DOI: 10.3901/JME.2019.08.128

机械差速器耦合轮对轨道车辆导向性能分析*

寇 杰 张济民 周和超 王承萍

(同济大学铁道与城市轨道交通研究院 上海 201804)

摘要: 将对称式机械差速器应用于独立旋转轮对轨道车辆, 作为左右车轮差速运行的被动控制装置。在动力学分析的基础上建立机械差速器耦合轮对轨道车辆模型和对比模型, 包括刚性轮对车辆和独立旋转轮对轨道车辆模型。通过仿真计算, 对比研究了机械差速器耦合轮对轨道车辆和另外两种车辆在曲线和直线上的导向性能, 曲线通过安全性及轮轨磨损性能。研究结果表明, 在机械差速器的耦合作用下, 独立旋转轮对恢复了纵向蠕滑力和直线上运行的复位对中能力, 解决了独立旋转轮对车辆导向能力较差的问题。同时, 和刚性轮对车辆相比, 机械差速器耦合轮对轨道车辆在通过小半径曲线时, 有更好的安全性、导向性能和轮轨磨损性能。但由于纵向蠕滑力不足, 在中等半径的曲线上, 机械差速器耦合轮对轨道车辆的动力学性能比刚性轮对车辆稍差。总的来看, 机械差速轨道车辆解决了独立旋转轮对车辆的导向及安全性问题, 并且在极小半径的曲线上运行时具有较好的动力学性能, 这种特性有利于其在城市地面轨道交通中应用。

关键词: 轨道车辆; 机械差速器; 导向性能; 安全性; 轮轨磨损性能

中图分类号: U273

Analysis of Guiding of the Mechanical Differential Coupling Wheels for Railway Vehicle

KOU Jie ZHANG Jimin ZHOU Hechao WANG Chengping

(Insitution of Rail Transit, Tongji University, Shanghai 201804)

Abstract: In this investigation, the mechanical differential is applied to couple the independently rotating wheels (IRW). Based on dynamics and kinematics analysis of the vehicle system and differential, the differential-coupling wheels vehicle (DWV) model and the comparative models, including rigid-wheelset vehicle (RWV) model and IRW vehicle model, are developed. The guiding performance in curve and line, safety in the curve and wheel-rail wear performance of the vehicles are studied and compared by simulation. It can be concluded that, in the coupling effect of differential on wheels, the DWV regains longitudinal creep forces and the resetting capability on straight track, which solve the guiding problem of independently rotating wheels vehicles. Compared with RWV, DWV has superior dynamics, including safety, guiding performance and wear performance, on negotiating tiny-radius curves. However, with no sufficient longitudinal creep forces, the dynamics of DWV are not comparable to those of RWV on ordinary-radius curve. In general, the DWV eliminate the guiding and safety problem of IRW vehicle, and the overall dynamics of DWV are better than RWV on the tiny-radius curves, which adapts the DWV to the urban tracks.

Key words: railway vehicle; mechanical differential; guiding performance; safety; wheel-rail wear performance

0 前言

在城市地面轨道交通中, 100%的低地板技术对于上下乘客具有较好的便利性。同时线路设计上较多的小半径曲线, 目前城市轨道交通中最小曲线

半径已达 20 m。为了适应城市交通的特点, 通过较小半径曲线, 并且有效降低车辆的地板高度, 独立旋转车轮因而成为一种主要的形式, 无需高站台设计, 并能消除传统刚轮对转向架的蛇行失稳现象^[1-3]。但是由于独立旋转轮对左右车轮解耦, 理论上不存在传统刚性轮对的纵向蠕滑力及其产生的回转力矩, 因此在消除了传统刚性轮对蛇行失稳现象的同时, 传统轮对原有的自动复位和曲线导向功能在独立车轮上也上不复存在^[4]。这使得独立轮对在直线轨道上

