

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.06.045

基于相对灵敏度分析的平车车体结构优化

刘书伸^{1a}, 李晓峰^{1b}, 张露颖², 李志刚², 周世新³

(1. 大连交通大学 a. 机车车辆工程学院; b. 中车学院, 辽宁 大连 116028;

2. 中车齐齐哈尔车辆有限公司, 黑龙江 齐齐哈尔 161002;

3. 中车制动系统有限公司 技术研发中心, 山东 青岛 266031)

摘要:针对某平车车体钢结构 1 阶垂弯模态频率较低的问题, 引用相对灵敏度分析方法, 确定对车体模态频率提升明显、同时又不明显增加车体质量的板件厚度作为设计变量, 进行车体优化设计。优化后车体钢结构 1 阶垂弯频率提高 6.2%, 车体质量减轻 1 019 kg。同直接灵敏度分析优化结果进行对比, 验证了相对灵敏度分析方法对提升平车车体 1 阶垂弯频率和减轻车体总质量的有效性。优化后车体静强度和刚度满足要求。

关键词:平车车体; 模态频率; 尺寸优化; 相对灵敏度; 有限元分析

中图分类号:TH122 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2025)06-0245-06

Optimization of Flat Car Body Structure Based on Relative Sensitivity Analysis

LIU Shushen^{1a}, LI Xiaofeng^{1b}, ZHANG Luying², LI Zhigang², ZHOU Shixin³

(1. a. School of Locomotive and Rolling-stock Engineering; b. CRRC Academy, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China;

2. CRRC Qiqihar Rolling Stock Co., Ltd., Qiqihar 161002, China;

3. Technical Research and Development Center, CRRC Brake System Co., Ltd., Qingdao 266031, China)

Abstract: In response to the problem of low first-order vertical bending modal frequency of a certain flat car body steel structure, the relative sensitivity analysis method is used to determine the thickness of the plate components with significant improvement of the modal frequency of car body, but without drastical car body weight increase as the design variable for optimizing the car body design. After optimization, the first-order vertical bending frequency of the steel structure of the vehicle body is increased by 6.2%, and the weight of the vehicle body is reduced by 1 019 kg. The comparison with the optimization results of direct sensitivity analysis is conducted to verify the effectiveness of the relative sensitivity analysis method in improving the first-order vertical bending frequency of the flat car body and reducing the total weight of the car body. After optimization, the static strength and stiffness of the vehicle body meet the requirements.

Keywords: flat car body; modal frequency; size optimization; relative sensitivity; finite element analysis

0 引言

车体轻量化是铁道车辆结构优化的重要研究内容。在降低车体承载结构质量实现轻量化目标的过程中, 车体的强度、刚度、模态频率等性能指标通常也随之下降^[1-2]。模态频率作为车体结构的固有振动属性, 模态频率值过低将会导致车体在线路实际运行过程中容易被外界低频激励激起引起共振, 严重时引发结构失效等安全问题, 极大地威胁到行车安全^[3-5]。

因此提高车体模态性能和实现车体轻量化一直以来都是国内外学者研究的热点。王雨等^[6]以某集装箱平车车体结构为研究对象, 对某底架依

次进行尺寸优化和拓扑优化, 优化后车体结构减轻 15%, 且车体静动态性能满足使用要求。崔效健等^[7]分析某中高地板铰接车体不同型材厚度对车体 1 阶垂弯频率的直接灵敏度, 基于分析结果进行尺寸优化, 使得车体 1 阶垂弯频率提升 21.3%。于庆斌等^[8]对某动车组车顶、侧墙、端墙等型材厚度进行全尺寸参数优化, 优化后车体减轻 1 046 kg, 模态频率得到一定提升, 同时车体满足静强度和疲劳强度使用要求。王浩等^[9]提出一种基于灵敏度分析、卷积神经网络代理模型以及 CMA-ES 算法的优化方法, 对某动车组车体进行尺寸优化, 使得车体一阶菱形频率提升 19.1%。史亚威等^[10]对某地铁车体底架 8 种板厚进行尺

基金项目:全国重点实验室开放课题项目(QZKFKT2024-010)

