doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.09.028

丘陵果园铰接转向仿形增程轮式动力底盘设计与试验

李善军[1,2]　彭际博[1,2]　牛成强[1,2]　高习栋[1,2]　钱震宇[1,2]　李明震[1,2]
(1.华中农业大学工学院,武汉 430070;2.农业农村部长江中下游农业装备重点实验室,武汉 430070)

摘要:针对目前丘陵果园农用动力底盘通过性、稳定性较差和续航能力不足等问题,结合果园开沟、喷药、除草、修剪等农艺作业需求,本文设计了一款铰接转向仿形增程轮式动力底盘。根据果园小地块、窄行距的作业环境特点,确定了动力底盘整体尺寸及结构;对铰接转向仿形部件、能源动力系统、液压系统、行走系统、遥控系统等关键部件进行设计与相应匹配选型;开展了整机理论性能分析及动力学仿真,并进行了样机田间试验。结果表明,动力底盘直线行驶偏移率为 1.76%,最小转弯半径为 2 050.5 mm,工作时底盘对崎岖路面适应效果良好,在坡度为 24°的坡地可正常上下坡、横向行驶,无倾翻或滑移现象,越障过程平稳,满足丘陵果园非结构化路面行走要求;空载状态下启动发电机平地行走电池续航时间延长 40%,负载 150 kg 状态下延长 29%;挂载链式开沟器进行开沟作业时,沟深稳定系数为 89.2%,沟宽稳定系数为 93.3%,满足行业标准要求(≥80%)。研究表明,设计的铰接转向仿形增程轮式动力底盘通过性、稳定性良好且续航能力显著提升,能够满足丘陵果园农艺作业需求。

关键词:动力底盘;丘陵果园;铰接转向;仿形;增程
中图分类号:S224.4　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)09-0363-14　　**OSID**:

Design and Test of Articulated Steering Profiling Extended Range Wheeled Power Chassis for Hilly Orchards

LI Shanjun[1,2]　PENG Jibo[1,2]　NIU Chengqiang[1,2]　GAO Xidong[1,2]　QIAN Zhenyu[1,2]　LI Mingzhen[1,2]
(1. *College of Engineering*, *Huazhong Agricultural University*, *Wuhan* 430070, *China*
2. *Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-lower Yangtze River*, *Ministry of Agriculture and Rural Affairs*, *Wuhan* 430070, *China*)

Abstract: Aiming at the problems of poor passability, stability and insufficient endurance of the agricultural power chassis in hilly orchards, combined with the agronomic operation requirements of orchard ditching, spraying, weeding and pruning, a hinged steering profiling extended range wheeled power chassis was designed. Firstly, according to the characteristics of the operating environment of small plots and narrow row spacing in the orchard, the overall size and structure of the power chassis were determined. Then the key components such as the articulated steering profiling parts, energy and power systems, hydraulic systems, walking systems, and remote control systems were designed and matched accordingly. Finally, the theoretical performance analysis and dynamic simulation analysis of the whole machine were carried out, and the field test of the prototype was carried out, the results showed that the straight-line driving offset rate of the power chassis was 1.76%, the minimum turning radius was 2 050.5 mm, the chassis had a good adaptation effect on the rugged road surface during work, and with a slope of 24° could drive normally up and down and laterally, without tipping or sliding, and the obstacle crossing process was stable, which met the requirements of unstructured road walking in hilly orchards. The battery life of the starter generator was extended by 40% when there was no load, and by 29% when the load was 150 kg. When the chain trencher was mounted for trenching operation, the stability

收稿日期:2024-05-28　修回日期:2024-07-30
基金项目:国家柑橘产业技术体系项目(CARS-Citrus)、湖北省重点研发计划项目(2021BBA091、2022BBA029)、国家数字种植业(果园)创新分中心项目(农规发[2022]10 号)、柑橘全程机械化科研基地建设项目(农计发[2017]19 号)和中央高校基本科研业务费专项资金项目(2662023GXPY007)
作者简介:李善军(1977—),男,教授,博士生导师,主要从事水果智能化生产技术与装备研究,E-mail:shanjunlee@mail.hzau.edu.cn
通信作者:李明震(1980—),男,讲师,博士,主要从事丘陵山地智能装备研究,E-mail:mingzhen_li@mail.hzau.edu.cn

coefficient of trench depth was 89.2%, and the stability coefficient of trench width was 93.3%, which met the requirements of industry standard (equal to or greater than 80%). The results showed that the designed articulated steering profiling extended range wheeled power chassis had good passability, stability and significantly improved endurance, which can meet the needs of agronomic operations in hilly orchards.

Key words: power chassis; hilly orchards; articulated steering; profiling; range extension

0 引言

我国是世界上最大的水果生产国,其中优质果园主要分布在丘陵山地地区[1]。但目前丘陵山区农业机械化水平严重滞后,机械化率低于综合水平。并且由于丘陵果园地块狭小、地形复杂且坡度较大,传统农机底盘在丘陵果园适应性较差,容易出现滑移倾翻,安全隐患较大[2-3]。因此,设计一款可适应崎岖山地路面且在狭小地形通过性好的动力底盘具有重要意义[4-7]。

国外对丘陵山地动力底盘研究较早,意大利 BM TRACTORS 公司生产的 BETTER 180 型山地动力底盘,具有较好的地面适应性,但整机地面附着性能、坡地调平性能欠缺;意大利 BCS 公司生产的 Sky-Jump-V950 型动力底盘通过中央铰接系统实现理论转弯角度 70°,极大提高了在陡峭斜坡上的牵引力、稳定性和安全性,但整机尺寸过大,无法应用在国内丘陵山地小地块作业环境[8];瑞典的 Husqvarna 公司推出的零半径转向骑乘式电动拖拉机,满足通过性的同时增强了底盘续航能力,但整机动力输出过小,无法完成大功率农艺作业[9]。

国内对丘陵山地动力底盘也有研究,张开兴等[7]设计了一款具有扭腰姿态调整装置的丘陵山地拖拉机,该装置通过调整前后车身的相对转动来实现拖拉机对复杂路面的适应,提高了整机的稳定性和安全性,但其转弯半径过大,无法适应丘陵果园的作业环境;李善军等[10]设计了一款全液压遥控式履带动力底盘,变幅宽履带底盘在丘陵山地通过性良好,底盘搭配快速更换系统,可搭载多种果园作业机具,但全液压底盘存在连续工作液压油温过高导致工作效率降低的现象;文献[11-13]设计了一种全向姿态调整山地履带无人拖拉机,该机基于“平行四杆机构”和“双车架机构”实现机身横、纵向姿态调整,显著提高了山地拖拉机坡地作业稳定性和安全性。

目前对丘陵山地果园动力底盘的研究主要围绕底盘通过性、稳定性和整机续航能力等方面[14]。本文设计适应于丘陵果园非结构路面的铰接转向仿形增程轮式动力底盘,并对其关键部分进行选型;通过样机试验对整机通过性和作业稳定性等性能进行验证,以期为丘陵山地果园提供装备支持。

1 动力底盘整体设计方案

1.1 设计目标

丘陵果园主要采用依山就势的缓坡规模种植模式或小块阶梯种植模式,其果树株距一般为 2~4 m,行距一般为 3~5 m[4]。因此,为满足果园实际通行需求,并结合丘陵山地特殊地形地貌与复杂多样作物生长环境,确定铰接转向仿形增程轮式动力底盘设计目标为:①整机结构紧凑,适应小地块作业,转弯半径小,通过性好。②底盘根据作业地形起伏变化进行自适应调整,保证复杂地形条件下的稳定性。③整机控制灵敏便捷,续航时间长,能满足果园作业工艺。④可遥控控制整机行驶作业,提高人机作业安全保障能力。

1.2 整机结构和工作原理

1.2.1 整机结构

铰接转向仿形增程轮式动力底盘主要由铰接转向仿形部件、前车架、前驱装置、前置挂载装置、后车架、后驱装置等组成;车架上安装有能源动力系统(柴油机、发电机、发电机稳压器、铅酸电池组)、液压动力输出系统以及控制系统,其三维结构图如图 1 所示。

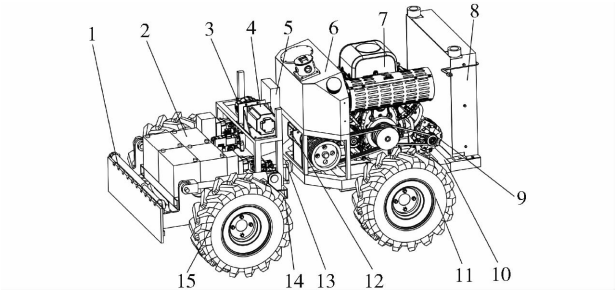


图 1 整机结构示意图

Fig. 1 Schematic of whole machine

1. 前置挂载装置 2. 电池组 3. 功能电机 4. 功能齿轮泵 5. 遥控器接收端 6. 液压油箱 7. 柴油机 8. 散热器 9. 发电机 10. 后车架 11. 后驱装置 12. 工作齿轮泵 13. 铰接转向仿形部件 14. 前车架 15. 前驱装置

