

高速动车组车体模态特性分析*

王 鹏^{1,2}, 陈恩利¹, 惠美玲², 蔡大军³

(1. 石家庄铁道大学交通运输学院 石家庄, 050043)

(2. 中车唐山机车车辆有限公司产品研发中心 唐山, 063035) (3. 燕山大学机械工程学院 秦皇岛, 066000)

摘要 针对轨道不平顺及设备运转使高速动车组运行过程中产生复杂的振动、严重降低乘坐舒适性和行驶安全性等问题,对车体进行模态特性分析,以改善车辆的动态响应特性。建立某高速动车组车体有限元模型,计算 3 种车体不同质量条件下的振动模态,分析设备吊挂位置和吊挂点数目对车体模态频率的影响,得到模态频率和振型的变化规律。在有限元计算的基础上搭建车体模态测试系统,对车体进行模态试验,分析仿真与试验结果的差异及原因,验证数值计算和有限元模型的正确性。结果表明,车体模态频率满足相关设计标准,不同质量的车体低阶模态振型变化趋势一致,吊挂位置对底架垂弯和车体扭转振动频率影响较明显,吊挂点数目增加使车体模态频率逐渐升高。

关键词 高速动车组; 车体结构; 有限元分析; 模态试验; 模态频率

中图分类号 TH113.1; U266.2

引 言

合理的车体结构不仅具有良好的模态特性,还能降低车体振动对车辆运行品质和结构安全的影响^[1-4]。为保证高速动车组运行中具有良好的车体结构抗振特性,需对车辆进行结构模态分析^[5],确定结构固有频率和振型。高速动车组车体按照轻量化设计原则进行结构设计,在设计初期阶段,车体质量最小是设计目标,但质量减少可能会使车体刚度相应降低,并导致车体模态频率不能满足相关标准^[6-9],甚至会出现车体模态频率偏低,与转向架发生共振等问题。通过模态分析得到车体结构低阶振型及频率,用以判定其振动特性能否满足设计要求^[10],进而为车体结构优化设计及新产品开发提供理论依据。

1 车体结构及技术参数

高速动车组车体使用的材料主要是铝合金,由大型中空铝合金型材组焊而成^[11],具有良好的防腐性能。其承载结构为筒型整体承载结构,这种结构不仅使车体的质量较轻,而且能够有效地减少车体结构的零部件种类,降低生产成本,改良制造工艺性,同时具有较好的截面刚度特性和较高车体强度,从而可提高动车组车体整体刚度、乘坐舒适性和安

全性。

根据动车组车体外形分为头车和中间车两种,车体由铝型材和板材通过插接、搭接、对接等形式焊接成大部件,再经组对、拼接成整个车体。中间车车体主要由底架、侧墙、端墙、车顶及车体附件等部分组成。头车设有司机室,司机室采用较大截面的有压筋墙顶板与梁柱组焊而成,参与车体整体承载。如果发生低速撞车事故,头车的结构设计能够给司机提供一个安全空间。车体主要技术参数见表 1。

表 1 中间车主要技术参数

Tab. 1 The main technical parameters of middle

序号	项目	参数
1	车体长度/mm	25 000
2	车体宽度/mm	3 360
3	车体定距/mm	17 800
4	车体高度/mm	4 050
5	车钩中心线高度/mm	935
6	整备车体质量/t	34.8

2 模态分析理论及有限元模型

2.1 模态分析算法原理

根据振动理论,多自由度系统以某一固有频率振动时所呈现的振动形式称为模态。结构设计中,

* 国家重点研发计划资助项目(2016YFB1200506)

收稿日期:2018-05-14;修回日期:2018-07-17

一般要进行模态计算验证结构的合理性,以便采取主动性控制措施。

车体在运行过程中受多种激励共同作用,属于复杂的力学系统,一般采用有限元法确定其固有频率和振型。车体结构经过有限单元离散和变分,可得车体振动动力学方程^[12]为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F} \quad (1)$$

其中: \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 和 \mathbf{K} 分别为质量、阻尼和刚度矩阵; \mathbf{F} 为作用力向量; \mathbf{X} 、 $\dot{\mathbf{X}}$ 和 $\ddot{\mathbf{X}}$ 分别为车体振动的位移、速度和加速度向量。

