doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.12.014

# 大型喷杆喷雾机钟摆式主被动悬架自适应鲁棒控制研究

崔龙飞　薛新宇　乐飞翔　丁素明
(农业农村部南京农业机械化研究所, 南京 210014)

**摘要**: 针对大型喷雾机喷杆钟摆式主被动悬架系统存在的参数不确定性和随机干扰导致控制精度低、稳定性差的问题,对基于模型补偿的自适应鲁棒控制算法进行研究。建立了钟摆式主被动悬架的非线性动力学模型和调节机构几何方程,基于模型设计了自适应鲁棒控制器,综合悬架系统和电液位置伺服系统模型中存在的参数不确定性,同时兼顾系统未补偿的摩擦力和外部扰动等不确定非线性因素,通过理论分析和试验证明,在同时存在模型参数不确定和不确定非线性的情况下,设计的控制器可以保证系统输出跟踪控制的暂态性能和稳态精度。以单出杆液压作动器驱动的 28 m 大型喷杆主被动悬架为例,借助建立的大型喷杆悬架半实物仿真平台进行了控制算法的试验验证,并使用 Stewart 六自由度运动平台模拟底盘的运动干扰,与反馈线性化控制器、鲁棒反馈控制器、PID 控制器进行了试验对比,结果表明,设计的基于模型补偿的自适应鲁棒控制器最大跟踪误差 0.148°,而反馈线性化控制器最大跟踪误差 0.201°,鲁棒反馈控制器最大跟踪误差 0.51°,PID 控制器最大跟踪误差 0.48°。设计的控制器在同时存在参数不确定性和扰动的情况下,使用较小的反馈增益能够保证渐进跟踪性能和稳态跟踪精度。

**关键词**: 喷杆喷雾机; 钟摆式主被动悬架; 电液伺服系统; 模型补偿; 自适应控制
**中图分类号**: S491　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2020)12-0130-12　　**OSID**:

# Adaptive Robust Control of Active and Passive Pendulum Suspension for Large Boom Sprayer

CUI Longfei　XUE Xinyu　LE Feixiang　DING Suming
(*Nanjing Institute of Agricultural Mechanization*, *Ministry of Agriculture and Rural Affairs*, *Nanjing* 210014, *China*)

**Abstract**: In field operation, the boom must be kept parallel to the ground or crop canopy, resulting in unwanted movement of the boom due to the unevenness of the soil surface. The most important vibrations, affecting the spray distribution pattern, are rolling (rotational motion around an axis along the driving direction) causing spray boom motions in the vertical plane. In order to reduce the unevenness in spray deposit, the majority of current agricultural sprayers are equipped with a vertical suspension system to attenuate roll of the boom. The suspension tries to keep the boom at right angles to gravity by isolating the boom from vibrations of the tractor or trailer. Aiming at the problem of low accuracy and poor stability caused by parameter uncertainties and random disturbances in the passive and active pendulum type suspension system, the adaptive robust control algorithm based on model compensation was developed. Firstly, the nonlinear dynamic model and geometric equation of the pendulum active and passive suspension were established by using the dynamic analytical modeling method. Then, based on the nonlinear model of the suspension system, the design of adaptive robust controller was carried out, which integrated many parameter uncertainties existing in the suspension system and the electro-hydraulic position servo system model, and also took into account of uncertain nonlinear factors such as uncompensated friction and disturbance of the system. It was proved theoretically that the designed controller can guarantee the transient performance and steady-state accuracy of the output tracking control system when the model parameters were uncertain and nonlinear. In order to make the designed control

收稿日期: 2020-07-10　修回日期: 2020-09-10
**基金项目**: 中央级科研院所基本科研业务费专项(S202009)、江苏省现代农业装备与技术协同创新中心开发项目(4091600026)、国家自然科学基金项目(51605236)和国家重点研发计划项目(2016YFD0200705)
**作者简介**: 崔龙飞(1989—),男,助理研究员,博士,主要从事植保机械系统动力学与控制研究,E-mail: cuilong.fei@163.com
**通信作者**: 薛新宇(1969—),女,研究员,博士生导师,主要从事植保机械技术研究,E-mail: 735178312@qq.com

algorithm easier to understand and apply, the active and passive suspension of 28 m large boom driven by single rod hydraulic actuator was used as an example. The platform was tested and verified by the control algorithm, and the Stewart six-degree-of-freedom motion platform was used to simulate the motion interference of the chassis. The proposed controller and feedback linearization controller, robust feedback controller, and PID controller were compared on the test bench. The maximum tracking error of the designed adaptive robust controller based on model compensation was 0.148°, while the feedback linearization controller was 0.201°, the robust feedback controller was 0.51°, and the PID controller was 0.48°, which verified that the design of the controller can ensure the asymptotic tracking performance and steady-state tracking accuracy of the control system by using a smaller feedback gain coefficient in the presence of parameter uncertainty and disturbance.

**Key words**: boom sprayer; active and passive pendulum suspension; electro-hydraulic servo system; model compensation; adaptive control

## 0　引言

喷杆式喷雾机喷幅宽、喷洒均匀、转场便捷、作业效率高,是一种理想的大田植保机械。然而,在作业过程中由于地面不平整使喷杆产生随机振动,改变了喷嘴喷雾的沉积分布形态,导致化学农药过喷和漏喷,对作物的生长产生副作用[1-3]。研究表明,在喷杆与喷雾机车架之间安装悬架装置可以在很大程度上消除喷杆的有害振动,幅宽 12 m 以上的喷杆都已配备减振悬架系统,使喷嘴与作物冠层保持固定的距离[4]。

喷杆悬架大致可以分为被动悬架、主动悬架和主被动悬架。被动悬架通过合理选择弹簧、阻尼等元件来保持系统刚度,能够较好地衰减来自路面的高频激励,但不能控制喷杆跟踪的地面/作物冠层的起伏变化[5];主动悬架由动力源、执行器、非接触测距传感器、控制单元等组成,可根据喷杆相对地面的角度进行实时调节,但是大型喷杆臂展长,导致绕纵轴的转动惯量非常大,而底盘液压系统输出功率有限,完全意义上的主动悬架无法实现;主被动悬架是在被动悬架上增加主动执行器和控制系统,使喷杆跟踪低频的地面起伏,同时隔离底盘晃动造成的随机干扰,在低能耗条件下实现了喷杆振动的分频段、主被动联合控制[6]。

PID 控制、LQG/LTR 控制、$H_\infty$ 控制等常规控制方法已经用于喷杆运动的主动控制[7-11],在控制器设计过程中,通常将悬架系统及电液执行单元的数学模型进行线性化处理,并且假设喷杆是刚性的,控制精度主要依靠高增益反馈获得,高反馈增益会放大传感器采样噪声,容易激发喷杆的模态振动,与悬架系统发生谐振,进而导致控制系统失稳。我国耕地资源中丘陵和山地居多、平原少,田间作业地形随机变化,对喷杆的扰动具有不确定性,大型喷杆悬架属于机电液高度集成的复杂系统,具有高度的非线性、不确定性等特点,很难找到一组合适的 PID 控制参数来满足喷杆在不同地形的作业稳定性。

喷杆喷雾机逐渐向大型化、智能化方向发展,随着喷杆幅宽的增大、作业速度的提高,对喷杆主动悬架电液伺服系统的性能要求也越来越高,需要基于悬架动力学模型设计先进的非线性控制策略,从而提高喷杆在不同地形下的控制精度。

在喷杆非线性控制方面,相关研究[12-18]通常将悬架系统模型进行线性化处理,未同时兼顾喷杆受到的不确定干扰和悬架电液伺服系统中存在着强非线性和模型不确定性等。在实际工程中,悬架的弹簧刚度、阻尼系数、库伦摩擦力等参数不易准确测得,液压伺服系统的液压弹性模量、伺服阀流量增益、粘性摩擦系数等随工作温度、液压件磨损而变化,以上这些特性称为模型参数不确定性。此外,喷杆悬架系统还存在不确定非线性,包括随机扰动、液压油泄漏等,上述因素都将导致悬架控制系统不稳定、精度降低[19-21]。

本文考虑液压缸动作对被动悬架产生的影响,对钟摆式主被动悬架进行精确建模,基于悬架系统非线性模型设计自适应鲁棒控制器,综合悬架及其电液伺服系统模型中的诸多参数不确定性,考虑未补偿的摩擦力和外部扰动等不确定非线性因素,在同时存在各种参数不确定和不确定非线性的情况下,保证系统输出跟踪控制的暂态性能和稳态精度。

## 1　悬架描述和动力学建模

### 1.1　悬架描述

钟摆式主被动悬架通常由被动悬架和主动悬架共同组成,被动悬架由连杆、弹簧、阻尼器等组成,发挥衰减底盘高频振动的作用,主动悬架则对喷杆倾角进行调整使其能够实时跟踪低频的地面起伏变化[22]。钟摆式主被动悬架结构如图 1 所示,支架用来承载喷杆系统的重力及惯性负载,钟摆机构通过吊环上的关节副与支架在点 $O$ 铰接,钟摆悬架由摆

