DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2026.06.401

底架承载式新能源机车车体结构拓扑优化与刚度提升方法

李欣悦[1]，齐红瑞[2]，李　刚[2]，朱　涛[1]，太万秋[2]
（1.西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室，四川 成都 610031；
2.中车大同电力机车有限公司 技术中心，山西 大同 037000）

摘　要：针对底架承载式新能源机车车体垂向弯曲和扭转刚度不足的难题，文章提出一种融合复合工况拓扑优化、变截面鱼腹梁设计和灵敏度驱动尺寸优化的三阶段协同刚度提升方法。首先，采用折中规划法构建复合工况拓扑优化目标函数，结合灰色关联法确定各工况权重系数，以识别底架最优材料分布路径并完成模型重构。其次，针对关键承载梁引入鱼腹梁设计，基于欧拉-伯努利(Euler-Bernoulli)梁理论推导刚度解析模型并进行参数敏感性分析。最后，基于灵敏度分析法识别对一阶垂弯和扭转模态影响显著的关键零部件（端梁、中央纵梁等）作为设计变量，实施尺寸优化（包括减薄负灵敏度部件和增厚正灵敏度部件）。结果表明：经拓扑重构后整备工况一阶垂弯频率达5.336 Hz、扭转频率达10.576 Hz；引入鱼腹梁设计后，一阶垂弯频率和扭转频率分别提升44.4%和15.5%；经尺寸优化后最终分别达到8.100 Hz（较初始提升51.8%）和12.944 Hz（较初始提升22.4%），同时实现减重918 kg。所提方法实现了刚度大幅提升与轻量化的协同，为同类轨道车辆结构优化提供了可复用的系统化设计路径。

关键词：新能源机车；拓扑优化；鱼腹梁；灵敏度分析；尺寸优化；有限元

中图分类号：U260.32；U267.9　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-128X(2026)04-0112-09

0　引言

底架承载式新能源机车的底架作为核心承载结构，其刚度直接关系到设备安装精度稳定性、车体振动特性、转向架载荷传递的均匀性以及运行平稳性[1-2]。尤其在机车运行过程中，复杂多变的载荷条件对底架结构在关键方向（如垂向弯曲、扭转）的刚度提出了更高要求。针对传统设计方法在精确优化刚度分布及提升整体刚度水平方面的局限，拓扑优化作为一种创新设计方法，以刚度提升为目标，在给定空间内智能寻求材料最优布局路径[3-5]，有针对性地在刚度薄弱区域或关键传力路径强化结构，提高底架整体刚度[6]。与此同时，针对传统等截面主梁设计存在材料冗余、刚度利用效率不高的问题，采用鱼腹梁是提升主承载梁刚度效率的有效手段[7-8]。刘海江等学者[9]以某型车的发动机罩板作为研究对象，以拓扑优化方法为指导，设计不同方案对罩板结构进行拓扑优化，并通过有限元模拟计算进行力学性能分析，总结得出最优罩板结构优化方案，减轻罩板重量，改善罩板的实际力学性能。郭鹏等学者[10]推导了一种鱼腹梁的优化设计解析方法，将承载中梁等效成简支梁，采用积分法获得通用挠曲线方程，编程计算不同变截面形状下的中梁挠度，基于力学解析的变截面设计方法可以应用于底架承载式机车鱼腹梁的设计。崔岸等学者[11]建立某商用车驾驶室壳单元有限元模型，进行数值与试验模态计算及分析：分析基于梁截面力学特性的模态灵敏度，获得灵敏梁单元组件，找出壳单元有限元模型的对应灵敏区

基金项目：国家自然科学基金项目（52375159）；四川省自然科学基金创新研究群体项目（2025NSFTD0014）
通信作者：朱　涛，男，博士，研究员，主要从事机车车辆结构强度与轻量化方面的研究；E-mail: zhutao034@swjtu.edu.cn
引用格式：李欣悦, 齐红瑞, 李刚, 等. 底架承载式新能源机车车体结构拓扑优化与刚度提升方法[J]. 机车电传动, 2026(4): 112-120.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.06.401.
Citation: LI Xinyue, QI Hongrui, LI Gang, et al. Topology optimization and stiffness improvement method of carbody structures for new-energy locomotives with load-bearing underframes[J]. Electric drive for locomotives,2026(4): 112-120.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.06.401.

域并进行形貌优化，借以指导构件截面尺寸优化，获得结构最优方案。

上述方法大多仅针对单一载荷工况展开，而机车底架在实际服役面临多种载荷的耦合作用[12]，因此，需要将多种载荷工况统一纳入拓扑优化框架进行整体考量[13-16]。本文针对机车底架结构对预期关键载荷环境的高度适应性问题，提出一套融合复合工况拓扑优化、鱼腹梁结构参数设计和基于灵敏度分析的尺寸优化的系统性刚度提升方法，旨在通过多设计方法协同优化兼顾机车轻量化与刚度提升需求。

1　车体承载结构拓扑优化

1.1　拓扑优化有限元模型

本文以某底架承载式新能源机车的车体结构为参照对象，依据其设计图纸确定底架结构基础轮廓尺寸，设定拓扑优化模型的设计域，以满足刚度提升目标和装配约束。底架结构基础轮廓尺寸如表1所示。

表1　底架轮廓尺寸表

Table 1　Outline dimensions of underframe

参数项目	参数值/mm
底架长度	18 200
底架宽度	2 880
底架高度	1 400
转向架中心距	10 000

在OptiStruct软件内，底架结构定义为关于xOz坐标平面对称。在该有限元模型中，x轴与机车长度方向平行，由二位端指向一位端；y轴与机车宽度方向平行，由二位侧指向一位侧；z轴则是从轨面竖直向上定位的高度坐标轴。基于此坐标系，研究团队构建了底架拓扑优化有限元模型如图1所示。本研究中非设计域划定为车钩箱整体结构、8个二系弹簧安装座、底架前后端板以及牵引座区域，其余为设计域。

