

基于负载敏感的自走式喷雾机节能型液压转向系统研究

刘新月¹ 温浩军^{1,2} 罗长海³ 景武辉¹ 刘旭珍¹ 秦五昌⁴

(1. 石河子大学机械电气工程学院, 石河子 832000; 2. 农业农村部西北农业装备重点实验室, 石河子 832000;
3. 北京市农林科学院智能装备技术研究中心, 北京 100093; 4. 农芯科技(北京)有限责任公司, 北京 100097)

摘要: 针对传统自走式喷雾机液压转向系统存在能耗高、效率低的问题,以 3WPZ-1800G 型自走式喷雾机为研究对象,对其液压转向系统存在的节流损失和溢流损失等能量损失问题进行分析。基于此,设计并实现了一种以负载敏感变量泵为核心、结合电液比例阀的节能型液压转向系统,该系统能够动态匹配转向液压泵的输出压力、流量与转向油缸负载所需的压力、流量。为验证该系统的有效性,采用 AMESim 及 Matlab/Simulink 软件分别搭建了原系统和节能系统的仿真模型,并设计了模糊 PID 控制器用于转向同步控制,对两种系统在不同工况下的能耗进行仿真对比分析,仿真结果表明,节能系统相较于原系统可减小约 90.1%、71.3% 和 66.7% 的能量输出。同时,进行了实车试验,结果显示节能系统相较于原系统可减小约 90.7%、60.7%、68.7% 的功率输出,与仿真结果基本一致,验证了本文设计的负载敏感节能型液压转向系统的节能效果良好。

关键词: 自走式喷雾机; 液压转向系统; 节能; 负载敏感

中图分类号: S491 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2026)01-0215-12 **OSID:** 

Research of Energy-saving Hydraulic Steering System Based on Load-sensitive Self-propelled Sprayer

LIU Xinyue¹ WEN Haojun^{1,2} LUO Changhai³ JING Wuhui¹ LIU Xuzhen¹ QIN Wuchang⁴

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Shihezi University, Shihezi 832000, China
2. Key Laboratory of Northwest Agricultural Equipment, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Shihezi 832000, China
3. Intelligent Equipment Technology Research Center, Beijing Academy of Agriculture and Forestry Sciences, Beijing 100093, China
4. Nongxin Technology (Beijing) Co., Ltd., Beijing 100097, China)

Abstract: Aiming to address the issues of high energy consumption and low efficiency in the hydraulic steering systems of traditional self-propelled sprayers, taking the 3WPZ-1800G self-propelled sprayer as the research object, the energy losses in its hydraulic steering system were analyzed, including throttling and overflow losses. Based on this analysis, an energy-saving hydraulic steering system was designed and implemented, which employed a load-sensitive variable pump as the core component combined with an electro-hydraulic proportional valve. This system dynamically matched the output pressure and flow of the steering hydraulic pump with the load demand of the steering cylinder. To verify the effectiveness of the proposed system, simulation models of the original and energy-saving systems were constructed by using AMESim and Matlab/Simulink software, respectively. A fuzzy PID controller was designed for steering synchronization control, and the energy consumption of both systems under different working conditions was compared through simulation. The results demonstrated that the energy-saving system reduced energy output by approximately 90.1%, 71.3%, and 66.7% compared with the original system. Additionally, real vehicle tests were conducted, the experimental results showed that the energy-saving system reduced energy output by about 90.7%, 60.7%, and 68.7% compared with the original system, which aligned well with the simulation results. These findings confirmed the excellent energy-saving performance of the proposed load-sensitive hydraulic steering system.

Key words: self-propelled sprayer; hydraulic steering system; energy conservation; load sensitive

0 引言

随着农业现代化的不断推进,传统的农作物病虫害防治方式已经难以满足大规模、高效率、可持续发展的生产需求^[1-2]。自走式喷雾机作为一种新型农业机械,具有智能化程度高、施药效率高、药量使用合理、施药均匀性好等特点,是实现农业现代化的重要工具^[3-4]。通过精确控制喷药量和喷药范围,可以有效提高农药的使用效率和防病虫害效果^[5]。然而,随着自走式喷雾机使用频率的提高,能源消耗和生产成本问题也日益凸显^[6]。转向系统作为喷雾机安全作业的核心(能耗占比大于等于35%),其能效与可靠性直接影响整机经济性与田间通过性^[7-8]。传统的液压转向系统存在能耗高、效率低等问题^[9]。通过研究和应用节能型液压转向系统,可以显著降低自走式喷雾机的能耗,提高能源利用效率,减少农业生产成本^[10-11]。

在转向系统优化领域,吴标^[12]提出闭式泵控线控转向方案,采用永磁电机直驱齿轮泵实现流量匹配,消除溢流损失,液压效率达67.3%,转角跟踪误差小于等于2°,虽在装载机高速重载转向中表现优异,却因定制永磁电机及高精度位移传感器导致成本增加40%;此外,闭式回路需蓄能器补偿泄漏,进一步增加系统复杂度。李伟等^[13]则基于ADAMS对高地隙喷雾机定位参数(前束角、外倾角)进行多目标优化,轮胎磨损减少72%,四轮转向模式将转弯半径压缩至5.12 m,通过机构轻量化间接降低液压负载15%;张义亮^[14]开发的负载敏感转向系统,采用优先阀与电液比例阀实现流量按需分配,在400 L/min大流量矿卡中油温小于等于70℃,但其精密阀芯配合间隙(小于等于5 μm)在农药粉尘环境下堵塞故障率高达23次/kh,农业工况适应性不足。为提升转向能效,需首先解决执行器精准控制问题,WRAT等^[15]提出通过比例流量阀(PFCV)构建泄漏补偿回路,替代传统方向阀溢流能耗,结合模糊PID控制实现执行器定位误差降低60%,系统温升抑制35%,单执行器场景下能耗降低8.5%。然而,其单通道架构难以适配喷雾机多路协同的并行控制需求。

针对势能回收技术,RANJAN等^[16]在混合动力挖掘机中引入液压蓄能器回收动臂重力势能,辅以模型预测控制(MPC)优化位置跟踪精度(误差小于等于2%),系统能效提升10%。但蓄能器容积占用率达15%,且田间作业的持续振动显著缩短其密封件寿命,制约了在紧凑型喷雾机上的应用可靠性。KHAJVAND等^[17]设计串联液压混合系统,通过

ANN决策流-压双模制动策略,取消摩擦制动单元,实现全工况能量回收(单/双模式平均回收率分别为63%、17%)。但其依赖高动态响应泵阀(响应时间小于50 ms),在喷雾机低速作业工况(平均车速小于10 km/h)下,液压元件冗余性能导致成本增幅达30%,经济性不足。

因此,针对液压节能技术在喷雾机转向系统的应用主要存在经济成本高、低速作业节能收益低、环境适应性弱的问题,本研究以3WPZ-1800G型自走式喷雾机为研究对象,对其液压转向系统的能量损失进行分析,设计一种以负载敏感系统为主的节能型液压转向系统,通过优先阀与电液比例阀协同控制,实现转向泵输出压力/流量与油缸需求的实时匹配,消除传统转向中恒压溢流与节流损失;设计了模糊PID控制器用于转向同步控制,并运用AMESim-Simulink联合仿真与田间实车试验,验证系统在保证转向可靠性前提下,整机的节能效果与工程可行性。

1 自走式喷雾机液压转向系统能耗分析

1.1 原液压转向系统能耗分析

3WPZ-1800G型自走式喷雾机的原转向液压系统如图1所示,系统主要由转向定量泵、优先阀、电磁比例换向阀、转向模式切换阀组、液压转向器、双向平衡阀以及转向油缸组成。

