

新型液压挖掘机回转驱动系统仿真

林添良^{1,2}, 杨杰², 刘强¹, 叶月影¹

(1. 华侨大学 机电及自动化学院, 福建 厦门 361021;

2. 浙江大学 流体传动及控制国家重点实验室, 浙江 杭州 310027)

摘要: 为了使液压挖掘机达到节能的目的,提出基于蓄能器能量回收和正负流量相结合的变量泵控制的节能驱动方法.考虑到发动机倒拖、大惯性负载引起的反转问题,以及变量泵和负载的流量匹配等问题,研究驱动系统的控制策略.建立多种驱动系统的 AMESim 数学模型,并进行节能效果和操控性能的仿真研究.结果表明:该系统在防反转控制和防止发动机倒拖方面均具有良好的控制效果,而蓄能器的压力在第 3 个工作周期后进入平衡波动状态;相对原驱动系统,新型驱动系统最大节能效果大约为 36%,能量回收系统的行程效率大约为 24%.

关键词: 液压挖掘机; 节能; 蓄能器; 能量回收; 防反转

中图分类号: TH 137

文献标志码: A

液压挖掘机是一种用量大、能耗高的工程机械,其回转时间约占整个工作循环的 50%~70%,能量消耗约占 25%~40%.传统的液压挖掘机是通过缓冲溢流阀建立起制动力矩,使得上车机构逐渐制动停止.由于液压挖掘机负载惯性较大,频繁的回转动作势必产生巨大的回转制动能量.因此,研究新型的回转机构的驱动结构方案,对系统节能,提高生产效率,以及减少工作装置的冲击等具有重要的意义.国内外关于液压挖掘机回转节能驱动系统的研究,主要是基于油电混合动力系统展开的^[1-5].针对传统液压挖掘机,李建启等^[6]提出了一种基于蓄能器和液控单向阀的节能驱动方案.由于该蓄能器的液压油直接通过液控单向阀释放出来驱动上车机构加速,因此上车机构的速度不可控,进而会影响操作人员的舒适性.付亚超等^[7]也进行类似的研究工作.目前,还没有学者针对传统液压挖掘机上车机构提出可保证良好速度控制特性和节能特性的驱动系统.本文以 20 t 液压挖掘机为研究对象,分析新型节能驱动系统的结构方案,提出该驱动系统的控制策略,建立数学模型并进行仿真验证.

1 驱动系统的结构方案

新型回转驱动系统结构方案示意图,如图 1 所示.该方案具有以下 4 个特点.

1) 当液压挖掘机上车机构回转制动时,转台在惯性的作用下,继续旋转;液压马达工作在泵模式,其排出的液压油经过单向阀 1 或单向阀 2,电液换向阀 1 和截止阀后进入液压蓄能器,实现能量回收过程.同时,上车机构的制动力矩由蓄能器压力和液压马达排量决定,降低了系统的压力冲击.

2) 蓄能器回收的液压油可以通过控制电液动换向阀来控制是否释放出来驱动变量泵.考虑到发动机在低扭矩区域的油耗率一般较高,因此根据发动机的万有特性曲线,使得通过蓄能器释放液压油后,不仅降低了发动机的输出扭矩,同时使发动机仍然处于高效区域,进而可以降低发动机的消耗能量.

3) 通过电液换向阀 1 卸荷实现防止转台反转功能.当上车机构的回转制动结束时,通过电液换向

收稿日期: 2012-07-13

通信作者: 林添良(1983-),男,讲师,主要从事工程机械能量回收技术和混合动力系统的研究. E-mail: ltlkxl@163.com.

基金项目: 国家 863 高技术研究发展计划项目(2009AA044402, 2010AA044401);国家自然科学基金资助项目(50875233, 51205140);浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金资助项目(GZKF-2011111);华侨大学高层次人才科研启动项目(11BS409)

为转台静止模式. 其中, ζ 为一个大于 0 的较小正值, 以避免受到手柄处于中位时的噪声干扰.

2.2 电液换向阀 1 控制规则

电液换向阀 1 的主要作用为在转台制动时, 工作在右工位, 进行能量回收; 当制动停止时瞬间, 工作在左工位, 把液压马达的回油侧卸荷, 以防止反转; 而当转台加速或匀速时, 工作中位, 以防止变量泵出口压力油对蓄能器充油.

