

1-2-2019

Development of Simulated Driving Dynamics Simulation System of High-Speed Train

Sun Zhuang

Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

Huanyun Dai

Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

Gan Feng

Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

Gao Hao

Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Development of Simulated Driving Dynamics Simulation System of High-Speed Train

Abstract

Abstract: In order to truly simulate the moving postures of the high-speed train at run time, based on six degrees of freedom Stewart motion platform, *dynamics simulation system and simulation operation interface are developed by VC++ programming language. The dynamics model of high-speed train system is presented in this paper, whose first vehicle is a detailed coupled model including longitudinal, lateral and vertical DOF (Degree of Freedom), and other vehicles are the mass models only with the longitudinal DOF.* In the process of the simulation, the dynamics model is updated in real time according to line data and driver's operation, and then dynamics model is solved by a new display integral method (zhai method). The responses of all DOF of high-speed train head car body in different working conditions and control conditions are calculated. The body acceleration is applied to drive the six DOF motion platform forming a simulated driving dynamics platform, which is both physical and virtual. *The availability is carried out based on the dynamic simulations and field test results.* The simulated driving dynamics system is successfully applied to drivers training.

Keywords

high-speed train, simulation driving, dynamics simulation, real-time calculating, motion platform

Recommended Citation

Sun Zhuang, Dai Huanyun, Gan Feng, GaoHao. Development of Simulated Driving Dynamics Simulation System of High-Speed Train[J]. Journal of System Simulation, 2018, 30(3): 921-929.

高速列车模拟驾驶动力学仿真系统开发

孙壮, 戴焕云, 干锋, 高浩

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘要: 为了真实地模拟高速列车在运行时的各种姿态, 在 Stewart 六自由度运动平台的基础上, 采用 VC++ 编程语言开发了高速列车模拟驾驶动力学仿真系统和模拟操纵界面。建立了高速列车系统动力学模型, 头车为纵向、横向和垂向耦合的详细模型, 其他车为质量块纵向模型。在仿真过程中动力学模型根据线路数据和司机的操作指令实时更新, 采用新型显示积分方法“翟方法”对动力学模型进行求解。计算出高速列车头车车体各自由度在不同工况及控制条件下的响应, 将车体加速度作为六自由度运动平台的驱动, 形成半实物半虚拟的模拟驾驶动力学仿真平台。采集了实际车辆车体运行加速度数据与仿真进行对比, 相关结果较接近, 并应用于模拟驾驶系统进行司机培训。

关键词: 高速列车; 模拟驾驶; 动力学仿真; 实时计算; 运动平台

中图分类号: U271.91 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X (2018) 03-0921-09

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201803019

Development of Simulated Driving Dynamics Simulation System of High-Speed Train

Sun Zhuang, Dai Huanyun, Gan Feng, Gao Hao

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

Abstract: In order to truly simulate the moving postures of the high-speed train at run time, based on six degrees of freedom Stewart motion platform, *dynamics simulation system and simulation operation interface are developed by VC++ programming language. The dynamics model of high-speed train system is presented in this paper, whose first vehicle is a detailed coupled model including longitudinal, lateral and vertical DOF (Degree of Freedom), and other vehicles are the mass models only with the longitudinal DOF. In the process of the simulation, the dynamics model is updated in real time according to line data and driver's operation, and then dynamics model is solved by a new display integral method (zhai method). The responses of all DOF of high-speed train head car body in different working conditions and control conditions are calculated. The body acceleration is applied to drive the six DOF motion platform forming a simulated driving dynamics platform, which is both physical and virtual. The availability is carried out based on the dynamic simulations and field test results. The simulated driving dynamics system is successfully applied to drivers training.*

Keywords: high-speed train; simulation driving; dynamics simulation; real-time calculating; motion platform

引言

高速铁路的快速发展对人员的需求量和技术



收稿日期: 2016-03-21 修回日期: 2016-09-22;
基金项目: 中国铁路总公司科技研发项目
(2014J004-A, 2014J008-B), 科技支撑计划
(2015BAG12B01-17);
作者简介: 孙壮(1988-), 男, 河北香河, 博士生,
研究方向为: 高速列车车辆系统动力学。

水平提出了相应的要求, 而驾驶动车组司机的需求量更是供不应求。由于司机培训任务加重, 利用传统的铁路司机培训模式(“传一帮一带”)很难在短时间内完成中国高速铁路新司乘人员的培训工作^[1]。因此开发带有运动、视觉和操纵体验感的高速列车模拟驾驶系统就具有重要意义。它对于优化操纵规范与培训司机是十分必要^[2]。

<http://www.china-simulation.com>

• 921 •

做为模拟动作的主体, Stewart 六自由度运动平台在各类运动仿真系统中得到了广泛的应用。刘荣等开发出并联六自由度平台可视化设计软件,可以驱动运动平台运动并实时显示各支承缸长度,可以用来计算检验机构是否合理及工作空间是否满足运动要求等情况^[3]。黄其涛等采用凯恩法建立了较为完整的动力学模型,可以确定系统在不同运动姿态下各支链受力的动态性能,可用于平台优化设计^[4]; 陈志雄基于六自由度运动平台开发了相应的列车模拟驾驶器体感模拟仿真软件,并与深圳地铁模拟驾驶实验数据进行对^[5]。Frank H. Speckhart 等应用拉格朗日方法建立了汽车 14 自由度模型,即车体 6 个自由度、车轮旋转和垂向各 4 个^[6]; 加拿大的 CM-Labs 公司开发的 Vortex 软件在实时性方面优点特别突出,很适合模拟器动力学实时仿真^[7]; A. R. W. Huang 开发了可以驱动运动平台的低成本的 5 自由度动力学模型,并开发了相关软件^[8]; David H. Weir 对人机交互下车辆行驶和驾驶员体验方面做了研究^[9]。F. Bruzelius 建立了一个兼顾简单与准确性的汽车动力学模型,可以满足用户指定需求^[10]。

