

半主动悬架山地拖拉机姿态控制系统设计与仿真

刘国辉¹ 郝称意² 李民赞^{1,3} 孙红^{1,4}

(1. 中国农业大学智慧农业系统集成研究教育部重点实验室, 北京 100083;
2. 山西农业大学农业工程学院, 太谷 030801; 3. 中国农业大学烟台研究院, 烟台 264670;
4. 中国农业大学农业农村部农业信息获取技术重点实验室, 北京 100083)

摘要: 为提高山地拖拉机在复杂农田环境中的作业平稳性, 基于 Matlab/Simulink 仿真平台, 搭建了半主动悬架拖拉机七自由度时域仿真模型, 包括四轮路面激励模型、半主动悬架振动模型、半主动悬架拖拉机车体受力分析模型、车身姿态分析模型以及半主动悬架拖拉机时域仿真模型, 以车身垂向位移、车身倾斜角和车身俯仰角作为拖拉机的姿态变化参数进行仿真试验。通过构建增量式比例积分微分 (Proportion integration differentiation, PID) 控制器和反向传播 (Back propagation, BP) 神经网络 PID 控制器仿真模型实现对半主动悬架拖拉机车身姿态的自动控制, 并分别对两种控制器的控制性能进行测试与评价。利用车身垂直向加速度和车轮相对动载作为半主动悬架系统性能的评价指标, 对两种控制方式下的半主动悬架性能进行了评价。仿真结果表明: 基于传统增量式 PID 控制算法的半主动悬架拖拉机, 其车身垂直位移均方根减少 42.17%、侧倾角均方根减少 36.76%、俯仰角均方根减少 57.85%, 其车身垂向加速度为 0.0177 m/s^2 , 4 个车轮的动载荷均方根分别为 0.0284 、 0.0346 、 0.0239 、 0.0304 N 。基于 BP 神经网络 PID 控制算法的半主动悬架拖拉机, 其车身垂直位移均方根减少 74.54%、侧倾角均方根减少 74.66%、俯仰角均方根减少 75.03%, 其车身垂向加速度为 $7.5758 \times 10^{-5}\text{ m/s}^2$, 4 个车轮的动载荷均方根值分别为 0.0197 、 0.0235 、 0.0166 、 0.0198 N 。相比增量式 PID 控制的半主动悬架拖拉机, 基于 BP 神经网络 PID 控制的半主动悬架拖拉机, 其车体平稳性得到了较好的提高。

关键词: 山地拖拉机; 姿态调节; 半主动悬架; BP 神经网络 PID; 控制仿真

中图分类号: S232 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2022)S2-0338-11

Attitude Control Simulation of Mountain Tractor Based on Semi-active Suspension

LIU Guohui¹ HAO Chenyi² LI Minzan^{1,3} SUN Hong^{1,4}

(1. Key Laboratory of Smart Agriculture Systems, Ministry of Education, China Agricultural University, Beijing 100083, China
2. College of Agricultural Engineering, Shanxi Agricultural University, Taigu 030801, China
3. Yantai Institute, China Agricultural University, Yantai 264670, China
4. Key Laboratory of Agricultural Information Acquisition Technology, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: In order to improve the operation stability of mountain tractors in complex farmland environment, based on the Matlab/Simulink simulation platform, a time-domain simulation model of a semi-active suspension tractor with D-level road roughness as the road excitation was established and which had seven degrees of freedom. The simulation time domain model included four-wheel road excitation model, semi-active suspension vibration model, semi-active suspension vibration model, semi-active suspension tractor time domain simulation model, the vertical displacement of body, body inclination angle and body pitch angle were used as the attitude change parameters of the tractor to carry out the simulation test. By constructing the incremental proportion integration differentiation, (PID) controller and the back propagation (BP) neural network PID controller simulation model, the automatic control of the body attitude of the semi-active suspension tractor was realized, and the control

收稿日期: 2022-06-21 修回日期: 2022-08-22

基金项目: 山东校地融合项目(2020XDRHXMP35)、国家自然科学基金项目(31971785)、中国农业大学研究生教改项目(JG2019004、JG202026、QYJC202101、JG202102)和中央高校基本科研业务费专项资金项目(2022TC053)

作者简介: 刘国辉(1998—),男,硕士生,主要从事农业信息化技术研究,E-mail: liuguohuionly@163.com

通信作者: 孙红(1980—),女,教授,博士生导师,主要从事农业信息化技术研究,E-mail: sunhong@cau.edu.cn

performances of the two controllers were respectively evaluated. Using the vertical acceleration of the body and the relative dynamic load of the wheels as the performance evaluation indexes of the semi-active suspension system, the performance of the semi-active suspension under the two control modes was evaluated. The simulation results showed that for the semi-active suspension tractor based on the traditional incremental PID control algorithm, the RMS value of the body vertical displacement was reduced by 42.17%, the root mean square value of the roll angle was reduced by 36.76%, and the root mean square value of the pitch angle was reduced by 57.85%. The vertical acceleration of the vehicle body was 0.0177 m/s^2 , and the RMS values of dynamic load of the four wheels were 0.0284 N, 0.0346 N, 0.0239 N, and 0.0304 N, respectively. The semi-active suspension tractor based on the BP neural network PID control algorithm reduced the RMS value of the body vertical displacement by 74.54%, the root means square value of the roll angle by 74.66%, and the root mean square value of the pitch angle by 75.03%. The vertical acceleration of the body was $7.5758 \times 10^{-5} \text{ m/s}^2$, and the RMS values of dynamic load of the four wheels were 0.0197 N, 0.0235 N, 0.0166 N and 0.0198 N, respectively. Compared with the semi-active suspension tractor controlled by incremental PID, the body stability of the semi-active suspension tractor based on BP neural PID control was better improved, which provided a theoretical basis for the design of the mountain tractor control system.

Key words: mountain tractor; attitude adjustment; semi-active suspension; BP neural network PID; control simulation

0 引言

丘陵山区农业生产受地理环境的制约^[1-2],其农作物机械化应用水平和作业效率较低^[3],且路况复杂易导致拖拉机倾覆,而威胁生产安全^[4-7]。围绕丘陵及山地农用拖拉机开展姿态优化与控制系统设计,是提高车体在复杂路况作业效率和适应性的关键,也是当前农业装备智能化发展的热点问题之一^[8-10]。

国外对于拖拉机姿态调平技术的研究起步较早,已有商业化产品投入使用。如美国 John 公司的 6R 系列和 7R 系列拖拉机,英国 Fendt 公司的 Favorit700 等拖拉机型,意大利 New Holland 公司的 T6 型拖拉机,均配备有前桥悬架辅助调整农机姿态^[11-12]。文献[13-15]将半主动悬架应用于拖拉机驾驶室部位的调节。KYUHYUN 等^[16]利用仿真软件 SimulationX 和 Matlab/Simulink 联合仿真,建立具有半主动悬架控制的油气悬架模型,提出了基于线性二次高斯函数的拖拉机半主动悬架最优控制算法。REZA 等^[17]利用主动悬架系统,设计了最优区间 2 型分数阶分数模糊 PID 控制器(IT2FOFPID),用于提升农机姿态调节功能。上述研究表明,国外已经逐渐展开了悬架系统在农业拖拉机中的应用,并且已经从模型分析向应用优化发展。

为持续升级我国农业机械装备,研究人员围绕拖拉机姿态的调节,对拖拉前桥悬架和后桥悬架进行了研究。齐文超等^[2]、张锦辉等^[4]基于偏心摆机构、液压马达、角度传感器等硬件,分别采用 BP 神经网络 PID 控制和双闭环模糊 PID 控制方法对液压马达转速进行自动调节,实现了对轮式拖拉机后桥的自适应控制。王忠山等^[18]设计了一套车身液压

