

# 耦合车轮导向机理分析及导向性能对比研究\*

靳晓亮<sup>†</sup> 戚壮 刘鹏飞 王美琪 刘永强

(石家庄铁道大学 机械工程学院,石家庄 050043)

**摘要** 不同耦合方式的车轮,其车辆的导向性能有明显不同.建立传统轮对、独立旋转车轮、纵向耦合轮对和弹性阻尼耦合轮对转向架动力学模型,分析其导向机理及纵向蠕滑力的产生,通过仿真确定不同耦合方式车轮车辆的曲线通过规律.计算结果表明传统轮对能够产生同位车轮大小相等、方向相反的纵向蠕滑力且导向能力最优;独立旋转车轮不能产生纵向蠕滑力,通过曲线时只能依靠轮缘进行导向;纵向耦合轮对产生同侧前后大小相等、方向相反的纵向蠕滑力,导向能力优于独立旋转车轮;弹性阻尼耦合轮对产生的纵向蠕滑力规律与传统轮对纵向蠕滑力规律基本一致,其导向性能略差于传统轮对,优于纵向耦合轮对.

**关键词** 传统轮对, 独立旋转车轮, 耦合轮对, 纵向蠕滑力, 导向机理 导向性能

DOI: 10.6052/1672-6553-2020-029

## 引言

随着城市轨道交通日益发展,轮对的耦合方式也越来越多样化.传统轮对具有自动对中和曲线导向能力,但其地板面高度较高,不利于乘客上下车.独立旋转车轮可以有效降低地板面高度,但其自动对中和曲线导向能力较差.为解决这一问题,建立了传统轮对车辆、独立旋转车轮车辆、纵向耦合车轮车辆和弹性阻尼耦合轮对车辆,分析其转向架的导向机理及纵向蠕滑力的产生,仿真不同耦合方式车轮车辆的动力学特性,确定其曲线通过规律,为低地板车的研发提供可靠依据.

车辆曲线导向能力问题一直以来都是一个热点话题.文献[1]介绍了独立旋转车轮的导向机理,通过设计新型车轮踏面,开发新型转向架,利用主动导向技术来提高车轮的导向能力;文献[2]分析了独立旋转车轮和传统轮对的导向机理,确定了耦合轮对的发展趋势;文献[3]建立了弹性阻尼耦合轮对车辆模型,分析了不同耦合度时车辆的曲线通过性;文献[4]对弹性阻尼耦合轮对车辆进行了深入研究,分析了耦合刚度和耦合阻尼对车辆系统的影响,确定了最佳耦合度;文献[5]采用了电轴技术,提出了用电轴耦合刚度来判定轮对的耦能力;

文献[6,7]提出了一种独立旋转车轮车辆主动控制策略,通过速度传感器与光学传感器分别检测左右车轮转速差与车轴摇头角,并将采用其控制策略的转向架与常规转向架的计算结果进行了对比;文献[8]给出了一种基于主动导向的独立轮对转向架,通过作动器对轮对的冲角进行主动控制,实验验证了这种主动导向独立轮对转向架的良好的曲线通过性能.基于以上理论,有必要对不同耦合方式车轮车辆的导向能力进行系统的对比研究.

传统轮对如图1,它是将两个车轮和一根车轴固结连接在一起,具有直线上自动对中能力和曲线通过性能,当轮对向轨道中心一侧偏移时,在纵向蠕滑力和重力复原力的作用下使轮对回到轨道中心.由于车轮采用锥形面,不可避免地产生蛇行运动.与传统轮对相比,独立旋转车轮如图2,取消了中间轴,可做成曲轴降低地板面高度,将左右车轮分别装在各自的轴承上,左右车轮可以独立旋转,轮轨间不存在纵向蠕滑力,消除了蛇行运动,但直线对中能力和曲线通过性非常差.耦合轮对是一种新型的轮对,是通过一定耦合方式连接在一起的.纵向耦合车轮是将独立旋转车轮同侧的前后车轮通过齿轮箱机械的耦合在一起,产生纵向蠕滑力,也可以获得导向能力.弹性阻尼耦合轮对是将两个

2019-09-30 收到第 1 稿,2020-02-16 收到修改稿.

\* 国家自然科学基金重大项目(11790282,11702179),河北省高等学校青年拔尖人才计划项目(BJ2017001),河北省自然科学基金青年科学基金项目(A2018210064)

† 通讯作者 E-mail: 543998549@qq.com

车轮和一根车轴之间通过弹性阻尼耦合器连接在一起,起抗扭转作用,可以实现左右车轮既不完全独立也不完全固结,产生纵向蠕滑力,提高导向性能.

本文通过分析上述几种耦合车轮纵向蠕滑力的产生和导向机理,搭建耦合车轮车辆动力学模型,仿真不同耦合方式车轮车辆的曲线通过规律,对比分析不同耦合车轮车辆的曲线导向能力.

