

树状分形结构夹芯板动态冲击特性研究

李雅萍¹, 宋海燕^{1,2}, 王立军^{1,2}

(1.天津科技大学 轻工科学与工程学院, 天津 300457;

2.中国轻工业食品包装材料与技术重点实验室, 天津 300457)

摘要: **目的** 探究一种新型树状分形结构夹芯板的动态冲击特性。**方法** 采用 Ansys Workbench 建立有限元模型, 选用真空注塑用聚氨酯 (PU) 弹性体材料制备 1 阶分形结构夹芯板试样进行动态冲击实验, 验证模型可靠性; 仿真分析该结构在不同分形阶数 (n) 下的动态冲击特性, 并与常见中空型和三角型夹芯板对比。**结果** 模型平均误差约为 7.25%; 相同条件下, 2 阶 TFS 模型的比能量吸收 (SEA) 分别比 0 阶、1 阶的提高了 16.71% 和 0.23%。平均压溃力 (F_S) 分别比 0 阶、1 阶提高了 27.76% 和 11.66%。与中空型夹芯板和三角型夹芯板对比, 1 阶分形夹芯板动态缓冲特性较优。**结论** 树状分形结构应用于缓冲包装中, 可以表现出优良的吸能效率, 为包装设计提供了一种新思路。

关键词: 夹芯结构; 结构仿生; 有限元分析; 能量吸收

中图分类号: TB485.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-3563(2023)01-0293-07

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2023.01.034

Dynamic Impact Characteristics of Sandwich Plate with Tree-like Fractal Structure

LI Ya-ping¹, SONG Hai-yan^{1,2}, WANG Li-jun^{1,2}

(1. School of Light Industry Science and Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300457, China; 2. Key Laboratory of Food Packaging Materials and Technology of China Light Industry, Tianjin 300457, China)

ABSTRACT: The work aims to investigate the dynamic impact characteristics of a new tree-like fractal sandwich plate. A finite element model was established with Ansys Workbench. Vacuum injection with polyurethane (PU) elastomer material was selected to prepare 1st-order fractal structure sandwich plate sample for dynamic impact test and verify the reliability of the model. The dynamic impact characteristics of the structure with different fractal order (n) was simulated and compared with hollow type and triangle type sandwich plates. The results showed that the average error of the model was about 7.25%. Under the same conditions, the specific energy absorption (SEA) of the 2nd-order TFS model was 16.71% and 0.23% higher than that of the 0th-order and 1st-order, respectively. The average crushing force (F_S) was 27.76% and 11.66% higher than that of the 0th-order and 1st-order, respectively. In addition, the dynamic cushioning characteristics of 1st-order fractal sandwich plate were better than hollow sandwich plate and triangular sandwich plate. The application of tree-like fractal structure in cushioning packaging can show excellent energy absorption efficiency, which provides a new idea for packaging design.

KEY WORDS: sandwich structure; biomimetic structure; finite element analysis; energy absorption

收稿日期: 2022-04-02

基金项目: 天津市自然科学基金 (21YDTPJC00480); 天津市科技计划项目 (20YDTPJC00830)

作者简介: 李雅萍 (1996—), 女, 硕士生, 主攻运输包装。

通信作者: 宋海燕 (1977—), 女, 博士, 教授, 主要研究方向为物流包装材料、技术与装备; 王立军 (1990—), 女, 博士, 讲师, 主要研究方向为运输包装。

工程结构的设计和开发适用于多种应用,如承重(疲劳或静态)、安全、能量吸收等。目前,夹层结构作为能量吸收应用而设计的工程结构,由于其具有高强度、高刚度和优异的能量吸收能力等优点,正在越来越多地被人们研究并应用于航空航天、海洋、汽车和运输等行业^[1-3]。同时,货物包装行业也需要能够在搬运和运输过程中吸收“冲击”能量的夹层结构^[4]。目前,该领域的研究工作非常广泛,越来越多的学者对不同芯部的夹层结构在准静态或动态条件下的行为进行了大量实验和数值研究^[5-9]。Feng 等^[10]采用卡扣法设计并制造了一种新型桁架网格夹层结构,并通过拓扑结构优化来提高桁架网格夹层结构强度。Shu 等^[11]分析和比较了由不同的芯形状、不同的排列、不同的高度和每层的厚度这 4 个因素控制的不同结构多层波纹夹芯板的耐撞性能。Zhang 等^[12]提出并制造了新的可成型 CFRTP(碳纤维增强热塑性塑料)夹芯层板,并设计了一个截断圆顶,以增加弯曲刚度和可成型性。Wu 等^[13]研究了“波纹金字塔”二阶网格结构在不同准静态荷载条件下的力学响应和破坏。Tan 等^[14]提出了用各向同性正六边形子结构(RHH)和等边三角形子结构(RHT)代替可重入蜂窝的细胞壁构造的 2 种新型可重入分层夹芯板,并对其耐撞性能进行了系统的研究。Yang 等^[15]基于锡拉齿海豚指节巨大的破坏力,提出了一种新的轻质仿生双正弦波纹(DSC)夹层结构,以增强其抗冲击性。Ha 等^[16]提出了一种基于啄木鸟喙微结构的新型仿生蜂窝夹芯板(BHSP)。

