

文章编号:1000-8055(2009)07-1518-05

金属橡胶冲击隔振系统试验

闫 辉¹, 姜洪源¹, 刘文剑¹, 郝德刚²

- (1. 哈尔滨工业大学 机电学院, 哈尔滨 150001;
2. 哈尔滨工业大学 航天学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 金属橡胶抗冲击隔振器利用干摩擦和弹性变形消耗冲击能量, 实现缓冲减振的目的. 针对某飞行器抗冲击隔振的需求, 设计了金属橡胶抗冲击隔振器, 并进行了冲击试验, 结果表明最大加速度响应和冲击隔离系数随着冲击时间增加而加大, 同时冲击隔离系数受冲击载荷的大小影响. 在冲击载荷较小时冲击隔离系数随冲击载荷增加而减小, 超过一定范围后, 冲击隔离系数随着冲击载荷的增加而加大.

关 键 词: 金属橡胶; 抗冲击; 隔振器; 隔离系数

中图分类号: TH113. 1

文献标识码: A

Experimental research on metal rubber shock isolation system

YAN Hui¹, JIANG Hong-yuan¹, LIU Wen-Jian¹, HAO De-gang²

- (1. School of Mechatronic Engineerin ,
Harbin Institute of Technology , Harbin 150001 , China ;
2. School of Astronautics ,
Harbin Institute of Technology , Harbin 150001 , China)

Abstract : The damping performance of metal rubber (MR) anti-shock isolator depends on the dry friction and elastic deformation that dissipates vibrating energy. An MR isolator was investigated to satisfy the need of shock isolation system of some aircrafts by the shock experiments. The results show that the maximal accelerator response and the shock isolation coefficient increase with the shock duration , while the shock isolation coefficient is affected by shock load. It is concluded that under smaller shock load , the shock isolation coefficient of MR isolator decreases with the increase of external load , however , when the load exceeds a certain value , the shock isolation coefficient increases with external load.

Key words : metal rubber (MR) ; anti-shock ; isolator ; isolation coefficient

飞行器在启动、飞行、着陆过程中,设备受到恶劣的振动、冲击等扰动作用.为了提高设备中元器件的安全性和可靠性,应采取必要的隔振或减振措施对设备进行保护^[1-2].研究资料表明,约2/3的飞行器故障与由振动和冲击引起的失效有关^[3].造成这种现象的一个重要原因是由于纯金属结构材料自身的阻尼减振性能通常十分有限,易出现振动疲劳破坏和噪声,因而不能直接用作航

空航天阻尼减振材料^[4-5].振动和冲击是航空航天、国防军品等高科技领域,急需解决的各种动态设计和控制问题之一^[6].从20世纪70年代开始至今,采用钢丝绳、金属丝网和黏弹性材料的新型被动式隔振器、半主动液压型开关式隔振器、以及主动控制的隔振器相继问世,以取代传统的橡胶或金属弹簧隔振器.这些以耗散相对运动能量为主要特征的高阻尼隔振产品在航空航天领域内得到了广泛应

收稿日期:2008-06-16; 修订日期:2009-01-05

基金项目:国家自然科学基金(50705016); 国家博士后科学基金(20080430926); 国家博士后基金(200801297)

作者简介:闫辉(1974-),男,黑龙江绥化人,讲师,博士,从事特种阻尼隔振技术研究.

用^[7-8]. 金属橡胶构件由许多随机的或按特定规律排列的金属螺旋卷彼此相互勾嵌而成. 当其承受外部载荷时,靠金属螺旋卷接触点之间的相互摩擦来耗散能量,起到隔振和缓冲的作用^[9-10]. 本文以某飞行器的控制部件抗强冲击金属橡胶隔振器的具体应用需求为背景,通过对其动力学特性进行深入的研究,设计了一种抗冲击金属橡胶隔振器,为工程应用提供了理论依据. 研究结果为环形金属橡胶隔振器在型号上的配套应用具有重要参考价值.

