

文章编号:1671-1637(2013)05-0047-07

机车自导向径向转向架轮轨接触特性

毕 鑫, 马卫华, 王少林, 罗世辉

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘 要:研究了三轴机车径向导向机构工作原理,采用数值仿真的方法分析了机车径向转向架和常规转向架通过缓和曲线时轮轨接触特性。研究表明:径向机构能够均衡前后轮对的导向力矩,改善机车一系悬挂的受力,有利于转向架构架向曲线径向方向摇头;常规转向架导向轮对易发生轮缘贴靠,产生较大冲角,而径向转向架轮对能够在较大半径下维持较小的冲角,导向轮对发生轮缘贴靠以后会削弱径向转向架的导向性能;两种转向架轮对的蠕滑力分布规律一致,导向轮对横向蠕滑力大于纵向蠕滑力,第3轮对纵向蠕滑力大于横向蠕滑力;横向蠕滑力的变化过程表现出强的非线性规律,较小的冲角就会产生较大的横向蠕滑力。

关键词:机车工程;径向转向架;动力学分析;曲线通过;轮轨接触;蠕滑力;轮缘接触

中图分类号:U260.11

文献标志码:A

Wheel-rail contact features of self-steering radial bogie locomotive

BI Xin, MA Wei-hua, WANG Shao-lin, LUO Shi-hui

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China)

Abstract: The working principle of radial steering structure for three axle locomotive was studied. Wheel-rail contact features of locomotives with radial bogie and conventional bogie during passing transition curve were analyzed in detail by using the numerical simulation method. It is concluded that radial structure can balance the steering torques between wheelsets and improve locomotive primary suspension force to promote the bogie frame moving along the radial direction. The guide wheelset of conventional bogie is more susceptible to flange contact, which leads to a greater angle of attack. The guide wheelset in the radial bogie can maintain a smaller angle of attack on a large radius curve. When the flange contact occurs on the guide wheelset, the steering ability of radial bogie is weakened. The creep force distributions are almost same for the two types of bogies, i. e. the lateral creep force is greater than the longitudinal creep force for the guide wheelset, but the longitudinal creep force is greater than the lateral creep force for the third wheelset. The change of lateral creep force shows strongly nonlinear characteristic that smaller angle can cause larger lateral creep force. 13 figs, 14 refs.

Key words: locomotive engineering; radial bogie; dynamics analysis; curve negotiation; wheel-rail contact; creep force; flange contact

Author resumes: BI Xin(1985-), male, doctoral student, +86-28-86466203, bixing168@126.com; LUO Shi-hui(1964-), male, professor, PhD, +86-28-86466203, shluo@swjtu.edu.cn.

收稿日期:2013-05-18

基金项目:国家自然科学基金项目(51005190);教育部新世纪优秀人才支持计划项目(NCET-11-0712);四川省科技计划项目(2012GZ0103);西南交通大学2011年落实之星计划项目

作者简介:毕 鑫(1985-),男,山西阳泉人,西南交通大学工学博士研究生,从事机车车辆系统动力学研究。

导师简介:罗世辉(1964-),男,江西赣州人,西南交通大学教授,工学博士。

0 引 言

随着铁路货物运输向高速和重载方向发展,重载要求大功率机车的应用,受到轴重的限制,可以采用 3 个两轴转向架结构或者 2 个三轴转向架结构,但是为了安装电气设备同时降低机车重心高度,采用三轴转向架结构是比较理想的选择。由于三轴转向架端轴轴距较长,不利于机车曲线通过,尤其是小半径曲线,引起严重的轮轨磨耗和噪音。为了改善机车车辆曲线通过性能,各国都进行了广泛的研究,如采用加宽轨距,改变内轨轨底坡和非对称打磨内轨顶面等措施,实现扩大内外轨轮径差^[1],提高转向架的曲线通过性能。其中径向转向架是提高转向架曲线通过性能的有效措施之一。机车径向转向架主要分为自导向和迫导向 2 种型式,由于迫导向式机构较复杂,通用性较差等条件限制而没有大范围推广,仅有日本在 283 通勤列车上采用迫导向径向转向架进行了减小车轮横向力试验^[2],而应用最多的是自导向式径向转向架。

