

DOI: 10.13718/j.cnki.xdzk.2025.08.001

赵颖, 孙晓宇, 陈凯铭, 等. 基于内凹三角形微结构的 CTB 电池包力学性能分析 [J]. 西南大学学报(自然科学版), 2025, 47(8): 2-12.

基于内凹三角形微结构的 CTB 电池包力学性能分析

赵颖¹, 孙晓宇¹, 陈凯铭¹, 郝纪波¹,
胡晓松², 王月强³, 王扬卫⁴1. 西南大学 工程技术学院, 重庆 400715; 2. 重庆大学 机械与运载工程学院, 重庆 400044;
3. 重庆长安汽车股份有限公司, 重庆 400021; 4. 北京理工大学 冲击环境材料技术国家级重点实验室, 北京 100081

摘要: 针对传统 CTB 电池包防护结构布置空间有限、对防护材料吸能特性要求较高等问题, 提出一种基于内凹三角形微结构的新型 CTB 电池包。首先, 通过开展电池包上壳体与车身底板一体化设计建立车身骨架及传统 CTB 电池包的有限元模型。基于此, 开展传统 CTB 电池包静态力学仿真与动态碰撞模拟, 获取汽车典型工况下的力学响应特性。其次, 构建内凹三角形微结构的理论力学模型, 并以相对密度最小、相对弹性模量最大为优化目标, 以结构参数为优化变量, 利用遗传算法对该微结构开展多目标优化设计, 获取最优结构参数。最后, 通过将内凹三角形微结构替换传统蜂窝结构, 构建新型内凹三角形微结构 CTB 电池包, 并在相同工况下对其开展数值模拟。结果表明: 相较于传统 CTB 电池包, 新型内凹三角形微结构 CTB 电池包在扭转工况下能够为车身骨架分担更多载荷; 在弯曲工况下该电池包与传统 CTB 电池包的最大应力与位移均为 13.98 MPa 和 1.175 mm; 在碰撞工况下新型内凹三角形微结构 CTB 电池包 y 方向最大侵入位移降低 3.2%, 表明新型内凹三角形微结构 CTB 电池包在力学防护方面具有优越性。

关键词: CTB 电池包; 内凹三角形微结构; 力学性能; 数值模拟

中图分类号: U469.7 文献标识码: A

文章编号: 1673-9868(2025)08-0002-11

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Mechanical Properties Analyses of CTB Battery Pack Based on Concave Triangular Cellular Structure

ZHAO Ying¹, SUN Xiaoyu¹, CHEN Kaiming¹, HAO Jibo¹,
HU Xiaosong², WANG Yueqiang³, WANG Yangwei⁴1. College of Engineering and Technology, Southwest University, Chongqing 400715, China;
2. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;
3. Chongqing Changan Automobile Co. Ltd., Chongqing 400021, China;
4. China National Key Laboratory of Science and Technology on Materials under Shock and Impact, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China

收稿日期: 2025-05-01

基金项目: 国家自然科学基金项目(52202451); 重庆市自然科学基金面上项目(CSTB2024NSCQ-MSX0954); 新重庆青年创新人才项目(CSTB2024NSCQ-QCXMX0038); 冲击环境材料技术国家级重点实验室基金项目(WDZC2024-7)。

作者简介: 赵颖, 博士, 副教授, 主要从事车辆轻量化技术、新型结构与材料设计研究。

Abstract: To address issues of limited layout space of protective structures of conventional CTB battery pack and high requirements for energy-absorbing properties of protective material, a novel CTB battery pack based on concave triangular cellular structure has been proposed. Firstly, finite element models of vehicle body skeleton and conventional CTB battery pack were established through integration design of battery pack cover and vehicle chassis. Based on this, static mechanical simulations and dynamic collision simulations of conventional CTB battery pack were carried out to obtain its mechanical characteristics under typical vehicle operating conditions. Then, a theoretical mechanical model of concave triangular cellular structure was developed. Minimum relative density and maximum relative elastic modulus of concave triangular cellular structure were chosen as optimization objective, and structural parameters were utilized as optimization variables. Subsequently, genetic algorithm was employed to perform multi-objective optimization design to obtain optimal structural parameters. Finally, concave triangular cellular structure was utilized to replace traditional honeycomb structure to construct a novel concave triangular cellular structure CTB battery pack, and numerical simulations were carried out under the same conditions. The results indicate that more load from vehicle body skeleton can be shared by novel concave triangular cellular structure CTB battery pack under torsion condition in comparison with conventional CTB battery pack. Moreover, the maximum stress and displacement of both novel concave triangular cellular structure CTB battery pack and conventional CTB battery pack are 13.98 MPa and 1.175 mm under bending condition, respectively. Besides, maximum intrusion displacement of triangular cellular structure CTB battery decreases by 3.2% in comparison with that of conventional CTB battery pack under collision condition, demonstrating the superior mechanical protection characteristic of novel concave triangular cellular structure CTB battery pack.

Key words: CTB battery pack; concave triangular cellular structure; mechanical properties; numerical simulation

在全球绿色低碳发展背景下, 新能源汽车产业逐渐成为推动经济转型、促进环境保护的重要力量^[1]。其中, 续航里程作为衡量新能源汽车性能的关键指标之一, 一直是消费者关注的焦点, 也是各大车企在技术研发方面的核心任务^[2]。近年来, 随着电池技术的不断突破, 磷酸铁锂电池与三元锂电池能量密度已接近其理论极限, 在保持新能源汽车轻量化水平的基础上, 续航里程的提升已面临技术瓶颈^[3]。而电池-车身一体化电池包(Cell to Body, CTB)通过将电池包上壳体与车身底板相融合, 完成了电池系统与车身结构的高度集成, 实现了整车轻量化水平与续航里程的提升^[4]。

相较于传统电池包, CTB 电池包凭借其高度整合的“整车三明治”结构, 大幅提升了新能源汽车的力学性能与集成化水平^[5]。作为新能源汽车未来的重要发展方向, CTB 电池包提高了新能源汽车的经济效益, 推动了新能源汽车向可持续发展转型^[6]。然而, 高度集成化导致了 CTB 电池包保护层与缓冲层的布置空间有限, 为电池包安全防护带来了新的挑战^[7]。因此, 开发新型材料在 CTB 电池包中的应用, 解决传统防护材料无法满足缓冲结构高性能需求的难题, 确保 CTB 电池包在各类工况下的安全性, 已成为目前的研究热点。

负泊松比微结构因其较高的孔隙率以及独特的“压缩-收缩”负泊松比特性, 从而具备优异的轻量化空间与吸能特性, 被广泛应用于汽车碰撞吸能领域^[8-10]。Zhao 等^[11]在电池包内部嵌入了新型负泊松比微结构, 实现了电池模组抗冲击性能的显著提升。陆欢等^[12]将 3D 负泊松比微结构填充到薄壁圆管中, 提高了车身的耐撞性能。马芳武等^[13]基于仿生原理提出了一种混合梯度负泊松比微结构, 并在不同冲击角度和冲

