

液压系统的压力-速度复合控制策略

夏毅敏^{1,2} 骆亮霖^{1,2} 郭堃³ 袁野³ 史余鹏^{1,2} 王成渝^{1,2}

(1. 中南大学机电工程学院, 湖南长沙410083; 2. 中南大学高性能复杂制造国家重点实验室, 湖南长沙410083;
3. 中联重科股份有限公司, 湖南长沙410013)

摘要: 以由比例溢流阀与比例调速阀控制的阀控缸系统为研究对象, 建立液压系统动力学模型; 基于LuGre模型对推进液压缸摩擦力进行补偿; 建立鬃毛观测器对阀芯运动特性进行估计并通过Lyapunov第一法证明观测器的稳定性; 将液压系统的不确定性和外负载干扰进行整合, 并选取自适应率进行估计; 基于反步积分自适应控制算法, 提出了一种压力-速度复合控制策略并对其稳定性进行验证。以液压缸速度控制为基础, 将压力误差引入速度期望, 实现阀控缸系统的压力-流量复合控制。建立AMESim-Matlab阀控缸系统联合仿真平台来对压力-速度复合控制策略性能进行分析。仿真结果表明: 压力-速度复合控制器在阀控缸系统速度调节、突变负载以及负载扰动等工况下均具有良好的控制性能; 比例溢流阀溢流量的控制有效减小了系统压力的波动和超调; 改变压力误差占比可有效改变地层突变时的压力、速度误差分配, 在实际工程中, 可根据需要通过改变压力误差占比来对复合控制的误差进行分配。

关键词: 阀控缸系统; 反步法; LuGre模型; 状态观测器; 压力-速度复合控制

中图分类号: TH137

文章编号: 1000-565X(2023)01-0031-10

液压系统凭借其体积小、功率比大、响应速度快等优点, 在工程机械、农业机械、冶金、汽车、机床等领域得到了广泛应用^[1-4]。目前工程机械的电液系统广泛采用PID(比例、积分、微分)控制, 只需要通过采集所需的信号和输出信号即可实现输出调节。PID控制结构简单, 不依赖系统数学模型, 但也存在控制精度低、抗干扰能力差的缺点^[5-6]。随着机械行业智能化进程的不断推进, 机械设备要求的控制精度进一步提高, 对液压系统的控制性能也提出了更高的要求。为了提高液压系统的性能, 诸多学者对液压系统控制中的重点、难点问题开展了研究。

液压系统的非线性、参数不确定性、建模误差和外部干扰是液压系统高精度控制所面临的主要问题。为了避免建立液压系统模型, Dang等^[7]、Guo等^[8]采用神经网络对控制器进行设计, 实现了电液伺服系统的位置控制。神经网络的使用不依托系统模型, 同时解决了液压系统的非线性问题。但是神经网络算法收敛较慢, 控制器稳定性、鲁棒性较难验证。针对液压系统的非线性问题, 李明杰等^[9]将反步法引入液压系统控制器的设计中。考虑到建模误差、外部干扰、液压系统参数不确定性问题, Wang等^[10]、Yang等^[11]在设计阀控缸系统的位置控制器时, 通过建立干扰观测器, 对

收稿日期: 2021-12-24

基金项目: 湖南创新型省份建设专项(2019GK2171); 2021年湖南省科技重大专项十大技术攻关项目(2021GK1070); 长沙市科技计划项目(KH2003025)

Foundation items: Supported by the Innovation Province-Specific Construction Program of Hunan Province (2019GK2171) and the Major 2021 of Science and Technology in Hunan Province-Top 10 Key Technology Projects (2021GK1070)

作者简介: 夏毅敏(1967-), 男, 博士, 教授, 主要从事液压传动研究。E-mail: xiaymj@csu.edu.cn

系统的建模不确定性和外部干扰进行了估计和补偿。Guo等^[12]针对液压系统负载不确定性的问题,通过设置自适应率对未知负载进行估计,将反步法与自适应控制相结合,实现了双DOF(自由度)机械臂的运动控制。Macchelli等^[13]通过两个自适应控制器分别对模型不确定性和伺服阀的内泄露进行估计,设计了液压机位置控制的反步自适应控制器,通过仿真验证了控制器的有效性。液压系统的摩擦现象较为复杂,为了进一步提高液压系统的控制精度,Luo等^[14]采用LuGre摩擦模型对液压缸的Stribeck效应和摩擦内部动力学问题进行了描述,通过提高建模准确性提高了控制器的性能。Li等^[15]基于连续LuGre模型的输出反馈自适应控制器对摩擦和模型不确定性进行补偿,实现了电液伺服执行器的位置控制。

系统响应速度是评判控制器性能的另一重要指标。为了提高控制系统的响应速度,Bakhshande等^[16]将滑模控制与高增益比例积分观测器相结合,通过建立滑模面减小了系统的响应时间,提高了液压差动缸的位置跟踪性能。Yang等^[17]在阀控缸系统控制器的设计中,将系统不确定参数的估计值引入扩展观测器中,降低了干扰对系统控制性能的影响,提高了控制系统的响应速度和稳定性。

为了满足盾构机、夹紧机构等机械设备对输出力、位移共同控制的需求,一些学者对液压系统的压力-流量复合控制开展了研究。Cho^[18]为实现注塑机夹紧缸的轨迹跟踪控制,开发了并行的压力控制环和位置控制环,结合速度馈入方案设计滑动模式控制器,减小了位置和压力控制系统的跟踪误差。Han等^[19]提出了一种优先定位闭环控制的方法,将动态压力信号转化为位置信号,并将转换后的位置信号补偿到电液伺服系统的主位置闭环,从而实现位置压力的主-从控制。

上述关于液压执行器压力、流量控制的研究大多围绕比例换向阀控制的液压系统,文中以由比例溢流阀与比例调速阀控制的阀控缸系统为对象,建立系统动力学模型;采用LuGre模型和自适应控制器实现液压缸摩擦力的补偿、系统外负载及模型不确定性的估计;通过设计状态观测器对阀的运动特性进行估计。基于反步积分自适应控制算法,设计了阀控缸系统的压力-速度复合控制器。控制器内环采用液压缸速度和比例溢流阀溢流量的并行控

制,实现速度的跟踪及比例溢流阀流量的稳定;外环将压力误差引入速度期望,实现阀控缸系统的压力-速度复合控制。

1 阀控缸系统建模

1.1 阀控缸系统原理

阀控缸系统原理如图1所示。电磁换向阀控制油缸伸出和缩回,比例溢流阀1与比例调速阀分别控制液压缸的速度和压力。

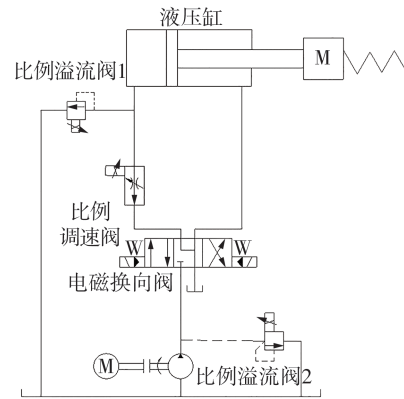


图1 阀控缸系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of the principle of valve-controlled cylinder system