1 抗冲击系统模型

抗冲击系统结构简图,如图 1 所示. 图中系统质量在冲击载荷作用下以一定的冲击加速度向下运动. 通过刚度调整垫圈将两个金属橡胶支撑套在一定预变形后刚度一致,经过导向杆的导向作用和限位块的限位作用,保证将系统的质量块的运动方向限制垂直方向上. 在经过金属橡胶抗冲击隔振器的作用,将系统中的动能耗散掉,实现抗冲击减振的目的.

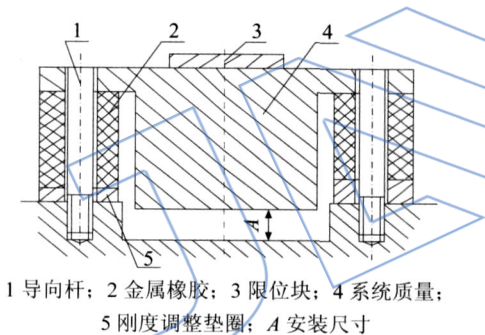


图 1 冲击隔振系统结构简图

Fig. 1 Structure sketch of impact isolation system

为了便于确定隔振器的动力学参数,根据有限变形条件下金属橡胶构件刚度特性,将系统简化成阻尼单自由度刚度非线性系统,如图 2 所示. 其中系统阻尼可通过耗散能量等效的方法,将隔振器的结构阻尼等效成黏性阻尼. 又根据金属橡胶的材

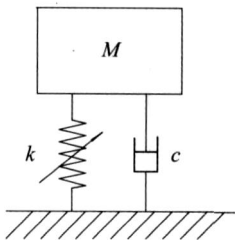


图 2 隔振系统模型

Fig. 2 Model of isolation system

料特性可知,当金属橡胶构件在变形过程中刚度成硬弹簧非线性,刚度特性曲线趋势如图 3 所示.

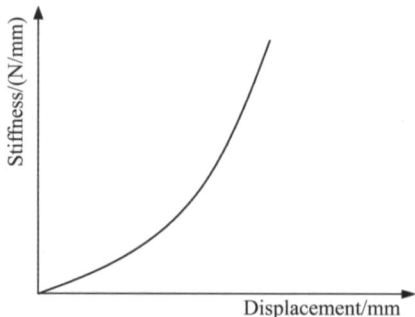


图 3 非线性刚度

Fig. 3 Nonlinear stiffness

2 金属橡胶隔振器设计

根据系统的结构参数进行隔振器的参数及制备工艺. 按照最小刚度选择金属橡胶构件的相对密度 $\rho = 0.18$, 金属丝直径为 0.20 mm . 为了提高系统等效黏阻尼比,可选择螺旋缠绕、横向卷曲的编织工艺,双向受载变形的成型工艺进行构件的制备,如图 4 所示,在保证构件的阻尼特性的同时,提高构件的性能稳定性和均匀性^[10]. 金属橡胶隔振器如图 5 所示.

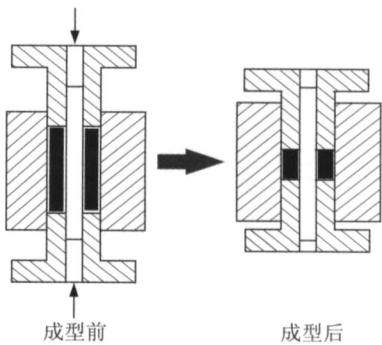


图 4 金属橡胶构件成型工艺

Fig. 4 Manufacture of metal rubber element

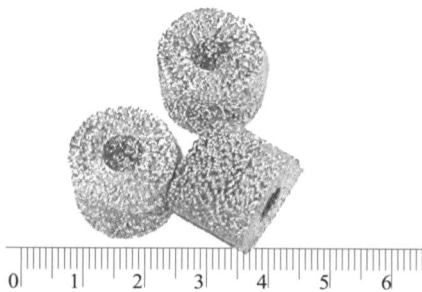


图 5 金属橡胶隔振器

Fig. 5 Metal rubber isolator

经过试验测得隔振器在预变形率为 14.6 % 的条件下,满足刚度使用要求.因此利用隔振器的刚度调整垫圈的厚度确定隔振器尺寸即可.

