

Research on platforming of side door impact beam

Huibin SONG^{1,2}, Wenli WANG^{1,2}, Liang YANG^{1,2}, Huili YU^{1,2}, Taisong CUI^{1,2}, Hui ZHAO^{1,2}, Yingchun CAO^{1,2}

¹State Key Laboratory of Vehicle NVH and Safety Technology., Chongqing, China

²Chongqing changan Automobile Co., Ltd., Chongqing, China

Email: song_hui_bin@163.com

Abstract: The side door impact beam should not only have enough stiffness to resist collision force, but also have certain deformation to absorb side impact energy. In this paper, a platforming research method for side door impact beam is proposed, and the method for evaluating the anti-collision level layout and the crashworthiness of the sub-model are determined. The parameters of the impact beam are optimized by direct method, and the pipe diameter, wall thickness and material combination of the two optimal anti-collision bars are obtained. The simulation analysis of the door beam before and after the optimization was carried on an vehicle model, and the results showed that the optimized door beam reduced the relative weight by 24.2% without affecting the vehicle intrusion speed and amount, which met the requirement of reducing the weight and cost of the vehicle side door impact beam platform.

Keywords: impact beam; platform; crashworthiness; parameter optimization

车门防撞杆平台化研究

宋慧斌^{1,2}, 王文利^{1,2}, 杨亮^{1,2}, 禹慧丽^{1,2}, 崔泰松^{1,2}, 赵会^{1,2}, 曹迎春^{1,2}

¹汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室, 重庆, 国家, 401120

²重庆长安汽车股份有限公司, 重庆, 中国, 401120

Email: song_hui_bin@163.com

摘要: 车门防撞杆不仅要有足够的刚度以抵抗碰撞力, 又要有一定的变形来吸收侧面碰撞的能量。本文提出一种车门防撞杆平台化研究方法, 确定了防撞杆布置方式和子模型耐撞性评价方法, 通过直接法对防撞杆进行参数优化, 得出两组最优的防撞杆的管径、壁厚和材料组合。把优化前后的车门防撞杆搭载在某整车上进行仿真分析, 结果表明, 优化后的车门防撞杆在不影响车门侵入速度和侵入量的情况下相对减重 24.2%, 达到了车门防撞杆平台化减重降本的要求。

关键词: 防撞杆; 平台化; 耐撞性; 参数优化

1 引言

在现代汽车开发过程中, 如何在保证性能的情况下降低整车的重量和开发成本已成为工程师考量的关键问题。车门防撞杆是侧面碰撞中主要的传力和吸能部件^[1], 在汽车侧面碰撞中, 车门防撞杆对车门的变形特性起着关键的作用, 所以车门防撞杆一直是侧面碰撞设计的重点结构^[2-7]。Mangala M.Jayasuriya 研究了车辆在受到壁障侧面撞击时碰撞侧前后车门的撞击力分布情况, 并在此基础上分析了车身侧面在受到撞击时的抗撞性能^[8]; Chien Hsun. Wu 等人通过优化车门防撞杆的结构提高了车门的耐撞能力^[9]; 王崧等人基于响应面法和试验设计分别对圆环、帽形和矩形 3 种不同截面的车门防撞杆的截面参数进行优化, 最终得出双帽形截面的防撞杆质量最轻^[10]; 虽然目前国内外学者对车门抗撞性能进行了大量的研究, 但是如何能够在车型开发工程中车门防撞杆进行平台化以降低其成本和重量的研究较少。

本文提出了一种车门防撞杆平台化研究方法, 对防撞杆的布置形式和防撞杆的管径、厚度、材料进行了平台化设计, 并把得到的防撞杆结构带入整车中进行 AE-MDB 侧面碰撞、中保研侧面碰撞两种工况进行仿真验证, 在不影响各个侧面碰撞工况性能的情况下降低了车门防撞杆的重量。

2 防撞杆的布置形式确定

车门防撞杆平台化的开发，要同时兼顾 C-NCAP AEMDB、中保研 MDB 及 US-NCAP MDB 三种侧面可移动壁障的要求。本文统计了 43 款 US-NCAP 五星评价车型的防撞杆布置方案并结合壁障及假人的位置，得到了以下两种布置方式，如图 1 所示，其中红色箭头为车头方向，黄色为中保研 MDB 壁障示意，红色为 C-NCAP AEMDB 壁障示意，绿色为 US-NCAP MDB 壁障示意，蓝色为车门防撞杆示意，前门防撞杆后支撑在 B 柱下端，车门防撞杆布置时尽量与三种壁障的上下两块区域均有重合部分，以保证 B 柱中上部不发生折弯；后门防撞杆倾斜布置，为了尽量加大与壁障的重合区域，后门防撞杆前支撑要在 B 柱中下位置，在有足够重合区域的情况下保证 B 柱中上部不发生折弯。

