

跨坐式单轨车耦合转向架的径向机理及参数影响

任利惠, 冷 涵, 黄有培, 季元进

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院 上海 201804)

摘要: 建立了跨坐式单轨车辆耦合转向架稳态曲线通过理论模型, 推导了耦合转向架的径向调节机理, 并推导出径向条件所需耦合参数的计算公式。建立了带有耦合转向架的跨坐式单轨车辆动力学模型, 仿真了耦合转向架的曲线通过性能并验证了耦合转向架的径向调节能力, 同时分析了耦合参数对耦合转向架径向调节能力及曲线通过性能的影响。研究结果表明: 最佳耦合回转刚度仅与车辆结构参数及二系纵向刚度相关, 合理选取耦合回转刚度可以使耦合转向架在二系悬挂系统和耦合机构的共同作用下, 在圆曲线上自动达到径向位置, 此时最大导向轮径向力明显减小, 车辆的曲线通过安全性得到显著提高; 耦合横向刚度对摇头角稳态值的影响很小, 但耦合横向刚度的存在会恶化转向架在缓和曲线上的动力学性能。

关键词: 跨坐式单轨车辆; 耦合转向架; 动力学

中图分类号: U211.5

文献标志码: A

Radial Mechanism and Parameter Influence of Coupled Bogie for the Straddling Monorail Vehicle

REN Lihui, LENG Han, HUANG Youpei, JI Yuanjin

(Institute of Rail Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A theoretical model of steady-state curve negotiation of coupled bogie for straddling monorail vehicle was established, the mechanism of radial adjustment of the coupled bogies was analyzed, and the formula for calculating the coupling parameters required for achieving the radial state was derived. The dynamics model of straddling monorail vehicle equipped with coupled bogies was established, and the curving performance of the coupling bogie was simulated, and the radial adjustment capacity of coupled bogie was verified. Meanwhile, the influence of coupling parameters on the radial adjustment capacity and curving performance of the

coupled bogie was also analyzed. The results show that the optimal rotary stiffness is only related to the vehicle structural parameters and the secondary longitudinal stiffness. The reasonable selection of the coupling rotary stiffness can make the coupling bogie automatically reach the radial position on the circular curve under the joint action of the secondary suspension system and the coupling mechanism. At this time, the maximum radial force of guiding wheels is obviously reduced, and the curve passing safety of the vehicle is significantly improved. The coupling lateral stiffness has little effect on the steady value of the yaw angle of the coupled bogie, but it will worsen the dynamic performance of the bogie on the transition curve.

Key words: straddling monorail vehicle; coupled bogie; dynamics

跨坐式单轨是一种以单根轨道来支撑、稳定和导向, 列车骑跨在轨道梁上的新型轨道交通类型, 其走行部的走行轮、导向轮和稳定轮均采用橡胶充气轮胎, 分别起到承载列车重量、导向和抗倾覆的作用。

研究表明, 由于跨坐式单轨车辆转向架的走行轮横向跨距较小, 在通过曲线时转向架抗倾覆能力主要由导向轮和稳定轮的径向力来提供, 同时导向轮为列车导向提供了导向力^[1-2]。由于导向轮充气轮胎的承载能力较小, 因此其所承受的径向力是评价跨坐式单轨车辆曲线通过安全性的主要评价指标之一, 减小导向轮的径向力能够提高曲线通过的安全性^[3-4]。走行轮侧向力、侧偏角和侧倾角是影响走行轮偏磨的主要因素。当走行轮未处于径向位置时, 将产生侧偏角和侧偏力, 从而引起走行轮的偏磨, 减小侧偏角能够明显地减小走行轮的偏磨^[5-6]。

收稿日期: 2019-07-18

基金项目: 国家重点研发计划(2018YFB1201603-07)

第一作者: 任利惠(1970—)年, 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为车辆系统动力学。

E-mail: renlihui@263.net



论文
拓展
介绍

为了克服现有跨坐式单轨车辆转向架通过曲线时不能处于径向位置的缺点,文献[7]提出了一种新型的跨坐式单轨车辆转向架——耦合转向架。耦合转向架的概念最早由Polach提出并试验验证了其径向功能^[8],沈钢等^[9]研究了单轮对耦合径向转向架的曲线通过性能,获得了关键参数的选取规则,分析了关键参数对耦合径向转向架曲线通过性能的影响;池茂儒等^[10]研究了独立轮对柔性耦合转向架的耦合刚度对动力学性能的影响,获得了耦合刚度的最佳匹配关系。本文在文献[7]的基础上,针对采用轮胎行走的跨坐式单轨耦合转向架的径向调节机理及其参数影响进行分析和讨论。

1 耦合转向架及其径向调节机理

1.1 耦合转向架

在跨坐式单轨列车前、后相邻两个车体下面的两相邻单轴转向架之间设置横向剪切刚度 K_y 和回转方向的角刚度 $K_{\phi z}$,使之成为一种介于双轴转向架和单轴转向架之间的新型转向架,称为跨坐式单轨车辆耦合转向架(简称耦合转向架),其原理示意图如图1所示。图中, K_{sx} 为二系纵向刚度, K_{sy} 为二系横向刚度, K_g 为导向轮的径向刚度。

