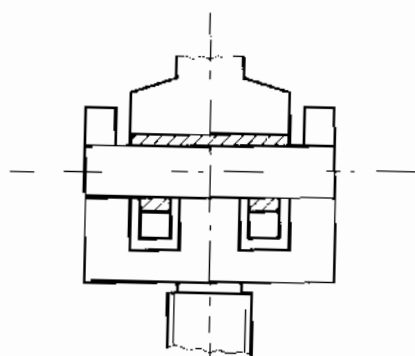
我厂生产的23及21系列压力机均采用连杆长度可调型式。连杆由连杆体及球头调节螺杆组成。用手动或机械的方式改变二者的相对位置，就可以改变连杆长度，从而改变压力机的装模高度。

调节方式视压力机的公称力大小，可直接用扳手搬动调节螺杆或通过蜗轮付、棘轮棘爪等手动型式，和由电动机通过蜗轮付驱动的机动型式。这种球头式可调连杆加工简单，装配、调整、维修容易，结构紧凑、连杆系数小，滑块导轨所受侧压力及曲轴所受扭矩也较小。在开式压力机中广泛采用。缺点是螺纹联接刚性较差，调节量也不宜过大。

连杆长度不可调的典型结构是连杆下端一圆柱销与调节螺杆相连。我厂的开式双点压力机采用此结构。连杆刚性较好、和球头相比，加工方便，该结构调节螺杆不承受弯矩，但由于连杆系数略有增加，滑块侧压力较大，轴齿轮所受扭矩也有所增加，且销轴所受压面积比球头小，如采用三点式支承或圆柱面接触传递扭矩，由于加工困难，维修不便，故采用较少。



圆柱面接触

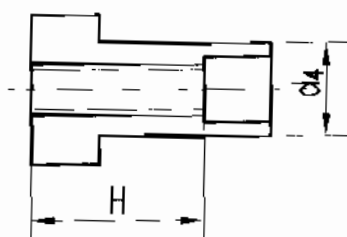
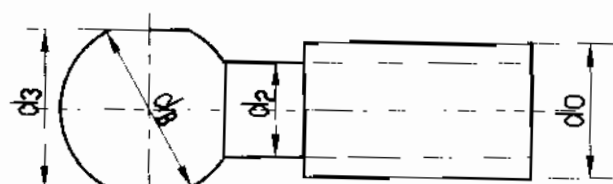


三点式支承

长度不可调连杆还可以采用柱塞导向，连杆经导向柱塞与滑块相连。（如开式双点压力机结构）。滑块不承受侧压力。而由机身导套承受，这时偏心齿轮可在密封的机身中采用浸油润滑，减少齿轮磨损，降低噪音，提高滑块运动精度。缺点是加工、安装比较复杂，压力机高度有所增加。

连杆有关的主要尺寸，可由下表初定：

球头式连杆



符号	推荐尺寸 mm
d_B	$(3.9-5.7)\sqrt{Pg}$
d_0	$(0.59-0.83)d_B$
d_2	$(0.83-1.0)d_0$
d_3	$(0.9-1.0)d_B$
d_4	$(1.5-1.86)d_0$
H	$(1.5-2.3)d_0$

式中: Pg —压力机公称力 KN

连杆常用铸钢 ZG35 或铸铁 HT200 制造, 经正火或退火, 调节螺杆用 45 号钢调质处理, 球头表面淬火, 硬度 HRC40-45, 螺杆一般采用三角形普通螺纹, 对公称力大的压力机, 可考虑采用强度较高的梯形螺纹。

(二)、连杆计算。

连杆的计算简图如右图。

连杆受到压应力及弯曲应力的联合作用。

危险截面 A-A 处的合成应力由下式计算:

$$\sigma_H = \sigma_r + \sigma_w < [\sigma_n] \text{ pa}$$

式中: σ_r —危险截面压应力 pa

$$\sigma_r = Pg / F_A$$

Pg —压力机公称力

F_A —危险断面 A-A 截面积

σ_w —危险断面弯曲应力

$$\sigma_w = M_A / W_A$$

W_A —危险截面的截面模数

M_A —危险截面弯矩

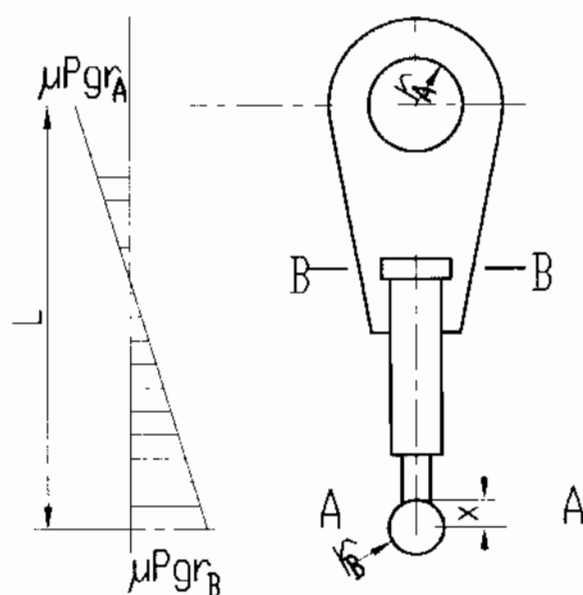
$$M_A = \mu Pg [r_B - x(r_A + r_B) / L]$$

μ —摩擦系数 取 $\mu = 0.05$

r_A, r_B —连杆大头及球头半径 m

x —危险截面至球头中心的距离 m

L —连杆长度 m 对长度可调的连杆取最大值



对铸铁连杆还应验算截面 B-B 的应力。

许用应力 $[\sigma_H]$ 由下表选取。

名 称	材 料	$[\sigma_H] \times 10^5 \text{ pa}$
连 杆	HT200-250	600-700
	ZG35 正火	1200
	QT45-5	800-1000
调节螺杆	45 调质	1800-2200

由于调节螺纹的抗弯强度均比挤压强度、剪切强度低，且连杆体的材质比螺杆差，所以只需验算连杆体螺纹的弯曲应力。

$$\sigma_w = \frac{1.5(d_o - d_i)SPg}{\pi H d_i h^2} < [\sigma_w] \quad \text{pa}$$

式中： d_o 、 d_i — 螺纹的外径、内径。 m

S — 螺距 m

H — 螺纹连接的最小工作高度 m

h — 螺纹牙根处高度。 m

对普通螺纹： $h=S$

对梯形螺纹： $h=0.635S$ 。

螺纹许用弯曲应力按下表选取：

材 料	$[\sigma_w] \times 10^5 \text{ pa}$
铸钢 HT200-250	600-700
铸钢 ZG35	800
球铁 QT45-5	700

二、滑块与导轨。

滑块与导轨的结构。

滑块上部与连杆相连，下底面安装上冲模，内部装有装模高度调节装置，推料装置、超载保护装置及平衡装置等。是一个复杂的箱体结构，而滑块体外部设有导向面，直接影响滑块导向精度，设计滑块时应注意如下几点：

1. 装在滑块上的各种机构应力求简单而紧凑。安装调整必须方便，布局合理，尽量使滑块部件的重心通过滑块的几何中心。

2. 在保证滑块体强度及刚度的前提下, 合理确定截面尺寸和筋板位置, 尽量减轻滑块重量。
3. 为保证压力机有较高的精度, 除对滑块体应有适当的精度要求外, 并应有足够的导向长度,

导向部分越长则滑块行程的垂直度越好, 精度越高。

滑块导向长度与宽度之比 L/B , 可参考下表选用

开式压力机类型	L/B
普 通	1.3-1.6
加大行程	2.5-3.2
双 点	0.45-0.65

另外, 滑块导向长度与滑块行程有关, 行程越大, 导向长度越长。一般取 $L=(5.5-7)S$

4. 由于滑块体结构复杂, 要注意机械加工工艺性。

5. 采用铸造滑块时, 力求具有良好的铸造工艺性。减少铸造内应力, 防止裂纹。滑块底板、悬挂点等处金属积聚处冷却时对早已冷却的筋板产生拉应力。要合理布置筋板位置及厚度, 合理设计清砂孔的位置、大小及形状。

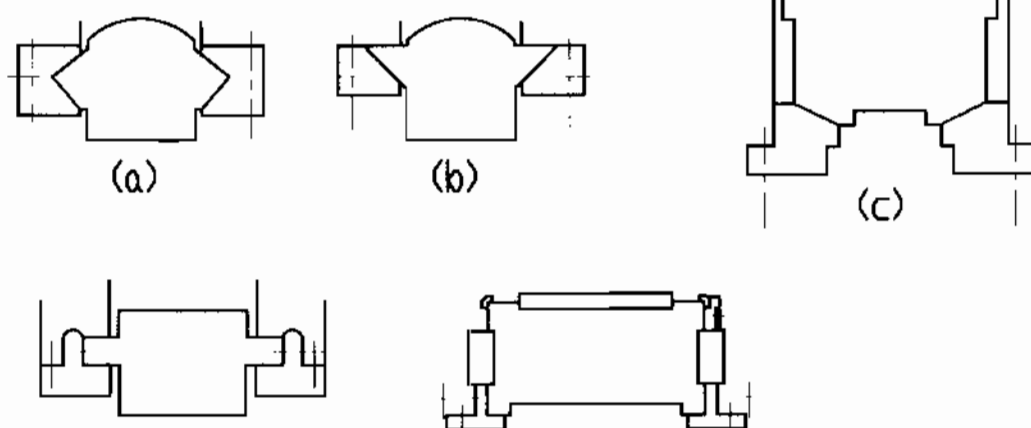
6. 采用钢板焊接滑块时, 力求有良好的焊接工艺性。除遵循一般的焊接工艺原则外, 还应特别注意复杂箱体零件焊接的方便性, 尽量减少焊接元件及焊接数量, 考虑适当的操作空间, 在焊封附近热影响区组织的改变及焊缝金属凝固时的收缩, 在焊接结构中会引起内应力, 如这种内应力超过材料屈服极限时就会产生翘曲与变形。尽量采用对称焊缝, 逆向分割焊及加工艺搭子等, 防止变形, 焊接后进行时效处理。

有关铸造及焊接件设计中注意的问题, 详见第六章机身中有章节。

滑块导轨的结构直接影响滑块的运动精度, 设计导轨时要遵循如下原则:

1. 要有足够的长度。尽量加大滑块运动的有效导向长度, 在结构允许的条件下, 尽量加长导轨长度。导轨长度 L_0 一般取滑块导向长度的0.8-0.85, 即 $L_0=(0.8-0.85)L$ 。
2. 要有足够的刚性, 制造方便, 调整容易、准确。
3. 导轨面硬度要适当, 应低于滑块导向面的硬度。
4. 通过磨削或刮研, 使胡块及导轨间接触良好。
5. 设置供油点, 合理开设油槽, 保证润滑油供油充足、畅通。

导轨结构常见的有下列几种:



上图中 (a) 调整容易, 精度保持性好, 广泛应用于中、小规格的压力机。
 (b) 后导向面在机身上。机身加工要求高, 直接影响滑块运动精度。导轨调整容易, 前后方向磨损后修磨导轨。
 (c) 为四面导轨。用在大、中型开式压力机上。滑块运动精度由机身加工精度保证。前后方向磨损后, 调整导轨就可。
 (d) 为二角六面直角导轨。导向精度高, 对机身加工精度也高。压力机承受偏载能力强, 调整复杂。
 (e) 为四角八面直角导轨。用在大、中型开式压力机上。导向精度高。压力机承受偏载能力强。曲柄连杆机构产生的侧压力由机身直接承受。缺点是机身加工要求高, 导轨调整复杂。

由于开式压力机滑块底面尺寸较小, 为用户考虑, 使用较大尺寸的上模板超出滑块底面尺寸。滑块在上位置时, 其底面高度应低于下端高度。

导轨材料采用 HT200。导轨面上镶有一层锡青铜或夹布胶木, 三层复合材料等, 以减少磨损。

滑块底面为紧固模具。设有模柄孔及 T 型槽。

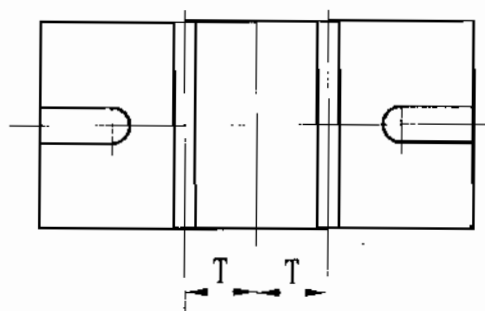
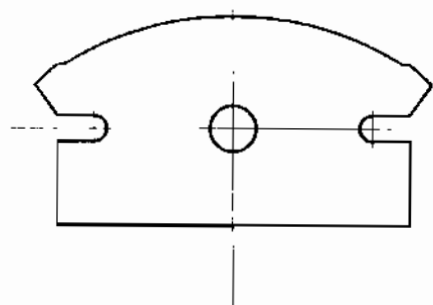
模柄孔直径 d 及深度 L 按压力机公称力由下表选取:

公称力	100-400	630-1250	1600-2500
模柄孔直径 d mm	40	50	65
模柄孔深度 L mm	75	85	105

T 形槽宽度 A 按压力机公称力由下表选取。T 形槽部分尺寸按国家标准确定。

公称力 KN	<160	160-250	400-1250	1600-2500	>2500
T 形槽宽度 A mm	14	18	22	28	36

T 形槽的分布如图所示: 间距 T 按公称力及滑块底面尺寸选取: 125, 150, 200



(二)、滑块计算。

对一般的开式压力机，因滑块单纯受压缩，故不进行强度计算。对双点压力机则需要变形计算。

滑块受力情况复杂，设计计算时作如下假设：

1. 滑块是一个不受导轨约束的双支梁。支点距离为二连杆间距。
2. 滑块所加载荷为作用于二连杆间距全长上的均布载荷。

计算简图如右图：

滑块的最大弯矩：

$$M = Pgl/8 \quad \text{NM}$$

式中：Pg-压力机公称力 N

l-二连杆间距离 m

最大弯曲应力：

$$\sigma = MY_a/J \leq [\sigma] \quad \text{pa}$$

式中：J-滑块中间截面惯性矩 m^4

Y_a -中间截面形心至滑块上顶边距离 m

许用弯曲应力 $[\sigma]$ 按下式选用：

对铸造滑块： $[\sigma] = (200-300) \times 10^5 \text{ pa}$

对焊接滑块： $[\sigma] = (400-500) \times 10^5 \text{ pa}$

滑块受力后产生弯曲变形，由两部分组成。即由弯曲正应力所引起的变形及由弯曲剪应力引起的变形。

$$\delta = \delta_\sigma + \delta_\tau < [\delta]$$

式中： δ -滑块总变形

δ_σ -由弯曲正应力所引起的变形。

$$\delta_\sigma = \frac{Pgl^3}{EJ} (0.013 + 0.042 \frac{l_1}{l}) \quad \text{m}$$

δ_τ -由弯曲剪应力所引起的变形。

$$\delta_\tau = \frac{aPg l}{GF} (0.125 + 0.5 \frac{l_1}{l}) \quad \text{m}$$

式中：Pg-压力机公称力 N

l-两连杆间距离 m

E-材料弹性模数 对铸铁： $E = 0.9 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

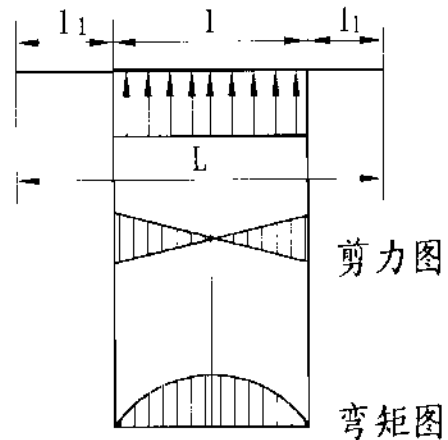
对碳钢： $E = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

J-截面惯性矩。 m^4

l_1 -连杆至滑块外侧距离。 m

G-材料剪切弹性模数。 对铸铁： $G = 4.5 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

对碳钢： $G = 8.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$



剪力图

弯矩图

F-滑块截面面积 m

α -系数。 $\alpha = \frac{F}{2J} \left[\frac{b_1}{b} (H_1^2 - e_1^2) + e_1^2 \right]$

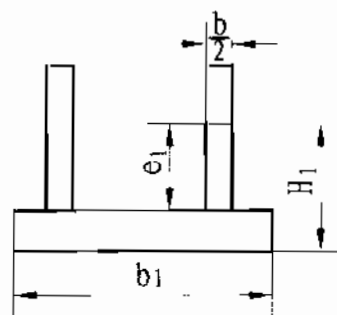
b-滑块截面前后侧板总宽度。 m

b_1 -滑块底板前后宽度。 m

H_1 -截面中心层至底板外侧距离 m

e_1 -截面中心层至底板内侧距离 m

计算出的变形 δ 需小于许用变形 $[\delta]$ 。



许用变形 $[\delta]$ 取滑块宽度 L 的 $\frac{1}{6000} - \frac{1}{8000}$ 即: $[\delta] = \left(\frac{1}{6000} - \frac{1}{8000} \right) L$

三、装模高度调整机构。

为了适应不同高度的多种模具，装模高度必须进行调整。调整方法视压力机公称力的大小，分为手动及机动两大类。设计机动调整时，要先确定滑块的调节速度。调节电动机的型式及参数，合理选择和布置调节装置的传动系统。调节装置应力求灵活、可靠、结构紧凑。一般采用二级传动。低速付为蜗轮蜗杆传动。高速付有蜗轮蜗杆、圆锥齿轮、三角皮带、链条传动等多种型式。

利用二级蜗轮蜗杆可实现较大的传动比。结构紧凑、传动系统平稳、无噪声、自锁性能好。得到广泛应用。缺点是效率低、加工困难、安装精度要求高。

调整机构设计中要注意的问题：

1. 要防止装模高度的变化主要是由冲压工作中的冲击振动引起的。尤其是满负荷冲压的强烈振动影响更大。在正常情况下，平衡缸压力足以平衡滑块重力、惯性力及摩擦力，使各运动付间隙保持在冲压工作的非工作面上。但在冲压工作突然卸载的瞬间，受力零件弹性变形恢复引起的振动，是球头与上下球座猛烈相撞。滑块在弹性体系振动规律控制下，平衡器及自锁机构不能完全起作用，这个运动虽小，但逐渐积累足以使装模高度产生变化。采用的防止措施有：

a、在连杆上设置锁紧装置；

b、在传动机构中加制动器。在双点压力机中应用较多。

c、减少蜗轮在分度圆上的螺旋角，提高自锁性能。如将螺旋角 $6^\circ 20' 25''$ 改为 $4^\circ 23' 55''$ 。

有显著好转。缺点是会降低传动效率。

d. 合理设计球头座槽的形状。要适应球头销的运动轨迹，防止球头销子与球头发生干涉。

2. 选取合理的滑块调整速度。

滑块调整速度直接影响到压力机的使用性，调整装置的传动级数及电动机功率。调整速度范围为：15-100mm/min。个别达到150mm/min。建议采用40-60mm/min。