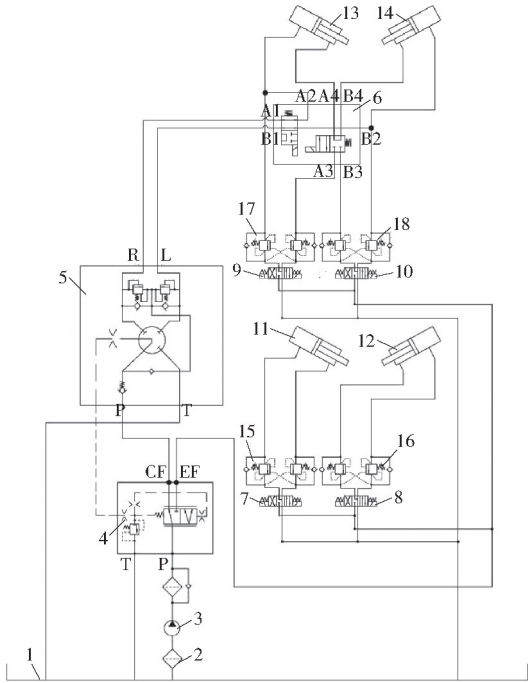


图1 原液压转向系统原理图

Fig.1 Schematic of original hydraulic steering system

1. 油箱 2. 过滤器 3. 转向定量泵 4. 优先阀 5. 液压转向器
6. 转向模式切换阀组 7、8、9、10. 三位四通电磁换向阀 11、12、
13、14. 转向油缸 15、16、17、18. 双向平衡阀

原液压转向系统中,转向装置节流口工作流量与阀门开口面积成线性正相关,确保了转向装置供给流量恒等于方向盘转速与转向装置排量之积。当转向器处于中位且未工作时,发动机熄火,液压泵停止供油,优先阀阀芯右移,CF 油口开;发动机启动后,定量泵输出油液进入优先阀 P 口,其中有少量的控制油液通过优先阀进入液压转向器,维持液压转向器中位状态。此时,由于压力差,优先阀阀芯左移,EF 油口开,定量泵输出的液压油进入控制后轮转向的元件。

原液压转向系统在工作过程中能量损失的主要途径是压力过大时造成的溢流损失、油液通过节流口时的节流损失。液压转向系统的沿程压力损失较小忽略不计,则系统的能效分析如图 2 所示。

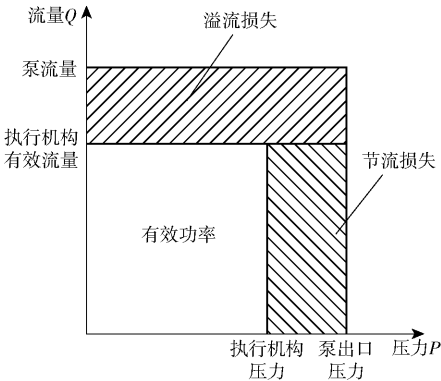


图 2 原液压转向系统能耗分析图

Fig. 2 Energy consumption analysis diagram of original hydraulic steering system

当喷雾机液压转向系统出现过载工况时,泵的输出压力超出安全阀的设定压力,液压系统就会出现溢流现象。当转向油缸到达极限位置时,负载压力大于溢流阀的设定压力,溢流阀开启,油液溢流回油。

溢流阀的功率损失 P_{h1} 计算公式为

$$P_{h1} = p_y q_{vy} \tag{1}$$

式中 p_y ——溢流阀的溢流压力,MPa
 q_{vy} ——经溢流阀流回油箱的液压油流量,L/min

喷雾机转向系统的液压泵与发动机同步转动,液压泵工作过程中输出的流量会流经薄壁孔、细长孔或狭缝等节流口,当液压流体通过节流装置时,因能量转换和压力降低造成能量损失,导致系统效率降低^[18]。并随着液压泵转速的增加,系统节流损失增大。

液流通过薄壁小孔和细长小孔的节流损失 P_{h2} 计算式为

$$P_{h2} = \Delta p_j q_j \tag{2}$$

式中 Δp_j ——阀口压力差,MPa

q_j ——流经阀口油流量,L/min

1.2 节能措施

自走式喷雾机原液压转向系统能量损失的主要原因是液压泵的输出压力和输出流量与转向油缸所需的压力、流量不匹配导致的,匹配程度越低,系统效率越低,能量损失越大。

本文设计的节能型液压转向系统是由流量控制阀和变量泵组成功率适应型液压回路,可将转向油缸负载压力的变化反馈到负载敏感变量泵的感应油口,并通过变量机构改变泵的输出压力和流量,采用容积调速的方式,以电液比例阀和负载敏感变量泵配合使用,以减少能量的损失,使液压泵输出的压力和流量与负载所需压力和流量相适应,从而达到液压泵输出功率与负载功率相匹配,降低能量损失的目的^[19-20]。

2 自走式喷雾机节能型液压转向系统设计

2.1 基于负载敏感的节能型液压转向系统设计

以 3WPZ-1800G 型自走式喷雾机为研究对象,喷雾机的基本参数如表 1 所示。

表 1 喷雾机基本参数
Tab. 1 Basic parameters of sprayer

参数	数值/型式	参数	数值/型式
满载质量/kg	8 500	转向方式	两轮/四轮/蟹行
离地间隙/m	2. 4	轮胎规格	9. 5 × 32(W8 轮辋)
转弯半径/m	7. 5(两轮)/ 4. 5(四轮)	轴距/m	3. 3

节能型液压转向系统主要由负载敏感变量泵、全液压转向器、优先阀、转向模式切换阀组、负载敏感多路阀、梭阀和转向油缸组成,包括前轮转向和四轮转向两种转向方式,喷雾机节能型转向液压系统的原理如图 3 所示。

当喷雾机使用前轮转向方式时,转向模式切换阀组的 A1、B1 口接通,A4、B4 口断开。喷雾机直行或待机时,方向盘保持中位,全液压转向器处于中位截止状态,转向液压系统没有流量和压力的需求,负载敏感变量泵只维持泵的外泄漏及控制流量的最小流量输出。当自走式喷雾机转向时,驾驶员转动方向盘,液压油通过优先阀的 CF 油口流向全液压转向器经由转向模式切换阀组到转向油缸 11、12,负载敏感多路阀 7、8 处于中位无油液流向转向油缸 9、10、11、12。

当喷雾机使用四轮转向或蟹行转向方式时,转向模式切换阀组的 A2、B2 口接通。在喷雾机的转向油缸上安装位移传感器,传感器将转向油缸的位移信息反馈给控制器。控制器通过模糊 PID 控制算

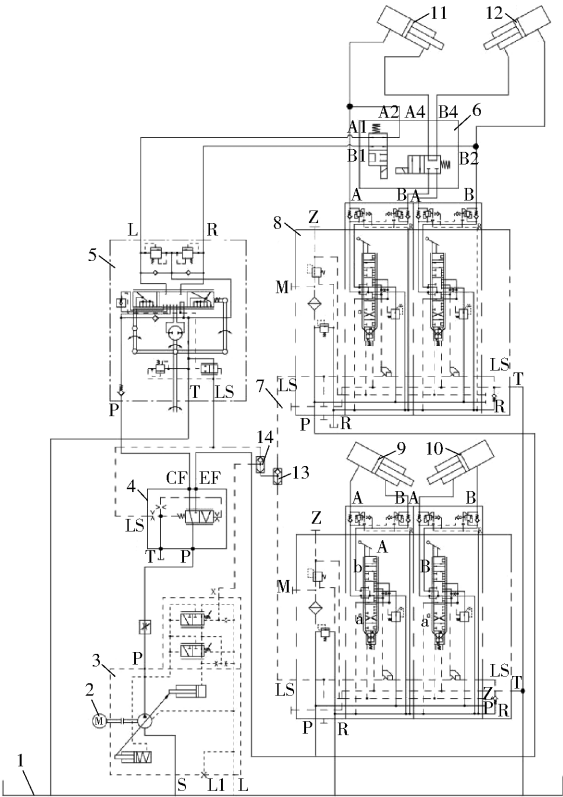


图3 节能型液压转向系统原理图

Fig. 3 Energy-saving hydraulic steering system schematic
1. 油箱 2. 发动机 3. 负载敏感变量泵 4. 优先阀 5. 全液压转向器 6. 转向模式切换阀组 7、8. 负载敏感多路阀 9、10、11、12. 转向油缸 13、14. 梭阀

