

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.09.003

# 基于模糊 PID 的送杆机构同步 控制建模与仿真研究\*

周 围<sup>1</sup>, 李群明<sup>1,2,3</sup>, 高志伟<sup>1</sup>, 谢 帅<sup>1</sup>

(1. 中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083; 2. 中南大学 轻合金研究院, 湖南 长沙 410083;  
3. 中南大学 高性能复杂制造国家重点实验室, 湖南 长沙 410083)

**摘要:**针对某课题组所设计的岩心取样钻机用送杆机构的同步控制问题, 对因两边运送油缸的进油流量、油缸泄露、负载力耦合等因素导致运送支架的卡槽中心线与储杆箱中杆件的中心线存在偏角, 杆件不能精确落到卡槽内, 送杆机构不能正常工作的原因进行了研究。通过同等方式建立了送杆机构的送杆过程的数学模型和两缸闭环同步控制系统模型, 并设计了模糊 PID 控制器; 利用 MATLAB 的 Simulink 模块进行了仿真分析, 并将其结果与传统 PID 控制效果进行了对比。研究表明: 模糊 PID 控制系统工作稳定、响应速度快、同步精度高, 油缸能够较好跟踪控制速度和位移信号, 低速时最大同步误差只有 0.09 mm, 高速时最大同步误差只有 0.13 mm; 送杆机构能够精确送杆。

**关键词:**送杆机构; 两缸同步控制; 电液比例控制; 模糊 PID 控制

中图分类号: TH137.3; TH-39; TD41

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2020)09-1006-07

## Modeling and simulation of synchronous control of rod feeding mechanism based on fuzzy PID

ZHOU Wei<sup>1</sup>, LI Qun-ming<sup>1,2,3</sup>, GAO Zhi-wei<sup>1</sup>, XIE Shuai<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China;  
2. Light Alloy Research Institute, Central South University, Changsha 410083, China; 3. Key Laboratory of  
High Performance Complex Manufacturing, Central South University, Changsha 410083, China)

**Abstract:** Aiming at the synchronization control of the rod feeding mechanism for the core sampling drilling rig designed by the research team, the reason why the factors such as the oil inlet flow rate of the delivery cylinders, the leakage of the cylinders, and the coupling of load forces cause the centerline of the slot of the delivery bracket and the centerline of the rods in the storage box have an off-angle, the rod cannot accurately fall into the slot, the rod feeding mechanism does not work properly was studied. A mathematical model and a closed-loop synchronous control system model of the rod feeding process of the rod feeding mechanism were established by equivalent control, and a fuzzy PID controller was designed. Simulink module of MATLAB was used for simulation analysis, and the effect of traditional PID control was compared. The results indicate that the fuzzy PID control system works stably, responds fast, and has high synchronization accuracy. The cylinder can track the control speed and displacement signals well. The maximum synchronization error is only 0.09 mm at low speeds, and only 0.13 mm at high speeds. The mechanism is able to precisely feed the rod.

**Key words:** rod feeding mechanism; two-cylinder synchronous control; electro-hydraulic proportional control; fuzzy PID control

收稿日期: 2020-02-02

基金项目: 中南大学横向发展基金资助项目(17430101003718)

作者简介: 周围(1996-), 男, 湖北武汉人, 硕士研究生, 主要从事液压传动、智能钻探技术方面的研究。E-mail: 810092329@qq.com

## 0 引言

某课题组所设计的岩心取样钻机用送杆机构主要用于输送杆件到固定位置,辅助钻机完成自动接杆操作。其中,送杆机构的送杆过程由对称安装的两个运送油缸驱动。为保障送杆过程平稳、位置精确,需要实现两缸多点位精度同步控制,且误差应小于 1 mm。

为了提高系统的同步控制精度,相关学者做了大量研究。许勇<sup>[1]</sup>指出了液压同步控制主要有“同等方式”和“主从方式”,而“主从方式”因从动系统输出跟踪主动系统具有延时性,会出现较大的动态同步误差;针对回收机扫油臂与卷筒双马达同步控制问题,杨前明等<sup>[2]</sup>提出了一种“同等控制”结合模糊神经网络的同步控制器,系统同步精度高、无超调;针对锻造机双缸同步提升系统,吴娜等<sup>[3]</sup>提出了一种单神经元 PID 和交叉耦合的同步控制算法,系统的收敛性快、鲁棒性好;针对非对称液压缸与负载形成运动闭链而导致力耦合问题,窦海斌<sup>[4]</sup>设计出了一种鲁棒自适应跟踪控制器;针对多缸组成的同步提升系统,DONG Li-jing 等<sup>[5]</sup>提出了一种大型举升系统的分布式控制策略,通过各缸的分布式控制器达到了耦合同步;针对提升装置同步误差对盾构管片拼装质量的影响,彭雄斌等<sup>[6]</sup>提出了一种双比例阀模糊 PID 控制方法,提高了两缸同步精度;针对海洋工程中大型结构块对接的多缸同步问题,成思铭等<sup>[7]</sup>提出了一种多缸耦合的模糊 PID 控制方法,避免了系统加减速的同步波动;针对拉床中两缸卧室电液同步系统具有线性和非线性级联问题,CHEN Guo-jin<sup>[8]</sup>等提出了一种 IPSO-PID 同步控制器,并引入了改进型粒子群优化算法。

