

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2020.029

平台架构概念设计阶段车身结构优化方法

张峰,段文立,刘杨胜,石荡赫,陈渝祺

(重庆金康赛力斯新能源汽车设计院有限公司,重庆 401135)

摘要:针对平台架构概念设计阶段的车身结构优化问题,创造性地提出一种新的方法,包含3个阶段:第1阶段为考虑真实碰撞载荷,利用多模型优化法(MMO)进行综合工况下的车身全局拓扑优化,解读不同的传力路径;第2阶段为考虑平台架构高低姿态车型,利用SFE CONCEPT软件建立不同传力路径下的车身参数化模型,进行不同动力下的结构对比分析及优化,确定车身传力路径形式;第3阶段为基于近似模型法的车身截面优化和基于等效静态载荷(ESL)法的车身料厚优化,并将优化方案代入高低姿态车型,在不同动力类型下进行验证及优化,保证车身结构处于平台架构目标性能带宽下。在某车企的平台架构概念设计阶段,利用该方法对车身结构进行了优化,验证了该方法的工程可实施性。

关键词:平台架构;SFE CONCEPT;多模型优化;参数化优化;等效静态载荷法

中图分类号:U270.3

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2021)12-054-17

Optimization method of vehicle body structure in conceptual design stage of platform architecture

ZHANG Feng, DUAN Wenli, LIU Yangsheng, SHI Danghe, CHEN Yuqi

(Chongqing Jinkang SERES New Energy Vehicle Design Institute Co., Ltd.,

Chongqing 401135, P. R. China)

Abstract: To optimize vehicle body structure in the conceptual design stage of platform architecture, a new method was proposed. The method includes three stages. In the first stage, considering the real collision load, the multi-model optimization method was used to carry out the global topology optimization under the comprehensive working condition, and the different force transmission paths were interpreted. In the second stage, considering the high and low vehicles of the platform architecture, the body parameter models of different transmission paths were established using SFE CONCEPT. Comparative analysis and optimization were conducted under different power types to determine the form of transmission path of the platform architecture. In the third stage, the approximate model method was adopted to optimize the body section and the equivalent static load method was adopted to optimize the body material thickness, and the optimization scheme was put into different vehicle and power types for verification and optimization, so as

收稿日期:2020-08-27 **网络出版日期:**2020-10-27

基金项目:重庆市技术创新与应用发展专项(CSTC2019JSCX-FXYDX0050)。

Supported by Chongqing Technology Innovation and Application Development Special Projects (CSTC2019JSCX-FXYDX0050).

作者简介:张峰(1989—),男,重庆金康赛力斯新能源汽车设计院有限公司工程师,硕士,主要从事车身结构多学科优化的研究,(E-mail)feng_zhang3@163.com。

to ensure that the body structure was under the target performance bandwidth of platform architecture. In the conceptual design stage of the platform architecture of an automobile enterprise, the proposed method was used to optimize the body structure, and the engineering feasibility of this method was verified.

Keywords: platform architecture; SFE CONCEPT; multi-model optimization; parametric optimization; equivalent static load method

随着消费水平的升级,各大车企加快了推出新车的节奏,单一车型的开发流程已经不能满足快速出车的要求,平台架构概念开始广泛出现在车企设计生产的过程中。目前,借助传统汽车的设计和制造经验,各大车企已陆续推出了自己的平台架构。

杨宏等^[1]对某纯电动专属车身平台架构的开发进行了介绍,采用拓扑优化定义了全新的载荷传递路径,并对车身进行了碰撞性能的分析 and 优化,但使用的是单位载荷模拟碰撞工况,并非实际的碰撞载荷;赵永宏等^[2]利用拓扑优化技术,在刚度和碰撞综合工况下对某平台车身进行了传力路径优化,并探讨了逐级施加约束控制后车身结构内的最优载荷传递路径,但在两种工况下,使用的是同一个拓扑优化模型,造成优化结果的工程可实施性不好;麻桂艳等^[3]利用参数化建模软件 SFE CONCEPT,提出将车身进行模块化分类,在项目开发早期,可快速实现车身结构的性能验证及优化,快速实现平台不同车型的参数化车身模型搭建,进行平台车身的结构设计和优化,但其研究的是单一动力类型下的平台车身结构优化,并未考虑多动力的平台架构车身结构的优化策略;王磊等^[4]借助隐式参数化建模技术,建立了某平台三厢车和两厢车的 SFE 参数化车身模型,考虑车身刚度和模态性能,通过经验结构优化、形状参数化优化和料厚优化 3 种手段,对平台上的两款车型进行了车身结构优化,但在车身结构进行优化的过程中,没有考虑碰撞工况,其优化方案的实际应用价值不高。

当前很多工程人员和研究学者,做了很多关于平台架构车身结构优化的研究,提出了一些具体的方法和手段,但很少有系统研究在概念设计阶段如何针对平台架构车身结构进行优化设计的文章。为此提出了一种新的车身结构优化设计方法,考虑平台架构的不同车型和动力,使得平台架构上的车身结构达到一个较为理想的性能带宽水平。

1 全局拓扑优化

该平台架构轴距范围 2 780~2 860 mm,涵盖纯电和增程两种动力配置,车型包括高低两种姿态。对于平台架构设计,带宽越大,问题越复杂,不能按传统单一车型的开发思维逐一设计,总体优化策略为选取代表车型进行重点优化的同时兼顾验证其他车型。在综合考虑了各方面因素后,选取了平台架构上轴距最大的 7 座 SUV 作为主优对象,考虑车身刚度、模态以及碰撞工况作为优化工况,对平台架构下的车体进行结构优化。同时通过将优化方案代入不同车型不同动力下进行验证及优化,保证整个平台架构下的车身结构处于目标性能带宽下。

在平台架构概念设计阶段的早期,通过全局拓扑优化,尝试寻找不同的车身传力路径。目前,行业内关于拓扑优化已经有了很多的研究。在介绍拓扑优化的文献[5-7]中,对于碰撞工况的加载,采用的是简化均布载荷,这种加载方法过于简单,会导致拓扑优化分析出来的结果工程可实施性不高。相较均布载荷法,非线性等效静态载荷法具有以下优点:

- 1) 优化结果离散性更好,更容易解读路径;
- 2) 优化结果更接近于实际情况,工程应用程度较高;
- 3) 材料分布更合理,解读出来的结构轻量化效果更好。

在全局拓扑优化阶段,综合考虑了弯曲刚度、扭转刚度、正碰、25%小偏置碰和侧碰工况,优化过程如下所述。

1.1 模型设置

刚度工况采用的是白车身模型,同时考虑前围板、风挡玻璃、地板等对拓扑优化结果的影响,拓扑优化模

型如图 1 所示。碰撞工况采用的是整车模型,在白车身模型基础之上,增加前副车架、车门、前罩、IP、座椅、动力总成、前后悬架等系统,这些子系统,在概念设计阶段,如果没有参考模型,可以用集中质量单元代替,通过 RBE2 或 RBE3 单元与设计空间的实体单元连接起来,拓扑优化模型如图 2 所示。

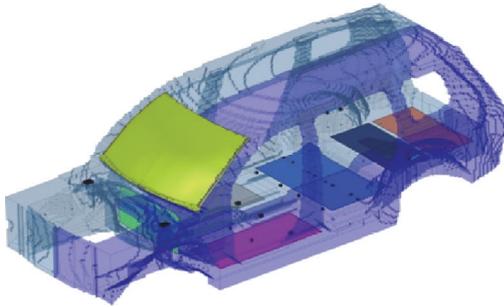


图 1 白车身拓扑优化模型

Fig. 1 Topology optimization model of BIW

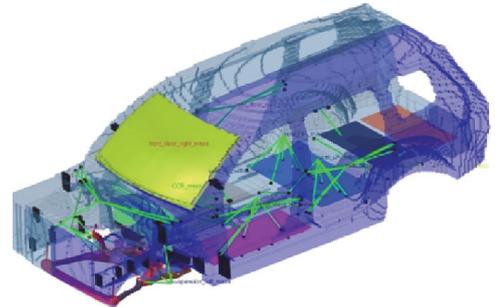


图 2 整车拓扑优化模型

Fig. 2 Topology optimization model of whole vehicle

1.2 工况设置

对弯曲刚度工况,在前排及后排 4 个乘员位置各施加 z 向 500 N 集中力,共 2 000 N。约束前悬减震器支座 y 向和 z 向平动自由度以及后悬减震器全部方向平动自由度。

对扭转刚度工况,在左右前悬减震器支座 z 向上建立 MPC 约束,约束后悬减震器支座全部方向的平动自由度。

对碰撞工况,整车承受的是高速非线性动态载荷,拓扑优化需要将高速非线性动态载荷等效为线性静态载荷。主要等效方法是根据车身碰撞形态,将关键时刻车身结构压溃处的最大载荷作为等效静态载荷。对于正碰和 25%小偏置碰工况,线性化等效为 4 个静力工况,对应工况的加载位置如图 3 所示,分别是:

