

轮缘多边形对轨道交通车辆轮轴系统振动影响研究

厉业民¹, 温保岗^{1*}, 全震², 王滋昊³, 张旭¹, 王美令³

¹大连工业大学, 机械工程与自动化学院, 辽宁 大连

²辽宁科技大学创新创业与工程训练中心, 辽宁 鞍山

³大连交通大学, 机车车辆工程学院, 辽宁 大连

Email: *wbg_dlut@163.com, quanzhen_ustl@163.com

收稿日期: 2020年9月8日; 录用日期: 2020年9月23日; 发布日期: 2020年9月30日

摘要

轮对是轨道交通车辆上的重要部件, 在运行过程中会存在轮缘多变形, 将直接影响着轮轴系统的振动乃至车辆舒适性, 因此研究轮缘多边形对车轴的振动影响具有重要意义。本文基于多体动力学方法在ADMAS平台建立考虑轮缘多边形的轮轨动力学模型, 研究存在轮缘多边形时, 车速、多边形的阶次对轮轴振动的影响规律。结果表明: 随着运行速度增加, 轮轴振动增加, 且低阶多边形对轮轴振动影响更大; 当存在三阶多边形时, 加速度幅值在车轮转动频率36倍频处达到最大, 当存在二十一阶多边形时, 加速度对应频率幅值在车轮转动频率21倍频处达到最大, 与多边形阶数相同。

关键词

轮缘多边形, 多体动力学, 多边形阶次, 振动

Influence of Flange Polygons on the Vibration of Wheel Axle System in Rail Transit Vehicle

Yemin Li¹, Baogang Wen^{1*}, Zhen Quan², Zihao Wang³, Xu Zhang¹, Meiling Wang³

¹College of Mechanical Engineering and Automation, Dalian Polytechnic University, Dalian Liaoning

²Training Center of Innovation and Engineering, University of Science and Technology Liaoning, Anshan Liaoning

³College of Locomotive and Rolling Stock Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian Liaoning

Email: *wbg_dlut@163.com, quanzhen_ustl@163.com

Received: Sep. 8th, 2020; accepted: Sep. 23rd, 2020; published: Sep. 30th, 2020

*通讯作者。

文章引用: 厉业民, 温保岗, 全震, 王滋昊, 张旭, 王美令. 轮缘多边形对轨道交通车辆轮轴系统振动影响研究[J]. 机械工程与技术, 2020, 9(5): 411-420. DOI: 10.12677/met.2020.95044

Abstract

Wheel set as an important part of rail transit vehicles whose flange exist polygons during running will directly affect the vibration of wheel axle and even the comfort of vehicle. Therefore, it is of great significance to study the influence of wheel polygon on axle vibration. In this paper, a wheel-rail dynamics simulation model considering the polygon based on the multi-body dynamics theory by ADAMS is built to study the influence of flange polygons on the vibration of the wheel axle, including train speed, polygon order. The results show that the vibration of wheel axle will increase with the increasment of speed, and the low-order polygon has more obvious impact. The amplitude of wheel acceleration at 36 times of rotation frequency is Maximum if wheel exists 3 order polygon. Meanwhile, it is at 21 times which consistent with polygon order.

Keywords

Wheel Flange Polygon, Multi Body Dynamics, Order of Polygon, Vibration

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着轨道交通车辆运行速度的不断提高, 轮轨之间的动态作用增强。轮轨之间的相互作用会导致车轮不圆顺, 对系统振动特性产生影响, 造成零部件的损坏, 严重时甚至会危及行车安全。因此, 有必要建立轮轨动力学分析模型, 研究车轮失圆的多边形对轮轴系统振动的影响, 为轮缘多边形的预测和控制提供理论基础。

轮缘多边形化是车轮不圆顺的一种表现形式, 即车轮半径沿圆周方向呈现出周期性变化。轮缘多边形的边数即为车轮不圆的阶数。国内外学者针对车轮不圆顺进行了大量的研究。J C O Nielsen 和 A Johansson [1][2][3]对前人早期的研究进行了总结, 对车轮不圆顺的形式进行了分类。A Johansson 和 J C O Nielsen [4]将现场试验和仿真分析相结合, 得出了轮缘多边形对轮轨动态作用力的影响规律。Meywerk [5]将轮轨进行弹性处理, 建立了相应的动力学模型, 对轮缘多边形的形成、发展过程进行了研究。