上述方法虽然可实现两缸精确同步控制,但存在建模和控制算法复杂、工程实用性差等问题,难以满足送杆机构的实际需求。

针对上述不足,笔者提出送杆机构的送杆过程同步控制方案,并通过同等方式建立送杆过程数学模型和两缸闭环同步控制系统模型,然后设计模糊 PID 控制器,利用 MATLAB 的 Simulink 模块进行仿真分析,得到送杆过程的同步特性,验证控制方案的合理性。

## 1 送杆机构工作原理

送杆机构如图 1 所示。

图 1 中,送杆机构的运送油缸推动运送支架进行钻杆或套管的选取或归位输送时,需要保障运送支架的钻杆卡槽或套管卡槽精确地对准储杆箱的钻杆容纳

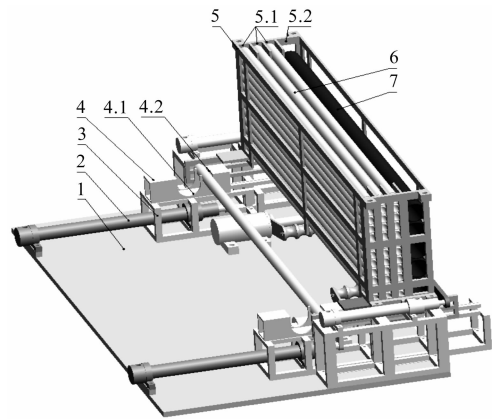


图 1 送杆机构图

1—机架;2—运送油缸;3—支架安装架;4—运送支架;4.1—套管卡槽;4.2—钻杆卡槽;5—储杆箱;5.1—钻杆容纳腔;5.2—套管容纳腔;6—钻杆;7—套管

腔或套管容纳腔,进而才能精确地选取所需钻杆或套管。

由于送杆机构采用两边对称安装的运送油缸分别驱动两边的运送支架,而运送油缸的进油流量、油缸泄露、负载力耦合等因素会导致其活塞杆伸出行程难以同步,两边运送支架的卡槽中心线与储杆箱中杆件的中心线存在偏角,导致杆件不能精确落到卡槽内,使送杆机构不能正常工作。

## 2 送杆过程闭环同步控制系统建模

送杆机构的送杆过程模型如图 2 所示。

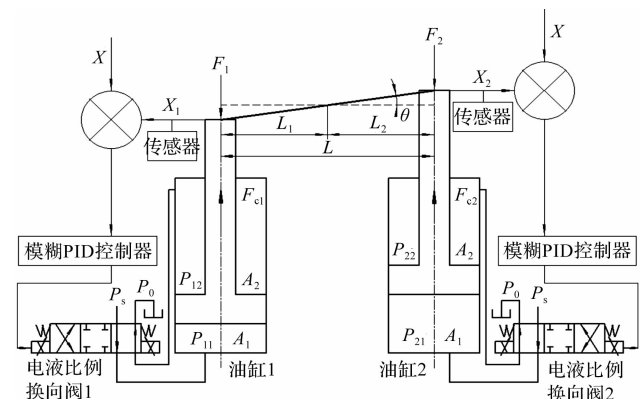


图 2 送杆机构的送杆过程模型图

图 2 中,控制信号为运送油缸活塞杆伸出的理论位移或速度,油缸可通过位移传感器实时检测并反馈实际位移,然后将理论位移与实际位移的误差和误差变化率,作为模糊 PID 控制器的输入信号,再通过模糊 PID 控制器输出控制电压信号,调节电液比例换向阀的阀芯开度大小,进而调节运送油缸的流量与压力,达到对送杆过程实现闭环同步控制的目的。

