包装技术与工艺

纸瓦楞夹层板的压缩变形与塑性吸能特性研究

付云岗，郭彦峰，王忠民，李媛
（西安理工大学，西安 710048）

摘要：目的 研究在不同压缩速率下纸瓦楞夹层板的压缩变形与塑性吸能特性。**方法** 利用Hoff夹层板、正交各向异性弹性薄板理论和工程梁理论，研究瓦楞夹层板的横向压缩位移，分析瓦楞芯层的压缩变形模式及塑性吸能特性，提出芯层结构的压溃强度模型，并通过静态压缩实验进行对比分析。**结果** B型、C型纸瓦楞夹层板的压溃强度理论预测值分别为0.1195，0.0612 MPa，在1，12，18，48 mm/min的压缩速率下，B型纸瓦楞夹层板的压溃强度分别为0.1011，0.1071，0.1048，0.1075 MPa，C型纸瓦楞夹层板的压溃强度分别为0.0462，0.0640，0.0475，0.0451 MPa。**结论** 低应变率（低压缩率）条件下，纸瓦楞夹层板的横向压缩性能影响基本不变，弹性强度、屈服强度、压溃强度等基本相同。对于相同的材质，几何参数对纸瓦楞夹层板的压缩性能和塑性吸能影响较大。

关键词： 纸瓦楞夹层板；压缩变形；塑性吸能特性
中图分类号： TB484.1　　**文献标识码：** A　　**文章编号：** 1001-3563（2016）03-0089-06

Compressive Deformation and Plastic Energy Absorption Property of Paper Corrugated Sandwich Panel

FU Yun-gang, *GUO Yan-feng*, *WANG Zhong-min*, *LI Yuan*
（Xi' an University of Technology, Xi' an 710048, China）

ABSTRACT: Compressive deformation and plastic energy absorption property of paper corrugated sandwich panel were investigated at different compressive rates. Transverse compression displacement was studied based on Hoff´s sandwich plate, orthotropic plate theory and engineering beam theory. Compression deformation mode and plastic energy absorption property of corrugated core were analyzed and compression strength model of corrugated core was presented and compared with the results of static compress experiments. Theoretical predictions of crushing strength of B and C paper corrugated sandwich plates were 0.1195 and 0.0612 MPa, respectively. The results of static compress experiments of B and C paper corrugated sandwich plates at compressive rates of 1, 12, 18, 48 mm/min were 0.1011 and 0.0462 MPa, 0.1071 and 0.0640 MPa, 0.1048 and 0.0475 MPa, 0.1075 MPa and 0.0451 MPa, respectively. There was negligible effect of low strain rates on the compressive properties of paper corrugated sandwich panel, and the elastic strength, yield strength and crushing strength also remained almost the same. For the same materials, section geometry of the panel had great effect on the compressive characteristics and energy absorption property of paper corrugated sandwich panel.

KEY WORDS: paper corrugated sandwich plate; compression deformation; plastic energy absorption property

由于具有优异的动态承载和缓冲吸能特性，夹层结构被广泛应用于航空、航天、海洋、汽车、建筑、包装等冲击防护领域[1]。作为典型的夹层结构，纸瓦楞夹层板具有较高的比能量吸收（单位质量的能量吸收），

收稿日期： 2015-05-11
基金项目： 国家自然科学基金（51345008）；教育部留学回国人员科研启动基金
作者简介： 付云岗（1981—），男，山西人，在读博士生，西安理工大学讲师，主要研究方向为夹层结构材料的缓冲包装机理及应用。

可广泛应用于产品包装防护领域，可代替木材、泡沫塑料等传统包装材料，以解决白色污染环境问题，在物流运输包装领域受到广泛关注[2]。

夹芯层结构在横向压缩载荷作用下的力学特性是影响夹层板结构在冲击载荷下动态性能的关键因素之一。对于瓦楞夹层结构，国内外学者的研究主要集中在静态力学性能、动态缓冲性能、失效准则的理论和实验研究。Nordstrand等[3—4]通过表征瓦楞夹层结构的剪切刚度，研究了不同芯层形状对横向剪切模量的影响，并基于刚性面板提出了瓦楞芯层横向剪切模量的最大值。Winkler[5]探讨了瓦楞夹层结构的截面几何尺寸对等效薄板模型的刚度及各向异性的影响。Rejab等[6]实验分析了三角形瓦楞夹层板的横向静态压缩特性，利用悬臂梁的轴向压缩、横向剪切变形理论分析了瓦楞芯层的欧拉屈曲和剪切屈曲，提出了临界压缩载荷的计算公式。王冬梅等[7]研究了不同中等应变率下不同楞型多层瓦楞纸板的力学性能，结果表明不同的变形机制使动态平台应力值比静态平台应力值有明显的增加。Minett，Sek等[8—9]对比分析了14层叠置（A型）单瓦楞纸板的动态压缩应力-应变曲线、冲击响应曲线及缓冲特性，指出瓦楞孔隙内的压缩气体可能是影响缓冲性能的一个重要因素。Biagi等[10]实验分析了金属瓦楞夹层结构的面内压缩响应，确定了宏观屈曲、剪切屈曲和面板褶皱等3种失效机制。这些研究都为瓦楞夹层板的冲击防护设计提供了指导和依据。