根据液压马达转速 n_m 、先导控制信号 Δp_{ctr} 等, 可得到电液换向阀的控制信号 C_1 为

$$C_1 = \begin{cases} \text{右电磁铁得电能量回收,} & \Delta p_{ctr} < \zeta, \quad n_m \geq n_{mc}, \\ \text{左电磁铁得电防止反转,} & \Delta p_{ctr} < \zeta, \quad n_m < n_{mc}, \\ \text{均不得电,} & \text{其他.} \end{cases} \quad (2)$$

式(2)中: n_m 为液压马达实际转速($r \cdot \min^{-1}$); n_{mc} 为液压马达转速判断阈值($r \cdot \min^{-1}$).

2.3 电液换向阀 2 控制规则

电液换向阀 2 的主要功能为当上车机构出于回转加速或匀速时, 蓄能器释放液压油驱动变量泵. 为了保证蓄能器的压力不低于其最低工作压力, 同时由于在启动瞬间, 如果蓄能器压力油直接释放出来驱动变量泵, 蓄能器的释放功率大于负载功率, 会发生发动机的倒拖现象. 此外, 如果蓄能器的释放功率后, 发动机的输出扭矩处于油耗率较高区域, 此时发动机的油耗仍然较高. 因此, 为保证发动机不发生倒拖现象, 蓄能器的压力不低于其最低工作压力, 并确保发动机的输出扭矩降低后仍然处于高效区域.

通过检测蓄能器压力和变量泵出口压力和先导控制手柄压力差等, 可得到电液换向阀 2 的控制信号 C_2 为

$$C_2 = \begin{cases} \text{电磁铁得电,} & |\Delta p_{ctr}| \geq \zeta, \quad (p_p - p_a) \geq p_c, \\ \text{不得电,} & \text{其他.} \end{cases} \quad (3)$$

式(3)中: p_p 为变量泵出口压力(MPa); p_c 为防止发动机倒拖和发动机处于高效区域的压力判断阈值(MPa), 可通过发动机的万有特性曲线获得.

2.4 正负流量相结合的变量泵排量控制策略

由先导控制手柄表征转台转速对应的液压马达的流量 Q_m 为

$$Q_m = k_1 (\Delta p_{ctr} - \zeta). \quad (4)$$

式(4)中: k_1 为目标流量和先导压差信号比例系数.

由于上车机构为一个大惯性负载, 在加速过程中, 液压马达的实际转速滞后于液压马达的目标转速, 因此, 多余的流量会从变量泵出口的溢流阀溢流回油箱. 为了减少溢流损耗, 系统在溢流阀和油箱之间增加了一个阻尼孔, 并通过检测阻尼孔的压力大小反映溢流流量. 通过阻尼孔的流量 Q_z 为

$$Q_z = k_2 \sqrt{p_z}. \quad (5)$$

式(5)中: k_2 为阻尼孔流量和阻尼孔进口压力比例系数; p_z 为阻尼孔进口压力(MPa).

由此可得变量泵的目标流量 Q_p 为

$$Q_p = p_m - p_z. \quad (6)$$

最后, 可得变量泵的排量计算式为

$$C_p = \begin{cases} k_3 Q_p, & Q_p > Q_{pc}, \\ k_3 Q_{pc}, & Q_p \leq Q_{pc}. \end{cases} \quad (7)$$

式(7)中: Q_p 为变量泵的目标流量; k_3 为变量泵目标流量和控制信号的比例系数; Q_{pc} 为补偿系统泄漏的液压泵的最小流量($L \cdot \min^{-1}$).

3 仿真实验

仿真软件 AMESim 为流体动力、机械、热流体和控制系统提供一个完善、优越的仿真环境及最灵活的解决方案. 它采用物理模型的图形化建模方式, 提供了丰富的应用元件库, 使用户从繁琐的数学建模中解放出来, 而将更多的精力投入到实际物理模型本身的研究. 为研究对比, 基于 AMESim 建立了传统节流控制模型和新型节能驱动系统的模型. 通过参数设置, 完成定量泵、定量泵+泵控制(负流量)、定

量泵+泵控制(正流量和负流量),以及能量回收+泵控制(正流量和负流量)等控制系统的仿真分析.

图 2 为无能量回收系统的传统节流控制仿真模型.图 2 中:由于变量泵的出口溢流阀的溢流压力一般高于液压马达两腔的制动溢流阀的溢流压力,所以负流量控制检测阻尼孔设置在制动溢流阀的回油侧,以减少溢流损耗.

