

高速动车组车体整备垂弯频率优化研究

李娅娜, 史鑫鹏, 刘靖楠

(大连交通大学 机车车辆工程学院, 辽宁 大连 116028)

摘要:提出采用2种不同方法对高速动车组进行模态分析研究。以车体各个部件厚度参数为设计变量进行模态及质量的灵敏度分析,研究不同部件厚度对车体一阶垂弯频率的影响规律,并筛选8个部件作为最终设计变量,建立优化数学模型;以车体与车下主要设备连接处弹性元件的刚度参数为设计变量进行响应面分析,研究弹性元件刚度对车体一阶垂弯频率的影响规律,并对弹性元件刚度进行优化。结果表明:2种方法均取得了一定的效果,基于灵敏度分析的部件优化,使车体整备一阶垂弯频率提升了4.88%;基于响应面分析的弹性元件优化,使车体整备一阶垂弯频率提升了28.05%,大于相关标准中规定的10Hz,优化效果明显。

关键词:高速动车组;一阶垂弯频率;灵敏度分析;响应面分析;弹性元件

文献标识码:A **DOI:**10.13291/j.cnki.djdxac.2024.01.009

随着我国高速铁路运行里程的不断增加,高速动车组技术发展也越来越快,设计者越来越重视车体的轻量化设计。轻量化设计的同时也带来了诸多问题,如车体弯曲刚度下降、固有频率降低等。固有频率的降低会使车体更易受到外界激励而与车下设备产生共振,影响乘坐舒适性及使用寿命等。因此,在对车体进行设计时要同时保证其刚度、强度及模态,以提高乘坐舒适性。

目前,有关提高高速列车模态频率的方法主要有基于尺寸优化法优化板厚参数、基于应变能法优化结构、基于设备吊挂方式优化吊挂参数以及采用新材料等。Cho等^[1]在对铝材动车组进行轻量化设计的同时考虑了车体一阶垂弯频率。Dumitriu等^[2]研究发现,悬架及车下设备的刚度对车体的弯曲频率有较大的影响。Melero等^[3]在研究轻量化的同时增加弹性贴片以提高结构阻尼,使固有频率能够小幅度降低,从而减少对舒适性的影响。高月华等^[4]用灵敏度分析法对高速列车进行轻量化设计,优化后大大减轻车体质量,但一阶垂弯频率略有降低。尤泰文等^[5]分别对结构参数和悬挂参数进行优化,发现悬挂参数对一阶垂弯影响更大。陶斯嘉^[6]用灵敏度分析法

对车体进行轻量化设计,优化后达到了车体减重的目的,同时车体各阶频率几乎不变。张军等^[7]建立动车组车体有限元模型,用灵敏度分析法改变车体结构参数以提高车体固有频率,研究表明车体一阶垂弯频率有少量提高。王洋洋等^[8]用自适应响应面法对车下设备悬挂参数进行优化,提高了车体的一阶垂弯频率。汤劲松等^[9]采用应变能法优化车体垂弯频率,结果表明车体一阶垂弯频率略有提高。吴煜威^[10]对某客车车体结构进行了轻量化设计,发现车体达到减重目标但车体模态频率略微下降。

以上研究内容大多以优化车体结构参数和改变设备吊挂方式为主。基于结构参数的优化往往会产生其他问题,模态频率的提高会带来整车质量的增加,车体的强度、刚度也会发生变化,因此,在对结构参数优化时还需要考虑多种因素。改变车下设备吊挂方式,以弹性吊挂代替刚性吊挂来提高车体垂弯频率的方法较为明显,但也要对弹性元件设置合适的刚度参数以达到最好的效果。

本文针对某高速动车组车体一阶垂弯频率较低的现象,将模态灵敏度分析和模态响应面分析方法分别应用于车体部件厚度优化和弹性元件刚

收稿日期:2023-03-29

基金项目:辽宁省教育厅科学研究计划项目(LJKZ0497)