模态与外部载荷条件无关,即 $\mathbf{F} = 0$,并忽略阻尼 \mathbf{C} 影响,可得系统自由振动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = 0 \quad (2)$$

自由振动时,结构上各点作简谐振动,假设简谐振动方程为

$$\mathbf{X} = \Phi e^{j\omega t} \quad (3)$$

其中: Φ 为振型向量; ω 为模态频率。

将式(2)代入式(3)可得

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\Phi = 0 \quad (4)$$

由上式存在非零解,可得

$$|\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}| = 0 \quad (5)$$

得到车体各阶模态频率 $\omega_i (i = 1, 2, \dots, n)$ 和相应振型 $\Phi_i (i = 1, 2, \dots, n)$ 。

2.2 有限元模型

我国《200 km/h 及以上速度级铁道车辆强度设计及试验鉴定暂行规定》要求整备车体 1 阶弯曲频率应不低于 10 Hz^[13]。笔者利用 HyperMesh 软件建立车体有限元模型,通过 ANSYS 有限元软件进行分析计算。

动车组车体的零部件基本上都是薄壁构件,整车结构采用四边形薄壳单元模拟,对重要部位进行局部网格细化。建模时,车体的内装、门窗、座椅等重要部件都以质量点方式附加到实际的安装基点上。同样,车下吊挂设备采用质量点刚性耦合(rbe3 单元)方式吊挂在车体上,确保模型接近车体实际情况。

整车有限元模型共有单元 664 318 个,节点共有 555 120 个。计算时取:弹性模量 $E = 70 \text{ GPa}$;泊松比 $\mu = 0.334$;密度 $\rho = 2.71 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 。有限元模型如图 1 所示。

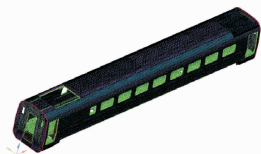


图 1 中间车车体有限元模型

Fig. 1 Finite element model of middle car body

3 车体有限元模态分析

3.1 车体模态计算结果

将车体有限元模型导入 ANSYS 软件,分别计算了车体壳结构、无吊挂设备时整备车体、含吊挂设备时整备车体 3 种质量条件下的车体振动模态。

3.1.1 车体壳结构模态

车体壳结构即无设备空车状态的车体质量为 10.08 t,前 8 阶模态分析结果见表 2,典型模态振型云图如图 2 所示。

表 2 车体壳结构计算模态

Tab. 2 Calculation modal of car body shell structure

阶数	振型	f/Hz
1	车体中部菱形振动	13.7
2	整体呼吸和底架弯曲	17.1
3	车顶垂向弯曲	20.2
4	车体 2 阶呼吸振动	21.9
5	车体 1 阶扭转振动	22.1
6	车体 1 阶横向弯曲	25.2
7	车体 3 阶呼吸振动	27.7
8	车体 2 阶菱形振动	30.2

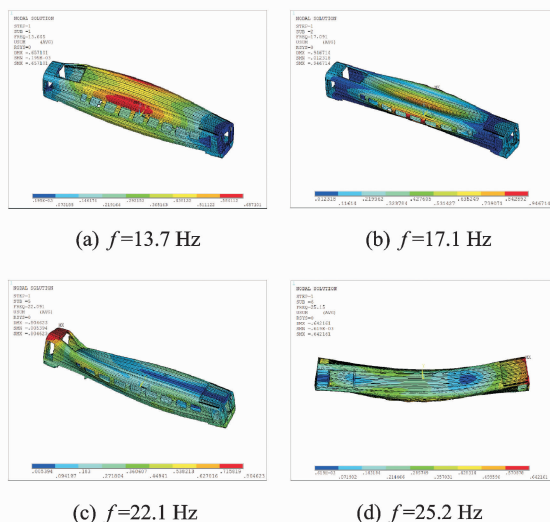


图 2 车体壳结构振型图

Fig. 2 Modal shapes of car body shell structure

结果表明:第 1 阶模态振型为中部菱形振动,主要表现为车顶和底架的横向反向振动;第 2 阶模态为整体呼吸和底架弯曲振动,主要表现为车体中的车顶、侧墙的振动,底架弯曲弹性变形较小,说明底架垂弯刚度良好;第 5 阶模态振型为车体 1 阶扭转振动,车体一位端车顶弹性变形较大。

