

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.09.013

# 剪叉式升降平台起升速度液压控制系统设计与仿真分析\*

赵鑫,纪爱敏\*,邓铭,张磊  
(河海大学机电学院,江苏常州213022)

**摘要:**剪叉式升降平台的工作平台起升阶段速度变化率大、缓冲时间长、运动不稳定,针对这些问题,对其工作平台的速度控制系统进行了研究。首先,用速度瞬心法建立了工作平台的起升速度函数,通过分析得到了工作平台运动不稳定的原因;然后,根据剪叉式升降平台的工作原理设计了一套液压控制系统,并建立了其相对应的速度控制系统的数学模型;最后,利用 Simulink 对工作平台的速度控制模型进行了仿真实验,并将其对传统 PID 控制和模糊 PID 控制下的系统性能分别进行了对比分析。研究结果表明:在系统性能方面,与传统 PID 控制相比,模糊 PID 控制对阶跃信号的调节时间明显缩短;且在 0.5 s 处工作平台的速度即达到稳定,无超调现象出现,同时也消除了系统起升阶段的振动,能够将工作平台速度快速稳定在期望的速度,具有比传统 PID 更好的控制性能和运动稳定性。

**关键词:**剪叉式升降平台;速度控制系统;模糊 PID;运动稳定性

中图分类号:TH211.6;TH137

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2021)09-1174-06

## Design and simulation analysis of hydraulic control system for lifting speed of scissor lifting platform

ZHAO Xin, JI Ai-min, DENG Ming, ZHANG Lei

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Hohai University, Changzhou 213022, China)

**Abstract:** Aiming at the problems of large speed change rate, long buffer time and unstable movement of the working platform of scissor lifting platform, the speed control system of the working platform was investigated. Firstly, the lifting speed function of the working platform was established by the method of instantaneous center of speed, and the reason of unstable movement of the working platform was obtained through analysis. Then, according to the working principle of scissor lifting platform, a hydraulic control system was designed and the corresponding mathematical model of speed control system was established. Finally, the simulation experiment of the speed control model of the working platform was carried out by using Simulink, and the system performance under traditional PID control and fuzzy PID control were analyzed and compared. The results indicate that comparing with the traditional PID control, the adjusting time of fuzzy PID control to step signal is significantly shortened, the speed of the working platform is stabilized at 0.5 seconds without overshoot phenomenon, and the vibration of the system in the lifting stage is eliminated, which can quickly stabilize the speed of the working platform at a desired speed, and has better control performance and motion stability than traditional PID control.

**Key words:** scissor lifting platform; speed control system; fuzzy PID; motion stability

## 0 引言

剪叉式升降平台通过剪叉臂的伸缩来垂直升降工作台,并运输工作人员或货物,保持至指定高度,是一

种用途十分广泛的专业起升装备<sup>[1]</sup>。在液压驱动下,增强液压系统的响应速度和工作平台的工作平稳性,对提高升降平台的工作效率和保障操作者的人身安全都至关重要。

收稿日期:2021-01-15

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51805144,51175146);常州市高空作业装备与智能技术重点实验室开放基金资助项目(CLA1201805)

作者简介:赵鑫(1997-),男,山东临沂人,硕士研究生,主要从事机械优化设计与液压控制方面的研究。E-mail:290427998@qq.com

通信联系人:纪爱敏,男,教授,博士生导师。E-mail:jam@ustc.edu

为了提高剪叉式升降平台的运动稳定性,国内外学者从不同角度对此进行了研究。MD T I 等人<sup>[2]</sup>用键合图法对剪叉机构进行了研究,并借助仿真软件对其进行了求解,得出了剪叉式升降平台的工作平台的动态特性。付昱<sup>[3]</sup>建立了双液压缸驱动的剪叉式高空作业平台的数学模型,并借助 ADAMS 软件,以工作平台的运动稳定性为目标,对模型进行了相应的仿真分析。刘志等人<sup>[4]</sup>对升降平台的液压系统进行了研究,借助 AMESim 软件建立了六级剪叉机构的上车液压系统,对在液压管路中配置节流阀、蓄能器以及调速电机的方式进行了比较,分析了相应方案工作平台的速度变化。

