

丘陵山地增程式遥控微耕机设计与试验

张兆国^{1,2} 赵翊苒^{1,2} 李漫漫^{1,2} 解开婷^{2,3} 唐立茂^{1,2} 杨娟⁴

(1. 昆明理工大学现代农业工程学院, 昆明 650500; 2. 云南省高校中药材机械化工程研究中心, 昆明 650500;
3. 昆明理工大学机电工程学院, 昆明 650500; 4. 重庆中浩现代农业装备研究院有限公司, 重庆 402246)

摘要: 针对当前丘陵山地农业机械普遍存在的动力模式单一、排放污染高、操纵复杂、地形适应性差及续航时间短等问题,结合果园、大棚等狭小空间内旋耕、开沟与除草等具体农艺需求,设计了一款增程式多功能遥控微耕机,并开展了整机性能试验。首先,阐述该微耕机的整体结构与工作原理,并基于 ANSYS 有限元分析软件对其关键承载部件机架进行静力学与模态分析。分析结果验证了机架结构设计的合理性,能有效规避共振风险,刚度满足实际工况要求。其次,完成了对旋耕、行走、增程式混合动力及遥控等核心系统的设计与关键部件选型匹配;最后,通过多项整机性能试验对微耕机进行了验证。结果表明:该微耕机直线行驶偏移率为 2.65%,符合国家标准 ($\leq 6\%$) 规定;遥控微耕机最小转弯半径为 1 227 mm,转向机动性良好,充分适应丘陵山地的狭小坡地环境;可通过遥控稳定实现行车、转向及农具升降等功能,操作便捷性显著提升;遥控操作上下斜坡、翻越垂直阶梯、翻越田埂等过程平稳,满足丘陵山地复杂地形行走要求;挂载旋耕作业刀具在 3 种坡度路面进行作业性能试验时,耕深稳定性系数满足国家标准 ($\geq 85\%$) 要求,动力系统的负载适应能力以及旋耕作业效率均满足丘陵山地作业环境的农艺需求;微耕机启动发电机后,平地行驶所消耗电量降低 50%,爬 25°坡所消耗电量降低 37%,旋耕作业工况所消耗电量降低 54%。研究表明,所研制的丘陵山地增程式遥控微耕机的通过性、操作性、作业质量及续航能力表现良好,验证了其对复杂地形与多样化农艺要求的良好适应性,展现出显著的应用潜力。

关键词: 丘陵山地; 微耕机; 遥控; 增程; 有限元分析; 性能试验

中图分类号: S222.4 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2026)15-0168-12

OSID:



Design and Performance Test of Remote Controlled Micro Tiller with Extended Range in Hilly and Mountainous Areas

Zhang Zhaoguo^{1,2} Zhao Yitong^{1,2} Li Manman^{1,2} Xie Kaiting^{2,3} Tang Limao^{1,2} Yang Juan⁴

(1. Faculty of Modern Agricultural Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China
2. Research Center on Mechanization Engineering of Chinese Medicinal Materials in Yunnan University, Kunming 650500, China
3. Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China
4. Chongqing Zhonghao Modern Agricultural Equipment Research Institute Co., Ltd., Chongqing 402246, China)

Abstract: Aiming to tackle prevalent issues in hilly and mountainous agricultural machinery, including limited power modes, high emissions, complex operation, poor terrain adaptability and short endurance, a range-extended multifunctional remote controlled microtiller was designed for tasks such as rotary tillage, trenching, and weeding in confined spaces like orchards and greenhouses. Performance tests were carried out on the machine. The overall structure and working principle were firstly outlined, followed by static and modal analyses of the key loadbearing frame using ANSYS finite element analysis software. The analysis results validated the rationality of the frame design, effectively mitigating resonance risks while ensuring sufficient stiffness to meet operational requirements. Next, the core systems, including rotary tillage, movement, range-extended hybrid power and remote control were designed, along with the matching of key components. Finally, the micro-tiller was verified through multiple performance tests. The test results demonstrated that the micro-tiller exhibited a straight-line deviation rate of 2.65%, meeting the national standard ($\leq 6\%$). With a minimum turning radius of 1 227 mm, it showed good maneuverability, making it well-suited for narrow slopes in hilly terrain. Remote control ensured stable

operation of travel, steering, and implement lifting, significantly improving operational convenience. The machine performed steadily in slope traversal, step climbing, and ridge crossing, satisfying the requirements for complex terrain mobility. During rotary tillage tests on three slope gradients, tillage depth stability complied with the national standard ($\geq 85\%$), while the power system's load adaptability and tillage efficiency met the agronomic demands of hilly environments. With the generator activated, endurance was increased by 50% on level ground, 37% on slopes, and 54% under working conditions. The study demonstrated that the developed range-extended remote-controlled micro-tiller for hilly and mountainous areas exhibited excellent passability, operability, work quality, and endurance, validating its strong adaptability to complex terrains and diverse agricultural requirements. It showed significant application potential.

Key words: hilly and mountainous area; micro-tillage machine; remote control; range extension; finite element analysis; performance test

0 引言

丘陵山地是我国重要的农业生产区域,然而该地区地形复杂、地块破碎、坡度多变,导致大型通用农机难以适配,农业生产长期面临机械化程度低、劳动强度大、生产效率受限等问题。微耕机因其结构紧凑、质量轻、转向灵活,广泛适用于丘陵山区果园、大棚等空间受限的作业环境,成为丘陵山地农业生产的关键装备,目前传统燃油微耕机存在操作复杂、能源利用率低及污染严重等问题,制约了环境保护与可持续发展^[1];纯电动微耕机受限于电池技术瓶颈,存在续航时间不足和充电时间过长的问題,难以满足持续高功率作业需求。而增程式遥控微耕机通过在电驱平台上集成增程器,既弥补纯电动微耕机续航能力短板,又相较传统燃油微耕机大幅降低了污染排放^[2]。因此,研制一款操作便捷、节能环保且功能多样的增程式遥控微耕机,对推动农业机械转型升级、提升产业核心竞争力具有重要意义^[3]。

杨晓等^[4]设计了一款轮边驱动式电动微耕机,采用简化传动结构,提升了动力响应速度与操控灵活性,但手扶操作方式在复杂地形中存在作业劳动强度大、安全隐患高等问题;瑞典的 Husqvarna 公司^[5]研发了一款骑乘式电动拖拉机,采用零半径转向系统,在保障丘陵山地田间通过性能的同时,显著提升了整机在复杂田块中的持续作业能力;黄薛凯等^[6]针对丘陵山地果园环境开发了一款纯电驱动除草机器人,能够实现高效的除草功能,但其作业功能较为单一,无法满足丘陵地区的多功能作业需求。综上所述,以纯电驱动为主要动力形式的农业装备存在作业续航较短、动力性能不足等问题,无法充分适应丘陵山地环境下长时间、高强度的作业要求,且功能性较为单一,多为针对特定作业的专用设计。王德成等^[7]设计了一种履带自走式王草收获机专用底盘,通过设计液压车架和助力转向系统,适用于小地块、缓坡地的王草机械化收获作业场景,但存在

能耗高及污染严重的问题。李善军等^[8]设计了一种全液压遥控式履带动力底盘,可搭载多种作业机具,具备良好的地形适应性和操作便捷性,但全液压系统长时间工作会出现油温升高、动力衰减的现象;文献[9-11]围绕轮式动力底盘进行了相关研究,可以搭配不同农具模块完成多种果园作业任务,但轮式行走机构在湿软地面条件下通过性和越障能力下降,存在驱动打滑与下陷风险。

