doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.09.005

面向育种表型监测的水旱两用六轮差速式机器人底盘设计与试验

苏　淼　郧亚泽　丁　兵　曹卫星　朱　艳　姚　霞　周　栋

（南京农业大学国家信息农业工程技术中心，南京 210095）

摘要：为解决育种作物表型监测机器人底盘易损伤作物、灵活性与通过性欠佳等问题，结合我国热区的常见大田作物种植农艺特点，以 Solidworks 软件设计了轮距可在 1 800 ~ 2 000 mm 无级精准调节的水旱通用型六轮差速式表型监测机器人底盘。通过理论计算结果设计选型了关键部件和分析了底盘转向、稳定及通过性能，并明确了以水田刚性叶轮和充气橡胶轮两种行走装置适配水旱田环境，以及以滚珠丝杠机构调节底盘轮距。利用 ANSYS 有限元软件进行车架关键部件的强度和刚度分析以及模态分析，仿真结果表明车架强度和刚度满足使用要求，一阶固有频率为 59.58 Hz，可避免与地面共振。样机试制后进行田间试验，结果可得两种形态底盘的最大行驶速度为 1.21、1.23 m/s，加速度为 0.34、0.35 m/s^2，平均直线偏驶率为 1.43% 和 2.56%，最小转弯半径均为 1 626 mm，纵向爬坡角为 37°，垂直障碍翻越高度为 435 mm，水田越埂高度为 320 mm。样机试验结果与理论分析相符，表明底盘性能优良，可满足热区大田作物育种表型监测需求，为热区表型监测提供技术和装备支撑。

关键词：育种表型监测；六轮底盘；轮距可调；差速转向；水旱两用

中图分类号：S224.9　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2026)09-0049-10　　**OSID**：

Design and Experiment of Amphibious Six-wheel Differential-drive Robot Chassis for Breeding Phenotyping Monitoring

SU Miao　YUN Yaze　DING Bing　CAO Weixing　ZHU Yan　YAO Xia　ZHOU Dong

(*National Engineering and Technology Center for Information Agriculture*, *Nanjing Agricultural University*, *Nanjing* 210095, *China*)

Abstract: Aiming to address issues such as crop damage, insufficient flexibility, and poor trafficability of existing chassis for crop breeding phenotypic robots, an amphibious six-wheel differential steering chassis was designed via Solidworks. The design incorporated the agronomic characteristics of major field crops in China's tropical regions and features a stepless, precisely adjustable wheel track ranging from 1 800 mm to 2 000 mm. Based on theoretical calculations, key components were selected, and the steering, stability, and trafficability of the chassis were analyzed. Specifically, a ball screw mechanism was employed for wheel track adjustment, while two interchangeable travel mechanisms—rigid impellers for paddy fields and pneumatic rubber tires for dry land—were configured to adapt to amphibious environments. Finite element analysis (ANSYS) validated the frame's structural integrity, identifying a first-order natural frequency of 59.58 Hz to effectively prevent ground resonance. Field trials confirmed the prototype's robust performance: it achieved a maximum speed of 1.23 m/s, a minimum turning radius of 1 626 mm, climbing angles exceeding 37°, a vertical obstacle clearance of 435 mm, and a ridge crossing capability of 320 mm. The experimental results corroborated the theoretical analysis, demonstrating excellent chassis performance that satisfied the requirements for field crop phenotyping in tropical regions, thereby providing technical and equipment support for phenotyping monitoring.

Key words: breeding phenotyping monitoring; six-wheel chassis; adjustable wheel track; differential steering; paddy-upland dual-purpose

收稿日期：2026-01-28　修回日期：2026-02-10

基金项目：国家重点研发计划项目(2021YFD2000101)

作者简介：苏淼(1997—)，男，博士生，主要从事农业机器人和传感器研究，E-mail：sumiao@stu.njau.edu.cn

通信作者：周栋(1991—)，男，副教授，博士，主要从事农业机器人和传感器研究，E-mail：zhoudong@njau.edu.cn

0 引言

作物品种遗传改良是提升作物生产力的核心支撑,更是保障国家粮食安全的关键环节,其中热区作物遗传育种科研已纳入国家战略布局,对保障我国种业自主可控与农业高质量发展具有重要意义[1-2]。表型组学技术的兴起与发展为作物遗传改良提供了核心技术支撑,而植物表型信息的高通量获取则是表型组学技术落地应用的关键瓶颈。传统人工采集大田作物表型信息的方式,存在覆盖规模小、数据获取效率低、人为误差大等固有缺陷,不仅难以满足热区及常规作物遗传育种对海量表型数据的需求,更严重制约了植物表型技术的规模化发展[3]。育种表型监测机器人平台可搭载多类型感知传感器,自主巡逻式近距离高通量获取群体、单株及器官级表型参数,已成为突破高通量表型获取技术瓶颈的关键方向[4]。

国外学者较早开展了表型信息获取机器人的相关研究工作[5-6]。国内该领域研究起步相对滞后,但已受到各大高校与科研机构的广泛关注。文献[7]研发了一款面向小麦的表型监测机器人,其轮距与离地间隙可手动调节,但不能用于热区的常见水田环境。文献[8]提出了 3 种行走机构的轮距可调的底盘,但是履带式底盘较为笨重,轮式底盘转向不灵活且与土壤接触面积小,容易在水田陷车。梳理现有研究成果发现,国内外田间表型监测机器人底盘目前大多数采用变结构设计,但无法兼顾水田环境。部分在水田中能够使用的底盘,对于通过性和转向灵活性考虑不足,如存在底盘在水田沉陷和打滑等现象[9]。

针对上述的旱地变结构底盘与水田作业环境的兼容性矛盾,以及水田底盘低沉陷性能与高转向灵活性的性能平衡矛盾,本文结合常见大田种植模式与农艺特点,开展育种表型监测机器人底盘的整体结构设计。在底盘关键结构设计中,针对常见大田旱田与水田的环境差异,设计水田叶轮及橡胶轮两种可快速切换的行走机构,确保机器人在不同作业环境下的通过性与灵活性;为适配不同作物种植行间距及作物生长发育带来的尺寸变化,设计底盘轮距调节装置,实现轮距无级调节,最大限度降低对作物的碾压损伤。并且底盘采用 3×3 的六轮差速形式,提高车辆接地面积和转向灵活性,提升复杂环境通过性与稳定性,降低作物和土壤压实损伤。通过整机结构性能分析与关键部件有限元仿真,从理论与计算机仿真层面验证底盘设计的可靠性。试制样机完成验证底盘性能的大田试验。

