# 电子设备抵抗外界影响及破坏的技术

# 遭朝阳\*

(电子科技大学中山学院 广东 中山 528402)

【摘要】讨论电子设备受迫振动被动隔振和无谐振隔振技术,提出了提高电子设备元器件及印制版的抗振动冲击的设计方法,对机械结构提出提高系统刚度的方法,针对降低局部应力集中的问题,提出用逆向预变形克服重力影响,文中所述方法对电子设备设计具有指导意义。

关键 词 电子设备; 无谐振; 振动; 冲击中图分类号 TN607 文献标识码 A

# Resistance Technology of Environment Impact for an Electronic Equipment

Tan Zhaoyang

(Zhongshan College, UEST of China Guangdong Zhongshan 528402)

**Abstract** The forced oscillation of an electronic equipment is discussed, and the technology of a non-resonance dashpot is presented. The design method, which improves resistance to environment impact for the printed circuit and other parts of electronic equipment, is studied. Other methods, which include improving the stiffness of a mechanical construction, reducing local concentration of stress, and using the inverse-distortion for resistance to environment of gravitation, are also discussed. Those methods are helpful to design an electronic equipment.

Key words electronic equipment; resonance-free; vibration; impact

电子设备所处的振动冲击环境包括周期振动、随机振动、冲击碰撞、离心加速度、热应力、腐蚀应力等。随着电子设备的复杂性不断提高,出现高集成、多功能、自动化,同时对可靠性要求越来越高。电子设备的振动冲击防护是长期难以彻底解决的问题。采用减振器对电子设备振动、冲击隔离时,减振器的性能尤为重要<sup>[1,2]</sup>。

电子设备振动冲击隔离问题即利用合理组合系统中的弹簧弹性系数曲线和阻尼系数曲线,在系统的外激励作用下,使电子设备的响应衰减到最低程度。降低系统的固有频率是提高隔振效率的有效措施,但系统在冲击激励作用下需要很大的位移空间来保持系统作弹性振动,以避免位移空间不足导致电子设备的结构刚性碰撞。电子设备由于受到结构和安装条件的限制,不允许设备和基础间出现过大的相对位移,所以在隔振设计中,常采用刚性较大的减振器来解决缓冲问题,这种措施是以损失低频隔振效果为代价。常规的隔振器阻尼系数小,共振放大倍数常大于5,高阻尼隔振器共振放大倍数在3~4之间,较大的共振放大倍数使得电子设备无法承受共振区的剧烈振动,导致电子设备的损坏,而依靠高分子材料内耗机理的高阻尼隔振器则寿命较短。

对于电子设备与安装基础直接相连情形,需要提高电子设备抵抗振动冲击的能力,克服设备内部薄弱

<sup>2003</sup>年8月29日收稿

<sup>\*</sup> 女 39岁 大学 讲师 主要从事机电一体化方面的研究

环节,对元器件进行合理布置,印制版进行改进,结构刚度进行加固[3]。本文将讨论电子设备受迫振动隔振 技术,提出了电子设备抗振动冲击的设计方法。

# 电子设备受迫振动被动隔振

采用弹性支撑的电子设备,如图1所示,载体基础平台受到外界激励出现振动,在一定的振动频率范围 内,当讨论垂直方向运动时,可以将电子机柜-减振器系统简化为图2所示的质量-弹簧-阻尼振动系统。v(t)表示电子设备运动的绝对位移,z(t)表示载体基础平台位移,二者相对位移为x(t) = y(t) - z(t)。采用牛顿第 二定律建立动力学方程

$$m\frac{\mathrm{d}^2 y}{\mathrm{d}t^2} = -kx - c\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \tag{1}$$

设基础平台作  $z(t) = z_0 e^{iwt}$  的正弦运动,整理上式得到

$$m\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2} + c\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} + kx = m\mathbf{w}^2 z_0 \,\mathrm{e}^{\mathrm{i}\mathbf{w}} \tag{2}$$

求解上式得到电子设备振动系统稳态响应[4]

$$x(t) = x_0 e^{i(wt-j)}$$
(3)

式中 电子设备与基础平台相对位移稳态响应的实振幅  $x_0 = \frac{s^2 z_0}{\sqrt{(1-s^2)^2 + 4\xi^2 s^2}}$  , 频率比  $s = \frac{\mathbf{w}}{\mathbf{w}}$  , 系统固有

频率  $\mathbf{w}_n = \sqrt{k/m}$  ,阻尼比  $\mathbf{x} = \frac{c}{c}$  ,临界阻尼  $c_c = 2\sqrt{km}$  。

进一步计算被动隔振传递率(即隔振系数)

$$\mathbf{h} = \frac{y_0}{z_0} = \sqrt{\frac{1 + 4\mathbf{x}^2 s^2}{(1 - s^2)^2 + 4\mathbf{x}^2 s^2}}$$
 (4)