3.1.2 无吊挂设备时车体整备模态

无吊挂设备时车体整备状态质量为 28 t。前 8

阶模态分析结果见表 3,车体结构典型模态振型云图如图 3 所示。

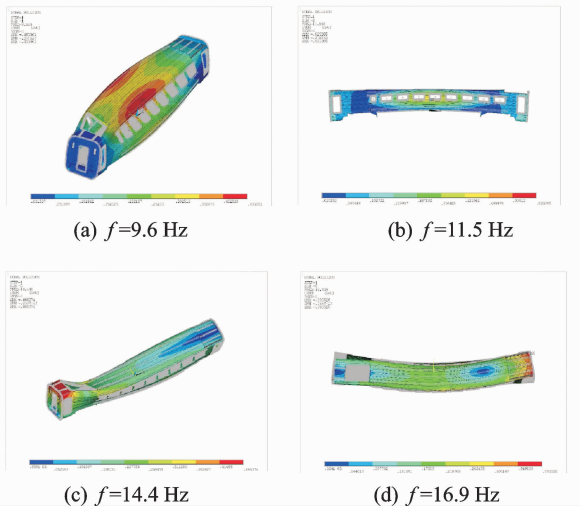


图 3 无吊挂设备整备振型图

Fig. 3 Car body modal shapes without hanging equipment

表 3 无吊挂设备时车体整备模态

Tab. 3 Car body modal without hanging

阶数	振型	f/Hz
1	车体中部菱形振动	9.6
2	底架 1 阶垂向弯曲	11.5
3	车体 1 阶扭转振动	14.4
4	车顶弯曲+底架弯曲	14.8
5	局部呼吸+底架 2 阶弯曲	15.2
6	车体 1 阶横弯振动	16.9
7	其他模态	17.8
8	其他模态	20.1

结果表明:振型分布与纯铝合金车体时的振型分布基本一致,第 1 阶模态振型为中部菱形振动,车顶与侧墙连接处变形较大,说明刚度不足;第 2 阶模态由车体壳结构状态时的整体呼吸加底架弯曲振动演变为底架 1 阶垂向弯曲振动;第 3 阶模态为车体 1 阶扭转振动,同车体壳结构 1 阶扭转振型一致,形变主要在一位端。

3.1.3 含吊挂设备时车体整备模态

含吊挂设备时车体整备状态质量为 34.8 t,设备采用刚性吊挂方式连接在车体上,与车辆实际重量相符。前 8 阶模态分析结果见表 4,典型模态振型云图如图 4 所示。

结果表明:此时模态振型与前 2 种工况下振型分布基本一致,即第 1 阶模态振型仍为中部菱形振动;第 2 阶模态为底架 1 阶垂向弯曲,模态频率为

表 4 含吊挂设备时车体整备模态

Tab. 4 Car body modal with hanging equipment

阶数	振型	f/Hz
1	车体中部菱形振动	9.4
2	底架 1 阶垂向弯曲	10.8
3	车体 1 阶扭转振动	13.9
4	局部呼吸+底架 2 阶弯曲	14.1
5	车顶弯曲+底架弯曲	14.7
6	车体 1 阶横弯振动	16.1
7	其他模态	17.3
8	其他模态	19.5

