

车轮多边形对蠕滑和临界速度的影响研究

吕小勇¹,王勇¹,张小平¹,石俊杰²

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031;

2. 中车唐山机车车辆有限公司,河北 唐山 064099)

摘要:通过分析轮轨蠕滑率和自由轮对的蛇行运动方程,得到轮对横移和摇头的相互耦合关系式;基于多体动力学软件 UM 建立某型高速动车组拖车动力学模型,对 4 种车轮多边形工况进行接触斑内的蠕滑力分析,研究车轮多边形对轮轨蠕滑特性和轮对横移的影响。结果表明:车轮多边形的阶数和幅值对轮轨蠕滑特性有较大的影响,总体上轮轨蠕滑力随车轮多边形阶数和幅值的增大而增大,当左右两侧车轮出现不同阶数主导的车轮多边形时,左右两侧车轮的纵向蠕滑力相差较大;两侧车轮多边形幅值的不同会破坏轮对的对中能力,高速运行时会出现蛇行失稳现象,并且车辆的非线性临界速度会随车轮多边形磨损的加剧而降低。

关键词:高速动车组;车轮多边形;轮轨蠕滑特性;蛇行运动;临界速度

中图分类号:U260.331⁺.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)03-0180-05

Study on Influence of Wheel Polygon over Creep and Critical Speed

LYU Xiaoyong¹, WANG Yong¹, ZHANG Xiaoping¹, SHI Junjie²

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

2. CRRC tangshan Co., Ltd., tangshan 064099, China)

Abstract: The wheel-rail creep rate and the serpentine motion equation of free wheelset are analyzed to obtain the coupling relationship between wheelset transverse movement and head shaking. Based on the multi-body dynamics software UM, the dynamic model of a domestic high-speed EMU trailer is established, the creep forces in the contact spots of four kinds of wheel polygons are analyzed, and the effects of wheel polygons on wheel-rail creep characteristics and wheelset lateral movement are studied. The results show that the order and amplitude of the wheel polygon have a great influence on the wheel-rail creep characteristics. On the whole, the wheel-rail creep force increases with the increase of the wheel polygon order and amplitude. When there are wheel polygons dominated by different orders on the left and right wheels, the longitudinal creep forces of the left and right wheels are quite different. The difference of the polygon amplitude of the wheels on both sides will destroy the alignment ability of the wheelset, the serpentine instability will occur when running at high speed, and the nonlinear critical speed of the vehicle will decrease with the aggravation of the wheel polygon wear.

Keywords: high speed EMU; wheel polygon; wheel-rail creep characteristics; snake movement; critical velocity

0 引言

随着轨道车辆服役年限的增加,车轮多边形磨损普遍存在于铁道车辆中。国内外学者针对车轮多边形引起车-轨动力学问题开展了大量研究。JENKINS H H 等^[1]最先开始研究车轮非圆化磨损对车辆-轨道系统动力学的影响。AHLBECK D R 等^[2]测量了轮轨冲击载荷和车轮轮廓,发现车轮存在一定波长和波深的局部不平顺缺陷。张雪珊等^[3]建立了非圆化车轮状态下的车辆-轨道耦合动力学整车模型,研究了车轮多边形对车辆系统的横向稳定性问题。肖乾等^[4]研究了直线线路下车轮多边形对轮轨蠕滑特性的影响,发现车轮多边形磨损阶数和幅值的增加均导致轮轨动态响应及轮轨蠕滑力和蠕滑率的大幅增加。

金学松等^[5]对车轮多边形进行综述,详细介绍了车轮多边形的形成原因、发展规律和对车辆轨道部件的影响情况。杨晓璇等^[6]以地铁车辆为研究对象,分析了某型地铁车辆车轮多边形的成因。王红兵等^[7]以 CRH2 型动车组为研究对象,建立了柔性轮对的车辆-轨道耦合动力学计算模型,分析了车轮多边形阶数和幅值对车辆系统动力学的影响规律。

可见目前关于车轮多边形对车辆系统动力学的影响规律研究较多,以车轮多边形引起的垂向高频振动为主,而对横向振动研究较少。鉴于此,本文以某型高速动车组为研究对象,从轮轨关系出发,分析单轮对的蛇行运动机理;建立左右车轮具有不同状态的车轮多边形数学模型,并将其引入到车轨系统中,分析轮轨蠕滑特性,研究车轮多边形对蠕滑和临界速度的影响规律。

