

Topological Optimization Method for Crashworthiness of Vehicle Rear Underride Protection Device Based on Crash Compatibility

Min HUANG, Zhengbao LEI, Xiaoyong CHEN, Bo LIU

School of Automobile and Engineering, Changsha University of Science & Technology, Changsha, P.R.China, 410004

Email: huangmin@stu.csust.edu.cn

Abstract: Currently, the performance of vehicle rear underride protection device is poor, so it is difficult to effectively improve the car-rear collision safety. This paper analyzes the crash compatibility characteristics of car-to-car rear impact accidents. Under the premise of taking the geometric collision compatibility into account, we use topological optimization method to optimize the rear underride protection structure for crashworthiness. After considering three kinds of collision conditions, we use the method of analytical hierarchy process (AHP) to determine the weight ratio of each load cases. The iterative operation follows the hybrid cellular automata (HCA) algorithm. Finally, the clear structure and the superior path of force transmission are obtained for topological configuration. Comparing with two conventional rear underride protection device under three evaluation performance, and the results show that the optimized structure have better crashworthiness, which have considered crash compatibility under the topological optimization of crashworthiness.

Keywords: protection device; topology optimization for crashworthiness; crash compatibility; rear impact

基于碰撞相容性的汽车后下部防护装置耐撞性拓扑优化方法

黄敏, 雷正保, 陈小勇, 刘博

长沙理工大学, 汽车与机械工程学院, 长沙, 中国, 410004

Email: huangmin@stu.csust.edu.cn

摘要: 针对当前汽车后下部防护装置防护性能差, 难以有效改善车-车追尾碰撞安全性。本文分析了车-车追尾事故的碰撞相容性特征, 在着重考虑几何碰撞相容性前提下, 运用耐撞性拓扑优化对后下部防护装置进行优化。综合考虑三种碰撞工况, 并运用层次分析法确定各工况的权重比。迭代运算遵循 HCA 运算法则, 最终得到了构型明朗、传力路径优越的拓扑构型。通过与两种常规后下部防护装置从三个评价指标进行对比, 结果表明考虑碰撞相容性的耐撞性拓扑优化下的优化结构具有优越的耐撞性及防护性能。

关键词: 防护装置; 耐撞性拓扑优化; 碰撞相容性; 追尾碰撞

1 引言

高速公路追尾碰撞事故频发, 造成人员伤亡大。

现阶段, 包括货车、商用车、半挂车等在内的车辆后下部防护装置大多无法有效减少车-车追尾碰撞损伤, 导致乘员安全性得不到保证。解决汽车后下部防护结构防护性能差的难题一直是学者研究的重点^[1-3]。

为了保障乘用车追尾后的乘员生命安全, 汽车后下部防护装置要求有足够的刚度抵抗变形和恰当的离地间隙。故针对乘用车追尾碰撞事故, 需要汽车后下部防护装置与乘用车要有较好的碰撞相容性, 能让碰撞力作用高度保持在乘用车纵梁的同一水平线上, 具有较好的传力路径。此外, 后下部防护装置需要具有合理的结构分布,

使其能够吸收、分散碰撞力。最终达到追尾乘用车不下钻, 且结构碰撞在合理的侵入量范围之内, 同时碰撞加速度最小化, 保障追尾碰撞安全性。尽管不少学者对汽车后下部防护装置进行了结构优化设计^[4-6], 也有学

项目资助信息: 中国国家自然科学基金 (51675059)

者对车-车碰撞相容性^[7,8]进行了相关研究，都有效提高了其防护性能。目前，针对车-车追尾碰撞考虑了碰撞相容性的研究甚少：白中浩^[9]等对一种已获专利的新型货车后下部防护结构进行了碰撞相容性优化设计，并通过实车碰撞试验验证了模型的有效性。但相关文献^[4-6,9]关于后下部防护结构优化的研究都是在结构拓扑已知的前提下进行的尺寸优化。在结构的具体设计完成后再进行优化的设计思路不仅耗费大量人力、物力，而且优化的范围也非常有限。耐撞性拓扑优化^[10-12]是结构设计中常见的一种优化方法，在结构概念设计阶段广泛运用。它能够在给定的设计区域获得最佳的材料分布形式，同时材料利用率高效化；使结构在碰撞过程中，具有最优传力路径的分配，吸能最大化。但与此同时，关于考虑碰撞相容性的汽车后下部防护装置的耐撞性拓扑优化还未曾报道。

