doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.09.042

高地隙自走式喷雾机多模式液压转向系统设计与试验

扈　凯　张文毅
(农业农村部南京农业机械化研究所, 南京 210014)

摘要: 为提高高地隙喷雾机的机动性能和作业效率、减少压苗损伤,设计了基于 PID 控制算法的多模式液压转向系统。采用 AMESim 软件建立了机械-液压系统耦合模型,采用序列二次组合优化算法确定 PID 参数的最佳组合,并对不同负载力和负载质量下的系统控制精度进行仿真。仿真结果表明:当比例系数为 19.087、积分时间常数为 2.008、微分时间常数为 0.032 时,系统误差最小;前后液压缸负载力差值或负载质量变大,位移误差随之增大,最大误差为 -2.18 mm,PID 控制算法和压力补偿系统确保了变载荷下系统的控制精度。研制了多模式液压转向系统,进行了坡地和田间转向试验,田间试验时,前后轮转向液压缸之间平均位移误差为 4.07 mm,最大误差为 -17.59 mm;在坡度 15°的路面上,前、后轮转向液压缸之间的平均位移误差为 4.89 mm,最大误差为 21.34 mm;在前轮转向和四轮转向模式下,不同外前轮转向角田间转向半径的实测值略均大于理论值,误差率均小于 4.0%。试验结果验证了所设计的转向系统具有较高的控制精度和稳定性。

关键词: 高地隙喷雾机; 多模式转向系统; PID 控制; AMESim 仿真; 试验
中图分类号: S49　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2020)09-0366-08　　**OSID**:

Design and Experiment of Multi-mode Hydraulic Steering System of High Clearance Self-propelled Sprayer

HU Kai　ZHANG Wenyi
(*Nanjing Research Institute of Agricultural Mechanization*, *Ministry of Agriculture and Rural Affairs*, *Nanjing* 210014, *China*)

Abstract: A multi-mode hydraulic steering system based on PID control algorithm was designed to improve the maneuverability and efficiency of high clearance sprayer. The new technical scheme of the hydraulic system was proposed. The coupling model of mechanical-hydraulic system was established in AMESim software, and the optimal combination of PID parameters was determined by sequential quadratic combination optimization algorithm. And then the control precision of the system was simulated under different load force and load mass. The simulation results showed that the controlling precision was superior when the proportional coefficient was 19.087, the integral time constant was 2.008, and the differential time constant was 0.032. When the loading force difference or the load mass of the front and rear hydraulic cylinders was increased, the displacement error was increased, and the maximum error was only -2.18 mm, which meant that the PID control algorithm and pressure compensation system can ensure the control accuracy. The multi-mode hydraulic steering system was developed for sloping road and field experiment. For the field experiment, the average displacement error between steering cylinders of front and rear wheels was 4.07 mm, and the maximum displacement error was -17.59 mm. For the sloping road experiment, the average displacement error between steering hydraulic cylinders of front and rear wheels was 4.89 mm, and the maximum displacement error was 21.34 mm. The measured value of steering radius at different steering angles was a little greater than the theoretical value for both steering modes and the error rate was less than 4.0%. The experimental results showed that the designed steering system had superior control accuracy and stability.

Key words: high clearance sprayer; multi-mode steering system; PID control; AMESim simulation; experiment

收稿日期: 2020-05-08　修回日期: 2020-06-10
基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFD0700704)、中国农业科学院基本科研业务费专项(SR201902)和农业农村部南京农业机械化研究所所级重点项目(CAAS-NRAM-SJ-201903)
作者简介: 扈凯(1990—),男,助理研究员,博士生,主要从事机电液一体化技术研究,E-mail: njkf1030@163.com
通信作者: 张文毅(1966—),男,研究员,主要从事农业机械研究,E-mail: zwy-yxkj@163.com

0　引言

传统的植保机械农药利用率低、作业效率低、劳动强度大，难以满足大田种植的要求[1-2]。新型高地隙自走式喷雾机可大规模应用于大豆、甘蔗、玉米等高秆作物的全程施药作业，是一种较为理想的大田植保机械[3-5]。现有高地隙喷雾机大多采用前轮转向，部分机型采用四轮转向，由于其整车体积大、重心高，使得高地隙喷雾机在换行、掉头、转场过程中机动性较差[6-10]。因此，迫切需要对高地隙自走式喷雾机的多模式转向系统进行研究。

国外自 20 世纪 70 年代就开始研发高地隙自走式喷雾机[11-13]。John Deere 公司研发的 JD4730 型高地隙自走式喷雾机采用前轮转向方式，离地间隙 1.5 m；Case Crop 公司生产的 Patriot 4430 型喷雾机采用全液压驱动系统、四轮液压助力转向。近年来，国内逐步开展对高地隙自走式喷雾机的研究，其转向系统大多采用前轮转向或四轮转向[14-19]，尚未见兼顾前轮转向和四轮转向优势的产品。李伟等[20]研制了一种高地隙自走式喷雾机的多轮转向系统，构建了转向系统的数学模型，并通过 Matlab/Simulink 进行了仿真；夏长高等[21]对高地隙自走式喷雾机的四轮转向系统进行了研究，并对转向系统的动态特性进行仿真分析；毛罕平等[22]研究了高地隙液压四轮驱动喷雾机的转向防滑控制系统，对控制系统在不同转向角下的控制精度进行了试验验证。