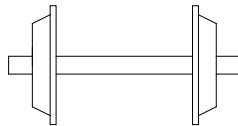


图1 传统轮对

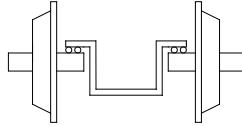


图2 独立旋转车轮

Fig.1 Traditional wheelset

Fig.2 Independent rotating wheel

## 1 导向机理分析

### 1.1 传统轮对导向机理分析

#### (1)重力复原力

车轮的重力 $Q$ 是垂直作用在钢轨上的,但由于车轮踏面和轨头间存在倾角 $\delta$ ,作用在钢轨上的重力就会分解成法向力 $N$ 和重力复原力 $F_{gy}$ ,重力复原力 $F_{gy}$ 的方向始终指向轨道中心使轮对复位.轮对的重力复原力之和为:

$$F_{gy} = F_{gyL} + F_{gyR} = -Q_L \tan(\delta_L) + Q_R \tan(\delta_R) \quad (1)$$

#### (2)轮轨蠕滑力

轮轨蠕滑力包括横向蠕滑力、纵向蠕滑力和自旋蠕滑力.对于锥形踏面轮对,根据Kaller线性理论,忽略自旋蠕滑,传统轮对的运动方程为:

$$m\ddot{y} + \frac{2f_{22}}{V}\dot{y} - 2f_{22}\psi = 0 \quad (2)$$

$$I_z\ddot{\psi} + \frac{2f_{11}b\lambda}{r_0}y + \frac{2f_{11}b^2}{V}\dot{\psi} = 0 \quad (3)$$

传统轮对的横向蠕滑力和纵向蠕滑力矩为:

$$F_y = 2f_{22}\left(\frac{\dot{y}}{V} - \psi\right) \quad (4)$$

$$T_z = -2f_{11}\left(\frac{\lambda b}{r_0}y + \frac{b^2}{V}\dot{\psi}\right) \quad (5)$$

由式(4),(5)可知,传统轮对的横向蠕滑力主要取决于摇头角 $\psi$ ,纵向蠕滑力矩主要取决于横向位移 $y$ .图3为传统轮对导向示意图,当轮对向左发生横移 $y$ 时,重力复原力差 $F_{gyL} - F_{gyR}$ 可以使轮对回到轨道中心位置.此外,左侧车轮的滚动圆半径将大于右侧滚动圆半径,滚动圆半径差使得轮轨间产

生相对滑动,进而产生纵向蠕滑力 $F_{sxL}$ 和 $F_{sxR}$ ,其方向如图所示,纵向蠕滑力 $F_{sxL}$ 和 $F_{sxR}$ 产生绕Z轴旋转的回转力矩使轮对产生顺时针方向的摇头角,摇头角产生指向右侧的横向蠕滑力.在重力复原力和横向蠕滑力的共同作用下使轮对回到轨道中心.

当轮对发生顺时针方向摇头 $\psi$ 时,将在轮轨接触点处产生向右的横向蠕滑力,横向蠕滑力将使轮对发生偏离轨道中心运动,向右横移,横移产生的纵向蠕滑力矩使摇头减小.因此,传统轮对在运行过程中将不断横移,横移导致产生摇头角,摇头又产生横移.

### 1.2 独立旋转车轮导向机理

图4为独立旋转车轮<sup>[9]</sup>,左右车轮可以独立旋转,左右车轮的速度关系为:

$$\omega_L r_L = \omega_R r_R = V \quad (6)$$

其横向蠕滑力和纵向蠕滑力矩为:

$$F_y = 2f_{22}\left(\frac{\dot{y}}{V} - \psi\right) \quad (7)$$

$$T_z = -2f_{11}\frac{\dot{\psi}}{V}b^2 \quad (8)$$

由式(7),(8)可知,独立旋转车轮的横向蠕滑力主要取决于摇头角 $\psi$ ,而纵向蠕滑力几乎为零.当轮对向左发生横移 $y$ 时,只有重力复原力差 $F_{gyL} - F_{gyR}$ 可以使轮对有回到轨道中心位置的趋势,这种趋势随横移量 $y$ 的减小而减小.

当轮对发生顺时针方向摇头 $\psi$ 时,将在轮轨接触点处产生横向蠕滑力,横向蠕滑力将使轮对发生偏离轨道中心运动,向右侧产生位移.因独立旋转车轮没有纵向蠕滑力,所以轮对将以摇头角 $\psi$ 继续向前运动,只有当左右车轮重力复原力差和横向蠕滑力之和达到平衡时将不再横移.因此,独立旋转车轮不产生蛇行运动,但其导向能力远远不足<sup>[10]</sup>.

### 1.3 纵向耦合独立旋转车轮转向架导向机理

纵向耦合独立旋转车轮转向架是将独立旋转车轮同侧前后的两个车轮通过齿轮箱机械的耦合在一起,产生纵向蠕滑力.由Kalker理论可知:

一、二位轮对左右车轮横向蠕滑力<sup>[11]</sup>

$$F_{y1L} = -f_{22}\xi_{y1L} = -f_{22}\left(\frac{\dot{y}_1}{V} - \psi_1\right) \quad (9)$$

$$F_{y1R} = -f_{22}\xi_{y1R} = -f_{22}\left(\frac{\dot{y}_1}{V} - \psi_1\right) \quad (10)$$

$$F_{y2L} = -f_{22}\xi_{y2L} = -f_{22}\left(\frac{\dot{y}_2}{V} - \psi_2\right) \quad (11)$$

$$F_{y2R} = -f_{22}\xi_{y2R} = -f_{22}\left(\frac{\dot{y}_2}{V} - \psi_2\right) \quad (12)$$

