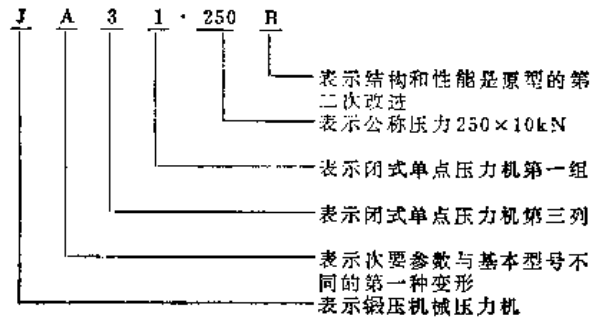


# 第15章 曲柄压力机的修理

黄云生 朱淑惠 任希平

曲柄压力机是冲压生产中的主要设备。曲柄压力机的类型和品种都很多，主要包括：开式压力机、闭式压力机、拉伸压力机、高速自动机、精压机、多工位压力机、数控冲模回转头压力机等。



## 第1节 概述

### (一) 曲柄压力机的分类和型号

(1) 曲柄压力机的分类 冲压设备的种类很多，在锻压机械八大类中冲压设备占了四大类。我国锻压机械的类别列于表15-1-1。其中机械压力机、剪切机、部分液压机和弯曲校正机都属于冲压设备。

机械压力机的分类见表15-1-2，除摩擦压力机外都是曲柄压力机。

(2) 曲柄压力机的型号 曲柄压力机的型号用汉语拼音字母和数字表示。例如：

型号的表示方法叙述如下：

根据我国锻压机械的分类，拼音字母J表示机械压力机。

主要参数与基本型号相同，只是次要参数与基本型号不同的称为变型，在原型号的分类字母后面加一个拼音字母A、B、C……依次表示第一、第二、第三……种变形。

在八类锻压机械中每类又分十列，每列又分十组，字母后的第一位数字和第二位数字分别代表列和组，闭式单点压力机属于第三列第一组，所以写

表15-1-1 锻压机械类别代号

序号	类别名称	名称汉语简称及其拼音	名称拼音代号及其近似读音
1	机械压力机	机 Ji	J 街
2	液压机	液 Ye	Y 呀
3	自动锻压机	自 Zi	Z 再
4	锤	锤 Chui	C 猜
5	锻机	锻 Duan	D 歹
6	剪切机	切 Qie	Q 丘
7	弯曲校正机	弯 Wan	W 娃
8	其它	它 Ta	T 态



成“31”。

对型号已确定的锻压机械，若在结构上和性能上有所改进，则在原型号末端加上一个字母A、B、C……依次表示第一、第二、第三……次改进。

## (二) 曲柄压力机的技术参数

曲柄压力机的技术参数很多，下面介绍与工艺有直接关系的主要技术参数。

(1) 公称压力 曲柄压力机的公称压力（或称额定压力或名义压力）是指滑块距离下死点上某一特定距离（此特定距离称为公称压力行程或额定压力行程、名义压力行程），或曲柄旋转到距下死点前某一特定角度（此特定角度称为公称压力角、额定压力角或名义压力角），滑块上所允许承受的最大作用力，单位为 kN（千牛）。

公称压力已经标准化，我国曲柄压力机的公称压力采用 R5 和 R10 系列。

R5 系列的公比为  $\sqrt[5]{10} = 1.58$ ，主要用于小型压力机，如 63、100、160、250、400、630、800、1000、1600(kN)。

R10 系列的公比  $\sqrt[10]{10} = 1.26$ ，主要用于中、大型压力机，如 1600、2000、2500、3150、4000、5000、6300、8000、10000、12500、15000、20000、25000、31500、40000(kN)。

这个系列标准既可以满足冲压生产的需要，又不致使压力机的规格过多，给制造带来困难。闭式单、双点压力机的公称压力范围见表 15-1-3。

表15-1-3 闭式单、双点压力机  
公称压力范围

型 式	公称压力范围(kN)	
闭式单点压力机	I 型	1600~2000
	II 型	1600~4000
闭式双点压力机	1600~25000	

图 15-1-1 所示为压力机的压力曲线，在选用压力机时一般应使冲压件的最大变形力小于公称压力的 20%~30%，这样可以保证床身变形小、模具寿命长、制件质量高。

(2) 滑块行程 曲柄压力机的行程是指滑块上死点到下死点所经过的距离。行程等于曲柄半径

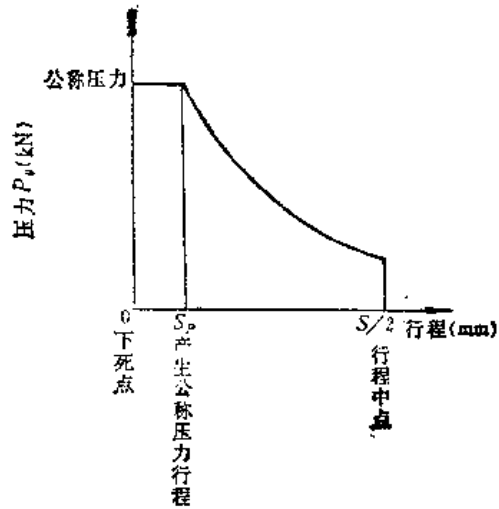


图15-1-1 曲柄压力机的压力曲线

的两倍，单位为 mm。

行程的大小随工艺用途和公称压力的不同而不同。例如用于冲裁和精压的压力机行程较小，拉深的压力机为能较容易地取出制件，行程的长度需要大一些，通常取拉深深度的 2.5~3 倍，带送料和取料自动装置时，行程长度应取拉深深度的 4 倍以上。

(3) 行程次数 行程次数是指滑块每分钟运行的行程次数（滑块从上死点到下死点，然后再回到上死点称为一次行程），单位为次/min。

行程次数是指压力机连续运转时的每分钟行程的次数，也就是曲柄每分钟的转数。小型压力机和用于冲裁的压力机行程次数较多，大型压力机和用于拉深的压力机行程次数较少。有自动上、下料装置的压力机行程次数较多，生产率就高。手工操作一般只能用单次行程规范进行生产，当用单次行程进行生产时，由于离合器和制动器性能的限制，一般只能使用连续行程次数的 60%~70%。

(4) 最大闭合高度 最大闭合高度是指闭合高度调节装置把滑块调整至最上位置且滑块位于下死点时，滑块下平面距离工作台上平面的高度，单位为 mm。

通用压力机的闭合高度一般为行程长度的 2~3 倍。

(5) 最大装模高度 最大装模高度是指闭合高度调节装置把滑块调整至最上位置，且滑块位于下死点时，滑块下平面距离工作台板（主垫板）上平面的高度，单位为 mm。

表15-1-4 开式压力机的技术参数 (JB1395—74)

名称		代号	单位	值																			
公称压力		P	kN	40	63	100	160	250	400	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000					
发生公称压力时滑块离下死点距离		$S_p$		3	3.5	4	5	6	7	8	9	10	10	11	12	13	13	15					
滑块行程	固定行程	S	mm	40	50	60	70	80	100	120	130	140	140	160	160	200	200	250					
	调节行程	$S_1$		40	50	60	70	80	100	120	130	140	140	160	—	—	—	—					
		$S_2$		6	6	8	8	10	10	12	12	16	16	20	—	—	—	—					
标准行程次数 (不小于)		n	次/min	200	160	135	115	100	80	70	60	60	50	40	40	30	30	25					
快速型	发生公称压力时滑块离下死点距离	$S'_p$	mm	1	1	1.5	1.5	2	2	2.5	2.5	3	—	—	—	—	—	—					
	滑块行程	$S'$		20	20	30	30	40	40	50	50	60	—	—	—	—	—	—					
	行程次数 (不小于)	$n'$	次/min	400	350	300	250	200	200	150	150	120	—	—	—	—	—	—					
最大封闭高度	固定台和可倾	H		160	170	180	220	250	300	360	380	400	430	450	450	500	500	550					
	活动台位置	最低	$H_2$	—	—	—	300	360	400	460	480	500	—	—	—	—	—	—					
		最高	$H_1$	—	—	—	160	180	200	220	240	260	—	—	—	—	—	—					
封闭高度调节量		$\Delta H$		35	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	130	150	150	170					
标准型	滑块中心到机身距离 (喉深)		C	100	110	130	160	190	220	260	290	320	350	380	380	425	425	480					
	工作台尺寸	左右	L	280	315	360	450	560	630	710	800	900	970	1120	1120	1250	1250	1400					
		前后	B	180	200	240	300	360	420	480	540	600	650	710	710	800	800	900					
	工作台孔尺寸	左右	$L_1$	130	150	180	220	260	300	340	380	420	460	530	530	650	650	700					
		前后	$B_1$	60	70	90	110	130	150	180	210	230	250	300	300	350	350	400					
		直径	D	100	110	130	160	180	200	230	260	300	340	400	400	460	460	530					
	立柱间距离 (不小于)		A	130	150	180	220	260	300	340	380	420	460	530	530	650	650	700					
加大型	滑块中心到机身距离 (喉深)		C	—	—	—	—	290	—	350	—	425	—	480	—	—	—	—					
	工作台尺寸	左右	L	—	—	—	—	800	—	970	—	1250	—	1400	—	—	—	—					
		前后	B	—	—	—	—	540	—	650	—	800	—	900	—	—	—	—					
	工作台孔尺寸	左右	$L_1$	—	—	—	—	380	—	460	—	650	—	700	—	—	—	—					
		前后	$B_1$	—	—	—	—	210	—	250	—	350	—	400	—	—	—	—					
		直径	D	—	—	—	—	260	—	340	—	460	—	530	—	—	—	—					
	立柱间距离 (不小于)		A	—	—	—	—	380	—	460	—	650	—	700	—	—	—	—					
模柄孔尺寸 (直径×深度)		$d \times l$		$\phi 30 \times 50$				$\phi 50 \times 70$				$\phi 60 \times 75$				$\phi 70 \times 80$				T型槽			
工作台板厚度		t		35	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	130	150	150	170					

(6) 闭合高度调节量 闭合高度调节量是闭合高度从最大到最小可以调节的范围, 单位为 mm。

(7) 工作台尺寸和滑块尺寸 分别指工作台和滑块前后乘上左右尺寸的大小, 单位为 mm。

(8) 公称压力行程 压力机产生公称压力时, 滑块距下死点的距离为公称压力行程, 单位为 mm。现在我国生产的一般用途的压力机, 一般取  $S_p = 13\text{mm}$ 。

(9) 拉伸垫压紧力 拉伸垫压紧力是指板料拉伸时, 用来压住毛坯边缘、防止起皱或作工件顶

料、底部成形的力, 单位为 kN。

(10) 拉伸垫行程 拉伸垫行程是指拉伸垫从零位运行到工作台板(主垫板)下平面的距离, 单位为 mm。

图15-1-2是与工艺有关的工艺参数图, 是冲模设计时的必要资料。

除了上述主要技术参数外, 尚有其它参数。表 15-1-4 为开式压力机的技术参数, 表 15-1-5 和表 15-1-6 分别为闭式单点和双点压力机的技术参数。表 15-1-7 和表 15-1-8 分别为闭式单、双点压力机的附件拉伸垫系列参数表。

表15-1-5 闭式单点压力机的技术参数

公称压力 $P_g$ (kN)	公称压力行程 $S_p$ (mm)	滑块行程 $S$ (mm)		滑块行程次数 $n$ (次/min)		最大装模高度 $\Delta H_1$ (mm)	装模高度调节量 $\Delta H_1$ (mm)	导轨间距离 $A$ (mm)	滑块底面尺寸 $B_1$ (mm)		工作台板尺寸 (mm)	
		I	II	I	II				$L \geq$	$B$		
1600	13	250	200	20	32	450	200	880	700	800	800	
2000	13	250	200	20	32	450	200	980	800	900	900	
2500	13	315	250	20	28	500	250	1080	900	1000	1000	
3150	13	400	250	16	28	500	250	1200	1000	1120	1120	
4000	13	400	315	16	25	550	250	1330	1150	1250	1250	
5000	13	400	—	12	—	550	250	1480	1300	1400	1400	
6300	13	500	—	12	—	700	315	1580	1400	1500	1500	
8000	13	500	—	10	—	700	315	1680	1500	1600	1600	
10000	13	500	—	10	—	850	400	1680	1500	1600	1600	
12500	13	500	—	8	—	850	400	1880	1700	1800	1800	
16000	13	500	—	8	—	950	400	1880	1700	1800	1800	
20000	13	500	—	8	—	950	400	1880	1700	1800	1800	

注: I型压力为1600~20000kN, II型压力为1600~4000kN。

表15-1-6 闭式双点压力机的技术参数

公称压力 $P_g$ (kN)	公称压力行程 $S_p$ (mm)	滑块行程 $S$ (mm)	滑块行程次数 $n$ (次/min)	最大装模高度 $H_1$ (mm)	装模高度调节量 $\Delta H_1$ (mm)	导轨间距离 $A$ (mm)	滑块底面尺寸 $B_1$ (mm)	工作台板尺寸 (mm)	
								$L \geq$	$B$
1600	13	400	18	600	250	1980	1020	1900	1120
2000	13	400	18	600	250	2430	1150	2350	1250
2500	13	400	18	700	315	2430	1150	2350	1250
3150	13	500	14	700	315	2880	1400	2800	1500
4000	13	500	14	800	400	2880	1400	2800	1500
5000	13	500	12	800	400	3230	1500	3150	1600
6300	13	500	12	950	500	3230	1500	3150	1600
8000	13	630	10	1250	600	3230 4080	1700	3150 4000	1800
10000	13	630	10	1250	600	3230 4080	1700	3150 4000	1800
12500	13	500	10	950	400	3230 4080	1700	3150 4000	1800
16000	13	500	10	950	400	5080 6080	1700	5000 6000	1800
20000	13	500	8	950	400	5080 7580	1700	5000 7500	1800
25000	13	500	8	950	400	7580	1700	7500	1800

表15-1-7 闭式单点压力机附件拉伸垫的系列参数

压力机的公称压力 $P_g$ (kN)	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000	
拉伸垫压紧力 $P_y$ (kN)	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	
拉伸垫行程 $S_e$ (mm)	I	125	125	160	200	200	200	250	250	250	250	260	250
	II	100	100	125	125	160	—	—	—	—	—	—	—

表15-1-8 闭式双点压力机附件拉伸垫的系列参数

压力机的公称压力 $P_g$ (kN)	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000	25000
拉伸垫压紧力 $P_y$ (kN)	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000
拉伸垫行程 $S_e$ (mm)	200	200	200	250	250	250	250	315	315	①			

①  $S_e$ 值由使用单位与设计制造单位协商确定。

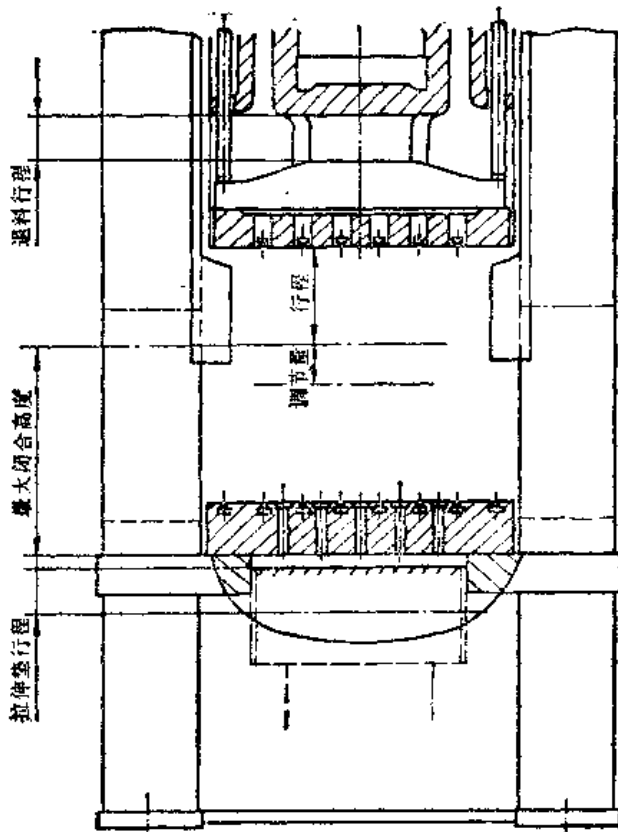


图16-1-2 曲柄压力机的工艺参数

(三) 曲柄压力机的传动原理

曲柄压力机的传动原理，是将主电机和飞轮里贮存的回转能经离合器和减速齿轮传递给曲轴（或

偏心齿轮），再经过连杆机构把回转运动变为滑块的往复直线运动，并产生加压力。

图15-1-3是一台压力机的传动示意图。电动机1起动后，动力经小皮带轮2通过三角皮带

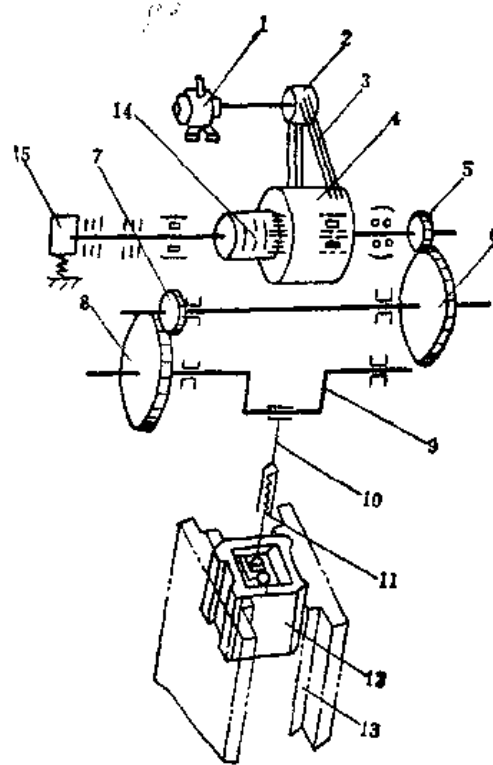


图15-1-3 曲柄压力机的传动原理

1—电动机 2—小带轮 3—V带 4—飞轮 5、7—小齿轮  
6、8—大齿轮 9—曲轴 10—连杆 11—螺杆 12—滑块  
13—立柱导轨 14—离合器 15—制动器

3 带动大皮带轮(飞轮)4。经过两级齿轮5、6、7、8,驱动曲轴(或偏心轴)9回转。曲轴9的回转运动通过连杆机构10、11带动滑块12在机身导轨13内做上下往复的直线运动,于此同时产生加压力。冲压制件用的上模固定在下平面上。下模固定在工作台的上平面上。因此,滑块每上下运动一次就完成一次冲压动作。由于生产工艺需要,滑块有时运动,有时停止,压力机装有离合器14和制动器15。

压力机以曲柄连杆机构为基本工作机构,不同于锻锤和摩擦压力机。曲柄连杆机构是刚性联接的,使滑块具有强制运动的性质,因此,滑块的行程次数和运动曲线是固定不变的。

#### (四) 曲柄压力机的构造

压力机的工作机构一般都采用连杆机构,因此,习惯称曲柄压力机(通用压力机)。曲柄压力机一般由以下几个部分组成:

(1) 工作机构 一般为曲柄连杆机构,由曲柄、连杆、滑块等主要零件组成;

(2) 传动系统 包括电动机、飞轮、皮带传动、齿轮传动等;

(3) 操纵系统 包括空气分配系统、离合器、制动器、电气控制箱等;

(4) 支承部件 包括床身、工作台、拉紧螺栓等;

(5) 辅助系统 包括润滑系统、安全保护装置以及气垫、机械手等。

下面介绍四种压力机的构造。

##### 1. 通用压力机的构造

图15-1-4是闭式双点压力机的构造示意图。电动机1的动力由V带2传递给飞轮4,飞轮的能量通过一对人字齿轮和其它齿轮驱动偏心齿轮5。连杆6把旋转运动转变成直线运动,通过柱塞8而带动滑块上、下运动。平衡气缸7是为平衡滑块和上冲模的重置而设置的。

压力机闭合高度的调节是由调节电动机13通过圆锥齿轮12驱动蜗轮副10完成的。蜗轮内镶有螺母。螺母转动,可使滑块在两根调节螺杆上作上、下移动而改变压力机的闭合高度。拉伸垫11用于冲压工作的顶料和压边。

##### 2. 双动压力机的构造

(1) 滑块 双动压力机有内外两个滑块,内

滑块用于拉深,外滑块用于压料。

内、外滑块的传动都是由主电动机、传动皮带、传动齿轮经过曲柄轴而驱动的。图15-1-5为双动压力机的外观图。

小吨位的压力机可以采用凸轮传动,在轻工业生产的工厂中,也广泛采用下传动的双动压力机。

外滑块在床身立柱上的导轨内作上、下运动;内滑块在外滑块内侧的导轨内作上、下运动。还有一种类型是内滑块也是在床身立柱上的导轨内作上、下运动(图15-1-6)称为独立导向的双动压力机。这种压力机的精度高,内、外滑块运行和工作中都不相互干扰,可以提高模具的寿命和冲压件的质量。

(2) 工作台 双动压力机为了加快换模的速度,提高生产率,一般都装有活动工作台,或移动式工作台。如图15-1-7所示,活动工作台的形式有三种。图15-1-7b所示为左、右移出式,工作台有两个,可以分别向压力机的左、右两侧移出。一个在压力机内工作,另一个在压力机一侧可以预先安装好模具,待一批冲压件完毕后,把压力机内的工作台移出,另一侧已装好模具的工作台开入压力机内,快速夹紧后,压力机可以立即工作。这种形式有利于自动上、下料装置的布置,但占地面积较大。图15-1-7a所示为向前开的形式。这种形式占地面积小,工作台开进压力机后,前面工人可以站在压力机前工作,装卸冲模方便,但装模和拆模不能在工作的同时,所用时间要长一些,也不利于自动上料。因此冲压自动线一般不用这种形式。图15-1-7c所示为一侧移动式。工作台向一侧移出压力机后再向前或向后移动,兼有前两种的优点,面积又不大。

压力机采用活动工作台,安装模具非常方便和安全,也大大缩短了换模的时间。压力机的利用率可以提高,冲压件也可以实行小批量多批次生产,减少了半成品的积压和仓库面积的占用,提高了流动资金的利用率。但是,由于采用活动工作台,却增加了压力机的高度和前、后尺寸,压力机的价格也相应增加10%~15%。

(3) 上模夹紧装置 采用活动工作台的压力机,滑块上也相应地配有上模的快速夹紧装置。图15-1-8所示是上模夹紧装置的原理图。

(4) 压力机的过载保护装置 引起压力机过载的原因很多,如压力机吨位选择不足,将冲压件

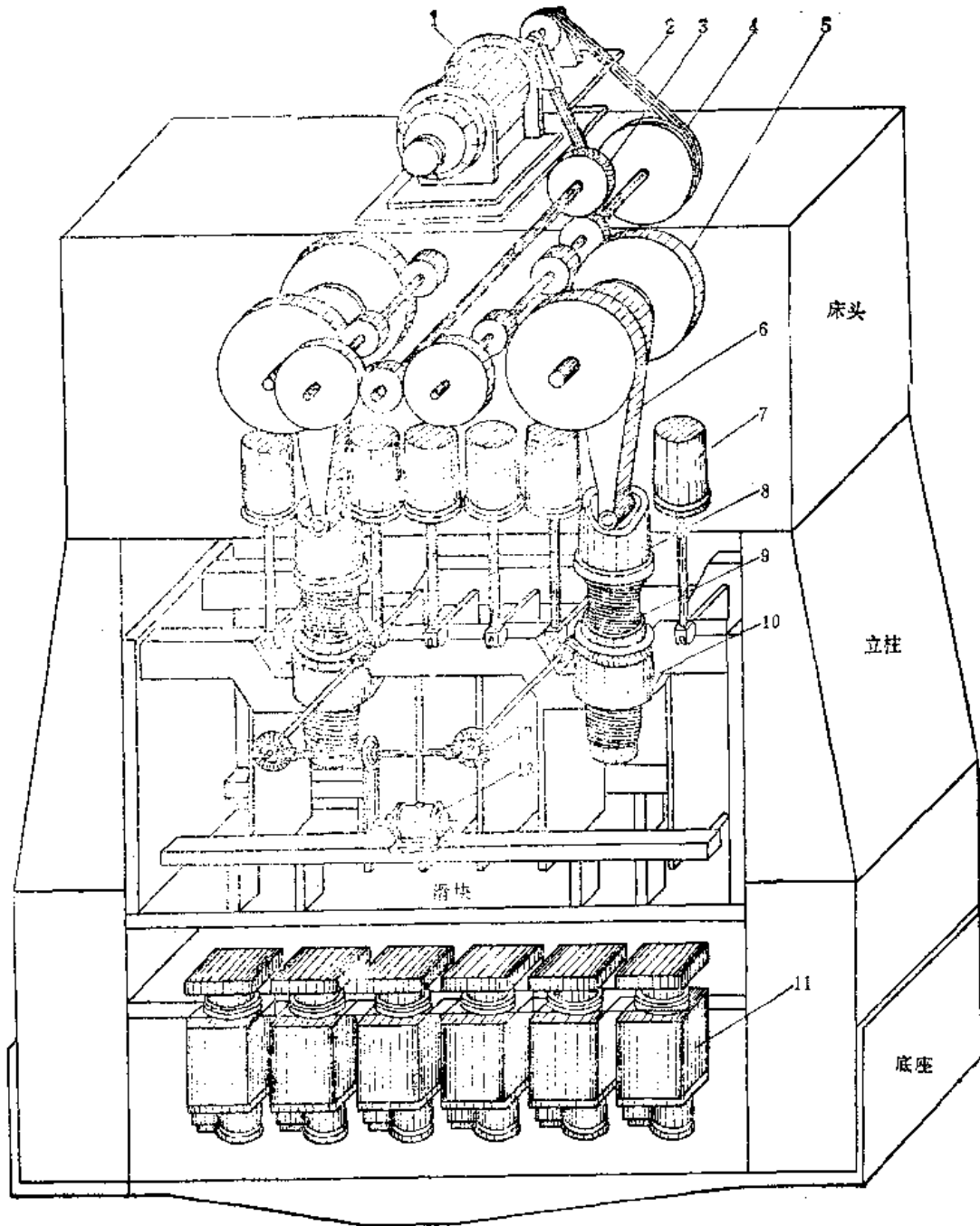


图15-1-4 闭式双点压力机

1—电动机 2—V带 3—人字齿轮 4—飞轮 5—偏心齿轮 6—连杆 7—平衡气缸 8—柱塞  
 9—调节螺杆 10—蜗轮 11—拉伸垫 12—圆锥齿轮 13—调节电动机

变形所产生的工艺力估计过小，实际工作中超过了压力机的公称压力，模具调整不当，将压力机的装模高度调得小于模具的闭合高度；送进双料，材料的厚度、硬度超差太多；模具刀口过钝；上、下模之间掉入异物等，都可能发生过载而造成压力机的

破坏。如连杆螺纹损坏，螺杆弯曲、曲轴弯曲或断裂，齿轮轮齿断裂，床身变形或断裂等。为防止压力机过载，现代压力机都安装了过载保护装置。常用的过载保护装置有压塌式或液压式两种。

1) 压塌式过载保护装置见图15-1-9。当压



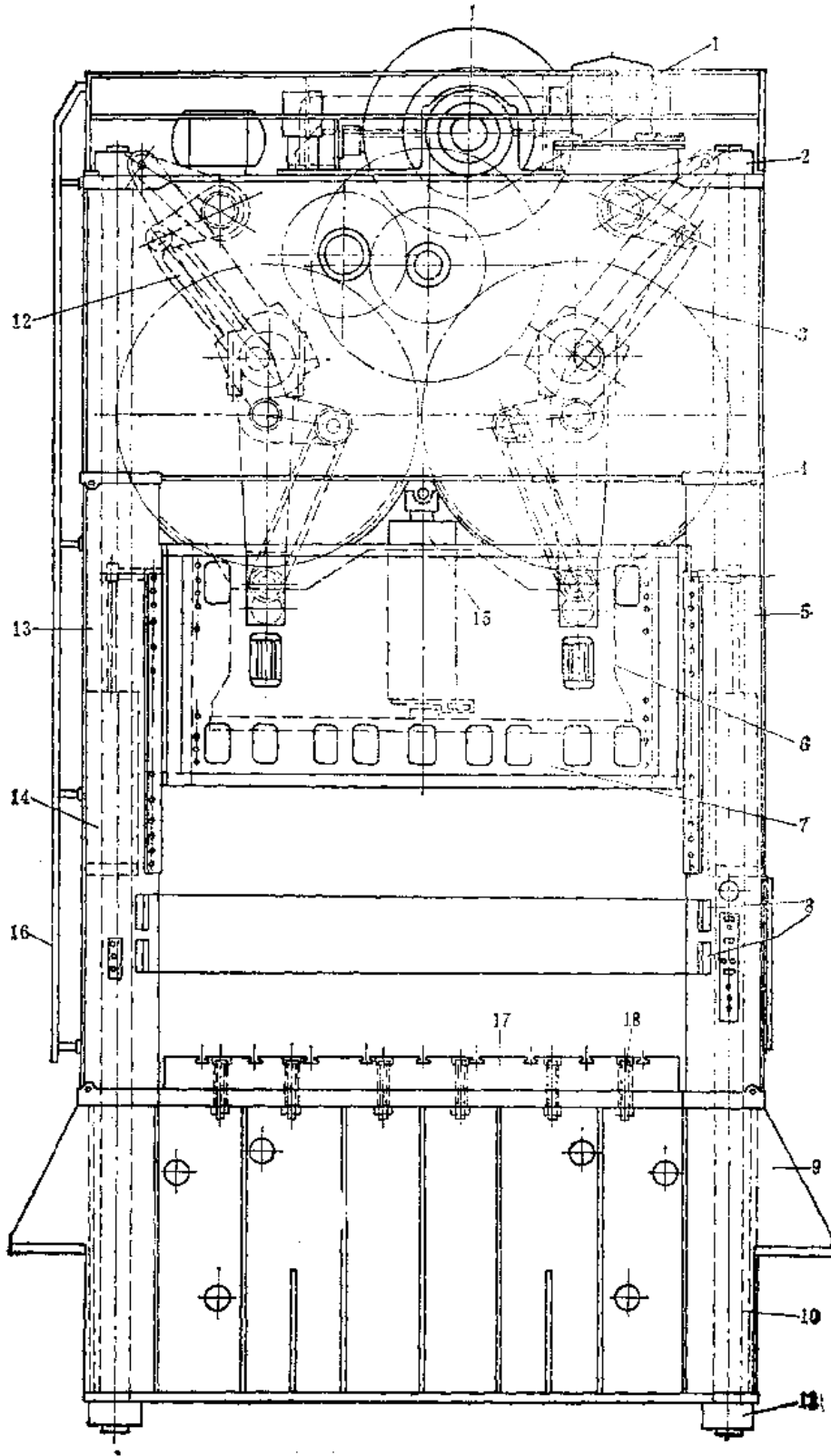


图15-1-5 双动压力机

1—主电机 2、11—螺母 3—主传动机构 4—床头 5—右立柱 6—内滑块 7—外滑块 8—光电保护装置 9—底座 10—拉紧螺杆 12—外滑块传动机构 13—左立柱 14—外滑块平衡气缸 15—内滑块平衡气缸 16—梯子 17—工作台板 18—螺栓

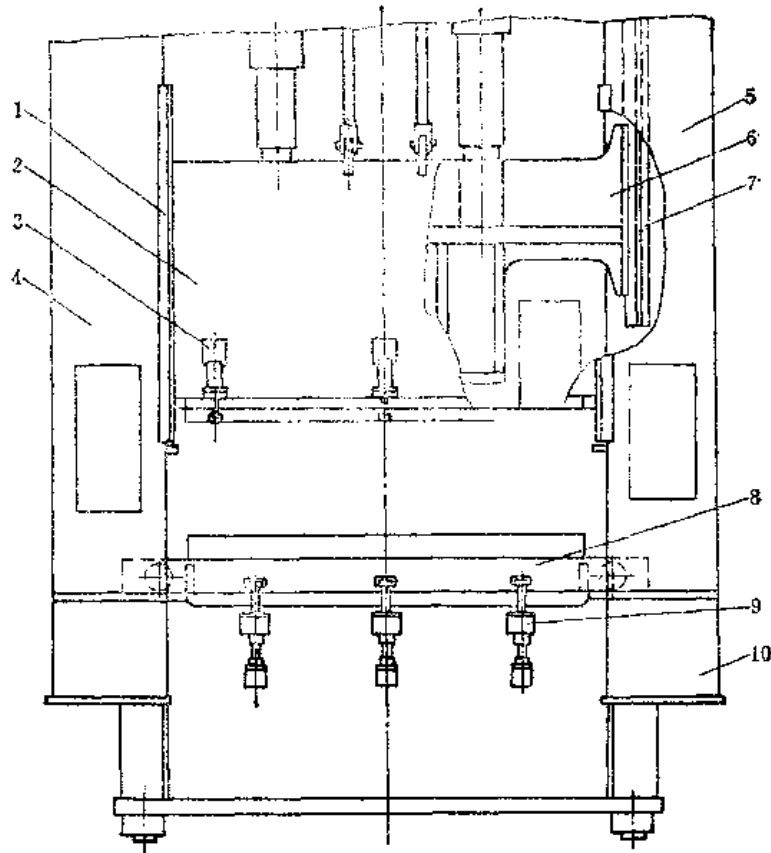


图15-1-6 内外滑块独立导向的压力机

1—外滑块导轨 2—外滑块 3—上模夹紧缸 4—左立柱 5—右立柱 6—内滑块 7—内滑块导轨 8—活动工作台 9—夹紧缸 10—底座

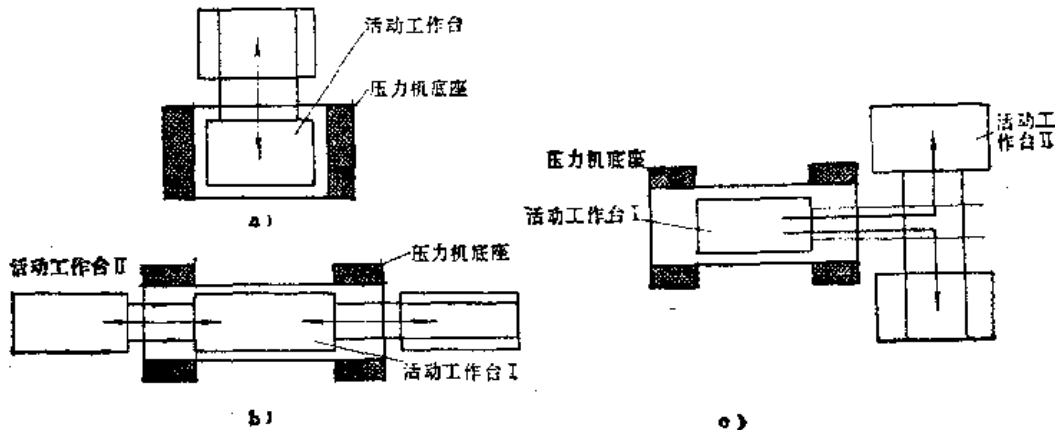


图15-1-7 活动工作台

a) 向前移出式 b) 左、右移出式 c) 一侧移出式

力机过载时，压塌块被剪断，压塌块1破坏后，连杆上球盖2随同连杆3下移，这时在弹簧6的作用下，杆7也相应下移。装在杆7上的磁块4在随7下移时，使微动开关5动作，切断电路，使压力机停车，并发出过载信号。更换压塌块后，应重新检

查压力机的闭合高度。

压塌式过载保护装置结构简单，制造方便。但由于压塌块的破坏实际上不仅与滑块上压力的大小有关，而且还与冲压工作的行程次数有关。因此这种装置不可能准确的限制过载力，有时载荷尚未越

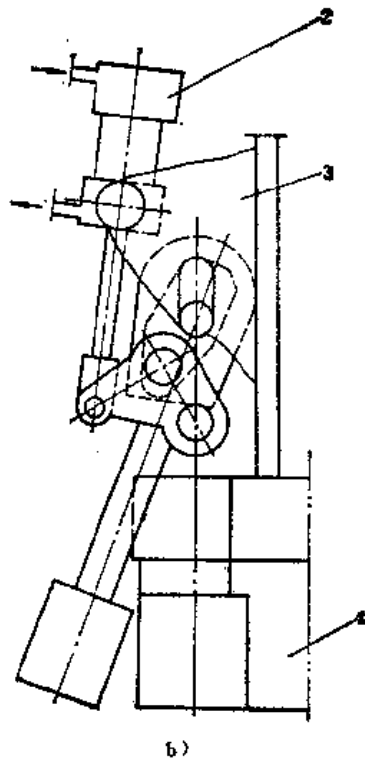
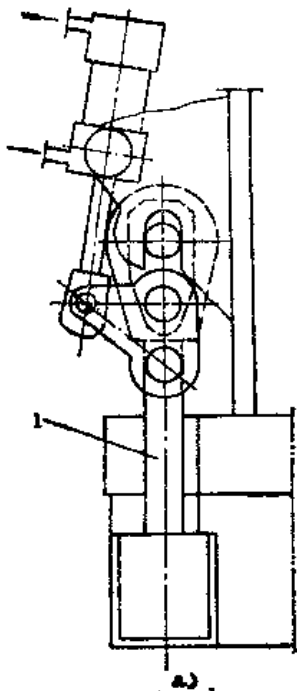


图15-1-8 上模快速夹紧装置的原理

a) 夹紧位置 b) 松开位置

1—夹紧杆 2—夹紧气缸 3—滑块 4—上冲模

过公称压力，压塌块已因疲劳强度而破坏，以致不能充分发挥压力机的工作能力，并影响生产效率。这种装置也不适用于双点或四点压力机，因为超载时不能保证两个或四个连杆下面的压塌块同时断

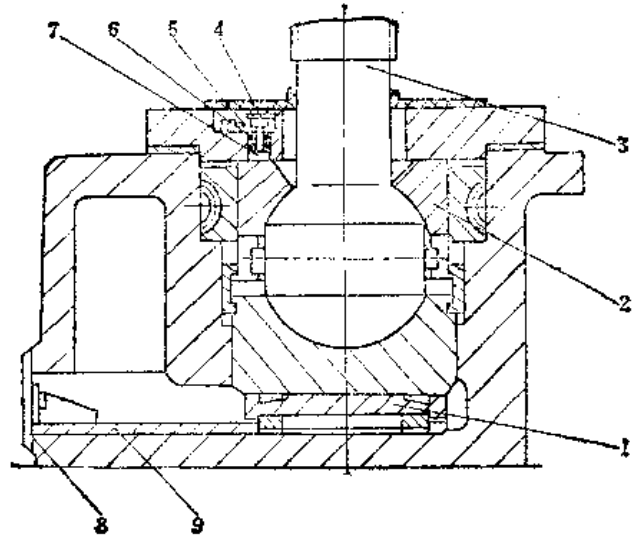


图15-1-9 压塌式过载保护装置

1—压塌块 2—上球盖 3—连杆 4—压块 5—微动开关 6—弹簧 7—杆 8—盖板 9—托板

裂。若不同时断裂，滑块将会倾斜，并可能造成滑块在导轨里卡死的现象。由于压塌块保护装置有上述缺点，所以，近年来采用液压保护装置的压力机越来越多。

2) 液压过载保护装置的原理见图 15-1-10。由气动泵 9 打出的油通过单向阀 8，经过气动卸荷阀 5 进入连杆下面的液压缸 4。液压缸习惯称为液压垫，其高度一般为 13~20mm。当压力机发生超载时，液压缸 4 的油压升高，使气动卸荷阀 5 的活塞向右移动，卸荷阀开启，液压缸 4 的油通过卸荷阀 5 流回油箱 10。连杆可以下移一点而不致于发生事故，同时压力继电器 3 在高压油的作用下，发出停止压力机运行的信号。当超载的因素排除后，气动泵 9 重新打油送入液压缸，使其恢复原来高度后，压力机即可开始工作。

图 15-1-11 是压力机液压缸的结构示意图。压力机的压力由螺杆 5，经调整螺母 1 传到液压缸 4，最后压力作用到滑块 2 上。当因压力机超载液压缸排油时，螺杆 5、调整螺母 1 随同下移，而不致发生事故。

(5) 外滑块传动机构 外滑块传动机构常见的有凸轮式和多连杆式两种。

1) 凸轮式传动 图 15-1-12 是一台小型下传动压力机的外滑块传动机构示意图。大齿轮 6 由压力机的主传动机构（图中未示出）驱动，凸轮 4 随

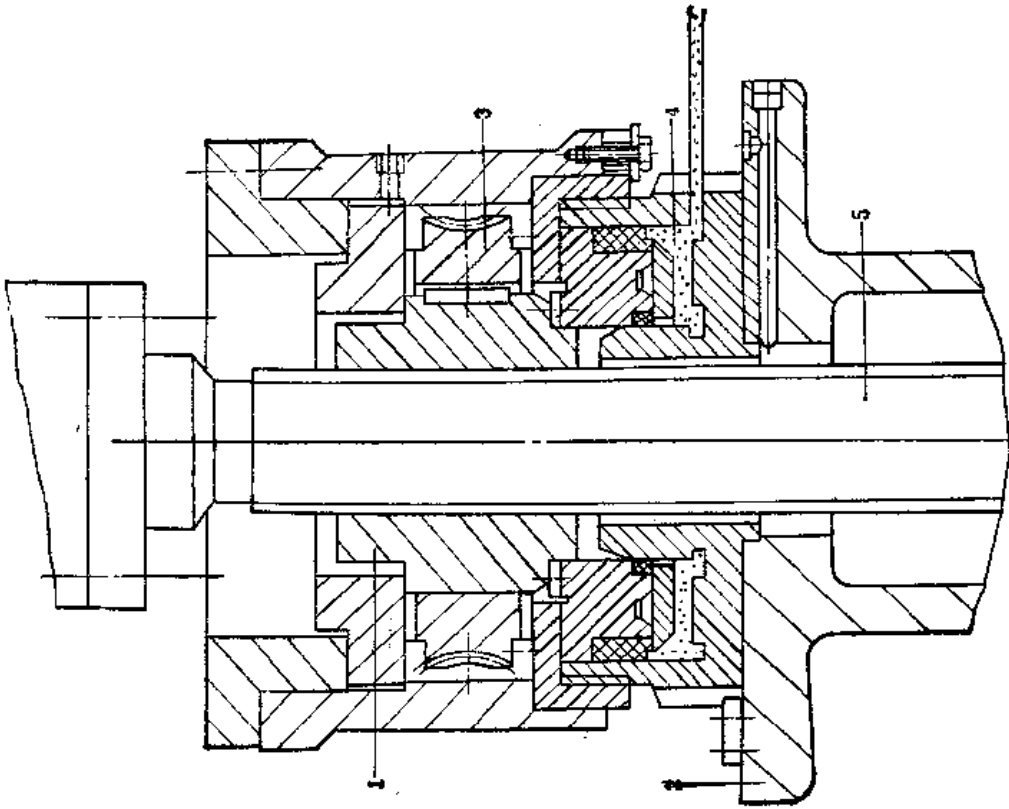


图15-1-11 液压过载保护装置的构造  
 1—调整螺母 2—滑块 3—滑轮 4—液压垫 5—调整螺钉

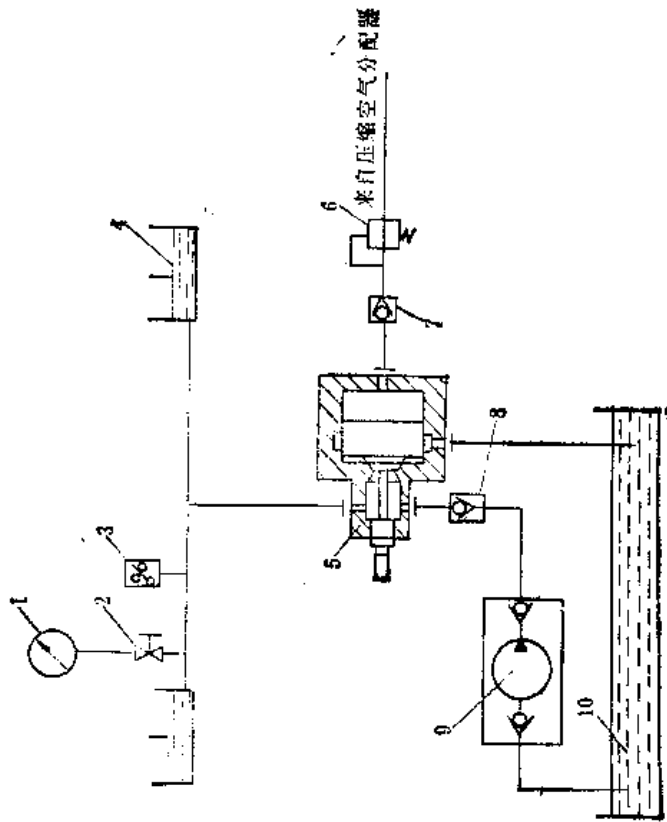


图15-1-10 液压过载保护装置的原理  
 1—油压表 2—开关阀 3—压力继电器 4—液压缸 5—气动脚踏阀 6—来自压缩空气分配器 7、8—单向阀 9—气动泵 10—油箱

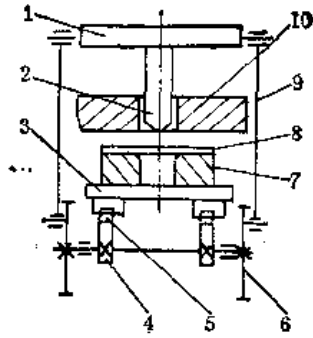


图15-1-12 凸轮式下传动小型双动压力机的传动  
 1—内滑块 2—凸轮 3—外滑块 4—凸轮  
 5—滚子 6—大齿轮 7—凹模 8—板料毛坯  
 9—连杆 10—固定料圈

同大齿轮6作同步转动，凸轮4通过滚子5推动外滑块3、凹模7和板料毛坯8向上运动，直到毛坯8与固定于压力机上横梁压料圈10接触。此后一段时间内，外滑块3和凹模7停止不动，毛坯8的边缘一直被压紧。与此同时，大齿轮6又通过连杆9带动内滑块1及凸轮2向下运动，对毛坯8进行拉深。拉深完成后，内滑块1向上回程，随后，外

滑块3向下回程，松开制件。

外滑块具有的上升、停留和下降的运动规律，完全是依靠凸轮的适当轮廓来实现的。在这里作为主动件的凸轮以等速回转，而作为从动件的外滑块，则按一定的运动规律沿床身上的导轨作直线往复运动。

凸轮式的外滑块传动机构，结构比较简单，但外滑块的行程不能太大，凸轮与滚子间的接触应力大，磨损快，不宣传递大的动力。所以在新型的双动压力机和大中型双动压力机上已不采用。

2) 多连杆外滑块传动机构 图15-1-13是一台大型四点双动压力机的连杆传动和行程曲线图。

这套连杆机构可以在拉深时实现外滑块先快速下降压紧毛坯的边缘，且“停留”一段时间（实际上有微小的波动，这是工艺所允许的），此时内滑块才开始拉深成形工作。拉深完后，内滑块先向上回程，稍后外滑块也向上回程。

### 3. 精压机的构造

精压机的动力和传动机构与通用曲柄压力机相同，执行机构和调整机构与通用曲柄压力机不同。

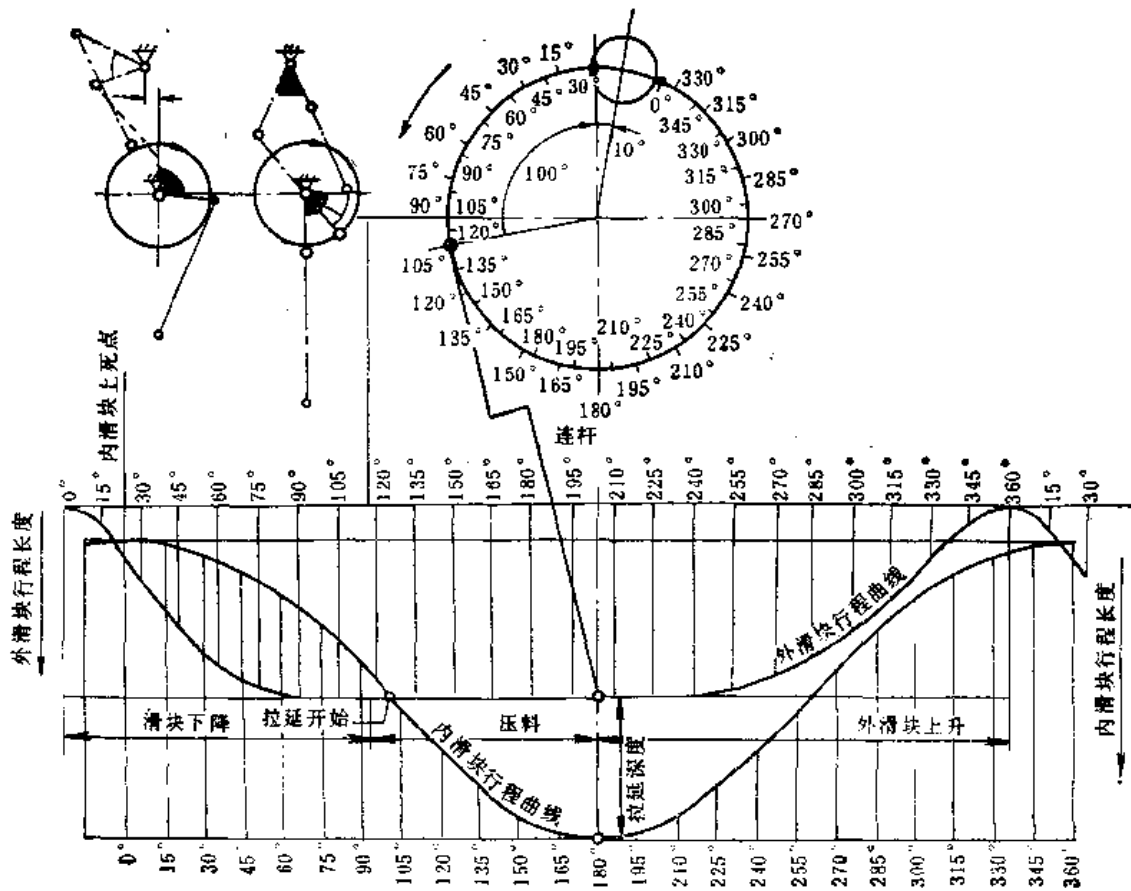


图15-1-13 内、外滑块行程曲线

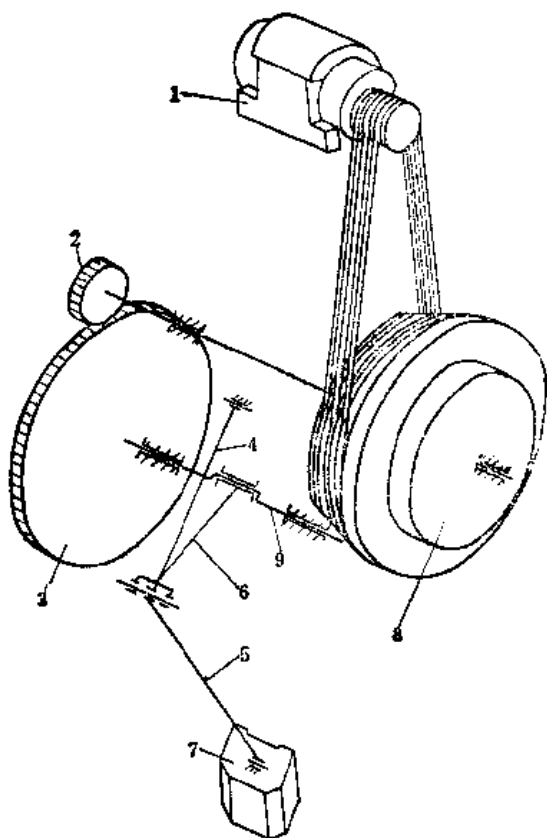


图15-1-14 曲柄连杆式精压机的工作原理  
1—电动机 2—小齿轮 3—大齿轮 4、5—肘杆  
6—连杆 7—滑块 8—飞轮 9—曲轴

执行机构的工作原理和构造分别见图 15-1-14 和图 15-1-15。

执行机构的肘杆 4 与床身上的固定垫块 1 连接，另一个肘杆 5 与滑块相连接，并带动滑块 7 在床身的导轨间作上、下往复运动。曲轴 9 和连杆 6 位于床身的后方。当曲轴 9 从  $0^\circ$  转到  $180^\circ$  时，滑块 7 就由下死点上移到上死点；当曲轴 9 从  $180^\circ$  转到  $360^\circ$  时，滑块 7 就由上死点下移到下死点。这套机构称为曲柄肘杆机构，特点是滑块行程小，适合精压工作。制件的大部分变形力由两肘杆承受，连杆受力很小。如  $30000\text{kN}$  精压机在其行程末端可以发出  $10000\text{kN}$  的压力，而它的连杆受力状态只相当于  $2000\text{kN}$  的通用曲柄压力机，所以它的传动系统的零件尺寸可以大大缩小。肘杆可以设计得较大的断面尺寸，也可以很短，采用铰链式连接，因此，精压机的刚度比通用压力机的刚度大得多。精压机的另一个特点是速度低，在同样的曲柄转速下，滑块接近下死点时的速度只有通用曲柄压力机滑块速度的  $10\%$  左右。因此，采用这种机

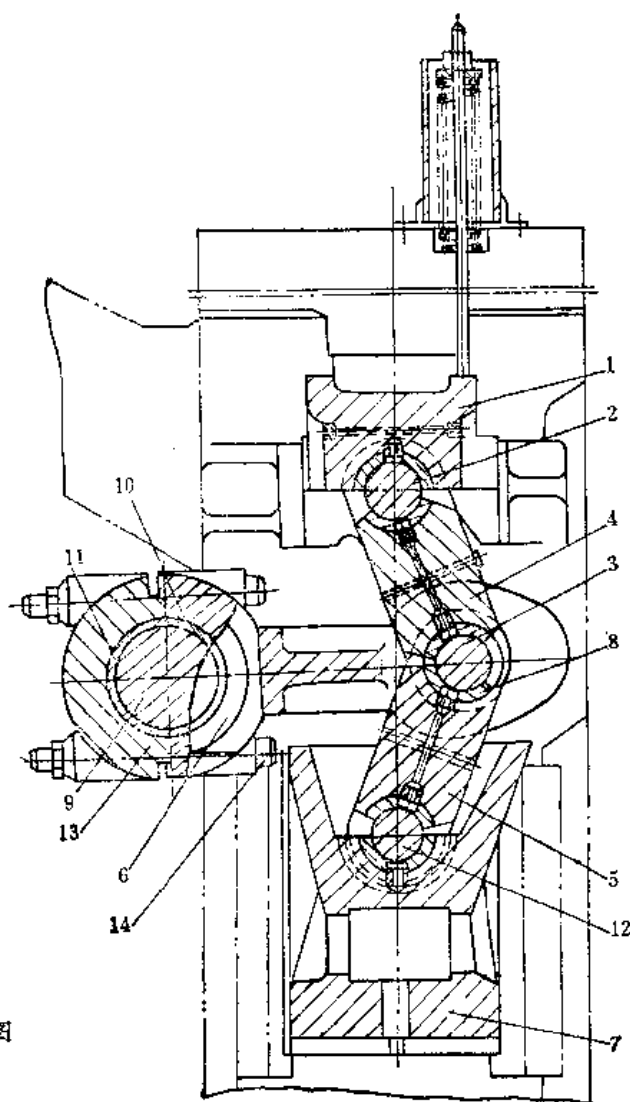


图15-1-15 精压机的执行机构

1—固定垫块 2、3、12—心轴 4、5—肘杆  
6—连杆 7—滑块 8、10、11—轴瓦 9—曲轴  
13—连杆盖 14—螺栓

构既可适应精压工艺工作行程很小的需要，又能减小工作机构的弹性变形，达到提高精压件精度的目的。

#### 4. 多工位压力机的构造

图 15-1-16 是一台三点三柱式的多工位压力机，其主要构造和通用压力机基本相似。由于多工位压力机台面比较宽，双点双柱式不能保证滑块的刚度，所以，一般大型多工位压力机可以采用三点三柱式或四点四柱式。

为了适应多品种冲压件的需要，大型多工位压力机多采用无级变速，无级变速最常用的是主电机变速，也可以采用机械式无级变速器。

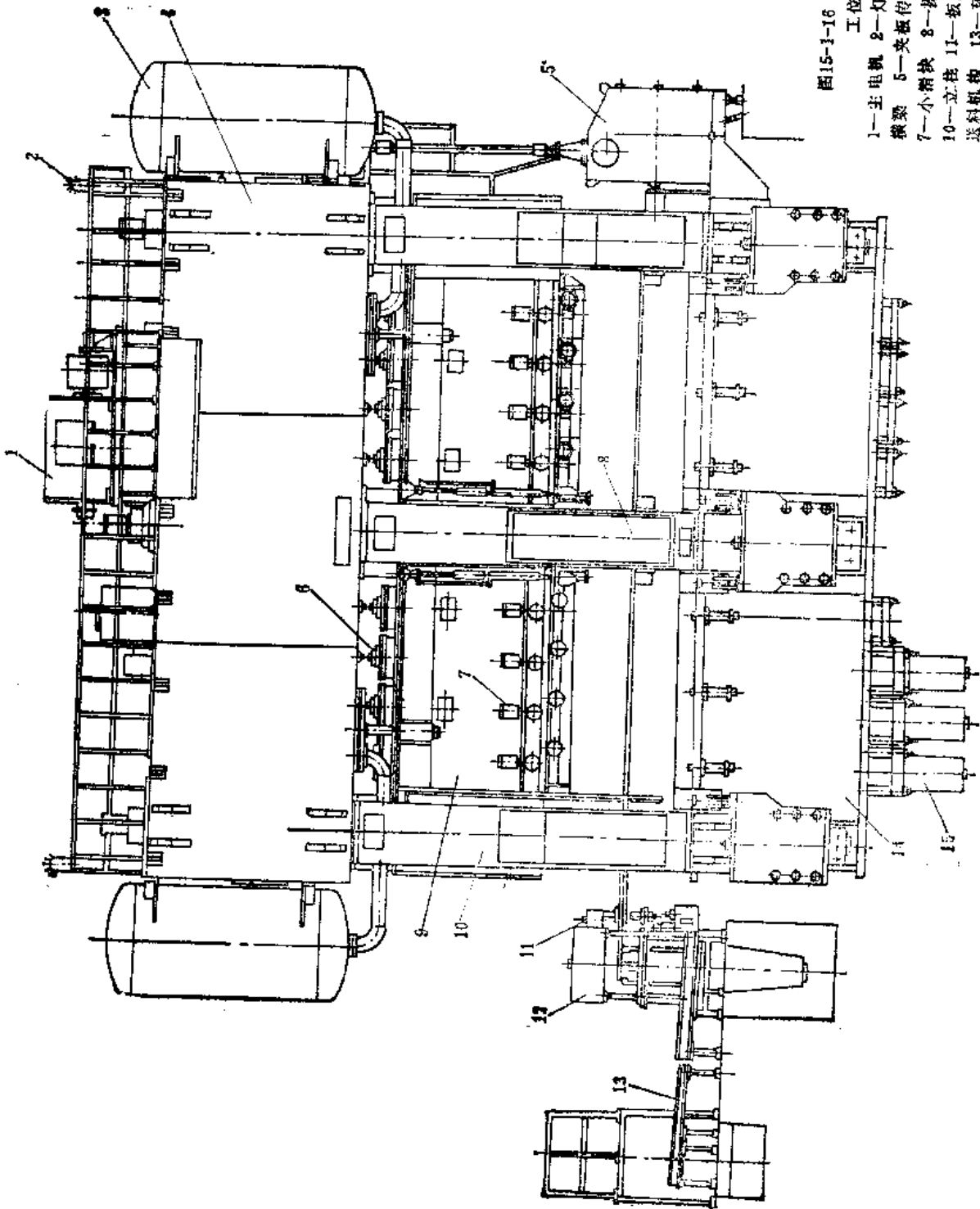


图15-1-16 三从三柱式多

工位压力机

- 1—主电机 2—灯 3—储气包 4—上
- 横梁 5—夹板传动箱 6—打料装置
- 7—小箱块 8—操纵盘 9—主滑扶
- 10—立柱 11—板厚检测仪 12—自动
- 送料机构 13—环形轨道 14—底座
- 15—气垫

多工位压力机除具有主滑块之外，每一个工位还具有相应的小滑块。小滑块可以单独进行装模高度的调节（冲模装在小滑块上），并具有独立的打料机构和过载保护装置。

为了缩短换模时间，大型多工位压力机还具有活动工作台和快速夹模装置。

多工位压力机的附属装置比较多，如有料厚检测器，双行交错落料机构及拉伸垫等。

多工位压力机的送料装置一般有两坐标和三坐标两种形式。两坐标式是送料夹钳在一个送料平面上，有纵横两个方向的移动；三向送料机构是夹钳在具有纵横两个方向运动之外还有一个使铸件升起

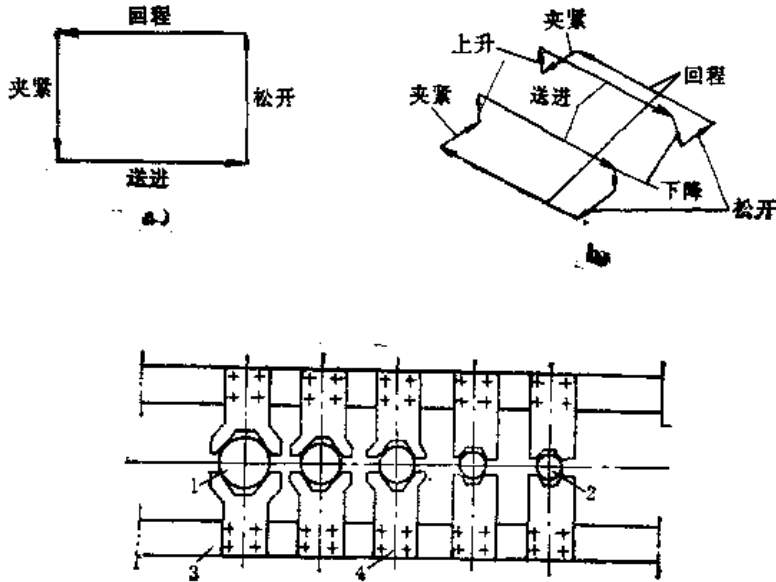


图15-1-17 送料夹钳机构的动作示意图  
a) 两坐标运动夹钳 b) 三坐标运动夹钳  
1—毛胚 2—铸件 3—长夹板 4—夹钳

两坐标运动夹钳的动作（图 15-1-17）是夹紧→送进→松开→回程。

三坐标运动夹钳的动作是夹紧→上升→送进→下降→松开→回程。

一个工位装一对夹钳，所有的夹钳都相应的安装在两个长夹板上。两个夹板的纵向即送进和回程运动机构常用的有凸轮传动和行星齿轮传动两种形式。后者工作较平稳，没有冲击，可以较长期保持传动精度。两个夹板的横向运动即夹紧和松开，一般是靠装在滑块上的凸轮板再通过一套杠杆或齿条齿轮机构来实现的。

### (五) 曲柄压力机的滑块行程

(1) 滑块行程 曲柄压力机都是在下死点以上的一个小区段内（一般相当于曲柄转角 30° 以下）完成冲压工作的。因此，通常是取滑块的最低位置，即相当于滑块的下死点作为滑块行程计算的起点，来研究滑块的行程与曲线转角之间的关系（图 15-1-18）

图 15-1-18 中 A 点代表曲柄轴径与连杆上端的连接点，B 点表示连杆下端与滑块的连接点，它的运动规律即代表滑块的运动规律。若以滑块的下死点 B<sub>1</sub> 作为计算起点，则在任意位置时滑块的行程（位移）为

$$S = \overline{OB_1} - \overline{OB}$$

$$S = (R + L) - (R \cos \alpha + L \cos \beta) \quad (15-1-1)$$

式中 R——曲柄半径；  
L——连杆长度，对于长度可调整的连杆取最短的长度；  
 $\alpha$ ——曲柄转角，是由曲柄轴径最低位置沿该曲柄旋转的相反方向算起的；  
 $\beta$ ——连杆与中心线  $\overline{OB_1}$  的夹角，数值可以从  $\triangle DAB$  中求得

$$\sin \beta = \frac{\overline{AD}}{L} \approx \frac{R \sin \alpha}{L}$$

令  $\frac{R}{L} \approx \lambda$ ，比值  $\lambda$  称为连杆

系数，代入上式得： $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$ 。  
 $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$

将  $\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$  代入式(15-1-1)整理后得

$$S = R \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \right] \quad (15-1-2)$$

上式示出了行程 S 与曲柄转角  $\alpha$  两者之间精确的数学关系。

按二项式定理把  $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$  根式展开成级数得



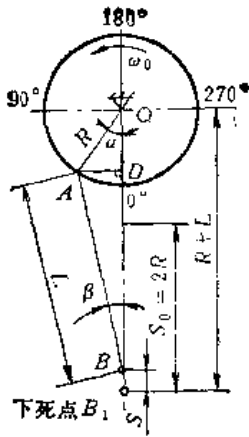


图15-1-18 滑块的行程与曲柄转角之间的关系  
 $S_0$ —滑块的行程,  $S_0 = 2R$

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$$

$$= 1 - \frac{1}{2}(\lambda \sin \alpha)^2 - \frac{1}{8}(\lambda \sin \alpha)^4$$

只要取级数的前两项, 对实际计算就是够精确的了。通常在曲柄压力机中  $\lambda = \frac{R}{L}$  的比值一般不超过 0.3。

因此可把行程  $S$  近似写为

$$S = R \left\{ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{2}(\lambda \sin \alpha)^2 \right) \right] \right\}$$

$$= R \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha \right]$$

又因  $\sin^2 \alpha = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\alpha)$ , 代入式 (15-1-2) 得

$$S = R \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{4} \lambda (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (15-1-3)$$

为了计算方便, 把上式括号部分  $\left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{4} \lambda (1 - \cos 2\alpha) \right]$  的值列于表 15-1-9。根据不同的  $\lambda$  和  $\alpha$  的数值查出表中的数值, 再乘以曲柄半径  $R$  即可得出不同的  $S$  值。

把计算出的不同的  $S$  值, 用曲柄转角  $\alpha$  为横坐标, 滑块行程  $S$  为纵坐标, 绘出滑块的行程曲线图。图 15-1-19 是 JA31-315 B 型曲柄压力机滑块行程  $S$  与曲柄转角  $\alpha$  的曲线图。

(2) 滑块速度 滑块的往复直线运动是由曲轴的回转运动促成的, 尽管曲轴是匀速的转动, 但

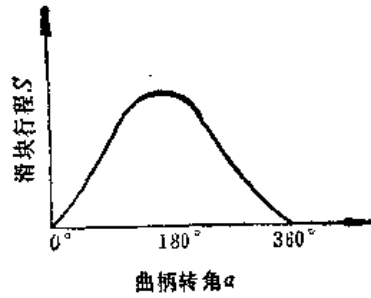


图15-1-19 压力机滑块行程  $S$  与曲柄转角  $\alpha$  的曲线

滑块在其行程各点的速度是不一样的。在滑块向下行程时, 滑块在上死点的速度等于零。随后滑块的速度就增加到某一个最大值, 到达下死点时, 其速度又重新降到零。在向上行程和向下行程时一样, 滑块的运动速度重复在零—最大—零的范围内变化。

有了滑块行程  $S$  的计算公式, 可以进一步求出滑块运动的速度  $v$  随曲柄转角  $\alpha$  的变化规律。

任何物体的运动速度  $v$  都是距离  $S$  对时间  $t$  的微分, 即  $\frac{dS}{dt}$ 。因此, 若要求出滑块的运动速度, 只需将公式  $S$  对时间  $t$  进行微分即可,

$$v = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt}$$

$$= \frac{d}{d\alpha} \left\{ R \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \right\} \frac{d\alpha}{dt}$$

$$= R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \frac{d\alpha}{dt}$$

按照运动学定义,  $\frac{d\alpha}{dt}$  为曲柄的角速度  $\omega$ , 即

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega$$

$$\therefore v = \omega R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

而  $\omega = \frac{2\pi n}{60} = 0.105 n$

式中  $v$  —— 滑块速度;  
 $\omega$  —— 曲柄角速度;  
 $n$  —— 曲柄转速 (r/min), 等于滑块的每分钟行程次数, 所以滑块速度  $v$  可写成

$$v = 0.105 n R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (15-1-4)$$

从上式可以看出, 滑块速度  $v$  是随曲柄转角  $\alpha$  变化的。在  $\alpha = 0^\circ$  时  $v = 0$ ,  $\alpha$  角增大  $v$  也增大。在  $\alpha = 75^\circ \sim 90^\circ$  之间,  $v$  的变化很小而数值最大。例如 JA31-315 压力机,  $\alpha = 79^\circ$ ,  $v = 312 \text{ mm/s}$ 。

表15-1-9  $\left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]$  的值

$\alpha$	$\lambda$	0.6	0.5	0.4	0.3	0.25	0.2	0.18	0.16	0.14	0.12	0.1	0.08	0.06	0.04	0.02	0.01	$\lambda$
0°	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0°
5°	0.0661	0.0057	0.0053	0.0049	0.0048	0.0046	0.0045	0.0044	0.0043	0.0043	0.0043	0.0042	0.0041	0.0040	0.0040	0.0039	0.0038	5°
10°	0.0242	0.0227	0.0212	0.0197	0.0190	0.0182	0.0179	0.0176	0.0173	0.0173	0.0170	0.0167	0.0164	0.0161	0.0159	0.0155	0.0153	10°
15°	0.0542	0.0508	0.0475	0.0442	0.0425	0.0408	0.0401	0.0395	0.0388	0.0388	0.0381	0.0374	0.0368	0.0361	0.0354	0.0348	0.0344	15°
20°	0.0954	0.0895	0.0837	0.0778	0.0749	0.0720	0.0708	0.0697	0.0687	0.0676	0.0663	0.0652	0.0650	0.0638	0.0626	0.0615	0.0609	20°
25°	0.1473	0.1384	0.1294	0.1205	0.1169	0.1110	0.1098	0.1089	0.1080	0.1062	0.1044	0.1026	0.1008	0.0991	0.0973	0.0955	0.0945	25°
30°	0.2090	0.1965	0.1840	0.1715	0.1652	0.1580	0.1565	0.1546	0.1515	0.1490	0.1460	0.1440	0.1415	0.1390	0.1365	0.1358	0.1358	30°
35°	0.2795	0.2630	0.2466	0.2302	0.2219	0.2137	0.2104	0.2071	0.2038	0.2008	0.1973	0.1940	0.1907	0.1874	0.1841	0.1824	0.1824	35°
40°	0.3580	0.3373	0.3166	0.2960	0.2856	0.2753	0.2712	0.2670	0.2629	0.2588	0.2547	0.2505	0.2464	0.2423	0.2381	0.2361	0.2361	40°
45°	0.4429	0.4179	0.3929	0.3679	0.3534	0.3429	0.3379	0.3329	0.3279	0.3229	0.3179	0.3129	0.3079	0.3029	0.2979	0.2959	0.2959	45°
50°	0.5333	0.5039	0.4746	0.4452	0.4306	0.4159	0.4100	0.4041	0.3983	0.3924	0.3865	0.3807	0.3748	0.3689	0.3631	0.3601	0.3601	50°
55°	0.6277	0.5942	0.5606	0.5270	0.5103	0.4938	0.4868	0.4801	0.4734	0.4667	0.4600	0.4532	0.4465	0.4398	0.4331	0.4298	0.4298	55°
60°	0.7250	0.6875	0.6500	0.6125	0.5938	0.5750	0.5675	0.5600	0.5525	0.5450	0.5375	0.5300	0.5225	0.5150	0.5075	0.5038	0.5038	60°
65°	0.8297	0.7828	0.7417	0.7006	0.6801	0.6595	0.6513	0.6431	0.6349	0.6267	0.6185	0.6103	0.6020	0.5938	0.5856	0.5815	0.5815	65°
70°	0.9229	0.8788	0.8346	0.7904	0.7684	0.7463	0.7375	0.7286	0.7198	0.7110	0.7022	0.6933	0.6845	0.6757	0.6668	0.6624	0.6624	70°
75°	1.0211	0.9744	0.9278	0.8812	0.8578	0.8345	0.8252	0.8158	0.8065	0.7972	0.7878	0.7785	0.7692	0.7599	0.7505	0.7459	0.7459	75°
80°	1.1172	1.0688	1.0203	0.9718	0.9475	0.9233	0.9135	0.9039	0.8942	0.8845	0.8748	0.8651	0.8554	0.8457	0.8360	0.8311	0.8311	80°
85°	1.2105	1.1609	1.1113	1.0617	1.0368	1.0120	1.0021	0.9922	0.9823	0.9723	0.9624	0.9525	0.9426	0.9326	0.9227	0.9178	0.9178	85°
90°	1.3000	1.2500	1.2000	1.1500	1.1250	1.1000	1.0900	1.0800	1.0700	1.0600	1.0500	1.0400	1.0300	1.0200	1.0100	1.0050	1.0050	90°