1.2 系统状态方程的建立

液压缸力平衡方程为

$$A_1 p = M \frac{d^2 x}{dt^2} + F_f + F \quad (1)$$

液压缸流量连续方程为

$$q = A_1 \frac{dx}{dt} + C_p p + \frac{V}{E_k} \frac{dp}{dt} \quad (2)$$

式(1)和(2)中, A_1 为液压缸无杆腔面积, p 为液压缸无杆腔油液压力, M 为活塞杆及运动部件的等效质量, x 为液压缸位移, F_f 为液压缸摩擦力, F 为总负载, t 为时间, q 为流入液压缸无杆腔的总流量, C_p 为液压缸泄露系数, V 为液压缸无杆腔容积, E_k 为液压油弹性模量。

比例调速阀力平衡方程为

$$F_1 = m_1 \frac{d^2 x_{d1}}{dt^2} + D_1 \frac{dx_{d1}}{dt} + k_1 (x_{d1} + b_{d1}) \quad (3)$$

比例调速阀流量连续方程为

$$q_1 = C_d \pi d_1 x_{d1} \sqrt{\frac{2\Delta p_m}{\rho}} = k_{q1} x_{d1} \quad (4)$$

比例调速阀比例电磁铁输出力与电流的关系为

$$F_1 = \beta_1 u_1 \quad (5)$$

式(3)-(5)中, F_1 为比例电磁铁输出力, m_1 为节流

阀阀芯质量, x_{d1} 为节流阀阀芯位移, D_1 为节流阀粘滞摩擦系数, k_1 为节流阀弹簧刚度, b_{d1} 为节流阀弹簧预压缩量, q_1 为调速阀出口流量, C_d 为阀口流量系数, d_1 为节流阀阀口周向开度直径, Δp_m 为节流阀进出口压降(定值), ρ 为油液密度, k_{q1} 为调速阀出口流量随阀芯位移的增益系数(定值), β_1 为输入电流与比例电磁铁输出力的转换系数, u_1 为比例调速阀输入电流。

比例溢流阀力平衡方程为

$$pA_2 - F_2 = m_2 \frac{d^2 x_{d2}}{dt^2} + D_2 \frac{dx_{d2}}{dt} + k_2(x_{d2} + b_{d2}) \quad (6)$$

比例溢流阀流量连续方程为

$$q_2 = C_d \pi d_2 x_{d2} \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (7)$$

比例溢流阀比例电磁铁输出力与电流的关系为

$$F_2 = \beta_2 u_2 \quad (8)$$

式(6)-(8)中, A_2 为溢流阀受压面积, F_2 为比例电磁铁输出力, m_2 为比例溢流阀阀芯质量, x_{d2} 为比例溢流阀阀芯位移, D_2 为比例溢流阀粘滞摩擦系数, k_2 为比例溢流阀弹簧刚度, b_{d2} 为比例溢流阀弹簧预压缩量, q_2 为比例溢流阀流量, d_2 为比例溢流阀阀口周向开度直径; β_2 为输入电流与比例电磁铁输出力的转换系数, u_2 为比例溢流阀输入电流。

定义系统状态变量为

$$\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6]^T = \left[\dot{x}_1, \frac{A_1}{M} p, \frac{A_1 g_1 k_{q1}}{M} x_{d1}, \frac{A_1 g_1 k_{q1}}{M} \dot{x}_{d1}, x_{d2}, \dot{x}_{d2} \right]^T$$

由式(1)-(8)确定系统状态方程如下:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 - \frac{F + F_f}{M} \\ \dot{x}_2 = \frac{A_1 g_1}{M} q - \frac{A_1^2 g_1}{M} x_1 - C_{\text{th}} g_1 x_2 \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = \frac{A_1 g_1 k_{q1}}{M m_1} \left(\beta_1 u_1 - \frac{M D_1}{A_1 g_1 k_{q1}} x_4 - \frac{M k_1}{A_1 g_1 k_{q1}} x_3 - k_1 b_{d1} \right) \\ \dot{x}_5 = x_6 \\ \dot{x}_6 = \frac{1}{m_2} \left(\beta_2 u_2 - \frac{A_2 M}{A_1} x_2 - D_2 x_6 - k_2 x_5 - k_2 b_{d2} \right) \end{cases} \quad (9)$$

式中, $g_1 = \frac{E_k}{V_0 + A x_1}$ 。

1.3 LuGre 摩擦模型

为综合描述推进油缸的粘性运动、预位移、库伦摩擦、摩擦滞后以及 Stribeck 效应等复杂摩擦行

为, 采用 LuGre 摩擦模型计算推进油缸内摩擦力 F_f [9]:

$$F_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 x_1 \quad (10)$$

式中, σ_0 、 σ_1 、 σ_2 分别为刚性系数、粘滞阻尼系数、粘滞摩擦系数, z 为鬃毛平均变形量。鬃毛变形量可表示为

$$\dot{z} = x_1 - \frac{x_1}{g(x_1)} z \quad (11)$$

其中 $g(x_1)$ 代表 Stribeck(斯特里贝克)效应, 可由式(12)表示:

$$g(x_1) = \frac{F_c}{\sigma_0} + \left(\frac{F_s - F_c}{\sigma_0} \right) e^{-(x_1/v_s)^2} \quad (12)$$

式中, F_c 为库仑摩擦力, F_s 为最大静摩擦力, v_s 为 Stribeck 速度。

2 控制器设计

2.1 鬃毛观测器设计

式(10)中鬃毛的平均变形量 z 无法测量, 故设计鬃毛变形观测器对其进行估计 [14]:

$$\begin{cases} \frac{d\hat{z}_0}{dt} = x_1 - \frac{|x_1|}{g(x_1)} \hat{z}_0 + \tau_0 \\ \frac{d\hat{z}_1}{dt} = x_1 - \frac{|x_1|}{g(x_1)} \hat{z}_1 + \tau_1 \end{cases} \quad (13)$$

式中, \hat{z}_0 、 \hat{z}_1 为 z 的观测值, τ_0 、 τ_1 为观测器的误差补偿项。

可求得鬃毛变形观测器的观测误差如下:

$$\begin{cases} \frac{d\tilde{z}_0}{dt} = -\frac{|v|}{g(v)} \tilde{z}_0 - \tau_0 \\ \frac{d\tilde{z}_1}{dt} = -\frac{|v|}{g(v)} \tilde{z}_1 - \tau_1 \end{cases} \quad (14)$$

式中, $\tilde{z}_0 = z - \hat{z}_0$, $\tilde{z}_1 = z_1 - \hat{z}_0$ 。

由 $\sigma_0 z_0$ 、 $\frac{x_1 \sigma_1}{g(x_1)} z_1$ 分别表示 $\sigma_0 z$ 、 $\frac{x_1 \sigma_1}{g(x_1)} z$, 将式(11)、(13)代入式(10), 推进油缸内摩擦力可表示为

$$F_f = \sigma_0 \hat{z}_0 - \frac{x_1 \sigma_1}{g(x_1)} \hat{z}_1 + \beta x_1 \quad (15)$$