陈伟[6]等建立整车车辆动力学模型, 探究了高阶车轮多边形对列车动力学性能的影响, 结果表明车轮多边形对脱轨系数、平稳性指标影响较小, 对轮轨垂向力影响较大。王天龙[7]研究了重载机车的车轮多边形演化规律, 并且给出了车轮多边形波深控制建议。陶功权[8]等对 B 型地铁车轮不圆进行现场调研和仿真分析, 给出了减缓车轮失圆的建议并提出了低阶车轮多边形的镟修限值。邢远[9]等考虑列车实际服役条件, 建立了 CRH3 型列车的动力学模型, 研究了车轮多边形阶数、波深以及行车速度对轮轨接触力的影响。王红兵[10]等建立考虑轮对柔性的刚柔耦合车辆动力学模型, 并根据轮轨轮重减载率限值制定了相应工况下的车轮多边形幅值限值。

综上, 虽然已有大量学者对车轮不圆顺的成因及对动力学特性的影响进行了分析, 但车轮不圆顺对轮轴系统振动的影响依然较少。本文基于多体动力学理论建立考虑轮缘多边形的轮轨的动力学仿真模型, 研究轮缘多边形对轮轴的振动影响, 获得轮缘多边形对轮轴系统动力学的影响规律, 为轮缘多边形导致的振动特性预测以及振动控制提供理论依据。

2. 轮缘多边形产生机理及表征

2.1. 轮缘多边形产生机理

轮缘多边形的产生的原因主要包括初始变形以及后期运转过程磨损导致。加工过程中工件和刀具在切削过程中的相互位置决定了加工后车轮的尺寸和几何形状[11] [12]。因此系统中任何一个组成部分出现误差都将导致最终所加工的车轮出现误差，进而导致车轮不圆的出现，为初始多边形。

此外，车轮运行过程的磨损也会导致多边形甚至扩展演化，文献[13]指出车轮初始不圆的发展与车辆运行速度和轨道条件有关，常见的 1~3 阶初始不圆的磨损发展规律下：车轮初始 1 阶不圆(偏心)经过长时间磨损后，最终发展为 3 阶不圆；车轮初始 2 阶不圆(“椭圆化”)最终发展为 4 阶不圆；车轮初始 3 阶不圆的形状和相位没有发生变化，即没有向高阶不圆发展，只是磨损程度不断加剧。在同样的速度和轨道条件下，车轮初始 4 阶不圆和初始 5 阶不圆也会向高阶不圆发展。随着车轮轮缘的磨损，车轮半径不断减小，车轮滚动中磨损的重复性被打破，不圆度的阶次向更高阶发展。

2.2. 轮缘多边形的特征

轮对弯曲共振导致的车轮不圆阶数取决于车轮滚动频率，也就是取决于车辆的运行速度与车轮半径，则：

$$N = \frac{f_z}{f_w} = \frac{7.2\pi r f_z}{v} \quad (1)$$

式中， f_z 为轮对弯曲共振频率， f_w 为车轮旋转频率， v 为车辆运行速度，单位 km/h， r 为车轮半径，单位 m。

轨道不平顺的波长是固定的，车轮不圆阶数取决于车轮的周长。则：

$$N = \frac{C}{l} = \frac{2\pi r_z}{l} \quad (2)$$

式中， l 为轨道不平顺波长，单位 m； r 为车轮半径，单位 m。

列车运行时，多边形阶数 n 与钢轨冲击振动频率 f 关系为：

$$f = \frac{vn}{3.6 \times 10^3 \pi d} \quad (3)$$

式中， v 为车辆运行速度， n 为多边形阶数， d 为车轮直径。

由式 3 可知，轮轨间冲击产生的振动频率同车轮转动频率呈倍数关系。

3. 基于多体动力学的轮轨系统动力学模型

3.1. 轮轨动力学模型的建立

本文基于 Pro-e 软件建立三维轮轨接触模型，忽略构架、轴箱等结构，采用双轮和双边铁轨接触，将轨道简化成圆轮，其中车轮具有多边形形状，采用表 1 参数建立的模型如图 1 所示，将已经建立好的三维模型，导入 ADAMS 中建立车轮与铁轨接触的轮轴刚体动力学模型，并采用质量块模拟车体质量，设置质量块模拟车厢的重力作用，根据实际情况，质量块的设置为 15 吨。