我国第三代列车模拟系统是本世纪初开发的采用先进的计算机成像技术(CGI), 显示方式从单通道发展为多通道,由折叠幕发展为连续无缝弧形幕; 六自由度运动平台可以模拟加速、减速、侧滚、冲击、激扰等运动感受; 1:1 比例的封闭模拟驾驶操作舱,以及全方位的故障排除系统,无论是视觉、听觉、操作感还是体验感都能仿真不同情况下的列车运行情况,但该系统在轨道谱振动传递方面仿真效果还不准确。

本文在描述的动力学仿真系统中建立了符合实际硬件及求解水平的高速列车系统动力学模型,采用显示积分方法进行求解计算,通过 TCP/IP 协议能与主控系统实现实时交互,主控的控制命令都会得到动力学系统的响应并计算出合理的结果反馈给主控程序。动力学模型中的车型参数、悬挂参数、线路数据以及轨道激扰都是采用实车参数和真

实的线路参数。本系统能够实时仿真出真实车体的横移、沉浮、侧滚、点头、摇头等动作。并且能仿真各种真实工况,比如:牵引加速、制动、恒速等条件的列车姿态、位移、速度加速度,这些加速度信息可以驱动运动平台产生相应的动作。

1 系统结构和功能

模拟驾驶系统是一个针对高速列车模拟驾驶的实时仿真系统,分为:

- (1) 模拟器主控系统
- (2) 列车动力学仿真系统
- (3) 六自由度运动平台系统
- (4) 虚拟驾驶环境系统
- (5) 列车操控系统

系统启动后先由教练员老师发布指定课程后,模拟驾驶舱中车窗前投影仪会投射出指定的虚拟场景画面,各个操作按钮也会被激活。再根据司机对列车操控系统的操作,信号传至模拟器主控系统,由模拟器主控系统通知列车动力学仿真系统开始计算,并将计算结果传送回模拟器主控系统再由模拟器主控系统将数据传至运动平台来产生列车实际运行过程中所具有的运动或振动现象,同时计算出的公里标和速度及加速度信号会驱动视觉场景系统,使模拟运动和视景同步运行,这样各个系统联动就达到了逼真的效果。整个系统组成如图 1 所示。

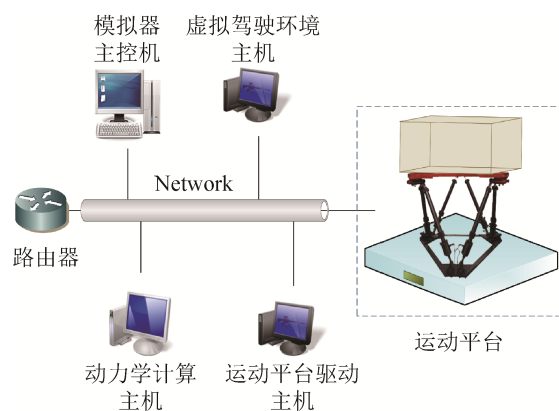


图 1 高速列车模拟驾驶系统组成

Fig. 1 Simulated Driving Dynamics Simulation System of High-Speed Train

各系统间通过 TCP/IP 协议, 采用自定义的通信格式进行数据通信。

2 列车操控系统

本文以 CRH2 型车为例, 针对实际驾驶舱操纵开关命令及模拟主控系统的需要开发了与之对应的模拟操纵界面。

模拟操作界面分为: 初始化、控制命令、实时输入及数据接收等四个部分。初始化和控制命令模块可以模拟主控系统的命令, 而实时输入模块则可以模拟驾驶舱中发出的命令。

在机车工况列表中可选择 1.零位、2.向前或 3.向后, 分别表示列车原地不动、列车向前运动和列车向后运动;

在牵引手柄列表中可选择切位及 1-10 级牵引命令;

在制动手柄列表中可选择运行位、1-7 常规制动及快速和紧急制动命令;

牵引、制动完成标志列表可选 255.完成(0xFF)或 0.未完成(0x00), 分别表示牵引、制动操作完成和未完成。列车动力学计算软件收到完成标志才开始安装牵引和制动手柄位置进行计算;

恒速标志列表可选 0.未恒速(0x00)或 255.恒速(0xFF), 分别表示列车未恒速运行和恒速运行;

总风缸压力栏可设置列车总风缸压力;

工作变流器(前列)栏可设置列车工作变流器状态;

