

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.S0.001

重型拖拉机电液提升器多路换向阀仿真与试验*

赵建军 朱忠祥 宋正河 毛恩荣 刘守荣 刘东铃

(中国农业大学农业部土壤-机器-植物系统技术重点实验室,北京 100083)

摘要:以多路换向阀为研究对象,分析了多路换向阀的工作原理和结构特点,利用压力-流量方程、孔道流量连续性方程及阀芯力平衡方程建立了多路换向阀的状态方程,并运用 Matlab/Simulink 软件,选择四阶龙格-库塔算法对其进行动、静态性能仿真分析。基于闭心式负载传感液压系统试验平台,对多路换向阀进行了试验研究,试验结果表明:整个液压系统的压力损失在 1.5 MPa 左右,负载压力阶跃变化时,多路换向阀可实现负载补偿功能;手动换向阀芯位移阶跃变化时,多路换向阀内压力冲击小、响应特性好;系统流量仅与多路换向阀调速节流口开度大小有关,不受负载变化影响,调速性能良好,满足重型拖拉机电液悬挂系统对多路换向阀的性能要求。

关键词: 重型拖拉机 多路换向阀 负载传感 仿真 试验

中图分类号: S219.032.1; TH137.52 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2014)S0-0001-09

引言

作为重型拖拉机电液提升器的关键部件之一,负载传感多路换向阀的主要作用是进行液力多路输出控制,通过其内部的梭阀和定差减压阀反馈最大负载压力,进行压力补偿,经手动换向阀芯调速节流口实现执行装置的调速功能。

目前多路换向阀在农业机械和工程机械中得到了广泛应用^[1-2],针对多路换向阀结构参数对其工作特性的影响,国内外学者进行了大量研究^[3-11]。现有液压阀建模过程中很多非线性因素未加考虑^[12],同时一些理论公式经线性化处理^[13],采用传递函数建模方法建立液压阀模型已难以反映其本质特性^[14-15],此外,目前围绕多路换向阀开展的研究主要局限在换向阀芯的特性分析上,没有系统完整地反映多路换向阀内部各液压元件与其动静态性能之间的关联性。因此,本文应用现代控制理论状态空间法,建立多路换向阀整体数学模型,并进行 Matlab/Simulink 仿真分析和试验研究。

1 电液提升器多路换向阀数学建模

1.1 多路换向阀的结构原理

重型拖拉机电液提升器多路换向阀由定差减压阀、限流节流阀、手动换向阀芯、单向阀、梭阀等组成,结构原理如图 1 所示,公称压力为 25 MPa,公称

流量为 80 L/min。该阀通过内部梭阀感知负载压力或流量变化,将负载所需的压力或流量变化信号,传递给变量泵的流量控制阀,使变量泵几乎仅向负载提供其所需的液压功率,采用负载传感多路换向阀,有效地减少了系统发热,达到了节能的目的。

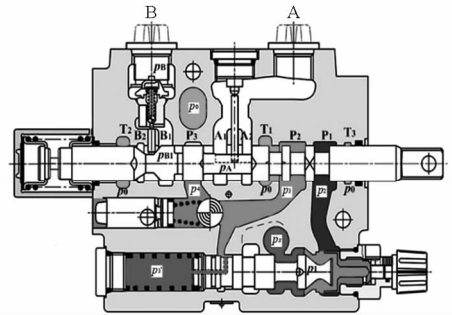


图 1 多路换向阀的结构原理

Fig. 1 Schematic structure of multi-directional valve

1.2 多路换向阀数学模型的建立

根据多路换向阀的结构特点和工作原理,基于压力-流量方程、孔道流量连续性方程及阀芯力平衡方程建立了多路换向阀的整体数学模型,建立流程如图 2 所示,具体包括定差减压阀至手动换向阀节流部分、手动换向阀节流部分至进油单向阀部分和进油单向阀至手动换向阀换向部分。

1.2.1 定差减压阀至手动换向阀节流部分

1.2.1.1 阀口压力-流量方程

(1)该阀中以全周开口节流和三角型节流形式

收稿日期: 2014-07-30 修回日期: 2014-08-20

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2013AA100307)和中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2014JD035)

作者简介: 赵建军,博士生,主要从事车辆智能控制与液压流体传动研究,E-mail: perc_zjj@126.com

通讯作者: 刘守荣,教授,博士生导师,主要从事数字化设计与制造研究,E-mail: liushourong@sina.com

为主,由于全周开口节流型式数学模型较为简单,本文主要针对阀芯位移与三角节流口通流面积对应关系进行了建模分析。定差减压阀节流口模型如图3所示。

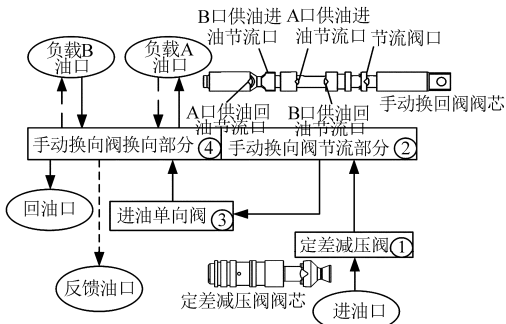


图2 数学模型的建立流程

Fig. 2 Mathematical modeling process

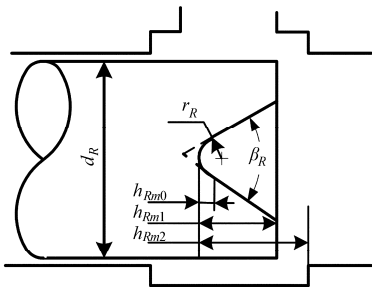


图3 定差减压阀节流口模型

Fig. 3 Orifice model of fixed differential reducing valve

$$A_R(x_R) = \begin{cases} z \left(h_{Rm1} + h_{Rm0} / \sin \frac{\beta}{2} \right)^2 \tan \frac{\beta}{2} - A_0 + \pi d_R (h_{Rm2} - h_{Rm1} - x_R) & (0 \leq x_R < h_{Rm2} - h_{Rm1}) \\ z \left(h_{Rm2} - x_R + h_{Rm0} / \sin \frac{\beta}{2} \right)^2 \tan \frac{\beta}{2} - A_0 & (h_{Rm2} - h_{Rm1} \leq x_R < h_{Rm2} - h_{Rm0}) \\ z r_R^2 \left[\arccos(1 - \alpha_R) - 2(1 - \alpha_R) \sqrt{\frac{\alpha_R}{2} - \left(\frac{\alpha_R}{2}\right)^2} \right] & (h_{Rm2} - h_{Rm0} \leq x_R \leq h_{Rm2}) \end{cases} \quad (1)$$

