

轨道车辆悬挂参数对动车组垂向振动影响研究

熊聪,王建斌,屈升

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610000)

摘要:将车体与构架简化为两自由度系统,基于两自由度系统的振动传递规律,分析得到轨道车辆车体和构架的幅频特性及基础与车体和构架的振动传递率,分析了一系、二系的阻尼比及刚度等悬挂参数对车体和构架的振动影响规律。研究表明:一系、二系阻尼主要影响构架和车体的振动,一系刚度主要影响构架的振动,二系刚度对构架和车体的振动影响都不大。

关键词:轨道车辆;两自由度系统;幅频特性;振动传递;垂向振动;悬挂参数

中图分类号:U271 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2022)06-0169-04

Research on Influence of Rail Vehicle Suspension Parameters on Vertical Vibration of EMU

XIONG Cong, WANG Jianbin, QU Sheng

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610000, China)

Abstract: The body and frame of a car were simplified into a two-degree-of-freedom system, and based on its vibration transfer law, analysis was carried out to obtain the amplitude and frequency characteristics of the rail car body and frame and the vibration transfer rate of the foundation and the car body and frame. The influence of suspension parameters such as damping ratio and stiffness of the first and second series on the vibration of the car body and frame was studied. The results show that the damping of the first and second series mainly affects the vibration of the frame and the car body respectively, the stiffness of the first series mainly affects the vibration of the frame, while the stiffness of the second series has little effect on the vibration of the frame and the car body.

Keywords: rail vehicle; two degrees of freedom system; amplitude-frequency characteristics; vibration transfer; vertical vibration; suspension parameters

0 引言

轨道车辆振动问题一直是相关研究人员重点关注的问题。近年来随着动车组运行速度的不断提高,人们对于动车组的运行平稳性也提出了更高的要求。许多铁路发达国家都有自己的运行平稳性评价体系,如我国的GB/T 5599、欧洲的UIC513、国际标准ISO2613等。动车组的振动问题不仅影响着动车组的运行平稳性,对转向架等结构也将产生一定程度的疲劳损伤甚至疲劳断裂,威胁人们的生命安全,而一系、二系悬挂参数的正确选取能有效降低动车组的振动水平。

陆铭等利用SIMPACK建立了17体、50自由度的某型动车组单节车模型,仿真分析了一系垂向减振器阻尼、二系垂向减振器阻尼和抗蛇行减振器失效对其运行平稳性的影响^[1];崔利通等针对某型动车组在线运行时出现车体异常抖动问题,通过仿真分析和线路试验表明,优化抗蛇行减振器能够满足磨耗轮状态下车辆运行稳定性和平稳性要求,避免出现车体抖动问题,新参数抗蛇行减振器不会对车轮磨耗产生不利影响^[2];汪群生等基于国内某型高速动车组车下旋转设备的振动测试试验,建立考

虑车体弹性和车下旋转设备不均衡振动的刚柔耦合动力学模型,分析车下旋转设备两级悬挂方式对车体和旋转设备振动行为的影响^[3];石怀龙等基于动力吸振原理进行多个车下设备的最优悬挂频率设计,建立弹性车体和车下设备的垂向耦合振动数学模型,研究不同设备悬挂频率、联接阻尼、质量和安装位置条件下的车体振动分布规律^[4];石怀龙等建立了车辆系统数学模型,理论分析了影响转向架悬挂刚度的主要参数,并利用参数试验台对某高速动车组进行悬挂刚度测试,总结了不同条件下的结果分布规律,以验证数学模型和理论分析的可信性^[5];罗光兵等将车体考虑成等截面欧拉梁,建立了车辆刚柔耦合的垂向动力学简化模型,考虑了设备弹性悬挂和刚性悬挂两种连接方式对车体振动的影响^[6]。

本文通过把构架和车体简化为两个单独的质量块,建立两个自由度系统的数学模型,得到构架和车体分别与基础振动的振动位移和振动加速度的传递率;通过改变一系和二系的悬挂参数,得到构架和车体振动传递的变化规律。

1 两自由度振动分析

图1所示为基础作为输入的传统两自由度系统模型。

基金项目:国家自然科学基金资助项目(11790282)