图3为不同阻尼比x 时s-h 曲线,可以看出,仅当 $s>\sqrt{2}$  时,系统才具有隔振意义。

安装在舰船、车辆上的电子设备,载体的发动机在启动加速过程中,导致基础平台(如甲板、车厢)对电 子设备的激振频率 $\mathbf{w}$ 从0增加到某一确定值,设备系统无法避开 $s<\sqrt{2}$  的共振频率。即使将系统的固有频率 设计的比较低,由于不能有效地抑制共振,同样可能损坏电子设备。

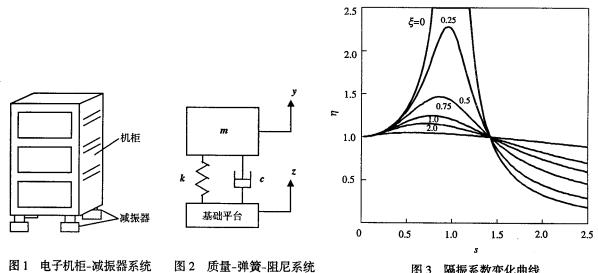


图 3 隔振系数变化曲线

#### 无谐振隔振技术

当系统阻尼为干摩擦时,图2所示质量-弹簧-阻尼系统动力学方程为 $m\frac{\mathrm{d}^2 y}{\mathrm{d}t^2} = -kx - \frac{\mathrm{d}x/\mathrm{d}t}{|\mathrm{d}x/\mathrm{d}t|}f$ ,

式中 f 为干摩擦力,设基础平台作  $z(t) = z_0 e^{iwt}$  的正弦运动,整理上式得到

$$m\frac{\mathrm{d}^2 x}{\mathrm{d}t^2} + \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} / \left| \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \right| fx + kx = m\mathbf{w}^2 z_0 \,\mathrm{e}^{\mathrm{i}\mathbf{w}} \tag{5}$$

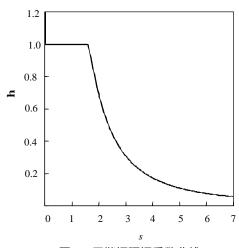
上述非线性微分方程中非线性项 $\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}/\left|\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}\right|$ 与频率无关,当干摩擦力不太大时,其运动响应很接近正弦波 形,对此情形干摩擦阻尼可以近似等效为线性阻尼  $c_{ea}$ ,类似于公式(3)、(4)的推导,得到电子设备与基础相 对位移稳态响应的实振幅 $x_0$ 以及隔振系数h

$$x_0 = \frac{s^2 z_0}{\sqrt{(1 - s^2)^2 + 4x_{eq}^2 s^2}}$$

$$\mathbf{h} = \frac{y_0}{z_0} = \sqrt{\frac{1 + 4x_{eq}^2 s^2}{(1 - s^2)^2 + 4x_{eq}^2 s^2}}$$
(6)

上式中等效阻尼比 $\mathbf{x}_{ea} = c_{ea}/c_c$ 。为了使系统不产生谐振,调整干摩擦力f大小,使得当频率比s时,干摩擦力最大值大于等于载体基础平台对电子设备激振力幅值  $m\mathbf{w}^2\mathbf{z}_0$ ,导致载体基础平台与电子设备 同步运动;当频率比 $s > \sqrt{2}$  时,干摩擦力等于  $2m\mathbf{w}_{u}^{2}\mathbf{z}_{0}$ ,小于激振力幅值  $m\mathbf{w}^{2}\mathbf{z}_{0}$ ,出现电子设备与基础平台 的相对运动,由图3看出此时质量-弹簧-阻尼系统已经进入衰减运动的隔振区间。

受迫振动临界点  $s=\sqrt{2}$  ,干摩擦力  $f=2m-\frac{2}{n}Z_0$  ,库仑阻尼  $c_{eq}=4f/\pi w X_0=8kZ_0/\pi w X_0$  ,等效阻尼比  $\mathbf{x}_{eq} = 4z_0 / \delta_0$ 。代入式(6)得到电子设备与基础相对位移  $x_0 = z_0 \sqrt{[s^2 + (8/\pi)s^2 - (8/\pi)]}/|1-s^2|$ ,分析此式可 知:当频率比  $s > \sqrt{\frac{8}{3}} = 1.595$  77 时电子设备与基础平台将出现相对位移。



无谐振隔振系数曲线

将阻尼比 $\mathbf{x}_{eq}$ 、相对位移 $\mathbf{x}_0$ 的值代入式(6),得到无谐振隔振系统在全频率范围的隔振系数  $\mathbf{h} = \begin{cases} 1 & s = 1.595\ 77 \\ \frac{1}{|1-s^2|}\sqrt{1+6.484\ 556(1-\frac{2}{s^2})} & s>1.595\ 77 \end{cases}$ (7)