滑块调整速度 v 由下式求得：

$$v = \frac{n_H S}{i_z} \text{ mm/min}$$

式中： n_H -电动机额定转数。r/min

i_z -总传动比。

s -调节螺杆螺距。mm

如装模高度调整机构设有指示装置。传动装置减速比的配置也须与指示装置吻合。如我厂产品的指示装置装在低速付如蜗杆轴端。计数器精度为0.1，则蜗轮付减速比与调节螺杆螺距之比为10:1。例如压力机连杆调节螺杆采用M90X6基本螺纹。则蜗轮付减速比为60。

蜗杆的螺旋升角应尽量减小。一般采用单头蜗杆，以增加自锁能力。

3. 调节电动机功率。

采用机动调节时，虽有平衡装置，考虑到平衡力不一定正好抵消滑块重量，电动机功率仍然按提升滑块重量来计算。公式如下：

$$N = \frac{(G_1 + G_2) v}{\eta} \text{ KW}$$

式中： G_1 -滑块部件重量。KN

G_2 -模具重量。KN

v -滑块调整速度。m/sec

η -调节机构中传动总效率。 $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5$

η_1 -考虑滑块与导轨间的摩擦。取 $\eta_1 = 0.9$

η_2 -考虑调节螺杆螺纹存在的摩擦。 $\eta_2 = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho)}$

α -螺纹导角。 $\alpha = \tan^{-1} \frac{s}{\pi d_{cp}}$

ρ -螺纹诱导摩擦角。 $\rho = \tan^{-1} \frac{\mu}{\cos \theta}$

s -螺距。

d_{cp} -螺纹中径。

μ -螺纹间摩擦。 $\mu = 0.1$

θ -螺纹工作面倾角。

η_3 -调节螺母(即蜗轮)与套筒间摩擦。 $\eta_3=0.3$

η_4 -蜗轮传动效率。一级传动的单线蜗杆: $\eta_4=0.5$

二级传动低速级: $\eta_4=0.5$ 。高速级: $\eta_4=0.6$

η_5 -齿轮、皮带、链条传动效率。

齿轮为0.9-0.95;皮带为0.96;链条为0.9

上述计算较为粗略。且未考虑平衡器作用。使用中要控制平衡器气压,使之与模具相适应。没有压缩空气时,不允许启动装模高度调节装置。

四、打料装置。

打料装置是在滑块回程中将工件由凹模内推出。或将余料由凸模脱下。对开式压力机一般均采用刚性打料装置。对宽台面双点压力机有采用气动打料装置。

刚性打料装置是由一根(双点压力机有数根)穿过滑块的打料横梁及固定在机身上的打料螺钉组成。工作行程时,工件使上模中顶料杆及打料横梁在滑块升起;回程时,打料螺钉和打料横梁接触,迫使顶料杆将工件顶出。刚性打料装置结构简单、动作可靠使用广泛。缺点是打料力及打料位置不能任意调节。

刚性打料装置的打料力: $P=(3-6)\%Pg$ 。打料行程取滑块行程1/2。

刚性打料横梁应验算危险断面的弯曲应力。假设打料横梁为一双支点梁,中间危险断面的弯曲应力为:

$$\sigma_w = \frac{M_{\max}}{W} / W < [\sigma_w] \quad \text{pa}$$

式中: $M_{\max}$ -危险截面弯矩。 $M_{\max}=Pgl/4 \quad \text{NM}$

l -打料螺钉距离。 m

Pg -压力机公称力 N

W -危险截面抗弯截面模数。 m^3 。对矩形截面: $W=bh^2/6$

b -断面宽度 m

h -断面高度 m

许用弯曲应力 $[\sigma_w]$ 由下表选取:

材 料	45正火	45调质	45淬火
$[\sigma_w] \times 10^5 \text{ pa}$	1200	1700	3000

气动打料装置用在宽台面的双点压力机上。由几组打料横梁组成。每组由二个单层或双层气缸和一根打料横梁相连接。气缸体与滑块相连，活塞杆用销轴与打料横梁相接，气缸的进排气由电磁阀控制。能使打料在回的任意位置进行，这种装置的打料力及打料行程容易调节，为实现冲压机械化自动化创造了条件。

气动打料的行程取滑块行程的 $1/2$ ，打料力为压力机公称力的 $(1-2)\%$ 。

五. 超载保护装置

如果压力机选用不当，模具调整不正确，毛坯厚度不均匀，两个毛坯叠在一起，冲模刃口变钝或模腔内落入杂物就有可能使压力机破坏，如连杆螺纹破坏，调节螺杆弯曲，曲轴弯曲或断裂，机身变形甚至断裂等，所以最好能设有超载保护装置，保护装置有压塌块式及液压式二类。

(一) 压塌块式保护装置

1. 压塌块式保护装置设计

压塌块式保护装置是利用保险块断面剪切破坏进行保护的，剪切环有单环及双环两种（见图），保护装置在球头下面，压力机连杆作用力通过球座，压塌块传给滑块。超载时压塌块剪切破坏，于是连杆连同球座对滑块产生相对运动而不传力，使压力机各零件免遭破坏，在设计压塌块时，高度尺寸 h 应大于压力机公称力行程 S_g ，尺寸 h' 应大于 h ，使压塌块破坏后曲轴能带动连杆转过下死点而不与滑块产生顶死现象。

压塌块破坏后，必须更换新的压塌块才能重新工作。为便于更换，可以加设弹簧夹子（如我厂产品）。在压塌块侧面设有螺杆（如图）以及在球座上设有螺杆及弹簧拉住下球座不下垂（如图）等。

经长期使用防止铸铁滑块出现陷坑，在压塌块下设有钢垫板，压塌块更换后，必须重新调整装模高度。

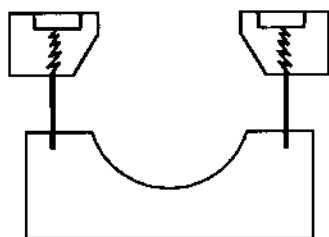
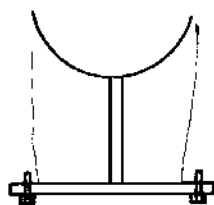
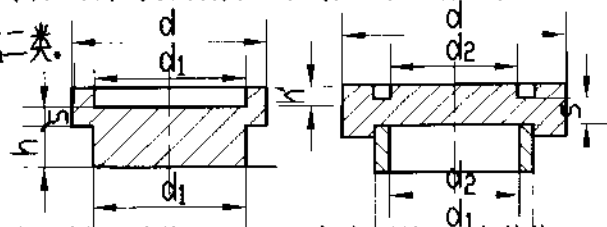
超载后，为有效控制压力机停车，压塌块外接有行程开关触头，超载后发出电信号，信号灯亮，离合器脱开，压力机停车。

2. 压塌块的设计计算。

假设压塌块在剪切断面上受均匀分布的剪应力，在新的压塌块开始工作时，其破坏是由短时高峰静力载荷造成，其剪切力 P_1 为：

$$P_1 = F \tau_1$$

式中： F — 剪切断面积 mm^2
 τ_1 — 静剪切强度极限 N/mm^2



但是，压力机是在脉动载荷下工作的，长期使用后，压塌块是受疲劳破坏，此时，剪切力已降为：

$$P_2 = F \tau_2 \quad N$$

式中： τ_2 —疲劳剪切强度极限 N/mm^2

所以压塌块的剪切力并非恒定。即：

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\tau_1}{\tau_2} = Z > 1$$

Z 值代表压塌块静剪切强度极限与疲劳剪切强度极限之比， Z 值越小，越接近1。压塌块的保险精度越高。通过疲劳试验，其剪切强度极限有所降低。对用50号钢制造的压塌块降低了20%，对铸铁HT200压塌块降低了30%，其 Z 值分别为1.25和1.43，所以目前压塌块均不用铸铁的。

确定疲劳剪切强度极限 τ_2 ，可用试棒测出 σ_2 ，再求出 $\tau_1 = 0.8\sigma_b$ ，除以 Z 即：

$$\tau_2 = 0.8 \sigma_b / Z$$

或用试样实测 P_1 力求出 τ_1 值。

压塌块外径 d 应小于球座外径。

$$d = (0.95 - 0.98) D \quad mm$$

式中： D —下球座外径 mm

剪切面间隙（上、下直径差） $\delta = 0.25S \quad mm$

S —剪切面高度 mm

单剪切面压塌块用在小型压力机上，等厚双剪切面压塌块用在大中型压力机上。

对等厚双剪切面压塌块为满足等强度条件，必须使内外承载面面积之比等于内外剪切面面积之比，即：

$$\frac{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)}{\frac{\pi}{4}d_2^2} = \frac{\pi d_1 s}{\pi d_2 s}$$

或：

$$\frac{d^2 - d_1^2}{d_2^2} = \frac{d_1}{d_2}$$

钢制单剪切面压塌块剪切面直径 d 及剪切高度 s

$$d_1 = 0.707d$$

$$s = \frac{25P_g}{\pi d_{p8} \sigma_b} = 0.5 \frac{P_g}{d \sigma_b} \quad m$$

式中： d —压塌块外径 m

P_g —压力机公称力 N

σ_b —材料抗拉强度 pa

对钢制等厚双剪切面压塌块剪切面直径 d_1, d_2 , 及剪切面高度 S 由下式计算:

$$d_1 = 0.817d \quad ; d_2 = 0.5d$$

$$S = \frac{0.5Pg}{(d_1 + d_2)\sigma_b} = 0.406 \frac{Pg}{d\sigma_b} \quad m$$

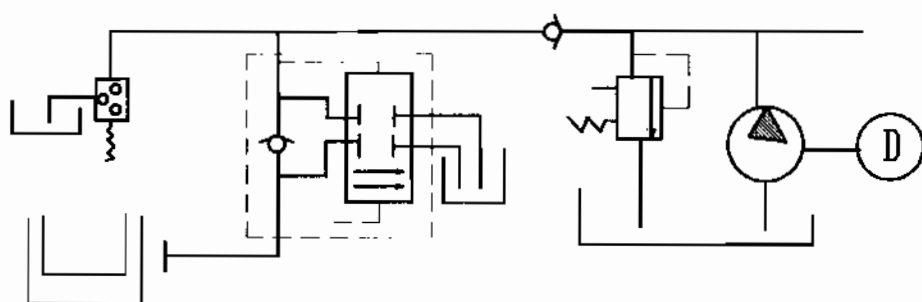
式中符号同上。

(二)、液压式保护装置

液压式保护装置由于保险精度高, 工作压力可调, 发生超载后能自动恢复等优点, 所以在大中型压力机上已被广泛应用。液压系统均由泵、液流阀、卸荷阀组成。由泵提供高压油, 油压由液流阀控制, 超载时卸荷阀卸荷。卸荷阀的灵敏度决定了保护装置的保险精度。

1. 液压式保护装置液压系统。

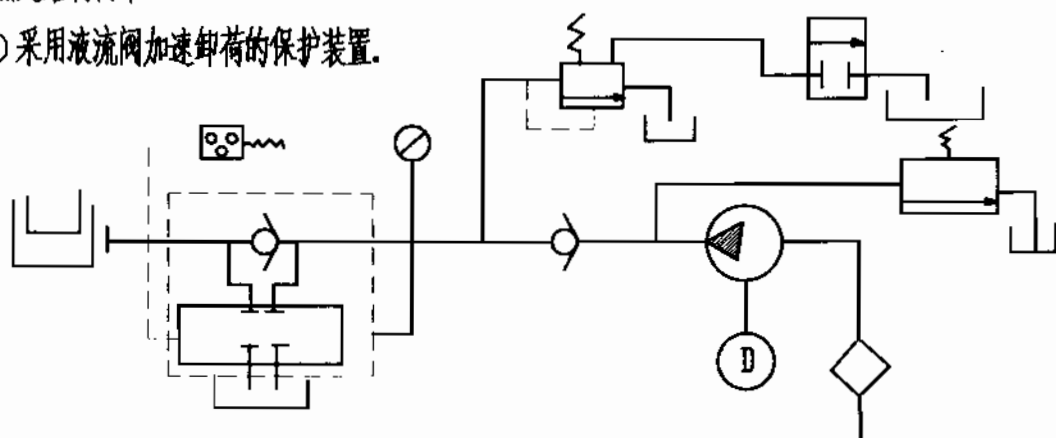
(1) 油泵与卸荷阀直接相连的保护装置。



由轴间柱塞泵向液压垫供油, 使液压垫具有预压力。供油压力由液流阀控制, 超载时液压垫油压作用于卸荷阀阀芯上的压力大于阀芯背压及弹簧力之和, 卸荷阀打开排油, 同时发出电信号, 离合器脱开, 油泵供油压力过高或过低, 压力继电器不动作, 压力机不能开车。

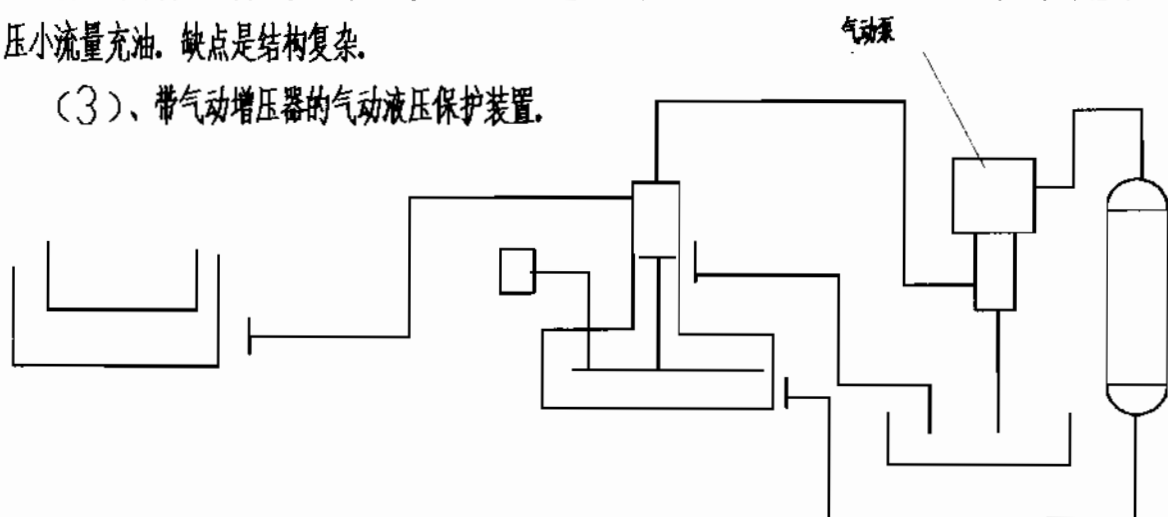
这种系统采用中压油泵供油(泵工作压力 $75 \times 10^5 \text{ pa}$), 油泵及液流阀连续工作磨损过大, 卸荷时间长, 优点是结构简单。

(2) 采用液流阀加速卸荷的保护装置。



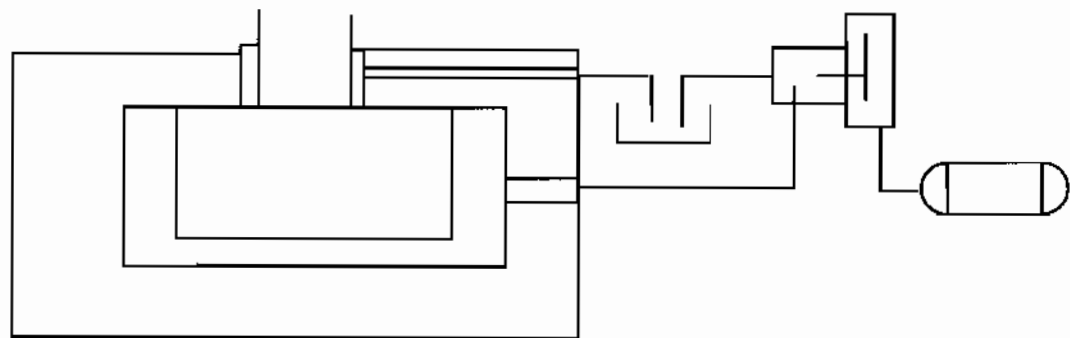
压力机超载时，压力继电器发生作用，通过电磁二通阀使作为卸荷阀先导阀的液流阀液流，这样就加快了卸荷阀的卸荷，提高了装置的灵敏度。供油由变量泵（由齿轮泵及柱塞泵组合）完成。低压大流量供油，高压小流量充油。缺点是结构复杂。

(3)、带气动增压器的气动液压保护装置。



特点是有一个兼作卸荷阀用的气动增压器。当采用 $0.25-0.6\text{Mpa}$ 的压缩空气时，液压垫就可得到 $12.5-35\text{Mpa}$ 的高压油。超载时，作用在增压缸上部的压力升高，活塞下移，液压垫高低度降。如压力机超载时间较长，增压缸活塞继续下降，排油口开放，保护装置卸荷。所以装置的优点是增压缸容积大，允许在一定范围内超载时由于有增压缸，气动油泵不必连续工作。

(4)、液压垫采用端面密封的保护装置。



我厂JH21系列采用的结构（日本会田公司）液压垫内高压油由气动泵提供。泵的增压比为 $50:1$ 。液压油漏渗时气动泵在压缩空气作用下自动补油。超载后气动泵发出电信号，离合器脱开，压力机停车。装置的特点是结构简单，由于采用端面密封，卸荷时间短，动作灵敏。

2. 几个注意的问题。

压力机在工作过程中，为保持液压垫的刚性，要求油泵连续工作，以补偿漏损维持预压力，着不但消耗电能，使油升温高，还缩短了泵的寿命。所以要求保护装置油泵具备低压时大流量；高压时小流量的特点。最理想是采用组合变量泵（即齿轮泵与柱塞泵的组合）。

为避免油泵连续运转的缺点，采用气动泵最为理想。气动泵的工作取决于液压垫中的油压，当油压不足时，气动泵自动充油，油压达到要求后，气动泵自动停止并进行保压。

(2). 卸荷方案与保险精度。

超载保护装置都是利用油液从液压垫中排出，保证压力机免遭超负荷破坏。油从液压垫中排出有两个方法：其一是溢流，其二是直接（或通过增压器）排出。

用溢流阀的液压保护系统，一般用一个溢流阀作为卸荷阀的先导阀。这种系统的保险精度受溢流阀预先打开的开口大小与打开速度的影响，保险误差为公称力的 30%。

采用气动增压器式时，当压力机开始超载，增压器活塞迅速退让，气缸中压缩空气来不及排出，气压升高，此瞬时增压器相当于蓄压器。当卸荷油孔打开，立即卸荷，保险精度高，且结构简单，保险误差为15%。

