

文章编号:1009-3087(2013)03-0176-07

# 高速列车车轮多边形化对车辆动力学性能的影响

王忆佳,曾京,罗仁,高浩

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

**摘要:**采用车轮圆周轮廓法建立比传统等效轨道激扰法更准确的车轮多边形化模型,假设车轮型面不发生变化,车轮半径沿圆周方向发生改变。只考虑车轮周期性多边形不圆顺,且同一轮对上的2个多边形车轮不存在幅值和相位的差异,建立车辆-轨道耦合系统动力学模型,计算高速运营状态下周期性多边形的车轮振动响应、轮轨垂向力等动力学指标。结果表明:车轮多边形化会使车体振动响应增大,影响乘坐舒适性;车轮多边形化还会引起较大的轮轨垂向力,甚至当不圆顺幅值为0.5 mm时,会出现轮轨相互瞬时脱离的现象,且同等条件下幅值对车辆系统动力学性能的影响比谐波阶数更为显著;针对高速列车车轮多边形化的动态特征,提出轮轨垂向力来划定其安全区域。在京津实测线路上,得到不同车速下,1、2、3和4阶车轮多边形化的幅值限制值分别为1.0、0.4、0.4和0.3 mm。

**关键词:**车轮不圆顺;车轮多边形;动力学

中图分类号:U211

文献标志码:A

## Effect of Polygonal Wheel on Vehicle Dynamic Performance

WANG Yi-jia, ZENG Jing, LUO Ren, GAO Hao

(State Key Lab. of Traction Power, Southwest Jiaotong Univ., Chengdu 610031, China)

**Abstract:** Based on the assumption that the shape of wheel profile is unchanged and only the wheel out-of-roundness (OOR) changes, which is more accurate than the model of equivalent track excitations, the polygonal wheels were simulated by programming. Then, the coupled model incorporating the vehicle-track system dynamics was set up. The dynamic performance of ideal wheel and polygon wheel under high-speed running were simulated and the critical range of the wheel out of roundness was determined. The simulation results showed that the wheel OOR will increase the carbody responses and affect the passenger ride comfort, and result in large wheel-rail vertical forces, which is more strongly related to the OOR order than amplitude and vehicle running speed. The safety limits for 1, 2, 3 and 4 order polygon are 1.0, 0.4, 0.4 and 0.3 mm.

**Key words:** wheel out-of-roundness; polygonal wheel; dynamics

随着高速列车运行速度的不断提高,车轮圆周方向出现波状磨损,车轮呈现多边形化。这种车轮多边形化引起轮轨间相互作用加剧,影响到高速列车的运行性能,同时可引发轮对和轨道部件的严重损伤。实际运营车辆出现车轮多边形沿圆周方向会出现多种阶次的谐波,一般有一个低阶谐波为主要成份。早期关于车轮多边形对铁路影响的试验和理论研究由FryÅba<sup>[1]</sup>开展。Kalousek和Johnson<sup>[2]</sup>证实了多边

形车轮的存在,提出可以通过修正钢轨和车轮的横向型面减少两者之间的共形度,同时还可以减少钢轨波磨。Soua和Pascal<sup>[3]</sup>通过建立机车车辆模型,研究车轮多边形化的不圆顺磨耗,第一次数值仿真计算了车轮多边形化问题,指出轮轴扭转对不圆度的发展有很大影响。Claus和Schiehlen<sup>[4]</sup>发现车辆车轮多边形化的部分谐波成分引发了ICE客车的滚动噪声。Kaiser和Popp<sup>[5]</sup>认为多边形车轮对高速列车的影响体现在50~500 Hz,考虑轮轨间的弹性振动,结果表明:车轮多边形化可造成轮轨接触载荷的剧烈波动。Grassie<sup>[6]</sup>进行了将车轮不圆顺的形状限制在允许范围之内的研究,结果表明:所采用的轨道模型所做出的预测和试验数据很吻合。Johansson

收稿日期:2012-10-24

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51005189);国家“973”计划资助项目(2011CB711100)

