

The Lightweight Optimization of Cross Car Beam

Feng Diyao¹, Liu xueqiang²

Tongji University Automotive Studies, Shanghai, China, 201804

Abstract: As one of the most popular automotive technology, lightweight draws more and more attention to automotive industry. This paper conducts a lightweight analysis taking the cross car beam (CCB) for an example. Using Optistruct toolbox, the variable is the thickness of every component, the object is the total mass of cross car beam, and the constraint is the 1st mode of CCB stiffness and crashworthiness. The total mass of original structure was 9.356kg, after optimization, the total mass of new structure was 3.5kg, decreased by 63%, and the 1st mode of CCB stiffness and crashworthiness all met the requirement.

Key words: lightweight of automotive; cross car beam; mode analysis; crashworthiness

基于轻量化的汽车仪表板横梁总成优化分析

冯弟瑶¹, 刘雪强²

同济大学汽车学院, 上海, 中国 201804

摘要: 汽车轻量化作为当今最热门的汽车技术之一, 越来越被国内外的整车厂及零部件厂所重视。本文就汽车仪表板横梁总成进行了轻量化分析。通过优化工具箱 Optistruct 设置仪表板横梁总成各部件的厚度为优化变量, 仪表板横梁总成的总质量最小为优化目标, 其一阶模态性能、静强度为约束条件, 对仪表板横梁总成的质量进行优化。再对其进行耐撞安全性检验。原结构质量为 9.356kg, 优化后的结构质量仅为 3.5kg, 质量减轻了 63%, 且优化后的结构在一阶模态性能、静强度及耐撞安全性均满足要求。

主题词: 汽车轻量化; 仪表板横梁总成; 模态分析; 耐撞性

前言

目前, 汽车轻量化技术已经成为国内外汽车工业发展的重要研究课题之一, 越来越多的整车厂及零部件公司开始重视整车及零部件的轻量化。不仅因为车重与车辆的燃油利用率和车辆二氧化碳排放都有密不可分的关系, 而且车辆的重量与车辆的性能表现也息息相关^[1]。

汽车仪表板横梁总成是汽车前端模块中一个非常重要的结构件, 它不仅承担着连接左右 A 柱的作用, 而且也是汽车内部许多功能模块的安装支架, 比如方向盘及转向管柱总成、车用空调、液晶显示屏、副驾驶安全气囊等^[2]。因此, 仪表板横梁总成的性能表现直接关系到车内其他系统的性能表现, 从而影响驾驶员的驾驶舒适性和乘员的乘坐舒适性。

通常, 人们首先关注汽车仪表板横梁总成的一阶模态性能, 因为仪表板横梁总成的一阶模态直接决定汽车的方向盘振动频率。而方向盘的振动会直接导致驾驶员的驾驶不舒适感。实验表明: 汽车方向盘振动频率不低于 40Hz 就不会与发动机振动发生共振, 从而使驾驶员产生不适。其次, 仪表板横梁总成作为车内许多其他功能模块的安装支架必须要具备一定的强度和刚度。最后由于其承担着连接左右 A 柱的作用, 而且位于汽车前排乘客的正前方, 所以必须要起到一定的耐撞安全性, 在以 64km/h 的速度正面全宽碰撞刚性壁障的工况中, 要保证其侵入量不能够超过 100mm, 否则会对车辆前排乘客造成额外伤害^[3]。

轻量化基本通过三种主要途径实现: 1) 轻质材料的替换, 如镁铝合金仪表板横梁; 2) 结构优化, 采用一些辅助的优化工具进行拓扑、形貌、尺寸等优化^[4]; 3) 新工艺的使用, 例如激光拼焊等。

同济大学高云凯等人就挤压镁合金材料, 提出了替代钢制仪表板横梁总成的设计方案, 并进行工艺分析, 最后仿真检验了挤压镁合金仪表板横梁总成的性能表现^[5]。

泛亚技术中心蔡庆荣等人采用动态优化软件 Isight 对仪表板横梁总成关键设计变量管梁的直径和壁厚进行了优化, 并仿真验证优化后结构的一阶模态表现^[6]。

武汉理工大学刘伟萍根据仪表板横梁总成灵敏度分析结果, 选取 21 个部件作为设计变量, 以模态性能和静强度性能作为约束函数对其进行了优化, 并参考碰撞法规 ECE21 对其内部碰撞安全性进行了检验^[7]。

