

DOI: 10.3785/j.issn.1008-973X.2012.01.23

# 液压挖掘机回转制动能量回收系统

管 成<sup>1</sup>, 徐 晓<sup>1</sup>, 林 潇<sup>2</sup>, 王守洪<sup>3</sup>

(1. 浙江大学 机械设计研究所, 浙江 杭州 310027; 2. 上海汽车集团股份有限公司技术中心, 上海 201804;  
3. 山重建机有限公司, 山东 济宁 272100)

**摘 要:** 为了回收液压挖掘机在回转阶段的制动能量, 提出一种基于回转马达进/出口压力差自动识别回转过程所处阶段, 决策能量回收的全液压自动控制回转制动能量回收系统. 引入一正态分布函数, 以蓄能器压力状态 (SOP)、液压泵出口压力以及负流量反馈压力为输入信号, 根据负载的实时需求功率, 提出一种以复合恒功率-负流量动力控制决策发动机和蓄能器主辅动力源的能量分配方法, 保证回转机构的正常高效运转. 仿真结果表明, 当回转系统作为单独执行机构时, 采用该回收系统的液压挖掘机, 能够实现高达 50.0% 的再生制动能量用于驱动回转的能量回收利用效率, 在相同工况下比同吨位液压挖掘机节能 16.3%, 不影响操作习惯和操作性能.

**关键词:** 液压挖掘机; 混合动力; 回转制动; 能量回收

中图分类号: TH 137

文献标志码: A

文章编号: 1008-973X(2012)01-0142-08

## Recovering system of swing braking energy in hydraulic excavator

GUAN Cheng<sup>1</sup>, XU Xiao<sup>1</sup>, LIN Xiao<sup>2</sup>, WANG Shou-hong<sup>3</sup>

(1. Institute of Mechanical Design, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China; 2. SAIC Motor Technical Center, Shanghai 201804, China; 3. Strong Construction Machinery Limited Company, Jining 272100, China)

**Abstract:** In order to recover the braking energy from the hydraulic excavator during swing phase, an automatic hydraulic-controlled braking energy recovery system was proposed which can automatically identify the swing stage by the pressure difference between inlet and outlet of the swing pump and determining distribution algorithm of the recovering energy. One normal school function was introduced. State of pressure (SOP) of the accumulator, the outlet pressure of the hydraulic pump and the feedback pressure from negative-flow control were considered as input signals. According to the real-time required power of the load, the energy distribution algorithm was proposed based on the comprehensive constant-power negative-flow control between the main power source and the auxiliary power source (that is engine and accumulator), which ensures the normal operation of the swing mechanism. Simulation results show that the hydraulic excavator equipped with the swing recovery system can achieve 16.3% energy saving compared with the baseline under the same working condition, and the overall chain efficiency from the total braking energy to the terminal swing mechanism is as much as 50.0% approximately while the swing is utilized as the actuator alone.

**Key words:** hydraulic excavator; hybrid power; swing regenerative braking; energy recovery

液压挖掘机作为工程机械的重要装备之一, 工作环境恶劣、能耗大、尾气排放严重, 节能降排研究

是该领域的研究热点和难点. 挖掘机回转机构减速制动力矩大, 频繁的回转动作势必产生巨大的回转

收稿日期: 2011-01-18.

基金项目: 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2010AA044401).

作者简介: 管成(1968-), 男, 副教授, 从事机械工程动力节能控制等的研究. E-mail: guan@zju.edu.cn

制动能量. 据统计, 液压挖掘机回转机构的回转时间约占整个工作循环时间的 50%~70%, 耗能占总能量的 25~40%, 回转液压油路的发热量约占液压系统总发热量的 30%~40%<sup>[1]</sup>. 当前, 回转制动能量多以热能形式散失, 引起液压系统的发热, 降低了回转机构的工作性能, 更会影响系统工作寿命. 对回转制动能量进行回收和再利用, 不但在节能上具有可观的经济价值, 而且能够有效延长挖掘机液压系统的寿命、提高系统工作性能.

目前国内外在挖掘机回转液压系统的制动能量回收系统设计与控制策略方面有了一定的研究, 但一般都采用油电混合动力系统<sup>[2-6]</sup>. 以超级电容和蓄电池为储能元件的油电混合动力技术, 存在以下几项显著缺点: 1) 蓄电池功率密度低, 只有 30~100 W/kg, 不能很好地满足挖掘机瞬时大功率的需求; 2) 系统能量转换环节多, 整体能量回收释放效率难以大幅度提高. 采用液压蓄能器作为储能装置, 保持单一的液压能形式, 不需进行能量转换, 液压蓄能器的功率密度可以达到 500~1 000 W/kg, 与挖掘机瞬间需求大功率的工况相匹配<sup>[7-9]</sup>. 另外, 蓄能器具有使用寿命长、成本低的优势. 国外混合动力汽车的研究表明, 采用蓄能器可以实现再生制动能量用于驱动车辆的效率达到 61%, 而油电混合动力传动只有 17% 左右<sup>[10-14]</sup>. 综上所述, 以液压蓄能器作为储能装置进行回转制动能量回收, 是实现挖掘机高效节能的有效途径.