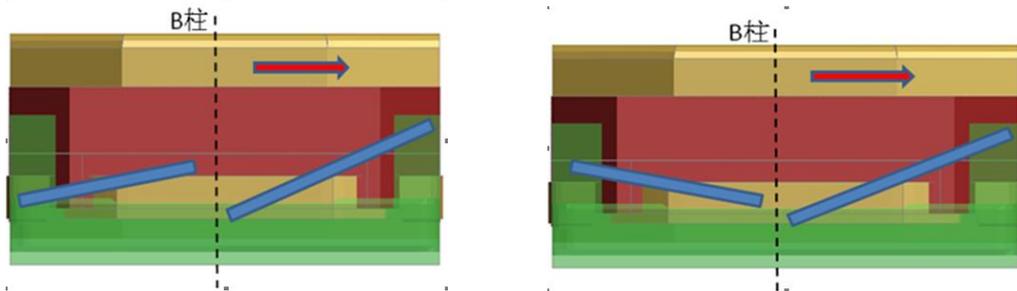


Figure 1. Curve: Schematic of overlap between door beam and three kinds of barrier

图 1. 防撞杆与三种壁障重叠示意图

防撞杆与假人的重叠示意图如图 2 所示，红色箭头方向指向车头方向，黄色为碰撞假人示意，蓝色为防撞杆示意，车门防撞杆与假人盆骨可以有一定重合，起到一定的推动作用，但不能与内饰的推动块重合，防止假人盆骨力超标。对于轿车和紧凑型五座 SUV 建议采用布置方式 A，后门防撞杆可以倾斜多一些以提高耐撞性，又不会使假人腹部与盆骨处的变形过大；对于七座 SUV 建议采用布置方式 B，第二排假人坐在车门中间靠后位置，防撞杆可以在增加耐撞性的同时对假人盆骨起到一定的推动作用。

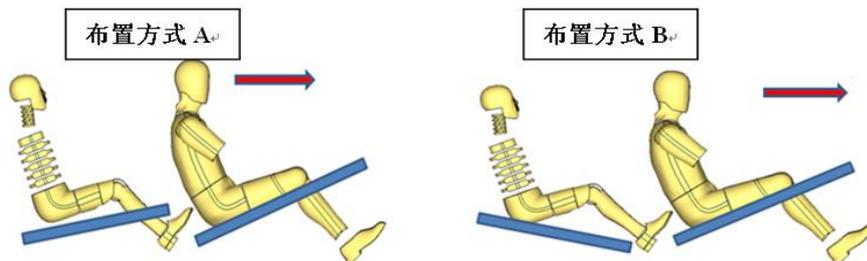


Figure 2. Curve: Schematic of position relationship between door beam and dummy

图 2. 防撞杆与假人位置关系示意图

3 防撞杆三点弯曲试验对标

目前车门防撞杆的主要截面有帽型和圆形，但是帽型防撞杆的成本较高且结构复杂，不适合防撞杆的平台化，本文仅研究圆形截面防撞杆的耐撞性。为了考察防撞杆的静态抗弯和动态抗弯性能，分别对防撞杆进行三点弯曲静压试验和动态落锤试验，并进行仿真与试验对标。

3.1 防撞杆静压试验对标

3.1.1 防撞杆静压试验边界条件确定

在汽车结构中车门防撞杆通过两端的支架焊接在车门内板上，侧面碰撞发生时，两端支架会发生变形，本文去掉了防撞杆两端的支架及中间支撑件把车门防撞杆简化为简支梁进行耐撞性研究，两端仅约束 Z 方向的平动自由度，其他几个自由度全部放开，如图 3 所示。

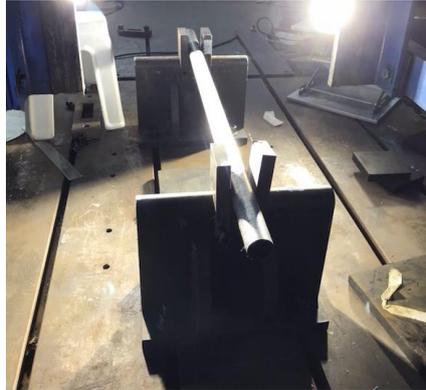


Figure 3. Curve: Schematic of installation of door beam

图 3. 防撞杆安装示意图

根据液压伺服试验机的边界条件选取静压试验的加载速度为 2mm/s，加载位移为 200mm。为了确定冲头直径，如图 4 所示，根据现有的冲头直径及柱碰撞和车门静压要求的刚性柱直径分别选择直径为 130mm、254mm、305mm 的冲头对防撞杆进行三点弯曲仿真研究，得到的防撞杆碰撞力-位移曲线如图 5 所示，结果表明，冲头直径越大，防撞杆的峰值力越大且出现峰值力的位移时刻延后，为了更加接近侧碰中的实际工况，经过折中后选择柱碰撞法规中的刚性柱直径作为防撞杆三点弯曲试验的冲头直径。

