

文章编号: 1001-1455(2011)06-0606-06

泡沫铝冲击吸能器被动冲击隔离技术研究*

黄 炼¹, 张 锦², 查长松¹, 陈宪刚¹, 王卉隽³

(1. 海军驻芜湖地区军事代表室, 安徽 芜湖 241000;

2. 中国人民解放军镇江船艇学院, 江苏 镇江 212003;

3. 芜湖新联造船有限公司, 安徽 芜湖 241000)

摘要: 对隔振系统中引入泡沫铝冲击吸能器进行探讨。首先, 在综合考虑最大加速度和最大相对位移这 2 个影响舰船设备防护的重要指标情况下, 对舰船单层隔振系统中引入泡沫铝冲击吸能器进行了理论分析, 在此基础上进行了实验验证。通过实验结果可知, 泡沫铝冲击吸能器能有效消除舰船设备的二次冲击。实验结果与理论结果吻合较好, 可为泡沫铝冲击吸能器的应用提供理论和实验指导。

关键词: 爆炸力学; 吸能器; 泡沫铝; 冲击隔离; 二次冲击

中图分类号: O389

国标学科代码: 130·35

文献标志码: A

在隔振系统中引入限位装置对设备进行冲击防护已有许多研究^[1-6]。目前限位装置主要有刚性限位器和弹性限位器, 当刚性限位器承受冲击作用时, 如果限位器不破坏, 它将对设备造成极大的二次冲击。弹性限位器中储存的势能最终要释放出来, 转换成设备的动能, 引起设备加速度响应的急剧增加, 减弱隔振器的隔冲效果。

本文中, 在总结前人研究的基础上, 在隔振系统中引入新的限位装置——泡沫铝冲击吸能器, 并进行探讨, 从理论和实验方面研究一种基于泡沫铝冲击吸能器的被动冲击隔离技术。

1 理论分析

图 1 为由设备、隔振器和泡沫铝冲击吸能器组成的隔冲系统物理模型。质量为 m 的设备由刚度为 k 的隔振器支撑, 泡沫铝冲击吸能器的工作间隙是 d_0 。图 2 为泡沫铝冲击吸能器结构图。

如图 1 所示, 假定以冲击作用为基础的速度阶跃为 v_1 , 在没有泡沫铝冲击吸能器时, 设备的最大响

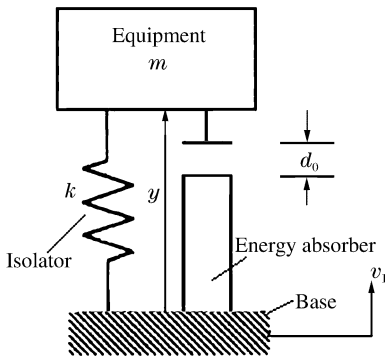


图 1 带吸能器的单层隔振系统模型示意图

Fig. 1 Model of single stage vibration isolating system with energy absorber

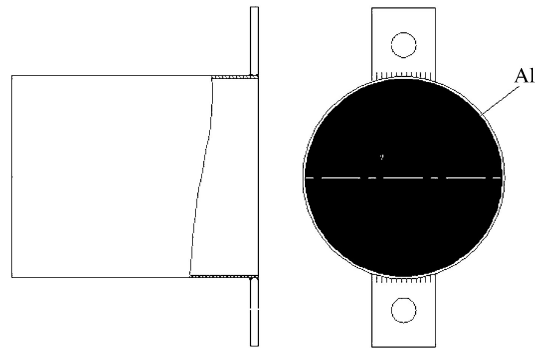


图 2 泡沫铝冲击吸能器结构简图

Fig. 2 Sketch map of Al foam energy absorber

* 收稿日期: 2010-08-20; 修回日期: 2011-01-06

基金项目: 中国国防科技预研基金项目(1010503020206)

作者简介: 黄 炼(1984—), 男, 硕士。

应为

$$\begin{cases} y_{m0} = v_1 \sqrt{m/k} \\ a_{m0} = v_1 / \sqrt{m/k} \end{cases} \quad (1)$$