Table 1. Main parameters of axle
表 1. 轮轴主要参数

名称	数值	单位
车轮直径	860	mm
车轮宽度	135	mm
铁轨跨度	1435	mm

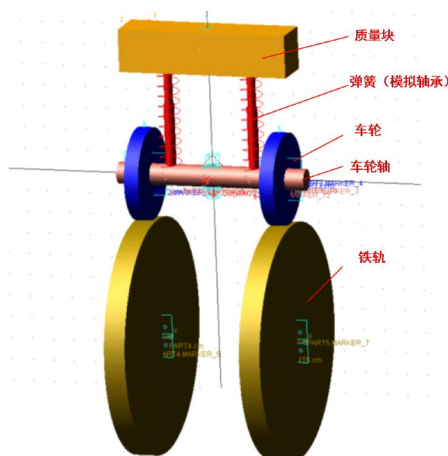


Figure 1. Wheel and axle multi-body dynamic model
图 1. 轮轴多体动力学模型

本文分别建立车轮轮缘三阶多边形、二十一阶多边形(图 2)，分析对比不同阶次多边形对轮轴的振动影响。通常车轮多边形的波深一般最大值为 0.9 mm，最小值为 0.03 mm，本文选取多边形波深为 0.5 mm。

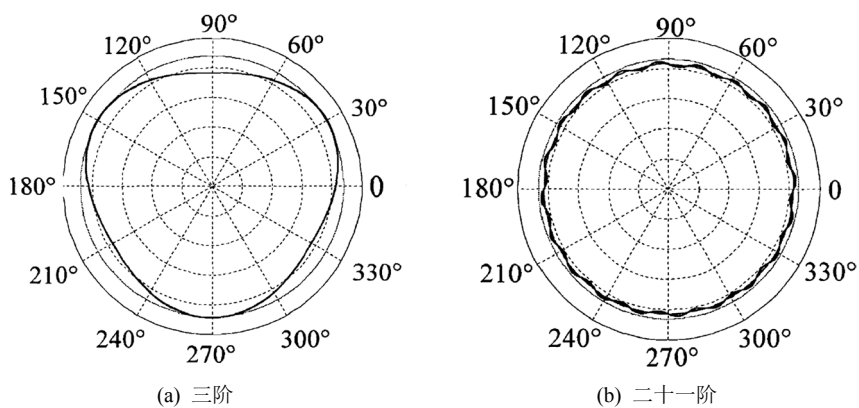


Figure 2. Flange polygon
图 2. 轮缘多边形

材料属性如表 2 所示。

Table 2. Material parameters
表 2. 材料参数

名称	密度(kg/m ³)	弹性模量(Gpa)	泊松比
车轮、轴、铁轨	7801	207	0.29

3.2. 约束和运动激励

1) 约束

将模型导入后, 对各零部件的相对运动施加约束, 具体约束设置如下表 3 所示。车轴与轴质量块施加垂直方向的移动副, 轴与车轮、铁轨模拟轮 1 与大地施加旋转。

2) 运动激励和载荷

实际运行过程中, 运动激励一般来自于旋转轴带动车轮一起运动, 而铁轨是固定的。为了防止车轮与铁轨模拟轮之间出现干摩擦, 对铁轨模拟轮也设置了运动激励。

列车的运行速度为 $v(\text{km/h})$, 则车轮的转动频率 $f(\text{Hz})$ 为:

$$f = \frac{v/3.6}{2\pi r} \quad (4)$$

式中, r 为名义滚动圆的半径。

3.3. 接触力学模型

轮轨模型中的力学模型, 包括以下几个方面:

1) 接触力的设置

车轮与铁轨接触时产生法向和切向的接触力。在 ADAMS 软件中, 法向接触力采用罚函数法进行求解, 切向接触力采用库伦摩擦方法进行求解。

本文采用冲击函数模型(Impact)进行计算, 轮轨接触的法向接触力 Impact 函数表达式为:

$$F_n = \begin{cases} K\delta^e + \text{step}(\delta, 0, 0, d_{\max}, C_{\max}) \frac{d\delta}{dt} & \delta \geq 0 \\ 0 & \delta \leq 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中, K 为轮轨接触刚度系数; δ 为接触渗透量, d_{\max} 为最大允许穿透深度, 选取 0.1 mm; C_{\max} 为达到最大穿透深度时的最大接触阻尼, 反映了碰撞时能量的损耗, 取为刚度系数的 1%。; e 为非线性弹簧力的指数, 轮轨之间接触为线接触, 取为 10/9。

