

## 多缸液压机的模糊自整定积分分离 PID 同步控制

吴翠红, 郝 芯

(长春电子科技学院 机电工程学院, 吉林 长春 130012)

**摘要:** 为了减小多缸液压机对给定位移的跟踪误差和液压缸之间的同步误差, 设计了相邻交叉耦合模糊自整定积分分离 PID 同步控制器。以液压阀的阀控电压为控制量, 以活塞杆位移为输出量, 建立了同步控制系统的动力学方程。选择相邻交叉耦合同步控制方案作为基础方案, 将积分分离 PID 控制与模糊理论相结合, 提出了模糊自整定积分分离 PID 控制方法。仿真结果表明: 从超调量、调节时间、同步误差的角度讲, 相邻交叉耦合同步控制的效果优于主从同步方案和同等同步方案, 模糊自整定积分分离 PID 控制优于模糊 PID 控制。经 3000 kN 液压机控制实验验证, 在最大负载为 270.4 kN 的情况下, 液压机压制过程的超调量为 3.2%, 最大同步误差为 0.17 mm, 说明设计的控制器具有较好的同步控制效果。

**关键词:** 多缸液压机; 模糊自整定积分分离 PID 控制; 相邻交叉耦合; 同步控制; 同步误差

**DOI:** 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.03.024

**中图分类号:** TP23

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-3940 (2022) 03-0146-08

## Fuzzy self-tuning integral separation PID synchronous control on multi-cylinder hydraulic press

Wu Cuihong, Hao Xin

(Mechanical and Electrical Engineering College, Changchun College of Electronic Technology, Changchun 130012, China)

**Abstract:** In order to reduce the tracking error of given displacement and the synchronization error between hydraulic cylinders for multi-cylinder hydraulic press, the adjacent cross-coupling fuzzy self-tuning integral separation PID synchronization controller was designed, and the dynamic equation of synchronous control system was established by taking the valve control voltage of hydraulic valve as the control quantity and the displacement of piston rod as the output quantity. Then, the adjacent cross-coupling synchronous control scheme was selected as the basic scheme, and the fuzzy self-tuning integral separation PID control method was proposed by combining the integral separation PID control with fuzzy theory. The simulation results show that the effect of adjacent cross-coupling synchronization control is better than that of the master-slave synchronization scheme and the equal synchronization scheme in terms of overshoot, adjustment time and synchronization error, and the fuzzy self-tuning integral separation PID control is better than the fuzzy PID control. The overshoot is 3.2%, and the maximum synchronization error is 0.17 mm during the pressing process of hydraulic press when the maximum load is 270.4 kN which are verified by control experiment of 3000 kN hydraulic press, indicating that the designed controller has good synchronization control effect.

**Key words:** multi-cylinder hydraulic press; fuzzy self-tuning integral separation PID control; adjacent cross-coupling; synchronization control; synchronization error

随着航空航天、电力、舰船、核工业的快速发展, 大型模锻件对锻压机的功率需求日益增大。通过增加液压缸直径能够提高的输出功率非常有限, 当前多使用多液压缸共同作用的方式来提高输出功率<sup>[1]</sup>。但是, 多个液压缸共同作用必然存在纵向位移不一致和横向翻转等问题, 进而极大地影响产品质量, 因此, 研究巨型液压机的同步控制问题具有重要意义。

巨型液压机的同步控制是指在控制作用下, 多个液压缸能够协调工作, 实现竖直方向的同步移动和水平方向的平稳无转角。从控制思路讲, 同步控制方法集中在 3 个方面: (1) 对经典控制方法进行优化, 包括超前/滞后网络、PID 控制等; (2) 采用新的控制技术, 常用的现代控制策略包括自适应控制<sup>[2]</sup>、模糊控制、神经网络控制<sup>[3]</sup>、鲁棒控制和智能控制<sup>[4]</sup>等; (3) 多种控制策略相组合, 通过控制策略的组合, 实现控制方法的扬长避短、优势互补<sup>[5]</sup>。文献 [6] 为了对双缸四柱液压机进行同步控制, 设计了分数阶 PID 控制器, 经推导此控制器

收稿日期: 2021-01-27; 修订日期: 2021-04-28

基金项目: 吉林省教育厅十三五科学技术项目 (JJKH20200612KJ)

作者简介: 吴翠红 (1976-), 女, 硕士, 副教授

E-mail: wtk180@163.com

可以满足稳定性和鲁棒性的要求,经仿真验证分数阶PID控制器具有较好的抗干扰能力。文献[7]为了提高双液压马达的同步控制精度,将交叉变异操作引入到粒子群算法中,提出了改进粒子群算法,使用改进算法整定PID控制器参数,有效减小了系统的超调量和同步误差。文献[8]根据滑模控制原理,设计了积分滑模控制器来控制活塞杆的位置,实现了活塞杆的精确控制。文献[9]利用变结构思想设计了设计观测器,实现了对未知负载力的重建和补偿,实现了对作用缸位置的高精度调节。单一控制方式一般均存在缺陷,将多种控制方式进行组合,实现控制方法的优势互补,可以进一步提高多缸同步控制的性能,本文以此为思路展开研究。

