

双泵合流系统电-液联控合流阀设计与试验

李明生¹ 叶进¹ 谢斌² 杨仕¹ 曾百功¹ 柳剑¹

(1. 西南大学工程技术学院, 重庆 400700; 2. 中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 设计了一种电-液联控合流阀,电磁阀和换向阀内反馈压力联合控制合流阀的开启和关闭,能够实现油液的双向流动,使流量调速区间更大,执行机构动作更为迅速。基于传统方法确定阀结构参数,设计U型过渡节流槽,在Matlab中建立通流面积模型并进行计算。建立电-液联控合流阀AMESim模型并进行性能仿真,仿真结果表明,该阀控制流量范围为 $0 \sim 5.83 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$,流量变化平稳;在 $8 \sim 11.5 \text{ mm}$ 阀芯位移区间内,合流阀压力损失随阀口开度增加而降低,当阀芯位移为 11.5 mm 时,合流阀压力损失为 0.18 MPa 。起重机卷扬系统试验结果表明,该阀最大流量达 $6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$,最大流量下压力损失为 0.27 MPa ;单泵供油模式下卷扬起升工况,卷筒最低稳定微动速度为 1.9 r/min ,启动冲击为 2.1 MPa ,停止冲击为 2.2 MPa ,启动响应延时 0.7 s ,停止响应延时 0.8 s ;卷扬下落工况,卷筒最低稳定微动速度为 2.17 r/min ,启动冲击为 5.2 MPa ,停止冲击为 1.9 MPa ,启动响应延时 1.1 s ,停止响应延时 0.75 s 。安装有该阀的双泵合流系统供油时,卷扬起升工况,卷筒最低稳定微动速度为 2.17 r/min ,启动冲击为 2.5 MPa ,停止冲击为 0 MPa ,启动响应延时 0.65 s ,停止响应延时 0.28 s ;卷扬下落工况,卷筒最低稳定微动速度为 1.57 r/min ,启动冲击为 2.7 MPa ,停止冲击为 1.6 MPa ,启动响应延时 0.57 s ,停止响应延时 0.31 s 。

关键词: 合流阀; 电-液联控; 设计; 仿真; 试验

中图分类号: TH137.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)09-0353-08

Design and Test of Electric-hydraulic Confluence Valve in Double Pump Confluence System

LI Mingsheng¹ YE Jin¹ XIE Bin² YANG Shi¹ ZENG Baigong¹ LIU Jian¹

(1. College of Engineering and Technology, Southwest University, Chongqing 400700, China

2. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: In order to improve the efficiency and movement stability of the high power hydraulic system and reduce the hydraulic impact and energy loss, an electric hydraulic joint valve was designed. The opening and closing of the confluence valve was controlled by the joint control of feedback pressure in the solenoid valve and the reversing valve. The fluid in the valve flowed bi-directional, so the flow speed range was large and the actuator was fast. The valve structure parameters obtained by traditional calculation, throttling groove was designed as U groove, and groove flow area was calculated in Matlab. The AMESim model of the electro-hydraulic confluence valve was established and simulated, and the simulation results showed that the flow range of this valve was $0 \sim 5.83 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, and the flow rate was stable; in $8 \sim 11.5 \text{ mm}$ spool displacement range, the pressure loss of the confluence valve was decreased with the opening of the valve. When the spool displacement was 11.5 mm , the pressure loss of the confluence valve was only 0.18 MPa , and the energy loss was small. The test results of the hoisting system of crane showed that the maximum flow rate of the valve was $6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, and the pressure loss at the maximum flow rate was 0.27 MPa . In single pump mode when the hoist was lifted, the minimum stable fretting speed of the reel was 1.9 r/min , the starting impact was 2.1 MPa , the stop impact was 2.2 MPa , the starting delay was 0.7 s , and the stop delay was 0.8 s ; when the hoist was fallen, the minimum stable fretting speed of the reel was 2.17 r/min , the starting impact was 5.2 MPa , the stop impact was 1.9 MPa , the starting delay was 1.1 s , and the stop delay was 0.75 s . In double pump mode

收稿日期: 2018-03-26 修回日期: 2018-05-09

基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFD0701001)和中央高校基本科研业务费专项资金重点项目(XDJK2016B007)

作者简介: 李明生(1987—),男,讲师,博士,主要从事农业机械化及机电液一体化技术研究,E-mail: li-ming.2004@163.com

通信作者: 叶进(1961—),男,教授,主要从事农业机械化及其自动化技术研究,E-mail: yejin2007@gmail.com

when the hoist was lifted, the minimum stable fretting speed of the reel was 2.17 r/min, the starting impact was 2.5 MPa, the stop impact was zero, the starting delay was 0.65 s, and the stop delay was 0.28 s; when the hoist was fallen, the minimum stable fretting speed of the reel was 1.57 r/min, the starting impact was 2.7 MPa, the stop impact was 1.6 MPa, the starting delay was 0.57 s, and the stop delay was 0.31 s.