式中： y_{m0} 为设备在无泡沫铝冲击吸能器下的最大位移， a_{m0} 为设备的最大加速度值。在有泡沫铝冲击吸能器的情况下，通常 $d_0 < y_{m0}$ （否则泡沫铝冲击吸能器不起作用），视模型为理想模型，那么在整个冲击作用的响应过程中能量守恒，冲击载荷输入系统的能量为

$$E = \frac{1}{2} k y_{m0}^2 = \frac{1}{2} m v_1^2 \quad (2)$$

因此有泡沫铝冲击吸能器且其起作用时有如下关系

$$\frac{1}{2} m v_1^2 = \frac{1}{2} k y_{\max}^2 + \omega \quad (3)$$

式中： $\omega = F_{\text{avg}}(y_{\max} - d_0)$ ，其中 F_{avg} 为泡沫铝冲击吸能器的平均压溃力，由于隔振器的弹性力相对泡沫铝冲击吸能器的压溃力是一个小量，忽略隔振器对冲击速率的影响。 y_{\max} 为设备的最大位移， ω 为泡沫铝冲击吸能器在压溃距离为 $y_{\max} - d_0$ 时吸收的能量。由式(3)可得

$$y_{\max} = \frac{-F_{\text{avg}} + \sqrt{F_{\text{avg}}^2 + 2k\left(\frac{1}{2} m v_1^2 + F_{\text{avg}} d_0\right)}}{k} \quad (4)$$

根据文献[7]，平均压溃力 F_{avg} 的理论公式如下

$$F_{\text{avg}} = P_m \left[1 + \left(\frac{m v_0}{4D(r+t/2)} \right)^{1/n} \right] + \pi r^2 \sigma_{\text{pl}}^{*0} \left(\frac{v_0}{2L\dot{\epsilon}_f^0} \right)^p + 2.74 \sqrt{\rho' \sigma_{\text{ys}} \sigma_0} (2r+t)t \quad (5)$$

$$P_m = \left[\pi t \sqrt{2\pi(r+t/2)t} + \frac{1}{4} F(s)t^2 \right] \sigma_0$$

式中： $F(s) = 2\pi [s \arccos s - (1-s) \arccos(1-s) + (1-s^2)^{1/2}]$ ； D 、 n 、 p 为应变率敏感系数； $\dot{\epsilon}_f^0$ 为泡沫铝在准静态压缩时的应变率； σ_{pl}^{*0} 为泡沫铝在准静态压缩时的屈服应力； σ_{ys} 为泡沫铝基体的屈服应力； ρ' 为泡沫铝的相对密度(相对基体材料)； σ_0 为圆管屈服应力； r 为圆管内径； t 为圆管壁厚； L 为泡沫铝冲击吸能器高度； s 为泡沫铝冲击吸能器压溃偏心率； v_0 为设备冲击泡沫铝冲击吸能器的速率。

同时，由能量守恒关系式

$$\frac{1}{2} m v_1^2 = \frac{1}{2} k d_0^2 + \frac{1}{2} m v_0^2 \quad (6)$$

计算得

$$v_0 = \sqrt{\frac{m v_1^2 - k d_0^2}{m}} \quad (7)$$

由设备的受力关系可得

$$a = \frac{k y + F}{m} \quad d_0 \leq y \leq y_{\max} \quad (8)$$

式中： F 为设备在相对位移为 y 时泡沫铝冲击吸能器的压溃反力， a 为设备的瞬时加速度。

忽略冲击速率因子的影响，根据文献[8]，泡沫铝冲击吸能器轴向冲击反力的最大值由下式计算

$$F_{\max} = \frac{\kappa_D}{A_{E0}} \sigma_0 (2r+t)^{1/3} t^{5/3} + \frac{\pi}{A_{E1}} \rho' \sigma_{\text{ys}} r^2 + C_{\max} \sqrt{\rho' \sigma_{\text{ys}} \sigma_0} (2r+t)t \quad (9)$$

式中： κ_D 为量纲一常数， A_{E0} 为圆管冲击压溃力有效系数， A_{E1} 为填充泡沫铝的冲击压溃力有效系数， C_{\max} 为相互作用最大量纲一常数。

考虑质量 200~500 kg 的电子设备，由于电子设备外接管线的限制，允许位移值比较小。如果设备能容忍隔振器产生的弹性力为几千牛，则泡沫铝冲击吸能器的最大压溃力为几十上百千牛。

式(8)中 $k y$ 相对于 F_{\max} 是一个小量，所以近似可得

$$a_{\max} = \frac{ky + F_{\max}}{m} \approx \frac{kd_0 + F_{\max}}{m} \quad (10)$$

即

$$a_{\max} = \frac{\frac{K_D}{A_{E0}} \sigma_0 (2r+t)^{1/3} t^{5/3} + \frac{\pi}{A_{Ef}} \rho' \sigma_{ys} r^2 + C_{\max} \sqrt{\rho' \sigma_{ys} \sigma_0} (2r+t)t + kd_0}{m} \quad (11)$$