## 2.1 两缸输送杆件的同步控制动力学模型

(1) 两缸实际位移与杆件偏转方程为:

$$\theta \approx \tan(\theta) = \frac{X_2 - X_1}{L} \quad (1)$$

式中:  $\theta$ —杆件的偏转角度;  $X_1$ —油缸 1 实际位移;  $X_2$ —油缸 2 实际位移;  $L$ —两缸中心距。

(2) 运送支架与杆件的平面运动方程为:

$$F_{C1} + F_{C2} - F_1 - F_2 = M_1 \frac{d^2 Y}{dt^2} + M_2 \frac{d^2 X_1}{dt^2} + M_2 \frac{d^2 X_2}{dt^2} \quad (2)$$

$$F_{C1}L_1 - F_{C2}L_2 - F_1L_1 + F_2L_2 = J_1 \frac{d^2 \theta}{dt^2} \quad (3)$$

$$Y = \frac{X_1L_1 + X_2L_2}{L} \quad (4)$$

式中:  $F_{C1}, F_{C2}$ —油缸 1 和油缸 2 的输出力;  $F_1, F_2$ —两边运送支架受到的摩擦阻力;  $M_1$ —杆件质量;  $M_2$ —运送支架质量;  $J_1$ —杆件转动惯量;  $Y$ —杆件质心实际位移;  $L_1, L_2$ —杆件质心到油缸 1 或油缸 2 的中心距。

由式(1~4)可得:

$$F_{C1} - F_1 = \left( \frac{M_1L_1L_2 + M_2LL_2 - J_1}{L(L_1 + L_2)} \right) \frac{d^2 X_1}{dt^2} + \left( \frac{M_1L_2^2 + M_2LL_2 + J_1}{L(L_1 + L_2)} \right) \frac{d^2 X_2}{dt^2} \quad (5)$$

$$F_{C2} - F_2 = \left( \frac{M_1L_1^2 + M_2LL_1 + J_1}{L(L_1 + L_2)} \right) \frac{d^2 X_1}{dt^2} + \left( \frac{M_1L_1L_2 + M_2LL_1 - J_1}{L(L_1 + L_2)} \right) \frac{d^2 X_2}{dt^2} \quad (6)$$

## 2.2 电液比例换向阀数学模型

(1) 比例电磁铁输出力方程为:

$$F_D = K_u U \quad (7)$$

式中:  $K_u$ —比例电磁铁电压力增益;  $U$ —比例电磁铁输入电压;  $F_D$ —电磁铁输出力。

(2) 比例电磁铁力平衡方程<sup>[9]</sup>为:

$$F_D = m_D \ddot{X}_V + c_D \dot{X}_V + k_D X_V \quad (8)$$

式中:  $m_D$ —阀芯等效质量;  $c_D$ —阀芯综合阻尼系数;  $k_D$ —阀芯弹簧刚度;  $X_V$ —电磁铁阀芯位移。

由式(7~8)可得,电磁铁阀芯位移方程为:

$$X_V(s) = \frac{K_e}{s^2 + \frac{2\xi_e s}{W_e} + 1} U(s) \quad (9)$$

式中:  $K_e$ —等效电压力增益,  $K_e = K_u/k_D$ ;  $W_e$ —比例阀固有频率,  $W_e = \sqrt{k_D/m_D}$ ;  $\xi_e$ —比例阀阻尼比,  $\xi_e = \frac{c_D}{2\sqrt{m_D k_D}}$ 。

## 2.3 对称阀控制非对称缸数学模型

笔者以电液比例换向阀 1 控制油缸 1 为例来进行建模<sup>[10]</sup>。

### 2.3.1 阀 1 负载压力与负载流量的定义

稳态下油缸 1 力平衡方程为:

$$P_{11}A_1 - P_{12}A_2 = F_{C1} \quad (10)$$

稳态下油缸 1 流量方程为:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{A_2}{A_1} = n \quad (11)$$

稳态下油缸 1 输出功率方程为:

$$P_{11}Q_1 - P_{12}Q_2 = W \quad (12)$$

式中:  $P_{11}, P_{12}$ —油缸 1 无杆腔压力和有杆腔压力;  $A_1, A_2$ —油缸 1 无杆腔面积和有杆腔面积;  $Q_1$ —流入或流出油缸 1 无杆腔流量;  $Q_2$ —流出或流入油缸 1 有杆腔流量;  $W$ —液压缸输出功率。

由式(10~12)可得:

阀 1 负载压力为:

$$P_L = \frac{F_{C1}}{A_1} = P_{11} - nP_{12} \quad (13)$$

阀 1 负载流量为:

$$Q_L = \frac{W}{P_L} = Q_1 \quad (14)$$

### 2.3.2 电液比例换向阀 1 的阀口流量方程

(1) 正向  $X_{V1} \geq 0$  时:

$$Q_1 = C_d \omega X_{V1} \sqrt{\frac{2(P_S - P_{11})}{\rho}} \quad (15)$$

$$Q_2 = C_d \omega X_{V1} \sqrt{\frac{2(P_{12} - P_0)}{\rho}} \quad (16)$$

式中:  $C_d$ —阀的流量系数;  $\omega$ —阀口面积梯度;  $X_{V1}$ —换向阀 1 的阀芯位移;  $\rho$ —液压油密度;  $P_S$ —系统压力;  $P_0$ —回油压力。

由式(11,15,16)可得:

$$P_S = P_{11} + \frac{1}{n^2} P_{12} \quad (17)$$

由式(13,17)可得:

$$P_{11} = \frac{n^3 P_S + P_L}{1 + n^3} \quad (18)$$

$$P_{12} = \frac{n^2 P_S - n^2 P_L}{1 + n^3} \quad (19)$$

由式(14,15,18)可得正向负载流量:

$$Q_{L+} = Q_1 = C_d \omega X_{V1} \sqrt{\frac{2(P_S - P_L)}{\rho(1 + n^3)}} \quad (20)$$

(2) 反向  $X_{V1} < 0$  时:

$$Q_1 = C_d \omega X_{v1} \sqrt{\frac{2(P_{11} - P_0)}{\rho}} \quad (21)$$

$$Q_2 = C_d \omega X_{v1} \sqrt{\frac{2(P_s - P_{12})}{\rho}} \quad (22)$$

同理,可得反向负载流量:

$$Q_{L-} = Q_1 = C_d \omega X_{v1} \sqrt{\frac{2(nP_s + P_L)}{\rho(1+n^3)}} \quad (23)$$

(3) 阀 1 的压力流量特性方程为<sup>[11]</sup>:

由式(20,23) 可得:

$$Q_L = K_q X_{v1} - K_c P_L \quad (24)$$

$$K_q = \begin{cases} C_d \omega \sqrt{\frac{2(P_s - P_L)}{\rho(1+n^3)}} & (X_{v1} \geq 0) \\ C_d \omega \sqrt{\frac{2(nP_s + P_L)}{\rho(1+n^3)}} & (X_{v1} < 0) \end{cases} \quad (25)$$

$$K_c = \begin{cases} \frac{C_d \omega X_{v1}}{\sqrt{2\rho(1+n^3)}(P_s - P_L)} & (X_{v1} \geq 0) \\ \frac{C_d \omega X_{v1}}{\sqrt{2\rho(1+n^3)}(nP_s + P_L)} & (X_{v1} < 0) \end{cases} \quad (26)$$

式中: $K_q$ —流量增益系数; $K_c$ —流量压力系数。

### 2.3.3 油缸 1 的流量连续性方程

(1) 无杆腔流量:

$$Q_1 = A_1 \frac{dX_1}{dt} + C_{ip}(P_{11} - P_{12}) + C_{ep}P_{11} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_{11}}{dt} \quad (27)$$

(2) 有杆腔流量:

$$Q_2 = A_2 \frac{dX_1}{dt} + C_{ip}(P_{11} - P_{12}) - C_{ep}P_{12} - \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_{12}}{dt} \quad (28)$$

式中: $C_{ip}$ —油缸内泄露系数; $C_{ep}$ —油缸外泄露系数; $V_1$ —油缸无杆腔容积; $V_2$ —油缸有杆腔容积; $\beta_e$ —

液体积弹性模量。

由式(27 ~ 28) 可得负载流量<sup>[12]</sup>:

$$Q_L = Q_1 = \frac{Q_1 + nQ_2}{1+n^2} = \left( \frac{A_1 + nA_2}{1+n^2} \right) \frac{dX_1}{dt} + \frac{1+n}{1+n^2} C_{ip}(P_{11} - P_{12}) + \frac{C_{ep}}{1+n^2}(P_{11} - nP_{12}) + \frac{1}{(1+n^2)\beta_e} \left( V_1 \frac{dP_{11}}{dt} - nV_2 \frac{dP_{12}}{dt} \right) \quad (29)$$

