

Topology optimization for crashworthiness of front-bumper with concurrent considerations of pole impact

Song Jie¹, Lei Zhengbao¹

¹ School of Vehicle and Mechanical Engineering, Changsha University of Science & Technology, Changsha, China, 410004
Email: songjie@stu.csust.edu.cn

Abstract: The impact crashworthiness between front-bumper of a vehicle and pillars (such as telegraph poles or trees et fixed objects on roadways) was investigated. In this paper, a finite element model of frontal crash and pole crash was established. Through the establishment of finite element model of frontal crash and pole crash. Topology optimization for crashworthiness of finite element model was conducted based on hybrid cellular automata (HCA) and a new cross section shape of the anti-collision beam is obtained. The impact crashworthiness were simulated and analyzed for the new-shaped of the anti-collision with the deformations, and the energy absorption conditions of a front-bumper being taken as evaluation indexes. The results show that the same collision conditions, the front-bumper using new cross section shape reduces 10.2mm within the biggest deformation, increases 0.52KJ within the energy absorptions compared with the Honda Accord_B_V1.1y bumper. Therefore, the new cross section shape the front-bumper, based on hybrid cellular automata method for topology optimization has more excellent pole impact crashworthiness.

Keywords: truck safety; pole impact; crashworthiness; topology optimization; front bumper

兼顾柱类碰撞保险杠的耐撞性拓扑优化

宋洁¹, 雷正保¹

¹ 长沙理工大学汽车与机械工程学院, 长沙, 中国, 410114
Email: songjie@stu.csust.edu.cn

摘要: 研究了乘用车保险杠前防撞梁与柱类物 (电线杆、树木等路面垂直固定物) 的耐撞性能。通过建立正面碰撞和柱类碰撞工况的有限元模型, 对其进行基于混合元胞自动机的耐撞性拓扑优化, 得出了一种全新的防撞梁的截面形状。对提取的拓扑构型进行了柱类碰撞耐撞性能的验证分析。选取了前防撞梁的变形、吸能量两个指标作为柱类碰撞过程的评价指标。结果表明: 相同碰撞条件下, 对比本田 Accord_BL_V1.1y 防撞梁, 新截面防撞梁最大内侵量减小 10.2mm, 最终吸能量提高 0.52KJ, 表明基于混合元胞自动机的耐撞性拓扑优化得到的新截面防撞梁具有更加优异的柱类碰撞性能。

关键词: 车辆安全; 柱类碰撞; 耐撞性; 拓扑优化; 保险杠

1 引言

保险杠系统能在车辆发生碰撞时有效保护车辆安全。车辆发生正面碰撞时其防撞梁是最先与碰撞物体接触的车身部件, 不仅能吸收撞击能量和抵抗外界冲击力, 同时还能将撞击力传递到其后侧的吸能盒和前纵梁; 而碰撞发生时保险杠系统吸收的能量主要依靠吸能盒变形保险杠系统通过防撞梁和吸能的合理搭配, 能在低速碰撞中通过防撞梁抵抗变形, 吸能盒吸收能量, 以保护其后的重要结构, 使得维修成本较低^[1]; 而在中高速碰撞中能将撞击力合理传递和分配给整个车身, 避免严重变形, 进一步保证乘员的安全^[2]。

国内外关于保险杠系统碰撞性能的研究主要是基于百分之百正面碰撞的, 如雷刚^[3]等基于汽车正面碰撞, 设计出了双层波纹管样式的吸能盒结构; 葛如海等^[4]对缓冲吸能式保险杠进行了台车碰撞性能分析, 说明缓冲吸能式保险杠在正面碰撞过程中很好地控制了加速度和速度的变化。高云凯^[5]等提出了一种基于混合元胞自动机的铝合金保险杠横梁的结构设计方法, 提高了保险杠横梁正面碰撞的耐撞性且实现了轻量化; Redhe 等^[6]使用 LS-OPT 对汽车

吸能部件进行了形状改进,采用神经网络方法优化了吸能部件的几何形状,在减少保险杠横梁的侵入量、刚性墙侵入量和降低纵梁应变等约束条件下提高了车辆的低速碰撞性能,改进后的模型取得了较好的吸能效果;Niyazi Tanlak 等^[7]提出了基于 40% 偏置碰撞有限元仿真分析对保险杠横梁截面形状进行优化,从而提高了保险杠的耐撞性。