本文旨在保障追尾碰撞安全性，通过运用综合考虑碰撞相容性的多目标耐撞性拓扑优化方法，对汽车下部防护装置进行结构设计，使其能够广泛适应乘用车追尾碰撞后防下钻并保证乘员生命安全。

2 拓扑优化理论基础

2.1 HCA 算法

混合元胞自动机（HCA）方法是一种无梯度的优化方法^[13,14]。HCA 模型的基本组成有元胞栅格、每个元胞的状态集合和状态更新规则集合。对于离散位置 i 和离散时间 t ，元胞的状态集合可以表示为：

$$\alpha_i(t) = \{\alpha_i^1(t), \alpha_i^2(t), \dots, \alpha_i^j(t)\} \quad (1)$$

式中， $\alpha_i^j(t)$ 为对于离散位置 i 和离散时间 t 定义的第 j 种状态； J 为元胞状态个数。

每个元胞的状态由当前时刻 t 状态及领域元胞的状态决定下一个时刻 ($t+1$) 该元胞状态。元胞第 j 种的状态更新规则可以表示为：

$$\alpha_i^j(t+1) = R_i^j(\alpha_i(t), \alpha_{i+\Delta 1}(t), \dots, \alpha_{i+\Delta N}(t)) \quad (2)$$

其中， N 为元胞的邻域元胞个数， R_i^j 为元胞 i 的局部更新规则，对于所有位置的元胞更新规则都相同。

$\alpha_{i+\Delta 1}(t), \dots, \alpha_{i+\Delta N}(t)$ 表示元胞 i 的邻域元胞。

状态更新规则需要收集每个元胞邻域元胞的状态信息。在拓扑优化迭代过程中，每个元胞的设计变量可定义为单元密度 x_i ，状态场变量可以定义为应力、应变、应变能、互应变能或者它们的函数 S_i 。这时，元胞的状态可以表示为：

$$\alpha_i(t) = \begin{bmatrix} x_i(t) \\ S_i(t) \end{bmatrix} \quad (3)$$

本文采用应变能密度 U （单位体积内由于变性能所积蓄的应变能）作为场变量。每个单元的应变能密度信息都是由其自身和相邻单元的应变能密度信息来决定的，设 CA 元胞的邻居个数为 N ，则第 i 个单元的应变能密度信息可表示为：

$$\bar{U}_i = \frac{U_i + \sum_{k=1}^N U_k}{1+N} \quad (4)$$

2.2 变密度理论下的 SIMP 插值方法

材料模型参数化是基于变密度法实现的。变密度理论的材料插值模型通过引入一种相对密度介于 $0 \sim 1$ 之间假想的、密度可变的中间密度材料单元，可将离散型优化问题转化为连续型优化问题。实际上中间密度单元是无法存在和制造的，此外，又要尽量避免中间密度单元的产生，减少中间密度单元的数目。因此，需要对设计变量中出现的中间密度值进行惩罚。引入一种基于正交各向同性材料密度幂指数形式的带惩罚的实体各向同性材料（solid isotropic material with penalization, SIMP）^[15,16]，即变密度法材料密度插值理论。运用 SIMP 法，可以使中间密度单元向 0 与 1 两端聚集，让连续变量的拓扑优化模型能够逼近 $0 \sim 1$ 离散变量的优化模型，便于求解。优化模型可表示为：

$$\begin{cases} E_i(x_i) = x_i^p E_0 & (p \geq 1) \\ \rho_i(x_i) = x_i \rho_0 & (0 < 0.01 \leq x_i \leq 1) \end{cases} \quad (5)$$

