doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.02.039

# 丘陵山区履带车辆运动学与通过性能研究

王法安[1,2]　钟煊童[1,2]　张兆国[1,2]　蒋仕飞[3,4]　张付杰[1,2]　沈　成[5]

(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.云南烟草机械有限责任公司,昆明 650500;
5.农业农村部南京农业机械化研究所,南京 210014)

**摘要**:针对丘陵山区黏重土壤环境下,履带式车辆底盘行驶不稳定、安全性能低和越障能力差等问题,结合收获作业实际需求,开展黏重土壤条件下自走式三七联合收获机车辆底盘运动学与通过性能分析。分析履带底盘整机结构及工作原理,建立履带收获机底盘动力学与运动学模型;基于质心理论,解析履带底盘直行转向、纵向爬坡、侧倾爬坡、跨越沟壑及翻越田埂等行驶工况下耦合受力情况,获取影响收获机通过性能临界参数;开展 RecurDyn 动力学及行驶通过性能仿真。仿真结果表明,纵向爬坡角度为 30°、侧倾爬坡最大角度为 25°、跨越田埂最大高度为 380 mm、最大跨越沟壑宽度不超过 800 mm。对收获机整机进行了纵向爬坡、侧倾爬坡、跨越沟壑、翻越田埂 3 种典型工况下行驶通过特性试验。试验结果表明,自走式联合收获机底盘直行、转向平稳,可在纵坡 30°、侧倾坡 25°、沟壑宽度 750 mm、田埂高度 350 mm 情况下稳定行驶,与仿真结果保持一致,验证了仿真准确性。研究结果可为丘陵山区根茎类中药材履带车辆底盘设计提供理论基础与参考。

**关键词**:三七;联合收获机;履带底盘;通过性;运动学

**中图分类号**:S225.7　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2026)02-0403-13　　**OSID**:

# Kinematics and Passing Performance of Tracked Vehicles in Hilly and Mountainous Areas

WANG Faan[1,2]　ZHONG Xuantong[1,2]　ZHANG Zhaoguo[1,2]　JIANG Shifei[3,4]　ZHANG Fujie[1,2]　SHEN Cheng[5]

(1. *College of Modern Agricultural Engineering*, *Kunming University of Science and Technology*, *Kunming* 650500, *China*
2. *Engineering Research Center for Mechanization of Chinese Medicinal Materials*, *Yunnan University*, *Kunming* 650500, *China*
3. *School of Mechanical and Electrical Engineering*, *Kunming University of Science and Technology*, *Kunming* 650500, *China*
4. *Yunnan Tobacco Machinery Co.*, *Ltd.*, *Kunming* 650500, *China*
5. *Nanjing Institute of Agricultural Mechanization*, *Ministry of Agriculture and Rural Affairs*, *Nanjing* 210014, *China*)

**Abstract**: In view of the problems of unstable driving, low safety performance and poor obstacle crossing ability of the harvester chassis in the clayey and heavy soil environment in hilly and mountainous areas, combined with the actual needs of harvesting operations, the kinematics and passing performance of the self-propelled combine harvester under clay and heavy soil conditions were analyzed. Firstly, the structure and working principle of the crawler chassis were described, and the dynamics and kinematics models of the crawler chassis were established. Secondly, based on the centroid theory, the coupling force of the crawler chassis under driving conditions such as straight steering, longitudinal climbing, rolling climbing, crossing ravines and climbing ridges was analyzed, and the critical parameters affecting the passing performance of the harvester were obtained. At the same time, the simulation research on RecurDyn dynamics and driving performance was carried out. The simulation results showed that the longitudinal climbing angle was 30°, the maximum angle of the lateral climbing was 25°, the maximum height across the ridge was 380 mm, and the maximum width of the crossing gully was not more than 800 mm. Finally, the whole machine was tested for driving through three typical working conditions:

收稿日期:2024-10-30　修回日期:2024-11-12

**基金项目**:国家自然科学基金青年基金项目(5240120657)、云南省基础研究专项-青年基金项目(202401AU070196)和国家重点研发计划项目(2022YFD2002004)

**作者简介**:王法安(1990—),男,讲师,博士,主要从事智能农业机械运载装备设计研究,E-mail:wfa@kust.edu.cn

**通信作者**:张兆国(1966—),男,教授,博士生导师,主要从事农业机械装备设计研究,E-mail:zzg@kust.edu.cn

longitudinal climbing, lateral climbing, crossing ravines and climbing over ridges. The test results showed that the chassis of the self-propelled combine harvester can drive stably under the conditions of longitudinal slope of 30°, side slope of 25°, gully width of 750 mm, and ridge height of 350 mm, which was consistent with the simulation results and verified the accuracy of the simulation. The research result can provide a theoretical basis and reference for the chassis design of the combine harvester of rhizome Chinese medicinal materials in hilly and mountainous areas.

**Key words**: *Panax notoginseng*; combine harvesters; tracked chassis; passability analysis; kinematics

## 0 引言

三七是多年生草本植物,主要分布在中国丘陵山地地区,具有较高的药用价值[1-3],98% 以上产自云南。目前,三七收获仍以人工为主,存在费时费力、效率低、成本高、机械化率低等问题,长期制约了三七产业发展[4]。国外无三七种植,无相关文献可供参考借鉴[5]。国内仅有研究人员对自走式联合收获机进行了相关研究,但目前仍处于起步阶段[6-8]。在根茎类作物联合收获技术方面,国外着重于菊苣、马铃薯、甜菜和胡萝卜等研究[9-14]。由于三七生长环境与收获方式独特,偏好生长在疏松、肥沃、排水良好的土壤中,尤其是微酸性或中性土壤。所以底盘需有良好的地面适应性,能够在这种土壤条件下提供稳定的支撑和通过性。针对三七生长特殊土壤条件,底盘设计需考虑更大的接地面积和更低的接地比压,以提高在黏重土壤上的通过性。此外,底盘需要具备良好的爬坡能力和越障能力,以适应丘陵山地复杂地形[15]。

国内相关学者对履带底盘进行了大量研究。潘伟阳等[16]建立了力学模型,对履带底盘进行通过性和稳定性分析,获得了不同因素对行驶性能的影响。刘九庆等[17]基于履带底盘转向质心偏移和离心力问题,考虑接地载荷不均与质心偏移约束,建立了森林灭火炮转向性能数学模型。王法安等[18]针对丘陵山区马铃薯联合收获机开展了底盘通过性和机器收获性能理论分析获得底盘通过性临界参数。张兆国等[19]运用相似理论量纲分析法设计 1∶4 联合收获机底盘微缩平台模型,对纵向爬坡、跨越沟壑和翻越田埂 3 种典型行驶工况开展通过性能模拟试验。较多专家针对丘陵山区底盘通过性研究仅限于仿真试验与模拟试验,没有进行田间整机底盘通过性能等试验研究。

本文对自走式联合收获机履带底盘在复杂工况下行驶通过性能(如直行、转向与翻越障碍等)开展理论与仿真分析,通过田间试验验证理论与试验分析的有效性,以期为丘陵山区农业机械底盘设计提供借鉴与参考。

## 1 整机结构与工作原理

### 1.1 整机结构

根据三七种植农艺要求[20],三七种植采用垄作制,垄宽 1 200 ~ 1 500 mm,垄距 300 ~ 400 mm,垄高 150 ~ 200 mm,采用单垄收获。收获机主要包括挖掘装置、一级振动输送分离装置、二级柔性输送分离装置、纵向提升机构、集料斗、履带行走底盘和动力传动系统。其中,履带底盘为倒梯形结构,前离地角为 40°,底盘尺寸(长 × 宽 × 高)为 2 380 mm × 1 920 mm × 647 mm、单边履带宽度为 350 mm、轨距为 1 250 mm、行驶最高速度为 3 m/s。

### 1.2 工作原理及主要技术参数

图 1 为自走式联合收获机,工作前,按照种植农艺对挖掘装置入土角度、入土深度进行调节,然后沿垄面挖掘,挖出的根土复合体进入一级输送装置,在振动轮抖动下,大块泥土从栅条缝隙中掉落地面,进入二级输送装置,使根土复合物再次分离,形成较干净的三七根系,然后通过提升装置,将三七送入集料斗,最终完成整体收获工作。

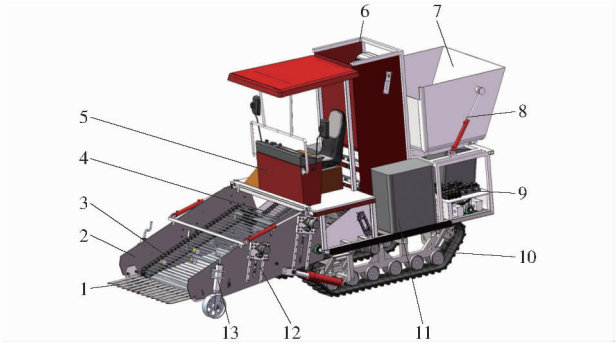


图 1 自走式联合收获机示意图

Fig. 1 Schematic of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester

1. 挖掘铲 2. 一级输送装置 3. 升运链栅条 4. 二级输送装置 5. 驾驶室 6. 提升装置 7. 收集料斗 8. 液压缸 9. 液压系统 10. 倒梯形履带底盘 11. 液压油箱 12. 抖动轮振幅调节装置 13. 入土深度调节装置