1 育种表型监测机器人底盘整体设计

1.1 作业要求和设计目标

大田作物的种植间距是底盘需要适配的关键农艺参数。常见大田作物如水稻、小麦的行间距为 20~35 cm,最大株高为 80~120 cm;油菜和大豆行间距分别为 20~40 cm 和 40~50 cm,其最大株高分别为 140~150 cm 和 50~90 cm。为适配常见作物种植环境、差异化间距及生长空间动态变化,育种表型监测机器人底盘需满足四大要求:低损伤性,适配稻麦窄行与大豆宽行,适应作物生长尺寸差异,减少损伤作物;高稳定性与通过性,适配水田和旱田场景,稳定性和越埂能力好;充足动力与灵活转向,输出动力足、转向灵活、转弯半径小,满足复杂田间作业;高负载与长续航,可搭载多类型或重型传感器,且保障续航时间。

1.2 整机结构和工作原理

我国地域跨度大和耕地分布广,大田作物种类丰富且种植模式呈现多样性,这对面向作物表型监测的机器人底盘提出了多维度技术要求。我国热区建立了多种作物的遗传育种科研基地,本文针对常见大田作物的种植农艺特征与生长特性,研发了水旱环境兼用的六轮差速式机器人底盘。这类特征直接影响表型监测机器人底盘的田间作业效能,具体涵盖种植环境差异、行间距配置及最大株高动态变化等关键因素。

具体设计方案如下:选用大功率电动六轮驱动架构结合差速转向技术,保障底盘动力输出强度与转向操作灵活性;配置水田专用叶轮与旱田橡胶轮两套行走装置,快速切换两种行走方式,确保底盘在水田和旱田场景中均具备优良通过性,六轮的多接触点设计可提升抓地力和承载力,减少打滑风险;采用轻量化设计技术优化底盘结构,在降低底盘整体重量的同时,进一步提升设备续航时长,从而满足长时间表型监测需求。

1.2.1 整机结构

水旱兼用六轮差速式育种表型监测机器人底盘结构如图 1 所示。核心构成包括行走机构、驱动电机套装、顶部平台、侧边支架及电气控制柜。为了适应大田作物的成行种植,整体采用龙门架式框架设计,使车轮在行间行进,并且单侧车轮尽可能窄以适应常见的间距,单侧宽度设计为 250 mm,从而减少或者避免碾压作物,为了适应常见作物的种植行间距,设计了轮距在 200 mm 可调的轮距调节装置。并根据热区常见的作物生长最大高度,设计底盘平台中空高度为 1 300 mm。底盘主要设计参数见表 1。

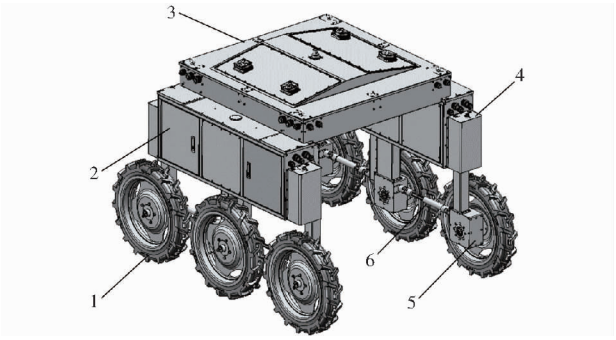


图 1　育种表型监测机器人六轮差速底盘结构示意图

Fig. 1　Structural schematic of six-wheel differential chassis for breeding phenotypic robot

1. 橡胶轮　2. 电气控制柜　3. 顶部平台　4. 侧体支架　5. 减速器　6. 万向节

表 1　机器人底盘主要技术参数

Tab. 1　Main technical parameters of robot chassis

参数	数值
长 × 宽 × 高/(mm × mm × mm)	2 200 × (2 200 ~ 2 400) × 1 600
质量/kg	550
行走动力/kW	8.8
轮距/mm	1 800 ~ 2 000
可测量作物行宽度/mm	1 400 ~ 1 550
第 1 轴和第 3 轴轴距/mm	1 800
平台离地间隙/mm	1 300

其中，行走机构使用刚性叶轮与橡胶轮，可快速切换以适配水田旱田环境行进需求；驱动系统通过在两侧边支架各安装 1 台伺服电机，经皮带轮将动力传递至中间车轮，再由万向节分别传至前后车轮；转向采用差速转向方式；顶部平台集成车架与轮距调节装置；电气控制柜则安装于两侧边支架内。

1.2.2　工作原理

针对不同作物的适配需求，机器人底盘顶部平台搭载轮距调节机构，可实现轮距的无级精准调控，如图 2 所示。底盘采用跨行行走方式，结合无级轮距调节功能与窄型侧边支架，能灵活应对多样种植行间距，大幅减少作物碾压问题。此外，底盘的中空平台采用高离地间隙设计，可覆盖常见作物的极限株高，既满足作物生长周期内株高动态变化的适配需求，又能最大程度降低对作物的扰动破坏。

机器人底盘配备刚性叶轮与橡胶轮两种行走机构，可快速切换以适配水田和旱田场景行进需求，其中刚性叶轮适用于水田，橡胶轮适配旱田。

2　关键部件设计

2.1　行走装置

水田刚性叶轮多应用于插秧机底盘，在水田环境中具备优良通过性；充气橡胶轮在旱田的减振性能优于前者，能保障机器人表型数据采集的平稳性。育种表型监测机器人底盘配置这两种行走机构，可提升对大田环境的适应性，确保不同环境下作物表型信息的高通量采集，如图 3 所示。二者直径均为 650 mm、宽度 20 cm，窄幅设计可适配作物行间距，降低对作物的碾压损伤。

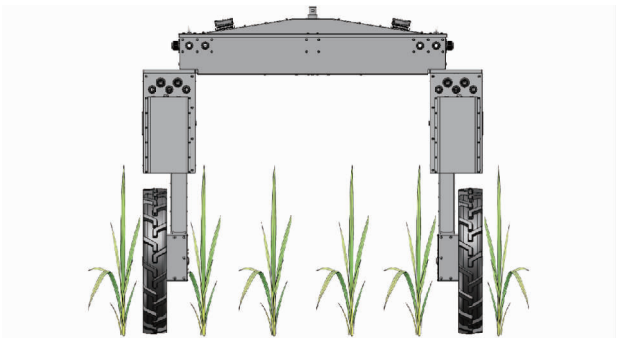
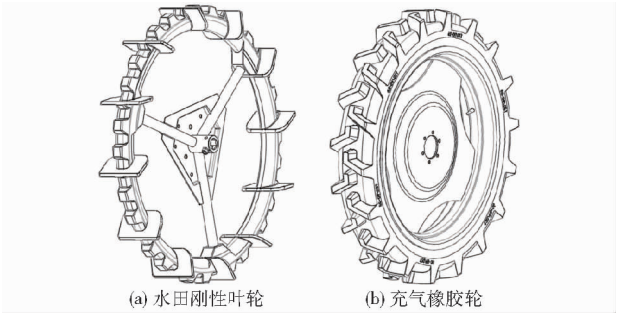


