

推土机半物理试验系统与作业效率复合控制研究*

白寒 管成 吴彦来

(浙江大学机械与能源工程学院, 杭州 310027)

【摘要】 针对推土机研制中的试验难题,构建一个模拟推土作业全过程的半物理试验系统。通过推土机动力学特性分析和模型研究,为推土作业自动控制提供理论基础。试验系统采用液压对顶缸装置实时模拟作用在推土工作装置液压缸上的负载,同时推土工作装置的液压执行机构根据硬件控制器的命令信号调节铲刀的位置,通过铲刀的虚拟样机模型和整车动力学模型实现半物理仿真试验。提出了一种变论域模糊神经网络控制方法,将其应用于发动机转速的调节与控制中,并结合滑转率极限控制和发动机管理系统,研究了推土机作业效率的复合控制策略。试验结果表明,该控制策略能有效地稳定发动机转速,提高推土作业效率。

关键词: 推土机 半物理 试验装置 变论域 模糊神经网络 控制策略

中图分类号: TP273; TD422.4⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)01-0034-07

Semi-physical Experiment System and Control Strategy for Bulldozer

Bai Han Guan Cheng Wu Yanlai

(College of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract

To solve the problems in research and development of bulldozer, a semi-physical experiment system is established to simulate the whole process of bulldozer operation. Based on the research results of bulldozer dynamics characteristics, a model is suggested and the theoretical foundation of bulldozer automatic control is built. A loading device is used to simulate the force on the blade-controlled cylinder. The blade position is adjusted by the blade control system according to the control signal from hardware controller. Then the semi-physical experiment is performed through simulation calculations. A fuzzy neural network control method based on variable universe is proposed for engine speed control. And the overall control strategy of bulldozer operation efficiency is studied combined with slip rate control and engine management system. Experimental results show that the engine speed is stable and the working efficiency is improved when using the new control strategy.

Key words Bulldozer, Semi-physical, Experiment equipment, Variable universe of the discourse, Fuzzy neural network, Control strategy

引言

在推土机研究开发过程中,需要进行实机试验才能达到要求的性能指标,不仅开发周期长,而且成本较高,通用性较差。如果采用全数字仿真的方法,由于推土机液压系统结构元件复杂,建立其完善的数学模型相当困难,且不精确。为了能够解决以上

问题,并对推土机液压系统和控制器的性能、参数与可靠性进行评价,以及对各种先进的控制方法和方案进行研究,构建了一个由液压系统实物、DSP控制器和虚拟模型组成的推土机半物理试验系统。

为提高推土作业的效率,一些先进的控制策略已经在推土机工作装置的控制中得到了应用^[1-4]。本文将变论域的方法^[5]引入到模糊神经网络的设计

计中,研究一种变论域模糊神经网络转速调节器,并结合滑转率极限控制和发动机管理系统,实现推土机作业效率的复合控制。通过构建的半物理试验系统提供的条件,对该控制策略的性能进行试验验证。

1 半物理试验系统的构建

推土机半物理试验系统由推土机整机动力学模型、工作装置液压系统、推土阻力模拟加载系统及控制器构成,结构原理如图 1 所示。

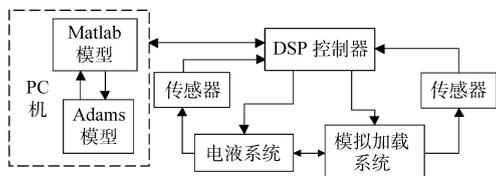


图 1 试验系统结构框图

Fig. 1 Structure diagram of the experiment system

图 1 中所示的推土机动力学模型包含了除工作装置液压控制系统外的所有部件数学模型,采用 Matlab/Simulink 建立了实际整机运行的启动机、柴油发动机、分动箱、主离合器、变速器、传动系、车体的动态计算模型,运用虚拟样机软件 Adams,建立推土工作装置(铲刀、推架)的动力学模型,并将 Adams 与 Simulink 进行联合仿真,建立完整的推土机动力学系统模型。硬件控制器基于高性能 DSP 芯片 TMS320F2812,实时控制液压系统和模拟加载系统。液压驱动系统包括变量泵、比例溢流阀、伺服阀、伺服液压缸,是最终控制推土铲切土深度的执行机构。模拟加载系统用以模拟实际工作时工作油缸受到的外负载,由比例减压阀、加载油缸和补油泵等组成。

