电动重卡滑板底盘“架-舱”组合式车架的构型设计与协同优化

段利斌[1] 陈家俊[1] 陈梅花[1] 秦严彬[2] 王 敏[2] 姜 涛[2]
杜展鹏[1*] 江浩斌[1]
1.江苏大学汽车与交通工程学院,镇江,212013
2.徐州徐工汽车制造有限公司,徐州,221000

摘要:针对传统电动重卡后背式电池包布置存在重心高、结构集成度低等问题,开发一种滑板底盘“架-舱”组合式车架新结构。通过对比后背式与滑板底盘“架-舱”组合式两种车架构型,选取了体积利用率高、带电量大的滑板底盘“架-舱”组合式方案;开展车架性能分析,确定了满载弯曲与对角扭转两种典型工况,并采用安全因子作为车架性能的评价指标;进一步,提出了一种融合系统级优化、子学科优化和循环控制策略的改进协同优化框架,用于“架-舱”组合式车架的协同优化设计。对比分析结果表明,该优化框架相较于传统协同优化方法,优化效率提高52.1%,车架总质量减小10.7%,验证了其在电动重卡车架设计中的有效性与先进性。

关键词:滑板底盘;“架-舱”组合式车架;构型设计;协同优化;轻量化设计
中图分类号:U469.72;TH122
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.11.015 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Configuration Design and Collaborative Optimization of “Frame-Cabin” Combined Frame for Electric Heavy-duty Truck Skateboard Chassis

DUAN Libin[1] CHEN Jiajun[1] CHEN Meihua[1] QIN Yanbin[2] WANG Min[2] JIANG Tao[2]
DU Zhanpeng[1*] JIANG Haobin[1]
1.School of Automotive and Transportation Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu, 212013
2.Xuzhou XCMG Auto Manufacturing Co., Ltd., Xuzhou, Jiangsu, 221000

Abstract: To address the problems of high center of gravity and low structural integration associated with the rear-mounted battery pack configuration of conventional electric heavy-duty trucks, a novel "frame-cabin" combined frame structure was proposed based on a skateboard chassis. A comparative study was first conducted between the rear-mounted configuration and the skateboard-chassis "frame-cabin" configuration, and the latter was selected owing to its higher volume utilization rate and larger installed battery energy. The structural performance of the frame was then systematically evaluated under two representative load cases, i.e., full-load bending and diagonal torsion, and the safety factor was adopted as the quantitative metric for structural adequacy. Furthermore, an enhanced collaborative optimization framework integrating system-level optimization, subsystem-level optimization and a cyclic control strategy was developed for the collaborative optimization design of the "frame-cabin" combined frame. Comparative results demonstrate that, compared with the conventional collaborative optimization method, the proposed framework improves the optimization efficiency by 52.1% in terms of iteration number and reduces the total frame mass by 10.7%, which verifies its effectiveness in the frame design of electric heavy-duty trucks.

Key words: skateboard chassis; “frame-cabin” combined frame; configuration design; collaborative optimization; lightweight design

0 引言

2024年,我国社会物流总费用占GDP的14.1%,重卡承担了70%的陆路货运量。电动重卡能耗成本仅为0.5元/公里(柴油车为2.4元/公里),可有效降低20%的物流成本。在国家节能减排政策的驱动下,重卡的电动化转型势在必行。目前,我国电动重卡整备质量相比于同规格的燃油重卡普遍重2~4 t[1],直接导致载质量利用系数低、续航里程短,无法满足长途公路运输需求。此外,现有电动重卡多基于传统燃油重卡底盘改制而成,底盘与上装耦合程度高、研发周期长、平台

收稿日期:2025-09-02
基金项目:江苏省重点研发计划(BE2022053-4)

化与模块化程度低，且基于现有电动重卡衍变开发不同应用场景下多款车型的难度大、成本高，增加了现有电动重卡的普及难度。

滑板底盘概念最早源于2002年通用汽车Hy-wire概念车，其“底盘-车身解耦”设计奠定了滑板底盘的技术雏形，但受线控技术及动力系统集成水平限制，未实现工程化应用。2012年，特斯拉Model S通过模块化底盘Pack系统验证了该技术在电动汽车中的可行性。2021年，Rivian实现滑板底盘量产，并推动其向商用车领域拓展。国内相关技术起步较晚，近年来以悠跑科技、宁德时代、宇通集团等企业为代表，分别从模块化底盘、CTC电池底盘一体化及电动重卡专用底盘等方向开展技术探索，推动滑板底盘由概念验证向商用化应用发展。

与现有相同载重的电动重卡底盘相比，滑板底盘采用全新构型设计理念，实现车架与电池包高度集成与融合。滑板底盘约占电动重卡整备质量的70%～75%，而车架与电池包箱体约占滑板底盘总质量的20%～25%，是整车轻量化的核心载体，因此，开展滑板底盘车架与电池包箱体的轻量化设计，对减小电动重卡整备质量、提高续航能力与市场竞争力具有重要意义。

结构优化是实现电动重卡车架轻量化的核心手段，主流方法包括尺寸优化与拓扑优化等[2]。李艳星等[3]针对某中型氢燃料电池货车车架，基于变密度拓扑优化方法，开展了静态多工况刚度最大化与动态低阶固有频率提高的多目标优化，实现减重7.8%。LIU等[4]提出了一种基于模糊满意度变权系数的多目标拓扑优化方法，有效提高了电动矿用自卸车正扭、后扭和全扭工况的刚度和一阶固有频率。付建蓉等[5]建立了车身骨架拓扑优化模型，利用单工况和多工况协同拓扑优化方法，实现车身骨架减重13.55%。当前，多学科优化(MDO)方法被广泛应用于航空航天、汽车工业和机器人等领域[6]，开发了如单学科可行性[7]、多学科可行性[8]、并行子空间优化[9]和协同优化[10]等MDO方法。其中，协同优化(CO)是一种经典的分布式优化架构。ZHU等[11]采用顺序二次规划算法结合多学科协同优化算法，开展了车身结构多目标优化设计，实现减重4.07 kg。YANG等[12]基于分解的多学科优化方法，解决了两种汽车底盘设计任务，提供高效且精确度高的解决方案，帮助设计者在进行复杂的车辆设计时选择合适的优化方法。

