doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.06.065

高地隙植保机车身姿态主动调控系统设计与试验

蔡增宾[1]　谢东波[1,2]　陈黎卿[1,2]　刘立超[1,2]　朱俊文[1]　张留洋[1]
(1. 安徽农业大学工学院, 合肥 230036; 2. 安徽省智能农机装备工程研究中心, 合肥 230036)

摘要: 为解决高地隙植保机因自身重心过高和受田间不平整地面导致车身稳定性变差、易倾覆等问题,本文以高地隙植保机车身姿态为研究对象,设计开发了一款高地隙植保机车身姿态调控系统。首先基于运动学解析理论建立各支撑点到达车身水平位置时液压缸位移与倾角变化的运动学模型;其次设计四点独立调控液压系统,对关键参数进行计算,匹配选型相应的液压元件;然后运用 RecurDyn 和 AMESim 软件对车身姿态调整情况进行机械-液压仿真,仿真结果表明,在纵坡和横坡工况下,最大俯仰角偏差为 0.19°,最大侧倾角偏差为 0.1°,响应时间为 4.25 s;翻越高度 200 mm 田埂时最大俯仰角偏差为 0.28°,最大侧倾角偏差为 0.17°。最后开展了样机性能试验。试验结果表明,横坡与纵坡工况下最大侧倾角偏差为 0.12°,最大俯仰角偏差为 0.36°,调节角度绝对值均小于 0.5°,越埂过程中俯仰角 95% 以上的时间保持在 ±0.5°以内,受地形影响较小。样机试验结果曲线与仿真结果曲线相符合,验证了姿态调控系统的有效性,为研究农业机械底盘姿态调节系统提供了理论参考。

关键词: 高地隙植保机; 姿态调控; 液压系统; RecurDyn - AMESim 仿真
中图分类号: S224.3　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2025)06-0691-11　　**OSID**:

Design and Experiment of Active Attitude Adjustment System for High Ground Gap Plant Protection Machine

CAI Zengbin[1]　XIE Dongbo[1,2]　CHEN Liqing[1,2]　LIU Lichao[1,2]　ZHU Junwen[1]　ZHANG Liuyang[1]
(1. *School of Engineering*, *Anhui Agricultural University*, *Hefei* 230036, *China*
2. *Anhui Province Engineering Research Center of Intelligent Agricultural Machinery*, *Hefei* 230036, *China*)

Abstract: In order to address the issues of decreased stability and susceptibility to overturning in high ground clearance crop protection machinery caused by its high center of gravity and uneven terrain, focusing on the attitude control of the vehicle body of such machinery, a high ground clearance crop protection machinery attitude control system was developed. Firstly, based on kinematic analysis theory, a kinematic model was established to relate the displacement of hydraulic cylinders to the change in inclination angle when each supporting point reached the horizontal position of the vehicle body. Secondly, a four-point independent control hydraulic system was designed, and key parameters were calculated to select appropriate hydraulic components. Then, mechanical - hydraulic simulations of vehicle attitude adjustment were conducted by using RecurDyn and AMESim software. Simulation results indicated that under longitudinal and transverse slope conditions, the maximum pitch angle deviation was 0.19° and the lateral angle deviation was 0.1°. When traversing a 200 mm high ridge, the maximum pitch angle deviation was 0.28° and the maximum roll angle deviation was 0.17°. Finally, prototype performance tests were carried out. The test results showed that under transverse and longitudinal slope conditions, the maximum lateral angle deviation was 0.21°, and the maximum pitch angle deviation was 0.36°, with absolute adjustment angles all less than 0.5°. During ridge crossing, the pitch angle remained within ±0.5° for over 95% of the time, with minimal terrain influence. The curves of prototype test results aligned closely with those obtained from simulation analysis, validating the effectiveness of the attitude control system and providing theoretical reference for the study of agricultural machinery chassis attitude adjustment systems.

Key words: high ground gap plant protection machine; attitude control; hydraulic system; RecurDyn - AMESim simulation

收稿日期: 2024-04-25　修回日期: 2024-06-23
基金项目: 国家自然科学基金面上项目(52175212)和安徽省科技特派员专项项目(2022296906020008)
作者简介: 蔡增宾(1996—),男,博士生,主要从事智能农机装备研究,E-mail: czb@stu.ahau.edu.cn
通信作者: 陈黎卿(1979—),男,教授,博士生导师,主要从事智能农业装备研究,E-mail: lqchen@ahau.edu.cn

0 引言

植保机械作为病虫害防治的主要机具,有效保障了世界各国农业可持续性发展[1-3]。其中,高地隙植保机作为一种大型田间管理农业机械,凭借其高效率、高智能化、绿色环保等优势,在现代农业中得到了广泛应用[4-5]。然而,由于其药箱载药量多、自身重量大、离地间隙和整机质心都较高,受不平整田间地面的影响时易产生侧翻。因此,亟待研发一种适用于高地隙植保机车身姿态调控系统,以提升其在田间作业和转场过程中的稳定性与安全性[6-9]。

在农业机械调平系统研究方面,国内外诸多专家学者展开了相关探索[10-12]。美国 John Deere 公司[13]研制了一种被动式适用于坡地的调平装置,通过机械触发实现了车身姿态调整。WANG 等[14]将实时路况信息与农用车辆相结合,提出了一种主动式农用车辆快速调平方法。针对丘陵山区的履带式农业机具,贾新乐等[15]设计了一种适用于丘陵山区小型农机的自平衡三点调平系统,集成了行驶、控制和执行机构。文献[16-17]设计了一种对称分布式可调升降机构,研制了四点可调升降履带底盘,并成功运用在联合收获机上。蒋俞等[18]设计并优化了一种适用于丘陵山区的履带式底盘调平系统结构。针对复杂农田环境下拖拉机,文献[19-20]开发了一套适用于丘陵山地拖拉机车身姿态调平系统。齐文超等[21]设计了基于双闭环 PID 算法的丘陵山地拖拉机姿态主动调整系统,并建立其动力学模型验证了系统有效性。此外,杨福增等[22]设计了一种山地拖拉机车身与农具姿态协同控制系统,实现了车身与农具姿态同步调整。针对高地隙喷雾机侧倾稳定性方面,王麒淦等[23]建立了高地隙喷雾机行驶稳定性多体动力学模型,并进行了相关参数优化。文献[24-25]设计了一种角度可变式药箱架,对机体进行了稳定性分析及多体动力学仿真,但未考虑纵向角度倾斜调整。SHI 等[26]为高地隙植保机加装了一套自动调平系统,调平误差最大可达 0.81°。综上可知,国内外学者主要围绕履带式升降底盘、丘陵山地拖拉机调平系统进行了设计,关于高地隙植保机械的车身姿态调控系统研究相对较少。当前我国植保机械普遍采用固定式车桥结构,缺乏姿态调节功能,关于车身调平系统研究也多聚焦于侧倾稳定性方面,且动态性能表现不佳。

为了提高机具稳定性和安全性,降低侧翻风险,本文以高地隙植保机车身姿态为研究对象,设计高地隙植保机车身姿态调控系统。通过建立其动力学模型和液压调控系统模型完成机械-液压联合仿真,结合试验验证系统作业可行性。

