

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.006

大功率拖拉机电液提升器比例提升阀设计*

李明生¹ 朱忠祥¹ 毛恩荣¹ 宋正河¹ 谢 斌¹ 李长林²

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 北京工商大学材料与机械工程学院, 北京 100048)

【摘要】 针对大功率拖拉机电液提升器,设计了比例提升阀,对4种不同型式节流口的流量特性进行了对比。基于状态空间法,建立比例提升阀的动态数学模型及仿真模型,在Matlab/Simulink中进行仿真及参数优化设计,并进行了室内试验。结果表明,采用半圆形节流口的阀芯行程短且具有良好的小流量特性;经参数优化之后,比例提升阀控制电流与流量曲线线性度决定系数为0.998 6,动态阶跃响应超调量为6.25%,调整时间为0.3 s。

关键词: 拖拉机 比例提升阀 电液提升器 设计

中图分类号: TH137.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)10-0031-05

Design of Proportional Raise Valve in Electro-hydraulic Lifting Mechanism of Big-power Tractor

Li Mingsheng¹ Zhu Zhongxiang¹ Mao Enrong¹ Song Zhenghe¹ Xie Bin¹ Li Changlin²

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. School of Material and Mechanical Engineering, Beijing Technology and Business University, Beijing 100048, China)

Abstract

A proportional raise valve was designed to meet the requirement of electro-hydraulic rockshaft on big-power tractors. The flow rate characteristics of four types of regulator orifice were analyzed. The mathematical model of the valve was established based on state space method, then the stable performance and dynamic performance of the valve were simulated by using Matlab/Simulink. An indoor test-bed was built to test the designed proportional raise valve. The results showed that the valve core with half-round regulator orifice had shorter travel and better low-flow rate characteristics. The coefficient of determination of the linearity of flow rate curve due to the control current change was 0.998 6. The overshoot of step response was 6.25% and the set up time was 0.3 s.

Key words Tractors, Proportional raise valve, Electro-hydraulic lifting mechanism, Design

引言

提升器是拖拉机上用于农具提升和耕深控制的专用部件,其控制性能直接影响着拖拉机的作业质量及作业效率^[1]。目前国产大中功率拖拉机广泛采用机-液式提升器,通过机械式力位传感机构对主控油阀进行反馈控制,实现农具的力位调节。但是机-液式提升器结构复杂、体积较大且控制精度

低,难以实现拖拉机的精细作业,在国外大功率拖拉机上逐渐被电-液式代替^[2-3]。电液控制阀为电-液式提升器的核心部件,对整个提升器的性能起决定作用。电液比例阀相比于普通换向阀与电液伺服阀,具有较强的抗污染能力及断电安全稳定性,且加工精度要求较低^[4-7]。

本文设计电-液式提升器的比例提升阀。基于现代控制理论的状态空间法,建立比例提升阀的数

收稿日期: 2011-12-18 修回日期: 2012-01-04

* “十一五”国家科技支撑计划资助项目(2009BADB5B01)和“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAD20B02)

作者简介: 李明生,博士生,主要从事车辆智能控制与液压研究,E-mail: li-ming.2004@163.com

通讯作者: 朱忠祥,副教授,主要从事车辆机电液控制及智能化研究,E-mail: zhuzhongxiang@cau.edu.cn

学模型,结合 Matlab 进行仿真分析及参数优化,并进行室内试验验证。

1 比例提升阀结构设计

比例提升阀主要由定差减压阀、比例换向阀及出油单向阀组成,如图 1 所示。定差减压阀调节比例换向阀两端的压差,使比例换向阀始终处于易控状态,出油单向阀用于系统保压并防止油液回流。

