

DOI: 10.11817/j.issn.1672-7207.2024.05.027



引用格式: 郭砚昭, 张乐乐, 窦伟元. 耦合排障-吸能的高速列车排障器结构双尺度拓扑优化设计[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2024, 55(5): 1966-1978.
Citation: GUO Yanzhao, ZHANG Lele, DOU Weiyuan. Dual-scale topology optimization design of high speed train obstacle deflector structure coupling obstacle removal and energy absorption[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2024, 55(5): 1966-1978.

耦合排障-吸能的高速列车排障器结构双尺度拓扑优化设计

郭砚昭^{1,2}, 张乐乐^{1,2}, 窦伟元^{1,2}

- (1. 北京交通大学 机械与电子控制工程学院, 北京, 100044;
2. 北京交通大学 轨道车辆运用工程国家国际科技合作基地, 北京, 100044)

摘要: 排障器置于列车前端, 先于车体冲击排开轨道上的障碍物。在列车速度或障碍物尺寸发生改变时, 排障器结构在刚度和吸能特性上具有不同的设计要求。为了设计一种耦合排障-吸能的结构形式, 提出一种整体大刚度(排障)、局部结构降低冲击力(削峰吸能)的双尺度优化设计方法。该方法在以刚度为目标的整体结构初设计中确定变形区间, 并在串行路线下完成以引导结构变形为目标的局部结构优化, 最终形成新型排障器。研究表明: 在基于标准 EN 15227 的静载荷工况下, 新型排障器结构的质量降低了 7%, 同时, 结构安全性提升; 在冲击刚性墙仿真中, 相较于原有排障器, 新型排障器的峰值力降低了 17.5%, 且优化后的缓冲梁结构使排障器中部产生的弯折变形变为压缩变形, 有效缓解了排障器后侧对车体结构的挤压现象。

关键词: 高速列车; 排障器; 等效静态载荷法; 拓扑优化

中图分类号: U270.3

文献标志码: A

开放科学(资源服务)标识码(OSID)

文章编号: 1672-7207(2024)05-1966-13



Dual-scale topology optimization design of high speed train obstacle deflector structure coupling obstacle removal and energy absorption

GUO Yanzhao^{1,2}, ZHANG Lele^{1,2}, DOU Weiyuan^{1,2}

- (1. School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China;
2. National International Science and Technology Cooperation Base on Railway Vehicle Operation Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China)

Abstract: The obstacle deflector is placed at the front end of the train and is used to clear obstacles on the track before the train body impacts them. The design requirements for the obstacle deflector structure differ in terms of stiffness and energy absorption characteristics when the train speed or obstacle size changes. To design a structure coupling obstacle removal and energy absorption, a dual-scale optimization design method that combined high overall stiffness(obstacle removal) with local structural reduction of impact force(peak shaving and energy

收稿日期: 2023-12-30; 修回日期: 2024-02-15

基金项目(Foundation item): 国家自然科学基金资助项目(52202431, 52172353) (Projects(52202431, 52172353) supported by the National Natural Science Foundation of China)

通信作者: 窦伟元, 博士, 讲师, 从事结构优化设计与数值计算方法等研究; E-mail: wydou@bjtu.edu.cn

absorption) was proposed. In the preliminary design of the overall structure, the deformation interval was determined with stiffness as the target, and then, in the serial route, the local structural optimization was conducted to guide the structural deformation, resulting in a new type of obstacle deflector. The results show that under the static load conditions according to standard EN 15227, the mass of the new obstacle deflector structure is reduced by 7% and obstacle deflection safety is improved. In the simulation of impact on a rigid wall, the peak force of the new obstacle deflector is reduced by 17.5% compared to that of the original obstacle deflector. Additionally, the optimized buffer beam structure transforms the bending deformation in the middle of the obstacle deflector into compressive deformation, effectively alleviating the squeeze of the obstacle deflector against the rear of the train body.

Key words: high speed train; obstacle deflector; equivalent static loads method; topology optimization

排障器是位于轨道车辆前端的特有装置, 一般安装于头车底架处, 它通过先于车体碰撞轨道上异物的方式保证列车的安全, 避免发生脱轨等重大安全事故^[1]。该结构首先要有足够的强度和刚度以满足排除障碍的主要功能要求^[2]; 当遇到较大障碍或碰撞事故时, 基于分层次多阶级的吸能要求^[3], 允许排障器变形乃至剪断以保护车体结构, 并可作为第一级吸能缓冲装置^[4], 消耗碰撞能量并引导结构逐级变形^[5], 可以说, 排障器的耐撞性是其次要功能。因此, 排障器结构在大尺度整体结构与小尺度局部结构的设计需求上有很大不同。对于排障器整体结构, 一般以结构刚度作为主要设计目标, 结构吸能为次要设计目标; 而对于排障器缓冲结构则相反。

在实际运用过程中, 排障器一般通过材料冗余设计来保证结构安全性, 这也为高速列车轻量化的总体设计目标^[6]保留了足够的轻量化空间。在仅有静载分析的优化过程中, 对轨道车辆相关结构的优化设计一般是对原有结构进行尺寸优化^[7]、拓扑优化^[8], 较少考虑局部结构的耐撞性要求, 且需要特别的优化方法才可以耦合结构的动载荷作用^[9]。而在包含动态碰撞分析的优化过程中, 设计更侧重于局部耐撞性, 且在排障器结构上一般仅通过增添附加结构的形式来提升结构吸能特性, 如蜂窝吸能结构^[10]、泡沫铝吸能管^[11]、吸能斜撑杆^[12]等, 缺少对整体结构刚度的考虑。这种互相独立的设计思路下得出的结构可能并不是最优设计。因此, 在对排障器进行优化设计时, 排障器整体构型与局部结构2种不同尺度的设计域应分别以结构刚度与变形吸能作为优化目标, 且满足排障器在复杂动态碰撞过程中的边界条件。在给定

排障器设计域且不增加额外吸能结构的前提下, 对排障器进行双尺度动态拓扑优化以提升性能。

对于接触变形过程中存在塑性屈曲变形等非线性成分^[13]的碰撞问题, 传统的拓扑优化方法适用性较低、优化效果较差。但等效静态载荷法(equivalent static loads method, ESL)在复杂碰撞变形过程中的适用性强、计算效率、计算精度较高, 可针对耐撞性结构进行多目标、多工况优化。ESL法是由KANG等^[14]提出并应用于线性动态系统的尺寸优化和形状优化, 它将瞬态非线性碰撞优化问题转化为静态多工况优化问题, 静态问题可由基于梯度信息的序列线性规划或者准则法进行求解, 且PARK等^[15]证明了基于ESL的优化方法满足Karush-Kuhn-Tucker条件, 并在数学意义上与直接动态优化方法是等价的。诸多学者将该方法应用于结构非线性静力学响应拓扑优化^[16]、结构非线性动力学响应拓扑优化^[17]、动态碰撞响应拓扑优化^[18]等领域中, 均获得了较好的效果。此后, 诸多学者也对ESL法进行了优化。李明等^[19]采用移动渐近线法(method of moving asymptotes, MMA)计算出区间参数结构动态响应所有可能值组成的集合, 并建立静态可靠性拓扑优化数学模型, 给出区间非概率可靠性约束的伴随法灵敏度分析算法, 实现了ESL在结构可靠性优化上的应用。LEE等^[20]将降基法(reduced basis method, RBM)与ESL相结合, 证明了该优化算法适用于大规模动态系统的优化设计, 且利用算例证明了其准确性。MA等^[21]结合双向渐进结构优化法(bi-directional evolutionary structural optimization method, BESO)将动态优化问题转化为多工况下的静态优化问题,

建立了多目标优化的动刚度和固有频率的数学模型,并证明了用等效静载荷求解多目标动态拓扑优化问题是可行的。TRILLER 等^[22]引入了一种基于差分的等效静态载荷法 DiESL(difference-based equivalent static loads)用于拓扑优化,显著提高了非线性冲击问题中结构位移场变化的近似质量,有效处理了变形过程中的惯性效应。

