

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201803037



轮径差对轨道客车山区小半径曲线通过的影响

张云飞¹, 李军^{1,2}

(1. 重庆交通大学 机电与车辆工程学院, 重庆 400074;
2. 重庆交通大学 城市轨道交通车辆系统集成与控制重庆市重点实验室, 重庆 400074)

摘要: 为了解决山区小半径曲线下车辆运行安全性低、平稳性差等问题, 针对性地建立轨道客运车辆动力学模型. 归纳轮径差的概念和种类, 仿真计算转向架受力, 并讨论前导/后随轮对、等值同相/反相轮径差对轨道客车山区小半径曲线通过性能的影响. 研究表明: 不同类型轮径差及车速的提高都不利于客车通过曲线; 影响指数由大到小依次为轴间同相(4.05)、同轴前导(2.22)、轴间反相(2.08)和同轴后随(1.44).

关键词: 山区小半径; 轮径差; 轨道客车; 前导轮对; 后随轮对; 等值同相; 等值反相

中图分类号: U 270 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2018)04-0489-07

Effect of Wheel Diameter Difference on Passing of Small Radius Curve in Mountainous Track Passenger Train

ZHANG Yunfei¹, LI Jun^{1,2}

(1. School of Mechatronics and Vehicle Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China;
2. Chongqing Key Laboratory of Urban Rail Transit Vehicle System Integration and Control, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

Abstract: In order to solve the problems of low safety and poor stationarity of vehicles under small radius curve in mountainous areas, a type of rail passenger vehicle dynamic model was established. The concept and type of wheel diameter difference were summed up, and the force of the bogie was computed by simulation. The influence of the leading/following wheelset and the equivalent in-phase/inverting wheel diameter difference on the rail passenger vehicles passing performance on mountain small radius curve were analyzed. The results show that different types of wheel diameter difference and vehicle speed increase are not advantageous to passenger car passing curve; the impact index from the largest to the smallest is the inter-axis in-phase (4.05), coaxial leading (2.22), inter-axis inversion (2.08), and coaxial (1.44).

Keywords: small radius of mountain; wheel diameter difference; rail cars; front wheelset; follow wheelset; equivalent phase; equivalent phase inversion

我国有大量铁路处于山区, 尤其西南地区地势险要, 导致铁路建设桥隧相连、小半径曲线多, 列车运行速度低; 如果贸然提速必定导致运行安全性和平稳性变得更差甚至脱轨. 目前, 曲线通过性能研究主要集中在曲线几何参数及悬挂参数方面^[1-2]; 轮径差方面相对较少, 但仍有一些成果^[3-11]. 池茂儒等^[3-4]

收稿日期: 2018-03-27

通信作者: 李军(1964-), 男, 教授, 博士, 主要从事发动机排放与控制、新能源汽车及城市轨道交通车辆的研究. E-mail: cqleejun@163.com

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51305472); 重庆市重点实验室科研基金资助项目(CSTC2015yfpt-zdsys30001)

对轮径差存在情况、车辆安全性及系统稳定性的影响进行理论分析、受力分析和公式推导;黄照伟等^[5]利用接触几何算法研究轮径差的存在对高度列车等效锥度、运行平稳性及曲线通过性能的影响;其他很多专家学者也对轮径差进行研究并取得成果^[6-11].然而,系统性分析同轴及轴间不同工况影响的较少,鉴于此,本文分析讨论不同轮径差对客车在山区小半径曲线工况下的通过状态,以改善山区小半径下轨道客车通过性能.

