

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.12.043

基于内模控制的主动悬挂电液伺服作动器位置控制研究

郭庆贺^{1,2} 赵丁选^{1,2} 赵小龙^{1,2} 李振兴^{1,2} 武理哲^{1,2} 师小波^{2,3}

(1.燕山大学机械工程学院, 秦皇岛 066004; 2.燕山大学河北省特种运载装备重点实验室, 秦皇岛 066004;
3.燕山大学电气工程学院, 秦皇岛 066004)

摘要: 针对负载质量和负载力等参数不确定的主动悬挂电液伺服作动器位置控制系统,采用内模控制方法对其进行位置控制。根据系统特性建立了电液伺服作动器位置控制系统线性化数学模型,并基于此模型设计了内模控制器。为验证内模控制器的控制效果,进行了与PID控制的对比仿真分析和台架试验。以阶跃信号为输入信号进行了仿真分析,仿真结果表明,系统在内模控制下的单位阶跃响应快速、平稳、无超调,动态特性优于PID控制,且当系统受到外部干扰时,内模控制比PID控制能更快速、平稳地恢复至稳态值。台架试验包括改变正弦输入信号频率和改变负载质量两种试验方案。结果表明,当正弦输入信号频率由0.1 Hz增加至2 Hz时,基于PID控制的系统跟踪性能明显恶化,而基于内模控制的系统跟踪性能并无明显变化;当负载质量发生变化时,基于内模控制的系统跟踪误差变化幅度明显小于PID控制。基于内模控制的电液伺服作动器位置控制系统的跟踪响应性能优于PID控制,满足主动悬挂系统的使用要求。

关键词: 主动悬挂; 电液伺服作动器; 内模控制; 位置控制

中图分类号: TP273; U463.33 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)12-0394-11 OSID: 

Internal Model Control in Position Control of Active Suspension
Electro-hydraulic Servo Actuator

GUO Qinghe^{1,2} ZHAO Dingxuan^{1,2} ZHAO Xiaolong^{1,2} LI Zhenxing^{1,2} WU Lizhe^{1,2} SHI Xiaobo^{2,3}

(1. College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China
2. Key Laboratory of Special Carrier Equipment of Hebei Province, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China
3. School of Electrical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: Aiming at the position control system of active suspension electro-hydraulic servo actuator with uncertain load mass and load force, the internal model control method was used to control the position of the actuator. Firstly, according to the characteristics of the system, the linear mathematical model of the electro-hydraulic servo actuator position control system was established, and then the internal model controller was designed based on the model. In order to verify the control effect of internal model controller, the simulation analysis and bench test were compared with PID controller. The step signal was used as the input signal for simulation analysis. The simulation results showed that the unit step response of the system under internal model control was fast, stable, no overshoot, and its dynamic characteristics were better than that of PID control. When the system was disturbed by external interference, it can return to the steady value more quickly and stably than PID control. The bench test included changing the frequency of sinusoidal input signal and changing the load quality. There were three kinds of experimental schemes. The experimental results showed that when the frequency of sinusoidal input signal was increased from 0.1 Hz to 2 Hz, the tracking performance of the system based on internal model control had no obvious change, while the tracking performance of the system based on PID control was obviously deteriorated when the sinusoidal input signal frequency was 2 Hz; the test results of changing load quality showed that when the load quality was changed, the system based on internal model control had no obvious change. The variation range of tracking error was obviously smaller than that of PID control. The

收稿日期: 2020-08-06 修回日期: 2020-09-11
基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFC0802902)
作者简介: 郭庆贺(1992—),男,博士生,主要从事工程机器人研究,E-mail: qinghekewok@126.com
通信作者: 赵丁选(1965—),男,教授,博士生导师,主要从事复杂机械系统动力学及仿真和工程机器人研究,E-mail: zdx-yw@ysu.edu.cn

tracking response performance of electro-hydraulic servo actuator position control system based on internal model control was better than that of PID control, and can meet the requirements of active suspension system.

Key words: active suspension; electro-hydraulic servo actuator; internal model control; position control

0 引言

电液伺服作动器是中型、重型车辆主动悬挂系统实施主动控制的核心部件,其作动性能直接影响主动悬挂系统的性能,进而影响整车的行驶平顺性和操纵稳定性。在工作过程中,主动悬挂系统要求电液伺服作动器能较好地跟踪位置指令,即要求其具备较好的位置跟踪性能,而其跟踪性能则在于控制策略的选取。

PID 控制^[1-2]因其结构简单、参数调整方便而成为目前工业控制领域内广泛应用的控制策略。然而,在车辆行驶过程中,乘客数量、货物和燃料质量都会随时间变化,这将导致作动器负载质量、负载力、系统固有频率和系统阻尼比等一系列参数发生改变。常规 PID 控制难以应对系统参数实时变化的工况^[3],单纯采用常规 PID 控制很难获得满意的位置跟踪效果。

随着控制理论不断发展,针对系统参数不确定等问题国内外学者提出了多种先进的控制策略,包括鲁棒控制^[4-7]、滑膜控制^[7-10]、自适应控制^[11-12]、自抗扰控制^[13-14]、内模控制^[15-18],以及两种或两种以上控制策略的组合^[19-22]。其中,内模控制(Internal model control, IMC)^[23]具有设计原理简单、参数整定规则直观明了、抗扰动能力强等优点。本文将内模控制引入电液伺服作动器位置控制系统,对系统跟踪性能和鲁棒性进行仿真与试验研究。

1 线性模型建立

主动悬挂电液伺服作动器的结构形式为电液伺服阀控制液压缸(简称阀控缸)。阀控缸分为阀控对称液压缸和阀控非对称液压缸两种形式。由于非对称液压缸较对称液压缸具有占用空间小、结构紧凑等优点,且考虑车辆底盘布置空间有限,因此本文研究的电液伺服作动器选用阀控非对称液压缸形式。主动悬挂电液伺服作动器位置控制系统原理图如图 1 所示。 p_s 为供油压力, p_o 为回油压力; x_v 为伺服阀阀芯位移, y 为活塞杆相对缸筒的位移; q_1 为流入或流出液压缸无杆腔的流量, q_2 为流入或流出液压缸有杆腔的流量; p_1 和 p_2 分别为液压缸无杆腔和有杆腔压力; A_1 和 A_2 分别为液压缸无杆腔和有杆腔面积; m 为作动器等效负载质量, F 为等效外负

载力。

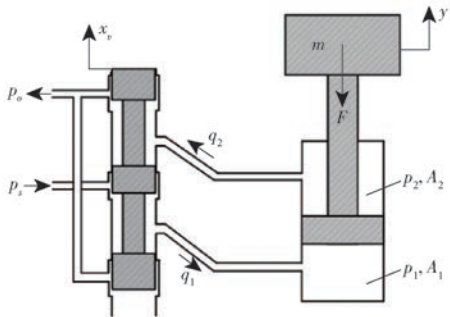


图 1 主动悬挂电液伺服作动器位置控制系统原理图
Fig. 1 Schematic of position control system of active suspension electro-hydraulic servo actuator

