

# 基于灵敏度分析的客车骨架结构轻量化改进设计

黄丰收, 李佳成, 孙 星, 袁 野

(比亚迪汽车工业有限公司, 广东 深圳 518118)

**摘 要:**针对客车骨架的轻量化问题,本文基于 Hypermesh 软件建立某款客车骨架的有限元模型,并进行模态分析、强度分析、刚度分析和灵敏度分析,提出在保证整车骨架强度和刚度条件下的减重方案,并进行验证。

**关键词:**客车骨架;刚度;强度;模态;灵敏度

**中图分类号:**U463.82<sup>+</sup>2; U462.2 **文献标志码:**A **DOI:**10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.05.007

## Lightweight and Improved Design of Bus Framework Based on Sensitivity Analysis

HUANG Fengshou, LI Jiacheng, SUN Xing, YUAN Ye

(BYD Auto Industry Co., Ltd., Shenzhen 518118, China)

**Abstract:** Aiming at the lightweight problem of the bus framework, this paper establishes the finite element model of a bus framework based on Hypermesh software, conducts the modal analysis, strength analysis, stiffness analysis, and sensitivity analysis, puts forward the weight reduction scheme under the condition of ensuring the strength and stiffness of the vehicle framework, and conducts the verification.

**Key words:** bus framework; stiffness; strength; modal; sensitivity

目前尽管商用车的保有量远低于乘用车,其燃油消耗量却与乘用车基本持平<sup>[1-2]</sup>。客车作为商用车的重要组成部分,其轻量化能有效降低能源消耗,实现客车生产成本和使用成本同时降低的目标。

文献[3]通过仿真分析混合动力客车骨架的自由模态、正面碰撞和静强度,将质量最小和碰撞吸能最大作为优化目标,使整车质量减小约 20.9%。文献[4]基于 Hyperstudy 软件和多目标遗传算法对客车骨架结构件的厚度进行优化,将客车骨架质量减小约 206 kg,减重约 9.13%。

本文基于 Hypermesh 软件建立客车骨架的壳单元模型,客车骨架载荷和变形量较大的区域则用质量单元替代,根据客车骨架焊接结构的不同,综合应用共节点连接和刚性单元连接两种方法。通过灵敏度分析判断梁截面厚度对客车刚度的贡献量,进而对客车骨架进行结构优化。在满足客车骨架强度、刚度要

求的同时,结合工程经验和仿真结果优化型材厚度,有效降低客车整备质量。

## 1 客车原骨架结构性能分析

基于灵敏度分析,对客车原骨架结构进行轻量化改进设计。首先,评估客车原骨架结构的力学性能,包括模态性能,以及在水平弯曲、急转弯、紧急制动、极限扭转等多种工况下的强度和刚度。然后,以客车骨架质量作为目标函数,确定需要改进设计的性能和变量。

### 1.1 骨架模态计算

模态是结构固有的振动特性。通过模态分析可以得到结构在某一频率范围内各阶模态的振动特征,进而计算结构在内、外部激励作用下的振动响应结果。在获得模态参数后,可对结构进行优化改进<sup>[5-8]</sup>。

纯电动客车主要行驶在市区道路上,路面的激励

收稿日期:2025-03-09。

第一作者:黄丰收(1983—),男,主要从事商用车车身结构开发及制造相关工作。E-mail:huang.fengshou@byd.com。

通信作者:李佳成(1996—),男,主要从事商用车仿真计算及轻量化设计相关工作。E-mail:li.jiacheng13@byd.com。

频率均小于 3 Hz, 客车车身及悬架共振频率约为 2.0~3.6 Hz。因此, 客车的低阶模态频率应避开路面的激励频率、客车车身与悬架的共振频率, 以及电机怠速频率<sup>[9]</sup>。

本文基于 Hypermesh 软件对客车骨架进行自由模态分析, 去除加载的载荷和约束; 客车整备质量为 10 750 kg, 长×宽×高为 9.50 m×2.55 m×3.35 m。客车骨架 1~12 阶模态频率(分布在 8.61~23.30 Hz 区间)和振型见表 1。