法来确保后轮液压缸与前轮液压缸保持同步,以实现四轮转向。液压油通过优先阀的EF口进入负载敏感多路阀7、8,并通过负载敏感多路阀7、8 分别对转向油缸9、10、11、12 进行控制^[21]。

2.2 节能型转向系统主要液压元件计算

本文研究的自走式喷雾机单个转向轮承重20 825 N,转向节立轴偏移量为200 mm,轮胎宽度为240 mm。喷雾机在田间作业时路面与轮胎之间的摩擦因数取0.9。

2.2.1 初选转向系统的工作压力

节能型液压转向系统的压力选择会影响到系统设计的合理性。系统压力选得过低,则液压设备的大小和质量就会增加;若系统压力选择得过高,尺寸和质量减小,但压力的提高将受到制造精度、容积效率及系统可靠性等因素限制。因此,根据《液压设计手册》参考同类型液压系统,初定喷雾机节能型液压转向系统的压力为10~16 MPa。

2.2.2 最大转向阻力矩及转向负载

喷雾机转弯过程中的阻力矩通常是原地转弯阻力矩的1/2~1/3^[21]。转动转向轮要克服的阻力包括转向轮绕主轴转动的阻力、车轮稳定阻力、轮胎变形阻力和转向系中的内摩擦阻力等。影响这些力的

主要因素有转向轴的载荷、路面的阻力和轮胎气压等。选用半经验公式进行转弯阻力矩的计算^[22-23],计算式为

$$M_R = \frac{f}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{p}} \tag{3}$$

式中 M_R ——喷雾机原地转向力矩,N·mm
 f ——路面与轮胎之间的滑动摩擦因数,取0.9
 G_1 ——转向轴负荷,N
 p ——轮胎的气压,取0.3 MPa

喷雾机满载时,单个转向机构承受的最大压力为20 825 N,将数据代入式(3),可以得出转向时轮胎与地面之间的最大阻力矩 $M_{\max}^n$ 为1 646 031 N·mm。

转向油缸须克服的极限负载力 $F_{\max}$ 计算公式为

$$F_{\max} = \frac{M_{\max}^n}{r_{\min}} \tag{4}$$

式中 $r_{\min}$ ——最小转向阻力臂长度,取133.754 mm
代入数据得出 $F_{\max} = 12\,306\text{ N}$ 。

2.2.3 转向油缸

自走式喷雾机的转向油缸选用双作用式单活塞杆液压缸,需要根据节能型液压转向系统的负载、转向油缸的运动要求、最大行程等对转向油缸进行计算。

转向油缸的最小缸径计算式为

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\max}}{\pi p_1 \eta_{sc}}} + d^2 \tag{5}$$

其中 $d = \varphi D$ (6)

式中 D ——转向油缸缸筒内径,mm
 d ——转向油缸活塞杆径,mm
 p_1 ——转向油缸工作腔压力,取16 MPa
 η_{sc} ——机械效率,取0.95
 φ ——喷雾机转向油缸活塞杆径与缸筒内径比,取0.7

根据式(5)可得,转向油缸的活塞杆径 d 为44.95 mm,参照GB/T 2348—2018的标准,选择的转向油缸内径 D 为63 mm,活塞杆直径 d 为45 mm,转向油缸行程 L 为250 mm。

2.2.4 全液压转向器

转向油缸的有效工作容积计算式为

$$V_1 = A_1 L \tag{7}$$

$$V_2 = A_2 L \tag{8}$$

其中 $A_1 = \frac{\pi}{4} D^2$ (9)

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \tag{10}$$

式中 A_1 ——无杆腔截面积,mm²
 A_2 ——有杆腔截面积,mm²

$V_1、V_2$ ——液压油体积,mL

根据上述的转向油缸的参数可得,转向油缸无杆腔伸出端液压油体积 V_1 为 779 mL;转向油缸有杆腔伸出端液压油体积 V_2 为 381 mL。

全液压转向器排量计算式为

$$V_t = \frac{V_1}{n} \tag{11}$$

式中 V_t ——全液压转向器排量,mL/r
 n ——车轮从一个极限位置到另一个极限位置时,方向盘的转动圈数,取 4

根据式(11)可得转向器排量 V_t 为 194.75 mL/r,选择 OSPU70/210LS 型全液压转向器,排量 V_t 为 210 mL/r,进油口最大压力为 17.5 MPa。

2.2.5 负载敏感变量泵

(1)确定转向液压泵的最大工作压力 p_p ,其计算式为

$$p_p \geq p_1 + \sum \Delta p \tag{12}$$

式中 $\sum \Delta p$ ——进油路压力损失,取 0.5 MPa
计算得出 $p_p \geq 18$ MPa。

(2)确定转向液压泵的流量

根据上述的计算可以得出,转向系统液压泵所需的最大流量计算式为

$$Q = V_t r \tag{13}$$

式中 Q ——转向系统的流量,L/min
 r ——方向盘的最大转速,取 60 r/min

根据式(13)可得转向液压泵的最大流量 Q 为 12.6 L/min,选择 A10VO18DFR1/31R 型负载敏感变量泵,调压范围为 3.5 ~ 28 MPa。

2.2.6 节能型转向系统主要液压元件参数

根据上述计算可以得出节能型转向系统主要液压元件参数,如表 2 所示。

表 2 节能型转向系统主要液压元件参数

Tab.2 Main hydraulic component parameters of energy-saving steering system

主要元件	型号	参数
转向油缸	HSG-L-80/40-208	内径 63 mm,活塞杆直径 45 mm,转向油缸行程 250 mm,工作压力 16 MPa
全液压转向器	OSPU70/210LS	排量 210 mL/r,进油口最大压力 17.5 MPa,公称转速 100 r/min,公称流量 21 L/min
负载敏感变量泵	A10VO18DFR1/31R	排量 18 mL/r,最高转速 3 300 r/min,公称压力 28 MPa,峰值压力 35 MPa
负载敏感多路阀	PSV31	最大工作压力 42 MPa,工作环境温度 -40 ~ 60℃

3 自走式喷雾机液压转向系统仿真对比分析

根据所计算的液压元件型号,运用 AMESim 分别搭建原液压转向系统和基于负载敏感的节能型液压转向系统仿真模型,并使用 Matlab/Simulink 完成模糊 PID 控制器的设计,对转向系统进行控制,以仿真分析转向系统节能效果。

3.1 液压转向系统仿真建模

原液压转向系统主要由定量泵、比例换向阀、优先阀等元件构成。在 AMESim 中可直接在液压库中调用现有模型。节能型液压转向系统主要由轴向柱塞斜盘式负载敏感变量泵、负载敏感多路阀等元件构成,在 AMESim 中负载敏感变量泵由压力补偿阀和流量补偿器集成,依据前文中对关键元件的原理研究和特性分析,利用 AMESim 中的 HCD 库搭建了 PSV31 型多路阀及全液压转向器的简化模型^[24-26]。在模型搭建过程中忽略液压油的可压缩性、假设恒温恒黏度,多路阀由比例换向阀、压力补偿阀和梭阀等模块构成,由于定差减压阀和换向阀的节流口相串联,多路阀的流量只与阀芯的开口大小相关,将其简化为可变节流孔组合,忽略阀芯运动的瞬态液动力影响;当转向器处于中位时,阀芯/套管组的油口 Ad 通向油箱,当转动方向盘时,油口 Ad 将关闭,所有其他的油口打开,开口面积将取决于方向盘转动角度,假设每转排量 D 恒定,容积效率仅与压差相关。构建的节能型液压转向系统仿真模型如图 4 所示。