调平系统,并利用 Lab AMESim(Advanced modeling environment for performing simulation of engineering systems)平台构建山地拖拉机运行仿真模型,对液压缸内流量、压力、液压缸活塞杆位移、速度等进行分析。结果表明,当横坡角小于 15° 时,该系统能够满足拖拉机工作对于稳定性的需求。袁加奇^[19]建立 4 自由度拖拉机振动模型,利用 Matlab/Simulink 仿真平台分析了前轴悬架刚度和阻尼系数对轮式拖拉机振动特性的影响,并对悬架阻尼系数和悬架刚度系数进行了优化设计,结果证明前轴悬架的优化配置可以改善拖拉机作业平顺性和稳定性。

在减振性能改善方面,现有研究大多针对拖拉机前桥或者后桥,所建立的仿真模型自由度低^[20-22]。因此,综合考虑前桥和后桥的联动效应,同步优化调节拖拉机前桥和后桥姿态需要深入探索。

因此,本文针对复杂农田环境下的拖拉机姿态控制展开研究,基于 Matlab/Simulink 仿真平台,建立七自由度半主动悬架拖拉机时域仿真系统,并设计增量式 PID 控制器和 BP 神经网络 PID 控制器仿真模型,比较两种控制策略下的半主动悬架拖拉机姿态变化,依据车身垂直加速度和车轮相对动载对悬架性能进行评价,以期对山地拖拉机控制系统的升级提供技术支持。

1 半主动悬架拖拉机振动模型

轮式拖拉机振动系统自由度较为复杂,为建立有效的七自由度半主动悬架拖拉机振动模型,本文提出以下假设:①拖拉机初始姿态保持水平。②拖拉机行驶过程中始终保持匀速直线运动。③将拖拉机车身理想化为长方体,且认为是刚体。④忽略驾

驶员体重及其重心的影响。

1.1 四轮路面激励模型

路面随机状态的统计特性由路面功率谱密度描述。根据路面功率谱密度的不同,可以将路面不平度划分为 A 级至 H 级。有研究表明丘陵山区的地表环境总体可以概括为砂石路面、硬土路面和软土路面,且三者路面不平度横跨等级均包含 D 级路面不平度^[23]。故本文在 D 级路面不平度的基础上建立路面激励仿真模型。D 级路面不平度系数为 $1.024 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ 。路面不平度 $G_q(n)$ 拟合表达式为

$$G_q(n) = G_q(n_0)(n/n_0)^{-\omega} \tag{1}$$

式中 n ——空间频率
 n_0 ——参考空间频率,取 0.1
 $G_q(n_0)$ ——路面不平度系数
 ω ——频率指数,取 2

常用路面激励时域表达式为

$$\dot{Q}(t) = -2\pi n_0 v Q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v w(t) \tag{2}$$

式中 $Q(t)$ ——路面激励
 $w(t)$ ——均值为 0 和功率谱密度为 1 的理想白噪声
 v ——车速

拖拉机前、后车轮由于前、后车轴距的原因,后轮会相对前轮产生延时 t_d ,其计算式为

$$\begin{cases} t_d = \frac{d_1}{v} \\ Q_{Rear}(t) = Q_{Front}(t - t_d) \\ \dot{Q}_{Rear}(t) = -\frac{2v}{L_1} Q_{Rear}(t) - \dot{Q}_{Front}(t) + \frac{2v}{L_1} Q_{Front}(t) \end{cases} \tag{3}$$

式中 d_1 ——前后车轴距 L_1 ——拖拉机车体长
 Q_{Rear} 、 Q_{Front} ——后轮、前轮路面激励

综上所述,可得四轮路面激励微分方程为

$$\begin{cases} \dot{Q}_4(t) = -2\pi n_0 v Q_4(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v w(t) \\ \dot{Q}_5(t) = -2\pi n_0 v Q_5(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v w(t) \\ \dot{Q}_6(t) = -(2v/L_1) Q_6(t) - \dot{Q}_4(t) + (2v/L_1) Q_4(t) \\ \dot{Q}_7(t) = -(2v/L_1) Q_7(t) - \dot{Q}_5(t) + (2v/L_1) Q_5(t) \end{cases} \tag{4}$$

式中 $Q_4(t)$ ——右前轮路面激励幅值
 $Q_5(t)$ ——左前轮路面激励幅值
 $Q_6(t)$ ——右后轮路面激励幅值
 $Q_7(t)$ ——左后轮路面激励幅值

以 Band-Limited White Noise 模块作为白噪声源,并分别将左前轮和右前轮对应白噪声模块的起始种子数设置为 23 341 和 33 341,使拖拉机车左、右侧车轮受到不同的路面激励,在 Simulink 环境中构建拖拉机四轮路面激励模型,如图 1 所示。经过仿真得到 4 个车轮对应的路面激励幅值如图 2 所示。

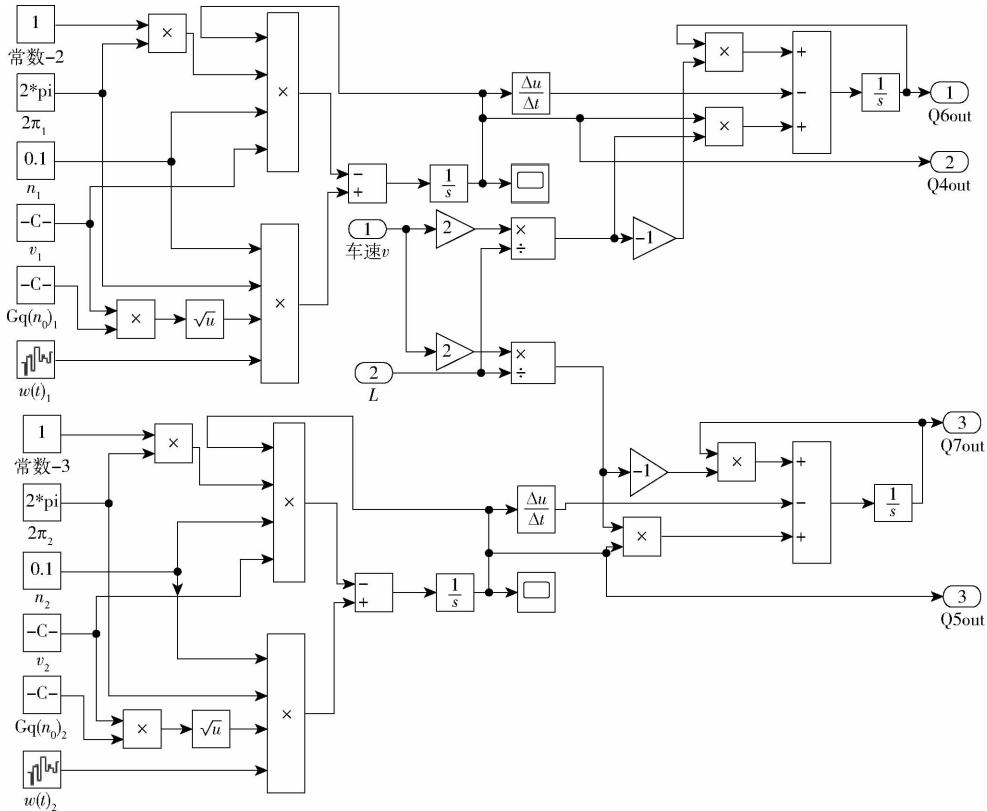


图 1 四轮路面激励模型
Fig. 1 Four-wheel road excitation model

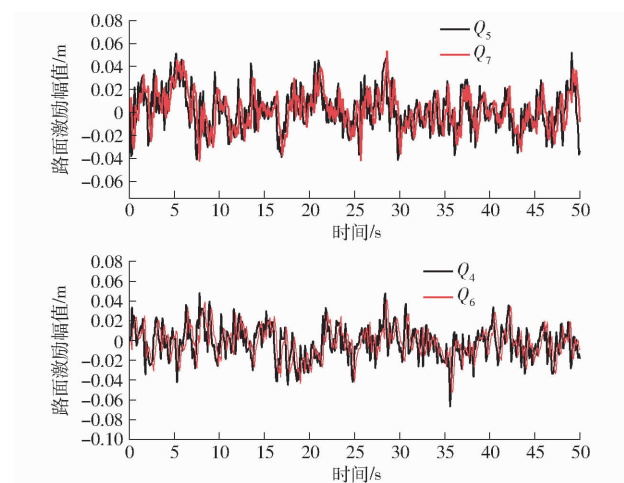


图2 四轮路面激励幅值

Fig. 2 Four-wheel road excitation amplitude

1.2 1/4 半主动悬架振动模型

半主动悬架被广泛运用在车辆的减振系统中^[24],它将地面作用力传递给车架,通过调节自身的可变阻尼抵消来自地面对车身的冲击载荷,从而提高车体稳定性。图3为二自由度1/4半主动悬架的振动模型,主要包括簧载质量 M 、悬架弹簧刚度 k_s 、悬架阻尼 c 、可控阻尼器的阻尼力 f 、非簧载质量 m 、轮胎刚度 k_t , Q 表示路面激励, Z_t 表示车轮位移, Z 表示簧载质量位移。通过控制器调节可控阻尼器的阻尼力 f 可以实现对车体姿态的调控。根据牛顿第二定律可得二自由度1/4半主动悬架数学模型为

