

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.09.008

基于泵阀协调控制的电液位置 伺服节能控制研究^{*}

刘 华¹, 汪成文^{1,2*}, 赵 斌^{1,2}

(1. 太原理工大学 机械与运载工程学院, 山西 太原 030024;

2. 浙江大学 流体动力与机电系统国家重点实验室, 浙江 杭州 310058)

摘要:针对阀控位置伺服系统能效低的问题,提出了协调控制泵的转速和进出阀开口的节能控制系统,并针对阻抗工况和超越工况,分别设计了不同节能控制策略。首先,根据系统原理,建立了泵阀协调控制的位置伺服系统数学模型,分析了系统存在的耦合问题;其次,在压力环上设计了前馈反馈控制器,提高了系统的控制效果;最后,利用 AMESim 和 MATLAB 联合仿真平台,搭建了泵阀协调控制的位置伺服系统,并进行了仿真分析。研究表明:泵阀协调控制的位置伺服系统能效远高于负载敏感系统;设计的前馈反馈控制器有效地减少了由系统耦合引起的压力波动,提高了压力的控制精度。

关键词:进出口独立控制;电液负载敏感;泵阀协调控制;前馈-反馈控制

中图分类号:TH137;TH-39

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)09-1039-06

Energy saving control of electro-hydraulic position servo based on pump valve coordinated control

LIU Hua¹, WANG Cheng-wen^{1,2}, ZHAO Bin^{1,2}

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;

2. The State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems, Zhejiang University, Hangzhou 310058, China)

Abstract: Aiming at low energy efficiency of the valve-controlled position servo system, an energy-saving system was proposed to coordinate control the pump speed and independent metering. Different control strategies were designed for impedance and overrun conditions. Firstly, according to the principle of the system, the mathematical model of the position servo system with pump valve coordinated control was established. The coupling problem of this system was analyzed. Then, the feedforward feedback controller was designed in the pressure loop to improve the control effect. Finally, AMESim and MATLAB were used to establish co-simulation model for simulation analysis. The results indicate that the energy efficiency of the proposed energy-saving control strategy is higher than that of load sensing control strategy. The feedforward feedback controller effectively reduces the pressure fluctuation caused by coupling, and improves the pressure control accuracy.

Key words: separate meter in and meter out; electro-hydraulic load sensing; pump and valve coordinated control; feedforward and feedback control

收稿日期:2019-12-13

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51605322,51505316);山西省重点研发计划项目(201903D121069/201803D121098);山西省回国留学人员科研资助项目(2019-001/2017-033);流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金计划资助项目(GZKF-201720/GZKF-201815)

作者简介:刘华(1995-),男,山西原平人,硕士研究生,主要从事电液伺服系统方面的研究。E-mail:liuhua_0923@163.com

通信联系人:汪成文,男,副教授,硕士生导师。E-mail:cwwang@yeah.net

0 引 言

因具有功率密度大、响应速度快、控制精度高等特点,阀控系统已被广泛应用于航空航天、兵器、机床、机器人、工程机械等众多领域^[1-4]。传统阀控系统通过控制阀芯的位移,耦合调节进油口和出油口节流面积,达到控制作动器速度或位置的目的。

虽然传统阀控系统具有结构简单、控制方便、鲁棒性强等优点,但是进出油口联动脉节流也导致阀口存在较大的节流损失,增加了系统能耗。

针对该问题,文献[5-6]提出了进出口独立调节技术,利用多个阀组成的进出口独立阀组,消除了进出油口联动控制,实现了进出油口的独立控制。进出口独立技术增加了控制自由度,使得系统控制更加灵活。文献[7]使用两个 Valvistor 阀实现了作动器速度和压力的复合控制;文献[8]使用 5 个二位二通阀和鲁棒自适应算法实现了速度和压力的复合控制;文献[9]在进出口独立调节系统中增加了对泵出口压力的控制,通过调节比例溢流阀的设定压力实现了负载敏感功能,降低了进油口节流损失;并且采用了计算流量反馈方法控制作动器的速度,采用了开环控制作动器背压腔的压力;文献[10]通过电比例变排量泵实现了负载敏感功能,进一步减少了系统的溢流损失;并且在压力环上采用了闭环压力反馈的控制方式。但上述研究主要集中于速度伺服系统的控制回路和控制方法上。