进出隧道、道岔、大风和会车操作可根据需要选定。

本系统是专门为方便调试模拟驾驶系统开发的模拟操纵界面如图 2 所示。实际在驾驶舱模拟驾驶就用驾驶舱的操纵台来发送指令。

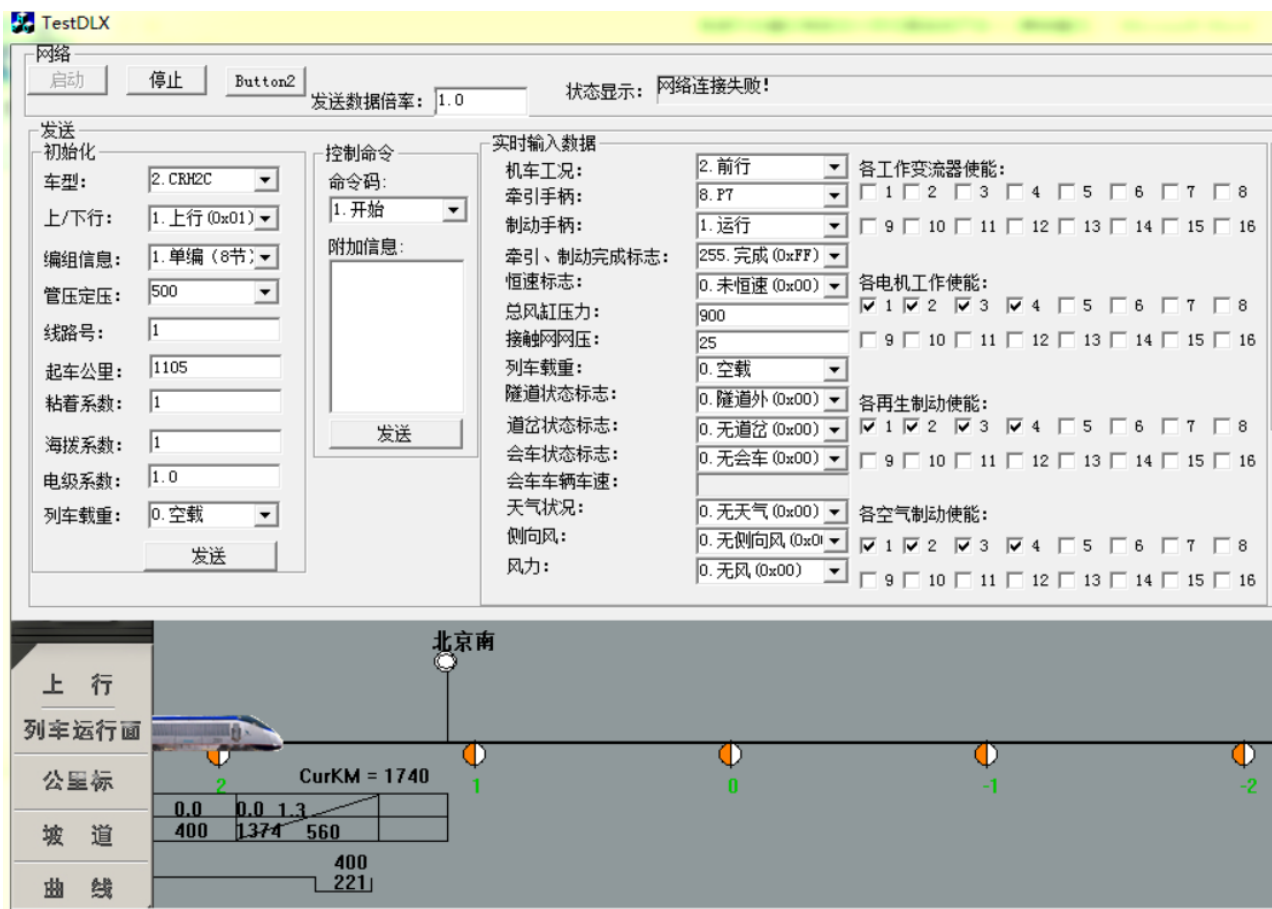


图 2 模拟操纵界面
Fig. 2 Control interface

3 车辆模型建立及求解

高速动车组是一个复杂的多体系统,各部件之间不但有相互作用的力和相对的运动,而且轮轨之间有复杂的相互作用关系。在研究车辆的各种性能时,需将实际系统抽象为力学模型,再根据此建立相应的数学模型即描述系统的运动的微分方程,以求其解^[11]。因此,理论计算分析模型只能根据研究的主要目的和要求,对一些次要因素进行相应的假定或简化,而在对动力学性能影响较大的主要因素上尽可能做出符合实际情况的模拟。

3.1 模型各部分自由度

为了更好地建立高速动车组动力学模型,建模时考虑了将车辆横向运动和垂向运动耦合起来的数学模型。在本系统中定义高速动车组前进方向的第一个轮对为一位轮对。列车模型是建立在单车模型基础上的。坐标系的取法如下:高速动车组的前进方向为 x 轴; y 轴平行于轨道平面指向右方; z 轴垂直轨道平面向下。

假设车体、构架及轮对均为刚体,每个刚体具有六个方向自由度,则整个车辆系统共有 42 个自由度,如表 1 所示。

表 1 车辆系统自由度

Tab. 1 DOF of the high-speed train

自由度	纵向	横向	垂向	侧滚	摇头	点头
车体	X_c	Y_c	Z_c	ϕ_c	ψ_c	β_c
构架($i=1, 2$)	X_{ii}	Y_{ii}	Z_{ii}	ϕ_{ii}	ψ_{ii}	β_{ii}
轮对($i=1\sim 6$)	X_{wi}	Y_{wi}	Z_{wi}	ϕ_{wi}	ψ_{wi}	β_{wi}

3.2 列车及车辆模型简化

科学研究过程中,车辆—轨道耦合系统动力学由于考虑了轮轨间的耦合振动,更加真实的反映了轮轨系统的动力学行为。然而模拟驾驶最关心的是车体的姿态及振动加速度,它可以给驾驶员提供真实的驾驶体验,所以将计算头车的各个自由度响应,而为了减少计算时间将其他车考虑成质量块来处理。由于车辆—轨道耦合系统动力学模型过于精细,尤其是考虑轨下弹性及轮轨力计算的时候计算

量非常大,计算一次需要耗费的时间超过运动平台的刷新时间,运动平台的刷新频率为 60 Hz,所以根据实际需要,特单纯考虑车辆系统来建立模型且将对车体振动加速度影响最大的轨道激励施加在轨道上来简化处理,略去蠕滑力的计算,同样可以达到逼真的效果。因为计算的目的是为模拟驾驶服务的。

3.2.1 列车模型的简化

模拟驾驶动力学仿真的目的是模拟出真实的头车动作,即司机所在位置感受到的车体在运行过程中的振动,而对于除头车之外的其他车辆的各个自由度响应并不关心。特将列车模型简化为头车整车模型加质量块模型的列车模型形式既保证了相应量级的纵向惯性力又减少了计算量和计算时间,列车模型如图 3 所示。