杆、倾角调节油缸、中心架、托架、弹簧阻尼器等组成。托架与中心架固定在一起;液压缸的一端铰接于摆杆上点 $Q$,另一端铰接于喷杆上点 $R$。弹簧减振器一端铰接于支架,另一端铰接于喷杆中心架,摆杆与中心架铰接于点 $P$,在液压缸驱动下喷杆可以绕转轴 $P$ 旋转;液压缸的伸缩通常选用三位四通电磁阀控制,调节喷杆角度时,弹簧阻尼器产生的力矩会阻碍液压缸的作动,同时液压缸的作动也会导致摆杆产生摆动,以上因素都大大增加了控制器设计的难度。

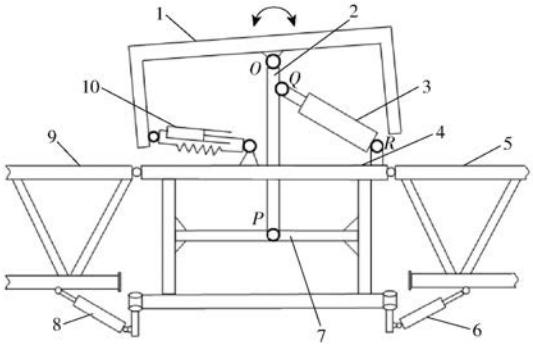


图 1 常规钟摆式主被动悬架装置原理图

Fig. 1 Schematic of typical pendulum active and passive suspension device

1. 支架 2. 摆杆 3. 倾角调节油缸 4. 中心架 5. 喷臂(右) 6. 升降油缸(右) 7. 托架 8. 升降油缸(左) 9. 喷臂(左) 10. 弹簧阻尼器

## 1.2 悬架系统动力学建模

喷雾机在起伏不平的地面行驶时,影响喷雾分布均匀性的主要因素是喷杆的滚转运动[23](即沿喷雾机前进方向的旋转运动),本文主要对喷杆的滚转运动控制进行研究。

### 1.2.1 悬架机构几何方程

喷杆钟摆式悬架的简化原理图如图 2 所示。

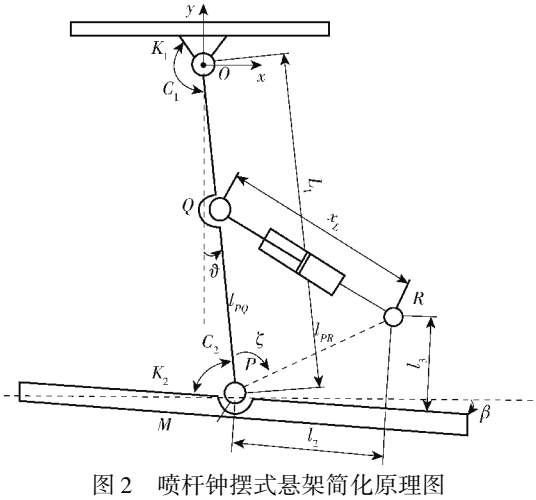


图 2 喷杆钟摆式悬架简化原理图

Fig. 2 Schematic of pendulum boom suspension

如图 2 所示,液压缸长度 $x_L$ 为喷杆静止状态液压缸的初始长度 $x_0$ 与工作状态下液压缸的伸缩量 $\Delta x_L$ 之和,即

$$x_L = x_0 + \Delta x_L \tag{1}$$

钟摆机构的摆杆在底盘晃动干扰、主动调节执行器反作用力综合作用下的总旋转角度 $\vartheta$ 为

$$\vartheta = \vartheta_1 + \vartheta_2 \tag{2}$$

式中 $\vartheta_1$——底盘晃动导致摆杆 $OP$ 偏转角度,rad

$\vartheta_2$——液压缸动作导致摆杆 $OP$ 偏转角度,rad

对于主动悬架执行机构 $QPR$,由悬架几何结构可知喷杆与目标位置的夹角 $\beta$ 为

$$\beta = \vartheta + \Delta\zeta \tag{3}$$

式中 $\vartheta$——摆杆 $OP$ 偏离初始位置的角度,rad

$\Delta\zeta$——连杆 $PQ$ 与 $PR$ 夹角的变化量,rad

当喷雾机停止在水平地面上,且单摆 $OP$ 处于竖直位置、喷杆处于水平位置,设该状态为系统的初始状态,此时 $\vartheta = 0°$,$\beta = 0°$,连杆 $PQ$ 与 $PR$ 的夹角为 $\zeta_0$,油缸的初始长度为 $x_0$。在液压缸实时控制喷杆运动过程中,连杆 $PQ$ 与 $PR$ 的夹角 $\zeta$ 为

$$\zeta = \zeta_0 + \Delta\zeta \tag{4}$$

从图 2 中主动悬架执行机构 $QPR$ 几何关系和余弦定理可得

$$\zeta = \arccos\frac{l_{PR}^2 + l_{PQ}^2 - x_L^2}{2l_{PR}l_{PQ}} \tag{5}$$

$$\zeta_0 = \arccos\frac{l_{PR}^2 + l_{PQ}^2 - x_0^2}{2l_{PR}l_{PQ}} \tag{6}$$

式中 $l_{PR}$——悬架转轴 $P$ 到转轴 $R$ 的距离,m

$l_{PQ}$——悬架转轴 $P$ 到转轴 $Q$ 的距离,m

### 1.2.2 钟摆式悬架主动调节机构动力学方程

控制设计的直接目标是喷杆相对于目标位置的夹角 $\beta$,使其精确地跟踪期望运动轨迹,以实现喷杆倾角跟随地形起伏变化,喷杆滚转动力学方程为

$$I_1\ddot{\beta} + K_1\Delta\zeta + C_1\dot{\zeta} - A_fS_f(\dot{\beta}) + f = T_R \tag{7}$$

$$M_1L_1^2\ddot{\vartheta}_2 + C_2\dot{\vartheta}_2 + M_1L_1g\vartheta_2 + K_2\vartheta_2 = -T_R \tag{8}$$

其中

$$T_R = g_1(A_1p_1 - A_2p_2) \tag{9}$$

$$g_1 = \frac{\partial x_L}{\partial\zeta} \tag{10}$$

式中 $I_1$——喷杆转动惯量,kg·m$^2$

$M_1$——喷杆质量,kg

$L_1$——摆杆长度,m

$g$——重力加速度,取 9.8 m/s$^2$

$g_1$——油缸位移相对于喷杆角度的偏导数,m/rad

$K_1$——悬架转轴 $O$ 处的等效旋转刚度系数,N·m/rad

$C_1$——悬架转轴 $O$ 处的等效黏性摩擦系数，N·m·s/rad

$K_2$——悬架转轴 $P$ 处的等效旋转刚度系数，N·m/rad

$C_2$——悬架转轴 $P$ 处的等效黏性摩擦系数，N·m·s/rad

$T_R$——负载扭矩，N·m

$A_f$——库仑摩擦幅值，N·m

$S_f$——连续的近似库仑摩擦形状函数

$f$——未建模动态及外干扰力矩，包括未建模的摩擦非线性特性等，N·m

$A_1$——液压缸无杆腔有效面积，$m^2$

$A_2$——液压缸有杆腔有效面积，$m^2$

$p_1$——液压缸无杆腔液压油压力，Pa

$p_2$——液压缸有杆腔液压油压力，Pa

喷杆主动悬架通常采用伺服阀控非对称缸作为执行机构，液压执行器示意图如图 3 所示。

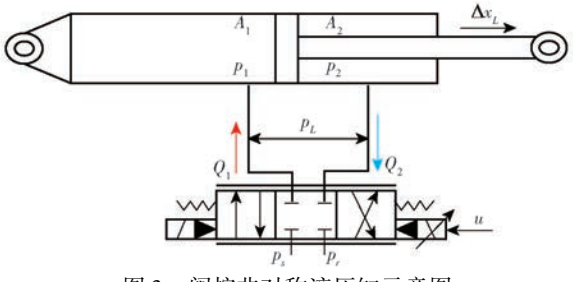


图 3　阀控非对称液压缸示意图

Fig. 3　Schematic of valve controlled asymmetric hydraulic cylinder

液压缸无杆腔和有杆腔压力动态方程[24]为

$$\dot{p}_1 = \frac{\beta_{e1}}{V_1}(-A_1\Delta\dot{x}_L - C_t p_L + q_1 + Q_1) \tag{11}$$

$$\dot{p}_2 = \frac{\beta_{e2}}{V_2}(A_2\Delta\dot{x}_L + C_t p_L - q_2 - Q_2) \tag{12}$$