针对以上问题,本文结合丘陵山地及果园、大棚等典型场景下旋耕、开沟、除草等多种农业要求,提出一种通过遥控方式完成行走、转向及作业机具升降的增程式多功能遥控微耕机,对机架、行走系统、旋耕装置、增程式油电混动系统及遥控系统等核心功能部件进行设计及关键参数匹配,并利用有限元分析验证机架结构的可靠性。最后,通过田间试验对整机工作性能进行验证。

1 整机结构与工作原理

1.1 整机结构

丘陵山地增程式遥控微耕机整机结构如图 1 所示,主要包括行走系统、增程式混合动力系统、旋耕

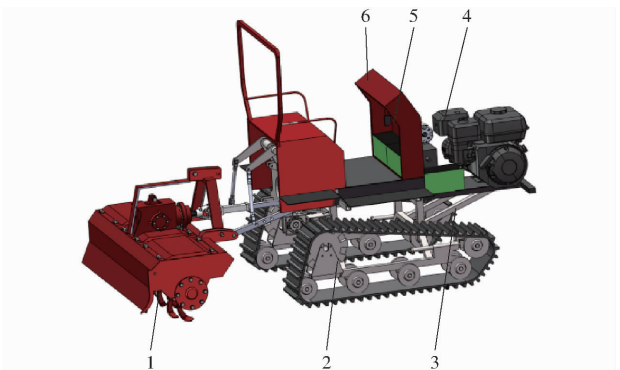


图 1 丘陵山地增程式遥控微耕机整机结构图

Fig.1 Complete machine structure of incremental program remote control microtiller in hilly and mountainous areas

1. 旋耕系统 2. 行走系统 3. 机架 4. 增程式混合动力系统
5. 遥控系统 6. 操作台

系统、机架、操作台和集成遥控系统的整车电控平台。行走系统包括履带行走机构和行走驱动电机；增程式混合动力系统包括发动机、变速箱、发电机和动力电池；旋耕系统包括旋耕作业装置和耕深调节装置,旋耕刀通过销轴安装在旋耕刀轴上,变速箱输入发动机的动力并通过 PTO (Power take off) 动力输出轴传递动力至旋耕作业装置;电控平台包括无线收发装置、主控板、电机控制器和电子调速器 ESC (Electronic speed control)。

底盘结构主要包括履带行走机构、增程器(发电机组)、动力电池、行走驱动电机、机架等。发动机固定在机架上,与变速箱动力输入轴、发电机输入端带传动连接,发电机分别与行走驱动电机、动力电池电气连接,动力电池与电动推杆电气连接。两电机靠近机架的后端设置,通过电机减速器和驱动轮分别与两侧履带传动连接,底盘结构如图 2 所示。

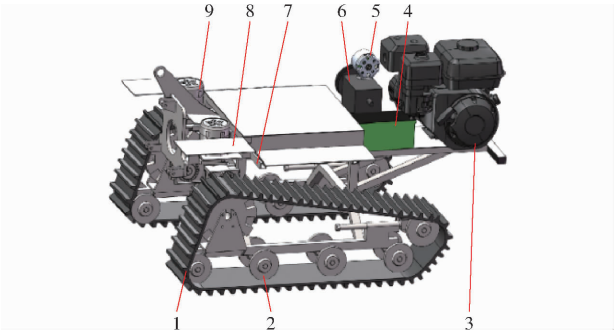


图 2 丘陵山地增程式遥控微耕机底盘结构图

Fig.2 Chassis structure of remote control micro tiller with extended range in hilly and mountainous areas

1.履带行走机构 2.承重轮 3.发动机支架 4.发动机 5.发电机 6.变速箱 7.机架 8.侧踏板 9.行走驱动电机

1.2 工作原理

混合动力遥控微耕机分为电气控制部分与机械传动部分。电气控制部分主要负责将主控板接收到的信号传递给电机驱动器和电子调速器,分别实现对行走驱动电机和电动推杆的控制。机械传动部分包括变速箱、动力输出轴、旋耕装置减速箱、旋耕刀轴、旋耕刀、电机减速器和驱动轮。变速箱输入发动机的动力通过动力输出轴传递至旋耕装置;电机减速器与驱动轮直连,通过传递电机动力实现履带底盘的启停、前进后退及差速转弯。整机主要技术参数如表 1 所示。

针对丘陵地区果园与大棚等低矮环境的多功能作业需求,最终确定设计目标为:①整机结构紧凑,重心高度合理,稳定性高。②动力响应速度快,行驶敏捷性好。③农机具更换方式便捷,微耕机可快速挂接和更换多种作业机具。④可遥控实现整机行驶

表 1 主要技术参数

Tab.1 Main technical parameters

参数	数值
整机质量/kg	820
作业速度/(km·h ⁻¹)	0~4.2
驱动轮半径/mm	145
配套作业机具数/个	3
长×宽×高/(mm×mm×mm)	2 710×1 390×1 466
轨距/mm	1 152
履带宽度/mm	238
履带接地长度/mm	1 040
最大爬坡度/(°)	25
最小离地间隙/mm	256
遥控距离/m	500

及农具升降,整体操作简便,延迟低。⑤增程器可满足电机的实时功率需求,多余电能对动力电池进行补偿,满足微耕机的续航性能。

2 关键部件设计

2.1 机架结构设计与分析

2.1.1 结构设计

机架的载荷和结构分布影响整机作业的可靠性^[12-13],机架尺寸为 1 630 mm×1 020 mm×488 mm,材料为 Q235 钢。在结构布局上,机架底板上部焊接同材质薄板作为主承重平台,用于承载座椅箱和操作台;机架前端焊接发动机支架,并布置增程器、变速箱及动力电池等核心部件;机架后端与旋耕系统、行走驱动电机固定连接。整机重力分配均衡,结构布局合理。

2.1.2 机架有限元分析

机架的静动态特性影响机器的使用性能、安全性和经济性。为验证机架结构设计的合理性,将机架模型导入有限元分析软件 ANSYS 中,设定机架材料为 Q235 钢,密度 7 850 kg/m³,屈服强度为 235 MPa,弹性模量 210 GPa,泊松比 0.3^[14]。本文使用四面体网格划分法进行网格划分^[15],考虑到计算机性能,控制网格尺寸为 6 mm,网格划分节点数为 781 964,单元数为 396 558。

(1)静力学强度分析

在实际工况下,机架作为关键承载结构,同时承担增程式混合动力系统、变速箱、操作台及行走驱动电机等部件的静态载荷,以及来自发动机振动、变速箱扭矩波动、旋耕系统作业反力、行走驱动电机转矩及路面不平度激励等因素导致的动态载荷,因此在进行边界条件设置时,将各部件静载荷乘以动载荷系数,并保证空间分布与静载荷一致。设置动载荷系数为 1.8^[16],施加重力加速度以计入机架质量,

从而提升仿真结果的真实性。机架的安全系数设定为 1.5^[17]，基于机架材料的屈服抗拉强度为 235 MPa，经计算得出许用应力为 156.6 MPa。获取机架总变形云图和等效应力分布云图，如图 3 所示。

