

DOI: 10.3901/JME.2020.20.098

变轨距高速列车的动力学^{*}

石怀龙¹ 郭金莹^{1,2} 王 勇¹

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031;

2. 成都工业学院汽车与交通学院 成都 611730)

摘要: 高速列车通过改变轮对的内侧距实现在不同轨距线路上联运, 而轮轴装配间隙及轨距、轨底坡、钢轨廓形等参数变化将引起轮轨接触关系改变, 进而引起车辆动力学性能变化。分析我国两种高速踏面在准轨和宽轨线路上的轮轨接触关系发现, 轨底坡由 1/40 变为 1/20 时, LMA 踏面等效锥度降低约 30%, LMB 10 踏面可兼容两种轨底坡, 磨损后的踏面对轨底坡变化更敏感。理论公式推导表明准轨和宽轨线路上自由轮对、刚性和柔性定位转向架的蛇行频率相同, 但含轮轴间隙的变轨距高速列车动力学模型仿真表明, 间隙导致宽轨线路上的车辆稳定性略差, 间隙达到 0.6 mm 时发生低速小幅蛇行; 间隙对车辆运行安全性和平稳性影响仅 9%。因宽轨线路的欠超高量大和车辆稳定性差, 其运行安全性和横向平稳性比准轨差 15% 和 38%。间隙横向力与轮轨横向力幅值相同但反向, 造成轮对内侧距动态变化; 左右侧旋转间隙扭矩的幅值相同但反向, 在纵向蠕滑力作用下间隙压死-分离状态反复。研究成果有助于掌握变轨距转向架的轮对内侧距动态变化、间隙载荷和车辆动力学性能。

关键词: 变轨距; 轮轨关系; 动力学; 蛇行稳定性; 轮轴间隙

中图分类号: U211

Dynamic Performance of High-speed Gauge-changeable Railway Vehicle

SHI Huailong¹ GUO Jinying^{1,2} WANG Yong¹

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

2. School of Automobile and Transportation, Chengdu Technological University, Chengdu 611730)

Abstract: The high-speed train change its wheel back-to-back distance to run on tracks with different track gauge, while the wheel-axle clearance and the change in track gauge, rail cant and rail profile would change wheel/rail contact relationship, thus change the vehicle dynamics behavior. The wheel/rail interaction and vehicle behavior of Chinese high-speed railway vehicle with two different wheel treads on the standard-and wide-gauge track system types are stimulated respectively. The equivalent conicity of LMA drops by about 30% when the rail cant changes to 1/20 from 1/40, while LMB 10 is well matched with both rail cant. The conicity of worn treads is more sensitive to the rail cant than the standard ones. Theoretical analysis shows that the hunting frequency of a free wheelset on the standard- and wide-gauge track are equivalent, and it remains the same for a bogie with and without suspension. While numerical simulations state that the running stability of vehicle on wide-gauge track gets slightly worse compared to that on the standard-gauge track, which suffers small amplitude hunting with a 0.6 mm wheel-axle clearance. The wheel-axle clearance has a maximum effect of 9% on the running safety and ride comfort, which can be neglected in usual dynamic analysis. Whereas the running safety and lateral ride comfort get worse by 15% and 38%, respectively, with respect to that on the standard-gauge track due to the larger cant deficiency and worse stability on wide-gauge track. Additionally, the lateral interacting force between the wheel and axle has close amplitude with the wheel/rail contact force but opposite direction, and this leads to the variation in the wheel back-to-back distance when running. The rotational clearance of wheel/axle interaction leads to rotation torque on left and right wheel with same amplitude and opposite direction, and it goes contact and separation repeatedly under the influence of longitudinal wheel/rail contact force. It is part of the base to predict and understand the vehicle dynamics behavior of a high-speed gauge-changeable vehicle in field, and the variation of wheel back-to-back distance and clearance forces when running.

Key words: gauge change; wheel/rail interaction; vehicle dynamics; stability; wheel/axle clearance

* 国家自然科学基金(51805451, 11790282)、四川省科技计划(2020YJ0074)、中央高校基本科研业务费专项资金(2682019CX43)、牵引动力国家重点实验室自主课题(2018TPL_T08)和国家重点研发计划(2016YFB1200506)资助项目。20191008 收到初稿, 20200514 收到修改稿

0 前言

西班牙于 20 世纪 60 年代便开始了变轨距转向架技术研究, Talgo 独立旋转车轮变轨距转向架是研究最早、最具代表性的产品, 兼容西班牙宽轨 1 668 mm 与法国准轨 1 435 mm 线路^[1]。基于传统整体轮对, 德国于 20 世纪 80 年代研制出 DBAG/Rafil V 型货车变轨距转向架, 波兰在 20 世纪 90 年代研制出 SUW2000 型客车变轨距转向架, 俄罗斯研制了货运罐车变轨距转向架, 用于兼容准轨 1 435 mm 和宽轨 1 520 mm^[2-3]。日本于 20 世纪 90 年代研制出独立旋转车轮的 E30 型变轨距转向架, 用于兼容准轨 1 435 mm 和窄轨 1 067 mm^[4]。

