

带差速机构的跨坐式单轨车辆性能研究

杜子学 徐笑寒 杨 震

(重庆交通大学轨道交通研究院, 400074, 重庆//第一作者, 教授)

摘 要 借鉴轨道交通车辆差速控制技术,在跨坐式单轨车辆走行系统上增设差速机构,可使左、右走行轮以不同转速通过曲线,从而达到改善车辆动力学性能、降低走行轮磨损的目的。建立了带差速机构的跨坐式单轨车辆耦合动力学模型。与常规单轨车辆相比,带差速机构跨坐式单轨车辆在曲线工况下走行轮的纵向力、回正力矩降幅明显,车辆动力学性能更优,车辆走行轮磨损也得到有效控制。

关键词 跨坐式单轨; 车辆性能; 差速机构; 轮胎磨损

中图分类号 U270.1¹: U232

DOI: 10.16037/j.1007-869x.2019.06.008

Performance of Straddle Monorail Vehicle with Differential Mechanism

DU Zixue, XU Xiaohan, YANG Zhen

Abstract Relying on urban rail transit vehicle differential control technology, differential mechanism is installed on vehicle running system, which makes the left and right running wheels passing through curves at different speeds, thus the goal of improving the vehicle dynamics performance and reducing the monorail running wheel wear is achieved. Then, a coupling kinetics model of monorail vehicle with differential mechanism is established. Compared with conventional monorail vehicles, the longitudinal force and aligning torque of the monorail vehicle with differential mechanism in passing curve sections are obviously reduced, resulting in better dynamics performance and effective control of the running wheel wear.

Key words straddle monorail vehicle; vehicle performance; differential mechanism; tire wear

Author's address Institute of Railway Transportation, Chongqing Jiaotong University, 400074, Chongqing, China

重庆轨道交通3号线采用跨坐式单轨系统。重庆市地形复杂,弯道坡道多,单轨系统的走行轮、导向轮和稳定轮磨损严重,更换频繁。据统计,3号线车辆的运行里程为10万km,大大低于日本单轨车辆的20万km运行里程^[1,6]。悬挂式单轨的车辆转向架有带差速机构的齿轮箱装置,车辆在通过弯道时,轮胎能做纯滚动,可使车辆顺利地通过曲线,但

跨坐式单轨车辆转向架的两个走行轮在同一驱动轴上,轮距小(仅为400mm),没有差速机构,因而走行轮磨损严重,但国内外缺乏对其相关研究。本文采用SIMPACK软件建立动力学仿真模型,分析转向架上增设差速机构的跨坐式单轨车辆在通过小曲线半径时轮胎的受力大小,判断轮胎的磨损情况,以期为我国自主研发跨坐式单轨车辆的新型转向架时提供参考。

1 走行轮磨损分析

常规的跨坐式单轨车辆转向架结构设计是将左、右走行轮固定在同一驱动轴上^[2],两个走行轮具有相同的转矩及旋转角速度,如图1所示。

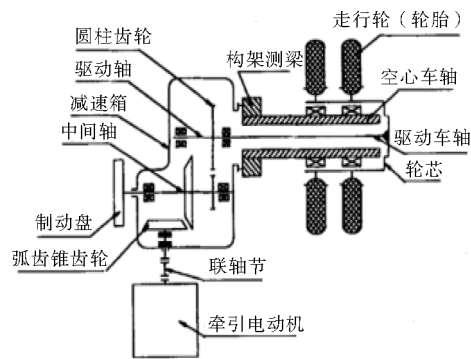


图1 跨坐式单轨车辆转向架走行轮示意图

单轨车辆通过轨道线路曲线段时,左、右走行轮通过的距离不相等,必定出现曲线内侧走行轮边滚动边滑转、外侧走行轮边滚动边拖滑的情况。因此,走行轮不可避免地会产生附加侧向力,发生侧偏。这种侧偏不可平衡,从而造成走行轮与轨道梁产生相对滑移,导致轮胎胎肩局部磨损严重(见图2)。

单轨车辆通过曲线时,左、右走行轮要实现纯滚动,走行轮轮胎应有转速差。

图3为单轨车辆转向架通过曲线时的受力分析。曲线外侧走行轮速度 v_1 及曲线内侧走行轮速度 v_2 的计算公式分别为:

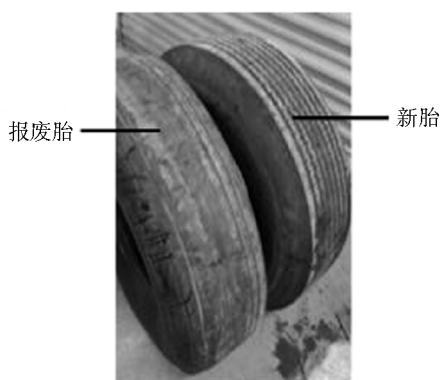
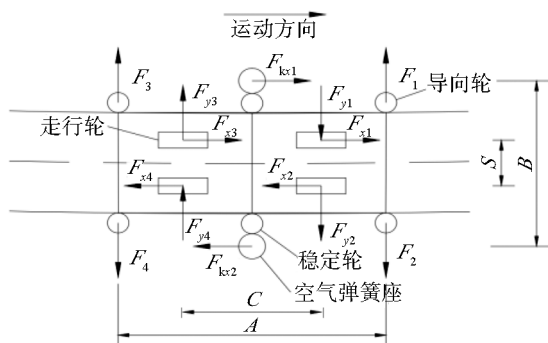


图2 跨坐式单轨车辆走行轮磨损对比



注: \$A\$——导向轮纵向距离; \$B\$——空气弹簧横向距离; \$C\$——走行轮纵向距离; \$S\$——走行轮横向距离; \$F_i (i = 1, 2, 3, 4)\$——导向轮径向力; \$F_{kx1}, F_{kx2}\$——空气弹簧纵向力; \$F_{y_i} (i = 1, 2, 3, 4)\$——走行轮纵向力; \$F_{y_i} (i = 1, 2, 3, 4)\$——走行轮侧偏力

图3 转向架通过曲线时的受力分析

$$v_1 = \omega \left(R + \frac{s}{2} \right) \quad (1)$$

$$v_2 = \omega \left(R - \frac{s}{2} \right) \quad (2)$$

式中:

\$R\$——单轨车辆转向半径;

\$s\$——左、右侧走行轮轮距;

\$\omega\$——单轨车辆角速度。

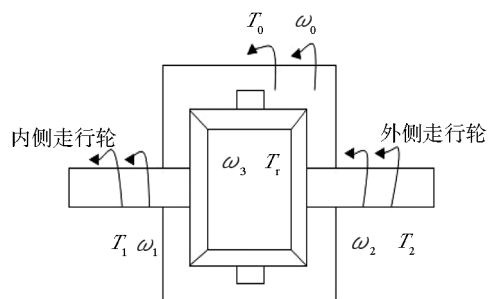
为减少跨坐式单轨车辆的轮胎磨损和能量消耗,可在单轨车辆上增设差速器结构,用以解决走行轮的偏磨损问题。在单轨车辆上增加差速机构后,车辆在直线行驶时,左、右走行轮无转速差;车辆在通过弯道时,左、右走行轮能以不同速度通过,解决了内外轨道距离差的问题。此时,左、右轮对轨道均做纯滚动运行,轮胎所受的纵向力减小,可有效减少轮胎的磨损。

2 差速器原理与结构

差速器是现代跨坐式单轨车辆传动系统重要部

件之一,在车辆通过曲线时,既能让两侧驱动轮转速不等,也能避免轮胎的非正常磨损。

差速器安装在两个独立旋转车轮的轮轴之间,差速器中的齿轮传动装置能够合理分配两侧车轮的转矩和转速,以实现车轮的差速控制。跨坐式单轨车辆中主要使用的是普通对称式锥齿轮差速器,该装置具有结构简单、紧凑,工作平稳、制造方便等优点。对称式锥齿轮差速器半轴齿轮力矩分配如图4所示。



注: \$\omega_0\$——差速器壳的角速度; \$\omega_1, \omega_2\$——左、右两半轴的角速度; \$\omega_3\$——差速器壳自转角速度; \$T_0\$——差速器壳的转矩; \$T_r\$——行星齿轮转矩; \$T_1, T_2\$——左、右两半轴的转矩