系统的工作原理如下:系统启动后,Adams 中的工作装置模型计算当前的推土铲刀位置,将其传递给 Matlab,土壤负载模型接收该数据并经过计算得到当前推土作业阻力。然后 Matlab 中的整车动力学模型计算出当前的发动机油门开度、发动机转速、发动机转矩、油门调节器位置、变速器操纵杆位置、档位及推土铲控制油缸两腔压力,并输出到控制器。控制器通过控制算法对变量泵的排量、伺服阀阀芯位移及加载系统的比例减压阀实行控制,同时采集当前工况信号、工作状态、油门调节信号、档位调节信号输出到上位机,用以驱动数字模型。工作装置 Adams 模型则由控制器输出的伺服缸位置和压力信号驱动。

2 推土机动力学特性分析及模型建立

研究对象为军用轮式清障推土机,采用机械式

传动。推土机动力学模型部分模拟真实情况下推土机各个部件的工作状态,其精确性对试验系统的科学性有较大的影响。

2.1 推土机行驶动力学

由车辆行驶时的牵引力-外界阻力的平衡关系,可建立行驶动力学方程为

$$\gamma M \frac{dv}{dt} = F_k - F_f - F_i - F_w - F_j - F_x \quad (1)$$

其中 $\gamma = 1 + 0.04 + 0.0025(i_g i_0)^2$

式中 γ ——整车旋转质量转换系数

M ——车体质量 v ——车速

F_k ——牵引力 F_f ——滚动阻力

F_i ——坡道阻力 F_w ——空气阻力

F_j ——惯性阻力 F_x ——切削阻力

i_g ——变速器传动比

i_0 ——主减速器传动比

其中滚动阻力、坡道阻力、空气阻力和惯性阻力

可以通过力学分析得到

$$F_f = G_s f \cos \alpha \quad (2)$$

$$F_i = G_s \sin \alpha \quad (3)$$

$$F_w = \frac{C_D A}{21.15} v^2 \quad (4)$$

$$F_j = \delta M \frac{dv}{dt} \quad (5)$$

式中 G_s ——整机重力 f ——滚动阻力系数

α ——道路坡度角 C_D ——空气阻力系数

A ——迎风面积

δ ——车辆旋转质量换算系数

2.2 铲刀切削阻力模型

铲刀切削阻力模型由涉及土壤阻力的有关计算公式组成,土壤阻力由许多竖直方向和水平方向的分量组成^[6]:

切土阻力

$$P_1 = K_b F_o = K_b h B_g \sin \phi \quad (6)$$

推土板前土堆运移阻力

$$P_2 = G_1 \mu_2 \cos \alpha \sin \phi = \sqrt{B} \mu_2 \cos \alpha \sin \phi / K_s \quad (7)$$

推土铲刀与地面间的摩擦阻力

$$P_3 = 10^4 K_2 B_g \mu_1 \quad (8)$$

土屑沿推土板的上升阻力

$$P_4 = G_1 \cos \alpha \cos \delta \mu_1 \cos \delta \sin \phi \quad (9)$$

土屑沿推土板的侧移阻力

$$P_5 = R_0 \mu_1 \cos \phi \quad (10)$$

其中 $R_0 = G_1 \cos \theta \cos \alpha$

式中 K_b ——单位面积上土壤切削阻力

F_o ——切削土层沿推土机纵轴垂直方向的投影面积

h ——切土深度 B_g ——推土板宽
 ϕ ——推土板水平回转角
 G_1 ——推土板前土堆重力
 μ_2 ——土壤间摩擦因数
 V ——推土板前土堆的容积
 β ——土壤密度 K_s ——土壤松散系数
 K_2 ——刀刃压入土壤的比阻力
 χ ——刀刃磨损后的接地长
 μ_1 ——土壤与刀刃摩擦因数
 δ ——切削角度 θ ——铲刀切削角
 R_0 ——作用在推土板面上的法向力