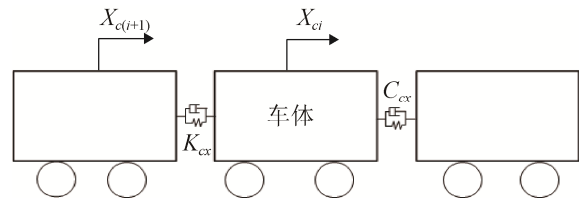


图 3 列车模型

Fig. 3 Train model

$$F_{xcj} = K_{cx}(X_{ci} - X_{c(i+1)} - L_c) - C_{cx}(\dot{X}_{ci} - \dot{X}_{c(i+1)}) \quad (1)$$

$$F_{Mci} = F_{total} / N - F_{xcj} - F_{xc(j-1)} \quad (2)$$

$$F_{Tci} = F_{xcj} - F_{xc(j-1)} \quad (3)$$

式中: F_{xcj} 第 i 车与第 $(i+1)$ 车之间的纵向力且 $j=0$ 时 $F_{xc0} = 0$, 当 $j=i-1$; F_{total} 为列车总的牵引力; F_{Mci} 为第 i 车所受合力且此车为动车; F_{Tci} 为第 i 车所受合力且此车为拖车; K_{cx} 车间连接刚度; C_{cx} 车间连接阻尼; X_{ci} 为第 i 车质心纵向位移; $X_{c(i+1)}$ 为第 $(i+1)$ 车质心纵向位移; L_c 为车辆定距; N 为有 N 个动车

3.2.2 轮对运动模型的简化

1) 轮对垂向位移的简化

在实际运行过程中轮对与钢轨的接触是弹性接触,然而轮对和钢轨的振动频率远高于转向架和车体的振动频率(轮对振动频率在 30 Hz 以上,转

向架的浮沉频率在 2 Hz 以下, 构架在 10 Hz 以下), 因此在计算过程中将轮对的垂向位移考虑成钢轨与轮对的接触面的垂向位移。

$$Z_{mid} = [Z_r(x_{wi}, t) + Z_l(x_{wi}, t)] / 2 \quad (4)$$

$$Z_{Corre} = Z_{Coeff} Z_{mid} \quad (5)$$

$Z_r(x_{wi}, t)$ 表示 t 时刻第 i 位轮对右侧车轮下钢轨的垂向位移(m), 即等于轮对右侧车轮的垂向位移; $Z_l(x_{wi}, t)$ 为 t 时刻第 i 位轮对左侧车轮下钢轨的垂向位移(m), 即轮对左侧车轮的垂向位移; Z_{mid} 为轨道中心线的实际位移; Z_{Coeff} 为修正系数, 此修正系数根据实际的运动平台的动作来调整; Z_{Corre} 为修正后的参数, 即轮对的垂向位移。

2) 轮对横向位移的简化

由于横向蠕滑力的原因, 如果按照正常的求解蠕滑力方法计算量和计算时间会大大增加, 不能保证在运动平台刷新时间内完成计算, 所以在这里进行了简化, 并也得到了很好的效果。将轨道横不平顺直接与轮对的横向位移叠加在一起考虑, 而不是在轮轨蠕滑力的求解上下大工夫, 再根据运动平台实际情况加入修正参数, 以达到良好的效果。

$$Y_{mid} = [Y_r(x_{wi}, t) + Y_l(x_{wi}, t)] / 2 \quad (6)$$

$$Y_{Corre} = Y_{Coeff} Y_{mid} - M_{wi} \frac{V^2}{R} \quad (7)$$

$Y_r(x_{wi}, t)$ 表示 t 时刻第 i 位轮对右侧车轮下钢轨的横向位移(m), 即右侧车轮的横向位移; $Y_l(x_{wi}, t)$ 为 t 时刻第 i 位轮对左侧车轮下钢轨的横向位移(m), 即左侧车轮的横向位移; Y_{mid} 为轨道中心线的实际位移; Y_{Coeff} 为修正系数, 此修正系数根据实际的运动平台的动作来调整; Y_{Corre} 为修正后的参数, 即轮对的横向位移。

3) 轮对侧滚角的简化:

$$\phi_{wi} = [Z_r(x_{wi}, t) - Z_l(x_{wi}, t)] / L \quad (8)$$

式中: L 为轨距。

3.2.3 悬挂力及车体运动方程的理论推导

通过上述公式轮轨横向力和垂向力得到简化, 可以直接避开求解轮轨力, 从而加快求解速度。得到的一系悬挂力公式如下:

1) 一系悬挂横向力($i=1\sim 4$) i 表示第 i 位轮对:

$$F_{yf(L,R)i} = K_{py} [Y_{iCorre} - Y_m + H_{tw} \dot{\phi}_m + (-1)^i l_t \dot{\psi}_m + \frac{l_t^2}{2R_m}] + C_{py} [\dot{Y}_{iCorre} - \dot{Y}_m + H_{tw} \dot{\phi}_m + (-1)^i l_t \dot{\psi}_m + \frac{l_t^2}{2} \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{R_m} \right)] \quad (9)$$

2) 一系悬挂垂向力($i=1\sim 4$) i 表示第 i 位轮对:

$$F_{zf(L,R)i} = K_{pz} [Z_m - Z_{iCorre} + (-1)^i l_t \beta_m \pm d_w \dot{\phi}_{wi} \mp d_w \dot{\phi}_m] + C_{pz} [\dot{Z}_m - \dot{Z}_{iCorre} + (-1)^i l_t \dot{\beta}_m \pm d_w \dot{\phi}_{wi} \mp d_w \dot{\phi}_m] \quad (10)$$

