

机械-液压耦合的桥式起重机起升系统的建模与仿真^①

任 彬^{②*} 罗序荣^{③*}

(* 上海大学机电工程与自动化学院 上海 200072)

(** 香港城市大学建筑学及土木工程系 香港 999077)

摘 要 提升系统的机械部分作为执行部件受到液压部分的驱动和控制,其动力学问题可以通过液压部分来求解,为了有效提升桥式起重机液压起升系统执行机构的稳定性,研究了起升系统的机械-液压耦合关系,建立了起升系统的机械-液压耦合数学模型和仿真模型。通过仿真,分析了起升系统机械-液压耦合作用对系统特性的影响,确定了二次起升下滑位移的耦合变量,并建立了耦合变量中油液弹性模量、马达容积效率、负载重量与下滑位移的拟合函数,结合优化算法,得到了二次下滑问题的最优解。

关键词 机械-液压耦合, 起升液压系统, 多领域建模, 二次下滑问题

0 引 言

桥式起重机起升系统是典型的以机械为主体,融合了机械、液压、电子和控制等子系统的多领域物理系统。各子系统之间存在复杂的能量转换关系,其中机械系统和液压系统之间具有强耦合效应。机械系统作为起升系统的执行机构,受到液压系统的驱动和控制,因此机械系统的动力学问题,可以通过多领域建模来求解。

多领域建模是将机械、液压、电子、控制、光、热等不同学科领域的模型组装成为一个更大的系统进行仿真^[1],可以更全面地体现整个系统的综合特性。目前,多领域建模方法主要有三种:基于接口的方法,基于高层体系结构 (high level architecture, HLA) 的方法和基于方程的方法^[2]。其中基于方程的方法越来越成为主流,主要工具包括基于无语言建模环境的 AMESIM,基于 Simscape 语言的 Matlab/Simscape 和基于 Modelica 语言的 Dymola、Mworks 等。

多领域建模已成为国内外仿真领域的研究热点,被广泛用于汽车、航空航天、微机电系统 (MEMS) 等领域。在汽车领域,主要用于汽车碰撞^[3]、悬架系统^[4,5]、转向系统^[6]、自动变速器^[7]和车辆燃料消耗量的模拟^[8-10]等研究。在航天领域,多领域建模仿真被用于空间机器人^[11]和三轴稳定航天器^[12,13]的姿态控制研究。在 MEMS^[14]领域,典型的如用于电容式静电微执行器系统的研究。此外,多领域建模仿真还被用于模拟发光二极管一定电力输入后预定光和温度的输出特性^[15,16]以及比例电磁阀的多领域非线性动力学特性研究^[17]。

传统对起升系统的分析,将液压系统和机械结构作为独立单元进行研究,将起升机构等效为质量弹簧系统分析机械系统的特性,或是采用 Modelica 语言建立仿真模型研究起升系统的动态特性^[18]。从能量转换角度来看,液压起升机构是机、液两种能量耦合的复杂传动系统,机械系统的负载决定着液压系统的压力,液压系统中油液弹性模量、容腔等非线性因素也对起升机构的动态特性有着重要影响,故传统的分析方法很难完成对整个起升系统的分析

① 国家自然科学基金面上项目 (51775325), 上海市青年东方学者 (QD2016033) 和香港建筑业议会 (CIC#9231133) 资助项目。

② 女, 1981 年生, 博士, 副研究员; 研究方向: 数字化设计, 智能制造, 多领域建模与仿真研究; E-mail: binren@i.shu.edu.cn

③ 通信作者, E-mail: 13167100275@163.com

(收稿日期: 2017-06-12)

和设计。

本文建立了起升系统的机械-液压耦合数学模型和仿真模型,充分考虑了机械-液压耦合特性对起升机构二次起升下滑的影响,并通过数据拟合及参数优化,得到了一组使下滑位移最小的参数。结果表明考虑机械液压能量耦合效应的多领域建模仿真方法在解决机械系统的动力学问题上,比传统的将机械和液压孤立地进行分析具有较大的优越性。

1 机械-液压耦合数学模型

桥式起重机的机械-液压耦合数学模型用来揭示液压控制阀的阀芯位移与机械系统执行机构的运动传递过程。

为简化模型,需要做如下假设:不考虑流体的压缩性和管道的摩擦损失,阀具有理想的响应能力。

起升换向阀的流量方程为^[19]

$$Q_L = C_d \varpi x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} P_L} \quad (1)$$