表 1 客车骨架的第 1~12 阶振型和频率

阶数	频率/Hz	振型描述
1 阶	8.61	整体一阶沿 X 轴方向的扭转变形
2 阶	9.01	车身前部一阶沿 Y 轴方向的弯曲变形
3 阶	11.90	整体一阶沿 Z 轴方向的弯曲变形
4 阶	13.70	车顶一阶沿 X 轴方向的弯曲变形
5 阶	15.00	整体二阶沿 X 轴方向的弯曲变形
6 阶	17.70	整体二阶沿 Z 轴方向的弯曲变形
7 阶	18.70	整体二阶沿 X 轴方向的扭转变形
8 阶	19.20	车顶二阶沿 X 轴方向的扭转变形
9 阶	20.50	整体三阶沿 Z 轴方向的弯曲变形
10 阶	20.70	车顶三阶沿 Z 轴方向的弯曲变形
11 阶	22.20	车顶三阶沿 Y 轴方向的弯曲变形
12 阶	23.30	Y 轴的扭转变形+车顶沿 Z 轴的弯曲变形

本文对客车骨架结构进行了自由模态分析, 其 1 阶振型如图 1 所示(振型放大 200 倍)。客车骨架的模态满足大于 8 Hz 的企业标准要求并存在较大裕量, 需通过进一步的结构优化设计实现客车骨架结构的轻量化。本文根据客车骨架刚度的灵敏度计算结果调整板厚, 同时实现了客车骨架模态性能的提高和整体质量的减轻。

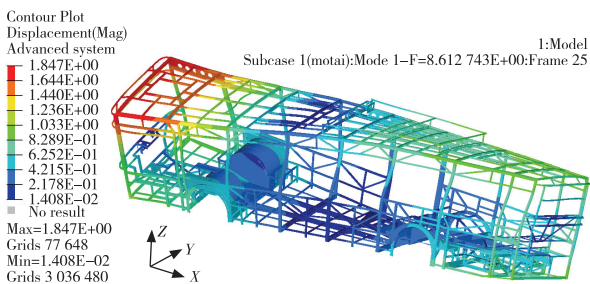


图 1 客车骨架的 1 阶振型

1.2 极限工况下刚度和强度分析

本文的刚度和强度分析涵盖了 7 种工况, 包括 3 种基本工况(水平弯曲、急转弯、紧急制动)与 4 种车轮悬空下的极限扭转工况(左前、左后、右前、右后)。

1.2.1 水平弯曲工况

在水平弯曲工况下, 客车的车轮均接触地面, 所受载荷主要包括客车自重、电池、空调、乘客的重力。根据 GB 12428—2023《客车装载质量计算方法》<sup>[10]</sup>和 GB/T 6792—2009《客车车身骨架应力和形变测量方法》<sup>[11]</sup>的规定, 按满载状态对乘员质量进行均布加载, 校核客车骨架在极限工况下的刚度和强度。当客车强度和刚度的裕量  $\geq 20\%$  时, 应当进行轻量化设计; 反之, 则不宜进行。

根据 Hypermesh 软件的仿真模拟结果可知, 客车骨架的应力集中部位主要包括: 顶盖电池包安装区域、底架后轮悬架连接部位、客车后车门立柱上方结构。最大应力出现在客车右后轮悬架安装位置处, 最大应力值约为 297.6 MPa(见图 2), 低于客车骨架材料屈服极限(600 MPa), 存在较大裕量, 可进行轻量化设计。

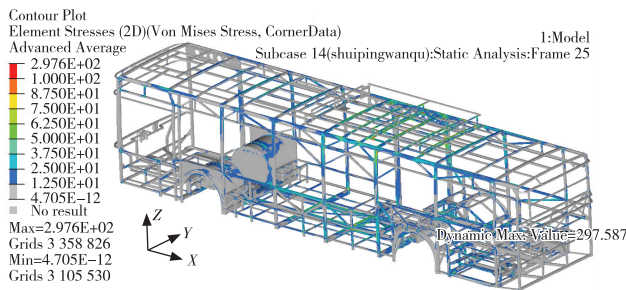


图 2 水平弯曲工况下的应力云图

客车骨架的最大位移出现在顶部电池包安装位置, 最大位移值为 9.26 mm(见图 3), 满足企业标准对客车骨架刚度的要求(最大位移值应小于 30 mm), 但存在较大裕量, 可进行轻量化设计。