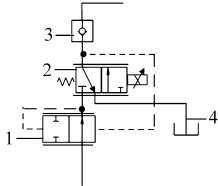


图 1 比例提升阀油路

Fig. 1 Oil circuit of proportional raise valve

1. 定差减压阀 2. 比例换向阀 3. 出油单向阀 4. 回油箱

通过合理配置电液比例阀节流口,可以获得多级阀口面积曲线,实施对流量的多级节流控制,满足不同工况下液压执行机构对运动速度的要求,使得液压执行机构平稳起动或停止,工作区段能够根据工况需要比例控制液压执行机构的运动速度^[8-10]。

目前直动滑阀式电液比例阀常用的节流口型式有铣切槽式、锥式、三角式和半圆式,如图 2 所示。

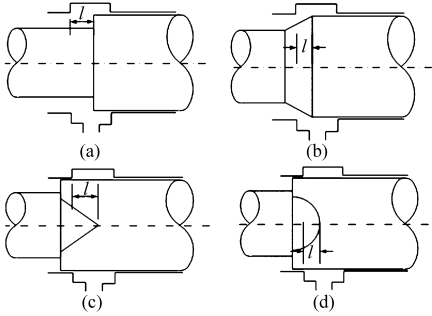


图 2 常用的几种节流口型式

Fig. 2 Several types of regulator orifice

(a) 铣切槽式 (b) 锥式 (c) 三角式 (d) 半圆式

图 2 中 l 为阀芯位移。对 4 种型式的节流口进行仿真,可得到通流截面积随阀芯位移 l 变化曲线,如图 3 所示。

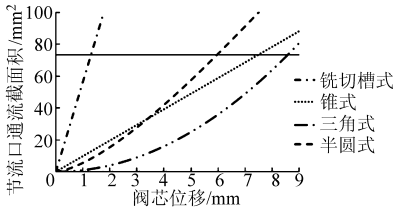


图 3 节流口通流截面积随阀芯位移的变化曲线

Fig. 3 Curves of regulator orifice flow area

vs valve core travel

由于比例电磁铁行程越短,电磁铁成本越低,因

此在达到最大通流截面积时阀芯位移应尽量小;同时,为使液压执行机构启动平稳,电液比例阀应该具有良好的小流量调节性能。由图 3 可知,半圆式节流口满足以上两种性能要求,因此本阀节流口采用半圆式,设计阀芯如图 4 所示。

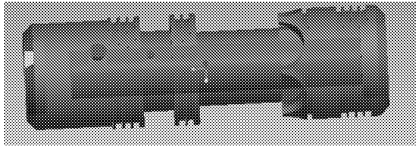


图 4 比例换向阀阀芯

Fig. 4 Proportional valve core

2 比例提升阀数学模型

采用现代控制理论建立提升阀状态变量模型。

2.1 压力-流量方程

对提升阀中定差减压阀、比例换向阀、出油单向阀分别建立压力-流量方程,即

$$q_R = C_d A_R \sqrt{2(p_s - p_1)/\rho}$$

$$q_T = C_d A_T \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho}$$

$$q_L = C_d A_O \sqrt{2(p_2 - p_L)/\rho}$$

式中 q_R ——定差减压阀阀口流量, m^3/s

q_T ——比例换向阀阀口流量, m^3/s

q_L ——出油单向阀阀口流量, m^3/s

C_d ——节流口流量系数,取 0.61

A_R ——定差减压阀阀口通流截面积, m^2

A_T ——比例换向阀阀口通流截面积, m^2

A_O ——出油单向阀阀口通流截面积, m^2

p_s ——进油口压力,取 $1.4 \times 10^7 \text{ Pa}$

p_1 ——定差减压阀阀口后油液压力, Pa

p_2 ——比例换向阀阀口后油液压力, Pa

p_L ——出油口压力,取 $9 \times 10^6 \text{ Pa}$

ρ ——油液密度, 900 kg/m^3

2.2 流量连续性方程

分别建立定差减压阀至比例换向阀油腔的流量连续性方程以及比例换向阀油腔的流量连续性方程

$$q_R = q_T + \pi d_R^2 \dot{x}_R / 4 + V_{RT} \dot{p}_1 / \beta_e$$

$$\pi d_R^2 \dot{x}_R / 4 + q_T = q_L + A_O \dot{x}_O + V_T \dot{p}_2 / \beta_e$$

