

分布式独立二次调压电液控制系统设计与仿真

丁孺琦 姜佑鹏 李刚 孙国华

(华东交通大学机电与车辆工程学院, 南昌 330013)

摘要: 通过多路阀实现负载敏感电液控制(LS)系统等集中式液压系统流量分配,会产生较大的节流损失,能量效率较低。分布式独立电液控制系统(DIEHCS)采用单泵单执行器的排量控制方式,基本消除节流损失,节能效果显著,但普遍存在独立式驱动装机功率大、分布式安装结构不紧凑等问题。为此,本文以6 t挖掘机为对象,提出了一种分布式独立二次调压电液控制系统(DIEHCS-SPR)。该系统主要由3个独立布置于臂架上的开式电液执行器(EHA)及1个恒压控制的主泵(布置于舱室内)组成。各EHA根据执行器预期速度和负载力方向实现四象限工况的精确运转。6 t挖掘机虚拟样机仿真结果表明,在同一个工作周期下,提出的DIEHCS-SPR系统相比于LS系统节能率可达42%~46%。相比于现有DIEHCS,所提出系统各EHA峰值输出功率最高可降低70%~74%,可显著减小各EHA外形尺寸和质量,不仅节约了关键元件(EHA)的制造成本,更降低了分布式安装时自重所产生的额外能耗。

关键词: 液压挖掘机; 分布式独立电液控制系统; 电液执行器; 二次调压; 泵控系统

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2024)10-0481-10

OSID:



Design and Research of Distributed Independent Secondary-pressure-regulating Electro-hydraulic Control System

DING Ruqi JIANG Youpeng LI Gang SUN Guohua

(School of Mechatronics and Vehicle Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: Centralized hydraulic systems such as load-sensing electro-hydraulic control (LS) systems realize flow distribution through multiple valves, resulting in large throttling losses and low energy efficiency. The distributed independent electro-hydraulic control system (DIEHCS) adopted the displacement control mode of single pump and single actuator, which basically eliminated throttling loss and had remarkable energy-saving effect, but there were many problems such as large installed power of independent drive and uncompact distributed installation structure. Therefore, a distributed independent secondary-pressure-regulation electro-hydraulic control system (DIEHCS-SPR) was proposed for a 6 t excavator. The system consisted of three open electro-hydraulic actuators (EHAs) which independently arranged on the manipulator and a constant pressure main pump (arranged in the cabin). Each EHA achieved four-quadrant operation according to the expected actuator speed and load direction. The simulation results of 6 t excavator virtual prototype show that proposed DIEHCS-SPR was compared with LS system, the energy saving rate was up to 42%~46% under the same working cycle. Compared with the existing DIEHCS, the proposed system can reduce the peak output power of each EHA by up to 70%~74%, resulting in a significant reduction in individual EHA dimensions and weight, while saving key component (EHA) manufacturing costs and additional energy consumption from self-weight during distributed installation.

Key words: hydraulic excavator; distributed independent electro-hydraulic control system; electro hydraulic actuator; secondary-pressure-regulating; pump control system

收稿日期: 2024-06-26 修回日期: 2024-07-19

基金项目: 国家重点研发计划项目(2021YFB2011901)、国家自然科学基金项目(52175050)和江西省重大科技研发专项(20233AAE02001)

作者简介: 丁孺琦(1987—),男,教授,博士,主要从事机电液智能控制研究,E-mail: dingruqi@ecjtu.edu.cn

通信作者: 李刚(1978—),男,教授,博士,主要从事电液控制及智能装备研究,E-mail: ligang794@163.com

0 引言

目前,液压挖掘机通常采用“容积-节流”调速控制的集中式液压系统,如负载敏感电液控制(Load sensing, LS)系统、正/负流量系统。这种集中式液压系统由内燃机驱动变量泵作为动力源以提供高压油,然后将高压油通过液压管路和控制阀分配并传递给多个液压执行器(如液压缸或液压马达)。然而,这种由内燃机驱动的系统往往存在能量效率低、碳排放量较高等问题^[1-7]。对于采用集中式液压系统的挖掘机,内燃机造成的能量损失、泵的效率损失、节流损失和浪费的动/势能分别达到 65%、5.25%、13.7% 和 15%^[8]。因此,电动化和分布式液压系统由于碳排放量和较高的能量效率正受到学术界的广泛关注^[9]。

LIN 等^[10]采用混合动力驱动的方式,提出了一种同时具备发电机和液压蓄能器各自优点的复合式蓄能器。结果表明,所提及复合式蓄能器的能量回收效率及控制性能均优于传统发电机。纯电机驱动的挖掘机采用电池或电网供电,取代了传统内燃机,具有更高的能效,而且实现了零排放。为进一步提高纯电机驱动挖掘机的能量效率,FU 等^[11]提出了一种基于变速控制的变压差控制策略,与传统的内燃机驱动相比,节能率达 37.2%。GE 等^[12]提出了一种电动液压挖掘机配置,结合负载口独立电液控制系统,提高了整体能源效率并消除排放。世界工程机械龙头企业 Cat 研制了结合油电混合动力和负载口独立控制回转阀的 336EH 型挖掘机,燃油消耗最高可降低 25%。尽管非道路移动机械在电动化方面取得了一些进展,但除了将采用高能量转化效率的电机代替传统内燃机,对液压系统的改进仍较为有限。混合动力、负载口独立等节能系统仍采用集中式驱动方式,仅能部分提高液压系统能效,仍存在大量节流损失。

分布式独立电液控制(Distributed independent electro-hydraulic, DIEHCS)系统代替传统集中式液压系统^[13-20]是实现液压系统电动化、高效化的重要途径。分布式液压首先应用于航空领域^[21],并通过电液执行器(Electro hydraulic actuator, EHA)来实现。与工程机械中常用的集中式液压系统相比,分布式液压系统主要优点是通过变排量或者变转速的容积调速方式基本消除了节流损失。QU 等^[22-23]提出了一种以变转速电机和定量泵(VMFP)组合的高效 EHA,并将其应用于分布式系统中,该组合系统在阻抗模式下能量效率高达 84.7%;在超越模式下,可回收并再利用执行器工作中动势能总量的

81.8%。然而,DIEHCS 系统一般为闭式液压系统,普遍存在以下缺点:①单出杆液压缸运动产生的不对称流量由低压蓄能器和液控单向阀组成的补油系统补偿。这种回路设计不仅使液压系统复杂化,而且还带来额外冲击、振动和能量损失。②相比于传统系统单泵多执行器的功率共享方式,DIEHCS 系统各执行器均由独立的动力源驱动,因此普遍存在独立式驱动装机功率大、分布式安装结构不紧凑等问题。NIRAULA 等^[24]研究表明,同一工作周期下,增重与未增重的 EHA 相比,前者能耗增加 15%。因此,通过减少 EHA 单元的最大输出功率以减小其尺寸和质量,还有利于提升系统整体节能效果。