我国变轨距技术研究起步晚, 参考 Talgo 变轨距转向架方案设计了客车变轨距转向架, 构造速度 160 km/h, 用于准轨和宽轨线路^[5-7], 仅限于结构、功能设计, 鲜有轮轨关系及轮轴配合间隙对车辆动力学性能影响的研究。国家科技部于 2016 年设立国家重点研发计划“先进轨道交通”重点专项, 进行 400 km/h 变轨距转向架技术研究, 覆盖多种轨距轨道系统, 在 2020 年完成了准轨和宽轨条件下的 600 km/h 滚振试验验证。

李芾等^[2]综述了国外变轨距转向架的设计思路、结构组成和轮轴锁紧机构及工作过程。在变轨距转向架设计过程中, 还需要关注轨距的名义尺寸、公差带、车辆限界以及轮对内侧距等细节问题, 指出了动力学相关的 GOST 标准和 EN 标准在评估方法和限值上的差异^[3]。基于独立旋转车轮的变轨距转向架的曲线通过能力差, 可以采用大等效锥度踏面、降低轮轨间的摩擦因数和两轮间加装弹性耦合机构或者迫导向机构^[5-7]等措施。货车变轨距转向架在宽轨条件下仿真的临界速度比准轨时降低 10 km/h, 但两种轨距线路下的空重车临界速度差异、曲线通过安全性指标基本相同^[8]。

日本变轨距转向架的滚振试验表明, 左右侧车轮独立旋转时车辆临界速度达到 450 km/h 以上, 而两侧车轮耦合时的车辆临界速度仅为 150 km/h, 准轨和窄轨条件下的结果相似^[4, 9]。针对我国标准钢轨廓形 CHN60 及其打磨廓形 60D 和 60N, 钱瑶等^[10]指出钢轨廓形对轮轨接触几何关系、滚动接触行为和车辆动力学性能有显著影响, 合理的轮轨型面匹配应从局部的轮轨接触关系和宏观的车辆动力学性能两方面综合评价。针对我国主流的 3 种车轮踏面 LM、LMA 和 S1002, 马晓川等^[11]指出轨

距变化带来的轮轨接触关系和车辆运行安全性和平稳性的变化, 但忽略了踏面类型是与车辆悬挂参数相互匹配的这一要素。轮轨接触关系分析表明, LM 踏面常接触区近似锥形, 对 1/40 和 1/20 轨底坡适应性好, 而 S1002 和 LMA 仅在 1/40 轨底坡情况下接触关系良好, 此时的轮轨损伤值也小^[12-14]。

综上, 现有研究针对变轨距转向架的动力学行为研究还不够深入, 未探讨轮轴间隙对动力学行为的影响, 缺乏对轮轴锁紧机构的动载荷分析。因此, 本文系统地研究了变内侧距轮对在多种轨距线路上的轮轨接触关系, 深入分析了不同轨距、轨底坡、钢轨廓形、车轮踏面条件下的轮轨接触特征; 建立考虑轮轴三向装配间隙的变轨距高速列车动力学模型, 研究准轨和宽轨线路上车辆的动力学行为。

1 变内侧距轮对的动力学建模

1.1 变内侧距轮对的结构特征

变内侧距轮对主要由车轴、车轮和滑套组成, 车轮过盈配合在滑套上, 滑套与车轴间隙装配。区别于传统轮对, 变内侧距轮对的垂向力、横向力和车轴-车轮扭矩的载荷流传递分析如图 1 所示。一系垂向力 $F_{pzL,R}$ 作用在滑套上, 然后与轮轨垂向力 $P_{L,R}$ 平衡; 一侧车轮的横向力 $Q_{L,R}$ 通过滑套传递至车轴和另一侧滑套和车轮; 扭矩通过滑套和车轴之间的花键-键槽传递。当轨距变化时, 变内侧距轮对的一系载荷作用点位置保持不变, 而车轮和滑套一起横移, 则造成准轨和宽轨条件下的车轴垂弯程度不同, 准轨时变形较宽轨严重, 这对车轴强度和滑套-车轴配合区域的磨耗和磨损不利^[15]。

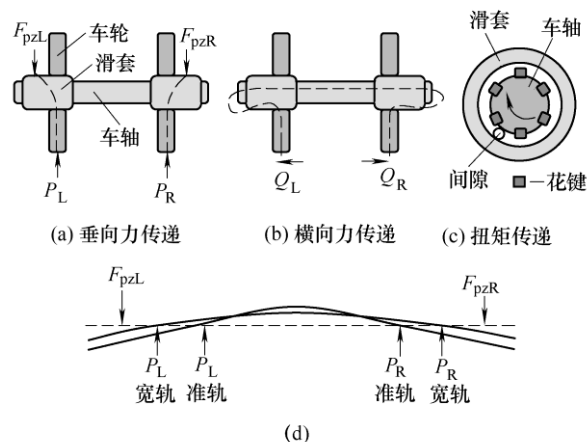


图 1 变内侧距轮对的结构特征和载荷流传递

1.2 轴向、周向间隙非线性建模

变内侧距轮对的车轮和车轴之间为间隙配合, 建

模时需将车轮和车轴考虑为独立的惯性体。由于车轮和滑套采用过盈配合,建模时简化为一个惯性体,如图 2 所示,变内侧距轮对的动力学模型中包含一个车轴、两个车轮,两者间设置力元模拟间隙。简单而通用的建模方法是采用分段线性弹簧-阻尼并联力元,可以模拟轮轴之间的轴向横移间隙和周向旋转间隙。