其中 $h_{Rm0} = r_R \left(1 - \sin \frac{\beta}{2} \right)$ $\alpha_R = \frac{h_{Rm2} - x_R}{r_R}$

$$A_0 = z r_R^2 \frac{\cos^3 \frac{\beta}{2}}{\sin \frac{\beta}{2}} - z r_R^2 \left[\arccos \left(1 - \frac{h_{Rm0}}{r_R} \right) - 2 \left(1 - \frac{h_{Rm0}}{r_R} \right) \sqrt{\frac{h_{Rm0}}{2r_R} - \left(\frac{h_{Rm0}}{2r_R} \right)^2} \right]$$

式中 h_{Rm1} ——定差减压阀三角节流口部分的高度, m

h_{Rm2} ——定差减压阀最大开口量时滑阀台肩节流边部分最大开口量, m

β_R ——定差减压阀阀口三角节流口的顶角, rad

r_R ——定差减压阀阀口三角节流口顶角处的连接圆弧半径, m

d_R ——定差减压阀阀芯直径, m

x_R ——定差减压阀阀芯位移, m

定差减压阀节流口的压力-流量方程

$$q_R = C_{dR} A_R(x_R) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} \quad (2)$$

(2) 限流节流阀节流口和手动换向阀压力反馈节点前节流口压力-流量方程

$$q_{T0} = C_{dT0} \pi d_{T0} x_{T0} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \quad (3)$$

$$q_{T1} = C_{dT1} A_{T1}(x_D) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_3)} \quad (4)$$

式中 q_{T0} ——限流节流阀的流量, m^3/s

q_{T1} ——手动换向阀压力反馈液压泵节点前节流口流量, m^3/s

C_{dT0} ——限流节流阀节流口流量系数, 取 $C_{dT0} = 0.61$

C_{dT1} ——手动换向阀压力反馈液压泵节点前节流口流量系数, 取 $C_{dT1} = 0.61$

d_{T0} ——限流节流阀节流口部分阀孔直径, m

x_{T0} ——限流节流阀节流口开口量, $0 \leq x_{T0} \leq 0.0025 \text{ m}$

p_2 ——限流节流阀的出口油液压力, Pa

p_3 ——手动换向阀压力反馈液压泵节点前节流口出口压力, Pa

A_{T1} ——手动换向阀压力反馈液压泵节点前节流口通流截面积, m^2

x_D ——手动换向阀阀芯位移, 滑阀在中位时取为 0 点, 从中立位置往里压入的方向为正向, 往外伸出为负, $-x_{Dm2} \leq x_D \leq x_{Dm1}$, m

忽略泄漏影响, 通过手动换向阀节流口的流量 q_{T1} 等于限流节流阀的流量 q_{T0} , 由式(3)和式(4), 并取 $C_{dT0} = C_{dT1}$, 可得

$$\begin{cases} q_{T1} = C_{dT1} A_{Te1}(x_D, x_{T0}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_3)} \\ A_{Te1}(x_D, x_{T0}) = \frac{\pi d_{T0} x_{T0} A_{T1}(x_D)}{\sqrt{A_{T1}^2(x_D) + (\pi d_{T0} x_{T0})^2}} \\ p_2 = \frac{(\pi d_{T0} x_{T0})^2 p_1 + A_{T1}^2(x_D) p_3}{A_{T1}^2(x_D) + (\pi d_{T0} x_{T0})^2} \end{cases} \quad (5)$$

(3) 定差减压阀阻尼孔压力-流量方程

流经阻尼孔的液流流动状态比较复杂, 介于层流和紊流之间, 一般采用以下经验公式计算

$$q_{RD} = \text{sign}(p'_3 - p_3) \left(\frac{\pi^3 d_{RD}^8}{12 544 \rho \mu l_{RD}} \right)^{1/3} |p'_3 - p_3|^{2/3}$$

由于 $q_{RD} \approx \pi d_R^2 \dot{x}_R / 4$, 则可得

$$p'_3 = p_3 + \frac{d_R^3}{d_{RD}^4} \sqrt{196 \rho \mu l_{RD}} \sqrt{|\dot{x}_R|} \dot{x}_R \quad (6)$$

式中 q_{RD} ——阻尼孔流量, m^3/s

μ ——油液的动力黏度, 选用 L-HM46 型抗磨液压油, $\mu = 4.14 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

d_{RD} ——定差减压阀阻尼孔直径, m

l_{RD} ——定差减压阀阻尼孔长度, m

p'_3 ——定差减压阀弹簧腔油液压力, Pa

1.2.1.2 流量连续性方程

流入定差减压阀至手动换向阀可变节流口连通油腔的流量 q_R 除一部分由换向阀节流口流出外, 还要推动阀芯运动, 补偿泄漏, 补偿液体的压缩量。泄漏包括两部分, 即通过换向阀配合间隙由 P_1 环槽向 T_3 和 P_2 环槽的泄漏, 泄漏流量为 q_{11} 、 q_{12} 。此外, 油腔的压力按 p_1 来分析和计算。流量连续性方程为

$$q_R = \begin{cases} q_{11} + q_{12} + \frac{\pi d_R^2}{4} \dot{x}_R + \frac{V_{T1}}{\beta_e} \dot{p}_1 & (-x_{DN2} \leq x_D \leq x_{DN1}) \\ q_{T1} + q_{11} + \frac{\pi d_R^2}{4} \dot{x}_R + \frac{V_{T1}}{\beta_e} \dot{p}_1 & (-x_{Dm2} \leq x_D < -x_{DN2} \text{ 或 } x_{DN1} < x_D \leq x_{Dm1}) \end{cases} \quad (7)$$