文中以自然界中的树木为原型,设计了一种树状仿生分形结构。利用冲击试验机完成动态冲击试验;利用 Ansys Workbench 建立模型并进行仿真分析不同阶数(n)对动态缓冲性能的影响。分析比较 1 阶树状仿生分形结构、中空型夹芯结构和三角形夹芯结构在动态冲击试验上的力学表现。

1 模型建立与验证

1.1 几何模型建立

树状分形结构(TFS)的单元结构见图 1。该结构主要由主干 a 与分支 b_n 2 部分组成(n 为阶数),每次取分支 b_{n-1} 长度的 $1/2$ 作为节点展开分形得到 n 阶结构,通过依次增加子分支 b_n 的数目来形成相应的高阶结构。该结构根据不同阶数对应的 3 种结构的具体参数尺寸见表 1。

三维几何模型见图 2,模型整体尺寸长 L 为 100 mm,宽 b 为 100 mm,高 h 为 12 mm,上、下面板厚度 $d_1=d_2=1.5$ mm。内含 4 个 TFS 单元结构,每个单元 θ 角为 45° ,主干 a 的高度 h 为 3 mm,分支 b_0 的厚度 δ_0 为 4 mm, b_1 的厚度 δ_1 为 2 mm, b_2 的厚度 δ_2 为 1 mm。

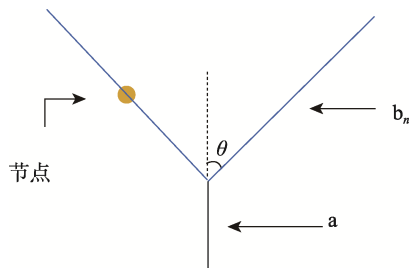


图 1 分形结构设计
Fig.1 Fractal structure design

表 1 TFS 结构尺寸设计
Tab.1 Size design of TFS structure

阶数	结构	分支长度 l_n	分支数量 Q	主干高度	角度 $\theta/(^\circ)$
0 th		l_0	2	h	45
1 st		$l_0/2$	6	h	45
2 nd		$l_1/2$	14	h	45

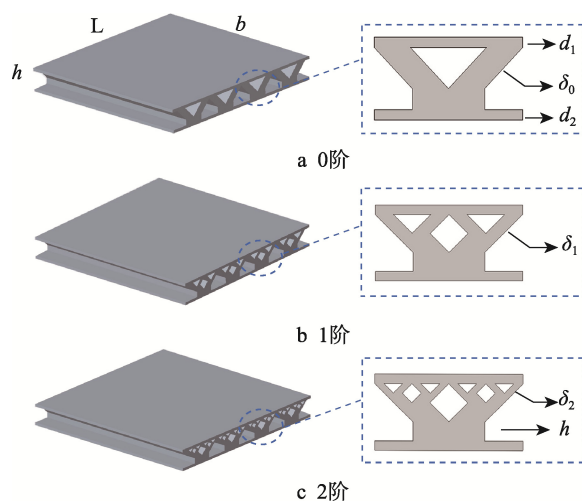


图 2 不同阶数夹芯结构的三维模型
Fig.2 3D models of sandwich structures of different orders

1.2 有限元模型建立及验证

TFS 结构有限元模型见图 3, TFS 模型网格大小为 1.5 mm, 元素个数为 201 217, 节点个数为 50 530, 形状为四面体, 网格平均质量为 0.814 59。下面板由刚体支撑, 面接触类型为绑定。对上刚性板实施一个初速度(v_0)进行加载且与重锤块的质量保持一致, 设置并添加标准地球重力加速度, 仿真分析的整个过程加载时间为 0.008 s。

