

曲线几何参数对不同类型货车转向架轮轨动力作用的影响分析

杨春雷¹, 黄运华², 丁军君²

(1. 湖北民族大学智能科学与工程学院, 湖北 恩施 445000; 2. 西南交通大学机械工程学院, 四川 成都 610031)

摘要: 27 t 轴重的侧架交叉支撑转向架和副构架径向转向架是中国最近研制的两种重载货车转向架。为研究比较两转向架的曲线性能, 分析曲线几何参数、轨道谱激励对不同类型转向架轮轨动力的影响特性, 综合考虑转向架结构形式、技术参数和重载曲线轨道相关要求, 建立重载货车-轨道耦合动力学模型和曲线参数化模型。结果表明, 副构架径向转向架曲线性能在小半径曲线(≤ 800 m)线路上具有相对优势, 曲线半径越小, 优势越明显, 但增大曲线半径和施加线路谱激励均会弱化其优势; 两种转向架对外轨超高和缓和曲线长度变化的动力响应趋势基本一致, 都在欠超高(0~15 mm)范围内轮轨综合响应较小; 缓和曲线长度对两者均存在拐点, 且拐点近乎相同, 如当速度为 80 km/h, 曲线半径为 800 m 时, 计算拐点都是约 50 m, 与 TB 10627—2017《重载铁路设计规范》标准中规定的缓和曲线长度最小取值一致。

关键词: 轮轨动力学; 转向架; 曲线几何参数; 27 t 轴重; 曲线性能

中图分类号: U211.5; U260.331 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2023)01-0159-11

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.01.017

引 言

侧架交叉支撑转向架和副构架径向转向架是我国分别消化吸收美国 SCT-Barber 侧架交叉支撑技术和南非 Scheffel 径向转向架技术的基础上自主研发的两种型式的铁路货车转向架。其中侧架交叉支撑式转向架为我国铁路主型货车转向架, 利用该技术先后研制或改制的转向架主要有转 8AG、转 K2、转 K6 型和近期研制的 27 t 轴重的 DZ1 型转向架^[1-4], 而采用径向转向架技术研制的主要有外径向臂式自导向转向架、转 K7 型和最近研制的 27 t 轴重 DZ3 型转向架^[5-7]。

伴随着这两种货车转向架的设计、生产、试验及应用, 围绕这两种货车转向架的相关理论和实验研究也不断涌现, 给中国铁路货物运输及装备发展提供了相应的技术支持与安全保障^[8-17]。但分析研究相关文献发现: 大部分研究都集中于转向架本身的结构参数及其动力学分析上, 而对这两种转向架在相同运行环境工况下的动力学特性分析及其差异性却鲜有研究。笔者曾分析比较了两种转向架的曲线通过性能, 发现两者存在一定差异, 特别是曲线半径越小, 差异就越明显^[18]。李亨利等^[19]曾利用 SIM-

PACK 软件分析比较了曲线半径、超高等曲线几何参数对 25 t 轴重的转 K6 和转 K7 型转向架曲线通过性能的影响, 并得出了设置欠超高有利于降低轮轨磨损。曲线半径在 400~1200 m 范围内, 转 K7 型转向架能降低轮轨对冲角, 减缓轮轨磨损, 有效提高曲线通过性能的结论。但该研究结论是在光滑曲线工况下(即无线路谱激励)得到的, 一旦施加线路不平顺激励后, 仿真计算结果会发生变化, 其结论可能不再成立。另外, 文中分析的是 25 t 轴重的转 K6 型和转 K7 型转向架, 而 27 t 轴重 DZ1 型和 DZ3 型转向架, 不仅轴重增大, 部分结构和参数也发生了改变, 这些结构和参数变化会影响货车转向架的曲线通过性能。这都需要进一步的研究来予以分析和验证。

本文基于车辆-轨道耦合动力学理论^[20]和两种 27 t 轴重转向架的真实结构和性能参数, 采用重载货车-轨道耦合动力学模型^[21], 对装配这两种转向架的重载货车进行曲线通过仿真计算, 除了对比分析光滑曲线工况下曲线半径、缓和曲线长度、外轨超高等曲线几何参数对重载货车曲线通过的影响外, 还进一步分析了线路谱激励对两种转向架货车曲线通过的影响特性, 并针对性的与文献[19]进行了分析验证, 在此基础上对重载铁路曲线几何参数的取值提出了相应建议。

收稿日期: 2021-07-15; **修订日期:** 2021-09-09

基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2016YFB1200501); 国家自然科学基金资助项目(51965016); 湖北省省级教科研项目(2017390)。

1 主要结构和技术参数差异

1.1 主要结构差异

27 t轴重侧架交叉支撑转向架和副构架径向转向架仍采用传统的摇枕、侧架和轮对三大件式转向架结构,两种转向架的主要区别在于侧架交叉支撑转向架是在左右侧架间加装弹性交叉支撑装置,将左右侧架相连,以增加转向架的抗菱刚度;而副构架径向转向架则是在前后轮对间加装轮对径向装置,将前后轮对相连,实现前后轮对相互耦合,增加轮对的径向性能。两种转向架的结构如图1所示。

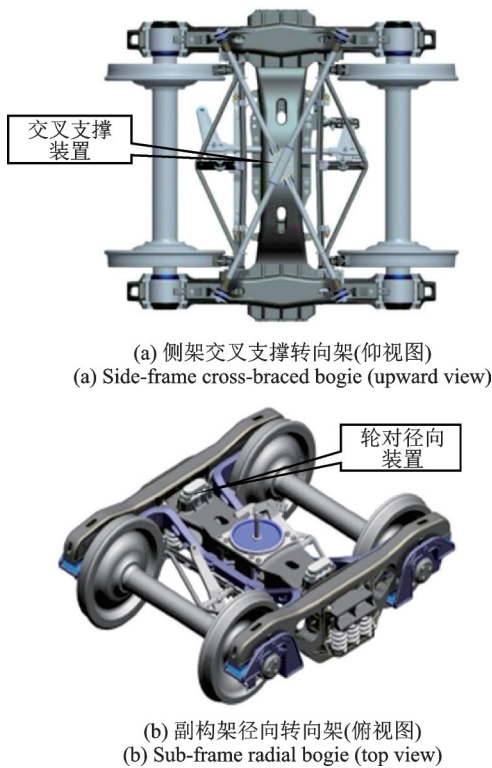


图1 侧架交叉支撑转向架和副构架径向转向架
Fig.1 Side-frame cross-braced bogie and sub-frame radial bogie

1.2 主要技术参数差异

两种转向架的基本技术参数相同(如轴重、固定轴距、旁承中心距、轮径等),主要技术参数差异为:因轮对径向装置比交叉拉杆重,副构架径向转向架自重要重约300 kg;一系轮对定位刚度两者相差几乎一个量级,副构架转向架的三向刚度约只有侧架交叉支撑转向架的1/10,这是两转向架技术参数的最大不同之处;另外,因结构差异,侧架交叉支撑转向架在左右侧架间存在交叉拉杆纵、横向等效刚度,而副构架径向转向架则在前后轮对间存在轮对径向装置的纵、横向等效刚度。