Key words: confluence valve; electro-hydraulic control; design; simulation; test

0 引言

液压传动技术以其响应速度快、负载大、能够实现自润滑等优点,在农业机械、工程机械、航空航天等领域得到了广泛应用。

随着液压传动技术向高压大流量方向发展,大功率机械设备层出不穷。当单一液压泵无法满足设备液压流量的需求时,工程上通常采用双泵合流技术来实现较大的流量输出^[1-2]。当系统需要的流量较小时,进行单液压泵供油,以降低油耗,提高经济性;当需要大流量时,将 2 个液压泵的输出流量同时供给一个执行机构,以加快动作速度,提高效率^[3]。双泵合流技术除了能够输出较大的流量外,在配置等值卸荷阀后,还可以将定量泵进行配置,实现变量节能^[4]。同时,其对于改善液压系统流量脉动、提高机构工作效率和动作稳定性、提高液压系统脉动频率、降低液压系统噪声均具有重要意义^[5-6]。

双泵合流技术在大功率拖拉机、起重机、装载机已经逐渐应用,不少学者对液压系统进行了研究,但是在实现合流技术的核心元件——合流阀方面研究甚少^[7-10]。目前应用的双泵合流阀控制方式仍以液控开关式为主,控制精度低,稳定性差,只能实现单向合流且无法实现自动化控制^[11]。本文在传统合流阀基础上,设计一种由电磁阀和换向阀内反馈压力联合控制的电-液联控合流阀,并进行仿真分析和试验验证,以期提升合流系统的油液双向流动和性能。

1 工作原理

电-液联控合流阀工作原理如图 1 所示。本阀由电磁阀、二位三通液控换向阀、压力选择梭阀、二位二通液控换向阀、溢流阀和阻尼器等组成。电磁阀用于实现合流功能的外部远程控制,二位三通液控换向阀、二位二通液控换向阀及压力选择梭阀用于实现左右液压泵输出油液的双向合流功能。梭阀 6 将左侧工作联工作油路 A1、B1 中的最高工作压力,经由 LS1 油路反馈至合流阀;梭阀 7 将右侧工作联工作油路 A2、B2 中的最高工作压力,经由 LS2 油路反馈至合流阀。溢流阀用于限制 LS1 和 LS2 油路中的最高压力。

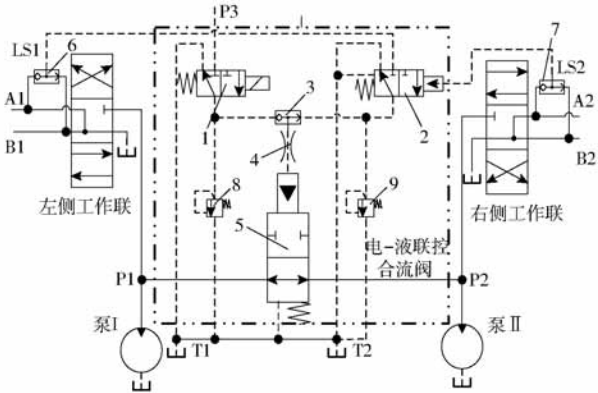


图 1 电-液联控合流阀工作原理

Fig. 1 Principle of confluence valve

1. 电磁阀 2. 二位三通液控换向阀 3, 6, 7. 压力选择梭阀
4. 阻尼器 5. 二位二通液控换向阀 8, 9. 溢流阀

当电磁阀通电时,电磁阀处于右位,P3 内的高压油液经由电磁阀、压力选择梭阀、阻尼器进入二位二通液控换向阀上部无弹簧腔,二位二通液控换向阀在 P3 高压作用下克服弹簧力处于上位,P1 与 P2 断开,两泵单独向左、右工作联供油。

当电磁阀断电时,电磁阀处于左位,梭阀左侧通过电磁阀接回油箱,油液压力为零。当左、右两侧工作联均处于中位不工作时,LS1、LS2 反馈压力为零,二位三通液控换向阀在弹簧力作用下处于左位,梭阀右侧通过二位三通液控换向阀接回油箱,梭阀输出压力为零,二位二通液控换向阀在弹簧力作用下处于下位,P1 与 P2 接通,合流阀合流。当左侧工作联工作,右侧工作联不工作时,LS1 反馈左侧工作联工作压力进入二位三通液控换向阀,由于 LS2 压力仍为零,因此二位三通液控换向阀在弹簧力作用下仍处于左位,梭阀右侧与油箱接通,输出压力为零,二位二通液控换向阀在弹簧力作用下处于下位,P2 中的油液进入 P1,双泵同时向左侧工作联供油。左侧工作联不工作,右侧工作联工作时,LS2 反馈右侧工作联工作压力,LS1 压力为零。二位三通液控换向阀在 LS2 作用下克服弹簧力处于右位,此时梭阀右侧通过二位三通液控换向阀与 LS1 接通,由于 LS1 压力为零,因此梭阀输出压力为零,二位二通液控换向阀在弹簧力作用下处于下位,P1 中的油液进入 P2,双泵同时向右侧工作联供油。当左、右两侧工作联均工作时,LS1、LS2 均建立压力,二位三通液

控换向阀在 LS2 作用下克服弹簧力处于右位,此时梭阀右侧通过二位三通液控换向阀与 LS1 接通,由于 LS1 压力为高压,因此梭阀输出高压,二位二通液控换向阀在该压力作用下克服弹簧力处于上位,P1 与 P2 断开,两泵单独向左、右工作联供油。

通过电磁阀和工作联内的反馈压力联合控制合流阀:当电磁阀通电时,合流阀的开闭不受工作联内反馈压力影响,完全受电磁阀控制,实现合流功能的远程控制;当电磁阀断电时,合流阀的开闭由工作联内反馈压力 LS1、LS2 控制,根据左、右两侧工作联的工作状态实现分、合流自适应控制。当只有一侧工作联工作时,合流阀合流,油液能够在 P1 和 P2 之间双向流动,使流量调速区间更大,执行机构动作更迅速;当两侧工作联同时工作时,合流阀关闭,避免干涉。

