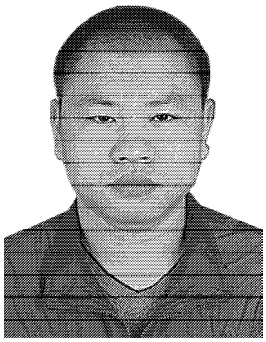
研究开发

机车径向转向架的稳定性分析

毕 鑫，罗世辉，马卫华

（西南交通大学 牵引动力国家重点实验室，四川 成都 610031）



作者简介：毕 鑫（1985－），男，博士研究生，主要研究方向为机车车辆系统动力学。

摘 要：为了解径向机构对径向转向架临界速度的影响，在分析径向转向架结构的基础上，建立轮对的运动微分方程。通过动力学仿真的方法，在频域和时域里分析径向导向机构对轮对振动的影响。研究结果表明，径向机构通过耦合同一转向架端轴轮对的摇头运动，可实现轮对摇头刚度的非对称，增大轮对的同相摇头刚度；径向机构激发转向架的反相蛇行振动模态，并且使轮对的振动模态向增大阻尼的方向移动，在一定程度上提高了转向架的稳定性；在悬挂参数相同的情况下，径向机构提高了60%的非线性临界速度。

关键词：径向机构；蛇行振动；摇头耦合；振动模态；稳定性；径向转向架

中图分类号：U260.331；U260.11 **文献标识码：**A **文章编号：**1000-128X(2013)05-0001-04

Stability Analysis on Locomotive Radial Bogie

BI XIN，LUO Shi-hui，MA Wei-hua

(Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: In order to understand the relationship between radial mechanisms with critical velocity, radial bogie structure was analyzed and differential equations of wheelset motion were set up. The effect of guide mechanism on wheelset vibration was analyzed in time domain and frequency domain by the dynamic simulation. The results showed that: with radial mechanism coupling the yaw movement of the same bogie end axle wheelsets, asymmetric yaw stiffness could be realized, and in-phase yaw stiffness of wheelset was increased; radial mechanism excited inverting yaw vibration mode of the bogie and promoted the vibration mode moving to increase damping direction, which could improve the stability of the bogie to a certain extent; for the locomotive under the same suspension parameters, the radial mechanism improved the nonlinear critical speed by 60%.

Key words: radial mechanism; yaw vibration; yaw coupling; vibration mode; stability; radial bogie

0 引言

重载机车需要传递较大的纵向牵引力，要求转向架一系悬挂选用较大的牵引刚度，而传统转向架的一系悬挂同时承担导向和传递牵引力或制动力的功能，因此轮对的纵向定位刚度通常较大，而较大的定位刚度限制了机车的曲线通过性能，尤其是大轴重的三轴转向架机车。由于我国近三分之一的铁路为曲线，其中约有半数的曲线半径小于600 m[1]，较差的线路状况给我国重载运输带来了一定影响，特别是曲线线路轮轨磨耗急剧增加，增加了铁路运输的成本。为了改善大轴重机车的曲线通过性能，通过改变曲线轨道的超高和轨底坡，在一定程度上缓解了曲线轨道的磨耗[2-3]。为了进一步改善机车的曲线通过性能，许多国家开展了径向转向架机车的研究[4]，通过径向机构，自导向径向转向架的一系悬挂实现了导向和传递牵引力或制动力的功能分离，在保证稳定性的前提下，大幅度降低轮对的摇头刚度，改善机车曲线通过性能。英国Winkens教授将转向架简化为采用摇头刚度和剪切刚度弹性连接的轮对组合，转向架的稳定性主要受两刚度共同影响[5-6]，当轮对摇头刚度大范围降低时，需要通过适当提高轮对之间的剪切刚度来满足转向架的稳定性要求。机车径向转向架的剪切刚度主要与轮对的横向定位刚度相关[7]，过大的轮对横向定位刚度会增加机车曲线通过时轮对的轮轴横向力，对机车的曲线

收稿日期：2013-01-25；**收修改稿日期：**2013-06-03
基金项目：国家自然科学基金项目（51005190）；教育部新世纪人才支持计划资助项目（NCET-11-0712）

通过不利。

径向转向架在试验中发现耦合杆有明显改善转向架小半径曲线通过性能的作用，同时对转向架的稳定性也有较大的影响，但是关于耦合杆对提高转向架临界速度的机理鲜有文章提及，关于机车稳定性的研究方法已有大量文献[8-12]报道。本文对某型径向转向架进行结构分析，利用多体动力学软件SIMPACK，采用数值仿真的方法研究该径向机构提高转向架稳定性的机理。