在电液控制系统方面,SAMAKWONG T 等人<sup>[5]</sup>设计了具有高速收敛速度的电液伺服系统 PID 控制器。LI-EM D T 等人<sup>[6]</sup>设计了具有前馈网络的模糊电液控制器。

上述研究虽然都从不同方面改善了剪叉式升降平台的运动稳定性,但都存在控制算法较为复杂,使得系统设计难度加大等等的问题。

本文将剪叉式升降平台的液压控制系统作为研究对象,采用模糊 PID 控制技术对控制器参数进行实时调整,简化算法,解决工作平台起升阶段的运动不稳定现象,提高系统的控制性能。

## 1 工作平台起升速度函数求解

本研究采用速度瞬心法建立剪叉机构工作平台的速度函数<sup>[7]</sup>,剪叉式升降平台的剪叉臂速度瞬心图如图 1 所示。

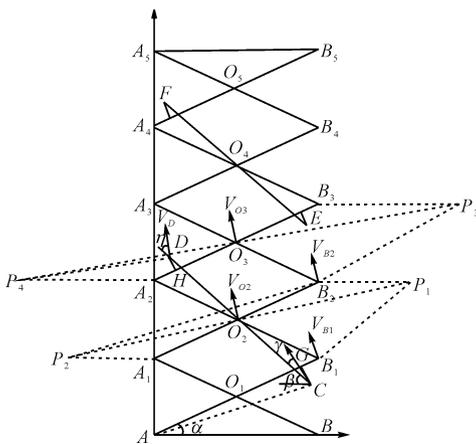


图 1 速度瞬心图

$E, F$  和  $C, D$ —上、下液压缸的安装铰点;以  $O_1 \sim O_5$  为中心的相交线段—五层剪叉臂; $A_5B_5$ —工作平台; $P_1 \sim P_4$ —剪叉臂  $A_2B_1, A_1B_2, A_3B_2, A_2B_3$  的瞬心

设剪叉臂的转动角速度为  $\omega$ , 则:

$$V_{A_5} = 5\omega L \cos\alpha \quad (1)$$

点  $D$  为剪叉臂  $A_2B_3$  上的铰点,点  $C$  为剪叉臂  $AB_1$

的铰点,所以有:

$$V_D = |P_4D| \omega \quad (2)$$

$$V_C = |AC| \omega \quad (3)$$

由式(1,2)可得:

$$V_D = \frac{|P_4D|}{5L \cos\alpha} \times V_{A_5} \quad (4)$$

由式(1,3)可得:

$$V_C = \frac{|AC|}{5L \cos\alpha} \times V_{A_5} \quad (5)$$

设活塞运动速度为  $V$ ,  $V$  为活塞杆和液压缸安装铰点  $C, D$  之间的相对速度,  $V$  的表达式如下:

$$V = V_D \cos\eta - V_C \cos\gamma \quad (6)$$

把式(4,5)代入式(6)中,经过变换得到:

$$V_{A_5} = \frac{V \times 5L \times \cos\alpha}{|P_4D| \cos\eta - |AC| \cos\gamma} \quad (7)$$

由图 1 中的几何关系,最终可以得到工作平台速度  $V_{A_5}$  为:

$$V_{A_5} = \frac{5V \cos\alpha \sqrt{(L_1 + L_2)^2 + 4L^2 \sin^2\alpha - 4L(a+b)\sin^2\alpha + 2L(L_1 + L_2)\sin(2\alpha) + (a+b)^2}}{2\cos(2\alpha)(L_1 + L_2) + 2\sin(2\alpha)[L - (a+b)]} \quad (8)$$

则:

$$V_{A_5} = V \cdot f(\alpha) \quad (9)$$

式中: $L$ —每根剪叉臂长度; $a$ — $O_1G$  的长度; $b$ — $O_3H$  的长度; $L_1$ — $CG$  的长度; $L_2$ — $DH$  的长度; $\alpha$ —剪叉臂轴向与水平面之间的夹角; $\beta$ —液压缸轴向与水平面之间的夹角; $\eta$ —液压缸轴向与  $D$  点速度方向的夹角; $\gamma$ —液压缸轴向与  $C$  点速度方向的夹角; $V_i$ —各个铰点的速度( $i$  对应于各个铰点所对应的字母)。