式中 x_{DN1} 、 x_{DN2} ——滑阀从中立位置往里压入(往 A 口供油)或往外伸出(往 B 口供油)时压力反馈节点前节流口正重叠量, m

x_{Dm1} 、 x_{Dm2} ——滑阀从中立位置往里压入(往 A 口供油)或往外伸出(往 B 口供油)的最大位移量, m

β_e ——油液的体积弹性模量, 取 $\beta_e = 900 \text{ MPa}$

V_{T1} ——定差减压阀至手动换向阀可变节流口间连通油腔的总容积, m^3

$$\dot{x}_1 = \begin{cases} \beta_1 \sqrt{p_s - x_1} - \beta_2 x_5 - \beta_3 (x_1 - p_0) - \beta_4 (x_1 - x_3) & (-x_{DN2} \leq x_D \leq 0 \text{ 或 } 0 < x_D \leq x_{DN1}) \\ \beta_1 \sqrt{p_s - x_1} - \beta_5 \sqrt{x_1 - x_2} - \beta_2 x_5 - \beta_3 (x_1 - p_0) & (-x_{Dm2} \leq x_D < -x_{DN2} \text{ 或 } x_{DN1} < x_D \leq x_{Dm1}) \end{cases}$$

$$\dot{x}_2 = \begin{cases} \beta_6 \sqrt{x_1 - x_2} + \beta_7 x_5 + \beta_8 (p_s - x_2) - \beta_9 \sqrt{x_2 - x_3} - \beta_{10} x_7 - \beta_{11} - \beta_{12} (x_2 - p_0) & (x_{DU1} + l_U < x_D \leq x_{Dm1} \text{ 或 } -x_{Dm2} \leq x_D < -x_{DU2} - l_U) \\ \beta_6 \sqrt{x_1 - x_2} + \beta_7 x_5 + \beta_8 (p_s - x_2) - \beta_9 \sqrt{x_2 - x_3} - \beta_{10} x_7 - \beta_{11} - \beta_{13} \sqrt{x_2 - p_0} & (x_{DN1} \leq x_D \leq x_{DU1} + l_U) \\ \beta_7 x_5 + \beta_{14} (x_1 - x_2) + \beta_8 (p_s - x_2) - \beta_9 \sqrt{x_2 - x_3} - \beta_{10} x_7 - \beta_{11} - \beta_{15} \sqrt{x_2 - p_0} & (-x_{DU2} < x_D < x_{DN1}) \\ \beta_7 x_5 + \beta_{14} (x_1 - x_2) + \beta_8 (p_s - x_2) - \beta_9 \sqrt{x_2 - x_3} - \beta_{10} x_7 - \beta_{11} - \beta_{16} \sqrt{x_2 - p_0} & (-x_{DN2} < x_D \leq -x_{DU2}) \\ \beta_6 \sqrt{x_1 - x_2} + \beta_7 x_5 + \beta_8 (p_s - x_2) - \beta_9 \sqrt{x_2 - x_3} - \beta_{10} x_7 - \beta_{11} - \beta_{16} \sqrt{x_2 - p_0} & (-x_{DU2} - l_U \leq x_D \leq -x_{DN2}) \end{cases}$$

q_{11} 、 q_{12} ——通过换向阀配合间隙由 P_1 环槽向 T_3 环槽和 P_2 环槽的泄漏流量

1.2.1.3 阀芯力平衡方程

定差减压阀阀芯所受的力包括: 阀芯两端油液压力产生的驱动力、惯性力、粘性阻尼力、弹簧力、稳态液动力(包括在定差减压阀节流口处液流改变产生的稳态液动力, 作用方向指向使其各自阀口关闭方向; 此外, 在限流节流口处也存在稳态液动力, 但由于在此处采用了凸肩补偿措施, 所以忽略此处的稳态液动力)、瞬态液动力(阀中液体加速运动方向与阀芯运动方向一致, 所以其作用方向与阀芯运动方向相反)、干摩擦力以及阀座支撑反力等。由于在阀芯上开有多条均压槽, 液压卡紧力很小, 所以取干摩擦力近似为 0 N。

当 $0 < x_R < h_{Rm2}$ 时, 定差减压阀阀芯力平衡方程为

$$\frac{\pi d_R^2}{4} (p_1 - p'_3) = m_R \ddot{x}_R + B_R \dot{x}_R + K_R (x_{RS} + x_R) + F_{Rs} + F_{Ri} \quad (8)$$

式中 K_R ——定差减压阀弹簧刚度, N/m

x_{RS} ——定差减压阀阀芯处于阀口全开位置时的弹簧预压缩量, m

m_R ——定差减压阀阀芯等效质量, kg

B_R ——定差减压阀阀芯粘性阻尼系数, $(\text{N} \cdot \text{s})/\text{m}$

F_{Rs} ——定差减压阀阀芯稳态液动力, N

F_{Ri} ——定差减压阀阀芯瞬态液动力, N

1.2.2 多路换向阀整体数学模型的建立

参照定差减压阀至手动换向阀节流部分数学模型的构建方法, 类比分析其余两部分工作过程, 充分考虑阀芯运动过程中泄漏和液体压缩量补偿等诸多情况, 建立其余两部分数学模型, 最后将 3 部分数学模型进行整合, 选取如下状态变量: $x_1 = p_1$; $x_2 = p_3$; $x_3 = p_4$; $x_4 = x_R$; $x_5 = \dot{x}_R$; $x_6 = x_0$; $x_7 = \dot{x}_0$; $x_8 = x_B$; $x_9 = \dot{x}_B$, 建立多路换向阀整体状态方程组, 如下

$$\dot{x}_3 = \begin{cases} \beta_{17} \sqrt{x_2 - x_3} + \beta_{18} x_7 - \beta_{19} (x_3 - p_0) - \beta_{20} \sqrt{x_3 - p_A} & (x_{D_{NA1}} < x_D \leq x_{D_{m1}}) \\ \beta_{17} \sqrt{x_2 - x_3} + \beta_{18} x_7 - \beta_{19} (x_3 - p_0) - \beta_{21} \sqrt{x_3 - p_B} & (-x_{D_{m2}} < x_D \leq -x_{D_{NB1}}) \\ 0 & (-x_{D_{NB1}} \leq x_D \leq x_{D_{NA1}}) \end{cases}$$

$$\dot{x}_4 = \begin{cases} 0 & (x_4 = 0 \text{ 且 } p_s - x_2 \leq \beta_{22} \text{ 或 } x_4 = h_{Rm2} \text{ 且 } p_s - x_2 \geq \beta_{23}) \\ x_5 & (\text{其他}) \end{cases}$$

$$\dot{x}_5 = \begin{cases} 0 & (x_4 = 0 \text{ 且 } p_s - x_2 \leq \beta_{22} \text{ 或 } x_4 = h_{Rm2} \text{ 且 } p_s - x_2 \geq \beta_{23}) \\ \beta_{24} (x_1 - x_2) - \beta_{25} (x_{RS} + x_4) - \beta_{26} + \beta_{27} \sqrt{p_s - x_1} - \beta_{28} \sqrt{|x_5| x_5} + \beta_{29} (p_s - x_1) & (\text{其他}) \end{cases}$$