* 国家自然科学基金(61174214)和浦江人才计划(15PJD038)资助项目。
20180425 收到初稿, 20180810 收到修改稿

由于对中性能下降而产生轮缘接触，在曲线上基本只能靠轮缘导向，从而导致轮缘磨耗严重，甚至引发脱轨安全事故^[5]。

为解决独立旋转车轮导向和自动复位的问题，多种控制方法被应用于独立旋转车轮^[6-10]。SUDA 等^[11]提出一种具有自导向能力的反向锥度独立旋转车轮机构，PÉREZ 等^[12]提出添加了差速器主动控制策略优化车辆曲线通过性能。孙效杰^[13]运用电轴技术构成独立车轮的电气耦合方案。倪平涛等^[14-15]提出磁流变耦合轮对与驱动装置的布置形式。MICHITSUJI 等^[16]研究了动力转向架的独立旋转车轮的主动控制。目前对于差速控制的研究多是从电气化的主动控制的角度实现，而采用机械差速器实现左右车轮的被动差速控制的研究成果较少。本文在机械式差速器差速控制原理研究基础上进行机械差速器耦合轮对轨道车辆的导向性能研究，包括直线导向性能、曲线导向性能以及导向性能影响的通过曲线安全性和轮轨磨耗性能。

1 机械差速耦合轮对轨道车辆建模

根据相关项目所研制的机械差速器耦合轮对轨道车辆具体结构特点，在动力学仿真软件中所建立的车辆仿真模型为两轴车辆，实际车辆如图 1 所示，整车只考虑 1 个车体、1 个构架、2 个轮对，共 4 个刚体。车体固定连接在构架的上表面，即无二系悬挂。车辆系统自由度包括车体+构架伸缩、横摆、浮沉、侧滚、摇头、点头 6 个自由度，两个轮对伸缩、横摆、摇头、点头 4 个自由度，但左右车轮点头自由度相互独立，因此轮对点头自由度增加 2 个，整车共有 16 个自由度。车辆系统中各刚体坐标系的原点设在刚体质心上， X 轴指向车辆前进方向， Y 轴在轨道理论平面内垂直于 X 轴向右， Z 轴向下。车辆系统主要建模参数如表 1 所示。

图 1 机械差速器耦合轮对轨道车辆实车图

表 1 车辆系统主要建模参数

刚体	参数	单位	数值
轮对	轴距	mm	1 750
	滚动圆半径	mm	300
	滚动圆跨距	mm	1 493
	质量	kg	200
车体	质量	kg	1 125
	质心(x, y, z)	mm	(−32, 0, 1 210.7)
构架	质量	kg	4 935
	质心(x, y, z)	mm	(0, 0, 500)
	转动惯量 (I_x, I_y, I_z)	kg · m ²	(1 870.3, 8 127.3, 9 903)
	弹簧刚度 (K_x, K_y, K_z)	MN/m	(2.4, 0.1, 0.5)
轴箱	阻尼(C_x, C_y, C_z)	N · s/m	(400, 8 000, 10 000)
轴桥	质量	kg	350
	质心(x, y, z)	mm	(0, 0, 230)
	转动惯量 (I_x, I_y, I_z)	kg · m ²	(120, 10, 120)
	一系悬挂横向跨距之半	mm	915
车轮踏面形式			LM

2 机械差速器动力学分析

为研究机械差速耦合轮对轨道车辆动力学性能，考虑车辆进出曲线过程中存在的角加速度，建立差速器转矩分配方程，计算差速器向左右车轮输出的转矩。对称式圆锥行星齿轮差速器主要由差速器壳体、行星齿轮、行星齿轮轴和半轴齿轮组成。差速器壳体要与主减速器从动齿轮和行星齿轮轴固定安装，因此，可将差速器壳体、主减速器从动齿轮和行星齿轮轴作为整体来看待，它们只会受到由主减速器传递来的驱动力矩、差速器内摩擦力矩及差速器支撑轴承摩擦阻力矩的作用而出现简单的自转。忽略滚动轴承的摩擦阻力，将两个行星齿轮用一个表示，各部件的运动和受力分析，如图 2 所示。

差速器壳体作用于行星齿轮的驱动力矩

$$F = F'_1 + F'_2 + \frac{I_2 \dot{\omega}_0}{r} = \frac{T_0 - I_0 \dot{\omega}_0}{r}$$
 (1)

行星齿轮作用于左右半轴齿轮的驱动力存在差别

$$F_1 - F_2 = \frac{T_{fp} + I_1 \dot{\omega}_3}{r_p}$$
 (2)