## 2 履带底盘运动学分析

履带式收获机底盘作为农业运载装备移动平

台，通过正逆运动学分析可确定履带底盘运动范围、速度和加速度等参数，为设计和控制系统提供基础数据[21]，主要技术参数如表 1 所示。

**表 1　自走式联合收获机主要技术参数**

**Tab. 1　Main technical parameters of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester**

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 整机尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm) | 4 955×1 920×2 606 |
| 底盘尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm) | 2 380×1 920×647 |
| 整机满载质量/kg | 3 000 |
| 驱动功率/kW | 50 |
| 速度/($m\cdot s^{-1}$) | 0～3 |
| 离地间隙/mm | ≥300 |
| 作业幅宽/mm | 1 514 |
| 入土深度/mm | 0～300 |
| 装载质量/kg | 400 |
| 作业效率/($hm^2\cdot h^{-1}$) | 0.23～0.27 |

## 2.1　履带模型坐标系

为简化运动模型，提出 2 个假设：①履带转动时不产生空转现象。②整机质量均匀，质心位于底盘纵向对称线上。

如图 2 所示，以收获机底盘质心点 $O$ 为原点建立坐标系 $XOY$。履带底盘前向运动方向为 $X$ 轴正方向，与之垂直向左为 $Y$ 轴正方向，$Z$ 轴垂直于地面向外，满足右手螺旋定则。

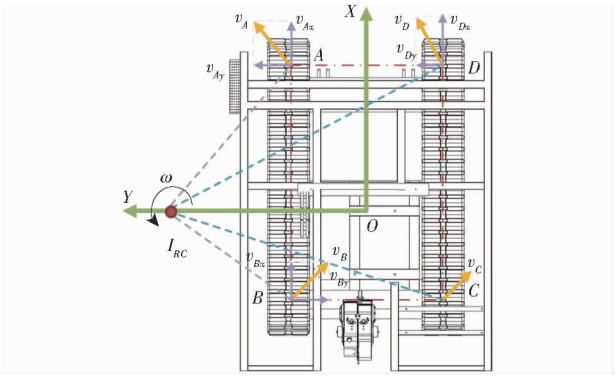


图 2　履带式底盘运动模型示意图

Fig. 2　Schematic of kinematic model of tracked chassis

因此，履带底盘逆时针旋转时，角速度 $\omega$ 为正，反之为负。

图 2 中瞬时旋转中心(Instantaneous center of rotation，ICR)表示刚体绕该点仅有旋转运动。

履带底盘驱动轮运动线速度方向与 $X$ 轴一致，同时线速度方向与旋转半径呈垂直关系，因此 $I_{CR}$ 位于点 $L$ 和 $R$ 的连线上，$I_{CR}$ 在直线 $LR$ 上具体位置由左右驱动轮速度确定。

## 2.2　履带式底盘运动模型建立

如图 2 所示，履带底盘实现两侧履带转速一致，保证了转速相同，即

$$v_{Ax} = v_{Bx} \tag{1}$$

式中　$v_{Ax}$——点 $A$ 纵向分速度，m/s

$v_{Bx}$——点 $B$ 纵向分速度，m/s

点 $A$ 和点 $D$ 在坐标系 $XOY$ 中的纵坐标相同，则横向分速度相同，表示为

$$v_{Ay} = v_{Dy} \tag{2}$$

式中　$v_{Ay}$——点 $A$ 横向分速度，m/s

$v_{Dy}$——点 $D$ 横向分速度，m/s

由上述可知，单侧履带上所有点纵向分速度相同；两侧履带上关于 $X$ 轴对称的 2 个点，横向分速度相同。因此将履带底盘模型简化等效处理为两轮差速驱动底盘运动模型，如图 3 所示。

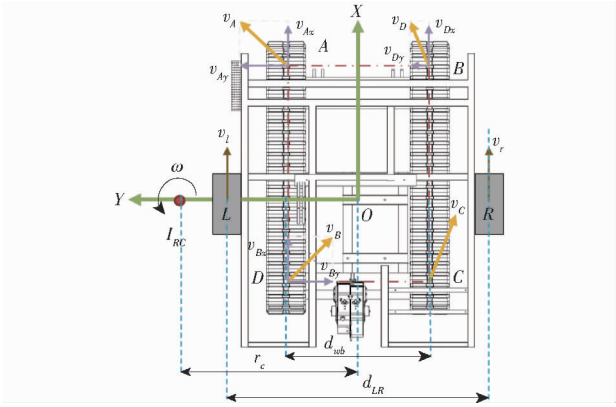


图 3　履带式底盘等效模型示意图

Fig. 3　Schematic of equivalent model of a tracked chassis

以 $I_{CR}-O$ 为横轴线，垂直横轴线过质心 $O$，假设虚拟左右轮位置分别位于点 $L$ 和 $R$，即

$$r_c = \frac{v_c}{\omega_c} = \frac{(v_l + v_r)\,d_{LR}}{2(v_r - v_l)} \tag{3}$$

式中　$d_{LR}$——虚拟轮间距，m

$v_l$、$v_r$——虚拟左、右轮线速度，m/s

$r_c$——点 $O$ 旋转半径，m

通过等效模型建立履带底盘运动模型，则履带底盘简化正运动学模型表示为

$$\begin{bmatrix} v_c \\ \omega_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{1}{2} & \dfrac{1}{2} \\ \dfrac{1}{d_{LR}} & \dfrac{1}{d_{LR}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_r \\ v_l \end{bmatrix} \tag{4}$$

逆运动学模型可表示为

$$\begin{bmatrix} v_r \\ v_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \dfrac{d_{LR}}{2} \\ 1 & \dfrac{-d_{LR}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_c \\ \omega_c \end{bmatrix} \tag{5}$$

引入无量纲参数 $\gamma$，使得

$$d_{LR} = \gamma d_{wb} \tag{6}$$

式中　$d_{wb}$——轮间距，m

代入简化运动模型可得正运动学模型为

$$\begin{bmatrix} v_c \\ \omega_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \\ \frac{1}{\gamma d_{wb}} & \frac{1}{\gamma d_{wb}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_r \\ v_l \end{bmatrix} \tag{7}$$

逆运动学模型为

$$\begin{bmatrix} v_r \\ \omega_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{\gamma d_{wb}}{2} \\ 1 & \frac{-\gamma d_{wb}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_c \\ \omega_c \end{bmatrix} \tag{8}$$

正运动学模型中,收获机运动为已知,通过正运动学模型计算收获机底盘每条履带运动。在逆运动学模型中,已知收获机目标位置和姿态,可通过式(8)计算左右履带线速度。

通过性分析依赖于对底盘运动学深入理解。评估底盘在不同地形上的性能,如越障能力、爬坡能力等,而正逆运动学分析提供了底盘响应控制输入并产生运动基础模型。

## 3 联合收获机行驶通过性能

### 3.1 基于收获机底盘质心的理论分析

基于质心位置进行自走式联合收获机稳态稳定性分析,是采用 RecurDyn 动力学仿真[22-28]。

基于 Solidworks 建立三维模型,并设置各零部件实际材料密度,通过软件计算获取整机质量和质心位置。自走式联合收获机所使用的钢材主要为 Q235 型,液压系统选用抗磨 46 号液压油,履带采用橡胶材质;材料密度如表 2 所示。

**表 2 自走式联合收获机各种材料密度**

**Tab. 2 Definition of density of various materials of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester**

g/cm³

| 材料 | 密度 |
|---|---|
| Q235 型钢材 | 7.85 |
| 橡胶履带 | 1.35 |
| 46 号液压油 | 0.85 |
| 冷却剂 | 1.00 |
| 柴油 | 0.84 |
| 塑料 | 1.05 |

利用三维建模软件计算可得自走式联合收获机整机质量为 2 033.419 kg。计算出收获机整机质心位置如图 4 所示。

### 3.2 收获机直线行驶性能

#### 3.2.1 收获机行驶速度

当联合收获机直线运动时,行驶速度取决于驱动轮转速。在联合收获机运行过程中,履带柔性体内部会出现弹性形变,从而导致动力转换为内能损耗;履带与地面接触时容易发生滑移,导致速度降低。滑动后联合收获机直行速度计算式为

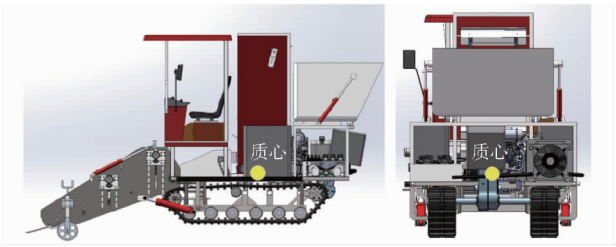


图 4 整机质心位置

Fig. 4 Position of center of mass of whole machine

$$v_s = (1-s)v_z = \frac{n_q zp(1-s)}{6\times10^4} = \frac{\omega_q r_q(1-s)}{6\times10^4} \tag{9}$$

