Applied Physics 应用物理, 2021, 11(3), 186-196
Published Online March 2021 in Hans. http://www.hanspub.org/journal/app
https://doi.org/10.12677/app.2021.113022

Hans汉斯

车轮失圆对弹性轮对的轮轨作用的影响

刘红军[1]，刘慧君[2]，高　昊[1]，汤海霞[2]

[1]石家庄铁道大学，机械工程学院，河北　石家庄
[2]卢龙县刘田各庄镇大寺小学，河北　秦皇岛
Email: 2521718046@qq.com

收稿日期：2021年2月23日；录用日期：2021年3月22日；发布日期：2021年3月29日

摘　要

为研究重载货车振动特性，以我国轴重最大的某型30 t轴重重载货车为研究对象。首先采用有限元方法建立了轮对的弹性模型，进而在UM软件中进行总体集成，建立了考虑与不考虑轮对弹性的货车刚体模型以及刚柔耦合振动模型。然后选取径向偏差较大的某30 t重载货车车轮，采用与之对应的镟修后三个月、一年后和一年半后运营时间段的车轮多边形数据，从轮轨力的时域以及频域的角度分析车轮失圆对轮轨作用力的影响；并对两种模型曲线通过性做了研究。通过对结果分析可知，轮对的柔性结构能够一定程度上缓和了车辆与钢轨的刚性作用。随着车轮失圆加深，两种模型的差别向高阶发展，随着运行时间的增长，轮轨力表现更为强烈。说明车轮失圆极大程度的影响了轮对的柔性结构。

关键词

柔性轮对，重载货车，车轮失圆，安全性

Influence of Wheel Irregularity on Wheel-Rail Action of Elastic Wheelset

Hongjun Liu[1], Huijun Liu[2], Hao Gao[1], Haixia Tang[2]

[1]School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang Hebei
[2]Lulong County Liutianzhuang Town Big Temple Primary School, Qinhuangdao Hebei
Email: 2521718046@qq.com

Received: Feb. 23rd, 2021; accepted: Mar. 22nd, 2021; published: Mar. 29th, 2021

Abstract

In order to study the vibration characteristics of heavy-duty truck, a 30 t heavy-duty truck with the largest axle load in China is taken as the research object. Firstly, the elastic model of the

文章引用: 刘红军, 刘慧君, 高昊, 汤海霞. 车轮失圆对弹性轮对的轮轨作用的影响[J]. 应用物理, 2021, 11(3): 186-196. DOI: 10.12677/app.2021.113022

wheelset is established by using the finite element method, and then the rigid body model and the rigid-flexible coupling vibration model of the freight car with or without considering the elasticity of the wheelset are established by the overall integration in UM software. Then, a 30 t heavy-duty truck wheel with a large radial deviation was selected, and the polygon data of the corresponding operating periods of three months, one year and one and a half years after rotation repair were used to analyze the influence of wheel irregularity on the wheel-rail force from the perspectives of time domain and frequency domain. The curve pass ability of the two models is also studied. Through the analysis of the results, the flexible structure of the wheelset can alleviate the rigidity of the vehicle and the rail to some extent. With the deepening of wheel rounding, the difference between the two models develops to a higher order. With the increase of running time, the wheel-rail force becomes more intense. It shows that the wheel unroundness greatly affects the flexible structure of the wheelset.

Keywords

Flexible Wheelset, Heavy Duty Truck, Wheel Out of Round, Security

Copyright © 2021 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

一般的，在车辆动力学研究过程中，国内外学者将车辆系统的某一部件考虑为柔性体后分析对车辆系统的动力学性能响应[1]，这样做可以更深入的了解车辆部件的弹性效应对车辆系统各项动力学性能指标的影响，可使仿真分析更加贴合实际，结果更加准确[2] [3]。将轮对考虑为柔性体正是在这种大背景下提出来的。

李伟[4]等人认为车辆运行时，车轮不圆会激发弹性轮对的结构，弹性结构也会造成车轮不同程度的磨耗，两者相互影响。陈光雄[5]等针对车轮多边形问题进行研究，陈光雄指出如果轮轨结构自身柔性特性被激发出来时会发生轮轨结构难以预料的损伤，所以在设计中不仅要考虑到强度和可靠性，还要考虑结构自身振动特性。Peng [6]开展了机车轮对柔性对车轮多边形化发展影响的基础研究，指出轮对的柔性模型某阶模态被激发的前提下，会对车轮多边形化造成一定的影响。

本文通过将实测的车轮多边形数据输入到轮对为刚性化的多刚体模型以及轮对为柔性结构的刚柔耦合模型中，来研究大轴重货车车轮失圆后轮对刚柔结构的动力学之间的差异。

2. 柔性轮对的动力学建模方法

2.1. 轮对柔性体的有限元建模

本文以某重载货车车辆为分析对象，在有限元软件 ANSYS 中建立轮对的有限元模型。从柔性体的角度研究车辆的动力性能，以更好地反映轨道车辆的实际运行状况。图 1 为轮对结构图，图 2 给出了柔性轮对通过 solidworks、HyperMesh、ANSYS 等软件进行建模的总体流程。