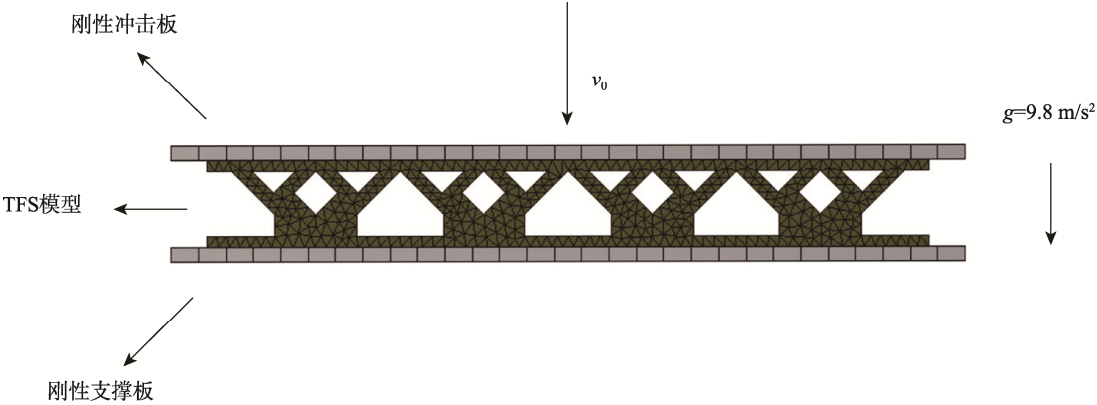


图 3 有限元加载模型
Fig.3 Finite element loading model

本次样品材料选用真空注塑用聚氨酯弹性体 (PU), 硬度 A 为 60, 拉伸强度为 2.4 MPa, 伸长率为 280%, 密度为 $1\,070 \text{ kg/m}^3$, 制备工艺为真空浇模。材料力学特性根据 ISO 527—2: 2012《塑料拉伸性能的测定 第二部分: 模塑和挤塑塑料的试验条件》测定, 应力-应变曲线见图 4。

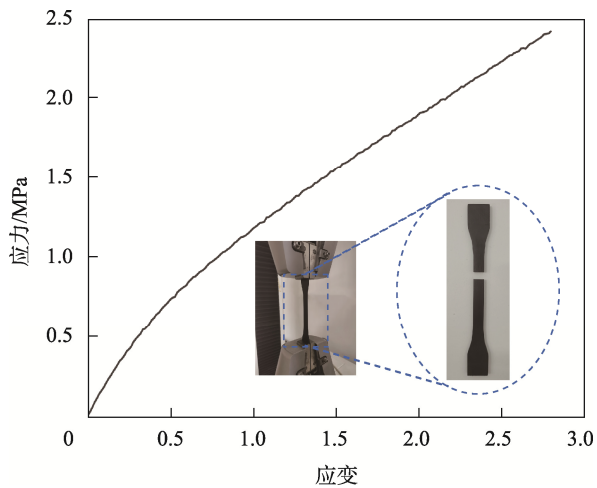


图 4 注塑用聚氨酯材料应力-应变曲线
Fig.4 Effective stress-strain curve of polyurethane material for injection molding

根据 GB/T 8617—2008 完成动态冲击试验, 试验选取的重锤块为刚性材质, 表面积为 $210 \text{ mm} \times 210 \text{ mm}$, 质量分别为 1、2.2、3、4.1 和 5.4 kg, 跌落高度分别为 10、20、30 和 40 cm。冲击试验机与试验过程见图 5, 试验机型号为 HG-HC (DY-3)。

采用二次多项式函数拟合峰值加速度-静应力曲线, 见图 6。4 种跌落高度的峰值加速度-静应力曲线均呈凹函数形状, 在试验范围内有 1 个最小值点。随着静应力的增大, 加速度值先是减小到某一点, 再逐渐增加。随着跌落高度的增加, 不同静应力下的加速度值均有所增加, 且每条曲线的开口弧度逐渐变小, 峰值加速度-静应力曲线最低点处所对应的静应力逐渐减小。此次试验结束后, 样品均未发生变形损坏。

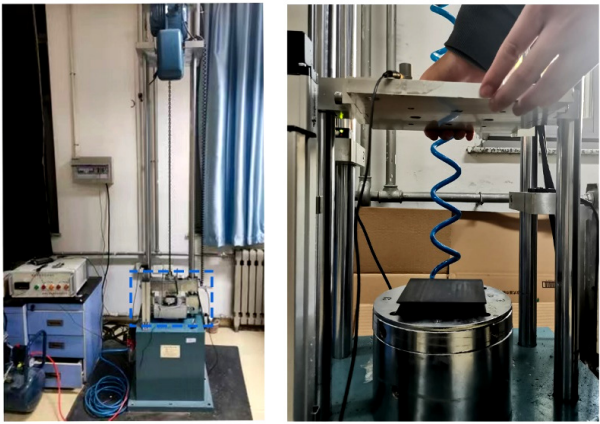


图 5 冲击试验机与试验照片
Fig.5 Impact testing machine and test diagram

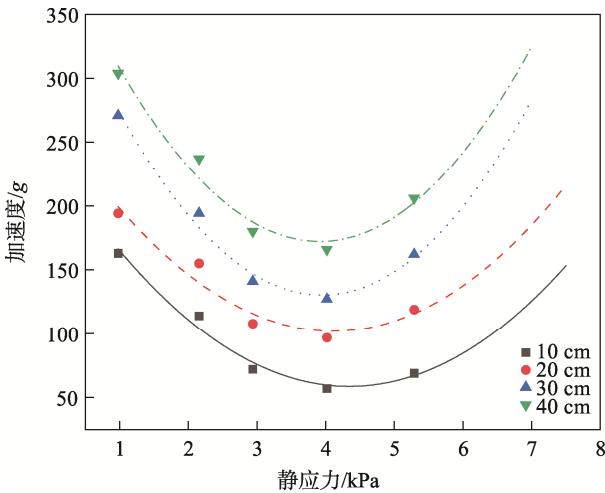


图 6 峰值加速度-静应力曲线试验对比
Fig.6 Test comparison of maximum acceleration-static stress curves