作者简介:王忆佳(1984-),女,博士生。研究方向:车辆系统动力学。E-mail: wangyijia16@gmail.com

和 Andersson<sup>[7]</sup> 在 Morys 的模型基础上,加入实际测量的车轮不圆度,数值模拟了车轮踏面 1~20 阶多边形化的发展过程,指出轮对间的钢轨弯曲变形对模拟结果基本无影响,但轮对间钢轨变形对钢轨波磨的发展却有一定的影响。Johansson 和 Nielsen<sup>[8]</sup> 通过现场实测和数值仿真分析了不同谐波阶数的多边形车轮对轮轨垂向力和轨道振动的影响。国内对车轮多边形化的研究起步较晚,如宋颖<sup>[9]</sup> 针对高速铁路车轮失圆对轮轨力作用的影响,提出一种基于 PVDF 压电传感技术的铁路轮轨力检测新方法。对高速铁路而言,车轮多边形化随着车速、谐波阶数和幅值的增加,加剧了轮轨间的磨耗,对行车稳定性和安全性的影响愈发严重,甚至引发间歇性的跳轨现象<sup>[10-11]</sup>。目前车轮多边形化模型一般采用等效轨道激励的方法,这种方法假设了所有车轮具有相同的多边形,并且忽略了轮径变化对轮对接触参数的影响,在车辆高速运行时无法准确反映轮轨之间的接触状态。作者采用一种新的车轮多边形化建模方法,即车轮圆周轮廓法,该方法中车轮半径沿车轮圆周方向变化,用三角函数描述不同阶多边形对应的车轮圆周方向的轮廓,同时考虑轮径变化对轮轨接触关系的影响。针对中国某高速列车,建立完整的车辆-轨道耦合系统动力学模型,计算高速运营状态下理想车轮和多边形车轮工况下的平稳性、振动响应、轮轨垂向力等动力学指标,确定出高速运行条件下车轮多边形化的安全限值。

## 1 模型

### 1.1 车辆模型

为了研究高速列车车轮多边形化对车辆-轨道耦合系统的动态影响,采用了翟婉明教授的车辆-轨道空间耦合系统动力学分析模型<sup>[12]</sup>,见图 1。

整个车辆系统是由 1 个车体、2 个构架、4 位轮对和 8 个轴箱、一系悬挂和二系悬挂组成的多刚体系统。一系悬挂装置采用双拉杆轴箱定位方式,安装垂向减振器和刚弹簧;二系悬挂安装有摇枕、抗侧滚扭杆、空气弹簧系统、二系横向减振器、二系垂向减振器、横向止挡、抗蛇行减振器等。车体、构架、轮对均考虑纵向、横移、浮沉、侧滚、点头、摇头 6 个自由度。因此,每辆车共 42 个自由度,如表 1 所示。

轨道系统被考虑为双质量(轨枕-道床)3 层(钢轨-轨枕-道床-路基)弹簧-阻尼的简化振动模型。钢轨简化为无限长欧拉梁,视为连续弹性离散支撑点,且考虑钢轨的垂向、横向及扭转振动,

轨枕被视为刚性体,轨枕与钢轨之间以及轨枕与道床之间在垂向、横向均由粘性阻尼和线性弹簧连接,并考虑其垂向、横向振动及刚体转动;道床被离散为刚性质量块,道床块之间由剪切阻尼元和剪切刚度元件相连,道床和路基之间由阻尼元件和线性弹簧连接,并且只考虑垂向振动。详细公式推导见文献<sup>[13]</sup>,限于篇幅,在此不再赘述。

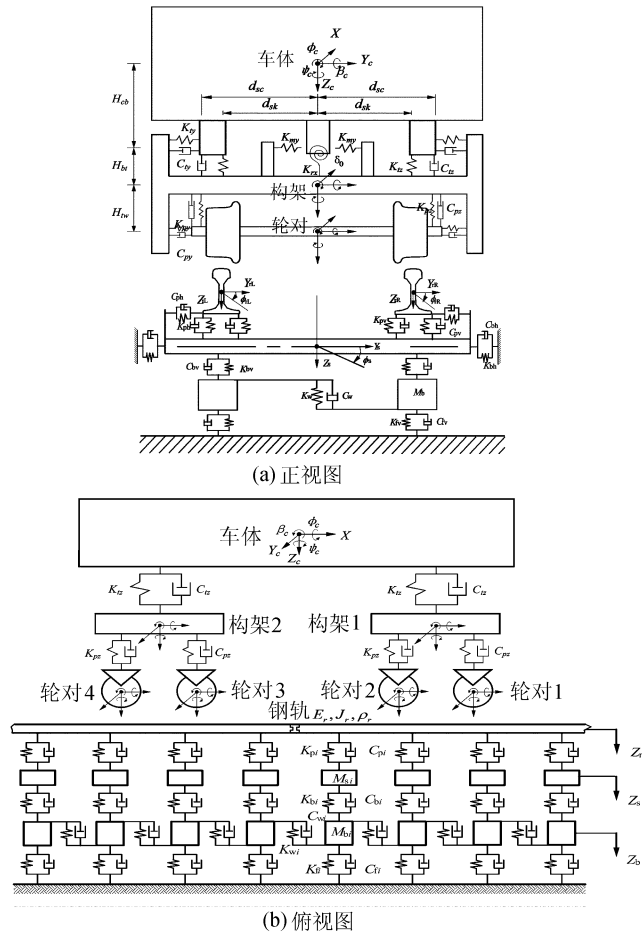


图 1 车辆轨道耦合动力学模型

Fig. 1 Vehicle-track coupling dynamic model

表 1 车辆系统模型自由度表

Tab. 1 DOF of the model

	自由度					
	纵向	横移	浮沉	侧滚	摇头	点头
车体	$X_c$	$Y_c$	$Z_c$	$\varphi_c$	$\psi_c$	$\beta_c$
构架( $i = 1, 2$ )	$X_{ii}$	$Y_{ii}$	$Z_{ii}$	$\varphi_{ii}$	$\psi_{ii}$	$\beta_{ii}$
轮对( $i = 1 \sim 4$ )	$X_{wi}$	$Y_{wi}$	$Z_{wi}$	$\varphi_{wi}$	$\psi_{wi}$	$\beta_{wi}$