对于多缸液压机的同步控制问题,本文将模糊理论与积分分离PID控制器结合,提出了模糊自整定积分分离PID控制器,实现了两种控制策略的优势互补,实现了多缸液压机较高精度的快速控制。

## 1 四缸液压机动力学模型

### 1.1 同步系统动力学模型

本文以4个液压缸驱动的液压机为研究对象,示意图如图1所示。图1中,液压缸1~4为对称分布, $F_1 \sim F_4$ 分别为液压缸1~4与负载的相互作用力。 $OXYZ$ 为负载坐标系,坐标原点 $O$ 在负载中心位置, $X$ 轴和 $Y$ 轴在水平面内垂直分布, $Z$ 轴与水平面垂直,正向为竖直向上。根据负载与活塞杆的连接约束,负载在水平面内无法横向移动,因此,只存在竖向位移和水平面的转动,共3个自由度。 $\theta_x$ 为负载沿 $X$ 轴正向的转动角, $\theta_y$ 为负载沿 $Y$ 轴正向的转动角。

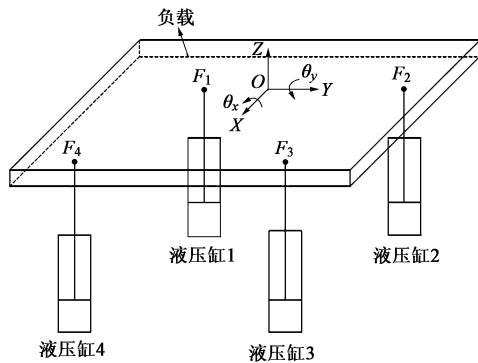


图1 4缸驱动液压机

Fig. 1 Hydraulic press driven with four cylinders

当负载不完全水平时,也即具有一定的倾斜角度时,负载必然受到液压杆水平方向的作用力,将

活塞杆 $i$ 与负载沿 $X$ 轴方向的水平作用力分量记为 $f_{xi}$ ,将活塞杆 $i$  ( $i=1, 2, 3, 4$ )与负载沿 $Y$ 轴方向的水平作用力分量记为 $f_{yi}$ 。另外,将活塞杆 $i$ 沿 $Z$ 轴正向位移记为 $z_i$ ,负载质心沿 $Z$ 轴正向位移记为 $z_c$ ,则得到负载在3个自由度上的动力学方程为:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^4 F_i - \sum_{i=1}^4 f_{xi} \sin \theta_x - \sum_{i=1}^4 f_{yi} \sin \theta_y - mg = m \ddot{z}_c \\ \sum_{i=1}^4 (F_i - f_{xi}) (-1)^{\sigma_{xi}} l_{xi} = J_x \ddot{\theta}_x \\ \sum_{i=1}^4 (F_i - f_{yi}) (-1)^{\sigma_{yi}} l_{yi} = J_y \ddot{\theta}_y \end{cases} \quad (1)$$

式中: $m$ 为负载质量; $g$ 为重力加速度; $l_{xi}$ 为活塞杆 $i$ 在 $X$ 轴上的力臂; $l_{yi}$ 为活塞杆 $i$ 在 $Y$ 轴上的力臂; $\sigma_{xi}$ 为 $X$ 轴方向水平力 $f_{xi}$ 的符号因子,当 $f_{xi}$ 作用在 $Y$ 轴负向上时 $\sigma_{xi}$ 取为1,当 $f_{xi}$ 作用在 $Y$ 轴正向上时 $\sigma_{xi}$ 取为2; $\sigma_{yi}$ 为 $Y$ 轴方向水平力 $f_{yi}$ 的符号因子,当 $f_{yi}$ 作用在 $X$ 轴负向上时 $\sigma_{yi}$ 取为2,当 $f_{xi}$ 作用在 $X$ 轴正向上时 $\sigma_{yi}$ 取为1; $J_x$ 为负载沿 $X$ 轴的转动惯量; $J_y$ 为负载沿 $Y$ 轴的转动惯量。

### 1.2 液压缸动力学状态空间模型

在同步控制系统作用下,转动角 $\theta_x$ 、 $\theta_y$ 为较小值,此时 $\sin \theta_x \approx \theta_x$ 、 $\sin \theta_y \approx \theta_y$ ,则各活塞杆位移 $z_i$ 与负载质心位移 $z_c$ 的换算关系为:

$$z_i = z_c + (-1)^{\sigma_{xi}} l_{xi} \theta_x + (-1)^{\sigma_{yi}} l_{yi} \theta_y \quad (2)$$

以活塞杆 $i$ 为研究对象,根据牛顿第二定律,得到其动力学方程为:

$$p_{i1} A_{i1} - p_{i2} A_{i2} - F_i - m_i g - B_{pi} \dot{z}_i = m_i \ddot{z}_i \quad (3)$$

式中: $p_{i1}$ 为液压缸 $i$ 的无杆腔液压; $A_{i1}$ 为液压缸 $i$ 的无杆腔面积; $p_{i2}$ 为液压缸 $i$ 的有杆腔液压; $A_{i2}$ 为液压缸 $i$ 的有杆腔面积; $m_i$ 为活塞杆 $i$ 的质量; $B_{pi}$ 为液压缸 $i$ 的阻尼系数。