选择 Ansys Workbench/Explicit Dynamics 模块进行有限元分析。注塑用聚氨酯材料是一种类似于橡胶的超弹性材料, 选用 Yeoh1 本构模型来描述材料的力学性能^[17-20]。从 Ansys 材料库中截取的应力应变数据拟合图见图 7, $C_{10}=0.336\,34$ 。

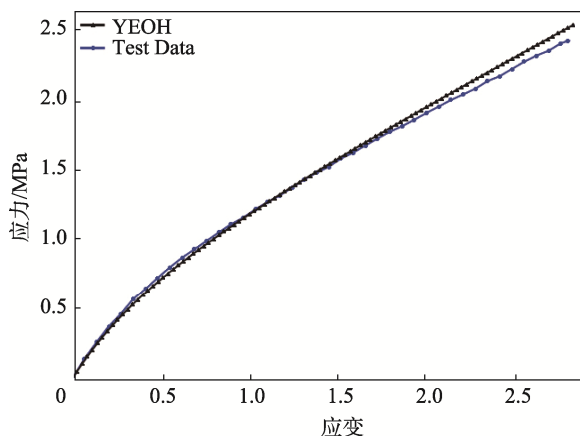


图7 注塑用聚氨酯材料与 YEOH 模型拟合数据

Fig.7 Degree of fitting between polyurethane material and YEOH model for injection molding

Yeoh 模型的弹性应变能函数计算公式为:

$$W = \sum_{i=1}^N C_{i0} (\bar{I}_1 - 3)^i + \sum_{k=1}^N \frac{1}{D_k} (J - 1)^{2k} \quad (1)$$

式中: N 、 C_{i0} 、 D_k 为材料参数, 由材料实验所确定; $\bar{I}_1$ 为第一应变张量不变量; J 为变形前与变形后的体积比, 对于不可压缩性材料 $J=1$ 。

选取刚性冲击板质量为 5.4 kg 的一组实验进行模型可靠性验证, 刚性板的加载初速度分别为 1.40、1.98、2.42、2.80 m/s。1 阶 TFS 模型的整体变形见图

8, 每个 TFS 单元都会经历规则的稳定变形, 轴向变形从顶部开始均匀产生, 模型首先从分支 b_1 开始挤压和堆积并逐渐向 b_0 递进, 最后走向密实化, 当冲击达到最低点后再均匀地恢复原型。模型受力后, TFS 单元先从主干部分产生应力, 随着受力的增大, 应力分布逐渐向分支部分扩散。实验和仿真的峰值加速度-时间曲线见图 9, 由图 8 可以清楚地观察到, 仿真模拟曲线的整体波动现象与实验结果吻合较好, 均没有产生显著的不稳定波动。此外, 表 2 还计算了 1 阶 TFS 模型在不同跌落高度下的峰值加速度对比, 结果表明最大加速度值相差较小, 平均误差仅为 7.25%, 仿真结果与试验结果吻合较好, 因此, 利用有限元模型研究树状分形结构的动态缓冲特性是可靠的。