2.3 发动机模型

经过发动机试验,可以得到油门开度 α_{th} , 转速 n_e 和静态输出转矩 T_e 之间的关系特性曲线,即发动机 MAP 图。对 MAP 图曲线进行拟合,建立发动机的静态数学模型为

$$T_e = \text{MAP}(\alpha_{th}, n_e) = c_1 + c_2 n_e + c_3 \alpha_{th} + c_4 \alpha_{th} n_e \quad (11)$$

式中 c_1, c_2, c_3, c_4 ——拟合系数

同时考虑到发动机的燃烧滞后性,其转矩动态输出特性可描述成^[7]

$$\tau \dot{T}_{ed} + T_{ed} = T_e \quad (12)$$

式中 T_{ed} ——发动机动态输出转矩

τ ——时间常数

2.4 分动箱、离合器模型

建立以分动箱为能量分配转换中心的模型,发动机的输出转矩由分动箱根据工况按比例分配给驱动桥和液压系统,即

$$T_L = T_{ed} = T_p + T_d \quad (13)$$

式中 T_L ——发动机动态输出转矩

T_p ——变速器输入转矩

T_d ——液压泵转矩

分动箱状态分为单独供给后桥、单独供给液压泵和同时供给后桥和液压泵3种工况。

离合器模型分为结合、分离和打滑3种工况。采用集中质量法将离合器简化为具有阻尼的双惯量系统,通过分析得到离合器结合时传递的转矩为^[8]

$$T_{cl} = \frac{T_{c,in} + \frac{J_{c1}}{J_{c2}} T_{c,out} + \left(\frac{J_{c1} B_{c2}}{J_{c2}} - B_{c1} \right) \omega_{c1}}{1 + \frac{J_{c1}}{J_{c2}}} \quad (14)$$

式中 T_{cl} ——离合器传递转矩

$T_{c,in}$ ——作用在主动盘上的驱动转矩

J_{c1} ——主动件等效转动惯量

J_{c2} ——从动件等效转动惯量

$T_{c,out}$ ——作用在从动盘上的负载转矩

ω_{c1} ——主动盘角速度

在打滑状态下,离合器传递的转矩与滑转方向相反,其表达式为 $T_{cl} = \text{sign}(\omega_{c1} - \omega_{c2}) T_{cl,max}$, ω_{c2} 为从动盘角速度。即在离合器锁定状态下,当离合器的最大可传递转矩 $T_{cl,max}$ 小于 T_{cl} 时,离合器开始滑转。离合器所能传递的最大转矩与摩擦片之间的压力、摩擦片的尺寸及摩擦因数有关,为一可计算的定值。

2.5 变速器模型

变速器与发动机配合工作,通过几组齿轮的啮合,实现驱动力和车速在相当大范围内的变化。文中研究的动力换挡变速器具有前进和倒退各3个挡位,换挡时通过改变离合器的状态来实现加挡或减挡。换挡时的等效模型如图2所示,图中 J_1 为变速器输入部分等效转动惯量, J_0 为变速器输出部分等效转动惯量, M_1 为变速器输入转矩, M_0 为变速器输出转矩, i_{11} 为输入轴到离合器1的传动比, i_{21} 为输入轴到离合器2的传动比, i_{12} 为离合器1到输出轴的传动比, i_{22} 为离合器2到输出轴的传动比, M_1 为离合器1传递的转矩, M_2 为离合器2传递的转矩。

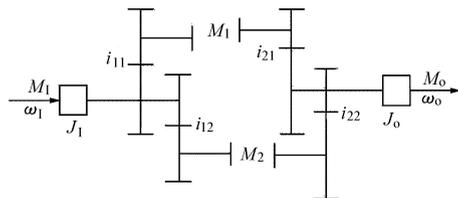


图2 变速器换挡等效模型

Fig. 2 Equivalent model of the gearbox

空挡时,离合器1和2均处于分离状态,1挡时离合器1结合离合器2分离,2挡时离合器1分离离合器2结合。据此可得变速器的动力学方程为^[9]

