

DOI:10.19344/j. cnki. issn1671-5276.2024.04.010

高速动车组蛇行失稳频率研究

张博宁, 王勇

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘 要:以时速 400 km 以上的某型高速动车组作为分析对象, 基于 Simpack 动力学软件建立两种高速动车组动力学模型, 在不同的等效锥度、一系定位节点刚度、抗蛇行减振器阻尼下进行仿真计算, 分析其对高速动车组蛇行失稳频率的影响规律。两种高速动车组模型的研究结果表明: 随着等效锥度的增大, 其蛇行失稳频率也增大; 随着一系定位节点刚度的增大, 其蛇行失稳频率降低; 随着抗蛇行减振器阻尼的增大, 其蛇行失稳频率升高; 时速 400 km 以上的轴箱内置型高速动车组出现了 10~11 Hz 的高频蛇行。

关键词:400 km/h; 高速动车组; Simpack; 等效锥度; 一系定位节点刚度; 抗蛇行减振器阻尼; 蛇行失稳频率

中图分类号:U260.11⁺2 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2024)04-0058-05

Research on Hunting Instability Frequency of High-speed EMU

ZHANG Boning, WANG Yong

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Takes the high-speed EMU with a speed of more than 400 km as the analysis object to establish two kinds of high-speed EMU dynamic models based on Simpack dynamics software, carries out simulation calculation under different equivalent conicity, primary positioning stiffness and anti-hunting damper damping, and analyzes its influence law on the hunting instability frequency of high-speed EMU. The results show that the hunting instability frequency of the two high-speed EMU models increases with the increase of the equivalent conicity; the hunting instability frequency of the two high-speed EMU models decreases along with the increase of the stiffness of the primary positioning; the hunting instability frequency of the two high-speed EMU models increases with the increase of anti-hunting damper damping; and high-speed EMU with a speed of more than 400 km have a high frequency hunting of 10~11 Hz.

Keywords: 400 km/h; high-speed EMU; Simpack; equivalent conicity; primary positioning stiffness; anti-hunting damper; hunting instability frequency

0 引言

截至 2022 年, 我国高速铁路运营里程已经达到了 4.2×10^4 km, 稳居世界第一。随着我国自主研发的新型复兴号高速综合检测列车上演“极速会车”, 成功实现明线上单列时速 435 km、相对交会时速达 870 km, 标志着纳入国家“十四五”规划的“CR450 科技创新工程”全面展开。随着速度的提升, 安全运行便成为了重中之重, 而蛇行运动稳定性是影响高速动车组 (electric multiple unit, EMU) 安全运行的核心问题之一。一旦发生蛇行失稳, 会产生严重的危害, 甚至发生脱轨。因此蛇行运动稳定性评判标准的适用性具有极其重要价值。

国内外学者对蛇行运动稳定性进行了大量的研究。石怀龙等^[1]对国内外动力学性能评价标准中涉及到高速列车的内容、方法进行了分析对比。

罗仁等^[2]详细地阐述了国内外的评价方法, 并通过实际范例展示了各个标准的数据分析处理过程。贾璐等^[3-4]以极限环法作为基准, 分析评价了 UIC 518、EN14363、TSI L 84、GB/T 5599—2019、GOST/R 55495 等评判标准的差异。POLACH^[5]用归一化指标分析了 UIC 518 和 UIC 515-1 评判方法的区别。翟婉明^[6-8]对 GB/T 5599—85 中评价方法与限值的缺陷进行了研究。梁禹迪等^[9]通过获取不同里程的踏面, 与钢轨匹配出不同的等效锥度, 进而研究了等效锥度对高速列车蛇行运动的影响。

前人关于时速在 400 km 以上高速动车组的蛇行运动稳定性评判指标研究较少, 因此本文在前人的基础上, 通过 Simpack 动力学软件建立传统型高速动车组和轴箱内置型高速动车组两种动力学模型, 在不同的等效锥度、一系定位节点刚

第一作者简介:张博宁(1992—), 男, 天津人, 硕士研究生, 研究方向为车辆系统动力学, zbn18920632281@163.com。

度、抗蛇行减振器阻尼下进行仿真计算,计算分析了其对高速动车组蛇行失稳频率的影响规律。

1 整车非线性动力学模型

利用 Simpack 仿真软件对车辆系统进行建模和求解。

高速动车组系统由 1 个车体和 2 个转向架组成,传统型转向架主要由 2 个轮对、4 个轴箱、4 个转臂和构架组成;轴箱内置型转向架主要由 2 个轮对、4 个轴箱、4 个拉杆和构架组成。

