

# 电子设备的高阻尼减振结构

鲍 贤 栋

(新中华机器厂)

运载火箭上安装的各种电子设备,在完成它的飞行使命过程中都要经历主动段飞行时恶劣的振动、冲击和噪声等力学环境的作用。因此弹上设备必须具有在力学环境条件下工作的高可靠性。这种可靠性一方面可以从提高元器件本身的可靠性来取得;另一方面可以从改善和降低实际作用在元、器件上的力学环境来保证。目前弹上设备普遍采用外部减振器就是出于这样的目的。它们的种类有橡胶型,也有金属弹簧型。这些减振装置为保证设备安全可靠地工作起过良好的作用。但是,随着航天事业的发展,对运载火箭的各种性能也相应提高。这种老式减振器则暴露出不少缺点如:(1)重量大。减振器连同支架约占设备总重的20%;(2)共振时的放大倍数偏高。约为6—10倍,尤其当减振器的自振频率低于20Hz时,低频摆振严重,以至出现橡胶件断裂的现象;(3)需占具较大的空间位置;(4)橡胶减振器还存在老化问题。

目前在国外运载工具和卫星上安装的电子设备,除特殊需要外,一般不装大型的外部减振器,而是采用直接安装在弹体结构上的型式。从发展观点来看,弹上设备应逐渐采用这种硬安装型式。但是就现在我国元器件的质量水平,要达到这个目标尚有一定距离。硬安装型式的主要问题是不能衰减高频振动,因此被认为是对元器件可靠工作的一种威胁。从而需要一种新型的减振装置,它应能克服老式减振器的缺点并对高频振动能起一定的抑制作用。

根据这一实际需要,本文提出一种新型的高阻尼减振结构。经过大量的试验证明这种结构已基本满足上述要求,其重量仅为设备总重的2%;共振时的放大倍数小于3。

## 一、阻尼的作用

结构的动态响应取决于三个要素:质量、刚度和阻尼。下面让我们简要回顾一下单自由度系统中的阻尼在各种不同激励下对结构动态响应的影响。

### 1. 降低谐振时的响应幅值

一个电子设备通过减振器安装在弹体结构上,它可以简化为一个带有粘性阻尼器的单自由度弹簧—质量系统模型(图1)。当该系统受到基础  $u = u_0 \sin \omega t$  振动时,该系统的运动方程为:

$$m \ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{u}) + K(x - u) = 0 \quad (1)$$

在稳态振动时,质量  $m$  的位移响应为<sup>[1]</sup>:

$$X = T u_0 \sin(\omega t - \phi) \quad (2)$$

式中

$$\text{传递率 } T = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}} \quad (3)$$

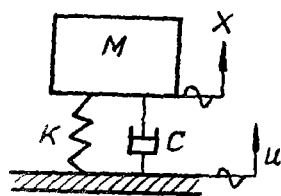


图1 单自由度系统

$$\omega_n^2 = K/m, \quad \xi = C/C_0, \quad C_0 = 2\sqrt{Km} = 2m\omega_n,$$

$$r = \omega/\omega_n,$$

$$\text{相位角 } \phi = \tan^{-1} \frac{2\xi(\omega/\omega_n)^2}{1 - \omega^2/\omega_n^2 + 4\xi^2\omega^2/\omega_n^2} \quad (4)$$

根据(3)式, 质量 $m$ 的响应与基础运动的比对应于位移, 速度和加速度可以写成:

$$T = \frac{\ddot{x}_0}{\ddot{u}_0} = \frac{\dot{x}_0}{\dot{u}_0} = \frac{x_0}{u_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (5)$$

$$\text{当 } \omega \ll \omega_n \text{ 时 } T = 1;$$

$$\text{当 } \omega = \omega_n \text{ 时 } T = \frac{1}{2\xi};$$

$$\text{当 } \omega \gg \omega_n \text{ 时 } T = \frac{2\xi}{r}.$$

## 2. 降低对随机激励的响应

假设图1的单自由度系统受到 $S_u(\omega)$ 功率谱密度的随机振动激励。

$$n = S_u(\omega)$$

根据随机振动理论<sup>[2]</sup>, 质量 $m$ 的响应功率谱密度为

$$S_x(\omega) = |H(\omega)|^2 S_u(\omega) \quad (6)$$

式中 $H(\omega)$ 为复频响应函数, 而 $|H(\omega)|$ 为复频响应函数的模。根据定义, 复频响应函数的模等于传递率 $T$ 。因此

$$|H(\omega)| = \frac{\ddot{x}_0}{\ddot{u}_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (7)$$

此时该系统的均方响应为

$$E(\ddot{x}^2) = \int_0^\infty |H(\omega)|^2 S_u(\omega) d\omega \quad (8)$$

由于 $|H(\omega)|$ 等于式(7)因此

$$E(\ddot{x}^2) = \frac{\pi(KC^2 + mK^2)}{mCK} \int_0^\infty S_u(\omega) d\omega \quad (9)$$

经过简单运算得到

$$E(\ddot{x}^2) = \frac{2\pi\omega_n(4\xi^2 + 1)}{\xi} \int_0^\infty S_u(\omega) d\omega \quad (10)$$

当 $\xi < 0.1$ 时方程(10)近似等于:

$$E(\ddot{x}^2) = \frac{2\pi\omega_n}{\xi} \int_0^\infty S_u(\omega) d\omega$$

从上式可以看出, 系统响应均方值是与系统自振频率成正比, 而与系统阻尼成反比(适用于小阻尼)。在 $\xi < 0.5$ 情况下, 阻尼对系统的均方响应均起衰减作用。

