

电力动车组变刚度转臂节点的半主动控制

李旭阳 代亮成* 池茂儒 赵明花 周 荻

西南交通大学轨道交通运载系统全国重点实验室,成都,610031

摘要:为抑制电力动车组运行中由异常轮轨匹配产生的车体晃动,提出一种采用半主动转臂节点代替被动式转臂节点的解决方法。设计了具有两级刚度特性的半主动转臂节点并建立其力学模型,推导了具有可变惯性通道的半主动转臂节点复刚度表达式,并通过台架试验验证了力学模型的准确性。基于半主动转臂节点控制策略,建立了半主动转臂节点与车辆动力学的联合仿真模型,分析了不同轮轨匹配状态下半主动转臂节点对车辆动力学性能的影响。结果表明:在低等效锥度轮轨匹配状态下,半主动转臂节点能有效衰减一次蛇行对应速度区间内车体大幅值、低频的横向振动,显著减小车体横向加速度主频处的幅值;正常轮轨匹配状态下,与搭载传统被动转臂节点的车辆相比,搭载半主动转臂节点的车辆有更优的曲线通过能力和更高的临界速度。

关键词:电力动车组;变刚度转臂节点;半主动控制;一次蛇行;车辆动力学性能

中图分类号:U270

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.01.017

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Semi-active Control of Rotary Arm Joints with Variable Stiffness for EMU

LI Xuyang DAI Liangcheng* CHI Maoru ZHAO Minghua ZHOU Di

State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University,
Chengdu, 610031

Abstract: In order to suppress the swaying of carbody caused by abnormal wheel-rail matching relationships in EMU operation, a semi-active rotary arm joint was proposed to replace the passive rotary arm joint. The semi-active rotary arm joint with two-level stiffness characteristics was designed, and a mechanics model of the semi-active rotary arm joint was established. The complex stiffness expression of semi-active rotary arm joint with variable inertia channel was derived. The accuracy of the model was verified by bench test comparisons. Based on the control strategy of semi-active rotary arm joint, the co-simulation model of semi-active rotary arm joint and vehicle dynamics was established, and the influences of semi-active rotary arm joint on vehicle dynamics performance under different wheel-rail matching relationships was analyzed. The results show that the semi-active rotary arm joint may effectively reduce the high-amplitude and low-frequency swaying of the carbody in speed interval corresponding to primary hunting, and obviously reduce the amplitude at main frequency of lateral acceleration of the carbody under the condition of low-conicity wheel-rail matching. Compared with the vehicle equipped with traditional passive rotary arm joint, the vehicle equipped with semi-active rotary arm joint has better curve passing capacity and higher critical speed under the conditions of normal wheel-rail matching.

Key words: electric multiple unit(EMU); rotary arm joint with variable stiffness; semi-active control; primary hunting; vehicle dynamics performance

0 引言

动车组在高速度、长时间和长距离的运行条件下,“晃车”现象时有发生。当钢轨打磨精度控制不够,出现轨肩打磨过度^[1]或车轮镟修过量时,锥度较小,容易诱发车辆的一次蛇行失稳。车辆的一次蛇行失稳频率较低,主频集中在0.5~3 Hz,虽然传递到转向架上的振动能量并不大,不

会恶化转向架蛇行稳定性,但轮对大幅的横向运动可能会造成轮缘接触^[2],引发脱轨风险。因此,高速车辆的一次蛇行不仅仅会降低乘坐舒适性,而且带来一定的行车安全风险。

对于一次蛇行失稳,目前最为普遍的处理方法是优化车辆悬挂系统参数或改善轮轨匹配关系^[3],使轮对或转向架的蛇行频率避开车体的固有频率,以消除“晃车”现象。上述两种方式的成本相对较高,且显著影响运行效率。为消除车辆的蛇行失稳,使车辆能适应复杂多变的线路条件,

收稿日期:2024-01-31

基金项目:国家重点研发计划(2022YFB4301303, 2022YFB4301202)

利用半主动悬挂技术改善车辆的动力学性能已成为研究热门,是车辆悬挂系统未来的主要发展方向,并已取得大量研究成果。HARRIS 等^[4]基于磁流变技术设计开发了可变刚度的橡胶节点,试验和仿真计算结果表明,采用半主动控制的变刚度转臂节点能有效兼顾车辆的稳定性和曲线通过性能。OH 等^[5]基于天棚阻尼控制策略建立了搭载磁流变减振器的车辆动力学模型,对比台架试验和仿真计算结果发现采用半主动控制的磁流变减振器能提高车辆的运行品质。金天贺等^[6]建立了整车和可变刚度、变阻尼抗蛇行减振器的联合仿真模型,针对磨损状态下的轮轨接触关系提出半主动悬挂控制策略,仿真结果表明采用半主动控制技术可提高轮轨磨损状态下的车辆动力学性能。王鹏等^[7]在天棚控制和加速度控制的基础上,提出一种新型混合控制策略,并对高速列车磁流变半主动悬挂控制系统进行了仿真和试验研究,发现新型混合控制策略能兼顾低频段和高频段的振动控制。现有的半主动悬挂控制大多采用磁流变减振技术,尽管有良好的控制效果,抑制了车辆的蛇行失稳,但磁流变液的沉降、板结和温变特性导致磁流变阻尼器的可靠性低,生产、运用、维护成本较高。因此在保证车辆动力学性能的前提下,有必要开发一种稳定性高、成本低、控制简单的半主动悬挂装置。

笔者基于橡胶、液体复合减振技术,设计出一种径向刚度可调的半主动转臂节点,并结合一次蛇行失稳机理及失稳特征建立测控系统;建立半主动转臂节点力学模型,推导具有可变惯性通道的半主动转臂节点复刚度表达式,并开展台架试验验证力学模型的准确性。基于车辆半主动转臂节点控制策略,建立半主动转臂节点与车辆动力学的联合仿真模型,对比分析极端轮轨匹配状态下搭载传统被动转臂节点与搭载半主动转臂节点的车辆在运行中的动态行为。

