DOI: 10.3901/JME.2020.24.135

跨坐式单轨车辆辅助导向装置的输出特性^{*}

季元进 黄有培 任利惠 冷 涵 葛方顺 孙泽良

(同济大学铁道与城市轨道交通研究院 上海 201804)

摘要: 单轨车辆的走行部径向通过曲线时可以减小走行轮的磨耗和导向轮的载荷。以跨坐式单轨车辆辅助导向装置的几何关系和油气弹簧的力学特性为出发点,推导辅助导向装置产生力矩与转向架和车体之间摇头角度的解析关系。建立有辅助导向装置时车辆稳态曲线通过的力学模型,分析辅助导向装置能够使转向架在圆曲线上处于径向位置的条件,并利用多刚体动力学软件建立跨坐式单轨车辆的稳态曲线通过验证模型。通过理论分析和模型仿真计算发现,当合理油压弹簧预压力选择合适的数值时,辅助导向装置的输出力矩与二系悬挂的回转力矩相互抵消,走行部的摇头角接近零,能够使转向架在圆曲线上处于径向位置,并有效缓解走行轮与导向轮的磨耗。

关键词: 单轨车辆; 辅助导向; 径向调节; 动力学

中图分类号: U273

Radial Adjustment Condition of Auxiliary Steering Device for Straddle-type Monorail

Ji Yuanjin HUANG Youpei REN Lihui LENG Han GE Fangshun SUN Zeliang

(Rail Transit Institute, Tongji University, Shanghai 201804)

Abstract: The wear of running wheel and the load of guide wheel can be reduced when the bogie of monorail vehicle passes through the curve at the radial position. Based on the geometric relationship of the auxiliary guiding device of the straddle-type monorail and the mechanical characteristics of the hydro-pneumatic Spring, the analytical relationship between the torque generated by the auxiliary guiding device and the yaw angle between the bogie and the vehicle body is derived. In addition, the mechanical model of vehicle steady-state curve passing with auxiliary steering device is established. The condition that the auxiliary steering device can make the bogie in the radial position on the circular curve is analyzed, and the verification model of straddle-type monorail vehicle is established by using multi-body dynamics software. The theoretical analysis and model simulation show that when the reasonable pre-pressure of the hydraulic spring is selected, the output moment of the auxiliary steering device and the rotation moment of the secondary suspension can be offset each other. At this time, the yaw angle of the running part is close to zero, and the bogie can be placed in the radial position on the circular curve.

Key words: straddle-type monorail vehicle; steering device; radial adjustment; dynamics

0 前言

19世纪末,德国KLOSE^[1]提出“如果轮对在曲线上沿切线方向作纯滚动,则轮轨间的磨耗将最小”的概念,这被视为径向转向架的基本设计思想。为了解决通过曲线时轮轨间磨耗日益严重的问题、

改善机车车辆的走行品质,在20世纪初提出了径向转向架这一创新性设计,并付诸实施,取得了良好的效果,在一定程度上解决了车辆的曲线通过性能和直线运行稳定性之间的矛盾。

依据径向转向架的导向机理不同,径向转向架一般可分为自导向径向转向架和迫导向径向转向架两种,两种径向转向架的结构和机理不同,其所适用的线路也有所不同。被动迫导向式径向转向架导向原理:当机车曲线运行时,车体与转向架间产生回转运动,形成的偏转角度与轮对处于曲线径向位

^{*} 博士后创新人才支持计划(BX20200240)和中国博士后科学基金(2020M671207)资助项目。20200320收到初稿,20200905收到修改稿

置所要求的相对转向架构架的偏转角度成比例。西班牙学者 GARCIA 等^[2]研究了在不同使用环境下,不同结构的两轴径向转向架对轮轴横向为和磨损功的改善情况,研究发现采用理想约束的迫导向转向架的稳定性对一系定位和踏面锥度较敏感,但过高的一系横向定位刚度也会显著恶化机车的曲线通过性能^[3]。主动迫导向式径向转向架原理:根据轮对的运动状态,采用信息检测装置,经过控制系统处理后,通过液压或气动机构直接驱动轮对,使其占据趋于曲线半径方向的位置。根据不同控制策略和转向架结构,分为主动二系摇头控制和主动轮对控制两种^[4],应用对象主要是准高速或商速机车车辆,并且多数是两轴转向架。意大利 FRANCESCO 等^[5]认为采用主动控制转向架摇头可在提高转向架稳定性的同时,改善同一转向架内各轮对的轮轴横向为分布,提高转向架的曲线通过性能。AKIRA^[6]采用相同的控制思路,对两轴转向架进行了数值仿真和试验台研究,可使转向架在曲线通过时更接近曲线切线方向,降低导向轮对的轮缘力,改善其曲线通过性能。SIMSON^[7]通过主动控制转向架的摇头,同时应用迫导向机构调整轮对的摇头运动,进一步减小各轮对的冲角,减小横向蠕滑力,均衡同一转向架内各轮对的轮轴横向为。沈钢等^[8]分析主动导向转向架的曲线通过性能,使轮对尽可能沿曲线的纯滚线运行,转向架横向力和摇头力矩由控制轮对摇头角产生的横向蠕滑力平衡。罗世辉等^[9]应用数值仿真的方法研究了牵引力和一系纵向定位刚度对自导向径向转向架的影响,研究发现牵引力的作用会降低自导向径向转向架的曲线通过性能。鸭下庄吾等^[10]通过作动器主动补充和修正迫导向转向架在通过缓和曲线时的导向动作滞后,可以提高降低轮轨横向力的效果。谢钦等^[11]提出一种非对称径向转向架方案,非对称径向转向架具有和对称径向转向架一样优于常规转向架的曲线通过性能。李金城等^[12]研究表明迫导向车辆在曲线运行时具有较大优势,且各项评价指标均优于自导向车辆。通过上述研究表明,合理设计自导向径向转向架和迫导向径向转向架可以有效提高车辆的曲线通过能力,减小轮轨磨损。