式中 x_R ——定差减压阀阀芯位移, m

β_e ——油液体积弹性模量, $9 \times 10^8 \text{ Pa/s}^2$

V_{RT} ——阀间油道容积, $3 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

V_T ——阀腔及控制油道总容积, $4 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

2.3 阀芯力平衡方程

对提升阀中定差减压阀、比例换向阀、出油单向阀分别建立阀芯力平衡方程

$$\pi d_R^2 (p_1 - p_2) / 4 =$$

$$m_R \ddot{x}_R + B_R \dot{x}_R + K_R (x_{RS} + x_R) + F_{Rs} + F_{Rt} \quad (6)$$

$$F_{TD} - \pi d_T^2 (p_T - p_0) / 4 =$$

$$m_T \ddot{x}_T + B_T \dot{x}_T + K_T (x_{TS} + x_T) + F_{Ts} + F_{Tt} \quad (7)$$

$$\pi d_o^2 p_2 / 4 - \pi (d_o^2 - d_{o1}^2) p_L / 4 - \pi d_{o1}^2 p_{L1} / 4 =$$

$$m_o \ddot{x}_o + K_o (x_{oS} + x_o) + F_{Os} + F_{Ot} \quad (8)$$

其中

$$F_{TD} = K_{TD} I \quad (9)$$

$$F_{Rs} = -2C_v C_d A_R (p_s - p_1) \cos \theta_R \quad (10)$$

$$F_{Ts} = 2C_v C_d A_T (p_1 - p_2) \cos \theta_T \quad (11)$$

$$F_{Os} = 2C_v C_d A_o (p_2 - p_L) \cos \theta_o \quad (12)$$

$$F_{Rt} \approx -\rho L_R C_d \frac{dA_R}{dx_R} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} |\dot{x}_R| \quad (13)$$

$$F_{Tt} \approx \rho L_T C_d \frac{dA_T}{dx_T} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \dot{x}_T \quad (14)$$

$$F_{Ot} \approx \rho L_o C_d \frac{dA_o}{dx_o} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} \dot{x}_o \quad (15)$$

$$p_{L1} = p_L + 3\mu L_{ov} d_{o1} \dot{x}_o / \delta_o^3 \quad (16)$$

式中 d_R ——定差减压阀阀芯直径, 0.018 m m_R ——定差减压阀阀芯等效质量, 0.15 kg B_R ——定差减压阀阀芯粘性阻尼系数, 6.32 N·s/m K_R ——定差减压阀弹簧刚度, 7 000 N/m x_{RS} ——定差减压阀弹簧预压缩量, 0.013 m F_{Rs} ——定差减压阀所受稳态液动力, N F_{Rt} ——定差减压阀所受瞬态液动力, N p_T ——进油口压力, 取 15 MPa p_0 ——回油压力, 取 0 Pa F_{TD} ——比例换向阀电磁铁的驱动力, N d_T ——比例换向阀阀芯直径, 0.018 m m_T ——比例换向阀阀芯等效质量, 0.09 kg B_T ——比例换向阀阀芯粘性阻尼系数, 3.28 N·s/m K_T ——比例换向阀弹簧刚度, 3 500 N/m x_{TS} ——比例换向阀弹簧预压缩量, 0.002 m x_T ——比例换向阀阀芯位移, m F_{Ts} ——比例换向阀所受稳态液动力, N F_{Tt} ——比例换向阀所受瞬态液动力, N d_o ——出油单向阀阀芯直径, 0.012 m d_{o1} ——出油单向阀阀芯导向杆直径, 0.005 m m_o ——出油单向阀阀芯等效质量, 0.009 kg x_o ——出油单向阀阀芯位移, m K_o ——出油单向阀弹簧刚度, 1 000 N/m x_{oS} ——出油单向阀弹簧预压缩量, 0.003 m F_{Os} ——出油单向阀所受稳态液动力, N F_{Ot} ——出油单向阀所受瞬态液动力, N K_{TD} ——比例电磁铁系数, 10 N/A I ——比例提升阀控制电流, A C_v ——节流口流速系数, 取 0.98 θ_R ——定差减压阀节流口出射角, 1.2 rad θ_T ——比例换向阀节流口出射角, 1.2 rad θ_o ——出油单向阀节流口出射角, 0.8 rad L_R ——定差减压阀阻尼长度, 0.006 m L_T ——比例换向阀阻尼长度, 0.009 m L_o ——出油单向阀阻尼长度, 0.002 5 m L_{ov} ——出油单向阀阀芯与导向杆接触长度, 0.003 m δ_o ——出油单向阀阀芯导向部分配合间隙, 5×10^{-4} m p_{L1} ——出油单向阀背腔油液压力, Pa