为更好的反映出轮对的动力学响应情况，按照图 2 的流程建立柔性体轮对模型：由于轮对形状的不规则性，应用 solidworks 绘制出轮对的三维实体模型，导入 HyperMesh 对其进行网格划分，共有 312,845 个节点，299,376 个单元，轮对采用 Solid185 三维实体单元，材料的泊松比为 0.3，弹性模量为 210 Gpa，密度 7800 kg/m^3。导入到有限元分析软件 ANSYS 中做柔性化处理，得到如图 3 轮对有限元模型。

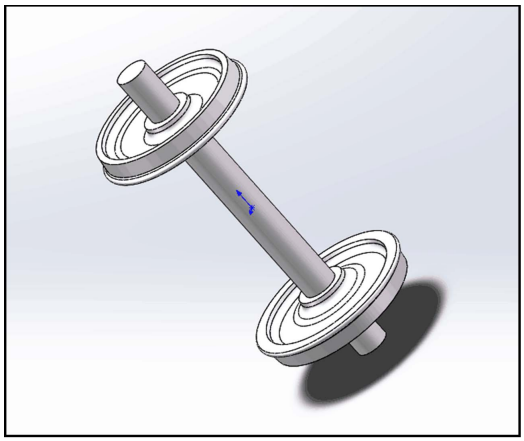


Figure 1. Wheelset structure drawing
图 1. 轮对结构图

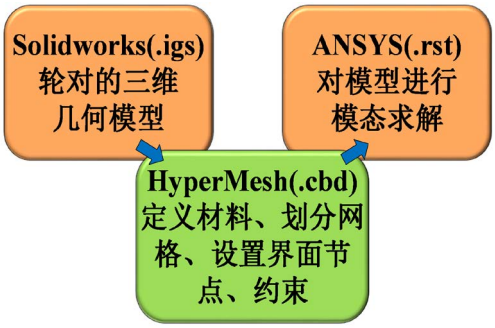


Figure 2. Modeling process of flexible Wheelset
图 2. 柔性体轮对的建模流程

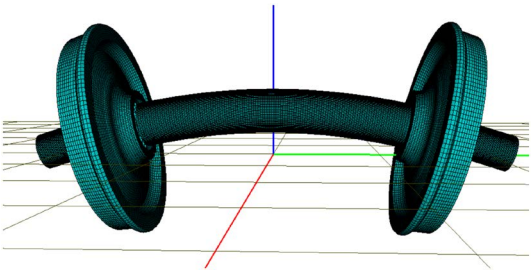


Figure 3. Finite element model of Wheelset
图 3. 轮对有限元模型

2.2. 刚柔耦合动力学模型的集成

借助 UM 中 FEM 模块将柔性体引入到机械系统中，每一个柔性体被认为是一个单独的子系统，其借助铰和力元与其他刚体或柔性体相互作用。把求解好的柔性体通过 ANSYS_UM 接口程序计算轮对的质量矩阵和刚度矩阵生成.fum 文件，去除刚体模态后生成.fss 文件，从而将轮对有限元模型导入到 UM Input 中[7]，建立柔性体步骤如图 4 所示。

对于重载货车而言，将轮对有限元模型导入后，遵循体、铰、力元的规则。柔性体轮对用等效力元模拟轮对与轴箱的连接，其次建立两个 6 自由度侧架，侧架与轮对之间采用可以模拟具有线性和非线性特性的柔性铰 Bushing 力元建立连接[8]。

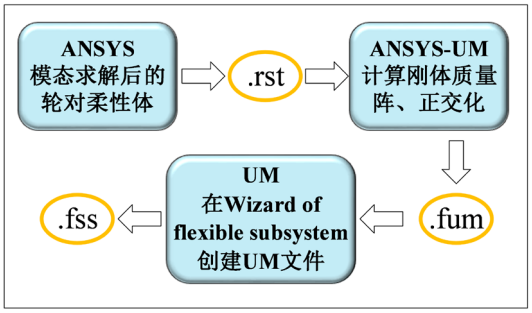


Figure 4. UM Wheelset handling process
图 4. UM 轮对处理过程

其他部件的连接根据简化结构做出模型的物理学模型及拓扑图，明确各构件的运动、受力及传力状态构成动力学系统。车体同转向架各部件间的拓扑关系如图 5 所示，图 6 为建立的整车动力学模型[9]。需要指出的是对于轮轨高频振动，轨道的弹性作用不容忽视，因此在模型中将轨道简化为支撑在弹性基础上的梁结构，以此模拟轮轨高频相互作用。

