

# 装载机线控转向系统硬件在线回路仿真\*

王同建 胡静波 瞿爱琴 张子达

**【摘要】** 设计了装载机线控转向技术硬件在线回路仿真系统并介绍了其组成工作原理,采用比例溢流阀加载的方式对系统进行模拟加载。利用传递函数法建立了仿真系统的数学模型,并在 Matlab 中对其进行了仿真与 PID 参数的调整。利用该硬件在线回路仿真系统分别对不同的输入信号及不同负载条件下的响应进行了实验,实验结果表明,采用比例溢流阀加载的方式可以较好地对系统进行模拟加载,线控转向技术在装载机上应用是可行的。

**关键词:** 装载机 线控转向 转向系统 硬件在线回路仿真

**中图分类号:** TH243;U463.4

**文献标识码:** A

## Hardware-in-the-loop Simulation of Steer-by-wire System on Wheel Loader

Wang Tongjian<sup>1</sup> Hu Jingbo<sup>2</sup> Qu Aiqin<sup>1</sup> Zhang Zida<sup>1</sup>

(1. Jilin University 2. Changchun Institute of Technology)

### Abstract

The composing and the function of every part of hardware-in-the-loop simulation system of steer-by-wire technologies on wheel loader were presented. The proportional relief valve to simulate the load of the system was introduced. Making use of the means of transfer function, the mathematics model of the system was built, and with the model, the system has been simulated, then the PID parameters in Matlab were regulated. An experiment was carried out on the hardware-in-the-loop simulation system to test the response with different input signals and loads. The result showed that it is well simulated the load by means of proportional relief valve, validated the feasibility of the use of steer-by-wire technologies on wheel loader.

**Key words** Wheel loader, Steer-by-wire, Steering system, Hardware-in-the-loop simulation

### 引言

目前,国内工程机械领域对线控转向系统的研究很少。在国外,对车辆线控转向系统的研究已经成为热点<sup>[1~4]</sup>。本文设计了装载机线控转向技术硬件在线回路仿真系统,采用比例溢流阀加载的方式对系统进行模拟加载,并在该系统上进行了实验。

## 1 系统组成及工作过程

图1为装载机线控转向硬件在线回路仿真系统

的组成。整个仿真系统由转向控制与执行子系统和模拟负载控制子系统组成。

转向控制与执行子系统包括:转向控制信号输入单元、动力源与转向执行机、转向控制计算机及其接口、检测元件。

模拟负载控制子系统由计算机控制电液比例溢流阀系统构成,将比例溢流阀接在比例方向阀的回油通路上,通过调节比例阀控制对称缸系统的回油压力以达到加载的目的。

在仿真过程中,对系统的输入是车辆的期望转

收稿日期:2005-12-15

\* 吉林省科技厅项目(项目编号:20040336)

王同建 吉林大学机械科学与工程学院 博士生,130025 长春市

胡静波 长春工程学院机械工程系 副教授,130012 长春市

瞿爱琴 吉林大学机械科学与工程学院 高级工程师

张子达 吉林大学机械科学与工程学院 教授 博士生导师 通讯作者

角值(或期望油缸活塞位移值),而直线位移传感器检测出活塞位移的实际值被转换为转角值,两者经过 A/D 转换后,输入计算机相减、滤波,再经过控制运算,输出的控制量经过 D/A 转换变为模拟量,输入比例阀控制器,驱动电液比例方向阀作相应调整,以控制活塞的运动速度和方向,直至活塞位移达到期望值为止。