1.2.2 底盘工作原理

铰接转向仿形增程轮式动力底盘配有能源动力系统和液压动力输出系统,分别为动力底盘提供行走动力以及为前置挂载作业机具提供工作动力,并

可通过控制系统实现整机遥控控制。

工作时，发动机提供的动力经离合皮带轮后分两路输出：一路与发电机连接，为铅酸电池组充电，该电池组可为前驱装置、后驱装置及功能电机等部件供电，以提供底盘行走动力，同时功能电机连接功能齿轮泵，控制转向油缸伸缩，实现底盘转向功能；另一路与双联齿轮泵相连，将机械能转换为液压油压力能，液压油通过液压快插接头为前置挂载作业机具提供工作动力，进而完成果园农艺作业。整机系统组成如图 2 所示，其主要技术参数如表 1 所示。

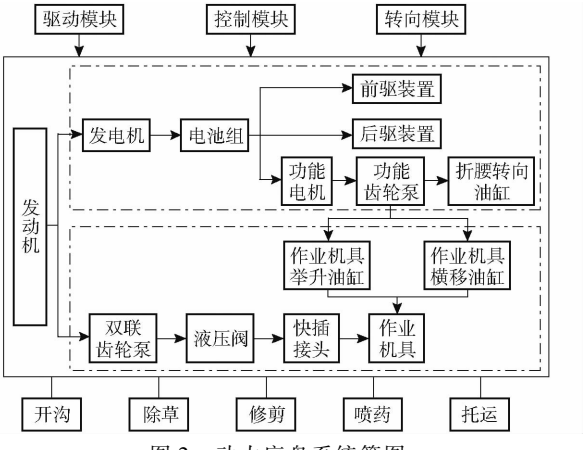


图 2　动力底盘系统简图

Fig. 2　Schematic of power chassis system

表 1　铰接转向仿形增程轮式动力底盘主要技术参数

Tab. 1　Main technical parameters of wheeled articulated steering profile extended-range power chassis

参数	数值/型式
外形尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	1 770×1 180×1 030
轴距/mm	900
轮距/mm	930
发动机功率/kW	19
转向方式	铰接转向
转弯半径/mm	2 050. 5
整机质量/kg	400
最小离地间隙/mm	280
纵向爬坡角/(°)	38. 72
横向爬坡角/(°)	34. 59
最大操纵距离/m	100

2　底盘关键部件设计与选型

2.1　铰接转向仿形部件

动力底盘采用前后分段布置方案，前、后车架通过中间铰接转向仿形部件连接，其结构如图 3 所示。该部件主要包括中间光轴、铜套、外圈铁套、限位销轴以及铰接销轴等，可用于前、后车架铰接转向及水平相对位置调整。其中，铰接转向用于减小动力底盘转弯半径，调整水平相对位置可实现底盘在崎岖路面的仿形功能，提高动力底盘通过性和稳定性。

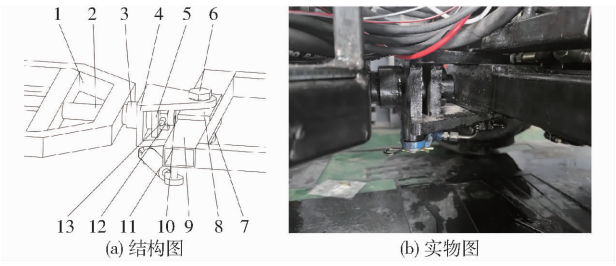


图 3　铰接转向仿形部件

Fig. 3　Articulated steering profiling parts

1. 后车架　2. 中间光轴　3. 外圈铁套　4. U 形板　5. 加强板　6. 铰接销轴　7、8. 加强筋　9. 前车架　10. 顶丝　11. 转弯油缸　12. 铜套　13. 限位销轴

铰接转向仿形部件用于实现前、后车架偏转以及车身水平位置主动调整。该部件通过转向油缸伸缩使得前、后车架形成偏转角度，以实现动力底盘铰接转向；同时，该部件中间光轴与后车架焊接固定，外圈铁套通过 U 形固定板与前车架固定，使前、后车架具有轴向旋转自由度。此外，限位销轴穿过中间光轴并且在外圈铁套凹槽内，限制旋转角度，避免前、后车架水平相对位置角度过大发生倾翻情况。

动力底盘前、后车架偏转极限位置状态如图 4 所示。当转向油缸伸长到最长位置时，动力底盘前车架向右偏转；当转向油缸缩短到极限位置时，动力底盘前车架向左偏转，使前、后车架形成轴向偏转角度，进而实现动力底盘转向功能，前后车架最大偏转角为 33°。

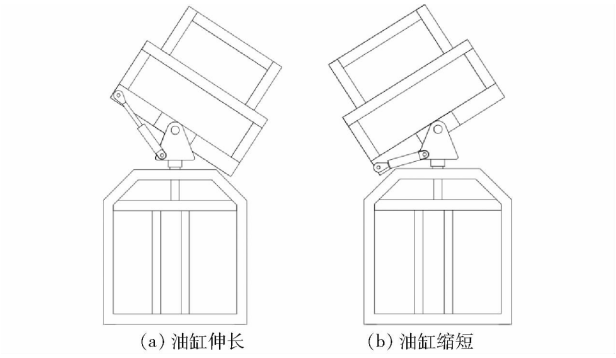


图 4　铰接转向示意图

Fig. 4　Articulated steering diagrams

动力底盘前、后车架极限水平相对位置状态如图 5a 所示。当前轮通过障碍物时，前车架在铰接转向仿形部件作用下与后车架产生水平相对角度，保证动力底盘四轮全部与地面接触，达到动力底盘仿形效果，提高底盘在丘陵果园的稳定性，其最大水平相对角度为 17°。在中间光轴旋转过程中，若旋转角度过大，限位销轴将会与外圈铁套凹槽产生刚性碰撞，进而限制车架相对旋转角度，防止倾斜角度过大发生倾翻，保证整机安全，如图 5b 所示。

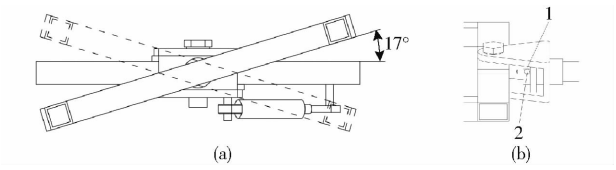


图 5 水平位置调整示意图

Fig. 5 Schematics of horizontal position adjustment

1. 外圈铁套 2. 限位销轴

2.2 液压系统

动力底盘液压系统主要用于实现前置挂载作业机具横移和升降功能、动力底盘转向功能以及为前置挂载作业机具提供输出动力。液压系统总体设计如图 6 所示。

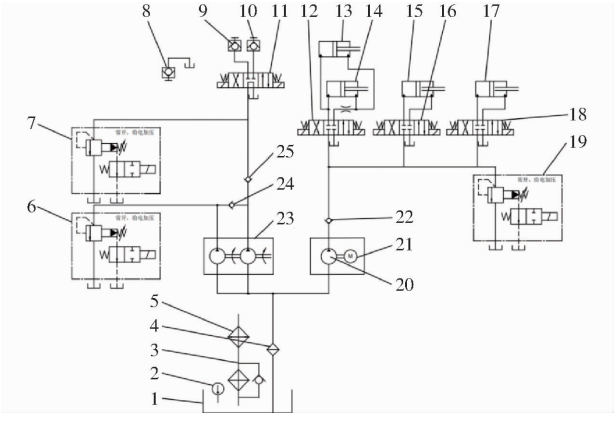


图 6 整机液压原理图

Fig. 6 Hydraulic schematic of machine

1. 液压油箱 2. 液位计 3. 回油滤清器 4. 吸油滤清器 5. 风冷散热器 6、7、19. 先导式溢流阀 8、9、10. 液压油快速接头 11、12、16、18. 三位四通阀 13、14. 前置作业举升油缸 15. 转向油缸 17. 前置作业横移油缸 20. 功能齿轮泵 21. 功能电机 22、24、25. 单向阀 23. 工作齿轮泵

2.2.1 工作液压泵选型

动力底盘挂载作业机具为液压驱动,工作液压油泵应该在满足不同作业工况需求前提下,保有部分余量,其中,动力底盘搭配的果园作业机具主要参数如表 2 所示[15-18]。