## 3. 对冲击激励的衰减增加

现在分析图1的单自由度系统受到由基础传来的冲击运动。设外力函数为半正弦加速度脉冲, 如图2所示。

$$\begin{aligned} \ddot{u} &= \ddot{u}_m \sin \frac{\pi t}{\tau} & [0 \leq t \leq \tau] \\ \ddot{u} &= 0 & [t > \tau] \end{aligned}$$

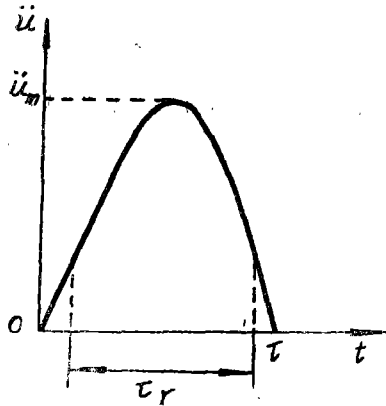


图2 半正弦加速度脉冲

式中  $\tau$ —脉冲持续时间。

$\tau_e$ —有效脉冲持续时间，对于如图2的半正弦脉冲  $\tau_e = \frac{2}{\pi} \tau$ 。

此时对该系统的冲击传递率如图3所示。从图中可以看出，系统的最大冲击响应值不大于所加半正弦加速度脉冲值的1.8倍。最大加速度响应发生在  $\omega_n \tau_e = \pi$  时，即当外力脉冲频率为  $\omega = \frac{\pi}{\tau_e}$  时，最大加速度响应出现在  $\frac{\omega}{\omega_n} = \frac{2}{\pi}$  的情况。当  $\omega_n \tau_e > 16$  时， $\ddot{x} / \ddot{u}$  值趋近于1。相当于系统受到一个与外力函数相等的静载荷。

因此单自由度系统对于半正弦脉冲加速度的响应，首先取决于系统自振频率  $\omega_n$ ，其次在  $\frac{\omega_n}{\omega} \approx \frac{\pi}{2}$  附近区域内与系统阻尼有关，阻尼值越大，冲击响应越小。

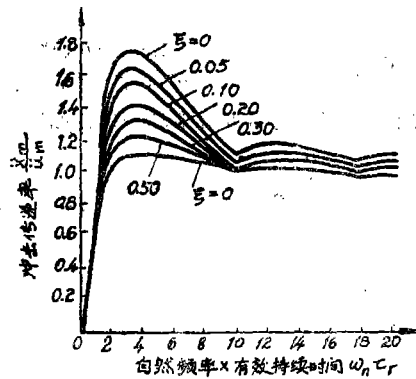


图3 线性单自由度系统对于基础的半正弦冲击运动随系统阻尼不同时的传递率曲线<sup>[1]</sup>

## 二、阻 尼 材 料

通过以上分析，我们可以看出，利用阻尼可以对结构的动态特性进行一定的控制。因此增加结构阻尼是改善弹上设备力学环境的一个有效措施。阻尼的机理很多，但与本文有关的主要是材料阻尼和结构阻尼。

材料阻尼是指结构材料本身在动态力的作用下由于内部晶粒之间的摩擦、错位而产生的阻尼；结构阻尼是指由材料制成的元件通过各种连接方式而形成的结构在动态力的作用下，由连接点的型式、表面状态和周围介质条件所产生的阻尼。无论何种阻尼，它的同义词是能量耗散，在大多数情况下是把机械能转变为热能。

### 1. 粘弹性材料的力学特性

载荷与变形呈线性关系，并在顺逆过程中完全一致的材料我们称它为完全弹性材料，即无任何阻尼存在，但是对于实际材料往往总会有一部分能量变为热能而呈现非完全弹性（图4）。图中加载和卸载的滞后回线所围的面积大小就是能量损耗的量度。此即为材料阻尼。其中有一类材料，在简谐应力的作用下，它的滞后回线的形状在一个较宽的频率、温度和应变幅度的范围内呈现椭圆形，我们把这类材料称为粘弹性材料，它的一个特点是应变滞后应力一个固定的角度  $\alpha$ 。因此我们有

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \varepsilon_0 \sin \omega t \\ \sigma &= \sigma_0 \sin(\omega t + \alpha) \end{aligned} \quad (11)$$

$$\text{或写成 } \sigma = \sigma_0 \cos \alpha \sin \omega t + \sigma_0 \sin \alpha \sin(\omega t + \frac{\pi}{2}) \quad (12)$$

(12) 式中右边第一项与应变同相, 而第二项则超前应变  $90^\circ$ 。引入  $i = \sqrt{-1}$  则可写成

$$\sigma = \sigma_0 \cos \alpha \sin \omega t + i \sigma_0 \sin \alpha \sin \omega t \quad (13)$$

用 (11) 式中第一式除 (12) 式得

$$\frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \cos \alpha + i \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \sin \alpha \quad (14)$$

$$\text{或 } E = E' + iE'' \quad \text{或 } E = E'(1 + i\eta) \quad (15)$$

(15) 式表示粘弹性材料的弹性模量由储存模量  $E'$  和损耗模量  $E''$  组成。而  $\eta = \frac{E''}{E'}$  称为材料的损耗系数, 是表示材料阻尼的重要参数。

同理, 对于材料的剪切模量亦可写成

$$G = G' + iG'' \quad (16)$$

粘弹性材料在简谐应力作用下的阻尼效能, 取决于单位体积材料每周所耗散能量的大小。设耗散能量为  $D$

$$D = \int \sigma d\varepsilon \quad (17)$$

积分结果

$$D = \pi \eta E' \varepsilon_0^2 \quad (18)$$

从 (18) 式我们可以看出, 要得到最大能量耗散, 必须使式中每一项都大。其中  $\eta E'$  的乘积是和材料直接有关的系数, 也是作为材料研制的一项判据。而  $\varepsilon_0$  则是与结构处理直接有关。因此要得到最佳的阻尼效果, 不仅取决于材料阻尼本身, 同时也取决于结构设计, 两者缺一不可。