式中, $\beta = \sigma_1 + \sigma_2$ 。

2.2 状态观测器设计

通过分析液压系统可知, 系统状态变量 x_3 、 x_4 是用于比例调速阀动态过程的变量, x_5 、 x_6 是表征比例调速阀动态过程的变量, x_2 由传感器测量, 可视为调速阀的已知输入。因此, 两阀均可以作为单独系统建立状态方程。同时, 两阀处于初始状态

时, 所选取的状态变量均为0。基于状态观测器设计原理, 建立状态观测器如下^[11]:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_3 = \hat{x}_4 \\ \dot{\hat{x}}_4 = \frac{A_1 g_1 k_{q1}}{M m_1} \left(\beta_1 u_1 - \frac{M D_1}{A_1 g_1 k_{q1}} \hat{x}_4 - \frac{M k_1}{A_1 g_1 k_{q1}} \hat{x}_3 - k_1 b_{d1} \right) \\ \dot{\hat{x}}_5 = x_6 \\ \dot{\hat{x}}_6 = \frac{1}{m_2} \left(\beta_2 u_2 - \frac{A_2 M}{A_1} x_2 - D_2 \hat{x}_6 - k_2 \hat{x}_5 - k_2 b_{d2} \right) \end{cases} \quad (16)$$

观测器误差为

$$\begin{cases} \dot{\tilde{x}}_3 = \tilde{x}_4 \\ \dot{\tilde{x}}_4 = -\frac{D_1}{m_1} \tilde{x}_4 - \frac{k_1}{m_1} \tilde{x}_3 \\ \dot{\tilde{x}}_5 = \tilde{x}_6 \\ \dot{\tilde{x}}_6 = -\frac{D_2}{m_2} \tilde{x}_6 - \frac{k_2}{m_2} \tilde{x}_5 \end{cases} \quad (17)$$

式中, $\hat{x}_3, \hat{x}_4, \hat{x}_5, \hat{x}_6$ 和 $\tilde{x}_3, \tilde{x}_4, \tilde{x}_5, \tilde{x}_6$ 分别为 x_3, x_4, x_5, x_6 的估计值和估计误差。

由式(16)可知, 状态观测器状态矩阵为

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & -\frac{D_1}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{D_2}{m_2} \end{bmatrix}。$$

状态观测器为线性定常系统, 由 Lyapunov 第一法容易证明观测器是渐近稳定的。

\tilde{X} 为状态观测器误差矩阵, 定义矩阵 $Q^T = Q > 0$, 必然存在 $P^T = P > 0$, 使 $A^T P + P A = -I$ 成立。构造 Lyapunov 方程 $V_0 = \tilde{X}^T P \tilde{X}$, 则 $\dot{V}_0 = -\tilde{X}^T Q \tilde{X}$ 。

2.3 非线性速度控制器设计

非线性压力-速度复合控制器内部由速度闭环和溢流量闭环组成, 外部采用压力闭环, 采用反步法进行设计。

步骤1 定义压力误差 $e = P - P_m$ (P_m 为压力输入指令), 控制器的实际速度指令 $x_{m1} = k e + x_m$ (x_m 为速度指令输入, k 为误差放大系数), 则速度跟踪误差变量 $e_1 = x_1 - x_{m1}$ 。取 e_1 的导数如下:

$$\dot{e}_1 = x_2 - \frac{1}{M} \left(F + \sigma_0 z + \sigma_1 \left(x_1 - \frac{x_1}{g(x_1)} z \right) + \sigma_2 x_1 \right) - \dot{x}_{m1} \quad (18)$$

定义 Lyapunov 函数 $V = \frac{1}{2} e_1^2$, 对 V 求导, 并将式(11)代入, 得

$$\dot{V} = e_1 \dot{e}_1 = e_1 \left[x_2 - \frac{1}{M} \left(F + \sigma_0 z + \sigma_1 \left(x_1 - \frac{x_1}{g(x_1)} z \right) + \sigma_2 x_1 \right) - \dot{x}_{m1} \right] \quad (19)$$

仅当 $\dot{V} < 0$ 时才能保证步骤1稳定收敛, 因此可以取虚拟控制率 α_{11} 为

$$\alpha_{11} = -c_1 e_1 + \frac{1}{M} \left(F + \sigma_0 z_0 - \frac{x_1 \sigma_1}{g(x_1)} z_1 + \beta x_1 \right) + \dot{x}_{m1} \quad (20)$$

由于参数 $\sigma_0, \sigma_1, \beta$ 未知, 分别采用 $\hat{\sigma}_0, \hat{\sigma}_1, \hat{\beta}$ 表示其估计值, $\tilde{\sigma}_0, \tilde{\sigma}_1, \tilde{\beta}$ 表示估计误差。同样地, 由于负载力难以测量, 用 \hat{F} 表示 F 的估计值, 用 \tilde{F} 表示估计误差。同时, 为了减小稳定误差, 重新定义 x_2 的虚拟控制量 α_1 为

$$\alpha_1 = -c_1 e_1 + \frac{1}{M} \left(\hat{F} + \hat{\sigma}_0 \hat{z}_0 - \frac{x_1 \hat{\sigma}_1}{g(x_1)} \hat{z}_1 + \hat{\beta} x_1 \right) + \dot{x}_{m1} - \lambda J \quad (21)$$

式中, $J = \int_0^t e_1(\tau) d\tau$, 表示速度误差的积分。可将 Lyapunov 函数重写为

$$V_1 = \frac{1}{2} e_1^2 + \frac{1}{2k_{\sigma_0}} \tilde{\sigma}_0^2 + \frac{1}{2k_{\sigma_1}} \tilde{\sigma}_1^2 + \frac{1}{2k_{\sigma_2}} \tilde{\sigma}_2^2 + \frac{1}{2} \sigma_0 \tilde{z}_0^2 + \frac{1}{2} \sigma_1 \tilde{z}_1^2 + \frac{1}{2k_F} \tilde{F}^2 + \frac{1}{2} \lambda J^2 \quad (22)$$