式中， E_0 为单元相对密度 $x_i = 1$ 的实体材料的弹性模量； ρ_0 为实体材料密度； ρ_i 为单元 i 的密度； p 为惩罚因子。

3 碰撞相容性分析

追尾碰撞事故是一种碰撞现象，如图 1 所示，为乘用车追尾半挂车，碰撞过程速度变化如图 2 所示。而碰撞分为三种形式，即弹性碰撞、非弹性碰撞和塑性碰撞^[17]。引入恢复系数 ε ，来描述碰撞形式：

$$\varepsilon = \frac{V_2 - V_1}{V_{10} - V_{20}} \quad (6)$$

式中， V_{10} 、 V_{20} 分别为碰撞物体 A、B 在碰撞前瞬间的速度； V_1 、 V_2 分别为碰撞物体 A、B 在碰撞后瞬间的速度。

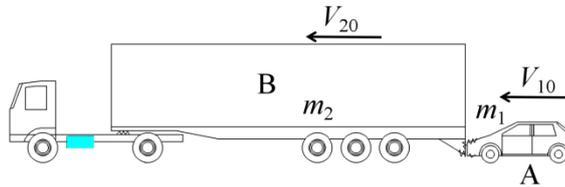


Figure 1. Diagram: car to semi-trailer rear impact

图 1. 乘用车与半挂车追尾碰撞示意图

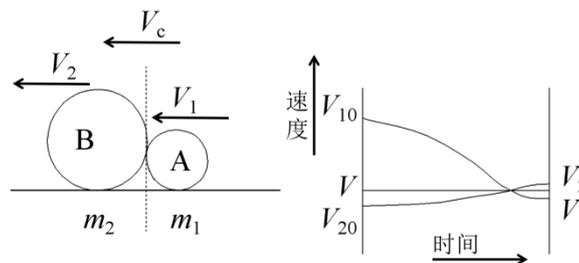


Figure 2. Diagram: velocity change in the collision

图 2. 碰撞过程速度变化示意图

此时，根据动量守恒定律有：

$$m_1 V_{10} + m_2 V_{20} = (m_1 + m_2) V_c \quad (7)$$

从而：

$$V_c = \frac{m_1 V_{10} + m_2 V_{20}}{m_1 + m_2} \quad (8)$$

式中， V_c 为 A、B 两车达到同速时的速度，即接近速度，m/s。

以乘用车追尾半挂车为例，乘用车撞向半挂车后下部防护装置，发生完全非弹性碰撞，即 $\varepsilon \in (0, 1)$ ，碰撞后一起运动，具有相同的速度。半挂车后下部防护装置受到的平均力：

$$\bar{F} = \frac{m_1 m_2 V_C^2}{2(m_1 + m_2)S} \quad (9)$$

碰撞过程持续乘用车的平均减速度为:

$$\bar{a} = \frac{m_2 V_C^2}{2(m_1 + m_2)S} \quad (10)$$

碰撞过程持续的时间为:

$$t = \frac{2S}{V_C} \quad (11)$$

式中: m_1 为乘用车质量 (kg), m_2 为半挂车质量 (kg), V_1 为乘用车初始碰撞速度 (m/s), V_2 为半挂车初始碰撞速度 (m/s), 接近速度 $V_C = V_1 - V_2$, S 为整体变形量 (m), 碰撞时间 (s), F 为后防护装置平均碰撞力 (N), a 为乘用车质心平均加速度 (m/s^2)。

根据力学模型分析可知: 汽车质量对碰撞相容性的影响非常显著。两车的质量相差越大, 碰撞产生的加速度越大, 乘用车乘员损伤几率越高。结构刚度作为衡量碰撞抵抗变形作用力大小, 同时也是衡量结构变形量大小的指标。抗撞结构刚度越大, 使得整体变形量减小, 乘员舱侵入量越小, 但碰撞加速度越大。

通过改变汽车质量以提高碰撞相容性的可实施性不大, 故可增加整体变形量降低碰撞加速度, 即优化刚度区间, 来提高碰撞相容性。值得注意的是, 几何外形也是影响碰撞相容性的重要因素: 由于乘用车重心及重要吸能部件高度的差异, 导致车-车追尾碰撞过程中不能形成优越的传力路径, 吸能结构不能充分吸能、耐撞性能差。但以往的后下部防护装置都未考虑这些。

4 耐撞性拓扑优化方法

4.1 兼顾几何碰撞相容性

本文在汽车后下部防护装置的设计中, 着重考虑装置与乘用车的碰撞相容性的几何相容性特性。通过调整汽车后下部防护装置结构在纵向上的分布来达到最优的耐撞性结构。

$$\bar{h}_F = \frac{\sum h_F(t) \times F(t)}{\sum F(t)} \quad (12)$$

其中:

$$h_F(t) = \frac{\sum F_i \times h_i}{\sum F_i} \quad (13)$$

式中: F_i 代表不同时间点各测力单元的碰撞力, h_i 代表单元高度, $F(t)$ 代表某时间点单元作用合力, $h_F(t)$ 代表某时间点的作用力平均高度。考虑到乘用车等主要受损严重车型的作用力平均高度 400~500mm, 故将碰撞相容性中 \bar{h}_F 的目标值定于此范围内。