许多学者对自导向径向转向架的工作原理和试验进行了大量的研究。Wichens 等回顾了传统转向架、被动导向转向架和主动导向转向架的优缺点,指出了被动导向和主动导向转向架在提高机车车辆曲线通过性能的优点^[3];李芾等研究了迫导向、自导向径向转向架的导向原理与基本结构,发现径向转向架是降低曲线轮轨磨耗和提高直线稳定性的有效措施^[4];Ahmadian 等在英国 Wickens 提出的等效刚度理论的基础上提出用等效刚度和阻尼的概念研究径向转向架的性能和参数匹配,在保证稳定性的前提下,降低转向架的弯曲刚度,实现充分利用轮轨蠕滑力导向^[5-6];Simson 等提出当货运机车轮轨接触界面蠕滑力处于饱和态时,借助轮轨接触法向力的横向分力,轮对可以实现横向力平衡,减小横向蠕滑力,实现同一转向架内各轮对处于相同状态的理想导向目标^[7];李亨利等研究了曲线半径、曲线超高等几何参数对径向转向架曲线通过性能的影响,并提出了自导向径向转向架的适用范围^[8];杨春雷等采用车辆轨道耦合动力学理论研究发现径向转向架比传统转向架具有更高的稳定性和更好的曲线通过性^[9];Simson 等研究了牵引力对转向架曲线通过性能的影响,发现牵引力会降低转向架的曲线通过性能^[10-11]。过去的研究主要从宏观方面研究径向转向架相对常规转向架对曲线通过性能的改善情况,而关于径向机构对轮轨接触特性影响的研究尚显不

足。李亨利和 Polach 等发现曲线半径对转向架曲线通过性能影响最大,而线路超高和运行速度的影响相对较弱一些^[6,8]。为了深入了解径向机构和连续变化的曲线半径对径向转向架曲线通过时轮轨接触特性的影响规律,本文主要研究机车从直线经缓和曲线运行到曲率恒定的圆曲线这段过程,同时与常规转向架的曲线通过过程进行对比分析,认识径向转向架的导向特性。

1 转向架曲线通过机理

图 1 为机车三轴转向架。相对于机车非径向三轴转向架,径向转向架在靠近端轴的构架横梁上分别铰接一个绕 z 轴可以自由旋转的导向横梁,再通过单拉杆与端轴轮对轴箱连接,2 个导向横梁通过耦合杆实现摇头耦合,使端轴轮对相对于构架的摇头角反向相等。另外,轮对牵引力经导向横梁旋转铰传递到构架上,导向机构实现轮对导向与牵引功能解耦。减小导向轮对的摇头定位刚度可以明显提高转向架的曲线通过性能和降低轮轨磨耗,但是由于非径向转向架一系悬挂还承担传递牵引力或制动力的功能,在降低一系摇头定位刚度时会影响机车的黏着性能。径向转向架通过导向机构,实现了导向和牵引力或制动力传递的功能分离,在不降低转向架临界速度的前提下,可以实现减小转向架轮对摇头刚度,提高转向架的曲线通过性能。

1.1 径向机构运动分析

对图 1 径向转向架进行运动分析,见图 2。这里主要关注导向机构对轮对运动的影响,因此,仅分析转向架的第 1 轮对和第 3 轮对,中间轮对和常规

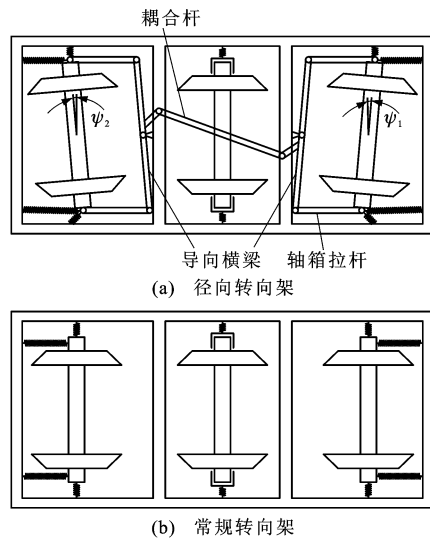


图 1 三轴转向架

Fig. 1 Three-axle bogies

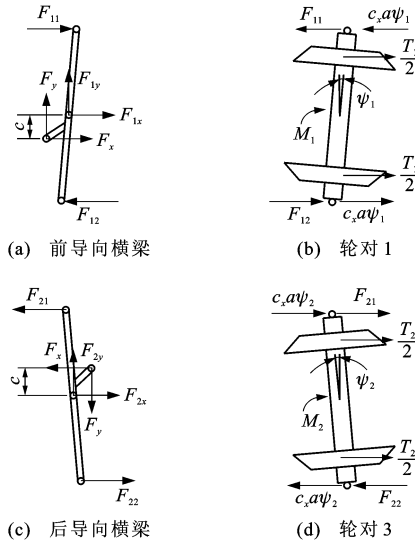


图 2 导向机构受力分析

Fig. 2 Force analysis of steering structure

转向架大致相同。

作用于轮对上的蠕滑力合成为作用于轮对左右侧大小相等、方向相同的力和作用于轮对中心的力矩,如力 $T_1/2$ 、力矩 M_1 和力 $T_2/2$ 、力矩 M_2 。这里忽略各杆件和铰接点的弹性影响。