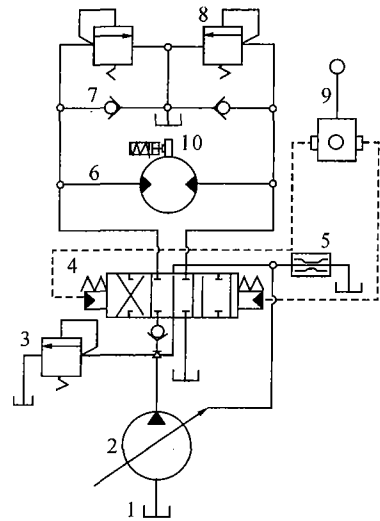
本文提出一种以液压蓄能器作为储能装置, 采用全液压自动控制回转制动能量回收的系统, 以蓄能器压力状态(state of pressure, SOP)、液压泵出口压力以及负流量反馈压力为输入信号, 引入正态分布函数, 并根据负载的实时需求功率, 通过复合恒功率-负流量动力控制决策发动机和蓄能器主辅动力源的能量分配方法, 能够实现制动能量的回收和再利用, 在不影响操作习惯和操作性能的前提下能够保证回转机构正常、高效作业.

## 1 系统原理设计

液压挖掘机回转机构起动阶段回转阻力矩不考虑坡度以及风力影响, 仅考虑惯性阻力矩和摩擦阻力矩, 马达液压制动的回转制动力矩由过载缓冲阀 8 调定<sup>[1]</sup>, 传统回转液压系统原理图见图 1.

由牛顿第二定律可知, 马达的力矩平衡方程为

$$D_m(p_{in} - p_{out}) = J \frac{d\omega}{dt} + B\omega + T_0 \quad (1)$$



1-油箱; 2-变量液压泵; 3-溢流阀; 4-多路阀; 5-负流量控制节流阀; 6-定量回转马达; 7-单向阀; 8-过载缓冲阀; 9-操作手柄; 10-机械制动器

图 1 传统回转液压系统原理图

Fig. 1 Schematic of traditional swing hydraulic system

式中:  $D_m$  为定量液压马达的排量,  $p_{in}$  为回转马达的进口压力,  $p_{out}$  为回转的出口压力,  $J$  为折算至液压马达上的转台总转动惯量,  $\omega$  为液压马达的角速度,  $B$  为马达回转的黏性阻尼,  $T_0$  为液压马达的摩擦转矩.

以一次回转为例建立 Matlab 仿真模型, 泵的出口压力以及马达进/出口压力仿真结果见图 2. 当操作手柄 9 操纵多路阀 4 至右位时, 多路阀阀口面积逐渐打开至最大, 马达进口压力随着泵的压力增大而不断增大, 进出口压力差也随之增大, 马达起动并加速正转. 当操作手柄拉至中位时, 多路阀阀口逐渐关闭, 马达进/出口油路逐渐关上至切断, 在上车转台的惯性力矩作用下, 回转马达 6 将处于泵模式工作. 马达出口压力逐渐增大, 超过马达进口压力后继

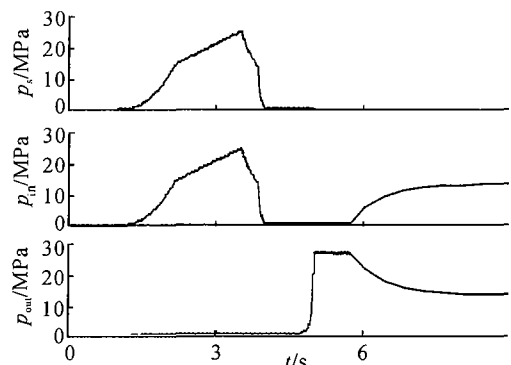
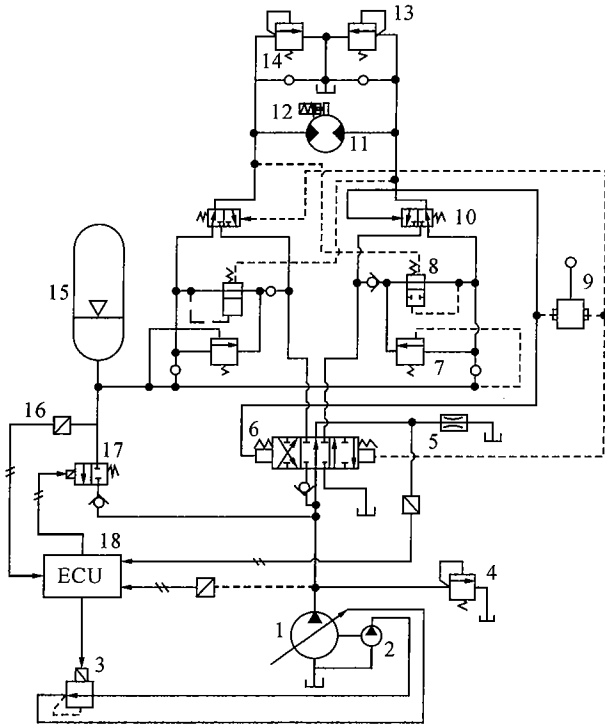


图 2 传统回转液压系统泵出口、马达进/出口压力曲线

Fig. 2 Pressure curves at pump output port, motor input/output port of traditional swing hydraulic system

续升高,进出口压力差逐渐减小至负值,马达在制动力矩作用下立即制动,大部分的制动能量变为热能形式散失。

根据马达进/出口压力变化趋势可以明显区分马达回转起动加速和减速制动过程,提出一种基于马达进出口压力差自动识别回转过程所处阶段,决策能量回收的全液压自动控制回转制动能量回收系统,具体系统原理见图 3。以正转为例,当挖掘机处于回转减速制动阶段时,需求功率较小,蓄能器处于回收制动能量的状态,当马达进出油路的压力差达到回转转换阀 8 的设定值时,回转转换阀 8 关闭,油液在处于泵工作模式的回转马达的作用下不断储存高压油液,吸收制动能量。蓄能器压力会随着能量不断储存而逐渐增大,当压力超过蓄能器液控卸荷阀 7 的设定压力时,蓄能器液控卸荷阀 7 打开,经多路阀的第二出口口回油箱。当挖掘机处于回转启动加速阶段时,需求功率大,需要主辅动力源共同供能来保证回转的顺利进行。蓄能器处于制动能量释放状态,能量释放分配控制系统通过控制和调节电磁比例调速阀 17 的通断与开口面积大小来分配主辅