图4 差速器半轴齿轮力矩分配示意图

根据运动分析,车辆在直线行驶时,

$$\begin{cases} \omega_1 = \omega_2 = \omega_0 \\ \omega_3 = 0 \\ T_1 = T_2 = \frac{T_0}{2} \end{cases} \quad (3)$$

车辆在曲线行驶时,

$$\begin{cases} \omega_1 r = \omega_0 r - \omega_3 r_1 \\ \omega_2 r = \omega_0 r + \omega_3 r_1 \\ T_1 + T_2 = T_0 \\ T_2 - T_1 = T_r \end{cases} \quad (4)$$

式中:

\$r\$——半轴齿轮节圆半径;

\$r_1\$——行星齿轮节圆半径。

跨坐式单轨车辆转向架上有2个走行轮轴。每个轮轴上的2个走行轮通过车轴固定在转向架上,轮距为400 mm,轮胎轮辋直径为362 mm。拟设计的轮间差速机构既要在这有限的空间内合理布置差速器的结构,又要保证能实现差速器的功能。内、外侧走行轮轮间差速器的结构原理如图5所示。

带差速器的动力装置将动力传至车轴后,当车辆处于直行状态时,由于2个走行轮所受的应力相同,行星架上的行星齿轮无相对运动,左、右走行轮

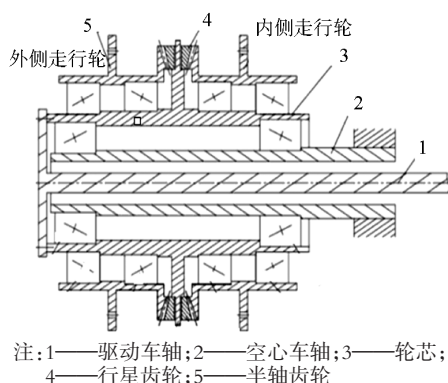


图5 走行轮总成结构原理示意图

转动速度相同;车辆通过曲线时,由于2个走行轮的转弯半径不同,2个走行轮会出现滑转的趋势,产生2个不同的蠕滑力。2个蠕滑力作用到行星齿轮上,行星齿轮会发生相应的自转,让左、右走行轮以不同的转动速度通过曲线,从而避免车轮以边滚动边滑动的方式运动,因此,可有效降低能耗和车轮的磨损,以满足单轨车辆在高架混凝土轨道梁上正常运营的要求。

3 带差速器的跨坐式单轨车辆建模

3.1 带差速器的单轨车辆结构关系

带差速器的单轨车辆由车体和转向架2部分构成,其中转向架由走行轮、导向轮、稳定轮等构成。走行轮采用充氮气、无内胎的子午线轮胎,通过空心车轴固定在构架上。在左、右走行轮间构建差速器。为确保行车安全,转向架上对称安装了2个稳定轮,通过轮胎“夹住”轨道梁两边。4个导向轮设在构架四角,通过轮胎“夹紧”轨道梁上侧,确保自动对中及导向作用。

3.2 基于 SIMPACK 软件的带差速器的车辆仿真

在单轨车辆运动学关系的基础上,对动力学建模进行一定的假设和简化,即将车体、转向架、轨道梁假定为刚体。在转向架子模型的走行轮间设置差速器,即左、右走行轮中间设置齿轮力元,建立差速器。对空气弹簧、减震器进行线性拟合,采用相应的弹簧-阻尼力元进行模拟。调整各组件相对应的参数,得到转向架模型,如图6所示。整车模型则由调用两次转向架子模型和车体模型组合而成。

3.3 轨道线路建模

跨坐式单轨车辆的优势之一是运行线路曲线半径小,爬坡能力强。综合考虑缓和曲线、超高等线路参数后,建立了轨道线路模型,具体参数如表1。

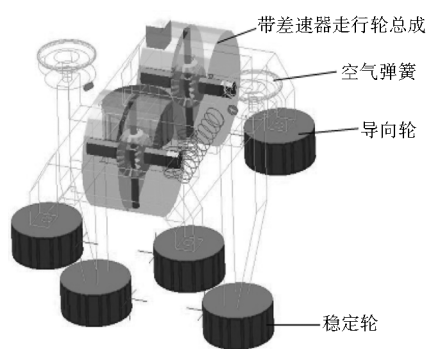


图6 带差速器的转向架模型

表1 跨坐式单轨线路模型参数

参数	数值
开始直线段长度/m	60
线路宽度/m	0.85
曲线超高率/%	10.2
缓和曲线1长度/mm	20
曲线半径/m	100
缓和曲线2长度/mm	20
终止直线段长度/m	100