为了对阀控位置伺服系统进行节能控制,笔者提出协调控制泵的转速和进出阀开口的节能控制系统,并且在压力环上设计前馈反馈控制器,以期在保证系统控制效果的前提下,实现阀控位置伺服系统的节能控制。

1 泵阀协调控制系统工作原理

1.1 系统组成

泵阀协调系统原理如图 1 所示。

图 1 中,该系统由进出口独立控制子系统和泵控子系统组成。其中,进出口独立控制子系统包括伺服阀 1、伺服阀 2、作动器、位置传感器、压力传感器;泵控子系统包括伺服电机、定量泵、压力传感器。

从职能分工的角度分析,进出口独立控制子系统通过控制两个伺服阀的阀芯位移,实现作动的位置和压力复合控制,降低系统的能耗和提高系统的稳定性;泵控子系统通过控制泵的转速按需为系统提供流量和压力。

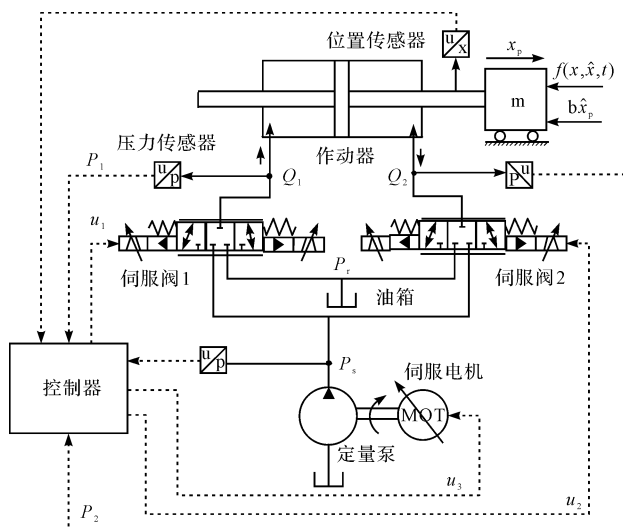


图 1 泵阀协调系统原理图

1.2 节能控制策略

泵阀协调控制系统有 3 个可控元件,可提高系统的灵活性。因此可以根据作动器所处的工况,选择相应的控制策略,来提高系统能效和改善系统动态性能。根据作动器负载力方向和运动方向,可以将作动器分为 4 种工况:阻抗伸出、阻抗缩回、超越伸出、超越缩回。

下面作具体分析:

(1)在阻抗模式下,负载力阻碍作动器运动。为降低阀口节流损失,提高系统能效,此时的控制策略为:调节进油阀阀芯位移,实现作动器位置控制;调节出油阀的阀芯位移,控制出油腔的压力在较低值,减少出油口节流损失;调节伺服电机的转速,控制泵出口的压力,使得泵出口压力始终比进油腔压力高一个定值,实现负载敏感功能,减少进油口的节流损失;

(2)在超越模式下,负载协助作动器运动。为降低阀口节流损失以及提高系统稳定性,此时的控制策略为:调节出油阀阀芯位移,控制作动器位移;进油阀全开,最小化进油阀的节流损失;调节泵的转速直接控制进油腔的压力在较低值,避免产生气穴。

4 种工况下,控制元件的工作模式分别如表 1 所示。

表 1 控制元件工作模式

系统工况	伺服阀 1	伺服阀 2	伺服电机
阻抗伸出	左位(位移)	左位(压力)	负载敏感
阻抗缩回	右位(压力)	右位(位移)	负载敏感
超越伸出	左位(全开)	左位(位置)	压力控制
超越缩回	右位(流量)	右位(全开)	压力控制