1 车辆动力学模型

1.1 轮径差概述及理论分析

山区线路由于曲线半径相对较小、轨道不平顺更加明显等,往往造成轮轨之间的剧烈磨损^[12],加上客观存在的机加工误差等因素,最终导致车辆同轴左右车轮或轴间车轮的轮径出现一定误差.这种车辆各车轮滚动圆直径之间的差值即为轮径差.车辆轮对差类型,如图1所示.图1中:轮径差被大致简化成同轴、轴间两类共4种类型; v 为车辆速度方向.为简化分析,轮径差只出现在同一转向架.现针对前导轮对轮径差(前轮对左轮由于磨损轮径小于其余标准车轮)进行分析,其他以此类推.轮径差对转向架受力的影响,如图2所示.图2中: $F_{PSL,x1}, F_{PSL,x2}$ 分别为第一轮、第二轮对左侧一系纵向悬挂力; $F_{PSR,x1}, F_{PSR,x2}$ 分别为第一轮、第二轮对右侧一系纵向悬挂力; $F_{PS,y1}, F_{PS,y2}$ 分别为第一轮、第二轮对一系横向悬挂力; $T_{R,x1}, T_{R,x2}$ 分别为第一轮、第二轮对右侧轮轨纵向蠕滑力; $T_{L,x1}, T_{L,x2}$ 分别为第一轮、第二轮对左侧轮轨纵向蠕滑力; T_{y1}, T_{y2} 分别为第一轮、第二轮对轮轨横向蠕滑力; $N_{g,y1}, N_{g,y2}$ 分别为第一轮、第二轮对重力复原力.

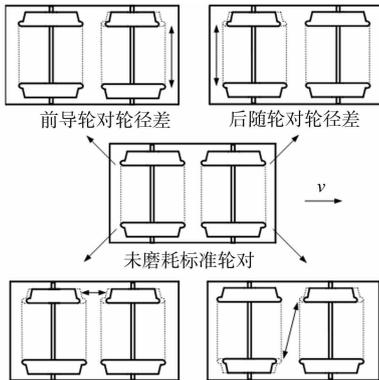


图1 车辆轮对差类型

Fig. 1 Different types of vehicle wheel alignment

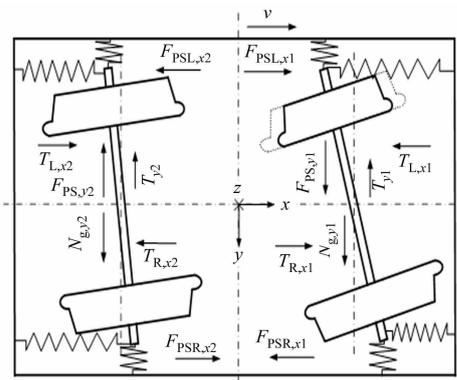


图2 轮径差对转向架受力的影响

Fig. 2 Influence of wheel diameter difference of bogie

由图2可知:客车轮对为整体辗钢轮(过盈配合),各轮对两侧转动角速度保持相等,但由于轮径差的存在,前左轮滚动线速度低于其余车轮,此时前右轮向前蠕滑,前左轮拖拽右轮同时向后蠕滑,最终构成纵向蠕滑力^[5];前轴右纵蠕力 $T_{R,x1}$ 向前,同时 $T_{L,x1}$ 向后,轮对构成负偏转力矩,前轴产生指向左轨之横蠕力 T_{y1} ,并让前轴整体偏向左侧钢轨横移;一系悬挂力 $F_{PSL,x1}, F_{PSR,x1}$ 及 $F_{PS,y1}$ 使构架进行逆时针摇头并朝左横移, $F_{PS,y2}$ 使得后轮对也会左移;构架逆时针摇头在 $F_{PSL,x2}, F_{PSR,x2}$ 的加持下,使得后轮对跟着做同样的运动,逆时针摇头,派生 T_{y2} 加剧后轮对左移;作为标准轮对的后轮对,在其左移时,因为车轮踏面锥度,左轮滚动圆直径变大而右轮变小,于是伴随有左轮纵蠕力 $T_{L,x2}$,右轮的力则相反,构成正偏转力矩,摇头运动减弱,同时导致力 T_{y2} 变小;重力复原力 $N_{g,y2}$ 又使后轮对有朝着轨道中心线偏移的趋势,由于轮径差的存在最终会在中心线偏左一侧稳定^[6].由车轮踏面等效锥度反推^[4],可得

$$\lambda_e = \frac{D_L - D_R}{4y_w} \quad (1)$$

式(1)中: D_L, D_R 为左、右轮滚动圆直径; y_w 为轮轴横移量.轮径差 $\Delta D = D_L - D_R$,此时,轮轨偏移距离 $y_w = \Delta D / 4\lambda_e$.在轮径差存在情况下,轮轨偏移距离 y_w 与轮径差 ΔD 成正相关,且方向由 ΔD 决定.