本文以 6 t 挖掘机为研究对象,提出一种由电机驱动的分布式独立二次调压电液控制系统(Distributed independent secondary-pressure-regulating electro-hydraulic control system, DIEHCS-SPR),基于四象限的负载特性设计一种四象限泵的控制方法,并通过建立的挖掘机虚拟样机模型节能性验证其控制与节能特性。在同一工作周期下,将所提出系统的能耗及各 EHA 单元输出功率分别与 LS 系统和 DIEHCS 进行对比。

1 系统工作原理

1.1 系统描述

如图 1 所示,DIEHCS-SPR 系统主要包括 3 个独立的开式 EHA 和 1 个电控恒压主泵。其中,电控恒压泵通过流量前馈和压力反馈的复合控制方式实现泵出口预设压力控制。将 DIEHCS-SPR 应用于液压挖掘机时,臂架上各 EHA 中的泵/马达单元(后文均以二级泵/马达单元表述)以及位于舱室内的主泵均为定量泵(后文均以一级主泵表述),并由伺服电机驱动。通过改变 EHA 中伺服电机转速和方向精确控制各执行机构的速度和位移。在此基础上,各 EHA 通过切换泵/马达模式,实现能量输出和回收。因为系统采用开式控制方式,故无需考虑差动液压缸引起的流量不对称性对系统性能的影响。

所提出系统可根据各执行器预期速度及外部负载力方向给予电磁换向阀和伺服电机准确的控制信号,进而实现四象限工况精确运转。当系统处于阻抗工况时,由一级主泵为二级泵/马达单元提供流量和初始恒压。此时,若主泵输出油压不足时,由臂架上的二级泵/马达单元进行二次增压,若油压足够则由其回收多余的液压能。当系统处于超越工况时,一级主泵及其驱动电机停止工作,由二级泵/马达单元对系统动势能进行回收。回路中,各溢流阀配置

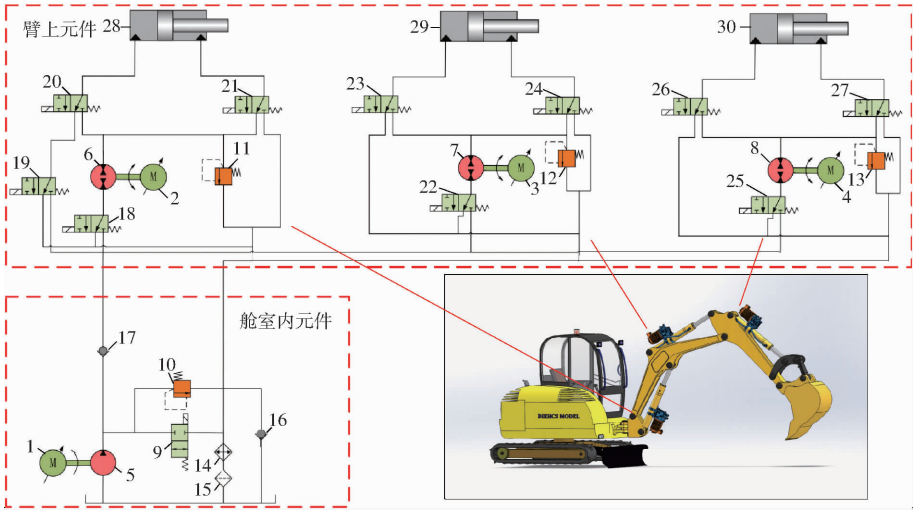


图 1 系统原理图

Fig. 1 Schematic of system

1、2、3、4. 伺服电机 5. 单向定量泵 6、7、8. 双向液压泵/马达单元 9. 电磁开关阀 10、11、12、13. 溢流阀 14. 液压冷却器 15. 液压过滤器 16、17. 单向止回阀 18、19、20、21、22、23、24、25、26、27. 电磁换向阀 28. 动臂液压缸 29. 斗杆液压缸 30. 铲斗液压缸

旨在实现稳压保护作用,而主泵出口处的单向阀则是为了避免高压油回流对主泵造成潜在损害。电磁开关阀为卸荷阀,开启时可迅速降低主泵输出压力,过滤器和冷却器分别起滤油和冷却作用。

由于系统设计的必要性,动臂 EHA 回路相比于斗杆和铲斗 EHA 回路存在差异。为进一步体现系统工作原理,取动臂 EHA 回路的 2 种典型工况对系统原理进行阐述,其油液流向如图 2 所示。由理论分析可知,当动臂 EHA 处于阻抗伸出工况时,一级主泵与二级泵/马达单元形成共压回路,即一级主泵为二级泵/马达分担部分压力,有效降低了动臂 EHA 的输出功率。当其处于超越缩回工况时,二级泵/马达切换为马达模式,回流油液驱动马达反转,通过液压能转电能的方式有效回收动臂下降产生的动能。

1.2 控制策略

1.2.1 四象限泵控原理

由于动臂、斗杆和铲斗在挖掘过程中进行复合动作,负载变化导致液压缸两腔的压力发生明显改变,此时可根据负载四象限特征对二级泵/马达单元进行切换控制,以完成液压泵在泵和马达模式间的切换。伺服电机驱动二级泵/马达单元排出或吸入液压油,进而控制各执行机构伸出或缩回。如图 3 所示,选取斗杆回路进行四象限泵运行原理阐述。

首先,规定液压杆伸出方向为速度 v 的正方向,使液压杆缩回方向为液压缸所受负载力 F 的正方向。当液压泵/马达工作在第一象限时,斗杆受阻抗负载伸出,斗杆运动方向为正,外部负载力方向为正,无杆腔压力大于有杆腔。当液压泵/马达工作在

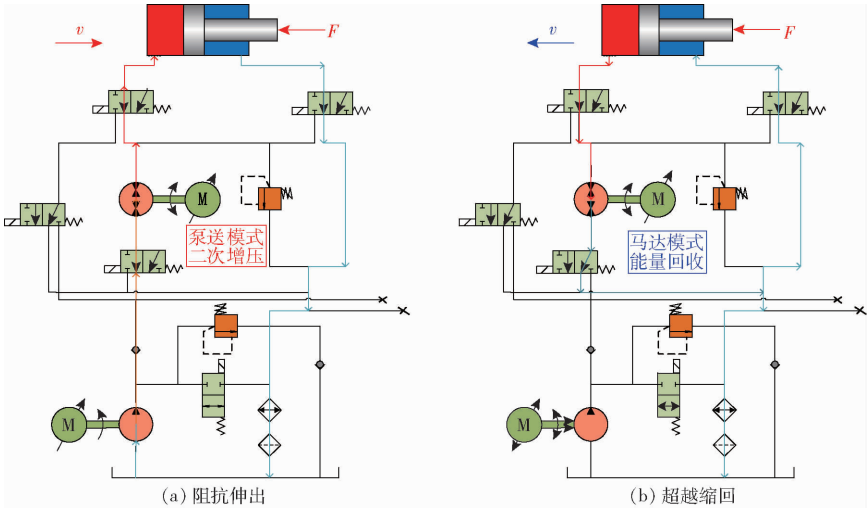


图 2 动臂液压系统工作原理图

Fig. 2 Working principle of boom hydraulic system

第二象限时,斗杆受超越负载伸出,斗杆运动方向为正,外部负载力方向为正,有杆腔压力大于无杆腔。当液压泵/马达工作在第三象限时,斗杆受阻抗负载缩回,杆运动方向为负,外部负载力方向为负,有杆腔压力大于无杆腔。当二级泵/马达单元工作在第四象限时,斗杆受超越负载缩回,杆运动方向为负,外部负载力方向为正,有杆腔压力大于无杆腔,各工况油液流向如图 3 所示。