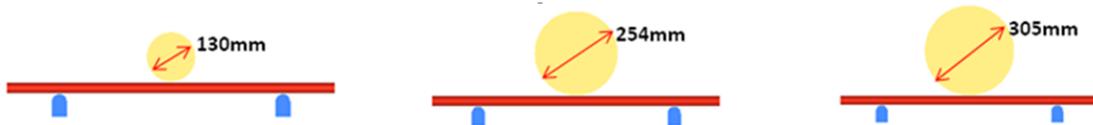


Figure 4. Curve: Three kinds of punch diameter simulation conditions

图 4. 三种冲头直径仿真工况

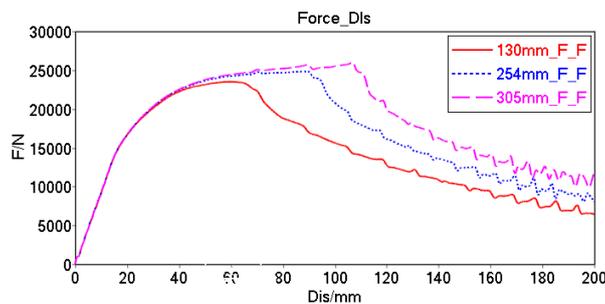


Figure 5. Curve: F-Dis curves three kinds of punch diameter simulation conditions

图 5. 三种冲头直径防撞杆碰撞力-位移曲线

3.1.2 防撞杆静压仿真与试验对标

按照静压试验的边界条件对车门防撞杆进行三点弯曲静压试验，选择的防撞杆状态如表 1 所示，防撞杆的外径为 32mm，壁厚为 2mm，材料牌号为 BR1500HS。

Table 1. Door beam condition

表 1. 防撞杆状态

编号	外径/mm	厚度/mm	材料牌号	试验工况	冲头直径/mm	跨度/mm
1	32	2.0	BR1500HS	静压	254	600

试验与仿真变形结果如图 6 所示，结果表明，试验与仿真的最终的变形图基本一致。试验与仿真得到的力-位移曲线及能量位移曲线如图 7 所示，试验与仿真曲线的运动趋势及峰值基本一致。



Figure 6. Curve: Static test and simulation of door beam deformation

图 6. 静压试验与仿真防撞杆变形

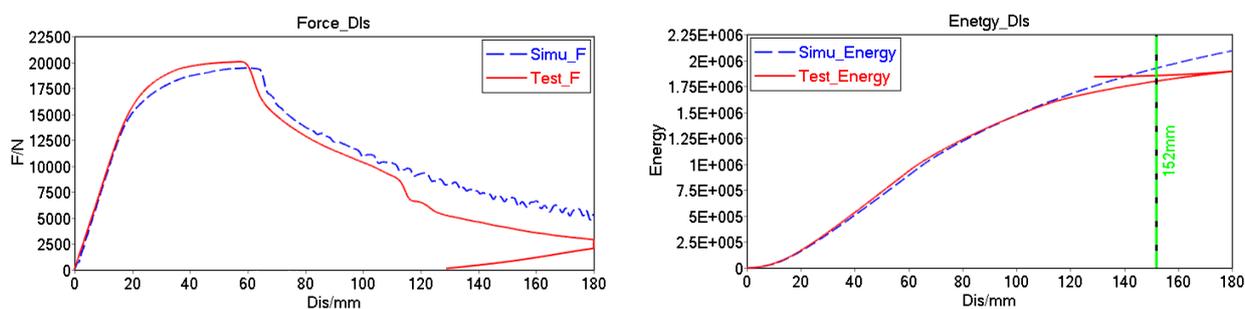


Figure 7. Curve: The F-Dis curve and Energy - Dis curve of door beam static test and simulation

图 7. 防撞杆静压试验与仿真碰撞力-位移曲线及能量-位移曲线

为了更好的对标试验和仿真结果，参考 FMVSS214^[11]车门静压法规要求统计出了车门防撞杆静压试验和仿真的峰值力和初始抗压强度，如表 2 所示，防撞杆峰值力及初始抗压强度的吻合度都在 93%以上，从而进一步验证了防撞杆静态仿真子模型的有效性。

Table 2. Result of door beam static test and simulation

表 2. 防撞杆静压试验与仿真结果

评价项	试验	仿真	对标精度
峰值力	20005N	19446N	97.2%
初始抗压强度	11832N	12674N	93.3%

3.2 防撞杆动态落锤试验对标

3.2.1 防撞杆动态落锤试验边界条件确定

动态落锤试验和防撞杆静压试验采用一样的冲头。本文还对动态落锤试验的冲击能量进行了研究，分别采用 1.1kJ 与 2.3kJ 的能量对于相同的防撞杆进行动态落锤冲击，得到的碰撞力-位移曲线与能量-位移曲线如图所示，结果表明，采用不同的能量撞击，在小能量工况达到最大位移之前，防撞杆的抗弯性能表现一致。所以对于不同强度的防撞杆可以采用不同的能量等级进行冲击，但只要选择相同位移的位移时刻，不影响对防撞杆耐撞性的评价。