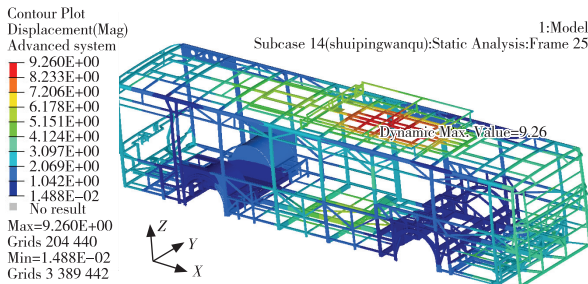


图 3 水平弯曲工况下的位移云图

### 1.2.2 急转弯工况

在急转弯工况下,客车骨架除承受静态载荷外,还需要承受离心力作用,在 $Y$ 方向上施加 $0.4g$ 的侧向加速度。

根据 Hypermesh 软件的仿真模拟结果可知,客车骨架的应力集中部位为客车后车门的后方和上方区域,最大应力出现在客车后车门后立柱上方接合处,最大应力值约为 $523.7\text{ MPa}$ (见图4),低于客车骨架材料屈服极限( $600\text{ MPa}$ )。客车骨架的最大位移出现在客车顶部电池包安装区域,最大位移值约为 $21.8\text{ mm}$ (见图5),满足企业标准对客车骨架刚度的要求(最大位移应小于 $30\text{ mm}$ ),但客车在急转弯工况下的强度裕量较小。该工况不宜进行轻量化设计。

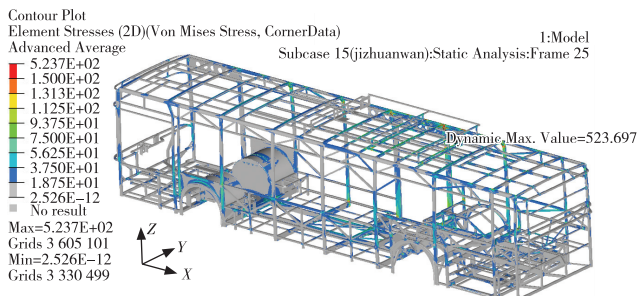


图4 急转弯工况下的应力云图

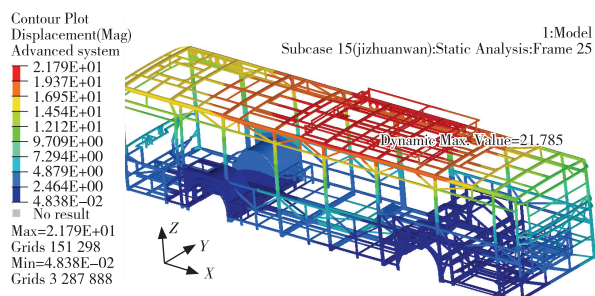


图5 急转弯工况下的位移云图

### 1.2.3 紧急制动工况

在紧急制动工况下,客车骨架除承受静态载荷外,还需承受因制动产生的惯性作用,因此在 $X$ 负方向上施加 $0.8g$ 的加速度。

根据 Hypermesh 软件的仿真模拟结果可知,客车骨架的应力集中部位是客车前、后车门及后车门附近乘客站立区域,最大应力出现在后车门附近乘客站立区域,最大应力值约为 $410.9\text{ MPa}$ (见图6),低于客车骨架材料的屈服极限( $600\text{ MPa}$ )。

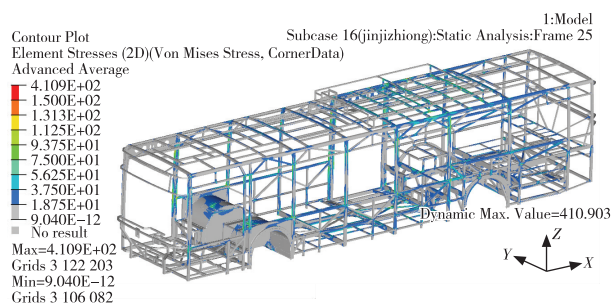


图6 紧急制动工况下的应力云图

客车骨架的最大位移出现在客车后围,最大位移值约为 $10.3\text{ mm}$ (见图7),满足企业标准对客车骨架刚度的要求(最大位移应小于 $30\text{ mm}$ )。强度和刚度均存在较大裕量,可进行轻量化设计。