传统型转向架与轴箱内置型转向架主要区别有两处;最主要的区别为轴箱内置型转向架的轴箱置于轮对内侧,而传统型转向架轴箱置于轮对外侧;第二处区别为轴箱内置型转向架的一系定位方式采用拉杆式定位,而传统型转向架一系定位方式采用的是转臂式定位。

整车模型是一个复杂的多体系统模型,为了达到理论计算分析模型研究的主要目的,对一些次要因素进行相应的假定或简化。在建立整车系统模型时做出如下假定:

1) 轮对、构架、车体和轴箱等部件的弹性比悬挂系统的弹性要小得多,均视为刚体,即忽略各部件的弹性变形;

2) 不考虑整车牵引工况和相邻车的影响,只考虑单车模型;

3) 车体、转向架各部件及悬挂均对称布置。

建立的 Simpack 刚体非线性动力学模型如图 1—图 3 所示。

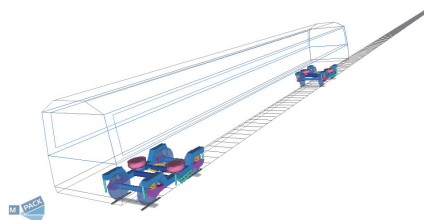


图 1 整车 Simpack 模型

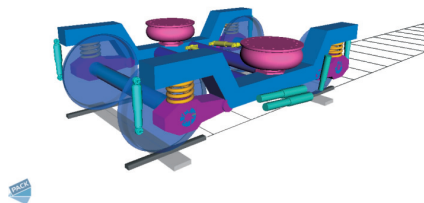


图 2 传统型转向架 Simpack 模型

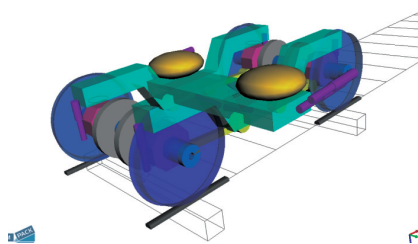


图 3 轴箱内置型转向架 Simpack 模型

2 蛇行运动理论及失稳评判准则

2.1 蛇行运动理论

蛇行运动是铁路车辆的特有现象,是高速动车组在轨道上安全运行的核心问题之一,同时还决定了车辆的最高运行速度。蛇行运动是由蠕滑力和轮轨关系导致的,表现形式为轮对在向前运动时同时发生横移和摇头两种振动,且相位角相差 $\pi/2$ 。蛇行运动形式如图 4 所示。

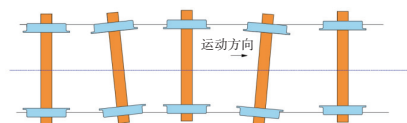


图 4 轮对蛇行运动

假设轮对横向移动位移为 y ,摇头角为 ϕ ,轮对绕 z 轴的摇头转动惯量为 I_z ,轮对质量为 m ,横向和纵向蠕滑系数相同为 f ,名义滚动半径为 r_0 ,轮对两滚动圆横向距离的一半为 b ,等效锥度为 λ ,轮对前进速度为 v ,则轮对的动力学方程为

$$\begin{cases} m \ddot{y} + 2f \left(\frac{\dot{y}}{v} - \phi \right) = 0 \\ I_z \ddot{\phi} + 2bf \left(\frac{b\dot{\phi}}{v} + \frac{\lambda \dot{y}}{r_0} \right) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

根据振动理论和微分方程可得该方程组的解为

$$\begin{cases} y = y_0 e^{\xi t} \sin(\omega t + \beta) \\ \phi = \phi_0 e^{\xi t} \sin(\omega t + \gamma) \end{cases} \quad (2)$$

由于轮对的横移与摇头的振动频率相同且总是相差 $\pi/2$,故上式可以表达为

$$\begin{cases} y_w = y_0 e^{\xi t} \sin(\omega t + \beta) \\ \phi = \phi_0 e^{\xi t} \cos(\omega t + \beta) \end{cases} \quad (3)$$

阻尼 ξ 、频率 ω 和波长 L 的表达式可近似为:

$$\xi \approx \frac{\pi^2 v^3}{f L^2} \left(m + \frac{I_z}{b^2} \right) \quad (4)$$

$$\omega \approx \frac{2\pi v}{L} \quad (5)$$

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{br_0}{\lambda}} \quad (6)$$