其中

$$n_q = \frac{n_f}{i} \tag{10}$$

$$s = \frac{R_r - R}{R_r} \tag{11}$$

式中 $v_s$——理论行驶速度,m/s

$v_z$——理论行驶速度,m/s

$n_q$——驱动轮转速,r/min

$z$——驱动轮齿数

$p$——履带节距,mm

$\omega_q$——驱动轮角速度,rad/s

$r_q$——驱动轮节圆半径,mm

$n_f$——发动机转速,r/min

$i$——传动系统总传动比

$s$——履带滑转率

$R_r$——联合收获机理论行驶距离,m

$R$——联合收获机实际行驶距离,m

#### 3.2.2 行驶过程收获机受力分析

联合收获机运行时,需要克服外部阻力做功,受力平衡方程为

$$F_T = \sum F_q \tag{12}$$

式中 $F_T$——驱动力

$F_q$——运行过程受到各项阻力(包括履带与土壤相互作用阻力、履带内部轮系之间摩擦力、重力在斜坡上的分力)

当收获机在松软土壤表面行驶时,收获机履带对土壤压实将产生压实阻力,计算式为

$$F_{rc} = \frac{1}{(n+1)(k_c + bk_\varphi)^{\frac{1}{n}}} \left(\frac{W}{L}\right)^{\frac{n+1}{n}} \tag{13}$$

式中 $b$——履带宽度,mm

$W$——垂直载荷,N

$L$——履带长度,mm

$k_c$——粘聚变形系数

$k_\varphi$——摩擦变形系数

$n$——沉陷指数

$F_{rc}$——压实阻力，N

由式(13)可知，为减少压实阻力，增加收获机履带接地长度比增加履带宽度更为有效。忽略空气阻力与加速度影响情况下，驱动力为

$$F_T = G[\sin\theta + \cos\theta(f+\mu+\eta)] \tag{14}$$

式中　$G$——重力，N

$\theta$——坡度，(°)

$f$——滚动阻力系数

$\mu$——履带内阻力系数

$\eta$——惯性系数

参照文献[29]可知，履带内阻力系数 $\mu$ 取 0.05，惯性系数 $\eta$ 取 0.01。因联合收获机工作环境为黏重土壤，低速情况下附着系数 $\varphi$ 取 0.7。

联合收获机履带不发生打滑现象临界条件为

$$F_T \leqslant \varphi G\sin\theta \tag{15}$$

$$\sin\theta + (f+\mu+\eta)\cos\theta \leqslant \varphi\cos\theta \tag{16}$$

整理可得

$$\theta \leqslant \arctan(\varphi - f - \mu - \eta) \tag{17}$$

当收获机在松软路面行驶时，转动的履带前沿挤压土壤形成凸起的前缘波，产生阻碍履带转动的力，称为推土阻力，计算式为

$$F_{rb} = b(cz_0k_{pc} + 0.5z_0^2y_sk_{pr}) \tag{18}$$

其中

$$k_{pc} = (N_c - \tan\phi)\cos^2\phi \tag{19}$$

$$k_{pr} = \left(\frac{2N_r}{\tan\phi} + 1\right)\cos^2\phi \tag{20}$$

式中　$z_0$——车轮沉陷量

$y_s$——土壤单位体积重量，N

$c$——土壤内聚力，Pa

$N_c$、$N_r$——土壤承载系数

$\phi$——摩擦角

由式(18)可知，推土阻力 $F_{rb}$ 与履带宽度 $b$ 成正比，当履带接地面积和整机质量一定时，窄履带比宽履带推土阻力更小。

在黏性较大土壤中，履带附着力来自于对黏重土壤的剪切作用。在考虑履刺所引起的附加拉力后，得出联合收获机行走时最大推力，计算式为

$$F_H = A_c + M\tan\phi + \Delta F \tag{21}$$

其中

$$\Delta F = 2Lch_c + 0.64M\tan\phi\left(\frac{h_c}{b_0}\operatorname{arccot}\frac{h_c}{b_0}\right) \tag{22}$$

式中　$F_H$——最大推力，N

$A_c$——接地面积，$m^2$

$\Delta F$——履刺附加拉力，N

$h_c$——履刺高度，m

$M$——整机质量，kg

### 3.2.3　收获时收获机受力分析

收获机底盘收获作业时除克服履带与土壤相互作用阻力、履带内部轮系之间摩擦力、重力在斜坡上的分力外还需克服挖掘装置与土壤、作物等相互作用所带来的收获阻力。按作物生长方式可分为地下作物及地上作物。其中，三七为丘陵山地最具代表性的地下作物，查阅文献[31]可知三七收获时挖掘阻力与所使用的挖掘铲相关，阻力为 400 ~ 2 000 N。受力分析如图 5 所示。

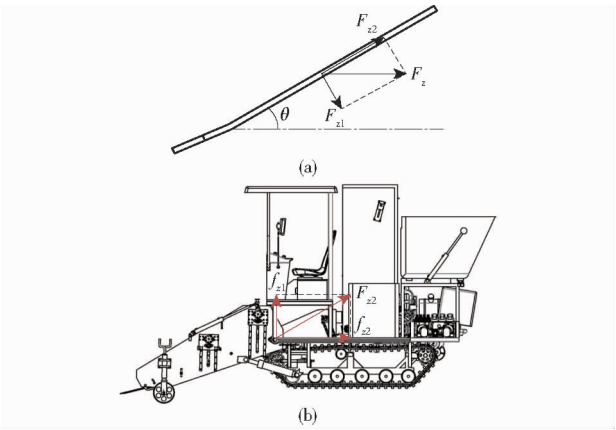


图 5　履带收获受力分析图

Fig. 5　Track harvest force analysis diagrams

由图 5 可知，当挖掘铲入土角度为 $\beta$ 时，挖掘铲受到一个水平向右的阻力 $F_z$，将其分解为沿挖掘铲向上的分力 $F_{z2}$ 和垂直挖掘铲向下的分力 $F_{z1}$，如图 5a 所示。$F_{z2}$ 又沿挖掘装置传导至机身，将其分解为垂直地面向上的分力 $f_{z1}$ 和水平向右的阻力 $f_{z2}$，如图 5b 所示。计算式为

$$F_{z2} = F_z\cos\beta \tag{23}$$

$$f_{z1} = F_{z2}\sin\varphi \tag{24}$$

由于挖掘装置与机身前端相连，履带前半段受到向上的分力 $f_{z1}$，因此，履带前半段受力略小于后半段受力，经计算可知 $f_{z1} < 900$ N。

## 3.3　收获机转向性能

履带底盘转向运动有大半径转向与小半径转向 2 种类型。在小半径转向情况下，履带车辆左右 2 条履带作等速反向运动；当 2 条履带速度方向一致，而转速不等时，履带可以实现大半径转向。为了方便研究，提出假定：①将履带看作是一条固定长度的软链，忽略履带销轴之间的间隙对履带长度的影响。②履带底盘转弯或直线行走时，行走阻力系数均保持恒定。

### 3.3.1　转向阻力矩

忽略离心力所带来的影响，轨道两侧地面受到的压力相等，计算式为

$$\frac{\mu_1 mg}{4} = \int_0^{\frac{L}{2}} f_1(x)\,\mathrm{d}x \tag{25}$$

式中 $m$——履带总质量,kg

$f_1(x)$——履带所受横向阻力函数

$\mu_1$——土壤横向阻力系数

$g$——重力加速度,m/s$^2$

由式(25)解得履带受横向阻力矩为

$$M_1 = 4\int_0^{\frac{L}{2}} \left(\frac{L}{2} - x\right) f_1(x)\,\mathrm{d}x \tag{26}$$