加拿大皇后大学 Kim 等人对仪表板横梁总成进行了拓扑、尺寸、形状优化^[8]。

为结合仪表板横梁总成的实际工程要求, 应该在结构优化的基础上, 进一步结合耐撞性检验; 并考虑由于板材件制造工艺性所导致优化变量不连续的迭代计算容差的影响。

本文对国内某款车型的仪表板横梁总成进行了基于轻量化的综合优化分析, 一方面其一阶模态和静强度满足要求, 另一方面对优化后新结构的耐撞性进行了检验; 同时兼顾了迭代计算容差, 从而保证优化的可靠性。本文技术路线如下图。

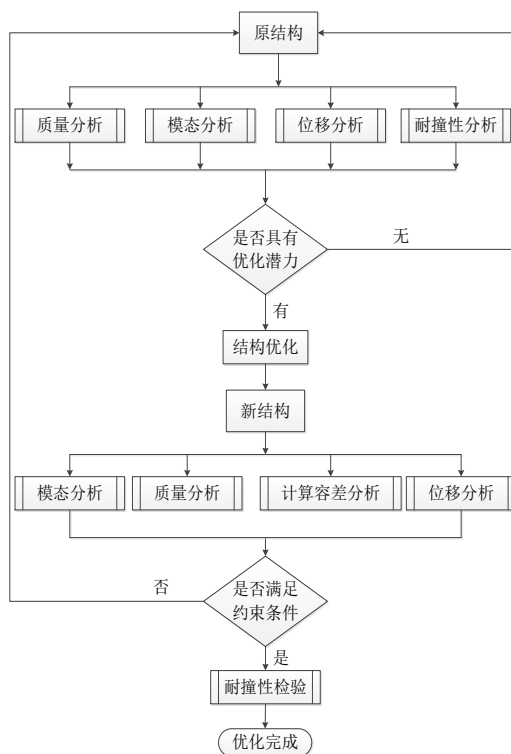


Figure 1. Technical route

图 1.技术路线

1. 结构设计

如图 2 所示, 仪表板横梁总成由 17 个支架焊接在仪表板横梁左右两侧所组成。各支架和横梁的名称及厚度如表 1 所示。

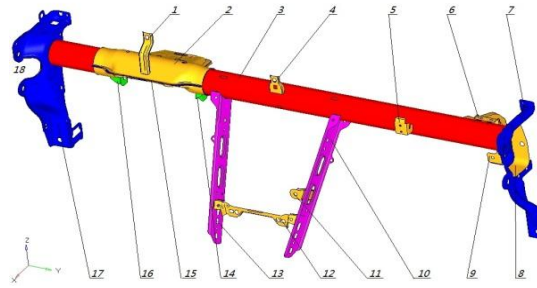


Figure 2. Instrument version beam assembly
图 2.仪表板横梁总成组成示意

Table 1 The thickness of the bracket and beam
表 1 各支架和横梁厚度

序号	骨架结构部件名称	厚度 t/mm
1	液晶显示屏支架	1.5
2	转向管柱上支架	2.2
3	仪表板横梁	2.0
4	固定支架	1.5
5	气囊安装支架（PAB）支架	1.5
6	空调（HVAC）支架	2.0
7	横梁右支架	1.8
8	横梁右侧车身连接支架	3.5
9	手套箱支架	1.5
10	副驾驶侧支架	1.5
11	中控台（CNSL）支架	2.0
12	中间支架	1.5
13	驾驶员侧支架	1.5
14	转向管柱固定右支架	2.5
15	转向管柱下支架	2.2
16	转向管柱固定左支架	2.5
17	横梁左支架	1.8
18	横梁左侧车身连接支架	3.5

2 性能分析

在仪表板横梁总成的研发周期，为了获得仪表板横梁总成的性能表现，重复进行样件测试的代价显然是巨大的，并且是困难的。然而大型商业有限元法软件的发展很好地解决了这一问题，本文采用 Hyperworks 对仪表板横梁进行有限元建模，并进行静态分析；而动态碰撞分析则在基于大变形显示算法的 LS-Dyna 中进行。