接触刚度系数 K 采用赫兹接触理论计算:

$$K = 8.06 \times 10^4 B^{\frac{8}{9}} \quad (6)$$

式中, B 是车轮的宽度。

2) 摩擦力学模型

车轮与铁轨之间产生的切向摩擦力采用库伦(Coulomb)计算, 由摩擦因素是由静摩擦因 F_s , 动摩擦系数 F_D 和指数衰减系数 DC 组成, 并认为 μ_c 与接触表面的相对速度 V_{rel} 有关。

$$\mu_c = F_D + (F_S - F_D) e^{-DV_{rel}} \quad (7)$$

考虑车轮的材料属性, 动摩擦系数 f_{dy} 为 0.1, 静摩擦系数 f_{st} 为 0.3, 动摩擦相对滑移速度 V_d 为 10 m/s, 最大静摩擦相对滑移速度 V_s 为 0.1 m/s。

4. 结果与讨论

仿真条件, 车轮和铁轨为恒定转速, 具体转速如表 3 所示。设置仿真时间为 1 s, 仿真步长为 1000 步。

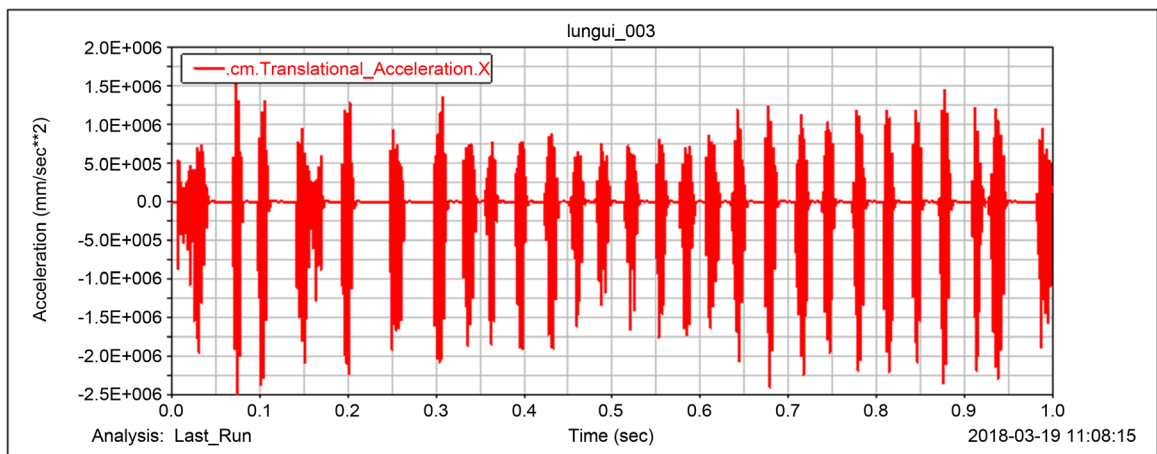
Table 3. Wheel and rail simulation wheel rotation frequency
表 3. 车轮与铁轨模拟轮的转动频率

