

文章编号:1671-1637(2021)05-0114-11

基于涡激振动的动车组隧道内列尾横向晃动机理

姚 远¹, 许振飞¹, 宋亚东¹, 沈龙江², 李传龙³

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031; 2. 中车株洲电力机车有限公司, 湖南 株洲 412000; 3. 中车大连机车车辆有限公司, 辽宁 大连 116022)

摘 要:针对时速 160 km 动车组在单线隧道内列尾横向晃动问题, 提出列尾气流涡脱效应引起车体涡激振动而导致列尾横向晃动的机理, 研究了车辆悬挂参数改进等相关抑制措施; 根据某动力车结构参数, 建立车辆横向动力学模型, 结合半经验非线性涡激振子模型, 实现涡激振动时车辆流固耦合横向动力学计算。计算结果表明: 单线隧道内动车组列尾较大的横向涡激力以及涡激频率与车体蛇行频率共振是引起晃车的主要原因; 减小横向涡激力、提高车辆蛇行运动稳定性是减小晃车幅值的有效措施; 针对该动力车, 需避免较低等效锥度的轮轨接触, 以防车辆一次蛇行导致涡激振动加剧; 当转向架抗蛇行减振器阻尼由 $800 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 减小到 $400 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, 涡激共振时车体后端横向振动加速度幅值减小 40%; 车辆二系横向悬挂采用天棚阻尼半主动控制时, 可以有效减小涡激共振区车体横向振动幅值, 并能兼顾车体前后端横向平稳性。

关键词:动车组; 横向动力学; 涡激振动; 流固耦合; 悬挂参数

中图分类号: U270.33 **文献标志码:** A **DOI:** 10.19818/j.cnki.1671-1637.2021.05.010

Mechanism of train tail lateral sway of EMUs in tunnel based on vortex-induced vibration

YAO Yuan¹, XU Zhen-fei¹, SONG Ya-dong¹, SHEN Long-jiang², LI Chuan-long³

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China;
2. CRRC Zhuzhou Electric Locomotive Co., Ltd., Zhuzhou 412000, Hunan, China; 3. CRRC Dalian Locomotive and Rolling Stock Co., Ltd., Dalian 116022, Liaoning, China)

Abstract: Aiming at the train tail lateral sway of $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ electric multiple units (EMUs), which occurs in single-track tunnels, the mechanism was put forward that the vortex shedding effect of gas flow in the train tail causes the vortex-induced vibration of the car-body and results in the lateral sway of the train tail. Relevant mitigation measures, such as the optimization of vehicle suspension parameters, were studied. Based on the structural parameters of a certain type of locomotive, the vehicle lateral dynamics model was established and combined with the semi-empirical nonlinear vortex-induced vibrator model to enable the fluid-solid coupling lateral dynamics calculation during the vortex-induced vibration. Calculation results show that a large lateral vortex-induced force acting on the train tail of EMUs in a single-track tunnel and the resonance between the vortex-induced frequency and the car-body hunting frequency are the main causes of car-body sway. Reducing the lateral vortex-induced force and improving the vehicle

收稿日期: 2021-03-27

基金项目: 国家自然科学基金项目(51675443, 51735012); 中国国家铁路集团有限公司科技研究开发计划项目(N2021J028, N2020J026)

作者简介: 姚 远(1983-), 男, 安徽宿松人, 西南交通大学研究员, 工学博士, 从事机车车辆设计理论和车辆系统动力学研究。

引用格式: 姚 远, 许振飞, 宋亚东, 等. 基于涡激振动的动车组隧道内列尾横向晃动机理[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(5): 114-124.

Citation: YAO Yuan, XU Zhen-fei, SONG Ya-dong, et al. Mechanism of train tail lateral sway of EMUs in tunnel based on vortex-induced vibration[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(5): 114-124.

hunting stability are effective measures to reduce the amplitude of the car-body sway. For this type of locomotive, avoiding wheel-rail contact with a lower equivalent conicity is required to prevent aggravation of the vortex-induced vibration by vehicle primary hunting behavior. When the damping of the yaw damper is reduced from $800 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ to $400 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, the lateral vibration acceleration amplitude in the rear end of the car-body during vortex-induced resonance is reduced by 40%. When the semi-active control with skyhook damping in the secondary lateral suspension is adopted, the lateral vibration amplitude of the car-body in the vortex-induced resonance zone is effectively reduced. Moreover, the lateral ride comfort at the front and rear ends of the car-body can be guaranteed. 1 tab, 9 figs, 29 refs.

Key words: EMUs; lateral dynamics; vortex-induced vibration; fluid-solid coupling; suspension parameters

Author resume: YAO Yuan(1983-), male, researcher, PhD, yyuan8848@163.com.

Foundation items: National Natural Science Foundation of China (51675443, 51735012); Project of Science and Technology Research and Development Plan of China Railway (N2021J028, N2020J026)

0 引言

“复兴号”CR200J 动力集中型动车组自 2019 年 1 月运行以来,“株机制”和“大连制”两款动力车都在特定局部线路出现横向平稳性较差的现象。经性能提升改造方案后平稳性得到了一定的改善,但是动力车推/挽模式下横向平稳性差异仍较为明显,动力车位于列车尾部推模式相较于列车头部处于牵引时,其平稳性显著变差,特定线路如隧道内其车体横向晃动较大以致司乘人员难以接受。对此,主机厂、运营单位和科研院所高度重视。在 2020 年 6 月由铁科院组织的时速 160 km 动力集中型动车组在西安局管内进行小曲线和隧道通过试验发现,列车尾部无论是两款动力车还是两款控制车,试验过程中当列车通过单线隧道时都出现了列车尾部明显的周期性晃车现象,振动主频范围为 $1 \sim 2 \text{ Hz}$,动力车司机室横向平稳性指标达到 3.4,加速度达到 $2.4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。因动力车和控制车头型基本一致,由此判断该晃车现象是由隧道内列车尾部气流扰动引起^[1]。

近些年来,高速列车空气动力学研究已开展广泛研究,尤其是随着计算机技术的提升,高速列车流固耦合动力学研究也已取得较大进展。马伟斌等^[2-3]表示列车进入隧道时,隧道内的空气突然产生复杂波动,且会在车体表面形成漩涡,从而严重影响列车运行的安全性、乘客舒适性以及隧道周边环境,其主要原因是,列车进入隧道尤其是单线隧道,阻塞比大,气动效应明显;李田等^[4]研究表明数值模拟和风洞试验各有其优缺点,经过风洞试验有效验证的数值模拟是准确计算列车气动减阻的有效途径,减阻降噪、提升运行平稳性和舒适性等多目标优化是列车未来