- 1) 工况 1:加载在吸能盒中部;
- 2) 工况 2:加载在前纵梁和 SHOTGUN 的前端;
- 3) 工况 3:加载在前纵梁和 SHOTGUN 中部;
- 4) 工况 4:加载在门槛梁、A 柱、中央通道、前纵梁根部。

其中,对于正碰工况,整车左右对称加载,对于 25%小偏置碰工况,只在整车左侧加载。

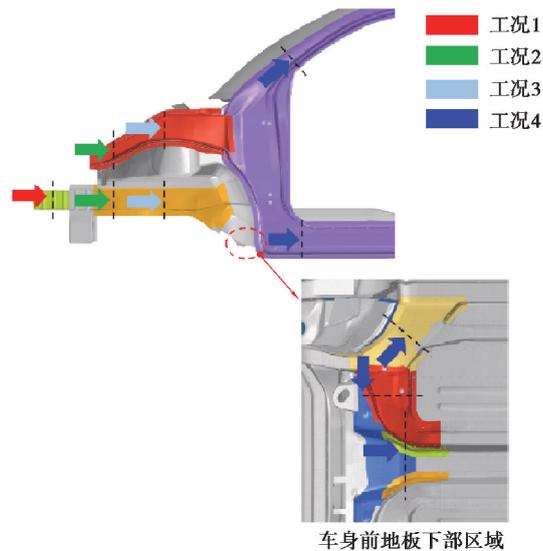


图 3 FRB 及 SOB 工况线性化载荷

Fig. 3 FRB and SOB condition linearized load

对于侧碰工况,提取壁障与前后门、门槛梁以及 B 柱的接触力,分别施加在前后门的质心位置处,以及壁障与门槛和 B 柱的接触面积内抓取的 RBE2 单元上,如图 4 所示。

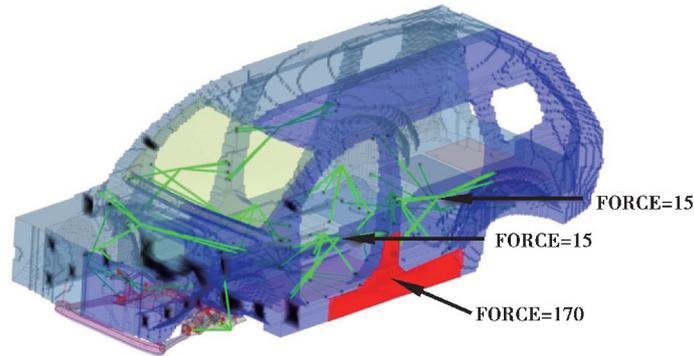


图 4 MDB 工况线性化载荷

Fig. 4 MDB condition linearized load

1.3 MMO 多模型拓扑优化

多模型优化(multi-model optimization, MMO),可以在一次优化计算中同时考虑多个计算模型,这些模型共享某些共同的设计变量,共享的设计变量会得到相同的优化结果。其优势在于:

- 1)模型可以是完全不同,或者部分相同;
- 2)载荷可以不同,参数可以不同,目标函数、约束及响应可以单独定义,也可以组合定义;
- 3)多模型优化主要考虑性能和扩展性,非常适合于平台架构开发上使用。

MMO 优化流程如图 5 所示。

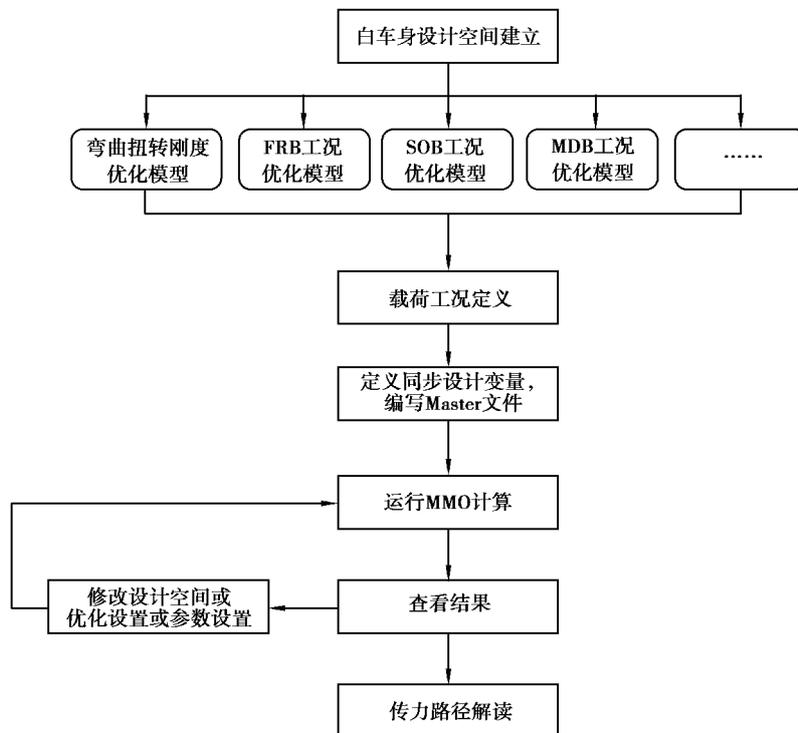


图 5 MMO 优化流程

Fig. 5 MMO optimization process

本次平台架构的拓扑优化的数学模型为:

$$\left. \begin{aligned}
 \text{Object: } & f(x) = \min f(M) \\
 \text{Design Variables: } & \rho_i \\
 \text{Constraints: } & f(C_{\text{bend}}) \leq f_o(C_{\text{bend}}) \\
 & f(C_{\text{torsion}}) \leq f_o(C_{\text{torsion}}) \\
 & f(C_{\text{FRB}}) \leq f_o(C_{\text{FRB}}) \\
 & f(C_{\text{SOB}}) \leq f_o(C_{\text{SOB}}) \\
 & f(C_{\text{MDB}}) \leq f_o(C_{\text{MDB}})
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: $f(M)$ 为设计空间的质量, ρ_i 为设计空间材料的相对密度, $f(C_{\text{bend}})$ 、 $f(C_{\text{torsion}})$ 、 $f(C_{\text{FRB}})$ 、 $f(C_{\text{SOB}})$ 、 $f(C_{\text{MDB}})$ 分别为优化模型的弯曲刚度工况、扭转刚度工况、FRB 工况、SOB 工况和 MDB 工况对应下的全局柔度, $f_o(C_{\text{bend}})$ 、 $f_o(C_{\text{torsion}})$ 、 $f_o(C_{\text{FRB}})$ 、 $f_o(C_{\text{SOB}})$ 、 $f_o(C_{\text{MDB}})$ 分别为弯曲刚度工况、扭转刚度工况、FRB 工况、SOB 工况和 MDB 工况对应下的全局柔度目标值。其中, 碰撞工况全局柔度目标值是根据柔度与质量的 Pareto 曲线来确定的。

通过 MMO 多模型拓扑优化, 联合设计部门, 共同对拓扑结果进行解读, 得到 3 种不同的传力路径形式, 如图 6 所示。

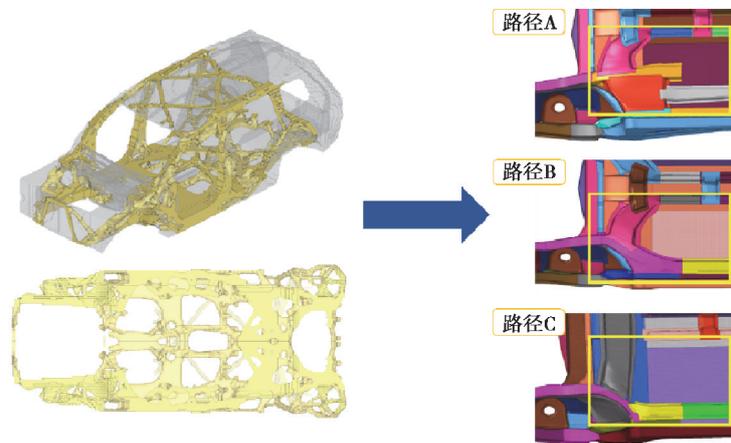


图 6 拓扑优化方案解读

Fig. 6 Interpretation of topology optimization scheme

2 传力路径对比分析及优化

2.1 不同传力路径模型搭建

利用隐式参数化建模软件 SFE CONCEPT, 同时考虑到上车身通常不在平台架构的范围内, 结合拓扑优化解读出来的 3 种不同传力路径, 选取了高低两款成熟的上车身与平台架构下车身进行模型耦合, 搭建高低车分析模型共 6 个, 如图 7 所示。