1 整机设计与液压调控系统工作原理

1.1 整机结构与关键部件设计

整机主要由底盘车架、柴油发动机、静液压无级变速器(Hydrostatic transmission, HST)、分时分动器、减速器、转向装置、姿态调整机构等组成。通过设计角度可变式底盘悬架改变传统机架与车桥刚性连接,实现高地隙植保机车身姿态调整。该悬架将多连杆机构与伸缩液压缸相结合,主要由底盘车架、液压油缸、传感器、多连杆机构、橡胶套等组成。通过控制液压油缸活塞杆伸缩,即可完成离地间隙调控和底盘姿态调整,整机三维结构模型如图 1 所示。

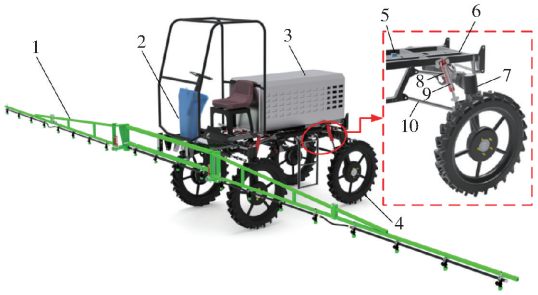


图 1 高地隙植保机三维结构图

Fig. 1 High ground gap plant protection machine 3D structure diagram

1. 喷杆 2. 驾驶室 3. 药箱 4. 轮胎 5. 倾角传感器 6. 车架 7. 车桥总成 8. 液压油缸 9. 位移传感器 10. 连杆

整机主要技术参数如表 1 所示。

表 1 整机主要技术参数

Tab. 1 Main technical parameters of whole machine

参数	数值/型式
发动机功率/kW	14
驱动型式	机械传动、液压控制
满载质量/kg	1 500
HST 排量/($cm^3 \cdot r^{-1}$)	0 ~ 17
工作速度/($km \cdot h^{-1}$)	0 ~ 10
轮胎直径/mm	900
离地间隙/mm	980 ~ 1 180

1.2 姿态调控系统工作原理

根据姿态调节液压系统基本特点,开发了一套高地隙植保机车身姿态调控液压控制系统,姿态调控系统主要由底盘机架、多连杆机构、液压油缸、电磁阀、传感器及调控系统等组成。工作时,通过倾角传感器采集底盘侧倾角 β 和俯仰角 α,再获取各个液压缸位移传感器位置 L_i,根据液压缸变化 ΔL 与车身横向姿态调整角度和纵向姿态调整角度之间运动学模型,计算出每个液压缸目标位移,4 个液压缸

协同工作可完成上升、下降、俯仰、侧倾等动作。

如图 2 所示，调控系统通过倾角传感器实时获取车身俯仰角 α、侧倾角 β，分别与目标角度 α_0、β_0 进行比较，误差经过倾角转液压缸位移转换器得到 4 个液压缸控制量发 ΔL_1、ΔL_2、ΔL_3、ΔL_4 输送到液压系统，控制电磁阀开度调节液压缸伸缩长度，以实现车身姿态调整。在实时监测车身姿态同时，不断调整控制量，使车身姿态逐渐接近目标值，实现平稳调整。

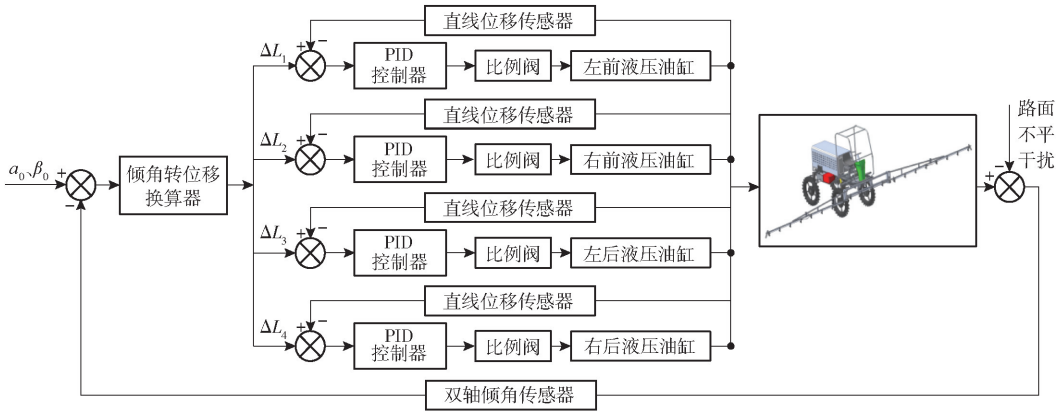


图 2　姿态主动调整系统控制框图

Fig. 2　Attitude active adjustment system control diagram

1.3　姿态调整运动学模型

该机姿态调控系统满足经典四点调平系统属性，通过调节液压油缸长度来改变车架支撑点位置高度，依靠 4 个调平支腿的相互配合，实现整个工作平面姿态调整[27]。调整过程中：①当 4 个液压缸同步升降即为离地间隙调节。②当左侧（A、D）或右侧（B、C）支腿液压缸充油，活塞杆伸长，此时左右两侧形成高度差，改变车身侧倾角 β。③同理当前侧（A、B）或后侧（C、D）支腿液压缸升降，改变车身俯仰角 α。以植保机底盘车架几何中心点为坐标原点 o，垂直于底盘车架轴线方向为 x 轴方向，平行于底盘车架轴线方向为 y 轴方向，底盘车架法向量方向为 z 轴方向，建立底盘车架笛卡尔坐标系，如图 3 所示。

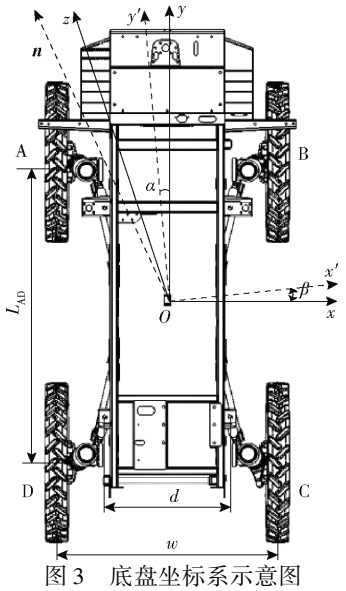


图 3　底盘坐标系示意图

Fig. 3　Chassis coordinate system schematic

对车身底盘动态调控过程中角度变化进行数学分析与计算，找到纵向和横向倾斜角与 4 个支腿位移之间所存在的转换关系，设底盘水平状态坐标为 (x,y,z)，设旋转变换后坐标为 (x_i,y_i,z_i)。其中 x 与 x' 之间夹角 β 为传感器检测侧倾角；其中 y 与 y' 之间夹角 α 为传感器检测俯仰角；$\boldsymbol{n}$ 为车身底盘平面法向量；建立液压缸伸缩长度与植保机横、纵向倾斜角运动学模型[28-29]：

当 $\beta=0°$ 时，向量 $\boldsymbol{n}$ 关于 α 坐标转换矩阵为

$$\mathrm{Rot}(x,\alpha)=\begin{bmatrix}\cos\alpha & 0 & \sin\alpha\\ 0 & 1 & 0\\ -\sin\alpha & 0 & \cos\alpha\end{bmatrix} \tag{1}$$

当 $\alpha=0°$ 时，向量 $\boldsymbol{n}$ 关于 β 坐标转换矩阵为

$$\mathrm{Rot}(y,\beta)=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0\\ 0 & \cos\beta & -\sin\beta\\ 0 & \sin\beta & \cos\beta\end{bmatrix} \tag{2}$$

