DOI: 10.11858/gywlxb.20261042

新型长载荷平台缓冲超材料的设计与性能研究

尤艺璇, 叶文康, 张天朋, 胡玲玲

（中山大学深圳校区航空航天学院, 广东 深圳 518107）

摘要: 兼具可逆变形与长载荷平台特性的超材料可满足多次缓冲的需求, 在防护工程中具有重要的应用潜力。然而, 现有的此类超材料普遍存在材料利用率偏低的问题, 制约了其承载与缓冲吸能性能的提升。为解决上述不足, 提出了一种新型长载荷平台缓冲超材料, 它由左右对称双弧与上下对称曲面板组合而成, 能够实现可恢复大变形和全结构协同承载变形, 大幅提升了材料的利用率, 从而优化了承载和缓冲吸能性能。通过试验与数值仿真方法, 验证了该超材料的长载荷平台及可恢复大变形特性, 同时系统分析了结构几何参数对其力学行为的影响。结果表明: 通过调节侧面双弧厚度、中间曲面板厚度以及中部横向跨度, 可实现对长载荷平台的有效调控; 移除中间曲面板后, 长载荷平台特性消失, 力-位移曲线呈近似线性变化。同等质量下的有限元仿真对比证实, 所设计的超材料的缓冲性能明显优于无长载荷平台特性的同类结构, 并揭示了其内在缓冲机理。研究结果为长载荷平台超材料的性能提升提供了新的设计思路, 有助于推动其在缓冲工程中的应用。

关键词: 超材料; 结构设计; 长载荷平台; 可恢复大变形; 多次缓冲

中图分类号: O347.1; O521.2 **文献标志码:** A

缓冲吸能材料在航空航天[1−3]、交通运输[4−5]、建筑安全[6−8]、机械设备[9] 等多个领域均展现出广阔的应用前景。传统的缓冲吸能材料如蜂窝结构[10−11]、点阵材料[12] 等, 主要通过塑性变形来吸收能量, 难以多次使用。为了克服这一缺陷, 依托弹性变形实现能量储存或耗散的可重复使用缓冲结构逐渐成为缓冲吸能领域的研究热点[13−15]。例如: Hu 等[13] 对仿 DNA 双螺旋超材料的低速冲击缓冲特性进行了研究, 证实了其具备优异的可恢复性与冲击衰减能力; Shan 等[14] 借助倾斜弹性梁的双稳态特性设计出一类全新的多稳态超材料, 实现了弹性应变能的捕获; Ou 等[15] 基于压缩-扭转耦合效应, 设计了一款可重复使用的缓冲超材料, 大幅提升了此类超材料的缓冲效率。上述工作通过多样化构型设计, 实现了缓冲超材料的可逆变形与高效吸能, 展现出良好的重复使用潜力。具有平缓长载荷平台且可逆变形的结构能够在较低峰值力下保持载荷的稳定输出, 并实现持续储能; 这一特性与可重复缓冲的多次使用、低峰值力且高效能量吸收的需求相契合, 使其在缓冲领域具有较大的应用潜力。

一般来说, 构造具有长载荷平台结构的关键在于设计负刚度单元, 然后将其与正刚度单元组合。Liu 等[16] 全面回顾了此类结构的设计途径、优化策略及应用场景。根据目前的研究成果, 实现长载荷平台的方法大致分为 2 类: 机构组合和结构设计。机构组合主要包括斜弹簧机构[17−19]、凸轮-滚子-弹簧机构[20−22]、磁性机构[23−24] 等。2007 年, Carrella 等[17] 提出了经典的三弹簧结构, 其中, 2 个倾斜的弹簧作为负刚度单元, 1 个竖直的弹簧作为正刚度单元, 通过正、负刚度单元的并联达到长载荷平台的效果。凸轮-滚子-弹簧型结构通过滚子沿凸轮轮廓滚动引发的非线性反力与弹簧的线性恢复力在平衡位置相互抵消来实现长载荷平台特性。磁性结构利用永磁体间的非线性磁力提供负刚度, 并与正刚度弹簧组

* **收稿日期:** 2026-03-06; **修回日期:** 2026-05-14

基金项目: 国家自然科学基金（12472400, 12502466）; 深圳市科技计划项目（JCYJ20241202130001002）

第一作者: 尤艺璇（2002—）, 女, 硕士研究生, 主要从事缓冲吸能超材料研究. E-mail: youyx6@mail2.sysu.edu.cn

通信作者: 胡玲玲（1980—）, 女, 博士, 教授, 主要从事冲击动力学研究. E-mail: hulingl@mail.sysu.edu.cn

合，构建出长载荷平台本构曲线。

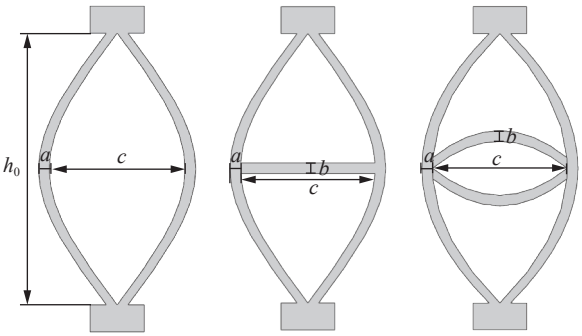
通过机构组合的方式虽然能实现长载荷平台特性，但其结构复杂，质量和体积都偏大，不适用于小型轻量化设备。为了解决此问题，学者们通过人工拓扑与结构设计，使长载荷平台成为结构自身固有的力学特性。例如：Zhou 等[25] 设计了由一大一小 2 个固体块通过 4 根对称的多段弧形细梁连接而成的结构，通过优化细梁形状使结构展现出长载荷平台特性；Pan 等[26] 借助非均匀 B 样条曲线，设计了一款轴对称的旋转体，通过调整曲线，使结构在特定压缩区间内呈现出长载荷平台特性；Liu 等[27] 对截锥壳进行了优化设计，通过调整其几何参数实现了长载荷平台。然而，现有此类结构普遍需要设计质量占比过高的约束构件，致使材料利用率偏低，进而制约结构承载与缓冲吸能性能。此外，当前研究多依托其载荷平台特性开展隔振相关工作，而针对缓冲吸能领域的研究仍较为匮乏。

为此，本研究将设计一种新型长载荷平台缓冲超材料，凭借可恢复大变形且全结构参与承载变形，克服约束结构质量占比过高的缺陷，通过试验和有限元（finite element, FE）仿真对其力学性能和缓冲性能进行研究，具体包括以下 3 个部分：首先，介绍 3 种超材料胞元的设计思路，采用细观有限元方法建立胞元结构的数值仿真模型；然后，通过数值仿真研究 3 种胞元的力学行为，并通过准静态压缩试验对仿真模型进行验证，借助验证后的仿真模型系统，分析几何参数对胞元力学行为的影响，评估其承载能力；最后，对比同等质量下具备与不具备长载荷平台特性超材料的缓冲性能，分析其内在缓冲机理，以期为可重复缓冲超材料的设计与优化提供参考。

1　超材料胞元设计与研究方法

1.1　胞元结构设计

为了得到兼具可恢复大变形与长载荷平台特性的超材料，本研究共设计了 3 种胞元结构，如图 1 所示。胞元 1（图 1(a)）由一对左右对称的双弧以及上下加载平板组成，其核心几何参数为侧面双弧的厚度 a、中部横向跨度 c 和变形部分的高度 h_0；胞元 2 通过在第 1 种胞元的中部嵌入一块厚度为 b 的平板实现，该平板与周边结构采用一体化成型设计，见图 1(b)；胞元 3 在第 1 种胞元的基础上，于中间区域增设 2 块上下对称的曲面板，其厚度为 b，同样与周边结构采用一体化成型设计，如图 1(c) 所示。为了避免胞元结构在压缩时出现面外变形，对胞元结构的面外尺寸进行加厚处理。