1.1 负载压力及负载流量定义

参考文献[24],为保证伺服阀与液压缸功率匹配,负载压力 p_L 和负载流量 q_L 分别定义为

$$p_L = p_1 - np_2 \tag{1}$$

$$q_L = \frac{q_1 + nq_2}{1 + n^2} \tag{2}$$

其中
式中 n ——液压缸有杆腔与无杆腔面积比

1.2 阀控缸基本方程建立

在阀控非对称缸系统中,由于液压缸两腔面积不同,导致活塞杆在伸出和缩回时流量增益不等,因此在建立阀控非对称缸系统模型时需分别讨论。在建立系统模型前,规定图 1 中伺服阀阀芯位移 x_v 向上为正,活塞杆伸出时 $\dot{y} > 0$,且对系统特性做如下假设:①伺服阀内部油液压缩性忽略不计。②供油压力 p_s 恒定不变,回油压力 p_o 为 0。③管路对系统动态影响忽略不计。

1.2.1 活塞杆伸出时系统模型

(1) 节流方程

如图 1 所示,当阀芯向上移动($x_v > 0$),活塞杆伸出时($\dot{y} > 0$),建立流入液压缸无杆腔的流量 q_1 和流出液压缸有杆腔的流量 q_2 分别为

$$q_1 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} \approx A_1 \dot{y} \tag{3}$$

$$q_2 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} \approx A_2 \dot{y} \tag{4}$$

式中 C_d ——伺服阀阀口流量系数
 w ——伺服阀节流口面积梯度
 ρ ——油液密度

根据负载流量定义,联立式(1)~(4)可得

$$q_L = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{p_s - p_L}{1 + n^3}} \tag{5}$$

将负载流量方程(5)在工作点附近线性化可得

$$q_L = K_{q_1} x_v - K_{c_1} p_L \tag{6}$$

其中

$$K_{q_1} = C_d w \sqrt{\frac{2n^2(p_s - p_L)}{\rho(1 + n^3)}} \tag{7}$$

$$K_{c_1} = C_d w x_v \frac{\sqrt{\frac{2(p_s - p_L)}{\rho(1 + n^3)}}}{2(p_s - p_L)} \tag{8}$$

式中 K_{q_1} —— $\dot{y} > 0$ 时的流量增益

K_{c_1} —— $\dot{y} > 0$ 时的流量压力系数

(2) 流量连续性方程

设活塞杆初始位置在总行程的中位位置,伸、缩行程相同,无杆腔和有杆腔初始容积分别为 V_{10} 和 V_{20} ,活塞伸缩过程中,两腔瞬时容积为

$$V_1 = V_{10} + A_1 y \tag{9}$$

$$V_2 = V_{20} - A_2 y \tag{10}$$

根据可压缩流体连续性方程可得液压缸无杆腔和有杆腔流量连续性方程分别为

$$q_1 = A_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V_{10} + A_1 y}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} + (C_e + C_i) p_1 - C_i p_2 \tag{11}$$

$$q_2 = A_2 \frac{dy}{dt} - \frac{V_{20} - A_2 y}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} - (C_e + C_i) p_2 + C_i p_1 \tag{12}$$

式中 β_e ——油液弹性模量

C_i ——液压缸内泄漏系数

C_e ——液压缸外泄漏系数

联立式(1)~(12)可得

$$q_L = A_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} + C_{ic} p_L + C_{c_1} p_s \tag{13}$$

其中

$$V_t = \frac{4(V_{10} + n^3 V_{20})}{(1 + n^3)(1 + n^2)} \tag{14}$$

$$C_{ic} = \frac{1 + n}{1 + n^3} C_i + \frac{C_e}{1 + n^2} \tag{15}$$

$$C_{c_1} = \frac{n^2(n^2 - 1)}{(1 + n^2)(1 + n^3)} C_i \tag{16}$$

(3) 力平衡方程

由图 1 可知,主动悬挂系统中作动器所承受负载仅有惯性负载,因此其力平衡方程为

$$A_1 p_L = m \frac{d^2 y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} + F \tag{17}$$

式中 B ——活塞粘性阻尼系数

1.2.2 活塞杆缩回时系统模型

参考活塞杆伸出时系统模型的推导过程,可得

当阀芯向下移动($x_v < 0$),活塞杆缩回($\dot{y} < 0$)时的各基本方程。

(1) 线性化负载流量方程

$$q_L = K_{q_2} x_v - K_{c_2} p_L \tag{18}$$

其中

$$K_{q_2} = C_d w \sqrt{\frac{2(p_L + np_s)}{\rho(1 + n^3)}} \tag{19}$$

$$K_{c_2} = -\frac{C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{p_L + np_s}{1 + n^3}}}{2(p_L + np_s)} \tag{20}$$

式中 K_{q_2} —— $\dot{y} < 0$ 时的流量增益

K_{c_2} —— $\dot{y} < 0$ 时的流量压力系数

(2) 无杆腔和有杆腔流量连续性方程

$$q_1 = -A_1 \frac{dy}{dt} - \frac{V_{10} + A_1 y}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} - (C_i + C_e) p_1 + C_i p_2 \tag{21}$$

$$q_2 = -A_2 \frac{dy}{dt} + \frac{V_{20} - A_2 y}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} + (C_i + C_e) p_2 - C_i p_1 \tag{22}$$

式(11)和式(12)、式(21)和式(22)可统一采用式(11)和式(12)表示,于是当阀芯向下移动时可得

$$q_L = A_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} + C_{ic} p_L + C_{c_2} p_s \tag{23}$$

$$\text{其中 } C_{c_2} = \frac{n^2 - 1}{(1 + n^2)(1 + n^3)} C_i \tag{24}$$

(3) 力平衡方程

$$A_1 p_L = m \frac{d^2 y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} + F \tag{25}$$

1.3 阀控缸系统模型传递函数

由 1.2 节推导过程可知,活塞杆伸出和缩回两种运动下的基本方程可表示为

$$q_L = K_q x_v - K_c p_L \tag{26}$$

$$q_L = A_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} + C_{ic} p_L + C_{c_1} p_s \tag{27}$$

$$A_1 p_L = m \frac{d^2 y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} + F \tag{28}$$

式中,当 $x_v > 0$ ($\dot{y} > 0$) 时, $K_q = K_{q_1}$, $K_c = K_{c_1}$, $C_c = C_{c_1}$; 当 $x_v < 0$ ($\dot{y} < 0$) 时, $K_q = K_{q_2}$, $K_c = K_{c_2}$, $C_c = C_{c_2}$ 。

对式(26)~(28)进行拉式变换并联立式(26)~(28)可得系统传递函数为

$$Y(s) = \frac{A_1 K_q}{K_{ce} B + A_1^2} X_v(s) - \frac{A_1 C_c}{K_{ce} B + A_1^2} P_s(s) - \frac{1}{K_{ce} B + A_1^2} \left(K_{ce} + \frac{V_t}{4\beta_e} s \right) F(s) \tag{29}$$
$$s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)$$

其中

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e(K_{ce}B + A_1^2)}{V_l m}} \tag{30}$$
$$\zeta_h = K_{ce} \sqrt{\frac{\beta_e m}{V_l(K_{ce}B + A_1^2)}} + \frac{B}{4} \sqrt{\frac{V_l}{\beta_e m(K_{ce}B + A_1^2)}} \tag{31}$$