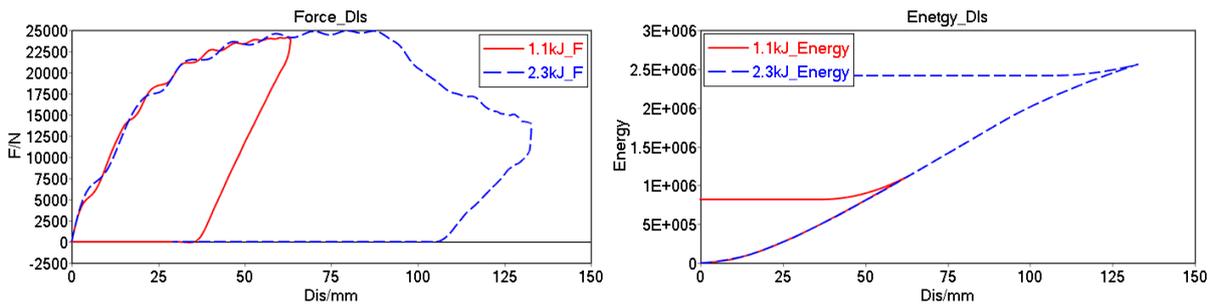


Figure 8. Curve: The F-Dis curve and Energy - Dis curve of door beam for different energy levels

图 8. 防撞杆不同能量等级仿真碰撞力-位移曲线及能量-位移曲线

3.2.2 防撞杆静压试验边界条件确定

根据车门防撞杆在实际侧面碰撞的吸能情况，选择防撞杆动态落锤试验的能量等级为 1.25kJ，按照动态落锤试验的边界条件对车门防撞杆进行三点弯曲动态落锤试验，选择的防撞杆状态如表 3 所示，防撞杆的外径为 32mm，壁厚为 2mm，材料牌号为 BR1500HS。

Table 3. Door beam condition

表 3. 防撞杆状态

编号	外径 /mm	厚度 /mm	材料牌号	试验工况	冲头直径 /mm	跨度 /mm
2	32	2.0	BR1500HS	动态落锤	254	600

试验与仿真变形结果如图 9 所示，结果表明，试验与仿真的最终的变形图基本一致。试验与仿真得到的力-位移曲线及能量位移曲线如图 10 所示，由于冲头与防撞杆是刚对刚的接触，试验中会出现一定的振动，所以防撞杆力-位移试验曲线的振动较大，但是总体趋势基本一致，且试验与仿真能量-位移曲线吻合较好。

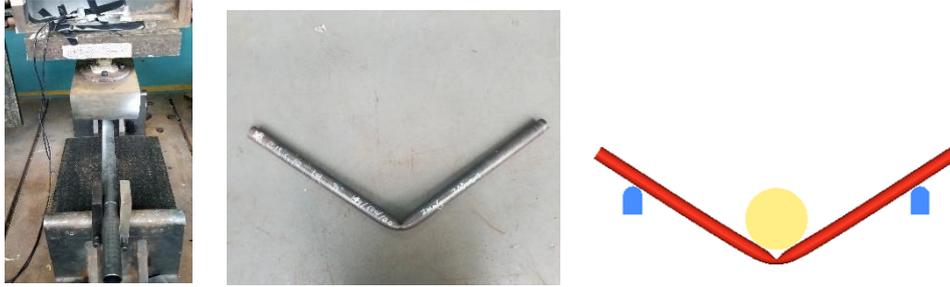


Figure 9. Curve: Dynamic test and simulation of door beam deformation

图 9. 动态试验与仿真防撞杆变形

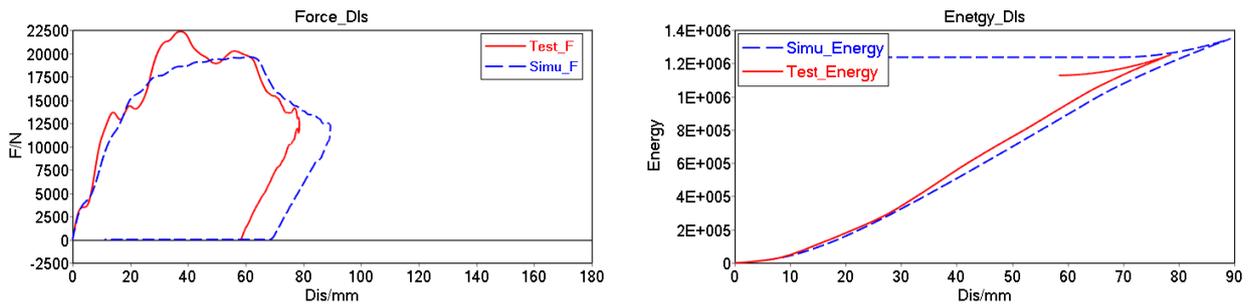


Figure 10. Curve: The F-Dis curve and Energy - Dis curve of door beam dynamic test and simulation