(a) Cell element 1　(b) Cell element 2　(c) Cell element 3

图 1　3 种胞元结构示意图

Fig. 1　Schematic diagram of three kinds of cell elements

1.2　试验设计

3 种胞元结构均采用热塑性聚氨酯（thermoplastic polyurethane, TPU）材料，通过熔融沉积成型（fused deposition modeling, FDM）技术制备，关键工艺参数如下：喷嘴挤出温度 230 ℃，加热底板温度 55 ℃，单层打印层厚 0.2 mm，内部填充密度 100%，基础打印速度 30 mm/s。制备过程中保持工艺参数一致，保障各组试样的成型精度与力学性能均匀稳定。利用单轴拉伸试验确定其材料参数。根据 ISO 37 标准，本研究加工并制备了 3 个 2 型哑铃状 TPU 材料试样，共进行 3 次试验，以验证数据的重复性。对 3 次试验结果取平均，减小偶然误差，得到的应力-应变曲线如图 2 所示。图 2 中，实线代表平均应力-应变曲线，阴影部分代表 3 次拉伸试验的标准差。可见，标准差较小，说明试验数据的重复性良好。取平均曲线作为材料的本构模型，导入有限元软件，以定义材料特性。

采用 INSTRON 10 kN 万能试验机，对胞元结构进行准静态压缩试验和 120 次循环压缩试验，如图 3 所示。试验通过位移加载控制，在进行准静态压缩试验时，设定位移加载速率为 5 mm/min，在进行循环

压缩试验时，设定位移加载速率为 60 mm/min。试验的最终压缩位移设置为 30 mm，既覆盖所有试件的有效承载平台，又保证大部分试件未进入密实阶段。此时，胞元的整体应变为 0.6。

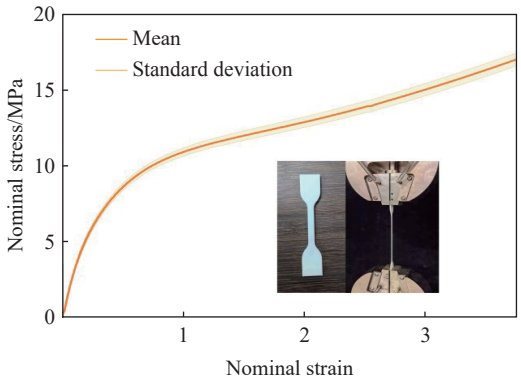


图 2　TPU 材料的单轴拉伸试验结果

Fig. 2　Uniaxial tensile test results of TPU material

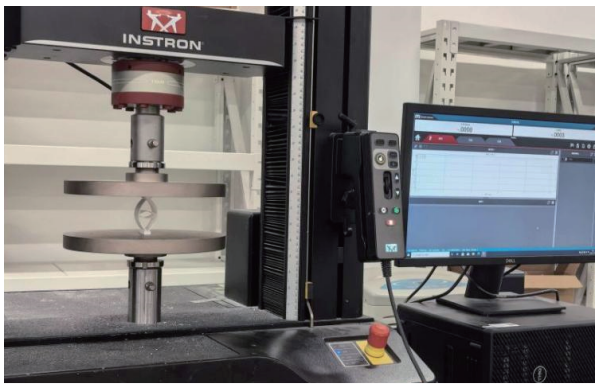


图 3　准静态压缩试验装置

Fig. 3　Test setup for quasi-static compression

1.3　有限元模型建立

采用显式动态有限元软件 ABAQUS/Explicit 对胞元结构进行仿真。将单轴拉伸试验得到的平均应力-应变曲线输入 ABAQUS，选用 Mooney-Rivlin、3 阶 Ogden、Neo Hooke 和 Yeoh 4 种常用的超弹性本构模型，对试验数据进行拟合，结果如图 4 所示。其中：红色虚线表示试验结果，黑色实线为 3 阶 Ogden 模型拟合曲线，2 条曲线几乎完全重合，其余曲线则与试验结果存在较大的差距，因此，选用此本构模型进行 TPU 材料的参数设置。

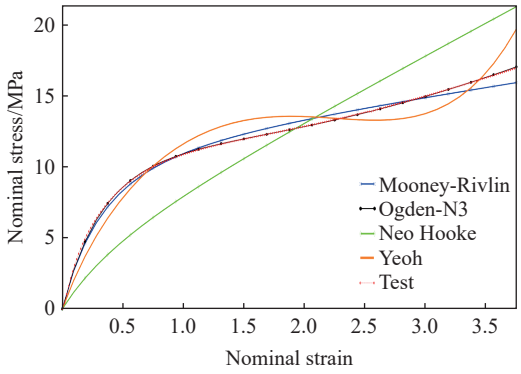


图 4　TPU 材料的超弹性本构拟合

Fig. 4　Hyperelastic constitutive fitting of TPU material

对胞元结构进行准静态压缩仿真，胞元结构的网格划分、边界条件与加载条件设置如图 5(a) 和图 5(b) 所示。采用八节点线性减缩积分六面体单元 C3D8R 划分网格。设置 2 块刚性板，令其分别与胞元的上、下表面接触，用于模拟压缩试验机的上、下压缩面板。仿真过程中，在上刚性板的参考点上施加向下的位移，同时，在下刚性板的参考点上施加固定约束。利用切向行为和法向行为来定义面与面接触时的相互作用，切向行为考虑摩擦力，法向行

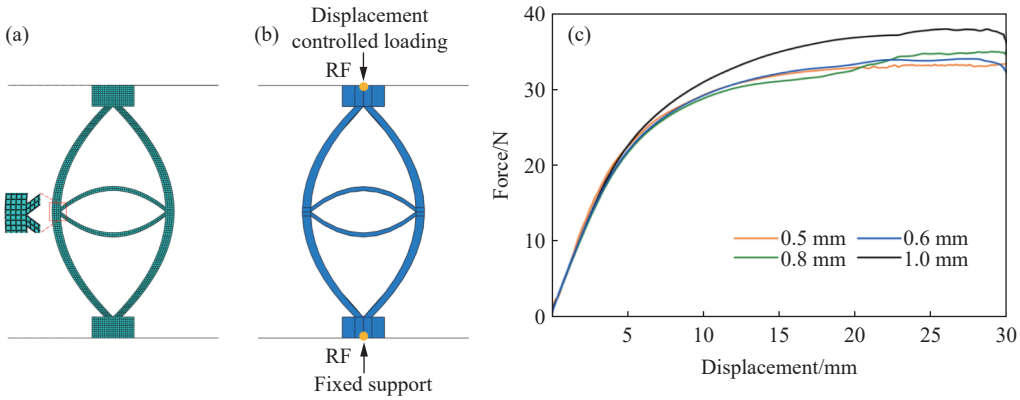


图 5　(a) 仿真模型的网格划分，(b) 仿真模型的边界条件与加载条件，(c) 不同单元尺寸的力-位移曲线

Fig. 5　(a) Mesh of simulation model; (b) boundary and loading conditions of simulation model; (c) force-displacement curves of different element sizes