图 3 为有能量回收系统的新型节流控制系统仿真模型.为简化模型,仿真时用电控信号代替先导液压手柄输出信号.表 1 为图 3 的具体仿真参数.

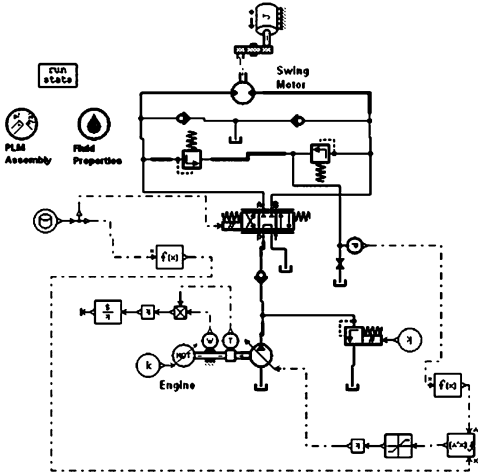


图 2 无能量回收系统的回转驱动系统仿真模型

Fig. 2 AMESim model for the control system without energy recovery system

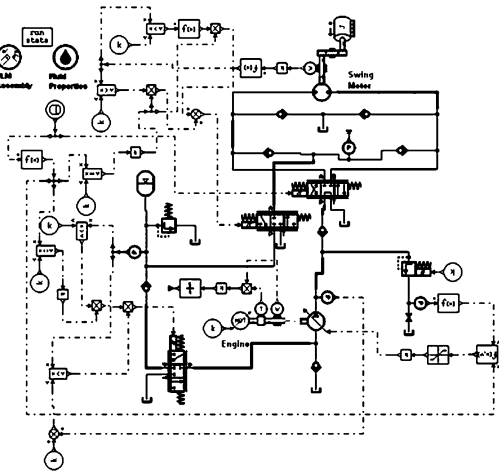


图 3 有能量回收系统的回转驱动系统仿真模型

Fig. 3 AMESim model for the control system with energy recovery system

3.1 操控性能仿真

3.1.1 发动机倒拖现象 图 4 为该驱动系统在两种控制方式时发动机输出扭矩曲线.由图 4 可以看出:当没有采用防发动机倒拖控制策略时,由于蓄能器的压力油的再利用是在第 2 个工作周期开始工作,因此从第 2 个工作周期开始时,发动机的输出扭矩出现了负扭矩,即发动机倒拖现象;而采用防倒拖控制策略时,发动机的输出扭矩均大于零,不再发生倒拖现象.

3.1.2 转台反转控制 图 5 为上车机构回转速度曲线.从图 5 可看出:当没有采用防反转控制策略时,一旦转台启动后再制动停止时,转台转速曲线出现明显的震荡现象.这是由于当马达停止转动,回油口出现的高油压又把马达从停止推回去,直到进油口和回油口的压力趋于平衡后,回转马达重复进行顺时针和逆时针的回转,进而引起上车机构的震荡.采用防反转控制策略时,转台的速度不再发生震荡.

3.1.3 蓄能器的压力波动平衡 为了验证蓄能器压力波动平衡性及蓄能器参数设计是否合理,仿真时按 3 个工作周期和转台最大转速进行仿真,先导控制手柄信号如图 5(b)所示.图 6 为 3 个工作周期内蓄能器的压力波动曲线.

由图 6 可以看出:在第 1 个工作周期,时间为 6 s 时,转台开始启动,但蓄能器初始工作压力为气体充气压力,不能直接释放出来驱动液压泵;在时间为 9 s 时,转台开始回转制动,蓄能器压力从 20 MPa 逐

表 1 模型仿真关键参数

Tab. 1 Key parameters for the model simulation

关键元件	技术参数	数值
蓄能器	气体额定体积/L	36
	充气压力/MPa	25
液压马达	排量/mL · r ⁻¹	129
变量泵	排量/mL · r ⁻¹	112
减速器	减速比	140
上车机构	等效转动惯量/kJ	150