1-变量液压泵;2-先导泵;3-电磁比例减压阀;4-溢流阀;  
5-负流量控制节流阀;6-多路阀;7-蓄能器液控卸荷阀;  
8-回转转换阀;9-操作手柄;10-液控换向阀;11-定量回转  
马达;12-机械制动器;13-过载缓冲阀;14-单向阀;15-蓄能  
器;16-压力传感器;17-电磁比例调速阀;18-控制器 ECU

图 3 具有制动能量回收的回转液压系统原理图

Fig. 3 Schematic of hydraulic swing system with braking energy recovery

动力源各自提供的流量,在复合恒功率-负流量动力控制下合理分配主辅动力源各自提供的能量大小以保证回转机构的顺利运转.该系统采用左右对称设计,反转时亦然。

## 2 液压系统模型

### 2.1 液压泵

复合恒功率负流量动力控制的变量液压泵与多路阀简化为图 4 所示,多路阀简化为 A、B、C 三个联动的可变节流口.基于采集的传统负流量动力控制压力  $p_3$  的压力排量控制曲线数据,实时调节先导油路上的电磁比例减压阀的开口面积.根据出口压力改变液压泵的排量,模拟实现液压泵与蓄能器的复合恒功率-负流量动力控制,保持旁路回油量的恒定,尽可能减小旁路节流损失。

$$q_{v0} = q_p \omega . \tag{2}$$

$$p_s q_p = P_p = \text{const} . \tag{3}$$

$$q_{v1} = C_d f(p_A) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_{in})} . \tag{4}$$

$$q_{v2} = C_d f(p_B) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{out} - p_r)} . \tag{5}$$

$$q_{v3} = C_d A_D \sqrt{\frac{2}{\rho} p_3} . \tag{6}$$

$$q_{v3} = C_d f(p_C) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_3)} . \tag{7}$$

$$q_{v0} = q_{v1} + q_{v3} + \frac{V_0}{\beta_e} \frac{dp_s}{dt} . \tag{8}$$

式中: $q_{v0}$ 为液压泵的体积流量, $q_p$ 为液压泵的排量,

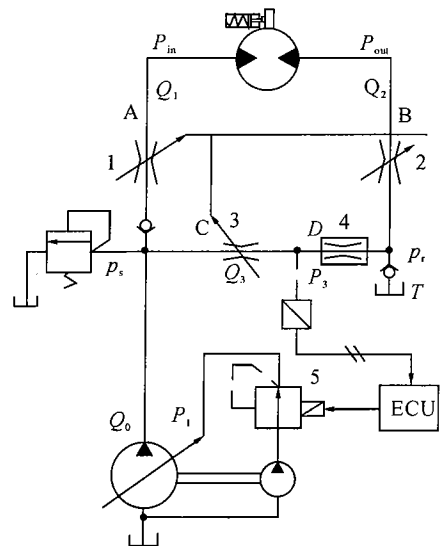


图 4 复合恒功率-负流量动力控制原理图

Fig. 4 Control schematic of constant power-negative flow system

$\omega$  为液压泵的角速度,  $p_s$  为液压泵的出口压力,  $P_P$  为液压泵的输出功率,  $C_d$  为流量系数,  $f(p_A)$ 、 $f(p_B)$ 、 $f(p_C)$  为阀口开口面积函数,  $A_D$  为负流量控制节流口阀口开口面积,  $\rho$  为液压油密度,  $p_i$  为回转的背压,  $p_i$  为复合负流量的控制压力,  $q_{V1}$  为回转马达的进口体积流量,  $q_{V2}$  为回转马达的出口体积流量,  $q_{V3}$  为旁路的出口体积流量,  $V_0$  为从液压泵到多路阀的管路液体体积,  $\beta_e$  为液体膨胀系数。

2.2 回转马达

马达的进出口流量方程如下:

$$q_{V1} = \omega D_m + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_{in}}{dt}, \quad (9)$$

$$q_{V2} = \omega D_m - \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_{out}}{dt}. \quad (10)$$

式中:  $V_1$  为从多路阀到马达进口的管路液体体积,  $V_2$  为从马达出口到多路阀的管路液体体积。

2.3 蓄能器

系统中的液压蓄能器采用气囊蓄能器, 由理想气体方程建立蓄能器气体压力与体积关系式:

$$p_a V_a^{n_1} = p_{a0} V_{a0}^{n_1} = \text{const}. \quad (11)$$

式中:  $p_a$  为瞬时蓄能器中气体的压力;  $V_a$  为对应的气体体积;  $p_{a0}$  为蓄能器预充气体压力;  $V_{a0}$  为蓄能器气体初始体积;  $n_1$  为气体指数, 蓄能器气体为氮气, 蓄能器工作时释放能量的速度很快, 认为气体在绝热条件下工作, 取  $n_1 = 1.4$ 。