为设置为硬接触。对胞元结构进行网格收敛性分析，设置 0.5、0.6、0.8、1.0 mm 4 种网格尺寸，提取准静态压缩下结构的力-位移响应，如图 5(c) 所示。结果表明：1.0 mm 的网格过粗，力-位移曲线结果失真；网格细化至 0.8、0.6 和 0.5 mm 后，平台段平均力的相对误差均小于 5%，说明网格已收敛。为了获得更高的计算精度，最终选用 0.5 mm 作为仿真网格尺寸。

为研究所提出胞元结构的缓冲性能，将胞元结构周期排列成胞串，对胞串在质量块冲击下的动态响应进行模拟。对胞串的输入端施加质量 m=9 g、速度 v=15 m/s 的质量冲击，限制胞串除加载方向以外的其他方向位移，在输出端施加固定约束，如图 6 所示。

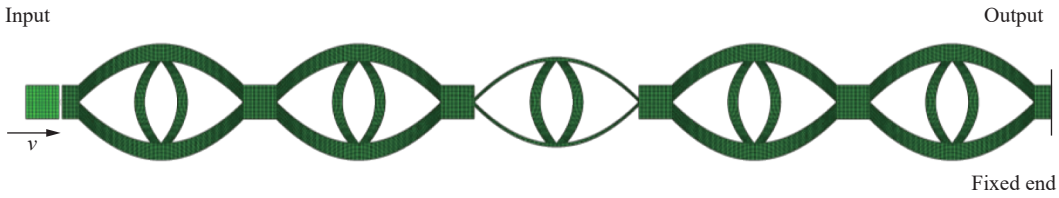


图 6　胞串的有限元模型

Fig. 6　Finite element model of cell chain

2　胞元力学行为与性能

2.1　3 种胞元的力学行为

准静态压缩下 3 种胞元结构的力-位移曲线及变形模式如图 7 和图 8 所示。对于胞元结构，设定其几何参数：a=2 mm, c=25 mm, h_0=50 mm。图 7(a) 结果显示，胞元 1 的力-位移曲线近似为一条直线，其斜率随着位移的增大有轻微的减小，说明胞元具有较弱的刚度软化特性。观察胞元在不同压缩位移下的变形可以发现，胞元发生了对称且均匀的变形：从初始细长双弧形态开始，弧形中心点逐步向外扩张，最终形成上下扁平的弧形结构，此时，胞元的变形进入密实阶段，如图 8(a) 所示。

在胞元 1 的中间部分增设平板和曲面板，形成胞元 2 和胞元 3，保持 a、c、h_0 不变（a=2 mm, c=25 mm, h_0=50 mm），研究 3 种不同板厚 b 下 2 种胞元的力学行为。为了保证胞元 2 与胞元 3 具有相同的质量，胞元 2 中 b 取 2.0、4.0 和 5.9 mm，胞元 3 中 b 取 1.0、2.0 和 3.0 mm。图 7(b) 和图 8(b) 的结果表明，在一定的应变范围内，胞元 2 呈现出长载荷平台特性，且 b 的变化几乎不影响胞元的力-位移曲线及变形模式。胞元 2 在变形过程中出现了左右不对称变形，但这种变形并未对胞元的长平台特性造成影响。

图 7(c) 和图 8(c) 的结果表明，胞元 3 的力-位移曲线先上升后趋于平缓，在 0.2～0.6 的应变范围内呈现出长载荷平台特性。此外，当 b 发生变化时，胞元的变形模式基本不受影响。当胞元 3 的变形达到临界阈值时，原本上下对称的变形模式会转变为非对称变形，胞元 3 的上下部分中一侧会率先发生大变形，而另一侧则变形滞后。尽管胞元 3 在变形过程中出现了非对称变形，但是从整体的力学响应来看，这种现象并未破坏胞元 3 的长载荷平台特性。

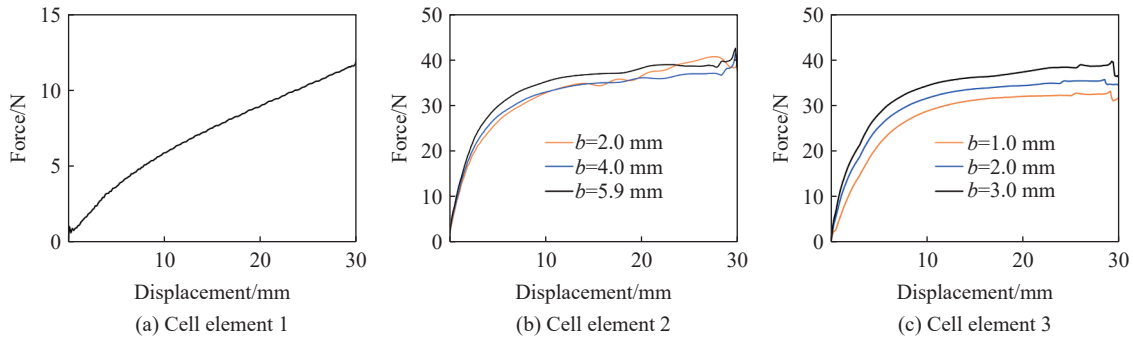


图 7　3 种胞元的力-位移曲线

Fig. 7　Force-displacement curves of three cell elements

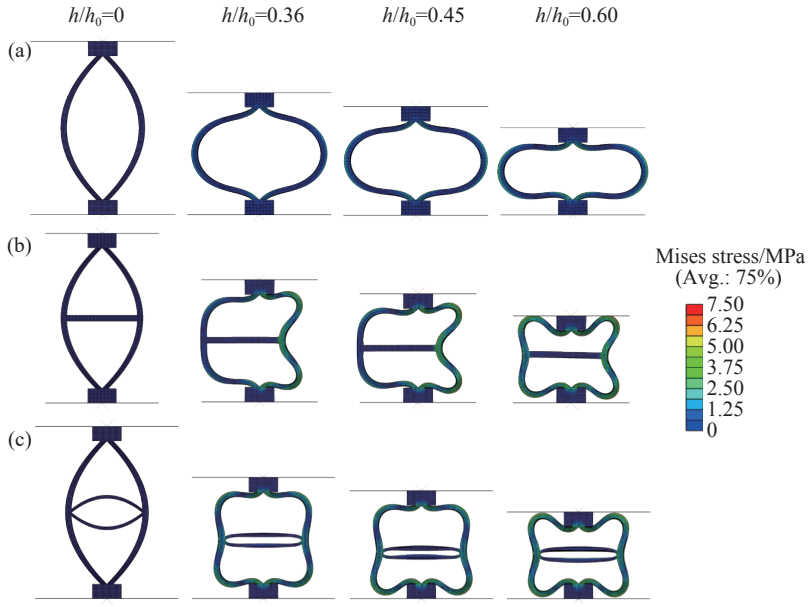
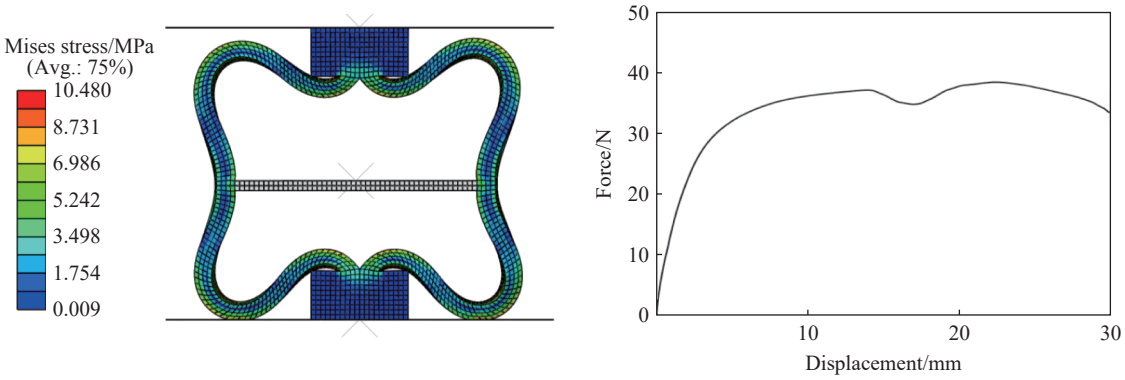