(3). 液压垫预压力的选择。

液压垫内使用20号或30号机械油。

液压垫内公称油压一般选20-25Mpa。在不带油泵的液压保护装置中，液压垫的公称油压一般选15Mpa。

液压垫预压力的大小一方面影响油泵寿命，另一方面影响液压垫的刚度。

当温度为20°，油压为24Mpa，油的体积压缩率 $\beta=0.0000074\text{cm}^3/\text{N}$ ，影响不能忽视。例如，一般采用气动液压超载保护装置的 2500KN 压力机，液压垫的计算容积为4000 cm^3 ，当油压为25Mpa时，液压垫的变形为 0.72mm，这将大大降低压力机刚性。液压垫在预压力作用下，油缸受拉力要伸长，柱塞及油受压力而缩短。三者就决定了液压垫的刚度。压力机在工作时，油缸拉力减小，柱塞及油的压力加大，如预压力过小，压力尚未到公称力时，油缸拉力已降为零。此时，液压垫刚度只取决于柱塞及油的刚度。因而希望压力机达到公称力时，油缸拉力正好为零的条件来决定液压垫的预压力。另外，液压垫在受到冲击力作的瞬间，油压升高有个高峰值，如预压力太高，就不能达到超载保护的作用。所以一般取预压力为公称油压的 70-80%。

(4) 液压垫高度的选择。

为保证压力机安全和保险装置结构紧凑，液压垫高度应等于或大于压力机滑块公称力行程，即 $S \geq S_g$ 。

(5) 液压垫直径D由下式求得：

$$D=1.13\sqrt{\frac{P_g}{Z_p}} \quad \text{m}$$

式中： P_g —压力机公称力 N

Z —滑块内液压垫数目

p —公称力时液压垫油压 pa

第五章 气动摩擦离合器

一、摩擦离合器—制动器的作用及工作过程

在开式压力机上，飞轮传动后面都设有离合器和制动器，用来控制滑块的运动及停止。离合器和制动器一般设置在飞轮轴或主轴上。

压力机开动后，电动机和蓄能作用的飞轮在不停地旋转。当滑块需要运动时，则离合器结合，主动部分的飞轮通过离合器使从动部分零件（如传动轴、齿轮、曲轴、滑块等）得到运动并传递工作时必需的扭矩。当滑块需要在任意位置上停止，则离合器脱开，即不再传递运动和扭矩，但离合器脱开后，离合器的从动部分及以后的零件还储有一定动能，使曲轴继续旋转。因此制动器是用来在一个很短的时间内吸收从动部分的动能，是滑块停在所需要的位置上。

所以压力机传动系统中，离合器和制动器是保证压力机正常工作的主要部件，而二者又必须密切配合和协调工作。当离合器脱开后的瞬间，制动器应立即发生作用，反之当离合器接合前的瞬间，制动器应立即松开，采用摩擦离合器和制动器能在调整模具时实现寸动行程，使滑块在任意位置均能启动和停止，满足了在危急情况下，迅速制动的需要，保证了安全生产。

实践证明，离合器和制动器是压力机生产中最主要的部件之一，它性能的好坏直接影响到压力机生产能力能否充分发挥，对提高劳动生产率、人身及设备安全和便于维修保养有着极大的影响。

离合器和制动器的工作过程是这样的：

离合器接合前，电动机及飞轮处于旋转状态。飞轮以及固定在飞轮上的离合器主动件以角速度 ω 旋转，而从动件处于静止状态。离合器的接合过程分为三个阶段，即空滑阶段、工作滑动阶段和离合器主动部分与从动部分共同旋转升速至稳定转速阶段。

当摩擦力矩稍大于从动部分阻力矩时，从动部分开始运动，工作滑动阶段要开始。在此阶段中，从动部件角速度分在加，主动部分角速度仍继续下降，直到二者角速度相等，此时第三阶段要开始，主动与从动部份共同旋转，升速至稳定转速。

在空滑及工作滑动阶段，由于主动和从动部分角速度不同，因此主、从动摩擦功全部变成热能，使摩擦件温度升高。

当离合器和制动器存在的问题是单此结合时摩擦件过热和制动角过大。

二、设计离合器制动器的基本要求。

1. 保证压力机的可靠性。

在保证离合器各零件强度及持久性的前提下，传递压力机曲轴所必需的最大扭矩。

按滑块行程次数70%的接通频率开单次行程规范，如实际次数超过501/min，则按50次/分开单次行程，必需工作正常。

离合器制动器经 4 小时发热试验, 温度不超过 80° , 温升不超过 60° 。

2. 保证离合器操作的安全性。

制动器必须动作灵敏, 制动角小。对滑块每分钟行程次数 $n < 30$ 1/min 时, 制动角 $< 30^{\circ}$;

$n = 30 - 100$ 1/min 时, 制动角 $< 58 + \quad \times 5$; $n > 240$ 1/min 时, 制动角 $< n$

离合器和制动器二者的联锁控制系统应确保接合和脱开的动作顺序, 动作灵敏可靠。

不允许产生连冲现象。

3. 保证离合器使用的方便性。

要便于观察和测量摩擦片的磨损情况。

要便于更换摩擦片。

压缩空气及电气控制部分必须调整和操作方便。

提高易损件寿命、结构要便于装卸, 要易于更换密封件、轴承、制动弹簧等。

4. 提高零部件的制造工艺性, 减少零件的种数和件数, 结构稳定定型, 实现离合器制动器部件的通用化、系列化。对提高制造工艺水平, 降低成本和维护修理具有重大意义。

三、离合器制动器的过热问题。

离合器制动器存在的主要问题是摩擦片过热和寿命太短。严重影响离合器制动器的工作性能。

1. 摩擦件的过热温度如超过了摩擦材料的允许使用温度, 降低了摩擦系数, 增加了压力机的维修工作量及维修费用, 影响了压力机的正常生产。

2. 摩擦件的过热, 使离合器制动器的稳定工作温度升高, 超过了轴承允许的正常工作温度, 轴承膨胀, 正常工作间隙消除, 甚至造成卡死。

3. 过热会使摩擦盘产生翘曲变形。摩擦表面接触不良, 摩擦件的磨损更加剧烈。

4. 离合器制动器稳定工作温度的提高还影响气缸密封的工作性能。

离合器制动器由于原有结构的缺陷及摩擦材料等性能不过关, 导致过热严重, 不得不采用减少每分钟离合器接合次数的办法来防止摩擦件过热和稳定工作温度的升高, 严重限制了压力机生产率的提高。

解决过热问题的主要措施有:

1. 减少从动部分零件的转动惯量, 合理选择离合器的转数, 离合器和制动器在接合过程中因摩擦表面相对位移消耗的摩擦功几乎全部转为热能。

起动及制动过程中摩擦功的损耗由下式求得:

$$A = \frac{1}{2} J \omega^2 \quad \text{NM}$$

式中: J —折算到离合器轴从动部件总转动惯量 kgm^2
 ω —离合器轴旋转角速度 rad/min $\omega = \pi n / 30$ n —离合器轴转数

由上式可知：为减少发热，应尽量减少从动部件的转动惯量与离合器轴转数。但离合器轴转数的减小，会导致飞轮、离合器、离合器轴零件尺寸的增大。从传动系统的合理布置考虑， n 值不能减小很多。现有离合器轴转数一般在 $300-600\text{r/min}$ 范围内。建议转数取 $400-500\text{r/min}$ 。此时还需验算飞轮速度应小于允许速度（数值见第四章）。

减小从动部件的转动惯量是解决离合器制动器过热的主要方法。转动惯量与零件重量和直径平方成正比，而从动部件直径惯与传递扭矩有关。因此，必需力求减少从动件的数量达到减小转动惯量。离合器轴上转动惯量一般占总转动惯量的 $50-80\%$ ，所以减小离合器轴上从动部件数量对解决过热作用很大。例如将气缸和活塞由从动件改为主动件，与飞轮一起旋转，且采用单摩擦盘结构，最大限度地减小从动部份惯量。

(二)、采用耐热耐磨的新型摩擦材料

离合器—制动器摩擦材料原来采用石棉铜丝板。当温度超过 150° 时，摩擦系数急剧下降，由 0.4 下降到 0.1 以用比压很低。为了传递必须的扭矩不得不采用多盘摩擦片，增加了从动部份转动惯量。离合器产生过热。且石棉铜丝板使用寿命低，频繁更换摩擦片增加了压力机和停产维修时间。

根据摩擦片的工作特点，应满足如下要求：

- (1) 摩擦系数大，并在一定温度范围内保持稳定；
- (2) 耐磨、耐热、使用寿命长；
- (3) 抗胶合能力强。即承受载荷时，一摩擦面的微粒不会粘附到另一摩擦面上，以致刮伤工作表面。
- (4) 要有足够的强度；
- (5) 能良好的跑合。

目前常用的摩擦材料有下列几种：

(1) 石棉塑料摩擦片

以石棉纤维为基体（约 $40-60\%$ ），用酚醛树脂、橡胶（约 $20-30\%$ ）作粘结剂，再加入一定量的铜丝及填料垫压加工而成。具有较高的耐热、耐磨性和强度、摩擦稳定性及导热性亦有相应提高。摩擦系数为： $0.3-0.35$ 。表面许用压力对离合器为： $(10-15) \times 10^5 \text{ pa}$ 。制动器为： $6 \times 10^5 \text{ pa}$ ，许用磨损系数为对离合器： $150 \text{ J/cm}^2 \cdot \text{min}$ ，对制动器： $120 \text{ J/cm}^2 \cdot \text{min}$ 。

(2) 粉末冶金摩擦片分铜基和铁基二种。分别用铜粉或铁粉（约 $60-91\%$ ）作为基体。用石墨、铅（约 $5-25\%$ ）及二氧化硅、石棉等经压制烧结而成。能提高材料物理性能及摩擦性能，摩擦系数亦有相应提高。

	摩擦系数	许用压力 $\times 10^5 \text{ pa}$	许用温度 $^\circ\text{C}$	磨损系数
铜基粉末材料	$0.32-0.36$	$10-20$	$300-500$	$4.6 \times 10^{-4} \text{ N/cm}^2$
铁基粉末冶金	$0.28-0.37$	$10-15$	$500-600$	

2. 离合器、制动器均为悬臂安放。此种结构离合器轴受力及变形较小，更换易损件方便。存在的缺陷是需要一支承飞轮的刚性卸荷套。要采用大直径的滚动轴承。悬臂离合器结构简单，不需要采用结构复杂的轴进气密封。

对中小型开式压力机，离合器和制动器可组合在一起悬臂安放，结构更为简单，更换易损件方便。我厂产品均采用此结构。缺点是从动部分惯量大，除摩擦盘外，气缸和活塞均在从动部分，易发热。限制了它的使用范围。

3. 离合器置于双支承间，而制动器悬臂安放。

(三) 离合器和制动器的联锁控制。

离合器与制动器的联锁控制是指二者的正常接合顺序。当离合器接合时，制动器应首先脱开，当制动时，应先脱开离合器。如连锁失灵，二者动作干涉，就会引起发热并加快摩擦付的磨损，甚至造成设备及人身事故。

目前连锁装置分为二类：

1. 刚性连锁。

离合器和制动器二者为刚性连接，结构简单，工作可靠，可实现离合器和制动器同时动作，或滞后一个时间差，按接合顺序协调工作，实际制动角小。

2. 气动连锁。

离合器及制动器均通过气阀动作的先后来实现离合器和制动器二者的动作顺序。离合器和制动器的气缸均有一个二位三通电磁阀换向阀控制。利用换向阀上先导部分排气阻尼孔大小实现二个换向阀动作的先后顺序。

采用气阀连锁。从电器收发信号，气阀动作，气体沿管的流动，活塞动作等均需时间，所以压力机单次行程时间相对于刚性连锁要长一些。

(三) 制动型式的选择。

目前制动器的制动有弹簧制动和气制动二种。

弹簧制动的最大优点是制动可靠。但气缸的布置受到弹簧尺寸的影响。脱开制动器需要的力较气制动为大。各弹簧需要选配和调整。达到各弹簧力一致且要等高，防止弹簧力不匀造成气缸歪斜。

气制动结构较简单、气缸布置不受弹簧影响，调整气压就可调整制动力矩。为防止没有压缩空气时因滑块自重落下造成意外事故。增设辅助弹簧制动和弹簧制动相比，气制动的工作可靠性差。一般在大型开式压力机或卧式压力机上使用。

(四) 摩擦盘形式的选择。

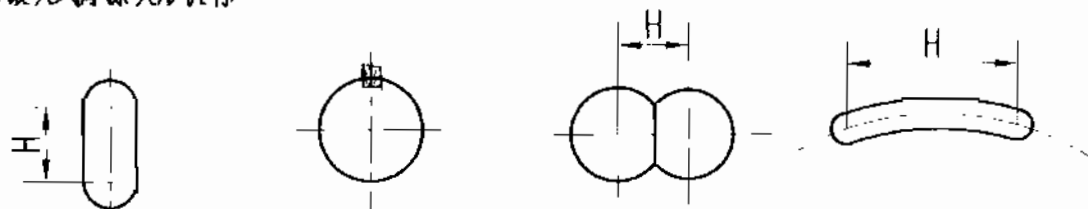
摩擦面的形状有圆盘式和浮动镶块式二种。

圆盘式的摩擦片为扇形。对棉铜板及半金属板用铜铆钉铆接在从动盘上。对于铜基粉末冶金则与从动盘烧结在一起。用在单盘式或与多盘式摩擦离合器和制动器中。结构的优点是轴向尺寸紧凑，缺点是磨损后，整块摩擦

摩擦盘需更换

浮动镶块式摩擦块是浮动镶嵌在从动盘上,用在单盘式摩擦离合器制动器上,优点是从动盘不需有轴上移动由摩擦块浮动就可,且摩擦块厚,允许磨损量大,更换摩擦块也方便,如用粉末冶金或半金属摩擦材料,可将摩擦片粘结在铸铁基体上,缺点是只能是单盘式,限制了传递扭矩

浮动镶块式摩擦块形状有:



对摩擦块的形状要求便于加工,工件中不能自转而引起摩擦。所以对圆形摩擦块要附加定位销。

圆盘式摩擦盘的导向有齿导向和销导向二种。

齿导向用于多盘式摩擦离合器和制动器。主动盘的外齿与固定在飞轮上的内齿圈啮合,从动盘的内齿圈与固定定在轴上的外齿圈啮合,用齿导向时,齿的加工工艺性差,特别是从动盘与轴上外齿圈的磨损严重,由于各内、外齿的节距误差,啮合不均,受力情况较差,摩擦盘定心较差。

销导向,用于单盘式摩擦离合器制动器上,用在离合器主动盘及制动器从动盘的导向。为避免摩擦盘受热膨胀后在导向销处卡死,在导向销配合处留有较大的因热变形需要的补偿间隙。

五、离合器制动器典型结构介绍。

(一)、组合式摩擦离合器制动器。

这是单圆盘式结构,悬臂组合式,结构紧凑。离合器与制动器为刚性连锁反馈,动作可靠,气动接合,弹簧制动,二者不会产生动作干涉,离合器主动盘及制动器从动盘采用销导向。考虑摩擦盘的热变形,其中一为圆销,另一为扁销,结构简单,摩擦片磨损后用减少气缸端盖下的马蹄形垫片来达到。摩擦盘由二个半圆组合而成,更换摩擦片时极为容易。缺点是从动部分惯量大,除离合器及制动器二个摩擦圆盘外,其余均为从动部分,摩擦损耗大,一发热,只能用于中小型开式压力机上,我厂产品上用得较多。

(二)、多圆盘式摩擦离合器制动器。

离合器及制动器均为悬臂结构,二者的摩擦付均为圆盘式,主动摩擦片及从动摩擦片均采用齿导向。压缩空气由装在飞轮上的气缸通入,推动活塞移动,通过离合器轴向导向杆,顶开制动器端盖,压缩弹簧,制动器脱开,离合器接合,排出压缩空气时,在弹簧作用下,离合器脱开,制动器制动,由于采用刚性连锁,二者动作协调可靠。采用旋转进气头,端面进气气缸结构简单,更换摩擦片时,亦是比较容易。结构的最大优点是从动部分惯量小,由于气缸、活塞均在主动部分随飞轮一起旋转,从动部分只剩下离合器从动摩擦片及离合器盘

制动器，摩擦片及制动器盘，大大改善了工作性能，防止过热且通风散热效果也好，能传递较大扭矩，用与大型开式压力机上。

(三)、浮动镶块式摩擦离合器制动器。

这是双支点结构，飞轮、离合器在双支点之间，单盘结构，制动器为悬臂安放。

离合器部分、飞轮（包括气缸连在一起）、活塞、主动摩擦盘为主动部分，离合器—制动器的从动部分仅剩下二个带浮动镶块的摩擦盘，所以此种结构从动部分惯量小，离合器及制动器为气动连锁，离合器结合时，制动器气缸先进气，活塞右移，压缩弹簧，制动器脱开，离合器气缸进气，活塞右移，克服弹簧力，压紧浮动镶块摩擦块，带动从动部分一起旋转。当离合器需要脱开时，离合器气缸先排气，在弹簧作用下，活塞左移，离合器脱开，此时制动器气缸排气，在制动弹簧作用下，压紧浮动镶块进行制动。

摩擦块磨损后，靠减少垫片调整，活塞都是通过导向销和摩擦盘相连接，结构简单，摩擦盘外侧均有散热翅片，利于冷却。

(四)、多圆盘湿式摩擦离合器—制动器。

上述介绍的几种典型结构均为干式摩擦离合器制动器，即摩擦付在工作过程中，摩擦面直接接触，呈干摩擦状态，摩擦损耗大，且摩擦功全部变为热能，导致离合器制动器发热。

我厂采用的湿式离合器制动器用油浸泡在飞轮封闭内腔中，摩擦付在工作过程中，均通过摩擦面上形成的油膜来传递扭矩，摩擦片表面极少磨损，不需要考虑更换摩擦片，工作中油温升高后产生的气体通过卸荷套排气孔排出，离合器制动器结构紧凑，离合器制动器二种为刚性连锁，工作可靠，由于摩擦片基本上不磨损所以气缸行程小，耗气量小，动作灵敏，摩擦片的磨损量可通过轴端的检测孔测量，结构的缺点其一是从动部份惯量较大，除从动摩擦片带外置的离合器盘及制动器盘外，还有气缸及活塞，其二是零件的加工精度和装配精度要求高，要有必要的工装保证，否则就会产生漏气、漏油、卡死、发热等问题。

六、摩擦离合器—制动器的计算。

(一)、离合器所需传递的扭矩。

离合器轴扭矩由下式计算：

$$M_1 = \frac{\beta M_{K9}}{i \eta}$$

式中： β —储备系数，考虑由于空气压力波动及摩擦系数不稳定等仍能使离合器正常工作。

取 $\beta = 1.1 - 1.3$ 。

M_{K9} —曲轴传递的扭矩。

i —离合器轴至曲轴的传动比。

η —离合器轴至曲轴的传动效率。对一级齿轮 $\eta = 0.97$ ；对二级齿轮 $\eta = 0.94$ 。

(二)、离合器具体的摩擦力矩及单位压力。

离合器能够产生的摩擦力矩必需大于或等于离合器所传递的扭矩。摩擦力矩由下式计算：

1. 圆盘式摩擦离合器的摩擦力矩：

$$M_l' = m \int_{R_1}^{R_2} \mu g^2 \pi R^2 dR = \frac{2\pi}{3} m \mu g (R_2^3 - R_1^3) \quad \text{NM}$$

式中：m—摩擦面数。

μ —摩擦系数

g—摩擦面上的压强。pa

R_1, R_2 —摩擦片工作的内、外半径。m

上式可化为：

$$M_l' = \mu g m \pi (R_2^2 - R_1^2) \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)} = \mu g F R$$

F—离合器的总摩擦面积 $F = m \pi (R_2^2 - R_1^2) \quad \text{m}^2$

$$R_\mu - \text{当量摩擦半径} \quad R_\mu = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)} \quad \text{m}$$

由上可知 $M_l' > M_l$
即 $m \mu g (R_2^3 - R_1^3) > \frac{\beta M_{Kg}}{i \eta}$

或 $\mu g F R_\mu > \frac{\beta M_{Kg}}{i \eta}$

1.5 52 69.5 65

所以： $q = \frac{3 \beta M_{Kg}}{2 \pi i \eta m \mu (R_2^3 - R_1^3)} \ll [q] \quad \text{pa}$

式中：[q]—摩擦材料许用压强 pa

现有离合器 R_1/R_2 之值约在 0.5-0.74 之间。

当 $q > [q]$ 或 $M_l' < M_l$ 时，可增大 R_2 值或增加摩擦面数或另选摩擦材料来解决。

各种摩擦材料的 μ 及 q 值如下：

	石棉铜	石棉塑料	铜基粉末	铁基粉末	半金属
μ	0.3-0.35	0.3-0.35	0.32-0.36	0.28-0.37	0.44
$q \times 10^5 \text{ pa}$	3-5	8-12	10-20	10-15	15-20

对制动器, 由于工作条件比离合器差, q 值取表中数值的 70-80%.