轮轨法向力采用 Hertz 非线性单向约束弹簧模型计算,轮轨总的切向力采用沈氏非线性理论,轮轨接触几何参数是计算轮轨蠕滑率/力的重要信息,由 Kalker 非线性蠕滑理论计算。

## 1.2 车轮多边形化模型

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。而作者建立了一个新的车轮多边形化的数学模型,给出了一个车轮滚动圆内周期性非圆化的计算方法,方程如下所示:

$$\begin{cases} X = \cos \alpha \cdot (r' + R) \\ Y = \sin \alpha \cdot (r' + R) \\ r = \sqrt{X^2 + Y^2} \\ r' = dR \cdot \sin(N \cdot \alpha) \end{cases} \quad (1)$$

其中: $\alpha$ 为 $0^\circ \sim 360^\circ$ 任意角度; $R$ 为车轮名义滚动圆半径; $dR$ 为不圆度的幅值即波深; $r$ 为实际车轮半径,为圆心角的函数; $r'$ 为不圆车轮的轮径差; $N$ 为车轮多边形的阶数;车轮多边形化的阶数 $N$ 是指车轮周向 $360^\circ$ 内车轮实际半径 $r$ 与车轮名义半径 $R$ 之差所形成的谐波周期数,用来表示车轮不圆顺沿圆周的分布情况。由式(1)得出的车轮半径沿整个圆周呈周期性变化,如图2所示。

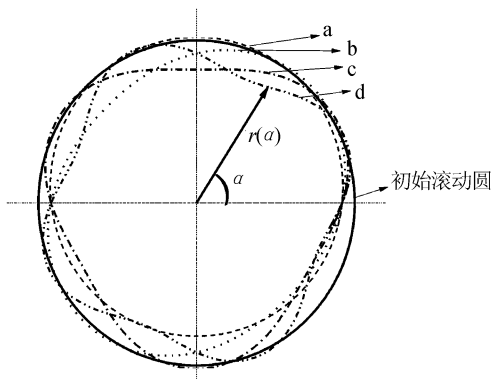


图2 车轮滚动圆呈周期性的多边形

Fig.2 Illustration of wheel polygonalization

图2中变形的圆曲线a、b、c、d分别定义为1、2、3、4阶多边形。a表示车轮滚动圆方向因安装(或加工)而导致的偏心,b表示车轮滚动圆方向的“椭圆”化,c表示车轮滚动圆方向“三角形”化,d表示车轮滚动圆“四边形”化。后3种多半是由磨损和变形引起,但导致车轮径向减小的确切原因仍不明确,且形成和发展的机理也非常复杂<sup>[14]</sup>。当只有某一阶占主导时,称为车轮“周期性不圆顺”;若不能明显分辨出某阶多边形占主导时,则称为“非圆周性不圆顺”,是指由几种不用频率、不同角度、不同幅值的谐波叠加而成的。只讨论周期性不圆顺。

## 2 车轮多边形化对动力学性能的影响

### 2.1 运动稳定性

车辆系统的蛇行稳定性是系统的固有属性,是决

定车辆能否高速运行的关键因素。蛇行运动稳定性计算方法(临界速度的算法):给定一段300 m长的京津客运专线线路谱,让车辆运行在不平顺轨道上以激发其振动,然后,让车辆运行在理想光滑轨道上,通过观察系统的振动能否衰减到平衡位置,来判断系统是否出现蛇行失稳。计算车轮多边形的幅值分别为0.1、0.3、0.5 mm,发现谐波阶数为1~4时的车辆临界速度其值均在465 km/h左右上下浮动,和车辆采用理想圆形车轮的稳定性基本一致。由此可见,车轮多边形化,对车辆系统的蛇行稳定性影响不大。

### 2.2 运行平稳性

车轮多边形化引起的振动频率一般较高,超出了平稳性指标的敏感范围,如图3和4所示,车轮不圆幅值增大对低速下的垂向平稳性指标影响较大,主要是因为低速运行下不圆引起的振动频率更低;横向平稳性指标影响很小。车轮多边形化幅值为0.3 mm时,多边形阶数对平稳性指标几乎没有影响,如图5和6所示。