2 冲击实验

水下爆炸冲击环境非常复杂,上海交通大学研发出一套新的舰载设备冲击实验系统,能在实验室模拟水下爆炸冲击环境对舰载设备进行冲击实验,本文的实验在该实验平台上进行。

2.1 实验系统

实验时,4只钢丝绳隔振器(HGGS-100G型)均匀布置于冲击试验机上。负载是800 mm×800 mm×80 mm的钢板,布置一只泡沫铝冲击吸能器在台面中心。负载质量为400 kg,其下方安装泡沫铝冲击吸能器,上方安装限位装置。泡沫铝冲击吸能器工作间隙用调节钢板进行调节, $d_0=5.5$ mm。具体实验如图3所示。

2.2 实验材料

薄壁圆管材料分别为6061铝合金和20钢。圆管的平均壁厚 $t_1=1.0$ mm、 $t_2=1.5$ mm,填充泡沫铝的密度 $\rho_1=0.27$ g/cm³、 $\rho_2=0.37$ g/cm³、 $\rho_3=0.51$ g/cm³,吸能器高度 $L_1=100$ mm、 $L_2=98$ mm、 $L_3=96$ mm、 $L_4=94$ mm、 $L_5=92$ mm、 $L_6=90$ mm。吸能器型号中A代表铝管、S代表钢管,从左向右第1位数字1、2分别表示圆管壁厚为 t_1 、 t_2 ,第2位数字1、2、3分别代表填充泡沫铝的密度为 ρ_1 、 ρ_2 、 ρ_3 ,第3位数字1~6分别代表泡沫铝高度为 $L_1 \sim L_6$ 。例如吸能器型号A231,代表泡沫铝冲击吸能器的圆管材质为6061铝合金,圆管平均壁厚为 t_2 ,填充泡沫铝的密度为 ρ_3 ,吸能器高度为 L_1 。

2.3 实验结果及分析

图4是为检验试验机的重复性而测得的相同条件下试验机的冲击输入波形,可以看出,试验机的重复性非常好。



图3 冲击实验装置图

Fig. 3 Equipments of shock test

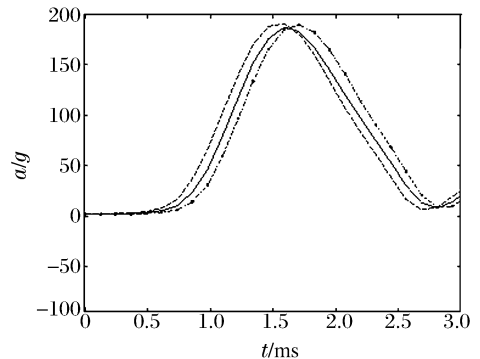


图4 试验机同一输入条件下的输入波形

Fig. 4 The same input of the test-bed

图5~6为实验所得的加速度响应图。从图5可以看出,在泡沫铝冲击吸能器工作间隙增加到 $d_0=11.5$ mm时,设备加速度响应由有二次冲击变成了无二次冲击。对比图5~6中A212两种激励情况,设备有一个最大的响应特点就是小的激励下设备存在二次冲击,大的激励下无二次冲击。同样,在带刚性限位器或弹性限位器的隔振系统中,设备加速度响应也存在二次冲击^[2]。综上所述,泡沫铝冲击吸能器的应用能有效消除设备的二次冲击,这是带其他限位装置抗冲击系统所不具有的性能,具有重要的应用价值。