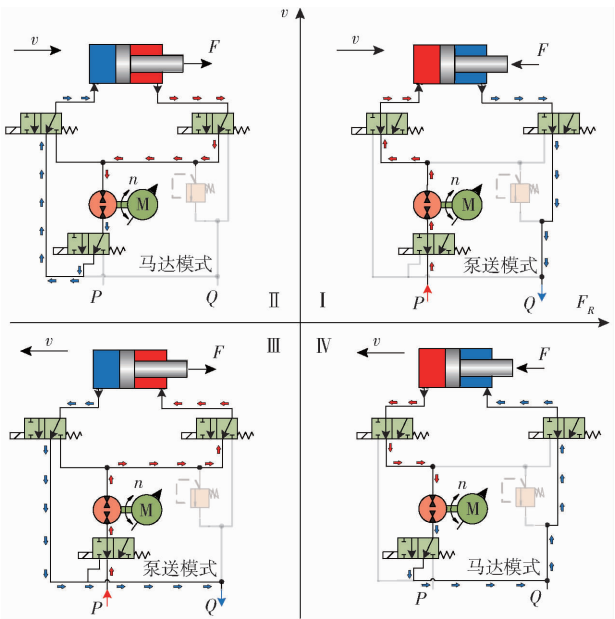


图 3 四象限泵工作原理图

Fig. 3 Working principle diagram of four quadrant-pump

根据斗杆四象限工况回路特性,二级泵/马达单元的控制策略为斗杆伸出时,期望速度 $v_e > 0$,此时若负载力 $F > 0$,则系统处于阻抗伸出工况,如图 3 象限 I 所示,此时若负载力 $F < 0$,则系统处于超越伸出工况,如图 3 象限 II 所示。斗杆缩回时,期望速度 $v_e < 0$,此时若负载力 $F < 0$,则系统处于阻抗缩回工况,如图 3 象限 III 所示,此时若负载力 $F > 0$,则系统处于超越缩回工况,如图 3 象限 IV 所示。假设系统泄漏量 q_L 恒定,则各象限执行器速度 (v_1 、 v_2 、 v_3 和 v_4 分别表示象限 I、II、III 和 IV 执行器速度,方向如图 3 所示)为^[25]

$$v_1 = \frac{nV - q_L}{A_A} = \frac{nV(1 - k)}{A_A \eta} \tag{1}$$

$$v_2 = \frac{nV + q_L}{A_B} = \frac{nV(1 - k)}{A_B \eta} \tag{2}$$

$$v_3 = \frac{nV - q_L}{A_B} = \frac{nV(1 - k)}{A_B \eta} \tag{3}$$

$$v_4 = \frac{nV + q_L}{A_A} = \frac{nV(1 - k)}{A_A \eta} \tag{4}$$

式中 A_A ——液压缸无杆腔横截面积,mm²
 A_B ——液压缸有杆腔横截面积,mm²

n ——泵/马达转速,r/min
 V ——泵/马达排量,cm³/r
 η ——泵/马达容积效率
 k ——液压缸泄漏系数

进而可得电机转速控制信号为

$$u_c = \begin{cases} \frac{v_e A_x}{VK_c \eta} & (\text{泵送模式}) \\ \frac{v_e A_x}{V} K_c \eta & (\text{马达模式}) \end{cases} \tag{5}$$

式中 K_c ——液压缸泄漏的转速补偿增益
 A_x ——各液压缸有效工作面积,mm²

泵送模式下电机控制信号为 $\frac{v_e A_A}{VK_c \eta}$ 或 $\frac{v_e A_B}{VK_c \eta}$, 马达模式下电机控制信号为 $\frac{v_e A_A}{V} K_c \eta$ 或 $\frac{v_e A_B}{V} K_c \eta$, 进而可计算出电机转速,其控制流程图如图 4 所示。

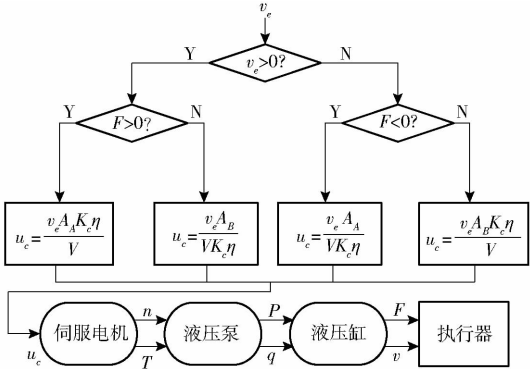


图 4 控制策略

Fig. 4 Control strategy

1.2.2 主泵恒压原理

主泵恒压控制采用流量前馈和压力反馈的复合控制方式,控制过程如图 5 所示^[26]。其中,流量前馈则同时考虑一级主泵、二级泵/马达单元容积效率,以及液压缸泄漏量,计算主泵所需转速信号,提高控制响应;压力反馈控制回路计算泵预设压力与出口压力之差,通过 PID 调节器获得电机转速信号补偿量,以修正时变不确定工况下流量前馈计算误差,提高控制精度。控制表达式为

$$u_{m0} = u_{m1}(u_{vi}) + u_{m2}(P_e) \tag{6}$$

其中 $P_e = P_m - P_1$ (7)

式中 u_{m0} ——主泵输入转速信号,r/min
 $u_{m1}(u_{vi})$ ——流量前馈补偿阶段函数
 u_{vi} ——各执行器速度绝对值,m/s
 $u_{m2}(P_e)$ ——压力反馈阶段函数
 P_m ——预设压力,MPa
 P_1 ——实时压力,MPa

由于主泵输入流量仅与各二级系统执行器(即各 EHA)所需流量有关,故流量前馈表达式为

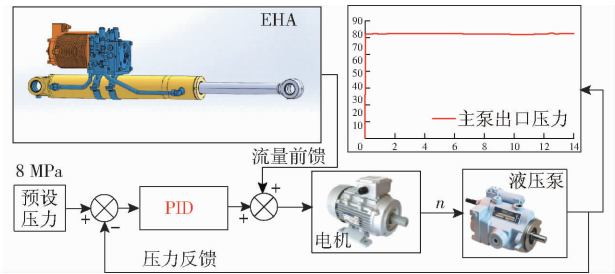


图 5 恒压控制原理图

Fig. 5 Principle of constant pressure control

$$u_{m1}(u_{vi}) = \sum_{i=1}^3 \frac{u_{vi} A_i C_i}{V_0 \eta_0 \eta_i} \tag{8}$$