由式(9)可知:工作平台速度主要取决于活塞运动速度  $V$  和角度  $\alpha$ 。此处以某型号剪叉式高空作业车为例,具体参数为: $L = 1800 \text{ mm}$ ,  $a + b = 1317 \text{ mm}$ ,  $L_1 + L_2 = 282.8 \text{ mm}$ 。

笔者将参数代入公式中,得到了工作平台的速度变化情况,如图 2 所示。

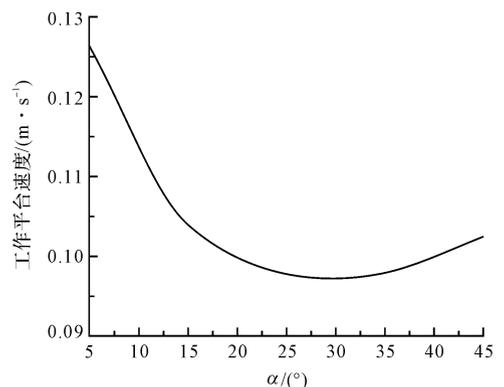


图 2 工作平台速度变化

由式(9)和图 2 可知:当液压缸速度  $V$  为某固定值时,随着  $\alpha$  的增大,工作平台的速度会先减小再增大,运动并不平稳。而在实际的工作中,期望的工作平台速度为一定值,故需要建立平台的闭环液压控制系统,在该系统控制下使工作平台的速度能快速、平稳地稳定在一个期望值。

## 2 液压控制系统建模

针对上述的问题,并结合实际的工作情况,笔者建立了该升降平台的液压控制系统的数学模型,并在 Simulink 中搭建该闭环液压控制系统,通过传统 PID 控制和模糊 PID 控制优化系统性能,使得工作平台的速度能快速地稳定在输入的期望值。

### 2.1 液压系统原理

剪叉式高空作业平台在工作时由液压系统带动液压缸伸缩实现工作平台的起降。考虑到升降平台的运动形式,在保证安全性的前提下,搭建的液压系统原理图如图 3 所示。

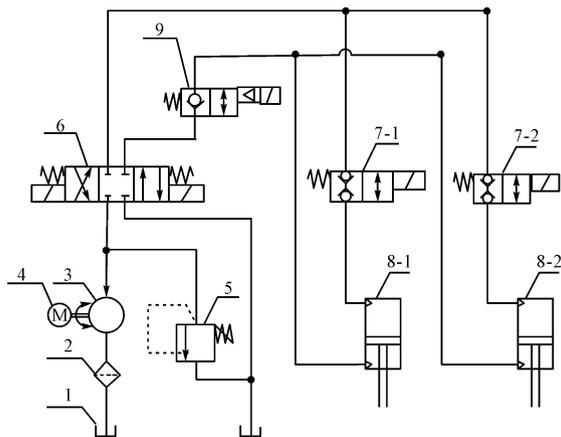


图 3 液压系统原理图

1—油箱;2—过滤器;3—泵;4—电动机;5—溢流阀;6—电磁比例换向阀;7—开关阀;8—液压缸;9—保护阀

由图 3 液压系统原理图可知:

首先,压力油从油箱流经过滤器进入齿轮泵,由电动机驱动齿轮泵为液压系统提供动力,压力油进入电磁比例换向阀 6,此时电磁比例换向阀右位接通,液压油进入开关阀 7-1、7-2,此时开关阀右位接通,压力油进入无杆腔,有杆腔压力油经过保护阀右位流入油箱,形成完整回路(设置开关阀的作用是通过控制线圈得电时间来控制各个液压缸的伸出量),当平台上升至指定高度时,开关阀断开,溢流阀溢流,工作平台不再上升,使工作平台保持在指定位置;完成作业后,电磁换向阀左位接通,保护阀和开关阀右位接通,液压油流回油箱。