2 设计与计算

根据电-液合流阀工作原理设计的结构如图 2 所示。本阀由阀体、电磁阀、二位三通液控换向阀、压力选择梭阀、二位二通液控换向阀和阻尼器等组成。其中二位二通液控换向阀为直动式滑阀结构,电磁阀、二位三通液控换向阀、压力选择梭阀为螺纹插装式结构,阀体为片式结构,可以实现模块化装配,便于加工和维修。设计最高通流流量 Q_g 为 $5.83 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$,最高压力 $p_{\max}$ 为 31.5 MPa。

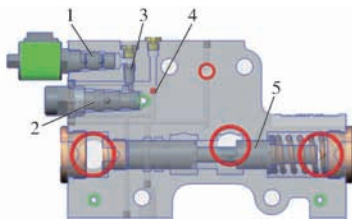


图 2 电-液联控合流阀结构

Fig. 2 Structure of confluence valve

1. 电磁阀 2. 二位三通液控换向阀 3. 压力选择梭阀 4. 阻尼器 5. 二位二通液控换向阀

2.1 合流阀尺寸参数计算

合流阀阀芯大径 D 和小径 d 的计算公式为

$$\begin{cases} D \geq 0.463 \sqrt{\frac{Q_g}{12}} = 25 \text{ mm} \\ d \geq 0.4D = 10 \text{ mm} \end{cases} \quad (1)$$

根据多路阀的制造工艺性和使用的方便性,合流阀阀芯的直径确定为 $D = 25 \text{ mm}$, $d = 10 \text{ mm}$ 。

为使阀口在最大开口 $\delta_{\max}$,油液经过阀口不产生扩散损失,应使最大通流面积 $A_{\max}$ 不大于阀芯与阀体间环形截面积,即

$$\delta_{\max} \leq \frac{A_{\max}}{D} = \frac{D^2 - d^2}{4D} = 5.25 \text{ mm} \quad (2)$$

在不考虑流体在流动过程中加速的影响和间隙

流道的形状改变及间隙弯曲等的情况下,合流阀阀芯与阀体孔的两圆柱间隙泄漏量计算公式为

$$Q_L = \frac{\pi D h^3}{12 \mu l} \Delta p \quad (3)$$

式中 Q_L ——泄漏量, m^3/s
 h ——阀芯与阀孔半径缝隙,为 $1.0 \times 10^{-5} \text{ m}$
 l ——阀芯关闭时节流口正遮盖量, m
 μ ——流体动力粘度,为 $4.14 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
 Δp ——缝隙两端流体压力差,为 31.5 MPa

根据 JB/T 8729—2013《液压多路换向阀》规定,公称压力大于 31.5 MPa,公称通径为 25 mm 时,中立位置内泄漏量不得超过 $4.67 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$,计算可得 $l \geq 10.7 \text{ mm}$,确定合流阀正遮盖量 $l = 2 \text{ mm}$ 。

在阀芯开口处设计过渡节流槽以提高流量稳定性,确定换向阀最大开口量 $\delta_{\max}$ 为 4 mm,过渡节流槽长度 l_1 为 5.5 mm。由此确定阀芯行程 S 为

$$S = \delta_{\max} + l + l_1 = 11.5 \text{ mm} \quad (4)$$

为了避免误动作,合流阀应该在两端压差 $p_{x_1} = 0.5 \text{ MPa}$ 时开始动作;液压外控压力一般为 1.5 MPa,为保证电液联控的准确性,当合流阀阀芯两端压差达到 $p_{x_2} = 1.5 \text{ MPa}$ 时,阀口应完全开启。由此可得比例换向阀的阀芯力平衡方程为

$$\begin{cases} \frac{\pi D^2}{4} p_{x_1} = K x_0 \\ \frac{\pi D^2}{4} p_{x_2} = K (S + x_0) \end{cases} \quad (5)$$

计算可得比例换向阀弹簧预压缩量 x_0 为 5.75 mm,弹簧刚度 K 为 42.6 kN/m。

根据 JB/T 3338.2—93《液压件圆柱螺旋压缩弹簧设计计算》,计算并确定比例换向阀弹簧参数如表 1 所示。

表 1 电-液联控合流阀弹簧参数

Tab. 1 Spring parameters of confluence valve						
材料	直径/ mm	外径/ mm	自由高 度/mm	有效 圈数	总 圈数	刚度/ ($\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$)
VDCrSi	5.2	34	48.5	4	6	42.6

2.2 合流阀阀芯节流槽设计

为满足系统动作稳定性,需要设计过渡节流槽^[12]。直动式滑阀常用的节流口型式有铣割槽式、锥式、三角槽式、半圆式(D 型槽)和半圆矩形式(U 型槽),根据文献[13—15]分析的各节流槽的特性,选择 U 型槽,其为圆柱立铣刀沿着阀芯轴线方向旋转切割阀芯凸肩形成,由矩形和半圆形槽组成^[16—17]。设计的合流阀节流槽如图 3 所示。