前轮对平衡方程为

$$-F_{11} + F_{12} + T_1 = 0 \quad (1)$$

$$F_{11}a + 2c_x a^2 \psi_1 + F_{12}a - M_1 = 0 \quad (2)$$

后轮对平衡方程为

$$F_{21} - F_{22} + T_2 = 0 \quad (3)$$

$$2c_x a^2 \psi_2 + F_{21}a + F_{22}a + M_2 = 0 \quad (4)$$

前横梁平衡方程为

$$F_{11} + F_{1x} + F_x - F_{12} = 0 \quad (5)$$

$$-F_{11}a - F_{12}a + F_x c = 0 \quad (6)$$

后横梁平衡方程为

$$-F_{21} + F_{22} + F_{2x} - F_x = 0 \quad (7)$$

$$F_{21}a + F_{22}a + F_x c = 0 \quad (8)$$

根据几何约束可得

$$\psi_1 = \psi_2 \quad (9)$$

由以上诸方程可解得

$$\psi_1 = \psi_2 = \frac{M_1 - M_2}{4c_x a^2} \quad (10)$$

$$F_{11} = \frac{M_1 + M_2}{4a} + \frac{T_1}{2} \quad (11)$$

$$F_{12} = \frac{M_1 + M_2}{4a} - \frac{T_1}{2} \quad (12)$$

$$F_{21} = -\frac{T_2}{2} - \frac{M_1 + M_2}{4a} \quad (13)$$

$$F_{22} = \frac{T_2}{2} - \frac{M_1 + M_2}{4a} \quad (14)$$

$$F_{1x} = -T_1 - \frac{M_1 + M_2}{2c} \quad (15)$$

$$F_{2x} = -T_2 + \frac{M_1 + M_2}{2c} \quad (16)$$

$$F_x = \frac{M_1 + M_2}{2c} \quad (17)$$

式中: F_{11} 、 F_{12} 、 F_{21} 、 F_{22} 分别为轮对 1 和轮对 3 左侧与右侧的轴箱拉杆作用力; F_{1x} 、 F_{1y} 、 F_{2x} 、 F_{2y} 分别为前、后导向横梁支点纵向(x 向)与横向(y 向)作用力; c 为径向拉杆作用点到导向横梁支点的横向距离; c_x 为端轴轮对一系纵向定位刚度; F_x 为径向拉杆纵向作用力; F_y 为径向拉杆横向作用力; ψ_1 、 ψ_2 分别为轮对 1 和轮对 3 的摇头角; a 为一系定位横向跨距之半; T_1 、 T_2 、 M_1 、 M_2 分别为轮对 1 和轮对 3 中蠕滑力形成的纵向力和力矩。

由式(11)~(14)可得径向机构分别作用于第 1 轮对的力矩 M'_1 和第 3 轮对的力矩 M'_2 分别为

$$M'_1 = -M'_2 = F_{11}a + F_{12}a = \frac{M_1 + M_2}{2} \quad (18)$$

由式(9)、(18)可以看出,径向机构有均衡作用在轮对上力矩的功能,让同一转向架的两端轴轮对相互促进导向。

1.2 非径向转向架曲线通过机理

重载机车发挥较大的纵向牵引力,而非径向转向架的牵引刚度由一系悬挂纵向定位提供,需要选用较大的一系悬挂纵向定位刚度,这对提高转向架的临界速度是有利的,而限制了轮对依靠蠕滑自导向能力。机车进入缓和曲线时,导向轮对有趋于径向位置的趋势,轮对朝外轨方向横移。由于踏面斜度引起内外车轮产生滚动圆半径差,在满足曲线通过所需的滚动半径差的同时,产生较大纵向蠕滑力平衡一系悬挂摇头力矩的约束,但是轮对受到一系较大的摇头定位刚度约束,为产生足够的纵向蠕滑力矩,导向轮对就会快速向曲线外侧横移,产生较大的滚动圆半径差。当外侧车轮横移到轮缘附近时,轮对的横移受到限制。随着缓和曲线曲率的增大,导向轮对冲角也逐渐增大,伴随产生较大的横向蠕滑力,导致导向轮对外侧车轮上引起较大的几何导向力,引导机车导向。