整车系统的蛇行运动可分为两种主要形式:第1种蛇行运动形式为车体振动幅值较大,而转向架的振动相对较小,此种蛇行运动为车体蛇行运动,发生车体蛇行运动时车速相对较小,故而该种蛇行运动又叫做一次蛇行;第2种蛇行运动与第1种蛇行运动相反,表现为转向架振动幅值较大,而车体的振动相对较小,此种蛇行运动为转向架蛇行运动,转向架蛇行运动发生时车速相对较高,所以也叫做二次蛇行。本文主要研究的是以转向架振动为主的二次蛇行。

2.2 蛇行失稳评判准则

我国现行铁路轨道车辆的评价标准主要依据 GB/T 5599—2019^[10],关于蛇行运动稳定性评定规定为:

- 1) 对轴箱上方构架振动加速度进行实时连续采样;
- 2) 用 0.5~10 Hz 进行带通滤波;
- 3) 加速度峰值连续 6 次达到或超过 8 m/s² 时,判定转向架失稳。

3 仿真计算结果分析

导致高速动车组蛇行失稳的因素有很多,包括轮轨关系、悬挂元件的参数、结构、元件质量、天气、线路等,虽然都能产生影响,但有些因素的影响比较大、直观且规律性较强,有些因素的影响不显著,因此本文选取了对高速动车组蛇行失稳影响较大的等效锥度、一系定位节点刚度和抗蛇行减振器阻尼等因素,研究分析这些因素对高速动车组蛇行失稳频率的影响。为了更真实地还原实际路况,本模型采用实测的京沪高速铁路轨道激励谱,从而可以得到更准确的结果。

3.1 等效锥度对蛇行失稳频率的影响

高速动车组在投入运行后,在车轮滚动圆的附近会出现磨损,且随着里程的增加,车轮滚动圆附近的磨损也会随之加剧,这会直接影响轮轨接触的等效锥度。随着磨损的加剧,等效锥度也会随之增大,进而影响车辆运行稳定性。

本文选取了 6 组实测的踏面和与之匹配的钢轨进行计算分析,等效锥度范围在 0.210~0.387 之间,其轮轨接触关系如图 5 所示。

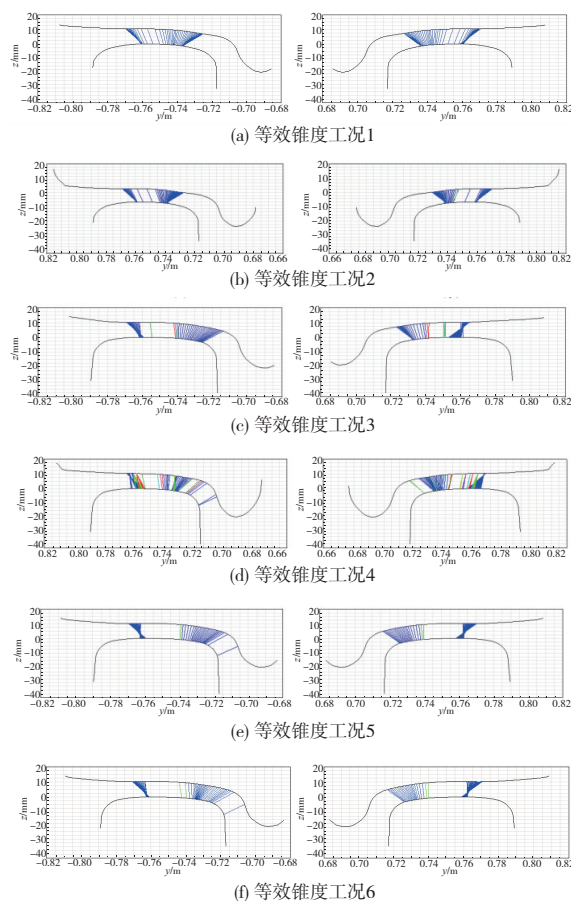


图 5 轮轨接触关系

在 6 种工况下,两种模型的蛇行失稳速度均超过了 500 km/h,2 种模型的蛇行失稳频率如图 6 所示。

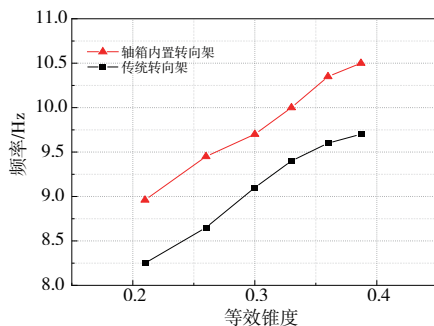


图 6 不同等效锥度下的蛇行失稳频率

从图 6 可以看出,随着等效锥度的增大,轴箱内置型高速动车组和传统型高速动车组 2 种模型的蛇行失稳频率也随之增大。当等效锥度达到 0.33 (等效锥度工况 4) 以后,轴箱内置型高速动车组模型的蛇行失稳频率达到了 10 Hz 以上,传统型高速动车组模型的蛇行失稳频率最大为 9.7 Hz。当等效锥度较大时,蛇行失稳频率增速