在合流阀阀芯圆周面上设计 3 种 U 型节流槽,每种 2 组。各组节流槽交叉均布以降低阀芯不平衡

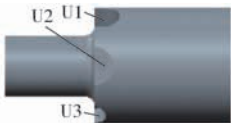


图3 电-液联控合流阀节流槽

Fig. 3 Electric-hydraulic confluence valve throttle

力造成阀芯卡滞。3种节流槽设计参数见表2。

表2 电-液联控合流阀阀芯节流槽设计参数

Tab.2 Valve spool throttle parameters	
类型	设计参数
U1	半径 $R_1=4\text{ mm}$, 长度 $L_1=5.5\text{ mm}$, 深度 $D_1=5\text{ mm}$
U2	半径 $R_2=4\text{ mm}$, 长度 $L_2=4\text{ mm}$, 深度 $D_2=4\text{ mm}$
U3	半径 $R_3=4\text{ mm}$, 长度 $L_3=2.5\text{ mm}$, 深度 $D_3=4\text{ mm}$

根据节流槽通流面积计算方法^[18-20],在 Matlab 中建立合流阀节流槽通流面积随阀芯位移变化数学模型,如图4所示。通过计算仿真得到阀芯位移-通流面积曲线如图5所示。由图5可知,阀芯总行程为11.5 mm,其中,0~2 mm 为正遮盖区,即封油区,通流面积为0;2~7.5 mm 为调速区,通流面积为 $0\sim1.2\times10^{-4}\text{ m}^2$;7.5~11.5 mm 为快速增益区,通流面积为 $1.2\times10^{-4}\sim4.3\times10^{-4}\text{ m}^2$ 。

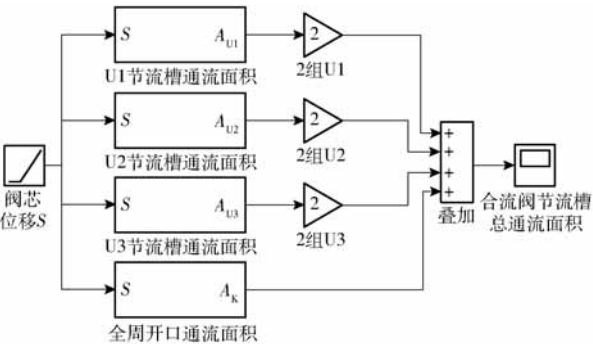


图4 合流阀节流槽通流面积计算模型

Fig. 4 Electric-hydraulic confluence valve model

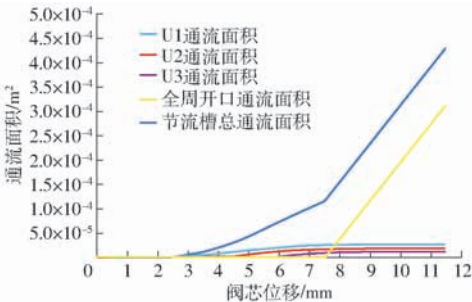


图5 合流阀通流面积随阀芯位移变化曲线

Fig. 5 Changing curves of flow area with spool displacement

3 AMESim 模型设计与仿真

3.1 AMESim 模型

在 AMESim^[21-22] 中建立合流阀模型,如图6所示。该模型由合流阀弹簧腔、无杆腔、复位弹

簧、质量模块、节流槽、压力油源、恒流油源、油液压力传感器等构成。合流阀进油口的压力作用在合流阀无弹簧腔,使阀芯向右运动,负载反馈压力作用在弹簧腔的力、弹簧力、阀芯运动的阻尼力构成阻碍阀芯运动的阻力。压力油源控制阀芯运动,恒流油源为系统提供流量。模型主要参数如表3所示。

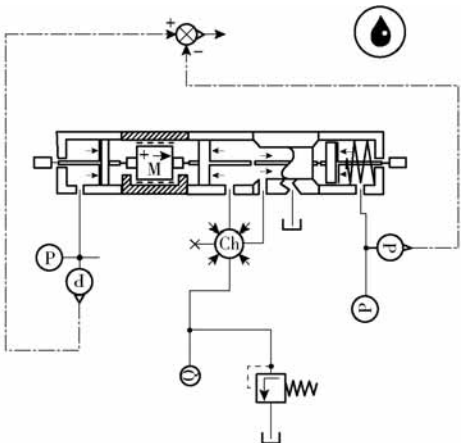


图6 合流阀 AMESim 模型

Fig. 6 AMESim model of confluence valve

表3 仿真模型主要参数

Tab.3 Main parameters of simulation model	
参数	数值
油液密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	845.5
油液绝对黏度/($\text{MPa}\cdot\text{s}$)	20.76
油液体积模量/ MPa	1700
油液温度/ $^{\circ}\text{C}$	20
合流阀阀芯组件运动质量/ kg	0.135
运动阻尼系数/($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$)	17.5
无弹簧腔初始长度/ mm	5
有弹簧腔初始长度/ mm	20
溢流阀开启压力/ MPa	1.0

3.2 仿真实验与分析

根据实际应用情况,设置恒流源流量为 $5.83\times10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$,弹簧腔油液压力设为零,调节无弹簧腔油液控制压力在 $0\sim2.0\text{ MPa}$ 之间变化,得到合流阀流量随控制压力变化曲线,如图7所示,合流阀流量及压力损失随阀芯位移变化曲线如图8所示。