第一作者简介:刘书伸(1998—), 男, 辽宁沈阳人, 硕士研究生, 研究方向为车辆 CAE 关键技术, liushushen06@163.com。

寸优化,使得车体质量减轻 21 kg。

传统研究虽取得一定成果,但也存在一些不足:全尺寸参数优化选择设计变量过多,致使迭代次数较多,降低计算速度;直接灵敏度优选设计变量方法虽可确定对车体某一性能贡献最为明显的结构厚度为设计变量,但未考虑各结构自身体积的影响,改变各设计变量值的同时也会使车体质量发生变化。

本文针对上述研究存在的不足和某平车车体 1 阶垂弯模态频率较低的问题,建立车体有限元模型,通过相对灵敏度分析方法,筛选出对车体 1 阶垂弯频率提升明显、同时又不明显增加车体质量的板件厚度作为设计变量进行车体优化设计,以此提高车体的 1 阶垂弯频率并实现车体轻量化。

1 车体结构有限元分析

该平车车体共划分 582 418 个单元,车体由中梁、侧梁、枕梁、端梁、大横梁、小横梁、钢地板、纵横梁组成,整体为全钢焊接结构,车体自质量 22 t,载质量 120 t。车体有限元模型如图 1 所示。

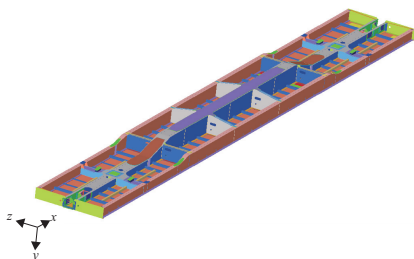


图 1 车体有限元模型

按照 TB/T 3550.2—2019《机车车辆强度设计及试验鉴定规范 车体 第 2 部分:货车车体》规定,平车车体主要承受垂向总载荷、侧向力、纵向力和扭转载荷,本文按照该标准对车体设置分析工况并进行静强度和刚度仿真计算,分析工况如表 1 所示。

表 1 分析工况

工况	车体承受载荷
工况 1	垂向总载荷(1 795 kN)+侧向力(139 kN)+扭转载荷(40 kN·m)+纵向拉伸(1 780 kN)
工况 2	垂向总载荷(1 795 kN)+侧向力(139 kN)+扭转载荷(40 kN·m)+纵向压缩(1 920 kN)
工况 3	垂向静载荷(1 393 kN)+纵向压缩(2 500 kN)

车体强度是评价车体在外载荷作用下抵抗断裂的能力。经仿真计算,该车在各工况下的最大应力分布情况如表 2 所示,其车体最大 Von Mises 应力均小于许用应力,满足静强度要求。

表 2 各工况下的最大应力分布情况

工况名称	最大 Von Mises 应力/MPa	发生位置	许用应力/MPa
工况 1	276.5	中梁下盖板支撑板	281
工况 2	275.6	中梁下盖板支撑板	281
工况 3	276.8	牵引梁下盖板圆弧	382

车体刚度是车体整体性能评价指标。按照规定,平车车体的挠度比、跨度比应满足如下要求:

$$\frac{f}{l_2} \leq \frac{1}{300} \quad (1)$$

式中: f 为平车挠度; l_2 为车辆定距。该车在各工况下刚度结果如表 3 所示,其平车挠度比均小于许用设计值 1/300,满足设计要求。

表 3 各工况下刚度结果

工况名称	中梁挠跨比	侧梁挠跨比
工况 1	0.001 99	0.001 85
工况 2	0.002 22	0.002 12
工况 3	0.001 78	0.001 73

同刚度一样,模态也是影响车体整体性能的关键因素。模态频率偏低,车体将很容易被外界低频激励作用引起共振,致使车体结构发生失效破坏,威胁行车安全。该车体模态分析结果为:钢结构和 120 t 装载状态下的车体 1 阶垂弯频率分别为 7.73 Hz、6.78 Hz,频率值均过小,应进行结构改进。

