doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2023.09.016

自走式三七联合收获机底盘通过性能分析与模型试验

张兆国[1,2]　邓寓轩[1,2]　王法安[1,2]　曹钦洲[1,2]　解开婷[2,3]

(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)

摘要:针对自走式三七联合收获机在田间作业安全性不足与行驶稳定性较弱等问题,开展了黏重土壤条件下底盘的行驶通过性能研究。首先,对联合收获机的直行转向、纵横向爬坡和越障等行驶工况进行理论分析,获得了影响行驶通过性能的各因素参数,其次,通过 ADAMS ATV 开展多体动力学仿真分析,绘制了行驶工况下欧拉角与对应的角速度曲线,最后,运用相似理论的量纲分析法设计了 1∶4的联合收获机底盘微缩平台模型,对纵向爬坡、跨越壕沟和翻越田埂 3 种典型行驶工况开展行驶通过性能模型试验。仿真结果表明,联合收获机底盘具有平稳的直行与转向性能,能够顺利通过 30°纵坡、20°横坡、600 mm 壕沟及 300 mm 田埂;模型试验结果表明,模型能够顺利通过 30°纵坡、150 mm 壕沟和 75 mm 田埂,以上 3 种工况下的俯仰角与对应的角速度曲线趋势与仿真一致,且二者所得俯仰角曲线的幅值变化相同,试验误差主要受实际地形平整度与土壤均匀度的影响,因此表明模型试验能够验证仿真分析结果的正确性,通过模型对原型的预测及仿真结果,满足了联合收获机行驶通过性能的设计要求,该研究可为丘陵山区根茎类联合收获机底盘的设计提供理论基础与参考。

关键词:三七;联合收获机;底盘;通过性能;相似理论;模型试验

中图分类号:S225.7+9　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2023)09-0164-14　　**OSID**:

Trafficability Analysis and Scaling Model Experiment of Self-propelled *Panax notoginseng* Combine Harvester Chassis

ZHANG Zhaoguo[1,2]　DENG Yuxuan[1,2]　WANG Faan[1,2]　CAO Qinzhou[1,2]　XIE Kaiting[2,3]

(1. *Faculty of Modern Agricultural Engineering*, *Kunming University of Science and Technology*, *Kunming* 650500, *China*
2. *Research Center on Mechanization Engineering of Chinese Medicinal Materials in Yunnan University*, *Kunming* 650500, *China*
3. *Faculty of Mechanical and Electrical Engineering*, *Kunming University of Science and Technology*, *Kunming* 650500, *China*)

Abstract: Aiming at the problems of insufficient safety and weak running stability of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester in field operation, the driving performance of the chassis under the condition of clay soil was studied. Firstly, theoretical analysis was carried out under the driving conditions of the harvester such as straight and steering, longitudinal and transverse climbing and crossing the obstacles, etc., and various factors influencing the driving performance were obtained. Secondly, multi-body dynamics simulation analysis was carried out by ADAMS ATV, and Euler angle and corresponding angular velocity curve were drawn under the driving conditions. A 1∶4 miniature platform model of the combine harvester chassis was designed by using the dimensional analysis method of similarity theory, and the driving performance of scaling model experiment was carried out under the three typical driving conditions of longitudinal climbing, crossing the ditch, and climbing over the ridge. The simulation results showed that the combine harvester chassis had smooth straight running and steering performance, which can pass through 30° longitudinal slope, 20° transverse slope, 600 mm ditch and 300 mm ridge smoothly. The model experiment results showed that the model can pass through 30° longitudinal slope, 150 mm ditch and 75 mm ridge smoothly. The trend of the pitch angle and

收稿日期:2023-01-22　修回日期:2023-04-12

基金项目:国家重点研发计划项目(2022YFD2002004)、国家自然科学基金项目(51865023)和云南省院士(专家)工作站项目(202105AF150030)

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

通信作者:王法安(1990—),男,讲师,博士,主要从事智能农业机械装备设计研究,E-mail:wfa@kust.edu.cn

corresponding angular velocity curve were consistent with the simulation under the above three conditions, and the amplitude change of the pitch angle curve obtained under the two conditions was equivalent. The experimentation error was mainly affected by the actual terrain flatness and soil evenness. It showed that the scaling model experiment can verify the correctness of the simulation results. Through the prediction of the model to the prototype and the simulation results, the design requirements of the trafficability for the harvester were satisfied. The research result can provide a theoretical foundation and reference for design of the root combine harvester chassis in the hilly and mountainous areas.