由图7可知,在 $0\sim0.75\text{ MPa}$ 的控制压力区间内,由于合流阀尚未打开,通过流量为零; $0.75\sim1.25\text{ MPa}$ 控制压力区间为调速区,流量在 $0\sim4.0\times10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$ 稳定上升; $1.25\sim1.75\text{ MPa}$ 控制压力区间为快速增益区,流量在 $4.0\times10^{-3}\sim5.83\times10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$ 快速上升; $1.75\sim2.0\text{ MPa}$ 控制压力区间为流量饱和区,此时流量稳定在最大流量 $5.83\times10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$ 。

由图8可知,合流阀流量随着阀芯位移的增加而增加,其变化趋势与跟随控制压力的变化趋势一

致;阀芯位移在 0 ~ 8 mm 区间内,合流阀的压力损失(即压差)稳定在 1.0 MPa,这是由溢流阀的开启压力决定的,此时除通过合流阀返回油箱的油液外,剩余系统油液通过溢流阀溢流回油箱;阀芯位移在 8 ~ 11.5 mm 区间内,合流阀的压力损失随着阀口开度的增加而降低,此时所有油液均通过合流阀返回油箱,当阀口开度最大,即阀芯位移为 11.5 mm 时,合流阀流量达到最大($5.83 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$),合流阀压损失为 0.18 MPa。

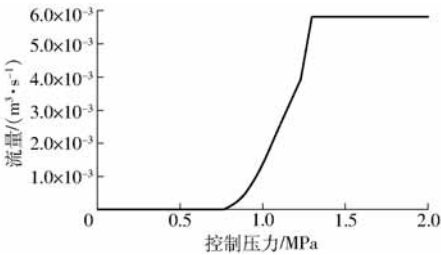


图7 合流阀流量随控制压力变化曲线

Fig. 7 Changing curves of flow with control pressure

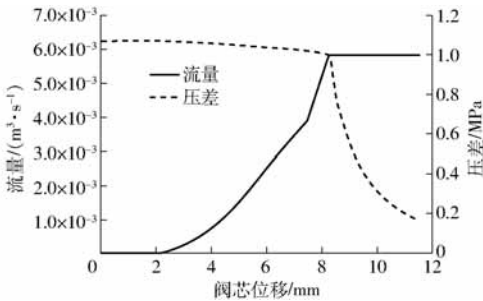


图8 合流阀流量、压力损失随阀芯位移变化曲线

Fig. 8 Changing curves of flow and pressure loss with spool displacement

4 性能试验与分析

在徐工 XCT55 型起重机上测试电-液联控合流阀性能,如图 9 所示。试验中起重机液压系统为安装有电-液联控合流阀的双泵合流系统,通过本系统测量合流阀的流量-压力特性和压力损失,同时对比卷扬系统在单泵供油(电-液联控合流阀关闭)和双泵供油(电-液联控合流阀开启)下的起落微动性、启停冲击、起落延时性,验证电-液联控合流阀对系统性能的影响。

4.1 合流阀流量-压力特性试验

根据图 1 设计试验方案,使:泵 I 不工作,泵 II 工作,右侧工作联不工作,左侧工作联工作,此时泵 II 经由合流阀向左侧工作联供油。电磁阀通电处于右位,使 P3 与合流阀二位二通液控换向阀无弹簧腔接通,通过调节 P3 中的油液控制压力控制阀芯动作,得到合流阀流量随控制压力变化时的流量曲线如图 10 所示。



图9 电-液联控合流阀性能测试

Fig. 9 Electric-hydraulic confluence valve performance test

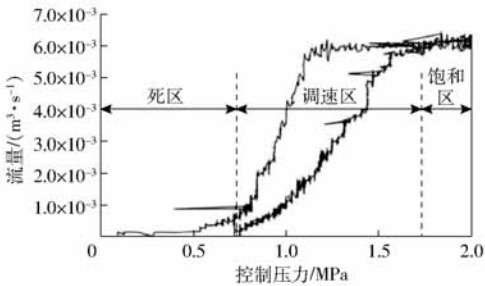


图10 合流阀流量随控制压力变化曲线

Fig. 10 Changing curves of flow with control pressure

由图 10 可知,合流阀开启压力为 0.74 MPa,即流量死区压力控制区间为 0 ~ 0.74 MPa;调速区压力控制区间为 0.74 ~ 1.74 MPa,流量变化区间为 0 ~ $6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$,流量随控制压力变化平稳;1.74 ~ 2.0 MPa 为流量饱和区,此时流量稳定在 $6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 。流量调速控制压力区占总控制压力区间的 50%。由于液动力等影响,合流阀达到流量饱和所需的控制压力高于仿真试验结果。图 10 中合流阀闭合曲线显示,控制压力为 0.5 MPa 时,阀芯基本闭合,存有少量油液泄漏,这是由于阀芯与阀体间采用间隙密封所致。

4.2 合流阀压力损失试验

根据图 1 设计试验方案,使:泵 I 不工作,泵 II 工作,右侧工作联不工作,左侧工作联工作,此时泵 II 经由合流阀向左侧工作联供油。电磁阀通电处于右位,使 P3 与合流阀二位二通液控换向阀无弹簧腔接通。P3 中控制压力设定为 2.0 MPa,使二位二通液控换向阀处于最大开口位置,测量不同流量下合流阀的压力损失,如图 11 所示。

由图 11 可知,二位二通液控换向阀处于最大开口位置时,合流阀的压力损失随着流量增大而增加,当流量达到最大流量 $6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 时,合流阀压力损失为 0.27 MPa,高于仿真试验中的 0.18 MPa,这是由于实际试验中受到节流槽的影响,实际流量系数小于理论流量系数导致的。

