符志勇,刘大为,谢方平,等.基于轨距可调的蔬菜田间转运平台设计与试验[J].山西农业大学学报(自然科学版),2024,44(3):131-140.
Fu Z Y, Liu D W, Xie F P, et al. Design and experiment of vegetable field transport platform based on adjustable gauge[J]. Journal of Shanxi Agricultural University(Natural Science Edition), 2024,44(3):131-140.
doi: 10.13842/j.cnki.issn1671-8151.202311024

基于轨距可调的蔬菜田间转运平台设计与试验

符志勇[1],刘大为[1,2*],谢方平[1,2,3],李旭[1,2],杨靖[1],龚明[3]

(1.湖南农业大学 机电工程学院,湖南 长沙 410128;2.智能农机装备湖南省重点实验室,湖南 长沙 410128;
3.农业农村部南方智能育秧(苗)重点实验室,湖南 益阳 413055)

摘　要:[目的]针对我国南方丘陵山区蔬菜种植种类多、种植农艺多样、起垄规格不一等特点,为进一步提高南方丘陵地区蔬菜田间转运装备对种植模式与农艺的适应性,设计了一款轨距可调的蔬菜田间转运平台。[方法]根据蔬菜田间起垄种植及地形特点,进行平台的总体设计并阐述其工作原理,外形尺寸为2165 mm×1205 mm×1154 mm。分别开展变速箱、行走装置、传动系统、轨距可调装置及车架等关键部件的设计。利用SolidWorks软件进行三维建模,设置零件材料属性并计算质心位置。根据其质心位置分析平台稳定性,基于RecurDyn搭建虚拟仿真样机,对底盘进行纵向上、下坡及横坡行驶仿真分析。[结果]动力学仿真结果表明,平台在满载条件下,纵向行驶上坡最大爬坡角为39°,最大下坡角为27°,横向行驶时2种极限轨距下的最大坡度角分别为29°和39°。进行样机试制并进行稳定性试验,试验结果表明,平台纵向上、下坡最大坡度角分别为30°和25°,不同轨距下的最大坡度角分别为22°和33°,并进行样机性能及田间试验,试验结果表明,平台在满载条件下,行驶速度、转弯半径、滑转率及跑偏率均满足设计要求与实际使用效果。[结论]蔬菜田间转运平台对南方丘陵山区蔬菜转运作业有较强的适应性,通过调节轨距可适应不同蔬菜种植农艺,为履带式运输装备等提供参考。

关键词:蔬菜;田间转运;变速箱;动力学仿真
中图分类号:S229^{+}.1　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1671-8151(2024)03-0131-10

我国蔬菜产量及消耗量居世界首位,据国家统计局数据显示,我国蔬菜种植面积与产量逐年增长,在我国种植面积仅次于粮食作物,逐步成为农村经济重要组成部分,其种植面积在2022年已高达22 434千公顷[1-3]。然而随着我国城镇化进程加快,农村的青壮年劳动力流失问题日益突出。为了弥补劳动力缺口和提高农业生产效率,农业生产对于机械化的需求日益加剧[1]。截止2021年底,我国粮食作物综合机械化率达72.03%,其中以小麦、水稻、玉米居多,而蔬菜综合机械化水平远低于大宗类粮食作物。尤其是转运环节,目前主要依赖人工,少部分采用地轨运输、电动轮式运输等方式,不仅劳动强度大、效率低下,且适应性不强[4-7]。虽然我国在农业机械化发展方面做了很大努力,但由于我国蔬菜种植品种多、种植模式多样,即使同样的起垄种植方式,也有单垄单行种植、单垄双行种植、单垄四行种植等多种种植模式。加上种植地块小而分散、通用农机短缺等问题,其机械化水平仍然很低,严重影响丘陵山区农业经济发展[8-13]。因此研发一款能适应不同起垄种植规格下的蔬菜田间转运装备,对于蔬菜产业机械化水平的提高具有重要现实意义。

现有转运平台的研究以果园运输平台的开发应用为主,陈猛等[14]设计的手扶式单履带运输车,通过简化行走装置来提高灵活性,具有良好的爬坡能力,较适应丘陵果园运输作业。刘佛良等[15]设计的双履带微型运输车,采用双轮毂电机作为行走动力,通过加装独立悬挂系统来提高对路面的适应

收稿日期:2023-11-16　　**修回日期**:2024-02-29
基金项目:国家重点研发计划项目(2021YFD1600300)
作者简介:符志勇(ORCID:0009-0001-2556-5089),硕士,研究方向:蔬菜采收机械,E-mail:615864753@qq.com
*通信作者:刘大为,副教授,硕士生导师,E-mail:liudawei8361@163.com

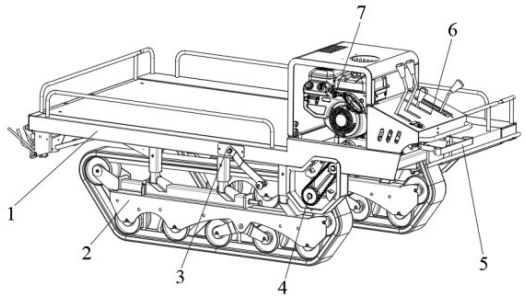
性,对短距离果园运输有较强的实用性。李冲冲等[16]设计的果园多功能运输车,不仅具备运输能力,还可以搭载其它类型作业机具,负载最高可达800 kg。很少有专门的蔬菜田间转运的机械研究,本文结合蔬菜种植环境及种植模式等特点,根据起垄特点设计一款基于轨距可调的蔬菜田间转运平台,能够适应不同种植农艺下的蔬菜转运作业。