式中 A_i ——各液压缸有效面积,mm²
 C_i ——各液压缸泄漏引入转速补偿系数
 η_i ——各二级泵容积效率
 V_0 ——主泵排量,cm³/r
 η_0 ——主泵容积效率

系统工作时,二级泵/马达仅在阻抗工况即处于泵送模型下需要主泵供油。

采用 PID 调节器的压力反馈控制表达式为

$$u_{m2}(P_e) = k_p P_e + k_i \int P_e dt + k_d \dot{P}_e \tag{9}$$

式中 k_p ——比例系数
 k_i ——积分系数
 k_d ——微分系数

2 仿真模型建立

2.1 机械系统建模

利用 AMESim 软件环境下的三维机械库对挖掘机臂架和转台进行了运动学仿真建模,各机械库元件与模型对应关系如图 6 所示。在所搭建的臂架动力学模型中,铲斗可计算出臂架在模拟挖土时土壤产生的实际反作用力,土壤相对于臂架的倾斜角也可通过合适的参数来确定,从而模拟臂架挖掘和卸载时铲斗和土壤相互作用的情况。根据力的组成原理,一个复杂的平面力系总可以分解为作用在该力

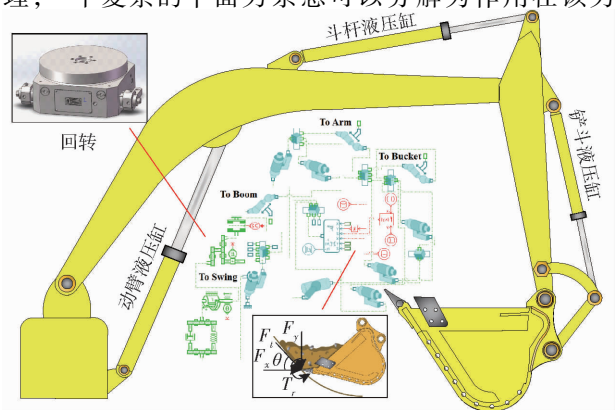


图 6 动力学模型

Fig. 6 Kinetic model

系某一点上的力和力矩。在挖掘过程中,阻力可以分解为图 6 所示的切向阻力 F_t 、法向阻力 F_n 和阻力矩 T_r 。而切向阻力通常构成整个挖掘阻力的主要部分,因此在计算挖掘力时忽略法向阻力,可将切向阻力分解为 F_x 和 F_y ,其计算式为

$$F_x = F_t \cos \theta \tag{10}$$

$$F_y = F_t \sin \theta \tag{11}$$

$$F_t = i F_{cyl} \tag{12}$$

式中 F_{cyl} ——作用在液压缸上的外载力,N
 i ——由部件运动关系得到的传动比
 θ ——铲斗液压缸伸出方向与重力方向的夹角
力矩 T_r 为

$$T_r = M_g r \tag{13}$$

式中 M_g ——被铲物体重力,N
 r ——铲斗质心沿 x 轴到铲齿末端距离,mm

2.2 液压系统建模

6 t 液压挖掘机液压缸参数如表 1 所示,鉴于此液压系统控制方式为开式泵控,因而差动液压缸流量不平衡问题对整个回路的影响微乎其微,设计过程中无需针对流量不平衡问题制定相应的解决策略。在流量前馈与压力反馈复合调节机制作用下,主泵维持的恒定压力为 8 MPa,同时,安全阀的溢流压力设置为 30 MPa。主泵及各 EHA 中泵/马达排量、各元件阻尼系数及粘度摩擦系数等关键参数见表 2,DIEHCS-SPR 仿真模型(回转部分除外)如图 7 所示。

表 1 6 t 挖掘机液压缸参数

Tab. 1 6 t excavator hydraulic cylinder parameter			
mm			
部件名称	缸径	杆径	冲程
动臂液压缸	115	65	710
斗杆液压缸	90	55	815
铲斗液压缸	85	55	605

表 2 DIEHCS-SPR 各元件参数

Tab. 2 DIEHCS-SPR component parameters		
项目	参数	数值
机械系统	接触刚度/(N·m ⁻¹)	1
	接触阻尼系数/(N·s·m ⁻¹)	1×10 ⁷
	弹性刚度(运动关节)/(N·m·(°) ⁻¹)	350
	阻尼系数/(N·m·min·r ⁻¹)	250
液压系统	弹性刚度(执行器)/(N·m ⁻¹)	10 000
	主泵排量/(cm ³ ·r ⁻¹)	40
	泵/马达单元排量(各 EHA 单元中)/(cm ³ ·r ⁻¹)	7
	安全阀溢流压力/MPa	30
液压油	液压缸粘度摩擦系数/(N·s·m ⁻¹)	1 500
	电磁换向阀最大流量开度/(L·min ⁻¹)	130
	密度/(kg·m ⁻³)	850
	体积模量/MPa	70
	绝对粘度/(Pa·s)	51