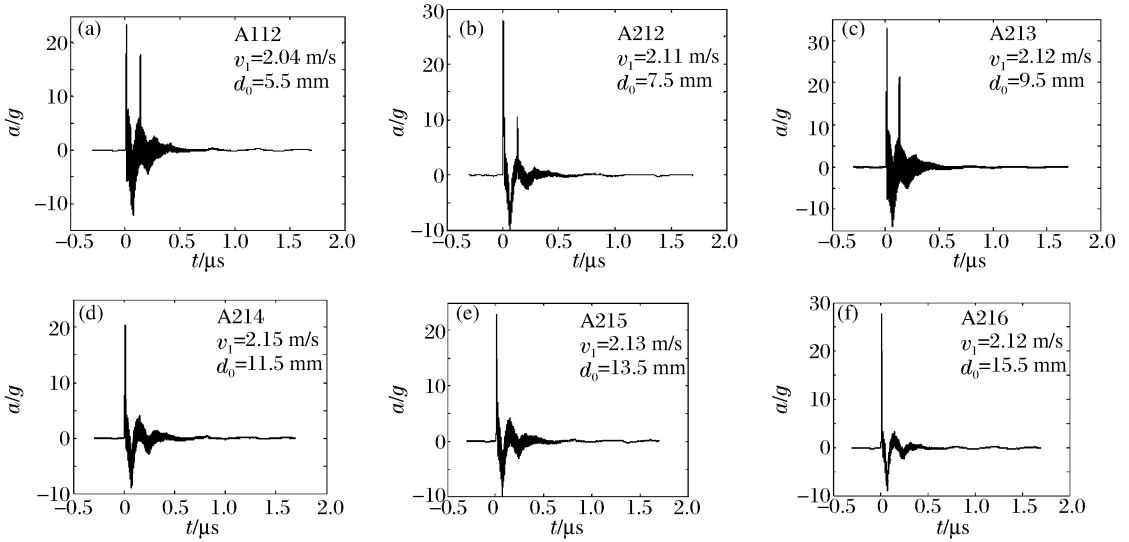


图 5 安装同型号吸能器时设备在不同工作间隙下的加速度响应

Fig. 5 Acceleration response of equipments

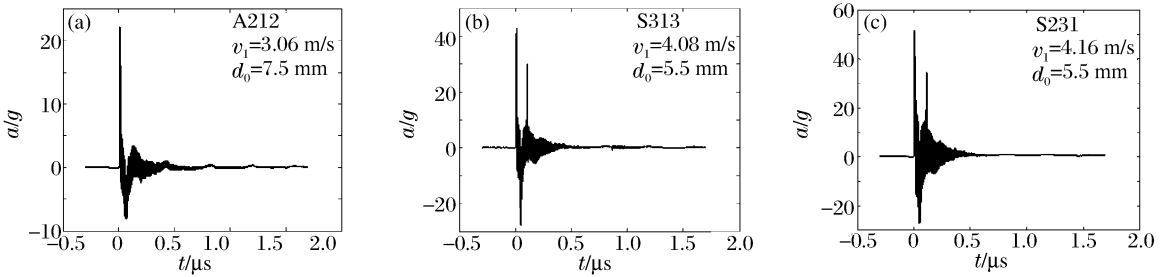


图 6 不同情况下设备的加速度响应

Fig. 6 Acceleration response of equipments

3 理论与实验结果比较

利用速度阶跃法计算冲击系统响应的条件为：冲击的持续时间远小于系统的固有周期^[9]。本文中的冲击系统固有周期为 182 ms，各输入激励脉宽在 2.5 ms 内，可见，冲击系统固有周期是冲击输入激励持续时间的 73 倍，因此符合速度阶跃法计算条件。

实验中各组实验参数如表 1 所示，表中 v_1 表示台面速度阶跃值。根据本文中的理论计算方法，计算出各组实验的理论最大响应，得出理论值与实验值对比如表 2 所示。

表 1 吸能器型号的实验参数

Table 1 Experimental results of energy absorber

吸能器型号	d_0 /mm	v_1 /(m/s)
A211	5.5	2.04
A212	7.5	2.11
A213	9.5	2.12
A214	11.5	2.15
A215	13.5	2.13
A216	15.5	2.12
A212	7.5	3.06
S131	5.5	4.08
S231	5.5	4.16

表2 理论计算值与实验值对比

Table 2 Theoretical results vs experimental results

吸能器型号	a_{\max}/g		$\epsilon/\%$	y_{\max}/mm		$\epsilon/\%$
	实验值	理论值		实验值	理论值	
A211	23.4	20.4	14.7	16.7	20.7	-19.3
A212	27.9	20.6	35.4	15.5	22.9	-32.3
A213	31.2	20.8	50.0	15.5	21.0	-26.2
A214	20.3	21.1	-3.8	21.5	27.1	-20.7
A215	22.9	21.3	7.5	22.7	28.3	-19.8
A216	27.7	21.6	28.2	22.1	29.8	-25.8
A212	29.4	19.5	50.8	26.7	38.4	-30.5
S131	42.9	34.7	18.0	23.6	32.2	-26.7
S231	51.6	48.1	7.3	25.0	31.4	-20.4

由表2可看出,位移响应误差范围在 $-32.3\% \sim -19.3\%$,加速度响应范围在 $-3.8\% \sim 50.8\%$,在设备的冲击防护设计中,加速度-时间曲线的偏差可在 $-25\% \sim +50\%$ 范围^[10],因此,本文的计算是合理的。

4 结论

- (1)泡沫铝冲击吸能器的应用能有效消除设备的二次冲击,这是带泡沫铝冲击吸能器的隔振系统所具有的特性;
- (2)泡沫铝冲击吸能器工作间隙需根据具体需要进行优化设计,才能有效避免设备受到二次冲击;
- (3)实验证明,本文的理论推导可用于泡沫铝冲击吸能器的应用设计;
- (4)泡沫铝冲击吸能器应用于现实中是可行的。