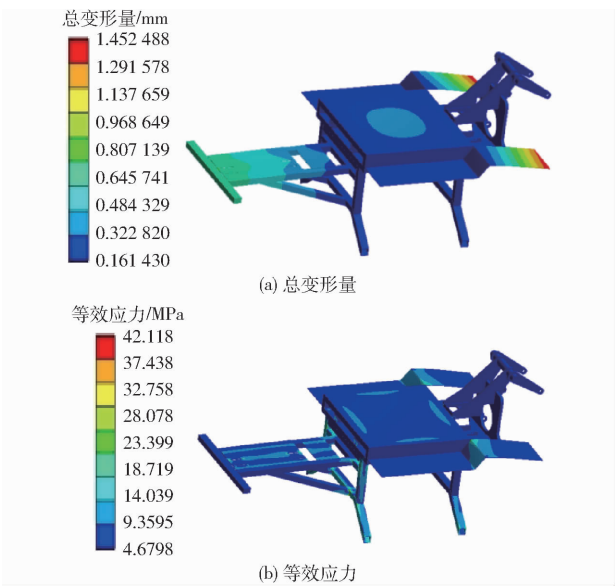


图 3 机架总变形量与等效应力云图

Fig.3 Nephograms of total deformation and equivalent stress of rack

由图 3 可知，等效应力主要分布在发动机支架和机架前端支撑梁，其中增程器承载区域的等效应力最大，机架最大应力值约为 42.118 MPa，远低于材料屈服强度。机架最大变形发生在侧踏板后端，变形量约为 1.45 mm，可忽略不计。静力学分析结果表明，机架设计符合要求，整体强度可以保障实际作业的可靠性。

(2) 模态分析

机架作为丘陵山地增程式遥控微耕机的关键承载部件，其动态特性直接决定整机作业性能。在实际工作中当外部激振频率趋近于机架固有频率，将引发共振现象^[18]。共振不仅会加速机架的结构疲劳，降低其使用寿命，还影响机器实际作业效果，或导致精密电子元件损坏。因此，为准确评估机架的动态特性需要对机架进行模态分析。为真实模拟机架在实际工作中的约束条件，在机架与履带支架连接位置施加固定约束，并完成约束模态分析，模态分析结果如表 2 所示。

微耕机的主要外部激励频率来源于：①微耕机在正常工作时，地面所产生的振动频率^[19]，一般为 1~15 Hz。②来自发动机的振动频率，本设计使用的发动机额定转速 3 600 r/min，振动频率 120 Hz。由表 2 可知，机架的一阶固有频率为 38.685 Hz。模态分析结果表明，发动机运转产生的激励频率和地面不平度引发的随机振动频率，均显著区别于机架

表 2 机架前 6 阶模态分析
Tab.2 Modal analysis results of first six orders of rack

阶数	固有频率/Hz	最大变形量/mm
1	38.685	6.436
2	40.398	8.655
3	48.269	6.522
4	59.086	6.575
5	72.743	8.459
6	88.074	8.367

的最低阶固有频率，有效规避了共振风险^[20]，保证了机架动态响应的稳定性，结构安全性与可靠性均满足设计要求。

2.2 旋耕系统

2.2.1 旋耕作业装置

旋耕系统是整个增程式遥控微耕机的核心工作装置，旋耕作业装置的工作原理是，发动机动力首先经过变速箱、动力输出轴、万向节、旋耕装置减速箱等机械结构的减速增扭作用，再传递至工作刀具实现多功能作业。旋耕作业装置结构如图 4 所示，可快速更换旋耕刀、开沟刀、除草刀等不同作业机具，满足旋耕、除草、开沟等多种农艺需求。

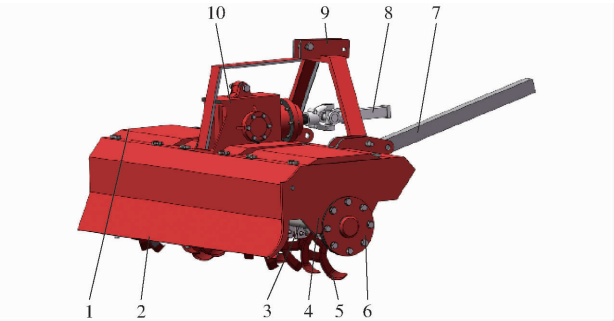


图 4 旋耕作业装置结构图

Fig.4 Structural diagram of rotary tillage operation device
1. 上盖 2. 挡泥板 3. 旋耕刀轴 4. 侧板 5. 旋耕刀 6. 刀轴外端盖 7. 微耕机连接架 8. 万向节 9. 微耕机机架 10. 旋耕装置减速箱

为了应对丘陵山地不可预测的地理地形条件，保护农机具和提升作业效率，微耕机通过直线行程 100 mm 的电动推杆驱动整个旋耕作业装置的升降，根据所处工况实现耕深的电动调节。

2.2.2 耕深调节装置选型

电动推杆负责旋耕作业装置的耕深调节，其选型由推杆速度、推力和有效导程等参数决定^[21]。电动推杆的推力主要取决于旋耕作业装置在挂载作业刀具后的重量，推杆导程取决于旋耕作业装置在不发生机械干涉前提下的高度阈值。由动力电池提供的工作电压确定推杆电压为 48 V，并根据耕深系统作业时不产生机械干涉的最小安装距离确定电动推杆的导程为 100 mm，因此选择 LYX700 型电动

推杆作为耕深机构的执行器。推杆线速度和推杆推力为

$$\begin{cases} v_a = \frac{ln_a}{60} \\ F = \frac{2\pi R_a T \eta}{l} \end{cases} \quad (1)$$

式中 l ——导程,mm

n_a ——电机转速,r/min

v_a ——推杆线速度,mm/s

F ——电动推杆推力,N

T ——电机扭矩,N·m

R_a ——减速比

η ——电机传动效率

将导程参数 $l = 100\text{ mm}$ 代入式(1),可得推杆线速度为 10 mm/s ,推杆推力为 $2\,000\text{ N}$ 。电动推杆由电调(ESC)供电,同时电调采集脉冲信号并通过 PWM(Pulse width modulation)控制电动推杆内置电机的启停、正反转,从而精确控制推杆伸缩行程。

2.3 行走系统

2.3.1 履带行走机构

履带整体外形轮廓接近三角形,有效提高了履带底盘的离地间隙,缩小了整机尺寸,具备较强的稳定性、越障性和灵活性^[22],能够适应丘陵地区路面起伏、作业环境多变的情况。履带行走机构由机架、驱动轮、驱动轮支架、承重轮、履带支架、导向轮、橡胶履带和行走驱动电机等组成,通过驱动轮将行走驱动电机和电机减速器的旋转运动转变为底盘的行驶运动。履带行走机构采用增程式混合动力,实现行走系统与发动机相互解耦,发动机稳定运行在高效区间,提高能源利用率,促进节能减排,降低了后期维护成本。履带行走机构结构如图5所示。

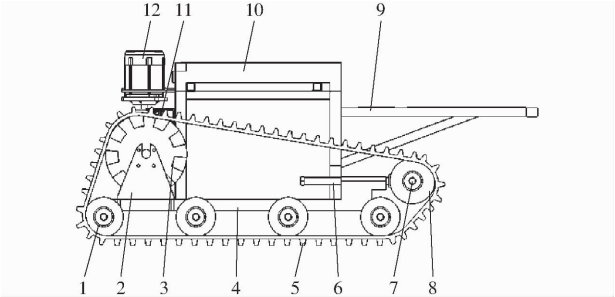


图5 履带行走机构结构简图

Fig.5 Structural diagram of track walking mechanism

1. 承重轮 2. 驱动轮支撑板 3. 驱动轮 4. 履带支架 5. 橡胶履带 6. 张紧轮架 7. 轴承 8. 张紧轮 9. 发动机支架 10. 机架 11. 电机减速器 12. 电机