2 车体结构灵敏度分析

2.1 模态频率灵敏度

灵敏度是设计响应对设计变量的偏导数^[11-12]。模态频率灵敏度反映车体固有频率对结构参数的敏感程度。模态频率灵敏度可由结构自由振动模态方程对设计变量进行微分得到^[13-16]。

无阻尼结构特征方程为

$$(\mathbf{K}-\lambda_i \mathbf{M}) \boldsymbol{\varphi}_i = 0 \quad (2)$$

式中: $\mathbf{K}$ 、 $\mathbf{M}$ 分别为结构刚度矩阵和结构质量矩

阵; λ_i 为结构第*i*个特征值; φ_i 为结构第*i*个模态向量。

设第*j*个设计变量为 x_j ,式(2)对其求导数得

$$(\mathbf{K}-\lambda_i\mathbf{M})\frac{\partial\varphi_i}{\partial x_j}+\left(\frac{\partial\mathbf{K}}{\partial x_j}-\lambda_i\frac{\partial\mathbf{M}}{\partial x_j}\right)\varphi_i=\frac{\partial\lambda_i}{\partial x_j}\mathbf{M}\varphi_i \quad (3)$$

式(3)左乘 φ_i^T ,由式(1)得

$$\varphi_i^T(\mathbf{K}-\lambda_i\mathbf{M})\frac{\partial\varphi_i}{\partial x_j}=0 \quad (4)$$

由式(3)、式(4)得车体结构振动方程的特征根灵敏度:

$$\frac{\partial\lambda_i}{\partial x_j}=\frac{\varphi_i^T\left(\frac{\partial\mathbf{K}}{\partial x_j}-\lambda_i\frac{\partial\mathbf{M}}{\partial x_j}\right)\varphi_i}{\varphi_i^T\mathbf{M}\varphi_i} \quad (5)$$

式中 $\frac{\partial\mathbf{K}}{\partial x_j}$ 、 $\frac{\partial\mathbf{M}}{\partial x_j}$ 分别为结构刚度矩阵及质量矩阵对设计变量 x_j 的导数。

由式(5)得车体模态频率灵敏度:

$$\frac{\partial f_i}{\partial x_j}=\frac{1}{2\pi}\cdot\frac{\partial\lambda_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

式中 f_i 为车体结构第*i*阶模态频率。

2.2 直接灵敏度优选设计变量

直接灵敏度方法是目前应用最多的变量优选方法。直接模态频率灵敏度体现了板厚对模态频率的贡献程度,其灵敏度数值有正有负,负值代表模态频率随板件变薄而增大,正值代表模态频率随板厚变厚而增大^[17-18]。灵敏度值越大,表明设计变量变化对车体结构响应的影响越明显。

本文选取车体中梁、侧梁、枕梁、端梁、大横梁、小横梁、钢地板、纵横梁等车体34个主要结构厚度,计算车体钢结构1阶垂弯模态频率对构件厚度的灵敏度,计算结果如图2所示。构件信息如表4所示。

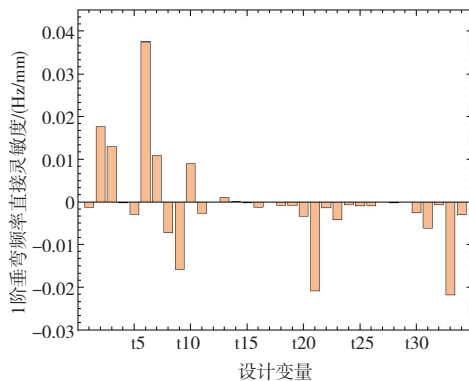


图2 车体钢结构1阶垂弯频率直接灵敏度

表4 构件信息

结构	结构序号	厚度/mm
中梁	隔板 t1	8.0
	t4	12.0
	中梁下盖板 t2	10.0
	支撑板 t7	18.0
	t3	12.0
	腹板 t8	27.0
	上盖板 t5	16.0
	下盖板 t6	20.0
侧梁	腹板 t9	10.0
	t10	20.0
	下盖板 t14	30.0
	上盖板 t11	12.0
	隔板 t12	8.0
	下盖板支撑板 t13	12.0
	t15	6.0
	腹板 t16	8.0
枕梁	方板 t17	8.0
	上盖板 t18	14.0
	下盖板 t19	14.0
端梁	下盖板 t20	16.0
	腹板 t21	8.0
	t22	28.0
	腹板 t23	8.0
大横梁	上盖板 t24	12.0
	下盖板 t25	12.0
	腹板 t26	8.0
小横梁	上盖板 t27	12.0
	下盖板 t28	12.0
	方板 t29	8.0
	t30	10.0
钢地板	t31	10.0
	t32	30.0
	横梁 t33	5.0
纵梁	t34	5.0