1.2 车辆动力学模型

搭建客车模型时,不仅要考虑客车一、二系悬挂的非线性特性^[13],还要考虑非线性轮轨接触关系及

非线性轮轨蠕滑力(其中,非线性接触关系采用多体动力学自带程序计算,考虑了接触面的面接触,从而用差值法进行处理;轮轨关系采用 Kalker 非线性蠕滑理论中 FASTSIM 方法计算),将车体、构架、轮对等都视为刚体处理。整车包括 1 个车体、2 个构架和 4 个轮对,每个刚体都有纵向、横向、垂向、侧滚、点头、摇头等自由度,整车共计 42 个。同时,轨道结构采用刚性轨道、UIC 60 型轨道型面、1 : 40 的轨底坡。图 3 为客车模型。车辆动力学微分方程组^[14]为

$$M\ddot{X} + f(\dot{X}, X, R, h) = g(t). \quad (2)$$

式(4)中: M 为系统质量矩阵; \ddot{X} 为二阶坐标向量; $M\ddot{X}$ 为整体惯性力; f 为悬挂力与曲线半径、超高、坐标向量等都相关; $g(t)$ 为外界激励力,是由轨道不平顺而产生的激励力,钢轨实际与理想情况存在差异,如偏差、接头、轮轨磨耗等不可避免地造成随机或确定的激励^[15]。

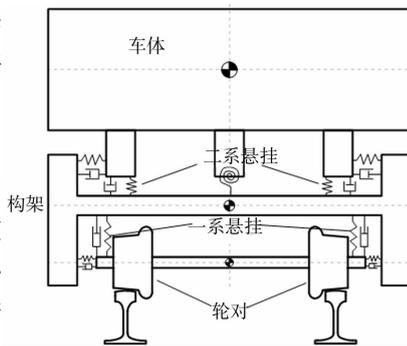
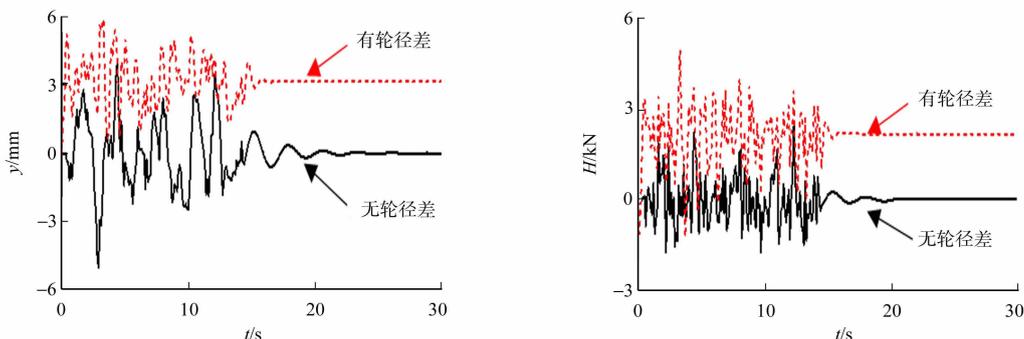


图 3 客车模型

Fig. 3 Train model

1.3 模型验证

对比受力分析与文献[3,5]所示的结果,检验客车系统动力学模型的正确性与可靠性。工况直线为 1 000 m,车速为 70 km · h⁻¹,前转向架前左轮径比其他轮小 1 mm,前 300 m 加载轨道不平顺,之后去掉,其余参数不变。整个实验条件与文献[3,5]及受力分析假设条件相当,计算结果如图 4 所示。图 4 中: y 为轮轨横移量; H 为轮轴横向力。



(a) 轮轨横移量时域变化对比

(b) 轮轴横向力时域变化对比

图 4 轮径差存在情况对车辆性能影响的规律验证

Fig. 4 Verification of influence of wheel diameter difference on vehicle performance