1　径向转向架的结构分析

某机车径向转向架的结构简图如图1所示，径向转向架在靠近端轴的构架横梁上分别铰接1个绕z轴可以自由旋转的导向横梁，再通过单拉杆与端轴轮对轴箱连接，2个导向横梁通过耦合杆实现摇头耦合，使端轴轮对相对于构架的摇头角反相相等。另外，轮对牵引力经导向横梁旋转铰传递到构架上，导向机构实现轮对导向与牵引功能解耦。减小导向轮对的摇头刚度可以明显改善转向架的曲线通过性能和降低轮轨磨耗。

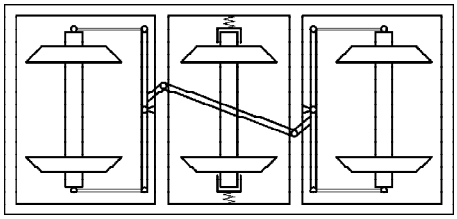


图 1　转向架结构图

2　轮对的运动分析

根据前面的结构分析，对转向架导向轮对进行受力分析（如图2所示），建立轮对的动力学方程，其中蠕滑力的计算采用线性蠕滑理论，忽略轮轨接触界面上自旋蠕滑力、重力复原力和重力角刚度的影响，同时假定纵向和横向的蠕滑力系数相等。

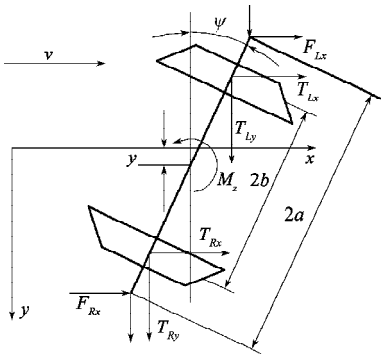


图 2　轮对受力分析

$$m\ddot{y} = F_{Ry} + F_{Ly} + T_{Ry} + T_{Ly} \tag{1}$$

$$J_{wz}\ddot{\psi} = T_{Lx}b - T_{Rx}b + F_{Lx}a - F_{Rx}a - M_z \tag{2}$$

$$T_{Rx} = f\left(\frac{b\dot{\psi}}{r_0\omega} + \frac{\lambda_0 y}{r_0}\right) \tag{3}$$

$$T_{Ry} = -f\left(\frac{\dot{y}}{r_0\omega} - \psi\right) \tag{4}$$

$$T_{Lx} = -f\left(\frac{b\dot{\psi}}{r_0\omega} + \frac{\lambda_0 y}{r_0}\right) \tag{5}$$

$$T_{Ly} = -f\left(\frac{\dot{y}}{r_0\omega} - \psi\right) \tag{6}$$

$$F_{Ry} = -y k_y \tag{7}$$

$$F_{Rx} = a\psi k_x \tag{8}$$

$$F_{Ly} = -y k_y \tag{9}$$

$$F_{Lx} = -a\psi k_x \tag{10}$$

式中：m——轮对质量；y——轮对偏离轨道中心的横移量；ψ——轮对摇头角；$F_{Rx(y)}$——作用于轮对右侧的纵向、横向一系悬挂力；$F_{Lx(y)}$——作用于轮对左侧的纵向、横向一系悬挂力；$T_{Rx(y)}$——作用于右侧踏面上的纵向、横向蠕滑力；$T_{Lx(y)}$——作用于左侧踏面上的纵向、横向蠕滑力；a——一系悬挂的横向跨距的一半；b——左右车轮轮轨接触点横向跨距的一半；M_z——径向机构作用于轮对的约束力矩；r_0——车轮名义滚动圆半径；ω——车轮旋转角速度；f——蠕滑力系数。

把式（3）~式（10）带入式（1）、式（2），经整理得式（11）、式（12）：

$$m\ddot{y} + \frac{2f}{v}\dot{y} + 2k_y y - 2f\psi = 0 \tag{11}$$

$$J_{wz}\ddot{\psi} + \frac{2b^2 f}{v}\dot{\psi} + 2a^2 k_x \psi + \frac{2f\lambda_0 b}{r_0} y + M_z = 0 \tag{12}$$