作为包装容器或缓冲包装材料，纸瓦楞夹层板通过吸收和消耗冲击能量，有效利用材料或结构的变形，使传递到产品上的最大作用力低于其损伤阈值[11]。文中将利用Hoff夹层板、正交各向异性弹性薄板理论和工程梁理论，研究瓦楞夹层板的横向压缩位移，分析瓦楞芯层的压缩变形模式及塑性吸能特性，提出芯层结构的压溃强度模型，计算得出瓦楞芯层的压溃强度及塑性吸能的理论值，并通过静态压缩实验进行对比分析，为纸瓦楞夹层板吸能单元的轻量化设计提供参考依据。

1 瓦楞夹层板横向压缩位移分析

将瓦楞夹层结构整体视为夹层板，一方面，利用Hoff夹层板、正交各向异性弹性薄板理论，分析瓦楞夹层板的全局位移（挠度、垂直位移）；另一方面，把瓦楞芯层局部处理为工程梁，研究瓦楞芯层沿厚度方向上的局部位移（压缩变形量），将这两部分位移叠加，可求得瓦楞夹层板的线弹性变形。

1.1 瓦楞夹层板的全局位移分析

根据截面空间结构、瓦楞取向和排列等特点，单瓦楞夹层板可近似为正交各向异性弹性薄板。基于Hoff夹层板理论，面板承受面内拉压应力和剪切应力，瓦楞芯层在厚度方向上不可压缩，考虑芯层的横向剪切应力。设单瓦楞夹层板的面板厚度t，芯层高度h，弯曲变形后面板挠度w，芯层中面法线的转角ψ_x，ψ_y，由x轴、y轴的正方向沿z轴正方向转动时为正值。基于Hoff夹层板、正交各向异性弹性薄板的力学分析，得到垂直压缩载荷$q(x,y)$作用下的正交各向异性单瓦楞夹层板的平衡微分方程组[12]为：

$$\begin{cases} D_{x1}\left(\dfrac{\partial^2\psi_x}{\partial x^2}\right)+D_{k1}\dfrac{\partial^2\psi_x}{\partial y^2}+(D_{x1}v_y+D_{k1})\dfrac{\partial^2\psi_y}{\partial x\partial y}+C_1\left(\dfrac{\partial w}{\partial x}-\psi_x\right)=0 \\ D_{y1}\left(\dfrac{\partial^2\psi_y}{\partial y^2}\right)+D_{k1}\dfrac{\partial^2\psi_x}{\partial x^2}+(D_{y1}v_x+D_{k1})\dfrac{\partial^2\psi_y}{\partial x\partial y}+C_2\left(\dfrac{\partial w}{\partial y}-\psi_y\right)=0 \\ C_1\left(\dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2}-\dfrac{\partial\psi_x}{\partial x}\right)+C_2\left(\dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2}-\dfrac{\partial\psi_y}{\partial y}\right)-2D_{x2}\dfrac{\partial^4 w}{\partial x^4}-2D_{y2}\dfrac{\partial^4 w}{\partial y^4}-(2D_{x2}v_y+4D_{k2}+2D_{y2}v_x)\dfrac{\partial^4 w}{\partial x^2\partial y^2}+q=0 \end{cases} \tag{1}$$

式中：D_{x1}，D_{y1}，D_{k1}分别为瓦楞夹层板在x和y方向的弯曲刚度和扭转刚度，$D_{x1}=\dfrac{E_x(h+t)^2t}{2(1-v_xv_y)}$，$D_{y1}=\dfrac{E_y(h+t)^2t}{2(1-v_xv_y)}$，$D_{k1}=\dfrac{G_{xy}(h+t)^2t}{2}$；$D_{x2}$，$D_{y2}$，$D_{k2}$分别为瓦楞面层在$x$和$y$方向的弯曲刚度和扭转刚度 $D_{x2}=\dfrac{E_xt^3}{12(1-v_xv_y)}$，$D_{y2}=\dfrac{E_yt^3}{12(1-v_xv_y)}$，$D_{k2}=\dfrac{G_{xy}t^3}{6}$；$C_1$，$C_2$分别为瓦楞夹层板在$x$和$y$方向的剪切刚度，$C_1=\dfrac{(h+t)^2}{h}G_{xz}^c$，$C_2=\dfrac{(h+t)^2}{h}G_{yz}^c$。其中，$E_x$，$E_y$为面板沿$x$和$y$向的弹性模量，$G_{xy}$为面板在$xy$面内的剪切模量，$v_x$，$v_y$为泊松比，$G_{xz}^c$，$G_{yz}^c$为芯层的横向剪切模量。