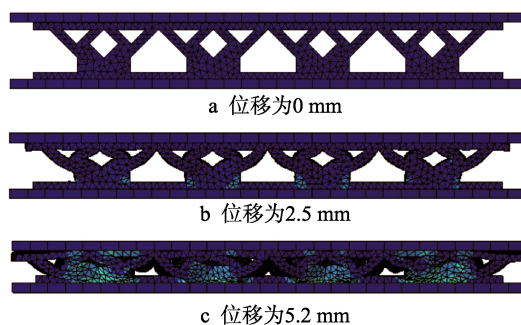


图8 有限元分析变形图
Fig.8 Finite element analysis deformation diagram

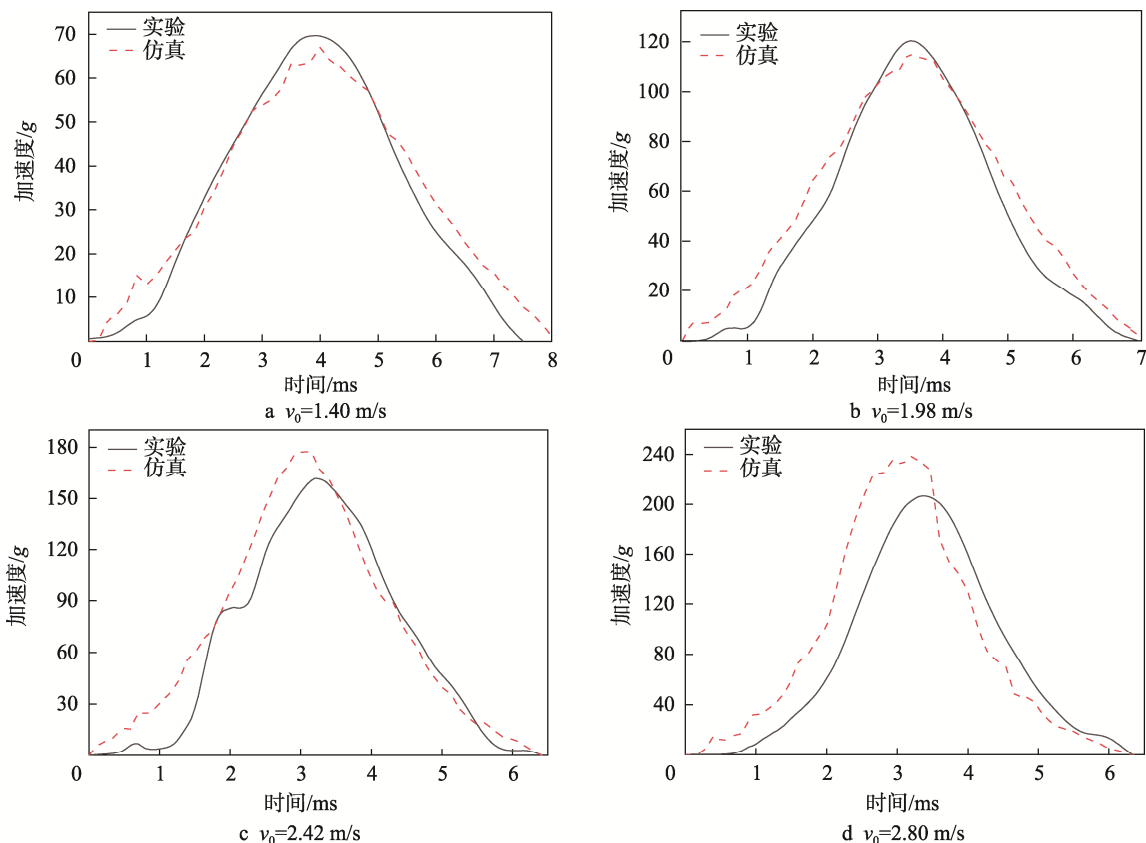


图9 峰值加速度-时间曲线
Fig.9 Maximum acceleration-time curves

表 2 实验与仿真峰值加速度对比
Tab.2 Comparison of maximum acceleration
between experiment and simulation

跌落高度/ cm	实验数据/g	仿真数据/g	误差/%
10	69	67	2.9
20	119	115	3.4
30	162	177	9.3
40	206	238	13.4

2 分形阶数对夹芯板动态缓冲性能的影响

为了研究 TFS 模型不同阶数的缓冲性能,采用总能量吸收、比能量吸收和平均压溃力来进行表征^[21-22]。总能量吸收 (EA), 能量吸收主要用于评价缓冲结构在塑性压缩过程中吸收能量的能力, 计算公式为:

$$EA(d)=\int_0^d F(x)dx$$
 (2)

式中: $F(x)$ 为压缩载荷; x 为方程中的位移; d 为有效载荷位移。
比能量吸收 (SEA), 即单位质量吸收能, 计算公式为:

$$E_{SEA}=\frac{EA(d)}{m}$$
 (3)

式中: m 为能量吸收结构的质量, 其指标用于衡量不同材料与结构的能量强弱。
平均压溃力 (F_s), 即夹芯板的平均压溃强度, 计算式为:

$$F_s=\frac{EA(d)}{d}$$
 (4)

不同阶数的 TFS 模型均保持相同的质量, 利用 5 种刚性板质量分别对 3 种 TFS 模型以 2.42 m/s 的初速度进行冲击。通过仿真模拟分析求得峰值加速度-静应力拟合曲线见图 10, 随着静应力的增大, 不同阶数所对应曲线的加速度值都是先减小到某一点再逐渐增加。随着分形阶数的增加, 峰值加速度-静应力曲线的最低点所对应的静应力值逐渐增大, 加速度值逐渐减小。2 阶 TFS 模型的峰值加速度-静应力曲线最低点的加速度值相对最小。
选取刚性冲击板质量为 2.2 kg 的仿真结果进行对比分析, 3 种 TFS 模型的变形过程见图 11。随着压缩位移的增加 TFS 单元结构的应力都是从主干部分开始增加并逐渐向分支节点传递。不同 TFS 模型

的变形趋势基本一致, 这说明该分形结构的整体稳定性较好。3 个 TFS 模型的应力-应变曲线见图 12, 可以观察到 3 种 TFS 模型的最大应变均达到了 0.35 左右, 且不同 TFS 模型的整体波动趋势相近。随着 TFS 模型分形阶数的增加, 相同应变下 0 阶 TFS 模型的应力最小, 而 1 阶 TFS 模型和 2 阶 TFS 模型的应力近似一致。动态缓冲性能指标的比较见表 3, 在冲击位移为 4 mm 时, 2 阶 TFS 模型的 SEA 分别比 0 阶、1 阶提高了 16.71 %和 0.23%。同时 F_s 分别比 0 阶、1 阶提高了 27.76%和 11.66%。以上可以得出结论, TFS 模型随着分形阶数的增加可以提高结构的动态缓冲性能。