式中: K_{py} , K_{pz} 分别表示每轴箱一系悬挂横向和垂向刚度(N/m); Y_m , Z_m 分别表示第 $n(n=1\sim 2)$ 个构架中心的垂向和横向位移(m); Y_{iCorre} , Z_{iCorre} 分别表示第 i 位轮对的横向和垂向位移(m); R_m 是曲线轨道上第 n 个构架中心所对应的曲率半径; H_{tw} 是构架质心与轮对中心线的垂向距离; d_w 是一系悬挂垂向距离之半, l_t 是转向架轮对定距之半。

通过上述横向位移的转化避免了大量精力求解蠕滑力所带来的计算时间上的消耗, 通过修正系数的修正也可达到得出相对准确轮对横向位移的目的, 即节省了计算时间, 又取得了很好的仿真模拟效果。

只对一系横向和垂向力做了修改, 纵向保持原始模型中的方程不变。通过对一系力的推导, 可以得到轮对的运动方程。通过二系力和一系力得到转向架的运动方程。最终可以得到车体的运动方程, 由于我们需要的是车体各个方向的运动姿态, 所以将关于车体的运动方程变化后, 保留等式左边为车体的运动项, 公式如下:

1) 车体横移运动:

$$M_c \ddot{Y}_c = F_{yL1} + F_{yL2} + F_{yR1} + F_{yR2} + M_c g \dot{\phi}_{sec} - M_c V^2 / R_c - M_c (r_0 + H_{tw} + H_{Bt} + H_{cB}) \ddot{\phi}_{sec} \quad (11)$$

2) 车体沉浮运动:

$$M_c \ddot{Z}_c = -F_{zL1} - F_{zR1} - F_{zL2} - F_{zR2} + M_c g + M_c V^2 / R_c + M_c a_0 \ddot{\phi}_{sec} \quad (12)$$

3) 车体侧滚运动:

$$I_{cx} \ddot{\phi}_c = -(F_{ytL1} + F_{ytR1} + F_{ytL2} + F_{ytR2}) H_{cB} + (F_{2tL1} + F_{2tL2} - F_{2tR1} - F_{2tR2}) d_s - M_{R1} - M_{R2} - I_{cx} \ddot{\phi}_{sec} \quad (13)$$

4) 车体点头运动:

$$I_{cy} \ddot{\beta}_c = (F_{xtL1} + F_{xtR1} - F_{2tL2} - F_{2tR2}) l_c - (F_{xtL1} + F_{xtR1} + F_{xtL2} + F_{xtR2}) H_{cB} - (F_{xsL1} + F_{xsR1} + F_{xsL2} + F_{xsR2}) H_{cB} \quad (14)$$

5) 车体摇头运动:

$$I_{cz} \ddot{\psi}_c = (F_{ytL1} + F_{ytR1} - F_{ytL2} - F_{ytR2}) l_c + (F_{xtR1} + F_{xtR2} - F_{xtL1} - F_{xtL2}) d_s + (F_{xsR1} + F_{xsR2} - F_{xsL1} - F_{xsL2}) d_{sc} - I_{cz} V \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{R_c} \right) \quad (15)$$

3.3 模型的数值求解

在搭建好动力学数学模型之后,我们选择用显式积分方法——“翟方法”进行求解。这种方法无需联立求解大型代数方程组,在大型动态问题求解上具有明显优越性^[11],只要质量矩阵 $[M]$ 为对角阵或经对角化,则不管阻尼 $[C]$ 的形式如何,都不需要联立求解高阶线性代数方程组,从而大幅度的提高了数值计算效率与经济性^[12]。

$$\begin{cases} \{X\}_{n+1} = \{X\}_n + \{V\}_n \Delta t + \\ (1/2 + \psi) \{A\}_n \Delta t^2 - \psi \{A\}_{n-1} \Delta t^2 \\ \{V\}_{n+1} = \{V\}_n + (1 + \phi) \{A\}_n \Delta t - \phi \{A\}_{n-1} \Delta t \end{cases} \quad (16)$$

对于车辆系统,当我们赋给整个系统速度和位移的初始值后,通过不停的积分求解就可以使整个动力学系统运动起来,公式(17)为位移矩阵和速度矩阵赋初值:

$$\begin{cases} \{X(0)\} = \{X\}_0 \\ \{V(0)\} = \{v\}_0 \end{cases} \quad (17)$$

需要指出的是在纵向方面,我们通过车型资料得到车辆的牵引制动曲线,即速度—加速度或者速度—牵引/制动力关系曲线。采用线性差值的方法获取每一个的加速度,进而再配合悬挂力以及各个部分的运动方程汇总得到总的加速度矩阵,再统一

由显示积分方法积分出各部分各自由度下一步的位移和速度的离散值,而这些离散值正是我们需要输出给主控系统并由主控系统发送给运动平台的实时车体速度、姿态及加速度。式中, Δt 为时间积分步长;下标 n 代表 $t = n\Delta t$ 瞬时;下标 $(n+1)$ 代表 $t = (n+1)\Delta t$ 瞬时;我们在动力学求解过程中取 $\phi = \psi = 0.5$ 。在 VC++ 开发程序过程中,我们使用了定时器作为步长的提供者,每 1 ms 触发一次进行积分求解,同时使用另一个定时器每 16 ms 触发一次将第一个定时器 16 个积分值取平均并通过 TCP/IP 协议实时发送给主控系统。。

