

doi: 10.11832/j.issn.1000-4858.2021.05.007

基于模糊控制的节能型复合液压缸式抽油机设计

侯岩光, 赵 弘

(中国石油大学(北京)机械与储运工程学院, 北京 102249)

摘 要: 抽油机是把石油从地层提升到地面的重要的机械设备。基于目前液压抽油机在使用过程中存在的高耗能、低效率、换向不平稳等问题,采用恒功率可调变量泵的控制策略,设计一种采用蓄能器回收能量的复合液压缸式抽油机。在 AMESim 中搭建系统模型,并通过模糊控制优化抽油杆速度特性曲线。仿真结果验证抽油杆换向速度波动超调量由原来的 20.6% 降到 3.82%,蓄能器能够节能 48%。

关键词: 液压抽油机; AMESim; 模糊控制

中图分类号: TH137 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2021)05-0050-07

Design of Energy-saving Composite Hydraulic Cylinder Pumping Unit Based on Fuzzy Control

HOU Yan-guang, ZHAO Hong

(Institute of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum (Beijing), Beijing 102249)

Abstract: Pumping unit is an important mechanical equipment for lifting oil from the formation to the ground. Based on the problems of high energy consumption, low efficiency and unstable commutation in the current hydraulic pumping unit, and adopting a constant power adjustable variable pump control strategy, a compound hydraulic cylinder pumping unit using energy accumulator to recover energy is designed. The system model is built in AMESim, and the speed characteristic curve of the sucker rod is optimized by fuzzy control. The results verify that the overshoot of the commutation speed fluctuation of the sucker rod is reduced from 20.6% to 3.82%, and the accumulator can save energy by 48%.

Key words: hydraulic pumping unit, AMESim, fuzzy control

引言

液压抽油机具有运行平稳、体积小、无极调速、结构紧凑、动力大等优点^[1-5],特别适用于深井、稠油井等特殊工况下的油田,大大提高了油田产能,开采经济性显著提高,得到了广泛的应用;但是,在生产过程中抽油杆频繁升降,上升过程中,抽油杆由于自重导致重力势能很大,下落过程中需克服摩擦,重力势能转化为热能^[6-9],造成了能量损失、换向不平稳的问题。

因此,本研究设计了一种采用蓄能器回收能量的复合液压缸式抽油机,在 AMESim 中搭建了系统模型,采用恒功率可调的变量泵的控制策略,通过模糊控制优化抽油杆速度特性曲线,使得抽油杆换向时速度趋于平稳。

1 节能型复合液压缸式抽油机工作原理

本研究设计的是无梁式液压抽油机,采用复合缸作为动力执行机构,采用液压蓄能器进行蓄能,液压抽油机的外部结构图如图 1 所示,复合液压缸的柱塞上部安装与之相适应的动滑轮及其支架,在缸筒上安装定滑轮,构成了液压抽油机基本的外形结构。

液压回路系统图如图 2 所示,复合液压缸由大活塞缸和小柱塞缸构成,有 Q_1, Q_2, Q_3 3 个油腔。 Q_3 油

收稿日期:2019-11-22 修回日期:2020-05-07

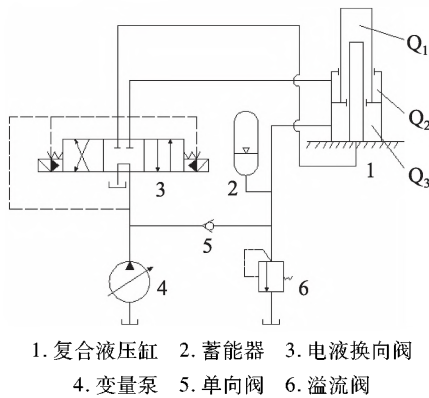
基金项目:国家自然科学基金(51575528)

作者简介:侯岩光(1996—),男,河南新乡人,硕士研究生,主要从事石油矿场设备的设计和计算机仿真方面的工作。

腔的油口与液压蓄能器相连, Q_2, Q_1 油腔的油口分别连接三位四通电液换向阀的 2 个油口, 在换向阀的作用下, Q_2, Q_1 油腔的油口交替连接高低油压^[10], 溢流阀控制 Q_3 腔液压蓄能器的最高压力。



