

# 2500吨锻造水压机中间液压缸柱塞损坏原因分析与改进措施

鞍钢机械制造有限公司机动处 侯长胜

## 一、概述

鞍钢机械制造有限公司2500吨水压机是鞍钢目前唯一的大型锻造设备。该设备1969年8月正式投产以

来,已经过4次大修、6次中修。查设备档案得知,其中间缸柱塞损坏占有一定比重。如1991年1月份,用超声波探伤,结果发现中间缸柱塞法兰圆角处有局部裂纹(参看图1)。

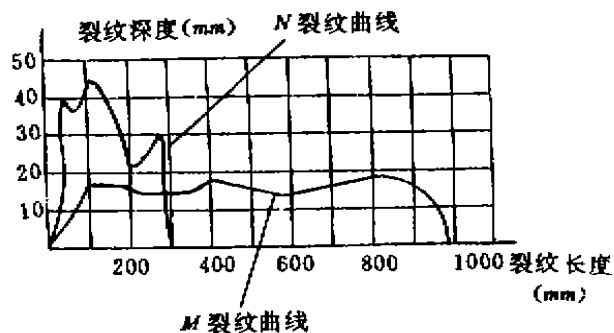
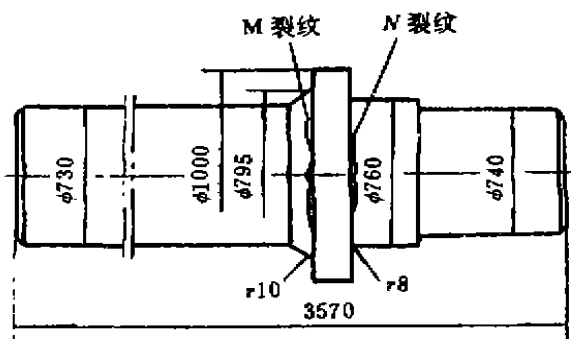


图1

中间缸柱塞是水压机关键零件,它的加工工期长,表面技术要求严,制造成本高。分析它的损坏情况,找出原因,提出改进措施,延长它的使用寿命,对提高水压机的经济效益是非常必要的。

## 二、柱塞损坏原因分析

先看水压机本体结构简图(图2)。中间缸柱塞同活动横梁为刚性连接,两侧缸柱塞与活动横梁为球面支承连接。当偏心锻造时,活动横梁在偏心力矩作用下发生倾斜现象。此时,两侧缸柱塞与活动横梁可相对滑动,使柱塞仍保持垂直,即侧缸柱塞基本上不承受偏心力矩。而中间缸柱塞将会与活动横梁一起转动,把活动横梁所受的偏心力矩传给中间缸导向铜套上,使铜套承受侧向水平推力或一对力偶,即中间缸柱塞基本全部承受了偏心力矩。

从图2 E向视图中看到,中间缸柱塞产生裂纹的方向恰好对称分布在宽边立柱中心距方向上。由此,可以推断,当水压机承受偏心载荷时,中间缸柱塞会随着活动横梁沿立柱宽边中心距方向左右摆动,柱塞法兰在脉动载荷反复、长期作用下,将会产生疲劳裂纹,最终造成柱塞损坏。可见,左右摆动是造成中间缸柱塞法兰产生裂纹的主要原因。当柱塞左右摆动时,活动横梁、上、下横梁以及立柱将受到 $T$ 、 $T/2$ 力的作用和影响,并不同程度地产生变形。也就是说,造成中间缸柱塞损坏的主要因素可能是活动横梁、上、下横梁、立柱的刚度不足,以及柱塞自身强度不高等。下面,以这些“可能因素”逐一进行验证。