代入上式正反向  $P_{11}$ 、 $P_{12}$  可得:

$$Q_L = A_1 \frac{dX_1}{dt} - C_{ap}P_s + C_{bp}P_L + \frac{V_e}{\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (30)$$

$$C_{ap} = \begin{cases} \frac{n^2(1-n^2)}{(1+n^2)(1+n^3)} C_{ip} & (X_{v1} \geq 0) \\ \frac{1-n^2}{(1+n^2)(1+n^3)} C_{ip} & (X_{v1} < 0) \end{cases} \quad (31)$$

$$C_{bp} = \frac{(1+n)(1+n^2)C_{ip} + (1+n^3)C_{ep}}{(1+n^2)(1+n^3)} \quad (32)$$

$$V_e = \frac{V_1 + n^3V_2}{(1+n^2)(1+n^3)} \quad (33)$$

式中: $C_{ap}$ —附加泄露系数; $C_{bp}$ —等效泄露系数; $V_e$ —等效容积。

### 2.3.4 油缸 1 的力平衡方程

力平衡方程为:

$$F_{c1} = P_L A_1 = F_1 + M \frac{d^2 X_1}{dt^2} + B_p \frac{dX_1}{dt} + K_f X_1 \quad (34)$$

式中: $M$ —折算到活塞杆上的总质量; $B_p$ —负载粘性阻尼系数; $K_f$ —负载弹簧等效刚度。

由于送杆机构采用相同型号的力士乐电液比例换向阀驱动同种型号的油缸,可根据式(5,6,9,24,30,34) 分别建立送杆过程的两缸闭环同步控制系统模型。

送杆过程两缸闭环同步控制系统模型如图 3 所示。

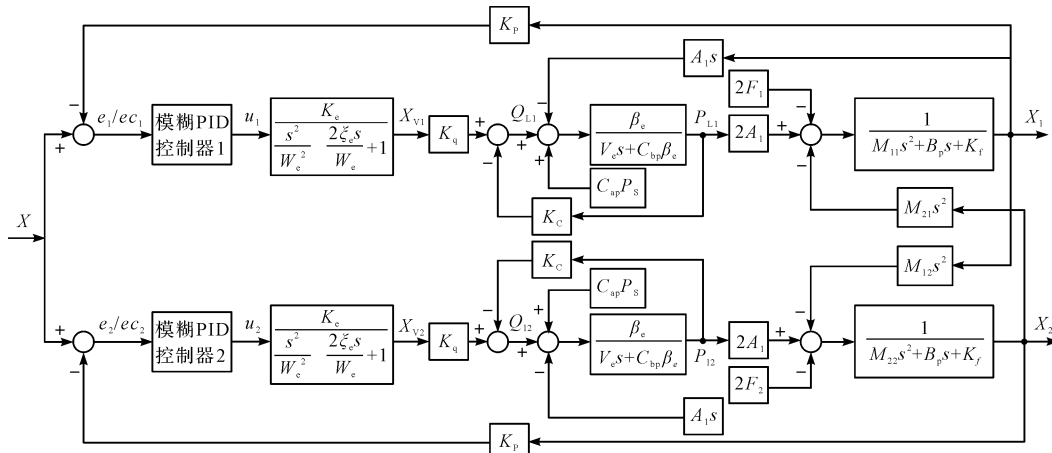


图 3 送杆过程两缸闭环同步控制系统模型图

反馈系统采用磁致伸缩位移传感器,可直接检测并反馈油缸实际位移的绝对值,其中: $K_p$ —传感器反馈系数。

根据图 3 有:

$$\begin{cases} M_{11} = \frac{M_1 L_1 L_2 + M_2 L L_2 - J_1}{L(L_1 + L_2)} + M \\ M_{12} = \frac{M_1 L_1^2 + M_2 L L_1 + J_1}{L(L_1 + L_2)} \\ M_{21} = \frac{M_1 L_2^2 + M_2 L L_2 + J_1}{L(L_1 + L_2)} \\ M_{22} = \frac{M_1 L_1 L_2 + M_2 L L_1 - J_1}{L(L_1 + L_2)} + M \end{cases} \quad (35)$$

### 3 模糊 PID 控制器设计与仿真分析

#### 3.1 模糊 PID 控制器设计

由于控制系统具有强耦合和模型参数不确定性的特点,采用模糊 PID 控制能够提高控制精度和抗干扰能力。

笔者利用 Simulink 建立模糊 PID 控制器,以油缸的理论位移与实际位移的误差量  $e$  和误差变化率  $ec$  为输入,通过模糊控制器输出参数  $\Delta k_p$ 、 $\Delta k_i$ 、 $\Delta k_d$ ,整定 PID 控制中的  $K_p$ 、 $K_i$ 、 $K_D$  参数,从而使得模糊 PID 控制器能够精确地调节阀芯的开度大小。