击速度工况下对 9 种不同排布方式的混合梯度结构开展了数值模拟,验证了该结构优异的吸能特性。上述研究为负泊松比微结构在汽车防护领域的应用探索提供了新的思路。

针对 CTB 电池包缓冲层的高吸能特性需求,提出一种基于内凹三角形微结构的 CTB 电池包。首先构建传统 CTB 电池包的有限元模型,通过数值模拟方法获取其静态力学特性,并探究其在侧面柱碰撞工况下的力学响应;然后推导内凹三角形微结构的理论力学模型,以相对密度最小、相对弹性模量最大为优化目标,以长度系数、厚度系数、胞壁比例系数、长胞壁间夹角和短胞壁间夹角为优化变量对该微结构开展优化设计;最后利用内凹三角形微结构替换传统蜂窝结构,在相同工况下对新型内凹三角形微结构 CTB 电池包开展数值模拟,以验证新型内凹三角形微结构 CTB 电池包的优越性能。

1 传统 CTB 电池包力学性能分析

1.1 传统 CTB 电池包有限元模型

通过开展电池包上壳体与车身底板一体化设计,构建了如图 1 所示的新能源汽车车身骨架及 CTB 电池包几何模型。

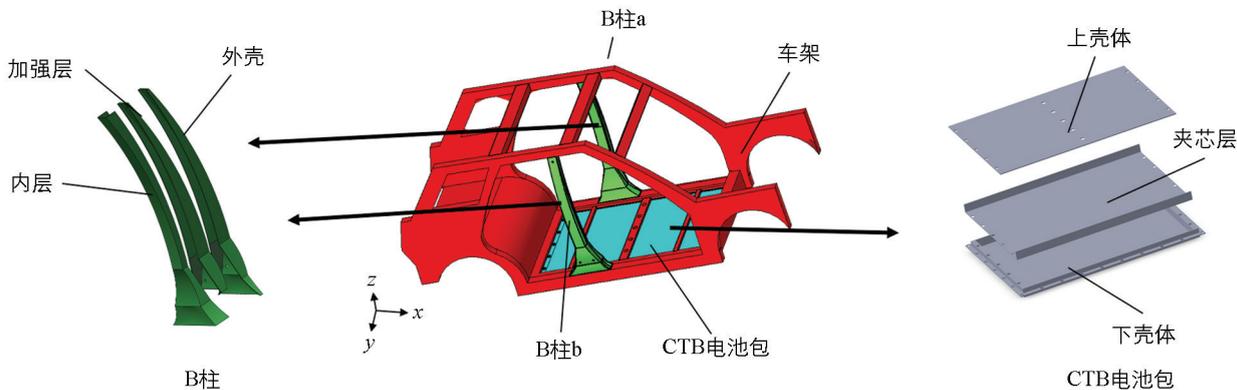


图 1 新能源汽车车身骨架及 CTB 电池包几何模型

为提高计算效率,对车身骨架部分进行了简化处理,移除了对其力学性能影响较小的工艺装饰、圆角和倒角等细节,最终所构建的车身骨架尺寸为 $4\ 475\ \text{mm} \times 1\ 800\ \text{mm} \times 1\ 770\ \text{mm}$,厚度尺寸为 $4\ \text{mm}$ 。同时,CTB 电池包的尺寸为 $2\ 100\ \text{mm} \times 1\ 500\ \text{mm} \times 100\ \text{mm}$,其结构可以细分为电池包上壳体(即车身底板)、电池包下壳体以及夹芯层结构,其中上壳体和下壳体厚度均为 $4\ \text{mm}$,夹芯层厚度为 $6\ \text{mm}$ 。此外,考虑到 B 柱在侧面柱碰撞工况中的重要作用,将 B 柱细化为外壳、内层以及加强层 3 个子结构,各子结构的厚度分别为 $1.5\ \text{mm}$ 、 $1.5\ \text{mm}$ 和 $2\ \text{mm}$ 。

将构建的 CTB 电池包几何模型导入 HyperWorks 软件开展前处理,鉴于车身骨架的尺寸较大且并非本文研究重点,因此其网格尺寸设定为 $10\ \text{mm}$,而车身 B 柱及 CTB 电池包的网格尺寸设定为 $5\ \text{mm}$ 。基于车身骨架与 CTB 电池包结构特点,除电池包下壳体采用 Solid 单元外,其余子部件均采用 Shell 单元。在连接方式方面,B 柱的内层、外壳和加强层采用螺栓连接,而 B 柱与车身骨架之间则通过焊接连接。此外,电池包的上壳体与下壳体,以及电池包壳体与车身骨架之间也采用螺栓连接,划分后的车身骨架及 CTB 电池包有限元模型如图 2 所示。车身骨架及 CTB 电池包有限元模型的总节点数目为 696 784,总网格数目为 776 162,其中三角形单元数目为 4 781,占总网格数目的 0.62% ,符合网格质量要求^[14]。

在 CTB 电池包有限元模型基础上,参考企业工程实际情况对车身骨架及 CTB 电池包各零部件赋予表 1 所示的材料属性。传统 CTB 电池包的夹芯层采用以 3003 为基体材料的蜂窝结构,其中 3003 基体材料的密度、弹性模量和泊松比分别为 $2.7\ \text{g/cm}^3$ 、 $69\ \text{GPa}$ 和 0.33 ,但蜂窝结构的材料属性不仅取决于基体材料属性,还与材料结构有关。参考 Zhao 等^[15]的研究,蜂窝结构的密度、弹性模量和泊松比分别为 $1.08\ \text{g/cm}^3$ 、 $27.681\ \text{GPa}$ 和 0.33 。

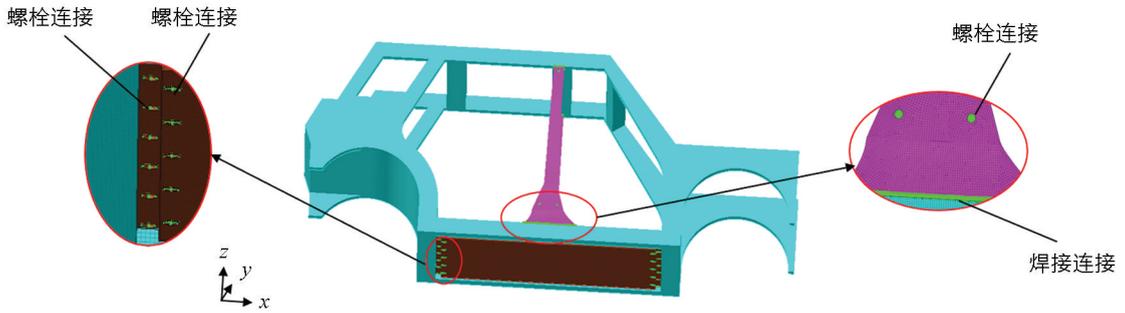


图 2 车身骨架及 CTB 电池包有限元模型

表 1 各部件基体材料属性表

部件	材料	密度/($\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$)	弹性模量/GPa	泊松比
车身骨架	Docol 600DP	7.85	222	0.28
B 柱	Docol 600DP	7.85	222	0.28
电池包上壳体	B280/440DP	7.85	207	0.30
电池包下壳体	B280/440DP	7.85	207	0.30
电池包夹芯层	3003	2.70	69	0.33