## 2. 粘弹性材料的性能

在小应变幅度的条件下, 各类结构材料的损耗系数  $\eta$  值比较列于表 1。

表 1. 各种结构材料的损耗系数  $\eta$  值

铝	镁	铜	钢、铁	胶合板	橡胶及高分子聚合物
$10^{-4}$	$10^{-4}$	$2 \times 10^{-3}$	$1-6 \times 10^{-4}$	$1-1.3 \times 10^{-2}$	0.1~2.0, 最高可达 5

从表中可以看出, 一般金属结构材料的阻尼是非常小的。除了某些为了增加阻尼而特制的材料外, 一般  $\eta < 10^{-2}$ 。有些铸铁、钛合金、铝镁合金和铜合金的  $\eta$  值高达 0.1, 但是造价高昂。而一般橡胶等高分子聚合物的  $\eta$  值则很高, 但它们的缺点是不能做承力材料。因此必须与金属材料结合制成复合材料或在应用时做恰当的结构处理才能发挥它们的优越性。

在简谐应力作用下, 粘弹性材料的阻尼特性是温度  $T$ 、频率  $\omega$ 、应变  $\varepsilon$  和材料的初始压缩量  $\delta$  的函数。

$$\eta = f(T, \omega, \varepsilon, \delta) \quad (19)$$

其一般变化规律如图 5 所示。粘弹性材料的  $E'$  和  $\eta$  随温度的变化和随频率的对数变化呈反对称曲线。一般来说温度变化十度与频率变化十倍的结果近似一致。从图 5 可以看出, 粘

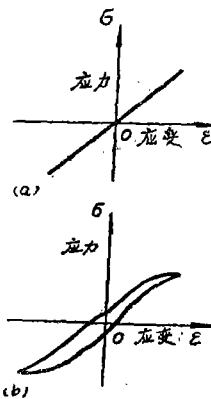


图 4 a. 完全弹性材料  $\sigma$ - $\varepsilon$  曲线, b. 非完全弹性材料  $\sigma$ - $\varepsilon$  曲线。

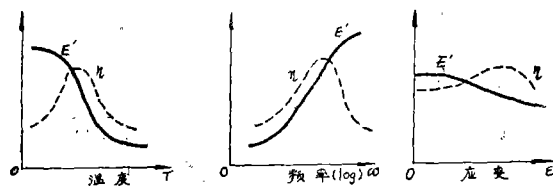


图5 粘弹性材料的 $E'$ 和 $\eta$ 随 $T$ 、 $\omega$ 和 $\epsilon$ 的变化规律。

弹性材料可以分成三个特性区域。在低温（或高频）材料变硬，阻尼很小，称为玻璃态；在高温（或低频）材料变软，此时阻尼也不太，称为橡胶态；在上述两个区域之间材料的弹性模量发生激烈的变化，而呈现高阻尼，此为粘弹态。该区域正是我们所

感兴趣之处。我们的目标是使粘弹性材料在转变态的特性符合我们的设计要求，如温度范围则是其中的一个重要指标。和温度及频率相比， $E'$ 和 $\eta$ 随 $\epsilon$ 及 $\delta$ 的变化不大，但它们在结构设计中有意义。

### 3. <6—5> 阻尼材料性能

在上海橡胶制品所的大力协作下，通过对58种材料配方的动态测试，最后选出<6—5>阻尼材料，其基本性能数据如下：

(1) 80Hz时的高低温性能示于图6。<6—5>材料是一种丁基橡胶，它的玻璃化转变温度为 $-24^{\circ}\text{C}$ ，此时对应的 $\eta_{max} = 1.36$ 。在 $-40^{\circ}\text{C}$ 和 $+55^{\circ}\text{C}$ 时对应的 $\eta$ 值分别为1.0和0.19， $\eta$ 值大于0.7的温度范围约为 $64^{\circ}\text{C}$ （ $-52^{\circ}\text{C} \sim +12^{\circ}\text{C}$ ），在 $-10^{\circ}\text{C}$ 至 $+55^{\circ}\text{C}$ 范围内 $E$ 值的变化不大于10倍。

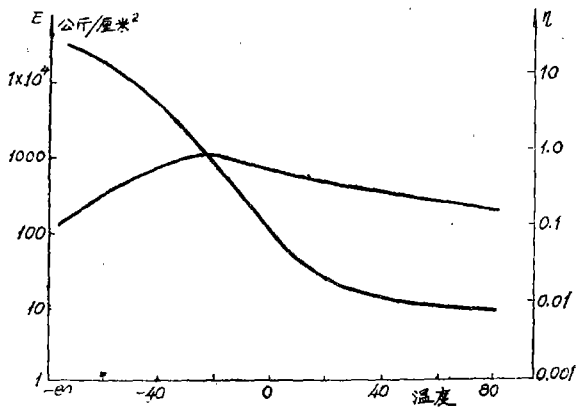


图6 <6—5>阻尼材料 $E$ 和 $\eta$ 在80Hz时随温度变化曲线

(2) 加速老化试验结果，丁基橡胶的抗老化性能较之制造普通减振器的氯丁胶及天然胶为之优越的多。对该材料进行了 $+70^{\circ}\text{C}$ ，72小时及 $+70^{\circ}\text{C}$ ，144小时的加速老化试验。试验后的动态性能测试表明材料性能无明显变化。

(3) 变形量试验结果，根据现有的动态测试设备上进行的试验结果，表明<6—5>材料在相对变形量为1~15%范围内，其 $\eta$ 值几乎不变。小于1%时， $\eta$ 值有所下降。 $\eta$ 值最大的相对变形量约在25%左右，如果相对变形量大于此值， $\eta$ 值将有所下降。但当变形量为50~80%时 $\eta$ 值又增大。

