

某电动客车骨架综合轻量化设计

曾业峰, 陈则尧, 吴柏生

(广东工业大学 机电工程学院, 广州 510006)

摘要:纯电动客车骨架轻量化对于提升其续航里程具有重要作用。本文首先基于变密度法对整车骨架进行拓扑结构优化,然后通过灵敏度分析和尺寸优化方法对骨架主要杆件的厚度进行优化。经过综合优化后的某纯电动客车骨架的刚强度性能均有提高,且减重效果明显。

关键词:电动客车; 整车骨架; 拓扑优化; 尺寸优化

中图分类号:U462.2; U463.82⁺2 **文献标志码:**A **文章编号:**1006-3331(2023)03-0032-05

Comprehensive Lightweight Design of an Electric Bus Framework

ZENG Yefeng, CHEN Zeyao, WU Baisheng

(School of Electromechanical Engineering, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China)

Abstract: The lightweight of framework for a pure electric bus plays an important role in improving its driving range. Firstly, the topology of the vehicle framework is optimized based on the variable density method. Then the thickness of main bars of the whole framework structure is optimized by the sensitivity analysis and size optimization methods. After comprehensive optimization, the rigidity and strength performances of the pure electric bus framework are improved with an obvious weight reduction effect.

Key words: electric bus; vehicle framework; topology optimization; size optimization

相对于传统城市客车,纯电客车由于电池总质量较大,导致整车骨架更重,而整车骨架质量约占整车质量的35%~40%^[1]。目前,纯电动汽车主要存在续航里程短、整备质量较大等问题,轻量化可以降低能耗,使续航里程增加。据统计,电动汽车质量每减小100 kg,行驶里程可增加3%~5%^[2]。因此电动客车整车骨架的轻量化设计意义重大。目前,车辆结构轻量化方法主要包括拓扑优化、形貌优化和尺寸优化等。已有文献对结构复杂的客车整车骨架的优化一般仅采用一种优化方法^[3-5]。本文采用拓扑优化和尺寸优化相结合的方法对某油改电的客车整车骨架进行综合轻量化设计。

1 原整车骨架有限元分析

1.1 原整车骨架有限元模型

采用 HyperMesh 软件对原整车骨架进行有限元

建模与分析。原整车骨架材料用 Q345 钢,屈服极限为 345 MPa,弹性模量为 206 GPa,密度为 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,泊松比为 0.3。整车骨架外形尺寸为 $8 \text{ m} \times 2.85 \text{ m} \times 2.35 \text{ m}$ 。因整车骨架结构由矩形型材和板材焊接而成,故采用壳单元对整车骨架构件进行有限元网格划分。根据整车骨架构件尺寸,壳单元大小选用 10 mm,最终划分为 664 370 个二维壳单元。通过 RBE2 刚性单元模拟整车骨架构件焊接。在客车其他功能部件以及乘客位置创建质量点,并添加到整车骨架相应构件上。整车有限元模型如图 1 所示,在此基础上建立自由模态分析模型和 4 种典型工况刚强度分析模型^[6]。

为了得到整车骨架结构本身的动态固有特性,在结构自由振动模态分析中不施加约束条件,不加载。刚强度分析模型的边界约束以简支梁进行模拟,其中扭转工况放开右前悬架所有约束^[7]。考虑到冲击载

收稿日期:2023-02-24。

第一作者:曾业峰(1994—),男,硕士;主要从事车辆结构优化设计工作。E-mail:15678296187@163.com。

荷的影响,对模型施加动载荷。在整车骨架的4个悬架处施加约束,其中1、2、3、4、5、6分别表示对X、Y、Z轴的3个平动自由度和3个转动自由度约束。动载荷加载及模型约束见表1。