$$\dot{x}_6 = \begin{cases} 0 & (x_6 = 0 \text{ 且 } x_2 - x_3 \leq \beta_{30} \text{ 或 } x_6 = x_{Omax} \text{ 且 } x_2 - x_3 \geq \beta_{31}) \\ x_7 & (\text{其他}) \end{cases}$$

$$\dot{x}_7 = \begin{cases} 0 & (x_6 = 0 \text{ 且 } x_2 - x_3 \leq \beta_{30} \text{ 或 } x_6 = x_{Omax} \text{ 且 } x_2 - x_3 \geq \beta_{31}) \\ \beta_{32} (x_2 - x_3) - \beta_{33} \sqrt{(x_2 - x_3) x_7} - \beta_{34} x_6 - \beta_{35} (x_2 - x_3) x_6 - \beta_{36} & (\text{其他}) \end{cases}$$

$$\dot{x}_8 = \begin{cases} 0 & (x_8 = 0 \text{ 且 } x_3 - p_B \leq \beta_{37} \text{ 或 } x_8 = x_{Bmax} \text{ 且 } \beta_{38} \geq \beta_{39}) \\ x_9 & (\text{其他}) \end{cases}$$

$$\dot{x}_9 = \begin{cases} 0 & (x_8 = 0 \text{ 且 } x_3 - p_B \leq \beta_{37} \text{ 或 } x_8 = x_{Bmax} \text{ 且 } \beta_{38} \geq \beta_{39}) \\ \beta_{38} - \beta_{41} - \beta_{42} \sqrt{x_3 - p_B} x_9 - \beta_{43} x_8 & (\text{其他}) \end{cases}$$

$$\beta_1 = \frac{\beta_e C_{dR} A_R}{V_{RT}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \beta_2 = \frac{\pi d_R^2 \beta_e}{4 V_{RT}} \quad \beta_3 = \frac{C_{11} \beta_e}{V_{RT}} \quad \beta_4 = \frac{C_{12} \beta_e}{V_{RT}} \quad \beta_5 = \frac{\beta_e C_{dT1} A_{Te1}}{V_{RT}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \beta_6 = \frac{\beta_e C_{dT1} A_{Te1}}{V_{T2}} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

$$\beta_7 = \frac{\pi d_R^2 \beta_e}{4 V_{T2}} \quad \beta_8 = \frac{C_{13} \beta_e}{V_{T2}} \quad \beta_9 = \frac{\beta_e C_{d0} \pi d_0 \sin \theta_0}{V_{T2}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \beta_{10} = \frac{\beta_e \pi d_0^2}{4 V_{T2}} \quad \beta_{11} = \frac{\beta_e q_C}{V_{T2}} \quad \beta_{12} = \frac{C_{14} \beta_e}{V_{T2}}$$

$$\beta_{13} = 2 C_{dTV} \frac{\beta_e h_U^2 (x_{DU1} + l_U - x_D)^2}{V_{T2} (l_U^2 + h_U^2)} \tan \frac{\beta_U}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \beta_{14} = \frac{C_{12} \beta_e}{V_{T2}} \quad \beta_{15} = C_{dTV} \frac{\beta_e \pi d_0 (x_{DU1} - x_D) (x_{DU2} + x_D)}{V_{T2} \sqrt{(x_{DU1} - x_D)^2 + (x_{DU2} + x_D)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

$$\beta_{16} = 2 C_{dTV} \frac{\beta_e h_U^2 (x_{DU2} + l_U + x_D)^2}{V_{T2} (l_U^2 + h_U^2)} \tan \frac{\beta_U}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \beta_{17} = \frac{\beta_e C_{d0} \pi d_0 \sin \theta_0}{V_{T3}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \beta_{18} = \frac{\beta_e \pi d_0^2}{4 V_{T3}}$$

$$\beta_{19} = \frac{(C_{15} + C_{16}) \beta_e}{V_{T3}} \quad \beta_{20} = \frac{C_{dAT1} A_{AT1} \beta_e}{V_{T3}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \beta_{21} = \frac{C_{dB T1} A_{B T e 1} \beta_e}{V_{T3}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \beta_{22} = \frac{4(K_R x_{RS} - F_{Rs1})}{\pi d_R^2}$$

$$\beta_{23} = \frac{4 K_R (x_{RS} + h_{Rm2}) - 4 F_{Rs2}}{\pi d_R^2} \quad \beta_{24} = \frac{\pi d_R^2}{4 m_R} \quad \beta_{25} = \frac{K_R}{m_R} \quad \beta_{26} = \frac{\pi \mu L_{Rv} d_R}{m_R \delta_R \sqrt{1 - \varepsilon_R^2}} \quad \beta_{27} = \frac{\rho L_R C_{dR} d A_R}{m_R dx_4} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

$$\beta_{28} = \frac{\pi d_R^5 \sqrt{196 \rho \mu L_{RD}}}{4 m_R d_{RD}^4} \quad \beta_{29} = \frac{2 C_{Rv} C_{dR} A_R \cos \theta_R}{m_R} \quad \beta_{30} = \frac{4 K_0 x_{OS}}{\pi d_0^2} \quad \beta_{31} = \frac{4 K_0 (x_{OS} + x_{Omax}) + 4 F_{Osmax}}{\pi d_0^2}$$

$$\beta_{32} = \frac{\pi d_0^2}{4 m_0} \quad \beta_{33} = \frac{L_0 C_{d0} \pi d_0 \sin \theta_0 \sqrt{2 \rho}}{m_0} \quad \beta_{34} = \frac{K_0}{m_0} \quad \beta_{35} = \frac{C_{0v} C_{d0} \pi d_0 \sin(2 \theta_0)}{m_0} \quad \beta_{36} = \frac{K_0 x_{OS}}{m_0}$$

$$\beta_{37} = \frac{4 K_B x_{BS}}{\pi d_B^2} \quad \beta_{38} = \frac{\pi d_B^2 d_D^2 (-x_{DNB1} - x_D)^2 (x_3 - p_B)}{d_D^2 (-x_{DNB1} - x_D)^2 + (d_B x_{Bmax} \sin \theta_B)^2} \quad \beta_{39} = 4 K_B (x_{BS} + x_{Bmax}) + 4 F_{Bmax}$$

$$\beta_{40} = \frac{\beta_{38}}{4 m_B} \quad \beta_{41} = \frac{K_B x_{BS}}{m_B} \quad \beta_{43} = \frac{K_B + C_{Bv} C_{dB} \beta_{38}}{m_B d_B}$$

$$\beta_{42} = \frac{\rho L_B C_{dB} d_D (-x_{DNB1} - x_D) \pi d_B \sin \theta_B}{m_B} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left\{ \frac{1}{\sqrt{d_D^2 (-x_{DNB1} - x_D)^2 + (d_B x_8 \sin \theta_B)^2}} - \frac{x_8^2 d_B^2 (\sin \theta_B)^2}{[d_D^2 (-x_{DNB1} - x_D)^2 + (d_B x_8 \sin \theta_B)^2]^{\frac{3}{2}}} \right\}$$