基金项目:中国国家铁路集团有限公司科技研究开发计划课题项目(P2021J003)

第一作者简介:吕小勇(1997—),男,甘肃通渭人,硕士研究生,研究方向为车辆系统动力学。

1 蛇行运动分析

1.1 蠕滑率和蠕滑力

轮轨之间的弹性滑动介于纯滚动和纯滑动之间,称之为蠕滑。由于特殊的轮轨几何关系,车轮在轨道上运行时,在接触点会产生纵向、横向和旋转3个方向上的蠕滑,进而产生蠕滑力^[8]。当轮对在线路上运行时,车轮受到干扰后,轮对就会偏离线路中心线,如图1所示。

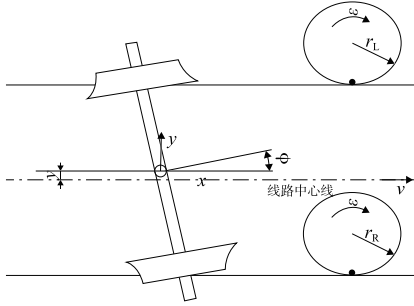


图1 受干扰后的轮对

图1中 x 、 y 和 ϕ 分别代表轮对中心的纵向、横向和摇头运动;同时轮对的横向位移 y 会使左右车轮滚动圆半径发生变化,轮对的摇头角 ϕ 会在左右车轮上形成 $S_L \dot{\phi}$ 和 $S_R \dot{\phi}$ 的线速度。其中 S_L 和 S_R 分别是轮对中心到左右滚动圆接触点的距离。根据蠕滑的定义,则可知在轮轨左右接触点处的纵向蠕滑率为

$$\begin{cases} \gamma_{1L} = 1 + \frac{\dot{x}}{v} - \frac{r_L \omega}{v} - \frac{S_L \dot{\phi}}{v} \\ \gamma_{1R} = 1 + \frac{\dot{x}}{v} - \frac{r_R \omega}{v} + \frac{S_R \dot{\phi}}{v} \end{cases} \quad (1)$$

式中: v 为运行速度; $\dot{\phi}$ 为摇头角速度; \dot{x} 为轮对纵向振动速度。

由于轮轨接触角 δ 的存在,使得轮轨间的实际横向蠕滑速度 $v_{\text{real}} = v \cdot \sec \delta$,并忽略高阶微量的影响,得到左右接触点处的横向蠕滑率:

$$\begin{cases} \gamma_{2L} = \left(\frac{\dot{y}}{v} - \frac{r_L \omega \phi}{v} \right) \cdot \sec \delta_L \\ \gamma_{2R} = \left(\frac{\dot{y}}{v} - \frac{r_R \omega \phi}{v} \right) \cdot \sec \delta_R \end{cases} \quad (2)$$

式中: \dot{y} 为轮对横向振动速度; δ_L 、 δ_R 分别为左右轮轨接触点的接触角。

左右轮轨接触点处的自旋蠕滑速度定义为轮对前进滚动速度和摇头速度在接触角法线上的投影的矢量和,所以自旋蠕滑率为

$$\begin{cases} \gamma_{3L} = -\left(\frac{\omega}{v} \right) \cdot \sin \delta_L + \frac{\dot{\phi}}{v} \cos \delta_L \\ \gamma_{3R} = -\left(\frac{\omega}{v} \right) \cdot \sin \delta_R + \frac{\dot{\phi}}{v} \cos \delta_R \end{cases} \quad (3)$$

根据线性蠕滑理论,作用在车轮上的蠕滑率和蠕滑力

的关系可表达为式(4)所示,并且左右车轮横向蠕滑力大小相等,方向相同;纵向蠕滑力大小相等,方向相反,相对轮对中心构成力偶。

$$\begin{cases} F_{xL} = -f_{11} \cdot \gamma_{1L} \\ F_{xR} = -f_{11} \cdot \gamma_{1R} \\ F_{yL} = -f_{22} \cdot \gamma_{2L} - f_{23} \cdot \gamma_{3L} \\ F_{yR} = -f_{22} \cdot \gamma_{2R} - f_{23} \cdot \gamma_{3R} \end{cases} \quad (4)$$