综上，车架轻量化研究方法、多学科优化设计方法很多，但目前仍缺少有效构型设计以及卡车车架多学科优化设计高效方法。传统电动重卡滑板底盘构型紧凑扁平，车架与电池包箱体高度集成化设计难度大，缺乏有效的构型方案；滑板底盘车架与电池包箱体协同优化与轻量化技术涉及多学科交叉融合，投入人力资源多、开发周期长、成本高。基于此，本文以电动环卫重卡为研究对象，设计新型滑板底盘“架-舱”组合式车架结构，通过与传统车架构型对比验证其轻量化优势。为解决电动重卡车架轻量化存在多学科交叉融合优化效率低的问题，提出了改进的协同优化框架，将刚度、模态与强度工况分学科优化，开展“架-舱”组合式车架协同优化设计，提高了电动重卡车架轻量化优化效率。

1　滑板底盘“架-舱”组合式车架构型设计

本文以一款电池包后背式布置的电动环卫重卡为研究对象，设计了一种可满足170 kW·h短续航和340 kW·h长续航电量需求的滑板底盘“架-舱”组合式车架结构。综合考虑环卫车的作业需求，选择短续航的车型开展轻量化设计。对于某款异形电池包，电池舱框架采用半包裹式单层设计，框架与电池包外形匹配，框架横梁搭载在异形包上方，用于安装电池包。电池舱框架与电池包箱体通过螺栓连接，螺栓从底部向上安装紧固，车架左右两侧通过螺栓与电池舱框架进行连接，如图1所示。电池包箱体的离地间隙为388 mm，在远大于企业标准与使用场景最低通过性要求的前提下，增加了结构防护可靠性，如图2所示。电池包后背式电动重卡的电池包位于驾驶室后方(图3a)，滑板底盘式电动重卡的电池包位于车架下方(图3b、图3c)。与后背式布置的电池包框架相比，

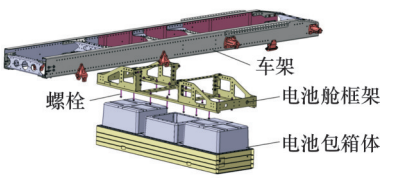


图1　车架、电池舱框架与电池包箱体连接关系

Fig.1　The connection between the chassis, battery compartment frame, and battery pack casing

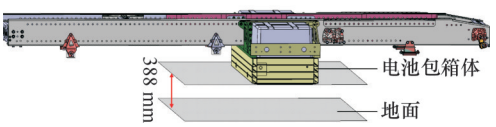
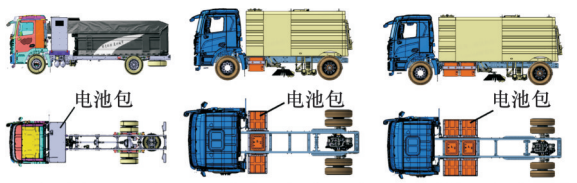


图2　电池包箱体最小离地间隙

Fig.2　Minimum ground clearance of the battery pack casing



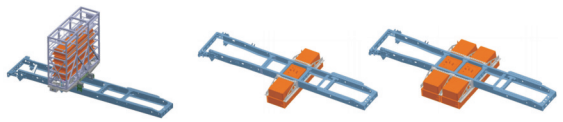
(a)电池包后背式电动重卡 (b)短续航滑板底盘式电动重卡 (c)长续航滑板底盘式电动重卡

图3 后背式与滑板底盘式电动重卡构型对比

Fig.3 Comparison of rear-mounted and skateboard chassis electric trucks

电池舱框架与电池包箱体共同承担电池的重量，使整个电池舱框架变得简洁，提高了体积利用率，实现了电池舱框架轻量化的目的，如图4所示。

两种车架的质量和性能对比如表1所示，相比于后背式车架，滑板底盘“架-舱”组合式车架构型设计的电池舱框架减重11.2%，弯曲刚度提高10.5%，扭转刚度提高11.0%。传统底盘和滑板底盘的对比分析如表2所示，滑板底盘的电池包与车架集成度高、性能更好、轻量化效果显著。电池包设计方案具体信息如表3所示，可知，长续航和短续航电池包的体积利用率远大于后背式电池包的体积利用率。因此，本文重点开展滑板底盘“架-舱”组合式车架的轻量化设计。



(a)电池包后背式车架 (b)滑板底盘“架-舱”组合式车架

图4 车架构型演变过程

Fig.4 Evolution of frame structure

表1 后背式车架和“架-舱”组合式车架的质量和性能对比

Tab.1 Comparison of weight and performance between rear-frame and “frame-cabin” combination

	车架质量	电池舱框架与电池包箱体总质量	总质量(不含电芯)	弯曲刚度	扭转刚度
后背式车架	675 kg	490 kg	1165 kg	2086 N/mm	2370 N·m/(°)
“架-舱”组合式车架	675 kg	360 kg	1035 kg	2306 N/mm	2630 N·m/(°)
提高率		−26.5%	−11.2%	10.5%	11.0%

表2 传统底盘和滑板底盘的对比分析

Tab.2 Comparative analysis of traditional chassis and skateboard chassis

评价指标	传统底盘	滑板底盘
电池包布置方式	紧靠驾驶室布置在车架上方	集成布置在车架中
车架与电池包集成度	低	高
构型方案	简单	复杂
车架与电池包箱体总重量	重	轻
车架整体刚度	中	高
车架疲劳寿命	中	高
底盘综合性能	中	高
底盘承载方式	车架承载	车架与电池包箱体共同承载
底盘重心位置	高	低
平台化与模块化程度	低	高
新车型开发成本	高	低

