

基于模糊算法的无人驾驶压路机自动碾压控制

卞永明, 方晓骏, 杨 濛, 赵 柱

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 针对无人驾驶振动压路机在自动碾压作业时的路径跟踪误差影响整体碾压作业质量的问题, 提出了基于模糊算法的路径跟踪控制方法. 建立了压路机整体运动学模型和液压动力转向系统模型, 设计了基于预瞄的航向跟踪算法和模糊比例-积分-微分(PID)控制器来实现对自动碾压误差的控制. 通过无人驾驶压路机路径跟踪控制模型的仿真和现场自动碾压试验对自动碾压控制性能的验证, 表明基于预瞄的航向跟踪模糊 PID 控制较普通 PID 控制在无人驾驶振动碾压过程中具有更好的控制性能, 显示了模糊控制算法的有效性与优越性.

关键词: 无人驾驶振动压路机; 铰接液压转向; 基于预瞄的航向跟踪; 模糊比例-积分-微分(PID)控制

中图分类号: TP273

文献标志码: A

Automatic Rolling Control for Unmanned Vibratory Roller Based on Fuzzy Algorithm

BIAN Yongming, FANG Xiaojun, YANG Meng, ZHAO Zhu

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A path following control method based on fuzzy algorithm was proposed to improve the unmanned vibratory roller's operation quality that was influenced by the path following error during automatic vibration rolling. The kinematic model of the vibratory roller as well as the hydraulic power steering model was developed. The heading following algorithm based on the look-ahead scheme and the fuzzy proportion-integral-derivative (PID) controller was designed to control the automatic rolling error. The simulation of the path following control model and the field automatically rolling experiments verified the control performances of the automatic rolling for the unmanned vibratory roller. The results show that the heading following fuzzy PID control algorithm based on the look-ahead scheme has better control performances than the conventional PID algorithm and prove

the effectiveness and superiority of the fuzzy control algorithm in the unmanned vibration rolling.

Key words: unmanned vibratory roller; articulated hydraulic steering; heading following based on look-ahead scheme; fuzzy proportion-integral-derivative (PID) control

振动压路机作为一种高效的压实机械, 越来越被广泛应用于道路和水坝的施工建设中. 然而, 在施工作业中为满足压实工作要求, 其激振机构产生剧烈振动, 令操作人员产生身体上的不适. 为了避免振动对压路机操作者的影响, 同时降低振动压路机的作业成本并提高其工作效率, 振动压路机自动化无人驾驶的实现具有十分重要的意义.

目前对于智能化压路机的研究主要集中于智能化压实技术与振动压实动力学特性, 而对于压路机无人驾驶的研究相对较少. 由国防科技大学开发研制的 W1102DZ 型振动压路机可实现无人遥控与自动编程驾驶^[1], 但是该压路机无法实现设定碾压区域的自动化无人碾压. 为了实现压路机的自动化无人碾压, 需研究其路径跟踪控制. 压路机前后车架之间的中心铰接架使车身增加了一个自由度, 影响了车身的横向稳定性^[2], 因此铰接车辆的路径跟踪控制较传统四轮车辆要复杂. Shiroma 等^[3]建立了轮式装载机的非线性状态方程, 并设计了非线性控制器来实现装载机的直线跟踪. Alshaer 等^[4]设计了比例-积分-微分(PID)控制器, 使装载机在设定的速度下, 将横向误差控制在 50 cm 以内. Delrobaei 等^[5]设计了基于李雅普诺夫稳定性理论的闭环控制器, 实现了在有测量误差干扰下的铰接车辆的停车控制. 虽然上述路径跟踪方法建立了铰接车辆的非线性模型并考虑了测量误差的影响, 但是由于压路机工作路面的不平整程度较高并需工作在振动工况下, 因

收稿日期: 2017-01-09

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金

第一作者: 卞永明(1965—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为机电一体化技术、实时网络控制理论、大型工程装备及新工艺等. E-mail: ymbianmail@163.com.

此跟踪控制误差需考虑路面和振动干扰力的影响。为了提高跟踪精度,振动压路机的路径跟踪算法需具有较好的鲁棒性。

在路径跟踪控制中,模糊控制较常规控制具有更好的鲁棒性。李逃昌等^[6]提出了一种基于模糊自适应纯追踪模型的插秧机路径跟踪方法,实现对指定路径的跟踪。石翔等^[7]建立了拖拉机的模糊纯追踪路径跟踪模型及转向操纵控制模型,并对系统进行了仿真分析。孟庆宽等^[8]提出了一种基于改进粒子群优化自适应模糊控制的拖拉机路径跟踪方法,优化了拖拉机的路径跟踪性能。张晓莉^[9]设计了模糊 PID 控制器,对铰接式牵引拖车的横摆稳定性进行了控制和仿真。上述车辆都为前轮转向形式,因此其控制方式不能直接运用于压路机上。Sasiadek 等^[10]通过设计模糊控制器实现了铲运车辆的路径跟踪与速度稳定控制,其控制算法中考虑了铰接车辆的动力学特性。由于振动压路机实际运行工况中路面不平和振动力产生的干扰会影响压路机动力学特性,因此其控制算法并不适用于振动压路机。

本文首先建立了无人驾驶振动压路机的运动学和液压力转向系统数学模型,设计了基于预瞄的航向跟踪算法和模糊 PID 控制器,并对路径跟踪模糊 PID 与普通 PID 控制算法进行仿真分析。利用一台改造的 YZ26C 振动压路机在试验场地完成了 2