对履带宽度 B 、履带接地长度 L 、履带节距 P 等主要参数进行计算,其中履带接地长度与履带宽度为

$$\begin{cases} L = 1.07 \sqrt[3]{10^{-3} m_0} \\ 0.18L < B < 0.24L \end{cases} \quad (2)$$

履带节距经验计算公式为

$$P = \lambda \sqrt[4]{m_0} \quad (3)$$

式中 m_0 ——微耕机质量,取 820 kg

λ ——设计系数,取 $15.0 \sim 17.5$ ^[23]

最后结合整机质量 m_0 和市场现有标准规格履带,确定履带接地长度 L 为 $1\,002\text{ mm}$,履带宽度 B 为 238 mm ,节距 P 为 81.8 mm ,圆整后履带节距为 82 mm 。

微耕机接地比压用平均接地比压 q 表示,其直接影响微耕机的通过性能^[24]。接地比压 q 的计算公式为

$$q = \frac{G}{2BL} \quad (4)$$

式中 G ——整机重力,取 $8\,200\text{ N}$

经计算可得接地比压为 0.017 MPa 。根据上述结果和评估指标^[25]可得履带行走底盘在丘陵山地的松软地面等地形具有良好的通过性,车辆通过性评估指标如表3所示。

表3 车辆通过性评估指标

Tab.3 Vehicle trafficability evaluation index

地面条件	接地比压/MPa	通过性
浮动草垫	<0.009 8	良好
泥炭沼泽地	<0.094	良好
松软地面	<0.167	良好

2.3.2 行走驱动电机选型

微耕机主要的工作场所是丘陵山区,最常用的工况是平地行驶和爬坡。行走电机通过减速器和驱动轮减速增扭后,驱动微耕机行驶,输出功率由驱动轮所产生的牵引力和行驶速度共同决定,同时该牵引力应达到不同工况下的行驶需求,即不应低于微耕机在作业过程中所承受的最大阻力。在丘陵山区工况下,爬坡状态阻力最大,包括运行阻力、爬坡阻力、惯性阻力。取爬坡极限 25° ,可得爬坡行驶时微耕机所需最大牵引力 F_T 为

$$F_T = f_n G + f G \cos \alpha + G \sin \alpha \quad (5)$$

式中 f_n ——内部摩擦阻力系数,取 0.08

f ——微耕机与路面的摩擦阻力系数,取 0.15

α ——最大爬坡角度, $(^\circ)$

计算可得微耕机所需最大牵引力为 $5\,230\text{ N}$,根据驱动轮半径为 0.145 m ,可得驱动轮总转矩为 $759\text{ N}\cdot\text{m}$ 。考虑工作条件和农具变化所引起的工作阻力的变化,保留 10% 的储备牵引力,并考虑机械传动损失,则行走驱动电机所需总功率 P_n 为

$$P_n = \frac{1.1 F_T K v}{\eta_m} \quad (6)$$

式中 K ——安全系数,取 1.2

η_m ——行走驱动电机的工作效率,取 0.9

v ——爬坡行驶速度,取 1 m/s

计算可得驱动微耕机运动所需电机总功率为 7.6 kW,单个电机需要输出功率为 3.8 kW,故行走系统的动力源选择得普达 XQY4-48-H12-D 型无刷直流电机,额定功率为 4 kW,额定转速为 3 000 r/min,配套减速器减速比为 1:20。

2.4 增程式油电混动系统

传统燃油微耕机在作业过程中具有工况恶劣复杂、车速低、燃油效率低下等特点,而增程式混合动力构型结构简单,整车布置方便,还可以实现整车的行走驱动与发动机完全解耦,能够使发动机一直在高效区域平稳工作,提高发动机燃油效率。本文提出的增程式混合动力微耕机动力系统构型如图 6 所示。

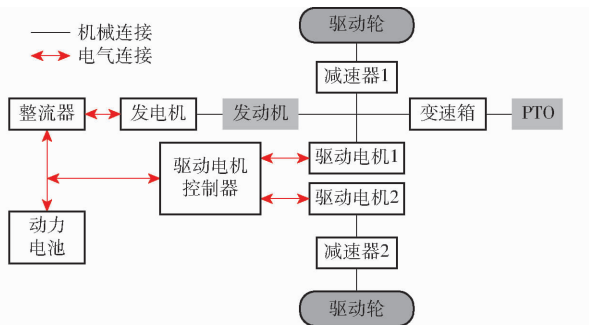


图 6 增程式混合动力系统构型

Fig. 6 Extended range hybrid system configuration

本系统采用串联式能量传递路径,发动机通过皮带传动分别驱动发电机和变速箱;发电机输出的交流电经整流器转换为直流电,一路连接至动力蓄电池为其充电,另一路直接为驱动电机控制器供电,控制器驱动电机并经减速器带动履带驱动轮。由此,发电机、动力蓄电池和驱动电机通过整流器与控制器在电气上互联,构成了一个完整的增程式油电混动系统,整体实现履带动力底盘的行走驱动;动力输出轴传递发动机动力,在机器工作时直接为旋耕装置提供动力。

2.4.1 发动机选型

在实际作业条件下,微耕机旋耕系统受力状态较为复杂,功率消耗受多种因素影响,难以使用解析法准确估算。本文使用经验公式法计算旋耕系统功率消耗,并据此完成微耕机旋耕系统的动力匹配设计^[26]。参考《农业机械设计手册》的相关数据,当耕深为 12 cm、微耕机前进速度为 1 m/s、耕幅为 1.25 m 时,微耕机旋耕系统的功率消耗 P_f 估算式为

$$P_f = 0.1 K_\lambda h v B_0 \quad (7)$$

式中 K_λ ——旋耕比阻, N/cm²

h ——耕深, cm

B_0 ——耕幅, m

旋耕比阻 $K_\lambda = K_g K_1 K_2 K_3 K_4$, 根据传统微耕机在典型农业作业条件下的实际工况及动力系统性能要求,各修正系数取值如下: K_1 为残茬植被修正系数,取 1; K_2 为土壤含水率修正系数,取 0.95; K_3 为耕深修正系数,取 0.7; K_4 为作业方式修正系数,取 0.7; K_g 为标准比阻,取 7.5 N/cm²。计算可得 $K_\lambda = 3.49$ N/cm²。将参数代入式(7)计算得 P_f 为 5.24 kW,考虑到发动机需配合发电机为行走系统提供电能,因此额外增加 20% 的储备功率。

微耕机作业过程中发动机最大消耗功率 P_r 为

$$P_r = \frac{P_f}{0.8} \quad (8)$$

计算可得微耕机在作业过程发动机最大消耗功率为 7.86 kW,故选用科普 KD1100FD4 型柴油发动机,其主要参数为:额定功率 8.2 kW、额定转速 3 600 r/min、净质量 58 kg。