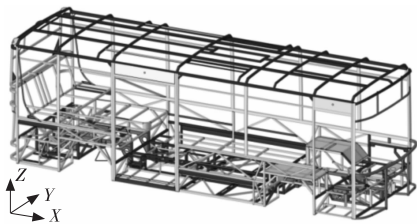


图1 整车骨架有限元模型

表1 动载荷及边界约束

工况	动载荷	悬架约束
弯曲	2.0g 动载荷	左前(1,2,3,6)、右前(1,3,6) 左后(2,3,6)、右后(3,6)
制动	2.0g 动载荷+ 0.6g 制动减速度	左前(1,2,3,6)、右前(1,3,6) 左后(2,3,6)、右后(3,6)
转弯	1.3g 动载荷+ 0.3g 侧向加速度	左前(1,2,3,6)、右前(1,3,6) 左后(2,3,6)、右后(3,6)
扭转	1.3g 动载荷	左前(1,2,3,6)、右前(/) 左后(2,3,6)、右后(3,6)

1.2 整车骨架有限元分析结果

采用 HyperViews 后处理软件查看有限元分析结果。

1) 自由模态分析结果。整车骨架除前6个刚体模态外最低模态频率为5.06 Hz,模态振型为整体扭转。路面不平导致的动力学激励多数在3 Hz以下^[8],因此原整车骨架避开了低阶共振频率。

2) 4种工况分析结果。其最大应力、安全系数和最大变形量结果见表2。此处的安全系数为模型选用材料的屈服应力与模型对应工况下的最大应力之比,安全系数取值应不低于1.3^[9]。由分析结果可知,该油改电客车整车骨架安全系数较低。最大允许变形参考值取10 mm^[10],该整车骨架扭转工况的最大变形量已超出参考值。这表明随着客车动力系统的改变,原有的骨架结构已不能满足使用需求。大应力主要集中在前后悬架和动力电池安装处等区域;而其他绝大部分区域应力较小,设计较冗余,有优化设

计空间。

表2 原整车骨架应力、变形及安全系数

工况	最大应力/MPa	最大变形量/mm	安全系数
弯曲/制动	312/295	8.84/9.30	1.11/1.17
转弯/扭转	285/315	6.98/10.87	1.21/1.10

2 结构拓扑优化

综合优化的第一步是以多工况下整车骨架力学性能最优为目标建立整车结构的拓扑优化模型,寻求整车骨架结构最优布局,对原有整车骨架结构进行改进设计。因变密度法具有良好的稳健性和可拓展性,已经成为结构拓扑优化的主流算法,被广泛应用于工程领域。本文对该电动客车整车骨架进行拓扑优化时采用基于SIMP的变密度法^[11],应用Hyperworks Optistruct软件完成拓扑优化设计。

2.1 拓扑优化模型建立

考虑到模型尺寸大小,并权衡模型的计算精度与分析效率,拓扑优化模型上层采用40 mm的壳单元进行网格划分^[12]。下层结构较为复杂并考虑到上层与下层单元的衔接,下层底架采用40 mm实体单元进行网格划分。根据客车的使用要求,将前后车窗框架、左右侧车窗骨架和顶棚逃生窗口框架等设为非优化区域,其余单元设为设计区域建立拓扑优化模型,如图2所示。

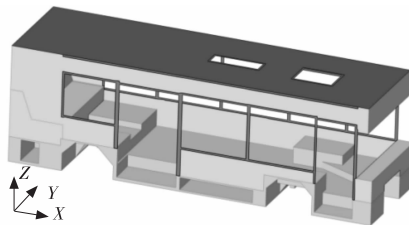


图2 拓扑优化空间模型

在Hyperworks Optistruct软件中创建体积分数响应、加权柔度响应和一阶扭转模态频率响应。加权柔度是将上述4种工况进行平均加权求出整车骨架结构的总柔度。约束条件为要求体积分数响应不大于0.3。为使拓扑优化后结构的低阶频率避开共振频率,施加的约束为一阶扭转模态频率响应不小于原整车骨架的一阶扭转模态频率。优化目标为客车整车

骨架结构的加权柔度响应值最小^[13]。建立的优化模型数学表达式如下:

$$\begin{aligned} & \text{Find } X = [x_1, x_2, \dots, x_n] \\ & \begin{cases} \min & C_1 + C_2 + C_3 + C_4 \\ \text{s. t.} & V_f \leq 0.3 \\ & f_1 \geq 5.06 \text{ Hz} \end{cases} \end{aligned} \quad (1)$$

式中: $x_i (i=1, 2, \dots, n)$ 为设计变量, 即为每个单元的相对密度; C_1 、 C_2 、 C_3 和 C_4 分别为 4 种工况下的骨架柔度; V_f 为骨架的体积分数; f_1 为骨架的一阶扭转模态频率。

