

8-20-2020

Co-simulation and Experiment of Vehicle Electro-Hydraulic Dynamic Braking System

Cai Pu

Mechanical and Electronic Engineering School, Beijing Information Science and Technology University, Beijing 100192, China;

Muyi Lin

Mechanical and Electronic Engineering School, Beijing Information Science and Technology University, Beijing 100192, China;

Zheng Xin

Mechanical and Electronic Engineering School, Beijing Information Science and Technology University, Beijing 100192, China;

Wen Jian

Mechanical and Electronic Engineering School, Beijing Information Science and Technology University, Beijing 100192, 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.

Co-simulation and Experiment of Vehicle Electro-Hydraulic Dynamic Braking System

Abstract

Abstract: For now, when vehicle electro-hydraulic brake system is studied, dynamics system and hydraulic system modeling and simulation are usually separated, and that leads to defects in coupling and relevance. In order to satisfy integration design requirements of multi-body system, taking ZL50 loader as an example, the virtual prototype model was set up, and the correctness of the mechanical model was verified by real vehicle tests. The mathematical model of main system components and the hydraulic model of multi-loop electro-hydraulic braking system was established respectively. The experimental results verified the accuracy of hydraulic model by corresponding bench tests. The parameters between Mechanical model and the hydraulic system control mode were designed, electro-hydraulic brake co-simulation model of the loader was established and analyzed. The results show that the virtual prototype model and hydraulic system model have seamless link, and the effectiveness and practicability of the proposed design method are verified.

Keywords

integration design, virtual prototype, electro-hydraulic brake, co-simulation

Recommended Citation

Cai Pu, Lin MUYI, Zheng Xin, Wen Jian. Co-simulation and Experiment of Vehicle Electro-Hydraulic Dynamic Braking System[J]. Journal of System Simulation, 2015, 27(4): 893-899.

车辆电液动力制动系统的联合仿真与实验

蔡普, 林慕义, 郑鑫, 闻健

(北京信息科技大学机电工程学院, 北京 100192)

摘要:为了满足车辆电液动力制动系统集成设计要求, 以 ZL50 装载机为例, 构造了虚拟样机模型并通过实车试验验证了模型的正确性; 在 MATLAB/Simulink 环境下, 建立了多回路电液动力制动系统的液压模型并搭建了相应实验台, 实验验证了液压模型的正确性; 设计了机械模型与液压系统控制模型之间的参数关联, 建立了装载机电液制动联合仿真模型并进行分析。结果表明虚拟样机模型与液压系统模型之间实现了无缝链接, 验证了该设计方法的有效性和实用性。

关键词: 集成设计; 虚拟样机; 电液动力制动; 联合仿真

中图分类号: TP391.9 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X (2015) 04-0893-07

Co-simulation and Experiment of Vehicle Electro-Hydraulic Dynamic Braking System

Cai Pu, Lin MUYI, Zheng Xin, Wen Jian

(Mechanical and Electronic Engineering School, Beijing Information Science and Technology University, Beijing 100192, China)

Abstract: For now, when vehicle electro-hydraulic brake system is studied, dynamics system and hydraulic system modeling and simulation are usually separated, and that leads to defects in coupling and relevance. In order to satisfy integration design requirements of multi-body system, taking ZL50 loader as an example, the virtual prototype model was set up, and the correctness of the mechanical model was verified by real vehicle tests. The mathematical model of main system components and the hydraulic model of multi-loop electro-hydraulic braking system was established respectively. The experimental results verified the accuracy of hydraulic model by corresponding bench tests. The parameters between Mechanical model and the hydraulic system control mode were designed, electro-hydraulic brake co-simulation model of the loader was established and analyzed. The results show that the virtual prototype model and hydraulic system model have seamless link, and the effectiveness and practicability of the proposed design method are verified.