种控制模式下的自动碾压试验,并分析了无人驾驶压路机在 2 种模式下的自动碾压作业精度。

1 自动碾压系统的设计

无人驾驶振动压路机的行驶液压控制系统原理如图 1 所示。控制器根据接收的 GPS 数据采集仪反馈的压路机实时速度与设定速度的偏差,调节电磁伺服阀两端线圈的电流,实现振动压路机自动行驶速度和方向的控制。从设备运行安全的角度考虑,行驶模式可以从自动切换为手动。在手动行驶模式下,根据控制器采集手柄输出的模拟量值来进行行驶方向与速度的控制。

无人驾驶振动压路机的转向液压控制系统原理如图 2 所示。压路机通过转向油缸的伸缩改变前后车身的偏转角度来实现转向。采用电磁截止阀来实现电控与手动液压转向模式的切换。截止阀不得电时,为手动转向方式,驾驶员通过操纵方向盘来实现车身的转向;截止阀得电时,为电控转向方式,控制器根据角度编码器反馈的前后车身实时偏转角度与期望的输出转角偏差,调节比例调速阀与电磁换向阀,实现转向速度与方向的调节。

自动碾压系统的主要设计参数如表 1 所示。

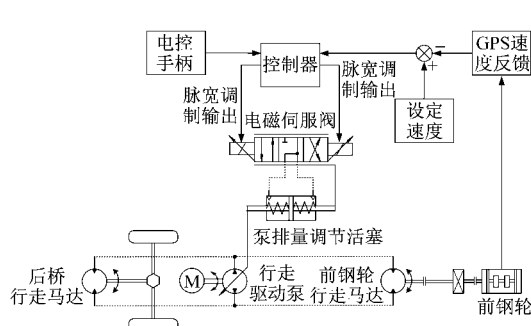


图 1 行驶液压控制系统原理图

Fig.1 Diagram of driving hydraulic control system

表 1 自动碾压系统主要设计参数

Tab.1 Main parameters of automatic rolling system

设计参数	数值
压路机行驶速度/(km·h ⁻¹)	0~10
压路机工作速度/(km·h ⁻¹)	0~5
转向角度/(°)	-35~35
转向角速度/(rad·s ⁻¹)	-0.2~0.2

2 系统模型的建立

2.1 振动压路机整体运动学模型

振动压路机的结构如图 3 所示,压路机的前振

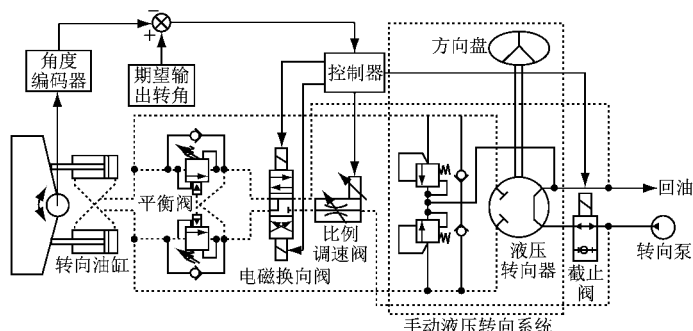


图 2 转向液压控制系统原理图

Fig.2 Diagram of turning hydraulic control system

动钢轮部分与后驱动车体之间通过中心销轴铰接在一起。

图 3 中, (x_1, y_1) 表示振动钢轮中心的坐标, (x_2, y_2) 表示驱动车体中心的坐标, θ_1 和 θ_2 分别表示振动钢轮和驱动车体的航向。由于两部分通过中心销轴连接,所以驱动车体中心的位置与航向可以通过振动钢轮中心的位置与航向并结合两者之间的转角 ϕ 得到。选取振动钢轮的中心作为参考点,从而振动压路机的位置与航向可由矢量 $q^T = (x, y, \theta, \phi)$ 确定,如式(1)所示。YZ26C 型振动压路机的振动

钢轮和驱动车体中心到铰接点的距离相等,在式中用 l 表示。

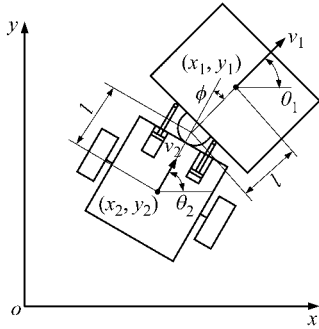


图 3 振动压路机结构示意图

Fig. 3 Structure diagram of vibratory roller

$$\begin{cases} x_1 = x \\ y_1 = y \\ \theta_1 = \theta \\ x_2 = x - l[\cos \theta + \cos(\theta + \phi)] \\ y_2 = y - l[\sin \theta + \sin(\theta + \phi)] \\ \theta_2 = \theta + \phi \end{cases} \quad (1)$$

压路机在结构上纵向对称,且考虑轮胎和钢轮与地面是点接触,同时将压路机的运动简化为平面运动并且不存在侧向和纵向滑移^[11-12].因此,垂直于 v_1 和 v_2 方向上的速度为零,如下所示:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 \sin \theta_1 - \dot{y}_1 \cos \theta_1 = 0 \\ \dot{x}_2 \sin \theta_2 - \dot{y}_2 \cos \theta_2 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

对式(1)求导并结合式(2),得到压路机的整体运动学模型,如下所示:

$$\begin{cases} \dot{x} = v \cos \theta \\ \dot{y} = v \sin \theta \\ \dot{\theta} = \omega \\ \omega = (-v \sin \phi - \dot{\phi} l) / (l + l \cos \phi) \end{cases} \quad (3)$$

式中: v 为振动钢轮的速度; ω 为振动钢轮的航向角速度。

2.2 液动力转向系统模型

在建立液动力转向系统模型时,为了简化分析对整个系统作以下假设:

(1) 油液的黏度、密度和弹性模量不随压力和温度的变化而变化。

(2) 忽略电磁换向阀开启过程对系统动态特性的影响。

(3) 2个转向油缸之间仅考虑力的耦合作用,2个转向油缸之间的作用力视为干扰力。

假定比例调速阀工作在线性区段,则比例调速阀输出流量可近似表示为

$$q_s = K_q I \quad (4)$$

式中: q_s 为比例调速阀的输出流量; K_q 为比例调速阀的流量增益; I 为比例调速阀电磁铁输入控制电流。

两铰接转向油缸为单活塞杆油缸且采用交叉连接方式,故可等效为一双活塞杆液压油缸.根据流量连续性方程^[13],可推导出流入等效液压油缸的流量为

$$q_B = C_{tp} p_B + \frac{V_e}{4E} \frac{dp_B}{dt} + A_p \frac{dY}{dt} \quad (5)$$

式中: q_B 为等效液压油缸输入流量; p_B 为等效液压油缸负载压力; C_{tp} 为等效液压油缸总泄露系数; V_e 为等效液压油缸两腔总容积; E 为油液体积弹性模量; A_p 为等效双活塞杆液压油缸的作用面积,是原转向油缸的大小腔面积之和; Y 为等效液压油缸输出位移。

转向油缸的输出位移 Y 与车身转角 ϕ 的对应关系如图 4 所示,图中 O 为车身铰接点.当车身转角 ϕ 为零时,两转向油缸活塞杆都处于中位;当车体向右转向时,左侧油缸活塞杆伸长 Y 距离,右侧油缸活塞杆缩短 Y 距离,车身转角 ϕ 增大.由于实际车身转角 ϕ 受车体机械结构的限制,车身转角被限制在 $\pm 35^\circ$ 范围内,油缸最大伸缩量为 137.5 mm,车身转角 ϕ 与油缸输出位移 Y 之间为比例关系^[14].

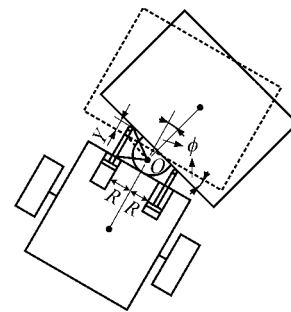


图 4 转向液压油缸位移与车身转角 ϕ 关系示意图

Fig. 4 Diagram of the relation between steering cylinder's displacement and angle ϕ

2个转向液压油缸作用在前振动轮与后驱动车上,其转矩平衡方程为

$$J_t \frac{d^2 \phi}{dt^2} + \delta_p \frac{d\phi}{dt} + T_L = A_p (p_{B1} - p_{B2}) R \quad (6)$$

式中: J_t 为等效负载的转动惯量; δ_p 为等效液压油缸黏性阻尼系数; T_L 为转向过程中的转向阻力矩^[15]; p_{B1} 为等效液压油缸输入压力; p_{B2} 为等效液压油缸输出压力; R 为等效液压油缸作用力臂.转向液压油缸位移与车身转角 ϕ 的关系如图 4 所示。

联立式(4)~(6)并进行拉普拉斯变换,忽略油的黏性阻尼得到铰接液压动力转向系统的传递函数为

$$\Phi(s) = \frac{K_\phi \left[\frac{K_d I}{A_p} - \frac{C_{tp} T_L}{A_p^2 R} \left(\frac{V_e}{4C_{tp} E} s + 1 \right) \right]}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_s}{\omega_h} + 1 \right)} \quad (7)$$

式中: K_ϕ 为车身转角与油缸输出位移之间的比例因子; ω_h 为液压动力转向系统的固有频率, $\omega_h =$

$$\sqrt{\frac{4EA_p^2 R}{K_\phi J_t V_e}}; s \text{ 为拉普拉斯变量}; \delta_s \text{ 为系统阻尼系数,}$$

$$\delta_s = \frac{C_{tp}}{A_p} \sqrt{\frac{K_\phi J_t E}{V_e R}}.$$

3 路径跟踪控制算法

3.1 基于预瞄的航向跟踪控制原理

在实际碾压作业中,无人驾驶振动压路机主要是沿直线轨迹完成对指定区域的遍历碾压.压路机采用铰接转向的形式,虽然其转向形式增加了压路机转向的灵活性,但是前后车架之间的中心铰架使车身增加了一个自由度,从而减少了车身的横向刚度,并影响了车身的横向稳定性.由于压路机工作路面为未碾压的路面,路面不平整程度较高,而且为了保证路面的可靠压实,压路机需工作在振动工况下,故受路面和振动干扰力的影响,振动压路机实际碾压轨迹与设定轨迹之间会产生较大误差,故需设计直线跟踪算法来控制自动碾压的误差.压路机对指定直线的跟踪误差主要由横向误差 e_l 、航向误差 e_θ 和转角误差 e_ϕ 所决定,如图 5 所示.跟踪误差的具体数学形式如下所示:

$$\begin{cases} e_\theta = \theta - \theta_d \\ e_l = (x_d - x) \sin \theta_d + (y - y_d) \cos \theta_d \\ e_\phi = \phi \end{cases} \quad (8)$$

式中: (x, y) 为压路机振动钢轮中心的实际位置坐标; θ 为振动钢轮的实际航向角度; (x_d, y_d) 为设定直线轨迹上对应振动钢轮中心当前坐标的振动钢轮中心期望坐标; θ_d 为振动钢轮的期望航向角度.跟踪直线轨迹由设定的轨迹起点坐标 (x_s, y_s) 和终点坐标 (x_e, y_e) 所决定,其表达式如下所示:

$$(y_e - y_s)x + (x_s - x_e)y + x_e y_s - x_s y_e = 0 \quad (9)$$

由于在实际直线跟踪时,航向误差 e_θ 和转角误差 e_ϕ 较小,故根据式(3)得到的压路机整体运动学模型并对其进行线性化,得到振动压路机直线跟踪误差线性化状态方程,如下所示:

$$\begin{bmatrix} \dot{e}_l \\ \dot{e}_\theta \\ \dot{e}_\phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & v & 0 \\ 0 & 0 & \frac{v}{2L} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_l \\ e_\theta \\ e_\phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{2} \\ 1 \end{bmatrix} \dot{\phi} \quad (10)$$