本文所用液压缸为非对称阀控液压缸,如图2所示,其中, $p_1$ 和 $p_2$ 分别为液压缸的无杆腔和有杆腔液压, $A_1$ 和 $A_2$ 分别为无杆腔和有杆腔面积, $m_i$

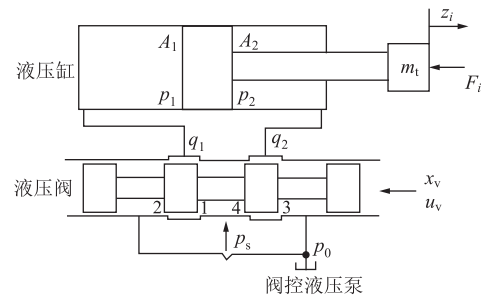


图2 非对称阀控液压缸

Fig. 2 Hydraulic cylinder controlled by asymmetric valve

为负载与活塞杆的等效质量,  $q_1$  和  $q_2$  分别为无杆腔和有杆腔流量,  $x_v$  为液压阀位移,  $u_v$  为阀控电压, 用于控制位移  $x_v$  的大小,  $p_s$  为进油腔压强,  $p_0$  为液压泵压强。图 2 中箭头方向表示相应矢量的作用方向。

$$z_i(s) = \frac{\frac{K_q}{A_1} u_v(s) - \frac{K_{ce}}{A_1^2} \left( 1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s \right) F_i(s)}{\frac{m_t V_t}{4\beta_e A_1^2} s^3 + \left( \frac{m_t K_{ce}}{A_1^2} + \frac{B_p V_t}{4\beta_e A_1^2} \right) s^2 + \left( 1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_1^2} + \frac{K V_t}{4\beta_e A_1^2} \right) s + \frac{K K_{ce}}{A_1^2}} \quad (4)$$

式中:  $K_q$  为液压阀的流量增益;  $K_{ce}$  为液压阀的流量-压力增益;  $V_t$  为无杆腔的体积;  $\beta_e$  为液压油的弹性模量;  $B_p$  为液压缸的阻尼系数;  $K$  为负载的弹性刚度;  $s$  为拉氏变换因子;  $z_i(s)$  为活塞杆的位移  $z_i$  的拉氏变换;  $u_v(s)$  为阀控电压  $u_v$  的拉氏变换;  $F_i(s)$  为液压缸作用力  $F_i$  的拉氏变换。

对于图 2 所示的阀控液压缸系统, 将活塞杆  $i$  的期望位移记为  $z^*$ , 则活塞杆  $i$  的跟踪误差  $e_i$  为  $e_i = z_i - z^*$ 。以跟踪误差为基础, 确定 3 个液压缸的系统状态量  $\mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3) = (e_i, \dot{e}_i, \ddot{e}_i)$ , 输出量为活塞杆位移  $z_i$ , 则阀控液压缸的状态空间方程和输出方程为:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u_v + \mathbf{E}d \\ z_i = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}z^* \end{cases} \quad (5)$$

式中:  $\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -a_0 & -a_1 & -a_2 \end{bmatrix}$ , 为系统矩阵,  $a_0 =$

$$\frac{4KK_{ce}\beta_e}{m_t V_t}, a_1 = \frac{4\beta_e A_1^2 + 4B_p K_{ce}\beta_e}{m_t V_t}, a_2 = \frac{4K_{ce}\beta_e}{V_t} + \frac{B_p}{m_t}; \mathbf{B} = \left[ 0, 0, \frac{K_q \beta_e A_1}{m_t V_t} \right]^T, \text{ 为控制矩阵; } \mathbf{E} = [0, 0, 1]^T,$$

为扰动矩阵;  $d = \frac{d^3 z^*}{dt^3} + \frac{d^2 z^*}{dt^2} + \frac{dz^*}{dt} + \frac{4\beta_e K_{ce}}{m_t V_t} F_L + \frac{\dot{F}_L}{m_t}$ , 为广义扰动量;  $t$  为时间;  $F_L$  为扰动力;  $\mathbf{C} = [1, 0, 0]^T$ , 为输出矩阵;  $\mathbf{D} = [1, 0, 0]^T$ , 为期望矩阵。

## 2 同步控制器设计

### 2.1 相邻交叉耦合方案

对于多缸液压机的同步控制器, 不仅要设计单缸的位移跟踪控制器, 还要设计不同缸的同步误差控制器, 本文使用相邻交叉耦合的同步控制方案<sup>[11]</sup>, 如图 3 所示。

图 3 中,  $u_{g1} \sim u_{g4}$  分别为跟踪控制器 1~4 的控制律,  $u_{t1} \sim u_{t4}$  分别为同步控制器 1~4 的控制律,

对图 2 所示的阀控液压缸系统, 以阀控电压  $u_v$  为控制量, 以活塞杆的位移  $z_i$  为输出量, 依据液压阀的流量方程、液压缸的流量方程及动力学方程, 可以得到液压缸输入、输出的传递函数为<sup>[10]</sup>:

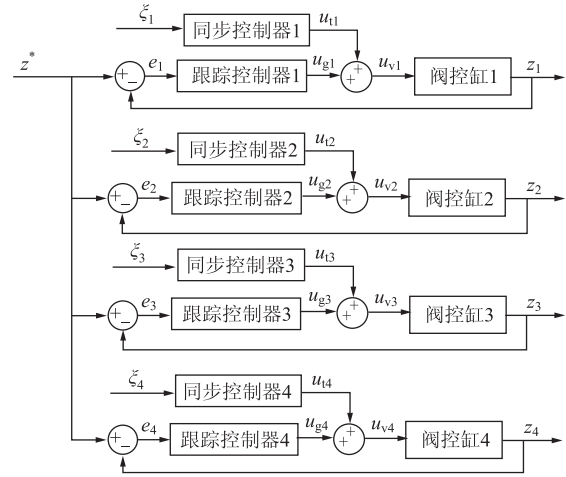


图 3 相邻交叉耦合控制方案

Fig. 3 Adjacent cross coupling control scheme

$u_{v1} \sim u_{v4}$  分别为液压缸 1~4 的控制律,  $e_i$  ( $i=1, 2, 3, 4$ ) 为活塞杆  $i$  的跟踪误差,  $\xi_i$  ( $i=1, 2, 3, 4$ ) 为相邻活塞杆的同步误差, 其定义为:

$$\begin{cases} \xi_1 = z_1 - z_2 = e_1 - e_2 \\ \xi_2 = z_2 - z_3 = e_2 - e_3 \\ \xi_3 = z_3 - z_4 = e_3 - e_4 \\ \xi_4 = z_4 - z_1 = e_4 - e_1 \end{cases} \quad (6)$$

分析跟踪误差  $e_i$  和同步误差  $\xi_i$  的定义方式可知, 在相邻交叉耦合控制方案的作用下, 不仅可以减小各液压缸的跟踪误差, 而且可以减小液压缸间的同步误差。

### 2.2 模糊自整定积分分离 PID 控制器

图 3 中的同步控制器和跟踪控制器均使用模糊自整定积分分离控制器进行设计。模糊自整定积分分离控制器的设计方案如图 4 所示, 其中  $e$  为位移控制误差。控制器的设计思想为: PID 控制器是整个控制器的核心, 对积分作用进行限定, 设计为积分分离 PID 控制器, 控制器的参数  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$  使用模糊理论进行整定。

图 4 中的积分分离控制器, 是指当出现比较大的跟踪偏差或同步偏差时, 将积分作用取消, 可以

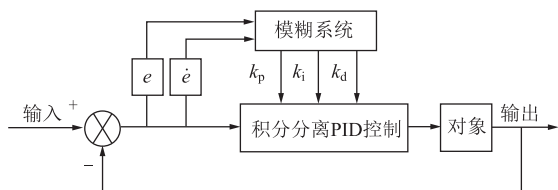


图4 模糊整定积分分离PID控制器

Fig. 4 Fuzzy tuning integral separated PID controller

避免因累加造成的控制律饱和问题；当跟踪偏差或同步偏差减小到某一阈值时，引入积分作用以消除静差。积分分离PID控制器的表达式为：

$$u_v = k_p e(t) + \beta k_i \sum_{j=0}^t e(j) + k_d [e(t) - e(t-1)] \quad (7)$$

式中：\$u\_v\$ 为阀控电压；\$k\_p\$ 为比例参数；\$k\_i\$ 为积分参数；\$k\_d\$ 为差分参数；\$j\$ 为时间标记量；\$e(t)\$ 为 \$t\$ 时刻误差；\$e(t-1)\$ 为 \$t-1\$ 时刻误差；\$e(j)\$ 为 \$j\$ 时刻误差；\$\beta\$ 为积分开关参数，其值根据积分分离阈值 \$\varepsilon\$ 确定，即：

$$\beta = \begin{cases} 1, & e(t) \leq \varepsilon \\ 0, & e(t) > \varepsilon \end{cases} \quad (8)$$

其中，积分分离阈值 \$\varepsilon\$ 设置为最大允许误差的 \$2/3\$。

## 2.3 参数的模糊整定方法

参数的模糊整定主要包括 3 个步骤，分别为：参数的模糊化、模糊规则及推理机、输出参数的解模糊化<sup>[12]</sup>。

### 2.3.1 参数的模糊化

需要模糊化的参数包括跟踪误差 \$e\_i\$ 及其单位时间变化量 \$ec\_i\$、同步误差 \$\xi\_i\$ 及其单位时间变化量 \$\xi\_{ci}\$、比例参数 \$k\_p\$、积分参数 \$k\_i\$、差分参数 \$k\_d\$ 等。以跟踪误差 \$e\_i\$ 为例，对参数的模糊化方法进行介绍。将跟踪误差 \$e\_i\$ 的变化范围记为 \$[e\_{imin}, e\_{imax}]\$，此即为跟踪误差的基本论域，将模糊论域设置为负大 (NB)、负中 (NM)、负小 (NS)、零 (ZO)、正小 (PS)、正中 (PM)、正大 (PB) 共 7 级。隶属度函数使用三角隶属度函数，如图 5 所示。