图2 差速器各齿轮及轮对受力图

行星齿轮背球面和差速器壳之间因相对运动产生的摩擦力矩^[17]

$$T_{fp} = \frac{\mu_{fp} \tan \alpha \sin \theta_p (T_0 - I_0 \dot{\omega}_0 - I_2 \dot{\omega}_0)(d_p^3 - d_k^3)}{12rR_s(\sqrt{4R_s^2 - d_k^2} - \sqrt{4R_s^2 - d_p^2})} \quad (3)$$

低速半轴齿轮背面同差速器壳相对运动产生的摩擦力矩

$$T_{fs1} = \frac{\mu_{fs} \tan \alpha \cos \theta_p (D^2 + DD_k + D_k^2)}{6(D + D_k)} \times \left(\frac{T_0 - I_0 \dot{\omega}_0 - I_2 \dot{\omega}_0}{r} + \frac{T_{fp} + I_1 \dot{\omega}_3}{r_p} \right) \quad (4)$$

高速半轴齿轮背面同差速器壳相对运动产生的摩擦力矩

$$T_{fs2} = \frac{\mu_{fs} \tan \alpha \cos \theta_p (D^2 + DD_k + D_k^2)}{6(D + D_k)} \times \left(\frac{T_0 - I_0 \dot{\omega}_0 - I_2 \dot{\omega}_0}{r} - \frac{T_{fp} + I_1 \dot{\omega}_3}{r_p} \right) \quad (5)$$

根据 T_{fp} 、 T_{fs1} 、 T_{fs2} 的公式可以看出, 半轴齿轮摩擦力矩同行星齿轮摩擦力矩之间存在一定的相关性, 行星齿轮摩擦力矩越大, 两半轴齿轮摩擦力矩相差越大。

当车辆在良好路面直线行驶时, 两侧车轮转速相同, 行星齿轮无自转角速度, 差速器壳体和两半轴齿轮转速相同, 相应的各摩擦力均为 0, 此时驱动力矩平均分配给左右半轴齿轮, 左右两侧车轮的驱动力矩

$$T_{d1} = T_{d2} = \frac{\eta_2 (T_0 - I_0 \dot{\omega}_0 - I_2 \dot{\omega}_0)}{2} \quad (6)$$

当两侧车轮转速不同时, 半轴齿轮承受的驱动力矩由三部分组成: 差速器壳体经行星齿轮平均传递给半轴齿轮的力矩 $T_0/2$; 行星齿轮摩擦力矩 T_{fp} 和行星齿轮的自转惯性阻力矩 $I_1 \dot{\omega}_3$ 对两半轴齿轮啮合齿产生的一对附加力偶所形成的半轴齿轮的力矩, 内侧齿轮与 T_0 方向相同, 外侧齿轮则相反; 半轴齿轮摩擦力矩 T_{fs1} 和 T_{fs2} 。此时驱动系统通过两侧半轴传递到车轮的驱动力矩分别如下。

内侧车轮

$$T_{d1} = \eta_2 \left\{ r \left[1 + \frac{\mu_{fs} \tan \alpha \cos \theta_p (D^2 + DD_k + D_k^2)}{3(D + D_k)} \right] \times \left(\frac{T_0 - I_0 \dot{\omega}_0 - I_2 \dot{\omega}_0}{2r} + \frac{T_{fp} + I_1 \dot{\omega}_3}{2r_p} \right) + T_{fs1} \right\} \quad (7)$$

外侧车轮

$$T_{d2} = \eta_2 \left\{ r \left[1 - \frac{\mu_{fs} \tan \alpha \cos \theta_p (D^2 + DD_k + D_k^2)}{3(D + D_k)} \right] \times \left(\frac{T_0 - I_0 \dot{\omega}_0 - I_2 \dot{\omega}_0}{2r} - \frac{T_{fp} + I_1 \dot{\omega}_3}{2r_p} \right) - T_{fs2} \right\} \quad (8)$$