1.2 径向调节机理分析

图2给出了耦合转向架通过圆曲线时的受力状态。图中, V 为列车运行速度, a 为耦合转向架走行轮轴距之半, L_{gx} 为导向轮纵向跨距之半, L 为单轴转

向架中心与车体中心之间的纵向距离, d 为二系悬挂横向跨距之半, s 为同一走行轮轴上的轮距, $\alpha = a/R$, R 为圆曲线半径, $\beta = L/R$ 。

1.2.1 车轮受力分析

轮胎建模采用线性化的理论模型,考虑轮胎的径向特性、走行轮的侧偏特性和纵向滑转效应。当仅考虑转向架摇头、横移两个自由度时,导向轮、稳定轮、走行轮的受力分析如下(式中 $i=1$ 代表耦合前转向架, $i=2$ 代表耦合后转向架;各力均为标量,分析时已考虑方向):

(1) 导向轮

导向轮径向力:

$$\begin{cases} F_{gflr} = F_{pre} + K_g(y_{bi} + \psi_{bi}L_{gx}) \\ F_{gfrl} = F_{pre} - K_g(y_{bi} + \psi_{bi}L_{gx}) \\ F_{grli} = F_{pre} + K_g(y_{bi} - \psi_{bi}L_{gx}) \\ F_{grri} = F_{pre} - K_g(y_{bi} - \psi_{bi}L_{gx}) \end{cases} \quad (1)$$

导向轮径向力产生的摇头力矩:

$$\begin{aligned} M_{zgi} &= (F_{gfrl} + F_{grli} - F_{gflr} - F_{grri})L_{gx} \\ &= -4K_g\psi_{bi}L_{gx}^2 \end{aligned} \quad (2)$$

式(1)~(2)中:下标“g”代表导向轮、“fl”代表左侧、“fr”代表右侧、“rl”代表左后侧、“rr”代表右后侧、“z”代表垂向轴,“b”代表转向架(下同)。 F_{gflr} 、 F_{gfrl} 、 F_{grli} 、 F_{grri} 分别为单轴转向架前左、前右、后左、后右4个导向轮的径向力; F_{pre} 为导向轮/稳定轮的预压力; y_{bi} 为单轴转向架横移量; ψ_{bi} 为单轴转向架摇头角; M_{zgi} 为导向轮径向力产生的摇头力矩。

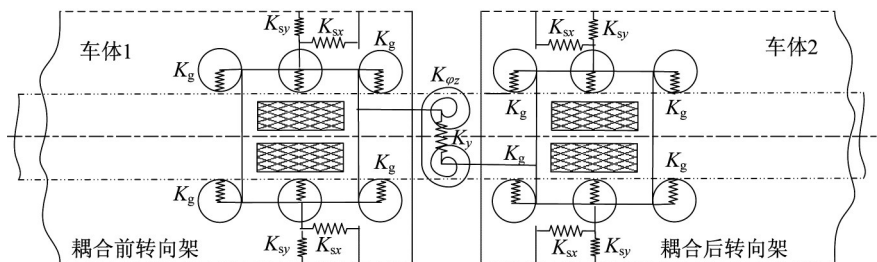


图1 耦合转向架原理示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the coupled bogie.

(2) 稳定轮

稳定轮径向力:

$$\begin{cases} F_{stli} = F_{pre} + K_{st}y_{bi} \\ F_{stri} = F_{pre} - K_{st}y_{bi} \end{cases} \quad (3)$$

式中:下标“st”代表稳定轮(下同)。 F_{stli} 、 F_{stri} 分别为单轴转向架左、右两个稳定轮的径向力; K_{st} 为稳定轮径向刚度。

(3) 走行轮

在线性化的轮胎模型中,当轮胎侧偏角小于 $4^\circ \sim 5^\circ$ 时,侧偏力和回正力矩与侧偏角呈线性关系,即:

$$\begin{cases} F_{dlyi} = F_{dryi} = K_a\alpha_{ti} \\ M_{zdri} = M_{zdli} = -K'_a\alpha_{ti} \end{cases} \quad (4)$$