1 半主动转臂节点的控制技术

1.1 工作原理

如图 1 所示,半主动转臂节点主要由芯轴、金属外套、橡胶主簧、固定惯性通道、可变惯性通道、弹性液室、黏性液体和高速开关电磁阀等部分组成。与被动转臂节点相比,半主动转臂节点增加了液力机构。考虑到电磁阀故障状态下的安全性问题,可变惯性通道的开闭由常闭型高速开关电磁阀控制。

半主动转臂节点受径向低频位移激励时,液

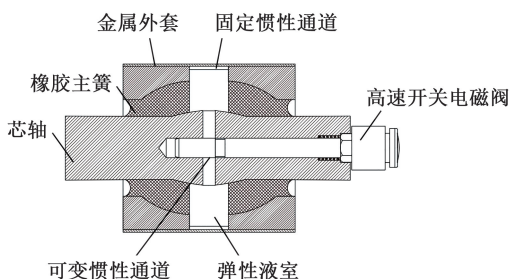


图 1 半主动转臂节点结构示意图

Fig.1 Structure diagram of the semi-active rotary arm joint

体可以在两液室间自由流动,因而两液室压差较小,转臂节点动态刚度较小。随着位移激励频率不断升高,惯性通道阻尼力迅速增大,液室内的部分液体来不及流经惯性通道,而是迫使橡胶主簧向外膨胀,在两液室间产生高压差^[8],转臂节点动态刚度随之增大,最终趋于一定值。

半主动转臂节点加入了可变惯性通道结构连通两液室。电磁阀得电时,阀芯与芯轴内孔相互错开产生的“泄流”作用使两液室间的压力差减小,减小相同位移激励频率下的转臂节点纵向定位刚度。因此,当车辆在低等效锥度的轮轨匹配状态下发生一次蛇行失稳时,半主动转臂节点能通过自主调节获得理想的动态特性,使转向架的蛇行频率避开车体悬挂模态频率,抑制“晃车”。

1.2 控制策略

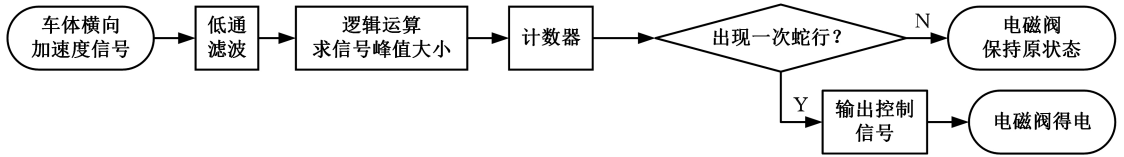
半主动控制系统的总体思想是:通过传感器获取车体的加速度信号并进行特征分析,判断车体是否发生了一次蛇行失稳,进而根据控制策略调控半主动转臂节点的纵向定位刚度,抑制异常轮轨匹配状态下的车体晃动。在半主动转臂节点的设计阶段,通过计算机仿真或台架试验验证获取抑制车辆一次蛇行失稳所需的最佳纵向定位刚度,进而设计出合适的阀芯变截面尺寸,以便在发生“晃车”现象时能快速切换电磁阀状态,调控半主动转臂节点刚度,优化车辆的动力学性能。

根据《GB 5599—2019 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》采集、处理某型动车组线路跟踪试验中的车体加速度信号,发现非“晃车”区段的车体横向加速度信号无明显谐波,幅值小于 0.04 g;车体在“晃车”区段发生大幅值、低频的横向振动,车体的横向加速度信号出现明显的谐波成分,最大振幅超过 0.1 g,且横向平稳性指标超出限值。转向架的高频蛇行运动同样会激起车体的剧烈横向振动,转向架蛇行频率接近车体某一结构振型频率时还会引发“抖车”^[2],因此在线监测车辆一次蛇行失稳时,必须综合考虑车体横向加速度信号的幅值和频率特征,以准确判断车辆

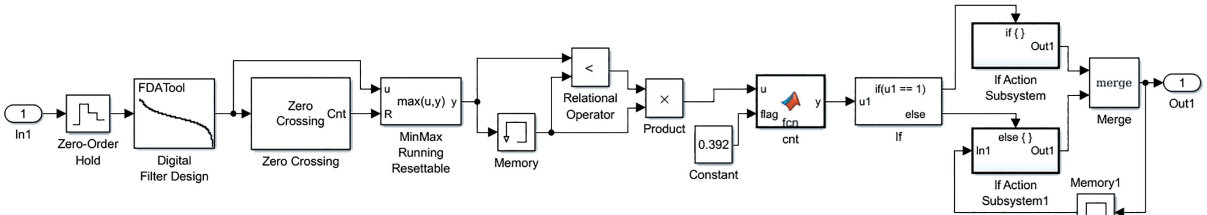
是否发生一次蛇行失稳。

为避免高频振动成分对一次蛇行失稳判定的干扰,测控系统首先对采集的车体横向加速度进行 0~3 Hz 的低通滤波。车体横向加速度信号有连续 4 个峰值超过 0.04 g 时,车体有很明显的失稳趋势。因此,为在出现“晃车”趋势时及时调控转臂节点的纵向定位刚度,将 0.04 g 作为判别失

稳的阈值,当加速度信号峰值连续 4 次超过判定阈值时,判定车辆发生一次蛇行失稳^[9]。继而,控制器向转臂节点输出控制信号,电磁阀得电,阀芯动作使可变惯性通道打开,转臂节点纵向定位刚度减小,抑制车体的横向晃动。若一次加速度峰值小于阈值,则保持转臂节点状态。测控系统的工作原理与仿真模型如图 2 所示。