为解决高地隙自走式喷雾机实际使用过程中的问题，本文研究一种可实现前轮转向、四轮转向的多模式液压转向系统，通过采用 PID 控制策略实现转向系统较高的转向精度，并对液压系统的主要参数进行设计和计算。同时，基于 AMESim 软件构建液压-机械耦合模型，采用序列二次组合优化算法确定 PID 参数的最佳组合，并对不同负载力和负载质量下系统控制精度进行仿真。通过多模式转向系统实车测试平台，在坡度 15°土路和田间进行转向系统性能测试，以期为多模式液压转向系统的设计提供理论基础。

1　转向系统动力学分析

1.1　前轮转向

图 1 为前轮转向车辆向左转向过程中的状态。在较慢的行驶速度下，内侧转向轮和外侧转向轮之间存在一个运动学条件，满足该条件时，车轮可以实现无滑移转向，该条件被称为阿克曼条件。前轮转向的阿克曼条件表示为

$$\cot\theta_{of} - \cot\theta_{if} = \frac{W_f}{L} \tag{1}$$

式中　θ_{of}——前轮外侧车轮转向角，(°)

θ_{if}——前轮内侧车轮转向角，(°)

W_f——前轮轮距，mm

L——车辆轴距，mm

阿克曼条件在车速较低且侧偏角接近于 0 时适用，这种情况下，没有相互平衡的侧向力和离心力。

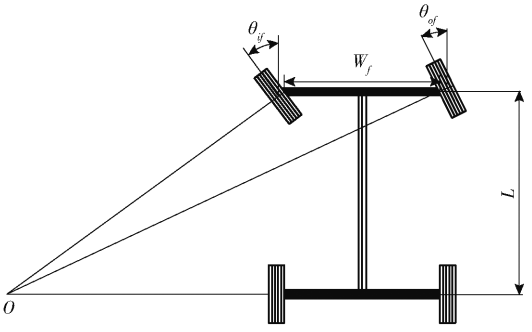


图 1　前轮转向系统示意图

Fig. 1　Schematic of front wheel steering system

1.2　四轮转向

图 2 为异相位四轮转向车辆向左转向过程中的状态，异相位是指在转向过程中，前轮和后轮的转向方向相反。

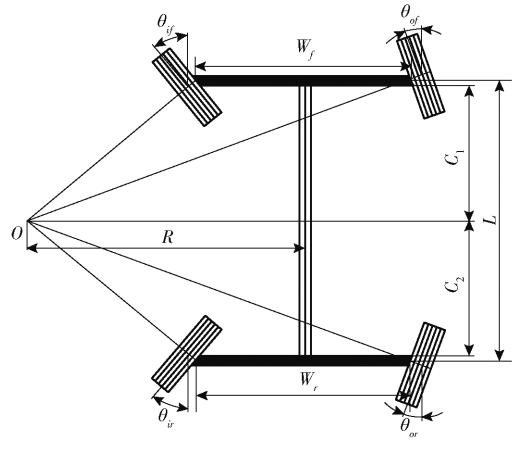


图 2　四轮转向系统图

Fig. 2　Schematic of four wheels steering system

根据几何关系，可以推导出各个轮子的转向角计算公式

$$\theta_{if} = \arctan\frac{C_1}{R - 0.5W_f} \tag{2}$$

$$\theta_{of} = \arctan\frac{C_1}{R + 0.5W_f} \tag{3}$$

$$\theta_{ir} = \arctan\frac{-C_2}{R + 0.5W_r} \tag{4}$$

$$\theta_{or} = \arctan\frac{-C_2}{-R - 0.5W_r} \tag{5}$$

式中 θ_{ir}——后轮内侧车轮转向角,(°)

θ_{or}——后轮外侧车轮转向角,(°)

W_r——后轮轮距,mm

C_1——转向中心到前轮轴线的垂直距离,mm

C_2——转向中心到后轮轴线的垂直距离,mm

R——转向中心到质心的垂直距离,mm

对于高地隙自走式喷雾机,四轮转向采用对称转向方式,即内侧两个车轮转向角大小相同、方向相反,外侧两个车轮转向角大小相同、方向相反。

通过上述分析可知,虽然四轮转向半径更小,但由于其转向中心上移,在机器正前方空间不足的情况下,四轮转向系统的转向通过性不如前轮转向。但四轮对称转向系统前后轮子同轮辙,减少对作物的损坏是两轮转向方式不具备的。所以,研究一种高地隙自走式喷雾机的多模式转向系统具有实际意义。

2 液压系统设计

2.1 方案制定

根据高地隙自走式喷雾机对转向系统的使用需求,设计了基于负载敏感原理和压力补偿原理的全液压转向系统,该转向系统可以实现前轮转向、四轮转向两种模式,其液压系统原理如图 3 所示。