表3 电池包设计方案信息

Tab.3 Battery pack design scheme information

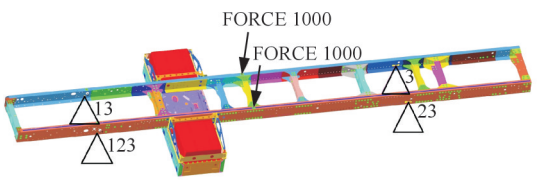
使用场景	电池包数量/个	电量/(kW·h)	电池包总质量(含电芯)/kg	体积利用率/%
后背式车架电池包	4	282	2500	37.6
长续航	2	340	2274	65.5
短续航	1	170	1137	71.2

2 “架-舱”组合式车架性能评估

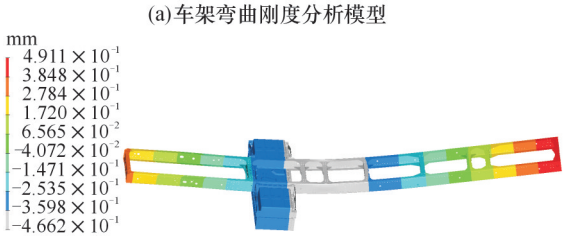
2.1 刚度分析

“架-舱”组合式车架的纵梁、横梁、连接板以及电池舱框架的部分钣金类零件采用壳单元建模，包含855 802个节点及830 052个单元，其中车架网格尺寸为10 mm，电池包网格尺寸为5 mm。

1)弯曲刚度分析。按照文献[13]进行车架弯曲刚度分析，仿真结果如图5所示，最大位移为0.4911 mm，车架初始弯曲刚度K_B=2306 N/mm。



(a)车架弯曲刚度分析模型



(b)车架弯曲工况位移云图

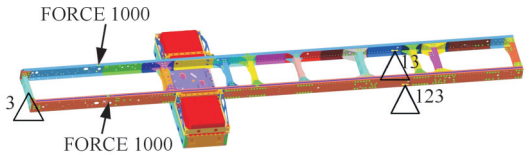
图5 弯曲刚度分析

Fig.5 Bending stiffness analysis

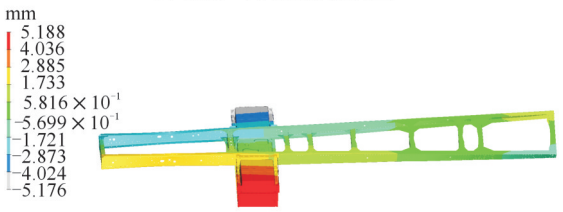
2)扭转刚度分析。按照文献[13]的加载条件进行车架扭转刚度分析，仿真结果如图6所示，最大位移为5.19 mm，车架初始扭转刚度K_T=2630 N·m/(°)。

2.2 模态分析

本文对车架进行自由模态分析(图7)，图7a所示一阶扭转模态，最大位移为3.02 mm；图7b所示一阶横向弯曲模态，最大位移为4.62 mm；图



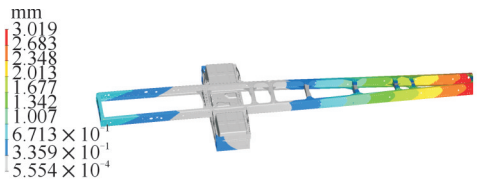
(a)车架扭转刚度分析模型



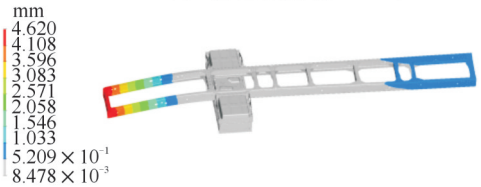
(b)车架扭转工况位移云图

图6　扭转刚度分析

Fig.6　Torsional stiffness analysis



(a)一阶扭转模态(9.26 Hz)



(b)一阶横向弯曲模态(10.61 Hz)



(c)一阶垂向弯曲模态 (18.15 Hz)

图7　模态分析位移云图

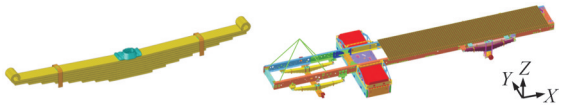
Fig.7　Modal analysis displacement cloud diagram

7c所示一阶垂向弯曲模态，最大位移为3.32 mm。

2.3　强度分析及评价指标

2.3.1　车架强度分析工况建模

本文选取满载弯曲工况、对角扭转工况对车架强度进行分析。由于悬架对车架的性能影响很大，为了将实际行驶过程中产生的各种力与力矩更精准地传递到车架上，本文对悬架进行详细建模，如图8a所示，车架强度分析模型如图8b所示，驾驶室总成质量和货箱质量采用RBE3集总于质心节点。满载弯曲工况下车架的加载为：分别约束车架左前轮、右前轮、左后轮和右后轮安装中心点处XYZ、XZ、YZ和Z方向的平动自由度，施加Z方向、大小为$-2g$的加速度。扭转工况下车架的加载为：约束车架左前轮安装中心点处XZ方向的平动自由度，并强制施加200 mm的Z方向位移；约束车架右前轮和左后轮安装中心点处XYZ和Z方向的平动自由度，约束右后轮安装中心点处Z方向的平动自由度，并强制施加200 mm的Z方向位移；施加Z方向、大小为$-1.3g$的加速度。



(a)前悬钢板弹簧　(b)“架-舱”组合式车架强度分析模型

图8　强度分析

Fig.8　Intensity analysis

2.3.2　车架各工况性能

本文采用安全因子(即材料的屈服强度与部件最大应力的比值)作为车架强度分析的评价指标，其中许用安全因子为1.1。

根据对角扭转工况下“架-舱”组合式车架的位移云图，车架满载弯曲工况、对角扭转工况、满载制动工况、满载转弯工况的性能结果如表4所示。其中，满载制动工况是模拟汽车在满载状态下在良好路面减速直线行驶时车架对其所承受载荷的响应情况；满载转弯工况是模拟汽车在满载状态下在良好路面紧急向左转向时车架对其所承受载荷的响应情况。