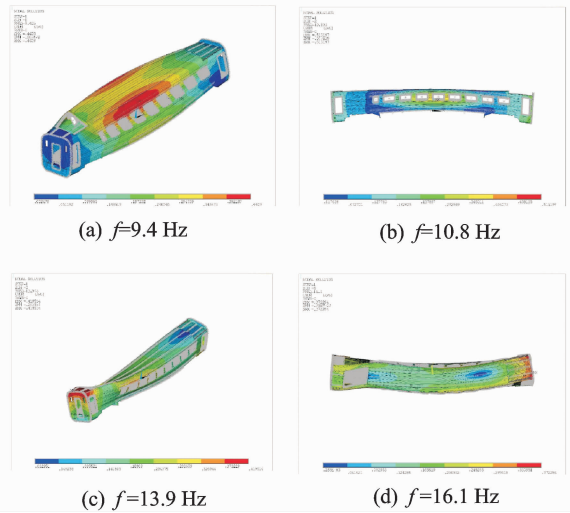


图 4 含吊挂设备整备振型图

Fig. 4 Car body modal shapes with hanging equipment

10.8 Hz,符合设计标准;第 3 阶车体扭转振动主要表现在一位端,说明空调口处局部变形较大,必要时增加空调安装位置的刚度。

与无吊挂设备的整备状态计算结果相比,设备刚性吊挂对车体菱形模态影响很小,但使底架 1 阶垂弯模态频率降低了 0.7 Hz。

3.2 设备吊挂位置对模态频率的影响

为研究设备吊挂位置对车体模态的影响,在车下仅刚性吊挂一个设备,改变吊挂位置,分析车体模态的变化规律。主要考虑了设备距离车体中心 4, 1.8, 0, -2, -3.8 和 -5 m 共计 6 种工况。车体前 6 阶模态分布如表 5 所示。

由表 5 可知,设备距车体中心线 -4~4 m 范围内变化时,各阶模态频率变化范围不超过 0.5 Hz,其中第 2 阶、第 3 阶模态频率变化显著,变化曲线如图 5 所示。工况 1 的第 2、第 3 阶振型云图如图 6 所示。

表5 设备在不同安装位置时车体模态频率

Tab.5 Modal frequency with equipment at different locations

距车体中心/m	模态频率/Hz					
	第1阶	第2阶	第3阶	第4阶	第5阶	第6阶
4.0	9.54	11.30	14.38	14.45	15.18	16.45
1.8	9.53	11.06	14.17	14.48	15.23	16.32
0	9.50	10.98	14.04	14.58	15.17	16.39
-2.0	9.44	11.08	14.05	14.65	15.00	16.51
-3.8	9.52	11.27	14.13	14.71	14.84	16.70
-5.0	9.44	10.00	10.12	11.92	13.15	13.59

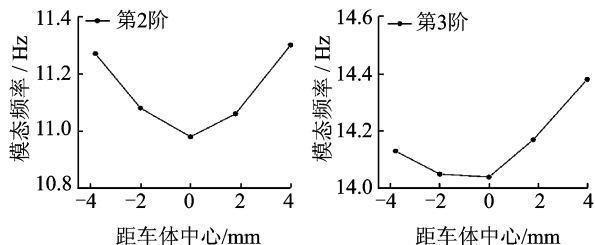


图5 吊挂位置对模态频率影响曲线

Fig.5 Modal frequency curve with equipment at different locations

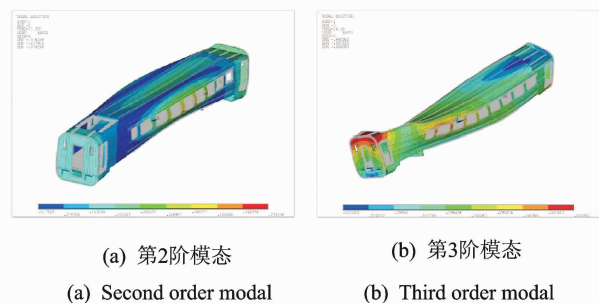


图6 车体模态振型图(距车体中心4 m)

Fig.6 Car body modal shapes(4m to the center of the car)

由图5、图6可知,第2阶振型为底架1阶垂弯,第3阶振型为车体1阶扭转。设备刚性吊挂时,随着设备靠近车体中心,模态频率逐渐降低,吊挂位置对车体的垂向振动和扭转振动影响越大。

结合弹性梁的振动理论可知,车体中心处的弹性位移最大,越靠近车体两端其弹性变形越小。当设备刚性吊挂且靠近车体中心安装时,相当于增加了车体中心位置处的模态质量,而模态刚度基本不改变,因此模态频率降低。

3.3 设备吊挂点数对模态频率的影响

为分析车体模态的变化规律,车下仅刚性吊挂一个设备,改变设备的吊挂点数,考虑了4,6,8和12个吊挂点联接工况。车体结构前6阶模态频率如表6所示。

由表6可知,设备吊挂点由6个增至8个时,车

表6 设备采用不同吊挂点数目时车体模态频率

Tab.6 Modal frequency with different hanging points

吊挂点数	模态频率/Hz					
	第1阶	第2阶	第3阶	第4阶	第5阶	第6阶
4	9.54	11.31	14.39	14.46	15.18	16.45
6	9.54	11.30	14.38	14.45	15.18	16.45
8	11.07	11.98	14.52	14.73	16.55	17.05
12	12.08	13.17	14.57	14.43	17.06	17.79