表 2 果园常见作业机具主要参数

Tab. 2 Main parameters of machinery in orchard

作业机具	功率/kW	扭矩/(N·m)	马达排量/(mL·r^{-1})	转速/(r·min^{-1})
开沟	12.0	229.2	100.00	500
喷药	10.0	159.2	69.50	600
除草	2.5	15.9	6.95	1 500
修剪	1.7	27.3	11.65	500

由表 2 可知,不同作业机具所需功率以及配套液压马达排量存在较大差异,因此工作液压泵选用双联齿轮泵组成双泵供油回路,对不同工况作业进行流量挡位调节,提高系统效率。

液压泵输出流量为

$$Q_t = \frac{KV_{Mt}n_{Mt}}{1\,000\eta_{v1}} \tag{1}$$

式中 Q_t——液压泵理论输出流量,L/min

K——泄漏系数,取 1.1

V_{Mt}——液压马达理论排量,mL/r

n_{Mt}——液压马达理论转速,r/min

η_{v1}——液压马达容积效率,取 0.9

液压泵理论排量为

$$V_t = \frac{1\,000Q_t}{n_p\eta_{v2}} \tag{2}$$

式中 V_t——液压泵理论排量,mL/r

n_p——液压泵转速,取 2 500 r/min

η_{v2}——液压泵容积效率,取 0.9

将表 2 中参数代入式(1)、(2)可得,常见果园作业机具所搭配的工作液压泵需要的理论输出流量为 Q_{t1}=61.1 L/min,Q_{t2}=50.9 L/min,Q_{t3}=12.74 L/min,Q_{t4}=7.12 L/min;所需理论排量 V_{t1}=27.16 mL/r,V_{t2}=22.62 mL/r,V_{t3}=5.66 mL/r,V_{t4}=3.16 mL/r。根据计算结果液压泵选择 CBQL-F525/F510-CFH* 型双联齿轮泵。当动力底盘挂载除草机械、修剪机械等功率小、流量需求低的农艺作业时,采用单泵供油;当动力底盘进行开沟作业和喷药作业时,双泵同时供油,保证输出流量充足。

2.2.2 功能液压泵选型

通过液压油缸实现前置挂载作业机具横移升降功能以及动力底盘转向功能,各液压油缸具体参数如表 3 所示。由表 3 可知,功能液压泵所需最大输出流量 Q_{t5} 为 4.82 L/min,代入式(2)得功能液压泵理论最大排量 V_{t5} 为 2.14 mL/r。根据计算结果选择 HGP-2A-F5R 型齿轮泵。

表 3 动力底盘各油缸主要参数

Tab. 3 Main parameters of each cylinder of power chassis

油缸类型	行程/mm	运行速度/(m·s^{-1})	流量/(L·min^{-1})
挂载横移油缸	400	100	1.88
挂载举升油缸	100	50	4.82
转向油缸	140	80	3.86

2.2.3 发动机选型

工作液压泵驱动功率为

$$P_e = \frac{Q_t p}{60\eta_3} \tag{3}$$

式中 P_e——发动机功率,kW

p——液压泵工作压力,取 16 MPa

η_3——发动机机械效率,取 0.9

将参数代入式(3)计算得出液压泵驱动功率为18.1 kW，由此确定发动机为 HD2V95 型双缸四冲程风冷柴油机。

2.3　行走系统

2.3.1　行走电机选型

动力底盘行走电机需要满足在不同工况下的最大扭矩以及最大行驶速度要求[19]。在丘陵果园环境中，坡道运行阻力最大，包括运行阻力、爬坡阻力、惯性阻力，计算公式为

$$F_a = mgf + mg\sin\alpha + \delta ma \tag{4}$$

式中　F_a——坡道运行阻力，N

m——动力底盘整机质量，取 400 kg

g——重力加速度，取 9.8 m/s^2

f——运行阻力系数，取 0.12

α——最大爬坡角度，取 25°

δ——质量增加系数，取 1.3

a——行驶加速度，取 0.8 m/s^2

爬坡功率为

$$P_t = \frac{F_a v_t}{3\,600} \tag{5}$$

式中　P_t——爬坡功率，kW

v_t——动力底盘爬坡行驶速度，取 2 km/h

行走电机所需要转矩为

$$M = \frac{F_a R}{n\eta_4} \tag{6}$$

式中　M——单个行走电机所需转矩，N·m

R——驱动轮半径，取 0.22 m

n——行走电机数量，取 2

η_4——轮胎传动效率，取 0.95

行走电机除满足动力底盘最大转矩外，还需满足动力底盘小转矩高速工况下最大行驶速度 5 km/h，由此可得，行走电机最大转速为

$$n_{\max} = \frac{1\,000 v_{\max}}{60 \times 2\pi R}\gamma \tag{7}$$

式中　$n_{\max}$——行走电机最大转速，r/min

$v_{\max}$——动力底盘最大行驶速度，取 5 km/h

γ——电机减速比，取 30

将设计参数代入式(4)～(7)得到整机运行最大阻力为 2 543 N，爬坡功率为 1.41 kW，单个电机所需最大转矩为 294 N·m。考虑功率储备，最终选择减速电机主要参数为：额定功率 1.5 kW，额定转速 3 000 r/min，减速器减速比 30，前驱装置、后驱装置各配备一个减速电机。

2.3.2　功能电机选型

为实现动力底盘行走系统完全电驱，选用电机驱动功能液压泵。由前文可知，功能液压泵最大输出流量 Q_{t5} 为 4.82 L/min，代入式(3)得功能液压泵驱动功率为 1.42 kW，由此确定选用 110BL150F140－430K 型直流无刷电机作为功能齿轮泵驱动电机。

2.4　动力电池参数选型

考虑动力电池安全性和经济性的要求，选择铅酸电池作为整机动力电池[20]。根据电机母线工作电压和功率来确定动力电池容量为

$$C_b = \frac{1\,000}{U_m h_k}\frac{P_t}{\eta_5} \tag{8}$$

式中　C_b——动力电池容量，A·h

U_m——电机母线电压，V

h_k——铅酸电池放电深度，取 0.8

η_5——电机控制器和电动机效率乘积，取 0.81

由上文可知，电机母线电压为 48 V，功率最大消耗为 1.41 kW，代入式(8)得电池容量为 48.35 A·h。考虑电池容量储备和损耗，最终选择 6－EVF－58.2 型铅酸电池。

2.5　发电机参数选型

发电机功率应该满足动力底盘正常工作时前驱装置、后驱装置以及功能电机消耗的功率，保证动力底盘整机增程效果。发电机额定输出功率为

$$P_z = \frac{P_t}{\eta_6} \tag{9}$$

式中　P_z——发电机额定功率，kW

η_6——发电机能量利用率，取 0.8

根据式(9)选用额定功率 2 kW 的发电机，额定转速为 3 000 r/min。

2.6　遥控系统设计

铰接转向仿形增程轮式动力底盘使用无人驾驶遥控技术，操作人员可以通过遥控手柄对履带式农用动力底盘行为进行控制。遥控手柄功能指示如图 7 所示。

3　动力底盘性能

3.1　转向性能

图 8 为铰接转向仿形增程轮式动力底盘在水平地面上稳定转向示意图，底盘通过转向油缸的伸缩运动使前后车架发生偏转，前车架绕铰接点进行旋转，后车架保持不动，使得前、后车架形成一定角度，前后车桥的轴线交会于一点，车桥两侧车轮各轴上转动始终保持平行[21]。

图 8 中，点 O 为前后车桥轴线交会点。由几何分析可知，前车桥外侧车轮最小转弯半径为

$$R_1 = \frac{D}{2} + \frac{L}{\sin\theta_{\max}}(1 - \lambda + \lambda\cos\theta_{\max}) \tag{10}$$



图 7 遥控手柄功能指示

Fig. 7 Indicator diagram of remote control function

1. 行驶方向控制摇杆 2. 前置挂载装置控制遥控 3. 遥控器启动 4. 制动推杆调节 5. 散热器风扇调节 6. 前进速度调节 7. 急停开关 8. 双泵供油回路调节 9. 柴油机油门推杆调节