表4　车架强度分析工况的性能结果

Tab.4　Performance results of frame strength analysis conditions

工况	性能	车架C形梁(700L)	车架C形加强梁(700L)	车架连接横梁(600L)	电池包连接支架(Q550D)
满载弯曲	屈服强度/MPa	600	600	500	550
	最大应力/MPa	489	363	442	169
	许用安全因子	1.23	1.65	1.13	3.25
对角扭转	最大应力/MPa	452	352	447	413
	许用安全因子	1.33	1.70	1.12	1.33
满载制动	最大应力/MPa	272	218	280	75
	许用安全因子	2.21	2.75	1.79	7.33
满载转弯	最大应力/MPa	384	360	332	145
	许用安全因子	1.56	1.67	1.50	3.79

3　“架-舱”组合式车架协同优化方法

3.1　协同优化方法

3.1.1　经典协同优化框架

协同优化方法最初是为大规模分布式系统开发的，一般的协同优化问题表述为

$$\left.\begin{aligned}&\min \quad F(\boldsymbol{x}_0,\boldsymbol{x}_1,\ldots,\boldsymbol{x}_N,\boldsymbol{y})\\&\text{w.r.t.}\quad \boldsymbol{x}_0,\boldsymbol{x}_1,\ldots,\boldsymbol{x}_N,\boldsymbol{y}\\&\text{s.t.}\quad \boldsymbol{c}_0(\boldsymbol{x}_0,\boldsymbol{x}_1,\ldots,\boldsymbol{x}_N,\boldsymbol{y})\leqslant 0\\&\qquad \boldsymbol{c}_i(\boldsymbol{x}_0,\boldsymbol{x}_1,\boldsymbol{y}_i(\boldsymbol{x}_0,\boldsymbol{x}_i,\boldsymbol{y}_{j\neq i}))\leqslant 0\\&\qquad \boldsymbol{c}_i^{\mathrm{c}}=\hat{\boldsymbol{y}}_i-\boldsymbol{y}_i=0\end{aligned}\right\}$$

式中：N为子学科的数量；$F(\cdot)$为全局目标函数；$\boldsymbol{c}_0(\cdot)$为系统级优化分析约束函数；$\boldsymbol{c}_i(\cdot)$为子学科中的约束函数；$\boldsymbol{c}_i^{\mathrm{c}}$为子学科中的一致性约束函数；$\boldsymbol{x}_0$为至少在两个不同子

学科之间的公共设计变量；$\boldsymbol{x}_i$为子学科中的设计变量；$\boldsymbol{y}_i(\boldsymbol{x}_0,\boldsymbol{x}_i,\boldsymbol{y}_{j\neq i})$为子学科中的响应函数；$\boldsymbol{y}$为所有子学科中响应函数的集合；$\hat{\boldsymbol{y}}_i$为系统级中子学科对应的响应函数。

为了使用协同优化方法，将多学科优化问题分解为N个学科子问题，创建一个系统级优化来协调所有子学科的优化问题。在协同优化框架下，系统级优化问题为

$$\left.\begin{aligned}&\min\quad F(\boldsymbol{x}_0,\hat{\boldsymbol{x}}_1,\cdots,\hat{\boldsymbol{x}}_N,\hat{\boldsymbol{y}})\\&\text{w.r.t.}\quad \boldsymbol{x}_0,\hat{\boldsymbol{x}}_1,\cdots,\hat{\boldsymbol{x}}_N,\hat{\boldsymbol{y}}\\&\text{s.t.}\quad \boldsymbol{c}_0(\boldsymbol{x}_0,\hat{\boldsymbol{x}}_1,\cdots,\hat{\boldsymbol{x}}_N,\hat{\boldsymbol{y}})\leqslant 0\\&\quad J_i^*=\|\hat{\boldsymbol{x}}_{0i}-\boldsymbol{x}_0\|_2^2+\|\hat{\boldsymbol{x}}_i-\boldsymbol{x}_i\|_2^2+\\&\qquad\|\hat{\boldsymbol{y}}_i-\boldsymbol{y}_i(\hat{\boldsymbol{x}}_{0i},\boldsymbol{x}_i,\hat{\boldsymbol{y}}_{j\neq i})\|_2^2=0\end{aligned}\right\}\tag{2}$$

式中：$\hat{\boldsymbol{x}}_{0i}$为子学科中公共设计变量，$i=1,2,\cdots,N$；$\hat{\boldsymbol{x}}_i$为系统级中子学科设计变量对应的系统级设计变量。

子学科i的问题描述为

$$\left.\begin{aligned}&\min\quad J_i(\hat{\boldsymbol{x}}_{0i},\boldsymbol{x}_i,\boldsymbol{y}_i(\hat{\boldsymbol{x}}_{0i},\boldsymbol{x}_i,\hat{\boldsymbol{y}}_{j\neq i}))\\&\text{w.r.t.}\quad \hat{\boldsymbol{x}}_{0i},\boldsymbol{x}_i\\&\text{s.t.}\quad \boldsymbol{c}_i(\hat{\boldsymbol{x}}_{0i},\boldsymbol{x}_i,\boldsymbol{y}_i(\hat{\boldsymbol{x}}_{0i},\boldsymbol{x}_i,\hat{\boldsymbol{y}}_{j\neq i}))\leqslant 0\end{aligned}\right\}\tag{3}$$

其中，$J_i(\hat{\boldsymbol{x}}_{0i},\boldsymbol{x}_i,\boldsymbol{y}_i(\hat{\boldsymbol{x}}_{0i},\boldsymbol{x}_i,\hat{\boldsymbol{y}}_{j\neq i}))$与系统级优化中的$J^*$形式相同，但自变量不同。经典协同优化方法的优点是学科分析完全分离。然而，对于系统级优化器分配的每一组目标值，子学科中可能存在多个局部最优解。原因是子学科级的局部约束寻优特性和系统级非凸目标函数的梯度收敛陷阱，会导致算法收敛至全局劣解的局部可行域。且最大困难在于系统级优化在最优解处的约束梯度都是零向量。它代表了KKT（判断“在满足所有约束的情况下，是否找到了局部最优解”的数学判据）最优性条件的分解，这降低了大多数基于梯度优化方法的收敛速度。最坏情况是根本不会收敛。已知最简单、最有效的解决方法是系统级优化中的等式约束放宽到具有少量固定松弛容限ε的不等式中，提高协同优化的收敛性。图9所示算法1详细介绍了经典协同优化框架的一般流程[14]。