车辆撞击路面固定垂直物(大树、电线杆、路灯等)的柱类碰撞时有发生^[8],该类事故一旦发生由于路面固定垂直物的刚性大与车辆碰撞接触面积小会导致保险杠系统局部变形很大,因此对车辆保险杠系统的防撞横梁的性能要求很高^[9]。车辆撞击固定垂直物引发了人们越来越多的关注,美国联邦公路管理局最新颁布了“NOTEWORTHY PRACTICESR: Roadside Tree and Utility Pole Management”来增强对路测树木和电线杆的管理来降低事故的发生。

本文采用基于混合元胞自动机拓扑优化方法,对保险杠系统进行了百分之百正面碰撞和柱类碰撞的拓扑优化,提取了合理的保险杠前防撞梁的截面形状,通过有限元仿真分析验证了使用该截面形状的防撞梁的保险杠系统具有兼顾柱类碰撞的优越性能。

2 耐撞性有限元模型

以本田 Accord_BL_V1.1y 为原始模型提取该车保险杠外廓尺寸,具体尺寸如图 1 所示;

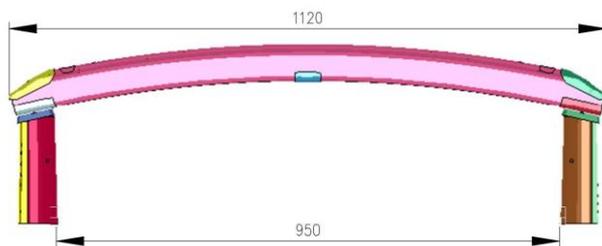


Figure 1. Outside dimensions of front-bumper

图 1. 保险杠外廓尺寸

并运用 VPG 软件建立保险杠系统拓扑优化初始模型,如图 2 所示;以保险杠防撞梁为优化区域,对其进行实体网格划分,单元尺寸为 5mm;设定碰撞工况为百分之百正面碰撞和柱类碰撞,碰撞速度为 34km/h。

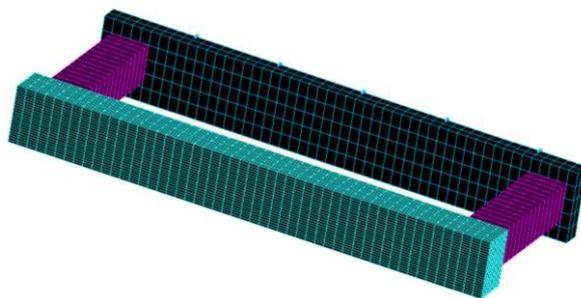


Figure 2. Finite element model of front-bumper

图 2. 保险杠防撞梁有限元模型

3 保险杠多工况耐撞性拓扑优化

基于混合元胞自动机(HCA)模型的拓扑优化算法的优化目标是获得内部能量密度均一的结构^[10],这能保证通过 HCA 模型拓扑优化获得的多工况下保险杠防撞梁结构能最大化吸收碰撞能量降低乘员所受的峰值载荷,在保证一般百分之百正面碰撞耐撞性的同时能兼顾柱类碰撞的耐撞性。

3.1 材料模型

材料属性与通过使用合适的差值模型获得的变量值相一致，固体材料各向同性惩罚模型是最受欢迎的插值模型。混合元胞自动机 HCA 中材料参数化方法正是使用的 SIMP 模型，这个模型是使用通过控制中间材料属性的边界获得 0-1 的拓扑的幂次法表示，根据 SIMP 模型，材料属性被定义如下，

$$\rho(x) = x\rho_0, \quad (3.1)$$

$$E(x) = x^p E_0, \quad (3.2)$$

$$\sigma(x) = x^q \sigma_0, \quad (3.3)$$

$$E_h(x) = x^q E_{h0}, \quad (3.4)$$

式中 ρ 表示材料密度， E 表示杨氏模量， σ 表示屈服应力， E_h 表示应变硬化模量。屈服应力和应变硬化模量这两个材料属性代表非线性材料并且对于像涉及材料屈服的动态碰撞问题屈服应力和应变模量是需要的。下标“0”表示材料的基本属性。设计变量 x ，也称为相对密度，相对密度在 0-1 范围内变化，“0”代表无材料，“1”代表充满材料。