设计的发展趋势;李田^[5]建立了高速列车流固耦合动力学模型,即考虑列车在气动力作用下运动姿态的改变,解决了传统的列车空气动力学和车辆-轨道耦合动力学单独研究与客观实际存在较大差异的问题;崔涛等^[6]建立了高速列车流固耦合振动研究方法,表明考虑流固耦合关系后,列车侧风安全性和交会安全性将进一步降低;Suzuki 等^[7-8]研究表明列车在侧风作用下的气动特性与列车外形具有很大关系,且横侧风影响到列车运行的安全性,并表面剪切层失稳模式可以用斯特哈尔数等于 $0.010 \sim 0.012$ 表征,“脱落型”不稳定性对应的斯特哈尔数为 0.2;Hemida 等^[9]研究了在侧风作用下,货车周围的流动结构以及移动地面对计算结果的影响;Baker^[10]研究了在考虑脉动横风的性质以及这种横风如何产生脉动力的情况下,横风对列车动力系统的影响;田红旗^[11]研究表明漩涡主要源于复杂突变以及曲率大的表面,列车底部(转向架)、列车尾部以及尾流区域漩涡分布密集,正由于列车底部大量漩涡的存在严重影响列车的蛇行运动稳定性;Hemida 等^[12-13]发现列车尾流区内大型漩涡结构的脱落对列车所受到的非定常气动力产生较大影响,尾流区域漩涡脱落产生的气动力振荡频率与列车本身横向振动频率十分接近,从而加剧列车横向振动,且对 ICE2 型车进行了斯特劳哈尔数分析,得出其值为 $0.1 \sim 0.2$ 。由于隧道内列尾的气流运动十分复杂,经过试验发现其对列车横移-摇头姿态运动具有较大影响。Diedrichs 等^[14]利用空气动力学对比分析了隧道内 ICE2 和 300 系列新干线列车尾部振动,指出列车平稳性恶化的原因不是沿列车高频压力波动,而是列车距隧道壁面较小间隙形成的低频不稳定气流导

致;Gao 等^[15]建立 42 自由度车辆动力学模型,研究发现非定常气动载荷和随机轨道激励耦合作用下的车体垂向振动显著增加,磁流变垂向减振器模糊及天棚阻尼半主动控制方式均可有效抑制振动幅值,且模糊控制的运行稳定性指标明显优于天棚阻尼。

但是到目前为止,列车尾部涡激振动及其对车辆系统动力学影响相关问题研究还不够深入,尤其针对车辆横向稳定性影响相关研究文献很少。涡激振动在大跨度桥梁和深海采油立管流致振动等领域有着深入的研究,有着系统的研究体系^[16-19]。流体经过钝形截面结构时因旋涡脱落出现交替变化作用力导致结构在来流方向和垂直方向振动,而结构振动又会改变其尾流结构,加剧流体作用,这种流体与结构相互作用被称为涡激振动,当涡激力与结构固有振动频率接近时引起共振称为涡激共振。

列车运行时其尾部两侧出现周期性交替脱落旋涡,作用在车体端部的横向脉动压力(称为涡激力)引起车体横向和摇头振动^[20]。当涡激力脉动频率与车体水平方向固有振动频率或车辆蛇行频率接近时,导致共振加剧车体横向晃动。随着车辆运行速度增加,其气动效应增强,但目前广泛运用的高速列车在运行过程中该问题并没有引起注意,而时速 160 km 的动力集中型动车组出现了严重的列尾晃车现象。笔者认为至少有如下几点原因:(1)列尾涡激频率与列车运行速度几乎成正比,高速列车涡激频率避开了车辆横向共振频率区间;(2)动力集中型动车组列尾晃车出现在单线隧道,其阻塞比较大,气动效应明显,高速列车多采用双线隧道,阻塞比较小且列车两侧流体非对称性弱化了涡激力的脉动效应;(3)高速列车流线型优于动力集中动车组,其气动性能更优,相同速度下横向涡激力更小。本文围绕动力集中型动车组在隧道内列尾晃车问题,基于涡激振动理论,结合半经验非线性涡激振子模型和车辆横向动力学模型,研究涡激振动作用下车辆横向动力学性能,并从车辆悬挂参数优化角度对该问题提出改善措施。

1 涡激振动理论

1.1 涡激力计算模型

涡激振动理论在大跨度桥梁抗风和深海采油立管流致振动等领域有着广泛深入的研究,如 2020 年 5 月广东省虎门大桥出现明显竖向弯曲异常振动现象,具体的原因为沿桥梁边护栏连续设置的水马改变了钢箱梁气动外形,在特定的风况条件下,诱发悬

索桥发生竖向涡激共振^[21]。涡激振动是柔性钝体结构在流体作用下一种常见的工程振动问题,有着成熟的研究体系。研究方法包括模型试验研究,数值模拟和理论模型研究。由于钝体断面绕流复杂性,难以从流体力学理论出发推导涡激力解析表达式。实际做法是通过试验与理论结合方式建立描述结构涡振行为乃至结构所受涡激力的半理论半经验数学模型。现有模型按建模目的可大致分为基于振动行为模拟的涡振经验模型和基于涡激力模拟的实测涡激力模型。

涡激力主要包括 3 个部分:气动阻尼、气动刚度和涡脱力。Scanlan^[22]在经验线性涡考虑到涡激振动非线性特征,将涡激力系数 K_L 表示为

$$K_L = \xi_1 (\epsilon y^2 - 1) \dot{y} + \xi_2 y + K_{L0} \sin(2\pi f_{st} + \phi) \quad (1)$$

式中: y 为结构横向振动位移; f_{st} 为涡激频率; K_{L0} 为静态涡激力系数; ξ_1 、 ξ_2 和 ϵ 分别为线性气动阻尼、线性气动刚度和非线性自限气动阻尼系数; ϕ 为涡脱力相位,基于实测涡激力识别获取。

基于振动行为模拟的涡振经验模型较为常用的是涡激振子模型,涡激振子模型将尾流旋涡脱落看作是一个和结构振动耦合的振子,结构的动力方程与尾流振子的动力方程通过结构响应项实现耦合,表示为^[23]

$$\ddot{K}_L + 2\pi f_{st} \epsilon (4K_L^2 - K_{L0}^2) \dot{K}_L + (2\pi f_{st})^2 K_L = \eta \ddot{y} \quad (2)$$

式中: η 为加速度反馈系数,可通过结构振动行为识别。

涡激振子模型响应即涡激力系数 K_L 为结构响应的函数。涡激力是随时间近似正弦函数的交变力,涡激力系数同样为交替变换量。由于涡激振动是结构与流体的相互作用,区别于结构静止状态受到流体作用,定义涡激力放大系数为最大涡激力系数与静态涡激力系数之比。通常处于涡激共振状态时涡激力放大系数大于 1,且当结构振动位移与自身特征宽度比值越大时,该放大系数越大,表示流固耦合作用越明显。

1.2 列尾涡激振动

本节基于二维流场结构简要说明列车涡激振动形成的原因,实际列车三维尾涡结构要复杂得多^[24-25],但是其宏观表现对车体仍是周期性的作用力。动车组在隧道内运行时,列尾出现空气旋涡交替脱落的现象,如图 1 所示。当一侧正处于旋涡脱

落状态,其侧面空气流速要低于另一面,根据努伯利方程,流速相对高的一侧其空气压力要低于另一侧,因此,空气会形成压力差产生横向力。当旋涡交替脱落会引起交替变化的横向脉动力,称之为涡激力。涡激力 F_L 的计算公式为

$$F_L = \frac{1}{2}\rho A V^2 K_L \tag{3}$$

式中: ρ 为空气密度; A 为列车截面积; V 为列车运行速度。

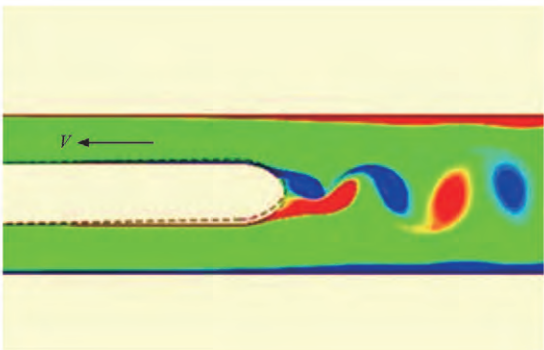


图 1 列尾涡激振动
Fig. 1 Vortex-induced vibration at train tail
列尾涡激频率 f_{st} 与旋涡脱落频率一致,计