第一作者:李娅娜(1977—),女,教授。E-mail:lyn1977522@163.com

度参数优化,对比分析2种优化方法的计算结果,研究其各自优缺点,从而为有效提高整备一阶垂弯频率提供技术支持。

1 基本理论及方法

1.1 模态灵敏度分析

模态灵敏度分析是研究构件固有频率随构件参数变化的有效方法^[11]。与其他方法相比,模态灵敏度分析能从众多设计变量中筛选出重要的设计变量进行下一步分析。通常,车体*i*阶模态的固有频率 ω_i 和振型向量 u_i 的有限元方程为:

$$(\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}) u_i = 0 \quad (1)$$

式中: \mathbf{K} 、 \mathbf{M} 分别刚度矩阵和质量矩阵。

对式(1)求偏导可得:

$$\begin{aligned} (\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \\ \left(\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial x_i} - 2\omega_i \frac{\partial \omega_i}{\partial x_i} \mathbf{M} - \omega_i^2 \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial x_i} \right) u_i = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

整理式(2)可得:

$$u_i^T (\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

式中: x_i 为设计变量。

对式(1)、式(2)化解计算可以得到第*i*阶固有频率对第*j*个设计变量的模态灵敏度:

$$\frac{\partial \omega_i}{\partial x_i} = \frac{u_i^T \left(\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial x_i} - \omega_i \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial x_i} \right) u_i}{u_i^T \mathbf{M} u_i} \quad (4)$$

将关系式 $\omega = 2\pi f$ 代入式(4)可得:

$$s_i = \frac{\partial f_i}{\partial x_i} = \frac{1}{2\pi} \frac{\partial \omega_i}{\partial x_i} \quad (5)$$

式中: f_i 为车体模态频率; s_i 为车体第*i*阶模态频

率对第*i*个设计变量的模态灵敏度。

1.2 模态响应面分析

模态响应面分析法的基本思想是用一种拟合的近似数学模型来表达隐式函数^[12]。响应面分析需要用自变量与因变量构造隐式函数,并以响应面的方式进行显示表达,这样更能有效解释模型,并能克服其他方法中解释性差、不直观等问题。分析中将一阶垂弯频率作为因变量,将弹性元件刚度作为自变量,通过响应面研究一阶垂弯频率与弹性元件刚度的关系,形成模态的响应面分析。

本文采用线性二阶多项式构建响应面模型:

$$f(x) = c_0 + \sum_{i=1}^n c_i x_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j \geq i}^n (c_{ij} x_i x_j) + \varepsilon \quad (6)$$

式中: $f(x)$ 为整备状态下车体的一阶垂弯频率; x_i 为不同弹性元件的刚度; c_i 为回归系数; ε 为随机误差。

1.3 整备垂弯频率求解方法

在实际情况中,车体形变很小,因此在研究带有悬挂设备的车体频率时,可将其等效为二自由度垂向模型^[13],见图1。

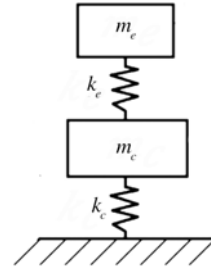


图1 二自由度垂向等效模型

根据图1所示等效模型,可求得耦合系统高频振动频率 ω_1 和低频振动频率 ω_2 :

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\frac{k_e m + k_c m_e}{m_e m_c} + \sqrt{\left(\frac{k_e m + k_c m_e}{m_e m_c} \right)^2 - 4 \frac{k_e k_c}{m_e m_c}} \right]} \quad (7)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\frac{k_e m + k_c m_e}{m_e m_c} - \sqrt{\left(\frac{k_e m + k_c m_e}{m_e m_c} \right)^2 - 4 \frac{k_e k_c}{m_e m_c}} \right]} \quad (8)$$

式中: k_e 为车下设备悬挂元件刚度; m_e 为车下设备质量; m_c 为车体质量; k_c 为车体弯曲刚度。

车下设备为弹性吊挂时,车体与车下设备的振动由 ω_1 和 ω_2 叠加而成^[14]。在弹性元件刚度较低时,低频振动与高频振动频率均较低,低频振动频率趋于0 Hz,高频振动频率趋于整备一阶垂弯频率,此时车体一阶垂弯频率将表现为高频振动

频率;在弹性元件刚度较高甚至设备与车体刚性连接时,低频振动频率趋于设备刚性连接时车体一阶垂弯频率,高频振动频率会非常大,此时车体一阶垂弯频率将表现为低频振动频率。因此,在设备与车体间增加弹性元件并设置合理的刚度参数会提高垂弯频率。

2 有限元模型的建立与分析

2.1 有限元建模

本文研究的某高速轨道车辆车体由端墙、侧墙、底架、车顶和牵枕缓五大部分组成。为综合考虑质量分布对车体模态的影响,车辆整备模型(37.0 t)采用精细建模,全部设备按照具体位置进行布置。车上设备及内饰按质量重心刚性连接于各吊挂点上;车下设备采用弹性元件悬挂于边梁上。整体有限元模型见图2。