2. 浮动镶块式摩擦离合器的摩擦力矩.

$$M_1' = 2\mu g z F_1 R_\mu \quad \text{NM}$$

式中: z —浮动镶块数目.

F_1 —一个浮动镶块的单边摩擦面积 m^2

R_μ —摩擦半径 m

对于长圆形浮动镶块

$$F_1 = \pi r^2 + 2rb \quad \text{m}^2$$

$$R_\mu = (R_1 + R_2)/2 \quad \text{m}$$

同上, 亦可求得 q 值

$$M_1' = \mu g z F R_\mu \quad \text{NM}$$

F —离合器总摩擦面积 $F = 2ZF_1 \quad \text{m}^2$

$$M_1' \geq M$$

$$\text{即} \quad 2\mu g z F_1 R_\mu \geq \frac{\beta M_{K9}}{i\eta} \quad 2$$

$$\text{或} \quad \mu g F R_\mu \geq \frac{\beta M_{K9}}{i\eta}$$

$$\text{所以: } q = \frac{\beta M_{K9}}{2i\eta \mu z F_1 R_\mu} \ll [q] \quad \text{pa}$$

(三)、接合力、活塞面积和行程.

活塞的总压紧力由下式求得:

$$Q = Q_1 + Q_2$$

式中: Q_1 —传递离合器所需扭矩而施加的压紧力

对于盘式离合器 $Q_1 = q\pi(R_2^2 - R_1^2) \quad \text{N}$

对于浮动镶块式离合器 $Q_1 = qzF \quad \text{N}$

Q_2 —弹簧阻力.

弹簧阻力与离合器结构有关。对离合器和制动器为刚性联锁的结构，弹簧的阻力 Q_2 就是制动弹簧的作用力。对气动联锁的结构，如离合器内有脱开弹簧，则 Q_2 就是脱开弹簧的作用力。

$$\text{取 } Q_2 = 0.1Q_1$$

接合力求出后，即可求出活塞所需面积。

$$F_L = K_1 Q / p \quad \text{m}^2$$

式中： K_1 — 管路漏损系数 $K_1 = 1.01 - 1.1$

p — 压缩空气压力。一般取 $p < 4 - 5 \times 10^5 \text{ pa}$

活塞行程由主、从动摩擦盘间的间隙决定。每一摩擦面之间的间隙一般取 $0.5 - 1.5 \text{ mm}$ ，对于大尺寸的离合器取大值。活塞行程 $S = (0.5 - 1.5)m$ — m — 摩擦面个数

式中： m — 摩擦面数目

(四)、制动器的制动力矩及单位压力。

制动器是利用本身具备的制动力矩，在一定的制动角范围内所做的功足以克服离合器脱开后从动部份的运动能量。即

$$A_{zh} > E_e$$

式中： A_{zh} — 制动器的摩擦功 J

E_e — 离合器脱开后从动部分的运动动能 J

$$A_{zh} = M_{zh} \phi_{zh} i \quad \text{J}$$

$$E_e = J_e \omega_{zh}^2 / 2$$

式中： M_{zh} — 制动器制动力矩 NM

ϕ_{zh} — 制动器的制动角，以曲轴转角来度量 rad

i — 制动器轴至曲轴传动比。

J_e — 压力机从动部分全部零件转化到制动器轴上转动惯量总和。 Kgm^2

$$J_e = J_1 + \frac{J_2}{i_1^2} + \frac{J_3}{i_1^2 i_2^2} \quad \text{Kgm}^2$$

J_1 — 离合器轴上从动零件转动惯量 kgm^2

J_2 — 中间轴上从动零件转动惯量 kgm^2

J_3 — 曲轴上从动零件转动惯量 kgm^2

i_1 — 离合器轴至中间轴传动比。

i_2 — 中间轴至曲轴传动比。

代入 $M_{Zh} \phi_{Zh} i \geq J_e \omega_{Zh}^2 / 2$

由此可得制动力矩：

$$M_{Zh} \geq \frac{J_e \omega_{Zh}^2}{2 \phi_{Zh} i}$$

由上式可知，要降低制动力矩，可以增大制动角达到，但制动角过大，安全性差，亦可降低从动部份惯量及降低转速来减小制动力矩，但这与整体设计及传动系统的配置有关。

在进行初步设计时，无法进行从动部分惯量的计算，此时可取 $M_{Zh} = (0.3-0.5)M$ ，最后再进行核算制动器的摩擦力矩的计算方法和离合器相同。

对圆盘式制动器：

$$\frac{2}{3} \pi m g (R_2^3 - R_1^3) \geq \frac{J_e \omega_{Zh}^2}{2 \phi_{Zh} i}$$

对浮动镶块式制动器：

$$2 \mu g Z F_i R \mu \geq \frac{J_e \omega_{Zh}^2}{2 \phi_{Zh} i}$$

式中符号同离合器。

由上式可求得摩擦面单位压力。

对圆盘式：

$$q = \frac{3 J_e \omega_{Zh}^2}{4 \pi m \mu \phi_{Zh} i (R_2^3 - R_1^3)} \ll [q] \quad \text{pa}$$

对浮动镶块式：

$$q = \frac{J_e \omega_{Zh}^2}{4 Z \mu F_i R \mu \phi_{Zh} i} \ll [q] \quad \text{pa}$$

由于制动器工作条件比离合器差，发热严重，许用单位压力 $[q]$ 值要比离合器为低，按前列表值的70-80%选用。

(五)、制动器的压紧力及弹簧计算。

制动器的压紧力由下式计算：

$$Q_{zh} = q \pi (R_2^2 - R_1^2) \quad N$$

对气动联锁的离合器和制动器，制动器气缸的活塞作用力 $Q_2 = 1.2Q_1$ ，对刚性联锁的离合器制动器 Q_2 即为制动弹簧力。

所以摩擦离合器制动器（刚性联锁）气缸活塞的总压紧力 $Q = Q_1 + Q_2$

由此可求出气缸活塞的直径。

在设计制动弹簧时，弹簧的最小工作负荷 P_1 ，要满足制动所需的压力机，即 $P_1 = Q_2/n$ ，（ n 为制动弹簧数目）弹簧的工作行程等于摩擦面间的总间隙，即活塞的行程。并考虑摩擦材料允许的磨损量。弹簧的最大工作负荷 P_2 要等于松开制动器时弹簧的压力。根据制动器的工作要求，希望弹簧性能曲线平缓一些为好即摩擦材料磨损后，弹簧压缩量有所减小，但弹簧的压力下降较少，仍能保持较大的制动力矩。

按弹簧的最小工作负荷 P_1 ，选取适当的弹簧钢丝直径 d 及弹簧中径 D 。

根据弹簧标准可查得：

弹簧节距 t ，mm

工作极限负荷 P_n ，N

工作极限负荷下单圈变形 f_m ，mm

根据弹簧行程 h 取弹簧最大工作负荷 $P < P_n$ ，弹簧刚度用下式求得：

$$P' = (P_2 - P_1) / h \quad N/mm$$

弹簧单圈刚度：

$$P'_d = \frac{Gd^4}{8D^3} \quad N/mm$$

式中： G —钢丝剪切的弹性模数。 $G=8000 \text{ N/mm}$

弹簧有效圈数：

$$n = P'_d / P'$$

按几何计算值，进行圆整，考虑弹簧二端并紧磨平，增加 2 圈。则弹簧总圈数：

$$n_1 = n + 2$$

弹簧自由高度: $H_0 = nt + 1.5d$

最小负荷下弹簧变形: $F_1 = P_1 / P'$

最大负荷下的弹簧变形: $F_2 = P_2 / P'$

工作极限负荷由下式求得:

$$P = \frac{\pi d^3}{8KD_2} \tau_j$$

式中: K —曲度系数 $K = \frac{4C-1}{4C-4} + 0.615/C$

C —弹簧指数 $C = D/d$

τ_j —弹簧剪切应力. $\tau_j = 1.25[\tau_j]$

对 60Si₂MnA $[\tau_j] = 640 \text{ N/mm}$

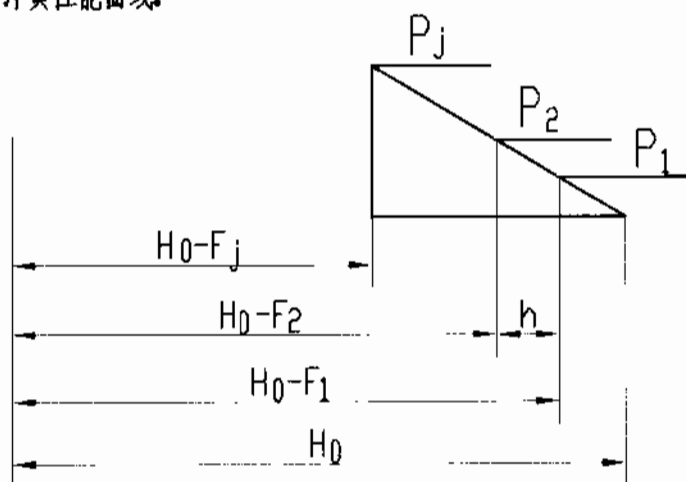
根据负荷下弹簧变形:

$$F_j = P_j / P'$$

弹簧展开长度 $L = l n_1$

式中: l —单圈展开长度.

至此, 可画出弹簧性能曲线.



制动弹簧要求选配, 每台制动器上, 所有弹簧性能要一致, 且要求等高, 以保证制动器动作灵敏、可靠。

第六章、机身

一、分类及设计要求。

机身是压力机的一个基本部件，所有零部件均安装在机身上，工作时要求受全部工作变形力。机身在变形力的作用下引起的弹性变形会影响到冲压件的质量及模具的寿命。另外，运动部分的速度及受力的变化会引起震动它部分地由机身吸收。机身的特点是重量大，约占整个机身重量的 50-60%，左右，结构复杂，加工量大约占整个压力机加工量的 20-30% 左右。因此，机身的合理设计对减轻压力机重量、提高压力机刚度，减少制造工时，改善压力机外观，提高冲压件质量都有直接影响。

开式压力机是三面敞开，便于操作，但刚度较差，受力后在喉口处要产生角变形，直接影响冲压件的质量及模具寿命。所以限制了开式压力机的公称力，只能适应于中小规格的压力机。为弥补开式压力机的缺陷，出现了在机身正面加二根拉杆的结构。但这样会影响开式压力机的使用范围，只适用于装有带料或卷料自动送料压力机上。我厂生产的半闭式压力机结构亦能克服角变形的缺陷。

开式压力机的机身改变结构形式，就能组成不同类型的开式压力机。根据工作台后侧是否敞开可分为单柱和双柱二种型式。根据工作台的机构型式不同，可分为固定台、活动台、柱形台、可倾式等。列表如下：

单柱压力机	J11	单柱固定台压力机
	J12	单柱活动台压力机
	J13	单柱柱形台压力机
开式压力机	J21	开式固定台压力机
	J22	开式活动台压力机
	J23	开式固可倾压力机
	J25	开式双点压力机
	J29	开式底传动压力机

双柱压力机便于后出料，有利于机械化及自动化。活动台压力机可以在较大范围内改变压力机装模高度，适应工艺范围较广。柱形台压力机机身由于工作台为一柱形体，适用于环形或筒形件上的冲孔或成形。

可倾压力机机身由于能使整个压力机向后倾斜，有利于后出料。但在实际使用中，后倾的很少，一般都是直立使用。后倾调节机构一般均采用调节螺杆手动调节。调节角度最大为 30°。

机身结构设计应满足如下要求：

1. 机身在满足强度、刚度的条件下，力求重量轻，节约金属。
2. 结构力求简单，并使装上的所有部件、零件容易安装、调整、修理和更换。
3. 结构设计应便于铸造、焊接和加工。
4. 必须有足够的底面积，保证压力机的稳定性。
5. 结构设计应力求外形美观。

机身结构分为铸造和焊接二种。铸造结构一般用灰铸铁。材料比较容易供应，消振性能好。但重量较重，刚度较差。适合于成批生产。焊接结构一般用 Q235-A 钢板。重量较轻，刚度较好，外形美观。但消振性能较差适用于单件小批生产。对于采用铸造还是焊接结构，视各厂条件而定。随着工业水平的发展，焊接结构必然会更广泛的被采用。

焊接和铸造机身的技术经济指标比较如下：

比较项目	铸造结构	焊接结构
机身重量	100%	70-80%
机加工工时	100%	220-250%
制造费	100%	110-130%
抗震能力	好	差
生产周期	长	短
机械性能	差	优
工艺性	废品率大，有缺陷	废品率小，有缺陷
车间单位面积产量	低，70%	高，100%
制造成本（批量大时）	100%	105-120%

（二）、铸造机身的设计。

铸造结构机身一般采用 HT200 灰铸铁。

灰铸铁的抗拉强度大，为本身抗拉强度的 3-4 倍，消震能力比钢大 10 倍，弹性模数较低，可获得比铸钢更薄而复杂的铸件，铸件中残余内应力及翘曲变形较铸钢小。对冷却速度敏感性大，因此属截面容易形成

疏松。故灰铸铁件当壁厚超过其临界值时，随着壁厚的增加其机械性能反而显著下降；流动性能好，表面光洁，因而加工余量比铸钢小，在不同截面上性能较均匀。所以适合于制作要求高，而截面不一的较为厚的大型铸件。

对砂型铸件，其最小壁厚如下：

铸件尺寸	最小尺寸 mm
<200×200	5-6
200×200-500×500	6-10
>500×500	15-20

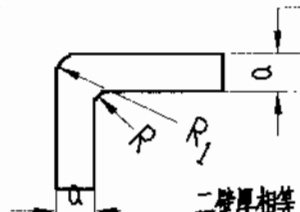
灰铸铁的筋板厚度如下：

零件重量 kg	最大外形尺寸 mm	筋的厚度 mm
11-60	750	6
61-100	1250	8
101-500	1700	8
501-800	2500	10
801-1200	3000	12

灰铸铁件的最小铸孔如下：

大量生产：	12-15mm
成批生产：	15-30mm
小批、单件生产：	30-50mm

灰铸铁壁的连接及过渡：

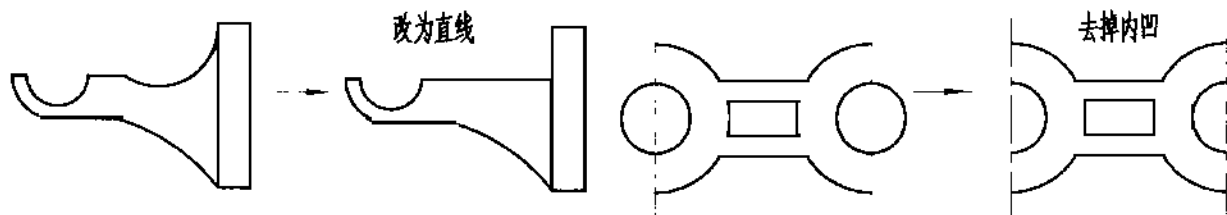
连接及过渡示意图	尺寸
	$R > (1/6 - 1/3)a$ $R_1 > R + a$

	$R > (1/6 - 1/3)[(a+b)/2]$ $R_1 > R + (a+b)/2$
	$b > a + c, \quad c = 3\sqrt{b-a}$ $h > 4c$ $R > (1/6 - 1/3)[(a+b)/2]$ $R_1 > R + (a+b)/2$
	$R > (1/6 - 1/3)a$
	$b > a + c, \quad c = 3\sqrt{b-a}$ $h > 4c$ $R > (1/6 - 1/3)[(a+b)/2]$
	$b + 2c \leq a, \quad c = 1.5\sqrt{b-a}$ $h > 8c$ $R > (1/6 - 1/3)[(a+b)/2]$
	$R > (1/6 - 1/3)[(a+b)/2]$
	$L > 4(b-a)$
	$R = (2a+b)/2$
	$R = 4a, \quad L = 4(a+b)$