(4) 压缩量试验结果，如表2所示。

表2 用2毫米厚的材料，在 $T = 10^{\circ}\text{C}$ 时测得 $\delta$ 与 $\eta$ 之间的关系

压缩量 $\delta\%$	12.5	25	37.5	50	62.5	75	87.5
频率 Hz	81	84	101	120	123	223	336
损耗系数 $\eta$	1.22	1.23	1.29	1.32	1.30	1.18	1.0

从上述结果可以看出，压缩量变化改变了系统刚度，从而改变了自振频率。压缩量在60%以内， $\eta$ 值变化不大，随着压缩量再增加， $\eta$ 值有所下降。可见如果材料受压缩过分将

会使材料性能下降，阻尼效果显著减少。

### 三、阻尼结构设计

#### 1. 单自由度线性粘弹性阻尼系统

在第一节分析的单自由度阻尼系统的动态响应特性中，其阻尼是假设为正比于速度的粘性阻尼。但是粘弹性材料的阻尼力，在作简谐运动时是与位移成正比而与运动速度同相。这是和一般结构阻尼的特性相一致。

根据粘弹性材料的力学特性，它的剪切模量表示为

$$G = G' + iG'' \quad \text{或} \quad G = (1 + i\eta)G'$$

这个概念可以直接引入由粘弹性材料组成的结构系统中，其系统刚度也由复刚度的形式表示，并作为振幅的系数。因此，当基础作简谐运动时，其系统的运动方程为

$$m \ddot{x} + K(1 + i\eta)(x - u) = 0 \quad (20)$$

设：  $\delta = x - u$

则方程 (20) 可以写成

$$m \ddot{x} + iK\eta\delta + K\delta = 0 \quad (21)$$

方程 (21) 中左式第2项相当于粘性阻尼力项。因此

$$K\eta\delta = c\omega\delta$$

$$K\eta = c\omega$$

$$C_e = \frac{K\eta}{\omega} = \frac{K''}{\omega}$$

$C_e$  表示为粘弹性材料的等效粘性阻尼。它在一个简谐振动周期中所消耗的能量与结构阻尼在一周中所消耗的能量相等。

根据 (22) 式，结构的损耗系数  $\eta$  值等于

$$\eta = \frac{c\omega}{K} = \frac{c\omega}{m\omega_n^2} = \frac{2c}{2m\omega_n} \cdot \frac{\omega}{\omega_n} = 2 \frac{c}{c_c} \cdot \frac{\omega}{\omega_n} = 2\xi \frac{\omega}{\omega_n} \quad (22)$$

在谐振时  $\eta = 2\xi$ 。

将 (23) 式代入 (5) 式，得到粘弹性单自由度系统在基础作简谐运动时的系统响应

$$T = \frac{\dot{x}_0}{\dot{u}_0} = \frac{\ddot{x}_0}{\ddot{u}_0} = \sqrt{\frac{1 + \eta^2}{(1 - r^2)^2 + \eta^2}} \quad (24)$$

因此，我们在第一节中对粘性单自由度系统的分析也适用于用粘弹性材料组成的结构系统。

#### 2. 高阻尼减振结构设计

结构设计是能否充分发挥材料高阻尼特性的关键。根据〈6—5〉材料的特性，所设计的结构必须要满足以下几个要求：

- (1) 在动态力的作用下要使阻尼材料有足够的变形幅度；
- (2) 由于该材料在常温时的  $G \approx 10$  公斤/厘米<sup>2</sup>，因此不易做为承力材料；
- (3) 在三个坐标轴方向应有相近的刚度和阻尼；
- (4) 结构简单、使用方便、附加质量尽可能小。

弹上电子设备一般均是具有较强刚度的六面体。除了安装元件的印刷板之外，一般构架和外壳在振动条件下的变形甚小。因此，如果构架和壳体采用自由层或夹层等线面处理方

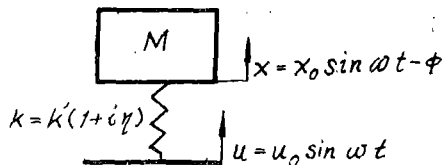


图 7

法，恐难收到良好的效果。所以，确定采取在设备连接点增加局部阻尼的方案，即阻尼减振器方案，但结构型式有所不同。根据上述要求提出了如图8所示的基本结构型式。该结构十分简单，仅由阻尼元件、衬套和垫片三部分组成。螺栓安装的锁紧力直接通过垫片和衬套作用在弹体结构上。由于衬套有一定高度因此不会使阻尼元件压扁。由弹体结构传来的振动和冲击载荷则必须经过阻尼元件才能传递到设备上。依靠阻尼元件与周围构件之间的摩擦，使阻尼元件在动态力的作用下产生剪切和压缩变形，从而有效地消耗机械能使其转变为热能。同时，依靠阻尼元件大面积与周围金属构件的接触将热能散发出去，在此结构中衬套将起三个作用：首先是承受螺钉的锁紧力；其次是控制阻尼元件的压缩量；第三是防止阻尼元件与螺纹的咬合。

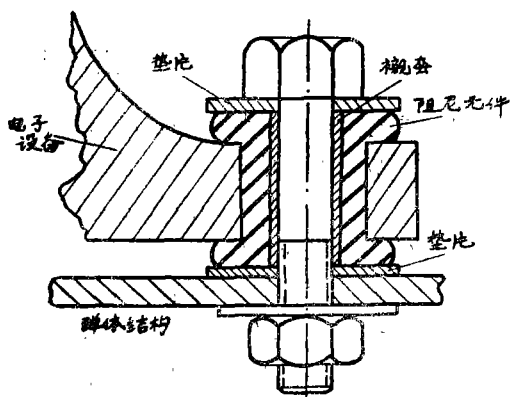


图8 高阻尼减振结构示意图

该高阻尼减振结构有以下特点：

- (1) 减振器的自振频率已尽可能地降低，以保证对高频激振有足够的隔离效果；
- (2) 能在三个坐标轴方向同时起减振作用；
- (3) 能承受飞行时的轴向加速度引起的载荷；
- (4) 采用这种结构的电子设备只需四个这样的耳片与弹体结构联接即可；
- (5) 对于不同重量的设备设计了多种不同的规格供在确定安装自振频率时选用；
- (6) 当减振器损坏时，不会造成电子设备脱离连接的情况；
- (7) 结构简单，装卸方便，连耳片在内其附加质量也很小。