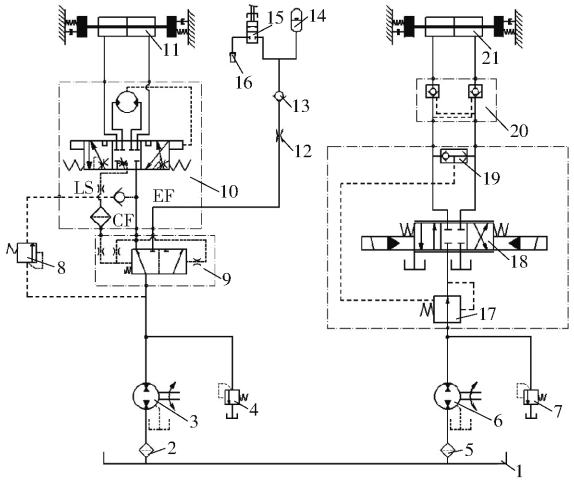


图 3 多模式转向液压系统原理图

Fig. 3 Schematic of multi-mode steering hydraulic system

1. 油箱 2、5. 过滤器 3、6. 液压泵 4、7. 安全阀 8. 溢流阀 9. 优先阀 10. 液压转向器 11. 前轮转向液压缸 12. 固定节流口 13. 单向阀 14. 蓄能器 15. 两位两通换向阀 16. 摩擦制动器 17. 定差减压阀 18. 三位四通电磁换向阀 19. 梭阀 20. 液控单向阀组 21. 后轮转向液压缸

该液压系统主要由液压泵、优先阀、液压转向器、转向油缸、后轮转向控制阀组、制动系统控制阀组等元器件构成。液压泵 3 为前轮液压转向系统的动力元件,液压泵 3 的输出油液经优先阀的 CF 油口进入液压转向器。方向盘未转动时,转向器的阀芯和阀套处于中间位置,方向盘转动时,阀芯和阀套的相对位置发生改变,油液通过计量马达进入转向液压缸工作。优先阀配合负载敏感型液压转向器使用,LS 油口可实时获取系统工作压力,优先阀优先保证转向器油路的流量要求,且该流量不受负荷压力变化的影响,此外,液压泵 3 输出的流量,除供给转向器正常工作所必需的流量外,剩余部分可全部经 EF 油口供给液压制动系统,从而消除了由于供油过多造成的功率损失,提高了系统效率,降低了系统发热。后轮液压转向系统由液压泵 6 提供动力,定差减压阀、三位四通电磁换向阀和梭阀共同组成后轮转向系统控制阀组,定差减压阀配合梭阀使用实现压力补偿,梭阀可将高压油路的压力引入定差减压阀弹簧腔一侧,确保三位四通电磁换向阀的流量不受负载大小的影响,而仅与其开度相关,进一步提高了系统的控制精度。液控单向阀组用于在后轮转向液压缸不工作时将液压缸位置锁死。前轮和后轮转向液压缸均采用双活塞杆双作用式对称液压缸。

在前轮转向模式下,控制后轮转向的液压回路不工作,在四轮转向模式下,安装在前后转向液压缸的位移传感器将液压缸位移信息反馈给控制器,控制器经过 PID 控制算法,使得后轮液压缸与前轮液压缸保持同步,以实现四轮转向。该控制方式可以确保在前轮转向切换至四轮转向的过程中,即使前轮未回正(方向盘处于转向的位置),系统依然可以根据液压缸位移信息将后轮调整至适当位置。

2.2 转向系统负载计算

高地隙自走式喷雾机转向阻力矩计算参照 Taborek 公式

$$M = \mu G \sqrt{i^2 + K^2} \tag{6}$$

式中 M——转向阻力矩,N·m

G——喷雾机满载时所受重力,取 20 000 N

μ——综合摩擦因数,取 0.85

i——轮胎中心与地面接触点至销与地面交点的距离,取 0.24 m

K——当量半径,等于轮胎宽度的三分之一,取 0.04 m

经计算可知,转向阻力距为 4 136 N·m。

初始转向时,液压缸拉(推)动车轮左(右)转向时转向机构受力完全对称,以右转弯前后转向机构受力为例,受力分析如图 4 所示。

由图 4 可推导出前后转向液压缸活塞杆的受力公式

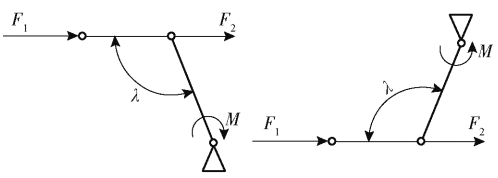


图 4　前、后轮转向机构受力分析图

Fig. 4　Schematic of force analysis of front and rear steering mechanism

$$F_1 = F_2 = \frac{M}{L_{ef}\sin\lambda} \tag{7}$$

式中　λ——连杆与转向节臂夹角，取 105°

L_{ef}——连杆长度，取 0.30 m

F_1——左连杆受力，N

F_2——右连杆受力，N

左右连杆受力等于转向液压缸负载力，经计算为 14 273.0 N。

2.3　液压元件参数计算

根据开式液压系统负载、液压元件高效工作区等因素，参考液压设计手册，系统的设计压力选为 8.0 MPa，液压缸杆径比 0.5，无回油背压。

液压缸活塞直径计算公式为

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi n_{cm} p(1-\varphi^2)}} \tag{8}$$