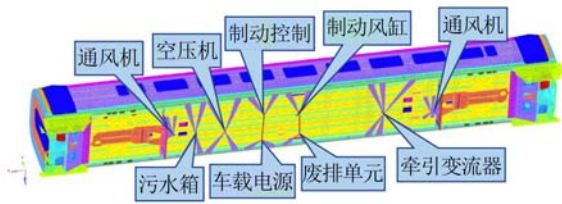


图2 整体有限元模型

车下设备除牵引变流器和污水箱外,其他设备吊点的橡胶刚度相同,具体吊点的橡胶刚度参数见表1。

表1 车下各设备吊点的橡胶刚度 N/mm

弹簧刚度	牵引变流器	污水箱	制动风缸等 其余吊挂设备
纵向	3 915	1 404	683
横向	306	248	121
垂向	1 050	500	175

2.2 车体分析计算

对车体有限元模型分别进行刚度、静强度和整备状态模态分析。根据车体设计要求并参考BS EN 12663-1:2010+A1:2014,选取2种危险工况(垂向超员载荷工况和垂向超员+纵向压缩1 500 kN 载荷工况)对车体进行刚度和静强度分析。通过分析,车体中部边梁下翼缘的垂向位移为9.27 mm,小于车辆定距17 000 mm的千分之一,符合刚度标准;车体应力最大值发生在车钩座处,数值为186 MPa,小于铝材的屈服强度215 MPa,满足强度要求。车体一阶垂弯模态振型见图3,其频率值为8.2 Hz。

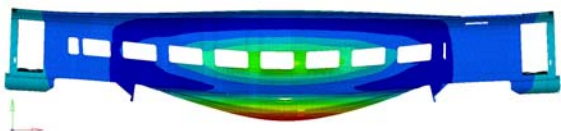


图3 一阶垂弯模态振型

3 基于尺寸参数优化车体一阶垂弯

车体的垂弯频率与车体质量和刚度有关,因此,可以通过改变车体各个部件厚度来调整车体质量与刚度,以提高车体垂弯频率。由于车体部件较多,对所有部件进行优化工作量极大,基于此本节对车体进行灵敏度分析并筛选符合要求的部件进行优化。研究表明,一般情况下车体质量与一阶垂弯频率会同提高^[15]。为了避免厚度变化引起车体质量的大幅提高,本文以不同部位板件厚度为变量,分别进行一阶垂弯频率对板厚以及质量对板厚的灵敏度分析。根据车体结构,将整车分为20个变量组,其中17个变量组以板件厚度划分,而车钩座组、牵枕缓组以及边梁组三部分以整体划分,各组内板件厚度等比例放大或减小。

在灵敏度分析中,相对灵敏度 R 的计算公式为:

$$R = s_f/s_m \quad (9)$$

式中: s_f 为模态灵敏度; s_m 为质量灵敏度。

灵敏度分析结果见表2。

表2 灵敏度分析

序号	变量位置	模态 灵敏度	质量 灵敏度	相对 灵敏度
1	车顶加筋板	0.060	0.139	0.249
2	车顶蒙皮	0.143	0.356	0.402
3	车顶纵梁	0.021	0.014	0.925
4	车顶与侧墙过度处筋板	-0.054	0.025	-2.121
5	车顶与侧墙过度处蒙皮	0.007	0.096	0.071
6	车顶与侧墙过度处纵梁	-0.062	0.030	-2.067
7	端墙筋板	-0.036	0.043	-0.837
8	端墙蒙皮	-0.020	0.081	-0.250
9	端墙立柱	-0.042	0.048	-0.886
10	侧墙筋板	0.062	0.101	0.614
11	侧墙蒙皮	0.362	0.335	1.080
12	边梁组	0.098	0.628	0.156
13	底架筋板	0.253	0.219	1.160
14	地板	0.720	0.127	5.691
15	底架外蒙皮	0.497	0.138	2.135
16	底架两端地板	0.007	0.149	0.047
17	底架横梁1	0.050	0.011	4.714
18	底架横梁2	0.013	0.009	1.517
19	牵枕缓组	0.110	0.204	0.542
20	车钩座组	0.005	0.259	0.019