2.2 不同传力路径碰撞分析及优化

平台架构包含 EVR 和 EV 两种动力类型, 相较于 EV 动力, 因增加了增程器以及排气系统, EVR 动力类型的前舱空间布置非常紧凑, 占用了大部分的碰撞吸能空间, 碰撞工况更为恶劣一些, 故主优车型的动力选择 EVR。对 3 种不同传力路径的车身结构进行了 FRB 工况分析, 各路径结构下的初始车身变形模式如图 8 所示。

从初始结果可以看出, 3 种不同传力路径下都没有产生正常的变形模式。为了确定平台架构的传力路径形式, 需对 3 种不同传力路径进行优化, 其优化策略主要为: 对于 3 种传力路径的共有结构, 采用同一种优化方案; 对于不同传力路径的特有结构, 采用对应路径下的特有优化方案。

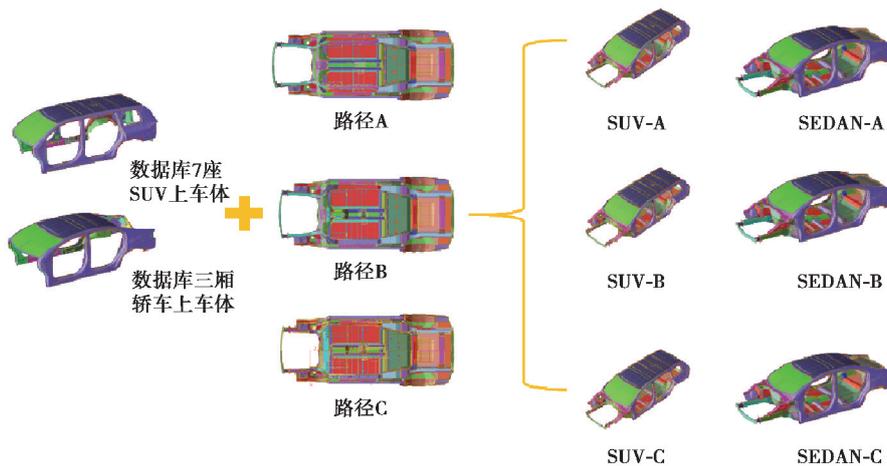


图 7 不同传力路径的平台架构高低车分析模型

Fig. 7 High and low vehicle analysis model of platform architecture with different transmission paths

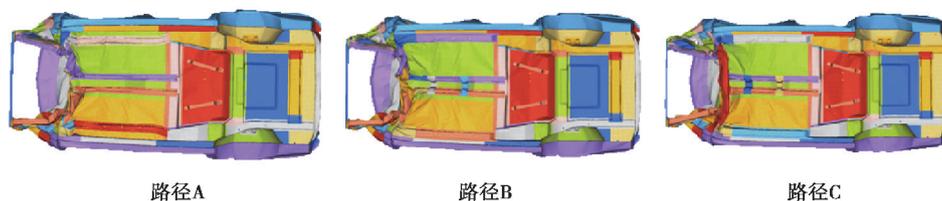


图 8 不同传力路径下的 7 座 SUV 初始 FRB 工况车身变形模式

Fig. 8 Initial body deformation of 7-seat SUV under FRB condition with different force transmission paths

通过对初始分析结果的解读,从料厚、材料牌号、结构 3 个方向对 3 种不同传力路径的共有结构和特有结构进行了优化,3 种不同传力路径的优化方案如图 9~11 所示。