式中 q_0 ——进油单向阀阀口流量, m^3/s

C_{d0} ——进油单向阀节流口流量系数, 取

$$C_{d0} = 0.61$$

K_0 ——进油单向阀弹簧刚度, N/m

x_0 ——进油单向阀阀芯位移, m

x_{OS} ——进油单向阀弹簧预压缩量, m

θ_0 ——进油单向阀半锥角, rad

d_0 ——进油单向阀阀座油孔直径, m

- m_o ——进油单向阀阀芯等效质量, kg
 L_o ——进油单向阀阻尼长度, m
 ε_R ——定差减压阀阀芯偏心率, 取 $\varepsilon_R = 0$
 δ_R ——定差减压阀阀芯配合间隙, m
 L_{Rv} ——定差减压阀阀芯总密封长度, m
 L_R ——定差减压阀的阻尼长度, m
 C_{ln} ——泄漏系数, $m^3 / (Pa \cdot s)$
 V_{Tn} ——各部分连通油腔对应总体积, m^3
 l_{Tn} ——换向阀芯环槽之间的密封长度, m
 x_B ——B 油道主单向阀阀芯位移, m
 x_{BS} ——B 油道主单向阀弹簧预压缩量, m
 K_B ——B 油道主单向阀弹簧刚度, N/m
 m_B ——B 油道主单向阀等效质量, kg
 θ_B ——B 油道主单向阀阀芯半锥角, rad
 d_B ——B 油道主单向阀阀座油孔直径, m
 x_{B2} ——B 油道卸荷阀阀芯位移, m
 d_{B1} ——B 油道卸荷阀座油孔直径, m
 d_{B2} ——B 油道卸荷阀钢球阀芯直径, m
 C_{dAT1} ——滑阀 A 油道出油节流口流量系数, 取 $C_{dAT1} = 0.61$
 C_{dAT2} ——滑阀 A 油道回油节流口流量系数, 取 $C_{dAT2} = 0.61$
 C_{dBT1} ——滑阀 B 油道出油节流口流量系数, 取 $C_{dBT1} = 0.61$
 C_{dBT2} ——滑阀 B 油道回油节流口流量系数, 取 $C_{dBT2} = 0.61$
 C_{dTV} ——换向滑阀中位回馈压力卸荷节流口流量系数, 取 $C_{dTV} = 0.61$
 x_{DU1} ——滑阀从中立位置往里压入时卸荷周边节流口的正预开口量, m
 x_{DU2} ——滑阀从中立位置往外伸出时卸荷周边节流口的正预开口量, m
 h_U ——滑阀中位卸荷沉割三角槽高度, m
 l_U ——滑阀中位卸荷沉割三角槽长度, m
 β_U ——滑阀中位卸荷沉割三角槽顶角角度, rad

2 电液提升器多路换向阀仿真

为了分析多路换向阀的调速稳态特性以及随阀芯位移和负载阶跃变化时的动态响应特性, 应用 Matlab/Simulink 软件, 基于面向结构图的数字仿真方法, 将各个子系统通过 subsystem 子系统模型连接分别建立了多路换向阀稳态特性和动态特性仿真模型, 如图 4 和图 5 所示, 采用四阶龙格-库塔算法进行求解。

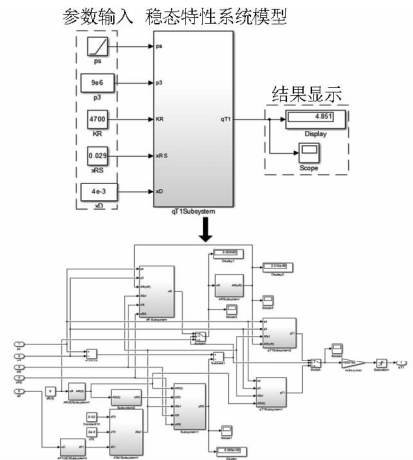


图 4 稳态特性仿真模型

Fig. 4 Steady-state simulation model

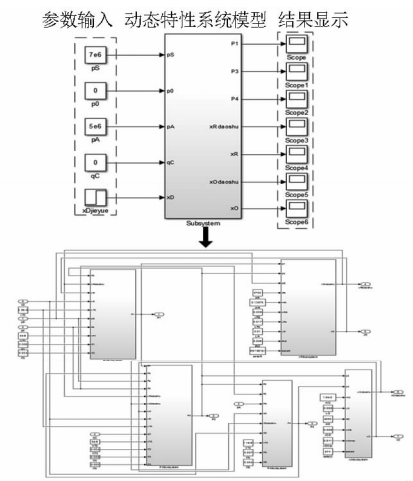


图 5 动态特性仿真模型

Fig. 5 Dynamic simulation model

2.1 电液提升器多路换向阀稳态特性仿真

研究多路换向阀的调速稳态特性是在保持换向阀芯位移量 x_D 不变的情况下, 分析调速回路输出流量 q_{T1} 随压差 $(p_s - p_3)$ 变化的稳态性能。在稳态特性仿真模型的参数输入部分分别设定定差减压阀的弹簧刚度 K_R 为 4700 N/m, 预压缩量 x_{RS} 为 0.029 m, p_s 为斜坡输入, 从 9 MPa 到 11.1 MPa 变化, p_3 为 9 MPa。输入换向阀阀芯位移量 x_D 分别为 0.004、0.005、0.006 和 0.007 m, 得到稳态特性曲线如图 6 所示。