3.2 四轮转向控制方法设计

自走式喷雾机节能型液压转向系统在进行四轮转向时,通过控制每个转向油缸活塞杆的位移,保证车轮转角之间的配合关系,使喷雾机可以完成四轮模式的转向。

在建立自走式喷雾机节能型液压转向系统的控制器时,以转向油缸的目标位移值作为输入,转向油缸的实际位移值作为输出,设计了自走式喷雾机四轮转向的控制器,如图 5 所示。

本设计将转向油缸的输出值与理想值之间的误差 e 及其微分值 e_c 作为输入语言变量, $\Delta K_p、\Delta K_I、\Delta K_D$ 作为输出语言变量,均对应 7 个等级。根据自走式喷雾机四轮转向的同步性要求,确定 e 和 e_c 的基本论域为 $[-3,3]$,模糊论域为 $[-3,3]$; $\Delta K_p、\Delta K_I、\Delta K_D$ 的基本论域为 $[-6,6]$,模糊论域为 $[-6,6]$ 。根据自走式喷雾机节能型液压转向系统的控制要求,制定 $\Delta K_p、\Delta K_I、\Delta K_D$ 的模糊控制规则如表 3 所示。并根据规则表设计模糊控制器,搭建模糊 PID 控制器的 Simulink 仿真模型。

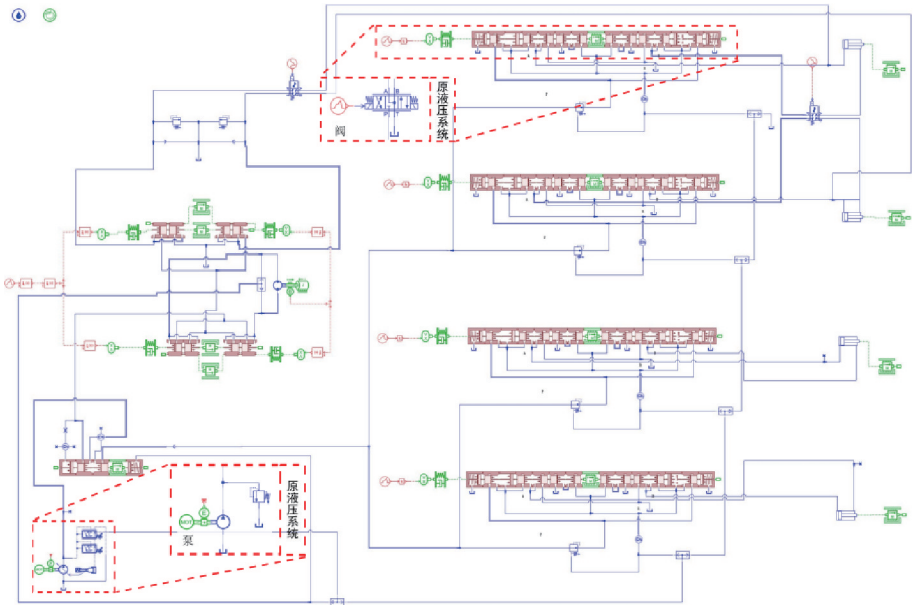


图 4 节能型液压转向系统 AMESim 仿真模型

Fig. 4 Hydraulic steering system AMESim simulation mode

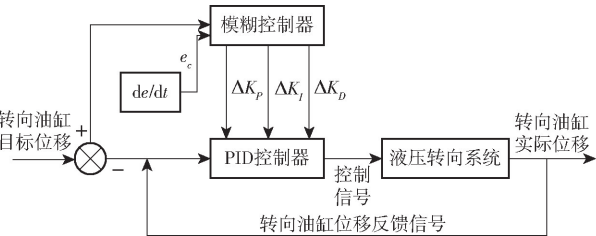


图 5 自走式喷雾机四轮转向模糊 PID 控制器原理图

Fig. 5 Self-propelled sprayer four-wheel steering fuzzy PID controller schematic

3.3 2 种转向液压系统的仿真分析

喷雾机在实际工作过程中,液压转向系统的工作状态随着喷雾机行驶状态的变化而变化。由于转向系统的液压泵与发动机直连,因此只要启动喷雾机,转向系统的液压泵就处于工作状态。为了更精确地分析喷雾机转向系统能量损失情况,对直线行驶和原地转向工况进行了研究。

3.3.1 直线行驶工况下的仿真分析

当喷雾机直线行驶时,方向盘不动保持中位静止

表 3 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 模糊控制规则表

Tab. 3 Inference of ΔK_p , ΔK_i , and ΔK_d fuzzy rules

e_c	e						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB/NB/PS	PB/NB/NS	PM/NM/NB	PM/NM/NM	PS/NS/NB	ZO/ZO/ZO	ZO/ZO/ZO
NM	PB/NB/PS	PB/NB/NS	PM/NM/NB	PS/NS/NM	PS/NS/NM	ZO/ZO/ZO	NS/ZO/NS
NS	PM/NM/ZO	PM/NM/NS	PM/NS/NM	PS/NS/NM	ZO/ZO/NS	NS/PS/NZ	NS/PS/NS
ZO	PM/NM/NS	PM/NM/NS	PS/NS/NS	ZO/ZO/NS	NS/PS/NS	NM/PM/NM	NM/PM/NM
PS	PS/NM/ZO	PS/NM/ZO	ZO/ZO/ZO	NS/PS/ZO	NS/PS/ZO	NM/PM/ZO	NM/PB/ZO
PM	PS/ZO/PB	ZO/ZO/NS	NS/PS/PS	NM/PS/PS	NM/PM/PS	NM/PB/PS	NB/PB/PB
PB	ZO/ZO/PB	ZO/ZO/PM	NM/PS/PM	NM/PM/PM	NM/PM/PS	NB/PB/PS	NB/PB/PB

状态,发动机转速分别设定为 800、1 300、1 800 r/min,液压泵的转速与发动机转速一致,运行参数仿真时间依旧设置为 40 s,间隔 0.1 s。

喷雾机在直行工况下,转向油缸保持不动,油缸活塞未发生位移,油缸中没有油液流动,转向油缸的有效功率为零,因此液压泵的输出功率即为系统的能量损失功率。

仿真结果如表 4 所示,当喷雾机处于直行工况时,在转速为 800 r/min 时,节能型液压转向系统的功率损耗约为原系统的 16.04%,节约能量约

83.8%;在转速为 1 300 r/min 时,功率损耗约为原系统的 8.35%,节约能量约 91.6%;在转速为 1 800 r/min 时,功率损耗约为原系统的 5.16%,节约能量约 94.8%。直线行驶工况下平均节约能量 90.1%,节能型液压转向系统对比原液压转向系统,有效降低了流量过大造成的溢流损耗。

3.3.2 前轮转向模式下原地转向仿真分析

当喷雾机处于前轮转向模式下原地转向时,设置发动机转速为 1 000 r/min,方向盘的输入信号为模拟驾驶员匀速将方向盘由中位转动到左侧

表 4 喷雾机直行工况下仿真数据

Tab.4 Simulation data of sprayer at straight working conditions

参数	节能型液压转向系			原液压转向系统		
	统发动机转速/			发动机转速/		
	(r·min ⁻¹)			(r·min ⁻¹)		
	800	1 300	1 800	800	1 300	1 800
转向泵流量/(L·min ⁻¹)	2.54	2.59	2.63	12.97	20.96	28.53
转向泵出口压力/MPa	2.01	2.12	2.15	2.43	3.12	3.82
转向泵功率/kW	0.085	0.091	0.094	0.53	1.09	1.82
转向泵能量/kJ	3.40	3.66	3.77	21.01	43.60	72.66