4 走行轮偏磨损评定指标

走行轮橡胶轮胎所受外力包括径向力、侧偏力、纵向力等,每一种力对轮胎胎面的作用均很大。径向力是橡胶轮胎所受到的沿轮胎直径方向的力,与其轮胎自身结构参数相关。因而,仅对侧偏力、纵向力对轮胎磨损的影响进行探讨。

此外,轮胎的磨损是一个轮胎在外力的综合作用下与路面相互摩擦,胎面受到一系列作用力的破坏,导致分子链和铰接链破坏的复杂过程。实际上,车辆不管处于何种运动状态,轮胎均会受到不同程度的磨损。轮胎磨损是一个长时间且复杂的过程,分均匀磨损和非均匀磨损两种情况。轮胎的寿命主要是受均匀磨损的影响,因此仅考虑轮胎的均匀磨损。

4.1 轮胎纵向力

走行轮摩擦功是走行轮与路面相互接触并产生滑移时,走行轮受到来自轨面摩擦应力所作的功,与走行轮胎的磨损正相关^[3,5]。轮胎的磨损量是衡量轮胎磨损程度的关键指标,现采用走行轮摩擦功来衡量走行轮胎的磨损量。摩擦功的计算公式如下:

$$W = Fl \quad (5)$$

式中:

W ——摩擦功;

F ——切向力,其值为纵向力与侧向力的矢量和;

l ——滑移量。

轮胎所受的侧向力和纵向力大小直接决定了轮胎胎面磨损的速度,轮胎的均匀磨损随轮胎纵向力的增大而增大。由式(5)可知,通过减小切向力,即减小轮胎的纵向力与侧向力,可减小摩擦功,从而达到减小轮胎磨损量的目的。

4.2 轮胎回正力矩

跨坐式单轨车辆进入弯道行驶时,车体将受到较大的离心力。在离心力作用下,走行轮与轨面会产生侧向摩擦力,从而使走行轮轮胎出现侧偏。轮胎的侧偏特性包括在侧偏条件下的侧向力和回正力矩。回正力矩指轮胎发生侧偏时所产生绕垂直轴的力矩。轮胎的侧偏会对轮胎的寿命和耐磨性产生影响。单轨车辆在通过弯道时,轮胎处于侧偏工况下,走行轮轮胎极易出现磨损^[4,6]。文献[7]提出的纯工况下轮胎力学特性半经验幂指数公式为:

$$P_y = \mu P_z (1 - \exp(-\varphi - E_y \varphi^3)) \quad (6)$$

其中:

$$\varphi = K \tan \beta / \mu_1 P_z \quad (7)$$

式中:

- P_y ——轮胎侧向力;
- P_z ——垂直载荷;
- E_y ——可以进行拟合的转折系数;
- φ ——侧偏角;
- K ——轮胎侧偏刚度;
- β ——轮胎侧偏角;
- μ ——轮胎与路面的摩擦因数。

回正力矩 M_z 为:

$$M_z = P_y D_x \quad (8)$$

式中:

- D_x ——轮胎回正力臂。

重庆跨坐式单轨线路运营中发现,单轨车辆走行轮轮胎磨损主要发生在弯道行驶工况下,因此,单轨车辆在运行中,应特别考虑转弯工况,尽量控制走行轮轮胎的侧偏,降低走行轮轮胎偏磨损。