通过灵敏度分析,对相对灵敏度较高和较低的变量组进行进一步分析,前者是为了提高垂弯

频率,后者是为了尽量减小车体质量的增加。选取符合上述要求的 8 个变量组进行厚度尺寸优化。优化结果见表 3。

表 3 优化结果

优化模型	名称	初值	下限	上限	结果
目标函数	一阶垂弯频率/Hz	8.2	—	—	8.6
约束条件	车体质量/t	37.0	—	38.0	37.5
设计变量	车顶与侧墙 过度处筋板 4	3.0	1.5	4.0	4.0
	车顶与侧墙 过度处纵梁	3.0	1.5	4.5	1.8
	端墙蒙皮	5.0	3.5	6.5	5.1
	端墙立柱	8.0	6.5	9.5	6.5
	底架筋板	2.5	1.5	4.0	2.2
	地板	3.0	1.5	4.0	4.5
	底架外蒙皮	4.0	2.5	5.0	5.5
	底架横梁 1	10.0	8.0	12.0	10.0

表 3 可知,优化后在车体垂弯频率增加的同时车体的质量也有增加。最终,车体垂弯频率从 8.2 Hz 提升至 8.6 Hz,车体质量由 37.0 t 提升至 37.5 t,垂弯频率提高不明显且车体质量增加不满足轻量化要求。因而,研究能够提高车体垂弯频率且不增加质量的方法更为重要。

4 基于刚度参数优化车体一阶垂弯

合理选择弹性吊挂的方式以及刚度参数可以提高车体的垂弯频率,因此,本节将优化弹性元件的刚度参数以提高垂弯频率。

按照隔振理论,在底架设备的各个吊点处采用橡胶作为隔振元件,设置横向、纵向和垂向三个方向的刚度。由于纵向刚度及横向刚度对垂弯频率影响较小,本次分析中只取垂向刚度作为研究对象。根据吊挂设备的质量,将弹性元件分为三组,牵引变流器的弹性元件为 A 组,污水箱弹性元件为 B 组,制动风缸和废排弹性单元为 C 组。除上述吊挂设备外其余的设备质量较小,对车体垂弯频率影响较小,因此不参与弹性元件刚度优化。

弹性单元的刚度可表示为:

$$k_d = 4\pi^2 f_d^2 m_d \quad (10)$$

式中: k_d 为设备的吊挂刚度; f_d 为设备的自振频率; m_d 为吊挂设备的质量。

根据 TB/T 1335—1996^[16] 及国际铁路联盟

UIC^[17] 要求,整备状态车体弯曲频率不得低于 10 Hz,且该值与转向架点头、沉浮频率比须大于 1.414。因此,车体一阶垂弯频率要在 10 Hz 以上,同时,为了避免共振,车下悬挂设备的自振频率需低于 7 Hz。本次优化选取 A、B、C 三组刚度作为设计变量,设置设备自振频率为 5~7 Hz,根据式(10)求出各组弹性元件刚度上下限变化范围(表 4)。A、B、C 三组均由多个弹性元件组成,同组内弹性元件刚度相同。由于设计变量仅有三组刚度参数,不适用于模态灵敏度优化,本节没有采用灵敏度分析进行设计变量的筛选,而是根据 Box-Behnken^[18] 试验原理进行正交试验设计并计算样本空间点对应的车体垂向弯曲,正交试验设计及结果见表 5。

表 4 弹性元件刚度范围 N/mm

弹性元件	上限	下限
A 组	1 148.4	585.6
B 组	460.8	235.2
C 组	183.0	93.0

表 5 正交试验设计及结果

组号	A 组刚度/ (N/mm)	B 组刚度/ (N/mm)	C 组刚度/ (N/mm)	一阶垂弯 频率/Hz
1	1 148.4	460.8	138.0	10.168
2	867.0	235.2	183.0	10.497
3	867.0	235.2	93.0	10.518
4	585.6	348.0	183.0	9.934
5	585.6	348.0	93.0	9.950
6	867.0	348.0	138.0	9.937
7	867.0	460.8	183.0	10.150
8	585.6	235.2	138.0	10.405
9	1 148.4	348.0	183.0	9.988
10	1 148.4	348.0	93.0	10.012
11	867.0	460.8	93.0	10.188
12	1 148.4	235.2	138.0	10.494
13	585.6	460.8	138.0	10.065

