

铁道部科学研究院 论文集

铁路车辆及制动

6

1980

目 录

1. 大容量缓冲器的试验研究.....	1
2. 螺旋弹簧悬挂的横向特性研究.....	24
3. 二一三压力空气分配阀研究.....	36
4. 车辆结构主载荷最大可能组合及其取值.....	50
5. 103/104阀方案设计及参数选择	62
6. 差动式位移计的试验研究.....	72
7. 制动计算的简化及图算.....	87
8. 四轴货车的脱轨稳定性.....	100
9. 车轴压装应力公析.....	114

大容量缓冲器的试验研究

四方车辆研究所 戴家骥

我国机、货车上装用的二、三号缓冲器，随着运量的增加和运行速度的提高，已不能满足使用要求，需要设计新型缓冲器来代替。为此，我们研制了一种零件少、结构简单、重量轻（比三号轻51公斤）、性能良好（容量比三号提高一倍）的MX—1型摩擦橡胶缓冲器。

一、缓冲器容量、冲击速度和车辆重量间函数关系的图解法

当两个车辆碰撞时，根据动量相等和动能守恒原理，可推导出车辆上每一个缓冲器所需要的容量为：

$$\Theta = \frac{1}{8} \cdot \frac{W}{g} V^2 \quad (1)$$

式中 W ——冲击车辆的总重（吨），

V ——两车辆间相对冲击速度（公里/小时），

Θ ——缓冲器的容量（公斤·米）。

为了用图解法表示 Θ 、 V 、 W 三者间的关系，将式（1）简化为：

$$8g\Theta = WV^2$$

两端取对数

$$\lg 8g\Theta = \lg W + 2\lg V$$

$$\lg W = -2\lg V + \lg 8g\Theta$$

(2)