Keywords: integration design; virtual prototype; electro-hydraulic brake; co-simulation

引言

电液动力制动是近年来工程车辆为适应更高安全要求而产生的新型制动系统, 国内在这方面的研究较少与国外差距较大^[1-4]。在研究工程车辆制

动性能时, 系统集成设计的研究较为少见, 文献[5]对液压系统进行建模并分析, 文献[6]从动力学及运动学方面进行研究, 本文首次尝试从动力学及液压系统对电液动力制动系统进行集成研究。

随着计算机技术的发展, 虚拟样机技术逐渐成熟, 并凭借低成本, 短周期, 高灵活性而被越来越多的设计开发和研究人员而采用^[7]。

装载机是复杂的机电液一体化系统, 本文拟使用动力学仿真软件 ADAMS 与多学科动态系统仿



收稿日期: 2014-03-17 修回日期: 2014-06-06;
基金项目: 国家自然科学基金 (51275053);
作者简介: 蔡普(1990-), 男, 湖北孝感人, 硕士生, 研究方向为车辆动力学; 林慕义(1964-), 男, 福建福州人, 博士, 教授, 研究方向为车辆工程及液压控制。

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

真软件 MATLAB/Simulink, 分别建立装载机虚拟样机模型和电液动力制动系统模型, 建立更接近实际状况的仿真模型, 通过设计软件接口实现模型之间的参数交互, 并进行联合仿真, 弥补动力学系统和液压系统之间关联不足的缺陷, 使仿真结果更真实。

1 虚拟样机建模

1.1 三维实体与样机模型的建立

装载机的三维实体较为复杂, 根据结构特点及功能要求, 采取自左向右和自底向上的设计方法。ADAMS 软件在进行运动学、动力学计算时, 当虚拟样机的质量、质心位置、惯性矩与实际装备相同, 其仿真结果就越接近真实情况。因此, 构件描述越准确, ADAMS 自动计算的构件质量和质心位置就越精确, 仿真结果也就越准确。虽然 ADAMS 自身具备一定的建模功能, 但像装载机这类复杂构件的建模不是 ADAMS 的专长, 可通过 Pro/E 进行建模并装配, 再利用 MECH/Pro 接口导入 ADAMS 进行仿真分析^[8]。首先, 以某国产 ZL50 装载机为原型, 在满足实际研究需求的情况下, 适当简化模型, 在 Pro/E 中绘制包括铲斗、连杆、动臂、摇臂、举升液压缸、转斗液压缸、转向液压缸、车轴、轮胎及钳盘制动器等三维模型, 并进行装配。然后, 将之前在 Pro/E 中建立的装配模型以 X_T 格式导入 ADAMS/View 环境下, 修改各部件名称, 重新定义材料属性, 使各构件的质量及整车质量、质心位置和惯性矩与实际车型一致, 定义各个构件之间的运动副约束关系, 添加构件间的运动副约束关系, 添加载荷与驱动。利用 ADAMS 提供的平面(Plane)作为路面模型的基础, 定义平面的长、宽等参数, 使汽车制动过程中有足够的空间, 利用平面-圆(Plane-Circle)接触力(Contact)表示车轮与地面之间的法向作用力。设置轮胎与路面的附着系数。在 ADAMS 提供的路面模块基础上, 采用在路面模型上加入标记点(Marker)的方法, 选择以固定点进行标记并对轮胎质心点进行标记, 根据两点间的速度、位移变化表达车轮速度及制动距离。最后

得到的虚拟样机模型如图 1 所示。

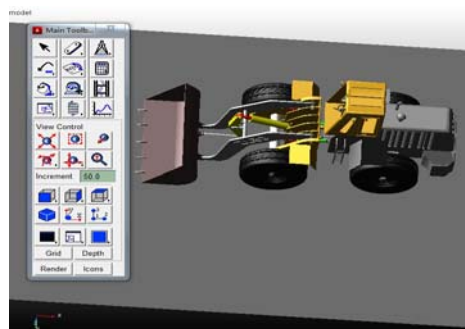


图 1 装载机虚拟样机模型

1.2 模型验证

本试验按照 GB/T 21152-2007 《土方机械轮胎式机器制动系统的性能要求和试验方法》对实车进行行车制动实验。在天气良好, 路面干燥时, 记录该车型在国家工程机械质量监督检验中心进行的制动性能试验结果, 并在同等路面下施加与原车同样大小的制动力矩, 仿真时达到稳定的初速度时, 对样机模型进行制动仿真, 得到仿真结果, 二者进行比较验证机械系统样机模型正确性。实车试验及仿真分别得到了 30 Km/h 初速度下对车辆进行制动时位移、速度随时间的变化曲线, 如图 2 所示。