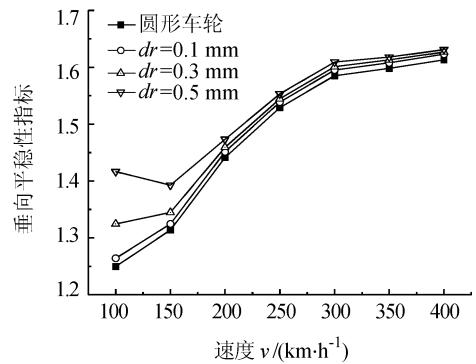


图3 1阶不圆的垂向平稳性指标

Fig.3 Vertical ride index of first OOR order

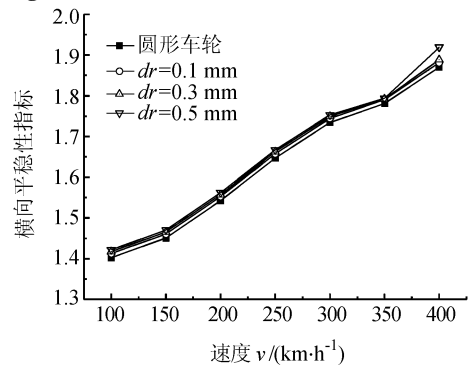


图4 1阶不圆的横向平稳性指标

Fig.4 Lateral ride index of first OOR order

车轮不圆顺磨损会引起车辆系统振动频率的变化,引起的垂向振动频率 $f$ 为:

$$f = Nv / (2\pi R_0)$$

式中, $N$ 为车轮不圆的阶数, $v$ 为车速, $R_0$ 为车轮不圆沿圆周方向上的滚动圆半径。当车速为200 km/h

时,1~4阶车体振动的垂向加速度频谱如图7所示。

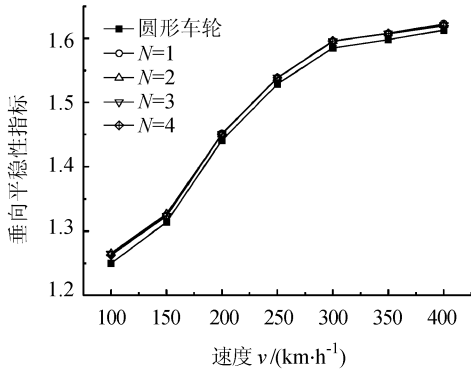


图5 各阶不圆顺垂向平稳性指标

Fig. 5 Vertical ride index of polygonal wheels

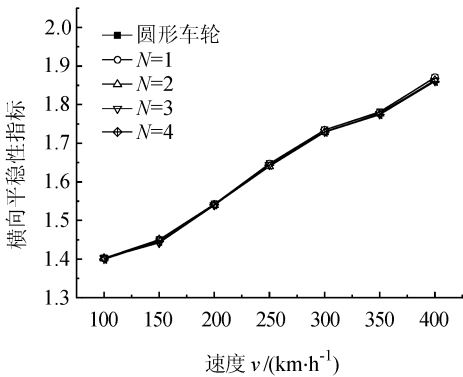


图6 各阶不圆顺横向平稳性指标

Fig. 6 Lateral ride index of polygonal wheels

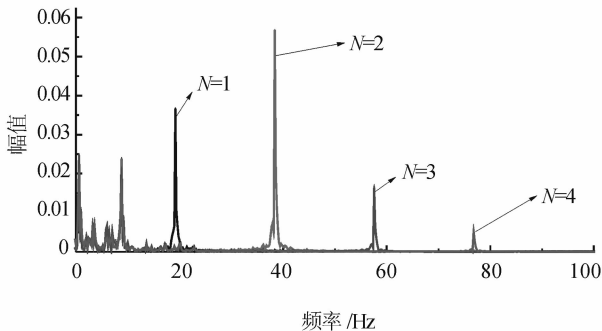


图7 车体垂向振动加速度频谱

Fig. 7 Acceleration frequency spectrum

由图7可知,车轮多边形化可引起的振动频带较窄。2阶谐波多边形引起的振动很大,振动幅值达到0.06,这是由于车辆系统和轮轨系统在40 Hz附近的垂向耦合发生共振<sup>[15]</sup>,虽然车辆系统悬挂有隔振能力,但是这个频率仍然有较大的振动传递到车体。不考虑轨道不平顺,对比4阶谐波下不同幅值下构架和轮对的垂向加速度,如图8和9所示:当幅值为0.5 mm时,构架的垂向加速度为达到1.7 m/s<sup>2</sup>,轮对的垂向加速度达到70m/s<sup>2</sup>明显大于幅