4 仿真结果与实测结果对比

动力学计算结果如图 4~7 所示,实际线路采集车上振动数据如图 8~11 所示,由于采集设备有限,故没采集侧滚角,只是采集了纵向、垂向、横向三个方向的振动加速度。这里并没有对振动量级及振动波形进行对比,因为随机振动信号的趋势很难通过简单的对比说明问题,本文从频域的角度对比了车体横向和垂向振动信号的傅里叶变换下的频率,同时对这些振动信号进行 10 Hz 的低通滤波,取出人体最能感受到的频率来分析。对低通振动信号进行 FFT 变换得出低频振动的主频,如图 10~11 所示。对比实测和仿真车体横向垂向振动信号的 FFT 如图 12~13 所示,线路实测牵引加速度与仿真对比如图 14 所示。

列车不同运行工况下列车动力学计算输出结果如图 4~7 所示。

通过以上仿真和实测数据对比显示,仿真的效果趋势与实际线路数据比较吻合。本文开发的动力学仿真系统比较侧重工程应用,注重司机的经验体验,可根据用户需求调整牵引制动加速度曲线及轨道谱传递上来的加速度量级。牵引曲线本文开发的软件是根据电机的牵引曲线进行的差值处理,与实际采集的信号可能有所出入,可能是采集过程中司机的操作及实际情况并不能和牵引曲线一致造成的结果。

本文通过对比实测车体和仿真情况下车体横向垂向加速度在 0~10 Hz 范围内的 FFT 显示其在横向和垂向情况下低频振动的主频基本一致, 有误差之处可能是实际线路的频率成分比较多也比较复杂, 但是本文开发的软件在满足人体感受方面与实测结果较一致。

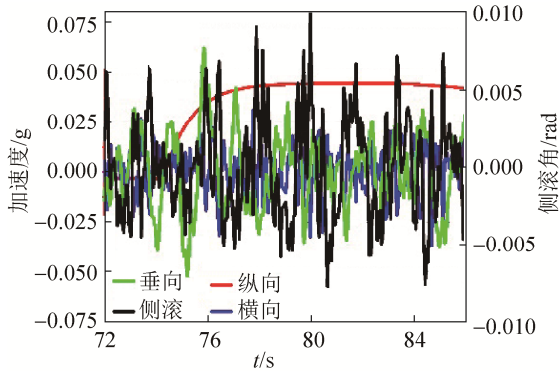


图 4 仿真牵引加速
Fig. 4 Traction acceleration of simulation

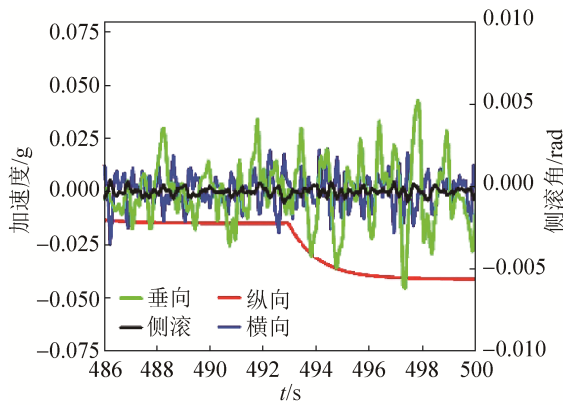


图 5 仿真制动减速
Fig. 5 Braking deceleration of simulation

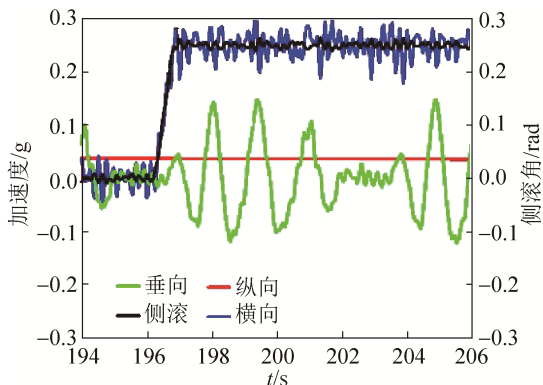


图 6 仿真进曲线
Fig. 6 Negotiating curve of simulation

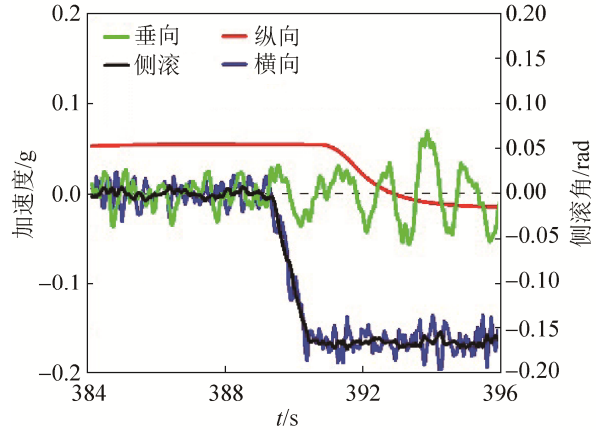


图 7 仿真出曲线
Fig. 7 Negotiating curve of simulation

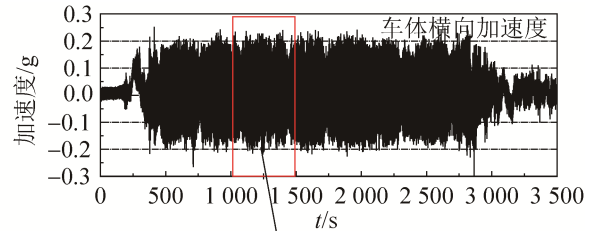


图 8 实测车体横向加速度
Fig. 8 Measured lateral acceleration of carbody.