式中, Q_L 为换向阀的流量(m^3/s), C_d 为换向阀的流量系数(无因次), ϖ 为换向阀的阀口面积梯度(m), x_v 为换向阀的阀芯位移(m), P_L 为负载压力(Pa), ρ 为油液密度(kg/m^3)。

起升液压马达流量连续性方程为

$$Q_L = C_{im} P_L + D_m \frac{d\theta}{dt} + \frac{V_m}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (2)$$

式中, D_m 为液压马达的理论角排量(m^3/rad), θ 为液压马达轴的转角(rad), C_{im} 为液压马达的总泄露系数($(\text{m}^3/\text{s})/\text{Pa}$), V_m 为马达容腔与管道的总容积(m^3), β_e 为油液弹性模量(Pa), D_m 为液压马达的角排量。

忽略液压油的质量、库仑摩擦以及静摩擦等非线性力,由牛顿第二定律可得到起升液压马达与负载的力矩平衡方程为

$$D_m P_L = J \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_m \frac{d\theta}{dt} + T_L \quad (3)$$

式中, T_L 为外负载力矩($\text{N} \cdot \text{m}$), J 为马达轴的转动

惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$), B_m 为粘性阻尼系数($\text{N} \cdot \text{m}/(\text{rad}/\text{s})$)。

分别对式(1)、(2)、(3)线性化处理,可得到以下3个方程:

$$Q_L(s) = K_q x_v(s) - K_c P_L(s) \quad (4)$$

式中, $K_q = C_d \varpi \sqrt{\frac{1}{\rho} P_L}$ 为液压控制阀阀芯流量增益($(\text{m}^3/\text{s})/\text{m}$), $K_c = C_d \varpi x_v \sqrt{\frac{1}{2\rho P_L}}$ 为液压控制阀阀芯流量压力系数($(\text{m}^3/\text{s})/\text{Pa}$)。

$$Q_L(s) = D_m \omega(s) + C_{im} P_L(s) + \frac{V_m}{4\beta_e} s P_L(s) \quad (5)$$

$$D_m P_L(s) = (Js + B_m) \omega(s) + T_L(s) \quad (6)$$

综合式(4)至式(6)可得起升过程阀芯位移与马达角速度 ω 的动态数学模型为

$$\omega = \frac{\frac{K_x}{D_m} x - \frac{K_{im}}{D_m} \left(\frac{V_m}{4\beta_e D_m^2} s + 1 \right) T_L}{\left[\frac{V_m J}{4\beta_e D_m^2} s^2 + \left(\frac{B_m V_m}{4\beta_e D_m^2} + \frac{J K_{im}}{D_m^2} \right) s^2 + 1 \right] s} \quad (7)$$

式中 K_{im} 是总的流量-压力系数, K_x 为阀开口锥度。

马达角速度 ω 与负载起升位移 y 的动态数学模型^[20]具有如下形式:

$$y = k_1 \omega^2 + k_2 \omega + k_3 P_L \quad (8)$$

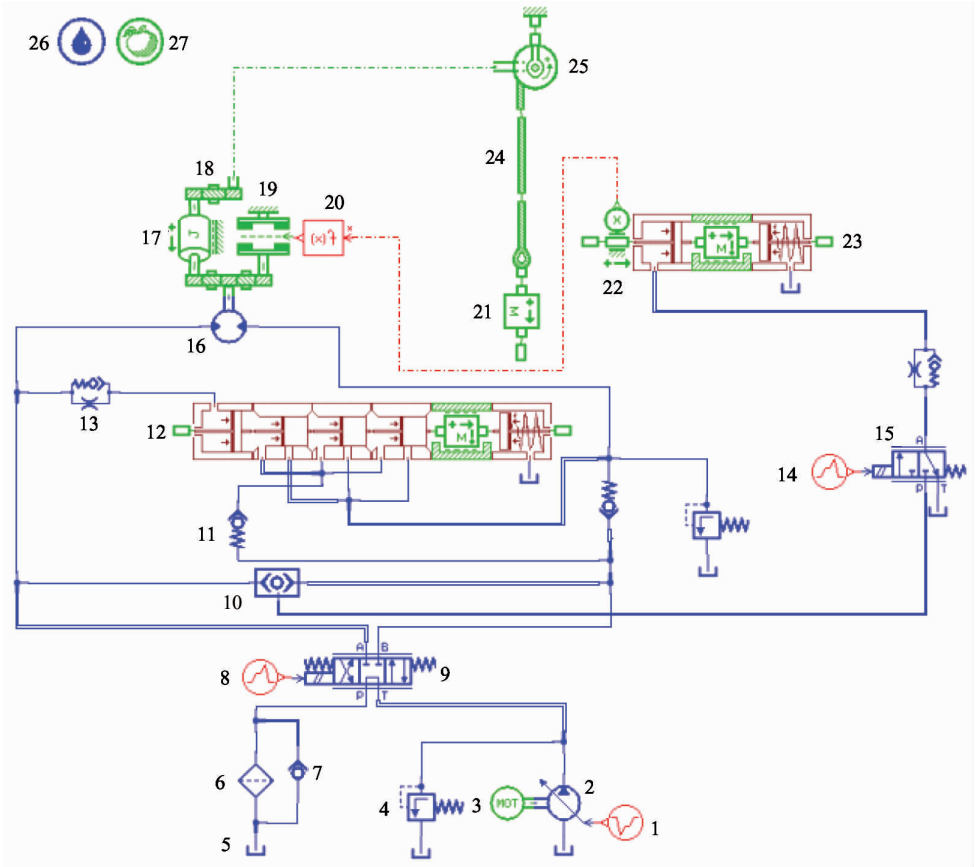
式中 k_1 、 k_2 、 k_3 为三个与起升机械结构刚体、滑轮组、钢丝绳等有关的系数。

2 机械-液压耦合仿真模型

2.1 建立机械-液压耦合的仿真模型

桥式起重机液压起升系统主要由机械、液压和控制系统组成。通过控制液压阀实现对液压系统的控制。机械系统由液压马达驱动,通过卷筒使重物升降。

基于 AMESIM 平台建立的起升系统机械液压耦合仿真模型如图1所示。



1,8,14 信号源 2 液压泵 3 发动机 4 溢流阀 5 油箱 6,11 单向阀 7 过滤器 9 三位四通阀换向阀 10 梭阀 12 平衡阀 13 单向节流阀 15 二位三通换向阀 16 液压马达 17 扭矩负载 18 减速器 19 制动片 20 传递函数 21 负载 22 位移传感器 23 制动油缸 24 钢丝绳 25 卷筒 26 液压流体性质 27 系统重心

图 1 起升系统机械液压耦合仿真模型

图 1 中发动机 3 带动液压泵 2 旋转为系统供油,将机械能转化为压力能。溢流阀 4 也叫安全阀,用于调控系统最高压力。信号源 8、14 分别用于设定换向阀 9、15 的阀芯位移特性。

为了提高模型精度,本文基于 HCD 库搭建平衡阀 12 和制动液压缸 23,平衡阀使负载能够在空中锁定而不下滑。液压泵 16 将压力能转换为机械能,实现旋转运动。扭矩负载 17 的作用是将液压马达传递过来的物理量转换成扭矩传递给减速器,减速器 18 用于设定减速比。

元件 14、15、19、20、22、23 组成了起升机构的液压制动系统。制动液压缸 23 内活塞杆的运动位移通过位移传感器 22 和传递函数 20 传递给制动片 19,制动片 19 根据传入数据输出相应大小的制动力矩。

液压流体性质 26 和系统重心 27 用来确定仿真

是在机械液压耦合环境下进行。

2.2 仿真模型验证

桥式起重机起升系统主要元件参数设置如表 1 所示。

表 1 主要元件的参数

元件名称	参数名称	参数值
液压泵	排量	113cc/rev
	转速	2000r/min
液压马达	排量	107cc/rev
	转速	1800cc/rev
换向阀	各通口流量	210L/min
溢流阀	开启压力	210bar
单向节流阀	开启压力	1bar
	阻尼孔直径	1mm
减速器	减速比	0.022
卷筒	直径	350mm

