

DOI: 10.11817/j.issn.1672-7207.2021.02.007



引用格式: 都佳, 肖刚, 杨敬, 等. 起重机泵阀协同复合控制液压系统能效特性分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2021, 52(2): 389-399.

Citation: DU Jia, XIAO Gang, YANG Jing, et al. Energy efficiency characteristics analysis for crane hydraulic system of pump-valve coordinated composite control[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2021, 52(2): 389-399.

## 起重机泵阀协同复合控制液压系统能效特性分析

都佳<sup>1</sup>, 肖刚<sup>2</sup>, 杨敬<sup>1</sup>, 权龙<sup>1</sup>

1. 太原理工大学 机械与运载工程学院, 山西 太原, 030024;
2. 徐工集团江苏徐州工程机械研究院, 江苏 徐州, 221004)

**摘要:** 建立以电子压力补偿原理为基础的起重机泵阀协同复合控制液压系统。首先, 对起重机典型负载原理进行分析, 提出一种以手柄开度信号为阈值的多模式控制策略, 即在快速运动模式中采用主阀阀口全开, 通过控制电液比例泵斜盘摆角控制进入执行器流量, 在微动模式中实时控制主阀阀口开度及电液比例泵斜盘摆角, 通过阀芯位置、压力的闭环控制实现流量精准匹配。其次, 采用 AMESim 软件, 建立传统抗流量饱和和负载敏感液压系统仿真模型, 并通过试验验证仿真模型的准确性。最后, 建立起起重机泵阀协同复合控制液压系统 AMESim 仿真模型。研究表明, 与传统抗流量饱和和负载敏感液压系统相比, 泵阀协同复合控制液压系统在变幅联单动作微动模式下系统能耗降低约 2.74%, 变幅联单动作快速运动模式下系统能耗降低约 9.23%, 变幅联和卷扬联复合运动模式下系统能耗降低约 10.60%。

**关键词:** 工程机械; 液压系统; 抗流量饱和; 泵阀协同; 电子压力补偿; AMESim 仿真模型; 能效特性

中图分类号: TH137

文献标志码: A

开放科学(资源服务)标识码(OSID)



文章编号: 1672-7207(2021)02-0389-11

## Energy efficiency characteristics analysis for crane hydraulic system of pump-valve coordinated composite control

DU Jia<sup>1</sup>, XIAO Gang<sup>2</sup>, YANG Jing<sup>1</sup>, QUAN Long<sup>1</sup>

- (1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;
2. Jiangsu Xuzhou Construction Machinery Research Institute, Xuzhou 221004, China)

**Abstract:** A pump-valve coordinated composite control hydraulic system(PVCS) based on the principle of electronic pressure compensation was established. Firstly, the typical load principle of cranes was analyzed, and a multi-mode control strategy with the handle opening signal as a threshold was proposed. In the rapid motion mode,

收稿日期: 2020-05-13; 修回日期: 2020-07-22

**基金项目(Foundation item):** 国家重点研发计划项目(2018YFB2001203); 山西省重点研发计划项目(201903D111007); 国家自然科学基金山西煤基低碳基金联合资助项目(U1920211)(Project(2018YFB2001203) supported by the National Key Research and Development Program of China; Project(201903D111007) supported by the Key Research and Development Program of Shanxi Province; Project(U1920211) supported by the National Natural Science Foundation of China & Shanxi Coal-based Low Carbon Foundation)

**通信作者:** 杨敬, 博士, 副教授, 从事工程机械液压节能系统与功率匹配研究; E-mail: yangjing001@tyut.edu.cn

the main valve was fully opened, and the flow rate into the actuator was controlled by controlling the displacement of the electro-hydraulic proportional pump. In the micro-motion mode, the opening of the main valve port and the displacement of the electro-hydraulic proportional pump were controlled in real time. The accurate flow matching was achieved through the closed-loop control of the spool position and pressure. Secondly, the AMESim simulation model of the LSHS was established and the accurateness of the simulation model was verified by experiments. Finally, the AMESim simulation model of the PVCS was established. The results show that compared with the LSHS, the PVCS reduces the system power consumption by about 2.74% in the single-action micro-motion mode. The system power consumption is reduced by about 9.23% in the single-action rapid motion mode with lifting cylinder, and the system power consumption is reduced by about 10.60% in the combined motion mode of the lifting cylinder and winch motor.

**Key words:** construction machinery; hydraulic system; flow-saturated resistant; pump-valve coordination; electronic pressure compensation; AMESim simulation model; energy efficiency analysis

目前, 工程机械领域尤其是起重机的液压系统普遍采用传统抗流量饱和和负载敏感系统。随着人们对起重机定位精度、操控平稳性与微动特性、安全性及低能耗有更高的要求, 传统抗流量饱和和负载敏感系统因为自身的机械机构特性, 其响应速度慢、稳定性差、能耗大等缺点逐渐凸显出来。传感器和控制器技术的发展使得以电控及阀口参数实时测量控制方式取代原有的硬件压力补偿功能得以实现<sup>[1-6]</sup>。国内外已经有很多学者对电液流量控制系统进行了研究。GROSBRINK 等<sup>[7-8]</sup>提出一种将传统负载敏感系统原理与电液流量匹配控制原理相结合的控制方式。权龙<sup>[9-13]</sup>提出电液比例流量控制新原理, 通过控制比例节流阀精准控制流量。武宏伟<sup>[14]</sup>提出电子压力补偿流量匹配液压系统, 并在挖掘机上进行了电液仿真研究。刘伟等<sup>[15]</sup>对不同工况下挖掘机电液流量匹配控制系统单执行机构和多执行机构动作的速度、压力等运动控制特性进行了仿真和试验研究。程敏等<sup>[16]</sup>提出一种基于流量前馈与压力反馈复合控制的电液负载敏感系统, 并在液压挖掘机试验平台进行对比研究。但是, 目前电液流量控制方法还没有应用于起重机领域, 上述研究只对比例阀或者电液比例泵进行单独控制, 没有同时控制比例阀和电液比例泵形成新的液压控制系统。本文作者以电子压力补偿原理为基础, 提出一种在起重机上应用的泵阀协同压力复合控制液压系统, 然后, 利用 AMESim 仿真软件建立传统抗流量饱和和负载敏感系统模型, 并且通过试验验证其正确性, 再建立泵阀协同复合控制液压系统仿真模型, 并对仿真

结果进行对比和分析。

## 1 泵阀协同复合控制液压系统原理

液流通过多路阀主阀的流量特性公式为

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1)$$

式中:  $Q$  为液体流量;  $A$  为阀口的过流面积,  $\Delta p$  为阀口压差,  $\rho$  为油液密度,  $C_d$  为流量系数。