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\omega}_1 \\ \dot{\omega}_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_1 - \frac{M_1}{i_{11}} - \frac{M_2}{i_{12}} \\ M_1 i_{21} + M_2 i_{22} - M_0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

2.6 减速器模型

轮边减速器的动力学平衡方程可简化成

$$I_e \dot{\omega}_i = T_o / i_d + T_i \quad (16)$$

$$\omega_i = i_d \omega_o$$

式中 I_e ——齿轮组总转动惯量

T_i ——轮边减速器输入转矩

T_o ——轮边减速器输出转矩

ω_i ——输入角速度 ω_o ——输出角速度

i_d ——轮边减速器传动比

2.7 推土工作装置 Adams 模型

采用基于虚拟样机的试验设计方法,在 Adams 中建立铲刀与推架的动力学模型。将液压系统实物

实时监测得到的油缸压力和土壤负载模型计算得到的各项阻力输入 Adams 中,驱动工作装置。在此过程中,可对铲刀和推架进行动力学分析,同时进行优化设计。

根据优化需要,虚拟样机中所有与优化变量对应的几何参数均设计为变量。Adams 利用约束组合模型中的零部件,而约束的位置即上述变量描述的表达式描述,从而实现模型的参数化装配。

3 半物理试验系统实物部分

液压系统、硬件控制器及模拟加载系统均使用实物装置,液压系统原理图如图 3 所示。

液压油缸活塞杆与铲刀推架相连接,铲刀的切土深度与活塞位移成一定的比例关系,活塞位移则由比例换向阀精确控制。油缸的两腔入口油路上接有压力传感器,实时监测两腔压力值并传输到上位机,进而驱动 Adams 动力学模型。经过 Adams 模型计算得到当前活塞杆上的负载力,并转化为加载油缸内的压力,DSP 控制器实时调节比例减压阀,通过对顶缸装置加载到工作油缸上,模拟铲刀推架加载到油缸上的推土负载力。

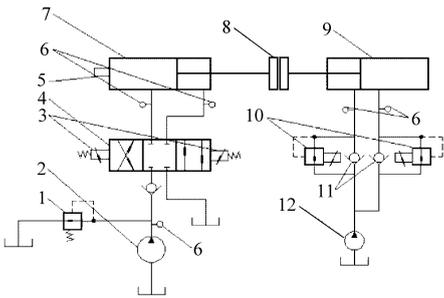


图 3 试验平台液压系统原理图

Fig. 3 Schematic diagram of the hydraulic system

1. 比例溢流阀 2. 主工作油泵 3. 比例电磁铁 4. 比例换向阀
5. 油缸位移传感器 6. 压力传感器 7. 液压油缸 8. 联轴节
9. 加载油缸 10. 比例减压阀 11. 单向补油阀 12. 补油泵

4 系统控制策略

研究的推土机是机械传动式的,所以采用控制发动机转速和滑转率的方式来实现推土机作业控制。当推土机的作业工况与设计工况一致时,滑转率控制与转速控制效果是一致的。当作业工况与设计工况不一致时,无法将滑转率与转速均调至最佳。由于发动机转速直接反映了发动机的运行情况,所以,将其作为主要控制对象。对滑转率进行极限控制,只有当滑转率超出设定极限时,才发挥控制作用,提升铲刀以降低滑转率。