在工程应用方面, WITOWSKI 等^[23]采用 ESL 法对汽车侧边梁及汽车发动机罩进行拓扑优化,其中对汽车侧边梁在动态冲击工况及静载弯曲、扭转工况下分别以最大内能、最小内能为优化目标,优化后构型最大位移为 67.1 mm,座椅横梁段与其后端刚性板间最大接触力为 40.4 kN,且结构承载力-时间曲线均匀,满足结构设计目标。李本怀等^[24]采用 ESL 法对轨道车辆前端吸能结构在碰撞工况下的板厚进行了优化,使结构质量减小了 14%,结构吸能达到总能量 80% 时的压溃位移减少了 80 mm,抗撞性得到大幅提升,为轨道车辆的被动安全设计提供了解决方案。陆善彬等^[25]利用该方法对汽车前端保险杠、吸能盒以及前纵梁结构进行了抗撞性尺寸和形貌优化设计,使质量减小了 7.03%,并提升了碰撞性能,为轿车前端薄壁结构的碰撞优化提供了巨大的设计空间。此外,还有基于 ESL 法对发动机盖内板^[26]、汽车 B 柱结构^[27]、全尺寸汽车结构^[28]、电动汽车中电池组^[29]等多项基于工程实践的优化设计,结构耐撞性、稳定性等多种动态性能得到较大提升,验证了 ESL 法在瞬态非线性碰撞优化问题及多工况、多目标优化问题处理上的显著优势。

综上所述,增添局部零件是排障器耐撞性设计的主要设计思路,但该思路缺少对整体系统的优化设计与分析,未将排障器在排障及吸能上不同的设计思路相耦合。因此,本文以运行速度 160 km/h 以上的高速列车排障器为设计域,分别以大尺度整体结构刚度特性与小尺度局部零件吸能特性构建优化目标及约束,基于等效静态载荷法,在不同工况及结构需求上实现耦合结构轻量化、排障功能及耐撞性的动态拓扑优化,依据传力路径重新设计构型,并通过非线性分析确定优化后结构的整体变形响应,保证设计的合理性及可靠性。

1 基于等效静载荷法的双尺度拓扑优化

1.1 等效静载荷法的基本列式

在等效静态载荷法中,线性静态分析得到的响应与相应时间步动态非线性分析得到的响应相同。当基于 ESL 法进行动态问题优化时,先对结构进行初步的非线性计算及分析,从而得到可用于计算 ESL 的位移场,并将时域 $[0, t]$ 离散为 q 个时间步,每个时间步都对应一个位移响应,由此获得 q 个等效静态载荷以及 q 个基于等效静态响应的工况。本质上,该方法是将非线性分析产生的位移与线性分析模型的刚度矩阵相乘来计算静载荷,并应用这些线性静态荷载进行优化,且线性结构优化可以有效地处理多种载荷条件,其优化的结果用于更新非线性分析模型,并再次进行非线性分析以计算新的位移场。重复此过程,直到满足收敛标准。

本文基于 ESL 法以一般性优化问题展示其处理过程。在有限元法中不考虑阻尼力的情况下,非线性结构的平衡方程如式(1)所示。

$$\mathbf{M}(\mathbf{b})\ddot{\mathbf{z}}_N(t) + \mathbf{K}_N(\mathbf{b}, \mathbf{z}_N(t))\mathbf{z}_N(t) = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}(\mathbf{b})$ 为质量矩阵,是设计变量向量 $\mathbf{b}$ 的函数; $\mathbf{z}_N(t)$ 为随时间变化的位移场; $\mathbf{K}_N$ 为非线性刚度矩阵,是设计变量向量 $\mathbf{b}$ 和节点位移向量 $\mathbf{z}_N(t)$ 的函数; $\mathbf{f}(t)$ 为结构所受的动载荷。

时域可以划分为有限数量的分区。一般的非线性动力响应的优化公式如式(2)所示。

$$\begin{aligned} &\text{Find: } \mathbf{b} \in \mathbf{R}^m \\ &\text{Min: } U(\mathbf{b}, \mathbf{z}_N(t)) \\ &\text{Subject to: } \begin{cases} \mathbf{M}(\mathbf{b})\ddot{\mathbf{z}}_N(t) + \mathbf{K}_N(\mathbf{b}, \mathbf{z}_N(t))\mathbf{z}_N(t) = \mathbf{f}(t), \\ \quad t = t_0, t_1, t_2, \dots, t_q \\ g_j(\mathbf{b}, \mathbf{z}_N(t)) \leq 0, j = 1, 2, \dots, n \\ \underline{b}_k \leq b_k \leq \overline{b}_k, k = 1, 2, \dots, m \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

式中, U 为优化目标,通常为结构刚度的函数; n 为设计约束的总数; m 为设计变量的总数; g_j 为第 j 个设计约束, $\underline{b}_k$ 与 $\overline{b}_k$ 分别为第 k 个设计变量 b_k 的下界和上界。

在每个时间步下,等效静态载荷 $\mathbf{f}_{\text{ESL}}(s)$ 都可以通过线性刚度矩阵 $\mathbf{K}_L$ 与非线性位移 $\mathbf{z}_N(t)$ 的乘积来

计算,如式(3)所示。

$$\mathbf{f}_{\text{ESL}}(s) = \mathbf{K}_L(\mathbf{b})\mathbf{z}_N(t) \quad (3)$$

式中: s 为静态区域。

每个等效静态载荷都以外力载荷的形式作用于结构,则可得到线性静力分析方程为

$$\mathbf{K}_L(\mathbf{b})\mathbf{z}_L(s) = \mathbf{f}_{\text{ESL}}(s) \quad (4)$$

式中: $\mathbf{z}_L(s)$ 为在等效静态载荷下结构所产生的变形位移矩阵。

以 $\mathbf{f}_{\text{ESL}}(s)$ 作为线性静态响应优化中载荷条件,对结构进行拓扑优化,一般的非线性动力响应的优化公式则转换为

Find: $\mathbf{b} \in \mathbf{R}^m$

Min: $U(\mathbf{b})$

$$\text{Subject to: } \begin{cases} \mathbf{K}_L(\mathbf{b})\mathbf{z}_L(s) = \mathbf{f}_{\text{ESL}}(s); s = s_0, s_1, s_2, \dots, s_q \\ g_j(\mathbf{b}) \leq 0; j = 1, 2, \dots, n \\ \underline{b}_k \leq b_k \leq \overline{b}_k; k = 1, 2, \dots, m \end{cases}$$

(5)

1.2 双尺度拓扑优化流程

区别于对结构直接进行拓扑优化,本文提出的双尺度拓扑优化是将整体构型优化和局部截面

优化两个尺度结合,整体构型优化是在给定的设计域内寻找最佳的结构形态;而局部截面优化是寻找结构元件的最佳形状。特别是在排障器结构中,在不外加吸能零件的前提下,整体构型的纵横梁结构在传力路径上可以保证基本排障需求,但其中对变形更为敏感的梁结构也可以显著影响整体的变形形式。

综上所述,本文提出了针对高速列车排障器的双尺度优化设计方案,从结构功能需求出发,在串行路线下对设计域进行从整体到局部的双尺度优化设计,不同尺度的优化均需调用ESL法来满足适用于耦合排障-吸能的复杂优化过程,最后通过数值仿真进行验证。基于ESL法的耦合排障-吸能的高速列车排障器结构双尺度拓扑优化设计流程如图1所示。

1.3 整体结构的拓扑优化问题

对于整体结构拓扑优化,结构刚度是主要的优化需求。参考标准EN 15227中有关于碰撞场景的设定,选取与低处小障碍物碰撞的工况要求检验排障器设计性能。以列车运行速度不低于160 km/h