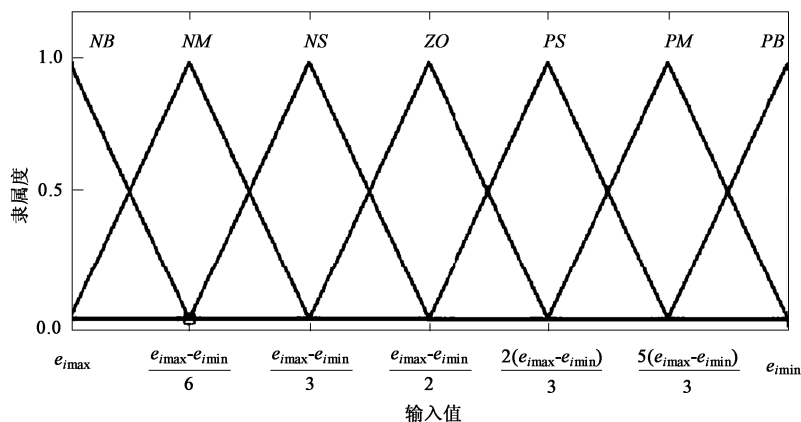


图5 三角隶属度函数

Fig. 5 Triangular membership function

### 2.3.2 模糊规则制定

根据 PID 控制器中比例环节、积分环节和微分环节的控制效果，在前人控制经验的基础上制定 3 条模糊规则。

(1) 比例参数设定思路为：比例环节依据误差大小呈比例变化，比例参数主要影响响应速度和静态误差，但是无法完全消除静态误差。当跟踪误差较大且变化率在相同方向较大时，需要使用极性相反的较大比例参数进行纠正，当误差和误差变化率的极性不一致时，可以适当选择较小的比例参数。

(2) 积分参数设定思路为：积分环节主要用于完全消除静态误差，而积分参数的大小除了参考当前误差，还要参考误差变化率，当两者的极性不一致

时，说明系统具有消除误差的能力，可以设置较小的积分参数，而当误差与误差变化率极性一致时，说明系统向更差的方向演变，此时应设置较大的积分参数。

(3) 差分参数设定思路为：差分环节在连续控制器中也被称为微分环节，其作用是对误差的变化趋势进行预先控制，误差变化率越大则差分参数设置越大，误差变化率越小则差分参数设置越小。

按照以上 3 点模糊规则，制定 PID 参数 \$k\_p\$、\$k\_i\$、\$k\_d\$ 的模糊规则表，分别如表 1、表 2 和表 3 所示，其中，\$e\$ 和 \$ec\$ 分别为 \$e\_i\$ 和 \$ec\_i\$ 的统称。

### 2.3.3 解模糊化

由模糊规则得到的 PID 参数需要经过解模糊化，才能够应用于 PID 控制。解模糊化方法包括最

表 1 参数  $k_p$  的模糊规则  
Table 1 Fuzzy rules of parameter  $k_p$

$e$	$ec$						
	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

表 2 参数  $k_i$  的模糊规则  
Table 2 Fuzzy rules of parameter  $k_i$

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

表 3 参数  $k_d$  的模糊规则  
Table 3 Fuzzy rules of parameter  $k_d$

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

大隶属度法、重心法和加权平均法等,其中重心法能够在保证精度的前提下使输出更加平滑,因此,本文使用重心法对参数解模糊化,即:

$$v_0 = \frac{\sum_{\tau=1}^n v_{\tau} \mu(v_{\tau})}{\sum_{\tau=1}^n \mu(v_{\tau})} \quad (9)$$

式中:  $v_0$  为解模糊化后的参数值;  $v_{\tau}$  为解模糊化前

的参数值;  $\tau$  为模糊规则编号,  $\tau = 1, 2, 3, \dots, n$ ;  $\mu(v_{\tau})$  为  $v_{\tau}$  的隶属度。

## 2.4 阀控电压控制律

阀控电压的构造方法以液压缸 1 为例进行说明,依据 2.3 节的模糊系统可以整定出 PID 的控制参数  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$ 。则液压缸 1 的跟踪控制律和同步控制律分别为:

$$u_{g1}(t) = k_{gp}e(t) + \beta_g k_{gi} \sum_{j=0}^t e(j) + k_{gd}[e(t) - e(t-1)] \quad (10)$$

$$u_{i1}(t) = k_{ip}e(t) + \beta_i k_{ii} \sum_{j=0}^t e(j) + k_{id}[e(t) - e(t-1)] \quad (11)$$

式中:  $k_{gp}$ 、 $k_{gi}$ 、 $k_{gd}$  分别为跟踪控制器 1 的比例参数、积分参数和差分参数;  $\beta_g$  为跟踪控制器 1 的积分开关参数;  $k_{ip}$ 、 $k_{ii}$ 、 $k_{id}$  分别为同步控制器 1 的比例参数、积分参数和差分参数;  $\beta_i$  为同步控制器 1 的积分开关参数。

则液压缸 1 的阀控电压  $u_{v1}$  为:

$$u_{v1} = u_{g1} + u_{i1} \quad (12)$$

液压缸 2、液压缸 3、液压缸 4 的阀控电压构造方法与液压缸 1 完全一致,这里不再赘述。

## 3 仿真与实验验证

对相邻交叉耦合模糊自整定积分分离 PID 控制器的控制效果进行验证,首先,使用仿真手段进行验证,而后,通过 3000 kN 液压机进行实验验证。

### 3.1 仿真 1: 同步方案的对比验证

AMESim 是常用的液压仿真软件,可以用于液压元件和液压系统的仿真,且 AMESim 软件具有较高的开放性,可以与其他软件联合使用。Simulink 是 Matlab 中的可视化仿真工具,具有强大的数据处理能力。本文使用 AMESim 和 Simulink 进行联合仿真,可以充分发挥两个软件的优势。