2 动力学模型

2.1 车辆-轨道耦合动力学模型

由于两种转向架都是在三大件转向架的基础上通过加装不同的附加装置来实现相应功能,其动力学模型仍可采用以三大件转向架为基础的车辆-轨道耦合动力学模型,只需对交叉支撑装置和轮对径向装置采用等效的纵向和横向刚度进行弹性模拟即可,而其质量则分别等效到左右侧架和前后轮对上,不作为独立刚体部件参与振动分析运算^[21]。仿真车体考虑为80 t级通用敞车重车工况,其结构尺寸以及技术参数按C_{80E(F)}实际选取^[22],轨道结构考虑为提速干线T60轨道结构基本参数,Ⅱ型混凝土轨枕和普通碎石道床^[20],重载货车-轨道耦合动力学模型及自由度和相关参数说明详见文献^[21]。

2.2 曲线参数化模型

典型的曲线轨道平面如图2所示。当车辆由直线进入圆曲线,因线路曲率 k 由零增至 $1/R_0$,超高 h 由零增至 h_0 。即使不考虑线路不平顺激励,因线路曲率和超高变化产生的系统固有激励也会引起轮轨系统的动态响应。为了缓和因曲率和外轨超高突变带来的冲击,一般通过设置曲率和超高均连续变化的缓和曲线来连接直线和圆曲线。但超高和曲率的变化,会造成轨道平面扭曲。车辆进入该轨道平面时,因车辆各刚体部件所处位置和进出曲线时间不同,车辆各部件运动变化并不一致,相互间必然存在相对平动和转动,进而引起车辆悬挂变化^[23-24]。

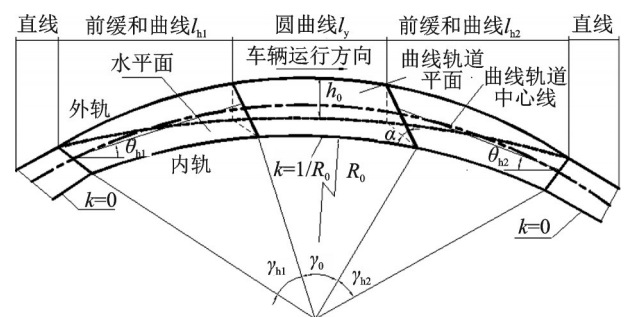


图2 典型曲线变化示意图
Fig.2 Schematic diagram of a typical curve line

所以,准确反映并确定出曲线线路状态,计算出车辆各刚体部件的相对位移和转动,是进行车辆曲线通过仿真计算的前提。中国缓和曲线一般采用三次抛物线型超高顺坡缓和曲线,即外轨超高 h 和曲率 k 都随缓和曲线长度线性变化,则各主要曲线参数计算公式可推导如下^[25]:

超高 h

$$h = \begin{cases} \frac{l}{l_{h1}} h_0 & (\text{前缓和曲线}) \\ h_0 & (\text{圆曲线}) \\ \frac{(l_{h2} - l)}{l_{h2}} h_0 & (\text{后缓和曲线}) \end{cases} \quad (1)$$

曲率 k

$$k = \begin{cases} \frac{l}{l_{h1} R_0} & (\text{前缓和曲线}) \\ \frac{1}{R_0} & (\text{圆曲线}) \\ \frac{(l_{h2} - l)}{l_{h2} R_0} & (\text{后缓和曲线}) \end{cases} \quad (2)$$

侧滚角 α

$$\alpha = \begin{cases} \frac{h}{2a_0} & (\text{前缓和曲线}) \\ \frac{h_0}{2a_0} & (\text{圆曲线}) \\ \frac{h}{2a_0} & (\text{后缓和曲线}) \end{cases} \quad (3)$$

中心角 γ

$$\gamma = \begin{cases} \frac{l^2}{2R_0 l_{h1}} & (\text{前缓和曲线}) \\ \frac{l_y}{R_0} & (\text{圆曲线}) \\ \frac{(l_{h2} - l)^2}{2R_0 l_{h2}} & (\text{后缓和曲线}) \end{cases} \quad (4)$$

顺坡角 θ

$$\theta = \begin{cases} \frac{h_0}{l_{h1}} & (\text{前缓和曲线}) \\ 0 & (\text{圆曲线}) \\ -\frac{h_0}{l_{h2}} & (\text{后缓和曲线}) \end{cases} \quad (5)$$

式中 l 为车辆在各曲线段的走行距离, l_{h1} 和 l_{h2} 为前后缓和曲线长度, h_0 为曲线外轨最大超高, l_y 为圆曲线长度, R_0 为圆曲线半径, a_0 为左右轮轨接触点距离之半。根据以上公式,即可实时计算出车辆各刚体部件的超高、侧滚、摇头、点头角及其速度和加速度,采用坐标变换,求出车辆各悬挂点相对位移、相对速度及悬挂力,然后代入车辆系统运动微分方程,即可进行车辆曲线通过的仿真计算。

3 仿真计算工况

车辆速度为 80 km/h, 分别计算曲线半径、外轨超高和缓和曲线长度变化三种工况, 每种工况均考虑无线路谱激励和我国京哈、京广、京沪三大重载提

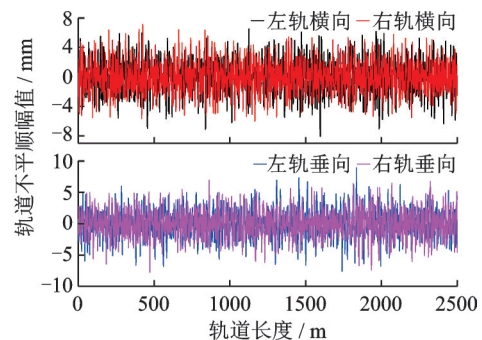
速干线轨道谱激励, 具体工况如下:

计算曲线半径变化: 中国 TB 10625—2017《重载铁路设计规范》虽已明确规定重载铁路最小曲线半径不得小于 600 m^[26], 但本文为进一步分析两种转向架的小半径曲线轮轨特性, 故确定曲线半径取值范围为 350~1600 m, 并以 100 m 为等级进行递增, 前、后缓和曲线长度 75 m (按最大超高 150 mm, 顺坡率 $\leq 2\%$ 确定), 圆曲线长 50 m, 外轨超高则按《重载铁路设计规范》中内、外轨磨耗均匀超高公式 $h = 11.8 \frac{\beta^2 v^2}{R}$ (即欠超高通过) 确定, 其中, v 为车辆速度; R 为曲线半径; 速度系数 $\beta = 0.8$ 。

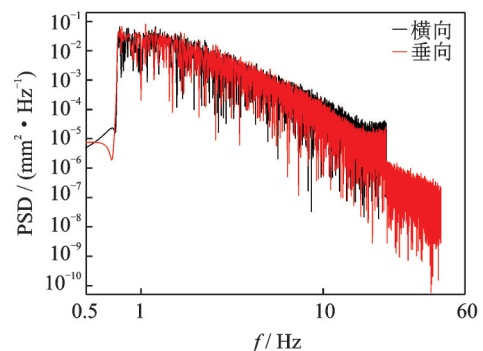
计算外轨超高变化: 曲线半径 800 m, 超高取值范围为 0~150 mm, 以 15 mm 等级递增, 而前后缓和曲线长度和圆曲线长度分别为 75 m 和 50 m。