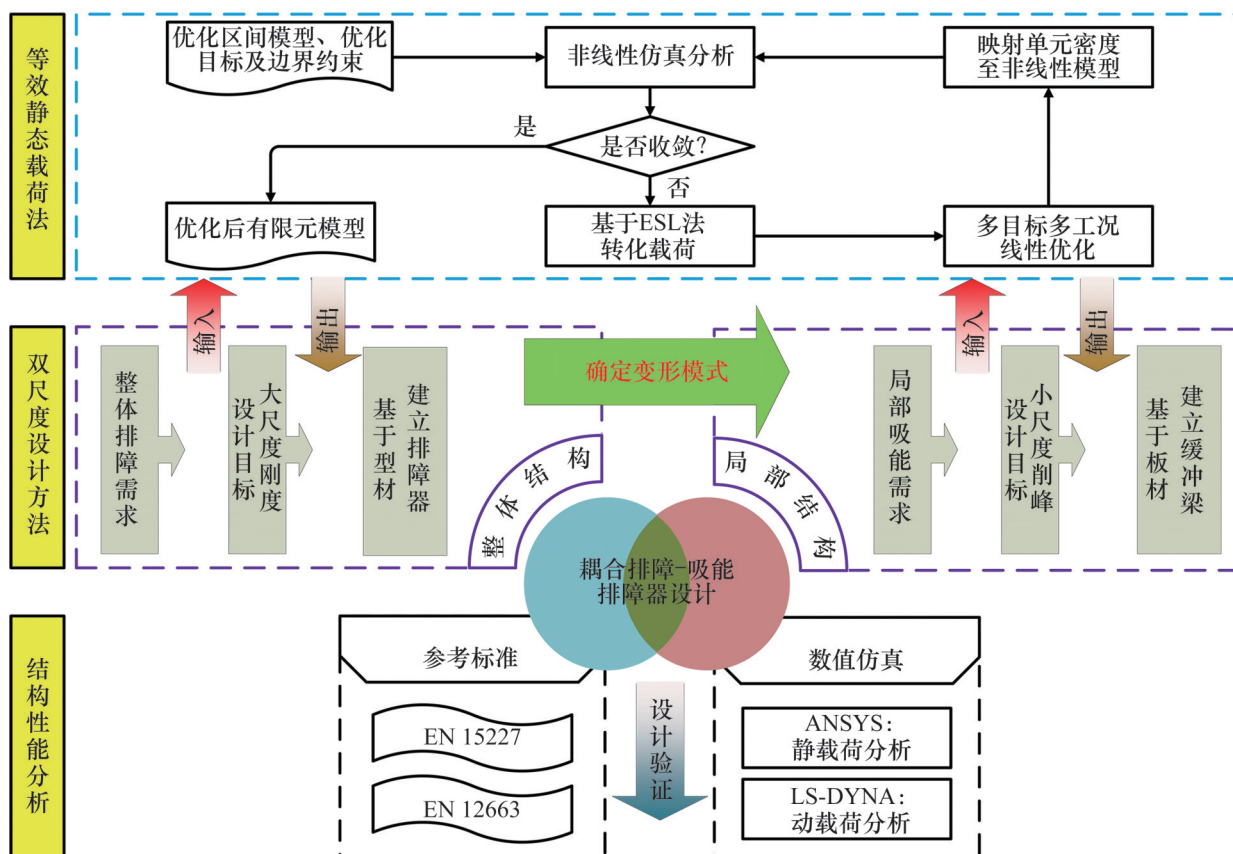


图1 基于ESL法的高速列车排障器双尺度拓扑优化流程图

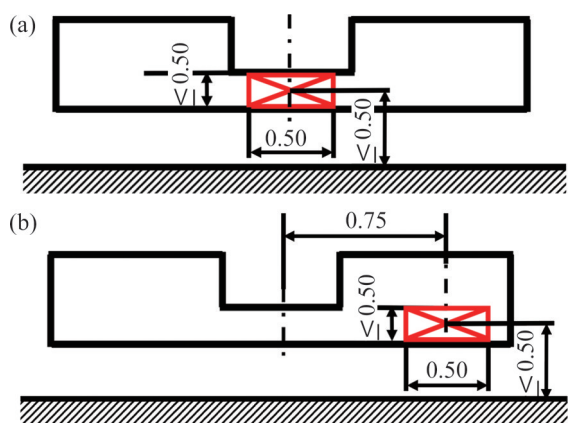
Fig. 1 Dual-scale topology optimization flowchart of high speed train obstacle deflector based on ESL method

为标准, 排障器静强度分析应当分为 2 种载荷条件, 静载荷及其作用范围如表 1 及图 2 所示。将 2 种载荷作为 2 项静载荷工况作用于结构拓扑优化。此外, 列车应按照客车类型设计撞击情形, 并将实际运行速度下撞击障碍物后的变形情况通过 ESL 法转换为静载荷工况作用于结构。

表 1 排障器外载荷条件

Table 1 External load conditions for the obstacle deflector

载荷条件	作用范围	载荷 F/kN
正向载荷	静载荷沿 Y 轴均匀作用于排障器, 作用范围是宽为 0.50 m 的投影区域	300
偏置载荷	静载荷沿 Y 轴均匀作用于排障器, 偏离中心线 0.75 m 处, 作用范围是宽为 0.50 m 的投影区域	250
冲击载荷	非线性分析下的动载荷为障碍物与排障器间接接触的冲击力, 通过 ESL 法转换为直接作用于排障器的静载荷	—



数据单位: m。

(a) 中心负载区域; (b) 中心线偏离 0.75 m 处负载区间

图 2 标准 EN 15227 下排障器静载荷区间示意图

Fig. 2 Static load ranges for the obstacle deflector under standard EN 15227

排障器整体结构在各工况下均应以刚度最大为优化目标, 同时以结构质量作为优化约束, 并保证在外载荷下结构变形不超过原有结构最大变形。大尺度整体结构的拓扑优化公式为

Find: $\mathbf{b}' \in \mathbf{R}^{m'}$

$$\text{Min: } U(\mathbf{b}') = w_1 \frac{E_f(\mathbf{b}')}{|E_f(\mathbf{b}')|_0} + w_2 \frac{E_p(\mathbf{b}')}{|E_p(\mathbf{b}')|_0} + w_3 \frac{E_{I-D}(\mathbf{b}')}{|E_{I-D}(\mathbf{b}')|_0}$$

$$\begin{aligned} & \mathbf{K}_L(\mathbf{b}') \mathbf{z}_f = \mathbf{F}_f \\ & \mathbf{K}_L(\mathbf{b}') \mathbf{z}_p = \mathbf{F}_p \\ & \mathbf{K}_L(\mathbf{b}') \mathbf{z}_{I-D}(s) = \mathbf{f}_{\text{ESL}}(s), s = s_0, s_1, s_2, \dots, s_q \\ \text{Subject to: } & \|\mathbf{M}(\mathbf{b}')\|_1 \leq m_{\max_D} \\ & \|\mathbf{z}_f\|_\infty \leq Z_f \\ & \|\mathbf{z}_p\|_\infty \leq Z_p \\ & \underline{b'_k} \leq b'_k \leq \overline{b'_k}, k = 1, 2, \dots, m' \end{aligned} \quad (6)$$

式中: $\mathbf{b}'$ 为排障器整体结构的设计变量向量; m' 为排障器整体结构设计变量的总数, $E_{I-D}(\mathbf{b}')$ 、 $E_f(\mathbf{b}')$ 和 $E_p(\mathbf{b}')$ 分别为等效静态载荷、正向载荷和偏置载荷下结构所产生的应变能; w_1 、 w_2 和 w_3 分别为正向载荷、偏置载荷和等效静态载荷的权重系数; $\|\mathbf{M}(\mathbf{b}')\|_1$ 为设计域下所有设计变量的总质量; $\|\mathbf{z}_f\|_\infty$ 和 $\|\mathbf{z}_p\|_\infty$ 分别为正向载荷和偏置载荷下变形的最大位移; Z_f 和 Z_p 分别为正向载荷、偏置载荷下结构允许的最大位移; $m_{\max}$ 为结构允许的最大质量。