在左位,控制作动器的位置;伺服阀 2 工作左位,控制右腔的压力;伺服电机调节泵的转速,控制泵出口压力始终比左腔压力高一个定值。

阻抗伸出时系统控制原理如图 3 所示。

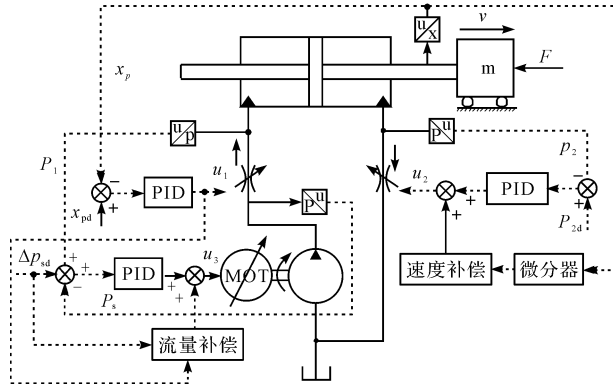


图 3 阻抗伸出时系统控制原理

位置控制器通过位置传感器,测得实际位移信号和指令位移,实现位置闭环反馈。

(1) 伺服阀 1 的控制信号为:

$$u_1 = k_p e_x(t) + k_i \int_{t_0}^{t_1} e_x(t) dt + k_d \frac{de_x(t)}{dt} \quad (7)$$

式中: \$e_x\$—负载实际位置和期望位置的误差。

从式(4)可以看出,右腔压力控制过程中的主要干扰为活塞速度变化。因此,在压力闭环反馈的基础上,笔者增加了速度前馈,来补偿速活塞度变化对右腔压力控制的影响。

(2) 伺服阀 2 的控制信号为:

$$u_2 = k_p e_{p2}(t) + k_i \int_{t_0}^{t_1} e_{p2}(t) dt + k_d \frac{de_{p2}(t)}{dt} + \frac{vA_2}{\alpha_2 k_{v2} \sqrt{p_{2d}}} \quad (8)$$

式中: \$e_{p2}\$—右腔实际压力和期望压力的误差; \$v\$—实际位置信号经跟踪微分器计算得到的速度信号; \$p_{2d}\$—右腔压力指令信号。

从式(6)可以看出,泵出口压力控制过程的主要干扰为流入伺服阀流量的变化。因此,在闭环压力反馈的基础上,笔者增加了流量前馈,来补偿阀口流量变化对泵出口压力控制的影响。

流量信号根据阀 1 的压差指令和伺服阀 1 的输入信号带入阀口节流公式计算获得。

伺服电机的控制律为:

$$u_3 = k_p e_{ps}(t) + k_i \int_{t_0}^{t_1} e_{ps}(t) dt + k_d \frac{de_{ps}(t)}{dt} + \frac{\alpha_1 k_{v1} u_1 \sqrt{\Delta p_{sd}}}{D_p k_p} \quad (9)$$

式中: \$e_{ps}\$—泵出口实际压力和期望压力的误差; \$\Delta p_{sd}\$—

进油口压差指令信号; \$u_1\$—伺服阀 1 输入信号。

同理,可分别得到阻抗缩回时各控制元件的控制律:

$$u_1 = k_p e_{p1}(t) + k_i \int_{t_0}^{t_1} e_{p1}(t) dt + k_d \frac{de_{p1}(t)}{dt} + \frac{vA_1}{\alpha_2 k_{v2} \sqrt{p_{1d}}} \quad (10)$$

式中: \$p_{1d}\$—左腔压力指令信号; \$e_{p1}\$—左腔实际压力和期望压力误差。

$$u_2 = k_p e_x(t) + k_i \int_{t_0}^{t_1} e_x(t) dt + k_d \frac{de_x(t)}{dt} \quad (11)$$

$$u_3 = k_p e_{ps}(t) + k_i \int_{t_0}^{t_1} e_{ps}(t) dt + k_d \frac{de_{ps}(t)}{dt} + \frac{\alpha_2 k_{v2} u_2 \sqrt{\Delta p_d}}{D_p k_p} \quad (12)$$

3.2.2 超越工况控制器设计

由前文的分析可知,超越伸出和超越缩回时采取相同的控制策略,均为出油阀控制作动器的位置,进油阀全开,伺服电机直接控制进油腔的压力。因此,笔者以超越缩回为例,详述超越工况下系统的控制原理,然后直接给出超越伸出时的控制律。