4.2 建立优化模型

以 55t 半挂车为例, 根据半挂车尾部的空间布置以及综合 FMVSS 203《后碰撞防护装置》和 FMVSS 204《后碰撞保护》法规对车辆后下防护装置几何尺寸的要求, 创建后下部防护装置的基模型, 如图 3 所示。基模型包括优化区域及非优化区域。其中, 非优化区域为半挂车纵梁、后下部防护装置横梁; 优化区域为后下部防护装置实体模块。

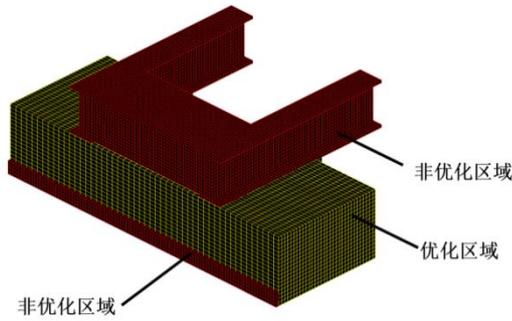


Figure 3. Diagram: topological optimization base model of rear underride protection device

图 3. 后下部防护装置拓扑优化基模型

参考美国公路安全保险协会 (Insurance Institute for Highway Safety, IIHS) 将乘用车追尾碰撞商用车按照两者的重叠面积分为三种碰撞形式, 分别为 100%重叠率碰撞 (全宽位碰撞), 50%重叠率碰撞以及 30%重叠率碰撞 (狭小面积重叠率碰撞), 碰撞速度都为 50km/h^[18,19]。

以 1.5t 福特蒙迪欧有限元模型为试验乘用车车辆, 55t 半挂车为被撞车辆, 将后下部防护装置待优化模型焊接在在半挂车后纵梁上。综合三种碰撞工况, 对半挂车后下部防护装置基模型进行耐撞性拓扑优化。如图 4 所示为 100%重叠率车-车追尾碰撞有限元模型。

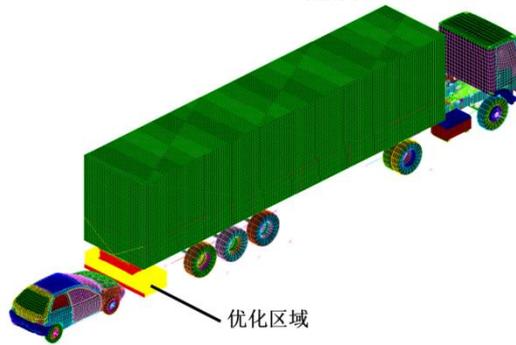


Figure 4. Diagram: 100% overlap rate rear impact

图 4. 100%重叠率追尾碰撞

4.3 多工况权重拟定

对于多工况拓扑优化问题, 每个工况都对应一个权重比 α 。传统的定义方法都是设计者根据经验给工况一个比值, 故往往无法完全准确地给出所有工况的重要程度。本文参考决策论中的层次分析方法^[20,21] (Analytical Hierarchy Process, AHP) 来研究各碰撞工况间的权重比。该方法步骤如下:

(1) 首先, 在 n 个工况中, 存在一组重要性的权重比, 分别为 $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$, 将各工况两两进行比较, 参考表 1 给出重要性比, 列出配对比较矩阵 M 。

(2)

Table 1. The important of the ratio of pairing the comparison matrix for reference definition

表 1. 配对比较矩阵重要性比参考定义

重要程度	重要性比值 (A/B)
A 与 B 同样重要	1

A 比 B 稍重要	3
A 比 B 重要	5
A 比 B 重要得多	7
与 A 比, B 完全不重要	9

建立理想配对比较矩阵 M :

$$M = \begin{bmatrix} \alpha_1/\alpha_1 & \alpha_1/\alpha_2 & \dots & \alpha_1/\alpha_n \\ \alpha_2/\alpha_1 & \alpha_2/\alpha_2 & \dots & \alpha_2/\alpha_n \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \alpha_n/\alpha_1 & \alpha_n/\alpha_2 & \dots & \alpha_n/\alpha_n \end{bmatrix} \quad (14)$$