1.4 吸能梁结构的拓扑优化问题

对于零件结构拓扑优化, 需引导结构产生变形。根据梁结构的正常承载功能及在发生大变形时的吸能特性需求, 应按照与静载荷下的梁结构弯曲、扭转变形与动态冲击下梁变形力-位移曲线的均匀性来检验梁的设计性能, 各种载荷的作用范围如表 2 所示。

表 2 缓冲梁外载荷条件

Table 2 External load conditions of the buffer beam

载荷条件	作用范围
弯曲载荷	将梁的一端固定, 在梁的另一端施加竖直向下的集中静力载荷, 并通过刚性节点连接施加到横梁断面
扭转载荷	将梁的一端固定, 在梁的另一端施加顺时针方向的集中静力矩载荷, 并通过刚性节点连接施加到横梁断面
动态载荷	非线性分析下的动载荷为缓冲梁与其前后连接结构间接接触的冲击力, 通过 ESL 法转换为直接作用于缓冲梁的静载荷

缓冲梁结构在各工况下均应以刚度最大为优化目标, 同时以结构质量作为优化约束, 并保证结构在弯曲、扭转工况下刚度应不比原有薄壁梁结构的低, 在动态冲击工况下结构变形不超过最

大变形限制,并尽可能降低接触峰值力,保证力-位移曲线或力-时间曲线的均匀化。针对小尺度零件结构的拓扑优化公式为

$$\begin{aligned} & \text{Find: } \mathbf{b}'' \in \mathbf{R}^{m''} \\ & \text{Min: } U(\mathbf{b}'') = w_1 \frac{E_b(\mathbf{b}'')}{|E_b(\mathbf{b}'')|_0} + w_2 \frac{E_t(\mathbf{b}'')}{|E_t(\mathbf{b}'')|_0} + w_3 \frac{E_{I-B}(\mathbf{b}'')}{|E_{I-B}(\mathbf{b}'')|_0} \\ & \text{Subject to: } \begin{cases} \mathbf{K}_L(\mathbf{b}'')\mathbf{z}_b = \mathbf{F}_b \\ \mathbf{K}_L(\mathbf{b}'')\mathbf{z}_t = \mathbf{F}_t \\ \mathbf{K}_L(\mathbf{b}'')\mathbf{z}_{I-B}(s) = \mathbf{f}_{\text{ESL}}(s), s = s_0, s_1, s_2, \dots, s_q \\ \|\mathbf{M}(\mathbf{b}'')\|_1 \leq m_{\max_B} \\ \|\mathbf{z}_b\|_\infty \leq z_b \\ \|\mathbf{z}_t\|_\infty \leq z_t \\ \|\mathbf{z}_{I-B}(s)\|_\infty \leq z_I \\ F_{\text{contact}} \leq F_{\max} \\ \underline{b}_k'' \leq \mathbf{b}_k'' \leq \overline{b}_k'', k = 1, 2, \dots, m'' \end{cases} \end{aligned} \quad (7)$$

式中: $\mathbf{b}''$ 为缓冲梁结构的设计变量向量; m'' 为缓冲梁结构设计变量的总数; $E_b(\mathbf{b}'')$ 、 $E_t(\mathbf{b}'')$ 和 $E_{I-B}(\mathbf{b}'')$ 分别为弯曲载荷、扭转载荷和冲击载荷下结构所产生的应变能; F_{contact} 为缓冲梁与其前后连接结构间接触力; $\|\mathbf{z}_b\|_\infty$ 、 $\|\mathbf{z}_t\|_\infty$ 和 $\|\mathbf{z}_{I-B}(s)\|_\infty$ 分别为弯曲载荷、扭转载荷和动态载荷下结构的变形位移; z_b 、 z_t 和 z_I 分别为弯曲载荷、扭转载荷和动态载荷下结构允许的最大位移; $F_{\max}$ 为结构允许的最大接触力。

2 排障器承载-吸能的整体拓扑优化

2.1 整体结构拓扑的模型

在排障器的框架基础上用边长为 10 mm 的六面体实体单元填充并构建排障器结构模型。以排障器整体区间作为拓扑域,并考虑结构与车体前、后端连接的一致性,实体拓扑域与车体结构间仍

通过共节点进行连接,并对拓扑域施加镜像对称约束。结构拓扑区域如图 3 所示。排障器和车体材料分别为铝合金 6082 和 6005A-T6,其主要的力学性能见表 3。

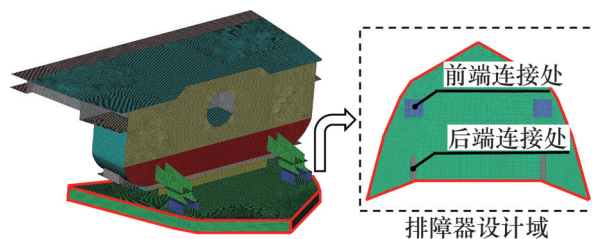


图3 排障器结构设计域及边界

Fig. 3 Structural design domain and boundary of obstacle deflector

表3 排障器及车体主要材料参数

Table 3 Main material properties of obstacle deflector and train body

铝合金材料	屈服极限 σ_y /	弹性模量 E /	泊松比 μ
	MPa	GPa	
6082	255	70	0.33
6005A-T6	230	70	0.33

排障器结构拓扑目标及约束如表 4 所示。各工况设计目标均为刚度最大(即应变能最小),但同时保证结构变形不超过原有位移,且设计域最终质量不超过原质量的 30%。

2.2 优化结果分析及初设计

经过 66 次线性优化迭代(包括 4 次非线性动态计算),排障器结构优化结果收敛,收敛曲线及部分迭代过程如图 4 所示。设计域后端与车体连接处保留部分材料;前端材料保留集中在与车体连接处及排障器尖端位置,且结构中部呈三角形空洞区域。与原有结构对比,在规定的质量约束下,除排障器外部轮廓保留外,排障器的纵向结构在承载正向载荷及偏置载荷中起到重要作用。因此,在保留外轮廓及尖端承载结构的前提下,增大中

表4 排障器整体结构拓扑优化目标及约束

Table 4 Overall structure topology optimization objectives and constraints of the obstacle deflector

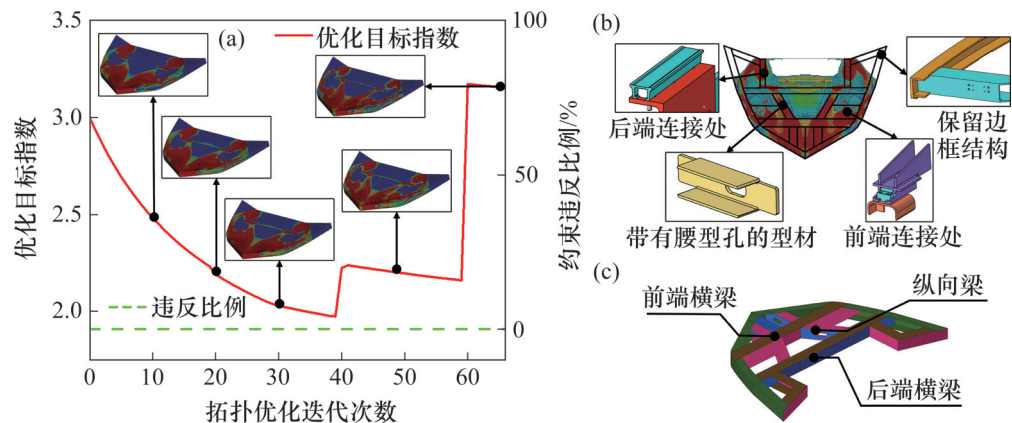
拓扑载荷	载荷时间/s	拓扑目标	权重系数	拓扑约束	
				质量约束/%	其他约束
正向载荷	—	应变能最小	1.0	30	受载位置最大位移不超过 3.71 mm
偏置载荷	—	应变能最小	1.0	30	受载位置最大位移不超过 4.55 mm
冲击载荷	0.05	应变能最小	1.0	30	—