计算缓和曲线长度变化: 曲线半径仍为 800 m, 外轨超高按内、外轨磨耗均匀公式计算取值 60 mm, 圆曲线长度 50 m, 缓和曲线长度取值范围为 20~120 m, 并以 10 m 为等级递增进行计算。

中国京哈、京广、京沪三大重载提速干线轨道谱如图 3 所示。左、右轨的横向和垂向幅值基本相当, 分别在 ± 8 mm 和 ± 10 mm 范围内, 钢轨的垂向不平顺幅值略大于其横向幅值。当速度为 80 km/h 时,



(a) 轨道不平顺幅值
(a) Amplitude of track irregularities



(b) 功率谱密度
(b) Power spectrum density

图 3 京哈、京广、京沪三大重载提速干线轨道谱

Fig. 3 Track spectrum of Beijing-Harbin, Beijing-Guangzhou and Beijing-Shanghai three heavy load speed-up trunk lines

钢轨横向激励频率集中在 1~20 Hz,而垂向激励频率有两个频率范围,分别为 1~20 Hz 和 20~45 Hz,但主要影响基本都集中在 10 Hz 以下的低频区。整个曲线计算工况如表 1 所示。

表 1 曲线几何参数工况

Tab. 1 Curve geometric parameter conditions

曲线几何 参数计算 工况	曲线半 径/m	外轨超高/ mm	缓和曲线长 度/m	圆曲线长 度/m
计算曲线 半径变化	350~1600	$h=11.8\frac{\beta^2v^2}{R}$	75	
计算外轨 超高变化	800	0~150	75	50
计算缓和 曲线长度 变化	800	60	20~120	

4 计算结果分析

图 4 是两种转向架货车通过半径为 600 m 曲线时的轮轨动力响应比较。

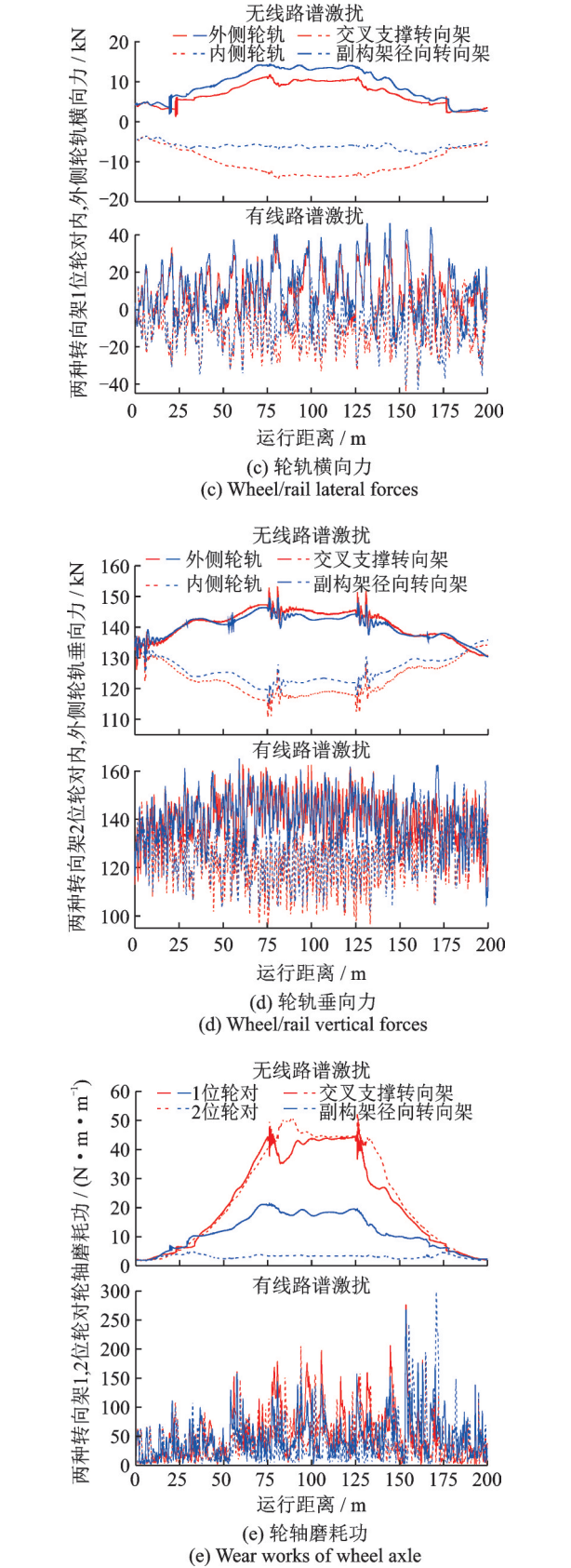
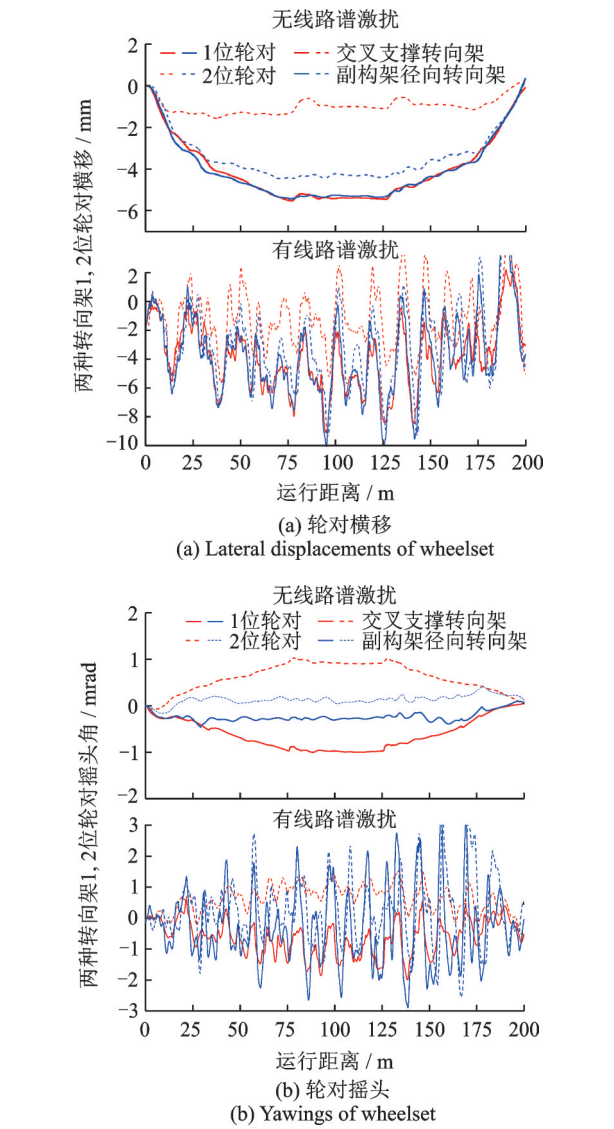