### 2.2 数学模型

综合其各种动态过程,为了简化系统,且不失一般性和典型性,笔者对单条液压缸回路系统进行合理的假设,并进行必要的简化,简化后的闭环液压控制系统如图 4 所示。

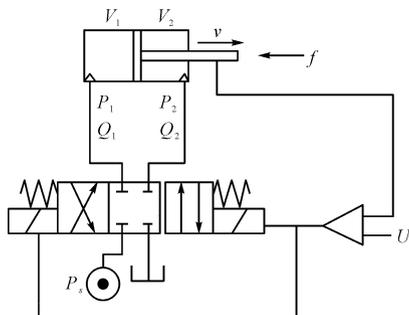


图 4 简化后的液压控制系统

对该系统而言,系统的输出信号是活塞杆的运动速度  $v$ ,控制信号是电磁比例换向阀的电压  $U$ ,干扰信号是工作负载  $f$ ,所求的是输出信号对控制信号和干扰信号的传递函数。所根据的是比例换向阀位移方程、滑阀流量方程、液压缸工作腔的流量连续方程和液压缸运动部分的力平衡方程<sup>[8]</sup>。

#### 2.2.1 比例换向阀位移方程

工程上将比例换向阀视作一个典型的二阶环节,其传递函数为<sup>[9]</sup>:

$$G(s) = x_v(s)/U(s) = \frac{K_a K_v}{\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + \frac{2\zeta_v}{\omega_v} s + 1} \quad (10)$$

式中: $U$ —比例放大器输入电压信号,  $V$ ;  $K_a$ —比例放大器电器转换增益,  $A/V$ ;  $K_v$ —比例换向阀增益,  $m/A$ ;  $\omega_v$ —比例换向阀相频宽,  $rad/s$ ;  $\zeta_v$ —比例方向阀的阻尼比。

#### 2.2.2 滑阀的流量方程

在该液压系统下,滑阀的流量方程为:

$$Q_{Lq} = K_q x_v - K_c p_L \quad (11)$$

式中: $K_q$ —滑阀的流量增益系数,  $m^3/s$ ;  $K_c$ —滑阀的流量压力系数,  $m^3/(N \cdot S)$ 。

#### 2.2.3 液压缸工作腔的流量连续方程

液压缸两油腔的流量分别是:

$$Q_1 = C_{ip}(p_1 - p_2) + C_{ep}p_1 + \frac{V_1 dp_1}{E dt} + \frac{dV_1}{dt} \quad (12)$$

$$Q_2 = C_{ip}(p_1 - p_2) - C_{ep}p_2 - \frac{V_2 dp_2}{E dt} - \frac{dV_2}{dt} \quad (13)$$

式中: $C_{ip}, C_{ep}$ —液压缸内外泄漏系数,  $m^3/(N \cdot S)$ ;  $V_1, V_2$ —无杆腔、有杆腔的体积,  $m^3$ ;  $E$ —油液等效体积弹性模量,  $Pa$ 。

定义负载流量为两腔流量的平均值如下:

$$Q_{La} = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (14)$$

由式(12~14)得:

$$Q_{La} = C_t P_L + \frac{1}{2E} \left( V_1 \frac{dp_1}{dt} - V_2 \frac{dp_2}{dt} \right) + \left( \frac{dV_1}{dt} - \frac{dV_2}{dt} \right) \quad (15)$$

式中: $C_t$ —液压缸总的泄漏系数, $C_t = C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2}$ ;  $P_L$ —液压缸负载压力, $P_L = P_1 - P_2$ 。

最终得到液压缸的负载流量方程如下:

$$Q_{La} = C_t P_L + \frac{V_e}{4E} \frac{dP_L}{dt} + A_m v \quad (16)$$

式中: $A_m$ —平均活塞面积, $A_m = \frac{A_1 + A_2}{2}$ ;  $V_e$ —液压缸有效容积。

### 2.2.4 液压缸运动部分力平衡方程

液压缸活塞及滑台的力平衡方程<sup>[10]</sup>如下:

$$A_e P_L = M \frac{dv}{dt} + Rv + f \quad (17)$$

式中: $M$ —运动部件总质量,kg; $R$ —黏性摩擦系数,N·s/m; $f$ —外干扰力,N; $A_e$ —液压缸等效活塞面积,m<sup>2</sup>。