设 $\lg W = y$, $\lg 8g\Theta = b$, $-2\lg V = -KX$

则式（2）可写成 $y = -KX + b$ ，此式为一斜率为 -2 的直线方程，即式（2）可用对数座标表示出 W 与 V 之间的线性关系。

同理， $\lg \Theta = \lg \frac{W}{8g} + 2\lg V$ 可用对数座标表示出 Θ 与 V 之间的线性关系。

这样，我们就可用对数座标表示 Θ 、 V 、 W 之间关系的两组平行直线，如图1所示。
从图1可以看出：

（1）同样的缓冲器，用于不同车辆总重时，其允许的冲击速度是不同的。冲击速度随着车辆重量的增加而减小。

（2）在容量、重量、冲击速度三个参数中，当已知任意两个时，由图1中可查找出另一个参数。

（3）有了图1，我们可用直观的方法看出现用缓冲器的适用范围和冲击速度，车辆重量增加后对缓冲器容量的要求。

通常载重60吨、自重20吨的车辆，选用2号或3号缓冲器时，从图1中可查得允许的冲击速度分别为5.5或5公里/小时。

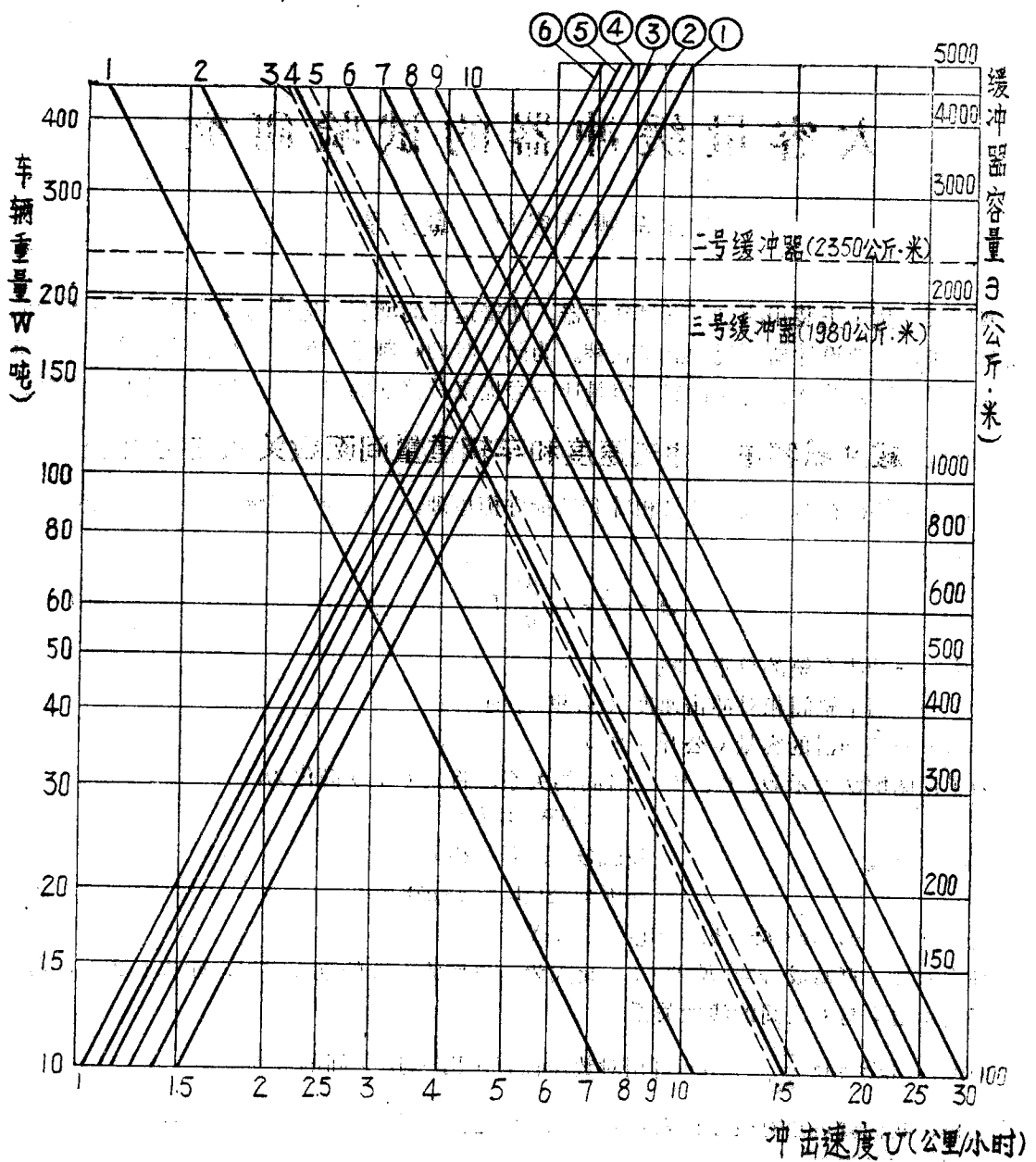


图1 缓冲器容量、车辆重量与冲击速度间的关系图

- | | |
|--------------------------------|----------------------------|
| 1— $\Delta = 500$ 公斤·米; | 6— $\Delta = 3,000$ 公斤·米; |
| 2— $\Delta = 1,000$ 公斤·米; | 7— $\Delta = 4,000$ 公斤·米; |
| 3—三号缓冲器 $\Delta = 1,980$ 公斤·米; | 8— $\Delta = 5,000$ 公斤·米; |
| 4— $\Delta = 2,000$ 公斤·米; | 9— $\Delta = 6,000$ 公斤·米; |
| 5—二号缓冲器 $\Delta = 2,350$ 公斤·米; | 10— $\Delta = 8,000$ 公斤·米; |
| ①— $W = 50$ 吨; | ③— $W = 70$ 吨; |
| ②— $W = 60$ 吨; | ⑤— $W = 90$ 吨; |
| ④— $W = 80$ 吨; | ⑥— $W = 100$ 吨; |

由图 1 看出, 增加车辆总重、提高车辆编组连挂速度都导致缓冲器容量的增加。例如, 缓冲器的容量提高到 4000 公斤·米, 仍采用总重 80 吨的车辆, 由图 1 中可查得这时允许的冲击速度可提高到 7.2 公里/小时; 同样, 在缓冲器容量为 4000 公斤·米时, 如仍取 5 公里/小时的冲击速度, 这时允许的车辆总重可提高到 165 吨。

二、大容量缓冲器的结构

通常, 缓冲器的容量可用公式 $\Theta = \int_0^X P(X) dX$ 来表示。提高容量 Θ 有以下途径: (1) 可增加行程 X , 但受到结构的限制, 行程的增加有限; (2) 改变缓冲器的静力特性曲线, 增加 $P(X)$ 曲线所容的面积, 它与选用缓冲器的型式有关; (3) 提高初压力和全压缩时的作用力。

设计中, 采用途径 (3) 来提高容量。选用摩擦橡胶缓冲器型式的优点是: 通过适当的组合可得到较高的容量, 有较大的吸收冲击能量的百分比, 同时具有结构简单、便于制造等特点。设计指标如下:

容量: 不低于 3500 公斤·米;

最大作用力: 160 ± 10 吨;

行程: 65 ± 5 毫米。

MX—1 型大容量缓冲器的外形及剖面图如图 2 所示。

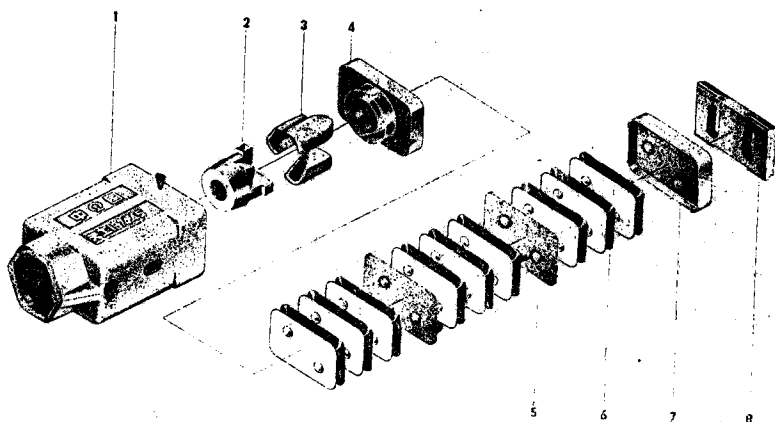


图 2 MX—1 型缓冲器的外形及结构图

1—箱体; 2—压块; 3—楔块; 4—顶隔板;
5—橡胶片; 6—中隔板; 7—底隔板; 8—底板。

缓冲器的外形轮廓尺寸为 $568 \times 318 \times 226$ 毫米, 能与二、三号缓冲器互换, 自重 133 公斤, 比三号轻 51 公斤, 比二号 (包括一块从板的重量) 轻 15 公斤。除橡胶片外, 其余零件全为铸件, 清除毛刺后就可组装, 便于生产。