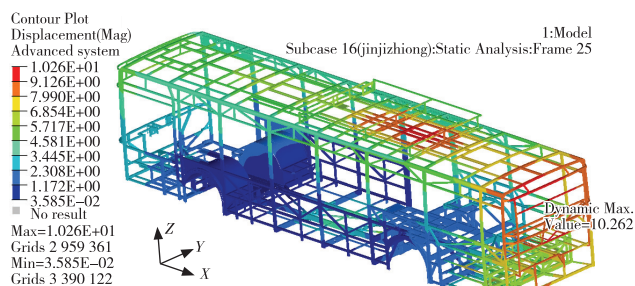
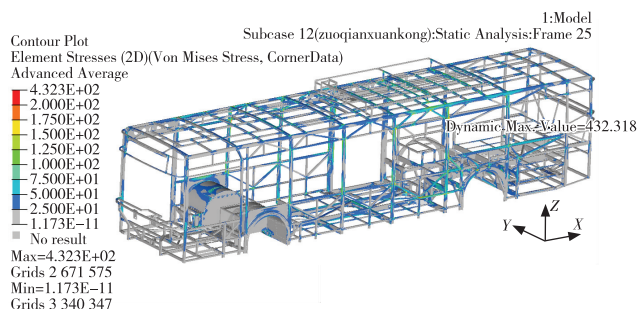


图7 紧急制动工况下的位移云图

### 1.2.4 极限扭转工况

本文为模拟客车骨架在极限扭转工况下的载荷,除承受静态载荷外,还需在 $Z$ 轴方向上对客车骨架施加 $1.3g$ 的重力加速度。

根据 Hypermesh 软件的仿真模拟结果可知,极限扭转工况下客车骨架的应力集中部位为客车左侧围中部立柱、右侧围车门立柱连接点、侧围横梁与立柱连接点、空调左下立柱端点等,最大应力值约为 $845.9\text{ MPa}$ ,局部超出材料屈服强度( $600\text{ MPa}$ )。最大应力值出现于空调左下立柱端点(图8),已超出材料的屈服极限,需改进设计。应将应力降至材料的屈服极限以下,以保证车辆的安全性。



(a) 左前轮悬空



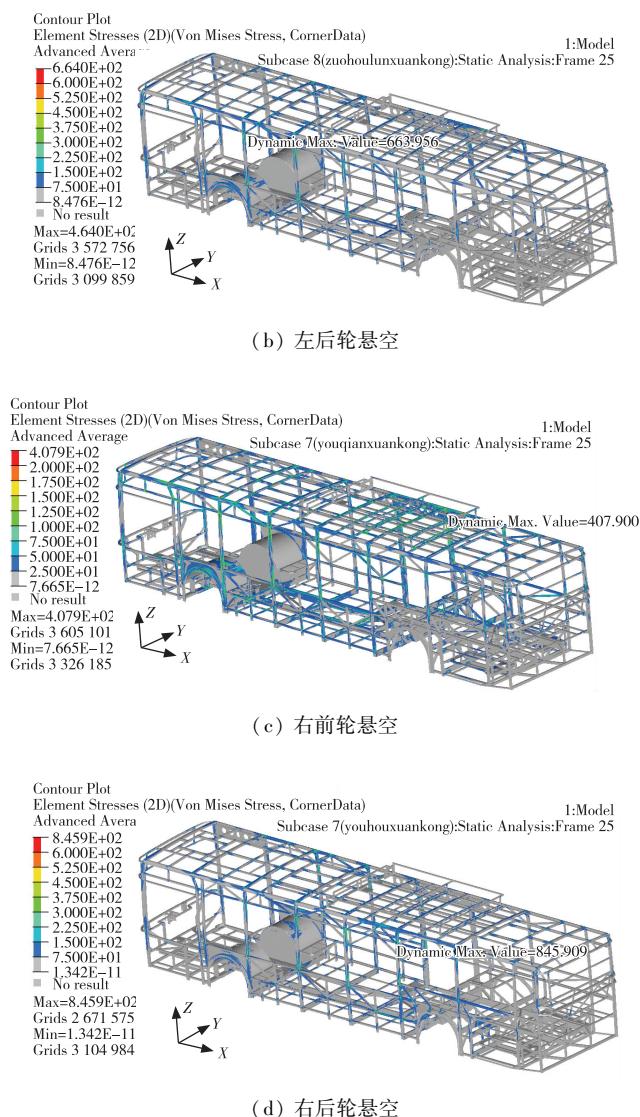


图8 极限扭转工况下的应力最大值

1) 左前轮悬空工况的最大应力出现在左侧围后门立柱,最大应力值约为 432.3 MPa, 低于客车骨架材料屈服极限 (600 MPa); 最大位移出现在车身左前方, 最大位移值约为 38.8 mm, 满足企业标准对客车骨架刚度要求 (最大位移应小于 120 mm), 并且存在较大裕量。因此可进行轻量化设计。

