

# 简支梁式关键部件在蜂窝纸板缓冲作用下的冲击响应研究

doi:10.3969/j.issn.1674-7100.2018.01.004

卢富德<sup>1</sup> 雷树锋<sup>1</sup>  
肖宁建<sup>1</sup> 高德<sup>2</sup>  
王振林<sup>2</sup>

1. 湖南工业大学  
包装与材料工程学院  
湖南 株洲 412007
2. 浙江大学  
宁波理工学院  
浙江 宁波 315100

**摘要:** 具有简支梁式关键部件的电子产品, 在运输过程中常用蜂窝纸板作为缓冲材料。为了分析这类易损部件在冲击载荷下的失效行为, 先研究蜂窝纸板的压缩力学性能, 并得到蜂窝纸板简化本构方程; 然后在矩形加速度脉冲激励下, 求解出最大应力与矩形脉冲峰值之间的关系, 进而得到蜂窝纸板横截面积与厚度所满足的约束条件, 推导出简支板弯曲应力的近似解析解; 最后通过有限元分析验证解析法的可靠性。研究表明: 蜂窝纸板在屈服阶段的应力可以表示为平台应力, 且蜂窝纸板呈现率相关性; 运用矩形加速度脉冲替代蜂窝纸板实际传递的加速度脉冲, 在求解易损件的应力响应中具有较高的精度。

**关键词:** 简支梁式关键部件; 蜂窝纸板; 冲击响应; 加速度脉冲

**中图分类号:** TB485.1; O322

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1674-7100(2018)01-0020-07

## 0 引言

在物流运输过程中, 因跌落等原因, 经常导致产品内部的一个或多个关键部件(或称为易损部件)发生损害<sup>[1]</sup>。这些易损部件可以用单频率的质量-弹簧力学模型来表征, M. A. Garcia-Romeu-Martinez 等<sup>[2]</sup>推导了集中质量易损件在复杂脉冲激励下的冲击响应规律。易损件损坏一般可以由加速度响应判断<sup>[3-5]</sup>, 当响应最大加速度超过容许最大加速度时, 被认为是失效的。但对于梁式或板式部件, 若仍然以加速度响应作为判断产品失效的标准, 会产生误导或引起错误<sup>[6]</sup>, 这时需要深入到易损部件的应力响应层面来判断产品的冲击强度<sup>[7-10]</sup>。Zhou C. Y. 等<sup>[11]</sup>推导了简支梁关键部件在半正弦脉冲激励作用下的简支梁最大应变表达式, 得到了简支梁容许最大应力。

蜂窝纸板作为绿色缓冲材料, 能避免如塑料、泡沫产生的白色污染<sup>[12]</sup>。蜂窝纸板在受到均匀压缩时, 其应力-应变曲线有一个较长的屈服平台应力阶段; 在受到冲击后, 其传递给产品的加速度脉冲可以近似为矩形脉冲<sup>[13-15]</sup>。文献[16]研究了悬臂梁式易损部件在矩形脉冲下的冲击响应规律。简支梁式或板式易损部件较为常见, 例如线路连桥、电路板, 这些部件的损坏将导致整个产品的功能丧失。

鉴于此, 本文研究矩形脉冲激励下简支梁易损部件的冲击响应, 并推导出最大应力与缓冲衬垫的厚度、面积之间的关系, 以期产品的包装提供参考。

## 1 蜂窝纸板本构关系

由于蜂窝结构力学性能受压缩应变率的影响比

收稿日期: 2017-10-30

基金项目: 国家自然科学基金项目资助(11402232)

作者简介: 卢富德(1982-), 男, 河南太康人, 湖南工业大学讲师, 博士, 主要研究方向为多孔材料的力学性能和包装动力学, E-mail: lu673153@163.com