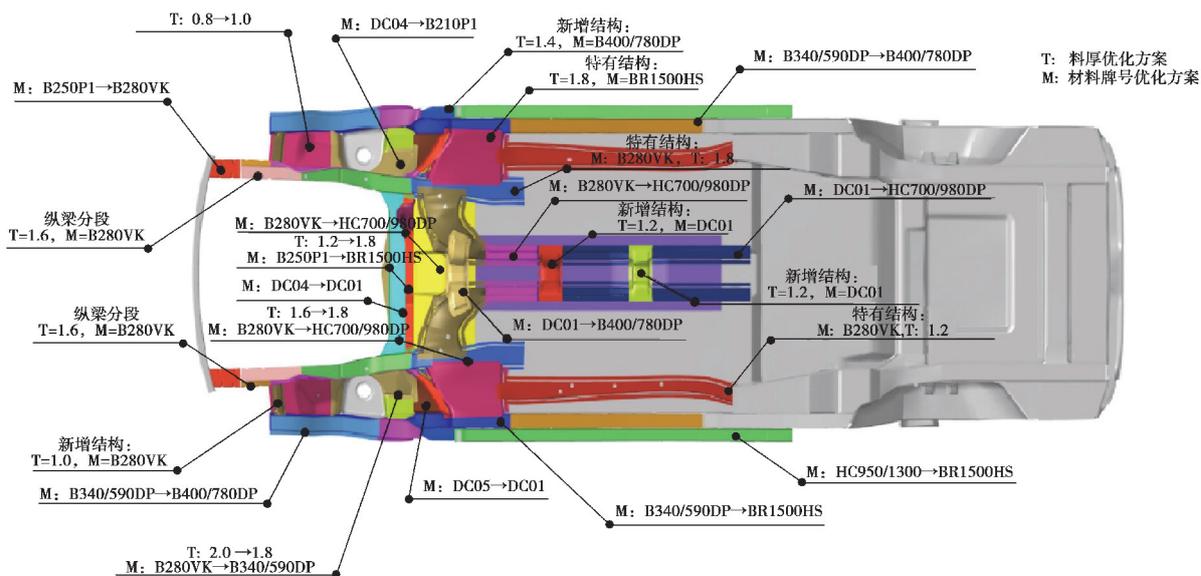


图 9 路径 A 优化方案

Fig. 9 Path A optimization scheme

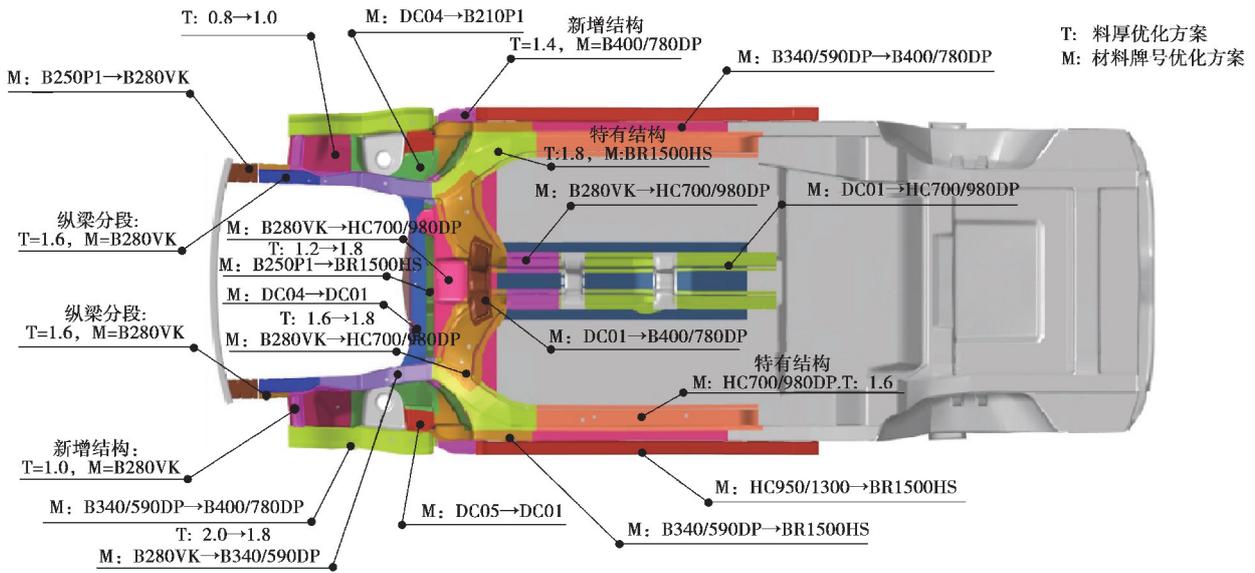


图 10 路径 B 优化方案

Fig. 10 Path B optimization scheme

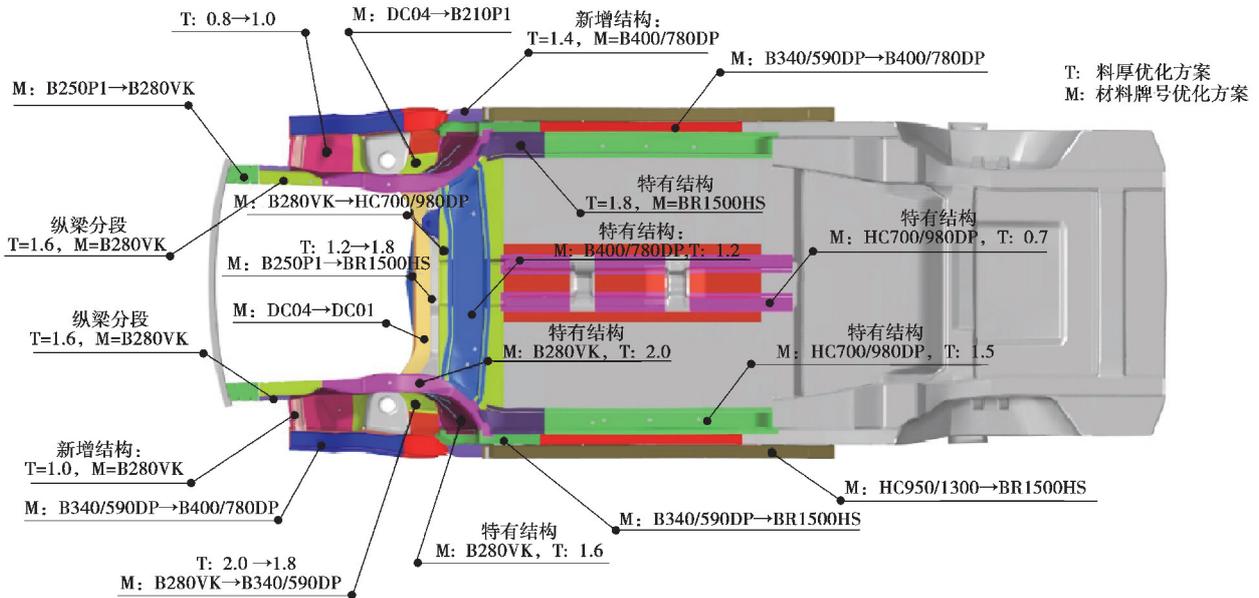


图 11 路径 C 优化方案

Fig. 11 Path C optimization scheme

优化后的 3 种不同传力路径下的 FRB 工况车身变形模式如图 12 所示。从图中可以看出：路径 B 的前纵梁变形模式最好，吸能盒和纵梁前段溃缩变形，纵梁中段发生 Z 形的折弯变形，纵梁后段有些许的溃缩。

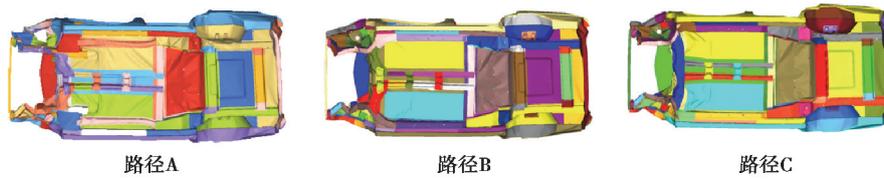


图 12 不同传力路径下的 7 座 SUV 优化后 FRB 工况车身变形模式

Fig. 12 Optimized FRB deformation mode of 7-seat SUV under different transmission paths

2.3 优化方案在不同车型及动力上的验证

对于平台架构传力路径的确定,需拉通考虑平台架构不同车型和不同动力。将 2.2 节中的优化方案代入到三厢轿车的 EVR 和 EV 动力,以及 7 座 SUV 的 EV 动力下进行验证,结果如图 13 所示。从图中可以看出:优化方案在平台架构不同车型不同动力下进行验证,得到的结论与主优车型是一样的。

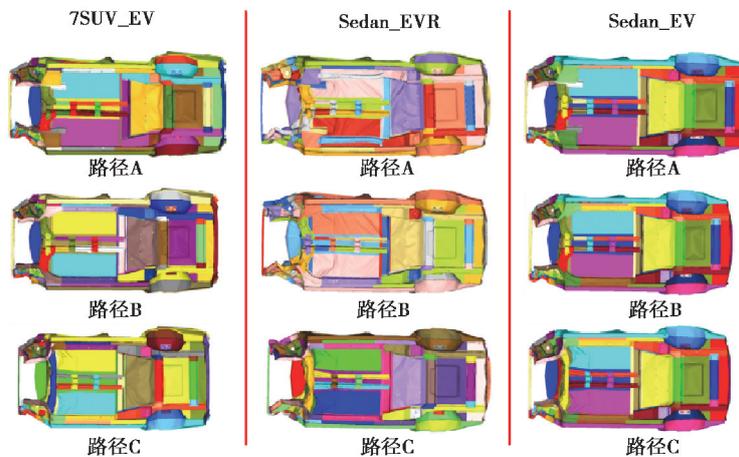
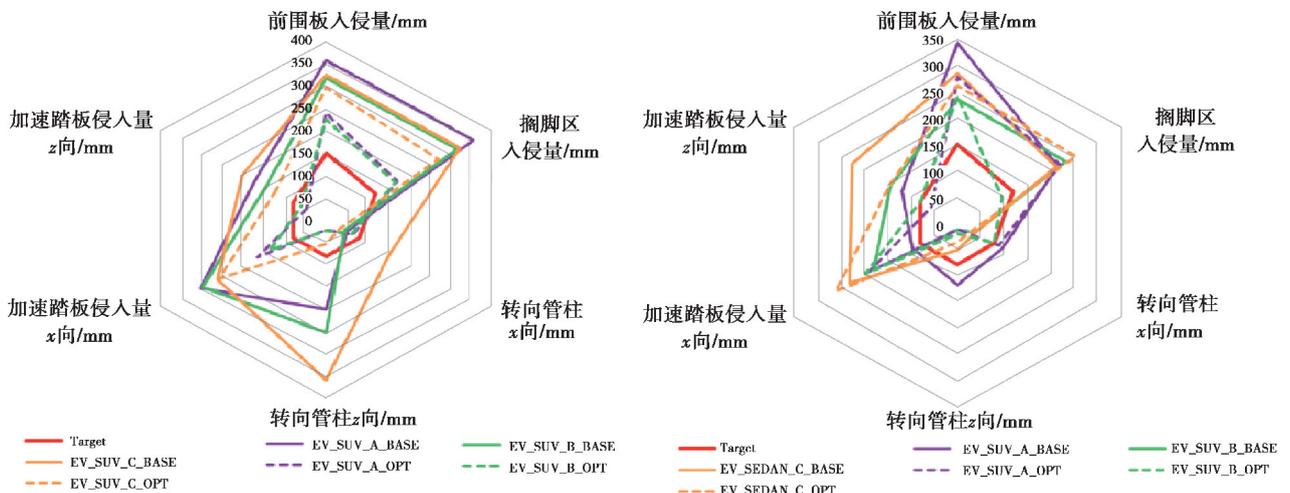


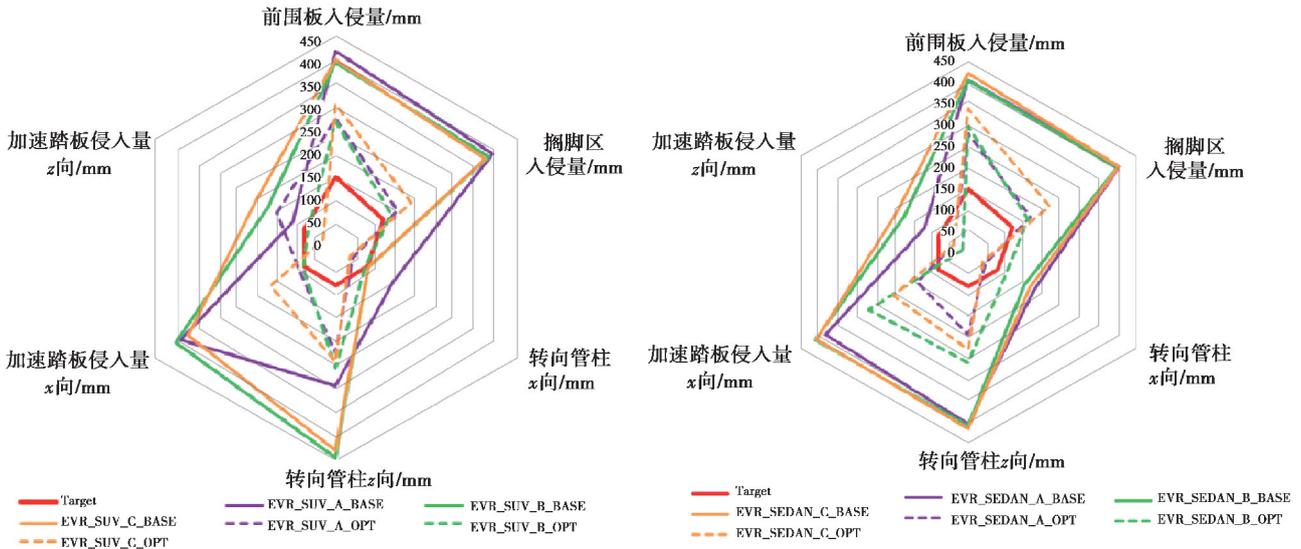
图 13 优化后的不同传力路径下的不同车型不同动力的 FRB 工况车身变形模式

Fig. 13 Optimized FRB body deformation modes of different power and vehicle types under different transmission paths