2) 左后轮悬空工况的最大应力出现在左侧围后门立柱, 最大应力值约为 664.0 MPa, 高于客车骨架材料屈服极限 600 MPa; 最大位移出现在车身左前方, 最大位移值约为 108.2 mm, 满足企业标准对客车骨架刚度要求 (最大位移应小于 120 mm)。最大应力已超出材料的屈服极限, 需进行改进设计。应将应力降至材料的屈服极限以下, 以保证车辆的安全性。

3) 右前轮悬空工况的最大应力出现在左侧围后门立柱, 最大应力值约为 407.9 MPa, 低于客车骨架材料屈服极限 600 MPa; 最大位移出现于车身左前方, 最大位移值约为 45.3 mm, 满足企业标准对客车骨架刚度要求 (最大位移应小于 120 mm)。强度和刚度均存在较大裕量, 可进行轻量化设计。

4) 右后轮悬空工况的最大应力出现在左侧围后门立柱, 最大应力值约为 845.9 MPa, 高于客车骨架材料屈服极限 600 MPa; 最大位移出现在车身左前方, 最大位移值为 114.1 mm, 满足企业标准对客车骨架刚度的要求 (最大位移应小于 120 mm)。最大应力已超出材料的屈服极限, 需改进设计。应将应力降至材料的屈服极限以下, 以保证车辆的安全性。

综上所述, 客车骨架在水平弯曲工况、急转弯工况、紧急制动工况下均满足强度要求, 同时客车骨架中的大部分型材应力明显低于材料屈服强度 (600 MPa), 客车骨架结构的力学性能存在裕量, 需通过进一步的结构优化设计实现客车骨架结构的轻量化。客车骨架在极限扭转工况下出现局部区域超过屈服强度的问题, 需根据灵敏度计算结果调整设计, 使客车骨架整体满足强度和刚度的要求。

## 2 灵敏度分析

由仿真结果可知, 该型号客车骨架的最大应力值出现在极限扭转工况, 主要集中于门框附近。此区域增减斜撑结构均难以满足总布置要求; 然而, 调整梁截面厚度则可同时满足轻量化、强度与刚度等多项要求。因此, 本文通过分析客车骨架梁截面厚度对客车骨架刚度 (用相关变形量表征)、强度及客车骨架质量的灵敏度, 对客车骨架现有结构梁截面进行优化设计。

灵敏度是设计响应对优化变量的偏导数<sup>[5]</sup>。客车骨架的静力平衡方程见式(1)。

$$[K]\{U\} = \{P\} \quad (1)$$

式中:  $K$  为总体刚度矩阵;  $U$  为位移矩阵;  $P$  为结构受力矩阵。

式(1)两侧同时对设计变量  $X$  (本文中为梁截面厚度) 求偏导数, 得到式(2)。

$$\frac{\partial[\mathbf{K}]}{\partial X}\{\mathbf{U}\} + [\mathbf{K}]\frac{\partial[\mathbf{U}]}{\partial X} = \frac{\partial[\mathbf{P}]}{\partial X} \quad (2)$$

由式(2)可得,设计响应-位移矩阵对设计变量  $X$  的偏导数即为位移(变形)对梁截面厚度的灵敏度,见式(3)。

$$\frac{\partial[\mathbf{U}]}{\partial X} = [\mathbf{K}]^{-1} \left( \frac{\partial[\mathbf{P}]}{\partial X} - \frac{\partial[\mathbf{K}]}{\partial X} \{\mathbf{U}\} \right) \quad (3)$$