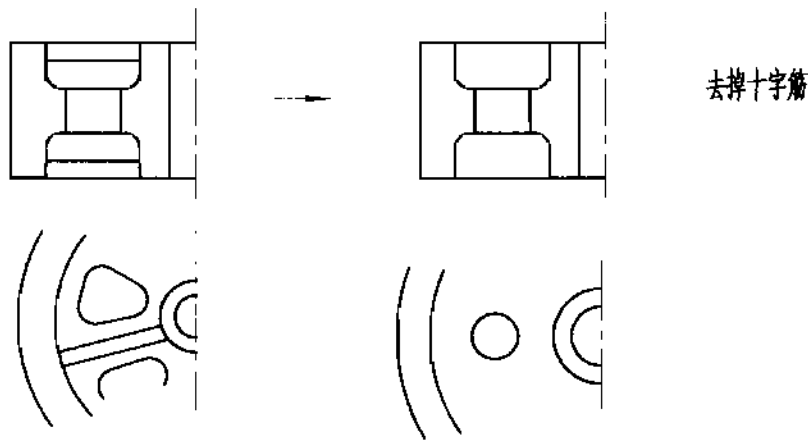
铸造机身设计的注意事项：

(一)、简化模型设计。

1. 铸件结构或泥芯形状力求简单，尽可能采用直线轮廓。

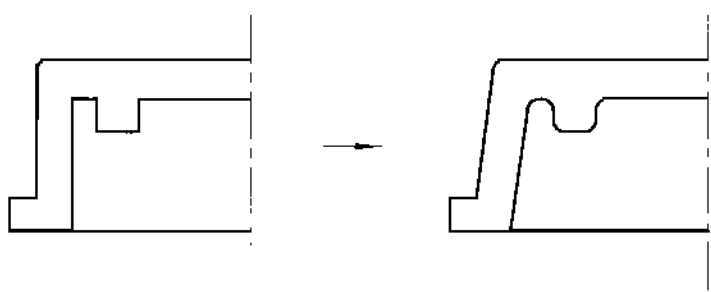


2. 在许可条件下，尽量用刮板造型代替砂模。

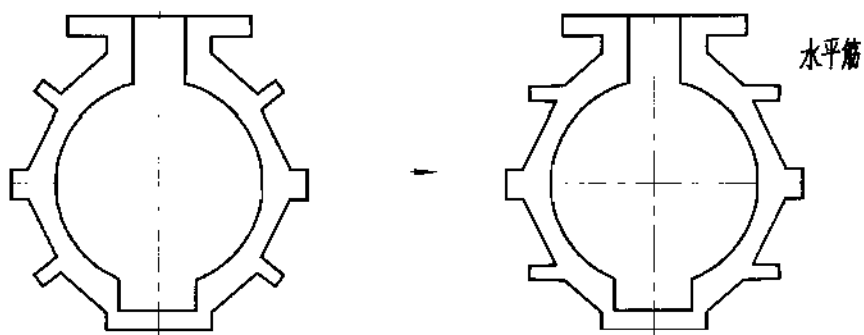


(二)、易于造型及合理确定分型面。

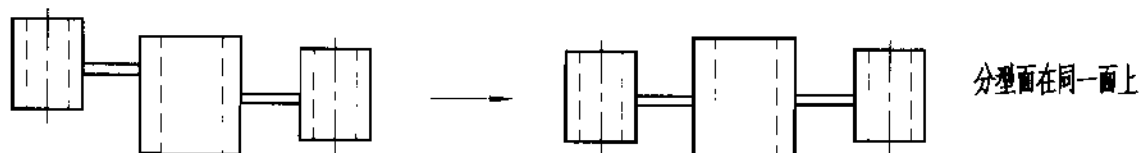
1. 拔模方向应有适当的结构斜度及圆角。



2. 避免出现使造型发生困难的死角和内凹。



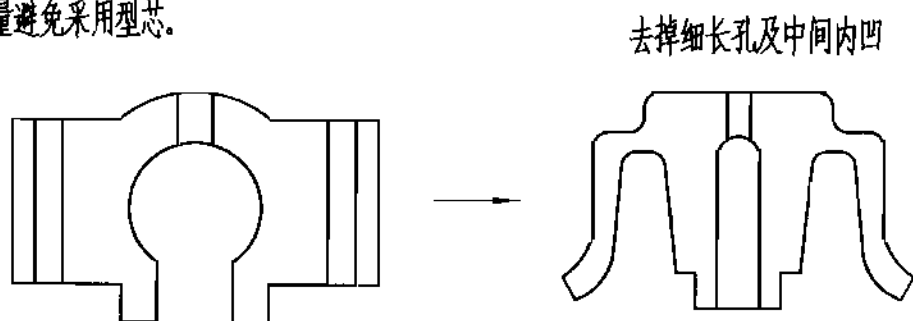
3. 分型面力求简单，数目力求减少。



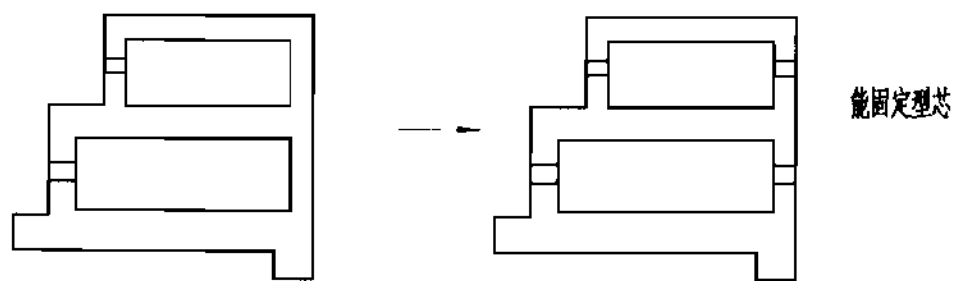
4. 合理设置凸台和圆座。



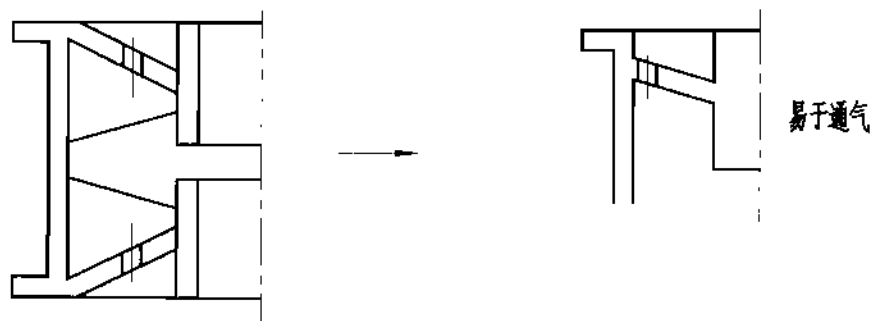
5. 尽量避免采用型芯。



6. 要保证型芯能牢固地安置在铸件里。

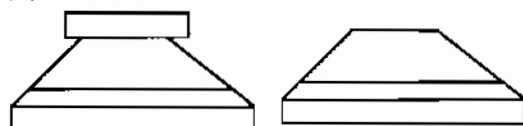


7. 型芯的透气性要好。

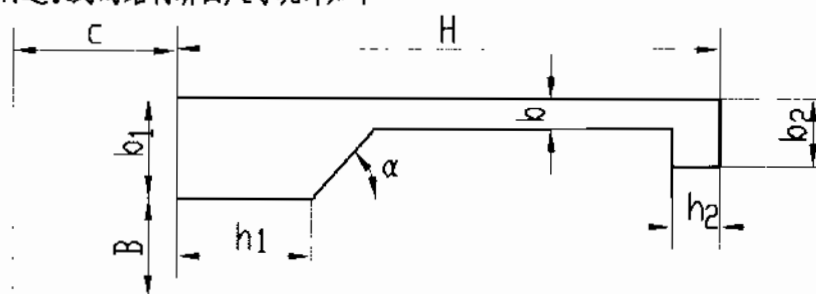


(三)、要考虑浇铸的特点。

1. 要避免水平设置的较大薄壁平面，以利于气体及熔渣的排出。
2. 壁厚应尽可能均匀，避免金属局部积聚和厚度的突变。否则易产生缩孔、缩松和裂纹。
3. 内壁比外壁应适当减薄，使整个铸件能均匀冷却，防止产生内应力和裂纹。
4. 铸件的结构应使分型面便于安置在加工面或加工面的边缘。



各厂铸造机身的结构断面尺寸统计如下：



压力机公称力/kN	H	b ₁	h ₁	α	b	b ₂	h ₂	B	c
160	420	85	100	45	18	40	18	220	160
250	500	95	120	45	20	40	20	270	200
350	540	125	160	45	22	60	22	300	220
400	650	150	170	45	25	60	25	340	250
630	730	150	220	60	25	60	40	350	260
800	750	175	240	60	30	80	40	380	290
1000	850	180	260	60	30	80	50	450	320
1250	920	210	320	60	35	120	50	530	380
1600	1480	250	480	60	35	-	-	950	480

三、焊接机身的结构设计。

在焊接机身中，最常用的材料为Q235-A钢板。有时亦用16Mn钢板。Q235-A钢板在普通条件下可焊接。可焊性好。当环境温度低于 -5°C 时，需预热，当板厚大于20mm，结构刚度大时，需预热并焊后消除内应力热处理。

钢板的化学成分直接影响到焊缝的机械性能，碳的含量增高时，焊缝强度提高，但塑性下降，锰是焊缝中一种非常有利的元素，提高锰的含量后，可以使焊缝处金属机械性能提高，除了强度提高外，它的塑性也增大但

同时提高锰和碳的含量是不合适的。通常希望焊缝中含 $(0.6-0.9)\% \text{Mn}$ 。

焊接前钢板需经整平，对厚钢板要加热整平。气割下料后在经坡口加工，对厚钢板为防止焊后产生裂缝，焊前必须预热，预热温度为 $100-150^{\circ}\text{C}$ ，如钢板为中碳钢，则预热温度为： $200-300^{\circ}\text{C}$ 。

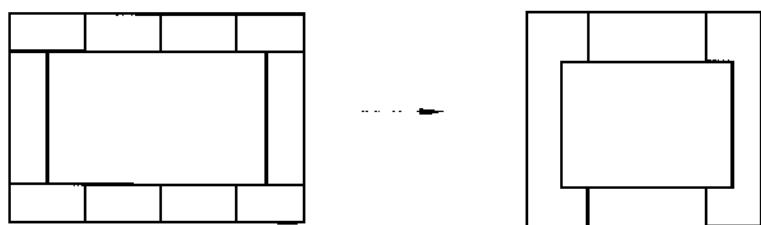
(一)、结构设计中注意的问题：

结构设计的一般原则。

- (1). 应使焊缝不承受主要载荷；
- (2). 焊接工作量减至最少；
- (3). 尽量减少变形；
- (4). 为工人创造良好的工作条件。

设计中注意的问题：

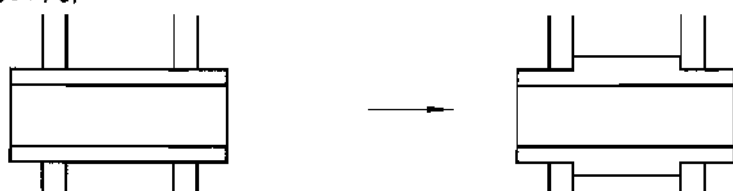
1. 尽量减少焊缝。



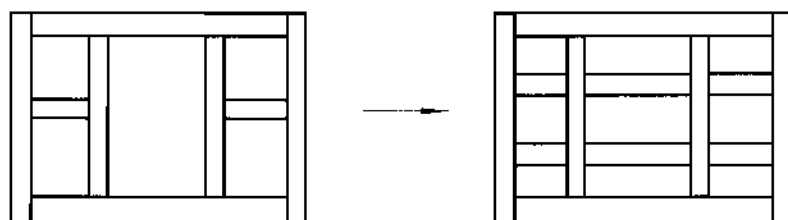
2. 结构上形成箱体，不易变形，容易加工。



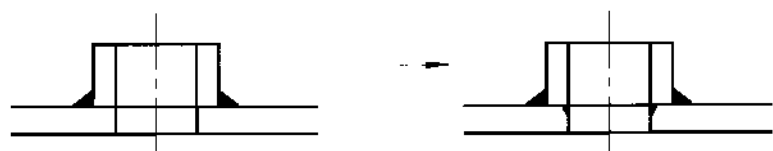
3. 要便于定位。



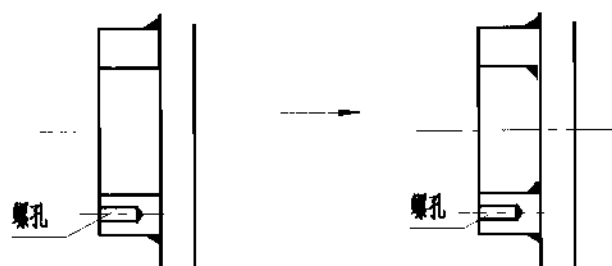
4. 焊接接头不要错开，错开容易使筋板作用力不平衡，引起变形。



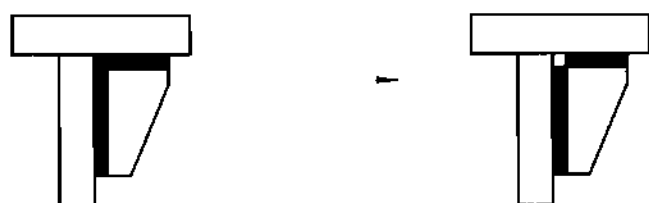
5. 加强板开孔处内外尽量都焊。



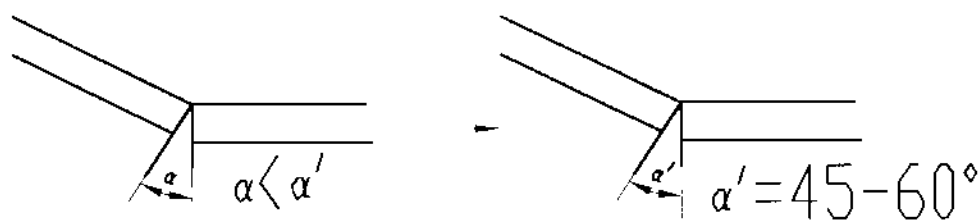
6. 油箱支承孔内外均要焊，防止漏油。



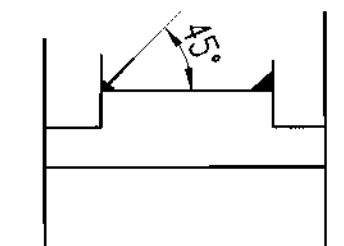
7. 要防止交叉焊缝。



8. 二块成角度的板焊接，要保证坡口角度。



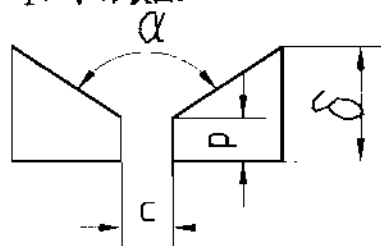
9. 要保证焊接空间。



10. 二块钢板叠在一起，先用塞焊使二块板贴紧后再焊。

(二) 坡口形式的选择.

1. V形坡口.



对自动焊: $\delta = 16-20$

对手工焊: $\delta = 6-30$

$P=7$

$P=2$

平板对接

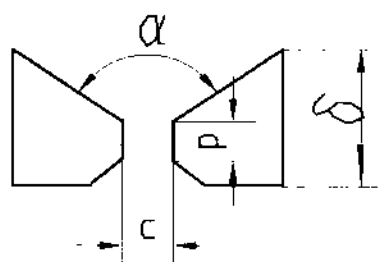
$C=0+1$

$C=2$

$\alpha = 65^\circ$

$\alpha = 65^\circ$

2. X形坡口.



对自动焊: $\delta = 18-40$

对手工焊: $\delta = 12-30$

$P=7$

$P=2$

平板对接

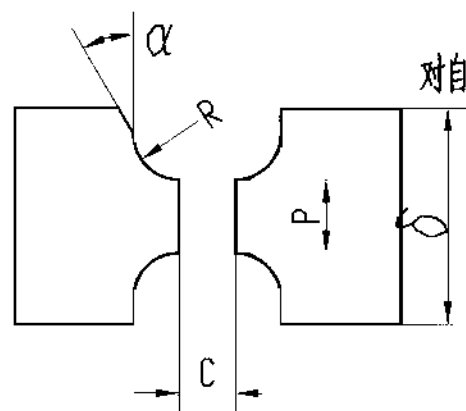
$C=0+1$

$C=2$

$\alpha = 70^\circ$

$\alpha = 60^\circ$

3. 双U形坡口.



对自动焊: $\delta = 40-60$

对手工焊: $\delta = 30-60$

$P=8$

$P=2$

平板对接

$C=0+1$

$C=2$

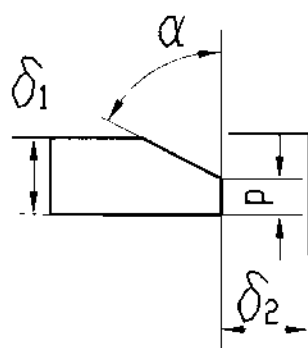
$\alpha = 10^\circ$

$\alpha = 10^\circ$

$R=8-10$

$R=8$

4. 单边单坡口.



对自动焊: $\delta_1 = 16-20$

对手工焊: $\delta = 12-20$

$\delta_2 = 20-40$

$P=2$

$P=7$

$C=2$

平板角接

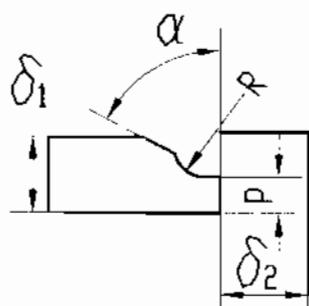
$C=0+1$

$\alpha = 45^\circ$

$\alpha = 35^\circ$

(二) 坡口形式的选择.

5. 单边曲线单坡口.



对自动焊: $\delta_1 = 20-40$ 对手工焊: $\delta = 15-30$

$P=8$

$P=2$

$C=0+1$

$C=2$

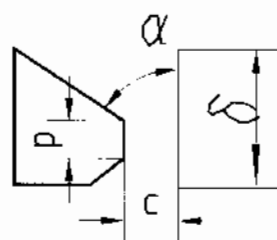
$\alpha = 20^\circ$

$\alpha = 20^\circ$ 平板角接

$R=14-15$

$R=14-15$

6. 单边单坡口.



对自动焊: $\delta = 16-20$ 对手工焊: $\delta = 16-20$

$P=7$

$P=2$

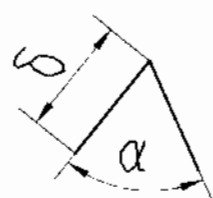
$C=0+1$

$C=2$

$\alpha = 35^\circ$

$\alpha = 45^\circ$ 平板对接
厚度不一样

7. Y形坡口.



对自动焊: $\delta = 16-20$ 对手工焊: $\delta = 16-40$

$\alpha = 50^\circ$

$\alpha = 50^\circ$ 角接

(三)、常用的焊接方法.

1. 气焊.

利用可燃气体与氧气混合燃烧的火焰所产生的高温熔化焊件和焊丝而进行的金属焊接, 适合于焊接厚度为 1-6mm 的钢板, 不需电流源, 设备简单、灵活、方便.

2. 电弧焊.

以涂料焊条与工件为电极, 利用电弧放电产生的高热 ($6000-7000^\circ$) 熔化焊条和焊件进行焊接, 适合于焊接厚度 $< 120\text{mm}$ 的钢板, 具有较高的灵活性和适应性, 设备简单, 被广泛采用.

3. 二氧化碳气体保护焊.

这也是电弧焊的一种形式, 用保护性气体, 将空气和熔化金属机械隔开, 防止熔化金属氧化和氮化, 适合于焊接厚度 $< 70\text{mm}$ 的钢板. 由于采用明弧焊, 熔液可见性好, 操作方便, 易实现自动化, 焊缝质量高.