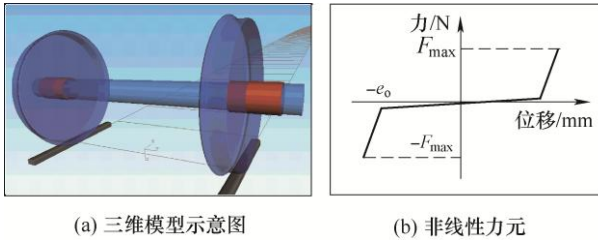


图 2 轮轴轴向、周向间隙动力学模型

1.3 径向间隙的非线性接触

区别于轮对的轴向和周向间隙动力学建模,轮轴之间的径向间隙更应该考虑接触关系。参考多体系统动力学中的间隙旋转铰^[16-17],采用简化的赫兹接触模型,见图 3。坐标系 Oxy 为全局坐标系, $O_i x_i y_i$ 和 $O_j x_j y_j$ 分别为体 i 和 j 的连体坐标系。Hertz 接触模型中两个物体的弹性模量分别为 E_i 和 E_j , 则接触区的有效弹性模量为

$$E^* = \frac{2E_i E_j}{(1-\nu_i^2)E_j + (1-\nu_j^2)E_i} \quad (1)$$

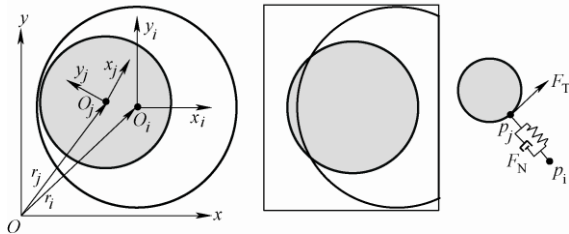


图 3 轮轴径向间隙的 Hertz 接触动力学模型

设滑套内径和车轴外径分别为 r_i 和 r_j , 则接触区有效接触半径为

$$R_c = \frac{2r_i r_j}{r_j + r_i} \quad (2)$$

滑套与车轴之间的微小间隙为 $\varepsilon = r_i - r_j$, 接触变形为 $\delta = |r_j - r_i| - \varepsilon$, 其中, r_i 和 r_j 分别表示体 i 和 j 体坐标系原点的位矢。法向接触力表示为

$$F_N = (K\delta^{1.5} + D\dot{\delta})S(\delta) \quad S(\delta) = \begin{cases} 1 & \delta > 0 \\ 0 & \delta \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中, K 为线性化接触刚度, D 为阻尼系数, $\dot{\delta}$ 为接触速度。法向力作用方向 $\mathbf{n}_c = (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i) / |\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i|$, 则作用在两个体上的法向力矢量为 $\mathbf{F}_N = F_N \mathbf{n}_c$ 。

由库仑摩擦定律得接触点处的摩擦力矢量为

$$\mathbf{F}_T = -\frac{\mathbf{v}_T}{|\mathbf{v}_T|} \mu F_N \quad (4)$$

式中, \mathbf{v}_T 为接触点相对切向速度^[18], μ 为摩擦因数。

1.4 轮轨接触几何和蠕滑理论

轮轨接触几何计算是进行轮轨匹配分析的基础,迹线法^[19]适用于求解任意廓形的车轮踏面和钢轨型面匹配后的接触点位置。本文采用迹线法确定轮轨接触几何参数,其具体算法和数值实现过程见文献[19-20]。直线线路上考虑轮对横移速度和摇头角速度,轮轨间蠕滑率的简化计算公式为^[19]

$$\begin{cases} \xi_{xL,R} = \pm \left(\frac{\Delta r}{r_0} + \frac{b\dot{\psi}}{v_x} \right) \\ \xi_{yL,R} = \frac{\dot{y}}{v_x} - \psi \\ \xi_{sL,R} = \pm \frac{\sin \delta}{r_0} + \frac{\dot{\psi}}{v_x} \cos \delta \end{cases} \quad (5)$$

式中, $\xi_{xL,R}$ 、 $\xi_{yL,R}$ 和 $\xi_{sL,R}$ 分别表示轮对的纵向、横向和自旋蠕滑率,下标 L 和 R 分别表示左右轮轨接触; $\Delta r = r_{LR} - r_0$ 为滚动圆半径变化量,为轮对横移量的函数; b 为滚动圆横向跨距之半; \dot{y} 为轮对横移速度; ψ 和 $\dot{\psi}$ 表示轮对的摇头角和角速度; $v_x \approx r_0 \omega$ 为轮对实际前进速度, ω 为轮对旋转角速度。

轮轨接触几何关系包括左右侧轮轨接触点位置、车轮滚动圆半径差、轮轨接触角差、等效锥度等指标^[21-22]。通过轮轨接触点对分布表征车轮踏面和钢轨型面的常接触区,直接用于评价轮轨接触关系和磨损区域。轮轨法向接触关系采用 Hertz 接触弹簧表达,蠕滑力采用 Kalker 线性理论和沈氏理论进行求解,详见文献[23-24]。