图 2　育种表型监测机器人跨行工作正视图

Fig. 2　Phenotypic information sensing front view of robot working across rows



(a) 水田刚性叶轮　(b) 充气橡胶轮

图 3　行走装置

Fig. 3　Walking devices

2.2　驱动和转向部件

本文提出的六轮差速式底盘，左右两侧各配置 1 台伺服电机，其结构如图 4 所示。中置电机经皮带传动至中间车轮减速器，再通过柔性万向节将动力传递到前后车轮减速器，最终驱动 3 个车轮；各减速器减速比一致，以保证六轮均有驱动力且转速相同。此外，所有车轮均设有独立减振弹簧，车轮支腿可沿滑柱独立跳动实现减振。

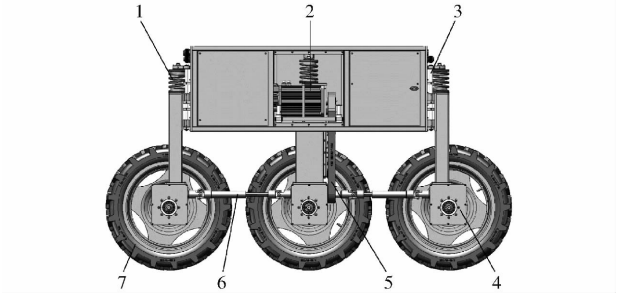


图 4　驱动部件结构图

Fig. 4　Diagram of driving components structure

1. 减振弹簧　2. 伺服电机　3. 滑柱　4. 减速器　5. 传动皮带　6. 万向节　7. 车轮

机器人底盘在田间作业过程中受到的行驶阻力主要包括滚动阻力、斜坡阻力、惯性阻力[10]。底盘在田间获取作物表型信息时主要是匀速行驶,不考虑加速阻力影响,行驶总阻力 F_Z 表示为

$$F_Z = mg(f_1\cos\theta_1 + \sin\theta_1) + \delta ma \tag{1}$$

式中 m——底盘质量,取 550 kg

g——重力加速度,取 9.8 m/s^2

f_1——滚动阻力系数,取 0.15

θ_1——最大爬坡角,取 25°

δ——质量增加系数,取 1.3

a——行驶加速度,取 0.8 m/s^2

根据式(1)可以得出机器人底盘行驶总阻力 F_Z 约为 3 579 N。驱动电机功率 P_d 计算公式为

$$P_d = \frac{F_Z v}{z_\eta \eta} \tag{2}$$

式中 z_η——驱动电机数量,取 2

η——机械效率,取 0.8[11]

v——行驶速度,取 1 m/s

根据式(2)计算可知,机器人底盘选用的驱动电机功率应大于 2 238 W。因田间地形复杂,预留 30% 以上功率余量,选取伺服电机额定功率 3 000 W,额定转速 3 000 r/min,转矩 20 N·m,额定电压 48 V,并配备减速比为 50 的减速器输出动力。

前述计算聚焦底盘驱动动力需求,而差速转向过程中的摩擦力矩,同样是驱动电机动力输出需重点考量的关键因素[12]。本研究机器人底盘采用六轮全驱动差速转向方式,可实现零半径自转;因车轮无垂直地面的转动自由度,转向时摩擦力方向与驱动力会形成夹角。计算过程中不计空气阻力与滚动摩擦力,具体受力分析如图 5 所示。

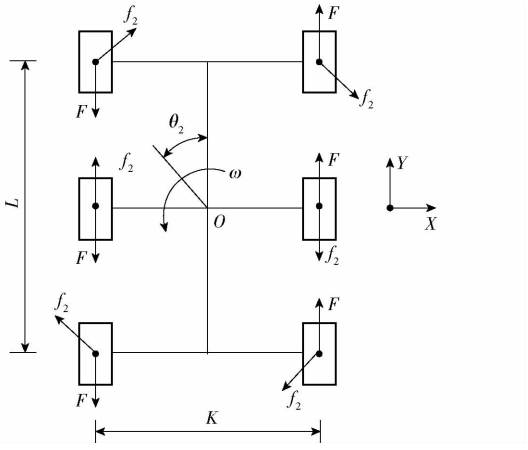


图 5 转向受力分析

Fig. 5 Steering force analysis

由理论力学平衡条件,可得 O 力矩平衡方程

$$2F\frac{K}{2} + 4Fr\sin\theta_2 + 2f_2\frac{K}{2} + 4Fr = 0 \tag{3}$$

$$r = \sqrt{L^2 + K^2} \tag{4}$$

$$f_2 = \mu_a mg \tag{5}$$

式中 L——轴距,取 2 000 mm

K——轮距,取 2 000 mm

r——弦长

F——车轮驱动力

θ_2——转向角,此时为静止,取 0°

f_2——地面对车轮的滑动摩擦力

μ_a——摩擦因数,取 0.2

代入式(3)得 F 约为 190 N,代入公式

$$M_{in} = \frac{FR + ma}{\eta} \tag{6}$$

式中 R——车轮半径,取 375 mm

M_{in}——最小静止转矩

解得 M_{in} 为 639 N·m,于是选用单台电机转矩 20 N·m,减速器的减速比为 50,符合转矩需求[13]。

2.3 轮距调节装置

机器人底盘通过轮距调节装置可实时精确调节轮距,以适配作物不同种植间距,从而减小对作物的碾压损伤,装置结构如图 6 所示。轮距调节装置以伺服电机为驱动源,配套滚珠丝杠作为传动组件:伺服电机驱动滚珠丝杠运转,带动连杆机构伸缩,使底盘两侧边支架与顶部支架平台沿滑柱产生相对位移,最终实现轮距调节。该装置前后各布置一组,其中伺服电机关联滚珠丝杠的闭环反馈行程功能,可精准控制轮距变化。