心空洞区域,将部分原有纵向栅状结构改为梯形结构,且保留原有的两条横梁结构,但适当调整尺寸及位置,保证连接结构的刚度及稳定性。最终拓扑后主要路径构建如图4所示。

考虑到结构的互换性,确保排障器与车体前、后连接处定位、安装及外轮廓尺寸不变。由拓扑模型的材料分布及主要路径构建可以看出,中部及后部支臂结构宽度较小,则适当减小型材几何宽度。结合生产加工要求的工艺,结构整体主要传力路径均用相同材质的10~15 mm厚的板材及型材焊接组成,并通过设置腰型孔、加强筋等避免应力集中。

在高速冲击下,排障器等位于列车前端的装

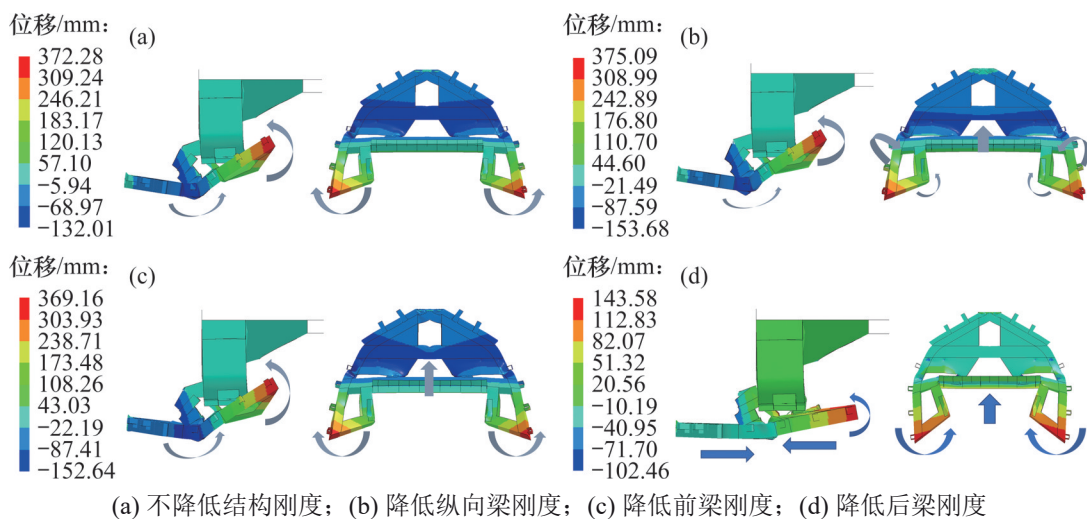
置均会被撞毁,因此,仅考虑发生在低速运行下的碰撞情况,此时,排障器作为第一级吸能缓冲装置,消耗碰撞能量并引导结构逐级变形。参考标准EN 15227中分类选取高速列车设计类别为C-I,并选取两列相同列车前端碰撞和低障碍物前端碰撞2种工况进行分析。其中,列车前端碰撞工况采用撞击刚性板进行替代,低障碍物前端碰撞工况采用静载荷分析进行替代。优化后不同刚度分布下排障器撞击刚性墙后的变形及垂向位移对比如图5所示。如果不对局部梁结构进行再设计,那么排障器后端会翻翘并挤压车体结构,且降低纵梁及前端横梁刚度不会明显改变结构变形模式。但降低后梁刚度则会引起排障器中部压缩变形,排



(a) 拓扑优化收敛曲线及部分迭代过程; (b) 基于优化结果构建路径; (c) 重建排障器有限元模型

图4 排障器整体结构目标函数收敛曲线、部分迭代过程及主要路径构建

Fig. 4 Convergence curve of objective function, partial iteration process and main path construction for the overall obstacle deflector structure



(a) 不降低结构刚度; (b) 降低纵向梁刚度; (c) 降低前梁刚度; (d) 降低后梁刚度

图5 不同刚度分布下排障器撞击刚性墙后的变形及垂向位移对比

Fig. 5 Comparison of deformation and vertical displacement of the obstacle deflector after impacting a rigid wall under different stiffness distributions

障器后端内翻, 在前后端连接结构失效时可以显著减少翻翘现象。排障器在碰撞过程中, 后端横梁在结构压缩时仍与车体有直接连接关系, 因此, 对横梁结构进行进一步优化设计, 在保证结构刚度的同时进一步提升吸能性能。

3 吸能横梁的拓扑优化设计

3.1 吸能横梁的设计要求

横梁优化目标是使冲击过程中与车体连接结构间的最大接触力最小化, 保证结构变形力-位移曲线的均匀化以及基础的承载刚度。以横梁外轮廓为边界, 用六面体实体单元重新填充并构建拓扑域, 相连接的型材结构均用刚体替代, 并以接触的形式反映刚体型材与横梁间的相对关系。对拓扑域施加梁拉伸方向制造约束, 以保证梁结构加工制造工艺的质量。为计算等效静载荷, 将动态撞击过程离散为5个权重均为1.0的工况。初设计时设计域最终质量不超过原质量的30%。结构拓扑区域及载荷工况如图6所示。各工况优化目标为其应变能最小, 在等效静载荷工况下, 则应保证引导结构的顺序变形以减小后端横梁所受冲击力, 而在静载荷工况下, 应保证优化后结构刚度不低于未优化的薄壁梁的结构刚度。排障器横梁结构拓扑优化目标及约束如表5所示。

3.2 拓扑优化过程

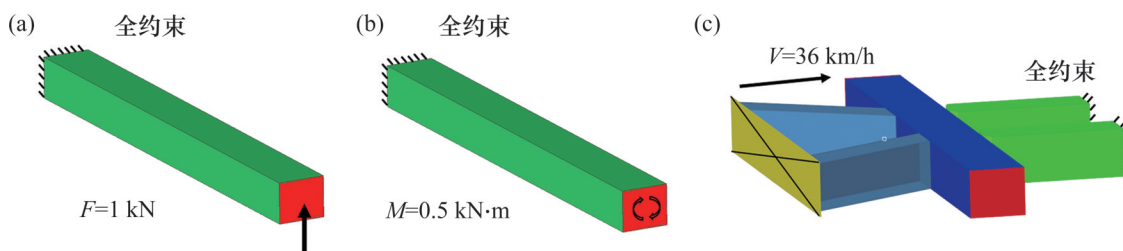
经过36次线性优化迭代(包括4次非线性动态计算), 横梁结构优化结果收敛, 收敛曲线及部分迭代过程如图7所示。优化后梁结构整体呈现空心薄壁构型, 为静载荷提供足够的刚度; 前端呈三角形, 在承受冲击载荷时提供可保证结构的稳定, 并在压缩过程中将结构变形逐步传递至后端。从材料分布来看, 结构主要材料分布于斜梁与上、下端, 因此, 在保证结构质量约束下, 应适当减小边界厚度, 并根据斜梁厚度设计缓冲梁吸能构型。最终拓扑后排障器密度分布情况及主要路径构建如图7所示。

优化后, 后板最低厚度应不低于原板材厚度, 前板最低厚度应不低于上下板厚度, 所有板最低厚度不得低于斜板厚度, 总质量差控制在1%以内。考虑结构对称性及工艺性, 以1 mm为间隔调整前板及斜板厚度并重新划分为12个构型, 如表6所示。

3.3 结果与讨论

优化前后缓冲梁结构刚度及耐撞性对比如表7和表8所示。

在刚度分析中, 优化后, 构型刚度下降, 且扭转载荷下结构刚度受到板材厚度降低产生的影响更显著。在耐撞性分析中, 优化后梁结构随着斜梁厚度的增加, 在吸能过程中可保证挤压区域的变形状态更稳定。由于在压缩过程中结构内部