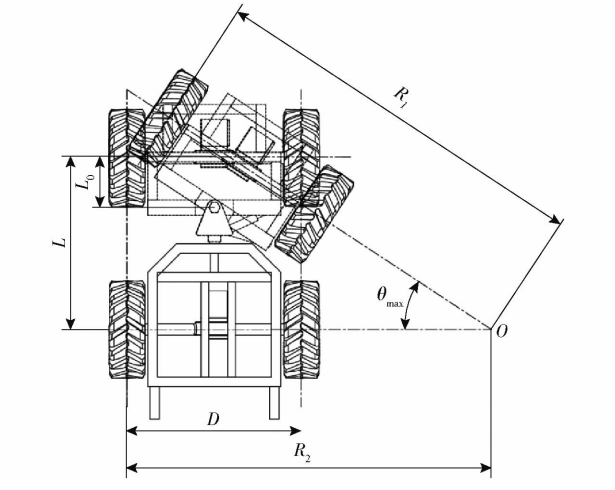


图 8 底盘折腰转向原理图

Fig. 8 Schematic of articulated steering of chassis

后车桥外侧车轮最小转弯半径为

$$R_2 = \frac{D}{2} + \frac{L}{\sin\theta_{max}}(\lambda - \lambda\cos\theta_{max} - \cos\theta_{max}) \quad (11)$$

其中

$$\lambda = L_0/L \quad (12)$$

式中 λ——转向铰接点配置比

L——动力底盘前后车桥的轴距,mm

L_0——前车桥车轴距离铰接点的距离,mm

D——动力底盘轮距,mm

R_1——前车桥外侧车轮最小转弯半径,mm

R_2——后车桥外侧车轮最小转弯半径,mm

θ_{max}——动力底盘前后车架最大偏转角,(°)

由式(10)、(11)可知,动力底盘整机最小转弯半径与转向铰接点配置比 λ 有关。当 $\lambda < 0.5$ 时,$R_1 > R_2$,此时动力底盘最小转弯半径为前车桥外侧车轮最小转弯半径 R_1;$\lambda = 0.5$ 时,$R_1 = R_2$,动力底盘最小转弯半径为前车桥外侧车轮最小转弯半径 R_1 或后车桥外侧车轮最小转弯半径 R_2;$\lambda > 0.5$ 时,$R_1 < R_2$,动力底盘最小转弯半径为后车桥外侧车轮最小转弯半径 R_2。

设计的动力底盘前后车桥轴距 L 为 900 mm,前车桥车轴距离铰接点距离 L_0 为 230 mm,$\lambda < 0.5$,轮距 D 为 930 mm,最大偏转角 θ_{max} 为 33°,将上述参数代入式(10),即动力底盘最小转弯半径为 2 049.3 mm。根据果园实际生产需求及考察调研,果园种植行距一般为 3 ~ 5 m,因此所设计的动力底盘满足作业需求。

3.2 稳定性能

丘陵果园地势起伏且环境复杂,为确保动力底盘能够顺利完成果园农艺作业,需对动力底盘稳定性进行理论分析。稳定性包括横向稳定性和纵向稳定性,采用极限倾角和极限滑移角对整机横向稳定性、纵向稳定性进行分析[22]。

3.2.1 横向稳定性

动力底盘横向稳定性是动力底盘在横向坡地静止或匀速行驶时不发生侧倾和滑移失控的能力[23],其中,坡地倾斜角是导致动力底盘侧倾的最主要因素。在横向坡地时动力底盘受力情况如图 9 所示。

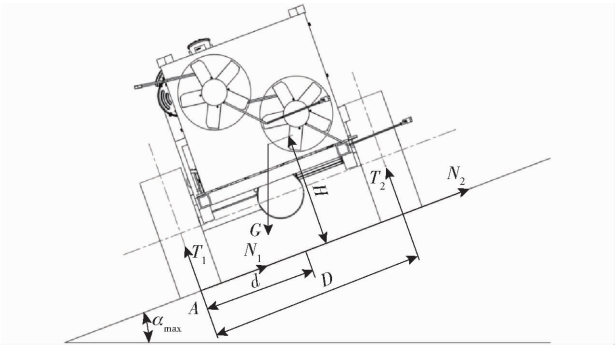


图 9 底盘横向坡地受力图

Fig. 9 Transverse slope force diagram of chassis

图 9 中,N_1、N_2 分别为左右轮胎受到的静摩擦力。由整机受力平衡以及对点 A 取力矩平衡得

$$T_1 + T_2 = G\cos\alpha_{max} \quad (13)$$

$$GH\sin\alpha_{max} + T_2 D = Gd\cos\alpha_{max} \quad (14)$$

式中 T_1——地面对左侧轮胎的支撑力,N

T_2——地面对右侧轮胎的支撑力,N

G——动力底盘整机重力,N

α_{max}——动力底盘极限侧倾角,(°)

H——重心到地面的垂直距离,mm

d——重心到点 A 的横向距离,mm

可得地面对右轮胎支撑力为

$$T_2 = \frac{G(d\cos\alpha_{max} - H\sin\alpha_{max})}{D} \quad (15)$$

当 $T_2 = 0$ 时,动力底盘右轮失去地面支撑力作用,离开地面,此时,底盘发生横向侧倾,由于 $D > 0$,可推导得维持动力底盘稳定的横向极限侧倾角 α_{max} 为

$$\alpha_{max} = \arctan\frac{d}{H} \quad (16)$$

在横向坡道行驶时，也存在着滑移现象[24]，动力底盘不发生横向滑移条件为

$$(T_1 + T_2)\omega = G\omega\cos\alpha' \geqslant G\sin\alpha' \tag{17}$$

式中　ω——轮胎与地面的附着系数，取 0.7

α'——动力底盘滑移角，(°)

由式(17)得动力底盘横向极限滑移角 α'_{max} 为

$$\alpha'_{max} = \arctan\omega \tag{18}$$

由式(13)、(14)可知，整机横向稳定性主要与动力底盘轮距、整机重心高度、轮胎宽度以及地况有关。为了保证动力底盘横向稳定性，整机重心高度 H 应尽量降低，且轮距 D 以及轮胎宽度应该在满足通过条件的范围内尽量选择较大值。运用 Solidworks 软件对整机的重心位置进行评估，得到重心到地面的垂直距离 H 为 580 mm，重心到点 A 横向距离 d 为 465 mm，将上述参数代入式(16)得得动力底盘稳定横向极限侧倾角 α_{max} 为 38.72°。轮胎与地面横向附着系数 ω 为 0.7，代入式(18)得到动力底盘横向极限滑移角 α'_{max} 为 34.99°。

3.2.2　纵向稳定性

动力底盘纵向稳定性是动力底盘在纵向坡地行走时不发生倾翻和滑移的能力。底盘匀速上坡时，由于速度较慢，忽略空气阻力对整机的影响，将其视为匀速行驶状态，此时动力底盘在纵向坡地上坡时受力情况如图 10a 所示。

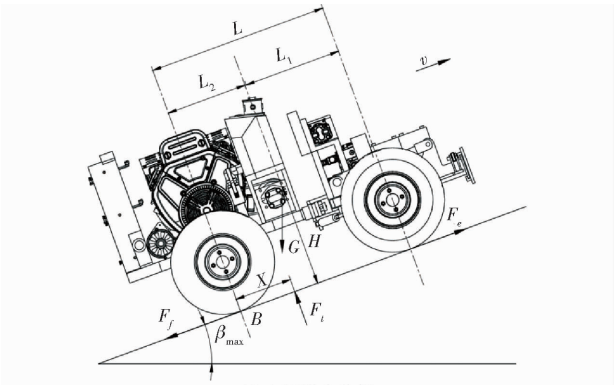


图 10　底盘纵向坡地受力图

Fig. 10　Longitudinal slope force diagrams of chassis

忽略轮胎弹性变形，对车轮与地面接触点 B 进行受力平衡和力矩平衡得

$$F_t = G\cos\beta_{max} \tag{19}$$

$$GH\sin\beta_{max} + F_tX = GL_2\cos\beta_{max} \tag{20}$$

式中　F_t——地面对整机的反作用力，N

β_{max}——上坡极限倾翻角，(°)

X——后车轮轴线与垂直反作用力距离，mm

L_2——后车轮轴线与重心距离，mm

可求得

$$X = \frac{L_2\cos\beta_{max} - H\sin\beta_{max}}{\cos\beta_{max}} \tag{21}$$

由图 10a 可知，当 F_t 作用于后车轮轴线时(即 $X=0$ 时)，动力底盘彻底失去稳定性，发生纵向倾翻。因此动力底盘上坡极限倾翻角 β_{max} 为

$$\beta_{max} = \arctan\frac{L_2}{H} \tag{22}$$

同理，动力底盘在纵向坡地下坡时受力情况如图 10b 所示，其下坡极限倾翻角 β'_{max} 为

$$\beta'_{max} = \arctan\frac{L - L_2}{H} \tag{23}$$

由式(19)、(20)可知整机纵向稳定性主要与整机重心高度 H、后车轮轴线与重心的距离 L_2 以及动力底盘轴距 L 有关。重心高度 H 越小且后车轮轴线与重心的距离 L_2(下坡时为前车轮轴线与重心的距离 L_1)越大，整机纵向稳定性越好。通过 Solidworks 软件对底盘重心进行评估，得到后车轮轴线与重心的距离 L_2 为 400 mm，将 L 为 900 mm，H 为 580 mm 代入式(22)、(23)可得上、下坡极限倾翻角为 34.59°和 40.76°，均满足丘陵山地果园作业稳定性要求。