由图 4 可知:标准轮对在没有激励的情况下可以稳定在轨道中心线附近,横移量与轮轴力都趋于 0 并稳定其附近;而有轮径差的转向架轮对去掉不平顺后,不能回归中心线,前转向架前后轮对都会向左侧移动,最终稳定时横移量和横向力都不为 0 且指向左轨;实验所得规律与文献[3,5]受力分析中轮径差影响规律相符。

2 计算参数的选取

各段线路条件设置如下:曲线组成(缓、圆、缓)为 80 m+300 m+80 m;圆曲线半径为 600 m;行车速度为 70 km · h⁻¹;外轨超高为 80 mm。

客车模型参数,如表 1 所示。为简化计算,限定只有前转向架有轮径差出现的情况,而后转向架没有磨耗均为公称滚动圆直径。轨道不平顺激励的建立,如图 5 所示。图 5 中: s 为距离; l 为纵向长度。

表 1 车辆基本参数

Tab. 1 Vehicle basic parameters

物理量	数值	物理量	数值	物理量	数值	物理量	数值
车体质量/t	32	轨距/mm	1 435	车辆定距/mm	18 000	一系纵、横向刚度/MN · m ⁻¹	10
构架质量/t	3	名义圆直径/mm	920	滚动圆横向跨距/mm	1 506	二系垂向刚度/MN · m ⁻¹	0.45
轮对质量/t	1	轴距/mm	2 500	一系垂向刚度/MN · m ⁻¹	0.6	二系纵、横向刚度/MN · m ⁻¹	0.15

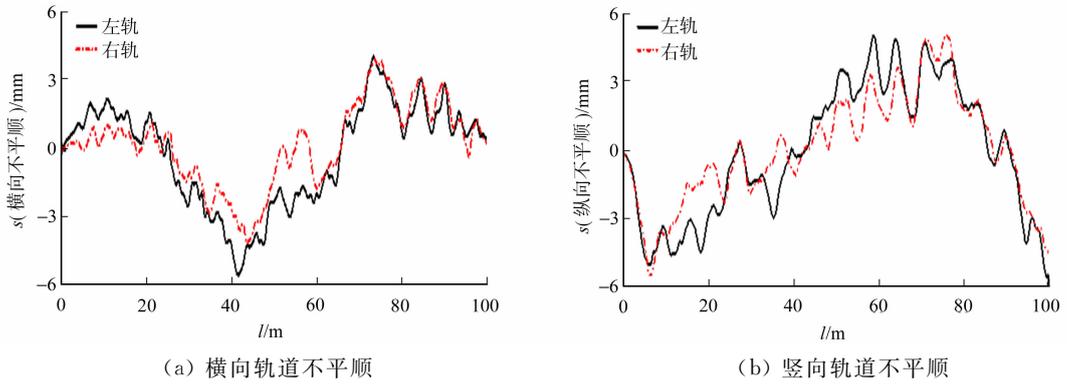


图5 横/竖向轨道不平顺激励

Fig. 5 Horizontal/vertical track irregularity

3 同轴轮径差影响分析

3.1 前导轮对轮径差

前导工况下,客车曲线通过性能指标变化,如图6所示.图6中:前转向架前轮对左轮轮径比其他小0~6 mm,其余车轮参数不变(无激励); Q 为轮轨横向力; H 为轮轴横向力/轮轴纵向力; Q/P 为脱轨系数; $\Delta P/\bar{P}$ 为轮重减载率.