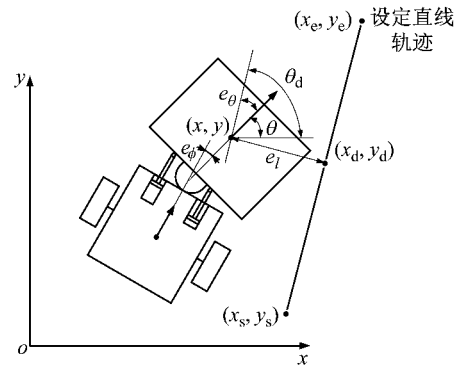


图 5 振动压路机直线跟踪示意图

Fig.5 Diagram of line path following for vibratory roller

为了纠正压路机在直线跟踪碾压时受路面和振动干扰力影响而产生的误差,实现无人驾驶压路机对指定直线的跟踪,设计了基于预瞄的航向跟踪控制器,使横向误差 e_l 、航向误差 e_θ 和转角误差 e_ϕ 随时间增加趋向于零,其控制算法框图如图 6 所示.在一个控制周期内,根据定位系统检测到的振动钢轮中心当前位置坐标与设定直线轨迹上振动钢轮中心对期望点坐标计算出横向误差.根据横向误差并结合相应速度下所对应的预瞄距离^[16]计算获得振动压路机所需航向.通过定向系统检测得到的振动压路机当前航向与压路机所需航向进行比较,得到压路机的航向偏差.

根据航向偏差计算出期望车身转角变化量.控制器根据计算的期望转角变化量与角度编码器检测的实时角度变化量得到角度偏差,并调节比例调速阀输入控制电流,通过压路机转向液压系统输出到转向油缸,实现压路机车身转角的调节,从而达到期望的输出车身转角.最终,车身输出转角经过压路机整体运动学模型改变压路机的行驶航向与位置坐标.期望车身转角变化量

$$\Delta\phi = k_s [\arctan(e_l/L) + e_\theta] \quad (11)$$

式中: k_s 为车身转角变化量调节系数; L 为预瞄距离.

根据李雅普诺夫稳定性判别方法来选定合适的调节系数 k_s ^[5],可使横向误差 e_l 、航向误差 e_θ 和转角误差 e_ϕ 最终趋向于零.同时,合理地设计角度偏差控制器,可减小各直线跟踪误差的超调量和降低误差的调整时间.液压控制系统中常用的控制方式为

PID 控制,但是考虑到路面不平和振动干扰对于角度跟踪误差的影响,为了提高角度跟踪控制的鲁棒性,设计了模糊 PID 控制器,第 3.2 节将主要介绍模糊 PID 控制器的设计.此外,在无人驾驶压路机自动碾压作业中,为了保证路面的均匀碾压,压路机行驶速度需稳定在设定速度.由于振动和路面不平状况的影响会造成压路机行驶速度的波动,以致难以达

到满意的控制效果,采用 PID 算法对无人驾驶振动压路机行驶速度进行控制,并通过安装在振动钢轮上的速度传感器实时采集压路机行驶速度来实现速度闭环控制.速度 PID 控制器的 3 个调节参数通过自动行驶试验来确定,使振动压路机实际作业速度稳定在设定速度.比例调节参数 k_p 为 3,积分调节参数 k_i 为 0.5,微分调节参数 k_d 为 1.

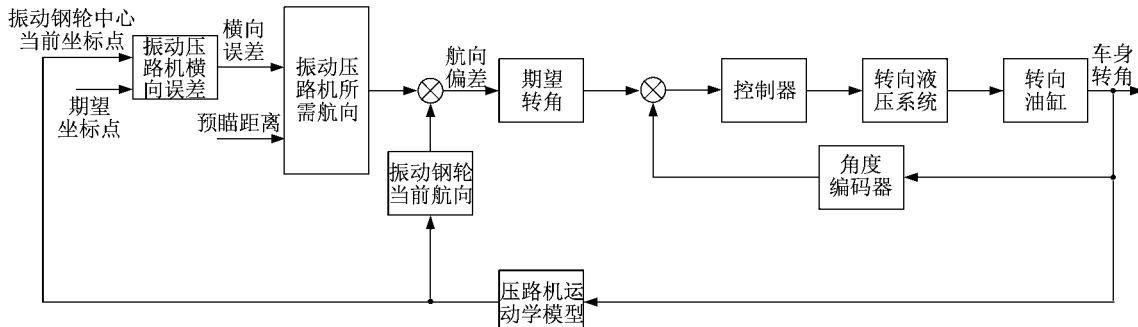


图 6 基于预瞄的航向跟踪模糊 PID 控制算法框图

Fig.6 Block diagram of heading following fuzzy PID control algorithm based on look-ahead scheme

3.2 模糊 PID 控制器的设计

在模糊 PID 控制器的设计中,将期望车身转角变化量与实际车身转角变化量之间的角度偏差 $\delta\phi$ 以及 $\delta\phi$ 的变化率 ϕ_c 作为模糊输入量,将比例调速阀控制电流的 PID 调整量 ΔK_p 、 ΔK_i 和 ΔK_d 作为模糊输出量.

定义角度偏差 $\delta\phi$ 的论域为 $[-24^\circ, 24^\circ]$,角度偏差变化率 ϕ_c 的论域为 $[-9, 9] (\text{^\circ}) \cdot \text{s}^{-1}$. 两者的量化等级都为 -3、-2、-1、0、1、2、3,则角度偏差 $\delta\phi$ 的量化因子为 0.125,角度偏差变化率 ϕ_c 的量化因子为 0.33.