图1 液压抽油机外部结构图



1. 复合液压缸 2. 蓄能器 3. 电液换向阀
4. 变量泵 5. 单向阀 6. 溢流阀

图2 液压回路系统

首次运行时, 电液换向阀切换至左位, 高压油进入 Q_1 腔, Q_2 腔回油, 液压泵通过单向阀向 Q_3 腔输入高压油, 复合液压缸的内缸做举升动作, 开始上冲程; 当内缸上升到极限位置时, 换向阀切换到右边, 此时, Q_1 腔回油, 高压油进入 Q_2 腔, 内缸向下运动, 开始下冲程, Q_3 腔的液压油在压力的作用下进入蓄能器, 进行储能; 当抽油杆下行到极限位置时, 换向阀切换到左位, 高压油进入 Q_1 腔, Q_2 腔回油, 液压蓄能器释放能量, 开始上冲程, 如此循环往复, 实现抽油。

2 节能式复合液压缸式抽油机设计

2.1 恒功率可调变量泵的控制策略设计

变量泵的恒功率控制原理如图 3 所示, 由控制泵压力源、控制变量缸、流量反馈信号、压力反馈信号, 目标功率 5 部分组成。采用斜盘式轴向变量柱塞泵, 通过调整泵内斜盘倾角来达到控制排量的效果^[11]。变量泵开始工作时, 将其排量信号转换为流量反馈信号, 与系统的压力反馈信号相乘, 计算得到泵的实际输出的功率, 然后与目标功率作差, 经比较当目标功率大于

实际输出功率时, 输入阀的电信号为正值, 三位四通换向阀右位工作, 控制变量缸的活塞向右移动, 通过 rotary-linear 元件将位移信号转换为转角信号反馈到变量泵, 变量泵排量增大, 由于电动机转速恒定, 进而变量泵流量增大, 不换向工作时系统压力不变, 最终使变量泵的功率增大至目标功率^[12]; 反之同理, 由此实现恒功率控制的效果。

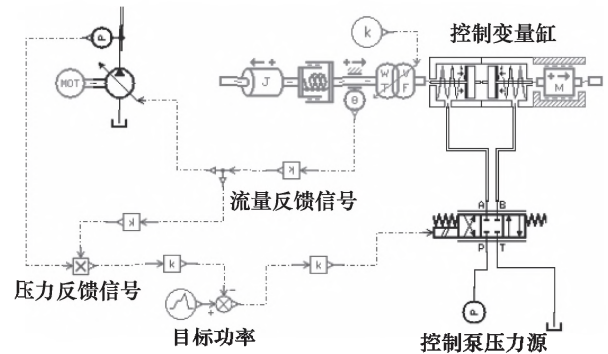


图3 恒功率变量泵控制原理图

2.2 模糊控制器设计

模糊控制器由模糊化接口、规则库、模糊推理和清晰化接口 4 部分组成。在模糊控制器工作中, 首先通过模糊化接口将输入模糊化, 其次根据模糊规则进行模糊推理, 最后通过清晰化接口将输出解模糊化得到精确控制量^[12], 原理如图 4 所示。

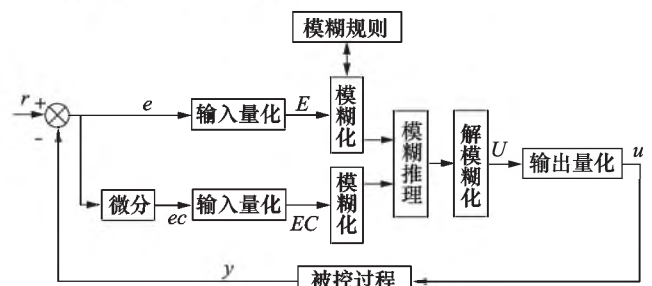


图4 模糊控制原理图

模糊控制器加在控制变量缸三位四通电磁换向阀前, 选择变量泵的实际输出功率与目标功率的误差 E 和误差变化率 EC 作为输入变量, 以控制器输出的控制信号 U 作为输出变量, 三者变化范围的模糊集合: $E, EC = \{-6, -5, -4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6\}$, $U = \{-6, -5, -4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6\}$; 模糊子集: $E, EC = \{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB\}$, $U = \{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB\}$ 。