当 α、β 均不为 0°时，向量 $\boldsymbol{n}$ 关于 α、β 坐标转换矩阵为

$$\mathrm{Rot}(\beta,\alpha)=\begin{bmatrix}\cos\alpha & 0 & \sin\alpha\\ \sin\alpha\sin\beta & \cos\beta & -\sin\beta\cos\alpha\\ -\cos\beta\sin\alpha & \sin\beta & \cos\beta\cos\alpha\end{bmatrix} \tag{3}$$

可推导得各支腿与倾角之间运动学模型为

$$\Delta L_i=\alpha y_i-\beta x_i \tag{4}$$

对姿态调控关键结构部件进行运动学分析，建立影响高地隙植保机车身姿态调整角度数学模型，如图 4 所示。

对姿态调整前支腿进行运动学分析，由图 4 可得

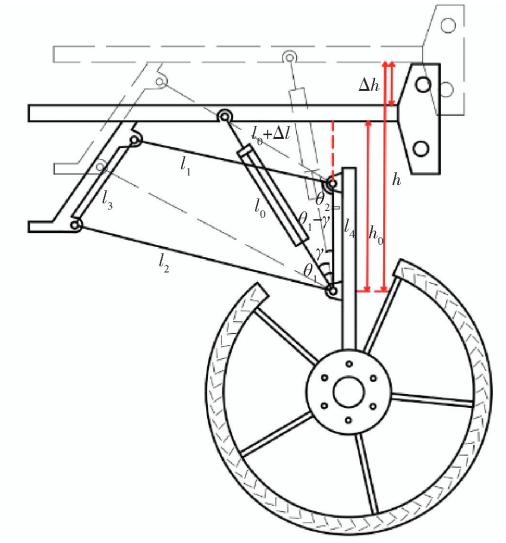


图 4 支腿运动过程示意图

Fig. 4 Schematic of outrigger movement process

$$h_0 = l_0\cos\left(\arccos\frac{h_0}{l_0}\right) \tag{5}$$

式中 l_0——液压缸安装初始位置距离,mm

h_0——姿态调整初始位置单侧支腿高度,mm

对姿态调整后支腿进行运动学分析

$$h = (l_0 + \Delta l)\cos(\theta_1 - \gamma) \tag{6}$$

式中 h——姿态调整完成单侧支腿高度,mm

Δl——液压缸行程,mm

θ_1——液压缸安装初始位置角度,(°)

γ——液压缸在运动过程中旋转角,(°)

整理得

$$\Delta h = h - h_0 = (l_0 + \Delta l)\cos(\theta_1 - \gamma) - l_0\cos\theta_1 \tag{7}$$

式中 l_1——四杆机构上连杆长度,mm

Δh——姿态调整前后单侧支腿高度差,mm

综上,可知 $L_i = \Delta h$,得到液压缸变化量 ΔL 与车身横向姿态调整角 β、纵向姿态调整角 α、液压缸初始长度 l_0 运动学模型为

$$\Delta L = \frac{2l_0(\cos\theta_1 - \cos(\theta_1 - \gamma)) - \beta w + \alpha L_{AD}}{2\cos(\theta_1 - \gamma)} \tag{8}$$

式中 w——轮距 l_{AD}——轴距

通过上述数学模型,可揭示系统液压缸与车身角度变化之间的耦合机理。

2 液压调控系统设计

2.1 液压系统方案设计

液压系统主要由双作用液压油缸、齿轮泵、过滤器、电磁比例换向阀、液压锁、单向节流阀、分流集流阀等组成,在每个液压缸回路进油口和出油口中串联液压锁,防止支撑刚度不足,液压传动系统原理如图 5 所示。

当三位四通电磁比例阀阀芯处于左位,液压油缸左端口开始进油,活塞杆伸出即液压缸提升,底盘平台升高;当三位四通电液比例换向阀阀芯处于右位,液压锁打开,液压油缸右端口开始进油,活塞杆收回,平台下降。在每个液压缸回路进油口和出油口中串联液压锁,防止支撑刚度不足。综上所述,此液压控制油路可实现液压缸独立升降,且刚度支撑可靠,4 个液压缸协同工作可完成上升、下降、俯仰、侧倾等动作。

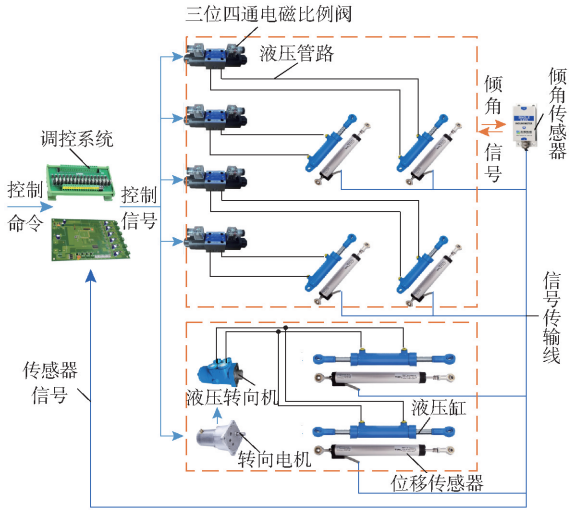


图 5 液压系统原理图

Fig. 5 Schematic of hydraulic system

2.2 关键液压元件选型

2.2.1 底盘油缸受力

对底盘支撑油缸进行受力分析,求解出缸体在不同工况下最大支撑力,根据几何关系和受力平衡分析可知,在横坡工况下[30]即可计算出液压油缸最大受力 F_{max},具体过程如下:

(1)当整机处于水平路面,此时左右两侧支腿处于平衡状态($\alpha = 0°$),车身两侧油缸受力如图 6 所示。

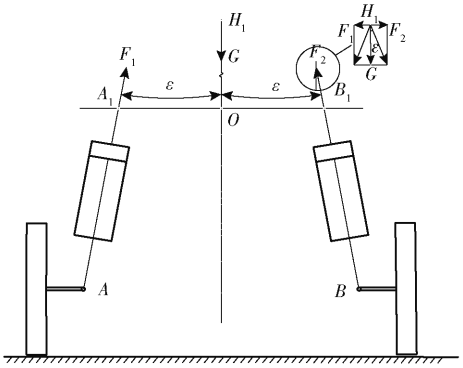


图 6 铺装路面液压缸受力示意图

Fig. 6 Hydraulic cylinder force schematic on paved surfaces

由受力平衡可知

$$G = F_1\cos\varepsilon + F_2\cos\varepsilon = 2F_1\cos\varepsilon = 2F_2\cos\varepsilon \tag{9}$$

式中 F_1——左侧两根油缸总支撑力,N

F_2——右侧两根油缸总支撑力，N

ε——两侧油缸支撑力分别与重力方向的夹角，(°)