体第1阶模态频率提高了0.5 Hz;吊挂点增至12个时,第1阶模态频率提高了1.5 Hz,主要变为底架中部的弯曲振动和侧墙的呼吸振动,模态振型如图7所示。其余模态频率也有所提高,但不如第1阶模态频率增幅显著。各阶模态频率随吊挂点数的变化曲线如图8所示。

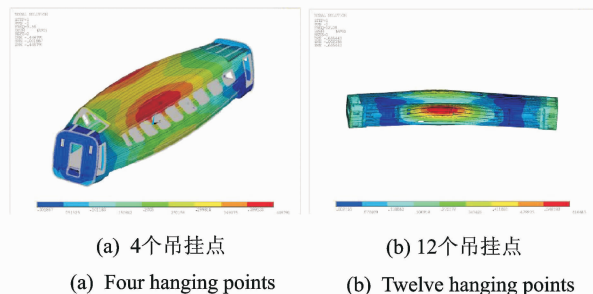


图7 车体第1阶模态振型图

Fig.7 The first car body modal figure

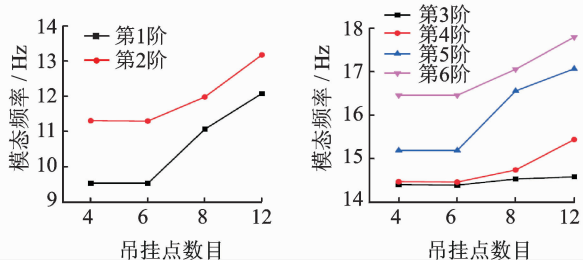


图8 吊挂点数对模态频率影响曲线

Fig.8 Modal frequency curve with different hanging points

由图8可知,当设备吊挂点增加时,车体第1阶模态频率逐渐提高,主要是由于设备采用刚性联接,相当于增加了底架的局部结构刚度,抑制了底架的低阶弹性模态,从而提高了模态频率。

4 整备车体模态试验

4.1 试验原理

对于结构复杂的车体进行模态试验,采用多点激励多点测量方法可得到较准确的模态。

1) 固有频率测定。利用式(6)估计频响函数, 利用多参考最小二乘复频域法确定模态函数

$$H_1(f) = G_{XF}(f) / G_{FF}(f) \quad (6)$$

2) 振型测定。在车体自振频率附近进行多点激振, 测定各响应点的加速度幅值并归一化, 由此得到模态固有振型, 利用式(7)检验振型的有效性

$$C(\omega) = 1 - \frac{\sum \text{Re}X_i(\omega)M_i | X_i(\omega) |}{\sum M_i | X_i(\omega) |^2} \quad (7)$$

其中: $X_i(\omega)$ 为第 i 自由度频响函数; $\text{Re}X_i(\omega)$ 为第 i 自由度频响函数实部; M_i 为第 i 自由度模态质量。

3) 阻尼比测定。取 1 阶弯曲自振频率半功率带宽 $\Delta\omega_r$, 按式(8)计算该阶阻尼比

$$\zeta_r = \Delta\omega_r / 2\omega_r \quad (8)$$

其中: $\omega_r = 2\pi f_r$ 为角频率。

4) 互异性检验。整备车体互异性应满足

$$H_{ij}(\omega) = H_{ji}(\omega) \quad (9)$$

其中: $H_{ij}(\omega)$ 为第 j 点激励、第 i 点响应的频响函数; $H_{ji}(\omega)$ 为第 i 点激励、第 j 点响应的频响函数。

4.2 试验方法

模态试验中被测试对象为某中间车含吊挂设备时车体整备状态。车体支撑为原转向架及空气弹簧, 空气弹簧充气压力符合整备车辆技术要求。

根据车体特点, 沿车体长度方向基本均匀选取 10 个截面反映车体整体振动形态, 每个截面布设 8 个加速度传感器测点。每个测点测试垂向和横向的加速度, 传感器采用 ICP 加速度传感器, 传感器位置和整备车体坐标系定义如图 9 所示。整备车体模态试验组成系统如图 10 所示。