2 变内侧距轮对的轮轨接触关系

分析变内侧距轮对的轮轨接触几何关系,主要考察接触点对分布、等效锥度和轨底坡变化带来的影响。考察两种高速踏面(中国 LMA 和 LMB10)、三种钢轨型面(中国 CHN60、欧洲 UIC60E1 和俄罗斯 P65)相互匹配。准轨和宽轨线路上的轮对内侧距分别为 1 353 mm 和 1 440 mm。

2.1 轮对等效锥度和接触点对分布对比

表 1 和图 4 表明,轨底坡由 1/40 变为 1/20 时, LMA 踏面与 3 种钢轨匹配的等效锥度从 0.040 减小至 0.026~0.028(降低 1/3),远低于该踏面锥度的允许使用下限,并且轮轨接触点位置非常集中,轮缘区附近无接触点过渡。因此,需要对 LMA 进行廓形优化以兼顾两种轨底坡。LMB10 踏面与不同钢轨型面、轨底坡、轨距匹配时,其等效锥度均

在 0.110 附近变化; 其中, LMB10-P65 匹配时的锥度增加 44%, 但实际运用数据表明, 该锥度仍在踏面锥度允许使用的上限以内^[25]。因此, LMB10 可以兼容 1/20 和 1/40 两种轨底坡。

表 1 高速踏面的轮对等效锥度

	轨距/mm			
	1 435		1 520	
轨底坡/(1/X)	1/40	1/20	1/40	1/20
LMA-CHN60	0.040	0.028	0.040	0.028
LMA-UIC60	0.034	0.028	0.034	0.028
LMA-P65	0.050	0.026	0.050	0.026
LMB10-CHN60	0.116	0.117	0.116	0.116
LMB10-UIC60	0.118	0.093	0.118	0.093
LMB10-P65	0.110	0.158	0.109	0.158

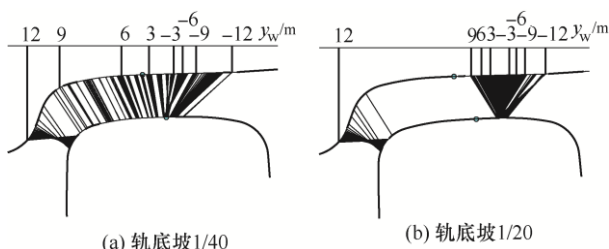


图 4 LMA-CHN60 轮轨接触点对分布

2.2 轨底坡对等效锥度的影响

图 5 为轨底坡对轮对等效锥度的影响, 考虑了 LMA 标准和磨损踏面。轨底坡低于 1/37 时, 两种轨道参数下的等效锥度随轨底坡变化很小且稳定在 0.026 左右; 轨底坡大于 1/37 时, 等效锥度均增大, 但宽轨条件下增长得更快。踏面磨损后轨底坡对等效锥度影响十分显著, 轨底坡低于 1/30 时, LMA 磨损踏面(18.5 万 km)出现负锥度, 这对车辆运行稳定性十分不利。通过分析轨底坡对不同轨距轨道系统下的轮对等效锥度影响, 并考虑踏面磨损, 可以对线路轨底坡提出使用误差限。此外, 仿真还表明轮对内侧距误差 2 mm 范围内对锥度影响有限, 不再详细列写结果。

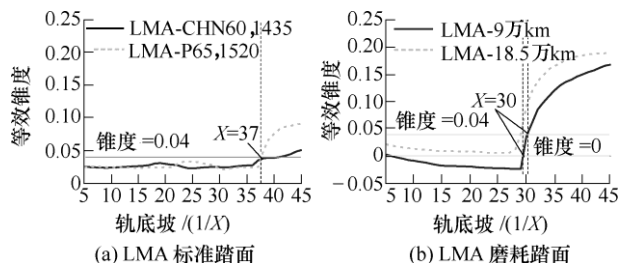


图 5 轨底坡对轮对等效锥度的影响

3 蛇行运动稳定性分析

自由或约束轮对、刚性或柔性定位转向架以及整车的蛇行运动分析, 可采用计算系统运动微分方

程的特征根、理论公式和数值仿真等方法, 理论公式和计算方法见文献[20]。如图 6 所示, 不同车速和等效锥度条件下, 宽轨与准轨线路上的理论蛇行频率基本一致, 只是自由轮对的蛇行频率在准轨线路上略高, 而转向架蛇行频率在宽轨线路上略高。总体来说, 蛇行频率由高到低依次为: 自由轮对、柔性定位转向架、刚性定位转向架, 而整车蛇行频率与柔性定位转向架蛇行频率接近(车速 300 km/h 以内)。随着动车组运行速度的提高, 车辆蛇行频率也提高, 这将提高轮轨动载荷作用频率, 进而加剧轮轴间隙的动态载荷作用。