$\alpha = 80^\circ, v = 313\text{mm/s}; \alpha = 90^\circ, v = 314\text{mm/s}$ 。  
因此，可以取  $\alpha = 90^\circ$  时的滑块速度，作为滑块的  
最大速度  $v_{\max}$ ，即

$$v_{\max} = 0.105 \pi R \left[ \sin 90^\circ + \frac{\lambda}{2} \sin(2 \times 90^\circ) \right]$$

$$= 0.105 \pi R$$

上式表明，滑块的最大速度与曲柄转速  $n$ （也  
就是滑块每分钟的行程数）、曲柄半径  $R$  成正比。  
 $n$  越高， $R$  越大，滑块的最大速度  $v_{\max}$  也越大。国内  
现有通用曲柄压力机的  $v_{\max} = 130 \sim 435\text{mm/s}$ 。  
在冲压生产过程中，一般认为滑块的速度对某些工  
艺是有影响的。例如，速度过高，是拉延工序引起  
工件破裂的一个重要因素。表 15-1-10 列出了各种  
材料允许的最大拉延速度。

表15-1-10 各种材料允许的  
最大拉延速度

材料名称	铜	不 锈钢	铝	硬铝	黄铜	铜	锌
最大拉延速度 (mm/s)	406	180	890	204	1020	765	765

为简化计算，将式 (15-1-4) 括号内的部分  
 $\left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \alpha \right)$  的值列于表 15-1-11。求滑块  
速度时，先根据连杆系数  $\lambda$  和曲柄转角  $\alpha$ ，在表上  
查出对应的  $\left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \alpha \right)$  值，然后将这个数  
值乘以  $0.105 \pi R$  便是速度  $v$  的值。将  $0^\circ \sim 90^\circ$  间  
不同的  $\alpha$  值和对应的  $v$  值绘成滑块运动速度的曲线，  
如图 15-1-20 所示。

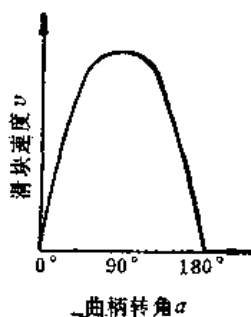


图15-1-20 压力机滑块运动速度的曲线

对于高速压力机，滑块运动的惯性力必须特别  
注意，为此，需求出滑块的加速度和曲柄转角的关系，将式

$$v = \omega R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \alpha \right)$$

对时间求导，即得

$$a = -\frac{dv}{dt} = -\frac{dv}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt}$$

$$= -\frac{d}{d\alpha} \left[ \omega R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \alpha \right) \right] \omega$$

$$a = -\omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2 \alpha)$$

式中  $a$  ——滑块的加速度。

### (六) 曲柄、连杆、滑块机构的受力分 析和曲柄传递扭矩的计算

分析曲柄连杆滑块机构能不能满足工艺要求，  
除了检验运动规律是否符合要求之外，还必须校核  
强度。为此，首先需要确定机构中各主要零件的受  
力情况。

在压力机的运行中，曲柄滑块机构的惯性力和  
重量只占额定压力的百分之几，因此在分析和计算  
曲柄连杆滑块的受力情况时，都可以把其惯性力和  
重量的影响忽略不计。

图 15-1-21 为曲柄连杆机构中忽略摩擦和零件  
本身重量及惯性力时滑块的受力简图。图中  $P$  是工  
件变形时的反作用力， $Q$  是导轨对滑块的反作用力，  
 $P'_{AB}$  是连杆对滑块的正作用力，这三个力汇交于  $B$  点，  
组成了一个平衡汇交力系。根据力的平衡  
原理，从力三角形中可以求得  $P$ 、 $P'_{AB}$  和  $Q$  之间的  
关系：

$$P'_{AB} = \frac{P}{\cos \beta}$$

$$Q = P \tan \beta$$

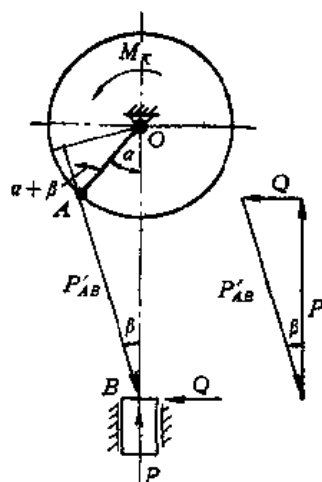


图15-1-21 滑块受力简图



前面已知  $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$ 。当  $\alpha = 90^\circ$  时,  $\beta$  达到最大值。如取  $\lambda = 0.3$ ,  $\alpha = 90^\circ$  时,  $\beta = 17^\circ 28'$ 。一般曲柄压力机  $\lambda < 0.3$ ,  $\beta$  角也小于  $17^\circ 28'$ , 曲柄压力机的工作角度  $\alpha$  一般都小于  $30^\circ$ , 所以  $\beta$  远远小于  $17^\circ 28'$ 。因此, 可以认为  $\cos \beta = 1, \tan \beta \approx \sin \beta = \lambda \sin \alpha$ , 则

$$P'_{AB} \approx P$$

$$Q \approx \lambda P \sin \alpha$$

下面分析曲轴 (或偏心齿轮) 的受力情况, 并确定曲轴 (或偏心齿轮) 上所传递的扭矩  $M_K$ 。

图 15-1-22 是曲轴和偏心齿轮的受力简图。 $P_{AB}$  是连杆给予曲轴 (或偏心齿轮) 上的力, 大小和连杆给予滑块的力  $P'_{AB}$  相等, 但方向相反。在  $P_{AB}$  力的作用下, 曲轴 (或偏心齿轮) 上所受扭矩为

$$M_{KI} = P_{AB} \overline{OD}$$

式中  $\overline{OD} = R \sin(\alpha + \beta)$

$$= R(\sin \alpha \cos \beta + \cos \alpha \sin \beta)$$

$$\because \cos \beta \approx 1$$

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha$$

$$\therefore \overline{OD} = R(\sin \alpha + \lambda \sin \alpha \cos \alpha)$$

$$= R\left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right)$$

$$P_{AB} = P'_{AB} = P$$

则  $M_{KI} = PR\left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right)$  (15-1-5)

上式为忽略摩擦时 (即理想状态时) 曲轴 (或偏心齿轮) 所受的扭矩公式。为了计算方便, 上式可简写成

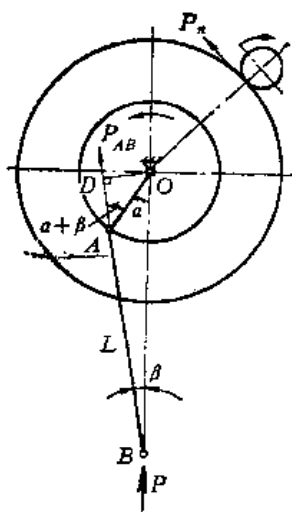


图15-1-22 曲轴和偏心齿轮的受力简图

$$M_{KI} = P m_K$$

$$m_K = R\left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right)$$

式中  $m_K$  为理想当量力臂。 $\left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right)$  可根据曲柄转角和连杆系数计算出来, 也可以由表 15-1-11 直接查出来。

在压力机运转中实际是有摩擦存在的, 特别是在一些转动的零件上, 因此摩擦所增加的扭矩是不能忽略的。

曲柄连杆和滑块机构中的摩擦主要产生在四处:

(1) 滑块导向面和导轨之间的摩擦 (图 15-1-23) 摩擦力的大小等于滑块对导轨的正压力  $Q$  与摩擦系数  $\mu$  的乘积, 即  $\mu Q$ 。摩擦力的方向与滑块的运动方向相反。工作行程时, 滑块向下运动, 导轨对滑块的摩擦力朝上, 形成对滑块运动的阻力。这个阻力经连杆作用到曲轴柄上, 增加曲轴 (或偏心齿轮) 所需传递的扭矩。

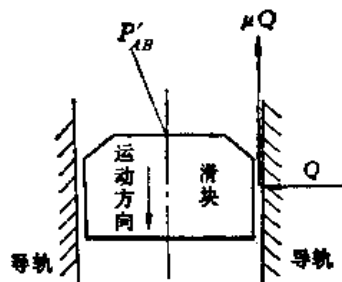


图15-1-23 滑块导向面和导轨之间的摩擦

(2) 曲轴 (或心轴) 支承轴颈  $d_0$  和轴承之间的摩擦 (图 15-1-24、25、26) 轴旋转时, 轴承对轴颈的摩擦力分布在轴颈工作面上 (图 15-1-

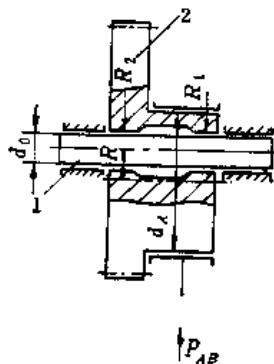


图15-1-24 曲轴 (或心轴) 支承轴颈和轴承之间的摩擦 (一)  
1—心轴 2—偏心齿轮

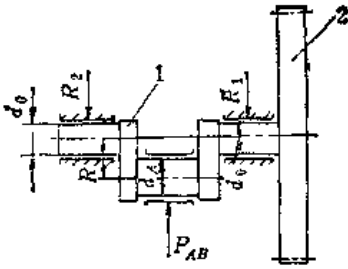


图15-1-25 曲轴（或心轴）支承轴颈和轴承之间的摩擦（二）  
1—曲轴 2—大齿轮

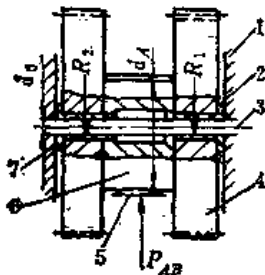


图15-1-26 曲轴（或心轴）支承轴颈和轴承之间的摩擦（三）  
1—床身 2、7—支承 3—心轴 4—大齿轮  
5—连杆 6—偏心轮

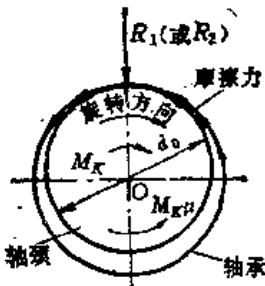


图15-1-27 轴承对轴颈的摩擦分布

27)。这些摩擦力对轴颈中心O形成与旋转方向相反的阻力矩，其值如下：

对于支承1

$$M_{K\mu_0}^1 = \mu R_1 r_0$$

对于支承2

$$M_{K\mu_0}^2 = \mu R_2 r_0$$

式中  $r_0$ ——支承轴颈半径， $r_0 = \frac{d_0}{2}$ 。

两个支承的总阻力矩为

$$M_{K\mu_0} = M_{K\mu_0}^1 + M_{K\mu_0}^2 = \mu(R_1 + R_2)r_0$$

由于小齿轮的作用力  $P_0$  比  $P_{AB}$  小得多，所

以，可以认为二支座反力的和为

$$R_1 + R_2 \approx P_{AB} \approx P$$

故上式可变为

$$M_{K\mu_0} = \mu P r_0$$

(3) 曲柄轴颈（或齿轮上的偏心） $d_A$  和连杆大端轴承之间的摩擦（图 15-1-24、25、26）它和上一种摩擦相同，也形成一个阻力矩  $M_{K\mu_A}$ ，即

$$M_{K\mu_A} = \mu P_{AB} r_A \approx \mu P r_A$$

式中  $r_A$ ——为曲柄轴颈的半径， $r_A = \frac{d_A}{2}$ 。

(4) 连杆销（或球头） $d_B$  与连杆小端轴承（或球头座）之间的摩擦（图 15-1-28）；也形成一个阻力矩；

$$M_{K\mu_B} = \mu P_{AB} r_B = \mu P r_B$$

式中  $r_B$ ——为连杆销（或球头）半径， $r_B = \frac{d_B}{2}$ 。

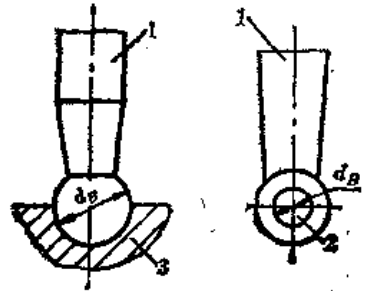


图15-1-28 连杆销（或球头） $d_B$ 与连杆小端轴承（或球头座）之间的摩擦  
1—连杆 2—连杆销 3—球头座

上述滑动运动所产生的摩擦力和产生在  $r_0$ 、 $r_A$  和  $r_B$  三处的阻力矩，都会使曲轴（或偏心齿轮）增加所需传递的扭矩。

考虑了上述四处摩擦，又根据能量守恒的原理进行运算推导（略）而得出曲柄传递扭矩的计算公式为

$$M_K = P \left\{ R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \mu \left[ (1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0 \right] \right\} \quad (15-1-6)$$

上述的公式只适用于曲轴（偏心齿轮）的支承放在连杆两侧的各类压力机，即双柱压力机（图 15-1-24、25、26 是其中的三种）。对于曲轴的支承放在连杆同一侧的压力机，即单柱压力机（图 15-1-29），忽略摩擦时的扭矩（即理想扭矩） $M_{K1}$  可按式（15-1-5）计算。但由于摩擦所需增加的扭

## 第2节 曲柄压力机的修理

### (一) 主传动系统的修理

小型机械压力机多为一级V带传动或一级齿轮传动。大、中型压力机除一级V带传动外，还有一至三级的齿轮传动，并多采用闭式的双边传动。高速压力机可由电动机直接驱动。

微动调整机构的传动有微动电机通过一级V带传动，或直接驱动减速器而接通主传动的齿轮传动系统。

传动系统日常维修的主要任务是检查主电机启动时的电流变化情况，飞轮加速的时间、V带的声响等是否正常，保证各润滑管路畅通，各润滑点的良好供油，检查油面高度，传动齿轮的正常润滑，检查铜套是否正常，有没有严重的变形及研磨的情况，有无异常的温升和响声，检查齿轮啮合情况是否良好，有没有掉牙及压出严重的凹陷研磨等，传动键和各部的紧固螺栓有无松动现象，各处密封有无严重磨损、漏油等。

#### 1. 传动带的检查、调整与更换

在检查传动带的过程中，要注意不要使润滑油和清洗压力机的各种擦拭剂接触传动带。传动带的松紧要适当，以不打滑，不出现凹陷为宜。调整V带松紧时，可应用张力法进行检查。如D型V带，用一只手用150~200N力按压下挠，不应大于15~25mm。也有的厂采用图15-2-1的方法进行检查（高强度皮带不受此限制），但必须保证同组的V带松紧一致。在检修电机或飞轮之后，重新安装V带时还要注意，电动机V带槽必须与飞轮V带槽在同一平面上，不能偏斜（图15-2-2），否则会给飞轮轴承带来很大的轴向力，造成飞轮轴承或电机轴承磨损、研裂、断轴，也易使皮带过早磨损。飞轮两支座高低的误差过大，也会引起同样的结果。电机

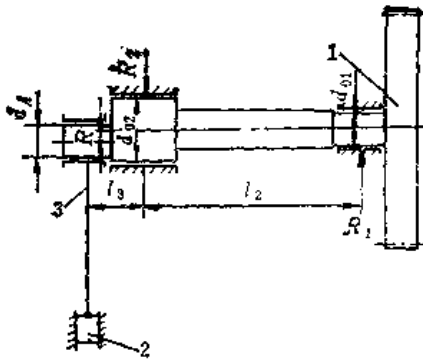


图15-1-29 单柱压力机曲轴支承轴颈和轴承的摩擦  
1—大齿轮 2—滑块 3—连杆

矩（摩擦扭矩） $M_{K\mu}$ ，却不能按式（15-1-6）计算。因为支承轴颈  $d_{01}$  不等于  $d_0$ ， $R_1$  不等于  $R_2$ ， $R_1 + R_2$  也不等于  $P$ ，所以支承轴颈所引起的摩擦扭矩需如下计算：

$$M_{K\mu} = \mu R_1 r_{01} + \mu R_2 r_{02}$$

式中  $r_{01}$ 、 $r_{02}$ ——分别为支承轴颈1及2的半径。

$$R_1 = \frac{l_3}{l_2} P_{AB} \approx P \frac{l_3}{l_2}$$

$$R_2 = \left(1 + \frac{l_3}{l_2}\right) P_{AB} \approx P \left(1 + \frac{l_3}{l_2}\right)$$

$$M_{K\mu} = P\mu \left[ \frac{l_3}{l_2} r_{01} + \left(1 + \frac{l_3}{l_2}\right) r_{02} \right]$$

这样一来，由于摩擦所增加的扭矩是：

$$M_{K\mu} = P\mu \left[ (1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + \frac{l_3}{l_2} r_{01} + \left(1 + \frac{l_3}{l_2}\right) r_{02} \right]$$

因此，对于单柱压力机，考虑摩擦后，曲折轴所需传递的扭矩  $M_K$  可写成

$$\begin{aligned} M_K &= M_{K1} + M_{K\mu} \\ &= P \left\{ R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \mu \left[ (1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + \frac{l_3}{l_2} r_{01} + \left(1 + \frac{l_3}{l_2}\right) r_{02} \right] \right\} \end{aligned} \quad (15-1-7)$$

在使用上述公式时应注意  $r_A$  为连杆大端的半径，但对于有行程调节偏心套的压力机， $r_A$  则为偏心套外半径。

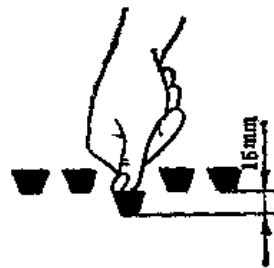


图15-2-1 V带的检查

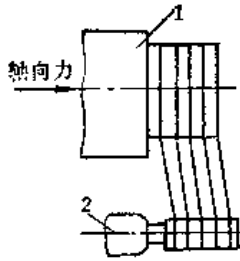


图15-2-2 电动机V带槽必须与飞轮V带槽在一平面上(不能偏斜)  
1—飞轮 2—电动机

V带轮两端的支承应保证绝对水平，否则电机轴容易因振动扭断。在调整V带的松紧时，最后一定要保证电机轴和飞轮轴相平行。当电机V带轮有外支承时（图15-2-3），一定要保证两支承的同轴度，否则都会造成电机轴断裂和轴承研坏。这种机构在更换V带或修理电动机时不容易保证电机轴和支承座的同轴。如条件允许，最好改装成如图15-2-4的机构，这种机构对同轴度的要求不太严格。

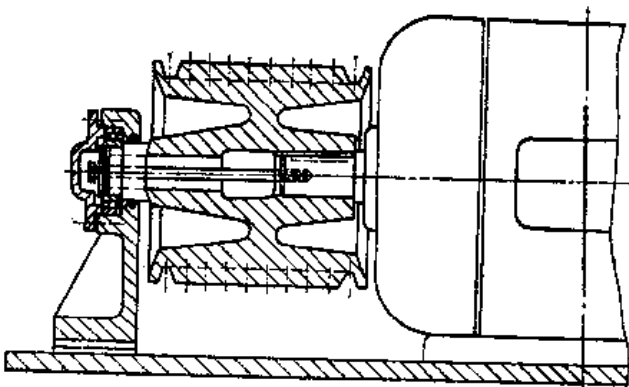


图15-2-3 电动机V带轮有外支承

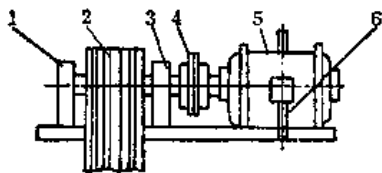


图15-2-4 电机轴和支承座的同轴  
1—支架 2—小V带轮 3—支架 4—挠性联轴节 5—主电机 6—电线

在更换V带时，一定要注意不同厂牌号和新旧不同的V带不能同组使用，并且要挑选周长相等的成组地更换。

## 2. 滑动轴承的修理与更换

在压力机传动系统的修理过程中，修理或更换滑动轴承是一项很重要的工作，而且工作量也很大，因此对于滑动轴承的使用、修理、更换必须有一个系统的了解。压力机空运转或非冲压工作时，由于平衡装置的作用，轴承的载荷是很小的。但在压力机进行冲压工作的一个小区段内，轴承要承受最大的工作载荷，这时的比压也达到最高值。由于压力机一般都是开动单次行程进行冲压，因此轴承的载荷总是由最小—最大—最小的变化着，属于承受尖峰载荷的性质。

修理或更换滑动轴承时，可以根据载荷性质来选择材料，确定预留间隙值等等。

(1) 滑动轴承的间隙 轴颈与轴承之间应保留一定的径向间隙。在用翻边轴承的地方还需要保留适当的轴向间隙。轴向间隙的大小可以根据说明书或装配图纸来确定，不能太大，也不能太小。如轴向间隙太小，会使轴受温升变化的影响而伸长，发生咬死的现象；而间隙过大，又可能产生轴向窜动，引起撞击，致使翻边铜套撞坏，床体变形，齿轮啮合不良。因此，在更换新的轴承时，要留出合适的轴向间隙。

轴承的径向间隙的作用：一是为了使润滑油能流到轴和轴承之间，以形成油膜而达到充分的润滑；二是为保证压床在运转中的精度。当然间隙越小，压床的运转精度越高。但间隙太小，会使轴与轴承间产生润滑不良而发生高热，甚至烧坏轴承，使轴和轴承咬死。如果径向间隙过大，同样也会影响轴承中润滑油膜的形成，影响齿轮的正常啮合，降低压床的运转精度，甚至在运转中产生跳动撞击和噪声。同时轴承的受力区域减小，变形的可能性增加。

影响轴承间隙的主要因素有：

1) 轴的线速度 轴的线速度越高，轴颈与轴承摩擦越大，受热膨胀率也越大。因此，轴承的间隙应适当放大些。

2) 载荷 载荷大的轴承应取较小的间隙，因为轴承间隙越小，其承载能力就越高。对压力机传动轴的轴承除考虑此项因素之外，还应重点考虑其它的一些因素。

3) 轴承的材料 不同的轴承材料对间隙也有影响，如巴氏合金的轴承，其间隙就可以稍小一



些，青铜合金的则应取稍大些的间隙值。

4) 一根轴上的轴承数量 一根轴上装数个轴承时(如双动压力机的中间轴)，要考虑到安装调整的困难，同轴度的误差要大得多，因此轴承的间隙要取大值。

5) 加工精度 对于比较粗糙一点的轴承，其间隙可以大些；若精度较高的，可以选择较小一点的间隙。

6) 工作温度 轴承工作的环境温度对于轴承的间隙有直接的影响，如锻造厂的压力机的轴承间隙，应该比冷冲压厂的压力机轴承间隙大一些。

7) 润滑条件 稀油润滑的轴承间隙应该比干油润滑的轴承间隙小一些。

8) 传动精度 要求传动精度高的，要取小的间隙值。

9) 轴颈的大小和轴承的长短 轴颈越大间隙越大，轴承越长间隙也越大。

轴承的间隙的选择可以参考有关资料进行计算，也可以根据经验选取。一般常温条件下，滑动轴承径向间隙为每100mm直径取0.1mm，或者再大一些。

表15-2-1列出了压力机轴承径向间隙的推荐数值。

(2) 滑动轴承的材料 压力机上的滑动轴承

表15-2-1 曲柄压力机轴承

的径向间隙 (mm)

直径	间隙
100~150	0.10~0.15
200~250	0.20~0.25
300~350	0.30~0.35
400~450	0.40~0.45
500~550	0.5~0.55
600~650	0.6~0.65
700~750	0.7~0.75
800~1000	0.8~1.00

径向载荷大，线速度比较低，更换困难，因此要选用强度大、硬度高、耐磨及跑合性好的材料。压力机上常用的材料列于表15-2-2。

如果备件图纸的材料在使用中发现不合适，可以对其 $pv$ 值进行核算。根据计算出来的 $pv$ 值，参考表15-2-2选取适当的材料。

$$pv = \frac{Pn}{1910l}$$

式中  $p$ ——轴承压强 ( $N/cm^2$ )；

$v$ ——轴对轴承相对旋转速度 ( $m/s$ )；

$P$ ——作用在轴承上的径向载荷 ( $N$ )；

$n$ ——轴的转速 ( $r/min$ )；

$l$ ——轴承的工作长度 ( $mm$ )。

表15-2-2 压力机常用轴承性能表

材料	代号	铸造方法	抗拉强度	屈服强度	伸长率	冲击功	硬度	密度	[P]	[v]	[pv]
			$\sigma_b$ ( $N/mm^2$ )	$\sigma_{0.2}$ ( $N/mm^2$ )							
铸造青铜	ZQSn6-6-3	S	150	80~100	6	17~30	60	8820	800	3	1200
		J	180	80~100	4	17~30	65~75				
	ZCuSn10P1	S	220	130	3	6	80~100	8760	1500	10	1500
		J	310	170	2	9	90~120				
	ZCuAl10Fe3	S	490	180	13		110	7400	3000	8	6000
		J	540	200	15		120~140				
锌铝合金	ZZnAl10-5		280~300		0.5~1.5	10	80~100	6300	2000	9	1600
锡基轴承合金	ZChSnSb11-6		90	82	6.0	6	30	7380	2500	80	2000

① S—砂型铸造，J—金属型铸造。

(3) 滑动轴承的刮研 在运转中，轴颈和轴承之间发生摩擦，轴颈和轴承的表面越光滑，则摩擦阻力越小，同时又应当使轴颈的压力均匀分布在轴承的表面上。所以，刮研的目的不仅要使轴颈与轴承接触细密而且还要均匀，同时还要使轴承具有一定的间隙。

轴承的接触角是指轴颈与轴承的接触面积所对应的圆心角，如图 15-2-5 所示的  $\theta$  角。接触角  $\theta$  如果接触角太小，会使轴承的受压强度增加，从而会使轴承产生较大的变形，同时又会使轴承过快的磨损，缩短了轴承的寿命。如接触角太大，就会影响到油膜的形成，致使轴和轴承得不到充分润滑，加快磨损、烧坏轴承。

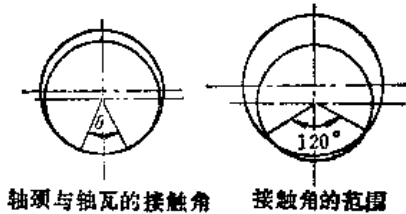


图15-2-5 轴承的接触角

轴承承受压力的范围大于  $120^\circ$  时，液体摩擦就要受到破坏，轴承就会很快磨损，因此在不影响轴承受压强度的条件下，轴承的接触角  $\theta$  应尽量减小。接触角越小，越不容易磨损到  $120^\circ$ ，轴承的寿命也会更长。

从摩擦力矩的理论来看，当接触角等于  $60^\circ$  时，摩擦力矩最小。因此建议，对速度高于  $500\text{r/min}$  以上的轴承，接触角采用  $60^\circ$ ；速度低于  $500\text{r/min}$  以下的轴承，接触角可采用  $90^\circ$ 。

对于开式轴瓦的全部表面上的刮点应均匀，应保证刮研后每  $25\text{mm} \times 25\text{mm}$  面积内具有表 15-2-3 规定的接触点。

表 15-2-3 接触点要求

轴承直径 $D$ (mm)	接触点数不小于
$D < 120$	8
$D \geq 120$	6

对于每分钟行程次数大于 200 次的高速精密锻压机，其轴承套的接触点数不得小于 12 点。

(4) 油槽的选择 在更换滑动轴承时，油槽的形状、位置、大小等等，对轴承的寿命有很大的

影响。

1) 油槽的合理位置 润滑油是利用油槽输送到轴承支承面各部分的，应从油槽上负荷最小的地方注入轴承间隙。油槽不应开在油膜承载区内，这样会破坏油膜的承载能力。而进油口则应开在轴颈旋转的前方(图 15-2-6)。

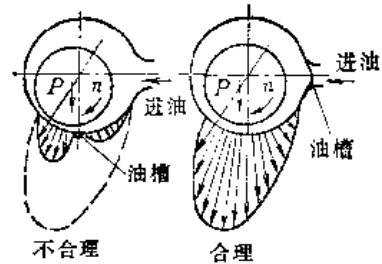


图15-2-6 进油口的位置

2) 油槽的选择 油槽可以根据本手册有关内容选用。

(5) 更换轴承的注意事项 在修理过程中，确定需要更换滑动轴承时，应该按照轴和床身孔的实际尺寸和几何精度配新的轴承，千万不能按备件图纸储备成品。还必须考虑到一根轴上(特别是多支承轴)各个轴承的同轴度误差问题，因为引起多支承轴各轴承同轴度误差的因素很多，如加工精度、轴弯曲、床身变形、床身孔几何精度被破坏等等。

图 15-2-7 a 为一个四支承轴，中间两支承比较窄，该处床身板是比较容易变形的，特别是焊接结构的床身。如果更换轴承，按照轴及床身孔的实际尺

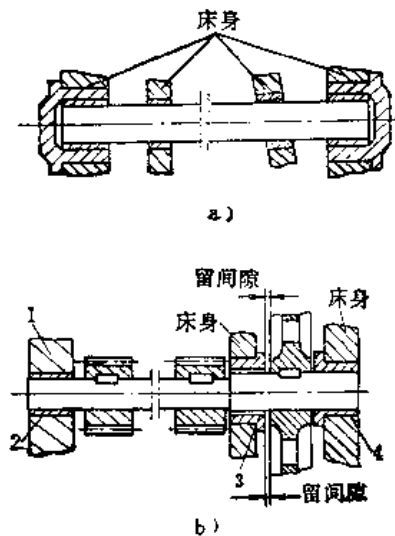


图15-2-7 多支承轴  
1—床身 2、3—铜套 4—铜套

寸配了轴承，也留了合适的间隙，但中间轴承没有与轴刮研（因为在实际结构中，轴很大，较难反复研合修刮），仍然可能发生轴承研住（咬死）的情况。所以，更换这种轴的轴承时，最好要与轴研一下再进行修刮。此外，中间两个轴承的间隙应略比两端大一些为好。床身虽不变形，由于修刮轴承时，几个轴承之间同轴度误差很大，也有引起个别轴承研住的可能。

图 15-2-7 b 为一个三支承轴，大齿轮一端径向负荷大，如果铜套 2 间隙过大，轴承 3 就会研住（咬死）。因此，应该使轴与轴承合研一下再修刮，以便铜套 2 及 3 都能与轴配合良好。

在有条件的地方，对一些老式的压力机应进行改装，在一些关键的轴承部位增设热电偶装置。这样，可以及时发现问题，提前进行检修，以防止轴承研坏发生事故。

（6）滑动轴承的装配 轴承的外径与机体的配合，根据不同情况一般选用  $\frac{H7}{m6}$ 、 $\frac{H7}{k6}$  或  $\frac{H7}{js6}$ 。

这三种配合都需要一定的外力才能装入。在装配之前一定要清洗干净，去掉毛刺和锈蚀，两端倒角，并测量机体的孔和轴承外径是否符合尺寸公差和形位公差的要求。外径涂上机油，放正之后可以用特制的工具或设备压入，也可以用铜锤打入。在压入的过程中，速度不宜太快，并要随时注意是否有压偏现象。受力端要垫上一块软金属或木块。有条件时可以采用热装和冷装法，特别是东北的冬天可以把轴承放在室外进行自然冷冻后，再行装配。

### 3. 主传动齿轮的修复

齿轮是压力机传递动力的主要零件，它的工作特点是承受的载荷较大，转速较低，在冲压工作的短时间内承受最大的工作载荷。而曲轴或偏心轮上的齿轮总是在固定的几个齿上承受工作时的最大载荷。当压力机开动和停止的瞬间，齿轮承受冲击载荷。

#### （1）齿轮的损坏形式

1) 齿面的点蚀 在闭式的齿轮传动中，小齿轮一般运转 10 年左右就开始在齿面上出现点蚀，但并不影响使用。当点蚀严重，造成齿面不平，引起传动不平稳，产生较大的附加动载荷和噪声时，就需要更换新件了。但小齿轮产生这个过程一般要在 30 年以上，大齿轮时间更长。

在开式的齿轮传动中，由于润滑油供应不充

分，外界落的灰尘和各种杂质不能及时冲洗掉，在齿轮的啮合中就成了研磨剂，造成齿面磨损。因此在开式传动中，产生点蚀的可能性很小。

2) 轮齿的折断 轮齿的受力象一个悬臂梁，齿根受到弯曲，再加上齿根过渡部分圆角半径较小，以及切削刀痕等引起的应力集中，在多次重复载荷的作用下，齿根部就会产生疲劳裂纹，疲劳裂纹的扩展即引起轮齿的断裂。但在齿轮设计时，对轮齿的抗弯强度已作了充分的考虑，因此由疲劳裂纹而引起的轮齿断裂是少见的。多数的轮齿折断是由于闭合高度调低，压双料等超载荷的事故而引起的。轮齿折断的一个原因是在双边传动中，由于单边键松动，配合松动或加工装配的误差等而造成单边齿轮受力；另一个原因就是小金属块（如小工具、键、螺钉等）掉入齿凹中，在传动啮合时造成轮齿折断。

3) 齿的研磨磨损 齿的研磨磨损大都是由于没有润滑油而引起的，在开式的齿轮传动中特别常见。长期不清理在齿面间存在的灰尘、金属碎屑、各种杂质等，就变成了研磨剂。当齿面开始掉金属碎末时，齿的研磨就加快了，使全部牙齿磨尖、研掉，甚至变成一个圆柱。齿轮的加工误差和安装精度等也是造成轮齿研磨的因素。

4) 轮齿的变形 齿轮的材质不好或掉入硬质东西等都可能使轮齿产生变形。因掉入硬东西压出的凸或凹痕，在清理干净之后，应把齿面修理一下，使其不影响传动。

#### （2）齿轮的修复

1) 镶齿法 小齿轮产生折断，一般不能修理。大齿轮的轮齿折断，可以用镶齿方法解决。

① 采用图 15-2-8 a 的方法 把齿形块镶好后，作出标准齿形样板，粗加工后再用手工按样板进行修整，有条件时也可以用机床加工。

② 采用图 15-2-8 b 的方法 只把折断的齿根部修平，再钻孔攻螺纹，栽上一排圆柱，然后用电焊烧在一起，再按上面的办法加工出齿形。

应当注意，以上两种方法镶的齿，都不能再承受工作载荷，应该把键槽的位置改变一下，使没有折断过的齿承受工作载荷。

2) 变位法修复齿轮 在齿轮传动中，小齿轮的磨损要比大齿轮快。可以采用齿轮变位的方法来修复大齿轮，再加工一个小齿轮配合使用。

压力机的主传动齿轮大都采用高变位法修整齿

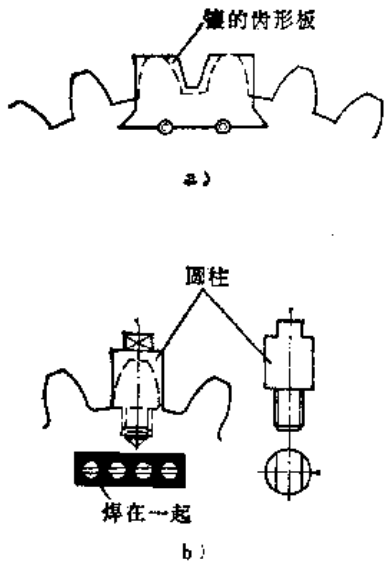


图15-2-8 镶齿法

轮。

① 标准齿轮 修复时，采用高变位传动，小齿轮采用正变位，重新加工新件，大齿采用负变位，将大齿车去一层，再上机床按原模数重新加工齿。

② 高变位齿轮 修复时，小齿轮加大正变位系数，重新加工新件，大齿轮相应加大负变位系数，外径车去一层，再重新加工出齿形。

③ 齿轮圈有裂纹，如是钢件，可用图 15-2-9 的方法焊上一个加强板，再用螺丝紧固上暂时使用。

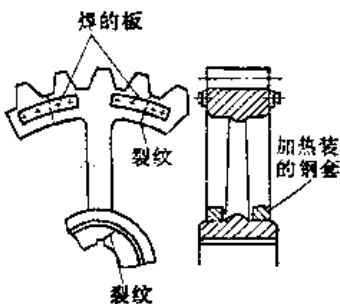


图15-2-9 齿轮轮壳裂纹的修复

④ 如齿轮轮壳处有裂纹，可以把轮壳外径精加工一下，用钢套加热装在轮壳的外径上，冷却后即把轮壳固紧（图 15-2-9）。

应当注意，齿轮修齿除高变位的修理可以长期使用外，其它几种修理方法只能是一种应急的措施，并且在使用的头几天要勤观察。应尽快准备

件，排出修理计划，在条件具备时进行全面检查与修理。

(3) 主传动修理中应注意的几个问题

1) 主传动的修理 工作量很大，在检修之前应订出详细的修理计划，并作好需更换新件的准备工作。如滑动轴承应准备铜套毛坯，需要更换的轴、齿轮等要提前准备好，需要加工修理的一般都需要大机床，应事先与加工车间订好计划。

2) 主传动大拆一次不容易，所以还要作好备件测绘或校对图纸的准备工作。

3) 在拆卸之前要认真研究说明书和装配图，搞清各配合件、啮合齿轮的关系。有些压力机在设计和装配时都要确定相互的啮合位置。所以在拆卸或装配时，应严加注意，作出标记。如果在说明书上没有说明的，也要在拆装时注意制造厂装配时打的标记。如果没有或找不到时，要把有关齿轮的啮合关系打出标记。

4) 在四连杆的压力机中，齿轮比较多，结构又紧凑，所以它的相互装拆关系在开始工作之前一定要研究清楚，以免返工。如图 15-2-10 所示四连杆传动系统，齿轮 3 用平键与轴 I 相连。齿轮 4、5 空套在轴 II 上，轴 II 起心轴作用，齿轮 6 空套在

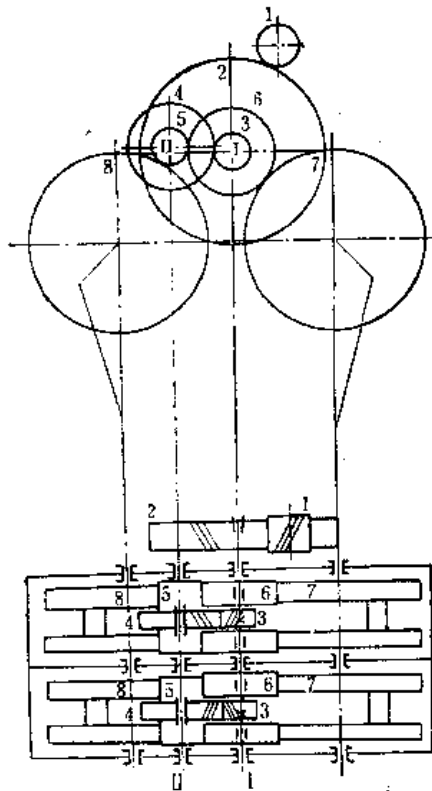


图15-2-10 四连杆传动系统

轴 I 上。由于结构布置紧凑，轴 II 的拆装受到了影响，齿轮又阻挡了轴 II 的拆装（抽轴时要用大铜锤撞击轴的一端）。为了装拆方便，大齿轮的轮辐上有一个孔铸得特别大（图 15-2-11），以便将轴 II 由该孔中穿过（大齿轮的斜键拔出后，可以在轴 I 上空转，将大孔对准轴 II）。为了保证连杆的同步，拆卸与安装这种传动系统的轴 I、II 和齿轮 5、6 时，必须严格注意互相啮合的齿轮，拆开时可以用打号的方法记住每一对啮合的轮齿。

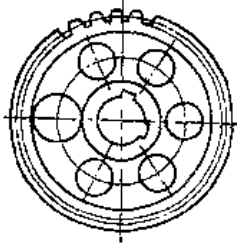


图15-2-11 四连杆传动系统的拆卸

5) 因修理工作量大，参加的人员也多，所以在每天工作结束时，一定要清点工具和零件等。如有丢失，一定要查出下落，免得掉入传动箱中，发生事故。

6) 在加油试车之前，一定要由专人负责检查装配是否合理，有没有杂物掉入等，然后再加油，封闭，进行试车。

4. 双连杆和四连杆压力机的传动精度分析和修理

双连杆和四连杆压力机的主传动系统，齿轮和轴比较多，影响滑块的平行度和垂直度的因素比较多。在使用和维修过程中，应该经常检查，特别是在主传动系统的修理更换备件时，如发现滑块在运行中有偏斜现象，要进行分析，根据各种偏斜的特点和规律找出主要矛盾，进行修理调整并加以解决。影响滑块运转精度的主要因素分析如下。

(1) 一组曲轴或偏心轮的曲柄半径  $R$  不相等 两个  $R$  不一样，对滑块运行精度影响的大小可以根据式 (15-1-3) 计算出来。

如一个曲柄半径为  $R$ ，另一个曲柄半径比  $R$  大一个  $\delta$ ，即  $R_1 = R + \delta$ 。两个点的行程分别为  $S$  和  $S_1$ ，

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

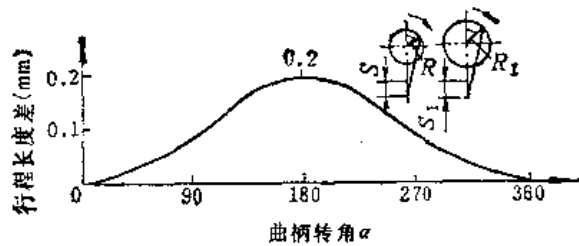
$$S_1 = R + \delta \left[ (1 - \cos \alpha) \right]$$

$$+ \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \left. \right]$$

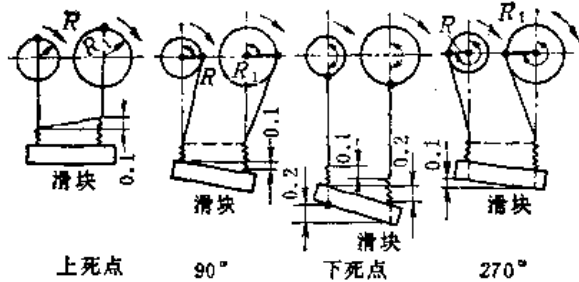
两个点行程长度的差为：

$$S_1 - S = \delta \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

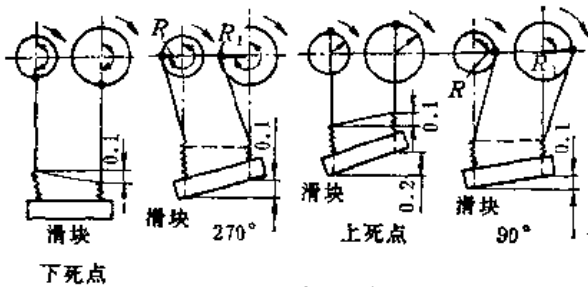
当  $\delta$  取 0.1mm 时，根据曲柄转角所示得的偏心差曲线如图 15-2-12 所示。这是当滑块在上死点、下死点和  $90^\circ$  时三种情况调平行时，其它位置的变化情况。因为  $S = 2R$ ，由图可以看出，滑块



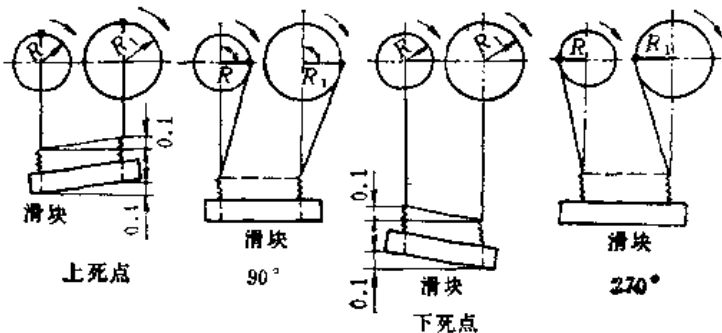
$$R_1 = R + \delta, \delta = 0.1 \text{ mm}$$



偏心差 (在上死点调平行)



偏心差 (在下死点调平行)



偏心差 (在  $90^\circ$  和  $270^\circ$  调平行)

图15-2-12 偏心差曲线

在下死点时或上死点时行程偏差最大。

(2) 相位差 (即一个曲柄先转  $\alpha$  角) 或偏心齿轮加工的误差 曲柄加工的误差或轴和齿轮键槽加工的误差, 一个齿轮和曲轴键的松动等, 都可能引起相位差。这样的误差, 也可以根据公式 (15-1-3) 计算出来。

如图 15-2-13 所示, 右侧的曲柄比左侧多转过一个  $\theta$ , 则 A 点和 B 点的行程分别为

$$S_1 = R \left[ (1 - \cos \alpha_1) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2 \alpha_1) \right]$$

$$S_2 = R \left\{ [1 - \cos(\alpha_1 + \theta)] + \frac{\lambda}{4} [1 - \cos 2(\alpha_1 + \theta)] \right\}$$

B、A 两点的行程长度差即滑块的倾斜量。在滑块向下行程时, 右侧偏低; 滑块向上行程时, 右

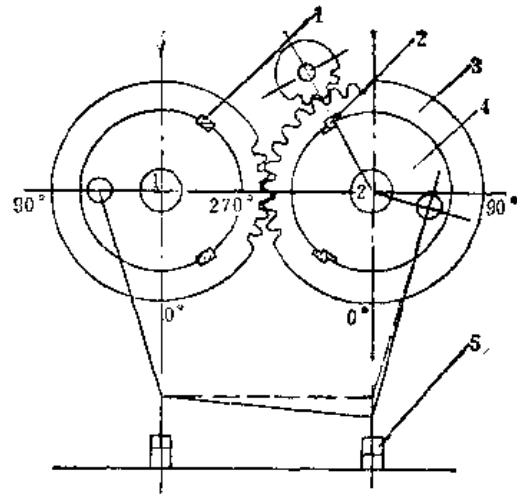


图15-2-14 偏心轮与齿圈的偏差调整  
1—方键 2—偏键 3—齿圈 4—偏心轮 5—千斤顶

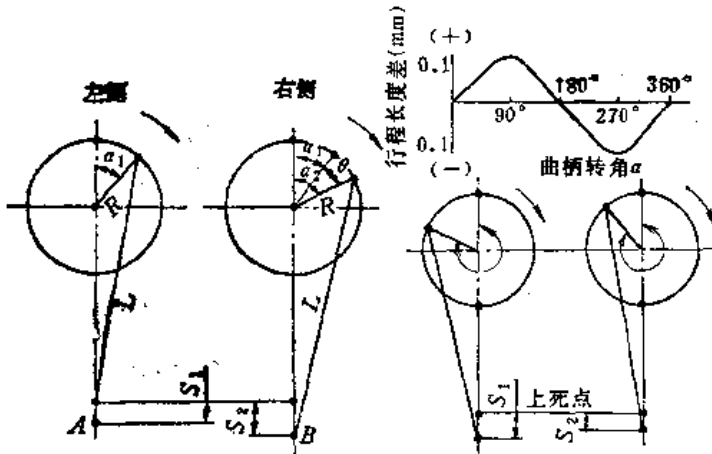


图15-2-13 右侧的曲柄比左侧多转动一个  $\theta$  角的情况

侧偏高;  $90^\circ$  和  $270^\circ$  时滑块倾斜量最大。

(3) 连杆长度不等而引起的滑块偏斜 在更换新的连杆时, 或修理拆装时, 一定要保证两个连杆的长度相等, 否则也会引起滑块的偏斜。另外由于平衡力选的不适当, 齿啮合的间隙不一样等也都可能引起滑块的偏斜。

影响滑块偏斜的因素是多种多样的, 但了解了曲柄压力机的传动原理, 进行有系统的分析是可以逐步找出其主要矛盾的。图 15-2-14 为两个偏心轮与齿圈的位置发生偏差后进行调整的实例。

用千斤顶顶住滑块, 并且加大平衡气缸气压, 消除连杆滑块之间的间隙, 拆掉偏心轮偏键向上顶, 把新偏键打入, 再找  $0^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $270^\circ$  的平行度, 可以用逐步渐近的办法找几次。而键可以分别按偏心轮的键槽和齿轮的键槽加工出代用偏键来 (图 15-2-

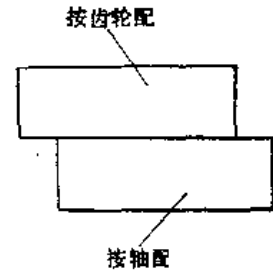


图15-2-15 代用偏键

15), 在滑块与工作台的平行度找正后, 再按此键加工出正规的偏键。

## (二) 离合器和制动器的修理

压力机的离合器和制动器是在飞轮不停旋转的情况下, 用来开动和停止压力机, 同时, 它也决定着压力机的操作规范。如刚性离合器, 一般只有单次和连续行程的规范。而摩擦式离合器, 除了有上述两种规范之外, 还有寸动行程。各种规范都可以在任意位置停止滑块。

压力机的离合器是一个经常发展和更新的部件, 而且种类很多。而小型压力机多采用刚性离合器, 如分嵌牙式、滑键式和转键式; 中、大型压力机一般只采用干式或湿式摩擦离合器。干式摩擦离合器分多盘式、单盘嵌块式和轮胎式。湿式摩擦离合器是浸在油液中, 在摩擦面上形成油膜, 靠油膜的剪切抗力来传递扭矩。这种离合器在金属切削机床上早已普遍采用, 但在传递大扭矩的压力机上采用这种离合器的时间还不太长。湿式离合器的明显优点是寿命很长, 减少了修理工人最感头痛的离合

器频繁的修理。另外，由于它和飞轮装在一根轴上，比干式摩擦离合器允许的转速高。而且结构紧凑，体积要比干式的小的多。但是由于它的结构复杂、成本较高，所以目前国内用的很少。

### 1. 转键式刚性离合器的使用与维修

单转键式离合器一般用于公称压力 160kN 以下的压力机。双转键式离合器示于图 15-2-16。工作键 9 用来传递工作扭矩，辅助键 10 用以防止曲轴对飞轮或传动齿轮的超前，安装模具时可使曲轴反转。

图 15-2-17 是转键离合器的操纵机构。当电磁铁 11 通电把杠杆 6 的右端向上拉，左端下降时，通过调节螺杆把剑板 1 拉下。当剑板 1 向下移动时，拨叉 9 使凸轮轴 4 绕其轴线转动一个角度。这时图 15-2-16 的工作键 9 尾部失去限制，工作键 9 和辅助键 10 在弹簧 11 的作用下各转动 45°，使飞轮 1 内的钢套 7 通过工作键 9 和辅助键 10 与曲轴 2 结合在一起，飞轮即带动曲轴工作。

当曲轴上装的凸轮板 10 (图 15-2-17) 转动

时，把剑板 1 向后推一下，拨叉板或齿条板在弹簧 7 作用下，使凸轮轴 4 恢复原位。当工作键尾部碰上凸轮时又把工作键和辅助键转动 45°，使钢套和曲轴脱开，飞轮空转，从而实现一次行程的停车。连续行程的停车，必须使电磁铁断电，其它动作和上边相同。

一般离合器和带式制动器(图 15-2-18)分别装在曲轴的两端。当离合器脱开时，制动器开始制动。

图 15-2-18 的结构是采用常见的滑动轴承和拉簧的双转键离合器，这种离合器的滑动轴承线速度高，受力面窄，润滑条件不好，又易漏油，所以经常产生研磨事故。转键的拉簧由于必须使两端的拉簧勾，扭成不在一个平面内，这样热处理后应力高度集中，因此很易从该处拉断。经过改装，把图 15-2-16 的铜套 3 和拉力弹簧 11 改成图 15-2-19 的滚动轴承 2、3 和弹簧 1 后，离合器的使用性能大大提高，维修工作量减少很多，修理周期大大延长。

转键离合器的修理周期，一班制生产时为 8 个月左右。修理的主要内容如下：

1) 清洗离合器零件，检查磨损情况，并作检查记录。

2) 修刮或更换铜套 (采用滚动轴承式的，清洗和更换润滑油)。

3) 修理或更换转键。

4) 更换其它易损件 (确定不能使用到下一修理周期者)。

5) 修理中应注意的问题

① 在更换钢套 7 (图 15-2-16) 时，注意钢套的键槽是否与轴的键槽位置相适应，转键是否能转动自如，转键是否能完全卧进曲轴的回槽。

② 在更换转键时，同样要注意上述问题。另外还须注意转键的曲面是否高出曲轴外径，如高出，应及时修理，以免以后返工。

转键式刚性离合器的常见故障与排除方法列于表 15-2-4。

### 2. 单盘键块式摩擦离合器的使用与维修

单盘键块式摩擦离合器在国内外的中型压力机上已经得到了广

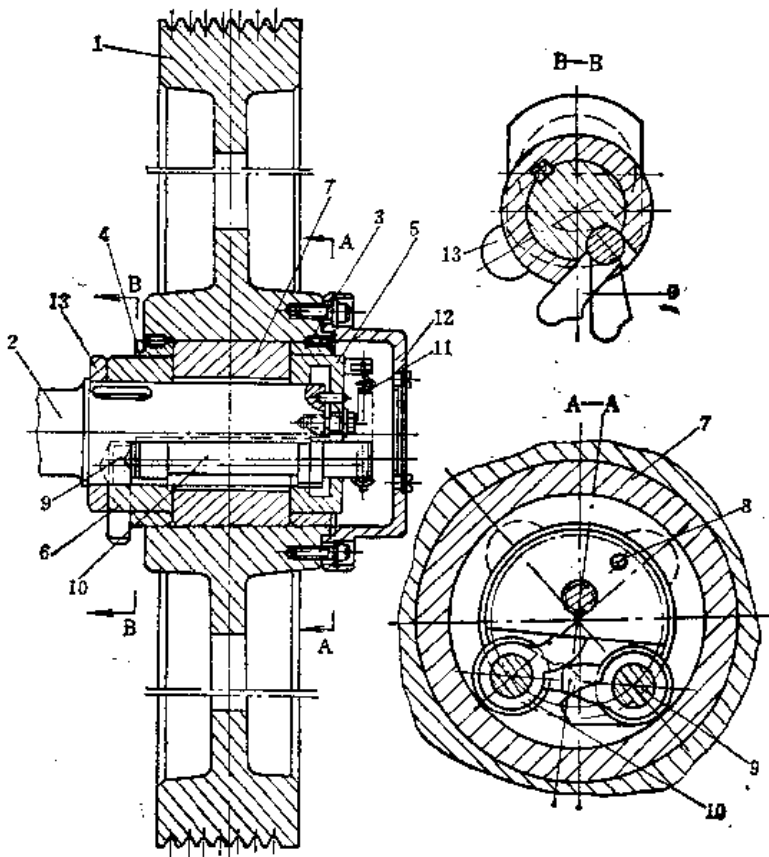


图15-2-16 双转键式离合器

1—飞轮 2—曲轴 3、4—铜套 5—端套 6—中间套 7—钢套 8—销钉  
9—工作键 10—辅助键 11—弹簧 12—端盖 13—凸轮板

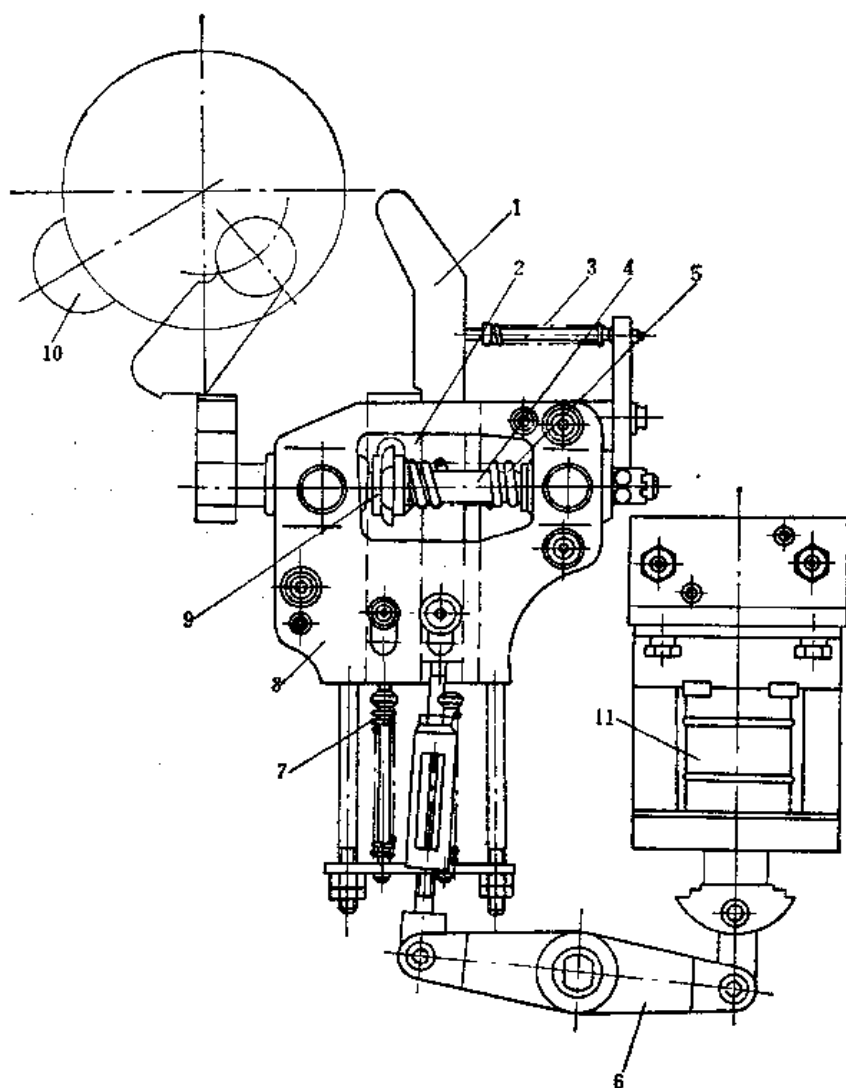


图15-2-17 转键离合器的操纵机构

1—剑板 2—拨叉板 3、5、7—弹簧 4—凸轮轴 6—杠杆 8—壳体  
9—拨叉 10—凸轮板 11—电磁铁

泛的应用，因为它具有从动部分的转动惯量小，更换摩擦块容易，不需要解体离合器，散热性好，寿命比较长。

图 15-3-20 是气动联锁结构的离合器，与飞轮装在一块，制动器的外壳固定在床身上。当开动压力机时，压缩空气在气阀的控制下，一路先进入制动器的气缸，使制动用的弹簧压缩，制动盘脱离摩擦面，即打开制动器；另一路压缩空气通过另一个气阀进入离合器气缸，把摩擦盘压紧摩擦面，飞轮的能量通过摩擦盘和离合器轴传递给主传动系统。

压力机停止时，离合器气缸首先排气，使离合器脱开，制动器气缸的气再由制动气阀排出，弹簧在气缸排气后再压紧摩擦盘，把压力机制动住。

离合器的结合和制动是气动联锁，对两个气阀

的时差要严格调整，不能使之产生干扰现象。

(1) 拆装时的主要注意事项

1) 拆卸离合器时必须注意安全。例如，欲将离合器整个部件从压床上拆下来，必须首先使滑块位于下死点。

2) 拆卸轴承时，如果比较紧，可以加热拆卸。最好用汽油喷灯加热，并注意加热要均匀。如果用气枪加热，则由于局部温度太高，易使轴承胀裂，温度低也会因局部退火而降低轴承寿命。装配时，轴承加热最好放在油中进行，可以受热均匀。

轴承加热的油温可以参考下面的经验公式算出：

$$T \geq \frac{\Delta H}{0.01 d} + t \text{ (}^\circ\text{C)}$$

式中  $\Delta H$ ——配合的最大公盈 ( $\mu\text{m}$ )；

$t$ ——室温 ( $^\circ\text{C}$ )；

$d$ ——轴承内径 (mm)。

例如 3620 轴承内圈与

配合轴的最大公盈为  $55\mu\text{m}$ ，室温为  $25^\circ\text{C}$ ，则

$$T \geq \frac{55}{0.01 \times 100} + 25 = 80^\circ\text{C}$$

如果换了新轴承，应首先测量轴颈  $d$ 、轴肩  $R$  以及轴承内外圈尺寸，以免由于尺寸或公差不符而损坏轴承或返工。

3) 修理好的离合器在开动前应检查两个气阀的时差是否正确。

4) 制动器的几组弹簧应保证长短一致，调整时应使其受力均匀。

5) 要经常检查摩擦块的磨损情况，特别是用薄膜式密封的离合器，摩擦块磨损至  $3.5\text{mm}$  时应该进行调整。

6) 调整时的垫片应保证厚度一致，一组垫片



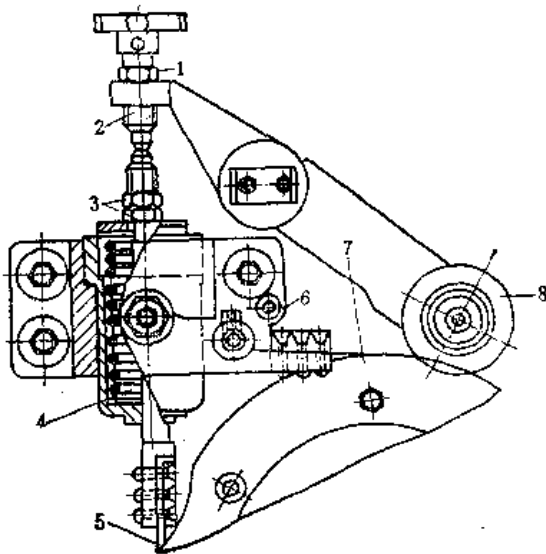


图15-2-18 带式制动器

1—锁紧螺母 2—调节螺钉 3—调节螺母 4—弹簧  
5—钢带 6—支架 7—凸轮式圆盘 8—滚轮

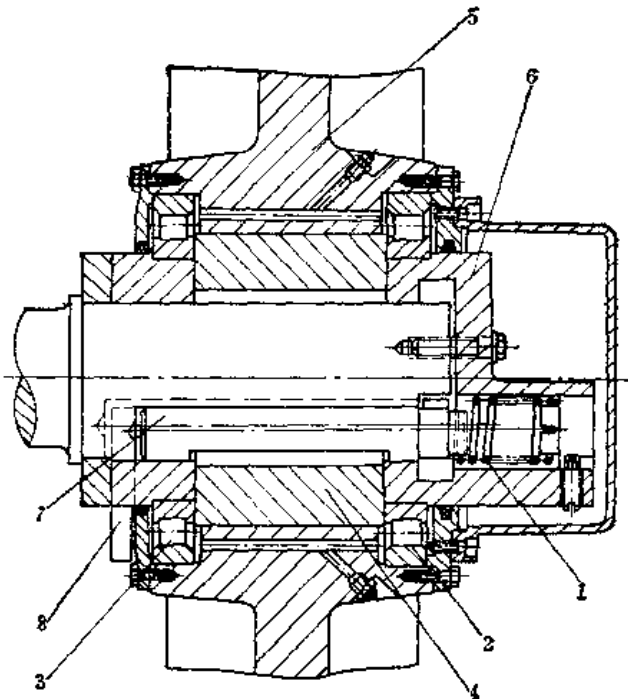


图15-2-19 转键式离合器的改进

1—弹簧 2、3—滚动轴承 4—钢套 5—飞轮 6—滑动套 7—辅助键 8—工作键

表15-2-4 转键式刚性离合器的常见故障与排除方法

序号	故障	原因分析	排除方法
1	单次行程离合器结合不上	(1) 剑板1(图15-3-17)棱角磨损打滑 (2) 弹簧3(图15-3-17)力量不足 (3) 转动键弹簧断 (4) 转动键尾部断	(1) 修复(补焊)或更换新的 (2) 调整或更换 (3) 换新弹簧 (4) 换新转键
2	滑块到下死点发顿, 上不去或顿几下才上去	(1) 刹车带断 (2) 辅助键10(图15-2-16)的弹簧断	(1) 换新的 (2) 换新的
3	离合器分离时有急剧的连贯的响声	(1) 刹车盘太紧 (2) 转动键弹簧松	(1) 调到正常 (2) 调到正常
4	飞轮空转时离合器有节奏的响声	(1) 转键没有完全卧进曲轴凹槽内 (2) 转键曲面高于曲轴	(1) 拆下修理 (2) 拆下修理
5	离合器分离时有沉重的响声	制动器太松	调到正常
6	单次行程时打连车	(1) 弹簧7(图15-2-17)太松或断裂 (2) 弹簧5(图15-2-17)太紧或断裂	(1) 调到正常或更换弹簧 (2) 调到正常或更换弹簧
7	挡键(即图15-2-16B—B剖面键9的头部)冲击严重	(1) 工作键磨出毛刺 (2) 曲轴凹槽磨出毛刺 (3) 钢套7磨出毛刺	(1) 拆下修理或更换 (2) 拆下修理或更换 (3) 拆下修理或更换

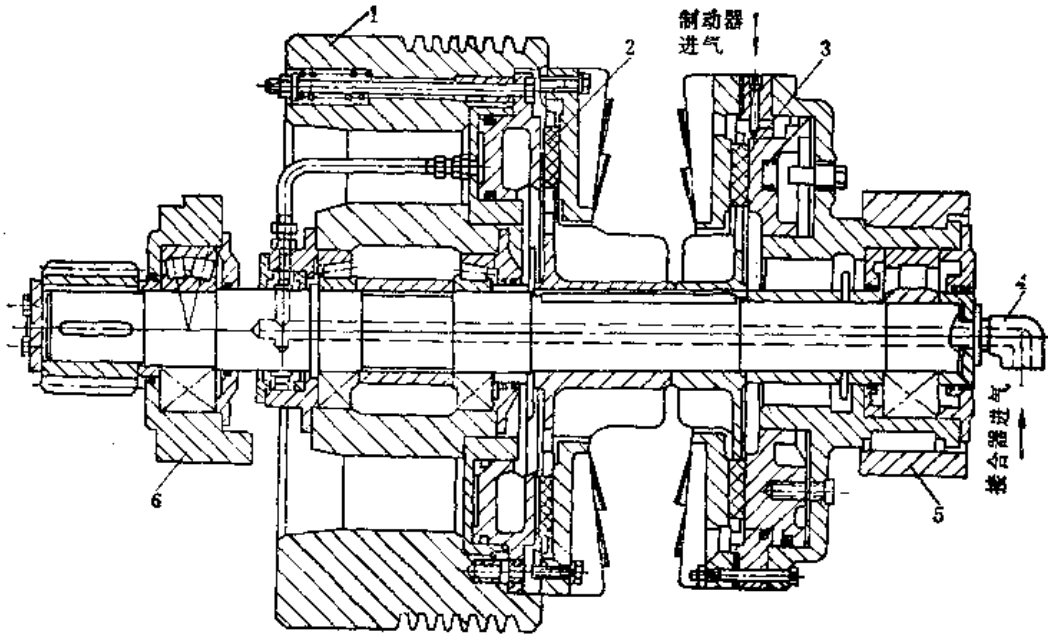


图15-2-20 气动联锁结构的离合器  
1—飞轮 2—离合器 3—制动器 4—管接头 5、6—支承座

可以放在平面磨床上一次磨出。

7) 更换摩擦块, 必须保证一组的厚度一样, 每个块的误差不得大于 $\pm 0.050\text{mm}$ 。摩擦块和托盘窗口的配合可采用 $\left(\frac{H9}{f9}\right)$ 公差。

8) 通入离合器或制动器气缸的压力, 一般开始时升压较快, 接近终了压力时, 升压较慢。所以一般在设定压力表压力时, 应该比计算气压稍高一点, 以保证活塞动作迅速。

(2) 主要检修内容

1) 飞轮与轴 飞轮孔如果磨损大时可以镗大, 再镶套使用。镶套时一般是按计算好的尺寸把飞轮孔车成, 再把所要镶套的外径按飞轮孔的尺寸公差配车好, 内孔留加工余量, 等把套压入后再精车内孔。这时不但要注意孔与轴承外径配合尺寸公差(一般采用 $\frac{H7}{k6}$ ), 还要注意飞轮两端孔的同轴度。离合器轴在拆卸后如发现裂纹, 即行更换。轴颈磨细可以采用缠环氧玻璃布层、金属喷镀、低温镀铬等办法修复。如果轴已弯曲, 可用火焰校直。因火焰校直容易产生应力集中, 故在使用中应勤观察。用其它办法修理的轴, 一般也只能使用一个修理周期, 在下次修理时应该更换新轴。

2) 滚动轴承

① 轴承的清洗及表面检查可参见后面滚动轴

承一节。

② 飞轮内两个圆锥滚子轴承应该保持合适的轴向间隙。当飞轮轴承盖没有拆开前, 可以粗略估计一下实际间隙大小。方法如下:

a. 用双手抱住轴端, 上下晃动, 如果晃动过大, 表明径向间隙过大, 拆开之后就应设法调整。

b. 单列圆锥滚子轴承轴向间隙推荐采用表15-2-5的数值。

表15-2-5 圆锥滚子轴承调

整用轴向间隙 (mm)

轴 承 内 径	中及中宽系列轴向间隙
80~120	0.06~0.15
>120~150	0.08~0.20
>150~180	0.10~0.22
>180~200	0.14~0.24
>200~250	0.18~0.30

c. 轴向间隙调整方法示于图15-2-21。将轴穿入飞轮孔内, 装上轴承外环, 并把一个轴承端盖的螺钉全拧紧。然后将另一个轴承盖先拧上三个螺钉, 均匀拧紧, 同时徐徐转动轴, 直到转动起来发紧为止, 此时说明轴承内轴向间隙等于零, 就停止拧螺钉。测出飞轮与轴承盖之间的间隙 $\delta$ , 再加上所需的轴向间隙值, 即为所要加垫的厚度。加上石棉纸垫后, 拧紧轴承盖全部螺钉, 再转动轴时应当

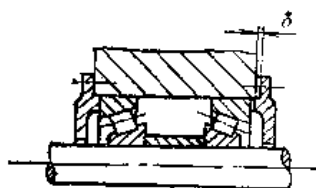


图15-2-21 轴承的轴向间隙的调整方法

表15-2-6 单盘模块式摩擦离合器的  
常见故障与排除方法

序号	故障	原因分析	排除方法
1	离合器接合不紧, 滑块不动和动作很慢	(1) 间隙过大 (2) 气阀失灵 (3) 密封件漏气 (4) 摩擦面有油 (5) 导向销或导向键研磨	(1) 调整间隙或更换摩擦片 (2) 检修气阀 (3) 更换密封件 (4) 洗净 (5) 拆开修理或更换新件
2	滑块下滑刹不住车	(1) 制动器摩擦面间隙大 (2) 气阀失灵 (3) 弹簧断裂 (4) 平衡缸没气或空气压力低 (5) 导向销或导向键研磨	(1) 调整或更换 (2) 检修气阀 (3) 更换弹簧 (4) 送气或检查消除漏气 (5) 拆开修理或更换新件
3	摩擦块磨损过快, 或温度异常升高	(1) 气动联锁不正确, 离合器制动器相互干扰 (2) 摩擦块厚度不一致 (3) 摩擦面间有异物 (4) 摩擦盘偏斜	(1) 调整两个气阀时差 (2) 重新更换摩擦块 (3) 消除掉异物 (4) 重新安装调整
4	刹车时滑块下滑距离过长	(1) 刹车部分摩擦片间隙较大 (2) 凸轮位置不对, 刹车时排气不及时	(1) 调整间隙 (2) 调整凸轮位置