式中　D_1——液压缸活塞直径，mm

F——转向液压缸负载力，取 14 000 N

n_{cm}——液压缸效率，取 0.85

p——液压缸主工作腔压力，取 8 MPa

φ——液压缸杆径比，取 0.5

转向系统最大流量计算公式为

$$Q_{\max} = \frac{60\pi v(D_1^2 - d^2)}{4\times 10^6} \tag{9}$$

式中　d——液压缸活塞杆直径，mm

v——液压缸最大运动速度，取 100 mm/s

$Q_{\max}$——系统最大流量，L/min

经计算并适当圆整后，液压缸活塞直径为 60 mm、液压缸活塞杆直径为 30 mm，系统最大流量为 12.73 L/min。

3　基于 AMESim 的液压系统仿真

3.1　仿真模型构建

根据液压系统原理和设计参数，建立 AMESim 机械-液压仿真耦合模型如图 5 所示。

液压系统通过可变节流口的流量计算公式为

$$Q = C_q A\sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}} \tag{10}$$

式中　Q——通过节流口流量，L/min

C_q——流量系数

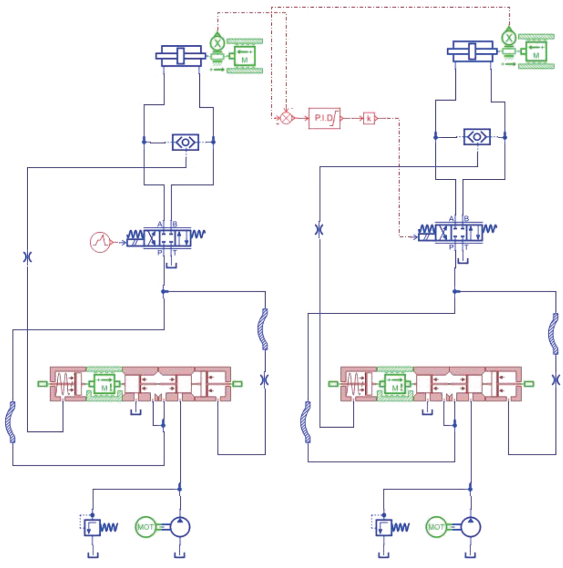


图 5　AMESim 仿真模型

Fig. 5　AMESim simulation model

γ——油重度

A——节流口面积，cm^2

g——重力加速度，9.8 m/s^2

Δp——上下游压力差，MPa

由式(10)可知，在可变节流口开度一定的情况下，其通过的流量与可变节流口上下游压力差的二分之一次方成正比，若能保持可变节流口上下游压力差恒定，系统流量仅与可变节流口开口面积成正比。压力补偿系统的引入确保了三位四通比例换向阀的通过流量仅与电信号相关，避免了因执行元件负载变化造成速度难以控制的问题。

3.2　PID 参数整定

为进一步提高前后轮转向液压缸的控制精度，采用 PID 控制算法。比例控制为偏差与比例系数的乘积组成，这是 PID 控制中最基本的控制量，积分作用与偏差对时间的积分、积分时间有关，加入积分作用后，系统波动加大，但可以消除余差，微分作用与偏差对时间的微分以及微分时间有关，起补偿作用，使系统保持稳定。在 PID 控制算法中，比例系数、积分时间常数、微分时间常数往往通过试凑和经验来取值，本文通过序列二次组合优化算法(NLPQL)寻找 PID 参数的最优组合。

以前轮转向液压缸和后轮转向液压缸的位移误差最小值为目标函数，以 PID 控制算法的比例系数 P、积分时间常数 I、微分时间常数 D 作为优化变量，目标函数 T 与约束条件 C 表示为

$$T = D_e(P, I, D) \tag{11}$$

$$\begin{cases} 0 \leqslant P \leqslant 100 \\ 0 \leqslant I \leqslant 10 \\ 0 \leqslant D \leqslant 5 \end{cases} \tag{12}$$

式中 D_e——前轮转向液压缸和后轮转向液压缸的位移误差最小值，mm

经过 NLPQL 算法计算可知，当比例系数为 19.087、积分时间常数为 2.008、微分时间常数为 0.032 时，目标函数最小。仿真时间设定为 5.0 s，计算步长 0.005 s，在 0 ~ 2.5 s 时间内，前轮转向液压缸左腔进油，在 2.5 ~ 5.0 s 时间内，前轮转向液压缸右腔进油，前轮转向液压缸左、右腔压力变化如图 6 所示，不同 PID 取值下前轮转向液压缸和后轮转向液压缸的位移误差曲线如图 7 所示。

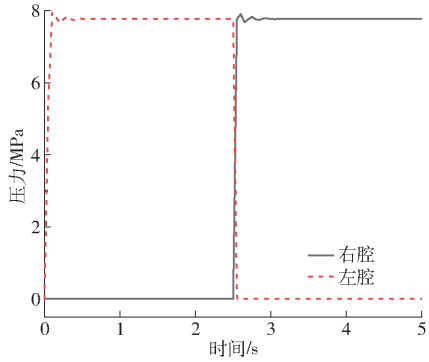


图 6 液压缸左、右腔压力变化曲线

Fig. 6 Variation curves of left and right chamber pressure of hydraulic cylinder

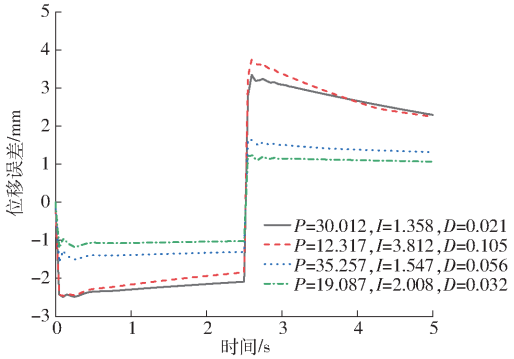


图 7 不同 PID 参数下前后液压缸的位移误差变化曲线

Fig. 7 Variation curves of displacement error between front and rear hydraulic cylinders at different PID parameters