1.2 传统 CTB 电池包静力学分析

1.2.1 扭转工况下传统 CTB 电池包的力学性能分析

扭转工况是车辆行驶过程中常见的典型工况之一,为获取该工况下车身骨架及传统 CTB 电池包的力学响应,建立了如图 3 所示的扭转工况下车身骨架及传统 CTB 电池包有限元模型。其中,在车辆左、右后轮分别施加 SPC-12 约束,以限制其在 x 方向和 y 方向的平移自由度。同时,通过 RBE2 单元对左、右前轮及车架底板横梁进行连接,并在左前轮和右前轮上分别施加 $-1\,950\text{ N}$ 和 $1\,950\text{ N}$ 的集中力^[16]。

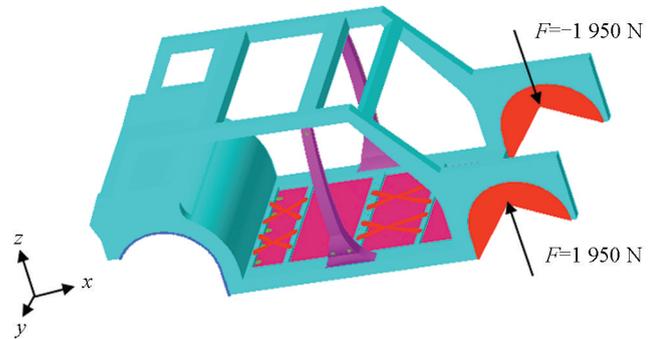


图 3 扭转工况下车身骨架及传统 CTB 电池包的有限元模型

将上述模型导入 OptiStruct 求解器,分别获取了如图 4、图 5 所示的扭转工况下车身骨架与传统 CTB 电池包的位移及应力云图。车身骨架的最大位移和最大应力分别为 $0.418\,7\text{ mm}$ 及 38.12 MPa ;传统 CTB 电池包的最大位移和最大应力分别为 $0.239\,3\text{ mm}$ 及 10.29 MPa 。

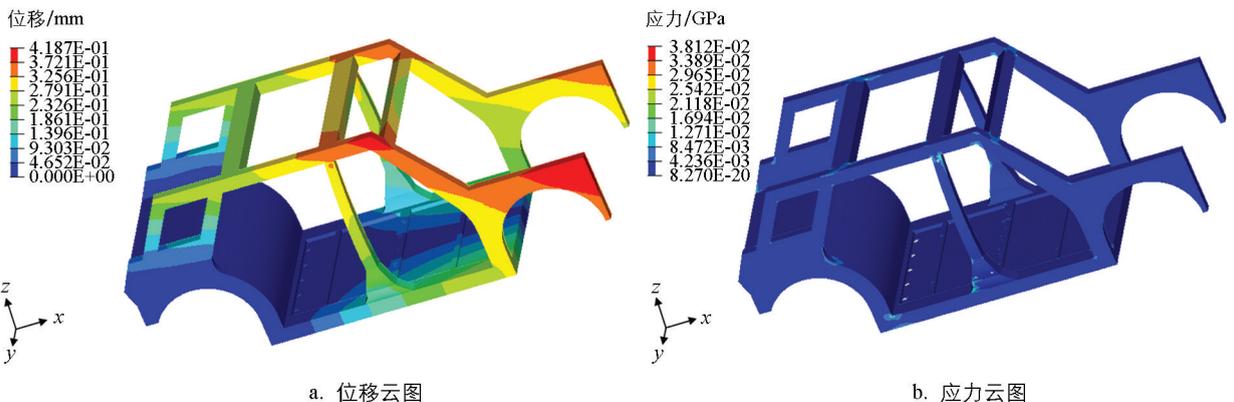


图 4 扭转工况下车身骨架(含传统 CTB 电池包)的位移及应力云图

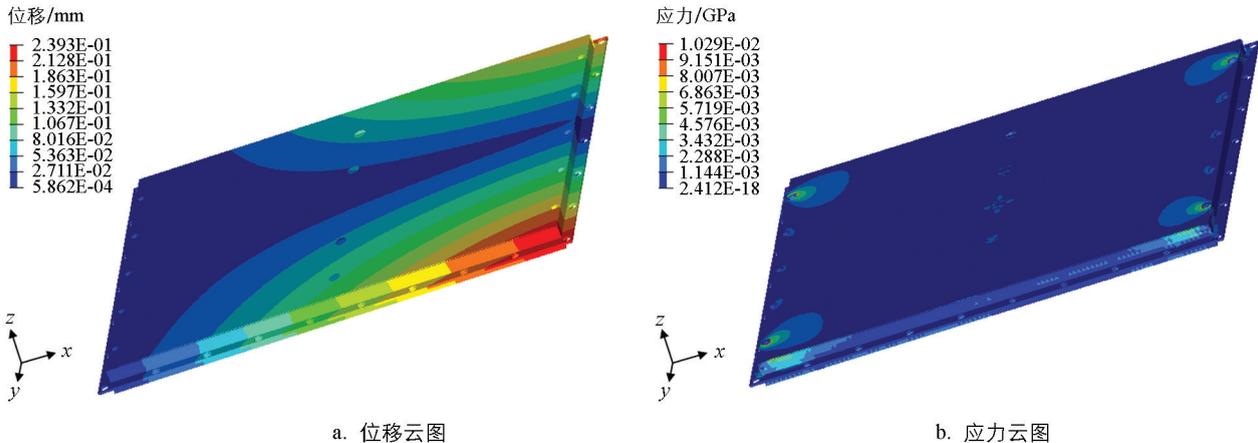


图 5 扭转工况下传统 CTB 电池包的位移及应力云图

1.2.2 弯曲工况下传统 CTB 电池包的力学性能分析

弯曲工况作为评价汽车结构刚度的重要工况之一,其所受载荷主要源自乘客与车身的重量。为了获取弯曲工况下传统 CTB 电池包的变形及应力分布,建立了如图 6 所示的弯曲工况下车身骨架及传统 CTB 电池包的有限元模型。

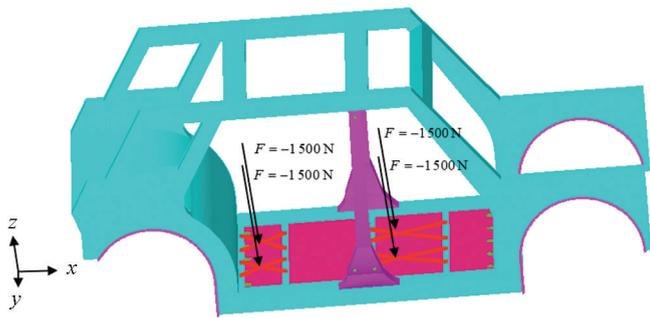


图 6 弯曲工况下车身骨架及传统 CTB 电池包的有限元模型

其中,在车轮位置处施加 SPC-2 约束条件以限制其在 y 方向的平移自由度。同时,采用 RBE2 单元连接车架底板横梁,在横梁的 4 个连接中心处分别施加 $-1\ 500\ \text{N}$ 的集中力,以模拟弯曲工况下的载荷作用^[17]。