G——整车重力，取 1.5×10^4 N

当侧倾角 $\varepsilon=0°$，可得 F_1 为

$$F_1=\frac{G}{2\cos\varepsilon} \tag{10}$$

代入各相关数值可得 $F_1=F_2=7\,500$ N。

(2)当整机处于横坡路面工况下($\alpha\neq0°$)，车身两侧油缸受力如图 7 所示。

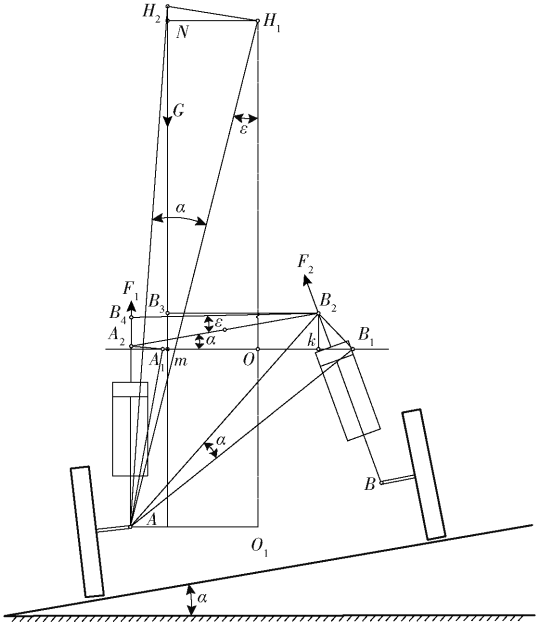


图 7　横向倾斜受力示意图

Fig. 7　Schematic of lateral tilt force

根据力矩平衡方程可知

$$F_1=\frac{Gl_{B_2B_3}}{l_{B_4B_2}} \tag{11}$$

式中　$l_{B_2B_3}$——重心 H_2 作用于底盘力臂，mm

$l_{B_4B_2}$——F_1 作用于底盘的力臂，mm

在 $\triangle B_2B_1k$ 中，由余弦定理可知

$$\begin{cases}l_{B_2B_3}=l_{mk}=l_{Ok}+l_{H_1H_2}\cos\angle H_2H_1N\\ l_{B_4B_2}=l_{A_2B_2}\cos\varepsilon=l_{A_1B_1}\cos\varepsilon=d\cos\varepsilon\end{cases} \tag{12}$$

式中　d——活塞杆直径，mm

联立式(11)、(12)可知

$$F_1=\frac{G}{2\cos\varepsilon}-\frac{G(h_0^2+w^2+l_0^2)(1-\cos\alpha)+d\sqrt{2l_0^2(1-\cos\alpha)}}{d\cos\varepsilon(\sqrt{2l_0^2(1-\cos\alpha)}+d)}+\frac{G\sqrt{2w^2(1-\cos\alpha)}}{d\sin(2\varepsilon)} \tag{13}$$

综上，将数值代入式(13)解得 $F_1=12\,212$ N，由底盘油缸受力分析可知，系统最大目标载荷为 12 212 N。

2.2.2　液压缸参数选定

采用双作用液压油缸作为执行元件，双作用单出杆活塞缸无杆腔进油如图 8 所示。设系统供油压力 P_1 恒定，回油压力 $P_0=0$，当无杆腔有油液输入时，活塞杆推力 F_3 为

$$F_3=(P_2A_2-P_1A_1)\eta_{cm}=\frac{\pi}{4}\eta_{cm}[D^2(P_2-P_1)-d^2P_2] \tag{14}$$

式中　D——缸筒直径，mm

A_1——有杆腔活塞有效作用面积，m^2

A_2——无杆腔活塞有效作用面积，m^2

P_1——缸出口压力，MPa

P_2——缸进口压力，MPa

η_{cm}——缸机械效率，取 0.95

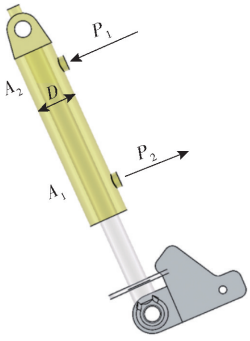


图 8　无杆腔进油示意图

Fig. 8　Schematic of rodless cavity oil feed

假设出油口压力为零，代入数据可知活塞杆推力 F_3 为 15 600 N，因此选取 HSG－40×25×150 型液压缸满足车身姿态调整过程中液压缸最大负载需求。

2.2.3　HST 参数匹配

HST 是集双向变量柱塞泵、定量马达、补油泵、作业用齿轮泵和阀组于一体的静液压无级变速装置，为了确保液压泵提供的流量和压力能够满足油缸工作需求，同时保持系统效率和稳定性，对液压泵和油缸匹配进行设计计算。

液压泵工作压力为

$$p_{\max}=p+\Delta p=\frac{F_1}{\pi\left(\frac{D}{2}\right)^2}+\Delta p \tag{15}$$

式中　p——系统工作压力，MPa

Δp——压力损失，取 0.2 MPa

液压泵排量为

$$\begin{cases}V_p=\dfrac{Q_t}{n_p\eta_{pv}}\\ Q_t=K\sum q\\ q=\dfrac{v_1\pi D^2}{4\eta_{cv}}\end{cases} \tag{16}$$

式中 q——无杆腔流量,m^3/s

v_1——液压缸伸出速度,m/s

η_{cv}——液压缸容积效率,取 1

K——系统泄漏系数,取 1.1 ~ 1.3

Q_t——系统工作流量,m^3/s

V_p——泵排量,cm^3/r

n_p——泵输入转速,r/min

η_{pv}——泵容积效率,取 0.95

由式(16)可得

$$V_p = \frac{K\sum \frac{v_1 \pi D^2}{4\eta_{cv}}}{n_p \eta_{pv}} \tag{17}$$

参照工程机械调平系统液压缸位移速度,兼顾姿态调节系统平稳性,设液压缸伸出速度为 60 mm/s,把相关数据代入得出 V_p 为 3.27 cm^3/r,p_{max} 为 9.92 MPa。因此,选取 LT-17U 型静液压变速器,其作业功能泵最大排量为 4 cm^3/r,压力为 10 MPa;此外 HST 中液压泵最大输入转速为 3 200 r/min,选用常柴 EV 80 型发动机,其输出转速最大为 3 600 r/min,满足液压系统设计要求。

2.3 液压系统模型验证

根据姿态调控液压系统原理,基于 AMEsim 仿真软件的 Hydraulic 库、Hydraulic Component Design 库以及 Signal and Control 库等,选择相应元件构建液压系统模型,如图 9 所示。

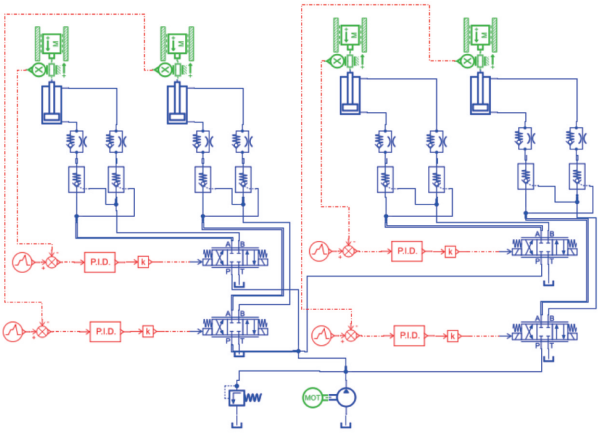


图 9 基于 AMESim 的液压系统模型

Fig. 9 AMESim-based hydraulic system modelling

设定高地隙植保机 4 个液压缸位移长度 L_1、L_2、L_3、L_4分别为 150、120、50、20 mm;设定高地隙植保机 4 个液压缸初始值为 20、50、120、150 mm 进行反向调节控制仿真,如图 10 所示。