同步控制方案包括主从同步控制、等同步控制、相邻交叉耦合同步控制等,本文使用这 3 种同步控制方案分别与模糊自整定积分分离 PID 控制器结合,对比 3 种同步控制方案的效果。设置液压缸的负载均为 270.4 kN,期望的阶跃响应为 50 mm,则 3 种控制方案的效果如图 6 所示。

为了对 3 种同步控制方案的控制效果进行比较,统计 3 种控制方案的超调量、调节时间和最大同步误差,结果如表 4 所示。

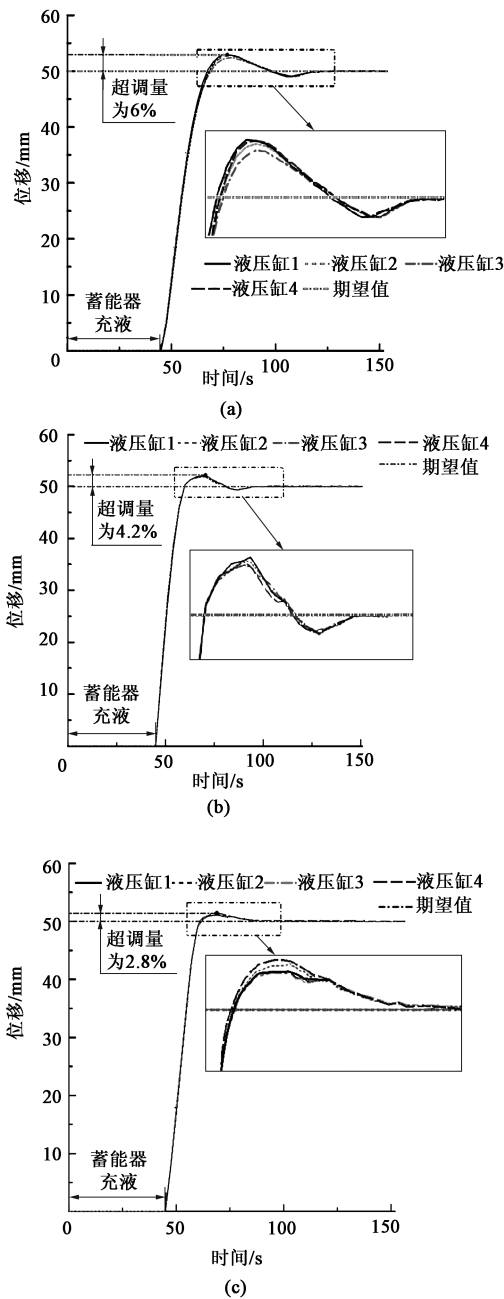


图 6 3 种同步控制方案的控制效果  
(a) 主从同步控制 (b) 同等同步控制  
(c) 相邻交叉耦合同步控制

Fig. 6 Control effects for three kinds of synchronization control schemes

- (a) Master-slave synchronization control
- (b) Equal synchronization control
- (c) Adjacent cross coupling synchronization control

结合图 6 和表 4 可知，从超调量、调节时间和最大同步误差等参数的角度讲，相邻交叉耦合同步控制的控制效果最好。这是因为：在主从同步控制中，设定了一个主控制器，其余控制器以主控制器的输出为跟踪目标，这样必然导致控制的“延后性”，控制的实时性难以保证。在同等同步控制中，

表 4 3 种同步控制方案的控制效果参数

Table 4 Control effect parameters for three kinds of synchronization control schemes

控制方案	超调量/%	调节时间/s	最大同步误差/mm
主从同步控制	6.0	74.0	0.26
同等同步控制	4.2	63.0	0.15
相邻交叉耦合同步控制	2.8	52.5	0.12

所有控制器跟踪同一设定目标，但是缺少不同液压缸之间的同步控制器。而相邻交叉耦合同步控制既设计了对给定目标的跟踪控制器，同时又设计了不同液压缸间同步误差的控制器，因此，主从同步控制和同等同步控制这两种方案的控制效果均差于相邻交叉耦合同步控制。本文使用相邻交叉耦合同步控制方案对重型液压机进行同步控制。

3.2 仿真 2：控制器的对比验证

本文使用模糊自整定积分分离 PID 控制器设计了同步控制器和跟踪控制器，下面将模糊自整定和模糊 PID 控制进行比较，模糊自整定积分分离 PID 的控制效果在图 6c 中已经给出，模糊 PID 控制效果如图 7 所示。

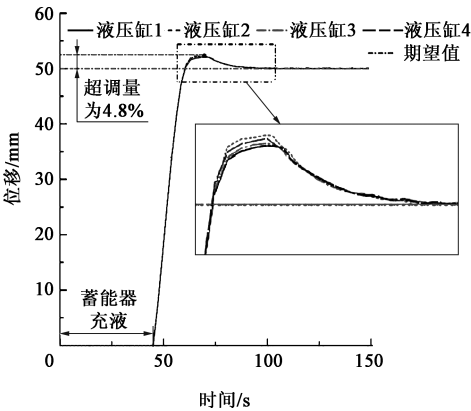


图 7 模糊 PID 控制效果

Fig. 7 Control effect of fuzzy PID

模糊 PID 控制器与模糊自整定积分分离 PID 控制器在控制过程中的同步误差的变化情况如图 8 所示。统计模糊 PID 控制与模糊自整定积分分离 PID 控制的超调量、调节时间和最大同步误差，结果如表 5 所示。