接下来对式(10,11,16,17)进行拉氏变换。并且在动态系统中,起主导作用的是动力机构环节,比例换向阀和传感器的转折频率更高,所以在该系统工作频率范围内,可以将比例换向阀环节和传感器环节简化成比例环节<sup>[11]</sup>。

由此,可得系统的传递函数为:

$$v(s) = \frac{K_q \cdot x_v(s) \cdot \frac{1}{A_m} - F(s) \cdot \frac{V_e}{4EA_e} S}{\frac{S^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} S + 1} \quad (18)$$

其中: $\omega_h = 2\sqrt{\frac{A_e A_m E}{V_e M}}$ ;  $\xi_h = C_t \sqrt{\frac{ME}{V_e A_e A_m}} + \frac{R}{4\sqrt{ME A_e A_m}}$ 。

由于该系统输出为液压缸速度,为了反映工作台面的速度变化,笔者用式(8)对系统输出进行转化,系统输入  $V_s$  为期望的工作平台速度。

综上所述,最终可以得到该系统的控制系统方框图,如图5所示。

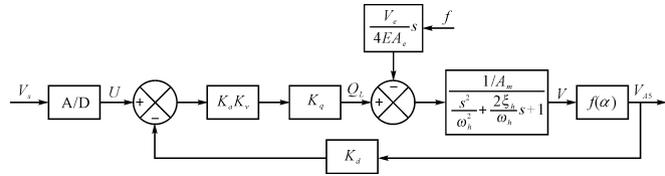


图5 控制系统方框图

### 2.3 Simulink 仿真模型的建立

某型号液压缸缸筒直径为 125 mm,活塞杆直径为 90 mm,活塞杆工作行程为 400 mm;黏性摩擦系数  $R = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ ,外负载质量  $M = 2280 \text{ kg}$ ,系统供油压力  $P_s = 5 \text{ MPa}$ ,油液密度  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ,油液等效体积弹性模量  $E = 0.7 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ ,节流阀流量系数  $C_q = 0.6$ ,速度传感器增益  $K_d = 3.8$ ,期望的工作平台速度为  $0.1 \text{ m/s}$ 。

笔者将数据代入上述公式中,可计算出仿真所需的参数;采用 MATLAB 中的组件 Simulink 分析系统的动态特性,由于 Simulink 包含了众多的功能模块,每个功能模块下又包含许多子模块,笔者在系统最后添加 MATLABFunction 模块,并编写程序将式(8)写入,将系统输出转化为工作平台的速度。

### 2.4 传统 PID 控制器

为了在动态分析中避免系统不稳定,进一步优化系统的性能,笔者在系统中使用 PID 控制器和反馈补偿复合校正,可采用试凑法、衰减曲线法等方法对比例、积分、微分 3 项参数进行不断地调整<sup>[12]</sup>,使系统获得更好的响应性能。