在多路阀中, 油液密度  $\rho$  可以看作常数。多路阀的节流槽通常采用 U 型节流槽, U 型节流槽阀口的流量系数  $C_d$  与阀口开度有关。当阀口处于小开度时, 流量系数  $C_d$  接近于 1; 当阀口开度处于中间区域时, 流量系数  $C_d$  为 0.7~0.8 之间的一个常数; 当阀口接近全开时, 流量系数  $C_d$  又快速增大至 1<sup>[17]</sup>。因此, 可以选取流量系数  $C_d$  近似为常数的区域, 在此区域内, 通过阀口的流量只与阀口压差的平方根  $\sqrt{\Delta p}$  和阀口的过流面积  $A$  呈线性关系。

传统抗流量饱和和负载敏感液压系统原理如图 1 所示。压力补偿器位于节流口之后, 负载最高压力通过梭阀引到各联的压力补偿器和负载敏感腔, 使各个节流口后的压力相等, 而且各联节流口进口压力是泵的出口压力, 可以得到各联节流口的进口和出口压差  $\Delta p$  相等。由式(1)可知, 通往执行器的流量只与过流面积  $A$  成正比, 实现流量独立分配。由于自身机械机构特性, 系统存在复合动作时流量分配精度低、流量易饱和的缺点, 并且溢流损失和节流损失较大。

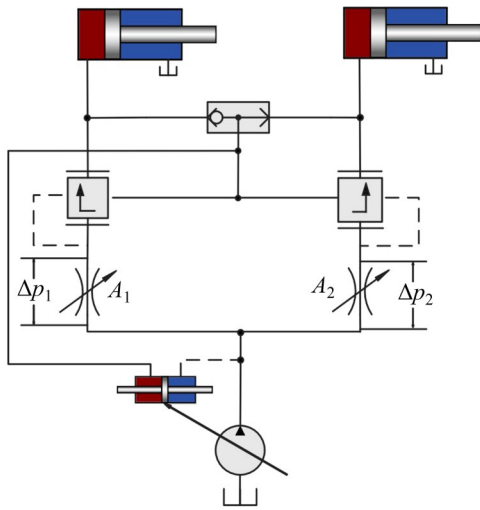


图1 传统抗流量饱和和负载敏感系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of traditional anti-flow saturation load-sensing system

假设某一时刻通过多路阀阀口的压差为 $\Delta p_0$ , 通过阀的流量为

$$Q_0 = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p_0}{\rho}} \quad (2)$$

当负载变化时, 阀口压差 $\Delta p$ 也相应改变, 此时, 通过阀口的实际流量与 $Q_0$ 的差值为

$$\Delta Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\sqrt{\Delta p} - \sqrt{\Delta p_0}) \quad (3)$$

改变阀口的过流面积 $A$ 可以调节流量从而使负载变化后的流量再回到 $Q_0$ , 此时, 过流面积变化

量为

$$\Delta A = A \left( 1 - \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p}} \right) \quad (4)$$

在多路阀主阀中, 过流面积与阀芯位移通常呈线性关系, 可以得到主阀阀芯位移变化量 $\Delta x$ 为

$$\Delta x = x \left( 1 - \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p}} \right) \quad (5)$$

式中:  $x$ 为阀芯位移。

改变主阀阀芯位移变化量 $\Delta x$ 使通过多路阀阀口的流量不随负载压力的改变而改变从而实现压力补偿的方法称为电子压力补偿。

泵阀协同复合控制液压系统原理图如图2所示, 液压系统由电液比例泵、合流阀、比例多路阀、平衡阀、液压马达和液压缸组成。相对于传统抗流量饱和和负载敏感系统, 泵阀协同复合控制液压系统在结构上取消了多路阀阀后压力补偿器, 采用电液比例泵取代负载敏感系统中的负载敏感泵, 在多路阀一次节流口前后分别安装压力传感器以检测阀口压差。在功能上, 传统抗流量饱和和负载敏感系统的负载独立流量分配系统和负载敏感系统分别由电子压力补偿系统和电液负载敏感系统取代。电子压力补偿系统由各联多路阀和在多路阀阀口前后安装的2个压力传感器组成, 控制器可以实时计算各联阀口流量, 调节比例多路阀阀口开度实现压差补偿。电液负载敏感系统取消了梭阀和负载敏感泵, 不再通过管路将负载最高

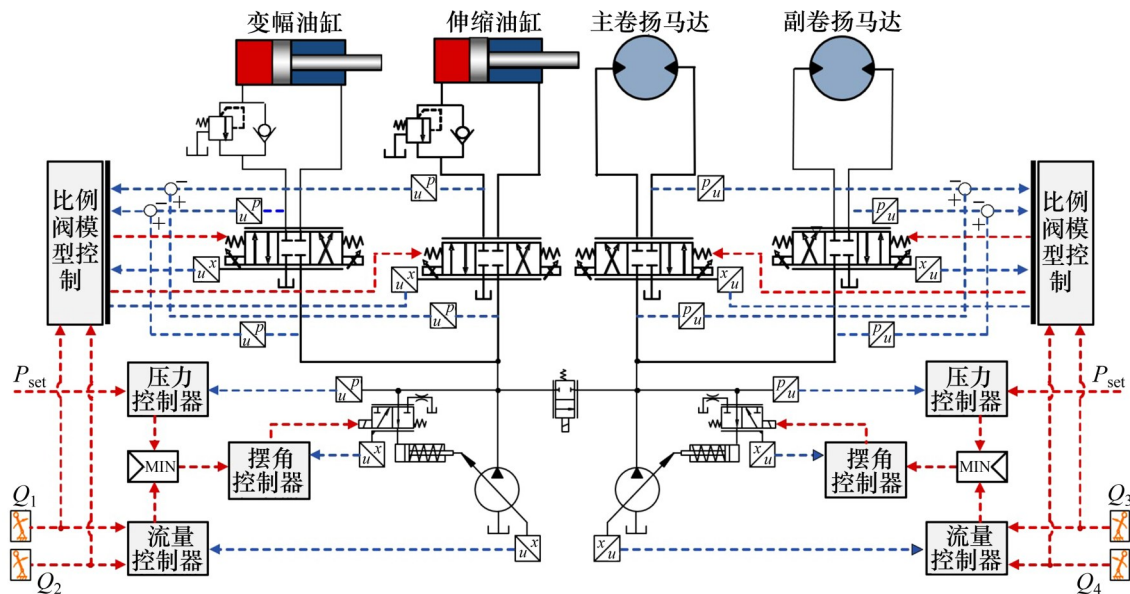


图2 泵阀协同复合控制液压系统原理图

Fig. 2 Schematic diagram of pump-valve coordinated composite control hydraulic system

压力引回到负载敏感泵，将各联执行器的压力通过压力传感器传导至控制器，控制器经过计算将系统所需流量以电信号的形式传送至电液比例泵，通过控制电液比例泵的摆角达到控制电液比例泵输出流量的目的。