1 整机结构及关键参数

平台尺寸应具备良好的稳定性及通过性,且要求操作简单、转向灵活,根据蔬菜田间转运作业实际需求,能随人作业,保证其低速行驶且速度可调,兼备一定的安全性。

1.1 结构组成及工作原理

基于轨距可调的蔬菜田间转运平台主要由行走装置、传动系统、轨距可调装置及车架等组成(图1)。车辆轨距可通过转动固定车架上摇柄,带动滚珠丝杆运动来调节轨距;发动机动力通过带传动将动力传递至变速箱,再由传动轴将动力通过链传动传递至两侧驱动轮;急停装置由急停推杆、离合张紧臂、离合手柄等组成;操控台主要实现平台起停、转向、换挡、急停等功能。



1. 车架;2. 行走装置;3. 轨距可调装置;4. 传动系统;5. 急停装置;6. 操控台;7. 发动机

1. Frame; 2. Walking device; 3. Adjustable gauge device; 4. Transmission system; 5. Emergency stop device; 6. Console; 7. Engine

图1 蔬菜田间转运平台结构图

Fig.1 Structure diagram of vegetable field transportation platform

1.2 主要技术参数

根据以上设计要求,转运平台主要技术参数见表1。

表1 蔬菜转运平台关键技术参数

Table 1 Key technical parameters of vegetable transport platform

项目 Project	参数 Parameter
最大载重/kg	500
机身尺寸/mm	2165×1205×1154
轨距/车身/mm	900~1700/1205~2005
挡位	(2×4)档
机身重量/kg	386
发动机功率/kW	2.2
转运效率/(t·h^{-1})	1(以单程1 km为例)
空载行驶速度/(m·s^{-1})	0.1~1

2 关键部件的设计计算与分析

2.1 行走装置

采用履带行走装置[17-18]。基于蔬菜种植模式,开沟起垄沟宽主要规格为10~25 cm,为了更加适应多种模式下的转运作业,履带带宽选取13 cm。行走装置主要由履带、行走架、驱动轮、张紧轮、支重轮、导向轮等组成,其具体指标如表2所示。

表2 履带行走装置参数表

Table 2 Parameters Table of crawler running device

项目 Project	参数 Parameter
履带规格/mm	130×60×59
履带接地长度/mm	1075
驱动轮直径/mm	150
驱动轮齿数/个	7
导向轮直径/mm	150

2.2 传动系统

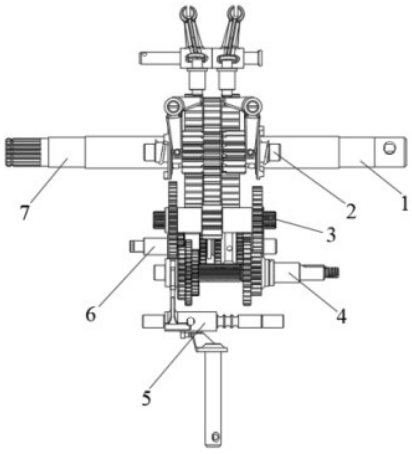
动力传递路线采用:发动机→皮带轮→变速箱→传动轴→驱动轮。

2.2.1 变速箱设计

变速箱采用平行轴齿轮传动形式,考虑到成年人正常行走速度约为1.0~1.2 m·s^{-1},基于平台随人采摘效率及运输要求,平台需低速行驶且速度可调。设计一款4挡位变速箱[19],包含2个前进挡,2个倒挡,其结构如图2所示。

发动机扭矩由输入轴传至变速箱内,通过换挡拨叉调节滑移齿与相应档位齿轮啮合,动力由输出轴传出。轴的具体分布情况:输入轴位于箱体前端,Ⅱ轴安装在输入轴下端,Ⅲ轴位于输入轴后端,与Ⅱ轴、输入轴成Ⅴ形分布,Ⅳ轴安装在Ⅲ轴后端,输出轴在Ⅳ轴下端。

变速箱传动简图如图3所示。

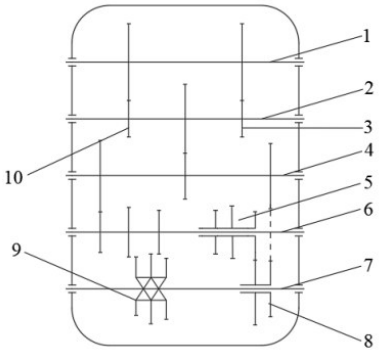


1. 右输出轴;2. Ⅳ轴;3. Ⅲ轴;4. 输入轴;5. 换挡拨叉;6. Ⅱ轴;7. 左输出轴

1. Right output shaft; 2. Axis IV; 3. Axis III; 4. Input axis; 5. Shift fork; 6. Axis II; 7. Left output shaft

图2　变速箱整体结构图

Fig.2　The overall structure of the gearbox



1. 输出轴;2. Ⅳ轴;3. 右转向齿;4. Ⅲ轴;5. Ⅱ轴三联齿;6. Ⅱ轴;7. 输入轴;8. Ⅰ轴双联齿;9. 换挡滑移齿;10. 左转向齿

1. Output shaft; 2. Axis IV; 3. Right steering teeth; 4. Axis III; 5. Ⅱ axis triple teeth; 6. Axis II; 7. Input axis; 8. Ⅰ axis double teeth; 9. Shift slip teeth; 10. Turn left to the tooth