较显著<sup>[17-18]</sup>, 需要获取一定范围内的压缩应变率来研究蜂窝纸板的应变率增强作用。故利用万能试验机和落锤试验台, 对蜂窝纸板分别进行准静态和动态单轴压缩试验。试验环境相对湿度为 $(50 \pm 3)\%$ , 温度为 $(23 \pm 3)^\circ\text{C}$ 。试验前, 蜂窝纸板均施加 5% 的预压。蜂窝夹芯纸张量为 $105\text{ g/m}^2$ , 纸材壁厚为 $0.19\text{ mm}$ , 正六边形孔边长为 $7.1\text{ mm}$ 。选用 $10\text{ mm}$ 和 $20\text{ mm}$ 的蜂窝纸板, 利用万能试验机得到 3 个准静态压缩应变率 ( $\dot{\varepsilon}$  分别为 $0.0017, 0.0333, 0.4100\text{ s}^{-1}$ ) 下应力-应变曲线<sup>[13]</sup>。将质量为 $5\text{ kg}$ 的重锤在 $0.7\text{ m}$ 高度处自由跌落来冲击 $30\text{ mm}$ 的蜂窝纸板, 得到最大动态压缩应变率为 $123.500\text{ 0/s}$ , 并提取相应的应力 ( $\sigma$ ) - 应变 ( $\varepsilon$ ) 曲线。蜂窝纸板的应力-应变曲线如图 1 中的虚线所示; 实线为对应的计算曲线, 将在下文中介绍。

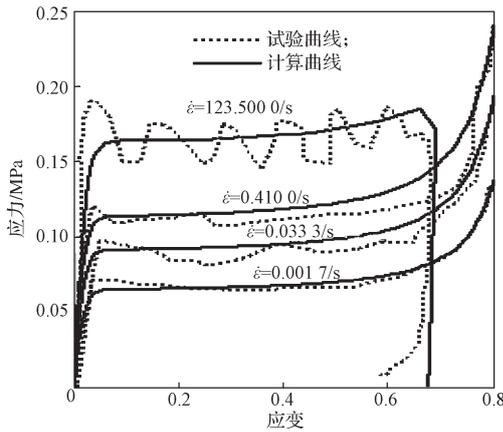


图 1 蜂窝纸板应力-应变曲线

Fig. 1 Stress-strain curves of honeycomb paperboard

由图 1 可知, 在不同的应变率作用下, 蜂窝纸板均呈现较长的屈服平台, 而且随着应变率的增加, 蜂窝纸板屈服平台随之增强。首先选取最小压缩应变率 $\dot{\varepsilon}_0$ 为 $0.0017\text{ s}^{-1}$ 作用下的应力-应变曲线作为基准, 利用双曲正切函数拟合图 1 所示的屈服平台, 运用双曲函数表征应力-应变曲线的压实区域, 可得应力-应变曲线形状函数为

$$f(\varepsilon) = a_1 \tanh(a_2 \varepsilon) + a_3 \left( \frac{\varepsilon}{a_4 - \varepsilon} \right)^{a_5}, \quad (1)$$

式中 $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$ 均为未知参数, 未知参数的取值可用最小二乘法拟合得到, 其结果为 $a_1=0.0650\text{ MPa}$ ,  $a_2=43.2\text{ rad}$ ,  $a_3=0.0032\text{ MPa}$ ,  $a_4=0.88$ ,  $a_5=1.3$ 。

考虑应变率的增强作用<sup>[13]</sup>, 可得到模量 $M$ 与

$\ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}$ 之间的关系, 如图 2 所示。模量 $M(\dot{\varepsilon})$ 表示在应变率 $\dot{\varepsilon}$ 与参考应变率 $\dot{\varepsilon}_0$ 作用下, 所对应的蜂窝纸板平台应力比值。运用线性函数构建模量 $M$ 与应变率之间的函数为

$$M(\dot{\varepsilon}) = 1 + c \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}, \quad (2)$$

式中 $c$ 为无量纲的未知参数, 利用试验结果拟合得 $c=0.136$ 。

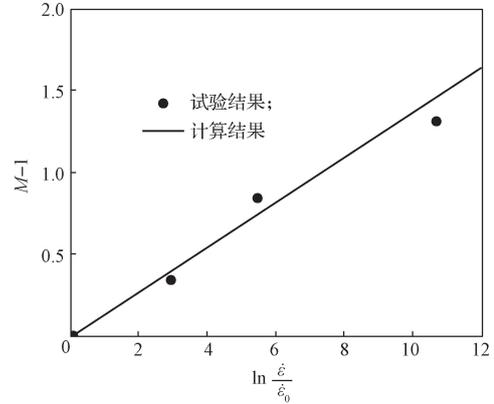


图 2  $M-1$  与  $\ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}$  的关系

Fig. 2 Relationship between  $M-1$  and  $\ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}$