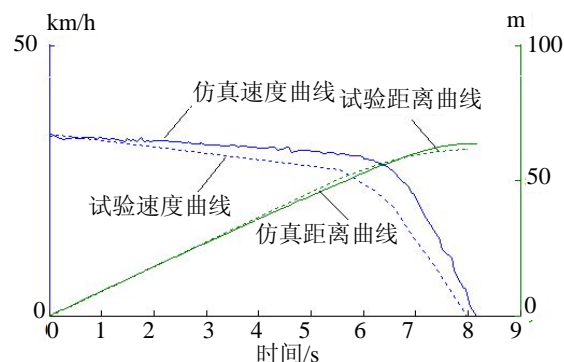


图 2 仿真与试验曲线对比

通过对曲线分析比较, 矫正到整数倍 30 km/h 的实车制动加速度为 3.92 m/s^2 与仿真制动加速度 3.78 m/s^2 基本一致, 说明所建模型是正确的, 可以用来进行研究。

2 电液动力制动系统模型的建立与验证

2.1 多回路电液动力制动系统的组成和工作原理

车辆多回路电液动力制动系统采用 4 个比例减压阀单独控制每个车轮的制动压力(如图 3 所示), 工作原理为: 由液压泵将液压油泵入到 2 个蓄能器中分别为前后轴的两个回路提供制动油液。当踩下电子踏板 1 时, 按照踏板转动的角度, 转角

传感器产生 2 个与踏板转角成比例的模拟电压信号, 分别输入到电子控制单元 2 和 3, 被电子控制单元 2、3 转换成电流信号, 并分别传送到控制前、后桥车轮制动力的比例减压阀 4 和 5 上, 电流通过比例减压阀 4、5 的电磁线圈时, 产生与电流信号成比例的电磁推力推动阀芯运动, 从而输出与控制信号成比例的制动压力, 实现线控制动。

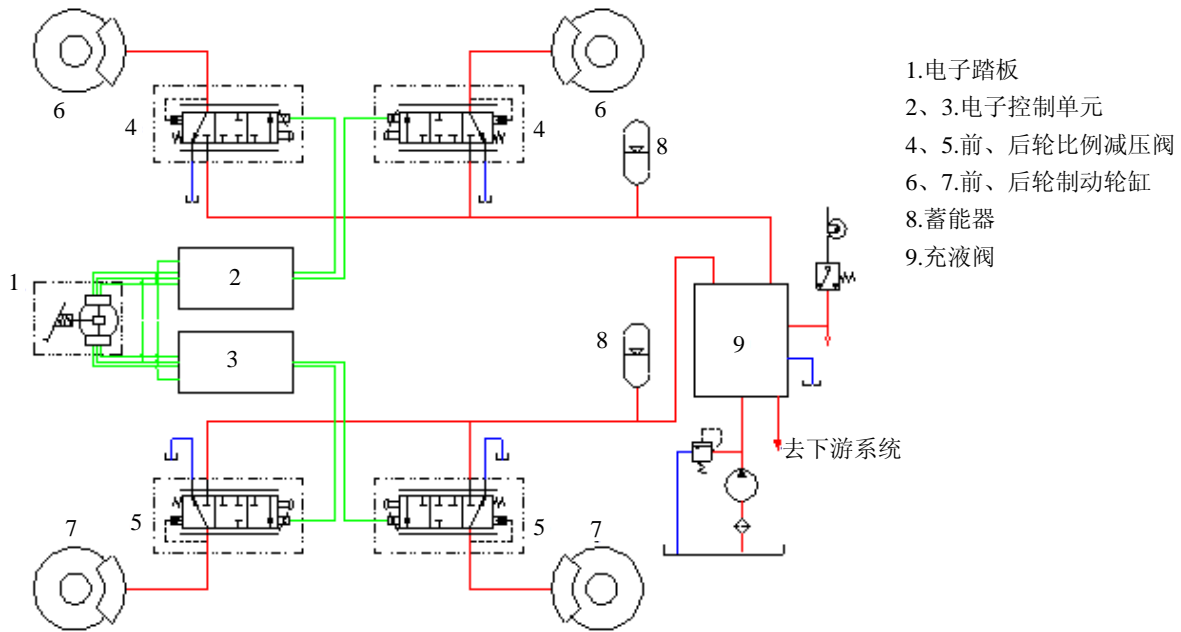


图 3 多回路电液动力制动系统工作原理

2.2 数学模型的建立

比例电磁线圈电压方程为^[9]