结合图 8 和表 5 可知，使用模糊自整定积分分离 PID 控制，多缸液压机的最大超调量、调节时间和最大同步误差均远远小于模糊 PID 控制器。这是因为：模糊自整定积分分离 PID 控制器中融入了积分



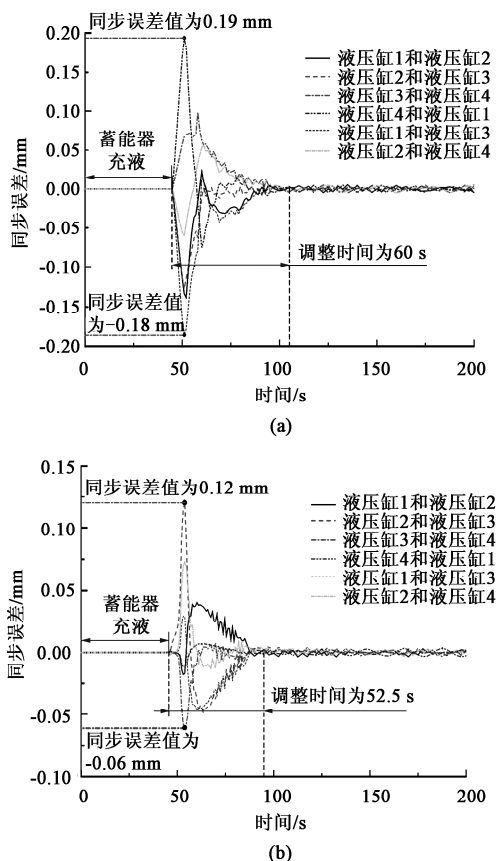


图 8 两种控制器的同步误差变化过程

(a) 模糊 PID 控制器 (b) 模糊自整定积分分离 PID 控制器

Fig. 8 Change processes of synchronization errors for two controllers

(a) Fuzzy PID controller (b) Fuzzy self-tuning integral separation PID controller

表 5 不同控制器的控制效果参数

Table 5 Control effect parameters of different controllers

控制器	参数		
	超调量/%	调节时间/s	最大同步误差/mm
模糊 PID	4.8	60.0	0.19
模糊自整定积分分离 PID	2.8	52.5	0.12

分离策略,此策略可以在误差较大时关闭积分环节,防止控制量出现饱和,影响控制的稳定性和控制效果,因此,其控制效果好于模糊 PID 控制。

### 3.3 实验验证

使用 3000 kN 的液压机对本文提出的同步控制策略进行验证,液压机实物如图 9 所示。图 9 中圆圈标识位置各具有 2 个液压缸,为四缸驱动的液压机。

此液压机以工控机为上位机,可以实现人机交



图 9 液压机实物图

Fig. 9 Physical diagram of hydraulic press

互,以 PLC 为下位机,实现对设备的实时控制,将本文设计的控制器由工控机编程即可实现控制。液压缸活塞杆的位移使用 QH-200 光栅尺测量,传感器的测量精度为 0.002 mm,单个光栅尺的最大测量范围为 3 m,经过接长可实现 30 m 范围内的测量。根据实验精度需要,本文将测量位移保留至 0.01 mm 的数量级。为了得到位移同步误差,同时考虑安装方便的问题,将光栅尺安装基面设置为与 4 个活塞杆平行(即沿活塞杆安装),光栅尺的主尺与工作台固连,随着工作台移动而移动。安装时除了光栅尺本身的注意事项外,还需注意 4 个光栅尺安装高度的同步问题。

实验设计为:在 4 个液压缸正下方放置蝶形弹簧,单个蝶形弹簧的压制行程为 1.65 mm,每个位置放置 6 个串联而成的弹簧,则压制过程为 9.9 mm,每个弹簧的最大变形阻力为 67.6 kN,则 4 个位置并联的弹簧的最大变形阻力为 270.4 kN。压制过程为 3 s,则控制过程中各液压缸位移及同步误差如图 10 所示。

由图 10 可知,在最大负载为 270.4 kN 的情况下,液压机的压制过程的超调量为 3.2%,最大同步误差为 0.17 mm,压制过程结束后,液压缸的位移在 0 附近做极小范围的波动。以上控制结果表明,本文提出的相邻交叉耦合模糊自整定积分分离 PID 控制器具有较好的同步控制效果,可以作为一种同步控制的备选方案。