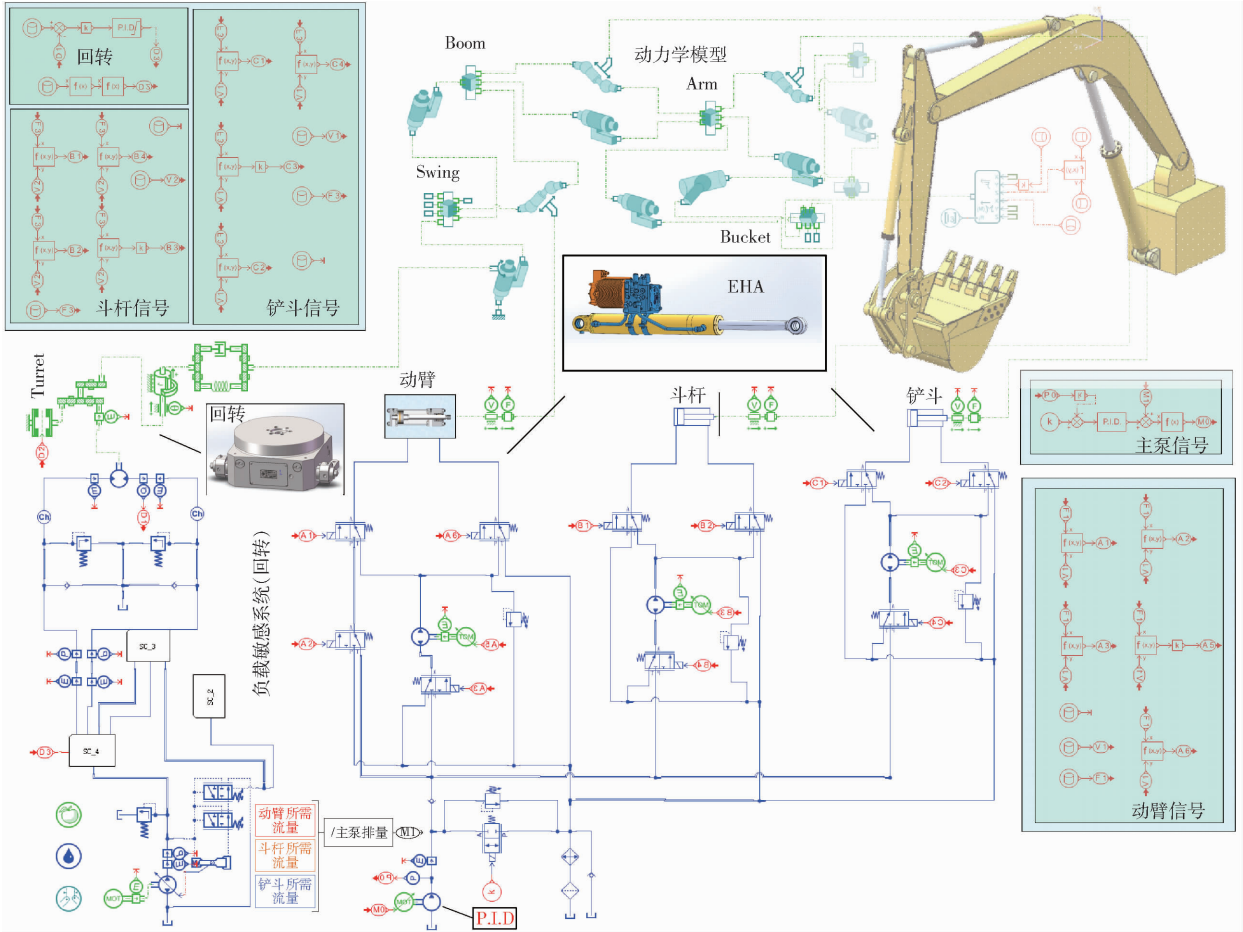


图 7 DIEHCS-SPR 仿真模型

Fig. 7 DIEHCS-SPR simulation model

由于液压挖掘机在进行挖掘动作时,臂架执行器是主要承载元件,故本文主要集中在对臂架上各执行元件(即动臂、斗杆和铲斗 EHA)所在回路相关设计和研究,对回转平台控制方式仍沿用传统负载敏感系统控制。由于回转和挖掘动作并非同时进行,所以整个系统在工作时,各臂架 EHA 和回转平台可先后独立地完成相应的挖掘和回转动作(即臂架运动由 DIEHCS-SPR 系通过控制臂架上各 EHA 来实现,而回转动作则由 LS 系统控制回转马达实现,两控制系统相互独立,互不影响),这使得系统整体虽然存在两种不同的控制方式,但仍具备较高的可控性和高效性。

3 工作过程仿真分析

将本文所提出的 DIEHCS-SPR 应用于所搭建的 6 t 挖掘机虚拟样机模型上,并依据实际挖掘工况进行深入分析。在 1 个工作周期内,其挖掘动作及各执行器受力情况如图 8 所示,首先确定挖掘点,然后由所提出的 DIEHCS-SPR 系统控制臂架上各 EHA 实现挖掘和满斗抬起等动作;待动臂抬起至合适位置时;再由 LS 系统控制回转马达实现回转动作至指定

卸载点;最后再由 DIEHCS-SPR 系统控制铲斗向上翻转以进行卸料;当卸料完成后回转平台进行反向转动(LS 系统控制);动臂和斗杆则联合动作,将铲斗送回至新的挖掘位置(DIEHCS-SPR 系统控制)。

通过 AMESim 软件对挖掘机进行土方作业时的挖掘过程进行模拟仿真,得到动臂、斗杆及铲斗位移如图 9 所示。

4 能耗与功率仿真分析

4.1 能耗对比

在 AMESim 软件环境下,将 DIEHCS-SPR 模型与 LS 系统模型进行能耗对比。在此基础上,选择土方作业作为 6 t 挖掘机虚拟样机的仿真工况,以便对两种控制系统进行分析,其中 1 个工作周期内的动作及各执行器受力情况如图 8 所示。

LS 系统等集中式液压系统由内燃机驱动变量泵作为动力源以提供高压油,进而将高压油通过液压管路和控制阀分配并传递给多个液压执行器,其存在较大的节流损失,且内燃机驱动液压泵效率很低,往往不超过 40%,因此该系统普遍存在能源效率低、碳排放量高等问题。