## 2 控制策略和系统能效原理分析

### 2.1 总体控制策略

控制器根据手柄的开度信号进行工作模式识别，起重机执行器在运行过程中共有 3 种工作模式，判别标准如下：

- 1) 当  $l > l_{th}$  时，为快速运动模式；
- 2) 当  $0 < l < l_{th}$  时，为微动模式；
- 3) 当  $l > 0$  时，为下降模式。

其中： $l$  为手柄开度； $l_{th}$  为快速运动模式与微动模式之间的切换阈值。

在快速运动模式中，主要考虑运行速度和能效特性，采用主阀阀口全开，通过控制电液比例泵的摆角控制进入执行器的流量；在微动模式中，主要考虑控制精度，通过控制主阀阀口开口控制进入执行器的流量；在下降模式中，起重机普遍使用具有压力补偿功能的外控平衡阀来控制执行器的下降速度，通过控制手柄开度就可以较好地控制下降速度。

当手柄信号数量大于 1 时，起重机呈多执行器复合运动状态，在此状态下无法通过控制电液比例泵的输出流量控制进入多个执行器的流量，而且复合运动需要考虑多执行器的流量分配精度问题，因此，只保留微动模式和下降模式工作模式。

### 2.2 变幅机构典型负载分析

起重机中最常用的变幅机构由单作用液压缸和臂架组成，单作用液压缸用于改变起重机臂架的位置，增大起重机的工作范围。

当单作用液压缸处于工作状态时，根据液压缸的速度方向和承受负载力的方向，可以得到液压缸工作的 4 个工况，如图 3 所示。液压缸伸出的速度方向为正，阻碍油缸伸出的负载力为正，则象限一、象限二、象限三和象限四中工况分别为阻抗伸出工况、超越伸出工况、阻抗缩回工况和超越缩回工况。

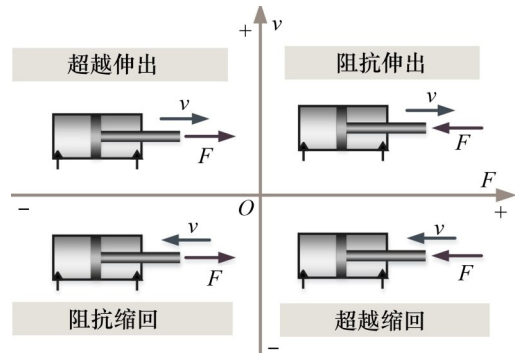


图 3 单作用液压缸四象限工况

Fig. 3 Four-quadrant working condition of single-acting hydraulic cylinder

变幅油缸工作时负载力的方向总为正，因此，变幅油缸的工况只有阻抗伸出和超越缩回 2 种情况。当变幅油缸处于工作状态时，系统消耗的能量可以表示为

$$E = \int_{t_2}^{t_1} P dt = \int_{t_2}^{t_1} p_s q_s dt \quad (6)$$

式中： $t_1$  为工作开始时间； $t_2$  为工作结束时间； $E$  为  $t_1 \sim t_2$  内系统消耗的能量； $P$  为系统瞬时功率； $p_s$  为液压泵出口压力； $q_s$  为液压泵输出流量。

变幅油缸在阻抗伸出时控制原理如图 4 所示，其中， $p_1$  和  $p_2$  分别为液压缸无杆腔和有杆腔的压力， $\Delta p_1$  和  $\Delta p_2$  分别为进油路和回油路压差， $p_0$  为背压压力， $A_1$  和  $A_2$  分别为液压缸无杆腔和有杆腔有效作用面积。阻抗伸出时不同控制方式如图 5 所示。

液压缸的受力平衡方程为

$$F = A_1 p_1 - A_2 p_2 \quad (7)$$

压力关系为

$$p_1 + \Delta p_1 = p_s \quad (8)$$

$$p_0 + \Delta p_2 = p_2 \quad (9)$$

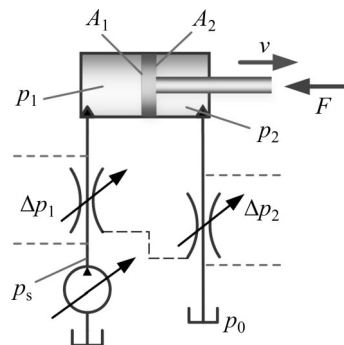
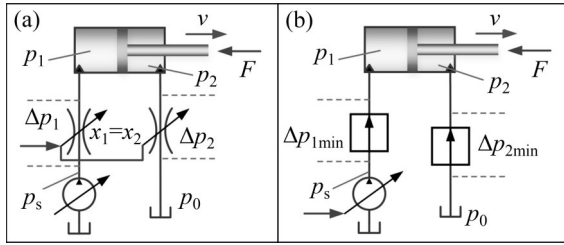


图 4 阻抗伸出控制原理

Fig. 4 Impedance extension control principle



(a) 节流控制方式; (b) 容积控制方式

图5 阻抗伸出时不同控制方式

Fig. 5 Different control methods of impedance extension

故可得液压泵出口压力为

$$p_s = \frac{F}{A_1} + \frac{A_2}{A_1} p_0 + \frac{A_2}{A_1} \Delta p_2 + \Delta p_1 \quad (10)$$

液压泵的输出流量为

$$q_s = v \cdot A_1 \quad (11)$$

系统瞬时功率为

$$P = p_s q_s = Fv + vA_2 p_0 + vA_2 \Delta p_2 + vA_1 \Delta p_1 \quad (12)$$

1) 当采用节流控制方式时, 对于传统抗流量饱和和负载敏感系统, 进油路的总压差  $\Delta p_1$  为

$$\Delta p_1 = \Delta p_z + \Delta p_b$$

其中,  $\Delta p_z$  和  $\Delta p_b$  分别为主阀产生的压差和压力补偿器产生的差压。则

$$P = Fv + vA_2 p_0 + vA_2 \Delta p_2 + vA_1 (\Delta p_z + \Delta p_b) \quad (13)$$

2) 当采用容积控制方式时, 通过控制变量泵摆角控制输出流量,  $\Delta p_1 = \Delta p_{1min}$ ,  $\Delta p_2 = \Delta p_{2min}$ , 则

$$P = Fv + vA_2 p_0 + vA_2 \Delta p_{2min} + vA_1 \Delta p_{1min} \quad (14)$$

经分析可得阻抗工况下不同控制方式的能耗对比。采用节流控制方式的泵阀协同复合控制系统相对于传统抗流量饱和和负载敏感系统, 由于进油路没有经过压力补偿器, 系统压力更低, 因此, 能量损失更低; 而采用容积控制方式, 主阀阀口全开, 进油路和回油路的节流损失最小, 因此, 整机的能量损失最小。

### 2.3 变幅机构具体控制策略

根据 2.1 节总体控制策略设计变幅油缸在阻抗伸出工况时快速运动模式和微动模式的具体控制策略如图 6 所示, 其中,  $x_{rel}$  为阀芯位移反馈值,  $p_a$  为执行器进口压力,  $p_b$  为执行器出口压力,  $u_2$  为外控平衡阀的控制信号。