超越缩回时,左腔进油,右杆腔回油,伺服阀 1 工作在右位,控制作动器的位置;伺服阀 2 工作右位,最大开口,伺服电机直接控制右腔的压力。

超越缩回时系统控制原理如图 4 所示。

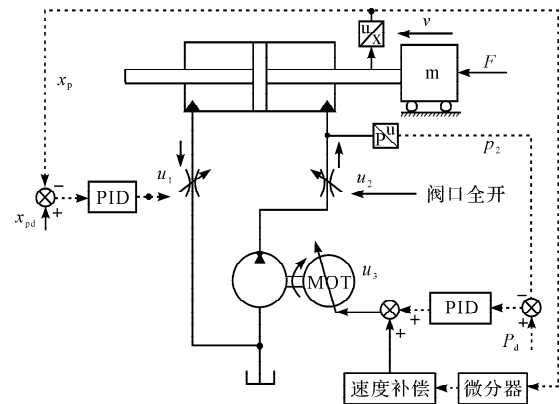


图 4 超越缩回时系统控制原理

位置控制器通过位置传感器测得实际位移信号和指令位移,实现位置的闭环反馈。

伺服阀 1 的控制律为:

$$u_1 = k_p e_x(t) + k_i \int_{t_0}^{t_1} e_x(t) dt + k_d \frac{de_x(t)}{dt} \quad (13)$$

在压力闭环反馈的基础上,右腔压力控制增加了速度前馈,来补偿速度变化对右杆腔压力控制的影响。

伺服电机的控制律为:

$$u_3 = k_p e_{p2}(t) + k_i \int_{t_0}^{t_1} e_{p2}(t) dt + k_d \frac{de_{p2}(t)}{dt} + \frac{vA_2}{D_p k_p} \quad (14)$$

同理,可得到超越伸出时各控制原件的控制律:

$$u_2 = k_p e_x(t) + k_i \int_{t_0}^t e_x(t) + k_d \frac{de_x(t)}{dt} \quad (15)$$

$$u_3 = k_p e_{pl}(t) + k_i \int_{t_0}^t e_{pl}(t) + k_d \frac{de_{pl}(t)}{dt} + \frac{vA_1}{D_p k_p} \quad (16)$$

4 联合仿真分析

笔者利用 AMESim 和 MATLAB 联合仿真平台进行仿真分析。

笔者在 AMESim 中完成了液压模型的搭建,在 MATLAB 中实现了所提的控制策略。在系统能效方面与较为节能的负载敏感系统进行了对比分析;在控制效果方面,分析了有无前馈对系统控制的影响。

仿真时模拟液压缸带动负载竖直升降动作,负载上升时,重力阻碍液压缸运动为阻抗伸出工况;负载下降时,重力协助液压缸运动为超越缩回工况。

位置跟踪指令为: $x_d = 0.05 \sin \pi t$ m, 压差指令为 20 bar, 右腔压力指令为 15 bar。

泵阀协调控制系统的仿真参数如表 2 所示。

表 2 泵阀协调控制系统仿真参数

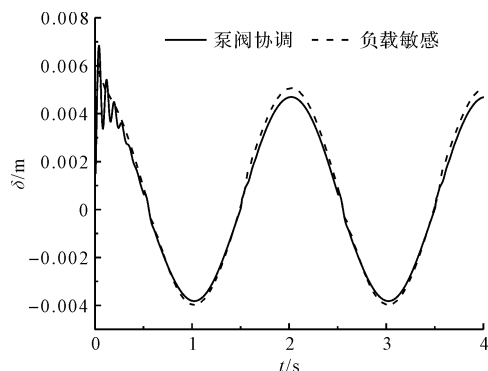
参数/单位	数值
作动器行程/m	0.4
作动器左腔面积 A_1/m^2	6.408×10^{-4}
作动器右腔面积 A_2/m^2	6.408×10^{-4}
负载质量 M/kg	100
伺服阀额定压力/bar	35
伺服阀额定流量/ $(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$	38
伺服阀额定电流/mA	40
定量泵排量/ $(\text{cc} \cdot \text{rec}^{-1})$	10
油液体积弹性模量/bar	7 000