3 系统冲击试验及响应分析

3.1 冲击试验

冲击试验系统如图 6 所示.金属橡胶隔振器高度为 20 mm,相对密度为 0.18.冲击脉冲波形为三角波,负载质量 5 kg,冲击加速度峰值为 150, 600 m/s²,冲击持续时间为 3 ms.

冲击加速度和响应加速度如图 7 所示.

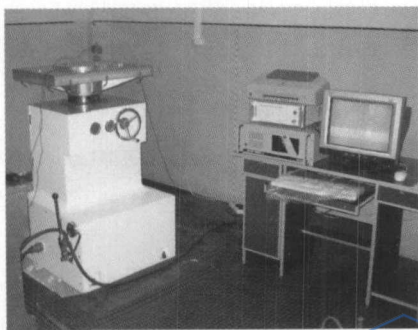
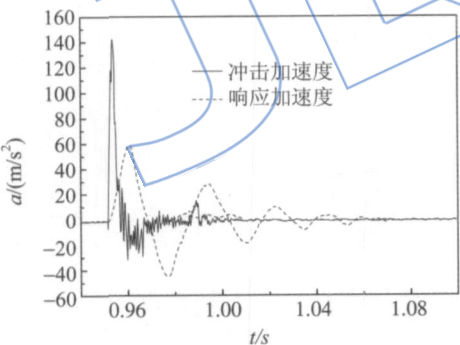
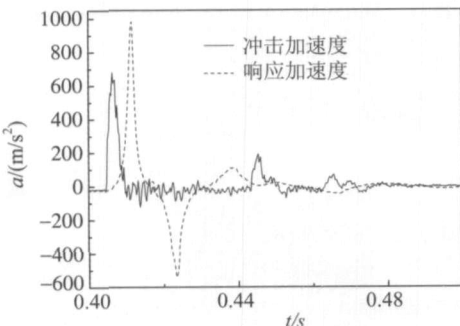


图 6 冲击试验台
Fig. 6 Experimental platform of impact load



(a) 冲击加速度较小时



(b) 冲击加速度较大时

图 7 冲击台测量曲线

Fig. 7 Actual measure curves by shock platform

图 7(a) 为冲击加速度较小时的冲击响应曲线,此时冲击隔离系数约为 0.34,金属橡胶隔振器抗冲击性能很好;图 7(b) 为冲击加速度较大时的冲击响应曲线,此时冲击隔离系数约为 1.67,金属橡胶隔振器抗冲击性能较差.这是因为在冲击加速度较小时,金属橡胶隔振器刚度较小,基本是线性的,能较好地隔离冲击响应;当冲击加速度较大时,金属橡胶隔振器的刚度非线性急剧增强,因此冲击隔离系数变大,但此时其响应变形较小.硬特性金属橡胶隔振器刚度变化曲线如图 3 所示.

通过以上试验分析可以得出以下结论:套筒型金属橡胶隔振器适用在冲击加速度和冲击持续时间都比较小的隔冲系统中;该种隔振器还适用于要求较小响应的最大变形时,对冲击隔离系数要求不高的系统.

3.2 响应分析

由于冲击计算的基本目的在于确定冲击响应的最大加速度和最大相对变形,位移和加速度响应满足计算式^[11]

$$x(t) = \frac{1}{\omega_h} Q(t) \sin[\omega_h t - \phi(t)] \tag{1}$$

$$a(t) = \omega_h Q(t) \sin[\omega_h t - \phi(t)] \tag{2}$$

式中 x ——系统质量质心的位移.

$$Q(t) = \sqrt{A^2(t) + B^2(t)}$$

$$\phi(t) = \arctan \frac{B(t)}{A(t)}$$

$$A(t) = \int \ddot{u} \tau \cos \omega_h \tau d\tau \tag{3}$$

$$B(t) = \int \ddot{u} \tau \sin \omega_h \tau d\tau \tag{4}$$

式中 u ——基础的位移.