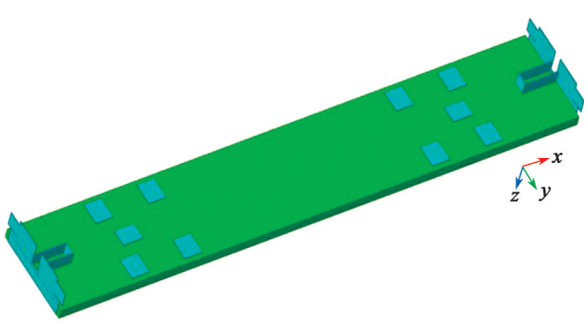


图1　底架拓扑优化有限元模型

Fig. 1　Finite element model for topology optimization of underframe

为实现机车底架结构的精确优化，参考某底架承载式新能源机车的设备分布形式，该机车包含七大核心设备单元：司机室、变流柜、3组储能电池、电气控制间以及制动控制间。为兼顾计算效率与载荷传递真实性，上述设备模块采用离散化质量点形式模拟。整备工况下机车底架结构的拓扑优化有限元模型如图2所示。

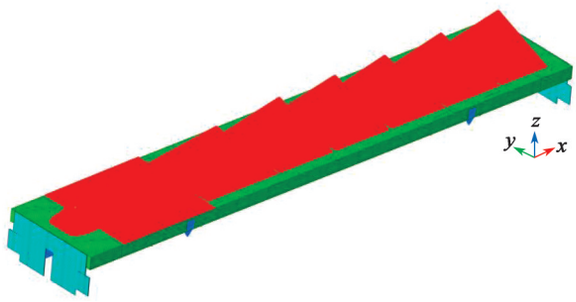


图2　整备工况下底架拓扑优化有限元模型

Fig. 2　Finite element model for topology optimization of underframe in service condition

综合考虑计算效率与求解精度，采用六面体单元离散化，网格尺寸设定为40 mm。在采用该设置后，构成整车数字模型的实体单元总数为322 393个，节点达到373 362个。

为更全面地应对复杂载荷耦合的影响，生成综合性能更优的设计方案，本研究紧密结合某新能源机车的特定运营场景，筛选出垂直静载、垂直动载、纵向压缩、纵向拉伸、牵引拉杆正向冲击、牵引拉杆负向冲击、整车起吊、架车、扭转等9种最具代表性的载荷工况，并以此作为复合工况下底架结构拓扑优化的核心依据。

1.2　复合工况目标函数的确定

机车底架复合工况拓扑优化方案采用折中规划法[17-18]确定目标函数。该方法具有异质目标整合能力，并能生成帕累托解集，优于线性加权法对主观权重的依赖，也避免了单一解的局限。其科学化的权重选取机制更将物理约束与工程规范转化为量化依据，提升了决策的客观性。折中规划法的基本数学模型[19-20]如式(1)所示。

$$\min C(\rho)=\left[\sum_{i=1}^{I} w_i^P\left(\frac{C_i(\rho)-C_i^{\min}}{C_i^{\max}-C_i^{\min}}\right)^P\right]^{\frac{1}{P}} \tag{1}$$

式中：$C_i^{\min}$为结构在第i种工况下，以柔度最小化为优化目标进行单目标拓扑优化后获得的最小柔度值；$C_i^{\max}$为结构优化前，第i种工况下对应的原始柔度值；P为惩罚因子($P\geqslant 2$)，在本文计算中，该值取2。

$C_i^{\min}$和$C_i^{\max}$这2个关键参数均通过读取计算过程中生成的结果文件来获取。

将9个单工况拓扑优化后获得的最小柔度值和结构的原始柔度值代入式(1)，得到采用折中规划法时机车底架结构复合工况拓扑优化的目标函数，此时，复合工况下的目标函数模型仅缺少单个工况的权重系数w_i，

下文将对9个单工况权重系数的合理选取展开研究。

1.3 复合工况权重系数的计算

灰色关联法[21]通过量化序列波形相似性来辨识系统内部影响权重，相较传统评价体系，该方法直接基于原始数据构造映射关系，无须依赖层次分析法复杂的判断矩阵构建及一致性检验流程，从根源上消解了由设计者经验主导的主观性争议。相较于正交试验设计法所必需的海量重复试验需求，灰色关联法仅依据序列元素间的几何形态贴近度即可建立关联模型，既大幅降低了计算复杂度，又突破了对样本规模和分布形态的约束。基于以上优点，在机车底架复合工况拓扑优化中选择采用灰色关联法计算各工况的权重系数。

应用灰色关联法计算时，首先要建立基于各单目标优化结果的比较序列X，如式(2)所示。

$$X=\begin{bmatrix}X_1\\X_2\\\vdots\\X_a\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}X_{11}&X_{12}&\cdots&X_{1b}\\X_{21}&X_{22}&\cdots&X_{2b}\\\vdots&\vdots&&\vdots\\X_{a1}&X_{a2}&\cdots&X_{ab}\end{bmatrix} \tag{2}$$

式中：X_a为每个子目标对应的优化结果序列，其中a为子目标的总数量；b为每个序列X_a所包含的优化结果的总数量。

接下来需要基于各子目标优化结果的比较序列，提取每个序列的最优值构建参考序列X_0，如式(3)所示。

$$X_0=\begin{bmatrix}X_{01}&X_{02}&\cdots&X_{0j}\end{bmatrix} \tag{3}$$

继而采用灰色关联系数公式，计算各比较序列与参考序列的灰色关联系数ξ_{ab}，如式(4)所示。

$$\xi_{ab}=\frac{\min_a\left\{\min_b\left|X'_{ab}-X'_{0b}\right|\right\}+\gamma\cdot\max_a\left\{\max_b\left|X'_{ab}-X'_{0b}\right|\right\}}{\left|X'_{ab}-X'_{0b}\right|+\gamma\cdot\max_a\left\{\max_b\left|X'_{ab}-X'_{0b}\right|\right\}} \tag{4}$$

式中：γ为分辨系数，其取值影响关联系数分布特性，随着分辨系数值的减小，关联系数方差会逐渐增大，分辨能力相应提高，基于典型工程实践，建议取基准值0.5；$\left|X'_{ab}-X'_{0b}\right|$代表每个比较序列与对应的参考序列元素差值的绝对值。