其中

$$\begin{cases} V_1 = V_{01} + A_1 x_L \\ V_2 = V_{02} - A_2 x_L \end{cases} \tag{13}$$

$$p_L = p_1 - p_2 \tag{14}$$

式中　$Q_1$——由伺服阀进入液压缸无杆腔的流量，$m^3/s$

$Q_2$——由伺服阀进入液压缸有杆腔的流量，$m^3/s$

$q_1$——液压缸无杆腔由于泄漏、系统参数变化和流量建模偏差等导致的误差，$m^3/s$

$q_2$——液压缸有杆腔由于泄漏、系统参数变化和流量建模偏差等导致的误差，$m^3/s$

$V_{01}$——液压缸无杆腔初始容积，$m^3$

$V_{02}$——液压缸有杆腔初始容积，$m^3$

$V_1$——液压缸无杆腔容积，$m^3$

$V_2$——液压缸有杆腔容积，$m^3$

$\beta_{e1}$——液压缸无杆腔液压油弹性模量，Pa

$\beta_{e2}$——液压缸有杆腔液压油弹性模量，Pa

$C_t$——液压缸内泄漏系数，$m^3/(s·Pa)$

$p_L$——负载压力，Pa

伺服阀流量是关于阀芯位移 $x_v$ 的函数，流量方程为

$$Q_1 = \sqrt{2}k_{q1}x_v(s(u)\sqrt{p_s - p_1} + s(-u)\sqrt{p_1 - p_r}) \tag{15}$$

$$Q_2 = \sqrt{2}k_{q2}x_v(s(u)\sqrt{p_2 - p_r} + s(-u)\sqrt{p_s - p_2}) \tag{16}$$

其中

$$\begin{cases} k_{q1} = C_d w_1\sqrt{\dfrac{1}{\rho}} \\ k_{q2} = C_d w_2\sqrt{\dfrac{1}{\rho}} \end{cases} \tag{17}$$

$$s(u) = \begin{cases} 1 & (u \geqslant 0) \\ 0 & (u < 0) \end{cases} \tag{18}$$

式中　$p_s$——供油压力，MPa

$p_r$——系统回油压力，MPa

$C_d$——伺服阀节流孔流量系数

$k_{q1}$、$k_{q2}$——左、右腔流量增益系数，$m^3/(s·m)$

$w_1$、$w_2$——伺服阀阀芯节流孔左、右两端面积梯度，$m^2/m$

$\rho$——液压油密度，$kg/m^3$

$u$——伺服阀的控制电压

伺服阀动态方程可由一阶环节近似描述为

$$x_v = -\frac{1}{\tau_v} + \frac{k_i}{\tau_v}u \tag{19}$$

式中　$\tau_v$——伺服阀时间常数

$k_i$——阀芯电流增益

由于伺服阀是对称的，流量系数 $k_{q1} = k_{q2} = k_q$；执行器两腔液压油弹性模量相同，即 $\beta_{e1} = \beta_{e2} = \beta_e$；伺服阀频宽远远高于悬架系统频宽，即伺服阀动态特性为比例环节，$x_v = k_i u$，此时有 $s(x_v) = s(u)$；执行器两腔压力满足 $0 < p_r < p_1 < p_s$，$0 < p_r < p_2 < p_s$。根据以上假设，液压缸左右腔的流量方程可以转换为

$$\begin{cases} Q_1 = k_u R_1 u \\ Q_2 = k_u R_2 u \end{cases} \tag{20}$$

其中

$$k_u = \sqrt{2}k_q k_i$$

$$\begin{cases} R_1 = s(u)\sqrt{p_s - p_1} + s(-u)\sqrt{p_1 - p_r} \\ R_2 = s(u)\sqrt{p_2 - p_r} + s(-u)\sqrt{p_s - p_2} \end{cases} \tag{21}$$

式中　$k_u$——相对于控制输入电压 $u$ 的总流量增益系数

## 2 控制器设计与性能分析

### 2.1 钟摆式悬架状态方程

定义状态变量为 $\boldsymbol{x}=(x_1,x_2,x_3)=(\beta,\dot{\beta},A_1p_1-A_2p_2)$,那么整个系统可以写成状态空间形式

$$\begin{cases}\dot{x}_1=x_2\\ I_1\dot{x}_2=g_1x_3-C_1\dot{\zeta}+A_fS_f(x_2)-K_1(\zeta-\zeta_0)-f\\ \dot{x}_3=\left(\dfrac{A_1}{V_1}R_1+\dfrac{A_2}{V_2}R_2\right)\beta_ek_u u-\left(\dfrac{A_1^2}{V_1}+\dfrac{A_2^2}{V_2}\right)\beta_eg_1\dot{\zeta}-\\ \qquad\left(\dfrac{A_1}{V_1}+\dfrac{A_2}{V_2}\right)\beta_eC_tp_L+q\end{cases}\tag{22}$$

其中

$$q=\beta_e\left(\frac{A_1}{V_1}q_1+\frac{A_2}{V_2}q_2\right)\tag{23}$$

设 $f_n$ 为未建模动态及外干扰力矩的集中名义值,则与实际值的差值 $\Delta_1=f-f_n$;$q_n$ 为系统流量建模误差的集中名义值,则与实际值的差值 $\Delta_2=q-q_n$。

为了减少悬架系统关键参数不确定对控制系统的影响,设计参数自适应律,对悬架系统中的阻尼系数、刚度、未知扰动、库伦摩擦力等 8 个未知参数进行在线估计,定义参数集 $\boldsymbol{\theta}=(\theta_1,\theta_2,\theta_3,\theta_4,\theta_5,\theta_6,\theta_7,\theta_8)=(C_1,K_1,f_n,A_f,\beta_ek_u,\beta_e,\beta_eC_t,q)$,则状态方程可以表述为

$$\begin{cases}\dot{x}_1=x_2\\ I_1\dot{x}_2=g_1x_3-\theta_1\dot{\zeta}-\theta_2(\zeta-\zeta_0)-\theta_3+\theta_4S_f(x_2)-\Delta_1\\ \dot{x}_3=\left(\dfrac{A_1}{V_1}R_1+\dfrac{A_2}{V_2}R_2\right)\theta_5u-\left(\dfrac{A_1^2}{V_1}+\dfrac{A_2^2}{V_2}\right)g_1\dot{\zeta}\theta_6-\\ \qquad\left(\dfrac{A_1}{V_1}+\dfrac{A_2}{V_2}\right)\theta_7p_L+\theta_8+\Delta_2=\\ \qquad f_{31}\theta_5u-f_{32}\theta_6-f_{33}\theta_7+\theta_8+\Delta_2\end{cases}\tag{24}$$

其中

$$\begin{cases}f_{31}=\dfrac{A_1}{V_1}R_1+\dfrac{A_2}{V_2}R_2\\ f_{32}=\left(\dfrac{A_1^2}{V_1}+\dfrac{A_2^2}{V_2}\right)g_1\dot{\zeta}\\ f_{33}=\left(\dfrac{A_1}{V_1}+\dfrac{A_2}{V_2}\right)p_L\end{cases}\tag{25}$$

假设 1:参数不确定性 $\boldsymbol{\theta}$ 及不确定性非线性 $\Delta_1$、$\Delta_2$ 的范围已知,即

$$\begin{cases}\boldsymbol{\theta}\in\Omega_\theta\in\{\boldsymbol{\theta}:\boldsymbol{\theta}_{\min}\leqslant\boldsymbol{\theta}\leqslant\boldsymbol{\theta}_{\max}\}\\ |\Delta_1|\leqslant|\delta_1|\\ |\Delta_2|\leqslant|\delta_2|\end{cases}\tag{26}$$

其中

$$\boldsymbol{\theta}_{\max}=(\theta_{1\max},\theta_{2\max},\cdots,\theta_{8\max})$$
$$\boldsymbol{\theta}_{\min}=(\theta_{1\min},\theta_{2\min},\cdots,\theta_{8\min})$$

式中 $\boldsymbol{\theta}_{\max}$、$\boldsymbol{\theta}_{\min}$——向量 $\boldsymbol{\theta}$ 的上下界

$\delta_1$、$\delta_2$——已知函数

假设 2:系统参考指令信号 $x_{1d}(t)$ 是 3 阶连续的,且系统期望位置指令、速度指令、加速度指令及加加速度指令都是有界的。

### 2.2 不连续的参数映射和参数自适应律

令 $\hat{\theta}$ 表示对系统未知参数的估计,$\tilde{\theta}$ 为参数估计误差,即 $\tilde{\theta}=\hat{\theta}-\theta$,为确保自适应控制率的稳定性,基于假设 1 系统的不确定是有界的,定义参数自适应不连续映射

$$\mathrm{Proj}_{\hat{\theta}}(\boldsymbol{n})=\begin{cases}0 & (\hat{\theta}=\theta_{i\max}\text{且 }n_i>0)\\ 0 & (\hat{\theta}=\theta_{i\min}\text{且 }n_i<0)\\ n_i & (\text{其他})\end{cases}\tag{27}$$

式中 $n_i$ 代表矩阵 $\boldsymbol{n}$ 的第 $i$ 项,$i=1,2,\cdots,8$。设计自适应律为

$$\dot{\hat{\boldsymbol{\theta}}}=\mathrm{Proj}_{\hat{\theta}}(\boldsymbol{\Gamma\tau})\quad(\hat{\boldsymbol{\theta}}(0)\in\Omega_\theta)\tag{28}$$