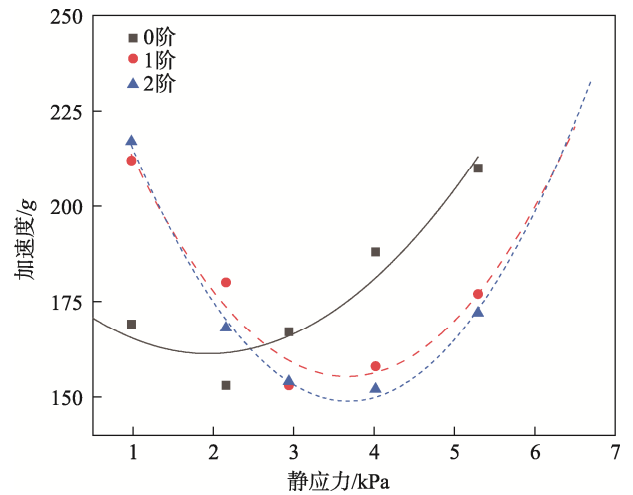


图 10 不同阶数 TFS 模型的峰值加速度-静应力曲线仿真对比
Fig.10 Maximum acceleration-static stress curves of TFS models of different orders

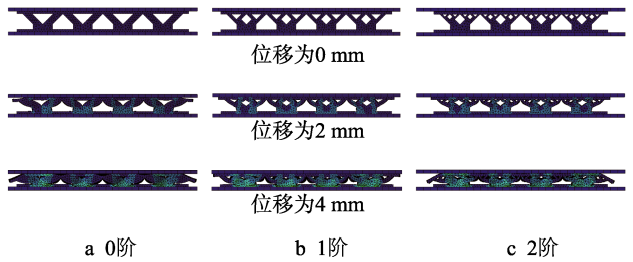


图 11 3 种 TFS 结构变形过程应力分布图
Fig.11 Stress distribution diagram of three TFS structures during deformation

3 与其他夹芯板动态冲击特性的比较

中空型夹芯板与三角型夹芯板是当今包装领域应用较为广泛的缓冲夹芯结构。本研究中空型夹芯结构和三角型夹芯结构尺寸详见表 4。制备样品的材料选用与 1 阶分形结构相同材料属性的真空注塑聚氨酯弹性体, 3 个试验样品见图 13。

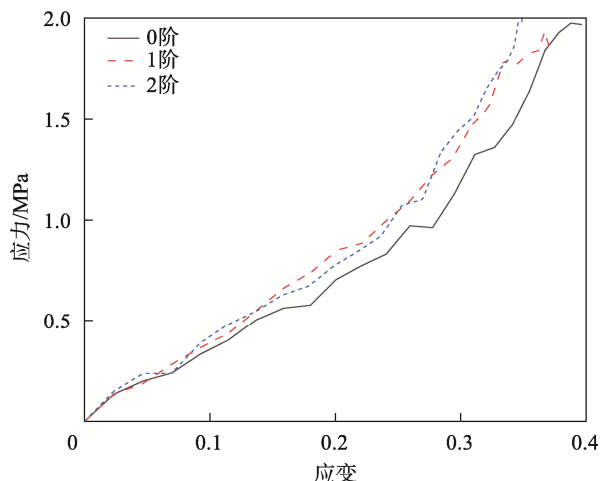


图 12 3 种 TFS 结构应力-应变曲线
(冲击板质量为 2.2 kg)

Fig.12 Stress-strain curves of three TFS structures (rigid wall mass=2.2 kg)

表 3 多阶分形结构缓冲性能指标
Tab.3 Buffering performance indicators of fractal structures with different orders

指标	EA 值/mJ	SEA 值/(mJ·g ⁻¹)	F _s /N
0 阶 TFS	24 656.33	325.8	3 398.75
1 阶 TFS	28 709.93	379.36	3 888.75
2 阶 TFS	28 775.91	380.23	4 342.25

表 4 不同夹芯结构样品制备尺寸
Tab.4 Sample preparation sizes of different sandwich structures

参数	长度/ mm	宽度/ mm	高度/ mm	面板厚度/ mm	夹芯厚度/ mm
中空型结构	100	100	12	1.5	2.25
三角型结构	100	100	12	1.5	2.25