基于上述分析，结合9种单工况下的拓扑优化计算结果，可得到关联系数矩阵，继而计算得到比较序列与参考序列二者的关联度，如式(5)所示。

$$\delta_{0a}=\frac{1}{b}\sum_{b=1}^{b}\xi_{ab} \tag{5}$$

最终计算得到垂直静载、垂直动载、纵向压缩、纵向拉伸、牵引拉杆正向冲击、牵引拉杆负向冲击、整车起吊、架车、扭转等9种载荷工况对应的关联度，分别为0.849、0.847、0.982、0.980、0.978、0.981、0.885、0.798和0.858。将关联度数据进行归一化处理，从而求解得出9种载荷工况对应的权重系数分别为0.104、0.104、0.120、0.120、0.120、0.120、0.108、0.098和0.105。

1.4 复合工况拓扑优化与模型重构

前期已完成针对复合工况目标函数模型及各工况权重系数设定的探讨。在此基础上，本节实施复合工况场景下的底架结构拓扑优化。经80轮循环求解获得收敛解，材料分布优化效果云图（阈值取0.5）如图3所示。结果表明：随着优化迭代，底架非关键区域的材料被逐步去除，而沿主要传力路径的材料得以保留。图3中红色区域代表底架结构最核心的承力部分，即其关键承载部位，以下将对其进行详细分析。

①在纵向上，载荷传递路径始于车钩座，经由底架结构向枕梁传递。经过枕梁后，部分载荷继续沿中央纵梁传递，其余部分则过渡至边梁。整体而言，纵向材料分布高度集中在上述传力路径周围。其中，边梁区域保留的材料呈现非均匀的纵向分布特征：两侧起始处先向外扩散，至底架中部位置后转为向内收敛。

②在横向上，分布于两枕梁外侧的8个二系弹簧安装座有效地连接了枕梁与边梁。每两相邻安装座中部区域，保留材料形成近似梯形的横向加强结构，显著增强了枕梁与边梁间的结构连续性和连接刚度。

③在底架中部区域，边梁的内收部分与中央纵梁的外扩部分横向过渡连接，从而提升了中央纵梁与边梁的连接强度和承载协同性，最终增强了整个底架的整体承载能力。

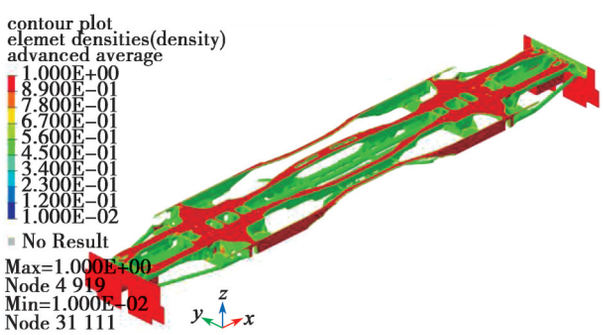


图3 迭代80步0.5阈值的拓扑优化结果

Fig. 3 Topology optimization results after 80 iterations (threshold: 0.5)

基于上述拓扑优化结果，重建机车底架有限元模型如图4所示。新拓扑结构刚度提升效果显著，整备车体一阶垂弯和一阶扭转频率分别为5.336 Hz和10.576 Hz。

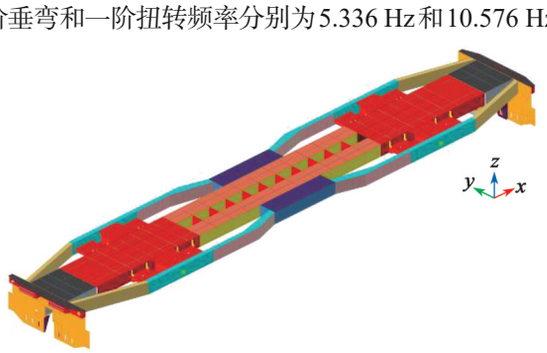


图4 底架重构模型

Fig. 4 Underframe reconstruction model

2　主承载梁结构改进设计

在底架承载式新能源机车设计中，底架结构是其核心承载部件，其刚度水平直接影响整车运行安全。为优化传统等截面中梁存在的材料冗余与刚度分布效率低下问题，引入鱼腹梁结构成为关键解决方案。变截面梁通过显著增大中梁中部的截面惯性矩，顺应了车辆垂向载荷下跨中弯矩最大的力学特征。变截面设计的核心优势在于最大化提升底架中间区域的抗弯能力，显著改善垂向弯曲刚度和扭转刚度；同时，在弯矩较小的梁端合理减小截面，实现高性能与轻量化的协同。

2.1　Euler-Bernoulli 梁理论

当前结构分析领域描述梁的弯曲行为，主要依赖 Euler-Bernoulli 梁理论和 Timoshenko 梁理论两种经典梁模型[22]。Euler-Bernoulli 梁理论重点考察梁的弯曲形变，忽略了剪切效应；而 Timoshenko 梁理论则额外引入了剪切应变及梁截面的转动惯量影响。因此，Timoshenko 模型能更精确地反映梁的实际弯曲工况，尤其在高频振动分析中具有优势。

本研究确立 Euler-Bernoulli 梁理论为计算基础，主要基于如下 3 点考量：①鱼腹梁结构通常具有较大的长细比，且变截面区平缓，故其剪切效应相对弯曲效应作用微弱；②源自轨道不平顺的振动响应主要集中于低频段，两种模型在预测梁体低阶动力学特征时基本一致，相关研究亦佐证二者所得振动规律差异不大；③Euler-Bernoulli 梁理论在运算效率上显著优于 Timoshenko 模型。综上，本文采用理论框架简练高效的 Euler-Bernoulli 梁理论进行后续计算分析。该模型对承受小变形的细长梁具有普适性和高效性。