2.1 仪表板横梁总成有限元模型

模型采用壳单元离散，主要选用边长为 4*4mm 的四边形单元，还有少量的三角形单元，焊缝同样采用四边形壳单元来模拟。单元总数 40285，节点总数 41816，其中三角形单元占比为 1.1%。由于仪表板横梁总成的一

阶模态直接影响方向盘和转向管柱的振动频率，所以在建立有限元模型的时候有必要考虑建立转向管柱和方向盘的有限元模型，而这将大大增大建模的复杂程度和工作量。故本文通过采用 2D RBE2 杆单元和 1D CONM2 质量单元来模拟简化的车辆转向管柱和方向盘。此种仪表板横梁总成建模方法在兼顾计算成本的同时可以保证很好的计算精度^[9]。仪表板横梁总成的有限元模型如图 3 所示。



Figure 3. Version of the finite element model of beam assembly
图 3.仪表板横梁总成有限元模型

2.2 模态分析

根据仪表板横梁总成安装要求，在仪表板横梁总成与车身、地板的连接孔位置处约束节点的 6 自由度，共 7 处位置，如图 4 所示。



Figure 4. Meter version beam assembly constraints
图 4.仪表板横梁总成约束位置

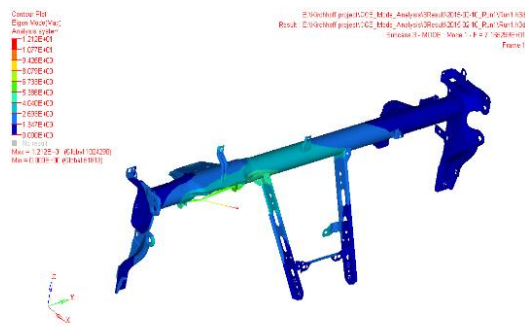


Figure 5. first order bending modal vibration mode
图 5.仪表板横梁总成的一阶弯曲模态振型

图 4 中 1、6 处分别为与左右 A 柱连接位置；2、7 处分别为与左右车身内侧连接位置；3、4 处分别为与地板连接位置；5 处为与防火墙连接位置。在图 4 所示的 7 处约束下，在 Optistruct 中计算仪表板横梁总成的一阶整体固有频率。结果表明：仪表板横梁总成的一阶整体固有频率为 71.65Hz，图 5 为仪表板横梁总成的一阶弯曲模态振型。

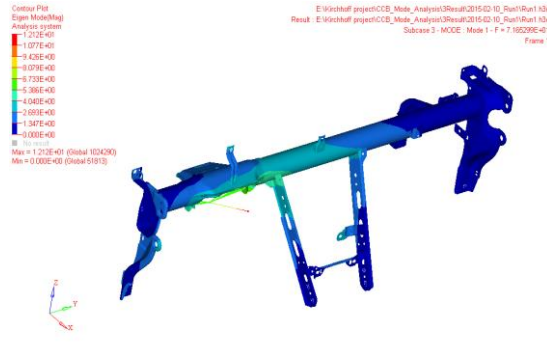


Figure 5. first order bending modal vibration mode

图 5. 仪表板横梁总成的一阶弯曲模态振型

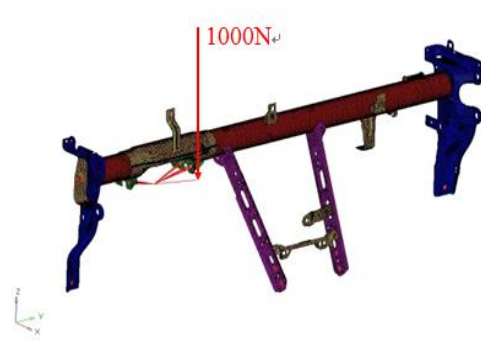


Figure 6. Static strength load

图 6. 静强度载荷

2.3 强度分析

仪表板横梁总成是车内空调、手套箱等的安装支架，要保证其具有足够的强度来支撑所安装系统的重量。并且还要在驾驶员正常的冲击力度下，保证方向盘位置不能变形。标准的测试工况是对仪表板横梁总成进行 2 倍的重力模拟加载，其位移应该小于 2mm^[10]。而且其最大 Von-Mise 应力不应该超过所用材料的许用应力值。根据许多整车厂的技术要求：在评价仪表板横梁总成的强度时，引入了一种名为“大衣测试”的替代测试方法。“大衣测试”的具体要求是在转向管柱上端施加一个大小为 1000N，方向为垂直向下的力，具体如图 6 所示。