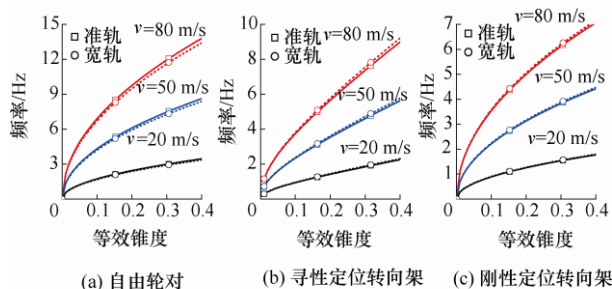


图 6 宽轨和准轨条件下的蛇行频率理论计算值

4 变轨距转向架的动力学性能

以采用 LMB10 踏面的高速动车组为例, 对比分析准轨和宽轨条件下的车辆动力学性能, 讨论蛇行运动稳定性、曲线通过安全性指标和平稳性指标的差异, 各指标定义和计算方法见文献[20]。准轨时轨距为 1 435 mm、钢轨型面为 CHN60、轨底坡为 1/40, 相应地, 宽轨为 1 520 mm、P65 和 1/20。

4.1 运动稳定性

图 7 是车辆蛇行运动稳定性分岔图, 以稳态状态下的轮对横移量和车速关系表示, 考虑了轮轴轴向配合间隙的影响, 以轮对横移量 0.5 mm 为评判限值。可见, 轴向间隙不会改变车辆的蛇行运动分岔形式, 两种轨距轨道系统下的极限环幅值也无显著差异, 车辆临界速度在 650 km/h 以上, 准轨和宽轨条件下的稳定性裕量充足。但是, 间隙大小会

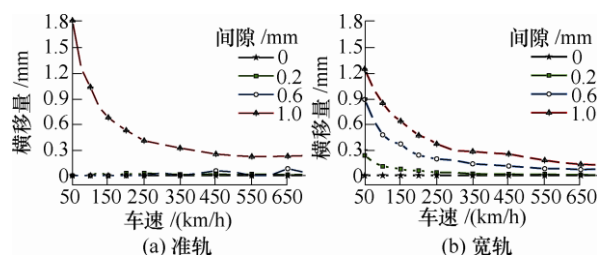


图 7 蛇行运动极限环幅值

影响低速时的极限环幅值, 间隙越大, 极限环幅值越大; 当间隙达到 0.6 mm 且车速低于 100 km/h 时, 车辆发生小幅蛇行, 轮对横移量超过 0.5 mm。这是因为轮轴间隙导致轮对的纵向和横向定位刚度损失(相比于传统整体式轮对), 进而影响稳定性, 因此应严格控制间隙大小。

4.2 运行安全性和平稳性

曲线外轨超高 h_0 引起的轨道侧滚角度

$$\theta_0 = \arcsin \frac{h_0}{2a} \approx \frac{h_0}{2a} \quad (6)$$

式中, $2a$ 为滚动圆横向跨距, 准轨为 1 493 mm, 宽轨为 1 580 mm。车辆以速度 v 通过半径为 R 的曲线, 若使车体未平衡横向力完全抵消, 则需要满足

$$\frac{mv^2}{R} - mg\theta_0 = 0 \quad (7)$$

当 θ_0 较小时, 发生欠超高, 欠超高量为 Δh , 上式变形为 $mv^2/R - mg(h_0 + \Delta h)/(2a) = 0$, 则可推导出欠超高的表达式

$$\Delta h = \frac{2av^2}{gR} - h_0 \quad (8)$$

例如, $R=7$ km、 $h_0=130$ mm、 $v=350$ km/h, 准轨和宽轨对应的欠超高量为 76 mm 和 87 mm, 对应的平衡车速为 278 km/h 和 270 km/h, 即由于轨距加宽, 相同车速宽轨线路对应的欠超高量增加; 同理, 过超高量减小。

仿真计算车辆以不同速度通过上述曲线时的运行安全性指标, 其中轮轴横向力和脱轨系数见图 8 和图 9。车辆在宽轨和准轨线路上的各项安全性指标变化规律相同, 但由于宽轨线路对应的欠超高量增加, 其轮轴横向力较准轨情况增大约 15%。相比于无间隙工况, 欠超高时轮轴间隙会增加轮轴横向力幅值, 过超高时轮轴间隙会降低轮轴横向力, 对脱轨系数的影响类似。但是, 有间隙和无间隙工况的轮轴横向力和脱轨系数差异仅 9%, 即进行变轨距转向架设计时可忽略间隙对车辆运行安全性的影响。

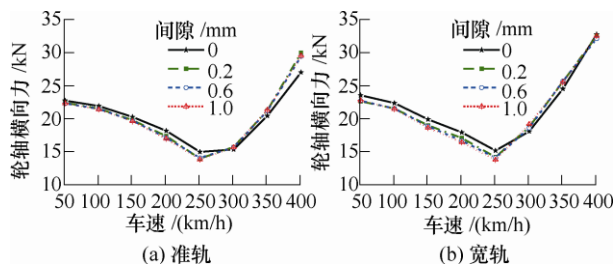


图 8 轮轴横向力

直线线路上的运行平稳性指标见图 10 和图 11。当车速在 400 km/h 范围内时, 轮轴间隙会略微增

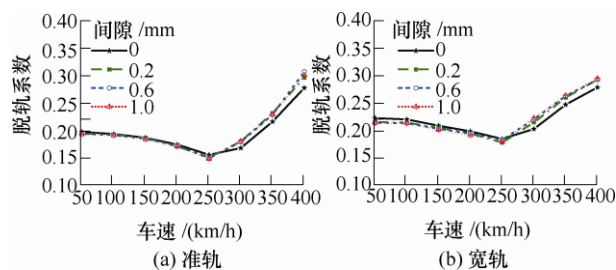


图 9 脱轨系数

加平稳性指标, 增幅小于 5%, 可以忽略不计间隙对平稳性的影响。另外, 当车速低于 200 km/h 时, 宽轨对应的横向平稳性指标大于准轨 13%~38%, 这与图 7 的稳定性结果吻合。