(a)工作原理



(b)Simulink 模型

图 2 半主动测控系统

Fig.2 Semi-active measurement and control system

2 半主动转臂节点力学模型的建立

根据半主动转臂节点的基本结构和工作原理,建立半主动转臂节点的集总参数模型:橡胶与液体液力机构相互耦合表现出复杂的非线性特征,因此为简化模型,作如下假设:① 不考虑温度对系统动态特性的影响;② 不考虑液体的可压缩性,且液体的动力黏度及密度保持不变;③ 不考虑惯性通道的体积柔度;④ 两腔室的流体惯性忽略不计且压力均匀,体积柔度、等效泵压面积为常量。半主动转臂节点的集总参数模型如图 3 所示,假设金属外套固定,对芯轴施加位移激励 $x(t)$ 时,系统的力响应 $F_T(t)$ 为橡胶主簧部分的

力响应 $F_{Tr}(t)$ 与液力机构的力响应 $F_{Th}(t)$ 之和:

$$F_T(t) = F_{Tr}(t) + F_{Th}(t) \quad (1)$$

2.1 橡胶主簧建模

为使半主动转臂节点具有更为显著的频变刚度特性,将惯性通道设计成细长形,因此半主动转臂节点的动态特性主要取决于液力机构^[10]。橡胶主簧的模型相对简化,即采用理想弹簧元件与理想黏壶元件并联的 Kelvin 模型,橡胶主簧部分对力响应的贡献为

$$F_{Tr}(t) = K_r x(t) + C_r \dot{x}(t) \quad (2)$$

式中: K_r 、 C_r 分别为橡胶主簧的动态刚度和阻尼系数。

2.2 液力机构建模

液力机构中, $Q_i(t)$ 、 A_i 、 l_i 、 I_i 分别为流经固定惯性通道的液体体积流量、等效横截面积、流线长度和惯性系数; $Q_s(t)$ 、 A_s 、 l_s 、 I_s 分别为可变惯性通道的液体体积流量、等效横截面积、流线长度和惯性系数; C_1 、 C_2 分别为上下液室的体积柔度; A_{p1} 、 A_{p2} 分别为上下液室的等效泵压面积; $p_1(t)$ 、 $p_2(t)$ 分别为上下液室内的压力; R_i 、 R_s 分别为液体在固定惯性通道和可变惯性通道内流动的线性流量阻尼系数^[11]。

定义液体惯性系数

$$I_i = \beta \rho l_i / A_i \quad (3)$$

$$I_s = \beta \rho l_s / A_s \quad (4)$$

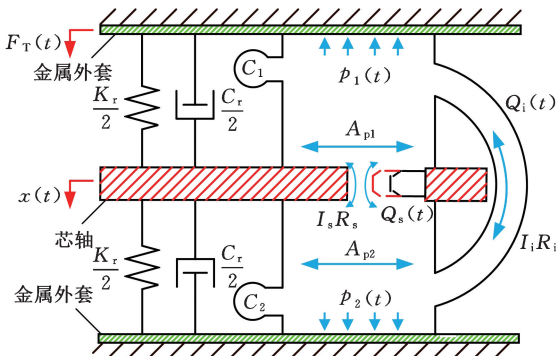


图 3 半主动转臂节点集总参数模型

Fig.3 Lumped parametric model of semi-active rotary arm joint

其中, ρ 为液体密度; 考虑到固定惯性通道和可变惯性通道的长径比不大, 难以存在充分发展的层流, 因此经验系数 β 取 1^[12]。

流量阻尼系数通常采用经验公式或通过试验测定^[13]:

$$R_i = \frac{128\mu\kappa_1 l_i}{\pi d_i^4} \quad (5)$$

$$R_s = \frac{128\mu\kappa_2 l_s}{\pi d_s^4} \quad (6)$$

式中: μ 为液体动力黏度; κ_1 、 κ_2 为经验系数, 用来补偿局部损失引起的阻尼效应。

由液体动量方程可得两液室间的压力差与液体体积流量的关系:

$$p_1(t) - p_2(t) = I_i \dot{Q}_i(t) + R_i Q_i(t) \quad (7)$$

$$p_1(t) - p_2(t) = I_s \dot{Q}_s(t) + R_s Q_s(t) \quad (8)$$

根据理想流体的连续性定理, 单位时间内流入、流出单个液室的液体体积相等, 即

$$-A_{p1} \dot{x}(t) - Q_i(t) - Q_s(t) = C_1 \dot{p}_1(t) \quad (9)$$

$$A_{p2} \dot{x}(t) + Q_i(t) + Q_s(t) = C_2 \dot{p}_2(t) \quad (10)$$

液力机构部分对力响应的贡献为

$$F_{Th}(t) = A_{p2} p_2(t) - A_{p1} p_1(t) \quad (11)$$

2.3 半主动转臂节点模型

系统的力响应为橡胶主簧的力响应与液力机构的力响应之和:

$$F_T(t) = K_r x(t) + C_r \dot{x}(t) + A_{p2} p_2(t) - A_{p1} p_1(t) \quad (12)$$