对 V_1 求导, 并将式(20)代入, 得

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 = & e_1 \dot{e}_1 + \frac{\tilde{\sigma}_0 \dot{\hat{\sigma}}_0}{k_{\sigma_0}} + \frac{\tilde{\sigma}_1 \dot{\hat{\sigma}}_1}{k_{\sigma_1}} + \frac{\tilde{\beta} \dot{\hat{\beta}}}{k_{\beta}} + \sigma_0 \tilde{z}_0 \dot{\hat{z}}_0 + \\ & \sigma_1 \tilde{z}_1 \dot{\hat{z}}_1 + \frac{\tilde{F} \dot{\hat{F}}}{k_F} + \lambda J e_1 = -c_1 e_1^2 + \\ & \tilde{\sigma}_0 \left(\frac{\hat{z}_0}{M} e_1 + \frac{\dot{\hat{\sigma}}_0}{k_{\sigma_0}} \right) + \tilde{\sigma}_1 \left(-\frac{x_1 \hat{z}_1 e_1}{M g(x_1)} + \frac{\dot{\hat{\sigma}}_1}{k_{\sigma_1}} \right) + \\ & \tilde{\beta} \left(x_1 e_1 + \frac{\dot{\hat{\beta}}}{k_{\beta}} \right) + \sigma_0 \tilde{z}_0 \left(\frac{e_1}{M} - \frac{|x_1|}{g(x_1)} \tilde{z}_0 - \tau_0 \right) + \\ & \sigma_1 \tilde{z}_1 \left(-\frac{x_1 e_1}{M g(x_1)} - \frac{|x_1|}{g(x_1)} \tilde{z}_1 - \tau_1 \right) + \tilde{F} \left(\frac{e_1}{M} + \frac{\dot{\hat{F}}}{k_F} \right) \end{aligned} \quad (23)$$

为保证 $\dot{V}_1 < 0$ 成立, 选择自适应率和鬃毛变形观测器的补偿项为

$$\begin{cases} \dot{\hat{\sigma}}_0 = -\frac{k_{\sigma_0} \hat{z}_0}{M} e_1 \\ \dot{\hat{\sigma}}_1 = \frac{k_{\sigma_1} x_1 \hat{z}_1 e_1}{Mg(x_1)} \\ \dot{\hat{\beta}} = -k_{\beta} x_1 e_1 \\ \dot{\hat{F}} = -\frac{k_F e_1}{M} \\ \tau_0 = \frac{e_1}{M} \\ \tau_1 = -\frac{x_1 e_1}{Mg(x_1)} \end{cases} \quad (24)$$

步骤2 由阀控缸系统原理图(见图1)可知 $q = q_1 - q_2$ 。以“比例溢流阀流量为最小稳定流量”为原则, 定义 q_2 的期望值为 x_{m2} 、 x_2 的控制误差 $e_2 = x_2 - \alpha_1$, 结合式(4), 可求得 e_2 的导数为

$$\begin{aligned} \dot{e}_2 &= \frac{A_1 g_1}{M} q - \frac{A_1^2 g_1}{M} x_1 - C_{\text{th}} g_1 x_2 - \dot{\alpha}_1 = \\ &\hat{x}_3 + \tilde{x}_3 - \frac{A_1^2 g_1}{M} x_1 - C_{\text{th}} g_1 x_2 - \dot{\alpha}_1 - \frac{A_1 g_1}{M} x_{m2} \end{aligned} \quad (25)$$

构造 Lyapunov 函数 $V_2 = V_0 + 0.5e_2^2 + V_1$, 对 V_2 求导, 并将式(25)代入, 得

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= \dot{V}_0 + \dot{V}_1 + e_2 \dot{e}_2 = -\tilde{X}^T Q \tilde{X} - c_1 e_1^2 + e_1 e_2 + \\ &e_2 \left(\hat{x}_3 + \tilde{x}_3 - \frac{A_1^2 g_1}{M} x_1 - C_{\text{th}} g_1 x_2 - \dot{\alpha}_1 - \frac{A_1 g_1}{M} x_{m2} \right) \leq \\ &-\tilde{X}^T Q \tilde{X} - c_1 e_1^2 + e_1 e_2 + \frac{\tilde{x}_3^2}{2} + e_2 \left(\hat{x}_3 - \frac{A_1^2 g_1}{M} x_1 - \right. \\ &\left. C_{\text{th}} g_1 x_2 - \dot{\alpha}_1 - \frac{A_1 g_1}{M} x_{m2} + \frac{e_2}{2} \right) \end{aligned} \quad (26)$$

结合式(26), 选取 x_3 的虚拟控制量为

$$\alpha_2 = \frac{A_1 g_1 x_{m2}}{M} - c_2 e_2 + \frac{A_1^2 g_1}{M} x_1 + C_{\text{th}} g_1 x_2 + \dot{\alpha}_1 - e_1$$

步骤3 定义 x_3 的控制误差 $e_3 = x_3 - \alpha_2$, 可求得 e_3 的倒数为

$$\dot{e}_3 = x_4 - \dot{\alpha}_2 = \hat{x}_4 + \tilde{x}_4 - \dot{\alpha}_2 \quad (27)$$

构造 Lyapunov 函数 $V_3 = V_0 + 0.5e_3^2 + V_2$, 对 V_3 求导, 并将式(27)代入, 得

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 &= \dot{V}_2 + e_3 \dot{e}_3 \leq -\tilde{X}^T Q \tilde{X} - c_1 e_1^2 - \\ &c_2 e_2^2 + e_2 e_3 + e_3 (\hat{x}_4 + \tilde{x}_4 - \dot{\alpha}_2) + \frac{\tilde{x}_3^2}{2} \leq \\ &-\tilde{X}^T Q \tilde{X} - c_1 e_1^2 - c_2 e_2^2 + e_2 e_3 + \\ &e_3 \left(\hat{x}_4 + \frac{e_3}{2} - \dot{\alpha}_2 \right) + \frac{\tilde{x}_3^2}{2} + \frac{\tilde{x}_4^2}{2} \end{aligned} \quad (28)$$

选取 x_4 的虚拟控制量为 $\alpha_3 = -c_3 e_3 - e_2 + \dot{\alpha}_2$

步骤4 定义 x_4 的控制误差 $e_4 = x_4 - \alpha_3$, 可求

得 e_4 的倒数为

$$\begin{aligned} \dot{e}_4 &= \dot{x}_4 - \dot{\alpha}_3 = \hat{x}_4 + \tilde{x}_4 - \dot{\alpha}_3 = \frac{A_1 g_1 k_{q1}}{M m_1} \cdot \\ &\left(\beta_1 u_1 - \frac{M D_1}{A_1 g_1 k_{q1}} \hat{x}_4 - \frac{M k_1}{A_1 g_1 k_{q1}} \hat{x}_3 - k_1 b_{d1} t \right) - \\ &\dot{\alpha}_3 - \frac{D_1}{m_1} \tilde{x}_4 - \frac{k_1}{m_1} \tilde{x}_3 \end{aligned} \quad (29)$$

构造 Lyapunov 函数 $V_4 = 0.5e_3^2 + V_3$, 对 V_4 求导, 并将式(29)代入, 得

$$\begin{aligned} \dot{V}_4 &= \dot{V}_3 + e_4 \dot{e}_4 \leq -\tilde{X}^T Q \tilde{X} - c_1 e_1^2 - c_2 e_2^2 - \\ &c_3 e_3^2 + e_3 e_4 + \frac{m_1 + k_1}{2m_1} \tilde{x}_3^2 + \frac{m_1 + D_1}{2m_1} \tilde{x}_4^2 + \\ &e_4 \left(\frac{A_1 g_1 k_{q1}}{M m_1} \left(\beta_1 u_1 - \frac{M D_1}{A_1 g_1 k_{q1}} \hat{x}_4 - \frac{M k_1}{A_1 g_1 k_{q1}} \hat{x}_3 - \right. \right. \\ &\left. \left. k_1 b_{d1} \right) - \dot{\alpha}_3 + \frac{D_1 + k_1}{2m_1} e_4 \right) \end{aligned} \quad (30)$$