式中:下标“d”代表走行轮、“l”代表左侧、“r”代表右侧、“y”代表横向(下同)。 F_{dlyi} 、 F_{dryi} 分别为同轴左、

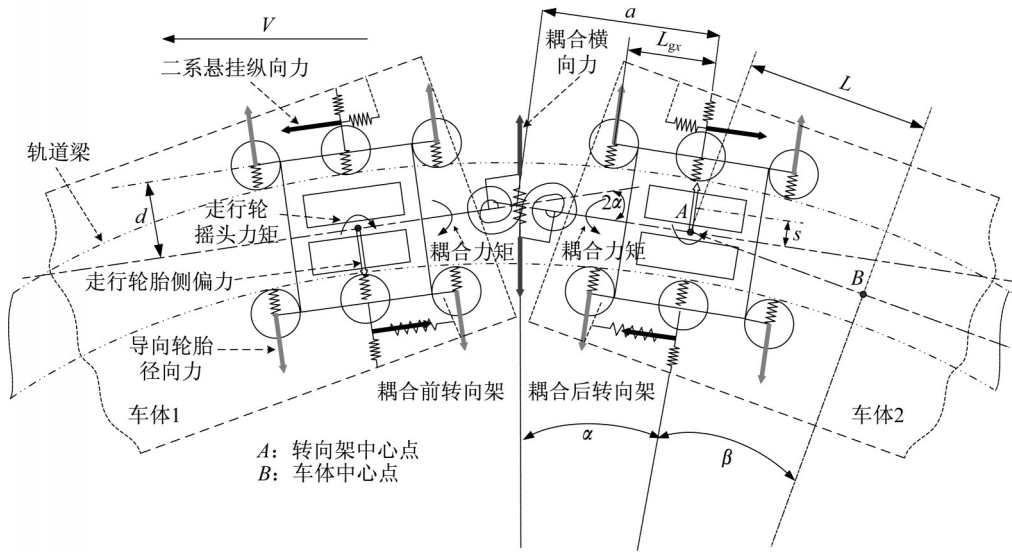


图2 耦合转向架曲线通过的受力状态

Fig. 2 Force state of the circular curve negotiation of the coupled bogie

右走行轮的侧偏力; M_{zdl} 、 M_{zdr} 分别为同轴左、右走行轮的回正力矩; K_α 、 K'_α 分别为走行轮的侧偏刚度和回正刚度; α_{ti} 为走行轮的侧偏角,且 $\alpha_{ti} = \psi_{bi} - \dot{y}_{bi}/V$ 。

由于左、右走行轮不能相对转动,因此当转向架摇头时,左、右轮胎会产生纵向滑转,这会使左、右轮胎纵向力发生变化,从而产生摇头力矩^[1]。

走行轮纵向滑转产生的摇头力矩为

$$M_{zdx} = K_{dx}(\xi_{dli} - \xi_{dri}) \quad (5)$$

式中:下标“x”代表纵向,下同。 M_{zdx} 为走行轮纵向力产生的摇头力矩; K_{dx} 为走行轮胎切向刚度; ξ_{dli} 、 ξ_{dri} 分别为同轴左、右走行轮的纵向滑转差,且 $\xi_{dli} = -\xi_{dri} = s\dot{\psi}_{bi}/V$ 。

1.2.2 耦合机构受力分析

当耦合前、后转向架发生相对横向移动和摇头运动时,耦合机构产生的横向力和回转力矩满足以下关系式:

$$\begin{cases} F_y = K_y(y_{b2} - y_{b1} + a\psi_{b2} + a\psi_{b1}) \\ M_{\phi z} = K_{\phi z}(2\alpha - \psi_{b1} + \psi_{b2}) \end{cases} \quad (6)$$

式中: F_y 为耦合横向作用力; K_y 为耦合横向刚度; $M_{\phi z}$ 为耦合回转刚度产生的回转力矩; $K_{\phi z}$ 为耦合回转刚度。

耦合横向作用力产生的摇头力矩为

$$M_y = F_y a \quad (7)$$

1.2.3 二系悬挂受力分析

耦合前、后转向架的二系悬挂纵向力产生的摇头力矩为

$$M_{zsx} = -2K_{sx}d^2(\psi_{bi} \pm \beta) \quad (8)$$

式中:下标“sx”代表二系悬挂系统的纵向分量。

1.2.4 耦合转向架力的平衡方程

耦合前转向架横移运动方程:

$$F_{gr1} + F_{gr1} + F_{str1} - (F_{gl1} + F_{gr1} + F_{st1}) - (F_{dy1} + F_{dry1}) + F_{sy1} + F_y = m_b(\ddot{y}_{b1} + \frac{V^2}{R_{b1}} + h\ddot{\delta}_{b1} - g\delta_{b1}) \quad (9)$$

式中: F_{sy1} 为二系悬挂横向力; m_b 为单轴转向架质量; I_{bz} 为单轴转向架摇头惯量; R_{bi} 为实际曲线半径; h 为转向架重心到轨面的距离; δ_{bi} 为线路实际超高; g 为重力加速度。

耦合后转向架横移运动方程:

$$F_{gr2} + F_{gr2} + F_{str2} - (F_{gl2} + F_{gr2} + F_{st2}) - (F_{dy2} + F_{dry2}) + F_{sy2} - F_y = m_b(\ddot{y}_{b2} + \frac{V^2}{R_{b2}} + h\ddot{\delta}_{b2} - g\delta_{b2}) \quad (10)$$