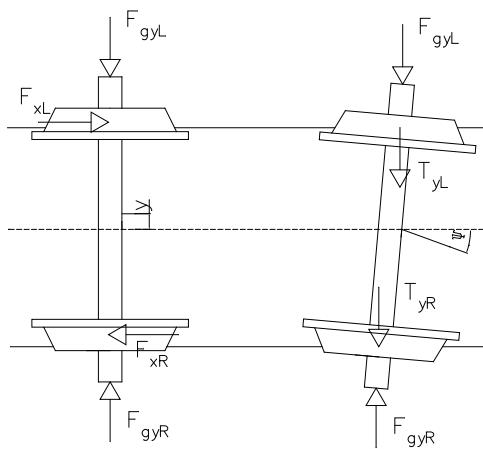


图3 传统轮对导向示意图

Fig.3 Schematic diagram of traditional wheelset guidance

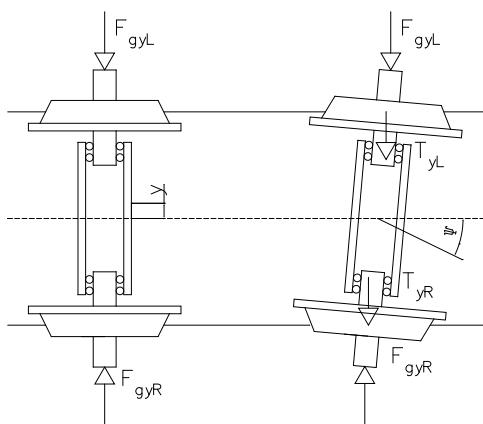


图4 独立旋转车轮导向示意图

Fig.4 Diagram of independently rotating wheel steering

### 一、二位轮对左右车轮纵向蠕滑力

$$F_{x1L} = -f_{11} \xi_{x1L} = -f_{11} \left[ \frac{V + b\dot{\psi}_1 - \omega_L(r_0 + \lambda y_1)}{V} \right] \quad (13)$$

$$F_{x1R} = -f_{11} \xi_{x2R} = -f_{11} \left[ \frac{V - b\dot{\psi}_1 - \omega_R(r_0 - \lambda y_1)}{V} \right] \quad (14)$$

$$F_{x2L} = -f_{11} \xi_{x2L} = -f_{11} \left[ \frac{V + b\dot{\psi}_2 - \omega_L(r_0 + \lambda y_2)}{V} \right] \quad (15)$$

$$F_{x2R} = -f_{11} \xi_{x2R} = -f_{11} \left[ \frac{V - b\dot{\psi}_2 - \omega_R(r_0 - \lambda y_2)}{V} \right] \quad (16)$$

由于纵向耦合车轮同侧前后轮的旋转角速度相等,当轮对发生横移时,同侧前后车轮就会产生半径差,导致线速度不同,产生纵向蠕滑力.由式(9)~(16)可知,纵向耦合车轮的横向蠕滑力主要取决于摇头角 $\psi$ ,而摇头角或横移量的不同都会产

生纵向蠕滑力.

当纵向耦合车轮一位轮对在某一时刻向右发生横移 $y$ 时,如图5(a),一位右侧车轮的滚动圆半径增大,左侧滚动圆半径减小,同侧前后车轮的线速度产生差值,在轮轨接触点处发生相对滑动,产生纵向蠕滑力,并且同侧前后两轮的纵向蠕滑力大小相等,方向相反.纵向蠕滑力矩使得一位车轮产生逆时针的摇头角,逆时针的摇头角产生向左的横向蠕滑力,在重力复原力和横向蠕滑力共同作用下使一位轮对回到轨道中心;二位轮对在纵向蠕滑力矩的作用下产生顺时针的摇头角,顺时针的摇头角产生向右的横向蠕滑力,在重力复原力和横向蠕滑力的共同作用下使轮对回到轨道中心<sup>[12]</sup>.

当纵向耦合车轮一位轮对在某一时刻产生顺时针摇头角 $\psi$ 时,如图5(b),使得一位轮对产生向右的横向蠕滑力,进而产生横向位移,横向位移产生逆时针的纵向蠕滑力矩,摇头角逐渐减小恢复到轨道中心;二位轮对产生顺时针方向的纵向蠕滑力矩,产生顺时针方向摇头,向右的横向蠕滑力使二位轮对向右横移,产生逆时针纵向蠕滑力矩使轮对恢复到轨道中心.

### 1.4 弹性阻尼耦合轮对导向机理

弹性阻尼耦合轮对如图6,它是由左右两个车轮中间通过一个耦合器连接在一起,既不独立,又不完全固定.在一定程度上可以消除蛇行运动,提高零界速度,同时又具有自动对中性和曲线导向力.其中, $K$ 为耦合的刚度, $C$ 为耦合的阻尼,当左右车轮的旋转角速度不同时就会产生耦合扭矩,实现自动对中和曲线导向能力,耦合力矩为:

$$M = K(\phi_{wL} - \phi_{wR}) + C(\dot{\phi}_{wL} - \dot{\phi}_{wR}) \quad (17)$$

弹性阻尼耦合轮对的运动方程为<sup>[13]</sup>:

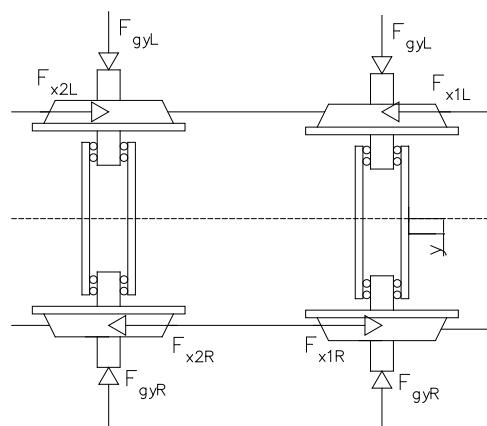
轮对横移

$$m(\ddot{y}_{wi} + r_0 \ddot{\phi}_{sewi} + V^2/R_i) - F_{Lyi} - F_{Ryi} - N_{Lyi} - N_{Ryi} - F_{pwLyi} - F_{pwRyi} - mg\phi_{sewi} = 0 \quad (18)$$