根据车体1阶垂弯频率直接灵敏度柱状图,可对模态灵敏度按照数值大小降序排列,对直接

灵敏度数值较大且为正的 t2、t3、t6、t7、t10 板件取厚度设计变量上限 30%, 下限初始值, 做增厚处理, 使频率增加; 对直接灵敏度数值为负的 t1、t4、t5、t8、t9、t11、t15—t28、t30—t34 板件取厚度设计变量上限初始值, 下限 30%, 作减薄处理, 使其减轻质量并增加频率, 但考虑到结构 t5、t8、t20、t27、t32、t34 中存在应力较大的部位, 若减薄其厚度, 则无法保证强度要求, 故将这 6 个结构厚度排除在设计变量之外。

直接灵敏度方法确定设计变量信息如表 5 所列(最终共确定 24 个设计变量, 因篇幅有限, 仅列出了部分设计变量的相关信息)。

表 5 直接灵敏度方法确定设计变量信息

单位: mm				
结构	结构序号	初始值	下限值	上限值
中梁下盖板支撑板	t2	10.0	10.0	13.0
中梁腹板	t3	12.0	12.0	15.6
中梁下盖板	t6	20.0	20.0	26.0
中梁下盖板支撑板	t7	18.0	18.0	23.4
侧梁腹板	t9	10.0	7.0	10.0
侧梁下盖板	t10	20.0	20.0	26.0
端梁腹板	t21	8.0	5.6	8.0
横梁	t33	5.0	3.5	5.0

2.3 相对灵敏度优选设计变量

直接灵敏度分析单纯依靠频率灵敏度选择设计变量, 很容易受到构件自身体积影响, 例如中梁腹板 12 mm 厚度板件的频率灵敏度较大, 增加其厚度可以提高 1 阶垂弯频率, 但其自身体积过大, 导致增加板厚所带来的质量增加将远大于其他部位减少板厚所降低的质量。基于此, 为撇除结构自身体积影响, 引入相对灵敏度 R_f , 反映车体主要板件厚度改变后, 车体带来的模态频率变化与质量变化之比^[19-20]。相对模态频率灵敏度 R_f 定义如下:

$$R_f = S_f / S_m \quad (7)$$

式中: S_f 、 S_m 分别为车体 1 阶垂弯频率和车体质量对构件厚度的灵敏度; R_f 为单位质量变化对应的模态频率变化。车体质量灵敏度和车体 1 阶垂弯频率相对灵敏度的计算结果分别如图 3、图 4 所示。