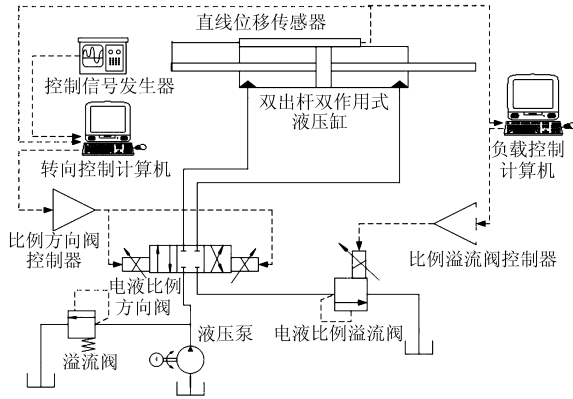


图1 硬件在线回路仿真系统原理图

Fig.1 Compose of hardware-in-the-loop simulation system

## 2 仿真系统建模

仿真系统中的动力机构为阀控缸系统,图2为电液比例方向阀控制对称液压缸的结构示意图。

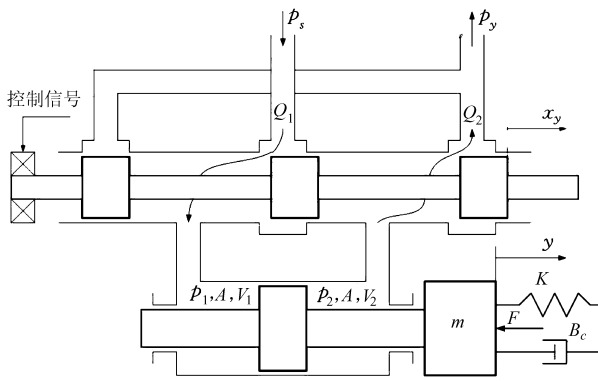


图2 比例方向阀控制对称液压缸系统示意图

Fig.2 Schematic of proportional directional valve control symmetrical cylinder

建立系统模型时假设:①比例阀为零开口阀,且各出口流量系数恒定,不随开口大小改变而改变。②供油压力恒定,油液密度、粘度及弹性模量恒定不变。③节流窗口处的流动为紊流,忽略阀内油液的压缩性。

电液比例方向阀负载流量方程为

$$Q_L = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left( p_s - p_y - \frac{x_v}{|x_v|} p_L \right)} \quad (1)$$

式中  $Q_L$ ——控制对称缸时比例方向阀的负载流量,  $\text{m}^3/\text{s}$

$C_d$ ——流量系数

$\omega$ ——比例阀开口面积梯度,  $\text{m}$

$\rho$ ——液压油密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$

$p_s$ ——供油压力,  $\text{Pa}$       $p_y$ ——回油压力,  $\text{Pa}$

$x_v$ ——比例阀阀芯位移,  $\text{m}$

将式(1)在工作点处展开成泰勒级数,并忽略二阶以上项,可得在稳态工作点附近线性化的负载流量方程为

$$Q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (2)$$

式中  $K_q$ ——比例阀在稳态工作点附近的流量增益,  $\text{m}^2/\text{s}$

$K_c$ ——比例阀在稳态工作点附近流量-压力系数,  $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$

对称液压缸负载流量方程

$$Q_L = A \frac{dy}{dt} + C_{tp} p_L + \frac{V}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (3)$$

式中  $A$ ——油缸等效作用面积,  $\text{m}^2$

$\beta_e$ ——有效体积弹性模量,  $\text{Pa}$

$V$ ——油缸总体积,  $\text{m}^3$

$y$ ——油缸活塞位移,  $\text{m}$

$C_{tp}$ ——总泄漏系数,  $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$

根据系统组成及工作原理可知,仿真系统的负载模拟由比例溢流阀来实现,而对于活塞而言没有弹性负载和恒值干扰力。但在活塞运动过程中,活塞与缸体内壁之间存在较大的作用力,在此将其简化为库伦摩擦力形式,则对称液压缸力平衡方程为

$$p_L A = m \frac{d^2 y}{dt^2} + B_c \frac{dy}{dt} + R \quad (4)$$

式中  $m$ ——负载及活塞杆等效到活塞杆质量,  $\text{kg}$

$B_c$ ——负载阻尼系数,  $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$

$R$ ——活塞与缸体内壁的摩擦力,  $\text{N}$

式(2)~(4)是比例阀控制对称油缸系统的基本方程,式中各物理量都是指其从初始条件下变化量,这3个方程确定了比例阀控制对称油缸系统的动特性。若暂不考虑摩擦力的方向,则可将3个方程视为线性方程,进行拉氏变换,可得

$$Q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (5)$$

$$Q_L = A s y + C_{tp} p_L + \frac{V}{4\beta_e} s p_L \quad (6)$$

$$p_L = \frac{1}{A} (m s^2 y + B_c s y + R) \quad (7)$$

在忽略阻尼系数后,则系统的传递函数为

$$y = \frac{\frac{K_q}{A} x_v - \frac{1}{A^2} (K_c + C_{tp} + \frac{V}{4\beta_e} s) R}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (8)$$