(a) 弯曲载荷; (b) 扭转载荷; (c) 冲击载荷

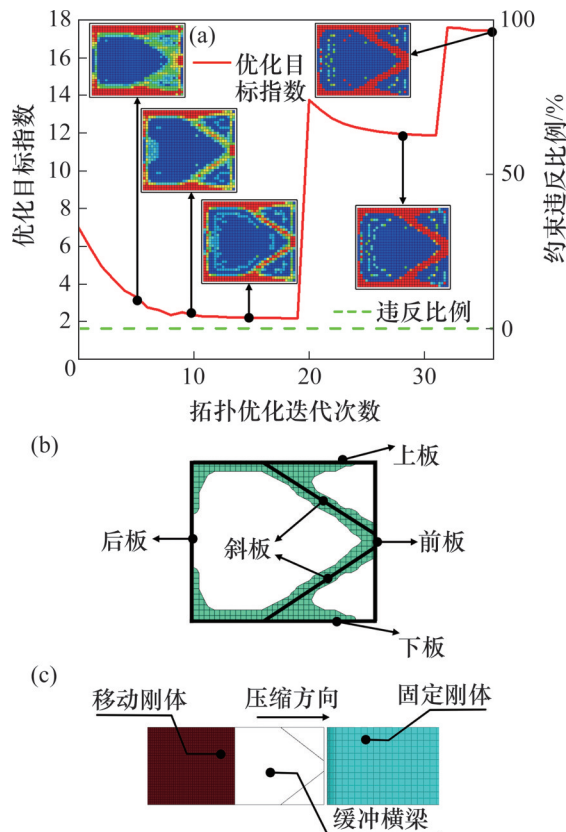
图6 排障器梁结构拓扑域及载荷工况

Fig. 6 Topology domain and load conditions of the obstacle deflector beam structure

表5 排障器横梁结构拓扑优化目标及约束

Table 5 Topology optimization objectives and constraints of the obstacle deflector beam structure

拓扑载荷	时间/ms	拓扑目标	权重 系数	拓扑约束	
				质量约束/%	其他约束
弯曲载荷	—	应变能最小	1.0	30	优化后横梁最大纵向位移不超过0.82 mm
扭转载荷	—	应变能最小	1.0	30	优化后横梁最大扭转角度不超过 7.5×10^{-4} rad
冲击载荷	2, 4, 6, 8, 10	应变能最小	1.0	30	引导结构顺序变形; 拉伸制造约束及对称约束



(a) 拓扑优化收敛曲线及部分迭代过程; (b) 基于优化结果构建路径; (c) 重建缓冲梁有限元模型
图 7 排障器横梁结构目标函数收敛曲线、部分迭代过程及主要路径构建

Fig. 7 Convergence curve of objective function, partial iteration process and main path construction for the obstacle deflector beam structure

表 6 优化前后缓冲梁结构各板材厚度

Table 6 Thickness of each plate of buffer beam structure before and after optimization

构型编号	前板厚度/mm	上下板厚度/mm	斜板厚度/mm
优化前	15	12	—
1	13	10	5
2	12	10	5
3	14	9	6
4	13	9	6
5	11	10	6
6	14	8	7
7	12	9	7
8	10	10	7
9	13	8	8
10	11	9	8
11	10	9	8
12	15	9	9

表 7 优化后缓冲梁结构质量与刚度变化

Table 7 Change of mass and stiffness of buffer beam structure after optimization

构型编号	质量变化率/%	弯曲及扭转载荷下结构变形	
		最大垂向位移变化率/%	最大扭转角度变化率/%
1	0.84	6.10	26.67
2	-0.89	7.32	29.33
3	1.00	9.76	34.67
4	-0.72	13.41	33.33
5	-0.15	6.10	29.33
6	-0.56	15.85	44.00
7	0.01	10.98	34.67
8	0.59	6.10	30.67
9	0.17	15.85	42.67
10	0.75	9.76	36.00
11	-0.98	10.98	37.33
12	-0.24	3.66	33.33

表 8 优化前后缓冲梁结构耐撞性对比

Table 8 Comparison of crashworthiness of buffer beam structure before and after optimization

构型编号	最大接触力变化率/%	压溃最大吸能量变化率/%	上板材突出变形/mm
1	-23.99	-34.13	36.4
2	-24.42	-34.98	37.2
3	-26.01	-43.17	40.4
4	-29.48	-43.52	39.7
5	-24.13	-36.01	37.6
6	-31.07	-49.83	40.6
7	-31.21	-44.88	40.7
8	-25.14	-37.71	37.4
9	-31.94	-49.83	40.8
10	-32.08	-45.39	41.0
11	-33.38	-46.25	40.2
12	-23.55	-40.96	38.4

的相互接触关系,当增加斜梁时,结构变形集中在纵向及垂向,提升压缩空间利用率,并降低最大接触力。

优化后静载工况下刚度较强的结构与原梁结构力-位移曲线对比如图 8 所示。优化前横梁结构压缩初期峰值力高达 692 kN;在优化后的 3 个构型中,结构吸能过程基本一致,压缩初期峰值力最高可降低 25%,且压缩后半程中接触力更稳定。

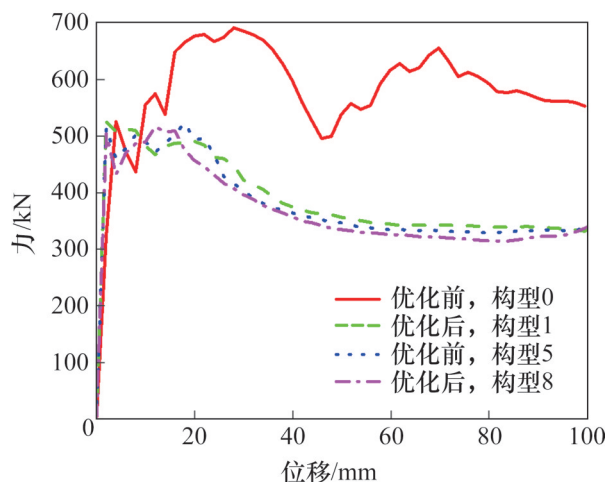


图8 优化前后横梁结构力-位移曲线

Fig. 8 Force-displacement curves of beam structure before and after optimization

优化前后构型压缩20、60和100 mm时的变形模式如图9所示。从变形过程来看,优化前结构整体刚度较大,结构变形时端部不会发生明显位移,且上、下板面变形模式不一致;优化后构型整体刚度减小,梁端部沿冲击方向产生弯折,上、下板面在斜板作用下产生突出变形。综合考量缓冲梁结构静强度、变形过程及吸能性能,可认为在当前拓扑优化构型下再设计的构型5性能更好,满足使后端横梁在冲击过程中受力最小化的设计目标,可将该构型替换原有薄壁梁作为排障器结构中的后端横梁,同时验证了ESL法在多工况耐撞性结构优化设计中具有适用性。