蓄能器连接短管处的受力平衡方程为

$$(p_b - p_a)A = \rho l \frac{dq_{Vacc}}{dt} + Rq_{Vacc}A. \quad (12)$$

式中:  $p_b$  为蓄能器进口管路的压力,  $l$  为短管长度,  $R$  为短管液阻,  $q_{Vacc}$  为蓄能器体积流量,  $A$  为短管截面积。

忽略液压马达到蓄能器管路中的流量泄漏, 蓄能器——液压马达/泵的流量连续性方程为

$$q_{Vb} - q_{Vacc} = \frac{V}{\beta_e} \frac{dp_b}{dt}. \quad (13)$$

式中:  $q_{Vb}$  为蓄能器进口管路中的体积流量,  $V$  为从液压马达出口到蓄能器或蓄能器到液压泵的管路液体体积。

蓄能器储能状况常用蓄能器 SOE (state of energy) 来表示, 考虑到工程上常以  $SOE \propto p$  作为设计参数变量, 定义蓄能器 SOP 的动态特性作为本仿真模型的控制输入信号, 来代替 SOE。

$$SOP = \frac{p_a}{p_{max}}. \quad (14)$$

式中:  $p_{max}$  为蓄能器最大工作压力。

3 能量释放控制方法和能量分配策略

为了保证制动能量的顺利释放, 制动能量释放、

分配控制系统需要合理协调主辅动力源的能量分配, 并同时保证系统良好的操作特性。本文以蓄能器 SOP、液压泵出口压力、负流量反馈压力作为输入信号, 实时检测系统的负载变化情况, 提出一种两级决策的复合恒功率-负流量动力控制方法, 控制电磁比例调速阀的通断与开口面积, 主辅动力源提供的总能量满足复合恒功率-负流量动力控制需求, 再分配主辅动力源各自提供的能量, 保证回转机构的顺利运转。系统控制框图如图 5 所示。图中,  $p_i$  为负流量反馈压力。

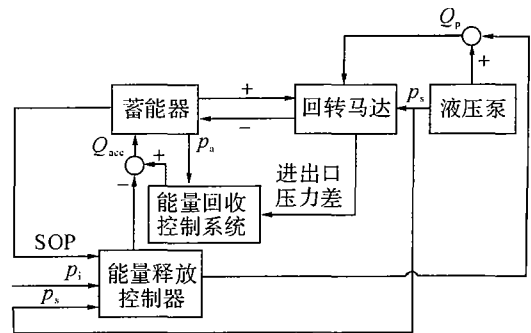


图 5 液压挖掘机回转制动能量回收控制策略框图

Fig. 5 Control algorithm diagram of hydraulic excavator with swing braking energy recovery

能量分配 2 级控制策略如下: 第一级, 流量确定。根据负载压力和先导压力, 电子控制器模拟实现基于复合恒功率-负流量的动力控制, 来替代原有的液压控制; 第二级, 流量分配。提出一种基于正态分布函数的能量分配策略, 实现流量的合理分配, 使系统节能率达到最优。

1) 流量确定。能量释放分配控制系统基于负流量反馈压力-排量控制曲线, 通过负流量动力控制模块调节电磁比例减压阀 3 的开口面积, 实现液压泵与蓄能器的复合恒功率-负流量动力控制。挖掘机采用双泵双回路液压系统, 由于仿真模型中选择的工况周期只考虑回转动作, 可以直接将发动机一半的功率用在模型的回转工作上。

系统实现液压泵恒功率控制的排量、压力参数关系见图 6。在恒功率控制下的泵体积流量为  $q_{Vh}$ , 实现负流量控制的排量、负流量反馈压力参数关系见图 7。

$$p_i = p_3 + b. \quad (15)$$

式中:  $p_3$  为传统液压系统的负流量控制压力;  $b$  为复合负流量的补偿控制压力, 由系统中电磁比例减压阀的设定压力决定, 本文取  $b = 0.5 \text{ MPa}$ 。

复合负流量控制策略如下: 1) 当  $p_i \leq 1 \text{ MPa}$  时,  $q_v = q_{Vh}$ ; 2) 当  $1 \text{ MPa} < p_i \leq 4 \text{ MPa}$  时,  $q_v = (4/3)q_{Vh} - (1/3)(q_{Vh} - q_{Vmin})p_i - q_{Vmin}/3$ , 其中  $q_{Vmin}$

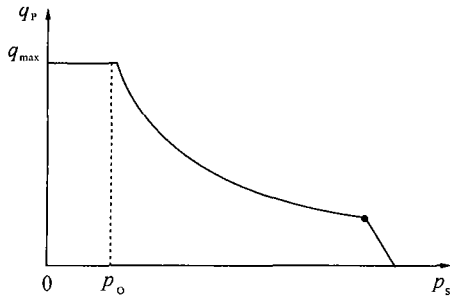


图6 恒功率液压泵压力排量特性曲线

Fig. 6 Pressure-displacement characteristic curve of constant power hydraulic pump

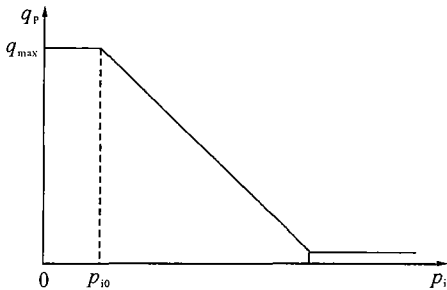


图7 复合负流量动力控制液压泵排量控制特性曲线

Fig. 7 Pump control characteristic curve of negative flow hydraulic pump

为泵最小体积流量;3)当  $p_i > 4 \text{ MPa}$  时,  $q_v = q_{v\min}$ . 此时,系统实现了复合恒功率-负流量动力控制.