(2) 然后, 求解矩阵的最大特征值 λ_{\max} , 计算矩阵的 CR 值, 判断矩阵的一致性。其中, 一致性比 CR 的定义如下:

$$CR = \frac{CI}{RI} \quad (15)$$

式中: CI 为一致性指标; RI 为随机产生矩阵的一致性指标, 由表 2 可以查得。

$$CI = \frac{\lambda_{\max} - n}{n - 1} \quad (16)$$

Table 2. The reference value of RI in random consistency indicator

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
RI	0.0	0.0	0.58	0.98	1.12	1.24	1.32	1.41	1.45	1.49

当配对比较矩阵的 CR 值小于 0.1 时, 其一致性可以接受。

若满足一致性要求, 则求解 λ_{\max} 对应的特征向量 α , 该特征向量的各元素即各工况的权重比; 若矩阵不满足一致性要求, 则需对工况进行重新比较, 重新制作配对比较矩阵。

根据 30%重叠率碰撞、50%重叠率碰撞、100%重叠率碰撞三种工况的重要程度进行两两比较, 参考表 1, 给定权重初始值为 3、5、7, 得到重要性比配对比较矩阵。

$$M = \begin{bmatrix} 1 & \frac{3}{5} & \frac{3}{7} \\ \frac{5}{3} & 1 & \frac{5}{7} \\ \frac{3}{7} & \frac{5}{7} & 1 \end{bmatrix}$$

求得该矩阵的最大特征值 $\lambda_{\max} = 3$ ，根据式 (15) 和式 (16) 计算得到该矩阵的 CR 值为 0，小于 0.1，因而可以判定该矩阵的一致性可以接受。该最大特征值对应的特征向量 $\alpha = [0.3293, 0.5488, 0.7683]^T$ ，即三种工况对应的权重比为 0.3293、0.5488、0.7683。

4.4 多目标数学模型

针对耐撞性拓扑优化问题，要求优化结构能够吸收更多的能量同时保证碰撞过程中的结构完整性；其优化目标是获取内能密度均匀分布的结构，故单工况耐撞性拓扑优化的目标函数可表示为：

$$\min_x \sum_{i=1}^N \left| \bar{U}(x_i) - U^* \right| \quad (17)$$

式中， \bar{U}_i 为第 i 个单元的有效内部能量密度， U^* 为内部能量密度的设计目标， N 为模型中单元总数。

但汽车后防护装置需要适应不同碰撞形式下的乘用车乘员碰撞安全，故这是一个需要综合多种工况协同优化的多目标拓扑优化问题。

将多目标问题转化为单目标进行求解，本文通过层次分析法对不同工况之间权重比进行研究，在多目标耐撞性拓扑优化中，对各个工况分配权重。故多目标耐撞性优化问题可以阐述为：

$$\begin{cases} \min_x \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^L \left| w_j \bar{U}_j(x_i) - U_j^* \right| \\ s.t. \sum_{i=1}^N \rho(x_i) V_i \leq M^* \\ \mathbf{M}\ddot{\mathbf{d}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{d}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{d}(t) = \mathbf{F}(t) - \mathbf{R}(\mathbf{d}, t) \\ 0 < x_{\min} \leq x_i \leq 1.0 \end{cases} \quad (18)$$

式中， V_i 为第 i 个单元的体积， M^* 为设计目标质量。其中，总共 L 种工况，本文 L 取 3。第 j 种工况对应的权重为 ω_j ，权重分别 0.3293、0.5488、0.7683。 \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 和 \mathbf{K} 分别为质量、阻尼和刚度矩阵， \mathbf{R} 为残余能量。

5 结果

5.1 获取优化结构

耐撞性拓扑优化遵循 HCA 运算法则，结构经过 23 步迭代计算后收敛。图 5 为整车结构示意图，得到的拓扑构型如图 6 所示，抗撞结构构型明朗、传力路径清晰。提取半挂车车尾后下部防护装置结构拓扑，如图 7 所示，并分别将各支撑结构命名为：悬臂梁、斜支撑梁、横梁、副支撑梁、加强梁。