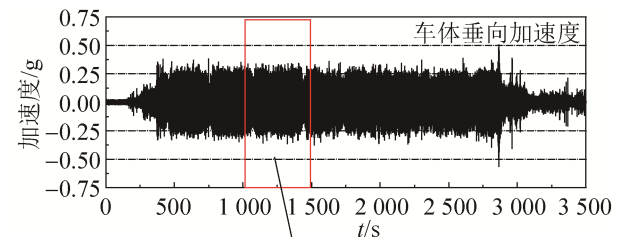
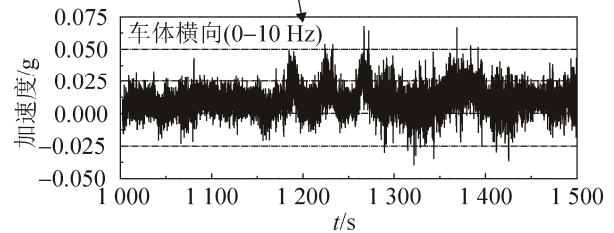
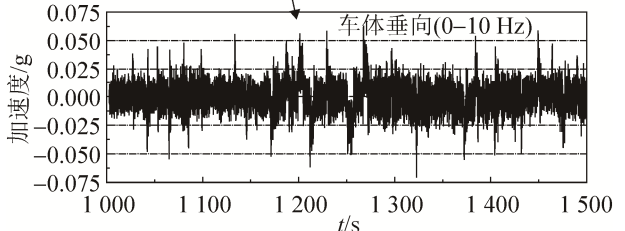


图 9 实测车体垂向加速度
Fig. 9 Measured vertical acceleration of carbody.



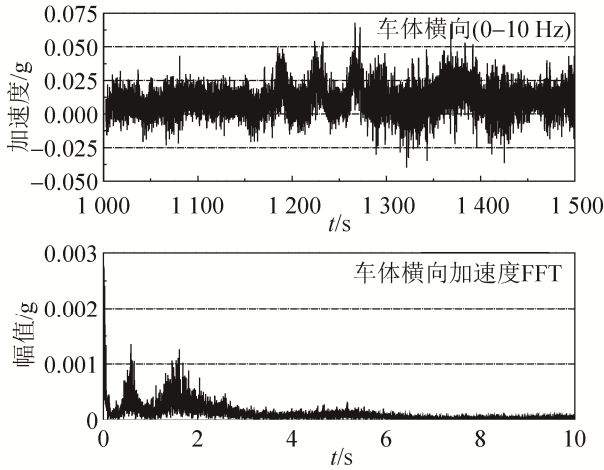


图 10 实测车体横向加速度滤波及 FFT
Fig. 10 Fast Fourier Transform of lateral acceleration

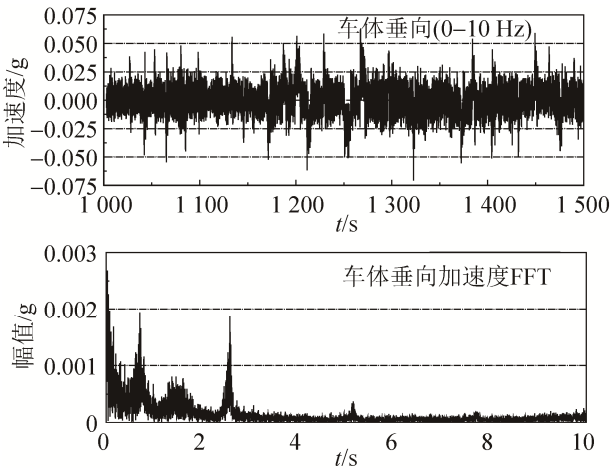


图 11 实测车体垂向加速度滤波及 FFT
Fig. 11 Fast Fourier Transform of vertical acceleration

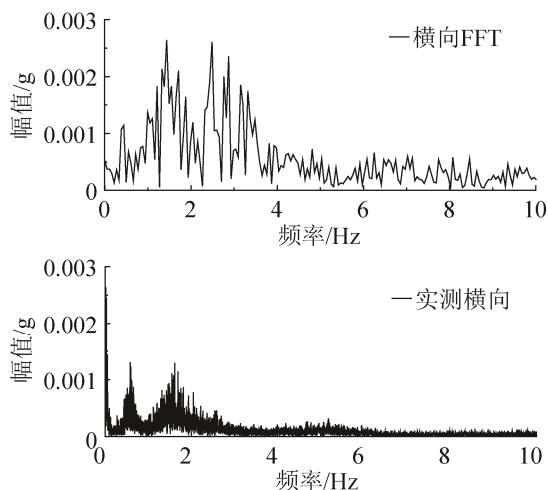


图 12 仿真和实测车体横向加速度频率对比
Fig. 12 Frequency comparison of simulated and measured lateral acceleration

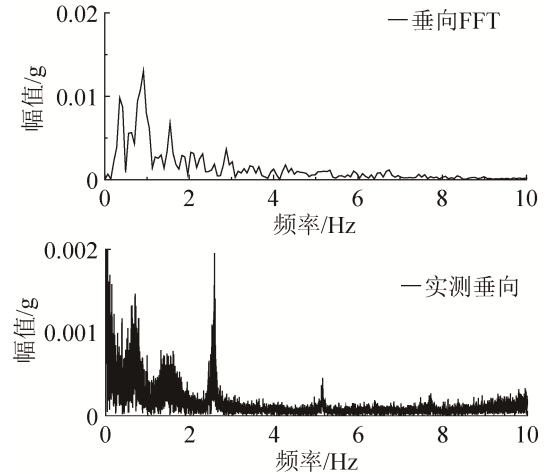


图 13 仿真和实测车体垂向加速度频率对比
Fig. 13 Frequency comparison of simulated and measured vertical acceleration