对式(7)~式(12)进行拉普拉斯变换, 可得

$$p_1(s) - p_2(s) = (I_i s + R_i) Q_i(s) \quad (13)$$

$$p_1(s) - p_2(s) = (I_s s + R_s) Q_s(s) \quad (14)$$

$$-A_{p1} X(s)s - Q_i(s) - Q_s(s) = C_1 P_1(s) \quad (15)$$

$$A_{p2} X(s)s + Q_i(s) + Q_s(s) = C_2 P_2(s) \quad (16)$$

$$F_T(s) = K_r X(s) + C_r X(s)s + A_{p2} p_2(s) - A_{p1} p_1(s) \quad (17)$$

联立式(13)~式(17)可得系统的复刚度

$$K_d(s) = K_r + C_r s +$$

$$\frac{Z_i Z_s (C_1 A_{p2}^2 + C_2 A_{p1}^2) s + (A_{p1} - A_{p2})^2 (Z_i + Z_s)}{C_1 C_2 Z_i Z_s + (C_1 + C_2) (Z_i + Z_s)}$$

$$Z_i = I_i s + R_i \quad Z_s = I_s s + R_s$$

式中: Z_i 、 Z_s 分别为固定惯性通道、可变惯性通道的流体阻抗。

电磁阀失电时, 可变惯性通道关闭, 可变惯性通道的液体体积流量 $Q_s(t) = 0$, 流体惯性系数 $I_s = 0$, 流量阻尼系数 $R_s \rightarrow \infty$ ^[12], 系统的复刚度退化为被动液压式转臂节点的复刚度, 即

$$K_{d0}(s) =$$

$$K_r + C_r s + \frac{Z_i (C_1 A_{p2}^2 + C_2 A_{p1}^2) s + (A_{p1} - A_{p2})^2}{C_1 C_2 Z_i s + C_1 + C_2}$$

2.4 模型验证

半主动转臂节点与被动液压式转臂节点在电磁阀失电状态下的动态特性一致, 因此本文通过

对被动液压式转臂节点开展台架试验来验证半主动转臂节点力学模型的准确性。试验设备为悬挂元件性能测试试验台 SPTB-100, 试验对象为搭载被动液压式转臂节点的转臂。该转臂右端为被动液压式转臂节点, 左端为普通橡胶转臂节点, 如图 4 所示。

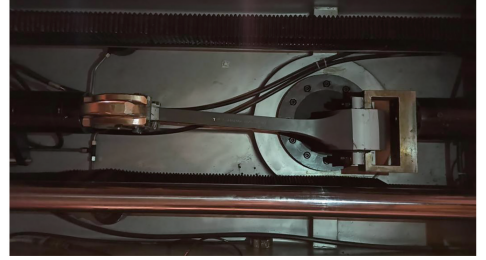


图 4 被动液压式转臂节点台架试验

Fig.4 Bench test of passive hydraulic rotary arm joint

试验环境温度为 23 °C, 试验台通过液压作动器对样件施加幅值 1.5 mm 的正弦位移激励, 试验频率范围为 0.25~15 Hz, 激励信号设置参考《TB/T 2843—2015 机车车辆用橡胶弹性元件通用技术条件》。液压式转臂节点侧以带节点的形式采用特殊工装固定转臂节点芯轴, 对金属外套进行加载。普通橡胶转臂节点侧以不带节点的装夹形式消除橡胶转臂节点对试验结果的影响, 并尽可能减小摩擦力对试验结果的影响。

电磁阀失电状态下的半主动转臂节点仿真结果与被动液压式转臂节点的台架试验结果如图 5~图 7 所示。

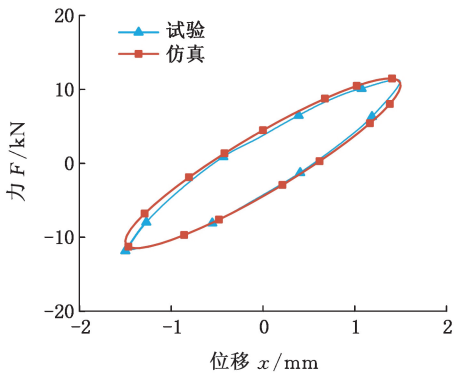
由图 5~图 7 可以得出如下结论: 半主动转臂节点力学模型的仿真结果与被动液压式转臂节点的试验结果具有较好的一致性, 验证了半主动转臂节点模型的准确性。

半主动转臂节点在刚度切换的过程中, 阀芯动作导致的可变惯性通道开闭直接影响两液室间的体积交换量及两液室内的压力, 进而影响转臂节点的动态特性。为验证半主动转臂节点模型是否能实现两级刚度切换, 利用半主动转臂节点力学模型计算激励频率 1 Hz、幅值 1.5 mm 时, 电磁阀得电前后转臂节点的动态特性, 如图 8 所示。电磁阀得电后, 转臂节点动态刚度减小一半, 有利于抑制车辆一次蛇行失稳。因此, 半主动转臂节点能实现两种既定状态的切换。

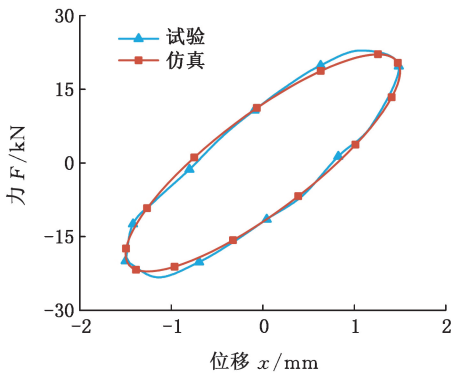
3 半主动转臂节点对车辆动力学的影响

3.1 车辆动力学模型

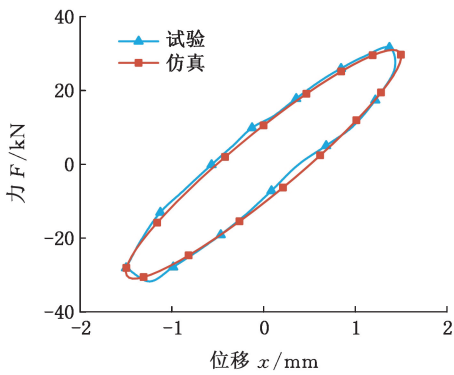
通过动力学仿真软件 SIMPACK 建立某型动车组整车的动力学模型, 如图 9 所示, 部分建模参数如表 1 所示。