高低车不同动力下 FRB 工况的重要指标对比情况如图 14 所示。从图中可以看出:优化后的 3 种不同传力路径的 FRB 工况性能指标都有较大提升,且 A、B 路径的性能情况要优于路径 C。考虑到平台架构要兼顾 EV 和 EVR 两种动力类型,且路径 B 下的车身质量要减少 9 kg,最终平台架构的车身传力路径确定为路径 B 的形式。



(a) SUV车型在EV动力下路径ABC的FRB工况关键指标值对比 (b) 轿车车型在EV动力下路径ABC的FRB工况关键指标值对比



(c) SUV车型在EVR动力下路径ABC的FRB工况关键指标值对比 (d)轿车车型在EVR动力下路径ABC的FRB工况关键指标值对比

图 14 不同车型不同动力下的 3 种传力路径 FRB 工况关键指标优化前后对比

Fig. 14 Comparison before and after optimization of key indexes of FRB condition of three force transmission paths under different vehicles and power types

3 车身结构优化

在确定了平台的传力路径形式后,接下来需要对具体传力路径下的车身截面以及车身料厚进行优化,在保证性能最优的前提下尽量实现轻量化设计。

3.1 截面优化

利用参数化优化的手段,联合 SFE CONCEPT 软件,提取梁截面大小参数作为变量,考虑刚度工况进行参数化优化,得到各个参数的最佳匹配效果。

在 SFE CONCEPT 软件中录制 87 个截面几何变量,每个位置的局部形状改变均可以由一个参数来控制,通过 ISIGHT 软件调用变量表来驱动 SFE 对模型的几何形状进行更改,参数化优化的流程如图 15 所示:首先考虑弯曲扭转刚度,对这些变量进行灵敏度分析(parameter study)筛选出敏感变量 31 个;以筛选出的变量为设计变量,选用合适的算法来生成样本点进行 DOE 分析,构建响应面;以白车身的质量最轻、弯曲和扭转刚度性能最佳为目标,利用合适的算法进行优化。

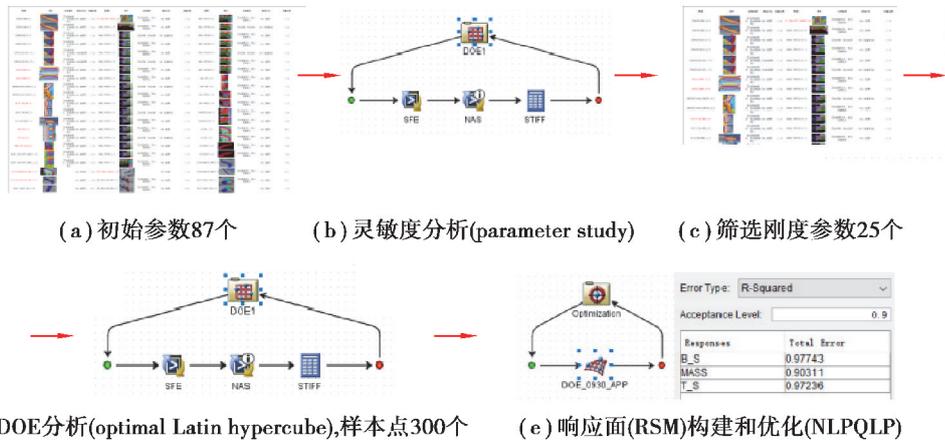


图 15 参数化优化流程图

Fig.15 Parametric optimization flow chart

优化后的部分参数变化情况如图 16 所示,性能优化情况如表 1 所示,从表中可以看出:通过优化,虽然车身质量略有增加,但车身的弯曲和扭转刚度性能大幅增加,为后续通过料厚优化进行减质量奠定了基础。

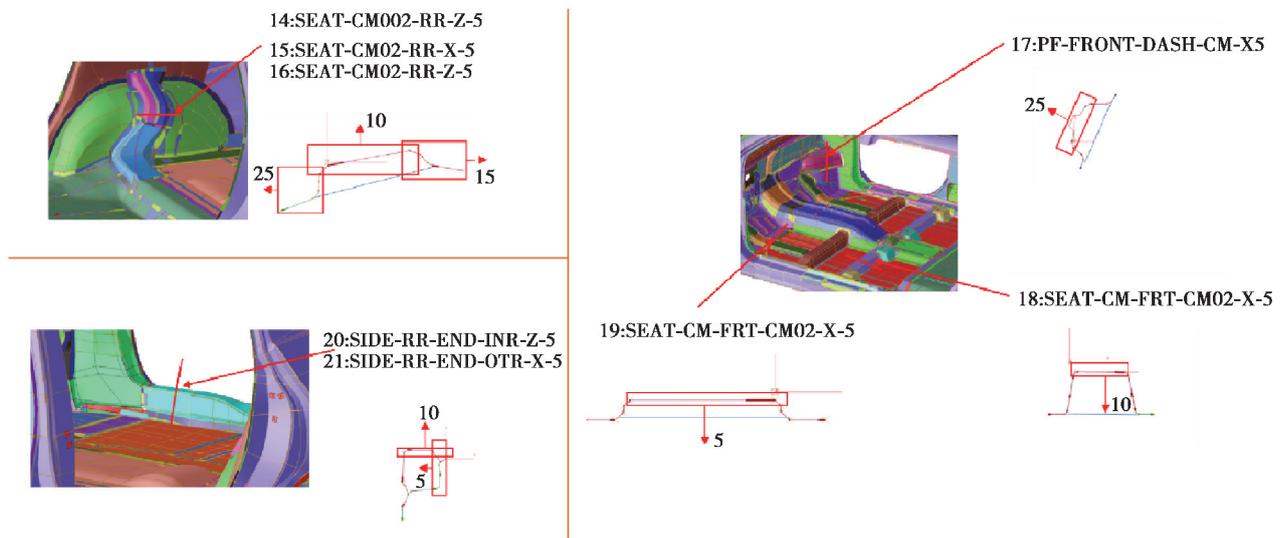


图 16 部分设计变量优化结果

Fig. 16 Partial optimization results of design variables

表 1 参数化优化前后结果对比

Table 1 Comparison of results before and after parametric optimization

类型	扭转刚度/ $(\text{N}\cdot\text{m}\cdot(^{\circ})^{-1})$	弯曲刚度/ $(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	质量/kg
优化前	18 192	14 829	388.3
优化后	21 813	15 528	390.5
变化情况	+3 621	+699	+2.2

3.2 料厚优化

对于车身钣金件的料厚优化,目前主要有 2 种思路:第 1 种是文献[8-9]中所述的基于 Optistruct 软件,考虑刚度模态性能进行料厚优化;第 2 种是文献[10-12]中所述的以料厚为变量,通过 DOE 建立其近似模型,基于近似模型进行料厚优化。上述两种不同的车身钣金件料厚优化方法,都有其各自的不足:对于基于 Optistruct 的料厚灵敏度优化,其不能考虑非线性工况,只能基于刚度模态等线性工况进行优化,且只能进行单优化目标设置,导致其优化考虑工况较少,优化结果工程可实施率不高;而对于车身钣金件料厚的近似模型优化,虽然其可以考虑包括线性工况和非线性工况在内的多种工况,但因其需要进行大量的样本点 DOE 分析,需大量计算资源与时间,且如果考虑了碰撞这种非线性极强的工况,除了计算资源与时间耗费较大以外,不容易搭出精度可靠的近似模型,优化效果不可控制。

针对正碰工况,采用等效静载荷法(ESL),以车身钣金件料厚为优化变量,考虑车身刚度、模态和正碰性能,进行了料厚减质量优化,相较于上述两种优化思路,ESL 法具有如下优势^[13-15]:

1) ESL 法可以利用成熟的线性优化方法求解,一般运行 5 次非线性分析和 25 轮线性优化便可达到收敛,优化效率和算法可靠性大大优于灵敏度优化和近似模型优化;