输入：初始设计变量$\boldsymbol{x}$
输出：优化变量$\boldsymbol{x}^*$、目标函数F^*和约束值c^*
0：启动系统优化迭代
重复以下步骤
1：计算子学科问题的目标和约束函数 同时每一个子学科i并行计算
1.0：启动子学科问题优化
重复以下步骤
1.1：评估学科分析
1.2：计算子学科问题的目标和约束
1.3：计算新的子学科问题设计点和J_i
2：计算一个新的系统级优化设计点
直到系统级优化问题收敛结束

图9 算法1：经典协同优化框架

Fig.9 Algorithm 1: the original collaborative optimization framework

3.1.2 改进的协同优化框架

为了解决3.1.1节中提到的问题，本文提出了一种改进的CO框架，该框架包括系统级优化、子学科问题优化和循环控制。系统级问题优化采用进化优化算法进行全局搜索，并将其当前最优解作为子学科优化的起点，子学科优化采用基于梯度的优化算法进行局部搜索，其当前最优解为系统级优化的起始点。重复上述过程，直到满足闭环控制的收敛条件。循环控制器主要用于子学科问题优化与系统级优化之间的数据传递和收敛判断。图10所示算法2详细介绍了改进的协同优化框架的一般过程。

输入：初始设计变量$\boldsymbol{x}$
输出：优化变量$\boldsymbol{x}^*$、目标函数F^*和约束值c^*
0：启动改进的协同优化迭代
重复以下步骤
1：计算子学科问题的目标和约束 同时每一个子学科i并行计算
重复以下步骤
1.1：进行子学科分析
1.2：计算学科子问题的目标和约束
1.3：采用进化优化算法计算新的子学科问题设计点和J_i
直到子学科优化问题收敛结束
2：启动系统优化
重复以下步骤
2.1：计算全局目标函数和约束条件J_i^*（J_i^*需要低于规定的松弛因子$\boldsymbol{\varepsilon}$）
2.2：使用基于梯度的优化算法计算$\boldsymbol{x}_0$和$\hat{\boldsymbol{y}}$的更新值
直到系统级优化问题收敛
直到$\boldsymbol{J}_i^*$小于循环控制器设定的$\boldsymbol{\varepsilon}_2$（$\boldsymbol{\varepsilon}_2<\boldsymbol{\varepsilon}_1$）或达到最大的系统范围迭代结束

图10 算法2：改进的协同优化框架

Fig.10 Algorithm 2: the improved collaborative optimization framework

3.2 协同优化设计

3.2.1 设计变量与响应定义

1）子学科1设计变量及响应定义。子学科1包含“架-舱”组合式车架弯曲刚度、扭转刚度和一阶扭转模态工况，最终确定26个厚度设计变量，包括18个公共设计变量，如图11所示。其中，$t_{1,1}$表示子学科1的第1个厚度变量；$t_{0,1}$表示公共设计变量的第1个厚度变量；其他以此类推。车架C形加强梁采用变厚度设计，厚度变化范围为2～4 mm，刚度与模态的输出响应及设计目标如表5所示。其中优化变量为离散变量，$t_{1,1}$～$t_{1,8}$、$t_{0,1}$～$t_{0,7}$离散间隔为0.5 mm，$t_{0,8}$离散间隔为1.0 mm，$t_{0,9}$～$t_{0,18}$离散间隔为0.2 mm。

2）子学科2设计变量及响应定义。选取应力较大的满载弯曲工况和对角扭转工况作为子学科2的优化工况，确定25个厚度设计变量，包括18个

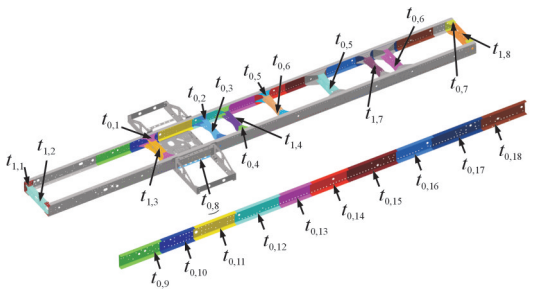


图11　子学科1设计变量

Fig.11　Sub-discipline 1 design variables

表5　子学科1输出响应及设计目标

Tab.5　Sub-discipline 1 output response and design objectives

输出响应	初始值	设计目标
弯曲刚度K_B/(kN·mm^{-1})	2.30	≥2.30
扭转刚度K_T/(kN·m·(°)$^{-1}$)	2.63	≥2.60
一阶扭转模态F_T/Hz	8.05	≥8.05
一阶横向弯曲模态F_H/Hz	11.10	≥11.10
一阶垂向弯曲模态F_C/Hz	17.50	≥17.50

公共设计变量，如图12所示。其中，$t_{2,1}$表示子学科2的第1个厚度变量。子学科2输出响应及设计目标如表6所示。其中优化变量为离散变量，$t_{2,1}$～$t_{2,3}$、$t_{0,1}$～$t_{0,7}$离散间隔为0.5 mm，$t_{2,4}$～$t_{2,7}$、$t_{0,8}$离散间隔为1.0 mm，$t_{0,9}$～$t_{0,18}$离散间隔为0.2 mm。