图3　变速箱传动简图

Fig.3　Transmission diagram of gearbox

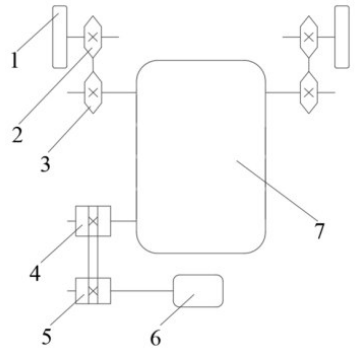
2.2.2　传动系统

传动系统主要由发动机、带传动、变速箱、链传动、传动轴组成(图4)。为了更好的调节速度变化,发动机与变速箱之间设计2组带传动,通过皮带张紧机构来实现不同速度挡位切换。

传动系统总传动比等于各部分传动比的乘积,主要由发动机转速、变速箱各级传动比、链轮齿数决定。具体传动比分配如表3所示。

2.3　轨距可调装置

轨距可调装置主要由滚珠丝杠、螺母、摇柄等组成(图5)。装置左侧固定于固定车架上,滚珠丝



1. 驱动轮;2. 链传动;3. 链轮;4. 带轮;5. 带传动;6. 发动机;7. 变速箱

1. Drive wheel; 2. Chain drive; 3. Sprocket; 4. Belt wheel; 5. Belt drive; 6. Engine; 7. Gearbox

图4　传动系统简图

Fig.4　Transmission system diagram

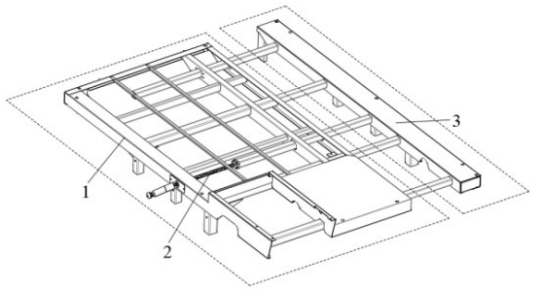
表3　各级传动比配置方案

Table 3　The configuration scheme of transmission ratio of each level

带传动 Belt drive	变速箱 Gearbox				链传动 Chain drive
	1	2	R1	R2	
2.98 0.53	30.62	18.88	16.00	33.56	1.36

杆置于活动车架一方管中,通过旋转摇柄使滚珠丝杆与螺母之间的螺纹受到旋转作用,将回转运动转化为直线运动。由于左侧固定在车架上,螺母会带动活动车架进行前后运动,而固定车架与活动车架通过不同型号方管进行套合装配,分别与两侧行走装置相连,从而实现平台轨距调节。

滚珠丝杆安装方式如图6所示。滚珠丝杠选型参考TBI滚珠丝杆计算,预选取滚珠丝杆直径



1. 固定车架;2. 可调轨距装置;3. 活动车架

1. Fixed frame; 2. Adjustable gauge device; 3. Mobile frame

图5　轨距可调装置安装示意图

Fig.5　Schematic diagram of installation of track gauge adjustable device

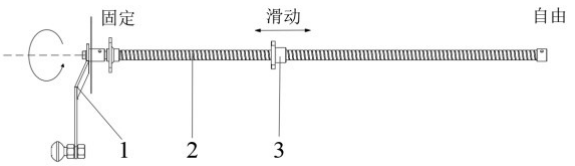
为20 mm。为保证其作业时稳定性及可靠性,校核所选丝杆容许轴向极限负载,建议载荷为[20]:

$$P_1=\frac{n\pi^2EI}{l^2}a=m\frac{d^4}{l^2}\times10^4 \tag{1}$$

$$I=\frac{\pi}{64}d^4 \tag{2}$$

式中:P_1为允许轴向载荷(N);l为支撑座与丝杆螺母间距(mm);E为杨氏模量,2.06×10^5(N·mm^{-2});I为螺纹内径截面最小惯性矩(mm^4);d为丝杆轴径(mm);a为安全系数,0.5;n、m为支撑方式系数,n取0.25,m取1.2[20]。

根据所选参数,当支撑座与丝杆螺母间距为最大值825 mm时,计算得到丝杆轴向允许载荷为2928 N,满足作业要求。



1. 摇柄;2. 丝杆;3. 丝杆螺母

1. Crank handle; 2. Screw rod; 3. Screw nut

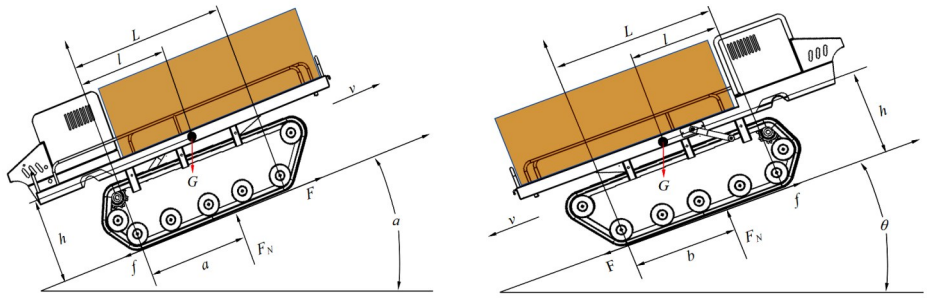
图6 滚珠丝杆安装方式结构图

Fig.6 Structure diagram of ball screw installation mode

3 平台稳定性分析

3.1 纵向坡道稳定性

平台的受力简图如图7所示,设纵向上、下坡时的纵向极限倾翻角α和θ。下坡时不考虑平台滑移现象,纵向坡道稳定性体现在极限倾翻角,当行驶坡度超过极限倾翻角,将导致翻车危险。



(a) 平台上坡 (b) 平台下坡

(a) Platform uphill **(b)** Platform downslope

图7 平台上、下坡受力分析简图

Fig.7 Schematic diagram of force analysis for platform up and down slopes

平台爬坡时,通过力和力矩平衡可得[21-22]:

$$\begin{cases}\sum F_x=F-f-G\sin\alpha=0\\ \sum F_y=F_N-G\cos\alpha=0\\ \sum M_x=F_Na+Gh\sin\alpha-Gl\cos\alpha=0\end{cases} \tag{3}$$