Euler-Bernoulli 梁理论旨在建立梁内部弯矩、剪力、分布荷载与其产生的挠度及截面应力之间的数学关系，刻画梁的弯曲变形及横截面应力/应变之间的关系。理论基于平截面、一维应力状态占优、材料均质各向同性、小变形小转角、忽略横向剪切变形（静力学中轴向变形）影响等 5 项物理和几何简化假设，可推导出弯矩-曲率关系，如式(6)所示。

$$M(x)=EI\cdot\kappa(x)\approx EI\cdot\frac{\mathrm{d}^2\omega(x)}{\mathrm{d}x^2} \tag{6}$$

式中：$M(x)$为 x 处横截面上的弯矩；E 为材料的弹性模量，表征材料抵抗弹性变形的能力；I 为横截面关于其中性轴的惯性矩，表征横截面形状和尺寸对弯曲刚度的贡献，惯惯性矩越大，梁的弯曲刚度越大；$\kappa(x)$为梁轴线的曲率。

基于上述理论，在静力学中，利用微段的力平衡和力矩平衡，可导出弯矩 $M(x)$、剪力 $V(x)$ 与分布荷载 $q(x)$ 的关系，具体如式(7)所示。

$$\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}x}=-q(x),\frac{\mathrm{d}M}{\mathrm{d}x}=V \tag{7}$$

将弯矩-曲率关系代入上述平衡方程，最终得到描述梁挠度与分布荷载关系的核心四阶微分方程（静力学），如式(8)所示。

$$\frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}x^2}\left(EI\cdot\frac{\mathrm{d}^2\omega}{\mathrm{d}x^2}\right)=q(x) \tag{8}$$

该方程揭示了梁的内部力（通过挠度导数体现）与外部荷载在任意点处必须满足的局部平衡关系。核心四阶微分方程的求解需结合具体的边界条件，通过积分求出挠曲线方程。

2.2　鱼腹梁刚度的解析计算

鱼腹梁的刚度主要通过弯曲刚度表征，常用跨中挠度 δ 作为指标（δ 越小，刚度越高）。假设鱼腹梁为简支梁，总跨度 T 恒定，梁截面为矩形且宽度 b 恒定，端部最小高度恒定。梁结构对称，从支点到跨中依次为：等高度区（最小截面区）；变截面区，单侧长度 s，高度线性变化；等高度区（最大截面区），长度 L。定义鱼腹梁总跨度 $T=L+2s$（忽略最小截面区长度）。截面惯性矩沿梁长变化，如式(9)所示。

$$I(x)=\frac{b}{12}\left(h(x)\right)^3 \tag{9}$$

式(9)中高度函数如式(10)所示。

$$h(x)=\begin{cases}H_{\min}+\left(H_{\max}-H_{\min}\right)\dfrac{x}{s},0\leqslant x<s\\ H_{\max},\mathrm{s}\leqslant x\leqslant s+L\\ H_{\min}+\left(H_{\max}-H_{\min}\right)\dfrac{2s+L-x}{s},s+L<x\leqslant T\end{cases} \tag{10}$$

跨中挠度根据虚功原理推导，如式(11)所示。

$$\delta=\frac{1}{E}\int_0^T\frac{M(x)\cdot m(x)}{I(x)}\mathrm{d}x \tag{11}$$

式(11)中均布载荷引起的弯矩如式(12)所示。

$$M(x)=\frac{q}{2}x(T-x) \tag{12}$$

跨中作用单位集中载荷引起的弯矩计算如式(13)所示。

$$m(x)=\frac{1}{2}\min(x,T-x) \tag{13}$$

由于结构具有对称性，简化如式(14)所示。

$$\delta=\frac{2}{E}\int_0^{\frac{T}{2}}\frac{M(x)m(x)}{I(x)}\mathrm{d}x=\frac{2}{E}\int_0^{\frac{T}{2}}\frac{\left(\frac{q}{2}x(T-x)\right)\left(\frac{1}{2}x\right)}{I(x)}\mathrm{d}x=\frac{q}{2E}\int_0^{\frac{T}{2}}\frac{x^2(T-x)}{I(x)}\mathrm{d}x \tag{14}$$

积分区间分为两段，变截面区、最大截面区分别如式(15)和式(16)。

$$I(x)=\frac{b}{12}\left[H_{\min}+\left(H_{\max}-H_{\min}\right)\frac{x}{s}\right]^3 \tag{15}$$

$$I(x)=\frac{b}{12}H_{\max}^3=I_{\max} \tag{16}$$

最终可得式(17)。

$$\delta=\frac{q}{2E}\left[\int_0^s\frac{x^2(T-x)}{I(x)}\mathrm{d}x+\int_s^{s+\frac{L}{2}}\frac{x^2(T-x)}{I_{\max}}\mathrm{d}x\right] \tag{17}$$

设端部与跨中高度比为$k=H_{\min}/H_{\max}$，则对于变截面区域如式(18)。

$$I(x)=I_{\max}\left[k+(1-k)\frac{x}{s}\right]^3 \tag{18}$$

由于积分无解析解，需通过无量纲化和数值回归得到经验公式。引入无量纲参数：最大截面区长度比$\lambda=L/T$，变截面区长度比$\sigma=s/T$。进行数值积分采样时，对典型工程范围使用高斯-勒让德积分进行计算。定义形状函数Φ，形状函数反映变截面和端部高度的影响。以全梁取最大截面区高度时的挠度为基准，如式(19)所示。

$$\delta=\frac{5qT^4}{384EI_{\max}}\Phi(\lambda,\sigma,k) \tag{19}$$

构建回归模型如式(20)所示。

$$\Phi(\lambda,\sigma,k)=\frac{A_0+A_1\sigma(1-\lambda)+A_2(1-k)\sigma^2}{\lambda^{B_0}+B_1(1-k)\lambda}+C\frac{\sigma}{1-k} \tag{20}$$

研究团队使用 Levenberg-Marquardt 算法[23]拟合数据，得到系数A_0、A_1、A_2、B_0、B_1、C的数值分别为 1.01、0.75、0.35、0.8、0.2 和 0.1，拟合优度为 0.986，平均误差为 3.2%，则刚度与参数关系如式(21)所示。

$$S\propto\frac{1}{\delta}\propto\frac{I_{\max}}{\Phi(\lambda,\sigma,k)}\propto\frac{H_{\max}^3}{T^4\Phi(\lambda,\sigma,k)} \tag{21}$$