控制电流 PID 调整量 ΔK_p 的论域为 $[-0.3, 0.3]$, ΔK_i 的论域为 $[-0.015, 0.015]$, ΔK_d 的论域为 $[-0.3, 0.3]$,三者的量化因子都为 1.

定义输入输出变量的模糊子集均为负大(NB)、负中(NM)、负小(NS)、零(ZO)、正小(PS)、正中(PM)和正大(PB). 输入角度偏差 $\delta\phi$ 与角度偏差变化率 ϕ_c 的隶属度函数形状如图 7 所示.

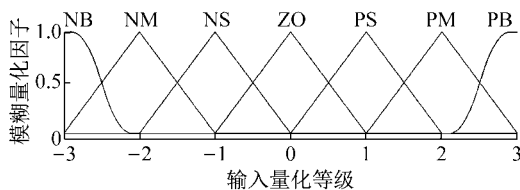


图 7 输入变量隶属度函数

Fig.7 Input membership function

根据实际压路机驾驶员的操作经验,并且充分

考虑角度偏差变化率 ϕ_c 的影响,制定具体的模糊控制规则如表 2~4 所示.

表 2 ΔK_p 的模糊控制规则

Tab.2 Fuzzy rules of ΔK_p

$\delta\phi$	不同 ϕ_c 下的 ΔK_p						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	ZO	ZO
NM	PB	PM	PM	PS	PS	ZO	NS
NS	PM	PM	PS	PS	ZO	NS	NS
ZO	PM	PS	PS	ZO	NS	NS	NM
PS	PS	PS	ZO	NS	NS	NM	NM
PM	PS	ZO	NS	NS	NM	NM	NB
PB	ZO	NS	NS	NM	NM	NB	NB

表 3 ΔK_i 的模糊控制规则

Tab.3 Fuzzy rules of ΔK_i

$\delta\phi$	不同 ϕ_c 下的 ΔK_i						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NM	NM	NS	NS	ZO
NM	NB	NM	NM	NS	NS	ZO	PS
NS	NM	NM	NS	NS	ZO	PS	PS
ZO	NM	NS	NS	ZO	PS	PS	PM
PS	NS	NS	ZO	PS	PS	PM	PM
PM	NS	ZO	PS	PS	PM	PM	PB
PB	ZO	PS	PS	PM	PM	PB	PB

表 4 ΔK_d 的模糊控制规则

Tab.4 Fuzzy rules of ΔK_d

$\delta\phi$	不同 ϕ_c 下的 ΔK_d						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PS	NM	NB	NB	NB	NM	PS
NM	PS	NM	NB	NM	NM	NS	ZO
NS	ZO	NS	NM	NM	NS	NS	ZO
ZO	ZO	NS	NS	NS	NS	NS	ZO
PS	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO
PM	PB	NS	PS	PS	PS	PS	PB
PB	PB	PM	PM	PM	PM	PS	PB

3.3 仿真分析

为了对比基于预瞄的航向跟踪模糊 PID 控制与普通 PID 控制在无人驾驶压路机振动碾压作业中的控制效果,结合无人驾驶压路机液动力转向系统模型和压路机整体运动学模型,并根据图 6 所示的路径跟踪控制算法原理和第 3.2 节设计的模糊控制器,在 Simulink 中对振动压路机直线跟踪系统进行建模.模型中各仿真参数根据 YZ26C 压路机技术手册中的压路机系统及性能参数,并结合实际测得的 YZ26C 机械结构尺寸计算所得.各仿真参数如表 5 所示.

表 5 振动压路机直线跟踪系统模型仿真参数
Tab.5 Simulation parameters of line path following model for vibratory roller

仿真参数	单位	数值
l	m	1.63
K_e	$L \cdot (\text{min} \cdot \text{A})^{-1}$	47.149
C_{ip}	$L \cdot (\text{min} \cdot \text{MPa})^{-1}$	0.405
J_t	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	37.701
A_p	m^2	0.0166
V_e	m^3	0.0046
E	MPa	500
T_L	$\text{kN} \cdot \text{m}$	21.227
K_ϕ	$\text{rad} \cdot \text{m}^{-1}$	4.4427
ω_h	s^{-1}	12.77
δ_s		0.1149
R	m	0.228
k_s		-1
L	m	3.5

振动压路机直线跟踪系统仿真模型如图 8 所

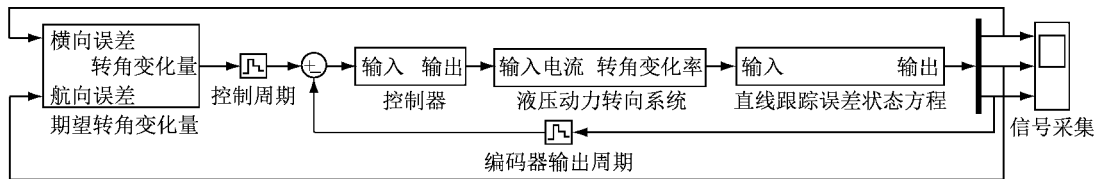


图 8 振动压路机直线跟踪系统仿真模型

Fig.8 Line path following simulation model for vibratory roller

4 试验研究

为了验证无人驾驶压路机在实际工作场地中的直线碾压控制效果,在设定的未碾压场地区域进行了直线碾压试验,如图 10 所示.压路机定位设备采用 SPS855 定位模块,定位天线的安装如图 10 所示.SPS855 的数据输出频率为 20 Hz,其动态实时定位水平精度能够达到 8 mm.由于压路机工作路面为未碾压的路面,路面起伏不平,压路机车身在碾压作业时不可避免产生倾斜.这种倾斜会造成远大于定位