通常情况下, 由于 $A_1 C_{dp}(s)/(K_{ce}B + A_1^2)$ 取值较小, 可近似等于零, 则式(29)可进一步简化为

$$Y(s) = G_{x_v}(s)X_v(s) + G_F(s)F(s) \tag{33}$$

其中

$$G_{x_v}(s) = \frac{A_1 K_q}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right) (K_{ce}B + A_1^2)} \tag{34}$$
$$G_F(s) = - \frac{K_{ce} + \frac{V_l}{4\beta_e} s}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right) (K_{ce}B + A_1^2)} \tag{35}$$

式中 $G_{x_v}(s)$ ——活塞杆位移对阀芯位移的传递函数

$G_F(s)$ ——活塞杆位移对外负载力的传递函数

1.4 伺服阀及其他环节传递函数

根据所控动力机构固有频率, 电液伺服阀阀芯位移与输入电流之间的传递函数可近似为二阶振荡环节、惯性环节或比例环节。本文研究所选用的电液伺服阀固有频率远大于液压缸动力机构固有频率, 因此, 阀芯位移与输入电流之间的传递函数可近似为比例环节^[25], 即

$$x_v = k_{sv} I \tag{36}$$

式中 k_{sv} ——伺服阀阀芯位移增益

I ——系统输入电流

阀控缸电液伺服位置控制系统中还存在伺服放大器环节、控制器环节和活塞杆位移反馈环节。其中伺服放大器环节和活塞杆位移反馈环节均近似为比例环节。伺服阀放大器比例增益设为 K_a , 活塞杆位移反馈环节比例增益设为 K_f 。

连接以上各环节传递函数可得阀控缸位置闭环控制系统框图, 如图 2 所示。

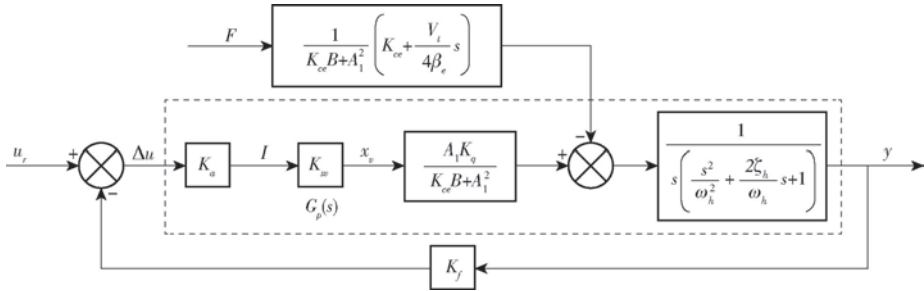


图 2 阀控缸位置控制系统框图

Fig. 2 Block diagram of position control system of valve control cylinder

由图 2 可得阀控缸位置控制系统前向通道传递函数为

$$G_p(s) = \frac{K_o}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \tag{37}$$

其中

$$K_o = \frac{K_a K_{sv} K_q A_1}{K_{ce} B + A_1^2} \tag{38}$$

式中 K_o ——开环增益

2 内模控制器设计

2.1 内模控制原理

内模控制原理^[26]框图如图 3 所示。 $G_p(s)$ 为被控对象, $\hat{G}_p(s)$ 为内模, $G_c(s)$ 为内模控制器, $G_d(s)$ 为干扰通道传递函数, $X_i(s)$ 为系统输入, $X_o(s)$ 为系统输出, $z(s)$ 为反馈信号。内模控制的最终目标是保持输出 $X_o(s)$ 逼近系统输入 $X_i(s)$ 。图 4 为图 3 的等价形式, 虚线框所围部分为反馈控

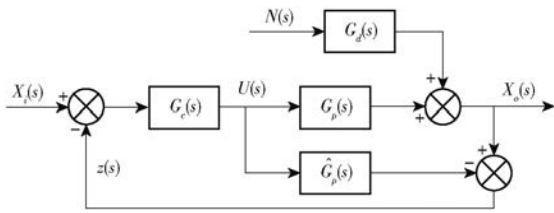


图 3 内模控制原理框图

Fig. 3 Principle block diagram of IMC

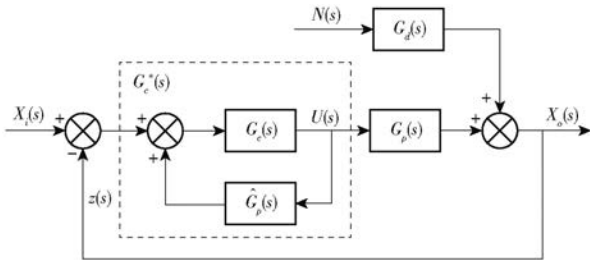


图 4 内模控制原理等价框图

Fig. 4 Equivalent principle block diagram of IMC

制器 $G_c^*(s)$ 。

由图 4 可得系统输出为

$$X_o(s) = \frac{G_c(s)G_p(s)}{1 + G_c(s)(G_p(s) - \hat{G}_p(s))}X_i(s) + \frac{(1 - G_c(s)\hat{G}_p(s))G_d(s)}{1 + G_c(s)(G_p(s) - \hat{G}_p(s))}N(s) \quad (39)$$

由式(39)可以看出,若内模控制器能满足 $G_c(s) = \hat{G}_p^{-1}(s)$,则在任何时间和任何干扰影响下,系统输出始终等于系统输入,即系统输出可无偏差跟踪系统输入,内模控制的优点由此体现。

对于实际被控系统而言,理想内模控制器 $G_c(s) = \hat{G}_p^{-1}(s)$ 一般难以获得。通常将被控对象模型 $\hat{G}_p(s)$ 分解为纯滞后和不稳定零点部分 $\hat{G}_{p+}(s)$ 和最小相位部分 $\hat{G}_{p-}(s)$,然后利用 $\hat{G}_{p-}(s)$ 与低通滤波器 $f(s)$ 相结合的方式设计内模控制器,即

$$G_c(s) = \frac{f(s)}{\hat{G}_{p-}(s)} \quad (40)$$

其中 $f(s) = 1/(\lambda s + 1)^r$
式中 $f(s)$ ——低通滤波器
 λ ——时间常数

r 的取值应保证 $G_c(s)$ 可以实现。

2.2 阀控缸位置控制系统内模控制器设计

根据2.1节所述的内模控制器原理与设计方法,设计低通滤波器 $f(s)$ 为

$$f(s) = \frac{1}{(\lambda s + 1)^3} \quad (41)$$

则内模控制器为

$$G_c(s) = \frac{f(s)}{\hat{G}_{p-}(s)} \quad (42)$$

取式(37)为内模 $\hat{G}_p(s)$,并将式(37)和式(41)代入式(42)可得阀控缸位置控制系统内模控制器为

$$G_c(s) = \frac{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h}s + 1 \right)}{K_o(\lambda s + 1)^3} \quad (43)$$

由式(43)可知, λ 是内模控制器唯一需要调节的参数。 λ 作为滤波器的时间常数,其物理意义在于反映系统过渡过程所需的时间。根据文献[27-29]对 λ 与系统性能关系的分析可知, λ 将影响系统的动态特性和鲁棒性,增大 λ 可提高系统鲁棒性,但会降低系统的响应速度和跟踪精度,相反,减小 λ 则能增加系统响应速度,提高跟踪精度,但系统鲁棒性会降低。在单变量系统中,系统鲁棒性和动态性能不可兼得。因此,在实际应用中,通常采用折中的办法确定 λ 。