动作原理: 它借助于三个形状相同且带有倾角的楔块, 介于箱体和压块之间, 受压时产生摩擦, 消耗冲击功能。同时, 利用分隔成三层的九片橡胶片来承受冲击、吸收动能并起冲击后复原的作用。

摩擦件的主要几何参数为 $\alpha = 52^\circ$, $\beta = 0^\circ$, $\gamma = 1^\circ 30'$, $2\theta_1 = 120^\circ$ 。

为提高摩擦件的耐磨性，模块采用了25号铸钢渗碳处理，表面硬度为 $HRC = 50 \sim 60$ 。

每三片橡胶片间有隔板隔开，以增加整个胶片的稳定性。

胶片采用橡胶与金属结合的平板型式，以增加胶片的刚度。

整个缓冲器采用一次加压倒置拆装法进行组装与分解，在25吨的压缩载荷下就可拆装。

每三片橡胶片间有隔板隔开，以增加整个胶片的稳定性。

胶片采用橡胶与金属结合的平板型式，以增加胶片的刚度。

整个缓冲器采用一次加压倒置拆装法进行组装与分解，在25吨的压缩载荷下就可拆装。

三、MX—1 型缓冲器的计算

1. 公式推导

缓冲器的计算简图示于图 3。

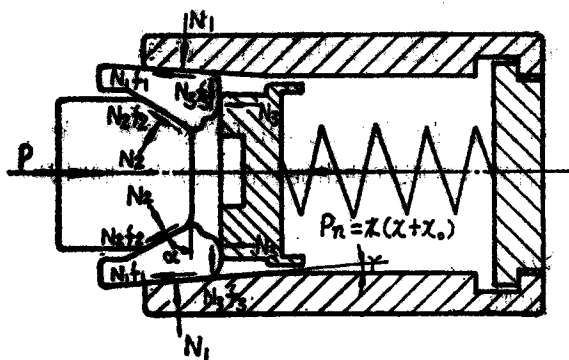


图 3 缓冲器零件间力作用简图

Ж—橡胶的刚度;

X_0 —橡胶片的初压缩量;

 $X_0 + X$ —橡胶片的总压缩量。

在外力 P 和彈簧反力 $P_s = K(X_0 + X)$ 作用下, 緩沖器各零件間將產生以下各力,

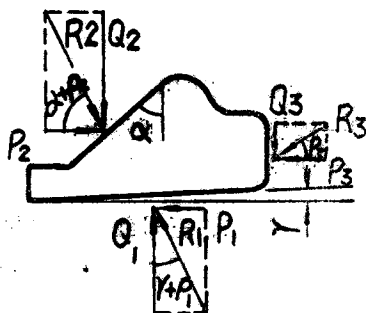
N_1 和 $N_1 f_1$ ——楔块与箱体间在主摩擦面上的正压力和摩擦力;

N_2 和 $N_2 f_2$ ——压块和模块间的正压力和摩擦力;

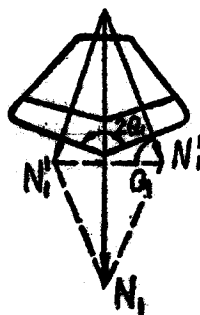
 N_3 和 $N_3 f_3$ ——顶隔板与楔块间的正压力和摩擦力。

由楔块的平衡条件中, 可求出外力 P 、 P_1 与缓冲器间的几何关系。楔块的受力图见

图 4。



(a) 作用于楔块上的力的分解图



(b) 楔块凹槽形两摩擦表面上力的作用简图

图 4

设作用于缓冲器三个楔块上的力相等, 将作用于楔块三个摩擦面上的力分解为垂直力

Q_1 、 Q_2 、 Q_3 和水平力 P_1 、 P_2 、 P_3 ，则每一模块上的 P_2 和 P_3 应分别为：

$$P_2 = \frac{P}{3}$$

$$P_3 = \frac{P_0}{3} = \frac{\mathcal{K}(X_0 + X)}{3}$$

由力的多边形中得到 $Q_1 = \frac{P_1}{\lg(\gamma + \rho_1)}$ ； $Q_2 = P_2 \lg(\alpha + \rho_2)$ ； $Q_3 = P_3 \lg \rho_3$ 。