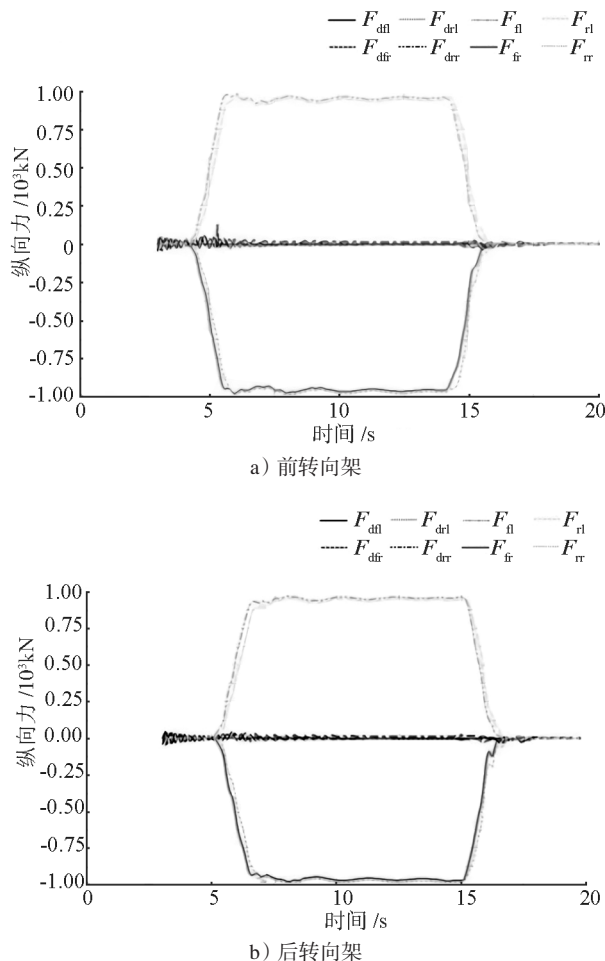
5 走行轮磨损对比分析

跨坐式单轨车辆允许通过的最小曲线半径为100 m,在列车安全行车得到保障情况下,困难地段及站段线路的最小曲线半径允许减小到50 m。考虑车辆曲线通过性能以及运行稳定性,取曲线半径值为100 m,车辆运行速度值为36 km/h,导向轮预压力值为4 900 N。分析对比带差速器的和不带差速器的满载车辆在弯道工况下的前转向架走行轮纵向

力、走行轮回正力矩。

5.1 走行轮纵向力对比

运用 SIMPACK 软件,分别计算出带差速器与不带差速器的单轨车辆在通过曲线时走行轮纵向力随时间的变化规律,如图7所示。



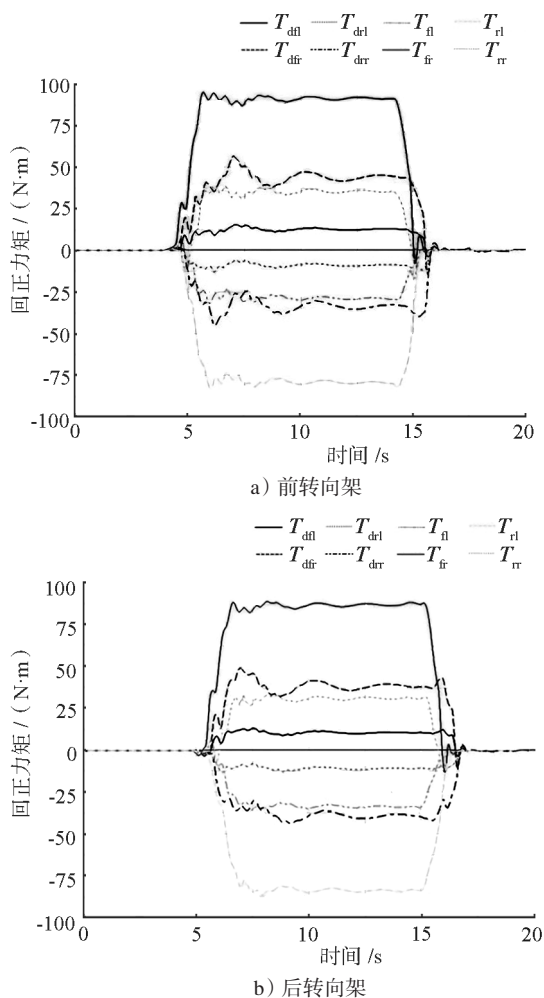
注: F_{dl}, F_{dr} ——带差速器单轨车辆前左走行轮纵向力和常规单轨车辆前左走行轮纵向力; F_{dl}, F_{dr} ——带差速器单轨车辆前右走行轮纵向力和常规单轨车辆前右走行轮纵向力; F_{fl}, F_{fr} ——带差速器单轨车辆前左走行轮纵向力和常规单轨车辆后左走行轮纵向力; F_{fl}, F_{fr} ——带差速器单轨车辆前右走行轮纵向力和常规单轨车辆后右走行轮纵向力