基于此,分别获取了如图 7、图 8 所示的弯曲工况下车身骨架及传统 CTB 电池包的位移及应力云图。其中,车身骨架的最大位移和最大应力分别为 $1.706\ \text{mm}$ 及 $110.9\ \text{MPa}$;传统 CTB 电池包的最大位移和最大应力分别为 $1.175\ \text{mm}$ 及 $13.98\ \text{MPa}$ 。

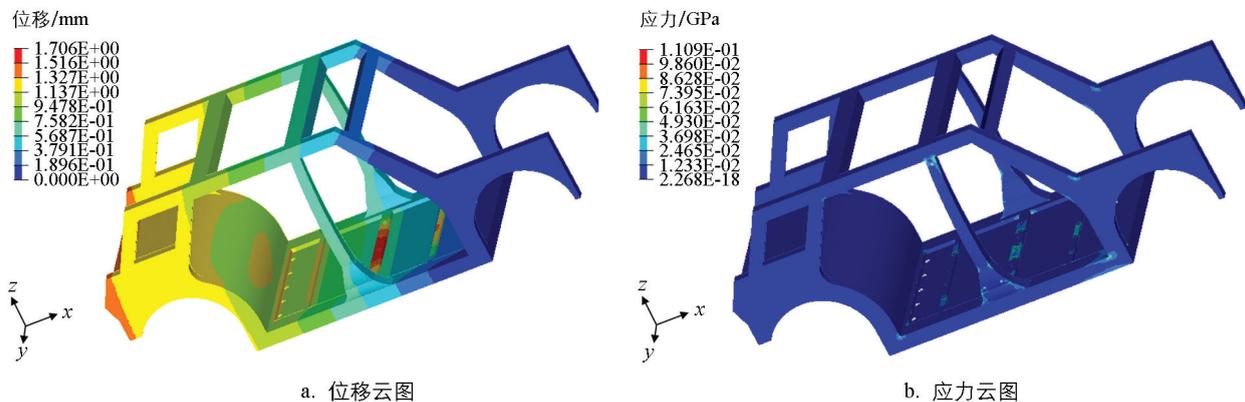


图 7 弯曲工况下车身骨架(含传统 CTB 电池包)的位移及应力云图

1.3 侧面柱碰撞工况下传统 CTB 电池包的力学性能分析

由于侧面柱碰撞工况下障碍物刚度较大,碰撞面积较小,车辆在承受冲击载荷时将产生较大的侵入位移,从而威胁电池模组的安全。因此,考察侧面柱碰撞工况下传统 CTB 电池包的侵入位移是评价其防护能

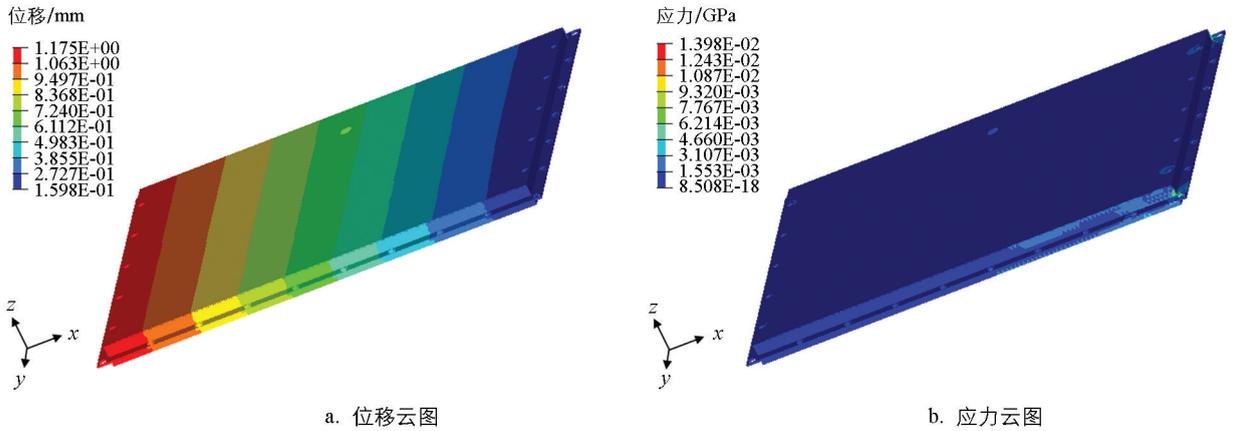


图 8 弯曲工况下传统 CTB 电池包的位移及应力云图

力的的重要指标^[18]。为此, 构建了如图 9 所示的侧面柱碰撞工况下车身骨架及传统 CTB 电池包有限元模型。其中, 刚性柱的直径为 254 mm, 其底部与车身骨架底部对齐, 顶部则高出车身骨架 150 mm, 并完全约束 6 个方向的自由度^[19]。车身骨架及传统 CTB 电池包沿 y 轴方向以 36 km/h 的速度与刚性柱发生碰撞, 碰撞时间持续 60 ms。基于此, 获取了侧面柱碰撞工况下车身骨架的位移云图, 如图 10 所示。

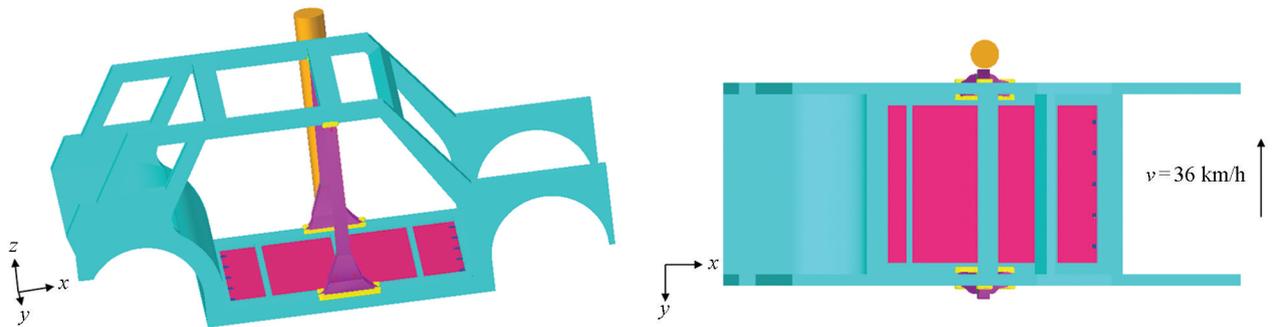


图 9 侧面柱碰撞工况下车身骨架及传统 CTB 电池包的有限元模型

由图 10 可知, 在 60 ms 时车身骨架的 B 柱与门槛梁均发生严重变形并挤压传统 CTB 电池包下壳体, 下壳体在挤压作用下将侵入电池模组, 进而增大电池模组在机械滥用下触发热失控的风险。因此, 为深入探究碰撞过程中传统 CTB 电池包的侵入情况, 获取了碰撞过程中传统 CTB 电池包在 0 ms、20 ms、40 ms、60 ms 共 4 个时刻下的位移云图, 如图 11 所示。