3.3　越障性能

在工作过程中动力底盘需要克服田埂、沟壑等障碍，因此，对底盘前轮碰到垂直障碍且刚刚离地时进行受力分析以计算底盘跨越阶梯能力，如图 11a 所示。

忽略轮胎形变和地面凹陷变化，此时，力学平衡方程式为

$$F_1\sin\lambda_1 + \omega F_1\cos\lambda_1 + F_2 = G \tag{24}$$

$$\omega F_1\sin\lambda_1 + \omega F_2 = F_1\cos\lambda_1 \tag{25}$$

$$\omega F_1 R\cos\lambda_1 + GL_1 + \omega F_2 R = F_2 L \tag{26}$$

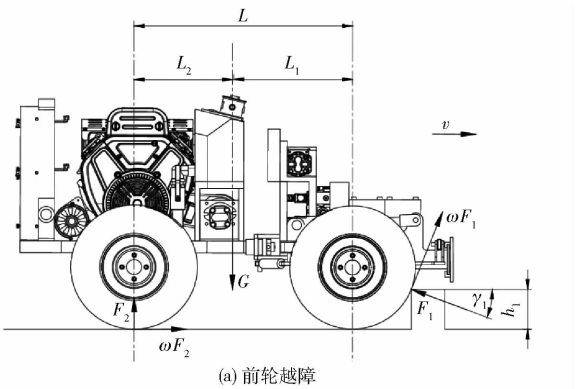
式中　F_1——地面对前轮支撑力，N

F_2——地面对后轮支撑力，N

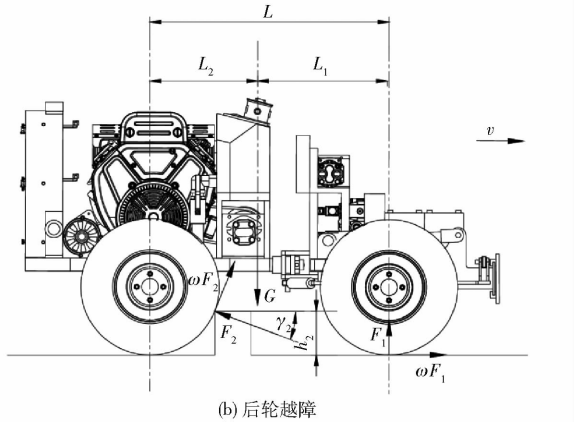
λ_1——前轮胎垂线与阶梯水平面夹角，(°)

将方程式简化得到

$$\left(\frac{1}{\omega} - \frac{R}{L} - \frac{\omega^2 L_1 + L_1}{\omega L}\right)\cos\lambda_1 + \left(\omega\frac{R}{L} - 1\right)\sin\lambda_1 = \omega\frac{R}{L} \tag{27}$$



(a) 前轮越障



(b) 后轮越障

图 11 底盘跨越阶梯受力图

Fig. 11 Across ladder force diagrams of chassis

其中
$$\sin\lambda_1 = 1 - \frac{h_1}{R} \tag{28}$$

式中 h_1——前轮跨越阶梯高度,mm

同理,对底盘后轮跨越阶梯时进行受力分析,如图 11b 所示,并对其简化得到

$$\left(\frac{\omega^2 L_2 + L_2}{\omega L} - \frac{1}{\omega} - \frac{R}{L}\right)\cos\lambda_2 + \left(\omega\frac{R}{L} + 1\right)\sin\lambda_2 = \omega\frac{R}{L} \tag{29}$$

其中
$$\sin\lambda_2 = 1 - \frac{h_2}{R} \tag{30}$$

式中 λ_2——后轮胎垂线与阶梯水平面夹角,(°)

h_2——后轮跨越阶梯高度,mm

由式(27)、(29)可知,动力底盘前轮跨越阶梯能力与 R/L 以及 L_1/L 正相关,后轮越障能力相反。将底盘相关数据代入式(28)、(30)得到前轮跨越阶梯极限高度 h_1 为 269.08 mm,后轮跨越阶梯极限高度 h_2 为 108.51 mm,后轮越障能力明显低于前轮,故后轮越障能力是限制底盘跨越阶梯的主要因素。

动力底盘跨越沟壑能力与跨越阶梯能力相关,如图 12 所示,二者几何关系为

$$(R - h_w)^2 + \left(\frac{l_d}{2}\right)^2 = R^2 \tag{31}$$

式中 h_w——动力底盘跨越阶梯高度,mm

l_d——动力底盘跨越沟壑宽度,mm

将 h_w = 108.51 mm 代入式(31)得到动力底盘跨越沟壑宽度为 379.32 mm。

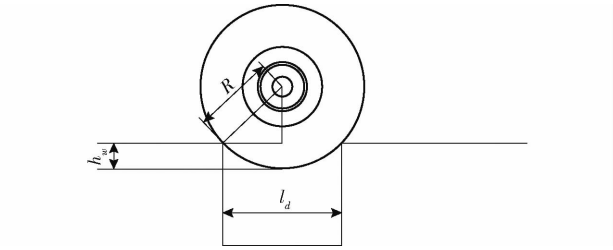


图 12 底盘跨越沟壑示意图

Fig. 12 Schematic of chassis spanning ladder

3.4 多工况动力学仿真

3.4.1 动力底盘约束模型建立

为了探究动力底盘在丘陵果园行驶过程中的稳定性,建立了动力底盘整机约束模型,并进行了动力底盘在崎岖路面、纵向坡路、越障路面等多工况下动力学仿真。赋予轮胎旋转副驱动以及与地面的接触力,在铰接转向仿形部件处添加旋转副,提供前后车架偏转自由度,并将对仿真结果不产生影响的零部件均用固定副相连,动力底盘整机约束模型如图 13 所示。

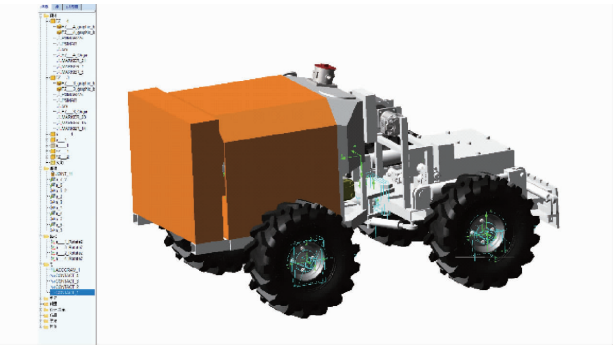


图 13 动力底盘约束模型

Fig. 13 Constraint model of power chassis

3.4.2 崎岖路面仿形仿真

在 ADAMS 中建立存在高低差路面,模拟动力底盘通过崎岖路面的运动情况以测试动力底盘仿形效果,如图 14 所示。

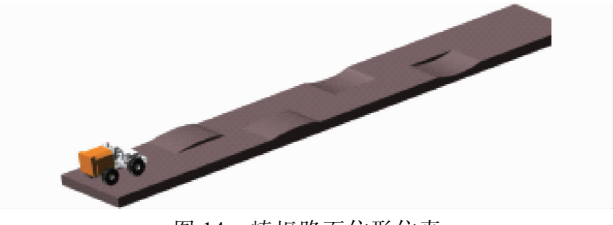


图 14 崎岖路面仿形仿真

Fig. 14 Simulation analysis of rough road surfaces

动力底盘以平稳速度前进,经过崎岖路面时通过铰接转向仿形部件实现前后车架相对转动,仿真结果如图 15 所示。动力底盘经过左侧坎时,前车架左侧抬高,前后车架发生相对转动以适应不平整路面。整个崎岖路面仿形过程中,动力底盘在经过不