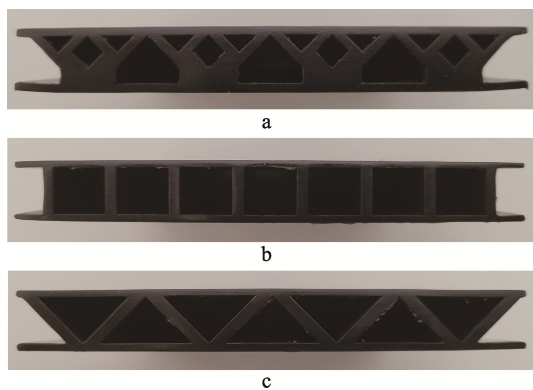


图 13 3 种夹芯结构实验样品主视图
Fig.13 Main view of experimental samples of three sandwich structures

实验选取的重锤质量为 1、2.2、3、4.1、5.4 kg, 跌落高度均为 30 cm。峰值加速度-静应力曲线见图 14。由图 14 可知, 三角型夹芯板的峰值加速度-静应力曲线的开口弧度最小, 所能承受的冲击质量最小; 1 阶分形夹芯板的峰值加速度-静应力曲线的开口弧度最大, 所能承受的冲击质量最大。根据每条曲线对应的峰值加速度最低点位置进行对比分析, 三角型夹芯板的峰值加速度最低点约为 50g, 对应的静应力约为 2.6 kPa; 中空型夹芯板的峰值加速度最低点约为 100g, 对应的静应力约为 3.8 kPa; 而 1 阶分形夹芯板的峰值加速度最低点约为 130g, 对应的静应力约为 4 kPa, 因此 1 阶分形结构具有更好的力学稳定性, 用于具有较大静应力值的产品缓冲更具优势。

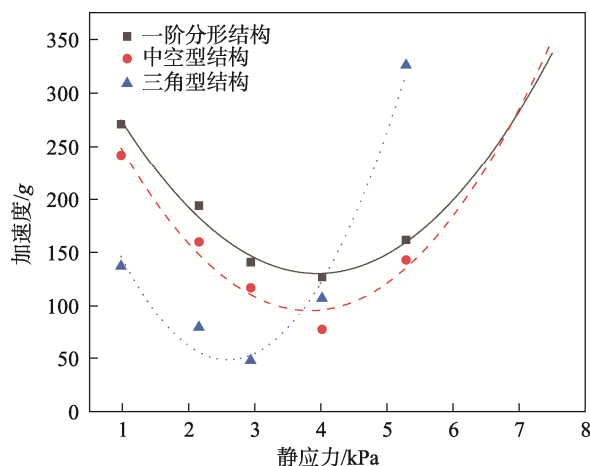


图 14 不同夹芯板峰值加速度-静应力试验对比
Fig.14 Maximum acceleration-static stress comparison of different sandwich structures

4 结语

本研究利用仿生分形设计新的夹芯结构, 为包装设计提供了一种新思路。研究结论如下:

1) 分形阶数对动态缓冲性能有重要影响, 当跌落高度一定时, 随着分形阶数的增加, 3 种 TFS 模型的峰值加速度-静应力曲线的最低点所对应的静应力值逐渐增大。此外, 在外界载荷为 22 N 时, 2 阶 TFS 模型的 SEA 分别比 0 阶、1 阶提高了 16.71% 和 0.23%。同时 F_s 分别比 0 阶、1 阶提高了 27.76% 和 11.66%, 具有更好的缓冲特性。

2) 三角型夹芯板的峰值加速度最低点约为 50g, 且对应的静应力最小, 中空型夹芯板的峰值加速度最低点约为 100g, 而 1 阶分形夹芯板的峰值加速度最低点约为 130g, 且对应的静应力最大, 因此, 1 阶分形结构用于具有较大静应力值的产品缓冲更具优势。

参考文献:

- [1] ZHANG L, LIU B, GU Y, et al. Modelling and Characterization of Mechanical Properties of Optimized Ho-