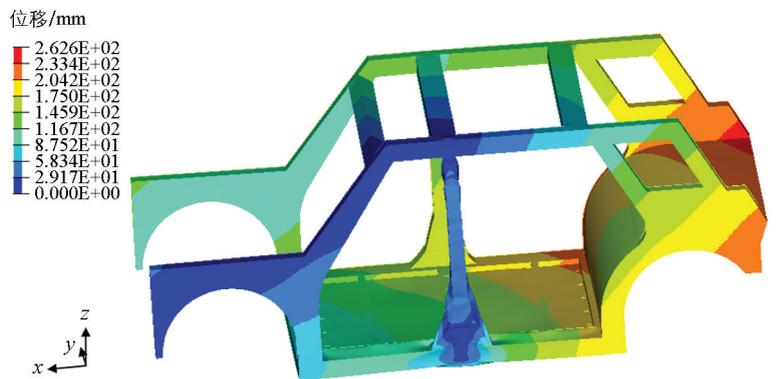


图 10 侧面柱碰撞工况下车身骨架的位移云图

由图 11 可知, 在侧面柱碰撞过程中电池包位移变化可划分为 3 个阶段: 第 1 阶段为 0~20 ms, 刚性柱的碰撞仅导致 B 柱与门槛梁处发生挤压变形, 电池包未产生侵入位移; 第 2 阶段为 20~40 ms, 刚性柱的持续碰撞导致门槛梁向电池包挤压, 电池包开始产生侵入位移并不断增大; 第 3 阶段为 40~60 ms,

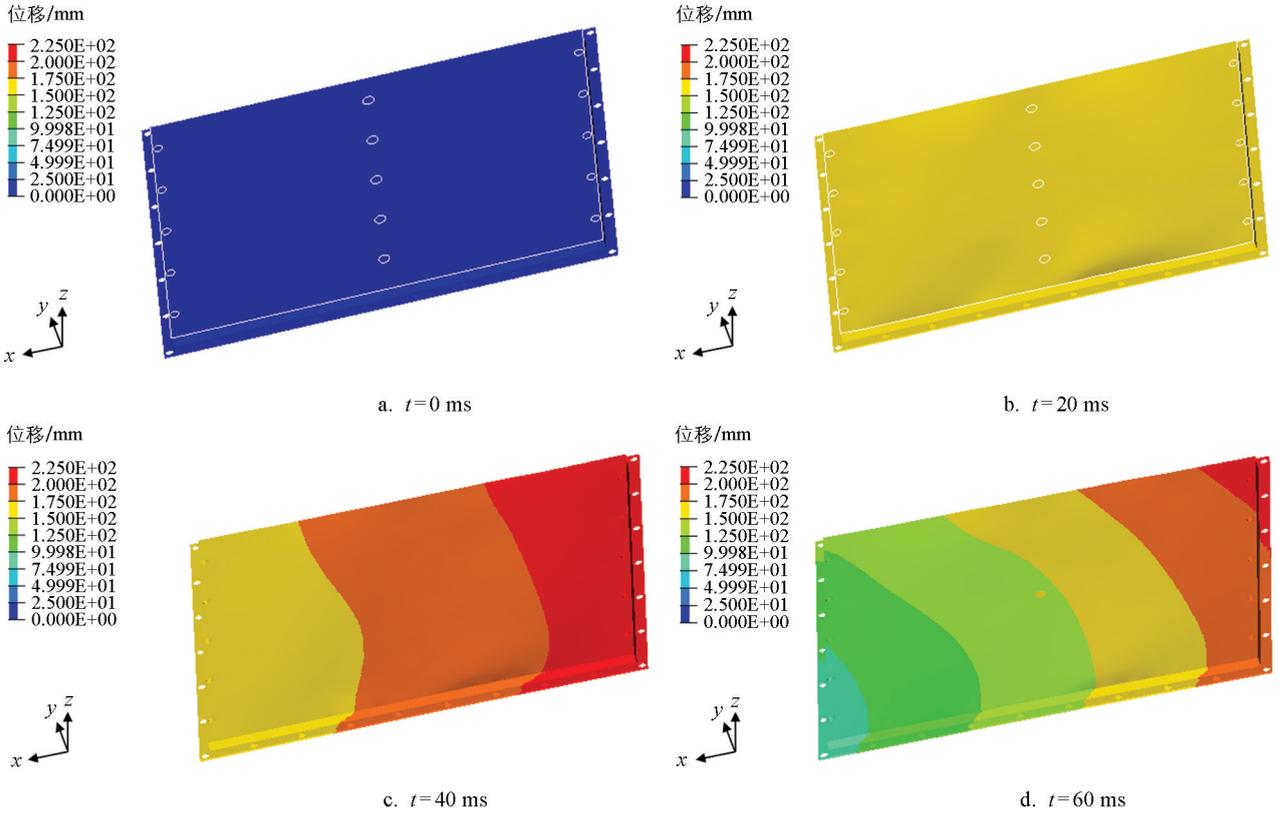


图 11 侧面柱碰撞工况不同碰撞时刻下传统 CTB 电池包的位移云图

车身骨架因到达挤压极限开始回弹, 电池包由于惯性作用仍沿原方向运动使得挤压加剧, 在 60 ms 时电池包沿 y 方向侵入位移达到最大, 最大值为 4.70 mm。

2 内凹三角形微结构优化设计

为获取内凹三角形微结构的力学特性, 构建了如图 12 所示的内凹三角形微结构元胞模型。其中, 长胞壁长度和面内厚度分别为 L_1 和 T_1 ; 短胞壁长度和面内厚度分别为 L_s 和 T_s ; 水平胞壁长度为 L_h ; 元胞高度为 H ; 面外厚度为 T ; 长胞壁间的夹角为 φ_1 ; 短胞壁间的夹角为 φ_s 。

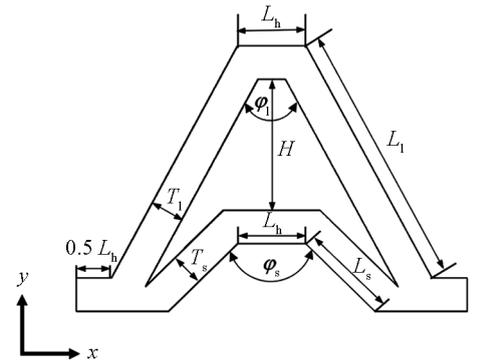


图 12 内凹三角形微结构元胞示意图

相对密度作为表征内凹三角形微结构轻量化空间的重要参数, 其定义为^[20]:

$$\rho_{RD,3D} = \frac{\alpha^2 \left(\frac{\beta}{2} + 1 + K^2 + K\beta \right)}{\left(\beta + K \sin \frac{\varphi_s}{2} \right)^2 \left(\cos \frac{\varphi_1}{2} - K \cos \frac{\varphi_s}{2} \right)} \quad (1)$$

式中: α 为厚度系数, 其表达式为 $\alpha = \frac{T_1}{L_1} = \frac{T_s}{L_s}$; β 为长度系数, 其表达式为 $\beta = \frac{L_h}{L_1}$; K 为胞壁比例系数, 其表达式为 $K = \frac{L_s}{L_1}$ 。