若仪表板横梁总成在“大衣测试”中，转向管柱上段垂直方向的位移不超出 2.3mm，且最大 Von-Mise 应力不超过材料的许用应力值，则表明其静强度满足要求。仪表板横梁总成的静强度结果如图 7、图 8 所示，可以看到转向管柱上端在垂直方向上的位移为 0.80mm，小于 2.3mm，最大 Von-Mise 应力为 266.4MPa，小于 Q345 钢的许用应力值，满足静强度要求。



Figure 7. Static strength performance instrument version

图 7. 仪表板横梁总成静强度表现

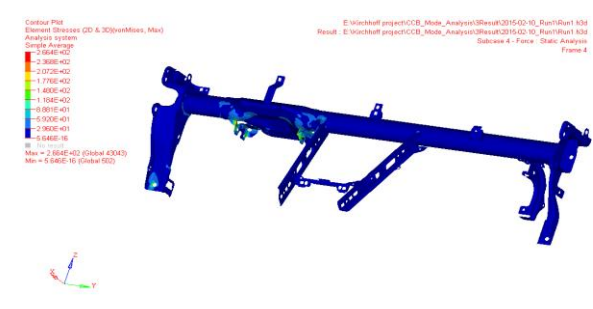


Figure 8. Instrument version beam assembly stress distribution

图 8. 仪表板横梁总成应力分布

2.4 耐撞性分析

仪表板横梁总成的耐撞性要求是在 64km/h 的正面刚性壁障碰撞中，方向盘 x 方向的位移不能超过 100mm。为了节约计算成本，本文将仪表板横梁总成安装在简化的车辆有限元模型中，进行 64km/h 的正面刚性壁障碰撞仿真。由于是正面碰撞，简化的车辆模型仅保留了车辆 B 柱以前的部分，B 柱以后的部分通过配重质量点进行替代，以保证与全车模型的质量、重心和对通过重心各坐标轴的转动惯量一致^[11]。简化模型的座椅和内饰也都采用配重质量点进行代替。为了保证计算的可靠性，在进行 64km/h 的正面刚性壁障碰撞仿真前，首先进行了简

化模型与全车模型的标定。标定后的简化模型如图 9 所示。

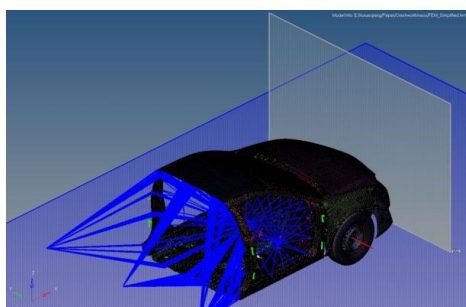
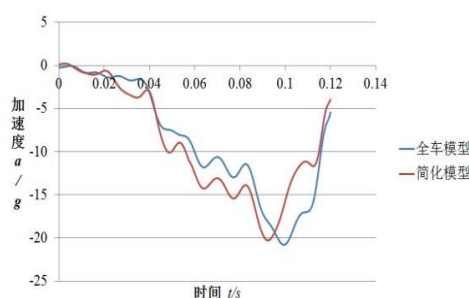


Figure 9. Simplified model after calibration

图 9. 标定后的简化模型



10. Simplified model acceleration

图 10. 简化模型与全车模型 B 柱下端加速度

标定后的简化模型与全车模型在正面刚性壁障碰撞中 B 柱下端的加速度对比如图 10 所示。

如图 10 所示：简化模型与全车模型具有较好的一致性,加速度峰值及峰值出现时刻,均在允许的误差范围 10% 以内。

采用图 9 所示简化模型所进行的 64km/h 正面刚性壁障碰撞仿真所得到的仪表板横梁总成方向盘位侵入量最大值为 77mm，小于 100mm，满足仪表板横梁总成的耐撞性要求，如图 11 所示。

