

基于 HyperMesh 的客车底架后桥段结构的优化分析

徐婧雨, 陈 冲, 段术林, 汪先锋, 宋 会

(南京恒天领锐汽车有限公司, 南京 211200)

摘 要:运用 HyperMesh 软件对某型客车骨架进行有限元强度分析和结构优化。结构优化时,首先确定具体改进区域,再研究不同的后桥段结构方案对整车骨架强度的影响,最后确定一种最优结构,既能保证客车骨架的强度,又能满足实际功能性需求。

关键词:客车底架; 有限元; 后桥段; 强度分析; 结构优化

中图分类号:U463.1

文献标志码:A

文章编号:1006-3331(2024)05-0034-04

Optimization Analysis of Chassis Rear Axle Segment Structure in a Coach Underframe Based on HyperMesh

XU Jingyu, CHEN Chong, DUAN Shulin, WANG Xianfeng, SONG Hui

(CHTC KINWIN(Nanjing) Automobile Co., Ltd., Nanjing 211200, China)

Abstract: The authors use HyperMesh software to do the strength analysis and structure optimization for a coach framework with the finite element method. In the structure optimization, they first determine the specific improvement area, then research the influence of different structure schemes of rear axle segment on the coach framework strength, and finally determine an optimal structure, which can not only ensure the coach framework strength, but also meet the function requirements.

Key words: coach underframe; finite element; rear axle segment; strength analysis; structure optimization

客车骨架是客车承载的关键总成,其结构必须满足刚强度要求才能保证可以正常使用^[1-4]。我司某型客车设计时,对某骨架 CAE 分析发现有危险点,需对其进行结构优化。本文基于客车骨架的三维模型,运用有限元法进行 CAE 分析并对有危险点的结构进行优化设计^[5-7]。结构优化时,首先确定具体位置,再研究不同的方案对整车骨架强度的影响,最后确定一种最优的改进方案。

1 有限元模型的建立及处理

1.1 有限元建模

根据整车骨架的三维数模,用 HyperMesh^[8] 建立某型客车有限元模型,如图 1 所示。抽取方管的中面,首先对几何模型进行清理和简化。模型简化时,

略去蒙皮和非承载结构。其次,对几何模型进行网格划分。车身中的矩形管、板材及槽型件等薄板结构采用 2D 单元划分网格,对于铸件采用实体单元网格划分。单元网格划分的基本尺寸为 10 mm,最终整车骨架的有限元模型包含 1 800 294 个单元和 1 828 606 个节点。

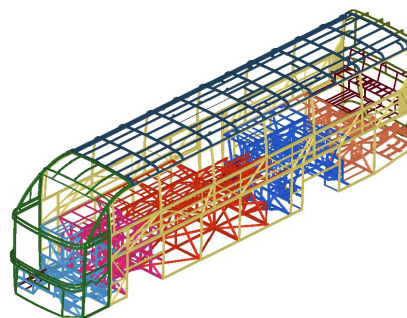


图 1 某型客车有限元模型

收稿日期:2024-05-23。

第一作者:徐婧雨(1990—),女,硕士;工程师;主要从事整车设计与研发工作。E-mail:xujingyu@kinwinauto.com。

1.2 骨架材料主要参数

骨架结构主要采用 Q345B (制作管材) 和 Q235A (制作板材) 两种钢材^[9], 材料主要参数见表 1。

表 1 车用材料参数

材料名称	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/GPa	泊松比
Q345B	7 800	210	0.3
Q235A	7 800	210	0.3

1.3 载荷处理

建立有限元模型时, 个别被简化的部件需通过配重的方式加载到模型相应节点或单元上。如发动机、散热器、油箱、空调等部件的重量载荷施加在各自的支承点处, 地板内饰、蒙皮等重量可均匀加载到各自对应单元上^[10]。