各参数与刚度的关联关系分别如式(22)、式(23)、式(24)所示。

$$S\propto H_{\max}^3 \tag{22}$$

$$S\propto\lambda^{0.8}\propto L^{0.8} \tag{23}$$

$$S\propto\frac{1}{\Phi}\propto\frac{1}{\frac{s}{T}(1-\lambda)} \tag{24}$$

根据上述公式可知，固定总跨度和端部最小高度时，最大截面区高度对刚度的影响最强，最大截面区长度的影响次强，变截面区长度的影响较弱且呈负相关。因此，最大截面区高度作为刚度主导因素，应优先最大化，但受限于空间和稳定性（如侧向屈曲）。其次，增加最大截面区长度以提升高刚度区覆盖率。最后，为减短低惯性矩区，变截面区长度需尽可能取小，但受变截面区斜率约束（钢梁一般不超过 15°）。固定总跨度和端部最小高度时，刚度优化需平衡制造约束、载荷覆盖和经济性要求。关键约束为变截面区斜率式，如式(25)所示。

$$\theta=\arctan\left(\frac{H_{\max}-H_{\min}}{s}\right)\leqslant\theta_{\max} \tag{25}$$

2.3 基于有限元法的鱼腹梁参数设计

根据机车各设备安装空间的要求，对鱼腹梁的最大截面区高度、变截面区长度和最大截面区长度进行了限制。基于前文鱼腹梁刚度参数化分析结果设计了 15 种仿真方案，如表 2 所示。通过仿真计算验证理论分析结果的可靠性，从而完成对鱼腹梁参数的详细设计。

表2 仿真方案

Table 2 Simulation scheme mm

参数项目	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4	方案 5
最大截面区高度	620	640	660	680	700
最大截面区长度	4 346	4 346	4 346	4 346	4 346
变截面区单侧长度	1 396	1 396	1 396	1 396	1 396
参数项目	方案 6	方案 7	方案 8	方案 9	方案 10
最大截面区高度	720	740	760	760	760
最大截面区长度	4 346	4 346	4 346	4 146	3 946
变截面区单侧长度	1 396	1 396	1 396	1 496	1 596
参数项目	方案 11	方案 12	方案 13	方案 14	方案 15
最大截面区高度	760	760	760	760	760
最大截面区长度	3 746	3 546	3 346	3 146	2 946
变截面区单侧长度	1 696	1 796	1 896	1 996	2 096

对 15 种仿真方案结果进行统计，整备工况下，车体一阶垂弯、一阶扭转频率变化的折线图分别如图 5 和图 6 所示。其中，方案 8 的刚度提升效果最好，车体一阶垂弯、一阶扭转频率分别为 7.704 Hz 和 12.218 Hz。因此，基于本研究中底架结构具体的边界限制条件，鱼腹梁的最大截面区高度、变截面区单侧长度和最大截面区长度分别取 760 mm、1 396 mm 和 4 346 mm 条件下效果最佳。

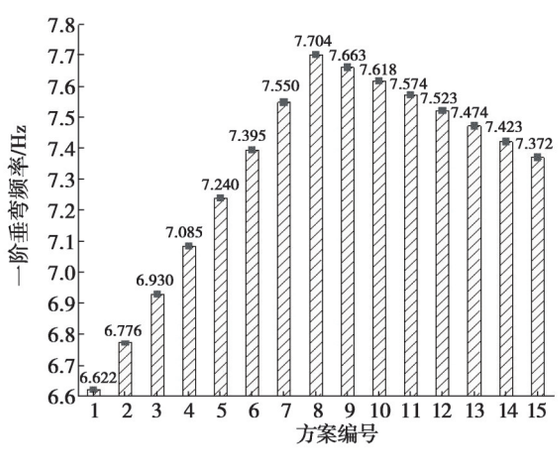


图5 一阶垂弯频率变化柱状图

Fig. 5 Bar chart of first-order vertical bending frequency variations

方案 1~方案 8 显示，在变截面区长度与最大截面区长度固定的条件下，增大鱼腹梁最大截面区的高度，能有效提升整备车体的一阶垂弯频率和一阶扭转频率。对方案 8~方案 15 的分析表明，当最大截面区高度恒定时，减小最大截面区长度并相应增大变截面区长度

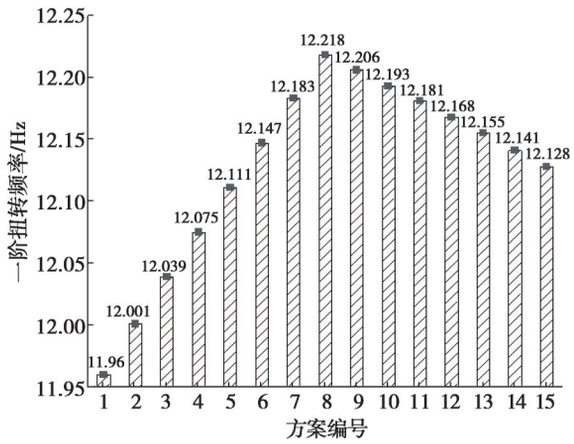


图 6　一阶扭转频率变化柱状图

Fig. 6　Bar chart of first-order torsional frequency variations

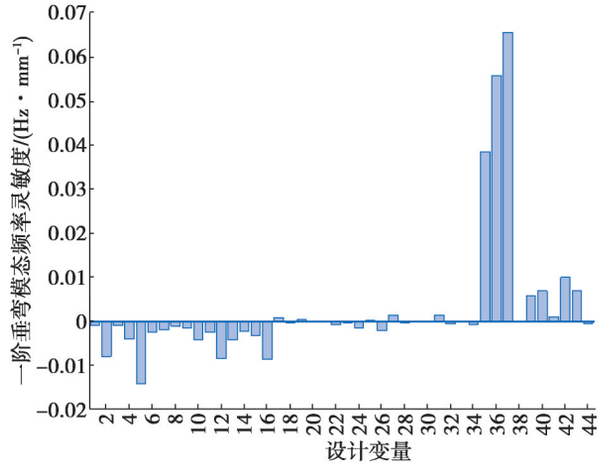


图 7　一阶垂弯频率灵敏度影响柱状图

Fig. 7　Histogram of sensitivity coefficients for first-order vertical bending frequency