4. 电渣焊

利用电流通过渣渣而产生的电阻热来熔化金属进行焊接 适用于厚板的焊接

(四)、焊接件的技术要求。

焊接件的外部缺陷应符合下列规定：

1. 焊缝余高度对手焊为：0—3； 对角焊为<3
2. 焊缝减*量。 手焊及角焊均为1.
3. 焊缝宽度之差 <4.
4. 焊缝边缘直线度 <3.
5. 角焊缝焊角的不对称 <2.
6. 不允许存在弧坑、烧穿、裂纹、夹渣及焊缝间断。
7. 咬边总长度不超过焊缝全长的 15%.

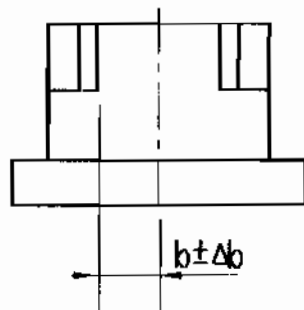
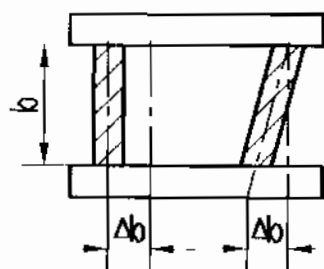
焊接件的尺寸公差要符合下列规定：

1. 复盖板及侧面板的偏移及歪斜。

高度<1250时允差 1.5；高度>1250时允差 2.

2. 箱体结构外部要素对称性(间距公差)。

$b < 1250$, $\Delta b < 1.5$; $1250 < b < 2500$, $\Delta b < 2$; $b > 2500$, $\Delta b < 3$.

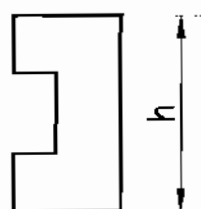
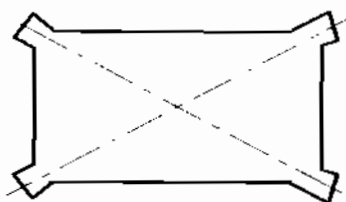


3. 箱体结构对角线差值。

$L < 1250$, $\Delta b < 2$; $1250 < L < 2500$, $\Delta b < 3$; $L > 2500$, $\Delta b < 4$.

4. 立柱结构顶面与底平面的平行度。

$h < 400$, $t < 2$; $4000 < h < 6300$, $t < 3$; $h > 6300$, $t < 4$.



4. 焊接件的形状及位置公差(直线度、平面度、平行度)

≤630, 允许2; 630-1250, 允许2.5; 1250-2500, 允许3.

四、机身计算.

(一)、机身强度计算.

开式压力机由于是三面敞开的悬臂结构, 刚度差, 特别是存在角变形, 影响冲压件精度及模具寿命. 为便于设计, 先进行强度计算, 然后进行刚度检验. 在强度计算中, 考虑到机身的刚度, 所以许用应力一般取得较低.

机身危险断面在喉口的横切面上, 如图所示:

危险断面 II-II 上受到弯矩 M 和拉力 P_g 的作用.

弯矩 M 为: $M = P_g(A + Y_c)$ NM

式中: P_g —公称力 N

A —喉口深度 m

Y_c —喉口内缘到截面形心的距离 m

喉口内缘的最大拉应力为:

$$\sigma_l = (P/F) + MY_c/J \leq [\sigma_l] \text{ pa}$$

机身外边缘的最大压应力为:

$$\sigma_y = (P/F) - [M(H - Y_c)/F] \leq [\sigma_y] \text{ pa}$$

式中: H —危险截面 II-II 的高度 m

F —危险截面 II-II 的截面积 m^2

J —惯性矩 m^4

$[\sigma_l]$ —许用拉应力. 对铸铁 $[\sigma_l] = (200-300) \times 10^5 \text{ pa}$

对钢板 $[\sigma_l] = (400-600) \times 10^5 \text{ pa}$

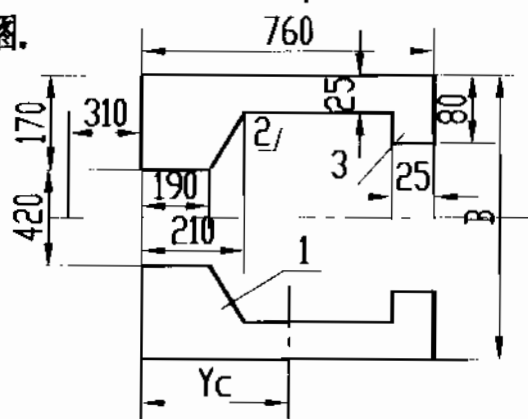
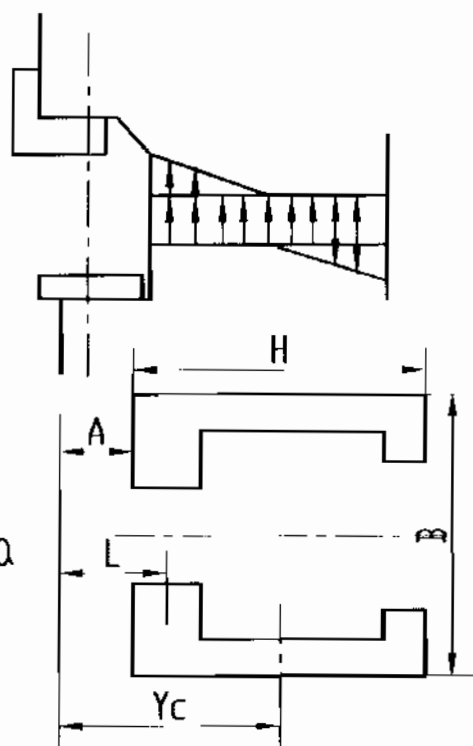
$[\sigma_y]$ —许用压应力. 对铸铁 $[\sigma_y] = (300-400) \times 10^5 \text{ pa}$

对钢板 $[\sigma_y] = (400-600) \times 10^5 \text{ pa}$

例: 以 J23-63 机身为例, 危险断面 II-II 见图.

设计过程如下:

1. 求危险截面形心、截面积、和惯性矩.



面积 序号	宽 b_i cm	高 h_i cm	面积 F_i cm^2	各块面积 形心坐标 Y_i cm	面积与形 心坐标乘 积 $F_i Y_i$ cm^3	各块面积形心 至整个危险截 面形心的距离 $a_i = Y_c - y_i$	$F_i a_i^2$ cm^4	各块面积对本 身形心的惯性矩 $J_i = \frac{b_i h_i^3}{12}$
1	2X14.5	21	609	10.5	6390	12	87800	22400
2	2X2.5	76	380	38	14500	15.5	91000	182000
3	2X5.5	2.5	27.5	73.5	2020	51	71700	14.3
合计			1020		22900		251000	204000

危险截面形心:

$$Y_c = \frac{\sum F_i Y_i}{\sum F_i} = 22900 / 1020 = 22.5 \text{ cm}$$

危险截面惯性矩:

$$J = \sum F_i + \sum F_i a_i^2 = 204000 + 251000 = 455000 \text{ cm}^4$$

危险截面截面积:

$$F = \sum F_i = 1020 \text{ cm}^2$$

2. 求危险截面承受的弯矩:

$$M = P_g(A + Y_c) = 630 \times 10^3 / (0.31 + 0.225) = 3.37 \times 10^5 \text{ NM}$$

3. 求危险截面的最大应力.

$$\text{最大拉应力: } \sigma_l = (P_g / F) + M Y_c / J = \frac{630 \times 10^3}{0.102} + \frac{3.37 \times 10^5 \times 0.225}{4.55 \times 10^{-3}} = 2.29 \times 10^5 \text{ pa}$$

$$\text{最大压应力: } \sigma_y = (P_g / F) - M(H - Y_c) / J = \frac{630 \times 10^3}{0.102} - \frac{3.37 \times 10^5 (0.76 - 0.225)}{4.55 \times 10^{-3}} = -355 \times 10^5 \text{ pa}$$

$$\text{所以 } \sigma_l < [\sigma_l] \quad \sigma_y < [\sigma_y]$$

(二) 机身刚度计算.

压力机工作时, 产生弹性变形. 它由二部分组成: 一是使装模高度产生改变的垂直变形, 由于角变形的存在使冲头和凹模倾斜一角度, 促使间隙不均, 影响很大冲压件精度及模具寿命.

上述的二种变形, 相应的刚度指标为垂直刚度及角刚度.

垂直刚度是指压力机装模高度当产生垂直变形时所承受的作用力。用 C 表示。

$$C = P / \Delta h \quad \text{KN/mm}$$

式中： P —压力机承受的载荷 KN

Δh —压力机承受 P 载荷时的垂直变形 mm

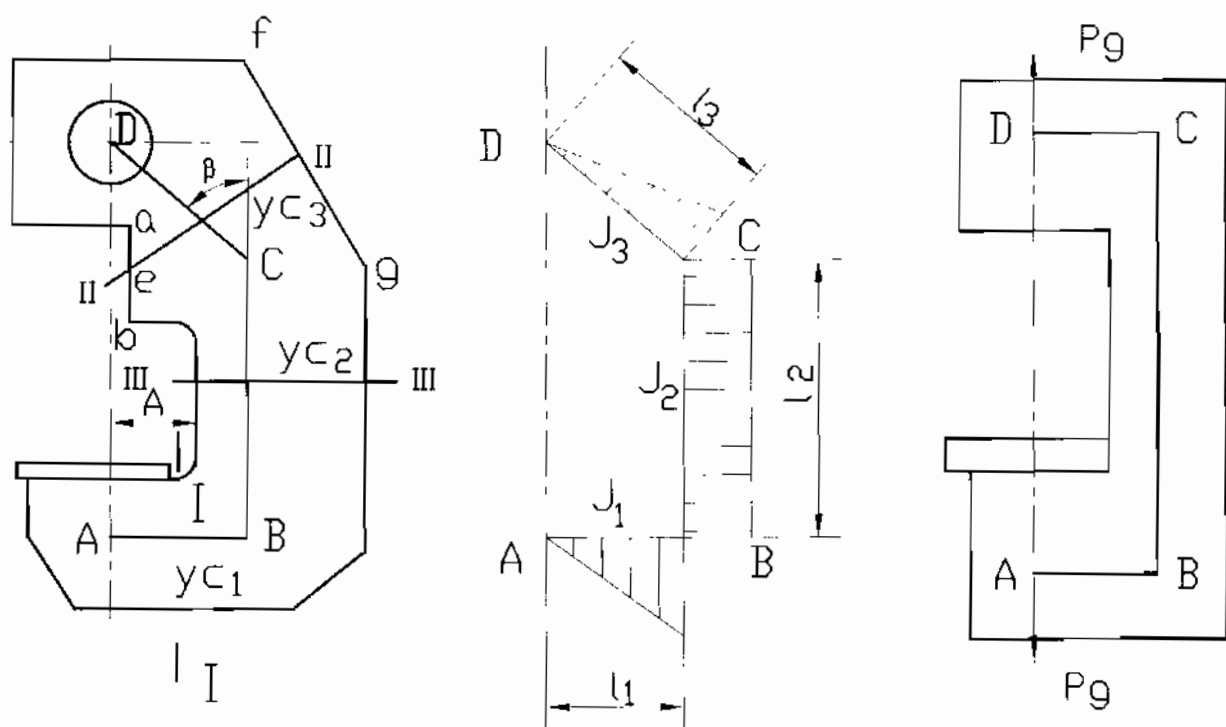
角刚度是指压力机滑块相对于工作台面产生单位角变形时所承受的作用力。用 C_α 表示。

$$C_\alpha = P / \Delta \alpha \quad \text{KN}/\mu\text{rad}$$

式中： P —压力机承受的载荷 KN

$\Delta \alpha$ —压力机承受 P 载荷时的角变形。

开式压力机机身角刚度计算简图如下：



杆AB、BC、CD、是截面 I—I，II—II，III—III断面的形心连线。截面 III—III是这样定的，以导轨长度的中点对机身倾斜后壁作连线，计算出形心的位置连接曲轴中心的延长线就可。在断面 I—I 上求出形心 y_{C1} 作水平线，在断面 II—II 上求出形心 y_{C2} 作垂直线，就可得出计算用杆系ABCD。

根据摩尔定理,求得角变形 $\Delta\alpha$

$$\Delta\alpha = (P_g/2E) \left(\frac{l_1^2}{J_1} + \frac{2l_1l_2}{J_2} + \frac{l_3^2 \sin\theta}{J_3} \right) \quad \text{rad}$$

式中: P_g —压力机公称力 N

l_1, l_2, l_3 —各杆长度 m

J_1, J_2, J_3 —各截面惯性矩 m^4

E —弹性模量。对钢板 $E=2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

对铸铁 $E=0.9 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

由于杆AB上刚度相差较大,喉口内一段变形很小,可忽略不计。所以 l_1 可以喉口深A代入,即:

$$\Delta\alpha = (P_g/2E) \left(\frac{A^2}{J_1} + \frac{2l_1l_2}{J_2} + \frac{l_3^2 \sin\theta}{J_3} \right) \quad \text{rad}$$

对固定台形机身, $\theta=90^\circ$, D点为曲轴轴心线与连杆中心线交点,这样角变形 $\Delta\alpha$ 公式为:

$$\Delta\alpha = (P_g/2E) \left(\frac{A^2}{J_1} + \frac{2l_1l_2}{J_2} + \frac{A^2}{J_3} \right) \quad \text{rad}$$

机身角刚度: $C_\alpha = (P_g/\Delta\alpha) \times 10^{-6} \text{ KN}/\mu\text{rad}$

$C_\alpha \geq [C_\alpha]$

式中: P_g —压力机公称力 KN

$\Delta\alpha$ —喉口相对角变形 rad

C_α —机身角刚度 $\text{KN}/\mu\text{rad}$

$[C_\alpha]$ —机身许用角刚度 $\text{KN}/\mu\text{rad}$

机身垂直刚度一般不计算,机身垂直变形取 $\Delta h=0.001P_g \text{ mm}$ 。所以垂直刚度 C_h 为:

$$C_h = P_g/\Delta h = P_g/0.001P_g = 1000 \text{ KN/mm}$$

根据摩尔定理，求得角变形 $\Delta\alpha$

$$\Delta\alpha = (P_g/2E) \left(\frac{l_1^2}{J_1} + \frac{2l_1l_2}{J_2} + \frac{l_3^2 \sin^2 \theta}{J_3} \right) \quad \text{rad}$$

式中： P_g —压力机公称力 N

l_1, l_2, l_3 —各杆长度 m

J_1, J_2, J_3 —各截面惯性矩 m^4

E —弹性模量。对钢板 $E=2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

对铸铁 $E=0.9 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

由于杆AB上刚度相差较大，喉口内一段变形很小，可忽略不计。所以 l_1 可以喉口深A代入，即：

$$\Delta\alpha = (P_g/2E) \left(\frac{A^2}{J_1} + \frac{2l_1l_2}{J_2} + \frac{l_3^2 \sin^2 \theta}{J_3} \right) \quad \text{rad}$$

对固定台形机身， $\theta=90^\circ$ ，D点为曲轴轴心线与连杆中心线交点，这样角变形 $\Delta\alpha$ 公式为：

$$\Delta\alpha = (P_g/2E) \left(\frac{A^2}{J_1} + \frac{2l_1l_2}{J_2} + \frac{A^2}{J_3} \right) \quad \text{rad}$$

机身角刚度： $C_\alpha = (P_g/\Delta\alpha) \times 10^{-6} \text{ KN}/\mu\text{rad}$

$C_\alpha \geq [C_\alpha]$

式中： P_g —压力机公称力 KN

$\Delta\alpha$ —喉口相对角变形 rad

C_α —机身角刚度 $\text{KN}/\mu\text{rad}$

$[C_\alpha]$ —机身许用角刚度 $\text{KN}/\mu\text{rad}$

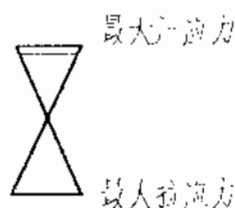
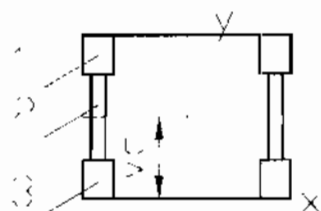
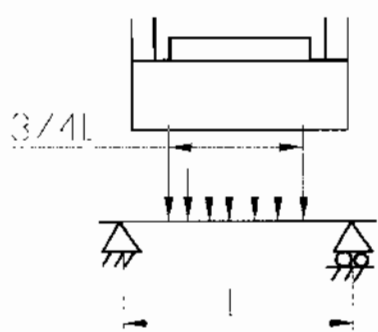
机身垂直刚度一般不计算，机身垂直变形取 $\Delta h = 0.001 P_g \text{ mm}$ 。所以垂直刚度 C_h 为：

$$C_h = P_g/\Delta h = P_g/0.001 P_g = 1000 \text{ KN/mm}$$

(三)、开式双点压力机工作台计算。

双点压力机由于工作台左右尺寸较大，要校核压力机中心线危险截面上的强度及刚度。计算简图如下：

工作台简化成—
双支点梁，受均布载
荷作用。



（反点位置）为
地脚螺钉中心距，均布
载荷 q 作用宽度为 $(3/4)L$ 。

$$P_g = q \times 3L/4 \quad \text{所以 } q = 4P_g/3L$$

工作台的最大弯矩：

$$M_{\max} = (P_g/2) \times L/2 - (q \times 3L/8) \times 3L/16 \\ = 5P_g L/32 \quad \text{NM}$$

工作台受力后最大压应力及拉应力为：

$$\text{最大拉应力: } \sigma_l = M_{\max} \times Y_c / I \leq [\sigma_l] \quad \text{pa}$$

$$\text{最大压应力: } \sigma_y = M_{\max} \times (H - Y_c) / I \leq [\sigma_y] \quad \text{pa}$$