## 三、验证活动横梁、上、下横梁、立柱的刚度

### (一) 验证活动横梁的刚度。

## 改造与改进

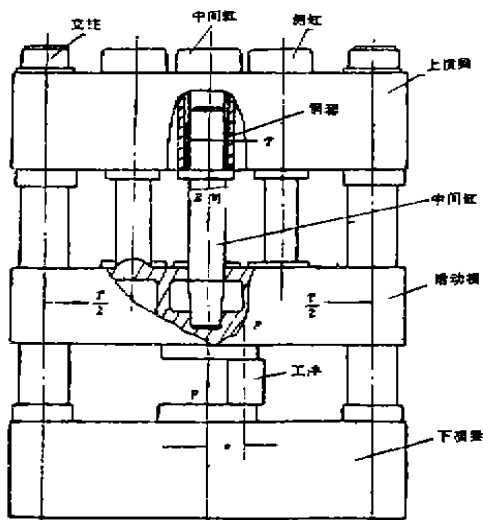
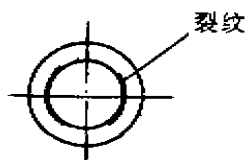


图 2



(图 2 E 向视图)

### 1. 受力分析

活动横梁的载荷分布一般有三种可能, 如图 3 所示,

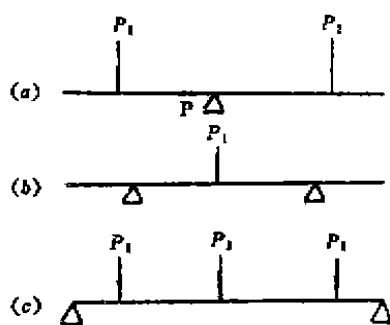


图 3

- 锻件位于砧座中央, 由两侧缸传递压力;
- 锻件在砧座两侧, 由中间缸传递压力;
- 活动横梁在下面位置, 并靠在限程套上, 三缸同时传递压力。

上述三种情况, c 种情况对活动横梁最为不利, 其次是 a 种情况, c 种情况是一种事故状态, 属违章操

作, 我们选用 a 种情况校核活动横梁的刚度。

### 2. 求活动横梁产生最大挠度

图 4 为活动横梁沿宽边立柱中心距方向中间断面简图。

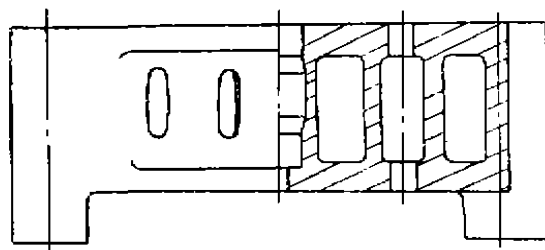
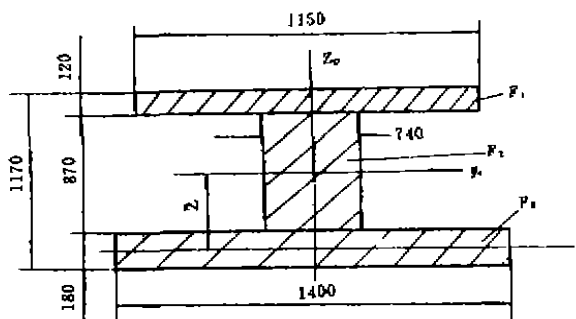


图 4

图 5 为该断面等量简化断面图。



$$F_1 = 1380 \text{ cm}^2 \quad F_2 = 6438 \text{ cm}^2 \quad F_3 = 2520 \text{ cm}^2$$

图 5

求等量简化截面的形心,

$$\bar{Z} = \frac{F_1 Z_1 + F_2 Z_2 + F_3 Z_3}{F_1 + F_2 + F_3} = \frac{1380 \times 102 + 6438 \times 52.5 + 2520 \times 0}{1380 + 6438 + 2520} = 46.31 \text{ cm}$$

