

研
究
开
发160 km/h 轨道车车体模态
和稳定性有限元分析

吴 丹, 商跃进, 王 红, 郭富强

(兰州交通大学 机电工程学院, 甘肃 兰州 730070)



作者简介: 吴 丹(1986-), 硕士研究生, 主要从事机车车辆零部件疲劳可靠性及 CAD/CAE 的研究。

摘 要: 针对高速轨道车设计引起的车体钢结构动态特性下降的问题, 以国内的最高速度 160 km/h 轨道车车体钢结构为研究对象, 依据车辆动力学相关理论及仿真分析技术, 分析计算车体结构的动态性能, 并就这一问题提出几点解决思路。分析结果表明, 在整备状态下车体满足相关标准的要求, 为使其动态特性更好, 需对车体进行尺寸和结构优化。

关键词: 轨道车; 车体; 动态特性; 模态分析; 稳定性

中图分类号: U216.61; U260.11 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-128X(2011)05-0014-03

Modal and Stability Finite-element Analysis of 160 km/h Track Car Body

WUDan, SHANG Yue-jin, WANG Hong, GUO Fu-qiang

(School of Mechatronic Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou, Gansu 730070, China)

Abstract: Against the problem of high-speed rail car body steel structure dynamic characteristics declining, the model of the steel structure of car body for domestic 160 km/h track car was studied. Based on the theory of vehicle dynamics and finite element simulation techniques, the dynamic characteristics of car body were analyzed, improving means of car body dynamic performances were put forward. The results showed that the car body satisfied the technic specification. In order to make dynamical characteristic of ar body better, the dimension and structure of car body should be optimized yet.

Key words: track car; car body; dynamic characteristic; modal analysis; stability

随着我国铁路高速化的发展, 现有轨道车在救援、维修、施工作业中的运行速度已不能满足运营组织要求。为此, 某厂研制出新一代 160 km/h 的轨道车, 以满足工程作业需要, 这标志着我国轨道车已步入快速阶段。长期以来, 我国主型轨道车的构造速度一般在 120~140 km/h, 但实际运行速度还不到 100 km/h, 因此过去对轨道车车体的校核主要以静强度分析和静强度试验为主, 但是, 随着轨道车速度的提高, 由于线路不平顺引起的随机激励频率的频域加宽, 导致车辆垂向和横向振动加速度增大, 使车体的疲劳寿命降低, 同时也将影响车体的稳定性和乘坐舒适度。

根据车辆动力学和结构稳定性理论, 并运用 ANSYS 软件提供的 Lanczos 向量直接叠加法, 对正在由兰州交通大学结构强度试验中心校核的速度 160 km/h 轨道车车体进行仿真试验分析, 以验证车体在运行过程中的结构振动特性和结构稳定性是否满足设计要

求, 并研究如何提高车体的一阶垂向自振频率进而改善车辆的动态特性。

1 分析算法原理

1.1 多自由度实模态理论

对于轨道车子系统而言, 在不考虑车体、转向架构架、轮对等部件本身的弹性变形的条件下, 可视为一个复杂的多刚体、多自由度的振动系统。根据牛顿定律和动量矩定律可推导出 n 个自由度的比例阻尼系统的振动微分方程^[1]:

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

式中: $[M]$ 为系统的质量矩阵; $[C]$ 为系统的阻尼矩阵; $[K]$ 为系统的刚度矩阵; $\{\ddot{X}\}$, $\{\dot{X}\}$, $\{X\}$ 分别为系统的加速度、速度和位移; $\{F\}$ 为系统的载荷向量。

在模态分析中, 由于系统阻尼很小, 对系统的固有频率和固有振型影响很小, 故可以忽略阻尼和外加激励的影响, 由此可得系统的无阻尼振动方程:

收稿日期: 2011-01-24; 收修改稿日期: 2011-03-08

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

该常系数微分方程组的解的形式为

$$\{X\} = \{\mu\} \sin(\omega t + \phi) \quad (3)$$

式中: ω 为系统的振动频率; ϕ 为振动初相位。

将式(3)代入式(2), 得到齐次线性方程组:

$$([K] - \omega^2 [M])\{\mu\} = 0 \quad (4)$$

式(4)有非零解的充要条件是:

$$|[K] - \omega^2 [M]| = 0 \quad (5)$$

解方程(5)可得该方程的 n 个特征值 $\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2$, 再代入式(4)可得 $\{\mu_n\}$, 其中 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 表示系统的 n 个固有频率, $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$ 表示系统的 n 个固有振型。

1.2 结构稳定性理论

结构稳定性分析可以预测车体结构屈曲失稳开始时的临界载荷和失稳部位, 车体中的杆、梁、板以及由它们所组成的结构发生屈曲或失稳的原因有以下几点: ①外载荷的大小; ②结构有初始侧向弯曲; ③结构的残余应力; ④结构材料特性。其中主要原因是作用在其中的广义膜力引起的膜应变能有可能被转换成弯曲应变能。对于线弹性问题, 由最小总势能原理可以推导出结构的有限元方程:

$$[K]\{X\} = \{F\} \quad (6)$$

式中: $[K]$ 为结构的弹性刚度矩阵; $\{X\}$ 为位移向量; $\{F\}$ 为外载荷向量。

对车体进行屈曲分析时, 结构中现存的内力对弯曲刚度的影响用几何矩阵 $[S]$ 表示, 故结构的有限元方程可表示为

$$([K] + [S])\{X\} = \{F\} \quad (7)$$

其中的 $[S]$ 仅与单元的几何形状、位移、应力状态有关, 而与材料的弹性模量无关。

假设结构在弹性范围内, 故可以在载荷和应力值上乘以常数 λ :

$$([K] + \lambda[S])\{X\} = \lambda\{F\} \quad (8)$$

在屈曲分析中, 位移会增至 $\{X + \phi\}$, 而载荷不变, 研究屈曲的平衡方程为:

$$([K] + \lambda[S])\{X + \phi\} = \lambda\{F\} \quad (9)$$

将式(8)和式(9)相互代入可以得到屈曲分析中用于求解的方程:

$$([K] + \lambda[S])\{\phi\} = 0 \quad (10)$$

式中: ϕ 屈曲模态形状系数; λ 为初始外力 P_0 增加的倍数, 对于某些 λ 值可使式(10)有非零解, 而屈曲的临界载荷为初始外力 P_0 乘上 λ , 即: $P = P_0 \lambda$ 。

2 车体结构特点

160 km/h 轨道车车体由底架、侧墙、端墙和车顶组成, 车体长度为 21 m、高度为 3.3 m、宽度为 3.1 m。底架由 2 根中梁、2 根枕梁、2 根侧梁、2 根端梁和横梁焊接而成。底架中梁为双工字钢组焊 450 mm × 260 mm × 16 mm

的箱型梁, 侧梁为 30b 槽钢封板箱型结构, 横梁为 30b 槽钢, 枕梁为钢板组焊箱型结构。车体侧墙框架采用 80 mm × 80 mm × 2 mm 矩型钢管, 前后端墙及顶棚框架采用 50 mm × 50 mm × 2 mm 矩形钢管, 车体蒙皮为 2 mm 厚钢板。

3 有限元模型的建立

3.1 建立计算模型

根据车体的结构特点、分析目的和结构的受力特点, 建立车体的有限元模型。对车体而言, 采用板梁结合的力学模型, 较采用实体模型计算结果更为理想。在有限元模型中, 车体钢结构的大部件梁如缓冲梁、牵引梁、枕梁等采用壳单元来模拟, 其余各梁、柱采用空间梁单元, 耐候钢板以及波纹地板以壳单元处理, 模拟的准则是保证壳单元横截面上的抗拉刚度和抗弯刚度与地板的刚度一致, 即:

$$E_0 A_0 = E_1 A_1 \quad E_0 I_0 = E_1 I_1$$

式中: E_0 为波纹地板的弹性模量; A_0 为一个波纹范围内的横截面积; I_0 为波纹地板中性面的截面惯性矩; E_1 为壳单元的弹性模量; A_1 为宽度相同但厚度为待定的矩形截面的面积; I_1 为壳单元的截面惯性矩。