式中： y_c —危险截面形心至 x 轴距离。 m

H —危险截面高度 m

压力机工作时，工作台变形产生挠度。

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 \quad m$$

式中： δ_1 —由弯曲正应力产生的挠度。

$$\delta_1 = 0.0161 P_g L^3 / (EJ) \quad m$$

δ_2 —由弯曲剪应力产生的挠度。

$$\delta_2 = 0.156 \alpha P_g L / (FG) \quad m$$

E —弹性模量。 对铸铁： $E = 0.9 \times 10^{11} \quad \text{N/m}^2$

对钢板： $E = 2.1 \times 10^{11} \quad \text{N/m}^2$

G—剪切模量。对铸铁： $G=4.5 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$

对钢板： $G=8.1 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$

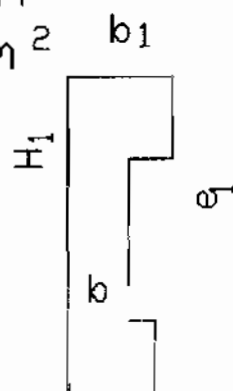
J—截面惯性矩 m^4

F—截面积 m^2

α —最大剪应力与平均剪应力的比值。

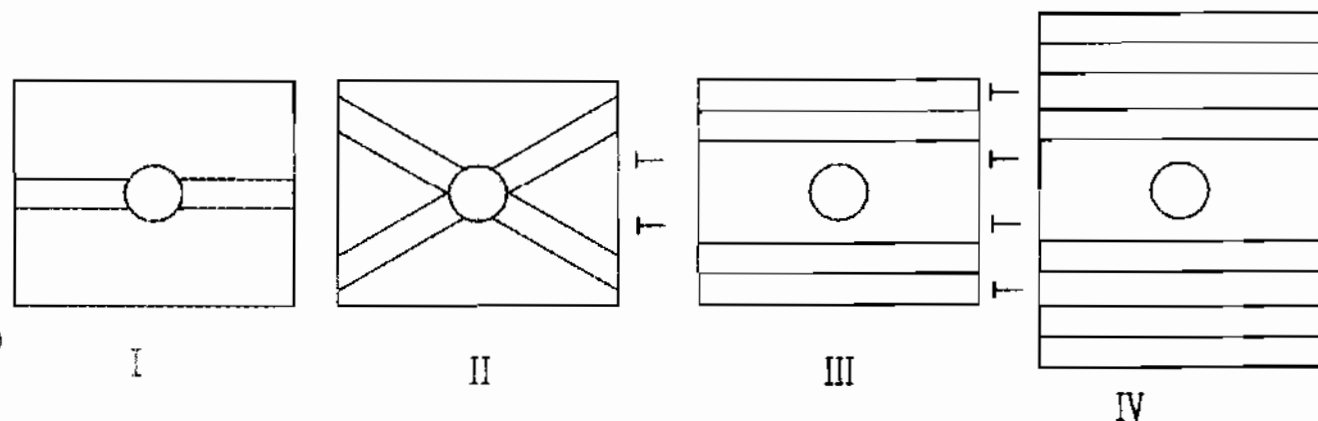
$$\alpha = (F/2J)[b_1(H_1^2 - e_1^2)/b + e_1^2]$$

许用挠度 $[\delta]$ 。 $[\delta] \ll (\frac{1}{6000} \sim \frac{1}{8000})L$ m



五、工作台板的计算和设计

工作台上平面设有紧固模具用的T形槽。T形槽尺寸及形式如下：



压力机公称力KN	T	型 式
40-250		I
400-630		II
800-1250	125	III
1600-2000	160	III
2500	200	
3150-4000	200	IV

T形槽宽的尺寸如下:

压力机公称力 KN	T形槽宽度 mm
<160	14
160-250	18
400-1250	22
1600-2500	28
>2500	36

对双点压力机, T形槽前后方向设置压力机中心线, 不设T形槽。

T形槽间距: $T=150\text{mm}$

工作台板用螺栓固定在工作台上, 在压力机工作中二者始终保持贴合。所以在任何点上的曲率半径相等。

工作台最大承矩断面中性层的曲率半径 ρ_1 为:

$$\rho_1 = E_1 J_1 / M_{\max} \quad \text{m}$$

式中: E_1 — 工作台材料的弹性模数。 N/mm^2

J_1 — 工作台危险截面惯性矩 m^4

$M_{\max}$ — 工作台危险截面最大弯矩 Nm

工作台板受压后的曲率半径 $\rho_2 = \rho_1$

工作台板在相应断面中的最大弯矩 M_2 为:

$$M_2 = E_2 J_2 / \rho_1$$

式中: E_2 — 工作台板材料的弹性模数。一般为铸铁 $E_2 = 0.9 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

J_2 — 工作台板相应断面的惯性矩。 $J_2 = kh^3/12$

根据 M_2 可算出相应断面的应力。

$$\sigma = M_2 / W \leq [\sigma] \quad \text{pa}$$

式中: W — 抗弯断面系数 $W = kh^2/6 \quad \text{m}^3$

$[\sigma]$ — 许用应力 $[\sigma] = (120-180) \times 10^5 \text{ pa}$

$[\sigma]$ 要比工作台计算中的值要小得多, 考虑到工作台内有较大的台孔, 如模具尺寸不大, 在冲压时, 如垫板较薄, 就有可能有较大的危险性。

第七章、平衡器、气垫及气路系统

一、平衡器。

(一)、平衡结构设计。

平衡器在压力机上被广泛采用。其作用如下:

1. 提高滑块运到的平稳性。由于滑块及上模重量较大,当滑块运动时,就使飞轮负荷增加,尤其在向下运动时,其重量使运动部分加速,引起“超前”,导致传动部分的撞击,有平衡装置后,能使滑块运动平稳。

2. 改善了制动器的工作条件,减少发热,提高制动器的灵敏度和可靠性。

3. 使传动系统的间隙保持在非受力面上,保证了压力机工作时精度与检查时精度的一致性。

4. 防止制动器-离合器失灵及当连杆折断滑块以自重下落时,可能引起的事故保证生产的安全。

平衡装置根据压力机公称力的大小,有弹簧平衡器与气动平衡器二种型式。

弹簧平衡器如图,受有预压力的弹簧通过弹簧座装在固定在机身上的圆筒内,其中拉杆和滑块相连,起平衡作用,由于弹簧力变化较大,所以一般用二个弹簧串接使用,装置轴间尺寸就较大,只能用于行程不大的小型压力机。

气动平衡器由气缸、活塞杆和拉杆等组成。平衡器的安装部位根据压力机总体设计,可以设置在机身顶部或机身横梁内。要注意安装及维修的方便性。平衡器的数量可以是二个或四个。平衡器的合力一定要与被平衡重量的重心一致。

平衡气缸一般用铸铁或无缝钢管做成,工作压力不超过 0.5Mpa,活塞密封可采用 O 型或 Y 型密封圈。活塞高度尽量减小,和滑块的连接处要有较大的前后及左右方向的移动量,以保证滑块调整精度后,平衡器仍能正常工作。气缸的润滑可在管道上设油雾器或利用活塞设一油池,采用棉绳润滑,平衡缸上部通大气处最好装有防尘网,下部设排水孔。平衡缸装配后要进行密封试验,保证不泄漏。

(二)、平衡缸的计算。

平衡力 P 的确定:

$$P_h = K(G_1 + G_2)$$

式中: G_1 -滑块部件总重量。 N

G_2 -最大上模重量。如无法确定时,可取 $G_2 = (0.2 - 0.25) G_1$ N

K -平衡系数。 $K = 1.05 - 1.2$

平衡缸气缸的内径 D 为:

$$D = \sqrt{\frac{4P_h}{\pi p_h}} \quad m$$

式中: p -压缩空气压力 pa 一般取 $p = 0.4 - 0.5$ Mpa

n -平衡缸数目。

平衡缸内部高度 H 为:

$$H = S + \Delta H + e_1 + e_2 + h$$

式中: S —滑块行程。 m

ΔH —装模高度调节量。 mm

e_1 —进气端余隙。 m 取 $e_1 = 50-60 \text{ mm}$

e_2 —非进气端余隙 m 取 $e_2 = 20-40 \text{ mm}$

平衡缸体圆筒部分壁厚 δ 为:

$$\delta = \frac{DP}{2[\sigma]} + c \quad m$$

式中: D —缸体内径 m

p —压缩空气压力 pa

$[\sigma]$ —许用应力。 对铸铁: $[\sigma] = 350 \times 10^5 \text{ pa}$

对钢板: $[\sigma] = 500 \times 10^5 \text{ pa}$

c —考虑(铸铁质量)腐蚀等系数, 取 $c = 2-5 \text{ mm}$

气缸底部边缘厚度 t 为:

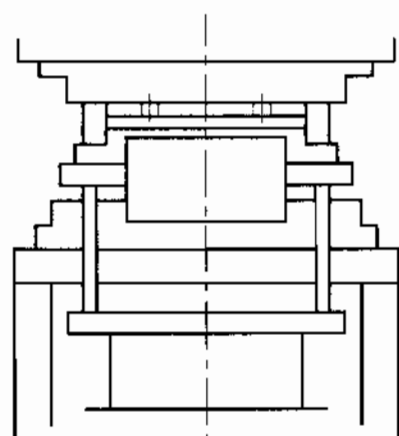
$$t = \sqrt{\frac{3p}{4\pi[\sigma]}} + c \quad m$$

式中: $[\sigma_1]$ —许用应力。 对铸铁: $[\sigma_1] = 600 \times 10^5 \text{ pa}$

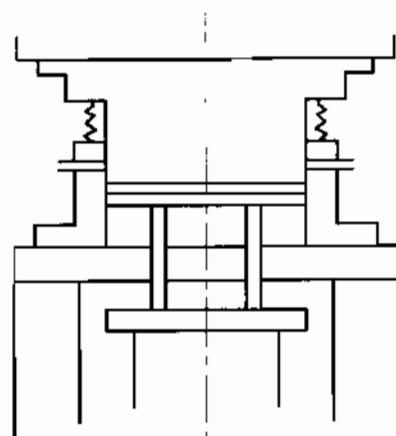
二、气垫

一、气垫的结构。

气垫的作用有两个, 一是在压力机进行拉伸时作压边及卸料用; 另一是在压力机进行冲裁时, 作顶料用。



压边及卸料



顶料

在拉伸时，需要压住坯料边缘，防止拉伸时起皱，这样就扩大了普通压力机的工艺范围。对一般拉伸件就可不必采用双动拉伸压力机来完成。所以近年来，在中型以上的压力机上被广泛采用。

气垫的种类很多，根据结构形式的不同，可分为：单活塞式、双活塞式、三活塞式。单活塞式结构简单，但气垫直径较大，对于要求较大力的气垫，由于受到压力机工作台尺寸的限制，可采用双活塞式或三活塞式串接的结构，这样可使径向尺寸减小。但结构复杂，轴向尺寸成倍增加。有时需要将地基加坑才能安装。

气垫从导向型式上可分为气垫自身导向式及工作台导向式二种。前者结构简单，对压力机加工要求低，但承受偏载能力差。后者气垫顶板在压力机工作台内导轨作上下运动，抗偏载能力大，但压力机加工要求高。

气垫行程分为可调式及不可调式二种。一般采用不可调行程。如用户使用标准长度的顶杆，采用可调行程的气垫就方便多了。

根据气垫使用介质的不同，有纯气式气垫及液压气动式气垫二种。

纯气式气垫由顶板、气缸、活塞组成。结构简单。当气缸下腔通入压缩空气时，活塞和顶板上移至上极点位置，气垫处于工作状态。当压力机滑块向下运动时，上模接触到毛坯时，气垫的活塞由于滑块及顶杆作用，同步向下移动，并以一定的压紧力压紧被冲压零件的边缘，直到滑块至下死点，完成冲压工作为止。当滑块回程时，压缩空气又推动活塞随滑块上升到上极点位置，完成顶料工作。纯气式活塞气垫，压紧力和顶出力相等。均等于压缩空气压力乘活塞面积。

液压气动式气垫可获得大的压紧力及顶出力，且二者可调。且与滑块不是同步动作而有一滞后。结构复杂。一般在大型闭式压力机上使用。

对于宽台面的双点压力机，往往采用二个或三个气垫并联使用，此时顶板可用一块整的将活塞组合在一起，也可单独具备各自的顶板。大都采用单独顶板的结构。有利于承受偏载。

为了尽量减少气垫压力的波动，如结构允许，加大气缸容积，做成无气罐式气垫一般取气缸容积等于气垫工作时排气容积的 6 倍左右。

近年来，对中小型开式压力机上采用了无活塞气囊式气垫。它是一个折叠的弹性气囊。在压缩空气作用下，气囊膨胀伸长，将顶板托起，气垫工作。这种气垫结构简

单，轴向尺寸小，可做成一层式、二层式、三层式。

设计气垫要注意的几个问题：

1. 气垫压紧力约为压力机公称力的10—20%，顶出力取压力机公称力的6—9%。
因纯气式气垫压紧力和顶出力相等，考虑到一般开式压力机不进行深拉深工艺，推荐取压力机公称力的10—16%即：

$$\text{气垫力 } P_{ch} = 10-16\% P_g \quad N$$

2. 气垫行程取滑块行程的一半即：

$$S_{ch} = 0.5 S \quad m$$

3. 设计气垫时要便于安装和修理，应使气垫活塞从工作台上取出。

4. 气垫顶板上平面经常和顶杆接触，顶面要加一块淬硬的钢板，避免产生压塌影响顶杆使用。

5. 在拉伸作压边时，要求压边力尽量稳定。对纯气式气垫就要求配有容积足够的储气罐及直径足够大的管道，保证气垫作最大行程时，压力变化不超过10%。

6. 气垫底板安装在压力机工作台中。要求能够调节，以保证气垫最大行程对工作台上平面的垂直度，尤其对气垫自身导向的型式更为重要。

7. 气垫安装后要进行压力试验，不能有泄漏。

当空气压力为0.5Mpa时，以每分钟30次的频率工作 1小时；

当空气压力为0.8Mpa时，以每分钟30次的频率工作 30分钟

允许的空气压力降在 5分钟内不得大于0.05Mpa。

(二)、气垫的计算。

1. 气垫气缸直径 D_{ch}

$$D_{ch} = \sqrt{\frac{4P_{ch}}{n\pi p}} \quad m$$

式中： p —压缩空气压力。取 $p = (4.5-5) \times 10^5 \text{ pa}$

n —气垫中气缸的数目。

P_{ch} —气垫力 N

2. 气缸壁厚 δ_{ch} , 按薄壁筒计算:

$$\delta_{ch} = \frac{D_{ch} p}{2[\sigma]} + C \quad m$$

式中: $[\sigma]$ —许用应力 对铸铁: $[\sigma] = 350 \times 10^5 \text{ pa}$
对钢板: $[\sigma] = 500 \times 10^5 \text{ pa}$

C—考虑铸铁质量及腐蚀等系数。取 $C = 2-5 \text{ mm}$

3. 气缸底厚 δ'_{ch} 按固定支承均布载荷的圆板计算。

$$\delta'_{ch} = \sqrt{\frac{3P_{ch}}{4\pi[\sigma]}} + C \quad m$$

式中: $[\sigma]$ —许用应力。对铸铁 $[\sigma] = 600 \times 10^5 \text{ pa}$

三、气路系统。

在开式压力机中, 摩擦离合器、气垫、平衡器均采用气压传动。气压传动动作迅速, 维护简单, 便于集中供应和远距离运送。来自压缩空气站的压缩空气, 经开关阀、分水滤气器、减压阀、储气筒等进入离合器、气垫和平衡缸。

一般空压站输出的压缩空气为 0.7 Mpa , 经沿途管道损失, 至车间只能达到 $0.4-0.6 \text{ Mpa}$ 。再加上车间内各设备用气量的不稳定而造成气路系统的压力波动。所以在设计时选压缩空气压力为 0.4 Mpa 。

为减少压缩空气管道阻力损失, 限定空气在管道内的流速 $V = 15-25 \text{ 米/秒}$ 由于管道损失及气缸活塞密封的泄漏, 减压阀的表压与气缸内实有压力不同。即:

$$P_{\text{表压}} = P_{\text{缸压}} + \Delta P$$

式中: ΔP —压力损失。对离合器: $\Delta P = 0.05-0.1 \text{ Mpa}$

对气垫及平衡缸: $\Delta P = 0-0.0 \text{ Mpa}$

(一)、各分支管路分析。

1. 离合器管路。

气源至离合器储气筒管路建议采用 $1/2$ 或 $3/4$ 储气筒至离合器气缸采用 1 。
储气筒容积与气缸排气量之比控制在 $30:1$ 。

在离合器管路中必须设有压力继电器，防止气压过低，制动器不能脱开的情况下离合器结合造成设备事故。利用压力继电器控制气压下限。

为了确保压力机的安全操作，增加气控的灵敏度，必须采用双联安全电磁阀。双联阀的安装位置应离气缸越近越好，旋转接头与双联阀之间为软管，以防止管路安装时出现的分别影响旋转接头上的轴承寿命和该处的密封效果。

旋转接头如采用带快排的能提高离合器动作的灵敏度，效果更好。

2. 平衡缸管路。

气源至平衡缸储气筒的管路建议采用1/2或3/4。储气筒至平衡缸气缸间的管路建议用3/4至1，使管路内平均流速不超过20-25m/sec。

储气筒容积与气缸排气量之比应控制在10:1。

为防止平衡缸储气筒内压力波动过大，储气筒必须装有安全阀。

3. 气垫管路。

与平衡缸管路相同。

另外，在冲压过程中，有时需要中途气垫停止工作。为了使工作活塞迅速返回原始状态，必须排除储气筒内压缩空气。所以须设有放气开关。管路直径见后。

(二)、储气筒的设计计算。

压力机气路系统中，工作时耗气量大而产生压力波动。所以在工作气缸附近均装有储气筒。储气筒的容积由气缸耗气量及允许压力波动而定。离合器-制动器允许压力波动为5%左右。储气筒容积为气缸耗气量的25-30倍。气垫及平衡缸允许压力波动为10-15%。储气筒容积为气缸耗气量的6-10倍。

由于离合器-制动器工作的重要性，一般均由单独的储气筒供气。

储气筒有Q235-A钢板焊成。焊后要求用1.5倍工作压力的液压进行试验时不产生渗漏现象。

储气筒圆筒部分属于受力状态。对椭圆封头的压力将使圆筒部分在横截面上撕裂，而对筒壁的压力将引起筒壁沿圆筒的纵线破裂。根据储气筒的形状及受力状态封头壁厚及圆筒部分厚度分别用下列公式验算：

圆筒部分厚度由下式算出：

$$\delta = \frac{PD}{2[\sigma]\phi} + C \quad \text{mm}$$

式中：P-工作压力。取 $P=0.9\text{Mpa}$

D-储气筒内径。mm

$[\sigma]$ -许用应力。 $[\sigma] = \sigma_p / n$

σ_p -材料抗拉强度。对Q235-A $\sigma_p = 3800 \times 10^5 \text{ pa}$

n-安全系数。取 $n=3-4$ 。

ϕ -焊缝强度系数。当 $D \leq 500$ 时， $\phi=0.6-0.7$ 。 $D \geq 500$ 时， $\phi=0.7-0.8$

c-锈蚀附加厚度。取 $c=1\text{mm}$

代入:

$$\delta = \frac{9D}{2 \frac{3800}{4} \phi} + 1 \approx 0.048 \frac{D}{\phi} + 1\text{mm}$$

对椭圆封头部分壁厚:

$$\delta = \frac{PD}{4[\sigma]\phi} + C \quad \text{mm}$$

同上得: $\delta = 0.024 \frac{D}{\phi} + 1\text{mm}$

一般取封头壁厚为圆筒部分壁厚。

补充: 管路内径计算。

管路内径是根据管道允许流速及单位时间内耗气量来选择。可按下列公式计算:

$$d = 4.6 \sqrt{\frac{Q}{V}} \text{ mm}$$

式中: Q -气缸内单位时间里的耗气量 l/min 。

V -压缩空气流动速度。 m/sec 。

第八章 电动机及飞轮

一、压力机电力拖动特点。

压力机的负载为一冲击载荷。即在一个工作周期内只在较短的时间内承受工作负荷。而在较长的时间内为空运转。若按此短暂的工作时间来选择电动机的功率，则电动机的功率会很大。例如：3150千牛压力机，冲制直径为230mm，厚10mm的Q235-A钢板。工件变形力为3150KN。