最终建立传统 PID 控制下的 Simulink 仿真模型如图6所示。

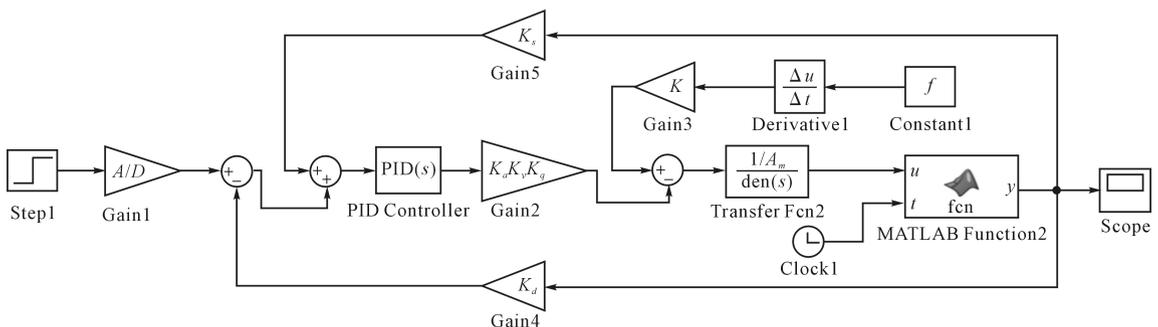


图6 传统 PID 控制 Simulink 仿真模型

### 2.5 模糊 PID 控制器

模糊 PID 控制是一种智能控制,在运行过程中不断检测输入  $e$  和  $\Delta e$  (其中: $e$ —误差; $\Delta e$ —误差变化率),根据模糊控制规则对输出比例系数变化量  $K_p$ 、积分系数变化量  $K_i$ 、微分系数变化量  $K_d$  3 个参数进行在线修改,从而使被控对象有良好的动态、静态性能<sup>[13-17]</sup>,输入量和输出量的模糊子集均为 {NB(负大),NM(负中),NS(负小),ZO(零),PS(正小),PM(正中),PB(正大)}。

对该剪叉式高空作业车液压控制系统模糊 PID 控制器的隶属函数进行设置。其中, $e$  和  $\Delta e$  的隶属函数如图 7 所示。

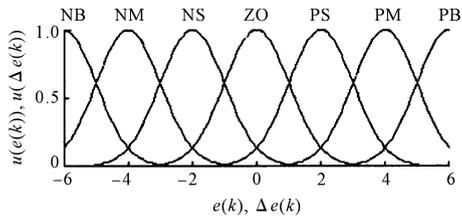


图 7  $e$  和  $\Delta e$  的隶属函数

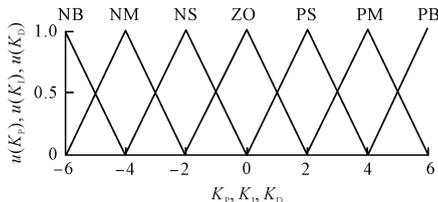


图 8  $K_p, K_i, K_d$  的隶属函数

$K_p, K_i, K_d$  的隶属函数如图 8 所示。

模糊 PID 控制器的模糊控制规则如表 1 所示。

表 1 模糊规则控制表

$K_p/K_i/K_d$	$\Delta e$						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB/NB/PS	PB/NB/NS	PM/NM/NB	PM/NM/NB	PS/NS/NB	ZO/ZO/NM	ZO/ZO/PS
NM	PB/NB/PS	PB/NB/NS	PM/NM/NB	PS/NS/NM	PS/NS/NM	ZO/ZO/NS	NS/ZO/ZO
NS	PM/NB/ZO	PM/NM/NS	PM/NS/NM	PS/NS/NM	ZO/ZO/NS	NS/PS/NS	NS/PS/ZO
$e$	ZO	PM/NM/ZO	PM/NM/NS	PS/NS/NS	ZO/ZO/NS	NS/PS/NS	NM/PM/NS
PS	PS/NM/ZO	PS/NS/ZO	ZO/ZO/ZO	NS/PS/ZO	NS/PS/ZO	NM/PM/ZO	NM/PB/ZO
PM	PS/ZO/PB	ZO/ZO/PB	NS/PS/PS	NM/PS/PS	NM/PM/PS	NM/PB/PS	NB/PB/PB
PB	ZO/ZO/PB	ZO/ZO/PM	NM/PS/PM	NM/PM/PM	NM/PM/PS	NB/PB/PS	NB/PB/PB