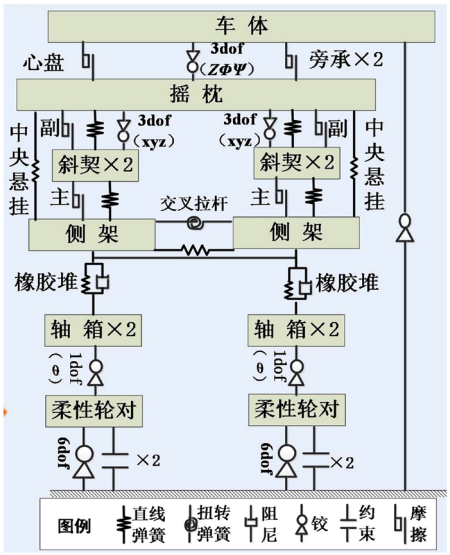


Figure 5. 1/2 vehicle topological relationship
图 5. 1/2 车拓扑关系

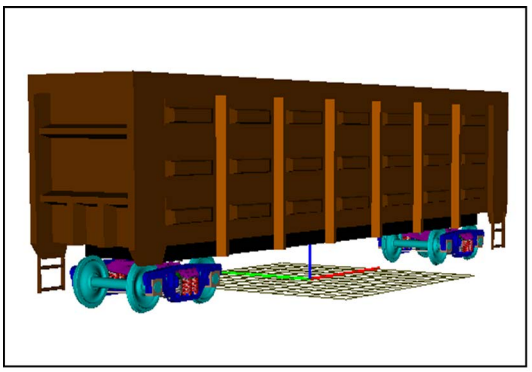


Figure 6. Dynamical model
图 6. 动力学模型

3. 车轮多边形现场测试和分析

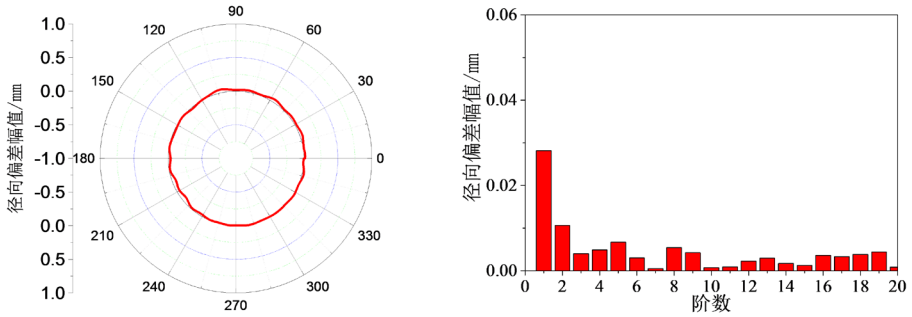
3.1. 车轮车轮多边形现场测试

课题组在导师的带领下于 2017 年至 2019 年期间先后多次前往现场进行数据测量。测试仪器采用德国的 m|wheel 车轮粗糙度测量仪，仪器采样间距 1 mm。测量时转动车轮一周即完成车轮径向偏差的测量。共采集了四台 30 t 重载货车不同运营时间段的车轮多边形数据。

课题组成员对现场实测的 30 t 重载货车车轮多边形数据进行了径向偏差幅值统计，对比所有车辆车轮的径向偏差幅值，选出较大径向偏差幅值的车辆作为研究对象，把该车辆镟修后三个月、一年、一年半三个时间段实际测量数据，分别定义为初期不圆，中期不圆以及后期不圆，针对这三个典型车轮进行车轮径向偏差几何特征分析，归纳车轮多边形的主要谐波分布，总结车轮多边形的共性规律。

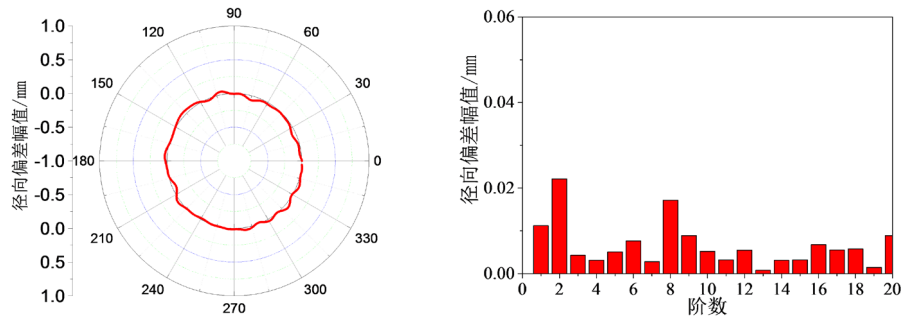
3.2. 车轮径向偏差几何特征分析

对实测的车轮多边形数据进一步分析，以获取车轮径向几何特征及其谐波阶次分布。图 7 为车轮不圆初期的径向偏差极坐标图和谐波阶次分布图。由图 7 可知，车轮不圆初期呈现出较重的一阶偏心初始车轮多边形特征，1 阶谐波成分最为显著 2 阶次之，车轮不圆在初期主要体现在低阶次。对于中期车轮不圆的主要形式体现在椭圆多边形特征，从图 8(b)可以看出 2、8 阶谐波成分最为显著，这说明随着运行时间的增加多边形的形式向较高阶发展，呈现在中低阶次。后期车轮不圆的形式相对比较复杂，在径向偏差极坐标图中即可知车轮偏心的特征，在图 9(b)可知，1、10、19 阶谐波阶次比较显著，即后期不圆体现的谐波成分主要是中高阶。