极限位置,停止 5 s,然后在 10 ~ 20 s 向反方向转动方向盘至右侧极限位置,暂停 5 s,然后向左转动方向盘至中位。仿真运行时间为 35 s,数据采集间隔为 0.1 s。

转向油缸的活塞位移如图 6a 所示,其行程为 0 ~ 0.25 m。对应的转向油缸的有杆腔和无杆腔流量如图 6b 所示,当方向盘转动时,转向油缸有杆腔的流量约为 2.4 L/min,无杆腔的流量约为 4.9 L/min,当

方向盘处于中位不动时,油缸两腔的流量为 0,活塞杆保持不动。如图 6c 所示,在转向过程中,2 个油缸的负载都约为 12 kN,符合前文中关于最大转向力矩的计算。转向油缸的工作压力如图 6d 所示,由于在前轮转向模式下,2 个前轮转向油缸的有杆腔串联,所以在油缸有杆腔中始终保持一定的压力,且 2 个油缸有杆腔压力始终保持一致。在 10 s 时开始向反方向运动,油缸内存在一定的冲击压力,当油缸在运动时无杆腔的压力维持在 10 MPa 左右,当油缸运动到极限位置时压力达到峰值为 16 MPa。

对原液压转向系统和节能型液压转向系统进行仿真分析,由图 7a 转向液压泵流量对比曲线可以看出,在转向过程中,原液压转向系统泵的流量为 16 L/min,基于负载敏感的节能型液压转向系统泵流量约为 7 L/min,在停止转向,方向盘不动时,泵只维持低流量状态,约为 2 L/min。由图 7b 转向液压泵的压力对比曲线可以看出,节能型液压转向系统和原液压转向系统的泵压力变化基本与转向油缸压

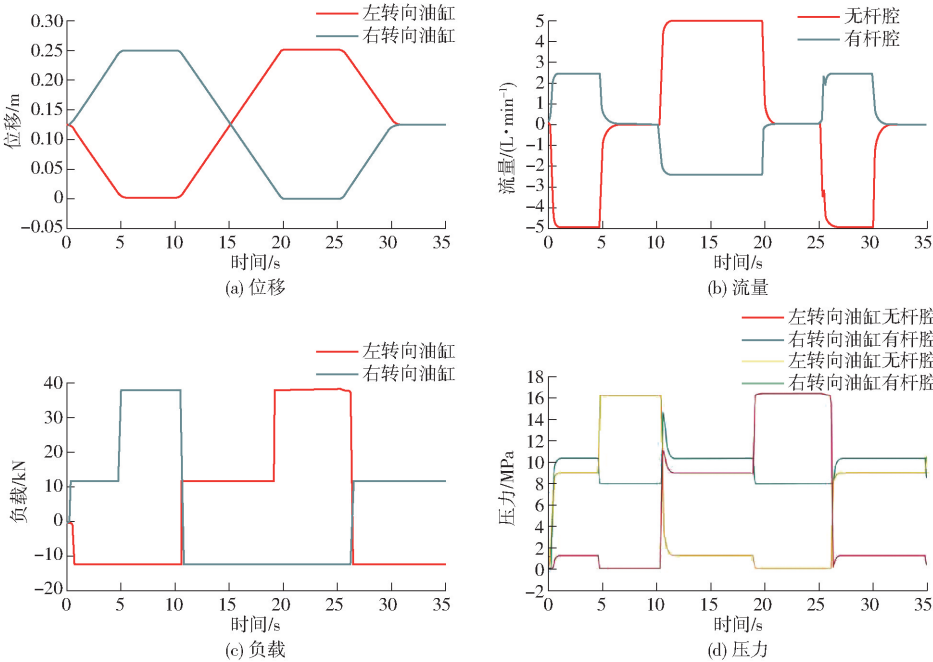


图 6 转向油缸仿真曲线
Fig.6 Steering cylinder simulation curves

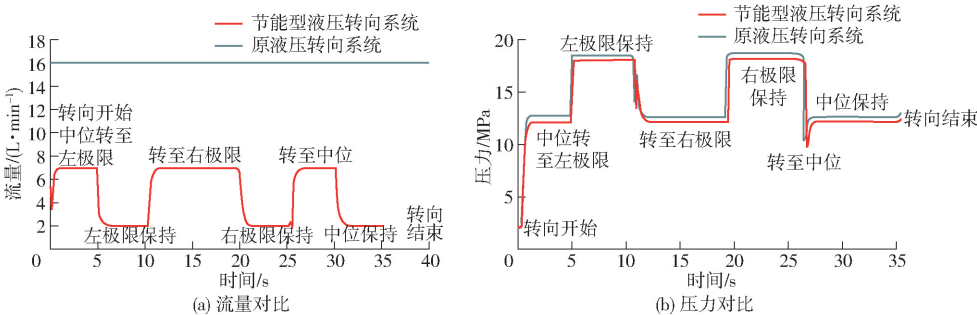


图 7 转向液压泵仿真曲线
Fig.7 Steering hydraulic pump simulation curves

力变化保持同步。变量泵压力相较于定量泵压力平均低 0.5 MPa,压力变化速度相较于定量泵慢 0.2 s 左右,主要是因为存在压力反馈到变量机构的反应时间。

2 种液压转向系统的液压泵功率计算式为

$$P_0=\frac{p_nq_p}{60}$$

(14)

式中 P_0 ——液压泵输出功率,kW
 p_n ——液压泵输出压力,MPa
 q_p ——液压泵输出流量,L/min

通过计算可以得出,在前轮转向工况下,节能型液压转向系统泵的平均输出功率为 1.13 kW,原液压转向系统泵的平均输出功率为 3.94 kW,节能型系统相较于原系统节约能量 71.3%,负载敏感变量泵的输出流量和压力可以根据负载变化而变化,具有良好的节能效果。