使用平行移轴公式, 可算出面积  $F_1, F_2, F_3$  对形心轴  $y_c$  的惯性矩:

$$J_1 = \frac{1}{12} \times 115 \times 12^3 + 55.69^2 = 4296459.02 \text{ cm}^4$$

$$\text{同理 } J_2 = 4307447.55 \text{ cm}^4,$$

$$J_3 = 5472472.57 \text{ cm}^4$$

所以: 整个断面对  $y_c$  轴的惯性矩应为:

$$J_{yc} = J_1 + J_2 + J_3 = 14076379.14 \text{ cm}^4$$

$$\text{参看图 3, 已知 } P_2 = \frac{2500 \times 10^4 \text{ N}}{3} = 833.3 \times 10^4 \text{ N}$$

10<sup>4</sup> N

## 改造与改进

$$P = 2P_1 = 1666.6 \times 10^4 \text{ N}$$

$l$ ——两侧缸柱塞中心距, 实为 220cm

$E$ ——钢的弹性模量, 实为  $210 \times 10^8 \text{ N/cm}^2$

$$\text{根据挠度公式: } f_{\max} = \frac{Pl^3}{48EJ}$$

$$= \frac{1666.6 \times 10^4 \times 220^3}{48 \times 210 \times 10^8 \times 14076379.14}$$

$$= 0.125 \text{ cm} \approx 0.13 \text{ mm}$$

$$\text{相对挠度: } \frac{f_{\max}}{l} = \frac{0.13}{2.2} = 0.064 \text{ mm/m} < [f_{\text{相梁}}]$$

$$= 0.15 \text{ mm/m}$$

(注: 相梁为梁的相对挠度)

故活动横梁的刚度是足够的。

(二) 采用类似上述的分析和计算方法, 可计算出上、下横梁的挠度分别为:

$$f_{\text{上梁}} = 0.56 \text{ mm}$$

$$\text{相对挠度: } \frac{0.56}{3.4} = 0.165 \text{ mm/m} > [f_{\text{相梁}}] = 0.15 \text{ mm/m}$$

$$f_{\text{下梁}} = 0.28 \text{ mm}$$

$$\text{相对挠度: } \frac{0.28}{3.4} = 0.083 \text{ mm/m} > [f_{\text{相梁}}] = 0.15 \text{ mm/m}$$

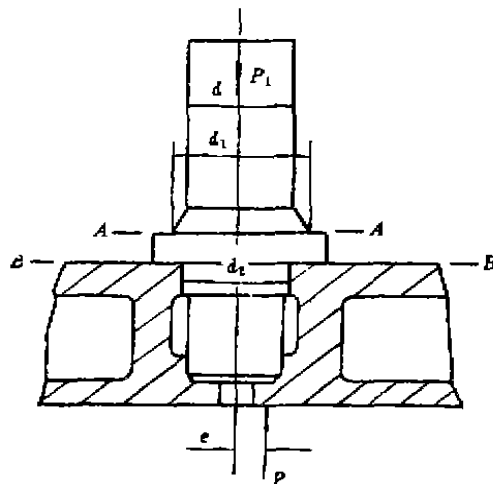
另外, 通过计算求出立柱将产生的最大挠度为  $f_x = 5.4 \text{ mm}$

$$\text{相对挠度: } \frac{f_x}{l} = \frac{5.4}{7.158} = 0.754 \text{ mm/m} < [f_{\text{相立}}] = 0.98 \text{ mm/m}$$

(注: 相立为立柱的相对挠度)