2)流量分配.系统要求在回转系统启动加速时,首先判断蓄能器是否贮有多余的高压油液,用于释放帮助回转启动和加速时的油液.其次在释放时检测蓄能器自身的压力、液压系统主泵的输出压力.出于对系统节能率的考虑,其与蓄能器提供的能量成正相关关系,因此期望提高蓄能器释放的流量值.同时,需要减少油液释放过程中的沿程压力损失,且能实现如下功能:若蓄能器压力与主泵压力差值大,则相应减少油液释放量;反之则相反.此外,还要考虑压力差值过小时,蓄能器高压油液释放不出的问题.因此,需要综合以上条件,取个折中的值.为此,引入一基于正态分布的函数作为能量释放准则,该函数定义为

$$\Phi_{a,2} = k \exp \left[ -\frac{1}{2} \left( \frac{\Delta p - \mu}{\sigma} \right)^2 \right]. \quad (16)$$

式中:  $k = K / (\sqrt{2\pi}\sigma)$ ;  $\mu$  为期望值;  $\sigma$  为标准差;  $\Delta p$  为蓄能器与主泵的输出压力的压力差,  $\Delta p = p_a - p_s$ .

正态分布函数可以记作  $X \sim N(\mu, \sigma^2)$ ,  $\mu$  决定正态曲线的中心位置,  $\sigma$  决定正态曲线的陡峭或扁平程度,呈“钟”形.以  $\mu$  为中心,  $\mu$  所在的位置函数取得正态曲线的最大值,分别向左、右两侧逐渐均匀

下降,左右对称,且曲线两端永远不与横轴相交,恒大于0.在该函数控制下,使得当蓄能器压力与主泵压力差在设定的期望值时,蓄能器释放最大比例的流量;当蓄能器压力与主泵压力差取中间值时,即大于或小于该期望值时,分别向左、右两侧逐渐均匀下降释放比例.

设蓄能器提供的体积流量为  $q_{va}$ ,泵提供的体积流量为  $q_{vp}$ ,主泵总的体积流量需求为  $q_v$ ,  $q_v = q_{va} + q_{vp}$ .蓄能器提供的流量所占总流量需求的百分比用  $\Phi_a$  表示.设定 SOP 的门限值为  $SOP_{\min}$ 、 $SOP_{\max}$ ;控制蓄能器是否释放的最大压力差为  $\Delta p_{\max}$ .具体能量分配策略如下:1)规则1:当  $SOP \leq SOP_{\min}$  时,  $\Phi_{a,1} = 0$ ;当  $SOP > SOP_{\min}$  时,  $\Phi_{a,1} = 1$ ;当  $SOP \geq SOP_{\max}$  时,停止制动能量回收.2)规则2:当  $\Delta p \leq 0$  或  $\Delta p > \Delta p_{\max}$  时,  $\Phi_{a,2} = 0$ ;当  $0 < \Delta p \leq \Delta p_{\max}$  时,能量释放控制采用基于正态分布函数的能量释放准则,如下:

$$\Phi_a = \Phi_{a,1} \times \Phi_{a,2}. \quad (17)$$

结合规则1、2,取得蓄能器释放的流量比例.

通过调节  $k$ 、 $\mu$ 、 $\sigma$  的大小,来适应不同吨位挖掘机在各工况下的负载需求,合理控制蓄能器的能量释放量.  $k$  值主要控制蓄能器每次加速动作时蓄能器能量的释放量,  $\mu$ 、 $\sigma$  是不同负载压力下节能效果优化参数,  $\mu$  值主要体现在不同吨位挖掘机转动惯量引起的变化,  $\sigma$  是在满载或空载不同工况下运转时的控制参数.合理选取3个参数,使得工作周期结束后满足蓄能器 SOP 维持在工作初始 SOP 值的上下 5.0% 内波动.经过多次回转过程后, SOP 会逐渐升高,当  $SOP = SOP_{\max}$  时,蓄能器将停止回收能量.当进行下一次回转加速后, SOP 下降至  $SOP_{\max}$  以下后再继续吸收.

## 4 仿真研究

### 4.1 仿真结果

选取液压挖掘机回转的一个典型工况周期(以回转  $90^\circ$  计算),转台在铲斗满载和空载时进行2次回转作为一个周期,上车质量  $m$  不同.当  $t = 0 \sim 1.0 \text{ s}$  时,不工作;当  $t = 1.0 \sim 3.5 \text{ s}$  时,转台满载起动加速;当  $t = 3.5 \sim 5.0 \text{ s}$  时,转台满载减速制动;当  $t = 9.0 \sim 11.5 \text{ s}$  时,转台空载起动加速;当  $t = 11.5 \sim 13.0 \text{ s}$  时,转台空载减速制动;其余时间为不工作,周期时长 15 s.

此模型采用 23.2 t 液压挖掘机模型进行仿真,过载缓冲阀的调定压力取 27.5 MPa.液压挖掘机关键部件的参数见表 1.

表 1 具有制动能量回收的液压挖掘机关键部件型号参数  
Tab. 1 Type and parameters of key parts of hydraulic excavator with braking energy recovery

部件	型号参数
液压泵	K3V112DT-1X7R-9NC9-1V;排量为 115 cm <sup>3</sup> /r;最大体积流量为 226 L/min;最小体积流量为 30 L/min;34.3 MPa,2 200 r/min 时,最大功率为 113 kW.
回转马达及减速机	M5X180CHB-12A-51A/260-169;排量为 169.4 cm <sup>3</sup> /r.回转减速机减速比为 20.04;回转减速机齿数为 15,回转支承齿数为 88.
蓄能器	SB330-50A1/112A9-330A: $p_{a0} = 14.0$ MPa, $V_{a0} = 50$ L;最低工作压力 $p_{a2} = 15.6$ MPa,对应气腔体积 $V_{a2} = 46.3$ L;最高工作压力 $p_{a1} = 33.0$ MPa,对应气腔体积 $V_{a1} = 27.1$ L.