$$\begin{cases} M\ddot{Z} + k_s(Z - Z_t) + c(\dot{Z} - \dot{Z}_t) - f = 0 \\ m\ddot{Z}_t + k_t(Z_t - Q) + k_s(Z_t - Z) + c(\dot{Z}_t - \dot{Z}) + f = 0 \end{cases} \quad (5)$$

1.3 半主动悬架拖拉机车体受力分析

基于1/4半主动悬架振动模型,建立如图4所示拖拉机半主动悬架振动模型。其中 Z_1 表示车体垂直位移, Z_2 表示侧倾角, Z_3 表示俯仰角, Z_{i+3} 表示

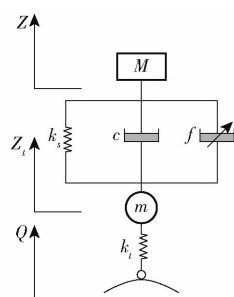


图3 1/4 半主动悬架结构图

Fig. 3 1/4 semi-active suspension structure

各轮悬架处的簧载质量位移, $Z_{t(i+3)}$ 表示车轮位移, Q_{i+3} 表示各车轮所受路面激励, f_{i+3} 表示各车轮处悬架可控阻尼器的阻尼力, c_1 、 c_2 表示前后悬架阻尼系数, k_{s1} 、 k_{s2} 表示前后悬架弹簧刚度, k_{t1} 、 k_{t2} 表示前后轮胎刚度, F_{i+3} 表示悬架对于拖拉机车身的作用力,车轮编号4、5、6和7分别表示右前轮、左前轮、右后轮和左后轮, i 取值1,2,3,4, l 取值1,2。 M_s 表示拖拉机质量。基于1/4半主动悬架振动模型受力分析以及对车身与悬架之间进行受力分析可得

$$\begin{cases} m_{l+3}\ddot{Z}_{l+3} + k_{s1}(Z_{t(l+3)} - Z_{l+3}) + k_{t1}(Z_{t(l+3)} - Q_{l+3}) + c_1(\dot{Z}_{t(l+3)} - \dot{Z}_{l+3}) + f_{l+3} = 0 \\ m_{l+5}\ddot{Z}_{l+5} + k_{s2}(Z_{t(l+5)} - Z_{l+5}) + k_{t2}(Z_{t(l+5)} - Q_{l+5}) + c_1(\dot{Z}_{t(l+5)} - \dot{Z}_{l+5}) + f_{l+5} = 0 \\ F_{l+3} + k_{s1}(Z_{l+3} - Z_{t(l+3)}) + c_1(\dot{Z}_{l+3} - \dot{Z}_{t(l+3)}) + f_{l+3} = 0 \\ F_{l+5} + k_{s2}(Z_{l+5} - Z_{t(l+5)}) + c_2(\dot{Z}_{l+5} - \dot{Z}_{t(l+5)}) + f_{l+5} = 0 \\ F_4 = -m_4\ddot{Z}_{t4} + k_{t1}(Q_4 - Z_{t4}) - f_4 \\ F_5 = -m_5\ddot{Z}_{t5} + k_{t1}(Q_5 - Z_{t5}) - f_5 \\ F_6 = -m_6\ddot{Z}_{t6} + k_{t2}(Q_6 - Z_{t6}) - f_6 \\ F_7 = -m_7\ddot{Z}_{t7} + k_{t2}(Q_7 - Z_{t7}) - f_7 \\ M_s\ddot{Z}_1 = F_4 + F_5 + F_6 + F_7 \end{cases} \quad (6)$$

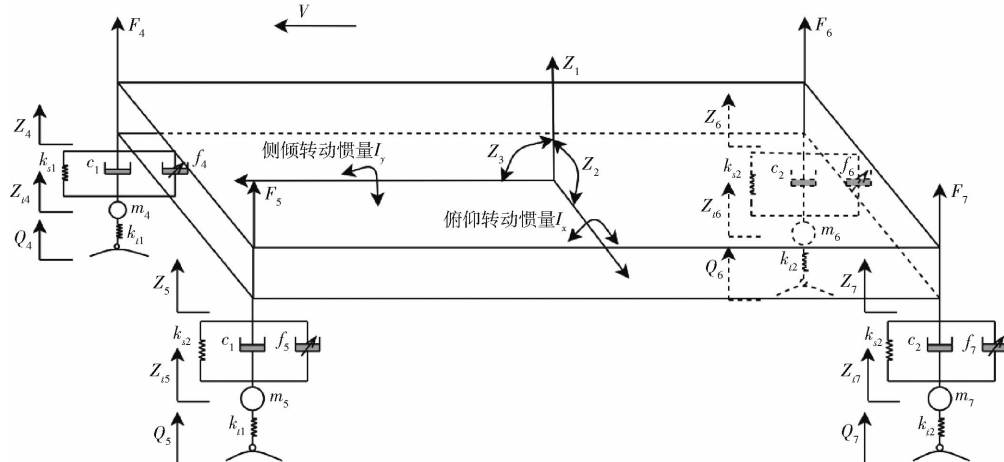


图4 半主动悬架拖拉机结构图

Fig. 4 Semi-active suspension tractor structure

1.4 车身姿态分析

本文对拖拉机姿态分析包括车身垂直位移、俯仰角、侧倾角。以水平面零度参考平面,选择车身后侧及左侧的角度变化分别作为分析所需的俯仰角和侧倾角。拖拉机各车轮所受路面激励不同导致各轮所连接的半主动悬架对车身作用力并不一致,从而导致车身在垂直于地面的4个方向产生不同的位移,即 Z_4 、 Z_5 、 Z_6 、 Z_7 ,这些位移量的叠加效果构成了车身姿态的改变,与 Z_1 、 Z_2 、 Z_3 关系为

$$Z_4 = -\frac{L_2}{2}\sin Z_2 + \frac{L_1}{2}\sin Z_3 + Z_1 \tag{7}$$

$$Z_5 = \frac{L_2}{2}\sin Z_2 + \frac{L_1}{2}\sin Z_3 + Z_1 \tag{8}$$

$$Z_6 = -\frac{L_2}{2}\sin Z_2 - \frac{L_1}{2}\sin Z_3 + Z_1 \tag{9}$$

$$Z_7 = \frac{L_2}{2}\sin Z_2 - \frac{L_1}{2}\sin Z_3 + Z_1 \tag{10}$$

式中 L_2 ——拖拉机车体宽
其次,车体俯仰角和侧倾角的变化另一方面体现了车身所受合外力矩的作用,俯仰角的改变是车

身前后合外力矩作用的结果,侧倾角的改变是车身左右合外力矩作用的结果,故根据刚体动力公式可知,合外力矩和转动惯量与角加速度乘积相等,则有

$$M_x = I_x \ddot{Z}_3 = (F_4 + F_5 - F_6 - F_7) \frac{L_1}{2} \tag{11}$$

$$M_y = I_y \ddot{Z}_2 = (-F_4 + F_5 - F_6 + F_7) \frac{L_2}{2} \tag{12}$$

其中 $I_x = \frac{1}{12}M_s(h^2 + L_1^2) \tag{13}$

$$I_y = \frac{1}{12}M_s(h^2 + L_2^2) \tag{14}$$

式中 I_x 、 I_y ——俯仰转动惯量、侧倾转动惯量
 M_x ——车体前后合外力矩
 M_y ——车体左右合外力矩
 F_4 、 F_5 、 F_6 、 F_7 ——右前轮、左前轮、右后轮、左右轮所受合外力