则变形功为： $A' = P \times F = 3150 \times 11230 \times 10 / 100 = 22800 \text{J}$ 。

冲裁工作时间为0.2秒。压力机机械效率 $\eta = 0.25$ 所需功率：

$$N = A' / (1000 t \eta) = 22800 / (1000 \times 0.2 \times 0.25) = 453 \text{KW}.$$

为了减少电动机功率，在传动系统中设置了飞轮，可以大大减小电动机功率。采用飞轮后，当滑块不动时，电动机带动飞轮旋转，使其储备动能。而在冲压工作的瞬时，主要靠飞轮释放能量。工件冲压后，负荷减小，电动机带动飞轮加速旋转，使其在下一个冲压工作前恢复到原有角速度，节蓄能量。所以冲压时所需的能量不是直接由电动机供给，而是主要由飞轮供给。这样电动机功率可大大减小上例中如315KN压力机装有飞轮，电动机功率为30KW，为不用飞轮时的7%左右。

储存在飞轮中的能量为：

$$E = J \omega^2 / 2 \quad \text{J}$$

式中： J -飞轮及其连接部件的转动惯量。 kgm^2

ω -飞轮空转角速度。 rad/sec 。

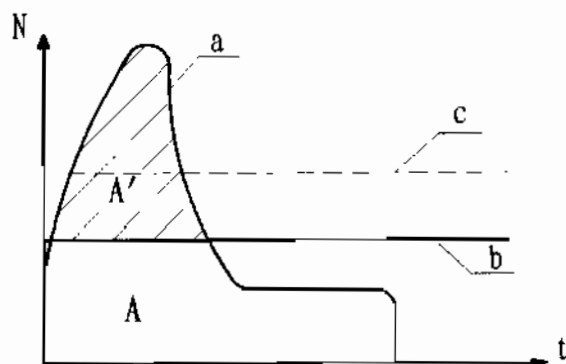
飞轮在工作行程供给的能量为：

$$E_1 = (W^2 - W_2^2) J / 2 \quad \text{J}$$

式中： W_2 -冲压工作结束时的飞轮角速度。 rad/sec 。

从上式可知：当飞轮转速降低10%。飞轮供给的能量为其总能量的19%。若飞轮转速降低20%时，飞轮供给的能量为其总能量的36%。由此可见，飞轮转速降10%比降为20%其飞轮输出能量几乎少一倍。所以在设计时应使转速降尽量大些但是，当飞轮转速降低时，电动机转速亦随之降低。即电动机转差率增加。工作电流成比例增加，使电动机工作情况恶化。转差率增加时，电动机工作电流及转矩均随之增加，当转差率超过额定转差率时，电动机转矩急剧下降不宜超过电动机的额定转差率。

右图中，曲线a为没有飞轮时所需功率的变化曲线。曲线所包括的面积A为一工作循环。所需的能量。若按平均能量直线b选择电动机功率，则面积A'的不足能量应由飞轮补偿。即按一循环的平均能量或大于平均能量直线c



选好电动机功率后，就可设计适当的飞轮。如选择电动机的功率越大，飞轮需要补充的能量就越小。所以电动机的功率和飞轮能量二者是互相依存的。

飞轮在压力机中起了储存和释放能量的作用，压力机所消耗的动能，归根结底都是由电动机供给的。所以电动机的输出功率完全决定于压力机在一次行程中所消耗的全部功和一次行程所需的时间。由上可知，飞轮惯量的大小亦影响了选择电动机的额定功率。飞轮越小，电机转速的波动越大，它的电流变化亦剧烈。为了不使电动机的额定功率应比压力机的平均功率大些。

二、电动机功率计算。

综上所述，若按一循环的平均能量来选择电动机，其功率 N_m 为：

$$N_m = A / (1000t) \quad \text{KW}$$

式中：A—工作循环所需的总能量。 J

t—工作循环时间。 sec $t = 60 / (n C_n)$ sec

n—压力机滑块行程次数。 1/min

C_n —压力机行程利用系数。对自动送料时， $C_n=1$ 。

对手工送料时，按下表选取：

压力机行程次数	<15	20-40	40-70	70-100	200-500
行程利用系数 C_n	0.7-0.85	0.5-0.65	0.45-0.55	0.35-0.45	0.2-0.4

为使飞轮尺寸不致过大，将电动机的功率选的比平均功率大一些，即

$$N = K N_m$$

一般取 $K=1.2-1.6$ 。行程次数较低的取下限，行程次数较高的取上限。

代入得电动机功率：

$$N = K A / (1000t) \quad \text{KW}$$

按计算值N选出与N值相近的额定功率 N_e 的电动机。根据选定的 N_e 重新计算出K值，在计算飞轮时使用。

$$K = N_e / N_m$$

根据国内外现有部分开式压力机的统计资料，电动机的额定功率及飞轮转动惯量可由下式选定：

$$N_e = (0.7-1.1) P_g \quad \text{KW}$$

飞轮转动惯量：

$$J = 90.03-0.07) P_g \quad \text{kgm}^2$$

由于压力机的工作行程 S_g ，滑块行程次数n，结构形式等不同，即使同规格压力机， N_e 及J值亦会不同。所以，上列公式只能作初定时的参数

三、一次工作循环所消耗的能量。

压力机一次工作循环所消耗的能量A为：

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7 \quad \text{J}$$

式中: A_1 -工件变形功。

A_2 -气垫工作功, 即压边时所需的功。

A_3 -工作行程时由于曲柄滑块机构的摩擦所消耗的能量。

A_4 -工作行程时由于压力机受力系统弹性变形所消耗的能量。

A_5 -压力机构向下, 向上空行程消耗的能量。

A_6 -单次行程滑块停顿飞轮空转消耗的能量。

A_7 -单次行程离合器接合消耗的能量。

用于连续行程的压力机, 一循环所消耗的能量为:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5$$

在工作行程一次时间里, 一循环所消耗的能量为:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$$

下面分别叙述各项能量的计算。

1. 工件变形功 A_1 。

对不同冲压工艺, 在工作行程内工件变形力是变化的。在P-S图上, 能绘出压力机工作负荷图, 工作负荷图所包括的面积即为工件变形功。一般冲裁工艺的工作负荷图作为设计依据的。

工件变形功由下式决定:

$$A_1 = 0.315 P_g \delta_0 \quad \text{J}$$

式中: P_g -压力机公称力 N

δ_0 -板料厚度。 m

对快速压力机 $\delta_0 = \sqrt{0.2 P_g}$ mm

对慢速压力机 $\delta_0 = \sqrt{0.4 P_g}$ mm

2. 气垫工作功 A_2 。

在进行拉伸工作时, 气垫压紧工件边缘, 随压力机滑块一起向下移动。消耗的能量取决于气垫的压紧力和工作行程, 其值相应为压力机公称力的1/6及滑块行程的1/6。即:

$$A_2 = \frac{1}{6} P_g \times \frac{1}{6} S = S P_g / 36 \quad \text{J}$$

式中: S-滑块行程。 m

P_g -压力机公称力 N

3. 工作行程时由于曲柄滑块机构的摩擦消耗的能量 A_3

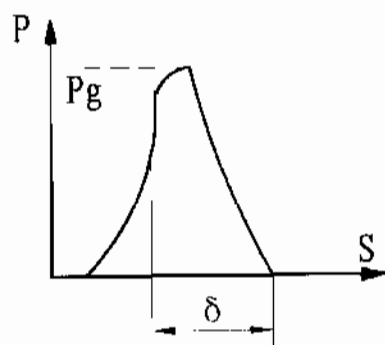
$$A_3 = \int_0^{\alpha_p} M_\mu d\alpha = \int_0^{\alpha_p} \rho m_\mu d\alpha = m_\mu \int_0^{\alpha_p} \rho d\alpha$$

式中: M_μ -曲柄滑块机构的摩擦力矩。

m_μ -摩擦当量力臂。

ρ -工件变形功。

α -曲柄转角。



$\int_0^{\alpha_p} \rho \alpha d\alpha$ 为负荷曲线所包括的面积。令其等于平均面积。即

$$\int_0^{\alpha_p} \rho \alpha d\alpha = \rho_m \frac{\Pi \alpha_p}{180}$$

式中: ρ_m —工作行程中平均工作变形功。

α_p —工作行程曲柄转角。可近似取为公称力压力角。

所以对通用压力机摩擦功 A_3 为:

$$A_3 = m_{\mu} 0.5 P_g \frac{\Pi \alpha_p}{180} = 0.0087 m_{\mu} P_g d_p \quad \text{J}$$

4. 工作行程时由于压力机受力系统的弹性变形所消耗的能量 A_4 。

$$A_4 = P_g Y_c / 2 \quad \text{J}$$

式中: Y_c —压力机总的垂直变形。mm

$$Y_c = P_g / C_h \quad \text{mm}$$

C_h —压力机垂直刚度。对开式压力机 $C_h = 400 \text{KN/mm}$

5. 压力机空行程向下、和空行程向上时消耗的能量 A_5 。

压力机空行程中能量消耗与压力机零件结构尺寸、表面加工质量、润滑情况、皮带拉紧程度、制动器调整情况等有关。通过试验, 通用压力机连续行程所消耗的平均功率约为压力机额定功率的10-35%。

A_5 值推荐如下:

$P_g \text{KN}$	100	160	250	400	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000
$A_5 \text{J}$	100	160	250	500	1050	1500	2150	3100	4500	6300	9400	13200	19500

6. 滑块停顿飞轮空转时消耗的能量 A_6 。

根据试验, 压力机飞轮空转时电动机所消耗的功率约为压力机额定功率的6-30%。

飞轮空转时所消耗的能量 A_6 为:

$$A_6 = 1000 N_6 (t - t_1) \quad \text{J}$$

式中: N_6 —飞轮空转消耗的功率。

$P_g \text{KN}$	100	160	250	400	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000
$N_6 \text{KW}$	0.16	0.23	0.34	0.5	0.75	0.92	1.12	1.35	1.68	2.0	2.5	3.0	3.6

t —压力机单次行程时的循环时间。sec。

$$t = 60 / (n C_n)$$

n —压力机行程次数 1/min

C_n —行程利用系数。

t_1 —曲轴回转一周所需时间。 $t_1 = 60 / n$

7. 单次行程时, 离合器接合所消耗的能量 A_7 。

离合器接合时消耗的能量 A_7 由二部分组成。即压力机从动部分加速所需的能量 A_7' 及离合器接合时发热的能量损失 A_7'' 。

压力机从动部分加速所需的能量 A_7'

$$A_7' = JW^2/2 \quad \text{J}$$

离合器接合时, 摩擦面相对滑动消耗的摩擦功 A_7''

$$A_7'' = JW^2/2 \quad \text{J}$$

式中: J -压力机从动部分折算到离合器轴上的转动惯量。 kgm^2

W -离合器轴角速度 rad/sec

$$A_7 = A_7' + A_7'' \quad \text{J}$$

通过试验表明: A_7 约为总功的20%左右。即

$$A_7 = 0.2A$$

四、飞轮转动惯量计算。

在冲压时, 主要靠飞轮释放能量, 如果忽略电动机在这时所输出的能量则:

$$\frac{1}{2} J_f \omega_1^2 - \frac{1}{2} J_f \omega_2^2 = A_0$$

式中: A_0 -工作行程时压力机所消耗的能量。

J_f -飞轮转动惯量。

ω_1 、 ω_2 -冲压工作开始前和结束后的飞轮角速度。

上式亦可写成:

$$J_f \omega_m^2 \delta = A_0$$

式中: δ -不均匀系数。 $\delta = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_m$

ω_m -飞轮平均角速度。 $\omega_m = (\omega_1 + \omega_2) / 2$

所以: $J_f = A_0 / (\omega_m^2 \delta)$

ω_1 及 ω_2 与很多因素有关, 可近似认为电动机在额定转速下的飞轮角速度 ω_e 就在 ω_1 及 ω_2 之间。即

$$\omega_m = \omega_e = \pi n_e / 30 i$$

式中: n_e -电动机额定转速。

i -电动机轴至飞轮轴的减速比。

飞轮转动惯量可写成下列公式:

$$J_f = A_0 / (\omega_e^2 \delta)$$

δ 值越大, 飞轮转动惯量就越小。

$$\delta = 2 \zeta k Se$$

式中: Se -电动机额定滑差率。

k -电动机实际功率与平均功率之比值(见第二节)

ζ -修正系数。与 k 值有关。

k	1.2	1.3	1.4-1.6
ζ	0.85	0.9	0.95

由于电动机及飞轮间三角皮带存在滑动, 所以 δ 值为:

$$\delta = 2 \zeta k (Se + St)$$

式中: St -在额定转矩下皮带滑动时当量滑差率。

Se 、 St 由下表选取:

压力机型式	St
不带气垫	0.04
带有气垫	0.02

压力机实际开动行程次数 n_{Cn}	Se
<15	0.12-0.08
15-50	0.08-0.04
>50	0.04-0.02

由上述可知, 如 k 值选得大, δ 就变大, 飞轮就变小。反之, 电动机功率选得小, 飞轮就变大, 此外, 飞轮转动惯量 J_f 的大小除取决于不均匀系数 δ 外, 还决定于飞轮角速度 ω_e 。当 ω_e 愈大, 则 J_f 成平方减小。所以在条件许可下, 应尽量提高飞轮转速。一般选 300-400 rpm。

实际上, 冲压时电动机放出一部分能量, 所以飞轮转动惯量应按下式决定:

$$J_f = (1 - \frac{\alpha_g}{360} Cn) \frac{A_0}{\omega_e^2 \delta} \text{ kgm}^2$$

式中: α_g - 工作行程角。

Cn -行程利用系数。

五、飞轮尺寸的确定。

飞轮转动惯量 J_f 求得后, 按照皮带传动的减速比, 就可求得飞轮外径 D_2 。

$$D_2 = i D_1$$

式中: i -皮带传动速比。

D_1 -小皮带轮直径。

飞轮转动惯量 J' 由轮缘、轮幅及轮毂三部分组成。即

$$J' = J_1 + J_2 + J_3$$

其中轮缘部分是主要的。 J_1 要比 J_2 、 J_3 大得多。

故在近似计算中只考虑 J_1 更趋于安全。

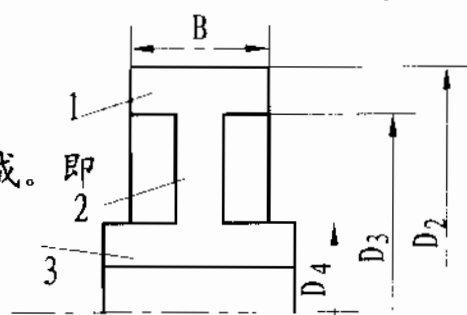
$$J_1 = m_1 (D_2^2 + D_3^2) / 8 \quad \text{而} \quad m_1 = \rho \pi B (D_2^2 - D_3^2) / 4$$

$$\text{所以} \quad D_3 = \sqrt[4]{D_2^4 - \frac{32 J_1}{\pi \rho B}} \quad \text{m}$$

式中: ρ -金属密度 kg/m^3 对铸铁: $\rho = 7.2 \times 10^3$ 对铸钢: $\rho = 7.8 \times 10^3$

B -飞轮轮缘宽度。 m D_2 -飞轮外径 m

算出的飞轮还需核验圆周速度。对铸铁飞轮: $v \leq 25$ 。对铸钢: $v \leq 40 \text{m/sec}$ 。



第九章 基础

一、压力机基础的基本要求。

(一)、保证基础没有过度的沉陷和倾斜。沉陷量不大于10mm

(二)、无气垫的上传动压力机,选用整体大块式基础。基础内不需配筋。带有气垫的压力机,如气垫低于压力机支承面,选用配筋的箱式基础。基础底板最少要配筋网一层,直径10-15mm,间距150mm左右,筋网距底板上平面50mm左右。

(三)、压力机基础混凝土用100-200号水泥。地脚螺钉孔的混凝土用200-250#水泥。箱式基础的底板上平面,考虑到漏油的影响,应漆以防酸水泥保护。并设有排液坡度、沟槽及凹坑。

(四)、混凝土基础必须一次浇灌完成,中间不得间断。

(五)、基础在养生期满后,必须达到设计要求,不得有疏松、裂纹、蜂窝、麻面、露筋等现象。

(六)、设计箱式基础时,要考虑气垫的安装、操作与维修的方便性。

(七)、基础上表面的高度应低于车间地坪设计高度30mm,以安装设备时便于调整和灌浆。

(八)、基础图上应注明电源进线及气源接管位置。

(九)、基础的几何精度偏差。

1. 大块式基础外形轮廓尺寸允差 $\pm 20\text{mm}$ 。

2. 箱式基础外形轮廓尺寸允差 $+30\text{mm}$,内腔尺寸允差 $\pm 10\text{mm}$ 。

3. 预设地脚螺栓的中心线偏差 $\pm 5\text{mm}$,标高偏差 $+10\text{mm}$ 。

二、地脚螺栓和垫铁。

地脚螺栓由制造厂随厂供应。

地脚螺栓采用弯钩固定式(GB799-88)螺栓的直径按压力机规格参考下表

压力机规格KN	≤ 160	250-450	630-800	1000-1600	2000-2500	3150-4000
地脚螺栓直径mm	M16	M20	M24	M30	M36	M42

螺栓的埋置深度一般不小于 $15d$, (d -地脚螺栓直径)

地脚螺栓孔中混凝土干固后达到设计强度,方准拧紧螺母。且防止压力机振动造成的螺母松动,应采用双螺母加以锁紧。

压力机安装一律用平垫铁垫实。垫铁与底脚接触面积应保证在80%以上。

压力机安放在基础上用水平仪检查压力机工作台面的水平度:每100mm长度上偏差不得大于0.3mm。

三、基础计算。

压力机重心和基础重心应尽量一致。

压力机重心坐标和基础形心坐标之差即为偏心值 e 。

$$e_x = x_{大} - x_{小}$$

$$e_y = y_{大} - y_{小}$$

偏心值与基础底面相应边长的比值为偏心率。偏心率不大于5%，即

$$\frac{e_x}{L_x} \leq 5\% \quad \frac{e_y}{L_y} \leq 5\%$$

基础对地基的单位压力可视为均匀分布。可用下式计算：

$$\sigma = \frac{G_i}{F_i} \leq [\sigma] \quad t/m^2$$

式中： G_i -压力机及基础的总重量。 t

F_i -基础底面承压面积。 m

$[\sigma]$ -许用单位压力。 t/m^2

按土壤级别选取。如不知土壤级别时，建议取 $[\sigma]=15t/m^2$