图7 走行轮纵向力对比示意图

考虑到车辆起动时受力变化大,滤去前几秒。由图7可知,带差速器单轨车辆转向架较常规单轨车辆转向架的走行轮纵向力明显减小,走行轮纵向力平均值从950 N左右减小到20 N左右,减小了930 N。这是因为,走行轮轮间增设差速机构后,在车辆弯道行驶时,确保内侧轮胎转速慢,外侧轮胎转速快,轮胎可尽可能做纯滚动,从而所受纵向力减小。根据式(5)可知,带差速器单轨车辆能够减小走行轮摩擦功,从而减小走行轮轮胎磨损。

5.2 走行轮回正力矩对比

带差速器和不带差速器的单轨车辆在通过曲线时的走行轮回正力矩随时间的变化曲线见图8。



注: T_{df} 、 T_{dr} ——带差速器单轨车辆前左走行轮纵向力和常规单轨车辆前左走行轮纵向力; T_{dr} 、 T_{fr} ——带差速器单轨车辆前右走行轮纵向力和常规单轨车辆前右走行轮纵向力; T_{df} 、 T_{fl} ——带差速器单轨车辆前左走行轮纵向力和常规单轨车辆后左走行轮纵向力; T_{dr} 、 T_{rr} ——带差速器单轨车辆前右走行轮纵向力和常规单轨车辆后右走行轮纵向力

图8 走行轮回正力矩示意图

由图8可知:在直线上,转向架走行轮回正力矩为0;在车辆进入弯道,至离开弯道的这段时间内,

无论是前转向架还是后转向架,前右和后左走行轮的回正力矩变化幅度都很大。对于前右走行轮回正力矩,不带差速器车辆的为 $88\text{ N}\cdot\text{m}$,带差速器车辆的为 $45\text{ N}\cdot\text{m}$,减小了 $43\text{ N}\cdot\text{m}$ 。对于后左走行轮回正力矩,不带差速器车辆的为 $81\text{ N}\cdot\text{m}$,带差速器车辆的为 $35\text{ N}\cdot\text{m}$,减小了 $46\text{ N}\cdot\text{m}$ 。从走行轮的回正力矩角度分析,带差速器车辆转向架的回正力矩较不带差速器车辆转向架的均有所减小。

6 结语

通过对单轨车辆轮胎磨损的分析,在跨坐式单轨车辆转向架建立差速器,可以确保左、右走行轮能够独立地滚动。采用SIMPACK软件建立带差速器单轨车辆的动力学模型,分析对比带差速器的跨坐式单轨车辆和不带差速器跨坐式单轨车辆的走行轮纵向力、走行轮回正力矩变化情况。结果表明,在弯道工况下,与不带差速器车辆走行轮相比,带差速器车辆的走行轮纵向力和回正力矩均有较大程度减小,能够有效减少轮胎的磨损。

参考文献

- [1] CHO J R, CHOI J H, KIM Y S. Abrasive wear amount estimate for 3D patterned tire utilizing frictional dynamic rolling analysis[J]. Tribology International, 2011, 44(7): 397.
- [2] 仲建华, 杜子学, 何希和. 跨坐式轨道交通车辆道岔结构及分析[M]. 北京: 人民交通出版社, 2013: 7.
- [3] 文孝霞, 杜子学, 申震, 等. 单轨车辆参数对轮胎磨损的影响和优化[J]. 机械设计与制造, 2014(9): 214.
- [4] 王伟杰, 任胜光, 张经华. 跨座式单轨列车轮胎寿命的影响因素分析[J]. 都市轨道交通, 2009(4): 89.
- [5] 贺观. 重庆单轨车走行轮胎面磨损分析与对策[J]. 城市轨道交通研究, 2010(6): 63.
- [6] LEE C H, KAWATANI M, KIM C W. Dynamic response of a monorail steelbridge under a moving train[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006(294): 562.
- [7] 郭孔辉, 卢荡. 纯工况下轮胎力学特性半经验幂指数公式[J]. 吉林大学学报(工学版), 2011, 41(4): 915.

(收稿日期: 2017-06-28)

欢迎订阅《城市轨道交通研究》

服务热线 021-51030704