由图 10 可知,当液压缸初始位移都不相同且不考虑机械结构影响情况下,高地隙植保机姿态调节液压系统自动调平时间为 1.58 s,验证了预置点指令下液压系统精准性。

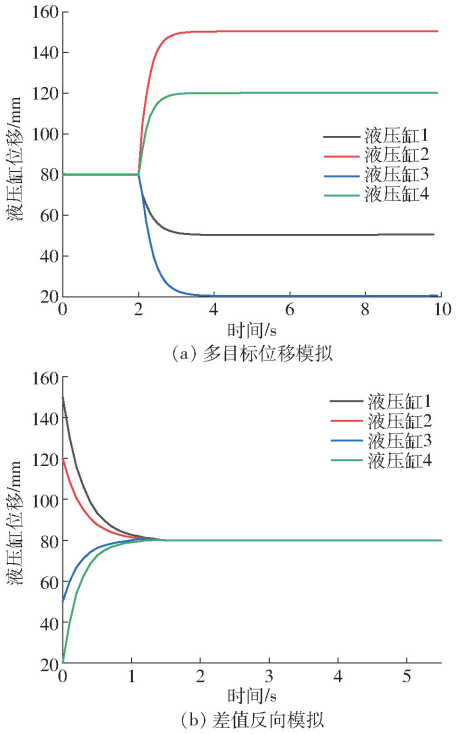


图 10 液压系统模型验证结果曲线

Fig. 10 Hydraulic system model validation results curves

3 模型建立与联合仿真

基于 Solidworks 软件建立整机三维模型,并以 Parasolid (*.x-t)格式导出,然后将模型导入 RecurDyn 软件,建立整机动力学模型,如图 11 所示。

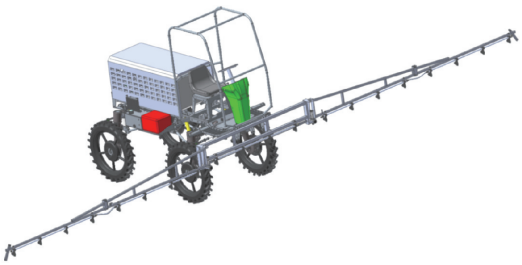


图 11 高地隙植保机三维虚拟样机

Fig. 11 3D virtual model of whole machine

除连接处橡胶套设置为柔性体外,模型主要约束关系如表 2 所示。

表 2 动力学模型主要约束关系

Tab. 2 Main constraints of kinetic model

构件	约束对象	约束关系	数量
轮胎	车身底盘	RevJoint	4
连杆	底盘机架	Spherical	16
圆柱橡胶套	底盘机架	Fixed	8
液压缸活塞杆	底盘机架	Bushing	4
液压缸缸筒	车桥大臂	Spherical	4
轮胎	路面	SolidContact	4

为了验证姿态调整机构可行性,基于 RecurDyn

和 AMESim 软件分别建立整机动力学模型以及液压调控系统模型，分别开展横坡、纵坡以及越埂 3 种工况下姿态调整过程验证其工作性能。

3.1　RecurDyn 和 AMESim 通信配置

根据植保机车身姿态调控结构及工作原理，在 RecurDyn 中创建软件通信模块 fmu 文件，以 AMESim 为主平台，加载该文件，从而建立机械与液压联合仿真平台。仿真运行时，动力学模型中生成的角度信号转换成目标位移传送给液压调控系统，液压系统反馈输出液压缸位移，如图 12 所示。

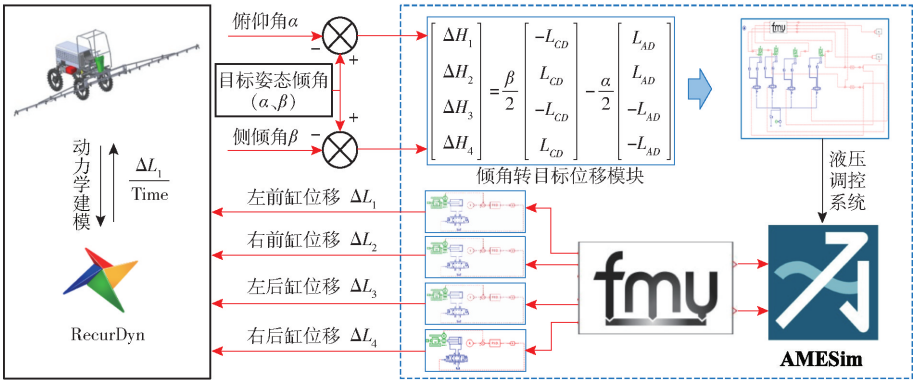
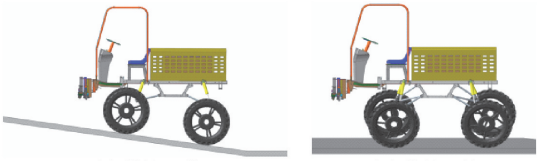


图 12　RecurDyn 和 AMESim 软件通信配置

Fig. 12　RecurDyn and AMESim software communication

3.2　横坡与纵坡工况仿真

考虑到植保机在复杂路况下越埂转场作业，综合考虑植保作业转场过程主要需求，为确保植保机在转场作业中能够保持低速稳定通过，设定植保机以速度 1 km/h 匀速前进[31-32]，分别通过坡度为 8° 的横坡和纵坡[21]，将整机前进速度转换为轮胎角速度为 1.85 rad/s，给 4 个轮胎旋转副施加相应角速度，转场过程如图 13 所示。



(a) 纵坡工况　　(b) 横坡工况

图 13　横坡与纵坡工况仿真场景

Fig. 13　Cross-slope and longitudinal slope simulation scenarios

采用图 13 所示的横坡与纵坡工况仿真模型开展无姿态调控模式下和加控制模式下爬坡性能仿真试验，仿真结果曲线如图 14 所示。从图 14 可得，高地隙植保机以速度 1 km/h 爬坡时，无姿态调控时：整机车身俯仰角呈先增至稳定再减趋势，最大俯仰角为 8°，车身侧倾角保持稳定值 8°不变。加入姿态调控时：最大俯仰角偏差为 0.19°，最大侧倾角偏差为 0.1°，响应时间为 4.25 s。仿真结果表明，高地隙植保机在跨越不同坡度时横向与纵向调平角度均小于 0.5°，满足了自动调平控制系统性能指标要求，其安全性和平稳性均得到了很好的改善。