对于四边简支边界条件下的单瓦楞夹层板，利用傅里叶双三角函数级数形式，可求得单瓦楞夹层板在

垂直均匀分布压缩载荷下的横向位移为:

$$w(x,y) = \sum_{n=1}^{\infty}\sum_{m=1}^{\infty} A_{mn}\sin\frac{m\pi x}{a}\sin\frac{n\pi y}{b} \tag{2}$$

$$A_{mn} = q_{mn}\cdot\pi^{-4}\left[(D_{x1}-2D_{x2})\left(\frac{m}{a}\right)^4 + (D_{x1}v_y - 2D_{x2}v_y + D_{y1}v_x - 2D_{y2}v_x + 4D_{k1} - 4D_{k2})\cdot\left(\frac{mn}{ab}\right)^2 + (D_{y1}-2D_{y2})\left(\frac{n}{b}\right)^4\right]^{-1} \tag{3}$$

式中:a,b分别为面板的长度和宽度。当m,n都为奇数时,$q_{mn} = \frac{16q}{mn\pi^2}$,其他情况时$q_{mn}$=0。

1.2 瓦楞芯层的局部位移分析

计算瓦楞芯层z方向的压缩变形,可将其视为一个多跨度梁来分析瓦楞芯层局部位移。瓦楞芯层几何结构及横向压缩载荷见图1,瓦楞高h,芯纸厚t_c,瓦楞波长λ,假设一条长度l的假想线连接相邻的波峰和波谷[13],θ为面板和假想线的夹角,$l=[(h-t_c)^2+(\lambda/2)^2]^{1/2}$,$\theta=\arctan[2(h-t_c)/\lambda]$。由于瓦楞单元的周期性和对称性,选取半个芯层单元为研究对象,将其近似为一端固定的悬臂梁,受到轴向压缩载荷N、剪切载荷R和弯矩M共同作用,见图2。

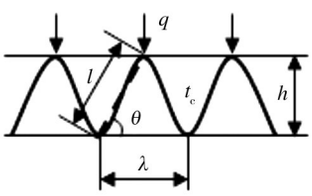

图1 瓦楞单元与外加载荷

Fig.1 Corrugated cell and applied load

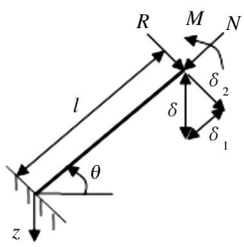

图2 瓦楞单元结构的受力

Fig.2 Load analysis of corrugated cell

考虑z轴方向的受力平衡以及弯矩M和剪切力R的关系,得

$$N\sin\theta + R\cos\theta = \frac{q}{2} \tag{4}$$

$$M = \frac{Rl}{2} \tag{5}$$

瓦楞单元侧壁(近似为悬臂梁)受压后z方向的压缩位移是总变形量δ,它是由梁(杆)轴向压缩位移δ_1、梁截面的弯曲和剪切位移δ_2而合成,故有

$$\delta_1\sin\theta + \delta_2\cos\theta = \delta \tag{6}$$

$$\delta_1 = \delta_2\tan\theta \tag{7}$$

利用杆的轴向压缩位移、工程梁挠度分析,得到位移δ_1,δ_2与芯层作用载荷之间的关系式:

$$\begin{cases}\delta_1 = \dfrac{Nl}{E_cA}\\ \delta_2 = \dfrac{Rl^3}{3E_cI} - \dfrac{Rl^3}{4E_cI} = \dfrac{Rl^3}{12E_cI}\end{cases} \tag{8}$$

式中:A为梁的横截面积,$A=Lt_c$;I为惯性矩,$I=\frac{Lt_c^3}{12}$;L为芯层宽度;E_c为芯纸的弹性模量。把式(7)、式(8)代入式(6),求得:

$$\begin{cases}\delta_1 = \delta\sin\theta = \dfrac{Nl}{E_cLt_c}\\ \delta_2 = \delta\cos\theta = \dfrac{Rl^3}{E_cLt_c^3}\end{cases} \tag{9}$$