4.3 卷扬空载起落微动性试验

保持发动机处于怠速状态,操纵液压控制手柄

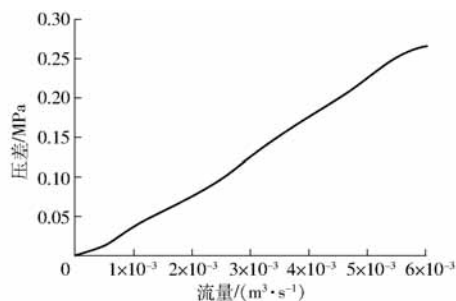


图 11 合流阀压力损失曲线

Fig. 11 Pressure loss curve with flow

分别测试微开口小流量工况下起重机空载时卷扬系统在单泵供油和双泵合流供油模式下的微动性以及起重机重载时卷扬系统在双泵合流供油模式下的微动性。

由图 12 可知,当空载卷扬系统起升时,单泵供油模式下卷筒最低稳定微动转速为 1.9 r/min,双泵合流供油模式下卷筒最低稳定微动转速为 2.17 r/min,略高于单泵供油模式;由图 13 可知,当空载卷扬系统下落时,单泵供油模式下卷筒最低稳定微动转速为 2.17 r/min,双泵合流供油模式下卷筒最低稳定微动转速为 1.57 r/min,低于单泵供油模式,卷扬系统微动性更好;由图 14 可知,当重载卷扬系统起升时,双泵合流供油模式下卷筒平均最低稳定微动转速为 2.75 r/min,当重载卷扬系统下落时,双泵合流供油模式下卷筒平均最低稳定微动转速为 2.85 r/min。在重载模式下,系统工作压力高,卷筒转速相对空载模式有较大波动,但仍能满足最低稳定转速要求。

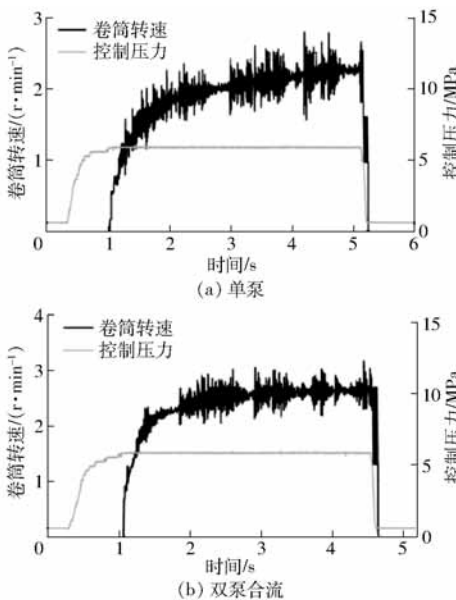


图 12 空载卷扬起升微动性

Fig. 12 Fretting of rising of hoist system (no-load)

4.4 卷扬起落启停冲击试验

保持发动机处于怠速状态,正常操作液压控制

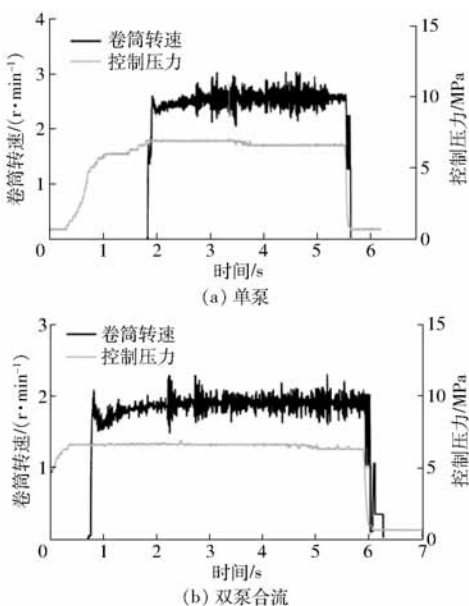


图 13 空载卷扬下落微动性

Fig. 13 Fretting of falling of hoist system (no-load)

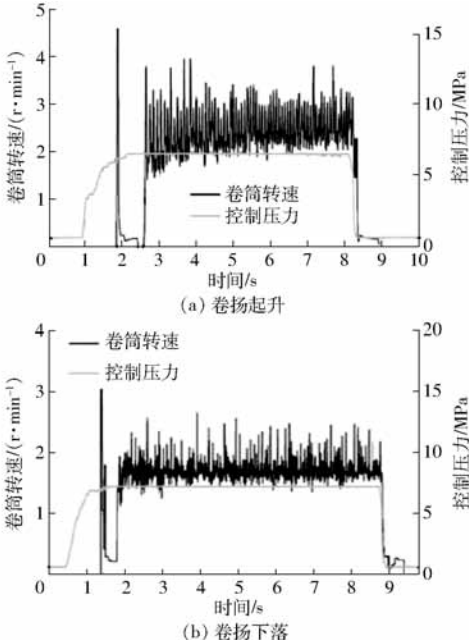


图 14 重载(双泵合流)微动性

Fig. 14 Fretting of hoist system (heavy-load, double pump confluence)