在 MATLAB 中建立两输入单输出的模糊编辑器, 输入、输出的隶属度函数如图 5 ~ 图 7 所示。

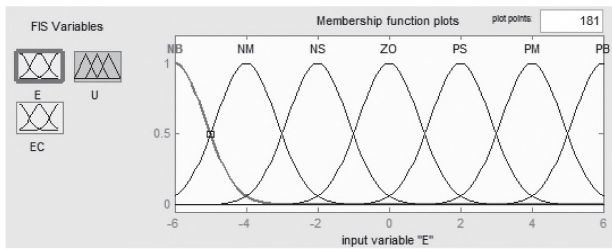


图5 输入变量 E 的隶属度函数

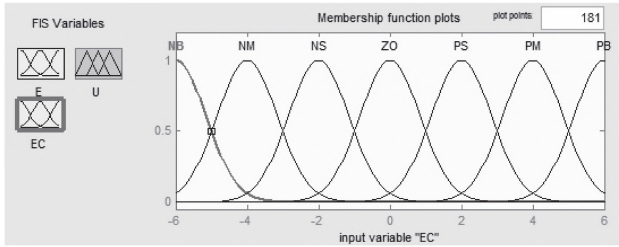


图6 输入变量 EC 的隶属度函数

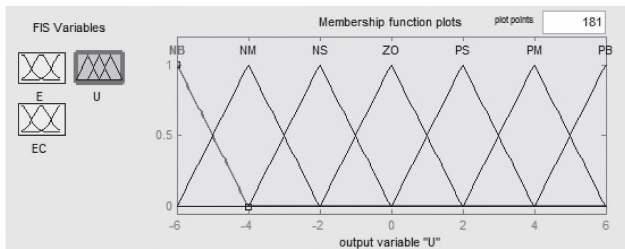


图7 输出变量 U 的隶属度函数

根据建立模糊控制规则的基本思想、基本原则以及专家知识经验,设计了模糊控制规则表1。

表1 模糊控制规则表

$E \backslash EC$	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PB	PB	ZO	ZO	ZO
NM	PB	PB	PM	PM	ZO	ZO	NS
NS	PB	PM	PM	PS	ZO	NS	NM
ZO	PM	PM	PS	ZO	NS	NM	NM
PS	PM	PS	PS	NS	NM	NM	NB
PM	PS	ZO	ZO	NM	NM	NB	NB
PB	ZO	ZO	ZO	NB	NB	NB	NB

2.3 蓄能器设计

本研究采用皮囊式蓄能器,其理想气体状态方程式如下^[13]:

$$[p_0]V_0^n = p_1V_1^n = p_2V_2^n \quad (1)$$

式中, $[p_0]$ —— 充气压力,MPa

V_0 —— 蓄能器的容积,L

n —— 气体状态常数

p_1, p_2 —— 蓄能器充放能前、后压力

化简式(1),得到:

$$\frac{[p_0]}{p_1} = \left\{ \frac{\Delta V}{V_0} + \left\{ \frac{[p_0]}{p_2} \right\}^{1/n} \right\}^n \quad (2)$$

将蓄能器的利用效率提高^[14],取系数0.9,即 $[p_0] = 0.9p_1$,代入式(2)中,化简可得:

$$p_1 = \frac{1}{0.9} \left(0.9^{1/n} - \frac{\Delta V}{V_0} \right)^n p_2 \quad (3)$$

将式(3)代入 $p_{cp} = (p_1 + p_2)/2$ 中,得到:

$$p_{cp} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{0.9} \left(0.9^{1/n} - \frac{\Delta V}{V_0} \right)^n \right] p_2 \quad (4)$$

式中, p_{cp} —— 蓄能器平均压力

令:

$$k = \frac{1}{0.9} \left(0.9^{1/n} - \frac{\Delta V}{V_0} \right)^n \quad (5)$$

设计抽油机的冲次为4次/min,那么可以把蓄能器的充能和放能的过程看成是绝热的,取 $n = 1.4$,代入式(5)得:

$$k = \frac{1}{0.9} \left(0.9^{1/1.4} - \frac{\Delta V}{V_0} \right)^{1.4} \quad (6)$$

由式(3)~式(6)可得:

$$\begin{cases} p_2 = \frac{2p_{cp}}{1+k} \\ p_1 = kp_2 \\ [p_0] = 0.9p_1 \end{cases} \quad (7)$$

由式(7)可知,确定了 k 的值,就可以确定 $p_2, p_1, [p_0]$ 的值;而 k 值的确定,关键是确定 V_0 的值, V_0 的值越大, k 值就越大(k 值的极限是1), p_1 的值就越接近 p_2 。