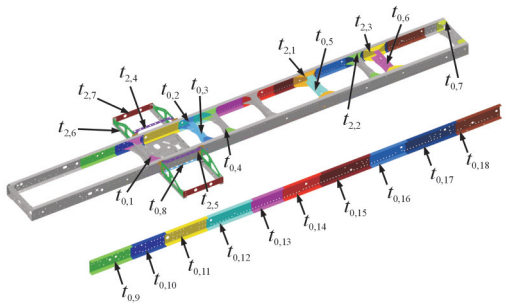


图12　子学科2设计变量

Fig.12　Sub-discipline 2 design variables

表6　子学科2输出响应及设计目标

Tab.6　Sub-discipline 2 output response and design objectives

工况	输出响应	初始值	设计目标
对角扭转	车架C形梁安全因子S_{11}	1.33	≥1.10
	车架C形加强梁安全因子S_{12}	1.70	≥1.10
	车架横梁安全因子S_{13}	1.12	≥1.10
	电池舱框架安全因子S_{14}	1.33	≥1.10
满载弯曲	车架C形梁安全因子S_{21}	1.23	≥1.10
	车架C形加强梁安全因子S_{22}	1.65	≥1.10
	车架横梁安全因子S_{23}	1.13	≥1.10
	电池舱框架安全因子S_{24}	3.25	≥1.10

3.2.2　协同优化方程定义

针对“架-舱”组合式车架的协同优化设计，将其优化问题拆解为一个系统级优化问题和两个子学科优化问题。系统级优化目标为“架-舱”组合式车架质量最小。子学科优化分别是“架-舱”组合式车架刚度、模态和强度性能的优化。对于系统级优化，其数学简化模型可表述为

$$\left.\begin{aligned}
&\min \quad m=F(\boldsymbol{x}_0,\hat{\boldsymbol{x}}_1,\hat{\boldsymbol{x}}_2)\\
&\text{w.r.t.}\quad \boldsymbol{x}_0,\hat{\boldsymbol{x}}_1,\hat{\boldsymbol{x}}_2\\
&\text{s.t.}\quad J_1^*=\|\hat{\boldsymbol{x}}_{01}-\boldsymbol{x}_0\|_2^2+\|\hat{\boldsymbol{x}}_1-\boldsymbol{x}_1\|_2^2\leqslant\varepsilon\\
&\qquad J_2^*=\|\hat{\boldsymbol{x}}_{02}-\boldsymbol{x}_0\|_2^2+\|\hat{\boldsymbol{x}}_2-\boldsymbol{x}_2\|_2^2\leqslant\varepsilon\\
&\qquad \boldsymbol{x}_0=(t_{0,1},t_{0,2},\ldots,t_{0,18})\\
&\qquad \hat{\boldsymbol{x}}_1=(\hat{t}_{1,1},\hat{t}_{1,2},\ldots,\hat{t}_{1,8})\\
&\qquad \hat{\boldsymbol{x}}_2=(\hat{t}_{2,1},\hat{t}_{2,2},\ldots,\hat{t}_{2,7})
\end{aligned}\right\}\tag{4}$$

式中：m为“架-舱”组合式车架优化部件的总质量。

系统级优化问题是负责全局优化目标函数最小，并且确保子学科设计变量$\hat{\boldsymbol{x}}_{0i}$、$\boldsymbol{x}_i$和系统级优化设计变量$\boldsymbol{x}_0$、$\hat{\boldsymbol{x}}_i$的一致性。子学科1在刚度模态工况条件下对“架-舱”组合式车架进行优化设计，其公式为

$$\left.\begin{aligned}
&\min \quad J_1=\|\hat{\boldsymbol{x}}_{01}-\boldsymbol{x}_0\|_2^2+\|\hat{\boldsymbol{x}}_1-\boldsymbol{x}_1\|_2^2\\
&\text{w.r.t.}\quad \hat{\boldsymbol{x}}_{01},\boldsymbol{x}_1\\
&\text{s.t.}\quad K_B\geqslant 2.3;\ K_T\geqslant 2.6\\
&\qquad F_T\geqslant 8.05;\ F_H\geqslant 11.1;\ F_C\geqslant 17.5\\
&\qquad \hat{\boldsymbol{x}}_{01}=(\hat{t}_{01,1},\hat{t}_{01,2},\ldots,\hat{t}_{01,18});\quad \boldsymbol{x}_1=(t_{1,1},t_{1,2},\ldots,t_{1,8})
\end{aligned}\right\}\tag{5}$$

子学科2在强度工况条件下对“架-舱”组合式车架进行优化设计，其公式为

$$\left.\begin{aligned}
&\min \quad J_2=\|\hat{\boldsymbol{x}}_{02}-\boldsymbol{x}_0\|_2^2+\|\hat{\boldsymbol{x}}_2-\boldsymbol{x}_2\|_2^2\\
&\text{w.r.t.}\quad \hat{\boldsymbol{x}}_{02},\boldsymbol{x}_2\\
&\text{s.t.}\quad S_{11}\geqslant 1.1;\ S_{12}\geqslant 1.1;\ S_{13}\geqslant 1.1;\ S_{14}\geqslant 1.1;\\
&\qquad S_{15}\geqslant 1.1;\ S_{16}\geqslant 1.1;\ S_{17}\geqslant 1.1;\ S_{18}\geqslant 1.1\\
&\qquad \hat{\boldsymbol{x}}_{02}=(\hat{t}_{02,1},\hat{t}_{02,2},\ldots,\hat{t}_{02,18});\ \boldsymbol{x}_2=(t_{2,1},t_{2,2},\ldots,t_{2,7})
\end{aligned}\right\}\tag{6}$$