式中, T_0 为通过主减速器输入到差速器壳体的驱动力矩; ω_0 为壳体组件的公转角速度; ω_1 、 ω_2 、 ω_3 为内侧半轴、外侧半轴和行星齿轮的自转角速度; I_0 为壳体组件的自转惯性阻力矩; F 为传递到行星齿轮上的驱动力; T_{fp} 为行星齿轮背球面与壳体之间因相对运动产生的摩擦力矩; I_1 为行星齿轮的自转动惯量; I_2 为行星齿轮的公转转动惯量, F_1 、 F_2 为递到两侧半轴齿轮上的驱动力; F_1' 、 F_2' 为半轴齿轮施加给行星齿轮的反作用力; T_{fs1} 、 T_{fs2} 为两半轴齿轮背面同差速器壳体之间产生的摩擦力矩, T_{fs1} 与 T_0 方向相同, T_{fs2} 与 T_0 方向相反; T_{fs1}' 、 T_{fs2}' 为差速器壳体承受的反作用力矩; T_{Li} 、 T_{Ri} 为传递到车轮的驱动力矩; r 为半轴齿轮齿顶线中点处的节圆半径; r_p 为行星齿轮齿顶线中点处的节圆半径; η_2 为差速器后面传动系统的机械效率; α 、 θ_p 为行星齿轮压力角和节锥角; d_k 、 d_p 为行星齿轮安装孔直径和球面外圆直径; R_s 为行星齿轮背球面半径; D 、 D_k 为半轴齿轮安装孔直径和球面外圆直径; μ_{fp} 、 μ_{fs} 为行星齿轮背球面与差速器壳体间和半轴齿轮和差速器壳体间的摩擦因数。

由内外侧车轮的驱动力矩 T_{d1} 和 T_{d2} 的表达式可以看出, 左右车轮的驱动力矩差别主要由行星齿轮

的自转转动惯量和齿轮间摩擦引起。车辆经过左曲线, 左轮为内侧车轮, T_{Li} 与 T_{d1} 相等, 右轮为外侧车轮, T_{Ri} 与 T_{d2} 相等。车辆经过右曲线, 左轮为内侧车轮, T_{Li} 与 T_{d2} 相等, 右轮为外侧车轮, T_{Ri} 与 T_{d1} 相等。

$$I_{wy}\ddot{\beta}_{wLi} = r_{Li}T_{Lxi} + a\psi_{wLi}(T_{Lzi} + N_{Lzi}) + M_{TLyi} + T_{Li} \quad (9)$$

$$I_{wy}\ddot{\beta}_{wRi} = r_{Ri}T_{Rxi} + a\psi_{wRi}(T_{Rzi} + N_{Rzi}) + M_{TRyi} + T_{Ri} \quad (10)$$

式中, β_{wLi} 、 β_{wRi} 为左、右车轮点头角; I_{wy} 为轮对为绕 y 轴的转动惯量; ψ_{wi} 为轮对摇头角; a 为左右轮轨接触点的横向间距之半; r_{Li} 、 r_{Ri} 为第 i 位轮对左、右车轮的滚动圆半径; T_{Li} 、 T_{Ri} 为第 i 位轮对左、右车轮的差速器驱动力矩; T_{Rxi} 、 T_{Lxi} 、 T_{Rzi} 、 T_{Lzi} 为第 i 位轮对左、右车轮所受蠕滑力在 x 、 z 轴上的分量; N_{Rzi} 、 N_{Lzi} 为第 i 位轮对左、右车轮所受法向力在 z 轴上的分量; M_{TLyi} 、 M_{TRyi} 为第 i 位轮对左、右车轮所受自旋蠕滑力矩在 y 轴上的分量; $i=1,2$, 分别指前后轮对。

车辆系统的振动方程可由其质量矩阵 $\mathbf{M}$ 、刚度矩阵 $\mathbf{K}$ 、阻尼矩阵 $\mathbf{C}$ 得到

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{P} \quad (11)$$

式中, $\ddot{\mathbf{u}}$ 代表车辆系统的加速度矩阵, $\dot{\mathbf{u}}$ 代表其速度矩阵, $\mathbf{u}$ 代表位移矩阵, $\mathbf{P}$ 代表其荷载矩阵。

3 车辆动力学性能

根据车辆系统动力学分析, 建立与机械差速器耦合轮对轨道车辆模型除轮对形式外其他参数均相同的刚性轮对车辆模型和独立旋转轮对车辆模型。本文主要研究了以 54 km/h 通过半径 100 m 曲线(工况 1)、36 km/h 通过半径 50 m 曲线(工况 2)、18 km/h 通过半径 20 m 曲线(工况 3)和 72 km/h 通过半径 500 m 曲线(工况 4)时, 4 种线路条件和速度等级下三种车辆的导向性能、安全性和轮轨磨损性能。