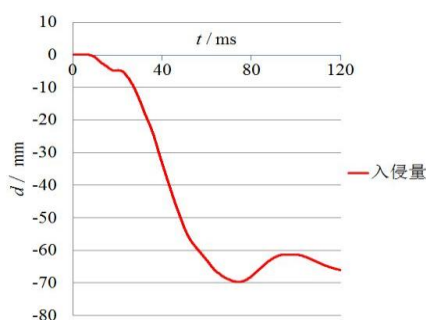


Figure 11. Instrument version of beam steering

图 11. 仪表板横梁总成方向盘侵入量

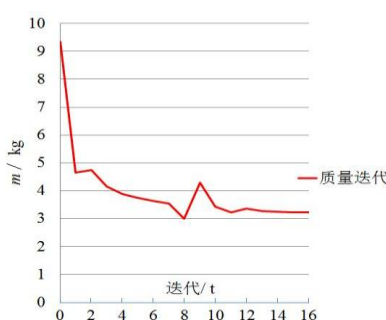


Figure 12. Quality optimization iteration curve

图 12. 质量优化迭代曲线

3 轻量化分析

由以上可以看出，该仪表板横梁总成的一阶整体固有频率为 71.65Hz、静强度评价指标：转向管柱上端的垂直位移为 0.80mm、耐撞性评价指标：正面碰撞中的侵入量峰值为 77mm，均符合要求且相比标准值有较大的余量，完全具备优化的可能。

故本文以仪表板横梁总成的质量最小为目标，每个部件的厚度为变量，然而考虑到钢制件板材厚度的工艺限制性，变量的取值区间为 0.5mm 到 4mm，且以 0.1mm 的步长增加^[12]。以一阶模态性能和静强度为约束条件，采用 Optistruct 对仪表板横梁总成的质量进行优化，优化过程的迭代曲线如图 12 所示。

由图 12 可以看出，经过 10 次迭代后，仪表板横梁总成的质量在 3.2kg 附近轻微波动，第 16 次迭代后取得了质量的最优解 3.2kg，与优化前相比仪表板横梁总成的质量减轻了 66%。然而由于优化变量取值的不连续性，导致迭代计算存在不可避免的计算容差，计算容差是由于钢制件板材的厚度并非是连续的，其厚度是以 0.1mm 为步长增加的，这样就导致了优化变量的不连续性，使得约束条件不能精确满足设定值，总会存在一定的容差范围。

所以必须要关注的是优化后的仪表板横梁总成一阶模态性能和静强度表现是否满足优化时的约束条件：仪

表板的一阶模态值不小于 40Hz；大衣测试中转向管柱上端的垂直为不大于 2.3mm。这就需要对优化过程的迭代曲线进行分析，如图 13、图 14 所示。

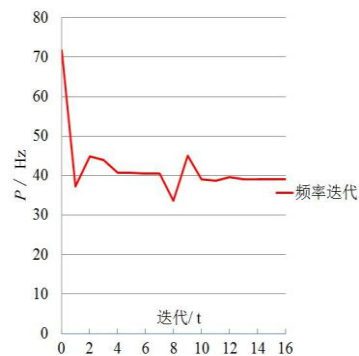


Figure 13 .First order frequency curve optimization iteration
图 13. 一阶频率优化迭代曲线

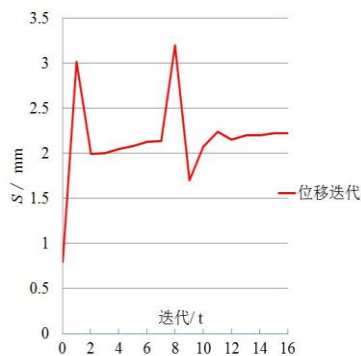


Figure 14 .Steering column top vertical displacement
图 14. 转向管柱上端垂直位移优化迭代曲线

图 13 明显可以看到：第 8 到 16 次的迭代结果中，除了第九次迭代，其余一阶频率值均低于所设定的约束条件 40Hz。

图 14 可以看出第九次迭代满足了仪表板横梁总成的静强度要求，转向管柱上端垂直位移小于 2.3mm，然而结合图 12 可以发现，第九次的迭代结果仪表板横梁总成的质量突然增加。综上所述：分别由图 12、图 13、图 14，可以看到第二次到第七次迭代结果都保证了两个约束条件，而第七次迭代结果使得仪表板横梁总成的质量最小，为 3.5kg。各次迭代结果列表如表 2 所示。