1.5 半主动悬架拖拉机仿真模型

基于D级路面不平度^[25],在Matlab/Simulink平台上搭建半主动悬架拖拉机仿真模型,如图5所示,模型输入参数如表1所示。将半主动悬架可控

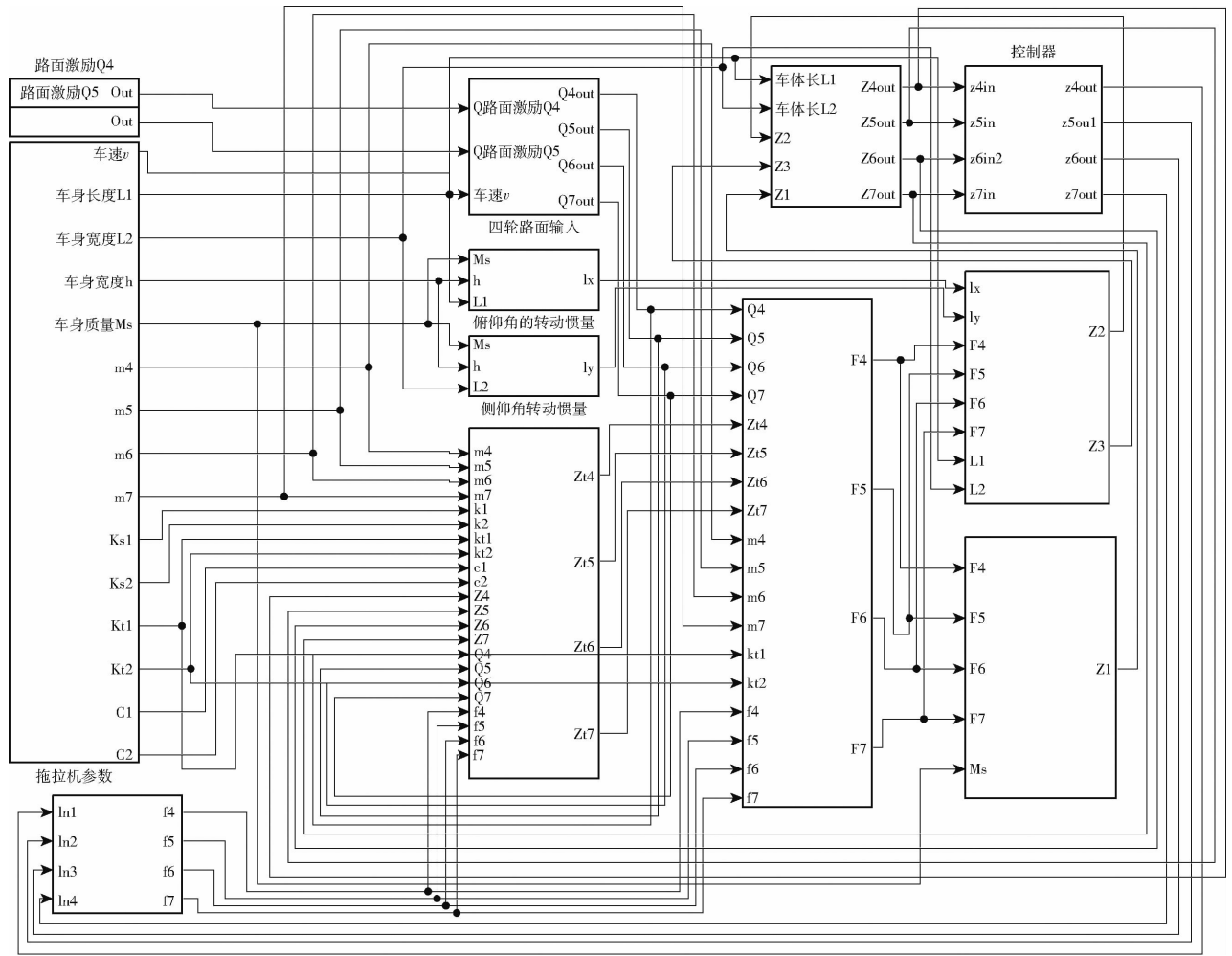


图5 拖拉机仿真模型
Fig.5 Tractor simulation model

表 1 模型输入参数
Tab.1 Model input parameters

参数	数值
$v/(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	20
L_1/m	3.41
L_2/m	1.36
h/m	2.1
M_s/kg	1450
m_4/kg	25.35
m_5/kg	25.35
m_6/kg	58.34
m_7/kg	58.34
$k_{s1}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	324
$k_{s2}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	810
$k_{d1}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	300
$k_{d2}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	414
$c_1/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	3 213.2
$c_2/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	3 454.2

阻尼力设置为零,对未施加控制作用的半主动悬架拖拉机姿态进行仿真分析,从而得到被动悬架条件下拖拉机的姿态原始数据,姿态数据包括车身垂向位移 (Vertical)、侧倾角 (Roll) 和俯仰角 (Pitch),并对其各自加速度进行分析。仿真结果如图 6~8 所示,分别为车身垂向位移及其加速度 (Vertical acceleration, VA)、侧倾角及其加速度 (Roll acceleration, RA)、俯仰角及其加速度 (Pitch acceleration, PA)。结果表明,基于 D 级路面不平度条件建立的半主动悬架七自由度仿真模型,其车身垂向位移变化范围为 $-8.19\sim8.19\text{ cm}$,俯仰角变化范围为 $-5.3^\circ\sim5.3^\circ$,侧倾角变化范围为 $-1.031\text{ }^\circ\sim1.031\text{ }^\circ$ 。

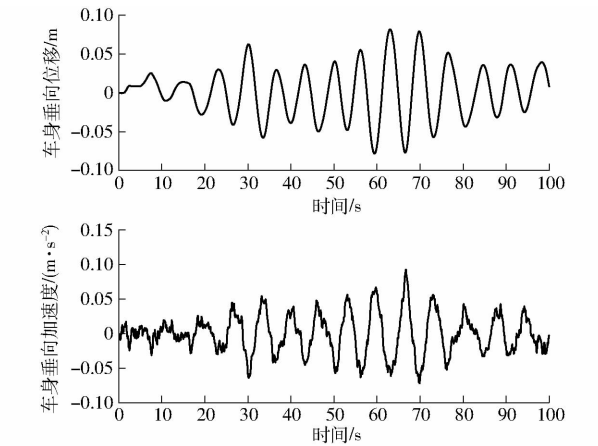


图 6 车身垂向位移与加速度
Fig.6 Body vertical displacement and acceleration

2 控制器设计

2.1 增量式 PID 控制算法

PID 控制包含比例、积分、微分 3 个线性控制模块^[26-28],以偏差信号 $e(t)$ 作为系统的输入量,即期

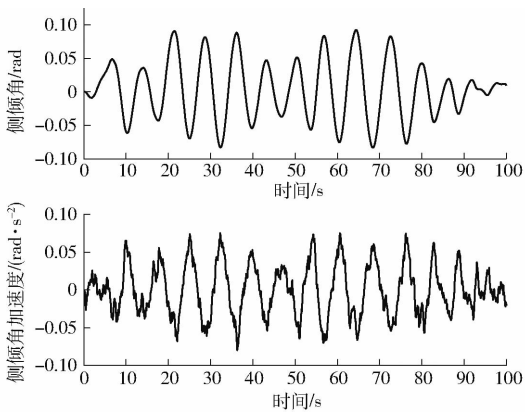


图 7 车身侧倾角与角加速度
Fig.7 Body roll angle and acceleration

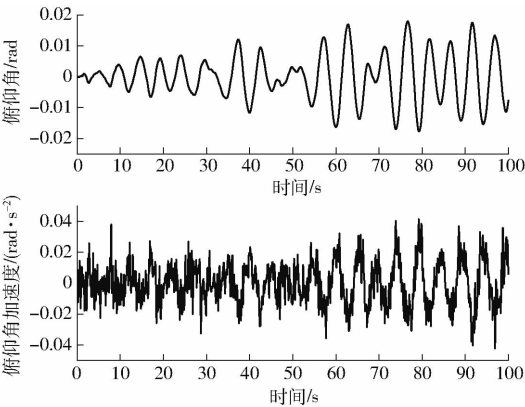


图 8 车身俯仰角与角加速度
Fig.8 Body pitch and acceleration

望输出与系统运行所产生的实际输出的差值,将该偏差分别通过比例、积分、微分环节,再将三者作用之和 $u(t)$ 作为系统输入,构成对被控系统的闭环控制,其控制原理框图如图 9 所示,其中 $r(t)$ 为控制器输入量, $e(t)$ 为偏差量, $u(t)$ 为控制量, $y(t)$ 为输出量。