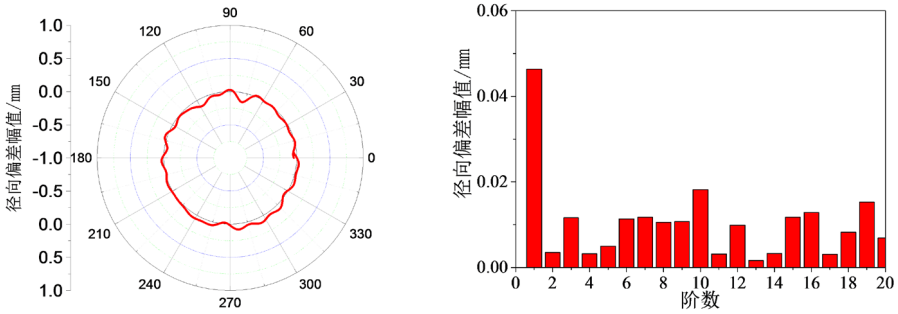
(a) 极坐标图　　(b) 谐波阶次分布

Figure 7. The radial deviation and harmonic composition of the wheel in the initial period of operation
图 7. 初期车轮的径向偏差及谐波成分



(a) 极坐标图　　(b) 谐波阶次分布

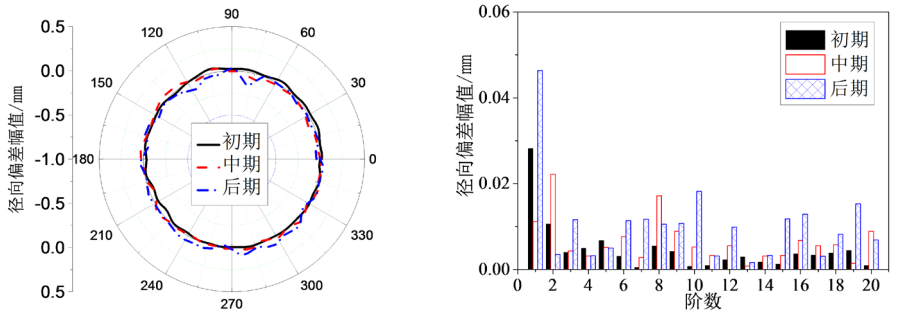
Figure 8. The radial deviation and harmonic composition of the wheel in the middle period of operation
图 8. 中期车轮的径向偏差及谐波成分



(a) 极坐标图　　(b) 谐波阶次分布

Figure 9. The radial deviation and harmonic composition of the wheel in the later period of operation
图 9. 后期车轮的径向偏差及谐波成分

如图 10 所示，对三个时期的车轮不圆形式进行对比分析，其中 1~3、6~10、15~19 阶次谐波增幅最为明显，从车轮不圆初期呈现的 1、2 阶较大增幅，到中期的 8 阶，最后到后期的 10、19 阶较大幅值的出现，说明了谐波阶次随着运行时间的增加高阶逐渐显著。



(a) 极坐标图　　(b) 谐波阶次分布

Figure 10. Comparison of wheel running in different time periods
图 10. 车轮不同运营时间段对比

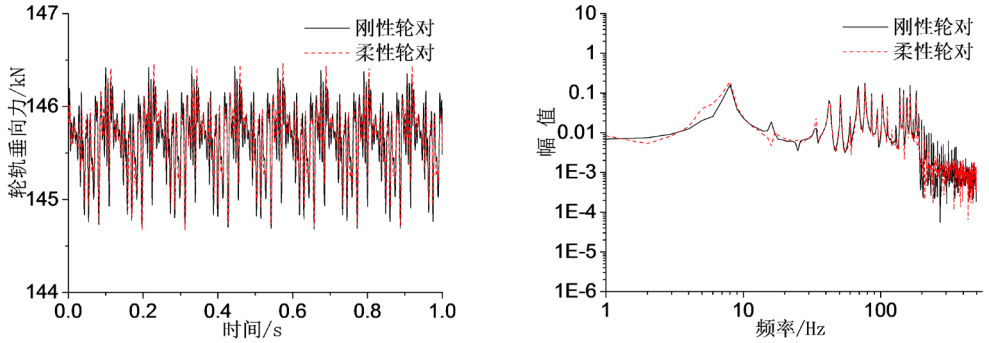
整体来看，所测车轮多边形主要成分包含了初期的较低阶谐波阶次，中期的中低阶和后期的中高阶，为下一步的车轮失圆对车辆动力学的研究奠定基础。

4. 车轮失圆引起的车辆垂向作用力分析

把实测车轮不圆数据分别输入轮对为刚性化和柔性结构的动力学模型中，完成车轮失圆后不同失圆程度对两种模型的轮轨垂向作用力影响的研究，继而确定不同模型间的差异。仿真条件：名义运行速度 90 km/h，无坡道、直线轨道，采用 LM 型踏面和 CN75 轨。为了突出车轮多边形对车轮结构系统的影响，并未添加轨道不平顺激励。