ρ_1 、 ρ_2 、 ρ_3 为相应于摩擦系数 f_1 、 f_2 、 f_3 的摩擦角。

$$\therefore Q_1 = Q_2 + Q_3$$

$$\therefore \frac{P_1}{\lg(\gamma + \rho_1)} = P_2 \lg(\alpha + \rho_2) + P_3 \lg \rho_3$$

$$\text{又} \quad \therefore P_1 = P_2 - P_3$$

代入后得

$$\begin{aligned} & P_2[1 - \lg(\gamma + \rho_1) \cdot \lg(\alpha + \rho_2)] \\ &= P_3[1 + \lg \rho_3 \cdot \lg(\gamma + \rho_1)] \end{aligned}$$

再将 $P_2 = \frac{P}{3}$ 和 $P_3 = \frac{P_0}{3} = \frac{\mathcal{K}(X + X_0)}{3}$ 代入得

$$P = \frac{1 + \lg \rho_3 \lg(\gamma + \rho_1)}{1 - \lg(\alpha + \rho_2) \cdot \lg(\gamma + \rho_1)} \cdot \mathcal{K}(X + X_0)$$

$$\text{设} \quad \frac{1 + \lg \rho_3 \lg(\gamma + \rho_1)}{1 - \lg(\alpha + \rho_2) \cdot \lg(\gamma + \rho_1)} = \psi \quad (3)$$

$$\text{则} \quad P = \psi \mathcal{K}(X + X_0) \quad (4)$$

ψ 系传递系数，表示缓冲器的压缩力超过橡胶弹簧压缩力的倍数。

$$\text{当反行程时，} \quad \psi_1 = \frac{1 + \lg(-\rho_3) \cdot \lg(\gamma - \rho_1)}{1 - \lg(\alpha - \rho_2) \cdot \lg(\gamma - \rho_1)} \quad (5)$$

当 $X = 0$ 时，由 (4) 式中可得初压缩力 $P_0 = \psi \mathcal{K} X_0$ 。

当摩擦系数不变化时，则 ψ 和 ψ_1 为定值，力特性为线性。缓冲器的容量就等于力在行程 X 上所做的功，数值为图 5 中阴影的面积。

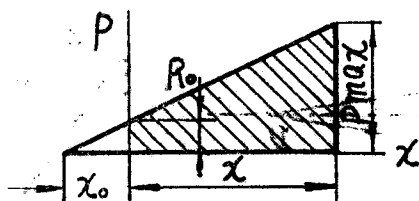


图 5

$$\begin{aligned} \Theta &= \frac{(P_{max} + P_0)X}{2} = \frac{1}{2} [\psi \mathcal{K}(X + X_0) + \psi \mathcal{K} X_0] \cdot X \\ &= \frac{\psi \mathcal{K}}{2} (X^2 + 2X X_0) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\text{缓冲器的吸收率: } \eta = \frac{\Theta - \Theta_{复原}}{\Theta} = \frac{\psi - \psi_1}{\psi} = 1 - \frac{\psi_1}{\psi}$$

用上面公式计算时需注意下面几个几何关系：

① 为保证楔块沿一定方向运动，结构中将箱体与楔块做成凹槽形摩擦表面，这样上面公式中的摩擦角 ρ_1 及相应的 f_1 与实际的摩擦角 ρ 及 f 间的关系为：

$$f_1 = \frac{f}{\sin\theta_1} \quad \text{即} \quad \text{tg}\rho_1 = \frac{\text{tg}\rho}{\sin\theta_1}$$

证明：由图4b中看出，两个摩擦面上的总摩擦力为：

$$F_{\text{总}} = 2N_1'f, \text{ 两个 } N_1' \text{ 的合力为 } N_1 = 2N_1'\sin\theta_1$$

$$\therefore 2N_1' = \frac{N_1}{\sin\theta_1} \text{ 代入 } F_{\text{总}} \text{ 中得}$$

$$F_{\text{总}} = \frac{N_1}{\sin\theta_1} f = N_1 f_1$$

$$\therefore f_1 = \frac{f}{\sin\theta_1}$$

② 在上面的公式中，角度 γ 指 $\angle ADC$ ，它在箱体的边缘交界线和轴线组成的平面内变化。角度 2θ 是在垂直于箱体侧棱的平面 I—I 中两边间的夹角（图6）。

在缓冲器的图形中，棱边倾斜角 γ_1 ，通常表示在平面BCD中，在平面 II—II 内棱边间夹角用 $2\theta_1$ 表示。 γ 与 γ_1 ， θ 与 θ_1 之间的关系为：

$$\text{tg}\gamma = \frac{\text{tg}\gamma_1}{\sin\theta_1} \quad (6)$$

$$\sin\theta = \frac{\sin\theta_1}{\cos\gamma} \quad (7)$$

绘一示意图图7，平面 I 与 II 相交于 SS，另一平面 GMF 与平面 I、II 垂直相交，平面 GKF 与平面 I、II 斜角相交，E 点为 GF 的中点。