设定系统误差量  $e$  和误差变化率  $ec$  的基本论域为  $[-1, 1]$ ,模糊输出量  $\Delta k_p$ 、 $\Delta k_i$ 、 $\Delta k_d$  的基本论域为  $[-6, 6]$ ;系统误差量  $e$ 、误差变化率  $ec$  和模糊输出量  $\Delta k_p$ 、 $\Delta k_i$ 、 $\Delta k_d$  离散论域均为  $\{-6, -5, -4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6\}$ ;各变量的模糊子集设为  $\{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB\}$ ,分别对应  $\{$ 负大、负中、负小、零、正小、正中、正大 $\}$ 。

在 MATLAB 的 fuzzy 工具箱中,编辑输入量和输出量均采用三角形隶属度函数;解模糊选取重心法。

模糊控制器参数的在线整定过程,就是找到输入量  $e$ 、 $ec$  和输出量  $\Delta k_p$ 、 $\Delta k_i$ 、 $\Delta k_d$  之间的模糊关系。

根据工程实践经验,可得到如下的模糊控制规则<sup>[13-14]</sup>:

- (1) 当  $|e|$  较大时,为提高系统响应速度,取较大的  $\Delta k_p$ ,取较小的  $\Delta k_i$ 、 $\Delta k_d$ ,防止系统过度超调;
- (2) 当  $|e|$  适中时,为减小系统超调量,取较小的  $\Delta k_p$ ,取适当的  $\Delta k_i$ 、 $\Delta k_d$ ,保障系统的响应速度;
- (3) 当  $|e|$  较小时,为使系统稳定,取较大的  $\Delta k_p$ 、 $\Delta k_i$ ,取适当的  $\Delta k_d$ ,减小系统静差;
- (4) 当  $|ec|$  较大时, $\Delta k_d$  取值应越小,当  $|ec|$  较

小时, $\Delta k_d$  取值应越大,避免系统振荡。

$\Delta k_p$  的模糊规则如表 1 所示。

表 1  $\Delta k_p$  的模糊规则表

$e$	$ec$						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	ZO	ZO
NM	PB	PB	PM	PS	PS	ZO	NS
NS	PM	PM	PM	PS	ZO	NS	NS
ZO	PM	PM	PS	ZO	NS	NM	NM
PS	PS	PS	ZO	NS	NS	NM	NM
PM	PS	ZO	NS	NM	NM	NM	NB
PB	ZO	ZO	NM	NM	NM	NB	NB

$\Delta k_i$  的模糊规则如表 2 所示。

表 2  $\Delta k_i$  的模糊规则表

$e$	$ec$						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	ZO
NM	NB	NB	NM	NS	NS	ZO	ZO
NS	NB	NM	NS	NS	ZO	PS	PS
ZO	NM	NM	NS	ZO	PS	PM	PM
PS	NM	NS	ZO	PS	PS	PM	PB
PM	ZO	ZO	PS	PS	PM	PB	PB
PB	ZO	ZO	PS	PM	PM	PB	PB

$\Delta k_d$  的模糊规则如表 3 所示。

表 3  $\Delta k_d$  的模糊规则表

$e$	$ec$						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PS	NS	NB	NB	NM	NM	PS
NM	PS	NS	NB	NM	NM	NS	PS
NS	ZO	NS	NM	NM	NS	NS	ZO
ZO	ZO	NS	NS	NS	NS	NS	ZO
PS	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO
PM	PB	PS	PS	PS	PS	PS	PB
PB	PB	PM	PM	PM	PS	PS	PB

根据以上模糊规则,笔者在模糊推理系统中,通过模糊语言(If  $e$  is ... and  $ec$  is ..., Then  $\Delta k_p$  is ... and  $\Delta k_i$  is ... and  $\Delta k_d$  is ...)进行模糊规则编辑,共有 49 条模糊语言。