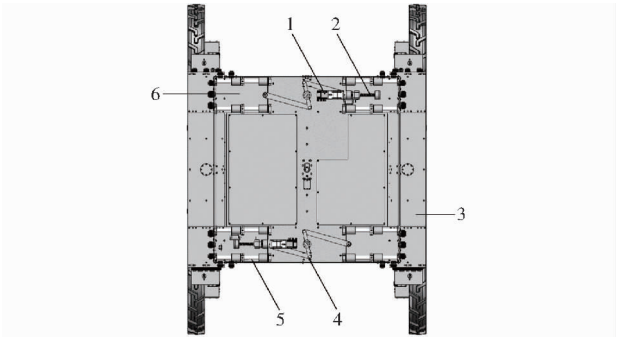


图 6 轮距调节装置结构示意图

Fig. 6 Diagram of wheel track adjustment device

1. 伺服电机 2. 滚珠丝杠机构 3. 侧边支架 4. 连杆机构 5. 滑柱 6. 顶部支架平台

底盘在轮距调节中会产生较大的侧向滑动摩擦力,依据底盘静止时的滑动摩擦力对伺服电机和滚珠丝杆机构进行选型,可知侧向滑动阻力为

$$F_c = mg\lambda \tag{7}$$

式中 F_c——滑动阻力

λ——滑动阻力系数,取 0.7

通过式(7)计算得到底盘侧向滑动的阻力为 3 773 N。滚珠丝杆所需扭矩计算公式为

$$T_m = \frac{F_a P_h}{2\pi\eta_m} \tag{8}$$

式中　T_m——滚珠丝杠所需扭矩

F_a——滚珠丝杠实际输出轴向推力

P_h——滚珠丝杠导程，丝杠每转一圈的轴向移动距离

η_m——电机与滚珠丝杠间的传动效率，取 0.8

本文选取直径为 20 mm、导程为 5 mm 的滚珠丝杠，代入式(8)可得所需的扭矩约为 37 N·m，因此选取额定功率为 200 W 的电机，输出扭矩为 0.64 N·m，再结合减速比为 70 的减速器，额定输出扭矩为 46.9 N·m，满足轮距调节的推力需求。

3　性能分析

3.1　转向性能分析

机器人底盘基于差速转向模型实现转向[14]，其差速转向示意图如图 7 所示。底盘 6 个车轮采用固定装配方式，确保车身行进中保持平行。左右两侧同侧车轮维持相同转速，通过调控底盘两侧的速度差异即可实现差速转向。

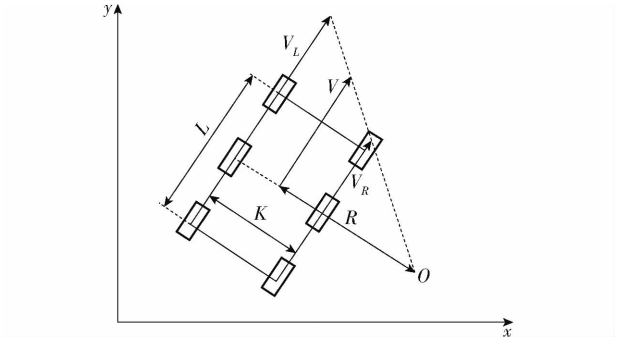


图 7　差速转向示意图

Fig. 7　Diagram of differential steering

由图 7 可得，在不考虑车轮滑转和滑移的条件下，底盘的转弯半径为

$$R_S = \frac{K(V_L + V_R)}{2(V_L - V_R)} \tag{9}$$

式中　R_S——转弯半径

V_R——右侧车轮线速度

V_L——左侧车轮线速度

当右侧车轮制动时，左侧车轮绕着右侧车轮中心处转动，此时转弯半径最小，与底盘轮距相等[15]，代入式(9)可得 $R_S = 1\,600$ mm。

3.2　稳定性分析

机器人底盘田间作业环境地况复杂，需重点考量整机行驶稳定性——该性能直接影响底盘行驶安全性与操纵性，主要涵盖横向稳定性与纵向稳定性两类指标。通过 Solidworks 软件仿真，分析两种行走机构底盘搭载常见表型传感器后的质心高度及位置，结果表明表型传感器对底盘质心参数的影响可忽略不计，且两种车轮的重量差异不大，底盘质心参数基本一致。因此，本文选取橡胶车轮形态的底盘开展稳定性分析，以纵向上坡/下坡极限翻倾角、横向侧翻极限角作为衡量底盘行驶稳定性的核心指标[16]。

3.2.1　纵向坡地行驶稳定性分析

纵向极限翻倾角指机器人底盘驻车或静止于坡道时，能保持稳定且不发生纵向翻倾的最大坡度角[17-18]。假设路面为刚体、忽略车轮变形，按低速匀速行驶状态考虑，仅计入滚动阻力与坡道阻力，其上坡与下坡受力分析如图 8 所示。

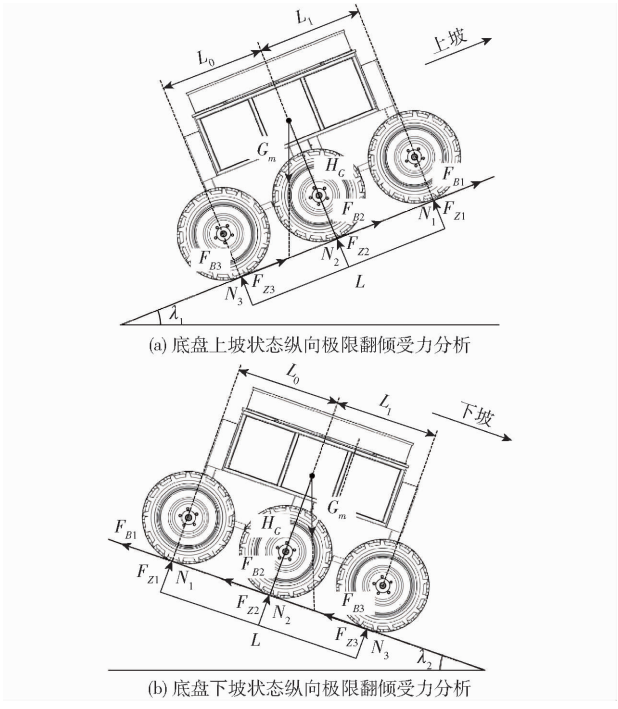


图 8　纵向坡地行驶稳定性分析

Fig. 8　Analysis of longitudinal limit overturning force

当底盘处于上坡状态时，建立平衡方程

$$\begin{cases} F_{B1} + F_{B2} + F_{B3} = G_m \sin\lambda_1 \\ F_{Z1} + F_{Z2} + F_{Z3} = G_m \cos\lambda_1 \\ G_m \sin\lambda_1 H_G + F_{Z2} L_0 + F_{Z1} L = G_m L_0 \cos\lambda_1 \end{cases} \tag{10}$$

式中　F_{Z1}、F_{Z2}、F_{Z3}——前、中、后轮对地面的垂直反力

F_{B1}、F_{B2}、F_{B3}——前、中、后轮摩擦力

L_0——质心到后轮中心线的距离

H_G——质心高度　　G_m——底盘重力

λ_1——上坡时的纵向极限翻倾角

当底盘为上坡极限倾翻临界状态，则 F_{Z1} 和 F_{Z2} 都为零，可得底盘的上坡极限翻倾角为

$$\lambda_1 = \arctan\frac{L_0}{H_G} \tag{11}$$

底盘处于下坡状态时,建立平衡方程

$$\begin{cases} F_{B1}+F_{B2}+F_{B3}=G_m\sin\lambda_2 \\ F_{Z1}+F_{Z2}+F_{Z3}=G_m\cos\lambda_2 \\ G_mH_G\sin\lambda_2+F_{Z2}L_1+F_{Z1}L=G_mL_1\cos\lambda_2 \end{cases} \tag{12}$$