式中 $\tau$——自适应函数

$\boldsymbol{\Gamma}$——自适应增益,$\boldsymbol{\Gamma}>0$

由设计的自适应律,可得引理[20]:参数估计值总在已知有界的 $\Omega_\theta$ 集内,即对于任意 $\tau$,总有 $\hat{\boldsymbol{\theta}}(0)\in\Omega_\theta$,因而由假设 1 可得

$$\theta_{i\min}\leqslant\hat{\theta}_i(i)\leqslant\theta_{i\max}\quad(i=1,2,\cdots,8)\tag{29}$$

$$\tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{\Gamma}^{-1}\mathrm{Proj}_{\hat{\theta}}(\boldsymbol{\Gamma\tau})-\tau)\leqslant0\quad(\forall\tau)\tag{30}$$

### 2.3 基于悬架模型补偿的自适应鲁棒控制器设计

由于悬架系统方程具有不匹配的参数不确定性,因此采用反步设计方法[25-27]设计控制器,定义

$$z_1=x_1-x_{1d}\tag{31}$$

$$z_2=\dot{z}_1+k_1z_1=x_2-x_{2eq}\tag{32}$$

其中

$$x_{2eq}=\dot{x}_{1d}-k_1z_1$$

式中 $z_1$——系统的跟踪误差

$k_1$——正的反馈增益

由于 $z_1(s)=G(s)z_2(s)$,$G(s)=1/(s+k_1)$ 是一个稳定的传递函数,由线性系统知识易知,当 $z_2$ 趋于 0 时,$z_1$ 必然也趋于 0,另外 $G(s)$ 为一个增益可调的滤波器,因此可以通过设计 $k_1$ 来获得期望的滤波效果,进而优化系统跟踪误差 $z_1$。在接下来的设计中,使 $z_2$ 趋于 0。由式(24)、(32)得

$$I_1\dot{z}_2=I_1\dot{x}_2-I_1\dot{x}_{2eq}=g_1x_3-\theta_1\dot{\zeta}-\theta_2(\zeta-\zeta_0)-\theta_3+\theta_4S_f(x_2)-\Delta_1-I_1\dot{x}_{2eq}\tag{33}$$

该步设计中,以使 $z_2$ 趋于 0 为设计目标,将 $x_3$ 看作虚拟控制输入,为 $x_3$ 设计一个控制函数 $\alpha_2(x_1,x_2,\hat{\boldsymbol{\theta}},t)$ 以达到使 $z_2$ 趋于 0,控制函数 $\alpha_2(x_1,x_2,\hat{\boldsymbol{\theta}},t)$ 结构形式为

$$\begin{cases}\alpha_2=\dfrac{1}{g_1}(\alpha_{2a}+\alpha_{2s})\\ \alpha_{2a}=\hat{\theta}_1\dot{\zeta}+\hat{\theta}_2(\zeta-\zeta_0)+\hat{\theta}_3-\theta_4 S_f(x_2)+I_1\dot{x}_{2eq}\\ \alpha_{2s}=\alpha_{2s1}+\alpha_{2s2}\\ \alpha_{2s1}=-k_{2s1}z_2\end{cases}\tag{34}$$

式中　$\alpha_{2a}$——模型补偿项

$\alpha_{2s}$——鲁棒反馈项

$\alpha_{2s1}$——线性反馈项

$k_{2s1}$——正的反馈增益

$\alpha_{2s2}$——非线性反馈项

定义控制函数 $\alpha_2$ 与虚拟控制输入 $x_3$ 之间的偏差为 $z_3=x_3-\alpha_2$，并将式(34)代入式(33)可得

$$I_1\dot{z}_2=g_1(z_3+\alpha_2)+g_1x_3-\theta_1\dot{\zeta}-\theta_2(\zeta-\zeta_0)-\theta_3+\theta_4S_f(x_2)-\Delta_1-I_1\dot{x}_{2eq}=g_1z_3-k_{2s1}z_2+\alpha_{2s2}-\boldsymbol{\varphi}_2^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{\theta}}-\Delta_1\tag{35}$$

式中 $\boldsymbol{\varphi}_2^{\mathrm{T}}=(-x_2,-(\zeta-\zeta_0),-1,S_f(x_2),0,0,0,0)$，$\tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}=(\tilde{\theta}_1,\tilde{\theta}_2,\tilde{\theta}_3,\tilde{\theta}_4,\tilde{\theta}_5,\tilde{\theta}_6,\tilde{\theta}_7,\tilde{\theta}_8)$，$\alpha_{2s2}$用于支配系统模型的各种不确定性，即参数不确定性 $\tilde{\boldsymbol{\theta}}$ 和 $\Delta_1$。由式(35)可设计 $\alpha_{2s2}$使其满足镇定条件

$$\begin{cases}z_2\alpha_{2s2}\leqslant 0\\ z_2(\alpha_{2s2}-\boldsymbol{\varphi}_2^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{\theta}}-\Delta_1)\leqslant\varepsilon_1\end{cases}\tag{36}$$

式中　$\varepsilon_1$——可任意小的正的控制器设计参数

$\alpha_{2s2}$表达式为

$$\alpha_{2s2}=-k_{2s2}z_2\triangleq-\frac{h_2+1}{4\varepsilon_1}z_2\tag{37}$$

式中　$k_{2s2}$——设定的正的非线性增益，满足上述镇定条件

$h_2$ 为满足以下条件的任何光滑函数。

$$h_2\geqslant(\|\boldsymbol{\theta}_M\|\|\boldsymbol{\varphi}_2\|+\|\Delta_1\|)^2\tag{38}$$

其中　$\boldsymbol{\theta}_M=\boldsymbol{\theta}_{\max}-\boldsymbol{\theta}_{\min}$

根据 $z_3$的定义可知

$$\dot{z}_3=\dot{x}_3-\dot{\alpha}_2=f_{31}\theta_5u-f_{32}\theta_6-f_{33}\theta_7+\theta_8+\Delta_2-\dot{\alpha}_2\tag{39}$$

其中

$$\begin{cases}\dot{\alpha}_2=\dot{\alpha}_{2c}+\dot{\alpha}_{2u}\\ \dot{\alpha}_{2c}=\dfrac{\partial\alpha_2}{\partial t}+\dfrac{\partial\alpha_2}{\partial x_1}x_2+\dfrac{\partial\alpha_2}{I_1\partial x_2}[g_1x_3-\hat{\theta}_1\dot{\zeta}-\hat{\theta}_2(\zeta-\zeta_0)-\hat{\theta}_3+\hat{\theta}_4S_f(x_2)]+\dfrac{\partial\alpha_2}{\partial\hat{\theta}}\dot{\hat{\theta}}\\ \dot{\alpha}_{2u}=\dfrac{\partial\alpha_2}{I_1\partial x_2}[-\hat{\theta}_1\dot{\zeta}-\hat{\theta}_2(\zeta-\zeta_0)-\hat{\theta}_3+\hat{\theta}_4S_f(x_2)+\Delta_1]=\dfrac{\partial\alpha_2}{I_1\partial x_2}(\boldsymbol{\varphi}_2^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{\theta}}+\Delta_1)\end{cases}\tag{40}$$

式中　$\dot{\alpha}_{2c}$——可计算的偏微分部分

$\dot{\alpha}_{2u}$——不可计算部分，设计鲁棒控制器以镇定该不确定性

根据式(39)、(40)可设计基于悬架模型补偿的自适应鲁棒控制器 $u$ 的结构为

$$\begin{cases}u=u_a+u_s\\ u_a=\dfrac{1}{\hat{\theta}_5f_{31}}(\hat{\theta}_6f_{32}+\hat{\theta}_7f_{33}-\hat{\theta}_8+\dot{\alpha}_{2c})\\ u_s=\dfrac{1}{\theta_{5\min}f_{31}}(u_{s1}+u_{s2})\\ u_{s1}=-k_{3s1}z_3\end{cases}\tag{41}$$

式中　$k_{3s1}$——控制器设计参数

将式(41)代入式(39)可得

$$\dot{z}_3=\hat{\theta}_6f_{32}+\hat{\theta}_7f_{33}-\hat{\theta}_8+\dot{\alpha}_{2c}+\frac{\theta_5}{\theta_{5\min}}u_{s2}-\frac{\theta_5}{\theta_{5\min}}k_{3s1}z_3-f_{32}\theta_6-f_{33}\theta_7+\theta_8+\Delta_2-\dot{\alpha}_2=-\frac{\theta_5}{\theta_{5\min}}k_{3s1}z_3+\frac{\theta_5}{\theta_{5\min}}u_{s2}-\boldsymbol{\varphi}_3^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{\theta}}-\dot{\alpha}_{2u}+\Delta_2\tag{42}$$

其中　$\boldsymbol{\varphi}_3^{\mathrm{T}}=(0,0,0,0,f_{31}u_a,-f_{32},-f_{33},1)$

存在 $u_{s2}$满足镇定条件

$$\begin{cases}z_3u_{s2}\leqslant 0\\ z_3\left(\dfrac{\theta_5}{\theta_{5\min}}u_{s2}-\boldsymbol{\varphi}_3^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{\theta}}-\dot{\alpha}_{2u}+\Delta_2\right)\leqslant\varepsilon_2\end{cases}\tag{43}$$