综合式 (1) 和式 (2), 可得蜂窝纸板动态应力与压缩应变、压缩应变率的函数关系 $F(\varepsilon, \dot{\varepsilon})$ , 从而得到蜂窝纸板简化的一维动态本构关系为

$$F(\varepsilon, \dot{\varepsilon}) = \left[ a_1 \tanh(a_2 \varepsilon) + a_3 \left( \frac{\varepsilon}{a_4 - \varepsilon} \right)^{a_5} \right] \left( 1 + c \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right). \quad (3)$$

当应变率 $\dot{\varepsilon}$ 分别取 $0.0017, 0.0333, 0.4100\text{ s}^{-1}$ , 利用式 (3) 计算得到蜂窝纸板应力-应变曲线如图 1 中的实线所示。由试验结果与计算结果对比可知, 式 (3) 所表示的一维动态本构能准确表达蜂窝纸板的屈服平台及呈现的率相关性。

为了方便计算, 在给定跌落高度 $H$ 、蜂窝纸板厚度 $h$ 的前提下, 利用式 (3) 可以得到蜂窝纸板近似屈服平台应力为

$$\sigma_d = \sigma_0 \left( 1 + c \ln \frac{\sqrt{2gH}}{h \dot{\varepsilon}_0} \right), \quad (4)$$

式中 $\sigma_0$ 为参考压缩应变率 $\dot{\varepsilon}_0$ 所对应的屈服平台应力, 取值为 $0.065\text{ MPa}$ 。

在得到蜂窝纸板力学性能之后,考虑产品内部的易损件,即可建立易损件-产品-蜂窝纸板缓冲系统的力学模型,并对易损件的响应进行动态分析。

## 2 简支梁易损件-产品主体-蜂窝纸板缓冲系统动态响应分析

产品在蜂窝纸板缓冲作用下的包装系统如图3所示,其内部含有简支梁式易损部件(给定易损件的弹性模量为 $E$ ,截面惯性矩为 $I$ ,密度为 $\rho$ ,截面面积为 $A$ ,跨度为 $l$ )。当发生跌落工况时,产品会受到横截面积为 $A_f$ 、厚度为 $h$ 的蜂窝纸板的缓冲作用,内部的易损件会发生振动响应。选取质量主体、易损件的坐标如图3所示,其中 $w$ 为梁的挠度坐标, $x$ 为梁的纵向坐标, $z$ 为产品主体的运动坐标, $H$ 为初始跌落高度。

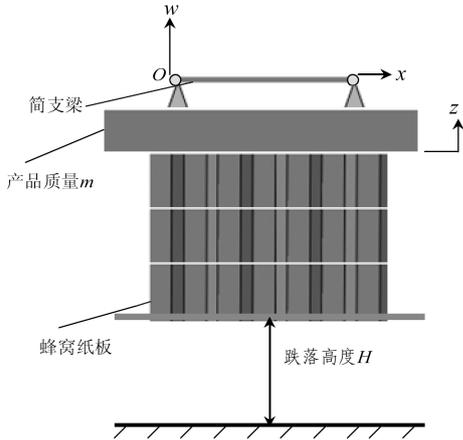


图3 易损件-产品主体-蜂窝纸板系统示意图

Fig. 3 Diagram of packaging system made of critical component, main body and honeycomb paperboard  
简支梁振动方程<sup>[16]</sup>为

$$\rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = 0, \quad (5)$$

式中 $t$ 为时间。

对应的边界条件为

$$w(0)=w(l)=z, \quad \left. \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right|_{x=0,l} = 0, \quad (6)$$

产品主体的振动方程为

$$m\ddot{z} + A_f F\left(\frac{z}{h}, \frac{\dot{z}}{h}\right) = 0, \quad (7)$$

初始条件为

$$z(0)=0, \quad \dot{z}(0)=\sqrt{2gH}. \quad (8)$$

对式(7)进一步整理,得系统响应包含静应力

$\sigma_s$ 的关系式为

$$\ddot{z} + \frac{g}{\sigma_s} F\left(\frac{z}{h}, \frac{\dot{z}}{h}\right) = 0, \quad (9)$$

式中: $g$ 为重力加速度; $\sigma_s=mg/A_f$ 。

由式(9)可以看出,物品主体的加速度 $\ddot{z}$ 只与静应力 $\sigma_s$ 以及蜂窝的厚度 $h$ 有关。

设相对位移 $y=w-z$ ,并联合式(5)可得

$$\rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = -\rho A \ddot{z}. \quad (10)$$