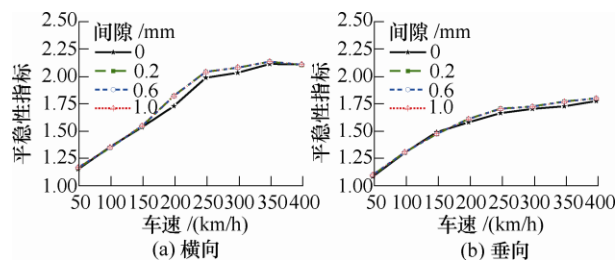


图 10 准轨线路上车辆平稳性指标

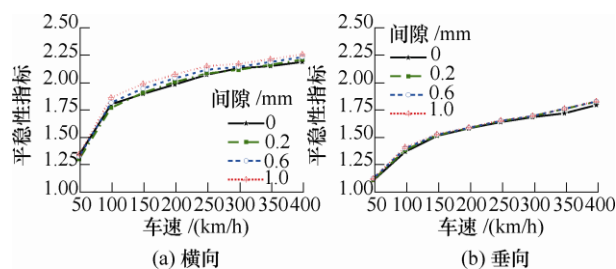


图 11 宽轨线路上车辆平稳性指标

综上, 轮轴间隙对车辆的运行安全性和平稳性影响有限, 甚至可以不计间隙的影响。但轮轴间隙对宽轨线路上的运行稳定性有一定影响, 间隙达到 0.6 mm 时车辆发生低速小幅蛇行。因此, 宽轨和准轨线路上的车辆动力学性能类似, 但受欠超高和稳定性的影响, 使宽轨线路上的车辆运行安全性指标和横向平稳性指标略差。

5 轮轴载荷特征分析

图 12 为车辆以 400 km/h 速度通过上述曲线时的轮轨和轮轴间隙载荷历程。由图 12a 和 12b 可知, 轮轴横向间隙载荷与轮轨横向力幅值相同但反向, 直线线路上左右侧轮轨横向力指向轮对几何中心, 轮轴横向间隙内侧压死, 此时轮对内侧距最小; 而车辆通过曲线时, 轮轨横向力改变方向(与车速和曲线欠超高量相关), 造成轮对内侧距增加, 同时也使

轮轨力显著较直线工况大; 此外, 轮轴横向力略大于间隙横向合力, 含车轮惯性力。由图 12c 和 12d 可知, 轮轴扭转间隙引起反复力矩, 主频有 2 Hz、5 Hz 和 8 Hz, 最大力矩约 $10 \text{ kN} \cdot \text{m}$; 这是由于轮轨纵向蠕滑力的作用, 使轮轴两侧的旋转间隙状态反复, 进而引起动载荷。

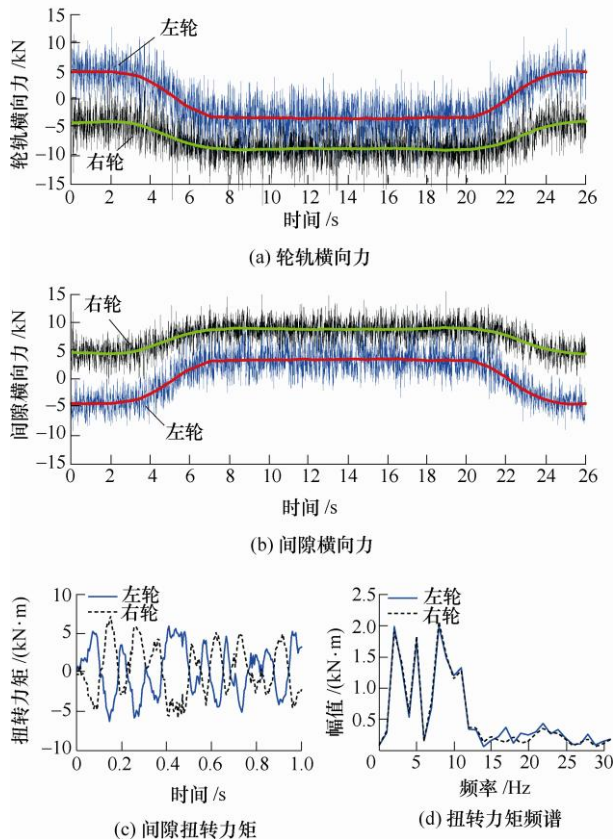


图 12 轮轨及间隙载荷时间历程

图 13 为轮轴横向和旋转间隙导致的间隙载荷统计, 离散点对应幅值大小, 曲线为正态分布拟合。车辆通过曲线时, 左右侧车轮与轮轴间横向间隙导致的载荷与车速和曲线欠超高量相关。车辆由直线进入曲线时, 在欠超高情况下, 曲线内侧轮轨的横向力会改变方向; 外侧轮轨的横向力载荷中心值约为 7 kN , 最大值约为 15 kN ; 轮轴旋转间隙引起的动载荷幅值最大值约为 $10 \text{ kN} \cdot \text{m}$, 中心值