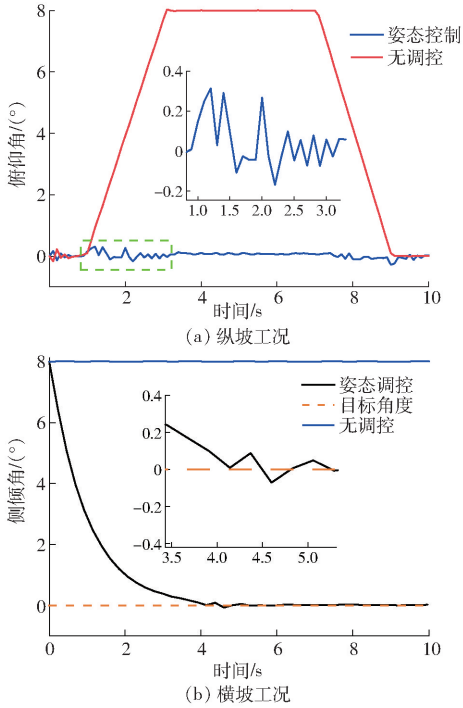


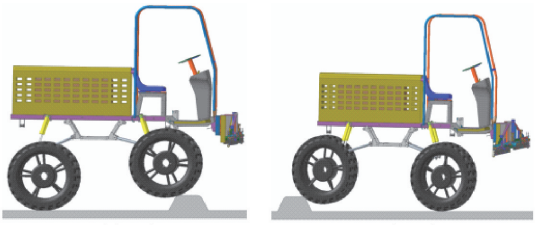
图 14　横坡与纵坡工况仿真结果曲线

Fig. 14　Cross-slope and longitudinal slope simulation scenarios

3.3　越埂工况仿真

考虑到植保机在复杂路况下越埂转场作业，为确保植保机在转场作业中能够保持低速稳定，设定植保机以速度 1 km/h 匀速前进，转换为轮胎角速度为 1.85 rad/s，给 4 个轮胎旋转副施加相应角速度。仿真试验中，越埂转场过程分为 4 个主要阶段，即前轮越埂、前轮下埂、后轮越埂和后轮下埂，越埂转场过程如图 15 所示。设置仿真时间 8 s，仿真步长 0.01 s，待仿真完成，提取车身俯仰角和侧倾角，仿真结果曲线如图 16 所示。

由图 16a 可得，当高地隙植保机以速度 1 km/h 跨过埂高为 200 mm 的田埂时，无调控状态下：0 ~ 2.08 s 内，车辆在匀速前进，2.08 ~ 2.72 s，植保机开



(a) 前轮越埂上 (b) 后轮越埂下

图 15 越埂仿真试验场景图

Fig. 15 Scene diagrams of ridge simulation

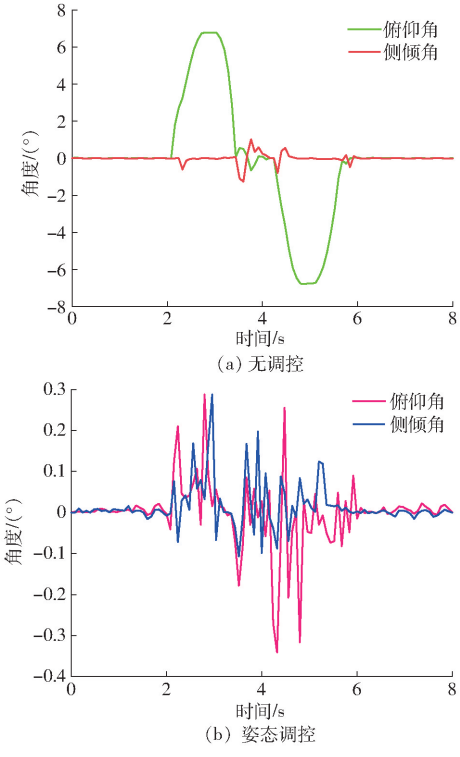


图 16 越埂仿真试验结果曲线

Fig. 16 Result curves of ridge crossing simulation

始前轮爬坡阶段,俯仰角为 0° ~ 6.78°,2.32 s 侧倾角出现波动至 -0.6°;2.72 ~ 3.04 s,植保机前轮处在田埂顶部,俯仰角和侧倾角无明显变化,3.04 ~ 3.44 s,植保机前轮开始下埂,俯仰角从 6.78°开始下降,由于路面不平整激励的影响,侧倾角在 -1.25° ~ 1.08°之间波动;4.24 ~ 4.8 s,植保机后轮开始越埂,最大俯仰角偏差达 -6.76°;5.12 ~ 5.68 s,植保机完成越埂过程,俯仰角和侧倾角逐渐趋于稳定。从图 16b 可知,姿态调控状态下:在越埂过程中植保机车身俯仰角和侧倾角保持较小波动,最大俯仰角偏差为 0.28°,最大侧倾角度偏差为 0.17°,完成越埂后俯仰角和侧倾角趋近于零,表明了系统响应速度和稳定性均满足姿态调节性能要求,保证了植保机在地面激励状态下能够迅速回归稳定。

4 整机性能试验

4.1 试验平台搭建

为了验证所提出的高地隙植保机姿态调控系统可行性,确定方案可靠性,于 2024 年 3 月在安徽农业大学试验田开展样机性能试验,试验平台如图 17 所示。

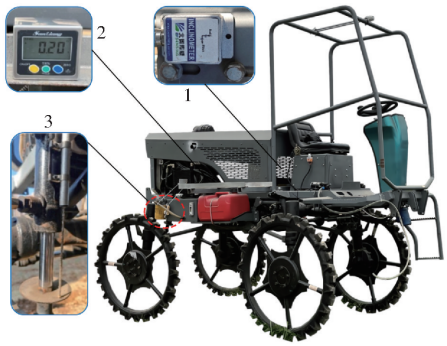


图 17 试验平台

Fig. 17 Experimental platforms

1. 双轴倾角传感器 2. 数显倾角仪 3. 直线位移传感器

试验前将双轴倾角传感器(BW - VG100 型,精度:0.2°)安装在整机质心处水平位置;直线位移传感器(KPM12 型,精度:0.01 mm)固定在 4 个液压缸处;调控系统采用 STM32 微处理器作为其核心控制单元,使用 Keil uVision5 编写信息采集、调控程序,系统控制逻辑如图 18 所示;分别开展横坡、纵坡以及越埂工况下姿态调控试验,试验结束后,采用 JDH03 型数显倾角仪(精度:±0.2°)来评估调平效果。

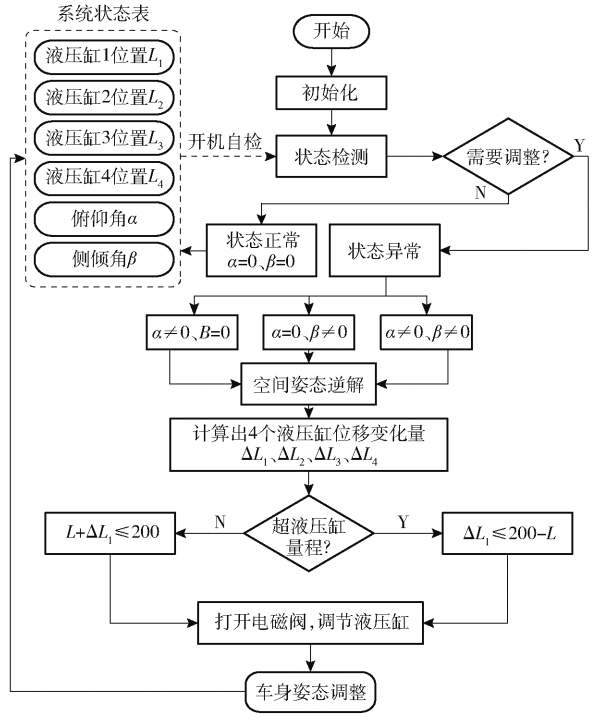


图 18 调控系统逻辑框图

Fig. 18 Logic block diagram of control system

4.2 横坡与纵坡工况性能试验

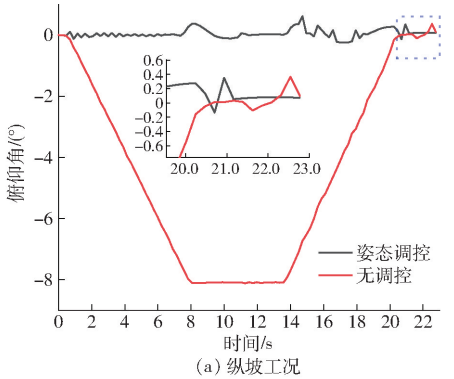
针对纵向斜坡、横向斜坡 2 种典型行驶工况,基于仿真地形构建模拟试验场地,试验场景如图 19 所示。试验结果如图 20 所示。