由图 6 可知，在 0 ~ 2.5 s 时间内，液压缸左腔进油，左腔压力快速上升至 7.8 MPa，右腔的液压油直接流回油箱。在 2.5 s 时刻，三位四通电磁换向阀换向，液压缸右腔压力快速上升至 7.8 MPa，左腔压力降至零。在系统初始时刻和换向后，系统压力出现了小范围的波动，随后快速趋于稳定。系统设计压力(8.0 MPa)与工作压力(7.8 MPa)基本一致，验证了系统参数的正确性。由图 7 可知，当 PID 参数设定为 NLPQL 算法计算的最佳组合时，两液压缸位移误差较小，无论液压缸往哪个方向运动，误差绝对值均稳定在 1.2 mm。

3.3 不同负载力下的仿真分析

在实际转向过程中，由于路面条件、实际重心位置等因素的影响，前后轮转向液压缸的负载力不会时时相等，为分析不同负载力对转向系统控制精度的影响，在 AMESim 软件中将后轮的负载力变化设置如图 8 所示，前轮负载力始终保持为 2.2 节所计算出的液压缸外负载力(14 000 N)，系统在 2.5 s 时刻换向，仿真时间与仿真步长设置与上文一致。位移误差变化如图 9 所示。

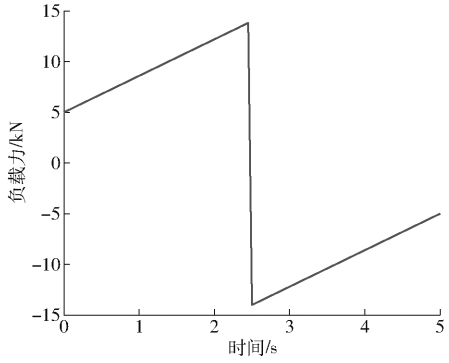


图 8 后转向液压缸负载力变化曲线

Fig. 8 Variation curves of loading force of rear steering hydraulic cylinder

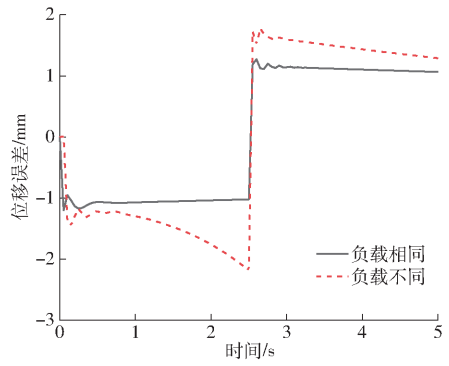


图 9 不同负载力下前后液压缸位移误差变化曲线

Fig. 9 Variation curves of displacement error between front and rear hydraulic cylinders at different loading forces

由图 9 可知，当负载不同时，位移误差变大，位移误差负向最大值出现在 2.5 s，为 -2.18 mm，此时，液压缸运动方向转换后，位移误差出现正向最大值，为 1.72 mm。虽然前、后转向液压缸负载力差值较大，但压力补偿系统和 PID 控制算法仍可保证两者具有较高的同步精度。

3.4 不同负载质量下的仿真分析

在 AMESim 软件中，转向液压缸负载力是通过添加质量块的静摩擦力和库伦摩擦力来施加的，质量块质量代表转向液压缸负载质量(主要指转向系零部件的质量)，该参数表征负载的惯量大小，对系统稳定性有一定的影响。在 AMESim 软件中，将负载质量分别设置为 10、50、90 kg，前后转向液压缸负载均设置为 14 000 N，系统在 2.5 s 时刻换向，仿真时间与仿真步长设置与上文一致。不同负载质量下

的前后转向液压缸位移误差变化如图 10 所示。

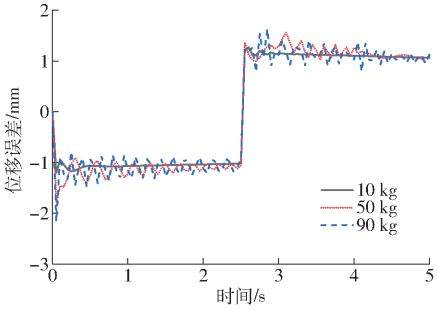


图 10　不同负载质量下前后液压缸位移误差变化曲线

Fig. 10　Variation curves of displacement error between front and rear hydraulic cylinders at different loading masses

由图 10 可知，随着负载质量的增加，位移误差加大，且波动程度增大。当负载质量为 10 kg 时，位移误差快速稳定，除初始时刻和换向后的短暂时间内，其它时间基本没有波动。当负载质量为 50 kg 时，位移误差在 0 ~ 2.5 s 时间内始终处于小范围波动，在 2.5 s 后波动程度加剧，4.0 ~ 5.0 s，逐渐趋于稳定。当负载质量为 50 kg 时，位移误差最大，且始终处于波动状态。因此，应降低转向系统质量，轻量化设计，以提高系统的稳定性。