图 8　(a) 胞元 1、(b) 胞元 2、(c) 胞元 3 在不同压缩阶段的应力云图

Fig. 8　Stress contours at different compression stages of (a) cell element 1, (b) cell element 2, and (c) cell element 3

胞元 3 具备长载荷平台的核心原因在于，曲面板的约束作用使双弧结构产生规律的葫芦状变形，进而使结构在压缩过程中产生几乎恒定的力。为了验证该结论，将中间部分设置为刚体，以消除其变形对结构力-位移曲线的干扰，如图 9 所示，结果显示，此时，仅侧面双弧产生葫芦状变形，即结构产生几乎恒定的力。



(a) Stress contour　　(b) Force-displacement curve

图 9　中间部分设置为刚体的仿真结果

Fig. 9　Simulated results with the middle part set as rigid body

2.2　试验验证

对胞元 2 和胞元 3 进行准静态压缩试验。针对胞元 2，共进行 3 组试验，b 取 2.0、4.0、5.9 mm，其余几何参数保持不变，即 a=2 mm、c=25 mm、h_0=50 mm。对比试验结果与仿真结果，如图 10 所示，两者吻合良好，说明仿真模型的准确性较高。从图 10(d) 可以看出，在 3 种不同平板厚度下，胞元 2 均发生了明显的左右不对称变形。

针对胞元 3，共进行 4 组试验，即改变试件侧面双弧的厚度 a，取 2、3、4、5 mm，其余几何参数保持不变，即 b=1.0 mm、c=25 mm、h_0=50 mm。将试验中采集到的试件的力-位移曲线与仿真结果进行对比，如图 11(a) 所示，两者的变化趋势具有较好的一致性，证明了所建立的有限元模型具有较高的准确性。同时，试验验证了胞元 3 具有稳定长载荷平台特性。

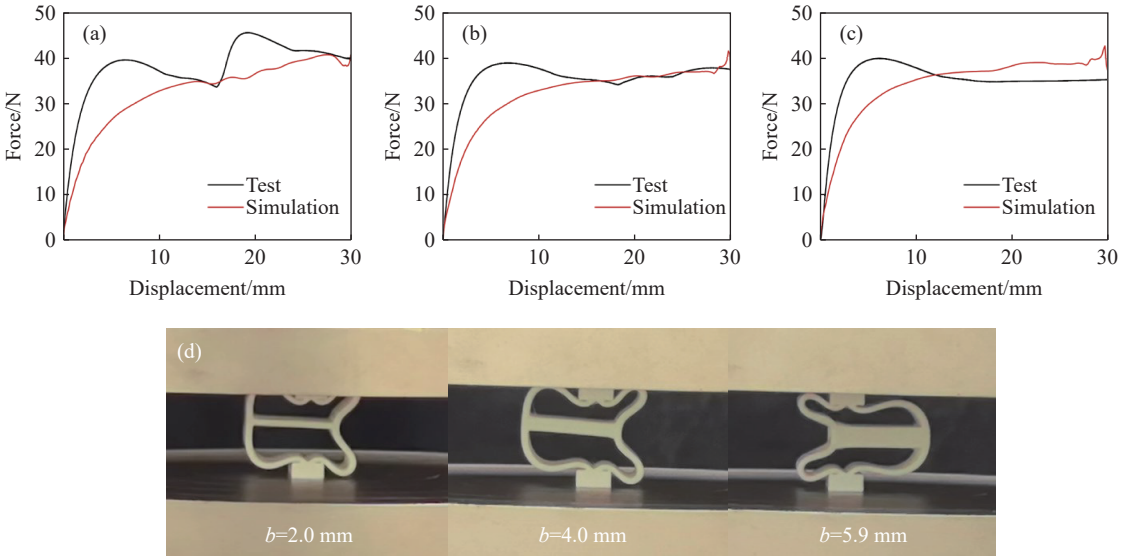


图 10　试样的力-位移曲线的试验结果和有限元结果: (a) b=2.0 mm, (b) b=4.0 mm, (c) b=5.9 mm, (d) 不同厚度试样在压缩完成后的变形

Fig. 10　Test and simulated results of force-displacement curves for the specimens: (a) b=2.0 mm; (b) b=4.0 mm; (c) b=5.9 mm; (d) deformation of specimens with different thicknesses after compression

在相同质量条件下, 胞元 2 拥有更高的峰值力和平台承载力, 但在整个压缩过程中均出现左右非对称变形, 空间适配性较差, 在需要长期使用的场景中, 这种不对称变形易导致局部破坏, 影响胞元结构的正常使用; 胞元 3 在压缩完成后能够维持整体对称的变形模式, 如图 11(c) 所示, 力学响应稳定, 兼具大变形能力与平稳的平台载荷特性, 综合变形特征与缓冲性能更具优势, 因此, 本研究将围绕胞元 3 开展深入探讨。

胞元 3 的试验结果与仿真结果存在微小差异, 主要体现在试验曲线有 2 个小波峰, 而仿真曲线中该现象并不明显。分析试件的变形模式可以发现: 在试验过程中, 试件的上下部分在变形之初就出现明显的分层变形现象, 上层先发生变形, 而后才是下层变形, 如图 11(c) 所示; 在仿真结果中, 试件在变形之初呈现均匀变形特征, 而在较大变形时仅出现轻微的分层变形现象, 如图 11(d) 所示。分析认为, 该差异主要源于难以避免的试件加工误差, 具体表现在试件上、下部分的尺寸存在偏差。在试验过程中, 上、下部分中较为薄弱的部分会先变形, 导致试件的实际力学行为与理想的仿真模型结果存在一定的偏差。

为进一步提升仿真模型的准确性, 使其更贴合试验情况, 对仿真模型的几何参数进行针对性修正: 对胞元上、下部分的 a 引入一定的几何尺寸偏差 e, 以模拟实际试件的加工误差。结合 3D 打印的精度±0.15 mm, 对修正误差进行敏感性分析, 结果如图 12 所示。结果表明, 在 0.05～0.15 mm 范围内, 不同几何偏差对结构仿真结果的影响比较微弱, 不同几何尺寸偏差下的仿真结果均与试验结果匹配良好。综合 3D 打印精度与参数敏感性分析结果, 本研究最终选取 0.10 mm 作为仿真几何偏差。修正后的仿真结果如图 11(b) 所示, 可见, 仿真曲线与试验曲线的吻合度显著提升, 并且仿真变形过程也更贴近试验中的变形特征, 如图 11(e) 所示。这些结果验证了修正仿真模型的可靠性, 为后续相关研究提供了精度更高的仿真结果。

观察不同 a 值条件下胞元 3 在压缩过程中的力-位移曲线, 如图 11(b) 所示, 结果表明, a 的增加会显著提高力的峰值, 当 a 从 2 mm 增加至 5 mm 时, 胞元结构的变形模式并未发生改变, 力的峰值提升 819.5%, 其原因在于尺寸的增加可显著提升胞元整体刚度与抗变形能力。a 的改变也会影响胞元曲线的双峰现象: a 为 2 mm 时, 胞元的力-位移曲线较为平滑; 当 a 为 3、4 和 5 mm 时, 力-位移曲线出现较明显的双峰现象。