在快速运动模式中,  $u_{1max}$  表示阀芯位移信号幅值, 应使主阀阀口全开,  $u_{op}$  表示泵摆角的控制信号幅值, 与手柄开度呈线性关系。

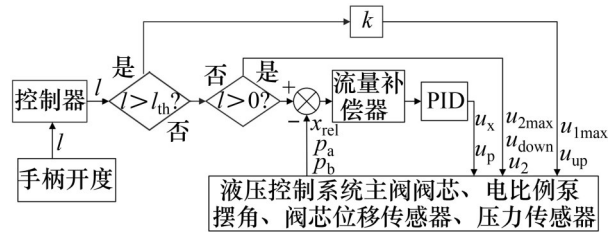


图6 基于模式切换的控制流程

Fig. 6 Control flow based on mode switching

在微动模式中,  $u_p$  表示泵摆角的控制信号幅值, 应始终保持泵的出口压力比最高负载压力高 1 MPa。  $u_x$  为主阀阀芯位移的控制信号幅值, 可以通过流量补偿器计算, 在微动模式下, 手柄的每个打开角度都对应一个确定的流量  $q_d$ 。由式(1)可知, 选取阀口开度为中间值区域, 使其流量系数  $C_d$  近似常数, 则在此区域内流量  $q_d$  只与过流面积  $A$  和阀口压差  $\sqrt{\Delta p}$  呈线性关系。

典型节流口过流面积与阀芯位移曲线如图 7 所示, 阀芯位移  $x$  在 5~10 mm 区域内与过流面积  $A$  可近似看呈线性关系, 即

$$A = k u_x \quad (15)$$

式中,  $k$  为比例系数。

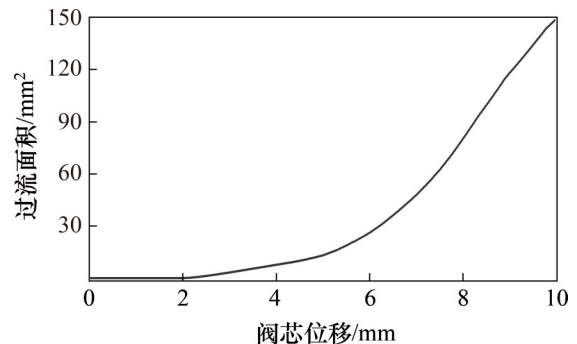


图7 典型节流口过流面积与阀芯位移曲线

Fig. 7 Curve of flow area of typical orifice and spool displacement

通过仿真可以得到  $(q_d, \sqrt{\Delta p}, u_x)$  三者的确定关系。流量补偿器原理图如图 8 所示。假设液压系统此时目标流量为  $q_a$ , 阀口压差的平方根为  $\sqrt{\Delta p_a}$ , 流量补偿器会寻找到与  $(\sqrt{\Delta p_a}, q_a)$  最近 4 个点的阀芯位移控制信号  $u_{11}, u_{12}, u_{21}$  和  $u_{22}$ , 点  $(\sqrt{\Delta p_a}, q_a)$  对应的阀芯位移控制信号幅值  $u_x$  需要进行双线性插值计算。

流量补偿器首先在横坐标方向进行 1 次插值,

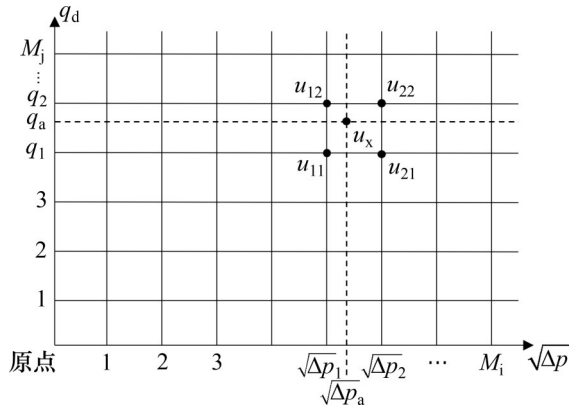


图 8 流量补偿器原理图

Fig. 8 Schematic diagram of flow compensator

$$u_{x1} = \frac{\sqrt{\Delta p_a} - \sqrt{\Delta p_2}}{\sqrt{\Delta p_1} - \sqrt{\Delta p_2}} u_{11} + \frac{\sqrt{\Delta p_a} - \sqrt{\Delta p_1}}{\sqrt{\Delta p_2} - \sqrt{\Delta p_1}} u_{21} \quad (16)$$

$$u_{x2} = \frac{\sqrt{\Delta p_a} - \sqrt{\Delta p_2}}{\sqrt{\Delta p_1} - \sqrt{\Delta p_2}} u_{12} + \frac{\sqrt{\Delta p_a} - \sqrt{\Delta p_1}}{\sqrt{\Delta p_2} - \sqrt{\Delta p_1}} u_{22} \quad (17)$$

然后在纵坐标方向进行二次插值，

$$u_x = \frac{q_a - q_2}{q_1 - q_2} u_{x1} + \frac{q_a - q_1}{q_2 - q_1} u_{x2} \quad (18)$$

流量补偿器就可以得到在设定流量  $q_a$  和  $\sqrt{\Delta p_a}$  条件下的主阀阀芯控制信号  $u_x$ 。

在下降模式中，变幅油缸和卷扬马达都依靠负载自重下降， $u_{2max}$  为阀芯位移信号幅值，应使主阀阀口全开； $u_{down}$  为泵摆角的控制信号幅值，使泵摆角最小。

当变幅油缸处于正常工况下时，控制卷扬马达的手柄开度信号也进入控制器，则控制器进入

多执行器复合运动状态，不再保留快速运动模式；当手柄开度信号小于 0 时为下降模式；当手柄开度信号大于 0 时为微动模式。

### 3 传统抗流量饱和负载敏感系统 AMESim 模型建立和试验验证

#### 3.1 传统抗流量饱和负载敏感系统 AMESim 模型建立

根据力士乐 M7 系列抗流量饱和负载敏感比例多路阀建立 AMESim 仿真模型，模型包含双联负载敏感泵、比例多路阀、压力补偿器、变幅油缸、卷扬马达、典型负载模型。双泵合流的传统抗流量饱和负载敏感系统 AMESim 模型如图 9 所示。传统抗流量饱和负载敏感系统 AMESim 模型具体参数如表 1 所示。

#### 3.2 试验验证

为了验证传统抗流量饱和负载敏感液压系统仿真模型的准确性，搭建了传统抗流量饱和负载敏感系统试验台，如图 10 所示，利用压力传感器与流量传感器对系统中各部分的压力和流量进行测量，再将试验结果与仿真结果对比。