同样对于单轨车辆而言,走行部径向通过曲线时同样可以减小走行轮的磨损和导向轮的载荷^[13]。日立型单轨车辆采用双轴转向架,但前后车轴平行布置,刚性约束,在通过曲线时不能处于径向位置,因而造成走行轮的轮胎磨损较大^[14]。庞巴迪单轨车辆采用单轴走行部,通过辅助导向装置实现了部分径向能力^[15],因此走行轮胎和导向轮胎的磨损较小。

庞巴迪单轨车辆的辅助导向装置融合在牵引装置中。庞巴迪单轨车辆的牵引装置采用了空间多连杆机构,如图1所示^[6]。整个牵引装置从功能上分为3部分。第1部分是牵引机构,由上部纵向拉杆、转臂和横向拉杆组成,这部分装置的功能是实现牵引力和制动力的传递,同时不影响车体和转向架之间的回转运动以便使转向架顺利通过曲线。第2部分是抗点头扭杆机构,由上、下纵向拉杆、上、下转臂和扭杆组成,这部分装置的功能是平衡电机驱动所产生的转矩,实现对单轴走行部点头运动的抑制。第3部分是辅助径向装置,通过在牵引机构中增加了一个具有预压力的油气弹簧来实现径向功能。

图1 庞巴迪单轨车辆的牵引装置

1.牵引装置 2.导向轮 3.构架 4.走行轮 5.转臂
6.横向拉杆 7.油气弹簧 8.底座 9.扭杆 10.纵向拉杆

辅助导向装置的工作原理如图2所示。当转向架相对车体没有转角时,油气弹簧的预压力作用方向与纵向拉杆垂直,油气弹簧预压力在左、右

图2 被动径向的原理图

转臂上产生的力矩大小相同、方向相反, 这对作用合力矩为零, 对左、右纵向拉杆不产生作用力, 因而对转向架不产生回转力矩。当转向架相对车体发生转动时, 纵向拉杆通过转臂带动油压弹簧运动, 使油压弹簧预压力的作用方向发生改变, 这时油压弹簧的预压力在左、右转臂上产生的力矩大小或方向发生变化, 这对作用合力矩与左、右纵向拉杆对左、右转臂产生的力矩平衡, 此时左、右纵向拉杆对转向架产生回转力矩, 迫使转向架与车体之间的转角减小。在上述的径向调节过程中, 油气弹簧并不需要输入能量, 因此该径向调节装置是被动径向的。

上述辅助导向装置为单轴转向架实现径向曲线通过提供了新的方案, 但目前对这种辅助导向装置的径向效果, 以及机构的几何参数和油压弹簧特性对径向能力的影响并不清楚。本文从辅助导向装置的几何关系、力学特性出发, 首先给出转向架与车体之间的摇头角度与辅助导向装置产生的调节力矩之间的解析关系, 然后分析辅助导向装置对跨坐式单轨车辆的径向效果, 推导辅助导向装置实现径向调节的条件, 最后通过动力学仿真验证上述分析的正确性, 并分析轮胎磨损状态。

1 辅助导向装置的输出力矩

1.1 机构的运动几何关系

依据牵引机构的物理结构简化为杆件运动系统, 忽略牵引机构的抗点头运动, 在摇头方向可简化为平面 6 连杆结构。

为研究方便, 将 6 连杆机构分割为上、下两个 4 连杆结构, 如图 3 所示其中机架部分 O_bA 和 O_bF 的长度是依据 O_b 点坐标的改变会发生变化。图 3 中, $O_bX_bY_b$ 、 $O_cX_cY_c$ 分别为转向架坐标系、车体坐

图 3 牵引装置的运动几何关系

标系, 转向架纵向牵引拉杆安装点横向间距 l_3 , 纵向牵引拉杆长度 l_2 , 车体纵向牵引拉杆安装点横向间距 l_6 , 纵向牵引拉杆与扭转臂的安装点到车体纵向牵引拉杆安装点的间距为 $l_1 = l_5$, 转向架纵向牵引拉杆长度 $l_2 = l_4$, 纵向牵引拉杆与到车体纵向牵引拉杆安装点的纵向间距为 l_7 。转向架质心纵向和横向增量分别为 Δx , Δy , 转向架相对车体的摇头角度为 φ_b 。

在牵引装置左端的 6 连杆中上半部分, 结构封闭矢量方程式的复数形式为

$$(l_3/2)\exp(i\varphi_b) + l_2\exp(i\varphi_{CB}) = l_1\exp(i\varphi_{AB}) + l_{OA}\exp(i\varphi_{O_bA}) \quad (1)$$

应用欧拉公式 $\exp(i\theta) = \cos\theta + i\sin\theta$ 将公式的实部、虚部分离, 得到

$$\begin{cases} (l_3/2)\cos\varphi_b + l_2\cos\varphi_{CB} = l_1\cos\varphi_{AB} + l_{OA}\cos\varphi_{O_bA} \\ (l_3/2)\sin\varphi_b + l_2\sin\varphi_{CB} = l_1\sin\varphi_{AB} + l_{OA}\sin\varphi_{O_bA} \end{cases} \quad (2)$$

由式(2)可得

$$\varphi_{AB} = 2\arctan((B_1 + \sqrt{A_1^2 + B_1^2 - C_1^2})/(A_1 - C_1)) + \alpha_1 \quad (3)$$

式中

$$A_1 = l_{O_bA} - l_3/2\cos(\varphi_b - \alpha_1)$$

$$B_1 = -l_3/2\sin(\varphi_b - \alpha_1)$$

$$C_1 = (A_1^2 + B_1^2 + l_1^2 - l_2^2)/2l_1$$

$$l_{O_bA} = \sqrt{(x_{O_b} + \Delta x - x_A)^2 + (y_{O_b} + \Delta y - y_A)^2}$$

$$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{y_A - (y_{O_b} + \Delta y)}{x_A - (x_{O_b} + \Delta x)}\right)$$