值为0.1 mm和0.3 mm时的工况。因此,车轮不圆顺的幅值对构架和轮对的垂向加速度幅值有明显影响。

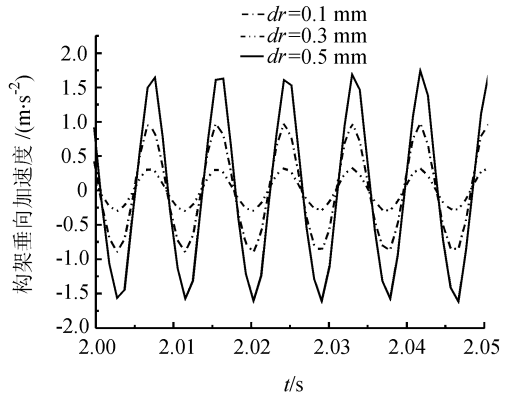


图8 构架垂向加速度

Fig. 8 Bogie frame vertical acceleration versus wavelength of OOR periodic

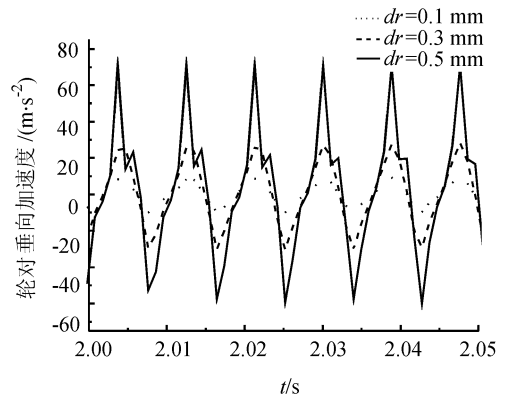


图9 轮对垂向加速度

Fig. 9 Wheelset vertical acceleration versus of amplitude of OOR periodic

### 2.3 对轮轨力的影响

在高速运行的条件下,只要出现轮轨脱离,就会导致非常大的轮轨冲击,当相互脱离的轮轨再一次接触时,不仅产生非常大的轮轨冲击力,而且还伴随有非常大的轮轨冲击加速度,对轮轨伤损造成相当严重的威胁。当不圆顺幅值达到0.5 mm时,各阶多边形车轮均会出现跳轨(轮轨力为零)的现象<sup>[16]</sup>,如图10所示的不同幅值下的轮轨垂向力。

由图10~13可以看出,车轮多边形化引起的轮轨相互作用,随着车轮不圆顺波长的增大而迅速减小;随着行车速度和不圆顺幅值的增大而显著增大,而且谐波的幅值比车速的影响更为显著<sup>[17]</sup>。在相同的幅值下( $dr = 0.5 \text{ mm}$ )下,速度从100 km/h提高到300 km/h,最大轮轨力  $P_{\max}$  增大了25% (除了6阶多边形化车轮在车速超过250km/h时,轮轨垂向力迅

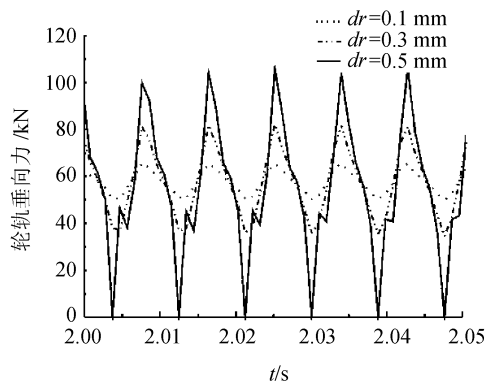


图 10 车轮不圆幅值对轮轨垂向力的影响

Fig. 10 Influence of wheel out of roundness to Wheel/rail vertical force

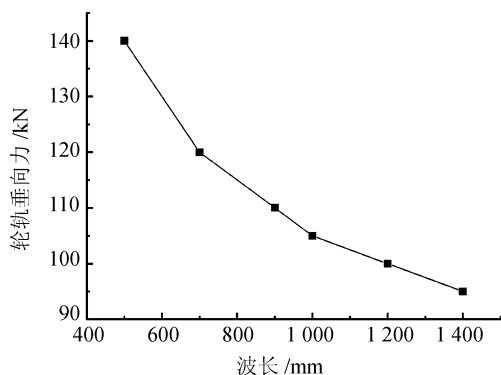


图 11 波长与轮轨垂向力

Fig. 11 Wheel/rail vertical force versus wavelength

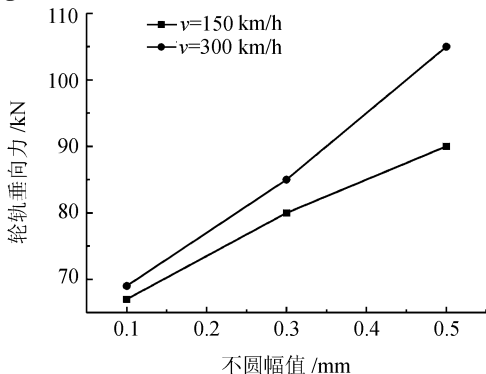


图 12 常速和高速对轮轨垂向力的影响

Fig. 12 Influence of normal speed and high speed to Wheel/rail vertical force

速增大至 200 kN,超出了由《高速试验列车动力车强度与动力学性能规范》(95J01-L)规定的 170 kN,如图 11 所示)。在相同的速度( $v = 300$  km/h)下,幅值由 0.1 mm 增至 0.5 mm,  $P_{\max}$  增大了 50%。