3 比例提升阀性能仿真

3.1 稳态特性仿真

比例提升阀稳态特性主要是指: 不同给定控制输入信号下, 节流口处于不同开度时, 调速阀的流量与其进、出口压力之间的关系规律。本文研究比例提升阀在提升状况下比例换向阀不同开度 x_T 时流量 q_T 的变化特性。

式(4)中, 令 $\dot{p}_1 = 0, \dot{x}_R = 0$, 并忽略泄漏的影响, 可得

$$q_T = q_R = C_d A_{Tv} \sqrt{2(p_1 - p_2) / \rho} = C_d A_R \sqrt{2(p_s - p_1) / \rho} \quad (17)$$

推导出

$$\begin{cases} p_1 = K A_R^2 p_s + A_T^2 p_2 \\ p_1 - p_2 = K A_R^2 (p_s - p_2) \\ p_s - p_1 = K A_T^2 (p_s - p_2) \\ K = 1 / (A_R^2 + A_T^2) \end{cases} \quad (18)$$

根据式(6), 可得定差减压阀阀芯稳态力平衡方程为

$$(\pi d_R^2 A_R^2 / 4 + 2C_d C_v A_R A_T^2 \cos \theta_R) (p_s - p_2) = K_R (x_{RS} + x_R) / K \quad (19)$$

根据式(17)、(18)可推导出比例提升阀稳态特性方程为

$$q_T = C_d A_T \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_2)} / \sqrt{1 + \frac{A_T^2 (x_T)}{A_R^2 (x_R)}} \quad (20)$$

其中 x_R 按式(19)通过数值分析求解。

在 Matlab/Simulink 中仿真得到比例提升阀稳态特性曲线, 如图 5 所示。仿真结果显示所设计的阀流量与电磁力呈线性, 最高流量可达 75 L/min。

3.2 动态特性分析

根据前面建立的数学模型, 选取状态量: $x_1 =$

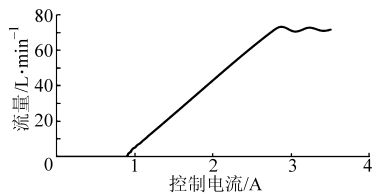


图 5 比例提升阀稳态特性仿真曲线

Fig.5 Simulation curve of steady-state characteristics on proportional raise valve

$p_1; x_2 = p_2; x_3 = x_R; x_4 = \dot{x}_R; x_5 = x_T; x_6 = \dot{x}_T; x_7 = x_O;$
 $x_8 = \dot{x}_O$, 建立状态方程组