结合式(30), 取比例调速阀的控制电流为

$$u_1 = \frac{M m_1}{A_1 g_1 k_{q1} \beta_1} \left(-c_4 e_4 + \dot{\alpha}_3 - e_3 + \frac{D_1}{m_1} \hat{x}_4 + \frac{k_1}{m_1} \hat{x}_3 \right) + \frac{k_1 b_{d1}}{\beta_1}$$

步骤5 比例溢流阀流量期望值为 x_{m2} , 结合式(7), 可求得 x_5 的期望值为

$$\alpha_4 = x_{m2} \left(C_4 \pi d_2 \sqrt{\frac{2Mx_2}{Ap}} \right)^{-1}, \quad x_2 > 0$$

定义 x_5 的控制误差 $e_5 = x_5 - \alpha_4$, 对 e_5 求导:

$$\dot{e}_5 = \dot{x}_5 - \dot{\alpha}_4 = \hat{x}_6 - \dot{\alpha}_4 + \tilde{x}_6 \quad (31)$$

构造 Lyapunov 函数 $V_5 = V_4 + 0.5e_5^2$, 对 V_5 求导, 并将式(31)代入, 得

$$\begin{aligned} \dot{V}_5 &= \dot{V}_4 + e_5 \dot{e}_5 \leq -\tilde{X}^T Q \tilde{X} - c_1 e_1^2 - \\ &c_2 e_2^2 - c_3 e_3^2 - c_4 e_4^2 + e_5 \left(\hat{x}_6 - \dot{\alpha}_4 + \frac{e_5}{2} \right) + \\ &\frac{m_1 + k_1}{2m_1} \tilde{x}_3^2 + \frac{m_1 + D_1}{2m_1} \tilde{x}_4^2 + \frac{\tilde{x}_6^2}{2} \end{aligned} \quad (32)$$

选取 x_6 的虚拟控制量 $\alpha_5 = -c_5 e_5 + \dot{\alpha}_4$

步骤6 定义 x_6 的控制误差 $e_6 = x_6 - \alpha_5$, 对 e_6 求导:

$$\begin{aligned} \dot{e}_6 &= \dot{x}_6 - \dot{\alpha}_5 = \frac{1}{m_2} \cdot \\ &\left(\beta_2 u_2 - \frac{A_2 M}{A_1} x_2 - D_2 x_6 - k_2 x_5 - k_2 b_{d2} \right) - \dot{\alpha}_5 = \\ &\frac{1}{m_2} \left(\beta_2 u_2 - \frac{A_2 M}{A_1} x_2 - D_2 \hat{x}_6 - k_2 \hat{x}_5 - k_2 b_{d2} \right) - \\ &\dot{\alpha}_5 - \frac{D_2 \tilde{x}_6}{m_2} - \frac{k_2 \tilde{x}_5}{m_2} \end{aligned} \quad (33)$$

定义 Lyapunov 函数 $V_6 = V_5 + 0.5e_6^2$, 对 V_6 求

导,并将式(30)代入,得

$$\begin{aligned} \dot{V}_6 = & \dot{V}_5 + e_6 \dot{e}_6 \leq -\tilde{X}^T Q \tilde{X} - c_1 e_1^2 - c_2 e_2^2 - \\ & c_3 e_3^2 - c_4 e_4^2 - c_5 e_5^2 + e_5 e_6 + \\ & e_6 \left(\frac{1}{m_2} \left(\beta_2 u_2 - \frac{A_2 M}{A_1} x_2 - D_2 \hat{x}_6 - k_2 \hat{x}_5 - k_2 b_{d2} \right) - \right. \\ & \left. \dot{\alpha}_5 + \frac{D_2 + k_2}{2m_2} e_6 \right) + \frac{m_1 + k_1}{2m_1} \tilde{x}_3^2 + \frac{m_1 + D_1}{2m_1} \tilde{x}_4^2 + \\ & \frac{k_2}{2m_2} \tilde{x}_5^2 + \frac{m_2 + D_2}{2m_2} \tilde{x}_6^2 \end{aligned} \quad (34)$$

结合式(34),可选择比例溢流阀的控制电流为

$$u_2 = \frac{1}{\beta_2} \left(-c_6 m_2 e_6 + m_2 \dot{\alpha}_5 - m_2 e_5 + \frac{A_2 M}{A_1} x_2 + D_2 x_6 + k_2 x_5 + k_2 b_{d2} \right) \quad (35)$$

图2示出了液压系统的控制框图。

2.4 系统稳定性分析

将自适应率、估计值以及各步的期望值代入式(34)中,得

$$\begin{aligned} \dot{V}_6 \leq & -\tilde{X}^T Q \tilde{X} - c_1 e_1^2 - \left(c_2 - \frac{1}{2} \right) e_2^2 - \\ & \left(c_3 - \frac{1}{2} \right) e_3^2 - \left(c_4 - \frac{M_1 + D_1}{2m_1} \right) e_4^2 - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left(c_5 - \frac{1}{2} \right) e_5^2 - \left(c_6 - \frac{k_2 + D_2}{2m_2} \right) e_6^2 + \frac{m_1 + k_1}{2m_1} \tilde{x}_3^2 + \\ & \frac{m_1 + D_1}{2m_1} \tilde{x}_4^2 + \frac{k_2}{2m_2} \tilde{x}_5^2 + \frac{m_2 + D_2}{2m_2} \tilde{x}_6^2 \end{aligned} \quad (36)$$

$$Q = \begin{bmatrix} \frac{m_1 + k_1}{2m_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m_1 + D_1}{2m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_2}{2m_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{m_2 + D_2}{2m_2} \end{bmatrix} \circ$$

Q的选取满足状态观测器收敛条件。同时,只要以下条件满足: $c_1 > 0$, $c_2 > 0.5$, $c_3 > 0.5$, $c_4 > \frac{M_1 + D_1}{2m_1}$, $c_5 > 0.5$, $c_6 > \frac{k_2 + D_2}{2m_2}$, 在控制率 u_1 、 u_2 的作用下,跟踪误差将收敛到一个很小的范围内。

3 仿真分析

为了验证文中提出的控制算法的效果,基于AMESim与Matlab建立联合仿真模型,结合液压系统速度调节、突变负载、负载扰动这3种常见工况对控制器性能进行验证,并与PID控制器性能进行。仿真过程设置采样时间为100ms。