3 仿真与结果分析

为检验所设计的内模控制器的控制效果,采用Matlab/Simulink对阀控缸位置控制系统进行仿真与分析。图5为在Simulink中搭建的基于内模控制的电液伺服作动器位置控制系统,为进行对比分析,同时在该系统中搭建了基于PID控制的电液伺服作动器位置控制系统,并采用Ziegler-Nichols法对PID控制器进行参数整定,整定结果为 $K_p = 78.4, K_i = 0.172, K_d = 0.0572$ 。由于主动悬挂系统对作动器的响应速度和跟踪精度要求较高,根据2.2节内模控制器参数 λ 的整定规则,在保证系统稳定的前提下,设置 λ 为0.002,其余仿真参数如表1所示。

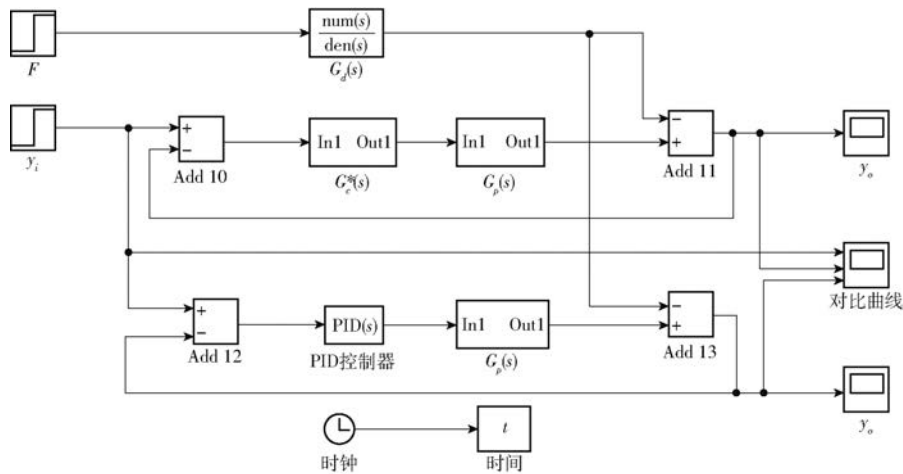


图5 阀控缸位置控制系统

Fig. 5 Position control system of valve control cylinder

在时间 $t = 1\text{ s}$ 时,给定系统单位阶跃信号,并在 $t = 5\text{ s}$ 时,加入幅值为0.2的干扰信号,仿真结果如图6所示。图7为图6中方框①所围部分的放大

图,图8为图6中方框②所围部分的放大图。由图7可以看出,在给定系统单位阶跃输入信号后,基于PID控制的系统超调量较大,超调量为

表 1 系统仿真参数
Tab. 1 System simulation parameters

参数	数值
非对称缸无杆腔面积 A_1/m^2	5.67×10^{-3}
非对称缸有杆腔面积 A_2/m^2	1.26×10^{-3}
流量系数 C_d	0.61
面积梯度 w/m	0.04
油液弹性模量 β_e/Pa	7×10^8
恒定供油压力 p_s/Pa	2.5×10^7
活塞杆及负载质量 m/kg	6 000
负载力(簧载质量重力) F/N	5.88×10^4
活塞粘性阻尼系数 $B/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	3×10^4
油液密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	850
内泄漏系数 $C_{i1}/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1})$	3×10^{-11}
外泄漏系数 $C_{e1}/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1})$	0
非对称缸无杆腔初始容积 V_{10}/m^3	8.51×10^{-4}
非对称缸有杆腔初始容积 V_{20}/m^3	1.89×10^{-4}
伺服阀阀芯位移增益 $K_w/(\text{m} \cdot \text{A}^{-1})$	0.5
伺服阀放大器比例增益 $K_a/(\text{A} \cdot \text{V}^{-1})$	1×10^{-3}

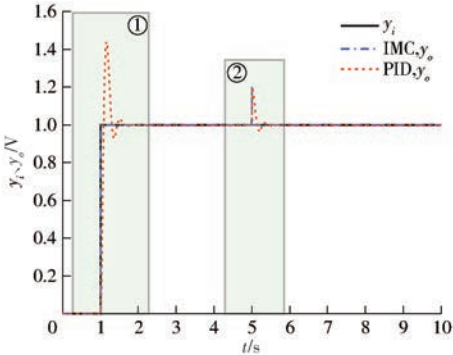


图 6 有幅值干扰的单位阶跃响应曲线
Fig. 6 Unit step response curves with amplitude disturbance

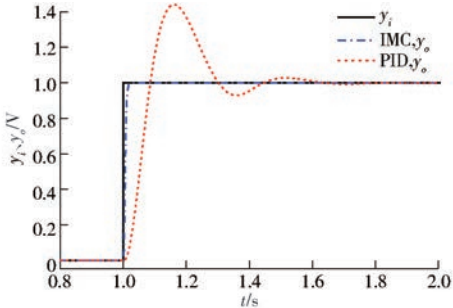


图 7 图 6 方框①所围部分放大图
Fig. 7 Enlarged view of part circled in box ①

44.1%,调整时间为 600 ms,稳态误差为 2.1×10^{-3} V,而基于 IMC 控制的系统响应过程平稳,没有出现超调与振荡过程,调整时间为 15.1 ms,响应速度明显优于 PID 控制,且稳态误差为 4.6×10^{-4} V,稳态误差明显小于 PID 控制。在 $t = 5$ s 处加入幅值为 0.2 的干扰信号,由图 8 可以看出,基于 PID 控制的系统在出现扰动后其调整过程振荡次数较多,调整时间较长,而基于 IMC 控制的系统在出现扰动后可

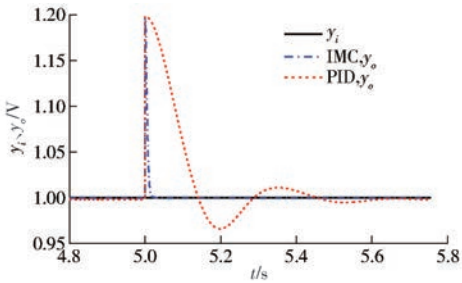


图 8 图 6 方框②所围部分放大图
Fig. 8 Enlarged view of part circled in box ②

快速响应使系统恢复至稳态值,且调整过程没有出现超调与振荡。由此可知,在阀控缸位置控制系统中,IMC 动态特性较传统 PID 具有明显优势。

车辆在行驶过程中面临众多的不确定工况,不同的工况将导致车辆系统参数发生变化。例如车辆在行驶过程中,乘客数量、货物和燃料的质量都会随时间变化,而这些变化将导致簧载质量发生改变,簧载质量改变又会引起作动器负载质量、负载力、系统固有频率和系统阻尼比等一系列参数发生改变。因此,对于主动悬挂系统来讲,所选用控制器应具备较强的鲁棒性以抵抗系统参数的变化。为验证 IMC 在抵抗系统参数不确定方面的能力,将被控对象 $G_p(s)$ 的负载质量 m 分别增加 30% 和减少 30%,其余参数不变,忽略外部干扰,仿真结果如图 9 所示。为便于分析,将图 9 中 IMC 和 PID 的仿真结果单独列出,并分别将方框所围部分进行局部放大,放大后如图 10、11 所示。