图 4 两转向架通过半径为 600 m 曲线时的轮轨动力响应
Fig. 4 Wheel/rail dynamic response of both bogies negotiating a curve with radius of 600 m

由图 4(a) 轮对横移比较可见, 无线路谱激励时, 两转向架前、后轮对在离心力作用下均趋向外侧, 前轮对横移几乎一致, 但后轮对差异较大。交叉

支撑转向架的后轮对横移明显比前轮对小,最大差达4 mm;而副构架径向转向架前、后轮对横移大致相当,最大差值小于1 mm,表明其前、后轮对运行同步性较好。在施加线路谱激励后,轮对会出现横移振动,副构架径向转向架的振幅更大,最大横移达10.03 mm,已高出交叉支撑转向架约1.16 mm。

从图4(b)轮对摇头比较看,无线路谱激励时,随着车辆进入曲线,轮对出现摇头,且随曲率增大而增大。副构架径向转向架的轮对摇头明显小于交叉支撑转向架,且随曲率变化较小。说明轮对径向装置能实现前、后轮对耦合作用,促使摇头作用反向相互传递,使前、后轮对呈现“外八字”形,可减小前后轮对冲角。在施加线路谱激励后,轮对出现摇头振动,副构架径向转向架的振幅明显更大。相比无线路谱激励,交叉支撑转向架前、后轮对摇头角最大增幅分别为0.8倍和0.337倍,而副构架径向转向架相应增幅则是4.96倍和5.2倍,最大摇头角为 -2.881 mrad,已是交叉支撑转向架的1.5倍。

图4(c)是轮轨横向力的比较。无线路谱激励时,两转向架前轮对外侧轮轨横向力变化基本相近,副构架径向转向架的外侧横向力略大(最大差值2.97 kN),其内侧横向力则比交叉支撑转向架的小(最大值差6.371 kN)。施加线路谱激励后,两转向架的轮轨横向力均成倍增大,交叉支撑转向架的最大增幅是2.62倍,而副构架径向转向架则是4.1倍。可见施加线路谱激励后,副构架径向转向架的增幅更大,说明对线路谱激励更为敏感,横向力响应也更剧烈。

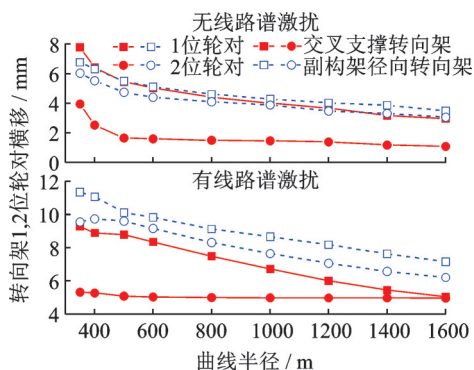
从图4(d)轮轨垂向力比较看,当车辆以欠超高通过曲线时,外侧垂向力增载,内侧垂向力减载,欠超高越多,增减载则越严重。无线路谱激励时,垂向力在缓圆点和圆缓点附近会出现冲击振动现象,这是由于在缓-圆和圆-缓连接点,线路顺坡角会出现从定值到零或由零到定值的突变,引起车辆垂向冲击振动^[25]。在施加线路谱激励后,轮轨垂向力均相应增加,但增幅明显比横向作用小。相对无线路谱激励,交叉支撑转向架最大垂向力的增幅约为3.5%,副构架径向转向架的增幅约为8.46%,仍比交叉支撑转向架大。

从图4(e)轮轨磨耗功比较可见,无线路谱激励时,副构架径向转向架的前、后轮轴磨耗功明显比交叉支撑转向架的小,前者分别只有后者的约42.4%和9.13%;从前、后轮轴磨耗均匀性比较看,交叉支撑转向架前后轮差异相对较小,磨耗相对均匀,而副构架径向转向架差异较大,后轮对磨耗功明显比前轮对小。施加线路谱激励后,轮轨磨耗功均大幅增加,交叉支撑转向架最大增幅为4.94倍,而副构架

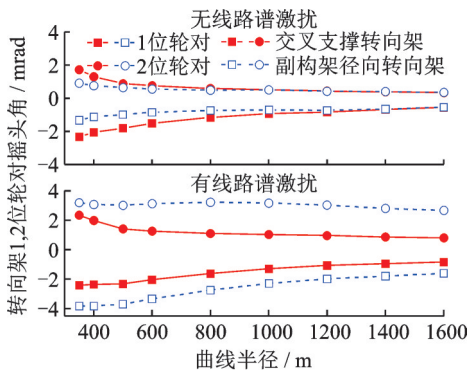
径向转向架为60.8倍,增幅远大于交叉支撑转向架。

4.1 曲线半径变化影响比较

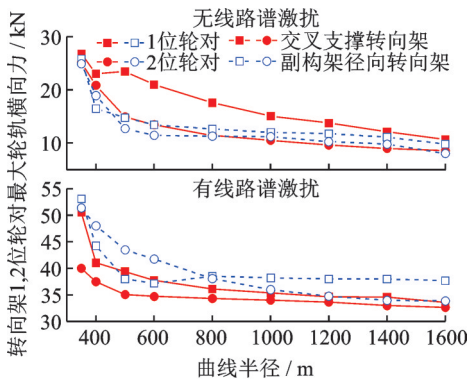
曲线半径变化对两转向架轮轨动力响应的比较如图5所示。由图5(a)轮对横移变化比较看,副构架径向转向架前、后轮对横移基本保持同步,而交叉支撑转向架的前轮对则明显大于后轮对,且其后轮对随曲线半径变化很小。无线路谱激励时,两种转向架的前轮对横移基本一致,大小相当;有线路谱激励后,轮对横移会普遍加大,但副构架径向转向架增长幅度更大,在曲线半径350~1600 m范围内,其最大轮对横移基本都超过了交叉支撑转向架,特别是