本文以客车骨架的梁截面厚度为设计变量,以其变形量为设计响应。分析表明,所有变形量均满足设计要求,因此优化设计将重点关注强度未达标的区域及其周边梁结构。基于此策略,初选的优化对象包括前围2根(编号1~2)、左侧围42根(编号3~44)、右侧围36根(编号45~80)、顶盖17根(编号81~97)及底架105根(编号98~202),共计202根梁。

客车骨架强度问题的常见诱因之一是扭转刚度不足带来的大变形,所以在客车骨架结构设计中,需首先确保扭转刚度满足要求。本文通过 Hypermesh 软件的 Optistruct 求解器增加 Sensitivity 控制卡片进行灵敏度分析,定义设计变量和响应变量。由式(3)求解位移(变形)对梁截面厚度的灵敏度。图9展示了左后轮悬空工况下的车身变形量灵敏度,对图中排名前20的梁进行分析,结果表明对骨架刚度贡献较大的关键区域包括顶盖(编号81~90)、底架横梁(编号126~129)和轮包附近骨架(编号130~148)。

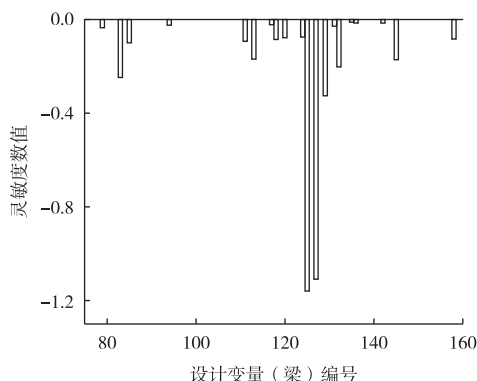


图9 左后轮悬空工况下车身变形量的灵敏度

### 3 轻量化改进设计及验证

#### 3.1 优化设计方案

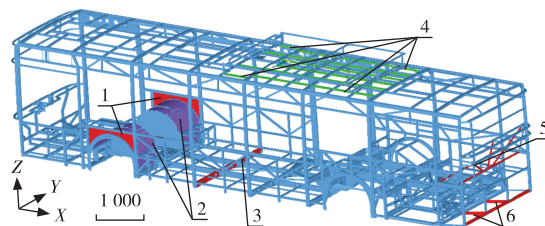
客车骨架梁截面厚度设计变量的初始值共有6

种,分别为1.5、2.0、2.5、3.0、4.0、6.0 mm。其取值范围需参考企业的型材库存和同类型客车骨架设计经验,最终确定的客车骨架优化梁截面厚度范围见表2。

表2 客车骨架设计变量的厚度范围

区域编号	初始值/mm	下限值/mm	上限值/mm
底架 153~188	1.5	1.5	3.0
前围 1~2	2.0	1.5	3.0
左侧围 26~28			
左侧围 3~25	2.5	1.5	3.0
右侧围 67~80			
底架 189~199			
左侧围 29~44	3.0	1.5	3.0
右侧围 45~66			
底架 98~152			
顶盖 81~97	4.0	2.0	6.0
底架 200~202	6.0	4.0	6.0

本文借助 Hypermesh 软件的 Optistruct 求解器进行优化分析:通过 DCONSTR 卡片设定位移约束条件,将窗框对角变形量控制在12.5 mm以内、风挡对角变形量控制在20 mm以内;同时通过 DESOBJ 卡片将质量响应定义为优化目标,以实现客车骨架结构的质量最小化。基于前述分析,减小特定梁的截面厚度可实现轻量化并满足刚度要求。据此,制定了梁截面初始优化方案,其对象包括底架(125~147, 188~201)、顶盖(81~90)及侧围(29~38, 51~60)的梁。优化后的厚度是结合工程经验与型材规格确定的,详见表3。通过最终的梁截面厚度优化,客车骨架质量减少约65.24 kg,改进区域通过数字标注如图10所示。由于表3中底架梁截面过多,故注明初始方案厚度,各梁截面厚度的初始值见表2。



1—客车前轮包加强板；2—客车前轮包；3—客车中部横梁；4—车顶电池包托架；5—客车后围骨架；6—后围底部横梁。

图10 轻量化方案改进图

表 3 轻量化方案改进表

区域编号	改进前厚度/mm	改进后厚度/mm	减少质量/kg
侧围 33、49	3.0	2.5	3.17
底架 126~127	3.0	2.0	25.05
底架 201	6.0	4.0	16.62
顶盖 81~90	4.0	2.5	41.68
底架 193~197	2.5	1.5	10.23
底架 189~191	2.5	2.0	10.81