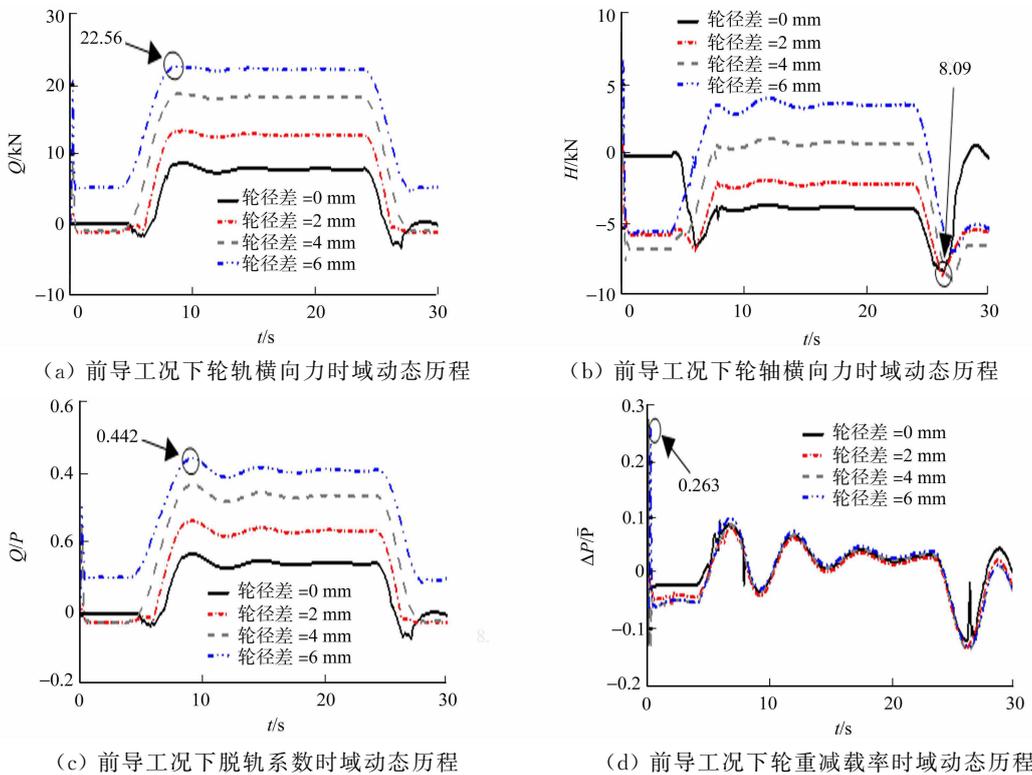


图6 前导工况下客车曲线通过性能指标变化

Fig. 6 Change of passenger car curve passing performance index under leading conditions

由图6可知:轮轨横向力、轮轴横向力及脱轨系数除了初始冲击外,大致随着时间先增后减,各指标都随轮径差的增大而增大,呈正相关,而不同轮径差下轮重减载率变化并不明显;初始行驶阶段,轮径差的存在使得实验中车轮突然落在轨道上造成了初始冲击;虽然通过曲线时外轮增大助于车辆通过,但在反相曲线则会恶化通过能力; $Q, H, Q/P, \Delta P/\bar{P}$ 峰值分别为22.56 kN, 8.09 kN, 0.442, 0.263,均满足国家标准 GB 5599—1985《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》^[16]峰值为50.15 kN, Q/P 限度为0.8, $\Delta P/\bar{P}$ 第二限度为0.6的要求,分别是无轮径差时各指标(8.78 kN, 8.09 kN, 0.173, 0.095)的2.57, 1.00, 2.55, 2.77倍,平均影响指数为2.22倍.

3.2 后随轮对轮径差

选定的前转向架后轮对左轮轮径比其他车轮小 0~6 mm, 其余车轮参数不变, 如图 7 所示。

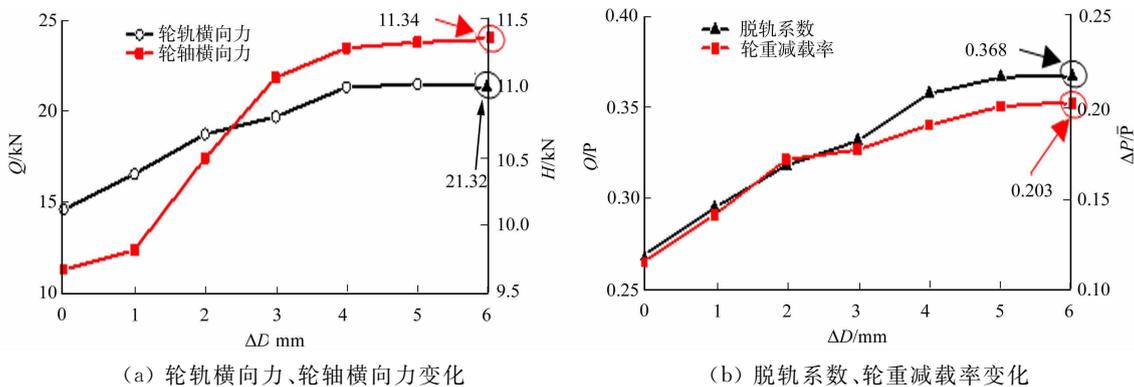


图 7 后随工况下客车曲线通过性能指标变化

Fig. 7 Change of performance curve of passenger car curve in following conditions