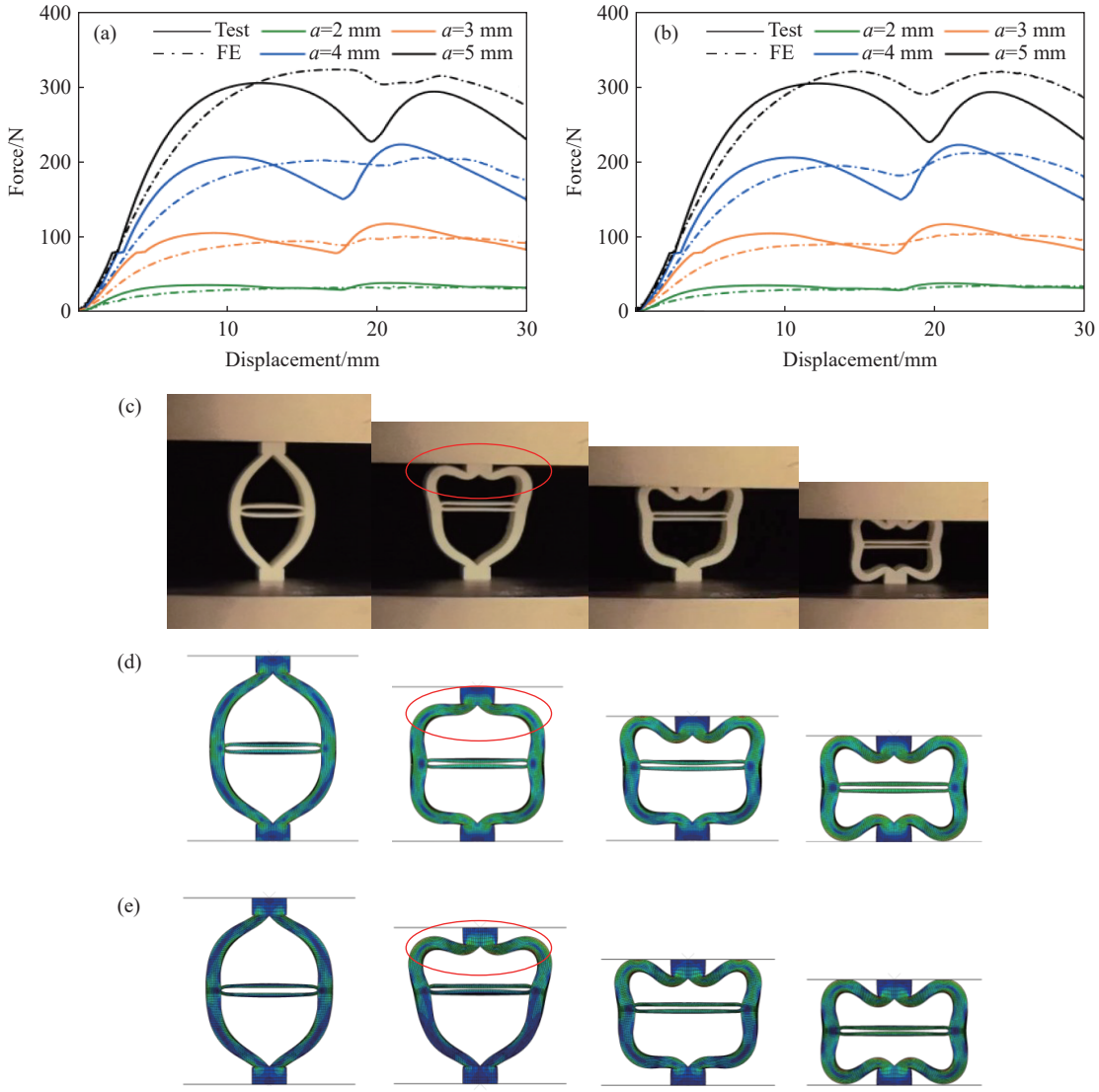


图 11　(a) 力-位移曲线的试验与有限元模拟结果, (b) 力-位移曲线的试验与修正后的有限元模拟结果, (c) 试验试样、(d) 有限元模型和 (e) 修正后的有限元模型在不同压缩阶段的变形过程

Fig. 11　(a) Test and FE results of force-displacement curves for the specimen; (b) test and revised FE results of force-displacement curves for the specimen; the deformation process of (c) test specimen, (d) finite element model, and (e) revised finite element model at various stages of compression

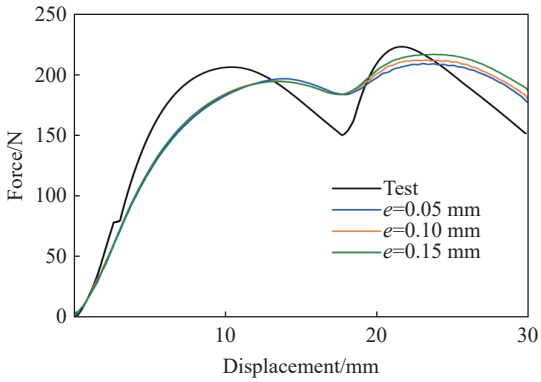


图 12　不同修正误差下的力-位移曲线

Fig. 12　Force-displacement curves of different error corrections

2.3　几何参数对胞元力学行为的影响

为了实现胞元结构的优化设计，采用有限元模型，计算和分析了胞元中间曲面板的厚度 b 和中部横向跨度 c 对胞元力学行为的影响。

研究 b 对胞元力学性能的影响时，其他参数保持不变，即 a=2 mm、c=25 mm、h_0=50 mm，仿真结果如图 13(a) 所示。b 的增加也会增强胞元结构抵抗变形的能力，进而提高力的峰值，b 从 1.0 mm 增加至 5.0 mm 时，力的峰值提升了约 36%，说明 b 对力峰值的影响程度远不及 a 对力峰值的影响程度。不同 b 条件下的曲线斜率均呈先上升后趋于平缓的特征，说明 b 几乎未对胞元力-位移曲线的变化趋势造成影响。此外，b 还会对胞元的密实应变造成影响。当 b 取 1.0、2.0、3.0 mm 时，胞元的应变均达到 0.6，但随着 b 的增大，胞元的密实应变逐渐减小；当 b=4.0 mm 时，胞元的密实应变约为 0.568，当 b=5.0 mm 时，胞元更快进入密实阶段，密实应变为 0.522。对于 b 不同的胞元，其密实应变存在一定的差异，主要原因在于，b 越大，压缩过程中构件接触越早，结构越易进入密实化阶段。

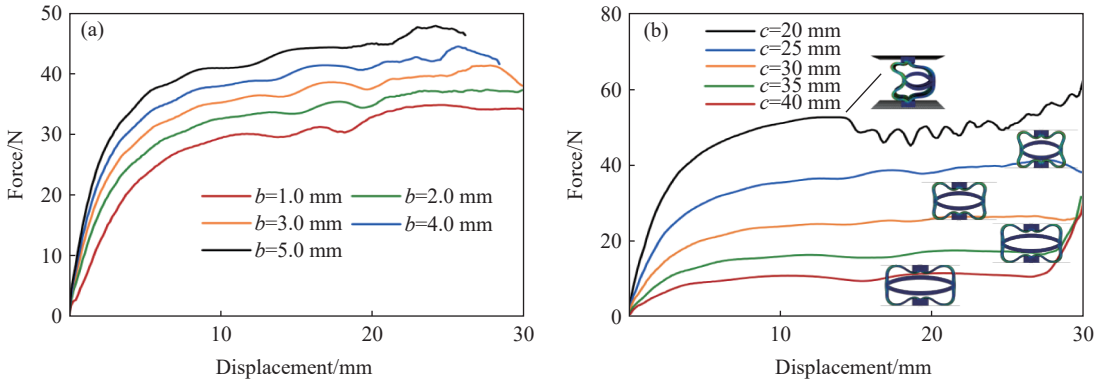


图 13　(a) 不同曲面板厚度 b（a=2 mm, c=25 mm, h_0=50 mm）和 (b) 不同中部横向跨度 c（a=2 mm, b=3.0 mm, h_0=50 mm）条件下胞元的有限元模拟结果