手柄测试卷扬在单泵供油和双泵合流供油模式下的启停冲击性。

由图 15a 可知,单泵供油时,卷扬起升工况下,启动冲击为 2.1 MPa,停止冲击为 2.2 MPa;卷扬下落工况下,启动冲击为 5.2 MPa,停止冲击为 1.9 MPa。由图 15b 可知,双泵供油时,卷扬起升工况下,启动冲击为 2.5 MPa,停止冲击为 0 MPa;卷扬下落工况下,启动冲击为 2.7 MPa,停止冲击为 1.6 MPa。采用电-液联控合流阀的双泵供油时,除卷扬起升工况下的启动冲击稍高于单泵供油模式外,其他冲击均低于单泵供油模式,使系统动作更加平

顺,降低液压冲击造成的损失,提升系统安全性。

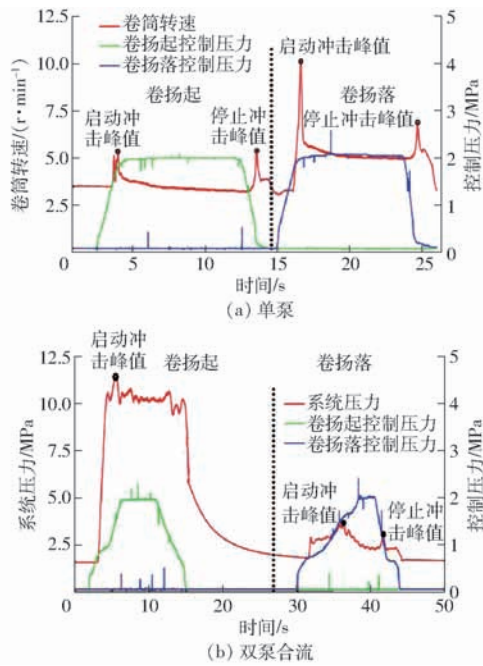


图 15 卷扬起落启停冲击

Fig. 15 Start and stop impacts in process of rising and falling of hoist system

4.5 卷扬起落延时性试验

保持发动机处于怠速状态,快速操作液压控制手柄测试卷扬在单泵供油和双泵合流供油模式下的响应延时性。

由图 16a 可知,单泵供油时,卷扬起升工况下,启动响应延时 0.7 s,停止响应延时 0.8 s;卷扬下落工况下,启动响应延时 1.1 s,停止响应延时 0.75 s。由图 16b 可知,双泵供油时,卷扬起升工况下,启动响应延时 0.65 s,停止响应延时 0.28 s;卷扬下落工况下,启动响应延时 0.57 s,停止响应延时 0.31 s。采用电-液联控合流阀的双泵供油时,各工况下卷扬

系统的响应延时均大幅低于单泵供油模式,卷扬系统动作更加迅速。

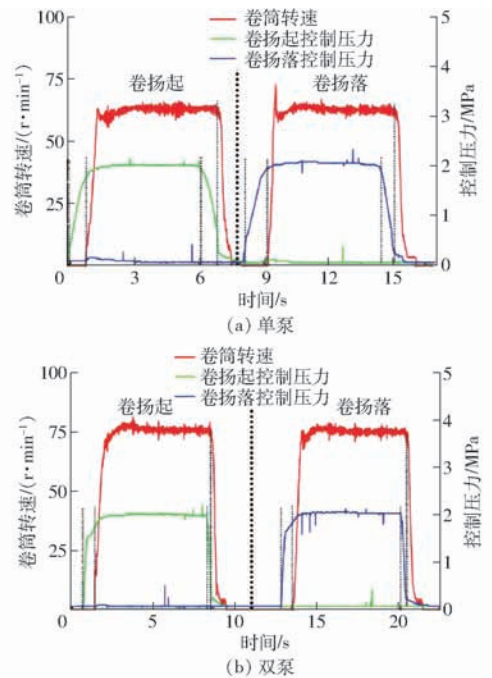


图 16 卷扬起落延时

Fig. 16 Delay in process of rising and falling of hoist system

5 结束语

设计了一种由电磁阀和换向阀内反馈压力联合控制的电-液联控合流阀,在功能上实现油液双向合流。仿真试验结果表明,在控制压力区间内,阀流量控制过程平稳,在最高流量下压力损失仅为 0.18 MPa,能量损失小,效率高。起重机卷扬系统试验表明,阀最大流量可达 $6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$,流量控制过程平稳,最大流量下压力损失为 0.27 MPa;安装有本阀的双泵合流卷扬系统比原单泵供油系统具有更低的最低稳定速度、更小的启停冲击和更低的响应延时。

参 考 文 献

- 胡国良,钟芳,廖明科,等.混合流动式磁流变阀结构设计与压降性能分析[J/OL].农业机械学报,2016,47(9):389-397. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160952&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.09.052.
HU Guoliang, ZHONG Fang, LIAO Mingke, et al. Design and pressure drop analysis of hybrid fluid flow magnetorheological valve [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(9): 389-397. (in Chinese)
- 潘阳,李毅波,黄明辉,等.双联轴向柱塞泵配流盘优化与流量脉动特性分析[J/OL].农业机械学报,2016,47(4):391-398. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160451&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.04.051.
PAN Yang, LI Yibo, HUANG Minghui, et al. Plate improvement and flow ripple characteristic analysis for double compound axial piston pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4): 391-398. (in Chinese)
- 冀宏,秦娟娟,刘新强,等.液压挖掘机合流工况多路阀内流阻力的分析[J].液压与气动,2013(9):41-45.
JI Hong, QIN Juanjuan, LIU Xinqiang, et al. The analysis of flow resistance in hydraulic excavator multi-way valve under the interflow condition[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2013(9): 41-45 (in Chinese)
- 桑勇,邵利来,赵健龙.基于AMESim多泵合流液压能源系统的研究[J].液压气动与密封,2017,37(3):26-30.
SANG Yong, SHAO Lilai, ZHAO Jianlong. Study on hydraulic energy system with multiple pump confluence based on AMESim [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2017, 37(3): 26-30. (in Chinese)
- 梁晓东,冯茂林,孙芬.液压系统双泵合流技术探究[J].有色设备,2011(1):14-17.