轻快灵活。否则, 还要检查原因。

(3) 常见故障与排除方法列于表 15-2-6。

3. 带有气动刹车的摩擦离合器的使用与维修  
在部件装配正常并具有良好的日常维护及润滑

的条件下, 一班生产时, 离合器应该每隔六个月左右进行一次修理, 修理时, 检查各易损零件, 进行必要的修复与更换, 并进行清洗, 更换润滑油。采用石棉铜摩擦片时, 更换摩擦片的期限由石棉铜的质量决定。

(1) 拆装中应注意的问题 (图 15-2-22)

1) 拆卸离合器时必须注意安全。例如, 欲将离合器整个部件从压床上拆下来, 必须首先使滑块位于下死点。轴承座上盖 11 是随整个部件一起吊下来再拆开, 在吊运过程中, 必须防止上盖 11 翻倒砸人。

2) 拆卸轴承时, 如果比较紧可以加热拆。最好用汽油喷灯加热, 注意加热要均匀。如果用气枪加热, 则由于局部温度太高, 易使轴承胀裂, 即使温度低也会因局部退火而降低轴承寿命。装配时, 轴承加热最好放在油中进行, 可以受热均匀。如果换了新轴, 应首先测量轴颈  $d$ , 轴肩  $R$ , 以及轴承内圈尺寸, 以避免由于尺寸不符而损坏轴承或返工。

3) 气缸及活塞整个部件是用四个螺钉紧固在轴承座 18 及上盖 11 上的。拆开时, 把连接活塞杆 15 及滑环 22 的插键 21 拿下, 就可以将气缸部件整个取下。

4) 装配时轴承空间应加润滑脂, 以占空间的  $1/2 \sim 2/3$  为宜, 过多会不易散热, 轴承温度升高。

5) 为了保证飞轮内滚子轴承滚子与隔套之间的轴向间隙合适, 必须在加热装上轴承 26 之后, 立即装上轴隔套 27、法兰盘 2 和小齿轮 1, 并拧紧端盖 28 之螺钉。

(2) 主要检修内容 离合器拆卸完毕后, 应将拆下的全部零件进行清洗。其中轴承必须反复清洗, 并用压缩空气将滚子四周吹净, 以免油污铁屑滞留。石棉铜摩擦片可用压缩空气吹净。

1) 滚动轴承

① 轴承表面检查 轴承表皮有剥离现象时应更换轴承。轴承环表面有凹陷现象是由于掉入了铁屑而引起的, 轴承表面有细小麻点是由于润滑脂性质不好而腐蚀的。遇有这两种情况, 一般只要用油石磨光便可继续使用。

② 径向间隙检查 用塞尺检查轴承径向间隙, 间隙过大时应更换轴承, 间隙过小要调整。当飞轮转速达到  $300 \sim 710 \text{ r/min}$  时, 单列向心短圆柱滚子轴承的径向间隙调整值推荐按表 15-2-7。间隙过小会引起轴承发热。

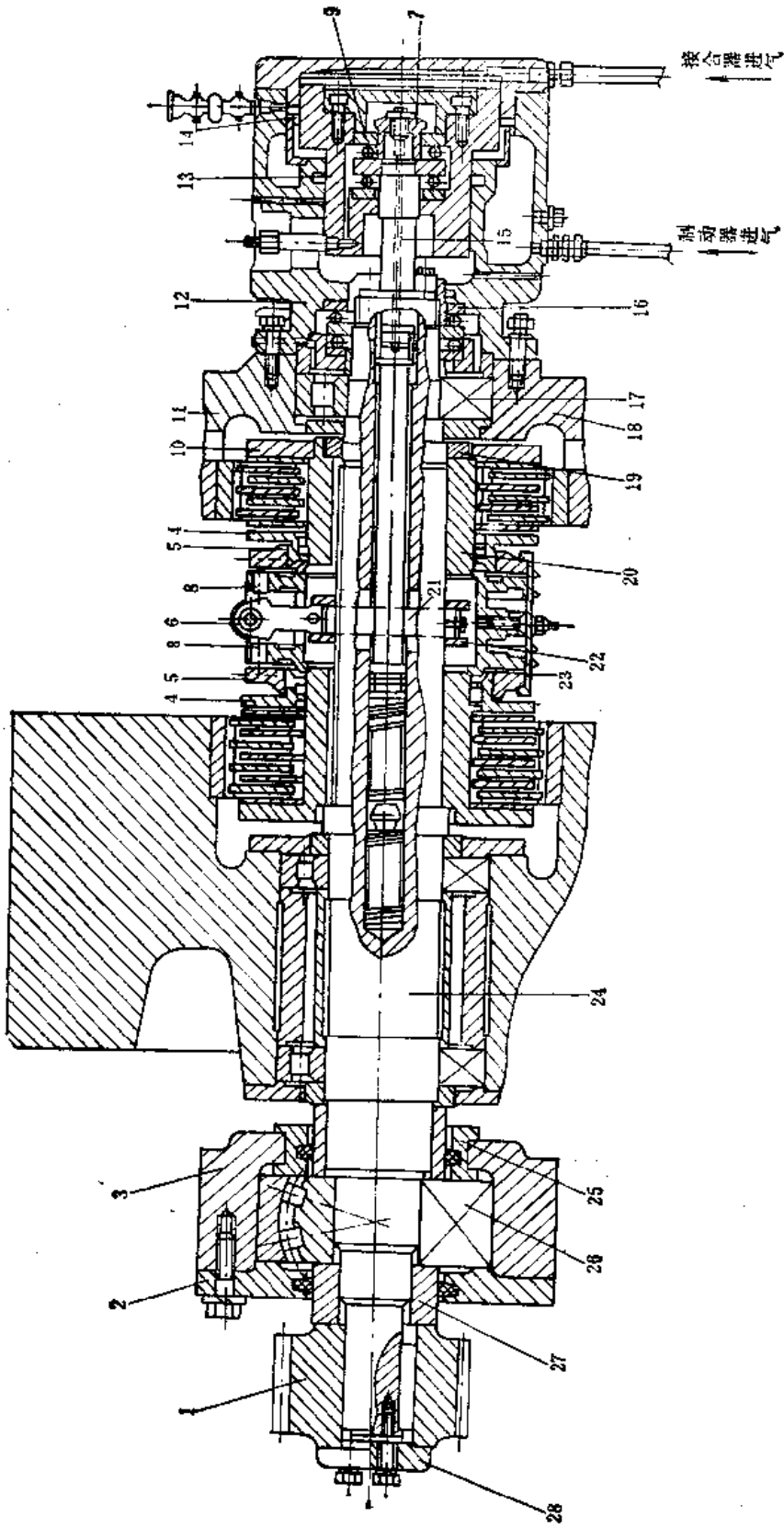


图15-2-22 气动多片式摩擦离合器  
 1—小齿轮 2—法兰盘 3—支果 4—压环 5—阴螺环 6—压柄 7—螺旋顶盖 8—压柱 9、16—推力轴承 10—端片 11—轴承座上边  
 12—气缸体 13—活塞 14—密封圈 15—活塞杆 17—短圆柱滚子轴承 18—轴承座 19—锁紧螺母 20—制动内衬座 21—插键 22—指  
 环 23—位勾 24—飞轮轴 25、27—隔套 26—端面轴承 28—端盖

表15-2-7 单列向心短圆柱滚子轴承

径向间隙推荐值 (mm)

轴套内径	标准间隙值	推荐间隙值
100~120	0.040~0.090	0.090~0.120
>120~140	0.045~0.100	0.100~0.140
>140~160	0.050~0.115	0.110~0.150
>160~180	0.060~0.125	0.140~0.180
>180~200	0.063~0.135	0.150~0.200
>200~225	0.070~0.150	0.170~0.220
>225~250	0.090~0.165	0.200~0.250
>250~280	0.100~0.180	0.240~0.300

③ 轴向间隙的检查 飞轮内轴承滚子与挡环之间必须保证合适的间隙(图15-2-23)。间隙过小,则挡环与滚子端面磨损比较严重,轴承发热,飞轮自由旋转的时间减少(当关闭电机后),严重时,轴承碎裂。间隙过大,运转时,飞轮轴的窜动大,容易撞碎挡环。如果发现上述现象时,应更换零件与调整间隙。

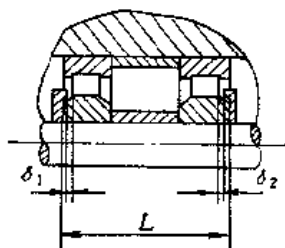


图15-2-23 挡环与滚子间的间隙

挡环与滚子间的间隙,推荐采用下式计算(图15-2-23):

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = (0.3 + 0.001L) \text{ mm}$$

④ 检查与调整方法 首先将轴承外环(连同滚子、保持圈)和轴承隔套装入飞轮孔,用卡尺测出两轴承滚子之间的实际尺寸A。然后将轴承内环、挡环、轴隔套依次装上离合器轴,用卡尺测出两挡环之间的实际尺寸B(图15-2-24)。如果 $B = A + \delta$ ,说明间隙合适。如果间隙不够,可磨削挡环端面或者在轴隔套与内环之间加垫。如果间隙过大,可将轴套车短。

⑤ 复查方法 在离合器本体装好而尚未将气缸活塞装上之时,应复查一次轴向间隙。先将图15-2-22中端盖28之螺钉拧紧,用铜棒撞击小齿轮这边的轴端,使轴向间隙全部集中于图15-2-22中

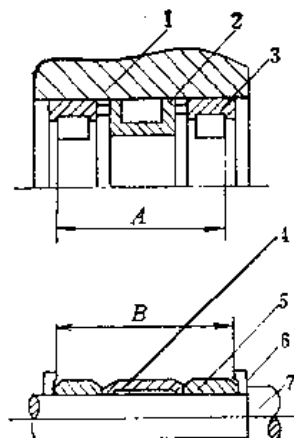


图15-2-24 检查与调整方法

1—飞轮 2—轴承隔套 3—轴承外环 4—轴隔套  
5—轴承内环 6—挡环 7—离合器轴

右边一个飞轮轴承上。然后用铜棒再撞击右端轴端,此时可以在隔套25表面看出窜量,也即轴向间隙值。

⑥ 推力轴承的轴向间隙可以用螺母来控制。间隙过大,轴承会窜动,运行时会有响声,间隙太小时轴承会发热。合理间隙值列于表15-2-8。

表15-2-8 双向推力球轴承合理的轴向间隙 (mm)

轴承紧圈内径	中及重系列轴向间隙值
50~80	0.07~0.14
>80~120	0.10~0.18

2) 摩擦片 结合部分与刹车部分的石棉铜摩擦片应该逐片进行检查。有下列情况时应该更换石棉铜摩擦片。

① 磨损过多,石棉铜摩擦片厚度只及原来的2/3时。

② 由于原来钻的铆钉头凹坑过深,虽然磨掉的厚度不多,但石棉铜片普遍松动者。一般凹坑深度应保证 $h = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}\right)H$ (图15-2-25)。但也不能使h过大,否则使用不久铆钉头就会露出,加快摩擦片的磨损。

③ 钢摩擦片3也应检查。由于石棉铜摩擦片发热,外摩擦片,尤其是刹车部分的外摩擦片受热膨胀,外径方向膨胀不了,结果产生翘曲现象,严重时会影响刹车性能。修理时要更换翘曲了的钢摩



图15-2-25 铆钉头的凹坑  
1—铜铆钉 2—石棉铜摩擦片  
3—铜摩擦片

擦片。

### 3) 压柄支架部件 (图 15-2-22)

① 压柄 6 与压柱 8 相接触之面容易磨损, 要及时更换, 以免压不紧摩擦片。换时压柄 6 必须三个一起换, 压柱 8 必须六个一起换。换上新的压柄, 应将压柄的小端与滑环 22 的槽相配合, 既不要有间隙, 摆动又要轻快灵活, 压柄小端弧度要好。

② 滑环 22 在轴 24 上必须滑动自如, 否则容易使滑环卡住, 造成离合器工作失灵。

③ 拉勾 23 在调整环 5 的槽中不许有松动, 以免压柄不必要磨损。

4) 气缸 (图 15-2-22) 气缸不必在每次离合器修理时也拆开检修。润滑正常的话, 使用 3000 h 后修理一次。检修时要清洗轴承, 更换润滑油检查皮碗, 以及用螺母调整推力轴承间隙。

### (3) 试车检查内容

1) 气缸装上之前, 按滚动轴承轴向间隙的方法复查飞轮轴承轴向间隙。

2) 气缸装上之后, 未装上压床之前, 通气检查活塞、滑环、压柄、压柱整套机构动作是否正常。

3) 离合器装上压床后, 可调整摩擦片间隙, 摩擦片每面间隙可在 0.5~1.5mm 左右, 刹车部分取小值。

4) 进行试运转。如果修理中没换轴承, 可以试验飞轮自由旋转时间一项, 以判断飞轮轴承实际摩擦损失的大小。方法是开动电机一定时间后, 关闭电机, 看飞轮自由旋转多少时间, 一般可达到 8~10min 以上, 具体数值可用修前预检的测值与修后进行比较。

如果更换了飞轮轴承, 必须分段试车。第一阶段运转 10min, 关闭电机, 察看飞轮转速降低是否缓慢, 有无突停现象, 飞轮自由旋转了多少时间, 飞轮轴承盖是否温度正常。如果没有问题, 再运转 20~30min, 看看飞轮自由旋转时间有无显

著降低。如有, 则表明轴承发热。正常的话, 由于轴承空腔的润滑脂搅匀, 旋转时间应稍有增加。第二阶段如果没有问题, 就可以再运转 1~2h, 关闭电机, 仔细检查, 一切正常的话, 就可以投入正式运转。如果发现噪声, 温度太高 (正常温度不大于 60°C) 飞轮有突停现象, 则要查找原因, 直至拆开重装。

### 4. 带有弹簧刹车的摩擦离合器的使用与维修

#### (1) 拆装中应注意的问题 (图 15-2-26)

1) 从压床上将离合器拆下时要注意安全, 特别是有一些压床离合器轴支座与床身是垂直方向联接的, 必须在可靠地吊住整个部件的各个部分后, 再拆卸联接螺钉。

2) 离合器轴支承座 27 及 29 的拆卸, 可以用拉轮器将 27、29 (连同钢套) 从轴承外环上拉下, 然后拆轴承。装时可将轴承座 (带着靠里面的一个轴承外环) 套到轴上, 然后将轴承内环、隔套装上, 再装靠外面的一个轴承外环。

3) 为了保证六组刹车弹簧及螺母的等长, 拆时要按组存放, 以防装时混乱。安装气缸、活塞、压紧圈时要防止图 15-2-27 两种情况发生, 否则会影响密封性能及皮碗寿命。

4) 刹车齿座 18、结合齿座 11 和小齿轮与轴配合比较紧, 可以用拉轮器拆。

#### (2) 主要检修内容

1) 滚动轴承 与前面所述相同。

2) 摩擦片 摩擦片的检修基本与带有气动刹车的摩擦离合器相同。

此外, 由于这种离合器外摩擦片齿形较宽, 因此在铆合石棉铜片时, 不得使石棉铜片外径大于内摩擦片, 以免开车时与外摩擦片齿形部分摩擦冒火花。在铆完石棉铜片之后, 确有外径大者, 应磨掉多余部分 (图 15-2-28)。有时由于刹车托架 19 (图 15-2-26) 位置不好, 使摩擦片不正, 也会引起摩擦冒火花现象, 此时可在托架下面加垫找正。

3) 气缸、活塞及刹车弹簧 气缸中的密封皮碗容易磨损, 压紧皮碗的弹簧易断, 压紧圈与销子易生锈。修理时, 要清洗这些零件, 擦锈, 并更换必要零件。

轴上进气口的密封圈及其压紧环 22 也必须检查, 密封不好易漏气, 压紧环 22 生锈会拉不下, 所以在装配时可在压紧环 22 与轴 16 之间涂一层铅油。

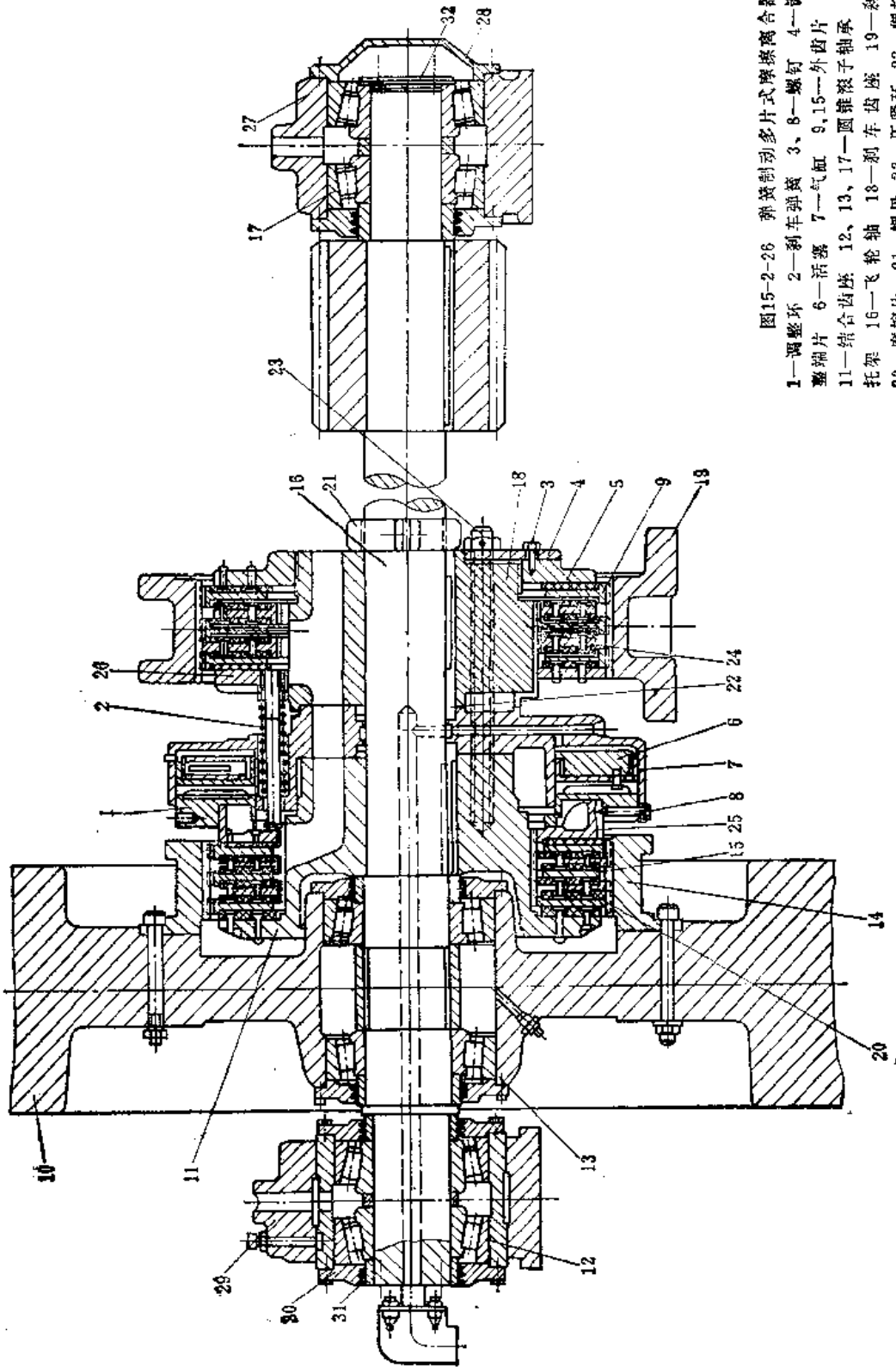


图15-2-26 弹簧制动多片式摩擦离合器

- 1—调整环 2—刹车弹簧 3、8—螺钉 4—盖 5—调整端片 6—活套 7—气缸 9、15—外齿片 10—飞轮 11—结合齿座 12、13、17—圆锥滚子轴承 14—结合托架 16—飞轮轴 18—刹车齿座 19—刹车托架 20—摩擦片 21—螺母 22—压紧环 23—螺钉 24—内齿片 25—调整盘 26—尾片 27、29—支承座 28—端盖 30—法兰盖 31—压紧圈 32—端盖

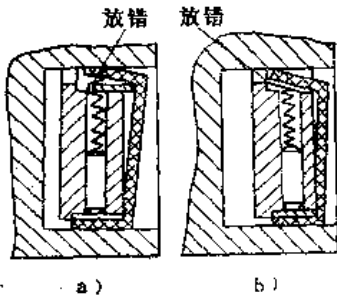


图15-2-27 气缸、活塞、压紧圈的安装

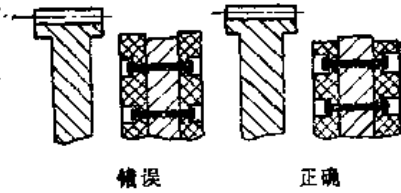


图15-2-28 摩擦片的吻合

刹车弹簧 2 共六个，力量必须保持均匀。因此，如若更换新的，必须六个一起换，并且确保等长。弹簧 2 中间的螺钉长度  $l$  (图 15-2-29) 也要相等。螺钉上销子必须打在套筒螺母的配合部分，并且打紧一些为好。刹车弹簧力量不均匀，会引起刹车时力量不够。如果调螺母把弹簧压缩到更紧的程度，虽则刹车力量够了，但弹簧却由于压缩过紧而易断掉。

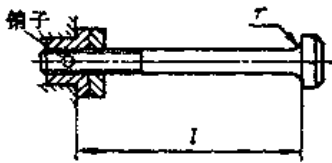


图15-2-29 弹簧中间的螺钉

4) 空气进气头 (图 15-2-30) 空气进气头的皮碗容易磨损。如果磨损不大，但又有点漏气，可以用加垫的办法压紧皮碗。

更换进气管和接头时，必须注意与轴端压紧圈 31 (图 15-2-26) 的配合。除了接头的三角形外形要能下入压紧圈 31 三角形内孔外，还应注意三个螺钉是否旋入轴端三个孔。往往由于轴端六个孔的分度不准而影响装配。如不预先注意，修完装配时将大大延长修理期限。

(3) 试车 试车的内容与方法基本和带有气

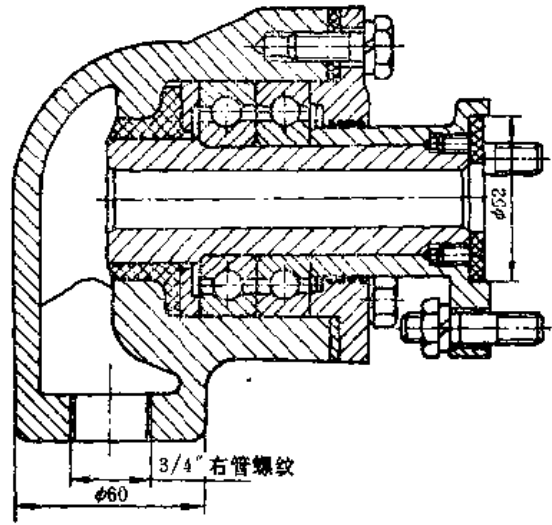


图15-2-30 空气进气头

动刹车的摩擦离合器相同。但是本离合器可以在未装上压床时，在修理工作地调整摩擦片间隙，因为各有关零件在轴向已固定了。调整好结合部分与刹车部分的间隙后，应把螺钉 8、键 4 上紧 (图 15-2-26)。如果螺钉 8 松动，开车以后，调整环 1 会在惯性作用下旋转，从而拉坏丝扣，并且破坏结合部分的合理间隙。如果忘了装上键 4，则刹车部分端片 5 会旋紧或脱落，轻则破坏了压床正常工作，重则产生事故。

(4) 常见故障与排除方法列于表 15-2-9。

### 5. 气囊式离合器的使用与维修

气囊式离合器是两半轴式的离合器 (图 15-2-35)，主动轴上装有外圈固定钢圈的气囊，内圈装有很多块摩擦片 (图 15-2-36) 组成圆形。从动轴上装摩擦鼓轮。摩擦鼓轮与摩擦片间有适当的间隙。当气囊进气后，因外圈有钢圈固定只有内圈膨胀，使摩擦片压紧鼓轮，接合成一体，传递扭矩。这种离合器结构简单，从动件的转动惯量小，传递扭矩大，工作性能可靠，两根轴的对中性要求不严，维修工作量少。是一种比较好的离合器。

(1) 气囊是个橡胶件，离合器的工作温度不能超过  $50^{\circ}\text{C}$ ，否则寿命要降低；温度低于  $-30^{\circ}\text{C}$  时气囊容易产生冷脆性，出现裂缝。所以气囊离合器的工作温度一般应在  $-30 \sim +50^{\circ}\text{C}$  之间。

(2) 空转时摩擦片与摩擦鼓轮之间应保证有  $2 \sim 3\text{mm}$  的间隙。

(3) 应定期检查气囊是否漏气，如漏气应及时更换，检查时的气压应高于工作气压。



表15-2-9 带有弹簧刹车的摩擦离合器的常见故障与排除方法

序号	故障	原因分析	排除方法
1	离合器结合不紧, 滑块不动或动的很慢	(1) 石棉铜片磨损过多, 间隙过大 (2) 气压太小 (3) 气阀销子脱落, 气阀不动(图15-2-31) (4) 压柄支架没装紧, 来回窜动(图15-2-22) (5) 滑环22与活塞杆15之间的插键21脱落(图15-2-22) (6) 刹车弹簧中的螺钉断了(图15-2-26) (7) 气缸里边的活塞卡住了(图15-2-26)	(1) 更换石棉铜片调整间隙 (2) 如系减压阀调节不当, 可重调减压阀 (3) 上好销子 (4) 拆开重装, 并于修理工作地试验支架无窜动后, 再装上压床 (5) 重新上好插键, 并紧牢其支承垫片 (6) 更换螺钉 (7) 清洗更换皮碗
2	刹车失灵, 产生打连车现象	(1) 刹车部分摩擦片间隙太大 (2) 图15-2-22结构 1) 滑环与轴咬住卡死 2) 气缸活塞杆断 3) 活塞杆螺纹顶盖7掉了, 活塞与活塞杆脱离 4) 刹车部分内齿座20的锁紧螺母19未拧紧或定位螺钉掉了 5) 刹车端片10与内齿座20之间的直角键折断了 (3) 图15-2-26结构 1) 气缸内活塞卡住, 回不到原位 2) 刹车弹簧折断或力量不足 (4) 电磁铁剩磁 (5) 气阀失灵	(1) 调整间隙 (2) 按下列情况分别处理 1) 拆开刮伤痕, 加强润滑 2) 更换活塞杆 3) 上紧螺纹顶盖7 4) 上紧螺母19, 上紧其定位螺钉 5) 更换直角键 (3) 按下列情况分别处理 1) 清洗更换皮碗 2) 更换弹簧或调整螺母压紧弹簧 (4) 消除剩磁 (5) 见以下叙述
3	刹车时滑块下滑距离过长	(1) 刹车部分摩擦片间隙较大 (2) 凸轮位置不对, 刹车时排气不及时	(1) 调整间隙 (2) 调整凸轮位置
4	结合时或刹车时飞轮轴向窜动(图15-2-22)	(1) 推力轴承16间隙过大 (2) 飞轮轴承滚子与挡环之间的间隙过大	(1) 调整间隙, 拧紧螺母 (2) 调整间隙(见计划修理部分)
5	刹车时有金属撞击声	飞轮内轴隔套内孔磨大, 端面磨损	内孔磨损量小的时候, 可在轴与隔套之间加键联接; 磨损过大应换新的隔套。端面磨损后可加垫片
6	飞轮轴承发热(图15-2-22)	(1) 轴承径向间隙太小或轴向间隙太小 (2) 离合器轴水平度误差过大 (3) 飞轮带槽与电动机带槽不在同一平面上	(1) 调整间隙 (2) 重找水平 (3) 重新调整
7	石棉铜片发热冒烟	(1) 摩擦片间隙太小或者变形翘曲, 不全部脱离 (2) 每分钟结合次数超过规定 (3) 摩擦片间隙过大, 结合过程拖长 (4) 气缸压紧力量太小	(1) 调整间隙, 校正钢摩擦片或者换新的 (2) 按说明书规定使用 (3) 调整间隙 (4) 检查有无漏气, 调整压力
8	按起动车钮, 飞轮不转	(1) 飞轮轴承坏了, 或者摩擦块之间有碎块卡住, 电动机启动不起 (2) 钢摩擦片齿形与槽配合太紧, 脱不开 (3) 电动机电器毛病	(1) 更换轴承, 取出摩擦片之间的碎块或换石棉铜片 (2) 修齿形 (3) 电工修理

序号	故障	原因分析	排除方法
9	气阀失灵	(1) 滑阀卡死, 原因是由于磁铁和阀体安装中心有偏差或者滑阀周围过脏(图15-2-31) (2) 图15-2-32结构 1) 钢球1由于顶杆2被卡住在球座3的圆孔里, 不能断开气路(图15-2-33) 2) 皮碗4软化, 运动不爽 3) 球座3下移, 切不断气路 4) 球与球座之间有污物, 顶不严密, 切不断气路	(1) 调中心与清洗  (2) 按下列情况分别处理 1) 更改球座3的圆孔为一排小孔, 以免顶杆卡住(图15-2-34) 2) 更换皮碗 3) 使球座复位, 将顶丝顶紧 4) 拆开清洗

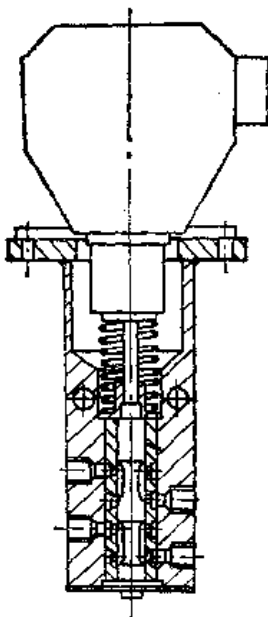


图15-2-31 表15-3-9用图(一)

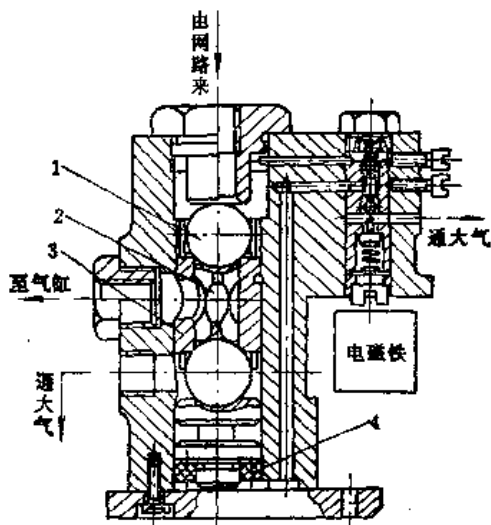


图15-2-32 表15-3-9用图(二)  
1—钢球 2—顶杆 3—球座 4—密封皮碗

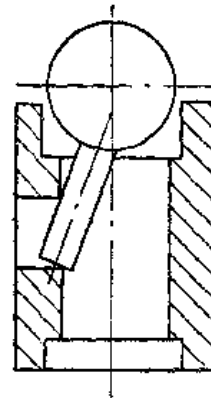


图15-2-33 表15-3-9用图(三)

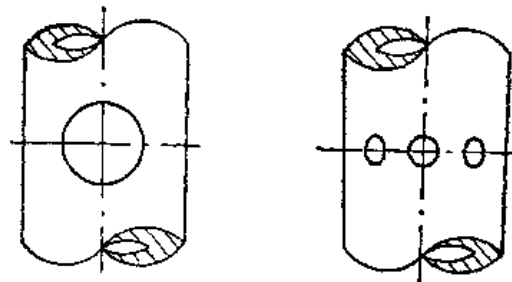


图15-2-34 表15-3-9用图(四)

(4) 在没有装入摩擦鼓轮的情况下, 不许给气囊通气, 以免损坏气囊。

(5) 应经常检查摩擦片与摩擦鼓轮之间有无油污, 油污会使离合器工作时温度升高, 损坏气囊。

(6) 气囊应防止机油、柴油和其它橡胶易溶液体的侵蚀, 或机械损伤。

(7) 摩擦片磨薄后, 要及时更换, 以免磨坏摩擦轮和使气囊膨胀过大。

这种离合器在接合时, 由于是用压缩空气向气囊增压, 离心力不会造成妨碍, 而离心力却有利于

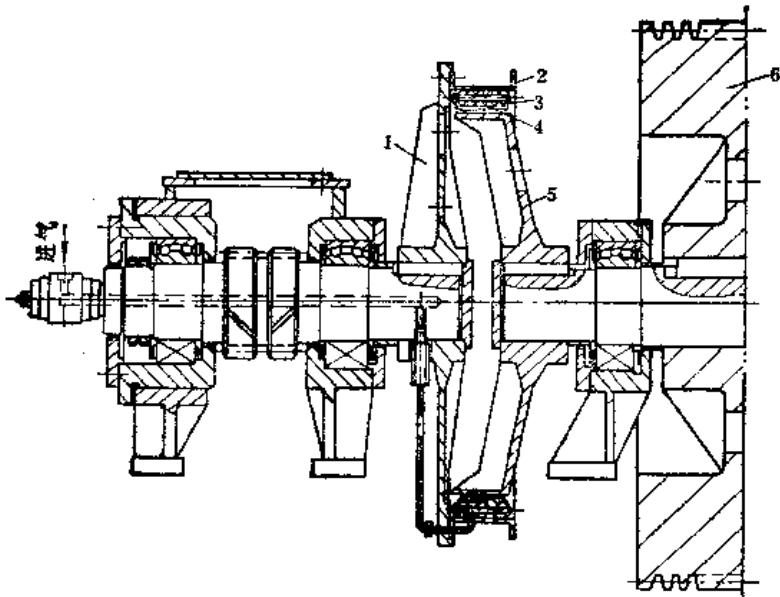


图15-2-35 气囊式离合器  
1—从动盘 2—钢圈 3—气囊 4—摩擦片 5—主动盘 6—飞轮

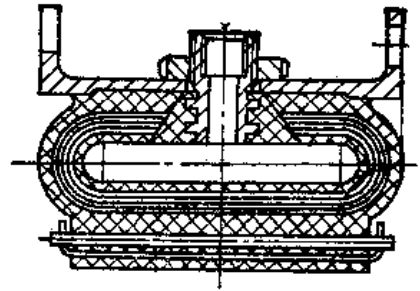


图15-2-36 主动轴上装有外圈固定钢圈的气囊，内圈装有很多块摩擦片使脱开的时间缩短。

6. 悬置式多片离合器的使用与维修

图 15-2-37 的结构是上海锻压机床厂生产的多片离合器。离合器和制动器分别悬置于压力机顶部的

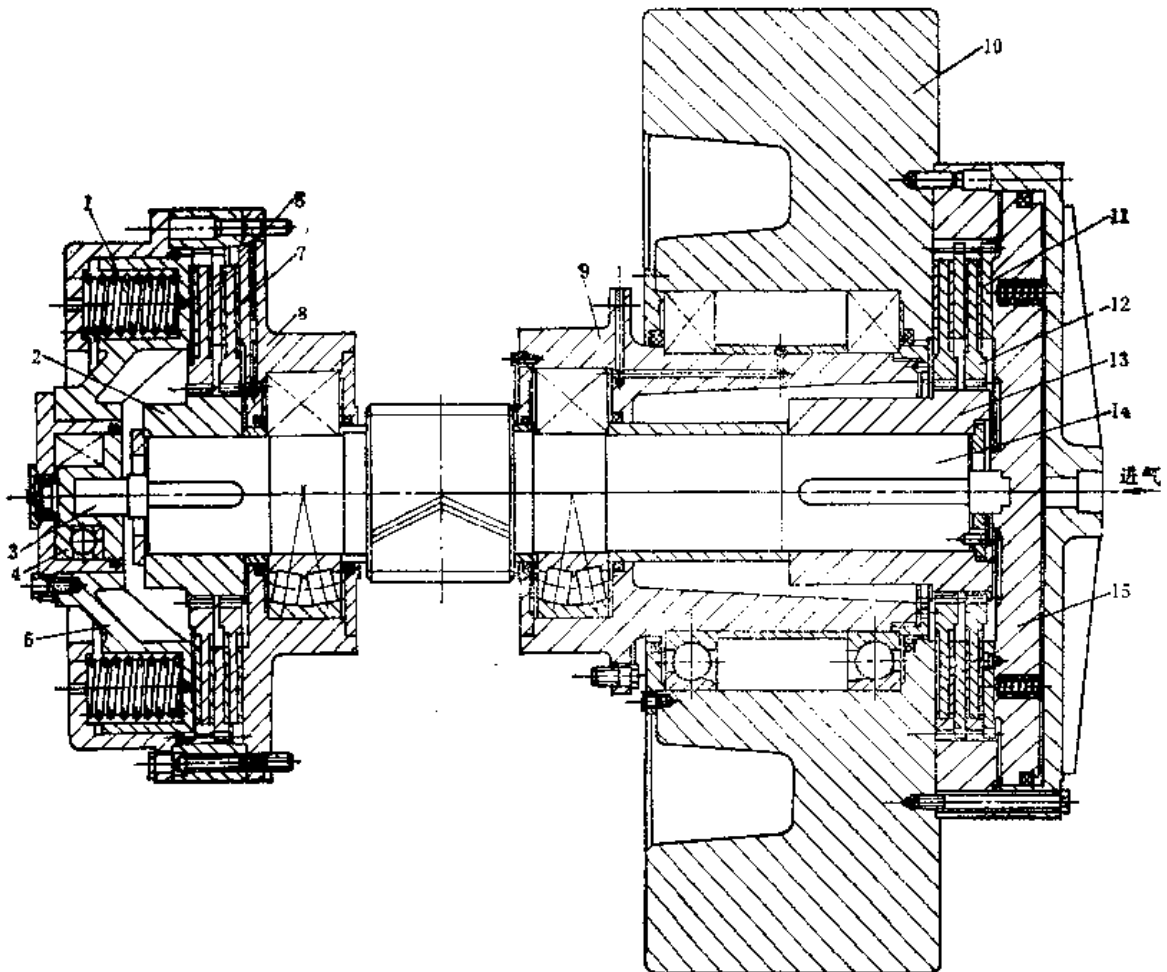


图15-2-37 多片离合器  
1—制动弹簧 2—制动齿座 3—顶杆 4—推力轴承 5—弹簧座 6—制动外齿摩擦片 7—制动内齿摩擦片 8—制动壳体 9—卸荷套 10—飞轮 11—结合外齿摩擦片 12—结合内齿摩擦片 13—结合齿座 14—离合器轴 15—活塞

前后两端。飞轮 10 装在卸荷套 9 上。离合器轴 14 只受扭矩、不受弯矩，轴的刚性较好。离合器和制动器是机械联锁的，安全可靠。当离合器气缸进气时，活塞向左移动，把摩擦片 11 和 12 压紧在飞轮的摩擦面上，飞轮 10 通过分别带外齿和内齿的摩擦片 11、12 带动离合器轴旋转，即开动压力机。当活塞 15 向左移动的同时，顶杆 3 也一起向左移动，把制动盘向左推而压缩弹簧，制动器打开。

当压力机停车时，离合器气缸排气，制动盘在弹簧 1 的作用下，迅速的把摩擦片 6、7 压紧在固定于床体上的壳体 8 的摩擦面上，离合器轴 14 在内、外齿 7 和 6 的摩擦片作用下而被制动住，压力机即停车。

这种离合器采用铜基粉末冶金的摩擦片，要比石棉铜摩擦片的寿命高很多倍。

这种离合器的拆装和修理，基本上和前面的几种一样，可以参考前面的方法和注意事项。

常见故障与排除方法列于表 15-2-10。

### 7. 气动联锁式离合器和制动器控制部分的故障与修理

气动联锁的摩擦离合器和制动器的结合与制动是经空气分配阀进行控制操纵的。下面介绍两种空气分配阀的常见故障与排除方法。

(1) 带有气动平衡装置的双联常闭式二位三通电磁空气分配阀 (图 15-2-38) 这种气阀的好

表 15-2-10 悬置式多片离合器的故障与排除方法

序号	故障	原因分析	排除方法
1	制动角过大或就住不工作	(1) 摩擦片 6 或 7 变形 (图 15-2-37) (2) 壳体 8 摩擦面变形 (3) 弹簧 1 折断 (4) 弹簧的受力不均, 使摩擦盘歪斜 (5) 摩擦片有油污 (6) 气阀有故障	(1) 校正或更换 (2) 拆下加工后研磨 (3) 更换 (4) 调整弹簧使其受力均匀 (5) 拆下清洗 (6) 检查修理
2	离合器打滑、过热	(1) 摩擦片间有油污 (2) 气缸漏气 (3) 气压太低 (4) 摩擦片变形 (5) 摩擦片间间隙大	(1) 拆下清洗 (2) 检查密封件 (3) 调整 (4) 校正或更换 (5) 调整合适的间隙 (每片间 1~1.5mm)
3	离合器接合, 制动器不能打与推力轴承 4 的接合面开, 产生过热冒烟	(1) 顶杆 3 折断 (2) 顶杆 3 磨损 (3) 顶杆 3 的轴线与推力轴承 4 的接合面开, 产生的垂直度超差 (4) 制动器摩擦片间间隙小	(1) 更换顶杆 (2) 更换顶杆 (3) 加工调整保证垂直度误差 $\leq 0.02\text{mm}$ (4) 调整到合适的间隙, 每片间为 1~1.5mm

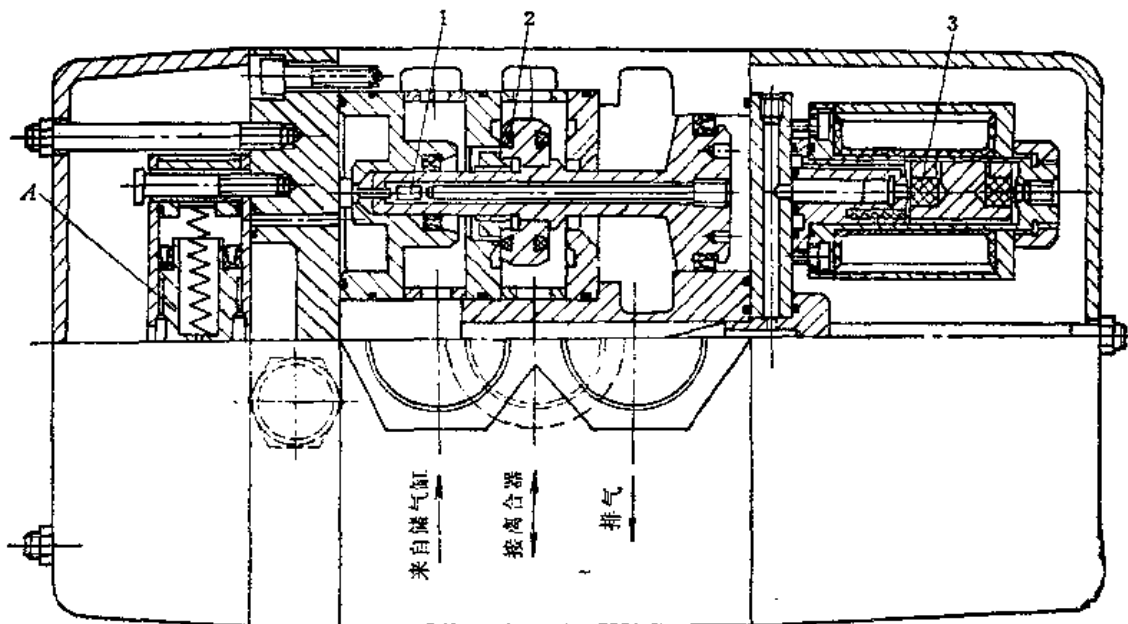


图 15-2-38 带有气动平衡装置的双联常闭式二位三通电磁空气分配阀  
1、2、3—密封垫

处是两个单阀并联一体，直流线圈控制不易剩磁。带有气动平衡装置，两单阀中任一阀失灵都通过平衡活塞A的斜面反映到气阀线圈的控制电路上去，使控制线路断电，以防止离合器与制动器因气阀失灵而造成事故。因此这种阀具有动作灵敏可靠，反映迅速，寿命长等优点。但这种气阀结构较复杂，加工困难，因大部分零件都采用铜或不锈钢、铝等材料，故造价昂贵。

该阀的故障通常都经过平衡活塞A反映出来，密封垫1和密封垫2、3因频繁的冲击而损坏，这三处密封垫任意一处损坏都会使平衡活塞A失去平衡。这时需将损坏的垫片取出换上新的垫片。密封垫1是用尼龙棒制成的。密封垫2是将尼龙塑料剪成碎块放入密封垫本体空腔中，加温使其溶化然后磨平。密封垫3可用橡胶圈打入空腔中，然后将两端面磨平高出本体0.5mm。

这种空气分配阀用在气动联锁的离合器和制动器的控制系统气路时，必须在离合器的气路上串连一个节流阀（图15-2-39），节流阀的作用是使离合器在结合时滞后于制动器，避免制动器在没有脱开时离合器先结合，造成电机电流过大摩擦片磨损过快的现象。在离合器的气路上还装有压力继电器，以防止因气压不足造成的事故。

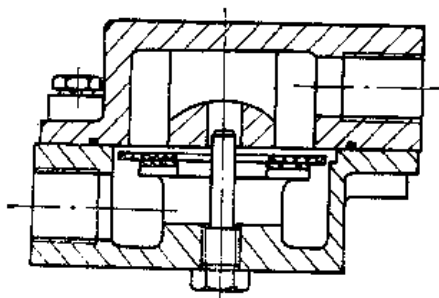


图15-2-39 节流阀

(2) 由两个单独的常闭式二位三通电磁阀组成的空气分配阀（图15-2-40）这两个单阀，一个用于离合器，一个用于制动器。两阀的控制部分互相联锁，动作灵敏，结构简单。由于两个阀的控制部分相互制约，因此用在气路联锁的离合器和制动器结构中比较可靠。该阀材料成本较低，加工容易。这种阀的主要缺点是：

1) 不能手动操纵，故在修理时离合器与制动器的调整需多人配合，不方便。

2) 由于主阀芯1是由四个零件组成，因此在

装配中有时因零件加工精度的影响，会使主阀芯的活塞与下面的导向杆5不同心，致使主阀芯活动不自如，甚至卡死。

该阀的故障主要常见于控制部分滑柱2的弹簧3，有时因淬火过硬由于冲击弹簧会折断，使小滑柱的下面封不住，造成控制部分漏气而不好用。有时会因为长时间的使用，弹簧疲劳，使小滑柱的下面封不住，这时需要更换弹簧。

主阀芯的密封垫4在长时间的使用中，频繁的冲击会使密封垫的尼龙塑料垫片损坏，这时应将损坏的垫片取出，更换新的垫片。

### 8. 离合器的改装设计

压力机在生产使用过程中，会发现一些原设计的部件不适于生产需要的情况。随着生产发展的新要求，有时也需要提高压力机的使用性能，有些零部件为了减少修理停车台时，延长修理间隔期，也需进行技术改造。因此压力机的改装设计工作也是经常进行的一项工作。

刚性离合器的改装计算较简单，这里主要叙述一下摩擦离合器的改装设计和计算方面的问题。

摩擦离合器的改装设计需要进行两个方面的计算：离合器传递力的计算和飞轮做功的计算。其计算结果应该与原离合器的转矩和飞轮功的数值大致相同，不能低于原设计的数值，也不要过大于原设计的数值（如果原设计数值是正确的）。数值小了，不能保证压力机的正常工作；数值太大，在发生超负荷时会造成过大的破坏性。

#### (1) 离合器轴上传递转矩的计算

1) 先列出原压力机的原始参数，画出传动系统简图。

2) 根据原始参数，依照下列通用公式计算出当量力臂 $m_K$ 和曲柄轴所需传递的转矩 $M_K$ ：

$$m_K = R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \frac{1}{2} \mu [(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_0]$$

式中  $R$ ——曲柄半径；

$\alpha$ ——曲柄的回转角；

$\lambda$ ——连杆系数，即  $R/l$ ；

$l$ ——连杆长度；

$\mu$ ——滑动轴承的摩擦系数（一般取  $\mu = 0.05 \sim 0.1$ ）；

$r_A$ ——连杆大端的轴半径；

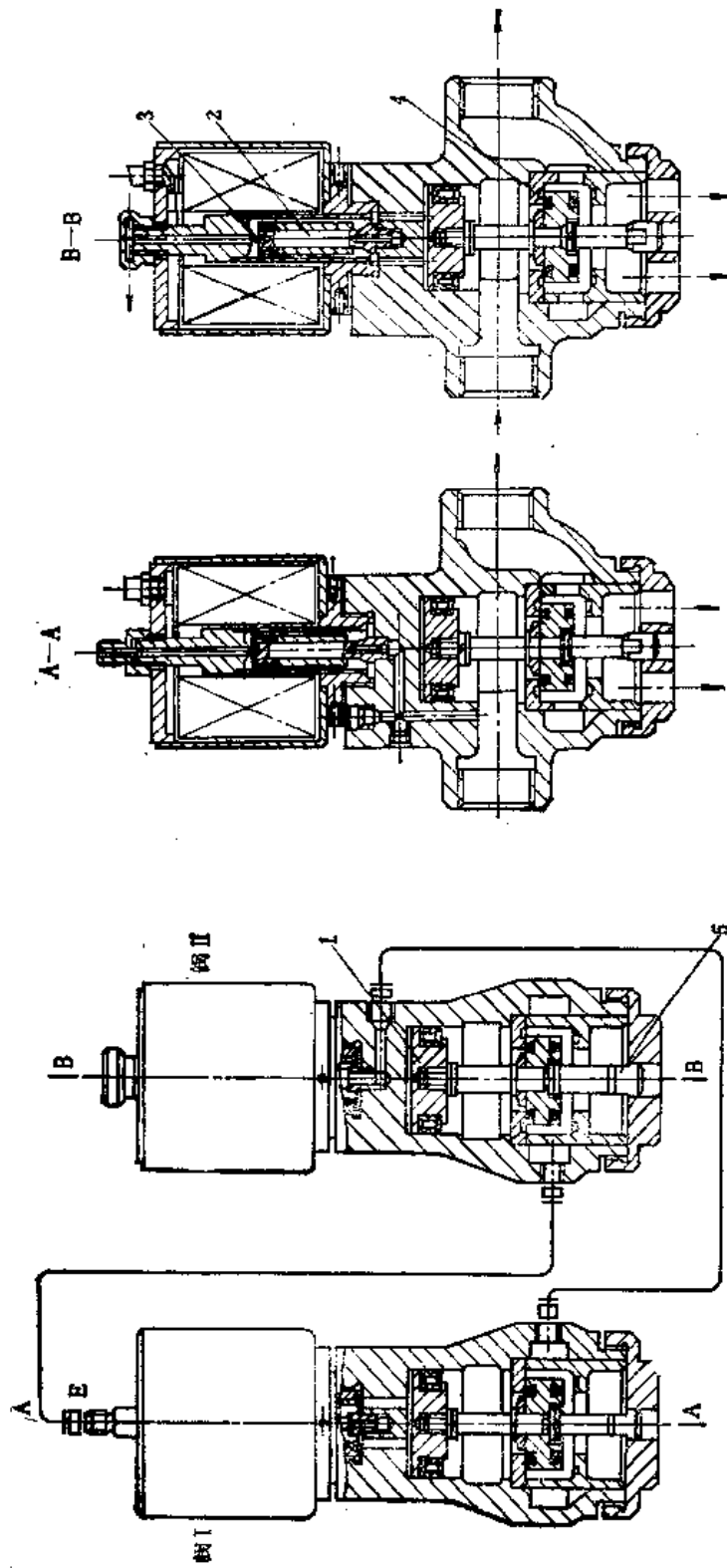


图15-2-40 由两个单独的常闭式二位三通电磁阀组成的空气分配阀  
 1—主阀芯 2—滑柱 3—密封垫 4—弹簧 5—导向杆

$r_H$ ——连杆小端的轴半径;  
 $r_0$ ——曲柄或偏心的支承轴半径。

而  $M_K = P_D \beta K$

式中  $P_D$ ——压力机的公称压力。

3) 计算离合器轴上应该传递的转矩  $M_P$  :

$$M_P = \frac{\beta M_K}{i \eta}$$

式中  $i$  ——离合器轴与曲轴之间的传动比;  
 $\eta$  ——离合器轴与曲轴之间的传动效率, 一级齿轮传动为 0.96, 二级齿轮传动为 0.92, 三级为 0.88;  
 $\beta$  ——储备系数, 这个数值应考虑摩擦系数的变化、气压的波动和其它阻力对传递转矩的影响, 取得过大, 将不合理的增大了摩擦离合器部件的尺寸, 但取得过小又有可能导致传动的不稳定, 其数值的大小可参考表15-2-11选取。

表15-2-11 储备系数 $\beta$

机械压力机种类	离合器所在轴	
	传动轴或中间轴	主 轴
通用压力机		
行程次数 > 60 r/min	1.1(1.0)	1.2(1.1)
行程次数 < 60 r/min	1.15(1.05)	1.3(1.15)
双动拉伸压力机	1.15	1.25
剪切机	1.24	1.3
精压机	1.1	1.15
多工位自动压力机	1.05(1.0)	1.1(1.05)
热模锻压力机	1.0	1.1
冲剪机	1.0(0.82)	1.1(0.9)
专用快速薄板压力机 ( $n > 200$ 次/min)	0.95(0.85)	1.0(0.9)

注: 当离合器作为过载保护时选用括号内数值。

(2) 摩擦离合器摩擦面主要尺寸的计算

1) 多片式离合器转矩  $M_P$  的计算:

$$M_P = \frac{2}{3} \pi q \mu m (R_2^3 - R_1^3)$$

式中  $q$  ——作用在摩擦面上的单位压力 (N/cm<sup>2</sup>);

$\mu$  ——摩擦系数 (根据摩擦材料定);

$R_1$  ——摩擦面的内半径;

$R_2$  ——摩擦面的外半径;

$m$  ——摩擦面的数量。

2) 单盘镶块式离合器的转矩  $M_P$  的计算:

$$M_P = 2 q n \mu F R_{cp}$$

式中  $q$  ——作用在摩擦面上的单位压力 (N/cm<sup>2</sup>);

$\mu$  ——摩擦系数;

$F$  ——一个摩擦块单面的面积;

$n$  ——摩擦块数;

$R_{cp}$  ——摩擦盘的摩擦半径。

表 15-2-12 是常用几种摩擦块摩擦半径的计算公式。

3) 气囊式摩擦离合器转矩  $M_P$  的计算:

$$M_P = T R$$

式中  $R$  ——摩擦轮半径;

$T$  ——摩擦面上的摩擦力 ( $T = Q \mu$ );

$\mu$  ——摩擦片与摩擦轮之间的摩擦系数;

$Q$  ——作用在摩擦轮上的压力 ( $Q = P - F$ );

$P$  ——由气囊中空气压力引起的对摩擦轮的总压力 ( $P = 2 \pi R_1 B q$ );

$R_1$  ——气囊内圆周最小半径;

$B$  ——气囊平面部分宽度;

$q$  ——空气压力 (N/cm<sup>2</sup>);

$$F = \frac{mv^2}{r} = \frac{G}{gr} \left( \frac{2 \pi r n}{60} \right)^2$$

$F$  ——气囊旋转时自身产生的离心力;

$m$  ——离合器旋转部分 (气囊) 的质量;

$v$  ——摩擦轮表面的圆周速度;

$G$  ——离合器旋转部分 (气囊) 的重量;

$n$  ——离合器轴每分钟转数;

$g$  ——重力加速度;

$r$  ——气囊截面重心的半径。

(3) 气缸压力的计算 气动摩擦离合器的接

合和制动的联锁型式有机械联锁和气阀联锁两种。

气缸产生的总压力

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

$$Q_1 = q F_{\text{缸面}}$$

多盘式  $F_{\text{缸面}} = \pi (R_2^2 - R_1^2)$

镶块式  $F_{\text{缸面}} = Z F$

式中  $Z$  ——镶块的数量;


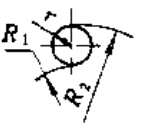

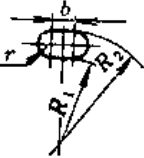
$F$  ——一个镶块的一面的面积;

$Q_2$  ——克服弹簧所需的力, 即克服离合器脱开弹簧 (气动联锁时) 或制动弹簧 (机械联锁时) 所需的力;

$Q_3$  ——气缸密封圈的摩擦阻力;

对于环形活塞:

表15-2-12 摩擦块摩擦半径的计算公式

摩擦块形状	摩擦转矩 $M_p$	当量摩擦半径 $R$
	$\mu q R_{cp} [\pi r^2 + 2rb] mn$	$R_{cp}$
	$\mu q R_{cp} \pi r^2 \left[ 1 + \frac{1}{6} \left( \frac{r}{R_{cp}} \right)^2 \right] mn$	$R_{cp} \left[ 1 + \frac{1}{6} \left( \frac{r}{R_{cp}} \right)^2 \right]$
	$\mu q R_2 \frac{\pi r^2}{2} \left( 1 - 0.706 \frac{r}{R_2} \right) mn$	$\frac{R_2 \left( 1 - 0.706 \frac{r}{R_2} \right)}{1 - 0.16 \frac{r}{R_2}}$
	$\mu q R_{cp} \pi r^2 \left[ 1 + \frac{1}{6} \left( \frac{r}{R_{cp}} \right)^2 \right] mn$	$R_{cp} \frac{2br + \pi r^2 \left[ 1 + \frac{1}{6} \left( \frac{r}{R_{cp}} \right)^2 \right]}{2br + \pi r^2}$

$$Q_3 = \pi \mu_0 (DB + db) m_0 q$$

对于盘形活塞:

$$Q_3 = \pi \mu_0 DB m_0 q$$

式中  $\mu_0$ ——密封圈与气缸间的摩擦系数 (0.08~0.1);

$D$ ——密封圈的外径;

$d$ ——密封圈的內径;

$B$ ——密封圈外圆的宽度;

$b$ ——密封圈内圆的宽度;

$m_0$ ——密封圈的数目;

$q$ ——空气压力;

$Q_3$ ——摩擦盘移动时齿槽或导向销间和托盘窗口的摩擦阻力;

对于单盘式:

$$Q_4 = M_c \left( \frac{\mu_0}{R_{cp}} + \frac{\mu_r}{R_r} \right)$$

式中  $M_c$ ——离合器从动部分的阻力矩 (0.3~0.5 $M_p$ );

$\mu_0$ ——摩擦块侧面和托盘窗口间的摩擦系数 ( $\mu_0 = 0.3$ );

$\mu_r$ ——导向销与套筒间的摩擦系数 (0.15~0.20);

$R_{cp}$ ——摩擦盘的摩擦半径;

$R_r$ ——导向销中心与离合器轴中心之距离。

对于多片式:

$$Q_4 = M_c \mu_c \left( \frac{1}{r'_1} + \frac{1}{r'_2} \right)$$

式中  $\mu_c$ ——摩擦盘齿槽间的摩擦系数, 可取 (0.1~0.15);

$r'_1$ ——主动盘齿的节圆半径;

$r'_2$ ——从动盘齿的节圆半径。

(4) 制动器转矩  $M_T$  的计算

$$M_T = \frac{A 180^\circ}{\phi \pi i}$$

式中  $A$ ——全部从动件的动能 ( $1/2 J \omega^2$ );

$\phi$ ——制动角 (一般取  $5^\circ \sim 15^\circ$ );

$i$ ——制动器至曲柄轴之间的传动比;

$\omega$ ——制动器的角速度 ( $\pi n/30$ );

$n$ ——制动器的每分钟转数;

$J$ ——全部从动件的转动惯量。

从动件转动惯量  $J$  的计算可以分级进行, 然后将每根 (级) 上的转动惯量折算到制动器的轴上。如:



$$J = J_1 + J_2 \frac{1}{i_2^2} + J_3 \frac{1}{i_3^2} + J_4$$

$J_1$ ——制动器轴上的从动部分的转动惯量；

$J_2$ ——中间轴上的转动惯量；

$i_2$ ——中间轴至制动器轴上的速比；

$J_3$ ——曲轴上的转动惯量；

$i_3$ ——曲柄轴到制动器轴间的速比；

$J_4$ ——连杆滑块移动机构的从动惯量，一般可取总惯量的1%。

$J_{\Sigma} = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5$  (工字筋) +  $J_6$  (偏心轮)

(5) 飞轮的设计 改装后的飞轮能量应保持和原压力机的飞轮能量大致相同。因此改装飞轮能量的计算可以采取核算原飞轮的能量。如有需要，也可以按下述方法对原设计飞轮的能量进行校核。

近年来我国研究单位进行了不少的实验和研究工作。得出结果表明压力机在一个工作周期里所消耗的能量  $A$  为 (单次行程时)

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7 \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中  $A_1$ ——工件成形需要的能量；

$A_2$ ——工作行程时曲柄连杆机构的摩擦功；

$A_3$ ——冲压工件时由于压力机受力系统的弹性变形所消耗的能量；

$A_4$ ——用拉伸垫工作时消耗于拉伸垫的能量；

$A_5$ ——压力机空程向下和空程向上时所消耗的能量；

$A_6$ ——单次行程时离合器接合时所消耗的能量；

$A_7$ ——单次行程时滑块停止，飞轮空转时所消耗的能量。

1) 工件成形所需的能量  $A_1$  曲柄压力机可用于冲裁、拉伸、压弯、模锻、挤压等工艺，不同的工艺，工件成形所需要的能量也不相同，在工作行程范围内，变形力随行程的变化而改变其大小。由于工艺力在各行程处很难测定，所以  $A_1$  的大小可以根据下述经验公式来计算：

$$A_1 = \frac{1}{2} P S_g$$

式中  $P$ ——压力机的公称压力 (kN)；

$S_g$ ——板料厚度 (mm)。

对于快速压力机 (无齿轮传动)：

$$S_g = 0.63 \sqrt{P}$$

对于慢速压力机 (有齿轮传动)：

$$S_g = 1.27 \sqrt{P}$$

2) 压力机工作行程时曲柄连杆机构所消耗的摩擦功  $A_2$

$$A_2 = m_K \mu P_P \frac{\pi \alpha_g}{180} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中  $m_K \mu$ ——摩擦当量力臂 (mm)；

$P_P$ ——工作行程中平均工件变形力 (kN)；

$\alpha_g$ ——工作行程曲柄转角。

对于冲裁工序： $P_P = 0.4 \sim 0.5 P$ ；

对于不用压边装置的拉伸工序： $P_P = 0.23 P$ ；

对于使用拉伸垫的拉伸工序： $P_P = 0.38 P$ ；

对于冷挤压工序： $P_P = 1.0 P$ 。

3) 压力机受力系统的弹性变形所带来的能量损耗  $A_3$  压力机工作行程时，机身、曲柄、连杆、滑块机构和模具等因受载产生弹性变形，受力系统储存了弹性变形功。对于加工结束阶段变形力下降缓慢的拉延工艺，弹性变形功可以转化为使工件成形的有效能量。对于变形力下降很陡的冲裁工艺，弹性变形功只能部分的转化为有效的能量，另一部分则为能的消耗。对于校平和模锻等工艺，当压力机行程终了时由于弹性变形功的作用，上模仍然压紧制件，弹性变形的功转化为推动滑块回程的有效功，但由于摩擦损失也要消耗掉一部分能量。由于拉伸、校平、模锻、挤压等工艺所产生的弹性变形功可以转化为有效功。因此由于弹性变形所引起的能量消耗可以忽略不计。对于冲裁工艺，弹性变形的能量消耗可以近似的按下式计算，

$$A_3 = \frac{P}{2K} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中  $P$ ——压力机额定压力 (kN)；

$K$ ——压力机的刚度 (kN/mm)，在近似计算中，可取  $K = 300 \sim 500 \text{ kN/mm}$ 。

4) 消耗于拉伸垫的能量  $A_4$  在通用压力机进行冲裁时，如用拉伸垫推料，则滑块需克服拉伸垫的作用力作功。拉伸垫的推料行程可以取板厚度的两倍。消耗于拉伸垫的能量为

$$A_4 = P_y h \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中  $P_y$ ——拉伸垫的压边力 (kN)；

$h$ ——冲裁时拉伸的推料行程 ( $h = 2 S_g$ )。

5) 压力机空程向下和空程向上所消耗的能量  $A_5$  压力机空行程时的能量消耗与压力机的结构尺寸、表面加工质量、润滑情况、传送带的拉紧程

度、制动器调整情况等因素有关，根据试验结果，通用压力机空行程所消耗的能量为该压力机主传动额定功率的 10%~35%。图 15-2-41 所示实验的数据可供概略计算通用压力机空行程损耗功之用，如压力机带有辊式自动送料机构，则由图 15-2-41 查得的空行程损耗还须乘以系数 1.2。

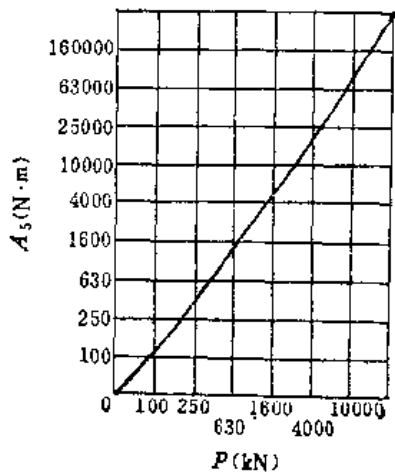


图15-2-41 压力机的空行程功

6) 单次行程，离合器结合所消耗的能量  $A_6$ 。离合器接合时所消耗的能量可分成两个部分：① 压力机从动部分加速所需要的能量；② 离合器结合时发热的能量损失。根据有关单位的实验结果和对国产 7 台压力机的核算， $A_6$  大体占总功率的 19%~27.5%，大多数都在 20% 左右。

7) 单次行程时滑块停止，飞轮空转时所消耗的能量  $A_7$ 。根据通用压力机实验，飞轮空转时主电机所需的功率约为主电机额定功率的 0.06~0.3 倍，开式压力机飞轮采用滑动轴承时比值偏高。通用压力机飞轮空转时所需要的功率  $N_7$  (kW) 可按图 15-2-42 大致求出。因此飞轮空转时所消耗的能量为

$$A_7 = 1000N_7(t - t_1) \quad (\text{N}\cdot\text{m})$$

式中  $t$  —— 压力机单次行程时循环周期 (s)；  
 $t_1$  —— 曲柄回转一周所需的时间 (s)。

计算出压力机所需的能量  $A$  之后，就可以对主电机功率进行核算和计算飞轮的所需的转动惯量及几何尺寸。

在冲压工件时，主要是靠飞轮放出能量。为了简化计算，可以忽略电机的能量，按工作行程时所需能量  $A'$  (全部由飞轮供应) 计算。

折算到飞轮轴上的所需转动惯量  $J_f$  或飞轮转

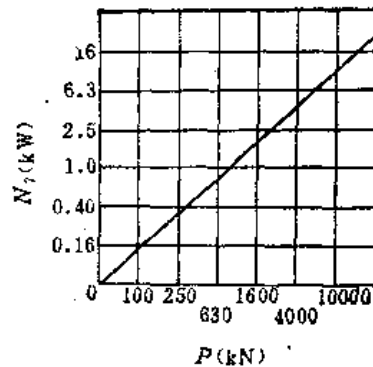


图15-2-42 飞轮空转功率

矩  $GD^2$ ，按下式计算：

$$J_f \approx \frac{90i^2 A'}{n^2 \delta} \quad (\text{kg}\cdot\text{m}^2)$$

$$GD_f^2 \approx \frac{3600i A'}{n^2 \delta} \quad (\text{N}\cdot\text{m})$$

式中  $i$  —— 电机轴到飞轮轴的传动比，

$A'$  —— 工作行程时所需的能量即  $A' = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$  (N·m)；

$n$  —— 电机实际额定转速 (r/min)；

$\delta$  —— 飞轮的转速不均匀系数，

$$\delta \approx 2.2K(S_e + S_f)$$

$S_e$  —— 电动机额定转差率 (表 15-2-13)；

$S_f$  —— 电动机轴到飞轮轴传动 V 带的弹性滑动系数， $S_f \approx 0.01$ ；

$K$  —— 电动机安全系数 (表 15-2-13)。

表15-2-13  $S_e$  和  $K$  值

压力机每分钟实际开动的行程次数	建议采用的电动机额定转差率 $S_e$	电动机安全系数 $K$
15以下	0.12~0.08	1.2
15~50	0.08~0.04	1.3
50以上	0.04~0.02	1.4~1.6

根据求得的折算到飞轮轴上的转动惯量  $J_f$  或飞轮转矩  $GD_f^2$ ，可以计算飞轮的尺寸。

传动系统的主动部分的转动惯量  $J_f$ ，除小型压力机是飞轮本身的转动惯量外，大、中型压力机还包括了其他主动件的转动惯量。一般飞轮本身的转动惯量占全部主动转动惯量的 80%~90%。

图 15-2-43 是常用的一种飞轮结构。飞轮外径  $D_2$  是由传动比来决定的：

$$D_2 = iD_1$$

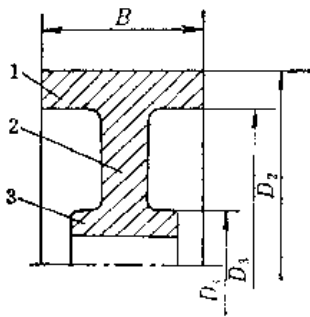


图15-2-43 飞轮结构  
1—轮缘 2—轮辐 3—轮毂

$i$  ——电动机轴到飞轮轴的传动比;

$D_1$  ——电动机轴上小V带轮直径。

飞轮宽度  $B$  由带轮槽数,  $J_f$  的大小, 结构形式等因素决定。

$$D_2 = \sqrt[4]{D_1^4 - \frac{100K_f J_f}{\rho B}} \quad (\text{m})$$

$$D_3 = \sqrt{D_1^2 - \frac{2.5K_f G D^2}{\rho B}} \quad (\text{m})$$

式中  $D_2$  ——飞轮外径 (m);

$K_f$  ——飞轮本身转动惯量系数, 小型压力机的  $K_f \approx 1$ , 大、中型压力机的  $K_f \approx 0.8 \sim 0.9$ ;

$J_f$  ——主动部分的转动惯量 ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ );

$G D^2$  ——主动部分的飞轮转矩 ( $\text{N} \cdot \text{m}$ );

$B$  ——飞轮轮缘宽度 (m);

$\rho$  ——金属密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ):

铸铁  $\rho = 7.2 \times 10^3 \text{kg}/\text{m}^3$ ;

铸钢  $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{kg}/\text{m}^3$ 。

计算出飞轮的尺寸后还必须核验外圆的圆周速度, 如果圆周线速度  $v$  过高, 会使飞轮破裂。可参考下边数据选择材料。

铸铁飞轮,  $v \leq 25 \text{m}/\text{s}$ , 最大不得超过  $30 \text{m}/\text{s}$ ; 铸钢飞轮,  $v \leq 40 \text{m}/\text{s}$ , 可用到  $50 \text{m}/\text{s}$ 。

飞轮回转的跳动量与加工精度和装配精度有关, 可参考表 15-2-14 选定。

表15-2-14 飞轮回转的跳动量 (mm)

项 目	飞 轮 直 径	
	<1000	1000~2000
径向圆跳动	$\leq 0.10$	$\leq 0.15$
端面圆跳动	$\leq 0.20$	$\leq 0.30$

(6) 飞轮和飞轮轴上旋转件的平衡 飞轮的转速一般较高, 而飞轮和其它旋转件的重量也较大, 又多为铸件。由于铸造和机械加工的各种缺陷, 会使零件材质密度不匀, 壁厚、筋宽不均等, 破坏了几何体重量的对称性, 致使飞轮和飞轮轴振动。轻则影响轴承的寿命, 重则会造成轴承立即损坏, 导致床身摆动, 影响基础寿命。因此, 必须对飞轮等零件进行平衡校正。