#### 2.4 振动响应

尽管车轮多边形化对平稳性的影响甚微,但会增大车体的振动响应,影响乘坐舒适性<sup>[18]</sup>。因此,对比高速( $v = 300$  km/h)和常速( $v = 150$  km/h)下不同幅值谐波阶数下的 1 位轮对和构架的最大垂

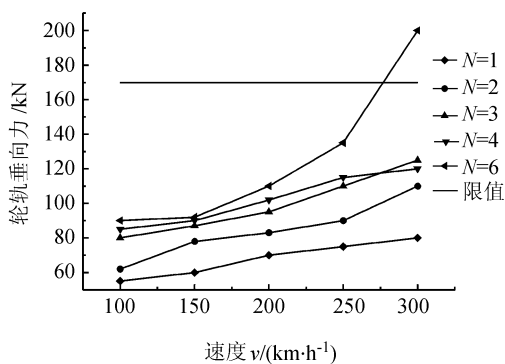


图 13 谐波阶数对轮轨垂向力的影响

Fig. 13 Influence of OOR order to Wheel/rail vertical force

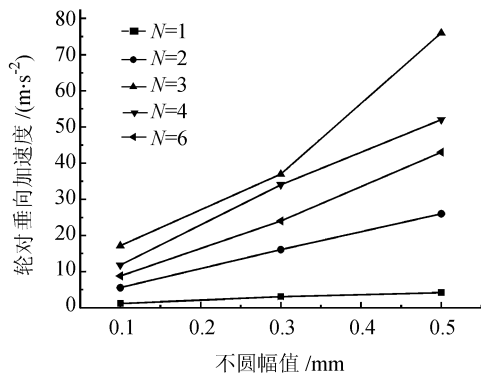


图 14 150 km/h 时车轮不圆阶数对轮对垂向加速度的影响

Fig. 14 Influence of wheel OOR order to wheelset vertical acceleration running 150 km/h

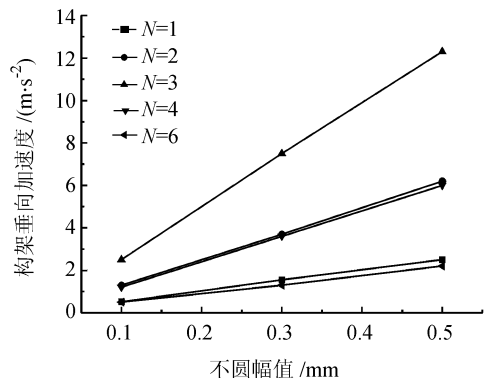


图 15 150 km/h 时车轮不圆阶数对构架垂向加速度的影响

Fig. 15 Influence of wheel OOR order to bogie frame vertical acceleration running 150 km/h

可以看出,在相同幅值( $dr = 0.5$  mm)下,速度从 150 km/h 提高到 300 km/h,4 阶车轮多边形化轮对的最大垂向加速度增加了 34%,构架加速度增加了 40%;在相同的速度( $v = 300$  km/h)下,幅值由 0.1 mm 增加到 0.5 mm 时,4 阶车轮多边形化轮对的最大垂向加速度增加了 77%,构架加速度增加了 80%。

从图 17 可以看出,一系垂向减振器有效隔离了一定的高频振动。

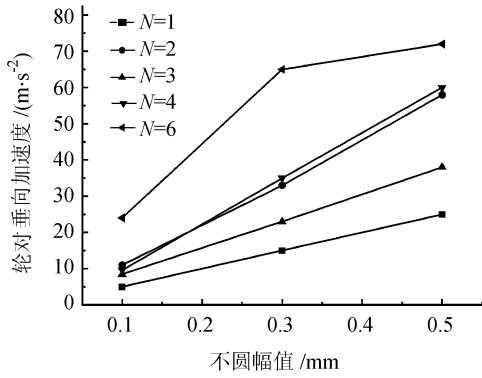


图 16 300 km/h 时车轮不圆阶数对轮对垂向加速度的影响  
 Fig. 16 Influence of wheel OOR order to wheelset vertical acceleration running 300 km/h