由式（11）、式（12）得，当径向机构作用于轮对的力矩M_z=0时，轮对的运动方程相当于传统转向架的轮对运动方程，而当$M_z \neq 0$时，轮对的运动方程变成常系数非齐次微分方程组，方程的解受到初始条件的限制。径向机构作用于轮对的力矩M_z如果与轮对的摇头方向相同，则会促进轮对的摇头；如果力矩方向与轮对的摇头方向相反，则会抑制轮对的摇头，提高转向架的稳定性。

3　动力学仿真分析

采用某径向转向架参数，用多体动力学SIMPACK仿真软件建立单一的转向架动力学模型，如图3所示。转向架模型由1个构架，3个轮对，3台牵引电机和1套径向导向机构组成，其中转向架中间轴纵向定位刚度较大，限制轮对相对于构架的摇头运动，端轴采用与构架较小的摇头刚度，通过导向机构耦合端轴的摇头运动，同时实现牵引力或制动力的传递。转向架电机采用抱轴悬挂。轮对踏面采用JM3磨耗型踏面，轨道采用Rail60轨，轨底坡为1/40。模型中考虑了轮轨接触几何、蠕滑率与蠕滑力、各阻尼元件的非线性关系。

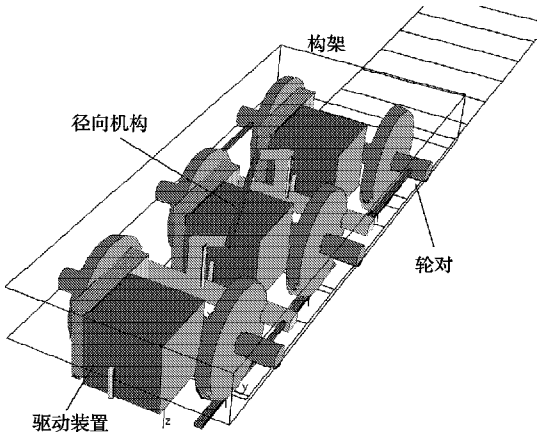


图 3　动力学模型

3.1　径向机构分析

为了解径向机构对轮对实际的作用过程，在轨道上设置美国 5 级线路谱生成的轨道激扰，包括水平、方向、高低三向不平顺。轮对摇头角变化的时域曲线如图 4 所示。图 5 表示径向机构施加于第一轮对的力矩时域曲线。

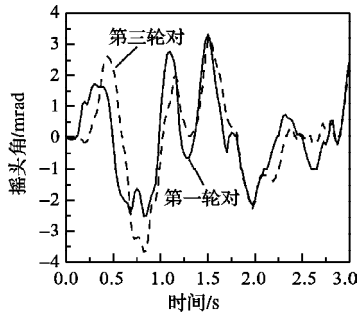


图 4　轮对摇头角

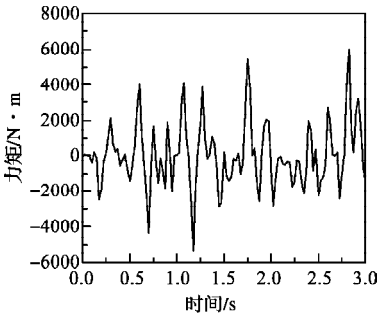


图 5　径向机构作用于第一轮对的力矩

从图 4 和图 5 中可以看出，在运行时间为 0.2 s 时，第三轮对冲角为−0.18 mrad，第一轮对的冲角为 1.17 mrad，这时径向机构作用于第一轮对的力矩为−1 867.7 N·m，促进第一轮对摇头；在 0.3 s 时，第一轮对的冲角为 1.74 mrad，第三轮对的冲角为 0.62 mrad，这时径向机构作用于第一轮对的力矩为 2 112 N·m，限制第一轮对的摇头。

3.2　频域分析

对图 3 所示的模型进行模态分析，计算转向架各部件的振型，观察转向架各部件振动模态随速度的变化情况，计算速度从 60~200 km/h。转向架的振动模态有 2 种，一种是不随运行速度的变化而变化或者变化缓慢的模态；一种是随运行速度变化而大范围变化的模态。对于该转向架来说，最先失稳的模态主要是轮对的蛇行振动模态，所以这里仅给出轮对随速度变化的振动模态分布图，如图 6 所示。图 6 中每个“+”字表示一个速度点，大“+”字表示大的速度，小“+”表示小的速度，根据计算点数的不同，可以确定哪个“+”代表哪个速度。这里的计算速度间隔为 10 km/h。