将仿真时长设置为 5s,仿真步长设置为0.01s后进行仿真分析。得到马达转速随时间的变化曲线如图 2 所示。

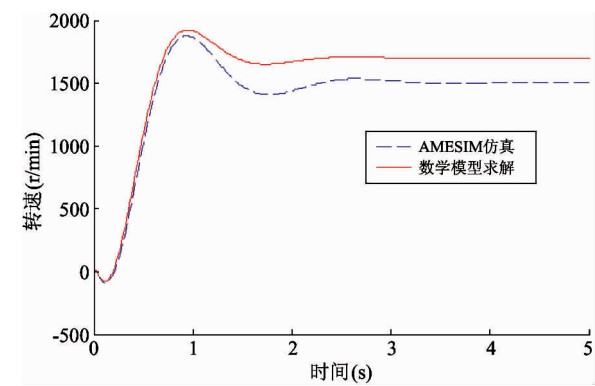


图 2 马达转速对比图

图 2 中虚线表示的是 AMESIM 仿真得到的马达转速曲线,实线表示的是通过起升系统数学模型求解得到的马达转速曲线。由图可以看出,负载开始起升阶段马达有反转现象,这就是起升机构的二次起升下滑现象。经过 2s 后马达速度达到稳定状态,负载平稳上升,最大超调量约为 15%。与通过数学模型得到的马达转速曲线比,AMESIM 得到的仿真曲线马达反转持续时间长 0.02s,稳定时的马达转速低 11%,这是因为数学模型未考虑油液的弹性变形,而机械液压耦合仿真模型考虑了油液弹性模量引起的非线性耦合效应。两条曲线的趋势基本一致,证明通过 AMESIM 建立的机械液压耦合模型具有可行性。

通过机械液压耦合仿真模型得到泵出口流量、马达进口流量、马达出口流量曲线如图 3 所示。各通口流量在短暂的冲击之后达到稳定。

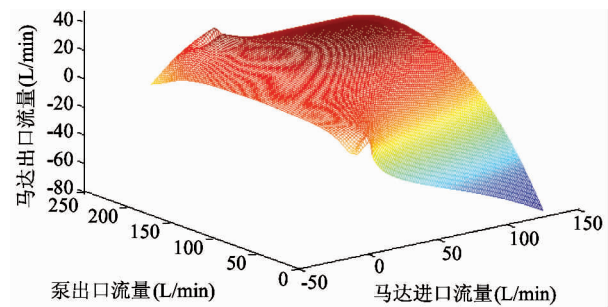


图 3 各端口流量曲线

3 二次起升下滑问题求解

桥式起重机在港口机械中有着广泛应用。由于港口环境恶劣,二次起升下滑极大地影响了起升过程的稳定性及起升机构的寿命,解决桥式起重机起升机构的二次下滑问题尤为重要,因此,在起升系统机械-液压耦合建模与仿真的基础上,对二次起升问题进行优化研究。

起重机将静止在空中的负载继续提升时,由于容腔的充油延时性以及液压油的可压缩性,初始状态下液压系统建立的工作力矩不足以平衡负载力矩,马达将短时间反转,负载下滑。这就是起重机起升系统二次起升下滑现象。

以下对起重机二次起升下滑的影响参数进行分析。设定仿真时间为 0.7s,时间间隔为 0.01s。

图 4 分别取液压油弹性模量为 8000bar、14000bar 和 20000bar 三种状态进行仿真,负载最大下滑位移分别为19.86mm、19.35mm、18.07mm,可知二次起升时负载下滑位移(指的是下滑过程离初始点的最大位移,后文均是)有随液压油弹性模量增大而减小的趋势。

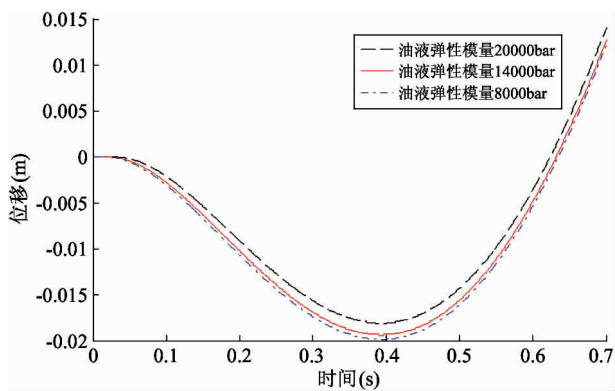


图 4 二次下滑位移随弹性模量变化曲线

图 5 分别取马达容积效率为0.75、0.85、0.95,负载最大下滑位移分别为17.82mm、14.35mm、11.19mm。可知二次起升下滑位移有随着马达容积效率增大而减小的趋势。