式中:F为平台牵引力(N);f为履带与地面的摩擦力(N);F_N为地面对底盘的支撑力(N);L为履带接地长度(mm);l为质心到前支重轮中心距离(mm)。

地面与履带之间的力学关系:

$$\begin{cases}\mu G\cos\alpha\geqslant G\sin\alpha\\ \mu G\cos\alpha\geqslant f\end{cases} \tag{4}$$

由公式(3)可得,平台在爬坡时不发生倾翻的条件为:

$$a=\frac{G(l\cos\alpha-h\sin\alpha)}{F_N}\geqslant0 \tag{5}$$

由公式(4)、(5)推导可得:

$$\begin{cases}\alpha\leqslant\arctan l/h\\ \alpha\leqslant\arctan\mu\end{cases} \tag{6}$$

式中:μ为履带与地面之间摩擦系数。

平台下坡时,通过力和力矩平衡可得:

$$\begin{cases}\sum F_x=F+G\sin\theta-f\\ \sum F_y=F_N-G\cos\theta=0\\ \sum M_x=F_Nb+Gh\sin\alpha-G(L-l)\cos\theta=0\end{cases} \tag{7}$$

地面与履带之间的力学关系:

$$\mu G\cos\theta\geqslant f \tag{8}$$

由公式(7)可得,平台在下坡时不发生倾翻的条件为:

$$b=\frac{G(L-l)\cos\theta-h\sin\theta}{F_N}\geqslant 0 \tag{9}$$

由公式(8)、(9)推导可得:

$$\theta\leqslant \arctan\frac{L-l}{h} \tag{10}$$

根据平台设计参数,求得纵向上、下坡极限倾翻角分别为41°和34°。

3.2　横向坡道稳定性

平台在横坡行驶,由于其重力因素,当坡度角超过极限侧翻角时会出现侧翻以及滑移,平台在横坡受力简图如图8所示。

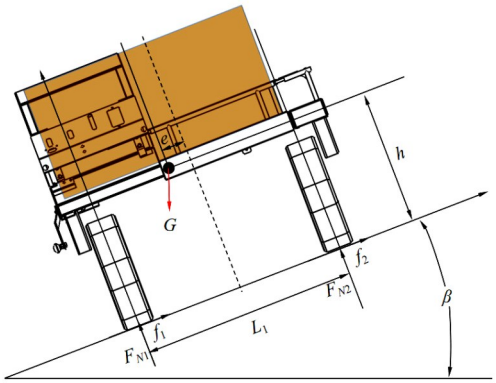


图8　平台横坡受力分析简图

Fig.8　Stress analysis diagram of platform cross slope

平台在横坡行驶时,通过力和力矩平衡可得[21-22]:

$$\begin{cases}\sum F_z=f_1+f_2-G\sin\beta=0\\ \sum F_y=F_{N1}+F_{N2}-G\cos\beta=0\\ \sum M_Z=G(\dfrac{L_1}{2}-e)\cos\beta-F_{N2}L_1-Gh\sin\beta=0\end{cases} \tag{11}$$

地面与履带之间的力学关系:

$$\begin{cases}f_1+f_2\leqslant\mu G\cos\beta\\ \mu G\cos\beta\geqslant G\sin\beta\end{cases} \tag{12}$$

由公式(11)可得,平台在横坡行驶时不发生侧翻的条件为:$F_{N2}\geqslant 0$,即:

$$F_{N2}=\frac{G(L_1/2-e)\cos\beta-Gh\sin\beta}{L_1}\geqslant 0 \tag{13}$$

由公式(12)、(13)推导可得:

$$\begin{cases}\beta\leqslant\arctan\left[(L_1/2-e)/h\right]\\ \beta\leqslant\arctan\mu\end{cases} \tag{14}$$

经计算平台在最短和最长轨距下的极限侧翻角分别为30°和35°。

4　基于RecurDyn稳定性仿真试验与分析

4.1　虚拟样机及驱动函数建立

为了进一步展现整机的运动状态,采用RecurDyn软件进行动力学仿真分析[23-27]。为了提高仿真效率、减小计算量,将履带车身、车架等部件在SolidWorks软件中简化处理后导入RecurDyn软件中,履带行走系统采用软件履带模块进行参数建模,设置驱动轮直径为150 mm,齿数为7,导向轮直径150 mm,设置履带材质为橡胶,虚拟样机模型如图9所示。为了保证仿真数据可靠性,对虚拟样机进行质量调整及载物台模拟装载货物,设置货物材料、尺寸,尽可能接近500 kg。并对关键位置进行约束处理,约束类型如表4所示。

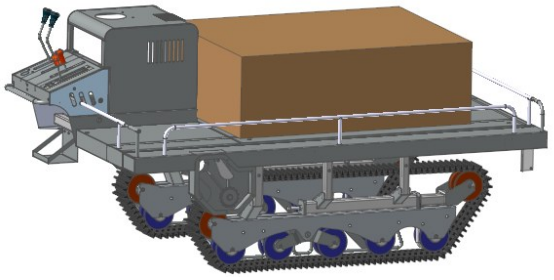


图9　虚拟样机模型

Fig.9　Virtual prototype model

表4　虚拟样机模型约束类型

Table 4　Constraint type of virtual prototype model

部件1 Part 1	部件2 Part 2	约束类型 Constraint type	数量 Quantity
驱动轮	履带行走装置	旋转副	2
支重轮	履带行走装置	旋转副	10
导向轮	履带行走装置	旋转副	2
张紧轮	张紧装置	旋转副	2
行走架	车身	固定副	2
载物量	车身	固定副	1