图 10. 防撞杆动态试验与仿真碰撞力-位移曲线及能量-位移曲线

由于动态落锤试验的最大变形为 80mm，选择 80mm 的平均力作为动态试验的初始抗压强度，从表 4 可以看出，防撞杆的初始抗压强度的吻合度都在 95%以上，从而验证了防撞杆动态落锤仿真子模型的有效性。

Table 4. Result of door beam dynamic test and simulation

表 4. 防撞杆动态试验与仿真结果

评价项	试验	仿真	对标精度
峰值力	22320N	19613N	87.8%
初始抗压强度	16088N	15421N	95.8%

3.3 防撞杆静压和动态落锤试验对比研究

把防撞杆静态与动态落锤试验及仿真得到的力-位移曲线和能量-位移曲线叠加在一起，如图 11 所示，结果表明，在动态落锤试验的位移达到峰值之前，得到的力-位移曲线与能量-位移曲线与静态试验基本吻合，所以防撞杆三点弯曲静压试验结果可以代表防撞杆的动态抗弯性能，后面的参数化分析可以仅采用静压仿真来进行研究。

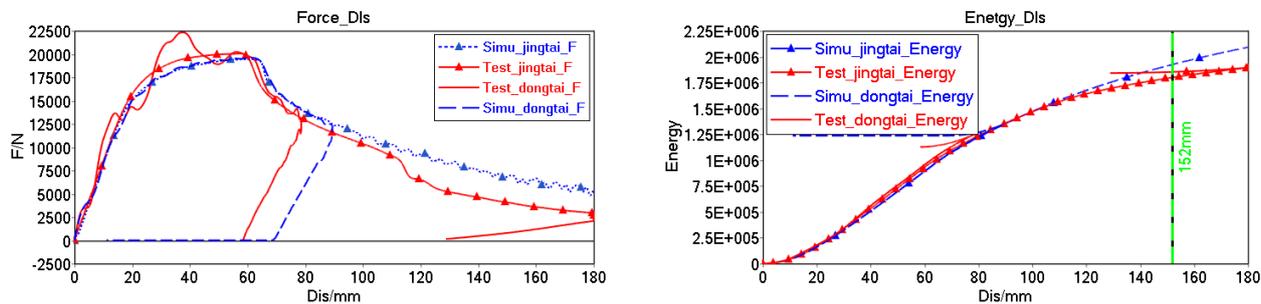


Figure 11. Curve: Dynamic versus static test and simulation curves

图 11. 动态与静态试验与仿真曲线对比

4 防撞杆参数优化研究

4.1 防撞杆子模型的评价方法

车门防撞杆应使车门满足侧门强度法规对车门防撞杆的刚度要求，可以根据 FMVSS214^[11]车门静压法规评价车门防撞杆子模型的耐撞性，由于在车门发生 152mm 位移时，假人的生存空间基本被完全压缩，所以防撞杆子模型仅采用采用法规中的初始抗压强度来评价其耐撞性，该值越大，防撞杆的耐撞性就越强；初始抗压强度可以表示为：

$$P = \frac{\int_0^{152} Fds}{152}$$

其中 P 为初始抗压强度，F 为刚性柱与防撞杆的接触力，s 为刚性柱的位移。

4.2 防撞杆参数化模型建立

本文采用简化的圆形防撞杆子模型对车门防撞杆进行参数化研究，如图 12 所示，防撞杆总长度采用 880mm，两端支撑的跨度为 600mm，防撞杆、冲头及两端支撑均采用壳单元模拟，单元尺寸设定为 5mm，模型总共包含 16017 个节点和 16020 个单元，防撞杆与两端支撑之间及冲头与防撞杆之间用 Automatic_Surface_to_Surface 建立面接触并输出冲头与防撞杆之间的接触力。

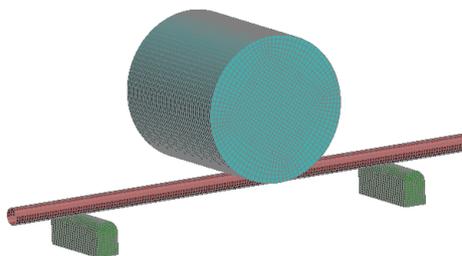


Figure 12. Curve: Finite element model of the door beam

图 12. 防撞杆子系统有限元模型

4.3 防撞杆参数优化

车门防撞杆的设计是汽车侧碰安全性设计的关键，因为其设计的好坏直接影响到车门的侵入速度及侵入量从而影响假人的伤害^[12,13]。如果防撞杆设计得过于坚硬，就会减少车门对侧面碰撞能量的吸收程度，而使得该