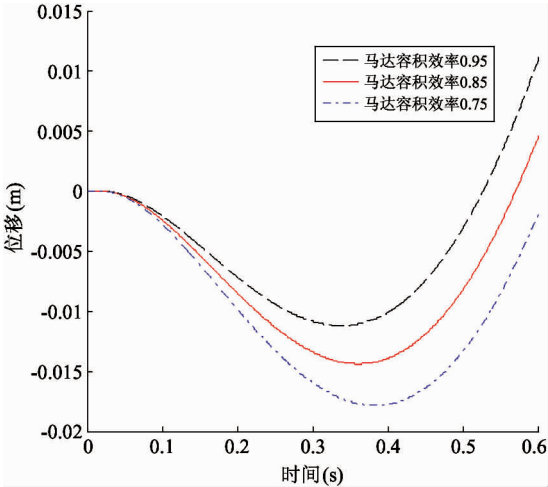


图 5 二次下滑位移随马达容积效率变化曲线

图 6 分别取马达负载重量为 16000kg、20000kg 和 24000kg 三种状态进行仿真,负载下滑位移分别为 19.01mm、19.26mm、19.65mm,可知负载重量在 16000kg 至 24000kg 范围内,二次起升时负载下滑位移有随着负载重量的增大而增大的趋势。

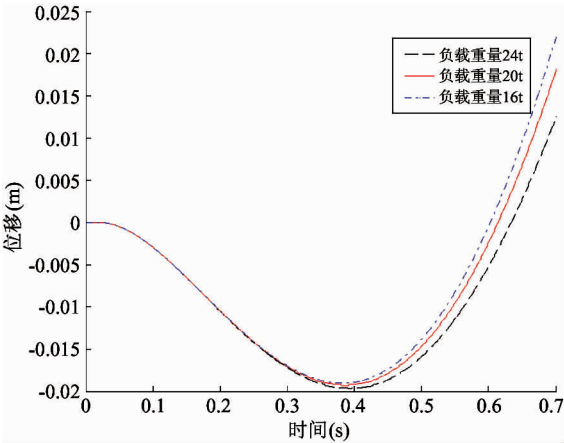


图 6 二次下滑位移随负载变化曲线

图 7 中换向阀在 0.1s 时切换为起升位置,制动器分别在 0.1s、0.15s、0.2s 启动。由图 7 可以看出,制动器延时 0.05s 启动是最理想的状况,此时系统建立平衡负载所需压力刚好克服负载作用。

当液压制动器启动时间与系统建立平衡负载所需压力时间相等时,起升系统二次起升下滑将完全避免。以上 3 个参数的匹配结果如表 2 所示。

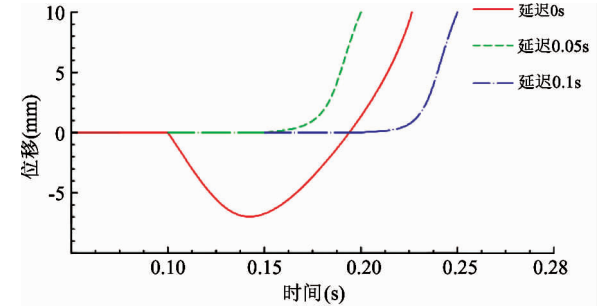


图 7 二次下滑位移随制动器延迟时间变化曲线

表 2 参数匹配寻优

油液弹性模量 (bar)	马达容积效率	负载重量 (kg)	最大下滑位移 (mm)	拟合函数计算值 (mm)
8000	0.75	16000	21.04	20.946
8000	0.75	20000	21.19	21.075
8000	0.75	24000	21.42	21.233
8000	0.85	16000	17.50	17.778
8000	0.85	20000	17.61	17.907
8000	0.85	24000	17.78	18.065
8000	0.95	16000	14.21	14.215
8000	0.95	20000	14.29	14.344
8000	0.95	24000	14.42	14.501
14000	0.75	16000	20.56	20.338
14000	0.75	20000	20.70	20.467
14000	0.75	24000	20.93	20.625
14000	0.85	16000	17.07	17.171
14000	0.85	20000	17.18	17.300
14000	0.85	24000	17.35	17.457
14000	0.95	16000	13.84	13.607
14000	0.95	20000	13.92	13.736
14000	0.95	24000	14.04	13.894
20000	0.75	16000	19.33	19.399
20000	0.75	20000	19.47	19.528
20000	0.75	24000	19.70	19.686
20000	0.85	16000	15.98	16.231
20000	0.85	20000	16.09	16.360
20000	0.85	24000	16.26	16.518
20000	0.95	16000	12.88	12.668
20000	0.95	20000	12.96	12.797
20000	0.95	24000	13.08	12.954