$$u_0 = L \frac{dI}{dt} + (R_c + r_p)I + K_b \frac{dx_e}{dt} \quad (1)$$

式中: u_0 为放大器输出电压, V; K_b 为动生反电动势系数 V · s/m; x_e 为衔铁位移, m; R_c 为单个线圈的电阻, r_p 为放大器内阻, Ω ; I 为通过线圈的电流, A; L 为单个线圈的电感, H;

将衔铁及推杆与控制阀芯看作一体, 对阀芯进行受力分析, 忽略卡紧力, 则作用于控制阀芯上的力平衡方程为^[10]

$$F_m - p_2 A_m = M_1 \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_1 \frac{dx_v}{dt} + K_1(x_{01} + x_v) + K_s x_v \quad (2)$$

式中: F_m 为电磁力, N; 式中, p_2 为工作压力, N;

A_m 为压力检测阀芯端面面积, m^2 ; M_1 为阀芯、弹簧、液柱等的等效质量, kg; B_1 为综合阻尼系数, N·s/m(取 $B_1 = B_v + B_t$; B_v 为阀芯粘性阻尼系数; B_t 为瞬态液动力阻尼系数); K_1 为弹簧刚度, N/m; K_s 为液动力刚度系数, N/m; x_{01} 为对中弹簧预压缩量, m; x_v 为阀芯位移, m。 x_{v0} 为阀芯中位时, A 口至 T 口的正开口量, m。

减压阀出口压力-流量方程为^[10]

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (3)$$

式中: C_d 为流量系数; ρ 为液压油密度, kg/m^3 ; A 为 P 口到 A 口的节流口开口面积, m^2 , $A = \pi d x$ 。 x 为负开口时, 阀芯重叠量, m。

节流阀压力-流量方程为

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2} \quad (4)$$

式中: A_1 为节流口过流面积, m^2 。

蓄能器流量方程为^[10]

$$Q_0 = -\left[\frac{P_0 V_0}{n P_A^2}\right] \frac{dP_1}{dt} = -C_0 \frac{dP_1}{dt} \quad (5)$$

式中: P_0 、 V_0 分别表示蓄能器的基准压力和有效容积, m^3 ; P_A 为蓄能器压力上限, Pa; n 为热力学常数, 取 $n=1.4$; P_1 为蓄能器出口压力, Pa; C_0 为蓄能器排液液容, m^3/Pa 。

制动轮缸活塞受力平衡方程为^[10]

$$P_2 A_2 = M_2 \frac{d^2 x}{dt^2} + B_2 \frac{dx}{dt} + K_2 (x + x_{02}) + F_L \quad (6)$$

式中: A_2 为制动轮缸端面面积, m^2 ; M_2 为制动轮缸活塞及附件等效质量, kg; B_2 为轮缸活塞粘性阻尼, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$; K_2 为轮缸弹簧刚度, N/m ; x_{02} 为轮缸弹簧预压缩量, m; x 为轮缸活塞位移, m; F_L 为施加于制动盘上的制动力, N。

根据减压阀出口受控容腔中液压油的压缩效应, 可得阀口流量连续方程为

$$Q = Q_1 + \frac{V_w}{E_w} \frac{dP_2}{dt} - A_2 \frac{dx}{dt} \quad (7)$$

式中: V_w 为轮缸容积, m^3 ; E_w 为轮缸的等效体积弹性模量, Pa。

每个蓄能器为两个回路供液, 故

$$\begin{cases} Q_{01} = Q_{11} + Q_{12} \\ Q_{02} = Q_{13} + Q_{14} \end{cases} \quad (8)$$

式中: Q_{01} 、 Q_{02} 分别为 2 个蓄能器排出的流量; Q_{11} 、 Q_{12} 、 Q_{13} 、 Q_{14} 分别为 4 个回路的减压阀节流口流量。