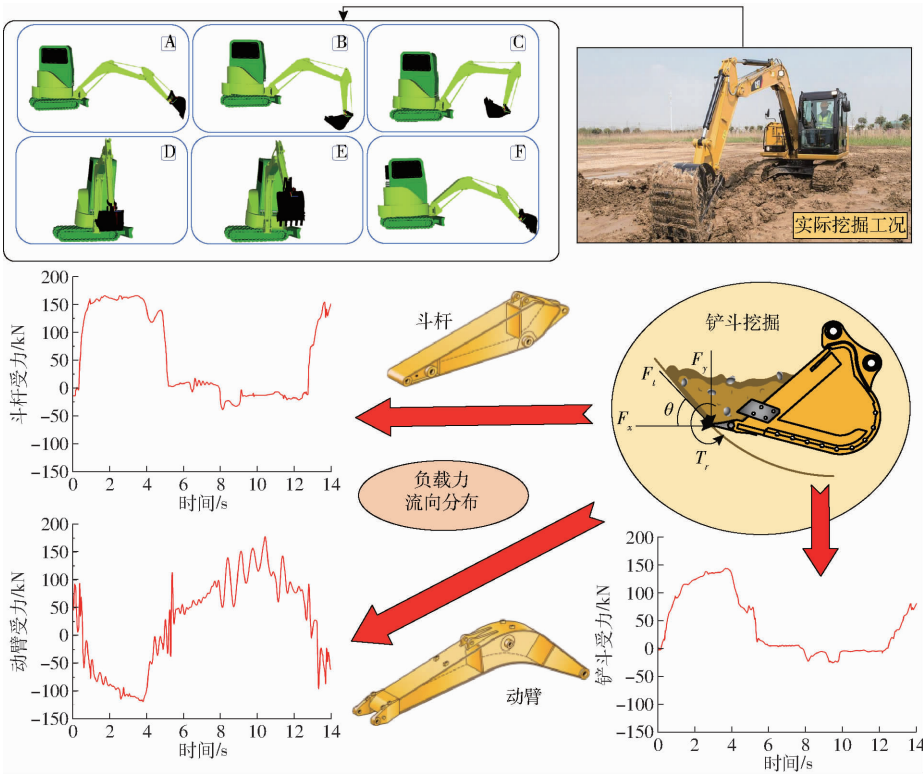


图 8 挖掘工况及受力分布

Fig. 8 Excavation conditions and force distribution

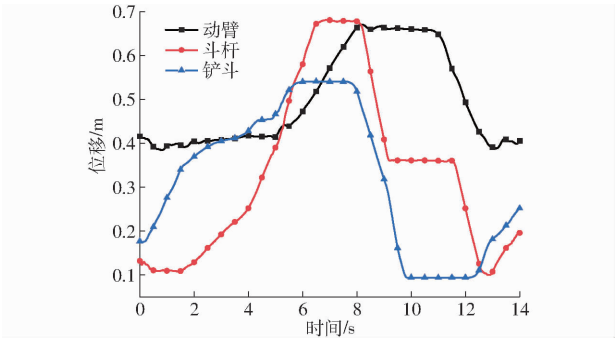


图 9 动臂、斗杆、铲斗位移曲线

Fig. 9 Boom, arm and bucket displacement

本文所提及的 DIEHCS – SPR 采用开式泵控的控制方式,各控制阀在工作过程中均处于全开或全闭状态,节流损失小,有着更好的节能潜力,同时由于各动力源均采用电机驱动,也更有利于实现零排放作业。在同 1 个工作周期下,LS 系统和 DIEHCS – SPR 的位移和回转转速曲线分别如图 10 和图 11 所示,LS 系统仿真模型如图 12 所示。

通过两控制系统动臂、斗杆、铲斗位移及回转转速对比分析可知,其各自执行器位移及转速仿真结果基本一致,存在偏差的原因有:①DIEHCS – SPR 中对各二级泵/马达单元控制均采用开环转速控制。②DIEHCS – SPR 采用开式泵控的控制方式,各控制阀均处于全开或全闭状态,虽大幅度减小了控制阀节流损失,但由于阀实际压降过小,液压缸大、小腔压差较大,导致执行器在运动过程会出现轻微振荡。

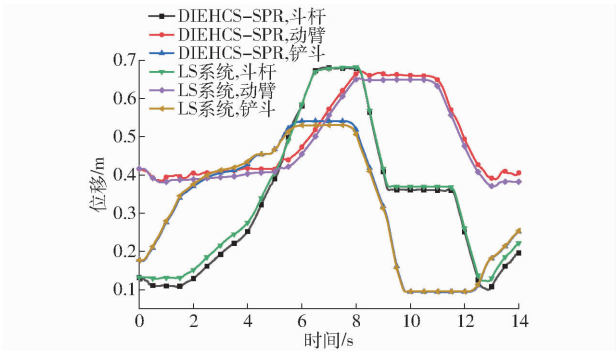


图 10 DIEHCS – SPR 和 LS 系统各执行器位移对比

Fig. 10 Displacement comparison of each actuator between DIEHCS – SPR and LS system