2.4.2 发电机选型

发电机将发动机的机械能转换成电能,并通过整流与变压直接为行走驱动电机供电,构成驱动系统的核心电力来源,同时其负责为动力蓄电池和其他电子设备供电,因此需在行走驱动电机额定功率基础上预留 10% 的储备容量。考虑到交流电整流转换成直流电过程中存在一定的效率损失,则发电机输出功率 P_g 为

$$P_g \geq \frac{1.1 P_m}{\eta_g} \quad (9)$$

式中 P_m ——行走驱动电机总额定功率,取 8 kW

η_g ——整流器的工作效率,取 0.9

计算得到发电机输出功率 $P_g \geq 9.78$ kW,为此选用福建丰驰公司生产的 YBW-10 型永磁同步发电机,额定功率 10 kW,额定转速 1 500 r/min。

2.4.3 动力电池选型

微耕机常用蓄电池类型包括镍氢蓄电池、锂离子电池、镍镉蓄电池和铅酸电池等。其中铅酸电池具有高安全性、成本效益突出、可回收性强、高倍率放电性能以及宽温度适应性强等显著优点^[27]。故选择铅酸电池作为微耕机电源。

单块电池额定容量 C_b 的计算式为

$$\frac{W_0}{P_0} = 3 \frac{n C_b E_0}{(f_g N + f_g C \cos \alpha + G \sin \alpha) v} \geq T_{\min} \quad (10)$$

式中 W_0 ——电池的实际放电能量, kW·h

P_0 ——微耕机工作时的最大负载功率, kW

n ——电池个数,取 4
 E_0 ——单块电池的初始电动势,取 12 V
 $T_{\min}$ ——整机最短连续作业时间,取 0.5 h

计算得到每块电池的额定容量 $C_b \geq 18.15 \text{ A} \cdot \text{h}$ 。综合考虑电驱系统关键部件的额定电压、电池容量储备和损耗,并结合目前市场上铅酸电池的规格,选取 4 块 6-DZF-20.3 型铅酸电池,采用串联方式组成 48 V 动力电池组作为整机的直流电源母线,直接为 48 V 行走驱动电机及其控制器、电动推杆及其电调以及整机遥控系统供电。发电机交流电经整流稳压后,也汇入此 48 V 直流母线,实现为电池组充电或直接驱动电机的功能。每块电池的相关技术参数见表 4。

2.5 遥控系统

遥控系统采用 2.4 GHz 频段无线通信架构,控

表 4 铅酸电池相关技术参数	
Tab. 4 Technical parameters of lead acid batteries	
参数	数值
额定电压/V	12
额定放电电流/A	60
额定容量/(A·h)	20
长×宽×高/(mm×mm×mm)	179×76×165
质量/kg	6
内阻/mΩ	20

制距离达 500 m 以上。遥控系统包括遥控接收器、遥控发射器。遥控发射器为手持式设备,主要由指令输入按键、编码模块、调制单元及射频发射电路等部分构成;遥控接收器的主要组成部分有接收电路、信号放大模块、解调单元、指令译码电路以及驱动与执行电路。遥控系统结构框图如图 7 所示。

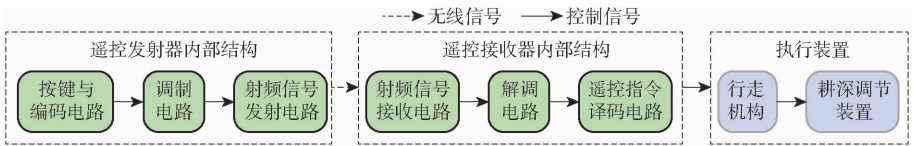


图 7 遥控系统结构框图
Fig. 7 Structure block diagram of remote control system

为提升丘陵山地环境下的通信稳定性,针对树冠遮挡、地形起伏遮挡导致的信号衰减问题,遥控系统从硬件和布置两方面优化设计。硬件方面选用高性能射频芯片 A7105、射频前端芯片 AT2401C 和微处理器 STM32F103^[28],其中 A7105 通过高效调制与解调技术实现射频信号与数字信号的快速转换;AT2401C 负责射频信号前端处理,包括功率放大(PA)、低噪声放大(LNA)和滤波等功能,以保障丘陵山地环境下信号的稳定传输;微处理器 STM32F103 可快速响应各类操作指令,在短暂遮挡工况下仍能保障微耕机精准完成各类动作指令,为后续性能指标的测试提供了可靠保障。

整机布置上,遥控接收器与主控板集成安装于驾驶台下方的电控箱内部,避免振动、灰尘对设备的影响,接收天线位于机架前部以优化信号接收,降低地形、树冠遮挡对通信的影响。遥控接收器通过线束与主控板的串口通信,主控板通过 PWM 信号控制电机控制器与 ESC,最终实现对行走驱动、转向及农具升降的无线指令传输。整机布置示意图如图 8 所示。

3 整机性能试验

在重庆中浩现代农业装备研究院有限公司完成丘陵山地增程式遥控微耕机的加工试制,并进行了整机性能试验。试验仪器设备包括皮卷尺、秒表、土



图 8 整机布置示意图
Fig. 8 Complete machine layout diagram

壤坚实度测试仪、坡度测量仪和土壤测钎等。根据增程式混合动力遥控微耕机设计目标,分别对直线行驶偏移率、最小转弯半径、爬坡性能、越障性能、作业性能、续航性能等指标进行测试,试验全程采用 2.4 GHz 频段遥控系统操作,通过布置模拟灌木、低矮乔木等植被,还原了树冠遮挡、地势起伏遮挡等工况,结果显示该系统在全工况下均能实现信号连续稳定传输,无丢包、延迟指令误触发或中断现象,充分验证了该遥控系统满足丘陵山地作业需求。

3.1 直线行驶偏移率试验

偏移率是评价微耕机行驶稳定性的重要指标,如果微耕机的偏驶率高,需要增加行驶方向调整频率,不仅增加了微耕机的能量损耗,而且加剧了履带的磨损和机体疲劳损伤;同时,微耕机在坡地行驶的偏驶率过高,会降低其耕作质量^[29]。因此需要对微耕机进行直线偏驶率试验。

首先选择平整硬质路面,划出长度为 50 m 的测试段,标记起点线与终点线,并设定边界基准线。调整微耕机姿态使前进方向与边界基准线平行,使前承重轮中心准确对齐起点线,标记该位置为点 a ,微耕机以速度 5.6 km/h 行驶,直至任一前承重轮抵达终点线时立即制动,并标记该位置为点 b 。测量点 b 相对于点 a 的横向偏离距离作为本次试验偏移量 e 。记录 3 次试验的偏移量并计算偏驶率,直线行驶偏驶率试验如图 9 所示。微耕机直线行驶偏移率和偏移量计算式为

$$\begin{cases} p = \frac{e}{s} \times 100\% \\ e = l_a - l_b \end{cases} \quad (11)$$

式中 e ——偏移量,mm
 l_a ——起始点与边线的距离,mm
 l_b ——结束点与边线的距离,mm
 p ——直线行驶偏移率, %
 s ——测试段长度,mm



图 9 直线行驶偏驶率试验
Fig.9 Straight line travel offset test

偏驶率试验结果如表 5 所示。由表 5 可知,该机在平坦地面的平均偏驶率为 2.65%,低于国家标准规定的 6%,符合规范要求。分析微耕机直线行驶产生水平偏移原因,可以归结为:导向轮与支重轮在安装时存在位置偏差,及履带张紧度不一致,造成两侧履带环的运动半径不同;虽然两侧电机接收相同控制信号,但两侧驱动轮输出转速难以完全相同;此外,地面平整度差异和两侧履带附着性能不一致,也会影响行驶轨迹的直线性。