由图 7 可知: 轮轨横向力、轮轴横向力、脱轨系数及轮重减载率各工况的峰值随着后随轮对轮径差的增大而增大, 呈正相关; 之后随外轮径差导致转向架指向外轨偏移, 轮对相对构架的纵向和横向位移都将减少, 加剧挤压碰撞外轨, 轨排力增大; $Q, H, Q/P, \Delta P/\bar{P}$ 峰值分别为 21.32 kN, 11.34 kN, 0.368, 0.203, 均满足国家标准 GB 5599—1985《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》^[16] 峰值为 50.15 kN, Q/P 限度为 0.8, $\Delta P/\bar{P}$ 第二限度为 0.6 的要求, 分别是无轮径差时的各指标(14.59 kN, 9.67 kN, 0.269, 0.115)的 1.46, 1.17, 1.37, 1.77 倍, 平均影响指数为 1.44 倍。

4 轴间轮径差影响分析

4.1 等值同相轮径差

选定的前转向架前左、后左轮径比其他车轮同步等值减小 0~6 mm, 即轮径差总和为 0~12 mm, 车速(v)为 50~70 km·h⁻¹. 同相工况下客车曲线通过性能指标变化, 如图 8 所示。

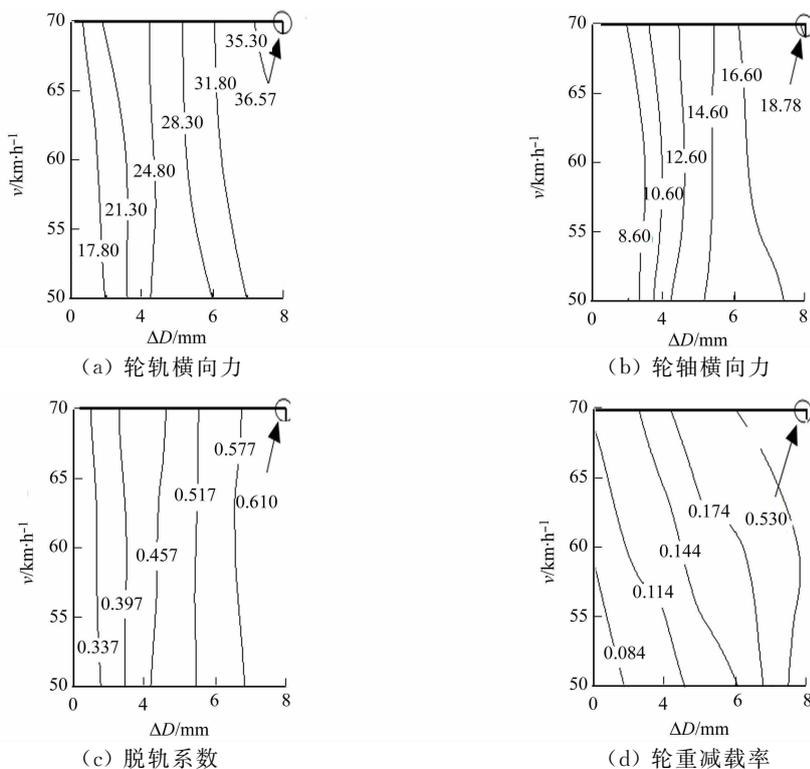


图 8 同相工况下客车曲线通过性能指标变化

Fig. 8 Change of performance curve of passenger car curve under same phase conditions