3.3.3 四轮转向模式下原地转向仿真

在四轮转向模式下,输入与两轮转向模式仿真

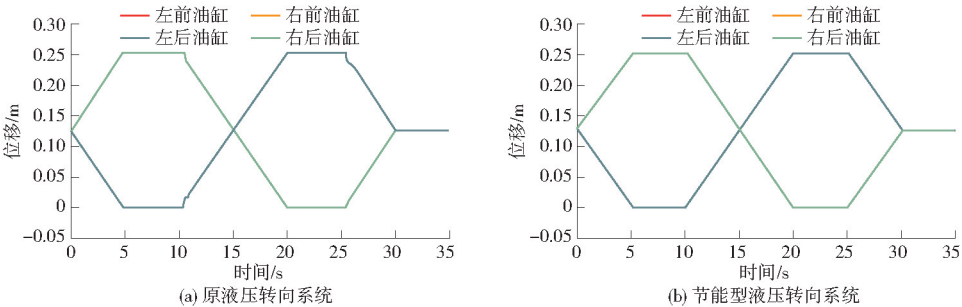


图 8 液压转向系统转向油缸位移曲线

Fig. 8 Displacement of steering cylinder of hydraulic steering system

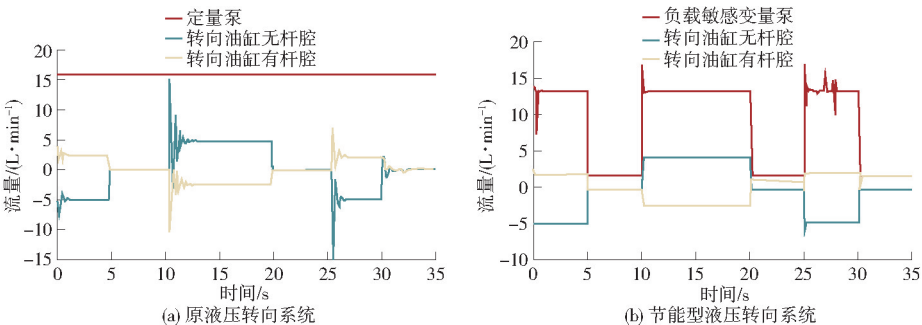


图 9 液压转向系统流量曲线

Fig. 9 Flow curves of hydraulic steering system

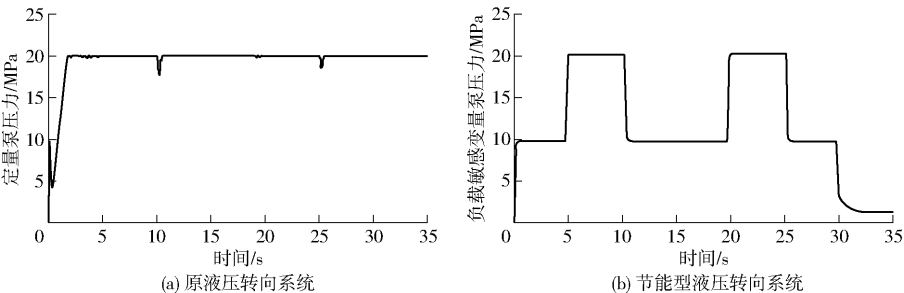


图 10 液压转向系统压力曲线

Fig. 10 Pressure curves of hydraulic steering system

相同的转角信号,仿真运行时间为 35 s,数据采集间隔为 0.1 s。

2 种液压转向系统的转向油缸位移曲线如图 8 所示,在四轮转向模式下,左前和左后转向油缸位移一致,右前和右后转向油缸位移一致。相较于原液压转向系统,节能型转向系统的油缸跟随曲线,在油缸到达极限位置时的位移波动更小。图 9 是 2 种液压转向系统的流量曲线,在转向开始时,节能型液压转向系统的转向油缸流量波动更小,转向油缸有杆腔流量约为 2.3 L/min,无杆腔流量约为 4.7 L/min,负载敏感变量泵的输出流量约为 14 L/min;当方向盘不动时,有杆腔和无杆腔的流量为 0,负载敏感变量泵的输出流量约为 2 L/min,仅维持低流量状态,定量泵在转向过程和非转向过程中都维持高流量状态 16 L/min 的流量输出。图 10 是 2 种液压转向系统转向液压泵的压力曲线,可以看出在转向过程中负载敏感变量泵的压力约为 10 MPa,当转向油缸运动到极限位置时,泵的压力为 20 MPa,定量泵的压

力在未完全完成转向动作时就已经到达了系统的最高压力 20 MPa,一直保持至转向油缸反向运动开始时,有轻微的压力波动。

通过式(14)可以计算出,在四轮转向模式原地转向工况下,节能型液压转向系统和原液压转向系统的液压泵的平均输出功率分别为 1.73、5.19 kW,节能型液压转向系统相较于原液压转向系统节约 66.7% 的能量。

4 实车试验

4.1 试验条件

为检验负载敏感节能型液压转向系统的节能效果,在新疆维吾尔自治区石河子市测试了 3WPZ-1800G 型自走式喷雾机直线行驶、原地转向以及实际作业 3 种工况下转向系统压力和流量变化情况。

试验设备:雷诺 CHPM440/480 型液压测试仪(8 通道,模拟信号:0-5VDC4-20 mA,频率信号:最大 10 kHz);CT 型涡轮流量传感器(流量测量范围为 0~60 L/min,最大连续压力为 42 MPa,测量精度宽量程显示读数的 ±1%);PPT 型压力传感器(压力测量范围为 0~30 MPa,精度误差为 ±0.5% FS);leroiTEST 测试软件;HTDAD 数据分析软件。传感器安装位置如图 11 所示。

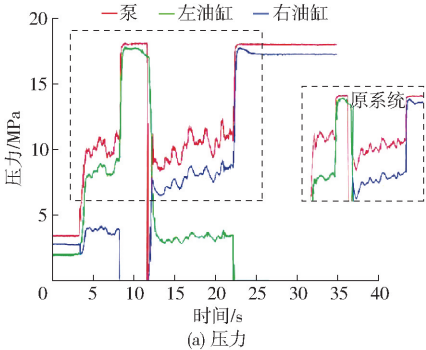


图 11 传感器安装位置
Fig. 11 Installation position of sensor

4.2 试验结果

4.2.1 直线行驶工况

在方向盘保持中位静止状态下,直线行驶 40 s,



发动机转速分别为 800、1 300、1 800 r/min 时,试验结果如表 5 所示。发动机转速为 800 r/min 时节能型液压转向系统的功率损耗约为原系统的 15.2%,节约能量约 84.8%;发动机转速为 1 300 r/min 时功率损失约为原系统的 7.9%,节约能量约 92.1%;发动机转速为 1 800 r/min 时功率损失约为原系统的 4.9%,节约能量约 95.1%。

直线行驶工况下节能系统比原系统平均节约 90.7% 的能量,试验结果与仿真结果具有良好一致性,误差主要由试验环境因素不确定性导致。

表 5 喷雾机直行工况下试验结果
Tab.5 Test results of sprayer at straight working conditions

参数	节能型液压转向系统发动机转速/			原液压转向系统发动机转速/		
	(r·min ⁻¹)			(r·min ⁻¹)		
	800	1 300	1 800	800	1 300	1 800
转向泵流量/(L·min ⁻¹)	2.56	2.61	2.65	13.54	21.78	29.67
转向泵出口压力/MPa	2.06	2.16	2.17	2.57	3.29	3.96
转向泵功率/kW	0.088	0.094	0.096	0.58	1.19	1.96
转向泵能量/kJ	3.52	3.76	3.83	23.20	47.77	78.33

4.2.2 原地转向工况

在前轮转向模式下进行原地转向,由图 12a 可以看出,原液压转向系统及节能型液压转向系统的泵压力和负载压力变化基本保持一致,但是节能型液压转向系统的泵出口压力相较于最大负载的压力平均高出 2.16 MPa,而原液压转向系统的泵出口压力相较于最大负载的压力平均高出 4.75 MPa。由图 12b 可以看出,原液压转向系统的液压泵输出流量变化不大,一直保持最大流量输出,平均输出流量为 12.73 L/min,而节能型液压转向系统液压泵的输出流量随着油缸所需流量而改变,当方向盘不动时液压泵只维持最低流量输出。整个过程中,变量泵的平均输出流量为 5.18 L/min。节能型液压转向系统负载敏感变量泵的平均输出功率为 0.97 kW,原液压转向系统泵的平均输出功率为 2.47 kW。节能

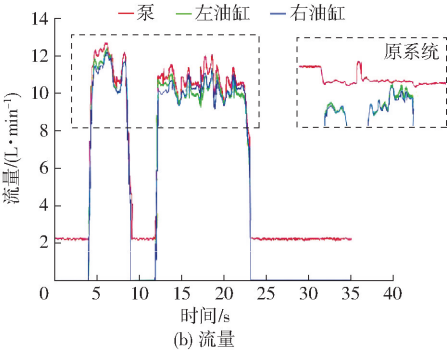


图 12 原地转向工况下节能型液压转向系统压力和流量变化曲线
Fig. 12 Energy-saving hydraulic steering system pressure and flow curves under on-the-spot steering conditions