由图可知, 输出流量 q_{T1} 几乎仅与阀芯位移量 x_D 有关, 只要通过定差减压阀的补偿, $(p_1 - p_3)$ 近似不变, 就可以保证调速阀的流量近似恒定。由图 6 可以看出: 当换向阀阀芯位移量 x_D 固定时, 若压差 $(p_s - p_3)$ 小于拐点阈值 p_{R0} 时, 定差减压阀不起补偿作用的, 则 q_{T1} 随 $(p_s - p_3)$ 按抛物线规律变化, 反之 q_{T1} 随 $(p_s - p_3)$ 按线性规律变化, 当阀芯在最大开度时, 由于泄漏量增大, 流量会降低。

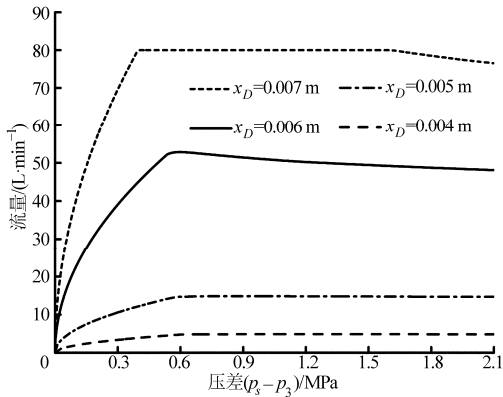


图6 稳态特性曲线

Fig.6 Steady-state characteristics curves

2.2 电液提升器多路换向阀动态特性仿真

根据动态特性仿真模型,参数输入部分可以给定不同的阀芯位移阶跃信号和负载阶跃信号,通过结果显示可以清晰地反映压力、位移的变化情况。

(1) 阀芯位移阶跃变化响应特性

初始条件为:手动换向阀进油口压力 $p_s = 7$ MPa, 负载压力 $p_A = 5$ MPa, 回油压力 $p_o = 0$ MPa, 负载反馈流量 $q_c = 0$ L/min, 换向阀阀芯位移 x_d 输入阶跃变化信号如图7所示。得到定差减压阀出口压力 p_1 、手动换向阀节流口后压力 p_3 及进油单向阀后压力 p_4 的压力变化曲线如图8所示;定差减压阀阀芯位移 x_R 如图9所示;进油单向阀阀芯位移 x_o 如图10所示。

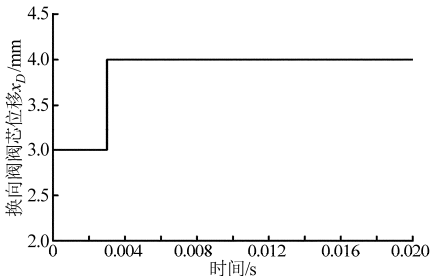


图7 换向阀阀芯位移曲线

Fig.7 Spool displacement of the directional valve

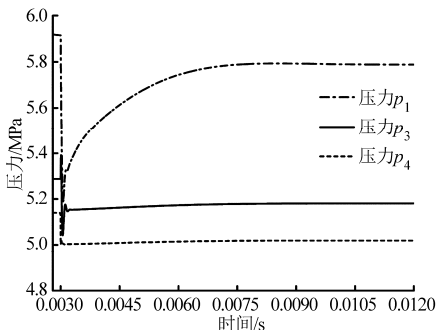


图8 压力变化曲线

Fig.8 Curves of pressure variation

负载压力 p_A 不变,手动换向阀芯位移 x_d 增大,节流口开度增大,由于节流作用瞬间减小,定差减压

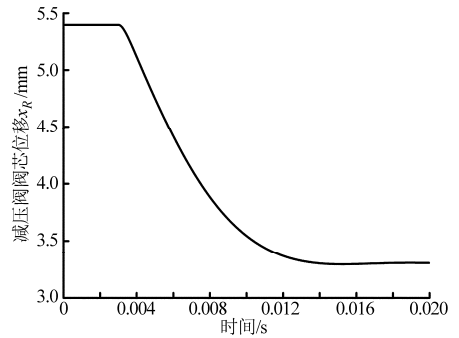


图9 定差减压阀阀芯位移

Fig.9 Spool displacement of fixed differential reducing valve

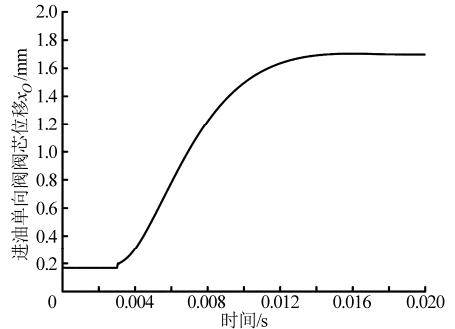


图10 进油单向阀阀芯位移

Fig.10 Spool displacement of check valve

阀出口压力 p_1 即为手动换向阀节流部分节流口前压力瞬间减小,手动换向阀节流口后压力 p_3 瞬间增大,进油单向阀后压力 p_4 为手动换向阀换向部分节流口前压力瞬间减小。 x_d 增大到 5 mm 后不变,定差减压阀会达到新的平衡位置,使压力 p_1 、 p_3 、 p_4 达到新的稳定值,且 3 个压力变化值均小于 0.6 MPa,所以阀内压力冲击小,定差减压阀位移 x_R 和进油单向阀位移 x_o 均在 0.014 s 后达到新的稳定值,多路换向阀动态响应特性好。

(2) 负载阶跃变化响应特性

初始条件设为:进油口压力 $p_s = 12$ MPa,回油口压力 $p_o = 0$ MPa,手动换向阀阀芯位移 $x_d = 3$ mm,负载反馈流量 $q_c = 0$ L/min,负载压力 p_A 阶跃信号输入如图11所示,得到定差减压阀出口压力 p_1 、手动换向阀节流口后压力 p_3 及进油单向阀后压力 p_4 的压力变化曲线如图12所示;定差减压阀阀芯位移 x_R 如图13所示;进油单向阀阀芯位移 x_o 如图14所示。

手动换向阀芯位移 x_d 不变,节流口开度不变,负载压力 p_A 增大,定差减压阀出口压力 p_1 、手动换向阀节流口后压力 p_3 、进油单向阀后压力 p_4 瞬间增大,且 p_4 变化先于 p_3 , p_3 变化先于 p_1 。负载压力变化,定差减压阀会达到新的平衡位置,使压力 p_1 、 p_3 、 p_4 达到新的稳定值,进油单向阀位移 x_o ,0.003 s 后重新回到原来的稳定值,由压力流量方程可知,经过