由图8可知:轮轨横向力、轮轴横向力、脱轨系数、轮重减载率的峰值随着后随轮对轮径差的增大而增大,呈正相关,其中,减载率对车速变化较为敏感;同侧车轮轮径等值变化会加剧转向架朝着轮径减小侧发生偏移,各种力、力矩、位移都会随之加剧变化; $Q, H, Q/P, \Delta P/\bar{P}$ 峰值分别为36.57 kN, 18.78 kN, 0.61, 0.538,均满足均满足国家标准 GB 5599—1985《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》^[16] 50.15 kN, Q/P 限度为 0.8, $\Delta P/\bar{P}$ 第二限度为 0.6 的要求,分别是无轮径差时各指标(14.37 kN, 6.76 kN, 0.283, 0.054)的 1.46, 2.78, 2.16, 9.81 倍,平均影响指数为 4.05 倍。

4.2 等值反相轮径差

选定的前转向架前左、后右轮径比其他车轮同步等值减小 0~6 mm,即轮径差总和为 0~12 mm,车速为 50~70 km·h⁻¹,反相工况下客车曲线通过性能指标变化,如图9所示。

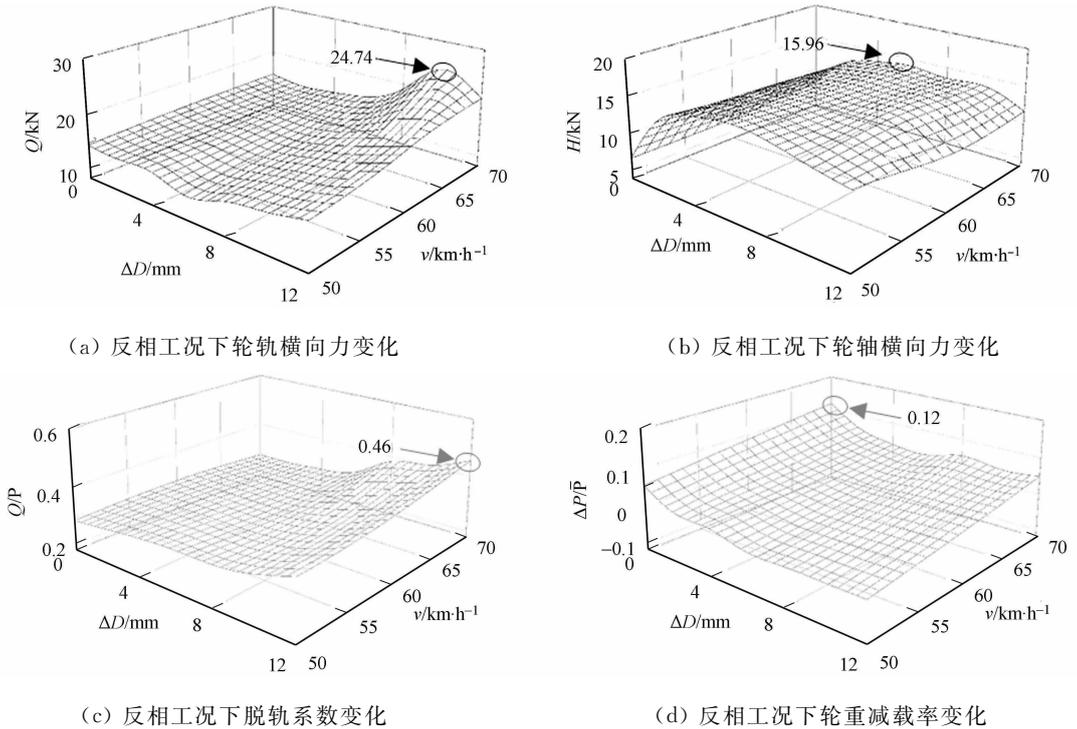


图9 反相工况下客车曲线通过性能指标变化

Fig. 9 Change of performance curve of passenger car curve under reversed-phase conditions

由图9可知:轮轨力及脱轨系数随轴间反相工况条件及行车速度的增大而增大,呈正相关;轮轴横向力先增大后减小,呈成开口朝下的抛物线型,而与车速关联不大;轮重减载率随轴间同相轮径差及行车速度的增大,而与车速呈正相关; $Q, H, Q/P, \Delta P/\bar{P}$ 峰值为 24.74 kN, 15.96 kN, 0.46, 0.12 均满足国家标准 GB 5599—1985《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》^[16] 峰值为 50.15 kN, Q/P 限度为 0.8, $\Delta P/\bar{P}$ 第二限度为 0.6 的要求,分别是无轮径差时的各指标(12.17 kN, 6.76 kN, 0.270, 0.054) 2.03, 2.36, 1.70, 2.22 倍,平均影响指数为 2.08 倍。