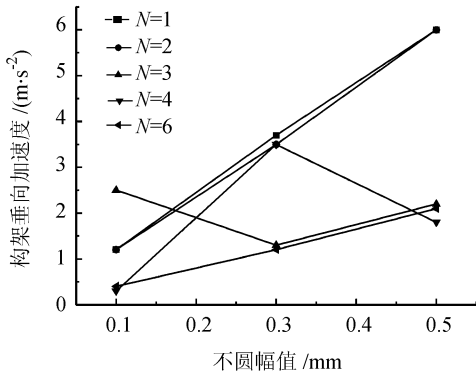


图 17 300 km/h 时车轮不圆阶数对构架垂向加速度的影响  
 Fig. 17 Influence of wheel OOR order to bogie frame vertical acceleration running 300 km/h

### 3 安全限值

高速列车车轮多边形化,很容易造成轮轨瞬时脱离和产生过大的轮轨垂向力<sup>[19]</sup>,不利于轮轨系统的动态性能<sup>[20]</sup>。在仿真分析中,两侧车轮的轮轨垂向力同时增大或减小,所以轮重减载率不再适用于判定高速列车车轮多边形化的依据。参考德国联邦铁路(DB)规定,就线路负荷而言轮轨垂向力不允许超过极限值 170 kN;由中国《高速试验列车动力车强度及动力学规范》(95J01-L)中规定,高速列车轮作用于轨道上的轨垂向力峰值极值 P 应该不超过 170 kN。为保证行车安全性,需要对车轮不圆度进行严格限制。在中国实际运营的高速车辆中,沿车轮圆周方向出现了多种阶次的谐波,但一般有一个低阶谐波占主要因素。针对高速车辆车轮多边形化的动态特性,提出由轮轨垂向力来判定 1~4 阶多边形车轮的安全区域。参考实际线路中测量得到的不圆顺幅值,考虑轮轨的弹性接触,轨道谱为京津实测线路谱。不同谐波的幅值和速度等级下的多边形车轮的安全区域,如图 18 所示。定义 3 个区域:a. 安全区域:最大轮轨垂向力不超过 170 kN,最小轮轨力大于 0;b. 跳轨区域:最大轮轨垂向力不超过 170 kN,出现轮轨力为零的情况;c. 垂向力超标区域:垂向力超过 170 kN。

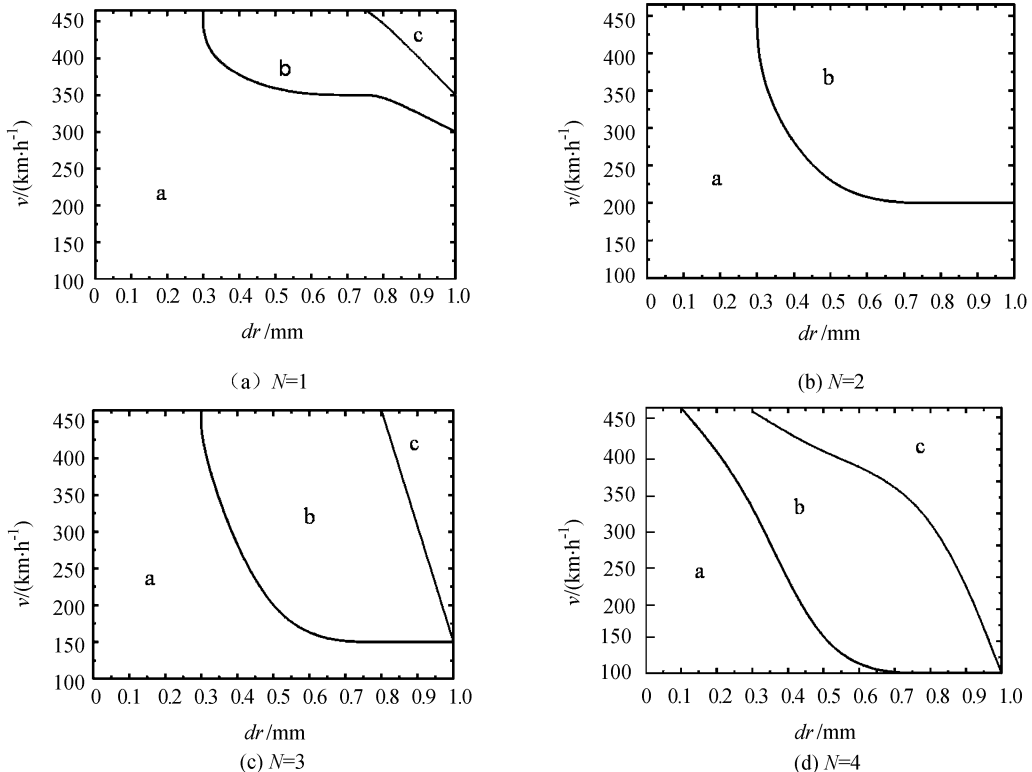


图 18 安全限值  
 Fig. 18 Safety limits

当车辆运行速度为 300 km/h 时 1、2、3 和 4 阶多边形的幅值限制值分别为 1.0、0.4、0.4 和 0.3 mm。在高速列车运营中,应该严格控制车轮多边形化的高阶不圆顺和不圆顺幅值。