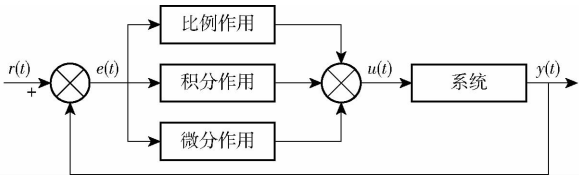


图 9 PID 控制器结构框图
Fig.9 PID controller structure

PID 控制器算法表达式为

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (15)$$

式中 K_p ——比例系数 K_i ——积分系数
 K_d ——微分系数

取采样周期 T 、采样次数 n 对式 (15) 进行离散化处理,得位置式 PID 控制器表达式为

$$u(n) = K_p e(n) + K_i \sum_{i=0}^n e(i) T + K_d \frac{e(n) - e(n-1)}{T} \quad (16)$$

式中 $u(n)$ ——第 n 次采样时刻控制器输出

$e(n)$ ——第 n 次采样时刻的偏差
 $e(n-1)$ ——第 $n-1$ 次采样时刻的偏差
 $\Delta u(n) = K_p(e(n) - e(n-1)) + K_i e(n) + K_d(e(n) - 2e(n-1) + e(n-2))$ (17)
式中 $e(n-2)$ ——第 $n-2$ 次采样时刻的偏差
 $\Delta u(n)$ ——第 n 次采样时刻控制器输入

2.2 BP 神经网络 PID 控制算法

传统 PID 控制参数的整定利用人为经验或系统辨识获得,均为固定值,难以反映比例、积分和微分系数之间的非线性关系。与之相比,BP 神经网络具有非线性映射能力,通过对被控系统的学习,在线匹配最优的 PID 控制参数,实现对被控对象的控制^[29]。BP 神经网络 PID 控制系统结构如图 10 所示。

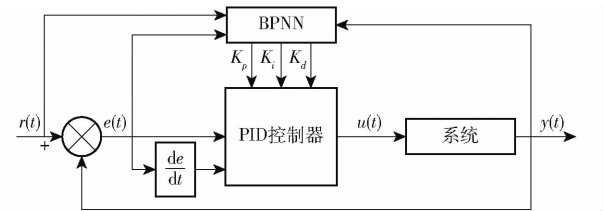


图 10 BP 神经网络 PID 控制器结构图
Fig. 10 BP neural network PID controller structure

基于 BP 神经网络进行参数整定的 PID 控制器由两部分组成:PID 控制采用增量式 PID 控制原理;BP 神经网络,是一种基于误差反向传播的多层感知器,基于梯度下降规则将误差在网络内进行反向传播,实时修正输出层、隐含层的加权系数矩阵,从而减小误差,达到自我学习的目的。本文采用三输入、五隐含、三输出的神经网络架构,如图 11 所示。输入层的输入分别是系统输入、系统输出和偏差,输出层的输出分别是比例系数、积分系数和微分系数。

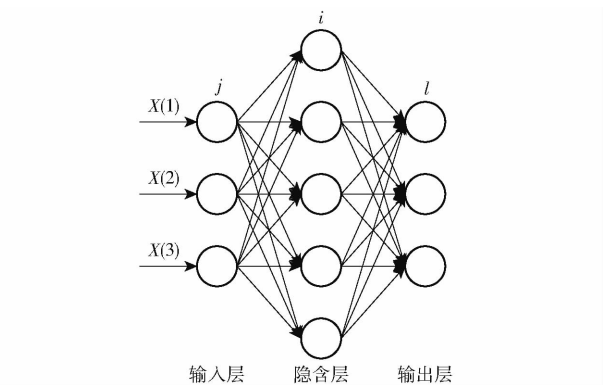


图 11 BP 神经网络结构图
Fig. 11 BP neural network PID structure

网络输入层的输出 $O_j^{(1)}$ 的计算公式为
 $O_j^{(1)} = x(j) \quad (j=1,2,3)$ (18)
网络隐含层的输入 $n_{ei}^{(2)}$ 和输出 $O_i^{(2)}$ 表达式为

$$\begin{cases} n_{ei}^{(2)}(k) = \sum_{j=0}^3 w_{ij}^{(2)} O_j^{(1)}(k) \\ O_i^{(2)}(k) = f(n_{ei}^{(2)}(k)) \end{cases} \quad (19)$$

式中 i 取 1、2、3、4、5, j 取 1、2、3。 $w_{ij}^{(2)}$ 表示隐含层第 i 个神经元与输入层第 j 个神经元的加权系数;上角标表示输出层。

网络输出层的输入 $n_{ei}^{(3)}$ 和输出 $O_i^{(3)}$ 表达式为

$$\begin{cases} n_{ei}^{(3)}(k) = \sum_{i=0}^5 w_{li}^{(3)} O_i^{(2)}(k) \\ O_l^{(3)}(k) = f(n_{ei}^{(3)}(k)) \end{cases} \quad (20)$$

$w_{li}^{(3)}$ 表示输出层第 l 个神经元与隐含层第 i 个神经元的加权系数,上角标表示输出层。

选取非负 Sigmoid 函数作为输出层的激活函数,其函数及其导函数表达式为

$$\begin{cases} g(x) = \frac{e^x}{e^x + e^{-x}} \\ \dot{g}(x) = \frac{2}{(e^x + e^{-x})^2} \end{cases} \quad (21)$$

以 $E(k)$ 作为性能评价指标,计算公式为

$$E(k) = \frac{1}{2} (r_{in}(k) - y_{out}(k))^2 \quad (22)$$

式中 $E(k)$ ——性能评价参数
 $r_{in}(k)$ ——系统输入
 $y_{out}(k)$ ——系统输出

经过推导可以得到输出层加权系数调整量计算公式为

$$\begin{cases} \Delta w_{li}^{(3)}(k) = \eta \delta_l^{(3)} O_i^{(2)}(k) + \alpha \Delta w_{li}^{(3)}(k-1) \\ \delta_l^{(3)} = e(k) \operatorname{sgn} \left(\frac{\partial y(k)}{\partial \Delta u(k)} \right) \frac{\partial \Delta u(k)}{\partial O_l^{(3)}(k)} \dot{g}(n_{ei}^{(3)}(k)) \\ \frac{\partial \Delta u(k)}{\partial O_1^{(3)}(k)} = e(k) - e(k-1) \\ \frac{\partial \Delta u(k)}{\partial O_2^{(3)}(k)} = e(k) \\ \frac{\partial \Delta u(k)}{\partial O_3^{(3)}(k)} = e(k) - 2e(k-1) + e(k-2) \end{cases} \quad (23)$$

隐含层加权系数调整量的计算式为

$$\begin{cases} \Delta w_{ij}^{(2)}(k) = \eta \delta_i^{(2)} O_j^{(1)}(k) + \alpha \Delta w_{ij}^{(2)}(k-1) \\ \delta_i^{(2)} = f'(n_{ei}^{(2)}(k)) \sum_{l=1}^5 \delta_l^{(2)} w_{ij}^{(2)}(k) \end{cases} \quad (24)$$

式中 η 表示学习速率,对梯度下降过程中的步长进行调节。 α 表示惯性系数,是一个使搜索快速收敛全局最小的附加惯性项。本文分别取 η 为 0.35, α 为 0.05。