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{\beta_e}{V_{RT}} \left[C_d A_R \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - x_1) - C_d A_T \sqrt{\frac{2}{\rho} (x_1 - x_2) - \frac{\pi d_R^2}{4} x_4}} \right] \\ \dot{x}_2 = \frac{\beta_e}{V_T} \left[\frac{\pi d_R^2}{4} x_4 - A_O x_8 - C_d A_O \sqrt{\frac{2}{\rho} (x_2 - p_L) + C_d A_T \sqrt{\frac{2}{\rho} (x_1 - x_2)}} \right] \\ \dot{x}_3 = \begin{cases} 0 & (\text{其他}) \\ x_4 & (0 < x_3 < x_{Rmax}) \end{cases} \\ \dot{x}_4 = \frac{1}{m_R} \left\{ \frac{\pi d_R^2}{4} (x_1 - x_2) + 2 C_v C_d A_R \cos \theta_R (p_s - x_1) - K_R (x_{RS} + x_3) + - \left[\frac{\pi d_R^5 \sqrt{196 \rho \mu l_{RD}}}{4 d_{RD}^4} \sqrt{|\dot{x}_3|} + B_R - \rho L_R C_d \frac{dA_R}{dx_3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - x_1)} \right] x_4 \right\} \\ \dot{x}_5 = \begin{cases} 0 & (\text{其他}) \\ x_6 & (0 < x_5 < x_{T1} + x_{T2} + x_{T3}) \end{cases} \\ \dot{x}_6 = \frac{1}{m_T} \left\{ F_{DT} - 2 C_v C_d A_T (x_1 - x_2) \cos \theta_T - K_T (x_{TS} + x_5) - \left[B_T + \rho L_T C_d \frac{dA_T}{dx_5} \sqrt{\frac{2}{\rho} (x_1 - x_2) + \frac{\pi d_T^5 \sqrt{196 \rho \mu l_{TD}}}{4 d_{TD}^4} \sqrt{|\dot{x}_6|}} \right] x_6 \right\} \\ \dot{x}_7 = \begin{cases} 0 & (\text{其他}) \\ x_8 & (0 < x_7 < x_{Omax}) \end{cases} \\ \dot{x}_8 = \frac{1}{m_O} \left\{ \frac{d_O^2}{4} (x_2 - p_L) - K_O x_{OS} - (K_O + C_v C_d A_O (x_2 - p_L) \cos \theta_O) x_7 - \left[\frac{3 \mu L_{Ov} d_{O1}^3}{3 \delta_O^3} + \rho L_O C_d \frac{dA_O}{dx_O} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - x_1)} \right] x_8 \right\} \end{cases}$$

式中 l_{TD} ——比例换向阀阀芯阻尼长度,0.005 m
 μ ——油液动力粘度,取 $4.14 \times 10^{-2} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
 l_{RD} ——定差减压阀阀芯阻尼长度

取初始值 $x_1 = 9.6 \times 10^6 \text{ Pa}, x_2 = 9.05 \times 10^6 \text{ Pa},$
 $x_3 = 6.26 \times 10^{-3} \text{ m}, x_4 = 0 \text{ m/s}, x_5 = 0 \text{ m}, x_6 = 0 \text{ m/s},$
 $x_7 = 0 \text{ m}, x_8 = 0 \text{ m/s}。$

在 Matlab/Simulink 中对比例提升阀进行动态特性仿真,控制电流由 1 A 上升至 3 A,得到其阶跃响应特性曲线如图 6 所示。由图 6 可得知,流量由 0 L/min 上升至 53 L/min,上升时间为 0.02 s,超调量基本为零。

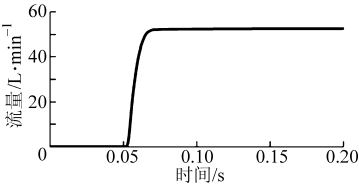


图 6 比例提升阀阶跃响应特性仿真曲线

Fig.6 Simulation curve of step response characteristics on proportional raise valve