算公式为

$$f_{st} = S_t \frac{V}{B} \tag{4}$$

式中: S_t 为斯特哈尔数,针对轨道列车一般取 0.10~0.15^[12]; B 为结构的涡激振动方向的特征长度,此处取车体的宽度。

由于 S_t 和 B 的变化范围有限,列尾受到涡激力的激振频率主要取决于列车运行速度,而车体蛇行频率与列车运行速度也相关,当二者频率接近时,易出现涡激共振现象。

2 车辆涡激振动仿真

2.1 车辆动力学模型

根据某型轴重为 19.5 t、时速 160 km 动力集中动车组动力车结构参数,建立车辆横向动力学模型,如图 2 所示,针对单节车辆进行分析。该模型考虑车体后端横向涡激力作用,结合半经验非线性涡激振子模型,实现涡激振动条件下的车辆横向动力学计算。车辆模型包括 1 个车体,2 个构架,4 个轮对和 4 个弹性悬挂驱动系统,共 11 个刚体。车体和构架具有横向、摇头和侧滚自由度,轮对具有横向和摇

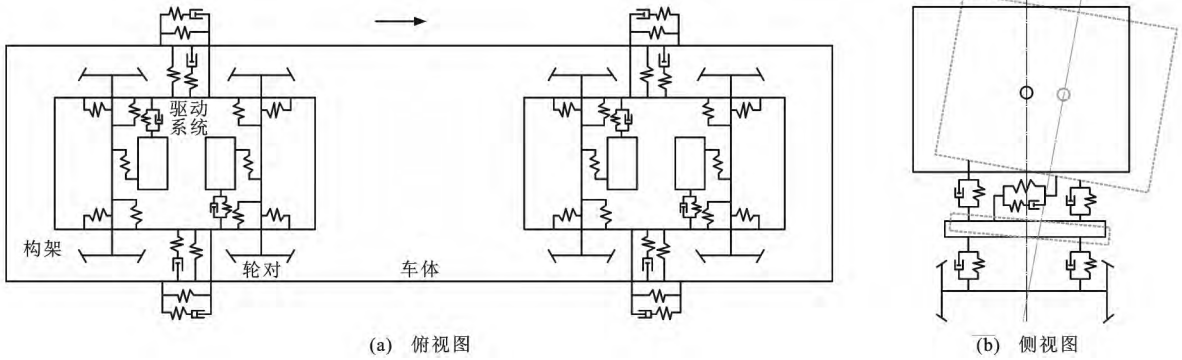


图 2 车辆横向动力学模型
Fig. 2 Lateral dynamics model of vehicle

头自由度,弹性悬挂驱动系统具有横向自由度。轮对与构架之间为一系悬挂,由横向、纵向和垂向定位刚度组成,模型里考虑到一系转臂定位结构。车体与构架之间设有横向、纵向和垂向二系悬挂刚度和阻尼。为了分析减振器串联关节刚度以及油液减振器自身刚度对车辆稳定性的影响,减振器采用弹簧和阻尼串联而成的 Maxwell 模型建模^[26-27]。该动力学模型共有 29 个自由度,部分参数见表 1。为了提高计算速度,轮轨接触几何采用等效锥度 λ 来表示,轮轨切向力采用线性 Kalker 理论计算。车辆系统动力学计算过程中,涡激力 F_L 为强迫振动载荷,根据式(3)计算得出,而其中系数 K_L 由式(2)计算,

通过每一积分步将车辆动力学模型与涡激振子模型交互迭代实现车辆涡激振动流固耦合动力学计算。

表 1 模型部分参数
Table 1 Model partial parameters

符号	数值	说明
$V/(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	160	速度
λ	0.1	轮轨接触等效锥度
ϵ	0.5	非线性自限气动阻尼系数
η	10	加速度反馈系数
K_{L0}	0.4	静态涡激力系数
$c_{sx}/(\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	800	抗蛇行减振器阻尼
$c_{sy}/(\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	25	二系横向减振器阻尼

2.2 涡激振动时域仿真

图 3、4 分别为共振和非共振状态涡激振动时域仿真结果。前者涡激频率为 1.5 Hz 与车辆蛇行频率一致,后者涡激频率为 3.0 Hz。由图 3、4 可见:2 种工况下,在开始 3 个波内涡激力系数和涡激力幅值逐渐增加并达到最大值,之后涡激力几乎为等幅周期激励;由于受到轨道不平顺激励,车体横向振

动幅值仍具有一定随机性,但加速度主频为涡激频率,尤其在共振状态车体振动幅值接近等幅振荡,这也是判断是否发生涡激共振的一个现象;车体后端横向振动较前端剧烈,涡激共振时后端最大横向加速度约为前端的 1.5 倍;共振时涡激力放大系数大于 1 但小于 1.2,可以看出涡激振动是一种有限幅值的自激振动。