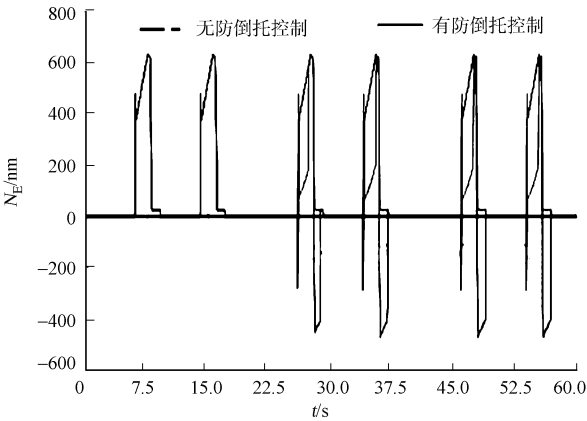


图 4 发动机输出扭矩曲线

Fig. 4 Output torque of the engine

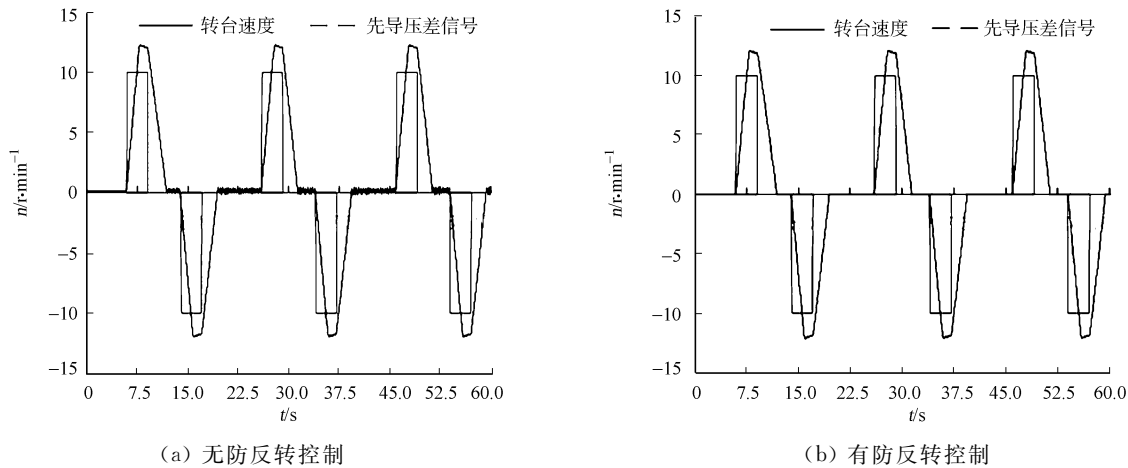


图 5 上车机构回转速度曲线
Fig. 5 Rotational speed of arm

渐上升到 24.10 MPa;在时间为 14 s 时,转台开始反向启动,蓄能器的压力仍然低于 25 MPa,不能释放出来驱动变量泵;在时间为 17 s 时,上车机构开始反转制动,蓄能器压力继续上升至 28.79 MPa.

由图 6 还可以看出:在第 2 个工作周期,上车机构从 26 s 开始启动,此时蓄能器压力大于 25 MPa,蓄能器释放液压油驱动变量泵;此后,蓄能器的压力处于平衡波动过程,在每个工作周期内蓄能器压力下降两次,上升两次,完成两次启动和制动过程.

从图 6 还可以看出:即使转台在最大转速开始制动,蓄能器的最大工作压力大约为 29.5 MPa,尚未超过 30 MPa. 即无多余的制动动能消耗在蓄能器入口处的溢流阀,同时又充分利用了蓄能器的压力工作范围. 因此,蓄能器的参数较为合理.

3.2 节能效果分析

从图 6 可知:蓄能器压力在第 3 个工作周期后进入平衡状态. 因此,以第 3 个周期的不同控制系统的发动机消耗能量研究各驱动系统的节能效果,各驱动系统在第 3 个工作周期的发动机消耗能量(E),如表 2 所示. 由表 2 可得到以下 3 个主要结论.

1) 单独定量泵驱动系统(无能量回收+无正流量+无负流量)中发动机消耗了能量 507.183 kJ,采用能量回收系统和变量泵控制系统后,发动机消耗能量 325.613 kJ,新型驱动系统相对原驱动系统节能效果为 36%.

2) 泵控系统节能 125.776 kJ,泵控制系统的节能效果大约为 25%,其中负流量系统节能 17%,正流量系统节能 8%,能量回收系统对整机的节能效果大约为 11%.

3) 能量回收系统使发动机节能 55.776 kJ,而系统总回收能量根据转动惯量和最大转速计算大约为 236.630 kJ. 因此,蓄能器回收和再利用的行程效率大约为 24%,其损耗主要包括行程压力损耗、蓄能器能量损耗及变量泵功率损耗等.