有所变缓。等效锥度工况 4 时,轴箱内置型高速动车组模型构架加速度幅值和频谱特性如图 7—图 8 所示。

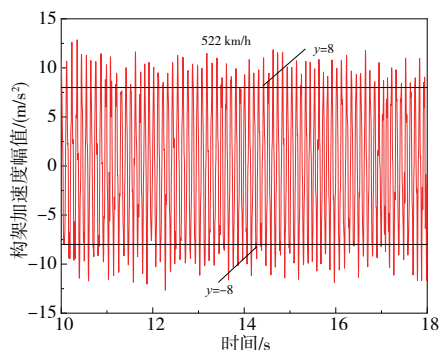


图 7 构架加速度幅值

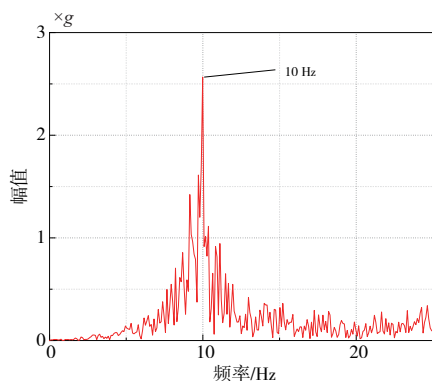


图 8 频谱特性

3.2 一系定位刚度对蛇行失稳频率的影响

一系定位主要有 8 种方式,目前高速动车组主要采用的是转臂式定位。本文中传统型转向架采用的一系定位方式便为转臂式定位,而轴箱内置型转向架则采用的是拉杆式定位。

一系横向和纵向定位刚度计算工况均选取原始刚度的 50%、70%、90%、110%、130%、150%,分别为 6 个工况,计算分析一系横向和纵向定位刚度对两种模型蛇行失稳频率的影响。结果如图 9—图 10 所示。

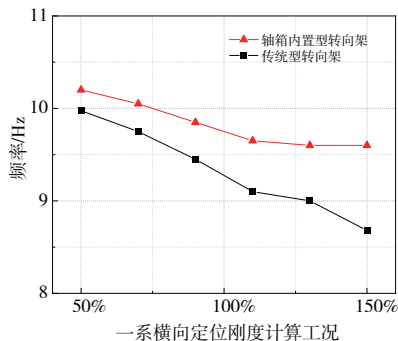


图 9 不同一系横向定位刚度下蛇行失稳频率

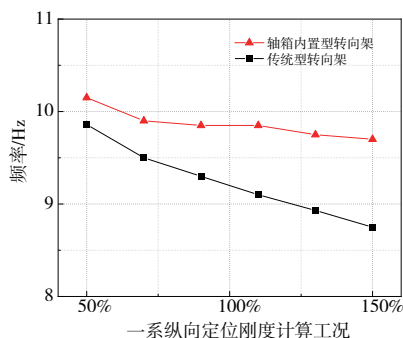


图 10 不同一系纵向定位刚度下蛇行失稳频率

结合图 9 和图 10 可以看出,随着一系定位节点刚度的增大,轴箱内置型高速动车组和传统型高速动车组 2 种模型的蛇行失稳频率均随之降低。对于传统型高速动车组模型而言,一系横向定位节点刚度变化对蛇行失稳频率的影响大于一系纵向定位节点刚度对蛇行失稳频率的影响。对于轴箱内置型高速动车组模型而言,一系横向定位节点刚度与一系纵向定位节点刚度变化对蛇行失稳频率的影响相近。当一系定位刚度较低时,轴箱内置型高速动车组模型出现了 10 Hz 以上的蛇行失稳频率。

3.3 抗蛇行减振器阻尼对蛇行失稳频率的影响

抗蛇行减振器是高速动车组系统中极其重要的悬挂元件,其可以通过为转向架提供回转刚度和阻尼来保证高速动车组的稳定性。

本文抗蛇行减振器阻尼计算工况选取原始阻尼的 50%、70%、90%、110%、130%、150%,共计 6 个工况,计算分析抗蛇行减振器阻尼的变化对两种模型蛇行失稳频率的影响,结果如图 11 所示。