一般对于  $Qn \geq 25$  的零件, 都需要进行平衡校正。

$Q$  ——飞轮的重量 (t);

$n$  ——飞轮轴的每分钟转数。

压力机的飞轮尺寸大, 而且重, 一般的压力机使用厂都没有这样大的动平衡设备, 另外由于压力机的飞轮转数一般都在  $700 \text{r}/\text{min}$  以下, 飞轮宽度与直径的比值一般不超过  $0.7$ 。因此, 飞轮只作静平衡便可以了。

静平衡不能消除动不平衡引起的力偶。因为静平衡只能确定不平衡重量的径向位置, 而不能确定其轴向位置, 因此宽度大, 转速过高的零件应该进行动平衡。

静平衡的方法很多, 平衡的精度与采用的平衡方法有关, 剩余不平衡力矩包括支承装置的摩擦力矩。因此, 平衡装置中的摩擦越小越好。常用的静平衡法有:

1) 在产品本身的滚动轴承上进行平衡校正

摩擦力矩:  $M_0 = Q r f_1$  ( $\text{N} \cdot \text{cm}$ )

式中  $Q$  ——包括轴在内的被平衡零件的重量 (kg);

$r$  ——支承轴颈的半径 (cm);

$f_1$  ——滚动轴承中的摩擦系数 (表 15-2-15)。

表15-2-15 滚动轴承的摩擦系数

轴 承 型 式	$f_1$
球滚动轴承	0.001
圆柱滚动轴承	0.003
圆锥滚子轴承	0.005

2) 在双圆盘式平衡架上进行平衡 (图 15-2-44)

摩擦力矩:  $M_0 = \frac{Q(f_2 D + f_1 d r)}{\cos \alpha D}$

式中  $Q$  ——包括轴在内的被平衡零件的重量 (kg);

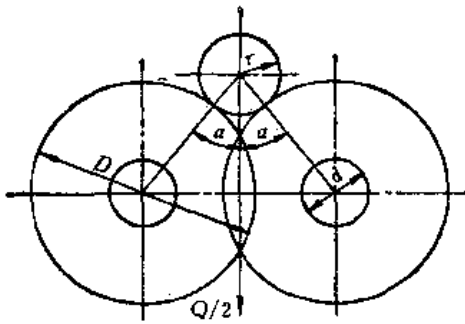


图15-2-44 在双圆盘式平衡架上进行平衡图

- D——平衡架上圆盘滚子直径 (cm);
- d——圆盘滚子支架轴颈的直径 (cm);
- r——支承被平衡零件轴的半径 (cm);
- $f_1$ ——滚动轴承中的摩擦系数 (表 15-2-15);
- $f_2$ ——滚动摩擦系数 (表 15-2-16);
- $\alpha$ ——零件轴线与圆盘轴线所形成的夹角。

表15-2-16 滚动摩擦系数

零件重量 (kg)	$f_2$
3000以下	0.003
3000~10000	0.005
10000以上	0.007

3) 在刃口式平衡架上进行平衡

摩擦力矩:  $M_0 = Qf_2$

式中 Q——包括轴在内的被平衡零件的重量 (kg);

$f_2$ ——滚动摩擦系数 (表 15-2-16)。

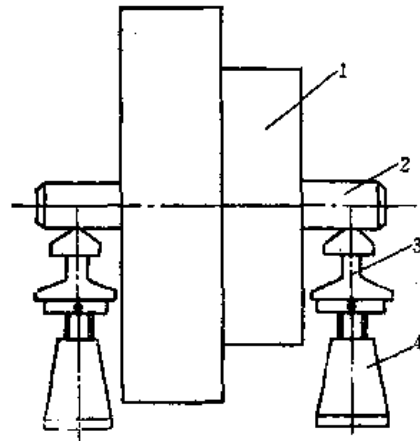


图15-2-45 平衡方法  
1—飞轮 2—轴 3—轨道 4—千斤顶

平衡方法见图 15-2-45。可用两根长大于 3 倍轴径的钢轨把上面刨出刃口, 然后用螺旋千斤顶支平, 用水平仪检查保证其平直度和等高, 就可以放上飞轮来回滚动进行平衡的校核。放上飞轮之后, 还需再检查一次两根导轨的平直度。如果飞轮太重, 轴的硬度不够, 可以在轴的两端滚动处的外圆上套上两个淬火磨光的钢套。

找出不平衡点后, 最好是在不影响零件工作性能的地方用钻孔来去重, 以达到零件的平衡。

对于需要进行平衡的零件, 最好单独进行平衡, 这样更换备件比较方便。如零件受结构的限制, 无法进行单独平衡, 也可以和其它旋转件一起进行平衡。

关于允许不平衡矩的大小, 根据某厂的经验, 表 15-2-17 中的数值, 可供参考。

表15-2-17 飞轮允许的不平衡矩

( $\times 10^{-2} \text{ N} \cdot \text{m}$ )

n (r/min)	G (kN)																		
	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
200	34	51	68	85	102	119	136	153	170	187	205	220	238	255	272	290	305	323	340
250	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285	300
300	28	42	56	70	84	98	112	126	140	154	168	182	195	210	225	240	252	265	280
350	25	37.5	50	62.5	75	87.5	100	112.5	125	137	150	162	175	185	200	212	225	237	250
400	24	36	48	60	72	84	96	108	120	132	145	155	168	180	192	205	215	228	240
450	22	33	44	55	66	77	88	99	110	121	132	143	155	165	175	185	198	210	220
500	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
550	19	28.5	38	47.5	57	66.5	76	85.5	95	105	115	124	133	143	152	162	170	180	190
600	18	27	36	45	54	63	72	81	90	100	108	117	126	135	145	153	162	170	180
650	16	24	32	40	48	56	64	72	80	88	95	105	112	120	128	135	145	152	160
700	14	21	28	35	42	49	56	63	70	77	85	90	100	108	112	120	125	133	140

(7) 摩擦块材料和形状的选择

1) 压力机常用的摩擦材料 有石棉铜、Z64 石棉塑料、铜基粉末冶金、铁基粉末冶金等。

① 铜基粉末冶金材料, 性能良好, 但不宜太厚, 一般用于片式摩擦离合器, 寿命可以很长。

② Z64 石棉塑料是我国 1964 年研制成功的一种新型的摩擦材料, 经焦化后的石棉塑料, 性能良好, 比老的石棉铜材料寿命高出多倍。但因各厂生产工艺不一致, 质量差异也较大, 还需进一步稳定工艺。

③ 铁基粉末冶金, 也是一种比较好的摩擦材料。铁基的粉末冶金, 成本低, 摩擦性能也好, 也有用于摩擦离合器的价值。

2) 摩擦块的形状 根据不同的结构, 不同的加工工艺, 可以有很多种的几何形状。目前国内采用比较多的是长圆形的和扇形的。

长圆形摩擦块的高度和宽度之比, 一般取高和宽之比为 1.17~1.25。

$$\frac{R_2 - R_1}{2r}$$

式中  $R_1$ ——摩擦块的内半径;  
 $R_2$ ——摩擦块的外半径;  
 $2r$ ——摩擦块的宽度。

根据有关试验表明, 比值  $\frac{R_2 - R_1}{R_{cp}} = 0.3 \sim 0.5$

时, 相当于  $\frac{R_1}{R_2} = 0.5 \sim 0.74$  时, 摩擦盘传递的转矩为最大 ( $R_{cp}$ ——摩擦盘的摩擦半径)。

(8) 摩擦面比压  $q$  的选择 比压  $q$  的选择是根据离合器和制动器的结构、摩擦材料的性能、压力机的工作条件等因素来决定的。生产和实验表明, 离合器和制动器的摩擦面的单位比压  $q$ , 对摩擦面的瞬时温升, 离合器、制动器的稳定工作温度和使用寿命都有很大的影响。高比压和过低的比压都会使离合器和制动器工作温度升高, 磨损量增大, 寿命降低。只有在一定的比压范围内, 摩擦系数变化较小, 磨损量也较少 (图 15-2-46 和图 15-2-47)。

Z64 石棉塑料的摩擦块, 取  $q = 120 \sim 170 \text{ N/cm}^2$  时, 磨损量较少 (见图 15-2-47)。设计时可取  $50 \sim 150 \text{ N/cm}^2$ 。对于制动器, 由于散热条件差, 热容量小, 应取小的比压。石棉铜一般取  $20 \sim 60 \text{ N/cm}^2$ , 铜基粉末冶金取  $50 \sim 150 \text{ N/cm}^2$ 。

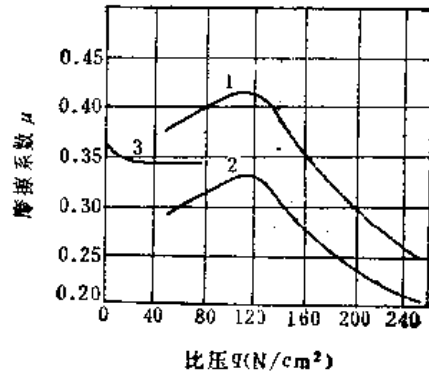


图15-2-46 摩擦系数随比压的变化  
 1—Z64-铸铁 2—Z64-钢 A5 3—石棉铜-钢 A5

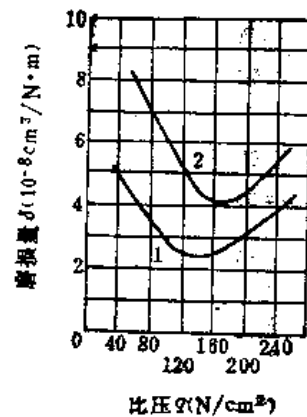


图15-2-47 磨损量随比压的变化  
 1—Z64-铸铁 2—Z64-钢 A5

(9) 磨损系数的核算 离合器和制动器在结合和制动过程中, 由于摩擦工作面之间的相对滑动, 造成摩擦材料的发热和磨损。相对滑动所耗的摩擦功是发热与磨损的根本原因, 所以通常取单位时间内单位面积上所消耗的摩擦功作为指标来评价发热与磨损的情况。这个指标叫做磨损系数。这个计算出来的指标  $\nu$  应小于所选用的摩擦材料的容许值  $[\nu]$ 。

$$\nu = \frac{A}{\Sigma F} n C_n \leq [\nu] \quad (\text{N} \cdot \text{m} / \text{cm}^2 \cdot \text{min})$$

式中  $\Sigma F$ ——摩擦面积的总和 ( $\text{cm}^2$ );  
 $n$ ——滑块每分钟行程次数;  
 $A$ ——每次结合或制动时的摩擦功 ( $\text{N} \cdot \text{m}$ ), 即  

$$A = \frac{1}{2} J \omega^2 \approx 5.5 \times 10^{-3} J n^2$$
  
 $J$ ——压力机的从动部分的零件转化到离合器轴上的转动惯量之和 ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ );

$\omega$ ——离合器轴的角速度，  
 $n_1$ ——离合器轴转速 (r/min)；  
 $C_n$ ——行程的利用系数，按表 15-2-18 选取。

表15-2-18 行程的利用系数

压力机每分钟行程次数 $n$ (次/min)	行程利用系数 $C_n$
<15	0.75~0.9
20~40	0.65~0.8
40~70	0.5~0.7
70~100	0.4~0.6

对于石棉塑料摩擦材料：  
 离合器 $[\nu_1] \leq 25$  (N·m/cm<sup>2</sup>·min)；  
 制动器 $[\nu_2] \leq 15$  (N·m/cm<sup>2</sup>·min)。

### (三) 曲柄连杆和滑块机构的修理

曲柄连杆机构的形式很多，常用的几种机构形式有：

1) 曲轴式(图15-1-25) 曲轴式在工作中同时受弯矩和扭矩的作用，偏距不易太大，且不能实现上横梁的密封，但结构简单，故在小型的压力机上得到了广泛应用。

2) 偏心式(图15-1-29) 一般用于行程小的高速压力机、单柱式压力机及锻压机。结构简单，强度和刚度都较高，适用于冲裁作业。

3) 曲柄偏心式(见图15-1-24和15-1-26)

① 受力情况比较好，曲柄偏心机构只承受扭矩，弯矩由固定不转动的心轴承受。同时，连杆的作用力经偏心齿轮传给心轴，力臂较短，心轴的弯矩也小，所以刚性较好。

② 一般采用柱塞式导向柱，上横梁的密封好，解决了主传动机构需要良好润滑的问题，传动机构的零件寿命可以大大提高。

③ 滑块运动有了柱塞导向，滑块的运动精度大大提高，同时因导轨的侧向力很小，导轨的磨损也少。

④ 由于滑块运动时侧向力小，所以连杆长度 $L$ 与曲柄半径 $R$ 的比值 $L/R = Z$ 不必选得太大，这样也解决了因采用柱塞机构必然要加高压力机高度的问题。

表15-2-19列出了 $Z = 2.5$ 时，冲压力 $P$ 与侧向力 $P'$ 在曲柄不同转角的比值。

表15-2-19  $Z = 2.5$ 时 $P$ 与 $P'$ 的比值

曲柄转角 $\alpha$	90°	60°	30°	10°
$P'/P$ (%)	43.2	36.6	20.4	7.1

一般压力机都是在60°以下工作，尽管这样也可以看出采用柱塞导向以减少侧向力是非常必要的。但这种结构也有不足之处，如偏心部分的轴径大，工作时摩擦力矩大，消耗在这部分的摩擦功较多。

使用的经验证明，导向柱塞式的结构使用性能好，运转可靠，维修量小。

#### 1. 曲柄连杆滑块机构的修理

(1) 拆卸的方法和应注意的问题 连杆和滑块一般是一起从立柱内拉出，用天车吊到修理工作地检查后解体。图15-2-48所示是连杆滑块机构拆卸的一种方法。

1) 拆卸连杆之前，必须把滑块停在下死点，根据需把滑块调节在适当的位置。

2) 压缩空气和油路必须闭掉，电器断电。

3) 拆开平衡气缸和与床体所有连接件、管路、线路等。

4) 拆卸连杆盖后，应将连杆用螺旋千斤顶或木块垫住，以免落下时连杆倒下发生事故(图15-2-48b)。

5) 为了将滑块从压床工作台上拖出来，应拆掉两根导轨。导轨可在滑块位于图15-2-48c位置时拆卸。

6) 连杆和调节机构从滑块上的拆下，可根据各种类型连杆滑块的特点进行。例如球头连接的连杆滑块(图15-2-49)，可将连杆、调节螺杆、压盖、蜗轮一齐吊出，然后按图15-2-50的方式拆开。连杆长度不可调节的销子连接的连杆滑块(图15-2-51)，可将连杆、调节螺杆一起吊住旋出。连杆长度可以调节的销子连接的连杆滑块(图15-2-52)可先旋出并吊走连杆，然后拆电机、蜗杆，再将螺杆、蜗轮、长套一起吊出，最后抽出连接销吊走摇杆。

#### (2) 主要检修内容

1) 连杆及调节蜗杆 铸铁连杆内的螺纹，由于疲劳和超负荷，常常有局部的脱落甚至整圈脱落的现象。遇到后一种情况时，必须更换连杆。若无备件时，可将连杆孔镗大，加镶一个套，并在镶套

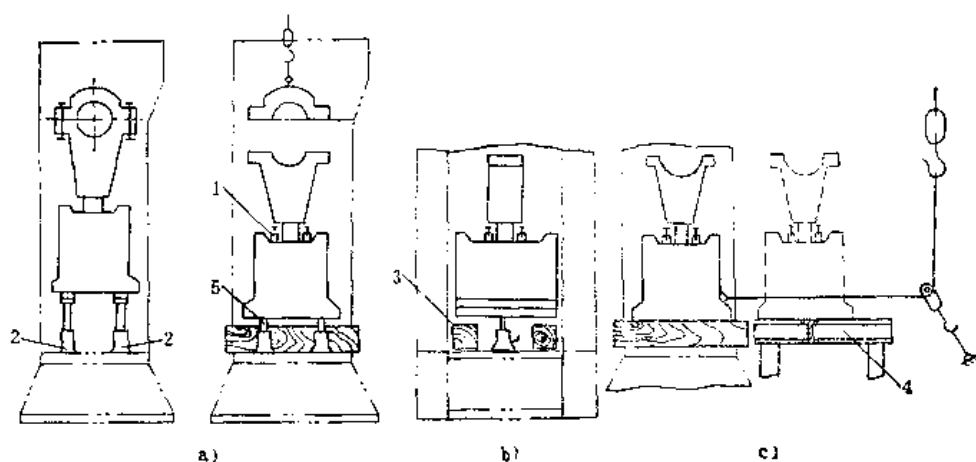


图15-2-48 连杆滑块机构的拆卸

1—螺旋千斤顶 2—液压千斤顶 3—道木 4—铁砧 5—滑块

内车螺纹（图15-2-53）。调节螺杆由于超负荷会产生压弯现象（图15-2-54），会使滑块闭合高度调不动，严重时螺杆拧不出来。此时只能将螺杆割断，并且车去留在连杆内的部分，重换新螺杆。螺杆压弯还不十分严重而又无备件时，可用火焰校直的方法或机械校正法校直继续使用。

螺杆的螺纹如有轻微的变形，应在车床上加工修正，否则螺杆在连杆内旋转起来很紧，甚至咬死。丝扣变形的原因是压力机超负荷。故应避免压力机经常在满负荷（更不能超负荷）下工作。

2) 连杆滑块传力面 连杆滑块传力面研住（咬死）是连杆滑块机构常见的故障。引起研住的原因，主要是由于维护得不好，没有得到良好的润滑，或者有硬物跌入没有及时清除，没有保证合适的间隙等。

修理时，要检查图15-2-49的球头与上下球面A和B处。图15-2-51螺母底面与滑块面接触面A处。图15-2-52摇杆圆柱面与滑块圆柱形槽A处。看看有无咬住痕迹。如有，必须修光，严重时要更换新的零件。新换零件时，最好要先装配一下，进行合研（如球头与球座蜗轮、连杆螺杆等）。

图15-2-49的结构，如果球头与球座、蜗轮之间的间隙太小，以及平衡气缸气压太小，就会在工作过程与调整闭合高度过程中产生球头与蜗轮之间的研住情况。

图15-2-55由于润滑条件不好，调节螺母底面与滑块接触面A之间，螺母外圆柱面与外壳内壁B之间，经常会发生研住现象，致使螺杆调不动，达不到要求的闭合高度。如果研的比较严重，应更换

螺母。滑块的受力面研的较轻时，可以把毛刺修刮掉，并尽量提高该处的光洁度。如果研的严重，修刮太多又影响装配尺寸链，这时可以进行切削加工。无加工条件时，也可用大的风砂轮磨削后再进行精修刮，再按原来的装配尺寸加一个垫片（图15-2-56）。垫片的材料一般可采用45钢，淬火硬度为40~45HRC，也可采用高强度耐磨铸铁，并在配合面上开出油槽。在安装垫片时，一定要保证接触面较高的不平度要求。调节螺母底面研坏时，也可用上述方法进行修复，但应该注意螺母加的垫片应与螺母的材料一样。调节螺母底面与滑块接触面之间的间隙一般为0.3mm左右。

对于球头式结构（图15-2-49），也要保证球头和球座之间有一定的间隙。其方法是均匀而又徐徐地拧紧球头压盖螺钉，同时用天车或其它起重工具拴住调节螺杆以防倒下，但不要吊住（不使螺杆受提升力），用人工来轻轻晃动螺杆，直至晃动到发紧为止。停止拧螺钉，用塞尺测出球头压盖与滑块面之间间隙。然后按此间隙加上所要求留的间隙值去磨垫圈，放在压盖下面，再拧紧螺钉。球头间隙值推荐采用 $d/11$ 间隙配合的间隙值。热加工车间取大值，冷冲压车间取小值或中间值。球头间隙过小，会使球头与球座咬住，也增加摩擦力矩，如果过大，球窝内的油会在工作中飞溅出来。双连杆与四连杆压力机，球头间隙应取大值，否则由于几个球头与球座的制造装配误差，易于引起一组调节机构超负荷损坏事故。

销了联接结构的滑块，销子与连杆孔之间规定了1mm左右间隙。这个间隙保证了工作时销子不传

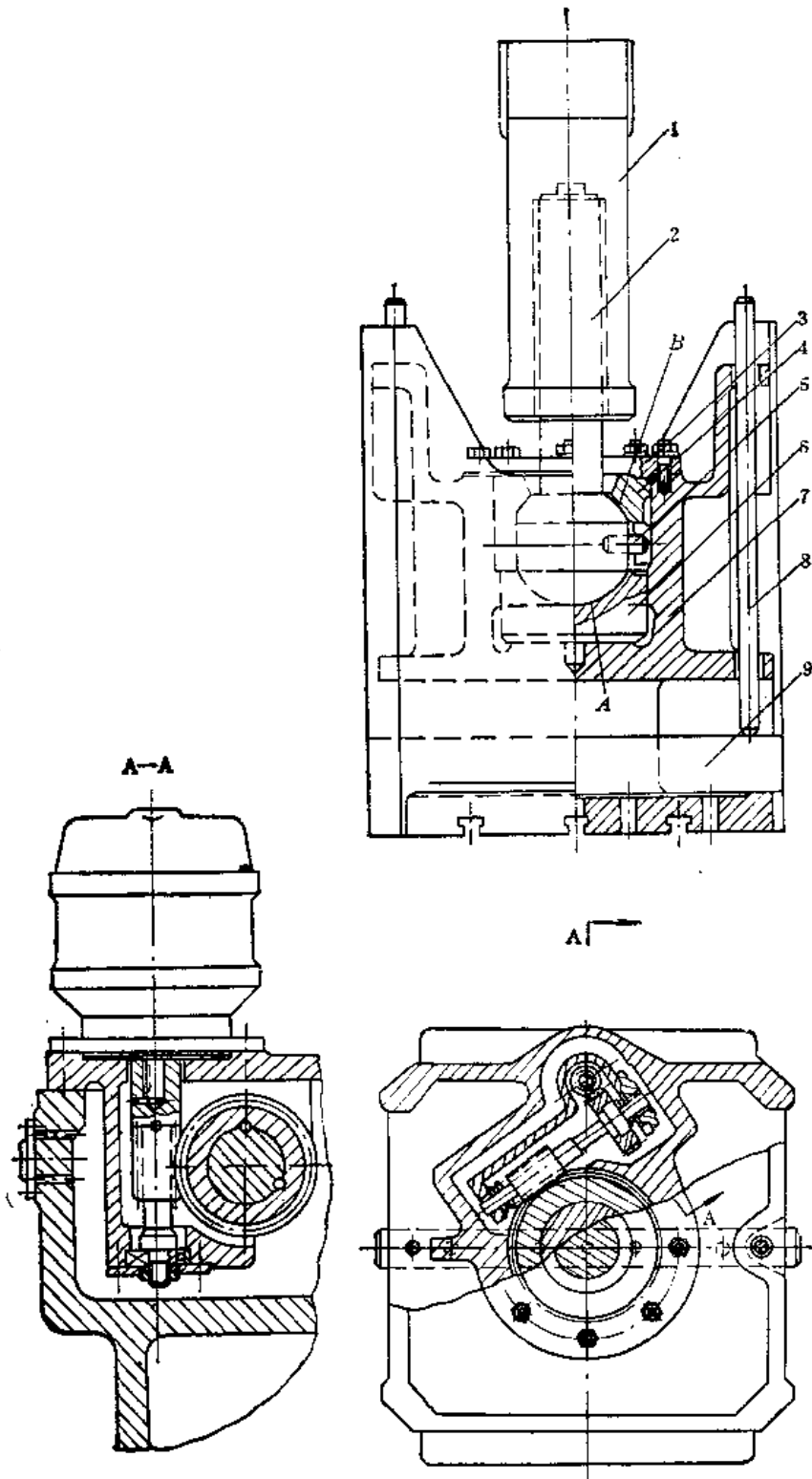


图15-2-49 球头连接的连杆滑块

- 1—连杆 2—调节螺杆 3—压盖 4—蜗轮 5—球头销子 6—球头座  
7—滑块 8—推料杆 9—推料横梁



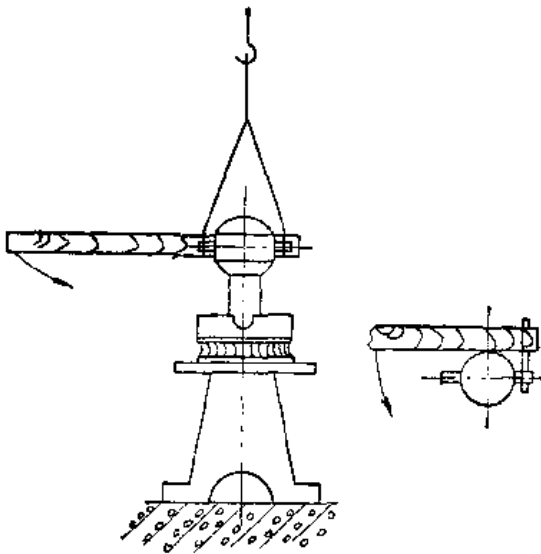


图15-2-50 拆开方式

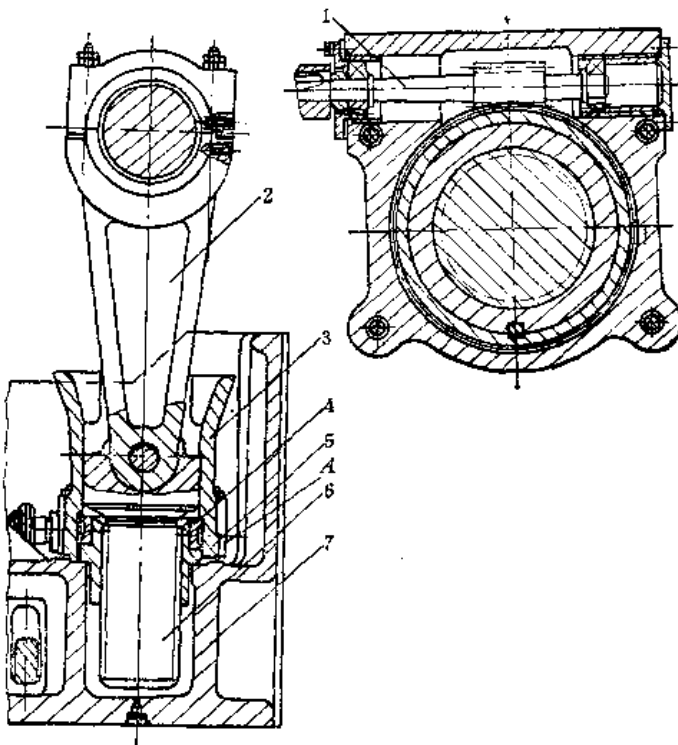


图15-2-51 不可调节的销子连接的连杆滑块  
1—连杆 2—调整螺杆 3—外壳 4—蜗轮 5—调整螺母  
6—调整螺杆 7—滑块

递压力机公称压力。这个间隙在加工销子零件时，从结构上可以保证。装配时要注意把销子的凹面朝上。此外，还要检查连杆圆柱头两侧面间隙是否一致（图15-2-57）。如果由于圆柱头中心、连杆下孔中心加工时没有保证同心，而使两侧间隙 $\delta_1$ 、 $\delta_2$ 不一致时，则应该修刮窝座面。

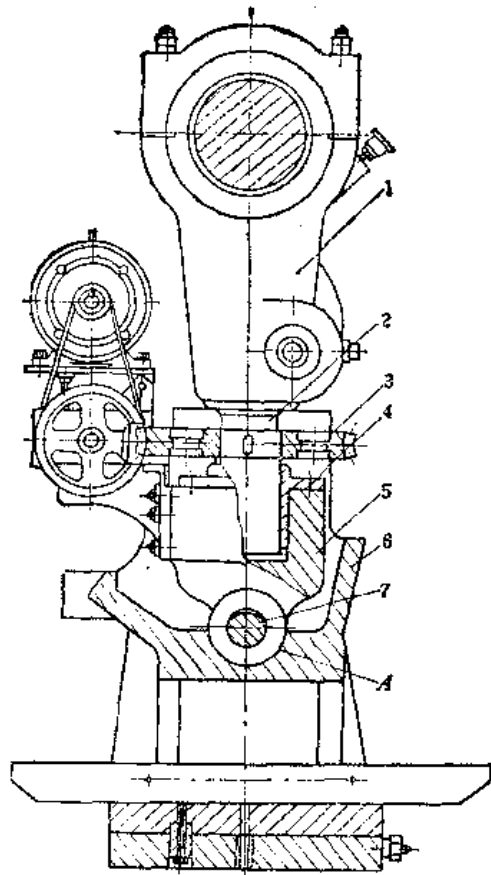


图15-2-52 可以调节的销子连接的连杆滑块  
1—连杆 2—调整螺杆 3—蜗轮 4—长套  
5—摇杆 6—滑块 7—连接销

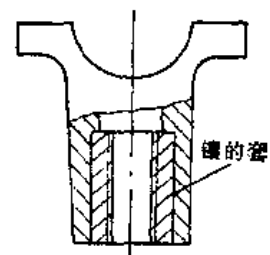


图15-2-53 镶套内车螺纹

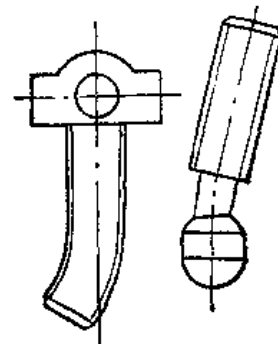


图15-2-54 压弯现象

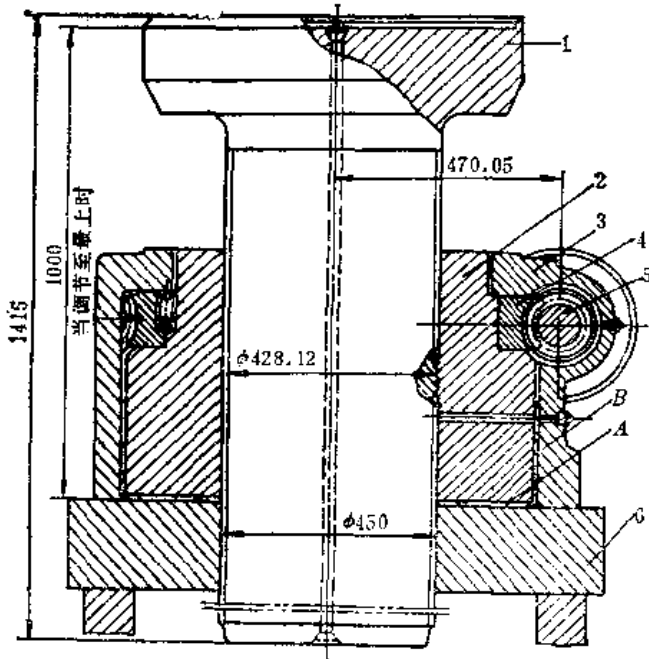


图15-2-55 润滑不好发生研住现象的位置  
1—调整螺杆 2—螺母 3—壳体 4—蜗轮 5—蜗杆 6—滑块

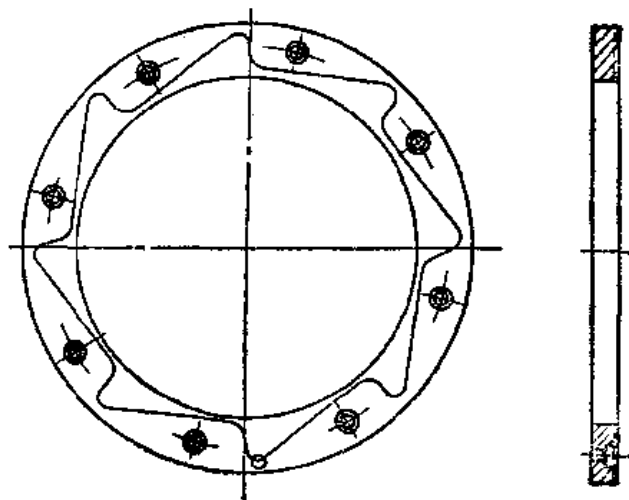


图15-2-56 垫片

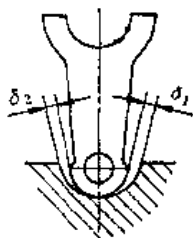


图15-2-57 连杆圆柱头  
两侧面间隙

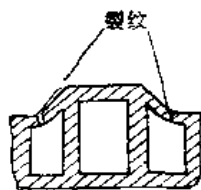


图15-2-58 滑块的中间肋板  
转角处产生裂纹

3) 蜗轮蜗杆 铸铁蜗轮掉牙是常见的毛病, 这是由于调节滑块闭合高度时超负荷而引起的。而调节螺杆的弯曲, 调节螺母和连杆研住, 平衡缸气压过大或过小, 调节传动机构中有污物研住等, 都有可能造成调节传动的超负荷。在新型的压力机上, 采用了定扭矩超载保护装置, 使调节传动的故障大大减少。

为了保证蜗轮与蜗杆有良好啮合, 在更换新蜗轮时, 用涂色的方法进行啮合检查。蜗轮的接触率在齿高方向不小于40%, 在齿长的方向上不少于45%, 并且要尽量保证在蜗轮牙的中央啮合。如果达不到上述要求, 可在蜗杆轴承座支架下加垫或磨削的方法进行调整。

4) 滑块 滑块本体检查和修理的重点部位

① 滑块的导轨面 要将轻微的划痕刮平, 把磨光的部位适当地再刮出花来, 以便储油。有导轨镶条的滑块, 要检查紧固螺钉有无松动, 油槽有无堵塞等。

② 铸造结构的滑块 滑块的中间肋板转角处容易产生裂纹(图15-2-58), 应多注意检查。如发现裂纹, 应及时设法修补(如采用金属扣合法), 以免裂纹扩展。

③ 焊接结构的滑块体 应检查焊缝有无开裂, 滑块有无变形, 发现异常应及时采取措施进行补救。

④ 紧固上模的螺纹孔在长期使用中容易掉牙 修复的方法是把原螺孔加大, 攻出大一级的螺纹, 或镶套后再攻螺纹。在有条件的工厂, 应把螺纹孔改成梯形槽。

⑤ 在大修时应应对滑块本体的精度进行一次测量, 如果精度超差太大, 应进行加工修复。测量的项目有: 滑块底面的平面度公差为1000:0.06, 滑块底面和导向面的垂直度公差为300:0.03, 导向面的平面度为0.03/1000, 任意两条导向面的母线纵向平行度公差为1000:0.04。

(3) 在冲压生产过程中封闭高度自动改变的处理 这种现象的产生在不同类型的压力机上有不同的因素。小型压力机一般是在封闭高度调好之后, 没有将锁紧机构锁紧而发生的。中、大型压力机一般不设锁紧装置, 就是带有这种装置的, 由于

调整工人上下滑块不方便所以一般也多不用。如果中、大型压力机产生这种现象,可通过调节机构的自锁和增加制动装置来解决。双点和四点压力机滑块比较大,可以在调节机构的传动轴上增加一套制动器,在调节时打开,调好后制动住,但应注意制动机构的动作一定要与调节机构的电机连锁,否则要发生事故。单点的压力机没有地方加制动装置时,可以用减少蜗轮副螺旋角的方法保证自锁性能(螺旋角 $\beta < 4^{\circ}30'$ 自锁较可靠)。但这种方法导致传动效率降低太多。对于球头的调节螺杆机构,还应注意蜗轮的销子凹槽是否加工出了合适的曲(折)线。这种机构在封闭高度调节之后,螺杆的销子位于 $\theta = 0^{\circ}$ 、 $90^{\circ}$ 、 $180^{\circ}$ 、 $270^{\circ}$ 时(图15-2-59),压力机工作时不会使调节螺杆转动。除上述角度之外,都有可能使调节螺杆转动而改变封闭高度。因此,应把蜗轮的销槽由图15-2-60 a改成图15-2-60 b。

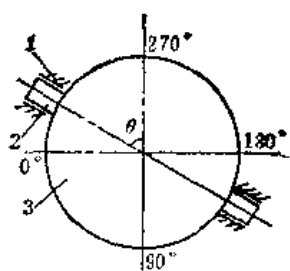


图15-2-59 螺杆的销子所在位置  
1—蜗轮 2—球头销子 3—球头螺杆

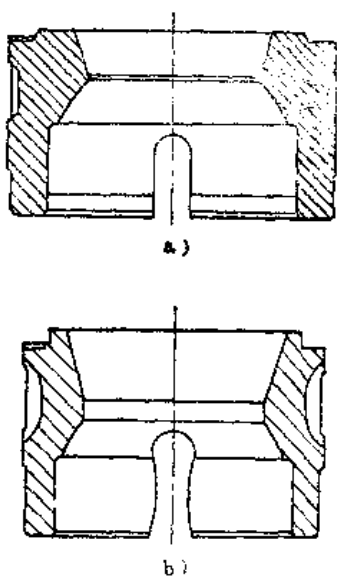


图15-2-60 蜗轮的销槽

产生封闭高度改变的共性原因是压力机工作时的振动而引起的。在进行冲孔、落料、切断等工序的过程中,在板料没有断裂之前,曲轴、连杆、滑块以及床身等受力的零件,都由于板料的抗力而产生弹性变形,并吸收弹性变形能。在制件被切断的瞬间,抗力突然消失,载荷卸载,产生弹性变形的零件要急速地恢复原状,所吸收的变形能要急剧的释放,因而就产生了剧烈的振动。这种振动不但要影响封闭高度的改变,也是连杆螺栓和其它紧固件松动和断裂的主要原因。要消除这种振动,除增大各受力零件的刚性之外,还可以采用一些减振和消振措施。

(4) 滑块在工作过程中顶死的处理 滑块在工作过程中,一般是在下死点前或下死点突然顶死,其原因主要有:

- 1) 冲压件的材料强度和硬度超差,以及厚度超差。
- 2) 送进双料。
- 3) 压力机封闭高度过低。
- 4) 冲压工件所需的功超过电机和飞轮所能输出的能量。
- 5) 压缩空气压力低,离合器传递扭矩不够。

在产生滑块顶死之后,可将主电机反转,注意飞轮达到额定转速后把电机关掉,再接通离合器开动压力机。如果还带不动滑块,则应注意把平衡气缸压力调到最大,将离合器间隙调小一些,再开动几次。如果还脱不开,可以采用如图15-2-61的方法,用两千斤顶,一个顶齿轮的上部切线方向,另一个顶齿轮下部的切线方向(注意在齿面上需垫上垫板)。脱开制动器后,两个千斤顶同时用力(如果顶的太死也可以同时开动压力机),即可脱开。但

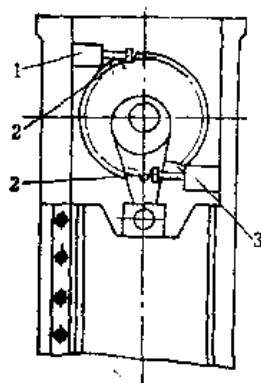


图15-2-61 用千斤顶脱开制动器  
1、3—千斤顶 2—垫板

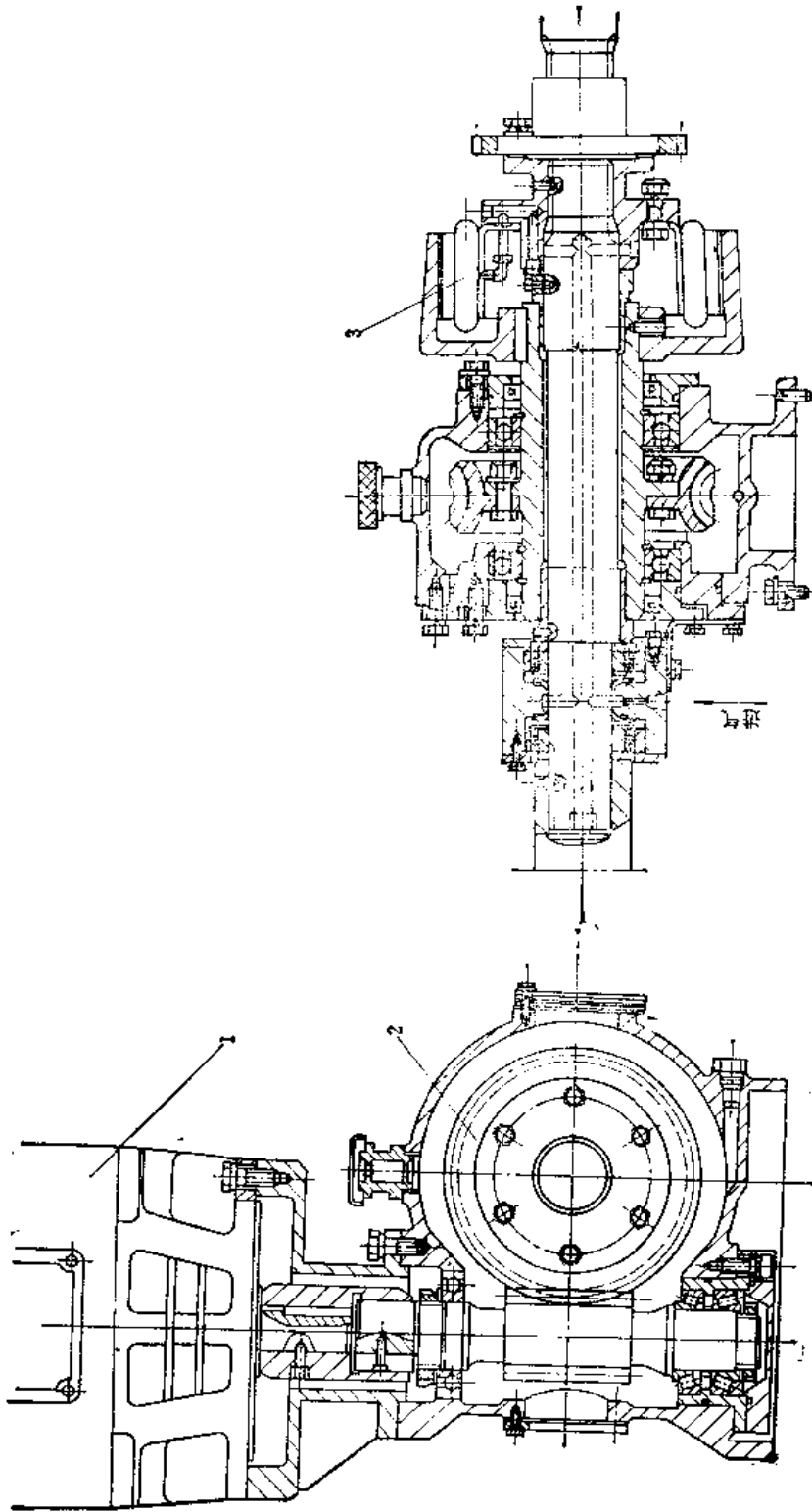


图15-2-62 带扶调气气量过扭扭分离器  
1—调压电机 2—气封 3—气阀

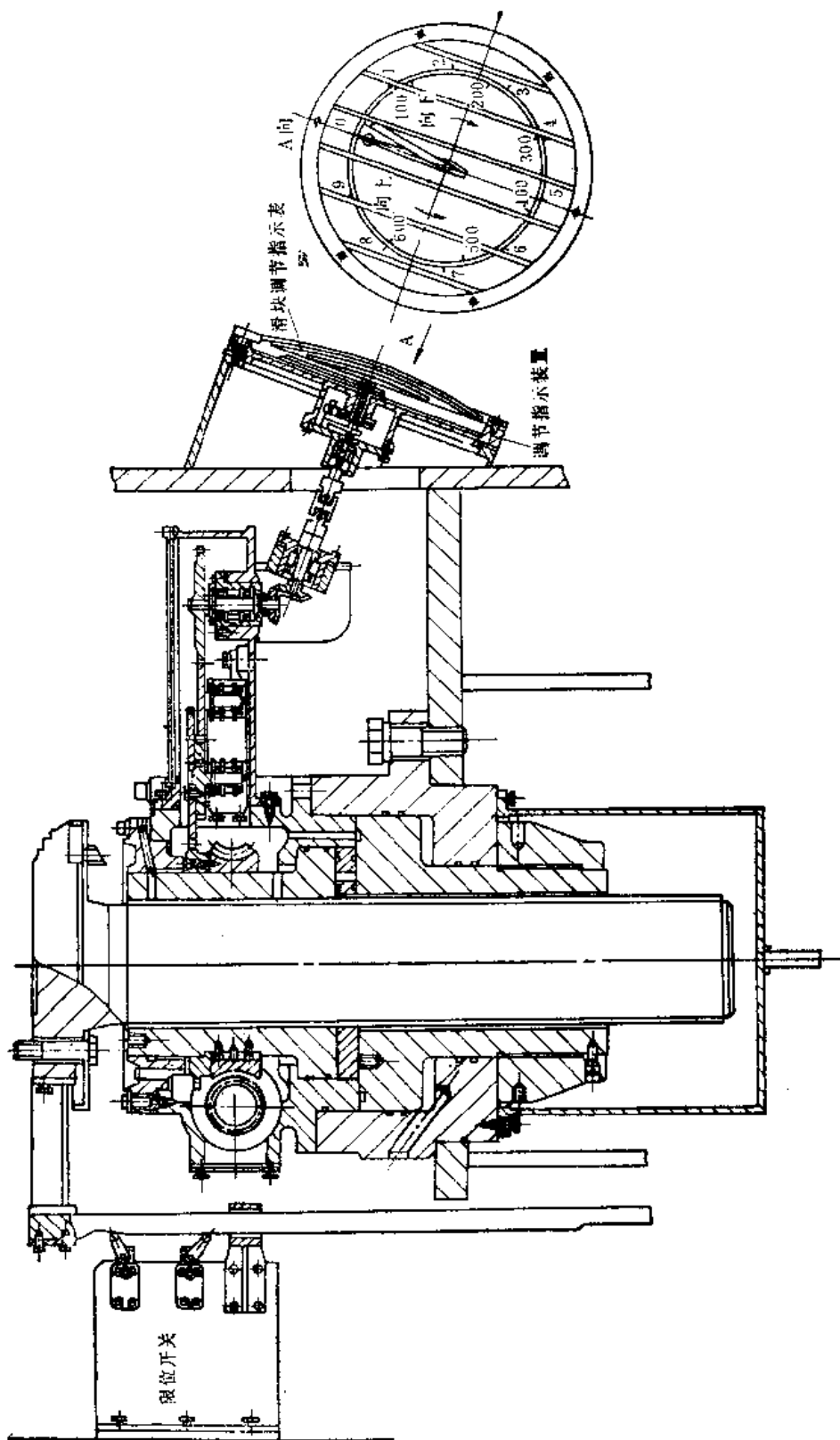


图15-2-63 带块调节指示器

一定要注意安全，不要使千斤顶掉下砸伤人。

(5) 装配及试车 装配时要掌握好球头或圆柱头间隙。当滑块连杆装上压床并装完了其它部件进行试车时，连杆滑块应进行以下调整：

1) 调整滑块平行度与导轨间隙。双连杆与四连杆压床可以先不安上调整蜗杆之间的联轴节，以一个连杆的着力点为准，个别的用手扳动蜗杆，调节另几个连杆，直至滑块调平到要求的程度。此时应该注意平衡气缸必须给予合适的气压，否则用手是扳不动蜗杆轴的。

2) 开动调节电动机，检查滑块移动方向是否与按钮指示方向相符。用手触动上下两个限位开关，检查是否失灵。

有闭合高度调节机构并带有机械式定扭矩离合器机构的滑块机构，要注意扭矩的适当调节并要定期更换弹簧；如用空气式定扭矩离合器，要注意调整进气的压力，并要注意空气压力的变化。扭矩的大小和空气的压力成正比，要经常检查有无漏气现象，并注意清除摩擦面的油污，摩擦片磨损后要及时更换。更换摩擦片时在没有把鼓轮装进去之前不要通气，以免把气囊胀裂(图15-2-62)。

滑块调节指示器(图15-2-63)在老的压力机上很少见。近年来，行星式的滑块调节指示器得到了广泛应用，对于模具的调整很方便。但要注意维护，保护外壳不要被碰坏。

2. 连杆滑块机构的故障与排除

连杆滑块机构的故障与排除方法列于表15-2-20。

3. 过载保护装置的设计

在压力机的使用和调整过程中，由于压力机吨位选用不当，模具调整不正确，送进双料使材料厚度超差太多，材料强度、硬度超过标准，模具刃口变钝等原因，都可能产生压力机过载，引起设备、模具、人身事故。因此很有必要装设过载保护装置，以防止事故的发生。

在老式的压力机上一般没有这种机构，因此在设备大修时应该增设过载保护装置，以提高老压力机的使用性能。

过载保护装置的类型很多，但常用的是压塌式和液压力式两种。

(1) 压塌式过载保护装置的设计计算 压塌式过载保护装置的设计计算按图15-2-65所示的图形尺寸和表15-2-21中所列计算式进行计算。图c中

表15-2-20 连杆滑块机构的故障与排除方法

序号	故障	原因分析	排除方法
1	调节闭合高度时，滑块调不动	(1) 调节螺杆压弯 (2) 调节螺杆螺纹与连杆咬住 (3) 蜗轮(或连同调节螺母一起)底面或侧面或牙齿鼓胀部分与滑块体(或外壳)咬住 (4) 球头间隙太小，球头与球座研住 (5) 球头销松动，卡在滑块上 (6) 平衡气缸气压过高或过低 (7) 蜗杆轴滚动轴承碎裂 (8) 导轨间隙太小 (9) 电机电器故障 (10) 锁紧未松开	(1) 更换或校直 (2) 更换或修丝扣 (3) 轻则修刮车削，重则更换零件 (4) 放大间隙，清洗球座去伤痕 (5) 重新配销 (6) 调整气压 (7) 换轴承 (8) 调整间隙 (9) 电工检查修理 (10) 松开
2	球头结构的连杆滑块在工作过程中滑块闭合高度自动改变	(1) 没有锁紧装置的连杆滑块机构中出现这种情况，是由于蜗轮蜗杆没有保证自锁 (2) 具有锁紧装置的连杆滑块机构，往往由于调完闭合高度后忘了锁紧或锁紧不够	(1) 减小蜗轮角等，在双连杆压床上，可采用加抱闸的方法作为临时措施 (2) 重新调整锁紧
3	滑块在下死点被顶住	超负荷(闭合高度调节不当，运过双料等)	在检查传动系统后有其它原因时，将离合器脱开，开动电机反转，达到回转速度时，关闭电动机，靠飞轮惯性，人工控制气阀使离合器结合，将滑块从卡紧状态退出。一次不行，可重复几次
4	调节闭合高度时滑块无止境的上升或下降	限位开关失灵	修理限位开关，但必须注意调节闭合高度的上限和下限的行程开关位置，不能随便改变，否则就可能发生大事故

(续)

序号	故障	原因分析	排除方法
5	打料螺钉和挡块被顶弯或顶断, 滑块向上行程时连杆螺钉被拉断 (图15-4-64)	调节闭合高度时, 打料螺钉没有作相应的调节	(1) 更换损坏零件 (2) 以后调闭合高度时, 应首先将打料螺钉调到最大距离, 待闭合高度调好后, 再按要求缩小打料距离
6	双连杆或四连杆压床滑块运行中有摆动现象	两连杆在同一平面内摆动的压床出现本情况是由于齿轮与偏心轮或曲轴键的位置不一致	采用偏键的方法调整 (图15-2-16和15-2-17)

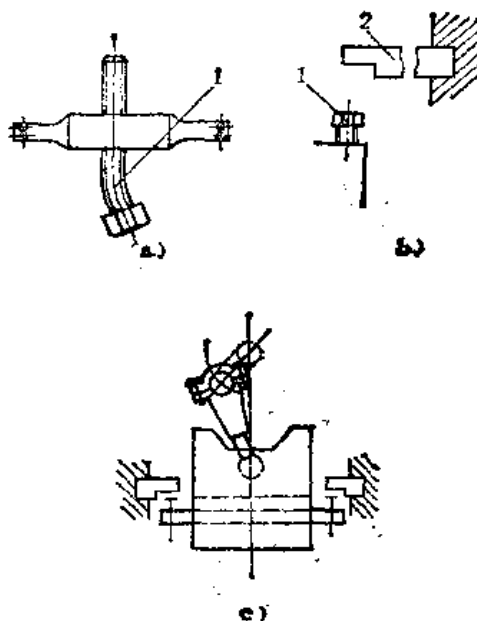


图15-2-64 滑块向上行程时连杆螺钉被拉断  
1—打料螺钉 2—挡块

的 $d_1$ 与 $d_2$ 算是按照各承压面承受相等的单位压力 (即等压强) 的条件制定的。各直径确定之后, 即可根据实际采用的直径计算出所需的剪切面积 $F$ 和剪切厚度 $S_1$ , 由图15-2-66和图15-4-67查出 $\alpha$ 值。

为了充分发挥压力机的工艺能力, 表中的剪切面积是按照长期工作因脉动疲劳剪切破坏的工作条件计算的。当新的保险零件开始工作时, 应力达到

静力剪切强度才能破坏, 因此压力机可能超载, 可能发生的最大超载系数等于 $\frac{1}{\alpha}$ 。对50钢,  $\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{0.8} = 1.25$ ; 对于铸铁,  $\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{0.72} = 1.4$ 。

由 $\frac{1}{\alpha}$ 的数值可以看出, 用50钢并在静力剪切条件下破坏时, 将使压力机超负荷25%。按我国现行的锻压机械通用技术条件规定, 机械压力机超负荷试验不许超过公称吨位的25%。可见用50钢作保险

表15-2-21 压塌式过载保护装置的设计计算式

图号	$d_1$ (mm)	$d_2$ (mm)	剪切面积 $F$ (mm <sup>2</sup> )	$S$ (mm)	$S_1$ (mm)
图15-2-65 a			$F = \frac{P_D}{\alpha \tau}$	$S = \frac{F}{\pi d_1}$	
图15-2-65 b	$d_1 = \frac{d}{\sqrt{2}} = 0.707 d$		$F = \frac{P_D}{\alpha \tau}$	$S = \frac{F}{\pi d_1}$	
图15-2-65 c	$d_1 = \frac{\sqrt{3} d}{2} = 0.866 d$	$d_2 = \frac{d_1}{\sqrt{3}} = 0.577 d_1$	$F = \frac{P_D}{\alpha \tau}$	$S = \frac{F}{\pi \left( \frac{d_1}{\sqrt{3}} + d_2 \right)}$	$S_1 = \frac{S}{\sqrt{3}} = 0.577 S$

注:  $D$ —球形磨直径 (mm);  
 $d = (0.95 \sim 0.98) D$  (mm);  
 $\delta$ —名义间隙 (钢—0.1 $S$ , 铸铁—0.2 $S$ ) mm;  
 $S_P$ —额定压力行程 (mm);  
 $\tau$ —同一批材料的静力剪切强度 (N/mm<sup>2</sup>);  
 $P_D$ —压力机的额定压力 (N);  
 $\alpha$ —材料的疲劳剪切强度与静力剪切强度的比值 (钢 $\alpha = 0.8$ ; 铸铁 $\alpha = 0.72$ );  
 $d_1$ 、 $d_2$ —分别为截面 $S_1$ 、 $S$ 处的直径。

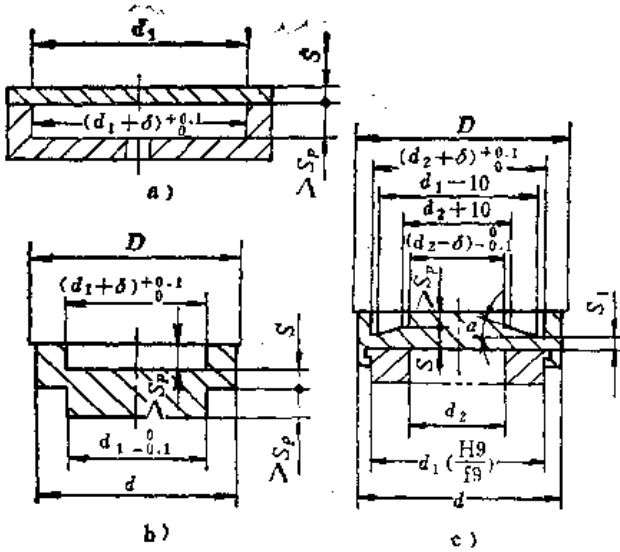


图15-2-65 压塌式过载保护装置的设计计算  
a) 剪切板 b) 压塌块 c) 双切面强度压塌块

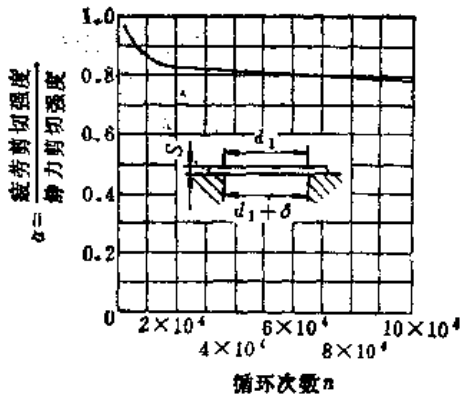


图15-2-66 脉动载荷下压塌式保护装置的疲劳曲线 (剪切板材料为50钢)

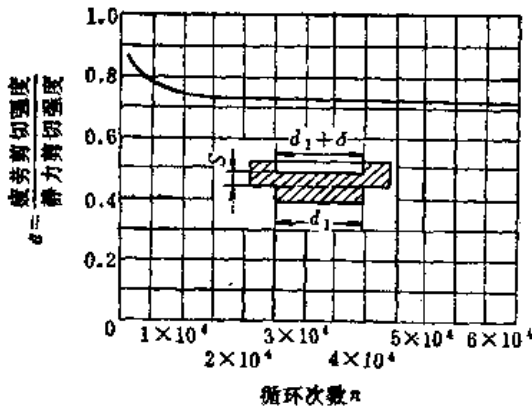


图15-2-67 脉动载荷下压塌式保护装置的疲劳曲线 (材料为HT200)

零件, 计算的静应力剪切超负荷量已达许用值的极限值。同时还可看出, 用 HT200 作保险零件, 计算的静力剪切超负荷量已超出许用范围。设计计算时,  $\frac{1}{\alpha}$  是否可取 1.4, 应视压力机各受力件的保险系数的大小而定。当压力机的保险系数小, 而将 HT200 材料保险零件的  $\frac{1}{\alpha}$  取为 1.25 时, 则压力机长期工作所能发挥的能力, 只能达到公称吨位的 85%。

为了提高压塌式保险装置的保险精度, 应当合理选择保险件材料及其热处理方法, 并将其系列化, 还要在疲劳处理等方面进行试验研究。

对于保险块的技术要求是: ①材料内部不许有气孔、缩孔、砂眼、疏松、裂纹等铸造缺陷; ②退火 170~240HBS; ③材料要进行剪切强度试验; ④剪切面内外圆要保证同心。

这种保护装置的压塌块的破坏, 与材料应力的选取、压力机工作次数引起的疲劳和加工的精度有关, 因此是不够精确的。对于双点压力机不宜用这种形式, 因为当一个压塌块破坏时将引起滑块的歪斜, 严重时会使滑块与床身的导轨卡死。所以对于大、中型压力机最好采用液压式保护装置。

(2) 液压气动式过载保护装置的设计计算

1) 液垫中压力油预压力的选择 液垫所用压力油主要有两种标号: 机械油 32 (20号), 运动粘度 28.8~35.2cSt ( $\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ )。机械油 46 (30号), 运动粘度 41.4~50.6cSt ( $\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ )。

压力机到达额定压力时液垫中的油压称为额定油压  $p_e$ , 一般采用  $p_e = 2000 \sim 2500 \text{N/cm}^2$ 。

液垫中油的预压力数值的选择, 一方面影响油泵的寿命, 另一方面影响液垫部件的刚度。当温度为 20°C, 压力为 2400N/cm<sup>2</sup> 时, 油的压缩率  $\beta = 0.00074 \text{cm}^2/\text{N}$ , 其影响是不能忽略的。例如, 一台采用液压保护装置的 800kN 压力机, 如果液垫的预压力为 50N/cm<sup>2</sup>, 液垫的有效容积为 1200cm<sup>3</sup>, 则其到达额定油压时 ( $p_e = 2500 \text{N/cm}^2$ ), 液垫的变形量已达 0.68mm, 相当于压力机总变形量的 1/3, 很明显这将大大降低压力机刚度。从液垫部件来看, 液垫部件在预压力作用下, 油缸要受拉而伸长, 柱塞及压力油要受压而压缩, 这就形成了液垫部件力的封闭系统, 液垫的刚度是由油缸、柱塞、压力油的刚度决定的。压力机工作时, 在外力作用



下, 油缸拉力减小, 柱塞及压力油压力加大。如果预压力不足, 在油压尚未到达额定油压时, 油缸拉力已降为零, 这时液垫刚度即等于柱塞刚度与压力油刚度, 液垫部件刚度因而降低。因此, 预压力的数值, 应根据油压到达额定油压时液压缸拉力正好为零的条件来确定。这个数值随着液垫结构尺寸的不同而改变, 根据一些压力机结构来计算, 预压力数值约为额定油压的70%~80%。

2) 液垫直径及液垫高度  $h$  (图15-2-68) 的选择 液垫直径  $D$  主要取决于压力油的额定油压, 其数值可按下式决定:

$$D = 1.13 \sqrt{\frac{P_D}{Z p_0}} \quad (\text{cm})$$

式中  $P_D$ ——压力机额定压力 (N);  
 $p_0$ ——压力油额定油压 (N/cm<sup>2</sup>);  
 $Z$ ——液垫数目, 双点  $Z = 2$ 、四点  $Z = 4$ 。

液垫高度  $h$  值应保证液垫起作用时, 柱塞不与油缸底部发生顶死现象, 同时也应考虑液垫结构的紧凑。因此应使  $h$  大于或等于额定压力行程  $S_p$ 。在  $S_p$  小于12mm时,  $h$  取12mm, 对于预压力较低的液垫, 考虑到压力油的压缩变形,  $h$  值应适当加大。据统计,  $h$  值约在12~30mm范围内。

3) 卸荷阀阀芯直径  $d$  及气动活塞直径  $D_1$  (图15-2-68) 卸荷阀阀芯直径  $d$  按下式计算:

$$d = 1.13 \sqrt{\frac{v}{v_1} F Z} \quad (\text{cm})$$

式中  $v$ ——液垫活塞最大运动速度, 可按压机滑块最大运动速度计算 (cm/s);  
 $v_1$ ——保护装置油路中油的运动速度 (cm/s);  
 $F$ ——液垫柱塞面积 (cm<sup>2</sup>);  
 $Z$ ——液垫数目。

气动活塞直径  $D_1$  按下式计算:

$$D_1 = 1.13 \sqrt{\frac{P_D}{p_1} f} \quad (\text{cm})$$

式中  $p_1$ ——压缩空气压力, 一般取40 N/cm<sup>2</sup>;

$f$ ——卸荷阀阀芯面积为  $\frac{\pi}{4} d^2$  (cm<sup>2</sup>)。

4) 卸荷阀阀芯行程  $S$  (图15-2-68)

第一阶段  $S_1$  是从原始位置移动到开始打开卸

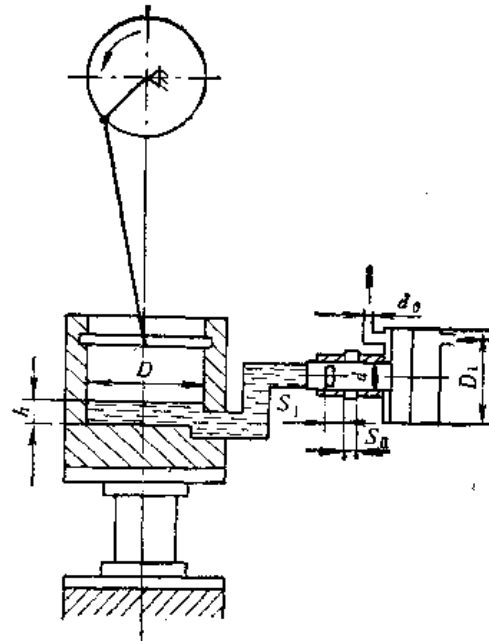


图15-2-68 液压气动式过载保护装置结构参数示意图

油孔。行程  $S_1$  的数值对保护装置的工作性能及卸荷阀的结构尺寸影响较大。 $S_1$  大时, 当压力机在接近下死点过载时, 以及压力机过载量不大时, 能使卸荷阀不卸载而自动恢复工作。但  $S_1$  加大后, 又使保护装置的保险精度降低, 气缸容积加大。根据经验, 可取  $0.8d$  的数值。这个数值是按照卸荷阀阀芯直径  $d > 50$  mm 时, 阀芯上可装3~4个活塞环, 在  $d < 50$  mm 时, 阀芯上可设置3~4个迷宫槽。在三位四通换向滑阀上采用间隙密封, 可把密封长度大大降低到近似为  $0.17d$ , 故  $S_1$  的确定, 可根据工作要求、结构、密封形式等因素综合考虑。

第二阶段  $S_2$  是从开始打开卸油孔到完全打开卸油孔的行程, 即等于卸油孔的高度, 其值为

$$S_2 = \frac{v F Z}{n b v_1} \quad (\text{cm})$$

式中  $n$ ——阀套上窗口数目, 一般取  $n = 4$ ;

$b$ ——每个卸油孔窗口宽度 (cm);

$v$ ——卸油孔排油速度, 取其等于油路中油的运动速度, 即  $v_1 \leq 25$  m/s, 对整圈排油时, 则

$$S_2 = \frac{v F Z}{\pi d v_1} \quad (\text{cm})$$

5) 气缸容积  $W_1$  及储气罐容积  $W_2$  当压力机过载, 卸荷阀阀芯移动  $S_1$  过程时, 由于时间过短, 可认为压缩空气处于绝热压缩过程。要求卸荷阀工

作过程中压缩空气压力的波动不超过10%，以提高保护装置的保险精确度，根据这条件，气缸容积为

$$W_1 = 15.3 F_1 S_1 \quad (\text{cm}^3)$$

式中  $F_1 = \frac{\pi}{4} D^2$  —— 气动活塞面积 ( $\text{cm}^2$ )。

储气罐容积一般可取  $W_2 \geq 5.5 W_1$  ( $\text{cm}^3$ )。

6) 副气缸排气管直径  $d_0$  (图15-2-68) 副气缸与大气相通的管道应具有足够大的直径，以免气缸活塞迅速移动时在副气缸中形成负压，增大压机的过载量。按照经验，副气缸管道面积应大于气动活塞面积的5%，因此得

$$d_0 \geq 0.252 \sqrt{F_1} \quad (\text{cm}^2)$$

式中  $F_1$  —— 气动活塞面积 ( $\text{cm}^2$ )。

7) 油箱容积  $W_3$  为

$$W_3 \geq 3 \sim 3.5 W_4 \quad (\text{cm}^3)$$

式中  $W_4$  —— 液垫以及液垫至卸荷阀间管道的全部容积，对带液压泵的保护装置取下限，对不带液压泵的保护装置取上限。

8) 缸体的强度核算 缸体应按厚壁筒进行强度核算，其最大切向应力为：

$$\sigma_t = K p_e \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \ll [\sigma_t] \quad (\text{N/cm}^2)$$

式中  $K$  —— 作耐压试验的过载系数，一般取  $K = 1.5$ ；

$p_e$  —— 额定油压 ( $\text{N/cm}^2$ )；

$R$  —— 缸体外圆半径 ( $\text{cm}$ )；

$r$  —— 缸体内圆半径 ( $\text{cm}$ )。

$[\sigma_t]$  许用应力 ( $\text{N/cm}^2$ )；

$$[\sigma_t] = \frac{\sigma_b}{n}$$

式中  $\sigma_b$  —— 缸体材料抗拉强度极限；

$n$  —— 安全系数，一般取  $n = 5$ 。

#### 4. 平衡气缸的修理

##### (1) 平衡气缸的作用

1) 保证滑块下行时，不会因连杆滑块机构和上模的自重而产生加速度，引起滑块超前曲柄转角的现象，以保证滑块的运动平稳。

2) 当滑块向上回程时，由于滑块和上模的重量比较大，这时飞轮消耗的能量骤然增加，采用了平衡气缸就能够减少飞轮能量的消耗，加速其转速的恢复，使飞轮能有效的发挥作用。

3) 减小运动部分的惯性力，使制动器的制动

角减小，并能可靠地工作。

4) 防止制动器失灵或连杆折断时，滑块因自重下落造成事故。

5) 使曲柄、连杆、滑块和传动系统的各部间隙保持在和受力时相一致。

##### (2) 平衡器的类型和应用范围

1) 精压机和小型压力机由于结构紧凑，多采用弹簧式平衡装置。对于这种平衡装置，一定要注意定期检查和更换平衡装置的弹簧，还要注意使其受力均衡。

2) 在一些旧的压力机上，也有的采用重块式平衡装置。这种平衡装置和弹簧式的一样，不能或不易随模具重量的变化而调整平衡力。

3) 气动式平衡器 (图15-2-69) 应用比较广泛，平衡力可自由调节，但一定要调节适当。如平衡力过大就会：

- ① 滑块行程时消耗动力过大；
- ② 滑块向下调时，会产生调不动的现象甚至研坏摩擦面。

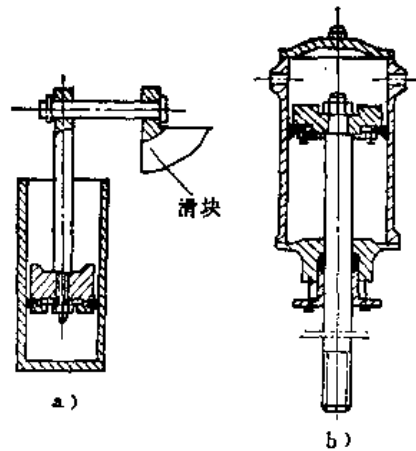


图15-2-69 气动式平衡器

压力机在运转中，如果主动传动齿轮的运转声音在滑块向下行程时发出沉浊的声音，而在滑块向上回程又发出轻快的声音，这证明平衡气缸的压力是过大了，可进行适当的调整。

如压力太小则会：

- ① 滑块运转时产生冲击，降低冲模寿命；
- ② 各传动件的间隙不能消除，影响运转精度；
- ③ 滑块向上调节时会产生调不动的现象；
- ④ 制动器失灵时或连杆及连杆销折断时，滑

块有下落的危险。

因此，应严格要求按说明书的曲线图或表格，根据上模重量调整平衡气缸的空气压力。一定要严格防止平衡气缸不给气就开动压力机。

如果有些压力机原设计平衡力小或车间管路气压经常过低，可以进行改装，将平衡气缸的直径加大，以保证滑块运转的平稳。

### (3) 平衡缸的计划修理

1) 平衡气缸在检修前，应检查有无漏气现象。其方法是在活塞上部倒入一些机油，看四周是否冒气泡。如果漏气，可以在关闭平衡缸进气管后，将活塞杆与滑块之间连接零件拆掉，用天车或其它起重工具将平衡气缸（当装在立柱内时）或平衡气缸活塞（当装在压力机上部时）吊出来，然后拆开，检查皮碗是否损坏，坏了要更换。如果没坏，就要检查压紧圈有没有其它问题。

2) 平衡气缸的气压调节，理想情况是平衡力等于滑块加冲模重量。如果具有两个或四个平衡缸时，要防止由于其中之一漏气而造成滑块歪斜的情况。当修理两个以上的平衡气缸时，还必须注意所有的密封圈装配松紧程度要一致，否则也会使滑块产生歪斜的情况。

歪斜的另一个原因是，因为有两个以上的平衡气缸的合力作用线没有通过滑块重心的铅垂线。如有这种情况，就需要采取措施进行调整，确保两力线的重合。

此外，两个以上连杆的压力机传动的不同步，两个立柱高度差值太大等等，也会引起滑块的歪斜。

滑块在运转中的歪斜，会导致导轨面的研损，冲模寿命的降低，制件精度的下降等，因此不管是哪种因素引起的滑块歪斜现象，都必须及时消除。

### 5. 退料装置的使用与检修

为了将工件从上模中退下来，在滑块中装有退料装置（或称打料装置）。退料装置有刚性退料装置和气动退料装置两种。

(1) 刚性退料装置（图 15-2-70）它由一根（双点压力机有数根）穿过滑块的打料杆 4 及固定于机身上的挡头螺钉 1 等组成。当滑块向下运动时，由于工作的作用，通过上模中的顶杆使打料杆在滑块中升起。当滑块回程向上接近上死点时，打料杆与拧在挡头座 2 上的挡头螺钉 1 相触，由于挡头座固定在机身上不动，故滑块继续上升而打料杆不动，因此，通过上模中退料杆即将工件退出。