表 5 混合动力遥控微耕机直线行驶偏移率试验结果
Tab.5 Test results of linear driving deviation rate of hybrid remote controlled micro tiller

序号	偏移量/mm	偏移率/%
1	126	2.52
2	134	2.68
3	138	2.76
平均值	133	2.05

3.2 转向性能试验

在农业机械中,转向性能与直线行驶通过性同

等重要。最小转弯半径是评价微耕机转向机动性的关键指标^[30],其直接影响微耕机地头转向所需的最小空间。选择可以显示履带轨迹的软质地面,依据 GB/T 3871.5—2022《农业拖拉机试验规程 第 5 部分:转向圆和通过圆直径》测量最小转弯半径。测试过程中,微耕机在稳定运行状态下进行原地转向,行驶完整圆周后在转向轨迹上均匀选取 3 个点(间隔 120°),分别记录其直径 D_1 、 D_2 、 D_3 ,并计算其均值 D ,试验场地如图 10 所示。分别对左转、右转工况进行测试并记录直径数据(表 6),所得最小转弯半径为 1 227 mm。

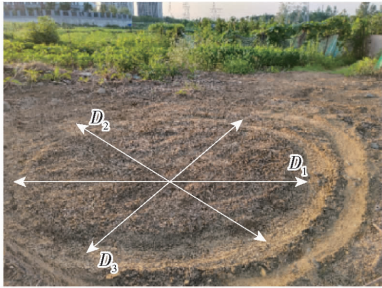


图 10 原地转向试验
Fig.10 In situ turning test

表 6 最小转弯半径测试结果

Tab.6 Minimum turning radius test results mm

序号	右转直径	左转直径
1	2 436	2 465
2	2 442	2 472
3	2 448	2 469
平均值	2 442	2 468

由表 6 可得,微耕机最小转弯半径均值低于整机长度,表明其具备良好的转向机动性能,符合设计要求,能够适应空间受限的作业环境。

3.3 爬坡与越障通过性能试验

3.3.1 爬坡试验

微耕机工作场景为丘陵山地时,存在爬坡和坡道转弯动作。为检验微耕机在各种路面的爬坡适应性,以 25°软质地面坡道和硬质地面坡道进行前进上下坡、倒退上下坡,以及不同工况的坡道转弯试验,通过观察其姿态的稳定性,检验爬坡通过性能,如图 11 所示。

为保证坡道行驶时的稳定性,选择最低速度完成爬坡试验。进行前进上坡时首先将微耕机停靠在坡道起点处,调整履带前端距离坡道起点 100 mm 时,以最低速度上坡,到达坡顶后再调节履带前端距离坡道起点 100 mm 下坡,再以同样方法进行倒退上、下坡试验,在坡道中间进行原地左转、右转试验。结果表明,微耕机在 2 种类型坡道中的总共 6 种运动姿态下行驶稳定,无滑移、剧烈抖动等现象。



图 11 爬坡性能试验

Fig. 11 Climbing performance tests

3.3.2 越障试验

以垂直阶梯与田埂为翻越对象,通过观察微耕机能否平稳通过,检验其越障性能,如图 12 所示。



图 12 越障试验

Fig. 12 Obstacle tests

路面越障时,选取 182、226、260 mm 3 个高度梯度的垂直障碍进行试验。翻越时履带前端距离阶梯 200 mm,微耕机保持低速挡前进,底盘翻越垂直阶梯恢复水平后即停止。结果显示,微耕机可以轻松翻越不同工况下最大高度差为 260 mm 的阶梯,翻越过程平缓流畅,整车无翘起现象。田间越障时,选取平均高度分别为 172、186、194 mm,平均宽度分别为 912、1 094、1 215 mm 的 3 条田埂进行试验,微耕机以低速挡翻越田埂直至恢复水平姿态即完成越障过程。结果表明,微耕机可顺利翻越 3 种阶梯和田埂,满足丘陵山地作业行驶要求。

试验结果表明,微耕机具有良好的越障性能,可以较好地适应丘陵山地复杂地表情况,为旋耕、开沟和除草等作业提供了可靠的性能保障。

3.4 作业性能试验

为检验微耕机的工作性能,挂载旋耕作业刀具进行性能试验。分别构建 15°、20°、25° 3 种坡度路面,微耕机以速度 1 m/s 进行旋耕作业,试验主要对耕深稳定性、电机输出功率和作业效率完成测试。作业测试区整体长度为 50 m,试验环境气温 24℃,土壤类型为黄棕壤^[31],平均土壤含水率为 42.6%,

12 cm 耕作层土壤紧实度为 72.8 N/cm²,旋耕幅宽 125 cm,旋耕试验如图 13 所示。



图 13 旋耕试验

Fig. 13 Rotary tillage test

为获取驱动系统的机械负载率,试验选用榔力 CL1-101-20 型功率传感器(测量范围 0~10 kW,精度 ±0.1%)实时采集不同坡度、不同作业深度工况下的电机输出功率,每个工况重复 3 次试验,取平均值作为该工况下的平均输出功率。结果如表 7 所示。

表 7 电机输出功率测试结果

Tab. 7 Motor output power test results

坡度/(°)	作业深度/ cm	电机总输出功率/ kW	电机负载率/ %
15	8	5.4	67.2
	12	6.0	75.4
	15	6.7	83.6
20	8	5.9	73.8
	12	6.6	82.3
	15	7.3	91.2
25	8	6.4	80.6
	12	7.3	90.8
	15	7.9	98.5

为准确评估耕深稳定性,在旋耕前于测试区等距选取 3 个断面,每个断面等间距选取 10 个测点,使用耕深测量钎量取初始高度,旋耕后在各相同测点再次测量耕深,并依据国家标准(≥85%)计算耕深稳定性系数。为测试不同作业坡度对作业效率的影响,记录微耕机在各坡度的全程作业时间,扣除掉头、设备调整等非耕作时间,计算作业时间利用率及微耕机作业效率,每个坡度工况重复测试 3 次取均值。结果如表 8 所示。

微耕机作业效率 A 为

$$A = B_0 v \eta_0 \tag{12}$$

式中 η_0 ——作业时间利用率, %

试验结果表明,该微耕机在 3 种坡度条件下耕深均匀性良好,虽然土壤颗粒受重力影响会沿着坡面低处土壤产生一定位移,但影响可忽略不计;随着

表 8 旋耕性能试验结果

Tab. 8 Results of rotary tillage performance test					
坡度/ (°)	测量 区域	耕深均 值/cm	耕深稳定 性系数/%	作业时间 利用率/%	作业效率/ ($\text{hm}^2 \cdot \text{h}^{-1}$)
15	较高侧	11.5	91.2	96.4	0.44
	较低侧	12.2	92.8		
20	较高侧	11.2	90.9	94.2	0.42
	较低侧	12.7	91.6		
25	较高侧	10.9	89.6	92.2	0.41
	较低侧	12.9	90.6		

坡度增大和作业深度增加,电机输出功率方面均呈明显上升趋势,在坡度 25°、耕深 15 cm 工况下总输出功率达到 7.9 kW,电机负载率 98.5%,接近但未超过总额定功率 8 kW,验证了动力系统的负载适配能力;作业效率随坡度增大从 0.44 hm^2/h 降至