模型主要由回转液压系统、蓄能器与控制器组成,仿真模型系统框图见图 8. 根据仿真试验结果可知,每次回转可回收的制动能量可使蓄能器的压力升高 1 MPa 左右,在保证蓄能器高压油液顺利释放的前提下,可取比两者压力差稍大的值为期望值,本文  $\mu$  取 4 MPa;  $k = 0.99$ ; 满载时,  $\sigma = 7.0$ ; 空载时,  $\sigma = 7.2$ .  $SOP_{min} = 0.5$ ,  $SOP_{max} = 0.9$ ,  $\Delta p_{max} = 18$  MPa. 系统模型的仿真结果、回转机构的主要参数与仿真结果汇总详见图 9~13 和表 2.

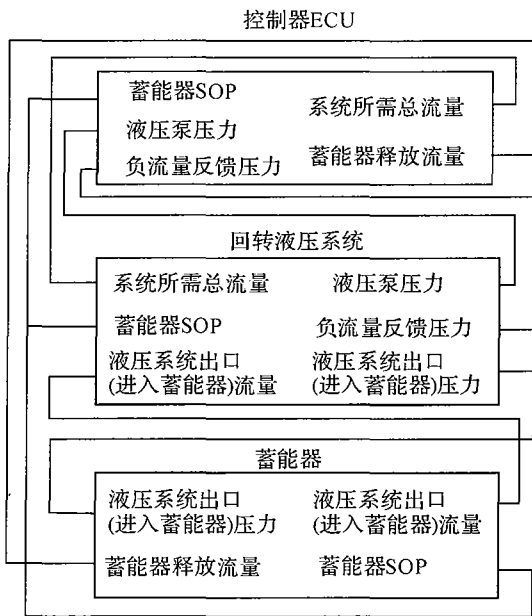


图 8 仿真模型的系统框图

Fig. 8 Systematic diagram of simulative model

表 2 满载、空载时回转机构的主要参数及仿真结果比较

Tab. 2 Typical parameters of swing mechanism system and simulation results comparison under circumstance of full load and no load

负荷状况	$m/kg$	$J_m / (kg \cdot m^{-2})$	$J / (kg \cdot m^{-2})$	$n_m / (r \cdot min^{-1})$	$n / (r \cdot min^{-1})$	$t_0 / s$	$\theta_0 / (^\circ)$	$E_0 / kJ$	$E_{acc} / kJ$	$\Phi_{re} / \%$	$\Phi_c / \%$
满载	14 716.4	139 270.7	10.08	7.51	883.0	0.42	2.1	43.0	18.6	43.3	13.9
空载	12 556.4	123 971.3	9.43	7.85	922.9	0.35	1.5	44.0	24.9	56.6	18.8

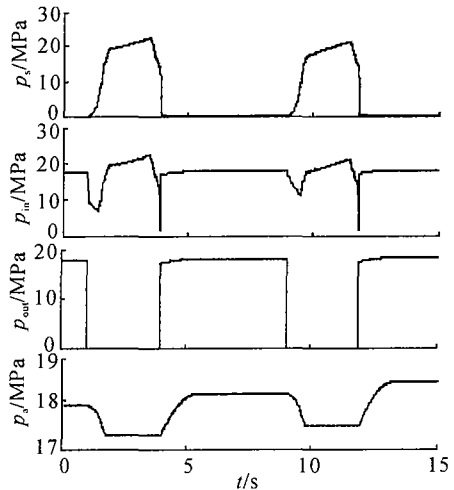


图 9 泵出口、马达进/出口压力、蓄能器压力曲线

Fig. 9 Pressure curve at pump output port, motor input/output port and accumulator

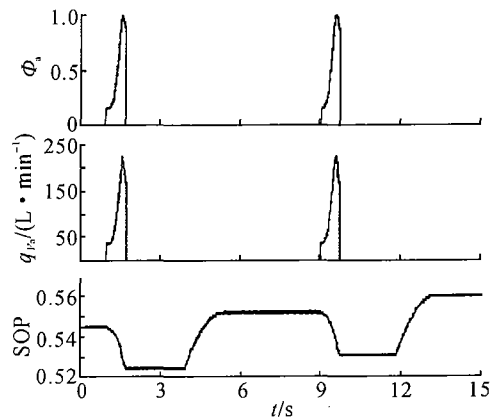


图 10 蓄能器释放能量比例曲线、释放流量曲线、SOP 曲线  
Fig. 10 Released energy ratio curve, released flow curve, SOP curve of accumulator

泵出口压力、马达进/出口压力及蓄能器压力曲线见图 9. 忽略单向阀的压力损失,在马达不工作时,马达进出口与蓄能器连通,两者压力可以看作是相同的;当马达加速时,蓄能器释放压力与液压泵共同供能,蓄能器的供能比例与释放高压油液的流量见图 10;当马达处于减速制动过程中时,马达出口与蓄能器连通,蓄能器压力不断上升. 在满载、空载工况下基本一致,只是各个参数的取值稍有变化. 此周期初始蓄能器压力设为 18.0 MPa,即 SOP 取 0.545,如图 10 所示,经过一个工作周期后,蓄能器