类似上述方法, 下部分的 4 连杆结构得到

$$\varphi_{FE} =$$

$$2\arctan((B_2 + \sqrt{A_2^2 + B_2^2 - C_2^2})/(A_2 - C_2)) - \alpha_2 \quad (4)$$

式中 $A_2 = l_{OF} - l_3/2\cos(\varphi_b - \pi + \alpha_2)$;

$$B_2 = -l_3/2\sin(\varphi_b - \pi + \alpha_2);$$

$$C_2 = (A_2^2 + B_2^2 + l_1^2 - l_2^2)/2l_1;$$

$$l_{OF} = \sqrt{(x_{O_b} + \Delta x - x_F)^2 + (y_{O_b} + \Delta y - y_F)^2};$$

$$\alpha_1 = \arctan \left(\frac{y_F - (y_{O_b} + \Delta y)}{x_F - (x_{O_b} + \Delta x)} \right)。$$

牵引装置的右端为一个四边形机构, 依据平行四边形的特性, 可以得到

$$\varphi_{AG} = \varphi_{FH} \quad (5)$$

式中, $\varphi_{AG} = \varphi_{AB} + \alpha_3$, $\varphi_{FH} = \varphi_{FE} - \alpha_3$ 。

综合上述关系, 牵引装置的运动关系方程为

$$\begin{cases} \varphi_{AB} = \\ 2 \arctan ((B_1 + \sqrt{A_1^2 + B_1^2 - C_1^2}) / (A_1 - C_1)) + \alpha_1 \\ \varphi_{FE} = \\ 2 \arctan ((B_2 + \sqrt{A_2^2 + B_2^2 - C_2^2}) / (A_2 - C_2)) - \alpha_2 \\ \varphi_{AG} = \varphi_{FH} \end{cases} \quad (6)$$

另外, 依据上述几何分析结果, 由图3可知点I和J的坐标为

$$\begin{cases} x_I = x_A + l_{AI} \cos \varphi_{AB} \\ y_I = y_A + l_{AI} \sin \varphi_{AB} \\ x_J = x_F + l_{AJ} \cos \varphi_{AB} \\ y_J = y_F + l_{AJ} \sin \varphi_{AB} \end{cases} \quad (7)$$

式中, $(x_A, y_A) = (l_7, l_6/2)$, $(x_F, y_F) = (l_7, -l_6/2)$ 。

则油气弹簧长度为

$$l_{IJ} = \sqrt{(x_I - x_J)^2 + (y_I - y_J)^2} \quad (8)$$

根据表1中参数, 图4给出转向架相对车体的转角与牵引装置机构转角之间 φ_b 的关系。图4a为转臂的AB段与另外一侧的FE段随转向架摇头角的增大而增大, 两者间隔保持恒定值, 转臂的AG段与FH段属于辅助装置前端的平行四边形, 随转向架摇头角的变化而完全重合(图4b)。另外, 通过仿真可以发现油气弹簧的长度随着转向架摇头角度的变化, 呈现出类似抛物线的变化趋势(图4c)。

表1 辅助导向机构的几何参数

参数	数值
l_1/mm	175
l_2/mm	667
l_3/mm	1 404
l_4/mm	667
l_5/mm	175
l_6/mm	1 772
L_{AI}/mm	298
$\angle BAG /(^{\circ})$	90

(a) 转臂AB和FE转角

(b) 转臂AG和FH转角

(c) 油气弹簧长度的伸长量

图4 牵引装置机构转角与转向架与车体之间转角之间的关系

1.2 油气弹簧的力学特性

油气弹簧是用油液来传递压力、用压缩气体(一般是氮气)作为弹性介质的一种弹性元件。图5为油气弹簧的结构原理图, 活塞杆内腔上端充入压缩气体作为弹性介质, 油液在活塞杆和环形腔之间通过阻尼孔流动形成阻尼^[16-17]。

油气弹簧的弹性作用力为

$$F_{\text{hydro}} = F_{\text{pre}} \left(1 - \frac{s}{l_{\text{gas}}} \right)^{-m} \quad (9)$$

刚度为

$$k = \frac{dF_{\text{hydro}}}{ds} = \frac{F_{\text{pre}} m}{l_{\text{gas}}} \left(1 - \frac{s}{l_{\text{gas}}} \right)^{-(m+1)} \quad (10)$$

式中, F_{pre} 为油气弹簧初始作用力, s 为活塞杆相对静平衡位置的位移, l_{gas} 为静平衡位置时压缩气柱的长度, m 为气体多变指数, 等温过程 $m=1$; 绝热过程 $m=1.4$ 。

图5 油气弹簧的结构原理图

1.氮气 2.环形腔 3.油液 4.活塞腔 5.缸筒
6.阻尼孔 7.单向阀 8.活塞杆

辅助导向装置中的油气弹簧的工作范围为线性区, 在工作平衡点附近(初始长度为 $l_0=1.175 \text{ m}$), 其输出载荷为

$$F_{\text{hydro}} = F_{\text{pre}} + K(l_{IJ} - l_0) \quad (11)$$

考虑实际车辆运行最小曲线为 50 m , 结合图4所示的转向架转角与油气弹簧长度的关系, 油气弹簧的最大伸长量约为 0.006 m , 此时油气弹簧产生的作用力为 10.4 kN , 相对于初始压力其变化很小。为了简化以后分析, 在下面的分析中假设油气弹簧的作用力为恒定值。

本文油气弹簧初始压力 F_{pre} 为 10 kN , 静平衡位置时压缩气柱的长度取为 0.07 m , 假设为等温条件下 $m=1$, 考虑活塞运动范围为 $-0.06 \sim 0.06 \text{ m}$, 得到油气弹簧的弹性力和刚度如图6所示。从图6可以看出, 油气弹簧的刚度具有明显的非线性特征, 随着活塞杆压缩量的增加, 油气弹簧弹性力和刚度迅速上升。但在油气弹簧工作点附近 $0 \sim 0.02 \text{ m}$ 范围内, 油气弹簧的弹性力和刚度的呈现出线性特性。