对于钳盘式制动器, 双侧制动转矩有^[11]

$$T = \frac{2}{3} (R_2^3 - R_1^3) \mu F \delta \quad (9)$$

式中: R_1 、 R_2 分别为摩擦衬片内外半径, m; μ 为摩擦系数, F 为活塞推力, N; δ 为扇形角, rad。

2.3 仿真模型的建立

运用 MATLAB/Simulink 软件包, 根据(1)-(9)建立电磁线圈、阀芯力平衡、流量平衡等子系统模块的仿真模型, 设置适当的参数, 并逐一进行调试, 再将各子系统封装并组合为整体。系统仿真模型如图 4 所示。

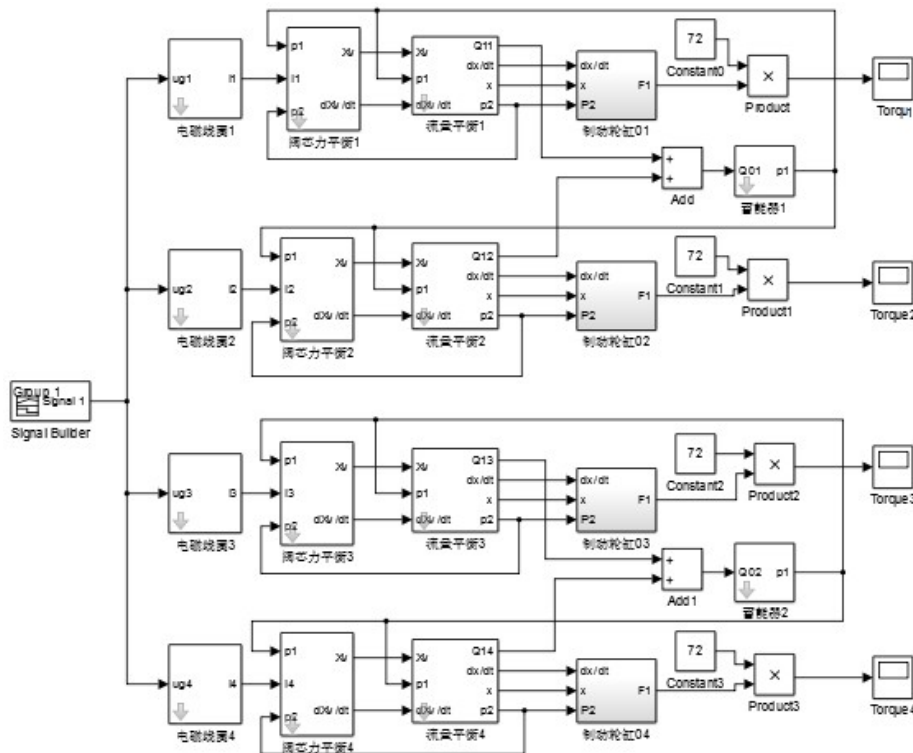


图 4 多回路电液动力制动系统仿真模型

2.4 模型的验证

液压模型的验证主要通过实验与仿真进行对比实现,主要仿真参数见表 1。

表 1 主要仿真参数

参数名称	参数值
排液液容(m ³ /Pa)	$C_0 = 0.206 \times 10^{-9}$
电磁铁电流-力增益	$K_i = 89.265$
压力检测柱塞面积(m ²)	$A_m = 24.6 \times 10^{-6}$
阀芯组件等效质量(g)	$M_1 = 32.1$
阀芯粘性阻尼系数(N.s/m)	$B_v = 0.0354$
瞬态液动力阻尼系数(N.s/m)	$B_t = 1.328 \times 10^{-3} \sqrt{\Delta P}$
蓄能器容积 (L)	$V = 2.5$
对中弹簧预压缩量(m)	$X_{01} = 0.004$
弹簧刚度 (m)	$K_1 = 1078$
液动力刚度系数(N/m)	$K_s = 0.001$
流量系数	$C_d = 0.65$
轮缸 1 容积(m ³)	$V_{w1} = 2.2 \times 10^{-5}$
轮缸 2 容积(m ³)	$V_{w2} = 2.5 \times 10^{-5}$
轮缸 3 容积(m ³)	$V_{w3} = 2.7 \times 10^{-5}$
轮缸 4 容积(m ³)	$V_{w4} = 2.9 \times 10^{-5}$
等效体积弹性模量(Pa)	$E_w = 4.42 \times 10^6$