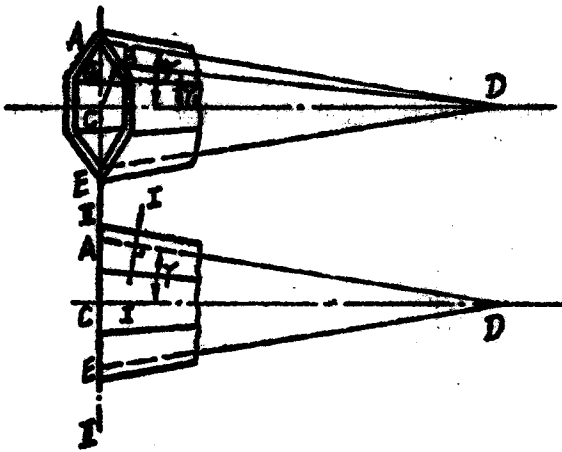


图6 确定缓冲器箱体计算角的简图

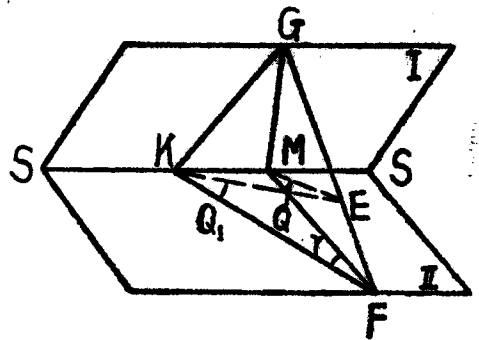


图7

从示意图7可得 $\sin\theta = \frac{\sin\theta_1}{\cos\gamma}$ 。

在精标计算求 ψ 值时需将公式中的 γ 、 θ 按公式(6)、(7)代入求得。

③ 求楔块与压块相互接触的两摩擦面间的夹角 2φ （图8）。

在 $\triangle ABC$ 中 $\overline{BC} = \overline{AC} \text{tg}\varphi_1$ ，在 $\triangle BCD$ 中 $\overline{BC} = \overline{CD} \text{tg}\varphi$ ，在 $\triangle ACD$ 中

$$\overline{CD} = \overline{AC} \cos \beta.$$

$$\therefore \overline{AC} \operatorname{tg} \varphi_1 = \overline{CD} \operatorname{tg} \varphi = \overline{AC} \operatorname{tg} \varphi \cos \beta$$

$$\therefore \operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi \cos \beta$$

$$\therefore \operatorname{tg} \varphi = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\sin(90^\circ - \alpha)}$$

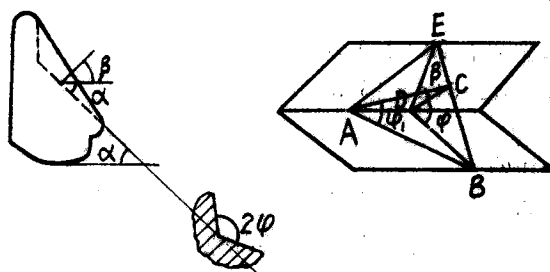


图 8

4. 设计计算

已知: $\Theta = 4000$ 公斤·米, $P < 200$ 吨, $X = 65$ 毫米, $X_0 = 20$ 毫米, $K = 3000$ 公斤/厘米

由 $\Theta = \frac{\psi K (X^2 + 2XX_0)}{2}$ 求得 $\psi = 3.92$

$$\psi = \frac{1 + \operatorname{tg} \rho_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \rho_2) \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)}$$

$$f_1 = \frac{f}{\sin \theta_1}, \theta_1 = 60^\circ$$

摩擦系数的选取见表 1 (参考有关试验资料得)。

表 1

摩擦面的磨合程度	计算时的摩擦系数	
	按公式(4)求力时	按公式(3)求容量时
低及中等磨合程度	0.27~0.28	0.26~0.27
磨 合 良 好	0.288~0.292	0.274~0.281

选取 $f = 0.26$ ($\rho = 14^\circ 26'$)

$$\therefore f_1 = 0.30, \rho_1 = 16^\circ 42', \rho_2 = \rho_3 = \rho$$

设 $\gamma = 1^\circ 30'$,

得 $\alpha = 51^\circ$, 绘图中选取 $\alpha = 52^\circ$ 。

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\sin(90^\circ - \alpha)}$$

已知

$$\varphi_1 = 60^\circ \text{ 得 } \varphi = 65^\circ 33'$$

$\therefore$

$$2\varphi = 131^\circ 6'$$

3. 校核计算

由已知的几何参数求缓冲器的性能。

已知: $\alpha = 52^\circ$, $\gamma = 1^\circ 30'$, $\theta_1 = 60^\circ$, $K = 3000$ 公斤/厘米, $X_0 = 2.2$ 厘米,

$$\psi = \frac{1 + \operatorname{tg} \rho_3 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \rho_2) \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)} = 4.47$$

$$\psi_1 = \frac{1 + \operatorname{tg}(-\rho_3) \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \rho_1)}{1 - \operatorname{tg}(\alpha - \rho_2) \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \rho_2)} = 0.89$$

$$\Theta = \frac{\psi K (X^2 + 2XX_0)}{2} = 4570 \text{ 公斤} \cdot \text{米}$$

$$P_{n.s.} = \psi K (X + X_0)$$

由表 1 中选取 $f_r = 0.275 (\rho = 15^\circ 24')$

$$\therefore f_1 = \frac{f}{\sin \theta_1} \quad \text{得} \quad f_{1r} = 0.3175 (\rho_1 = 17^\circ 36')$$