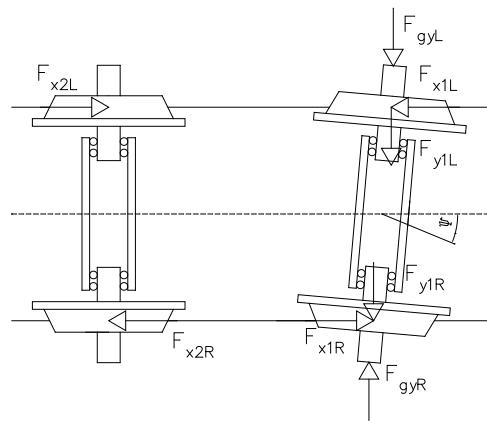
轮对摇头

$$I_y(\dot{\theta}_{wsi} - \frac{V}{r_0})(\dot{\phi}_{wi} + \dot{\phi}_{sewi}) + I_z \cdot [\ddot{\psi}_{wi} + V \frac{d}{dt}(\frac{1}{R_{wi}})] - b(F_{Lxi} - F_{Rxi}) - a\psi_{wi}(F_{Lyi} + N_{Lyi} - F_{Ryi} - N_{Ryi}) - M_{Lzi} - M_{Rzi} - M_{pwzi} = 0 \quad (19)$$

轮对点头



(a) 一位轮对横移  $y$   
(a) The first wheelset moves  $y$



(b) 一位轮对摇头  $\psi$   
(b) The first wheelset shook its heads  $\psi$

图5 纵向耦合车轮导向机理示意图

Fig.5 Schematic diagram of longitudinal coupling wheel guidance mechanism

$$I_y \ddot{\phi}_{usi} - r_{Li} F_{Lxi} - r_{Ri} F_{Rxi} - b\psi_{wi} (F_{Rzi} - F_{Lzi} + N_{Rzi} - N_{Lzi}) - M_{Lyi} - M_{Ryi} = 0 \quad (20)$$

$$I_y \ddot{\phi}_{wdi} - r_{Li} F_{Lxi} - r_{Ri} F_{Rxi} - b\psi_{wi} (F_{Rzi} + F_{Lzi} + N_{Rzi} + N_{Lzi}) - M_{Lyi} - M_{Ryi} + 4(C_i \dot{\phi}_{wdi} + K_i \dot{\phi}_{wdi}) = 0 \quad (21)$$

$m$  为轮对质量;  $r_0$  为轮对滚动圆半径;  $\Phi_{sei}$  为线路实际超高角;  $V$  为车辆前进速度;  $R_i$  为实际曲线半径;  $F_{Lyi}$ 、 $F_{Ryi}$  为左右车轮横向蠕滑力;  $F_{Lxi}$ 、 $F_{Rxi}$  为左右车轮纵向蠕滑力;  $F_{Lzi}$ 、 $F_{Rzi}$  为左右车轮垂向蠕滑力;  $N_{Lyi}$ 、 $N_{Ryi}$  为左右车轮法向力的横向分力;  $N_{Lzi}$ 、 $N_{Rzi}$  为左右车轮法向力的垂向分力;  $F_{pwyi}$  为一系悬挂横向力;  $I_y$ 、 $I_z$  分别为轮对绕  $y$ 、 $z$  轴的惯性矩;  $\Phi_{wi}$  为轮对侧滚角;  $b$  为左右轮轨接触点的横向间距之半;  $r_{Li}$ 、 $r_{Ri}$  为左

右车轮的滚动圆半径;  $M_{puci}$  为一系悬挂摇头力矩;  $M_{Lyi}$ 、 $M_{Ryi}$  为左右车轮自旋蠕滑力矩在  $y$  轴的分量;  $M_{Lzi}$ 、 $M_{Rzi}$  为左右车轮自旋蠕滑力矩在  $z$  轴的分量.

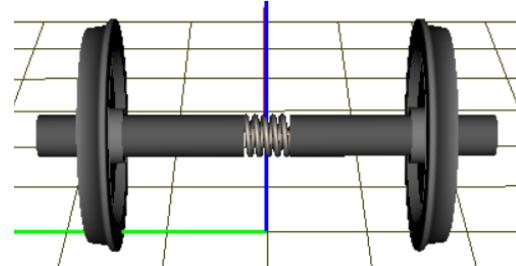


图6 弹性阻尼耦合轮对

Fig.6 Elastic damping coupled wheelset

弹性阻尼耦合轮对的导向如图7所示,当轮对向左发生横移  $y$  时,重力复原力  $F_{gyL}$ 、 $F_{gyR}$  可以使轮对回到轨道中心位置.由于滚动圆半径差,可使左右车轮产生纵向蠕滑力  $F_{xL}$  和  $F_{xR}$ ,形成顺时针方向的回转扭矩.左右车轮的旋转角速度不同产生的耦合扭矩为  $M$ .在其共同作用下使轮对回到轨道中心.当轮对发生顺时针方向摇头  $\psi$  时,其导向机理与传统轮对相同.