对驱动轮添加驱动函数,设置平台行进速度为0.1 m·s^{-1},对两侧驱动轮添加运动函数TIME(TIME,0,0,1,0.1)。

4.2 路面模型的建立

基于M. G. Bekker提出的压力—沉陷关系[28]

$$p=(\frac{k_c}{b}+k_\varphi)z^n \tag{15}$$

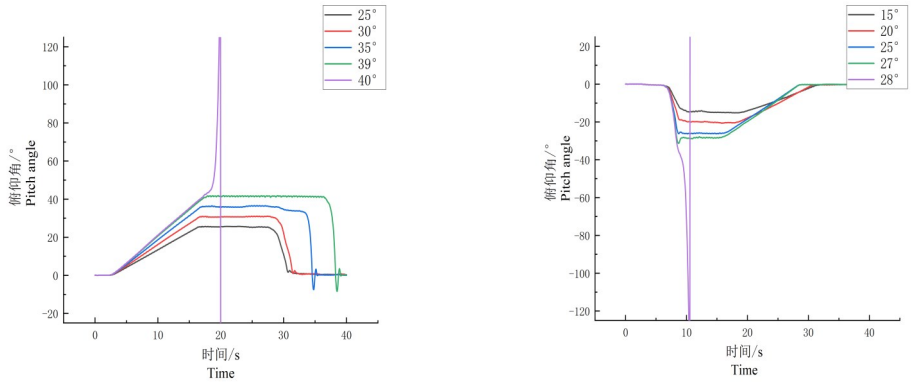
式中:p为接地比压(KPa);z为土壤沉陷量(m);n为土壤变形指数,黏土取n=0.5;b为承载面的短边(m);k_c为黏聚变形模量(KN/(m^{n+1}));k_φ为摩擦变形模量,(KN/(m^{n+2}))。

在RecurDyn软件中建立大小合适路面,满足平台行驶距离要求,在软件中设置路面参数为黏土,系统自动生成相应参数。

4.3 纵向坡道行驶稳定性分析

平台在纵向坡道上行驶时,如果坡度大于平台的最大倾翻角,爬坡时机头上扬导致倾翻,下坡时机尾上扬导致倾翻。

在仿真软件中逐步增大坡度,每次增加5°,仿真时间设置40 s,通过观察平台俯仰角变化来判断平台仿真情况。结果显示当坡度增至40°时,平台纵向上坡发生倾翻,如图10A所示;当坡度增至28°时,平台纵向下坡发生倾翻,如图10B所示。



A 纵向上坡

A Longitudinal uphill

B 纵向下坡

B Longitudinal downhill

图10 纵向上、下坡不同坡度下俯仰角变化

Fig.10 Pitching angle change under different gradient of longitudinal up and down slope

由图10A可见,当坡度处于40°以下时,平台经历了加速起步俯仰角为零、开始上坡俯仰角递增、完全处于坡道上俯仰角趋于不变、上坡完成由于车体重心位置致俯仰角递减直至归零这4个阶段,且坡度越大从上坡至上坡完成所耗时间越长。当坡度增至40°时,平台在完全处于坡道上时俯仰角由40°急速上升,平台向后倾翻,随后俯仰角急速下降,平台倒地。由图10B可见,当坡度处于28°以下时,平台经历了加速起步俯仰角为零、开始下坡俯仰角递减、完全处于坡道上俯仰角随之稳定、下坡完成俯仰角逐渐归零这4个阶段,且坡度越大下坡阶段所耗时间越少。当坡度增至28°时,平台在完全处于坡道上时俯仰角急剧下降,平台向前倾倒,随后俯仰角急速上升,直至倒地。

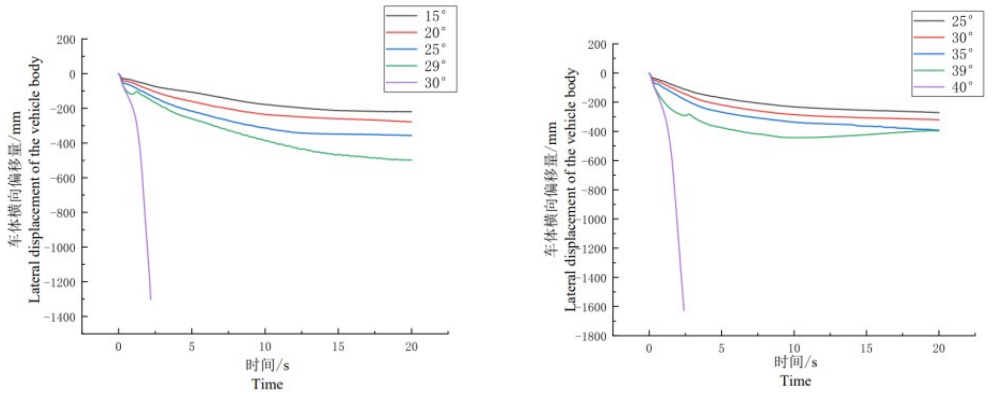
对比2组俯仰角变化曲线图,上坡时,平台俯仰角在40°时发生倾翻,直到倒地。平台的纵向上坡最大爬坡角为39°。下坡时,平台俯仰角在28°时发生倾翻,直到倒地。平台纵向下坡最大坡度角为27°。

4.4 横向坡道行驶稳定性分析

平台在横向坡道上行驶时,由于两侧履带压力值存在差距,导致履带对地面的附着力减小,从而发生车体侧翻[29]。分析平台在不同轨距下的横向行驶动态仿真情况。这里考虑操控台位于坡道下方时的仿真行驶情况[22]。