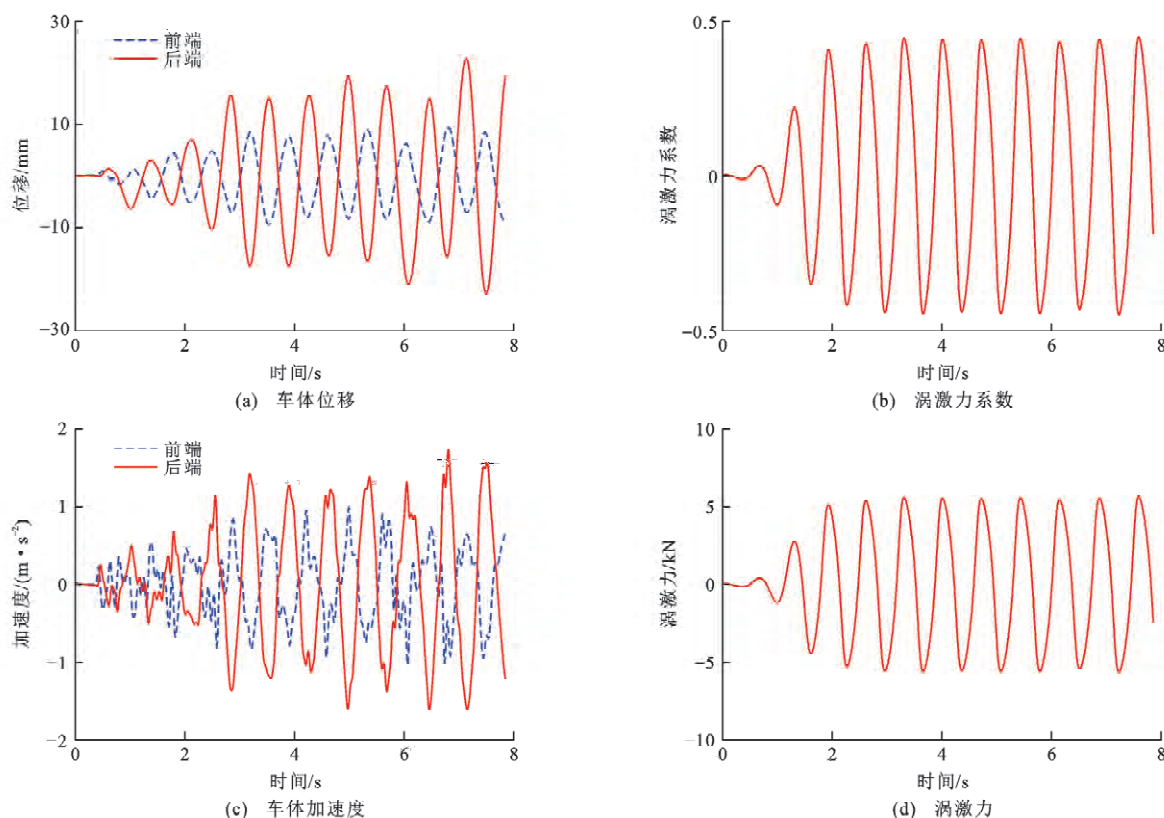


图 3 共振状态涡激振动时域仿真结果

Fig. 3 Time domain simulation results of vortex-induced vibration in resonance

3 涡激振动影响因素分析

3.1 轨道不平顺

图 5 为有无轨道不平顺对车辆涡激振动的影响,图 5(a)、(b)分别为车体后端的横向振动位移和加速度,图 5(c)、(d)分别为涡激力放大系数和车体后端横向响应频率。由图 5 可知:(1)当考虑 AAR5 级线路轨道不平顺随机激励时,车体振动幅值明显大于光滑轨道上车体振动响应,图中最大振动位移约为 30 mm,大于图 3 中计算位移,这是由于此处最大值采用的是均值加 2.2 倍标准差值的随机数统计方法,当振动接近简谐振动时,该统计结果偏大;(2)涡激频率为 0.7 和 1.5 Hz 时,分别与车体摇头固有振动频率和车辆蛇行频率接近而出现共振,此时涡激力放大系数增大,车体横向振动加剧,在

1.5 Hz 时,车体横向振动加速度出现峰值;(3)当激励频率避开共振区间时,涡激力放大系数接近 1,此时涡激力系数 K_L 接近静态涡激力系数 K_{L0} ,流固耦合效应减弱,在实际计算分析时可不考虑车体振动对尾流的影响;(4)有无轨道不平顺对车体横向振动响应主频率影响明显,光滑轨道没有激起车体摇头和车辆蛇行运动,车体横向振动响应主频率与尾流涡激频率一致;(5)考虑轨道不平顺从而激起车体摇头和车辆蛇行运动时,当涡激频率与车体摇头固有频率一致时,车体横向振动响应主频率为车体摇头固有频率,此外车体横向振动响应频率主要为车辆蛇行运动频率,即涡激振动的锁频现象。

3.2 气动载荷

动力集中动车组列尾晃车现象主要发生在单线隧道内部,单线隧道由于阻塞比较大,列车气动效应

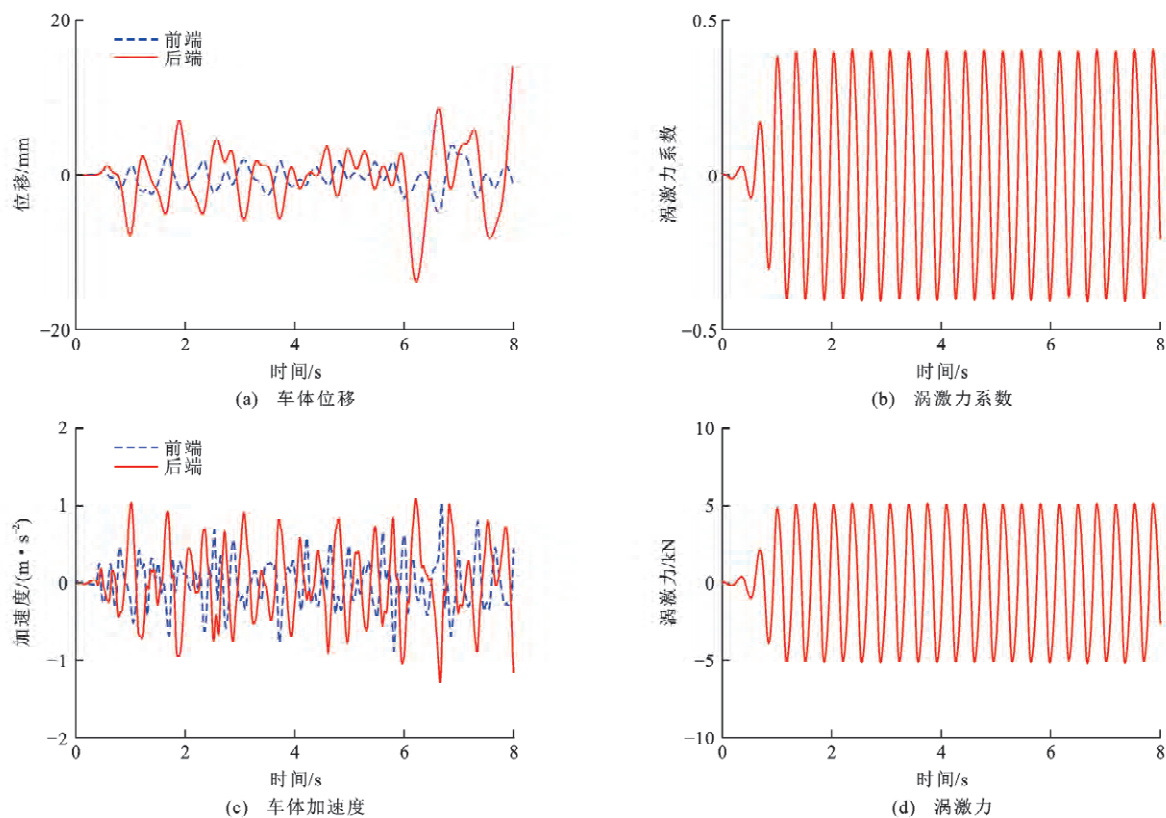


图 4 非共振状态涡激振动时域仿真结果

Fig. 4 Time domain simulation results of vortex-induced vibration in non-resonance