求得作用在瓦楞单元上的压缩载荷、剪切载荷为:

$$\begin{cases}N = \dfrac{\delta E_cLt_c}{l}\sin\theta\\ R = \dfrac{\delta E_cLt_c^3}{l^3}\cos\theta\end{cases} \tag{10}$$

再将式(10)代入式(4),得到外加载荷q和位移δ之间的关系

$$\delta = \frac{ql^3}{2E_cLt_c(l^2\sin^2\theta + t_c^2\cos^2\theta)} \tag{11}$$

2 瓦楞夹层板的变形模式及塑性吸能特性

2.1 瓦楞夹层板的横向压缩变形模式

瓦楞夹层板在横向压缩载荷作用下经历了弹性阶段、初始屈服阶段、渐进屈曲阶段、失稳密实阶段,表现出持续压溃现象,具有较长的平台阶段,从而可吸收较大的能量[14]。瓦楞夹层板的横向压缩破坏过程主要呈现出2种变形模式,即对称变形模式和倾倒变形模式。具体变形模式及性能分析如下所述。

1)弹性变形阶段。瓦楞芯层开始变形,且瓦楞单元两侧壁变形对称,如图3中(Ⅰ)所示。这一阶段主要表现为应力和应变呈双曲正切型关系,且变形较小。

2)初始屈服阶段。随着变形的增大,瓦楞芯层波峰、波谷逐渐变得扁平,芯层与上、下面纸的接触面积开始增大,此时仍以对称变形模式为主,如图3中(Ⅱ)所示。这一阶段在承载应力达到峰值前后出现一定的峰宽,可表征瓦楞夹层板的抗压强度及稳定性。

3)渐进屈曲阶段。随着横向载荷的逐渐增大,面纸与芯层的接触部位形成局部塑性屈曲,若不计材料非线性、结构不对称等因素的影响,瓦楞芯层两侧塑

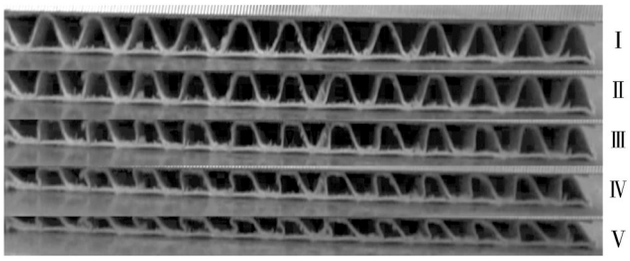

图3 瓦楞芯层横向压缩变形

Fig.3 Phases of transverse compression deformation of corrugated core

性屈曲部位的移动速度相同，瓦楞夹层板呈现出对称变形特点，两侧同时逐步变得竖直。在实际应用中，瓦楞芯层两侧塑性屈曲部位的移动速度不相同，瓦楞芯层开始向一侧倾斜，呈现出倾倒变形特点，如图3中（Ⅲ）所示。这一阶段瓦楞夹层板稳定性下降，承载能力也逐渐下降。

4）失稳密实阶段。当瓦楞芯层两侧的塌陷部位使得瓦楞芯层的一侧或两侧变得近似竖直时，瓦楞芯层侧壁突然失稳，瓦楞夹层板整体开始出现密实化现象，面层与芯层接触部分逐渐增大，直至压溃，如图3中（Ⅳ，Ⅴ）所示。这一阶段应力随着应变的增加快速增加，失去能量吸收能力。

2.2 瓦楞芯层的塑性吸能特性分析

由前述的压缩变形模式可知，瓦楞夹层板的能量吸收能力主要由瓦楞芯层的压缩变形机制所控制[14]，横向压缩载荷所做的功均被瓦楞芯层的弹塑性变形所耗散，其中，横向载荷达到临界屈曲载荷时所做的功由弹性变形所耗散，从临界屈曲载荷直至压溃载荷所做的功由塑性变形所耗散。

2.2.1 塑性变形耗散的能量

基于瓦楞芯层的塑性变形过程，瓦楞夹层板塑性变形耗散的能量分为两部分，一部分是瓦楞单元的侧壁由倾斜变为竖直所耗散的能量，另一部分为侧壁发生褶皱直至密实化所耗散的能量。

2.2.1.1 侧壁由倾斜变为竖直所耗散的能量 E_{cp1}

瓦楞单元结构见图4，h 为瓦楞高，λ 为瓦楞波长，t_c 为瓦楞芯纸厚，L 为芯层宽度。当面层受到横向压缩载荷时，瓦楞截面的波峰、波谷分别向左、右两侧的法向变形，在与面层的接触区域变为半径为 r_c 的圆弧，形成4个塑性铰，在塑性铰线移动过程中 r_c 保持不变。在对称变形模式下，所有塑性铰的移动距离为 Δs，直至波峰波谷的端部被压平，瓦楞侧壁由倾斜变为竖直（如图4虚线所示）。