最终建立模糊 PID 控制的 Simulink 仿真模型如图 9 所示。

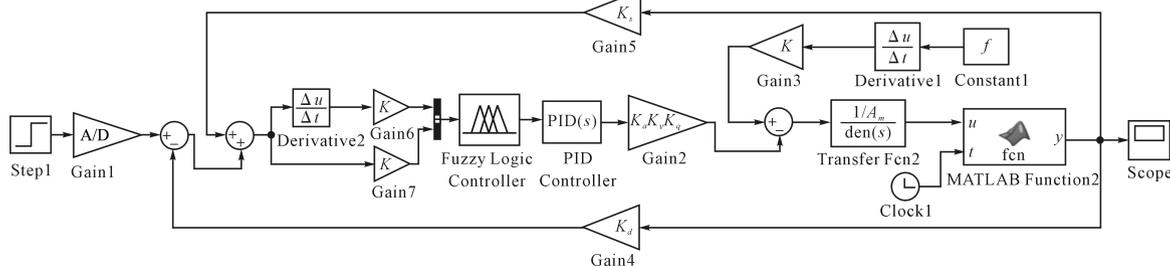


图 9 模糊 PID 控制 Simulink 仿真模型

### 3 系统仿真分析

笔者利用仿真软件对剪叉式高空作业平台进行了仿真,得到了启动初期的工作平台速度,如图 10 所示。

从图 10 中可以看出:在开始工作的前 0.35 s,剪叉式升降平台产生瞬时加速度,是速度上升最快的阶段;在 0.35 s ~ 5 s 这段时间速度缓慢上升;5 s 之后速度按照图 2 所示规律在变化,在升降平台启动阶段,工作平台需要经过 5 s 的缓冲时间才能达到理论状态。

为了获得满意的系统性能,笔者对两种 PID 控制下的 Simulink 模型进行仿真<sup>[18]</sup>,并得到了系统的输出,如图 11 所示。

从图 11 中可以看出:模糊 PID 控制比传统 PID 控制系统进入稳态的时间更早(约为 0.5 s),在保证系统

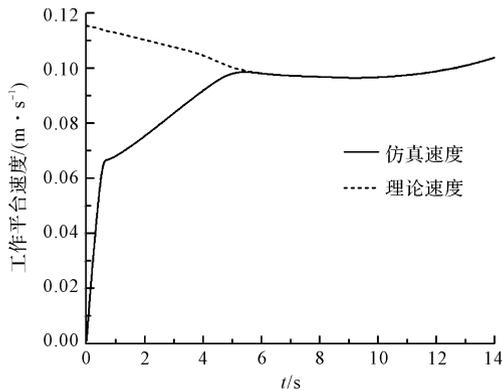


图 10 仿真和理论速度对比图

响应快速性的前提下,提高了系统的平稳性,且没有超调,输出的结果符合输入的期望值;

在传统 PID 控制下,工作平台速度在前 0.3 s 内有

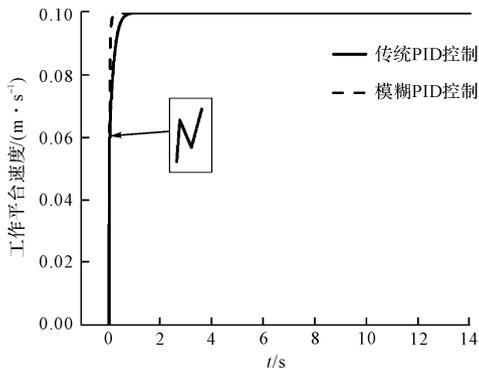


图11 传统PID和模糊PID控制系统输出

一个明显的抖动,造成这种现象主要是因为传统PID算法中的3个参数都是定值,不能跟随系统的变化而进行自我调整,而模糊PID则很好地解决了这个问题,有效地消除了工作台的振动,由此说明模糊PID控制更适用于对该剪叉式升降平台的控制。

## 4 结束语

笔者针对某五层剪叉式升降平台,首先用速度瞬心法建立了工作平台的速度函数;其次对工作平台的起升速度控制系统进行了数学建模;最后用Simulink搭建起升速度的控制系统模型,并对传统PID控制和模糊PID控制性能进行了分析和比较。

研究表明:

- (1)模糊PID能自动调整PID参数,提高了控制系统对环境变化的适应能力;
- (2)与传统PID控制相比,模糊PID控制有更好的响应性能,无超调现象,并且消除了系统起升阶段的振动,使工作平台速度快速地稳定在期望值;
- (3)通过仿真分析,验证了系统可以实现使工作平台速度快速稳定的目的。