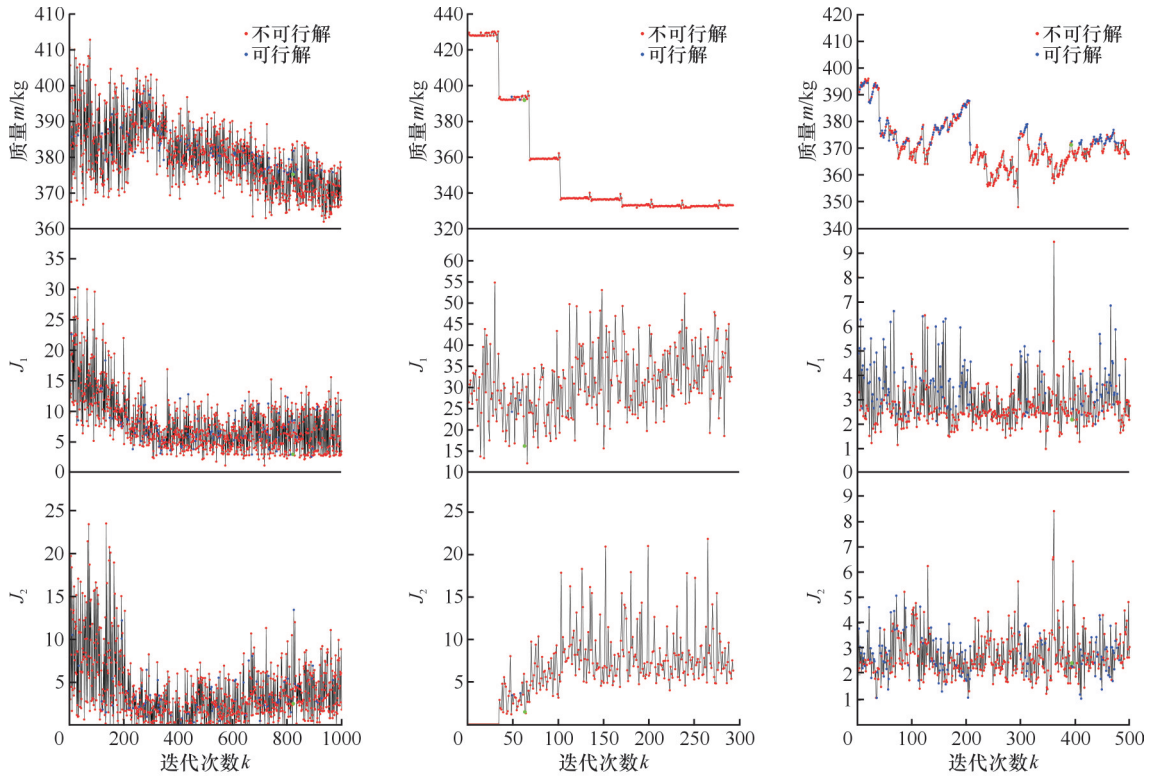
3.2.3　优化过程

为了寻找多目标问题的最优解，采用进化优化算法(EO)进行系统级优化和子学科问题的优化。图13a所示为采用基于经典协同优化框架的EO算法求解系统级优化目标和约束的迭代历史。为了提高多目标优化问题的效率，尝试使用二次拉格朗日(NLPQL)非线性规划方法来解决系统级优化问题，并使用EO算法来解决子学科问题的优化，迭代历史如图13b所示，可以看出，系统级优化虽达到了收敛条件，优化后的“架-舱”组合式车架部件的总质量减小24.4 kg，但难以找到可行解，陷入局部最优解，难以协调子学科1和子学科2的优化。基于本文提出的改进协同优化框架，子学科优化问题采用EO算法进行全局搜索，系统级优化采用NLPQL方法进行局部搜索，迭代历史如图13c所示。

3.3　优化结果与讨论

针对“架-舱”组合式车架的多目标优化问题，

改进协同优化框架与经典协同优化框架1均找到满足约束的全局最优解，而经典协同优化框架2未达最优。优化结果如表7所示。改进框架仅需394次系统迭代即收敛，显著优于经典框架1的822次，很大程度提高求解效率。通过对设计变量的合理优化，“架-舱”组合式车架质量明显减小。



(a)经典协同优化框架1　(b)经典协同优化框架2　(c)改进协同优化框架

图13　不同协同优化框架的优化过程

Fig.13　Optimization process of different collaborative optimization frameworks

表7　不同协同优化框架的优化结果

Tab.7　Optimization results of different collaborative optimization frameworks

	系统级优化方法	子学科优化方法	质量/kg	J_1	J_2	迭代次数
经典协同优化框架1	EO	EO	375.2	2.96	2.48	822
经典协同优化框架2	NLPQL	EO	391.6	16.2	1.49	-
改进协同优化框架	NLPQL	EO	371.3	2.21	2.46	394

“架-舱”组合式车架的C形加强梁采用变厚度工艺设计，最优解有8个等厚度区。为满足变厚度C形加强梁的轧制工艺要求，不同等厚度区之间需设置厚度过渡区。本文按照斜率1∶100定义厚度过渡区长度，变厚度C形加强梁工艺解读如图14所示。优化前后对比结果如表8所示，可

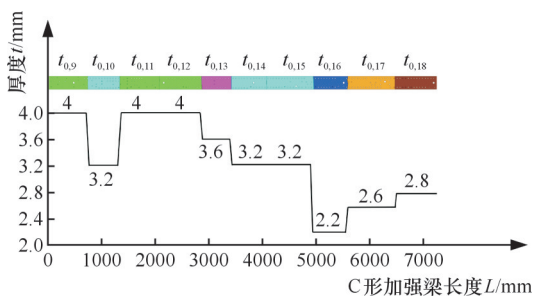


图14　变厚度C形加强梁工艺解读

Fig.14　Interpretation of the variable-thickness C-shaped reinforced beam process

表8　初始设计与优化结果的对比

Tab.8　Comparison of initial design and optimized results

响应名称	初始设计	优化结果	变化比例/%
m	416.0 kg	371.3 kg	−10.7
K_B	2.30 kN/mm	2.26 kN/mm	−1.7
K_T	2.63 kN·m/(°)	2.62 kN·m/(°)	−0.3
F_T	9.26 Hz	9.62 Hz	3.9
F_H	10.61 Hz	10.87 Hz	2.5
F_C	18.15 Hz	18.45 Hz	1.6
S_{11}	1.33	1.29	−3.0
S_{12}	1.70	2.87	68.8
S_{13}	1.12	1.12	0
S_{14}	1.33	1.32	−0.7
S_{21}	1.22	1.20	−1.0
S_{22}	1.65	2.70	63.6
S_{23}	1.12	1.18	5.4
S_{24}	3.25	3.09	−4.9