式中 λ_2——下坡时的纵向极限翻倾角

L_1——质心到前轮中心线的距离

当底盘处于下坡极限倾翻临界状态,则 F_{Z1} 和 F_{Z2} 为零,可得下坡状态的极限翻倾角为

$$\lambda_2=\arctan\frac{L-L_0}{H_G} \tag{13}$$

由上述分析可知,机器人底盘的稳定性直接取决于底盘重心的高低,重心越低,稳定性越好。底盘轴距 L 为 1 800 mm,将机器人底盘的三维模型导入 Solidworks,得到质心高度 H_G 为 1 100 mm,重心到后轮轴线水平距离 L_0 为 850 mm,代入式(11)、(13)中可得 λ_1 约为 37.6°,λ_2 约为 40.7°。

3.2.2 横向爬坡行驶稳定性分析

横向翻倾角指机器人底盘静止于横向坡道或沿其等高线匀速行驶时,不发生倾翻的最大坡度角,相关受力情况如图 9 所示。当重力延长线与坡道的接触点处于左右车轮接地范围之间时,底盘即可避免横向倾翻。

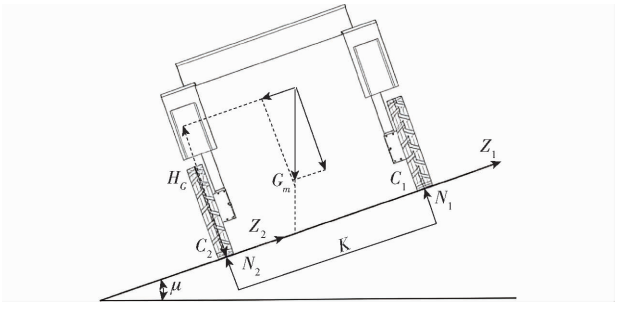


图 9 底盘横向极限翻倾受力分析

Fig. 9 Analysis of lateral limit overturning force

当底盘静止在横向坡道上时,建立平衡方程

$$\begin{cases} Z_1+Z_2=G_m\sin\mu \\ N_1+N_2=G_m\cos\mu \\ G_mH_G\sin\mu+Z_1K=G_m\dfrac{K}{2}\cos\mu \end{cases} \tag{14}$$

式中 Z_1、Z_2——地面阻止左、右两车轮横向滑动的力

N_1、N_2——地面对左、右车轮的垂直反力

μ——横向极限侧翻角

当底盘处于横向倾翻的临界状态,则 $F_{Z1}=0$,可得底盘在横向坡道上的横向极限侧翻角为

$$\mu=\arctan\frac{K}{2H_G} \tag{15}$$

由上述分析可知,横向翻倾角 μ 与底盘轮距 K 成正比,与底盘重心高度成反比。已知质心高度为 1 100 mm,底盘最小轮距 K 为 1 800 mm,最大轮距 K 为 2 000 mm,代入式(15)中可得,轮距最小时的横向翻倾角为 39.2°。

3.3 通过性分析

通过理论量化底盘越障碍极限,明确底盘最大可越台阶高度,从理论计算数值层面验证该底盘在大田作业场景的适用性,并为其田间实际应用提供理论依据。由于越台阶时车速极低,可通过分析受力图建立越台阶模型并求解[19-20]。

3.3.1 第 1 轴越台阶计算

图 10 为简化后的 3×3 轮式有悬架车辆第 1 轴越台阶分析图。根据静力学平衡条件 $\sum F_x=0$、$\sum F_y=0$、$\sum M_{o1}=0$,结合地面反力与悬架变形量的关系,建立力学平衡方程组。

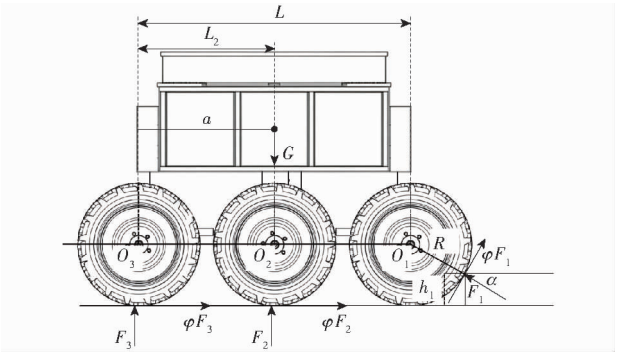


图 10 第 1 轴越台阶受力分析示意图

Fig. 10 Diagram of the first shaft step-over analysis

在车辆结构参数和路面附着系数已知的情况下,可求解各轴受力及越台阶高度 h_1,具体方程组为

$$\begin{cases} F_1(\varphi\sin\alpha-\cos\alpha)+\varphi(F_2+F_3)=0 \\ F_1(\sin\alpha+\varphi\cos\alpha)+F_2+F_3-G=0 \\ \varphi R(F_1+F_2+F_3)-F_2L_2-F_3L+GL_a=0 \\ (L-L_2)F_1(\sin\alpha+\varphi\cos\alpha)-LF_2+L_2F_3=0 \\ h_1=R-R\sin\alpha \end{cases} \tag{16}$$

式中 F_1、F_2、F_3——第 1、2、3 轴受到的地面反力

α——F_1 与地面线的夹角

G——整车重力

L_2——第 1 轴到第 2 轴的距离,取 900 mm

L_a——第 1 轴到车辆质心水平距离,取 900 mm

h_1——第 1 轴越台阶高度

φ——土壤工况下的地面附着系数,取 0.6

计算可得第 1 轴的越台阶高度 $h_1=450.7$ mm。

3.3.2 第 2 轴越台阶计算

图 11 为简化后的 3×3 轮式有悬架车辆第 2 轴

越台阶分析图。采用与第 1 轴越台阶相同的分析原理，由图 11 建立力学平衡方程组

$$\begin{cases} F_2(\varphi\sin\alpha-\cos\alpha)+\varphi(F_1+F_3)=0 \\ F_2(\sin\alpha+\varphi\cos\alpha)+F_1+F_3-G=0 \\ \varphi R(F_1+F_2+F_3)+F_1(L_2\cos\alpha-\varphi R\sin\alpha)- \\ \quad G(L_2-a)\cos\alpha-F_3(L-L_2)=0 \\ LF_2(\sin\alpha+\varphi\cos\alpha)-L_2F_3+L_2F_1-LF_1=0 \\ h_2=R-R\sin\alpha \end{cases} \tag{17}$$