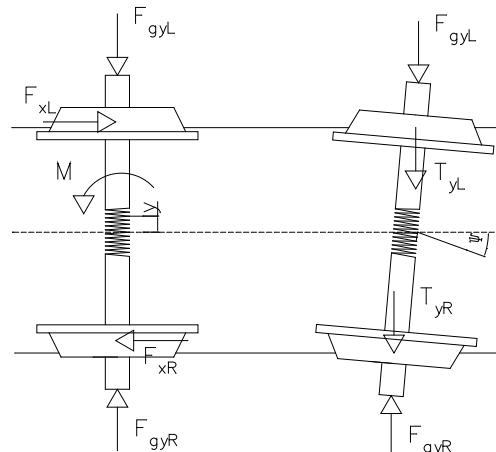


图7 弹性阻尼耦合轮对导向示意图

Fig.7 Schematic diagram of elastic damping coupling wheelset guide

## 2 车辆系统动力学模型搭建

车辆采用 M+T+M 的编组形式,两端为动车,中间为拖车,如图8所示.车辆的转向架主要是由构架、轴箱、轮对、一系悬挂装置、二系悬挂装置、基础制动装置和电机驱动装置组成.本文需建立四种耦合方式的转向架模型,为了对比分析需要设置其各个参数相等,参数设置如表1所示.

根据表1的参数,可分别建立传统轮对转向架、独立旋转车轮转向架、纵向耦合车轮转向架和

表1 转向架参数设置

Table 1 Bogie parameter setting

vehicle parameters		
Distance between shafts	1800	mm
The wheel rolls round the transverse span	1493	mm
Wheel rolling circle diameter	300	mm
The architecture quality	1.432	t
Wheelset quality	0.595	t
A suspension transverse span	2	m
Longitudinal spacing between two rubber stacks	0.2	m
The operating point on the rubber pile is high above the rail surface	0.35	m
The operating point under the rubber pile is high above the rail surface	0.15	m
Transverse span of air spring	2	m
The upper surface of the air spring is high from the rail surface	0.7	m
The undersurface of the air spring is high from the rail surface	0.5	m
A series of rubber spring longitudinal stiffness	5000	kN/m
A series of rubber spring transverse stiffness	5000	kN/m
A rubber spring with vertical stiffness	800	kN/m
A series of rubber pile longitudinal damping	75	kN·m/s
A series of rubber stack transverse damping	45	kN·m/s
A series of rubber pile vertical damping	12	kN·m/s
Longitudinal stiffness of air spring	170	kN/m
Transverse stiffness of air spring	170	kN/m
Vertical stiffness of air spring	299	kN/m

弹性阻尼耦合车轮转向架,如图9所示.其中设置四种耦合方式的车轮的质量和转动惯量均相同;纵向耦合车轮转向架是在独立旋转车轮的基础上将同侧前后的两个车轮通过2:1的齿轮连接在一

起;弹性阻尼耦合车轮设置耦合刚度为200N/m,耦合阻尼为10kNm·s/rad.

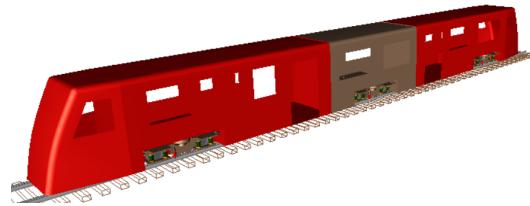


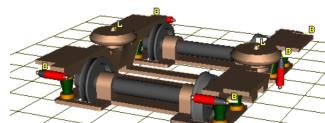
图8 整车动力学模型  
Fig.8 Vehicle dynamics model

### 3 车辆导向能力分析

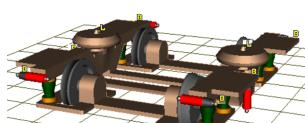
车辆的曲线导向能力是分析车辆运行状况的重要内容,轮轨横向力、脱轨系数、冲角和轮重减载率都是分析机车车辆导向能力的重要指标,良好的曲线导向能力可以明显减小轮轨横向力、脱轨系数、冲角和轮重减载率.本文选择缓和曲线长度为150m,圆曲线长度为150m,超高为0m,曲线半径为300m.设置车辆通过速度为50km/h,由美国线路谱密度函数可得到轨道不平顺<sup>[14,15]</sup>,如图10所示,美国五级谱具有实用性,广泛应用于城轨车辆的动力学校核,以它作为轨道激励,对比分析不同耦合方式车轮整车的导向能力,得出相应结论.

#### 3.1 纵向蠕滑力分析

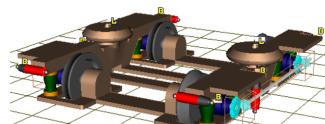
不同耦合车轮转向架纵向蠕滑力,如图11所示.传统轮对转向架同位车轮的纵向蠕滑力大小相等,方向相反.一位车轮的纵向蠕滑力较大,最大为6.8kN.独立旋转车轮转向架的纵向蠕滑力几乎为零.纵向耦合车轮转向架的一、二位轮对同侧前后的两个车轮产生的纵向蠕滑力分别相等,方向相



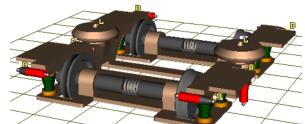
(a) 传统轮对转向架  
(a) Conventional wheelset bogies