示.由于压路机实际的车身转角范围为 $\pm 35^\circ$,故在仿真模型中对车身转角进行了限制,控制周期设为 200 ms.为了验证无人驾驶振动压路机直线跟踪算法对横向误差、航向误差和转角误差的控制效果,在仿真模型中设定压路机的行驶速度为 $0.83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,初始横向误差为 2 m,初始航向误差为 6° ,初始转角误差为 0° .为了研究普通 PID 控制器与模糊 PID 控制器的控制效果,在振动压路机直线跟踪模型中对 2 种情况分别进行仿真.跟踪模型中 PID 控制器的 3 个调节参数首先通过齐格勒-尼柯尔斯法则进行调定,然后根据仿真控制结果对参数再进行微调,最终确定的比例控制参数 K_p 为 5,积分控制参数 K_i 为 0.75,微分控制参数 K_d 为 2.

图 9(a)~(c)分别为相同初始条件下的无人驾驶压路机采用普通 PID 控制器与模糊 PID 控制器的横向误差、航向误差和转角误差仿真曲线.仿真时间设置为 40 s,横坐标为仿真时间,纵坐标分别为横向误差、航向误差和转角误差.从仿真结果可知:横向误差、航向误差和转角误差随时间增加最终趋向于零,在 30 s 之后各误差已接近于零,从而可以验证基于预瞄的航向跟踪算法的稳定性.从仿真结果看出,在普通 PID 控制下的各误差超调量较模糊 PID 控制下的误差超调量大,同时普通 PID 控制下的误差与模糊 PID 控制下的误差相比具有较大的调整时间,可见模糊 PID 控制较普通 PID 控制具有较好的直线跟踪控制精度.

检测精度的测量误差,故在钢轮上加装倾角传感器来测量钢轮的横滚及俯仰角以对定位坐标进行校正.倾角传感器的输出频率为 100 Hz,其测量精度为 0.1° ,如图 11 所示.根据测量的倾角数据对定位坐标进行修正,并通过坐标变换可计算得到振动钢轮中心的实时坐标.

压路机定向设备采用 SPS555H 定向模块,定向天线的安装如图 10 所示.SPS555H 的数据输出频率也为 20 Hz,其航向检测精度能够达到 0.09° .此外,由于压路机为铰接形式,通过安装在销轴中心的 16 位角度编码器可获得实时车身转角,角度编码器

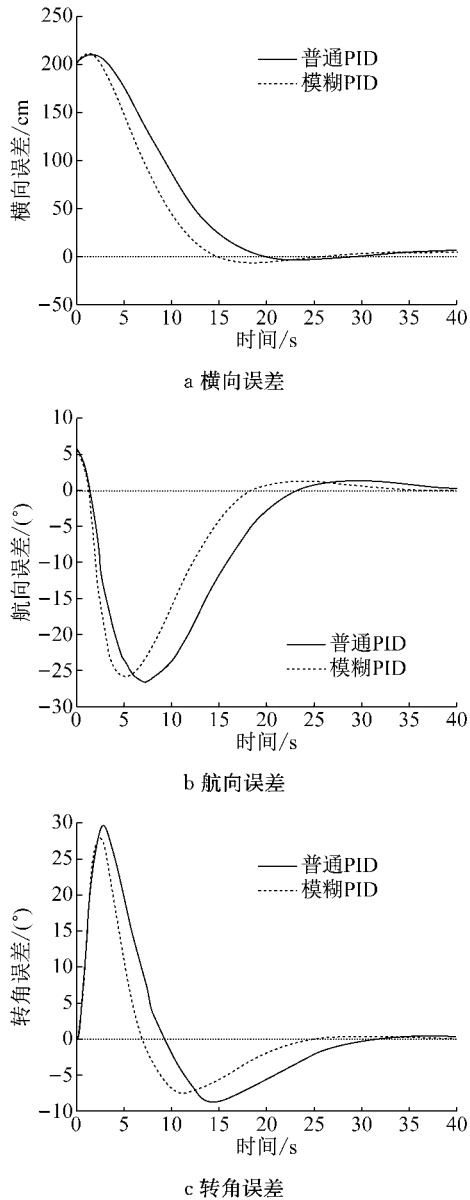


图 9 普通 PID 与模糊 PID 控制误差仿真曲线
Fig.9 Error of conventional PID and fuzzy PID control in simulation



图 10 无人驾驶振动压路机自动直线碾压试验
Fig.10 Experiment of automatic rolling for unmanned vibratory roller

的输出频率为 100 Hz,其检测精度设为 0.1° ,角度编码器的安装如图 12 所示.通过获得的振动钢轮中心坐标与行驶航向,并结合设定的直线方程可计算

得到压路机实时的直线跟踪横向误差与航向误差,转角误差由实时角度编码器测得.



图 11 倾角传感器安装图

Fig.11 Installation of inclination sensor



图 12 角度编码器安装图

Fig.12 Installation of angle encoder

为了验证无人驾驶振动压路机直线跟踪算法对横向误差、航向误差和转角误差的控制效果,设置控制器的调整周期为 200 ms,且设定压路机的行驶速度为 $0.83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,初始横向误差为 2 m,初始航向误差为 6° ,初始转角误差为 0° ,并在相同初始误差的情况下分别进行了普通 PID 与模糊 PID 控制碾压试验.图 13(a)~(c)分别为相同初始条件下的无人驾驶压路机普通 PID 与模糊 PID 控制碾压横向误差、航向误差和转角误差试验曲线.