式中: F_{xL} 、 F_{xR} 分别是左、右轮的纵向蠕滑力; F_{yL} 、 F_{yR} 分别是左、右轮的横向蠕滑力; f_{11} 、 f_{22} 、 f_{23} 是蠕滑系数。

1.2 自由轮对蛇行运动

车辆系统蛇行运动是由于轮轨几何关系和蠕滑力引起的特殊现象,是一种非线性自激振动,属于轨道车辆系统的固有特性。把作用在轮对上的力加起来,就可得到作用在轮对上的横向力和摇头力矩:

$$\begin{cases} F_y = F_{yL} + F_{yR} = -2f_{22} \left(\frac{\dot{y}}{v} - \phi \right) + \frac{f_{23}}{r_0} (\delta_L - \delta_R) \\ F_\phi = -(F_{xL} - F_{xR}) \cdot s = -2f_{11} \left(\frac{s^2 \dot{\phi}}{v} + \frac{s \lambda y}{r_0} \right) \end{cases} \quad (5)$$

式中: r_0 是名义滚动圆半径; s 是名义滚动圆跨距之半; λ 是车轮踏面等效锥度。

忽略自旋对横向力的影响,蠕滑力引起的自由轮对横移和摇头的运动微分方程可表示为

$$\begin{cases} m \ddot{y} = -2f_{22} \left(\frac{\dot{y}}{v} - \phi \right) \\ J \ddot{\phi} = -2f_{11} \left(\frac{s^2 \dot{\phi}}{v} + \frac{s \lambda y}{r_0} \right) \end{cases} \quad (6)$$

可见横移方程中含有摇头角,摇头方程中含有横移量,二者相互耦合,轮对摇头角导致横向蠕滑力,并使轮对横移;同时轮对横移导致摇头蠕滑力矩,构成蛇行运动。因此,蛇行运动的过程主要表现为轮对前进时一边摇头,一边横移,两种振动相位相差约 90° ,如图2所示。

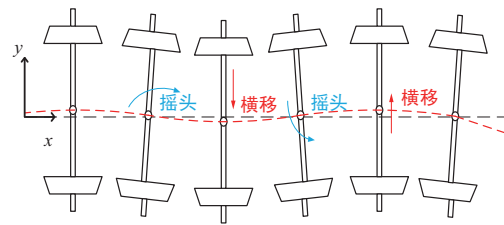


图2 蛇行运动示意图

将自由轮对运动方程写成普遍形式

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{D} \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{E} \mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (7)$$

式中: \mathbf{M} 为质量矩阵; \mathbf{D} 为轮轨接触点处蠕滑力组成的阻尼矩阵; \mathbf{E} 为轮轨接触点处蠕滑力组成的刚度矩阵。则系统矩阵 \mathbf{A} 为

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\mathbf{M}^{-1} \mathbf{D} & -\mathbf{M}^{-1} \mathbf{E} \\ \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

对系统矩阵 \mathbf{A} 求特征值 η ($\eta = \xi \pm j\omega$)和特征向量,其中 ω 为轮对振动角频率, ξ 为对应阻尼比。根据常微分方程理论和多自由度系统振动理论,可得轮对运动微分方程

的解如下:

$$\begin{cases} y = y_0 e^{\xi t} \sin(\omega t + \beta) \\ \phi = \phi_0 e^{\xi t} \cos(\omega t + \beta) \end{cases} \quad (8)$$

阻尼比 ξ 决定了系统的稳定性,当运行速度大于 0 时, ξ 也大于 0。所以自由轮对的蛇行运动是不稳定的,任何初始干扰都会引起轮对的蛇行运动,并且蛇行运动幅值会随运行时间一直增大,直至轮缘与钢轨接触。

数值仿真做出自由轮对的横移量和摇头角(初始横移 2 mm,摇头角 0 rad),如图 3 所示。由图可知,初始的干扰引起了轮对蛇行振荡运动,振幅随时间逐步增大,运行 14 s 后轮缘与钢轨相撞,发生蛇行运动极限环,幅值为 9 mm。同时可以发现轮对横移和摇头两个自由度的振动频率相同,相位相差约 90° ,这与式(8)中的理论结果一致。