耦合前转向架摇头运动方程:

$$M_{zgy1} + M_{zdr1} + M_{zdl1} + M_{zdr1} + M_{zsx1} - M_y + M_{\phi z} = I_{bz}[\ddot{\psi}_{b1} + V \frac{d}{dt}(\frac{1}{R_{b1}})] \quad (11)$$

耦合后转向架摇头运动方程:

$$M_{zgy2} + M_{zdr2} + M_{zdl2} + M_{zdr2} + M_{zsx2} + M_y - M_{\phi z} = I_{bz}[\ddot{\psi}_{b2} + V \frac{d}{dt}(\frac{1}{R_{b2}})] \quad (12)$$

当列车以均衡速度通过圆曲线并处于稳态时,式(9)~(12)中等号右侧的所有项均为0,且 $\dot{y}_{bi} = 0$, $\dot{\psi}_{bi} = 0$ 。假定 $F_{sy1} = F_{sy2} = F_{sy}$,将式(1)~(8)各项解析表达式代入式(9)~(12),整理得:

$$\begin{bmatrix} -A & aK_y - 2K_a & K_y & aK_y \\ K_y & -K_y a & -A & -aK_y - 2K_a \\ K_y a & B - K_y a^2 & -K_y a & K_{\phi z} - K_y a^2 \\ -K_y a & K_{\phi z} + K_y a^2 & K_y a & B + K_y a^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_{b1} \\ \psi_{b1} \\ y_{b2} \\ \psi_{b2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix} \quad (13)$$

式中: $A = 4K_g + 2K_{st} + K_y$,

$$B = -4K_g L_{gr}^2 - 2K_a' - 2K_{sr} d^2 - K_{\phi z}, y_1 = y_2 = -F_{sy}, y_3 = -y_4 = -2K_{\phi z} \alpha + 2K_{sr} d^2 \beta$$

根据上述稳态假设,式(13)被转换为关于耦合前、后转向架的摇头角和和横移量的四元一次方程组,求该解方程组得:

$$\begin{cases} y_{b1} = \frac{F_{sy}}{4K_g + 2K_{st}} + \frac{K_a(-K_{\phi z} \alpha + K_{sr} d^2 \beta)}{4K_a K_y a + (2K_g + K_{st} + K_y)(K_{\phi z} + 2K_g L_{gr}^2 + K_a' + K_{sr} d^2)} \\ \psi_{b1} = \frac{-(2K_g + K_{st} + K_y)(-K_{\phi z} \alpha + K_{sr} d^2 \beta)}{K_a K_y a + (2K_g + K_{st} + K_y)(K_{\phi z} + 2K_g L_{gr}^2 + K_a' + K_{sr} d^2)} \\ y_{b2} = \frac{F_{sy}}{4K_g + 2K_{st}} - \frac{K_a(-K_{\phi z} \alpha + K_{sr} d^2 \beta)}{4K_a K_y a + (2K_g + K_{st} + K_y)(K_{\phi z} + 2K_g L_{gr}^2 + K_a' + K_{sr} d^2)} \\ \psi_{b2} = \frac{(2K_g + K_{st} + K_y)(-K_{\phi z} \alpha + K_{sr} d^2 \beta)}{K_a K_y a + (2K_g + K_{st} + K_y)(K_{\phi z} + 2K_g L_{gr}^2 + K_a' + K_{sr} d^2)} \end{cases} \quad (14)$$

当转向架处于径向位置时, $\psi_{bi} = 0$ 须成立,由 $2K_g + K_{st} + K_y \neq 0$, $\psi_{bi} = 0$ 恒成立,因此必须满足以下关系:

$$-K_{\phi z} \alpha + K_{sr} d^2 \beta = 0 \quad (15)$$

即:

$$K_{\phi z} = K_{sr} d^2 \frac{L}{a} \quad (16)$$

式(16)给出了耦合转向架中前、后单轴转向架在圆曲线上实现自动径向的耦合回转刚度的取值规则。当 $K_{\phi z}$ 按照式(16)的规则取值时,耦合转向架中各单轴转向架摇头角稳态值恒为0, K_y 将不再发挥作用,并且与曲线半径无关。

2 耦合转向架的曲线通过性能

2.1 动力学模型

在多刚体动力学软件UM中建立如图3所示的跨坐式单轨列车动力学模型,包含3个车体和4个转向架,其中2个端部转向架采用单轴转向架,而2个中间转向架采用耦合转向架。车辆的动力学参数参考某单轨车辆,其主要参数见表1。

2.2 曲线通过性能

设置仿真线路条件为半径100 m、超高率12%

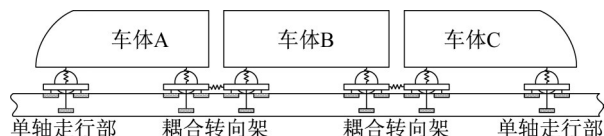


图3 带有耦合转向架的跨坐式单轨车辆结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the straddling mono-rail vehicle with coupled bogies