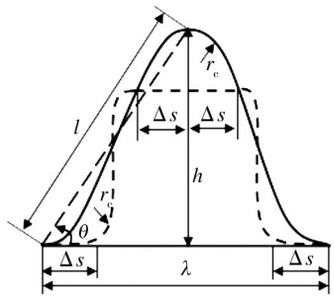

图4 瓦楞单元的塑性铰移动

Fig.4 Plastic hinge movement of corrugated cell

一个塑性铰移动耗散的能量[14]为：

$$E_{phm} = 2M_p \frac{L}{r_c}\Delta s \tag{12}$$

式中：M_p 为瓦楞侧壁单位长度的塑性极限弯矩，$M_p = \sqrt{3}\sigma_c t_c^2/6$；$\sigma_c$ 为瓦楞芯纸的屈服强度。圆弧半径 r_c、塑性铰移动距离 Δs[15]与瓦楞单元几何尺寸的关系为：

$$\begin{cases} \Delta s = \dfrac{l - h\sin\theta}{2\cos\theta} \\ r_c = \dfrac{h - l\sin\theta}{2\cos\theta(1-\cos\theta)} \end{cases} \tag{13}$$

把式（13）代入式（12），求得瓦楞单元的侧壁在横向压缩载荷作用下变为竖直时所耗散的能量

$$E_{cp1} = 4E_{phm} = 8M_p L\frac{(l - h\sin\theta)(1-\cos\theta)}{h - l\sin\theta} \tag{14}$$

2.2.1.2 侧壁褶皱失稳所耗散的能量 E_{cp2}

随着横向压缩载荷的逐步施加，瓦楞竖直侧壁失稳将向内折叠形成褶皱，在变形过程中产生6个塑性铰，对称变形模式见图5。

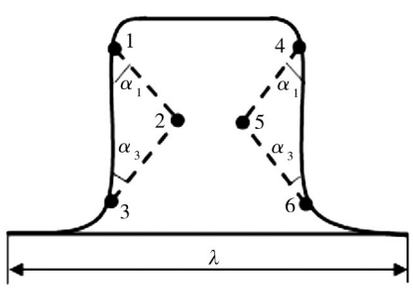

图5 瓦楞单元的竖直壁褶皱变形

Fig.5 Fold deformation of vertical cell wall of corrugated cell

文中选取瓦楞单元的左侧进行分析。塑性铰1，2，3弯曲变形能的变化率[14]为：

$$\dot{E}_{\mathrm{phb}} = \sum_{i=1}^{3} M_{\mathrm{p}} L \mid \dot{\theta}_i \mid \tag{15}$$

其中,$\dot{\theta}_i$ 为第 i 条塑性铰线的转动速率,且有:

$$\dot{\theta}_1 = \dot{\alpha}_1, \dot{\theta}_2 = -(\dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_3), \dot{\theta}_3 = \dot{\alpha}_3 \tag{16}$$

根据对称性,假设 $\dot{\alpha}_1 = \dot{\alpha}_3$,将式(16)代入式(15),并对 α_1 进行从0到 $\frac{\pi}{2}$ 积分,得到瓦楞侧壁发生褶皱直至密实化所耗散的能量为:

$$E_{\mathrm{cp2}} = 2E_{\mathrm{phb}} = 4\pi M_{\mathrm{p}} L \tag{17}$$

2.2.2 芯层结构的压溃强度

瓦楞芯层塑性变形耗散的能量为横向压缩载荷从临界屈曲载荷到达压溃载荷对瓦楞芯层所做的功,即:

$$qh = E_{\mathrm{cp1}} + E_{\mathrm{cp2}} \tag{18}$$

将式(14)和式(17)代入式(18),得到每个瓦楞单元的压溃载荷 q_{cs} 为:

$$q_{\mathrm{cs}} = \frac{4\sqrt{3}}{3}\frac{\sigma_{\mathrm{c}} L t_{\mathrm{c}}^2}{h}\left[\frac{(l - h\sin\theta)(1 - \cos\theta)}{h - l\sin\theta} + \frac{\pi}{2}\right] \tag{19}$$

所对应的压溃应力 σ 为:

$$\sigma = \frac{q_{\mathrm{cs}}}{L\lambda} \tag{20}$$

假设芯层和面层之间粘结状态完好,无质量问题和几何缺陷,若瓦楞夹层试样包含 n 个瓦楞单元,则该瓦楞芯层的压溃强度为:

$$\sigma_{\mathrm{cs}} = n\sigma = \frac{4\sqrt{3}}{3}\frac{n\sigma_{\mathrm{c}} t_{\mathrm{c}}^2}{h\lambda} \cdot \left[\frac{(l - h\sin\theta)(1 - \cos\theta)}{h - l\sin\theta} + \frac{\pi}{2}\right] = D_2 n\sigma_{\mathrm{c}} \tag{21}$$