(a) Lateral displacements of wheelset



(b) Yawings of wheelset



(c) Wheel/rail lateral forces

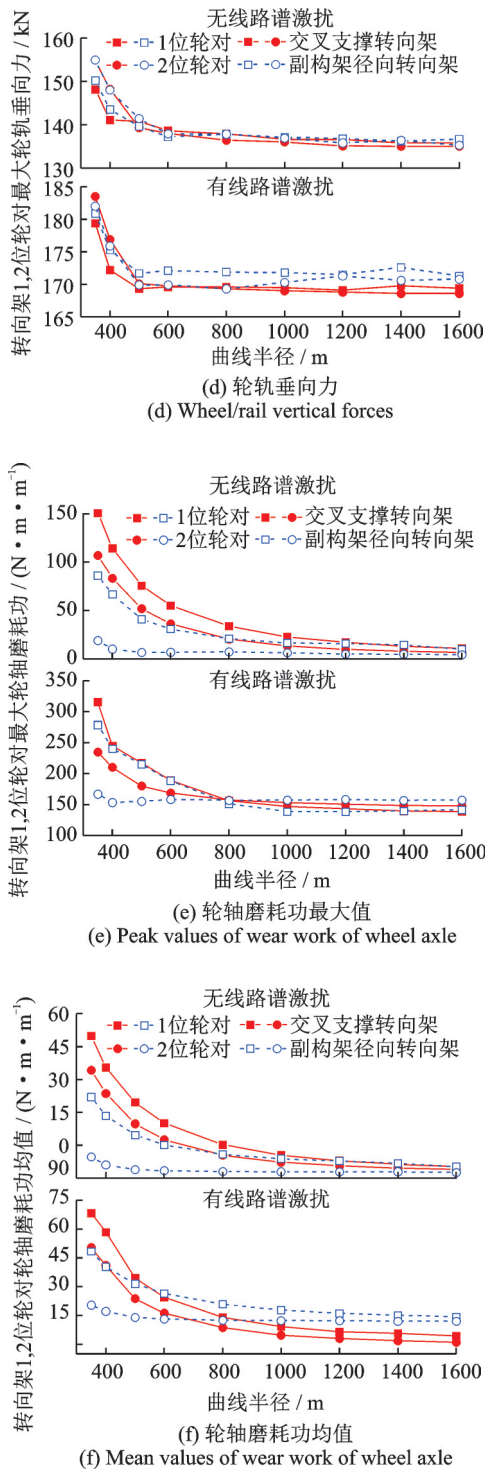


图5 曲线半径对两种转向架轮轨动力作用的影响

Fig. 5 Effects of curve radius on wheel/rail dynamic interaction of two type freight bogies

在曲线半径小于600 m时,前轮对最大横移都超过了10 mm,在轮对摇头作用下,车轮将出现轮缘贴靠及两点接触,会引起轮缘磨耗^[27]。

图5(b)是轮对摇头随曲线半径变化的比较。由图可见,无线路谱激励时,副构架径向转向架的轮对摇头比交叉支撑转向架小,且曲线半径越小,差异越大。副构架径向转向架轮对摇头随曲线半径变化不大,一直处于0值附近;而交叉支撑转向架的轮对

摇头随曲线半径增大逐渐减小,但变化趋缓,在曲线半径超过1200 m后,两转向架轮对摇头基本相当,这与文献[19]研究一致。施加线路谱激励后,轮对摇头普遍增加,但副构架径向转向架的增幅更大,其前、后轮对的摇头反而超过了交叉支撑转向架,表明线路谱激励会明显弱化其径向能力。

图5(c)是两转向架轮轨横向力的变化比较。由图可知,无线路谱激励时,轮轨横向力随曲线半径增大而下降,在小半径曲线,变化较快,而在曲线半径 >800 m后,变化趋缓。交叉支撑转向架前轮对的轮轨横向力略大,而后轮对横向力两者基本相当。在施加线路谱激励后,副构架径向转向架横向力增幅更大,在曲线半径 ≤ 400 m时,其最大横向力甚至已接近GB/T 5599—2019《机车车辆动力学性能及试验鉴定规范》的限值要求;两转向架轮轨横向力均随曲线半径增大而下降,但在曲线半径 >800 m后变化很小。说明在曲线半径 >800 m后,影响轮轨横向力的主要是线路谱激励,不再是曲线半径大小。

从图5(d)轮轨垂向力随曲线半径变化比较看,两转向架轮轨垂向力的变化基本一致。在曲线半径 ≤ 600 m时,轮轨垂向力随曲线半径减小急剧增加,而在 >600 m后,变化不大。无线路谱激励时,两转向架轮轨垂向力差异较小,大小基本一致。施加线路谱激励后,轮轨垂向力随曲线半径的变化趋势跟无线路谱激励时一致,但极值有所增大,且副构架径向转向架的增幅更大,使其最大垂向力也比交叉支撑转向架的略大。

从综合反映轮轨磨耗的图5(e)和(f)轮轴磨耗功比较看,两转向架的轮轴磨耗功均随曲线半径增大而减小,特别是在小曲线半径范围(≤ 800 m),下降幅度明显,但随着曲线半径加大,影响减弱。无线路谱激励时,副构架径向转向架的前、后轮对轮轴磨耗功极值和轮轴磨耗功均值(输出值的算术平均值)都比交叉支撑转向架小,且曲线半径越小,差异越明显。当曲线半径 ≥ 1200 m后,两种转向架的轮轨磨耗大小基本相当。交叉支撑转向架前、后轮对的磨耗功极值和均值差异均较小,说明磨耗相对平均,而副构架径向转向架的前轮对磨耗功在小半径曲线上(≤ 800 m)大于后轮对,即导向轮对磨耗会比非导向轮对快。施加线路谱激励后,两转向架各轮对轮轨磨耗功均成倍增加,且副构架径向转向架增幅更大;但从轮轴磨耗功均值看,在曲线半径 ≤ 800 m的范围,其值仍比交叉支撑转向架低,说明在小曲线半径,副构架径向转向架在降低轮轨磨耗方面仍然具有一定的相对优势。

4.2 外轨超高变化

车辆通过曲线时,是欠或过超高通过公式

$$h_{q(g)} = h_0 - 11.8 \frac{v^2}{R} \text{ 计算确定。若 } h_{q(g)} < 0 \text{ 为欠超高,}$$

$h_{q(g)} > 0$ 为过超高, $h_{q(g)} = 0$ 为平衡超高。

图6是外轨超高变化对两种转向架轮轨动力作用的比较。由图6(a)可见,超高变化对两转向架轮轨横向力的影响存在一定差异。无线路谱激励时,交叉支撑转向架后轮对的横向力随外轨超高增大线性下降,前轮对横向力在超高低于45 mm时随超高增加而下降,但在超高约45 mm时开始随超高增加线性上升。而副构架径向转向架前、后轮对的横向力则随超高的变化大致同步,在欠超高范围,随超高增加线性下降,而在过超高范围,则随超高线性上升。超高约70 mm时,交叉支撑转向架前、后轮横向力都较小,而超高约90 mm时,副构架径向转向架前后轮横向力较小。施加线路谱激励后,轮轨横向力增大,但其变化趋势基本与无线路谱激励类似;