4.1. 车轮失圆工况下两种模型动力学车辆对比分析

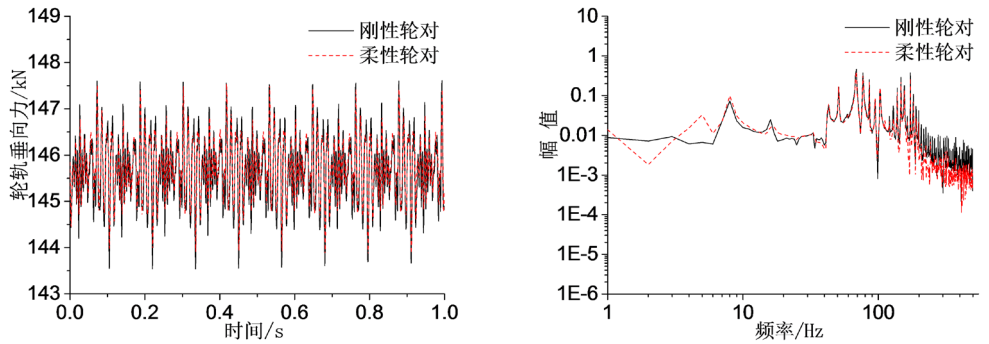
图 11 给出了车轮失圆后两种模型一位左轮的轮轨垂向力时域(图 11(a))和频域响应(图 11(b))，从时域图中可以看出车轮不圆形成初期两种模型波动范围基本相同，都是在 144.7 kN~146.4 kN 范围内波动，从频谱特性可以看出，在 200 Hz~400 Hz 频段刚性轮对出现较大的幅值，说明轮对的柔性结构在一定程度上缓和了车辆与钢轨的刚性作用。其他频段两种模型的幅值基本相同。这说明在车轮不圆初期，车轮失圆程度较小，形成的激扰频率低，相对于柔性轮对的高阶振动频率难以激发，所以导致两种模型动力学响应产生的差异较小。这也说明了轨道激扰是柔性轮对的振动变形的重要原因。



(a) 时域响应　　(b) 频谱特性

Figure 11. Time-domain response and spectrum characteristics of wheel-rail vertical forces in the initial stage of wheel irregularity formation
图 11. 车轮不圆形成初期的轮轨垂向力时域响应和频谱特性

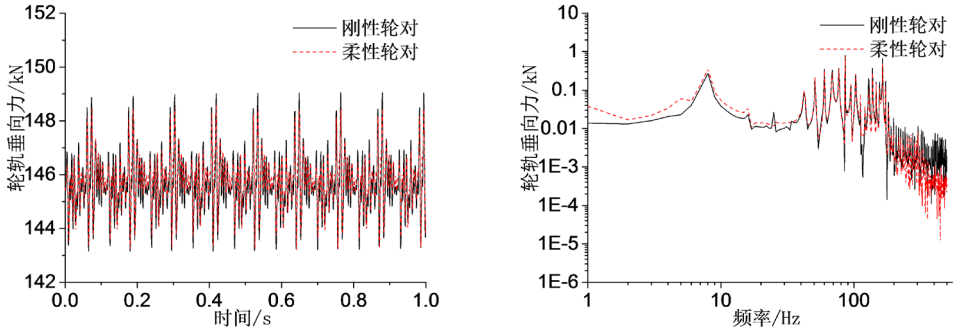
图 12 为车轮失圆后多刚体和刚柔耦合模型轮轨垂向力的时、频特性比较。通过图 12(a)分析可知，两种模型的轮轨垂向力波动趋势大体一致，多刚体建模得到的轮轨垂向力波动范围为 143.5~147.6 kN，要大于刚柔耦合建模计算结果的 144.0~147.5，两者相差 1/10 左右，且车轮不圆中期的波动范围要略大于初期的。说明恶劣的车轮不圆会造成较大的波动范围，这是因为车轮失圆的加重，激发了柔性轮对的结构变形，缓和了轮轨关系。从频谱特性可以看出，频率在 0~200 Hz 时，轮对为柔性体建模和刚性体建模的轮轨垂向力频率幅值大体一致，在频率 200 Hz 后，两个模型的轮轨垂向力频率幅值出现差异，轮对为柔性体模型的轮轨垂向力幅值仅为刚性体模型的一半，说明了轮对的柔性结构变形会对轮轨关系有一定缓和和衰减作用。相比于车轮不圆初期，中期失圆程度加重导致激扰较高，从而造成了高频 200 Hz 以上的频率幅值差异。



(a) 时域响应　　(b) 频谱特性

Figure 12. Time-domain response and spectrum characteristics of wheel-rail vertical forces in the middle stage of wheel irregularity formation
图 12. 车轮不圆形成中期的轮轨垂向力时域响应和频谱特性