Figure 5. Diagram: the whole vehicle structure

图 5. 整车结构示意图

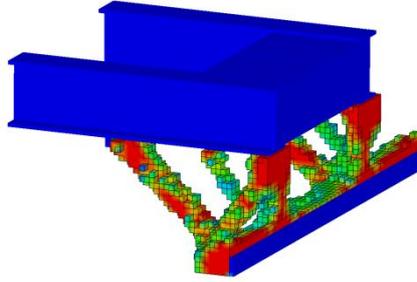


Figure 6. Diagram: the result of topology optimization

图 6. 拓扑优化结果

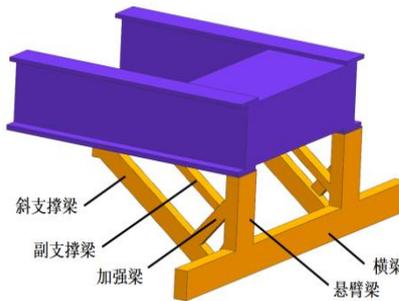


Figure 7. Diagram: the structural topology of vehicle rear underride protection device

图 7. 车尾后下部防护装置结构拓扑

5.2 仿真分析

耐撞性优良的结构需要在车辆碰撞过程中保持较好的吸能特性，使得车辆的碰撞加速小，同时结构变形量小。防护性能好的结构需要有较好地防止乘用车追尾下钻的能力。为了验证下部防护装置结构的耐撞性及防护性能，将该优化结构安装在某 55t 半挂车上，并以 1.5t 福特蒙迪欧进行 100%重叠率追尾碰撞试验。分别从追尾碰撞加速度、乘用车乘员舱侵入量、乘用车钻入量来评价结构的特性。

总结目前半挂车及货车后下部防护装置的结构形态，主要存在如图 8、图 9 两种结构。建立好车-车追尾碰撞有限元模型，将三种结构进行性能对比及验证分析。

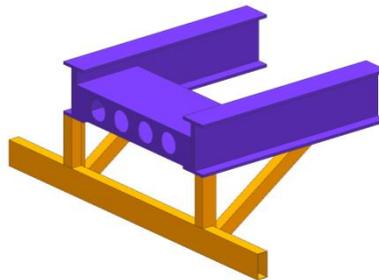


Figure 8. Diagram: the vehicle rear underride protection device (I)

图 8. 车尾后下部防护装置 I



Figure9. Diagram: the vehicle rear underride protection device (II)

图 9. 车尾后下部防护装置 II

5.2.1 追尾碰撞加速度

对比三组结构防护下的乘用车碰撞加速度，如图 10 所示。从整体上看，三组结构的碰撞加速度都极大满足 40g 的要求。从加速度峰值来看，优化结构和对比结构 1 都有几个波峰，曲线较为接近；而对比结构 2 相比而言，加速度峰值小，曲线较平缓、跨度长。

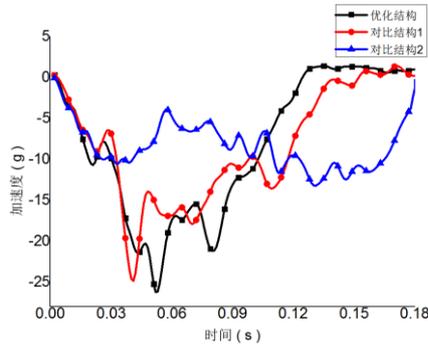


Figure10. Cure: comparison in collision acceleration

图 10. 碰撞加速度对比图

5.2.2 乘用车乘员舱侵入量

以乘员舱车门变形量为乘员舱结构侵入量的评价标准，如图 11 所示，选取车门上转铰链点 A_1 到 B 柱 B_1 点的车门开口 $L_1 (A_1B_1)$ 、车门下转铰链点 A_2 到 B 柱 B_2 点的车门开口 $L_1 (A_2B_2)$ 、A 柱上端 C_1 点到门槛 D_1 点的乘员舱车门高度 $L_1 (C_1D_1)$ 、乘员舱上部 C_2 点到门槛 D_2 点的乘员舱车门高度 $L_1 (C_2D_2)$ 。