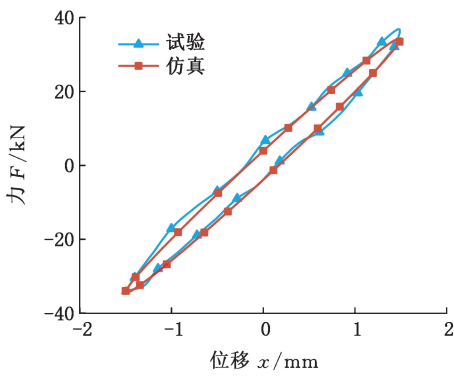
(a) $f=0.25$ Hz



(b) $f=1.0$ Hz



(c) $f=2.5$ Hz



(d) $f=8.5$ Hz

图 5 力-位移特性的仿真结果与试验结果

Fig.5 The simulation results and the experimental results of force-displacement characteristics

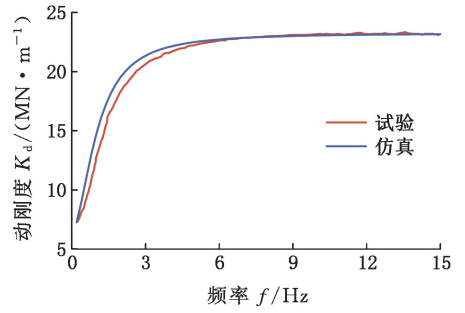


图 6 动刚度的仿真结果与试验结果

Fig.6 The simulation results and the experimental results of dynamic stiffness

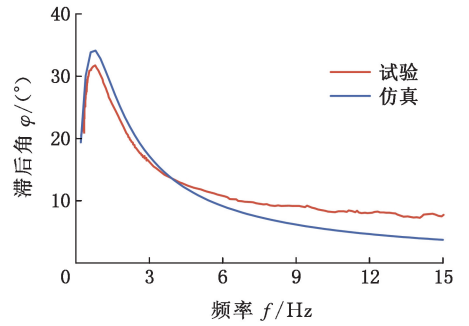
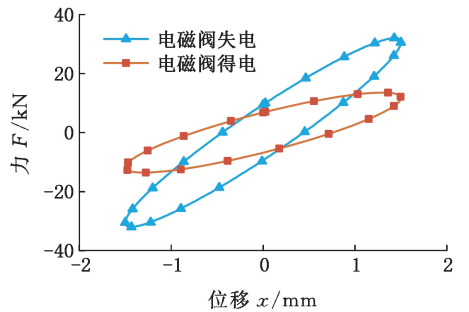
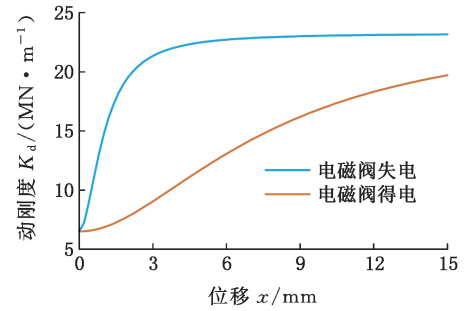


图 7 滞后角的仿真结果与试验结果

Fig.7 The simulation results and the experimental results of loss angle



(a) 不同电磁阀状态下的力-位移特性



(b) 不同电磁阀状态下的动刚度

图 8 半主动转臂节点的两级刚度特性

Fig.8 Two-level stiffness characteristics of semi-active rotary arm joint

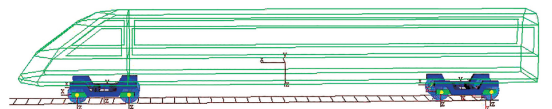


图 9 整车动力学模型

Fig.9 Vehicle dynamic model

表 1 整车动力学模型部分建模参数

Tab.1 Partial modeling parameters of vehicle dynamics model

名称	数值
转向架中心距/mm	17 800
轴距/mm	2500
车轮滚动圆直径/mm	920
车轮滚动圆横向跨距/mm	1493
轮对内侧距/mm	1353
钢轨轨距/mm	1435
轨底坡	1/40
抗蛇行减振器接头刚度/(kN·m ⁻¹)	8000
一系钢弹簧纵向刚度/(kN·m ⁻¹)	324

为更真实地模拟动车组经过部分线路路段产生异常轮轨匹配时发生的“晃车”现象,采用的实测轮轨匹配等效锥度 0.06 远低于正常的轮轨匹配等效锥度。车辆以 300 km/h 速度运行,轨道谱采用实测的武广线路谱。加速度测点位于 1 位端或 2 位端枕梁上方距离车体中心 1 m 的车体地板面上,根据《GB 5599—2019 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》对测点处车体的横向加速度信号进行采集、处理,得到车体横向加速度时域仿真结果,如图 10 所示,车体横向加速度信号出现明显的谐波成分,主频在 1.3 Hz 左右,因此整车动力学模型可复现动车组在运营中因异常轮轨匹配关系产生的一次蛇行失稳现象。

图 10 车体横向加速度时域图

Fig.10 Time domain diagram of lateral acceleration of carbody

3.2 联合仿真模型建立

模型调试完成后,将半主动转臂节点力学模型、测控系统模型和整车动力学模型通过 MATLAB 进行联合仿真,在 Simulink 中搭建联合仿真模型,如图 11 所示。车辆动力学模型将半主动转臂节点芯轴和金属外套间的相对位移信号输入半主动转臂节点力学模型。测控系统采集车辆模型中的车体横向加速度信号,判别车辆是否发生一次蛇行失稳,若车辆发生一次蛇行失稳,则输出控制信号使电磁阀得电,否则电磁阀保持原状态。半主动转臂节点力学模型收到测控系统的控制信号和整车模型输出的位移信号后,将力响应信号反馈给整车动力学模型。