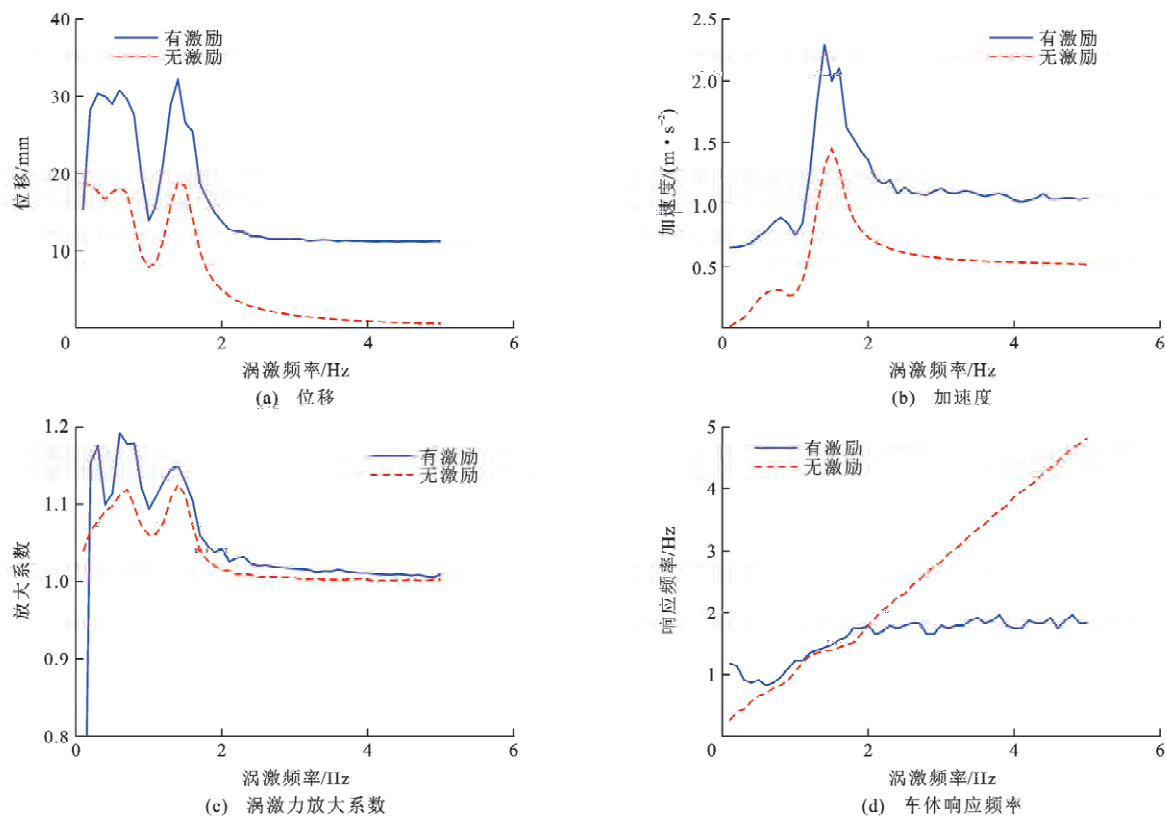


图 5 轨道不平顺影响

Fig. 5 Influences of track irregularity

明显,列尾车体受到的横向涡激力较大,引起涡激振动。利用静态涡激力系数 K_{L0} 表征车体受到的横向气动载荷强度,其物理意义为不考虑车体与空气耦合振动时,车体横向涡激力幅值与列车纵向气动阻力的比值,取决于隧道阻塞比与列车头型等因素。列车纵向气动阻力和静态涡激力系数 K_{L0} 越大,车

体受到的横向气动载荷越大,涡激振动效应越明显。图 6 为 K_{L0} 分别取 0.1、0.3 和 0.5 的计算结果,可知: K_{L0} 越大,涡激振动越明显,在共振区车体横向晃动越剧烈;当 K_{L0} 较小时,如列车在明线运行,其车体响应主频率为车辆蛇行运动频率,列尾涡激振动即使在共振区对车辆动力学影响几乎可忽略。

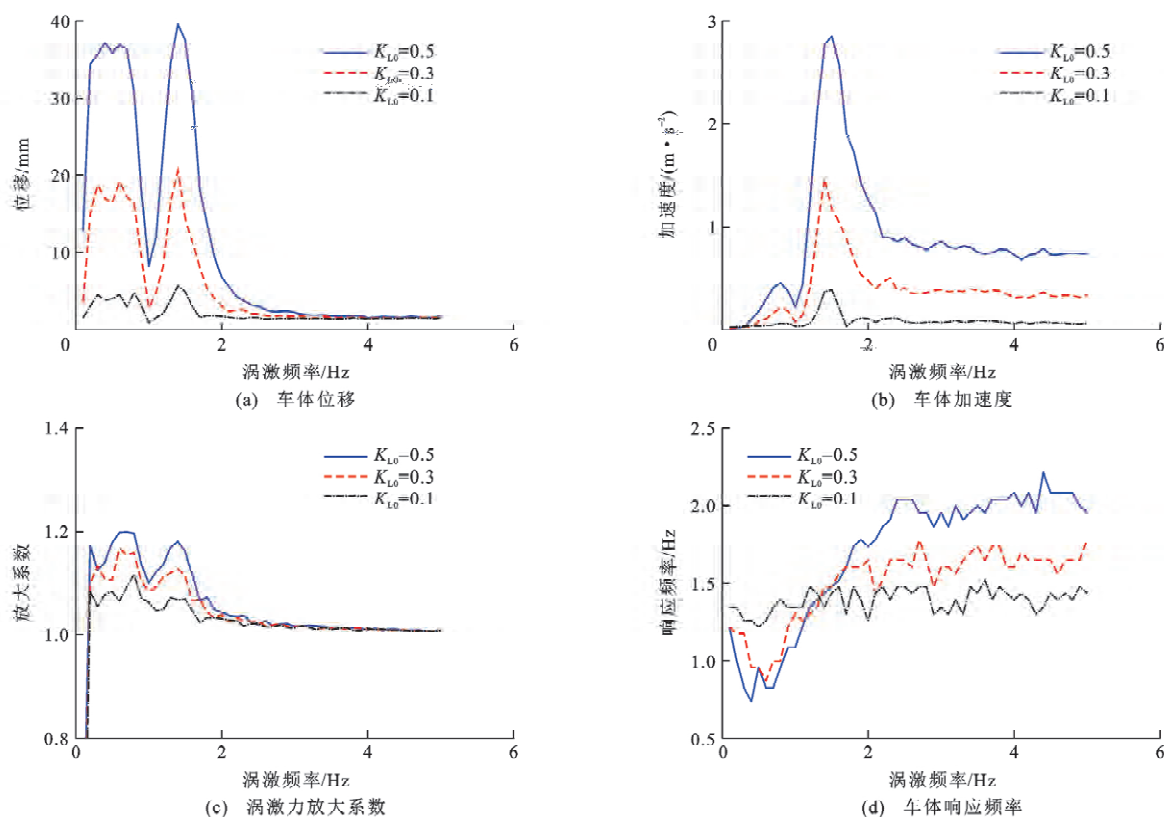


图 6 气动载荷影响

Fig. 6 Influences of aerodynamic load

3.3 轮轨接触等效锥度

图 7 为轮轨接触等效锥度对车体涡激振动的影响。轮轨接触等效锥度 λ 对车辆系统动力学性能有着重要的影响,一方面影响车辆蛇行运动稳定性,进而影响车体横向振动幅值,振动幅值越大,其流固耦合作用越强,涡激力放大系数越大;另一方面影响车辆蛇行运动频率,改变出现涡激共振时的涡激频率,随着蛇行运动频率增加,发生涡激共振对应列车运行速度增加。根据车辆稳定性分析,该动力车在低轮轨接触等效锥度时车体蛇行(或一次蛇行)运动稳定性较差,增加 λ 有利于提高车辆蛇行运动稳定性^[28]。图 7 中也说明了该现象:当 λ 为 0.05 时,车辆稳定性较差,车体横向振动幅值较大,车体与气流耦合振动效应加剧,在共振区涡激力放大系数增大明显,最大可达 1.3,因此,该动力车在实际运用中需避免出现较低等效锥度的轮轨接触关系; λ 在 0.1~0.3