（即降低高刚度区覆盖率），会导致整备车体的一阶垂弯与扭转频率下降。这表明，足够长的高刚度区覆盖对维持高模态频率至关重要。此外，仿真结果还表明，最大截面区高度是对底架整体刚度影响最强的关键几何参数，呈现出主导效应。因此，在允许的设计空间内，优先最大化最大截面区高度是实现整车刚度提升的有效途径。综上，仿真结果与理论分析结论高度一致，有效验证了理论分析结果的可靠性。在确定了鱼腹梁最优参数（方案 8）的基础上，下文进一步通过灵敏度分析驱动的尺寸优化对关键部件厚度进行精细化调整，以期在保证刚度的前提下实现轻量化。

3　底架钢结构尺寸优化

3.1　灵敏度分析

研究团队在机车轻量化与动态性能提升设计中，利用 OptiStruct 软件开展参数化灵敏度分析是实现目标频率优化的关键技术。该方法首先通过参数化建模将底架关键零部件的厚度定义为连续设计变量，构建参数驱动的有限元模型。随后，OptiStruct 执行全局灵敏度分析，通过数学方法（如直接微分法或变异系数法）量化各厚度变量对目标模态频率的影响程度，输出灵敏度系数矩阵，从而精确识别出对频率提升贡献最大的关键区域。

本研究在方案 8 鱼腹梁底架结构基础上，以结构柔度最小化（刚度最大化）为优化目标，设定了 44 个结构件厚度参数作为设计变量。基于梯度算法开展灵敏度量化分析，重点解析设计变量对一阶垂弯模态的灵敏度权重。图 7 展示了一阶垂弯模态的灵敏度分布特征，通过对比各变量灵敏度系数绝对值，可明确识别出对一阶垂弯模态频率影响最大的设计变量。该识别结果将为后续尺寸优化提供针对性设计依据，从而实现目标模态频率的定向提升。

研究团队依据图 7 的灵敏度柱状图进行分析，对于一阶垂弯模态频率而言，DV2 端梁上盖板、DV5 端梁前端板、DV12 端梁筋板、DV16 端梁斜撑梁立板、DV35 中央纵梁上盖板、DV36 中央纵梁外侧板、DV37 中央纵梁下盖板、DV39 中央纵梁腹板、DV40 中央纵梁加强梁盖板、DV42 中央纵梁辅助梁立板和 DV43 中央纵梁辅助梁盖板对一阶垂弯振动模态影响最大。由此可见，端梁与中央纵梁对一阶垂弯模态具有主导贡献。

其中端梁区 DV2、DV5、DV12 和 DV16 具有负向灵敏度，表明其厚度增加反而引起模态频率降低，这通常源于局部刚度过剩导致的动态耦合效应。其余设计变量则具有正向灵敏度，通过增加其厚度可显著提升结构抗弯刚度。

3.2　尺寸优化

基于灵敏度分析结果，研究团队选取端梁区（DV2, DV5, DV12, DV16）与中央纵梁区（DV35, DV36, DV37, DV42）中 8 个对车体一阶垂弯模态频率影响最大的设计变量，通过差异化尺寸优化，提升车体一阶垂弯模态频率。同时，对车体模态频率影响很小的枕梁区（DV20, DV21, DV28, DV29, DV32）和中央纵梁区（DV44）中 6 个板件厚度则进行合理减小，实现刚度与质量的协同优化。最终优化设计方案如表 3 所示。

基于上述尺寸优化方案重构车体结构，采用有限元法求解关键模态参数，一阶垂弯及一阶扭转固有频率计算结果如表 3 所示，对应振型特征分别如图 8（垂弯模态）与图 9（扭转模态）所示。尺寸优化后，整备状态车体一阶垂弯频率为 8.100 Hz，一阶扭转频率为 12.944 Hz，较尺寸优化前分别提升了 0.396 Hz 和 0.726 Hz，同时，底架钢结构质量减少了 918 kg。优化结果表明，该设计方案兼顾了刚度提升与轻量化的需求。

表3　优化设计方案

Table 3　Optimization scheme　　mm

部位	编号	名称	原始厚度	优化厚度
端梁	DV2	上盖板	16	10
	DV5	前端板	16	12
	DV12	筋板	12	8
	DV16	斜撑梁立板	20	15
中央纵梁	DV35	上盖板	20	25
	DV36	纵梁外侧板	20	25
	DV37	下盖板	20	25
	DV42	辅助梁立板	20	25
	DV44	辅助梁筋板	20	16
枕梁	DV20	承载筋板	20	16
	DV21	承载加强板	20	16
	DV28	牵引座板	43	40
	DV29	牵引座立板	20	16
	DV32	加强筋板	20	16