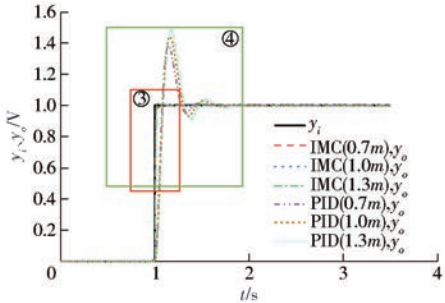


图 9 负载质量改变后仿真结果
Fig. 9 Simulation results after load quality changed

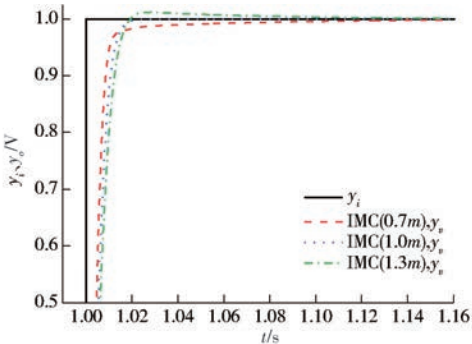


图 10 图 9 方框③所围部分放大图
Fig. 10 Enlarged view of part circled in box ③

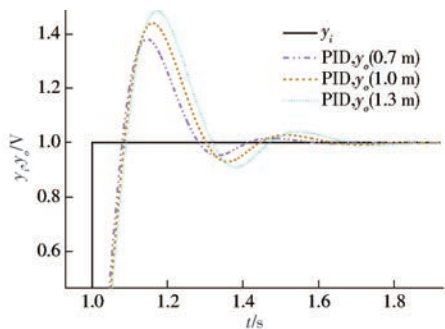


图 11 图 9 方框④所围部分放大图

Fig. 11 Enlarged view of part circled in box ④

对图 10 所示的 IMC 控制下的仿真结果进行系统响应性能分析,如表 2 所示。对图 11 所示的 PID 控制下的仿真结果进行系统响应性能分析,如表 3 所示。由表 2、3 可知,在 IMC 和 PID 两种控制方法下,系统响应的上升时间和稳态误差均随负载质量减小而减小,随负载质量增加而增加,但在 IMC 控制下,系统响应上升时间和稳态误差的变化幅值均小于 PID 控制。负载质量大于 m 时,两控制方法下系统超调量均增加,但 IMC 控制下的系统超调量变化幅度相比 PID 较小,且响应过程平稳无振荡。由于图 5 所示系统中 IMC 控制器是基于负载质量为 m 时设计的,因此,当负载质量小于或大于 m 时,系统调整时间较负载质量为 m 时均有增加,但变化幅度远小于 PID 控制下调整时间的变化幅度。综上分析,在系统参数发生变化时,IMC 控制器的鲁棒性优于 PID 控制。

表 2 IMC 控制下系统响应性能指标

Tab. 2 Performance index of system response under IMC control				
负载质量	上升时间/ ms	超调量/ %	调整时间/ ms	稳态误差/ V
0.7m	6.6	0	17.1	3.2×10^{-4}
1.0m	8.3	0	15.1	4.6×10^{-4}
1.3m	9.9	1.2	16.6	5.9×10^{-4}

表 3 PID 控制下系统响应性能指标

Tab. 3 Performance index of system response under PID control				
负载质量	上升时间/ ms	超调量/ %	调整时间/ ms	稳态误差/ V
0.7m	52.7	37.8	385	1.5×10^{-3}
1.0m	56.3	44.1	563	2.1×10^{-3}
1.3m	59.3	48.5	622	2.8×10^{-3}

4 阀控缸位置伺服控制系统试验

4.1 试验设备

如图 12 所示,电液伺服作动器位置控制系统主

要由机械系统、液压系统和电控系统等组成。

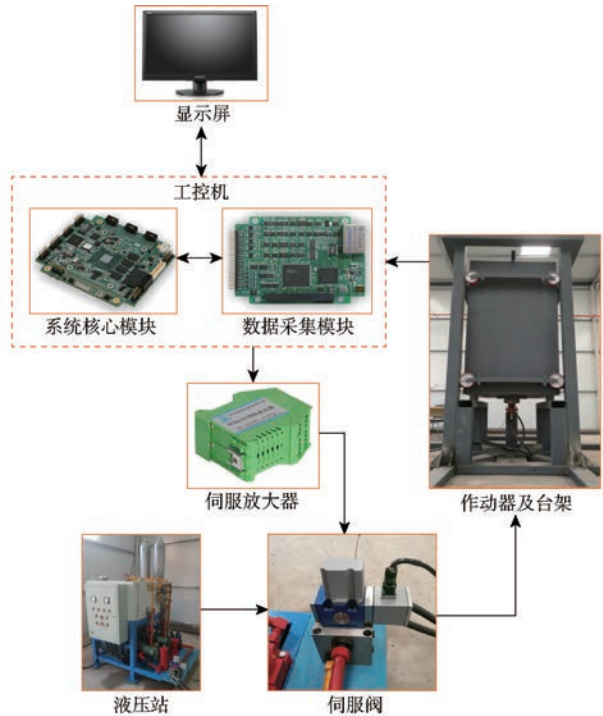


图 12 阀控缸位置控制系统原理图

Fig. 12 Principle of valve controlled cylinder position control system

机械系统主要为作动器台架。为能有效模拟主动悬挂作动器的实际负载工况,采用自主设计的悬挂作动器试验台架^[30]。如图 13 所示,该台架主要由机架、配重箱和导向滚动轮等部件组成。作动器垂直地面放置,其缸筒底座与机架底座通过螺栓连接,活塞杆通过球铰衬套与配重箱底部连接,配重箱每一侧面均安装 4 个起导向作用的滚动轮。试验时,按要求在配重箱内放入一定质量的配重物,可有效模拟主动悬挂作动器实际工况下的负载。

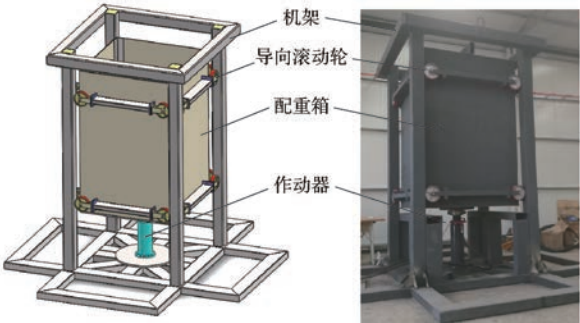


图 13 悬挂作动器试验台架

Fig. 13 Suspension actuator test bench

液压系统主要包括液压站、电液伺服阀和伺服放大器 etc 部件。其中,液压站选用实验室已有液压站;电液伺服阀选用航天钧和科技有限公司生产的 SFD234 型电反馈射流管式三位四通电液伺服阀;伺服放大器选用该公司生产的配套伺服放大器。液压系统回路图如图 14 所示。