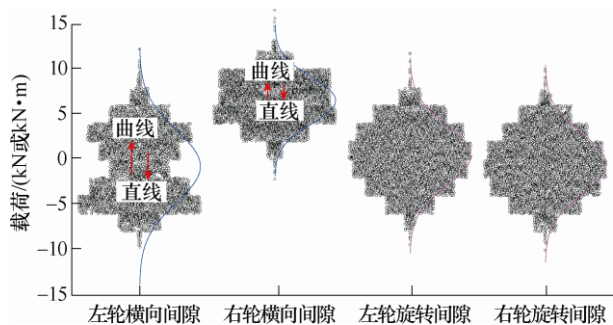


图 13 轮轴配合间隙导致的横向和扭转载荷幅值统计

为零即与是否通过曲线不相关。综上, 轮轴装配间隙导致的动载荷与轮轨力相关, 分析轮轴锁紧机构的动载荷的幅频特性, 可用于结构疲劳强度分析。

6 结论

(1) 针对变内侧距轮对的拓扑结构, 采用简化的非线性弹簧-阻尼力元模拟轴向和周向间隙, 基于间隙旋转铰模型考虑轮轴径向间隙, 用于研究变轨距转向架动力学行为。

(2) 轨底坡由 $1/40$ 变为 $1/20$ 时, LMA 踏面锥度由 0.040 减小至 $0.026 \sim 0.028$ (降低 $1/3$), 远低于该踏面允许使用的锥度下限, 并且轮轨接触点非常集中且易造成两点接触, 使该踏面不适用于 $1/20$ 轨底坡。LMB10 踏面可兼容两种轨底坡。影响变轨距转向架轮轨关系的主要因素为轨底坡和钢轨廓形, 而非轮对内侧距。

(3) 理论公式得出车辆在宽轨与准轨线路上的蛇行频率一致, 但数值仿真表明宽轨线路上的稳定性略差。轮轴间隙不会改变车辆的蛇行运动岔形式, 两种轨距下的轮对极限环幅值也无显著差异, 但间隙越大极限环幅值越大, 间隙达到 0.6 mm 且车速低于 100 km/h 时, 车辆发生小幅蛇行。间隙影响轮对定位刚度, 应控制轮轴间隙大小。

(4) 宽轨与准轨线路上的车辆运行安全性和平稳性指标基本相同。但相比于准轨, 宽轨线路因为轨距加宽, 同样车速对应的欠超高量增加, 导致欠超高状态下的轮轴横向力增大约 15% 。

(5) 轮轴间隙横向力与轮轨横向力幅值相同但反向, 通过曲线时轮轨力改变方向会导致间隙变化, 进而引起轮对内侧距变化。左右侧的旋转间隙力矩幅值相同但反向, 间隙压死-分离状态反复。

(6) 通过动力学仿真可得到轮对内侧距的动态变化和轮轴间隙载荷的幅频特性, 可以用于分析两种轨距线路的道岔通过安全性、动态轮轨接触关系, 以及轮轴锁紧机构的疲劳强度。

参 考 文 献

- [1] LÓPEZ GÓMEZ J L, LACASTA A S A J. Talgo automatic gauge change system for freight wagons[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2001, 215(1): 13-24.
- [2] 李芾, 邵亚堂, 黄运华, 等. 国外变轨距列车及其转向架的发展与研究[J]. 机车电传动, 2018(3): 1-13, 22.