- LIANG Xiaodong, FENG Maolin, SUN Fen. Research on dual-pump confluence technology of hydraulic system[J]. Nonferrous Metallurgical Equipment, 2011(1): 14–17. (in Chinese)
- 6 王剑鹏, 秦四成. 轮式装载机双泵合流液压系统性能试验和仿真分析[J]. 建筑机械, 2009(1): 73–75, 77.
WANG Jianpeng, QIN Sicheng. Test and model on performance of double pumps and double circuits of hydraulic system of wheel loader [J]. Construction Machinery, 2009(1): 73–75, 77. (in Chinese)
- 7 CHERRINE K P, ANDRÉ F L, LUCIANA M T M, et al. A multi-pumping flow system for chemiluminometric determination of ascorbic acid in powdered materials for preparation of fruit juices [J]. Microchemical Journal, 2006, 83(2): 70–74.
- 8 牟少良. 铲运机液压系统双泵合流技术分析[J]. 时代农机, 2017, 44(6): 91–92.
MOU Shaoliang. Analysis of double pump combined technology for hydraulic system of scraper[J]. Times Agricultural Machinery, 2017, 44(6): 91–92. (in Chinese)
- 9 王永进, 权龙, 杨敬. 大型正铲液压挖掘机斗杆升降回路及特性[J]. 机械工程学报, 2014, 50(20): 180–187.
WANG Yongjin, QUAN Long, YANG Jing. Arm lifting circuit and features of large face-shovel hydraulic excavator [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(20): 180–187. (in Chinese)
- 10 ANDREA B, FEDERICO C, MIRKO P, et al. Energy saving solutions for a hydraulic excavator [J]. Energy Procedia, 2017 (126): 1099–1106.
- 11 苏晨, 刘志怀. 双转向器合流式全液压转向系统特性分析[J]. 机械设计与制造, 2018(2): 167–170.
SU Chen, LIU Zhihui. Characteristic analysis of the full hydraulic steering system with double steering units confluence [J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(2): 167–170. (in Chinese)
- 12 BORCHI M, MILANI M, PAOLUZZI R. Influence of notch shape and number of notches on the metering characteristics of hydraulic spool valves [J]. International Journal of Fluid Power, 2005, 6(2): 5–18.
- 13 李明生, 朱忠祥, 毛恩荣, 等. 大功率拖拉机电液提升器比例提升阀设计[J/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(10): 31–35, 89. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20121006&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.006.
LI Mingsheng, ZHU Zhongxiang, MAO Enrong, et al. Design of proportional raise valve in electro-hydraulic lifting mechanism of big-power tractor [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 31–35, 89. (in Chinese)
- 14 YE Yi, YIN Chenbo, LI Xingdong, et al. Effects of groove shape of notch on the flow characteristics of spool valve [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 86(10): 1091–1101.
- 15 赵建军, 朱忠祥, 宋正河, 等. 重型拖拉机电液提升器多路换向阀仿真与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(增刊): 1–9. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=2014s101&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.S0.001.
ZHAO Jianjun, ZHU Zhongxiang, SONG Zhenghe, et al. Simulation and experiment on multi-directional valve of heavy tractor electro-hydraulic hitch [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(Supp.): 1–9. (in Chinese)
- 16 YE Y, YIN C B, LI X D, et al. Effects of groove shape of notch on the flow characteristics of spool valve [J]. Energy Conversion & Management, 2014, 86(5): 1091–1101.
- 17 WANG Zhaoqiang, GU Linyi, JI Hong, et al. Flow field simulation and establishment for mathematical models of flow area of spool valve with sloping U-shape notch machined by different methods [J]. Journal of Central South University, 2014, 21(1): 140–150.
- 18 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/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(1): 321–327. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20140149&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.01.049.
YUAN Shihao, YIN Chenbo, YE Yi, et al. Studies on the throttling performance of non-circumferential throttling port [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(1): 321–327. (in Chinese)
- 19 冀宏, 王东升, 刘小平, 等. 滑阀节流槽阀口的流量控制特性[J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 198–202.
JI Hong, WANG Dongsheng, LIU Xiaoping, et al. Flow control characteristic of the orifice in spool valve with notches [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 198–202. (in Chinese)
- 20 WANG Z Q, GU L Y, JI H, et al. Flow field simulation and establishment for mathematical models of flow area of spool valve with sloping U-shape notch machined by different methods [J]. Journal of Central South University, 2014, 21(1): 140–150.
- 21 CAO Hui, GUO Hui. Optimization of PID parameters of hydraulic system of elevating wheel chair based on AMESim [J]. Procedia Engineering, 2011(15): 3710–3714.
- 22 李明生, 叶进, 谢斌, 等. 拖拉机液压底盘液控比例流量阀设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(4): 397–403. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180447&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.04.047.
LI Mingsheng, YE Jin, XIE Bin, et al. Design and test of hydraulic proportional flow valve for hydraulic chassis in tractor [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(4): 397–403. (in Chinese)