$\varepsilon_2$ 为任意小的正的控制器设计参数，$\theta_5$ 恒大于 0，且$\dfrac{\theta_5}{\theta_{5\min}}\geqslant 1$；设计的 $u_{s2}$为一个鲁棒控制器，用于支配悬架模型的各种不确定性，即参数不确定性 $\tilde{\boldsymbol{\theta}}$ 和 $\Delta_2$。选择 $u_{s2}$的表达式为

$$u_{s2}=-k_{3s2}z_2\triangleq-\frac{h_3+1}{4\varepsilon_2}z_3\tag{44}$$

式中　$k_{3s2}$——正的非线性增益，满足上述镇定条件

$h_3$ 为满足以下条件的任何光滑函数

$$h_3\geqslant(\|\boldsymbol{\theta}_M\|\|\boldsymbol{\varphi}_3\|+\|\Delta_2\|+|\dot{\alpha}_{2u}|_{\max})^2\tag{45}$$

使得设计的 $u_{s2}$满足条件式(43)。

### 2.4　控制器性能分析

定理：使用不连续映射自适应律(式(28))，定义 $\boldsymbol{z}=[z_1\quad z_2\quad z_3]^{\mathrm{T}}$，$\tau=\varphi_2z_2+\varphi_3z_3+\dfrac{\partial\alpha_2}{I_1\partial x_2}\varphi_2z_3$，则设计的基于悬架模型补偿的自适应鲁棒控制器(式(41))具有如下性质：

(1)闭环控制器中所有信号都是有界的，且定义 Lyapunov 函数

$$V\leqslant\frac{1}{2}z_1^2+\frac{1}{2}I_1z_2^2+\frac{1}{2}z_3^2\tag{46}$$

满足不等式

$$V \leqslant e^{-ut}V(0) + \frac{\varepsilon}{\mu}(1-e^{-ut}) \tag{47}$$

其中 $\mu = 2\lambda_{\min}(\boldsymbol{\Lambda})\min\{1,1/I_1,1\}$ $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$

式中 $\lambda_{\min}(\boldsymbol{\Lambda})$——正定矩阵 $\boldsymbol{\Lambda}$ 的最小特征值

(2)如果在某一时刻 $t_0$ 之后,系统只存在参数不确定性,即 $\Delta_1 = 0, \Delta_2 = 0$,那么此时除了性质①的结论之外,控制器(式(41))还可以获得渐进跟踪性能,即当 $t \to \infty$ 时,$z \to 0$,其中 $z$ 定义为 $z = [z_1 \quad z_2 \quad z_3]^{\mathrm{T}}$。

证明:由式(32)、(35)、(42)以及 $\frac{\theta_5}{\theta_{5\min}} \geqslant 1$,$V$ 的时间微分为

$$\begin{aligned}\dot{V} = {} & z_1\dot{z}_1 + I_1 z_2\dot{z}_2 + z_3\dot{z}_3 \leqslant \\ & -k_1 z_1^2 + z_1 z_2 - k_{2s1}z_2^2 + g_1 z_2 z_3 - k_{3s1}z_3^2 + \\ & z_2(\alpha_{2s2} - \boldsymbol{\varphi}_2^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{\theta}} - \Delta_1) + z_3\left(\frac{\theta_5}{\theta_{5\min}}u_{s2} - \boldsymbol{\varphi}_3^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{\theta}} - \dot{\alpha}_{2u} + \Delta_2\right)\end{aligned} \tag{48}$$

综合设计反馈增益 $k_1$、$k_{2s1}$、$k_{3s1}$,以使矩阵 $\boldsymbol{\Lambda}$ 为正定矩阵。

$$\boldsymbol{\Lambda} = \begin{bmatrix} k_1 & -\frac{1}{2} & 0 \\ -\frac{1}{2} & k_{2s1} & -\frac{g_1}{2} \\ 0 & -\frac{g_1}{2} & k_{3s1} \end{bmatrix} \tag{49}$$

由镇定条件(式(36)、(43))可得

$$\dot{V} \leqslant -z^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Lambda}z + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \leqslant -\mu V + \varepsilon \tag{50}$$

对上述方程两端积分变换后可得

$$V \leqslant e^{-ut}V(0) + \frac{\varepsilon}{\mu}(1-e^{-ut}) \tag{51}$$

由此可知 $V$ 全局有界,即 $z_1$、$z_2$、$z_3$ 有界,由于系统的位置指令、速度指令及加速度指令均有界,因此可推出系统所有信号均有界。由此证明了结论 1。

下面考虑结论 2,由于此时系统只存在参数不确定性,因此定义 Lypapunov 函数

$$V_s = V_3 + \frac{1}{2}\tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Gamma}^{-1}\tilde{\boldsymbol{\theta}} \tag{52}$$

对式(52)进行时间微分,可知

$$\begin{aligned}\dot{V}_s = {} & z_1\dot{z}_1 + z_2\dot{z}_2 + z_3\dot{z}_3 + \tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Gamma}^{-1}\dot{\tilde{\boldsymbol{\theta}}} = \\ & -k_1 z_1^2 + z_1 z_2 - k_{2s1}z_2^2 + g_1 z_2 z_3 - \frac{\theta_5}{\theta_{5\min}}k_{3s1}z_3^2 + \\ & \frac{\theta_5}{\theta_{5\min}}z_3 u_{s2} + \alpha_{2s2}z_2 - z_2\boldsymbol{\varphi}_2^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{\theta}} - z_3\boldsymbol{\varphi}_3^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{\theta}} - z_3\dot{\alpha}_{2u} + \tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Gamma}^{-1}\dot{\tilde{\boldsymbol{\theta}}} \leqslant \\ & -k_1 z_1^2 + z_1 z_2 - k_{2s1}z_2^2 + g_1 z_2 z_3 - k_{3s1}z_3^2 + \\ & \frac{\theta_5}{\theta_{5\min}}z_3 u_{s2} + \alpha_{2s2}z_2 + \tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}\left(\boldsymbol{\Gamma}^{-1}\dot{\tilde{\boldsymbol{\theta}}} - \varphi_2 z_2 - \varphi_3 z_3 - \frac{\partial\alpha_2}{I_1\partial x_2}\varphi_2 z_3\right)\end{aligned} \tag{53}$$

根据自适应律(式(28))及 $\tau$ 的定义可知

$$\begin{aligned}\dot{V}_s \leqslant {} & -k_1 z_1^2 + z_1 z_2 - k_{2s1}z_2^2 + g_1 z_2 z_3 - k_{3s1}z_3^2 + \\ & \alpha_{2s2}z_2 + \frac{\theta_5}{\theta_{5\min}}z_3 u_{s2} + \tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}(\mathrm{Proj}_{\hat{\theta}}(\boldsymbol{\Gamma}\tau) - \tau)\end{aligned} \tag{54}$$

根据自适应算法不连续映射的性质(式(30))和镇定条件(式(43))可得

$$\begin{aligned}\dot{V}_s \leqslant {} & -k_1 z_1^2 + z_1 z_2 - k_{2s1}z_2^2 + g_1 z_2 z_3 - k_{3s1}z_3^2 \leqslant \\ & -z^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Lambda}z + q \leqslant -\lambda_{\min}(\boldsymbol{\Lambda})(z_1^2 + z_2^2 + z_3^2) = -W\end{aligned} \tag{55}$$

该李雅普诺夫函数为非递增函数且 $W \in L_2$,且 $\dot{W} \in L_\infty$,因此 $W$ 一致连续,由 Barbalet 引理[28] 知,当 $t \to \infty$ 时,$W \to 0$,隐含着结论 2 成立。

## 3 试验

### 3.1 大型喷杆悬架试验台

为了验证本文设计的基于模型补偿的非线性自适应鲁棒控制策略的有效性,在农业农村部南京农业机械化研究所的大型喷杆悬架半实物仿真平台开展算法的测试,平台如图 4 所示,主要由六自由度运动模拟器、28 m 喷杆及其摆式悬架、液压位置系统(液压缸、传感器、伺服阀等)、液压油源、NI PXI 实时测控系统等组成,支持喷杆运动控制算法快速原型验证及控制电路硬件在环测试[29]。将被控喷杆悬架固定于六自由度运动模拟平台上,试验过程中以动平台的运动模拟喷雾机车体的扰动激励,悬架的主要参数如表 1 所示。

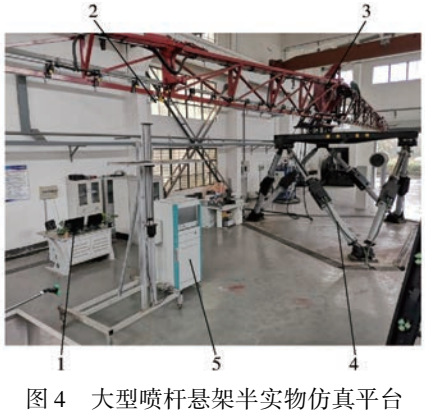


图 4 大型喷杆悬架半实物仿真平台

Fig. 4 Hardware in loop simulation platform for large boom suspension

1. 六自由度平台控制台 2. 非接触测距传感器 3. 喷杆及其钟摆式主被动悬架 4. 六自由度平台 5. NI PXI 测控平台

采用快速控制原型(Rapid control prototype, RCP)技术进行算法的快速验证,即先不进行底层的控制电路板的开发,而是将控制算法部署到原型控制器中,在实时操作系统中运行控制算法,模拟实际的控制器,并通过多功能 I/O 板卡与悬架电液伺服