其中 $D_2 = \frac{4\sqrt{3}}{3}\frac{t_{\mathrm{c}}^2}{h\lambda}\left[\frac{(l - h\sin\theta)(1 - \cos\theta)}{h - l\sin\theta} + \frac{\pi}{2}\right]$,与瓦楞高度 h、芯层厚度 t_{c}、瓦楞波长 λ 有关,同时,瓦楞芯层的压溃强度也与瓦楞单元个数、瓦楞芯纸的屈服强度有关。

3 静态压缩实验验证分析

3.1 实验及结果

试验材料采用西安秉信纸业有限公司生产的B,C型纸瓦楞夹层板,按照国家标准GB/T 8168—2008的要求制作试样,尺寸为100 mm × 100 mm,并按国标GB/T 4857.2—2005的规定对试样在温度23 ℃、相对湿度60%的环境下预处理48 h以上。参考国家标准GB/T 8168—2008进行纸瓦楞夹层板的静态压缩实验,实验仪器采用弘达HT-2402电脑伺服控制材料实验机,压缩速率选取1,12,18,48 mm/min。实验获得的横向压缩变形特征数据见表1,根据式(14),(17),(21)计算典型纸瓦楞芯层塑性吸能、压溃强度的理论预测值,见表2。B,C型纸瓦楞面纸的厚度为0.262

表1 纸瓦楞夹层板的横向压缩变形实验特征数据

Tab.1 Characteristic data for transverse compression deformation experiments of paper corrugated sandwich plates

压缩变形特征		压缩速率/(mm·min^{-1})							
		1		12		18		48	
		B	C	B	C	B	C	B	C
弹性极限	应力/MPa	0.1477	0.0975	0.1543	0.0948	0.1706	0.0913	0.2121	0.0945
	应变/%	6.97	10.03	40.90	29.21	15.47	16.25	35.60	10.13
屈服	应力/MPa	0.1928	0.1188	0.1919	0.1143	0.1932	0.1075	0.2247	0.1052
	应变/%	15.93	24.95	52.80	43.63	25.20	31.93	41.40	24.88
密实化	应力/MPa	0.1011	0.0462	0.1071	0.0640	0.1048	0.0475	0.1075	0.0451
	应变/%	53.33	62.75	76.17	71.23	51.43	64.88	70.60	62.85
卸载	应变/%	56.27	67.45	66.73	66.95	60.30	58.35	56.13	57.40

表2 纸瓦楞夹层板的压溃强度及塑性吸能理论预测值

Tab.2 Theoretical predictions of crushing strength and plastic absorbing energy of paper corrugated sandwich plates

瓦楞类型	瓦楞数目 n	假设弦长 l/mm	假想线倾角 θ/(°)	系数 D_2($\times 10^{-3}$)	压溃强度 σ_{cs}/MPa	E_{cp1}/J	E_{cp2}/J
B	16	4.028	47.14	1.23	0.1195	1.16	0.148
C	12	5.425	46.42	0.63	0.0612	1.06	0.148

mm，定量为145 g/m²，芯纸的厚度为0.260 mm，定量为150 g/m²，弹性模量为3.72 GPa，屈服强度为6.07 MPa，B型纸瓦楞的楞高为3.0 mm，波长为5.905 mm，C型纸瓦楞的楞高为4.0 mm，波长为7.860 mm。

3.2 实验分析

1）受到材料非线性、几何参数、生产工艺等因素的影响限制，静态压缩实验中纸瓦楞夹层板的变形模式以倾倒变形模式为主。

2）文中的强度模型只考虑了纸瓦楞芯层结构的屈服和压溃，忽略了厚度较小的面层对相邻瓦楞单元拉压应力的影响，使得理论压溃强度值比实验密实化应力值偏高。

3）低应变率（低压所率）条件下，纸瓦楞夹层板的横向压缩性能基本不变，弹性强度、屈服强度、压溃强度等特征参数基本相同。

4）瓦楞单元的侧壁由倾斜变为竖直所耗散的能量E_{cp1}与瓦楞芯层的几何结构和材料参数相关，侧壁发生褶皱直至密实化所耗散的能量E_{cp2}仅与瓦楞芯层材料的屈服强度、厚度有关。实验表明，B型纸瓦楞夹层板的屈服强度、压溃强度都高于C型纸瓦楞夹层板；B型纸瓦楞芯层的能量吸收特性优于C型纸瓦楞芯层。因此，在包装防护结构设计时，应优先选取B型瓦楞夹层结构。