第一作者简介:熊聪(1997—),男,江西丰城人,硕士研究生,研究方向为车辆系统动力学和振动疲劳分析。

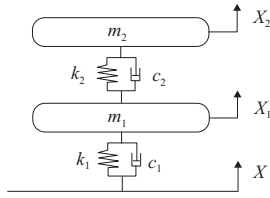


图1 两自由度系统模型

动力学微分方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = c_1 \dot{x} + k_1 x \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + k_2 x_2 - k_2 x_1 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

拉氏变换后得到

$$\begin{cases} [m_1 s^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2)]X_1(s) - (c_2 s + k_2)X_2(s) = (c_1 s + k_1)X(s) \\ (m_2 s^2 + c_2 s + k_2)X_2(s) - (c_2 s + k_2)X_1(s) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

于是由式(2)可得位移 x_1 、 x_2 对输入 x 的传递函数为:

$$X_1(s)/X(s) = [m_2 c_1 s^3 + (m_2 k_1 + c_1 c_2)s^2 + (k_1 c_2 + k_2 c_1)s + k_1 k_2] / \{m_1 m_2 s^4 + [m_1 c_2 + m_2(c_1 + c_2)]s^3 + [m_1 k_2 + m_2(k_1 + k_2) + c_1 c_2]s^2 + (k_1 c_2 + k_2 c_1)s + k_1 k_2\} \quad (3)$$

$$X_2(s)/X(s) = [c_1 c_2 s^2 + (k_1 c_2 + k_2 c_1)s + k_1 k_2] / \{m_1 m_2 s^4 + [m_1 c_2 + m_2(c_1 + c_2)]s^3 + [m_1 k_2 + m_2(k_1 + k_2) + c_1 c_2]s^2 + (k_1 c_2 + k_2 c_1)s + k_1 k_2\} \quad (4)$$

则从基础振源到一系、二系减振体的绝对位移传递率表达式为:

$$T_1 = \sqrt{\frac{(b_2 g^2 + b_0)^2 + (b_3 g^3 + b_1 g)^2}{(c_4 g^4 + c_2 g^2 + c_0)^2 + (c_3 g^3 + c_1 g)^2}} \quad (5)$$

$$T_2 = \sqrt{\frac{(a_2 g^2 + a_0)^2 + (a_1 g)^2}{(c_4 g^4 + c_2 g^2 + c_0)^2 + (c_3 g^3 + c_1 g)^2}} \quad (6)$$

则基础振源到一系、二系减振体的绝对加速度传递率表达式为

$$\begin{cases} \dot{T}_{T_1} = T_1 \times \omega^2 \\ \dot{T}_{T_2} = T_2 \times \omega^2 \end{cases} \quad (7)$$

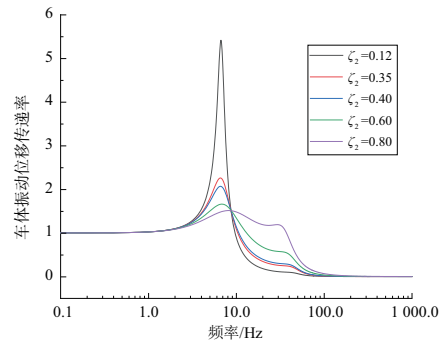
2 动车组参数变化

影响基础至一系减振体、二系减振体传递率的因素主要有二系的频率、质量及阻尼比,采用控制变量的方法对动车组参数变化进行研究分析。用两自由度系统数值仿真动车组变化时,动车组主要参数如表1所示。

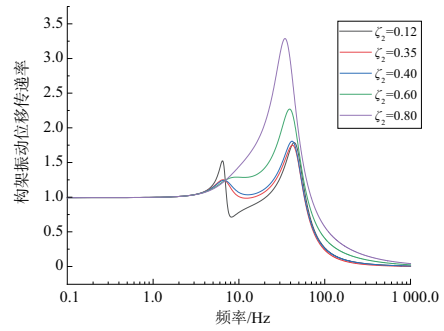
表1 动车组基本物理参数

物理参数	数值
车体质量 M_c/kg	32 000
构架质量 M_b/kg	2 615
一系刚度 $k_p/(\text{kN} \cdot \text{mm}^{-1})$	8.6×10^5
二系刚度 $k_s/(\text{kN} \cdot \text{mm}^{-1})$	4.88×10^6
一系阻尼比 ζ_1	0.25
二系阻尼比 ζ_2	0.12