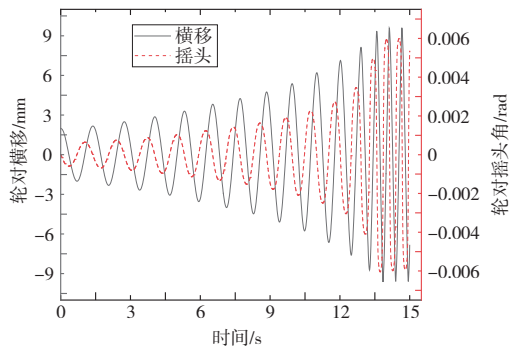


图 3 轮对横移和摇头角

2 计算模型

2.1 车轮多边形建模

以往对车轮多边形的建模中,传统的方法是将车轮的不圆顺转换为轨道的几何不平顺,作为某种形式的激励输入车辆/轨道耦合系统中,而王亿佳等^[9]将车轮多边形进行简化,采用车轮圆周轮廓法,建立了一个更加准确的车轮多边形化数学模型,给出了一个车轮滚动圆内周期性非圆化的计算方法,通过提取多边形的阶数、幅值和相位角,用简谐波的形式来表达,如下式所示。

$$\begin{cases} r' = dR \cdot \sin(N \cdot \alpha) \\ X = \cos \alpha \cdot (r' + R) \\ Y = \sin \alpha \cdot (r' + R) \\ r = \sqrt{X^2 + Y^2} \end{cases} \quad (9)$$

式中: α 为 $0^\circ \sim 360^\circ$ 的任意角度; r 为实际车轮半径; r' 为不圆车轮的轮径差; R 为车轮名义滚动圆半径; N 为车轮多边形阶数; dR 为车轮多边形幅值。

设计表 1 所示的 4 种工况,考虑到车辆蛇行运动频率较低,因此主要为低阶车轮多边形磨耗情况,通过式(9)和表 1,可以得到如图 4 所示的车轮多边形模型。其中实线为左侧车轮多边形状态,虚线为右侧车轮多边形状态。

表 1 车轮多边形分类

工况	左侧车轮		右侧车轮	
	阶数	幅值/mm	阶数	幅值/mm
G1	2 阶	0.01	2 阶	0.01
G2	2 阶	0.01	2 阶	0.05
G3	2 阶	0.01	4 阶	0.01
G4	2 阶	0.01	4 阶	0.05

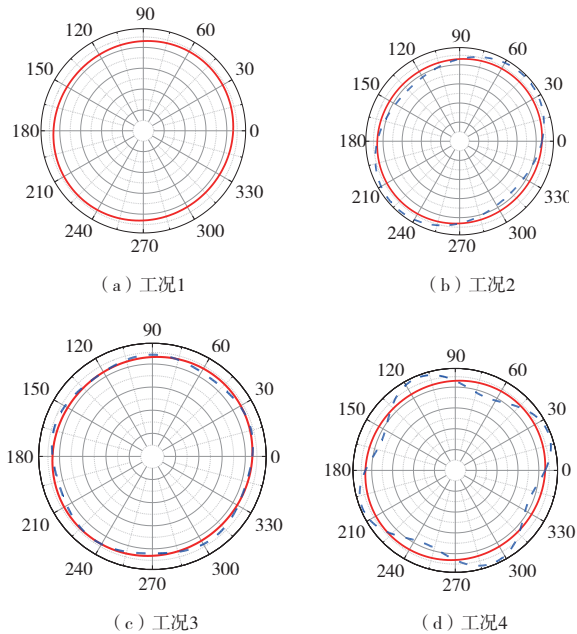


图 4 车轮多边形模型

2.2 车辆系统动力学建模

研究车辆的横向动力学时,一般采用典型的 17 自由度横向动力学模型,但车辆的横向和垂向振动实际上耦合在一起,为了更真实地模拟车辆的运行,考虑以下自由度:

- 1) 每条轮对考虑 6 自由度,共 24 个自由度,轮轨之间考虑轮轨非线性;
- 2) 轴箱只考虑绕 y 轴的点头自由度,共 8 个自由度;
- 3) 两构架和车体均为 6 自由度,共 18 个自由度;
- 4) 车辆模型被简化为 1 个车体、2 个构架、4 条轮对和 8 个轴箱,共计 15 个刚体,50 个自由度。