计算得到第 2 轴越台阶高度 h_2 为 317.3 mm。

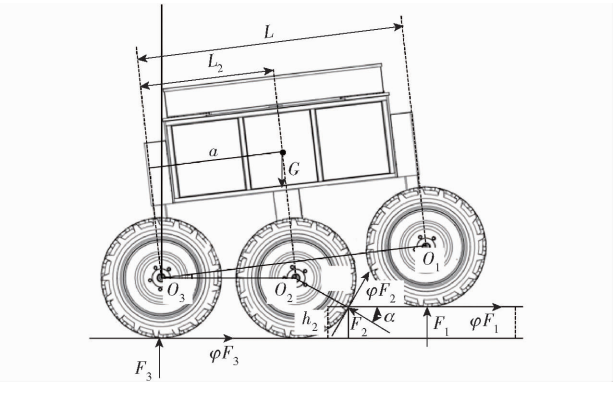


图 11　第 2 轴越台阶受力分析示意图

Fig. 11　Diagram of the second shaft step-over analysis

3.3.3　第 3 轴越台阶计算

图 12 为简化后的 3×3 轮式悬架车辆第 3 轴越台阶分析图。参照第 1 轴和第 2 轴的越台阶分析原理，由图 12 建立力学平衡方程组

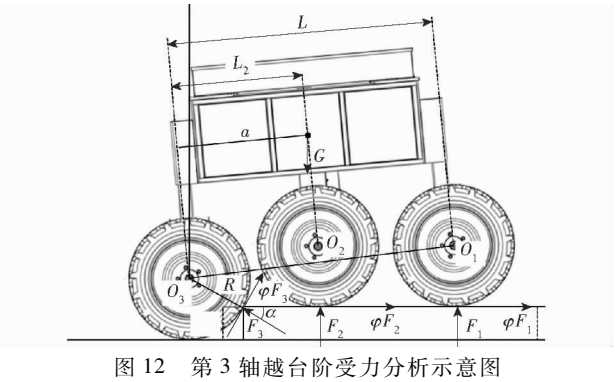


图 12　第 3 轴越台阶受力分析示意图

Fig. 12　Diagram of the third shaft step-over analysis

$$\begin{cases} F_3(\varphi\sin\alpha-\cos\alpha)+\varphi(F_1+F_2)=0 \\ F_3(\sin\alpha+\varphi\cos\alpha)+F_1+F_2-G=0 \\ \varphi R(F_1\sin\alpha+F_2\sin\alpha+F_3)+F_1L+ \\ \quad F_2(L-L_2)+\varphi F_3R-G(L-a)=0 \\ (L-L_2)F_1-LF_2+L_2F_3(\sin\alpha+\varphi\cos\alpha)=0 \\ h_3=R-R\sin\alpha \end{cases} \tag{18}$$

计算得到第 3 轴越台阶高度 h_3 为 207.2 mm。

4　车架有限元仿真分析

车架为底盘的核心支撑部件，除承受外壳、电池等部件的静态应力外，还需抵御田间表型信息获取时动态载荷的冲击，故车架需具备较高刚度[21]。通过 Solidworks 软件构建车架三维模型，借助 Workbench 软件开展车架整体刚度、强度仿真分析及模态分析。将车架三维模型导入 Ansys Workbench 后，按 45 号钢材料特性设置参数：弹性模量 210 GPa、屈服强度 355 MPa、泊松比 0.3、密度 7 810 kg/m^3，随后进行网格划分。本模型采用四面体网格[22-23]，划分后单元数 311 802 个、节点数 664 922 个，车架网格如图 13 所示。

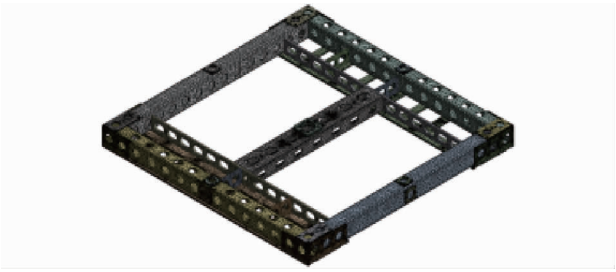


图 13　车架网格划分模型

Fig. 13　Frame grid meshing model

考虑车架需承受两侧支架质量，设定仿真载荷与边界条件：计入重力作用，两侧下支撑面受力 6 000 N、支架承重 600 N，车架底面采用固定约束。由图 14a 可知，车架最大应力为 34.008 MPa，集中于前后两面中间位置，小于许用应力，由图 14b 可见，最大变形位于两侧中间位置，变形量为 0.316 73 mm，强度和刚度指标满足设计要求。

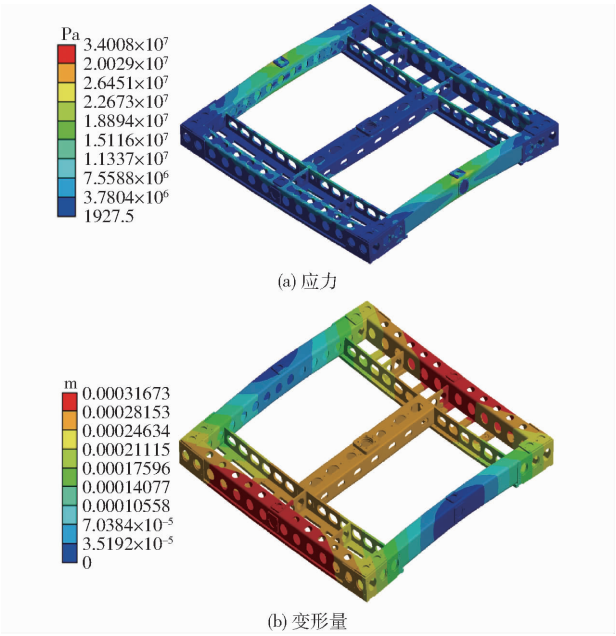


图 14　车架有限元分析结果

Fig. 14　Finite element analysis results of frame

对车架按刚体模型开展自由模态分析,重点分析前 6 阶固有频率与振型,结果如表 2 所示。车架第 1 阶固有频率为 59.58 Hz,而地面激励频率通常约 20 Hz[24],故车架可有效规避共振。从变形特性来看,最大变形集中于车架中间加强安装梁,在本文作业场景下已满足刚度需求。

表 2 车架前 6 阶模态分析结果

Tab.2 Modal analysis results of the first six orders of frame

阶数	固有频率/Hz	最大变形量/mm
1	59.580	0.124
2	78.012	0.122
3	96.189	0.101
4	113.220	0.177
5	126.610	0.116
6	298.570	0.248