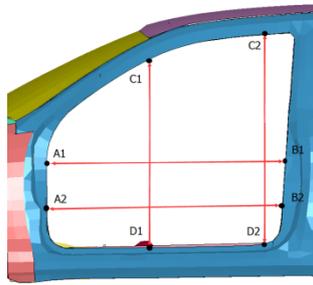


Figure 11. Diagram: location of the door measuring point

图 11 车门测点位置示意图

通过仿真试验，表 3 所示为乘用车各测量位置宽度值。

Table 3. The door value of each measurement (mm)

表 3. 车门各测量位置宽度值 (mm)

测量位置	L ₁	L ₁	L ₁	L ₁
	(A ₁ B ₁)	(A ₂ B ₂)	(C ₁ D ₁)	(C ₂ D ₂)
初始宽度 L ₁	1045	1027	829.	914.
优化变形宽度 L ₂	.25	.82	46	35
	998.	1001	820.	930.
对比结构 1 宽度 L ₃	91	.44	537	34
	988.	990.	785.	935.
对比结构 2 宽度 L ₄	95	52	27	29
	1007	995.	963.	919.

分别将各结构在各个测量位置的变形量进行对比，如图 12 所示，优化结构在各个测量位置的结构变形量都较小；相比优化结构和对比结构 1 而言，对比结构 2 在 C₁D₁ 测量处有较大的结构变形量，达到 133.70mm。

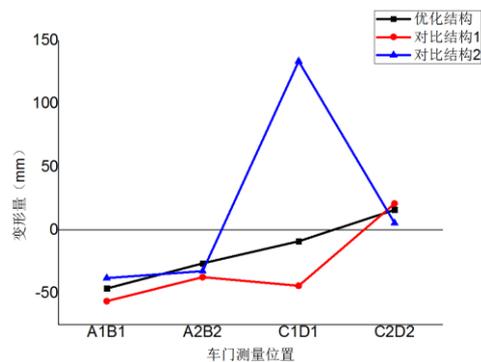


Figure 12. Diagram: comparison of deformation at each point

图 12. 各测点位置变形量对比图

5.2.3 乘用车钻入量

为了验证后防护架的防护性能，在满足几何碰撞相容性的前提下，本文对三种结构分别做了 50km/h 的追尾仿真计算，结果如表 4 所示。表 4 中钻入量的定义为乘用车追尾半挂车发生钻入碰撞时，乘用车最前端到半挂车最后端纵向水平距离。

Table 4. The intrusion of car rear impact in different structure (mm)

结构种类	优化结构	对比结构 1	对比结构 2
钻入量	240.20	347.26	385.81

参考最新 GB 11567.2 2001 中对 1100kg 的移动壁障以 32km/h 的碰撞速度下，钻入量不得超过 400mm 的要求。本试验以 1.5t 的福特蒙迪欧以 50km/h 的碰撞速度下，仍能够满足要求，表明在考虑几何碰撞相容性的前提下，后下部防护结构能够较好地防止乘用车追尾下钻。

5.3 总结

对优化的后下部防护装置进行追尾碰撞仿真试验，分别从追尾碰撞加速度、乘用车乘员舱侵入量、乘用车钻入量来评价考虑了碰撞相容性的耐撞性拓扑优化下的结构耐撞性及防护性能，并引入常用两种后下部防护结构进行对比。

总体来说，在引入碰撞相容性后，充分考虑结构的几何相容性的各个结构都具有较好的耐撞性和防护特性。

具体而言，综合碰撞加速度和乘员舱侵入量分析：对比结构 2 具有优越的加速度曲线特性、吸能充分，但乘员舱侵入量过大，表明具有较大的结构变形量；而优化结构和对比结构 1 相对而言具有较低的加速和较小的侵入量；综合考虑，优化结构的侵入量最小同时能够保证较小的加速度，其耐撞性能更好。此外，通过乘用车钻入量来对比各后下部防护装置的防止乘用车下钻的能力，优化结构的防下钻特性最好。

6 结论

本文对汽车后下部防护装置基于碰撞相容性下进行耐撞性拓扑优化，优化的结构清晰并具有优越的传力路径。在对比仿真试验中进行了验证，证明优化结果能够在乘用车追尾碰撞中，充分变形吸收碰撞能；此外，在考虑相容性碰撞前提下，乘用车前端吸能结构褶皱压溃式吸能，保证结构吸能效率最大化，提高乘用车乘员安全性。