在仿真软件中逐步增大横向坡度,每次增加5°,仿真时间设置20 s,通过观察平台横向偏移量来分析平台动态仿真情况。仿真结果显示,当坡度增至30°时,最短轨距下的平台发生侧翻,如图11A所示;当坡度增至40°时,最长轨距下的平台发生侧翻,如图11B所示。

从图11A可见,当坡度处于30°以下时,平台起步后横向偏移量曲线曲率变化加速上升,平台出现横向偏移,但仍能稳定运行,10 s左右曲线曲率趋于稳定,此时横向偏移量增长较慢,且坡度越



A　最短轨距横坡行驶

A　Running on the shortest gauge across the slope

B　最长轨距横坡行驶

B　Running on the longest gauge side

图 11　不同轨距在不同坡度下车体横向偏移量

Fig.11　Lateral offset of car body under different rail gauge and different slope

大横向偏移量越大,在坡度处于29°时横向偏移量数值最大,偏移量约为500 mm。当坡度处于30°时,平台起步后横向偏移量曲线曲率变化急速上升,平台一路翻滚倒地。从图11B可见,当坡度处于40°以下时,平台起步之后横向偏移量曲线曲率变化增大,平台出现横向偏移,在8 s左右曲线曲率趋于稳定,此时横向偏移量增长缓慢直至稳定,在坡度处于39°时横向偏移量数值最大,偏移量约为400 mm。当坡度增至40°时,平台起步之后横向偏移量曲线曲率变化急速上升,平台一路翻滚倒地。

对比2组车体横向偏移量曲线图,当轨距一定时,虚拟样机横向偏移量会随着坡度的增大而增大,最短轨距下的平台在30°坡度下直接侧翻,最长轨距下的平台在40°坡度下直接侧翻,故不同轨距下的平台极限侧翻角分别为29°和39°。观察2组车体横向偏移量曲线变化图可知,车体轨距越大时,在横向坡道上行驶越稳定,横向偏移量越小。且2种不同轨距下的平台均能够适应坡度不超过25°的坡度行驶。

5　样机性能试验

5.1　静态倾翻试验

试验开始前,利用货箱装载配重块模拟最大载物量500 kg,均布放置于载物台。利用升降机对样机进行抬升,分别进行纵向及横向稳定性试验。试验过程依次增加抬升高度,直至样机出现失稳现象(图12)。



A　上坡

A　Uphill

B　下坡

B　Downhill

C　最短轨距

C　Minimum gauge

D　最长轨距

D　Maximum gauge

图 12　平台静态倾翻试验

Fig.12　Static tilting test of platform

试验结果表明,样机在纵向坡道上时,当抬升高度与地面呈30°坡度角,操控台处于下方时样机状态平稳;抬升高度与地面呈25°坡度角时,操控台处于上方时样机状态平稳;样机在横向坡道上时,抬升高度处于22°时,样机在轨距最小时状态平稳;抬升高度处于33°时,样机在轨距最大时状态平稳。为了保障样机及人员安全,在测试时防止平台倾翻没有测试极限坡度,故测试数据会小于仿真值。

5.2　田间试验

试验条件:于2023年5月在湖南省益阳市长

春镇打伞树村富佳科技白萝卜种植基地开展田间试验,试验品种为白萝卜'百川雪',现场为白萝卜起垄种植地块,其中垄面宽为150 cm,沟宽15 cm,平台田间试验现场如图13所示。

试验设计:为验证平台实际行驶性能,分别对平台进行空载及负载条件下各个挡位的行驶速度、最小转弯半径、滑转率及跑偏率试验。负载为种植地收获的白萝卜。试验结果如表5所示。

表5 田间试验数据

Table 5 Constraint type of virtual prototype model

项目 Project	空载 Unloaded	负载 Load
行驶速度/(m·s^{-1})	0.1~0.74	0.071~0.56
左右转弯半径/cm		125.8/127.8
土壤含水率/%		18.3
滑转率/%		2.92
跑偏率/%	4.44	4.02

田间试验结果显示,平台空载及负载情况下,满足田间随人采摘使用要求;最小转弯半径满足标准GBT15370.4-2012《农业拖拉机通用技术条件第4部分:履带拖拉机》要求最小转弯半径应不超过轴距和一个履带宽的和。滑转率满足标准GBT3871.9-2006《农业拖拉机 试验规程 第9部分 牵引功率试验》要求履带滑转率不能超过15%;跑偏率满足标准GBT15370.4-2012《农业拖拉机通用技术条件第4部分:履带拖拉机》要求履带车辆跑偏率小于6%。平台满足设计标准及蔬菜田间转运作业要求,能够适应不同起垄种植下的蔬菜田间转运作业,转运效率高,实用性较强。



图13 田间试验

Fig.13 Field trial

6 结论

设计的轨距可调的蔬菜田间转运平台,能够通过调节轨距适应不同起垄种植模式下的转运作业。并对整体结构及工作原理进行阐述,对变速箱、传动系统、轨距可调装置和车架等关键部件进行了设计计算。

通过对平台纵向坡道行驶稳定性与横向坡道行驶稳定性分析,分别确定了平台纵向上、下坡极限倾翻角和横向坡道极限侧倾角。并通过动力学仿真软件RecurDyn进行平台仿真分析,结果表明平台的纵向上坡最大爬坡角为39°,平台纵向下坡最大坡度角为27°,最短轨距下的平台横坡最大坡度角为29°,最长轨距下的平台横坡最大坡度角为39°,理论分析与仿真结果误差较小。

进行整机试验验证,静态倾翻试验结果显示在不超过25°纵坡和不超过22°横坡上平台较稳定。田间试验显示平台满载行驶速度为0.071~0.56 m·s^{-1},左右转弯半径分别为125.8 cm和127.8 cm,对地形适应性较好;滑转率和跑偏率分别为2.91%和4.02%,满足设计和使用要求。

参 考 文 献

[1]肖体琼,崔思远,陈永生,等. 我国蔬菜生产概况及机械化发展现状[J]. 中国农机化学报,2017,38(8):107-111.
Xiao T Q, Cui S Y, Chen Y S, et al. Development status of vegetable production and its mechanization in China[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2017, 38(8): 107-111.