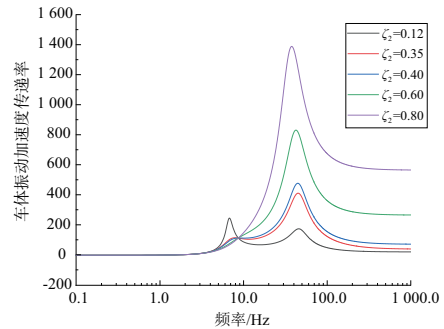
图2为二系阻尼比 ζ_2 的变化对车体和构架振动位移、振动加速度的影响。由图2(a)、图2(b)可知,随着 ζ_2 的增大,对车体低频位移振动传递有明显衰减作用,对构架的高频位移振动有明显放大作用,对车体的高频位移振动和构架的低频位移振动作用较小;即二系阻尼对车体低频和构架高频位移振动影响显著。由图2(c)、图2(d)可知,二系阻尼对车体加速度振动传递影响显著,对构架影响较小(本刊为黑白印刷,如有疑问请咨询作者)。



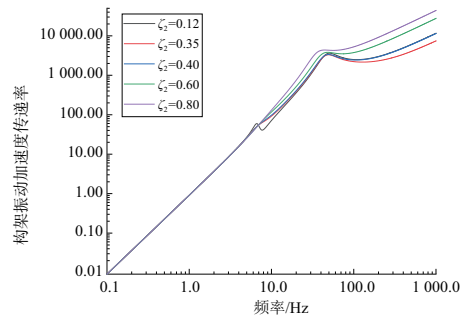
(a) 车体振动位移传递率



(b) 构架振动位移传递率



(c) 车体振动加速度传递率



(d) 构架振动加速度传递率

图2 二系阻尼比 ζ_2 的变化影响

综上所述,二系阻尼主要影响车体的振动,随着二系阻尼的增加,车体的低频振动得到抑制,高频振动得到放大。

图3为一系阻尼比 ζ_1 的变化对车体和构架振动位移、振动加速度的影响。由图3(a)、图3(c)可知,一系阻尼的变化除对车体的高频振动加速度显著外,对车体的影响甚微。由图3(b)、图3(d)可知,一系阻尼的变化对构架低频振动影响不大,随着一系阻尼的增加,构架的高频振动传递能显著衰减,随着频率进一步增加,构架的超高频加速度振动传递反而变大。