同理, 内凹三角形微结构的相对弹性模量 $E_{RD,3D}$ 可表示为:

$$E_{RD,3D} = \frac{\alpha^4 \left(\cos \frac{\varphi_1}{2} - \sqrt{K^2 - \sin^2 \frac{\varphi_1}{2}} \right)}{\sin^2 \frac{\varphi_1}{2} \left(\beta + \sin \frac{\varphi_1}{2} \right)^2 \left(1 + \frac{1}{K^2} \right)} \quad (2)$$

等效泊松比 ν_{3D} 可表示为:

$$\nu_{3D} = - \frac{\sin^2 \frac{\varphi_1}{2} + (1 + K^2) \cos \frac{\varphi_1}{2} \sqrt{K^2 - \sin^2 \frac{\varphi_1}{2}} - K^2 \left(\cos^2 \frac{\varphi_1}{2} + 1 \right)}{1 + K^2 \left(\beta \sin \frac{\varphi_1}{2} + \sin^2 \frac{\varphi_1}{2} \right)} \quad (3)$$

内凹三角形微结构的力学性能主要取决于其结构参数, 基于此, 为提高内凹三角形微结构的力学性能与轻量化空间, 以 $E_{RD,3D}$ 最大、 $\rho_{RD,3D}$ 最小为优化目标, 以 α 、 β 、 φ_1 、 φ_s 、 K 为优化变量, 对该微结构开展优化设计, 建立优化设计的数学模型如下:

$$\begin{cases} \max: E_{RD,3D} \\ \min: \rho_{RD,3D} \\ \text{s. t.} \begin{cases} (0, 0, 0.1, 0.1, 0.1) < (\alpha, \beta, \varphi_1, \varphi_s, K) < (0.5, 0.3, 2.09, 2.09, 0.6) \\ \nu_{3D} < 0 \end{cases} \end{cases} \quad (4)$$

遗传算法凭借其多目标处理能力强、适应性强和能够自动平衡多个目标等优势被广泛应用于多目标优化设计^[21], 为此基于遗传算法, 通过 333 次迭代后求解出式(4)的最优解, 如表 2 所示。

表 2 多目标优化结果

$\rho_{RD,3D}$	$E_{RD,3D}$	ν_{3D}	α	β	φ_1/rad	φ_s/rad	K
0.384	0.517	-0.119	0.275	0.194	0.239	2.049	0.503

为验证内凹三角形微结构力学性能的优越性, 本文中内凹三角形微结构基体材料与蜂窝状结构基体材料相同, 求得内凹三角形微结构的弹性模量为 35.673 GPa, 密度为 1.037 g/cm³。

3 新型内凹三角形微结构 CTB 电池包力学性能分析

3.1 新型内凹三角形微结构 CTB 电池包静力分析

为探究新型内凹三角形微结构 CTB 电池包的静态力学防护特性, 采用与 1.2 节相同的载荷与约束, 获取了扭转工况下车身骨架及新型内凹三角形微结构 CTB 电池包的位移及应力云图, 分别如图 13、图 14 所示。

由图 13、图 14 可知, 扭转工况下车身骨架及新型内凹三角形微结构 CTB 电池包的最大位移分别为 0.418 2 mm 和 0.238 8 mm, 所承受的最大应力分别为 38.07 MPa 和 10.35 MPa。相较于传统 CTB 电池包, 新型内凹三角形微结构 CTB 电池包展现出显著优势。新型内凹三角形微结构凭借其独特的“压缩-收缩”力学响应机制, 具备更大的结构刚性, 能够分担更多载荷, 从而有效降低车身骨架的应力集中水平。同时, 由于其卓越的力学防护特性, 在载荷增加的情况下, 新型内凹三角形微结构