#### 3.2 仿真分析

根据前文送杆过程两缸闭环同步控制系统模型,笔者利用 Simulink 进行仿真分析。

控制系统主要仿真参数如表 4 所示。

在输送杆件过程中,送杆机构要实现两缸多点位精度同步控制,且最小定位位移是 65 mm,最大定位位移是 670 mm。为避免油缸在启动和停止时速度突

变,造成液压冲击,笔者在仿真中采用速度控制信号。

油缸速度控制信号如图 4 所示。

表 4 控制系统主要仿真参数表

参数	数值
杆件质量 $M_1/\text{kg}$	13.82
运送支架质量 $M_2/\text{kg}$	10.89
两缸中心距 $L/\text{m}$	1.845
杆件质心到两缸中心距 $L_1$ 和 $L_2/\text{m}$	0.922 5
杆件转动惯量 $J_1/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3.92
摩擦阻力 $F_1, F_2/\text{N}$	26.2
等效电压力增益 $K_e$	100
比例阀固有频率 $W_e/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	126
比例阀阻尼比 $\xi_e$	0.6
系统压力 $P_s/\text{MPa}$	21
回油压力 $P_0/\text{MPa}$	0
油缸的无杆腔面积 $A_1/\text{m}^2$	$1.962 5 \times 10^{-3}$
油缸的有杆腔面积 $A_2/\text{m}^2$	$9.451 4 \times 10^{-4}$
面积比 $n$	0.481 6
液压油密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	860
阀的流量系数 $C_d$	0.62
阀口面积梯度 $\omega/\text{m}$	0.050 24
油缸内泄露系数 $C_{ip}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$	$8.4e \times 10^{-14}$
油缸外泄露系数 $C_{ep}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$	$1.7e \times 10^{-14}$
等效容积 $V_e/\text{m}^3$	$5.16 \times 10^{-5}$
油液体积弹性模量 $\beta_e/\text{MPa}$	1 600
折算到活塞杆上的总质量 $M/\text{kg}$	17.8
负载粘性阻尼系数 $B_p/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	500
负载弹簧等效刚度 $K_f/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	0
传感器反馈系数 $K_p$	1
PID 控制比例系数 $K_p$	11 000
PID 控制积分系数 $K_i$	10
PID 控制微分系数 $K_d$	100

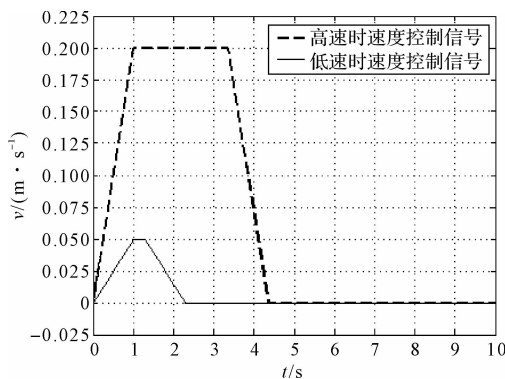


图 4 油缸速度控制信号图

图 4 中,速度信号为先匀加速,再匀速,最后匀减速的过程;且低速为 0.05 m/s,高速为 0.2 m/s。在此基础上,从而可以对不同速度控制下的两缸同步误差

进行对比分析。

低速时两缸同步误差如图 5 所示。

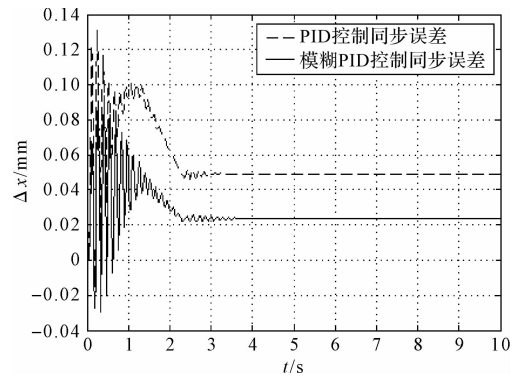


图 5 低速时两缸同步误差图

图 5 中,油缸以 0.05 m/s 低速实现最小位移 65 mm 精确定位时,对比传统 PID 控制器和模糊 PID 控制器的控制效果可见,油缸的速度和位移能够较好地跟踪控制信号;其中,采用传统 PID 时,两缸的最大同步误差有 0.13 mm,稳定时的最终误差有 0.05 mm;而采用模糊 PID 时,两缸的最大同步误差只有 0.09 mm,稳定时的最终误差只有 0.02 mm。

高速时两缸同步误差如图 6 所示。

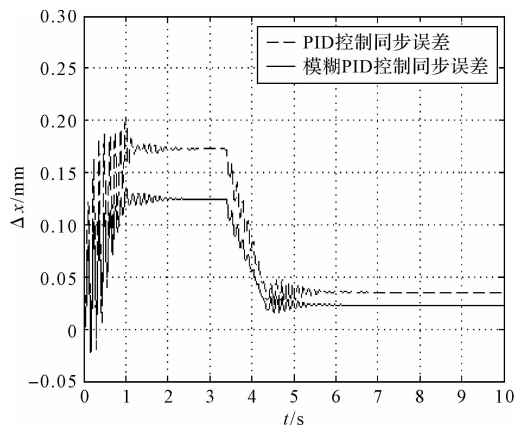


图 6 高速时两缸同步误差图

图 6 中,油缸以 0.2 m/s 高速实现最大位移 670 mm 精确定位时,采用传统 PID 时,两缸的最大同步误差有 0.20 mm,稳定时的最终误差有 0.04 mm;而采用模糊 PID 时,两缸的最大同步误差只有 0.13 mm,稳定时的最终误差只有 0.03 mm。