同高度路面时前后车架发生不同角度偏转，实现了动力底盘模仿地形功能，保证了动力底盘在丘陵果园崎岖路面工作过程中稳定性和安全性。

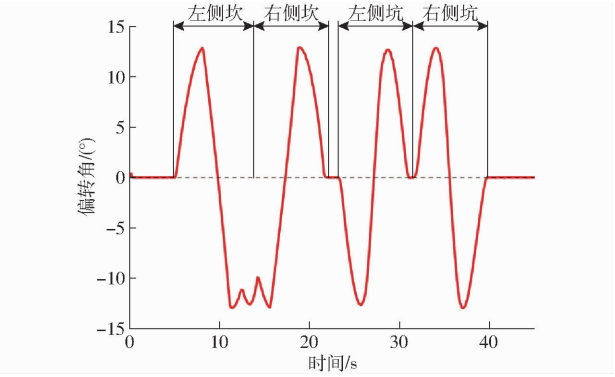


图 15　动力底盘前后车架偏转角变化曲线

Fig. 15　Rotation angle change curves of front and rear frames of power chassis

3.4.3　纵向坡行驶稳定性仿真分析

丘陵山区 25°以上的陡坡地水土流失严重，不宜作为耕作地块[8]。因此对坡度 25°路面进行纵向坡行驶稳定性仿真，如图 16 所示。

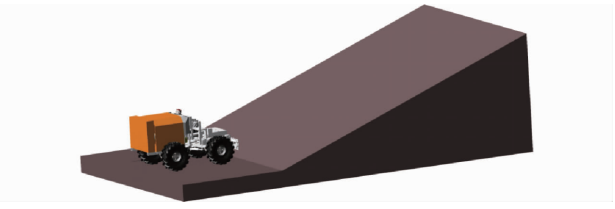


图 16　纵向上坡行驶稳定性仿真

Fig. 16　Longitudinal uphill driving stability simulation

动力底盘以平稳速度通过路面，对底盘上坡稳定性进行仿真，仿真结果如图 17 所示。动力底盘在前进过程中，重心在纵向上无位移变化，后轮上坡过后底盘在横向和垂向上位移随时间变化保持直线上升且趋势稳定，表明动力底盘在坡度 25°坡面上未出现侧倾或者滑移现象。在前轮进入上坡路面时，整机速度减缓，当后轮进入上坡路面时速度平稳，底盘能够平缓通过坡度 25°坡面，满足丘陵果园作业要求。

同样，对坡度 25°的下坡路面进行下坡稳定性仿真，如图 18 所示。

仿真结果如图 19 所示，底盘在下坡过程中纵向重心位移无变化，横向重心位移变化保持直线上升，垂向位移在后轮下坡后保持平稳下降，4 个轮胎在下坡过程中受力均匀，表明动力底盘能够稳定直线行驶，不出现偏移现象，能够平稳通过坡度 25°下坡路面，满足设计要求。

3.4.4　横向坡行驶稳定性仿真

在坡度为 20°的横向坡路面对底盘侧倾稳定性进行仿真分析，如图 20 所示。

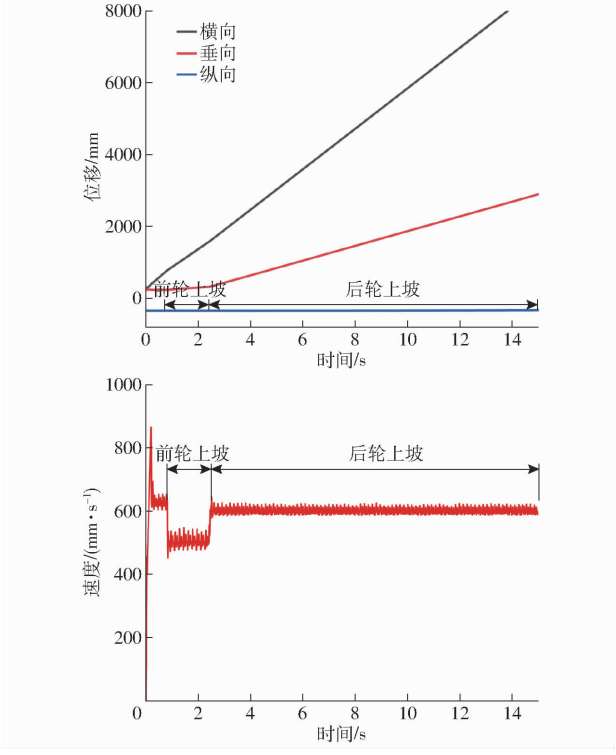


图 17　纵向上坡行驶稳定性仿真结果

Fig. 17　Longitudinal uphill driving stability simulation results

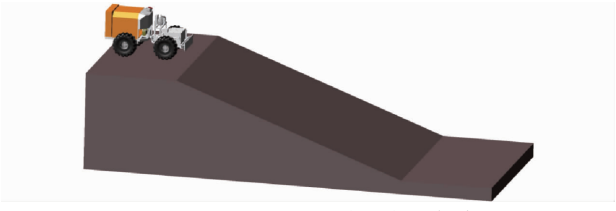


图 18　纵向下坡行驶稳定性仿真

Fig. 18　Longitudinal downhill driving stability simulation

仿真结果如图 21 所示，从车辆前进方向看，动力底盘在横向坡行驶时，垂向和纵向重心无位移变化，且前进过程中速度均匀，表明动力底盘在坡度 20°横向坡路面上没有出现侧倾和滑移现象，能够稳定直线作业。

3.4.5　水平越障仿真

在 ADAMS 中设置 37 s 的水平越障仿真，建立的田埂高度分别为 240、220 mm，阶梯高度分别为 120、140 mm，沟壑宽度分别为 350、380 mm，动力底盘行驶速度 0.55 m/s，得到仿真结果如图 22 所示。

水平越障仿真结果如图 23 所示，动力底盘在经过不同田埂障碍时曲线形状基本一致，底盘存在明显速度变化，幅值随着田埂高度增加而变大；在跨越阶梯过程中，前后轮接触到阶梯时会存在速度骤减的现象，跨越阶梯过后速度回到平稳状态；跨越沟壑过程中的 2 段曲线形状基本一致，幅值随沟壑宽度增加而变大。在 37 s 时动力底盘完成水平越障，整个行驶过程较为平稳，底盘顺利通过障碍路面，满足