车速(km/h)	车轮转动频率(Hz)	铁轨模拟轮的转动频率(Hz)
100	10.3	4.026
200	20.6	8.05

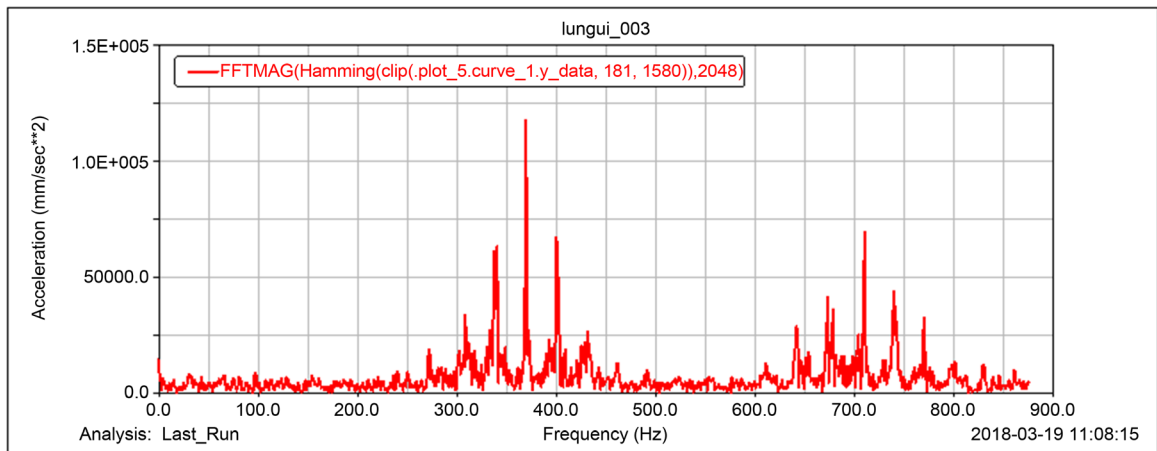
4.1. 车速为 100 km/h 时轮轴系统振动

1) 轮缘三阶多边形

车速在 100 km/h 时车轮轮缘三阶多边形的车轴径向加速度振动时域及频域图如图 3 所示, 由图可以看出, 车轮轴振动信号由多组冲击信号组成, 这是由于车轮为三阶多边形, 车轮每旋转一圈会与铁轨产生三次冲击。此外, 在 340 Hz、370 Hz、400 Hz、710 Hz 处加速度幅值均有凸起, 在 370 Hz 处, 加速度的幅值最大, 此时对应频率为车轮转动频率(10.3 Hz)的 36 倍频。



(a) 时域图

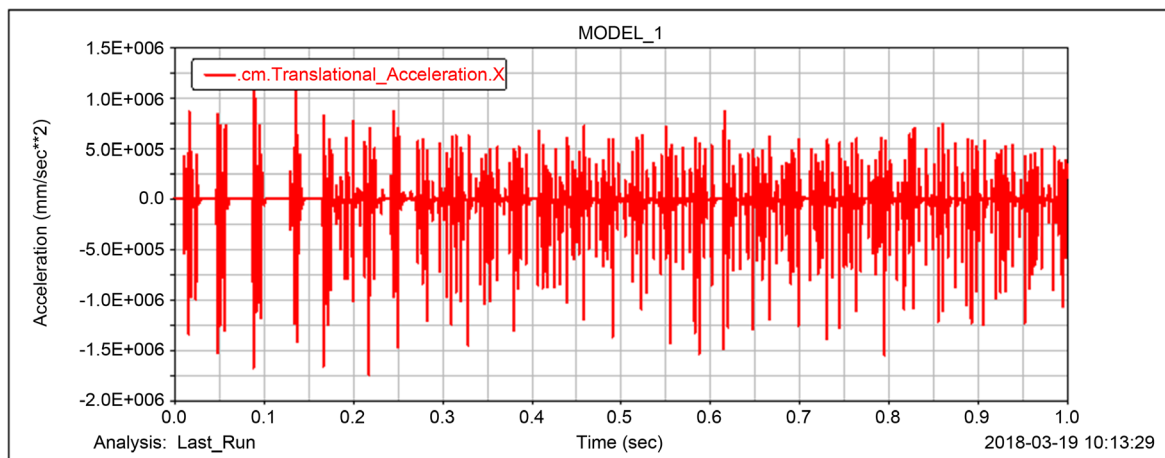


(b) 频域图

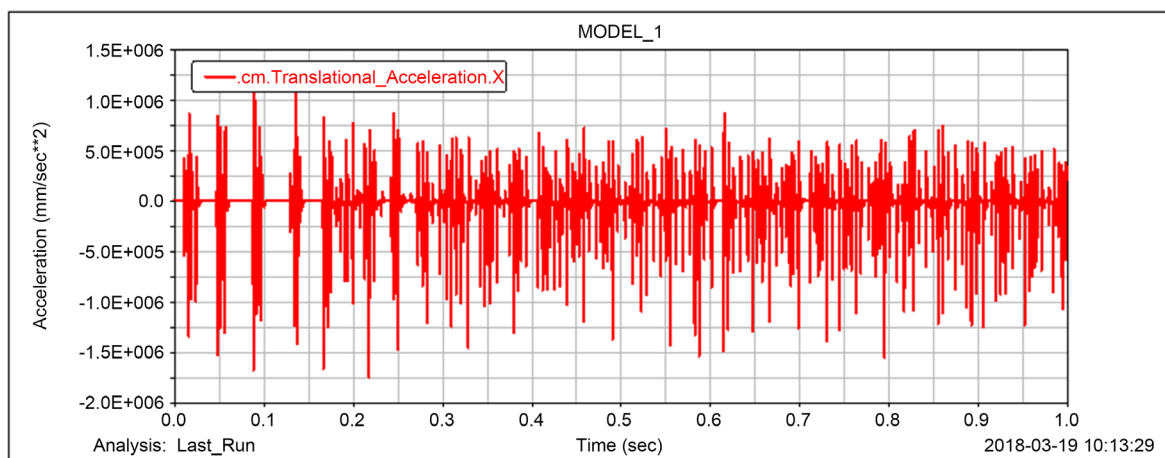
Figure 3. 100 km/h Radial vibration acceleration of third-order polygonal axle
图 3. 100 km/h 三阶多边形车轴径向振动加速度