(b) 独立旋转车轮转向架  
(b) Independently rotating wheelset bogie



(c) 纵向耦合车轮转向架  
(c) longitudinal coupled wheelset bogie



(d) 弹性阻尼耦合轮对转向架  
(d) elastic damping coupled wheelset bogie

图9 不同耦合车轮转向架

Fig.9 Different coupling wheel bogie

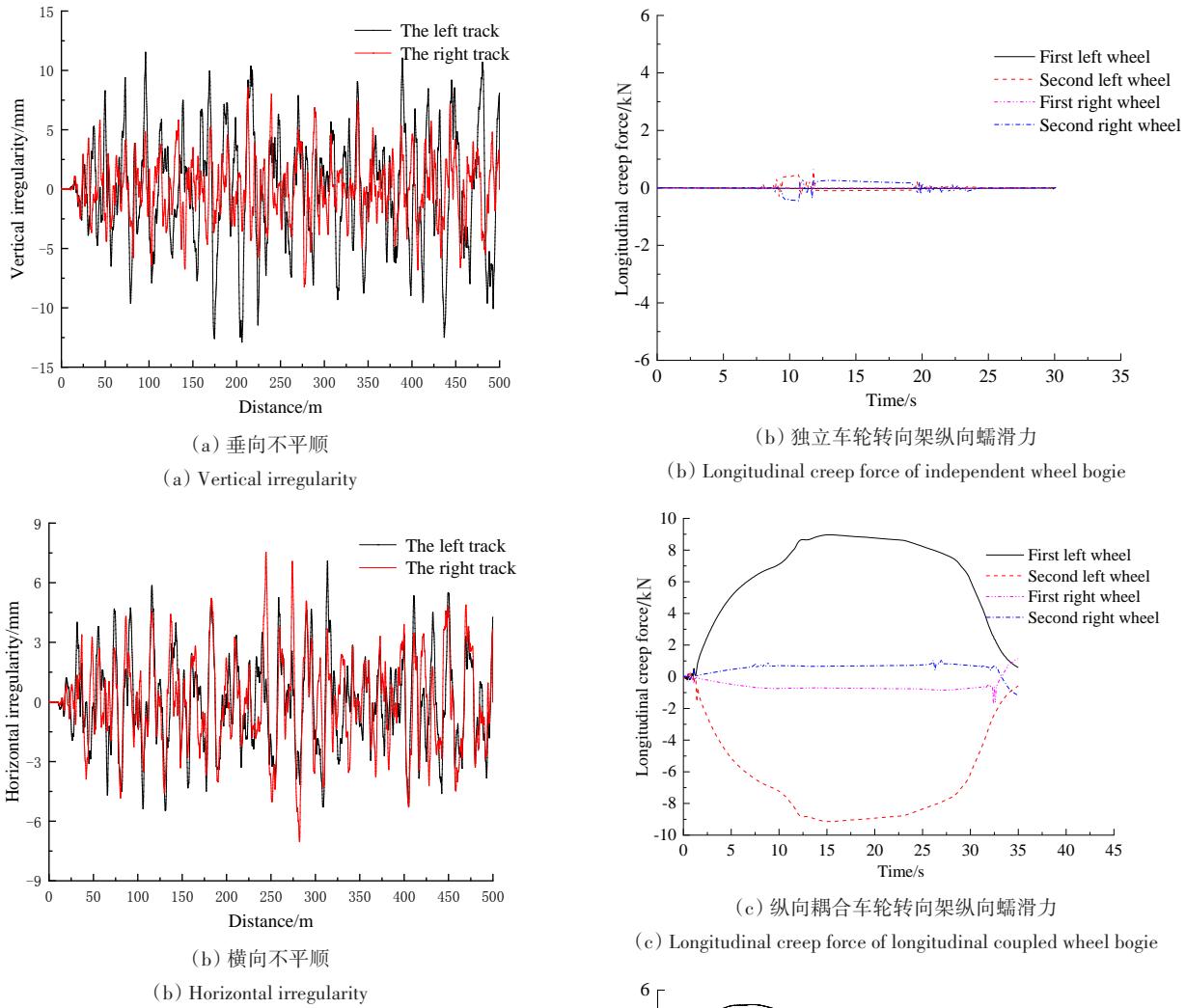
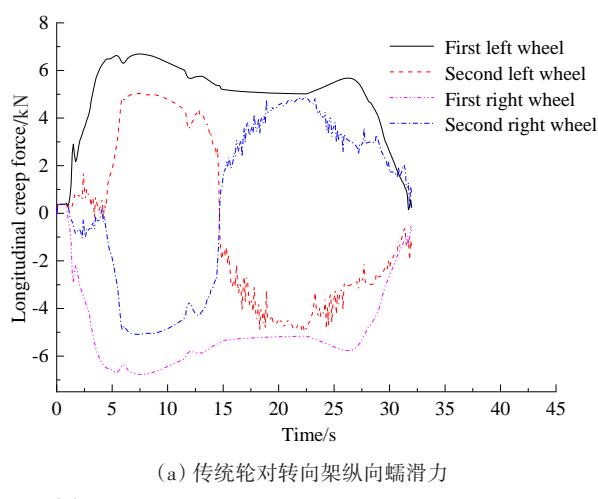


图10 轨道不平顺  
Fig.10 Track irregularity

反.其左侧车轮的纵向蠕滑力远大于右侧,最大为8.9kN.弹性阻尼耦合轮对的纵向蠕滑力的变化趋势与传统轮对一致,其最大纵向蠕滑力小于传统轮对,为5.5kN.