[2]丁海凤,范建光,贾长才,等. 我国蔬菜种业发展现状与趋势[J]. 中国蔬菜,2020(9):1-8.
Ding H F, Fan J G, Jia C C, et al. Present situation and trend of vegetable seed industry development in China [J]. China Vegetables, 2020(9): 1-8.

[3]雷清静,项朝阳,肖小勇. 后疫情时代我国蔬菜产业发展新趋势[J]. 中国蔬菜,2023(10):1-4.
Lei Q J, Xiang Z Y, Xiao X Y. New development tendency for China's vegetable industry in Post-epidemic Era [J]. China Vegetables, 2023(10): 1-4.

[4]魏秀菊,朱明,廖艳. 推动农业工程发展 保障我国粮食安全[J]. 科技导报,2023,41(20):5-19.
Wei X J, Zhu M, Liao Y. Promoting agricultural engineering to ensure food security in China [J]. Science & Technology Review, 2023, 41(20): 5-19.

[5]崔思远,肖体琼,陈永生,等. 我国蔬菜生产机械化发展现状与制约因素分析[J]. 农机化研究,2014,36(10):249-251,256.
Cui S Y, Xiao T Q, Chen Y S, et al. Analysis of present situation and constraint on mechanized vegetable production in China [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2014, 36(10): 249-251, 256.

[6]肖体琼,何春霞,曹光乔,等. 机械化生产视角下我国蔬菜产业发展现状及国外模式研究[J]. 农业现代化研究,2015,36(5):857-861.

Xiao T Q, He C X, Cao G Q, et al. Comparison analysis between China's and foreign vegetable productions with the adoption of mechanization [J]. Research of Agricultural Modernization, 2015, 36(5): 857-861.

[7]王江,李浩,马志伟,等. 国内外设施蔬菜机械化发展现状分析及对策[J]. 中国农机化学报,2023,44(1):124-130.
Wang J, Li H, Ma Z W, et al. Analysis and countermeasures of mechanization development of domestic and foreign facility vegetables[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2023, 44(1): 124-130.

[8]杨雅婷,崔志超,高庆生,等. 我国大白菜机械化生产现状及发展建议[J]. 中国蔬菜,2020(11):9-16.
Yang Y T, Cui Z C, Gao Q S, et al. Present situation and development suggestions of mechanized production of Chinese cabbage in China[J]. China Vegetables, 2020(11): 9-16.

[9]管春松,高庆生,刘先才,等. 我国甘蓝机械化生产现状及发展建议[J]. 中国蔬菜,2019(10):1-8.
Guan C S, Gao Q S, Liu X C, et al. Present situation and development suggestions of mechanized cabbage production in China[J]. China Vegetables, 2019(10): 1-8.

[10]崔志超,杨雅婷,刘先才,等. 我国萝卜机械化生产现状及发展建议[J]. 中国蔬菜,2020(8):1-8.
Cui Z C, Yang Y T, Liu X C, et al. Present situation and development suggestions of mechanized radish production in China[J]. China Vegetables, 2020(8): 1-8.

[11]郭凤领,吴金平,黄科,等. 我国主要露地蔬菜轻简高效生产现状与展望[J]. 中国蔬菜,2021(9):1-6.
Guo F L, Wu J P, Huang K, et al. Present situation and prospect of light, simple and efficient production of main open-field vegetables in China[J]. China Vegetables, 2021(9): 1-6.

[12]王晓文,袁寿其,贾卫东. 丘陵山区农业机械化现状与发展[J]. 排灌机械工程学报,2022,40(5):535-540.
Wang X W, Yuan S Q, Jia W D. Current situation and development of agricultural mechanization in hilly and mountainous areas [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2022, 40(5): 535-540.

[13]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 J B, Liu Z J, Yang F Z, 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.

[14]陈猛,张衍林,李善军,等. 山地果园手扶式单履带运输车设计与试验[J]. 华中农业大学学报,2019,38(1):125-132.
Chen M, Zhang Y L, Li S J, et al. Design and experiment of the walking transport vehicle with single crawler for mountain orchard [J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2019, 38(1): 125-132.

[15]刘佛良,张震邦,杨晓彬,等. 山地果园双履带微型运输车的设计、仿真与试验[J]. 华中农业大学学报,2018,37(4):15-23.
Liu F L, Zhang Z B, Yang X B, et al. Design, simulation and experimental analysis of a miniature double crawler transport vehicle in mountain orchard [J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2018, 37(4): 15-23.

[16]李冲冲. 丘陵果园多功能履带运输车的设计与试验[D]. 南京:南京农业大学,2018.
Li C C. Design and tests of the multifunctional track transporter for hilly orchards [D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2018.

[17]王品健,谢晖,王杭燕,等. 履带式车辆通过性能仿真及乘员安全分析[J]. 兵器材料科学与工程,2020,43(2):30-36.
Wang P J, Xie H, Wang H Y, et al. Passing performance simulation and occupant safety analysis of tracked vehicles[J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2020, 43(2): 30-36.