(2) 轮缘二十一阶多边形

车速在 100 km/h 时, 车轮轮缘为二十一边形的车轴径向加速度振动时域及频域如图 4 所示, 由图可以看出, 车轮轴振动信号由多组冲击信号组成, 但冲击信号幅值小于三边形车轮冲击信号幅值。此外, 在 216.3 Hz 处, 加速度幅值最大, 为车轮转动频率(10.3 Hz)的 21 倍频, 与多边形的边数一致。



(a) 时域图



(b) 频域图

Figure 4. 100 km/h Radial vibration acceleration of twenty-first-order polygon axle

图 4. 100 km/h 二十一阶多边形车轴径向振动加速度

4.2. 车速为 200 km/h 轮轴系统振动

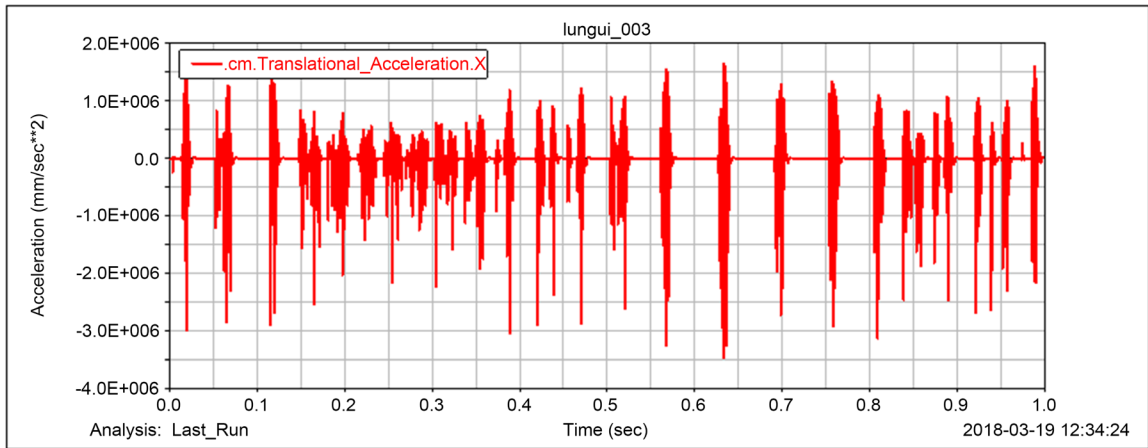
1) 轮缘三阶多边形

车速在 200 km/h 时车轮轮缘三阶多边形的车轴径向加速度振动时域及频域如图 5 所示, 由图可以看出, 车轮轴振动信号由多组冲击信号组成, 这是由于车轮为三阶多边形, 车轮每转一圈会与铁轨产生三次冲击。此外, 在 680 Hz、740 Hz、800 Hz 处加速度幅值均有凸起。在 740 Hz 处, 加速度的幅值最大, 且 740 Hz 为车轮转动频率(20.6 Hz)的 36 倍频。