当 $\tau < t$ 时,式中 $A(t) = A(\tau)$, $B(t) = B(\tau)$, $Q(t) = Q(\tau)$, $\phi(t) = \phi(\tau)$,按照式(1), (2)得到, $x(t)$ 和 $a(t)$ 可以认为是按照角频率 ω_h 振动幅值被调制的过程,并且公式 $Q(t)/\omega_h$ 和 $\omega_h Q(t)$ 可以看作是包络线,响应的最大变形和最大加速度不会超过 $Q(t)/\omega_h$ 和 $\omega_h Q(t)$.通过公式(1)到(2)可以得出各种脉冲类型的最大冲击响应加速度.而冲击隔离的目的在于减小冲击激励对被保护设备或支承结构的影响,通常用冲击隔离系数 η_s 表示冲击隔离的效果

$$\eta_s = \frac{a_{\max}}{\ddot{u}_{\max}} \tag{5}$$

式中 $a_{\max}$ ——冲击响应加速度最大幅值;

$\ddot{u}_{\max}$ ——冲击激励加速度最大幅值。

在考虑阻尼的情况下,能量耗散性能可以稍微的降低响应的最大加速度 $a_{\max}$ 和冲击隔离系数 η_k , 可以按下列公式近似计算

$$\eta'_s \approx \eta_k \left(1 - \frac{\psi}{8} \right) \quad (6)$$

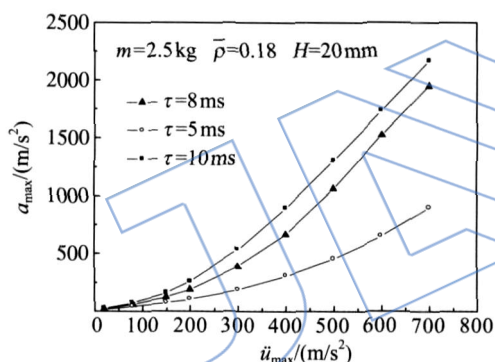
式中 ψ ——能量耗散系数, 可通过下式计算

$$\psi = \Delta W / W \quad (7)$$

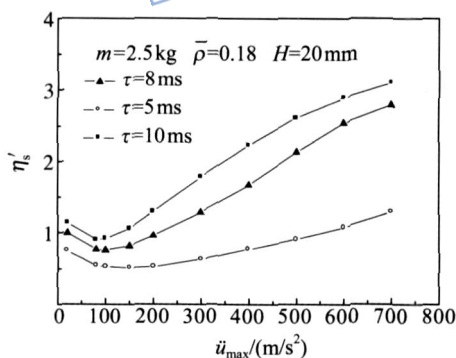
式中 ΔW ——隔振器变形时滞迟回线包围的面积;

W ——隔振器变形时最大变形势能。

冲击时间是影响冲击隔离效果的主要因素, 图8是负载质量为2.5 kg, 金属橡胶构件相对密度为0.18, 高度为20 mm的, 在冲击时间分别为5, 8, 10 ms时的冲击加速度与响应最大加速度峰值、冲击隔离系数曲线。可以看出在冲击时响应最大加速度峰值、冲击隔离系数都随冲击时间的增大而增大。