根据实验室搭建的电液动力制动系统试验台架,输入在 PCI1723 内用 VB 编写相应的程序来完成对试验台各回路信号输入。本次实验只对试验台架系统单个制动回路实施制动,将蓄能器出口处的压力传感器、制动器入口处的压力和流量传感器分别接在 HMG3000 测试仪的 sensor A, sensor B 和 sensor C 通道。单个回路试验测试系统组成如图 5 所示。



1-制动器; 2-制动器入口压力、流量传感器; 3-蓄能器出口压力传感器; 4-比例减压阀; 5-比例放大器控制柜; 6-蓄能器;

图 5 单个回路制动系统的组成

实验时向该制动回路输入 10 V 的电压阶跃信号,得到该回路的制动压力响应情况,与仿真结果进行对比,如图 6 所示。由图可见,仿真结果和试

验图像基本吻合,动态响应时间约为 180 ms,制动压力可达 2.5 MPa,仿真模型能够反映电液制动系统的动态响应,这说明所建立的液压模型也是正确的。

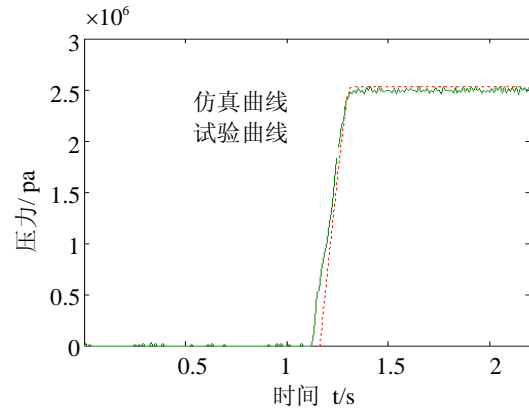


图 6 试验与仿真曲线对比

3 电液制动联合仿真的实现

3.1 建立联合仿真控制模型

为了进行液压控制系统与机械模型的联合仿真,必须将装载机动力学模型与液压系统模型有机关联起来。ADAMS 软件中的 Controls 模块提供了与 MATLAB/Simulink 之间的标准接口^[8]。

首先在 Adams 中定义设计所需的状态变量,然后在接口设置中定义相应的输入变量与输出变量,最后将输入变量与液压系统的输出变量进行关联。本次联合控制在 ADAMS 中设置了 4 个输入 8 个输出变量,输入变量为制动时加载在前后 4 个轮胎的单分量力矩,输出变量为各轮胎在制动过程中的速度 Velocity 和加速度 Acceleration,导出控制参数,设置好参数后自动生成的.m 文件将保存在 ADAMS 工作目录中由 MATLAB 调用。

在联合仿真模型中,Simulink 中的输出力矩实时输入 ADAMS 中,关联函数为 VARVAL (.Control.Torque), Adams 实时输出车轮速度与加速度,关联函数为 VX(MARKER_100,MARKER_175), ACCX(MARKER_100,MARKER_175)。

图 7 所示为 MATLAB/Simulink 中表示的 ADAMS 机械模型,图 8 所示为在 MATLAB/Simulink 下开发的联合控制模型,液压控制模型为封装好的仿真模型,图中深色部分表示 ADAMS 生成的子模块。