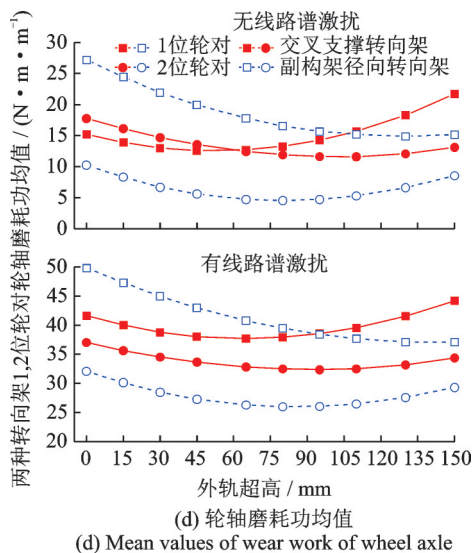
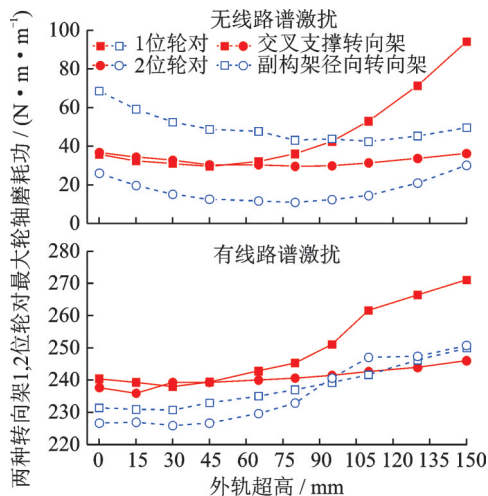
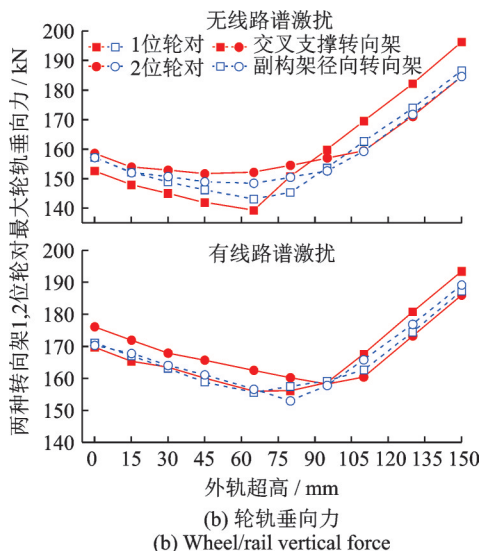
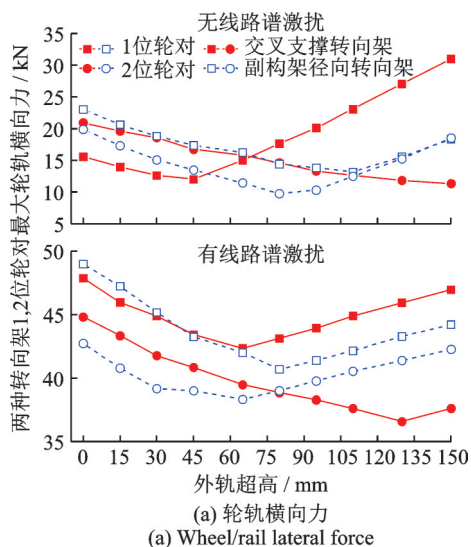


图6 外轨超高对两种转向架轮轨动力作用的影响

Fig. 6 Effects of rail superelevation on wheel/rail dynamic interaction of two type freight bogies

在超高为80 mm附近时,两转向架前、后轮对横向力都较小,这与无线路谱激励时对应超高大致相同。

由图6(b)两转向架轮轨垂向力变化比较可见,无论是否有线路谱激励,两转向架前、后轮对垂向力随外轨超高均呈“V”字形变化,基本是在欠超高范围,垂向力随超高增加缓慢下降,在过超高范围,则随超高增加快速上升。两转向架前后轮垂向力都较小时对应超高与轮轨横向力对应值保持一致,也在80 mm附近。线路谱激励对轮轨垂向力极值的影响与其他指标相比并不突出,说明超高本身对轮轨垂向力影响较大,特别是过超高影响更为明显,这就要求车辆过曲线时需尽量避免出现过超高现象。

超高变化对两转向架轮轨磨损功的影响比较如图6(c)和(d)所示。由图可见,无线路谱激励时,两转向架前后轮轴磨损功的极值和均值随超高均呈“浅凹形”变化,即过大的欠超高或过超高都会加剧

轮轨磨耗,但适当的欠超高有利于降低轮轨磨耗,两种转向架大致都是在超高为 80 mm 时(即欠超高为 15 mm),前、后轮轴磨耗功的极值和均值都较小。在施加线路谱激励后,转向架的前、后轮轴磨耗功极值大幅增加,且随超高增大而增加;从轮轴磨耗功均值比较看,其变化特性基本与无线路谱激励一致,即仍然在超高为 80 mm 时最低。这说明,从降低轮轨磨耗角度,两转向架均以欠超高 15 mm 左右曲线通过为宜。

4.3 缓和曲线长度

研究表明,缓和曲线长度对轮轨动力作用的影响存在拐点^[28]。缓和曲线长度变化对两转向架轮轨动力影响比较如图 7 所示。为保证仿真时同曲线段的线路谱激励工况一致,通过调整进入曲线前的直线段长度来保证曲线段施加的激励相同,对比分析时只取前 20 m 缓和曲线+50 m 圆曲线+后 20 m 缓和曲线这段数据(因为最短缓和曲线长度为 20 m)。

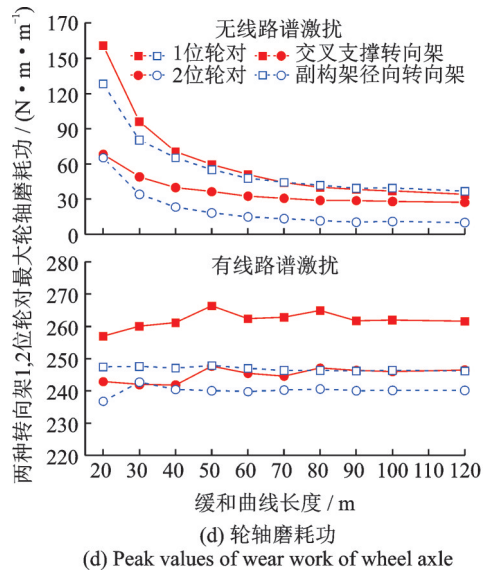
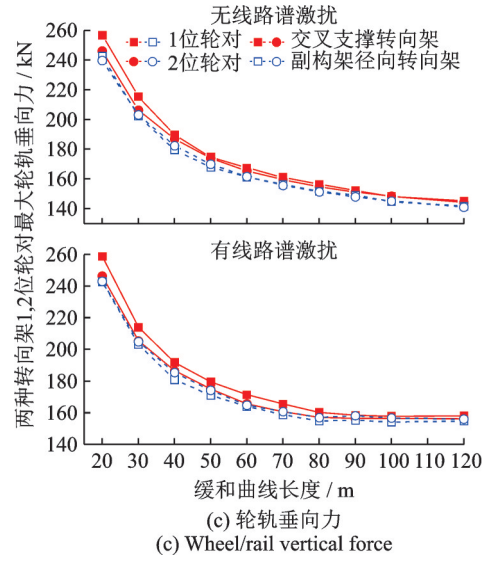
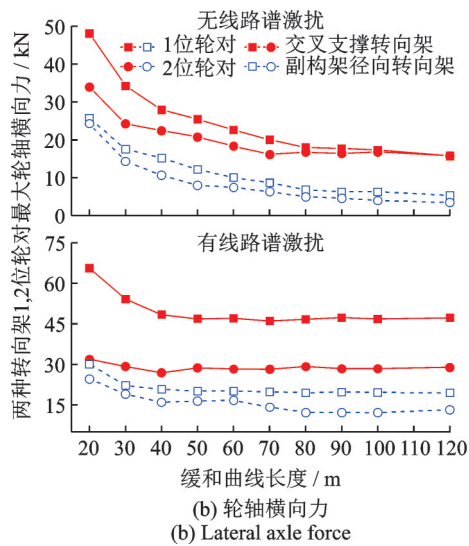
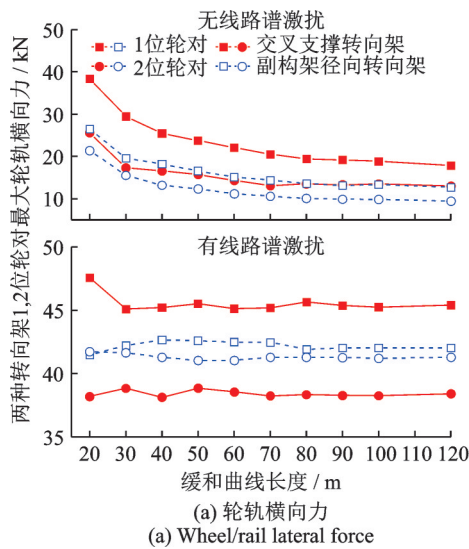