#### 四、试验结果分析

对于这种高阻尼减振结构型式我们分别在五个设备（1\*—5\*）上进行了各种试验。其中包括按产品环境条件对它们进行正弦扫描振动和冲击试验，对2\*和3\*产品还进行了随机振动试验，有些产品在上述试验项目中还进行了有减振器状态和不装任何减振器状态的对比试验。其试验结果简述如下。

##### 1. 正弦扫描振动试验

五个产品的试验结果列于表3。除4\*产品在 $x$ 向试验时产品发生故障外，其余产品在安装阻尼减振器后工作均良好。5\*产品由于本身内部有些故障，所以试验时出现另漂较大的情况。而4\*产品在 $x$ 向振动时出现的故障是由于内部结构的共振频率与外部阻尼减振器自振频率相接近，所以在54赫出现30g的加速度，而导致内部元件的外引线断开。

从整个试验结果比较来看，阻尼减振器在共振时的放大倍数约为3左右，而原产品采用的无锡减振器一般在5—10的范围内。同时在共振状态，阻尼元件的温度一般要比周围介质上升10—20℃。

在个别情况下装阻尼减振器的产品，在共振时的放大倍数也有大于3的情况。这是由于以下原因所引起。

表 3 阻尼减振器与原减振器在正弦扫描振动试验条件下的产品试验结果比较表

序号	重量 Kg	试验条件和 方法	减振器 状态	x 向			y 向			z 向			产品响 应超过 台面激 振的带 宽 Hz	试 验 结 果	备 注	
				共振 频率 Hz	放大 速度 g	放大 倍数	共振 频率 Hz	放大 速度 g	放大 倍数	共振 频率 Hz	放大 速度 g	放大 倍数				
				其 速度 Hz	其 速度 g	其 速度 g	其 速度 Hz	其 速度 g	其 速度 g	其 速度 Hz	其 速度 g	其 速度 g				
1	10.5	10-25Hz 1.75g 25-50Hz 0.7mm 50-2000Hz 7g 台面控制(9')	锡 减振器 6只	25	10	5.71	13	≈100	28	11.88	5.41		良	好		
2		"	阻尼减振器 4*压缩 量 1mm	50	21.13	3.019	48	16.7	2.58				良	好	由于支架设计与产品之间 间隙过小在z向试验时发生 碰撞故z向试验无法进行。	
3	4.2	10-24Hz 2.07g 24-50Hz 0.9mm 50-2000Hz 9g 台面控制(9')	阻尼减振器 5*压缩 量 1mm	120	23.7	2.63	85	35.4	3.94	20	2.2		良	好	y向放大倍数达3.94这是 与产品内部结构发生共振有 关。	
4		"	无锡减振器 JP-2- 4x4只	16	30	12.1	26	23.7	10	14	6.76		尚	好	脉冲数变化没有阻尼减振 器稳定。	
5	4.0	"	阻尼减振器 4*压缩 量 1mm	56	11.2	1.2	80	35.4	3.9	50	18.8	2.1		良	好	y向80Hz时可能由于内 衬套松动而引起35.4g.在压 缩量为2mm时均α=2.5
6		"	无减振器	220	84g	9.3	220 830	>100 80	>11 9	600	63	7		超	差	漏脉冲数达4—5个
7	6.0	10-25Hz 1.8g 25-50Hz 0.7mm 50-2000Hz 7g 台面控制(9')	阻尼减振器 3*压缩 量 1mm	54	30	4.2	30	5.0	0.7	49	13.3	1.9		良好	此为10.30第 二次试验结果	10.23日第一次试验x向 试验时发生内部元件螺钉 掉,一个电容脱落,五个晶体 管坏,10.30加固后在x向曾 出现导线断。
8	6.5Kg (试验 台面控制(9')	10-24Hz 2.3g 24-50Hz 1.0mm 50-2000Hz 10g 台面控制(9')	无锡减振器 JP2- 10	30	15	4.16	32	37.5	9.37	36	30	5.78		x,y向另位没有漂 移z向共振点时另位 从0.7mA→1.5mA	有漂 结果发现检波板有故障,一 器下少垫了绝缘板。	
5*	5Kg	"	阻尼减振器 4*压缩 量 1mm	80	17	1.7	50	12.5	1.25	6.2	25	2.5		y向另位不变x向另 位变化为原值的1/2 z向另位漂移从0.7 mA→2.7mA	因此振动试验是在无检波 板情况下进行,只做另位漂 移检查。	
10		"	无减振器	200	45	4.5	138	53	5.3	135	50	5		x,y另位不变,z向往 负向漂移从0.7mA →8mA		

- (1) 当与产品内部结构发生共振时，如2\*和4\*产品；
- (2) 由于内衬套与阻尼元件配合过松，至使部分阻尼材料未能起作用而致；
- (3) 当振动幅度大于或接近阻尼元件的厚度，而使 $\eta$ 值下降，此时往往造成阻尼元件的损坏。