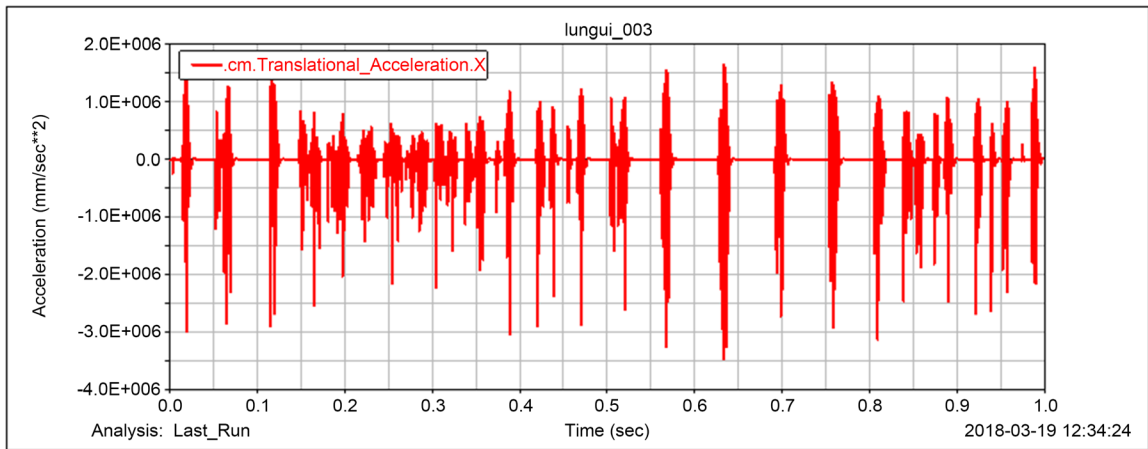
2) 轮缘二十一阶多边形

车速在 200 km/h 时, 车轮为二十一边形的车轮轴径向振动加速度时域及频域如图 6 所示, 由图可以看出, 车轮轴振动信号由多组冲击信号组成, 但冲击信号幅值小于三边形车轮冲击信号幅值, 此外, 在