其中  $\omega_h = 2A \sqrt{\frac{\beta_e}{mV}}$       $\xi_h = \frac{K_c + C_{tp}}{A} \sqrt{\frac{m\beta_e}{V}}$

式中  $\omega_h$ ——液压固有频率, rad/s

$\xi_h$ ——液压阻尼比

活塞运动速度对阀芯位移的传递函数为

$$\frac{\dot{y}}{x_v} = \frac{\frac{K_v}{A} x_v}{s^2 + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1} \quad (9)$$

比例阀阀芯的位移控制系统可视为二阶系统, 其传递函数可表示为

$$G_v = \frac{x_v}{U} = \frac{K_a K_v}{s^2 + \frac{2\xi_v}{\omega_v} s + 1} \quad (10)$$

式中  $U$ ——比例阀放大器的输入信号, V

$K_a$ ——放大器增益, mA/V

$K_v$ ——比例阀增益, m/mA

$\omega_v$ ——比例阀固有频率, rad/s

$\xi_v$ ——比例阀阻尼比

电液比例位置伺服系统如图 3 所示, 其给定信号为活塞位移对应的电压, 取值范围与直线位移传感器输出电压范围相同, 系统的开环传递函数为

$$G_K = \frac{K_a K_v K_s K_f}{s \left( \frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\xi_v}{\omega_v} s + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (11)$$

其中

$$K_s = \frac{K_q}{A}$$

式中  $K_s$ ——速度增益, 1/s

$K_f$ ——直线位移传感器增益, V/m

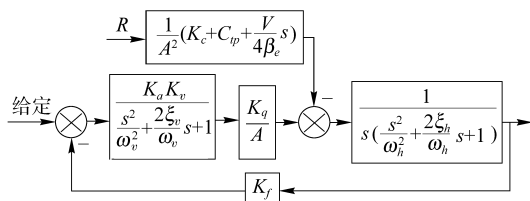


图 3 电液比例位置伺服系统框图

Fig. 3 Block diagram of electro-hydraulic position servo system

该系统属于 I 型无差系统, 在此系统中, 动力机构的固有频率往往是系统控制回路中最低的, 它对控制系统的动态特性有决定性的影响, 因此, 可将比例阀及其控制系统视为比例环节, 即:  $G_v = K_a K_v$ 。则该位置伺服系统可由原来五阶简化为三阶, 即

$$G_K = \frac{K_a K_v K_s K_f}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (12)$$

以油缸位移期望值为输入, 则闭环传递函数为

$$G_B = \frac{K_a K_v K_s K_f}{\frac{s^3}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s^2 + s + K_a K_v K_s K_f} \quad (13)$$

闭环系统对单位阶跃输入的响应如图 4 所示。

可见, 此时系统惯性较大, 响应缓慢。

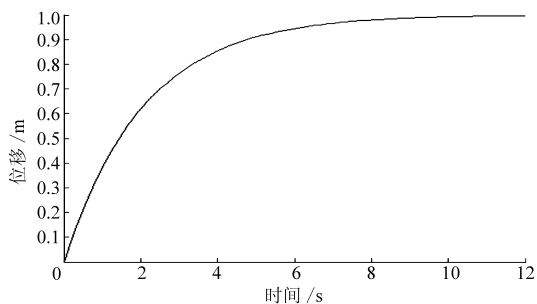


图 4 系统对单位阶跃输入的响应

Fig. 4 System response under step input

从上述的分析可以看出, 校正之前的系统无法满足对转向系统响应的要求, 因此必须对系统进行校正。

### 3 仿真系统 PID 校正及其数字仿真

仿真系统在进行 PID 串联校正之后, 将由原来的 I 型系统转变为 II 型系统, 其开环和闭环传递函数变为如下形式

$$G_k = \frac{K(K_d s^2 + K_p s + K_i)}{s^2 \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (14)$$

$$G_b = \frac{K(K_d s^2 + K_p s + K_i)}{\frac{s^4}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s^3 + (K K_d + 1) s^2 + K K_p s + K K_i} \quad (15)$$