CTB 电池包的变形量有所减小。

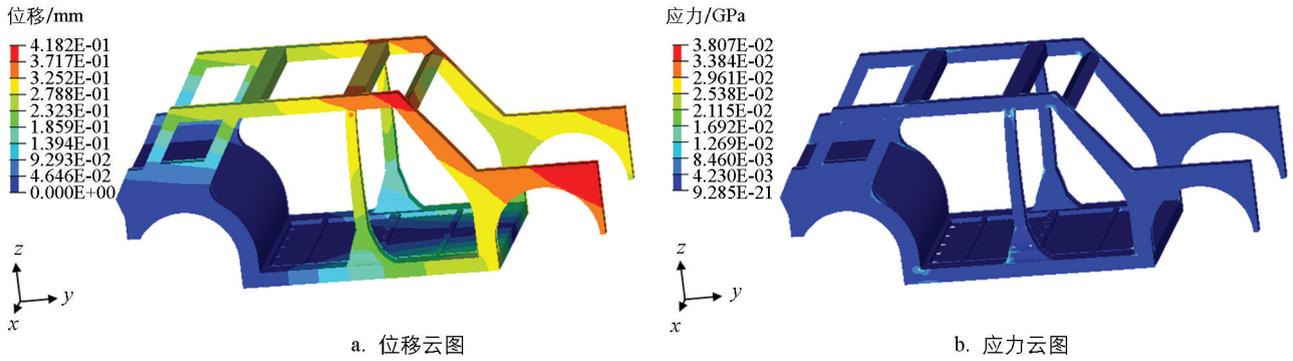


图 13 扭转工况下车身骨架(含新型内凹三角形微结构 CTB 电池包)的位移及应力云图

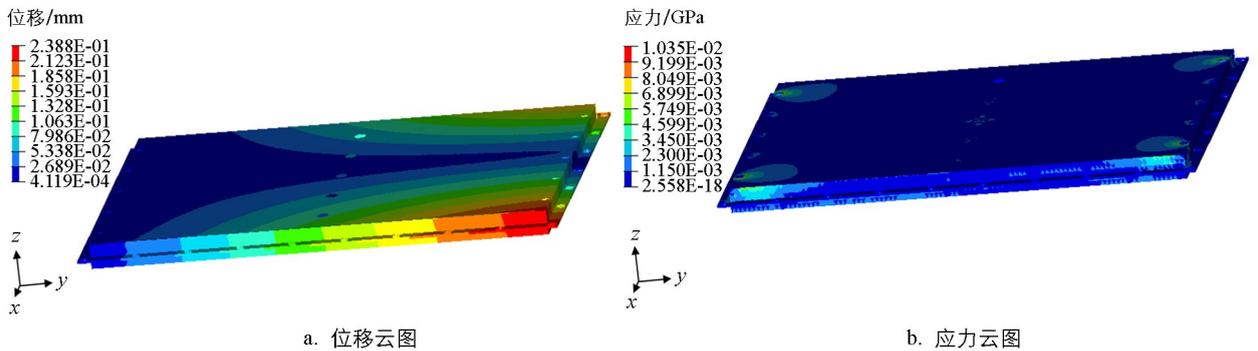


图 14 扭转工况下新型内凹三角形微结构 CTB 电池包的位移及应力云图

此外, 获取了弯曲工况下车身骨架及新型内凹三角形微结构 CTB 电池包的位移及应力云图, 分别如图 15、图 16 所示。

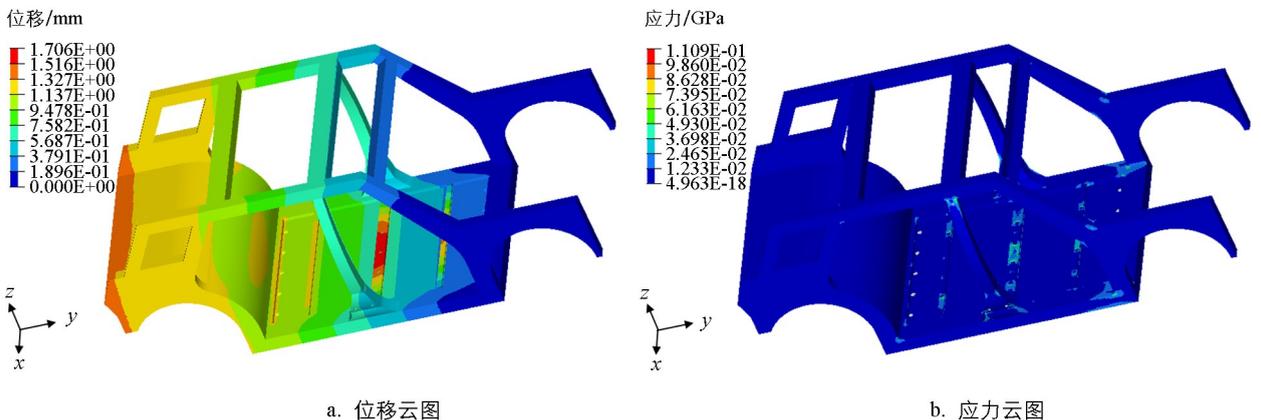


图 15 弯曲工况下车身骨架(含新型内凹三角形微结构 CTB 电池包)的位移及应力云图

由图 15、图 16 可知, 弯曲工况下车身骨架及新型内凹三角形微结构 CTB 电池包的最大位移分别为 1.706 mm 与 1.175 mm, 所承受的最大应力分别为 110.9 MPa 和 13.98 MPa。CTB 电池包在弯曲工况下主要依赖上壳体承担载荷, 而电池包夹芯层所承受的载荷相对较小。因此, 新型内凹三角形微结构 CTB 电池包与传统 CTB 电池包位移与应力云图呈现出一致性。

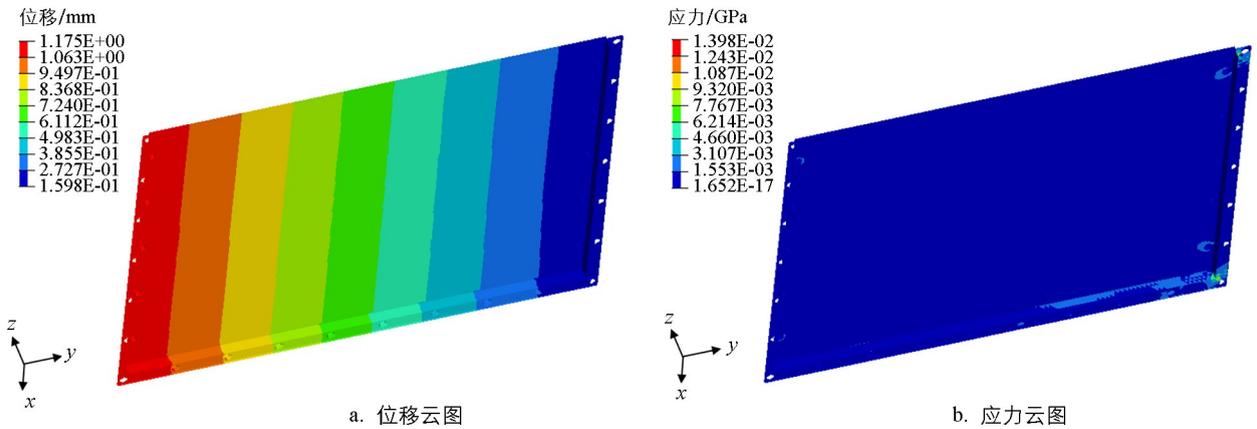


图 16 弯曲工况下新型内凹三角形微结构 CTB 电池包的位移及应力云图

3.2 侧面柱碰撞工况下新型内凹三角形微结构 CTB 电池包的力学性能分析

为探究新型内凹三角形微结构 CTB 电池包的碰撞防护特性, 采用 1.3 节相同的约束条件, 对新型内凹三角形微结构 CTB 电池包开展侧面柱碰撞工况下的数值模拟, 获取了新型内凹三角形微结构 CTB 电池包在 0 ms、20 ms、40 ms 和 60 ms 共 4 个时刻的位移云图, 如图 17 所示。