2) ESL 法可以选择不同的性能指标,如:质量、位移和应变能等作为目标函数,而不仅限于内能密度均匀化一个目标,因而更符合工程实际的要求。

基于 ESL 法,利用 GENESIS 软件对平台架构的下车身钣金件进行料厚优化,设计变量如图 17 所示,对

称件设为一个变量,共 29 个变量。

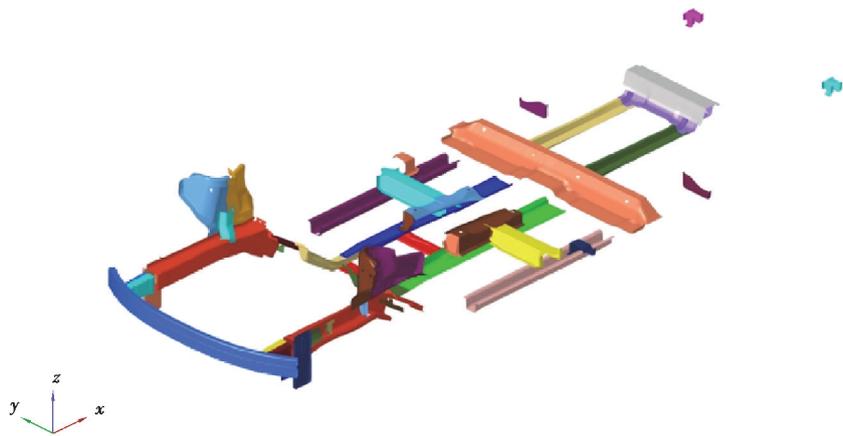


图 17 料厚优化设计变量

Fig. 17 Material thickness optimization design variables

本次优化的数学模型为:

$$\left. \begin{aligned} \text{Object: } & f(x) = \{ \min f(M), \min f_i(I) \} \\ \text{Design Variables: } & t_i \\ \text{Constrains: } & f_i(I) \leq f_o(I) \\ & f(S_{\text{bend}}) \leq f_o(S_{\text{bend}}) \\ & f(S_{\text{torsion}}) \leq f_o(S_{\text{torsion}}) \\ & f(M_{\text{bend}}) \leq f_o(M_{\text{bend}}) \\ & f(M_{\text{torsion}}) \leq f_o(M_{\text{torsion}}) \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

式中: $f(M)$, $f_i(I)$ 为车身质量和正碰过程中的前围板 6 个关键点位置侵入量 ($i=1, 2, \dots, 6$), t_i 为平台架构车身下车体钣金件料厚变量, $f_o(I)$ 为车身优化前前围板正碰过程中的 6 个关键点位置初始侵入量, $f(S_{\text{bend}})$, $f(S_{\text{torsion}})$, $f(M_{\text{bend}})$, $f(M_{\text{torsion}})$ 为优化模型的车身弯曲刚度、扭转刚度、弯曲模态、扭转模态, $f_o(S_{\text{bend}})$, $f_o(S_{\text{torsion}})$, $f_o(M_{\text{bend}})$, $f_o(M_{\text{torsion}})$ 为初始模型的车身弯曲刚度、扭转刚度、弯曲模态、扭转模态。

通过优化,白车身质量减少 15.7 kg,部分料厚变化情况如表 2 所示。

表 2 料厚变化情况

Table 2 Change of material thickness

序号	名称	料厚/mm		图示	序号	名称	料厚/mm		图示
		优化前	优化后				优化前	优化后	
1	吸能盒内板	1.5	1.4		4	吸能盒外板	1.5	1.4	
2	前纵梁外板	2.0	1.6		5	减震塔后板	0.8	0.7	
3	减震塔前板	1.0	0.8		6	前纵梁根部加强件	1.8	1.4	

续表 2

序号	名称	料厚/mm		图示	序号	名称	料厚/mm		图示
		优化前	优化后				优化前	优化后	
7	前纵梁前段加强件	1.8	1.4		11	中通道下加强件前接头	1.2	0.9	
8	座椅外侧安装后安装支架	1.0	0.8		12	雪橇板前段	1.2	0.9	
9	座椅安装工字梁内侧梁	1.0	0.8		13	座椅内侧安装前安装支架	1.0	0.8	
10	地板下纵梁	1.4	1.1		14	中通道下侧前加强件	1.5	1.2	

对减质量后的模型进行相关性能验证,其刚度模态变化情况如表 3 所示,从表中可以看出:料厚优化后的车身刚度和模态值变化不大,减质量效果十分明显。

表 3 料厚优化前后性能对比

Table 3 Performance comparison before and after material thickness optimization

类型	1 阶扭转模态/Hz	1 阶弯曲模态/Hz	扭转刚度/(N·m·(°) ⁻¹)	弯曲刚度/(N·mm ⁻¹)
减质量前	34.4	49.5	22 135	15 418
减质量后	34.4	50.0	21 863	15 203
变化情况	0.0	+0.5	-272	-215

料厚优化后的车身 FRB 工况变形模式如图 18 所示,从图中可以看出:优化后的前纵梁变形模式良好,吸能盒和纵梁前段溃缩变形,纵梁中段发生 Z 形的折弯变形,纵梁后段有些许的溃缩。



图 18 减质量后的 FRB 工况车身变形

Fig. 18 Body deformation in FRB condition after weight reduction

料厚优化前后的 FRB 工况关键性能指标值及目标值对比如图 19 所示,从图中可以看出:优化后的 FRB 工况指标值相较优化前略有降低,但仍满足目标值要求。

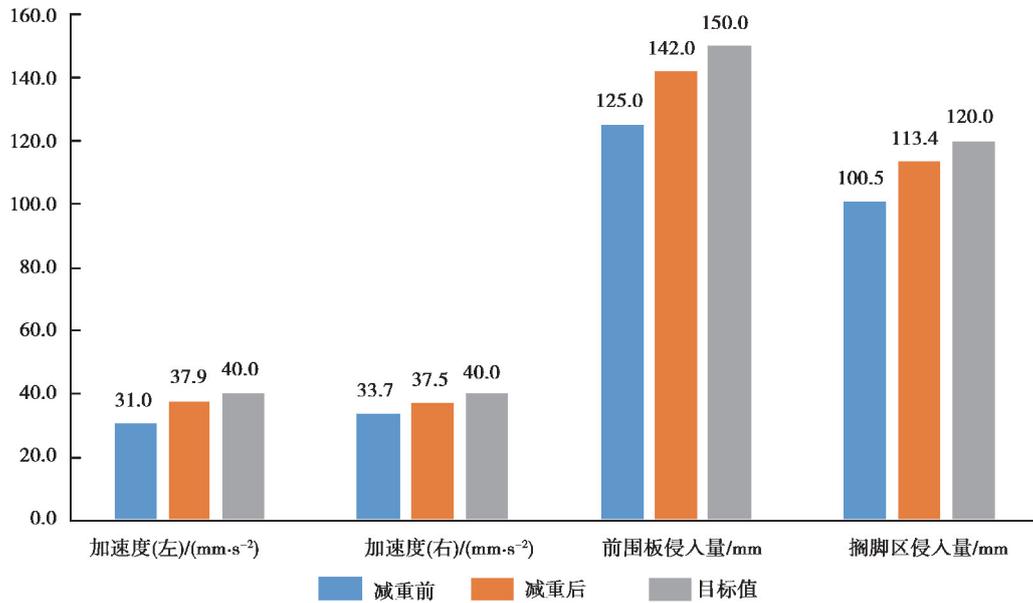


图 19 减质量前后 FRB 工况关键指标对比

Fig. 19 Comparison of key indicators of FRB before and after weight reduction

料厚优化后的车身 MDB 工况变形模式如图 20 所示,从图中可以看出:优化后的车身 B 柱没有产生溃缩变形,没有产生较大的折弯侵入。



图 20 减质量后的 MDB 工况车身变形

Fig. 20 Body deformation of MDB condition after weight reduction

料厚优化前后的 MDB 工况关键性能指标值及目标值对比如图 21 所示,从图中可以看出:优化后的 MDB 工况指标值相较优化前基本不变,满足目标值要求。

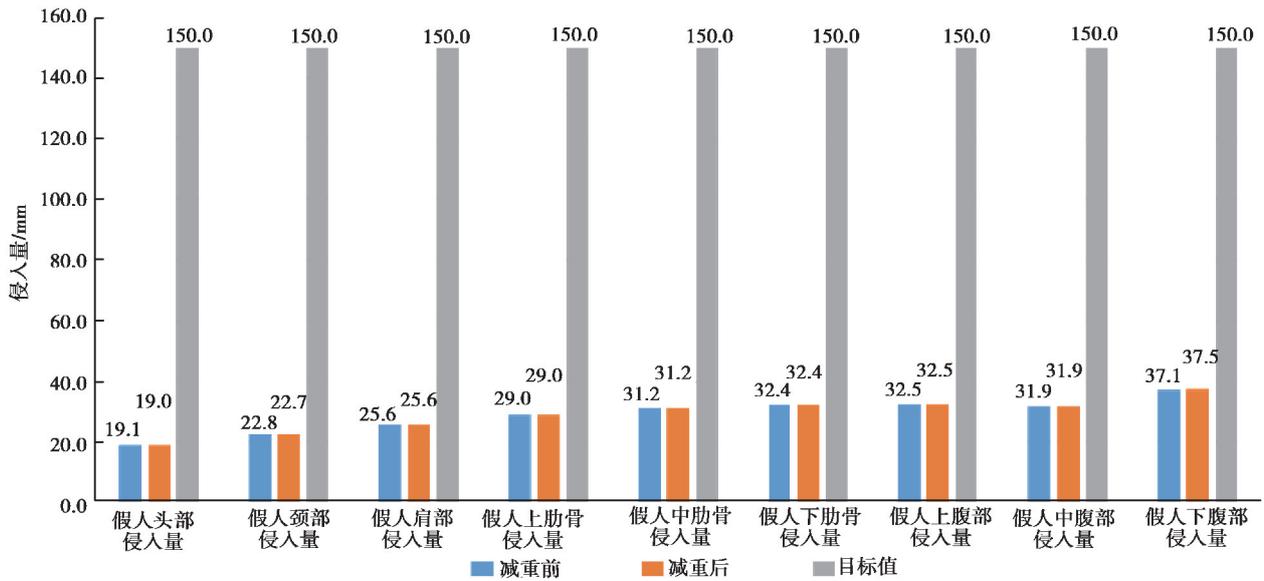


图 21 减质量前后 MDB 工况关键指标对比

Fig. 21 Comparison of key indicators of MDB condition before and after weight reduction