Fig. 13　FE simulated results of structures with (a) different thickness b of curved panels (a=2 mm, c=25 mm, h_0=50 mm) and (b) different middle transverse span c (a=2 mm, b=3.0 mm, h_0=50 mm)

设 a=2 mm、b=3.0 mm、h_0=50 mm，研究 c 对胞元结构力-位移曲线的影响，结果如图 13(b) 所示。当 c=20 mm 时，胞元在压缩位移达到 14 mm 时发生不可控失稳，产生左右不对称变形，进而影响胞元的力-位移曲线，导致曲线出现异常波动，说明 c 与胞元的稳定性相关。不同于 a 和 b，c 与胞元力-位移曲线中力的峰值呈现显著的负相关关系，即随着 c 的增大，力的峰值减小。观察不同 c 下胞元结构的变形，可以发现，这种现象的出现主要源于 c 决定了曲面板对双弧结构的约束强度：当 c 较小时，压缩载荷下双弧结构的变形受到明显限制，整体结构刚度更高，力峰值更大；相反，当 c 较大时，结构的抗弯与抗变形能力下降，力的峰值随之降低。并且，c 与胞元进入密实阶段的临界位移成反比，当 c 分别取 30、35 和 40 mm 时，在位移到达 28.8、27.3 和 26.7 mm 时力-位移曲线急剧上升，即胞元进入密实阶段，原因在于胞元的上下部分在变形后与上下钢板接触并发生挤压。

分析发现，改变胞元的几何参数会对其力-位移曲线造成影响，包括力的峰值以及曲线的变化趋势。此外，胞元的几何参数还会改变胞元在准静态压缩过程中的密实应变，影响其稳定性。

2.4　承载性能与可重复使用性能分析

基于 a=2 mm 时的试验结果，计算单位质量胞元的平台承载力，并与同类结构[25−29] 进行比较，如图 14 所示。结果显示，本研究设计的胞元 3 的单位质量平台承载力为 2.70 N/g，是现有同类结构的 2.3 倍以上，表明其承载能力明显优于现有同类结构。其原因在于，现有的结构为实现长载荷平台，往往需要设计质量占比过高的约束结构，实际参与变形的结构质量占比较低，导致材料的利用率偏低。而胞元 3 中的侧面双弧与中间曲面板全部参与变形，提升了材料的利用率，克服了以往此类结构约束质量占比过高的问题，提升了结构的承载性能。

为了进一步验证胞元结构的可重复使用性，对胞元 3 进行了 120 次循环压缩试验。图 15 展示了循环压缩试验采集到的试件的压缩和卸载曲线，以及试件在压缩前、后的结构形态。从图 15 中可以看出，结构在加、卸载过程会出现明显的滞回响应，主要由 TPU 材料的 Mullins 效应与其黏弹性耗散共同引起。前 80 次循环曲线会产生微小的残余变形，主要由 TPU 材料的 Mullins 效应引起；当循环次数达到 80 次后，力学响应逐步趋于稳定，加载曲线基本重合；历经 120 次循环测试后，试件无明显破损，整体力学性能保持稳定，证明了该结构具备良好的循环稳定性与可重复使用特性。这一结论为其在需要多次承载场景中的应用提供了有力支撑。

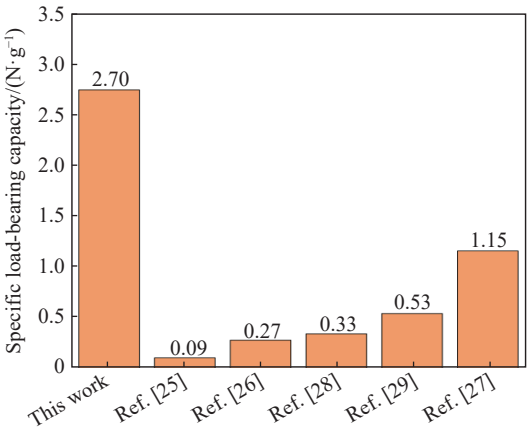


图 14　胞元 3 与同类结构[25–29] 的承载能力比较

Fig. 14　Comparison of specific load-bearing capacity between the cell element 3 and similar structures[25–29]

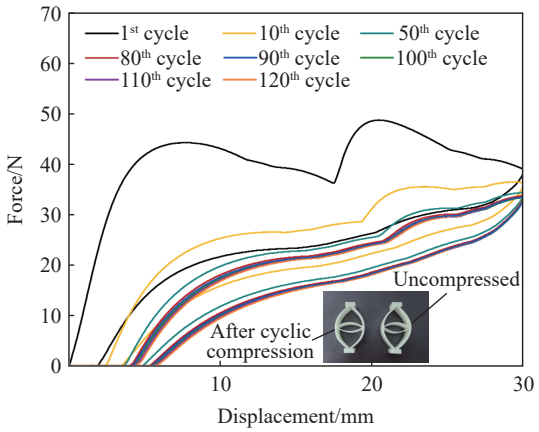


图 15　循环压缩试验中试件的加卸载力-位移曲线

Fig. 15　Loading-unloading force-displacement curves of the specimen in cyclic compression

3　超材料的缓冲性能与机理

3.1　缓冲性能分析

共设计了 2 种不同的胞串，以对比其缓冲性能。这 2 种胞串中只有第 3 个胞元的结构存在差异：第 1 种胞串（胞串 S1，见图 16(a)）中的第 1、2、4 和 5 个胞元都采用 a=5 mm、b=3.0 mm、c=25 mm、h_0=50 mm 的单胞，通过设置第 3 个胞元的 a，保证其与第 2 种胞串中的第 3 个胞元具有相同的质量，第 3 个胞元的其他参数设定为 b=0 mm、c=25 mm、h_0=50 mm；第 2 种胞串（胞串 S2，见图 16(b)）中的第 1、2、4 和 5 个胞元与胞串 S1 保持一致，第 3 个胞元的参数设置为 a=1 mm、b=3.0 mm、c=25 mm、h_0=50 mm。

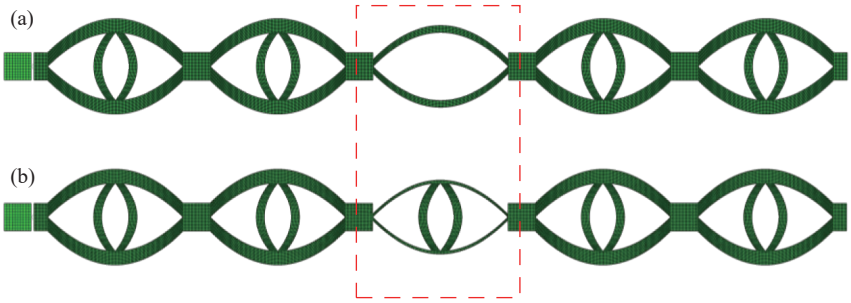


图 16　胞串 S1 (a) 和 S2 (b) 的结构示意图

Fig. 16　Schematic diagrams of the cell chains of S1 (a) and S2 (b)