能量往其他部位转移，无法经过侧围的形变被转变成内能消耗。防撞杆的设计也不能过软，防撞杆过软，在侧面碰撞中没有抵抗碰撞力的能力，从而导致汽车车门有较大变形，大大缩减了乘员的生存空间。所以，防撞杆的优化设计强度和刚度需要适中。车门静压法规中要求初始抗压强度要大于 10000N，考虑到实际碰撞中车门防撞杆的两端支撑要变形，且每个防撞杆的跨度不一致，所以单个防撞杆的抗压强度需要留 20%的余量，本文要求单根防撞杆的初始抗压强度要大于 12000N。本文以防撞杆的管径、壁厚和材料为设计变量，以防撞杆的初始抗压强度为约束条件，以防撞杆质量最小为优化目标对防撞杆进行优化设计，变量的范围如表 5 所示。

Table 5. Design variable

表 5. 设计变量

设计变量	初始值	变量取值
材料	BR1500HS	B340、35 号钢、B400、BR1500HS、SS400、HC420、HC640、DC01
料厚	2.6mm	1.5mm-3.0mm
管径	32mm	25mm-35mm

由于防撞杆子模型结构简单，计算时间短，本文运用直接筛选法对防撞杆进行优化设计，采用优化拉丁超立方方法在 ANSA 里面对防撞杆变量进行试验设计，得到 1000 组实验，并基于 Isight 集成各组件运用批处理方法对模型自动计算和后处理二次开发工具对仿真结果进行自动化处理，结果如表 6 所示，经过筛选，得到两组性能相近的防撞杆结构，一组防撞杆管径为 28.5mm、壁厚为 2.2mm、材料为 BR1500HS；另一组车门防撞杆管径为 32mm、壁厚为 2.0mm、材料为 BR1500HS。

Table 6. Test torque drop and results

表 6. 试验矩阵及结果

序号	管径 2	T	材料名称	质量(Kg)	平均力/N	峰值力/N
1	26.48	2.4	SS400	1.38	5148.38	5964.88
2	28.61	2	HC650	1.24	8114.14	11278.50
3	26.55	3.2	HC650	1.84	14543.36	16960.50
4	26.12	2.8	B340	1.59	7539.67	8911.80
5	25.27	2.8	BR1500HS	1.53	15915.20	19416.90
6	29.70	2.8	DC01	1.80	5404.61	6184.48
7	26.18	3	BR1500HS	1.70	18645.72	22482.70
8	28.30	3	HC650	1.84	15681.91	18019.40

9	28.00	2.6	BR1500HS	1.58	17341.12	22340.20
10	27.33	3	35号钢	1.78	10831.51	12610.50
11	28.42	2.8	35号钢	1.73	11007.83	12764.10
12	29.15	1.8	SS400	1.14	3632.64	4914.48
13	27.21	1.6	HC650	0.94	5032.95	7717.52
14	24.55	3.4	SS400	1.81	6172.55	7174.94
15	28.91	3	SS400	1.88	8003.88	9118.64
16	28.12	3.2	B280	1.95	7118.75	8186.64
17	24.12	2.2	HC650	1.15	7817.43	9410.40
18	29.45	1.6	BR1500HS	1.02	7170.79	13018.60
19	27.88	3.2	B340	1.94	10102.04	11754.60
20	24.42	2.2	HC420	1.17	4410.50	5208.97
21	25.88	2.2	SS400	1.23	4441.78	5168.38
22	25.70	1.8	DC01	1.00	2350.22	2782.97
23	29.88	2.4	BR1500HS	1.56	16005.92	22442.70
24	27.76	3.2	HC650	1.93	16102.50	18550.10
25	24.91	2.6	DC01	1.40	3338.47	3955.52
26	27.45	2.4	HC650	1.43	10650.00	12853.60
27	27.64	1.8	SS400	1.08	3501.74	4537.43
28	28.24	3	35号钢	1.84	11698.82	13536.80
29	24.85	1.4	SS400	0.75	1971.51	2757.45
...
998	25.33	3	SS400	1.65	5855.14	6825.04