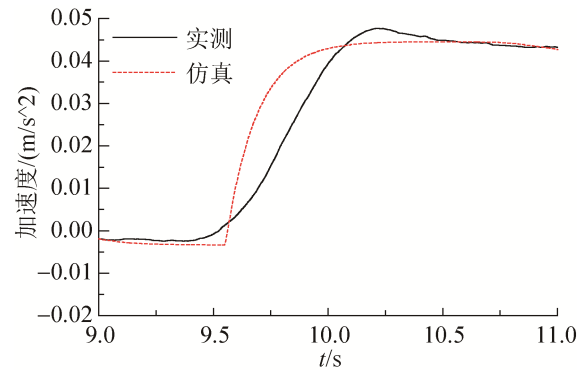


图 14 线路实测牵引加速度与仿真对比
Fig. 14 Comparison of simulated and measured traction acceleration

5 结论

(1) 在原有精细高速列车轮轨动力学的基础上简化了车辆轮轨关系,形成了适用于模拟驾驶系统的高速列车动力学方程;

(2) 采用新型显示积分方法“翟方法”对简化的动力学模型进行求解,用车体的加速度数据驱动 Stewart 六自由度运动平台,使之能模拟出真实的高速列车运行状态;

(3) 采集了实车振动加速度数据与仿真结果进行对比,两者基本一致。

参考文献:

[1] 周大林, 李刚. 列车驾驶仿真培训系统及在中国高速铁路中的应用[J]. 铁道机车车辆, 2015, 35(2): 29-30.

- ZHOU Dalin, LI Gang. Analysis of modeling and simulation for air supply system for EUM[J]. Railway locomotive & car, 2015, 35(2): 29-30.
- [2] 苏虎. 分布式列车仿真系统中视景实时生成算法的研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2002.
Su Hu. Research on real-time algorithm of viewing scene in distributed train simulation system[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2002.
- [3] 刘荣, 王宣银. 并联六自由度平台的运动仿真及其可视化设计研究[J]. 液压与气动, 2005(1): 5-7.
LIU Rong, WANG Xuanyin. Application of Visual Simulation in Design of Six Degree of Freedom Parallel Platform[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2005(1): 5-7.
- [4] 黄其涛, 韩俊伟, 何景峰. 六自由度并联运动平台动力学建模及分析[J]. 机械科学与技术, 2006, 25(4): 382-385.
Huang Qitao, Han Junwei, He Jingfeng. Dynamics modeling of a six degree of freedom parallel platform and its analysis[J]. Mechanical science and technology, 2006, 25(4): 382-385.
- [5] 陈志雄. 列车驾驶模拟器体感模拟的仿真研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2006.
Chen Zhixiong. Proprioceptive simulation study and simulation in train driving simulator[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2006.
- [6] Speckhart Frank H. A computer simulation for Three-Dimensional Vehicle Dynamics[J]. SAE INTERNATIONAL, 1973(2): 1-2.
- [7] 魏春雨. 模拟器中车辆动力学与六自由度平台联合仿真技术研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2013.
Wei Chunyu. Research on co-simulation Technology of vehicle dynamics and 6-DOF platform in simulator[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2013.
- [8] A R W Huang. A low-cost driving simulator for full vehicle dynamics simulation[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology(S0018-9545), 2003, 52(1): 162-172.
- [9] David H Weir. Application of a driving simulator to the development of in-vehicle human-machine-interfaces[J]. IATSS Research, 2010(34): 16-21.
- [10] F Bruzelius. A basic vehicle dynamics model for driving simulators [J]. International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing (S1745-6436), 2013, 8(4): 364-385.
- [11] 翟婉明. 车轨-耦合系统动力学[M]. 4 版. 北京: 科学出版社, 2015: 9-10.
Zhai Wanming. Vehicle-Track Coupled Dynamics [M]. Fourth Edition. Beijing: Science Press, 2015: 9-10.
- [12] 王福天. 车辆动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1994: 4.
Wang Futian. Vehicle dynamics[M]. Beijing: China Railway Publishing House: 1994:4
-
- (上接第 920 页)
- [12] 刘莹, 郑贤德, 许新明. 冷水机组部分负荷性能分析[J]. 制冷, 2000, 19(4): 63-67.
Liu Ying, Zheng Xiande, Xu Xinming. Partial load performance analysis of chiller[J]. Refrigeration, 2000, 19(4): 63-67.
- [13] 魏波, 马良栋, 张吉礼. 部分负荷下冷冻水变流量对水源热泵机组性能影响分析[J]. 建筑热能通风空调, 2012, 31(1): 1-5.
Wei Bo, Ma Liangdong, Zhang Jili. Influence analysis of variable chilled water flow rate on the performance of water-source heat pump under part load[J]. Building Energy & Environment, 2012, 31(1): 1-5.
- [14] 吴华根, 彭学院, 邢子文. 部分负荷工况下螺杆制冷压缩机特性试验研究[J]. 机械工程学报, 2004, 40(7): 195-198.
Wu Huagen, Peng Xueyuan, Xing Ziwen. Experimental study on the performance characteristics of screw refrigeration compressor under part load conditions[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(7): 195-198.
- [15] 施杨. 空调水系统变频控制对冷水机组 COP 的影响及综合能耗研究[D]. 广州: 广州大学, 2013.
Shi Yang. Research on COP' changing and comprehensive energy consumption affected by frequency conversion control in air conditioning water system[D]. Guangzhou: Guangzhou University, 2013.
- [16] 马素贞. 多台冷水机组的优化配置与节能运行研究[J]. 建筑科学, 2012, 28(2): 75-79.
Ma Suzhen. Study on optimal allocation and energy-saving operation of multiple chillers[J]. Building Science, 2012, 28(2): 75-79.
- [17] 孟彬彬, 朱颖心, 林波荣. 部分负荷下一次泵水系统变流量性能研究[J]. 暖通空调, 2002, 32(6): 108-110.
Meng Binbin, Zhu Yingxin, Lin Borong. Performance of the primary-pump water system with variable flow under partial load[J]. Journal Heating Ventilating and Airconditioning, 2002, 32(6): 108-110.