0.41 hm^2/h ,时间利用率从 96.4% 降至 92.2%。综上所述,整机旋耕作业性能稳定,可满足丘陵山地作业环境的农艺需求。

3.5 续航性能试验

动力电池续航能力是衡量微耕机整机性能的核心指标。对微耕机进行发电机组的增程性能测试,如图 14 所示。控制微耕机在启动发电机和不启动发电机 2 种情况下,在平地、坡地 25°的运输工况和田间作业工况分别运行 60 min,并通过电压显示器对行驶后电池组电压进行测量,待电压稳定后对电压数值进行记录,计算行驶前后电压消耗并参照 GB/T 32620.2—2016《电动道路车辆用铅酸蓄电池 第 2 部分:产品品种和规格》计算电量消耗值。每次测试前将电池组充电至 51.8 V,记录结果如表 9 所示。

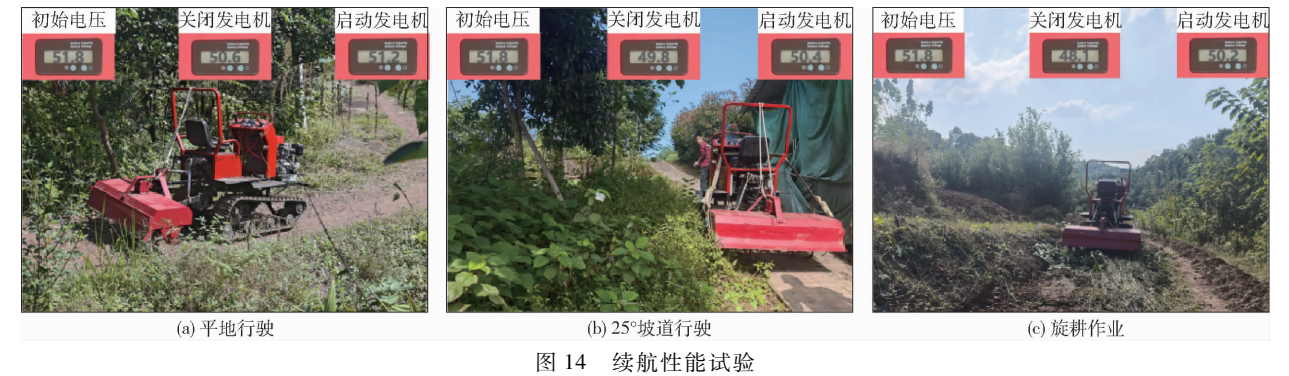


Fig. 14 Endurance performance tests

表 9 电量记录结果
Tab. 9 Electricity record results

参数	平地行驶		25°坡道行驶		旋耕作业	
	关闭	打开	关闭	打开	关闭	打开
60 min 后电压/V	50.6	51.2	49.8	50.4	47.9	50.2
电压消耗值/V	1.2	0.6	2.0	1.4	3.9	1.6
放电深度/%	12.5	6.25	20.8	12.5	38.6	17.2
剩余电量/($\text{kW} \cdot \text{h}$)	0.84	0.90	0.77	0.84	0.59	0.79
电量消耗值/($\text{kW} \cdot \text{h}$)	0.12	0.06	0.19	0.12	0.37	0.17

由表 9 可得,经计算启动发电机前后,平地行驶所消耗电量降低 50%,爬 25°坡所消耗电量降低 37%,旋耕作业工况所消耗电量降低 54%。作业工况与运输工况的续航存在显著差异,原因是作业工况下微耕机需同时克服行驶阻力与旋耕阻力,致使电池放电电流出现高频率、大幅度波动,造成电压下降速率陡增。试验结果表明,两种工况启动发电机后微耕机续航时间均有提高,整机续航能力提升。

4 结论

(1)针对丘陵山地农业装备普遍存在的动力模式单一、污染严重、操作复杂以及续航性能不足等问题,结合旋耕、开沟和除草等具体农艺需求,设计并

研制了一款增程式多功能遥控微耕机,阐述了整机结构与工作原理。整机外形尺寸(长×宽×高)为 2 710 mm×1 390 mm×1 466 mm,满足微耕机在丘陵山地及果园、大棚等场景下对稳定性、地形适应性、操作便捷性等方面的要求。

(2)对微耕机的机架、旋耕、行走、增程式混合动力及遥控等核心系统进行了设计。运用 ANSYS 软件对微耕机的主要承载结构机架进行了安全性与可靠性验证,并分析了各核心系统的工作原理,完成关键部件的参数计算与选型匹配,最后完成了整机的加工试制及性能试验。

(3)整机性能试验结果表明,丘陵山地增程式遥控微耕机直线行驶性能良好,平均偏移率为 2.65%;转向机动性良好,平均最小转弯半径为 1 227 mm;微耕机对丘陵山地复杂地形适应性良好,25°坡地爬坡稳定性良好,无滑移、剧烈抖动现象;翻越垂直阶梯和田埂过程整机稳定性和通过性良好;微耕机在挂载旋耕刀具工作时,作业性能稳定,耕深稳定性系数、动力系统的负载适配能力以及旋耕作业效率均满足丘陵山地作业环境的农艺需求;启动发电机后,整机在平地、坡地 25°的运输工况以及作

业工况的行驶续航能力均明显提升。综上所述,所研制的增程式多功能遥控微耕机展现出对复杂地形与多样化农艺要求的良好适应性,具有显著的应用潜力和推广价值。

参 考 文 献

[1] 刘孟楠,雷生辉,赵静慧,等. 电动拖拉机发展历程与研究现状综述[J]. 农业机械学报, 2022, 53(增刊1): 348 – 364.
Liu Mengnan, Lei Shenghui, Zhao Jinghui, et al. Review of development process and research status of electric tractors[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(S1): 348 – 364. (in Chinese)

[2] 王丽绵,王书茂,宋正河. 增程式电动拖拉机控制策略与启动方法研究[J]. 农业机械学报, 2018, 49(增刊1): 486 – 491.
Wang Limian, Wang Shumao, Song Zhenghe. Control strategy and startup method of extended range electric tractors[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(S1): 486 – 491. (in Chinese)

[3] Scolaro E, Albertil, Barater D. Electric drives for hybrid electric agricultural tractors[C]//2021 IEEE Workshop on Electrical Machines Design, Control and Diagnosis (WEMDCD). IEEE, 2021: 331 – 336.

[4] 杨晓,樊宝龙,温昌凯,等. 手扶自走式电动微耕机设计与试验[J]. 智能化农业装备学报(中英文), 2025, 6(3): 11 – 21.
Yang Xiao, Fan Baolong, Wen Changkai, et al. Design and experiment of hand assisted self-propelled electric micro tillage machine[J]. Journal of Intelligent Agricultural Mechanization (Chinese and English), 2025, 6(3): 11 – 21. (in Chinese)

[5] Sun J B, Meng C, Zhang Y Z, et al. Design and physical model experiment of attitude adjustment device for crawler tractor in hilly and mountains region[J]. Information Processing in Agriculture, 2020, 7(3): 466 – 478.