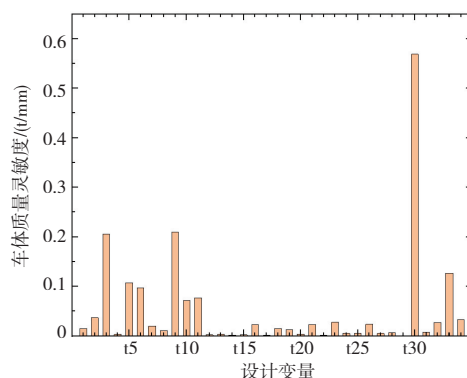


图 3 车体质量灵敏度

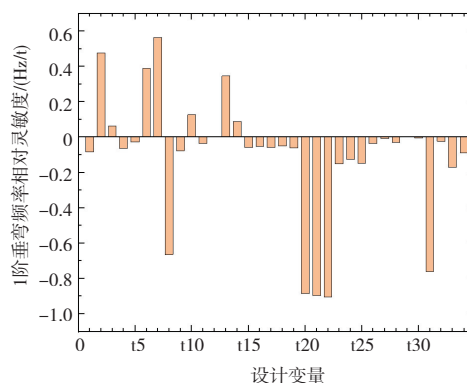


图 4 车体 1 阶垂弯频率相对灵敏度

根据车体 1 阶垂弯频率相对灵敏度柱状图, 车体结构尺寸厚度可分为 3 类。第 1 类结构 t2、t6、t7、t13, 此类结构的相对灵敏度数值为正值且数值较大, 较小的增加厚度, 就可以极大地提升车体 1 阶垂弯频率, 同时又不会过大地增加车体质量。第 2 类结构 t1、t4、t5、t8、t9、t11、t15—t28、30、t31—t34, 这些结构相对频率灵敏度数值均为负值, 减薄其厚度不仅可以提升车体 1 阶垂弯频率, 还有利于减轻车体质量。第 3 类结构 t3、t10、t12、t14、t29, 此类结构的相对频率灵敏度数值为正但数值较小, 增加其厚度虽可提升 1 阶垂弯频率但会导致车体增加很大的质量, 不利于车体轻量化。

综上分析, 改变第 1 类和第 2 类结构的板厚既可以提升 1 阶垂弯模态频率, 又可以达成车体轻量化目标, 故对第 1 类板件取厚度设计变量上限 30%, 下限初始值, 做增厚处理, 使频率增加; 对第 2 类板件取厚度设计变量上限初始值, 下限 30%, 做减薄处理, 使其减质量并增加频率; 结构 t5、t8、t20、t27、t32、t34 中存在应力较大的部位, 若减薄其厚度, 则无法保证强度要求, 故将这 6 个结构的厚度排除在设计变量之外。相对灵敏度方法确定设计变量信息如表 6 所列(最终共确定 23 个

设计变量,因篇幅有限,仅列出了部分设计变量的相关信息)。

表 6 相对灵敏度方法确定设计变量信息

单位:mm				
结构	结构序号	初始值	下限值	上限值
中梁下盖板支撑板	t2	10.0	10.0	13.0
中梁下盖板	t6	20.0	20.0	26.0
中梁下盖板支撑板	t7	18.0	18.0	23.4
侧梁下盖板支撑板	t13	12.0	12.0	15.6
端梁腹板	t21	8.0	5.6	8.0
端梁腹板	t22	28.0	19.6	28.0
小横梁腹板	t26	28.0	19.6	28.0
钢地板	t31	10.0	7.0	10.0

3 车体优化设计

3.1 优化数学模型

结合车体灵敏度和静强度分析结果,将车体钢结构 1 阶垂弯频率最大为目标函数,选取应力最大位置处的应力值为应力约束,以车体钢结构总质量不超过 2% 作为质量约束,以平车挠跨比作为刚度约束,建立车体优化数学模型如下。

设计变量:

$$X = \{x_1, x_2, x_3, \dots, x_n\} \quad (8)$$

目标函数:

$$\max F_1(X) \quad (9)$$

约束条件:

$$\begin{cases} M(X) \leq 1.02M_0 \\ \sigma_{i=1,2} \leq 281 \text{ MPa} \\ \sigma_{i=3} \leq 382 \text{ MPa} \\ f_z/l_2 \leq 1/300 \\ f_c/l_2 \leq 1/300 \\ x_i^L \leq x_i \leq x_i^U \end{cases} \quad (10)$$

式中: X 为设计变量集合; $F_1(X)$ 为车体钢结构 1 阶垂弯频率; $\sigma_{i=1,2}$ 为工况 1、2 下的最大 Von Mises 应力; $\sigma_{i=3}$ 为工况 3 下最大 Von Mises 应力; $M(X)$ 为车体钢结构的质量; M_0 为车体钢结构的初始质量; f_z/l_2 为平车中梁挠度比; f_c/l_2 为平车侧梁挠度比; f_z 为中梁挠度; f_c 为侧梁挠度; l_2 为车辆定距; x_i^L 、 x_i 、 x_i^U 分别为第 i 个结构板件厚度的设计变量、设计变量值的下限及上限; n 为设计变量个数。