图6 油气弹簧的力学特性

1.3 辅助导向装置的输出力矩

辅助装置受力状态分析如图7所示。假设机构处于平衡状态, 以 A 点和 F 点建立平衡力矩方程。

A 点

$$l_{AB} \times F_B + l_{AI} \times \frac{F_{\text{hydro}} l_{JI}}{|l_{JI}|} + l_{AG} \times F_{GH} = 0 \quad (11)$$

F 点

图7 辅助装置受力分析

$$\mathbf{l}_{FE} \times \mathbf{F}_E + \mathbf{l}_{FJ} \times \frac{F_{\text{hydro}} \mathbf{l}_{IJ}}{|\mathbf{l}_{IJ}|} + \mathbf{l}_{FH} \times \mathbf{F}_{HG} = 0 \quad (12)$$

由于 $AFGH$ 是一个平行四边形, 且 GH 为两力杆件, 有 $\mathbf{F}_{GH} = -\mathbf{F}_{HG}$, $\mathbf{l}_{AG} = -\mathbf{l}_{FH}$, 故可以得到

$$\mathbf{l}_{AB} \times \mathbf{F}_B + \mathbf{l}_{AI} \times \frac{F_{\text{hydro}} \mathbf{l}_{JI}}{|\mathbf{l}_{JI}|} + \mathbf{l}_{FE} \times \mathbf{F}_E + \mathbf{l}_{FJ} \times \frac{F_{\text{hydro}} \mathbf{l}_{IJ}}{|\mathbf{l}_{IJ}|} = 0 \quad (13)$$

即

$$\mathbf{l}_{AB} \times \mathbf{F}_B + \mathbf{l}_{FE} \times \mathbf{F}_E = -\mathbf{l}_{AI} \times \frac{F_{\text{hydro}} \mathbf{l}_{JI}}{|\mathbf{l}_{JI}|} - \mathbf{l}_{FJ} \times \frac{F_{\text{hydro}} \mathbf{l}_{IJ}}{|\mathbf{l}_{IJ}|} \quad (14)$$

则辅助导向装置对转向架产生的总力矩为

$$\mathbf{M}_{ax} = \mathbf{l}_{OC} \times \mathbf{F}_B + \mathbf{l}_{OD} \times \mathbf{F}_E \quad (15)$$

依据几何分析, 上述公式可以转化为

$$-F_E \sin \angle FED + F_B \sin \angle ABC = \left(-\left| \mathbf{l}_{AI} \times \frac{F_{\text{hydro}} \mathbf{l}_{JI}}{|\mathbf{l}_{JI}|} \right| + \left| \mathbf{l}_{FJ} \times \frac{F_{\text{hydro}} \mathbf{l}_{IJ}}{|\mathbf{l}_{IJ}|} \right| \right) / l_{AB}$$

$$\mathbf{M}_{ax} = l_{OC} (F_B \sin \varphi_{OC} - F_E \sin \varphi_{OD}) \quad (16)$$

式中

$$\mathbf{l}_{JI} = (x_J - x_I, y_J - y_I), \quad \mathbf{l}_{IJ} = (x_I - x_J, y_I - y_J)$$

$$\angle FED = \varphi_{FE} + \alpha_2 - \arctan \left(\frac{B_2 + l_{EF} \sin \varphi_{FE}}{A_2 + l_{EF} \cos \varphi_{FE}} \right)$$

$$\angle ABC = \varphi_{AB} + \alpha_1 - \arctan \left(\frac{B_1 + l_{AB} \sin \varphi_{AB}}{A_1 + l_{AB} \cos \varphi_{AB}} \right)$$

$$\varphi_{OC} = \varphi_{OD} = \varphi_b$$

当转角 φ_b 很少时, 有 $F_B = -F_E$, 则

$$\mathbf{M}_{ax} = \frac{l_{OC}}{l_{AB}} \frac{\sin \varphi_{OC} + \sin \varphi_{OD}}{\sin \angle FED + \sin \angle ABC} \times \left(-\left| \mathbf{l}_{AI} \times \frac{F_{\text{hydro}} \mathbf{l}_{JI}}{|\mathbf{l}_{JI}|} \right| + \left| \mathbf{l}_{FJ} \times \frac{F_{\text{hydro}} \mathbf{l}_{IJ}}{|\mathbf{l}_{IJ}|} \right| \right) \quad (18)$$

式(18)可表示为

$$\mathbf{M}_{ax} = F_{\text{hydro}} f(\varphi_b, C) \quad (19)$$

式中, F_{hydro} 为油气弹簧输出力, f 是与 φ_b 和 C 有关的函数, φ_b 系转向架的角度, C 为对应的几何参数。

式(19)说明, 辅助导向装置上的输出力矩与油气弹簧的输出力成正比, 与辅助导向机构的几何参数和转向架转角 φ_b 成函数关系。

假设油气弹簧预压力保持恒力为 10 kN, 根据辅助导向装置的参数表 1、2, 可得到辅助导向装置的输出力矩与转向架转角 φ_b 之间的关系, 如图 8 所示。考虑制造和安装误差, 实际上述模型参数中

臂的点 $ABIJEF$ 不一定保持在相同的纵向位置, 图 8 给出了转臂拐角 $\angle BAG = 90^\circ$ 、 70° 两种情况。图 8a 给出了油气弹簧对转臂的作用力矩。可以发现, 当 $\angle BAG = 90^\circ$ 时, 左右侧转臂的作用力矩完全一致, 两者之和呈现出类似二次函数的形状。当 $\angle BAG = 70^\circ$ 时, 单侧的作用力矩并非完全对称, 左侧的下降速率逐渐增大, 而右侧的下降速率逐渐趋于平缓; 转向架摇头角在 $-0.05 \sim 0.05 \text{ rad}$ 之间, 两侧的作用力矩方向相反, 合力矩小于单侧的作用力矩; 当超过此范围后, 两侧的作用力矩方向相同, 则合力矩为两者之和。图 8b 给出了辅助导向装置对转向架的作用力矩, 当 $\angle BAG = 90^\circ$ 时, 与转臂合作用力矩趋势保持一致, 基本与转向架的转角呈线性关系; 当 $\angle BAG = 70^\circ$ 时, 与转臂作用力矩之和的变化趋势保持一致, 但呈现出非线性的特征。综上可知, 初始几何位置对辅助导向装置的输出力矩的大小和斜率有明显影响, 可以通过改变初始几何位置改变辅助导向装置的输出力矩。