3.1 曲线导向性能

对比分析刚性轮对车辆和差速器耦合轮对轨道车辆的轮轨冲角和纵向蠕滑率, 研究分析在过曲线时两种车辆的导向性能。

从图 3、4 中两种车辆在四种工况下的轮轨冲角和纵向蠕滑力的时间曲线可以看出, 在小半径曲线的工况 1、2 和 3 下两种车辆的轮对轮轨冲角

变化曲线基本重合, 轮轨冲角的差异几乎可以忽略, 意味着在低速通过小半径曲线线路时两种车辆的导向性能十分相近。但前三种工况中, 差速器轮对的轮轨纵向蠕滑力的最大值分别为 30.2 kN、29.3 kN 和 45.1 kN 均小于相应条件下刚性轮对的轮轨纵向蠕滑力最大值 63.4 kN、68.5 kN 和 64.5 kN。由相同的导向性能但不同的纵向蠕滑力可以得出, 机械差速耦合轮对轨道车辆的轮轨纵向蠕滑力虽然相对较小, 但是可以为曲线导向提供足够的蠕滑力。但在通过中等半径曲线时, 从图 3d 可以看出机械差速耦合轮对轨道车辆的轮轨冲角相对较大, 导向性能相对较差, 此时的轮轨蠕滑力最大值为 39.8 kN, 相对较小, 不足以为导向提供足够的蠕滑力。总的而言, 两种车辆在小半径曲线上运行时有相同的曲线导向性能, 但在通过中等半径曲线时机械差速耦合轮对轨道车辆的导向性能相对稍差。

图 3 差速器轮对和刚性轮对轮轨冲角

图4 差速器轮对和刚性轮对纵向蠕滑力

3.2 直线自动复位性能

当三种车辆以 72 km/h 通过半径为 500 m 的曲线线路时, 车轮向外侧横向运动导致轮对贴近外侧钢轨运行, 当车辆驶出曲线段进入直线段时, 计算分析第一位轮对的横向位移及纵向蠕滑力以研究车辆在直线上的自动复位性能即直线上的导向性能。

对比分析图 5 中展示的三种车辆第一位轮对的轮对横向位移可以看出, 机械差速耦合轮对轨道车辆和刚性轮对车辆的一位轮对最终均复位至轨道中心位置, 而独立旋转轮对车辆的轮对横向位移却保持在 -6.15 mm , 无法自动复位。由于缺乏纵向蠕滑力, 所以独立轮对在出曲线后无法自动复位。同时, 由于机械差速耦合轮对轨道车辆的一位轮对纵向蠕滑力小于刚性轮对车辆, 因此其一位轮对比刚性轮对车辆的一位轮对回复至对中位置的时间也晚了

6.4 s。在机械式差速器的耦合作用下, 机械差速器耦合轮对轨道车辆重新获得纵向蠕滑力并恢复了直线上自动对中功能。

图5 三种车辆第一位轮对的横向位移和纵向蠕滑力

3.3 曲线安全性能

为研究机械差速器耦合轮对轨道车辆过曲线时的安全性能, 对比分析三种车辆在通过小半径曲线和中等半径曲线时的轮轨横向力、脱轨系数和轮对横向位移。

从图 6、7 可以看出, 在四种半径曲线上运行时, 机械差速器耦合轮对轨道车辆与独立旋转轮对车辆的轮轨横向力以及脱轨系数几乎具有相同的时间历程曲线, 说明两种车辆具有基本相同的过曲线安全性能。在前三种工况的小半径曲线上, 由于左右车轮的解耦, 机械差速耦合轮对轨道车辆和独立旋转轮对车辆的左右车轮可以实现相对转动并且轮轨纵向蠕滑力相对减小和消失。同时, 从图 8 可以看出, 由于左右车轮可以相对转动, 外侧车轮转速高于内侧车轮从而减小了机械差速器耦合轮对轨道车辆车轮的横向位移。在小半径曲线上, 机械差速耦合轮对轨道车辆保有相对较好的曲线通过安全性能。但是在中等半径曲线上, 由于缺乏足够的轮轨纵向蠕滑力, 机械差速耦合轮对轨道车辆和独立旋转轮对车辆的导向能力相对较弱导致这两种车辆的车轮横向位移相对较大, 因此这两种车辆在中等半径曲线上的安全性能与刚性轮对车辆相比相对较差。