3.2 两种灵敏度方法的优化结果对比

针对上述优化数学模型,本文采用可行方向法分别对直接灵敏度和相对灵敏度优选设计变量所确定的待优化方案进行模态优化。完成优化计算后,两种灵敏度分析优化后结果对比如表 7 所示。

表 7 两种灵敏度分析优化后结果对比

项目	优化前	优化后	
		直接灵敏度法	相对灵敏度法
车体钢结构 1 阶垂弯频率/Hz	7.73	8.26	8.210
载质量 120 t 状态下车体 1 阶垂弯频率/Hz	6.78	7.26	7.180
车体质量/t	22.00	22.22	20.981

由表 7 可看出,基于相对灵敏度方法的模态优化使得车体钢结构 1 阶垂弯频率提升 6.2%,载质量 120 t 状态下车体 1 阶垂弯频率提升 5.9%,车体质量减少 4.6%;基于直接灵敏度方法的模态优化使得车体钢结构 1 阶垂弯频率提升 6.9%,载质量 120 t 状态下车体 1 阶垂弯频率提升 7.0%,车体质量增加 1.0%。该对比结果表明,两种灵敏度方法对提升车体 1 阶垂弯频率效果大致相同,但基于相对灵敏度方法的模态优化质量减轻效果更明显,更能兼顾提升模态频率和降低车体质量,故将相对灵敏度优化后的板件厚度值作为最终的车体厚度参数。相对灵敏度的优化结果如表 8 所示。

表 8 相对灵敏度优化结果 单位:mm

结构序号	优化前	优化后	结构序号	优化前	优化后
t1	8.0	5.6	t19	14.0	9.8
t2	10.0	13.0	t21	8.0	5.6
t4	12.0	9.9	t22	28.0	19.6
t6	20.0	26.0	t23	8.0	5.6
t7	18.0	23.4	t24	12.0	8.4
t9	10.0	7.0	t25	12.0	8.4
t11	12.0	9.0	t26	8.0	5.6
t13	12.0	13.2	t28	12.0	9.8
t15	6.0	5.7	t30	10.0	9.5
t16	8.0	5.6	t31	10.0	7.0
t17	8.0	7.7	t33	5.0	3.5
t18	14.0	9.8	—	—	—

4 优化后车体性能校核

为验证优化后的车体安全性能是否符合要

求,对优化后的车体进行静强度校核计算。优化后车体各工况下的局部最大应力云图如图 5 所示。

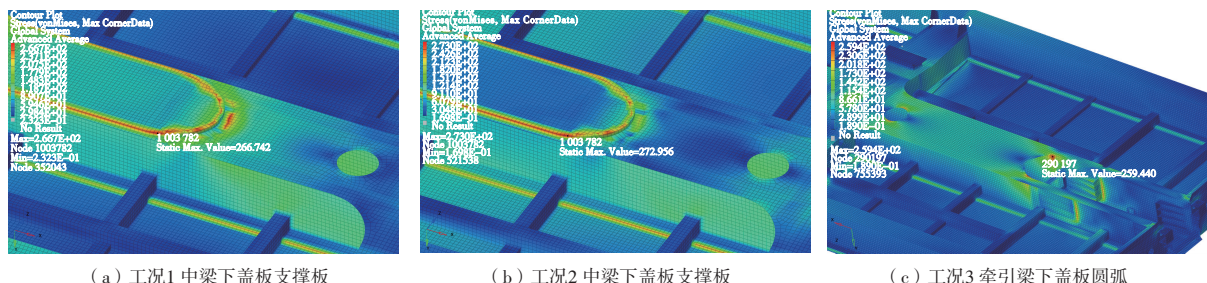


图 5 各工况的局部最大应力云图

静强度分析结果表明,优化后各工况下车体最大 Von Mises 应力发生位置不变,其最大应力值较优化前有所降低,均小于许用应力值,满足静强度要求。计算优化后车体挠度比如表 9 所示,其 3 种工况下挠度比均小于许用值 1/300,相比优化前变化不大,满足刚度要求。

表 9 优化后车体挠度比

工况名称	中梁挠跨比	侧梁挠跨比
工况 1	0.001 89	0.001 80
工况 2	0.002 16	0.002 06
工况 3	0.001 75	0.001 73