以看出，在满足性能要求的情况下，优化后“架-舱”组合式车架中的部件总质量减小10.74%。优化后的“架-舱”组合式车架各个工况的性能指标均满足设计要求。

4　结论

本文提出了一种新型的“架-舱”组合式滑板底盘车架构型，与传统后背式车架相比，将电池包从驾驶室后部转移到底盘部分后，“架-舱”组合式车架的电池体积利用率更高，实现减重11.2%，并且弯曲刚度和扭转刚度分别提高了10.5%和11.0%，滑板底盘“架-舱”组合式车架轻量化效果显著，具有重要的工程应用价值。

对滑板底盘“架-舱”组合式车架开展了协同优化设计，并提出了一种高效的多学科优化框架。优化结果表明，在满足所有约束条件的情况下，迭代效率提高了52.1%。优化后的“架-舱”组合式车架的优化部件总质量减小10.74%

参考文献：

[1] 张春虎，赵有鹏，朱绍岚，等. 关于重型纯电动商用车总质量限值的研究[J]. 汽车实用技术，2022，47(2)：160-163.
ZHANG Chunhu，ZHAO Youpeng，ZHU Shaolan，et al. Study on the Total Mass Limit of Heavy Pure Electric Commercial Vehicle [J]. Automobile Applied Technology，2022，47(2)：160-163.

[2] 徐世伟，纪志康，肖培杰，等. 汽车轻量化技术研究现状及展望[J]. 汽车安全与节能学报，2025，16(1)：16-31.
XU Shiwei，JI Zhikang，XIAO Peijie，et al. Status and Prospect of Automobile Lightweight Technology[J]. Journal of Automotive Safety and Energy，2025，16(1)：16-31.

[3] 李艳星，王铁，吉志勇，等. 中型氢燃料电池货车车架多目标拓扑优化设计[J]. 机械强度，2022，44(5)：1128-1133.
LI Yanxing，WANG Tie，JI Zhiyong，et al. Multi-objective Topology Optimization Design of Hydrogen-fueled Truck Frame[J]. Journal of Mechanical Strength，2022，44(5)：1128-1133.

[4] LIU J，LUO L，XIAO X，et al. Multi-objectives Topology Optimization of Frame in an Electric Mining Dump Truck Based on Fuzzy Satisfaction Variable Weight Coefficients Method[J]. Journal of Mechanical Science and Technology，2022，36(6)：3059-3069.

[5] 付建蓉，胡可欣，王青春. 基于轻量化的农用电动车车身骨架拓扑优化[J]. 农业技术与装备，2025(4)：14-19.
FU Jianrong，HU Kexin，WANG Qingchun. Topology Optimization of an Agricultural Electric Vehicle Frame Based on Lightweight [J]. Agricultural Technology & Equipment，2025(4)：14-19.

[6] LIU Y，LI X，WANG P，et al. Multi-objective，Multi-disciplinary Design Optimization and Multi-attribute Evaluation of Hybrid Rocket Motors Used for Manned Lunar Lander[J]. Aerospace，2023，10(3)：272.

[7] CHEN H，LI W，CUI W，et al. Multi-objective Multidisciplinary Design Optimization of a Robotic Fish System[J]. Journal of Marine Science and Engineering，2021，9(5)：478.

[8] BIDOKI M，MORTAZAVI M，SABZEHPARVAR M. A New Approach in System and Tactic Design Optimization of an Autonomous Underwater Vehicle by Using Multidisciplinary Design Optimization[J]. Ocean Engineering，2018，147：517-530.

[9] LI L，LIU J，LIU S. An Efficient Strategy for Multidisciplinary Reliability Design and Optimization Based on CSSO and PMA in SORA Framework[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization，2014，49(2)：239-252.

[10] LI W，JIA Y J，WEN Y，et al. An Improved Collaborative Optimization for Multidisciplinary Problems with Coupled Design Variables[J]. Advances in Engineering Software，2016，102：134-141.

[11] ZHU T，WU Y，OUYANG Z，et al. Feasibility of Approximate Model Optimization for Lightweight Design of Vehicle Body Structure Based on Sequential Quadratic Programming Algorithm[J]. Sensors and Materials，2022，34(9)：3581.

[12] YANG L，GOBBI M，MASTINU G，et al. Multidisciplinary Optimisation of Road Vehicle Chassis Subsystems[J]. Energies，2022，15(6)：2172.

[13] 樊晓冬，董芸霞. 某纯电动牵引车车架拓扑结构的轻量化设计及验证[J]. 汽车实用技术，2025，50(6)：112-118.
FAN Xiaodong，DONG Yunxia. Lightweight Design and Verification of the Frame Topological Structure of a Pure Electric Tractor[J]. Automobile Technology，2025，50(6)：112-118.

[14] MARTINS J R R A，LAMBE A B. Multidisciplinary Design Optimization：a Survey of Architectures[J]. AIAA Journal，2013，51(9)：2049-2075.

[15] WANG T，WANG M，LI X，et al. Multidisciplinary Lightweight Optimization for Front Impact Structure of Body Frame Based on Active and Passive Safety[J]. Mathematics，2021，9(8)：907.

（编辑　袁兴玲）

作者简介：段利斌，男，1987年生，教授、博士研究生导师。研究方向为新能源汽车碰撞安全与轻量化设计、智能设计优化软件开发等。**杜晨鹏***（通信作者），男，1992年生，博士、讲师。研究方向为新能源汽车轻量化与碰撞安全性设计、多元材料车身与电池包轻量化设计、车用动力电池包正向开发与推广应用。E-mail：dzp1014@163.com。

本文引用格式：

段利斌，陈家俊，陈梅花，等. 电动重卡滑板底盘“架-舱”组合式车架的构型设计与协同优化[J]. 中国机械工程，2026，37(11)：2824-2831.

DUAN Libin，CHEN Jiajun，CHEN Meihua，et al. Configuration Design and Collaborative Optimization of “Frame-Cabin” Combined Frame for Electric Heavy-duty Truck Skateboard Chassis [J]. China Mechanical Engineering，2026，37(11)：2824-2831.