- LI Fu, SHAO Yatang, HUANG Yunhua, et al. Development and research of foreign gauge-changeable train and bogie[J]. Electric Drive for Locomotives, 2018(3): 1-13, 22.
- [3] 徐彬, 黄志辉, 舒友, 等. 变轨距转向架研制与应用思考[J]. 机车电传动, 2018(3): 12-17.
- XU Bin, HUANG Zhihui, SHU You, et al. Development and application strategy of gauge-changeable bogies[J]. Electric Drive for Locomotives, 2018(3): 12-17.
- [4] TOKUDA N, OKAMOTO I, FUJITA T, et al. Development of gauge change bogies[J]. Quarterly Report of RTRI, 2003, 44(3): 109-113.
- [5] 黄运华, 李芾, 傅茂海. 一种新型轨距可变转向架及其动力学分析[J]. 中国铁道科学, 2003, 24(6): 1-5.
- HUANG Yunhua, LI Fu, FU Maohai. A new type of variable-gauge bogie and its dynamics analysis[J]. China Railway Science, 2003, 24(6): 1-5.
- [6] 黄运华, 李芾, 傅茂海. 新型变轨距客车转向架结构及动力学性能[J]. 西南交通大学学报, 2003, 38(6): 668-672.
- HUANG Yunhua, LI Fu, FU Maohai. Structural and dynamical analyses of new gauge-changeable bogies of railway passenger car[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2003, 38(6): 668-672.
- [7] 黄运华, 李芾, 傅茂海. 变轨距转向架方案及其动力学特性研究[J]. 铁道学报, 2002, 24(6): 24-29.
- HUANG Yunhua, LI Fu, FU Maohai. Research on project and dynamic characteristics of a gauge-changeable bogie[J]. Journal of the China Railway Society, 2002, 24(6): 24-29.
- [8] 史炎, 何健. 钓竿式变轨距转向架动力学研究[J]. 铁道机车车辆, 2018, 38(1): 7-9, 18.
- SHI Yan, HE Jian. Design and dynamics of fishing rod gauge-changeable bogie[J]. Railway Locomotive & Car, 2018, 38(1): 7-9, 18.
- [9] TAKAO K, ISHIGE M. Structure of an independent-wheel-system bogie with a DDM and its performance at high speed[J]. Quarterly Report of RTRI, 2008, 49(4): 199-202.
- [10] 钱瑶, 王健, 王平, 等. 不同钢轨廓形下高速铁路轮轨型面匹配[J]. 西南交通大学学报, 2017, 52(2): 232-238.
- QIAN Yao, WANG Jian, WANG Ping, et al. Wheel-rail profile matching for high speed railway with different rail profiles[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2017, 52(2): 232-238.
- [11] 马晓川, 王平, 徐井芒, 等. 基于高速铁路 60N 钢轨的车辆动力性能比较[J]. 中南大学学报, 2016, 47(11): 3940-3497.
- MA Xiaochuan, WANG Ping, XU Jingmang, et al. Comparison of vehicle dynamic characteristic with high-speed rail of 60N[J]. Journal of Central South University, 2016, 47(11): 3940-3497.
- [12] 李霞, 温泽峰, 金学松. 钢轨轨底坡对 LM 和 LMA 两种轮对接触行为的影响[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 64-69.
- LI Xia, WEN Zefeng, JIN Xuesong. Effect of rail cant on the rolling contact behavior of LM and LMA wheelsets[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 64-69.
- [13] 李金城, 李芾, 徐凯, 等. 基于车轮损伤的地铁动力车辆轮轨匹配研究[J]. 中国铁道科学, 2018, 39(3): 71-78.
- LI Jincheng, LI Fu, XU Kai, et al. Research on wheel/rail matching of metro power vehicle under wheel damage[J]. China Railway Science, 2018, 39(3): 71-78.
- [14] 陶功权, 温泽峰, 陆文教, 等. 不同轨底坡下地铁车辆轮轨型面匹配的静态接触分析[J]. 铁道学报, 2015, 37(9): 82-89.
- TAO Gongquan, WEN Zefeng, LU Wenjiao, et al. Static contact analysis of matching relationship of metro vehicle wheel and rail profiles under different rail cant conditions[J]. Journal of the China Railway Society, 2015, 37(9): 82-89.
- [15] SZKODA M, MICHNEJ M. A method of fretting wear reduction in an automatic wheel set gauge change system[J]. Engineering Failure Analysis, 2014, 45: 363-375.
- [16] BAI Z F, ZHAO Y. Dynamic behaviour analysis of planar mechanical systems with clearance in revolute joints using a new hybrid contact force model[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2012, 54: 190-205.
- [17] LIU C, TIAN Q, HU H Y, et al. Dynamics and control of a spatial rigid-flexible multibody system with multiple cylindrical clearance joints[J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 52: 106-129.
- [18] SHI H L, WANG L, SHABANA A A, et al. Integration of geometry and analysis for the study of liquid sloshing in

- railroad vehicle dynamics[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2017, 231(4): 608-629.
- [19] 王开文. 车轮接触点迹线及车轮接触几何参数的计算[J]. 西南交通大学学报, 1984(1): 89-98.
- WANG Kaiwen. The track of wheel contact points and the calculation of wheel/rail geometric contact parameters[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1984(1): 89-98.
- [20] 罗仁, 石怀龙. 铁道车辆系统动力学及应用[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2018.
- LOU Ren, SHI Huailong. Dynamics of railway vehicle systems and application[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2018.
- [21] 干锋, 戴焕云, 高浩, 等. 铁道车辆不同踏面等效锥度和轮轨接触关系计算[J]. 铁道学报, 2013, 35(9): 19-24.
- GAN Feng, DAI Huanyun, GAO Hao, et al. Calculation of equivalent conicity and wheel-rail contact relationship of different railway vehicle treads[J]. Journal of the China Railway Society, 2013, 35(9): 19-24.
- [22] POLACH O. Characteristic parameters of nonlinear wheel/rail contact geometry[J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(Suppl.): 19-36.
- [23] 金学松, 刘启跃. 轮轨摩擦学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2004.
- JIN Xuesong, LIU Qiyue. Tribology of wheel and rail[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2004.
- [24] KALKER J J. Three-dimensional elastic bodies in rolling contact[M]. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1990.
- [25] 李国栋, 曾京, 池茂儒, 等. 高速列车轮轨匹配关系改进研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(4): 93-100.
- LI Guodong, ZENG Jing, CHI Maoru, et al. Study on the improvement of wheel-rail matching relationship for high speed train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(4): 93-100.
-
- 作者简介:** 石怀龙(通信作者), 男, 1986 年出生, 博士, 助理研究员。主要研究方向为铁道车辆系统动力学。
E-mail: shi@swjtu.edu.cn
- 郭金莹, 女, 1987 年出生, 博士研究生。主要研究方向为铁道车辆系统动力学。
E-mail: guojy@my.swjtu.edu.cn