## 4 结 论

建立了高速列车车轮多边形化的车辆-轨道耦合系统动力学模型,采用车轮轮径变化的方法模拟车轮多边形化,考虑了轮径对轮轨接触几何的影响,使轮轨接触状态更加合理,轮轨振动响应、轮轨垂向力计算结果更准确。通过仿真分析得到车轮多边形化的基本规律,结论如下:

1) 车轮多边形化主要影响车辆系统的垂向振动,且在高速条件下多边形化引起的轮轨周期激扰频率较高,因此对车辆系统的稳定性和车体运行平稳性指标影响不大。

2) 车轮多边形化会显著增大轮轨垂向力,且不圆顺幅值对其影响最为显著。同一行车速度下,幅值为 0.1~0.5 mm,最大轮轨垂向力增加了 50%。

3) 车轮多边形化造成过大的轮轨垂向力,且轮重减载率不再适用于判定多边形化车轮的安全限值,因此,提出用轮轨垂向力作为判定其安全限值的依据,如高速车辆在运营速度为 300 km/h 时,1、2、3 和 4 阶多边形车轮的安全限值分别为 1.0、0.4、0.4 和 0.3 mm。

## 参考文献:

- [1] FryÅba W. Dynamischer einflussder unrunden raEder auf die eisenbahnbruEcken[J]. Monatschrift der International Eisenbahn-Kongress-Vereinigung, Brussels, Belgium, 1967: 353 - 389.
- [2] Kalousek J, Johnson K L. An investigation of short pitch wheel and rail corrugations on the Vancouver mass transit system[J]. Journal of Rail and Repid Transit, Proc Insn Mech Engrs, 1992, 206(F): 127 - 135.
- [3] Soua B, Pascal J P. Computation of the 3D wear of the wheels in a high speed bogie[R]. Report INRETS-LIN, Arcueil, France, 1995: 40.
- [4] Claus H, Schiehlen W, Kruse H. Dynamic stability and random vibrations of rigid and elastic wheelsets[J]. Nonlinear Dynamics, 2004, 36: 255 - 311.
- [5] Popp K, Kaiser I, Kruse H. System dynamics of railway vehicles and track[J]. Archive of Applied Mechanics, 2003, 72: 949 - 961.
- [6] Grassie S L. Allowable impact loading and wheel irregularities[C]//Proceedings of 8th International Rail Track Conference. Sydney, Australia, 1990: 5.
- [7] Johansson A, Andersson C. Out-of-round railway wheels—A study of wheel polygonalization through simulation of three-dimensional wheel-rail interaction and wear[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(8): 539 - 559.
- [8] Johansson A, Nielsen J C O. Out-of-round railway wheels—Wheel-rail contact forces and track and track response derived from field tests and numerical simulations[C]//Proc Instn Mech, Engrs Part F. 2003, 217: 135 - 146.
- [9] Song Yin. Study on influence of out-of-round high-speed railway wheels on wheel/rail interaction force and monitoring method[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2010. [宋颖. 高速车轮失圆对轮轨动力作用的影响及其检测方法的研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2010.]
- [10] Grassie S L. Rail corrugation: Advances in measurement, understanding and treatment[J]. Wear, 2004(258): 1224 - 1234.
- [11] Tomas L, Juraj G. Railway wheel and rail roughness analysis[J]. Komunikacie, 2009, 11(2): 41 - 48.
- [12] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 北京: 科学出版社, 2007: 398 - 399.
- [13] Jin Xuesong, We Zefeng, Wang Kaiyun, et al. Eeffect of passenger car curving on rail corrugation at a curved track[J]. Wear, 2006 260: 619 - 633.
- [14] Johansson A. Out-of-round railway wheels—Assessment of wheel tread irregularities in train traffic[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(3/4/5): 795 - 806.
- [15] Zattoni E. Detection of incipient failures by using an H2-norm criterion: Application to railway switching points[J]. Control Engineering Practice, 2006, 14(8): 885 - 895.
- [16] Li P, Goodall R, Weston P, et al. Estimation of railway vehicle suspension parameters for condition monitoring[J]. Control Engineering Practice, 2007, 15(1): 43 - 55.
- [17] Kang M H, Choi B W, Koh K C. Experimental study of a vehicle detector with an AMR sensor[J]. Sensors and Actuators, 2005, 118(2): 278 - 284.
- [18] Zhang Xueshan, Xiao Xinbiao, Jin Xuesong. Influence of high speed railway wheels ovalization on vehicle lateral stability[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 50 - 56. [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.]
- [19] Nielsen J C O, Johansson A. Out-of-round railway wheels—A literature survey[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2000, 214(2): 79 - 91.
- [20] Barke D W, Chiu W K. A review of the effects of out-of-round wheels on track and vehicle components[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2005, 219(3): 151 - 175.