4　试验

4.1　试验平台搭建

为分析验证所设计的多模式转向系统的性能，研究多模式转向系统实车测试平台，选用 WFS1000 型拉线式位移传感器测量前后转向液压缸的位移信息，量程为 1 000 mm，输出信号 4 ~ 20 mA。选用 Smacq 3132 型 16 通道数据采集卡采集传感器信息，并通过 USB 通信方式传输给上位机，采样频率 10 Hz，分辨率 16 bit。在实际使用过程中，使用 KB1 - 31 型隔离变送器将传感器信号分别等值传送给控制器和数据采集卡，控制器的 PID 参数按照软件仿真获取的最优组合配置。多模式转向系统实车测试平台如图 11 所示。



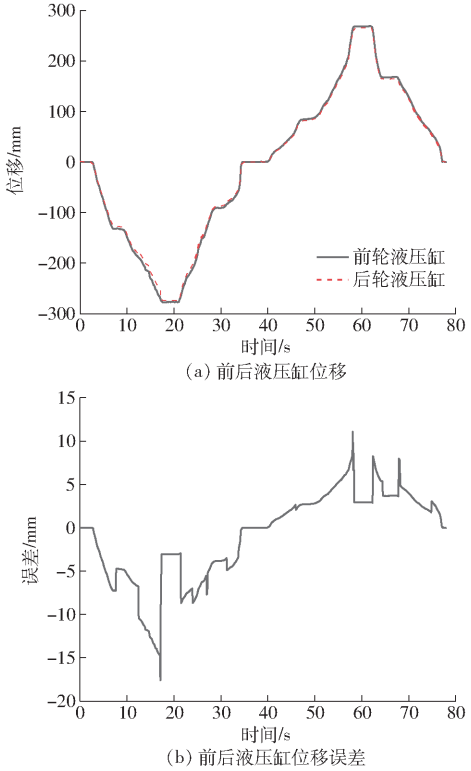
图 11　多模式转向系统测试平台

Fig. 11　Test platform of multi-mode steering system

4.2　转向系统性能测试

试验条件设置如下：①在田间和坡度 15°干硬土路分别测试。②高地隙自走式喷雾机行驶速度约为 2.5 km/h。③采用四轮转向模式。④驾驶员先向左边转动方向盘，然后方向盘回正，再向反方向转动方向盘，最终再使方向盘回正。需要指出的是，在坡度 15°的测试中，由于喷雾机产生倾斜，且药液和肥料会因机体倾斜向一侧转移，这会造成各个轮子所承受压力不同，故在坡度 15°上的转向测试可有效验证前后轮液压缸不同负载下的转向性能。

试验过程中进行多次测试，前后液压缸的位移误差基本相同，选取其中一组试验测试数据如图 12、13 所示。



(a) 前后液压缸位移

(b) 前后液压缸位移误差

图 12　田间试验结果

Fig. 12　Field experiment result

平均误差的计算公式为

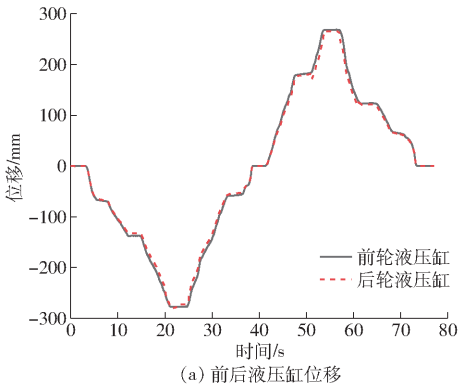
$$\overline{D}_e = \frac{\sum_{i=1}^{n} |D_i|}{n} \tag{13}$$

式中　$\overline{D}_e$——平均误差，mm

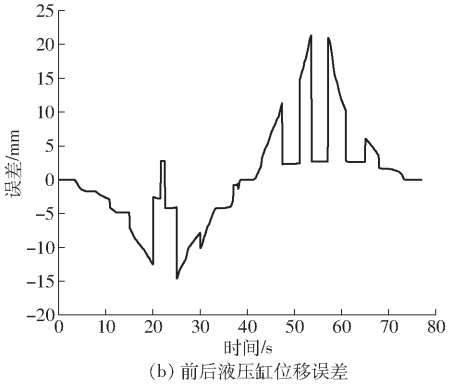
n——总采样点数

D_i——各个采样点数据的位移误差，mm

由图 12 可知，在田间试验时，前后轮转向液压缸之间平均误差为 4.07 mm，在 17.1 s 负向误差最大，为 - 17.59 mm，在 58.1 s 正向误差最大，为 11.10 mm。由图 13 可知，在坡地试验时，前后轮转向液压缸之间的平均误差为 4.89 mm，在 25.1 s 负向误差最大，为 - 14.62 mm，在 53.6 s 正向误差最大，为 21.34 mm。