参考徐工 XCT55t 汽车起重机实际工况所需最大流量确定最大设计流量，控制多路阀变幅联和卷扬联的主阀阀口全开，调节流量从最小流量到多路阀变幅联(0~300 L/min)和卷扬联(0~350 L/min)的最大设计流量。变幅联和卷扬联主阀 P-A 口压损

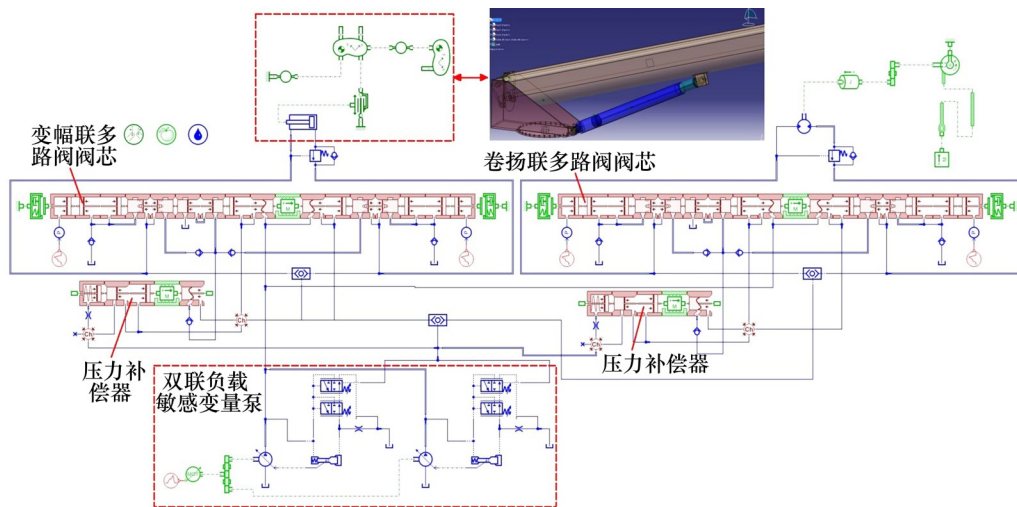
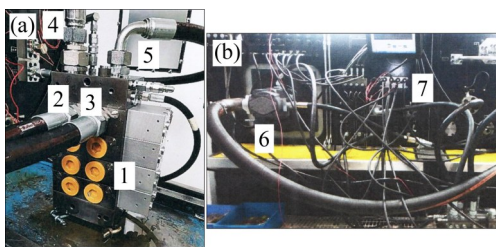


图 9 传统抗流量饱和负载敏感系统 AMESim 模型

Fig. 9 AMESim model of traditional flow-saturated resistant load-sensing hydraulic system

表 1 仿真模型参数

Table 1 Parameters of simulation model		
元件	参数	数值
主阀	阀芯直径/mm	25
	阀杆直径/mm	13
	阀芯质量/kg	0.54
	弹簧刚度/(N·mm <sup>-1</sup> )	71.9
	弹簧预紧力/N	104
压力补偿阀	阀芯直径/mm	28
	阀芯质量/kg	0.35
	弹簧刚度/(N·mm <sup>-1</sup> )	8.3
变幅油缸	弹簧预紧力/N	4
	缸径/mm	320
	杆径/mm	280
卷扬马达	最大行程/mm	3 340
	排量/(mL·r <sup>-1</sup> )	107



(a) 多路阀安装; (b) 阀试验台  
 1—多路阀主体; 2—多路阀 A 口; 3—多路阀 B 口;  
 4—多路阀进油口; 5—多路阀出油口; 6—压力油源;  
 7—数据采集器。

图 10 传统抗流量饱和和负载敏感系统试验台

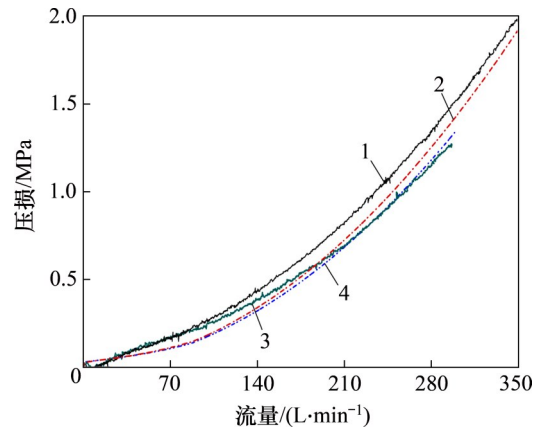
Fig. 10 Test rig of traditional flow-saturated resistant load-sensing hydraulic system

曲线如图 11 所示。

液压泵转速设定为 1 900 r/min, 调节变幅联和卷扬联主阀的先导压力从 0 MPa 缓慢变化至 2.1 MPa, 再从 2.1 MPa 缓慢返回至 0 MPa, 变幅联和卷扬联主阀先导压力-流量特性曲线如图 12 所示。

对于变幅油缸和卷扬马达复合动作工况, 变幅联和卷扬联主阀先导压力均设定为 1.5 MPa, 设定液压泵为额定转速使流量充足, 复合动作中卷扬联的负载压力为 5 MPa, 调节变幅联的负载压力从 0 MPa 缓慢增大至 18 MPa, 再从 18 MPa 缓慢返回至 0 MPa, 变幅联和卷扬联主阀流量随压力变化曲线如图 13 所示。

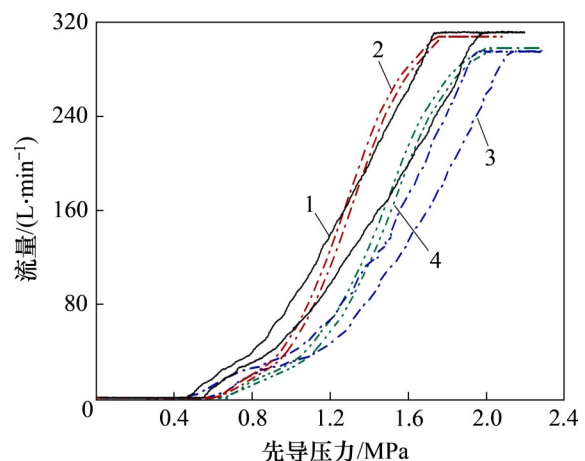
由图 13 可见: 当卷扬联负载压力从横坐标左侧经过 5 MPa 时, 通过卷扬联主阀的流量存在先下



1—卷扬联试验 P-A 压损; 2—卷扬联仿真 P-A 压损;  
 3—变幅联试验 P-A 压损; 4—变幅联仿真 P-A 压损。

图 11 变幅联和卷扬联主阀 P-A 口压损曲线

Fig. 11 Curves of P-A port pressure loss main valve of lifting cylinder and winch motor