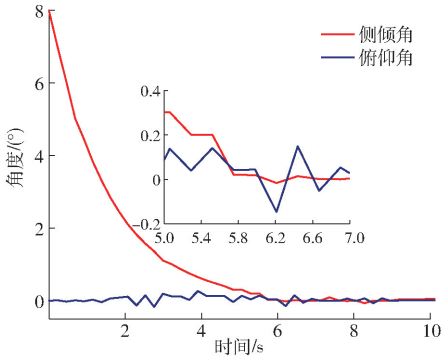
(a) 纵坡　　(b) 横坡

图 19　横坡与纵坡

Fig. 19　Transverse and longitudinal slopes



(a) 纵坡工况



(b) 横坡工况

图 20　横坡与纵坡试验曲线

Fig. 20　Transverse and longitudinal slope experiment curves

从图 20a 可知，当机具以速度 1 km/h 爬坡时，在 0 ~ 0.5 s，植保机刚驶入坡上，由于惯性原因，俯仰角出现一些波动，直至整机完全驶入坡道。最大俯仰角偏差为 0.36°。结果表明在进行爬坡工况下高地隙植保机纵向调平角绝对值小于 0.5°，满足了姿态调节系统性能指标要求。由图 20b 可知，在横坡工况下高地隙植保机车身侧倾角最大值为 8°，侧倾角稳态误差为 0.12°，系统响应时间 5.75 s。车身俯仰角存在一定抖动，波动幅度在 ±0.1°内。样机试验结果曲线与仿真曲线高度符合，且横向调节角度绝对值小于 0.5°(0.5°为该姿态调节系统方案允许最大倾斜角度)，满足了姿态调节系统性能指标要求。

4.3　越埂工况仿真

选择埂高为 200 mm 田埂，让植保机以速度 1 km/h 的完成越埂动作，试验场景如图 21 所示。试验如图 22 所示。由图 22 可知，无调控状态下，俯仰角完全随地形变化，波动范围比较大，最大俯仰角

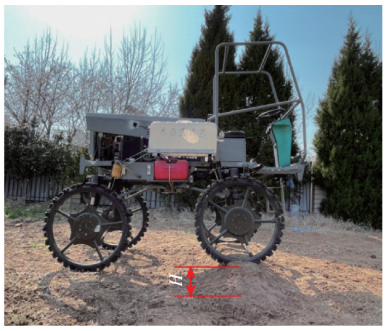


图 21　越埂试验

Fig. 21　Ridge-tracking experiment

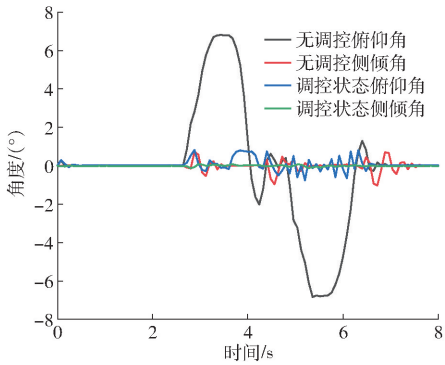


图 22　越埂试验曲线

Fig. 22　Ridge crossing experiment curves

为 6.78°，而侧倾角在越埂过程：前轮上坡、前轮下坡、后轮上坡、后轮下坡等 4 个阶段受地面激励影响产生微小变动，在 -1.02° ~ 0.72°之间波动。主动姿态调控状态下：侧倾角在 0°附近波动，俯仰角在 95% 以上的时间内保持在 ±0.5°以内，受地形影响较小。

试验结果验证了本文所设计的高地隙植保机姿态主动调控系统可行性和理论模型正确性，表明了样机具备良好的姿态调节功能，调控系统响应速度快，超调量小。

5　结论

(1)基于运动学解析理论建立了姿态调整运动学模型，设计开发了一款基于 PID 算法的高地隙植保机车身姿态调控系统，系统运行稳定。

(2)横坡、纵坡以及越埂工况下姿态调控性能仿真试验结果表明，纵坡和横坡工况下，最大俯仰角偏差为 0.19°，侧倾角偏差为 0.1°；越埂过程中车身最大俯仰角偏差为 0.28°，最大侧倾角偏差为 0.17°，系统响应速度和稳定性均满足姿态调节性能要求。

(3)样机性能试验结果表明，横坡与纵坡工况下最大俯仰角偏差为 0.36°，最大侧倾角偏差为 0.12°；越埂工况下俯仰角在 95% 以上的时间内保持在 ± 0.5°以内，受地形影响较小。样机试验结果与仿真分析高度符合，验证了本文提出的高地隙植保机姿态调节系统的有效性。

参 考 文 献

[1] WANG Bangyu, ZHU Jianxi, CHAI Xinlong, et al. Research status and development trend of key technology of agricultural machinery chassis in hilly and mountainous areas[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2024, 226: 109447.

[2] LI Xiong, SUN Songlin, XIAO Mingtao. Agricultural machinery automation and intelligent research and application[C]// Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018: 042077.

[3] 罗锡文. 人工智能与植保机械化[J]. 智能化农业装备学报(中英文), 2020, 1(1): 1-6.
LUO Xiwen. Artificial intelligence and plant protection mechanisation[J]. Journal of Intelligent Agricultural Mechanization, 2020, 1(1): 1-6. (in Chinese)

[4] CAI Zengbin, XIE Dongbo, LIU Tao, et al. Design of a high-gap plant protection machine (HGPM) with stepless variable speed and power adjustable function[J]. Machines, 2023, 11(2): 265.

[5] CHEN Yu, MAO Enrong, LI Wei, et al. Design and experiment of a high-clearance self-propelled sprayer chassis[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2020, 13(2): 71-80.

[6] 刘国海, 李持衡, 沈跃, 等. 基于滑模自抗扰的同步转向高地隙喷雾机姿态控制[J]. 农业机械学报, 2023, 54(3): 180-189.
LIU Guohai, LI Chiheng, SHEN Yue, et al. Sliding mode active disturbance rejection control of synchronous steering high clearance sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(3): 180-189. (in Chinese)

[7] 陈庚, 罗亚辉, 蒋载, 等. 基于主动气囊的高地隙底盘调平系统设计与试验[J]. 农机化研究, 2024, 46(5): 45-52.
CHEN Geng, LUO Yahui, JIANG Pin, et al. Design and test of high clearance chassis levelling system based on active airbag [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2024, 46(5): 45-52. (in Chinese)

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

[9] 赖晓, 程健华, 李尚平, 等. 丘陵履带式甘蔗收获机底盘调平机构设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(12): 100-109.
LAI Xiao, CHENG Jianhua, LI Shangping, et al. Design and experiment of chassis levelling mechanism and test of hilly tracked sugarcane harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(12): 100-109. (in Chinese)

[10] 孙景彬, 刘志杰, 杨福增, 等. 丘陵山地农业装备与坡地作业关键技术研究综述[J]. 农业机械学报, 2023, 54(5): 1-18.
SUN Jingbin, LIU Zhijie, YANG Fuzeng, et al. A review of agricultural equipment and key technologies for slope operation in hilly and mountainous areas[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(5): 1-18. (in Chinese)

[11] 王韦韦, 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. Current status and prospect of chassis technology research in agricultural machinery[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(8): 1-15. (in Chinese)

[12] XIE Dongbo, CHEN Liang, LIU Lichao, et al. Actuators and sensors for application in agricultural robots: a review[J]. Machines, 2022, 10(10): 913.