图 6 三种车辆轮轨横向力

— 差速器轮对 刚性轮对 --- 独立轮对

图 7 三种车辆脱轨系数

— 差速器轮对 刚性轮对 --- 独立轮对

图 8 三种车辆轮对曲线段的横向位移

— 差速器轮对 刚性轮对 --- 独立轮对

3.4 轮轨磨耗性能

为评价机械差速器耦合轮对轨道车辆与独立旋转轮对车辆、刚性轮对车辆在所述的四种线路下运行时的轮轨磨耗性能, 计算三种车辆整个运行过程磨耗功率, 计算结果如图 9 所示。

图9 三种车辆的轮轨磨损功率

——差速器轮对 刚性轮对 ---独立轮对

车轮的磨损功率 P 计算包括踏面和轮缘处车轮的磨损总功率^[18]

$$P = v \cdot (F_x \xi_x + F_y \xi_y) \quad (12)$$

式中, F_x 、 F_y 为轮轨纵向和横向蠕滑力。 ξ_x 、 ξ_y 为轮轨纵向和横向蠕滑率。轮轨蠕滑力和蠕滑率由 Kalker 轮轨接触理论的简化的 FASTSIM 算法计算所得。

从图 9 三种车辆的轮轨磨损功率变化图可以看出, 机械差速耦合轮对轨道车辆和独立旋转轮对车辆的磨损功率具有很好的一致性, 变化曲线基本重合。对比而言, 在前三种小半径曲线上运行时两种车辆的磨损功率均小于刚性轮对车辆。这是由于左右车轮的解耦, 左右车轮的纵向蠕滑力均相对较小, 同时轮对横向位移相对较小, 从而减小了轮轨的磨损。但是在工况 4 中等半径曲线上, 从图 4、8 可以看出由于缺乏足够的纵向蠕滑力, 车轮的曲线导向性能相对较差, 这两种车辆轮对横向位移较大且部分依靠轮缘导向, 轮缘处磨损功率较大, 导致整体磨损功率比刚性轮对车辆大。因此两种车辆的磨损功率均大于刚性轮对车辆, 但整体差值在 10% 以下。

4 结论

本文将对称式机械差速器应用于独立旋转轮对轨道车辆, 作为左右车轮差速运行的被动控制装置。经过运动学和动力学分析, 对比机械差速器耦合轮对轨道车辆与刚性轮对车辆、独立旋转轮对轨道车辆的导向性能, 包括直线导向性能、曲线导向性能以及导向性能影响的曲线通过安全性和轮轨磨损性能。经过仿真研究分析得出以下结论。

(1) 在对称式机械差速器的耦合作用下, 机械

差速器耦合轮对轨道车辆在曲线线路上可以实现左右车轮的相对旋转, 在直线线路上可以实现与刚性轮对相同的左右车轮同步旋转。同时, 在小半径曲线运行时, 机械差速器耦合轮对轨道车辆与刚性轮对轨道车辆有相同的曲线导向性能, 但在通过中等半径曲线时, 机械差速器耦合轮对轨道车辆的导向性能稍差。

(2) 由于左右车轮的解耦, 独立轮对轨道车辆失去纵向蠕滑力。在机械差速器的耦合作用下, 机械差速器耦合轮对轨道车辆重新获得纵向蠕滑力并恢复了直线上自动对中性能, 解决了独立旋转轮对存在的因失去纵向蠕滑力而无法自动导向的问题。

(3) 机械差速耦合轮对轨道车辆在过小半径曲线时轮对有较小的横向位移和振动。对比可以得出, 机械差速器耦合轮对轨道车辆比刚性轮对车辆在经过小半径曲线时, 拥有更好的安全性能, 但在经过中等半径曲线时, 安全性能相对稍差。

(4) 在小半径曲线的线路上, 机械差速耦合轮对轨道车辆和独立旋转轮对轨道车辆均比刚性轮对轨道车辆体现出更小的轮对横向位移、轮轨冲角及磨损功率。但是机械差速耦合轮对轨道车辆由于缺乏足够的导向性能, 在中等半径曲线线路只能部分依靠轮缘导向, 因此其车轮的磨损也更为严重, 但两种车辆相差不大。