方程(10)的叠加模态解为

$$y(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} Y_n(x) q_n(t), \quad (11)$$

式中: $q_n(t)$ 为模态坐标;

$Y_n(x)$ 为振型函数,且

$$Y_n(x) = \sqrt{\frac{2}{\rho A l}} \sin \frac{n\pi x}{l}. \quad (12)$$

利用梁主振型的正交性,可得到一组独立的微分方程组

$$\ddot{q}_n + \omega_n^2 q_n = -\frac{\sqrt{2\rho A l} \ddot{z}}{n\pi A} (1 - \cos n\pi), \quad (13)$$

式中 $\omega_n = \frac{n^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$ 。

由杜哈梅积分,得

$$q_n = -\frac{\sqrt{2\rho A l} \ddot{z} (1 - \cos n\pi)}{\omega_n n\pi} \int_0^t \sin(\omega_n(t-\tau)) d\tau, \quad (14)$$

式中 $\tau$ 为时间变量。

设蜂窝纸板传递给易损件的近似矩形加速度脉冲为

$$\ddot{z} = \begin{cases} A_m, & 0 \leq t \leq \tau_0; \\ 0, & t > \tau_0. \end{cases} \quad (15)$$

由式(4)可得到加速度峰值 $A_m$ 和脉宽 $\tau_0$ 为:

$$A_m = \sigma_s g / \sigma_s, \quad \tau_0 = \sqrt{2gH} / A_m. \quad (16)$$

把式(15)代入式(14),得到微分方程(13)的解:

$$q_n = \begin{cases} \frac{2\sqrt{2\rho A l}}{n\pi\omega_n^2} A_m (1 - \cos \omega_n t), & 0 < t \leq \tau_0; \\ \frac{4\sqrt{2\rho A l}}{n\pi\omega_n^2} A_m \sin\left(\omega_n\left(t - \frac{\tau_0}{2}\right)\right) \sin\left(\omega_n \frac{\tau_0}{2}\right), & t > \tau_0. \end{cases} \quad (17)$$

因此可得到筒支梁的最大拉、压弯曲应力随时间的变化关系为

$$\sigma_{\pm} = \pm E \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \frac{h'}{2} = \begin{cases} \frac{2Eh'\pi A_m}{l^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left( \frac{n}{\omega_n^2} (1 - \cos \omega_n t) \sin \frac{n\pi x}{l} \right), & 0 < t \leq \tau_0; \\ \pm \frac{4Eh'\pi A_m}{l^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left( \frac{n}{\omega_n^2} \sin \frac{n\pi x}{l} \sin \left( \omega_n \left( t - \frac{\tau_0}{2} \right) \right) \right) \sin \left( \omega_n \frac{\tau_0}{2} \right), & t > \tau_0. \end{cases} \quad (18)$$

式中  $h'$  为筒支梁横截面的高度。

取应力的一阶近似值, 得到最大弯曲应力为

$$\sigma_m \approx \begin{cases} \frac{4Eh'\pi A_m}{l^2 \omega_1^2}, & \tau_0 \geq \frac{\pi}{\omega_1}; \\ \frac{4Eh'\pi A_m}{l^2 \omega_1^2} \sin \left( \omega_1 \frac{\tau_0}{2} \right), & \tau_0 < \frac{\pi}{\omega_1}. \end{cases} \quad (19)$$

利用式 (16) 对式 (19) 进行进一步整理得

$$\sigma_m \approx \begin{cases} \frac{4Eh'\pi}{l^2 \omega_1^2} A_m, & A_m \leq \frac{\sqrt{2gH} \omega_1}{\pi}; \\ \frac{4Eh'\pi}{l^2 \omega_1^2} A_m \sin \frac{\omega_1 \sqrt{2gH}}{2A_m}, & A_m > \frac{\sqrt{2gH} \omega_1}{\pi}. \end{cases} \quad (20)$$

特别地, 当  $A_m \rightarrow \infty$  时, 有

$$\sigma_m \approx \lim_{A_m \rightarrow \infty} \frac{4Eh'\pi A_m}{l^2 \omega_1^2} \sin \left( \omega_1 \frac{\tau_0}{2} \right) = \lim_{A_m \rightarrow \infty} \frac{4Eh'\pi A_m}{l^2 \omega_1^2} \omega_1 \frac{\sqrt{2gH}}{2A_m} = \frac{2Eh'\pi \sqrt{2gH}}{l^2 \omega_1}. \quad (21)$$