5 结论

1) 轮径差的分布方式对轮轨横移有较大影响,同时,轮对等效纯滚线偏离轨道中心线的距离与轮径差成正相关,且偏离方向也由其决定。无论同轴前导/后随工况,还是轴间同相/反相工况,轮径差的增大及车速的提高都会使通过性能指标迅速变差,极大恶化了客车在山区小半径曲线的通过能力。

2) 不同类型的轮径差对曲线通过的影响程度不同,影响指数由大到小依次为轴间同相(4.05)、同轴前导(2.22)、轴间反相(2.08)和同轴后随(1.44)。

参考文献:

[1] CHELI F, CORRADI R. On rail vehicle vibrations induced by track unevenness: Analysis of the excitation mecha-

- nism[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011(330):3744-3765. DOI:10.1016/j.jsv.2011.02.025.
- [2] 刘鹏飞,翟婉明,王开云,等.机车车辆通过缓和曲线时悬挂系统及轮重的动态特性[J].中国铁道科学,2013,34(1):67-74. DOI:10.3969/J. ISSN.1001-4632.2013.01.10.
- [3] 池茂儒,张卫华,曾京,等.轮径差对车辆系统稳定性的影响[J].中国铁道科学,2008,29(6):65-70. DOI:10.3321/j.issn:1001-4632.2008.06.013.
- [4] 池茂儒,张卫华,曾京,等.轮径差对行车安全性的影响[J].交通运输工程学报,2008,8(5):19-22. DOI:10.3321/j.issn:1671-1637.2008.05.004.
- [5] 黄照伟,崔大宾,金学松.轮径差对高速列车性能的影响[J].润滑与密封,2012,37(10):34-40. DOI:10.3969/j.issn.0254-0150.2012.10.010.
- [6] 孙士刚.车桥耦合中轮径差对列车动力学性能影响及车轮磨耗分析[D].天津:天津大学,2012.
- [7] LEI Fu, GUO Junli. Research on product value of wheel diameter and rotational speed: A new design parameter for micro radial turbines[J]. Science Direct, 2017, 7: 231-239. DOI:10.1016/j.acme.2016.1002.
- [8] 李艳,张卫华,池茂儒,等.车轮踏面外形及轮径差对车辆动力学性能的影响[J].铁道学报,2010,32(1):104-107. DOI:10.3969/j.issn.1001-8360.2010.01.018.
- [9] 沈钢,王捷.轮轨型面对车辆曲线通过性及磨耗影响[J].同济大学学报(自然科学版),2014,42(1):91-96. DOI:10.3969/j.issn.0253-374x.2014.01.015.
- [10] 蔡送宝,李林安,孙士刚.车桥耦合中轮径差对车轮磨耗的影响[J].机械科学与技术,2015,34(12):1924-1928. DOI:10.13433/j.cnki.1003-8728.2015.1222.
- [11] 李敏,罗赟,陈清明.小半径曲线通过仿真数据处理与试验对比研究[J].机械科学与技术,2015,34(12):1947-1951. DOI:10.13433/j.cnki.1003-8728.2015.1226.
- [12] 许娜.轨道交通项目安全事故发生趋势和诱因分析[J].华侨大学学报(自然科学版),2016,37(5):558-563. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.20160500.
- [13] 张功学,叶东.满载汽车动力学模型及仿真[J].华侨大学学报(自然科学版),2017,38(1):1-6. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.20170100.
- [14] 任尊松.车辆动力学基础[M].北京:中国铁道出版社,2009.
- [15] 翟婉明.车辆-轨道耦合动力学[M].4版.北京:科学出版社,2015.
- [16] 国家标准化管理委员会.铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范:GB 5599-1985[S].北京:中国标准出版社,1985.

(责任编辑:陈志贤 英文审校:崔长彩)