2 动力学模型

利用多体动力学软件 SIMPACK 建立某机车的整车动力学模型,见图 3。其中转向架模型分别采用径向转向架和常规转向架 2 种形式。整车动力学模型包括 1 个车体、2 个转向架、6 个牵引电机,其中径

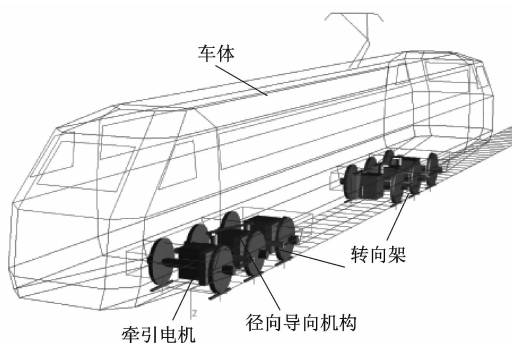


图3 整车动力学模型

Fig. 3 Locomotive dynamics model

向转向架还包含 2 套径向导向机构。径向转向架和常规转向架的悬挂参数主要区别是端轴轮对一系纵向刚度,在满足非线性临界速度均为 $140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的条件下,常规转向架的端轴轮对一系单侧纵向刚度为 $47.6 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$,径向转向架为 $3.0 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$,2 种转向架其余悬挂参数一致。

为比较径向转向架和非径向转向架曲线通过轮轨接触特性,轨道上没有施加轨道不平顺激励,车轮踏面外形为 JM3 磨损型踏面,轨面为 Rail60 轨,踏面等效锥度见图 4。采用数值积分求解动力学方程,模型中考虑了轮轨接触几何和蠕滑力的非线性、轴箱自由横动量、二系横向止挡刚度非线性以及各减振器阻尼非线性等,其中轮轨蠕滑力的计算采用 FASTSIM 程序。

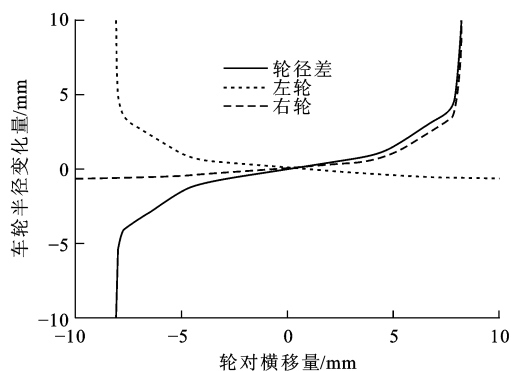


图4 轮径差与轮对横移量

Fig. 4 Wheel diameter difference and wheelset lateral displacements

3 仿真分析

曲线的设置为 30 m 直线,120 m 缓和曲线,120 mm 超高,200 m 曲线半径为 300 m 的圆曲线,以平衡速度 $55.2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 通过曲线。在采用 2 种转向架的机车从直线经缓和曲线运动到曲率恒定的圆曲线的过程,详细分析了轮对的横移、冲

角、蠕滑力、导向轮对外侧车轮几何导向力与转向架悬挂力的变化过程。

3.1 轮对横移量与冲角

2 种转向架轮对横移量和冲角的动态变化过程分别见图 5、6。从图 5 可以看出,相对于径向转向架,常规转向架导向轮对更易发生轮缘贴靠。当常规转向架机车进入缓和曲线时,导向轮对为了克服一系悬挂约束实现径向调节,轮对快速向曲线外侧移动,内外轮上形成需要的滚动半径差。当轮对向曲线外侧横移大于 6 mm 时,由于轮对的等效锥度增大,横移小的内外轮也能产生较大的滚动半径差,这时轮对的横移速率减小。随着缓和曲线曲率的增加,轮对逐渐向曲线外侧移动,直到发生轮缘接触。第 3 轮对首先向曲线外侧移动,随着缓和曲线曲率的增加,又逐渐向曲线内侧移动。这是由于当第 3 轮对刚进入缓和曲线时,导向轮对向曲线外侧移动,引起整个转向架向曲线外侧摇头,第 3 轮对产生一个正冲角。轮对向曲线外侧移动,形成必要的轮径差,轮对上作用的纵向蠕滑力形成减小冲角的蠕滑力矩。随着缓和曲线曲率的增加,第 3 轮对的冲角逐渐变为负冲角,轮对逐渐向曲线内侧移动,在导向轮对外移和第 3 轮对内移共同作用下,转向架构架