3.2 设计目标和约束

拓扑优化的典型目标是获得材料使用最优的结构。对于像耐撞性这种动态问题的模拟，其结构需要吸能最大化来保持结构的完整性和降低乘员所受的峰值载荷。混合元胞自动机方法的目标是在保持整体结构质量约束下每个有限元单元的相对密度适应当前的内部能量密度获得内部能量密度均一的结构^[11]。

$$\min_x \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^L (w_j U_j)(x_i) - U_j^*, \quad (3.5)$$

$$\text{subject to: } \sum_{i=1}^N \rho(x_i) V_i \leq M^*$$

$$C_j^l \leq C_j \leq C_j^u, \quad j = 1, 2, \dots, J \quad (3.6)$$

$$x_{\min} \leq x_i \leq 1.0$$

式中 U 表示 i th 单元的内部能量密度， V_i 表示 i th 单元体积， U^* 表示内部能量密度的设定值， M^* 表示目标质量， C_j 是 j th 约束。L 种载荷工况下总共有 J 个约束，上标“l”和“u”分别表示约束的上下边界。

3.3 状态更新规则

状态更新规则是拓扑优化方法的核心。在这一步，变量的状态是根据相邻单元的状态进行更新的。状态更新按照如下两个步骤进行：

- 1、场变量的更新：一个变量的场变量（内部能量密度）更新是由它相邻的 n 个单元的场变量值决定的；

$$U_i = \sum_{j=0}^n U_j / \sum_{j=0}^n 1, \quad (3.7)$$

- 2、变量/材料的更新：一旦每个变量的场变量（内部能量密度）被定义，设计变量被更新以反映变化。虽然在文献^[12]中提到了很多设计变量的更新规则，文献^[13]使用的基于控制规则被执行，如图 3 所示。

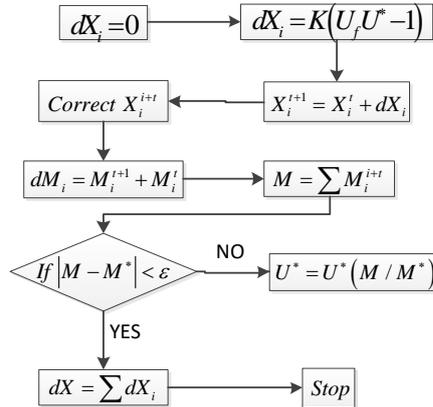


Figure 3. Design variable update

图 3. 设计变量更新

i^{th} 设计变量的变化量(Δx_i)通过公式 (3.8) 计算得出,

$$\square x_i^t = K(U_i^t - U^*)/U^*, \quad (3.8)$$

式中 K 代表比例因子, U^* 表示内部能量密度的设定值。设计变量更新的数学表达式为,

$$x_i^{t+1} = x_i^t + \square x_i^t \quad (3.9)$$

变量的变化值受设计变量边界值的约束,

I、如果 $x_i^{t+1} < LB$, 那么 $x_i^{t+1} = LB$,

II、如果 $x_i^{t+1} > UB$, 那么 $x_i^{t+1} = UB$,

通过使用适当的材料模型与其设计变量的相关性来计算每个单元的质量, 如果结构的总质量满足约束条件, 在这个迭代中设计变量的总变化值的计算完成, 设计变量完成更新。如果不满足质量约束, 内部能量密度的设定值, 则更新迭代满足材料约束。其数学表达式如下,

$$U^* \equiv U^* = U^* M / M^* \quad (3.10)$$

M^* 表示结构质量。

3.4 收敛准则

两个终止条件满足其一优化过程结束:

- 1、迭代次数超过设置的最大迭代次数;
- 2、拓扑变化值小于公差 ε 。

$$dX^t = \sum_{i=1}^N \square x_i^t \leq \varepsilon \quad (3.1)$$

混合元胞自动机算法的数值经验显示, 在一些应用中质量上很小的改变引起结构较大的变化, 为了避免过早的汇集, 收敛的数值振荡通过两个迭代的总平均变化量来限制。

3.5 优化结果

本文通过混合元胞自动机算法的耐撞性拓扑优化, 设定质量分数分别为 0.4、0.3、0.25 来控制材料的删减, 设定拉伸约束, 迭代步数设定为 100 次, 最终获得了较为规则、合理的保险杠防撞梁的拓扑构型。