2.3 控制器模型与性能测试

综合增量式 PID 控制原理和 BP 神经网络 PID 控制原理, 基于 Matlab/Simulink 仿真平台, 利用 Function 模块、Data store 模块分别构建增量式 PID 控制器和 BP 神经网络 PID 控制器模型。

为测试所设计控制器工作性能, 本文利用所设计的控制器分别对二阶稳定系统 $\frac{1}{2s^2 + s + 1}$ 单位阶跃响应的动态性能进行调节, 分别对系统调节前后的动态性能指标进行分析。常用的动态性能指标有上升时间(响应曲线到达稳态值 10% 和 90% 的时间差)、调节时间(响应曲线进入新稳态的 $\pm 5\%$ 所需时间)、超调量, 上升时间反映系统响应速度的快慢, 调节时间反映系统最终达到终值所需时间, 超调量反映系统的相对稳定性^[31]。测试结果如图 12 所示, 该二阶系统初始条件下以及在增量式 PID 控制和 BP 神经网络 PID 控制器调节下单位阶跃响应的动态性能指标如表 2 所示。

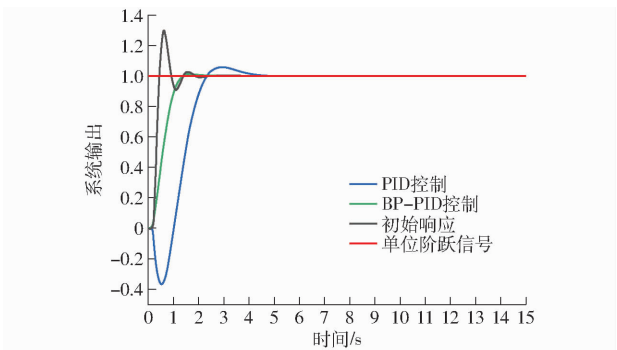


图 12 控制器测试结果

Fig. 12 Controller test results

表 2 动态性能指标

Tab. 2 Dynamic performance indicators

参数	初始响应	增量式	BP 神经网络
		PID 控制	PID 控制
上升时间/s	0.5	1.5	1.9
超调量/%	29.92	14.98	1.41
调节时间/s	2.5	4	2.3

测试结果表明, 本文所建立的控制器模型能够实现测试系统动态性能的调节, 一定程度上缓解系统的剧烈振荡, 提高系统稳定性, 且 BP 神经网络 PID 控制器的控制性能明显优于增量式 PID 控制器的控制性能。图 13 显示了 BP 神经网络 PID 控制过程中 PID 参数随时间动态变化的过程, 随着系统逐渐趋于稳定, PID 控制参数 K_p 、 K_i 和 K_d 分别稳定在 0.298 1、0.329 4 和 0.197 0。所设计的控制器仿真模型满足进一步展开半主动悬架拖拉机自动控制的要求。

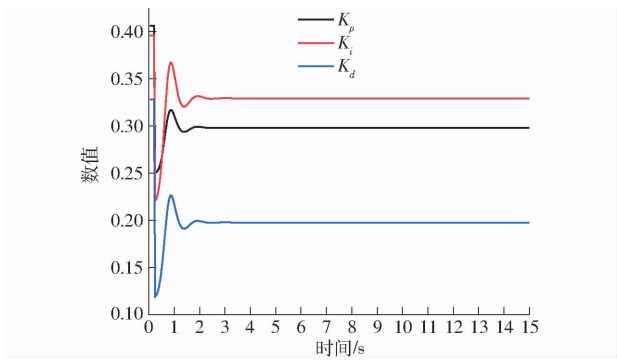


图 13 BP 神经网络 PID 参数

Fig. 13 Parameters of BP neural network PID control

3 仿真试验与数据分析

3.1 半主动悬架拖拉机仿真试验

结合上述拖拉机全车振动模型、半主动悬架振动模型、控制器模型, 在 Matlab/Simulink 平台对拖拉机姿态变化数据进行仿真分析。控制器分别以 Z_{i+3} (i 取 1、2、3、4) 作为被控对象、以水平面即零作为期望输出、以控制器实际输出控制各轮半主动悬架处的可变阻尼力大小, 利用可变阻尼力缓解地面对拖拉机车身产生的冲击载荷, 进而实现对车体姿态的调节。

3.2 控制器性能分析

为比较两种控制策略对拖拉机车身姿态的调节性能, 在时域仿真系统中分别加入增量式 PID 控制器、BP 神经网络 PID 控制进行两次仿真试验。将两种控制策略下的姿态数据与被动悬架条件下的姿态数据进行比较, 分析两种控制器的控制性能, 结果分别如图 14、15 所示。

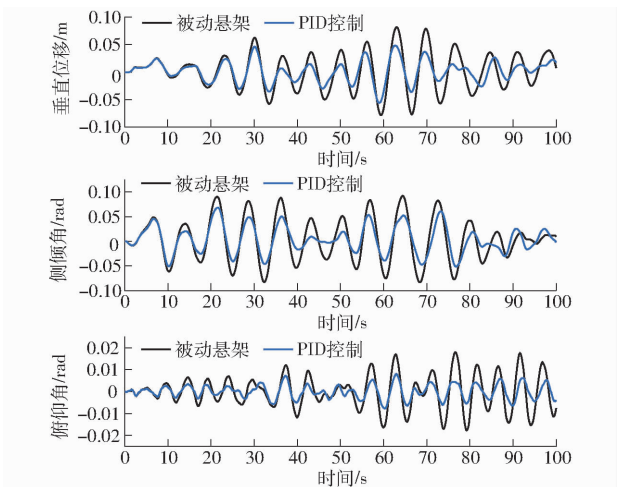


图 14 增量式 PID 控制

Fig. 14 Incremental PID control

表 3 列出了 3 种情况对应车身姿态指标的均方根值, 表 4 列出了两种控制策略的优化百分比, 其计算式为

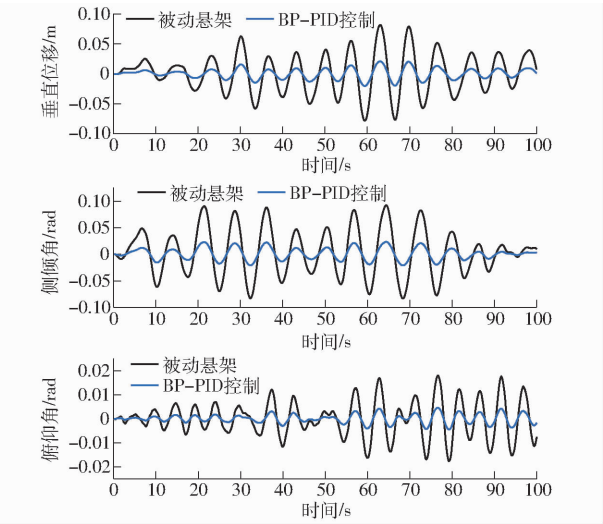


图 15 BP 神经网络 PID 控制
Fig. 15 BP neural network PID control

表 3 姿态均方根

Tab. 3 Attitude root mean square value

参数	被动悬架	增量式 PID 控制	BP 神经网络 PID 控制
车身垂直位移/m	0.033 2	0.019 2	0.008 45
车身侧倾角/rad	0.043 8	0.027 7	0.011 1
车身俯仰角/rad	0.007 45	0.003 14	0.001 86

$$\begin{cases} P_{\text{PID}}^{(i)} = \frac{RMS_{\text{PS}}^{(i)} - RMS_{\text{PID}}^{(i)}}{RMS_{\text{PS}}^{(i)}} \times 100\% \\ P_{\text{BP-PID}}^{(i)} = \frac{RMS_{\text{PS}}^{(i)} - RMS_{\text{BP-PID}}^{(i)}}{RMS_{\text{PS}}^{(i)}} \times 100\% \end{cases} \quad (i = 1, 2, 3)$$

(25)