模态试验依据《机车车辆动力学性能台架试验方法》进行, 采用 4 台激振器作为模态试验的激振源, 激励点位于车体底架两端刚度较大的位置。

4.3 试验结果

试验采用 2~40 Hz 猝发随机信号进行激励, 设

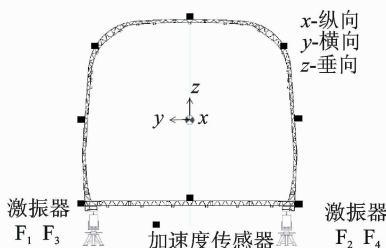


图 9 传感器安装位置示意

Fig. 9 Diagram of sensor installation position

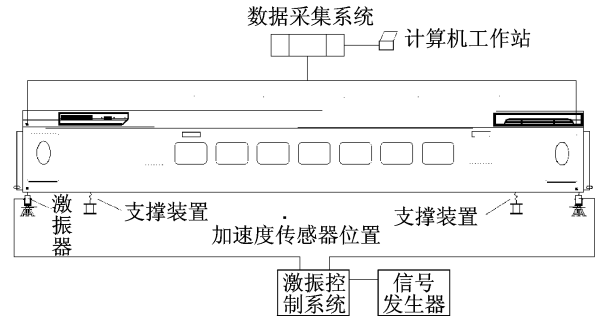


图 10 模态试验系统组成示意图

Fig. 10 Diagram of car body modal test system

置采样频率为 1 024 Hz, 最终得到测试数据。利用 polymax 法对试验数据进行处理, 得到相应的模态频率、振型和阻尼比。整备车体模态试验结果见表 7, 模态振型如图 11 所示。

表 7 车体模态试验结果

Tab. 7 Data results of car body modal test

阶数	模态振型	f/Hz	阻尼比/%
1	车体 1 阶垂向弯曲	10.32	1.76
2	车体 1 阶扭转	12.91	2.20
3	车体 1 阶横向弯曲	15.46	3.32

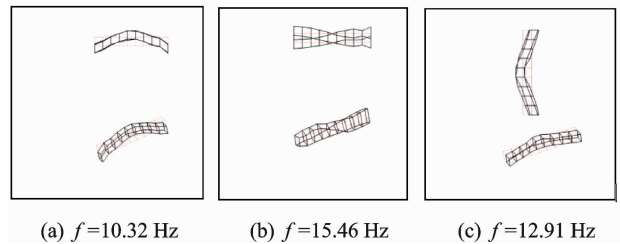


图 11 车体模态试验振型图

Fig. 11 Modal shapes of car body modal test results

对比仿真与试验结果可以看出, 两者具有很好的一致性, 说明车体有限元模型能够反映车体结构特性和实际承载能力。底架 1 阶垂弯模态频率相差 0.48 Hz, 误差约 9.69%; 车体 1 阶扭转模态频率相差 0.99 Hz, 误差约 7.67%; 车体横向弯曲模态频率相差 0.64 Hz, 误差约 4.14%。底架垂弯频率误差较大, 主要是由于车体模型简化与实际结构有一定差异, 板材加工、车体装配及试验测试等不可控因素都会使试验与仿真结果产生一定误差。

5 结 论

1) 各质量状态下车体模态振型分布基本一致, 车体整备模态垂弯频率满足设计标准。设备吊挂位置对底架垂弯和车体扭转振动频率影响较明显, 设

备越靠近车体中心,对提高车体垂向振动的相关模态效果越好。当安装在车体中心时,车体结构模态频率降低,但不超过 0.5 Hz。吊挂点数不同对车体第 1 阶模态影响明显,随着吊挂点数量的增加,车体第 1 阶模态中部菱形振动被抑制,模态频率逐渐提高,其余模态频率也有所提高,但不如第 1 阶模态频率增幅显著。

2) 车体模态计算结果与试验结果具有很好的 consistency,验证了模型的正确性,说明车体有限元模型能够反映车体结构特性和实际承载能力。总之,通过模态计算与模态试验对比研究,可以为车体优化设计提供理论依据,进一步提高车辆运行品质和行车安全。