本文采用大型有限元分析软件 ANSYS 对车体进行有限元离散和计算, 最终离散出的节点数为 4 534, 板壳单元 4 180 个, 梁单元 2 432 个, 离散的有限元模型如图 1。

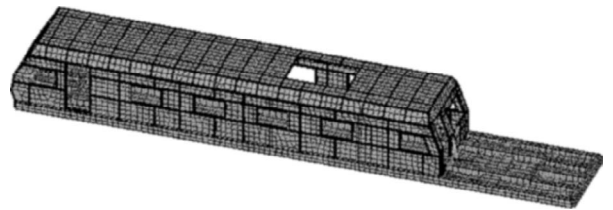


图 1 车体有限元模型

3.2 材料参数

车体结构的材料为 Q235A, 其弹性模量 $E = 200$ GPa; 泊松比 $\mu = 0.3$, 密度 $\rho = 7\ 850$ kg/m³。

4 计算结果

4.1 模态分析

为了真实地反映车体运行时的振动特性, 在模态分析时, 车体各附加部件的质量和载重采用质量块 (Mass21) 方式进行施加, 对于质量较大的集中载荷, 按实际位置加在相应的位置上, 而均布载荷则根据等效质量法均匀施加。计算出车体在整备状态下的一阶垂向振动频率为 10.592 Hz, 符合 TB/T 1335—1996 的规定: 一阶垂向振动频率高于 10 Hz。

计算结果满足 TB/T 1335—1996 的要求, 为使车体的动态特性更符合使用要求需对车体结构进行尺寸和结构优化。通过调整影响频率的 2 个因子 (刚度、质量)

来提高车体的最低振动频率，最终确定的方案为：①增大底架刚度——对底架后端进行局部加强，2根侧梁可以加高150 mm，达到450 mm，并铺设钢板；②减少车体质量——将车顶弯梁改成60 mm×60 mm×2 mm矩型钢管，试验分析其最大Mises应力值变化很小。通过上述2种优化措施对车体结构进行局部改进，最终改进模型如图2所示，车体在满载状态下改进前后的模式分析结果如表1、图3。

表1 车体改进前后的前6阶模式分析表

阶数	改进前	改进后	
	频率值 /Hz	频率值 /Hz	振型
1	10.570	12.071	底架上下翘动
2	12.762	14.560	车顶和底架凹凸振动
3	13.759	15.688	纵向扭转
4	13.983	15.943	侧墙凹凸振动
5	13.994	15.956	局部振动
6	14.095	16.071	局部振动