999	24.18	3.4	DC01	1.78	4137.20	4912.24
1000	28.36	2	SS400	1.23	4349.97	5373.43

5 优化后的防撞杆耐撞性验证

为了具体评价平台化防撞杆的耐撞性，按照平台化得到的防撞杆布置方式及优化后的壁厚和管径搭载在某整车模型里面进行仿真验证，本文采用 C-NCAP^[14]中 AEMDB 及中保研^[15]中 MDB 两种整车侧面碰撞工况进行仿真分析，防撞杆初始厚度为 2.6 mm、初始管径为 32mm。为了评价车门防撞杆耐撞性，对前门对应假人胸部肋骨区域的相对侵入量和 60ms 之前的侵入速度进行考察，C-NCAP 中 AEMDB 工况仿真得到的侵入速度和侵入量曲线如图 13 所示，其中 base 为壁厚 2.6mm、管径 32mm 的曲线，case01 为壁厚 2.0mm、管径 32mm 的曲线，case02 为壁厚 2.2mm、管径 28.5mm 的曲线，由图可以看出，相对原来 2.6mm、32mm 管径的防撞杆，优化后的两组防撞杆得到的前门侵入量和侵入速度峰值基本一致；

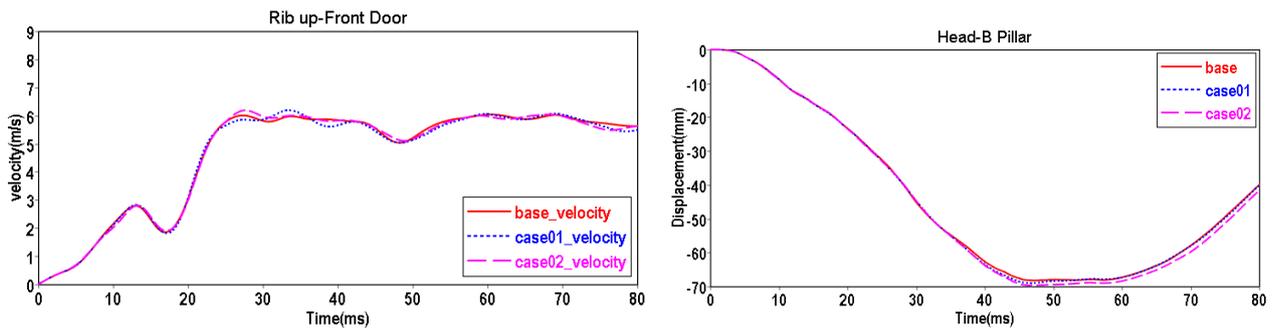


Figure 13. Curve: C-NCAP front door intrusion speed and intrusion curve

图 13. C-NCAP 工况前门侵入速度及侵入量曲线

中保研中 MDB 工况仿真得到的侵入速度和侵入量曲线如图 14 所示，其中 base_IIHS 为壁厚 2.6mm、管径 32mm 的曲线，case01_IIHS 为壁厚 2.0mm、管径 32mm 的曲线，case02_IIHS 为壁厚 2.2mm、管径 28.5mm 的曲线，由图 14 可以看出，优化后的两组防撞杆得到的前门侵入量和侵入速度峰值基本一致。结果表明，在不影响前门侵入速度和侵入量的情况下，优化后的防撞杆比初始防撞杆减重 0.39kg，降低了 24.2%。

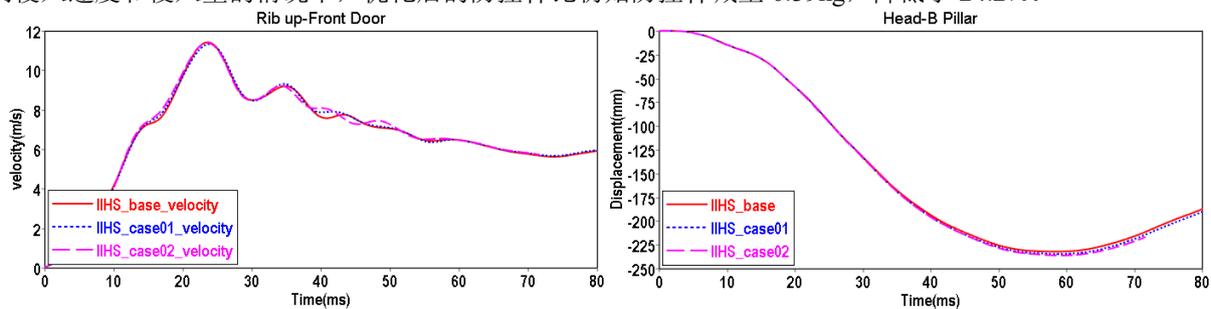


Figure 14. Curve: C-IASI front door intrusion speed and intrusion curve

图 14. 中保研工况前门侵入速度及侵入量曲线

6 结论

本文提出了一种防撞杆平台化研究方法并对车门防撞杆进行了耐撞性优化。通过综合考虑各种工况侧面壁障的范围及假人的布置位置, 得出了针对七座以下车型的防撞杆布置方式, 并根据车门静压的初始抗压强度的120%作为单根防撞杆耐撞性的评价指标。

本文制定了防撞杆的实验方法和边界条件, 对防撞杆进行了静压和动态落锤三点弯曲试验并进行了仿真和实验对标, 验证了模型的有效性, 同时还得出可以仅采用防撞杆静压试验来进行防撞杆参数化分析, 为后面的研究节省了大量的时间。