表1 仿真模型主要参数

Table 1 Main parameters of the simulation model

参数	数量	参数	数量
K_g	625 $\text{KN} \cdot \text{m}^{-1}$	L_{gr}	0.70 m
K_{st}	625 $\text{KN} \cdot \text{m}^{-1}$	d	1.00 m
K_{dr}	950 $\text{KN} \cdot \text{m}^{-1}$	a	1.30 m
K_a	325 $\text{KN} \cdot \text{m}^{-1}$	s	0.30 m
K_a'	50 $\text{KN} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	L	4.70 m
K_{sr}	111 $\text{KN} \cdot \text{m}^{-1}$	m_b	2 400 kg
F_{pre}	5 KN		

的圆曲线,进出圆曲线处均设置缓和曲线,列车以均衡速度匀速通过圆曲线。耦合回转刚度按式(16)选取,即 $K_{\phi z} = 0.32 \text{ MN} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$,并令 $K_y = 0$ 。

图4给出了耦合转向架和传统的单轴转向架以均衡速度通过曲线的仿真结果。从图中可以看出,相比于单轴转向架,耦合转向架的摇头角、导向轮径向力及走行轮侧偏力在缓和曲线上的峰值和在圆曲线上的稳态值均小得多。在圆曲线上,耦合转向架的摇头角近似等于0,走行轮的侧偏力也近似等于0,耦合转向架走行轮以径向姿态通过圆曲线,可明显减小走行轮胎的偏磨。在圆曲线上,耦合转向架所有导向轮的径向力近似相等,都接近初始预压力(由于列车在均衡速度下未平衡离心力为0),这说明耦合转向架可明显减小导向轮在圆曲线上的载荷最大值,提高曲线通过的安全性。在圆曲线上,耦合回转刚度产生的力矩和二系悬挂的摇头力矩大小相等,方向相反。这说明耦合转向架可以实现自动径向的根本原因在于耦合回转弹簧平衡了二系弹簧产生的摇头力矩,使走行轮达到径向位置。