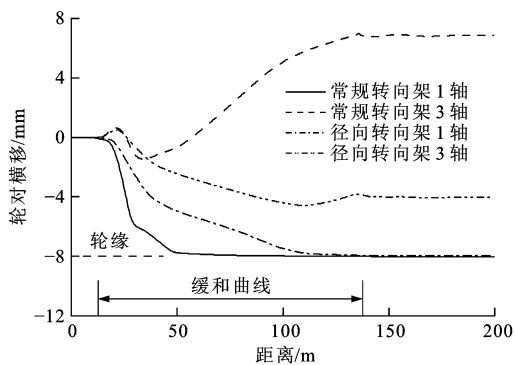


图5 轮对横移

Fig. 5 Lateral displacements of wheelsets

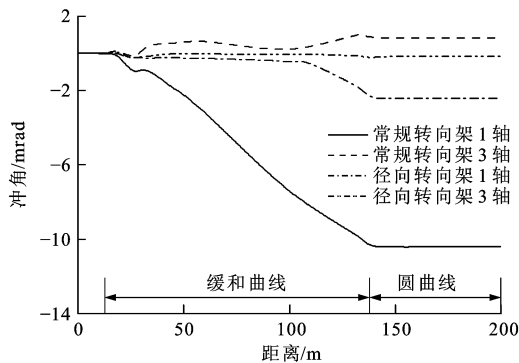


图6 轮对冲角

Fig. 6 Angles of attack of wheelsets

向曲线外侧摇头,同时在蠕滑力矩的作用下,第3轮对维持较小的轮对冲角。对于径向转向架,导向轮对和第3轮对在导向轮对发生轮缘接触以前,随着缓和曲线曲率的增加,均逐渐向曲线外侧移动。当导向轮对发生轮缘接触以后,第3轮对逐渐向曲线内侧移动。

从图6可以看出,在整个曲线通过过程中,径向转向架各轮对的冲角都比常规转向架相应轮对冲角小,特别是导向轮对。2种转向架的第3轮对的冲角都比导向轮对的冲角小,导向轮对的冲角为正冲角,第3轮对的冲角为负冲角。当径向转向架导向轮对发生轮缘接触以后,导向轮对的冲角快速增大。

3.2 蠕滑力

2种转向架轮对的蠕滑力动态变化过程计算结果见图7~10。从图7、8中可以看出,2种转向架导向轮对的横向蠕滑力变化范围均大于第3轮对,常规转向架轮对的横向蠕滑力变化范围比径向转向架大。这主要是由于径向转向架一系悬挂摇头定位刚度的减小,轮对在纵向蠕滑力的作用下能够发挥自导向能力,保持较小的轮对冲角。同时,还可以看出横向蠕滑力与冲角的关系表现出强的非线性特点。当轮对冲角较小时,横向蠕滑力随着冲角的增加快