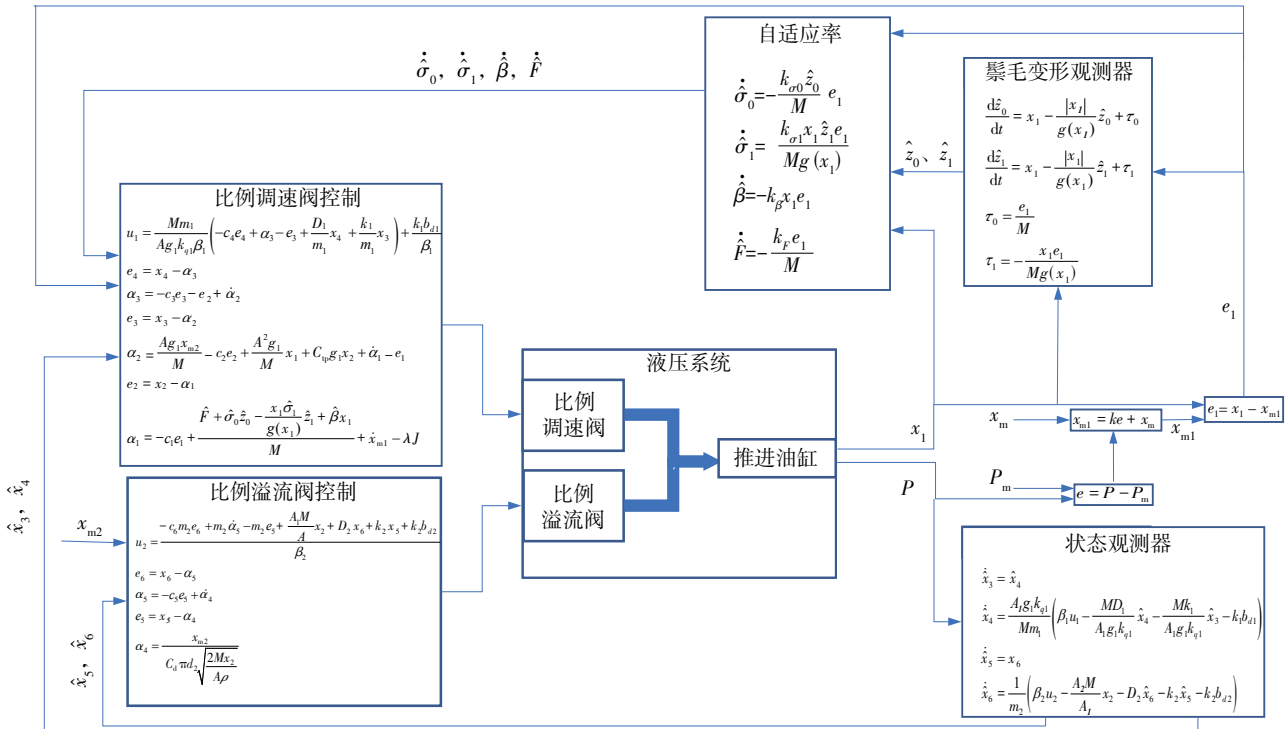


图2 液压系统控制框图

Fig. 2 Control block diagram of hydraulic system

3.1 调速工况仿真分析

速度调节仿真参数：0~100 s 液压缸期望速度设置为 1.0 mm/s，期望压力设置为 5.4 MPa；100~200 s 期望速度设置为 1.2 mm/s，期望压力设置为 6.5 MPa；200~300 s 期望速度设置为 1.0 mm/s，期望压力设置为 5.4 MPa；负载力设置为 $160\ 000x_1$ 。分别取压力误差占比为 0.1、0.2，对速度调节过程进行仿真，得到图 3 所示的调速工况速度曲线、速度误差曲线、溢流阀流量曲线、压力曲线。

从图 3 可以看出，调速过程中，只要期望速度和期望压力给定合理，速度和压力曲线均能较好地跟踪期望曲线，溢流阀流量稳定在 2 L/min。在速度调整过程中，溢流量呈现与压力变化相反的趋势，通过溢流量的变化降低了压力的敏感性，有效抑制了压力的波动。对比误差占比 $k = 0.1$ 、 $k = 0.2$ 的两组曲线，可以看出控制过程中超调量随着设置的压力误差占比的增加而略微增大，压力占比对速度调整时间的影响较小。

3.2 突变负载工况仿真分析

单纯地以速度稳定为目标，压力将产生较大误差，而若以压力稳定为目标，速度跟踪误差将会增大。为了考察文中提出的压力-流量复合控制器在负载突变时的响应，设置参数如下：推进

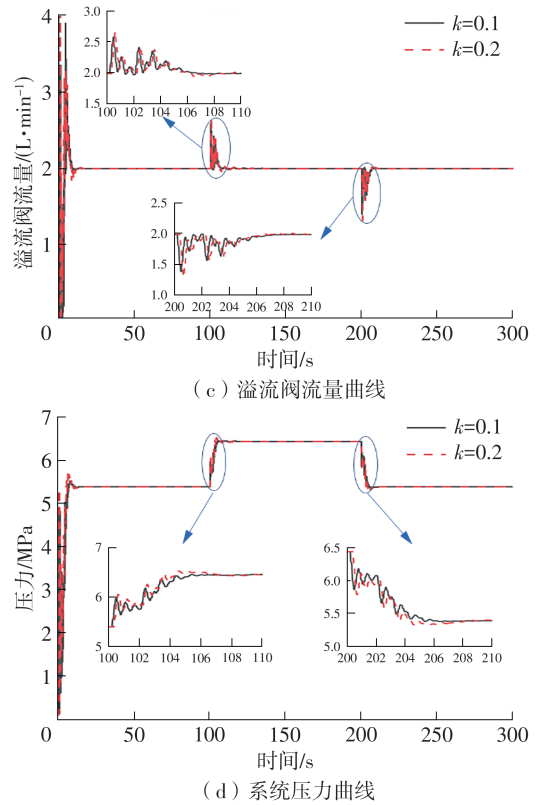
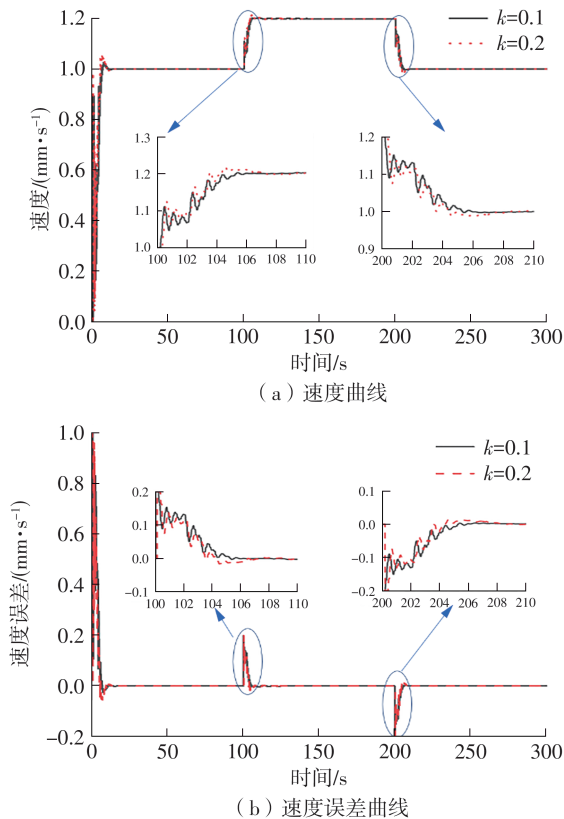