型液压转向系统相较于原液压转向系统减小了 60.7% 的功率输出。

4.2.3 实际作业工况

实际作业工况:在整体平坦的 D 级壤土田间路面,以作业速度 5 km/h 直行 60 s。随后,在地头进行两轮转向 U 型掉头。掉头时,2 s 内从作业速度降至 1.0 ~ 1.5 km/h。方向盘打满,在最小转弯半径点车速降至 0.3 ~ 0.8 km/h (近蠕动状态),完成 180° 转向后重新加速,最小转弯半径约为 7.5 m。

由于田间路面的颠簸,在直行时喷雾机转向油泵和左右油缸的压力、流量都有频繁的振动。由图 13a 可以看出,在田间直行时,节能型液压转向系统的负载敏感变量泵的出口压力更加平稳,且平均压力为 2.46 MPa,而原液压转向系统的定量泵的平均压力则为 3.25 MPa。在地头转向的过程中,2 种

液压转向系统的泵出口压力都随着负载压力的变化而变化。在整个过程中 2 个系统的变量泵和定量泵的平均输出压力分别为 6.36、6.85 MPa。由图 13b 可以看出,在田间直行时,节能型液压转向系统的泵输出流量平均为 4.21 L/min,原液压转向系统的泵输出流量波动较大,平均输出流量为 13.6 L/min。从开始掉头至掉头完成的过程中,原液压转向系统泵的平均输出流量为 12.6 L/min,而节能型转向系统泵的输出流量随着油缸流量的变化而变化,平均输出流量为 5.56 L/min。节能型液压转向系统负载敏感变量泵的平均输出功率为 0.45 kW,原液压转向系统泵的平均输出功率为 1.44 kW。节能型液压转向系统相较于原液压转向系统减小了 68.7% 的功率输出,验证了节能型液压转向系统的节能效果。

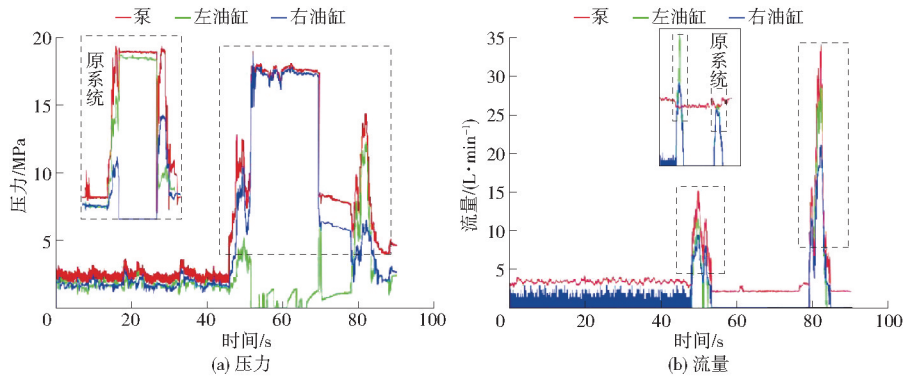


图 13 实际作业工况下节能型液压转向系统压力和流量变化曲线

Fig. 13 Energy-saving hydraulic steering system pressure and flow curves under actual working conditions

5 结论

(1) 根据 3WPZ-1800G 型自走式喷雾机的液压转向系统原理分析可得,系统能量损失主要来源于节流损失和溢流损失,提出了适合功率适应型液压回路的容积调速节能方式,使液压泵输出压力、流量与负载所需压力、流量相适应,达到液压泵的输出功率与负载功率相匹配,使转向液压泵的输出流量、压力与转向油缸的流量、压力相匹配,减少能量损失。

(2) 根据喷雾机作业要求和主要参数对节能型液压转向系统的关键元件进行了计算。在 AMESim 和 Simulink 中建立模型,并设计了模糊 PID 控制器用于转向同步控制,对液压转向系统进行仿真分析。

当喷雾机在直行工况下,节能型液压转向系统相较于原液压转向系统可以减小约 90.1% 的能量损失;前轮转向模式时,可以减少约 71.3% 的能量损失;四轮转向模式时,可以减少约 66.7% 的能量损失。仿真结果表明负载敏感节能型液压转向系统有效降低了喷雾机转向过程中的能量损耗。

(3) 实车试验结果显示,当喷雾机在直行工况下,节能型液压转向系统相较于原液压转向系统减小约 90.7% 的功率输出;前轮转向模式时,可以减少约 60.7% 的功率输出;实际作业模式时,可以减少约 68.7% 的功率输出。与仿真结果基本一致,误差主要由于试验环境因素不确定性导致。验证了负载敏感节能型液压转向系统的节能效果良好。

参 考 文 献

[1] 郑加强,徐幼林. 环境友好型农药喷施机械研究进展与展望[J]. 农业机械学报,2021,52(3):1-16.
ZHENG Jiaqiang, XU Youlin. Development and prospect in environment-friendly pesticide sprayers[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(3):1-16. (in Chinese)
[2] 孙竹,顾伟,崔龙飞,等. 智能植保装备关键技术研究现状与发展趋势[J]. 智能化农业装备学报(中英文),2024,5(4):1-23.
SUN Zhu, GU Wei, CUI Longfei, et al. Research status and development trends of key technologies for intelligent plant

protection equipment[J]. Journal of Intelligent Agricultural Mechanization, 2024, 5(4): 1 – 23. (in Chinese)

[3] 杨学军, 严荷荣, 徐赛章, 等. 植保机械的研究现状及发展趋势[J]. 农业机械学报, 2002, 33(6): 129 – 131, 137.
YANG Xuejun, YAN Herong, XU Saizhang, et al. Current situation and development trend of equipment for crop protection[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(6): 129 – 131, 137. (in Chinese)

[4] 王伟伟, 陈黎卿, 杨洋, 等. 农业机械底盘技术研究现状与展望[J]. 农业机械学报, 2021, 52(8): 1 – 15.
WANG Weiwei, CHEN Liqing, YANG Yang, et al. Development and prospect of agricultural machinery chassis technology[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(8): 1 – 15. (in Chinese)

[5] 扈凯, 张文毅. 高地隙自走式喷雾机多模式液压转向系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(9): 366 – 373.
HU Kai, ZHANG Wenyi. Design and experiment of multi-mode hydraulic steering system of high clearance self-propelled sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(9): 366 – 373. (in Chinese)

[6] BARBER J, PARKIN C, CHOWDHURY A. Effect of application method on the control of powdery mildew (*Bulmeria graminis*) on spring barley[J]. Crop Protection, 2003, 22(7): 949 – 957.

[7] 王佐乾, 吴婧莲, 吴涛, 等. 不同植保机械在湖北稻田病虫害防治中的效能评价[J]. 河南农业科学, 2021, 50(2): 89 – 95.
WANG Zuoqian, WU Jinglian, WU Tao, et al. Efficiency appraisal of automatic plant protection machinery controlling diseases and insect pests in Hubei paddy field[J]. Journal of Henan Agricultural Sciences, 2021, 50(2): 89 – 95. (in Chinese)

[8] 周倩倩, 温浩军, 李中祥, 等. 液压四驱喷雾机模糊防滑控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(增刊 2): 283 – 288.
ZHOU Qianqian, WEN Haojun, LI Zhongxiang, et al. Design and test of fuzzy anti-skid control of four-wheel drive hydraulically driven sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Suppl. 2): 283 – 288. (in Chinese)

[9] 孙恬恬, 毛恩荣, 傅梁起, 等. 基于变量马达控制的喷雾机驱动防滑系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(5): 158 – 166.
SUN Tiantian, MAO Enrong, FU Liangqi, et al. Design and experiment of spray machine drive anti-skid system based on variable motor control[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(5): 158 – 166. (in Chinese)