从图 6 中可以看出，当转向架上装有径向机构以后，转向架的最先失稳模态发生了变化，失稳模态为轮对的反相蛇行振动模态，而无径向机构转向架的失稳模态为轮对同相蛇行振动模态。同时还可以发现，转向架由于装有径向导向机构，激发了转向架轮对的反相蛇行振动模态，而无径向导向机构的转向架，主要表现为 2 种相位角不同的同相蛇行振动模态。运行速度在 60 km/h 时，装有径向导向机构转向架的轮对同相摇头振动频率为 1.066 1 Hz，自然阻尼为 0.793 3，反相摇头振动频率为 1.472 1 Hz，自然阻尼为 0.163 3。无径向导向机构转向架轮对同相摇头振动模态分别为频率 1.418 6 Hz、自然阻尼为 0.316 2 和频率 1.506 9 Hz、自然阻尼为 0.132 7。运行速度为 60 km/h 时，2 种转向架决定稳定性的振动模态频率相近，但是装有径向导向机构以后，自然阻尼有了一定的提高，从 0.132 7 提高到 0.163 3，提高了 23%，也就是说，相对于无径向导向机构的转向架来说，装有径向导向机构的轮对振动模态向自然阻尼增大的方向移动，这对提高转向架的临界速度有利。

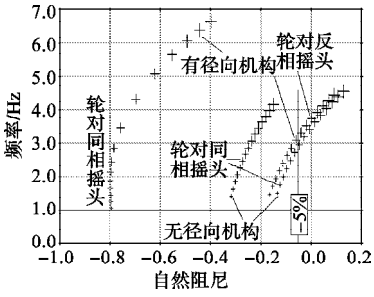
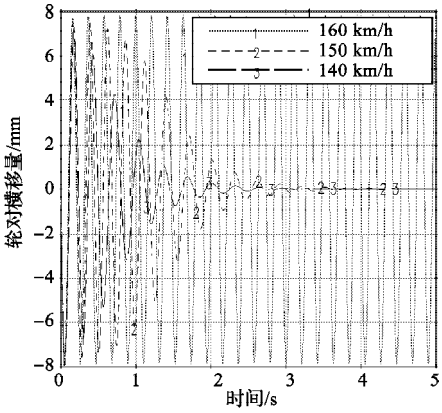


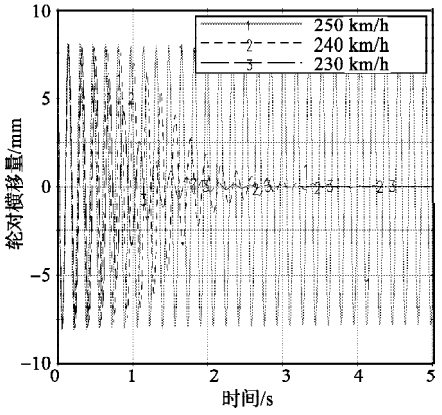
图 6　轮对振动模态

3.3　时域分析

为了进一步验证上述模态分析的正确性，分别计算了采用上述 2 种转向架结构机车的非线性临界速度和失稳时轮对的运动状态，计算结果如图 7~图 9 所示。这里假定 2 s 内轮对横移振动能收敛到 1 mm 以内。