式中*i*取1、2、3分别表示车身垂直位移、侧倾角和俯仰角, P_{PID} 、 $P_{\text{BP-PID}}$ 分别表示增量式PID控制和BP神经网络PID控制的姿态优化百分比,即两种控制策略相较于被动悬架对于车体垂直位移、侧倾角和俯仰角的优化程度, RMS 表示姿态参数的均方根。

表 4 姿态优化百分比

Tab. 4 Percentage of attitude optimization %

参数	增量式 PID 控制	BP 神经网络 PID 控制
车身垂直位移优化百分比	42. 17	74. 54
车身侧倾角优化百分比	36. 76	74. 66
车身俯仰角优化百分比	57. 85	75. 03

结果表明,对于拖拉机的车身垂向位移、侧倾角和俯仰角3个姿态指标,PID控制策略的优化百分比分别为42.17%、36.76%和57.85%,BP神经网络PID控制策略优化百分比分别为74.54%、74.66%和75.03%。

3.3 半主动悬架性能分析

悬架系统性能通常使用3个评价指标:①车身垂直加速度评价悬架对车辆驾驶舒适性和行驶平顺性的

影响^[32]。②车轮相对动载评价悬架对车辆安全性的影响。③车身相对位移评价悬架挠度。本文中选取前两个评价指标,重点探讨仿真系统中,采用不同控制策略下的半主动悬架对于车身平顺性、安全性的影响。

在时域仿真系统中对车身垂直位移 Z_1 施加两个微分模块得到对应的车身垂直加速度,车轮相对动载常用 Z_i-Q 计算。通过仿真,可以得到如图16所示两种控制策略车身垂直加速度仿真结果。图17为增量式PID控制策略车轮动载荷的仿真结果。图18为BP神经网络PID控制策略车轮动载荷的仿真结果。表5列出了半主动悬架性能评价指标的均方根。其中RMS1为车身垂直加速度均方根,RMS4、RMS5、RMS6和RMS7分别为车轮4、5、6、7的相对动载均方根。为评价两种控制策略对半主动悬架的优化性能,引入两种控制优化百分比进行评价。悬架性能优化百分比计算结果如表6所示。

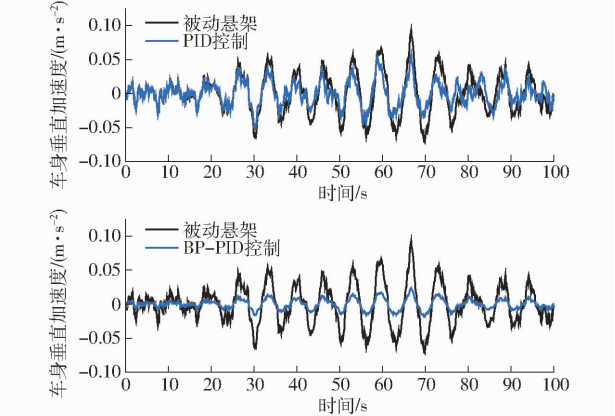


图 16 车身垂直加速度
Fig. 16 Body vertical acceleration

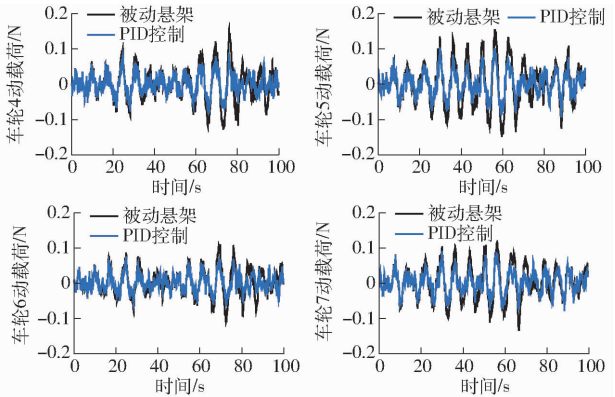


图 17 增量式 PID 控制下的车轮动载荷
Fig. 17 Wheel dynamic load under incremental PID control

结果表明:经过控制器控制的半主动悬架拖拉机,其安全性和平稳性均得到了很好的改善,基于BP神经网络PID控制器的半主动悬架对拖拉机车身姿态的调节性能更加出色,特别是对于车身垂直加速度的改善最为明显,能够极大提高车辆驾驶舒适性和行驶平顺性。

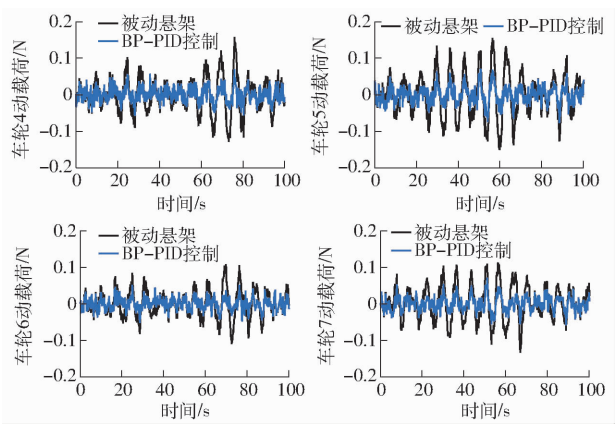


图 18 BP 神经网络 PID 控制下的车轮动载荷

Fig. 18 Wheel dynamic load under incremental

BP neural network PID control

表 5 半主动悬架性能评价结果

Tab. 5 Evaluation of semi-active suspension performance

参数	被动悬架	增量式	BP 神经网络
		PID 控制	PID 控制
RMS1/(m·s ⁻²)	0.028 8	0.017 7	7.575 8 × 10 ⁻⁵
RMS4/N	0.045 5	0.028 4	0.019 7
RMS5/N	0.057 9	0.034 6	0.023 5
RMS6/N	0.035 8	0.023 9	0.016 6
RMS7/N	0.045 6	0.030 4	0.019 8

表 6 悬架性能优化百分比

Tab. 6 Percentage of suspension performance

参数	optimization		%
	增量式	BP 神经网络	
	PID 控制	PID 控制	
垂直加速度优化百分比	38.54	99.74	
车轮相对动载平均优化百分比	36.10	56.58	

4 结论

(1) 基于 Matlab/Simulink 仿真平台搭建了半主动悬架拖拉机七自由度时域仿真系统,得到了 D 级路面不平度下拖拉机被动悬架的姿态仿真数据,其车身垂直位移变化范围为 -8.19 ~ 8.19 cm,侧倾角变化范围为 -5.3° ~ 5.3°,俯仰角变化范围为 -1.031 3° ~ 1.031 3°。

(2) 在分别采用增量式 PID 控制器、BP 神经网络 PID 控制器的条件下,对控制器性能进行了分析。仿真结果表明:增量式 PID 控制器对拖拉机的车身垂直位移、侧倾角和俯仰角优化百分比分别为 42.17%、36.76% 和 57.85%,BP 神经网络 PID 控制器对拖拉机车身垂直位移、侧倾角和俯仰角优化百分比分别为 74.54%、74.66% 和 75.03%。BP 神经网络 PID 控制策略相比传统增量式 PID 控制策略具有更加出色的性能。

(3) 依据半主动悬架性能评价指标,研究了半主动悬架对拖拉机安全性、平顺性的影响。仿真结果表明:基于增量式 PID 控制的半主动悬架拖拉机,其车身垂直加速度优化百分比为 38.54%,车轮相对动载平均优化百分比为 36.10%。基于 BP 神经网络 PID 控制的半主动悬架拖拉机,其车身垂直加速度优化百分比为 99.74%,车轮相对动载平均优化百分比为 56.58%。

参 考 文 献

[1] 孙延,刘辉,岳国菊. 合理开发山地保护耕地资源[J]. 吉林农业, 2011(7):56.
SUN Yan, LIU Hui, YUE Guoju. Rational development of mountain protection cultivated land resources[J]. Jilin Agriculture, 2011(7):56. (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]. 农业机械学报, 2019,50(10): 17-23, 34.
QI Wenchao, LI Yangming, ZHANG Jinhui, et al. Double closed loop fuzzy PID control method of tractor body leveling on hilly and mountainous areas[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2019,50(10):17-23,34. (in Chinese)

[3] 崔思远,金雪婷,曹光乔. 我国丘陵山区农机化水平影响因素及区划研究——基于全国丘陵山区 238 个县(市)的调研数据[J]. 中国农业资源与区划, 2018,39(11):129-134.
CUI Siyuan, JIN Xueting, CAO Guangqiao. Study on the factors affecting the level of agricultural mechanization and regional division in hilly and mountainous areas of china—based on 238 counties (Cities) investigations in hilly and mountainous areas [J]. Chinese Journal of Agricultural Resources and Regional Planning,2018,39(11):129-134. (in Chinese)

[4] 张锦辉,李彦明,齐文超,等. 基于神经网络 PID 的丘陵山地拖拉机姿态同步控制系统[J]. 农业机械学报, 2020, 51(12):356-366.
ZHANG Jinhui, LI Yanming, QI Wenchao, et al. Synchronous control system of tractor attitude in hills and mountains based on neural network PID [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(12):356-366. (in Chinese)

[5] GIORGIO P, MASSIMILIANO G, GIANPIERO M. Multi-objective-reliability-based optimisation of a farm tractor front axle suspension[J]. Int. J. of Heavy Vehicle Systems, 2011,18(3):257-271.