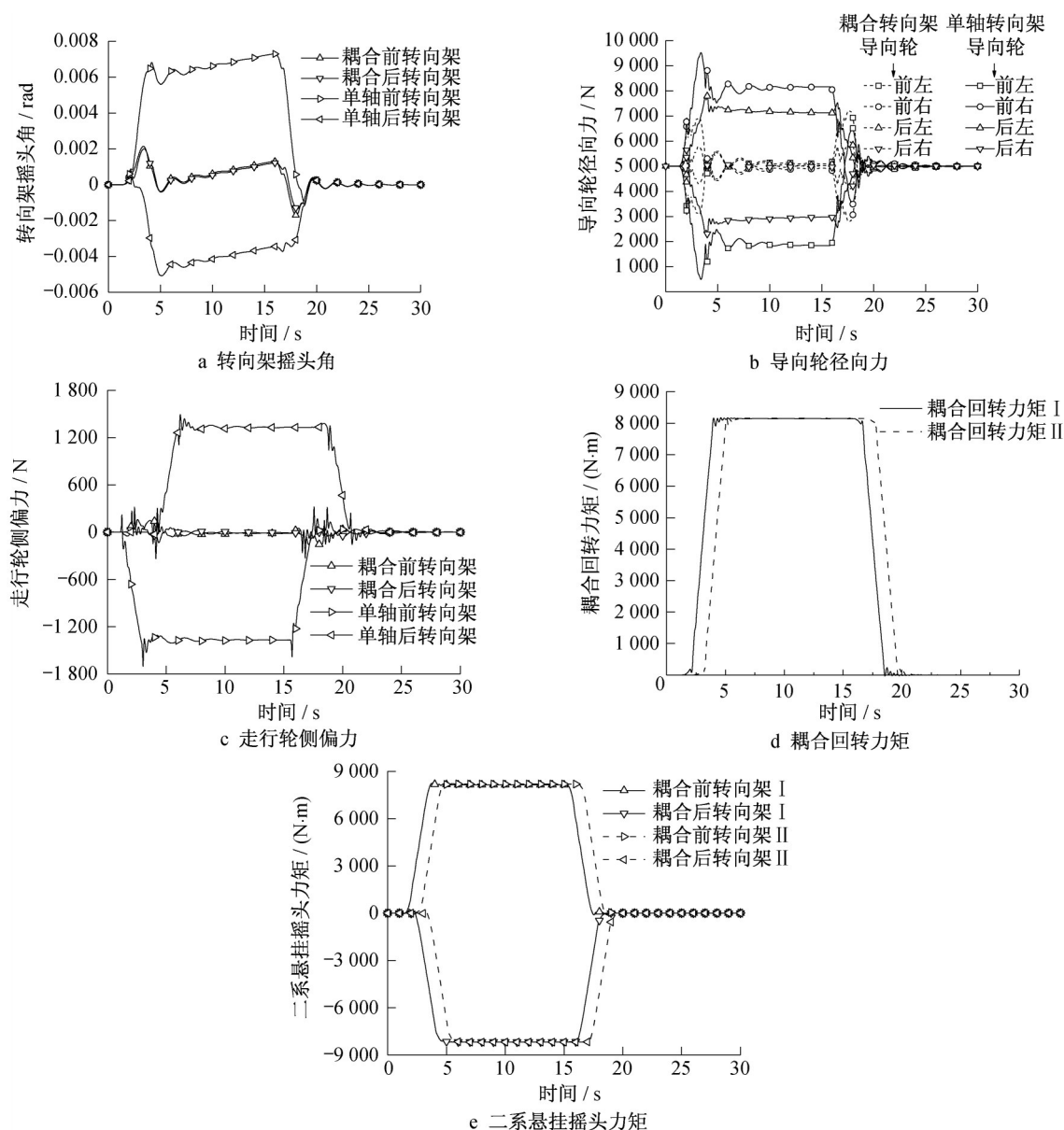


图4 耦合转向架的曲线通过仿真结果

Fig. 4 Simulation result of the coupled bogie during curve negotiation

图5给出了耦合转向架以均衡速度通过不同半径曲线时的摇头角仿真结果。结果表明,耦合转向架在不同半径的圆曲线上的摇头角都接近于0,说明耦合转向架对于不同曲线半径具有良好的适应能力。

图6给出了耦合转向架以不同速度通过R100m曲线时的曲线通过性能仿真结果。结果表明,耦合转向架在圆曲线上的摇头角都接近于0,在圆曲线上导向力最大值明显小于单轴转向架,这说明耦合转向架对不同车速具有良好的适应能力,且其曲线通过安全性明显高于单轴转向架。

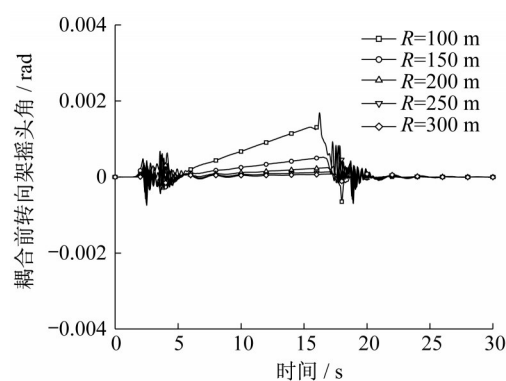


图5 在不同半径曲线下的摇头角

Fig.5 Yaw angles under different radius curves

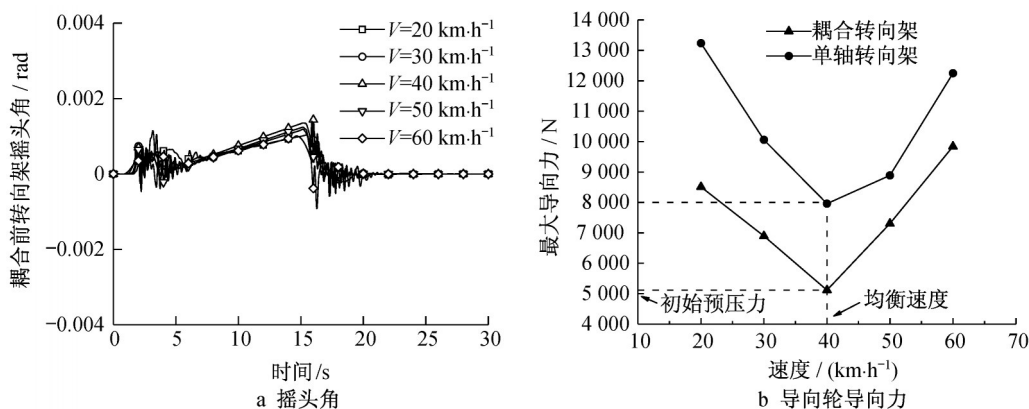


图6 过/欠超高状态下的曲线通过性能

Fig. 6 Dynamic performance of curve negotiation in states of surplus/deficient super-elevation

3 耦合刚度对曲线通过性能的影响

3.1 耦合回转刚度

图7给出了列车通过圆曲线时, $K_{\phi z}$ 的不同取值对耦合转向架的前、后两个单轴转向架摇头角稳态值的影响。从图中可以看出, 当耦合回转刚度 $K_{\phi z} = 0.32 \text{ MN}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$ 时, 两条曲线相交且两个单轴转向架摇头角值接近0, 说明此时耦合转向架的前、后单轴转向架处于径向状态。