相比车轮不圆初期、中期，图 13(a)车轮不圆后期的轮轨垂向力出现较大的变化，波动范围由初期的 144.7 kN~146.4 kN，增大到了后期的 142.5 kN~148.5 kN，并且两种模型也出现较大的差异，这与后期车轮不圆的高频激扰有直接关系。从频谱对比图中 13(b)看出，在后期车轮不圆的影响下，两种模型的轮轨垂向力在频段 1~200 Hz 间区别不是很大，在 200 Hz 频段后两模型出现差异，幅值最大相差 3 倍左右。这也体现了两模型差异的表现形式主要以中高频为主，并呈现出频率越高差异越大，这主要是轮对失圆恶劣，激发了轮对的高频频率的原因。

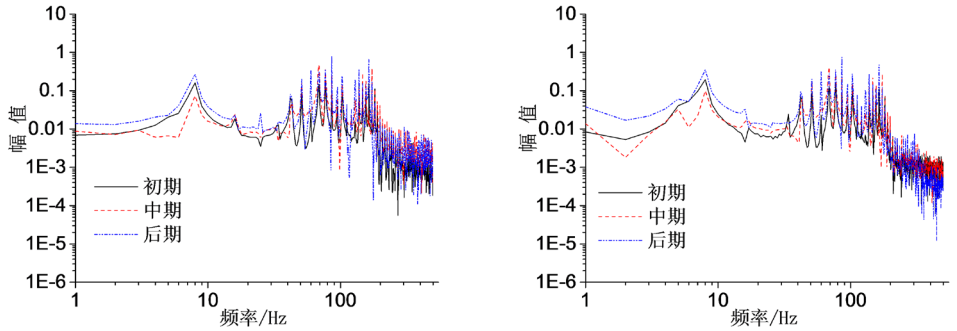


(a) 时域响应　　(b) 频谱特性

Figure 13. Time-domain response and spectrum characteristics of wheel-rail vertical forces in the late stage of wheel irregularity formation
图 13. 车轮不圆形成后期的轮轨垂向力时域响应和频谱特性

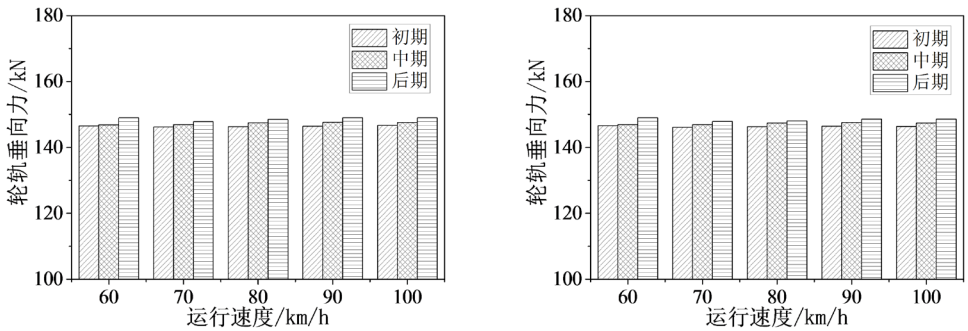
4.2. 两种模型车轮不同失圆程度对比分析

以车轮不圆初期、中期、后期的垂向频谱特性为对比指标，分析车轮失圆对轮轨垂向力的影响。从图 14(a)可知，多刚体模型的轮轨垂向力幅值受随着运营时间的增加影响并不大，说明轮对的刚性结构受车轮失圆的影响不是很大；在图 14(b)轮对为柔性结构的垂向力幅值相差的就比较多，主要差别体现在车轮失圆后期，说明车轮失圆恶劣，能够实现高阶激扰，对轮对的柔性结构影响比较大。



(a) 多刚体模型车轮不同程度失圆　　(b) 刚柔耦合模型车轮不同程度失圆

Figure 14. Comparison of vertical response spectrum characteristics of different models after wheel loss of roundness
图 14. 不同模型车轮失圆后垂向响应频谱特性对比图



(a) 刚性轮对失圆后轮轨垂向力统计值　　(b) 柔性轮对失圆后轮轨垂向力统计值

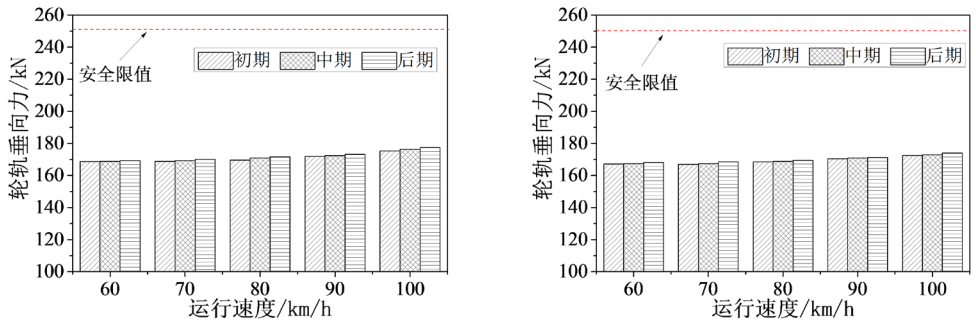
Figure 15. Statistical and comparative analysis of wheel-rail vertical forces of different wheel structures after wheels are out of round
图 15. 车轮失圆后车轮不同结构的轮轨垂向力统计对比分析