刚性退料装置结构简单，动作可靠，应用较广，缺点是退料力及退料装置不能任意调节。

使用时必需注意，调节压力机装模高度时，必须相应地调节挡头螺钉 1 的位置，以免发生设备事故。

退料装置要经常检查打料杆的变形和顶杆部位的磨损情况。变形过大时要及时校正，三次校正使用后变形就要更换。顶杆部位的磨损也要及时堆

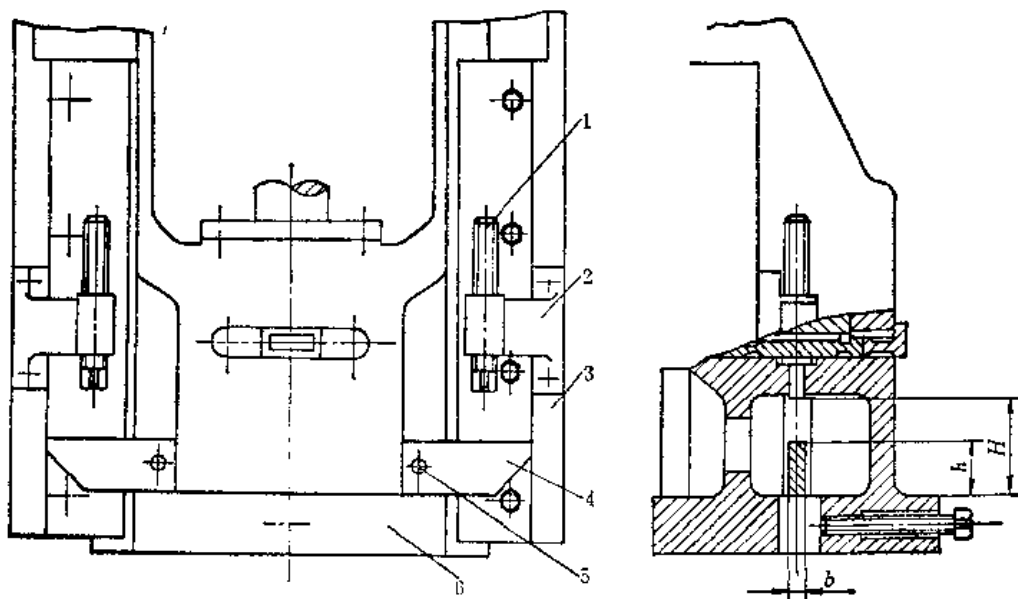


图15-2-70 JB23-63压力机刚性顶料装置

1—挡头螺钉 2—挡头座 3—机身 4—打料杆 5—挡销 6—滑块

焊修补磨平。还要检查挡销，不能过短，不能窜动，保证打料杆不窜出滑块。还要经常检查挡头螺钉是否变形和保证挡头座紧固螺钉不得松动。螺钉变形就要更换，以保证调节自如，每次调节后都要用紧固螺钉锁死。

(2) 气动退料装置(图15-2-71) 气动退料装置在中、大型闭式压力机上普遍应用。单点压力机有一组气动退料装置，由两个双层气缸2和一根打料杆5组成。双点、四点压力机有几组退料装置。双层气缸与滑块联接在一起，活塞杆4和打

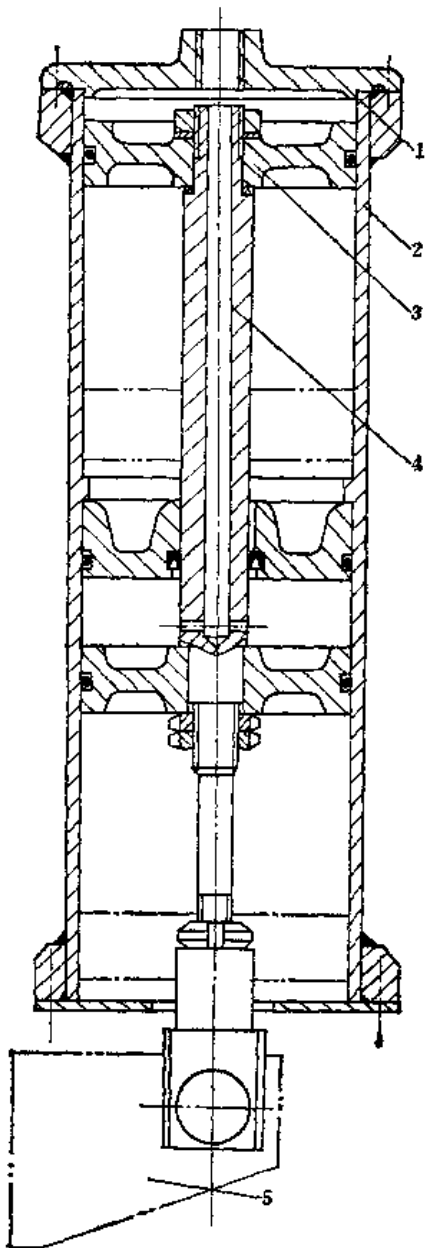


图15-2-71 气动退料装置  
1—气缸盖 2—气缸 3—活塞  
4—活塞杆 5—打料杆

料杆5的一端相联。气缸的进排气由电磁空气分配阀控制，可以使退料在回程的任意位置进行。这种装置的退料力和退料行程容易调节，因此便于使用机械手，为实现机械化自动化创造了有利条件。

气动退料装置结构较为复杂，由于受到气缸尺寸与气压大小的限制，在个别冲压工艺中有退料力不够的现象。

使用时，调节凸轮开关位置的角度来控制回程退料时间，要检查气路气缸是否漏气和打料气压的压力，要经常润滑气路和气缸，使其动作可靠，要检查打料杆的变形和顶杆部位的磨损情况，变形过大要及时校正，顶杆部位磨损要堆焊修补磨平。

#### (四) 拉伸垫的修理

拉伸垫的形式有四种：

- 1) 橡皮垫 只用于160kN以下的小型压力机；
- 2) 弹簧垫 只用于160kN以下的小型压力机；
- 3) 空气垫 一般应用中、小型压力机上；
- 4) 液气垫 用于大、中型压力机。

拉伸垫的作用，一是从下冲模中顶出制件，二是在拉伸制件时起压边作用，以防止制件在拉伸过程中产生皱折。

##### 1. 空气垫的修理

图15-2-72是J31-63压力机上安装的纯气式拉伸垫，是一个双层气缸的气垫。当A腔与B腔进气后，活塞缸2开始上升，把托料杆顶上去。这时可把制件顶出，也可把拉伸件的周边压紧。当滑块向下时，活塞缸在滑块的作用下而随着下降，当滑块回程向上时，活塞缸2在压缩空气作用下又上升至顶点。

这种拉伸垫修理期限主要取决于日常维护和润滑的好坏，一般两班制的车间要两年左右检修一次。如果没有漏气情况，动作也灵活，可以延长修理周期。

修理时，主要检查皮碗磨损情况，清洗缸体及活塞（去锈、去除污物及水）。一般情况下，缸体1不必从工作台下面拆出来，只要将活塞缸2、活塞3、固定活塞杆5等整个取出，便可检查与清洗缸体1。吊出部分再拆开检修。

##### 2. 液气空气式拉伸垫的修理

在大、中型压力机上，油和压缩空气并用的拉

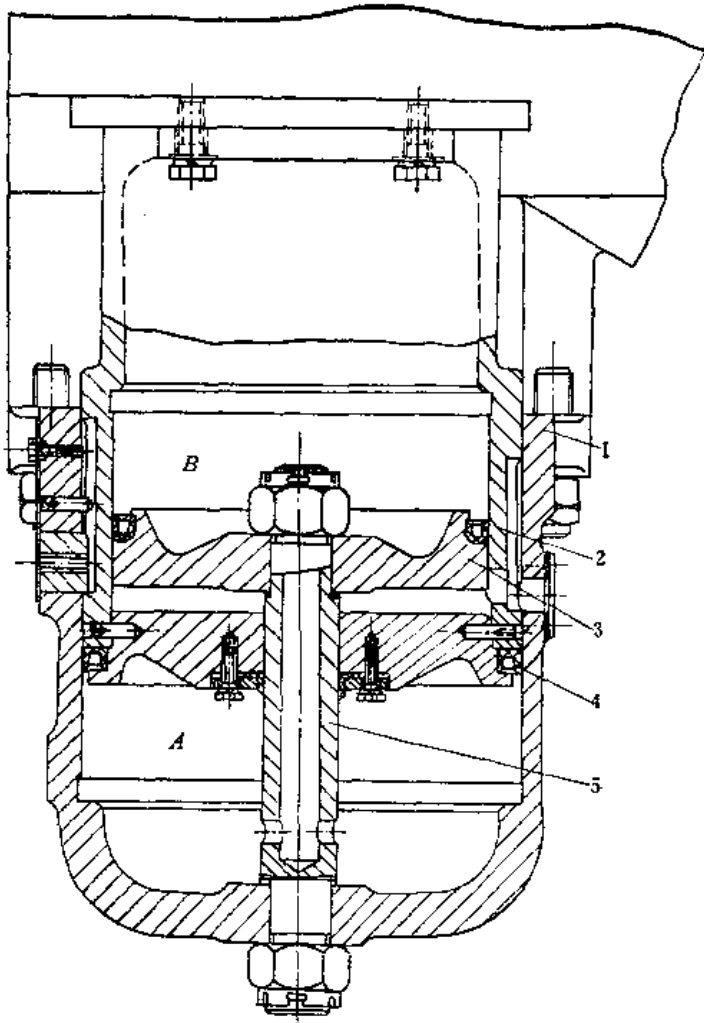


图15-2-73 J31-63压力机的纯气式拉伸垫  
1—缸体 2—活塞缸 3—固定活塞 4—皮碗 5—固定活塞杆

伸垫得到广泛的应用。这种拉伸垫可以产生比顶出力大得多的压紧力，结构尺寸小，可有滞动动作，适合于单动压力机作拉伸工序。

(1) 拉伸垫的结构形式 图15-2-73和图15-2-74是常见的两种结构形式。

1) 图15-2-73所示拉伸垫的动作 在液压缸1、管子2及储油器3中盛有油，当阀杆5处于下边位置时，储油器中的油在压缩空气的作用下油进入A腔，把活塞及托板4顶到最上位置。当使用退出力时，控制阀杆动作的活塞7总是处于下边位置。这时柱塞8及托板4随着滑块的动作而运动。如果需要产生滞动动作，在滑块把活塞及托板压到最下位置时，活塞7的下腔进气。进气的动作是由电器凸轮箱操纵电磁阀而实现的（图b为凸轮）。阀

杆5上升，把B处阀口关闭，储油器的油不能进入A腔。因此，活塞及托板4保持在下边位置。当滑块上升到一定的高度时，凸轮开关使气阀换向，这时活塞7的上腔进气，阀杆5下降，B处阀口打开，油又进入A腔把托板顶起，通过托料杆可以把制件从下模中顶出。有了这个滞动动作，才不致于当制件顶出时碰着上模而把制件碰坏。

当用压紧压力时（拉伸时的压力），滑块回程上升时阀杆5处于下边位置，B处打开，油进入A腔，托板4上升；当滑块向下运行时，阀杆5上升，B处关闭，A腔的油不能流入储油器，这时滑块继续下行，A腔的油由于活塞7下腔空气压力的作用而压力升高。当A腔的油压超过活塞7下腔的压力时，A腔的油要放出一些，但是总保持压紧所需要的压力。滑块经过下死点，拉伸终了后再由凸轮开关操纵气阀使活塞7上腔进气，把B处打开，储油器的油再充入A腔，托板顶出制件后上升至顶点。

2) 图15-2-74所示拉伸垫的动作 控制缸活塞4左面由气阀控制通压缩空气，它的右面常通压力油，其油压与缸体A腔的气压相等。当柱塞2下部B腔油压超过规定的数值时，阀口开启，B腔的油经由阀口排入A腔。当滑块回程向上时，气阀使控制缸右腔排气，活塞在油压作用

下左移，阀口开启，A腔的油在压缩空气作用下进入B腔，柱塞上升顶出制件。为加速柱塞的回程，在拉伸垫下部设有钢球单向阀。柱塞2回程时，单向阀同时向B腔充油。与单向阀并列的还有溢流阀，其作用是稳定拉伸垫柱塞2下部B腔的油压。当B腔油压升高时，溢流阀柱塞8向下移动，使阀口开启，油溢入A腔，腔内的气体被进一步压缩，压力升高。当溢流阀柱塞上移时，A腔的油液被高压气体压向B腔，直至两腔压力相等为止。

为了防止控制阀7在工作中的自振，设有阻尼装置（见C—C剖面）。该装置由球式单向阀与可调的节流阀装置组成。当控制阀7向左移动时，压力油从单向球阀向活塞4右边充油。当活塞4向右移动时，单向球阀关闭，油只能从节流缝隙通过。

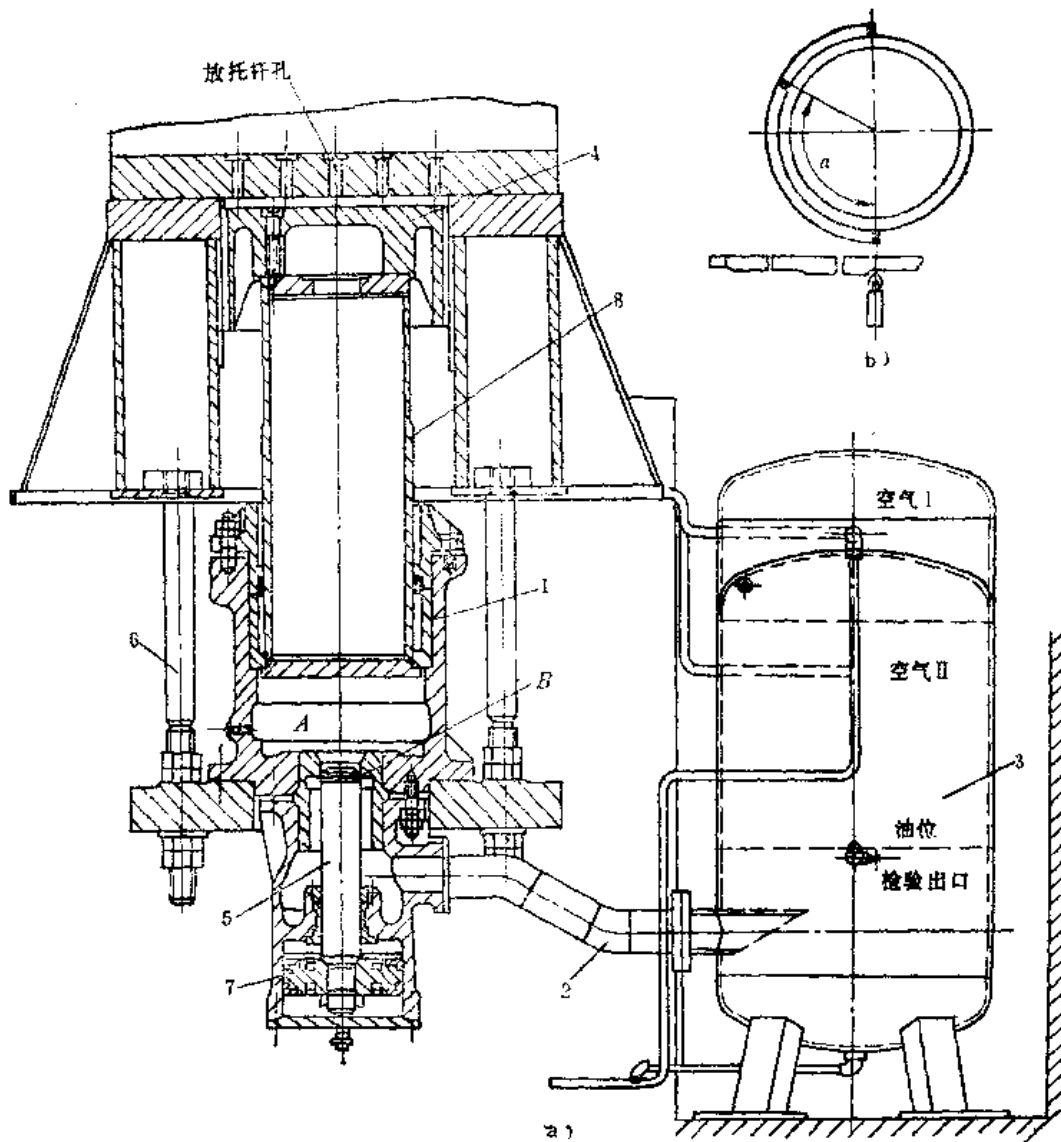


图15-2-73 液压空气式拉伸垫 (一)

1—液压缸 2—管子 3—储油器 4—托板 5—阀杆 6—螺栓 7—活塞 8—柱塞

由于缝隙很小，流阻很大，在短时间内通过一定量的油液，在油腔内形成很高的压力。该油压作用于活塞上，使活塞移动缓慢，阀的振幅很快减小，处于平稳状态。节流缝隙面积可用螺杆11进行调节。拉伸垫柱塞靠自身导向。

当只用退出压力时，活塞4处于左端位置，阀口总是开启的，A腔和B腔是连通的。

当用压紧压力时，滑块下行时，活塞4处于右端位置，阀口关闭。由于控制活塞的左右端的面积差而使B腔压力升高，拉伸垫压紧压力增大。

当需要滞动动作时，曲柄转到一定的角度，由凸轮箱通过气阀来控制活塞4左腔排气，使阀口开

启，A腔油再进入B腔顶出制件。

(2) 拉伸垫的修理 图15-2-73与图15-2-74所示的两种结构的拉伸垫的计划修理的主要内容是检查易磨损零件的磨损情况，进行必要的更换与修复，清洗拉伸垫，更换油，消除拆开部件后所发现的各种毛病，以保证拉伸垫的各项技术性能。

1) 空气液压拉伸垫在工作中的振动是一种常见的现象。主要原因有：

- ① 排油阀口的曲线不正确；
- ② 油液产生气化现象；
- ③ 没有阻尼消振装置；
- ④ 管路配置不合理；

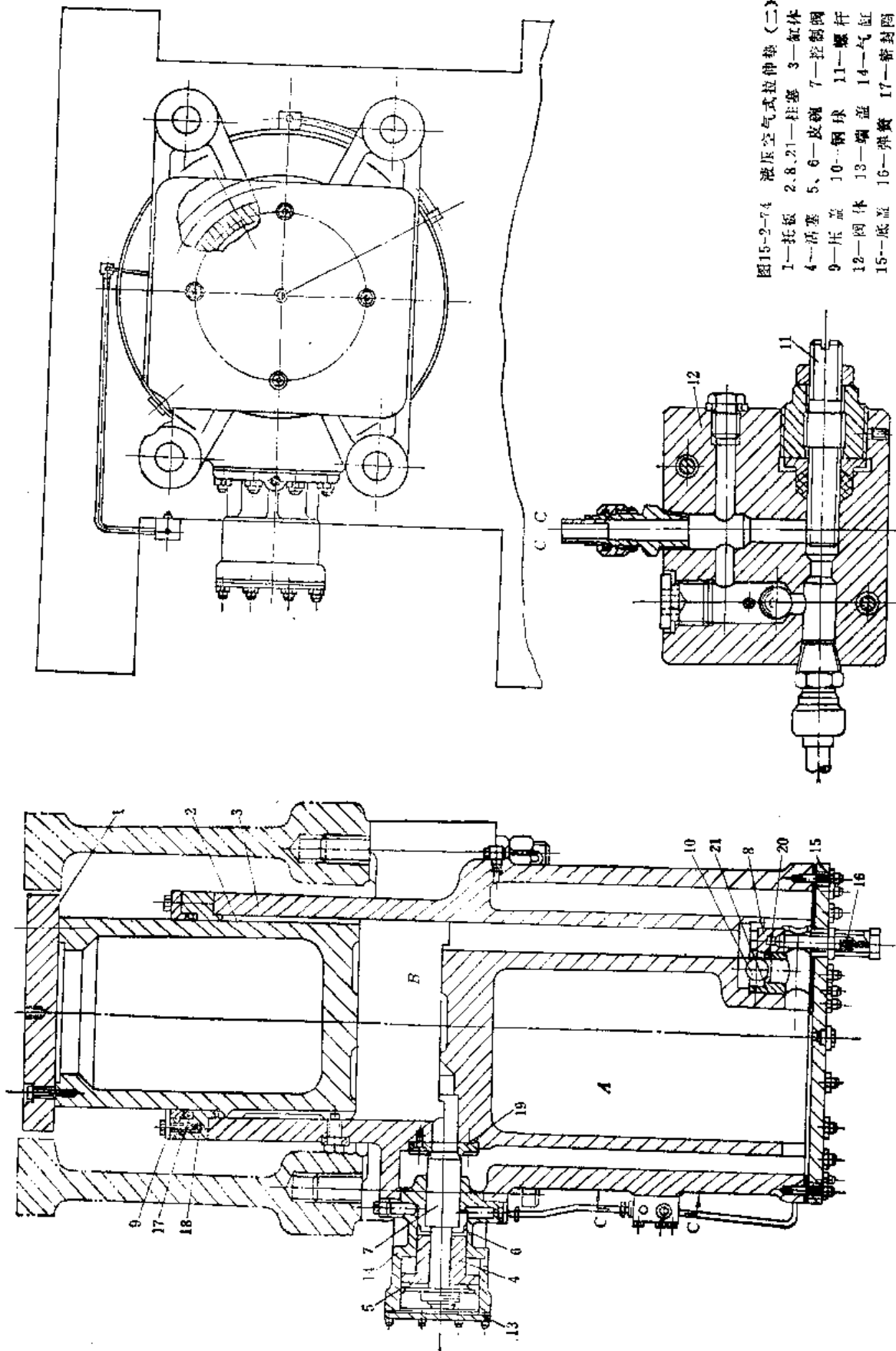


图15-2-74 液压空气式拉伸器(二)  
 1—托板 2、8、21—柱塞 3—缸体  
 4—活塞 5、6—皮碗 7—控制阀  
 9—压盖 10—钢球 11—螺杆  
 12—阀体 13—端盖 14—气缸  
 15—底座 16—弹簧 17—密封圈  
 18—导向套 19—阀座 20—球座

⑤ 油路系统本身造成的，如高速流动的液体，关闭过急，液体运动能量的变化等。

2) 液压空气拉伸垫的修理 (图15-2-74)

通常只要拆出柱塞2、压紧压力气缸14及其活塞部件、油缸底盖15，便可检查与清洗缸体3。底盖15比较重，松开螺钉后，托不住就会掉下伤人，拆卸要注意安全，最好要用千斤顶顶住，并采用两根导向螺栓，松螺钉，徐徐下落，比较安全。

拆开之后，清洗缸体3，检查皮碗5、6和密封圈17。压紧压力气缸内的柱塞7与阀座19是经常接触的两个零件，要检查它们的配合是否严密。不严密时将会影响压边的力量，需进行研磨，直到能严密配合时为止。

实际使用表明，钢球很容易在油压的推动下，冲出孔道下口的转角，通过孔道进入拉伸柱塞2的下腔。此时不仅在油缸的四壁及底部压出与撞出许多凹陷麻点，而且影响压料边作用的正常发挥。修理时如果发现这种情况，就应采取改进措施，防止钢球上跑。图15-2-75介绍的是一种改进措施，即将铸铁柱塞21改用钢质，并且在球腔与柱塞8空腔之间增加隔板，以减少横向孔道面积。

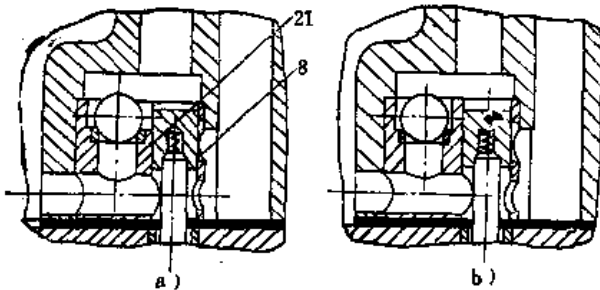


图15-2-75 压紧压力气缸的拆卸

3) 液压空气拉伸垫的修理 (图15-2-73)

大体上与图15-2-74结构的修理相同。

但图15-2-73结构更换密封圈时比较麻烦。因为压紧盘不能从床座的孔当中吊出去，因而只能将拉伸垫之底板连同缸体、柱塞一起拆卸。如果将压紧盘的突缘适当改变，使之能从床座孔当中通过 (图15-2-76)，将会大大减轻更换密封圈的工作量。这样，只要先将托板4 (图15-2-73) 卸掉，然后放气、放油，松压紧盘的联接螺钉即可吊走。

图15-2-73结构压紧压力气缸的拆卸也有困难。因为松开该缸体与拉伸垫缸体之间的联接螺钉后，整个气缸部件会掉下来，虽然可用千斤顶顶住，但

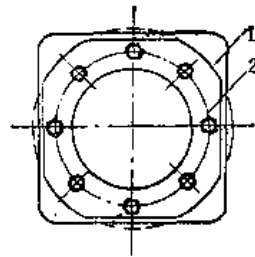


图15-2-76 床座孔  
1-床座孔 2-压紧盘

由于不能装导向螺栓，还是容易倒下。如果在柱塞顶部钻一个螺孔，装上吊环螺钉就方便了。此时只要用天车或其它起重工具吊住吊环，再松零件与之间的螺钉，下面也不必用千斤顶顶住，就可徐徐地将压紧压力气缸放到底面。

通常不必将缸体底板拆下。如有需要时应注意螺栓是细牙螺纹，在拆底板时，要保护好丝扣，可以用铜皮包起来。

检修后的拉伸垫，当放气后，一般采用V型密封圈拉伸垫，在拉伸垫滑块顶板和活塞的自重作用下，可以使其下降至原位。

4) 有些压力机采用无储气罐拉伸垫，如图15-2-74。这种拉伸垫的优点是基础坑小，管路简单，结构紧凑。但由于它受体积限制，所以储气腔的容积比较小，多数取拉伸活塞缸容积的6倍。由于储气容积小，拉伸垫力的波动就大，一般可达30%，这样远远大于拉伸垫力的允许波动值(10%~20%)。因此在采用压紧压力时，由于压料力的波动大而影响成型制件的质量。如果压力机经常用于成形工序，可以采用增大储气罐 (储气罐的容积为拉伸缸的容积的10倍) 的方法来降低拉伸垫力的波动值。

3. 拉伸垫的故障与排除

拉伸垫的故障与排除方法列于表15-2-22。

表15-2-22 拉伸垫的故障与排除方法

序号	故障	原因分析	排除方法
1	拉伸垫柱塞不上升或上升不到顶点	(1) 密封圈太紧 (2) 压紧密封圈的力不均匀 (3) 托板卡住，原因是： 1) 导轨太紧	(1) 松压紧螺钉或更换密封圈 (2) 调整均匀 (3) 1) 放大导轨间隙



(续)

序号	故障	原因分析	排除方法
1	拉伸垫柱塞不上或上升不到顶点	2) 废料或顶杆卡在托板与工作台板之间 3) 托板偏转被床座卡住 (4) 气压不足 (5) 压紧压力气缸活塞堵塞进油口	2) 清除废料, 用堵头堵住工作台上不用的孔 3) 转正托板, 上紧螺钉 (4) 调整气压, 消除漏气 (5) 排出此气缸中的空气
2	拉伸垫柱塞不下降	(1) 密封圈压紧力太大或不均匀 (2) 拉伸垫缸内气排不出 (3) 托板导轨太紧 (4) 活动面有研磨现象	(1) 调整压紧力 (2) 排气 (3) 调整间隙 (4) 修理
3	液压空气拉伸垫得不到所需的压紧还料边缘的压力	(1) 油不够 (2) 压紧压力气缸内活塞卡住不动或者气缸不进气, 故而活塞不动 (3) 压紧压力气缸的活塞头部密封不严拉伸垫液压缸进口 (4) 图15-2-74结构钢球10冲入拉伸垫缸内	(1) 加油 (2) 清洗气缸, 检查进气管路与阀 (3) 拆开研磨, 检修 (4) 拆开将钢球恢复原位, 并采取改进措施 (5) 紧压螺钉, 加必要的垫及缠麻
4	拉伸垫柱塞上升或不平稳, 甚至冲击上升	(1) 缸壁与活塞润滑不良, 摩擦力大或液空气中混入过多冷凝水而变质 (2) 密封圈压紧力不均匀	(1) 清洗除锈, 加强润滑, 更换油液并加强日常检查和放水 (2) 调整压紧力
5	液压空气拉伸垫产生压紧压力后, 但拉不出合格零件	(1) 控制凸轮位置不对; 压紧压力产生不及时 (2) 拉伸垫托板与楔子压边圈不平行, 压边力量不均	(1) 调整凸轮位置 (2) 调整平行度
6	气垫顶板被压出坑痕	顶板硬度不够	把坑痕刨平, 镶上淬过火的钢板
7	气垫活塞转动	定位装置脱落或损坏	修复或安装新的定位装置

## (五) 床身的修理

床身是压力机最基本的一个部件, 小型压力机多采用C形铸造或焊接的整体结构, 称为开式压力机床身。大、中型压力机多采用由床头(上横梁)、立柱、底座用拉紧螺栓固定的组合式床身, 称为闭式压力机床身。床身不但要支撑压力机的全部零件重量, 而且主要的还承受冲压工作时, 金属变形产生的全部作用力。因此, 要求床身具有较高的强度、刚度和抗振动的稳定性, 否则会由于床身的弹性变形和振动而影响到制件的精度和模具的寿命。

### 1. C形床身的修理

这种整体的床身(图15-2-77)由于铸造中的各种缺陷及冲压过程中的超负荷, 床身开裂是常见的。目前修补床身开裂的方法很多, 如夹板铆合、金属扣合等等。其中金属扣合法比较简单, 修完之后喷上油漆, 外观如新, 是一种比较好的修补方法。

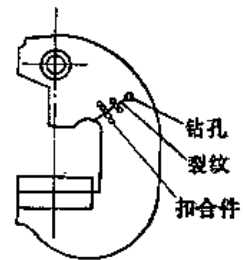


图15-2-77 床身开裂

### 2. 组合床身的拆装

大、中型压力机的床身, 大多是焊接结构或铸造和焊接组合结构, 用拉紧螺栓联接起来的组合床身。

#### (1) 组合封闭式床身的拆卸方法

1) 用气焊枪加热。注意尽量使加热的区域长一些, 并保持加热的均匀性, 以避免螺栓的内应力过大。

2) 用电阻带加热(绕在螺栓周围), 如图15-2-78所示。

3) 两端有深孔的拉紧螺栓可以用长棒形的电加热器, 注意安全, 要用低电压、大电流。

4) 用液压泵作为使螺杆伸长的动力源。一种是图15-2-79的形式, 螺母本身带液压缸, 只需通入高压油即可。等螺杆伸长后, 把放在螺母与上横梁之间的垫片拿出来, 另一种是螺杆本身长出在螺母之上还有一段距离, 用这段螺纹套上特制的液压缸(图15-2-80), 通入高压油使螺杆伸长后把螺母拧松。

不管用哪一种拆卸方法, 都需要作好准备工作, 保证拆卸和吊装安全可靠。各种应用的工具和设备要准备齐全。用加热的方法时要用石棉布将电

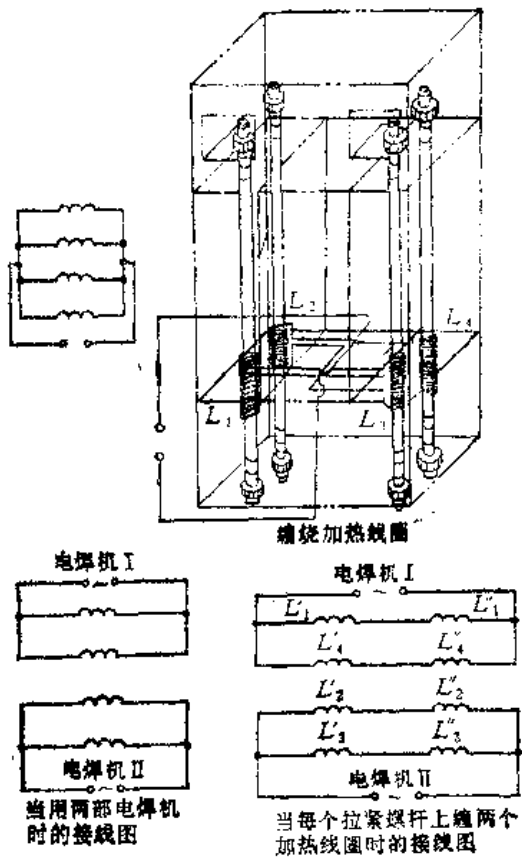


图15-2-78 电阻带加热

器、油气管路、立柱与螺杆的加热部位隔开绝热。以免损坏电器原件、油、气管件和防止床身的立柱受热而伸长。用天车或别的起重设备依次吊住1与3（图15-2-81）逐个松动螺母，然后一边松螺母，一边徐徐往下放螺杆，直到螺母脱开，螺栓放到地基坑的底部。用同样方法卸开螺栓2、4的螺母，并将2、4也放到地基坑的底部。

5) 依次将床头、立柱吊下，在吊下床头和立柱之前，要把定位键或定位销作好标记。在床头和立柱吊开之后，再将螺杆下面的螺母拧紧，并吊出螺杆、底座，便可进行检查测量和修理。

(2) 组合式床身的装配步骤

1) 把底座按安装要求放在地基上，把四个拉紧螺栓分别吊入床座的孔内，并在下面上好螺母，然后把螺栓放到地坑内。

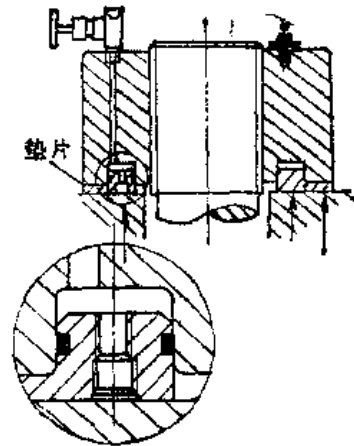


图15-2-79 螺母本身带液压缸

2) 把立柱吊到底座上，并按照定位销定位，把床头吊到立柱上，也按照定位销或定位键定位。

3) 把四个螺栓依次吊起来，并把预先放在床头四孔上的螺母逐个上紧（旋上螺母时，必须将螺栓往上吊紧，否则螺母是上不紧的）。把所有的螺母拧紧之后，要用塞尺（0.05mm）进行检查，如螺杆有歪斜，放松后放正再行拧紧。

4) 如果不用天车吊螺杆，由于螺杆自重可以在下面的螺母和螺杆上划线（图15-2-82），共划两条线。一条是螺母旋紧后，螺杆螺母位置线 $oab_1$ 在螺母上按螺纹相反方向，隔开预拉紧时所需拧过的角度 $\beta$ 再划一 $cd$ 线。

$$\beta = \frac{\Delta L_1 + \Delta L_2}{S} 360^\circ$$

式中  $\Delta L_1$ ——螺杆预拉时的伸长量（mm），

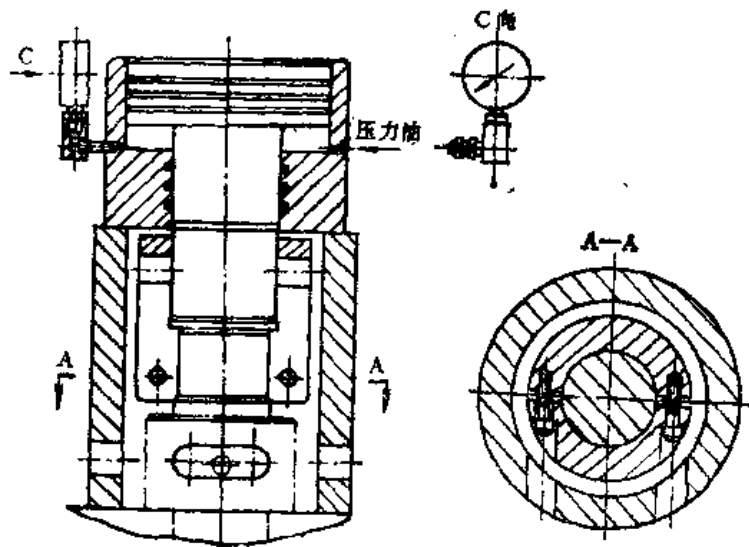


图15-2-80 螺纹套上特制的液压缸

表15-2-23 加热时间和有关电参数关系

压力机公称压力 (kN)	1000	1500	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	15000	16000
拉紧螺栓直径 (mm)	115	1	115	125	140		130	190		230		280
加热线圈匝数	50	50	50	50	50	70	70	70	70	50+50	50+50	50+50
加热线圈长度 (mm)	350	350	350	350	350	490	490	490	490	700	700	700
加热导线规格截面积 (mm <sup>2</sup> )	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
电流密度 (A/mm <sup>2</sup> )	8~10	8~10	8~10	8~10	8~10	8~10	8~10	8~10	8~10	8~10	8~10	8~10
电流 (A)	80~100	80~100	80~100	80~100	80~100	80~100	80~100	80~100	80~100	80~100	80~100	80~100
磁势 (A)	4000~5000	4000~5000	4000~5000	4000~5000	4000~5000	5600~7000	5600~7000	5600~7000	5600~7000	8000~10000	8000~10000	8000~10000
加热时间 (h)	3	3	3	3	3	3~4	3~4	3~4	3~4	4	4	4

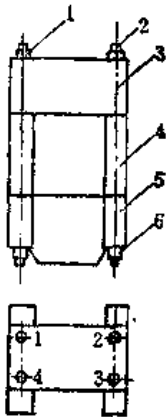


图15-2-81 起吊情况  
1—上螺母 2—拉紧螺栓  
3—床头 4—立柱 5—床座 6—下螺母

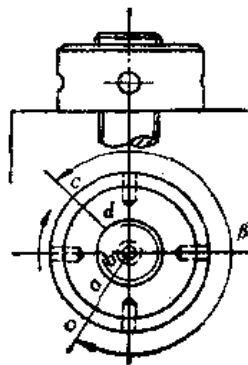


图15-2-82 在螺栓顶部及螺母上划线

$\Delta L_s$ ——立柱预压时的压缩量 (mm) ;

$S$ ——拉紧螺栓的螺距 (mm)。

5) 将对角的两螺栓均匀加热, 用天车吊住螺栓, 旋动螺母, 把  $od$  线旋到与  $cab$  线重合。按同法把另外两对角螺栓预拉紧。螺栓的伸长法最好采用液压拉紧法, 这种方法可以使四根螺栓受力相等, 并避免了因加热拉紧时残留的热应力。表 15-2-23 是济南第二机床厂关于电感应加热预紧法推荐的一些参数。

加热时应注意的事项:

① 选择线圈的缠绕位置要根据引出线的位置, 以便于操作和观察。

② 各线圈的引线长度要基本相等, 以避免各线圈中的电流分配不均匀。接头要牢固, 接触良好, 注意对地的绝缘, 防止起弧打火。

③ 在一个拉紧螺栓上, 缠绕着两个加热线圈的情况下, 要注意这两个线圈的磁势取相同的方向。即在它们的绕向相同的时候, 两个线圈的上端和下端要分别接到一头。在其绕向相反时, 则要倒过来首尾倒接, 即一个线圈的上端与另一个线圈的下端要并接到一个端头上。

④ 通电后的最初 1 h 内, 宜将每个线圈中的电流控制在 85 A 以下 (指 10 mm<sup>2</sup> 截面的玻璃纤维橡胶绝缘线)。因为这时电线中的易燃挥发物较多, 以防止过热起燃。随后可以把电流提高一点, 求得缩短加热时间。

⑤ 在加热过程中, 特别是即将结束时, 要注意不要挪动接线。因为这时候, 加热线圈的绝缘层一般都到了脆硬焦黄的程度, 极易脱落。若不注意, 就会因绝缘层剥落碰线而引起弧打火, 发生燃烧。如果线圈起火燃烧, 应该首先切断电源, 接着检查旋紧螺母, 看看还差多少角度。如果差的很少, 仅差十多度时, 则可尽其燃烧, 甚至用油壶喷油助燃, 成为直接用火焰加热螺栓。待螺母旋至规定的角度之后, 即灭火告成。如果相差很多, 则应马上松开螺母, 以便灭火后, 吊出螺栓, 重绕线圈。

⑥ 在用一个电焊机加热四根螺栓, 电焊机容量不够时, 可以用两个电焊机或四个电焊机同时加热。在没有足够数量的电焊机时, 还可以把螺栓按对角的方式分组, 先后分两次对四个螺栓加热预紧。

拉紧螺栓的预紧量可以根据预紧力的公式求出。由于修理工作中一般没有原压力机的设计计算式, 所以很难计算出准确的数值, 一般可参考下列经验公式算出:

预紧力  $P = KP_H$  ( $P_H$  是压力机的公称压力)

单点压力机  $K = 1.3$

双点压力机  $K = 1.36 \sim 1.45$

双动压力机  $K = 1.2$

精压机  $K = 1.07$

另外, 拉紧螺栓的预紧量也可以参考经验数据  $0.6 \sim 0.8/1000$  (mm) 确定。

### (3) 组合式床身的检修

1) 床头 修理时, 主要检查各个轴孔的磨损情况, 如床头变形而引起轴孔的不同心, 变形等情况; 大修时可以根据需要将床头箱拆开, 重刨底面并进行镗孔, 然后加套或者放大有关轴套尺寸。

2) 立柱 两立柱的变形将反应在床头箱水平误差变大, 以及两立柱上的导轨与导轨紧固面垂直度误差变大上。前者将引起飞轮不水平, 产生轴向力, 后者会使滑块运动精度降低。当压力机不到大修期限或者不能停产大修时, 可以用暂时办法来解决。例如, 在轴承支座下面加垫片找正, 以解决飞轮轴不水平; 导轨垂直度变坏, 可用磨削导轨后, 加厚导轨垫板来暂时解决。压力机大修时, 可将两立柱上下端面重刨(铣)一刀以保证两立柱等高, 并保证导轨面与立柱下端垂直。此时定位销改变了, 应该重新找正, 并重新打定位销孔。

3) 底座 使用较长时期后, 特别是经常出现超负荷的压力机, 底座工作台平面的水平度及垂直度误差变大。造成这些误差的原因是床座变形及地基下沉。地基下沉的问题可以用加垫找正, 床座变形则应根据其变形程度加工找平。检修压力机底座时还要注意检查基础有无变形, 固定的地脚螺栓有无松动, 发现上述情况都需要进行加固。

4) 导轨 导轨磨损之后, 可以修刮。磨损过大时, 可以先用刨(铣)床加工磨损面, 然后再刮研。如果修理了几次, 导轨尺寸不够, 可在导轨上镶一块铸铁或青铜板。

5) 超负荷计装置 拆卸前可进行尺寸测量, 并作好标记。安装时要按说明书的要求进行调整和标定。

### 3. 固定工作台的使用与维修

固定工作台是在床身底座上安装一块工作台板, 用螺栓直接紧固在底座上表面, 底座上表面一般距地面  $300 \sim 500$  mm 高, 工作台板厚一般为  $100 \sim 250$  mm 左右, 也有的压力机在工作台板和底座之间

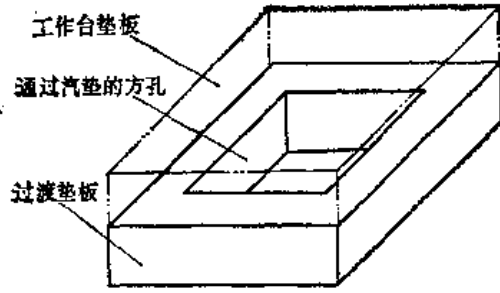


图15-2-83 带有方孔的工作台过渡垫板

加一过渡工作台板, 这样底座上表面距地面高度选低值, 过渡垫板厚度可选择与工作台板同样厚度, 但过渡垫板一般根据气垫工作的需要在中间加工大方孔, 如图 15-2-83 所示。便于气垫上端滑枕通过过渡垫板直接与工作台板中的托杆接触, 实现气垫装置的各种作业。当安装较高的大型模具时, 可以将过渡垫板撤出, 直接将工作台板与底座紧固, 这样压力机封闭高度增加了一个过渡垫板厚度的尺寸。

由于工作台板长时间承受压力机的工作负载, 而且一般底座均有气垫装置, 工作台板中间为悬空状态, 长时期使用会出现凹陷变形, 托杆孔磨损变形, 工作台板表面平面度出现压坑和凸痕, 紧固螺栓松动, 工作台板与底座之间有杂物等, 都直接影响了压力机的正常使用和加工精度。

为此在工作台板和过渡垫板拆装时, 应对其上下表面杂物、油污清除干净, 涂上干净的润滑油, 以防垫板向底座上拉装时杂物垫在中间或划伤表面。工作台板的紧固螺栓一定要上紧, 压力机工作时遇有松动要及时紧固, 否则将造成工作台板受力时各接触面之间出现缝隙, 进入杂物及工作台板变形。对工作台板中间出现凹陷变形, 轻者拆下, 刨平表面达精度要求, 修削量为  $0.5 \sim 2$  mm。要考虑梯形槽的强度, 紧固螺栓的埋头孔深度, 要保证螺栓头部低于垫板。新加工的工作台板尺寸应考虑到使用过程中的表面损伤及变形, 留有几次重削量。如工作台板变形及损伤严重时应更换新的。对工作台板中托杆孔(托杆上下运动的导向孔), 由于使用前托杆未涂油, 润滑不良, 或托杆选用过细使托杆孔磨损, 造成托杆上下运动倾斜, 严重时托杆弯曲不能使用。以上情况可将工作台板拆下, 对变形孔进行扩孔, 用镶淬火钢套的方法解决, 如图 15-2-84 所示。修复后工作台板仍可继续使用。不用的

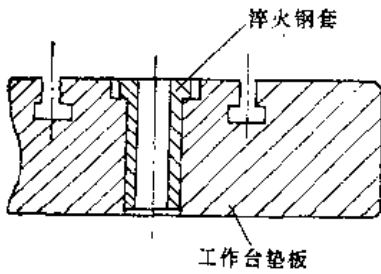


图15-2-64 工作台垫板镶淬火钢套

托杆孔应及时用盖堵上，以防废料进入工作台板内，气垫滑枕卡住，造成气垫或托杆运行故障。

4. 偏心负荷的分析与处理

在冲压生产中由于某零件大而不对称，使模具的压力中心不能与滑块中心重合，以及大台面多点压力机受多套模具安装限制或为方便操作而将模具安装偏置，都会使滑块承受偏心负荷。偏心负荷是生产工艺部门和设备管理部门经常产生矛盾的问题。

(1) 偏心负荷的允许范围 压力机的偏心负荷应根据生产内容，制件精度，冲模寿命来考虑，在决定了冲模的平行度和偏心允许程度之后再考虑压力机是否承受得住，所以偏心负荷只按压力机允许负荷来考虑而进行判断是不可取的。

在实际生产中，压力机的构件（滑块、工作台、带有横梁的框架、曲轴、连杆及压力机垫板等）由于承受偏心负荷产生变形，因此平行度会出现各种不正常的情况。但是，对于一般构件，特别是对滑块、工作台的变形来说，挠曲变形量是几千分之一，可忽略不计。例如工作台的挠曲量是5000分之一时，冲模的挠曲量在200mm范围内约为0.04mm，在300mm范围内均为0.06mm（图15-2-85）。

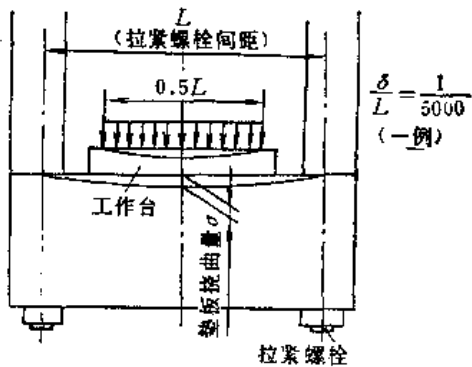


图15-2-85 工作台的挠曲变形量

以双点曲柄压力机为例，图15-2-86中  $l$  为两连杆间距离， $B$  为滑块导向部分的左右尺寸， $H$  是滑块导向部分的有效长度， $C$  为导轨间隙2倍的数值， $A_0$  为滑块的倾斜， $\Delta l_1$  为左框架由于负荷作用产生的伸长， $\Delta l_2$  为与其相同的右边框架的伸长，垫板的倾斜量为  $\Delta l_1$  与  $\Delta l_2$  之差。滑块的垫板的倾斜总和是  $A_0$  和  $A_0$  的总和，即冲模倾斜量。因此，必须尽量减少因偏心负荷而产生的值。

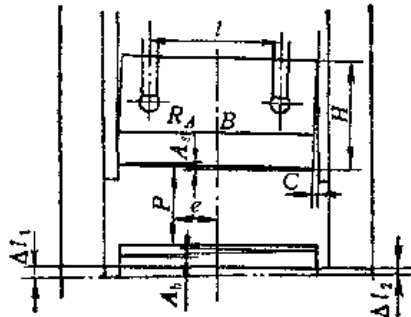


图15-2-86 冲模倾斜量

忽视这个倾斜，只根据负荷来考虑就会出现下面的情况：对于双曲柄压力机，单倾只是公称压力的50%~60%（带有油压式过载保护装置时最大在55%以内）。实际上允许负荷最好在这个值的70%以下。

取两连杆间距离为  $l$ ，偏心量为  $e$ ，偏心负荷为  $P$ ，允许的点负荷  $R_A$  用下式表示：

$$R_A = \frac{P \left( e + \frac{l}{2} \right)}{l} \quad (\text{kN})$$

所以 
$$P = \frac{2(R_A l)}{2e + l} \quad (\text{kN})$$

例如，允许点负荷  $R_A$  为1050kN，点间距离  $l$  为1200mm，偏心量为300mm时的允许偏心负荷  $P$  为

$$P = \frac{2(1050 \times 1200)}{2 \times 300 + 1200} = \frac{2520000}{1800} = 1400 \quad (\text{kN})$$

这时右边的点负荷为350kN。因这个偏心负荷1400kN是没考虑滑块倾斜的情况，所以在实际使用过程中，必须考虑框架的变形。

单曲柄和双曲柄压力机的前后方向的偏心负荷不是点负荷。因为导轨的允许面压有规定，所以必须考虑框架刚性和导轨结构，求出偏心负荷。

(2) 偏心负荷的影响 滑块承受偏心负荷时将产生力矩，使滑块做倾斜运动，因而产生阻力，

双动压力机比单动压力机阻力大，多点压力机比单点压力机阻力大，压力机经常处于偏心负荷运动状态将会产生如下影响：

- 1) 影响压力机的动态精度，如平行度和垂直度。
- 2) 影响模具的寿命，刃口间隙较难保证。
- 3) 加大滑块和导轨的局部压力，加快局部磨损。
- 4) 加快柱塞导向铜套侧向磨损，间隙加大造成漏油。
- 5) 加速曲轴、齿轮、键等受力零件的疲劳。

(3) 滑块承受偏心负荷的能力和减小偏心负荷的措施

1) 滑块承受偏心负荷的能力 压力机的滑块承受偏心负荷的能力要考虑滑块和导轨的形状与尺寸，以及机架的强度和刚度等，压力机制造厂家在压力机的使用说明书中都有规定，一般双点压力机承受偏心负荷的能力见图15-2-87。

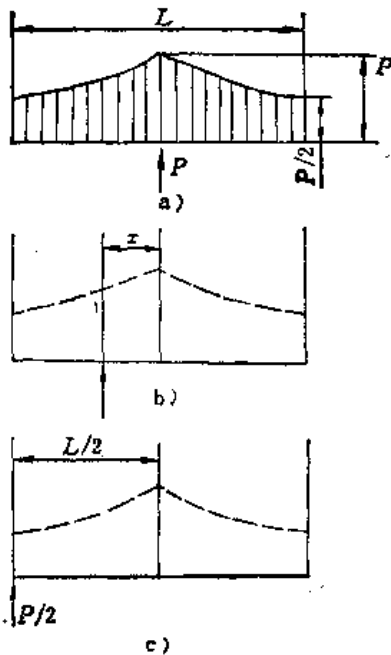


图15-2-87 双点压力机承受偏心负荷的能力图  
a) 中心负荷状态 b) 偏心负荷状态  
c) 单点负荷状态

$l$ ——双加压点距离， $P$ ——公称压力， $P' =$

$$\frac{l}{l+2x} P$$

一般滑块容许承受偏心负荷按滑块面积绘制出曲线，规定使用时偏心负荷仅在曲线以下部分，超

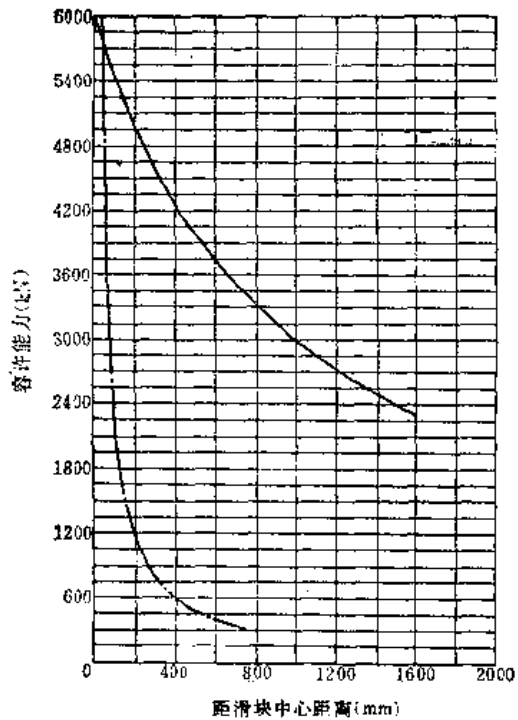


图15-2-88 E4D600+400双动压力机  
内滑块偏心负荷曲线  
——左右方向 - - - 前后方向

过曲线以外的情况使用将会造成压力机某零件早期磨损或损坏。图15-2-88是E4D600+400双动压力机内滑块容许偏心负荷曲线。

2) 减小偏心负荷的措施

- ① 选用刚性高的压力机，可减小滑块左右倾斜量。
- ② 使用压力机时最大负荷不超过公称压力的70%~75%。

③ 将前例的式子  $P = \frac{2R_A l}{2e + l}$  变成  $\frac{P}{2R_A} = \frac{l}{2e + l}$  由此可知， $P$ (偏心负荷)加大时，点距  $l$  相对偏心量  $e$  加大，因此在加压点距离大的压力机的滑块上安装冲模，可以减少滑块的倾斜。

④ 双点压力机承受左右偏心负荷的能力比单点压力机强，对于前后方向的偏心负荷，最好选用4点压力机。

⑤ 利用调整制件工序或增加废料加工或对余料切断来平衡负荷的分布。

⑥ 在压印或校平模上设计压紧件，使冲模在下死点附近保持其平行度。

⑦ 采用导向面多、导轨结构好的压力机。如

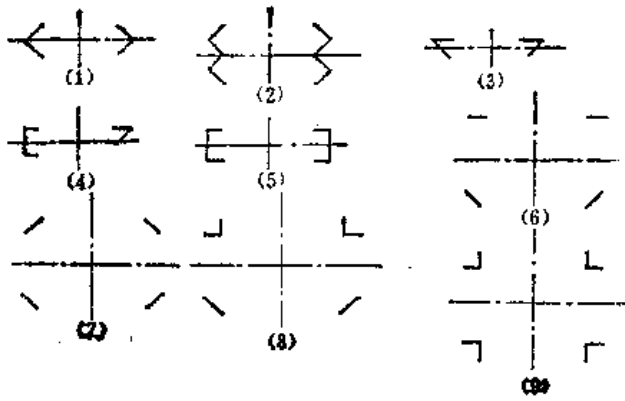


图15-2-89 滑块导轨的导向方式

图15-2-89所示, 1~5号主要用在小型压力机, 6号以后是组合式, 用于30000~40000kN以上的压力机。

图15-2-90所示的斜面滑块导轨, 由于偏心负荷, 滑块产生横向移动。当移动量超过导轨正常间隙时, 滑块的倾斜就会增大, 因此(图15-2-89)9号的导向方法是最好的。

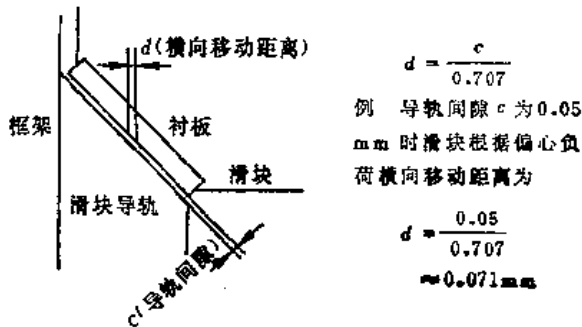


图15-2-90 45°形式的滑块导轨

为了减小导轨间隙, 可采用轴承导向, 这样间隙极小, 并能提高导轨刚度, 适应高速度。

③ 导轨长度越长, 滑块的倾斜度越小, 承受偏心负荷的性能越好。

④ 多套模具联合安装应尽量在滑块左右尺寸(加压点距离大)大的压力机上使用, 可减少滑块倾斜。

⑤ 在负荷小的一侧利用拉伸垫来平衡滑块所承受的偏心负荷。

### 5. 移动工作台的使用与维修

工作台是压力机几何精度和运行精度的基准, 影响制件质量和模具使用寿命。因此, 对工作台的合理使用、保养与维修是十分重要的。随着冲压生产效率的提高, 压力机工作台也由单一的固定形式

发展了多种可向压力机外移动的活动工作台, 如图15-2-91、图15-2-93所示。

(1) 前后移动工作台如图15-2-91所示, 其夹紧、顶起机构如图15-2-92所示, 摆动液压缸1驱动连杆机构来完成工作台的夹紧、松开和顶起动作。

1) 当需要换模时, 摆动液压缸1的活塞下腔进油, 活塞与活塞杆上升, 带动偏心轴2转动, 套在偏心轴2上的连杆机构3连接顶起部分4, 夹紧杆5一起向上顶起, 夹紧杆5松开了工作台, 顶起部分4的向上运动将工作台四个走轮连同工作台和工作台上的模具一起顶起, 当顶起部分4的上表面将走轮顶到与底座轨道上表面处于一个平面时, 开动移动工作台移出压力机。

2) 工作台开进, 通过底座上表面的精定位, 工作台停靠在原来位置。按动工作台“落下夹紧”按钮, 摆动液压缸1上腔进油, 活塞向下连同活塞杆带动偏心轴转动, 连杆机构3、顶起部分4、夹紧杆5一起向下运动, 工作台依靠精定位及自重随着顶起部分一起落下, 夹紧杆5的上端。将工作台紧紧地压住, 限位开关7发出已夹紧信号, 模具安装好后, 即可开动滑块工作。

(2) T形双向移动工作台的工作原理 图15-2-93为T形移动工作台的结构, 图15-2-94所示为T形移动工作台动作原理图, 可以看出, 这是可以先左右移动, 然后再前后移动的工作台。

1) 工作台的松开 滑块停在下始点, 上模与滑块脱开后, 滑块返到上始点, 气垫落在最下位置, 将主操作盘上的夹紧松开开关转到“放松”位置, 图15-2-95中的电磁阀8吸合, 油路换向, 安装在底座上的工作台夹紧器松开。

2) 工作台的顶起 如图15-2-94所示, 将立柱上软管缠绕器1引出的气源接到工作台的快速接头2上, 使气动液压泵5开始泵油, 按动手动阀6, 使工作台左右移动的四个走轮通过顶起液压缸11下腔进油而支撑起工作台。

3) 工作台的开出 转动图15-2-94中分配阀10的手柄, 使驱动左右移动的气马达12处于进气位置。然后按下手动阀7, 使气控换向阀8动作, 气源进入气马达12, 工作台由气马达12驱动移出压力机外, 碰挡块将分配阀10手柄转到空位, 工作台停住。

4) 工作台向前或向后移动 操作图15-2-94

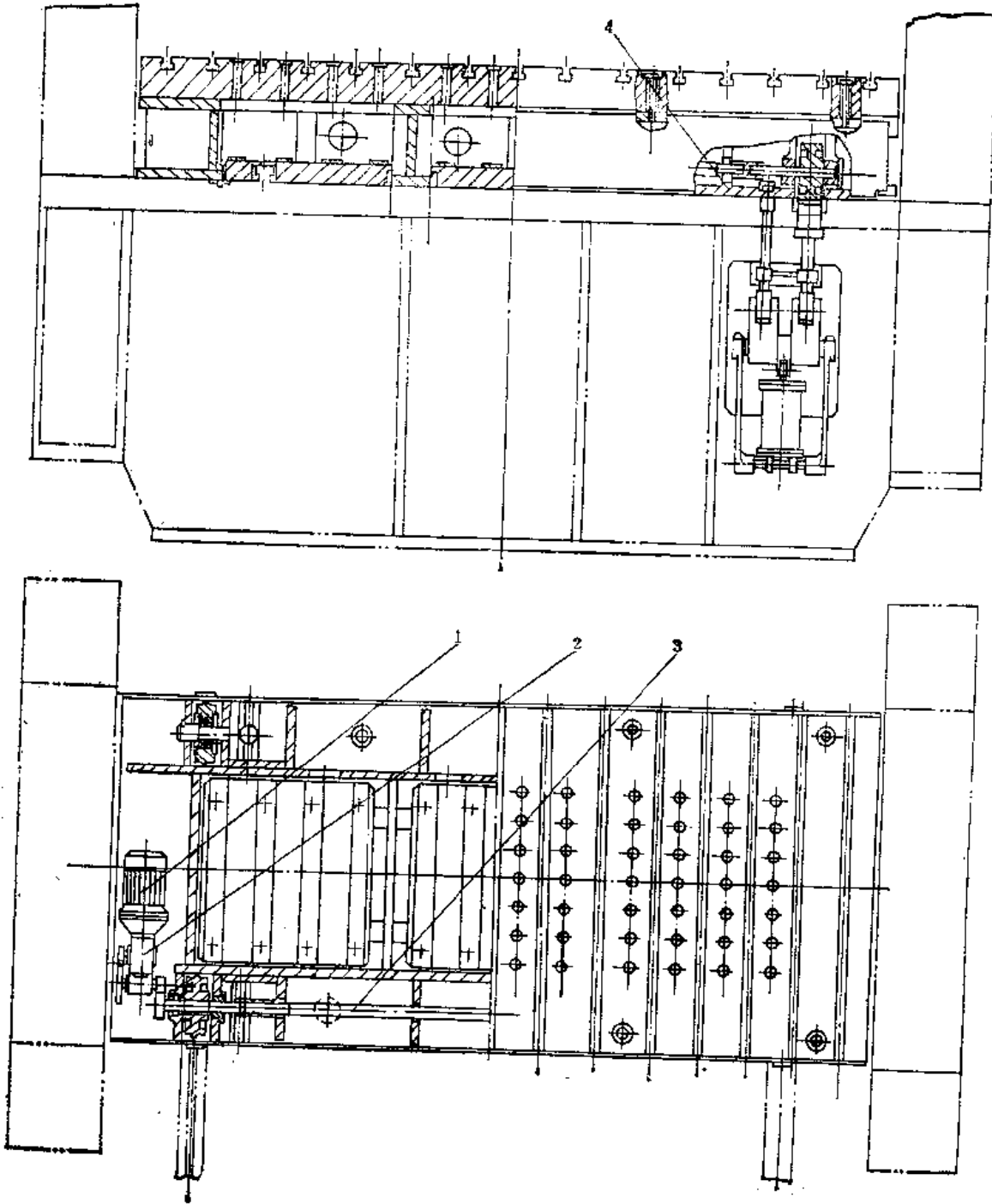


图15-2-91 前后移动的工作台  
1—电动机 2—减速器 3、4—传动轴



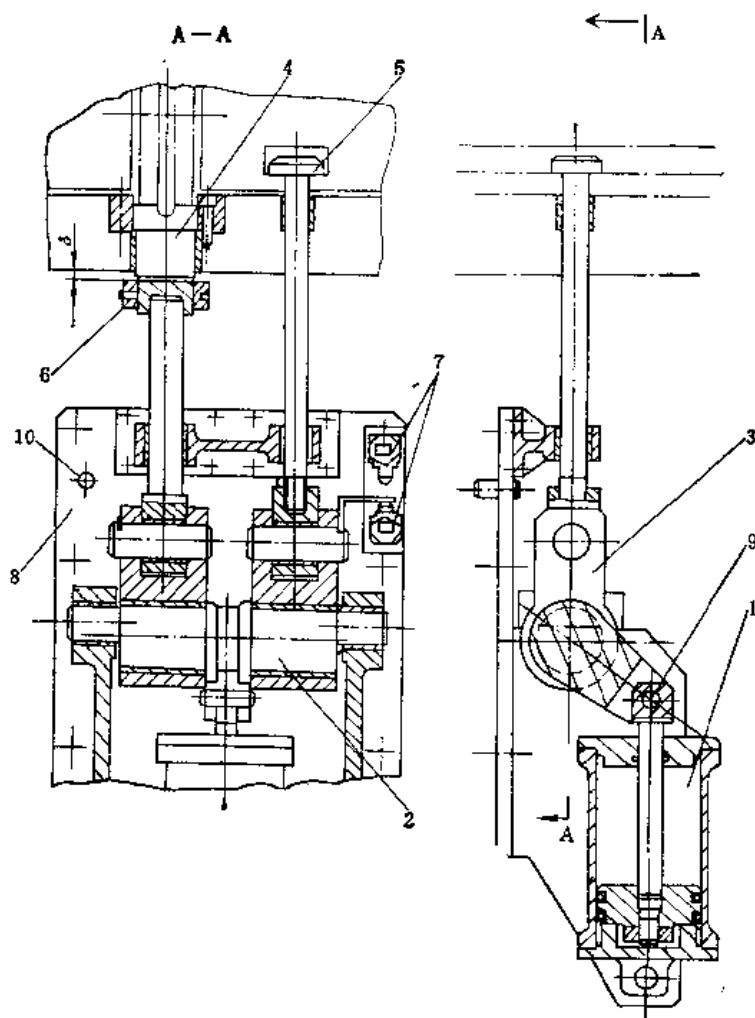


图15-2-92 工作台夹紧、顶起机构

1—摆动液压缸 2—偏心轴 3—连杆机构 4—顶起部分 5—夹紧杆  
6—调整螺母 7—限位开关 8—底板 9—销 10—定位销

中手动阀6，使顶起液压缸11油路换向，工作台四个左右移动的走轮缩回，工作台随之落下，前后移动四个走轮接触另一组轨道，然后转动分配阀9，使驱动前后移动的气马达13处于进气位置，按下手动阀7，使气通过气控阀8进入气马达13，使工作台向前或向后移动，到位后将各阀恢复原位。

5) 工作台的开进 图15-2-94中气马达13的分配阀9处于通气位置，按手动阀7使工作台向前或向后移到靠限位，将分配阀9转到空位，按手动阀6，使顶起液压缸11下腔进油，工作台左右移动四个走轮下移，接触轨道支承起工作台，当工作台连同模具一起被顶起时，前后移动四个走轮已随工作台脱离轨道，转动分配阀10，手动阀7，气进入气马达12，工作台被驱动进入压力机，工作台靠限位和底座上的精定位停住，将分配阀转到空

位。转动手动阀6使工作台依靠底座精定位下落，将压力机主操纵盘上夹紧放松开关转到“夹紧”位置，此时工作台被单独设置的夹紧机构(图15-2-95)中的电磁阀8，所控制的6个夹紧液压缸7上的夹紧爪紧紧地与压力机底座上表面固定，通过夹紧油路上的压力继电器6发出信号，模具装好便可操作机床。

### (3) 移动工作台的使用与维护

1) 模具向工作台吊放前应详细检查，模具底面及模具内是否有杂物，工作台表面应清擦干净，模具与工作台接触应平稳。

2) 在开动工作台前，要清除工作台表面，工作台四周，向外移动的轨道面的杂物。

3) 注意观察工作台的夹紧松开，顶起动作时，各液压缸，管路，接头、阀，泵等的泄漏现象及动作是否灵敏可靠，如发现问题及时排除。

4) 工作台表面的托杆孔，不用的一定要用孔盖堵好，当用托杆时，孔盖取下放在压力机立柱的存放盒内，托杆取出，孔盖及时堵

好，以防杂物落入工作台内。

5) 工作台的夹紧力和顶起液压缸的压力应按机床使用说明书所规定的压力值调整，以防密封件的提早损坏及夹紧力和顶起力的不足。

6) 在工作台夹紧时，工作台的夹紧杆一定要全部夹紧到位，并起到夹紧作用，如夹紧杆松动应及时拧紧，当工作台落下时工作台底面与压力机底座上表面出现间隙应查明原因，及时排除。

7) 工作台开动完毕要使所有操纵阀手柄处于空位，对阀的手柄，阀体松动应及时修复，防护罩要完好。

8) 对工作台各运动部位的润滑点应定期加油润滑，润滑油的质量要符合要求，油雾器、空气滤清器、减压阀等应定期检查清洗。

### (4) 移动工作台顶起机构的日常维修与调整

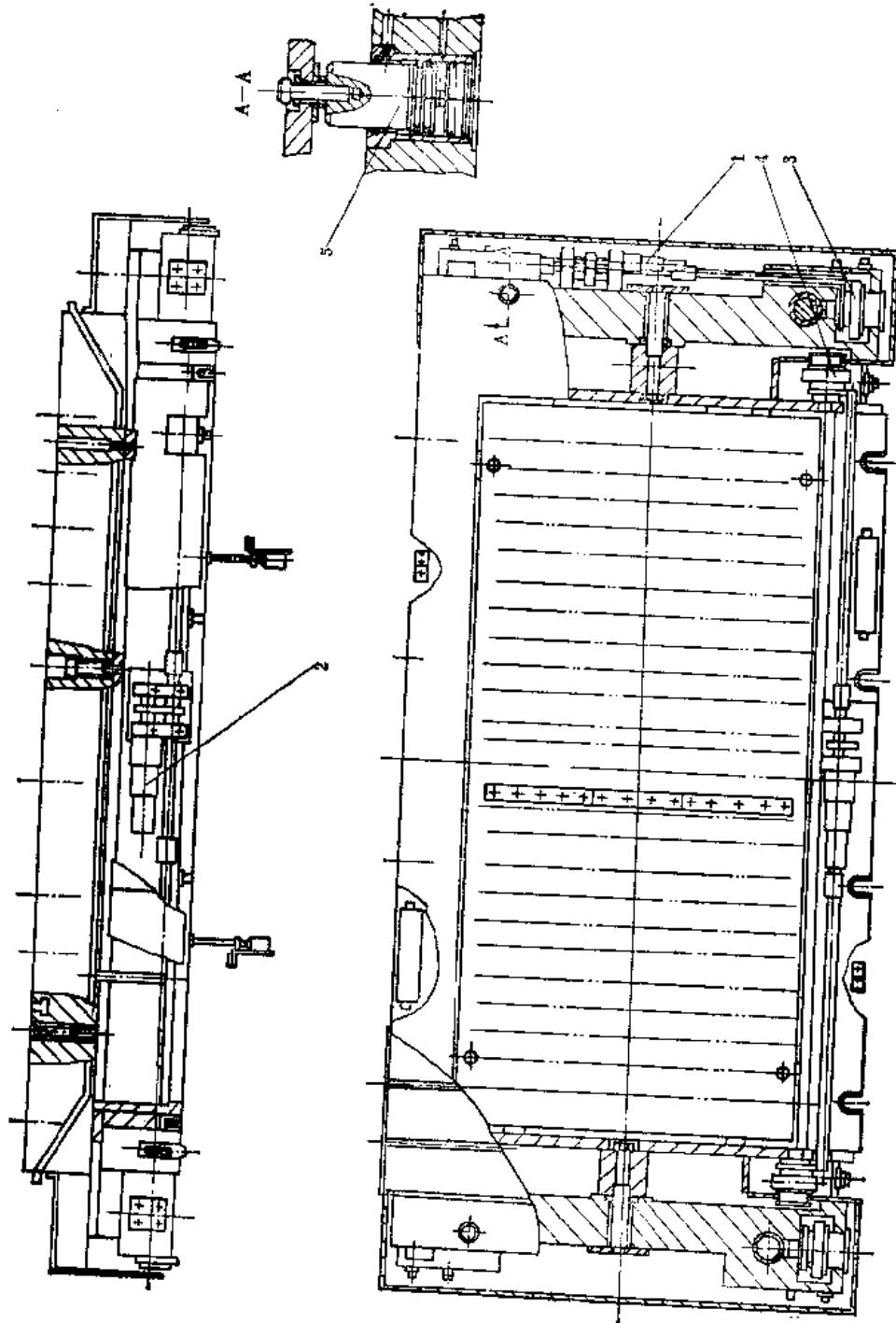


图15-2-93 T形移动工作台  
1—左右方向驱动的气马达 2—前后方向驱动的气马达 3—左右方向行走的瓦轮 4—前后方向行走的瓦轮 5—左右方向行走的瓦轮的顶起装置