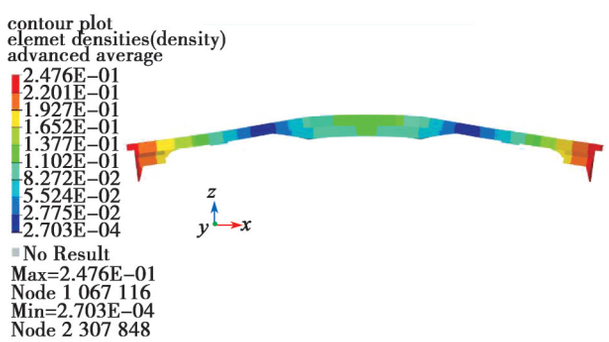


图8　一阶垂弯模态振型图

Fig. 8　First-order vertical bending mode shape

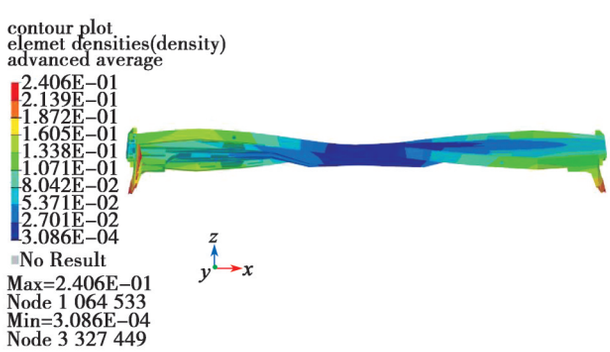


图9　一阶扭转模态振型图

Fig. 9　First-order torsional mode shape

4　结论

本文以提升底架承载式新能源机车车体在复杂多变载荷下的结构刚度为核心目标，提出了一套融合拓扑优化、鱼腹梁设计和尺寸优化的系统性刚度提升设计方法，并进行了相关理论推导和有限元分析。结论如下：

①采用折中规划法构建复合工况目标函数，并应用灰色关联法客观确定9种载荷工况权重系数。复合工况拓扑优化结果清晰揭示了底架结构在多重载荷作用下的最优材料分布路径，形成以车钩座-枕梁-中央纵梁及边梁为核心的纵向主传力通道，并在枕梁与边梁之间形成有效的横向加强结构（梯形过渡），基于拓扑优化结果的车体结构刚度提升效果较为明显。

②基于Euler-Bernoulli梁理论对鱼腹梁刚度进行了参数化解析研究，证明了最大截面区高度是影响其刚度的关键几何参数，最大截面区长度次之，变截面区长度影响较小且呈负相关，有限元仿真结果验证了理论分析的正确性。研究表明鱼腹梁设计可显著提升整车刚度。

③通过灵敏度分析，得到各设计变量对车体一阶垂弯和一阶扭转模态频率的灵敏度值，结合正向灵敏度和负向灵敏度协同优化各设计变量厚度，分别提升一阶垂弯、一阶扭转模态频率0.396 Hz和0.726 Hz，同时底架钢结构质量减小918 kg，在提升刚度的同时兼顾轻量化需求。

综上所述，本文提出的融合拓扑优化、鱼腹梁构型和尺寸优化的系统性方法，有效解决底架承载式新能源机车车体结构刚度提升与轻量化协同优化的难题，为轨道车辆及其他类似工程结构的高性能优化设计提供了重要参考依据，后续可引入疲劳-刚度多目标协同优化，开展缩比样机试验验证，并将该方法推广至其他车型。

参考文献：

[1] 贾尚帅, 韩铁礼. 铁路车辆模态参数灵敏度分析及结构优化研究[J]. 机电一体化, 2015, 21(12): 33-37.
Jia Shangshuai, Han Tieli. Modal sensitivity analysis and structural optimization of railway vehicle[J]. Mechatronics, 2015, 21(12): 33-37.

[2] 马迅, 过学迅, 赵幼平, 等. 基于有限元法的结构优化与灵敏度分析[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(4): 558-561.
Ma Xun, Guo Xuexun, Zhao Youping, et al. Structural optimization and sensitivity analysis based on finite element method[J]. Mechanical Science and Technology, 2002, 21(4): 558-561.

[3] 刘佳超, 杜彦品, 廖平, 等. 基于权重系数的轨道车辆车体结构多目标拓扑优化研究[J]. 现代交通与冶金材料, 2025, 5(4): 51-58.
Liu Jiachao, Du Yanpin, Liao Ping, et al. Research on multi-objective topology optimization of rail vehicle body structure based on weight coefficient[J]. Modern Transportation and Metallurgical Materials, 2025, 5(4): 51-58.

[4] 陈秉智, 张雪青, 邱广宇. 时速400公里高速列车底架拓扑优化[J]. 机械设计与制造, 2021, 365(7): 272-275.
Chen Bingzhi, Zhang Xueqing, Qiu Guangyu. Topology optimization of underframe for 400 km/h high-speed train[J]. Machinery Design & Manufacture, 2021, 365(7): 272-275.

[5] 周春平. 基于结构拓扑优化的高速动力车转向架构架轻量化研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2008.

Zhou Chunping. The lightweight research of bogie frame in high speed power car based on structural topology optimization[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008.

[6] 邵微, 牛超, 陈秉智 . 高速列车车体端部防撞装置拓扑优化设计[J]. 计算机辅助工程, 2013, 22(5): 14-18.
Shao Wei, Niu Chao, Chen Bingzhi. Topology optimization design for anti-collision devices of high speed train body end[J]. Computer Aided Engineering, 2013, 22(5): 14-18.

[7] 郭鹏 . 底架承载式机车车体刚度性能研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
Guo Peng. Study on stiffness performance for vehicle body of underframe bearing type locomotive[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015.

[8] Feng T G, Tong T, Cao Y J, et al. Finite element analysis on lateral deformation of foundation pit influenced by prestress of fish-bellied beam support[J]. Advanced Materials Research, 2013, 838: 622-628.

[9] 刘海江, 赵磊, 李运 . 应用拓扑优化方法的发动机罩板结构轻量化研究[J]. 现代制造工程, 2009(9): 4-7.
Liu Haijiang, Zhao Lei, Li Yun. Research on light weight structure of engine hood based on topology optimization[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2009(9): 4-7.

[10] 郭鹏, 肖守讷, 朱涛, 等 . 底架承载式机车变截面中梁优化设计[J]. 机械设计与制造, 2015(6): 98-101.
Guo Peng, Xiao Shoune, Zhu Tao, et al. Structural optimal design for variable cross-section longitudinal beam of the underframe bearing type locomotive[J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(6): 98-101.

[11] 崔岸, 王登峰, 陈海潮, 等 . 基于模态灵敏度分析的商用车驾驶室结构优化[J]. 汽车工程, 2010, 32(6): 535-539.
Cui An, Wang Dengfeng, Chen Haichao, et al. Cab structural optimization of a commercial vehicle based on modal sensitivity analysis[J]. Automotive Engineering, 2010, 32(6): 535-539.