(a) 油气弹簧对转臂产生的作用力矩

(b) 辅助导向系统对转向架的作用力矩

图 8 辅助导向装置的输出力矩 ($\angle BAG = 70^\circ$ 、 90°)

根据表 1 参数, 考虑油气弹簧的预压力变化范围在 8.0~12.0 kN, 计算辅助导向装置的输出力矩,

如图 9 所示。可以看出油气弹簧的预压力越大, 则辅助装置产生的输出力矩越大, 在转向架转角 $-0.15 \sim 0.15$ 范围内, 两者基本呈线性关系。

图 9 不同油气弹簧预压力与输出力矩的关系

2 辅助导向装置的径向调节条件

2.1 单轨车辆在圆曲线上的状态

图 10 所示为装有辅助导向装置的跨坐式单轨车辆以均衡速度通过圆曲线的示意图, 这时转向架的导向轮将克服车体与转向架之间悬挂系统产生的回转阻力, 使转向架达到力学平衡。在理想状态下, 走行轮运动方向与圆曲线相切, 走行轮的侧偏角为零, 此时转向架的位置定义为理想的径向位置, 这时轨道同侧导向轮的压缩量相同。径向通过有利于减小走行轮的偏磨, 也使导向轮的载荷均匀, 运行安全性提高。

图 10 车辆稳态曲线通过状态

考虑轮胎的径向特性、侧滑特性, 采用线性化理论模型建立跨坐式单轨车辆在圆曲线上稳态通过的力学平衡方程。只考虑转向架和车体的横移和摇头自由度(采用基于每个物体的惯性坐标系), 导向轮、走行轮和二系弹簧的受力分析如下(其中 $i=1$ 表示前转向架, $i=2$ 表示后转向架, 弹簧压缩为正, 拉

伸为负)。

导向轮的作用力为

$$\begin{cases} F_{gfl i} = F_{pre} + K_g \left(y_{bi} + \psi_{bi} L_{gx} - R + \sqrt{R^2 - L_{gx}^2} \right) \\ F_{gfr i} = F_{pre} - K_g \left(y_{bi} + \psi_{bi} L_{gx} - R + \sqrt{R^2 - L_{gx}^2} \right) \\ F_{grli} = F_{pre} + K_g \left(y_{bi} - \psi_{bi} L_{gx} - R + \sqrt{R^2 - L_{gx}^2} \right) \\ F_{grri} = F_{pre} - K_g \left(y_{bi} - \psi_{bi} L_{gx} - R + \sqrt{R^2 - L_{gx}^2} \right) \end{cases} \quad (20)$$

导向力形成的力矩为

$$M_{zgi} = (F_{gfr i} + F_{grli} - F_{gfl i} - F_{grri}) L_{gx} = -4K_g \psi_{bi} L_{gx}^2 \quad (21)$$

式中, $F_{gfl i}$, $F_{gfr i}$, F_{grli} , F_{grri} 分别为左前, 右前, 左后, 右后侧导向轮径向力。 F_{pre} 为导向轮预压力; K_g 为导向轮径向刚度; y_{bi} 和 ψ_{bi} 为转向架横移量和摇头角度; M_{zgi} 为导向轮形成的摇头力矩; L_{gx} 为导向轮纵向间距之半。

在线性化轮胎模型中, 当侧偏角小于 4° 时, 回正力矩与轮胎侧偏角呈线性关系, 即

$$M_{zdri} = M_{zdli} = -K'_a \alpha_{ti} \quad (22)$$

式中, M_{zdli} , M_{zdri} 左右轮回正力矩; K'_a 为走行轮回正刚度; α_{ti} 为走行轮侧偏角, $\alpha_{ti} = \psi_{bi} - \dot{y}_{bi}/V$, V 为车辆运行速度。

由于左右行走轮不能相对旋转, 当转向架的发生摇头运行时, 走行轮在纵向上相对滑动, 从而改变了左右车轮的纵向力并产生作用力矩。走行轮纵向力形成的回转力矩

$$M_{zdx i} = K_{dx} (\xi_{dli} - \xi_{dri}) \quad (23)$$

式中, $M_{zdx i}$ 为走行轮纵向力形成的回转力矩; K_{dx} 为走行轮切向刚度; ξ_{dli} , ξ_{dri} 为走行轮纵向滑移率, $\xi_{dli} = -\xi_{dri} = s\dot{\psi}_{bi}/V$, s 为同轴走行轮横向跨距。

二系纵向产生的力矩

$$M_{zxx} = -2K_{sx} d^2 (\psi_c - \psi_{b1}) - 2K_{sx} d^2 (\psi_c - \psi_{b2}) \quad (24)$$

式中, K_{sx} 为二系纵向刚度; d 二系弹簧横向跨距。

二系横向产生的力矩

$$M_{zsy} = -K_{sy} L \psi_c + (y_{b1} - y_{b2}) L \quad (25)$$

式中, K_{sy} 为二系横向刚度; L 为车辆定距。

当存在辅助导向装置时, 在圆曲线上处于稳态时, 前、后转向架的摇头运动方程

$$\begin{cases} M_{zgy1} + M_{zdr1} + M_{zdl1} + M_{zdx1} - M_{zxx1} + M_{ax} = 0 \\ M_{zgy2} + M_{zdr2} + M_{zdl2} + M_{zdx2} - M_{zxx2} + M_{ax} = 0 \\ M_{zxx} + M_{zsy} = 0 \end{cases} \quad (26)$$