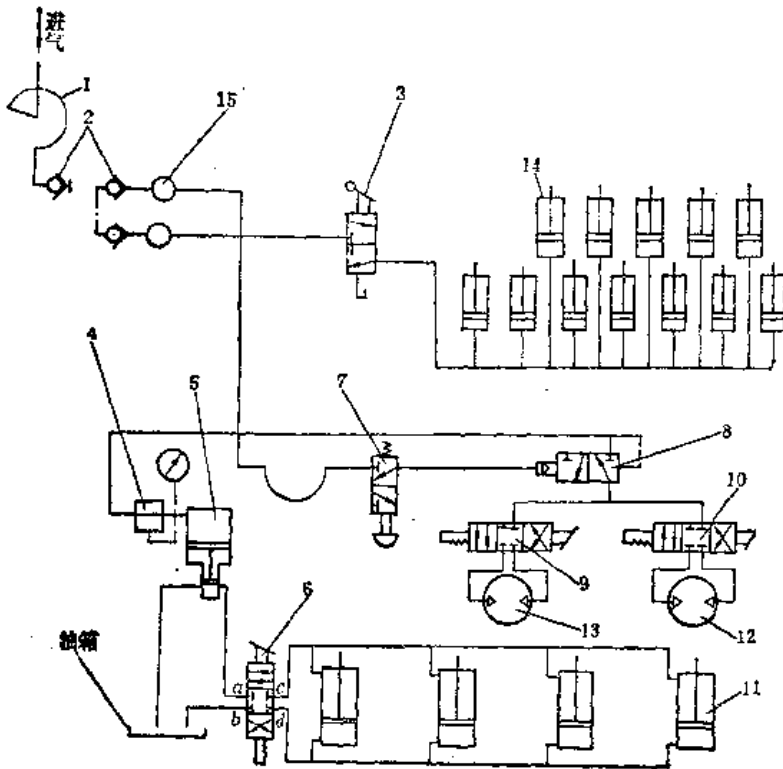


图15-2-94 T形双向移动工作台动作原理

1—进气管 2—快速接头 3—二位三通手动阀 4—空气减压阀 5—气动液压泵 6—三位四通手动阀 7—二位三通手动阀 8—气控阀 9、10—分配阀 11—工作台走轮顶起液压缸 12、13—气马达 14—工作台内托板提升缸 15—旋转接头

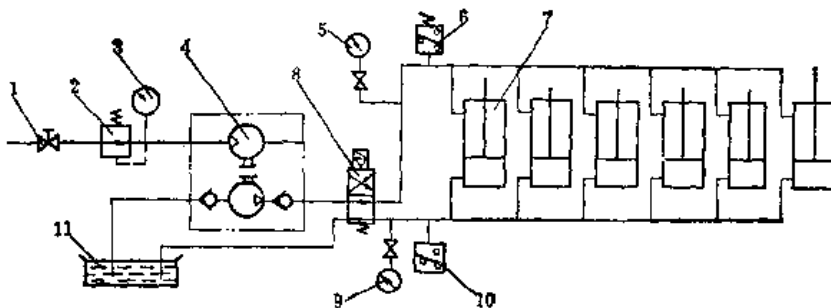


图15-2-95 T形移动工作台夹紧松开动作原理图

1—空气阀 2—空气调压阀 3—空气压力表 4—气动液压泵 5—夹紧液压缸内的油压指示表 6—夹紧油压压力继电器 7—夹紧松开液压缸 8—电磁阀 9—松开油压指示表 10—松开油压压力继电器 11—油箱

1) 图15-2-92所示的夹紧、顶起装置，当工作台的顶起高度不够时，工作台开不出来。从图中可以看到液压缸1和连杆机构3都是固定在底板8的上面，底板8通过螺栓和定位销10与压力机底座固定，由于螺栓松动，定位销10窜出，底板8松动，位置下降了2~3mm，造成顶起部分4的活动轨道上表面上升时低于底座上的轨道平面，工作台开动

时车轮受卡转动不出来。

修理时，将工作台处于夹紧状态，用千斤顶将底板8支起，将定位销10重新上好，螺栓紧固，顶起高度问题即可解决。图15-2-92中的调整螺母6的调节量 $\delta$ 很小，若底板8的定位销掉了，仅利用 $\delta$ 调节量是不够的。此外应注意调整螺母6的上表面不能有杂物，杂物也将造成顶起高度不够。

2) 如图15-2-96所示，工作台顶起时摆动液压缸15的活塞不上升。这个工作台顶起与润滑油路控制系统有两个作用：一是使摆动液压缸的活塞上升工作台的夹紧松开，同时顶起工作台，活塞的下降使工作台落下夹紧，其结构如图15-2-92所示；二是对压力机各稀油润滑部位的供油。摆动液

压缸15进油压力是由换向阀8前的溢流阀9控制，由于摆动液缸15中的活塞底面与液缸底面紧密接触，进入液缸的油不能托整个活塞底面，油在液缸内不能形成足够的向上推力，工作台顶不起来。这时可通过调节溢流阀9使进入摆动液缸15的油压力增大，当工作台顶起后应及时将压力调整到1.8MPa压力以内，以防油压过高系统漏油或泵负载过大造成泵的损坏或联轴节损坏及电机过载等故障。遇有上述情况时，为使液缸活塞

底面不与液缸底面接触面过大，使之有一定的充油面积，可以对活塞与液缸进行改进，或加垫以解决。

3) 图15-2-92偏心轴2与连杆3相对运动的铜套研死，造成工作台顶起慢或升不起来。这是由于铜套处于压力机底部（地面以下），平时加油润滑较困难，润滑不足所致。轻者拆开用砂纸修磨研

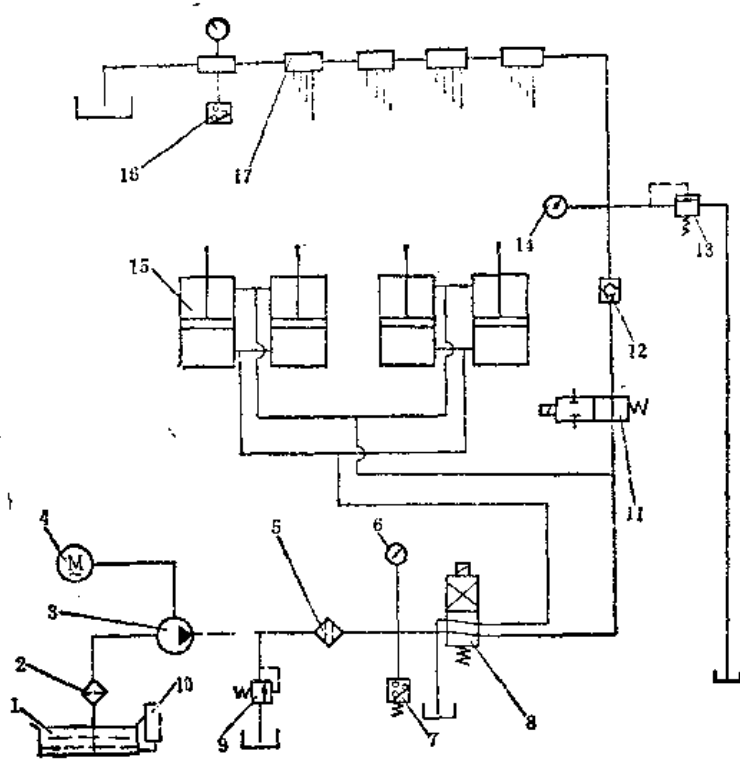


图15-2-96 工作台顶起与润滑油路控制系统

- 1—油箱 2—过滤器 3—液压泵 4—电动机 5—精滤油器  
6—压力表 7—压力继电器 8—换向阀 9、13—溢流阀  
10—油位计 11—二位三通阀 12—单向阀 14—润滑系统  
压力表 15—摆动液压缸 16—润滑系统压力继电器  
17—润滑油路分油器

伤部位，重新加油装好，重者对偏心轴与铜套配合部位表面修磨，去除的量由新配的铜套尺寸调整。

4) 油路系统不供油，一般液压泵正常时多是由于电机与液压泵之间的联轴节损坏。在更换联轴节的同时，应检查分析联轴节损坏的原因。如果是由于电动机轴和液压泵安装不同轴，应将其调整好，如系统压力过高，应调整油压，同时调节好联轴节与液压泵轴和电动机轴的安装距离，紧固固定螺钉。

5) 油路系统油压达不到规定压力。首先检查液压泵有无内泄，液压泵的吸油和排油是否正常，吸油过滤网是否堵塞，检查图15-2-96中二位三通电磁换向阀11是否切断了通往润滑系统的供油，溢流阀9内的针形阀是否封不住油，造成溢流或调整失灵。再检查油路系统中精滤油器5，是否堵塞，油过不去，当滤油器5堵塞时，液压泵的电机一般负荷过高，压力表6所示的压力上不去，压力都集中于液压泵到滤油器5之间，大量的油将通过溢流阀9回油箱，而造成电机过载被过热保护器断电，

这时要拆下滤油器5进行彻底清洗。如果是烧结的过滤器芯可用火焰燎，然后用洗油浸泡再经压缩空气吹，但最好更换新的过滤芯。

6) 工作台顶不起来。图15-2-97所示的结构是将四个顶起液压缸直接镶在压力机底座四角，其中心线与工作台落下时四个走轮中心对齐，其顶起动作是液压缸1内的活塞2下腔进油，活塞2向上动作，活塞2顶部的短轨道3顶着走轮将工作台顶起。直到轨道3与底座上的轨道在同一平面时，工作台便可沿轨道开出压力机。若活塞上升动作时出现漏油，油压便建立不起来。漏油的原因主要是活塞杆密封5和活塞密封4失效所致，活塞的密封皮碗4或密封圈5磨损。此时可将工作台开出，将活塞2取出对4、5两处更换新密封即可。活塞杆的密封5密封失效的原因：一是密封磨损失老化损坏，二是由于密封5的位置偏下，活塞杆上升时杆的下部倒角已和密封5接触，当油压升高时便有油顺其泄漏。一般密封5位置偏下

的尺寸较小，如在1~2mm时，可以测一下活塞落下时短轨道与走轮之间的间隙大小，如间隙超过2~3mm，可在短轨道和活塞顶部之间加一垫片，并在螺母上表面也相应增加同样厚度的垫，使活塞上升到顶部时，活塞杆下部的倒角不与密封部位接触，漏油即可解决。也可以重新做活塞，改变杆部倒角的位置。如果是由于装配活塞时将密封5损坏，可做一导向套，使活塞杆跟踪导向套一起下装，导向套还可做成大倒角，密封5装配时就不易损坏了。另一个解决方式是将顶起液压缸取出，对原密封圈重新改装成皮碗的解决方式，但由于压力机已使用较长时间，此方法需取出液压缸整体，因其液压缸上端短导轨被压力机底座的导轨板端头压住，需要将其其它导轨板也拆除，轨道板拆除之后变形较大，大部分将报废，需在修前准备好新轨道板以缩短修理时间。

7) 顶起缸更换活塞2时，活塞2与调整螺母6、定位销9位置的确定，将活塞装入，螺母上好，通入压力油或压缩空气使活塞上升，用平尺、

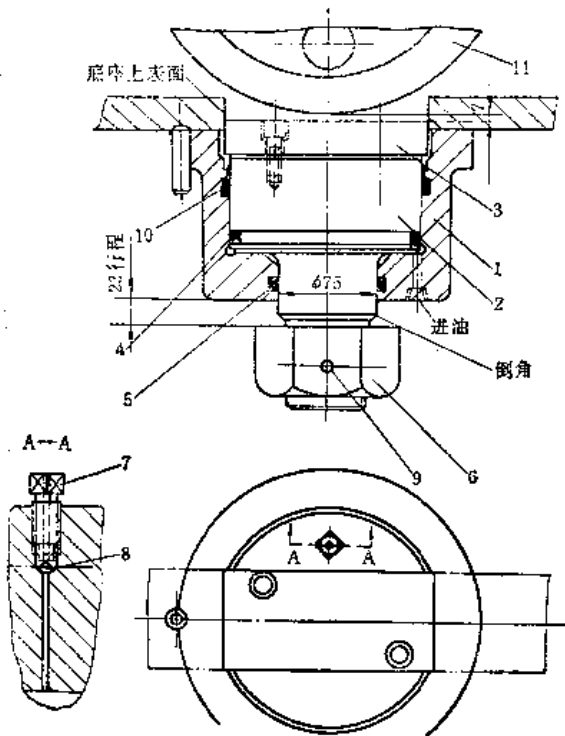


图15-2-97 工作台顶起缸结构

1—液缸 2—活塞 3—轨道 4—活塞密封 5—活塞杆密封 6—螺母 7—放气螺钉 8—密封钢球 9—定位销 10—防尘密封 11—工作台走轮

塞尺检查活塞顶面的短轨道表面与底座导轨表面，用0.05塞尺检查，调整在同一平面时，将调整螺母与活塞杆做好标记，加工定位销孔。

8) 当顶起液缸检修之后，接通油路时，利用较低的油压，松开顶起液缸活塞顶部（图15-2-97）上的放气螺钉7，使存在顶起液缸内的空气放掉，然后旋紧放气螺钉7，以防漏油。

9) 图15-2-94中减压阀4可以调节进入气动液压泵5的气压，气压与气动液压泵产生的油压与顶起液缸的顶起力关系式为

$$P_2 = \frac{P_1 \times F_1}{F_2}$$

式中  $P_1$ ——进气压力；

$F_1$ ——气动活塞面积；

$F_2$ ——压油柱塞面积；

$P_2$ ——出油压力。

例如，进气压力可调的气动液压泵活塞直径为 $\phi 150\text{mm}$ ，压油柱塞直径为 $\phi 28\text{mm}$ ，顶起液缸直径为 $145\text{mm}$ ，对工作台和其上的模具顶起力列于表15-2-24。

通过表15-2-24可以看到对工作台的顶起力是足够的。供油压力的形成是建立在密封良好的封闭腔内，如果系统或液缸有泄漏，压力建立不起来，对图15-2-94中减压阀4的调节则是没有用的。此时必须检查气动液压泵的吸油单向阀、压油单向阀、管路、接头、换向阀及液缸等是否密封损坏，直到压力建立起来，工作台及模具全部顶起。

10) 油路系统气动液压泵有打油动作，但压力建立不起来的原因分析。①图15-2-98所示油路，气动液压泵输出的压力油主要是通过换向阀直通顶起与夹紧液缸，图15-2-99所示气动液压泵中两个单向阀，一个是吸油单向阀7，一个是排油单向阀

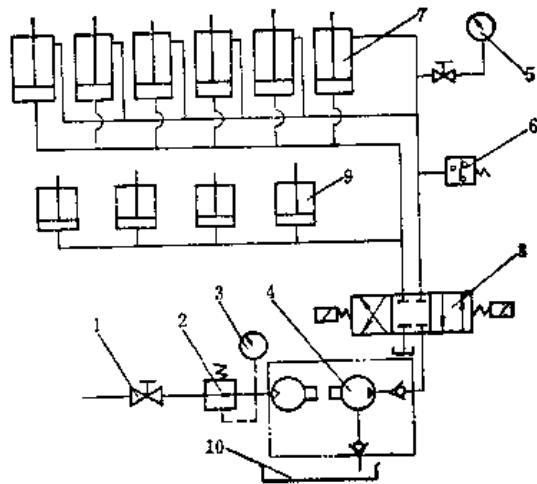
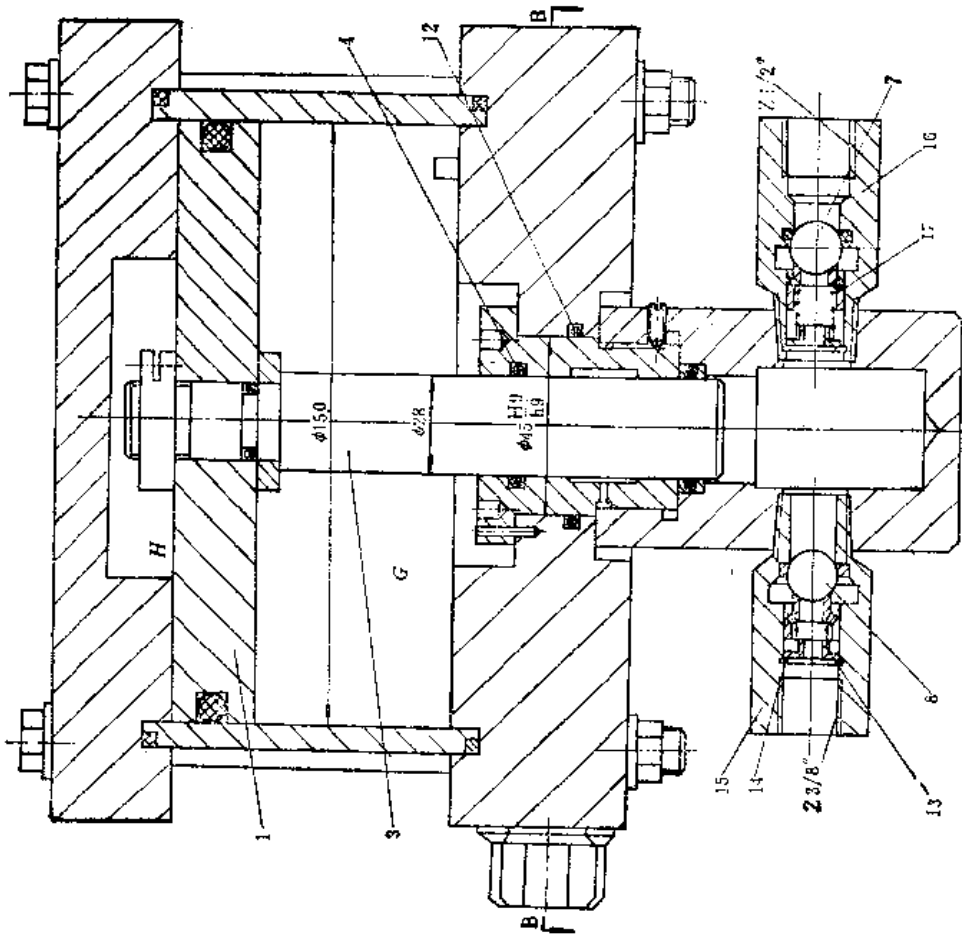


图15-2-98 JE36-400压力机工作台夹紧松开顶起油路系统原理图

1—空气阀 2—空气调压阀 3—空气压力表 4—气动液压泵 5—夹紧液缸的油压指示表 6—压力继电器 7—夹紧、松开液缸 8—夹紧松开换向阀 9—顶起液缸 10—油箱

表15-2-24 工作台和模具的顶起力

气压值 $P_1$	MPa	0.3	0.34	0.37	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6
油压值 $P_2$	MPa	8.8	10.0	10.9	11.8	13.2	14.7	16.2	17.6
单缸顶起力	kN	106	120	130	140	160	170	190	210
四缸顶起力	kN	420	480	520	560	640	680	760	840



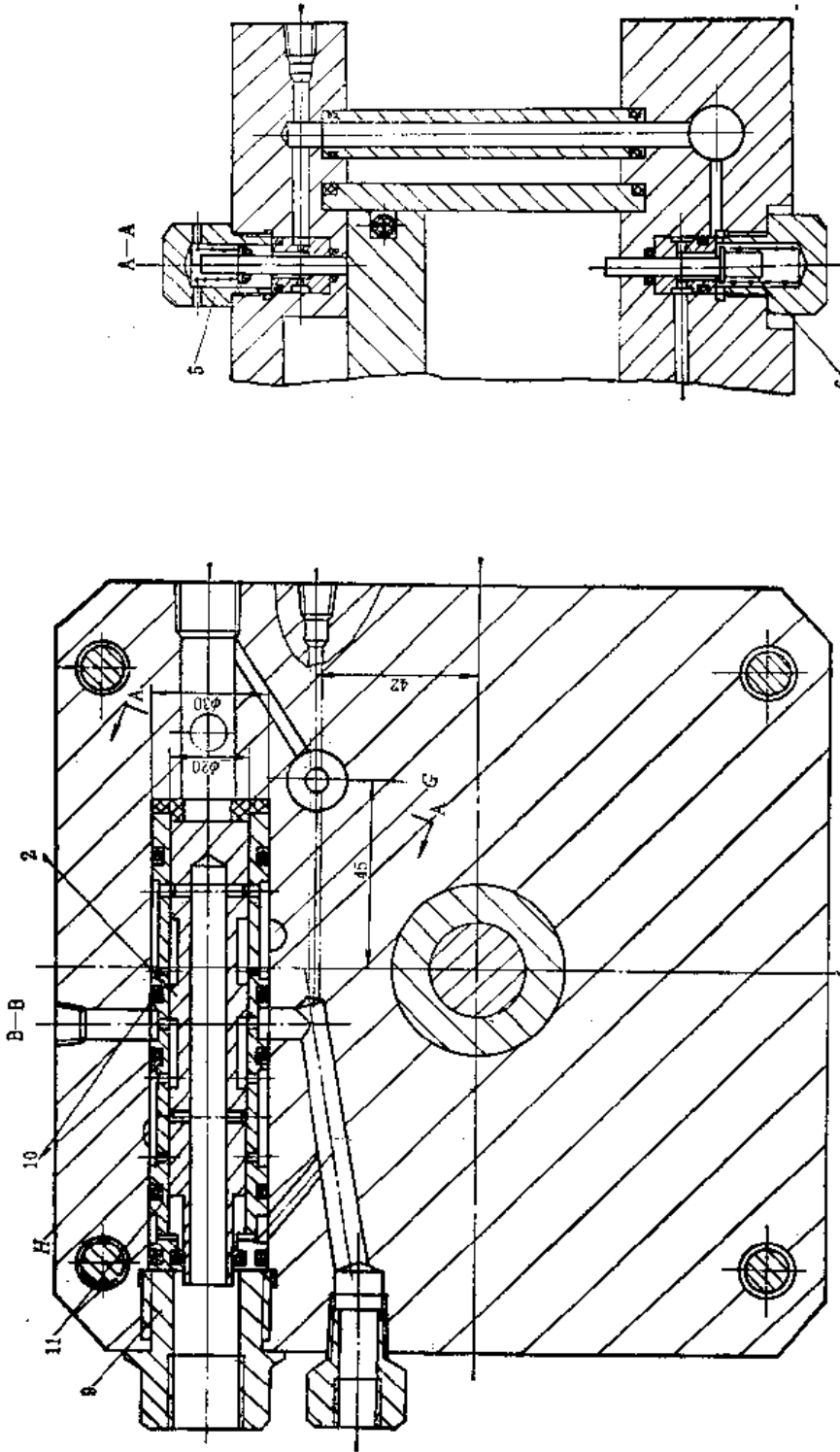


图15-2-89 气动液压泵的结构  
 1—气动活塞 2—换向滑阀 3—泵油柱塞 4、10、12—密封 5—活塞上腔终止  
 网 6—活塞下腔终止网 7—吸油单向阀 8—排油单向阀 9—单向阀位螺母  
 11—导向套 13—单向阀限位螺母 14—卡环 15、16—单向阀体 17—弹簧

8. 油质中有污物夹在阀的密封部位, 球阀的端部螺母松动掉落, 球阀的复位弹簧17断, 折断的弹簧卡住球阀及球阀复位不正确, 球阀密封部位出现损伤等均造成油压建立不起来。②图15-2-99中气动液压泵的气路换向动作靠滑阀2的位置变化实现, 当没有出现换向动作时, 有如下原因: 一是滑阀2移动的行程距离不准确; 二是导向套与阀体的密封损坏, 气路窜气; 三是滑阀被异物卡住或由于空气中有水, 长期不用时表面锈蚀, 使滑阀动作受阻, 气动液压泵没有打油动作。③气动液压泵的活塞1, 柱塞3是实施气动液压泵吸油和向外压油动作的, 密封4磨损、老化封不住油, 将造成压力不足, 而密封不严溢出的油随着活塞1下腔的向外排气以雾状通过螺母9排出。④活塞1的密封失效将使上下两气室窜气也使压力减低或气动液压泵打不出油。⑤阀5、6是活塞上下动作终止阀, 当活塞上下动作触及阀5、6时气路换向阀芯2的两端气室的进气使换向阀自动换向, 控制活塞1的上下动作使气动液压泵实现自动打油。阀5、6的弹簧损坏或密封垫坏封不住气, 也会使气动液压泵的打油停止。图15-2-100为气动液压泵工作原理图。当气动液压泵

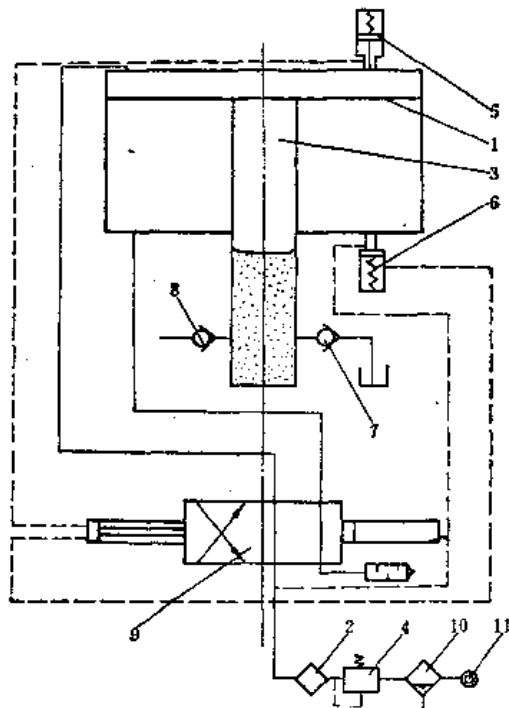


图15-2-100 气动液压泵工作原理图

1—气动活塞 2—油雾器 3—泵油柱塞 4—空气调压阀 5—气动活塞上限终止阀 6—气动活塞下限终止阀 7—吸油单向阀 8—出油单向阀 9—气动活塞自动换向控制阀 10—空气滤清器 11—气源

和管路内外泄漏等原因排除之后, 系统中油压仍建立不起来时, 就需要检查夹紧液压缸中的活塞密封失效造成的内部上下腔窜油, 当夹紧液压缸上腔进油时, 可打开下腔的油路看是否有油溢出, 分个或分段检查即可查出哪一个液压缸密封损坏, 拆下更换新密封即可。

11) 图15-2-101为外摆式夹紧器, 其动作是压力油经液压缸5上部进油管进入上腔, 推动液压缸5内的活塞及活塞杆下行、夹紧。油经液压缸下部进油管进入液压缸5下油腔, 上腔油排出, 活塞上升, 夹紧头1由定位块6上的导向柱2沿导向板3边上升边向外摆出。

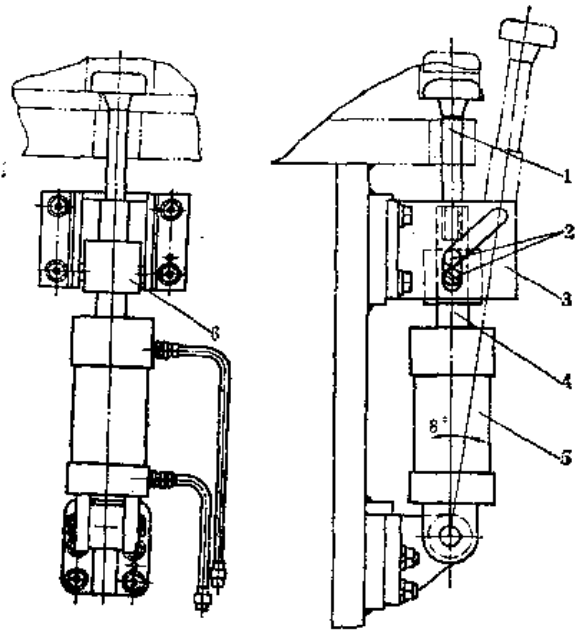


图15-2-101 外摆式工作台夹紧液压缸

1—夹紧头 2—导向柱 3—导向板 4—活塞杆  
5—摆动液压缸 6—定位块

① 夹紧头松开时不摆出, 是由于导向柱2掉了或导向板3内有杂物卡住。

② 夹紧头夹紧动作时不能夹紧到位, 是由于液压缸周围有杂物, 影响了液压缸的摆动量。

③ 夹紧头与工作台有间隙, 夹紧杆与活塞杆连接退扣, 需将夹紧杆向里旋紧。活塞杆与活塞的紧固螺母松, 拆下紧固。

④ 压力机电源切断时, 夹紧头自动松开, 工作台顶起, 而电源接通, 工作台自动落下, 夹紧头自动夹紧, 这是由于图15-2-98中换向阀8滑阀机能型号不对, 应选用O型阀, 如34DO-B10H-T三位四通O型电磁换向阀。



⑤ 换向阀 8 (图15-2-98) 故障。如复位弹簧断, 阀芯被杂物卡住, 电磁铁的铁心出现凹坑, 电磁铁松动等都会使夹紧和松开动作出现故障。

图15-2-102为上下动作的夹紧液压缸, 由于没有摆出动作, 一般故障较少。

#### (5) 移动工作台驱动机构日常检查与维修

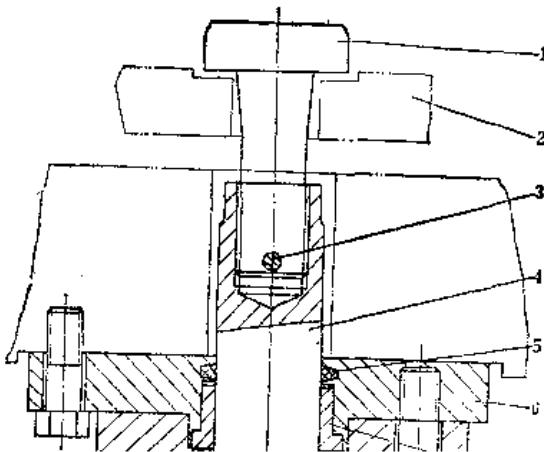
1) 前后移动的工作台驱动机构, 如图15-2-91所示, 电动机 1 通过减速器 2 使传动轴带动工作台的一组走轮前进, 后退由电动机的反转驱动。由于这种驱动方式是整个工作台横向移动, 因此工作台走轮的轨道上遇有较小废料或杂物, 工作台将受阻。工作台受阻时电机负载电流增大, 所以不可强行开动。可利用惯性来回开动, 当小废料碾压得非常薄时, 工作台才能开出压力机。但这样反复开动工作台极容易烧毁电机, 同时对减速器输出的传

动轴、联轴器及传动键寿命影响也较大。

2) 左右方向移动的工作台驱动机构如图15-2-103所示, 电动机 1 带动减速器 2 使传动轴 3 和 4 连同走轮一起转动, 工作台开出。电机反转, 工作台开进。这种结构由于两个驱动走轮间距较小, 因此轨道上有杂物受阻不致造成传动轴和减速器的损坏。但电机负载增大会使电机寿命降低。由于轨道有一边是凹形导向, 废料和杂物易滞留在凹形轨道的固定螺栓坑内, 也会造成工作台中途卡阻, 特别是前轮已冲过去而后轮卡住时, 将使工作台前后移动都受阻, 排除十分困难。可用天车先吊起工作台的一头清除废料后, 再吊起另一头清除废料。或用千斤顶将工作台顶起, 取出废料, 也可用四根双头带 T 形头中间有反扣, 如图15-2-104所示, 可调的长螺钉使滑块与工作台连接, 然后利用滑块微速将工作台带起, 取出杂物。

以上两种驱动方式出现的故障主要是工作台的扫轨器失去作用或损坏。应及时进行修理调整, 使其好用。也可在走轮前进时, 走轮前装有一个铜管, 通压缩空气吹掉轨道上的杂物。

3) 左右, 前后 T 形双向移动工作台驱动机构有用电机带动的, 也有用气马达带动的。图 15-2-103 所示为气马达驱动的形式, 图 15-2-105 为气马达的结构图。气源进入右旋或左旋进气口, 经配气阀 1 进入 A 腔, 推动活塞 3 左移, 空气通过分配阀 1 来实现向左或向右对均布的 5 个活塞 3 供气, 配气阀左端与曲轴 A 右端用键相连接一起转动。



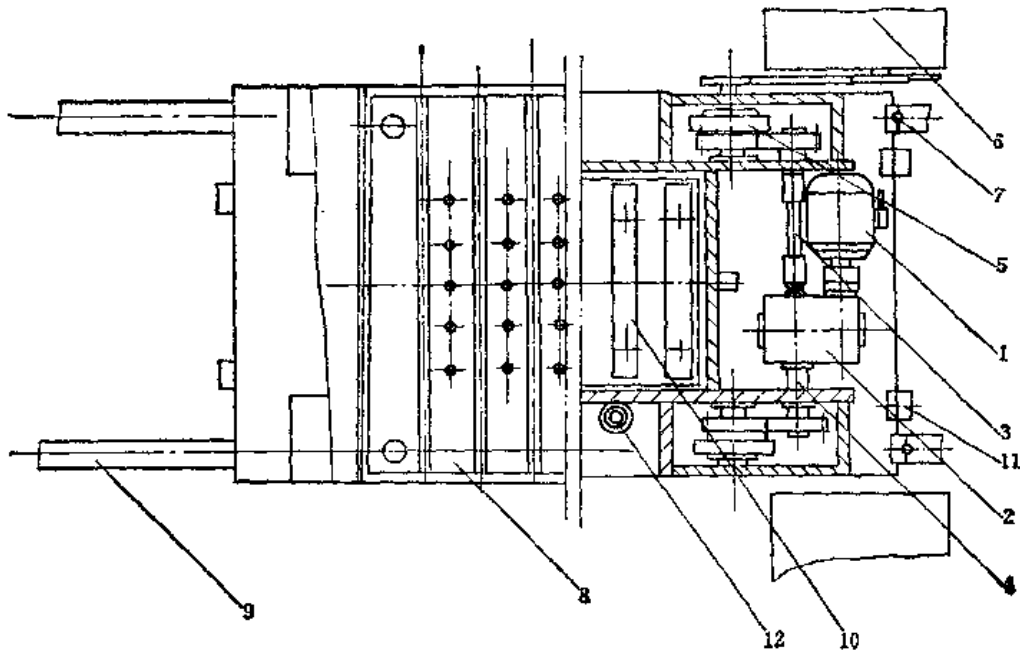


图15-2-103 左右移出式工作台

1—电动机 2—减速器 3、4—传动轴 5—走轮 6—床身 7—扫轨器 8—工作台板  
9—向外移出轨道 10—工作台内的托板 11—定位撞块 12—精定位

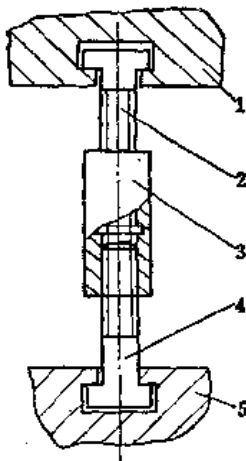


图15-2-104 双头T形拉杆

1—滑块 2、4—梯形螺钉 3—正反扣螺母 5—工作台

部位。当工作台全部顶起时，开动气马达，利用气马达的驱动以4.2m/min左右的速度使工作台平稳地停靠在终点限位器上。电动机驱动的工作台左右和前后方向在接近终点前的一段距离，有一慢速限位开关，控制电机由快速移动变慢速移动。当工作台移动速度出现故障时，可检查该限位开关及电气控制系统上的故障，予以排除。

当工作台左右方向开出压力机，但没有碰到终

点限位时，如将工作台落下，将造成前后移动的四个走轮不能正确地接触轨道，工作台不能前后移动。强行开动会造成走轮定位挡环脱开，走轮移位卡住。遇此情况，应将工作台吊起架高，走轮复位后将定位挡环重新上好。

也有用一个气马达或电动机通过齿轮和锥齿轮同时驱动二个方向T形移动的结构。这种结构只要气马达或电动机转动，即可同时使驱动两个方向的八个走轮转动，其中前后移动的走轮高度不可变，通过左右移动的走轮高度变化，可使工作台顶起后移动。对于先前后移出压力机，后再左右移动的工作台，其左右方向移动走轮是固定的，工作台的顶起是由前后移动走轮来实现的。

T形双向移动工作台驱动机构较复杂，控制机构部分，限位等又都集中在工作台内，操作时要注意开动顺序，每种动作都要到位，有限位开关控制到位的，到位时要压上限位开关磁头，并检查是否发出信号，否则应及时检查原因，对工作台的轨道应及时检查，轨道出现松动，表面出现高点，变形等应及时修复，以防出现其它故障，并按时对其转动部件特别是减速器及气马达，转动轴承等定期加油保养。

(6) 托杆顶出装置的检查与维修 压力机的

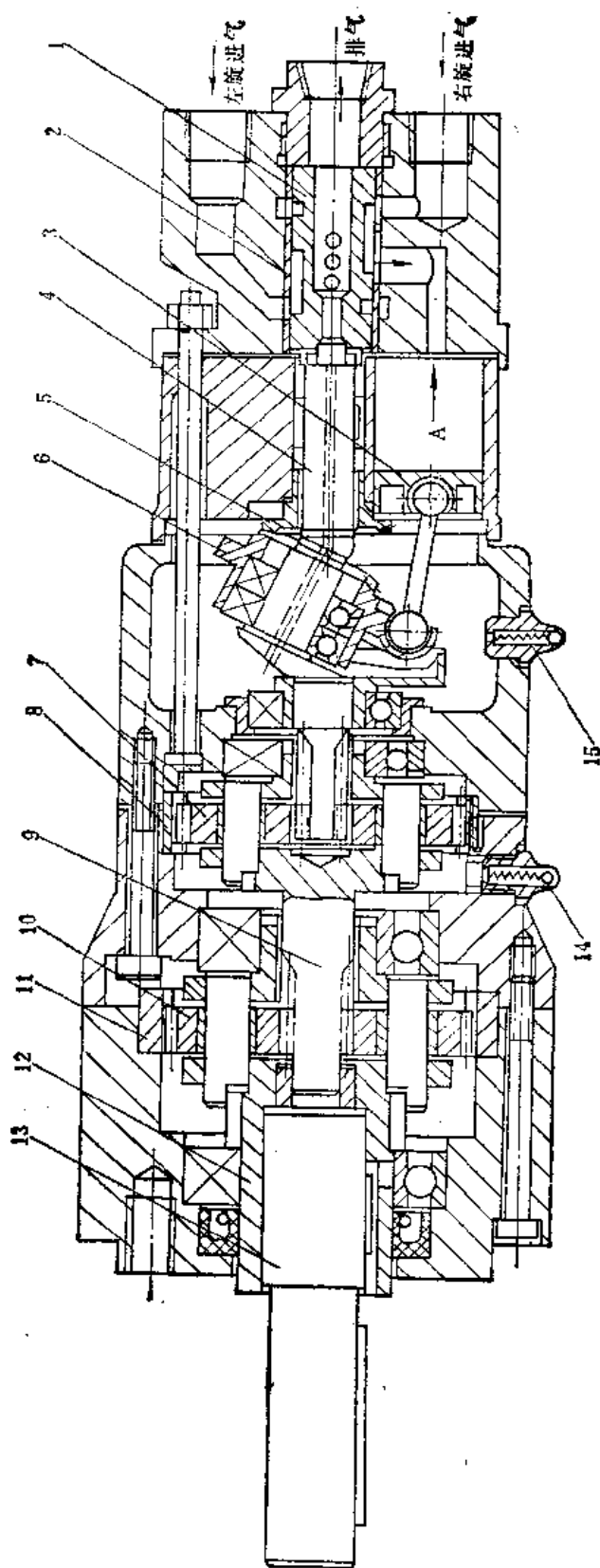


图15-2-105 气马达结构  
 1—配气阀 2—铜套 3—活塞 4—曲轴 5—圆锥齿轮 6—回转托盘  
 7、10—齿轮 8、11—定齿圈 9、12—传动轴 13—输出轴 14—变速  
 传动系统加油嘴 15—曲轴回转系统加油嘴

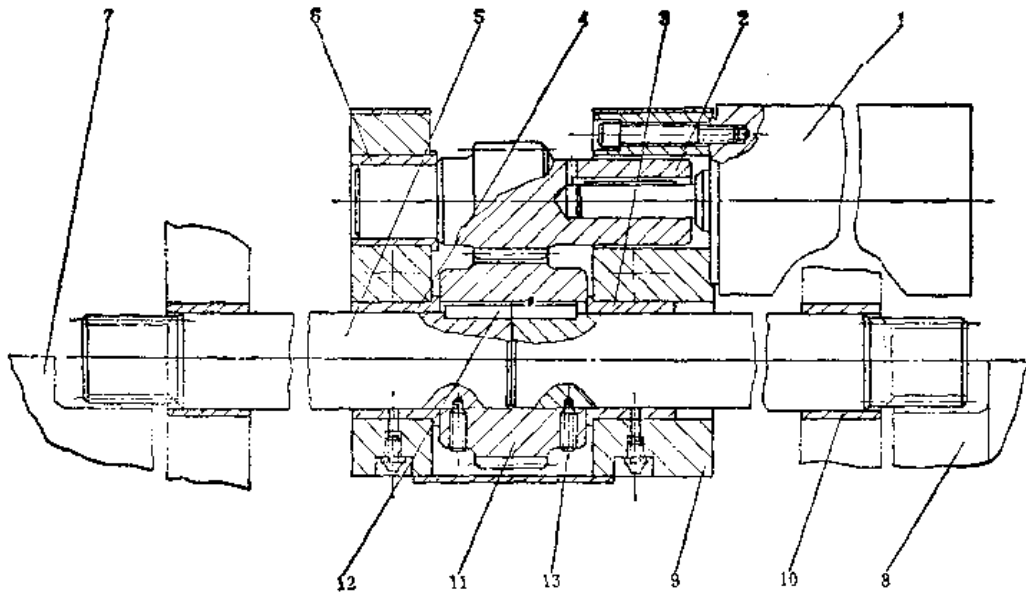


图15-2-106 气马达的驱动结构

1—气马达 2、11—齿轮 3、4、6、10—轴承 5—传动轴 7、8—工作台走轮 9—支架  
12—键 13—定位螺钉

气垫是通过工作台内托板上的托杆与模具接触，实现压边、顶料工艺的，移动工作台内的托杆随工作台连同模具一起移出压力机外部，当模具吊走之后，工作台内的托杆由于低于工作台板表面，（图15-2-107中的δ）要将其取出不借助顶出装置很困难。

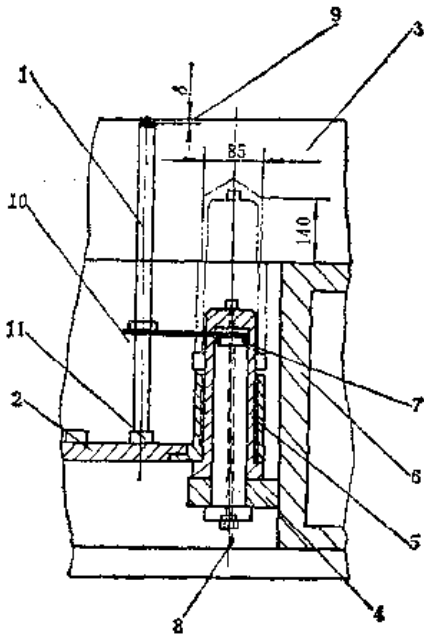


图15-2-107 JE36-400压力机工作台托杆顶出装置

1—模具托杆 2—托板 3—工作台板 4—顶起气缸支撑座 5—顶起气缸筒 6—工作合体立筋 7—密封 8—进气孔 9—托杆低于工作台面的距离 10—托板升起的示意 11—淬火镶条

图15-2-107所示为工作台内藏式柱塞顶出气缸型式，这种结构形式是在工作台板3正对着顶出气缸的上部分别加工了一个 $\phi 85$ ，深140mm的孔，以便顶起气缸升起时，行程满足工艺要求，托杆的升起通过托板2由四角上套装的四个顶起气缸内通进压缩空气，连同托板上的托杆一起上升，当托杆高出工作台表面时取出。

当进入顶起气缸内的压缩空气被排掉，托板2连同顶起气缸筒5靠自重下降，这种结构可以利用压缩空气升降，取出托杆，也可以利用液压油升降，既可取托杆，还可以调整和试验模具及托杆的动作。

图15-2-108所示是在压力机外两轨道之间，当工作台向外开动到轨道终点时，在工作台的中心位置的下部设置一个顶起气缸，其下端的进气活塞杆8升起，正好将托板4连同托杆1一起向上顶，当托杆1高出工作台以上时取出托杆。当气缸活塞下端排气时，活塞杆8和托板4靠自重随之落下，工作台便可开进压力机。

由于顶起装置的气缸只在更换模具时才动作，气缸内易生锈腐蚀，将密封件损坏，因此对图15-2-109气路中空气滤清器，油雾器应经常检查和保养及加油。

为了防止废料从不使用的托杆孔落入工作台内，应及时将不用的托杆孔用小盖10堵上。否则废

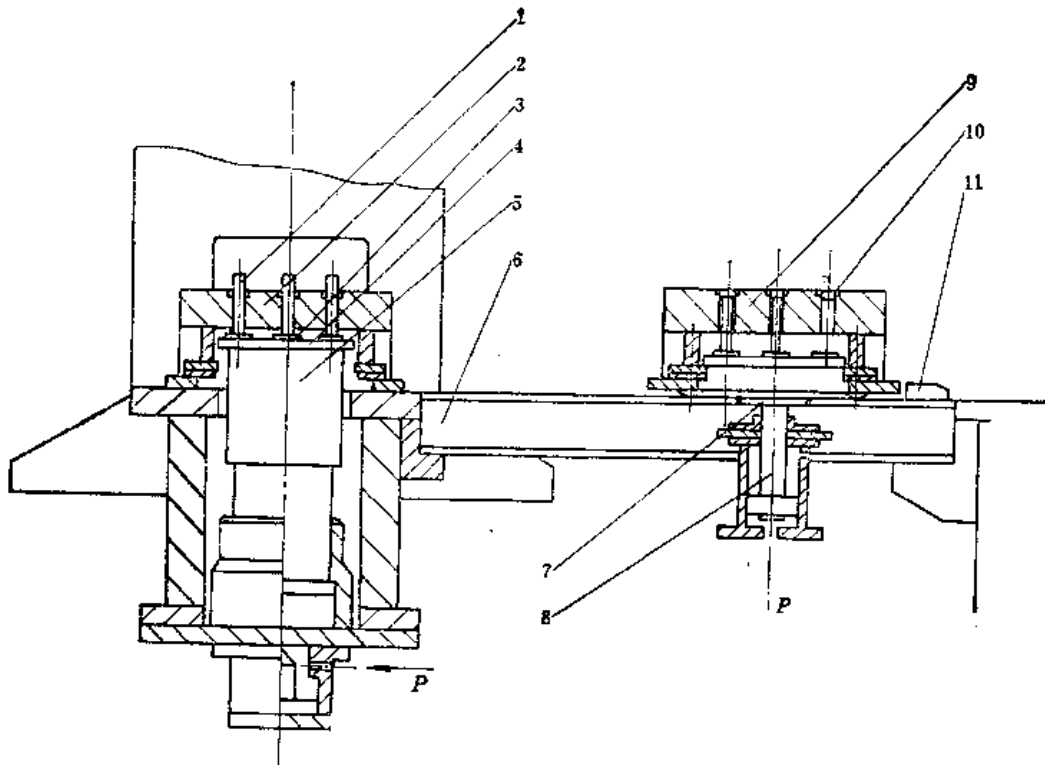


图15-2-108 活动工作台、气垫及外置式托杆顶出装置的布置及结构

1—托杆 2—工作台板 3—淬火垫条 4—工作台内托板 5—气垫滑枕 6—工作台移出轨道 7—顶出气缸上托板 8—顶出气缸活塞杆 9—移出压力机外的工作台 10—托杆孔小盖 11—工作台止挡

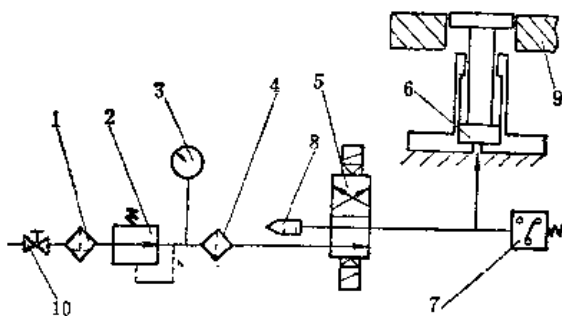


图15-2-109 工作台托杆顶出装置气路控制原理图

1—分水滤气器 2—减压阀 3—气压表 4—油雾器  
5—二位四通电磁阀 6—顶起气缸 7—压力控制器  
8—消声器 9—地面盖板 10—截止阀

料落入、堆积在托板4上，将造成托杆1不能直接接触托板4，托杆1高度增加使托杆及模具损坏。

在模具安装时，用托杆退料或压边，不要使托板4偏载受力，托板的偏载将造成与托板的导向导轨拉研、卡死，托板不能上下。还可造成顶起气缸的气缸损坏，如遇有偏载情况托杆必须偏置安装时，应在托杆对应位置安装辅助托杆直接与滑块底面接触，随滑块一起上下动作，与工作托杆同步。

(7) 移动工作台精度的修理 由于移动工作

台的底面与压力机底座上表面相接触，以承受压力机的冲裁变形力，因此工作台下表面与压力机底座上表面接触要达到精度要求。

当对压力机精度作定期检查或压力机精度出现超差时，工作台的下表面与底座的上表面接触精度是十分重要的检修部位。

1) 由于长期使用，底座上表面安装的四个顶起液压缸和工作台的行走轨道、定位块周围部位产生挤压变形的高点要修去。

2) 对工作台下表面及底座上表面的废料压痕及压痕周围凸起部位要修平。

3) 对工作台下表面及底座上表面的磕碰伤及变形部位进行修整。

4) 检查修理压力机底座的方法

a. 可用500mm以上的平尺和两块等高垫铁，平尺置于等高垫铁上（注意等高垫铁的移动部位应事先修磨好），在平尺上放一水平仪，移动平尺上的水平仪检测被测表面的高点，用刮刀或风动砂轮机精心修磨高点，并保持高点以外不被破坏。

b. 也可用500mm以上平尺（平尺精度一定在检定周期内），将底座上平面擦干，用

0.03mm的塞尺，找高点，移动平尺，用粉笔或色笔将高点划出，用刮刀或风动砂轮修磨。

5) 工作台落下，夹紧后，用0.05mm塞尺检查，工作台与底座之间插入深度不大于20mm，累计值不得大于可测周长的1/10。

6) 工作台上垫板与移动工作台之间的接触精度要求也同上。

7) 工作台夹紧机构的常见故障与排除见表15-2-25。

8) 工作台顶起机构的常见故障与排除见表15-2-26。

9) 工作台驱动机构的常见故障与排除见表15-2-27。

10) 工作台的常见故障与排除见表15-2-28。

表15-2-25 工作台夹紧机构的常见故障与排除

序号	故障	原因分析	排除方法
1	夹紧机构停留在极限位置不返回	(1) 弹簧疲劳或损坏 (2) 液压缸内活塞或杆研住 (3) 油路控制阀故障 (4) 气动液压泵及供油系统故障	(1) 更换弹簧 (2) 检修液压缸 (3) 检修油路控制阀 (4) 检修气动液压泵及其供油系统
2	夹紧爪不向外摆动	(1) 导向柱2掉(图15-2-101) (2) 夹紧液压缸周围废料或杂物过多，夹紧液压缸动作被卡住	(1) 重新上好导向柱 (2) 清除废料或杂物，使夹紧液压缸动作灵活
3	夹紧爪夹紧时不能夹住工作台	(1) 夹紧爪与液压缸的活塞杆连接丝扣松，夹紧爪松扣 (2) 夹紧液压缸内，活塞与活塞杆的紧固螺母退扣	(1) 将夹紧松开，将夹紧爪退扣松动旋回，并紧固 (2) 检修夹紧液压缸，重新紧固螺母
4	工作台的夹紧压力不足，工作台与压力机底座在压力机工作时接触不牢	(1) 夹紧油路压力继电器调整压力不足，造成夹紧压力不到时，系统换向，停止夹紧供油 (2) 供油系统压力不足 (3) 油路系统有漏油，油压保持不住，或建立不起来 (4) 工作台底面与压力机底座上表面之间垫有杂物	(1) 调整压力继电器，使其达到要求的夹紧力  (2) 调整气动液压泵的进气压力调节阀，使其达到规定压力 (3) 消除系统漏油 (4) 清除杂物
5	个别夹紧爪夹紧时不到位，没有进入工作台的夹紧位置	(1) 导向销掉 (2) 夹紧液压缸周围有废料或异物	(1) 重新上好导向销 (2) 清除废料及异物

表15-2-26 工作台顶起机构的常见故障

序号	故障	原因分析	排除方法
1	按压“移动”按钮时工作台不顶起	(1) 顶起液压缸漏油或管路漏油，压力建立不起来 (2) 系统中油压不足 (3) 供油控制电磁阀不动作 1) 磁铁线圈烧坏 2) 控制阀内有异物，卡住滑阀芯 (4) 系统中油压不足 1) 油箱油位过低，油泵吸不上油	(1) 检修液压缸更换损坏的密封，更换管路接头部位损坏的油封 (2) 调整 (3) 修理电磁阀 1) 更换线圈 2) 拆检修理清除异物或更换控制阀 (4) 检查修理 1) 对油箱加油

序号	故障	原因分析	排除方法
1	按压“移动”按钮时工作台不顶起	2) 吸油过滤网堵 (5) 销(图15-2-92中的件9)掉了 (6) 气动液压泵有打油, 动作, 但没有油压, 液压泵的吸油单向阀或排油单向阀密封损坏 (7) 气动液压泵或电动机带动的液压泵损坏 (8) 电机与液压泵之间联轴节损坏	2) 清洗过滤网, 如油使用时间过长或油内有混杂物应考虑排换油 (5) 重新上好销 (6) 检修气动泵, 柱塞的密封及检修单向阀的密封部位更换损坏部件 (7) 更换或修理油泵 (8) 更换新联轴节上好顶丝, 调整电机与油泵轴的同心
2	工作台顶起时, 有一个或二个角顶起不到位	(1) 顶起液压缸下部的调整螺母随杆上升时螺母上面夹有异物 (2) 顶起液压缸活塞杆的调整螺母调整不当 (3) 摆动液压缸的活塞杆变形 (4) 顶起液压缸内有空气 (5) 油路系统的油压低	(1) 将工作台落下消除螺母上的异物 (2) 重新调整螺母 (3) 修复或更换活塞杆 (4) 打开放气阀, 放掉空气 (5) 按规定调整系统压力

表15-2-27 工作台驱动机构的常见故障与排除

序号	故障	原因分析	排除方法
1	移动工作台电机转动工作台不动	(1) 减速器输出轴与走轮传动轴联轴节损坏或键损坏 (2) 减速器内轴承损坏, 卡住或研住	(1) 更换联轴节或重新配键 (2) 修理减速器, 定期加油
2	移动工作台向外开, 开不出来, 有卡住现象	(1) 个别顶起工作台的气缸活塞杆上升的不到位或上升超过底座面, 卡住走轮 (2) 工作台走轮轨道上有废料或异物卡住走轮 (3) 气垫不落下, 卡住工作台 (4) 工作台的夹爪没有完全打开或个别夹爪打开不到位(没有顶出)	(1) 调整活塞杆的调整螺母或调整顶起杆 (2) 清除轨道上的废料或异物 (3) 使气垫落下 (4) 修理夹爪清除夹爪或油缸周围废料或杂物
3	移动工作台走轮下部有废料或异物卡住	(1) 移动工作台走轮前端没有杂物清除刷, 扫轨器或清除刷损坏 (2) 工作台内的废料没有及时清除, 在工作台行走时掉落卡住工作台	(1) 清除异物并安装清除刷或修理损坏的清除刷 (2) 定期拆卸工作台板, 清除工作台内的杂物
4	工作台一个已经开出, 另一个开不动	(1) 操作程序不对 (2) 开出的工作台动作还没有完全到位, 限位开关没有发出到位信号 (3) 另一个工作台线路故障 (4) 走轮下部有异物卡住或走轮轴端卡环掉, 走轮窜位与轨道卡住	(1) 注意检查操作程序, 重新操作 (2) 使开出的工作台完全到位发出信号后, 再开动另一个工作台 (3) 检查消除 (4) 清除异物修理窜位的走轮, 使走轮复位上好定位卡环
5	一个工作台正常而另一个工作台在行走时速度缓慢	速度缓慢的工作台, 慢速开关没有复位, 或开关损坏	修复开关, 检查电器控制系统

(续)

序号	故障	原因分析	排除方法
6	工作台在行走时,有时缓慢	(1) 工作台的行走轨道出现凹陷坑窝,走轮打滑 (2) 工作台行走轨道基础下沉,或底座固定螺栓松动,轨道下沉	(1) 用焊接填补,修磨平 (2) 重新调整轨道的水平,并紧固
7	气马达通气不转	(1) 气马达内部无润滑油,轴承及传动部件磨损研住 (2) 气马达气源分配阀故障 (3) 进气管路漏气,或压力不足 (4) 工作台走轮研住 (5) 工作台传动轴系统研住	(1) 修理气马达,注意润滑,加油保养 (2) 修理 (3) 修理或调整 (4) 修理,注意加油 (5) 修理,注意加油保养

表15-2-28 工作台的常见故障与排除

序号	故障	原因分析	排除方法
1	压力机工作时,模具托杆动作不灵活	(1) 由于模具偏置造成托板与其工作台内壁研卡现象 (2) 由于气垫滑枕上表面有大圆孔或凹坑,使工件的成形力集中于中间一个托杆,造成工作台内托板中间受力变形	(1) 将工作台平出,吊走模具拆除工作台上的垫板,检查修理研卡的托板及顶起托板的气动或液动装置 (2) 在气垫滑枕上的圆孔或凹坑部位上镶一个堵,使其成一个平面接触托板
2	托板抬起动作没有,或动作不灵活	(1) 托板顶起气缸的气源管路不通 (2) 气缸部位有废料及杂物卡住	(1) 修复 (2) 清除杂物,上好不用的工作台托杆孔盖,以防废料掉入
3	工作台垫板与工作台体松动	工作台板与工作台体紧固螺栓松动或螺栓上的不全	紧固松动的螺栓,并上全紧固螺栓,对丝扣磨损的更换
4	工作台下表面与压力机底座上表面接触不实	工作台与底座之间夹有废料	重新开出工作台清除废料并修磨高点,以保证压力机工作精度

## (六) 自动上、下料机构的修理

### 1. 自动上料机构的使用与维修

图15-2-110是滚筒送料机构。这种机构由上下两个为一组的辊筒将卷材或条材夹住,利用摩擦力,通过辊筒作间歇旋转运动而送进板料。

辊筒送料机构对被送进材料的板厚和板宽限制少,使用范围广,送进速度快,送进长度范围大,适用于高速冲裁。每次换模、换料都要进行调整,送料机构的调整,对冲制件的精度十分重要。

#### (1) 日常维修的注意事项:

1) 注意检查支撑辊、导向辊送进辊筒转动情况,导向辊送进辊筒的磨损状态,导向辊调节固定机构是否可靠。

2) 传动齿轮传动状态、噪声、振动情况是否异常。

3) 模块单向离合器工作状态是否正常。

4) 齿条滑动铜套间隙和辊子轴承润滑状态是否正常。

5) 压紧辊筒弹簧和分离机构是否工作可靠。

6) 所有紧固螺栓和销钉是否紧固。

(2) 定期修理 滚筒送料机构是利用摩擦力送料,因此机构高速旋转,磨损快。定期修理期限取决于日常维护和润滑的好坏。一般两班制生产需3个月左右检修一次。

1) 更换磨损铜套,轴承、导向辊子、制动带。

2) 更换变形支撑辊子、传动杆、传动齿条,变



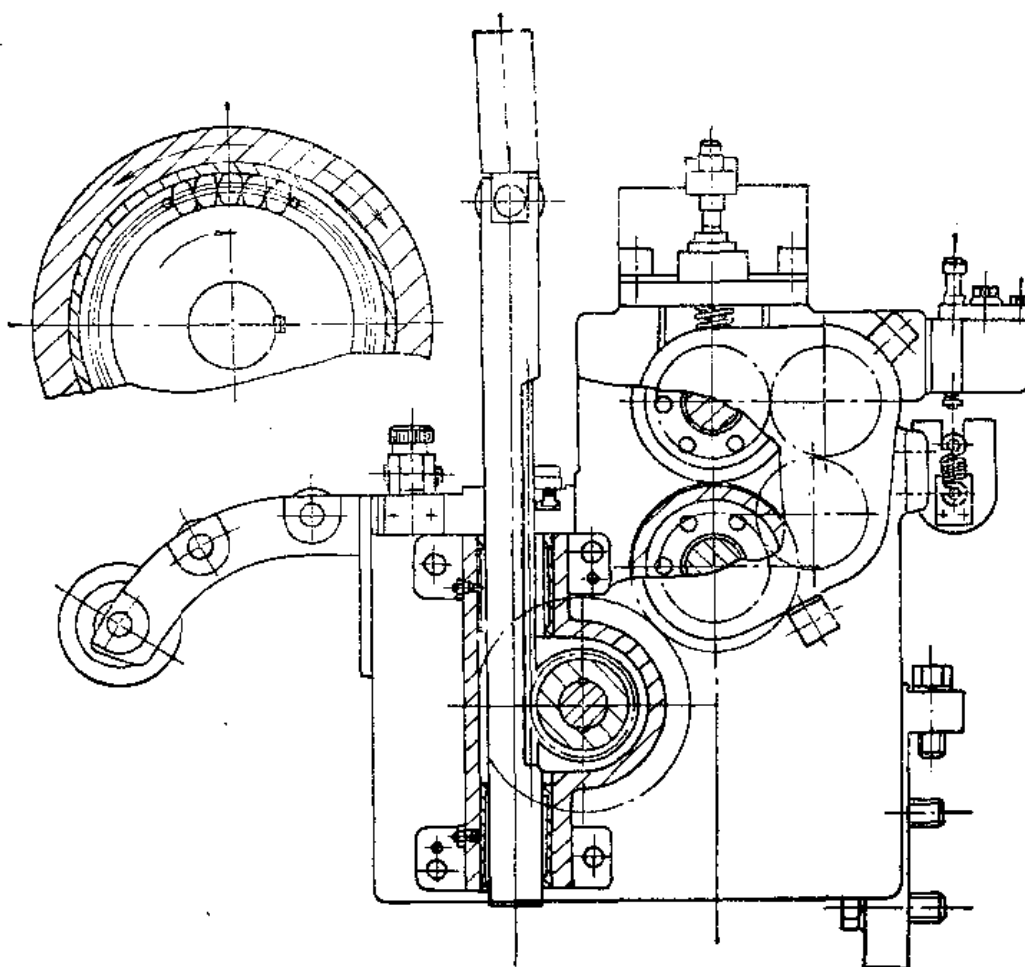


图15-2-110 滚筒送料装置  
(左上角为异形滚柱部分剖视图)

形弹簧。

- 3) 检修各润滑部位, 保证润滑油路畅通。
- 4) 检修各调整部件和紧固部件。
- 5) 修复磨损的送进滚筒和楔块单向离合器。
- 6) 检修送料机构的取力传动机构。

#### (3) 维护检修注意要点

1) 平时维护要做好记录, 检修要做好更换修理记录。

2) 检修时要停机检修, 先拆除取力传动机构, 使送料机构与主传动脱离。

3) 传动齿轮的传动精度, 滚筒的表面状况都影响送料的精度, 要重点维护。

4) 检修后试车, 要调整压紧滚筒压力和送料精度。

## 2. 工序间自动传递机构的使用与维修

工序间自动传递机构一般采用纵向夹板送料机构, 常用的结构有凸轮传动与行星齿轮传动纵向夹

板送料机构。夹板有的做二坐标平面运动, 也有的做三坐标空间运动, 夹持工件实现工序间的传递。

(1) 凸轮传动纵向夹板送料机构(图15-2-111) 这种机构多用于高速多工位自动压力机。凸轮轮廓线应按预定的运动规律精确设计与制造, 以保证机构的稳定工作和定位精度。凸轮机构分单滚子凸轮式与双滚子凸轮式。双滚子凸轮从动件的进程和回程由凸轮强制驱动, 可以防止滚子脱离凸轮廓面, 运动精度稳定。这种机构多用于高速多工位自动压力机。

(2) 行星齿轮传动纵向夹板送进机构(图15-2-112) 该机构采用行星齿轮偏心传动系统。行星齿轮的偏心销绕固定太阳齿轮转动时形成一个椭圆形轨迹, 椭圆大曲率圆弧段使夹板做纵向往复变速运动, 能使其在往复的开始和结束时减速, 消除传动中的冲击现象, 小曲率圆弧段使夹板在送进工位上作短暂的停留, 以便准确地夹持工件。

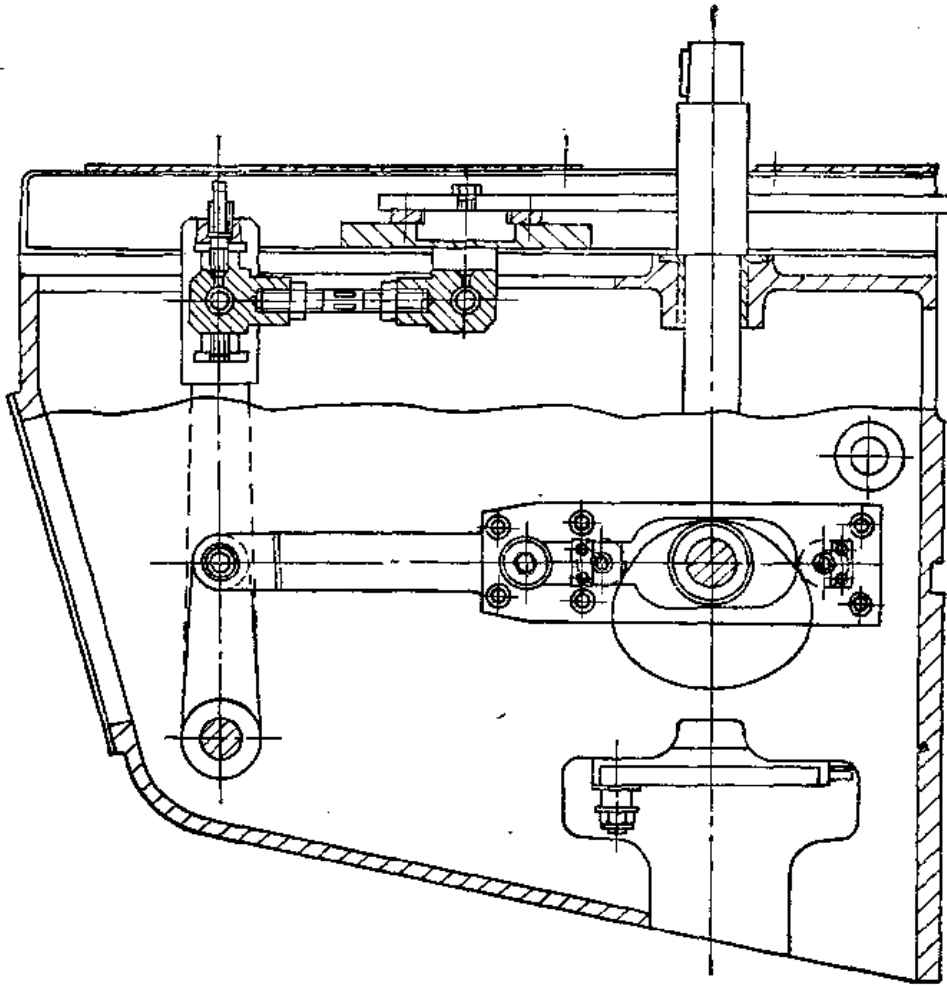


图15-2-111 凸轮传动纵向夹板送料机构

(3) 横向夹紧机构(图15-2-113) 中小型多工位压力机常用该机构。两凸轮板1固定在滑块的两侧。当滑块向下运动时,凸轮板将夹板3撑开,使固定在夹板上的夹钳2脱离工件。当滑块回程时,夹板在两端弹簧4弹力的作用下夹紧工件,准备向下一工位传送。在手动调整时可利用手柄控制杠杆系统5将夹板松开。

(4) 气动横向夹紧机构(图15-2-114) 该机构由滑块上的凸轮板通过齿轮齿条传动使夹板作横向夹紧与松开动作。夹紧力由压缩空气产生,松开是用凸轮传动。当手动调整时气缸左端进入压缩空气,夹板就可松开。

(5) 常见故障及消除方法见表15-2-29。

(6) 维护与修理 工序间自动传递机构用于高速多工位压力机,结构复杂,送进精度要求高,输送距离长,速度高,磨损部件多,磨损大。要保

证良好工作状态就要加强日常维护、润滑和定期维修。维护和修理中注意事项如下:

1) 修理要针对平时维护和排除故障时常发现的问题进行更换修理。

2) 拆卸部件时要先拆卸取力传动部件,使该机构与主传动脱离,再拆卸纵向夹板,因为纵向夹板较长,拆卸时不要使其变形。组装时最后装纵向夹板。

3) 拆卸中滑动部件的间隙值都要做好记录,修理装配时要使两侧传动部位间隙一致。

4) 修理时滑动部件要光滑,滚动部件要转动灵活,紧固部件一定要有防松措施,紧固可靠。

5) 对称使用的弹簧要同时更换,两端夹紧气缸的皮碗也要同时更换,对称部件要同时更换。

6) 平时维护要注意调整、润滑和保养,要及时清理机构附件的废料和工件,检修模具表面状态

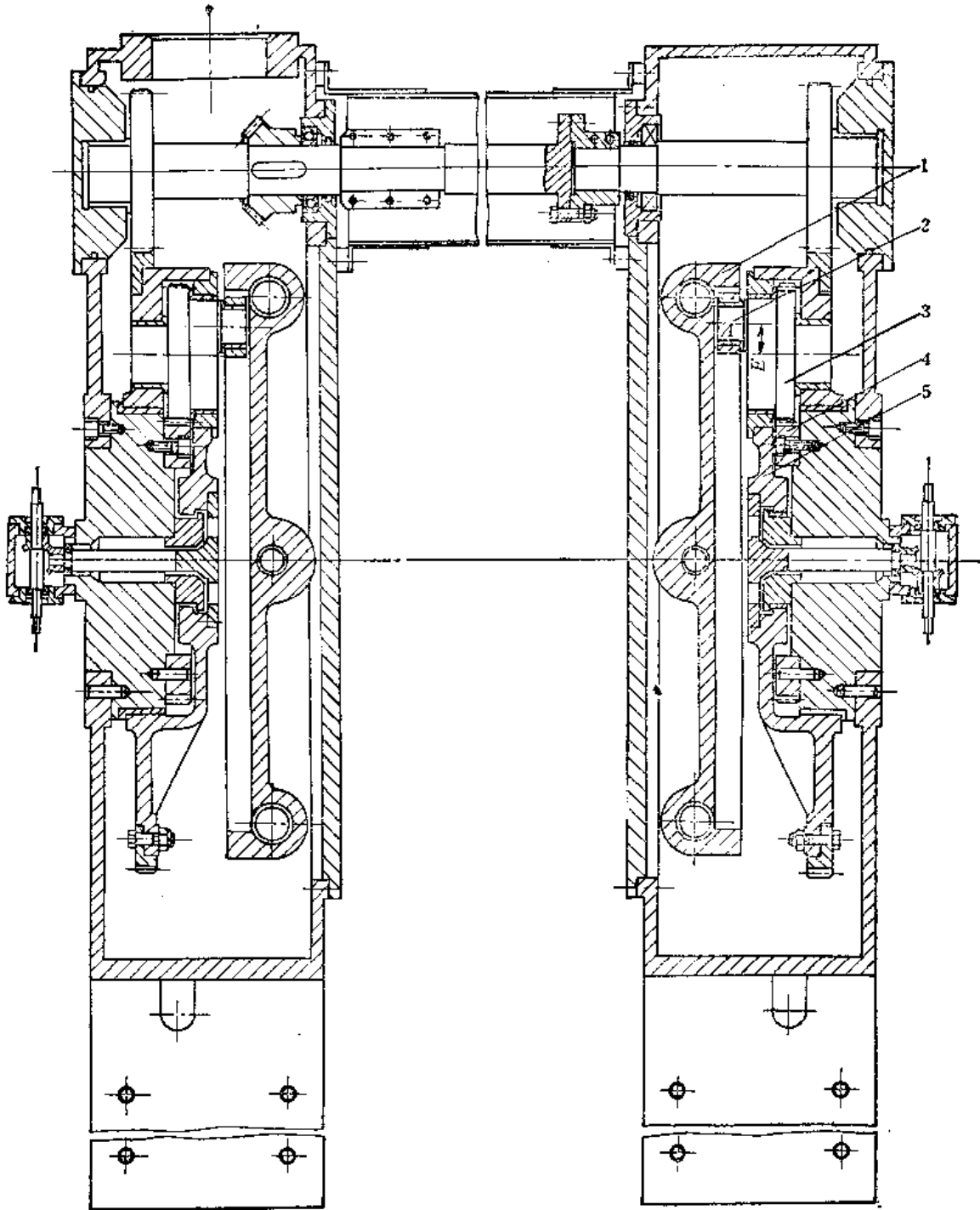


图15-2-112 行星齿轮纵向夹板送料装置

1—纵向夹板 2—曲柄 3—行星齿轮 4—太阳轮 5—转臂

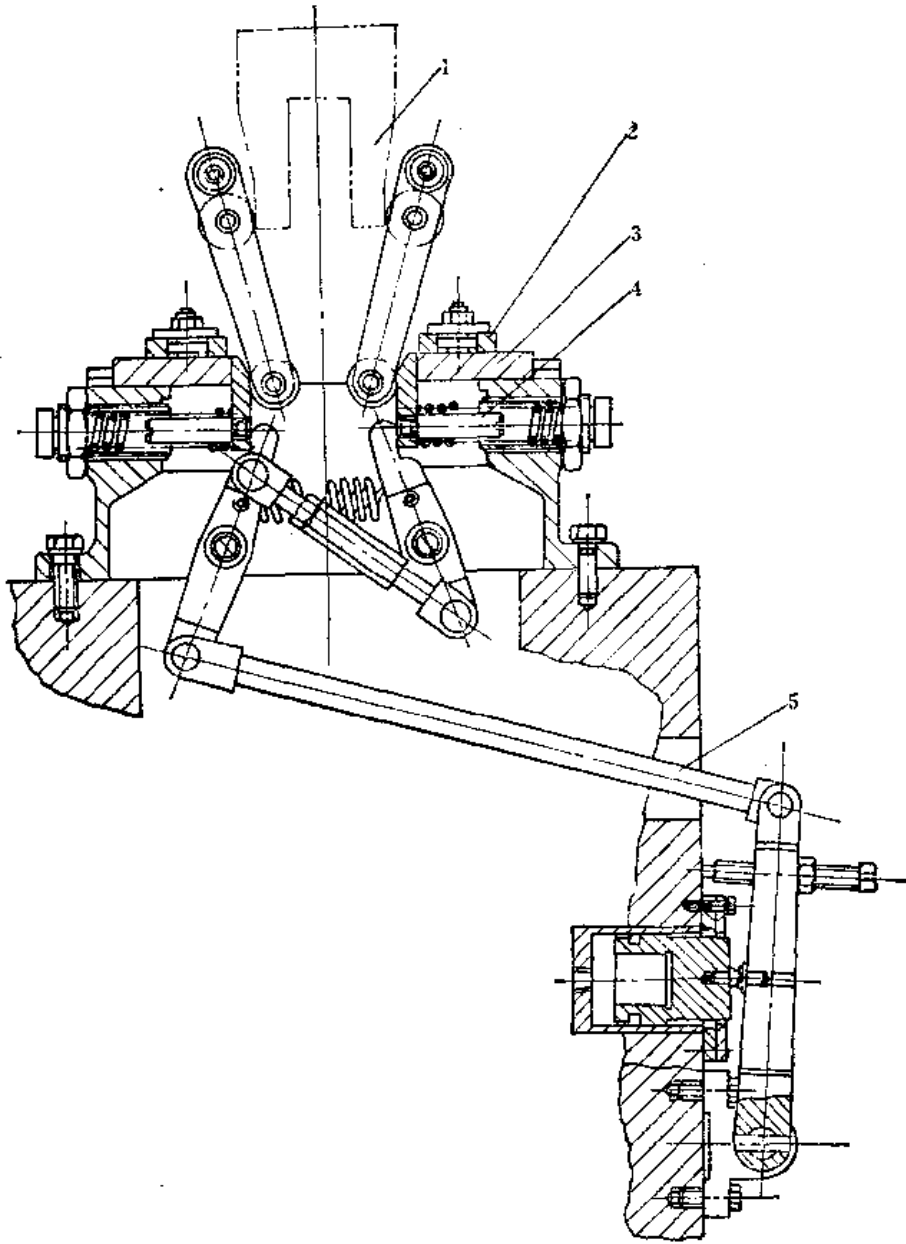


图15-2-113 中小型多工位自动机横向夹紧装置  
1—凸轮板 2—夹钳 3—夹板 4—弹簧 5—手柄控制的杠杆系统

和模具安装牢固。

### 3. 自动取件机械手的使用与维修

自动取件机械手是将加工完的工件从冲模中迅速地自动取出的机械取料装置。多数安装在压力机上，也有单独的装置。

按取料方式分为抓件机械手和接件机械手。抓件机械手用于从下模里抓取工件，根据工件形状的不同可以更换不同的抓爪，例如有标准爪、凿爪、垂直爪、真空抓爪。接件机械手用于从上模中接取工件。

(1) 摇臂式机械手(图15-2-115) 摇臂式机械手由夹爪、夹爪行程气缸、摇臂气缸和机架组成。机械手用压缩空气驱动，压力机旋转凸轮开关控制，与压力机行程操作连动，自动操作从下模抓取工件。这种机械手速度平稳和定位精度高，调整方便，在中大型压力机中广泛采用。

(2) 接件机械手(图15-2-116) 接件机械手由接件托盘、托架、连杆机构和支架组成。机械手由支架固定在床身立柱上，多采用四连杆机构。一端与滑块联接，另一端由托架托盘组成，托盘随

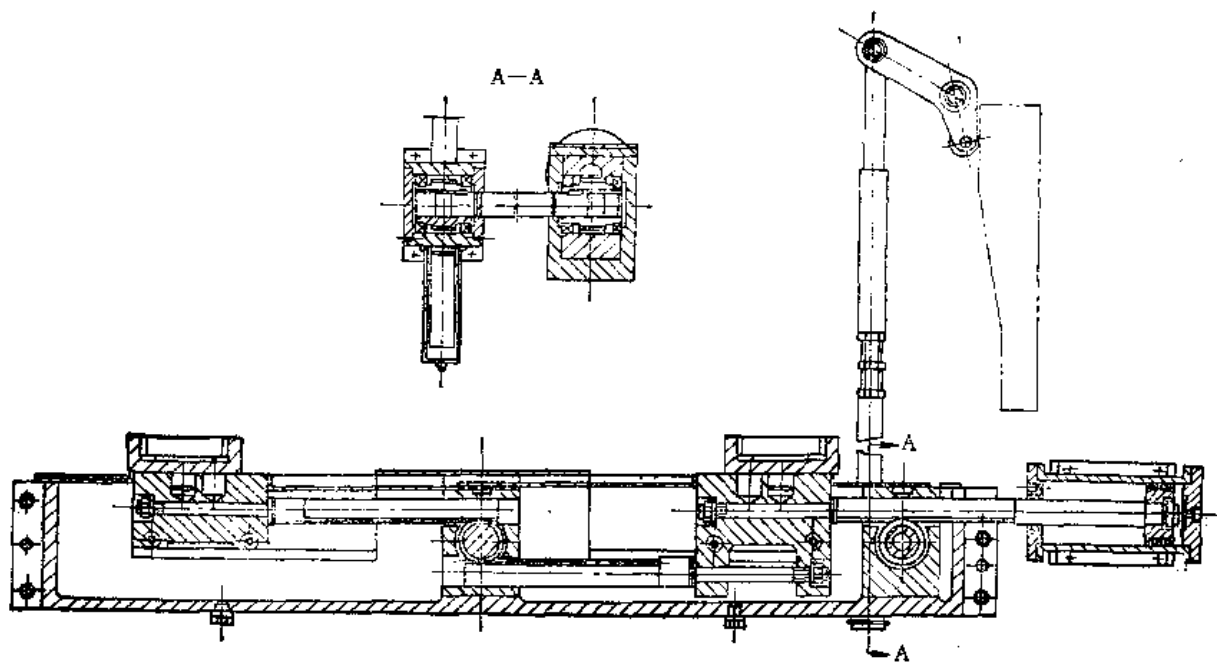


图15-2-114 ZRT-400多工位自动机纵向夹紧机构装配图

表15-2-29 纵向夹板送料机构的  
常见故障及消除方法

序号	故障	原因分析	排除方法
1	夹板夹紧运动, 不平稳, 夹不紧工件	(1) 夹板变形 (2) 夹紧凸板松动, 两端凸板位置不一致 (3) 夹紧气缸漏气 (4) 夹紧齿条变形 (5) 夹紧弹簧断裂, 两侧弹簧压力不一致 (6) 压杆、销轴磨损	(1) 修理, 更换夹板 (2) 调整两端凸板一致并紧固 (3) 消除漏气 (4) 修理、更换齿条 (5) 更换弹簧, 调整两侧弹簧压力一致 (6) 成对对称更换磨损件
2	夹板纵向运动寸动, 送不到位	(1) 夹板变形、滑动部位磨损 (2) 两侧传动不一致, 传动轴变形, 传动间隙, 一边大, 一边小 (3) 凸轮、滚子表面磨损, 回程弹簧折断	(1) 修理更换夹板, 更换磨损部件 (2) 检查两侧传动元件阻力, 更换损坏元件 (3) 更换磨损部件和弹簧
3	夹板运动停止, 滑块停车	(1) 夹持工件掉件 (2) 废料或工件阻挡, 模具损坏	(1) 检查夹持爪是否松动、传感元件是否可靠 (2) 排除废料或工件, 检查是否有部件变形
4	夹板不运动	取力传动保险销断	更换保险销
5	夹板运动不平稳, 送进精度变化大	(1) 凸轮、滚子表面磨损弹簧断 (2) 紧固螺钉松动 (3) 传动间隙大, 两侧不一致	(1) 更换损坏部件 (2) 紧固松动螺钉 (3) 修理更换磨损件, 调整两侧一致

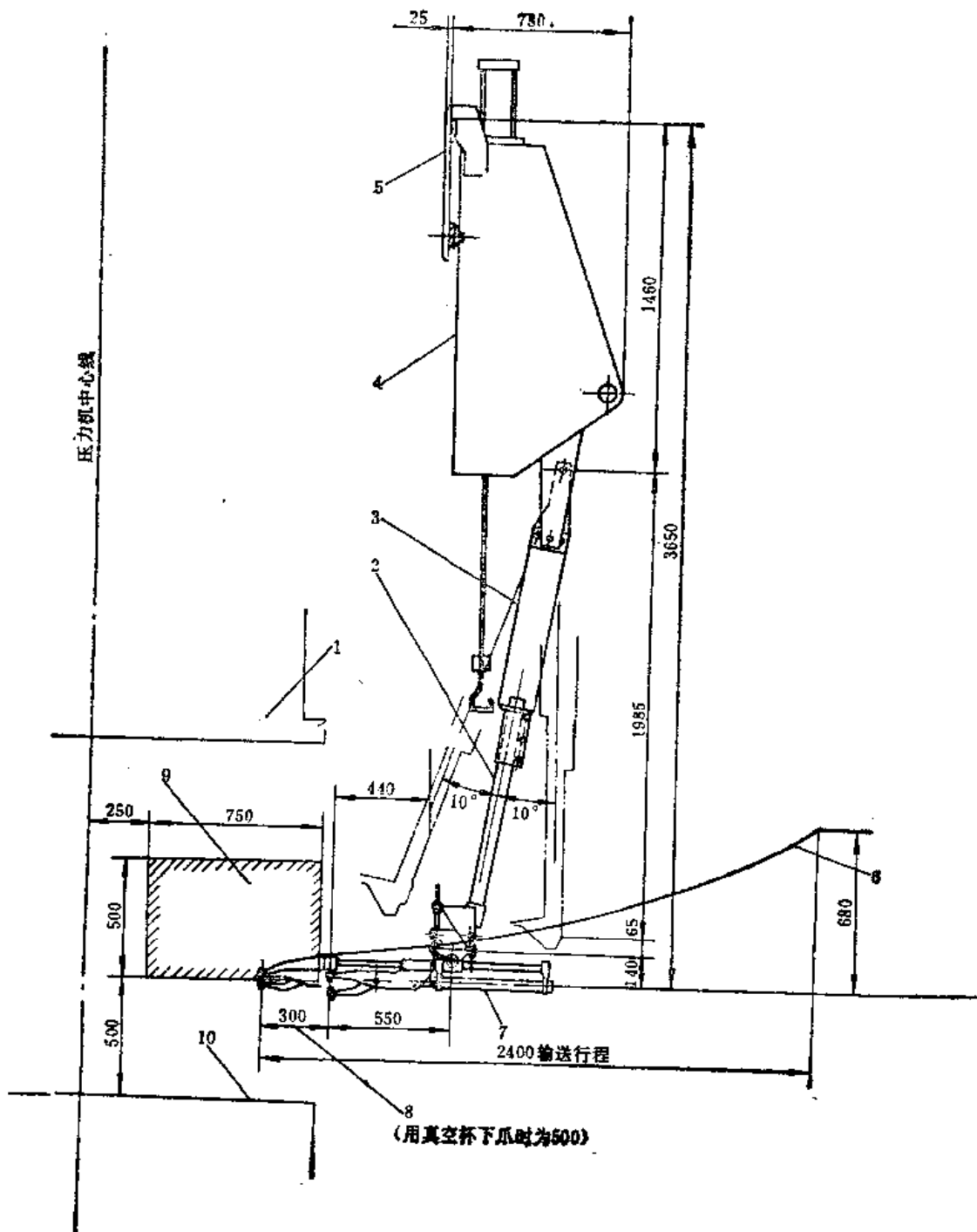


图15-2-115 气动摇臂式机械手

- 1—滑块 2—调整臂 3—摆动臂 4—本体 5—悬臂托架 6—夹爪运动轨迹  
 7—夹料气缸 8—取料爪夹料行程 9—取料范围 10—工作台

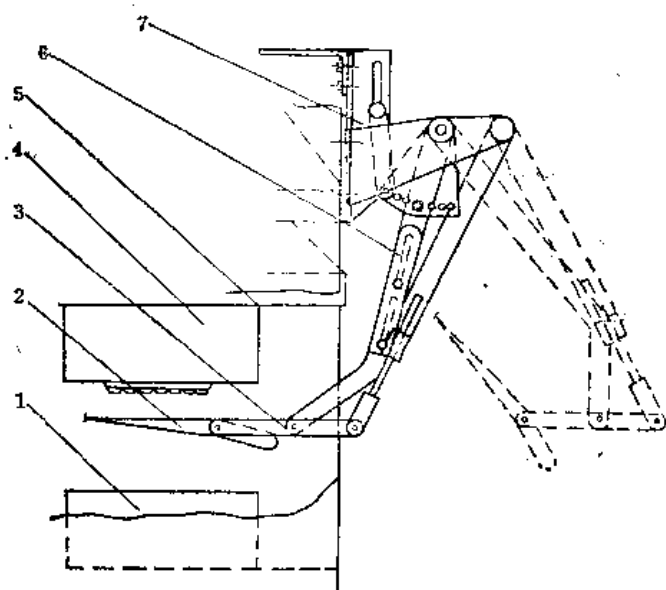


图15-2-116 接件机械手

1—下模具 2—接件托盘 3—托架 4—上模具  
5—滑块 6—连杆机构 7—支架

滑块上下行程而伸入上模接取制件。接件机械手在中、小型压力机中广泛应用。

(3) 调整与维修 一般夹爪可以在一定范围内抓取制件，所以换模换件时都要调整机械手。调整工作如下：

- 1) 调节摇臂长度和角度可以调节抓爪高低。
- 2) 调节抓臂长度可以调节抓件深度。
- 3) 调节压缩空气进入气缸的排气量和压力能调整和控制移动速度。
- 4) 要根据制件选择调整各种抓爪，选择抓取制件部位。
- 5) 在不使用机械手时，抓臂和抓爪可能妨碍操作，此时要将机械手移到侧立柱后面。

日常维护工作如下：

- 1) 要检查气路，处理气缸漏气情况。
- 2) 试验运动是否平稳正常，调整移动速度，观察在气缸上部缓冲动作和下部缓冲状态，检查缓冲弹簧。
- 3) 紧固所有紧固部位。
- 4) 检查抓爪，摇臂是否变形，调节锁紧机构是否可靠。
- 5) 检查导辊，导槽磨损情况。
- 6) 润滑加油。
- 7) 检查真空吸盘工作状态。

修理工作如下：

- 1) 更换气缸皮碗和磨损铜套，修复清洗气缸。
- 2) 更换磨损的导辊、导板、轴套。
- 3) 更换缓冲弹簧。
- 4) 修复变形抓爪和调整锁紧机构。

## (七) 润滑系统与气路系统的维修

压力机的润滑是一项很重要的工作。近年来出厂的新压力机都有关于润滑指导性的文件，使用者只需按说明书中规定的项目进行润滑工作就行了，对一些老的压力机应该整理、制定出完善的指导性文件，来进行润滑工作。

### 1. 润滑方式

(1) 稀油集中润滑 一般是把润滑站（油箱、泵、阀等）安装于压机的底座旁边或地坑内，用齿轮泵通过控制阀将润滑油送到各润滑点。稀油集中润滑的优缺点如下：

- 1) 油可以循环使用，浪费少；
- 2) 摩擦阻力小、动能消耗少；
- 3) 可以把摩擦产生的热量和金属微粒各种杂质带走，可起到清洗和散热的作用；
- 4) 容易擦洗、易于保持压力机外观整洁；
- 5) 容易漏油，密封要求高；
- 6) 承载能力小。

(2) 稀油分散润滑 一般只用在不经常动作的小部件上，不易接通由集中润滑站供油的部位和不易回收的部位。只要按期加少量的油就可以了。

(3) 干油（润滑脂）集中润滑 干油集中润滑又分机动液压泵和手动液压泵两种；机动油泵一般放在压力机的顶部，也有安装在底座旁边的；手动液压泵都安装在立柱上操作方便的地方。在老式压力机上多采用干油润滑。干油润滑的优点是承载能力大，缺点是不易回收、浪费大。

机动液压泵由专用的电机驱动，可以根据压力机运转的需要开动和停止液压泵的运转供油，也有的液压泵没有电机，而是靠主传动通过一套另加的传动装置来驱动液压泵。

1) 常用的机动干液压泵如图15-2-117所示，动力经过链轮1与蜗轮副2和3，使轴5旋转，装在轴5上的搅拌翼4即把润滑油通过过滤网6压入油泵壳体内。这时，引入板10把聚集在液压泵壳体内的润滑脂均匀地分配到吸入孔道8处。同时，轴5经锥齿轮7和8带动轴12旋转，而装在轴12上的轴

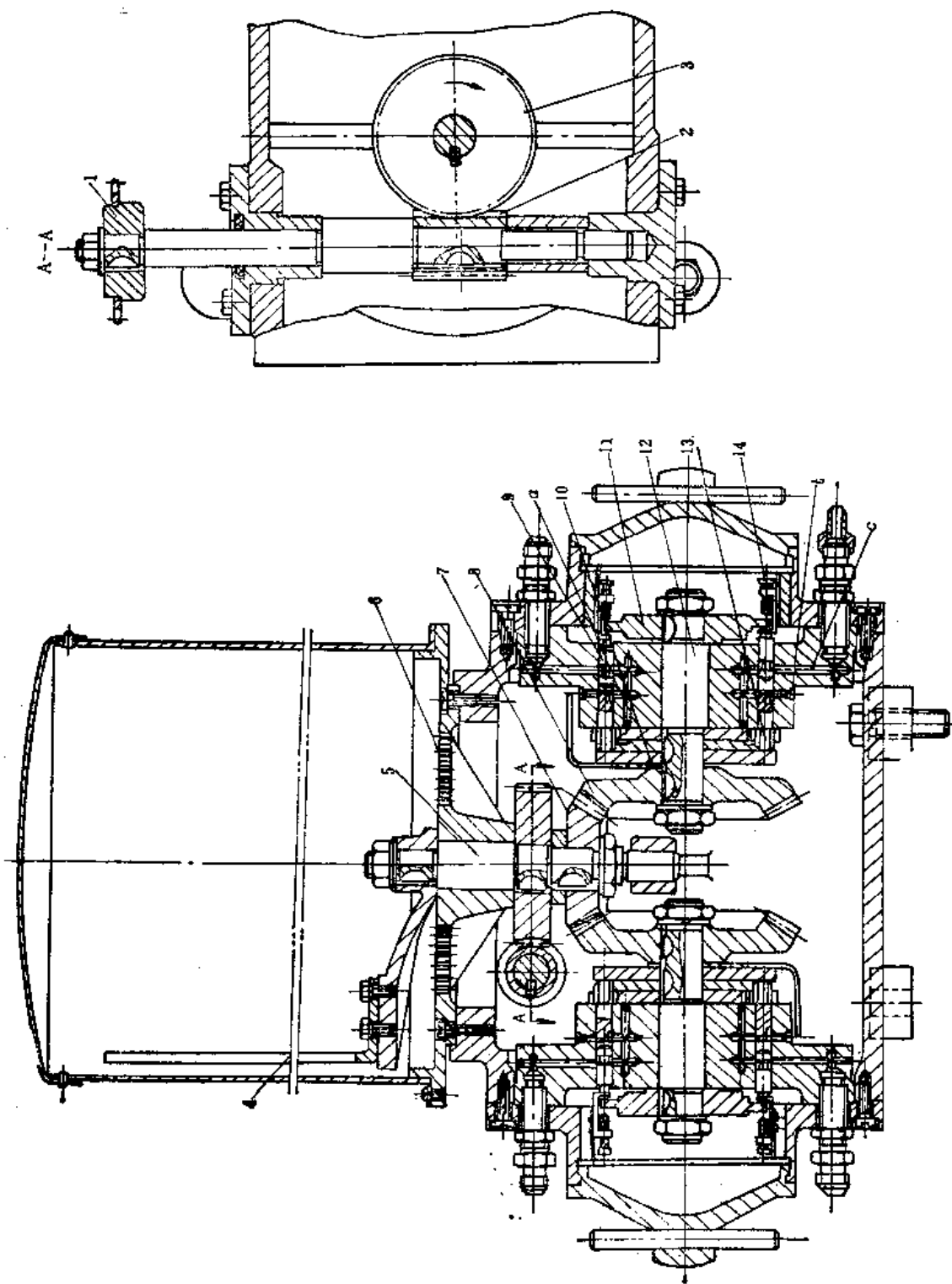


图15 2-117 机动干泵压泵  
 1—齿轮 2—蜗杆 3—蜗轮 4—搅拌翼 5、12—轴 6—过流网 7、8—锥齿轮 9—活塞 10—引入板 11—轴向凸轮 13—操纵活塞 14—调节螺钉



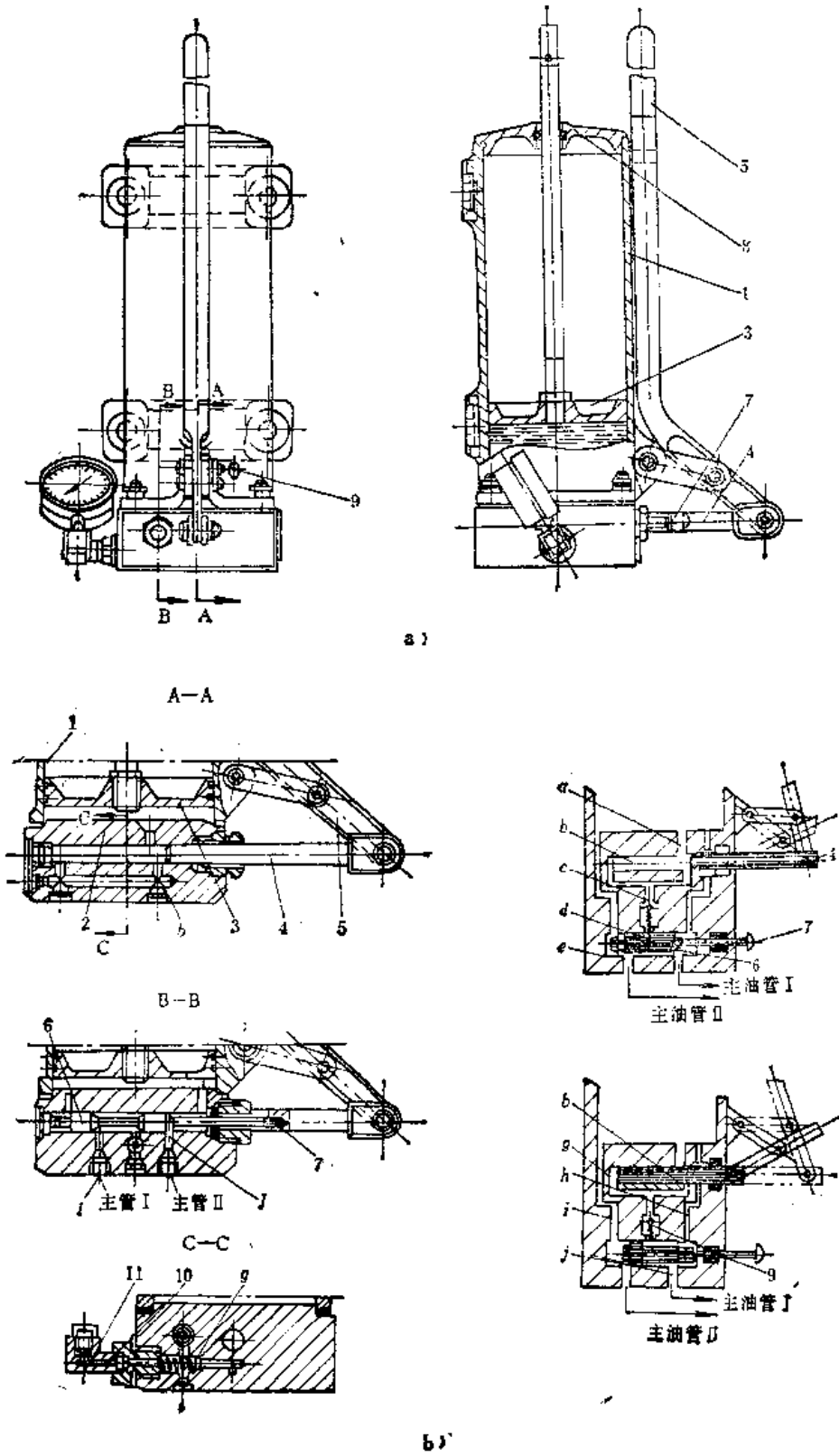


图15-2-118 手动干液压泵

- 1—贮油器 2—阀体 3—活塞 4—加压柱塞 5—拉杆 6—阀杆 7—换向手柄 8—端盖  
9—止逆球阀 10、11—管接头

向凸轮11随轴12一起旋转。当凸轮11旋转一周时，工作活塞9就做一次往复式的吸油或压油动作。当操纵活塞13关闭a孔，开启b孔时，油在工作活塞9作用下经过b孔被吸入油室；当操纵活塞13关闭b孔，开启a孔时，油在工作活塞9的作用下经过孔道c被压至各润滑点。

这种液压泵的最大输出油压为  $1000 \text{ N/cm}^2$ 。输出油量可根据润滑点的实际需要，通过调节螺钉14进行调节。左旋时输油量减少，右旋时输油量增大。

向储油筒中加油时，应特别注意防止棉纱、破布、木屑、铁屑等杂物混入，否则将造成油泵活塞或润滑部位的磨损。

这种油泵需定期进行清洗。活塞9的配合间隙太大时应更换新件。在装配好之后，需用手转动检查出油情况，直到各点都出油才能往压力机上安装。还要注意液压泵上箭头标定的旋转方向，如方向不对，会使各润滑点得不到油而发生研磨事故。

2) 常用的手动干液压泵如图15-2-118所示。贮油器1里是干油，在自重及活塞3的重量作用下，压入加压柱塞4的腔室b内（见图15-2-118的A—A剖面）；加压柱塞的往复运动，能分别将油从两个主管I和II送进分油器内（B—B剖面）。阀杆6是用来将油由一个主管转换到另一主管，只要拉出或推到一定的位置上就实现换向。

在A—A剖面图上，柱塞4在极右位置上，而阀杆6在极左位置上（图15-2-118），这时油从贮油器内通过油孔a进入油腔b。如把拉杆5拉向右方，柱塞4就向左移动，并把油腔b中的油通过油路c（图15-2-118）压到止逆球阀9上，从而打开孔b，并通过油路e进入a主管I内。如阀杆6移向极右位置，油路f即被堵塞，此时油就由d处通过油路j进入主管II。

油路h和i（图15-2-118）通过油孔g把阀杆6的腔室同贮油器联通，当变换阀杆6的位置时，油即沿此油孔回到贮油器内。

往油缸里补充油时，最好用专用的加油车充油，以免带入各种杂物和空气。

与手动液压泵一起工作的还有分油器（图15-2-119）。它与手动液压泵上的主管I和II连接，调整螺钉7在接头5内的位置，可以改变活塞每次行程送往润滑点的油量。

(4) 干油分散定期润滑 用在集中供油不易接通的部位，如一些旋转部件上。一般是定期用油

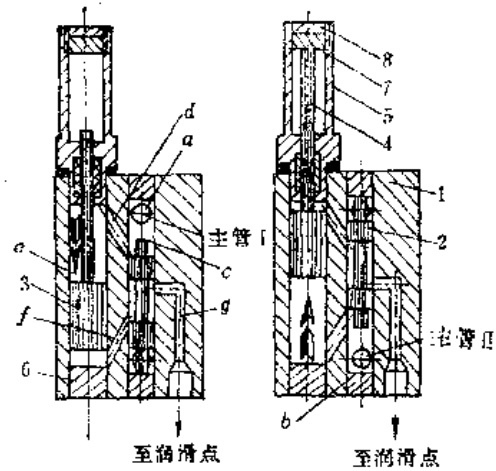


图15-2-119 分油器工作原理图

1—体 2—柱塞 3—柱塞 4—柱塞杆 5—接头  
6—堵 7—螺钉 8—丝堵

枪加少量的油即可。

## 2. 润滑系统的维修

日常压力机各部件的良好润滑是保证正常运转的重要因素。要使压力机得到良好的润滑，执行这项工作的人员必须首先了解和掌握每台压力机润滑图表，按润滑图表的要求进行润滑工作。如选用合适的润滑油种类，按期向润滑站补充油和向分散的润滑点加油，经常检查油分配器和油流指示器的工作情况，保证液压泵、油管的畅通无阻。

压力机的主要部件常用的润滑剂和润滑方式分别列于表15-2-30、31、32。

修理时，除了根据维护中发现问题修理外，应定期清洗油泵与全面检查油路，但周期可以较长。

油路系统最易出的毛病是油管碰扁和碰破，油管接头处漏油，油管折断等等，使一些润滑点得不到油或油量不足。换新油管后，应先用油枪灌满，否则也会使润滑点一时不来油。

油泵最易出的毛病是油孔被污物所堵，需打开油泵进行清洗。液压泵中有空气，可将接头打开再开动液压泵，待排出空气后，再接上接头。自动液压泵活塞行程调节不当，只要重新调整便可以正常供油。

与手动液压泵联用的分油器常见的毛病是指针不动，不能正常分油。原因主要是活塞太紧或过松。过紧可以研磨，过松就要更换。

稀油集中润滑系统的检修工作是定期清洗滤清

表15-2-30 压力机各部件的润滑方式和润滑剂

部 件	润滑剂牌号	润滑方式	部 件	润滑剂牌号	润滑方式
电动机	ZG-2、ZC-3、 ZN-2、ZN-3	定期清洗换油	滑块导轨	ZG-2、ZG-3、N46、N68	集中润滑
微动机构减速器	N46、N68	油池润滑	平衡器活塞杆	ZG-2、ZG-3、N46、N68	集中润滑
离合器轴承	ZG-2、ZG-3、ZN-2、 ZN-3、MQS <sub>2</sub> 润滑油1号、2号	分散定期加油	平衡气缸	N32、N46、N68	分散润滑
离合器制动器气缸	N32、N46、N68	油雾器润滑	连杆螺纹	N46、N68	分散润滑
主传动齿轮(封闭式)	N100、N150	油池润滑	封闭高度调整机构(封闭式)	N32、N46	油池润滑
离合器进气头	ZG-2、ZG-3	分散润滑	封闭高度调整机构(开式)	ZG-2、ZG-3	分散润滑
主传动齿轮(开式)	ZG-2、ZG-3、ZN-3	定期涂抹	拉伸垫导轨	ZG-2、ZG-3、ZN-3	集中润滑
传动轴轴承	ZG-2、ZG-3、N46、N68	集中润滑	纯气垫活塞	N32、N46、 ZG-2、ZG-3、ZN-3	油雾器润滑或 集中润滑
曲柄心轴轴承	ZG-2、ZG-3、N46、N68	集中润滑	活动工作台传动箱	N32、N46	油池润滑
连杆轴瓦	ZG-2、ZG-3、N46、N68	集中润滑	活动工作台导轨	N32、N46	集中润滑

表15-2-31 压力机常用润滑油

标准用牌号	相近的原牌号		运动粘度 (40℃) ( $\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ )	闪 点 (℃) 不低于	凝 点 (℃) 不高于	酸 值 ( $\text{mgKOH}/\text{g}$ ) 不大于	残 炭 (%) 不大于	灰 分 (%) 不大于	杂 质 (%) 不大于
N32	20号 机械油	HJ-20	28.8~35.2	170	-15	0.16	0.15	0.007	0.005
N46	30号 机械油	HJ-30	41.4~50.6	180	-10	0.20	0.25	0.007	0.007
N68	40号 机械油	HJ-40	61.2~74.8	190	-10	0.35	0.25	0.007	0.007
N100	50号 机械油		90.0~110	210	0	0.35	0.50	0.007	0.007
N150	90号 机械油	HJ-90	135~165	220	0	0.35	0.60	0.007	0.007

注：1  $\text{m}^2/\text{s} = 10^6 \text{cSt}$  (厘斯)。

器，更换润滑油，检查调整各润滑点的供油量，检查给油指示器的工作情况，及时的消除各处的漏油点。

### 3. 气路系统的维修

压力机的离合器、拉伸垫、平衡器、机械手、打料装置等均均为气压传动。压缩空气作为能源的特点是动作快、供应容易、使用方便、维护简单。

图15-2-120是一台压力机的气路系统图。各元

件应灵敏可靠，接头处联接要牢固密封性好，不能漏气。

在日常维护中，应经常放掉管路中的冷凝水(如通过贮气罐，滤清器的放水口)，注意有无漏气现象，并检查减压阀、压力表是否正常。

安全阀除了要调整合适的保险压力外，还应定期拆开检查，以防生锈失灵。

减压阀有时调压不灵，往往是由于弹簧断了或

表15-2-32 压力机常用润滑油脂

名称	代号	外观	滴点 (°C) 不低于	针入度 (25°C) 不低于	皂分 (%) 不大于	水分 (%) 不大于	灰分 (%) 不大于	机械杂质 (%) 不大于	蚀黄铜片 100°C (3h)
2号钙基润滑脂	ZG-2	黄色到暗褐色	80	265~295	12~17	2.0	合格	0.4	合格
3号钙基润滑脂	ZG-3	黄色到暗褐色	85	220~295	14~20	2.5	合格	0.5	合格
4号钙基润滑脂	ZG-4	黄色到暗褐色	90	175~205	17~24	3.0	合格	0.5	合格
2号钠基润滑脂	ZN-2	黄色到暗褐色	140	265~295	10~18	0.4	合格	无	合格
3号钠基润滑脂	ZN-3	深黄色到暗褐色	140	220~250	14~22	0.4	合格	无	合格
4号钠基润滑脂	ZN-4		150	175~205	18~26	0.4	合格	无	合格
1号钙钠基润滑脂	ZGN-1	由黄色到暗褐色	120	250~290	—	0.7	—	—	合格
2号钙钠基润滑脂	ZGN-2		135	200~240	—	0.7	—	—	合格
1号二硫化铝复合钙基润滑脂	ZFG-1E	灰色软膏	230	260~300	—	0.1	合格	合格	合格
2号二硫化铝复合钙基润滑脂	ZFG-2E		240	180~220	—	0.1	合格	合格	合格
二硫化铝润滑脂	*1		230	260~300	—	—	—	—	—

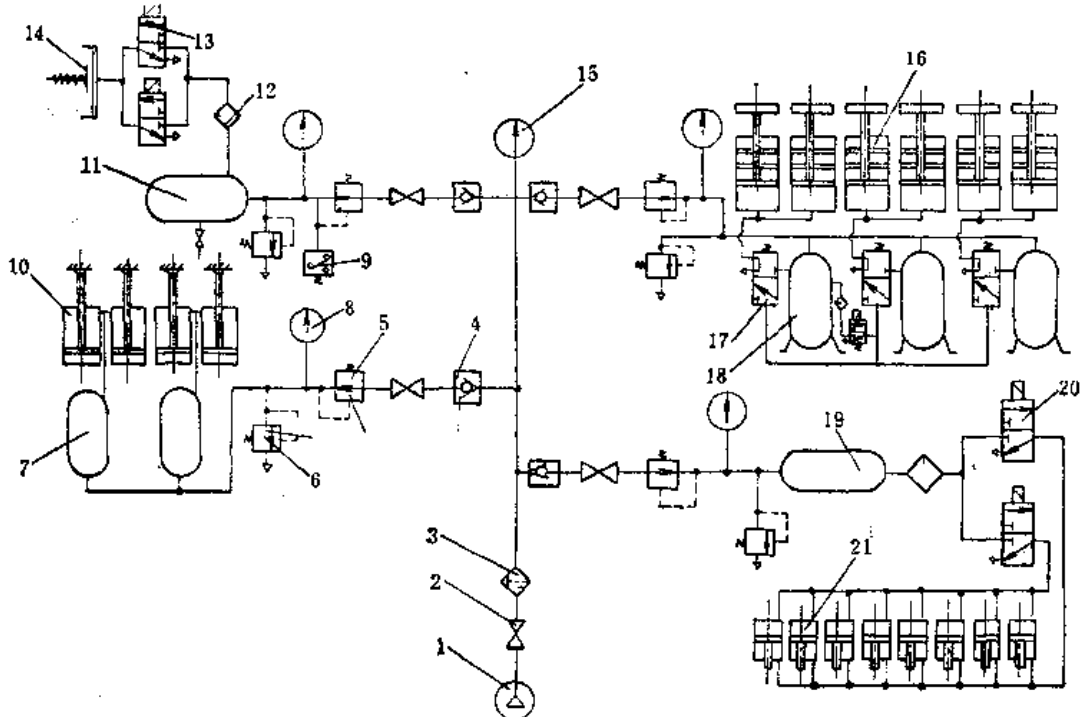


图15-2-120 压力机控制系统

1—气源 2—开关阀 3—分水滤气器 4—单向阀 5—减压阀 6—安全阀 7、11、18、19—储气筒 8、15—压力表 9—压力继电器 10—平衡气缸 12—消雾器 13—离合器电磁阀 14—离合器 16—拉伸缸 17—拉伸缸放气阀 20—打料电磁阀 21—打料气缸

橡皮垫破裂窜气所致。

充油器要经常检查供油情况，并及时补充油。

各种形式的滤清器都要定期清理，否则会使压力升高缓慢，影响压力机的正常工作。

储气罐要按安全部门的规定进行定期的清洗和压力试验。

## (八) 安全装置的修理与保养

### 1. 安全装置的结构与使用

#### (1) 安全装置的结构

1) 门式安全装置 是防止操作者在压力机开动时部分身体进入压力机的危险区而设立的安全机构。其形式象门，挡住了危险区，滑块运动时，该门不开。该门打开时，只能进行点动运转，其它运转一律闭锁。

图15-2-121所示为液压缸门式安全装置（下降型），可用于摩擦离合器或刚性离合器的压力机。工作时首先按动按钮或脚踏开关。安全门靠液压缸运动而下降。当完全关闭后，离合器结合，滑块下降。此时，曲柄轴一端的凸轮使安全门联锁开关4动作。在滑块下降中，安全门始终处于闭锁状态。滑块通过下死点后安全门打开，单行程开关5动作，滑块在上死点处停止。

如果手指被下降中的安全门夹住，带式开关13动作，安全门即刻返回。此时离合器不结合。

此安全装置是带侧面围栏的，能从侧面防止手进入模具。而且，为使操作者在安装模具的时候，调整联接螺栓方便，安全门可按箭头方向打开，并固定住。此时靠安全门开启开关9的作用，安全门不会下降。

安全门一般适用于连续行程，是手动续料操作方式中最安全的一种，还能保护操作者不被模具损坏后的碎片碰伤。但生产效率低。

2) 双手操作式安全装置（或称按钮式安全装置） 滑块运动时，如果操作者手离按钮，滑块立即停止，这就是双手操作式安全机构的作用。双手同时按住按钮，滑块开始运动，滑块未到下死点之前，如抬起按着按钮的双手，滑块即刻停止。当滑块通过下死点之后，双手即使离开按钮，滑块仍继续运动，直到上死点停止。这种操作必须是双手同时进行，一只手操作是不能使压力机运转的。另外，该机构必须是单行程停止机构。

① 安全距离 按钮到危险区的距离，用实测

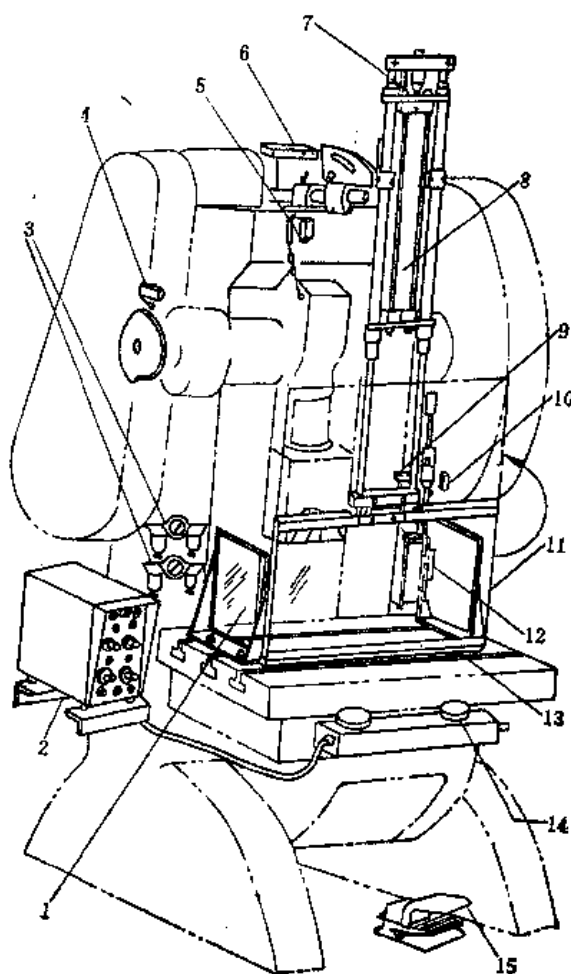


图15-2-121 液压缸门式安全装置（下降式）

1—侧面围栏 2—安全门操作盘 3—空气过滤器、油雾器、调压阀 4—安全门联锁开关 5—单行程停止开关 6—电磁阀 7—确认安全门下降用开关 8—安全门液压缸 9—安全门开启用开关 10—确认离合器操作作用开关 11—安全门 12—离合器控制器 13—带式开关 14—操作开关 15—脚踏开关

停止时间的最大值代入下式中计算，按钮的安装位置如图15-2-122所定：

$$D = 1.6(T_1 + T_2) \quad (15-2-1)$$

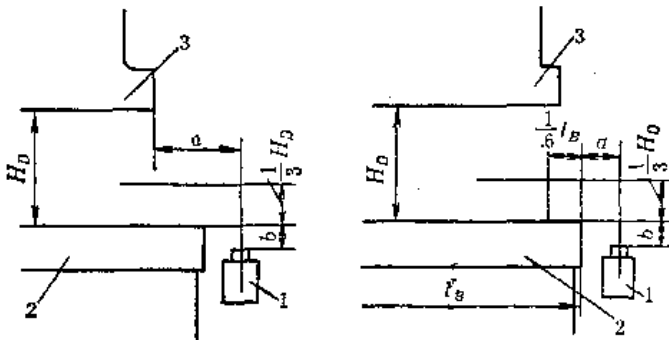
式中  $D$ ——安全距离 (mm)；

$T_1$ ——从手离按钮（或手遮断光线时）到停止机构开始动作的时间 (ms)；

$T_2$ ——从急停机构开始动作到滑块停止的时间 (ms)。

急停时间在曲柄90°角的位置上测定。

② 标准危险区 危险区是根据模具的安全技术标准，模具的尺寸不得超出滑块底面的尺寸。如果最大模具的尺寸和滑块底面尺寸相同，则开式压力机的危险区以滑块底面之前面为准。



a) 开式压力机

b) 闭式型压力机

$$D < a + b + \frac{1}{3} H_D$$

$$D < a + b + \frac{1}{3} H_D + \frac{1}{6} l_B$$

D—安全距离  
a—按钮到滑块前面的水平距离  
b—按钮到工作台垫板上平面的距离  
HD—装模高度

D—安全距离  
a—按钮到工作台前的水平距离  
b—按钮到工作台上平面的距离  
HD—装模高度  
lB—工作台的前后尺寸

图15-2-122 按钮的安装位置  
1—按钮 2—工作台 3—滑块

而闭式压力机，由于按可装最大模具的设计标准，其模具前后尺寸是移动工作台纵向长度  $l_B$  的  $\frac{2}{3}$ ，所以标准危险区分别从前面及后面向内伸入  $\frac{1}{6} l_B$ 。

另外，标准的材料进给面以离开移动工作台上平面、装模高度  $H_D$  的  $\frac{1}{3}$  高度处的平面为准。

③ 安全距离和按钮的位置 如图15-2-123和图15-2-124所示，当双手按钮的安装位置和移动工作台上平面不在同一平面上时，手的移动路线不是直线。将此因素考虑进去，安全距离  $D$  或  $D_m$ （刚性离合器时）与按钮位置之间的关系如下：

a. 开式压力机

i. 当按钮位置低于工作台垫板上平面时（图15-2-123 a），设定按钮位置需满足下式条件：

$$D < a + b + \frac{1}{3} H_D$$

$$D_m < a + b + \frac{1}{3} H_D$$

式中  $D_m$ ——安全距离；

a——按钮到滑块前面的水平距离；

b——从按钮到工作台垫板上平面的距离；

$H_D$ ——装模高度。

ii. 当按钮位置高于移动工作台时（图15-2-124）设定按钮位置需满足下式条件：

$$D < a + \left| b - \frac{1}{3} H_D \right|$$

$$D_m < a + \left| b - \frac{1}{3} H_D \right|$$

b. 闭式压力机（图15-2-124），设定按钮位置需满足下式条件：

$$D < a + b + \frac{1}{3} H_D + \frac{1}{6} l_B$$

$$D_m < a + b + \frac{1}{3} H_D + \frac{1}{6} l_B$$

式中 a——按钮到移动工作台前面的水平距离；

b——从按钮到工作台上平面的距离；

$H_D$ ——装模高度；

$l_B$ ——工作台的前后尺寸。

如使用比标准危险区大的模具，首先应求出距危险区的安全距离，然后安装按钮。

还要注意导柱和导套之间的危险点。

此种方法和光电式安全装置一样，都是使用在比危险区大的模具时的安全措施。

④ 安全单行程中的无效急停 曲柄压力机等安全单行程运转中，下降行程和点动运转一样，当手离开按钮时，急停信号被传递到急停止机构，滑块急停。然而，本功能由于旋转凸轮等能使行程开关动作，使急停信号无效，急停无效开始点通常设定在下死点前（见图15-2-125 a），所以即使手离开按钮，滑块也将继续向上死点运动，不会停下来。这就是急停无效的意义。因此，设计安全装置时必须考虑下述内容，才能保证安全。

⑤ 急停止无效安全距离 在安全单行程中，当手离开双手操作式安全装置的按钮后，正是急停无效从下死点前  $\theta$  开始之时，如果按钮不是设在离开标准危险区的急停无效安全距离  $D_0$  以外，就不能保证滑块下降到下死点时，以标准速度向前运动的手不到达危险区，也就不能完全保证手的安全。

此急停无效安全距离  $D_0$  用下式求出：

$$D_0 = \frac{800 \theta}{3N} \quad (\text{mm}) \quad (15-2-2)$$

式中  $\theta$ ——急停无效开始点和下死点所成角度；

$N$ ——每分钟行程次数（次/min）。

图15-2-125 b是由急停无效开始点与下死点之间夹角  $\theta$  和每分钟行程数  $N$  求得急停无效安

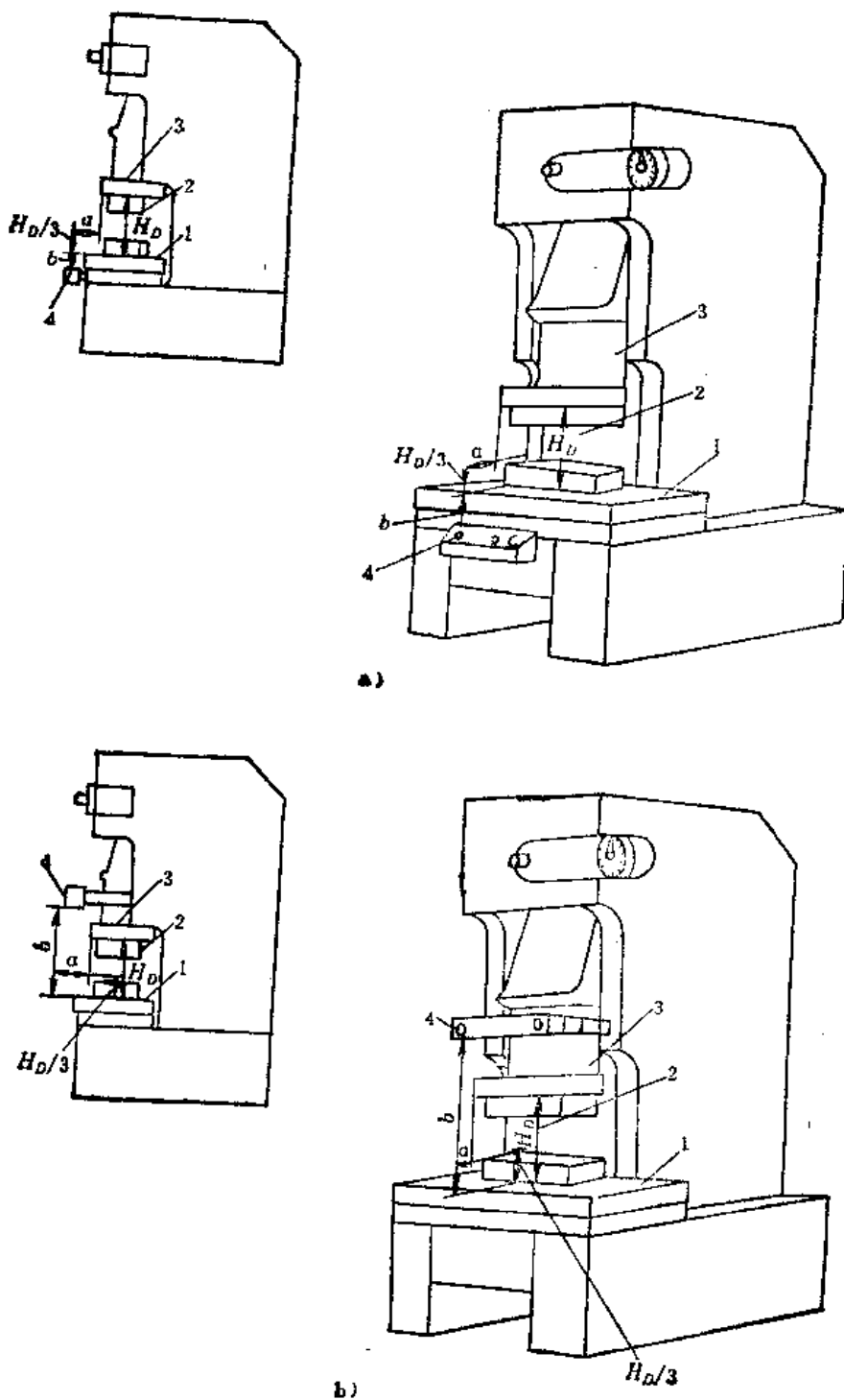


图15-2-123 开式压力机的按钮位置  
 1—工作台 2—装模高度 3—滑块 4—按钮开关

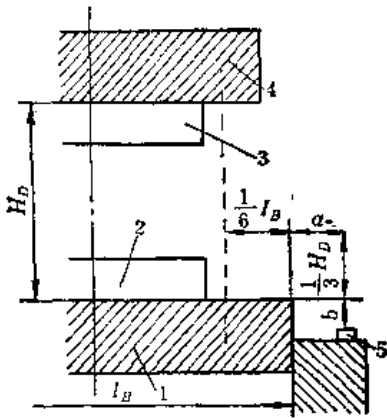


图15-2-124 闭式压力机的按钮位置  
1—移动工作台 2—下模具 3—上模具  
4—滑块 5—按钮开关

3) 光电式安全装置 光电式安全保护装置是通过发光器不断地发光, 受光器接受其光的原理而工作的, 在压力机的危险区设置发光器和受光器, 形成二束或多束光线。当操作者的任一部分误入危险区时, 遮断光束, 使光信号通过光电管转换为电信号, 电信号经放大后输出控制线路, 使压力机滑块立即停止运行, 从而防止人身和设备事故的发生。

① 光电式安全装置的种类

a. 按光源分类

- i. 白炽灯泡型。
- ii. 发光二极管型。

b. 按受光方法分类

- i. 透光型 (图15-2-126)。

ii. 反射型 (图15-2-

127)。

② 透光型白炽灯泡。

以白炽灯泡为光源时, 灯泡寿命短, 压力机振动也会把灯泡振碎。还易受到外界光如作业灯及太阳光线的影响。如图15-2-128所示。今后这种方式将逐渐被淘汰。

③ 透光型发光二极管。

以发光二极管为光源的脉冲灯, 几乎不受外界光的影响。电器部件多使用半导体元件, 除继电器之外, 寿

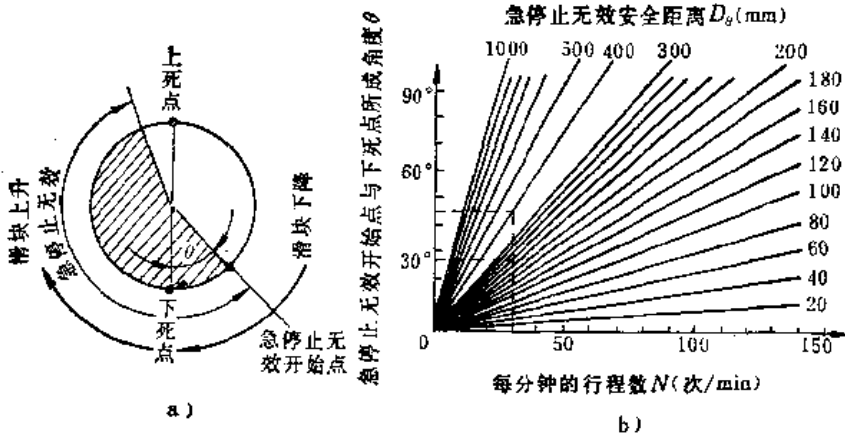


图15-2-125 急停无效安全装置  
a) 急停止无效范围 b) 从  $\theta$ 、 $N$  求  $D_0$  的曲线图

全距离  $D_0$  的曲线图, 它由式 (15-2-2) 作成。  $D_0$  值用通过坐标原点的一组直线表示。

例如,  $\theta = 45^\circ$ ,  $N = 30$  时, 得出通过二根虚线交点的直线  $D_0 = 400\text{mm}$ 。如果该值大于求得的安全距离  $D$ , 例如图示的  $240\text{mm}$ , 那么按钮的安装位置, 必须离开  $D_0$  (本例为  $400$ ) 更远些, 才能确保安全。

另外, 用双手操作曲柄压力机的双手按钮进行安全单行程运转, 头或肩离滑块近了, 是很危险的。因为, 当手离开按钮时, 头或肩将向下降的滑块移动。故手或肩离滑块的距离, 应该和前面的安全距离及急停无效安全距离同样考虑。

④ 双手操作式的特点 双手操作式安全装置广泛应用于弯曲加工等成形加工。但对于机械故障引起的滑块二次下落无效。

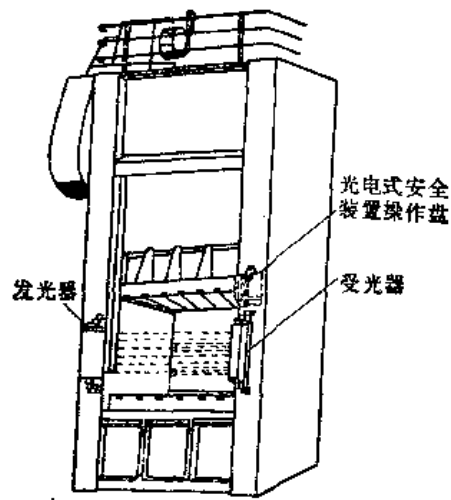


图15-2-126 闭式压力机中安装的透过型光电式安全装置



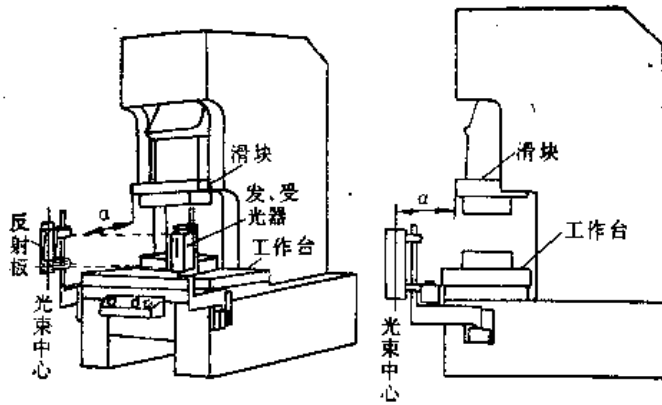


图15-2-127 反射型光电式安全装置的安全位置

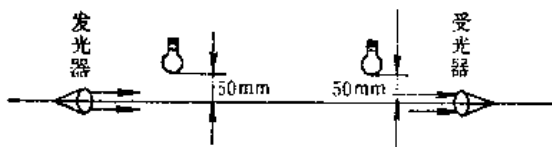


图15-2-128 白炽灯的外界光试验

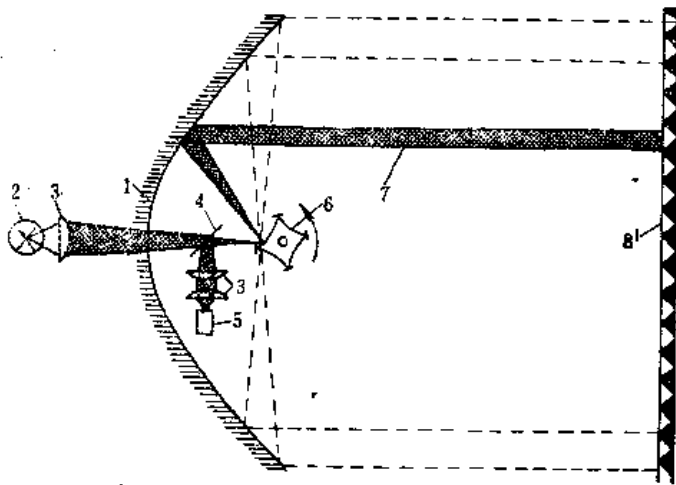


图15-2-129 反射型光电式安全装置(光幕式)的原理  
1—抛物镜 2—白炽灯泡 3—集光透镜 4—半透明镜  
5—光电元件 6—旋转镜 7—扫描光线 8—反射板

命都很长。

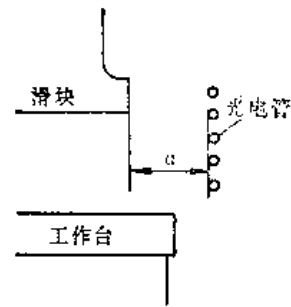
③ 反射型白炽灯泡光源。如图15-2-129所示，光在发光器和反射板之间高速扫描，形成光的屏幕。

④ 反射型发光二极管光源 发光器和受光器为一体。多角棱镜反射板使光束离直角稍有偏差，但从发光二极管发出的入射光线，大体都在同一方向反射，并向受光元件传送。

反射型的光束容易重合，但强度会衰减，所以

发光器和受光器的距离比透光型的短。发光器和受光器合为一体，减少了不少外部配线，小型压力机多用此种形式的安全装置。

② 安全距离 光电管的位置必须离开危险区，在安全距离以内。检测器光电管和危险区之间的距离，使用实测停止时间的最大值。光电管的安装位置依图15-2-130而定。

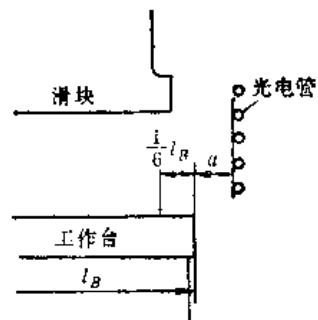


a) 开式压力机

$$D < a$$

D—安全距离

a—光电管到滑块前面的水平距离



b) 闭式压力机

$$D < a + \frac{1}{6} l_B$$

D—安全距离

a—光电管到工作台前面的水平距离

$l_B$ —工作台的前后尺寸

图15-2-130 光电管的安装位置

③ 标准危险区 与双手操作式安全装置的标准危险区相同。

④ 安全距离D和光电管安全装置的关系如下：

C型压力机(图15-2-127)

$$D < a$$

式中 a——从光电管到滑块前面的水平距离。

闭式压力机见图15-2-131。图中a为从光电管到工作台前面的水平距离， $l_B$ 为工作台的前后尺

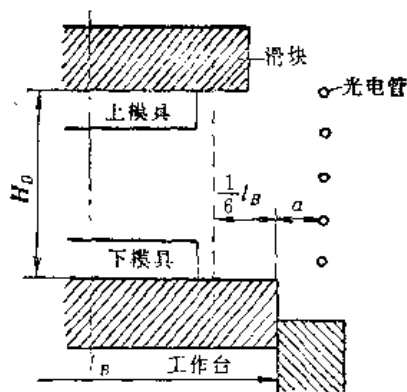


图15-2-131 安全距离和光电管位置

寸。

⑤ 上升无效机构 在带有急停机构的摩擦式离合器压力机或液压压力机上安装光电式安全装置时，滑块上升过程中，由于上升无效机构动作，使急停信号无效。此时，用手遮光，压力机也不停车，可照常取送材料及成品，对提高生产效率很有帮助。

带有急停机构的曲柄压力机等，其上升无效机构是通过旋转凸轮或曲柄轴上的凸轮使行程开关动作的，从而把安全装置的输出电路短路，致使急停信号无效。一般，在曲柄压力机上，总是把急停无效开始点设在下死点之前，这和前述的双手操作式安全装置一样，见图15-2-125 a。因此，如果不考虑下述问题，将是很危险的。

⑥ 急停无效安全距离 当操作者的手以标准速度遮住带有上升无效机构的光电式安全装置的光电管时，刚好急停无效由下死点前  $\theta$  开始，滑块下降到下死点后，手还未到危险区是最理想的。因而，光电管如不设置在离开急停无效安全距离  $D_0$  以外时，是无法保护手的安全的。

急停无效安全距离  $D_0$  和双手操作式安全装置一样，用式 (15-2-2) 求出。

另外，从曲线图15-2-125 b 可以看出，取和双手操作式安全装置同样的值，光电管的位置需离开  $D_0$  (此例为400mm) 以外，才能确保安全。

光电式安全保护装置应用较广，它的结构简单，通用性强，动作快 (由挡光到滑块完全停止只要0.04 s)，不影响视线与操作，不必全程保护。缺点是防震性差，需聚焦对光，调整麻烦，发光头寿命短。对因故障而引起的滑块二次下落无效。

4) 手拉式安全装置

① 手拉式安全装置 手拉式安全装置由手拉绳、手腕带、支杆、滑轮等构成。

如图15-2-132所示手拉式安全装置固定在滑块上，侧滑轮与中心滑轮的直径比虽然固定，但在连杆部分的拉量可以调整。臂管中内藏的螺旋弹簧，在滑块下降及上升时，既防止钢丝绳松弛，又在上升过程中，使拉带迅速返回原位。

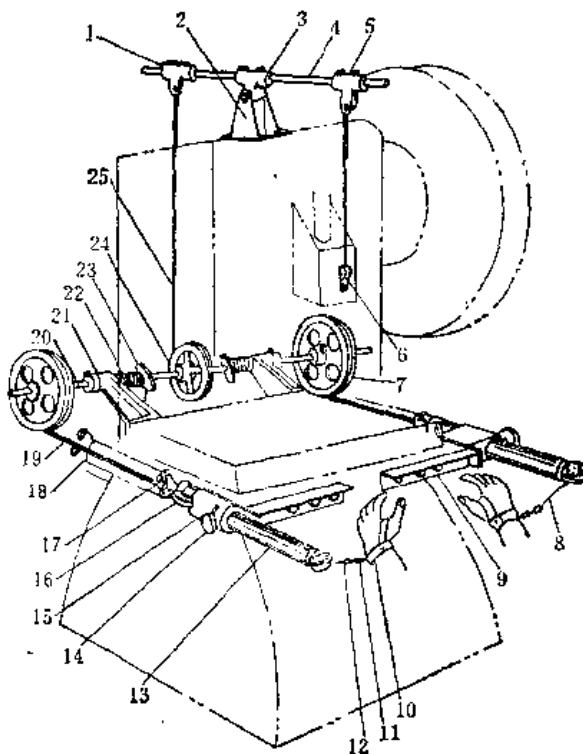


图15-2-132 手拉式安全装置

- 1—吊装螺栓 2、21—轴承 3—中轴 4—长杆
- 5、6—吊装螺钉 7—侧滑轮 8—手拉带 9—安装螺钉
- 10—提升带 11—间扣 12—手拉带调节扣 13—臂管 (内装线、弹簧)
- 14—手柄用平头螺栓 15—臂管固定台 16—钩子 17—导向轮
- 18—用后收回位置 19、25—钢丝绳 20—主轴
- 22—转矩弹簧 23—弹簧座 24—中心滑轮

② 有效拉力和模具的间隙 图15-2-133是手拉式安全装置的有效拉力和深冲模具间的间隙尺寸举例。模具的间隙尺寸为安全尺寸时，被强有力的力量拉回来的手指即将离开危险区和危险界线。此时，滑块在上死点，可以进行材料的进给和加工件的取出作业，这种手拉式安全装置就等于出现了有效拉力  $Y$ 。

上模具的安全下降量  $V$ ，可根据模具的最小容许尺寸  $A_0$ ，压力机的行程长度  $S$  及上下模具的组舍长度  $H$ 。

三十一

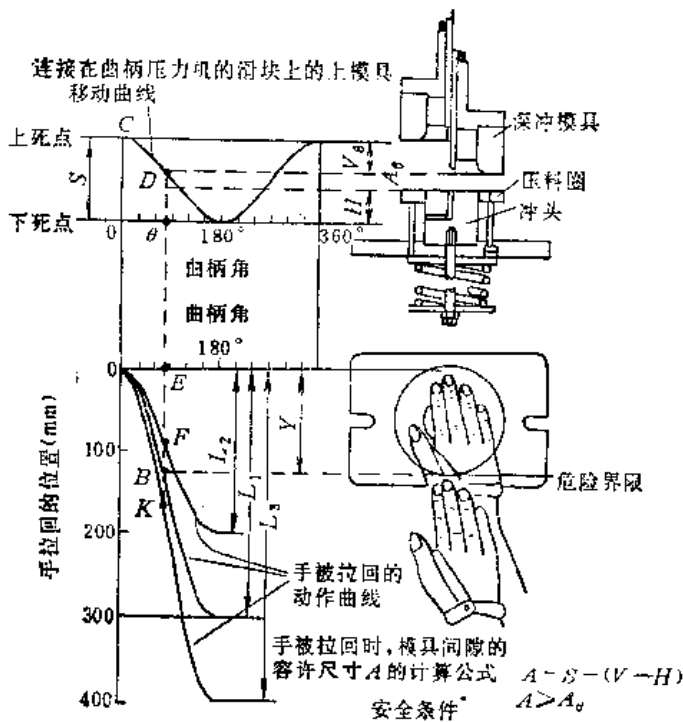


图15-2-133 手拉式安全装置的有效拉力和上模的下降量

$S$ —压力机的行程长度  $H$ —模具的嵌合长度（见例图的冲压深度） $V$ —上模的安全下降量  $V_0$ —上模的最大安全下降量  $A$ —模具间隙的容许尺寸  $A_0$ —模具间隙的最小容许尺寸  $\theta$ —对应 $V_0$ 及 $A_0$ 的曲柄轴旋转角  $Y$ —有效拉力  $L_1, L_2, L_3$ —拉力，其中 $L_2, L_3$ 是为比较而列举的参考量

例 深冲加工，与滑块开始下降的同时开始拉手 $L_1 = 300\text{mm}$ ， $L_2 = 200\text{mm}$ ， $L_3 = 400\text{mm}$

按下式求出（此式是根据图15-2-133中的二个公式，消去 $A$ 后求出的）。

$$V \leq S - (A_0 + H)$$

只要滑块以上模具下降量 $V_0$ 的速度下降时，能使手拉回的量大于有效拉力 $Y$ ，手拉式安全装置就能确保安全。

例  $S = 150\text{mm}$ ， $A_0 = 35\text{mm}$ ， $H = 60\text{mm}$ ， $Y = 130\text{mm}$ 时 $V \leq 55\text{mm}$ ，则 $V_0 = 55\text{mm}$ 。

当滑块下降55mm的过程中，手拉式安全装置将手拉回130mm即可。

图15-2-133所示滑块的下降量等于上模最大安全下降量 $V_0$ 时（对应曲柄轴的旋转角 $\theta$ ），手拉式安全装置的拉力 $L = 200\text{mm}$ ，被拉回的手的移动距离为 $EF$ 。此时，因为比有效拉力 $Y$ 短了些，手未来得及躲开危险区就被模具夹住了。