2 客车车身骨架的静强度分析

2.1 工况设置

客车骨架静强度分析的目的在于计算骨架在满载状态下的应力和变形。根据 GB/T 6792—2009《客车骨架应力和形变测量方法》^[11], 弯曲工况和扭转工况是客车车身的主要受力工况。而根据实际经验, 客车骨架强度计算还需增加转弯工况和制动工况, 才能完整地客车整车骨架进行强度和刚度校核^[12-13]。

1) 弯曲工况。主要是分析客车满载状态四轮着地时整车骨架的受力情况。

2) 扭转工况。主要分析左前车轮悬空^[5]时整身骨架的受力情况。

3) 紧急转向工况。主要分析客车转向时骨架结构受侧向惯性力作用的情况。

4) 紧急制动工况。主要分析客车紧急制动受向前的惯性力作用时骨架结构的受力情况。

2.2 分析结果

由计算结果可知, 四种工况下底架的最大应力集中在后悬右侧气囊支座位置, 且只在扭转工况时最大应力超过所用材料屈服极限, 其余工况最大应力值均低于材料屈服极限。经讨论, 确定将底架后桥段结构作为结构优化的重点区域。

3 底架后桥段结构优化

3.1 改进方案

根据设计经验, 对原底架后桥段结构改进提出 5 种方案, 如图 2 所示。由图 2 可知, 改进方案 1 在原设计结构基础上, 在小平台下方增加小立柱, 同时调整斜撑规格尺寸; 改进方案 2 在原设计结构基础上, 调换斜撑的方向和规格尺寸; 改进方案 3 在改进方案 1 的基础上, 在小平台上方增加双向斜撑; 改进方案 4 在改进方案 3 的基础上, 在小平台中间增加小立柱; 改进方案 5 颠覆原结构设计思路, 将格栅片补充完整, 并将底架上下平面骨架连接, 取消小平台部分造型, 将横梁外伸出来与侧围骨架相连。

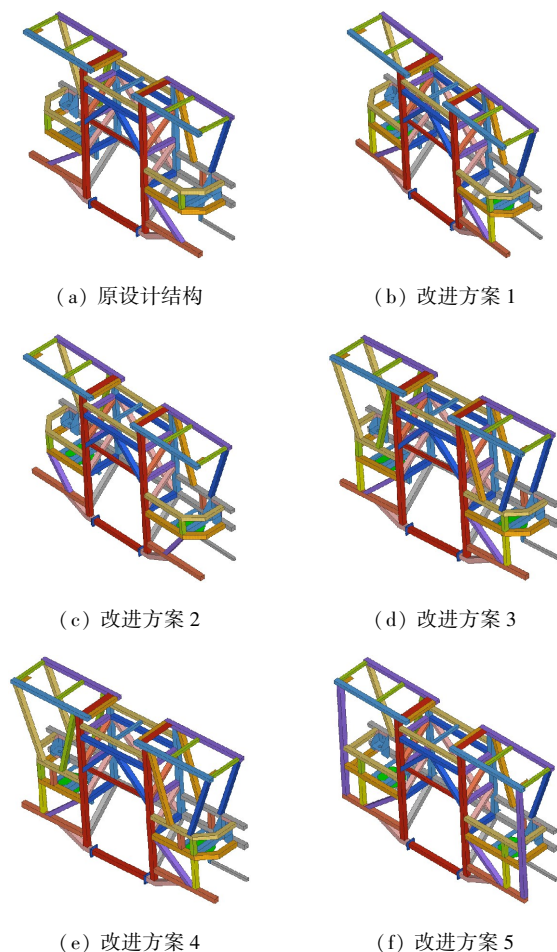


图 2 原设计方案及改进设计方案

3.2 改进方案效果

将以上 5 种改进方案分别放到整车骨架中重新进行有限元网格划分和 CAE 分析。表 2 为不同设计方案在不同工况下的最大应力。图 3 为表 2 生成的

柱状图,可更加直观地看出变化趋势,图中的 A、B、C、D 分别对应弯曲工况、扭转工况、转向工况、制动工况。从图 3 可知,对底架后桥段结构的改进计确实有效地降低了整车骨架在典型工况下的最大应力,让整车骨架结构趋于安全,5 种改进方案总体效果相当。