即

$$M_1 = A\frac{2\mu_1 mgL}{3} \tag{27}$$

### 3.3.2 转向驱动力

由于履带底盘的转向运动有大半径转向与小半径转向 2 种类型。履带底盘转向驱动力分 2 种情况进行讨论。当 2 条履带旋转方向相反时,底盘旋转半径 $R \leqslant d_{wb}/2$。外侧履带阻力为 $F_{f1}$,所受驱动力为 $F_1$;内侧履带阻力为 $F_{f2}$,方向与 $F_{f1}$ 反向,所受驱动力为 $F_2$;由此可得两侧履带受力,计算式为

$$F_1 = F_{f1} + \frac{M_1}{d_{wb}} \tag{28}$$

$$F_2 = F_{f2} + \frac{M_1}{d_{wb}} \tag{29}$$

由于收获机仅能进行低速转向,可假设 2 条履带所受到阻力相同,即

$$F_{f1} = F_{f2} = \frac{mgf}{2} \tag{30}$$

$F_1$ 和 $F_2$ 等大反向,即

$$F_1 = F_2 = mg\left(\frac{2\mu L}{3d_{wb}} + \frac{f}{2}\right) \tag{31}$$

式中 $\mu$——地面与履带之间动摩擦因数

收获机履带转向驱动转矩计算式为

$$M_2 = F_1 r = mgr\left(\frac{f}{2} + \frac{2\mu L}{3d_{wb}}\right) \tag{32}$$

两侧履带差速同向运动时,履带转向半径 $R > d_\{\omega b\}/2$。同理可得 2 条履带驱动力为

$$F_1 = mg\left(\frac{2\mu L}{3d_{wb}} + \frac{f}{2}\right) \tag{33}$$

$$F_2 = mg\left(\frac{f}{2} - \frac{2\mu L}{3d_{wb}}\right) \tag{34}$$

收获机履带转向驱动转矩计算式为

$$M_3 = \max(F_1, F_2) r \tag{35}$$

## 3.4 收获机爬坡越障性能

### 3.4.1 爬坡性能

为保证连续作业,对收获机履带底盘在翻越障碍、跨越沟壑、侧倾爬坡、纵向爬坡等山区特殊地形行驶通过性进行分析。

沿坡面向上为 $X$ 轴正方向,垂直坡面向上为 $Y$ 轴正方向建立坐标系。设爬纵坡时坡度为 $\theta$,收获机在坡上做匀速运动,简化后纵向爬坡受力如图 6 所示。

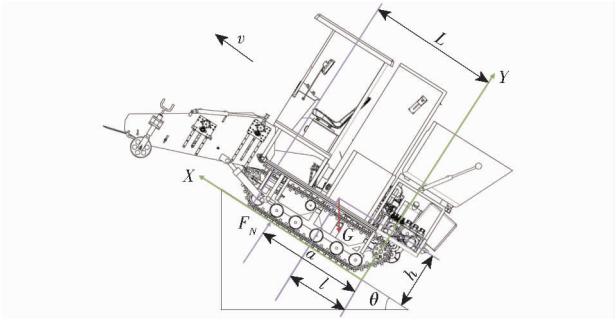


图 6 纵坡爬行示意图

Fig. 6 Schematic of a longitudinal slope crawl

由图 6 可得受力平衡和转矩平衡方程为

$$\sum F_x = F - f_\mu - G\sin\theta = 0 \tag{36}$$

$$\sum F_y = F_N - G\cos\theta = 0 \tag{37}$$

$$\sum M_x = F_N a + Gh\sin\theta - Gl\cos\theta = 0 \tag{38}$$

其中

$$f_\mu = \mu G\cos\theta \tag{39}$$

式中 $F$——牵引力,N

$f_\mu$——摩擦阻力,N

$G$——整机重力,N

$F_N$——坡面对底盘支撑力合力,N

$l$——质心到驱动轮轴纵向距离,m

$h$——质心垂直高度,m

$a$——坡面支撑点到驱动轮转轴距离,m

收获机不沿坡面向下滑动需满足

$$\mu\cos\theta \geqslant \sin\theta \tag{40}$$

由式(40)可得,当收获机的履带底盘在上坡状态下不会出现侧翻条件为

$$a = \frac{G(l\cos\theta - h\sin\theta)}{F_N} \geqslant 0 \tag{41}$$

$$\theta \leqslant \arctan\frac{l}{h} \tag{42}$$

设下坡时坡度为 $\alpha$,同理可得,下坡时收获机受力平衡和转矩平衡方程为

$$\sum F_x = F - f_\mu + G\sin\alpha = 0 \tag{43}$$

$$\sum F_y = F_N - G\cos\alpha = 0 \tag{44}$$

$$\sum M_x = F_N b + Gh\sin\alpha - M_n = 0 \tag{45}$$

其中

$$M_n = G(L - l)\cos\alpha \tag{46}$$

当履带底盘下坡时,不会出现侧翻条件为

$$b = \frac{G[(L - l)\cos\alpha - h\sin\alpha]}{F_N} \geqslant 0 \tag{47}$$

其中

$$\alpha \leqslant \arctan\frac{L - l}{h} \tag{48}$$

假设爬坡坡度 $\gamma$,收获机在坡上做横向匀速直

线运动，简化后收获机整机侧倾坡受力如图 7 所示。

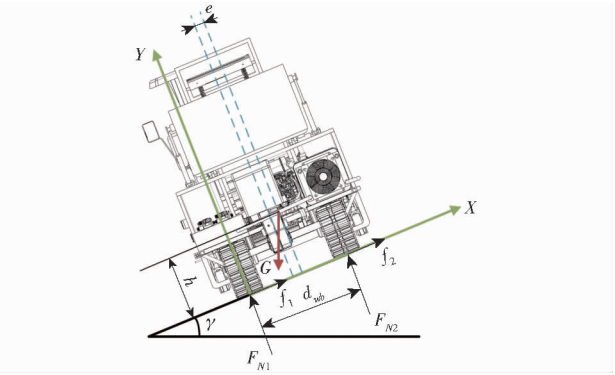


图 7　侧倾坡爬行示意图

Fig. 7　Schematic of cross slope crawl

由图 7 可得受力平衡和转矩平衡方程为

$$\sum F_X = f_1 + f_2 - G\sin\gamma = 0 \tag{49}$$

$$\sum F_Y = F_{N1} + F_{N2} - G\cos\gamma = 0 \tag{50}$$

$$\sum M_X = G\left(\frac{d_{wb}}{2} - e\right)\cos\gamma - M_e = 0 \tag{51}$$

其中

$$M_e = F_{N1} d_{wb} + Gh\sin\gamma \tag{52}$$

式中　$f_1$、$f_2$——摩擦力，N

$F_{N1}$、$F_{N2}$——支撑力，N

$e$——横向偏移量，mm

收获机不沿着坡面向下滑动需满足

$$\mu\cos\gamma \geqslant \sin\gamma \tag{53}$$

当收获机履带底盘在侧倾坡状态下不会出现侧翻条件为

$$F_{N1} = \frac{G(d_{wb}/2 - e)\cos\gamma - Gh\sin\gamma}{d_{wb}} \geqslant 0 \tag{54}$$

综上所述，侧倾坡横向行驶最大翻倾稳定角计算式为

$$\gamma \leqslant \arctan\frac{d_{wb}/2 - e}{h} \tag{55}$$

### 3.4.2　收获机越障性能

与爬坡相似，收获机底盘越障性能受到整机质心位置、土壤附着力影响，而质心位置是决定越障效果的重要因素。其中，点 $O$ 为收获机重心；$s$ 为质心点 $O$ 至第 1 个承重轮中心线的水平距离，$l_g$ 为沟槽宽度。底盘跨越沟壑（图 8）时可分为 3 种情况：

情况 1：收获机底盘驶入沟壑时，当履带底盘最前方支重轮未触碰到沟壑的左边缘，整机质心点 $O$ 仍处于平地上未进入沟壑，此时收获机处于稳定状态，不会发生倾翻；若此时整机质心点 $O$ 进入沟壑则收获机会发生前倾翻。

情况 2：若收获机在情况 1 时顺利驶入沟壑未翻入沟内则收获机继续行驶，收获机最后支重轮脱离平地进入沟壑前，可保持收获机平稳行驶不会发生倾翻。

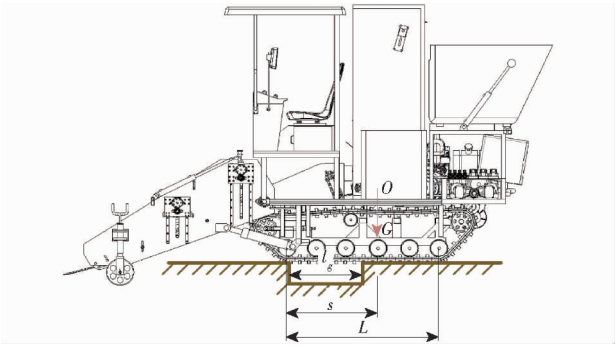


图 8　跨越沟壑示意图

Fig. 8　Schematic of crossing gully

情况 3：当收获机最后一组支重轮刚脱离平地进入沟壑，此时若整机质心点 $O$ 还未脱离沟壑驶上地面，则履带式收获机会发生后翻倒入沟壑中；若此时整机质心 $O$ 已驶上平地则收获机可平稳驶过整个沟壑。

由上述可知，情况 2 时收获机不会翻入沟壑，收获机能平稳跨越沟壑的条件是情况 1、情况 3 下履带前后支重轮到整机质心点 $O$ 的距离大过沟壑宽度，表达式为

$$\min(s, L - s) \geqslant l_g \tag{56}$$

同理可知，履带式收获机底盘翻越田埂时也可分为 3 种情况，如图 9 所示。

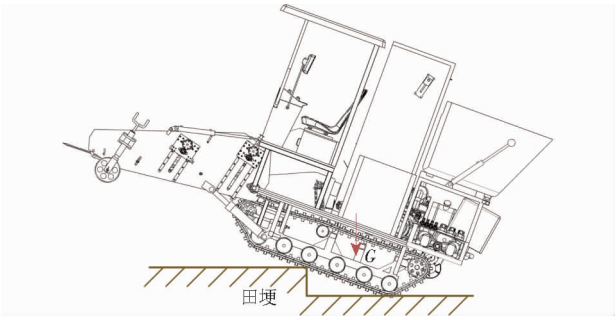


图 9　翻越田埂示意图

Fig. 9　Schematic of climbing over ridge

情况 1：底盘逐渐驶上田埂，履带第 1 组支重轮接触田埂边沿。收获机质心将不断靠近田埂边沿，整机仰角逐渐变大，若田埂高度过大，收获机仰角将在某一时刻超过最大临界值发生后翻。