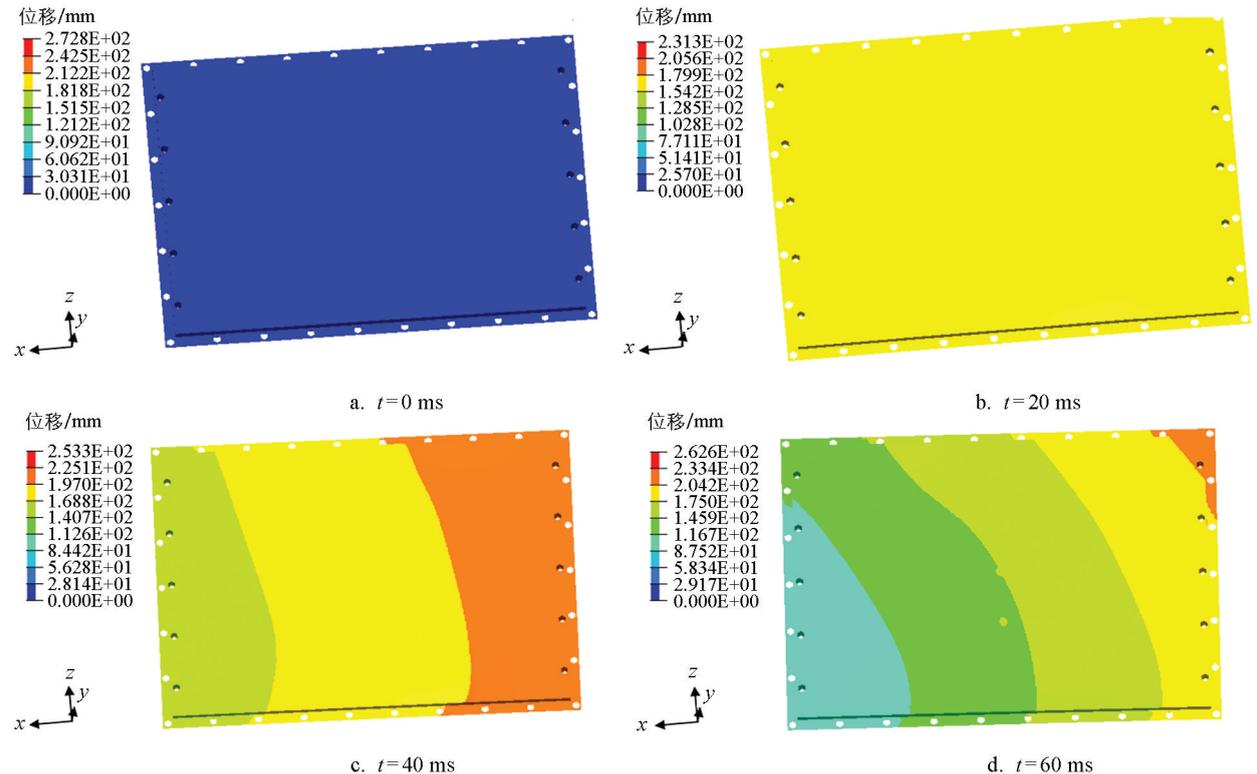


图 17 侧面柱碰撞工况下不同碰撞时刻新型内凹三角形微结构 CTB 电池包的位移云图

与传统 CTB 电池包一致, 新型内凹三角形微结构 CTB 电池包同样经历了 3 个递进式演变阶段。新型内凹三角形微结构 CTB 电池包沿 y 方向最大侵入位移为 4.55 mm, 相较于传统 CTB 电池包降低了 3.2%。内凹三角形微结构具有多孔介质特性, 在压缩过程中能够提供更加稳定且高效的能量吸收。因此, 在侧面柱碰撞工况下, 凭借其优异的能量吸收特性有效抵御了电池包的侵入变形。

4 结论

针对传统 CTB 电池包高力学防护需求的突出问题, 设计了一种新型内凹三角形微结构 CTB 电池包。通过对比传统 CTB 电池包与新型内凹三角形微结构 CTB 电池包多工况下的力学性能, 验证了内凹三角形

微结构 CTB 电池包性能的优越性, 得出了以下结论:

1) 通过将电池包上壳体与车身底板相融合构建了车身骨架及传统 CTB 电池包的有限元模型, 开展了电池包在扭转、弯曲和侧面柱碰撞工况下的数值模拟, 获取了传统 CTB 电池包在各类典型工况下的力学性能。

2) 建立了内凹三角形微结构理论模型, 并以其相对弹性模量最大、相对密度最小为优化目标, 以长度系数、厚度系数、长胞壁间夹角、短胞壁间夹角、胞壁比例系数为优化变量, 对该微结构开展了优化设计, 利用遗传算法进行迭代求解, 优化后的内凹三角形微结构的弹性模量为 35.673 GPa, 密度为 1.037 g/cm³。

3) 在扭转工况下, 新型内凹三角形微结构 CTB 电池包相较于传统 CTB 电池包所承受的最大应力增大 0.06 MPa, 而侵入位移则有所下降, 这显示出新型内凹三角形微结构 CTB 电池包具备优异的承载特性, 能够为车身骨架分担更多载荷。而弯曲工况下二者最大应力与位移完全相同, 均为 13.98 MPa 和 1.175 mm, 表明在弯曲工况下 CTB 电池包夹芯层对车身骨架及 CTB 电池包力学性能影响较小。此外, 在侧面柱碰撞工况下, 新型内凹三角形微结构 CTB 电池包 y 方向最大侵入位移降低了 3.2%, 表明其具备优异的碰撞防护能力。

参考文献:

- [1] LIU B H, JIA Y K, YUAN C H, et al. Safety Issues and Mechanisms of Lithium-Ion Battery Cell upon Mechanical Abusive Loading: A Review [J]. *Energy Storage Materials*, 2020, 24: 85-112.
- [2] 徐建伟. 我国新能源汽车发展的技术路线研究 [J]. *产业经济评论*, 2015(6): 5-13.
- [3] 廉玉波, 田洪生, 黄海, 等. CTB 结构中电池与车身密封设计研究 [J]. *汽车工程*, 2023, 45(3): 459-467.
- [4] 刘渺然, 翟旭亮, 吕宁, 等. 动力电池集成关键技术研究现状及展望 [J]. *汽车文摘*, 2023(4): 1-6.
- [5] 王月, 吕娜, 杨贵永, 等. 电池车身一体化结构耐撞性优化 [J]. *汽车零部件*, 2024(11): 36-43.
- [6] 张成. 电池包能量密度提升的技术路径探讨 [J]. *汽车文摘*, 2024(8): 35-42.
- [7] 时培成, 单子贤, 朱海龙, 等. 新能源汽车动力电池系统集成化设计技术综述 [J/OL]. *中国机械工程*, (2025-01-17) [2025-04-20]. <https://link.cnki.net/urlid/42.1294.TH.20250117.1359.019>.
- [8] 高强. 双箭头负泊松比结构力学特性与汽车负泊松比吸能装置研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2019.
- [9] 赵颖, 施劭余, 刘轩铭, 等. 基于内凹三角形负泊松比微结构的汽车 B 柱优化设计 [J]. *汽车技术*, 2023(2): 1-8, 14.
- [10] 吴文旺, 肖登宝, 孟嘉旭, 等. 负泊松比结构力学设计、抗冲击性能及在车辆工程应用与展望 [J]. *力学学报*, 2021, 53(3): 611-638.
- [11] ZHAO Y, LIU X M, HAO J B, et al. Study on Thermal-Mechanical Coupling of Vehicle Battery Module Embedded with Double-V Cellular Structure [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 232: 121085.
- [12] 陆欢, 王小鹏, 陈天宁. 具有 3D 负泊松比结构填充的新型吸能盒设计与耐撞性研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2024, 58(10): 188-198.
- [13] 马芳武, 王强, 马文婷, 等. 混合梯度负泊松比结构多工况耐撞性研究 [J]. *华南理工大学学报(自然科学版)*, 2022, 50(7): 85-97.
- [14] 董志虎. 基于扭转刚度的白车身拓扑优化及轻量化 [D]. 聊城: 聊城大学, 2024.
- [15] ZHAO Y, SHI J Y, WANG K F, et al. Mechanical Properties and Optimization Analysis on Battery Box with Honeycomb Sandwich Composite Structure [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2023, 24(1): 1-14.
- [16] 黄成义. 基于有限元的某纯电动 SUV 车身轻量化研究 [D]. 北京: 北京工业大学, 2021.
- [17] 黄李冰. 某乘用车白车身有限元仿真与轻量化设计 [D]. 柳州: 广西科技大学, 2023.
- [18] 马骋浩, 庄梓傲, SHIN J, 等. 数据驱动的动力电池包侧面柱碰撞安全性预测方法 [J]. *爆炸与冲击*, 2025, 45(2): 139-149.
- [19] 陈涛, 李宁宁, 李卓, 等. 侧面柱碰撞条件下电动汽车电池系统结构优化 [J]. *中国机械工程*, 2020, 31(9): 1021-1030.
- [20] GAO Q, TAN C, HULBERT G, et al. Geometrically Nonlinear Mechanical Properties of Auxetic Double-V Microstructures with Negative Poisson's Ratio [J]. *European Journal of Mechanics - A/Solids*, 2020, 80: 103933.
- [21] SAGLICAN E, AFACAN E. MOEA/D Vs. NSGA-II: A Comprehensive Comparison for Multi/Many Objective Analog/RF Circuit Optimization through a Generic Benchmark [J]. *ACM Transactions on Design Automation of Electronic Systems*, 2024, 29(1): 15.