图 3 液压系统调速工况仿真结果

Fig. 3 Simulation results of speed regulation condition of hydraulic system

速度，1.0 mm/s；压力，5.4 MPa；0~100 s 负载， $1\ 600\ 000x_1$ ；100~200 s 负载， $2\ 000\ 000x_1$ ；200~300 s 负载， $1\ 400\ 000x_1$ 。对负载突变工况进行仿真，得图 4(a) 所示的负载突变工况速度曲线、图 4(b) 所示的溢流阀流量曲线及图 4(c) 所示的压力曲线。

从图 4 可以看出：在负载突增过程中，对于压力误差占比 $k = 0.1$ 、 $k = 0.2$ 的情况，速度分别为 0.92、0.89 mm/s，压力分别为 6.18、5.96 MPa；在负载突降过程中，速度分别为 1.05、1.07 mm/s，压力分别为 4.92、5.05 MPa。即随着压力误差占比增加，压力-流量复合控制的压力误差减小，速度误差增大。因此，可以根据需要通过改变压力误差占比来对控制器误差进行分配。

3.3 负载扰动工况仿真分析

为了考察存在负载波动时控制器的响应，设置负载为 $1\ 600\ 000x_1$ ，地层不均匀引起的负载力扰动为 $100\ 000 \sin 2(\pi t)$ ，推进速度为 1.0 mm/s，期望压力为 5.4 MPa，对负载波动工况进行仿真，得图 5 所示的负载波动工况速度曲线、速度误差曲线、溢流阀流量曲线、压力曲线。

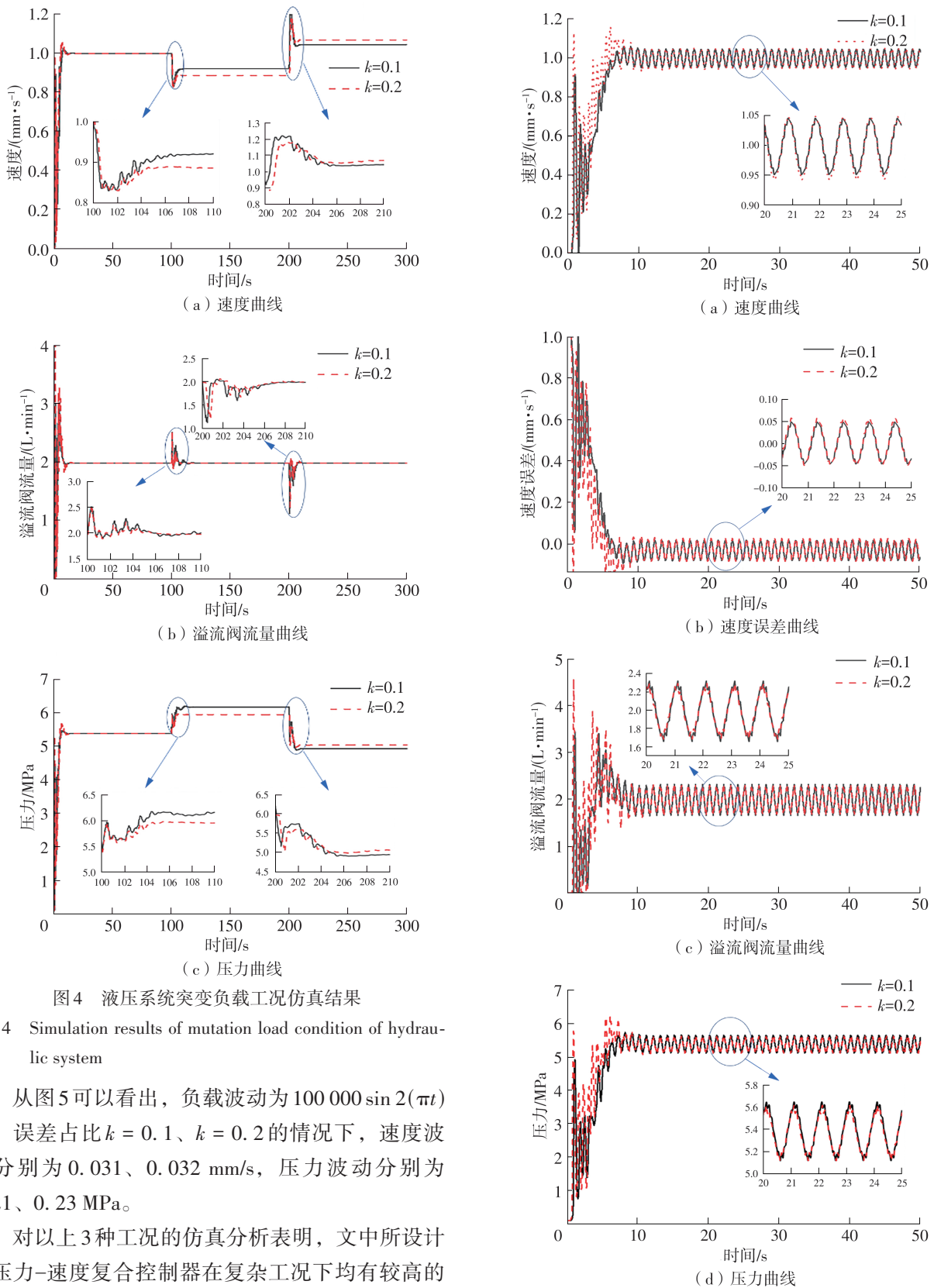


图4 液压系统突变负载工况仿真结果

Fig. 4 Simulation results of mutation load condition of hydraulic system

从图5可以看出, 负载波动为 $100\ 000 \sin 2(\pi t)$ 时, 误差占比 $k = 0.1$ 、 $k = 0.2$ 的情况下, 速度波动分别为 0.031 、 0.032 mm/s , 压力波动分别为 0.21 、 0.23 MPa 。

对以上3种工况的仿真分析表明, 文中所设计的压力-速度复合控制器在复杂工况下均有较高的控制精度。控制器可根据实际工程需要, 在对调速、负载波动工况影响较小的情况下, 调节压力误差占比, 改变负载突变情况下的误差分配。

图5 液压系统负载扰动工况仿真结果

Fig. 5 Simulation results of load disturbance condition of hydraulic system

4 结语

文中基于反步积分自适应控制算法, 提出了一种用于由比例溢流阀与比例调速阀控制的液压系统的压力-速度复合控制器。仿真结果表明, 在速度调节、突变负载、负载扰动等典型工况下, 所提出的控制器具有良好的稳定性和动态性能。比例溢流阀溢流量的控制有效减小了系统压力的波动和超调。通过改变压力误差占比, 在保证调速工况和负载波动工况影响较小的情况下, 可有效改变地层突变时的压力、速度误差分配, 在实际工程中, 可根据需要通过改变压力误差占比来对复合控制的误差进行分配。