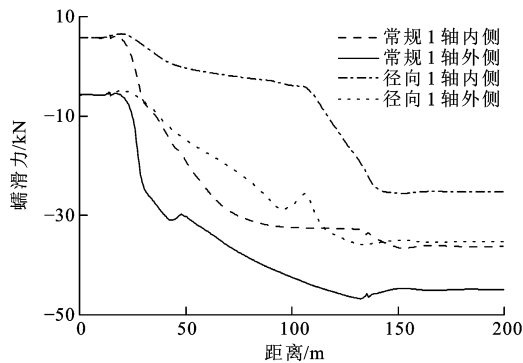


图7 导向轮对横向蠕滑力

Fig. 7 Lateral creep forces of guide wheelsets

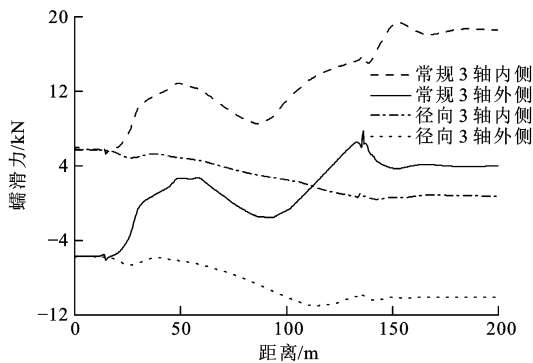


图8 第3轴横向蠕滑力

Fig. 8 Lateral creep forces of the third wheelsets

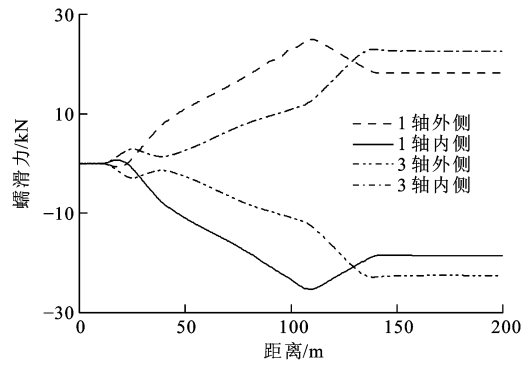


图9 径向转向架纵向蠕滑力

Fig. 9 Longitudinal creep forces of radial bogie

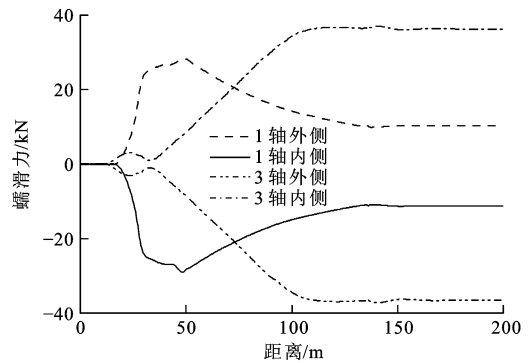


图10 常规转向架纵向蠕滑力

Fig. 10 Longitudinal creep forces of conventional bogie

速增大。超过一定值时,横向蠕滑力的增加速率随着冲角的增加变缓。以转向架导向轮对外侧车轮为例,对于常规转向架,当轮对向曲线外侧横移6 mm时,冲角为 -1 mrad ,横向蠕滑力为25 kN,当轮对横移为8 mm时,冲角为 -2 mrad ,横向蠕滑力为30 kN,横向蠕滑力随冲角的增长速率为 $5 \text{ kN} \cdot \text{mrad}^{-1}$;随着缓和曲线曲率的增加,轮对横移维持8 mm,冲角增大到 -10.5 mrad ,横向蠕滑力增大到45 kN,横向蠕滑力随冲角的增长速率为 $1.76 \text{ kN} \cdot \text{mrad}^{-1}$ 。而对于径向转向架导向轮对外侧车轮,在轮对横移为5 mm时,冲角为 -0.2 mrad ,横向蠕滑力为10 kN,当轮对横移8 mm时,冲角为 -0.5 mrad ,横向蠕滑力为30 kN,横向蠕滑力随冲角的增长速率为 $66 \text{ kN} \cdot \text{mrad}^{-1}$;随着缓和曲线曲率的增加,轮对横移维持8 mm,冲角增大到 -2.5 mrad ,横向蠕滑力增大到35 kN,横向蠕滑力随冲角的增长速率为 $2.5 \text{ kN} \cdot \text{mrad}^{-1}$ 。对于径向转向架,导向轮对在轮缘接触以前,随着缓和曲线曲率的增加,内侧车轮的横向蠕滑率变化范围小于外侧车轮。当轮缘接触以后,内侧车轮的横向蠕滑力增速加快。根据金学松等的研究结果^[12-14],轮对冲角对轮轨接触蠕滑力的影响较大,在轮对没有施加牵引力或制动力的情况

下,轮对冲角为 5.2 mrad 时,就会使轮轨接触斑处的总蠕滑力达到饱和。从径向转向架对轮对冲角的改善情况来看,轮缘不接触钢轨时,轮对能够维持较小的冲角,改善机车的黏着性能。当轮缘发生贴靠以后,相对于常规转向架,径向转向架对改善轮轨横向力的能力受到削弱。