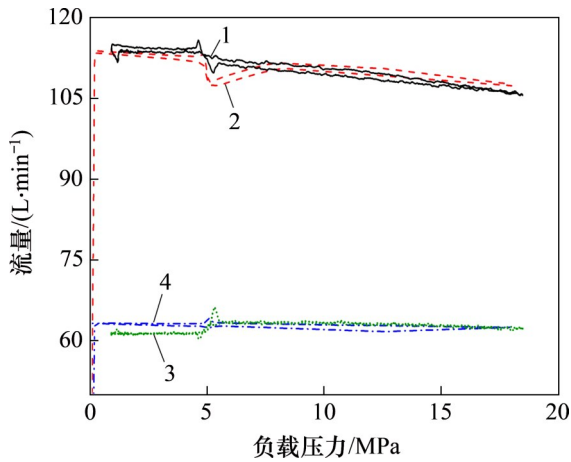


1—卷扬联试验流量特性; 2—卷扬联仿真流量特性;  
 3—变幅联试验流量特性; 4—变幅联仿真流量特性。

图 12 变幅联和卷扬联主阀先导压力-流量特性曲线

Fig. 12 Curves of pilot pressure-flow characteristic main valve of lifting cylinder and winch motor

降后上升的振荡, 而通过变幅联主阀的流量存在先上升后下降的振荡; 当卷扬联负载压力从横坐标右侧返回 5 MPa 时, 通过卷扬联主阀流量的振荡为先上升后下降, 而通过变幅联主阀流量的振荡为先下降后上升。从仿真结果可知: 变幅联负载压力逐渐增大到 5 MPa 时, 卷扬联压力补偿器 LS 口压力增大导致阀口开度减小, 流经卷扬联主阀的流量相应减小, 而此时系统输出流量变化不大, 因此, 变幅联主阀流量增大; 当变幅联负载压力逐渐减小返回 5 MPa 时, 卷扬联压力补偿器 LS 口压力减小导致阀口开度增大, 流经卷扬联主阀的



1—卷扬联试验主阀流量；2—卷扬联仿真主阀流量；  
3—变幅联试验主阀流量；4—变幅联仿真主阀流量。

图 13 复合动作流量变化曲线

Fig. 13 Curves of compound action flow

流量相应增大。

试验测试结果与仿真模型结果比较吻合，表明传统抗流量饱和和负载敏感液压系统 AMESim 仿真模型的准确性。

## 4 泵阀协同复合控制液压系统仿真模型建立和能效对比

### 4.1 泵阀协同复合控制液压系统 AMESim 模型的建立

通过对力士乐 M7 系列多路阀结构分析<sup>[18-20]</sup>,

可以直接去除多路阀各联中的压力补偿器，在主阀阀芯增加位移传感器，将双联负载敏感泵替换为双联电液比例泵，由控制器直接控制电液比例泵摆角，然后进行模型搭建。泵阀协同复合控制液压系统 AMESim 模型如图 14 所示。

### 4.2 泵阀协同复合控制液压系统与传统抗流量饱和和负载敏感液压系统仿真结果能效分析

对于变幅联单动作微动模式仿真，设置臂架质量为 11 t，臂架与地面起始角度为 50°，液压泵转速为 1 900 r/min，液压泵最大出口压力为 28 MPa，此时，新旧液压系统控制主阀先导压力均为 1 MPa，系统运行 30 s。单动作变幅微动液压系统油缸位移、负载压力、液压泵出口压力和输出流量曲线如图 15 所示。由图 15 可看出：随着臂架与地面角度上升，变幅油缸负载压力减小，液压泵出口压力也相应减小。单动作变幅微动液压系统液压泵输出功率和输出能量曲线如图 16 所示。由图 16 可知：在相同时间内，泵阀协同复合控制液压系统消耗能量(198.53 kJ)相较于传统抗流量饱和和负载敏感液压系统消耗能量(204.13 kJ)降低约 2.74%。

对于变幅联单动作快速运动模式仿真，设置臂架质量为 11 t，臂架与地面起始角度为 50°，液压泵转速为 1 900 r/min，液压泵最大出口压力为 28 MPa，传统抗流量饱和和负载敏感液压系统控制主阀先导压力为 1.6 MPa，泵阀协同复合控制液压系统主阀先导压力为 2.1 MPa，使主阀阀口全开，控制电液比例泵的手柄输入信号幅值为 0.55，系统运

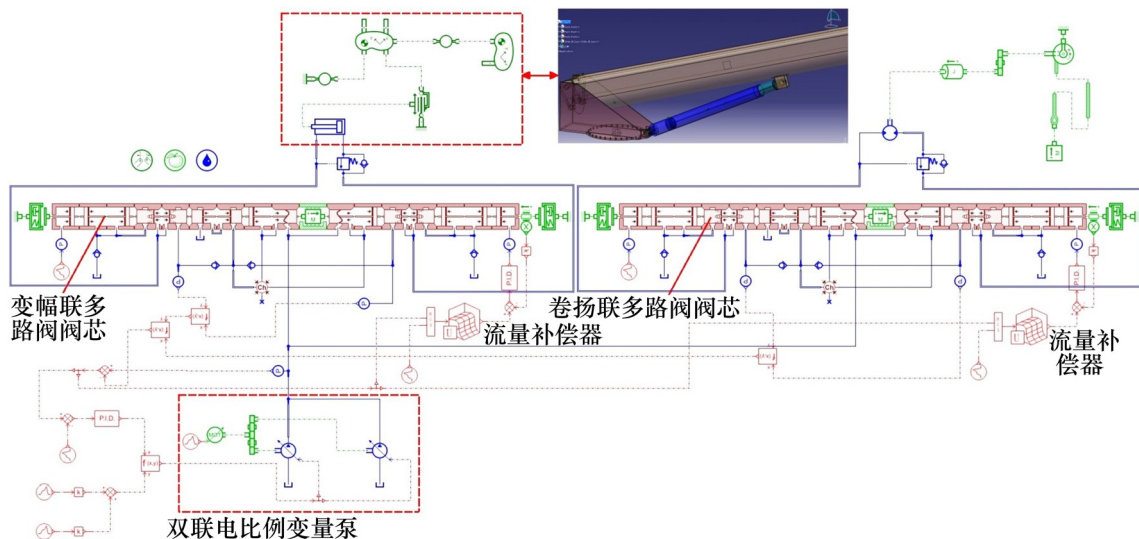
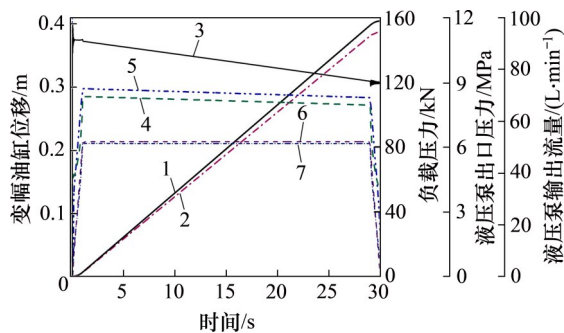