[13] AHMADI I. Dynamics of tractor lateral overturn on slopes under the influence of position disturbances (model development) [J]. Journal of Terramechanics, 2011, 48(5): 339-346.

[14] WANG Zhuangzhuang, YANG Jie, LIU Pingyi, et al. Development of an agricultural vehicle levelling system based on rapid active levelling[J]. Biosystems Engineering, 2019, 186: 337-348.

[15] 贾新乐, 石舟, 李锐, 等. 丘陵山区小型农机底盘自动调平系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2024, 55(增刊1): 108-115.
JIA Xinle, SHI Zhou, LI Rui, et al. Design and test of automatic leveling system for chassis of small agricultural machinery in hilly and mountainous areas[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(Supp.1): 108-115. (in Chinese)

[16] HU Jinpeng, PAN Jiahui, DAI Buwang, et al. Development of an attitude adjustment crawler chassis for combine harvester and experiment of adaptive leveling system[J]. Agronomy, 2022, 12(3): 717.

[17] SUN Yixin, XU Lizhang, JING Bo, et al. Development of a four-point adjustable lifting crawler chassis and experiments in a combine harvester[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2020, 173: 105416.

[18] 蒋俞, 孙泽宇, 汪若尘, 等. 丘陵山区履带式作业机全向调平系统设计与性能试验[J]. 农业工程学报,2023,39(18): 64-73.
JIANG Yu, SUN Zeyu, WANG Ruochen, et al. Design and performance test of the omnidirectional leveling system for crawler work machine in hilly areas[J]. Transactions of the CSAE, 2023, 39(18): 64-73. (in Chinese)

[19] 刘国辉, 郝称意, 李民赞, 等. 半主动悬架山地拖拉机姿态控制系统设计与仿真[J]. 农业机械学报, 2022, 53(增刊2): 338-348.
LIU Guohui, HAO Chenyi, LI Minzan, et al. Design and simulation of attitude control system for mountain tractor with semi-active suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53 (Supp.2): 338-348. (in

Chinese)
[20] 彭贺，马文星，赵恩鹏，等. 丘陵山地轮式拖拉机车身调平系统设计与物理模型试验[J]. 农业工程学报，2018，34(14)：36－44.
PENG He，MA Wenxing，ZHAO Enpeng，et al. Design and physical model test of body levelling system for wheeled tractor in hilly mountainous area[J]. Transactions of the CSAE，2018，34(14)：36－44. (in Chinese)
[21] 齐文超，李彦明，陶建峰，等. 丘陵山地拖拉机姿态主动调整系统设计与实验[J]. 农业机械学报，2019，50(7)：381－388.
QI Wenchao，LI Yanming，TAO Jianfeng，et al. Design and experiment of active attitude adjustment system for tractor in hilly mountainous area[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2019，50(7)：381－388. (in Chinese)
[22] 杨福增，牛瀚麟，孙景彬，等. 山地履带拖拉机与农具姿态协同控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报，2022，53(1)：414－422.
YANG Fuzeng，NIU Hanlin，SUN Jingbin，et al. Design and test of attitude cooperative control system for mountain crawler tractor and farm implements[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2022，53(1)：414－422. (in Chinese)
[23] 王麒淦，冯静安，丁凯，等. 高地隙喷雾机侧倾稳定性动力学仿真与分析[J]. 机械设计与制造，2021(5)：29－33.
WANG Qijian，FENG Jing'an，DING Kai，et al. Dynamic simulation and analysis of high ground clearance sprayer lateral stability[J]. Machinery Design & Manufacture，2021(5)：29－33. (in Chinese)
[24] 韩君鹏. 高架植保机主体机架和横向调平系统设计与试验[D]. 长春：吉林农业大学,2022.
Han Junpeng. Design and test of main frame andhorizontal levelling system of elevated plant protection machine[D]. Changchun：Jilin Agricultural University，2022. (in Chinese)
[25] 朱洋洋，桑永英，胡敏英，等. 高地隙可调节底盘喷雾机的设计及稳定性分析[J]. 农机化研究，2020，42(8)：68－73.
ZHU Yangyang，SAN Yongying，HU Minying，et al. Design and stability analysis of a high ground clearance adjustable chassis sprayer[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research，2020，42(8)：68－73. (in Chinese)
[26] SHI Y，SHU X，JIANG P，et al. Design and experimental study on automatic levelling system of high ground gap plant protection system chassis[J]. International Journal of Applied Systemic Studies，2020，9(1)：11－25.
[27] 李一，高亚东，贺建华，等. 四点调平系统刚柔耦合建模及机液联合仿真[J]. 液压与气动，2018(12)：79－83.
LI Yi，GAO Yadong，HE Jianhua，et al. Rigid-flexible coupling model and hydro-mechanical co-simulation of a four-point leveling system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics，2018(12)：79－83. (in Chinese)
[28] 李扬，杜帅，陈宝林，等. 高枝修剪机姿态协调控制与精准锯切定位[J]. 农业工程学报，2017，33(10)：40－48.
LI Yang，DU Shuai，CHEN Baolin，et al. Attitude coordination control and accurately sawing-positioning of high-branch pruning machine[J]. Transactions of the CSAE，2017，33(10)：40－48. (in Chinese)
[29] 姜惠，唐小虎，张旭烽，等. 丘陵山地姿态调整轮式拖拉机运动控制研究[J]. 农业机械学报，2024，55(6)：392－403.
JIANG Hui，TANG Xiaohu，ZHANG Xufeng，et al. Research on motion control of hilly and mountainous terrain attitude adjustment wheel tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2024，55(6)：392－403. (in Chinese)
[30] 陈晨. 番茄收获机底盘调平液压系统设计及基于 AMESim 的仿真[J]. 液压气动与密封，2023，43(9)：28－33.
CHEN Chen. Design of hydraulic system for chassis levelling of tomato harvester and simulation based on AMESim[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals，2023，43(9)：28－33. (in Chinese)
[31] 孙永佳，周军，李学强，等. 马铃薯联合收获机车身调平系统设计与试验[J]. 农业机械学报，2020，51(增刊1)：298－306.
SUN Yongjia，ZHOU Jun，LI Xueqiang，et al. Design and testing of the body leveling system for potato combine harvesters[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2020,51(Supp. 1)：298－306. (in Chinese)
[32] HE Zhizhu，SONG Zhansheng，WANG Longlong，et al. Fasting the stabilization response for prevention of tractor rollover using active steering：controller parameter optimization and real-vehicle dynamic tests[J]. Computers and Electronics in Agriculture，2023，204：107525.