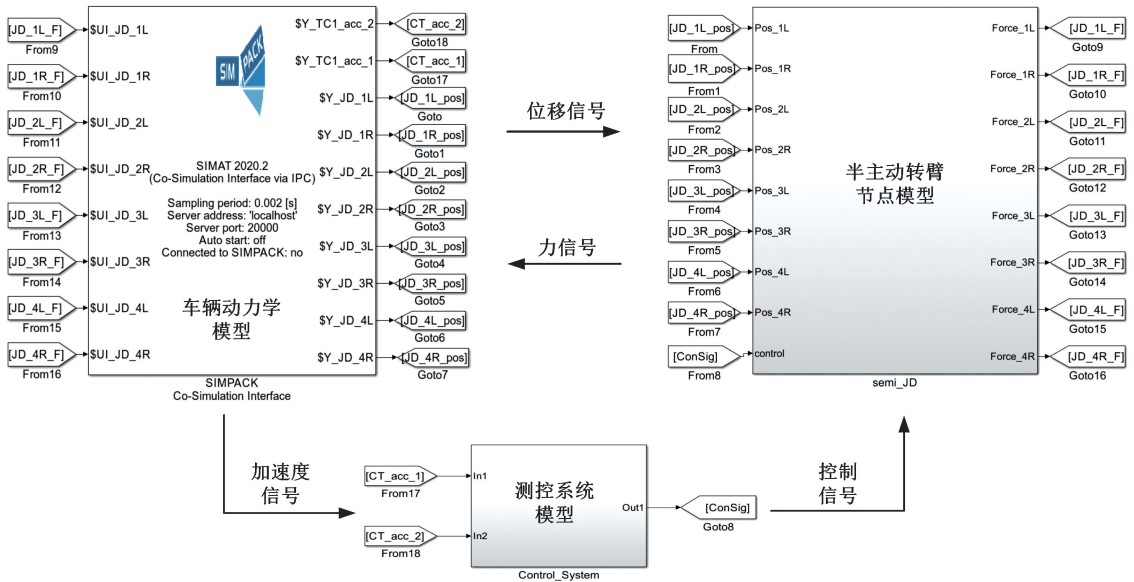


图 11 联合仿真模型

Fig.11 Co-simulation model

3.3 车辆动力学性能对比分析

为探究极端轮轨关系匹配状态下半主动转臂节点对车辆动态行为的影响,分别对搭载有半主动转臂节点、传统被动转臂节点的车辆模型进行仿真计算。对采集的车体横向加速度信号进行

0.5~10 Hz的带通滤波处理,同时对车体横向加速度信号进行傅里叶变换并开展频域分析,计算结果如图 12、图 13 所示。搭载半主动转臂节点的车辆发生一次蛇行失稳时,测控系统能输出控制信号至半主动转臂节点,调节其刚度,有效减小

转向架蛇行模态与车体上心滚摆模态耦合产生的车体晃动。在异常轮轨匹配关系下,搭载半主动转臂节点的车辆具有更优的动力学性能。

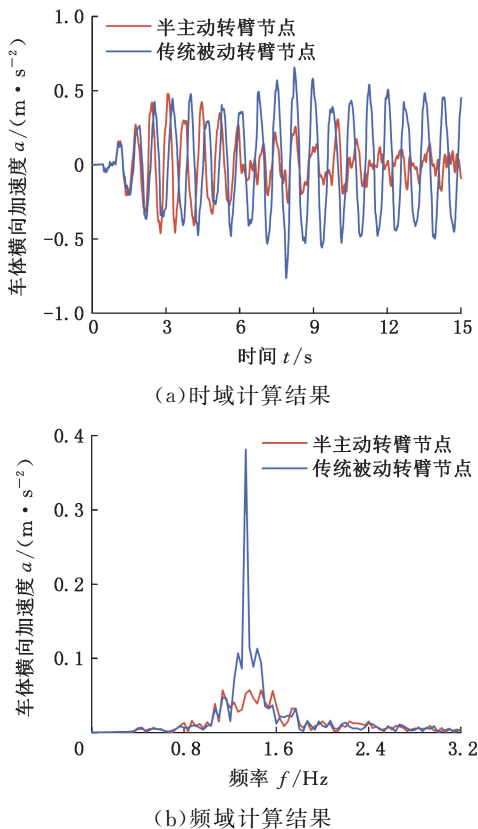


图 12 车体一位端的横向加速度

Fig.12 Lateral acceleration of one end of carbody

为探究正常轮轨关系匹配状态下半主动转臂节点对车辆曲线通过性能的影响,以速度 77 km/h 的车辆通过半径 500 m、超高 90 mm 的曲线工况为例,对车辆的曲线通过性能进行分析,结果如图 14 所示。搭载半主动转臂节点的车辆通过曲线时具有较小的轮对冲角和磨损功率,这是由于低频激励下,半主动转臂节点两液室的液体交换量足够大,减小了两液室的压力差,提供了相对较小的一系纵向定位刚度。因此搭载半主动转臂节点的车辆具有更优的曲线通过能力,且通过曲线时的轮轨磨损较小。

为探究正常轮轨关系匹配状态下半主动转臂节点对车辆临界速度的影响,对车辆的蛇行运动极限环幅值进行分析:首先对车辆模型施加一段长度为 200 m 的实测轨道谱激励,而后撤去激励使车辆在理想光滑轨道上运行,将轮对最终横移量作为极限环幅值,分析结果如图 15 所示。搭载半主动转臂节点的车辆在速度超过 610 km/h 的极限环幅值大于 0,搭载传统被动转臂节点的车辆在速度超过 585 km/h 的极限环幅值大于 0,因此搭载半主动转臂节点的车辆具有更高的非线性