[6] 黄薛凯,施印炎,汪小岳,等. 丘陵山地果园纯电驱动除草机器人研制[J]. 农业工程学报, 2025, 41(18): 28 – 41.
Huang Xuekai, Shi Yinyan, Wang Xiaochan, et al. Design and development of a fully electric weeding robot for hilly and mountainous orchards[J]. Transactions of the CSAE, 2025, 41(18): 28 – 41. (in Chinese)

[7] 王德成,赵彦瑞,尤泳,等. 履带自走式缓坡地王草收获机底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(9): 178 – 187.
Wang Decheng, Zhao Yanrui, You Yong, et al. Design and experiment of self-propelled tracked chassis of king grass harvester for gentle sloping fields[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9): 178 – 187. (in Chinese)

[8] 李善军,陈辉龙,彭际博,等. 丘陵山地果园全液压遥控式履带动力底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(2): 119 – 127, 201.
Li Shanjun, Chen Huilong, Peng Jibo, et al. Design and test of hydraulic remote control crawler power chassis for hilly and mountainous orchards[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(2): 119 – 127, 201. (in Chinese)

[9] 高琦,宋裕民,张冰,等. 轮式果园采摘车动力底盘液压系统设计与仿真[J]. 农业装备与车辆工程, 2025, 63(2): 1 – 8.
Gao Qi, Song Yumin, Zhang Bing, et al. Design and simulation of hydraulic system for power chassis of wheel orchard picking vehicle[J]. Agricultural Equipment and Vehicle Engineering, 2025, 63(2): 1 – 8. (in Chinese)

[10] 丁素明,傅锡敏,薛新宇,等. 低矮型自走式果园喷雾机动力底盘设计[J]. 农业机械学报, 2013, 44(增刊1): 100 – 106.
Ding Suming, Fu Ximin, Xue Xinyu, et al. Design of power chassis for low self-propelled orchard sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(S1): 100 – 106. (in Chinese)

[11] 郝朝会,杨学军,刘立晶,等. 果园多功能动力底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(12): 66 – 73, 92.
Hao Zhaohui, Yang Xuejun, Liu Lijing, et al. Design and experiment of multifunctional dynamic chassis for orchard[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(12): 66 – 73, 92. (in Chinese)

[12] 马国军,岳元满,彭正昶,等. 龙门式枸杞采摘机机架有限元分析[J]. 林业机械与木工设备, 2023, 51(12): 41 – 45.
Ma Guojun, Yue Yuanman, Peng Zhengchang, et al. Finite element analysis of gantry wolfberry picked frame[J]. Forestry Machinery and Woodworking Equipment, 2023, 51(12): 41 – 45. (in Chinese)

[13] 蒙建国,杨国欣,王亮,等. 基于 TRIZ 理论的马铃薯联合收获机机架设计与分析[J]. 内蒙古科技大学学报, 2023, 42(3): 210 – 214.
Meng Jianguo, Yang Guoxin, Wang Liang, et al. Design and analysis of potato combine harvester frame based on TRIZ theory[J]. Journal of Inner Mongolia University of Science and Technology, 2023, 42(3): 210 – 214. (in Chinese)

[14] 吉志勇. 电动物流车车架结构设计及性能分析[D]. 太原:太原理工大学, 2019.
Ji Zhiyong. Structural design and performance analysis of electric logistics vehicle frame[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2019. (in Chinese)

[15] 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.

[16] 刘阳. 大豆玉米带状复合种植增程式对行喷杆喷雾机设计与试验[D]. 郑州:河南农业大学, 2025.
Liu Yang. Design and experiment of line sprayer for soybean and corn strip compound planting[D]. Zhengzhou: Henan Agricultural University, 2025. (in Chinese)

[17] 洛阳拖拉机研究所. 机械工程手册[M]. 北京:机械工业出版社, 1978.

[18] 苏小康,刘玉闯,刘嘉辉,等. 枸杞挂果枝条振动响应分析与试验[J]. 林业科学,2025,61(8):25–31.
Su Xiaokang, Liu Yuchuang, Liu Jiahui, et al. Experiment and analysis of vibration response in fruit-bearing branches of wolfberry[J]. Scientia Silvae Sinicae,2025,61(8):25–31. (in Chinese)

[19] 黄小珊,王增辉,姜鑫铭,等. 指夹式排种器振动模拟与试验分析[J]. 农机化研究,2019,41(4):149–153.
Huang Xiaoshan, Wang Zenghui, Jiang Xinming, et al. Vibration simulation and experimental analysis of picker finger seedmeter[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2019, 41(4): 149–153. (in Chinese)

[20] 陈振,吴春笃,张波,等. 无人驾驶替代农药喷雾车机架动静态特性分析[J]. 农业装备与车辆工程,2022,60(7):10–14.
Chen Zhen, Wu Chundu, Zhang Bo, et al. Analysis of dynamic and static characteristics of unmanned alternative pesticide spraying vehicle frame[J]. Agricultural Equipment and Vehicle Engineering, 2022, 60(7): 10–14. (in Chinese)

[21] 徐琪蒙,李洪文,何进,等. 小麦播种自走式农用移动平台设计与试验[J]. 农业工程学报,2021,37(14):1–11.
Xu Qimeng, Li Hongwen, He Jin, et al. Design and experiment of self-propelled agricultural mobile platform for wheat seeding [J]. Transactions of the CSAE, 2021,37 (14): 1–11. (in Chinese)

[22] Grigore L S, Oncioiu I, Priescu I, et al. Development and evaluation of the traction characteristics of a crawler EOD robot[J]. Applied Sciences,2021,11(9):37571.

[23] 王海楠,弋景刚. 棚室电动履带式旋耕起垄一体作业机的设计研究[J]. 河北农业大学学报,2020,43(6):116–125.
Wang Hainan, Yi Jinggang. Design and research of a shed electric tracked rotary cultivation and integral working machine[J]. Journal of Hebei Agricultural University, 2020,43(6): 116–125. (in Chinese)

[24] Mystery J, Moer J S H. Effect of diurnal temperature alternations on plant morphology in some greenhouse crops: a mini-review [J]. Scientia Horticulturae,1995,62(4):205–215.

[25] Stuerz S, Asch F. Responses of rice growth to day and night temperature and relative air humidity-dry matter, leaf area, and partitioning[J]. Plants,2019,8(11):521.

[26] 王文明,陶冶. 丘陵山区小型茶园除草机设计与试验[J]. 中国农机装备,2024(11):86–89.
Wang Wenming, Tao Ye. Design and experiment of small tea garden weeder in hilly and mountainous areas[J]. China Agricultural Machinery Equipment, 2024(11): 86–89. (in Chinese)

[27] 吕东晓,王玲,宗建华,等. 履带式电液悬挂提升与 PTO 试验平台设计[J]. 农机化研究,2023,45(11):175–181.
Lü Dongxiao, Wang Ling, Zong Jianhua, et al. Design and motion simulation of pneumatic device for picking up ground jujube [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2023,45(11):175–181. (in Chinese)

[28] 李其阳,林显新,石宇禾. 基于 STM32 的无人机 2.4G 无线通讯系统设计[J]. 中国机械, 2024(15):10–15.

[29] Wang Z, Zheng C, Li T, et al. Analyzing the preference for pesticide spray to be deposited at leaf tips[J]. Biosystems Engineering, 2021,204:247–256.

[30] Conklin P A, Strable J, Li S, et al. On the mechanisms of development in monocot and eudicot leaves[J]. New Phytologist Foundation,2019,221(2):706–724.

[31] 孙静. 重庆丘陵山区旱地改水田工程关键技术探讨[J]. 农村经济与科技,2018,29(17):21–23.