4 结论

提出一种基于蓄能器能量回收和正负流量复合控制的新型液压挖掘机上车机构节能驱动系统. 考虑了大惯性负载的反转问题、发动机倒拖现象、蓄能器的压力平衡,以及变量泵和负载的流量匹配等问

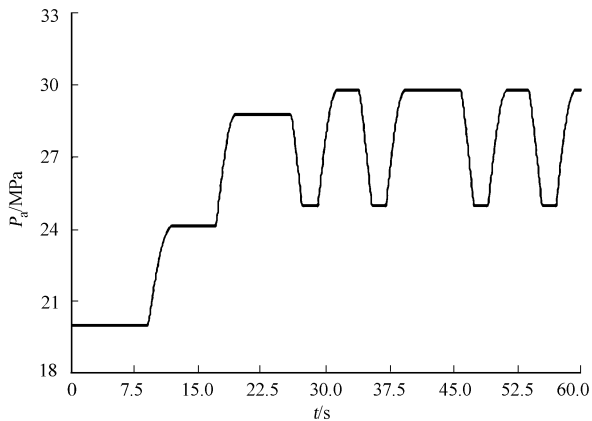


图 6 蓄能器气体压力曲线(3 个工作周期)
Fig. 6 Gas pressure of the accumulator
(in the three working cycles)

表 2 各驱动系统第 3 个工作周期发动机消耗能量
Tab. 2 Energy consumption of the engine in different control systems in the third working cycle

驱动系统类型	E/kJ
定量泵	507.183
变量泵(负流量)	422.237
变量泵(正流量+负流量)	381.407
变量泵(正流量+负流量)+蓄能器回收	325.631

题,提出了驱动系统的控制规则.

基于仿真软件 AMESim,建立不同控制系统的数学模型并进行仿真分析. 结果表明:该系统具有较好的防止反转效果,蓄能器压力在第 3 个工作周期后处于平衡波动过程;新型驱动系统相对原驱动系统最大节能效果大约为 36%,其中泵控制系统使整机节能 25%,负流量系统节能 17%,正流量系统节能 8%,能量回收系统节能 11%.

参考文献:

[1] LIN Tian-liang,WANG Qing-feng,HU Bao-zan. Development of hybrid powered hydraulic construction machinery [J]. Automation in Construction,2010,19(1):11-19.

[2] TAKAO N,ETSUJIRO I,MASAYUKI K. Power simulation for energy saving in hybrid excavator [J]. Transaction of Society of Automotive Engineers of Japan,2004,35(4):101-106.

[3] KAGOSHIMA M,KOMIYAMA M,NANJO T,et al. Development of new hybrid excavator[J]. Kobelco Technology Review,2007(27):39-42.

[4] OCHIAI M,RYE S. Hybrid in construction machinery[C]// Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power. Toyama: [s. n.],2008:41-44.

[5] WANG Dong-yun,GUAN Cheng,PAN Shuang-xia,et al. Performance analysis of hydraulic excavator power train hybridization[J]. Automation in Construction,2009,18(3):249-257.

[6] 李建启,张传福,王铁荪. 液压挖掘机回转节能装置的运动特性和试验[J]. 工程机械,1992,23(3):11-15.

[7] 付亚超. 液压挖掘机回转装置节能研究[D]. 成都:西南交通大学,2010:19-35.

Simulation Study on a Rotary Driving System
in Hydraulic Excavator

LIN Tian-liang^{1,2}, YANG Jie², LIU Qiang¹, YE Yue-ying¹

(1. College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Xiamen 361021, China;
2. The State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Due to the environmental problems and energy crisis, the improvement on the efficiency of the excavator is highly demanded. A novel hydraulic energy-saving system is presented. The system is based on a pump control system and uses an accumulator as the energy recovery system in a novel configuration to recover the kinetic energy. Then, considering the engine motored, big inertia load caused by the reverse problem, and variable pump and the load flow matching problems, the control strategies on how to control the swing are presented. Thus, AMESim mathematical models of different control systems are established. Simulations are performed to evaluate the validity of the effectiveness of the control system. The results indicate that the designed system has good control effect in anti-reverse control and engine motored prevention aspects. And the pressure of the accumulator is in the balance fluctuation state after the third working cycle. Relative to the original driving system, the maximum energy-saving of the new driving system is about 36% and the round trip recovery efficiency is about 24%.

Keywords: hydraulic excavator; energy-saving; accumulator; energy recovery; anti-reverse

(责任编辑: 钱筠 英文审校: 杨建红)