本文通过参数优化得到了两组防撞杆的管径、壁厚和材料组合, 并在某整车模型里面进行仿真验证, 结果表明, 在不影响前门侵入速度和侵入量的情况下, 优化后的防撞杆比初始防撞杆减重 0.39kg, 降低了 24.2%, 使侧围的刚度分配更加合理, 满足防撞杆平台化减重降本的要求。同时, 本文中的车门防撞杆平台化研究方法也为其他零部件的平台化提供了参考。

致谢 (Acknowledgement)

这篇论文的撰写、修改到最后定稿, 首先要感谢我的师傅杨亮工程师对我的悉心指导, 杨亮长期从事汽车侧面碰撞安全方面的研究, 从经验和技术上给予了我非常大的帮助。同时我还要感谢王文利专家在试验方案的制定及论文的整体思路上的帮助和建议。在此, 谨向碰撞中心的各位领导和同事致以衷心的感谢和崇高的敬意。

参考文献 (References)

- [1] Rainer H. Approach to the Safety Relevant Layout of Vehicle Side Structure[C]. SAE Paper 900376.
- [2] Shan LI. side impact Simulation of SUV and optimization design of the key parts of the side wall[D]. Chengdu: Xihua University, 2017
李杉. 某型 SUV 侧面碰撞仿真分析及侧围关键零部件优化设计[D]. 成都: 西华大学, 2017
- [3] Yujie WU. Study on Car Simulation Research and Structure Improvement in Pole Side Impact[D]. Chongqing: Chongqing University, 2016.
吴宇杰. 汽车侧面柱碰撞的仿真分析及结构改进 [D]. 重庆: 重庆大学, 2016.
- [4] Hao Qi, Li Hailun, Cai Fu. Simulation Analysis of Vehicle Door in Pole Side Impact[J]. Journal of Hubei University of Automotive Technology, 2018, 25(4): 1-5
郝琪, 李海伦, 蔡甫等. 车门侧面柱碰撞仿真分析[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2018, 25 (4) : 1-5.
- [5] HANSSEN A G, LANGSETH M, HOPPERSTAND O S. Static and dynamic crushing of square aluminum extrusions with aluminum foam filler[J]. International Journal of Impact Engineering, 2000, 24(4): 347-383.
- [6] FU Jing-shun, SONG Meng, ZHAO Xin. Passenger Car Vehicle Door's Crashworthiness and Structure Optimization[J]. Machinery Design & Manufacture, 2017(9): 34-37.
付景顺, 宋萌, 赵昕. 乘用车车门碰撞性能分析及结构优化[J]. 机械设计与制造, 2017(9): 34-37.
- [7] 武和全, 毛鸿锋, 曹立波. 汽车侧面碰撞车门可靠性优化设计[J]. 公路交通科技, 2016, 33(8): 146-151.
- [8] Mangala M. Jayasuriya. 2-door vehicle body local force evaluation with the IIHS, Euro NCAP, and LESf CAP side impact barrier [J]. SAE, 2004.
- [9] Chien-Hsun Wu, Ching Pei Liang and Jaw Haw Lee, Optimization of Side Impact Bar for Crashworthiness. In: Proc. of SAE World Congress. Paper number 2006010245. USA, 2006, 1-8.
- [10] Wang Qian, Yang Jikuang, Guo Jie. A Study on the Structural Optimization of Side Door Bar for a Passenger Car[J]. 2010 12(32) 1047-1052
王倩, 杨济框, 郭杰. 轿车车门防撞杆结构优化的研究[J]. 2010 12(32) 1047-1052
- [11] National Highway Traffic Safety Administration. Evaluation of FMVSS 214 Side Impact Protection Dynamic Performance Requirement [R]. Washington DC: NHTSA Technical Report, 1999.
- [12] Qiaoweigao, Zhangliangan, Tujinjin. Finite element simulation and optimization of car door side impact[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2016, 40(2): 275-279.
乔维高, 张良安, 涂进进. 轿车车门侧面碰撞有限元仿真及优化研究[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2016, 40(2): 275-279.
- [13] Gao Dawei, Deng Youzhi, Gao Yunkai. Multi-disciplinary optimization of high-strength steel door beam structure[J]. Road transportation technology, 2012(6): 144-149.
高大威, 邓有志, 高云凯. 超高强度钢车门防撞杆结构多学科优化[J]. 公路交通科技, 2012(6): 144-149.
- [14] China automotive technology research center. C-NCAP management rules (2018 edition), 2018.
中国汽车技术研究中心. C-NCAP 管理规则(2018 版), 2018.
- [15] C-IASI. China insurance automobile safety index regulations (rules for side impact test). 2018.
- [16] C-IASI. 中国保险汽车安全指数规程(侧面碰撞试验规程). 2018.