5 田间试验

由理论分析和仿真模拟可知,本文设计的底盘能够满足设计要求。样机试制后,在海南省三亚市开展大田试验。

5.1 直线行驶试验

用底盘直线加速试验来评估育种表型监测机器人底盘的动力特性,测定其最大行驶速度与加速度指标。图 15 呈现了本次试验的现场情况,试验选取 30 m 长的大田地块,操控机器人以最大加速度沿直线行驶,利用卫星导航系统完成车速与加速度的精准测量。其中,刚性叶轮式底盘适配水层 15 cm 的水田环境测试,充气橡胶轮式底盘则在旱地土壤条件下进行试验。



(a) 充气橡胶轮形态 (b) 刚性水田轮形态

图 15 底盘试验场景

Fig.15 Field experiment

在 3 种不同状况的大田环境下标出 30 m 的边线及起始线和终点线,保持直行状态,中途不进行方向变换,图 16 为试验示意图。

直线行驶偏移率是评价底盘操纵性能的重要指标,记录初始点与边线的直线距离 l_1 和横向距离 l_2,计算偏移量 l_1-l_2,重复 3 次试验。偏移率 p_1 计算公式为

$$p_1=\frac{l_1-l_2}{30}\times 100\% \tag{19}$$

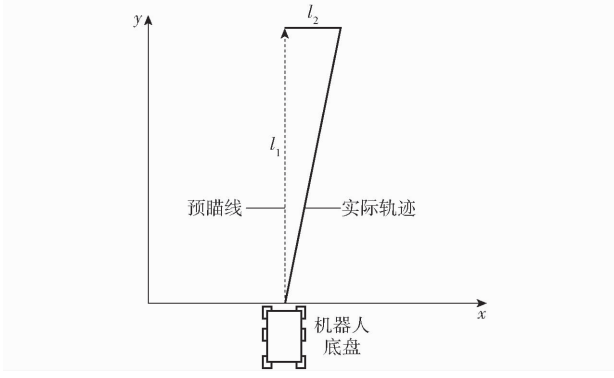


图 16 直线行驶试验示意图

Fig.16 Schematic of straight-line driving test

表 3 所示为机器人底盘的两种行走机构形态的多次试验结果平均值,试验结果表明,底盘的直线加速性能较好,综合行驶偏差较小,能满足机器人田间作业需求。

表 3 直线行驶试验结果

Tab.3 Chassis straight-line driving test data

行走机构形态	最大速度/($m\cdot s^{-1}$)	最大加速度/($m\cdot s^{-2}$)	平均偏移率/%
刚性叶轮	1.21	0.35	2.56
充气橡胶轮	1.23	0.34	1.43

5.2 转向性能试验

底盘转弯性能通过转弯半径来表征,在进行极限转向时,底盘在地面轨迹的最大圆形半径就是转弯半径。在硬质地面上分别进行底盘的两种行走机构形态的原地转向试验,测量最小转弯半径。底盘为刚性叶轮和橡胶充气轮形态通过差速转向实现原地转向,最小转弯半径为 1 626 mm,与理论计算基本相符。通过试验结果可知,机器人底盘具有较好的转向灵活性,能够满足实际作业需求。

5.3 爬坡试验

采用多组砖块与铁质平板搭建测试场景,开展机器人底盘横纵向爬坡试验,如图 17。通过调节至不同的坡度,并操控机器人直线行驶爬坡,随后测量爬坡角度。试验结果显示,底盘纵向爬坡角最大为 37°,与理论分析值基本符合,其横纵向稳定性可满足实际作业要求。

5.4 通过性试验

以底盘翻越垂直阶梯及田埂的能力评估其通过性能,如图 18 所示。翻越垂直障碍测试采用砖块叠加调节不同台阶高度,试验中低速正向翻越,并确保砖块无位移、不倒倾,最终测得底盘可翻越的垂直障碍高度为 437 mm。在水田田埂测试选取 5 条田埂,实测平均高度为 320 mm,底盘直线低速通过并恢复水平姿态即完成越障,试验验证该底盘可顺利翻越



图 17　底盘爬坡试验

Fig. 17　Robot chassis climb test

水田田埂，与理论计算结果协同分析可满足大田作业工作要求。



(a) 底盘翻越垂直障碍试验



(b) 底盘翻越田埂试验

图 18　底盘通过性试验

Fig. 18　Robot chassis pass test

5.5　轮距调节试验

为验证底盘轮距无级调节功能的可靠性和精准性，于旱田环境开展试验。通过控制系统设定不同轮距，调节完成后测量实际轮距，累计完成 50 组不同轮距的调节测试。图 19 呈现了设定轮距与实测轮距的对应数据，调节精度的 R^2 为 0.999，结果表明该底盘轮距调节功能稳定可靠，设计的轮距调节装置满足工作。

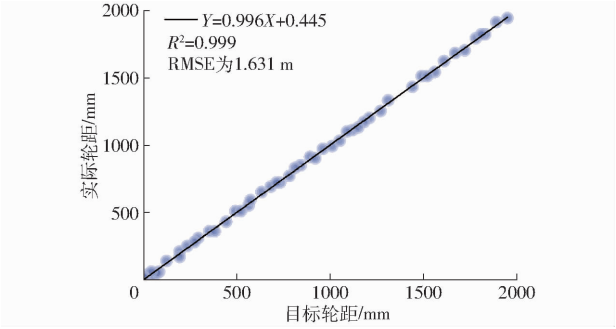


图 19　底盘轮距调节试验结果

Fig. 19　Robot chassis wheel track adjustment test result

6　结论

(1) 面向我国热区大田作物育种表型监测任务，设计水旱通用型六轮差速转向机器人底盘，具备 1 800 ~ 2 000 mm 无级轮距调节功能。阐述了底盘的结构组成与工作机制，并对行走、驱动、转向及轮距调节装置等关键部件开展设计与部件选型工作。

(2) 针对底盘转向性能、稳定性、通过性理论分析表明，轮式底盘差速转向最小转弯半径为 1 600 mm；刚性叶轮形态底盘（重心最高）的上下坡极限翻倾角为 37.6°、40.7°，横向侧翻角 39.2°；三轴越埂高度分别为 450.7、317.3、207.2 mm。基于 ANSYS 构建底盘关键部件有限元模型，开展车架应力、形变及模态分析，验证车架强度与刚度满足设计要求，且其一阶固有频率 59.58 Hz，能有效防止与地面共振。

(3) 样机试制完成后，分别装配水田叶轮与橡胶轮，在水田、旱田环境开展试验。结果显示两类底盘田间直线行驶最大速度为 1.21、1.23 m/s，加速度 0.35、0.34 m/s^2，行驶平均偏驶率为 2.56%、1.43%；最小转弯半径均为 1 626 mm，纵向爬坡角均达 37°；垂直障碍翻越高度 437 mm，水田田埂通过高度可达 320 mm。试验证实，该底盘行驶性能优良，可满足表型监测作业的实际需求。

参　考　文　献

[1] 宋鹏，李正达，杨蒙，等. 作物表型机器人研究现状与展望[J]. 农业机械学报，2025，56(3)：1 - 17.
SONG Peng, LI Zhengda, YANG Meng, et al. Current status and prospects of crop phenotyping robots[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(3): 1 - 17. (in Chinese)

[2] ZHAO C, ZHANG Y, DU J, et al. Crop phenomics: current status and perspectives[J]. Frontiers in Plant Science, 2019, 10: 714.