(a) 冲击响应最大加速度的影响



(b) 对冲击隔离系数的影响

图8 冲击持续时间对冲击响应的影响

Fig. 8 Effect of shock duration time on short shock response

4 结 论

金属橡胶抗冲击隔振器利用干摩擦和弹性变

形消耗冲击能量, 实现缓冲减振的目的, 由于其具有承载能力高、耐高低温和腐蚀环境能力强、没有老化现象等特点, 所以在航空航天和船舶工程领域具有非常迫切的需求。本文针对某飞行器抗冲击隔振的需求, 进行了动力学分析, 建立抗冲击隔振系统动力学模型。根据金属橡胶构件的刚度非线性特性, 设计了金属橡胶抗冲击隔振器, 并针对该系统进行了冲击试验, 分析试验结果可以看出冲击时间对该种冲击系统的影响较大。最大加速度响应和冲击隔离系数随着冲击时间增加而增加, 同时冲击隔离系数受冲击载荷大小的影响, 在冲击载荷较小时冲击隔离系数随冲击载荷增加而减小, 超过一定范围后, 冲击隔离系数随着冲击载荷的增加而增加。

参考文献:

- [1] 韩星, 陈传尧, 李春植. 冲击载荷下的减振分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2002, 32(12): 104-106.
HAN Xing, CHEN Chuanyao, LI Chunzhi. The analysis of shock absorption under impact load [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 2002, 32(12): 104-106. (in Chinese)
- [2] 李文峰, 王永生, 雷震, 等. 某涡扇发动机高原起动试验研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(5): 599-603.
LI Wenfeng, WANG Yongsheng, LEI Zhen, et al. A starting experimental investigation of some turbofan engine in plateau area [J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(5): 599-603. (in Chinese)
- [3] 沈振惠, 黄龙才. 三向隔振阻尼圈[J]. 航天控制, 1994, 12(4): 67-73.
SHEN Zhenhui, HUANG Longcai. Three-directional damping ring for vibration isolation [J]. Aerospace Control, 1994, 12(4): 67-73. (in Chinese)
- [4] 赵稼祥. 加强发展军用功能材料[J]. 材料工程, 1995, (3): 3-11.
ZHAO Jiexiang. Strengthening to develop military functional materials [J]. Journal of Materials Engineering, 1995, (3): 3-11. (in Chinese)
- [5] Rithic I G, Pan Z L, Goodwin F E. Characteristics of the damping properties of die cast Zinc-Aluminum alloys [J]. Metallurgical and Materials Transactions A, 1991, 22(3): 617-622.
- [6] 周文亮, 王强, 石理碧. 隔振器冲击刚度的试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2003, (6): 15-17.
ZHOU Wenliang, WANG Qiang, SHI Libi. Experimental studies on shock stiffness of vibration isolators [J]. Noise and Vibration Control, 2003, (6): 15-17. (in Chinese)
- [7] 陈艳秋, 郭宝亭, 朱梓根. 金属橡胶减振垫刚度特性及本构关系研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(4): 416-420.
CHEN Yanqiu, GUO Baoting, ZHU Zigen. The investi-

- gation of the stiffness characteristics and the stress-strain relation of metal rubber[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(4): 416-420. (in Chinese)
- [8] Tinker M L, Cuthins M A. Damping phenomenon in a wire rope vibration isolator[J]. Journal of Sound and Vibration, 1992, 157(1): 7-18.
- [9] Ko J M, Ni Y Q, Tian Q L. Hysteretic behavior and empirical modeling of a wire-cable vibration isolator[J]. The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, 1992, 7(1): 111-127.
- [10] 刘栋. 金属丝阻尼减振器在电子设备隔振系统中的应用[J]. 光电技术应用, 2003, (3): 57-59.
- LIU Dong. Application of metallic wire damper in the vibration isolator system of the electronic equipments[J]. Electro-Optics and Passive Countermeasures, 2003, (3): 57-59. (in Chinese)
- [11] 夏宇宏, 闫辉, 姜洪源, 等. 环形金属橡胶隔振器弹性参数的确定[J]. 润滑与密封, 2005, (3): 34-36.
- XIA Yuhong, YAN Hui, JIANG Hongyuan, et al. Determination of elastic modulus of ring-like metal rubber isolator[J]. Lubrication Engineering, 2005, (3): 34-36. (in Chinese)