3.2 模态复核

对优化后的客车骨架结构进行自由模态分析,第 1~12 阶自由振动弹性模态频率见表 4。

表 4 改进后的客车骨架 1~12 阶弹性模态频率

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1 阶	8.65	7 阶	19.1
2 阶	9.30	8 阶	20.8
3 阶	12.1	9 阶	21.0
4 阶	14.1	10 阶	22.6
5 阶	15.1	11 阶	22.9
6 阶	17.9	12 阶	24.0

对比表 1 和表 4 可知,改进前后的客车骨架模态频率变化率均小于 8.5%,说明轻量化方案并未显著改变客车骨架结构的弹性模态频率。

3.3 强度复核

以水平弯曲工况为例,实施轻量化改进方案后,客车骨架的应力集中部位为顶部电池包骨架与顶盖螺栓连接处、顶盖与后门斜撑处等位置。最大应力出现在顶盖与后门的斜撑处,最大应力约为 303.35 MPa,满足最大应力值小于 600 MPa 的要求,如图 11 所示。

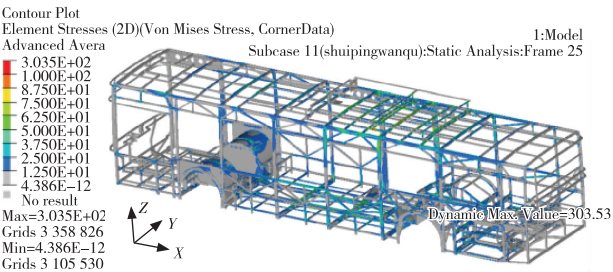


图 11 水平弯曲工况下的应力云图

通过对比水平弯曲、急转弯、紧急制动、极限扭转 4 种工况下的应力模拟计算结果可知:实施轻量化方案后,客车骨架强度均满足要求。

3.4 刚度复核

客车窗框的对角变形量是衡量客车骨架局部刚度的重要指标,这对乘客的安全性和舒适性具有重要意义。本文对比了轻量化方案改进前后关键窗框位置的对角变形量,其位置分布如图 12 所示,图中编号 1 至编号 8 为客车左侧车窗窗框,编号 9 至编号 14 为客车右侧车窗窗框。以右后轮悬空的极限工况为例,实施轻量化方案前、后客车窗框对角变形量对比见表 5。

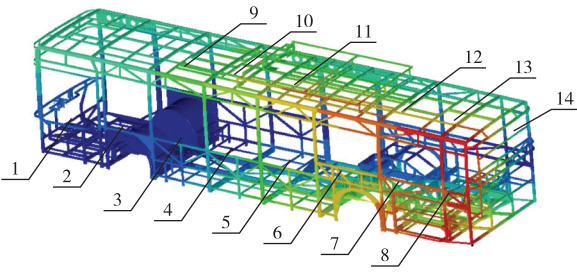


图 12 客车骨架各车窗位置标注编号

表 5 客车窗框对角变形量对比

车窗编号	改进前变形/mm	改进后变形/mm	变化率/%
1	-1.92	-1.06	-44.8
2	7.25	-5.92	-18.3
3	12.85	-11.30	-10.0
4	12.30	-12.47	1.4
5	9.93	-12.49	25.8
6	5.74	-6.08	5.9
7	4.28	-1.33	-68.9
8	2.57	-0.28	-89.1
9	4.21	5.63	33.7
10	7.80	11.13	42.7
11	8.08	10.03	24.1
12	1.08	1.07	-0.9
13	-2.31	0.31	-86.6
14	-1.54	0.39	-74.7

由表 5 计算结果可知,实施轻量化改进方案后,客车窗框对角变形量大部分明显降低或持平,客车骨架关键位置的局部变形量明显下降,客车骨架的部分局部刚度及整体刚度明显提高。



## 4 结束语

本文基于客车骨架有限元模型的仿真结果,首先校核各典型工况下的客车骨架模态、刚度和强度,评估客车骨架的刚度及强度裕量。然后通过 Hypermesh 软件的 Optistruct 求解器对客车骨架的结构梁进行灵敏度分析,评估梁截面厚度对刚度、强度的影响程度。最后根据灵敏度分析结果和客车工程设计经验,提出客车骨架梁截面厚度的优化方案,实现客车骨架减重约 65.24 kg,且改进后的客车骨架的模态、强度、刚度均满足要求。应用该改进方案的客车通过了路试验证并已批量投入使用,市场反应良好。