之间变化时,共振区车体最大振动加速度幅值变化不显著;当 λ 为 0.3 时,车辆蛇行运动稳定裕度增加,在蛇行运动共振区车体的响应相较于非共振区,其车体横向振动幅值增大不明显;此外图 7(b)中可观测到随着 λ 增加,由于车辆蛇行频率增大,其对应共振区涡激频率增加。

3.4 抗蛇行减振器阻尼

抗蛇行减振器阻尼 c_{sx} 对车辆蛇行运动稳定性有着重要的影响,根据车辆稳定性分析,该动力车减小 c_{sx} 有利于提高低锥度下车体蛇行运动稳定性^[29]。图 8 为抗蛇行减振器阻尼对车体涡激振动的影响,可知:当 c_{sx} 由原设计值 $800 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 减小到 $400 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时,在共振区尤其蛇行运动共振区,车体横向振动改善明显,车体后端最大横向振动加速度由 $2.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 减小为 $1.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,减幅达 40%,但是过小的蛇行减振器阻尼会增大车体摇

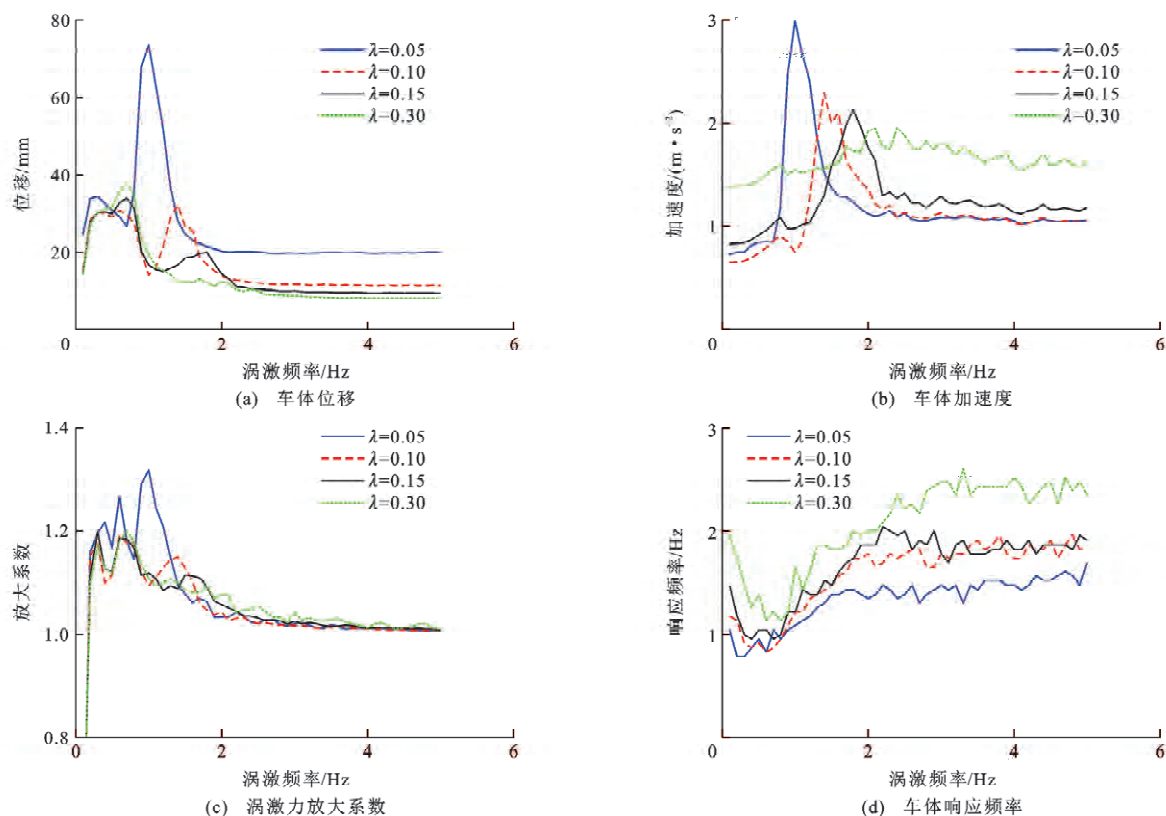


图 7 轮轨接触等效锥度影响

Fig. 7 Influences of wheel-rail contact equivalent conicity

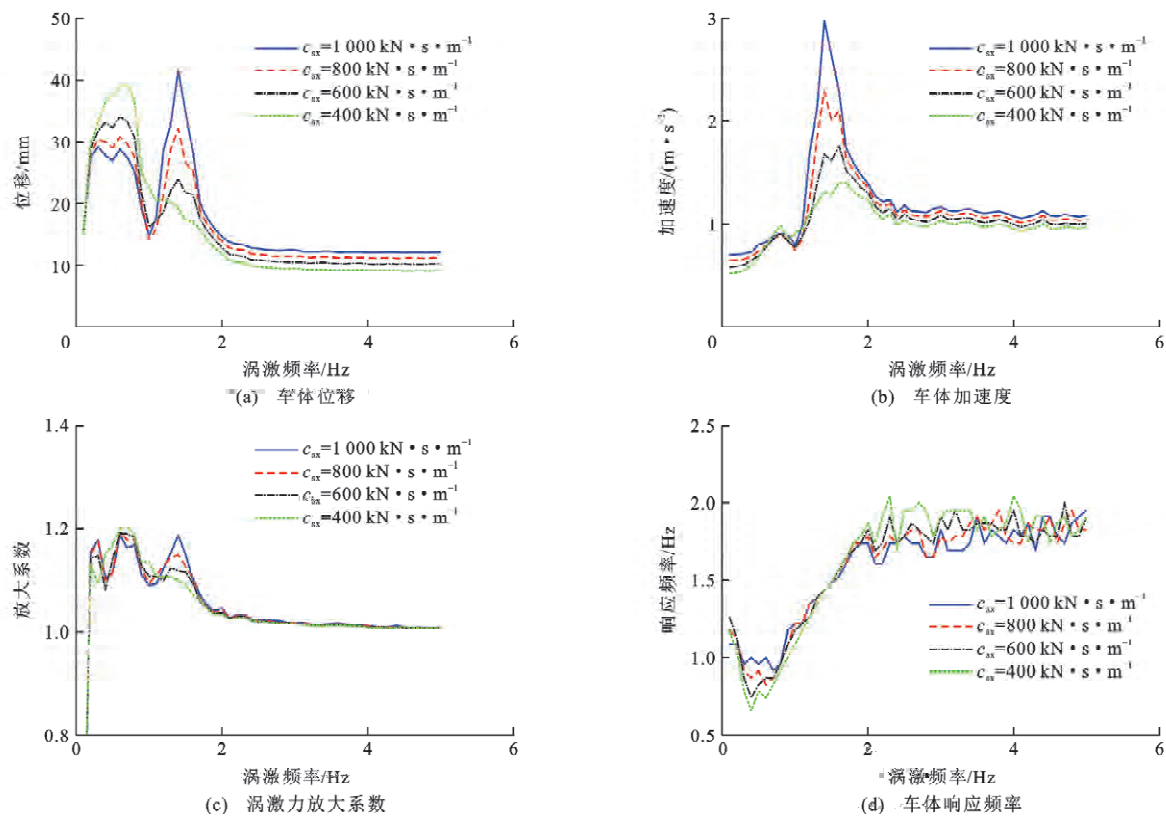


图 8 抗蛇行减振器阻尼影响

Fig. 8 Influences of damping of yaw damper

头固有频率共振时车体摇头振动位移幅值。

3.5 二系横向减振器阻尼

二系横向减振器阻尼 c_{sy} 对车辆横向动力学响应影响显著,图 9 为 c_{sy} 取 3 种不同值,以及采用开关天棚阻尼半主动控制(大阻尼 $c_{on}=70 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$,小阻尼 $c_{off}=0$)时计算的车体前后端横向振动加速度。由图 9 可知:无论 K_{L0} 取 0.1 或 0.4 时,该动力车取较小的 c_{sy} 都有利于车体前端的横向平稳性;当 c_{sy} 增加到 $70 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时,尤其在蛇行运动共振区,车体后端最大横向振动加速度由 $2.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 减小为 $1.4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,减幅约为 40%,车体横向振动改善明显,因此,当列车在单线隧道环境内运行时,考虑到列尾涡激振动影响,需增加车辆二系横向减振器阻尼值,以提高车体横向振动平稳性。