3.3 优化方案在不同车型不同动力下的验证及优化

利用 SFE CONCEPT 快速建立平台架构不同车型的参数化车身模型,将截面优化方案和料厚优化方案代入到平台架构的不同车型不同动力下进行验证,刚度模态性能如图 22 和表 4 所示。

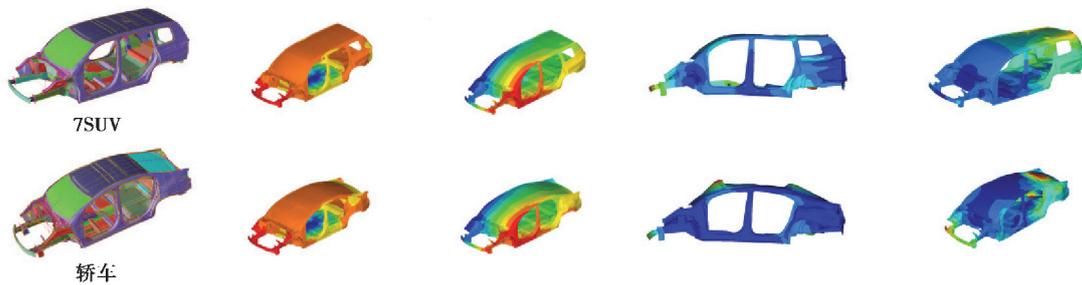


图 22 平台架构高低车车身刚度模态性能验证

Fig. 22 Modal and stiffness performance verification of high and low vehicle body of platform architecture

表 4 高低车刚度和模态值

Table 4 Stiffness and modal value of high and low vehicle

车型	一阶扭转模态/Hz	一阶弯曲模态/Hz	扭转刚度/(N·m·(°) ⁻¹)	弯曲刚度/(N·mm ⁻¹)
SUV	33.5	47.3	19 219	12 995
轿车	42.6	47.0	21 413	13 203

将优化方案代入到 EVR 动力下的高低车进行 FRB 工况分析,结果如图 23 所示。从图中可以看出:在 EVR 动力下,架构高低车车身在 FRB 工况下,都具有较好的车身变形模式。

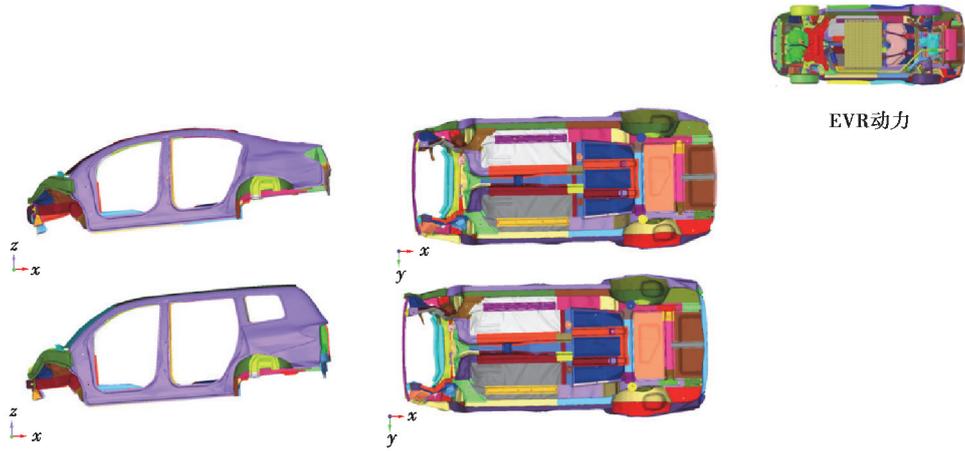


图 23 高低车 EVR 动力 FRB 工况验证分析结果

Fig. 23 FRB condition verification results under high and low vehicle with EVR power

将优化方案代入到 EV 动力下的高低车进行 FRB 工况分析,结果如图 24 所示。从图中可以看出:在 EV 动力下,高低车车身变形模式不理想,且大多数性能指标不满足目标值,针对这个问题,对于平台架构的 EV 动力,提出了如图 25 所示的高低车车身结构优化方案。

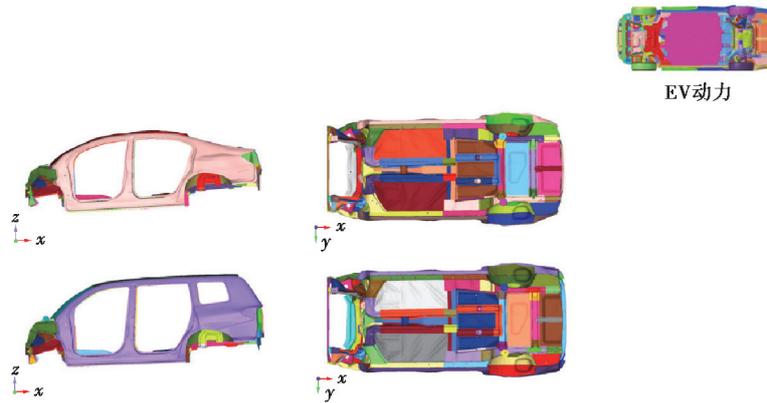


图 24 高低车 EV 动力 FRB 工况验证分析结果

Fig. 24 FRB condition verification results under high and low vehicle with EV power

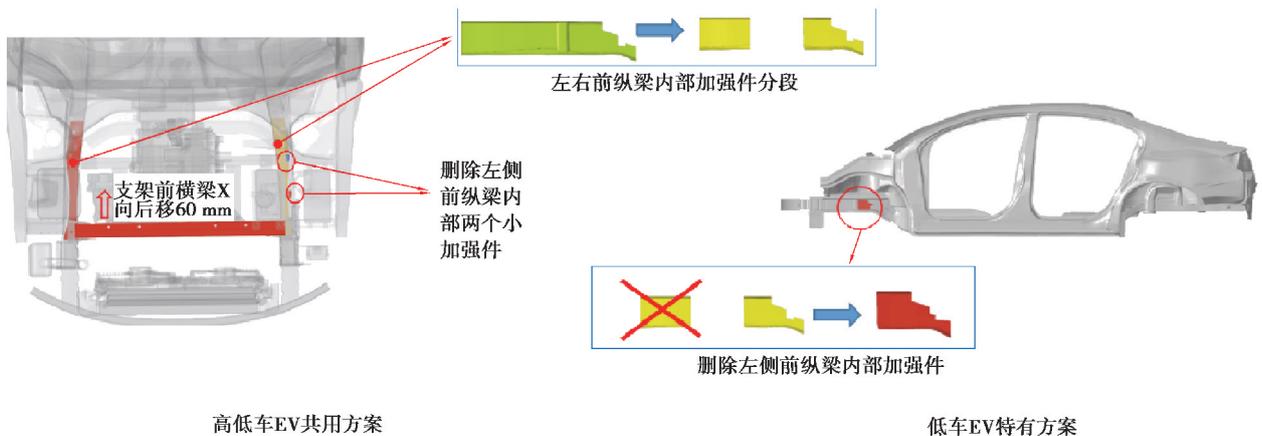


图 25 EV 动力下的高低车结构优化方案

Fig. 25 High and low vehicle structure optimization scheme with EV power

优化后的 EV 动力下的高低车 FRB 工况的分析结果如图 26 所示。从图中可以看出:优化后的前纵梁变形模式良好,吸能盒和纵梁前段溃缩变形,纵梁中段发生 Z 形的折弯变形,纵梁后段有些许的溃缩。

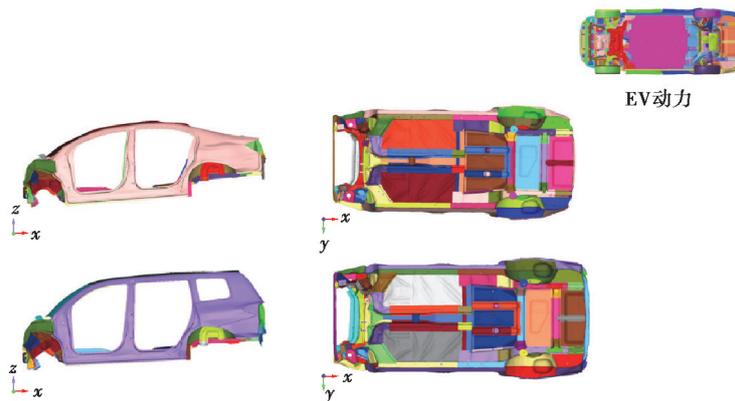


图 26 高低车 EV 动力 FRB 工况优化结果

Fig. 26 Optimization results of high and low vehicle under FRB condition with EV power