表 2 不同设计方案在典型工况下的最大应力 MPa

工况	原结构	改进 1	改进 2	改进 3	改进 4	改进 5
弯曲工况	370	251	265	245	237	244
扭转工况	499	328	328	328	323	323
转向工况	316	226	225	228	237	234
制动工况	285	175	175	174	168	168

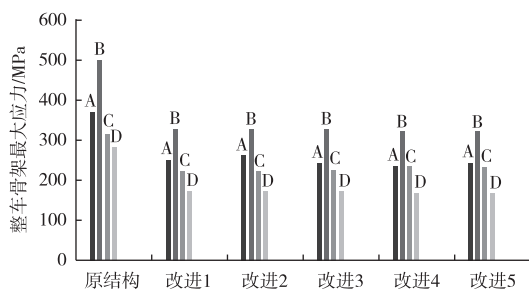


图 3 不同设计方案在典型工况下最大应力柱状图

具体来说,改进方案 1 的效果优于改进方案 2,并且改进方案 2 的斜撑调转方向会影响后悬气囊支架结构;改进方案 3 相较于改进方案 1,弯曲工况强度改善,其补充的双向斜撑,提高了格栅片的强度,改善了整车的抗弯强度;改进方案 4 相较于改进方案 3,强度更优,其增加的小立柱有效改善了整车的抗弯和抗扭性能;改进方案 5 相较于改进方案 4,其格栅的完整性对整车抗弯、抗扭、抗横向和纵向惯性力等均有效果。

其次还需要关注不同改进方案在典型工况下最大应力发生的位置。由表 3 可知,不管是原结构还是 5 种改进方案,弯曲工况下最大应力位置均在底架后气囊支架上;扭转工况下最大应力位置均在底架右前气囊支架与纵梁焊接处;制动工况下最大位置发生在底架右前气囊支架与纵梁焊接处;而在转向工况下,原结构最大应力位置在底架右前气囊支架与纵梁焊接处,改进方案 1、2、3 的最大应力位置均发生在中部踏步梁与底架格栅片焊接处,改进方案 4 与 5 的最大应力位置发生在底架右后气囊支架上。

表 3 不同设计方案在典型工况下最大应力发生位置

工况	原结构	改进 1	改进 2	改进 3	改进 4	改进 5
扭转工况		底架右前气囊支架与纵梁焊接处				
转向工况	底架右前气囊支架与纵梁焊接处	中门踏步梁与底架格栅片焊接处			底架右后气囊支架	
制动工况		底架右前气囊支架与纵梁焊接处				

根据最大应力所处位置,认为前后气囊支架是整车骨架的应力集中关注点,由于车辆右侧有 2 个乘客门,车身右侧骨架偏弱,当承受横向惯性力时,最大应力容易发生在偏右侧骨架结构上。当承受弯曲作用和纵向惯性力时,底架后悬气囊支架及周边梁焊接位置需重点关注。当承受扭转作用时,底架前悬气囊支架及周边梁焊接位置也需关注。

3.3 改进方案总结

1) 改进方案 1 简单有效,不仅保留了车身后部舱内的小平台用于布置电器元器件,还能保证结构安全。改进方案 2 在实际工程中已出现空间干涉问题,但是仿真结果显示改进方案 2 的斜撑优于改进方案 1 的斜撑,因此改进方案 1 的斜撑结构改为方案 2 的斜撑。

2) 改进方案 3 和改进方案 4 表明增加斜撑和立柱有助于增强车身骨架的抗弯和抗扭性能,但当受侧向惯性力时,这种结构反而占劣势,因此在满足力学要求的同时结构设计应尽量精简。同时这两种方案改变了后舱的设计,电器件需重新布置,空间利用上也占劣势。