**表 1　被控悬架主要参数**

**Tab. 1　Main parameters of controlled suspension**

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 喷杆总质量 $M_1$/kg | 970.6 |
| 喷杆转动惯量 $I_1$/(kg·m$^2$) | 32 700 |
| 摆长 $L_1$/m | 0.980 |
| 转轴 $P$ 与转轴 $R$ 距离 $l_{PR}$/m | 0.570 |
| 转轴 $P$ 与转轴 $O$ 距离 $l_{PO}$/m | 0.615 |
| 初始状态液压缸长度 $x_0$/m | 0.460 |

系统中的传感器、伺服阀等连接,实现反复验证算法的精确性和稳定性的目的。首先在 Matlab/Simulink 中对悬架动力模型和控制算法进行建模仿真,编译并产生动态链接库文件;然后借助实时测试管理软件 NI VeriStand 设计软件界面,实现部署控制算法、配置 I/O 通道、状态监测、数据采集等功能。

控制算法经过快速控制原型系统验证后,利用 Matlab/Simulink 自动代码生成功能产生 C 语言代码,通过开发环境 CCS(Code Composer Studio,美国德州仪器公司)完善控制程序开发,使用下载器烧写控制程序到嵌入式控制器中,图 5 为农业农村部南京农业机械化研究所研制的 NJS－ABC06 型自动喷杆控制器,然后配套大型喷杆喷雾机开展田间性能考核及技术改进。



图 5　自动喷杆控制器

Fig. 5　Auto boom controller

钟摆式悬架快速控制原型系统原理如图 6 所示,执行器选用单出杆非对称液压缸,活塞杆内径为 22 mm,活塞直径为 40 mm,活塞有效行程为 180 mm。安装在喷臂末梢的 2 个非接触测距传感器(LTF12UC2LDQ 型,Bonner),用于测量喷杆两端与靶标的距离,精度 ±1 mm;用于液压缸位置测量的磁致伸缩位移传感器(RHM0200MD60 型,MTS),精度为 ±2.5 μm;用于测量喷杆 $OP$ 摆动角度的惯性测量传感器(Ellipse－D－G4A2－B1 型,SBG),动态测量精度 0.05°;用于液压缸左右腔体压力测量的 2 个压力传感器(US5300－200BG 型,MEAS),精度为 0.2 MPa;用于控制液压缸动作的伺服阀(G761－3003 型,Moog);测量与控制系统硬件系统包括实时仿真计算机(PXI 8840,NI)、16 位多功能 I/O 卡(PXIe 6358,NI),PXIe 6358 板卡是具有 16 路模拟量差分输入(16 bit, 1.25 MS/s/ch)、4 路模拟量输出、48 路数字量输入/输出的高分辨率多功能板卡,负责系统中各种模拟量传感器信号的采集和伺服阀控制指令的输出。

### 3.2　试验与结果对比

为了验证设计控制策略的有效性,将设计的基于模型补偿自适应鲁棒控制器(MCARC)与常规的 3 种控制器进行对比试验,各控制器简介及参数取值如下:

(1)针对钟摆式主被动悬架系统设计的模型补偿自适应鲁棒控制器(MCARC)

油源压力 $p_s$ = 10 MPa,回油压力 $p_r$ = 0.08 MPa。系统总流量增益 $k_t = 1.18\times10^{-8}$ m$^3$/(s·V·$\sqrt{\text{Pa}}$),摩擦力形函数取 $S_f(x_2) = \pi\arctan(900x_2)/2$;控制器反馈增益系数 $k_1 = 100$, $k_2 = k_{2s1} + k_{2s2} = 50$, $k_3 = k_{3s1} + k_{3s2} = 2$。选择不确定参数的范围 $\boldsymbol{\theta}_{\min} = (4\,800, 9\,000, -240, -860, 6, 1\times10^{8}, 1\times10^{-6}, 1\times10^{-20})^{\mathrm{T}}$; $\boldsymbol{\theta}_{\max} = (5\,700, 11\,000, 240, 860, 50, 3\times10^{8}, 0.5, 1\times10^{-3})^{\mathrm{T}}$;给定参数估计的初始值 $\boldsymbol{\theta}(0)$ =

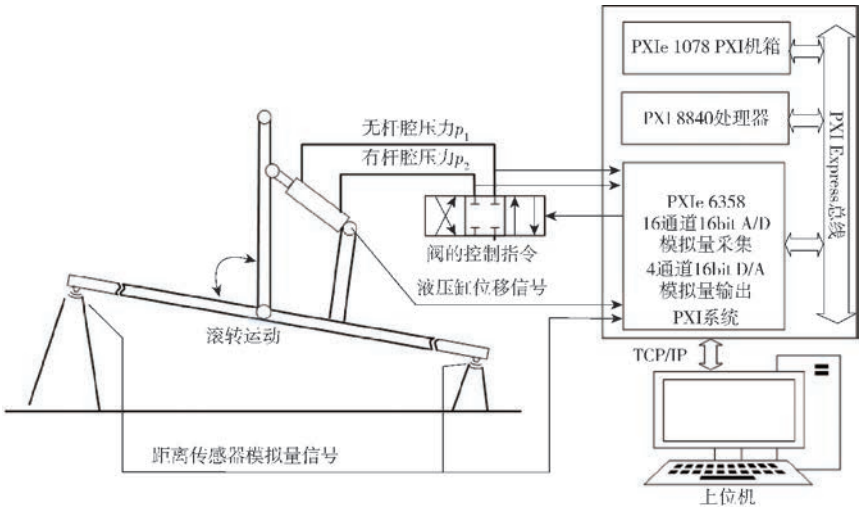


图 6　悬架快速控制原型系统工作原理图

Fig. 6　Schematic of suspension rapid control prototype system

$(5\,000, 10\,304, 0, 0, 8.0, 5.0\times10^{8}, 2\times10^{-4}, 1.0\times10^{-10})^{\mathrm{T}}$；设置自适应增益为 $\boldsymbol{\Gamma}=\mathrm{diag}\{8, 10, 1.0, 0.42, 0.005, 1\times10^{5}, 0.1, 1\times10^{-26}\}$。

为了简化 MCARC 控制算法的实现，在参数选取时将 $k_{2s2}$ 和 $k_{3s2}$ 设定为足够大的常数，使式(36)和式(43)中的不等式得以满足，同时选取一组反馈增益 $k_1$、$k_{2s1}$、$k_{3s1}$ 以使式(49)中的矩阵 $\boldsymbol{\Lambda}$ 为正定矩阵，而无需实时在线计算 $\theta_M$、$\varphi_2$、$\varphi_3$ 的范数，这种方法仅需要确定合适的控制参数 $k_1$、$k_2$、$k_3$，减少了在线计算范数对处理器资源的占用，便于对实际嵌入式控制器使用过程中增益的调节。由于模型中的自适应参数不需要精确获取，不确定参数的范围可以根据悬架中元件的设计参数和测试结果估算得到。

(2)反馈线性化控制器(FLC)

FLC 与 MCARC 的区别在于，FLC 利用系统参数的名义值，MCARC 使用自适应律实现参数在线估计，其他控制参数相同，即 $k_1=100$，$k_2=50$，$k_3=2$。FLC 利用悬架系统参数的名义值对控制误差进行在线补偿。

(3)鲁棒反馈控制器(RFC)

与 MCARC 的控制律相比，RFC 只包含 MCARC 中鲁棒反馈部分，反馈增益 $k_1=100$，$k_2=50$，$k_3=2$。

(4)比例积分微分控制器(PID)

控制参数：比例系数 $k_p=157$，积分系数 $k_i=61.4$，微分系数 $k_d=5.2$。控制参数采用经验调试法获得，即根据跟踪误差曲线变化规律，先调试比例系数，然后调试积分系数和微分系数。

以上控制器参数都是通过反复试验的方法确定，而且在确定的控制参数基础上再增大参数，将引入大量的测量噪声或激发喷杆悬架系统的高频动态进而使系统不稳定，因此 4 种控制器的对比是合理的。为了量化 4 种控制器的性能，采用最大绝对值跟踪误差 $M_e$、平均绝对值跟踪误差 $\mu$、跟踪误差的标准差 $\sigma$ 作为评价指标[30]。

设计的控制系统应能够对低频的地形波动进行实时跟踪。为了测试设计的控制器的跟踪性能，设定正弦目标轨迹 $x_{1d}=0.05\sin t$。在控制与监测界面中，首先将设计的 MCARC 控制算法部署到 NI PXI 目标计算机控制系统中，测试并记录算法运行过程中的状态参数，喷杆目标角度 $x_d$、实际测量角度 $x_1$ 如图 7a 所示，实测角度与目标角度的误差曲线如图 8a 所示，起始段喷杆角度跟踪误差较大，最大误差为 0.804°，随着时间增加，实测角度曲线与试验曲线趋向于重合，控制系统进入稳态，此时的最大绝对误差为 0.148°，证明设计的 MCARC 控制器具有渐进跟踪性。