(a) 前后液压缸位移



(b) 前后液压缸位移误差

图 13 坡地试验结果

Fig. 13 Experiment result on slope road

为进一步验证转向系统的性能,对高地隙喷雾机进行田间转向测试,测试现场如图 14 所示。由理论分析可知,前轮转向模式下,外前轮转向半径计算公式为

$$R_f = \frac{L}{\sin\theta_{of}} \tag{14}$$

式中 R_f——两轮转向模式下转向半径,mm

四轮转向模式下,外轮转向半径计算公式为

$$R_a = \frac{0.5L}{\sin\theta_{of}} \tag{15}$$

式中 R_a——四轮转向模式下转向半径,mm



图 14 田间转向试验

Fig. 14 Steering experiment in field

测量时,每组数据均测量 3 次,取平均值。不同外前轮转角下转弯半径数据如表 1 所示。

由表 1 可知,在两轮转向和四轮转向模式下,转向半径的实测值均大于理论值,且随着外前轮转向角的增加,误差率增大,这主要是由于在田间转向过程中轮子存在一定程度的滑转所导致的,转向角越大,滑转越明显。总体上,转向系统误差率均低于 4.0%,满足设计要求。

表 1 不同外前轮转角下转弯半径试验结果

Tab. 1 Experiment results of steering radius at different steering angles of outer front wheel

外前轮转向角/(°)	两轮转向时			四轮转向时		
	转向半径		误差率/%	转向半径		误差率/%
	理论值/mm	实测值/mm		理论值/mm	实测值/mm	
15	8 306	8 473	2.01	4 153	4 275	2.94
20	6 286	6 456	2.70	3 143	3 256	3.60
25	5 087	5 266	3.51	2 544	2 645	3.97

5 结论

(1)在分析前轮转向和四轮转向动力学的基础上,设计了一种高地隙自走式喷雾机多模式液压转向系统。制定了液压系统技术方案,利用负载敏感优先阀控制前轮转向液压缸的控制元件,在优先保证前轮转向供油的基础上还可为其他执行元件提供动力,提高了系统效率。后轮采用定差减压阀和梭阀构成压力补偿系统,确保三位四通电磁换向阀的流量不受负载的影响,提高了系统的控制精度。采用 PID 控制算法确保前、后转向液压缸的同步精度,实现前轮转向和四轮转向两种转向模式。

(2)基于 AMESim 软件构建机械-液压转向系统耦合模型,采用序列二次组合优化算法确定 PID 参数的最佳组合,当比例系数为 19.087、积分时间常数为 2.008、微分时间常数为 0.032 时,前后液压缸位移误差最小。对不同负载力、不同负载质量下系统的控制特性进行了仿真分析,结果表明:当负载不同时,位移误差变大,但最大误差仅 -2.18 mm,PID 控制算法和压力补偿系统确保了变载荷下系统的控制精度;负载质量越大,位移误差和波动越大,应轻量化设计转向系统。

(3)在坡度 15°的干硬土路和田间进行了转向系统性能测试,试验表明:田间试验时,前后轮转向液压缸之间的平均位移误差为 4.07 mm,最大误差为 -17.59 mm;在坡度 15°的干硬土路上,前后轮转向液压缸之间的平均位移误差为 4.89 mm,最大误差为 21.34 mm。

(4)在不同转向模式下试验测量了田间转向半径,测试表明,在前轮转向和四轮转向模式下,转向半径的实测值均略大于理论值,且随着外前轮转向角的增加,转向半径误差率增大,但误差率均小于 4.0%。试验结果验证了所设计的转向系统具有较高的控制精度和稳定性。

参 考 文 献

[1] 林立恒,侯加林,吴彦强,等. 高地隙喷杆喷雾机研究和发展趋势[J]. 中国农机化学报,2017,38(2):38 - 42.
LIN Liheng, HOU Jialin, WU Yanqiang, et al. Review and development trend of high clearance boom sprayer[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2017, 38(2): 38 - 42. (in Chinese)

[2] XING M, LI X, XUE K, et al. Three-dimensional dynamics simulation analysis of high clearance sprayer with road excitation [J]. Journal of Mechanic and Technology, 2020, 34(4): 1485 - 1493.

[3] 李泽. 高地隙自走式喷药机液压系统设计与研究[D]. 长沙:湖南农业大学,2018.
LI Ze. Design and research on the hydraulic system of high clearance self-propelled sprayer[D]. Changsha: Hunan Agricultural University, 2018. (in Chinese)

[4] 朱洋洋. 自走式高地隙喷雾机可调节底盘的设计与研究[D]. 保定:河北农业大学,2019.
ZHU Yangyang. Design and analysis of adjustable chassis for self-propelled high altitude gap sprayer[D]. Baoding: Hebei Agricultural University, 2019. (in Chinese)

[5] 苑进,赵新学,李明,等. 高地隙喷杆式与隧道式一体喷雾机的设计与试验[J]. 农业工程学报,2015,31(增刊 2):60 - 68.
YUAN Jin, ZHAO Xinxue, LI Ming, et al. Design and test of high clearance boom-tunnel type sprayer [J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(Supp. 2): 60 - 68. (in Chinese)

[6] 张华,郑加强. 4WD 型农药喷雾机液压四驱底盘直行同步控制方法比较及验证[J]. 农业工程学报,2016,32(23):43 - 50.
ZHANG Hua, ZHENG Jiaqiang. Comparison of straight line driving synchronous control methods and validation of 4WD sprayer chassis with hydraulic power[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(23): 43 - 50. (in Chinese)

[7] 罗汞伟. 高地隙自走式喷雾机全液压四轮转向系统的设计与分析[D]. 镇江:江苏大学,2016.
LUO Gongwei. Design and analysis of the highland self-propelled sprayer with full hydraulic four-wheel steering system [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2016. (in Chinese)

[8] 刘西侠. 车辆动力学理论与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2018:297 - 301.