4.1 与负载敏感系统对比分析

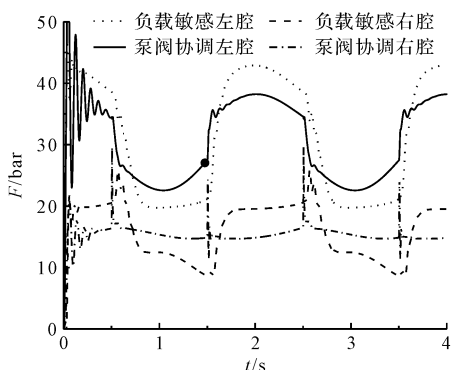
负载敏感系统和泵阀协调控制系统的两种节能系统对比分析,如图 5 所示。

从图 5(a)中可以看出,两种系统跟踪误差在 $-0.004 \text{ m} \sim 0.006 \text{ m}$ 范围内变化,均可以较好地跟踪指令信号而且跟踪误差非常接近;

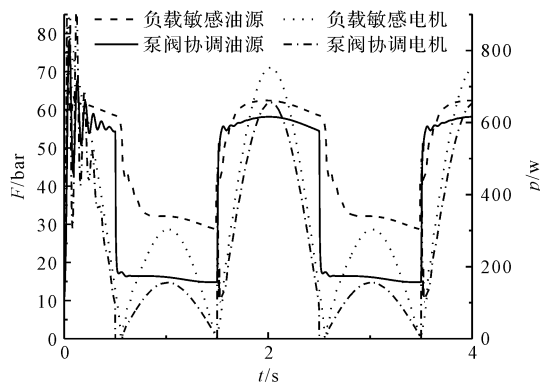
从图 5(b)中可以看出,在阻抗伸出时,负载敏感系统控制泵输出的压力比左腔压力高 20 bar,由于进出口的联动节流,右腔的压力也控制在 20 bar。所提的节能控制策略使用了进出口独立控制技术,因此,可以单独控制出油腔的压力 15 bar,减少了系统的节流损失。在超越缩回工况下,负载敏感系统中进出口仍然存在 20 bar 的压力损失。所提的节能控制策略调节进油阀阀口全开,泵只需输出 15 bar 的压力,避免产生气穴,减少了系统的节流损失;



(a) 位置跟踪误差曲线



(b) 作动器两腔压力曲线



(c) 油源压力和电机输出功率曲线

图 5 两种节能系统对比分析

从图 5(c)中可以明显看出,无论是阻抗伸出工况还是超越缩回工况,泵阀协调控制系统中泵输出的压力始终低于负载敏感。

另外,两种系统中的能量均来自电机,因此,从电机功率曲线可以看出,泵阀协调系统的所需的能量低于负载敏感系统。

4.2 与反馈控制器对比分析

泵阀协调控制系统中压力控制器的对比分析如图 6 所示。

由前文可知,在阻抗伸出时,泵需要控制泵输出的压力始终比进油腔高 20 bar。从图 6(a)中可以看出,加入流量前馈后,进油口的压差稳定可以在 20 bar 左右。由此可以说明,加入流量前馈,可以补偿阀口流量变化引起的压差波动。