式中, M_{ax} 为辅助装置产生的附加力矩。

车辆在圆曲线上处于稳态时,则 $\dot{y}_{bi}=0$, $\dot{\psi}_{bi}=0$ 。另外假设前后转向架横向量相同 ($y_{b1}=y_{b2}$), 式(26)可以转化为

$$\begin{cases} -4K_g\psi_{b1}L_{gx}^2 - 2K'_\alpha\psi_{b1} + 2K_{sx}d^2 \times \\ [\psi_c - \psi_{b1} - \arcsin(L/2R)] + \\ F_{hydro}f(\psi_c - \psi_{b1} - \arcsin(L/2R), C) = 0 \\ -4K_g\psi_{b2}L_{gx}^2 - 2K'_\alpha\psi_{b2} + 2K_{sx}d^2 \times \\ (\psi_c - \psi_{b2} + \arcsin(L/2R)) + F_{hydro}f(\psi_c - \psi_{b2} + \\ \arcsin(L/2R), C) = 0 \\ -2K_{sx}d^2(\psi_c - \psi_{b1}) - 2K_{sx}d^2(\psi_c - \psi_{b2}) - K_{sy}L\psi_c = 0 \end{cases} \quad (27)$$

写成矩阵形式

$$\begin{pmatrix} \psi_{b1} \\ \psi_{b2} \\ \psi_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & 0 & 2K_{sx}d^2 \\ 0 & A & 2K_{sx}d^2 \\ 2K_{sx}d^2 & 2K_{sx}d^2 & B \end{pmatrix}^{-1} \times \begin{pmatrix} 2K_{sx}d^2 \arcsin(L/2R) - D_1 \\ -2K_{sx}d^2 \arcsin(L/2R) - D_2 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (28)$$

式中 $A = -4K_gL_{gx}^2 - 2K'_\alpha - 2K_{sx}d^2$;

$B = -4K_{sx}d^2 - K_{sy}L$;

$D_1 = F_{hydro}f(\psi_c - \psi_{b1} - \arcsin(L/2R), C)$;

$D_2 = F_{hydro}f(\psi_c - \psi_{b2} + \arcsin(L/2R), C)$ 。

当给定车辆参数以及曲线半径时, 求解式(28)可达到车辆稳态通过圆曲线时的车体和转向架转角。

2.2 径向调节条件

根据上述分析, 当辅助导向力矩的选择合适数值时, 可以使转向架处于径向位置。

当前后转向架处于径向位置时, 有 $\psi_{b1}=\psi_{b2}=0$, 由式(28)可以得到

$$\begin{cases} 2K_{sx}d^2\psi_c = 2K_{sx}d^2 \arcsin(L/2R) - \\ F_{hydro}f(\psi_c - \psi_{b1} - \arcsin(L/2R), C) \\ 2K_{sx}d^2\psi_c = -2K_{sx}d^2 \arcsin(L/2R) - \\ F_{hydro}f(\psi_c - \psi_{b2} + \arcsin(L/2R), C) \\ B\psi_c = 0 \end{cases} \quad (29)$$

由上述方程组可知, 当辅助导向装置的输出力矩与二系弹簧纵向刚度产生的摇头力矩满足以下关系时

$$2K_{sx}d^2 \arcsin(L/2R) = F_{hydro}f(\arcsin(L/2R), C) \quad (30)$$

转向架与车体的摇头角都为零。这时在辅助导向装置的作用下, 转向架能够在圆曲线达到径向位置。

参考本文前述的辅助导向装置参数(表 1)以及车辆参数(表 2)^[18-19], 根据式(30)可以计算得到, 当油气弹簧的预压力取为 12.4 kN 时, 辅助导向装置的输出力矩与二系悬挂的回转力矩相互抵消, 转向架能够在圆曲线达到径向位置。

表 2 车辆参数

参数	定义	数值
$K_{sy}/(\text{MN/m})$	车辆二系悬挂纵向和横向刚度	0.086
$K_g/(\text{MN/m})$	转向架导向轮径向刚度	0.625
L/m	车辆定距	9.4
L_{gx}/m	走行轮纵向距离之半	0.720
d/m	二系弹簧中心线横向距离之半	1.0
F_{pre}/kN	左右导向轮和稳定轮的预压力	5
$K'_\alpha/(\text{kN}\cdot\text{m/rad})$	轮胎侧偏刚度	10

图 11 给出了油气弹簧初始预压力取为 12.4 kN 时, 根据式(28)得到的跨坐式单轨车辆稳态曲线通

图 11 稳态曲线通过结果

过的结果, 同时给出无辅助导向装置的计算结果。由图 11 可看出, 有辅助导向装置时, 在各半径的曲线上, 转向架摇头角都很小, 基本处于径向位置, 与无辅助导向装置的相比, 转向架的摇头角显著减小; 有辅助导向装置时, 导向轮径向力只在小半径曲线上略大于 5 kN, 在较大半径曲线基本等于初始预压力, 与无辅助导向装置的相比, 导向轮的径向力明显减小。综上分析可以得到, 当油气弹簧的预压力取 12.4 N 时, 辅助导向装置使转向架接近径向位置。

3 动力学仿真验证

3.1 动力学模型验证

本文讨论的径向位置只考虑在稳态圆曲线上, 多节编组同时停在圆曲线上效果相同, 所以只讨论一节车辆。为了验证上述简化模型的分析结果, 本文采用动力学软件建立了跨坐式单轨车辆的动力学模型。动力学仿真模型中, 车体、走行部构架作为刚体处理, 具有伸缩、沉浮、横移、侧滚、点头和摇头 6 个自由度, 整个车辆共有 34 个自由度。车体与走行部之间的悬挂装置如空气弹簧、横向减振器、牵引装置简化为弹簧阻尼力元, 走行轮、导向轮、稳定轮采用 Fiala 轮胎模型。走行轮相对构架具有 y 方向的旋转自由度, 导向轮和稳定轮相对构架有绕 z 方向的旋转自由度。辅助导向装置的模型中, 油气弹簧采用点对点的线性弹簧模拟, 设置初始预压力, 为了模拟恒定的作用力, 弹簧刚度取为零。