ΔV 为体积变化量,计算公式如下:

$$\Delta V = \left(\frac{\pi}{4} D_1^2 - \frac{\pi}{4} d_2^2 \right) S^* \times 10^3 \quad (8)$$

式中, D_1 —— 液压缸外缸的内径,m

d_2 —— 液压缸内缸的外径,m

S^* —— 外缸的活塞行程,取 $S^* = 2.5$ m

将数据代入式(8),得 $\Delta V = 11.8$ L。

选取 $V_0 = 60$ L 的蓄能器,那么:

$$k = \frac{1}{0.9} \left(0.9^{1/1.4} - \frac{11.8}{60} \right)^{1.4} = 0.7162 \quad (9)$$

将 k 的值代入式(7)中,得到: $p_2 = 12.5 \text{ MPa}$, $p_1 = 8.9 \text{ MPa}$, $[p_0] = 8 \text{ MPa}$ 。

因此,设定液压蓄能器的初始充气压力为 8 MPa ,蓄能器的最大压力为 12.5 MPa ,蓄能器的最小压力为 9 MPa ,蓄能器的体积变化为 11.8 L 。

3 基于 AMESim/Simulink 建模与仿真分析

本研究设计的抽油机采用蓄能器-复合液压缸式的结构,具体参数如表 2 所示。

表 2 复合液压缸式抽油机的设计参数

参数	数值
最大冲次 $N/\text{次} \cdot \text{min}^{-1}$	4
最大冲程 S/m	5
悬点最大载荷 F_{max}/kN	100
悬点最小载荷 F_{min}/kN	60
外缸内径 D_1/mm	150
外缸外径 D_2/mm	180
内缸内径 d_1/mm	90
内缸外径 d_2/mm	130
柱塞杆内径 d_{z1}/mm	50
柱塞杆外径 d_{z2}/mm	85

3.1 未加模糊控制系统的建模与仿真

根据复合液压缸设计参数,选取电机和变量泵的同步转速为 1500 r/min ,溢流阀最小压力设定为 15 MPa ,设计如图 8 所示的 AMESim 仿真模型^[15],仿真时间为 60 s 。

抽油杆在上下行程的工作循环中,悬点载荷 F 变化曲线如图 9 所示,悬点位移 x 变化曲线如图 10 所示,悬点速度 v 变化曲线如图 11 所示。

从图 9 中可以看出,悬点载荷最小值为 60 kN ,最大值为 100 kN ,在 15 s 的周期内进行一个循环,变化平稳。在图 10 中,悬点的位移变化曲线在 $0 \sim 5 \text{ m}$ 的冲程上不间断循环,实现了在 1 min 内 4 个冲程的要求。在图 11 中,上行程工况中速度波动从 0.29 m/s 变化到 0.34 m/s ,持续约 2 s 后速度稳定以后为 0.32 m/s ;下行程工况中速度波动从 -0.41 m/s 变化到 -0.30 m/s ,速度稳定以后为 -0.34 m/s ,分析