当拉力 $L_1 = 300\text{mm}$ ， $L_2 = 400\text{mm}$ 时，被拉回

的手的移动距离为 $EB$ 和 $EK$ ，与有效拉力 $Y$ 相等或大于 $Y$ 。因此，当模具的间隙为模具容许间隙的最小尺寸 $A_0$ 时，操作者的手刚好被拉出危险区，或已被拉出危险区。此时不要忘记手拉带的延伸量。

此时，如不能确保有效的拉力 $Y$ ，就调节手拉式安全装置的扩大机构，加大拉力。然而，从手被拉回的动作曲线中可以发现，斜率很大，手的速度是很快的。

因为当手被快速拉回，受到强烈地冲击时，被拉回的速度是有极限的。所以如不是行程长的压力机，则不能使用手拉式安全装置。

③ 手拉式的特点 手拉式安全装置用于双动拉伸加工，应切实进行拉带调节和选定拉力。只要认真做好这两点，即使滑块二次下落，也能完全保护手的安全。但手的速度是受限制的。

### 5) 手推式安全装置

① 手推式工作原理 手推式安全装置如图15-2-134所示，在滑块上有连杆、拉杆和凸轮等连接着手推杆，当滑块下降时，把手从右侧推向左侧，或从左侧推向右侧。

图15-2-135是脚踏压力机上的手推式安全装置。踩脚踏板，滑块1下降，装在1上的销子7把伸出旋转轴的连杆5压下去。因此，臂4和保护板3以8为中心旋转，把手推出危险区。2为保护手的缓冲物，9是装在压力机机架上的垫块，中央部分装有旋转中心8。6为返回用的螺旋弹簧。

② 手推式安全装置的特点 本装置多用于小

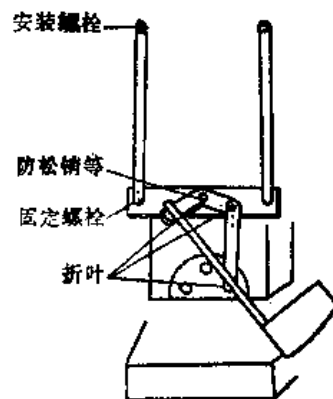


图15-2-134 手推式安全装置

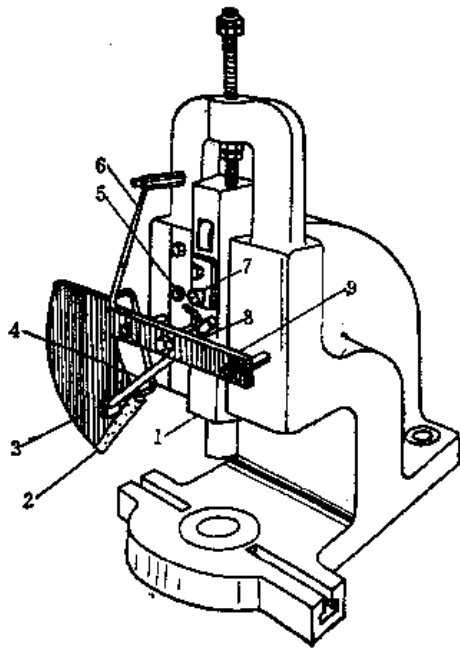


图15-2-135 脚踏压力机上的手推式安全装置

型压力机，只要滑块下落，手推式安全装置就能动作，使操作者的人身安全有了充分保证。

(2) 安全装置的合理使用 各种安全装置，各有优缺点，虽然都规定了日常检查和定期检查，但也会突然发生故障，所以在压力机上可同时使用两种安全装置，既互补了缺点，又能有效的防止事故的发生。

如同时使用门式安全装置和光电式安全装置，一旦模具损坏，挡不住飞溅的碎片，而并用的门式安全装置，就可以起到防护作用了。

1) 应用于自动装置 压力机加工自动化并不能保障手不进入压力机危险区。因此对模具和送料装置仍有必要考虑安全措施。

在压力机自动成形加工装置之前，安装光电式安全装置后，操作者一旦靠近模具，压力机立即停车，自动装置也停止工作。因为是光电式，所以能清楚地看到加工状态，而且操作者可一边遮住光电管，一边更换并调整模具。

2) 用双手操作式安全装置共同操作的压力机 双手操作式安全装置多用于大型压力机的共同操作，即准备出和操作者人数相同数目的操作台，把各操作台的双手按钮开关串联到压力机的电路上，如不是操作者全员都用手按住开关，离合器就不动

作。当操作者少到一个人时，要把操作台用钥匙切换后才能工作。钥匙必须由车间工段长或车间负责人保管。

### 2. 安全装置的修理与检查

和压力机相同，安全装置在生产开始前也要按检查表规定的内容检查（见表15-2-33），以目测外观检查和动作检查为主。

表15-2-33 安全装置检查表（例）

种类	项目	摘要
门式	安全门和离合器的连动	安全门遮住危险区部分之后，检查离合器的动作 滑块下降时，安全门必须遮住危险部分
	各部的破损及磨损	安全门不应破损 安全门和连动部分必须闭锁 确认螺栓、销子等有无松动等
双手	操作部分	按钮的最短距离应在300mm以上进行各种操作，其行程均应正常 按钮上不应附着油污，不应有破损 按钮不应超出操作框框架，以防损坏 确认切换开关钥匙的保管
	空气滤清装置	油装滴油杯 点滴适当 排出过滤器中的水 使用压力应适当
操作式	复位用弹簧	不得有松动和破损
	可动部分（电磁式）	二级夹爪的咬合状态，有否损伤 凸轮有否磨损，拉力弹簧有无松动 钢丝绳有否松动和损伤
	可动部分（气缸式）	活塞及离合器的连接部分有无松动和破损 复位用弹簧有无破损，弹簧力有无衰减 O型圈有无变形，油量足不足 气缸是否漏气
	电气系统	按钮接线、接头及电缆有无损伤 电磁阀、继电器等有无异响声音、污损、变色等异常现象 各指示灯是否明亮
	单行程机构	即使始终按住按钮，到了单行程后，滑块也应停止
	螺栓、螺母	无松动

(续)

种类	项 目	摘 要
光 电 式	光线的保护范围	当身体的一部分进入压力机, 遮住光线时, 确认光电管是否起作用 确认光的最上部和最下部位置
	安全装置的动作	在投光侧对每根光线都做遮光试验, 确认指示灯的动作 确认检测电路的动作 继电器及其它部件有无污垢、变色或异常声音 电缆及接头有无龟裂和破损 切换开关钥匙的保管
	和压力机的连动	遮光时, 压力机操作按钮不起作用 确认滑块下降中的遮光和急停急停后, 必须重新进行操作, 才能启动
	螺栓、销子等	各种安装螺栓或销子均无磨损或损伤
手 拉 式	拉力的量	配合作业调整拉力的量
	钢丝绳、拉带和弹簧等	钢丝绳的钢丝有折断的地方, 立即更换 纤维绳有损伤要更换 茄形环有无损伤和磨伤 提升带有无损伤
	螺栓、螺母	有无松动
	给油	向指定给油处给油
手 推 式	和滑块的连动	滑块接近下死点, 模具咬合之前, 应把手推出 手推棒通过后, 防护板必须罩住危险部分
	螺栓、螺母及弹簧	安装部分、连接部分有否松动、磨损及破损

安全装置出了故障, 会引起许多事故。因此, 要严格检查, 使其保持功能正常。

#### (1) 门式安全装置的修理与检查

- 1) 检查门式开闭装置在离合器接通时的状态。
- 2) 检查滑块下降后, 安全门是否围住了危险部分。
- 3) 检查螺栓、螺母是否有松动。
- 4) 检查电气件接点和配线是否正常。
- 5) 检查安全门没有围住危险部分时, 按下操作按钮时压力机应不动作。

6) 安全门有无破损和损伤。

#### (2) 双手操作式安全装置的修理与检查

##### 1) 操作部分

- ① 按钮的间隔距离(最短距离)应在 300mm 以上, 单侧按住按钮后, 是否不动作。
- ② 检查按钮及保护环有无损伤。
- ③ 开关的接点上有无附着油污或脏物, 引起接触不良。

2) 空气压力装置 参照压力机的空气压力系统。

3) 弹簧类 检查缸类部件和连杆部分, 复位用弹簧强度、磨损程度等。

##### 4) 可动部分

- ① 检查联接螺栓等的磨损、龟裂, 以及联接螺栓的状态。
- ② 检查复位用钢丝绳和安装挂钩有无损伤。
- ③ 检查电磁线圈有无异常声音。
- ④ 检查气缸有无漏气, 动作是否良好。

#### (3) 光电式安全装置的修理与检查

1) 作业前使压力机运转, 在发光侧用遮光方法检查每根光电管是否正常。

2) 确认继电器开闭不良检测电路及报警装置的功能。

3) 检查各配线有无损伤。

4) 安装螺栓有无松动及防振用橡胶等有无磨损或老化。

5) 检查切换开关和指示灯的状态。

6) 继电器和行程开关有无异常振动或烧损。

7) 旋转凸轮有无损伤和松动, 安装位置是否正常。

#### (4) 手拉式安全装置的修理与检查

1) 检查手拉带、钢丝绳和肘节带有无损伤。

2) 检查拉力是否调好。

3) 弹簧和安装件等有无损伤。

4) 检查滑轮动作是否自如。

5) 安装螺栓、螺母有无松动或数量不足。

#### (5) 手推式安全装置的修理与检查

1) 根据作业内容和模具的状态, 调整手推棒角度。

2) 检查安装部分和连接部分有否松动和磨损。

3) 检查作业中防护板或手推棒是否离开了正常位置。

4) 检查各安装部位的螺栓、螺母是否有松动或数量不足。

### 3. 安全装置的调整

一般光线式安全保护装置的发光器和受光器作为2个独立的部分,可以根据压力机使用情况进行安装,也可以装在两侧立柱上使工作台上形成全封闭保护,也可以装在模具前部的工作台上,或装在上模具前部的滑块上,或模具底板上对局部模具操作危险区进行保护。

光线式安全保护装置的安装和调整对操作保护是很重要的,要注意以下问题:

(1) 要保证装置各部件安全可靠,要检查各部件不得有损坏。

(2) 发光器和受光器的安装基面要稳定,坚固可靠,安装调整后不许移动和摆动。

(3) 控制箱安装也要可靠稳定,电源线和连接线要有保护措施,联接可靠,避免电线与工件废料相碰。

(4) 要调整保护装置的光线到危险区的距离和高度。

(5) 要调整保护装置的光线保护长度。

(6) 要调整发光器聚焦对光,受光器可靠接收。

(7) 要调整旋转凸轮使保护装置在滑块下行程时在保护区有效,在滑块上行程时即使遮断光幕,滑块也不停止运行的不保护区功能。

(8) 要调整保护装置不受车间一般照明和压力机局部照明的影响,而能正常工作。

(9) 要保证光线式保护装置不影响操作工人的操作和模具安装。

为了保证调整和修理模具时压力机和操作者的安全,在闭式压力机的立柱下端装备了2个安全栓。安全栓由钢管和端部法兰焊接而成,以便使用中稳定地放置在工作台上,并带有内藏式把手便于取放,还带有电器插头和插座。安全栓都对角设置在立柱下端,为了保持压力机外部美观和不妨碍操作并能方便取用,一般位于立柱前面或内侧,并做成内凹式,使电器插头和插座及安全栓不易受到刮碰。合理使用安全栓,要注意以下问题。

(1) 只有在模具调整和修理时使用,不得用于其它目的或做其它使用。

(2) 使用前要检查安全栓是否完好,不得有变形和开裂,电器插头完好。

(3) 使用中要将插头取下,安全栓放置工作台上,使其保持稳定。

(4) 使用后将安全栓清理干净,放回立柱中,将插头插入立柱插座中。

(5) 定期清理立柱凹槽中的污物和检查安全栓插头是否与插座联接可靠。

### 4. 安全操作规程

#### (1) 冲压工安全操作规程

1) 操作者必须熟悉设备的结构和性能,严禁超规格使用。

2) 操作者必须严格遵守《定机保养使用职守》和五好设备的五项标准,使用和维护机床。

#### 3) 工作前的准备

① 整理工作位置,收拾工具物品,保持工作地点清洁,通路畅通。

② 排出空气管路中的冷凝水,检查各压力表气压是否正常。

③ 根据润滑图表分工规定,对机床进行日常加油润滑。

④ 检查毛坯料是否符合规定。

⑤ 冲模安装是否紧固。

⑥ 开空车运行,检查气压、油压是否正常,滑块动作是否正常。

⑦ 选择正确的操作规范。

⑧ 安全操作装置是否完善可靠。

#### 4) 工作中的注意事项

① 将冲压好的工件进行质量检查。

② 定时进行补充加油。

③ 不要任意调节压力机的调整机构,不要自行改变工作规范。

④ 一次放入压制的毛坯,不得超过一件。

⑤ 发现下列情况应停止工作,并通知有关人员:

a. 滑块运行异常,压力机发出异声或噪声。

b. 冲压的成品有质量问题。

c. 冲模发生松动。

d. 各润滑点工作不正常。

e. 离合器、制动器异常发热。

#### 5) 工作结束后的注意事项

① 停止压力机,切断电源。

② 清除工作台、模具上的废料、铁屑。

③ 关闭机床气源。

④ 按要求擦净机床。

## (2) 压力机维修工操作规程

1) 压力机修理以及冲模安装和准备时必须将电机停止, 飞轮停转后方可进行。

2) 禁止在操纵机构和自动停闭装置运转不正常时进行工作。

3) 应经常注意各固定螺钉和地脚螺钉有无松动, 应及时上紧。

4) 压力机调节连杆调整后一定要把松开的螺钉上紧。

5) 调整油压、气压后要试车确定正常后通知操作者。

6) 调整或移动模具时要与模具调整工共同进行。调整后要确定紧固后才能交复生产。

7) 排除故障后要试车, 确定正常后才能交复生产, 并清理好修理现场。

## (3) 冲模安装调整工操作规程

1) 模具安装必须放在压力机中央位置, 紧固模具固定螺钉, 试冲件后才能交复生产。

2) 要确保模具辅助装置正常, 不缺件。

3) 往压力机工作台上送入模具或拉出模具时要用滑轮拉, 禁止使用天车拉。

4) 装模具前要去掉模具和工作台面的毛刺、污物。

5) 只有在闭合高度限位可靠的情况下方可调整模具。

6) 在压力机中修理模具时必须使用安全栓。

7) 要根据上模重量调整平衡气缸气压。

8) 修理或安装模具要确定模内无异物, 紧固可靠后才能试冲。

9) 修理完后要清点工具、零件, 清理现场。

## (九) 双动压力机的修理

双动压力机(见图15-1-5)是一种拉伸成形的专用压力机。它比单动压力机多一个外滑块, 内滑块用于拉伸成形, 外滑块用于压边。

内滑块的传动和单动压力机完全一样, 由主电机、一级V带、和若干级齿轮传动, 通过曲柄连杆

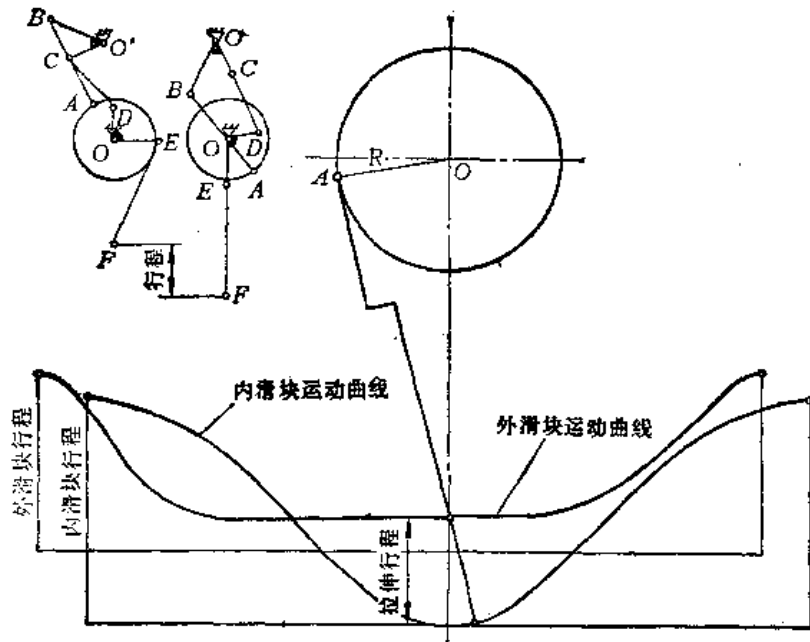


图15-2-136 双动压力机运动曲线

机构带动内滑块往复运动。

外滑块传动的动力也是由曲柄机构传递, 然后再通过一套连杆机构传给外滑块。外滑块的传动原理图和双动压力机的内、外滑块运动曲线示于图15-2-136。 $\overline{OA}$ 为曲柄半径(与内滑块同),  $\overline{AB}$ 为单连杆,  $BO'C$ 角形摆杆,  $\overline{CD}$ 为单连杆,  $DOE$ 为角形摆杆,  $\overline{EF}$ 为单连杆,  $F$ 点与外滑块连接。由于多杆机构配置关系和运动特点, 当接通离合器时, 外滑块比内滑块下降得快, 而先于内滑块到达下死点, 把坯料压紧。当内滑块转过 $90^\circ$ 而开始拉伸时, 外滑块在下死点处于“静止”状态。严格的说, 这一段不是直线, 只是波动量极小, 一般不超过 $0.01\sim 0.03\text{mm}$ , 对拉伸工艺没有影响。内滑块拉伸完了开始回升时, 外滑块并不立刻上升, 直到内滑块上升到一定的距离, 外滑块才快速回升, 和内滑块一起回到原来位置。

内、外滑块的行程长度是不一样的, 外滑块的行程长度一般为内滑块行程长度的70%左右。外滑块“静止”的时间是以曲柄转角表示的, 称为压边角, 一般为 $100^\circ\sim 130^\circ$ 。

双动压床除外滑块传动机构是独具的以外, 其它各个部件与前述单动压床基本相同, 维修内容与方法参见前述各节。

外滑块传动机构, 大多由拉杆、连杆、三角铰链板、短轴销等组成。修理时应注意下列问题:

(1) 拆卸内外滑块时, 应注意内外滑块之间的液压泵杠杆必须首先拆卸掉, 否则, 有可能将杠杆拉断; 拆卸外滑块平衡缸销子时, 应先将内外滑块调到相应位置, 才易于将销子抽出; 应预先准备好钢梁, 以备放在外滑块相应的孔中, 将内滑块座落到钢梁上面。

(2) 拆外滑块传动机构前, 先拆润滑油管, 因为油管特别多, 很可能拉坏碰坏。拆前要使内外滑块都处于下死点, 并用千斤顶顶住。还要根据压床的具体结构决定先拆哪一个构件, 考虑拆这一构件时, 与之相连的别的构件会不会由于自重而转动或下落。拆卸时, 要把可能自己活动的构件用钢丝绳拴住在床头上或者用木块垫稳固。必要时还应在床头上增挂手拉葫芦, 架梁。总之, 都应注意安全。

(3) 外滑块构件中易磨损零件是短轴销、铜套。修理时要测出实际间隙值、椭圆度等。如果铜套偏了, 轴销磨得细了, 就应考虑更换。更换时最好将轴销与铜套刮研, 并在安装时注意将轴销的挡板压紧, 以免轴销在相连两零件中都转动。如果拉杆连杆的孔圆度(椭圆度、锥度)误差太大, 可以将孔镗大或车大, 再镶铜套, 然后再装铜套。

(4) 外滑块的分支铰链杆(图15-2-137)在

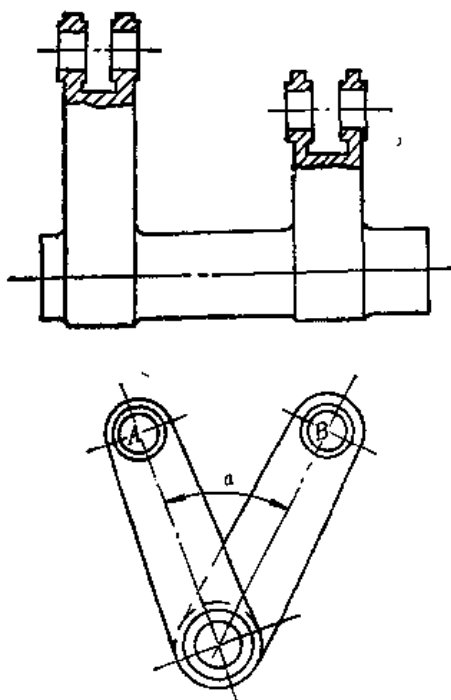


图15-2-137 外滑块的分支铰链

超负荷时是最容易变形的一个零件。变形后使 $\alpha$ 角减小或扭坏, 因而在一些厂的使用中曾发生过事故。变形量小时, 可以镗大A和B孔, 重新配套, 再把坐标尺寸找正。

(5) 双动压力机修理后的试车内容, 除了与单动压力机相同部分外, 还须注意外滑块及其传动部分运行情况, 要调整好外滑块的平行度及导轨间隙。

### 第3节 曲柄压力机的 保养和点检

#### (一) 开式压力机的保养

(1) 一级保养 每运转2~3月(二班制)进行一次, 保养时间为8小时, 由操作者进行(表15-3-1)。

表15-3-1 开式压力机的一级保养

序号	保养部位	保养内容及要求
1	外部保养	(1) 擦洗压力机外表及各罩盖, 保持内外清洁, 无锈蚀, 无污垢 (2) 补齐螺钉、螺母、手柄, 并加以紧固
2	传动部分	(1) 检查和调整传送带松紧情况 (2) 检查离合器应保持良好工作状态 (3) 检查滑块导轨间隙
3	润滑部分	(1) 检查和调整各润滑点保证供油良好 (2) 检查油质, 保持良好
4	电器部分	(1) 清擦电动机、电器 (2) 检查、调整各种操作规范, 确保正确可靠 (3) 电器装置安全、固定、整齐 (4) 检查和调整安全限位装置, 保证安全可靠

(2) 二级保养 每运转1年(两班制)进行一次, 停歇时间3天, 以维修工人为主进行, 操作者参加。除执行一级保养的内容外, 要做好下列工作并测绘校对易损件图纸, 提出备品备件(表15-3-2)。



表15-3-2 开式压力机的二级保养

序号	保养部位	保养内容及要求	序号	保养部位	保养内容及要求
1	传动部分	(1) 检查和调整操纵机构、联锁保险及限位装置, 确保性能良好 (2) 修理和调整离合器、制动器, 并更换易损件 (3) 检查和调整传动带松紧情况 (4) 检查和调整气路系统的各元件的工作状态良好, 清理空气滤清器	3	气垫部分	(1) 保证气垫动作自如 (2) 检查或更换密封件, 消除漏气 (3) 清理储气筒
			4	润滑部分	检查液压泵, 油路, 要求供油良好
2	滑块部分	(1) 检查和调整滑块导轨的间隙 (2) 检查和修理滑块导轨面和床身导轨面 (3) 检查和修理闭合高度的调整和锁紧机构	5	电器部分	(1) 检修电箱, 清洗电动机, 更换易损件 (2) 检查各种操作规范, 保证安全可靠

## (二) 闭式压力机的保养

(1) 一级保养 每运转2~3月(二班制)进行一次, 保养时间8~24h, 由操作者进行(表15-3-3)。

(2) 二级保养 每运转1~1.5年(两班制)进行一次保养, 时间3~7天。以维修工人为主进行, 操作工人配合, 除执行一级保养的内容外, 要做好下列工作并测绘校对易损件图纸, 提出备品备件(表15-3-4)。

表15-3-3 闭式压力机的一级保养

序号	保养部位	保养内容及要求	序号	保养部位	保养内容及要求
1	外部保养	(1) 清洗压力机外表、罩盖, 保持内外清洁, 无锈蚀, 无黄袍 (2) 清理各梯形槽和螺孔的油污 (3) 补齐外部的螺钉	3	滑块部分	(3) 检查和调整气动打料机构, 保证工作正常 (4) 检查和调整超负荷装置, 保证灵敏可靠
			2	传动部分	(1) 检查传动系统有无异常响声 (2) 检查制动角大小是否适合 (3) 检查各部漏油情况, 尽可能消除 (4) 各种指示灯是否正常, 采取措施, 加以处理
3	滑块部分	(1) 平衡装置有无漏气, 尽可能消除之 (2) 冲模快速夹紧机构要工作可靠	5	油、气系统	(1) 消除漏油、漏气 (2) 各种压力表是否灵敏可靠 (3) 检查各油箱油位, 不足的要补充 (4) 调整各润滑点, 要保证供油良好

表15-3-4 闭式压力机的二级保养

序号	保养部位	保养内容及要求	序号	保养部位	保养内容及要求
1	传动部分	(1) 调整传动带的松紧使之合适 (2) 检查离合器, 更换易损件 (3) 检查齿轮啮合情况 (4) 调整微动系统的制动器, 要求工作状态良好 (5) 检查柱塞的导向面有无擦伤, 并加以修理 (6) 检查修理气阀动作灵活, 联动顺序正确 (7) 调整各种限位开关处于正确位置和良好状态 (8) 检查各种指示灯, 保持正确可靠 (9) 检查各轴瓦间隙, 注意有无研磨情况	3	拉伸垫部分	(1) 调整拉伸垫, 使之动作自如 (2) 检查修理导向面损伤 (3) 调整行程调节机构, 要灵敏可靠 (4) 检查油有无变质, 油位是否正常 (5) 检查和修理拉伸垫顶板凹坑
2	滑块部分	(1) 调整滑块与导轨的间隙 (2) 检查闭合高度调整机构, 要灵敏可靠 (3) 检查和调整气动打料装置, 保证动作灵活 (4) 检查和调整冲模快速夹紧装置工作可靠 (5) 检查超负荷保护装置的压力是否符合规定和动作正确可靠情况 (6) 消除平衡气缸漏气	4	油、气系统	(1) 保证各润滑点的供油良好 (2) 检查所有用油的油质 (3) 添加各油箱的油位达到应有位置 (4) 更换撞坏的油管 (5) 保持油、气系统的各种元件的工作状态应良好 (6) 检查清理储气罐 (7) 清理各种过滤器

### (三) 点检管理工作的规定

压力机点检是维护保养好设备, 加强针对性检修及保证设备安全运行的重要措施, 具体规定如下:

(1) 对压力机应开展日点检、周点检或维修工人与生产工人的联合点检。要根据各台设备特点和实际需要制定具体点检内容和点检方式。对重点设备, 操作者和维修工人必须实施点检。

(2) 对于实施点检的设备, 机动科必须建立点检卡, 点检卡的内容要具体、明确、实用。

(3) 对压力机的点检安排在每天作业前更换冲模时, 两班连续生产的, 利用交接班时间进行点检。

(4) 日点检间隔不得超过设备开动时间20 h, 周点检间隔不得超过120 h, 每周的维护间隔不超过500 h, 半年的维护间隔不超过3000 h, 一年的维护间隔不超过6000 h。

(5) 对于点检发现的设备缺陷要认真填卡, 并及时联系解决。对于临时解决不了的问题, 月末要进行统计、汇总与分析, 采取对策, 制定实施计划, 并对实施的效果进行检查。

(6) 车间和机动科要把点检工作纳入班组考核项目。

### (四) 开式压力机的点检

维护工人使用的开式压力机检查卡见表15-3-

5。

生产操作者使用的压力机日点检卡见表15-3-

6。

### (五) 闭式压力机的点检

维修工人使用的闭式压力机检查卡见表15-3-

7。

生产操作者使用的闭式压力机日点检卡与开式压力机日点检卡相同(见表15-3-7)。

表15-3-5 开式压力机检查卡

型号:		编号:		检查者:		月份:									
序号	检查部位及内容	检 查 周 期	检 查 方 式	检 查 记 录								备 注			
				1	2	3	4	5	6	7	8				
1	离合器、制动器工作状态	周	看空试车											转 挡 键	
2	离合器操纵器工作状态	周	看空试车											拉杆弹簧	
3	调节螺杆有无损坏, 球头间隙是否合适	周	看												
4	轴瓦轴承有无研磨及异常	周	看												
5	主要紧固件有无松动	周	敲 打											曲轴汽垫	
6	润滑是否良好 (油管无阻、断)	周	手动加油												
7	气垫动作是否自如, 是否漏气	周	充放气											无气垫不检	
8	外观是否整齐, 有无意外损坏零部件	周	看												
9															
检 查 标 记	正常	√	× △ 记 事 栏												
	检查时已处理完	○													
	检查者或组内自行解决的(不停机)	≠													
	要马上停机报科解决的	△													
	需科安排计划解决的隐患	×													
两月一张, 汇总一次×△内容															

表15-3-6 压力机日点检卡

编号:		型号:		检查者:		年 月		使用单位:		维修单位:																								
序号	检查内容及要求	检 查 记 录																															解决问题记录 及需要反馈问 题 的 内 容	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31		
1	检查整机是否清洁																																	
2	检查整机可见部分是否完好																																	
3	检查气路目视可见部分有无泄露																																	
4	检查油路目视可见部分有无泄露																																	
5	检查各压力表是否按规定调整																																	
6	检查各种按钮、开关是否可靠																																	
7	检查各信号灯是否齐全																																	
8	检查各安全装置是否可靠																																	
9	检查线路有否损坏																																	
记录标记说明: √正常    ○检查者自行解决    △需要反馈到本车间安排计划解决    ×需要向机科反馈解决																																		

表15-3-7 闭式压力机检查卡

型号: \_\_\_\_\_ 编号: \_\_\_\_\_ 检查者: \_\_\_\_\_ 月份: \_\_\_\_\_

序号	检查部位及内容	检查周期	检查方式	检查记录								备注	
				1	2	3	4	5	6	7	8		
1	检查调整离合器, 注意摩擦片磨损情况	周	手动看										
2	离合器制动器气阀工作状态是否可靠	周	手动看										
3	主要部位紧固有否松动, 曲轴, 气垫	周	看										进入装配点
4	机床外露部分键连接有无松动	周	看敲打										
5	润滑油泵工作是否正常(手动、机动)	周	看敲打										
6	油管及配油器有无阻断	周	看敲打										
7	外部可见轴瓦有无研磨现象	周	看敲打										
8	气路是否有漏气, 调压及安全装置是否好用	周	看敲打										
9	滑块调节是否自如	周	调正访问										
10	液压保护系统有泄漏, 安全装置状态	周	看										
11	外观是否整齐, 有无意外损伤	周	看										
检查标记	正常	✓	×△ 记 事										
	检查时已处理完	○											
	检查者或组织自行解决(不停产)	≠											
	需安排计划解决的隐患	△											
	马上停机报料解决的	×											

注: 此表两月一张, 每月汇总一次, △×内容

## 附 录

### (一) 开式压力机的精度

(1) 适用于单柱固定台压力机、开式固定台压力机和开式可倾压力机。

(2) 机身工作台是压力机的检验基准面, 其表面粗糙度  $R_a$  值不得低于  $1.60\mu m$ 。

(3) 精度检验时, 应使机身工作面处于水

平位置, 其纵、横向水平度不得大于  $0.2/1000$ 。

(4) 被检测平面的四周(不得高于被测平面)的不计精度的边缘尺寸不得超过下列规定:

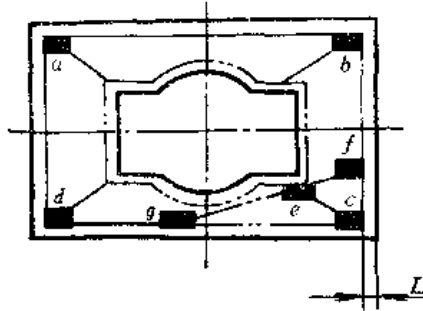
被测长度小于、等于  $500mm$  时, 取  $15mm$ ; 长度大于  $500mm$  时, 取  $30mm$ 。

对工作台面或工作台板中间孔, 其四周不计精度的边缘尺寸, 取其为相应外边不计值的一半。

(5) 精度检验项目列于附表 15-1~附表 15-7。

附表15-1 检验1

(mm)

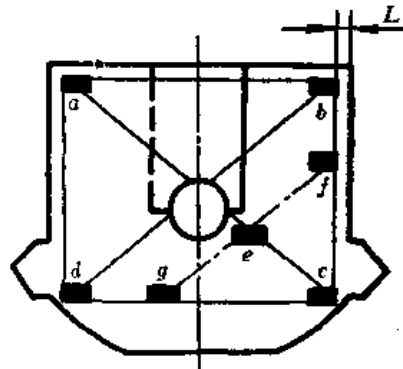


检验1	检验方法	公差																		
机身工作台的平面度	用平尺与量块检验 在被检验工作台面的a、b、c三个点上各放一等量块，把量块上表面形成的平面作为检验基准面。通过可测量块确定基准面的其它延伸点（如e、f、g、d点）。将平尺分别放在a、b、c、d的任意两量块之上，用量块测量平尺下的各点对基准面的偏差值 误差以各偏差值中最大差值计	工作台最大外形尺寸																		
		<table border="1"> <tr> <td>≤100</td> <td>&gt;100 ~160</td> <td>&gt;160 ~250</td> <td>&gt;250 ~400</td> <td>&gt;400 ~630</td> <td>&gt;630 ~1000</td> <td>&gt;1000 ~1600</td> </tr> <tr> <td>0.010</td> <td>0.015</td> <td>0.025</td> <td>0.030</td> <td>0.040</td> <td>0.050</td> <td>0.060</td> </tr> </table>	≤100	>100 ~160	>160 ~250	>250 ~400	>400 ~630	>630 ~1000	>1000 ~1600	0.010	0.015	0.025	0.030	0.040	0.050	0.060				
≤100	>100 ~160	>160 ~250	>250 ~400	>400 ~630	>630 ~1000	>1000 ~1600														
0.010	0.015	0.025	0.030	0.040	0.050	0.060														
	用检验平板检验 对于刮研的机身工作台面，采用涂色合研检验接触点数	接触点应均匀，平均计算每25×25面积内接触点不应少于6点。个别每25×25面积内的最低点数不应少于3点																		

注：L为不计精度的边缘尺寸或量块至边缘的尺寸，下同。

附表15-2 检验2

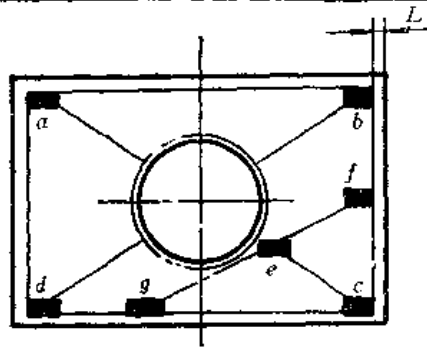
(mm)



检验2	检验方法	公差																		
滑块下平面的平面度	用平尺与量块检验 在被检滑块下平面的a、b、c三个点上各放一等量块，把量块上表面形成的平面作为检验基准面。通过可测量块确定基准面的其它延伸点（如e、f、g、d点）。将平尺分别放在任意两量块之上，用量块测量平尺下的各点对基准面的偏差值 误差以各偏差值中最大差值计 允许将滑块下平面向上放置作检验	滑块下平面最大外形尺寸																		
		<table border="1"> <tr> <td>≤100</td> <td>&gt;100 ~160</td> <td>&gt;160 ~250</td> <td>&gt;250 ~400</td> <td>&gt;400 ~630</td> <td>&gt;630 ~1000</td> <td>&gt;1000 ~1600</td> </tr> <tr> <td>0.010</td> <td>0.015</td> <td>0.025</td> <td>0.030</td> <td>0.040</td> <td>0.050</td> <td>0.060</td> </tr> </table>	≤100	>100 ~160	>160 ~250	>250 ~400	>400 ~630	>630 ~1000	>1000 ~1600	0.010	0.015	0.025	0.030	0.040	0.050	0.060				
≤100	>100 ~160	>160 ~250	>250 ~400	>400 ~630	>630 ~1000	>1000 ~1600														
0.010	0.015	0.025	0.030	0.040	0.050	0.060														
	用检验平板检验 对于刮研的滑块下平面采用涂色合研检查接触点数	接触点应均匀，平均计算每25×25面积内接触点不应少于6点，个别每25×25面积内的最低点数不应少于3点																		

附表15-3 检验3

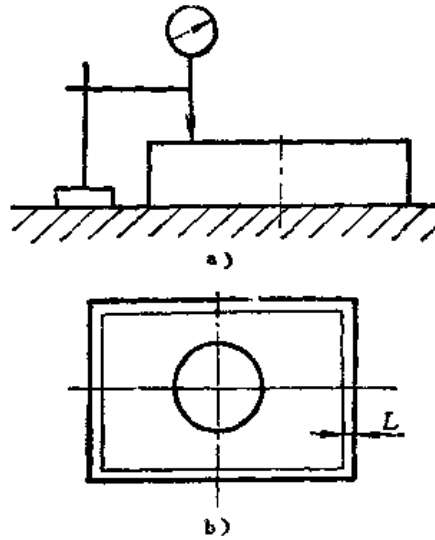
(mm)



检验3	检验方法	公差														
工作台板下平面的平面度	<p><b>用平尺与量块检验</b></p> <p>在被检工作台下平面的a、b、c三个点上各放一等量块，把量块上表面形成的平面作为检验基准面。通过可测量块确定基准面的其它延伸点(如e、f、g、d点)。将平尺分别放在a、b、c、d的任意两量块之上，用量块测量平尺下的各点对基准面的偏差值，误差以各偏差值中最大差值计</p>	<p>工作台板最大外形尺寸</p> <table border="1"> <tr> <td>≤100</td> <td>&gt;100 ~160</td> <td>&gt;160 ~250</td> <td>&gt;250 ~400</td> <td>&gt;400 ~630</td> <td>&gt;630 ~1000</td> <td>&gt;1000 ~1600</td> </tr> <tr> <td>0.010</td> <td>0.015</td> <td>0.025</td> <td>0.030</td> <td>0.040</td> <td>0.050</td> <td>0.060</td> </tr> </table>	≤100	>100 ~160	>160 ~250	>250 ~400	>400 ~630	>630 ~1000	>1000 ~1600	0.010	0.015	0.025	0.030	0.040	0.050	0.060
	≤100	>100 ~160	>160 ~250	>250 ~400	>400 ~630	>630 ~1000	>1000 ~1600									
0.010	0.015	0.025	0.030	0.040	0.050	0.060										
	<p><b>用检验平板检验</b></p> <p>对于刮研的工作台板下平面，采用涂色合研检查接触点数</p>	<p>接触点应均匀，平均计算每25×25面积内接触点应不少于6点，个别每25×25面积内的最低点数不应少于3点</p>														

附表15-4 检验4

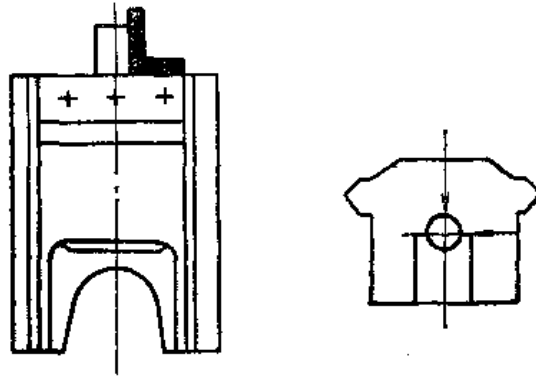
(mm)



检验4	检验方法	公差														
工作台板上平面对下平面的平行度	<p>将被检工作台板及百分表座放在检验平板上，使百分表测头触在工作台板上平面上(如图a)，沿图b所定直线移动表座进行测量</p> <p>误差以百分表移动时的最大读数差值计</p>	<p>工作台板最大外形尺寸</p> <table border="1"> <tr> <td>≤100</td> <td>&gt;100 ~160</td> <td>&gt;160 ~250</td> <td>&gt;250 ~400</td> <td>&gt;400 ~630</td> <td>&gt;630 ~1000</td> <td>&gt;1000 ~1600</td> </tr> <tr> <td>0.025</td> <td>0.030</td> <td>0.040</td> <td>0.050</td> <td>0.060</td> <td>0.080</td> <td>0.100</td> </tr> </table>	≤100	>100 ~160	>160 ~250	>250 ~400	>400 ~630	>630 ~1000	>1000 ~1600	0.025	0.030	0.040	0.050	0.060	0.080	0.100
	≤100	>100 ~160	>160 ~250	>250 ~400	>400 ~630	>630 ~1000	>1000 ~1600									
0.025	0.030	0.040	0.050	0.060	0.080	0.100										

附表15-5 检验5

(mm)

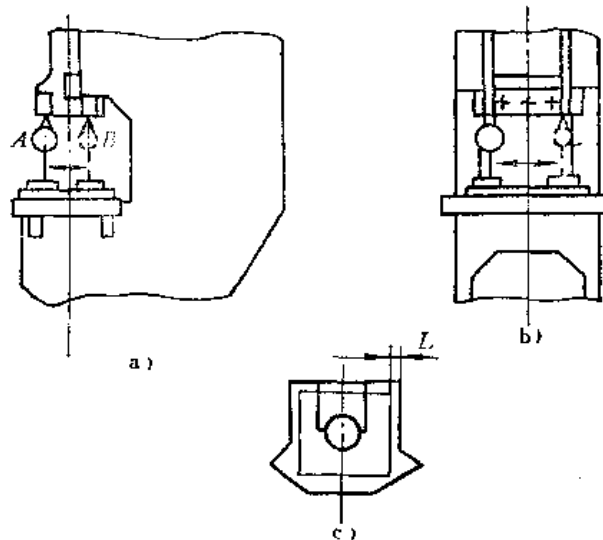


检验5	检验方法	公差			
模柄孔对滑块下平面的垂直度	在滑块模柄孔内插入检验棒(剖分孔应夹紧,整体孔应顶紧),将放在滑块下平面上的角尺的测量面紧靠检验棒,在前后和左右两个位置上用塞尺测量角尺与检验棒间的间隙 误差以测量长度内测得的最大间隙差值计 检验棒的测量长度等于模柄孔深度	模柄孔深度			
		≤40	>40~63	>63~100	>100~160
		0.025	0.030	0.040	0.050

注:当角尺底座长度小于模柄孔边缘到底面边缘的最短距离 $L_1$ 时允许在下面垫上平尺。

附表15-6 检验6

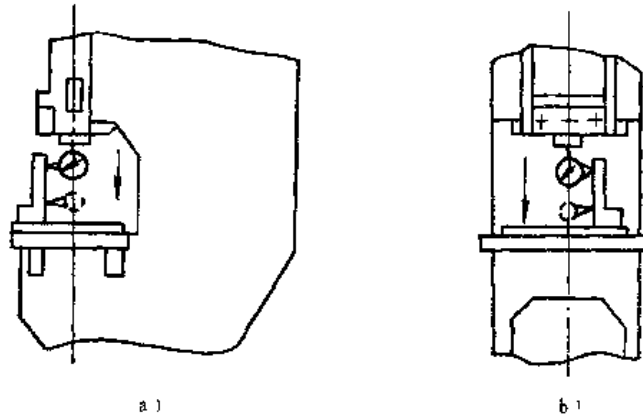
(mm)



检验6	检验方法	公差
滑块下平面对机身工作台面的平行度	分别将滑块调节在最大和最小封闭高度位置进行检测。取滑块在下死点位置时,在工作台面上放一把平尺,在平尺上放一个百分表座,百分表位于表座正上方,使百分表测头触在滑块下平面上,在前后、左右二个方向(图a、图b和图c)上进行测量 误差以相邻两端点的百分表读数差值计	图a: 在1000长度上为0.13 (滑块底面与工作台面的间距在A点的偏差应不大于B点的偏差) 图b: 在1000长度上为0.10

注:1.精度检验前允许调整模柄压紧块。检查时应为夹紧状态。

2.精度公差应以滑块下平面参数(前后或左右)分别进行折算,折算后总公差值若小于0.02,则仍以0.02计。



检验7	检验方法	公差
滑块行程对机身工作台面的垂直度	分别将滑块调节在最大和最小封闭高度位置进行检验。取滑块自上死点向下运行时,在工作台面中央放一把平尺,在平尺上放一把角尺,将一个百分表座紧固在滑块下平面上,使百分表测头触在角尺检面上,在前后、左右二个方向(图a和图b)上进行测量。误差以百分表的最大读数差值计。	图a: 在300长度上为0.07(百分表在行程上死点的偏差值应不小于行程下死点的偏差值) 图b: 在300长度上为0.05

注:精度按公差要求折算后,总公差值小于0.01仍以0.01计。

(二) 闭式单、双点压力机的精度

(1) 压力机精度按工艺用途分为闭式单、双点精密级、普通级,闭式单、双点切边级。

(2) 压力机精度的公差值按实际检验长度(按附表15-8确定)用公式计算。计算结果的微米数值小于5时,以5计,大于5不足10时,以10

计。

(3) 工作台板上平面为压力机的检验基准面。

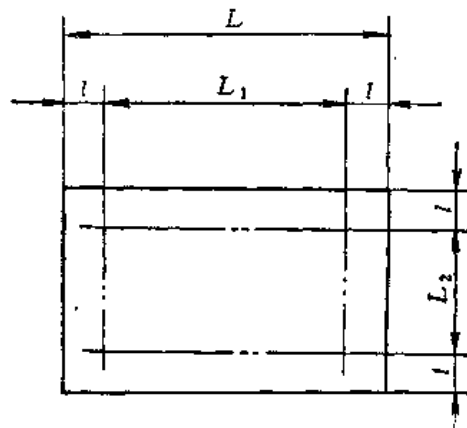
(4) 在精度检验过程中,滑块平衡机构应处于工作状态。

(5) 精度检验项目列于附表15-9~附表15-

12。

附表15-8 压力机精度的检验长度

(mm)



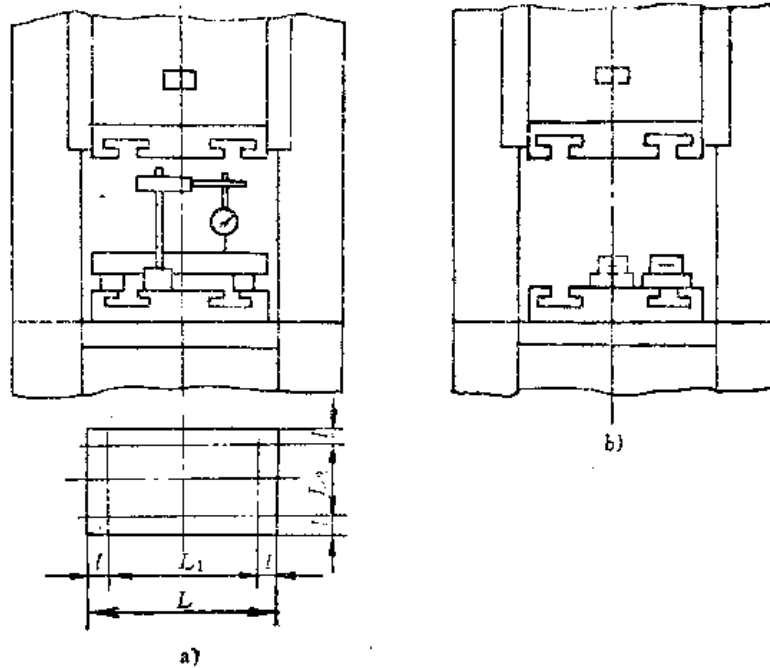
L	≤1000	>1000
l	0.1L	100

注: L表示被检验件长度, L<sub>1</sub>、L<sub>2</sub>表示实际检验长度, l表示不检验长度。



附表15-9 检验1

(mm)



检验1	检验方法	公差		
工作台板上平面的平面度	<p>在工作台板上平面,按图示规定的“田”字形,分别进行检验</p> <p>当实际检验长度小于2000mm时,用相应长度的平尺进行检验。将平尺放在工作台上,百分表测头顶在平尺检验面上(如图a),百分表座放在工作台给定平面上,沿被侧面移动,误差以百分表的最大读数差计</p> <p>当实际检验长度大于2000mm时,放一长度等于500mm的平尺,在平尺上放一水平仪(如图b),移动平尺,每隔500mm记录一次读数,在图示规定的<math>L_1</math>(<math>L_2</math>)全部长度上检验。将各次测量间隔与水平仪上的读数组成坐标图,作出相应的曲线。直线度误差则以包容该曲线的两条距离为最小的平行线间的最大坐标值计</p>	精密级	$0.01 + \frac{0.03}{1000} L$	
		闭式单、双点压力机	普通级	$0.015 + \frac{0.045}{1000} L$
		闭式单、双点切边压力机		$0.025 + \frac{0.055}{1000} L$

附表15-10 检验2

(mm)

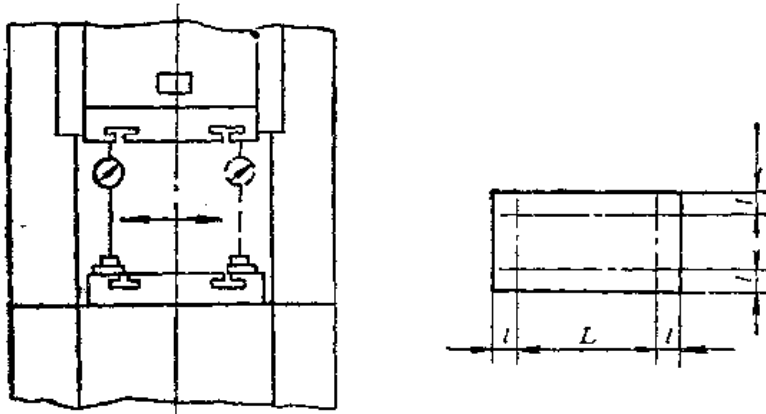
检验2	检验方法	公差
滑块下平面的平面度	同检验1	同检验1

注.1.允许在装配前进行检验。

2.对于切边压力机,当滑块下平面有燕尾槽时,允许用相应长度平尺、塞尺进行检验。

附表15-11 检验 3

(mm)



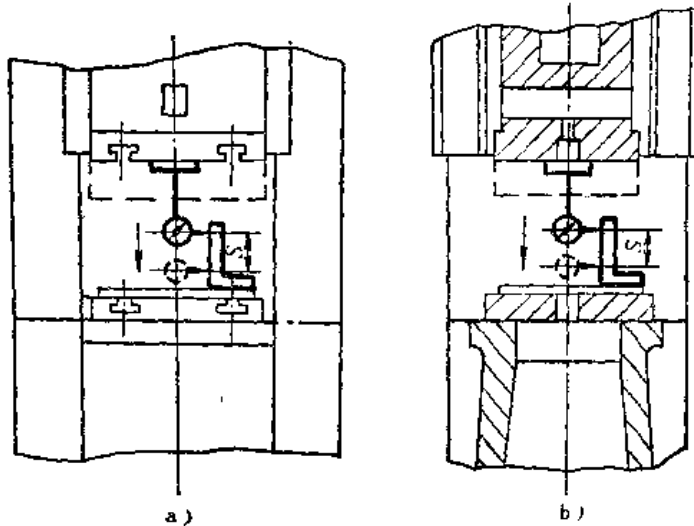
检验 3	检 验 方 法	公 差		
滑块下平面与工作台板上平面的平行度	在工作台板上,放一长度不大于500mm的平尺,平尺上放一百分表,使百分表测头顶在滑块下平面上① 当滑块在任意一个装模高度时,按图示规定的“□”字形,移动平尺测量 误差按百分表在图示的前后、左右方向上②,以百分表在两端点的读数差计 双点结构的,尚需在向下行程的中间位置上进行测量,公差值增加50%	闭式单、双点压力机	精密级	$0.01 + \frac{0.06}{1000} L$
			普通级	$0.02 + \frac{0.1}{1000} L$
		闭式单、双点切边压力机	$0.06 + \frac{0.14}{1000} L$	

① 对于切边压力机,当滑块下平面有燕尾槽时,百分表测头顶在燕尾槽的基准面上。

② 操作者一边为“前”,其右边为“右”,对应面为“后”、“左”。

附表15-12 检验 4

(mm)



检验 4	检 验 方 法	公 差		
滑块行程对工作台板上平面的垂直度	在工作台板上放一平尺,平尺上放一角尺,将百分表紧贴在滑块下平面上,使百分表测头顶在角尺的检验面上 滑块向下运行时(在任意一个装模高度)在通过工作台板中心纵、横两个方向(图a和图b)上进行测量 误差按测量长度内的百分表读数差计	闭式单、双点压力机	精密级	$0.005 + \frac{0.15}{1000} S$
			普通级	$0.015 + \frac{0.25}{1000} S$
		闭式单、双点切边压力机	$0.03 + \frac{0.4}{1000} S$	

注:滑块反向时出现的瞬时性跳动误差不计。

### (三) 闭式双动拉伸压力机的精度

(1) 在精度检验前, 应调整好压力机的安装水平。在工作台板中间位置放置水平仪, 水平仪在纵向和横向的读数均不得超过0.20/1000。

(2) 工作台板上平面为压力机的检验基准面。

(3) 在检验矩形(或方形)平面时, 当边长 $L(L')$ 小于或等于1000mm时, 在距边缘 $0.1L$

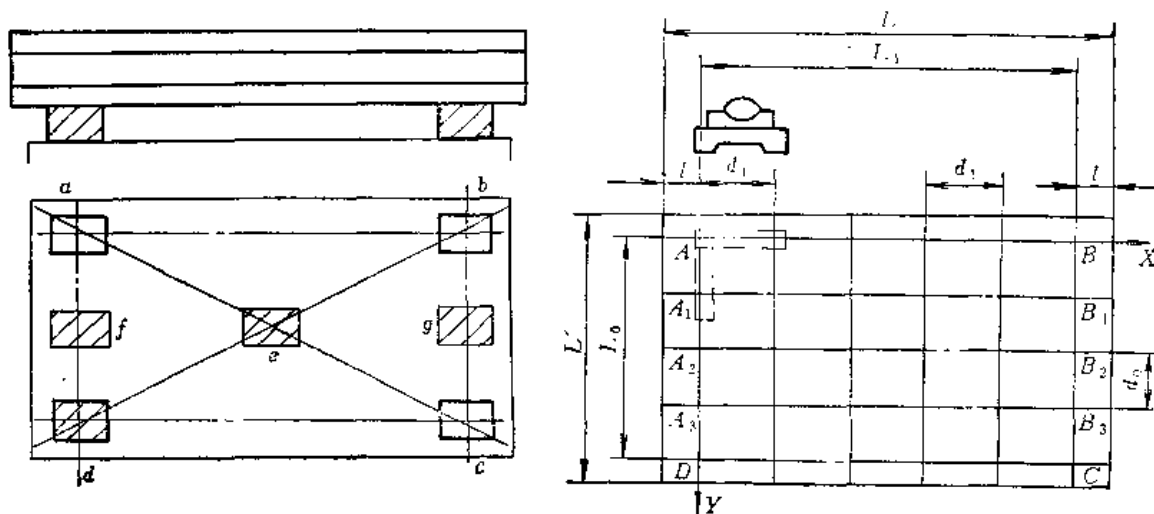
( $L'$ )的范围内不检测, 当边长 $L(L')$ 大于1000mm时, 在距边缘100mm的范围内不检测。

(4) 在精度检验过程中, 滑块平衡机构应处于工作状态。

(5) 精度允差按实际检验长度用公式计算。计算结果小于或等于0.005mm时不计, 大于0.005mm时, 按0.01mm计。

(6) 精度检验项目列于附表15-13~附表15-18。

附表15-13 检验1



检验1	公差(mm)	检验工具	检验方法 (JB2670—82)
工作台板上平面的平面度	$0.02 + \frac{0.06}{1000}L_1$	平尺 等高量块 可调整块 0.02/1000的水平仪桥板 其它辅助工具	<p>5.3.2.2</p> <p>当被测平面长度小于或等于1600mm时, 采用平尺或水平仪检验。在被检验面上选择a、b和c三点作为基准点(见图)。将三块等高的量块分别放在这三点上, 量块的上表面就是用作与被检平面相比较的基准平面。将平尺放在a和c点上, 在被检平面上的e点放一可调整块, 使其与平尺的下表面接触, 这时a、b、e和e量块的上表面处在同一平面内。再将平尺放在b和c点上, 在d点处放一可调整块, 使其与平尺的下表面接触。将平尺分别放在a和d, b和c, a和b, d和c上进行测量, 平面度误差以各测量点的最大代数差计</p> <p>5.3.2.3</p> <p>当被测平面长度大于1600mm时, 采用水平仪进行检验。通过被检验面上的A、B和D点的平面作为基准平面。被检面上的各测点到基准平面的坐标值, 即为各测点相对于基准平面的偏差。平面度误差以各测点偏差的最大代数差计</p> <p>采用0.02/1000的水平仪及桥板(跨距<math>d_0 &lt; \frac{L_0}{4}</math>, <math>d_1 &lt; \frac{L_1}{4}</math>, 但<math>d_0, d_1</math>应<math>\leq 500</math>mm)按网格布点进行测量</p> <p>从A点开始(见图)按箭头方向, 采用二点连锁法进行测量, 将A-B、A-D、A<sub>1</sub>-B<sub>1</sub>、A<sub>2</sub>-B<sub>2</sub>、A<sub>3</sub>-B<sub>3</sub>……D-C测得的水准仪读数按作图法或计算法求出平面度误差</p>

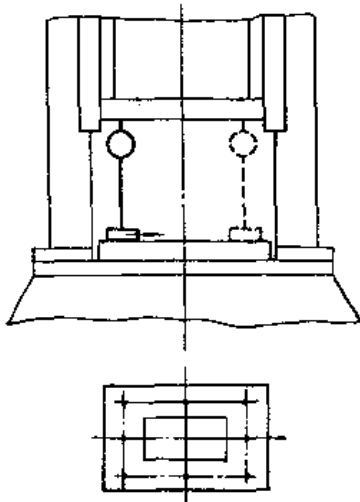
注:  $L_1$ 为工作台板长边实际检验长度

附表15-14 检验2

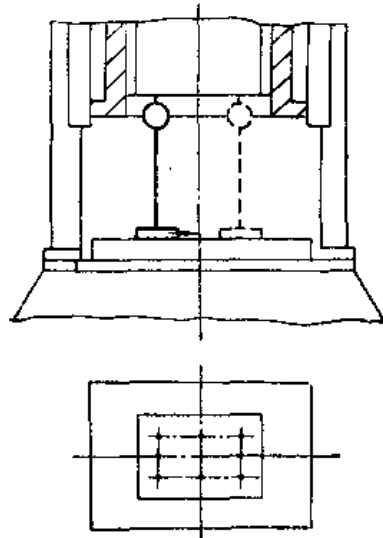
检验2	公差 (mm)	检验工具	检验方法 (JB2670-82)
内、外滑块下平面的平面度	$0.02 + \frac{0.06}{1000} L_2$	同表15-13	同表15-13

注: 1.  $L_2$ 为内(外)滑块下平面长边实际检验长度。  
 2. 允许装配前进行检验。  
 3. 检验2简图同检验1。

附表15-15 检验3



附表15-16 检验4



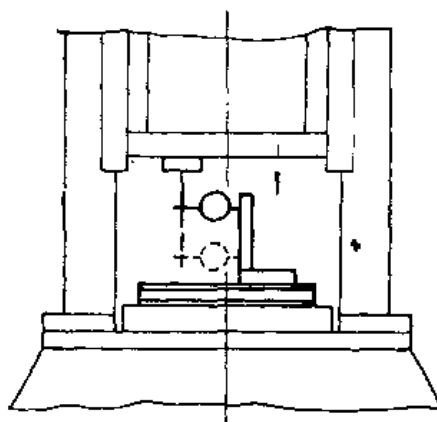
检验3	公差 (mm)	检验工具	检验方法 (JB2670-82)
外滑块下平面与工作台板上平面的平行度 a. 左右方向 b. 前后方向	$0.02 + \frac{0.10}{1000} L_3$	表架 1/100 mm的指示器 其它辅助工具	5.4.1.2.2 在工作台板上, 放一长度不大于500mm的垫块, 垫块上放一带表架的指示器, 使指示器测头顶在外滑块下平面上 当外滑块在最大、最小装模高度时, 滑块行程位于下死点, 按图示规定的“□”形, 移动垫块进行测量 误差以指示器在前后、左右方向上的三点读数差计 双点、四点结构尚需在向下行程的中间位置上进行测量, 允差值增加一倍

检验4	公差 (mm)	检验工具	检验方法 (JB2670-82)
内滑块下平面与工作台板上平面的平行度 a. 左右方向 b. 前后方向	$0.02 + \frac{0.10}{1000} L_4$	表架 1/100 mm的指示器 其它辅助工具	5.4.1.2.2 在工作台板上, 放一长度不大于500mm的垫块, 垫块上放一带表架的指示器, 使指示器测头顶在内滑块下平面上 当内滑块在最大、最小装模高度时, 滑块行程位于下死点, 按图示规定的“□”形移动垫块进行测量 误差以指示器在前后、左右方向上的三点读数差计 双点、四点结构尚需在向下行程的中间位置上进行测量, 允差值增加一倍

注: 1.  $L_4$ 为内滑块下平面实际检验长度。  
 2. 当装模高度调节量大于400mm时, 在最大、中间、最小装模高度进行测量。

注:  $L_3$ 为外滑块下平面实际检验长度。

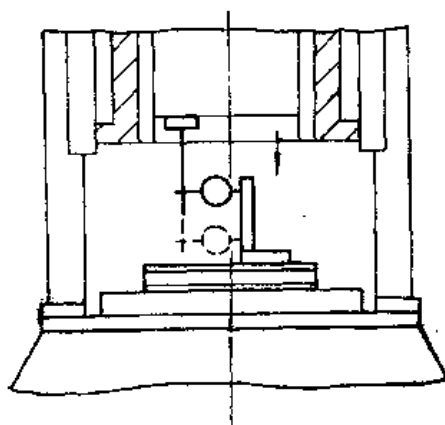
附表15-17 检验 6



检验 5	公差 (mm)	检验工具	检 验 方 法 (JB2670—82)
外滑块行程对工作台板上平面的垂直度 a. 左右 b. 前后	$0.08 + \frac{0.03}{100} L_s$	平尺 角尺 表架 1/100 mm 的指示器 其它辅助工具	5.5.2.2.2 在工作台板上放一检验平尺, 平尺上放一角尺, 将指示器紧固在外滑块下平面上, 使指示器消头顶在角尺的检验面上 滑块向下运行时 (最大、最小装模高度), 在通过工作台板中心的两个相互垂直的方向上进行测量 误差按指示器在最大可测量长度上的两 endpoint 读数差计

注:  $L_s$  为外滑块行程的实际测量长度。

附表15-18 检验 6



检验 6	公差 (mm)	检验工具	检 验 方 法 (JB2670—82)
内滑块行程对工作台板上平面的垂直度 a. 左右 b. 前后	$0.08 + \frac{0.03}{100} L_s$	平尺 角尺 表架 1/100 mm 的指示器 其它辅助工具	5.5.2.2.2 在工作台板上放一检验平尺, 平尺上放一角尺, 指示器紧固在内滑块下平面上, 使指示器测头顶在角尺检验面上 滑块向下运行时 (最大、最小装模高度) 在通过工作台板中心的两个相互垂直的方向上进行测量 误差按指示器在最大可测量长度上的读数差计

注:  $L_s$  为内滑块行程的实际测量长度。

(四) 压力机精度的检测

(1) 检测条件

1) 精度检测分别在压力机空运运转试验后及负荷试验后进行。

2) 精度检测前应调整压力机的安装水平, 其水平度不应超过0.20/1000。

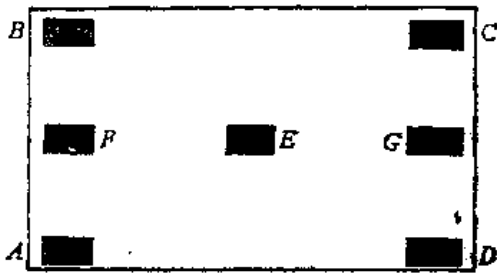
3) 检测精度时不得对影响压力机精度的零件和机构进行调节。

4) 精度检测时压力机应处于工作时的实际状态。

5) 某些精度检测项目在总装后不宜进行检测时, 可在制造和修理过程中进行检测。

(2) 支承面的平面度

1) 用平尺和量块检测 (用于平面边长  $L \leq 1600\text{mm}$  的平面) (附图15-1)



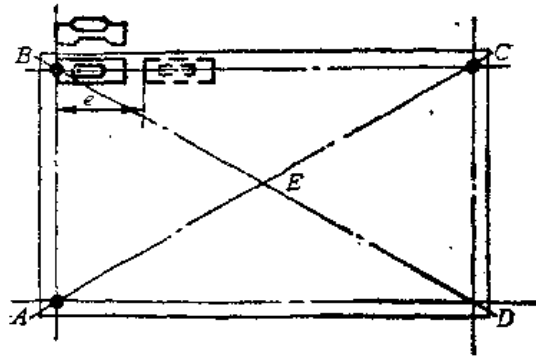
附图15-1 用平尺和量块检测平面度

在被检测平面上选择  $A$ 、 $B$ 、 $C$  三点, 在该三点上安放等高量块, 将检验平尺放在  $A$ 、 $C$  点的量块上, 在  $E$  点放一可调量块, 使其与平尺的下表面接触, 此时  $A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $E$  处量块的上表面位于同一平面内, 然后将检验平尺放在  $B$ 、 $E$  点的量块上, 同时在  $D$  点放一可调量块, 使其与平尺的下表面接触。用同样的方法在被检测的  $F$ 、 $G$  点检测。平面度误差由最大最小读数差值计。

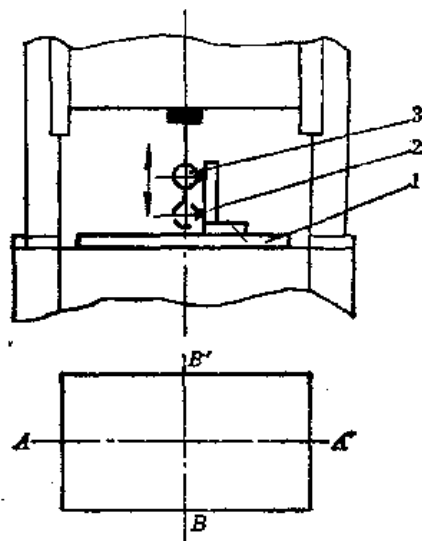
2) 用水平仪检测 (用于平面边长  $L > 1600\text{mm}$  的平面) (附图15-2)

在被检测平面上选择  $A$ 、 $B$ 、 $C$  三点, 以三点构成的平面作为基准面, 水平仪按节距  $e$  (不大于平面长度的1/5, 且不大于  $500\text{mm}$ ) 沿被测素线 (四边及对角线) 移动, 同时记录水平仪的读数, 根据记录的读数用图解法求出平面度误差。

在检测支承面的平面度时, 当边长  $L < 1000\text{mm}$  时在距边缘  $L/20$  的范围内不检测, 当边长  $L >$



附图15-2 用水平仪检测平面度



附图15-3 垂直度检测

1—平尺 2—角尺 3—百分表

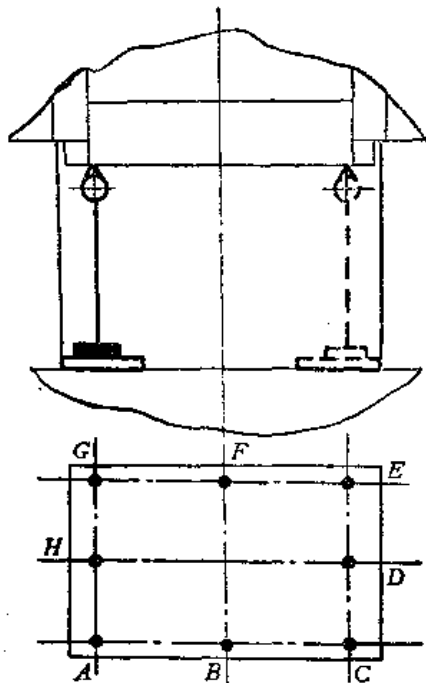
1000mm时, 在距边缘50mm的范围内不检测。

(3) 运动轨迹对基准面的垂直度 用角尺、平尺和百分表检测 (附图15-3)。

在基准面上安放平尺1, 在平尺上安放角尺2。带百分表3的表架紧固在机器的运动部件上, 百分表的测头触到角尺的工作面上。在工作机构的两个调节位置 (调节量在最大和最小时) 在两个相互垂直的方向 ( $AA'$ 和 $BB'$ ) 测量。垂直度误差由百分表在往复全行程上的最大读数差值确定 (百分表在行程终点的瞬间跳动值可不计)。

(4) 平行度 用百分表和平尺检测 (附图15-4)。

将平尺放在基准面上, 带百分表的表架紧固在平尺上, 百分表的测头触到运动部件的被测点 (四角及四边的中点即  $A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $D$ 、 $E$ 、 $F$ 、 $G$ 、 $H$  点) 上。在运动部件 (工作机构) 的两个调节位



附图15-4 平行度检测

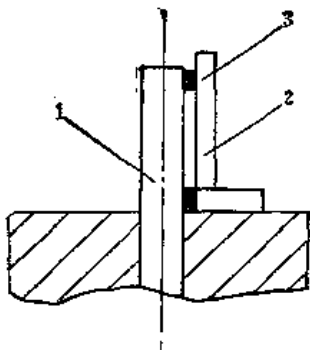
量（调节量在最大和最小时）分别进行测量（液压机在行程终点和距行程终点2/3行程处进行测量）。平行度误差由百分表的最大读数差值确定。

双曲轴或双偏心齿轮等传动的运动部件，尚需在往复行程的中间位置测量。

当平面边长  $L \leq 1000\text{mm}$  时，在距边缘  $L/20$  的范围内不检测；当  $L > 1000\text{mm}$  时，在距边缘  $50\text{mm}$  的范围内不检测。

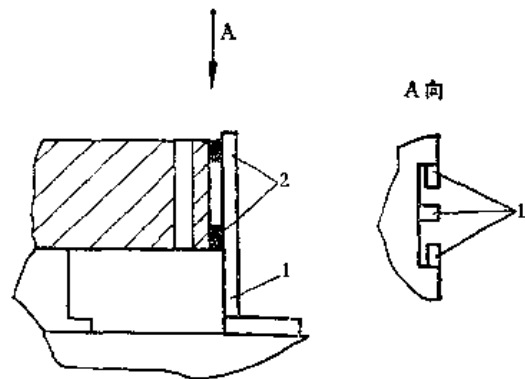
(5) 垂直度

1) 用角尺、标准芯棒和量块（或塞尺）检测（附图15-5）



附图15-5 垂直度检测（一）

1—标准心轴 2—角尺 3—塞尺或量块



附图15-6 垂直度检测（二）

1—角尺 2—量块或塞尺

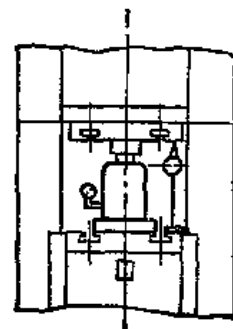
将标准心轴1无间隙地插入紧固模具的孔内，将角尺2靠向标准心轴。

用塞尺（或量块）3，在心轴和角尺之间，在两个相互垂直的方向内测量。垂直度误差由心轴和角尺之间的最大距离和最小距离之差确定。

2) 用角尺和量块（或塞尺）检测（附图15-6）

在机器的不动平面上安放角尺1，并将角尺靠向被测槽的被测表面，用量块（或塞尺）2在槽的表面和角尺之间测量。垂直度误差由角尺和被测面之间的最大距离和最小距离之差确定。

(6) 总间隙 压力机滑块、连杆、曲轴、齿隙等连接点和转动处的间隙总和，也是衡量压力机精度的一项重要参考指标。附表15-19是推荐的允许总间隙值，供检查精度时参考。



附图15-7 总间隙测量方法

附表15-19 推荐的允许总间隙值

(mm)

测量方法	等级	公 称 压 力 (kN)						
		≥100	≥500	≥1000	≥1600	≥2500	≥6300	≥10000
应用千斤顶消除间隙 前后的差值(附图15-7)	新 机	0.5	0.8	1	1.2	1.4	2	2.5
	旧机大修	1	1.2	1.3	1.5	1.8	2.5	3.2