该动力车二系横向减振器阻尼值 c_{sy} 对于车体前后端的横向平稳性的影响具有对立性,较大的 c_{sy} 有利于车体后端的横向平稳性,并减小车体涡激共振时的振动幅值,但是对车体前端横向平稳性不利。由图 9 可知:二系横向采用半主动控制可以解决该矛盾,当二系横向减振器采用基于开关天棚阻尼的半主动控制时,其车体前后平稳性都较被动悬挂要好,并且在涡激共振区其具有显著的减振效果。

4 结 语

(1) 动力集中动车组在单线隧道内运行时,因其列尾车体受到的横向涡激力幅值较大,且列尾气流涡激频率与车辆蛇行频率接近,本文提出该动车组动力车车体受到尾流涡激共振导致列尾晃车的形成机理,并开展了初步的理论研究,计算表明涡激振动共振区车体尾端横向振动加速度幅值以及主频与该动车组线路实测值较吻合,但该观点的科学性仍需进一步验证。

(2) 该动车组运行速度区间内其列尾涡激频率不易调整,较难避开车辆蛇行运动共振频率,通过车体头型优化减小横向涡激力是减小晃车的有效措施;提高车辆蛇行运动稳定性、以及增大车体摇头振动阻尼可有效减小车辆尾端横向振动加速度,针对该动力车,需避免低等效锥度的轮轨接触关系,文中提出的减小抗蛇行减振器阻尼和增大二系横向减振器阻尼方案,二者均可使得车体后端横向振动加速度幅值减小 40%;另外二系横向减振器采用开关天棚阻尼半主动控制,可以减小涡激共振区车体横向振动幅值,并兼顾车体前端横向平稳性。

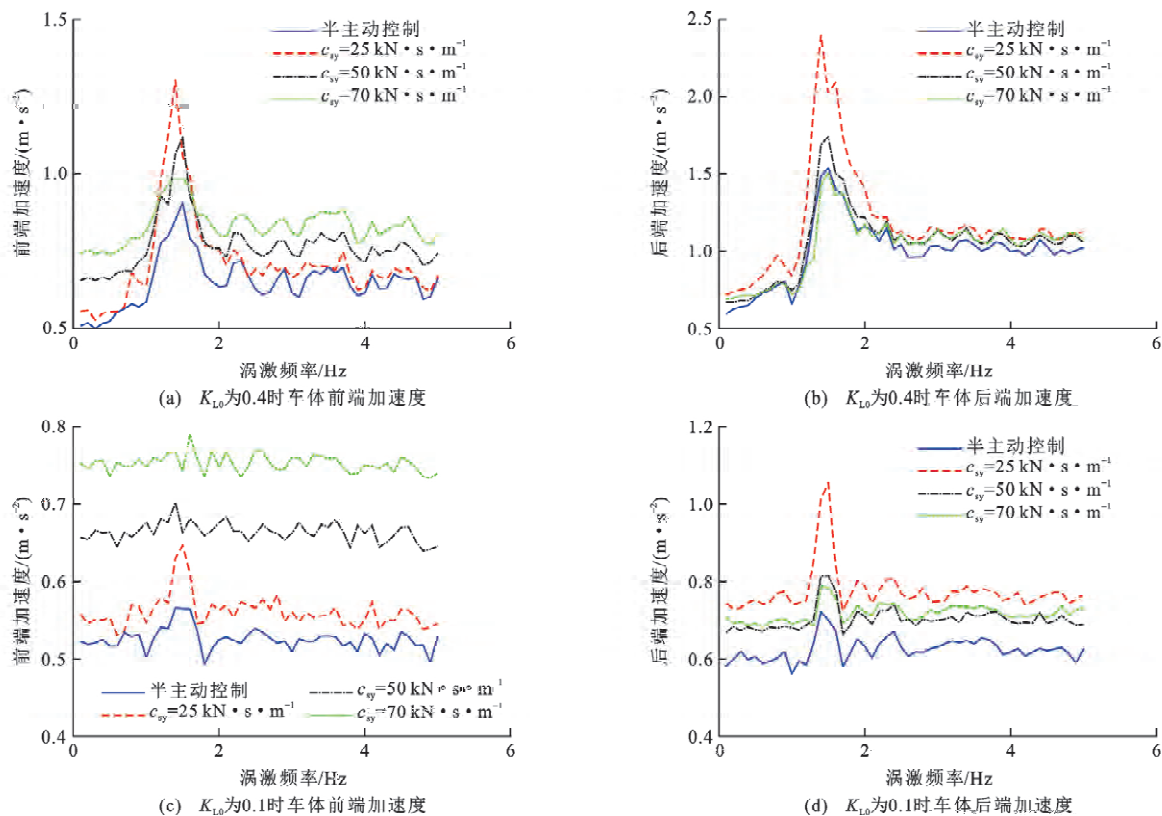


图 9 二系横向减振器阻尼影响

Fig. 9 Influence of secondary lateral damping

(3) 涡激振动是结构与流体的相互耦合作用,针对该动力车模型其涡激力放大系数在共振区可达1.3,因此车辆动力学仿真分析中需要采用流固耦合计算方法;另外本文涡激力计算采用半经验非线性涡激振子模型,后续需要建立整车动力学与三维列车隧道空气动力学的流固耦合分析模型以提高仿真精度,系统优化列车头型及车辆悬挂参数以改善列尾晃车问题。

参考文献:

References:

- [1] 机车车辆研究所. 时速160公里动力集中电动车组(鼓形车体)过隧道尾车晃车问题分析报告[R]. 北京:中国铁道科学研究院集团有限公司,2020.
Locomotive and Car Research Institute. The lateral sway of the train tail of the 160 km/h power centralized EMU (drum-shaped car body) passing through the tunnel[R]. Beijing: China Academy of Railway Sciences Corporation Limited, 2020. (in Chinese)
- [2] 马伟斌,张千里,刘艳青. 中国高速铁路隧道气动效应研究进展[J]. 交通运输工程学报,2012,12(4):25-32.
MA Wei-bin, ZHANG Qian-li, LIU Yan-qing. Study evolvement of high-speed railway tunnel aerodynamic effect in China[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2012, 12(4): 25-32. (in Chinese)
- [3] 肖京平,黄志祥,陈立. 高速列车空气动力学研究技术综述[J]. 力学与实践,2013,35(2):1-12.
XIAO Jing-ping, HUANG Zhi-xiang, CHEN Li. Review of aerodynamic investigations for high speed train[J]. Mechanics in Engineering, 2013, 35(2): 1-12. (in Chinese)
- [4] 李田,戴志远,刘加利,等. 中国高速列车气动减阻优化综述[J]. 交通运输工程学报,2021,21(1):59-80.
LI Tian, DAI Zhi-yuan, LIU Jia-li, et al. Review on aerodynamic drag reduction optimization on high-speed trains in China[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(1): 59-80. (in Chinese)
- [5] 李田. 高速列车流固耦合计算方法及动力学性能研究[D]. 成都:西南交通大学,2012.
LI Tian. Approaches and dynamic performances of high-speed train fluid-structure[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012. (in Chinese)
- [6] 崔涛,张卫华,孙帮成. 高速列车流固耦合振动研究方法及其应用[J]. 铁道学报,2013,35(4):16-22.
CUI Tao, ZHANG Wei-hua, SUN Bang-cheng. Research method and application of fluid-solid coupling vibration for high-speed train[J]. Journal of the China Railway Society, 2013, 35(4): 16-22. (in Chinese)
- [7] SUZUKI M, TANEMOTO K, MAEDA T. Aerodynamic characteristics of train/vehicles under cross winds[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2003, 91(1): 209-218.
- [8] DIEDRICH B, SIMA M, ORELLANO A, et al. Crosswind stability of a high-speed train on a high embankment[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2007, 221(2): 205-225.
- [9] HEMIDA H, BAKER C. Large-eddy simulation of the flow around a freight wagon subjected to a cross wind[J]. Computers and Fluids, 2010, 39(10): 1944-1956.
- [10] BAKER C J. The simulation of unsteady aerodynamic cross wind forces on trains[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2010, 98(2): 88-99.
- [11] 田红旗. 中国高速轨道交通空气动力学研究进展及发展思考[J]. 中国工程科学,2015,17(4):30-41.
TIAN Hong-qi. Development of research on aerodynamics of high-speed rails in China[J]. Engineering Sciences, 2015, 17(4): 30-41. (in Chinese)
- [12] HEMIDA H, KRAJNOVIC S. Exploring flow structures around a simplified ICE2 train subjected to a 30 side wind using LES[J]. Journal of Engineering Applications of Computational Fluid Dynamics, 2009, 3(1): 28-41.
- [13] HEMIDA H. Large-eddy simulation of the flow around simplified high-speed trains under side wind conditions [D]. Gothenburg: Chalmers University of Technology, 2006.
- [14] DIEDRICH B, KRAJNOVIC S, BERG M. On the aerodynamics of car body vibrations of high-speed trains cruising inside tunnels[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2008, 2(1): 51-75.
- [15] GAO Z Y, TIAN B, WU D P, et al. Study on semi-active control of running stability in the high-speed train under unsteady aerodynamic loads and track excitation[J]. Vehicle System Dynamics, 2021, 59(1): 101-114.
- [16] 许福友,丁威,姜峰,等. 大跨度桥梁涡激振动研究进展与展望[J]. 振动与冲击,2010,29(10):40-49.
XU Fu-you, DING Wei, JIANG Feng, et al. Research progress and prospects of vortex-induced vibration of long-span bridges[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(10): 40-49. (in Chinese)
- [17] CHEN D Y, MARZOCCA P, XIAO Q, et al. Vortex-induced vibration on a low mass ratio cylinder with a nonlinear dissipative oscillator at moderate Reynolds number[J]. Journal of Fluids and Structures, 2020, 99: 101360.
- [18] RULLI F, BARBATO A, FONTANESI S, et al. Large eddy simulation analysis of the turbulent flow in an optically accessible internal combustion engine using the overset mesh technique[J]. International Journal of Engine Research, 2021, 22(5): 1440-1456.
- [19] 万德成,端木玉. 深海细长柔性立管涡激振动数值分析方法研究进展[J]. 力学季刊,2017,38(6):179-196.
WAN De-cheng, DUANMU Yu. A recent review of numerical studies on vortex-induced vibrations of long slender flexible risers in deep sea[J]. Chinese Quarterly of Mechanics, 2017, 38(6): 179-196. (in Chinese)
- [20] 杨国伟,魏宇杰,赵桂林,等. 高速列车的关键力学问题[J]. 力学进展,2015,45(7):217-461.

- YANG Guo-wei, WEI Yu-jie, ZHAO Gui-lin, et al. Key mechanics of high-speed trains[J]. *Advances in Mechanics*, 2015, 45(7): 217-461. (in Chinese)
- [21] 张伟伟, 豆子皓, 李新淘, 等. 桥梁若干流致振动与卡门涡街[J]. *空气动力学学报*, 2020, 38(3): 405-412.
- ZHANG Wei-wei, DOU Zi-hao, LI Xin-tao, et al. Various flow-induced vibrations of bridges and von Karman vortex street[J]. *Acta Aerodynamica Sinica*, 2020, 38(3): 405-412. (in Chinese)
- [22] 睢 娟. 大质量-阻尼圆柱涡激振动及其抑制的试验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2016.
- SUI Juan. Experimental study on VIV and its suppression of large mass-damping cylinder[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2016. (in Chinese)
- [23] 宋 芳, 林黎明, 凌国灿. 圆柱涡激振动的结构-尾流振子耦合模型研究[J]. *力学学报*, 2010, 42(3): 357-365.
- SONG Fang, LIN Li-ming, LING Guo-can. The study of vortex-induced vibrations by computation using coupling model of structure and wake oscillator[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2010, 42(3): 357-365. (in Chinese)
- [24] HOPPMANN U, KOENIG S, TIELKES T, et al. A short-term strong wind prediction model for railway application: design and verification[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2002, 90(10): 1127-1134.
- [25] 潘永琛, 姚建伟, 刘 涛. 基于涡旋识别方法的高速列车尾涡结构的讨论[J]. *力学学报*, 2018, 50(3): 667-676.
- PAN Yong-chen, YAO Jian-wei, LIU Tao. Discussion on vortex structure of high-speed train based on vortex identification method[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2018, 50(3): 667-676. (in Chinese)
- [26] KARIM H A A, RASHEED A K. Investigation to improve hunting stability of railway carriage using semi-active longitudinal primary stiffness suspension[J]. *Journal of Mechanical Engineering Research*, 2010, 2(5): 97-105.
- [27] 姚 远, 陈相旺, 李 广, 等. 高速列车抗蛇行减振器参数多目标优化[J]. *西南交通大学学报*, 2020, DOI: 10.3969/j.issn.0258-2724.0200016.
- YAO Yuan, CHEN Xiang-wang, LI Guang, et al. Multi-objective optimization of yaw damper parameters for high-speed train[J]. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2020, DOI: 10.3969/j.issn.0258-2724.20200016. (in Chinese)
- [28] LI Guang, WU Rui-dong, DENG Xiao-xing, et al. Suspension parameters matching of high-speed locomotive based on stability/comfort Pareto optimization[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2021, DOI: 10.1080/00423114.2021.1979602.
- [29] YAO Yuan, LI Guang, WU Guo-song, et al. Suspension parameters optimum of high-speed train bogie for hunting stability robustness[J]. *International Journal of Rail Transportation*, 2020, 8(3): 195-214.