[10] 杨易嘉, 程建兴. 车辆助力转向系统研究进展[J]. 机电工程技术, 2022, 51(6): 1 – 5.
YANG Yijia, CHENG Jianxing. Research progress of vehicle power steering system[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2022, 51(6): 1 – 5. (in Chinese)

[11] 陈龙, 林添良, 付胜杰, 等. 电动装载机闭式泵控线控转向系统研究[J]. 液压与气动, 2025, 49(1): 30 – 39.
CHEN Long, LIN Tianliang, FU Shengjie, et al. Research on closed-circuit pump-controlled steer-by-wire system for electric loader[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2025, 49(1): 30 – 39. (in Chinese)

[12] 吴标. 电动装载机闭式泵控线控转向系统研究[D]. 泉州: 华侨大学, 2023.
WU Biao. Research on closed-circuit pump-control steer-by-wire system for electric loader[D]. Quanzhou: Huaqiao University, 2023. (in Chinese)

[13] 李伟, 杨帆, 毛恩荣, 等. 大型高地隙自走式喷雾机转向系统结构设计及优化[J]. 中国农机化学报, 2023, 44(11): 50 – 56, 86.
LI Wei, YANG Fan, MAO Enrong, et al. Design and optimization of steering system structure of high clearance self-propelled sprayer[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2023, 44(11): 50 – 56, 86. (in Chinese)

[14] 张义亮. 基于电液比例和负载敏感技术的非公路矿用自卸车线控液压转向系统[J]. 液压气动与密封, 2024, 44(7): 118 – 123.
ZHANG Yiliang. Line controlled hydraulic steering system for off-road mining dump trucks based on electro-hydraulic proportional and load-sensing technology[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2024, 44(7): 118 – 123. (in Chinese)

[15] WRAT G, BHOLA M, RANJAN P, et al. Energy saving and Fuzzy – PID position control of electro-hydraulic system by leakage compensation through proportional flow control valve[J]. ISA Transactions, 2020, 101: 269 – 280.

[16] RANJAN P, WRAT G, BHOLA M, et al. A novel approach for the energy recovery and position control of a hybrid hydraulic excavator[J]. ISA Transactions, 2020, 99: 387 – 402.

[17] KHAJVAND F, ZAREINEJAD M, REZAEI S M, et al. Design and implementation of a series hydraulic hybrid propulsion system to increase regenerative braking energy saving range[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 279: 116754.

[18] 段祯, 高贵军, 张珂, 等. 履带式水仓清挖机器人液压系统分析[J]. 机床与液压, 2023, 51(15): 1 – 8.
DUAN Zhen, GAO Guijun, ZHANG Ke, et al. Research on hydraulic system of crawler-type sump cleaning robot[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2023, 51(15): 1 – 8. (in Chinese)

[19] 彭秀英, 陈刚, 曹阳, 等. 变频调速功率适应型液压系统的研究[J]. 液压与气动, 2009(6): 32 – 35.
PENG Xiuying, CHEN Gang, CAO Yang, et al. The research of the power adaptability's hydraulic system based on frequency control[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2009(6): 32 – 35. (in Chinese)

[20] 刘洋. 煤矿用锚杆转载机组液压系统的设计[J]. 矿山机械, 2023, 51(7): 16 – 19.
LIU Yang. Design of hydraulic system of bolt transfer unit for coal mine[J]. Mining & Processing Equipment, 2023, 51(7): 16 – 19. (in Chinese)

[21] 张小江, 丁宏刚, 朱亚夫, 等. 重型车辆轮胎原地转向阻力矩研究[J]. 机械设计与制造, 2013(1): 217 – 219.
ZHANG Xiaojiang, DING Honggang, ZHU Yafu, et al. Research on steering resisting moment of heavy vehicle during spot turn

[J]. Machinery Design & Manufacture,2013(1):217-219. (in Chinese)

[22] 刘竞一,汪随风,周建文. 原地转向阻力矩计算优化和试验验证[J]. 拖拉机与农用运输车,2016,43(6):14-18,23.
LIU Jingyi, WANG Suifeng, ZHOU Jianwen. Calculation optimization and test validation of pivot steering resistance torque[J]. Tractor & Farm Transporter,2016,43(6):14-18,23. (in Chinese)

[23] 班超,董乃希,黄修炼,等. 基于多维感知的玉米大田巡检平台设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(9):44-52,73.
BAN Chao, DONG Naixi, HUANG Xiulian, et al. Design and experiment of maize field inspection platform based on multi-dimensional perception[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9):44-52,73. (in Chinese)

[24] 张鹏,郭志军. 节流独立控制负载敏感液压系统特性及其仿真分析[J]. 液压与气动,2021,45(4):82-86.
ZHANG Peng, GUO Zhijun. Characteristics and simulation analysis of load sensitive hydraulic system with independent throttle control[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics,2021,45(4):82-86. (in Chinese)

[25] 罗艳蕾,邓行,穆洪云,等. 基于负载敏感的山地液压收割机工作回路性能仿真分析[J]. 机床与液压,2022,50(15):141-145.
LUO Yanlei, DENG Hang, MU Hongyun, et al. Performance simulation analysis of working circuit of mountain hydraulic harvester based on load sensitivity[J]. Machine Tool & Hydraulics,2022,50(15):141-145. (in Chinese)

[26] 鲍继兵,李捷,王毫旗. 基于 AMESim 的液压挖掘机负载敏感液压控制系统仿真分析[J]. 工程机械,2022,53(7):56-63,10-11.
BAO Jibing, LI Jie, WANG Haoqi. Simulation analysis of load sensing hydraulic control system of hydraulic excavator based on AMESim[J]. Construction Machinery and Equipment,2022,53(7):56-63,10-11. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 190 页)

[36] 李俊伟,佟金,胡斌,等. 不同含水率黏重黑土与触土部件互作的离散元仿真参数标定[J]. 农业工程学报, 2019, 35(6): 130-140.  
LI Junwei, TONG Jin, HU Bin, et al. Calibration of parameters of interaction between clayey black soil with different moisture content and soil-engaging component in northeast China[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(6): 130-140. (in Chinese)

[37] 孙景彬,刘琪,杨福增,等. 黄土高原坡地土壤与旋耕部件互作离散元仿真参数标定[J]. 农业机械学报, 2022, 53(1): 63-73.  
SUN Jingbin, LIU Qi, YANG Fuzeng, et al. Calibration of discrete element simulation parameters of sloping soil on Loess Plateau and its interaction with rotary tillage components[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(1): 63-73. (in Chinese)

[38] 武涛,黄伟凤,陈学深,等. 考虑颗粒间黏结力的黏性土壤离散元模型参数标定[J]. 华南农业大学学报, 2017, 38(3): 93-98.  
WU Tao, HUANG Weifeng, CHEN Xueshen, et al. Calibration of discrete element model parameters for cohesive soil considering the cohesion between particles[J]. Journal of South China Agricultural University, 2017, 38(3): 93-98. (in Chinese)

[39] 宋占华,李浩,闫银发,等. 桑园土壤非等径颗粒离散元仿真模型参数标定与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(6): 21-33.  
SONG Zhanhua, LI Hao, YAN Yinfa, et al. Calibration method of contact characteristic parameters of soil in mulberry field based on unequal-diameter particles EDEM theory[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(6): 21-33. (in Chinese)

[40] 周华,车海龙,耿端阳,等. 玉米田耕层典型土壤离散元模型建立与参数标定[J]. 农业机械学报, 2023, 54(11): 49-60,113.  
ZHOU Hua, CHE Hailong, GENG Duanyang, et al. Discrete element modeling and parameter calibration of typical soil in maize field tillage layer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(11): 49-60,113. (in Chinese)