> 上式所确定的s-h 曲线如图4所示。对比受迫振动被动隔振 传递率曲线图3和无谐振隔振传递率曲线图4,可以看出:图3在 共振区隔振系数不可避免出现峰值,其大小随阻尼的增大而略有 减小 ,工程实际中高阻尼隔振器主要是依靠高分子材料内耗机理 实现,寿命较短;采用干摩擦库仑阻尼的减振系统隔振系数变化 曲线如图4,当频率比s 1.595 77 时,激振力小于干摩擦力最 大值,载体基础平台与电子设备同步运动,避免了共振现象,即 得到电子设备的无谐振隔振系统。

> 减振器实际制作时,产生干摩擦的复合材料应具有耐磨性和 摩擦系数的稳定性,并具有摩擦偶件磨损的自补偿功能,橡胶的

配方偏重于耐老化性能和耐油性。

# 3 电子设备加固设计

一些电子设备与安装基础直接相连(如强击机的机载电子设备),上述无谐振隔振技术无使用机会,这时 需要提高电子设备抵抗振动冲击的能力,克服电子设备内部薄弱环节,使其容许的冲击应力和疲劳极限高 于实际响应值。提高电子设备中薄弱环节的抗振动冲击能力包括以下2种:

#### 1) 元器件及印制版的抗振动冲击

元器件耐振动冲击的能力取决于自身尺寸、安装方法、安装位置、焊接质量、印制板的固有频率和外 界作用力大小等因素。对元器件、结构件进行温度环境和随机振动环境条件应力筛选。微波器件、高频组 件对分布电容、电感很敏感,强烈的振动冲击将引起微波器件内分布参数的变化,采用微波集成技术将其 固化,改善工作稳定性。

按照材料力学公式,两端固定的印制板中间位移最大,耐振动冲击能力差的元器件应尽量靠近印制板 两端支架。安装时,元器件跨骑在导热条上,元器件和导热条之间涂导热脂,对个别抗振动冲击能力差的 元器件用硅橡胶局部灌封。需改写的可编程芯片,插座采用插拔力很强的圆孔插座,保证接触可靠。

在印制版背面中间加装横向加强筋,提高印制板自身的整体刚度,减少印制版在振动冲击条件下的弯曲变形。采用模块化结构设计,印制版分别用紧固件固定在各模块盒体上,以加强板的隔振缓冲能力。控制台上各类开关、按钮最好采用抗振动冲击能力强的薄膜键盘。

#### 2) 提高结构刚度

对机电性能紧密相关的模块,应减小机械结构变形,保证不造成电子设备的电讯功能下降。避免所有层次结构出现结构谐振。可折式、可翻转式连接结构,要有锁定装置,消除结合面的间隙,避免附加冲击和自激振荡。显示控制台、机箱机柜的框架结构,应设计成稳定、结构面积较大的面板或侧板,底板要有加强筋,板内侧采用高阻尼板粘贴,以抑制共振。

# 4 逆向预变形、结构应力

采用计算机辅助设计CAD技术,对诸如大、中型雷达天线预先考虑架设后受重力作用变形,在模具制作时进行预变形修正,使得在天线安装后真实曲面形状与理论曲面较好吻合。找出骨架的高应力区,对其进行局部加固,保证各处应力低于应力腐蚀的容许值。

杆件上尽量避免带尖角、槽或小孔,减少截面尺寸的急剧变化,降低应力集中;采取各种措施防止局部结构共振,避免高疲劳循环应力的出现;提高机械加工精度,减小接合面间隙,降低附加冲击应力;严格在规定的温度范围内使用印制版,防止结合面热应力超出容许值;减少腐蚀和腐蚀疲劳。

# 5 结束语

电子设备在运输及工作期间,会受到周期振动、随机振动、冲击碰撞、离心加速度、热应力、腐蚀应力等外界影响。为了保证电子设备的可靠性,本文讨论了被动隔振即电子设备受迫振动被动隔振和无谐振隔振技术;对于无法进行被动隔振的电子设备,提出了提高电子设备元器件及印制版抗振动冲击的设计方法,并对提高机械结构刚度、降低局部应力集中等问题,提出用逆向预变形来克服重力影响。上述工作对电子设备抵抗外界影响及破坏具有积极意义。下一步工作是进行计算机数值模拟及实验验证上述内容。

#### 参考文献

- [1] Wowk V. Mechanical vibration measurement and analysis[M]. New York: McGraw-Hill Inc, 1991
- [2] James M L, Smith G M, Wolfod J C. Vibration of mechanical and structural system: with micro-computer applications[M]. New York, Harper & Row Publishers Inc., 1989
- [3] Walsh R A. Electromechanical design handbook[M]. New York: McGraw-Hill Inc, 1990
- [4] 季文美, 方 同, 陈松淇. 机械振动[M]. 北京: 科学出版社, 1985

编 辑 孙晓丹