代入得 $\psi_r = 6.55 \quad \therefore P_{n.s.} = 171$ 吨

$$P_0 = \psi_r K X_0 = 43.1 \text{ 吨}$$

$$\eta = \frac{\psi - \psi_1}{\psi} = 0.801 = 80.1\%$$

四、对磨损问题的考虑

1. 磨损试验

磨消直接影响到缓冲器的性能和使用寿命, 因此, 我们选取几种方案进行了磨损试验。

为查明硬度对磨损的影响, 将几种不同材质、不同硬度所组成的四对摩擦偶, 在相同条件下, 置于磨损试验机上作磨损试验。

试验中选取四个方案 (见图 9), 试验结果列于表 2。

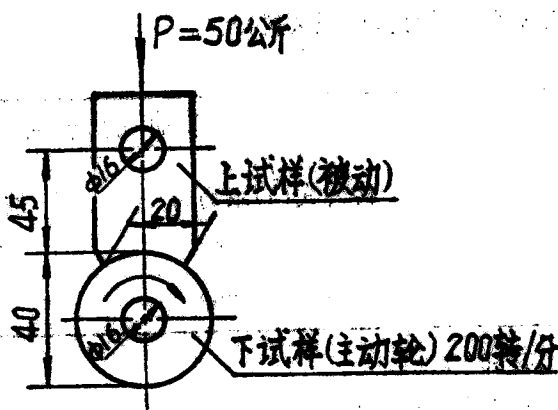


图 9 磨损试验示意图

由试验中看出:

① 由编号 1 和 5 试件组成的方案 1 磨损最严重 (两者材质都为普通铸钢, 硬度与现用 3 号缓冲器中导板、箱体硬度相同); 由编号 2 和 6 试件组成的方案 2 磨损最轻, 两者的硬度相差近 3 倍。

② 通过 12 万转试验后, 方案 1 为方案 2 磨损重量的 73.6~657 倍。

③ 为减少磨损, 应采用一硬一软的材质相结合, 并且其中运动的试件最好选用较硬的材质, 两者硬度值相差越大越耐磨。

表 2

试 样 编 号	1	5	2	6
	上	下	上	下
试样材质	ZG25	ZG25	ZG25	60S, 2M.
硬 度	HB140	HB140	HB138	HRC56
摩擦系数	0.1~0.5		0.09~0.14	
试样重量(克)	89.8291	64.0203	90.9070	81.1166
12万转后试样重(克)	77.6534	50.0277	90.7415	81.0953
累计磨损量(克)	12.1757	13.9926	0.1655	0.0213
比值(磨损)	1:2 = 73.6(倍)		5:6 = 657(倍)	

续表 2

试 样 编 号	3	7	4	8
	上	下	上	下
试样材质	60S, 2M.	ZG25	60S, 2M.	60S, 2M.
硬 度	HRC55	HB140	HRC52	HRC58
摩擦系数	0.025~0.5		0.06~0.55	
试样重量(克)	88.9790	82.41665	89.0164	81.0451
12万转后试样重(克)	88.7110	77.8529	88.9257	80.8716
累计磨损量(克)	0.2680	4.56375	0.0907	0.1735
比值(磨损)				

2. 摩擦系数试验

增加摩擦件的硬度及其恰当的配合可减少磨损。它对摩擦系数有无影响呢？为此，进行了摩擦系数的测定。

试验原理见图10。

试验时，将事先已经静力校正过的压力弹簧按要求加压到一定数值，使试验块上承受一定的压力 N ，然后试验机由上面加压，直到测得试验块Ⅱ刚开始移动时的最大作用力 P 时为止。

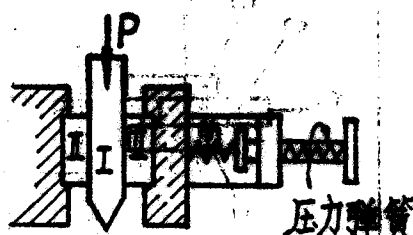
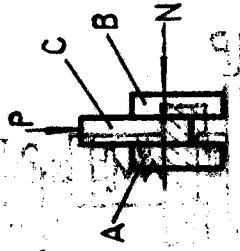


图10 测定摩擦系数的示意图

P —试验机上测得的最大压力
即摩擦力；

N —压力弹簧的压力即正压力。

表 3

试 验 方 案				五 次	P (公公)			$\mu_1 = \frac{P/2}{N_1}$	$\mu_2 = \frac{P/2}{N_2}$	$\mu_3 = \frac{P/2}{N_3}$	μ 平均值
					(公斤)	(公斤)	(公斤)				
I	A	B	C	平	416	697	618	0.208	0.1656	0.1545	0.176
	HB140	HB141	HB146								
		ZG25									
II			$\nabla 3$	均	323	336	570	0.1615	0.1453	0.1420	0.1496
	HB138		HB143								
		ZG25									
III			$\nabla 6$	均	358	521	676	0.179	0.173	0.169	0.1737
	HB138	HB140	HRC61								
	ZG25		60S _{1,2} M _n								
IV			$\nabla 3$	均	372.5	540	712.5	0.1863	0.18	0.178	0.181
	HB138		HRC61								
	ZG25		60S _{1,2} M _n								
			$\nabla 6$								