[3] BANAN D, PAUL R E, FELDMAN M J, et al. High-fidelity detection of crop biomass quantitative trait loci from low-cost imaging in the field[J]. Plant Direct, 2018, 2(2): e00041.

[4] BAO Y, GAI J, XIANG L, et al. Field robotic systems for high-throughput plant phenotyping: a review and a case study[M]//ZHOU J, NGUYEN H T. High-throughput Crop Phenotyping. Concepts and Strategies in Plant Sciences. Cham: Springer, 2021: 13 - 38.

[5] STEIN M, BARGOTI S, UNDERWOOD J. Image based mango fruit detection, localisation and yield estimation using multiple

view geometry[J]. Sensors, 2016, 16(11): 1915.
[6] MADEC S, BARET F, DE SOLAN B, et al. High-throughput phenotyping of plant height: comparing unmanned aerial vehicles and ground LiDAR estimates[J]. Frontiers in Plant Science, 2017, 8: 2002.
[7] 姚立立. 空地一体作物长势信息获取平台的构建研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2021.
YAO Lili. Research on the construction of an air-ground integrated crop growth information acquisition platform[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2021. (in Chinese)
[8] 苏淼, 郧亚泽, 姚霞, 等. 轮履切换式作物表型信息感知机器人底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2025, 56(3): 39-48.
SU Miao, YUN Yaze, YAO Xia, et al. Design and experiment of wheel-track switching chassis for crop phenotypic information perception robot [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(3): 39-48. (in Chinese)
[9] 曾杨. 农用六轮仿形底盘结构设计与性能研究[D]. 雅安: 四川农业大学, 2021.
ZENG Yang. Structural design and performance research of agricultural six-wheel profiling chassis[D]. Ya'an: Sichuan Agricultural University, 2021. (in Chinese)
[10] 杜小强, 宁晨, 杨振华, 等. 跨式油茶果收获机底盘行走液压系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(3): 139-147.
DU Xiaoqiang, NING Chen, YANG Zhenhua, et al. Design and experiment of hydraulic system for crawler chassis of straddle type *Camellia oleifera* fruit harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(3): 139-147. (in Chinese)
[11] 王康, 梁秀英, 周风燃, 等. 基于磁导引的式小车作物图像自动采集系统设计与试验[J]. 华中农业大学学报, 2020, 39(2): 141-149.
WANG Kang, LIANG Xiuying, ZHOU Fengran, et al. Automatic crop image acquisition system based on crawler car by magnetic guidance[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2020, 39(2): 141-149. (in Chinese)
[12] 孙广宇. 六轮独立驱动差速转向载人月球车的动力学建模与仿真[D]. 重庆: 重庆大学, 2017.
SUN Guangyu. Dynamic modeling and simulation of six-wheel independent drive differential steering manned lunar rover[D]. Chongqing: Chongqing University, 2017. (in Chinese)
[13] 李科. 六轮腿式移动机器人设计及动力学建模研究[D]. 马鞍山: 安徽工业大学, 2019.
LI Ke. Design and dynamic modeling study of the six-wheel-legged mobile robot[D]. Ma'anshan: Anhui University of Technology, 2019. (in Chinese)
[14] 王法安, 冯严艺, 王迪, 等. 履带式三七收获机底盘转弯机理与性能试验[J]. 农业机械学报, 2025, 56(8): 692-703.
WANG Fa'an, FENG Yanyi, WANG Di, et al. Turning mechanism and performance testing of crawler chassis for *Panax notoginseng* harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(8): 692-703. (in Chinese)
[15] 孙景彬, 楚国评, 潘冠廷, 等. 遥控全向调平山地拖拉机设计与性能试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(5): 358-369.
SUN Jingbin, CHU Guoping, PAN Guanting, et al. Design and performance test of remote control omnidirectional leveling hillside crawler tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(5): 358-369. (in Chinese)
[16] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册(上册)[M]. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2007.
[17] 季位文. 高地隙植保机底盘结构设计与试验研究[D]. 长沙: 湖南农业大学, 2020.
JI Weiwen. Structural design and experimental study of chassis of high gap planter[D]. Changsha: Hunan Agricultural University, 2020. (in Chinese)
[18] 王奉晨. 全地形轮式移动机器人设计与性能分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2018.
WANG Fengchen. Design and performance analysis of all-terrain wheeled mobile robot[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018. (in Chinese)
[19] 王磊, 王慧晶, 高强. 6×6 轮式车辆越障性能研究[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2020, 49(1): 29-32.
WANG Lei, WANG Huijing, GAO Qiang. Research on obstacle crossing performance of 6×6 wheeled vehicles[J]. Small Internal Combustion Engine and Vehicle Technique, 2020, 49(1): 29-32. (in Chinese)
[20] 孙雪莲. 轮式家用监控机器人的车体设计及越障性能分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2015.
SUN Xuelian. Body design and obstacle crossing performance analysis of wheeled household monitoring robot[D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2015. (in Chinese)
[21] 徐世国, 李峰, 钟自成, 等. 煤矿井下钻机用窄体胶轮式底盘关键技术[J]. 科学技术与工程, 2025, 25(21): 8833-8840.
XU Shiguo, LI Feng, ZHONG Zicheng, et al. Study on key technology of narrow body rubber tyre chassis for coal mine drilling rig[J]. Science Technology and Engineering, 2025, 25(21): 8833-8840. (in Chinese)
[22] ZHANG T. Petrov-Galerkin finite element approximation for the three dimensional well model[J]. Journal of Computational and Applied Mathematics, 2015, 277: 47-56.
[23] LITTLE J, ADAM C. Geometric sensitivity of patient-specific finite element models of the spine to variability in user-selected anatomical landmarks[J]. Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering, 2015, 18(6): 676-688.
[24] 支有冉, 赵鸿键, 杨欢, 等. 基于 ANSYS Workbench 的某边三轮车架有限元强度分析[J]. 工程科学学报, 2025, 47(9): 1955-1964.
ZHI Youran, ZHAO Hongjian, YANG Huan, et al. Finite element strength analysis of a side trike frame based on ANSYS Workbench[J]. Chinese Journal of Engineering, 2025, 47(9): 1955-1964. (in Chinese)