总体而言, 机械差速耦合轮对轨道车辆在中等半径曲线上和直线上有保有与刚性轮对车辆相当的导向性能, 同时在小半径曲线具有较优的动力学性能特别是安全性和轮轨磨损性能使其适合应用于城市地面轨道交通。

参 考 文 献

- [1] 张济民, 寇杰, 周和超, 等. 差速器耦合轮对轨道车辆曲线通过性能[J]. 机械工程学报, 2016, 53(10): 94-99. ZHANG Jimin, KOU Jie, ZHOU Hechao, et al. Curving performance of the differential-coupling wheelset vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 53(10): 94-99.
- [2] CHO Y, KWAK J. Development of a new analytical model for a railway vehicle equipped with independently rotating wheel[J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(7): 1407-1056.
- [3] 王伯铭. 独立旋转车轮系统特点及应用前景[J]. 电力机车技术, 2001, 24(3): 27-29. WANG Boming. Features of IRW system and its application outlook[J]. Technology for Electric Locomotive, 2001, 24(3): 27-29.
- [4] HIROYUKI S, RYOSUKE M, YOSHIHIRO S, et al.

- Dynamics of independently rotating wheel system in the analysis of multibody railroad vehicles[J]. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2011, 6(1): 1107-1114.
- [5] SUDA Y, WANG W, NISHINA M, et al. Running performance of power-steering railway bogie with independently rotating wheels[J]. *Vehicle Dynamic System*, 2006, 44(1): 291-302.
- [6] DIANA G, BRUNI S, CHELI F, et al. Active control of the running behavior of a railway vehicle[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2002, 37(1): 157-170.
- [7] WICKENS A H, NAGY Z. Guidance and stability of articulated railway vehicles with single axles and various forms of passive and active steering[J]. *Vehicle System Dynamic*, 1999, 33(1): 306-317.
- [8] POWELL A. Mechatronic control of an actively guided rail vehicle[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1999, 33(1): 442-452.
- [9] MEI T X, GOODALL R M. Wheelset control strategies for a two-axle railway vehicle[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1999, 33: 653-664.
- [10] SHEN S, MEI TX, GOODALL R M, et al. A study of active steering strategies for a railway bogie[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2004, 41(1): 282-291.
- [11] SUDA Y, WANG W, NISHINA M, et al. Self-steering ability of the proposed new concept of independently rotating wheels using inverse tread iconicity[J]. *Vehicle Dynamic System*, 2012, 50(1): 291-302.
- [12] PÉREZ J, BUSTURIA J M, GOODALL R M. Control strategies for active steering of bogie-based railway vehicles[J]. *Control Engineering Practice*, 2002, 10(9): 1005-1012.
- [13] 孙效杰. 电气耦合独立车轮转向架导向技术研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2010.
- SUN Xiaojie. A study on steering technology of bogie with electrical coupling independently rotating wheel[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2010.
- [14] 倪平涛. 磁流变轮对耦合器及其车辆动力学性能研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2007.
- NI Pingtao. Research on coupler with MRF wheelsets and dynamics performance of the vehicle[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2007.
- [15] 池茂儒. 耦合轮对车辆动力学性能的研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2003.
- CHI Maoru. A study on dynamics performance of the vehicle with coupled wheelset [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2003.
- [16] MICHITSUJI Y, SUDA Y. Running performance of power-steering railway bogie with independently rotating wheels[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2006, 44(1): 71-82.
- [17] 张利鹏, 祁炳楠. 对称式行星齿轮差速器的转矩转速分配特性研究[J]. *机械设计与制造*, 2012(9): 138-140.
- ZHANG Lipeng, QI Bingnan. Torque and speed distribution characteristic of symmetrical planetary gear differential[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2012(9): 138-140.
- [18] YAN S, MA W, WU Z, et al. Comparison of curving performance among bogies of different types[J]. *Journal of the Balkan Tribological Association*, 2016, 22(2): 1175-1183.
-
- 作者简介: 寇杰, 男, 1994 年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆系统动力学。
E-mail: 838911823@qq.com
- 张济民, 男, 1969 年出生, 博士, 教授。主要研究方向为车辆系统动力学及主动控制。
E-mail: zjm397a@163.com
- 周和超(通信作者), 男, 1985 年出生, 博士, 助理教授。主要研究方向为车辆系统动力学。
E-mail: zhouhechao@tongji.edu.cn