#### 四、验证中间缸柱塞的强度

##### 1. 按静强度验证



$$e = 20 \text{ cm} \quad p = 2500 \times 10^4 \text{ N}$$

图 6

从图 6 可看出, 柱塞在偏心载荷作用下, A—A、B—B 截面要受到压力  $P$  和偏心力矩的联合作用, A—A、B—B 截面均为危险断面。由于  $d_1 = 795 \text{ mm} > d_2 = 760 \text{ mm}$ , 为此选择较薄弱的 B—B 断面进行强度验证。

$$\text{根据公式: } \sigma_s = p + \frac{M}{w} \leq [\sigma]$$

$$\text{式中: 液体压力 } p = 200 \text{ kg/cm}^2$$

$$\approx 2000 \text{ N/cm}^2$$

$$\text{柱塞受到的偏心力矩 } M = pe$$

$$M = 2500 \times 10^4 \times 20$$

$$= 5 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$\approx 5 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

$$\text{抗弯截面模量 } w = \frac{\pi \cdot 76^2}{32} = \frac{\pi \cdot 76^2}{32}$$

$$= 43074.52 \text{ cm}^3$$

$$\text{对于锻钢 } [\sigma] \leq 1500 \text{ kg/cm}^2 = 15000 \text{ N/cm}^2$$

$$\therefore \text{柱塞受到应力为: } \sigma_s = 2000 + \frac{5 \times 10^8}{43074.52}$$

$$= 13607.8 \text{ N/cm}^2 < [\sigma] = 15000 \text{ N/cm}^2$$

故柱塞的静强度是符合要求的。

##### 2. 按疲劳强度验证

据资料记载, 该水压机从 1969 年至 1991 年期间, 共更换 (或修理) 过中间缸柱塞三次, 而每次损坏的部位均在柱塞法兰上、下面圆角处。上次柱塞损坏到 1991 年 1 月为止近 4 年, 柱塞已承受了工作加载次数为 (24 小时  $\times$  50% 天  $\times$  4 年  $\times$  480 次/h  $\approx 8 \times 10^8$  次), 此柱塞的加载次数已相当多, 可能柱塞法兰过渡区的损坏属于疲劳损坏。所以, 还应对柱塞的 B—B 截面进行疲劳强度验证。

图 7 为中间缸柱塞零件图 (局部)。

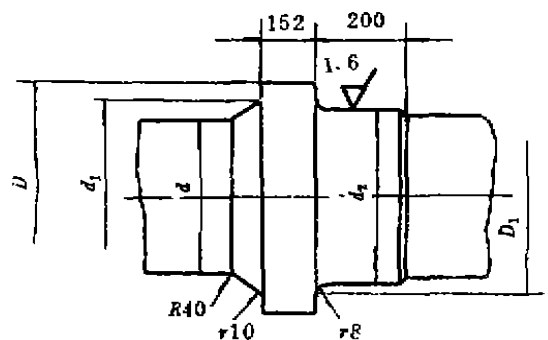


图 7

$$\text{图中 } d = 730 \text{ mm}, D = 1000 \text{ mm}, d = 760 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d_2} = \frac{8}{760} = 0.01$$

## 改造与改进

$$\frac{D}{d_1} = \frac{1000}{760} = 1.32$$

根据疲劳安全系数计算公式:

$$n_s = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_s}{\epsilon_s \beta} \cdot \sigma_s + \phi_s \cdot \sigma_m} \geq [n]$$

式中:  $n_s$ ——弯曲式柱件(压缩)时的非对称循环下构件的疲劳安全系数;