基于 1stOpt,通过准牛顿法 (BFGS) 结合通用全局优化法,对油液弹性模量 x , 马达容积效率 y , 负

载重量 z , 最大下滑位移 U 进行数据拟合, 得到各参数间的耦合函数 $U(x, y, z)$:

$$U(x, y, z) = -1.795 \frac{1}{x} - 0.024 \frac{1}{y} + 13.29 \frac{1}{z} + 0.012 \tag{9}$$

拟合函数信息如表 3 所示。

表 3 拟合函数信息

参数	参数值
均方差 (RMSE)	0.00034
残差平方和 (SSE)	3.0337
相关系数 (R)	0.993
决定系数 (DC)	0.986
卡方系数	-8.959
F 统计	1758.38

$$\begin{cases} \min: U(x, y, z) \\ 8000 \leq x \leq 20000 \\ 0.75 \leq y \leq 0.95 \end{cases}$$

拟合函数为目标函数, 对于不同负载工况下都可得到使下滑位移最小的油液弹性模量、马达容积效率的参数匹配。当起吊 800kg 重物时, 基于 1stOpt 的麦夸特法 (Levenberg-Marquardt) 寻优, 得到使下滑位移最小的参数匹配为: 弹性模量 $x \approx 18000\text{bar}$, 马达容积效率 $y \approx 0.95$ 。此时的下滑位移最小, $U_{\min} = 2.6\text{mm}$ 。

结果表明虽然负载下滑位移随着油液弹性模量增大有减小的趋势, 但并不是油液弹性模量越大越好, 其中存在着一系列的非线性耦合效应。

综上可知, 二次下滑位移与马达容积效率、液压油弹性模量、负载大小有关。当油液弹性模量在 8000bar 至 20000bar 范围内时, 负载二次下滑位移随油液弹性模量的增大而减小; 当马达容积效率在 0.75 至 0.95 时, 负载二次下滑位移随马达容积效率增大而减小; 当负载重量在 16000kg 至 24000kg 范围变化时, 负载二次下滑位移随负载重量增大而增大。负载重量为 800kg 的工况下, 当油液弹性模量为 18000bar, 马达容积效率为 0.95, 下滑位移最小, 为 2.6mm。

4 结 论

(1) 分析了桥式起重机起升机构机械系统和液压系统的强耦合关联, 建立了桥式起重机起升系统的数学模型和仿真模型, 分别通过数学模型和仿真模型求解得到了马达转速曲线, 验证了仿真模型的可靠性。

(2) 仿真分析了机械-液压耦合作用对整个系统特性的影响, 确定了二次起升下滑位移的耦合变量, 并建立耦合变量中油液弹性模量、马达容积效率、负载重量与下滑位移的拟合函数。

(3) 结合优化算法, 以下滑位移最小为目标, 对不同负载工况下的油液弹性模量、马达容积效率进行参数匹配, 求解了起升系统二次起升问题。

参考文献

[1] Otter M. Multi-domain modeling and simulation [M]. London: Springer, 2015. 805-816

[2] 李海林. 基于 Modelica 的操舵液压系统建模与仿真: [硕士学位论文] [D]. 武汉: 华中科技大学机械科学与工程学院, 2012. 1-11

[3] Bourel B, Combescure A, Valentin L D. Handling contact in multi-domain simulation of automobile crashes [J]. *Finite Elements in Analysis & Design*, 2006, 42(8-9): 766-779

[4] Qian Y U, Liang W. Simulation of hydraulic system applied to vehicle suspension based on Dymola [J]. *Journal of Zhengzhou University*, 2009, 30(4): 141-144

[5] Ren W Q, Jin G D. Active suspension design for reducing the vehicle generated road damage [J]. *China Mechanical Engineering*, 2004, 15(22): 2059-2063