3) 改进方案 5 表明完整的格栅片设计对整车的抗弯抗扭作用明显,且结构设计符合轻量化要求。但该方案的最大缺点是舱门内部美观性差。

综上所述,本文推荐改进方案 1 和 5 作为最佳方案的选择。这两种方案分别对应保留小平台和不保留小平台两种结构,可根据客户需求进行选择。

4 结束语

本文利用 CAE 分析法对某型客车骨架结构进行改进设计,应用 3D 软件搭建客车骨架三维模型,结

合整车运行的典型工况进行分析。根据分析结果, 结合客户、设计、工艺、制造要求提出 5 种结构改进方案, 并通过综合比较, 确定了最终的改进方案。

参考文献:

- [1] 张增博, 孙宇波, 刘强. 某款纯电动客车车架静态分析及优化[J]. 机械设计与制造, 2022(11): 154-157.
- [2] BENDYK J. Light Metal in Automotive Application[J]. Light Metal Age, 2000, 58(10): 34-35.
- [3] 朱红军, 刘芳忠, 吴兵. 基于尺寸优化的纯电动客车骨架轻量化设计[J]. 客车技术与研究, 2020, 42(4): 20-22.
- [4] 周雨新, 朱红军, 冒李宸. 基于静态有限元分析的客车骨架结构优化[J]. 客车技术与研究, 2023, 45(4): 40-44.
- [5] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003: 1-30.
- [6] 郑文杰, 兰凤崇, 陈吉清. FSAE 赛车车架结构拓扑优化及轻量化设计研究[J]. 汽车工程学报, 2016, 6(1): 35-42.
- [7] 龙启江, 李毅, 俞平, 等. 基于结构优化的客车骨架轻量化设计研究[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(4): 558-563.
- [8] 王钰栋, 金磊, 洪清泉, 等. HyperMesh & HyperView 应用技巧与高级实例[M]. 北京: 机械工业出版社, 2017: 7-256.
- [9] 韩刚. 纯电动客车车身结构设计及强度分析[J]. 黑龙江科学, 2022, 13(2): 1-3.
- [10] 李文彪. XMQ6850AGBEVM 城市客车白车身强度仿真分析及优化[J]. 制造与工艺, 2023(23): 145-147.
- [11] 国家发展和改革委员会. 客车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, 2009: 1-20.
- [12] 董其娟, 韩明亮, 夏德伟, 等. 基于有限元的全铝车身客车结构强度与刚度分析[J]. 现代制造技术与装备, 2023(1): 122-125.
- [13] 姚春革. 客车车身骨架强度分析及轻量化设计[J]. 中国储运, 2021(1): 97-98.

(上接第 33 页)

5 结束语

本文改进的双源转向系统控制策略, 可根据驾驶员转向需求及双源转向系统反馈信息, 控制高低压油泵独立工作或同时工作。不用像传统双源系统需等待高压油泵工作状态为停机或大幅降速后才启动低压转向助力, 高低压切换过程转向助力无中断。同时对车辆驱动系统进行限功或禁止驱动处理, 通过仪表的声光报警提示驾驶员系统状态异常, 应及时靠边停车处理, 从而有效地保证了整车行车安全。

参考文献:

- [1] 中华人民共和国工业和信息化部. 电动客车安全要求: GB 38032—2020. 北京: 中国标准出版社, 2020: 3.
- [2] 周科, 姚科, 王勇, 等. 《电动客车安全技术条件》系列国家标准解读[J]. 汽车实用技术, 2017(7): 23-25.
- [3] 周炜. 汽车电动助力转向系统(EPS)控制系统研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2017.
- [4] 谢欢欣. 电动客车双油泵式电动液压助力转向系统研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- [5] 李冰, 王兰红. 电动客车用双源电动助力转向系统的设计[J]. 职大学报, 2018(6): 82-86.
- [6] 王霄峰. 汽车底盘设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010: 363-370.
- [7] 全兴精工集团有限公司. 一种新能源汽车电动助力转向系统: 201710295102. 4[P]. 2017-10-24.
- [8] 杨慰. 汽车电动助力转向系统控制策略研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2011.
- [9] 杨庆宝. 纯电动汽车整车控制器研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2012.