$\sigma_{-1}$ ——对称循环下疲劳极限,该立柱为 50#

钢,其  $\sigma_s = 31000 \text{ N/cm}^2$ ,  $\sigma_s$

$$= 6200 \text{ kg/cm}^2$$

$$\approx 62000/\text{cm}^2$$

$$\sigma_{-1} = 0.27(\sigma_s + \sigma_b)$$

$$= 2511 \text{ kg/cm}^2$$

$$\approx 25110/\text{cm}^2$$

$[n]$ ——许用安全系数,  $n = 1.5 \sim 1.8$

$k_s$ ——有效应力集中系数,查表得  $k_s = 2.95$

$\epsilon_s$ ——尺寸系数,查表得  $\epsilon_s = 0.55$

$\beta$ ——表面状态系数,查表得  $\beta = 0.95$

$\sigma_s, \sigma_m$ ——脉动循环应力幅和平均应力

$$\sigma_s = \sigma_m = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

式中  $\sigma_{\max}$  = 柱塞实际受到的应力

$$p = 6803.9 \text{ N/cm}^2$$

$$\text{所以 } \sigma_s = \sigma_m = \frac{13607.8}{2}$$

$$= 6803.9 \text{ kg/cm}^2$$

$\phi_s$ ——敏感系数,对于表面加工后的结构钢,

$$\phi_s = 0.43$$

$$\therefore n_s =$$

$$\frac{2511}{\frac{2.95}{0.55 \times 0.95} \times 6803.9 + 0.43 \times 6803.9} = 0.62$$

$$\text{即 } n_s = 0.62 < [n] = 1.5 \sim 1.8$$

故柱塞的疲劳强度是很不够的。

### 五、分析结论

经过分析计算,可以看到,上横梁的刚度虽然稍有不足,但维持水压机的日常工作是没什么问题的。

问题的焦点是,中间缸柱塞抗疲劳安全系数太低,同许用安全系数  $[n] = 1.5 \sim 1.8$  相比差距甚远。这样就使柱塞在完成一个疲劳循环基数  $N_0 = 2 \times 10^7$  次,而提前损坏了。结论:中间缸柱塞抗疲劳强度低是造成柱塞法兰产生裂纹的根本原因。

### 六、改进措施

根据上面的分析结论,应从增强柱塞的抗疲劳强度入手,采取相应的措施,尽可能延长柱塞的实际使用寿命。

从前述疲劳安全系数计算公式看出,对称循环疲劳极限  $\sigma_{-1}$ 、尺寸系数  $\epsilon_s$  和表面状态系数  $\beta$  都与疲劳安全系数  $n_s$  成正比,即这些系数和数值愈大,柱塞的抗疲劳强度就愈高,  $n_s$  值就会愈大。而其余的系数则与  $n_s$  成反比,因此我们要想办法增大  $\sigma_{-1}, \epsilon_s, \beta$  的数值,而尽量降低  $k_s, \phi_s, \sigma_s, \sigma_m$  数值,提高柱塞的抗疲劳强度。现对这些系数逐一进行分析:

1.  $\sigma_{-1}, \sigma_s, \sigma_m$  这些系数仅与柱塞的材质和承受的载荷性质有关,已知水压机承受脉动载荷,柱塞的常用材质为 50# 钢,此材质宜于柱塞制作,没有必要变动。这样,  $\sigma_{-1}, \sigma_s, \sigma_m$  就是常量。

2. 50# 钢属于结构钢,对于表面加工修正后的结构钢,  $\phi_s$  也是个常量 ( $\phi_s = 0.43$ )。

3.  $\beta$  与柱塞的表面粗糙度有关,查资料可知,当表面粗糙度为 3.2~0.8 时,  $\beta = 0.95$ ,而柱塞法兰处的粗糙度已达到 1.6,即用提高柱塞表面质量来增大  $\beta$  值是较困难的。

4.  $\epsilon_s$  仅与柱塞尺寸  $d_2$  (或  $d_1$ ) 有关,  $d_2$  值愈小,  $\epsilon_s$  愈大,但  $d_2$  值愈小,柱塞的强度就要受到影响。另外,其他相关的尺寸也都要减小,因此提高  $\epsilon_s$  值也有相当的难度。

5. 只有  $k_s$  值是我们主要研究的对象,  $k_s$  值与柱塞材质的强度极限  $\sigma_s$ , 柱塞尺寸  $d_2$  (或  $d_1$ ) 及柱塞法兰处圆角  $r$  有关。从前面分析可知,柱塞的材质和尺寸  $d_2$  已不可变动,因此,只能在增大柱塞法兰处的圆角  $r$ 。但是,当增大圆角  $r$  时,相应会引起柱塞法兰台肩处挤压应力的提高,因此,在增大圆角  $r$  的同时,要考虑挤压应力的影响。