[12] 高月华, 石晓飞, 谢素明, 等 . 高速列车车体的灵敏度分析及轻量化设计[J]. 铁道科学与工程学报, 2017, 14(5): 885-891.
Gao Yuehua, Shi Xiaofei, Xie Suming, et al. Sensitivity analysis and lightweight design for high-speed train car body [J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2017, 14 (5): 885-891.

[13] 郭祥涛 . 高速动车组铝合金车体结构分析及基于灵敏度分析的优化[D]. 北京: 北京交通大学, 2011.
Guo Xiangtao. The structure analysis of high-speed EMU body and the optimization base on sensitivity analysis[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2011.

[14] 宋彩瑶 . 高速动车组车体振动模态优化分析研究[D]. 大连: 大连交通大学, 2025.
Song Caiyao. Research on vibration modal optimization analysis of high-speed EMU car body[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2025.

[15] 刘旭, 匡希超, 黄豪 . 基于灵敏度分析的地铁车体多目标优化设计[J]. 智慧轨道交通, 2025, 62(2): 9-14.
Liu Xu, Kuang Xichao, Huang Hao. Multi-objective optimization design of metro car body based on sensitivity analysis [J]. Smart Rail Transit, 2025, 62(2): 9-14.

[16] 陈志勇, 史文库, 沈志宏, 等 . 轻型客车车身车架整体结构有限元模态分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(10): 244-246.
Chen Zhiyong, Shi Wenku, Shen Zhihong, et al. Modal analysis for body and frame of a light-type bus[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(10): 244-246.

[17] 黄昊, 王曾, 李波, 等 . 基于折中规划法的航发齿轮传动壳体结构-热柔度协同拓扑优化[J]. 中国机械工程, 2025, 36 (7): 1471-1478.
Huang Hao, Wang Zeng, Li Bo, et al. Structure-thermal compliance collaborative topology optimization of aero-engine gears transmission case based on compromise programming method[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36 (7): 1471-1478.

[18] 姜立标, 莫晓昊, 颜琳崧 . 采用折中规划法的客车车架多目标优化研究[J]. 汽车实用技术, 2024, 49(14): 51-56.
Jiang Libiao, Mo Xiaohao, Yan Linsong. Research on multi-objective optimization of coach frame using compromise programming method[J]. Automobile Applied Technology, 2024, 49(14): 51-56.

[19] 潘熙希, 戎志祥, 郭丰泽, 等 . 舰用大型柴电机组公共底座多目标拓扑优化设计[J]. 工程机械, 2024, 55(3): 132-136.
Pan Xixi, Rong Zhixiang, Guo Fengze, et al. Multi-objective topology optimization design for common base of large diesel generator sets used on ships[J]. Construction Machinery and Equipment, 2024, 55(3): 132-136.

[20] 黄小军 . 客车铝合金车身连接件多目标优化[J]. 机械工程师, 2023(12): 148-150.
Huang Xiaojun. Multi-objective optimization of aluminium alloy body joints for buses[J]. Mechanical Engineer, 2023 (12): 148-150.

[21] 张佳莹, 陈鹏, 潘金霞, 等 . 基于层次分析-灰色关联法的岸边集装箱起重机绿色低碳评价与筛选[J]. 中国港湾建设, 2025, 45(12): 1-6.
Zhang Jiaying, Chen Peng, Pan Jinxia, et al. Green and low-carbon evaluation and selection of quayside container cranes based on the AHP-GRA method[J]. China Harbour Engineering, 2025, 45(12): 1-6.

[22] Wang D Y, Fan C Y, Li Z, et al. Exact solution of driving displacement for a partial PMP composite actuator and structural optimization[J]. Acta Mechanica, 2026, 237(2): 825-834.

[23] Mohanty S, Parida C, Nayak P K, et al. Modeling virus spread in computer networks: an extended SEIR approach using artificial neural networks with levenberg-marquardt algorithm[J]. Computational and Mathematical organization theory, 2026, 32(1): 1.

Topology optimization and stiffness improvement method of carbody structures for new-energy locomotives with load-bearing underframes

LI Xinyue[1], QI Hongrui[2], LI Gang[2], ZHU Tao[1], TAI Wanqiu[2]

(1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
2.Technology Center, CRRC Datong Co., Ltd., Datong, Shanxi 037000, China)

Abstract: To solve insufficient vertical bending and torsional stiffness of carbodies for new-energy locomotives with load-bearing underframes, a three-level synergistic stiffness optimization method is proposed. The method combines topology optimization adapted to composite conditions, a variable-section bellied sill design and sensitivity-driven dimensional optimization. Firstly, an objective function for topology optimization adapted to composite conditions was constructed by the compromise programming approach, and weight coefficients for each condition were determined by the grey correlation method to obtain an optimal material distribution path for the underframe and to complete model reconstruction. Secondly, a bellied sill design was introduced for key load-bearing sills. Based on the Euler-Bernoulli beam theory, a stiffness analytical model was derived and parameter sensitivity was analyzed. Finally, based on the sensitivity analysis method, key components (end sill, center sill, etc.) that have significant impact on the first-order vertical bending and torsional modes were identified as design variables to implement dimensional optimization (including thinning components with negative sensitivity and thickening those with positive sensitivity). The proposed method achieved optimizations in first-order vertical bending and torsional frequencies as follows: 5.336 Hz and 10.576 Hz in the service condition after topological reconstruction; 44.4% and 15.5% improvements from the bellied sill design; ultimately 8.100 Hz (51.8% improvement over the original structure) and 12.944 Hz (22.4% improvement over the original structure) after dimensional optimization, respectively. Additionally, the optimized carbody weight was reduced by 918 kg. These results demonstrate the proposed method's effectiveness in synergistically improving stiffness while achieving lightweighting, offering a repeatable systematic design approach for structural optimization of similar rail vehicles.

Keywords: new-energy locomotive; topology optimization; bellied sill; sensitivity analysis; dimensional optimization; finite element

收稿日期：2026-02-01
责任编辑：钟　锋