在 UM 建模中,减振器考虑节点刚度,一系钢弹簧、空气弹簧和牵引拉杆采用三向刚度的线性力元,转臂节点采用 Bushing 力元进行模拟;考虑抗蛇行减振器和横向止挡的非线性特性和轮轨接触的非线性特性,所建动力学模型如图 5 所示。

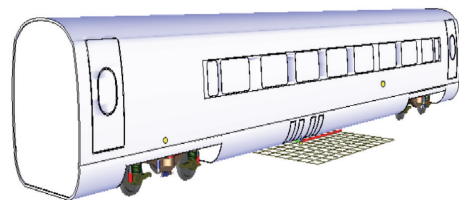


图 5 车辆系统动力学模型

3 计算结果及分析

3.1 轮轨蠕滑特性

设置车辆运行速度为 200km/h,不考虑曲线和轨道不平

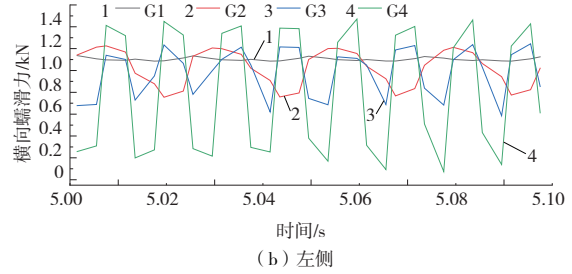
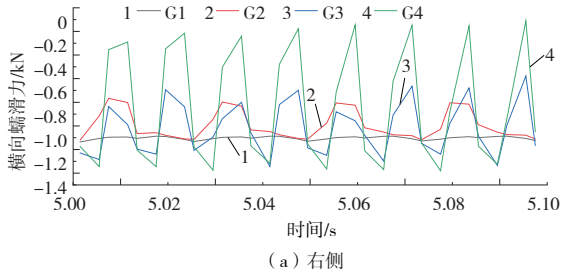


图 6 左、右车轮接触斑内横向蠕滑力

图 7 所示为左、右两侧车轮在不同工况下接触斑内的纵向蠕滑力随时间的变化过程,整体上,左、右两侧车轮的蠕滑力幅值随车轮多边形阶数和幅值的增大显著增大,但两侧车轮的变化趋势各不相同,左、右车轮的纵向蠕滑力存在明显的差异,右侧车轮的蠕滑力大于左侧车轮的蠕滑

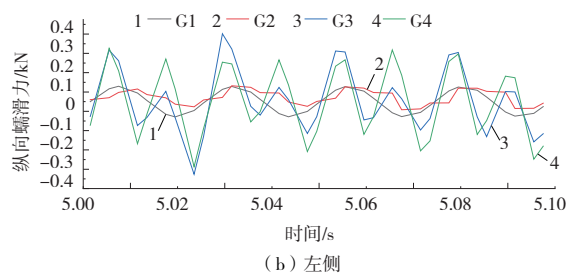
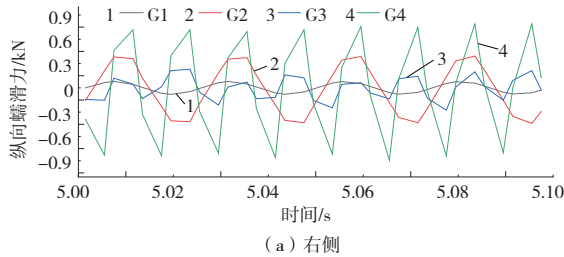


图 7 左、右车轮接触斑内纵向蠕滑力

对后 3 种工况下左侧车轮的振动做出功率谱密度 (PSD)图,从频域进行分析,如图 8 所示。发现在工况 2 下只有一种主频振动,为 41 Hz;而工况 3 和工况 4 下有两种主频,分别为 41 Hz 和 82 Hz。计算发现,这两个频率正好是以 200 km/h 的车速运行时,2 阶和 4 阶车轮多边形产生的通过频率,并且幅值和阶数越大,其影响也越大。