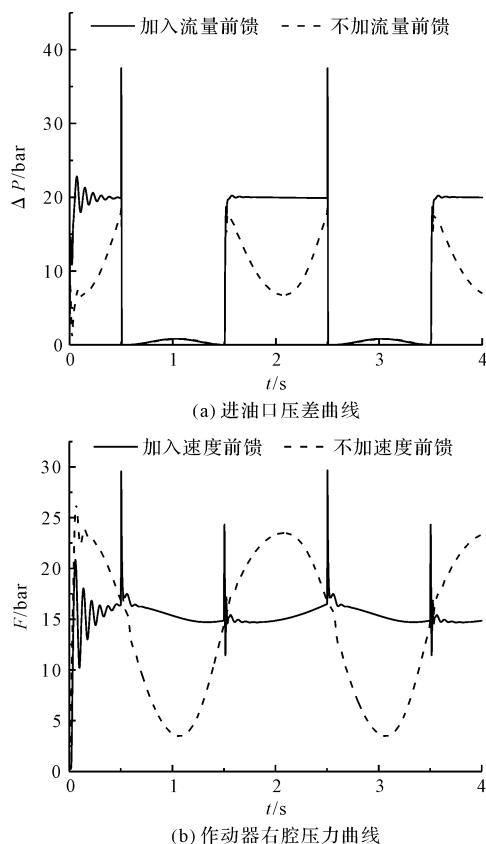


图 6 压力控制器对比分析

由前文还可知,无论是阻抗伸出还是超越缩回,均需控制右腔的压力在 15 bar。从图 6(b)中可以看出,加入速度前馈后右腔的压力基本可以稳定在 15 bar。同样由此可以说明,加入速度前馈,可以补偿作动器速度变化引起的压力波动。

5 结束语

针对阀控位置伺服系统能效低问题,笔者研究了阀控位置伺服系统的节能控制策略,提出了协调控制泵的转速和进出阀开口的节能控制策略,并且在建立泵阀协调控制系统数学模型的基础上,设计了前馈反馈控制器,用于实际的压力控制。

主要结论如下:

(1) 与负载敏感系统相比,在阻抗模式下,泵阀协调控制系统可以控制出油腔压力在较低值,减少出口节流损失;在超越模式下,泵阀协调控制系统可以直接控制进油腔的压力,泵只需输出较低的压力,避免进油腔产生气穴即可,减少了系统节流损失;

(2) 与只有压力闭环反馈控制器相比,调节泵的转速实现负载敏感控制时,加入流量前馈,可以补偿阀口流量变化引起的压差波动;调节泵的转速或阀开口控制作动器一腔压力时,加入速度前馈,可以补偿作动器速度变化引起的压力波动。

参考文献 (References):

- [1] 柴华伟,贾智,薛亚平. 火箭炮电液伺服系统的滑模控制研究[J]. 机电工程,2014,31(1):90-92.
- [2] 刘湘琪,任旭,蔡增伟,等. 五自由度电液伺服机械手运动控制系统研制[J]. 机电工程,2017,34(10):1144-1149.
- [3] 刘希,黄茹楠,高英杰. 电液位置伺服系统自适应反演滑模控制[J]. 液压与气动,2019(7):14-19.
- [4] WANG C, QUAN L, JIAO Zong-xia, et al. Nonlinear adaptive control of hydraulic system with observing and compensating mismatching uncertainties[J]. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, 2017,26(3):1-12.
- [5] BACKÉ W. Design systematics and performance of cartridge valve controls[C]. International conference on fluid power, Tampere; IFK, 1987.
- [6] JANSSON A, PALMBERG J O. Separate controls of meter-in and meter-out orifices in mobile hydraulic systems[J]. **SAE transactions**, 1990,99(2):377-383.
- [7] ERIKSSON B. Mobile fluid power systems design: with a focus on energy efficiency[D]. Linköping: Linköping University, 2010.
- [8] YAO B, DEBOER C. Energy-saving adaptive robust motion control of single-rod hydraulic cylinders with programmable valves[C]. Proceedings of the 2002 American Control Conference, Anchorage; IEE Press, 2002.
- [9] 刘英杰,徐兵,杨华勇,等. 电液比例负载口独立控制系统压力流量控制策略[J]. 农业机械学报,2010,41(5):182-187.
- [10] 徐兵,丁孺琦,张军辉. 基于泵阀联合控制的负载口独立系统试验研究[J]. 浙江大学学报:工学版,2015,49(1):93-101.
- [11] MERRITT H E. Hydraulic control systems[M]. New York: John Wiley & Sons, 1967.
- [12] DJUROVIC M, HELDUSER S. New control strategies for electrohydraulic load-sensing[C]. Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control, Bath; United Kingdom, 2004.

[编辑:冯黎雅]

本文引用格式:

刘华,汪成文,赵斌. 基于泵阀协调控制的电液位置伺服节能控制研究[J]. 机电工程,2020,37(9):1039-1044.

LIU Hua, WANG Cheng-wen, ZHAO Bin. Energy saving control of electro-hydraulic position servo based on pump valve coordinated control[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2020,37(9):1039-1044.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>