多项式响应面模型因计算过程简单、计算时间短、优化效率高被广泛应用,鉴于此处不适合使用灵敏度优化,故选择响应面对刚度参数进行优化。

将频率拟合关于弹性元件刚度的二次多项式:

$$\begin{aligned}
 f(x) = & 14.06175 + 0.000354x_1 - \\
 & 0.020981x_2 - 0.005923x_3 + \\
 & 0.00000011x_1x_2 - \\
 & 0.000000165837x_1x_3 - \\
 & 0.000000837273x_2x_3 - \\
 & 0.000000134178x_1^2 + \\
 & 0.000028x_2^2 + 0.000022x_3^2
 \end{aligned} \quad (11)$$

式中: $f(x)$ 为车体一阶垂弯频率; x_1 、 x_2 、 x_3 分别为 A、B、C 的吊挂刚度。

根据式(11)绘制一阶垂弯的响应曲面,见图4。从图4可知,随着 A 组刚度的增大,车体一阶垂弯频率明显增大;随着 B 组刚度的增大,车体一阶垂弯频率先减后增;随着 C 组刚度的增大,车体一阶垂弯频率先减后增,但变动幅度不大。因此对于 A 组刚度参数,其刚度值接近上限会提高一阶垂弯频率,对于 B 组刚度参数,刚度值较低时出现频率最大值,对于 C 组刚度参数,其影响较小,故刚度参数基本不变。

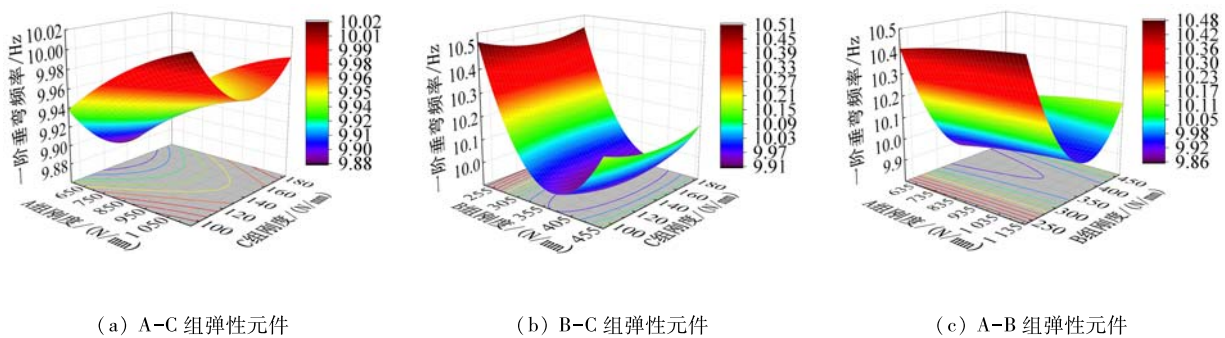


图4 响应面分析

对 A、B、C 三组刚度值取整,并进行模态分析,最终确定 A 组刚度优化为 1 150 N/mm、B 组刚度优化为 230 N/mm、C 组刚度优化为 180 N/mm。将上述结果重新计算可得,车体一阶垂弯频率为 10.5 Hz (大于 10 Hz),满足模态匹配理论。对弹性元件刚度进行优化可以极大提高车体一阶垂弯频率,同时,由于更改的是车体与吊挂设备间弹性元件的刚度,整车质量并不会发生变化。

5 结论

本文对整备状态车体进行垂弯频率的优化研究,使该车体满足相关弹性模态频率标准的要求。

(1) 参考 BS EN 12663-1:2010+A1:2014^[15] 对整备车体进行精细建模下的刚度和强度分析,结果表明,车体刚度小于车辆定距的千分之一,最大应力不超过屈服极限,车辆刚度和静强度均符合相关标准;对车体进行初始模态分析,车体一阶垂弯频率为 8.2 Hz,小于 10 Hz,不满足标准要求。

(2) 以车体板件厚度参数为对象对整备状态车体进行灵敏度分析。选取相对灵敏度高和相对灵敏度低的重要部件进行优化。优化后车体一阶垂弯频率由 8.2 Hz 提升至 8.6 Hz,提升了

4.88%,但车体质量由 37.0 t 增加至 37.5 t,提升了 1.35%。基于灵敏度分析优化板件厚度参数能够在一定程度上提高车体一阶垂弯频率,但垂弯频率提高的同时质量也会增加,不利于车体轻量化,需要进一步研究。