### 参考文献:

- [1] 谢素明,王庆艳,陈秉智,等. 客车车体碰撞吸能结构优化设计方法研究[J]. 现代制造工程,2007(5):113-115.
- [2] 周美施,尹怀仙,张铁柱,等. 基于动态峰值力的客车骨架轻量化研究[J]. 现代制造工程,2017(5):59-64.
- [3] 吴胜军,袁威,梁治千,等. 某混合动力客车骨架的轻量化设计[J]. 现代制造工程,2022(3):48-53.

- [4] 姜立标,张静远. 基于多目标优化的某型大客车骨架轻量化研究[J]. 机械设计与制造工程,2020,49(3):85-91.
- [5] 陈龔,建平,胡小舟,等. 基于模态分析的某客车车身 NVH 性能优化[J]. 现代制造工程,2013(6):51-54.
- [6] 罗建国,谢红清,付爱军. GL6466 轻型客车车身结构轻量化优化研究[J]. 汽车技术,2011(10):21-24.
- [7] 柴冬梅,张伟,侯晓婷,等. 某大型全铝全承载城市客车车体骨架设计开发[J]. 汽车技术,2017(9):48-52.
- [8] TAN X J, CAO B, LIU W C, et al. Odd mechanical metamaterials with simultaneously expanding or contracting under both compression and tension[J]. Thin-Walled Structures, 2024(203):112225.
- [9] 韩明轩,张洪信,赵清海,等. 碰撞载荷工况下某城市客车车架拓扑优化设计[J]. 现代制造工程,2021(10):91-95.
- [10] 中华人民共和国工业和信息化部. 客车载质量计算方法:GB 12428—2023[S]. 北京:中国标准出版社,2023:1-12.
- [11] 国家发展和改革委员会. 客车车身骨架应力和形变测量方法:GB/T 6792—2009[S]. 北京:中国标准出版社,2010:1-20.

(上接第 25 页)

### 参考文献:

- [1] 交通运输部运输服务司. 营运客车安全技术条件:JT/T 1094—2016[S]. 北京:人民交通出版社,2016:1-23.
- [2] 全国道路运输标准化技术委员会. 营运车辆行驶危险预警系统技术要求和试验方法:JT/T 883—2014[S]. 北京:人民交通出版社,2014:1-10.
- [3] 谢张军,朱江华,刘卫星,等. 客车 AEBS 性能水平国内外对比分析[J]. 客车技术与研究,2021,43(3):60-62.
- [4] 全国智能运输系统标准化技术委员会. 营运车辆自动紧急制动系统性能要求和测试规程:JT/T 1242—2019[S]. 北京:人民交通出版社,2019:1-13.
- [5] 周莉,文健峰,杨杰君,等. 基于 NSGA-II 的 ADAS 传感器配置优选方法及应用[J]. 客车技术与研究,2022,44(1):21-24.

- [6] 陈尊煌,冯作居,欧敏辉. 一种 AEBS 毫米波雷达的测试方法及其应用[J]. 客车技术与研究,2020,42(3):57-59.
- [7] 杨斌,袁胜学,王朝新. 浅谈自动紧急制动(AEB)技术的研究现状及趋势[J]. 商用汽车,2022(9):91-93.
- [8] 何仁,冯海鹏. 自动紧急制动(AEB)技术的研究与进展[J]. 汽车安全与节能学报,2019,10(1):1-15.
- [9] 孙运玺,王晰聪,刘德利,等. 基于雷达模拟器的 ADAS 仿真测试研究与应用[J]. 汽车电器,2024(4):71-73.
- [10] 梁伟强,洪福斌. ADAS 技术与市场现状综述[J]. 科技与创新,2021(7):6-9.
- [11] 李雪早. 高级驾驶辅助系统(ADAS)功能介绍[J]. 汽车维护与修理,2023(15):69-75.
- [12] 孙德生. 基于 ADAS 的汽车倒车防撞碰撞系统设计与研究[J]. 电子技术应用,2021,47(1):28-30.