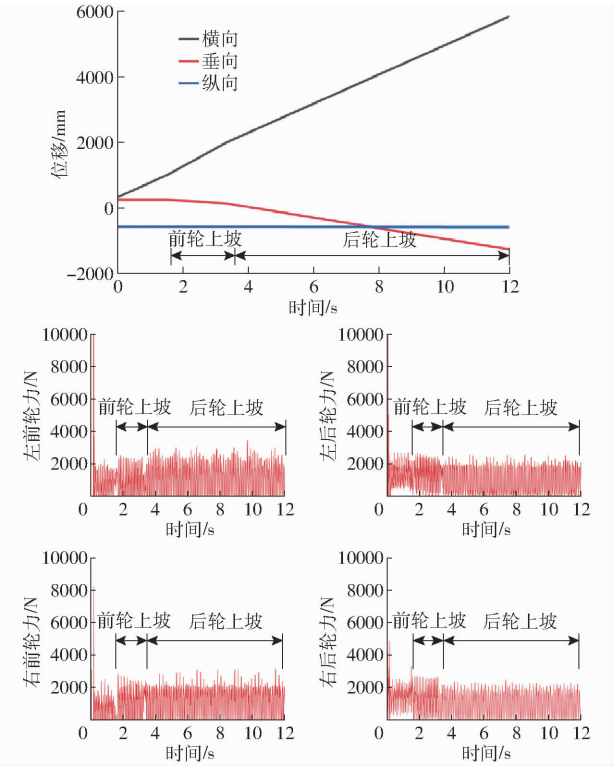


图 19 纵向下坡行驶稳定性仿真结果

Fig. 19 Longitudinal downhill driving stability simulation results



图 20 侧倾稳定性仿真

Fig. 20 Roll stability simulation

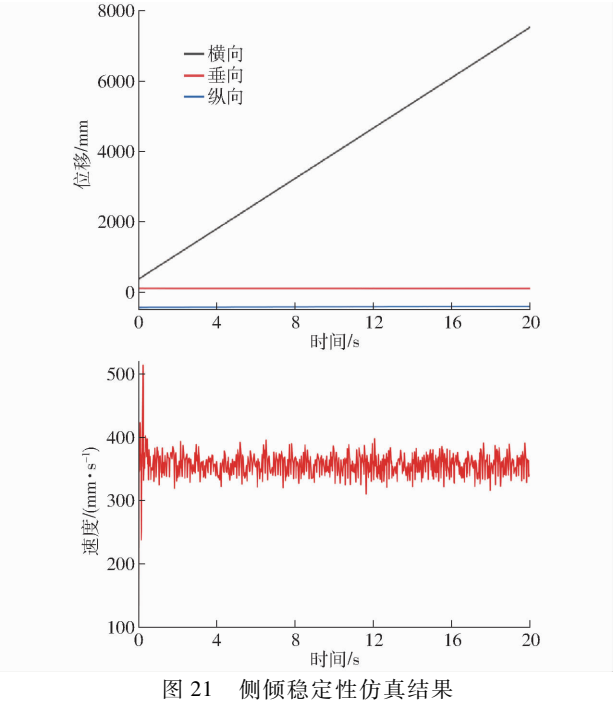


图 21 侧倾稳定性仿真结果

Fig. 21 Roll stability simulation results

丘陵果园非结构路面化要求。

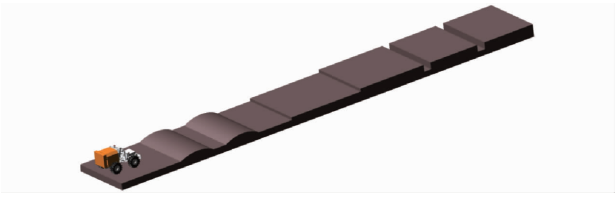


图 22 水平越障稳定性仿真

Fig. 22 Horizontal obstacle crossing stability simulation

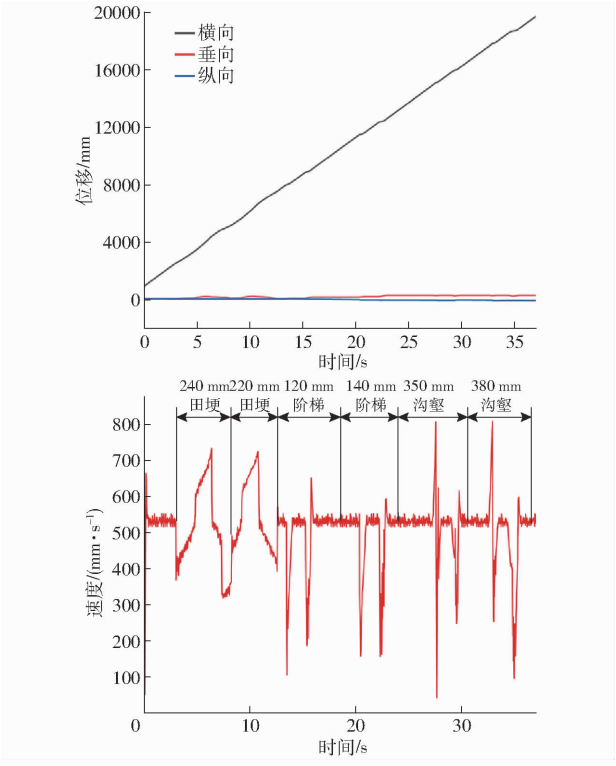


图 23 水平越障稳定性仿真结果

Fig. 23 Horizontal obstacle crossing stability simulation results

4 整机性能试验

4.1 直线行驶偏移率试验

直线行驶偏移率是评价动力底盘的一个重要指标,影响底盘操作精度以及农艺作业质量[25]。参照 GB/T 38679—2020《车辆行驶跑偏试验方法》对动力底盘的直线行驶偏移率进行测试,选择平整路面,标准线以车轮外侧位置作为起始点,沿前进方向标记 20 m 作为终点,测试 5 次,底盘前进过程中不得调整转向,到达终点位置后,测量车轮外侧与标记线的距离,如图 24 所示。

动力底盘直线行驶偏移率为

$$i = \frac{\Delta x}{s} \times 100\% \tag{32}$$

其中

$$\Delta x = x_1 - x_2 \tag{33}$$

式中 Δx——直线行驶偏移量,mm

x_1——起始车轮外侧与标线距离,mm

x_2——终点车轮外侧与标线距离,mm



(a) 起始线　　(b) 终止线

图 24　直线行驶偏移率试验

Fig. 24　Straight line travel offset test

i——直线行驶偏移率，%

s——行程，mm

将测量数据代入式(32)、(33)得到试验结果，如表 4 所示，动力底盘直线行驶平均偏移量为 351.8 mm，平均偏移率为 1.76%。

表 4　直线行驶偏移率试验结果

Tab. 4　Results of straight line driving deviation test

序号	偏移量/mm	偏移率/%	平均偏移率/%
1	345	1.73	
2	364	1.82	
3	342	1.71	1.76
4	352	1.76	
5	356	1.78	

4.2　最小转弯半径测试

参照文献[26]进行最小转弯半径测量。挑选一硬质地面进行最小转弯半径测试试验，将转向油缸固定在最短或者最长的位置，前后车架偏转角度达到最大值，行驶 360°后驶出试验区，用卷尺测量地面所留车辙轨迹圆半径，并计算其平均值，试验如图 25 所示。最小转弯半径试验结果如表 5 所示，整机最小转弯半径为 2 050.5 mm，满足丘陵果园通过性要求。

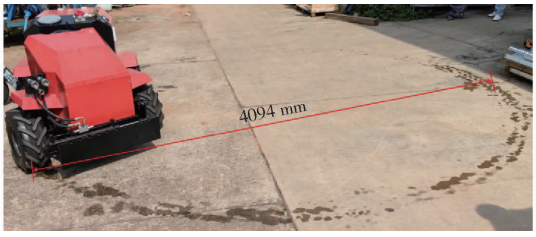


图 25　最小转弯半径试验

Fig. 25　Minimum turning radius test

4.3　崎岖路面仿形试验

为检验动力底盘仿形功能，在试验现场选取崎岖地面进行动力底盘仿形功能试验，动力底盘以平稳速度朝起伏地面前进，观察动力底盘前后车架是否发生水平角度旋转，如图 26 所示。后车架处于水平地面，前车架通过左右高度差为倾斜角 15°的崎岖路面时，前后车架发生相应角度水平偏转，底盘在前进过程中轮胎全部与地面接触。结果表明，底盘对崎岖地形适应效果良好，实现了底盘仿形功能，提高了作业稳定性，满足对丘陵果园复杂地形适应要求。

表 5　最小转弯半径测试结果

Tab. 5　Minimum turning radius test results　mm

转向	序号	半径	平均值	最小转弯半径
左转	1	2 038	2 048	2 050.5
	2	2 059		
	3	2 047		
右转	1	2 052	2 053	
	2	2 047		
	3	2 060		



图 26　崎岖路面仿形试验

Fig. 26　Rough road profiling test

4.4　爬坡试验

动力底盘主要工作场景为丘陵山地果园，因此能否适应坡地环境对动力底盘工作质量至关重要。在试验现场选取不同坡面进行前进上下坡、倒退上下坡试验并且观察其姿态稳定性，如图 27 所示。试验结果显示动力底盘可顺利通过坡度 24°软质地面坡道，未发生滑移和剧烈抖动现象，满足丘陵山地果园作业要求。



图 27　上下坡试验

Fig. 27　Uphill and downhill tests

4.5　越障试验

在华中农业大学果园全程机械化试验基地随机

选取 3 条田埂以及阶梯进行越障试验。测量田埂平均高度分别为 220、236、245 mm，平均宽度分别为 1 650、1 690、1 750 mm，阶梯平均高度分别为 125、131、136 mm。使动力底盘以低速前进平稳翻越田埂和阶梯，并观察动力底盘滑移和稳定性情况，保证安全作业，如图 28 所示。结果表明，2 种环境下动力底盘均可以顺利通过，满足山地果园越障行驶要求[27]。



(a) 翻越田埂 (b) 翻越阶梯

图 28 越障试验

Fig. 28 Obstacle crossing tests

4.6 发电机增程性能试验

电池续航能力是衡量增程式底盘性能的重要指标，在动力底盘空载状态和挂载链式开沟机(150 kg)状态下分别进行发电机增程性能测试，如图 29 所示。控制动力底盘在启动发电机和不启动发电机 2 种情况下在平地和坡度 8°坡地上分别行驶120 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进行记录并计算行驶前后电压消耗，每次测试前将电池组充电至 52.1 V，记录结果如表 6 所示。



(a) 空载状态平地行驶 (b) 空载状态爬坡

(c) 负载状态平地行驶 (d) 负载状态爬坡

图 29 发电机增程性能试验

Fig. 29 Generator range extension performance tests

由表 6 可得，空载状态下平地行驶电池续航时间延长 40%，爬 8°坡电池续航时间延长 33%；负载 150 kg 状态下平地行驶电池续航时间延长 29%，爬坡度 8°坡面电池续航时间延长 24%，所有工况下启动发电机后动力底盘电压消耗均有减小，整机续航能力提升。

4.7 底盘动力输出性能试验

为检验动力底盘作业性能，以功率需求以及扭矩需求最大的开沟作业进行底盘动力输出性能测试。动力底盘挂载链式开沟器进行开沟作业，如图 30 所示。开沟作业时，平均土壤含水率为 12.38%，150 mm 处土壤紧实度为 0.638 N/mm^2。

表 6 电池电压记录结果

Tab. 6 Battery voltage recorded results

工况	发电机状态	120 min 后电压/V	电压消耗/V
空载平地行驶	关闭	50.7	1.4
	启动	51.1	1.0
空载爬坡	关闭	50.1	2.0
	启动	50.6	1.5
负载 150 kg 平地行驶	关闭	50.3	1.8
	启动	50.7	1.4
负载 150 kg 爬坡	关闭	49.5	2.6
	启动	50.0	2.1