经过优化,平台架构不同车型、不同动力的 FRB 工况关键指标项与目标值的对比如图 27 所示,从图中可以看出:优化后的 FRB 工况指标值均满足目标值要求。

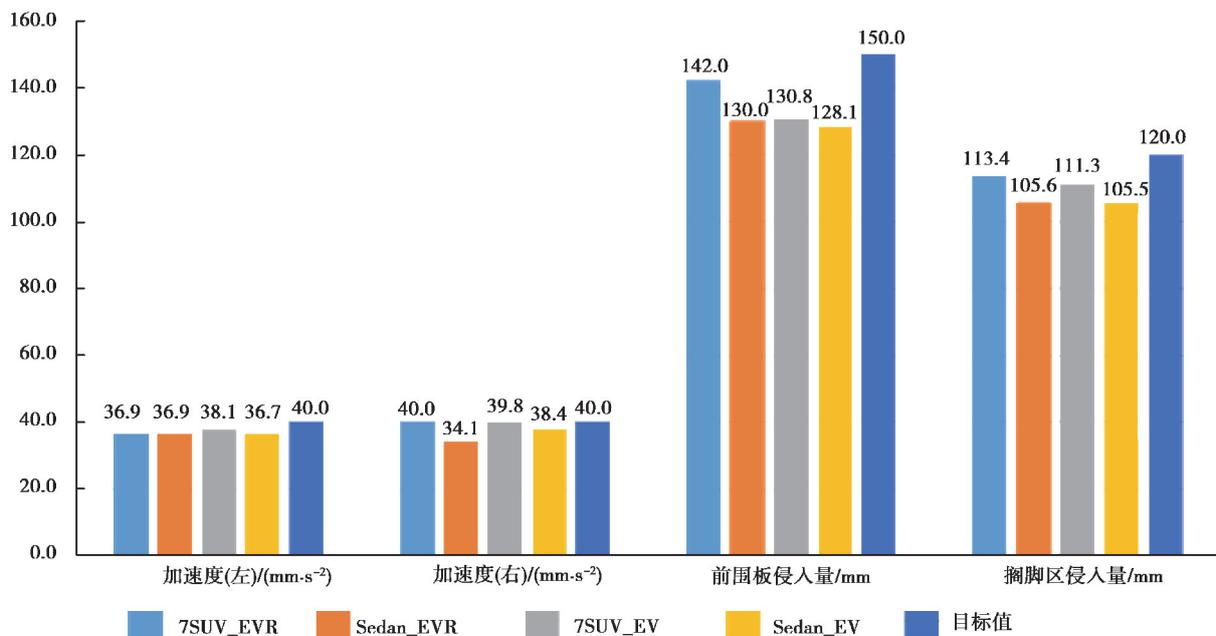


图 27 平台架构不同车型、不同动力 FRB 工况关键指标项验证值

Fig. 27 Validation values of key indicators of FRB condition under different vehicle and power types

4 结 语

1) 利用 MMO 法进行综合工况拓扑优化,采用碰撞等效载荷法进行加载,解读出来的车身传力路径结果工程可实施性更高。后续的研究重点是如何在拓扑优化结果解读中减少人为因素的影响,将拓扑优化结果转化为更精确的分析模型。

2) 采用近似模型法对车身截面进行优化的时候,考虑的是刚度工况。后续的研究重点是如何在考虑车身模态和碰撞工况的前提下,搭建精准的近似模型进行截面优化。

3) 考虑碰撞、刚度和模态工况,基于 ESL 法进行了车身的料厚优化。后续的研究重点是基于该技术路线,如何开展车身的形貌优化、形状优化等。

4) 对平台架构的车身结构优化,是基于尺寸最大的车型进行的,这种技术路线势必会造成较小尺寸车型

性能过剩的情况,若考虑将优化方案代入到其他小尺寸车型中进行验证并开展轻量化设计的工作,将使文中的研究结论更加合理。

参考文献:

- [1] 杨宏, 黄兴, 陈东, 等. 纯电动专属车身平台架构开发与应用[J]. 汽车工程师, 2020(2): 48-54, 58.
Yang H, Huang X, Chen D, et al. Development and application of exclusive platform architecture of pure electric body[J]. Auto Engineer, 2020(2): 48-54, 58. (in Chinese)
- [2] 赵永宏, 袁焕泉, 陈东, 等. 平台化车身架构拓扑优化方法研究[J]. 汽车实用技术, 2018(4): 83-87.
Zhao Y H, Yuan H Q, Chen D, et al. Study of the topology optimization method for platform vehicle-body structures[J]. Automobile Applied Technology, 2018(4): 83-87. (in Chinese)
- [3] 麻桂艳, 李成鑫, 汤湧. 轻量化车身平台架构设计方法研究[J]. 汽车实用技术, 2019(22): 138-139, 142.
Ma G Y, Li C X, Tang Y. The study on architectural design method of lightweight car body[J]. Automobile Applied Technology, 2019(22): 138-139, 142. (in Chinese)
- [4] 王磊, 王峻峰, 鲁永建, 等. 基于平台化开发的白车身轻量化设计[C]//2015 中国汽车工程学会年会论文集(Volume3). 北京: 中国汽车工程学会, 2015: 27-29.
Wang L, Wang J F, Lu Y J, et al. Lightweight design of BIW based on platform development[C]//2015 China Society of Automotive Engineering Annual Conference Proceedings (Volume 3). Beijing: China Society of Automotive Engineering, 2015: 27-29. (in Chinese)
- [5] 徐中明, 陶能发, 赖诗洋, 等. 基于折衷规划法的转向节多目标拓扑优化设计[J]. 重庆大学学报, 2017, 40(12): 1-7.
Xu Z M, Tao N F, Lai S Y, et al. Multi-objective topology optimization for vehicle steering knuckle based on the compromise programming method[J]. Journal of Chongqing University, 2017, 40(12): 1-7. (in Chinese)
- [6] 张伟, 侯文彬, 胡平. 基于拓扑优化的电动汽车白车身优化设计[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2014, 41(10): 42-48.
Zhang W, Hou W B, Hu P. The body in white optimization of an electric vehicle using topology optimization[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2014, 41(10): 42-48. (in Chinese)
- [7] 武敬伟, 胡朝辉, 丁晓明, 等. 电动车车身正向概念轻量化设计[J]. 机械设计与制造, 2017(3): 246-249.
Wu J W, Hu Z H, Ding X M, et al. Lightweight forward conceptual design of electric vehicle body[J]. Machinery Design & Manufacture, 2017(3): 246-249. (in Chinese)
- [8] 李胜琴, 刘轩龄, 冯新园. 白车身灵敏度分析及轻量化设计[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2019, 43(5): 832-836.
Li S Q, Liu X L, Feng X Y. Sensitivity analysis and lightweight design on body-in-white[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2019, 43(5): 832-836. (in Chinese)
- [9] 陈旭, 钱益明, 田云强, 等. 全地形车车架结构灵敏度分析及轻量化设计[J]. 重庆大学学报, 2013, 36(6): 91-97.
Chen X, Qian Y M, Tian Y Q, et al. Sensitivity analysis and lightweight design for the frame of all-terrain vehicles[J]. Journal of Chongqing University, 2013, 36(6): 91-97. (in Chinese)
- [10] 张帅, 郭志军, 王传青. 基于分析驱动设计的参数化白车前端结构轻量化多目标优化[J]. 汽车工程, 2019, 41(9): 1102-1107.
Zhang S, Guo Z J, Wang C Q. Multi-objective lightweight optimization of parametric frontend BIW structure based on analysis-driven design[J]. Automotive Engineering, 2019, 41(9): 1102-1107. (in Chinese)
- [11] Costas M, Diaz J, Romera L, et al. A multi-objective surrogate-based optimization of the crashworthiness of a hybrid impact absorber[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2014, 88: 46-54.
- [12] Yang S, Qi C, Guo D M, et al. Topology optimization of a parallel hybrid electric vehicle body in white[J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, 148/149: 668-671.
- [13] Lee H A, Park G J. Nonlinear dynamic response topology optimization using the equivalent static loads method[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2015, 283: 956-970.
- [14] Kohar C P, Zhumagulov A, Brahme A, et al. Development of high crush efficient, extrudable aluminium front rails for vehicle lightweighting[J]. International Journal of Impact Engineering, 2016, 95: 17-34.
- [15] Duddeck F, Hunkeler S, Lozano P, et al. Topology optimization for crashworthiness of thin-walled structures under axial impact using hybrid cellular automata[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2016, 54(3): 415-428.