此处的速度波动是由于控制过程中换向阀的延时。

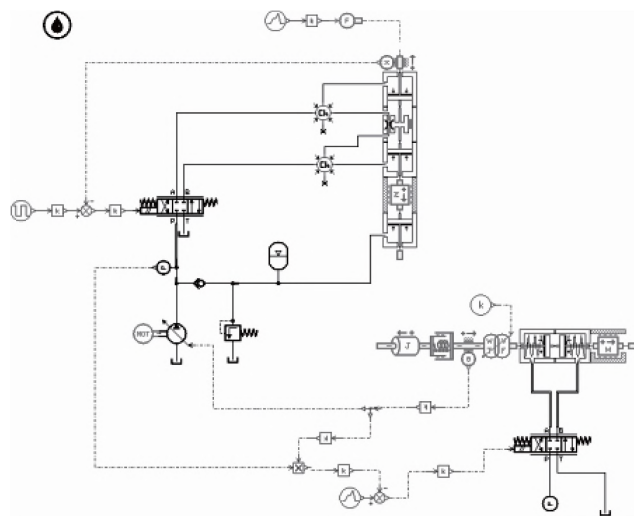


图 8 AMESim 仿真模型

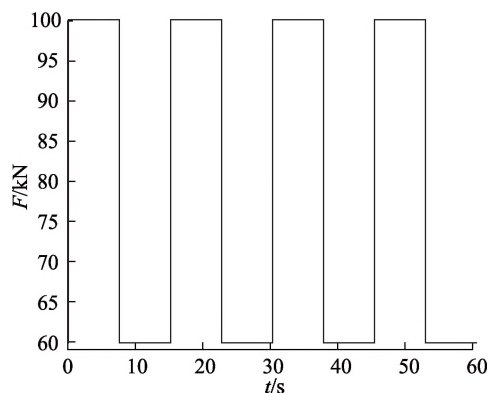


图 9 悬点载荷变化曲线

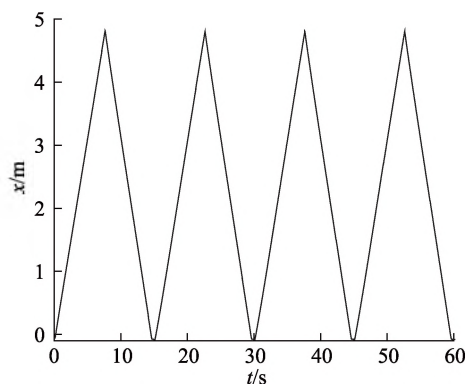


图 10 悬点位移变化曲线

3.2 加入模糊控制系统的建模与仿真

系统加入模糊控制器, MATLAB/Simulink 与 AMESim 联合仿真,在 AMESim 中液压系统图如图 12 所示,在 Simulink 中模糊控制器如图 13 所示。

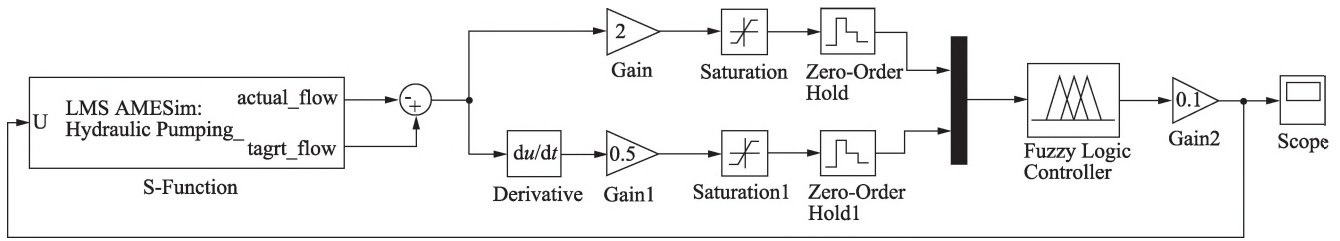


图13 Simulink 模糊控制器图

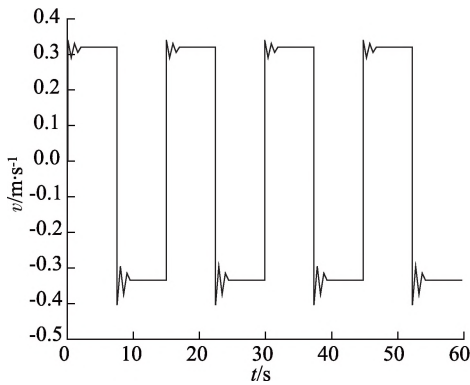


图11 悬点速度变化曲线

模糊控制悬点速度变化曲线如图14所示,模糊控制前后速度超调量 M 变化曲线如图15、图16所示。加入模糊控制后,上行程速度波动阶段幅度为 $0.326 \sim 0.314 \text{ m/s}$,且波动越来越小,直至速度稳定;下行程速度波动阶段幅度为 $-0.353 \sim 0.331 \text{ m/s}$,且波动越来越小,直至速度稳定,超调量由原来的 20.6% 降到 3.82% ,说明模糊控制适合此液压系统抽油杆速度曲线的优化。