情况 2：若履带式收获机在情况 1 时顺利跨上田埂且未发生后翻则收获机继续行驶，当整机质心与田埂边缘处于同一垂线上时，收获机最大仰角仍未超过最大临界值，则收获机前端会落在田埂上，从而完成翻越田埂，反之则会倾覆。

情况 3：收获机逆向翻越田埂，履带式收获机底盘逐渐驶出田埂，收获机质心作用线将不断靠近田埂边沿，当质心作用线超过田埂边沿时整机前倾，第 1 组支重轮落在田埂地面上，继续向前行驶整机俯

角逐渐变小,若田埂高度过大,收获机俯角将在落下时超过最大临界值发生前倾。

## 4 收获机行驶通过性能仿真

采用多体系统动力学仿真软件 RecurDyn 对自走式联合收获机田间作业通过性能进行分析。

### 4.1 仿真模型建立与前期准备工作

如图 10 所示,利用 Solidworks 建模软件完成自走式联合收获机三维模型建立,并设置各零部件实际材料密度,经过软件计算可得到空载整机质量 2 033.419 kg。在RecurDyn 中设置相同质心坐标、材料密度以及实际工作环境中的土壤参数。丘陵山区作物种植地以重黏土为主,重黏土主要技术参数如表 3 所示。

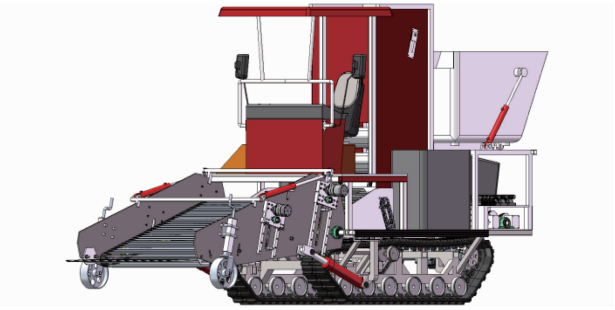

图 10 自走式联合收获机虚拟样机

Fig. 10 Virtual prototype of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester

表 3 粘重土主要技术参数

Tab. 3 Main technical parameters of heavy clay

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 地形刚度/(kN·m$^{-1}$) | 5.173 7 |
| 内聚力/Pa | $6.895\times10^{-2}$ |
| 抗剪角度/(°) | 34 |
| 剪切变形模量/Pa | 25 |
| 沉没率 | $5\times10^{-2}$ |

### 4.2 仿真结果与分析

#### 4.2.1 纵向坡地行驶通过性仿真

为验证自走式收获机纵向坡地行驶能力,对黏土路面下不同坡度角整机纵向坡地行驶能力进行仿真。通过设置斜坡坡度为 10°、15°、20°、25°和 30°,行驶速度 1 m/s 仿真界面和结果如图 11、12 所示。

由图 12 可知,收获机纵向爬坡俯仰角由 0°增加到 30°时,25°前收获机俯仰角度变化较为平稳,25°时履带开始出现打滑现象,30°时打滑现象明显,出现打滑时,收获机在原地停留,履带转动使履刺对土壤剪切力逐渐变大,导致土壤附着力逐渐增强,当土壤附着力大于收获机行走阻力时,获得前进加速度使收获机继续向前移动,由于收获机处在坡道上,因此,起步时出现了机身前仰情况,造成收获机抖动,导致车身俯仰角曲线出现明显波动变化。

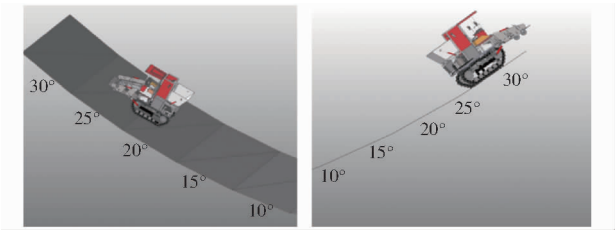


图 11 纵向爬坡仿真

Fig. 11 Longitudinal climbing simulation

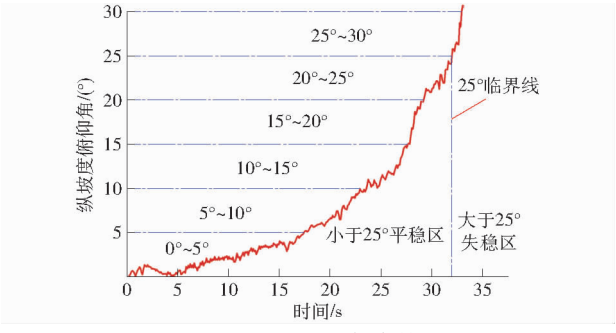


图 12 纵向爬坡仿真结果

Fig. 12 Longitudinal climbing simulation results

#### 4.2.2 横向坡地行驶通过性仿真

为了验证收获机抗侧翻能力,对黏土路面不同坡度整机纵向坡地行驶能力进行仿真,设坡度为 25°和 30°,对收获机在不同角度路面上行驶侧翻情况进行验证,行驶仿真界面和结果如图 13、14 所示。

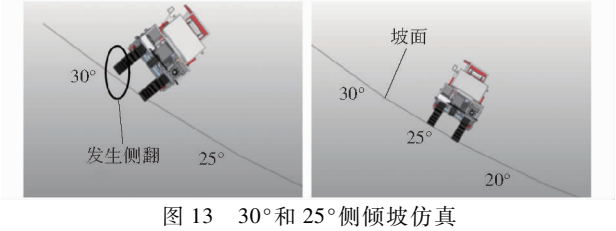


图 13 30°和 25°侧倾坡仿真

Fig. 13 30°and 25° slopes with lateral inclination

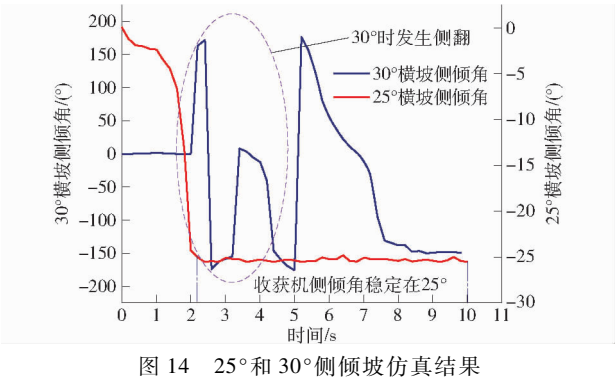


图 14 25°和 30°侧倾坡仿真结果

Fig. 14 Simulation results of 25° and 30° slopes with lateral inclination

由图 13 可知,25°坡面收获机从 0 s 开始与路面接触到第 1 秒出现了明显打滑现象,1 s 到 2.1 s 收

获机侧倾角迅速变到 25°，完成 25°的侧倾爬坡没有发生侧翻，30°时收获机侧倾角在 -180°和 180°之间跳跃，表明在 30°侧倾坡上联合收获机无法保持稳定的行驶状态，发生侧翻。

### 4.2.3　跨越沟壑行驶通过性仿真

为了验证收获机跨越沟壑时稳定性和确定收获机极限跨越能力，对黏土路面收获机跨越不同宽度的沟壑进行仿真。因此，设沟壑宽度为 700 mm 和 800 mm，分别对收获机在不同沟壑行驶倾覆情况进行验证，行驶仿真界面如图 15、16 所示。

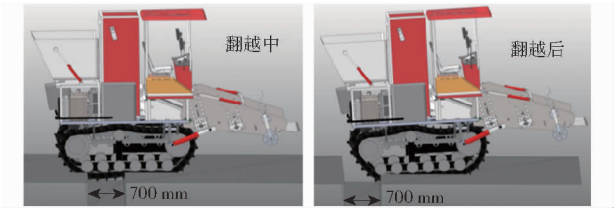


图 15　跨越 700 mm 沟壑

Fig. 15　Spanning a 700 mm ravine

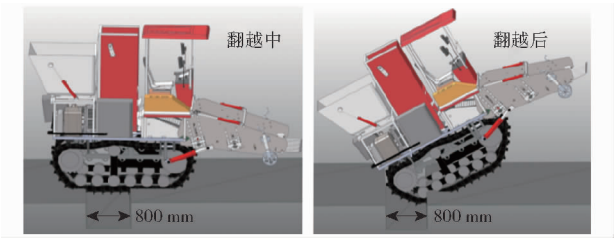


图 16　跨越 800 mm 沟壑

Fig. 16　Spanning a 800 mm ravine

由图 15、16 可知，当行驶速度 1 m/s 时，收获机能够顺利跨越宽度为 700 mm 沟壑未发生倾覆，当跨越宽度为 800 mm 沟壑时，收获机无法平稳跨越发生后倾。