将质量分数分别为 0.4、0.3、0.25 的耐撞性拓扑优化结果进行对比, 得到在质量分数为 0.3 的情况下, 防撞垫基本删除了多余的材料, 得到了内能密度均一化的最佳传力路径截面结构, 实现了保险杠防撞梁材料的最优分布, 最终提取了如图 4 所示的构型。

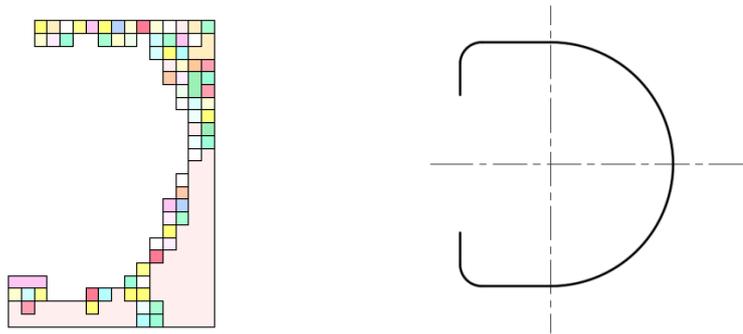


Figure 4. topology optimization of extraction

图 4. 提取的拓扑优化构型

4 保险杠柱类碰撞性能研究

根据柱类碰撞过程中防撞梁的实际受损情况，选取防撞梁碰撞过程中的变形、吸能这两个关键性指标作为柱类碰撞性能的评价指标^[14]。

根据本田 Accord_BL_V1.1y 防撞梁的厚度 2mm，截面总宽为 69mm，截面总高为 90mm，设定拓扑优化得出的新截面防撞梁的厚度、截面总宽、截面总高与本田 Accord_BL_V1.1y 防撞梁一致进行保险杠柱类碰撞性能分析。

4.1 前防撞梁变形分析

由于柱类碰撞过程中防撞垫的接触面积较小，受力集中在局部区域，所以要求防撞梁碰撞过程中前防撞梁不能有太大的内侵量，防撞梁的最大入侵量允许值设定为 200mm（为前防撞梁最低点至吸能盒底部的距离）^[15]。根据混合元胞自动机耐撞性拓扑优化方法得出构型的防撞梁与本田 Accord_BL_V1.1y 防撞梁在碰撞过程中的最大位移变化量变化对比如图 5 所示。

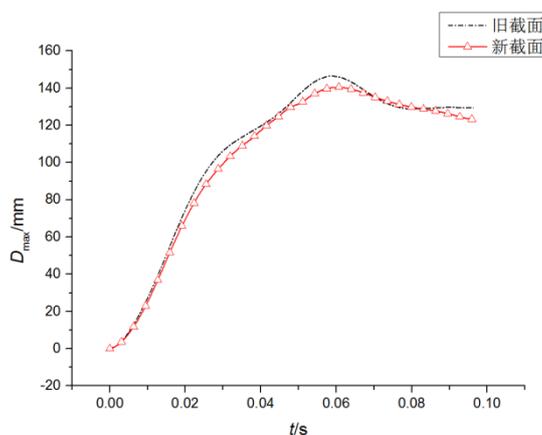


Figure 5. Maximum displacement change of front anticollision beam

图 5. 前防撞梁最大位移变化图

根据图 5 所示，截面形状为拓扑优化得到的新截面前防撞梁在 62ms 时变形量最大达到 140.5mm，其碰撞结束后的最终变形量为 123mm，小于防撞梁最大入侵量允许值 200mm。对比原截面形状的防撞梁的变形曲线，可见原截面形状的防撞梁的最大内侵量为 150.1mm，最终的变形量为 131.4mm；对比新截面防撞梁与本田

Accord_BL_V1.1y 旧截面防撞梁在碰撞过程中的最大位移变化量和碰撞结束后的最终变形量可以得出基于混合元胞自动机耐撞性拓扑优化方法得出的新截面防撞梁抵抗变形的性能优于本田 Accord_BL_V1.1y 旧截面防撞梁。