为了研究车轮不圆在不同时间段的动力学响应差异，比较分析了车轮不圆形成初期、中期、后期的轮轨垂向力统计值，如图 15(a)，图 15(b)所示，两种模型车轮不圆程度表现出的轮轨垂向力作用规律不同，图中可以看出，随着车辆运行时间的增加，轮轨垂向力近乎呈增加的趋势，并非单调递增，具有较强的非线性特征，但总体的规律是，随着运行时间的增长，轮轨垂向力表现更为强烈。当然，直线运行时，轮轨垂向力的总体幅度不大，总体保持在 146~149 kN 之间。

5. 车辆在车轮失圆工况下曲线通过性研究

为了研究轮对失圆的工况下刚弹建模对其曲线通过性能的影响，设置了曲线运行工况。根据 TB 10098-2017《铁路线路设计规范》重载铁路平面最小曲线半径不应小于 800 m [10]，继而设置车辆通过 R800 m 半径曲线，曲线超高设置为 100 mm，缓和曲线长度 100 m，分别以垂向动力学指标轮轨垂向力、脱轨系数、轮重减载率三类指标评判车辆的曲线通过性能。

如图 16 所示，比较分析了两种模型在车轮失圆下不同运行速度下的轮轨垂向力统计最大值。通过分析可知，不同模型表现出的轮轨垂向力作用规律不同，并非单调递增，具有较强的非线性特征，但总体的规律是，随着运行速度的增长轮轨垂向力呈增大的趋势，多刚体模型的轮轨垂向力统计最大值总体大于刚柔耦合模型的，两者最大相差约 4 kN，轮对刚性化建模会过高的评估车辆的曲线通过性。并且随着车轮失圆程度的加深，两种模型最大增加量分别为 2.0 kN 和 1.4 kN，增加百分比约 1.1%和 0.8%，与曲线通过性评价指标对比可知，两模型的最大值分别为 177.3 kN 和 173.9 kN，远小于安全评价指标的 250 kN，所以两种模型的车辆运行时都是安全的。

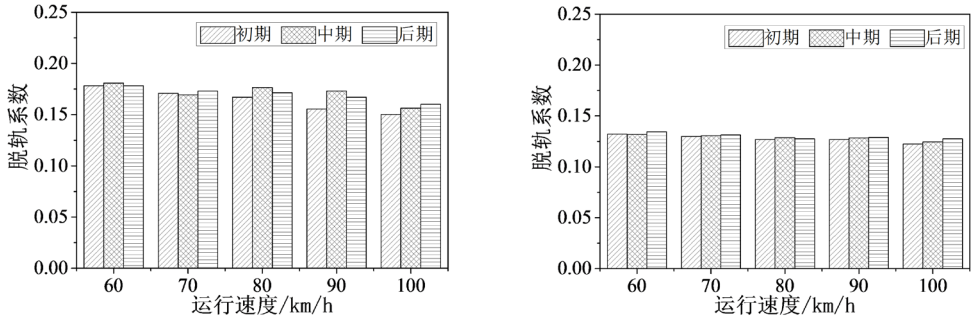


(a) 刚性轮对轮轨垂向力　　(b) 柔性轮对轮轨垂向力

Figure 16. Comparison diagram of the statistical Vertical force of wheel and rail maximum of different wheel structures
图 16. 不同车轮结构轮轨垂向力统计最大值比较图

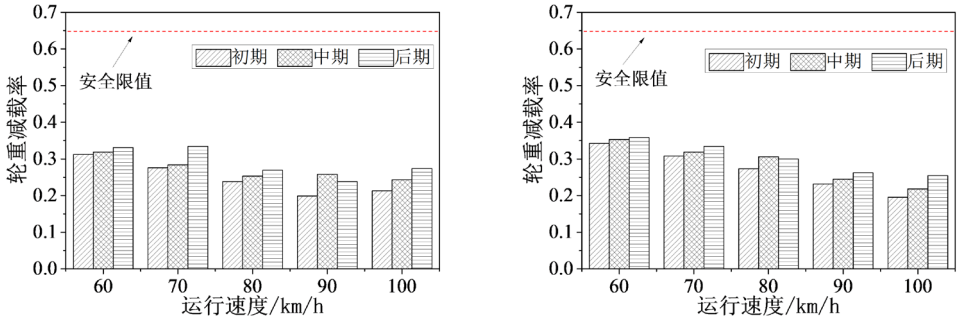
图 17 比较了不同工况下脱轨系数的统计值，不同速度条件下，脱轨系数的变化从细节上看并非线性增大，个别速度的增加反而会降低脱轨系数，但无论是车轮失圆程度的改变还是速度的增加，柔性轮对的脱轨系数都小于刚性的，从图可知，随着车轮失圆程度的加深，刚性轮对脱轨系数最大增加量为 0.01，增加百分比约 6.2%，柔性轮对最大增加量为 0.005，增加百分比约 3.9%。与曲线通过性评价指标对比，多刚体模型脱轨系数最大值为 0.18，刚柔耦合模型的为 0.13，远小于脱轨系数的安全指标 0.8。