优化的后下部防护结构具有优越的耐撞性及防护特性。该结构实施在货车、半挂车等车尾，将有效降低高速公路上追尾事故的伤亡损伤度，对提高碰撞安全性具有重要意义。

参考文献

- [1] Arikere A, Boda C N, Olafsdottir J, et al. On the potential of accelerating an electrified lead vehicle to mitigate rear-end collisions[J]. 2015.
- [2] 兰凤崇, 郭慧, 陈吉清. 纯电动公交车与乘用车追尾碰撞相容性研究[C]// 2015 中国汽车工程学会年会论文集(Volume3). 2015.
- [3] Cao P, Yang N, Sun X. Research on Car Crashworthiness in Car-to-Truck Offset Rear-end Collisions[C]// Joint International Mechanical, Electronic and Information Technology Conference. 2015.
- [4] An N, Mittag J, Hartenstein H. Designing fail-safe and traffic efficient 802.11p-based rear-end collision avoidance[M]. Elsevier Science Publishers B. V. 2016.
- [5] Yang N, Cao P, Liu T, et al. Crashworthiness optimisation of A-pillar in passenger car in rear-end collision with truck[J]. International Journal of Crashworthiness, 2016.
- [6] Sui B, Ding C, Fredriksson R, et al. Vehicle-to-Vehicle Rear Crashes in China - A Study of Accident Characteristics to Provide Input to Active Safety System Design[C]// Eighth International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. IEEE, 2016:889-896.
- [7] Wang F, Zhao Q, Yue Z, et al. Compatibility of car-to-car frontal crash based on full width deformable barrier test[J]. Journal of Automotive Safety & Energy, 2015.
- [8] 雷正保, 何茹, 王瑞. 纯电动汽车正面碰撞相容性车头拓扑优化设计[J]. 计算力学学报, 2014(06):722-728.
- [9] 白中浩, 蒋彬辉, 张前斌, 等. 乘用车-载货汽车追尾碰撞相容性结构优化设计[J]. 振动与冲击, 2011, 30(8):36-40.
- [10] 聂昕, 黄鹏冲, 陈涛, 等. 基于耐撞性拓扑优化的汽车关键安全件设计[J]. 中国机械工程, 2013, 24(23):3260-3265.

- [11] 焦洪宇, 周奇才, 吴青龙, 等. 桥式起重机箱型主梁周期性拓扑优化设计[J]. 机械工程学报, 2014, 50(23):134-139.
- [12] Duysinx P, Bendsoe M P. Topology optimization of continuum structures with local stress constraints[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2015, 43(8):1453-1478.
- [13] Ali M Z, Awad N H, Suganthan P N, et al. A novel hybrid Cultural Algorithms framework with trajectory-based search for global numerical optimization[J]. Information Sciences, 2016, s 334-335(C):219-249.
- [14] Tovar A, Patel N M, Niebur G L, et al. Topology Optimization Using a Hybrid Cellular Automaton Method With Local Control Rules[J]. Journal of Mechanical Design, 2006,128(6):1205-1216.
- [15] Anantharaman S. Topology optimization for thin walled structures utilizing SIMP method by additive manufacturing using optimized conditions[J]. Dissertations & Theses - Gradworks, 2015.
- [16] Mohamodhosen B, Gillon F, Tounzi A, et al. Topology optimisation of a 3D electromagnetic device using the SIMP density-based method[C]// Electromagnetic Field Computation. IEEE, 2017:1-1.
- [17] 许洪国. 汽车事故工程[M]. 北京: 人民交通出版社. 2004.
- [18] EN 1317: Road restraint system —Part 5: Product requirements and evaluation of conformity for vehicle restraint systems. German version 2007 þA1:2008; October 2008; Annex L (draft), 2012.
- [19] FprCEN/TR 16303: Road restraint system—Guidelines for computational mechanics of crash testing against vehicle restraint system, La Plaine,2011.
- [20] Bouzon M, Govindan K, Rodriguez C M T, et al. Identification and analysis of reverse logistics barriers using fuzzy Delphi method and AHP[J]. Resources Conservation & Recycling, 2016, 108:182-197.
- [21] Saaty TL, Vargas LG. Prediction, projection and forecasting applications of the analytic hierarchy process in economics, finance politics games and sports[M]. Boston:Kluwer Academic,1991.