4 结语

基于Hoff夹层板、正交各向异性弹性薄板、工程梁理论，分析了瓦楞夹层板的静态压缩变形，研究了瓦楞芯层的变形模式、塑性吸能特性及压溃强度，并通过静态压缩实验进行了对比，得到如下结论。

1）瓦楞夹层板的位移包括瓦楞夹层板的全局垂直位移、瓦楞芯层的局部压缩变形量。

2）分析了瓦楞夹层结构的压溃变形模式，主要包括对称变形模式和倾倒变形模式。瓦楞芯层的横向压缩变形经历了弹性阶段、初始屈服阶段、渐进屈曲阶段、失稳密实阶段，表现出持续压溃现象，可吸收较大的能量。

3）计算分析了纸瓦楞夹层板塑性吸能特性及压溃强度，影响参数包括瓦楞高度、芯层厚度、瓦楞波长、瓦楞单元个数、瓦楞芯纸的屈服强度等，但由于忽略了面层的拉压应力影响，理论压溃强度值比实验密实化应力值偏高。

4）静态压缩实验中，纸瓦楞夹层板的变形模式以倾倒变形模式为主；低应变率（低压缩率）条件下，纸瓦楞夹层板的横向压缩性能影响基本不变，弹性强度、屈服强度、压溃强度等基本相同；对于相同的材质，几何参数对纸瓦楞夹层板的性能影响较大。

参考文献：

[1] 卢天健，何德坪，陈常青，等. 超轻多孔金属材料的多功能特性及应用[J]. 力学进展，2006，36(4)：517—535.
LU Tian-jian, HE De-ping, CHEN Chang-qing, et al. The Muiti-functionality of Ultra-light Porous Metals and Their Applications[J]. Advances in Mechanics, 2006, 36(4): 517—535.

[2] 鄂玉萍，王志伟. 纸质缓冲材料能量吸收特性研究进展[J]. 振动与冲击，2010，29(5)：40—45.
E Yu-ping, WANG Zhi-wei. Advance in Study on Energy-absorbing Property of Paper-based Cushion Packing Materials[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(5): 40—45.

[3] NORDSTRAND T, CARLSSON L A, ALLEN H G. Transverse Shear Stiffness of Structural Core Sandwich[J]. Composite Structures, 1994, 27: 317—329.

[4] NORDSTRAND T, CARLSSON L A. Evaluation of Transverse Shear Stiffness of Structural Core Sandwich Plates[J]. Composite Structures, 1997, 37: 145—153.

[5] WINKLER M, KRESS G. Deformation Limits for Corrugated Cross-ply Laminates[J]. Composite Structures, 2010, 92: 1458—1468.

[6] REJAB M R M, CANTWELL W J. The Mechanical Behaviour of Corrugated-core Sandwich Panels[J]. Composites Part B: Engineering, 2013, 47: 267—277.

[7] 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 Dong-mei, BAI Zi-you, GONG Hu-xiang, et al. Dynamic Property Evaluation for a Corrugated Sandwich Structure[J].Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(3): 94—97.

[8] MINETT M W. A Study of Air Flow Effects on the Cushioning Characteristics of Multi Layered Pre-compressed Fibreboard [D]. Melbourne: Victoria University, 2006.

[9] SEK M A, ROUILLARD V. Behaviour of Multi-layered Paperboard Cushioning Systems under Impact Loads[J]. Strain, 2007, 43(4): 345—347.

[10] BIAGI R, BART-SMITH H. In-plane Column Response of Metallic Corrugated Core Sandwich Panels[J]. Solids and Structures, 2012, 49: 3901—3914.

[11] 郭彦峰，付云岗，许文才，等. 瓦楞纸板结构在运输包装应用中的研究进展[J]. 包装工程，2007，28(8)：6—9.
GUO Yan-feng, FU Yun-gang, XU Wen-cai, et al. Advances

（下转第107页）

tion of Pulp Model Snack Containers Forming Equipment[J]. Journal of Harbin University of Commerce (Natural Science), 2001,17(4):73—75.

[2] 邱仁辉,王克奇,黄祖泰,等. ZMC-1.5Q纸浆模塑生产线承载梁的优化设计[J]. 东北林业大学学报,2005,33(4):54—56.
QIU Ren-hui, WANG Ke-qi, Huang Zu-tai, et al. Optmium Design of Load Beam of ZMC-1.5Q Pulp Molding Product Line[J]. Journal of Northeast Forestry University, 2005, 33(4):54—56.