笔者通过模拟建立的数学模型,确定了结构或控制参数的调整范围,其作为实际系统调试的依据,缩短了调试时间,对剪叉式高空作业车液压控制系统的优化具有参考意义和应用价值。但是,因为实验条件的限制,目前笔者尚无法在剪叉式升降平台上测试该系统的实际工作性能。

在后续的研究中,在实验条件允许的情况下,笔者将对该系统进行实验验证。

## 参考文献 (References):

- [1] 张鸿鹄,郭莲,王宇恒.剪叉式液压升降台的设计[J].机械设计与制造工程,2014,43(12):69-72.
- [2] MD T I, CHENG Y, SHENG Q J, et al. Dynamic analysis of scissor lift mechanism through bond graph modeling[J]. **International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)**, 2014(7):1393-1399.
- [3] 付昱.剪叉式高空作业平台双液压缸驱动动力学分析[D].大连:大连理工大学机械工程学院,2015:36-43.
- [4] 刘志,纪爱敏,张磊,等.剪叉式高空作业平台上车液压系统的稳定性研究[J].机电工程,2020,37(6):600-606.
- [5] SAMAKWONG T, ASSWINCHAICHOTE W. PID controller design for electro-hydraulic servo valve system with genetic algorithm[J]. **Procedia Computer Science**, 2016(86):91-94.
- [6] LIEM D T, TRUONG D Q, PARK H G, et al. A feedforward neural network fuzzy grey predictor-based controller for force control of an electro-hydraulic actuator[J]. **International Journal of Precision and Manufacturing**, 2016,17(3):309-321.
- [7] 何雪滢,鲁文佳,殷其阵,等.剪叉升降平台液压缸的安装位置优化研究[J].机电工程,2016,33(10):1159-1163.
- [8] 王收军,杨静,郭津津.基于速度反馈与PID的电液比例位置系统特性仿真分析[J].重型机械,2017(3):58-63.
- [9] 刘奔奔.基于高速开关阀的液压缸速度控制系统仿真研究[D].太原:太原科技大学机械工程学院,2017.
- [10] 王欣,高凌翀,黄兆秋,等.直臂高空作业车船体喷涂轨迹控制研究与仿真[J].系统仿真学报,2016,28(2):404-409.
- [11] 杨肖委,熊巧巧,杨婷.基于功率键合图和Simulink的电液比例阀控液压系统的建模与仿真[J].机械设计与制造,2019(12):128-130,134.
- [12] 商英丽,陈志雄.基于Simulink的液压系统建模与仿真[J].农业装备与车辆工程,2020,58(3):47-49.
- [13] NIMAWAT D, NAGAR N. Self-tuning fuzzy PID controllers application on industrial hydraulic actuator using unique system identification approach[J]. **Journal of Communications Technology, Electronics and Computer Science**, 2019(22):1-6.
- [14] GARG N, BHUSHAN B. A 3 degree of freedom quarter car active suspension system model design approach using PID fuzzy logic and fuzzy tuned PID[J]. **International Journal of Engineering Science**, 2017,5(6):262-267.
- [15] 赵国新,吕文洋,刘昌龙,等.液压伺服系统建模与模糊自适应PID控制研究[J].工业仪表与自动化装置,2019(2):3-7.
- [16] 段惠玲.向家坝升船机船厢对接锁定装置的液压控制设计[J].液压气动与密封,2020(10):18-19,17.
- [17] 李彘,许文波,李红伟.液压伺服系统控制回路电子校正方案设计[J].液压气动与密封,2020(2):72-74.
- [18] 张全厚,宋林红,张文良.阀用波纹管仿真设计建模方法及其试验验证[J].压力容器,2020,37(7):52-58.

[编辑:雷敏]

## 本文引用格式:

赵鑫,纪爱敏,邓铭,等.剪叉式升降平台起升速度液压控制系统设计与仿真分析[J].机电工程,2021,38(9):1174-1179.

ZHAO Xin, JI Ai-min, DENG Ming, et al. Design and simulation analysis of hydraulic control system for lifting speed of scissor lifting platform[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2021,38(9):1174-1179.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>