[6] 莫以为, 周勇, 黄伟. 基于 Modelica 的汽车转向系统建模仿真及实验验证 [J]. *机械科学与技术*, 2013, 32(1): 86-90

[7] Dai Z, Liu Y, Xu X, et al. The Application of multi-domain physical system simulation method in the study of automatic transmissions [C]. In: *Proceedings of the WRI World Congress on Software Engineering*, Xiamen, China, 2009. 504-508

[8] Takakura S, Abe T, Higuchi T. A study of vehicle fuel

- consumption simulation using VHDL-AMS multi-domain simulation[C]. In: Proceedings of the International Conference on Electrical Machines and Systems, Sapporo, Japan, 2012. 1-5
- [9] Tsuji K, Yamamoto S, Abe T, et al. An energy analysis for alternator regeneration system using VHDL-AMS multi domain simulation [C]. In: Proceedings of the International Conference on Electrical Machines and Systems, Tokyo, Japan, 2009. 1-5
- [10] Tsuji K, Kido Y, Abe T. A study of vehicle energy analysis during warming up process using VHDL-AMS multidomain simulation [C]. In: Proceedings of the Power Electronics Conference, Sapporo, Japan, 2010. 2935-2940
- [11] Xu W, Liu Y, Liang B, et al. Unified multi-domain modelling and simulation of space robot for capturing a moving target [J]. *Multibody System Dynamics*, 2010, 23(3):293-331
- [12] 徐文福, 梁斌, 李成. 三轴稳定航天器多领域统一建模与仿真平台[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2011, 43(9):74-80
- [13] Guo H B, Zhang S J, Cao X B, et al. Multi-domain modeling and simulation of reaction wheel based on modelica [J]. *Journal of System Simulation*, 2011, 23(3):598-602
- [14] Wei H U, Wei X. Multi-domain modeling and simulation of MEMS based on modelica[J]. *Chinese Journal of Sensors & Actuators*, 2009, 22(10):1413-1416
- [15] Poppe A. Multi-domain compact modeling of LEDs: An overview of models and experimental data[J]. *Microelectronics Journal*, 2015, 46(12):1138-1151
- [16] Hegedüs J, Poppe A. Simulation of luminaires based on chip level multi-domain modeling of power LEDs [C]. In: Proceedings of the Lighting Conference of the Visegrad Countries(Lumen), Karpacz, Poland, 2016. 1-6
- [17] Liu Y F, Dai Z K, Xu X Y, et al. Multi-domain modeling and simulation of proportional solenoid valve [J]. *Journal of Central South University*, 2011, 18(5):1589-1594
- [18] 明媚, 孟光, 荆建平. 基于 Modelica 的液压起升机构动态特性分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(5): 118-121
- [19] 宋志安. MATLAB/Simulink 与液压控制系统仿真 [M]. 北京:国防工业出版社,2012. 142-149
- [20] 何智辉. 大吨位汽车起重机起升机构液压系统的动态仿真分析及改进:[硕士学位论文][D]. 长沙: 湖南大学机械与运载工程学院, 2012. 31-36

Modeling and simulation of the mechanical & hydraulic coupling of the hoisting system of bridge cranes

Ren Bin^{***}, Luo Xurong^{*}

(^{*} College of Mechatronics Engineering & Automaton, Shanghai University, Shanghai 200072)

(^{**} Department of Architecture and Civil Engineering, City University of Hong Kong, Hong Kong 999077)

Abstract

With the consideration that the hoisting system's mechanical part as the actuator is driven and controlled by the system's hydraulic part, and the dynamics problem of the mechanical part can be solved by the system's hydraulic part, to effectively improve the stability of the actuator of bridge cranes' hydraulic hoisting system, the strong mechanical-hydraulic coupling relationship in the hoisting system is studied. The mathematical model and simulation model for the mechanical-hydraulic coupling in the hoisting system are established. Then, through simulation, the action of mechanical-hydraulic coupling on the hoisting system's performance is analyzed, and the coupling parameters of the secondary lifting and sliding problem are determined through the simulation analysis of mechanical-hydraulic coupling of the hoisting system. Finally, the fitting function is established by coupling parameters in oil elastic modulus, motor volumetric efficiency, load weight and glide displacement. Combined with the optimization algorithm, the optimal solution of the secondary lifting and sliding problem is obtained.

Key words: mechanical-hydraulic coupling, hoisting hydraulic system, multi-domain modeling, secondary sliding problem