当加速度峰值  $A_m \rightarrow \infty$  时, 根据式 (16) 知, 脉宽  $\tau_0$  趋向于 0, 这相当于没有缓冲材料情形。

若应力响应的值  $\frac{2Eh'\pi \sqrt{2gH}}{l^2 \omega_1} < \sigma_a$  ( $\sigma_a$  为筒支梁许用最大弯曲应力), 则表明即使没有蜂窝纸板作缓冲, 筒支板在撞击地面时最大响应应力也不会超过许用值。

用  $\sigma_a \leq \frac{2Eh'\pi \sqrt{2gH}}{l^2 \omega_1}$  表示缓冲材料起作用的前提条件, 则分两种情况讨论加速度脉冲峰值  $A_m$  与加速度许用值  $\sigma_a$  的函数关系:

若  $\sigma_a > \frac{4Eh'\sqrt{2gH}}{l^2 \omega_1}$ , 则可得到加速度峰值  $A_m$  所要满足的条件为

$$\frac{4Eh'\pi}{l^2 \omega_1^2} A_m \sin \frac{\omega_1 \sqrt{2gH}}{2A_m} < \sigma_a; \quad (22)$$

若  $\sigma_a \leq \frac{4Eh'\sqrt{2gH}}{l^2 \omega_1}$ , 则可得到加速度峰值  $A_m$  所要满足的条件为

$$A_m \leq \sigma_a \frac{l^2 \omega_1^2}{4Eh'\pi}. \quad (23)$$

值得注意的是, 式 (16) 是在蜂窝纸板未压实状态下所得到的近似公式。也就是说, 蜂窝纸板所吸收的能量要大于物体的动能, 因此可以得到蜂窝厚度的约束条件为

$$\frac{\sigma_s}{h} \leq \frac{\sigma_d \varepsilon_D}{H}, \quad (24)$$

式中  $\varepsilon_D$  为压实应变。

### 3 易损件 - 产品主体有限元模型建立

为了证明式 (18) 所表示的解析解的可靠性, 利用有限元 ABAQUS/Explicit 模块, 对蜂窝纸板缓冲系统进行动态分析, 并与解析结果进行对比。为了计算简便, 有限元模型不考虑蜂窝的具体结构, 仅输入蜂窝传递产品的矩形加速度脉冲激励。当给定蜂窝纸板的横截面积、厚度及产品质量  $m$ , 通过式 (9) 即可得到实际加速度脉冲, 由式 (16) 可得到简化的加速度脉冲。

产品主体运用三维刚体, 筒支板或筒支梁式易损件运用可变形三维壳单元。在产品主体单元上建立一个参考点  $P_r$ , 用于输入产品主体质量及加速度脉冲载荷, 并约束  $x, y, P_x, P_y, P_z$  方向, 允许  $z$  方向运动。对于筒支梁的两边, 建立与刚体单元在  $x, y, z$  方向的耦合约束。易损件单元运用 S4R 单元, 刚体单元采用 C3D4 单元。

所用参数取值如下: 横截面高度  $h' = 1.5 \text{ mm}$ , 宽度  $b = 50 \text{ mm}$ , 长度为  $l = 80 \text{ mm}$ , 密度  $\rho = 8 \text{ g/cm}^3$ , 弹性模量  $E = 100 \text{ GPa}$ , 筒支板最大弯曲许用应力  $\sigma_a = 80 \text{ MPa}$ , 产品质量  $m = 6 \text{ kg}$ , 跌落高度  $H = 1 \text{ m}$ 。所建立的有限元模型由筒支梁、产品主体组成, 如图 4 所示。

在  $A_r = 0.02 \text{ m}^2, h = 0.025 \text{ m}; A_r = 0.03 \text{ m}^2, h = 0.015 \text{ m}$  两种情形下, 由方程 (9) 得到蜂窝作用在产品主