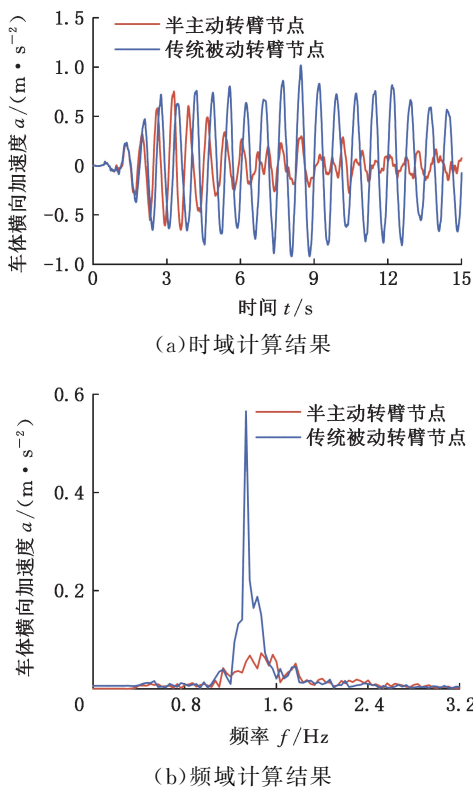


图 13 车体二位端的横向加速度

Fig.13 Lateral acceleration of "A" end of carbody

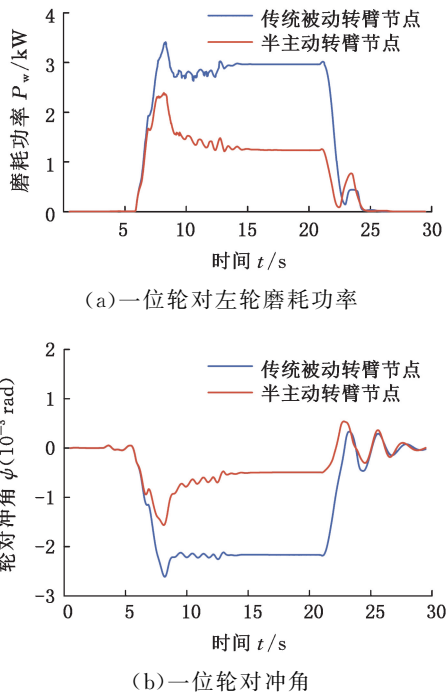


图 14 车辆曲线通过性能

Fig.14 Curve passing performance of vehicle

临界速度。高频激励下,液室内的部分液体来不及流经惯性通道,迫使橡胶主簧向外膨胀,在两液室间产生高压差,半主动转臂节点此时的动态刚度较大,对轮对的纵向约束作用更强。

异常轮轨匹配状态下,半主动转臂节点可抑制制动列车在运行中出现的“晃车”;正常轮轨匹配

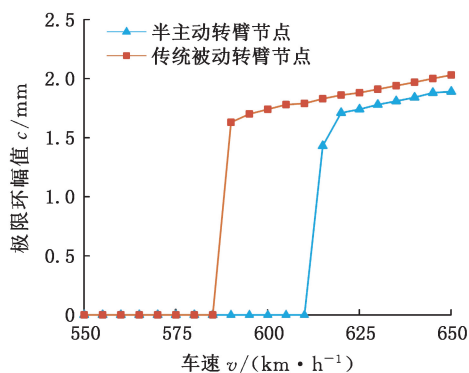


图 15 车辆蛇行运动极限环幅值

Fig.15 Limit cycle amplitude of vehicle hunting motion

状态下,半主动转臂节点使车辆具有更优的动力学性能。因此,半主动转臂节点能替代传统转臂节点。

4 结论

1)半主动转臂节点采用高速开关电磁阀,可快速调节转臂节点的纵向定位刚度。试验证明建立的半主动转臂节点力学模型在电磁阀失电状态下的计算结果与被动液压式转臂节点台架的试验结果较为吻合,能反映转臂节点的动态特性。

2)搭载半主动转臂节点的车辆在异常轮轨匹配状态下发生一次蛇行失稳时,测控系统能快速做出判断,调节转臂节点的纵向定位刚度,抑制车体晃动。车体一位端横向加速度的峰值与均方根、车体横向平稳性指标降幅依次为 26.15%、6.38%、20.02%,车体二位端横向加速度峰值与均方根、车体横向平稳性指标降幅依次为 26.11%、29.52%、19.58%。

3)搭载半主动转臂节点的车辆在正常轮轨匹配状态下拥有更优的曲线通过能力:在半径 500 m、超高 90 mm 的小半径曲线工况下,车轮磨损功率、轮对冲角降幅依次为 58.11%和 76.85%。

4)搭载半主动转臂节点的车辆在正常轮轨匹配状态下拥有更高的临界速度,车辆蛇行运动极限环幅值大于 0 的车辆速度增幅达 4.10%。

参考文献:

[1] 池茂儒,蔡吴斌,梁树林,等.高速铁路钢轨打磨偏差对车辆动力学性能的影响[J].中国机械工程,2019,30(3):261-265.
CHI Maoru, CAI Wubin, LIANG Shulin, et al. Influences of Rail Grinding Deviations on Vehicle Dynamics Performances of High Speed Railways[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(3):261-265.
[2] 罗仁,石怀龙.铁道车辆系统动力学及应用[M].成

都:西南交通大学出版社,2018.

LUO Ren, SHI Huailong. Dynamics of Railway Vehicle Systems and Application [M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2018.