4 比例提升阀性能试验

根据大功率拖拉机实际作业和提升器性能试验的需求,设计室内液压系统试验台液压回路及试验台如图 7、8 所示。试验台由电动机、变量泵、比例溢流阀、安全阀、油液压力传感器和流量传感器等组成,其中比例溢流阀用来模拟加载。

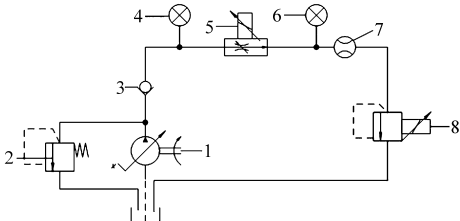


图 7 室内试验台液压回路

Fig.7 Hydraulic circuit of indoor test-bed

1. 变量泵 2. 安全阀 3. 单向阀 4、6. 油液压力传感器 5. 被试阀 7. 流量计 8. 比例溢流阀

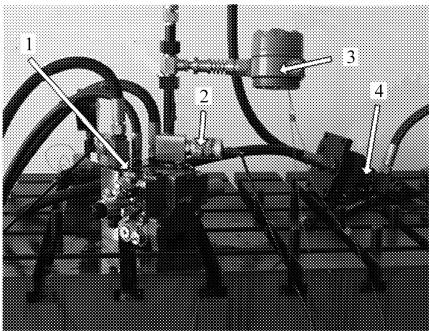


图 8 室内试验台

Fig.8 Indoor test-bed

1. 比例提升阀 2. 压力传感器 3. 流量传感器 4. 比例溢流阀

通过给比例提升阀施加不同的控制电流,可以得到其稳态特性曲线,如图 9 所示。

由图 9 可知,提升阀开启电流为 0.8 A,当控制

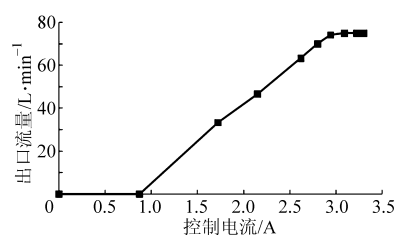


图 9 比例提升阀稳态特性试验曲线

Fig. 9 Test curve of steady-state characteristics on proportional raise valve

电流达到 3 A 之后,流量达到最高。在 0.8 ~ 3 A 电流区间内,提升阀出口流量与电流呈线性,其线性度决定系数为 0.998 6,流量在 75 L/min 左右。

给定负载压力为 9.0 MPa,比例电磁铁线圈电流由 0 A 阶跃至 1.6 A 时,变量泵、提升阀出油口油液压力变化曲线如图 10 所示,系统流量的曲线如图 11 所示。

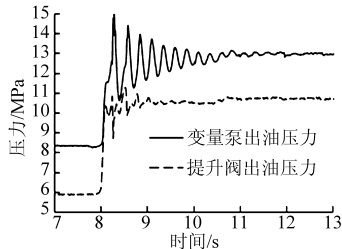


图 10 变量泵、比例提升阀出油口油液压力曲线

Fig. 10 Oil pressure curves of oil-outs on variable pump and proportional raise valve

由图 10 可知,变量泵出油口油液压力超调量达到了 14%,调整时间为 2 s,而比例提升阀出油口油液压力的超调量只有 6.25%,调整时间为 0.3 s。变

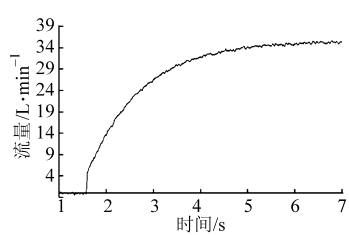


图 11 流量变化曲线

Fig. 11 Curve of flow rate

量泵出油口油液稳态压力始终比比比例提升阀出油口油液压力(即负载压力)高 2.1 MPa 左右,这是由流量反馈阀调定的压差决定。变量泵出油口的压力升高滞后于负载压力变化 0.1 s,因此本系统负载响应迅速。由图 11 可知,系统流量最后稳定在 35 L/min 左右,且变化平稳。整个系统的快速性和稳定性都满足要求。试验结果也进一步验证了所建数学模型的正确性。