### 3.2 导向能力分析

不同耦合方式车轮车辆通过曲线时,其轮轨横向力如图12所示.由于独立旋转车轮不产生纵向蠕滑力,在通过曲线时只能依靠轮缘进行导向,故其轮轨横向力最大.传统轮对的轮轨横向力最小,

弹性阻尼耦合轮对和纵向耦合车轮的轮轨横向力介于上述两者之间,且弹性阻尼耦合轮对的轮轨横向力小于纵向耦合车轮的轮轨横向力。不同耦合车轮车辆的脱轨系数,如图13所示。独立旋转车轮的脱轨系数最大,最大值为0.6。传统轮对的脱轨系数最小,最大值为0.38。纵向耦合车轮和弹性阻尼耦合车轮的最大脱轨系数分别为0.49和0.41,其值明显小于独立旋转车轮的脱轨系数。由于独立旋转车轮没有纵向蠕滑力,不会产生扭距,故在通过曲线时其冲角较大,最大值为0.0057rad,如图14所示。传统轮对的冲角较小为0.005rad。纵向耦合车轮和弹性阻尼车轮的最大轮对冲角分别为0.0052rad和0.0055rad,介于独立旋转车轮和传统轮对之间。车轮通过曲线时的轮重减载率规律与脱轨系数规律基本一致,如图15所示。轮重减载率由大到小依次为独立旋转车轮、纵向耦合车轮、弹性阻尼车轮和传统轮对。

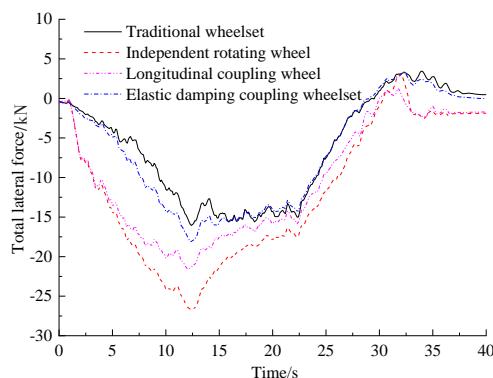


图12 轮轨横向力

Fig.12 Total lateral force

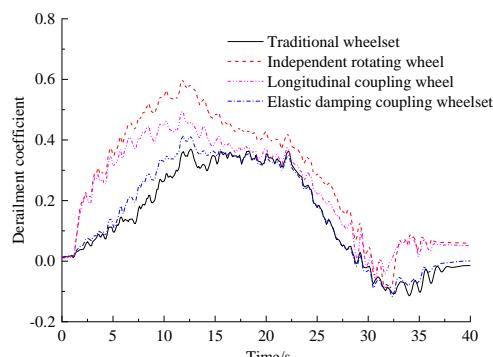


图13 脱轨系数

Fig.13 Derailment coefficient

#### 4 结论

通过对各种耦合方式车轮车辆的导向机理分析和仿真分析可以得到以下结论:

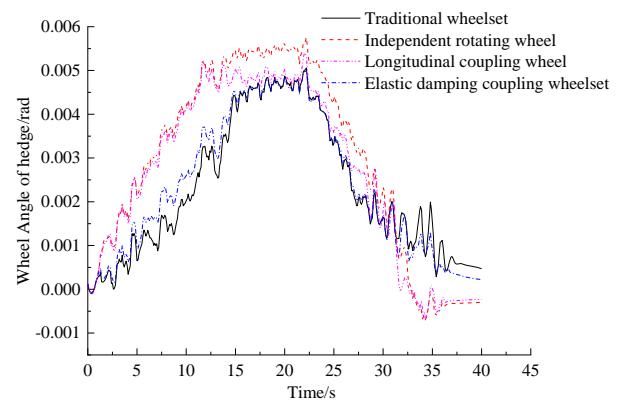


图14 轮对冲角

Fig.14 Wheel angle of hedge

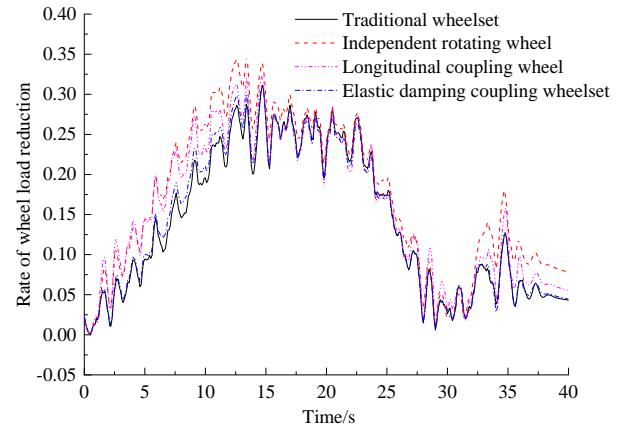


图15 轮重减载率

Fig.15 Rate of wheel load reduction

(1)独立旋转车轮不能产生纵向蠕滑力,车辆通过曲线时只能依靠轮缘进行导向,所以轮轨横向力、脱轨系数、冲角和轮重减载率都比较大。

(2)传统轮对的同位车轮可以产生大小相等、方向相反的纵向蠕滑力,使轮对产生摇头角进行导向,其导向能力最优。

(3)耦合车轮可以产生纵向蠕滑力,明显改善轮对的导向能力,耦合车轮的导向能力介于独立旋转车轮和传统轮对之间,且弹性阻尼耦合轮对的导向能力优于纵向耦合车轮的导向能力。

(4)传统轮对和弹性阻尼耦合轮对产生纵向蠕滑力的规律基本一致,前者的纵向蠕滑力大于后者的纵向蠕滑力。纵向耦合车轮产生的纵向蠕滑力规律与上述两种不同,其同侧前后两车轮的纵向蠕滑力大小相等,方向相反。