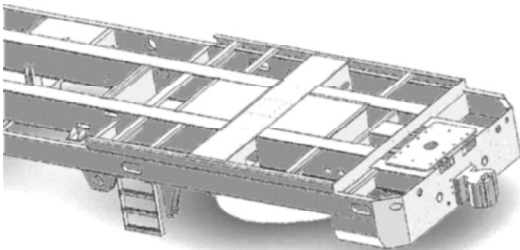


图2 车体底架后端改进结构图

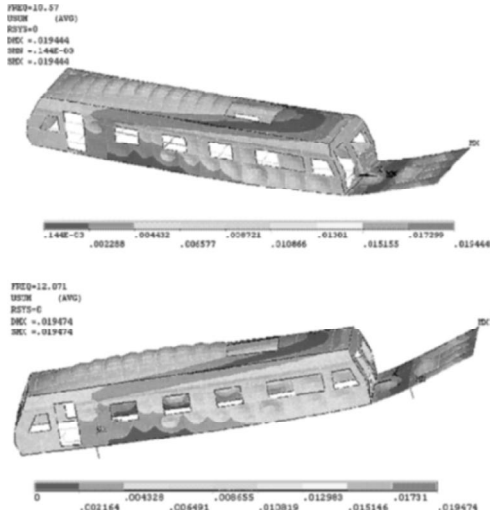


图3 改进前后车体的第1阶振型

4.2 稳定性分析

对于处于静平衡状态下的结构施加微小的外部扰动，当消除外部扰动后，结构仍能回复到原来位置，则称原有平衡为稳定的。

根据TB/T 1335—1996对车体稳定性的设计要求，本文以160 km/h轨道车车体为研究对象，用有限元软件ANSYS对车体进行稳定性分析，在稳定性分析时主要考虑纵向、横向受力最大的载荷对车体的稳定性影响。根据TB/T 1335—1996选取以下2种载荷工况：①车

体在1位端施加1 180 kN的压力；②车体垂向总载荷（车体及挂载设备自重的1.3倍）。在第1种载荷作用下，车体的第一阶屈曲模式发生在枕梁与地板的连接处，如图4所示，其屈曲载荷因子为 $\lambda=3.436$ ，失稳临界载荷为 $P_c=\lambda P=4\ 054.48\text{ kN}$ ；在第2种载荷作用下，车体的第一阶模式发生在车窗处，如图5所示，其屈曲载荷因子为 $\lambda=2.150\ 4$ ，失稳临界载荷为 $P_c=\lambda P=1\ 010.68\text{ kN}$ ，根据计算结果，2种工况下第一阶屈曲载荷因子均大于通常要求的1.5，而且作用力分别为纵向和垂向的最大值，因此，车体在各种载荷工况下均满足设计要求。

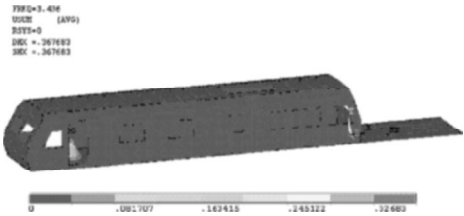


图4 第1种工况下车体的第一阶屈曲模式

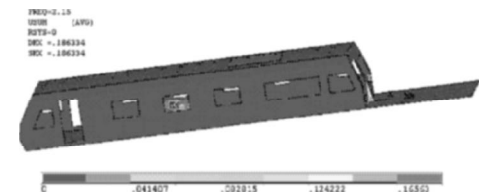


图5 第2种工况下车体的第一阶屈曲模式

5 结论

通过模态分析可以找出结构的薄弱区，判别产生振动的原因，计算出结构的固有频率和振动形态。因此，模态分析有利于在车体设计阶段预测其动态特性，为车体结构优化和疲劳强度校核提供理论依据。为了使车体的动态特性更符合工程使用要求，需对底架做局部优化，通过提高刚度和降低质量的措施使车体达到设计要求，并在设计和制造中加强侧墙与顶盖、侧墙与底架的连接强度，重视该部位焊接质量，以提高其疲劳寿命。

通过稳定性分析可以预测车体发生失稳时的临界载荷和失稳部位。通过对车体的稳定性分析可知，所设计车体满足动态设计要求，车体在各种工况作用下都不会发生结构失稳。

参考文献：

[1] 王开云, 封全保, 孟 宏, 等. 时速140 km轨道车动力学性能仿真分析[J]. 铁道车辆, 2004, 42(5):1-4.
[2] 王 丹, 李 强. 高速客车车体钢结构弹性模态分析研究[J]. 北方交通大学学报, 2001, 25(4):94-97.
[3] B2型地铁车辆铝合金车体模态分析[J]. 城市轨道交通研究, 2005(5):35-37.
[4] 丁彦闯, 兆文忠, 马思群, 等. 屈曲分析在车辆应用中的关键技术[J]. 大连铁道学院学报, 2003(2):44-47.