参考文献:

- [1] 曾小华. 重型车辆液压辅助驱动系统的前馈+反馈复合控制 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2016, 44(9): 116-122, 150.
ZENG Xiao-hua. Feedforward+feedback control for hydraulic assistance drive system of heavy truck [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2016, 44(9): 116-122, 150.
- [2] 刘银水, 吴德发, 李东林, 等. 深海液压技术应用与研究进展 [J]. 机械工程学报, 2018, 20(10): 14-23.
LIU Yinshui, WU Defa, LI Donglin, et al. Application and research progress of deep-sea hydraulic technology [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 20(10): 14-23.
- [3] YIN X X, LIN Y G, LI W, et al. Reproduction of five degree-of-freedom loads for wind turbine using equispaced electrohydraulic actuators [J]. Renew Energy, 2015, 83: 626-637.
- [4] 王建明, 刘兴睿, 吕鹤婷. 循环载荷下喷丸残余应力松弛特性的数值仿真 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2016, 44(11): 71-77.
WANG Jian-ming, LIU Xing-rui, LÜ He-ting. Numerical simulation of residual stress relaxation characteristics of shot peening under cyclic loading [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2016, 44(11): 71-77.
- [5] LUO C, YAO J, GU J. Extended-state-observer based output feedback adaptive control of hydraulic system with continuous friction compensation [J]. Frankl Inst Eng Appl Math, 2019, 356(15): 8414-8437.
- [6] 徐莉萍, 蔡留金, 李健, 等. 基于自抗扰控制的铣面机床电液位置伺服系统控制策略 [J]. 计算机集成制造系统, 2018, 24(11): 2770-2778.
XU Liping, CAI Liujin, LI Jian, et al. Control strategy of electro-hydraulic position servo system for surface milling machine based on active disturbance rejection control [J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2018, 24(11): 2770-2778.
- [7] DANG X, ZHAO X, DANG C, et al. Incomplete differentiation-based improved adaptive backstepping integral sliding mode control for position control of hydraulic system [J]. ISA Transactions, 2021(109): 199-217.
- [8] GUO J, YE C, WU G. Simulation and research on position servo control system of opposite vertex hydraulic cylinder based on fuzzy neural network [C] //Proceedings of 2019 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA). [S.l.]: IEEE, 2019.
- [9] 李明杰, 魏建华, 方锦辉. 基于干扰观测器的盾构推进系统非线性控制 [J]. 中南大学学报(自然科学版), 2018, 49(8): 1922-1928.
LI Mingjie, WEI Jianhua, FANG Jinhui. Nonlinear control of shield propulsion system based on disturbance observer [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2018, 49(8): 1922-1928.
- [10] WANG Y, ZHAO J, DING H, et al. Output feedback control of electro-hydraulic asymmetric cylinder system with disturbances rejection [J]. Journal of the Franklin Institute, 2020, 358(3): 1839-1859.
- [11] YANG G, YAO J. Nonlinear adaptive output feedback robust control of hydraulic actuators with largely unknown modeling uncertainties [J]. Applied Mathematical Modelling, 2020(79): 824-842.
- [12] GUO Q, SUN P, YIN J, et al. Parametric adaptive estimation and backstepping control of electro-hydraulic actuator with decayed memory filter [J]. ISA Transactions, 2016(79): 202-214.
- [13] MACCHELLI A, BARCHI D, MARCONI L, et al. Robust adaptive control of a hydraulic press [J]. IFAC-Papers OnLine, 2020, 2(53): 8790-8795.
- [14] LUO C, YAO J, GU J. Extended-state-observer-based output feedback adaptive control of hydraulic system with continuous friction compensation [J]. Journal of the Franklin Institute, 2019, 15(356): 8414-8437.
- [15] LI X, YAO J, ZHOU C. Output feedback adaptive robust control of hydraulic actuator with friction and model uncertainty compensation [J]. Journal of the Franklin Institute, 2017, 13(354): 5328-5349.
- [16] BAKHSHANDE F, BACH R, SÖFFKER D. Robust

- control of a hydraulic cylinder using an observer-based sliding mode control: theoretical development and experimental validation [J]. *Control Engineering Practice*, 2020(95): 104272.
- [17] YANG X, YAO J, DENG W. Output feedback adaptive super-twisting sliding mode control of hydraulic systems with disturbance compensation [J]. *ISA Transactions*, 2021(109): 175-185.
- [18] CHO S H. Trajectory tracking control of injection molding cylinder driven by speed controlled hydraulic pump [J], *Journal of Drive and Control*, 2007, 2(4): 21-27.
- [19] HAN H, LIU Y, MA L, et al. Analyze the characteristics of electro-hydraulic servo system's position-pressure master-slave control [J/OJ]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2018, 10(6). <https://journals.sagepub.com/doi/epub/10.1177/1687814018782013>.

Pressure-Velocity Compound Control Strategy of Hydraulic System

XIA Yimin^{1,2} LUO Lianglin^{1,2} GUO Kun³ YUAN Ye³ SHI Yupeng^{1,2} WANG Chengyu^{1,2}

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, Hunan, China; 2. State Key Laboratory of High Performance Complex Manufacturing, Central South University, Changsha 410083, Hunan, China; 3. Zoomlion Heavy Industry Science & Technology Development Co., Ltd., Changsha 410013, Hunan, China)

Abstract: Taking the valve control cylinder system controlled by proportional relief valve and proportional speed-regulating valve as the research object, this paper established a dynamics model of hydraulic system. The friction force of propulsion hydraulic cylinder was compensated based on LuGre model. The bristly observer was established to estimate the motion characteristics of the spool and the stability of the observer was proved by Lyapunov first method. The uncertainty of hydraulic system was integrated with external load interference, and the adaptive rate was estimated. Based on the inverse integral adaptive control algorithm, a pressure-velocity compound control strategy was proposed and the stability of the control strategy was verified. Based on the hydraulic cylinder speed control, the pressure error was introduced into the speed expectation to realize the pressure-flow compound control of valve control cylinder system. The co-simulation platform of the valve-controlled cylinder system was established in AMESim and Matlab, and the speed regulation, sudden load and load disturbance of the valve-controlled cylinder system were simulated and analyzed under different error proportions. The simulation results show that the pressure-velocity composite controller has good control performance under the conditions of speed regulation, sudden load and load disturbance of the valve control cylinder system. The overflow control of proportional relief valve effectively reduces the fluctuation and overshoot of system pressure. Overchanging the proportion of pressure error can effectively change the distribution of pressure and velocity error when the formation changes abruptly. In practical engineering, the distribution of compound control error can be carried out by changing the proportion of pressure error according to the need.

Key words: valve-controlled cylinder system; backstepping; LuGre model; state observer; pressure-velocity compound control