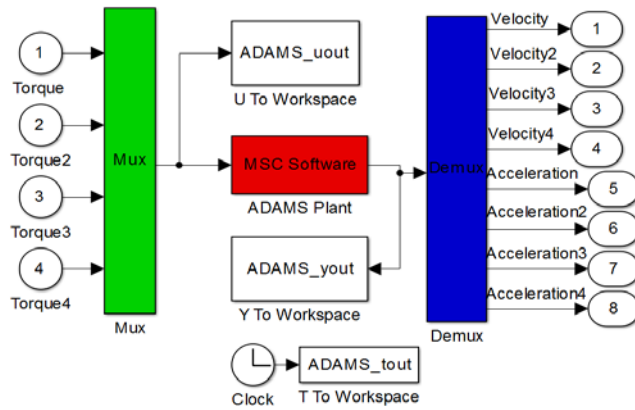


图 7 ADAMS 子模块

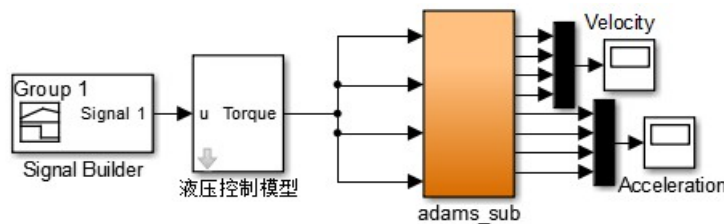


图 8 电液制动联合仿真模型

3.2 联合仿真及分析

进行的联合仿真是在 ADAMS 中设置路面附着系数为 0.6, 给轮胎添加驱动, 当装载机达到稳定初速度, 由电液制动模型输入模拟常规制动和点制动的电信号, 输出制动力矩对装载机进行制动, 得到两种制动情况下的车轮速度与加速度变化曲线, 由于各回路联合仿真情况相近, 下面以一个制动回路进行仿真分析。

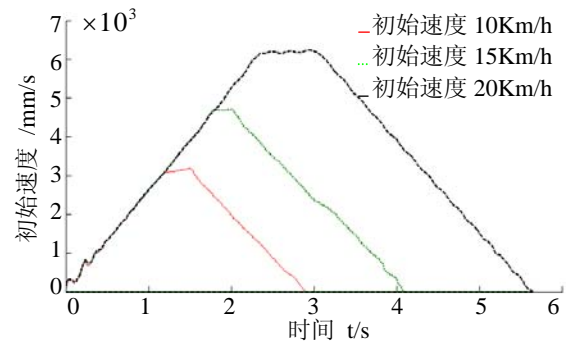
3.2.1 常规制动

1.5 s, 2 s, 3 s 后, 当车辆速度分别达到稳定的制动初速度 10 km/h, 15 km/h, 20 km/h 时, 开始给联合仿真模型输入 10 V 的阶跃信号, 制动压力迅速达到 14 MPa, 得到的仿真曲线分别如图 9 (a), (b) 所示。

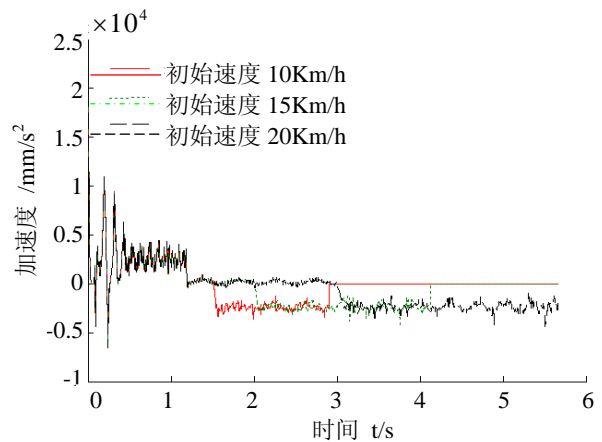
3.2.2 点刹制动

同样在 1.5 s, 2 s, 3 s 后, 当车辆速度分别达到稳定的制动初速度 10 km/h, 15 km/h, 20 km/h 时, 开始输入幅值为 10 V 周期 2 s, 占空比为 0.5 的方