在相同的冲击载荷下，2 种胞串的输出端受到的力将反映胞串的缓冲性能。对胞串的输出端力-时间曲线进行对比，如图 17 所示。可以看出：胞串 S1 和 S2 的末端力分别在约 5.8 和 14.0 ms 时达到峰值；胞串 S1 的峰值力高于胞串 S2，说明胞串 S2 的缓冲性能优于胞串 S1。此类超材料在冲击载荷作用

下发生反弹。考虑到本研究主要探究 2 种胞串的缓冲性能，重点关注其输出力-时间曲线中的首个压缩波，后续波动并非本研究的重点，故对其予以隐去。

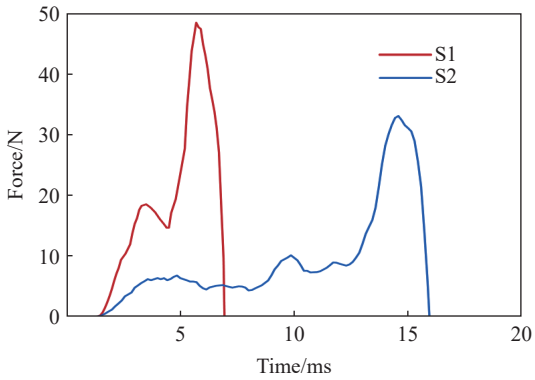


图 17　2 种胞串输出端的力-时间曲线

Fig. 17　Force-time curves at the output ends of the two types of cell chains

3.2　缓冲机理解析

为了进一步解释胞串 S1 和 S2 的缓冲性能差异，对胞串中第 3 个胞元的力-位移曲线进行分析和对比，如图 18(a) 所示。对于胞串 S1，中间胞元的力-位移曲线近似为一条倾斜直线，这种胞元的能量储存主要集中在行程的后半段，缓冲行程的利用率低；而对于胞串 S2，中间胞元拥有长载荷平台段的力-位移曲线，可以在极小的反作用力下产生较大的变形，通过大变形储存和耗散冲击能量，缓冲行程的利用率高，因此，更契合缓冲设计需求。此外，基于仿真结果，获得了胞串中前 4 个胞元与最后 1 个胞元的能量演变，如图 18(b) 和图 18(c) 所示，以深入探索结构的缓冲机理。对比胞串 S1 与 S2 在冲击过程中

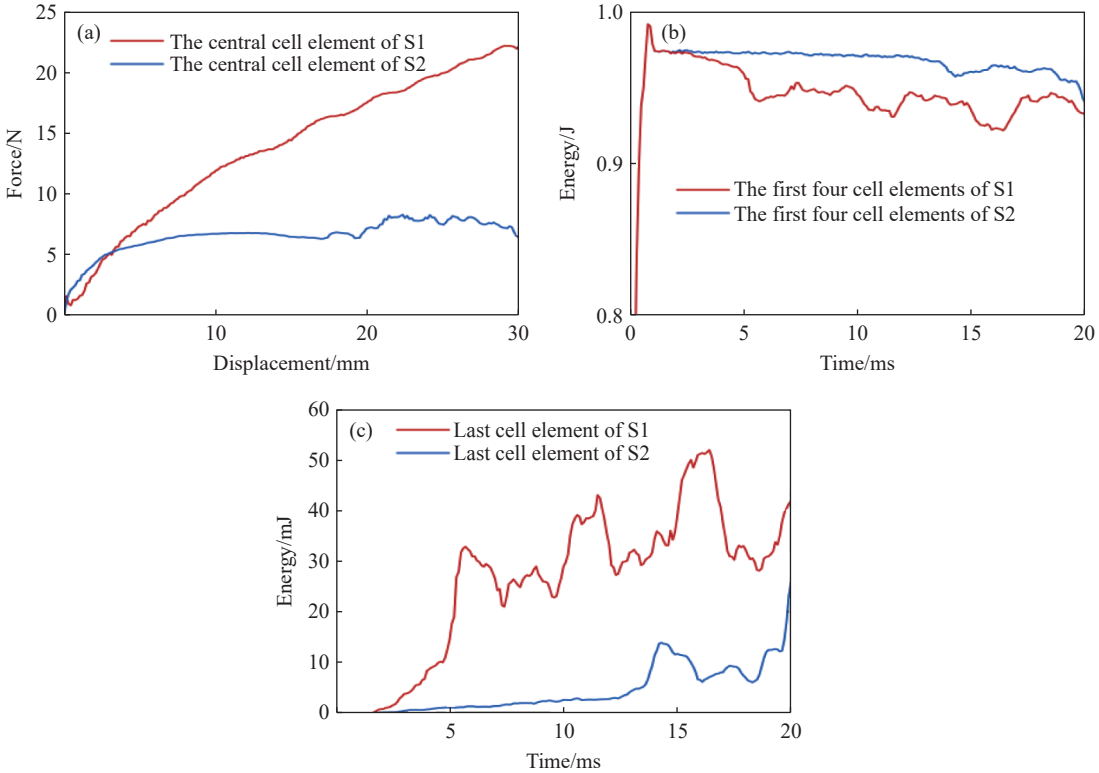


图 18　胞串 S1 和 S2 中 (a) 中间胞元的力-位移曲线、(b) 前 4 个胞元的能量-时间曲线和 (c) 最后 1 个胞元的能量-时间曲线

Fig. 18　(a) Force-displacement curves of the central cell element, (b) energy-time curves of the first four cell elements, and (c) energy-time curves of the last cell element in cell chains S1 and S2

的能量演变，发现在整个冲击过程中，胞串 S2 的前 4 个胞元的能量始终大于胞串 S1，传递到最后 1 个胞元的能量则是胞串 S1 大于胞串 S2。这表明，相较于胞串 S1 的中间胞元，胞串 S2 的中间胞元储存冲击能量的能力更强。不同于胞串 S1，因结构突变引发的刚度与波阻抗失配，胞串 S2 中各胞元的几何构型虽然一致，但动态冲击下不同胞元的力学响应存在明显差异。胞串 S2 中第 3 个胞元的低幅值、长平台力-位移响应使其动态波阻抗大幅降低，与后续胞元形成更显著的波阻抗差值；该阻抗差异可调控应力波的反射与能量积聚行为，进而使更多冲击能量集中储存于该胞元内。除了结构的弹性储能之外，基材的黏弹性效应可进一步耗散冲击能量，2 种机制共同决定结构的防护缓冲性能。因此，与普通的缓冲材料相比，本研究提出的超材料在缓冲应用场景中具有显著的优势。

4　结　论

提出了一种具有可恢复大变形、长载荷平台特性的新型缓冲超材料，通过试验和有限元仿真，研究了其力学行为和缓冲性能，得到如下主要结论。

(1) 所设计的胞元结构由左右对称双弧与上下对称曲面板组合而成，其力-位移曲线在宽变形区间内呈现稳定的长平台段，可实现应变达 0.6 左右的可恢复变形。与现有同类结构相比，该胞元能够实现全结构协同承载变形，有效提升了材料利用率与承载性能。

(2) 胞元结构的力学行为可通过几何参数优化实现有效调控：厚度参数可正向提升平台载荷；横向跨度可降低平台载荷，并调控密实位移；中间曲面板是实现长载荷平台特性的关键结构。

(3) 在相同质量条件下，所提出的超材料的缓冲性能显著优于具有近似线性力-位移响应的其他结构，其优异的缓冲特性源于长载荷平台带来的更强波阻抗失配效应，实现了更高效的冲击能量捕获。

参考文献：

[1] WANG C, ZHU J H, WU M Q, et al. Multi-scale design and optimization for solid-lattice hybrid structures and their application to aerospace vehicle components [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2021, 34(5): 386–398.