250.1 Hz、306.2 Hz、432.6 Hz 处，加速度幅值均有凸起，且 432.6 Hz 为车轮转动频率(20.6 Hz)的 21 倍频，与多边形的边数一致，本文理论仿真得出结论与公式 3 得出和文献[13]中所提到结论相一致。



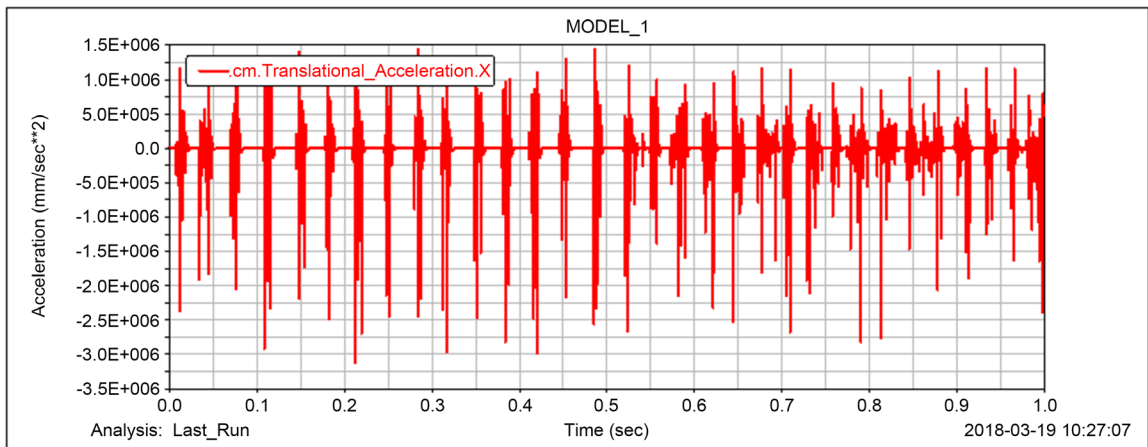
(a) 时域图



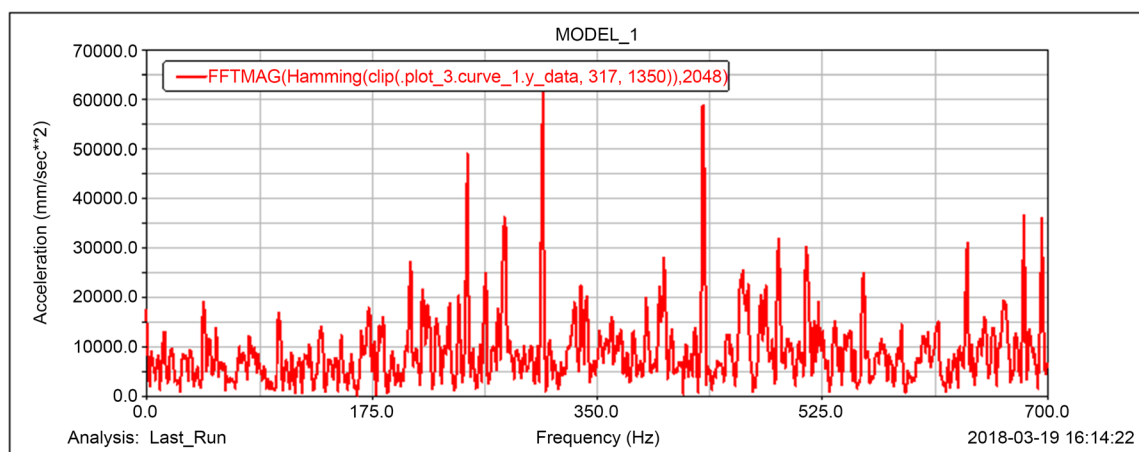
(b) 频域图

Figure 5. 200 km/h Radial vibration acceleration of third-order polygonal axle

图 5. 200 km/h 三阶多边形车轴径向振动加速度



(a) 时域图



(b) 频域图

Figure 6. 200 km/h Radial vibration acceleration of 21-sided axle**图 6.** 200 km/h 二十一边形车轴径向振动加速度

5. 结论

本文基于建立计入轮缘多边形的轮轨系统动力学仿真模型开展不同转速下轮缘多边形的阶次、车速对轮轴的振动影响研究，具体的结论如下：

- 1) 在边形车轮波深相同的情况下，三阶多边形轮轴的径向振动幅值比二十一阶多边形车轮的径向振动幅值大。由此推断低阶多边形车轮对轮轴的振动影响较大。
- 2) 随着列车运行速度的增加，轮轴振动增大，且三边形增加幅度更大。
- 3) 当存在三阶车轮多边形时，加速度幅值在车轮转频 36 倍频处达到最大；当存在二十一阶车轮多边形时，加速度幅值在车轮转频 21 倍频处达到最大，与多边形阶数相同。

基金项目

本论文受到辽宁省自然科学基金(20180550792 和 20180551017)和大连市高层次支持计划(2018RQ18 和 2018RQ50)资助。

参考文献

- [1] Nielsen, J.C.O. and Johansson, A. (2000) Out-of-Round Railway Wheels—A Literature Survey. *Journal of Rail and Rapid Transit*, **214**, 79-91. <https://doi.org/10.1243/0954409001531351>
- [2] Johansson, A. (2003) Out-of-Round Railway Wheels—A Literature Survey, Field Tests and Numerical Simulations. Chalmers University of Technology, Goteborg.
- [3] Nielsen, J. (2009) Out-of-Round Railway Wheels. In: Lewis, R. and Olofsson, U., *Wheel-Rail Interface Handbook*, Chapter 8, Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC, 245-275. <https://doi.org/10.1533/9781845696788.1.245>
- [4] Johansson, A. and Nielsen, J.C.O. (2003) Out-of-Round Railway Wheels—Wheel-Rail Contact Forces and Track Response Derived from Field Tests and Numerical Simulations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, **217**, 135-146. <https://doi.org/10.1243/095440903765762878>
- [5] Meywerk, M. (1999) Polygonalization Railway Wheels. *Archive of Applied Mechanics*, **69**, 102-120. <https://doi.org/10.1007/s004190050208>
- [6] 陈伟, 戴焕云, 罗仁. 高速列车车轮高阶多边形对车辆动力学性能的影响[J]. *铁道车辆*, 2014, 52(12): 4-9.
- [7] 王天龙. 重载机车车轮多边形演变规律及其对轮轨耦合振动影响研究[D]: [硕士学位论文]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2019.

- [8] 陶功权, 周小江, 周业明, 温泽峰. B型地铁车轮失圆问题分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(14): 152-160.
- [9] 邢远, 阚前华, 徐祥. CRH3型动车组车轮多边形化对轮轨接触力的影响[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2020, 34(3): 74-79.
- [10] 王红兵, 李国芳, 王泽根, 丁旺才. 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.
- [11] 郑晓阳. 高速动车组车轮不圆度试验及仿真研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 北京建筑大学, 2013.
- [12] Johansson, A. and Andersson, C. (2005) Out-of-Round Railway Wheels—A Study of Wheel Polygonalization through Simulation of Three-Dimensional Wheel-Rail Interaction and Wear. *Vehicle System Dynamics*, **43**, 539-559. <https://doi.org/10.1080/00423110500184649>
- [13] 朱海燕, 胡华涛, 尹必超, 等. 轨道车辆车轮多边形研究进展[J]. 交通运输工程学报, 2020, 20(1): 102-119.