的 SOP 值增至 0.560, 比 SOP 初始值增加了 2.75%, 达到了使蓄能器中的压力保持在工作初始压力的上、下 5.0% 的预期目标。

### 4.2 系统性能分析

1) 再生制动能量用于驱动回转的效率. 模型中转台具有的总制动能量为

$$E_0 = 0.5J\omega^2 = 0.5J(n\pi/30)^2 = 0.5J_m\omega_m^2 = 0.5J_m(n_m\pi/30)^2. \quad (18)$$

式中:  $n$  为回转马达最大转速,  $J_m$  为回转转动惯量,  $\omega_m$  为回转机构角速度,  $n_m$  为回转机构转速. 蓄能器回收并释放用于驱动回转的能量:

$$E_{acc} = \int p_s q_{V_s} dt. \quad (19)$$

再生制动能量用于驱动回转的效率为

$$\Phi_{re} = (E_{acc}/E_0) \times 100\%. \quad (20)$$

由表 1 可知, 回转传动比  $i = 20.04 \times (88/15) = 117.57$ , 从图 11 回转机构最大转速可知回转马达的最大转速. 图 12 的仿真结果分别表示系统总需求功率、蓄能器以及液压泵的功率曲线, 功率累积即得到相应的能量曲线, 如图 13 所示. 满载时,  $E_0 = 0.5J(n\pi/30)^2 = 0.5 \times 10.08 \times [883.0 \times \pi/30]^2 = 43.0 \times 10^3 \text{ J} = 43.0 \text{ kJ}$ ,  $E_{acc1} = 18.6 \text{ kJ}$ , 再生制动能量用于驱动回转的效率  $\Phi_{re1} = 43.3\%$ . 同理, 空载时  $\Phi_{re2} = 56.6\%$ . 因而, 一个周期中再生制动能量用于驱动回转的效率为  $\Phi_{re} = (E_{acc}/E_0) \times 100\% = (18.6 + 24.9)/(43.0 + 44.0) \times 100\% = 50.0\%$ .

2) 回转驱动作为单独执行机构时的节能效率. 液压泵提供的能量为

$$E_p = \int p_s q_p dt. \quad (21)$$

系统总需求能量为

$$E = E_p + E_{acc}. \quad (22)$$

此时, 系统的节能效率为

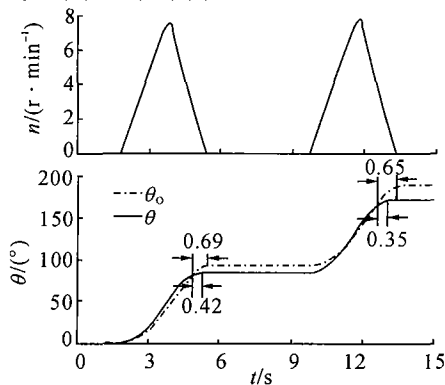


图 11 转台转速和回转角度曲线

Fig. 11 Rotation speed and rotation angle curves of swing mechanism

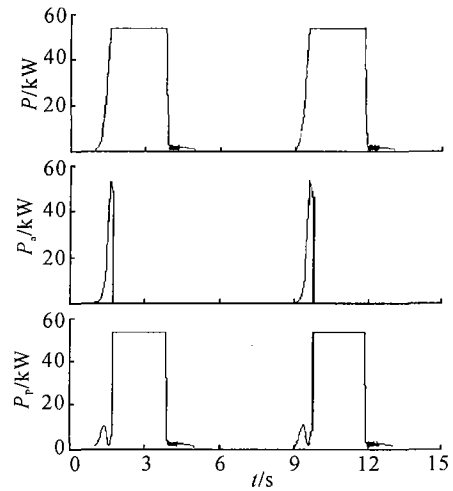


图 12 系统总需求功率、蓄能器、液压泵功率曲线

Fig. 12 Total demanded power curves of the whole system, accumulator and hydraulic pump

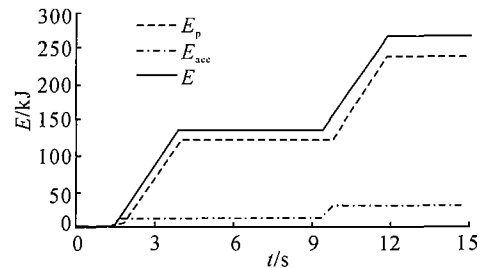


图 13 蓄能器与液压泵提供的能量曲线

Fig. 13 Supplied energy curve by accumulator and hydraulic pump respectively

$$\Phi_e = (E_{acc}/E) \times 100\%. \quad (23)$$

从图 13 可知: 在回转驱动作为系统单独执行机构的情况下, 满载时, 系统所需的总能量为 134.0 kJ, 系统的节能率为 13.9%; 空载时, 系统所需的总能量为 132.1 kJ, 节能率为 18.8%; 在该典型工况下蓄能器总供能为 43.5 kJ, 系统所需总能量为 266.1 kJ, 系统节能率为  $\Phi_e = (E_{acc}/E) \times 100\% = 16.3\%$ .