5 结语

1) 有限元分析结果表明:车体强度和刚度均符合要求;车体钢结构 1 阶垂弯频率 7.73 Hz,载质量 120 t 状态下车体 1 阶垂弯频率 6.78 Hz,模态频率过小。

2) 灵敏度分析表明:中梁下盖板和支撑板、侧梁下盖板支撑板等结构可以有效提高车体的 1 阶垂弯频率,又可保证车体质量发生较小变化。中梁隔板、侧梁腹板、侧梁上盖板、枕梁、端梁腹板、大小横梁、钢地板、横纵梁等结构有助于减轻车体质量。

3) 对比分析表明,两种灵敏度优选设计变量的方法均可有效提升车体 1 阶垂弯模态频率且两者模态提升率均在 6% 以上,但两种对于改变车体质量的影响却不相同。基于相对灵敏度方法的模态优化使车体质量减轻 1 019 kg,减少了 4.6%,而基于直接灵敏度方法的模态优化使车体质量增加 220 kg。通过对比,验证了在以提升平车车体 1 阶模态频率的优化中,采用相对灵敏度分析减轻

车体总质量的有效性,更可以达到提升模态频率和降低车体质量的目标。采用相对灵敏度优化后车体静强度和刚度满足使用要求,优化结果合理。

参考文献:

- [1] 宫岛,周劲松,孙文静,等. 高速列车弹性车体与转向架耦合振动分析[J]. 交通运输工程学报, 2011, 11(4): 41-47.
- [2] 张磊,许帅康,陈洁,等. 列车车体轻量化设计研究进展[J]. 机械工程学报, 2023, 59(24): 177-196.
- [3] 赵慧,王成强,董雪妍,等. 提升动车组餐车车体模态频率的结构方案研究[J]. 铁道车辆, 2024, 62(3): 33-37.
- [4] 刘宏友,王云鹏,段合朋,等. 铁道车辆模态性能研究现状及其运用探讨[J]. 铁道车辆, 2023, 61(3): 12-21.
- [5] 李孟梁,岳译新,苏永章,等. 市域动车组车体模态性能提升研究[J]. 电力机车与城轨车辆, 2024, 47(6): 86-90.
- [6] 王雨,王勇,陆铭. 高速集装箱平车底架结构优化设计[J]. 机械制造与自动化, 2022, 51(2): 12-15.
- [7] 崔效健,谢素明,陈舒,等. 基于灵敏度分析的中高地板铰接车体整体性能优化设计[J]. 铁道车辆, 2025, 63(2): 98-104.
- [8] 于庆斌,王成涛,夏东伟,等. 基于参数优化的动车组铝合金车体轻量化设计[J]. 城市轨道交通研究, 2023, 26(4): 1-4, 8.
- [9] 王浩,李凡松,杜翔,等. 高速动车组车体轻量化与模态匹配优化设计研究[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2025, 56(4): 1658-1672.
- [10] 史亚威,李晓峰. 基于子模型的某 A 型铝合金地铁车体轻量化[J]. 机械研究与应用, 2024, 37(6): 108-111, 116.
- [11] 侯俊剑,许亚雄,钟玉东,等. 基于灵敏度分析的白车身结构接附点动刚度优化方法[J]. 科学技术与工程, 2024, 24(35): 15260-15267.

(下转第 268 页)

- 收稿日期:2024-03-29

- [17] 李晚峰,周世新. 长大平车车体钢结构模态频率优化方法[J]. 铁道机车车辆,2024,44(5):80-87.
- [18] 刘贝尔. 铁道客车车体模态提升方案设计及关键参数优化研究[D]. 成都:西南交通大学,2023.
- [19] 田永康,龚运息,邹平,等. 某型汽车滑移门灵敏度分析与多目标轻量化设计[J]. 机械强度,2024,46(1):122-128.
- [20] 杜子学,化杨,文孝霞,等. 基于隐式参数化模型的地铁车体轻量化设计[J]. 重庆交通大学学报(自然科学版),2024,43(3):116-120,134.

收稿日期:2023-12-05