图 14 泵阀协同复合控制液压系统 AMESim 模型

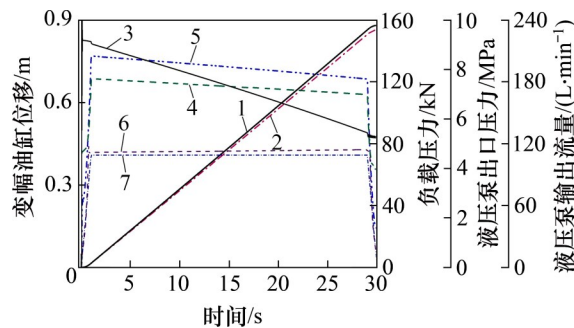
Fig. 14 AMESim model of pump-valve coordinated composite control hydraulic system



1—新系统变幅油缸位移; 2—旧系统变幅油缸位移;  
3—变幅油缸负载压力; 4—新系统液压泵出口压力;  
5—旧系统液压泵出口压力; 6—新系统液压泵输出流  
量; 7—旧系统液压泵输出流量。

图 15 单动作变幅微动液压系统油缸位移、负载压力、  
液压泵出口压力和液压泵输出流量曲线

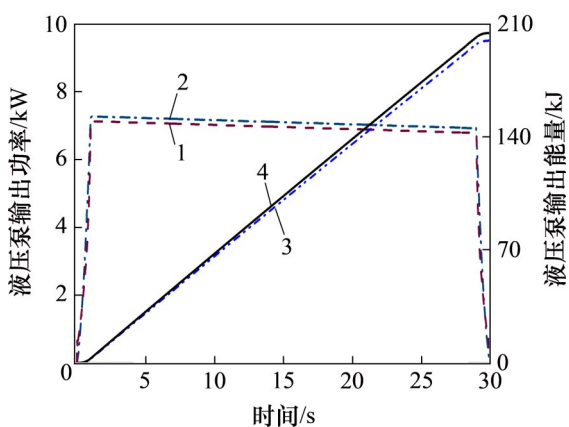
Fig. 15 Curves of cylinder displacement, load pressure,  
hydraulic pump outlet pressure and output flow in single  
action luffing micromotion system



1—新系统变幅油缸位移; 2—旧系统变幅油缸位移;  
3—变幅油缸负载压力; 4—新系统液压泵出口压力;  
5—旧系统液压泵出口压力; 6—新系统液压泵输出流  
量; 7—旧系统液压泵输出流量。

图 17 单动作变幅快速运动液压系统油缸位移、负载压  
力、液压泵出口压力和液压泵输出流量曲线

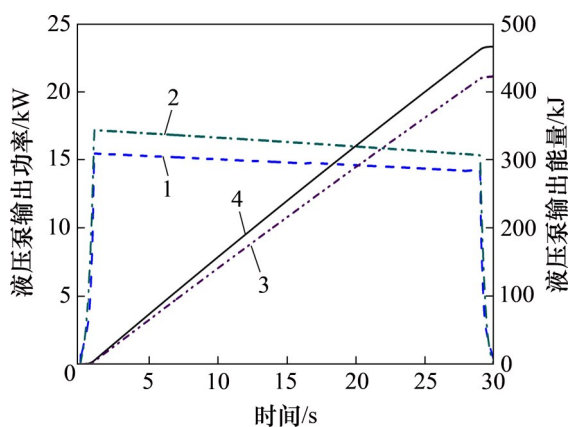
Fig. 17 Curves of cylinder displacement, load pressure,  
hydraulic pump outlet pressure and output flow in single  
action luffing rapid motion system



1—新系统液压泵输出功率; 2—旧系统液压泵输出功率;  
3—新系统液压泵输出能量; 4—旧系统液压泵输出能量。

图 16 单动作变幅微动液压系统液压泵输出功率和液压  
泵输出能量曲线

Fig. 16 Curves of hydraulic pump output power and  
energy of single action luffing micromotion hydraulic  
system



1—新系统液压泵输出功率; 2—旧系统液压泵输出功率;  
3—新系统液压泵输出能量; 4—旧系统液压泵输出能量。

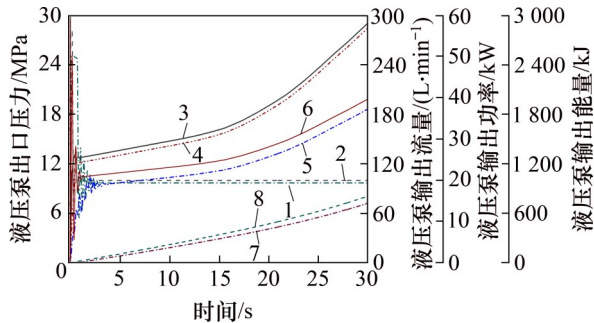
图 18 单动作变幅快速运动液压系统液压泵输出功率和  
液压泵输出能量曲线

Fig. 18 Curves of output power and output energy of  
hydraulic pump of single action luffing rapid motion  
hydraulic system

行 30 s。单动作变幅快速运动液压系统油缸位移、  
负载压力、液压泵出口压力和液压泵输出流量曲  
线如图 17 所示, 单动作变幅快速运动液压系统液  
压泵输出功率和液压泵输出能量曲线如图 18 所示。  
由图 18 可知: 在相同时间内, 泵阀协同复合控制  
液压系统消耗能量(423.25 kJ)相较于传统抗流量饱  
和负载敏感液压系统消耗能量(466.27 kJ)降低约  
9.23%。

对变幅机构和卷扬机构复合运动微动模式仿  
真结果进行对比, 液压泵转速为 1 900 r/min, 液压  
泵最大出口压力为 28 MPa, 卷扬马达提升的重物  
质量为 1 t, 臂架质量为 11 t, 臂架与地面起始角  
度为 50°, 设置卷扬联主阀的先导压力为 1.2 MPa,  
变幅联主阀的先导压力从 0.6 MPa 逐渐增大至  
1.4 MPa, 系统运行时长为 30 s。复合动作微动系  
统液压泵出口压力、输出流量、输出功率和能量

曲线如图 19 所示。由图 19 可知：在相同时间内，泵阀协同复合控制系统消耗能量(720.46 kJ)较于传统抗流量饱和负载敏感液压系统消耗能量(805.96 kJ)降低约 10.60%。



1—新系统液压泵出口压力；2—旧系统液压泵出口压力；  
3—新系统液压泵输出流量；4—旧系统液压泵输出流量；  
5—新系统液压泵输出功率；6—旧系统液压泵输出功率；  
7—新系统液压泵输出能量；8—旧系统液压泵输出能量。

图 19 复合动作微动液压系统液压泵出口压力、输出流量、输出功率和能量曲线

Fig. 19 Curves of outlet pressure, output flow, output power and energy of hydraulic pump of compound action micromotion system

## 5 结论

1) 通过建立传统抗流量饱和负载敏感系统试验台得到数据与仿真数据对比，验证了仿真模型的准确性，给工程机械传统抗流量饱和负载敏感液压系统建模和仿真提供了参考。

2) 泵阀协同复合控制液压系统相较于传统抗流量饱和负载敏感液压系统没有了压力补偿器的节流损失，在控制模式中新增快速运动模式，进一步降低能耗。与传统抗流量饱和负载敏感系统相比，在变幅联单动作微动模式下，泵阀协同复合控制液压系统能耗降低约 2.74%；变幅联单动作快速运动模式下，系统能耗降低约 9.23%；变幅联和卷扬联复合运动微动模式下，系统能耗降低约 10.60%。

### 参考文献：

[1] QUAN Zhongyi, QUAN Long, ZHANG Jinman. Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology[J]. *Renewable and Sustainable Energy*

*Reviews*, 2014, 35: 336–346.