波脉冲信号, 得到的仿真曲线分别如图 10 (a), (b) 所示。

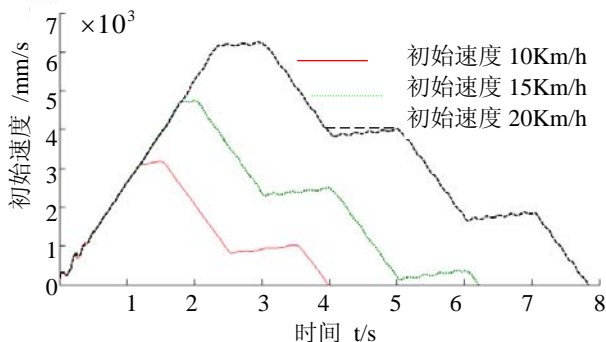


(a) 车轮速度变化

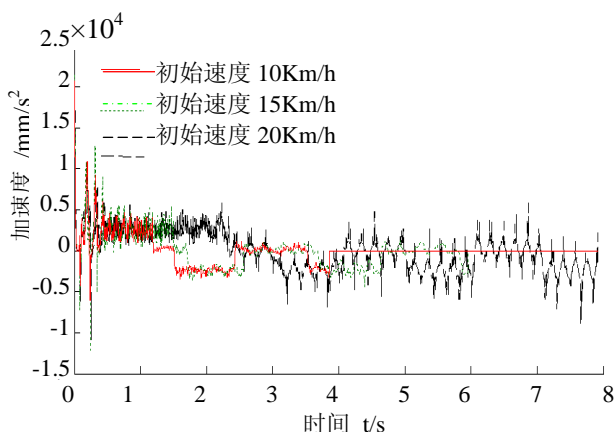


(b) 车轮加速度变化

图 9 常规制动仿真



(a) 车轮速度变化



(b) 车轮加速度变化

图 10 点刹制动仿真

表 2 制动联合仿真结果

制动初始速度/km·h ⁻¹	常规制动时间/s	点刹制动时间/s
10	1.4	2.43
15	2.12	4.19
20	2.66	4.92

由两种工况下的仿真结果及表 2 可以看出, 同种制动工况下, 制动初速度越大, 制动时间越长; 在制动初速度相同的情况下, 点刹比常规持续制动时间长得多。这与车辆实际制动时的效果趋势一致, 鉴于实际搭载电液动力的装载机国内并不多见, 联合仿真的结果难以通过实车实验加以精确验证, 但仿真结果说明联合仿真的方法是可行的, 可以用来对制动效果进行预测。

4 结论

本文以 ZL50 为例, 利用 Pro/E, ADAMS 建立了虚拟样机模型并通过试验验证了模型的正确性。使用 MATLAB/Simulink 建立了电液动力制动系统的液压模型并搭建相应实验台进行试验并进行了验证。最后设计了液压模型与样机模型进行耦合, 实现了电液制动联合仿真, 仿真结果与实际制动效果相符。弥补了在进行电液制动研究时传统仿真方法动力学模型与液压系统模型之间关联的不足。本方法对其他机电一体化系统的研究也具有借鉴意义。

参考文献:

- [1] James W Zehnder II, Shekhar S Kanetkar, Craig A Osterday. Variable Rate Pedal Feel Emulator Designs for Brake-By-Wire System [C]// SAE Paper No. 1999-01-0481, 1999. USA: SAE, 1999.
- [2] Joachim Langenwalter. Virtual Design of a 42V Brake-by-Wire System [C]// SAE Paper No. 2003-01-0305, 2003. USA: SAE, 2003.
- [3] Luigi Petrucci, Mauro Velardocchia, Aldo Sornioti. Electro-hydraulic braking system modelling and simulation [C]// SAE Paper 2003-01-3336, 2003. USA: SAE, 2003.
- [4] Zhu Tianjun, Zong Changfu. Industrial and Information Systems [C]// International Conference on Digital Object Identifier. SAE Paper 2009: 344-347 USA: SAE, 2009.
- [5] 林慕义, 姚广伟, 曲文峰. 工程车辆电液制动系统仿真与试验 [J]. 农业工程学报, 2011, 27(11): 61-65.
- [6] 卫良保, 陶元芳, 董福盛. 工程车辆制动性能与提高 [J]. 太原重型机械学院学报, 2001, 22(1): 48-51+55.
- [7] 姜士湖, 闫相桢. 虚拟样机技术及其在国内的应用前景 [J]. 机械, 2003, 30(2): 4-6+9.
- [8] 陈志伟, 董月亮. 多体动力学仿真基础与实例解析 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2012.
- [9] 许益民. 电液比例控制系统分析与设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005 (10): 35-40.
- [10] 林慕义, 宁晓斌. 工程车辆全动力制动系统 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2007.
- [11] 林慕义, 张福生. 车辆底盘构造与设计 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2006.