3) 转台操作性能. 由图 11 的回转角度曲线比较可以看出, 在相同工况下, 传统回转液压系统挖掘机转台在满载、空载时回转制动滞后时间  $t$  为 0.69 和 0.65 s, 制动后继续回转角度  $\theta$  为  $9.7^\circ$  和  $9.6^\circ$ . 具备制动能量回收系统的挖掘机转台在满载、空载时回转制动滞后时间  $t_0$  分别为 0.42 和 0.35 s, 制动后继续回转角度  $\theta_0$  分别为  $2.1^\circ$  和  $1.5^\circ$ , 满载时铲斗至回转中心的距离  $L$  为 6 945.2 mm, 铲斗制动位置与操作杆关闭动作位置的距离  $L_s$  为 254.5 mm; 空载时  $L$  为 7 229.6 mm,  $L_s$  为 189.2 mm. 具备制动能量回收系统的液压系统在复合恒功率-负流量动力控制下, 按传统回转液压系统的功率需求提供系

统所需流量,输出流量特性与传统系统一致.驾驶员在操作原有传统的液压挖掘机与具有回转制动能量回收的挖掘机时,对于转台回转同样角度,操作手柄动作时间点基本不变化,因而不会影响系统原有的操作性能.

## 5 结 语

通过对液压挖掘机典型回转工况的分析,提出一种液压挖掘机的回转制动能量回收与再利用的系统结构.从回转马达负载、蓄能器 SOP 以及负流量反馈压力着手分析,构建在满载、空载回转时的能量回收液压系统、蓄能器以及能量释放分配控制系统的数学模型.从再生制动能量到驱动系统的效率、节能效率、转台操作性能三方面对系统进行分析.仿真结果表明,引入回转制动能量回收系统的液压挖掘机,当以回转作为单独执行机构时,在不影响操作性能的基础上,再生制动能量到驱动系统的效率能够达到 50% 左右,使系统节能 16% 以上,实现回收能量自动储存与再利用,实现了真正的节约能量和降低排放.

## 参考文献(References):

- [1] 同济大学. 单斗液压挖掘机 [M]. 2 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986: 127 - 169.
- [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] 刘刚, 宋德朝, 陈海明, 等. 并联混合动力挖掘机系统建模及控制策略仿真 [J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2010, 38(7): 1079 - 1084.  
LIU Gang, SONG De-chao, CHEN Hai-ming, et al. Modeling and control strategy of parallel hybrid system in hydraulic excavator [J]. *Journal of Tongji University: Natural Science*, 2010, 38(7): 1079 - 1084.
- [4] 肖清, 王庆丰, 张彦庭, 等. 液压挖掘机混合动力系统建模及控制策略研究 [J]. 浙江大学学报: 工学版, 2007, 41(3): 480 - 483, 528.  
XIAO Qing, WANG Qing-feng, ZHANG Yan-ting, et al. Study on modeling and control strategy of hybrid system in hydraulic excavator [J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2007, 41(3): 480 - 483, 528.
- [5] 林潇, 管成, 潘双夏, 等. 并联式混合动力液压挖掘机参数匹配方法 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(6): 28 - 32.  
LIN Xiao, GUAN Cheng, PAN Shuang-xia, et al. Parameters matching method for parallel hybrid hydraulic excavators [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(6): 28 - 32.
- [6] 王冬云, 潘双夏, 林潇, 等. 基于混合动力技术的液压挖掘机节能方案研究 [J]. 计算机集成制造系统, 2009, 15(1): 188 - 197.  
WANG Dong-yun, PAN Shuang-xia, LIN Xiao, et al. Research on the energy saving scheme of hydraulic excavator based on hybrid technology [J]. *Computer Integrated Manufacturing Systems*, 2009, 15(1): 188 - 197.
- [7] 张敏杰, 王庆九, 管成. 并联式油液混合动力挖掘机动力系统仿真研究 [J]. 中国机械工程, 2010, 21(16): 1932 - 1936.  
ZHANG Min-jie, WANG Qing-jiu, GUAN Cheng. Simulation research of parallel hydraulic hybrid excavator [J]. *China Mechanical Engineering*, 2010, 21(16): 1932 - 1936.
- [8] BULTER K L, STAVENS K M. A versatile computer simulation tool for design and analysis of electric and hybrid drive trains [C] // *1997 SAE Proceeding of Electric and Hybrid Vehicle Design Studies*. DETROIT: SAE, 1997: 19 - 25.
- [9] TAKAO N, ETSUJIRO I, MASAYUKI K. Power simulation for energy saving in hybrid excavator [J]. *JSAE (Society of Automotive Engineers of Japan) Annual Congress*, 2004, 35(4): 101 - 106.
- [10] 张庆永, 常思勤. 液驱混合动力车辆的制动能量回收研究 [J]. 中国工程机械学报, 2008, 6(3): 293 - 298.  
ZHANG Qing-yong, CHANG Si-qin. Braking energy recycling for hydraulically-driven hybrid-powered vehicles [J]. *Chinese Journal of Construction Machinery*, 2008, 6(3): 293 - 298.
- [11] STELSON K A, MEYER J J, ALLEYNE A G, et al. Optimization of a passenger hydraulic hybrid vehicle to improve fuel economy [C] // *Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power*. TOYAMA: JFPS, 2008: 143 - 148.
- [12] SUN Hui, JIANG Ji-hai, WANG Xin. Torque control strategy for a parallel hydraulic hybrid vehicle [J]. *Journal of Terramechanics*, 2009, 46(6): 259 - 265.
- [13] JACKEY R, SMITH P, BLOXHAM S. Physical system model of a hydraulic energy storage device for hybrid powertrain applications [C] // *2005 SAE Advanced Hybrid Vehicle Powertrains*. DETROIT: SAE, 2005: 127 - 138.
- [14] WEI X, GUZZELLA L, UTKIN V I, et al. Model-based fuel optimal control of hybrid electric vehicle using variable structure control systems [J]. *ASME Transactions Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2007, 129(1): 13 - 19.