4.1 发动机转速变论域模糊神经网络调节

针对推土机这种复杂非线性强干扰系统,本文

引入变论域模糊的思想,将传统的模糊神经网络控制进行改良,并用于发动机转速的精确控制,如图 4 所示。

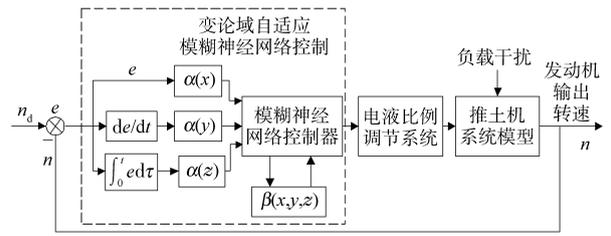


图 4 变论域自适应模糊神经网络

Fig. 4 Adaptive fuzzy neural network based on variable universe

模糊神经网络控制结合模糊控制和神经网络两种技术,既可利用神经网络的学习能力,又可利用模糊系统模仿人的推理和表达知识的能力。为保证控制精度,取转速偏差 e 、偏差变化率 de/dt 及偏差的累积 $\int_0^t e d\tau$ 为模糊神经网络的输入量。定义 $X = [-E, E]$, $Y = [-E_c, E_c]$, $Z = [-E_l, E_l]$ 为模糊控制的输入论域,对应于 $e, de/dt, \int_0^t e d\tau$ 的取值范围, $V = [-U, U]$ 为输出论域,对应于控制器的电压输出, $A = \{A_i\}$, $B = \{B_j\}$, $C = \{C_s\}$, $D = \{D_{ijs}\}$ 分别为 X, Y, Z, V 上的模糊划分。描述输入输出的模糊规则为

$$R_l: \text{If } x \text{ is } A_i^l \text{ and } y \text{ is } B_j^l \text{ and } z \text{ is } C_s^l \\ \text{then } u \text{ is } D_{ijs}^l$$

其中 $l = 1, 2, \dots, m, m$ 为模糊规则总数。

这类三输入单输出模糊控制系统可用图 5 所示的自适应模糊神经网络来实现。模糊神经网络结构分为 5 层,分别是输入层、模糊化层、规则层、输出隶属函数层和输出层。输入 X, Y 和 Z , 各定义 7 个模糊集合,输入隶属度函数采用高斯函数。图中第 1 层为输入层,第 2 层用来计算各输入分量的隶属度函数,第 3 层用来匹配模糊规则的前件,计算每条规则的适用度,即

$$\alpha_j = \prod_{i=1}^n \exp \left[- \left(\frac{x_i - a_{ij}}{b_{ij}} \right)^2 \right] \quad (17)$$

其中, a_{ij} 和 b_{ij} 分别是第 i 个输入变量的第 j 个模糊集合的高斯型隶属函数的均值和标准差,可通过神经网络训练来进行调节。 n 为输入变量的数量,本文中 $n = 3$ 。

第 4 层实现的是归一化计算,即

$$\bar{\alpha}_j = \alpha_j / \sum_{j=1}^m \alpha_j \quad (18)$$

第 5 层实现的是清晰化计算,即

$$u = \sum_{j=1}^m w_j \bar{\alpha}_j \quad (19)$$

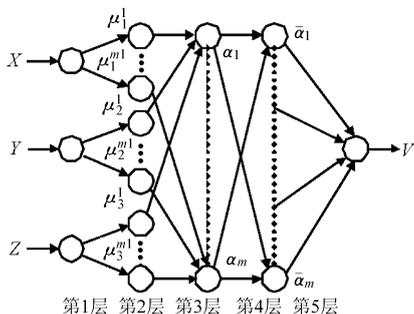


图5 模糊神经网络结构

Fig. 5 Structure of the fuzzy neural network

式中 w_j ——第 j 条规则输出变量 u 的模糊集合的
可调权值

为进一步改善系统性能,在这里引入变论域模糊的方法。所谓变论域是指论域可以分别随着变量 x, y, z, u 的变化而自行调整,记 $X = [-\alpha(\rho)E, \alpha(\rho)E]$ 等,这里 $\alpha(\rho)$ 称为伸缩因子。所设计的伸缩因子需要满足一些属性,比如对偶性、避零性、单调性、协调性、正规性。因此本文给出输入论域的伸缩因子为

$$\alpha(\rho) = 1 - \lambda \exp(-k\rho^2) \quad (\lambda \in (0, 1); k > 0) \quad (20)$$

式中 ρ 可以是偏差 e 、偏差变化率 de/dt 及偏差的累积 $\int_0^t ed\tau$ 三个输入量,其量化值分别为 E, E_c, E_l, λ, k 为可调参数。

输出论域的伸缩因子为

$$\beta(x, y, z) = \frac{1}{3} \left[\left(\frac{|x|}{E} \right)^{T_1} + \left(\frac{|y|}{E_c} \right)^{T_2} + \left(\frac{|z|}{E_l} \right)^{T_3} \right] \quad (21)$$