图 7 缓和曲线长度对两种转向架轮轨动力作用的影响
Fig. 7 Effects of length of transition curve on wheel/rail dynamic interaction of two type freight bogies

由图 7(a)轮轨横向力和图 7(b)轮轴横向力的变化可见,无线路谱激励时,两转向架的轮轨横向力和轮轴横向力随缓和曲线长度增加有所下降,各对应值都是交叉支撑转向架要大;当缓和曲线长度 ≤ 50 m 时,增加其长度一定程度上能降低轮轨横向力和轮轴横向力,而在其长度超过 50 m 后,则影响甚微,即拐点约是 50 m。在施加线路谱激励后,缓和曲线长度变化对轮轨横向作用的影响会减弱,特别是当缓和曲线长度超过 40~50 m 后,其变化的影响几乎可忽略。这说明在有线路不平顺激励后,缓和曲线长度拐点约是 50 m。

由图 7(c)缓和曲线长度变化对轮轨垂向力的影响可见,无论有无线路谱激励,缓和曲线长度变化对两转向架轮轨垂向力的影响特性基本一致,即轮轨垂向力会随着缓和曲线长度增加而下降。在缓和

曲线长度小于80 m时,其变化影响明显,而当长度大于80 m后,影响不大,即从轮轨垂向力指标评判,缓和曲线长度的拐点约是80 m。

缓和曲线长度变化对轮轴磨耗功的影响比较如图7(d)所示。由图可见,无线路谱激励时,在缓和曲线长度小于50~80 m时,增加缓和曲线长度能降低轮轨磨耗,之后其变化对轮轨磨耗功影响甚微。有线路谱激励后,缓和曲线长度对副构架径向转向架的轮轨磨耗功极值几乎无影响,交叉支撑转向架随缓和曲线长度变化存在一定波动,但幅值也很小。这说明在施加线路谱激励后,主要影响轮轨磨耗功极值的是线路激励,而不是缓和曲线长度。

5 结 论

通过建立两种转向架类型货车-轨道耦合动力学模型和曲线轨道参数化模型,仿真分析曲线几何参数和轨道谱激励对两种转向架曲线性能的影响比较,可得出以下结论:

(1)不考虑线路谱激励时,副构架径向转向架的曲线性能具有相对优势,且曲线半径越小,优势越明显。线路谱激励会明显加剧轮轨动力作用,但径向转向架的响应增幅更明显,部分指标甚至超过了交叉支撑转向架,说明副构架径向转向架对线路谱激励更为敏感,受线路谱的影响也更大。

(2)副构架径向转向架的曲线性能在小半径曲线($R \leq 800$ m)上具有相对优势,且曲线半径越小,优势越明显,但随着曲线半径增大以及线路谱激励影响,这种优势会明显弱化。

(3)两转向架对超高变化的响应特性基本一致,即过大的欠或过超高均会加剧轮轨动力作用,均是欠超高在0~15 mm范围内时,两者的综和轮轨动力响应较小。

(4)两转向架对缓和曲线长度变化的响应特性也差异较小,拐点近乎相同。当速度为80 km/h,曲线半径为800 m时,综合各指标两转向架的计算拐点都是约50 m,与TB 10627—2017《重载铁路设计规范》标准中规定的缓和曲线长度最小取值一致。

参考文献:

[1] 张卫华,王勇,于连友.转8A转向架改进方案动力学性能研究[J].铁道学报,2001,23(5):16-21.
ZHANG Weihua, WANG Yong, YU Lianyou. Study on dynamic behavior of the modified Zhuan 8A freight car bogies [J]. Journal of the China Railway Society, 2001, 23(5):16-21.

[2] 李立东,杨爱国.转K6型转向架的研制[J].铁道车辆,2005,43(10):22-25.
LI Lidong, YANG Aiguo. Development of Zhuan K6 bogie [J]. Rolling Stock, 2005, 43(10):22-25.
[3] 崔殿国,于连友,吕可维.铁路提速及重载货车转向架交叉支撑技术的研究与应用[J].铁道学报,2008,30(2):65-70.
CUI Dianguo, YU Lianyou, LÜ Kewei. Study and application of frame brace bogie technology for railway freight cars with increased speeds and higher loading capacities [J]. Journal of the China Railway Society, 2008, 30(2):65-70.
[4] 段仕会,徐世锋,李立东,等.DZ1型转向架的研制[J].铁道车辆,2016,54(6):31-34.
DUAN Shihui, XU Shifeng, LI Lidong, et al. Development of DZ1 bogie [J]. Rolling Stock, 2016, 54(6):31-34.
[5] 杨春雷,李芾,付茂海,等.25 t轴载外径向臂径向转向架动力学分析[J].交通运输工程学报,2010,10(5):1-8.
YANG Chunlei, LI Fu, FU Maohai, et al. Dynamics analysis of 25 t axle load steering bogie with radial arm [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2010, 10(5):1-8.
[6] 王璞.转K7型转向架的研制[J].铁道车辆,2008,46(10):19-21.
WANG Pu. Development of the Zhuan K7 bogie [J]. Rolling Stock, 2008, 46(10):19-21.
[7] 李亨利,王妍,吴畅,等.27 t轴重DZ3型转向架的研制[J].铁道车辆,2015,53(7):26-28.
LI Hengli, WANG Yan, WU Chang, et al. Development of the DZ3 bogie with the axle load 27 t [J]. Rolling Stock, 2015, 53(7):26-28.
[8] 李芾,傅茂海,黄运华.径向转向架机理及其动力学特性研究[J].中国铁道科学,2002,23(5):46-51.
LI Fu, FU Maohai, HUANG Yunhua. Research of principle and dynamic characteristics of radial bogies [J]. China Railway Science, 2002, 23(5):46-51.
[9] SADEGHI J, AKBARI B. Field investigation on effects of railway track geometric parameters on rail wear [J]. Journal of Zhejiang University Science A, 2006, 7(11):1846-1855.
[10] 刘宏友,杨爱国.影响转K6型转向架动力学性能的2个主要因素分析[J].铁道学报,2006,28(2):32-37.
LIU Hongyou, YANG Aiguo. The analysis of the two main factors influencing the dynamics performance of bogie Zhuan K6 [J]. Journal of the China Railway Society, 2006, 28(2):32-37.
[11] Real I Julia, Laura Gómez, Laura Montalbán, et al. Study of the influence of geometrical and mechanical parameters on ballasted railway tracks design [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26:

- 2837-2844.
- [12] 孙树磊,丁军君,黄运华,等. 铁路货车参数对车轮磨耗影响的仿真研究[J]. 中国铁道科学, 2013, 34 (5): 100-105.
- SUN Shulei, DING Junjun, HUANG Yunhua, et al. Simulation study on the effect of railway freight car parameters on wheel wear [J]. China Railway Science, 2013, 34 (5): 100-105.
- [13] 李亨利,李芾,潘树平,等. 货车径向转向架 U 形副构架刚度的设计方法[J]. 中国铁道科学, 2014, 35 (2): 72-78.
- LI Hengli, LI Fu, PAN Shuping, et al. Design method for the stiffness of U-type sub-frame on freight radial bogie [J]. China Railway Science, 2014, 35 (2): 72-78.
- [14] 李亨利,李芾,潘树平,等. 新型货车径向转向架低动力性能与连接可靠性[J]. 交通运输工程学报, 2013, 13 (5): 39-46.
- LI Hengli, LI Fu, PAN Shuping, et al. Low track force dynamic performance and connection reliability of new type radial bogie for freight car [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2013, 13 (5): 39-46.
- [15] ZHAI Wanming, GAO Jianming, LIU Pengfei. Reducing rail side wear on heavy-haul railway curves based on wheel-rail dynamic interaction [J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52: 440 - 454.
- [16] 周张义,李芾,潘树平,等. 副构架式转向架轮对径向装置抗剪刚度计算方法[J]. 铁道学报, 2013, 35 (3): 23-28.
- ZHOU Zhangyi, LI Fu, PAN Shuping, et al. Calculating method of shear stiffness of wheelsets radial device for sub-frame bogie [J]. Journal of the China Railway Society, 2013, 35 (3): 23-28.
- [17] Zboinski K, Golofit-Stawinska M. Investigation into nonlinear phenomena for various railway vehicles in transition curves at velocities close to critical one [J]. Nonlinear Dynamics, 2019, 98: 1555-1601.
- [18] 杨春雷,黄运华,李芾. 我国重载货车转向架曲线性能对比仿真[J]. 西南交通大学学报, 2019, 54 (3): 619-625.
- YANG Chunlei, HUANG Yunhua, LI Fu. Comparative study on the curving performance of Chinese heavy haul freight bogies [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2019, 54 (3): 619-625.
- [19] 李亨利,李芾,傅茂海,等. 曲线几何参数对货车转向架曲线通过性能的影响[J]. 中国铁道科学, 2008, 29 (1): 70-75.
- LI Hengli, LI Fu, FU Maohai, et al. Influence of curve geometric parameters on the curve negotiation performance of freight car bogies [J]. China Railway Science, 2008, 29 (1): 70-75.
- [20] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学 [M]. 4 版. 北京: 科学出版社, 2015.
- ZHAI Wanming. Vehicle-Track Coupled Dynamics [M]. 4th ed. Beijing: Science Press, 2015.
- [21] 杨春雷. 重载货车轴重与速度匹配关系研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
- YANG Chunlei. Research on matching relationship between axle load and running speed of heavy haul freight wagon [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013.
- [22] 张志彬,刘爽,李华,等. C80E(H, F)型通用敞车研制[J]. 铁道车辆, 2018, 56 (6): 22-24.
- ZHANG Zhibin, LIU Shuang, LI Hua, et al. Development of C80E(H, F) general purpose gondola cars [J]. Rolling Stock, 2018, 56 (6): 22-24.
- [23] 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): 67-73.
- LIU Pengfei, ZHAI Wanming, WANG Kaiyun, et al. The dynamic characteristics of suspension system and wheel load for rolling stock passing through transition curve [J]. China Railway Science, 2013, 34 (1): 67-73.
- [24] 王开云,翟婉明. 直线与曲线轨道上车辆悬挂相对位移的计算[J]. 西南交通大学学报, 2003, 38 (2): 122-126.
- WANG Kaiyun, ZHAI Wanming. Calculation of displacements of vehicle suspension on tangent and curved tracks [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2003, 38 (2): 122-126.
- [25] 杨春雷,王开云. 曲线轨道上重载货车悬挂相对位移的仿真计算方法及应用[J]. 西南交通大学学报, 2021, <https://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1277.U.20210706.1331.014.html>.
- [26] 国家铁路局. 重载铁路设计规范: TB 10625—2017 [S]. 北京: 中国铁道出版社, 2017.
- National Railway Administration. Code for design of heavy haul railway: TB 10625—2017 [S]. Beijing: China Railway Press, 2017.
- [27] 杨春雷,李芾,黄运华,等. 不同轮轨型面匹配关系及其轮轨动力特性分析[J]. 铁道机车车辆, 2010, 30 (1): 6-10.
- YANG Chunlei, LI Fu, HUANG Yunhua, et al. Analysis of the matching relationship of different wheel/rail profile contact & wheel/rail dynamic performance [J]. Railway Locomotive & Car, 2010, 30 (1): 6-10.
- [28] 高亮,王璞,蔡小培,等. 基于多车精细建模的曲线地段重载列车-轨道系统动力性能研究[J]. 振动与冲击, 2014, 35 (22): 1-6.
- GAO Liang, WANG Pu, CAI Xiaopei, et al. Dynamic characteristics of train-track system in curved track sections based on elaborate multi-vehicle model [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 35 (22): 1-6.

Effects analysis of curve geometric parameters on wheel/rail dynamic interactions between different freight bogies

YANG Chun-lei¹, HUANG Yun-hua², DING Jun-jun²

(1.College of Intelligent Systems Science and Engineering, Hubei Minzu University, Enshi 445000, China;

2.School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: The 27 t axle load side-frame cross-braced bogie and sub-frame radial bogie are the two heavy haul freight bogie developed recently in China. In order to comparatively study the curving performance of the two bogies, and analyze the influence characteristics of the curve geometric parameters and the excitation of track spectrum on wheel-rail dynamic interaction of different freight bogies, the heavy haul freight vehicle-track coupled dynamic model and the parameterized curved track model are established, where the structure, the technical parameters of the bogies and the related requirements of heavy haul curved track are comprehensively considered. The results indicate that, the sub-frame radial bogie has relative advantages of curving performance on small radius curves ($R \leq 800$ m), and the smaller the curve radius is, the more advantage it has, but the increase of curve radius and track spectrum excitation will weaken the advantage. The dynamic responses of the two bogies to the changes of rail superelevation and length of transition curve are basically the same, the comprehensive wheel/rail dynamic responses of both bogies are small within the deficient superelevation value (0~15 mm). There is an inflexion point for the length of transition curve, and the inflexion values of both bogies are almost the same. When the speed is 80 km/h and the curve radius is 800 m, the calculated inflexion value is about 50 m, which is consistent with the minimum length of transition curve specified in the standard of Code for Design of Heavy Haul Railway (TB 10627—2017).

Key words: wheel-rail dynamics interactions; bogie; curve geometric parameters; 27 t axle load; curving performance

作者简介: 杨春雷(1973—),男,博士,教授。电话:15672041319;E-mail:2015017@hbmzu.edu.cn。