从图 9、10 可以看出,2 种转向架导向轮对和第 3 轮对的纵向蠕滑力形成的蠕滑力矩方向相反。变化趋势都是开始时导向轮对的纵向蠕滑力大于第 3 轮对的纵向蠕滑力,超过某一曲率半径以后,第 3 轮对的纵向蠕滑力大于导向轮对的纵向蠕滑力,这一蠕滑力的交变过程均发生在轮缘接触以后。径向转向架导向轮对的纵向蠕滑力大于第 3 轮对时,通过径向机构的作用,促进第 3 轮对导向。这从图 1 可以看出,导向轮对发生轮缘接触以前,在导向机构的作用下,导向轮对和第 3 轮对随着缓和曲线曲率的增加,两轮对同时向曲线外侧移动。径向转向架导向轮对上作用的纵向蠕滑力在轮对发生轮缘接触以前,随着缓和曲线曲率的增加而增大。导向轮对发生轮缘接触以后,随着横向蠕滑力的增大,受到蠕滑饱和的限制,导向轮对的纵向蠕滑力逐渐减小。这时第 3 轮对的纵向蠕滑力迅速增大,超过导向轮对,促使导向轮对维持较小冲角。而对于常规转向架,导向轮对在进入缓和曲线以后,快速向曲线外侧移动,纵向蠕滑力迅速增大,达到最大值。随着缓和曲线曲率的增加,在蠕滑饱和的限制下,随着横向蠕滑力的增加,纵向蠕滑力逐渐减小。而第 3 轮对随着曲率的增加,纵向蠕滑力逐渐增大,并且与导向轮对的蠕滑力差也远大于径向转向架,促使转向架构架向正冲角的方向摇头,不利于机车曲线通过。

3.3 一系悬挂力

2 种转向架的悬挂力动态变化过程分别见图 11、12,可以看出,一系悬挂力的变化特点与轮对纵

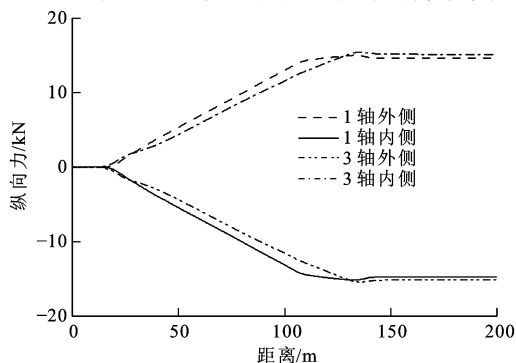


图 11 径向转向架一系簧受力

Fig. 11 Primary spring forces of radial bogie

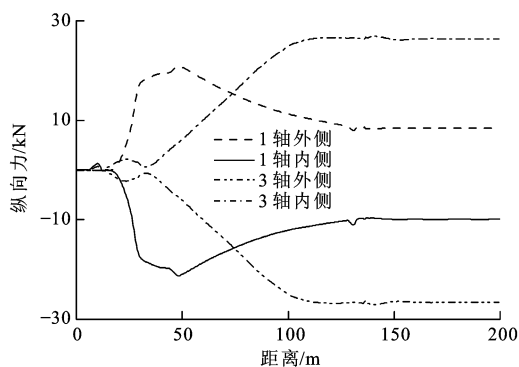


图 12 常规转向架一系簧受力

Fig. 12 Primary spring forces of conventional bogie

向蠕滑力的变化相似。径向转向架由于导向机构的作用,导向轮对和第 3 轮对作用于一系悬挂的力大小几乎相等,方向相反,而常规转向架导向轮对和第 3 轮对的悬挂力差较大,在 300 m 圆曲线上,悬挂力差高达 18 kN 。当转向架通过曲线时,径向转向架构架更易于实现径向位置,同时能够改善一系悬挂的受力,提高一系弹簧的疲劳寿命。

3.4 几何导向力

2 种转向架导向轮对外侧车轮上作用的几何导向力计算结果见图 13,可以看出,径向转向架导向轮对的几何导向力远小于常规转向架,有利于改善曲线轨道的受力,减小轨道的破坏。在 300 m 圆曲线上,常规转向架的导向轮对外侧车轮上作用的几何导向力为 91.3 kN ,而径向转向架导向轮对仅为 60.4 kN ,减小约 33.8% 。当径向转向架导向轮对发生轮缘接触以后,导向力增加速度明显加快。

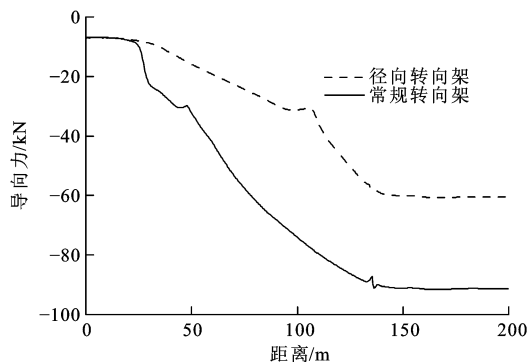


图 13 几何导向力

Fig. 13 Geometric steering forces

4 结 语

为了解不同曲线半径对三轴机车自导向径向转向架轮轨接触特性的影响规律,采用数值仿真的方法,研究了机车采用径向转向架和常规转向架以平衡速度从直线经缓和曲线运动到曲率恒定的圆曲线