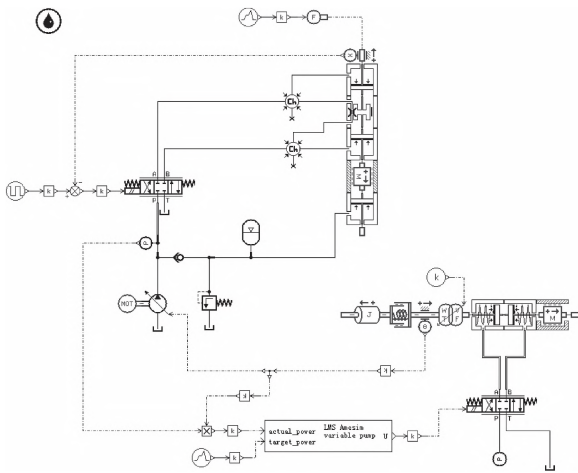


图12 AMESim 液压系统图

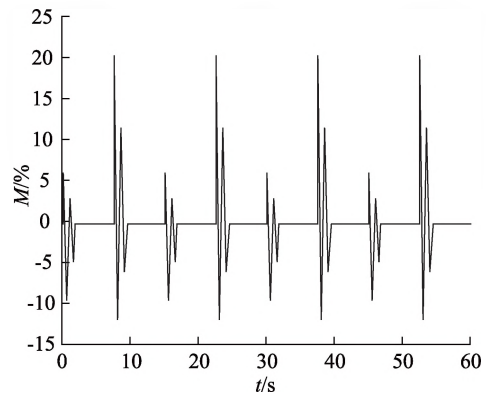


图15 未加模糊控制的速度超调量变化曲线

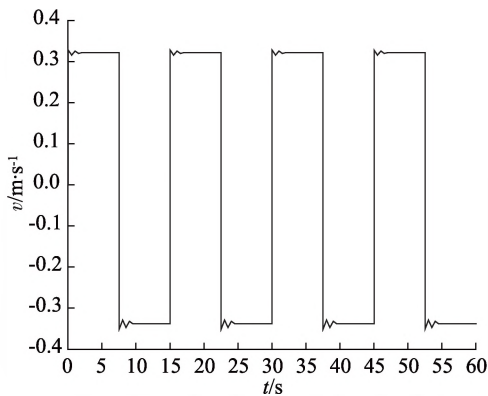


图14 模糊控制悬点速度变化曲线

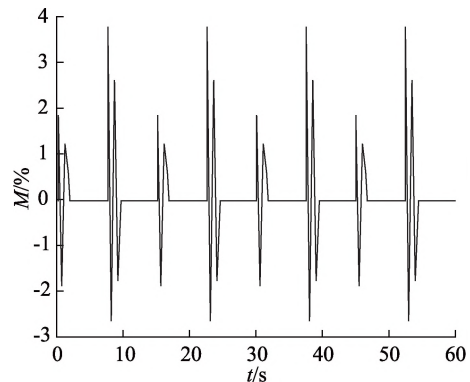


图16 模糊控制的速度超调量变化曲线

3.3 蓄能器节能效果仿真分析

无蓄能器变量泵的出口流量及压力图、有蓄能器变量泵的出口流量及压力图、蓄能器气体体积变化曲线、蓄能器压力变化曲线以及变量泵功率对比图分别如图17~图21所示。

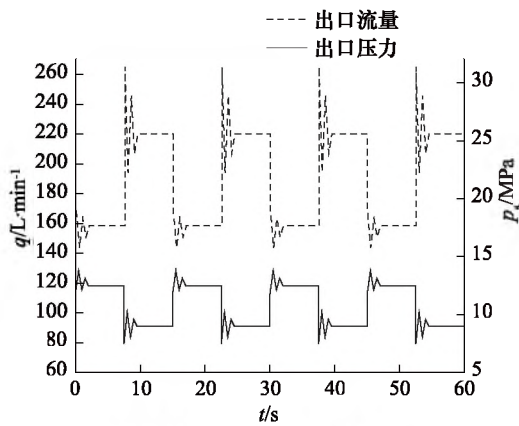


图 17 无蓄能器变量泵的出口流量及压力图

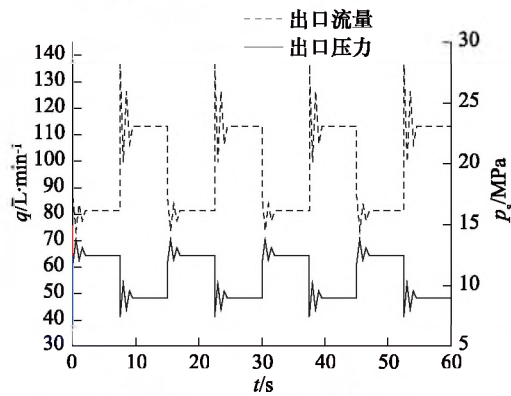


图 18 有蓄能器变量泵的出口流量及压力图

由图 17、图 18 可知,系统是否安装蓄能器对变量泵出口压力 p_s 没有影响,出口压力随着悬点载荷的变化而改变;而变量泵的出口流量 q 发生改变。由图 19、图 20 可知,蓄能器在 4 个周期内按照预定的设想循环,在刚开始的上冲程中,蓄能器为系统提供能量,使抽油杆能够按照预定的轨迹上升;同时在下冲程,蓄能器吸收能量,体积减小,压力增大,开始蓄能过程,等下一个冲程到来时,提供能量,不间断地循环完成抽油过程。