4.2 前防撞梁吸能分析

由于柱类碰撞与保险杠接触面积小、局部变形大，尤其是在偏置柱类碰撞过程中会导致远离碰撞端的吸能盒变形量极小吸收能量很少，靠一端吸能盒的吸能不够完全吸收全部撞击能量。如图 6 显示前保险杠碰撞过程中的变形行为过程，开始保险杠防撞梁变形较轻，主要依靠一端吸能盒吸能，待一端吸能盒变形完全后，保险杠防撞梁需通过变形吸收残余能量。所以前防撞梁必须能够承担一定的吸收能量的能力。

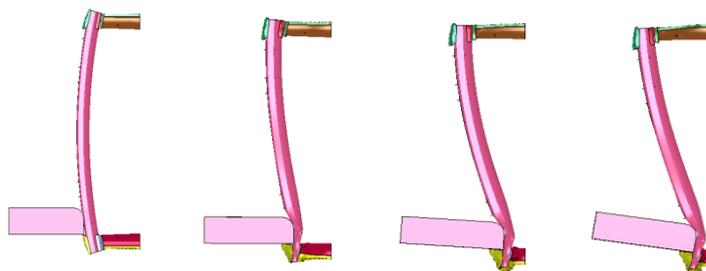


Figure 6. Deformation process of front-bumper

图 6. 前防撞梁变形过程

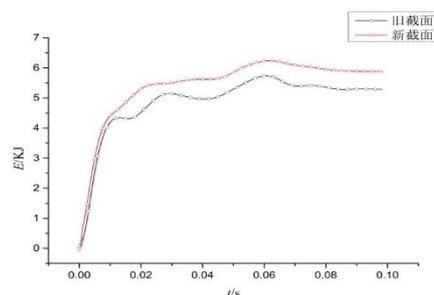


Figure 7. Energy absorption curve of front anticollision beam

图 7. 前防撞梁吸能曲线

基于混合元胞自动机耐撞性拓扑优化方法得出构型的防撞梁与本田 Accord_BL_V1.1y 防撞梁在碰撞过程中的吸能情况对比如图 7 所示。碰撞过程中的系统总内能为 20KJ，由图 7 可知基于混合元胞自动机耐撞性拓扑优化方法得出构型的防撞梁的最终吸能量为 6.24KJ；此时前防撞梁的吸能量为总内能的 31.2%；而本田 Accord_BL_V1.1y 防撞梁的吸能量为 5.72，吸能量为总内能的 28.6%。通过对比分析可知，在相同仿真试验条件下，基于混合元胞自动机耐撞性拓扑优化方法得出构型的防撞梁的吸能性能要优于本田 Accord_BL_V1.1y 防撞梁的吸能性能。

5 结论

为了得到一种能兼顾柱类碰撞的保险杠防撞梁的合理截面形状，建立了保险杠正面碰撞和柱类碰撞工况拓扑优化模型，并对其进行了基于混合元胞自动机的拓扑优化，根据拓扑优化结果提取了保险杠防撞梁的截面形状；通过有限元仿真分析，以柱类碰撞过程中前防撞梁的变形及吸能两个评价指标，得到了拓扑优化得到的新截面形状的防撞梁对比本田 Accord_BL_V1.1y 防撞梁的截面形状具有更好的柱碰性能：相同条件下，拓扑优化得到的新截面形状的防撞梁有着更小的碰撞变形和更大的吸能能力。因此，在概念设计阶段对乘用车的保险杠结构进行拓扑优化具有参考价值。

因本文直接对拓扑优化出来的结果进行的验证分析，最后的得出的前防撞梁的变形及吸能两个指标优于未优化前的防撞梁的效果并不是非常明显，下一步工作可根据本文得出的防撞梁截面可进行多目标尺寸优化^[6]来得到变形及吸能性能更优的截面尺寸。

参考文献 (References)