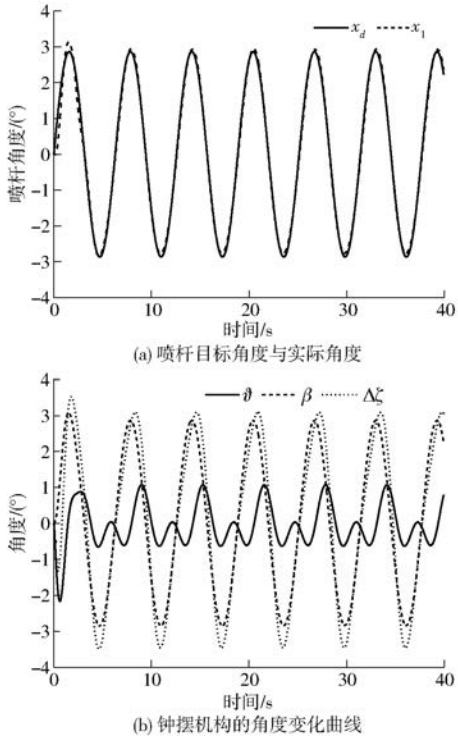


图 7 MCARC 控制器跟踪试验结果

Fig. 7 Tracking test results of MCARC controller

喷杆与地面的夹角 $\beta$、液压缸驱动下连杆 $PQ$ 与 $PR$ 的夹角变化量 $\Delta\zeta$ 以及摆杆 $OP$ 偏离初始位置的角度 $\vartheta$ 变化曲线如图 7b 所示，$\vartheta$ 是摆杆 $OP$ 的偏转角，属于控制系统中存在的不确定干扰，$\beta$ 是控制目标，试验结果表明存在不确定干扰的情况下，设计的 MCARC 控制算法仍然可以将误差控制在较小的范围内，保证了喷杆的稳态跟踪精度。

利用大型喷杆悬架快速控制原型试验台，依次对 4 种控制算法开展了试验验证。4 种控制器跟踪误差对比如图 8 所示，控制系统进入稳态以后，取 3 个周期的跟踪误差数据，统计控制器的性能指标，结果如表 2 所示。

对比图 8a、8b 可知，FLC 控制器稳态最大绝对误差为 0.201°，FLC 控制器的性能稍差于相同反馈增益的 MCARC 控制器，主要由于 FLC 控制器对系统中的不确定非线性没有做特殊处理，控制精度依靠基于名义值的悬架模型前馈补偿算法和鲁棒反馈算法来保证，而 MCARC 控制器使用了参数自适应控制律进行参数在线估计，随着时间的推移，跟踪误差逐渐减小，证明了自适应控制律的有效性。

对比图 8 及表 2 中的性能指标，可知 MCARC 控制器的跟踪误差在起始段和 PID 的稳态误差等级相当，但随着自适应率的作用，跟踪误差逐渐减小并进入稳态，证明了设计的 MCARC 控制器具有渐近跟踪性，而 PID 控制器没有参数自学习的能力，其起始阶段跟踪误差与稳态跟踪误差区别不大。

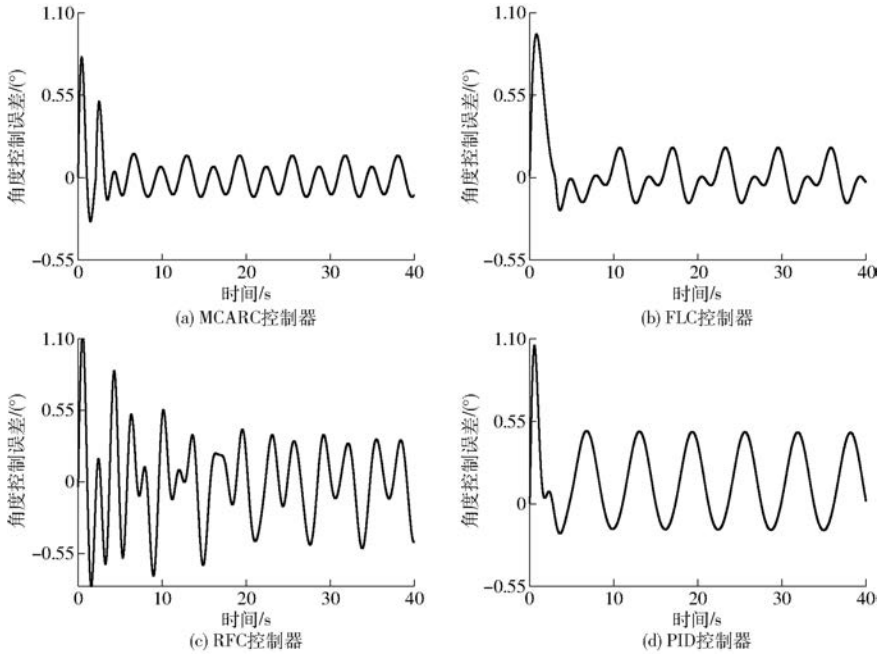


图 8　4 种控制器跟踪误差结果对比

Fig. 8　Comparison of tracking error results of four controllers

**表 2　进入稳态后 3 个运动周期的性能指标**

**Tab. 2　Performance indices during last three cycles after entering steady state**　(°)

| 控制器类型 | $M_e$ | $\mu$ | $\sigma$ |
|---|---|---|---|
| MCARC | 0.148 | 0.078 | 0.041 |
| FLC | 0.201 | 0.084 | 0.064 |
| RFC | 0.510 | 0.217 | 0.134 |
| PID | 0.480 | 0.231 | 0.152 |

对比图 8 中 4 个控制器的跟踪误差曲线可知，RFC 控制器的稳态最大绝对误差为 0.51°，PID 控制器为 0.48°，RFC 和 PID 控制器的跟踪误差各项指标比其他两个控制器都大很多，由于这两种控制算法既没有使用模型补偿，也没有使用参数自适应律，对悬架系统中存在的不确定性仅具有一定的鲁棒性，从而证明了本文基于钟摆式悬架非线性模型设计控制器的优势。

RFC 的各项性能指标比 PID 还差，主要由于在 RFC、MCARC、FLC 控制器中使用反馈增益 $k_1$、$k_2$、$k_3$ 比 PID 控制器中的增益系数小，尽管如此，在模型补偿控制律的作用下，MCARC 控制器和 FLC 控制器的跟踪误差小于 PID 控制器，表明 MCARC 控制器以较小的反馈增益，在 4 种算法对比试验中获得了最好的跟踪性能，可以避免使用高增益反馈导致的大臂展喷杆谐振问题。

MCARC 控制器的未知参数在线估计过程如图 9 所示；估计参数 $\theta_1 \sim \theta_4$ 随着试验时间的增加都逐渐趋于稳定，证明设计的参数自适应律具有较好的趋近性，结合图 8a 还可以看出随着参数估计的不断收敛，系统的跟踪性能不断提高，这表明控制器中参数自适应律在处理参数不确定方面的有效性。

综上分析，由于设计的 MCARC 控制器考虑了系统的参数不确定性和不可建模的不确定非线性，

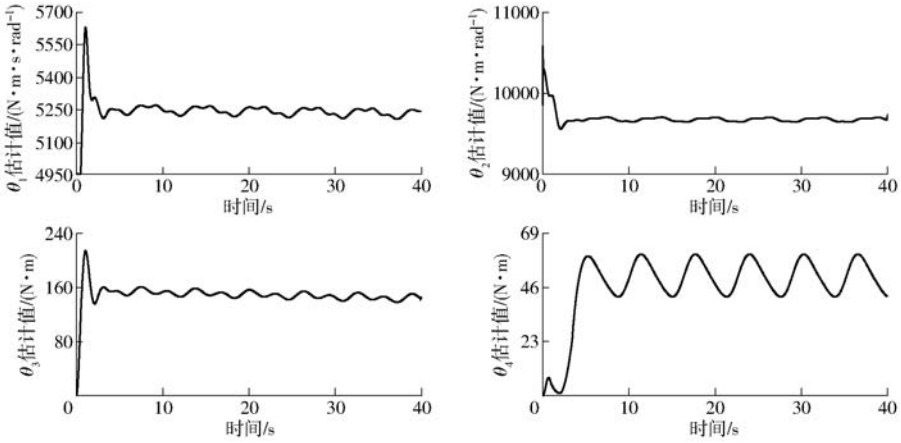


图 9　MCARC 控制器的未知参数估计过程曲线

Fig. 9　Parameter estimation of MCARC controller

通过自适应律来处理钟摆式悬架系统的参数不确定性,通过非线性鲁棒控制律支配建模误差、未建模动态等不确定非线性,综合了模型补偿控制律、参数自适应律、鲁棒控制律三者的优势,因而具有最佳的跟踪性能,而常用的 PID 控制器未考虑参数不确定性,对于这些悬架系统存在的不确定干扰只具有一定的鲁棒性。