其中: $0 < T_1, T_2, T_3 < 1$ 。实际应用中,由于误差和误差变化率及累积误差三者之间存在内在关系,通常式(19)可变换为 $\beta(y)$ 或 $\beta(z)$ 。

引入变论域的方法后,模糊输入输出的论域随着误差变小而收缩(亦可随着误差增大而膨胀),实现了论域的自适应调节,并由此使得隶属函数的形状随之变化。

4.2 复合控制策略及控制规则

实际作业时机器的作业工况可能与设计工况不同,此时滑转率过高,作业效率急剧下降,应立即采用极限控制。滑转率极限控制的控制算法为

$$u = \begin{cases} K_\delta(\delta - \delta_{\max}) & (\delta > \delta_{\max}) \\ 0 & (\delta \leq \delta_{\max}) \end{cases} \quad (22)$$

式中 K_δ ——控制系数

δ_{\max} ——极限滑转率

根据推土机的工况特点,可得滑转率和发动机转速复合控制策略的控制规则为:① 将发动机设为

两工作点模式,分别对应于地面附着条件正常和附着条件较差两种工况,记为 N_T, D_T ,均为不同油门开度下的最佳效率点,同时兼顾燃油经济性;初始时发动机工作在正常工作点 N_T 。② 作业过程中,实时检测滑转率和发动机转速,发送到控制器。当滑转率在限定范围内时,发动机转速如果与设定转速不一致,则变论域模糊神经网络控制器调节推土铲刀使发动机恢复到设定转速。③ 当滑转率超过极限范围时,说明机器的外部工作阻力大于由行走机构额定滑转率决定的牵引力。此时需分为两种情况分别对待:如果滑转率上升是由于外负载突然变化,则通过调整铲刀,发动机转速将恢复到设定转速;如果滑转率上升是由于地面的附着条件突然变差,则提升铲刀,降低滑转率后,发动机转速与原设定转速将出现偏差。此时应结合发动机控制系统,调节发动机油门开度和设定转速,使发动机工作在工作点 D_T ,则发动机转速能达到设定转速,发挥最大生产率。

5 试验分析

由于数字模型部分相对复杂,为了保证系统的实时性,使用两台 PC 机分别计算 Matlab 车体模型和 Adams 铲刀模型,并联机进行联合仿真,Matlab 与 Adams 之间采用连续交互模式。推土机试验平台液压系统的最高压力为 30 MPa,最大试验流量为 150 L/min。选用博世力士乐公司的 A2FO 系列斜轴式轴向定量泵,主控阀为力士乐公司的 MO-22 型高压工程机械多路阀,油缸尺寸为 100 mm × 55 mm × 528 mm。

推土机发动机额定转速为 2 000 r/min,额定功率为 400 kW,为使发动机能够工作在具有较高效率的额定区域,初始设定转速为 2 000 r/min,铲刀初始位置在水平面以下 150 mm 处,按照以上参数和初始条件进行模拟试验。

本文给出了 3 种典型地形情况下的试验曲线。第 1 种如图 6 所示为一段突变地面,试验结果如图 7、8 所示。第 2 种工况如图 9 所示为一段正弦变化,正弦的幅值为 40 mm,频率为 0.5 Hz,试验结果如图 10、11 所示。第 3 种地形为一段平直地面,但在工作过程中地面的附着性能迅速降低,试验结果如图 12 ~ 14 所示。

从图 7 可以看出,在突然施加大大负载时,发动机转速虽然急剧下降,但很快回升并稳定在设定转速附近,稳态误差小。图 8 显示了负载转矩的变化曲线,经过短暂的调整后最终稳定在 1 900 N·m 附近。从图 10 和图 11 可以看出,对于正弦地形,发动机转