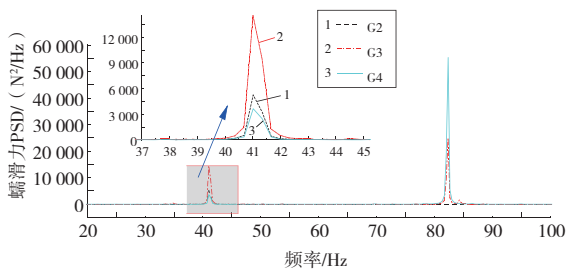


图 8 左侧车轮蠕滑力频域分析

显然车轮多边形的阶数和幅值对轮轨蠕滑特性有显著影响,横向蠕滑力导致了轮对蛇行运动的横移,纵向蠕滑力提供了轮对蛇行运动的摇头力矩;车轮多边形的阶数和幅值越大,轮轨蠕滑力就越大,对轮对的运动姿态造成一定的影响。

顺影响,计算 4 种工况下左右车轮在接触斑内的蠕滑特性。

图 6 所示为左、右两侧车轮在不同工况下接触斑内的横向蠕滑力在 0.1 s 内的变化过程。在 4 种不同工况下,左、右车轮的横向蠕滑力变化规律几乎一致,只是方向相反,即两侧车轮多边形出现不同状态时,横向蠕滑力开始波动,并且随着幅值和阶数的增大,其波动范围也增大。

力,并且右侧车轮在工况 2 和工况 4 下,其纵向蠕滑力波动较大,而左侧车轮在工况 3 和工况 4 下,纵向蠕滑力波动较大,显然左侧车轮的振动受到了右侧车轮的影响,导致左侧车轮在幅值和阶数相同情况下,轮轨蠕滑力出现了不同情况。

3.2 轮对横移

4 种工况下一位轮对横移量随时间的变化如图 9 所示。可以看出,轮对横移的波动范围随着车轮多边形幅值和阶数的增加不断增大,工况 1 波动范围最小,工况 4 波动范围最大,并且含有高频成分。

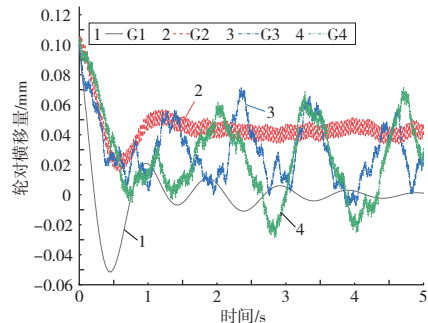


图 9 不同工况下的轮对横移量

对比工况 1 和工况 2 下的轮对横移量,并对工况 2 进行 0.4~10 Hz 的带通滤波,去除高频成分,结果如图 10 所示。可以看出两侧车轮状态相同时,车轮多边形引起的横向振动收敛在中心位置;而当两侧车轮多边形的幅值不同时,车轮会出现轮径差,导致轮对横移稳定后收敛不到中