由图 17 可知，收获机跨越宽度为 700 mm 沟壑时（左侧紫色点画线表示 700 mm 沟壑左边缘，右侧紫色点画线表示右边缘）整机虽发生较大倾斜，最大时达到 40°，但并未发生倾覆。收获机跨越宽度为 800 mm 沟壑时（左侧绿色点画线表示 800 mm 沟壑左边缘，右侧绿色点画线表示右边缘）俯仰角在

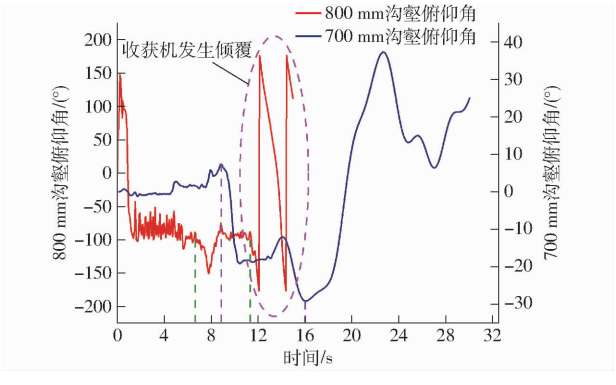


图 17　跨越沟壑仿真结果

Fig. 17　Simulation results of acrossing gully

-180°和 180°之间跳跃，表明联合收获机无法保持稳定的行驶状态，因后仰角度超过最大临界值发生倾覆。

### 4.2.4　翻越田埂行驶通过性仿真

为了验证收获机翻越田埂时稳定性和确定收获机极限翻越能力，对黏土收获机翻越不同高度的田埂进行仿真。通过设置田埂高度 350、360、380 mm，分别对收获机在不同田埂高度上的行驶倾覆情况进行验证，行驶仿真界面与结果如图 18、19 所示。

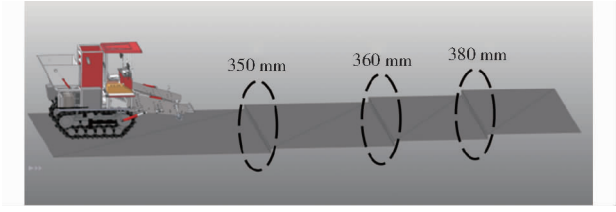


图 18　翻越田埂仿真

Fig. 18　Simulation of climbing over ridge

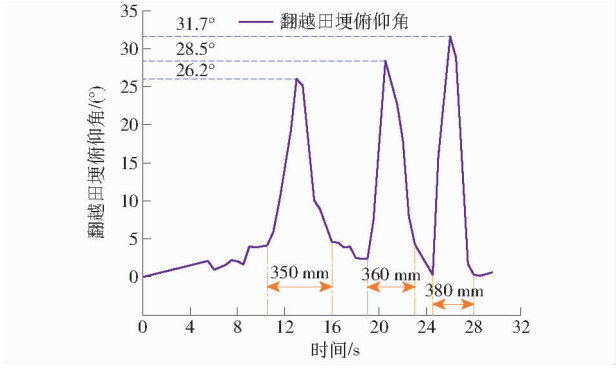


图 19　翻越田埂仿真结果

Fig. 19　Simulation results of climbing over ridges

由图 18 可知，当收获机行驶速度 1 m/s，翻越高度 380 mm 田埂时仍能平稳度过未发生倾覆，满足自走式收获机设计预期值。

### 4.2.5　15°斜坡上跨越沟壑仿真

为验证自走式收获机在坡地上跨越沟壑时的稳定性和确定收获机极限跨越能力，对 15°黏土坡面下收获机跨越不同宽度沟壑进行仿真。设沟壑宽度 300、400、500、600、700 mm，分别对收获机在不同沟壑宽度上行驶倾覆情况进行验证，行驶仿真界面与结果如图 20、21 所示。

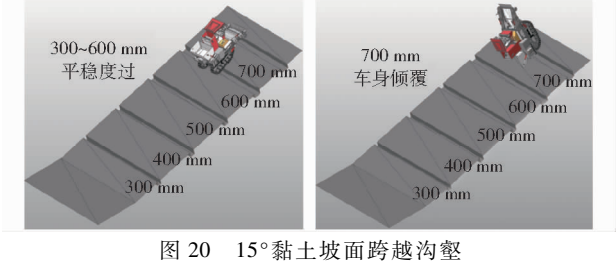


图 20　15°黏土坡面跨越沟壑

Fig. 20　15° clay slope spans gully

由图 20 可知，当收获机行驶速度 1 m/s，在 15°

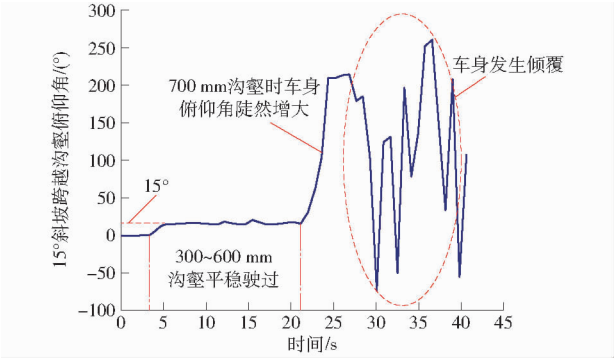


图 21 15°坡跨越沟壑仿真结果

Fig. 21 Simulation results of 15° slope crossing gully

黏土坡面上跨越宽度 600 mm 沟壑时能平稳通过未发生倾覆，当跨越宽度为 700 mm 沟壑时，收获机无法平稳跨越发生后倾。

由图 21 可知，收获机跨越 300 ~ 600 mm 沟壑时车身平稳俯仰角未发生较大变化。收获机跨越宽度为 700 mm 沟壑时车身俯仰角陡然增大，超过极限值后俯仰角在 - 70° 和 260° 之间跳跃，表明收获机无法保持稳定行驶状态，因后仰角度超过最大临界值发生倾覆。

### 4.2.6 15°斜坡上跨越田埂仿真

为了验证收获机坡地翻越田埂时稳定性和极限翻越能力，对 15°黏土坡面下收获机跨越不同高度的田埂进行仿真。设田埂高度 50、100、150、200、250、300 mm，分别对收获机在翻越不同高度田埂的行驶倾覆情况进行验证，行驶仿真界面与结果如图 22、23 所示。

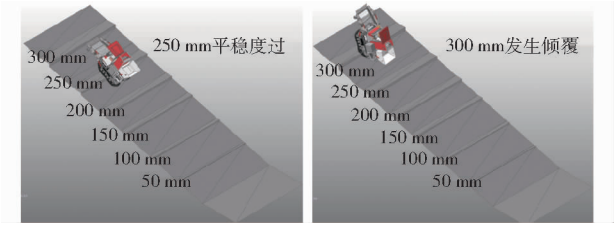


图 22 15°黏土坡面翻越田埂

Fig. 22 15° clay slope climbs over ridge

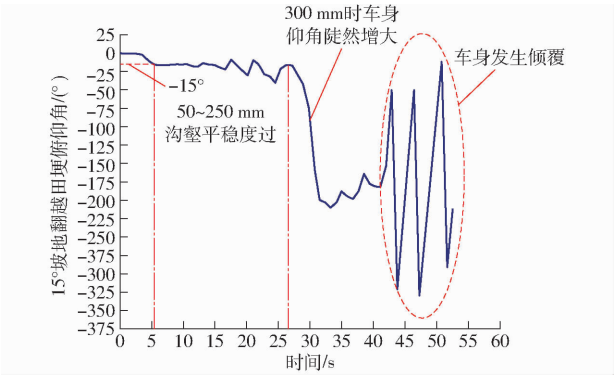


图 23 15°坡翻越田埂仿真结果

Fig. 23 Simulation results of 15° slope over ridge

由图 22 可知，当收获机行驶速度 1 m/s，在 15°黏土坡面上翻越高度为 250 mm 田埂时能平稳度过未发生倾覆，当翻越高度为 300 mm 田埂时，收获机无法平稳翻越发生后倾。

由图 23 可知，收获机翻越 50 ~ 250 mm 沟壑时车身平稳，收获机翻越高度为 300 mm 田埂时车身俯仰角增大，超过极限值后俯仰角在 - 12° ~ - 330° 之间跳跃，表明收获机后仰角度超过最大临界值无法保持稳定的行驶状态易发生倾覆。