其中

$$K = K_a K_v K_s K_f$$

仿真系统用一台工业控制计算机作为控制器, 采用 PID 算法进行串联校正。本文利用 Matlab 中的 NCD 模块对 PID 参数  $K_p$ 、 $K_i$  和  $K_d$  按给定的动态响应指标进行调节。经多次分析对比得知当  $K_p = 30$ 、 $K_i = 0.041$  和  $K_d = 0.002$  时, 系统响应比较理想。下面分析系统供油压力为 10 MPa 时, 不同回油压力下系统的响应。

由图 5~6 可见, 在 PID 参数调定的情况下, 随着负载的增大,  $K_s$  随之减小, 导致系统的开环增益有所减小, 因而系统的响应速度将有一定程度的下降。

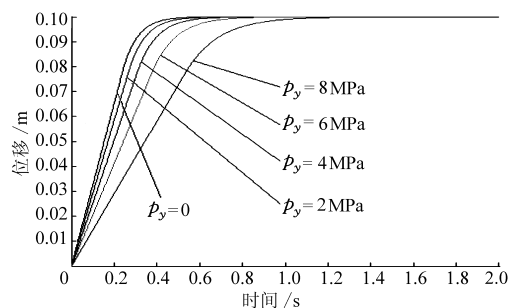


图 5 活塞对阶跃控制信号的响应曲线

Fig. 5 Piston displacement response under step input

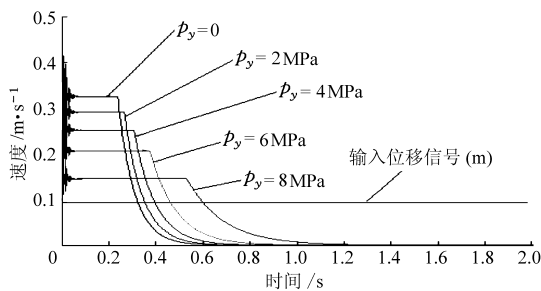


图6 活塞在阶跃输入时的响应速度

Fig. 6 Piston speed response under step input

## 4 实验结果

图7是校正前系统对方波信号的响应。其中曲线1为方波信号,2为活塞响应。从图中可以看出系统响应速度非常慢。

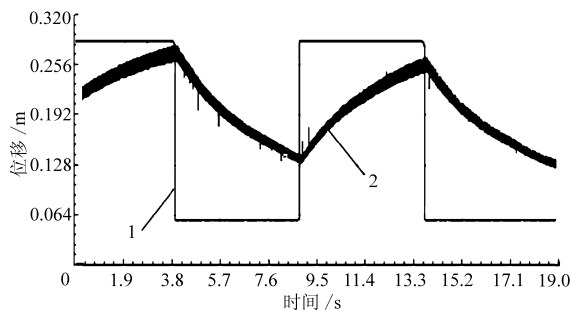


图7 校正前系统对方波信号的响应

Fig. 7 System response under square wave before emendation

图8为校正后系统对方波信号的响应。图中曲线1为方波信号,2为比例阀阀芯响应,3为活塞响应。其中活塞响应信号单位为m,而阀芯位移信号单位取cm。从图中可以看出,在PID参数调整合理的情况下,比例阀开口在活塞响应过程中基本保持全开状态,活塞响应速度较快,且未出现超调,起步过程有一定延迟,但延迟作用较小。