体上的实际加速度脉冲，如图5中的虚线所示；利用式(16)与式(17)得到对应的产品主体加速度脉冲响应，如图5中的实线表示。

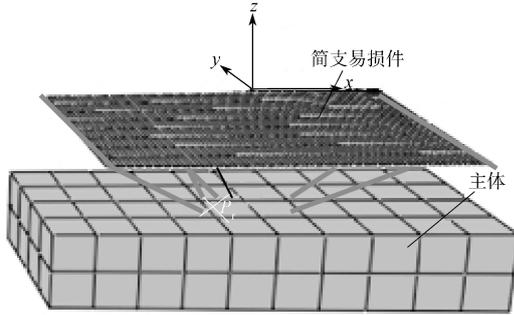


图4 易损件-产品主体有限元模型

Fig. 4 Finite element model of product made of critical element and main body

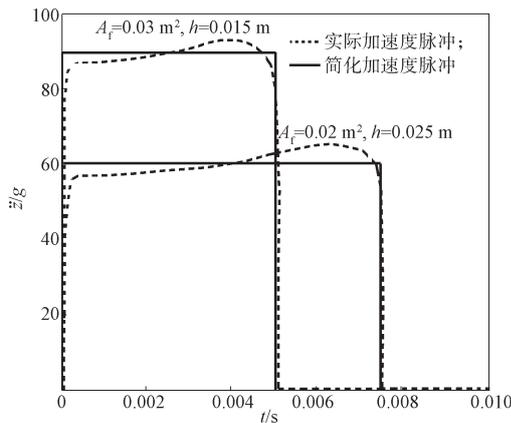


图5 实际与简化的加速度脉冲对比

Fig. 5 Comparison of actual and simplified acceleration pulses

把图5中的数据输入有限元程序，经过收敛性分析后，在简支易损件x方向取80个单元，y方向取6个单元进行有限元分析，可以得到收敛的结果。当加速度峰值为分别为60g和90g时，所得到的易损件应力脉冲响应的有限元分析与本文的解析解结果如图6所示。

图6中，当加速度峰值为60g时，2种方法下的应力结果分别为32.61, 30.98 MPa；当加速度峰值为90g时，2种方法下的应力峰值分别为48.18, 49.55 MPa。2组数据表明，有限元分析结果与解析解结果较吻合，这就验证了本文方法的可靠性。有限元法所得到的应力峰值略高于解析法，这是因为在运用式(18)求解析解时，忽略了板的高频振动。

在图6中，有限元法得到的第一个应力脉冲的脉宽2.1 ms小于解析法的2.5 ms，这是由于在用解析

法求解简支板易损件的弯曲变形，在大变形时未考虑结构的非线性所造成的。

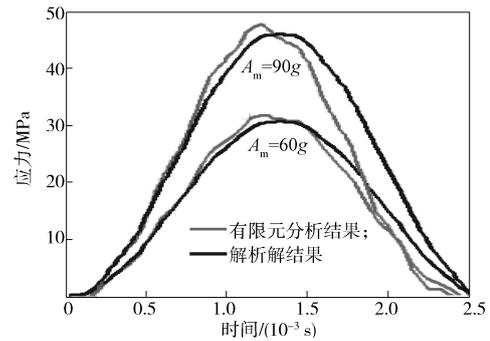
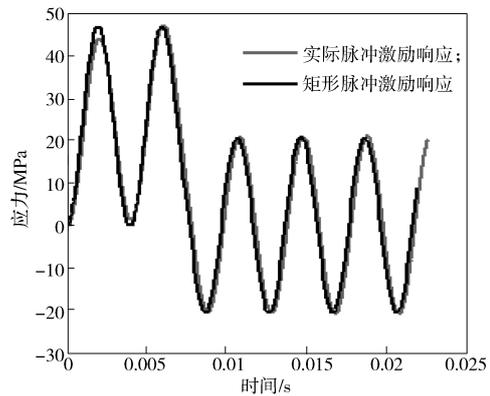


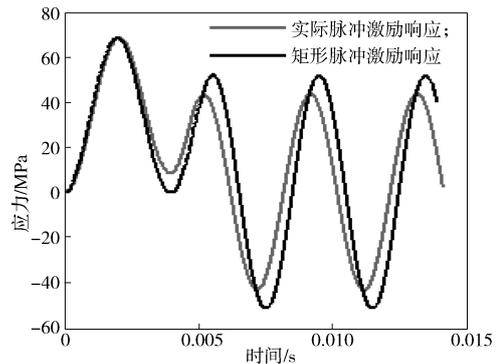
图6 易损件应力脉冲响应的有限元分析与解析解结果对比

Fig. 6 Comparison of stress responses of critical element by finite element method and analytical solution