图9表示1\*产品 $y$ 向正弦扫描振动的各种响应曲线。试验结果符合第一节中的理论分析。从图中可以看出，用无锡减振器时，产品系统自振频率为13赫。此时产品的低频摆振十分严重，由于与支架碰撞，产品响应高达100g。在理论上台面输入应合乎虚线要求，但实际上由于被试设备是通过试验支架与振动台面联接的，因此实际产品所承受的试验条件与试验支架的响应曲线相接近。即在100赫以前与规定的条件几乎一致，当 $>100$ 赫时，产品所受到的试验条件有超过和低于规定值的情况，尤其在1000赫以上的高频部分甚至高达60g，即约为规定条件的8.5倍。从图中还可以看出，原无锡减振器和阻尼减振器响应曲线的衰减率几乎相同。图中80~110赫范围内的响应峰值是由于产品内部结构共振响应所致。200~400赫的响应峰与试验支架的第一次共振响应有关。在高频区域阻尼减振器由于支架共振而出现低于3g的振动响应。因此，200赫以上的振动响应曲线有它的不真实性，它并不表示阻尼减振器在高频时效能会降低。当然，与原减振器相比，由于原减振器的自振频率较低，对于同一个高频处的衰减值则要比阻尼减振器大。

图10表示5\*产品 $z$ 向正弦扫描振动的各种响应曲线。原无锡减振器在36赫共振时，产品最大响应为30g，比阻尼减振器的最大响应25g(68赫)还要大。在200~250赫范围内的共振响应是由于设备内部结构共振所引起。400赫以上的响应峰值则直接与试验支架共振响应关

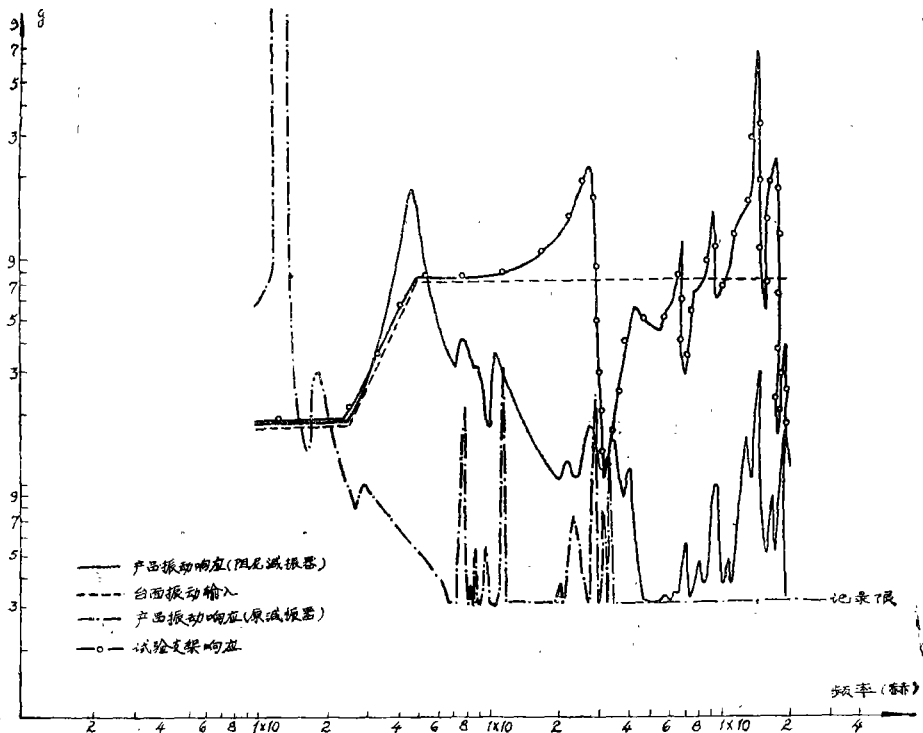


图9 1\*产品 $y$ 向正弦扫描振动曲线

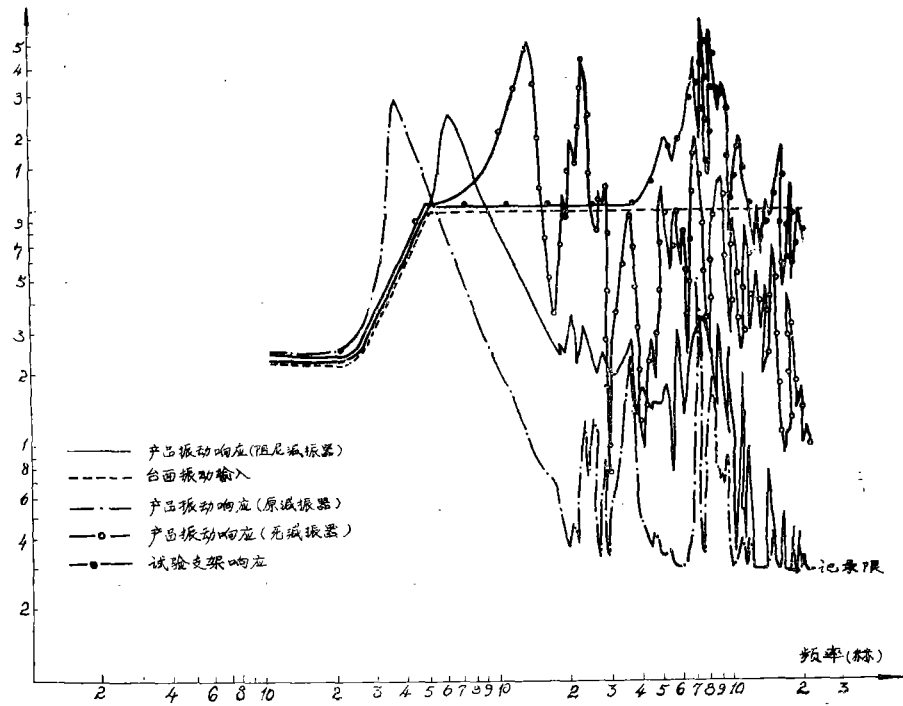


图10 5\*产品z向正弦扫描振动曲线

连。当不装任何减振器时，产品第一谐振峰在135赫，响应高达50g。这说明装减振器后弹上设备所受到的力学环境有很大改善。

## 2. 半正弦冲击试验

试验时的冲击脉冲持续时间为8~12毫秒，相当的冲击脉冲频率为41.6~62.5赫。冲击试验结果列于表4。从表中所列数据可以看出，一般阻尼减振器和无锡减振器的放大系数均小于1.4。无减振器时的放大系数比带减振器要小。这些结果符合第一节中的理论分析，但也有例外，如1\*产品z向出现放大倍数为1.9的情况，3\*产品y向也出现1.96，这些异常情况是由于产品和支架发生冲撞而引起。