- [1] Li Min, Xia Zhangyang, Li Yunfei, et al. Calculation and analytical methods for front bumpers of a vehicle at low-speed impact test[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(16):248-254.
- [2] 李旻, 夏彰阳, 李云飞, 等. 汽车前保险杠低速碰撞试验计算分析方法[J]. 振动与冲击, 2017, 36(16):248-254.
- [3] Xiao Zhi, Li Suwen, Kong Chunyu, et al. Discrete optimal design for crashworthiness of tailor welded blank bumper beam[J]. Automotive Safety and Energy, 2015, 6(2):150-155.
- [4] 肖志, 李素雯, 孔春玉, 等. 拼焊板保险杠横梁耐撞性的离散优化设计[J]. 汽车安全与节能学报, 2015, 6(2):150-155.
- [5] Lei G, Tan H W, Fan W, et al. Design and Optimization of Crash Box Based on Car's Frontal Crash[J]. Journal of Chongqing University of Technology, 2013, 27(3):1-5.

- [6] 雷刚, 谭皓文, 樊伟, 等. 基于汽车正面碰撞的吸能盒设计及优化[J]. 重庆理工大学学报, 2013, 27(3):1-5.
- [7] Ge Ruhai, Wang Qunshan. Low speed collision test and simulation of buffer absorbing energy type bumper[J]. Trans Chim Soc Agri Mach, 2006, 37(2):17-20.
- [8] 葛如海, 王群山. 缓冲吸能式保险杠的低速碰撞试验和仿真[J]. 农业机械学报, 2006, 37(2):17-20.
- [9] Gao Y, Zhang Y, Fang J. Design of an aluminum bumper beam based on hybrid cellular automata[J]. Tongji Daxue Xuebao/journal of Tongji University, 2015, 43(3):456-461.
- [10] 高云凯, 张玉婷, 方剑光. 基于混合元胞自动机的铝合金保险杠横梁设计[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2015, 43(3):456-461.
- [11] M Redhe, AB Engineering Nordic, L Nilsson, et al. Shape Optimization of a Vehicle Crash-box using LS-OPT[C]. Proceedings 5th European LS-DYNA Users Conference. [S. l.]: LS-DYN, 2005.
- [12] Tanlak N, Sonmez F O, Senaltun M. Shape optimization of bumper beams under high-velocity impact loads[J]. Engineering Structures, 2015, 95:49-60.
- [13] Berg A, Ahlgrimm J. Tree impacts - still one of the most important focal points of road deaths[J]. American Heart Journal, 2014, 160(6):418 - 424.e3.
- [14] Ma F, Yao Z, Liu Q, et al. Comparative analysis by simulating and testing pole impact for hot stamping front crossbeam of automobile[J]. Engineering Sciences, 2012, 10(6):71-74.
- [15] Nawale S P, Vyavahare R T, Aradhye A S. High Strain Rate Response of A356/Al 2 O 3, Aluminum Alloy MMCs Using Ls-Dyna [J]. Procedia Engineering, 2017, 173:1967-1974.
- [16] MP Bendsøe, O Sigmund. Topology Optimization: Theory Methods and Applications[J], Springer-Verlag, Berlin, 1989.
- [17] M. P. Bendsøe, O Sigmund. Material interpolation schemes in topology optimization[J]. Archive of Applied Mechanics, 1999, 69(9-10):635-654.
- [18] NM Patel, Crashworthiness Design Using Topology Optimization, PhD thesis, University of Notre Dame, 2004.
- [19] Wang J, Lan F, Chen J. Optimization of frontal energy-absorbing structures under considering the material deformation path and strain rate effect[J]. Qiche Gongcheng/automotive Engineering, 2013, 35(3):265-271.
- [20] 王金轮, 兰凤崇, 陈吉清. 考虑材料变形路径及应变率的车身前端吸能结构优化[J]. 汽车工程, 2013, 35(3):265-271.
- [21] Lin Jianping, Shu Changle, Jin Jianwei, et al. Pole impact crashworthiness of hot stamping front bumper of a car[J]. Automotive Safety and Energy, 2015, 6(2): 134-138.
- [22] 林建平, 舒常乐, 金建伟, 等. 轿车热冲压保险杠的柱类碰撞耐撞性[J]. 汽车安全与节能学报, 2015, 6(2):134-138.
- [23] Kaveh A. A Multi-swarm Multi-objective Optimization Method for Structural Design[M]// Advances in Metaheuristic Algorithms for Optimal Design of Structures. Springer International Publishing, 2014:54-69.