(a) 无耦合杆转向架

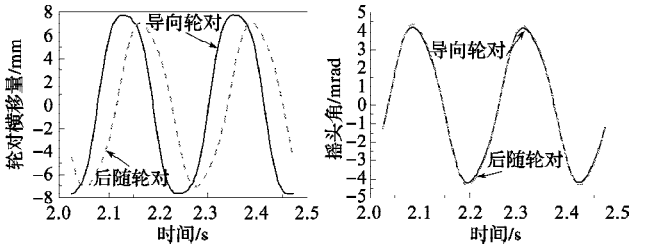


(b) 有耦合杆转向架

图 7　非线性临界速度

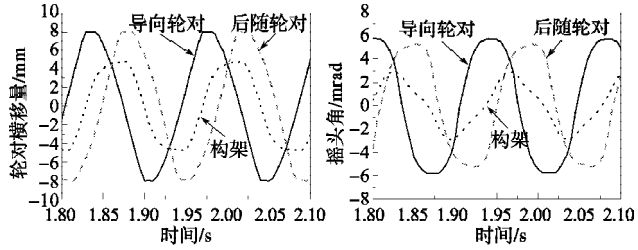
从图 7 可以看出，无耦合杆转向架的非线性临界速度

仅为150 km/h，而采用耦合杆的转向架的非线性临界速度则达到了240 km/h，提高了近60%，可见径向导向机构可以显著提高转向架的临界速度。



(a) 轮对横移　　(b) 轮对摇头角

图 8　无径向导向机构转向架



(a) 轮对横移　　(b) 轮对摇头角

图 9　有径向导向机构转向架

从图8和图9可以看出，无径向导向机构转向架的蛇行失稳模态主要以同相蛇行失稳为主，而对于装有径向导向机构的转向架蛇行失稳模态主要以反相摇头失稳为主，这与前面的频域模态分析结论一致。图9中同时给出了构架的振动状态。理想情况下，当导向轮对冲角达到正（负）的最大值时，后随轮对应该为负（正）的最大值。而从计算结果图9（b）发现，实际上由于构架的摇头运动，导致当导向轮对达到正（负）的最大值时，后随轮对相对于负（正）的最大值存在一个相位差，在图中表现为时间差。

4　结语

①径向机构通过耦合同一转向架端轴轮对的摇头运动，实现轮对摇头刚度的非对称，增大轮对的同相摇头刚度。

②径向机构激发转向架的反相蛇行振动模态，并且使轮对的振动模态向增大阻尼的方向移动，在一定程度上提高转向架的稳定性。

③对于该机车在悬挂参数相同的情况下，采用径向机构非线性临界速度提高了60%。

参考文献：

[1] 李文勇，尤铁军，沈　钢. 机车径向转向架设计[J]. 内燃机车，2005(1)：2-7.

[2] 王旭荣. 大秦重载铁路延长钢轨使用寿命的探讨[C]//中国铁道学会车辆委员会. 发展重载运输技术适应经济社会建设——铁路重载运输货车暨工务学术研讨会论文集. 北京：中国铁道学会车辆委员会，2012：28-33.

[3] 薛继连，贾晋中，孟宪洪，等. 朔黄重载铁路延长钢轨使用寿命技术措施[C]//中国铁道学会车辆委员会.发展重载运输技术适应经济社会建设——铁路重载运输货车暨工务学术研讨会论文集. 北京：中国铁道学会车辆委员会，2012：34-45.

[4] 黄　伟. 机车径向转向架典型结构及设计原则分析[J]. 内燃机车，1995(1)：26-31.

[5] 陈泽深，王成国. 铁道车辆动力学与控制[M]. 北京:中国铁道出版社，2004.

[6] WICKENS A H. Fundamentals of rail vehicles dynamics: Guidance and stability[M]. Netherlands:Swets & Zeitlinger, Lisse, 2003.

[7] 孙　翔. 机车径向转向架的机构分析[J]. 机车电传动，1995(1)：1-7.

[8] 易理明，刘秀凤. 用直接法判别机车横向稳定性[J]. 铁道学报，1984，6(4)：113-119.

[9] Wickens A H. Static and Dynamic Static and Dynamic Stability of Unsymmetric Tow-Axle Railway Vehicles Possessing Perfect Steering[J]. Vehicle System Dynamics, 1982, 11(1)：89-106.

[10] 曹登庆. 车辆动力学系统横向稳定性的鲁棒性分析[J]. 铁道学报，1996，18(5)：25-29.

[11] 高学军，李映辉，高庆. 高速客车蛇行运动稳定性与分岔研究[J]. 动力学与控制学报，2008，6(3)：202-207.

[12] 张卫华，沈志云. 车辆系统非线性运动稳定性研究[J]. 铁道学报，1996，18(1)：29-34.

动态消息

LKJ系列铁道行业标准通过审查

2013年8月13～15日，由南车株洲电力机车研究所有限公司归口并主起草的《列车运行监控装置（LKJ）》系列铁道行业标准审查会在北京召开，来自国家铁路局科技司、中国铁路总公司运输局、各路局、主机厂及相关生产单位的领导及专家共46人参加了会议。

经过为期3天的详细讨论，审查会通过了《列车运行监控装置　第1部分：技术条件》《列车运行监控装置　第2部分：记录事项》《列车运行监控装置　第3部分：语音和电鸣音规范》《列车运行监控装置　第4部分：专用IC卡》和《列车运行监控装置　第5部分：调车灯显接口盒》5项铁道行业标准。这5项标准的推广应用，将更有利于保证列车运行安全。

（张　宁）