对比图 13 中 2 种控制模式下的各跟踪误差曲线可知,无人驾驶振动压路机在基于预瞄的航向跟踪模糊 PID 和普通 PID 控制算法下其横向误差、航向误差和转角误差随时间增加最终都趋向于零,且在 30 s 之后各误差也都稳定于零.然而,在相同初始误差的情况下,对比 2 种模式下的控制性能,可见模糊 PID 控制下的各跟踪误差较普通 PID 控制下的误差有较小的超调量及调整时间,因而模糊 PID 算法具有更优的控制性能,试验结果与仿真结果相同.对比仿真曲线与试验曲线可以发现,在 2 种控制模式下,试验曲线与仿真曲线相比具有较大的波动与超调量.主要原因在于实际振动碾压作业中压路机在路面不平的情况下振动,且由于振动钢轮安装或制

造时的不对称所产生的偏振现象,容易使压路机产生侧向滑移,从而影响直线跟踪控制性能.由于建立准确的钢轮偏振模型的复杂程度较高,故仿真中忽略了其对跟踪误差的影响,造成实际振动直线跟踪误差较仿真时波动大.

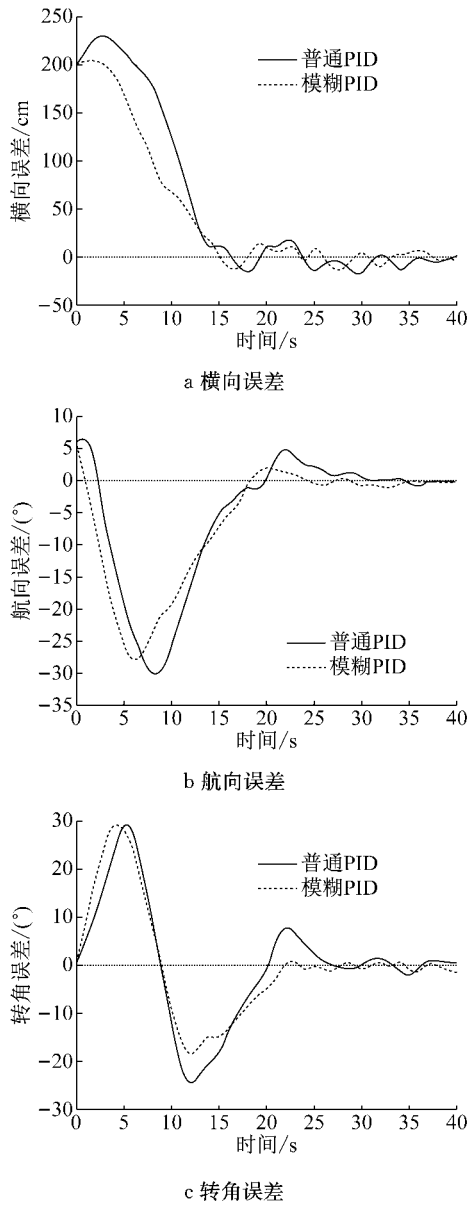


图 13 普通 PID 与模糊 PID 控制误差试验曲线
Fig.13 Error of conventional PID and fuzzy PID control in experiment

为了进一步研究无人驾驶振动压路机在基于预瞄的航向跟踪模糊 PID 和普通 PID 控制下的直线碾压精度,在相同的试验轨迹上进行了 2 种控制器的自动直线碾压试验,压路机的碾压行驶速度设定为 $0.83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,碾压长度为 100 m .表 6 为无人驾驶压路机在 2 种情况下的直线碾压误差对比.从表 6 中模糊 PID 与普通 PID 直线跟踪误差的对比结果可

知,在碾压行驶速度为 $0.83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,基于预瞄的航向跟踪模糊 PID 控制能将无人驾驶振动压路机的直线跟踪最大横向误差控制在 10.0 cm ,而普通 PID 控制下的直线跟踪最大横向误差为 19.5 cm .此外,在自动直线碾压试验中,模糊 PID 控制下的最大航向误差和最大转角误差也要小于普通 PID 控制下的两者最大误差.同时,模糊 PID 控制下的各直线跟踪误差的平均值也较小,可见模糊 PID 控制具有更高的控制精度,因而验证了在实际直线跟踪时,模糊 PID 算法有更优的控制性能.

表 6 振动压路机普通 PID 与模糊 PID 控制
直线跟踪误差对比

Tab.6 Comparison of line path following error between conventional and fuzzy PID control for vibratory roller

控制方法	统计参数	横向误差/cm	航向误差/(°)	转角误差/(°)
普通 PID	平均值	8.6	1.08	1.8
	标准差	5.7	0.83	1.3
	最大值	19.5	3.39	5.0
模糊 PID	平均值	5.8	0.93	1.5
	标准差	3.3	0.75	1.2
	最大值	10.0	3.31	3.3

在实际的碾压作业中,压路机采用搭接法对设定区域进行碾压.设定碾压区域的长度为 100 m ,碾压宽度为 8 m .由于 YZ26C 压路机钢轮宽度为 2.2 m ,为了保证碾压质量的同时不影响碾压效率,在传统人工碾压时,设定搭接宽度为 20 cm ,即实际一条碾压轨迹的宽度为 2 m ,实际区域的设定碾压次数为振动碾压 10 次.在无人驾驶振动压路机碾压试验中为了与传统人工碾压方式进行对比,设定搭接宽度也为 20 cm ,故实际碾压轨迹为 4 条,无人驾驶压路机碾压试验报告如表 7 所示.从碾压报告中可知,采用模糊 PID 控制器,完全碾压区域即碾压遍数在 10 遍及以上的区域为 99.85% ,较采用普通 PID 控制器时的比例高.采用普通 PID 控制器在路面不平整程度较高时容易产生较大的横向误差,在 2 条直线轨迹搭接处由于左右 2 条轨迹产生的正负横向误差相互叠加,会产生中间夹缝区域,而采用模糊 PID 控制器时的完全碾压比例已经接近 100% .根据碾压质量要求,完全碾压区域占相应碾压区域的比例必须大于 95% 才算碾压合格,可见无人驾驶压路机可以满足设定区域的碾压合格率要求.此外,与传统人工碾压作业相比,无人驾驶压路机可以提高压路机碾压工作效率,降低操作人员的工作强度,同时避免由于操作人员长时间驾驶而导致的碾压质量下降的问题.