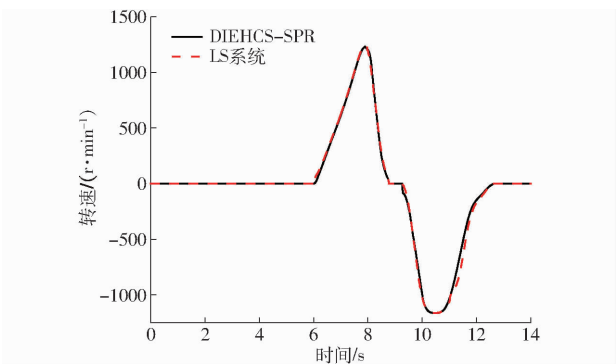


图 11 回转转速对比

Fig. 11 Rotation speed comparison

LS 系统仿真及实验能耗对比如图 13 所示, DIEHCS – SPR 各元件能耗曲线如图 14 所示。

由图 13、14 可知,在选定的 14 s 工作周期内,LS

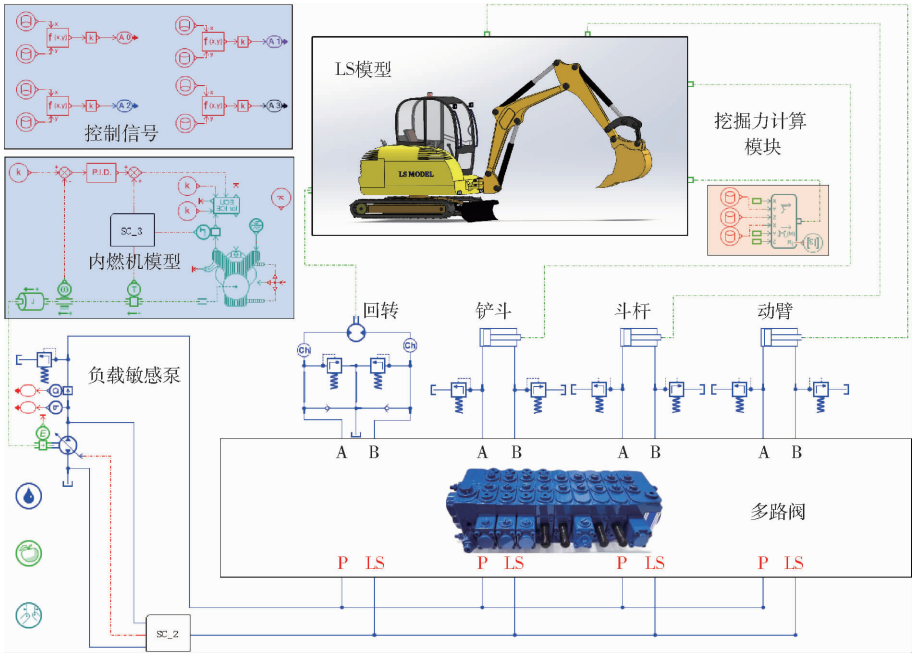


图 12 LS 系统仿真模型

Fig. 12 LS system simulation mode

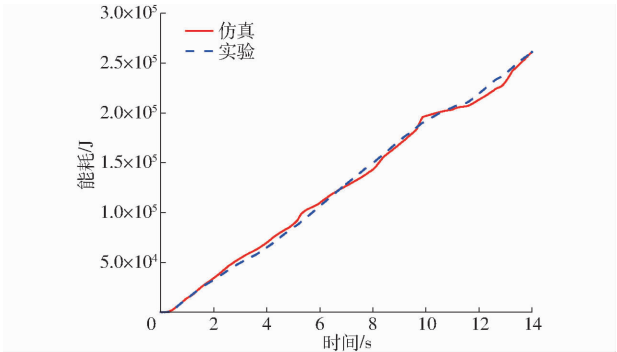


图 13 LS 系统能耗曲线

Fig. 13 LS system energy consumption

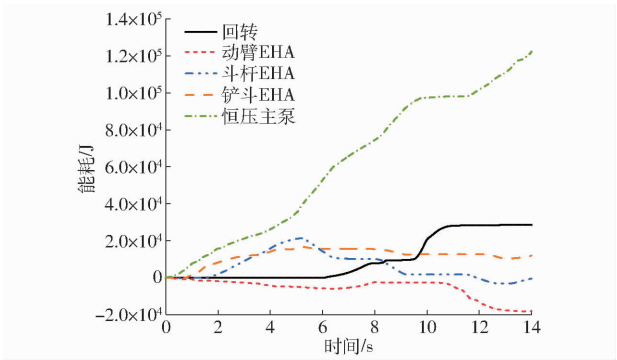


图 14 DIEHCS-SPR 各元件能耗曲线

Fig. 14 Energy consumption of DIEHCS-SPR

系统仿真和实验总能耗均为 261 000 J 左右, DIEHCS-SPR 总能耗约为 144 587 J, 其中动臂 EHA 回收能量约为 18 115 J, 斗杆 EHA 回收能量约为 361 J, 铲斗 EHA 能耗约为 11 944 J, 回转能耗约为 28 710 J, 恒压主泵能耗约为 122 409 J, 经计算可知, 相比于 LS 系统, DIEHCS-SPR 总体节能 42% ~ 46%。

4.2 功率对比

在 AMESim 软件环境中将 DIEHCS-SPR 模型与图 15 所示的 DIEHCS 模型作功率对比分析。

两控制系统动臂、斗杆、铲斗位移如图 16 所示, 其各自执行器位移仿真结果也基本一致, 存在一定偏差是 DIEHCS-SPR 对二级泵/马达的开环转速控制所导致的。

两系统各 EHA 的功率对比如图 17 ~ 19 所示。在二次调压机制(主泵和各 EHA 共同工作)的作用下, 所提出系统的大部分输出功率由舱室内的主泵提供, 有效降低了臂架上各 EHA 的峰值输出功率, 有利于减小各 EHA 尺寸和质量, 既节省了其制造成本, 也降低了其自身重量所产生的额外能耗。

5 结论

(1)提出了一种分布式独立二次调压电液控制系统(DIEHCS-SPR), 并将其应用于 6 t 液压挖掘机模型上。所提及系统主要由 3 个布置于臂架上的开式 EHA 及 1 个布置在舱室内的恒压主泵构成。

(2)相比于传统 LS 系统, 所提出系统有效消除了节流损失的影响, 总体节能率达 42% ~ 46%。同时, 鉴于所提出系统采用纯电机驱动, 可实现全面零排放作业, 进一步解决了传统负载敏感液压系统低能效、高排放的问题。

(3)相比于 DIEHCS, 所提出系统臂架上各 EHA (动臂、斗杆和铲斗 EHA) 的峰值输出功率分别降低

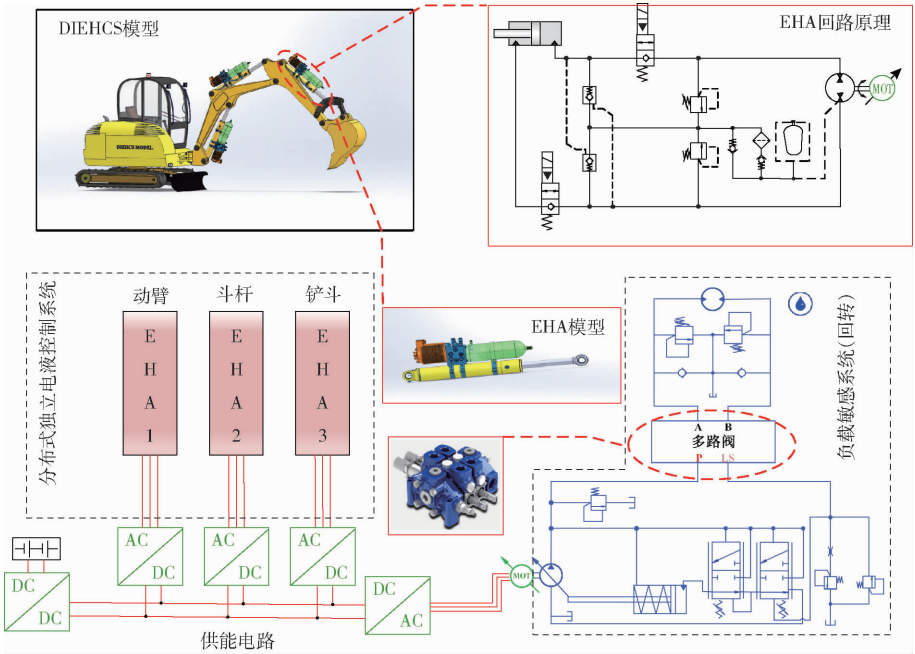


图 15 DIEHCS 模型
Fig. 15 DIEHCS model

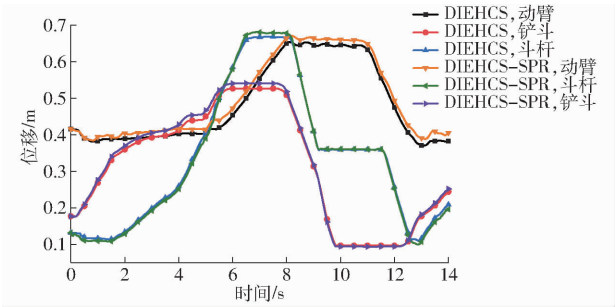


图 16 DIEHCS-SPR 和 DIEHCS 各执行器位移对比
Fig. 16 Displacement comparison of each actuator between DIEHCS-SPR and DIEHCS