除3\*产品外，所有试验结果均良好。3\*产品在不装减振器和无锡减振器时出现超差，而在阻尼减振器时性能确良好。5\*产品x向和3\*产品y向冲击响应曲线示于图11和图12。

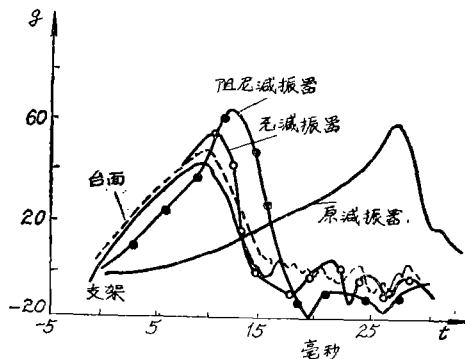


图11 2\*产品x向冲击响应曲线

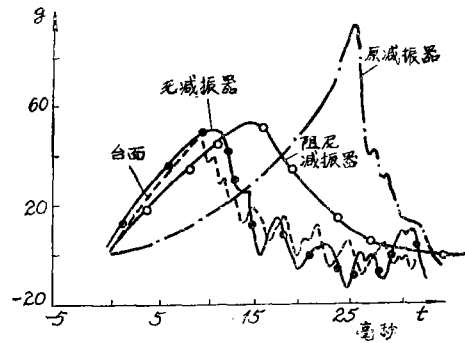


图12 3\*产品y向冲击响应曲线

表 4 阻尼减振器与原减振器在冲击试验条件下的产品试验结果比较 (简表)

序号	重量 Kg	名义试验条件 和 方 法	减振器 状 态	产 品 响 应						试验结果	备 注			
				x 向		y 向		z 向						
				实际台 面输入 g	产品响 应 g	放大 倍数	实际台 面输入 g	产品响 应 g	放大 倍数			实际台 面输入 g	产品响 应 g	放大 倍数
1 4*	6.0	40 g 8~12mS x,y,z三向每向4次	阻尼减振器 3* 压缩量 1mm	36—38	60—64	1.6*	37—38	46—52	1.36	37	40—46	1.08	良好	×向从所摄波形判断产品响应 <55 g
2 2*	4.2	40 g 8~12mS x,y,z三向每向正负各 二次。	阻尼减振器 5* 压缩量 1mm	35	39.5   44	1.13	37	49   59.8	1.38	36	42—48	1.33	良好	
3		50 g 8~12mS x,y,z三向每向正负各 二次。	无锡减振器 JP2—10	46	55—59	1.31	46   46.5	58—69	1.48	47   48.5	33—34	0.7	良好	
4 5*	6.5	"	阻尼减振器 4* 压缩量 1mm	50	62   70.6	1.41	51.5	41.6   43.2	0.85	48—51	48.3   50.6	1.0	良好	
5		"	无减振器	45	52   59.6	1.32	46.5	47.8   50.7	1.09	48	63	1.31	良好	
6		50 g 8~12mS x,y,z三向每向二次。	无锡减振器 JP2—4×4 只	47—48	50	1.06	48	79.3   94.2	1.96	47	45.7   48.8	0.97		漏脉冲数仍为6个,估计是由于先做 无减振器试验时,产品没有恢复。
7 3*	4.0	50 g 8~12mS x,y,z三向每向二次。	阻尼减振器 4* 压缩量 2mm	46	52.3   53	1.15	45—47	49.8   50.8	1.12	45	47.8   48.4	1.01	良好	
8		50 g 8~12mS x,y,z三向每向二次	无减振器	46	47.3   48.6	1.05	46	51.3   51.9	1.11	46	49.3   49.5	1.07	超差	工作一个循环漏脉冲数达6个。
9 1*	10.5	40 g 8~12mS x,y,z三向每向4次	阻尼减振器 4* 压缩量 1mm	36	42—45	1.16	35—36	41—42	1.17	36	65—73	1.9*	良好	z向由于产品与支架间间隔过小, 冲击时两者发生冲撞,致使产品测 量的冲击过大变大。此时在支架上 测得的冲击达79 g

### 3. 随机振动试验

2\*和3\*产品的随机振动试验结果列于表5。由于试验设备能力的限制, 2\*产品未能取得更多的测量数据。试验是分频段进行的, 试验过程中产品工作正常。从3\*产品的试验结果来看, 无锡减振器和压缩量为1毫米的阻尼减振器的试验结果良好。从设备在试验时参数变动的稳定性来讲, 无锡减振器状态更好一些。这个原因可以由第一节中所述理论来解释, 由于在装无锡减振器状态产品的自振频率均小于26赫,  $g_{r.m.s}$  则小于4g, 而在阻尼减振器状态时, 产品自振频率移至50~80赫, 因而均方根加速度值较大。另一方面, 从试验的结果可以看出, 试验支架的影响很大。产品实际受到由支架传来的随机振动, 其  $g_{r.m.s}$  值比台面规定输入值高2~5倍, 大大超过产品的试验条件。因此试验方法正确与否将直接影响试验的结果, 这个问题值得引起我们重视。由于支架响应和压缩量为2毫米时自振频率提高到135赫左右的原故,  $g_{r.m.s}$  相应增大而在此情况下产品出现超差。当不装任何减振器时, 由于支架响应大大超过规定的条件, 试验只持续了几秒钟, 产品由于内部元件损坏而无法工作。3\*产品y向随机振动响应曲线示于图13。