- [2] 师建鹏, 权龙, 张晓刚, 等. 进出口独立复合控制挖掘机的动臂速度位置特性[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2017, 51(9): 1797–1807.  
SHI Jianpeng, QUAN Long, ZHANG Xiaogang, et al. Velocity and position characteristics of excavator's boom by separate meter-in and meter-out compound control[J]. *Journal of Zhejiang University(Engineering Science)*, 2017, 51(9): 1797–1807.
- [3] 王承震. 汽车起重机变幅系统抗冲击与微动性能研究[D]. 杭州: 浙江大学机械工程学院, 2011: 8–45.  
WANG Chengzhen. Research on Anti-shock and Fretting Performance of Truck Crane Luffing System[D]. Hangzhou: Zhejiang University. School of Mechanical Engineering, 2011:8–45.
- [4] AXIN M, ERIKSSON B, PALMBERGJ O, et al. Dynamic analysis of single pump, flow controlled mobile systems[C]// *The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Tampere, Finland: Tampere University of Technology, 2011: 1–16.
- [5] 王灏, 黄家海, 权龙, 等. 基于双线性插值控制策略的比例流量阀特性研究[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(20): 287–296.  
WANG Hao, HUANG Jiahai, QUAN Long, et al. Characteristics of proportional flow valve based on bilinear interpolation control strategy[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(20): 287–296.
- [6] DAHER N, IVANTYSYNOVA M. Energy analysis of an original steering technology that saves fuel and boosts efficiency[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 86: 1059–1068.
- [7] GROBRINK B, HARMS H H. Control concept for an advanced load-sensing system[C]// *The 7th International Conference on Fluid Power Transmission and Control*. Hangzhou: World Publishing Corporation, 2009: 201–204.
- [8] GROBRINK B, HARMS H H. Alterating pump control for a load-sensing system[C]// *Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference*. Aache: IFK, 2010: 1–2.
- [9] 权龙. 工程机械多执行器电液控制技术研究现状及最新进展[J]. *液压气动与密封*, 2010, 30(1): 40–43, 46.  
QUAN Long. The present status and latest progress of electro-hydraulic control technology of multi-actuators used in construction machinery[J]. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2010, 30(1): 40–43, 46.
- [10] QUAN Long. A new kind of pilot controlled proportional direction valve with internal flow feedback[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 23(1): 60–65.
- [11] 闫旭冬, 权龙, 杨敬. 电液流量匹配装载机转向系统特性分

- 析[J]. 农业工程学报, 2015, 31(18): 71-78.
- YAN Xudong, QUAN Long, YANG Jing. Analysis on steering characteristics of wheel loader based on electric-hydraulic flow matching principle[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(18): 71-78.
- [12] 王翔宇, 权龙, 杨敬, 等. 装载机电液混合流量匹配转向系统特性研究[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2018, 49(9): 2206-2215.
- WANG Xiangyu, QUAN Long, YANG Jing, et al. Electro-hydraulic hybrid flow matching steering system of wheel loader[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2018, 49(9): 2206-2215.
- [13] 杨敬, 权龙, 杨阳. 小型液压挖掘机回转过程能量消耗与节能研究[J]. 中国公路学报, 2011, 24(5): 120-126.
- YANG Jing, QUAN Long, YANG Yang. Research on energy consumption and conservation of light type hydraulic excavator in swing process[J]. China Journal of Highway and Transport, 2011, 24(5): 120-126.
- [14] 武宏伟. 挖掘机负载敏感系统的联合仿真及能耗分析[D]. 太原: 太原理工大学机械工程学院, 2008: 56-84.
- WU Hongwei. Co-simulation of load sensing system of excavator and the energy research of excavator[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology. College of Mechanical Engineering, 2008: 56-84.
- [15] 刘伟, 徐兵, 杨华勇, 等. LUDV多路阀的挖掘机电液流量匹配控制系统特性[J]. 浙江大学学报(工学版), 2012, 46(8): 1360-1368.
- LIU Wei, XU Bing, YANG Huayong, et al. The characteristics of electrohydraulic flow matching control systems for excavators based on LUDV multi-way valve[J]. Journal of Zhejiang University(Engineering Science), 2012, 46(8): 1360-1368.
- [16] 程敏, 于今, 丁孺琦, 等. 基于流量前馈与压力反馈复合控制的电液负载敏感系统[J]. 机械工程学报, 2018, 54(20): 262-270.
- CHENG Min, YU Jin, DING Ruqi, et al. Electrohydraulic load sensing system via compound control of flow feedforward and pressure feedback[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(20): 262-270.
- [17] 冀宏, 张继环, 王东升, 等. 滑阀矩形节流槽阀口的流量系数[J]. 兰州理工大学学报, 2010, 36(3): 47-50.
- JI Hong, ZHANG Jihuan, WANG Dongsheng, et al. Flow coefficient of rectangular notch throttle orifice in spool valve [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2010, 36(3): 47-50.
- [18] 徐兵, 程敏, 杨华勇, 等. 带旁路压力补偿的电液流量匹配系统[J]. 浙江大学学报(工学版), 2015, 49(9): 1762-1767.
- XU Bing, CHENG Min, YANG Huayong, et al. Electrohydraulic flow matching system with bypass pressure compensation[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2015, 49(9): 1762-1767.
- [19] 杨华勇, 刘伟, 徐兵, 等. 挖掘机电液流量匹配控制系统特性分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(14): 156-163.
- YANG Huayong, LIU Wei, XU Bing, et al. Characteristic analysis of electro-hydraulic flow matching control system in hydraulic excavator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(14): 156-163.
- [20] 董致新, 黄伟男, 葛磊, 等. 泵阀复合进出口独立控制液压挖掘机特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(12): 173-180.
- DONG Zhixin, HUANG Weinan, GE Lei, et al. Research on the performance of hydraulic excavator with pump and valve combined separate meter in and meter out circuits[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(12): 173-180.

(编辑 赵俊)