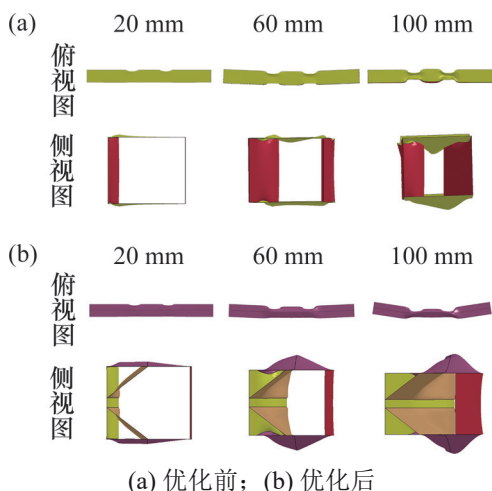


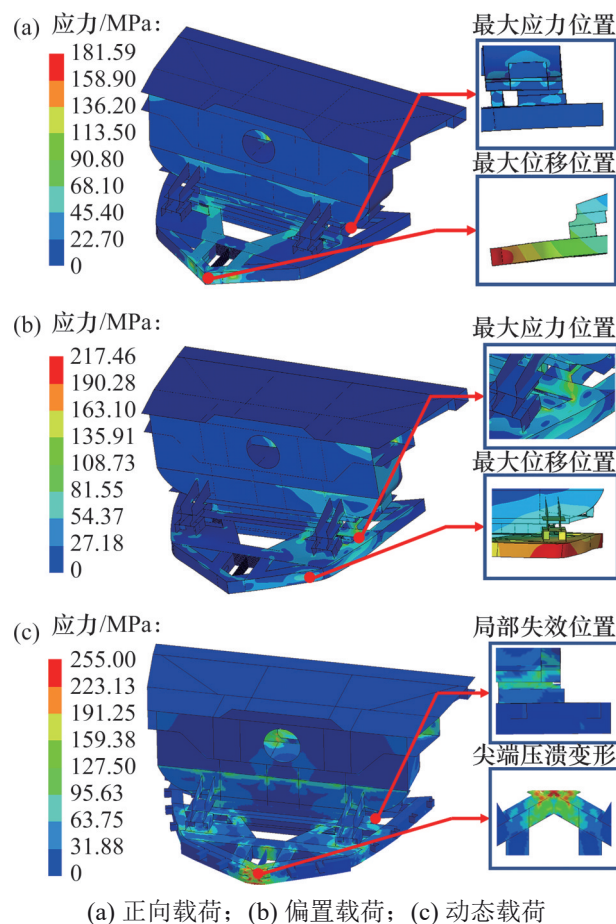
图9 优化前后横梁结构变形模式

Fig. 9 Deformation modes of beam structure before and after optimization

4 排障器优化结构的仿真验证

优化后排障器静强度及撞击障碍物效果如图10所示。从图10(a)可见:排障器及车体整体的变形及应力分布均匀,最大位移发生在排障器尖端承载处,为3.90 mm;最大应力发生在排障器后侧连接处,为181.59 MPa。从图10(b)可见:排障器及车体整体的变形及应力分布于载荷施加一侧。最大位移发生在排障器侧边承载处,为4.85 mm;最大应力发生在排障器前端夹角处,为217.46 MPa。从图10(c)可见:排障器高速撞击低处小质量障碍物时,排障器尖端压缩塌陷,后端连接处局部失效,但车体及排障器中后部位置整体处于低应力状态,排障器内部结构也没有明显变形。

优化后排障器质量为124.9 kg,相较于原有质量134.3 kg减小了7%。在正向、偏置载荷作用下,



(a) 正向载荷; (b) 偏置载荷; (c) 动态载荷

图10 优化后排障器在不同载荷下的应力云图

Fig. 10 Stress of the optimized obstacle deflector under different loads

应用了优化后排障器的车体结构整体处于低应力状态, 车身无明显结构变形。在单独负载工况的极限强度要求下, 排障器结构以及与车体间连接结构的安全系数在正向载荷工况下由 1.31 提升至 1.40, 在偏载工况下由 1.16 提升至 1.17。从结构设计及性能角度来看, 优化后排障器在动态冲击过程中可以将载荷更均匀地传递至车体, 在保证排障器整体结构低应力及车体安全的情况下, 更大程度上发挥排障器结构的清障功能。

优化后排障器撞击刚性板效果及力-位移曲线如图 11 所示。从图 11 可见: 排障器整体变形形式发生改变, 排障器尖端被压塌; 与优化前结构相比, 结构中部弯折变形减弱; 排障器后侧向内产生弯折, 最大翻翘高度为 162 mm, 与优化前的

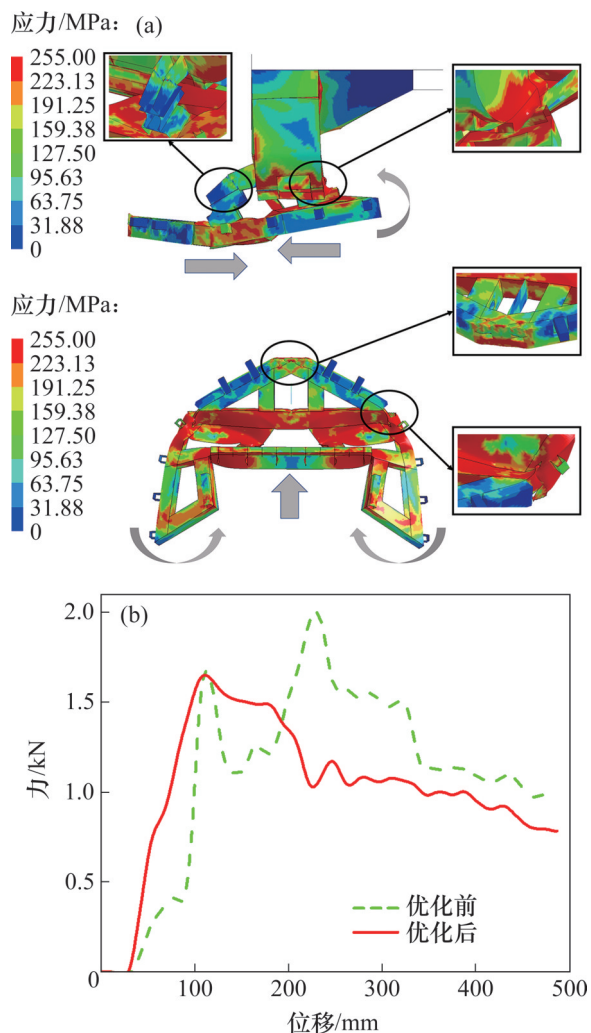
268 mm 相比, 显著降低对车体结构的挤压; 排障器与车体前、后端连接处在压缩行程达到 300 mm 时均出现局部材料失效, 可在更短行程内完全断裂; 在 500 mm 的冲击行程内车体及排障器总吸能量中, 优化后排障器结构吸能占 68.7%, 相较于优化前占比 60.0% 提升了 8.7%。且优化后排障器在冲击过程中接触峰值力为 1.65×10^3 kN, 冲击力均值为 1.02×10^3 kN, 相较于优化前接触峰值力 2.00×10^3 kN、冲击力均值 1.10×10^3 kN, 分别降低了 17.5% 和 7.2%。综上可知, 优化后排障器有效提升了在碰撞初期的缓冲能力, 将原排障器的弯折变形区间的吸能形式改变为压缩变形, 并及时断裂脱离车体, 有效缓解了对车体的挤压现象。

5 结论

1) 以耦合排障-吸能为主要设计思想, 在双尺度层面上以等效静态载荷法对高速列车排障器结构进行优化设计。其中, 排障器整体结构在各工况下均以最大刚度为优化目标, 局部结构则在保证基本刚度的基础上进一步提升了有序变形并吸能的能力。在标准 EN 15227 下的静强度及碰撞仿真工况下, 新型排障器在实现轻量化的同时能有效承载, 确保结构排障-吸能功能的有效性。

2) 基于优化结果比选不同刚度的变形模式, 以满足排障器及缓冲梁结构的刚度和吸能需求。在整体优化后确定了排障器后端横梁的刚度改变可显著影响排障器的变形模式, 并基于密度结果下的传力路径对后端横梁进行再设计。梁结构可由斜板搭建的变形模式进行引导, 进而改善结构的吸能进程。

3) 在撞击至刚性板过程中, 双尺度拓扑优化后设计的高速列车排障器结构在运动方向上冲击所产生的峰值力相较于原有排障器撞击产生的峰值力显著降低, 且在优化后排障器中缓冲梁结构作用下, 排障器中部产生的弯折变形可改变为压缩变形, 后端向内产生弯折, 有效缓解了变形后排障器翻翘后对车体结构的挤压。本文验证了双尺度下基于等效静态载荷法的优化过程可应用于高速列车的被动安全结构设计, 为解决耦合静强度及耐撞性的设计需要提供了一定的参考。但当前结构优化问题仅基于



(a) 优化后排障器撞击刚性墙后变形及应力云图;

(b) 优化前后排障器与刚性板接触力-位移曲线

图 11 优化后排障器撞击刚性墙后变形及力-位移曲线
Fig. 11 Deformation and force-displacement curves of the optimized obstacle deflector after impacting rigid wall