速仍然保持在期望转速附近,波动幅度很小,负载转矩也基本恒定,波动最大误差在 1% ~ 2% 之间。

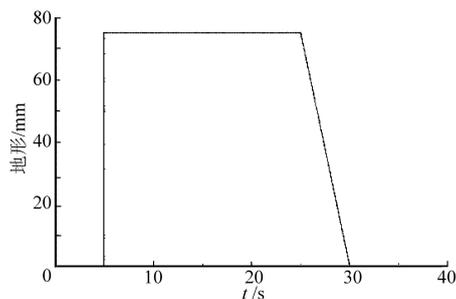


图 6 突变地形

Fig. 6 Abrupt land condition curve

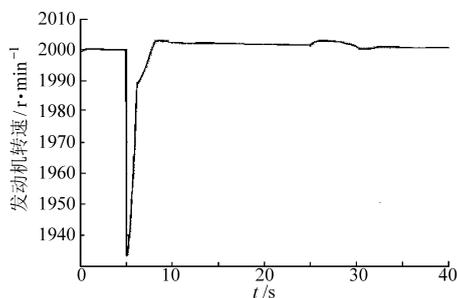


图 7 突变地形时的发动机输出转速曲线

Fig. 7 Actual engine speed curve under abrupt land condition

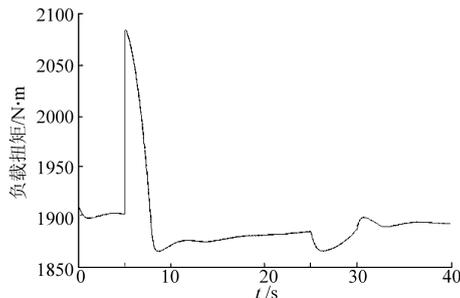


图 8 突变地形时的发动机负载转矩曲线

Fig. 8 Load torque of engine under abrupt land condition

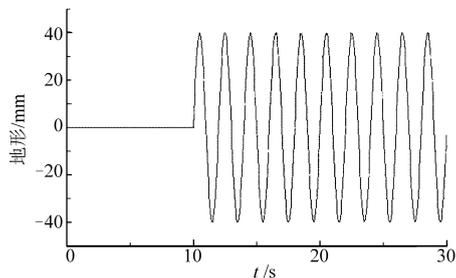


图 9 正弦地形

Fig. 9 Sinusoidal land condition curve

由图 12 可知,当地面附着系数迅速降低时,滑转率达到 50% 以上,而由于滑转率极限控制和发动机转速控制的共同作用,滑转率无法恢复到一个理想值。此时,自动调整发动机工作点,使滑转率最终稳定在 15% 左右。由图 13、14 可知,发动机转速和负载转矩经过调整稳定在新的设定点附近。