Table 2 Iteration result
表 2 迭代结果

迭代	质量 (kg)	位移 (mm)	模态 (Hz)
0	9.40	0.79	71.65
1	4.70	3.02	37.14
2	4.70	1.99	44.86
3	4.10	2.00	43.96
4	3.90	2.05	40.62
5	3.80	2.08	40.60
6	3.60	2.13	40.57
7	3.50	2.13	40.50
8	3.00	3.20	33.53
9	4.30	1.70	44.96
10	3.40	2.07	39.07
11	3.20	2.24	38.70
12	3.40	2.15	39.57
13	3.30	2.20	39.04
14	3.20	2.20	39.03
15	3.20	2.23	39.00
16	3.20	2.23	39.00

表 2 灰色单元格表示迭代不满足约束条件，无颜色单元格满足迭代条件，显然在满足迭代条件下，第七次迭代仪表板横梁总成质量最小。

与优化前的仪表板横梁总成相比，重量减轻了 63%。优化后的仪表板横梁总成各部件厚度如图 15 所示。

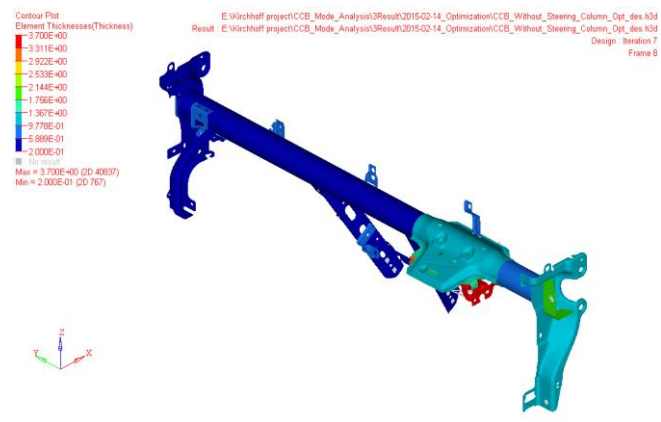


Figure 15. The optimized instrument version of crossbeam sssembly parts thickness
图 15.优化后仪表板横梁总成各部件厚度

对优化后的仪表板横梁总成各部件厚度与优化前进行列表对比，如表 3 所示。

Table 3 The thickness of bracket and beam
表 3 各支架和横梁厚度

序号	骨架结构部件名称	新厚度	原厚度
		t/mm	t/mm
1	液晶显示屏支架	0.6	1.5
2	转向管柱上支架	1.0	2.2
3	仪表板横梁	0.9	2.0
4	固定支架	0.7	1.5
5	气囊安装支架（PAB）支架	0.7	1.5
6	空调（HVAC）支架	0.6	2.0
7	横梁右支架	1.2	1.8
8	横梁右侧车身连接支架	0.9	3.5
9	手套箱支架	0.5	1.5
10	副驾驶员侧支架	0.5	1.5
11	中控台（CNSL）支架	0.7	2.0
12	中间支架	0.5	1.5
13	驾驶员侧支架	0.5	1.5
14	转向管柱固定右支架	3.1	2.5
15	转向管柱下支架	1.5	2.2
16	转向管柱固定左支架	3.7	2.5
17	横梁左支架	1.2	1.8
18	横梁左侧车身连接支架	1.8	3.5

如表 3 所示：优化后的仪表板横梁总成各部件的厚度均变小，达到了轻量化的效果，然而厚度变小必然带来强度上的减弱；考虑到优化时的约束条件仅仅保证了仪表板横梁总成的静强度满足要求，所以还需要对优化后的仪表板横梁总成进行耐撞性检验。