参 考 文 献

- [1] 平学成,王先亮,朱绍光,等. B型地铁铝合金车体工作模态分析[J]. 铁道机车车辆,2015,35(1):115-117.
Ping Xuecheng, Wang Xianliang, Zhu Shaoguang, et al. Operational modal analysis of aluminum alloy body for B-type metro vehicle[J]. Railway Locomotive & Car, 2015,35(1):115-117. (in Chinese)
- [2] 宫岛,周劲松,孙文静,等. 铁道车辆弹性车体垂向运行平稳性最优控制[J]. 同济大学学报:自然科学版,2011,39(3):416-420.
Gong Dao, Zhou Jinsong, Sun Wenjing, et al. Vertical ride quality of flexible car body railway vehicles with optimal control[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2011,39(3):416-420. (in Chinese)
- [3] 吴丹,尚跃进,王红,等. 160 km/h 轨道车车体模态和稳定性有限元分析[J]. 机车电传动,2011(5):14-16.
Wu Dan, Shang Yuejin, Wang Hong, et al. Modal and stability finite-element analysis of 160 km/h track car body[J]. Electric Drive for Locomotives, 2011(5):14-16. (in Chinese)
- [4] 罗光兵,曾京. 基于弹性结构的轨道车辆振动分析[J]. 机械设计与制造,2013(5):67-73.
Luo Guangbing, Zeng Jing. Dynamic analysis of the railway vehicle with elastic structure[J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(5):67-73. (in Chinese)
- [5] 王国军,王锴,岳译新,等. B型地铁铝合金车体模态优化设计[J]. 电力机车与城轨车辆,2012,35(6):31-33.
Wang Guojun, Wang Kai, Yue Yixin, et al. Modal optimization design of aluminum alloy car body for type B metro vehicle[J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2012,35(6):31-33. (in Chinese)
- [6] Suzuki Y, Akutsu K. Theoretical analysis of flexural vibration of car body[J]. Railway Technical Research Institute, Quarterly Reports, 1990,31(1):42-48.
- [7] Giorgio D, Federico C, Stefano B, et al. Dynamic interaction between rail vehicle and track for high speed train[J]. Vehicle System Dynamics, 1995,24(S):987-997.
- [8] Young T H, Li C Y. Vertical vibration analysis of vehicle/imperfect track systems[J]. Vehicle System Dynamics, 2003,40(S):329-349.
- [9] 吴会超, 郭平波, 吴娜, 等. 车下设备悬挂参数与车体结构之间匹配关系研究[J]. 振动与冲击, 2013,32(3):124-128.
Wu Huichao, Wu Pingbo, Wu Na, et al. Matching relations between equipment suspension parameters and a carbody structure[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013,32(3):124-128. (in Chinese)
- [10] 雷成,肖守讷. 地铁铝合金车体的结构设计和强度分析[J]. 机车电传动,2006(1):54-56.
Lei Cheng, Xiao Shoune. Structure design and strength analysis of the aluminum alloy carbody for metro vehicle[J]. Electric Drive for Locomotives, 2006(1):54-56. (in Chinese)
- [11] 宋焯,郭平波,贾璐. 动车组头车车体疲劳强度分析[J]. 中国机械工程,2015,26(4):553-559.
Song Ye, Wu Pingbo, Jia Lu. Strength analysis on head-car body of electrical multiple units [J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(4):553-559. (in Chinese)
- [12] 贾尚帅,李明高,张军. 动车组车体截面轮廓对车体模态频率影响规律研究[J]. 铁道机车车辆,2016,36(3):43-45.
Jia Shangshuai, Li Minggao, Zhang Jun. Modal frequency rule with the section parameters of EMU body-work[J]. Railway Locomotive & Car, 2016,36(3):43-45. (in Chinese)
- [13] 高荣荣,张立民,邱飞力,等. 吊挂刚度对车体和设备模态的影响[J]. 噪声与振动控制,2014,34(4):5-9.
Gao Rongrong, Zhang Liming, Qiu Feili, et al. Influence of hanger's stiffness on the modals of vehicle's body and equipments[J]. Noise and Vibration Control, 2014,34(4):5-9. (in Chinese)



第一作者简介:王鹏,男,1989年3月生,工程师、博士生。主要研究方向为载运工具系统动力学与控制、高速动车组车体结构设计及有限元分析。
E-mail:1207306953@qq.com