当 $A_r=0.02 \text{ m}^2$ ,  $h=0.025 \text{ m}$ ;  $A_r=0.03 \text{ m}^2$ ,  $h=0.015 \text{ m}$ 时，在实际与简化的加速度脉冲激励下，得到简支易损件中心处的动态弯曲应力-时间曲线，如图7所示。



a) 当 $A_r=0.02 \text{ m}^2$ ,  $h=0.025 \text{ m}$ 时



b) 当 $A_r=0.03 \text{ m}^2$ ,  $h=0.015 \text{ m}$ 时

图7 易损件中心处应力-时间曲线

Fig. 7 Stress-time history at the midpoint of fragile part

图7a中，在实际与简化的加速度脉冲激励下，

易损件振动响应最大应力分别为 47.5, 46.9 MPa; 图 7b 中, 在实际与简化的加速度脉冲激励下, 易损件振动响应最大应力分别为 68.9 和 68.4 MPa。以上 2 组数据都很接近, 这表明, 运用解析解可以有效得到简支梁易损件在蜂窝纸板缓冲作用下的冲击响应。

## 4 结论

综上所述, 可得如下结论:

1) 对预压的蜂窝纸板其应力-应变曲线, 可以用双曲正切函数拟合线弹性和屈服平台 2 个区域, 蜂窝纸板力学性能呈现明显的率相关性。基于压缩实验数据, 得到蜂窝纸板一维近似本构关系, 由于蜂窝纸板的应力-应变关系具有较长的屈服平台, 因此可以用一个常数来近似表示蜂窝纸板的力学行为。

2) 简支梁易损件在蜂窝纸板缓冲作用下的冲击响应, 可等效为简支梁在矩形加速度脉冲激励下的横向振动。

3) 用矩形加速度脉冲简化蜂窝纸板实际传输的加速度脉冲, 在预测简支梁易损件的弯曲动态应力时, 其最大应力值有较高的精度。这也表明, 对蜂窝纸板的屈服平台, 可以用常数来表示蜂窝纸板的力学行为, 即用矩形加速度脉冲来代替实际加速度脉冲的输入。

### 参考文献:

- [1] KIM S C, CHO D G, KIM T G, et al. Finite Element Analysis for Shock Resistance Evaluation of Cushion-Packaged Multifunction Printer Considering Internal Modules[J]. *Journal of Electronic Packaging*, 2013, 135(4): 041001.
- [2] GARCIA-ROMEU-MARTINEZ M A, SEK M A, CLOQUELL-BALLESTER V A. Effect of Initial Pre-Compression of Corrugated Paperboard Cushions on Shock Attenuation Characteristics in Repetitive Impacts[J]. *Packaging Technology and Science*, 2009, 22(6): 323-334.
- [3] BURGESS G J. Product Fragility and Damage Boundary Theory[J]. *Packaging Technology and Science*, 1988; 1(1): 5-10
- [4] GOYAL S, PAPADOPOULOS J M, SULLIVAN P A. Shock Protection of Portable Electronics: Shock Response Spectrum, Damage Boundary Approach, and Beyond[J]. *Shock and Vibration*, 1997, 4(3): 169-192.
- [5] WANG J, DUAN F, JIANG J, et al. Dropping Damage Evaluation for a Hyperbolic Tangent Cushioning System with a Critical Component[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2012, 18(10): 1417-1421.
- [6] JIANG J H, WANG Z W. Dropping Damage Boundary Curves for Cubic and Hyperbolic Tangent Packaging Systems Based on Key Component[J]. *Packaging Technology and Science*, 2012; 25(7): 397-411.
- [7] SUBIR E. Is the Maximum Acceleration an Adequate Criterion of the Dynamic Strength of a Structural Element in an Electronic Product[J]. *IEEE Transactions on Components Packaging and Manufacturing Technology Part A*, 1997, 20(4): 513-517.
- [8] SUHIR E. Predicted Fundamental Vibration Frequency of a Heavy Electronic Component Mounted on a Printed Circuit Board[J]. *Journal of Electronic Packaging*, 2000, 122(1): 3-5.
- [9] LUAN J E, TEE T Y, PEK E, et al. Dynamic Responses and Solder Joint Reliability Under Board Level Drop Test[J]. *Microelectronics Reliability*, 2007, 47(2/3): 450-460.
- [10] ZHOU C Y, YU T X, LEE R S W. Drop/Impact Tests and Analysis of Typical Portable Electronic Devices[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2008, 50(5): 905-917.
- [11] ZHOU C Y, YU T X. Analytical Models for Shock Isolation of Typical Components in Portable Electronics[J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2009, 36(12): 1377-1384.
- [12] LU F D, TAO W M, GAO D. Virtual Mass Method for Solution of Dynamic Response of Composite Cushion Packaging System[J]. *Packaging Technology and Science*, 2013, 26(S1): 32-42.
- [13] 卢富德, 高德. 蜂窝纸板一维动态本构关系及应用[J]. *振动工程学报*, 2016, 29(1): 38-44.  
LU Fude, GAO De. One-Dimension Constitutive Relationship and Its Application for Honeycomb Paperboard[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2016, 29(1): 38-44.
- [14] 卢富德, 陶伟明, 周建伟, 等. 头部-聚苯乙烯泡沫-铝蜂窝缓冲系统冲击响应与优化设计[J]. *振动工程学报*, 2016, 29(5): 900-904.  
LU Fude, TAO Weiming, ZHOU Jianwei, et al. Impact Responses and Optimization Design for a Head-EPS-Aluminum Honeycomb Cushioning System[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2016, 29(5): 900-904.
- [15] 高德, 樊令强, 冯军, 等. 钙塑瓦楞纸板-蜂窝