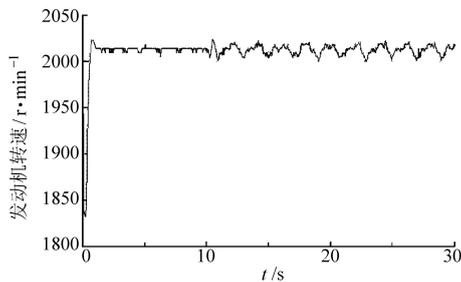


图 10 正弦地形时的发动机输出转速曲线

Fig. 10 Actual engine speed curve under sinusoidal land condition

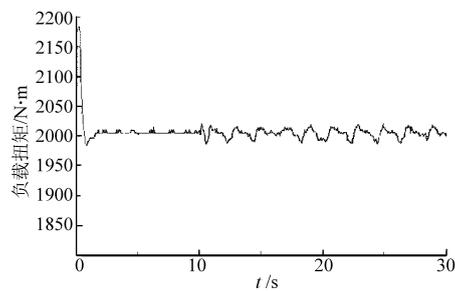


图 11 正弦地形时的发动机负载转矩曲线

Fig. 11 Load torque of engine under sinusoidal land condition

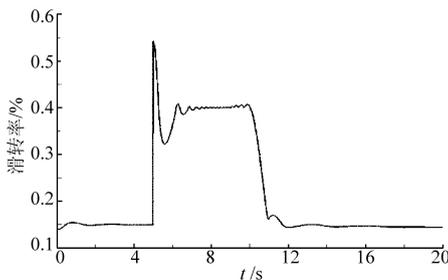


图 12 滑转率曲线图

Fig. 12 Slip rate curve

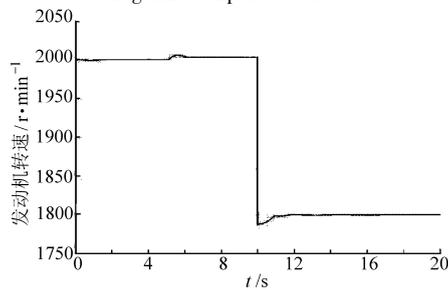


图 13 附着条件突变时的发动机转速曲线

Fig. 13 Engine speed curve when adhesion conditions change

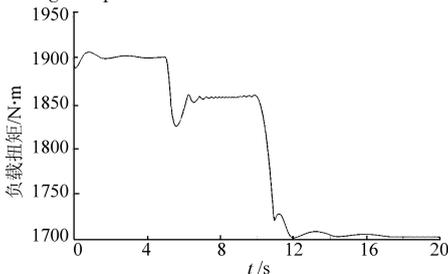


图 14 附着条件突变时的发动机负载转矩曲线

Fig. 14 Load torque of engine when adhesion conditions change

6 结论

(1) 所建立的半物理半虚拟试验系统能够有效地模拟推土机作业的整个过程,并真实反映作业过程中各个部件的工作情况,可以对电液执行机构和控制器性能与可靠性以及整个闭环控制系统的性能指标进行评价。

(2) 针对此半物理试验系统进行分析 and 试验,可以为研制和开发实机提供必要的设计依据,并积累设计经验,缩短开发周期降低费用。

(3) 所提出的滑转率和发动机转速复合控制策略能够克服多种恶劣地形环境的影响,有效地稳定发动机转速,显著提高推土作业效率。

参 考 文 献

- 1 卢新田. 履带式推土机的模糊智能换挡策略[J]. 同济大学学报, 2001, 29(9): 1 050 ~ 1 053.
Lu Xintian. Fuzzy intelligent shift strategy of bulldozer[J]. Journal of Tongji University, 2001, 29(9): 1 050 ~ 1 053. (in Chinese)
- 2 张琦,冯培恩. 模糊参数自整定 PID 控制在推土机自动控制系统中的应用[J]. 控制理论与应用, 1997, 14(2): 287 ~ 291.
Zhang Qi, Feng Peien. Application of PID control technique based on parameter fuzzy self-modify in dozer control system[J]. Control Theory and Applications, 1997, 14(2): 287 ~ 291. (in Chinese)
- 3 王世明. 推土机工作装置 CMAC 神经网络控制[J]. 农业机械学报, 2005, 36(2): 140 ~ 142.
Wang Shiming. CMAC neural network control for bulldozer working device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(2): 140 ~ 142. (in Chinese)
- 4 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)
- 5 李洪兴. 变论域自适应模糊控制器[J]. 中国科学: E 辑, 1999, 29(1): 32 ~ 42.
Li Hongxing. Variable universe adaptive fuzzy control[J]. Science in China: Serial E, 1999, 29(1): 32 ~ 42. (in Chinese)
- 6 马鹏飞. 全液压推土机液压行驶驱动系统动力学研究[D]. 西安: 长安大学, 2006.
- 7 宾洋, 李国强, 连小珉. 低速行驶车辆的非线性系统建模及控制[J]. 控制理论与应用, 2005, 22(5): 814 ~ 819.
Bin Yang, Li Keqiang, Lian Xiaomin. Modeling and control of nonlinear systems for vehicular stop-and-go cruise control[J]. Control Theory & Applications, 2005, 22(5): 814 ~ 819. (in Chinese)
- 8 薛殿伦, 王红岩, 王立公, 等. 金属带式无级变速汽车的建模与性能仿真[J]. 农业机械学报, 2003, 34(6): 4 ~ 8.
Xue Dianlun, Wang Hongyan, Wang Ligong, et al. Modeling and performance simulation of vehicle equipped with metal belt driven CVT[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(6): 4 ~ 8. (in Chinese)
- 9 赵丁选, 崔功杰, 李东兵. 工程车辆传动系统的换挡品质[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2008, 29(5): 386 ~ 389.
Zhao Dingxuan, Cui Gongjie, Li Dongbing. Shift quality of transmission system for construction vehicle[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2008, 29(5): 386 ~ 389. (in Chinese)