[18]Arvidsson J, Westlin H, Keller T, et al. Rubber track systems for conventional tractors - effects on soil compaction and traction[J]. Soil and Tillage Research, 2011, 117: 103-109. [LinkOut]

[19]郝少楠. 定向钻机泥浆泵用四挡变速箱设计研究[J]. 煤矿机械,2023,44(1):25-27.
Hao S N. Design and research of four-speed gearbox for mud pump of directional drilling rig[J]. Coal Mine Machinery, 2023, 44(1): 25-27.

[20]马旭,魏宇豪,曹秀龙,等. 水稻秧盘自动码垛机的设计与试验[J]. 农业工程学报,2022,38(3):1-10.
Ma X, Wei Y H, Cao X L, et al. Design and experiment of an automatic rice seedling tray palletizer[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2022, 38(3): 1-10.

[21]高巧明,潘栋,张星,等. 全履带模块化无人农用动力底盘设计与仿真[J]. 农业机械学报,2020,51(S2):561-570.
Gao Q M, Pan D, Zhang X, et al. Design and simulation of full crawler modular unmanned agricultural power chassis [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(S2): 561-570.

[22]刘风顺. 履带自走式马铃薯收获机的底盘优化[D]. 武汉:华中农业大学,2022.
Liu F S. Chassis optimization of crawler self-propelled potato harvester [D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2022.

[23]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 Z H, Zhu L C, Yuan Y W, 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.

[24]韩振浩,朱立成,苑严伟,等. 山地果园履带底盘坡地通过性能分析与优化设计[J]. 农业机械学报,2022,53(5):413-421,448.
Han Z H, Zhu L C, Yuan Y W, et al. Analysis of slope trafficability and optimized design of crawler chassis in hillside orchard [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(5): 413-421, 448.

[25]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 G T, Yang F Z, Sun J B, 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.

[26]张兴局,倪伟强,江庆,等. 履带拖拉机旋耕机组稳定性仿真分析与试验[J]. 安徽农业大学学报,2020,47(2):324-330.
Zhang X J, Ni W Q, Jiang Q, et al. Simulation analysis and test on stability of tracked tractor rotary tillage unit [J]. Journal of Anhui Agricultural University, 2020, 47(2): 324-330.

[27]黄韶炯,刘文,班超,等. 高秆禾草履带收获机防倾翻预警系统研究[J]. 农业机械学报,2022,53(1):133-139.
Huang S J, Liu W, Ban C, et al. Early warning system for anti-tipping of high-stalk grass crawler harvesting machinery [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(1): 133-139.

[28]芮强,王红岩,王钦龙,等. 履带车辆转向性能参数分析与试验研究[J]. 机械工程学报,2015,51(12):127-136.
Rui Q, Wang H Y, Wang Q L, et al. Research on the acquisition of steering performance parameters of armored vehicle based on experiments [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(12): 127-136.

[29]马丽娜,杜岳峰,宋正河,等. 玉米收获机准静态横向稳定性数学建模与试验[J]. 农业机械学报,2016,47(7):89-95.
Ma L N, Du Y F, Song Z H, et al. Mathematical modeling and experiment of corn harvester quasi-static lateral stability [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 89-95.

Design and experiment of vegetable field transport platform with adjustable track gauge

Fu Zhiyong[1], Liu Dawei[1,2*], Xie Fangping[1,2,3], Li Xu[1,2], Yang Jin[1], Gong Ming[3]

(*1.College of Mechanical and Electrical Engineering, Hunan Agricultural University, Changsha 410128, China; 2.Hunan province key laboratory of intelligent agricultural machinery equipment, Changsha 410128, China; 3.Key Laboratory of Southern Intelligent Seedling, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Yiyang 413055, China*)

Abstract: [Objective] Considering the characteristics of diverse vegetable types, varies agronomic practices, and irregular ridge specifications in the hilly areas of southern China, a vegetable field transfer equipment to the planting mode and agronomy in the southern hilly areas, a vegetable field transport platform with adjustable track gauge was designed to enhance the adaptability of the field transport equipment to planting patterns and agronomy in the hilly regions of southern China. [Methods] Based on the characteristics of ridge planting and terrain in vegetable fields, the overall design of the platform was carried out, and its working principle was elucidated. The dimensions of the platform were 2165×1205×1154 mm. The design of key components such as the gearbox, traveling device, transmission system, adjustable track gauge device, and chassis were conducted. SolidWorks software was used for three-dimensional modeling, setting material properties for parts, and calculating the center of gravity position. Platform stability was analyzed based on the center of gravity position, and a virtual simulation prototype was built using RecurDyn for longitudinal uphill, downhill and transverse slope driving simulation analysis. [Results] The dynamic simulation results showed that under full load conditions, the maximum climbing angle for uphill driving was 39°, and the maximum descending angle for downhill driving was 27°. For transverse driving, the maximum slope angle under two extreme track gauges were 29°and 39°, respectively. A prototype was manufactured and stability tests were conducted. The test results showed that the maximum longitudinal uphill and downhill slope angle were 30°and 25°, respectively, and the maximum slope angles under the different gauges were 22°and 33°, respectively. Performance and field test were carried out, and the results showed that the platform met the design requirements and achieved satisfactory performance in terms of driving speed, turning radius, slip rate, and deviation rate under full load conditions. [Conclusion] The vegetable field transport platform exhibited strong adaptability to vegetable transport operations in the hilly and mountainous areas of southern China. By adjusting the track gauge, it can adapt to different vegetable agronomic practices, providing reference for tracked transportation equipment.

Keywords: Vegetables, Field transport, Gearbox, Dynamics simulation

(编辑:韩志强)