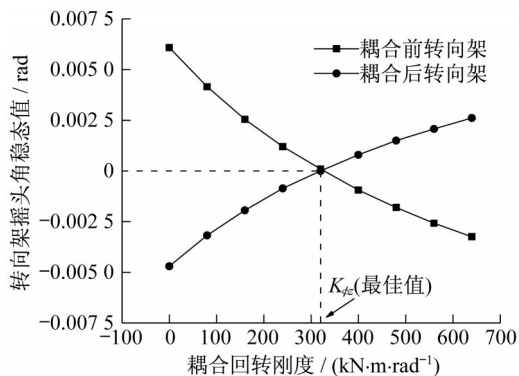


图7 耦合回转刚度与摇头角稳态值

Fig. 7 Coupling rotary stiffness vs. steady yaw angles

3.2 耦合横向刚度

图8给出了不同耦合参数组合下, 耦合前转向架摇头角稳态值的仿真结果和理论分析结果对比。从图中可以看出, 仿真结果与理论分析结果接近一致, 耦合横向刚度 K_y 值的变化对摇头角稳态值影响很小, 尤其是当耦合回转刚度 $K_{\phi z}$ 选择最佳值时。

图9给出了耦合横向刚度 K_y 值对耦合转向架曲线通过性能的影响。在圆曲线上, 耦合转向架摇头角、走行轮回正力矩、走行轮侧偏力以及导向轮径向

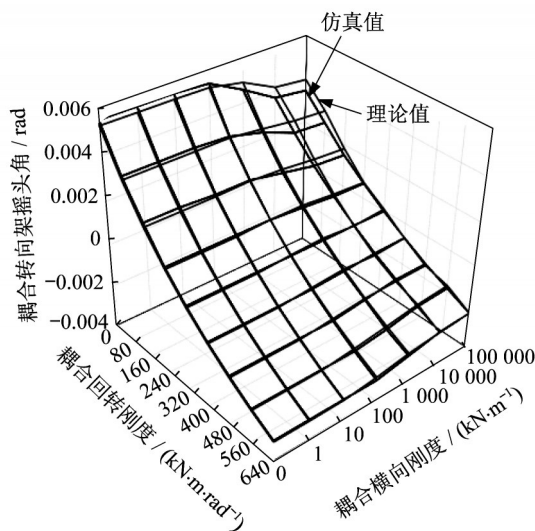


图8 摇头角稳态值的仿真结果和理论分析结果

Fig. 8 Simulation and theoretical analysis result of the steady yaw angle

力的稳态值几乎不受 K_y 的影响。当 $K_y < 10^4 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ 时, 各参数在缓和曲线上的峰值几乎不受 K_y 值的影响; 当 $K_y > 10^4 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ 时, 随着 K_y 值的增大, 各参数在缓和曲线上的峰值明显增大, 说明此时 K_y 恶化了耦合转向架在缓和曲线上的动力学性能。综合考虑以上因素, 耦合转向架只需要回转刚度而不需要横向刚度。

4 结论

(1) 通过建立耦合转向架稳态曲线通过理论模型, 推导出了最佳耦合回转刚度的表达式。结果表明: 最佳耦合回转刚度的选取仅与二系悬挂纵向刚度和车辆结构参数相关, 而与曲线半径等无关。当耦合回转刚度选取最佳值时, 耦合转向架摇头角的

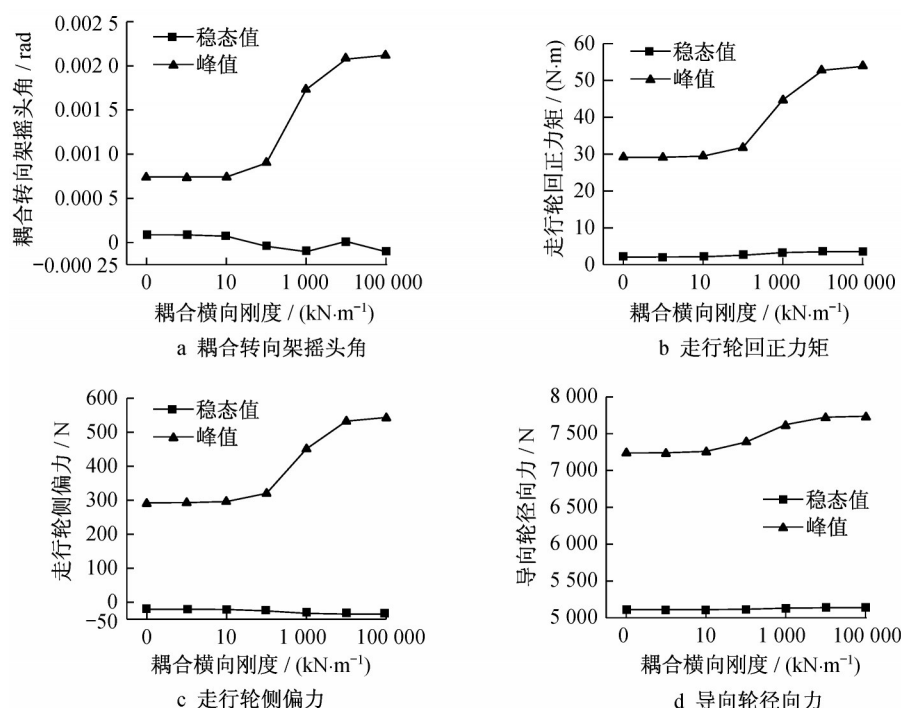


图9 耦合横向刚度对耦合转向架曲线通过性能的影响

Fig. 9 Influence of the coupling lateral stiffness on curve negotiation performance of the coupled bogies