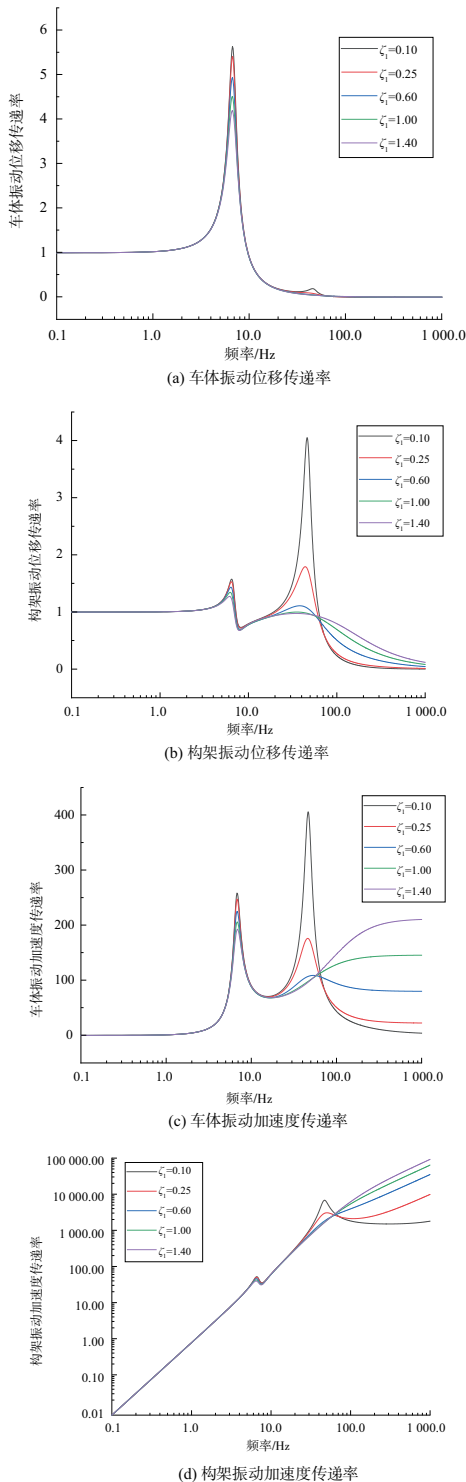


图3 一系阻尼比 ζ_1 的变化影响

综上所述,一系阻尼变化对车体影响不大,主要影响构架的振动,随着阻尼的增加,构架的高频振动加速度传递先衰减后又变大。

图4为二系刚度 k_s 的变化对振动传递的影响。综合而言,二系刚度的变化对车体和构架的振动水平影响不大。由两自由度分析可知: $w_1 = \sqrt{(k_1+k_2)/m_1}$, $w_2 = \sqrt{k_2/m_2}$,也即车体和构架的固有频率都受二系刚度的变化影响,因此随着二系刚度的增大,振动传递关系的峰值出现频率也产生漂移。

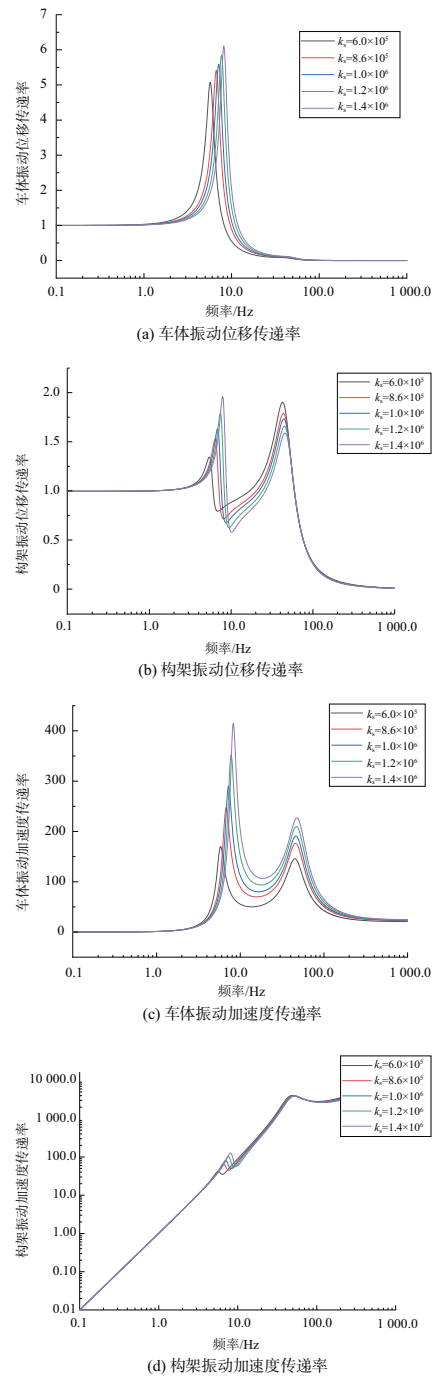
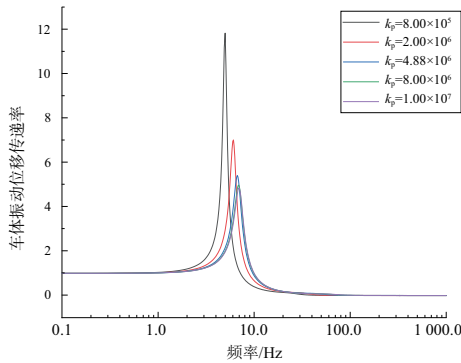