### 4.2.7 随机崎岖山路行驶通过性仿真

为了验证自走式收获机在随机路面长距离行驶时稳定性，行驶仿真界面与结果如图 24、25 所示。

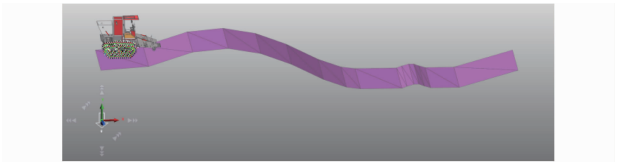

图 24 随机丘陵山路仿真界面

Fig. 24 Simulation interface of a random rugged mountain road

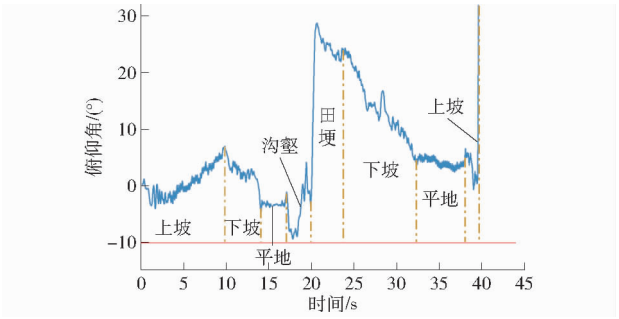


图 25 随机丘陵山路行驶俯仰角曲线

Fig. 25 Analysis of driving pitch angle on random rugged mountain road

由图 25 可知，当收获机行驶速度 1 m/s，在随机丘陵山路行驶时能平稳度过未发生倾覆，满足自走式收获机设计预期。

## 5 田间试验与结果分析

### 5.1 试验条件

自走式收获机样机田间试验于云南省高校中药材机械化工程研究中心试验场完成。试验基本参数为沟壑宽 750 mm，坡度为 10° ~ 25°，田埂高 350 mm，行驶速度 1 m/s。

### 5.2 行驶通过性能验证

为了检验收获机底盘通过性，整机坡地和直线行驶性能是否满足要求，选择不同坡度地形进行试验。

### 5.2.1 横纵坡爬坡试验

试验地坡度为 10° ~ 20°，如图 26 所示，横向和

纵向坡度行驶收获机均能平稳通过。




(a) 纵向爬坡　　(b) 侧倾爬坡

图 26　样机横纵向爬坡试验

Fig. 26　Transverse and longitudinal climbing test of prototype

### 5.2.2　跨越沟壑试验

由图 27 可知，当试验地沟壑宽度为 750 mm 时，收获机能平稳通过。




图 27　样机跨越沟壑试验

Fig. 27　Prototype crossing gully test

由图 28 可知，当收获机在平地上跨越宽度为 750 mm 沟壑时，车身俯仰角在 -15.45° ~ 19.1°之间平稳通过。

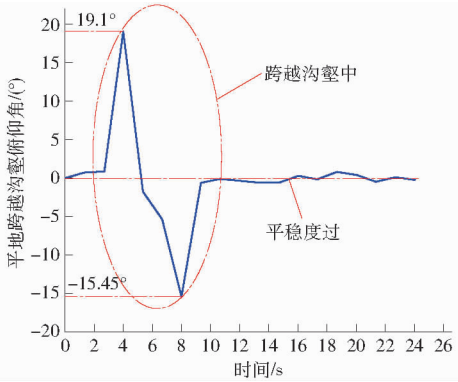


图 28　样机跨越沟壑试验曲线

Fig. 28　Test curve of prototype crossing gully

### 5.2.3　翻越田埂试验

由图 29 可知，试验地田埂高度为 350 mm，收获机平稳越过。

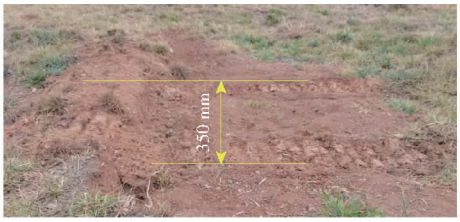


图 29　样机翻越田埂试验

Fig. 29　Prototype over ridge test

由图 30 可知，当收获机在平地上翻越高度为 350 mm 田埂时，车身俯仰角在 -16.3° ~ 2.9°之间平稳通过。

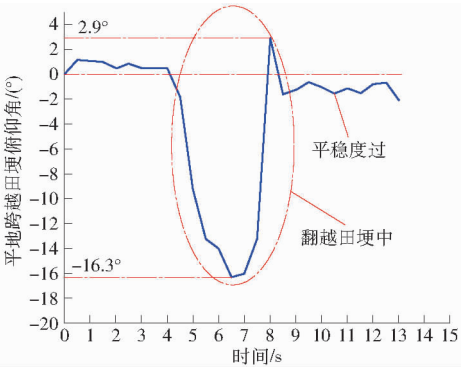


图 30　样机翻越田埂试验曲线

Fig. 30　Test curve of prototype crossing ridge

### 5.2.4　转弯半径试验

在水泥地上进行转弯试验，测量履带在地面上滑动所留下的印记以此得出收获机最小转弯半径，如图 31 所示。测得履带底盘纵向对称平面到转向中心距离为 1 010 mm。因此收获机最小转弯半径为 1 010 mm。

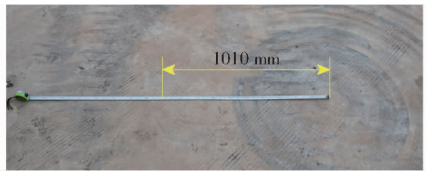


图 31　样机转弯半径试验

Fig. 31　Experiment on the turning radius of prototype

### 5.2.5　15°坡跨越沟壑试验

由图 32 可知，当试验地坡度为 15.95°、沟壑宽度为 600 mm 时，收获机平稳越过。

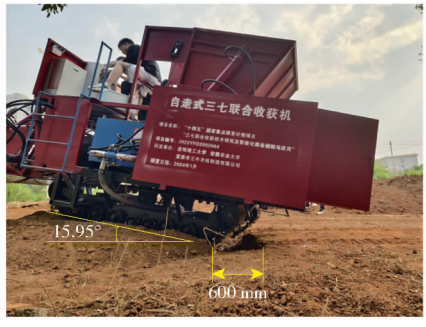


图 32　样机 15°坡跨越沟壑试验

Fig. 32　Prototype tested across a ravine on a 15° slope

由图 33 可知，收获机在 15°坡地上跨越宽度为 600 mm 沟壑时，车身俯仰角在 -22.9° ~ -7.68°之间平稳通过。

### 5.2.6　15°坡翻越田埂试验

由图 34 可知，当试验地坡度为 14.6°，田埂高度为 190 mm 时，收获机平稳越过。

由图 35 可知，当收获机在 15°坡地上翻越高度为 190 mm 沟壑时，车身俯仰角在 -43.24° ~ -7.68°

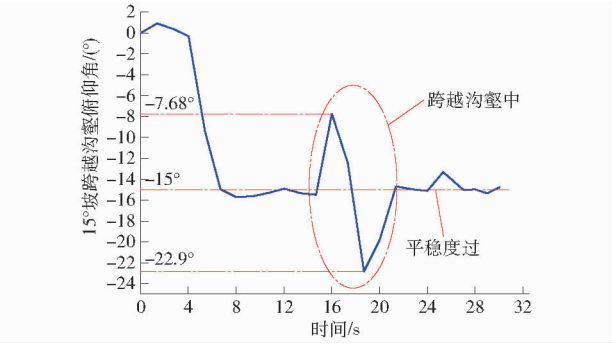


图 33 样机 15°坡跨越沟壑试验曲线

Fig. 33 Test curve of prototype crossing gully with a 15° slope

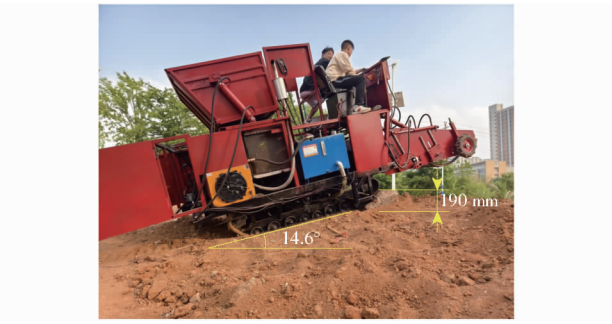


图 34 样机 15°坡翻越田埂试验

Fig. 34 Prototype tested on a 15° slope over ridge

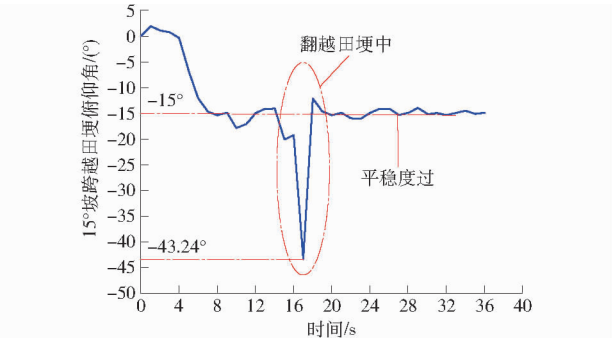


图 35 样机 15°坡翻越田埂试验曲线

Fig. 35 Test curve of prototype with a 15° slope over ridge

之间平稳通过。

综上所述,自走式收获机田间试验结果如表 4 所示。

**表 4 自走式收获机田间试验结果**

**Tab. 4 Field test results of self-propelled *Panax notoginseng* harvester**

| 参数 | 数值 | 备注 |
|---|---|---|
| 横向爬坡/(°) | 10 ~ 20 | 平稳通过 |
| 纵向爬坡/(°) | 10 ~ 20 | 平稳通过 |
| 平地跨越沟壑宽度/mm | 750 | 平稳通过 |
| 平地翻越田埂高度/mm | 350 | 平稳通过 |
| 转弯半径/mm | 1 010 | 1 010 mm |
| 15°坡跨越沟壑宽度/mm | 600 | 平稳通过 |
| 15°坡翻越田埂高度/mm | 190 | 平稳通过 |