这时摩擦系数由下式求得:

$$\mu = \frac{\frac{P}{2}}{N} = \frac{P}{2N}$$

试验方案及测试结果如表 3。

由试验中看出:

① 表面光洁度对摩擦系数有影响, 光洁度高, 则摩擦系数低。在方案 1、2 中光洁度为 $\nabla 8$ 时, $\mu = 0.176$; 当光洁度为 $\nabla 6$ 时, $\mu = 0.1496$ 。

② 试件表面硬度大小对摩擦系数影响不大。比较方案 1 和方案 3 就可看出, 在同样光洁度 $\nabla 8$ 情况下, 即使硬度值不一样 ($HB146$ 、 $HRC61$), 摩擦系数仍差不多 ($\mu = 0.176$ 及 $\mu = 0.1737$)。

因此, 在 MX—1 型缓冲器中, 我们选取楔块表面渗碳的办法, 通过淬火回火使其硬度达 $HRC50 \sim 60$, 以期减少箱体、楔块和压块的磨耗。

五、缓冲器的性能试验

试制中, 曾分别对 35 套该型缓冲器进行了静压试验, 并对其中 20 套进行了落锤冲击试验, 同时也对国外同类型的 RF—333 缓冲器及国内 5 套新造三号缓冲器作了同样的试验。全部试验参数列于表 4。表中并引进使用一阶段后的性能及理论计算的参数。

由表 4 及图 11 可看出:

① MX—1 型缓冲器的容量几乎为三号缓冲器的两倍。

② 落锤试验后 MX—1 型的容量有上升的趋势, 提高约 10%, 主要是因摩擦表面经落锤后, 磨合情况良好, 提高了摩擦系数; 而三号的容量却下降, 减少约 10%, 是因瓦片簧经冲击后产生了永久变形, 降低了性能。

③ MX—1 型缓冲器的理论计算与试验结果, 两者比较接近, 唯初压缩力计算值偏大, 这与计算中假定了橡胶弹簧的刚度为线性有关, 实际上橡胶的性能为非线性的, 故出现偏差。上面的计算主要是供设计时选取参数用, 缓冲器的实际性能应以试验值为准。

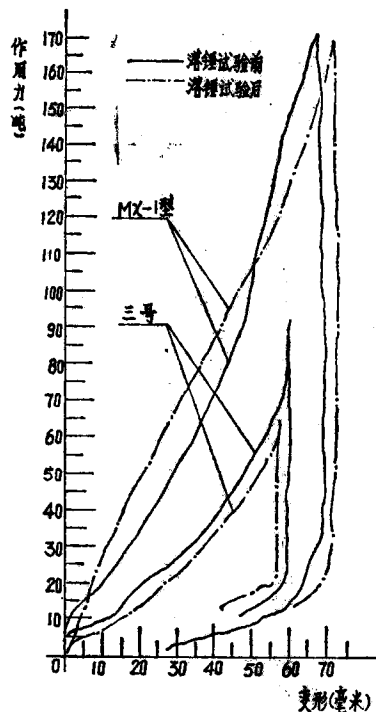


图11 MX-1型和三号缓冲器落锤试验前后的静力特性曲线比较图

表 4

缓冲器型式	试验条件		落锤试验前						锤一吨的 落锤试验 条件	落锤试验后					备 注	
	试验次序	性能参数 平均值	容量 Θ (公斤·米)	作用力 P (吨)	变形 S (毫米)	吸收率 η (%)	吸收组装及 分解压力 (吨)	初压力 (吨)		容量 Θ (公斤·米)	作用力 P (吨)	变形 S (毫米)	吸收率 η (%)	吸收组装及 分解压力 (吨)		初压力 (吨)
MX-1 试验值	1	4套	3305	170	69	73.3	16~20	5~10	2.8米高 冲击70次	3559	150	69	84.6	15~17	10	1969年5月试制 4套全部试验
	2	10套	3409	150	66	83.5			同上	3969	150	72.9	90			1969年12月试制 10套全部试验
	3	15套	3813	170	62.7	86.4	16~20	5~10								1970年5月试制 15套全部试验
	4	6套	3945	170	64.6	89.6	23~30	5~10	2.6米高 冲击60次	4346	170	67.8	90	23~30	5~10	1971年8月天津 工厂试制产品
MX-1使用 一阶段后	1套		3435	170	58.7	85.6	17	5								80套中的一套使 用8个月
MX-1理论 计算			4570	171	65	80.1		43.1								
三号缓冲器	5套		1863	89.8	57.2	71.4		10	1.8米高 冲击60次	1542	71	56	67		瓦片簧 全部松动	1969年4月天津 工厂新造5套
RF-333	1套		2490	230	29.6	86.5	47	5~10	2.5米21次 3米20次 4米20次	与落锤试验前性能变化不大					1966年美国新造 装于4000马力内 燃机车上	