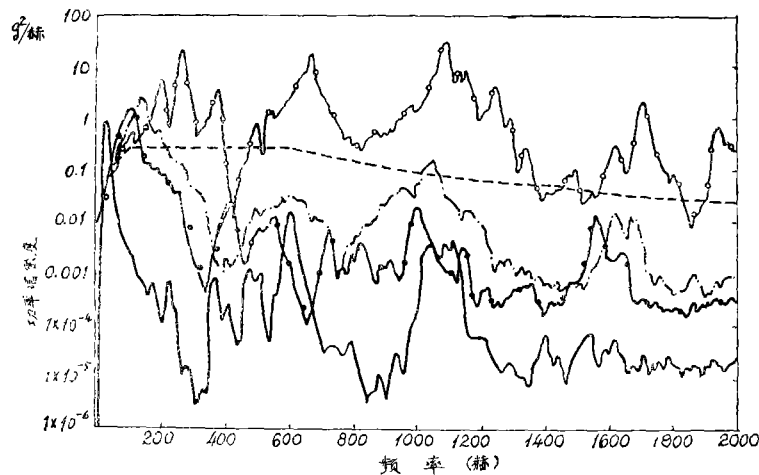


图13 3\*产品y向产品与支架在不同减振器状态下的随机振动响应曲线

- — 台面输入谱  $G_{\max} = 0.25 \text{ g}^2/\text{Hz}$ ; ( $f_0 = 100\text{--}600\text{Hz}$ );  $g_{r.m.s} = 15.54\text{g}$ ;
- 无锡减振器  $G_{\max} = 1.038 \text{ g}^2/\text{Hz}$ ; ( $f_0 = 30\text{Hz}$ );  $g_{r.m.s} = 3.871\text{g}$ ;
- 阻尼减振器(压缩1mm),  $G_{\max} = 1.853\text{g}^2/\text{Hz}$  ( $f_0 = 110\text{Hz}$ );  $g_{r.m.s} = 10.55\text{g}$ ;
- 阻尼减振器(压缩2mm),  $G_{\max} = 2.686\text{g}^2/\text{Hz}$  ( $f_0 = 135\text{Hz}$ );  $g_{r.m.s} = 13.65\text{g}$ ;
- 无减振器支架响应谱  $G_{\max} = 34.279\text{g}^2/\text{Hz}$  ( $f_0 = 1085\text{Hz}$ );  $g_{r.m.s} = 66.0\text{g}$ 。

## 五、结 论

根据以上的理论分析和大量的试验结果证明, 本文提出的高阻尼减振结构较之原减振器有以下两个突出的优点:

1. 结构简单轻巧, 能大大减轻设备的结构重量, 还便于设计安装;
- 减振效率高, 设备共振时的放大系数不大于3。同时能明显改善原减振器在低频共

表 5 阻尼减振器与原减振器在随机振动条件下产品试验结果比较

序号	产品重量 Kg	试验条件和方法	减振器状态	产 品 响 应 (g <sub>rms</sub> )												试验结果
				x 向			y 向			z 向			向			
				台面输入 g	支架响应 g	产品响应 g	台面输入 g	支架响应 g	产品响应 g	台面输入 g	支架响应 g	产品响应 g	台面输入 g	支架响应 g	产品响应 g	
1	2* 4.2	Go = 0.25, g <sub>rms</sub> = 15.6g Go = 0.50, g <sub>rms</sub> = 22.0g 谱形同下, 由于振动台能力所限, 所有试验均匀频段进行。	阻尼减振器 5* 压缩量 1mm	15.54	53.58	1.82	15.54	87.47*	3.81	15.54	37.58	3.924	良好			
2		Go = 0.25, g <sub>rms</sub> = 15.6g 试验时间每方向三分钟 Go = 0.50, g <sub>rms</sub> = 22.0g 试验时间每方向二分钟	无锡减振器 JP2-4X4	15.54	33.72	5.56	15.54	70.43	10.55	15.54	31.94	7.66	良好 *此数据过大可能测量上有问题。			
3	3* 4.0		阻尼减振器 4* 压缩量 1mm	15.54	29.69	8.49	15.54	46.67	13.32	15.54	31.01	7.53	良好			
4			无减振器	15.54	66.00	15.54	66.00	66.00	66.00	66.00	66.00	66.00	66.00	超差 归另多一个脉冲		
5		谱形图											内部元件掉下设备损坏			

振时的大幅度摆动。

虽然〈6—5〉材料在高温时的阻尼系数偏低，但结构设计保证了在共振时具有足够的变形量，从而弥补了材料性能的不足之处，使该阻尼结构在产品的使用温度范围内均具有高的阻尼系数。

选择阻尼减振结构系统自振频率的关键因素是必须避免与设备内部结构发生共振。保证这一点就能使弹上设备在恶劣的动力学环境条件下安全可靠地工作。

#### 参 考 文 献

- [1] 〈Shock and Vibration handbook〉1976.
- [2] D.E.纽兰, 〈随机振动与谱分析概论〉,机械工业出版社,1980.
- [3] Eric.E.Ungar,〈Structural Damping〉,1974.
- [4] Eric.E.Ungar,〈Noise and Vibration control〉,1971.
- [5] 〈Damping in noise and Vibration Control〉,Noise Expo,1977.
- [6] “The Control of Vibrations With Viscoelastic materials”S&V 40.
- [7] “Response analysis of a system With discrete dampers”,S&V46,part4,1976.