为了与准静态的理论分析结果进行比较, 动力学仿真时, 车辆以极低的速度(1 m/s)通过半径为不同半径的曲线。图 12 为车辆通过半径为 100 m 曲线时, 油压弹簧取 12.4 kN 时, 辅助导向装置的转向架的摇头角和导向轮径向力的时域仿真结果, 图中同时给出了没有辅助导向装置的仿真结果。从图中看出, 当无辅助导向装置时, 在圆曲线上转向架摇头角达到了 0.005 rad, 导向轮径向力最大值和最小值偏离初始预压力 3.1 kN; 当有辅助导向装置时, 在圆曲线上转向架摇头角仅为 0.000 25 rad, 说明走行轮以径向姿态通过圆曲线, 在圆曲线上导向轮径向力最大值为 5.180 kN, 最小值为 4.82 kN, 与初始预压力的误差为 3.4%, 说明辅助导向装置显著地改善了车辆通过曲线的性能。

图 13 为不同半径的圆曲线上, 有辅助导向装置时转向架的摇头角和导向轮径向力的仿真结果, 同

时给出了式(28)的计算结果。从图 13 中看出, 动力学仿真结果(圆曲线稳态值即仿真结果 55 s 处数值)与式(28)得到的结果基本相同, 仅在 50 m、100 m 小半径曲线上, 两者数值上略有差异。动力学仿真结果验证了理论分析的正确性。仿真同时说明, 辅助导向装置的径向效果对不同的曲线半径具有良好的适应性。

图 12 R100 m 曲线的动力学仿真结果

(a) 转向架与车体间的转角

图13 动力学仿真结果与理论值的对比

3.2 轮胎磨损影响

单轨车辆走行轮采用充气橡胶轮胎,其磨损方式与汽车轮胎磨损表现形式相似,橡胶轮胎胎面磨损是一个伴有疲劳磨损、磨粒磨损和机械-化学腐蚀磨损的十分复杂的过程,近年来学术界及工程界对汽车轮胎磨损机理展开了大量研究,提出了一些轮胎磨损模型,常采用磨耗体积,磨耗质量或者磨损深度等来表征轮胎磨损,最经典的轮胎磨损理论方法是磨损耗散能量法和轮胎磨损率法。本文采用的是磨损耗散能量法。

磨损耗散能量法是一种经典的橡胶轮胎磨损量计算法,它是根据胎面磨损量与磨损能量互为递增或递减关系,依据橡胶轮胎沿路面滑动时的能量损失间接推断出胎面磨损量,能量损失通常用摩擦功衡量,摩擦功可表示为剪切力和滑移距离的乘积

$$W(i, j) = F(i, j) \cdot l(i, j) = \mu(i, j) \cdot A(i, j) \cdot P(i, j) \cdot l(i, j) \quad (31)$$

式中, $k = \mu A$; $W(i, j)$ 为摩擦功, $F(i, j)$ 为剪切力, $\mu(i, j)$ 为摩擦因数, $P(i, j)$ 为压强, $l(i, j)$ 为轮胎滑移量。

由于忽略了轮胎宽度的影响,无法获取轮轨接触区的细部拓扑特征,即无法获取轮轨相互作用力沿轮胎长度方向和宽度方向的分布差异。基于动力学角度开展轮胎磨损量分析时,轮轨相互作用力均以合力形式表达,轮胎的纵向力和侧向力按照车辆的合力计算摩擦功。直线和曲线通过时走行轮和导向轮的轮胎摩擦总功 W_F 为

$$W_F = W_{F_x} + W_{F_y} = \int_0^l F_x dx + \int_0^l F_y dx = \int_0^T F_x V_{sx} dt + \int_0^T F_y V_{sy} dt = \int_0^T F_x \varepsilon V dt + \int_0^T F_y \alpha V dt \quad (32)$$

式中,单轨车辆行驶时纵向滑动速度为 V_{sx} ,侧向滑

动速度为 V_{sy} ,纵向滑移率为 ε ,侧偏角为 α 。

为了比较辅助转向装置的预压力对走行轮和导向轮磨损的影响。图14a显示了车辆通过50m曲线半径时走行轮的摩擦功结果,可以看出,有预压力时,走行轮的摩擦功明显减小。图14b显示了导向轮的摩擦结果,左前轮和右后轮的摩擦功明显减小,而另一个斜交轮胎的摩擦功增大,主要是因为径向效应使每个车轮的磨损趋于相同。图15为车辆通过100m曲线半径时,走行轮和导向轮的摩擦功结果,与50m曲线的结果基本一致。

图14 50 m曲线仿真结果

图 15 100 m 曲线仿真结果

4 结论

(1) 推导了辅助导向装置产生力矩与转向架与车体摇头角度之间的解析关系。分析表明, 辅助导向装置的输出力矩与油气弹簧的预压力成线性关系, 而与转臂拐角的角度呈现出复杂的关系。

(2) 建立了有辅助导向装置时车辆稳态曲线通过的力学模型, 分析了辅助导向装置能够使转向架在圆曲线上处于径向位置的条件。分析表明, 当辅助导向装置的输出力矩与二系悬挂的回转力矩相互抵消时, 能够使得走行部的摇头角接近零, 这时转向架在圆曲线上处于径向位置。辅助导向装置的输出力矩可以通过调节油压弹簧的预压力来实现。

(3) 分析了有辅助导向装置时车辆稳态曲线通过时转角和导向轮载荷。仿真结果表明, 当油压弹簧预压力选择合理时, 辅助导向装置能够使转向架在圆曲线上处于径向位置。动力学仿真结果与理论分析结果一致。通过磨损耗散能量法分析轮胎磨损, 当辅助导向装置有预压力时, 走行轮的摩擦功明显减小, 同转向架的导向轮的磨损趋于平均。

参 考 文 献

- [1] 李芾, 傅茂海, 黄运华. 车辆径向转向架发展及其动力学特性[J]. 交通运输工程学报, 2003(1): 1-6.
LI Fu, FU Maohai, HUANG Yunhua. Development and dynamic characteristics of radial bogies[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2003(1): 1-6.
- [2] GARCIA J F, OLAIZOLA X. Theoretical comparison between different configurations of radial and conventional bogies[J]. Vehicle System Dynamics, 2000, 33(4): 233-259.