表 7 无人驾驶压路机自动碾压试验报告
Tab.7 Quality report of automatic rolling for
unmanned vibratory roller

碾压区域的 碾压遍数	完全碾压比例/%	
	普通 PID	模糊 PID
未碾压	0	0
1 遍	0.07	0
2 遍	0.11	0
3 遍	0.20	0
4 遍	0.20	0
5 遍	0.32	0
6 遍	0.30	0
7 遍	0.33	0
8 遍	0.40	0.08
9 遍	0.79	0.07
10 遍及以上	97.28	99.85

5 结语

本文首先构建了振动压路机整体运动学模型,然后建立了压路机液压动力转向系统模型,最后设计了基于预瞄的航向跟踪模糊 PID 控制算法,实现了对振动碾压误差的控制。通过无人驾驶振动压路机直线路径跟踪模型的仿真和现场自动碾压试验对振动碾压控制性能的验证,表明在有较大初始横向误差的情况下,基于预瞄的航向跟踪模糊 PID 控制较普通 PID 控制的性能要好,其控制误差具有较小的超调量及更短的响应时间,显示了模糊算法在无人驾驶振动碾压控制过程中的有效性与优越性。

参考文献:

- [1] 陈罗星. W1102DZ 型高性能无人驾驶振动压路机[J]. 工程机械, 2002(7): 12.
CHEN Luoxing. W1102DZ high-performance unmanned vibratory roller[J]. Construction Machinery, 2002(7): 12.
- [2] CARABIN G, GASPARETTO A, MAZZETTO F, *et al.* Design, implementation and validation of a stability model for articulated autonomous robotic systems [J]. Robotics and Autonomous Systems, 2016, 83: 158.
- [3] SHIROMA N, ISHIKAWA S. Nonlinear straight path tracking control for an articulated steering type vehicle[C]// ICCAS-SICE, 2009. Fukuoka: IEEE, 2009: 2206-2211.
- [4] ALSHAER B J, DARABSEH T T, ALHANOUTI M A. Path planning, modeling and simulation of an autonomous articulated heavy construction machine performing a loading cycle [J]. Applied Mathematical Modelling, 2013, 37(7): 5315.
- [5] DELROBAEI M, MCISAAC K A. Parking control of a center-articulated mobile robot in presence of measurement noise [C]// 2010 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics. Singapore: IEEE, 2010: 453-457.
- [6] 李逃昌, 胡静涛, 高雷, 等. 基于模糊自适应纯跟踪模型的农业机械路径跟踪方法[J]. 农业机械学报, 2013(1): 205.
LI Taochang, HU Jingtao, GAO Lei, *et al.* Agricultural machine path tracking method based on fuzzy adaptive pure pursuit model [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013(1): 205.
- [7] 石翔, 马蓉, 张长龙, 等. 基于模糊控制的拖拉机路径跟踪仿真研究[J]. 农机化研究, 2016(8): 237.
SHI Xiang, MA Rong, ZHANG Changlong, *et al.* Simulation study on tractors path tracking based on fuzzy control [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2016 (8): 237.
- [8] 孟庆宽, 仇瑞承, 张漫, 等. 基于改进粒子群优化模糊控制的农业车辆导航系统[J]. 农业机械学报, 2015(3): 29.
MENG Qingkuan, QIU Ruicheng, ZHANG Man, *et al.* Navigation system of agricultural vehicle based on fuzzy logic controller with improved particle swarm optimization algorithm [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015(3): 29.
- [9] 张晓莉. 铰接式车辆的模糊 PID 控制研究[J]. 佳木斯大学学报(自然科学版), 2014(1): 55.
ZHANG Xiaoli. Analysis of fuzzy PID control for articulated vehicle combination [J]. Journal of Jiamusi University (Engineering and Science), 2014(1): 55.
- [10] SASIADEK J Z, LU Y. Path tracking of an autonomous LHD articulated vehicle[J]. IFAC Proceedings Volumes, 2005, 38 (1): 55.
- [11] RIDLEY P, CORKE P. Load haul dump vehicle kinematics and control[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2003, 125(1): 54.
- [12] IIDA M, FUKUTA M, TOMIYAMA H. Measurement and analysis of side-slip angle for an articulated vehicle [J]. Engineering in Agriculture, Environment and Food, 2010, 3 (1): 1.
- [13] 王秋敏. 伺服阀控非对称液压缸同步控制系统仿真研究[D]. 济南: 山东大学, 2005.
WANG Qiumin. Simulation research on servo-valve in synchronization control of asymmetrical hydraulic cylinder[D]. Ji'nan: Shandong University, 2005.
- [14] 习波波. 具有二自由度铰接车体的轮式越野车辆转向系统研究[D]. 长春: 吉林大学, 2013.
XI Bobo. Study on steering system of wheeled off-road vehicle with two degrees of freedom articulated body[D]. Changchun: Jilin University, 2013.
- [15] 尹继瑶. 铰接单钢轮振动压路机转向力学与转向功率[J]. 建筑机械化, 2007(3): 20.
YIN Jiyao. Steering mechanics and steering power about articulated single-drum vibratory road roller[J]. Construction Mechanization, 2007(3): 20.
- [16] LIU R, DUAN J. A path tracking algorithm of intelligent vehicle by preview strategy[C]// Control Conference (CCC), 2013. Xi'an: IEEE, 2013: 5630-5635.