[3] 李正红,黄祖泰,孙达新,等. 全自动纸浆模塑制品设备承载梁的优化设计[J]. 福建林学院学报,2006,26(3):193—196.
LI Zheng-hong, HUANG Zu-tai, Sun Da-xin, et al. Optmium Design for Bearing Beam of ZMC-1.5Q Automatic Equipment of Pulp Molding Product[J]. Journal of Fujian College of Forestry,2006,26(3):193—196.

[4] 欧阳中和. 全自动纸浆模塑餐具生产线优化设计[J]. 长春大学学报,2008,18(2):36—40.
OUYANG Zhong-he. The optmium Design for the Fully Automatic Production Line of Pulp Molding Tableware[J]. Journal of Changchun University,2008,18(2):36—40.

[5] 谢里阳. 现代机械设计方法[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
XIE Li-yang. Modern Machine Design Technique[M]. Beijing:Mechanical Industry Press,2005.

[6] 张祖明. 机械零件强度的现代设计方法[M]. 北京:航空工业出版社,1990.
ZHANG Zuming. The Modern Design Method of Machine Components Strength[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 1990.

[7] 夏学文,张俊彦,郭小刚,等. 基于Ansys的结构优化设计理论[J]. 煤矿机械,2011,32(3):30—32.
XIA Xue-wen, ZHANG Jun-yan, GUO Xiao-gang, et al. Based on Ansys Structural optimization Design Theory[J]. Mining Machinery,2011,32(3):30—32.

[8] 李黎明. Ansys有限元分析实用教程[M]. 北京:清华大学出版社,2005.
LI Li-ming. Ansys Finite Element Analysis Practical Tutorial [M]. Beijing:Tsinghua University Press,2005.

[9] 张爱玲,蒋岚,成波. 基于Ansys的结构优化设计方法[J]. 四川建筑,2009,29(3):146—147.
ZHANG Ai-ling, JIANG Lan, CHENG Bo. Structural optimization method based on Ansys[J]. Sichuan Building, 2009, 29(3):146—147.

[10] 叶勇,朱若艳. 基于有限元分析的结构优化设计方法[J]. 机械,2004,31(11):100—102.
YE Yong, ZHU Ruo-yan. Structural Optimization Method Based on Finite Element Analysis[J]. Machinery, 2004, 31(11):100—102.

[11] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京:高等教育出版社,1990.
LIU Hong-wen. Mechanics of Materials[M]. Beijing: Higher Education Press,1990.

[12] 徐灏. 安全系数和许用应力[M]. 北京:机械工业出版社,1982.
XU Guan. Safety Factor and Allowable Stress[M]. Beijing: Mechanical Industry Press,1982.

[13] 杨桂通. 弹塑性力学引论[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
YANG Gui-tong. Introduction of Elastoplastic Mechanics[M] Beijing:Tsinghua University Press,2004.

[14] 邵蕴秋. Ansys 8.0有限元分析实例导航[M]. 北京:中国铁道出版社,2004.
SHAO Yun-qiu. Ansys 8.0 Finite Element Analysis Example Navigation[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2004.

[15] 祝效华,余志祥. Ansys高级工程有限元分析范例精选[M]. 北京:电子工业出版社,2004.
ZHU Xiao-hua, YU Zhi-xiang. Sample Selection of Ansys Advanced Engineering Finite Element Analysis[M]. Beijing: Electronic Industry Press,2004.

(上接第94页)

of the Application Research of Corrugated Paperboard Structures in Transport Packaging[J]. Packaging Engineering, 2007,28(8):6—9.

[12] 蔡四维. 复合材料结构力学[M]. 北京:人民交通出版社,1987.
CAI Si-wei. Mechanics of Composite Structure[M]. Beijing: China Communications Press,1987.

[13] KRUSPER A, ISAKSSON P, GRADIN P. Modeling of Out-of-plane Compression Loading of Corrugated Paper Board Structures[J].Engineering Mechanics,2007,133(11):1171—1177.

[14] 王熙,卢国兴,余同希. 复合材料管状结构的能量吸收特性[J]. 工程力学,2003,20(3):155—160.
WANG Xi, LU Guo-xing, YU Tong-xi. Energy Absorption Behavior of Composite Tube Structures[J]. Engineering Mechanics,2003,20(3):155—160.

[15] 朱小芹,刘华. 点阵材料夹芯简支梁在冲击载荷下的动力响应[J]. 复合材料学报,2009,26(1):162—166.
ZHU Xiao-qin, LIU Hua. Dynamic Response of Simply Supported Sandwich Beams with Lattice Truss Cores Subjected to Impulsive Loadings[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2009,26(1):162—166.