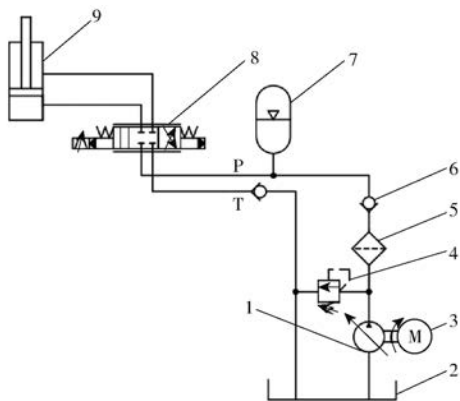


图 14 作动器位置控制系统液压回路图

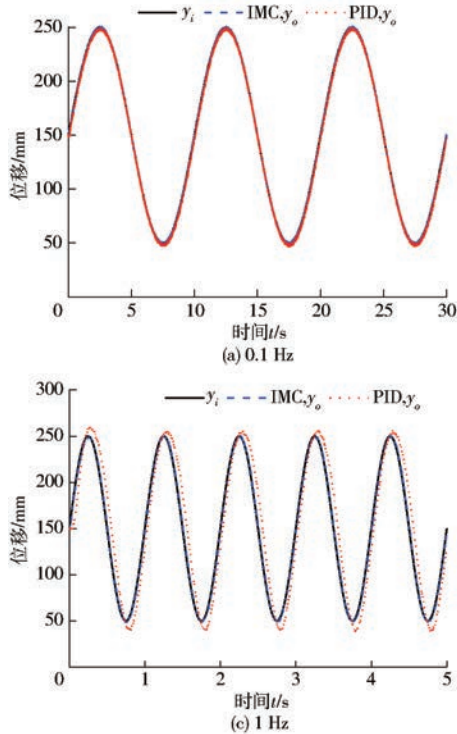
Fig. 14 Hydraulic circuit diagram of actuator position control system

1. 液压泵 2. 油箱 3. 电机 4. 溢流阀 5. 过滤器 6. 单向阀
7. 蓄能器 8. 电液伺服阀 9. 作动器

电控系统主要包括工控机、位移传感器等元器件。其中,工控机系统核心模块选用盛博科技嵌入式计算机有限公司生产的 SCM9022 型 PC/104 主板。数据采集与输出模块采用盛博科技嵌入式计算机有限公司生产的 SysExpandModuleTM/ADT882 – AT 型采集卡。位移传感器采用美国 MTS 公司生产的 MH100 型磁致伸缩位移传感器。

4.2 试验方案

为避免试验过程产生较大冲击,同时保证试验过程安全,本试验采用正弦信号作为系统输入。具体试验方案分为两部分:



(1)作动器负载质量为满载质量 6 000 kg(整车满载质量约为 36 000 kg,此时单作动器负载质量为 6 000 kg)时,分别对系统输入同幅值不同频率(幅值为 100 mm,频率分别为 0.1、0.5、1、2 Hz)的正弦信号,采集并处理试验数据,比较在给定系统不同频率输入信号时,IMC 与 PID 2 种控制方法下系统的位置跟踪性能和鲁棒性。

(2)减少作动器负载质量至空载质量 3 000 kg(整车空载质量约为 18 000 kg,此时单作动器负载质量为 3 000 kg)时,仅对系统输入幅值为 100 mm、频率为 1 Hz 的正弦信号,采集并处理试验数据,比较在负载质量发生变化后,IMC 与 PID 2 种控制方法下系统的位置跟踪性能和鲁棒性。

4.3 试验结果与分析

4.3.1 满载时跟踪试验

图 15 为满载时各频率正弦输入信号下系统位移跟踪响应曲线,图 16 为满载时各频率正弦输入信号下系统位移跟踪误差曲线。统计各频率正弦输入信号下系统稳态跟踪误差如表 4 所示。

由图 15a、16a 可知,当输入正弦信号为 0.1 Hz 时,在 IMC 和 PID 两种控制方法下,系统位移跟踪响应曲线在幅值和相位上都更接近输入正弦信号,系统在两种控制方法下均表现出良好的跟踪性能。但由表 4 可知,相比 PID,在 IMC 控制方法下位移跟踪误差更小,IMC 的位移跟踪性能优于 PID。

将系统输入正弦信号频率提高至 0.5 Hz,由

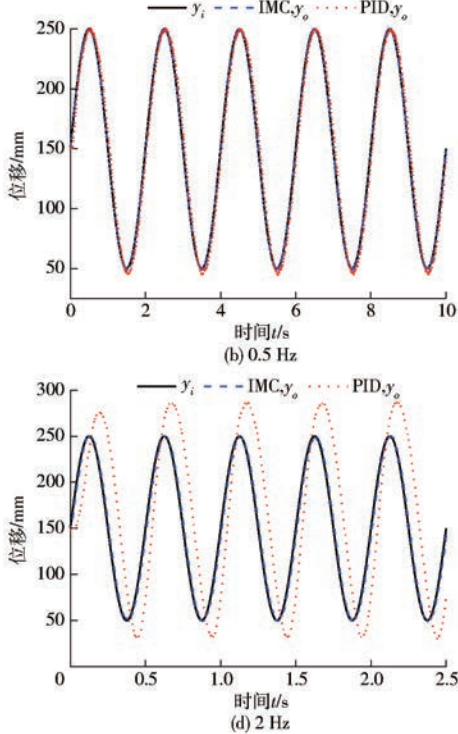


图 15 满载时正弦信号位移跟踪响应

Fig. 15 Displacement tracking response of sinusoidal signal under full load

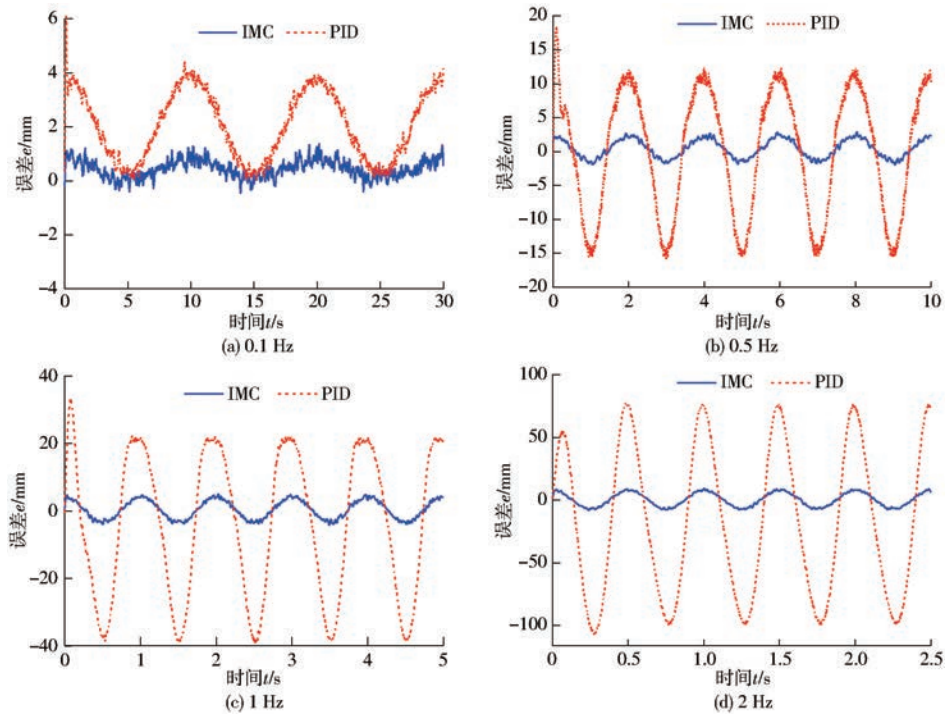


图 16 满载时正弦信号位移跟踪响应误差

Fig. 16 Displacement tracking response error of sinusoidal signal under full load