[6] 吴旺生,喻全余,姜毅,等. 基于 Simulink 与模糊算法的车辆半主动悬架控制系统研究[J]. 安徽科技学院学报, 2017, 31(1):82-90.
WU Wangsheng, YU Quanyu, JIANG Yi, et al. Study on control system of automobile semi-active suspension based on Simulink and fuzzy algorithm[J]. Journal of Anhui Science and Technology University, 2017,31(1):82-90. (in Chineses)

[7] 夏长高,杨宏图,韩江义,等. 山地拖拉机调平系统的研究现状及发展趋势[J]. 中国农业大学学报, 2018,23(10):130-136.
XIA Changgao, YANG Hongtu, HAN Jiangyi, et al. Research status and development trend of hilly mountain tractor leveling

- system[J]. Journal of China Agriculture University, 2018, 23(10): 130–136. (in Chinese)
- [8] ADAM S A, ABDUL JALIL N A, REZALI K A M D R, et al. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system[J]. International Journal of Industrial Ergonomics, 2020, 80: 103014–103014.
- [9] MASSIMO B. A longitudinal study of low back pain and daily vibration exposure in professional drivers[J]. Industrial Health, 2010, 48(5): 584–595.
- [10] MAYTON A G, KITTUSAMY N K, AMBROSE D H, et al. Jarring/jolting exposure and musculoskeletal symptoms among farm equipment operators[J]. International Journal of Industrial Ergonomics, 2008, 38(9): 758–766.
- [11] 吴清分. 国外部分公司的拖拉机用弹性悬架前桥结构简介[J]. 现代农业装备, 2005(7): 64–65.
WU Qingfen. Brief introduction to the front axle structure of elastic suspension for tractor of some foreign companies[J]. Modern Agricultural Equipment, 2005(7): 64–65. (in Chinese)
- [12] AHMED O B, GOUPILLON J F. Predicting the ride vibration of an agricultural tractor[J]. Journal of Terramechanics, 1997, 34(1): 1–11.
- [13] CHOI K, OH J, KIM H S, et al. Experimental study on the dynamic characteristics of hydro-pneumatic semi-active suspensions for agricultural tractor cabins[J]. Applied Sciences, 2020, 10(24): 8992.
- [14] AHMADI I. Design and performance assessment of a semi-active suspension model of tractor cabin[J]. Journal of Agricultural Machinery, 2015, 5(1): 172–183.
- [15] NOBUTAKA T, TAKAYUKI K, TOMOYUKI J, et al. Reduction of vibration in tractor using semi-active suspension[J]. SAE Transactions, 2002, 111: 442–451.
- [16] KYUHYUN S, HWAYOUNG L, JI W Y, et al. Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors[J]. Journal of Terramechanics, 2017, 69: 23–32.
- [17] REZA M, MORTAZA A. Design of an interval type–2 fractional order fuzzy controller for a tractor active suspension system[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2019, 167: 105049.
- [18] 王忠山, 马文星, 李洪龙, 等. 丘陵山地拖拉机车身调平液压系统设计与分析[J]. 液压气动与密封, 2017, 37(10): 76–80.
WANG Zhongshan, MA Wenxing, LI Honglong, et al. Design and analysis of hydraulic leveling system in hillside tractor body[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2017, 37(10): 76–80. (in Chinese)
- [19] 袁加奇. 基于油气弹簧的拖拉机前桥悬架系统的设计与试验研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2016.
YUAN Jiaqi. Design and experimental research on tractor front axle suspension system based on hydro-pneumatic spring[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2016. (in Chinese)
- [20] 马然, 朱思洪, GUDNG D M. 拖拉机前桥半主动悬架特性参数匹配与控制[J]. 农业机械学报, 2013, 44(12): 6–10.
MA Ran, ZHU Sihong, GUDNG D M. Parameters matching and control of tractor front axle semi-active suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(12): 6–10. (in Chinese)
- [21] 徐锐良, 李三姐, 郭志军, 等. 拖拉机半主动座椅悬架建模及控制研究[J]. 农机化研究, 2016, 38(1): 39–43.
XU Ruiliang, LI Sanniu, GUO Zhijun, et al. Modeling and control of tractor semi-active seat suspension system[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2016, 38(1): 39–43. (in Chinese)
- [22] 毛恩荣, 齐道新, 顾进恒, 等. 基于分层控制的大功率拖拉机前桥悬架减振系统设计[J]. 农业机械学报, 2022, 53(7): 404–413.
MAO Enrong, QI Daoxin, GU Jinheng, et al. Design and experiment of vibration system for front axle suspension of high-power wheeled tractor based on hierarchical control[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(7): 404–413. (in Chinese)
- [23] 黄健. 丘陵山地拖拉机路面谱测试及再现方法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2018.
HUANG Jian. Research on pavement spectrum test of hillside tractors and its reappearance method[D]. Changchun: Jilin University, 2018. (in Chinese)
- [24] 董炳辰, 孙建民, 姚德臣, 等. 工程车辆半主动悬架系统的增量式 PID 控制[J]. 中国科技论文, 2020, 15(10): 1203–1208.
DONG Bingchen, SUN Jianmin, YAO Dechen, et al. Incremental PID control of semi-active suspension system of engineering vehicles[J]. China Sciencepaper, 2020, 15(10): 1203–1208. (in Chinese)
- [25] 罗长征. 基于 DSP 整车姿态控制器的开发[D]. 重庆: 西华大学, 2013.
LUO Changzheng. The development of Vehicle attitude controller based on DSP F2812[D]. Chongqing: Xihua University, 2013. (in Chinese)
- [26] 黄友锐, 曲立国. PID 控制器参数整定与实现[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
- [27] 宋森楠. 基于 PID 控制的拖拉机半主动悬架设计与仿真[J]. 农业装备与车辆工程, 2019, 57(6): 60–63.
SONG Sennan. PID based tractor semi-active suspension design and simulation[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2019, 57(6): 60–63. (in Chinese)
- [28] 韩明文. 永磁同步直线电机神经网络 PID 控制系统研究[D]. 上海: 华东理工大学, 2013.
HAN Mingwen. Research on permanent magnet synchronous linear motor based on neural network PID control[D]. Shanghai: East China University of Science and Technology, 2013. (in Chinese)
- [29] MEHDI K, MEHDI B. An artificial neural network (p, d, q) model for timeseries forecasting[J]. Expert Systems with Application, 2010, 37(1): 479–489.
- [30] 胡寿松. 自动控制原理[M]. 北京: 科学出版社, 2013.
- [31] 王恩涌, 陈翔, 钱永生. 汽车液压半主动悬架模糊控制系统仿真研究[J]. 力学与实践, 2007(3): 36–40.
WANG Enyong, CHEN Xiang, QIAN Yongsheng. Simulation of automobile hydraulic semi-active suspension with fuzzy controlling system on Simulink[J]. Mechanics in Engineering, 2007(3): 36–40. (in Chinese)