## 4 结论

(1)针对钟摆式主被动悬架系统存在的随机干扰、参数不确定等导致喷杆控制精度降低的问题,提出了基于悬架系统补偿的自适应鲁棒控制策略,综合悬架系统及液压控制系统中存在的参数不确定性,同时兼顾外部干扰等不确定非线性因素,通过设计参数自适应律对悬架系统中的阻尼系数、刚度、未知扰动、库伦摩擦等 8 个未知参数进行在线估计,使用模型补偿控制律包含系统参数估计,由在线的自适应函数实时更新参数的估计值,从而有效降低了参数不确定性对非线性系统性能及稳定性的影响,将非线性鲁棒控制律融合到自适应控制策略中,以镇定系统中模型偏差、参数估计偏差等,通过 Lyapunov 稳定性理论证明了控制系统的全局渐进稳定性。

(2)搭建了喷杆钟摆式主被动悬架半实物仿真平台,将设计的控制算法用于 28 m 大型喷杆的运动控制中,使用六自由度运动平台模拟底盘的运动干扰,进行了控制算法的试验验证。与常规的反馈线性化控制器、鲁棒反馈控制器、PID 控制器进行了试验对比,结果表明,设计的基于模型补偿的自适应鲁棒控制器最大跟踪误差 0.148°,而反馈线性化控制器最大跟踪误差 0.201°,鲁棒反馈控制器最大跟踪误差 0.51°,PID 控制器最大跟踪误差 0.48°。设计的控制器在同时存在参数不确定性和扰动的情况下,使用较小的反馈增益可保证大型喷杆渐进跟踪性能和稳态跟踪精度。

## 参 考 文 献


[1] LECHENET M, DESSAINT F, PY G, et al. Reducing pesticide use while preserving crop productivity and profitability on arable farms[J]. Nature Plants, 2017, 3(3): 1 - 6.

[2] LARDOUX Y, SINFORT C, ENFALT P, et al. Test method for boom suspension influence on spray distribution, Part I: experimental study of pesticide application under a moving boom[J]. Biosystems Engineering, 2007, 96(1): 29 - 39.

[3] FERGUSON J C, O'DONNELL C C, CHAUHAN B S, et al. Determining the uniformity and consistency of droplet size across spray drift reducing nozzles in a wind tunnel [J]. Crop Protection, 2015, 76: 1 - 6.

[4] 崔龙飞, 薛新宇, 丁素明,等. 双钟摆主被动悬架式大型喷雾机喷杆动力学仿真与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(2):82 - 90.
CUI Longfei, XUE Xinyu, DING Suming, et al. Modeling and simulation of dynamic behavior of large spray boom with active and passive pendulum suspension[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(2):82 - 90. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20170211&journal_id=jcsam. DOI=10.6041/j.issn.1000-1298.2017.02.011. (in Chinese)

[5] 崔龙飞,薛新宇,丁素明,等.大型喷杆及其摆式悬架减振系统动力学特性分析与试验[J].农业工程学报,2017,33(9):61 - 68.
CUI Longfei, XUE Xinyu, DING Suming, et al. Analysis and test of dynamic characteristics of large spraying boom and pendulum suspension damping system[J]. Transactions of the CSAE, 2017,33(9):61 - 68. (in Chinese)

[6] ANTHONIS J, AUDENAERT J, RAMON H. Design optimization for the vertical suspension of a crop sprayer boom [J]. Biosystems Engineering, 2015, 90(2):153 - 160.

[7] O'SULLIVAN J A. Verification of passive and active versions of a mathematical model of a pendulum spray boom suspension [J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 1988, 40(2):89 - 101.

[8] DAVID S A, LEONARDO P M, SOUSA R V, et al. Suspension system in a spray boom using a fractional PID controller[C]// Macmese Acm, 2016:1 - 12.

[9] 王松林, 赵春江, 王秀. 喷杆高度调节系统设计与试验[J]. 农机化研究,2014,36(8):161 - 164.
WANG Songlin, ZHAO Chunjiang, WANG Xiu. Design and experiments on boom height adjusting system[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2014,36(8):161 - 164. (in Chinese)

[10] 潘佛雏, 邓伏栋, 温浩军. 喷杆高度在线调控设计与试验研究[J]. 农机化研究,2017,39(11): 107 - 111.
PAN Fuchu, DENG Fudong, WEN Haojun. Design and experiments on boom height automatic adjusting system[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2017,39(11): 107 - 111. (in Chinese)

[11] 魏新华, 邵菁, 缪丹丹,等. 喷杆式喷雾机喷杆高度及平衡在线调控系统[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(8):66 - 71.
WEI Xinhua, SHAO Jing, MIAO Dandan, et al. Online control system of spray boom height and balance [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(8):66 - 71. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20150811&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.08.011. (in Chinese)

[12] CUI L F, XUE X Y, DING S M, et al. Development of a DSP-based electronic control system for the active spray boom suspension[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2019, 166: 1 – 14.

[13] CUI L F, XUE X Y, LE F X, et al. Design and experiment of electro hydraulic active suspension for controlling the rolling motion of spray boom[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2019,12(4): 72 – 81.

[14] CUI L F, MAO H P, XUE X Y. Hydraulic-drive roll movement control of a spray boom using adaptive robust control strategy [J]. Advances in Mechanical Engineering,2019,11(2):1 – 14.

[15] 薛涛, 李伟, 杜岳峰,等. 大型高地隙喷雾机喷杆主动悬架自适应模糊滑模控制 [J]. 农业工程学报, 2018, 34(21): 47 – 56.
XUE Tao, LI Wei, DU Yuefeng, et al. Adaptive fuzzy sliding mode control of spray boom active suspension for large high clearance sprayer[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(21): 47 – 56. (in Chinese)

[16] LI S J, MIAO H Q, SU X H, et al. Modeling and control of semi-active suspension system with double-pendulum spray boom [C]//Chinese Control and Decision Conference, 2019: 1223 – 1227.

[17] 王向东,魏浩. 植保机喷杆的鲁棒保性能控制[J]. 沈阳工业大学学报,2019,41(6):669 – 674.
WANG Xiangdong, WEI Hao. Robust guaranteed cost control of spray bar of plant protection machine[J]. Journal of Shenyang University of Technology,2019,41(6):669 – 674. (in Chinese)

[18] TAHMASEBI M, GOHARI M, MAILAH M, et al. Vibration suppression of sprayer boom structure using active torque control and iterative learning. Part Ⅱ: experimental implementation [J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(20): 4740 – 4750.

[19] YAO J, DENG W. Active disturbance rejection adaptive control of hydraulic servo systems [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 64(10): 8023 – 8032.

[20] YAO J, DENG W, JIAO Z. RISE-based adaptive control of hydraulic systems with asymptotic tracking[J]. IEEE Transactions on Automation Science and Engineering,2017,14: 1524 – 1531.

[21] DENG W, YAO J, MA D. Robust adaptive precision motion control of hydraulic actuators with valve dead-zone compensation [J]. ISA Transactions,2017,70: 269 – 278.

[22] DEPREZ K, ANTHONIS J, RAMON H, et al. System for vertical boom corrections on hilly fields[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 266(3): 613 – 624.

[23] LARDOUX Y, SINFORT C, ENFALT P, et al. Test method for boom suspension influence on spray distribution, Part Ⅱ: validation and use of a spray distribution model[J]. Biosystems Engineering, 2007, 96(2): 161 – 168.

[24] 焦宗夏,姚建勇. 电液伺服系统非线性控制[M]. 北京:科学出版社,2016.

[25] YAO J, JIAO Z, MA D. A practical nonlinear adaptive control of hydraulic servomechanisms with periodic-like disturbances [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(6): 2752 – 2760.

[26] MINTSA H A, VENUGOPAL R, KENNE J P, et al. Feedback linearization-based position control of an electrohydraulic servo system with supply pressure uncertainty[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2012, 20(4):1092 – 1099.

[27] KOKOTOVIC P V, KRSTIC M, KANELLAKOPOULOS I, et al. Backstepping to passivity: recursive design of adaptive systems[C]//Conference on Decision and Control, 1992: 3276 – 3280.

[28] MARINO R, TOMEI P. Nonlinear control design: geometric, adaptive and robust[M]. New York: Prentice Hall, 1995.

[29] 崔龙飞, 薛新宇, 乐飞翔,等. 大型喷杆悬架系统测试平台设计与评价方法研究[J]. 农业工程学报, 2019,35(16):23 – 31.
CUI Longfei, XUE Xinyu, LE Feixiang, et al. Design and evaluation method of testing bench for spray boom suspension systems[J]. Transactions of the CSAE,2019,35(16):23 – 31. (in Chinese)

[30] LI Xudong, YAO Jianyong, ZHOU Changsheng, et al. Adaptive robust output feedback motion control of hydraulic actuators [J]. International Journal of Adaptive Control and Signal Processing, 2017, 31(11): 1544 – 1566.