[9] 彭京,牛慧峰,李振宝,等. 阀控非对称缸全液压转向系统建模与动态性能分析[J]. 机床与液压,2019,47(20):138 - 143,191.
PENG Jing, NIU Huifeng, LI Zhenbao, et al. Modeling and dynamic performance analysis of valve controlled asymmetrical hydraulic cylinder fully hydraulic steering system[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2019, 47(20): 138 - 143, 191. (in Chinese)

[10] 王存堂,冯义显,房义军,等. 电控同步全液压转向系统设计与试验研究[J]. 机床与液压,2018,46(22):30 - 32,40.
WANG Cuntang, FENG Yixian, FANG Yijun, et al. Design and experimental study of electronic control synchronous full hydraulic steering system[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2018, 46(22): 30 - 32, 40. (in Chinese)

[11] 任晓军,虞鸿基,尤旺,等. 智轨电车液压转向系统动态响应特性研究[J]. 液压与气动,2020(2):58 - 63.
REN Xiaojun, YU Hongji, YOU Wang, et al. Research on dynamic response characteristics of hydraulic steering control system of autonomous rail rapid transit [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020(2): 58 - 63. (in Chinese)

[12] 薛涛. 大型高地隙喷雾机喷杆悬架设计与控制方法研究[D]. 北京:中国农业大学,2018.
XUE Tao. Study on the design and control methods of spray boom suspension for large high clearance sprayer [D]. Beijing: China Agricultural University, 2018. (in Chinese)

[13] HANIFAH R A, TOHA S F, HASSAN M K, et al. Power reduction optimization with swarm based technique in electric power assist steering system[J]. Energy, 2016, 102: 444 - 452.

[14] 黄妙华,程勇. 四轮转向前后梯形优化设计[J]. 武汉理工大学学报(信息与管理工程版),2015,37(3):315 - 317.
HUANG Miaohua, CHENG Yong. Optimization design on steering linkage of 4WS[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Information & Management Engineering), 2015, 37(3): 315 - 317. (in Chinese)

[15] 郭静. 高地隙水旱两用自走式喷雾机底盘动力传动系统的设计与研究[D]. 镇江:江苏大学,2016.
GUO Jing. Design and research of power transmission system for the chassis of high-clearance amphibious self-propelled sprayer [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2016. (in Chinese)

[16] 薛涛,李伟,杜岳峰,等. 大型高地隙喷雾机喷杆主动悬架自适应模糊滑模控制[J]. 农业工程学报,2018,34(21):47 - 56.
XUE Tao, LI Wei, DU Yuefeng, et al. Adaptive fuzzy sliding mode control of spray boom active suspension for large high clearance sprayer [J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(21): 47 - 56. (in Chinese)

[17] 扈凯,张文毅. 插秧机负载敏感液压转向系统设计与分析[J]. 机床与液压,2019,47(16):70 - 74.
HU Kai, ZHANG Wenyi. Design and analysis of load-sensing and hydraulic steering system of rice transplanter[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2019, 47(16): 70 - 74. (in Chinese)

[18] 林立恒,侯加林,吴彦强,等. 高地隙自走式喷雾机电控液压转向系统设计[J]. 农机化研究,2018,40(6):91 - 96.
LIN Liheng, HOU Jialin, WU Yanqiang, et al. Design of electro-hydraulic steering system for high clearance self-propelled sprayer[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(6): 91 - 96. (in Chinese)

[19] 张炳南. 4WID 高地隙喷雾机设计与运动控制研究[D]. 镇江:江苏大学,2019.
ZHANG Bingnan. Design and motion control of 4WID high-clearance sprayer[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2019. (in Chinese)

[20] 李伟,薛涛,毛恩荣,等. 高地隙自走式喷雾机多轮转向系统设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2019,50(1):141 - 151.
LI Wei, XUE Tao, MAO Enrong, et al. Design and experiment of multifunctional steering system for high clearance self-propelled sprayer[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(1): 141 - 151. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20190115&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.01.015. (in Chinese)

[21] 夏长高,罗汞伟. 喷雾机全液压四轮转向系统设计与分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版),2016,30(11):65 - 70.
XIA Changgao, LUO Gongwei. Design and analysis of sprayer with full hydraulic four-wheel steering system [J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2016, 30(11): 65 - 70. (in Chinese)

[22] 毛罕平,倪静,韩绿化,等. 高地隙液压四轮驱动喷雾机转向防滑控制系统[J/OL]. 农业机械学报,2012,43(6):58 - 65.
MAO Hanping, NI Jing, HAN Lühua, et al. Anti-slip control system of hydraulic four-wheel drive high clearance sprayer[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(6): 58 - 65. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20120611&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.06.011. (in Chinese)