工况差别进行构建,未考虑不同能量尺度下结构的敏感度设计需要,后续研究中需要结合能量划分梯度来完善优化问题。

参考文献:

- [1] 姚曙光,周雪飞,许平,等.高速列车排障装置安全防护性能演化综述[J].中南大学学报(自然科学版),2022,53(5): 1559-1571.
- YAO Shuguang, ZHOU Xuefei, XU Ping, et al. Review on evolution of safety protection performance of high speed train obstacle deflector[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2022, 53(5): 1559-1571.
- [2] 金希红,闵阳春,陆军.160 km/h动力集中动车组动力车车体防撞性设计[J].铁道机车车辆,2019,39(2): 109-112.
- JIN Xihong, MIN Yangchun, LU Jun. Crashworthiness design of motor carbody for 160km/h power centralized EMU[J]. Railway Locomotive & Car, 2019, 39(2): 109-112.
- [3] 李本怀,王科飞,刘艳文,等.基于EN15227标准长编动车组耐撞性研究[J].大连交通大学学报,2019,40(2): 1-6.
- LI Benhuai, WANG Kefei, LIU Yanwen, et al. Research on crashworthiness of long series EMU based on EN15227 Code[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2019, 40(2): 1-6.
- [4] 李松晏,郑志军.高速列车吸能结构设计和耐撞性分析[J].爆炸与冲击,2015,35(2): 164-170.
- LI Songyan, ZHENG Zhijun. Energy-absorbing structure design and crashworthiness analysis of high-speed trains[J]. Explosion and Shock Waves, 2015, 35(2): 164-170.
- [5] ZHANG Honghao, PENG Yong, HOU Lin, et al. Multistage impact energy distribution for whole vehicles in high-speed train collisions: modeling and solution methodology[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2020, 16(4): 2486-2499.
- [6] 丁叁叁,陈大伟,刘加利.中国高速列车研发与展望[J].力学学报,2021,53(1): 35-50.
- DING Sansan, CHEN Dawei, LIU Jiali. Research, development and prospect of China high-speed train[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2021, 53(1): 35-50.
- [7] 谭惠日,秦睿贤,陈秉智.多工况载荷下车排障器拓扑和尺寸优化设计[J].大连交通大学学报,2021,42(4): 28-32.
- TAN Hui, QIN Ruixian, CHEN Bingzhi. Research on topology and size optimization of locomotive cowcatcher under multiple loads[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2021, 42(4): 28-32.
- [8] 孙业琛,孙丽萍,王玉艳,等.高速动车组排障器结构轻量化研究[J].大连交通大学学报,2020,41(4): 86-89.
- SUN Yechen, SUN Liping, WANG Yuyan, et al. Research on lightweight cowcatcher structures of high speed EMU[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2020, 41(4): 86-89.
- [9] 刘丰嘉,唐兆,张建军.机车车辆端部结构拓扑-参数一体化优化方法[J].机械工程学报,2020,56(20): 134-145.
- LIU Fengjia, TANG Zhao, ZHANG Jianjun. Holistic topology-parameter optimization method for the rail vehicle end structure[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(20): 134-145.
- [10] 张秧聪,许平,彭勇,等.高速列车前端多胞吸能结构的耐撞性优化[J].振动与冲击,2017,36(12): 31-36.
- ZHANG Yangcong, XU Ping, PENG Yong, et al. Crashworthiness optimization of high-speed train front multi-cell energy-absorbing structures[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(12): 31-36.
- [11] 丁晨,赵洪伦.高速列车车头车吸能排障器设计与仿真研究[J].铁道车辆,2011,49(1): 1-4.
- DING Chen, ZHAO Honglun. Design and simulation research on the energy absorption fender on the head car of a high speed train[J]. Rolling Stock, 2011, 49(1): 1-4.
- [12] 吴新民.CTW第四代城轨车辆的耐撞击结构[J].现代城市轨道交通,2007(5): 71-76.
- WU Xinmin. Impact-resistant structure of CTW fourth-generation urban rail vehicles[J]. Modern Urban Transit, 2007(5): 71-76.
- [13] FANG Jianguang, SUN Guangyong, QIU Na, et al. On design optimization for structural crashworthiness and its state of the art[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2017, 55(3): 1091-1119.
- [14] KANG B S, CHOI W S, PARK G J. Structural optimization under equivalent static loads transformed from dynamic loads based on displacement[J]. Computers & Structures, 2001, 79(2): 145-154.
- [15] PARK G J, KANG B S. Validation of a structural optimization algorithm transforming dynamic loads into equivalent static loads[J]. Journal of Optimization Theory and Applications, 2003, 118(1): 191-200.
- [16] YI S I, LEE H A, PARK G J. Optimization of a structure with contact conditions using equivalent loads[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2011, 25(3): 773-782.
- [17] YANG Zhijun, CHEN Xin, KELLY R. A topological optimization approach for structural design of a high-speed low-load mechanism using the equivalent static loads method [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2012, 89(5): 584-598.
- [18] JANG H H, LEE H A, LEE J Y, et al. Dynamic response topology optimization in the time domain using equivalent static loads[J]. AIAA Journal, 2012, 50(1): 226-234.

- [19] 李明, 汤文成. 基于等效静态载荷法的区间参数结构可靠性拓扑优化[J]. 计算力学学报, 2014, 31(3): 297–302.
- LI Ming, TANG Wencheng. Reliability-based topology optimization of interval parameter structures using equivalent static loads[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2014, 31(3): 297–302.
- [20] LEE J, CHO M. Efficient design optimization strategy for structural dynamic systems using a reduced basis method combined with an equivalent static load[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2018, 58(4): 1489–1504.
- [21] MA Hui, SHI Dongyan, GEA H C, et al. Multi-objective structure dynamic optimization based on equivalent static loads[J]. International Journal on Interactive Design and Manufacturing, 2018, 12(2): 729–740.
- [22] TRILLER J, IMMEL R, HARZHEIM L. Topology optimization using difference-based equivalent static loads [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2022, 65(8): 226.
- [23] WITOWSKI K, MÜLLERSCHÖN H, ERHART A, et al. Topology and topometry optimization of crash applications with the equivalent static load method[C]// 13th International LS-DYNA Users Conference. Detroit, USA: LSTC, 2014: 1–11.
- [24] 李本怀, 刘艳文, 王璐, 等. 吸能与压溃位移约束下的轨道车辆前端结构抗撞性优化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2023, 53(4): 982–988.
- LI Benhuai, LIU Yanwen, WANG Lu, et al. Crashworthiness optimization for frontal-end structure of rail vehicle constrained with absorbed energy and crushed displacements [J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2023, 53(4): 982–988.
- [25] 陆善彬, 蒋伟波, 左文杰. 基于等效静态载荷法的汽车前端结构抗撞性尺寸和形貌优化[J]. 振动与冲击, 2018, 37(7): 56–61.
- LU Shanbin, JIANG Weibo, ZUO Wenjie. Size and morphology crashworthiness optimization for automotive frontal structures using equivalent static loads method[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(7): 56–61.
- [26] YOON J M, LEE Y, PARK S O, et al. Crash optimization considering the head injury criterion[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2019, 233(11): 2879–2890.
- [27] LEE Y, HAN Yongha, PARK S O, et al. Vehicle crash optimization considering a roof crush test and a side impact test[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2019, 233(10): 2455–2466.
- [28] 高云凯, 田林雳. 基于等效静态载荷法的车身碰撞拓扑优化[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2017, 45(3): 391–397.
- GAO Yunkai, TIAN Linli. Topology optimization of automotive body crashworthiness design with equivalent static loads method[J]. Journal of Tongji University(Natural Science), 2017, 45(3): 391–397.
- [29] JEONG M H, PARK G J. Nonlinear dynamic structural optimization of electric vehicles considering multiple safety tests[J]. International Journal of Automotive Technology, 2023, 24(2): 573–583.

(编辑 赵俊)