表 4 位移跟踪误差

Tab. 4 Displacement tracking error

正弦信号频率/Hz	IMC 跟踪误差/mm	PID 跟踪误差/mm
0.1	0 ~ 1	0 ~ 4
0.5	-1.5 ~ 2.5	-15 ~ 11
1.0	-3 ~ 4	-40 ~ 20
2.0	-7 ~ 8	-100 ~ 80

图 15b、16b 可以看出,PID 控制下的系统位移跟踪响应曲线在幅值上开始表现出一定的超调,相位上表现出一定的滞后,由表 4 可知,此时系统跟踪误差明显增大。而 IMC 控制下的系统位移跟踪响应曲线仍能较好地跟踪输入正弦曲线,跟踪误差增幅明显小于 PID。

当系统输入正弦信号频率增至 1 Hz 时,由图 15c、16c 可知,在 PID 控制下,系统位移跟踪响应曲线在幅值和相位上已分别表现出明显的超调和滞后,由表 4 可知,此时系统的位移跟踪误差范围已扩大为 -40 ~ 20 mm,明显超出误差允许范围,系统跟踪性能已出现恶化。而此时 IMC 控制下的系统跟踪误差范围仅为 -3 ~ 4 mm,且跟踪曲线无明显相位变化。

当系统输入正弦信号频率增至 2 Hz 时,由图 15d、16d 以及表 4 可知,PID 控制下的系统跟踪性能已明显恶化,跟踪曲线相位已出现很大滞后,跟踪误差已远远超出允许范围,此时的系统跟踪响应性能已无法满足使用要求。而 IMC 控制的系统位移跟踪曲线相位仍无明显滞后,且跟踪误差仍在允

许范围内。

综上分析,满载时,在相同幅值和频率的正弦输入信号下,IMC 控制下的系统位移跟踪误差明显小于 PID;在正弦输入信号频率发生改变后,IMC 控制下的系统位移跟踪误差变化幅度明显小于 PID,其位移跟踪性能和鲁棒性优于 PID。

4.3.2 空载时跟踪试验

图 17 为空载时 1 Hz 正弦输入信号下系统位移跟踪响应曲线。结合图 15c、17 可绘制 IMC 控制时系统在空载和满载两种工况下跟踪误差的对比曲线(图 18)和 PID 控制时系统在空载和满载两种工况下跟踪误差的对比曲线(图 19)。图 18 中, e_1 为空载时 IMC 控制下的系统跟踪误差, e_2 为满载时 IMC 控制下的系统跟踪误差, $e_1 - e_2$ 为负载变化前后跟踪误差变化量。同样,图 19 中, e_3 为空载时 PID 控

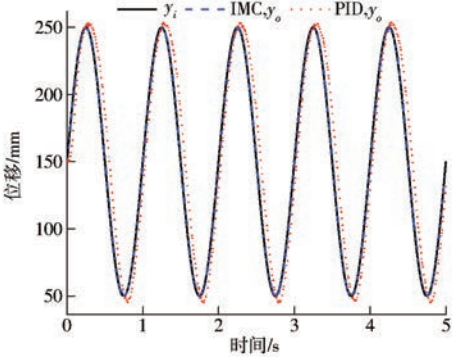


图 17 空载时 1 Hz 正弦信号位移跟踪响应

Fig. 17 Displacement tracking response of 1 Hz sinusoidal signal under no-load

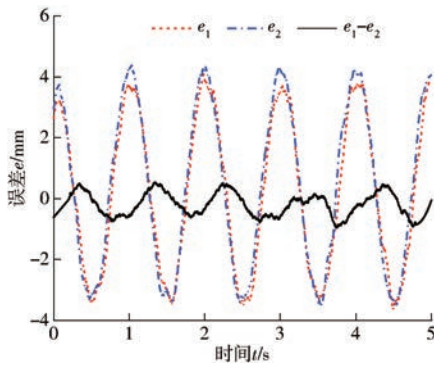


图 18 IMC 控制下负载变化前后位移跟踪误差对比曲线

Fig. 18 Comparison curves of displacement tracking error before and after load change under IMC control

制下的系统跟踪误差, e_4 为满载时 PID 控制下的系统跟踪误差, $e_3 - e_4$ 为负载变化前后跟踪误差变化量。由图 18、19 可知, IMC 控制下, 负载质量发生变化后, 系统位移跟踪误差也同样发生变化, 其变化范围在 $-1 \sim 1$ mm 之间, 而 PID 控制下, 跟踪误差变化范围在 $-6 \sim 6$ mm 之间, 由此可见, 当系统参数发生变化后, IMC 较 PID 具有更好的鲁棒性。

5 结束语

针对具有参数不确定的主动悬挂电液伺服作动器位置控制系统, 建立了线性数学模型, 并基于此设

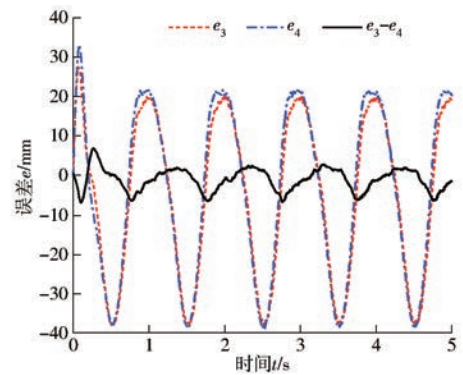


图 19 PID 控制下负载变化前后位移跟踪误差对比曲线

Fig. 19 Comparison curves of displacement tracking error before and after load change under PID control

计了内模控制器, 进行了与 PID 控制器的对比仿真分析和台架试验。仿真结果表明, 内模控制下系统单位阶跃响应平稳、无超调, 动态特性优于 PID 控制, 且当系统受到外界干扰时, 可快速、平稳地恢复至稳态值; 台架试验表明, 无论输入信号参数发生变化还是系统结构参数发生变化, 内模控制下系统跟踪性能并未出现明显变化, 其跟踪性能和鲁棒性明显优于 PID。基于内模控制的电液伺服作动器位置控制系统的响应性能能够满足主动悬挂系统使用要求。