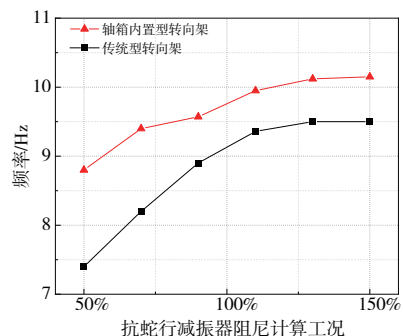


图 11 不同抗蛇行减振器阻尼下蛇行失稳频率

从图 11 可以看出,随着抗蛇行减振器阻尼的增大,轴箱内置型高速动车组和传统型高速动车组 2 种模型蛇行失稳频率均随之升高。抗蛇行减振器阻尼的变化对传统型高速动车组的蛇行失稳

频率影响较大。当抗蛇行减振器阻尼低于原始阻尼的 110% 前,随着抗蛇行减振器阻尼的增大,传统型高速动车组模型蛇行失稳频率快速增大,轴箱内置型高速动车组模型蛇行失稳频率增速较快;当抗蛇行减振器阻尼高于原始阻尼的 110% 后,随着抗蛇行减振器阻尼的增大,两种高速动车组模型蛇行失稳频率均趋于稳定。当抗蛇行减振器阻尼较大时,轴箱内置型高速动车组模型出现了 10 Hz 以上的蛇行失稳频率。

4 结语

本文以时速 400 km 以上的某型高速动车组作为分析对象,基于 Simpack 动力学软件建立传统转向架和轴箱内置转向架 2 种高速动车组动力学模型,对不同的等效锥度、一系定位节点刚度、抗蛇行减振器阻尼下进行仿真计算,分析了其对高速动车组蛇行失稳频率的影响规律。对结果进行分析,结论如下。

1) 随着等效锥度的增大,轴箱内置型转向架和传统型转向架 2 种高速动车组模型的蛇行失稳频率也随之增大,当等效锥度较大时,蛇行失稳频率增速有所变缓。

2) 随着一系定位节点刚度的增大,2 种高速动车组模型的蛇行失稳频率均随之降低。对于传统型高速动车组而言,一系横向定位节点刚度变化对高速动车组蛇行失稳频率的影响大于一系纵向定位节点刚度;对于轴箱内置型高速动车组而言,一系横向定位节点刚度和一系纵向定位节点刚度变化对蛇行失稳的影响相近。

3) 随着抗蛇行减振器阻尼的增大,2 种高速动车组模型蛇行失稳频率均随之升高。当抗蛇行减振器阻尼低于原始阻尼的 110% 前,2 种高速动车组模型蛇行失稳频率增速较快,当抗蛇行减振器阻尼高于原始阻尼的 110% 后,2 种高速动车组模型蛇行失稳频率均趋于稳定。

4) 等效锥度、一系定位节点刚度、抗蛇行减振器阻尼对 2 种高速动车组模型蛇行失稳频率的影响规律相同,从而可以证明该规律的可靠性。

5) 时速 400 km 以上的轴箱内置型高速动车组模型出现了 10~11 Hz 的高频蛇行,为了能覆盖 10~11 Hz 的高频蛇行失稳,使得评判结果更加准确,建议将 GB/T 5599—2019《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》中高速动车组蛇行失稳评判时的滤波频率修改为 0.5~11 Hz。

参考文献:

- [1] 石怀龙,罗仁,曾京. 国内外高速列车动力学评价标准综述[J]. 交通运输工程学报,2021,21(1):36-58.
- [2] 罗仁,石怀龙. 铁道车辆系统动力学及应用[M]. 成都:西南交通大学出版社,2018.
- [3] 贾璐. 高速车辆动力学性能评价方法研究[D]. 成都:西南交通大学,2011.
- [4] 贾璐,曾京,池茂儒. 车辆系统横向运动稳定性评判的数值仿真研究[J]. 铁道车辆,2011,49(9):1-7.
- [5] POLACH O. On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit,2006,220(1):13-27.
- [6] 翟婉明. 货物列车动力学性能评定标准的研究与建议方案(待续):防脱轨安全性评定标准[J]. 铁道车辆,2002,40(1):13-18,1.
- [7] 翟婉明. 货物列车动力学性能评定标准的研究与建议方案(续一):轮轨横向力评定标准[J]. 铁道车辆,2002,40(2):9-10,25.
- [8] 翟婉明. 货物列车动力学性能评定标准的研究与建议方案(续完):轮轨垂向力及车钩力的评定标准[J]. 铁道车辆,2002,40(3):10-13.
- [9] 梁禹迪,戴焕云. 等效锥度对高速动车组蛇行运动的影响[J]. 机械制造与自动化,2021,50(5):183-186.
- [10] GB/T 5599—2019 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范[S].

收稿日期:2023-02-06