2.2 拓扑优化结果分析

1) 车顶结构。拓扑优化后的车顶密度云图如图 3 所示, 除了主要的承载纵梁与横梁外, 还包括许多三角形结构。根据拓扑优化的结果对原车顶结构(图 4)重新设计, 得到图 5 所示的新车顶结构。与原车顶结构相比, 新设计的车顶结构新增了许多三角形。

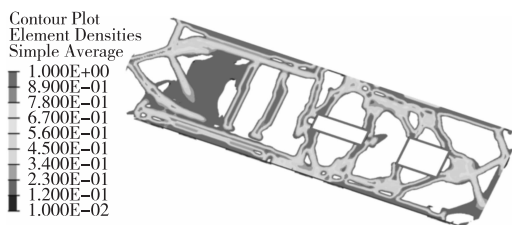


图 3 车顶拓扑优化密度云图

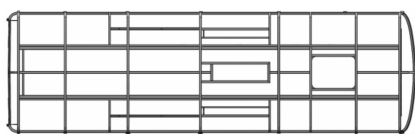


图 4 原车顶结构

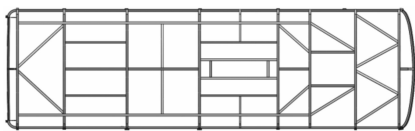


图 5 新车顶结构

2) 侧围结构。拓扑优化后的侧围结构密度云图如图 6 所示, 其密度分布路径较为清晰。根据侧围骨架拓扑优化结果对原侧围结构(图 7)进行可制造化处理, 得到图 8 所示的新侧围结构。与原侧围结构相比, 新设计的侧围结构新增了许多小的三角形, 局部斜撑杆延伸了。

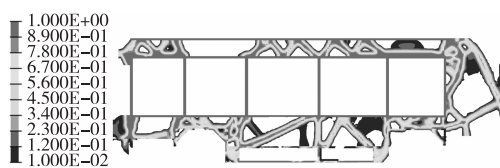


图 6 侧围拓扑优化密度云图

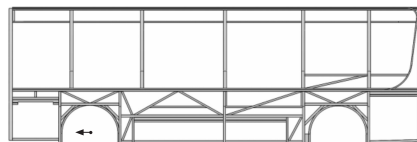


图 7 原侧围结构

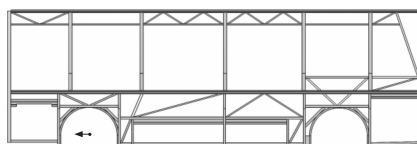
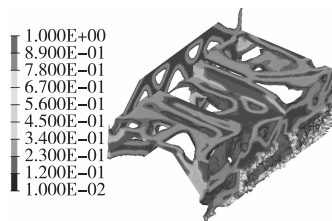
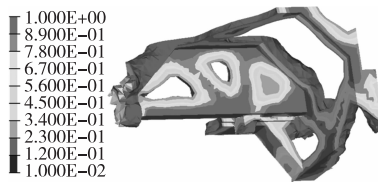


图 8 新侧围结构

3) 底架结构。底架结构需要承载座椅、乘客以及大重量的动力电池组, 同时要兼具底盘功能。因此底架结构布局复杂, 其拓扑优化的结果也非常复杂。这里主要展示后座和车轮拱处(悬架连接处)应力集中区域的拓扑优化结果。图 9(a) 为后座优化密度云图, 图 9(b) 为车轮拱处优化密度云图。图 10(a) 为后座原结构, 图 10(b) 为车轮拱处原结构。根据拓扑优化结果重新设计的结构如图 11 所示。与原后座结构相比, 新后座设计采用三角结构取代矩形结构。与原车轮拱结构相比, 新车轮拱结构重新调整了斜撑杆的布局, 使其与力的传力路径一致。