5 结束语

设计了一套适用于大功率拖拉机电液提升器的比例式提升阀。经分析,半圆型节流口优于其他型式的节流口。同时,对所设计的提升阀进行了动态建模及仿真,最后进行室内试验,结果显示该阀开启电流为 0.8 A,在 0.8 ~ 3 A 的控制电流区间内,流量与电流呈线性,其线性度决定系数为 0.998 6,当控制电流发生阶跃时,油液压力超调量为 6.25%,调整时间为 0.3 s,流量调整时间为 1.5 s 左右,响应快且变化平稳,具有良好的稳态与动态特性。

参 考 文 献

1 谢斌. 拖拉机农具仿真作业机组悬挂系统电液控制技术的研究[D]. 北京:中国农业大学,2000.
Xie Bin. Study on electrohydraulic control technology of hitch system for the tractor-implement combination [D]. Beijing: China Agricultural University, 2000. (in Chinese)

2 Weatherly E T, Bowers Jr C G. Automatic depth control of a seed planter based on soil drying front sensing [J]. Transactions of the ASAE, 1997,40(2): 295 ~ 305.

3 尹修杰,宋正河,朱忠祥,等. 新型拖拉机电液控制系统[J]. 吉林大学学报:工学版,2008,38(3):580 ~ 585.
Yin Xiujie, Song Zhenghe, Zhu Zhongxiang, et al. New electro-hydraulic control system for tractor [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2008,38(3): 580 ~ 585. (in Chinese)

4 苏东海,任大林,杨京兰. 电液比例阀与电液伺服阀性能比较及前景展望[J]. 液压气动与密封,2008(4):1 ~ 4.
Su Donghai, Ren Dalin, Yang Jinglan. Comparison of electro-hydraulic proportional valve and electro-hydraulic servo valve on performances [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2008(4): 1 ~ 4. (in Chinese)

5 张弓,张树忠,吴文海,等. 超高速电液比例阀的设计与实验研究[J]. 机械科学与技术,2009,28(6):768 ~ 772.
Zhang Gong, Zhang Shuzhong, Wu Wenhai, et al. Design and experimental investigation of an ultra-high-speed electro-hydraulic proportional valve [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2009,28(6): 768 ~ 772. (in Chinese)

6 李光彬,张雪梅,赵光,等. 基于 PWM 控制技术的电液比例阀的研究[J]. 煤矿机械,2006,27(11):114 ~ 116.
Li Guangbin, Zhang Xuemei, Zhao Guang, et al. Research of electronic-hydraulic proportional valve based on PWM control technology [J]. Coal Mine Machinery, 2006,27(11): 114 ~ 116. (in Chinese)

5 结论

- (1) 在 ADAMS 环境下用相对轨迹生成实体的方法,进行了弹齿滚筒式捡拾装置凸轮机构设计。
- (2) 捡拾装置原凸轮滑道廓线设计和参数匹配使弹齿运动过程中漏检区面积较大且加速度较大而有突变,改进凸轮滑道廓线设计后使加速度有了较
- 大程度降低,缓解了捡拾过程中滚轮对滑道的冲击力,改善了弹齿对牧草的打击作用。合理匹配工作参数后使漏检区面积较小而满足使用要求。
- (3) 求出了满足弹齿运动的摆角运动规律和一定结构参数下捡拾装置最优的工作参数匹配。经计算机仿真和试验验证,能够满足使用要求。

参 考 文 献

1 盛凯,曾南宏. 弹齿滚筒捡拾器的机构特性及其运动数学模型[J]. 农业机械学报,1991,22(1):51~57.
Sheng Kai, Zeng Nanhong. The mechanical feature and motional math model of spring-finger cylinder pick-ups[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1991, 22(1): 51~57. (in Chinese)