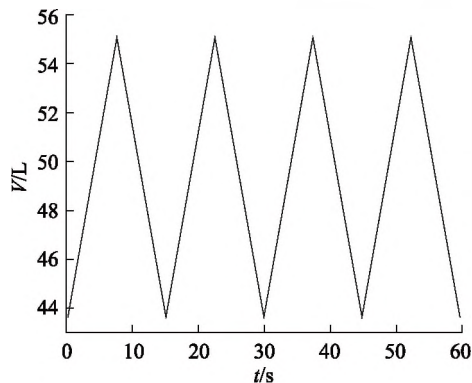


图 19 蓄能器气体体积变化

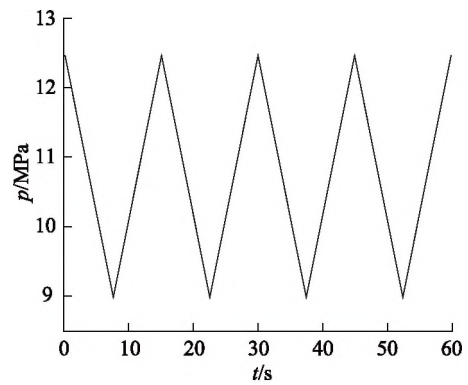


图 20 蓄能器气体压力变化

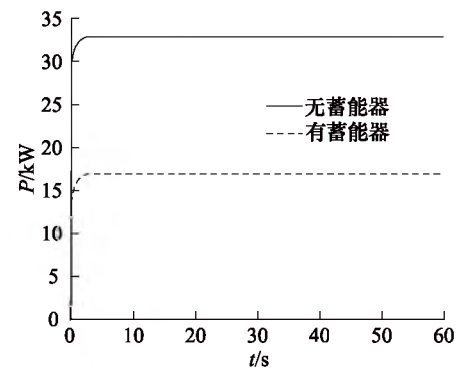


图 21 变量泵功率对比图

蓄能器释放的能量为:

$$E = p \int dV = \int_{V_2}^{V_1} \frac{p_0 V_0^{1.4}}{V^{1.4}} dV = 120 \text{ kJ} \quad (10)$$

蓄能器释放功率为:

$$P = \frac{E}{T} = \frac{120}{7.5} = 16 \text{ kW} \quad (11)$$

由图 21 可知,当达到稳定工作状态,无蓄能器时变量泵功率为 33 kW;安装蓄能器时变量泵的功率为 17 kW,能够节能 48%。

4 结论

本研究设计的节能型复合液压缸式的抽油机,仿真结果得出变量泵的恒功率控制策略具有良好的工作特性,使得悬点速度满足冲程要求;模糊控制变量泵具有良好的流量特性,使得抽油杆换向时速度波动超调量由原来的 20.6% 降到 3.82%;蓄能器的体积、压力以及泵的压力、流量和功率对比曲线证明了液压抽油机具有很好的节能效果,能够节能 48%。

参考文献:

[1] 张晓菊,张春友,于立波. 抽油机传动系统节能研究[J]. 机床与液压,2020,48(21):111-116.