六、使用 情 况

我所共试制装车80余套 MX—1 型缓冲器,曾两次赴现场对其中的50余套进行了外观检查。结果表明,运用情况良好,一般变形在25毫米左右,最大变形不超过40毫米,未发现箱体口部裂纹情况。

1972年以后,该产品由天津工厂批量生产,到目前已生产近10万套。

经五、六年的运用,现场反映,这种缓冲器与二号、三号相比,有重量轻、结构简单、组装件互换性强、缓冲性能好等优点。但目前检修中尚存在一些问题,其中箱体口部裂纹尤为突出,约占总数的2%。

1976年5~6月间,我们与天津工厂进行了一次调查,调查情况如下:

1. 据不完全统计,1975、1976两年箱体返厂及要求返厂退货的数量达481个。

2. 在调查中见到的全部裂纹情况见表6。从表6中可看出:

① 有相当部分的箱体从中间筋分型面处开裂,断口内有较大的缩孔,这是不正常的开裂,出现这样的裂纹与铸造工艺有直接关系。

② 裂纹中侧面裂纹的数量较多,几乎全部侧面裂纹都出现在有冒口的一侧,出现这样的裂纹是否与冒口位置有关?

③ 天津工厂对箱体口部裂纹处的化学成分、机械性能及金相组织进行过多次试验,详细检验结果汇总于表7。

对产生裂纹的初步看法:

① 根据所有静压、落锤和最近的装车冲击(冲击力达380吨)试验,以及事故车上都从未出现过箱体口部的裂纹。

② 根据缓冲器的使用情况,一般变形不超过40毫米,极少达到全压缩。

我们认为箱体口部裂纹是在不大的冲击力作用下产生的。

产生裂纹的原因:

(1) 主要原因由表7中可看出,试件的机械性能未达到国标所要求的强度,试件的金相组织,有魏氏组织存在,晶粒粗大故出现脆断现象。

1975年天津工厂关于橡胶缓冲器的质量报告中谈到:“缓冲器箱体经金相分析有魏氏组织,晶粒粗大,我们分析是由于烟火窑温度不均,达不到工艺要求造成的。”

该厂原烟火炉不严密,烧煤粉,升温快不保温,炉内温差达200°C。据有经验的师傅跟班看退火颜色讲,每炉有40%达不到要求。

天津工厂正积极采取措施,改变烟火窑现状,从根本上保证退火质量。

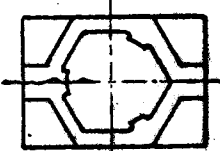
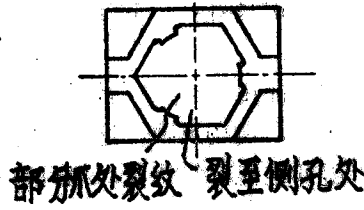
(2) 有些箱体口部本来就有微小裂纹,由于漏检,拿来组装,造成使用中出現裂纹。

(3) 有些组装零件的摩擦表面未清除毛刺,对凹凸不平的缺陷不处理,使箱体口部在使用中出现过大的负荷而造成裂断。

① 在调查中就曾见到几个缓冲器,压块、楔块卡死在箱体口部不能复原呈自锁状态。经分解检查,发现在楔块的表面有凸台,它将箱体摩擦表面局部压下较深的压痕,出现自锁。

② 调查中也见到,在楔块与压块的接触面上有凸台,造成它们在压缩时无相对运动,使箱体口部承受过大的载荷。

箱体口部裂

裂 纹 部 位	中间筋部断裂		侧 面 裂 纹					
								
出 厂 日 期 及	73.5.9.66	内有缩孔	下72.3	冒口		下72.4	冒口	断口缩孔
	75.2.9.21	"	上72.4	"		72	"	爪处裂
	74.3.7.21	"	下73.11.2	"	断口缩孔	72		裂至下孔
	75.2.8.74	"	上72.3.8	"				
			下72.5	"				
	75.1.28	"	上74.11.16	"				
	74.12.8.134	"						
	73.11.30		73.4.15	冒口		72.3	冒口	
	74.2.10	内有缩孔	75.12	"	断口缩孔	72.8	"	
	73.11.22	"	74.10.6			74.11.14	"	
			72.3	冒口		74.11.11.177	"	
			72.3	"		73.9.24	"	
			72	"		72.6.13	"	
			73.9.30.54	"		72.7	"	
			75.1.24	"		74.11.3	"	两侧裂
			73.12.11.126	"		74.1.13	"	铸造缺陷
			74.1	"		72.8.3	"	
			73.5.11	"		73.11.21	"	
			75.2.21	"		75.11.9	"	晶粒大
			75.1.5.145			73.9.25		
			73.10.11	冒口		73.11.27		爪处裂
			73.11.17	"		72.5	冒口	
			74.11.3	"		73.2.28	"	爪处裂
			73.9.25	"		73.12.4		

注：1. 上下指缓冲器放置尾框中出现裂纹的上下位置，仅记录几个缓冲器。

2. 表中汇总的系指在天津工厂柳州及湛江车辆段见到实物的汇总

表 6

[illegible]