2 王锋德,陈志,王俊友,等. 4YF-1300 型大方捆打捆机设计与试验[J]. 农业机械学报,2009,40(11):36~41.
Wang Fengde, Chen Zhi, Wang Junyou, et al. Design and experiment of 4YF-1300 large rectangular baler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(11): 36~41. (in Chinese)

3 王国权,余群,卜云龙,等. 秸秆捡拾打捆机设计及捡拾器的动力学仿真[J]. 农业机械学报,2001,32(5):59~61,68.
Wang Guoquan, Yu Qun, Bu Yunlong, et al. Design of pickup baler and dynamic simulation of pickup roller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001, 32(5): 59~61,68. (in Chinese)

4 孙贵斌,孙召瑞,吴修彬,等. 基于 COSMOS Motion 的弹齿滚筒捡拾器运动仿真[J]. 农业装备与车辆工程,2010,48(8):37~39.
Sun Guibin, Sun Zhaorui, Wu Xiubin, et al. Simulation of spring-finger cylinder pickups motion based on COSMOS Motion[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2010, 48(8): 37~39. (in Chinese)

5 王振华,王德成,刘贵林,等. 方草捆压捆机捡拾器参数设计[J]. 农业机械学报,2010,41(增刊):107~109.
Wang Zhenhua, Wang Decheng, Liu Guilin, et al. Pickup parameters design of square baler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.): 107~109. (in Chinese)

6 袁彩云,刁培松,张道林. 弹齿滚筒捡拾器的设计与运动仿真[J]. 农机化研究,2011,33(5):73~76.
Yuan Caiyun, Diao Peisong, Zhang Daolin. Design and motion simulation of spring-finger cylinder pickups[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2011, 33(5): 73~76. (in Chinese)

7 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册:下册[M]. 北京:中国农业科学技术出版社,2007.

8 石永刚,吴央芳. 凸轮机构设计与应用创新[M]. 北京:机械工业出版社,2007.

9 JB/T 5160—2010 牧草捡拾器[S]. 2010.

10 常宗瑜,许立新,胡宏志,等. 基于无线传感器的平压平模切机动力学响应的测试与分析[J]. 包装工程,2010,31(3):68~70,91.
Chang Zongyu, Xu Lixin, Hu Hongzhi, et al. Measument and analysis of dynamic response of die cutting machine based on wireless transducers[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(3): 68~70, 91. (in Chinese)

11 贾长治,殷军辉,薛文星,等. MD ADAMS 虚拟样机从入门到精通[M]. 北京:机械工业出版社,2010.

(上接第 35 页)

7 刘英杰,徐冰,杨华勇,等. 电液比例负载口独立控制系统压力流量控制策略[J]. 农业机械学报,2010,41(5):182~187.
Liu Yingjie, Xu Bing, Yang Huayong, et al. Strategy for flow and pressure control of electro hydraulic proportional separate meter in and separate meter out control system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5): 182~187. (in Chinese)

8 侯明亮,毛恩荣. 电液换向阀的状态变量模型与仿真研究[J]. 系统仿真学报,2007,19(2):421~423.
Hou Mingliang, Mao Enrong. Study on simulation and state variable model of electro-hydraulic directional control valve[J]. Journal of System Simulation, 2007, 19(2): 421~423. (in Chinese)

9 Shohei Ryu, Masami Ochiai, Katsumi Ueno, et al. Analysis of flow force in valve with notches on spool[C]//Proceedings of the Sixth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, 2005: 435~438.

10 徐志鹏,王宣银,罗语溪. 高压气动比例减压阀设计与仿真[J]. 农业机械学报,2011,42(1):209~212.
Xu Zhipeng, Wang Xuanyin, Luo Yuxi. Design and simulation of a high pressure proportional pneumatic pressure reducing valve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(1): 209~212. (in Chinese)