- ZHANG Xiaojun, ZHANG Chunyou, YU Libo. Research on Energy Saving of Transmission System of Pumping Unit [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2020,48(21):111-116.
- [2] 刘峰,肖富强,王永信,等. 滑轮增程式液压抽油机液压系统设计研究[J]. 液压与气动,2015,(4):98-101.
LIU Feng, XIAO Fuqiang, WANG Yongxin, et al. Design of Hydraulic System of Pulley Increasing Stroke Hydraulic Pumping Unit [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015,(4):98-101.
- [3] 刘峰,林超群,李占勇,等. 复合式滑轮增程液压抽油机设计[J]. 石油矿场机械,2015,(7):39-43.
LIU Feng, LIN Chaoqun, LI Zhanyong, et al. Design of Complex Pulley Increasing Stroke Hydraulic Pumping Unit [J]. Oil Field Equipment, 2015,(7):39-43.
- [4] LAO Liming, ZHOU Hua. Application and Effect of Buoyancy on Sucker Rod String Dynamics [J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2016,(146):264-271.
- [5] 范文明,宋锦春. 新型节能液压抽油机驱动系统设计[J]. 机械设计与制造,2014,(7):68-71.
FAN Wenming, SONG Jinchun. Design of a New Energy-saving Driving System for Oil Pumping Unit [J]. Machinery Design & Manufacture, 2014,(7):68-71.
- [6] 李振河,宋锦春,黄裘俊. 长冲程节能液压抽油机的创新设计[J]. 流体传动与控制,2016,(1):24-27.
LI Zhenhe, SONG Jinchun, HUANG Qiujuan. Innovative Design of Long-stroke Energy-saving Hydraulic Pumping Unit [J]. Fluid Power Transmission & Control, 2016,(1):24-27.
- [7] 王晓宇,梁宏宝. 多腔液压缸新型液压抽油机的设计[J]. 液压与气动,2015,(8):87-90.
WANG Xiaoyu, LIANG Hongbao. Design of Hydraulic Pumping Unit with Multi-cavity Cylinder [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015,(8):87-90.
- [8] 张雷. 液压抽油机研究现状及展望[J]. 液压与气动,2017,(4):82-91.
ZHANG Lei. Research Situation and Development Prospect of Hydraulic Pumping Unit [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017,(4):82-91.
- [9] 陈轶辉,李洪星,赵树忠,等. 基于 AMESim 的液压缸制动过程中重力势能回收系统仿真分析[J]. 液压与气动,2020,(8):88-92.
CHEN Yihui, LI Hongxing, ZHAO Shuzhong, et al. Simulation Analysis of Gravity Potential Energy Recovery System in Hydraulic Cylinder Braking Process Based on AMESim [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020,(8):88-92.
- [10] 高翔. 基于二次调节技术液压抽油机节能分析与计算[J]. 流体传动与控制,2015,(5):16-19.
GAO Xiang. Analysis and Calculation on Energy-saving Section of Hydraulic Pumping Unit Based on Secondary Control Technology [J]. Fluid Power Transmission & Control, 2015,(5):16-19.
- [11] 曹文斌. 飞轮蓄能式液压抽油机能量回收再利用研究[D]. 秦皇岛:燕山大学,2017.
CAO Wenbin. Study on Energy Recovery and Utilization of Flywheel Energy Storage Hydraulic Pumping Unit [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2017.
- [12] 陈贵全,熊瑞平,王波,等. 基于模糊控制的双泵合流液压系统流量脉动特性仿真[J]. 液压与气动,2020,(9):93-99.
CHEN Guiquan, XIONG Ruiping, WANG Bo, et al. Simulation on Flow Pulsation Characteristics of Dual-pump Confluence Hydraulic System Based on Fuzzy Control [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020,(9):93-99.
- [13] 李连峰,隋秀伟,何光智. 抽油机液压蓄能器节能系统分析及控制策略[J]. 石油矿场机械,2010,39(12):57-60.
LI Lianfeng, SUI Xiwei, HE Guangzhi. System Analysis and Control for Energy-saving of Pumping Unit Actuator [J]. Oil Field Equipment, 2010,39(12):57-60.
- [14] 成大先. 机械设计手册:第5卷[M]. 第5版. 北京:化学工业出版社,2008.
CHENG Daxian. Hand Book of Mechanical Design: Volume 5th [M]. 5th ed. Beijing: Chemical Industry Press, 2008.
- [15] 李浩然,何刚,武战利,等. 双井液压抽油机动力单元机械特性建模与分析[J]. 液压与气动,2016,(5):69-73.
LI Haoran, HE Gang, WU Zhanli, et al. Modeling and Analysis of Mechanical Characteristics of Hydraulic Pumping Unit Applied to Double Oil Wells [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2016,(5):69-73.

引用本文:

侯岩光,赵弘. 基于模糊控制的节能型复合液压缸式抽油机设计[J]. 液压与气动,2021,45(5):50-56.

HOU Yanguang, ZHAO Hong. Design of Energy-saving Composite Hydraulic Cylinder Pumping Unit Based on Fuzzy Control [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021,45(5):50-56.