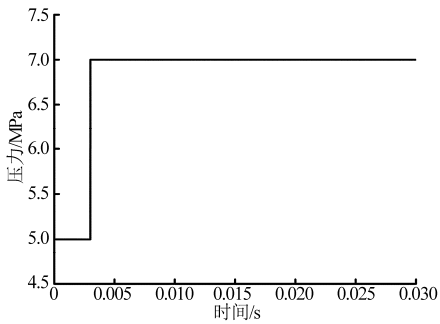


图 11 负载压力输入信号

Fig. 11 Load pressure curve

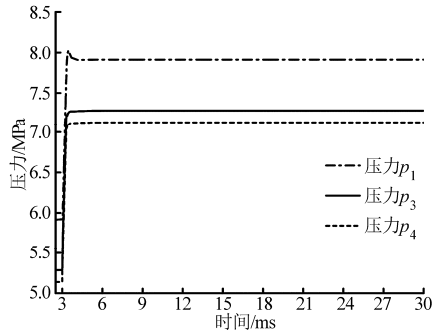


图 12 压力变化曲线

Fig. 12 Curves of pressure variation

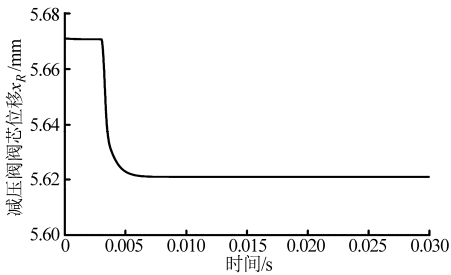


图 13 定差减压阀阀芯位移

Fig. 13 Spool displacement of fixed differential reducing valve

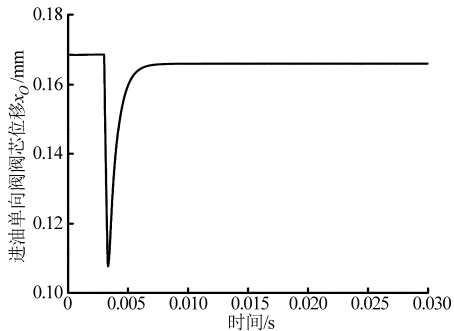


图 14 进油单向阀阀芯位移

Fig. 14 Spool displacement of check valve

进油单向阀的流量近似不变,由此得出,该多路换向阀具有调速功能,且调速性能良好。

3 电液提升器多路换向阀试验

3.1 试验方案

为了验证多路换向阀数学模型和仿真分析的正确性,搭建了闭心式负载传感液压系统试验平台,试

验原理图如图 15 所示,比例溢流阀用来模拟负载,安全阀用于防止系统过载。

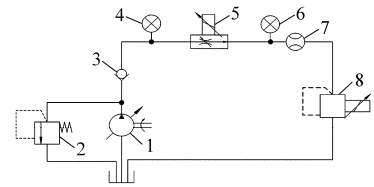


图 15 多路换向阀试验原理图

Fig. 15 Experiment schematic diagram of multi-directional valve

1. 变量泵
2. 安全阀
3. 单向阀
- 4、6. 压力传感器
5. 被试阀
7. 流量计
8. 比例溢流阀

3.2 试验结果

3.2.1 阀芯位移变化时多路换向阀的响应特性

用游标卡尺测得并固定多路换向阀阀芯位移 3 mm,开机采集信号前,将比例溢流阀开启压力设定为 4.9 MPa,变量泵输出压力设定为 6.5 MPa,待开机稳定后,将阀芯位移由 3 mm 增至 7 mm。此时,多路换向阀进油口及出油口压力曲线如图 16a 所示,由图可知,随着阀口开度增大,油道的阻力及阀口节流压力损失变小,阀进油口压力下降;多路换向阀起始负载压力为 4.5 MPa,随着阀口开度增大,比例溢流阀压力会达到 4.9 MPa。多路换向阀输出流量曲线如图 16b 所示,流量会随着阀口开度增大而增大,由于阀体内部节流损失和流道产生的压力损失,流量随阀芯位移变化斜率不呈线性而是逐渐减小,最终达到稳定状态。

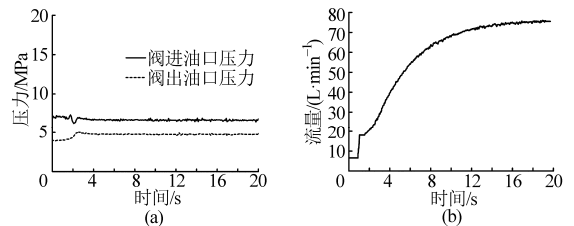


图 16 阀芯阶跃变化时压力和流量曲线

Fig. 16 Pressure and flow variation under spool step change

3.2.2 负载变化时多路换向阀的响应特性

将换向阀芯位移固定在 7 mm 处,泵处于稳定工况后,改变电液比例控制器的控制电压,由 2 V 变为 4 V,此时比例溢流阀开启压力由 4.9 MPa 增加至 8.5 MPa,多路换向阀进油口及出油口压力曲线如图 17a 所示,由图可知,出油口压力出现了 4.9 MPa ~ 8.5 MPa 的阶跃变化,进油口压力出现了 6.5 MPa ~ 11.5 MPa 的阶跃变化,由于负载压力的突然增大,负载压力反馈口将压力变化信号反馈到变量泵,调节多路换向阀的进油口压力,加上系统的泄漏及流道压力损失,阀进油口压力比阀出油口压力高 1.8 MPa,流量稳定后,进出油口压力基本保持不变。

多路换向阀流量曲线如图 17b 所示,当负载变化时,流量出现短暂的震荡,随后又趋于平稳,受负载变化影响较小。

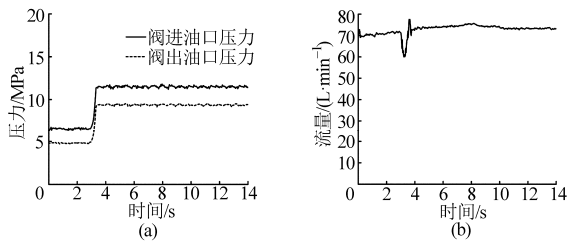


图 17 负载阶跃变化时压力和流量曲线

Fig. 17 Pressure and flow variation under load step change

由变量泵、多路换向阀、比例溢流阀及其他辅助装置构成的试验系统,具有负载敏感功能,变量泵可以根据负载的变化,调节泵出口的压力,可以根据速度的要求,调节流量的变化,整个液压系统的压力损失为 1.5 MPa 左右,且负载增大,压力损失增大。多