- neycomb Structure[J]. International Journal of Mechanics and Materials in Design, 2019, 16(1): 155-166.
- [2] KANG J, GUO Y, FU Y, et al. Cushioning Energy Absorption of Paper Corrugation Tubes with Regular Polygonal Cross-section under Axial Static Compression[J]. Science and Engineering of Composite Materials, 2021, 28(1): 24-38.
- [3] 黄晗, 许述财, 陈姮. 仿生波纹夹层结构耐撞性分析及优化[J]. 爆炸与冲击, 2021, 41(8): 36-46.
HUANG Han, XU Shu-cai, CHEN Heng. Crashworthiness Analysis and Optimization of Bionic Corrugated Sandwich Structures[J]. Explosion and Shock Waves, 2021, 41(8): 36-46.
- [4] WANG Z W, LAI Y Z, WANG L J. Bending Fatigue of Single-Wall and Double-Wall Corrugated Paperboards under Sinusoidal and Random Loads[J]. Journal of Sandwich Structures & Materials, 2021, 24(2): 1004-1027.
- [5] NANAYAKKARA A, FEIH S, MOURITZ A P. Experimental Analysis of the Through-thickness Compression Properties of Z-pinned Sandwich Composites[J]. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2011, 42(11): 1673-1680.
- [6] JHOU S Y, HSU C C, YEH J C. The Dynamic Impact Response of 3D-Printed Polymeric Sandwich Structures with Lattice Cores: Numerical and Experimental Investigation[J]. Polymers (Basel), 2021, 13(22): 4032.
- [7] KSHAD M A E, POPINIGIS C, NAGUIB H E. 3D Printing of Ron-Resch-Like Origami Cores for Compression and Impact Load Damping[J]. Smart Materials and Structures, 2019, 28(1): 015027.
- [8] IRISARRI F X, JULIEN C, BETTEBGHOR D, et al. A General Optimization Strategy for Composite Sandwich Structures[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2021, 63(6): 3027-3044.
- [9] 吴伟, 张辉, 曹美文, 等. 仿生 BCC 结构的准静态压缩数值模拟及吸能性[J]. 高压物理学报, 2020, 34(6): 26-33.
WU Wei, ZHANG Hui, CAO Mei-wen, et al. Numerical Simulation of Quasi-Static Compression and Energy Absorption of Bionic BCC Structure[J]. Chinese Journal of High Pressure Physics, 2020, 34(6): 26-33.
- [10] FENG L J, WU L Z, YU G C. An Hourglass Truss Lattice Structure and its Mechanical Performances[J]. Materials & Design, 2016, 99: 581-591.
- [11] SHU C, HOU S, ZHANG Y X, et al. Crashworthiness Analysis and Optimization of Different Configurations Multi-Layered Corrugated Sandwich Panels under Crush Loading[J]. Journal of Sandwich Structures & Materials, 2020, 23(7): 2901-2922.
- [12] ZHANG J, YANAGIMOTO J. Design and Fabrication of Formable CFRTP Core Sandwich Sheets[J]. CIRP Annals, 2019, 68(1): 281-284.
- [13] WU Q, GAO Y, WEI X, et al. Mechanical Properties and Failure Mechanisms of Sandwich Panels with Ultra-lightweight Three-dimensional Hierarchical Lattice Cores[J]. International Journal of Solids and Structures, 2018, 132/133: 171-187.
- [14] TAN H L, HE Z C, LI E, et al. Energy Absorption Characteristics of Three-Layered Sandwich Panels with Graded Re-Entrant Hierarchical Honeycombs Cores[J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 106: 106073.
- [15] YANG X, MA J, SHI Y, et al. Crashworthiness Investigation of the Bio-Inspired Bi-Directionally Corrugated Core Sandwich Panel under Quasi-Static Crushing Load[J]. Materials & Design, 2017, 135: 275-290.
- [16] HA N S, LU Guo-xing, XIANG Xin-mei. Energy Absorption of a Bio-Inspired Honeycomb Sandwich Panel[J]. Journal of Materials Science, 2019, 54(8): 6286-6300.
- [17] 张琦, 时剑文, 索双富, 等. 基于 Mooney-Rivlin 模型和 Yeoh 模型的橡胶材料有限元分析[J]. 合成橡胶工业, 2020, 43(6): 468-471.
ZHANG Qi, SHI Jian-wen, SUO Shuang-fu, et al. Finite Element Analysis of Rubber Materials Based on Mooney-Rivlin Models and Yeoh Models[J]. China Synthetic Rubber Industry, 2020, 43(6): 468-471.
- [18] 刘高冲, 金涛, 陈圣家, 等. 聚氨酯弹性体静动态加载条件下力学性能的研究[J]. 材料导报, 2017, 31(S1): 315-318.
LIU Gao-chong, JIN Tao, CHEN Sheng-jia, et al. Study on Mechanical Properties of Polyurethane Elastomer under Static/Dynamic Loading Conditions[J]. Materials Review, 2017, 31(S1): 315-318.
- [19] XIANG Y, ZHONG D, WANG P, et al. A General Constitutive Model of Soft Elastomers[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2018, 117: 110-122.
- [20] RENAUD C, CROS J M, FENG Zhi qiang, et al. The Yeoh Model Applied to the Modeling of Large Deformation Contact/Impact Problems[J]. International Journal of Impact Engineering, 2009, 36(5): 659-666.
- [21] 孙德强, 李钟波, 谭一, 等. 三角形蜂窝异面动态压缩仿真研究[J]. 包装工程, 2020, 41(11): 78-84.
SUN De-qiang, LI Zhong-bo, TAN Yi, et al. Simulations of Out-of-Plane Dynamic Compressions of Triangular Honeycomb Cores[J]. Packaging Engineering, 2020, 41(11): 78-84.
- [22] 唐唯高, 郭彦峰, 潘丹, 等. 纸瓦楞管轴向跌落冲击缓冲吸能特性实验研究[J]. 实验力学, 2020, 35(3): 491-502.
TANG Wei-gao, GUO Yan-feng, PAN Dan, et al. Experimental Study on Cushioning Energy Absorption of Paper Corrugation Tubes under Axial Drop Impact[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2020, 35(3): 491-502.