[2] YANG X F, MA J X, WEN D S, et al. Crashworthy design and energy absorption mechanisms for helicopter structures: a systematic literature review [J]. Progress in Aerospace Sciences, 2020, 114: 100618.

[3] DUBEY R, JAYAGANTHAN R, RUAN D, et al. Energy absorption and dynamic behaviour of 6xxx series aluminium alloys: a review [J]. International Journal of Impact Engineering, 2023, 172: 104397.

[4] HOU W B, HE P, YANG Y, et al. Crashworthiness optimization of crash box with 3D-printed lattice structures [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2023, 247: 108198.

[5] 张传良, 田晓耕. 轴向压缩下波纹多胞管的吸能性能 [J]. 高压物理学报, 2023, 37(6): 064201.
ZHANG C L, TIAN X G. Energy absorption of corrugated multi-cell tubes under axial compression [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics, 2023, 37(6): 064201.

[6] WU Q J, ZHI X D, LI Q X, et al. Experimental and numerical studies of GFRP-reinforced steel tube under low-velocity transverse impact [J]. International Journal of Impact Engineering, 2019, 127: 135–153.

[7] WALTER YANG C S, DESROCHES R, LEON R T. Design and analysis of braced frames with shape memory alloy and energy-absorbing hybrid devices [J]. Engineering Structures, 2010, 32(2): 498–507.

[8] ALMAJHALI K Y M. Review on passive energy dissipation devices and techniques of installation for high rise building structures [J]. Structures, 2023, 51: 1019–1029.

[9] DOEHRING T, NELSON W, HARRIS T, et al. FE vibration analyses of novel conforming meta-structures and standard lattices for simple bricks and a topology-optimized aerodynamic bracket [J]. Scientific Reports, 2020, 10(1): 21484.

[10] HA N S, PHAM T M, TRAN T T, et al. Mechanical properties and energy absorption of bio-inspired hierarchical circular honeycomb [J]. Composites Part B: Engineering, 2022, 236: 109818.

[11] FENG X D, MA S Q, FU S, et al. Hierarchical deformation mechanisms and energy absorption in bioinspired thin-walled structures [J]. Small, 2025, 21(15): 2411205.

［12］XIE B X, LIU K, TAO J L, et al. Compression failure modes and energy absorption properties of 3D printed short carbon fiber reinforced lattice structures [J]. Engineering Failure Analysis, 2025, 182: 109984.
［13］HU J X, YU T X, YIN S, et al. Low-speed impact mitigation of recoverable DNA-inspired double helical metamaterials [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2019, 161/162: 105050.
［14］SHAN S C, KANG S H, RANEY J R, et al. Multistable architected materials for trapping elastic strain energy [J]. Advanced Materials, 2015, 27(29): 4296–4301.
［15］OU H F, HU L L, WANG Y B, et al. High-efficient and reusable impact mitigation metamaterial based on compression-torsion coupling mechanism [J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2024, 186: 105594.
［16］LIU C R, ZHANG W, YU K P, et al. Quasi-zero-stiffness vibration isolation: designs, improvements and applications [J]. Engineering Structures, 2024, 301: 117282.
［17］CARRELLA A, BRENNAN M J, WATERS T P. Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 301(3): 678–689.
［18］ZHAO F, JI J C, YE K, et al. An innovative quasi-zero stiffness isolator with three pairs of oblique springs [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2021, 192: 106093.
［19］WEN G L, HE J F, LIU J, et al. Design, analysis and semi-active control of a quasi-zero stiffness vibration isolation system with six oblique springs [J]. Nonlinear Dynamics, 2021, 106(1): 309–321.
［20］YAO Y H, LI H G, LI Y, et al. Analytical and experimental investigation of a high-static-low-dynamic stiffness isolator with cam-roller-spring mechanism [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2020, 186: 105888.
［21］YE K, JI J C, BROWN T. A novel integrated quasi-zero stiffness vibration isolator for coupled translational and rotational vibrations [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 149: 107340.
［22］LI M, CHENG W, XIE R L, A quasi-zero-stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2021, 189: 105938.
［23］WANG K, ZHOU J X, WANG Q, et al. Low-frequency band gaps in a metamaterial rod by negative-stiffness mechanisms: design and experimental validation [J]. Applied Physics Letters, 2019, 114(25): 251902.
［24］ZHAO T Y, YAN G, QI W H, et al. Magnetically modulated tetrahedral structure for low frequency vibration isolation with adjustable load capacity [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2023, 251: 108335.
［25］ZHOU J X, PAN H B, CAI C Q, et al. Tunable ultralow frequency wave attenuations in one-dimensional quasi-zero-stiffness metamaterial [J]. International Journal of Mechanics and Materials in Design, 2021, 17(2): 285–300.
［26］PAN G P, JIAO X L, LIN C M, et al. High load-bearing quasi-zero stiffness metamaterials for vibration isolation [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2025, 293: 110225.
［27］LIU X, CHEN S, WANG B, et al. A novel quasi-zero-stiffness metamaterial plate with tunable bandgap [J]. Composite Structures, 2025, 365: 119134.
［28］ZHAO J L, ZHOU G, ZHANG D Z, et al. Integrated design of a lightweight metastructure for broadband vibration isolation [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2023, 244: 108069.
［29］LIU X, CHEN S, WANG B, et al. A compact quasi-zero-stiffness mechanical metamaterial based on truncated conical shells [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2024, 277: 109390.

Novel Buffering Metamaterials with a Long Load Plateau: Design and Mechanical Characterization

YOU Yixuan, YE Wenkang, ZHANG Tianpeng, HU Lingling

（*School of Aeronautics and Astronautics*, *Shenzhen Campus of Sun Yat-Sen University*, *Shenzhen* 518107, *Guangdong*, *China*）

Abstract: Metamaterials with both reversible deformation and a long load plateau meet the demand for cyclic buffering, offering great application prospects in protective engineering. However, current

metamaterials generally suffer from low material utilization, which limits their load-bearing and energy absorption performance. To address these limitations, a novel buffering metamaterial with a long load plateau is proposed in this work. Composed of bilaterally symmetric double-arc structures and vertically symmetric curved plates, the metamaterial is capable of recoverable large deformation and overall cooperative load-bearing deformation, thereby improving material utilization and optimizing structural load capacity and energy absorption performance. Experimental tests and numerical simulations were conducted to validate the long load plateau and recoverable large deformation characteristics of the metamaterial. The influences of structural geometric parameters on its mechanical behavior were also systematically analyzed. The results indicate that the long load plateau can be effectively tuned by adjusting the thickness of lateral double arcs, the thickness of intermediate curved plates, and the central transverse span. Once the intermediate curved plates are removed, the long load plateau feature disappears, and the force-displacement curve presents an approximately linear variation. Finite element simulations at equal mass confirm that the proposed metamaterial possesses better buffering performance than similar structures without a long load plateau, and the underlying buffering mechanism is clarified. The findings provide a novel design strategy for improving the performance of metamaterials with a long load plateau, and facilitate their application in protective engineering.

Keywords: metamaterial; structural design; long load plateau; recoverable large deformation; cyclic buffering