从图(5,6)可得:在油缸匀加速启动时,采用同等控制方式时,在加速度的影响下,控制系统的同步误差逐渐增大;但在油缸匀减速停止时,系统会加快对同步误差的调节作用。

综上所述,与传统 PID 控制相比较,模糊 PID 控制能够较大地提高系统的控制精度。

## 4 结束语

(1) 以某课题组所设计的钻机用送杆机构为例, 笔者分析了送杆机构因同步误差不能正常工作的原因, 并通过同等方式建立了送杆机构的送杆过程数学模型和两缸闭环同步控制系统模型;

(2) 设计了模糊 PID 控制器, 利用 MATLAB 的 Simulink 模块进行了仿真分析, 并与传统 PID 控制进行了控制效果的对比。对比结果表明: 模糊 PID 控制系统工作稳定、响应速度快、同步精度高, 油缸能够较好跟踪控制速度和位移信号, 低速时最大同步误差只有 0.09 mm, 高速时最大同步误差只有 0.13 mm, 满足送杆机构的同步控制需求;

(3) 采用的模糊 PID 同步控制方法, 不仅适用于两缸同步系统, 而且适用于工程上的多缸同步系统, 其控制系统的控制算法简单、搭建成本低, 具有一定的借鉴价值。

### 参考文献 (References):

- [1] 许 勇. 重载夹持装置液压同步驱动系统的建模及内模控制研究[D]. 长沙: 中南大学机电工程学院, 2009.
- [2] 杨前明, 洪广元, 胡开文, 等. 双马达模糊神经网络速度同步控制实现方法研究[J]. 机电工程, 2017, 34(11): 1229-1234.
- [3] 吴 娜, 袁名伟. 锻造机双缸液压同步控制系统建模及仿真[J]. 锻压技术, 2020(1): 144-150.
- [4] 窦海斌. 两非对称液压缸同步举升系统的自适应跟踪控制[J]. 液压与气动, 2017(12): 82-89.
- [5] DONG Li-jing, ZHU Chao-jin. Distributed control strategy for large-scale hydraulic synchronous lifting systems [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2018, 232(3): 213-222.
- [6] 彭雄斌, 龚国芳, 陈 馈, 等. 管片拼装机提升缸模糊 PID 同步控制[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2014, 48(11): 2002-2008.
- [7] 成思铭, 章 青. 大型结构物模块对接新型装置及多缸同步控制[J]. 中国机械工程, 2018, 29(10): 1214-1219, 1226.
- [8] CHEN Guo-jin, JING Ni, LIU Ting-ting, et al. Research and application for two-cylinder electro-hydraulic servo synchronous control technology [J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2013(344): 139-144.
- [9] 杨文彬, 胡军科, 王子坡. 两级双向液压同步控制系统动态特性仿真[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2014, 48(6): 1107-1113.
- [10] 倪 敬. 电液伺服同步驱动系统控制理论与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [11] 张秀梅. 液压系统建模与仿真[M]. 北京: 清华大学出版社, 2018.
- [12] 陈 佳, 邢继峰, 彭利坤. 基于传递函数的数字液压缸建模与分析[J]. 中国机械工程, 2014, 25(1): 65-70.
- [13] 孙瑞芳, 张晓龙, 谢晓全. 工业机器人非线性 PID 偏差耦合同步控制策略[J]. 轻工机械, 2019, 37(3): 60-64.
- [14] 伞红军, 陈 浩, 陈明方, 等. 基于自适应模糊 PID 的风速控制系统设计[J]. 中山大学学报: 自然科学版, 2019, 58(4): 153-158.

[编辑: 冯黎雅]

### 本文引用格式:

周 围, 李群明, 高志伟, 等. 基于模糊 PID 的送杆机构同步控制建模与仿真研究[J]. 机电工程, 2020, 37(9): 1006 - 1012.

ZHOU Wei, LI Qun-ming, GAO Zhi-wei, et al. Modeling and simulation of synchronous control of rod feeding mechanism based on fuzzy PID[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2020, 37(9): 1006 - 1012.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>