(a) 后座优化密度云图



(b) 车轮拱处优化密度云图

图 9 拓扑优化后车底局部密度云图

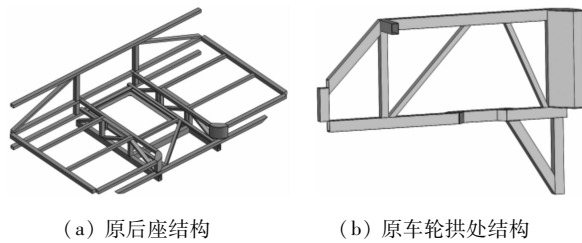


图10 原车底部局部设计

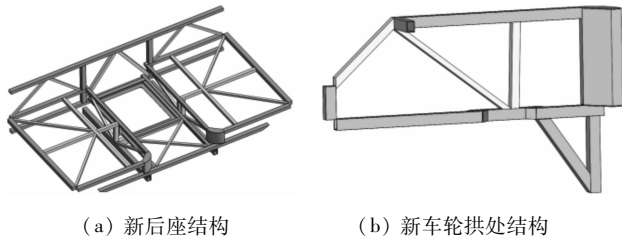


图11 新车底部局部设计

3 整车骨架构件尺寸优化

综合优化的第二步是基于拓扑优化修改后的整车骨架结构模型,通过灵敏度分析筛选出目标杆件,对目标杆件的厚度进行尺寸优化并进行强度校核。最终实现在满足刚度、强度及模态性能要求前提下的整车骨架轻量化目标。

3.1 灵敏度分析筛选

灵敏度分析筛选可以为尺寸优化确定方向,减少尺寸修改的杆件数目,有利于优化方案的工程实施。为找出整车骨架共485个杆件的厚度变化对整车骨架柔度、一阶扭转模态频率和质量的影响程度,通过Hyperworks Optistruct软件对上述4种工况下的柔度响应、自由模态分析得到的一阶扭转模态频率响应以及质量响应创建灵敏度模型:

$$\text{sen}(y_j/t_i) = \partial y_j / (\partial t_i) \quad (2)$$

式中: y_j 为4种工况之一的柔度约束函数、一阶扭转模态频率约束函数以及质量最小化目标函数; t_i 为第*i*个杆件的厚度变量。

最终筛选出118个厚度变化对质量影响较大但对一阶扭转模态频率和柔度影响较小的杆件^[14]。

3.2 厚度尺寸优化

1) 厚度优化模型建立。对上述通过灵敏度分析后获得的118个杆件的厚度进行优化。厚度优化的

约束条件如下:首先为保证整车骨架不出现低阶共振现象,将限制一阶扭转模态频率不低于原整车骨架的一阶扭转模态频率;然后根据拓扑优化后整车的强度、刚度不足的情况,将4个工况下的整车柔度响应设置为小于原整车骨架的柔度值。目标是在满足整车骨架性能的前提下进行轻量化,所以尺寸优化的目标函数是整车骨架质量最小^[15]。因此所建立的优化模型数学表达式为

$$\begin{aligned} &\text{Find} \quad T = [t_1, t_2, \dots, t_n] \\ &\left\{ \begin{array}{l} \min \quad M \\ \text{s. t.} \quad C_1 < 36\,036 \text{ N} \cdot \text{m} \\ \quad \quad C_2 < 14\,414 \text{ N} \cdot \text{m} \\ \quad \quad C_3 < 16\,279 \text{ N} \cdot \text{m} \\ \quad \quad C_4 < 62\,512 \text{ N} \cdot \text{m} \\ \quad \quad f_1 \geq 5.06 \text{ Hz} \end{array} \right. \quad (3) \end{aligned}$$

式中: M 为整车骨架质量。

2) 厚度优化结果分析。通过Hyperworks Optistruct的Optimization模块对客车整车骨架尺寸优化模型进行求解,厚度优化结果如图12所示,优化后的杆件厚度在1~10 mm之间,表3列出了其中部分杆件的优化结果。然后基于优化结果,依据可制造化处理原则,按照可选型材的尺寸对杆件的厚度进行圆整修正,更新整车骨架的有限元模型并进行刚强度分析,校验整车骨架力学性能是否达到优化目标。