#### 参 考 文 献

- 任利惠.独立车轮导向技术研究[博士学位论文].上海:同济大学,2006(Ren L H. Research on independent

- wheel steering technology [Ph.D Thesis]. Shanghai: Tongji University, 2006 (in Chinese))
- 2 李芾,黄运华,傅茂海.车轮耦合方式发展及其导向机理.机车电传动,2006,2:1~4,9(Li F, Huang Y H, Fu M H. Development of wheel coupling mode and its guiding mechanism. *Locomotive Electric Transmission*, 2006, 2: 1~4,9(in Chinese))
- 3 王军平,黄运华,胡巧兰,等.弹性阻尼耦合轮对曲线通过性能及轮轨磨耗分析.铁道学报,2013,35(6):35~39(Wang J P, Huang Y H, Hu Q L, et al. Analysis of performance and wheel-rail wear of elastic damped coupled wheel pair. *Journal of China Railway*, 2013, 35 (6): 35~39(in Chinese))
- 4 王军平.弹性阻尼耦合轮对客车系统动力学性能研究 [硕士学位论文].成都:西南交通大学,2013(Wang J P. Study on dynamic performance of elastic damped coupled wheelset bus system [Master Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013(in Chinese))
- 5 孙效杰.电气耦合独立车轮转向架导向技术研究[硕士学位论文].成都:西南交通大学,2010(Sun X J. Research on steering technology of electric coupled independent wheel bogie [Master Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2010(in Chinese))
- 6 Mei T X, Goodall R M. Practical strategies for controlling railway wheelsets independently rotating wheels. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 2003, 125 (3):354
- 7 Goodall R M, Mei T X. Mechatronic strategies for controlling railway wheelsets with independently rotating wheels, *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, AIM*, 2001, 2(1):225~230
- 8 Michitsuji Y, Suda Y. Running performance of power-steering railway bogie with independently rotating wheels. *Vehicle System Dynamics*, 2006, 44(1):71~82
- 9 聂依照.轻轨车辆独立旋转车轮转向架导向技术研究 [硕士学位论文].成都:西南交通大学,2015(Nie Y Z. Research on bogie guidance technology of independent rotating wheels for light rail vehicles [Master Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015 (in Chinese))
- 10 王欢,田合强,戴焕云.独立车轮动力转向架纵向耦合蠕滑导向机理.中国铁道科学,2010,31(4):63~68(Wang H, Tian H Q, Dai H Y. Longitudinal coupling creep guide mechanism of independent wheel power bogie. *China Railway Science*, 2010, 31 (4) : 63~68 (in Chinese))
- 11 薛闯.采用纵向耦合独立轮的低地板有轨电车动力学性能研究[硕士学位论文].成都:西南交通大学,2018(Xue C. Study on dynamic performance of low-floor tram with longitudinal coupled independent wheel [Master Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018 (in Chinese))
- 12 许明春,曾京.纵向耦合独立旋转车轮转向架导向机理.交通运输工程学报,2011,11(1):43~50(Xu M C, Zeng J. Steering mechanism of independently rotating wheels with longitudinal coupling. *Journal of Transportation Engineering*, 2011, 11(1): 43~50(in Chinese))
- 13 王军平,黄运华,陈倩,等.弹性阻尼耦合轮对动力学特性分析.铁道机车车辆,2012,32(4):44~49(Wang J P, Huang Y H, Chen Q, et al. Dynamic characteristics analysis of elastic damping coupled wheel pair. *Railway Rolling Stock*, 2012, 32(4): 44~49(in Chinese))
- 14 李伟,张美婷,赵俊锋,等.含有分数阶PID控制器的随机动力系统可靠性分析.动力学与控制学报,2019,17 (1):65~72(Li W, Zhang M T, Zhao J F, et al. Reliability analysis of stochastic dynamical system with fractional order PID controller. *Journal of Dynamics and Control*, 2019, 17(1): 65~72(in Chinese))
- 15 李韶华,张兵,黄玉亭.刚柔耦合重型汽车建模及通过连续减速带的平顺性分析.动力学与控制学报,2018, 16(5):397~402(Li S H, Zhang B, Huang Y T. Modeling of rigid and flexible coupled heavy duty vehicles and smoothness analysis through continuous speed bumps. *Journal of Dynamics and Control*, 2018, 16(5) : 397 ~402(in Chinese))

# ANALYSIS OF COUPLING WHEEL STEERING MECHANISM AND COMPARATIVE STUDY OF STEERING PERFORMANCE \*

Jin Xiaoliang<sup>†</sup> Qi Zhuang Liu Pengfei Wang Meiqi Liu Yongqiang

(School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

**Abstract** The steering performances of wheels with different coupling modes are obviously different. The dynamics models of a bogie with traditional wheelset, independent rotating wheel, longitudinal coupling wheel and elastic damping coupling wheelset were established, respectively, and the guiding mechanism and the generation of longitudinal creep forces were analyzed. The results showed that the traditional wheelset can produce longitudinal creep forces with the same size and opposite direction and has the best guiding ability. Independent rotating wheels cannot generate longitudinal creep forces, and the guidance can be fulfilled only by the wheel edge when the train passes through curved lines. The longitudinal coupling wheel also can generate longitudinal creep forces with the same size and opposite direction, and its guiding ability is better than the independent rotating wheel. The generating mechanism of the longitudinal creep forces produced by the elastic damping coupling wheelset is almost consistent with that of the traditional wheelset, and its guiding performance is slightly worse than the traditional wheelset, but better than the longitudinal coupling wheel.

**Key words** traditional wheelset, independent rotating wheel, coupling wheelset, longitudinal creep force, steering mechanism, steering performance

---

Received 30 September 2019, revised 16 February 2020.

\* The project supported by the Major Program of National Natural Science Foundation of China (11790282, 11702179), the Youth Top Talent Program of Higher Education Institutions of Hebei Province (BJ2017001), the Youth Science Foundation of Hebei Natural Science Foundation (A2018210064)

† Corresponding author Email: 543998549@qq.com