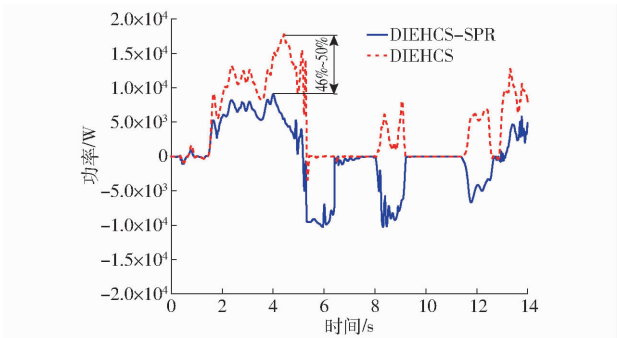


图 18 斗杆 EHA 功率对比
Fig. 18 EHA power comparison of arm

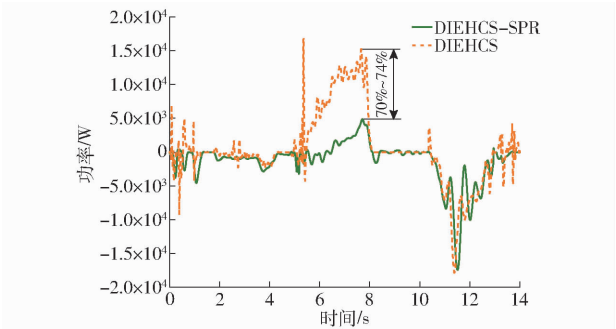


图 17 动臂 EHA 功率对比
Fig. 17 EHA power comparison of boom

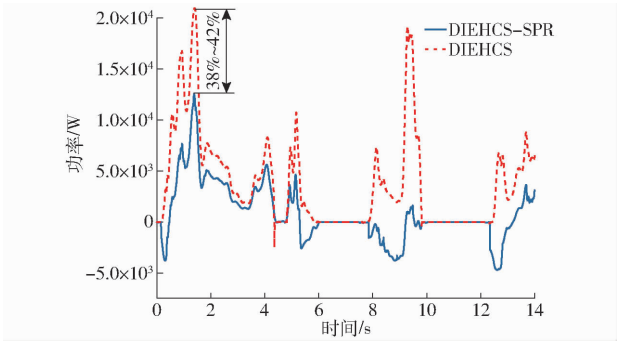


图 19 铲斗 EHA 功率对比
Fig. 19 EHA power comparison of bucket

70% ~ 74%、46% ~ 50% 和 38% ~ 42%，减小了各 EHA 尺寸和质量，既节省了 EHA 制造成本也降低了其自身重量所产生的额外能耗，在具备良好经济性和节能效益的基础上优化了臂架结构。

参 考 文 献

[1] FASSBENDER D, ZAKHAROV V, MINAV T. Utilization of electric prime movers in hydraulic heavy-duty-mobile machine implement systems[J]. Automation in Construction, 2021,132:103964.

[2] 王兆文,郭凯,武文杰,等. 基于实时性优化的内燃机燃烧分析系统研究[J]. 农业机械学报,2020, 51(1):372-382.

WANG Zhao wen, GUO Kai, WU Wenjie, et al. Development of real-time combustion analysis system of IC engine based on

- real-time optimization[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(1):372–382. (in Chinese)
- [3] BELTRAMI D, IORA P, TRIBIOLI L, et al. Electrification of compact off-highway vehicles-overview of the current state of the art and trends[J]. Energies, 2021, 14(17): 5565.
- [4] 纪常伟,句丙,戴晓旭,等. 内燃机尾气余热重整制氢混燃性能试验[J]. 农业机械学报,2013, 44(1):27–32.
JI Changwei, JU Bing, DAI Xiaoxu, et al. Mixed combustion performance experiment of syngas produced by ethanol steam reforming for engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(1):27–32. (in Chinese)
- [5] GAIOLA A, ZARDIN B, CASOLI P, et al. The hydraulic power generation and transmission on agricultural tractors: feasible architectures to reduce dissipation and fuel consumption—Part I[J]. Web of Conferences, 2020,197: 07009.
- [6] ANDRYCH-ZALEWSKA M, CHLOPEK Z, MERKISZ J, et al. Analysis of the operation states of internal combustion engine in the real driving emissions test[J]. Archives of Transport, 2022, 61(1): 71–88.
- [7] CHUAH L F, BOKHARI A, ASIF S, et al. A review of performance and emission characteristic of engine diesel fuelled by biodiesel[J]. Chemical Engineering Transactions, 2022, 94: 1099–1104.
- [8] LODIEWYKS J, ZURBRUGG D. Distributed energy saving hydraulic concepts for mobile working machines [C] // 10th International Fluid Power Conference, 2016:79–90.
- [9] HE Xiangyu, JIANG Ying. Review of hybrid electric systems for construction machinery[J]. Automation in Construction, 2018, 92:286–296.
- [10] LIN Tianliang, HUANG Weiping, REN Haoling, et al. New compound energy regeneration system and control strategy for hybrid hydraulic excavators[J]. Automation in Construction, 2016,68:11–20.
- [11] FU Shengjie, WANG Lang, LIN Tianliang. Control of electric drive powertrain based on variable speed control in construction machinery[J]. Automation in Construction, 2020,119:103281.
- [12] GE Lei, QUAN Long, ZHANG Xiaogang, et al. Efficiency improvement and evaluation of electric hydraulic excavator with speed and displacement variable pump[J]. Energy Conversion and Management, 2017,150:62–71.
- [13] REN Haoling, WU Shiyi. Energy saving characteristics of a winch system driven by a four-quadrant hydraulic pump[J]. Machines, 2022,10:1126.
- [14] MINAV T, HEIKKINEN J. Direct driven hydraulic drive for new powertrain topologies for non-road mobile machinery[J]. Electric Power Systems Research, 2017,152:390–400.
- [15] 司国雷,李彬杰,魏晋华,等. 负载口独立控制阀控非对称缸压力跃变消除方法研究[J]. 农业机械学报,2024,55(8): 437–445.
SI Guolei, LI Binjie, WEI Jinhua, et al. Elimination method of asymmetric hydraulic cylinder pressure jump based on dual-spool independent metering valve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(8): 437–445. (in Chinese)
- [16] PAOLA F, MASSIMO R, DAMIANO P, et al. Combined speed control and centralized power supply for hybrid energy-efficient mobile hydraulics[J]. Automation in Construction, 2022,140(3):104337.
- [17] DING Ruqi, YIN Hongzhi, CHENG Min, et al. The design and analysis of a hydro-pneumatic energy storage closed-circuit pump control system with a four-chamber cylinder[J]. Journal of Energy Storage,2024, 79:110076.
- [18] JALAYERI E, IMAM A. A throttle-less single-rod hydraulic cylinder positioning system: design and experimental evaluation [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2015,7:1–14.
- [19] WANG Longke, BOOK W. A hydraulic circuit for single rod cylinders[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2012, 134(1):011019.
- [20] WILLIAMSON C, IVANTYSYNOVA M. Pump mode prediction for four-quadrant velocity control of valveless hydraulic actuators[C] // Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power. Toyama:JFPS, 2008:323–328.
- [21] ROSERO J, ORTEGE J, ALDABAS E, et al. Moving towards a more electric aircraft[J]. IEEE Aerospace Electronic Systems Magazine, 2007, 22(3): 3–9.
- [22] QU Shaoyang, FASSBENDER D, VACCA A, et al. A closed circuit electro-hydraulic actuator with energy recuperation capability[C] // 12th International Fluid Power Conference. Dresden:RWTH,2020: 89–98.
- [23] QU Shaoyang, FASSBENDER D, VACCA A, et al. A high-efficient solution for electro-hydraulic actuators with energy regeneration capability[J]. Energy, 2021, 216: 119291.
- [24] NIRAULA A, ZHANG Shuzhong, MINA T, et al. Effect of zonal hydraulics on energy consumption and boom structure of a micro-excavator[J]. Energies, 2018, 11: 2088.
- [25] ZHANG Shuzhong, LI Su, MINAV T. Control and performance analysis of variable speed pump-controlled asymmetric cylinder systems under four-quadrant operation[J]. Actuators, 2020, 9: 123.
- [26] 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):1–9.
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):1–9. (in Chinese)