参 考 文 献

- [1] 王伟, 张晶涛, 柴天佑. PID 参数先进整定方法综述[J]. 自动化学报, 2000, 26(3): 347-355. WANG Wei, ZHANG Jingtao, CHAI Tianyou. A survey of advanced PID parameter tuning methods[J]. Acta Automatica Sinica, 2000, 26(3): 347-355. (in Chinese)
- [2] 齐文超, 李彦明, 张锦辉, 等. 丘陵山地拖拉机车身调平双闭环模糊 PID 控制方法[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(10): 17-23, 34. QI Wenchao, LI Yanming, ZHANG Jinhui, et al. Double closed loop fuzzy PID control method of tractor body leveling on hilly and mountainous areas[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(10): 17-23, 34. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20191002&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.10.002. (in Chinese)
- [3] 李明生, 赵建军, 朱忠祥, 等. 拖拉机电液悬挂系统模糊 PID 自适应控制方法[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(增刊 2): 295-300. LI Mingsheng, ZHAO Jianjun, ZHU Zhongxiang, et al. Fuzzy-PID self-adaptive control method in electro-hydraulic hitch system[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Sup. 2): 295-300. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=2013s255&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.S2.055. (in Chinese)
- [4] 刘振波, 路全新, 闫玉峰. 基于鲁棒线性逼近的电液伺服系统精确位置控制研究[J]. 机床与液压, 2020, 48(13): 155-160. LIU Zhenbo, LU Quanxin, YAN Yufeng. Research on accurate position control of electro-hydraulic servo system based on robust linear approximation[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2020, 48(13): 155-160. (in Chinese)
- [5] YU J B, ZHAO Y, WU Y Q. Global robust output tracking control for a class of uncertain cascaded nonlinear systems[J]. Automatica, 2018, 93: 274-281.
- [6] 熊义, 魏建华, 胡波, 等. 基于液压无源性理论的电液系统非线性鲁棒控制方法[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(11): 383-391. XIONG Yi, WEI Jianhua, HU Bo, et al. Hydraulic passivity based nonlinear robust control for electrohydraulic system[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(11): 383-391. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20151152&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2015.11.052. (in Chinese)
- [7] 施国标, 周倩, 王帅, 等. 无人驾驶模式下电液复合转向系统高鲁棒性控制策略[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(12): 395-402. SHI Guobiao, ZHOU Qian, WANG Shuai, et al. High robust control strategy for electro-hydraulic hybrid steering system in unmanned mode[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(12): 395-402. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20191246&flag=1&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.12.046. (in Chinese)
- [8] CAO W J, XU J X. Nonlinear integral-type sliding surface for both matched and unmatched uncertain systems[J]. IEEE

- Transactions on Automatic Control, 2004, 49(8):1355–1360.
- [9] RATH J J, DEFOORT M, SENTOUH C, et al. Output-constrained robust sliding mode based nonlinear active suspension control [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 67(12):10652–10662.
- [10] 吉鑫浩, 汪成文, 陈帅, 等. 阀控电液位置伺服系统滑模反步控制方法[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2020, 51(6):1518–1525.
- JI Xinhao, WANG Chengwen, CHEN Shuai, et al. Sliding mode back-stepping control method for valve-controlled electro-hydraulic position servo system [J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2020, 51(6):1518–1525. (in Chinese)
- [11] 何常玉, 施光林, 郭秦阳, 等. 阀控非对称液压缸位置控制系统自适应鲁棒控制策略[J]. 上海交通大学学报, 2019, 53(2):209–216.
- HE Changyu, SHI Guanglin, GUO Qinyang, et al. Adaptive robust control strategy of valve controlled asymmetric position control system [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2019, 53(2):209–216. (in Chinese)
- [12] 冯瑞琳, 魏建华. 粉末成形液压机自适应鲁棒运动控制[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(8):352–360, 337.
- FENG Ruilin, WEI Jianhua. Adaptive robust motion control of powder compaction press [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(8):352–360, 337. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20150849&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.08.049. (in Chinese)
- [13] 高炳微, 邵俊鹏, 李建英, 等. 基于负载力补偿的自抗扰复合电液位置控制方法[J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(10):333–339.
- GAO Bingwei, SHAO Junpeng, LI Jianying, et al. A compound control strategy combining load compensation with ADRC of electro-hydraulic position control system [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(10):333–339. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20141052&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.10.052. (in Chinese)
- [14] RAN M, WANG Q, DONG C, et al. Active disturbance rejection control for uncertain time-delay nonlinear systems [J]. Automatica, 2020, 112:108692.
- [15] HARNEFORS L, NEE H P. Model-based current control of AC machines using the internal model control method [J]. Industry Applications IEEE Transactions on, 1995, 34(1):133–141.
- [16] 张兴, 李建强, 张崇巍, 等. 基于内模控制的三相电压型 PWM 整流器不平衡控制策略研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(13):51–56.
- ZHANG Xing, JI Jianqiang, ZHANG Chongwei, et al. Study of internal model control based three-phase PWM rectifier under unbalanced input voltage condition [J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(13):51–56. (in Chinese)
- [17] 张智焕, 王树青. 非线性系统的多内模控制[J]. 浙江大学学报(工学版), 2003, 37(1):58–61.
- ZHANG Zhihuan, WANG Shuqing. Multiple internal model control design for nonlinear system [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2003, 37(1):58–61. (in Chinese)
- [18] 汤伟, 施颂椒, 王孟效. 大时滞过程双自由度自整定内模控制[J]. 上海交通大学学报, 2003, 37(4):493–498.
- TANG Wei, SHI Songjiao, WANG Mengxiao. Autotuning internal model control with two-degree of freedom for long time-delay process [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2003, 37(4):493–498. (in Chinese)
- [19] 白寒, 王庆九, 徐振, 等. 阀控非对称缸系统多级滑模鲁棒自适应控制[J]. 农业机械学报, 2009, 40(10):193–198.
- BAI Han, WANG Qingjiu, XU Zhen, et al. Multiple sliding mode robust adaptive control for valve controlled asymmetric cylinder system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(10):193–198. (in Chinese)
- [20] 陈祥芬. 电液伺服液压执行机构高精度位置伺服控制研究[J]. 液压气动与密封, 2020, 40(7):45–49.
- CHEN Xiangfen. Research on high precision position servo control for electro-hydraulic servo hydraulic actuator [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2020, 40(7):45–49. (in Chinese)
- [21] 李仁军, 刘宏昭, 李鹏飞. 考虑摩擦和参数不确定的平面五杆机构控制[J]. 农业机械学报, 2009, 40(4):198–201.
- LI Renjun, LIU Hongzhao, LI Pengfei. Nonlinear friction compensation of planar 5-bar parallel mechanism with time variable parameters using sliding mode control [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4):198–201. (in Chinese)
- [22] WANG Guobiao. Adaptive sliding mode robust control based on multi-dimensional Taylor network for trajectory tracking of quadrotor UAV [J]. IET Control Theory & Applications, 2020, 14(14):1855–1866.
- [23] GARCIA C E, MORARI M. Internal model control. A unifying review and some new results [C] // Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., 1982.
- [24] 肖志权, 邢继峰, 彭利坤. 再论负载流量与负载压力[J]. 机床与液压, 2007(1):130–133.
- XIAO Zhiquan, XING Jifeng, PENG Likun. Further study of load flow and load pressure [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2007(1):130–133. (in Chinese)
- [25] 吴振顺. 液压控制系统[M]. 北京:高等教育出版社, 2014.
- [26] 赵志诚, 文新宇. 内模控制及其应用[M]. 北京:电子工业出版社, 2012.
- [27] 汤赵建. 多变量大时滞系统的内模控制方法的研究[D]. 北京:北京化工大学, 2017.
- TANG Zhaojian. Research on internal model control for multivariable large time delay systems [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2017. (in Chinese)
- [28] 周泽华. 工业过程多变量系统的内模控制方法研究[D]. 上海:上海交通大学, 2018.
- ZHOU Zehua. Research on internal model control of multivariable systems in industrial process [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2018. (in Chinese)
- [29] 朱宇琪. 多变量时滞系统的动态解耦内模控制方法研究[D]. 北京:北京化工大学, 2016.
- ZHU Yuqi. Research on dynamic decoupling internal model control method for multivariable time-delay systems [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2016. (in Chinese)
- [30] 赵丁选, 郭庆贺, 师小波, 等. 一种主动油气悬挂作动缸性能试验台: CN108956168A [P]. 2018–12–07.