在这两个图中的负载为零,即此时将溢流阀从系统中拆除。

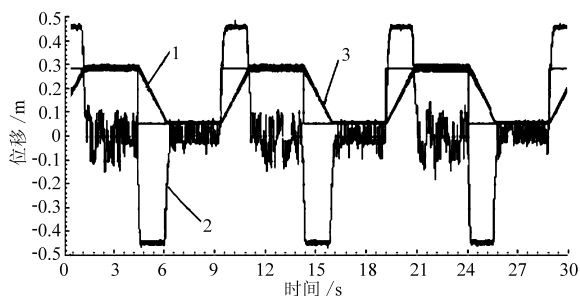


图8 校正后系统对方波信号的响应

Fig. 8 System response under square wave after emendation

调定为1.5 V和4 V,供油压力为5 MPa时活塞的位移响应和比例阀阀芯位移随输入信号的变化曲线。可以看出,随着比例溢流阀控制电压加大(4 V时对应的比例溢流阀调定压力约为4 MPa),活塞的响应速度逐渐下降,但在响应过程中,比例阀开口一直保持最大,所以可以判断随着回油压力的加大,系统流量明显减小(即溢流阀开始溢流)。

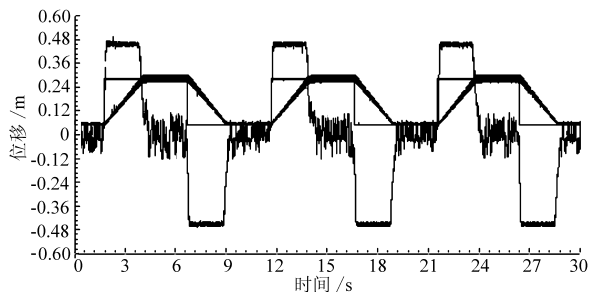


图9 溢流阀控制电压为1.5 V时系统的响应

Fig. 9 System response when relief valve voltage was 1.5 V

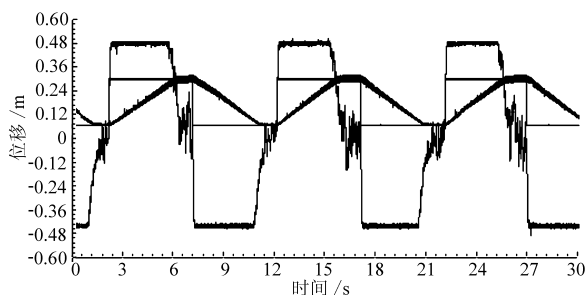


图10 溢流阀控制电压为4 V时系统的响应

Fig. 10 System response when relief valve voltage was 4 V

图11、图12分别对应着溢流阀控制电压为零,正弦信号分别为0.1 Hz和0.3 Hz时系统的响应曲线。可以看出,输入正弦信号为0.1 Hz时,系统的跟踪响应非常好,输出曲线与输入曲线几乎重合,随着输入信号频率的加大,系统的跟踪出现了一定的偏差,而且偏差值随输入信号频率的增加而增加,但在系统跟踪偏差较大的区间内,阀芯的开度都已达到最大值。