由于实际条件的限制,本文的研究还具有一定的局限性,例如理论计算中未能考虑冲击速度对最大加速度的影响,计算出的最大加速度是只与泡沫铝冲击吸能器的参数有关的定值等。

参考文献:

- [1] 赵应龙,何琳,黄映云,等.限位器对隔振系统抗冲击性能的影响[J].振动与冲击,2005,24(2):71-76.
ZHAO Ying-long, HE Lin, HUANG Ying-yun, et al. Influence of the displacement restrictor on shock resistance performance of vibration-isolating system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2005,24(2):71-76.
- [2] 贺华,冯奇,沈荣瀛,等.带刚性限位的双层隔振系统的离散随机模型[J].应用数学和力学,2006,27(9):1093-1100.
HE Hua, FENG Qi, SHEN Rong-ying, et al. Stochastic discrete model of a two-stage isolation system with rigid limiters[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2006,27(9):1093-1100.
- [3] 汪玉,胡刚义,华宏星,等.带限位器的船舶设备非线性冲击响应分析[J].中国造船,2003,44(2):39-44.
WANG Yu, HU Gang-yi, HUA Hong-xing, et al. Non-linear shock response analysis of shipboard equipment using shock isolator with displacement limit[J]. Shipbuilding of China, 2003,44(2):39-44.
- [4] 方开翔,尹立国,江国和.带限位器浮筏系统冲击响应的伪力法研究[J].振动、测试与诊断,2005,25(4):272-275.
FANG Kai-xiang, YIN Li-guo, JIANG Guo-he. Research on shock response of floating raft system with displacement restrictor by pseudo-force method[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2005,25(4):272-275.
- [5] 林道福,余永丰,华宏星.带限位器的浮筏隔振系统的冲击响应分析[J].噪声与振动控制,2004,1:6-9.
LIN Dao-fu, YU Yong-feng, HUA Hong-xing. The shock response analysis of a raft isolation system with restrictors[J]. Noise and Vibration Control, 2004,1:6-9.
- [6] 翁雪涛,朱石坚,何琳.限位器抗冲击计算[J].中国造船,2002,43(2):85-89.

WENG Xue-tao, ZHU Shi-jian, HE Lin. Calculation of shock resistance performance of restrictor[J]. Shipbuilding of China, 2002,43(2):85-89.

- [7] 吴刚,吕志强,何世平,等. 轴向冲击作用下泡沫铝填充圆管吸能特性研究[J]. 噪声与振动控制, 2008,28(6):161-164.
- WU Gang, LÜ Zhi-qiang, HE Shi-ping, et al. Studies on the energy-absorption properties of aluminum foam-filled circular tubes subject to axial impact[J]. Noise and Vibration Control, 2008,28(6):161-164.
- [8] Hanssen A G, Langseth M, Hopperstad O S. Static and dynamic crushing of circular aluminium extrusions with aluminium foam filler[J]. International Journal Impact Engineering, 2000,24(5):347-383.
- [9] 单树军. 磁流变半主动冲击隔离技术研究[D]. 武汉:海军工程大学, 2007.
- [10] BV 043,043/E,舰艇建造规范—冲击安全性,耐冲击结构的设计特点[S]. 科布伦茨:联邦德国国防装备技术和采购局,1985.

Passive-shock-isolation technologies based on Al foam energy absorbers *

HUANG Lian¹, ZHANG Jin², ZHA Chang-song¹,
CHEN Xian-gang¹, WANG Hui-juan³

(1. *Office of Naval Delegate in Wuhu, Wuhu 241000, Anhui, China;*
2. *Zhenjiang Watercraft College, PLA, Zhenjiang 212003, Jiangsu, China;*
3. *Wuhu Xinlian Shipbuilding Co, Ltd, Wuhu 241000, Anhui, China*)

Abstract: An Al foam energy absorber was introduced to a vibration isolating system to replace the traditional rigid and elastic buffers. And the corresponding theoretical analysis was carried out by comprehensively considering the two important indexes: the maximum acceleration and the maximum relative displacement. Based on the theoretical analysis, the validation experiments were conducted. The experimental results show that the Al foam energy absorber can effectively prevent the warship's equipments from the secondary impact. Good agreement between the experimental and theoretical results displays that this investigation is helpful for the application of the Al foam energy absorbers in engineering.

Key words: mechanics of explosion; energy absorber; aluminum foam; shock-isolation; secondary impact

* Received 20 August 2010; Revised 6 January 2011

Supported by the Chinese Defence Advance Research Program of Science and Technology(1010503020206)

Corresponding author: ZHA Chang-song, shenghesun@163.com