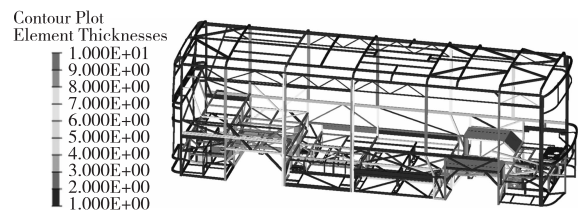


图12 整车骨架厚度尺寸优化结果

表3 部分杆件厚度尺寸优化结果 mm

杆件 ID	优化前厚度	优化后厚度	圆整后厚度
1/2	2/2	1.375/1.452	1.5/1.5
3/4	5/2	4.712/2.795	5/3
5/6	3/5	3.352/4.093	3.5/4
7/8	3/2	1.848/2.038	2/2
9/10	5/4	1.785/6.523	2/6.5

3.3 优化前后对比分析

对采用拓扑优化和尺寸优化相结合的综合优化后重新设计的整车骨架结构进行有限元分析,得到的整车骨架力学性能参数见表 4。对比表 2 和表 4 可知,综合优化后的整车骨架刚度和强度性能得到明显提升。综合优化后的整车骨架一阶扭转模态频率为 5.54 Hz,相比原整车骨架一阶扭转模态频率 5.06 Hz 有所提高。原整车骨架质量为 1 299 kg,综合优化后整车骨架质量是 1 110 kg,减重率达到了 14.55%,减重效果明显。

表 4 综合优化后整车骨架应力、变形及安全系数

工况	最大应力/MPa	最大变形量/mm	安全系数
弯曲/制动	262/267	5.66/5.89	1.32/1.30
转弯/扭转	165/170	4.10/5.44	2.09/2.03

4 结束语

本文采用拓扑优化和尺寸优化相结合的综合优化设计方法对某电动客车车身骨架进行轻量化设计。最终整车骨架各工况的刚强度性能均有明显提高,同时减重 189 kg,取得了明显的轻量化效果,该综合优化方法对实际设计应用具有一定的指导意义。后续将结合对客车整车骨架安全性的要求,在同时满足静态、动态性能以及安全性的前提下实现整车骨架的轻量化。

参考文献:

[1] 王晶. 某纯电动客车骨架结构有限元仿真分析及优化设计

[D]. 长春:吉林大学,2018.

[2] 马鸣图,易红亮,路洪洲,等. 论汽车轻量化[J]. 中国工程科学,2009,11(9):20-27.

[3] 蒋金良,甘长勇,周维林,等. 某电动商用车车架轻量化改进[J]. 现代制造业工程,2022,497(2):64-69.

[4] 张健,陈科任,郑彬. 新型电动汽车车架轻量化优化设计[J]. 制造业自动化,2019,41(3):51-55.

[5] 孙斌,吴长风,叶松奎,等. 基于灵敏度分析的钢铝混合客车骨架优化设计[J]. 客车技术与研究,2021,43(3):29-32.

[6] 石琴,张代胜,谷叶水,等. 大客车车身骨架结构强度分析及其改进设计[J]. 汽车工程,2007,29(1):87-92.

[7] 黄金陵. 汽车车身设计:第 2 版[M]. 北京:机械工业出版社,2021:56-57.

[8] 王松,严运兵,张胜兰. 客车车架有限元分析及尺寸优化[J]. 汽车科技,2012(4):35-39.

[9] 曹文钢,李辉,陈维,等. 客车车身强度与刚度的有限元分析[J]. 农业机械学报,2007,38(3):39-43.

[10] 毛爱华. 纯电动大客车骨架结构轻量化多目标优化设计[D]. 长春:吉林大学,2015.

[11] 王文甲,吴长风,张勇,等. 客车骨架局部结构的多工况拓扑优化设计[J]. 客车技术与研究,2018,40(1):26-29.

[12] 文光辉. 基于拓扑优化的纯电动公交客车车身结构设计及结构分析[D]. 重庆:重庆大学,2015.

[13] 范文杰,范子杰,桂良进,等. 多工况下客车车架结构多刚度拓扑优化设计研究[J]. 汽车工程,2008,30(6):531-533.

[14] 郑若瑜,肖守訥,朱涛,等. 25T 客车车体结构轻量化研究[J]. 机械设计与制造,2017(11):157-160.

[15] 王旭飞,焦登宁,谭飞,等. 基于灵敏度分析的客车骨架轻量化设计[J]. 现代制造工程,2021(9):52-57.