图4 二系刚度 k_s 的变化影响

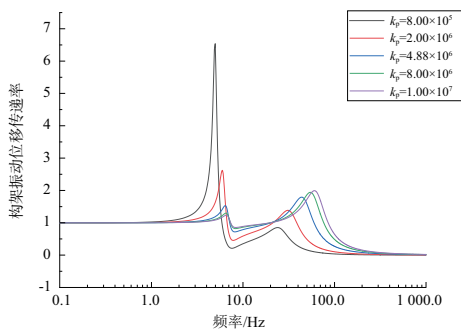
由图5可知,一系刚度 k_p 的变化除产生与二系刚度相同的频率漂移现象外,对车体和构架的影响情况更复

杂。车体和构架的低频振动位移传递率随一系刚度增加而降低,车体的高频振动速度传递率变化显著而构架的高频振动加速度传递率都较为明显。

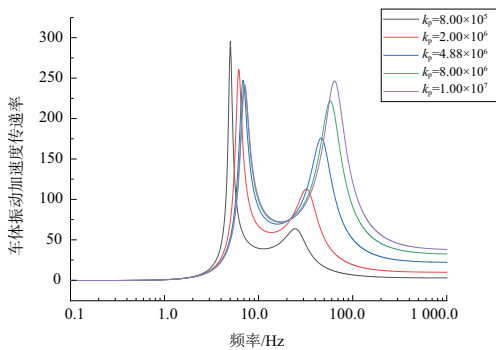
综上所述,一系刚度除对车体的高频振动加速度影响显著外,对车体的振动影响不大,主要影响构架的振动水平。



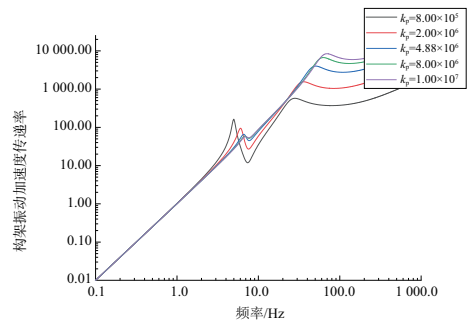
(a) 车体振动位移传递率



(b) 构架振动位移传递率



(c) 车体振动加速度传递率



(d) 构架振动加速度传递率

图5 一系刚度 k_p 的变化影响

3 结语

本文通过改变动车组的悬挂参数,对比车体和构架的振动情况,得出了以下一些结论。

- 1) 二系阻尼主要影响车体的振动,随着二系阻尼的增加,车体的低频振动得到抑制,高频振动得到放大。
- 2) 一系阻尼变化对车体影响不大,主要影响构架的振动,且影响规律较复杂,应综合考虑选择合适的一系阻尼。
- 3) 二系刚度的变化对车体、构架影响都不大,但会对车体和构架的振动峰值频率产生漂移。
- 4) 一系刚度的变化除对车体和构架的振动峰值频率产生漂移外,主要对构架的振动水平影响较大。

参考文献:

[1] 陆铭,王勇,石俊杰,等. 基于 SIMPACK 仿真的某型高速动车组运行平稳性分析[J]. 机械制造与自动化,2020,49(4):91-94,112.

[2] 崔利通,李国栋,宋春元,等. 高速动车组悬挂参数优化研究[J]. 铁道学报,2021,43(4):42-50.

[3] 汪群生,曾京,魏来,等. 高速动车组车下悬挂系统两级悬挂隔振研究[J]. 机械工程学报,2018,54(8):1-7.

[4] 石怀龙,罗仁,邬平波,等. 基于动力吸振原理的动车组车下设备悬挂参数设计[J]. 机械工程学报,2014,50(14):155-161.

[5] 石怀龙,宋焯,邬平波,等. 高速动车组转向架悬挂刚度特性[J]. 吉林大学学报(工学版),2015,45(3):776-782.

[6] 罗光兵,曾京. 车下设备的连接方式及悬挂参数匹配研究[J]. 现代制造工程,2013(5):1-6.

收稿日期:2021-08-06