- [3] 孙永路, 陈康. 33t 大轴重机车的轮轨动作用力研究[J]. 铁道机车车辆, 2012, 32(4): 28-31.
SUN Yonglu, CHEN Kang. Research on wheel-rail dynamics of 33t axle-load locomotive[J]. Railway Locomotive & Car, 2012, 32(4): 28-31.
- [4] GOODALL R M, BRUNI S, MEI T X. Concepts and prospects for actively controlled railway running gear[J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44(1): 60-70.
- [5] FRANCESCO B, BRUNI S, RESTA F. Active yaw damper for the improvement of railway vehicle stability and curving performances: Simulations and experimental results[J]. Vehicle System Dynamics 2006, 44(11): 857-869.
- [6] AKIRA M. Curving performance evaluation for active-bogie-steering bogie with multibody dynamics simulation and experiment on test stand[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(1): 191-199.
- [7] SIMON, COLE. Simulation of active steering control for curving under traction in hauling locomotives[J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(3): 481-500.
- [8] 沈钢, 赵惠祥. 主动转向式转向架的理论研究[J]. 上海铁道大学学报, 1997(2): 13-19.
SHEN Gang, ZHAO Huixiang. The theoretical study of an active steering bogie[J]. Journal of Shanghai Tiedao University, 1997(2): 13-19.
- [9] 罗世辉, 黄伟. 机车自导向径向转向架的牵引与导向[J]. 西南交通大学学报, 1994(3): 292-298.
LUO Shihui, HUANG Wei. Traction and guidance of locomotives mounted on self-steering bogies[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1994(3): 292-298.
- [10] 鸭下庄吾, 彭惠民. 辅助导向技术在迫导向转向架上的应用[J]. 国外铁道车辆, 2015, 52(6): 11-16.
KAMOSHITA Shogo, PENG Huimin. Application of the assist steering system for forced steering bogie[J]. Foreign Rolling Stock, 2015, 52(6): 11-16.
- [11] 谢钦, 史炎, 马卫华. 非对称径向转向架曲线通过性能分析[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(6): 92-96, 100.
XIE Qin, SHI Yan, MA Weihua. Analysis of curve negotiating performance of asymmetrical radial bogies[J]. Noise and Vibration Control, 2016, 36(6): 92-96, 100.
- [12] 李金城, 丁军君, 杨阳, 等. 径向转向架地铁车辆动力学性能及车轮损伤研究[J]. 机车电传动, 2019(1): 98-103, 108.
LI Jincheng, DING Junjun, YANG Yang, et al. Research on dynamic performance and wheel damage of metro

- vehicle with radial bogie [J]. *Electric Drive for Locomotives*, 2019(1): 98-103, 108.
- [13] LENG Han, REN Lihui, JI Yuanjin, et al. Radial adjustment mechanism of a newly designed coupled-bogie for the straddle-type monorail vehicle[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2019(34): 1-21.
- [14] 杜子学, 梁志华. 跨坐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): 75-78.
DU Zixue, LIANG Zhihua. Study on the curve performance evaluation indexes system of the straddle type monorail vehicle[J]. *Railway Locomotive & Car*, 2014(3): 75-78.
- [15] 鲁迪埃, 罗伊, 莫内特. 用于单轨转向架的被动转向辅助装置[P]. 德国: CN103889811A.2014-06.25.
RUDIE C, ROY, MONET. Passive steering auxiliary device for monorail bogies [P]. Chinese patent: CN103889811A, 2014.06.25
- [16] 董明明, 孟红芹. 油气弹簧刚度和阻尼特性及其影响因素仿真分析[J]. *车辆与动力技术*, 2013(2): 47-50.
DONG Mingming, MENG Hongqin. Simulation of stiffness and damping characteristics of hydro-pneumatic spring and analysis of influencing factors[J]. *Vehicle & Power Technology*, 2013(2): 47-50.
- [17] 陈轶杰, 杨占华, 雷强顺, 等. 油气弹簧力学特性分析与试验研究[J]. *兵工学报*, 2009, 30(6): 792-796.
CHEN Yijie, YANG Zhanhua, LEI Qiangshun, et al. Mechanical characteristic analysis and experiment research of hydro-pneumatic spring[J]. *Acta Armamentarii*, 2009, 30(6): 792-796.
- [18] JI Yuanjin, REN Lihui. Anti-overturning capacity and critical roll angle of straddling monorail vehicle[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018, 232(23): 4420-4429.
- [19] 任利惠, 季元进. 跨坐式单轨车辆的临界侧滚角[J]. *同济大学学报*, 2017, 45(11): 1681-1687.
REN Lihui, JI Yuanjin. Critical roll angle of straddling monorail vehicle[J]. *Journal of Tongji University*, 2017, 45(11): 1681-1687.
-
- 作者简介: 季元进, 男, 1989 年出生, 博士后。主要研究方向为车辆系统动力学、轮轨关系、试验测试技术。
E-mail: jiyuanjin@tongji.edu.cn
黄有培, 男, 1992 年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆系统动力学, 试验测试技术。
E-mail: huangyoupei2015@163.com
任利惠(通信作者), 男, 1971 年出生, 教授。主要研究方向为车辆系统动力学、轮轨关系、试验测试技术。
E-mail: renlihui@tongji.edu.cn