## 6 结论

(1)通过理论分析、仿真测试、样机试验验证,自走式收获机底盘能够满足丘陵山区的三七收获作业要求,完全满足收获机底盘设计要求。

(2)分析并验证了自走式联合收获机通过性能,获得了自走式联合收获机在 3 种丘陵山区地形条件下通过性能,可平稳通过 20°纵坡、20°侧倾坡、平地上可平稳通过 750 mm 沟壑及 350 mm 田埂。15°黏土坡地上可平稳通过 600 mm 沟壑及 190 mm 田埂。履带底盘满足自走式联合收获机设计要求。

(3)仿真试验结果表明,自走式收获机可通过 30°纵坡、25°侧倾坡。在平地上可跨越沟壑最大宽度为 700 mm,可翻越田埂最大高度为 380 mm;在 15°黏土坡地上可跨越沟壑最大宽度为 600 mm,可翻越田埂最大高度为 250 mm。

## 参 考 文 献

[1] 石礼平,张国壮,刘丛盛,等. 三七化学成分和药理作用研究概况及质量标志物的预测[J]. 中国中药杂志, 2023, 48(8): 2059 - 2067.
SHI Liping, ZHANG Guozhuang, LIU Congsheng, et al. Research summary of chemical constituents and pharmacological effects of *Panax notoginseng* and predictive analysis on its Q-markers[J]. China Journal of Chinese Materia Medica, 2023, 48(8): 2059 - 2067. (in Chinese)

[2] 郑冬梅, 王丽, 欧小宏, 等. 三七传统产区和新产区植株农艺性状比较及相互关系研究[J]. 中国中药杂志, 2014, 39(4): 558 - 565.
ZHENG Dongmei, WANG Li, OU Xiaohong, et al. Comparison of agronomic traits of *Panax notoginseng* between traditional cultivated fields and new cultivated fields[J]. China Journal of Chinese Materia Medica, 2014, 39(4): 558 - 565. (in Chinese)

[3] 赵学敏,本草纲目拾遗[M].北京: 中国医药科技出版社,1998.

[4] 王法安. 收获机的设计与试验研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2017.
WANG Faan. The design and experimental study of *Panax notoginseng* harvester[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2017. (in Chinese)

[5] 薛浩田.联合收获机整机设计及关键部件的仿真试验[D].昆明: 昆明理工大学,2022.
XUE Haotian. The whole machine design and simulation test of key oponents of *Panax notoginseng* combined harvester[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology,2022. (in Chinese)

[6] 王虎存, 赵武云, 孙伟,等. 马铃薯机械化收获技术与装备研究进展[J]. 农业工程学报, 2023, 39(14): 1 - 22.
WANG Hucun, ZHAO Wuyun, SUN Wei, et al. Research progress on the technology and equipment for potato mechanized

harvesting[J]. Transactions of the CSAE, 2023, 39(14): 1 - 22. (in Chinese)
[7] 张兆国, 王一驰, 李汉青,等.液压控制履带自走式温室收获机设计与试验[J].农业机械学报, 2021, 52(6): 127 - 135.
ZHANG Zhaoguo, WANG Yichi, LI Hanqing, et al. Design and test of hydraulic control tracked self-propelled greenhouse *Panax notoginseng* harvester[J]. Transactions of Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(6):127 - 135. (in Chinese)
[8] 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 Zhenhao, ZHU Licheng, YUAN Yanwei, 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. (in Chinese)
[9] Toyonoki. TPH179 sweet potato and potato combine harvester[EB/OL]. [2021 - 11 - 01]. http: // www. toyonoki. cojp / support /2008pdf /20. pdf.
[10] LIANG Kang, TU Qunzhang, SHEN Xinmin, et al. An improved LuGre model for calculating static steering torque of rubber tracked chassis[J]. Defence Technology, 2022,15(5):797 - 810.
[11] YANG Kun, GAN Linjie, CHEN Shao. Research on the design and traction characteristics of a vehicle track shoe for sandy land[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2022, 236(11):5826 - 5835.
[12] Potato harvester VARITRON 470[EB/OL]. [2022 - 07 - 15]. https:www. Agriexpo. online/prod/grimmelandmaschinenfabrik-gmbh-co-kg/product-169164-4639. html.
[13] Enduro self-propelled 4-row sieving harvester[EB/OL]. [2022 - 05 - 24]. https: // www. dewulfgroup. O/en /product/ harvesting/sieving-harvesters/self-propelled/enduro.
[14] Beet harvester TIGER6S [EB/OL]. [2022 - 07 - 15]. https: www. agriexpo. online/prod/ropa-fahrzeug-und-maschinenbaugmbh /product-170165-124553. html.
[15] 张兆国,李彦彬,王海翼,等.马铃薯机械化收获关键技术与装备研究进展[J].云南农业大学学报(自然科学),2021, 36(6):1092 - 1103.
ZHANG Zhaoguo, LI Yanbin, WANG Haiyi, et al. Research progress on key technology and equipment of potato mechanized harvest[J]. Journal of Yunnan Agricultural University (Natural Science), 2021,36(6): 1092 - 1103. (in Chinese)
[16] 潘伟阳, 李晓康,孙伟,等. 履带底盘式青贮收获机行驶性能的研究[J]. 林业机械与木工设备, 2023, 51(5): 44 - 54,61.
PAN Weiyang, LI Xiaokang, SUN Wei, et al. Study on the driving performance of crawler chassis forage harvester[J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment,2023,51(5):44 - 54,61. (in Chinese)
[17] 刘九庆,姚凯.履带式森林灭火炮转向性能分析与验证[J].森林工程,2021,37(3):95 - 102.
LIU Jiuqing, YAO Kai. Analysis and verification of steering performance of crawler forest fire extinguishing gun[J]. Forest Engineering,2021,37(3):95 - 102. (in Chinese)
[18] 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 Faan, CAO Qinzhou, LI Yanbin, et al. Design and pass test of self-propelled potato combine harvester in hilly and mountainous areas[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2023,54(Supp.2):10 - 19. (in Chinese)
[19] 张兆国,邓寓轩,王法安,等. 自走式联合收获机底盘通过性能分析与模型试验[J]. 农业机械学报,2023,54(9):164 - 177.
ZHANG Zhaoguo, DENG Yuxuan, WANG Faan, et al. Trafficability analysis and scaling model experiment of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester chassis[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9): 164 - 177. (in Chinese)
[20] 崔秀明,雷绍武. 三七 GPA 栽培技术[M]. 昆明: 云南科技出版社,2013.
[21] 混沌无形等. 常见移动机器人运动学模型总结[EB/OL]. [2021 - 08 - 06]. https://mp. weixin. qq. O/s/qPBFqa_ - ay4WZG1jWUvEfw).
[22] BEKKER M G. Introduction to terrain-vehicle systems[M]. Michigan: University of Michigan Press, 1969.
[23] REECE A R. Problems of soil vehicle mechanics[R]. Michigan: U. S. Army Tank-Automotive Center,1964.
[24] 迟媛,蒋恩臣. 履带车辆转向时最大驱动力矩的计算[J].农业工程学报, 2009, 25(3): 74 - 78.
[25] 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): 177 - 187.
WANG Decheng, ZHAO Yanrui, YOU Yong, et al. Design and experiment of self-propelled tracked chassis of king grass haverster for gentle sloping field[J]. Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9):177 - 187. (in Chinese)
[26] 吕金庆, 田忠恩, 吴金娥, 等. 4U1Z 型振动式马铃薯挖掘机的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(12): 39 - 47.
LÜ Jinqing, TIAN Zhongen, WU Jine, et al. Design and experiment on 4U1Z vibrating potato digger[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(12): 39 - 47. (in Chinese)
[27] 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 Fengshun. Chassis optimization of crawler self-propelled potato harvester[J]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2022. (in Chinese)
[28] 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 *Carmellia oleifera* fruit harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023,54(3):139 - 147. (in Chinese)
[29] 机械电子工业部洛阳拖拉机研究所. 拖拉机设计手册[M].北京:机械工业出版社, 1994.
[30] 王法安,倪畅,张兆国,等. 三七收获机挖掘铲减阻特性分析与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(7):179 - 190,199.
WANG Faan, NI Chang, ZHANG Zhaoguo, et al. Analysis and test of drag reduction characteristics of digging shovel of *Panax notoginseng* harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(7):179 - 190,199. (in Chinese)