4 耐撞性检验

与章节 2.3 一样，优化后仪表板横梁总成的耐撞性检验还是在简化的车辆有限元模型上进行的，工况要求也与章节 2.3 一致。检验结果如图 16 所示。

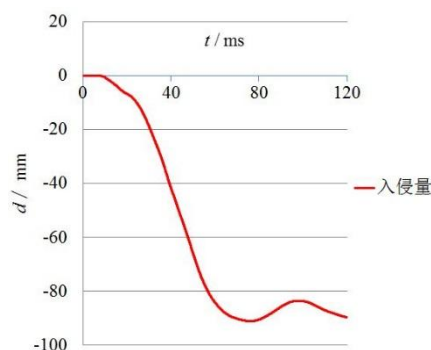


Figure 16. The invasion of optimized instrument version of steering wheel assembly

图 16.优化后仪表板横梁总成方向盘侵入量

由图 16 所示，在 64km/h 正面全宽碰撞刚性壁障的工况下，优化后的仪表板横梁总成方向盘侵入量最大值约为 90mm，小于 100mm，满足耐撞性要求。

5 结论

综上所述，本文就国内某车型的仪表板横梁总成，对其进行了轻量化优化分析，采用 Hyperworks 软件的 Optistruct 优化工具箱，以仪表板横梁总成质量最小为优化目标，优化过程不仅保证了其一阶自然模态和静强度满足相关要求，同时验证了优化后的方案满足碰撞安全性的要求；此外，优化的过程还要考虑到板材件的制造工艺性，确保了优化后方案的可制造性。优化后的仪表板横梁总成轻量率为 63%，达到了很好的轻量化效果。

参考文献(References)

- [1] Fan Z.J.,Gui L.J.,Su R.Y.,Automobile lightweight technology research and development[J],Automotive Safety and Energy,2014,5(1)
范子杰, 桂良进, 苏瑞意, 等. 汽车轻量化技术的研究与进展 [J]. 汽车安全与节能学报, 2014, 5 (1).
- [2] Zhang L.J..Introduction to car interior design[M].Beijing:China Communications Press,2008.
张立军. 汽车内饰设计概论[M]. 北京: 人民交通出版社, 2008.
- [3] Wang D.Z..Based on the vehicle frontal crash structure design and deformation of the occupant protection control research[D].THU,2006.
王大志.基于乘员保护的汽车正面碰撞结构设计及变形控制研究[D]. 清华大学, 2006.
- [4] Wang Z.W..Automobile lightweight technology development present situation[J],Automobile Technology & Material,2009(2):1-5.
王智文. 汽车轻量化技术发展现状初探[J]. 汽车工艺与材料, 2009 (2): 1-5.
- [5] Gao Y.K., Liu H.L, Wan D.S., Gao D,Extruded Magnesium alloy automobile dashboard beam frame design and analysis[J].Automobile Engineering,2011,(vol.33).
高云凯, 刘海立, 万党水, 高冬.挤压镁合金汽车仪表板横梁骨架的设计与分析[J]. 汽车工程, 2011, (Vol.33).
- [6] Cai Q.R..Based on the dashbord islight beam optimization[J].Computer Aided Design,2013(2):1-5.
蔡庆荣. 基于 Isight 的仪表板横梁优化[J]. 计算机辅助工程, 2013 (2): 1-5.
- [7] Liu W.P. Instrument panel performance analysis and optimization. [D].Wuhan University Of Technology,2010
刘伟萍.仪表板总成性能分析及优化[D]. 武汉理工大学, 2010.
- [8] Kim. Topology, size and shape optimization of an automotive cross car beam [J]. Institution of Mechanical Engineers, 2014:1-18.
- [9] Wang J.W.CAE Sport utility vehicle steering system vibration CAE analysis and test research [D].SCUT,2013.
王建文.SUV 转向系统振动 CAE 分析及试验研究[D]. 华南理工大学, 2013.
- [10] Dinesh Seksaria. An Innovative Light Weight Instrument Panel Reinforcement Structure[J]. SAE.982412.

- [11] Li Fei.,E S.G.,Qiao Xin. MDB measured x plane crash the back door open CAE optimization [J]. Journal of automotive safety and energy saving, 2013 李飞, 鄂世国, 乔鑫.某车型 MDB 侧面碰撞后门开启的 CAE 优化[J].汽车安全与节能学报, 2013.
- [12] Jiang S.Y. Engineering materials [M]. Beijing: higher education press, 2010.
江树勇. 工程材料[M]. 北京: 高等教育出版社, 2010.