路换向阀内的定差减压阀有负载补偿功能,负载变化时,换向阀芯位移不变,多路换向阀的输出流量不变,符合对多路换向阀调速功能的要求。

4 结论

(1) 定差减压阀的弹簧刚度对多路换向阀调速性能影响显著,设计中要保证弹簧位移 x_R 、弹簧预压缩量 x_{Ri} 满足关系 $x_R \ll x_{RS}$ 。

(2) 换向阀芯位移阶跃变化时,多路换向阀内压力冲击小、响应特性好,负载压力阶跃变化时,多路换向阀可实现负载补偿功能。

(3) 基于闭心式负载传感液压系统试验平台,进行试验,结果表明:整个液压系统的压力损失在 1.5 MPa 左右,压力损失随负载增大而增大;系统流量仅与多路换向阀调速节流口开度大小有关,不受负载变化影响,调速性能良好。

参 考 文 献

- 杨华勇,曹剑,徐兵,等. 多路换向阀的发展历程与研究展望[J]. 机械工程学报,2005,41(10):1-5.
Yang Huayong, Cao Jian, Xu Bing, et al. Progress in the evolution of directional control valves and future trends[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005,41(10):1-5. (in Chinese)
- 常绿,王国强,韩云武. 液压挖掘机自动控制系统的设计和实现[J]. 农业工程学报,2007,23(6):140-144.
Chang Lü, Wang Guoqiang, Han Yunwu. Design and realization of computer controlled working device system for hydraulic excavator[J]. Transactions of the CSAE, 2007,23(6):140-144. (in Chinese)
- 袁士豪,殷晨波,叶仪,等. 异型分压阀口节流槽节流特性研究[J]. 农业机械学报,2014,45(1):321-327.
Yuan Shihao, Yin Chenbo, Ye Yi, et al. Studies on the throttling performance of non-circumferential throttling port[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014,45(1):321-327. (in Chinese)
- 冀宏. 液压阀芯节流槽气穴噪声特性的研究[D]. 杭州:浙江大学,2004.
Ji Hong. Investigation into the cavitation noise in grooves of spool valve[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2004. (in Chinese)
- 刘冀民,孙松林,刘启定,等. 三位液压换向滑阀对中性对其内泄漏量的影响[J]. 农业机械学报,2001,32(5):72-74.
Liu Jimin, Sun Songlin, Liu Qiding, et al. Effect of alignability of three-position reversal spool valve on internal leakage flowrate[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001,32(5):72-74. (in Chinese)
- 侯明亮,毛恩荣. 电液换向阀的状态变量模型与仿真研究[J]. 系统仿真学报,2007,19(2):421-423,428.
Hou Mingliang, Mao Enrong. Study on simulation and state variable model of electro-hydraulic directional control valve[J]. Journal of System Simulation, 2007,19(2):421-423,428. (in Chinese)
- 侯明亮,王方艳,毛恩荣. 螺纹插装式液控换向阀的状态变量模型与仿真[J]. 农业机械学报,2006,37(9):145-148,170.
Hou Mingliang, Wang Fangyan, Mao Enrong. Study on simulation and state variable model of electro-hydraulic directional control valve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006,37(9):145-148,170. (in Chinese)
- Amirante R, Del Vescovo G, Lippolis A. Flow forces analysis of an open center hydraulic directional control valve sliding spool[J]. Energy Conversion and Management,2006,47(1):114-131.
- Lisowski E, Czyżycki W, Rajda J. Three dimensional CFD analysis and experimental test of flow force acting on the spool of solenoid operated directional control valve[J]. Energy Conversion and Management,2013,70(6):220-229.
- Yuan Qinghui, Perry Y Li. Robust optimal design of unstable valves[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2007,15(6):1065-1074.
- Yang Y S, Semini C, Tsagarakis N G, et al. Water hydraulics—a novel design of spool-type valves for enhanced dynamic performance[C]//IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 2008, 2:1308-1314.
- 侯友山,石博强,谷捷. 负荷传感转向液压系统优先阀的稳健设计[J]. 农业工程学报,2010,26(10):129-133.
Hou Youshan, Shi Boqiang, Gu Jie. Robust design of priority valve in load sensing hydraulic steering system[J]. Transactions of the CSAE, 2010,26(10):129-133. (in Chinese)
- 杜恒,魏建华,冯瑞琳. 压力跟踪阀建模、仿真与试验研究[J]. 浙江大学学报:工学版,2012,46(6):1034-1040,1047.
Du Heng, Wei Jianhua, Feng Ruilin. Modeling, simulation and experimental research on pressure tracking valve[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2012,46(6):1034-1040,1047. (in Chinese)
- 袁士豪,殷晨波,刘世豪. 基于 AMESim 的平衡阀动态性能分析[J]. 农业机械学报,2013,44(8):273-280.

Yuan Shihao, Yin Chenbo, Liu Shihao. Working properties of counterbalance valve based on AMESim code[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(8):273–280. (in Chinese)

15 荆宝德,殷涌光,范志红,等.装载机中数字电液比例控制系统的仿真[J].农业机械学报,2005,36(2):47–50.

Jing Baode, Yin Yongguang, Fan Zhihong, et al. Simulation of digital electro-hydraulic proportional control system of working device for loader[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005,36(2):47–50. (in Chinese)

Simulation and Experiment on Multi-directional Valve of Heavy Tractor Electro-hydraulic Hitch

Zhao Jianjun Zhu Zhongxiang Song Zhenghe Mao Enrong Liu Shourong Liu Dongling

(Key Laboratory of Soil–Machine–Plant System Technology, MOA, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: Taking the multi-directional valve as the research object, this paper analyzed the working principle and structure features of the valve, and the state equations of the multi-directional valve were built by using the pressure-flow equation, flow continuity equation and valve spool force balance equation, then the static and dynamic characteristics of the valve were simulated by using the Fourth-Order Runge–Kutta algorithm in the software Matlab/Simulink. Based on the test platform of closed center load-sensing hydraulic system, experimental study of the multi-directional valve were conducted, results showed that pressure loss of the whole hydraulic system was about 1.5 MPa. During step changes of the displacement of valve spool, the pressure shock of multi-directional valve was small and the response characteristics were good. In addition, the function of load compensation can be realized under the step changes of load pressure, meanwhile, the system flow rate was only concerned with the opening size of the flow control orifice in the multi-directional control valve, so it had a good speed regulating performance without being affected by load variations. The multi-directional valve can meet the requirements of heavy tractor electro-hydraulic hitch.

Key words: Heavy tractor Multi-directional valve Load sensing Simulation Experiment