(a) 开沟前 (b) 开沟后

图 30 果园开沟试验

Fig. 30 Orchard ditching tests

动力底盘以速度 0.4 m/s 进行开沟作业，开沟结束后在沟内每间隔 1 m 进行开沟深度和宽度测量，并计算其平均值，参照文献[28]计算沟深稳定系数和沟宽稳定系数，结果如表 7 所示。

表 7 开沟试验结果

Tab. 7 Ditching test results

参数	数值	参数	数值
沟深均值/mm	168	沟深稳定系数/%	89.2
沟宽均值/mm	312	沟宽稳定系数/%	93.3

试验结果表明，动力底盘挂载链式开沟机作业效果良好，满足开沟行业标准要求(≥80%)，底盘动力输出性能满足果园农艺作业需求。

5 结论

(1)结合丘陵山地果园种植模式和农艺需求，设计了一款铰接转向仿形增程轮式动力底盘，阐述分析了整机结构和工作原理。整机外形尺寸为 1 770 mm×1 180 mm×1 030 mm，具有仿形功能并且采用铰接转向的转弯方式，满足底盘在丘陵山地果园的稳定性和通过性要求。

(2)对动力底盘的铰接转向仿形部件进行设计,分析其工作原理并开展了整机关键部件选型。对整机进行性能理论分析及动力学仿真,并试制样机。

(3)田间试验结果表明,铰接转向仿形增程轮式动力底盘直线行驶偏移率为 1.76%,平均最小转弯半径为 2 050.5 mm,底盘对崎岖地形适应效果良好,在坡度 24°坡地上下坡、横向行驶时无倾翻或者滑移现象,越障过程中无明显摇晃现象;发电机增程效果明显;挂载开沟机具作业时,开沟沟深稳定系数为 89.2%,沟宽稳定系数为 93.3%,满足果园正常作业需求。

参 考 文 献

[1] 郑永军,江世界,陈炳太,等. 丘陵山区果园机械化技术与装备研究进展[J]. 农业机械学报,2020,51(11):1 - 20.
ZHENG Yongjun, JIANG Shijie, CHEN Bingtai, et al. Review on technology and equipment of mechanization in hilly orchard [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020,51(11):1 - 20. (in Chinese)

[2] 刘平义,柯呈鹏,柯婷,等. 丘陵山区农用预检测主动调平底盘设计与试验[J]. 农业机械学报,2020,51(3):371 - 378.
LIU Pingyi, KE Chengpeng, KE Ting, et al. Design and experiment of pre-detection active leveling agricultural chassis for hilly area[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020,51(3):371 - 378. (in Chinese)

[3] 谢斌,武仲斌,毛恩荣. 农业拖拉机关键技术发展现状与展望[J]. 农业机械学报,2018,49(8):1 - 17.
XIE Bin, WU Zhongbin, MAO Enrong. Development and prospect of key technologies on agricultural tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018,49(8):1 - 17. (in Chinese)

[4] 韩振浩,朱立成,苑严伟,等. 基于重心自适应调控的山地果园运输车设计与试验[J]. 农业机械学报,2022,53(2):430 - 442.
HAN Zhenhao, ZHU Licheng, YUAN Yanwei, et al. Design and test of transport vehicle for hillside orchards based on center of gravity regulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(2):430 - 442. (in Chinese)

[5] 蒋欢. 国内外农业机械化发展研究[J]. 农业科技与装备,2013(3):83 - 84.
JIANG Huan. Research on the development of domestic and oversease agricultural mechanization[J]. Agricultural Science & Technology and Equipment, 2013(3):83 - 84. (in Chinese)

[6] 刘孟楠,周志立,徐立友,等. 基于多性能目标的拖拉机运输机组优化设计[J]. 农业工程学报,2017,33(8):62 - 68.
LIU Mengnan, ZHOU Zhili, XU Liyou, et al. Multi-objective optimization and design of tractor trailer systems [J]. Transactions of the CSAE, 2017,33(8):62 - 68. (in Chinese)

[7] 张开兴,张斓,李政平,等. 轮式丘陵山地拖拉机扭腰姿态调整装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2022,53(6):425 - 433.
ZHANG Kaixing, ZHANG Lan, LI Zhengping, et al. Design and test of twisting and swinging attitude adjustment device of wheel hilly tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(6):425 - 433. (in Chinese)

[8] 潘冠廷,杨福增,孙景彬,等. 小型山地履带拖拉机爬坡越障性能分析与试验[J]. 农业机械学报,2020,51(9):374 - 383.
PAN Guanting, YANG Fuzeng, SUN Jingbin, et al. Analysis and test of obstacle negotiation performance of small hillside crawler tractor during climbing process[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020,51(9):374 - 383. (in Chinese)

[9] 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. Research review of agricultural equipment and slope operation key technologies in hilly and mountains region[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023,54(5):1 - 18. (in Chinese)

[10] 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)

[11] 孙景彬,楚国评,潘冠廷,等. 遥控全向调平山地履带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)

[12] 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.

[13] 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 experiment of attitude cooperative control system of mountain crawler tractor and farm tools[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(1):414 - 422. (in Chinese)

[14] 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(Supp. 1): 348 – 364. (in Chinese)

[15] 张强. 大棚作业多功能农业机器人研究[D]. 武汉:湖北工业大学,2019.
ZHANG Qiang. Research on multi-functional agricultural robot for greenhouse[D]. Wuhan: Hubei University of Technology, 2019. (in Chinese)

[16] 施展. 升降可折叠双侧圆盘式果园开沟机的研究[D]. 武汉:华中农业大学,2019.
SHI Zhan. Research on lifting and folding double-sideddisc orchard ditching machine[D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2019. (in Chinese)

[17] 鲍秀兰,严煜,毛金城,等. 果园割草机器人甩刀设计与分析[J]. 华中农业大学学报,2020,39(6):136 – 143.
BAO Xiulan, YAN Yu, MAO Jincheng, et al. Design and analyses of swinging blade for orchard mowing robot[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2020, 39(6): 136 – 143. (in Chinese)

[18] 杨娇. 丘陵地区柑橘树修剪机的设计与试验[D]. 武汉:华中农业大学,2023.
YANG Jiao. Design and experiment of citrus tree pruners in hilly areas[D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2023. (in Chinese)

[19] 杜小强,宁晨,杨振华,等. 跨式油茶果收获机履带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)

[20] 王宝超,乔明睿,初香港,等. 增程式电动履带拖拉机设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(3):431 – 439.
WANG Baochao, QIAO Mingrui, CHU Xianggang, et al. Design and experiment on extended-range electric caterpillar tractor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(3): 431 – 439. (in Chinese)

[21] 王金武,唐汉,沈红光,等. 高地隙折腰式水田多功能动力底盘设计与试验[J]. 农业工程学报,2017,33(16):32 – 40.
WANG Jinwu, TANG Han, SHEN Hongguang, et al. Design and experiment of high clearance roll-waist multifunctional power chassis for paddy field[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(16): 32 – 40. (in Chinese)

[22] 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)

[23] 肖魏魏. 35 马力丘陵山地拖拉机稳定性研究[D]. 长春:吉林大学,2018.
XIAO Weiwei. Study on stability of 35 horsepower hilly tractor[D]. Changchun: Jilin University, 2018. (in Chinese)

[24] 许蓬勃,杨永发,祁禹衡,等. 小型折腰式四驱多功能深耕机的分析与试验[J]. 农机化研究,2023,45(1):84 – 89.
XU Pengbo, YANG Yongfa, QI Yuheng, et al. Analysis and test of small folded waist four-wheel drive multi-functional deep cultivator[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2023, 45(1): 84 – 89. (in Chinese)

[25] 王元杰,刘永成,杨福增,等. 温室微型遥控电动拖拉机的研制与试验[J]. 农业工程学报,2012,28(22):23 – 29.
WANG Yuanjie, LIU Yongcheng, YANG Fuzeng, et al. Development and test of tiny remotely controll edelectric tractor for greenhouses[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(22): 23 – 29. (in Chinese)

[26] 全国农业机械标准化技术委员会. 农业机械生产试验方法:GB/T 5667—2008[S]. 北京:中国标准出版社,2008.

[27] 王法安,曹钦洲,李彦彬,等. 丘陵山区自走式马铃薯联合收获机设计与通过性试验[J]. 农业机械学报,2023,54(增刊2):10 – 19.
WANG Fa'an, CAO Qinzhou, LI Yanbin, et al. Design and trafficability experiment of self-propelled potato harvester in hilly and mountainous areas[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(Supp. 2): 10 – 19. (in Chinese)

[28] 全国农业机械标准化技术委员会. 田间开沟机械作业质量:NY/T 740—2003[S]. 北京:中国标准出版社,2003.