过程中的轮轨接触特性。研究发现径向机构能够均衡同一转向架内两端轮对的导向力矩,互相促进导向,同时径向机构能够改善转向架一系悬挂的受力,使转向架构架更有利于向曲线径向靠近,提高转向架的导向性能。机车通过曲线时,常规转向架的导向轮更易发生轮缘接触。当径向转向架导向轮对发生轮缘接触以后,导向轮对的冲角快速增大,导致阻碍转向架导向的横向蠕滑力迅速增大,削弱了转向架的导向性能,也就是说径向转向架有一个最佳的曲线使用范围。对整个转向架来说,后端轮对的蠕滑力矩阻碍转向架导向。横向蠕滑的变化过程表现出强的非线性,较小的冲角就会引起较大的横向蠕滑力,较大的横向蠕滑力限制了纵向蠕滑力的发挥。如果采取措施使径向转向架后端轮对在纯滚线附近,减小阻碍导向的蠕滑力矩,同时使导向轮对尽可能减小冲角,是进一步提高径向转向架导向性能的研究方向。

参考文献:

References:

- [1] 李霞,温泽峰,张剑,等. 轨底坡对轮轨滚动接触行为的影响[J]. 机械强度, 2009, 31(3): 475-480.
LI Xia, WEN Ze-feng, ZHANG Jian, et al. Effect of rail cant on wheel/rail rolling contact behavior[J]. Journal of Mechanical Strength, 2009, 31(3): 475-480. (in Chinese)
- [2] SATO E, KOBAYASHI H, TEZUKA K, et al. Lateral force during curve negotiation of forced steering bogies[J]. Quarterly Report of RTRI, 2003, 44(1): 8-14.
- [3] WICKENS A H, GOODALL R M, LI J. Re-evaluation of the limitations of the railway wheelset: passive and active[J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44(S1): 14-23.
- [4] 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 Mao-hai, HUANG Yun-hua. Research of principle and dynamic characteristics of radial bogies[J]. China Railway Science, 2002, 23(5): 46-51. (in Chinese)
- [5] AHMADIAN M, HUANG Wei. A qualitative analysis of the dynamics of self-steering locomotive trucks [J]. Vehicle System Dynamics, 2002, 37(2): 85-127.
- [6] POLACH O. Curving and stability optimisation of locomotive bogies using interconnected wheelsets[J]. Vehicle System Dynamics, 2004, 41(S): 53-62.
- [7] SIMSON S, COLE C. Idealized steering for hauling locomotives[J]. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2007, 221(2): 227-236.
- [8] 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 Heng-li, LI Fu, FU Mao-hai, 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. (in Chinese)
- [9] 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): 30-37.
YANG Chun-lei, LI Fu, FU Mao-hai, et al. Dynamics analysis of 25 t axle load steering bogie with radial arm[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2010, 10(5): 30-37. (in Chinese)
- [10] SIMSON S, COLE C. Parametric simulation study of traction curving of three axle steering bogie designs[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(S): 717-728.
- [11] 王开云,翟婉明,封全保. 机车牵引状态下曲线通过导向特性研究[J]. 中国铁道科学, 2006, 27(2): 71-76.
WANG Kai-yun, ZHAI Wan-ming, FENG Quan-bao. Study on the steering characteristics of curve negotiation under locomotive traction[J]. China Railway Science, 2006, 27(2): 71-76. (in Chinese)
- [12] 金学松,温泽峰,张卫华. 轮对运动状态对轮轨滚动接触应力的影响[J]. 工程力学, 2004, 21(1): 165-173.
JIN Xue-song, WEN Ze-feng, ZHANG Wei-hua. Effect of wheelset motions on the rolling contact stresses of wheel and rail[J]. Engineering Mechanics, 2004, 21(1): 165-173. (in Chinese)
- [13] 温泽峰,金学松. 两种型面轮轨滚动接触蠕滑率/力的比较[J]. 工程力学, 2002, 19(3): 82-89.
WEN Ze-feng, JIN Xue-song. Two types of profiles in rolling contact[J]. Engineering Mechanics, 2002, 19(3): 82-89. (in Chinese)
- [14] 申鹏,宋建华,李自彬,等. 轮轨黏着特性试验研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(7): 10-13, 32.
SHEN Peng, SONG Jian-hua, LI Zi-bin, et al. Experimental investigation on wheel/rail adhesion characteristic[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(7): 10-13, 32. (in Chinese)