心位置,会偏轨道中心线运行,破坏轮对的自动对中能力,影响车辆系统的临界速度。

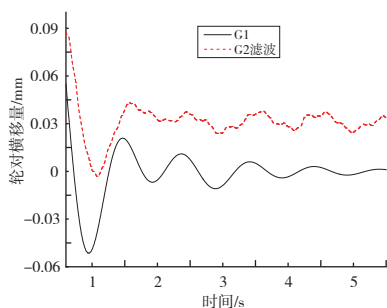


图 10 轮对横移对比

3.3 非线性临界速度

由于车辆系统一般都具有强非线性,其蛇行临界速度

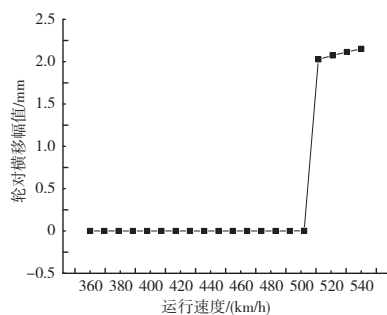


图 11 蛇行运动分岔图

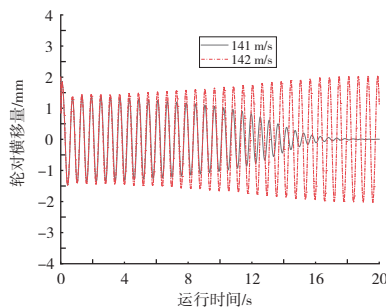


图 12 不同速度下一位轮对横移量

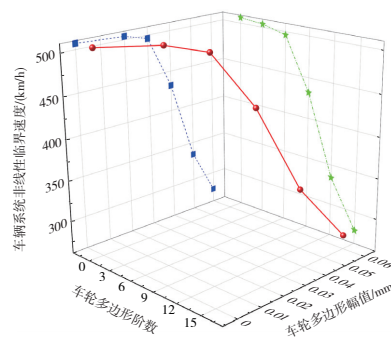


图 13 车轮多边形对临界速度的影响

从图 13 可以看出,车辆的非线性临界速度整体上随车轮多边形阶数和幅值的增加而减小,低阶低幅的车轮多边形影响较小,而 9 阶和 0.03 mm 的幅值以后,临界速度降低较快。当车轮多边形为 15 阶 0.06 mm 时,其临界速度减小为 277 km/h,减幅为 45.3%,可见高阶高幅的车轮多边形对车辆系统非线性临界速度有较大的影响。

4 结语

1) 由于轮轨特有的几何接触关系,轮对在轨道上运行时会产生蛇行运动,主要表现为轮对前进时一边摇头,一边横移;轮对摇头角导致横向蠕滑力,使轮对横移,同时轮对横移导致摇头蠕滑力矩,构成蛇行运动。

2) 车轮多边形对轮轨蠕滑特性影响显著,轮对两侧车轮产生的不同车轮多边形会对轮轨纵向蠕滑力产生不同的影响,轮对将会以两侧车轮多边形主导的两个主频进行振动,并且高阶高幅的振动占主要成分。

3) 轮对两侧出现不同状态的车轮多边形磨损时,轮对会偏离轨道中心线,降低车辆的非线性临界速度,阶数和幅值越大,非线性临界速度越低。

参考文献:

[1] JENKINS H H, STEPHENSON J E, CLAYTON G A, et al. The effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical

也有多种,常见的有超临界分叉和亚临界分叉两种形式。对该系统的蛇行分叉稳定解进行简单计算,如图 11 所示。可以判断该系统的分叉形式属于超临界分叉,即使车辆发生蛇行运动,也不容易出现轮缘接触,车辆的运行安全性可以得到保证。同时也可以看出车辆的临界速度在 500 km/h 左右,做出 141 m/s 和 142 m/s 下的一位轮对的横向位移,如图 12 所示。可以看出当速度在 141 m/s 时,轮对横移可以逐渐收敛到平衡位置;而当运行速度为 142 m/s 时,轮对横向位移从平衡位置向极限环开始变化,发生幅值为 2 mm 的横向周期振动,不能收敛到平衡位置,所以判定该车的非线性临界速度为 141 m/s,即 507 km/h。计算不同车轮多边形阶数和幅值下的车辆非线性临界速度,得到车轮多边形幅值和阶数对临界速度的影响规律如图 13 所示。

dynamic loads[J]. Journal of Railway Engineering Society, 1974, 3(1):2-16.

- [2] AHLBECK D R, HADDEN J A. Measurement and prediction of impact loads from worn railroad wheel and rail surface profiles[J]. Journal of Engineering for Industry, 1985, 107(2): 197-205.
- [3] 张雪珊,肖新标,金学松. 高速车轮椭圆化问题及其对车辆横向稳定性的影响[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 50-56.
- [4] 肖乾,程树,张海,等. 车轮谐波磨损对直线线路上高速轮轨接触蠕滑特性的影响[J]. 中国铁道科学, 2016, 37(6): 60-68.
- [5] 金学松,吴越,梁树林,等. 车轮非圆化磨损问题研究进展[J]. 西南交通大学学报, 2018, 53(1): 1-14.
- [6] 杨晓璇,李伟,陶功权,等. A 型地铁车辆车轮多边形磨损成因初探[J]. 机械制造与自动化, 2019, 48(4): 22-25.
- [7] 王红兵,李国芳,王泽根,等. 车轮多边形对车辆动力学性能影响分析[J]. 铁道标准设计, 2020, 64(6): 165-171.
- [8] 陆冠东. 车辆系统动力学计算方法研究[M]. 北京:中国铁道出版社, 2011.
- [9] 王忆佳,曾京,罗仁,等. 高速列车车轮多边形化对车辆动力学性能的影响[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2013, 45(3): 176-182.

收稿日期:2021-11-22