(3) 以车体与设备连接处的弹性元件刚度参数为对象进行响应面分析。根据响应面分析,优化各组弹性元件刚度参数。优化后车体一阶垂弯频率由 8.2 Hz 提升至 10.5 Hz,提升了 28.05%,同时车体质量几乎不发生变化,有效地改善了车体一阶垂弯频率。

参考文献:

- [1] CHO J G, KOO J S, JUNG H S. A lightweight design approach for an EMU carbody using a material selection method and size optimization[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(2): 673-681.
- [2] DUMITRIU M, STĂNICĂ D I. Vertical bending vibration analysis of the car body of railway vehicle[C]//The 23rd edition of Innovation Manufacturing Engineering & Energy International Conference. [s. l.]: [s. n.], 2019: 012104.
- [3] MELERO M, NIETO A J, MORALES A L, et al. Experimental analysis of constrained layer damping structures

- for vibration isolation in lightweight railway vehicles[J]. Applied Sciences, 2022, 12(16):8220.
- [4]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.
- [5]尤泰文,周劲松,任利惠,等. 车辆整备状态车体垂弯频率优化方法研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(8):86-91.
- [6]陶斯嘉. A型地铁铝合金车体结构仿真分析[D]. 大连:大连交通大学, 2018.
- [7]张军,张晓林,方吉. 动车组车体模态灵敏度及优化设计研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(12):93-101.
- [8]王洋洋,官岛,周劲松. 基于自适应响应面法的动车组牵引变压器弹性吊挂设计[J]. 华东交通大学学报, 2019, 36(6):1-6.
- [9]汤劲松,徐聪,李家宝,等. 基于应变能法的铁道客车车体垂弯频率优化研究[J]. 铁道机车车辆, 2020, 40(1):24-28.
- [10]吴煜威. 25T型客车车体结构轻量化优化设计[D]. 成都:西南交通大学, 2021.
- [11]龙江启,周平,郑金品,等. 考虑多工况刚度和模态灵敏度的全地形车车架轻量化设计[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2022, 36(7):109-118.
- [12]何隆,张亚,李世中,等. 基于响应面方法的 AUV 水动力外形优化[J]. 兵器装备工程学报, 2022, 43(12):43-50.
- [13]王磊,周劲松,孙煜,等. 高速列车车下设备减振设计研究[J]. 机电一体化, 2017, 23(1):16-21.
- [14]相田健一郎,刘丽静. 车下设备弹性支承质量对降低车体弹性振动效果的验证[J]. 国外铁道机车与动车, 2022(6):42-47.
- [15]石晓飞,唐晖,高月华. 基于相对灵敏度分析的高速列车车体结构优化[J]. 铁道机车车辆, 2020, 40(2):30-33.
- [16]机车车辆动力学性能抬架试验方法:TB/T 3115—2005[S]. 北京:中国标准出版社, 2005.
- [17]Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behavior safety track fatigue: UIC:518[S]. Paris:Ride Quality, 2003.
- [18]费继友,金葛亮,李花,等. 基于正交试验响应面模型的激光切割机横梁结构优化设计[J]. 大连交通大学学报, 2019, 40(6):49-53.

Research on Sag Frequency Optimization of High Speed EMU Body Reconditioning

LI Yana, SHI Xinpeng, LIU Jingnan

(School of Locomotive and Rolling Stock Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

Abstract: Two different methods were proposed for high speed EMU body modal analysis research. The modal and mass sensitivity analysis was carried out with the thickness parameters of each vehicle body component as the design variables, and the influence rule of different component thickness on the first-order sag frequency of the vehicle body was studied. Eight components were selected as the final design variables, and the optimization mathematical model was established for optimization. The response surface analysis was carried out by taking the stiffness parameter of the elastic element at the connection between the vehicle body and the main equipment under the vehicle body as the design variable, and the influence rule of the elastic element stiffness on the first-order vertical bending frequency of the vehicle body was studied, and the stiffness of the elastic element was optimized. Both methods had achieved certain results. The optimization results showed that: the plate thickness optimization based on sensitivity analysis can improve the first-order vertical frequency by 4.13%; the stiffness optimization of the elastic components based on response surface analysis can improve the first-order vertical frequency by 28.05%, which was greater than the 10 Hz specified in the relevant standards, and the optimization effect was obvious.

Keywords: EMU; the first-order vertical frequency; sensitivity analysis; response surface analysis; elastic component