曲线通过稳态值恒为零,说明此时转向架处于径向位置,耦合横向刚度不再发挥作用。

(2)通过动力学仿真可知,当耦合回转刚度选择理论最佳值时,耦合转向架的走行轮可以实现以径向姿态通过圆曲线,此时走行轮的侧偏力接近零,这说明耦合转向架可以减少走行轮的侧磨,同时可以减小最大导向轮径向力值,从而提高了列车曲线通过的安全性。

(3)耦合横向刚度对圆曲线上的稳态值影响很小,但耦合横向刚度的存在会在不同程度上恶化转向架在缓和曲线上的动力学性能。

参考文献:

- [1] 任利惠,周劲松,沈钢.跨坐式独轨车辆动力学模型及仿真[J].中国铁道科学,2004,25(5):26.
REN Lihui, ZHOU Jinsong, SHEN Gang. Dynamics model and simulation study of a straddle type monorail car[J]. China Railway Science, 2004, 25(5):26.
- [2] 任利惠,季元进.跨坐式单轨的临界侧滚角[J].同济大学学报(自然科学版),2017,45(11):1681.
REN Lihui, JI Yuanjin. Critical roll angel of staddling monorail vehicle. Journal of Tongji Universtiy(Nature science), 2017, 45(11):1681.
- [3] 黄运华,丁军君.跨座式单轨车曲线通过性能评价指标研究[J].电力机车与城轨车辆,2013,36(2):1.

HUANG Yunhua, DING Junjun. Research on evaluation indexes of the curve negotiation performance of a straddle type monorail car [J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2013, 36(2):1.

- [4] 杜子学,梁志华.跨座式单轨车辆曲线通过性能评价指标体系研究[J].铁道机车车辆,2014,34(3):75.
DU Zixue, LIANG Zhihua. Study on the curve performance evaluation indexes system of the straddle type monorail vehicle[J]. Railway Locomotive & Car, 2014, 34(3):75.
- [5] DU Zixue, WEN Xiaoxia, ZHAO Dayi, *et al.* Numerical analysis of partial abrasion of the straddle-type monorail vehicle running tyre [J]. Transactions of FAMENA, 2017,41(1):99.
- [6] 杜子学,李云川,文孝霞,等.基于SIMPACT/ISIGHT的跨座式单轨列车走行轮偏磨研究与优化[J].铁道车辆,2016,54(4):1.
DU Zixue, LI Yunchuan, WEN Xiaoxia, *et al.* Research on side wear of the running wheel for straddle type monorail train based on SIMPACK/ISIGHT and the optimization [J]. Rolling Stock, 2016, 54(4):1.
- [7] 任利惠,黄有培,冷涵,等.跨坐式单轨车辆的耦合转向架[J].城市轨道交通研究,2018,21(11):51.
REN Lihui, HUANG Youpei, LENG Han. On the coupling bogie of straddle type monorail vehicle[J]. Urban Rail Transit, 2018, 21(11):51.
- [8] POLACH O. Coupled single-axle running gears--a new radial steering design[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, IMechE, 2002, 216(3):197.
- [9] 沈钢,周劲松,任利惠.单轮对耦合径向转向架曲线通过性能的研究[J].铁道学报,2004,26(5):20.
SHEN Gang, ZHOU Jinsong, REN Lihui. Study on curving

- performance of coupled single-axle bogies[J]. Journal of the China Railway Society, 2004, 26(5):20.
- [10] 池茂儒, 张卫华, 曾京, 等. 独立轮对柔性耦合转向架耦合刚度对动力学性能的影响[J]. 铁道学报, 2007, 29(5):26.
- CHI Maoru, ZHANG Weihua, ZENG Jing, *et al.* Influence of coupled stiffness on dynamic performance of the flexible coupled bogie with independently rotating wheels[J]. Journal of the China Railway Society, 2007, 29(5):26.

(上接第715页)

- [12] 张小宁. 交通网络拥挤收费原理[M]. 合肥: 合肥工业大学出版社, 2009.
- ZHANG Xiaoning. Theories of congestion pricing in transportation networks [M]. Hefei: Hefei University of Technology Press, 2009.
- [13] KANG Y, BATTA R, KWON C. Generalized route planning model for hazardous material transportation with VaR and equity considerations [J]. Computers & Operations Research, 2014, 43(3): 237.
- [14] TIAN Q, YANG H, HUANG H. Novel travel cost functions based on morning peak commuting equilibrium [J]. Operations Research Letters, 2010, 38(3): 195.
- [15] FONTAINE P, MINNER S. Benders decomposition for the hazmat transport network design problem [J]. European Journal of Operational Research, 2018, 267(3): 996.
- [16] 刘灿齐. 现代交通规划学[M]. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- LIU Canqi. Advanced traffic planning [M]. Beijing: China Communications Press, 2001.