已知,台肩挤压应力公式为:

$$\sigma_s = \frac{d^2 p}{D^2 - d_2^2} \leq [\sigma_s]$$

式中: 液体压力  $p = 200 \text{ kg/cm}^2 \approx 2000 \text{ N/cm}^2$

许用挤压应力  $[\sigma_s] = 8000 \sim 10000 \text{ N/cm}^2$

$$d = 730 \text{ mm},$$

$$d_2 = 760 \text{ mm}.$$

下面,将利用  $\sigma_s$  和  $n_s$  的公式,列表分析计算,以选择适当的柱塞法兰过渡圆角  $r$ 。

# 唐钢二炼钢厂二期连铸 振动装置改造工作总结

唐钢机动处

## 一、概 况

唐钢二炼钢厂一、二期连铸共有四台 R6000 四机四流全弧形连铸机, 分别于 1987 年和 1989 年投入使用。四台连铸机机型基本一致, 振动装置均为短臂四杆机构, 前西德德马克机型。

振动装置是连铸机的“心脏”, 它的作用是使结晶器按一定的规律上下往复振动, 把液态的钢水强制冷却成型变成铸坯。结晶器振动装置出现故障, 就会使高温钢水与结晶器粘在一起, 造成全线停产检修。

## 二、原设计结构特点及缺陷

二炼钢厂一、二期连铸机振动装置由重庆钢铁设计研究总院设计, 四台机型完全相同。每台连铸机使

用 4 台振动装置, 单台振动装置结构比较紧凑, 电机、减速机、连杆、偏心轴等部件全部装在一长 2.1 米、宽、高 1.0 米的箱体中, 我国铸机德马克机型其振动装置基本相同。这种振动装置的主要缺点是: 某一零部件出现故障就要更换整台振动装置, 处理时间长, 少则 45 分, 多则一个班。自连铸机投产以来, 振动装置运行一直不正常。1991 年, 四台连铸机振动装置累计更换 182 台次, 故障累计处理时间 366 小时, 在连铸机的各类设备故障中, 振动装置的故障次数是最多的, 故障时间占总故障时间的 67.2%。

结晶器振动装置故障, 对生产影响很大, 时常钢水到位时振动坏, 影响四个流开浇, 使生产调度极为被动。由于振动装置故障次数多, 使整机备件供应困难, 检修质量下降, 造成恶性循环。

序号	$r$ (cm)	$D$ (cm)	$D_1 = d_2 + 2r$ (cm)	$d_2$ (cm)	$\sigma_s$ (N/cm <sup>2</sup> )	$k_0$	$n_s$
1	0.8	100	77.6	76	2679	2.9	0.6
2	3	"	82	"	3253	2.1	0.8
3	4	"	84	"	3620	1.9	0.9
4*	4.5	"	85	"	3841	1.8	1.0
5	5	"	86	"	4093	1.7	1.1

说明: 表中 1 栏为柱塞原设计数值。

从上述表看到, 随着圆角  $r$  的增大, 柱塞的疲劳安全系数有明显提高。但由于受到活动横梁、中间缸体等部件限制, 受挤压应力的限制等,  $r$  值不能取得过大。

根据该水压机的实际情况, 我取柱塞法兰过渡圆角  $r=45\text{mm}$ 。虽然柱塞的  $n_s=1$  仍小于  $[n_s]=1.5$ , 但柱塞法兰的抗疲劳强度将会有较大幅度的提高, 这样就达到了延长中间缸柱塞的实际工作寿命。

## 参 考 书 目

1. 《机械工程手册》1 卷, 1982 年国防工业出版社
2. 《机械设计手册》上册, 1979 年化学工业出版社
3. 《水压机》清华大学、东北重型机械学院等 1978 年编
4. 《材料力学》1979 年 浙江大学刘鸿文主编
5. 《12000 吨锻造水压机》1980 年 沈鸿主编