- 板复合结构缓冲功能实验分析[J]. 功能材料, 2014, 45(23): 23016-23019.
- GAO De, FAN Lingqiang, FENG Jun, et al. Cushioning Properties of Two-Layered Cushioning Structure Stacked by Honeycomb and Calcium Plastic Board Subjected to Quasi-Static Compressive Loading[J]. Journal of Functional Materials, 2014, 45(23): 23016-23019.
- [16] 卢富德, 许晨光, 高德, 等. 悬臂梁易损部件在矩形加速度脉冲激励下的动力学响应与有限元分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(5): 191-195.
- LU Fude, XU Chenguang, GAO De, et al. Shock Response and Finite Element Analysis of Critical Component with Cantilever Beam Under the Action of Rectangular Acceleration Pulse[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(5): 191-195.
- [17] WANG Z W, E Y P. Energy-Absorbing Properties of Paper Honeycombs Under Low and Intermediate Strain Rates[J]. Packaging Technology and Science, 2012, 25(3): 173-185.
- [18] 王冬梅, 柏子游, 龚户祥, 等. 瓦楞夹层结构动态力学性能评估[J]. 振动与冲击, 2014, 33(3): 94-97.
- WANG Dongmei, BAI Ziyu, GONG Huxiang, et al. Dynamic Property Evaluation for a Corrugated Sandwich Plate[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(3): 94-97.

## Study on Shock Response of Critical Component of Simply Supported Beam Under Cushion Action of Honeycomb Paperboard

LU Fude<sup>1</sup>, LEI Shufeng<sup>1</sup>, XIAO Ningjian<sup>1</sup>, GAO De<sup>2</sup>, WANG Zhenlin<sup>2</sup>

( 1. School of Packaging and Material Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China;  
2. Ningbo Institute of Technology, Zhejiang University, Ningbo Zhejiang 315100, China )

**Abstract:** Honeycomb paperboard is usually adopted as the cushioning material in the transportation process for electronic products with the critical components of simply supported beam. In order to analyze the failure behavior of this sort of fragile part under impact load, the compression mechanical properties of honeycomb paperboard were studied firstly, with the simplified constitutive equation of honeycomb paperboard obtained. Then the relation between the maximum stress and the peak value of rectangular pulse was solved under the excitation of rectangular acceleration pulse, the constraint conditions satisfying cross-sectional area and thickness of honeycomb paperboard were obtained, and the approximate analytical solution of bending stress of simply supported beam was derived. Finally, the reliability of the analytical method was verified by finite element analysis. The results showed that the stress of honeycomb paperboard in yield stage could be expressed as platform stress, and rate dependency was notable for honeycomb paperboard. The rectangular acceleration pulse was used to replace the actual acceleration pulse transmitted by honeycomb paperboard, and had a high accuracy in solving the stress response of the critical components.

**Keywords:** critical component of simply supported beam; honeycomb paperboard; shock response; acceleration pulse