## 4 结论

(1) 从超调量、调节时间、同步误差的角度

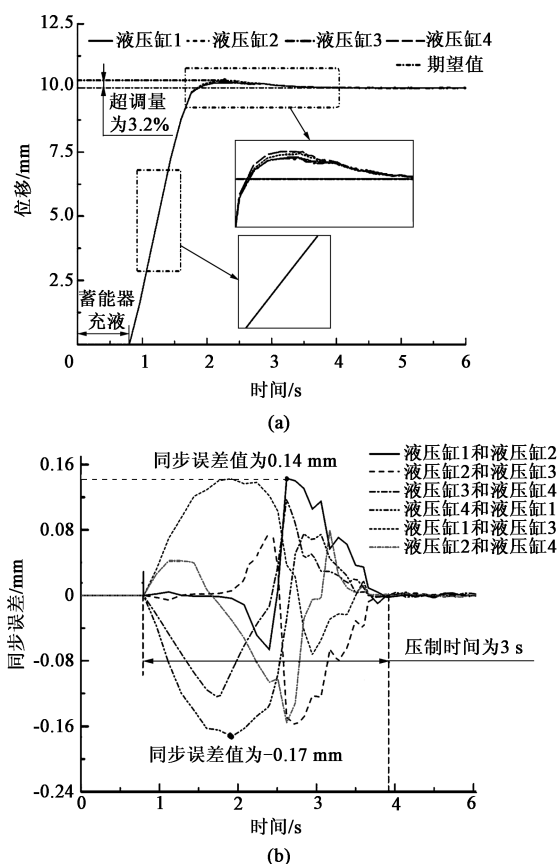


图10 实验液压机控制结果

(a) 各液压缸位移 (b) 同步误差变化过程

Fig. 10 Control effect of experimental hydraulic press

(a) Displacements of various hydraulic cylinders

(b) Change processes of synchronization error

讲,模糊自整定积分分离PID控制的效果优于模糊PID控制。

(2) 在同步控制方案中,相邻交叉耦合同步控制的最大同步误差小于主从同步控制方案和同同步控制方案。

(3) 经实验验证,模糊自整定积分分离PID控制可以应用于液压机的实际控制。

#### 参考文献:

- [1] 陶翠霞,赵鹏,孙波.多缸液压机的滑模变结构智能同步控制[J].锻压技术,2021,46(6):142-149.  
Tao C X, Zhao P, Sun B. Intelligence synchronous control on sliding mode variable structure for multi-cylinder hydraulic press[J]. Forging & Stamping Technology, 2021, 46(6): 142-149.
- [2] 刘胜,郭晓杰,张兰勇.六相永磁同步电机鲁棒自适应反步滑模容错控制[J].电机与控制学报,2020,24(5):68-78,88.  
Liu S, Guo X J, Zhang L Y. Robust adaptive backstepping sliding

mode control for six-phase PMSM system with open phases[J]. Electric Machines and Control, 2020, 24(5): 68-78, 88.

- [3] 孙宵.双液压缸力同步控制及控制策略研究[D].哈尔滨:哈尔滨理工大学,2020.  
Sun X. Research on Force Synchronization Control and Control Strategy of Double Hydraulic Cylinder[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2020.
- [4] 刘佑民,王磊,李博.一种大负载双缸举升智能同步控制系统[J].航天控制,2020,38(1):17-22.  
Liu Y M, Wang L, Li B. An intelligent synchronization control for double-cylinder lifting system with large load[J]. Aerospace Control, 2020, 38(1): 17-22.
- [5] 李胜永.锻造液压机双缸同步控制系统研究[J].液压与气动,2020,(7):99-105.  
Li S Y. Research on the synchronous control system of two cylinders for forging hydraulic press[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020, (7): 99-105.
- [6] 李洪龙,逢波.双缸四柱液压机同步控制系统的研究[J].机床与液压,2019,47(2):82-85,91.  
LI H L, Pang B. Research on synchronization control system of double hydraulic cylinder four-column hydraulic press[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2019, 47(2): 82-85, 91.
- [7] 谭顿,陶建峰,王旭永.基于改进粒子群算法的双液压马达同步控制策略[J].机械工程学报,2020,56(16):254-261.  
Tan D, Tao J F, Wang X Y. Synchronous control strategy of double hydraulic motors based on improved particle swarm optimization[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(16): 254-261.
- [8] Emna Kolsi Gdoura, Moez Feki, Nabil Derbel. Sliding mode control of a hydraulic servo system position using adaptive sliding surface and adaptive gain[J]. International Journal of Modelling, Identification and Control, 2015, 3(23): 248-259.
- [9] Koch S, Reichhartinger M. Observer-based sliding mode control of hydraulic cylinders in the presence of unknown load forces[J]. E&I Elektrotechnik Und Informationstechnik, 2016: 1-8.
- [10] 杨彦琳.电液比例阀控四缸同步的控制算法研究[D].兰州:兰州理工大学,2019.  
Yang Y L. Research on Control Algorithm of Electro-hydraulic Proportional Valve Control Four-cylinder Synchronization[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2019.
- [11] 陈银环.基于相邻交叉耦合的凹版印刷机多轴同步控制[J].包装工程,2018,39(11):226-230.  
Chen Y H. Multi-axis synchronous control of gravure press based on adjacent cross coupling[J]. Packaging Engineering, 2018, 39(11): 226-230.
- [12] 王超,孙文旭,马晓静,等.基于模糊控制的HVPE生长设备温度控制系统[J].工程设计学报,2020,27(6):765-770.  
Wang C, Sun W X, Ma X J, et al. Temperature control system of HVPE growth equipment based on fuzzy control[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2020, 27(6): 765-770.