与脱轨系数指标不同，柔性轮对的轮重减载率略大于刚性轮对的。从图 18 轮重减载率指标可知，随着车轮失圆程度的加深，刚性轮对轮重减载率增加百分比约 17.5%，柔性轮对增加百分比约 23.3%。与曲线通过性评价指标对比，两种模型的最大值分别为 0.33 和 0.34，都小于轮重减载率的安全指标 0.65。



(a) 刚性轮对脱轨系数　　(b) 柔性轮对脱轨系数

Figure 17. Comparison diagram of the statistical derailment coefficient maximum of different wheel structures
图 17. 不同车轮结构脱轨系数统计最大值比较图



(a) 刚性轮对轮重减载率　　(b) 柔性轮对轮重减载率

Figure 18. Comparison diagram of the statistical rate of wheel load reduction maximum of different wheel structures
图 18. 不同车轮结构轮重减载率统计最大值比较图

6. 总结

本章对实际运行的某 30 t 重载货车车轮多边形数据进行了径向偏差统计，对实测的车轮多边形数据进一步分析，选取了不同运营时间的径向偏差值较大的三个样本，并对车轮径向几何特征及其谐波阶次分布进行了分析，然后把不同时期的车轮多边形数据输入到动力学模型中，对比不同轮对结构模型动力学的时域、频域以及最大值，分析差异，得出结论如下：

1) 车轮不圆初期呈现出较重的一阶偏心初始车轮多边形特征，车轮不圆在初期主要体现在低阶次；车轮不圆中期呈现出 2、8 阶谐波成分，这说明随着运行时间的增加多边形的形式向较高阶发展；后期车轮不圆的形式相对比较复杂，1、10、19 阶谐波阶次比较显著，即后期不圆体现的谐波成分主要是中高阶。

2) 通过对仿真结果分析可知，在车轮不圆初期，形成的激扰频率较低，相对于轮对高阶频率难以激发，所以导致两种模型频率幅值差别较小。车轮不圆中期，受轮对失圆程度较为恶劣的影响导致轮对的柔性结构变形，从而造成了 200 Hz 后的频率幅值差异。相比初、中期，后期车轮失圆呈现出频率越高差异越大，这主要是轮对失圆恶劣，激发了轮对的高频频率的原因。所以轮对失圆程度能直接影响柔性轮对动力学响应小于刚性轮对的结果。

3) 通过对曲线通过性分析可知，随着轮对失圆的加重，车辆运行越危险，所以为了保证车辆的运行安全性，应该在车辆运行一段时间后及时进行镟修。

参考文献

[1] 钟硕乔. 车辆轨道耦合系统中的旋转弹性轮对建模研究[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2017.

[2] Peng, B., Iwnicki, S., Shackleton, P., *et al.* (2019) The Influence of Wheelset Flexibility on Polygonal Wear of Locomotive Wheels. *Wear*, **432-433**, 1-11. https://doi.org/10.1016/j.wear.2019.05.032

[3] Guiral, A., Alonso, A. and Giménez, J.G. (2015) Vehicle-Track Interaction at High Frequencies—Modelling of a Flexible Rotating Wheelset in Non-Inertial Reference Frames. *Journal of Sound and Vibration*, **355**, 284-304. https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.06.032

[4] 李伟, 李言义, 张雄飞, 等. 地铁车辆车轮多边形的机理分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(18): 17-22.

[5] 陈光雄, 金学松, 邬平波, 戴焕云, 周仲荣. 车轮多边形磨耗机理的有限元研究[J]. 铁道学报, 2011, 33(1): 14-18.

[6] Peng, B., Iwnicki, S., Shackleton, P., *et al.* (2019) The Influence of Wheelset Flexibility on Polygonal Wear of Locomotive Wheels. *Wear*, **432-433**, 1-11. https://doi.org/10.1016/j.wear.2019.05.032

[7] 郭训, 郑树彬, 柴晓冬, 李立明. 基于弹性轮对的轨道车辆动力学仿真分析[J]. 测控技术, 2018, 37(8): 150-153.

[8] 李国芳, 姚永明, 丁旺才. 基于 UM 的车辆-轨道耦合动力学建模及仿真分析[J]. 兰州交通大学学报, 2016, 35(1): 142-146.

[9] 刘鹏飞, 翟婉明, 王开云, 田国英. 考虑轨道弹性时机车轮对的纵向振动研究[J]. 工程力学, 2013, 30(12): 256-262.

[10] 中华人民共和国铁道部. TB 10098-2017 铁路线路设计规范[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2015.