[3] 郭金莹.高速车辆主动控制与蛇行运动分岔特性研究[D].成都:西南交通大学,2022.
GUO Jinying. Study on Active Control of High-speed Vehicles and Bifurcation Characteristics of Hunting Motion[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2022.
[4] HARRIS B J, SUN S S, LI W H. Improving Stability and Curving Passing Performance for Railway Vehicles with a Variable Stiffness MRF Rubber Joint[J]. Smart Materials and Structures, 2017, 26(3):35-55.
[5] OH J, SHIN Y, KOO H-W, et al. Vibration Control of a Semi-active Railway Vehicle Suspension with Magneto-rheological Dampers[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016: 10. 1177/1687814016643638.
[6] 金天贺,刘志明,任尊松,等.高速列车半主动悬挂可变刚度和阻尼减振器适应性研究[J].振动工程学报,2020,33(4):772-783.
JIN Tianhe, LIU Zhiming, REN Zunsong, et al. Adaptability of Variable Stiffness and Damping Shock Absorber for Semi-active Suspension of High Speed Train[J]. Journal of Vibration Engineering, 2020, 33(4):772-783.
[7] 王鹏,杨绍普,刘永强,等.高速列车磁流变半主动悬挂控制策略研究[J].力学学报,2023,55(4):1004-1018.
WANG Peng, YANG Shaopu, LIU Yongqiang, et al. Research on Control Strategy of Magnetorheological semi-active Suspension for High-speed Train [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2023, 55(4):1004-1018.
[8] 杨超峰,殷智宏,吴川永,等.液压衬套与液阻悬置作用机理的对比分析[J].华南理工大学学报(自然科学版),2015,43(8):82-90.
YANG Chaofeng, YIN Zhihong, WU Chuanyong, et al. Comparison of Working Mechanisms of Hydraulic Damped Bushings and Hydraulic Engine Mounts[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2015, 43(8):82-90.
[9] 黄立.车辆系统蛇行运动的主动控制[D].成都:西南交通大学,2019.
HUANG Li. Active Control of Hunting Motion of Vehicle System [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2019.

- eters Based on Biomechanical Characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2022, 38(22):32-40.
- [18] DAMSGAARD M, RASMUSSEN J, CHRISTENSEN S T, et al. Analysis of Musculoskeletal Systems in the AnyBody Modeling System[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2006, 14(8):1100-1111.
- [19] NOLTE A, AUGAT P, RASMUSSEN J. Analysis of the Muscle and Joint Forces in the Shoulder Joint Using the anybody Simulation Model[J]. Journal of Biomechanics, 2008, 41:S492.
- [20] BURKHART K A, BRUNO A G, BOUXSEIN M L, et al. Estimating Apparent Maximum Muscle Stress of Trunk Extensor Muscles in Older Adults Using Subject-specific Musculoskeletal Models[J]. Journal of Orthopaedic Research, 2018, 36(1):498-505.
- [21] CHAFFIN D B. Occupational Biomechanics[M]. 4th ed. New York:John Wiley, 2006.
- [22] LI Le, TONG Kaiyu, SONG Rong, et al. Is Maximum Isometric Muscle Stress the Same among Prime Elbow Flexors? [J]. Clinical Biomechanics, 2007, 22(8):874-883.
- [23] CHEN Yan, MA Ke, YANG Lie, et al. Trunk Compensation Electromyography Features Purification and Classification Model Using Generative Adversarial Network[J]. Biomedical Signal Processing and Control, 2021, 65:102345.
- [24] VERA-GARCIA F J, MORESIDE J M, MCGILL S M. MVC Techniques to Normalize Trunk Muscle EMG in Healthy Women[J]. Journal of Electromyography and Kinesiology, 2010, 20(1):10-16.

(编辑 张 洋)

作者简介:辛运胜*,男,1987年生,博士,副教授,硕士生导师。研究方向为高端装备工业设计及人机工程分析。发表论文 30 余篇,获得授权发明专利授权 3 项。E-mail: xin_yunsheng@tyust.edu.cn。

本文引用格式:

辛运胜,金泓懿,张丽莉,等.基于人机耦合模型和肌电实验的单轨吊车司机生物力学分析[J].中国机械工程,2025,36(1):168-176.

XIN Yunsheng JIN Hongyi ZHANG Lili, et al. Biomechanical Analysis of Monorail Crane Driver Based on Man-machine Coupling Model and Myoelectric Experiment[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(1):168-176.

(上接第 167 页)

- [10] 杨超峰,殷智宏,上官文斌,等.汽车悬架液压衬套非线性动特性的实验与建模方法研究[J].振动与冲击,2016,35(3):79-86.
- YANG Chaofeng, YIN Zhihong, SHANGGUAN Wenbin, et al. Experiment and Modeling on Non-linear Dynamic Characteristics of a Hydraulic Bushing Used in Vehicle Suspension[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(3):79-86.
- [11] 杨超峰,殷智宏,吕兆平,等.多通道式液压衬套动态特性的测试与计算分析[J].振动、测试与诊断,2016,36(6):1057-1064.
- YANG Chaofeng, YIN Zhihong, LYU Zhaoping, et al. Test and Calculation Analysis of Dynamic Characteristics of Multi-channel Hydraulic Bushing [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(6):1057-1064.
- [12] CHAI Tan, DREYER J T, SINGH R. Nonlinear

Dynamic Properties of Hydraulic Suspension Bushing with Emphasis on the Flow Passage Characteristics[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D:Journal of Automobile Engineering, 2015, 229(10):1327-1344.

(编辑 张 洋)

作者简介:李旭阳,男,2001年生,硕士研究生。研究方向为车辆系统动力学。E-mail:lixuyang200102@163.com。代亮成*(通信作者),男,1991年生,助理研究员。E-mail: liangcheng0812@163.com。

本文引用格式:

李旭阳,代亮成,池茂儒,等.电力动车组变刚度转臂节点的半主动控制[J].中国机械工程,2025,36(1):160-167.

LI Xuyang, DAI Liangcheng, CHI Maoru, et al. Semi-active Control of Rotary Arm Joint with Variable Stiffness for EMU[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(1):160-167.