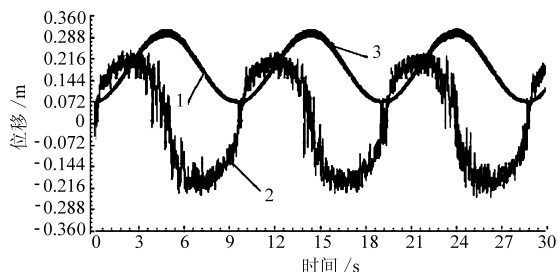


图11 系统对0.1 Hz正弦信号的响应

Fig. 11 System response under 0.1 Hz sine wave

图9~10分别对应着比例溢流阀控制电压分别

图13~14是系统对方向盘任意输入的响应曲

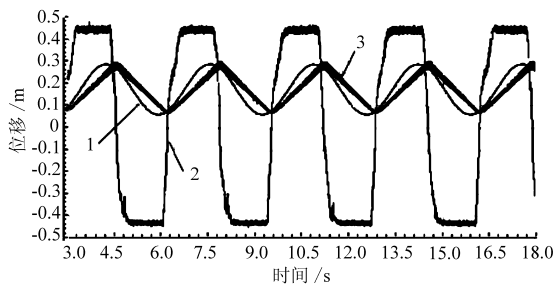


图 12 系统对 0.3 Hz 正弦信号的响应

Fig. 12 System response under 0.3 Hz sine wave

线,1 为方向盘输入信号,2 为比例方向阀阀芯响应,3 为活塞响应。比例溢流阀控制电压分别为 0 V 和

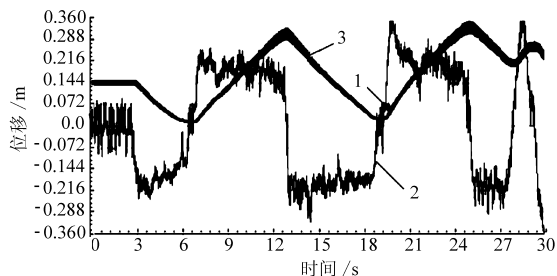


图 13 溢流阀控制电压为 0 V 时系统的响应

Fig. 13 System response when relief valve voltage was 0 V

6 V,供油压力为 10 MPa。从图中可以看出,系统对方向盘输入信号跟踪较好,其跟踪偏差随负载和输入信号频率的增加略有加大。

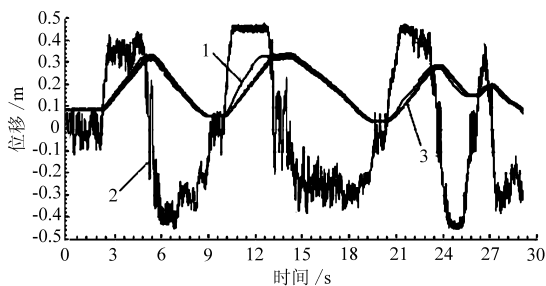


图 14 溢流阀控制电压为 6 V 时系统的响应

Fig. 14 System response when relief valve voltage was 6 V

### 5 结论

(1)采用比例溢流阀加载的方式可以较好地系统进行模拟加载。

(2)在 PID 参数调整合理的情况下,该系统可以较好地输入信号进行跟踪。

(3)证实了线控转向技术在装载机应用的可行性。

### 参 考 文 献

- 1 陈善华,魏宏,李文辉. 汽车电子转向技术与展望[J]. 汽车技术,2003(1):1~7.
- 2 Qiu Hongchu, Zhang Qin. Modeling and simulation of an electro-hydraulic steering system[C]. ASAE Paper 993076,1999.
- 3 Zhang Q, Reid J F, Wu D. Hardware-in-the-loop simulation of an off-road vehicle electro-hydraulic steering system[C]. ASAE Paper 983115,1998.
- 4 Sanket Amberkar, Farhad Bolourchi. A control system methodology for steer by wire system[C]. SAE Paper 2004-01-1106, 2004.
- 5 李洪人. 液压控制系统[M]. 北京:国防工业出版社,1981.

(上接第 23 页)

### 参 考 文 献

- 1 郭立新,王守春,郑春歧,等. 液压反铲挖掘机工作装置有限元动态分析[J]. 中国机械工程,2000,11(12):1 338~1 340.
- 2 王勖成. 有限单元法[M]. 北京:清华大学出版社,2003.
- 3 刘静,潘双夏,冯培恩. 基于 ADAMS 的挖掘机液压系统仿真技术[J]. 农业机械学报,2005,36(10):102~107.
- 4 许小强,赵洪伦. 过盈配合应力的接触非线性有限元分析[J]. 机械设计与研究,2000,11(1):31~35.
- 5 成凯,李山辉,刘述学,等. 装载机工作装置的有限元分析[J]. 农业机械学报,2001,32(6):18~21.
- 6 杨为,王家序,秦大同. 液压挖掘机工作装置固有频率的试验灵敏度[J]. 农业机械学报,2006,37(2):21~24.
- 7 Eugeniusz Budny. Load-independent control of a hydraulic excavator[J]. Automation in Construction, 2003,12(3): 245~254.