Key words: *Panax notoginseng*; combine harvester; chassis; trafficability; similarity theory; scaling model experiment

0　引言

三七是我国特有的名贵道地中药材，有“南方人参”之称[1-2]。目前三七 98% 产自云南，其中云南文山三七产量最多、最为知名[3]。然而，目前三七收获都由人工完成，机械化率接近于零[4]，采挖劳动强度大、收获效率低、人工成本高等问题长期制约着三七产业的发展。当前虽有少量三七收获机样机，但仅能实现分段收获，后续捡拾与根土分离工作仍需大量人工来完成，未能真正解放劳动力。

由于三七的道地属性，国外没有三七种植，无直接相关的机器用于设计参考[5]。国内仅有张兆国团队从事分段牵引式三七收获机的研究，只能完成对三七的挖掘与铺放[6-8]，无法对三七根土复合物进行有效输送分离并收集。因此，目前对自走式三七联合收获机的研究国内外尚处于起步阶段。而根茎类作物联合收获技术方面，国外主要集中于菊苣、马铃薯、甜菜以及胡萝卜等联合收获机的研究[9-14]，主要特点是大型化与集成化。国内根茎类联合收获机仍以薯类收获为主，且多数处于试验或试制阶段[15]，适用场景为平原地区，不适宜丘陵山区作业环境。

三七种植在雨水和光照严格的丘陵山区半坡环境，周边的地形复杂多变，地势起伏不平，因此设计的联合收获机采用履带底盘以适应复杂地形，为此研究底盘在黏重土壤条件下的行驶通过性能至关重要。通过性能的影响因素主要包括行走底盘中相关零部件的几何形状与尺寸，以及装配各部件系统的质量与布局。近年来国内相关学者对履带底盘通过性能进行各类研究。孙术发等[16]对改进型履带消防车的横向与纵向爬坡稳定性、翻越垂直越障和跨越壕沟进行了理论分析，对纵向爬坡和跨越壕沟进行了样机试验，结果表明爬坡与越障能力有显著提高。潘冠廷等[17]对小型山地履带拖拉机的爬坡越障性能进行研究，得到影响越障性能的因素与主次，验证了在坡度角小于 15°时理论与仿真分析的结果一致性。韩振浩等[18]研究了关键结构参数对山地果园履带底盘坡地通过性能的影响，根据仿真分析结果设计了重心可调装置进行实机试验，通过改变重心位置，底盘通过性能明显提高。以上研究主要基于通用小型履带底盘进行分析与样机试验，底盘在越障试验过程中伴随着倾翻的危险性，为保证人员与机器的安全性，实际试验利用联合收获机底盘的比例模型来完成。

针对自走式三七联合收获机履带底盘在复杂地形下的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，运用相似理论设计模型试验，最后利用模型试验验证仿真分析结果的正确性并预测原型的通过性能，完成联合收获机相关研发工作的前期验证，以期为丘陵山区农业机械的设计研究提供借鉴与参考。

1　整机结构及工作原理

1.1　整机结构

根据三七生产质量管理规范（简称三七 GAP）的建议[19]，三七种植方式为畦作，作畦时畦向南，畦宽 1 200 ~ 1 500 mm，畦间距 500 ~ 1 500 mm，畦长依地形而定，畦高 300 ~ 400 mm，畦面呈瓦背形[20]。根据管理规范要求确定整机为单畦收获，作业幅宽为 1 500 mm，设计的联合收获机如图 1 所示。整机主要由挖掘装置、一级柔性输送分离装置、二级波浪形输送分离装置、L 形刮板纵向提升装置、收集料斗、履带行走底盘、动力传动系统以及驾驶室等组成。收获机工作时一次性完成三七的挖掘、输送、分离与收集等所有工序，料斗装满后可在指定位置卸车。

行走底盘部分包括车架、橡胶履带、驱动轮、导向轮、张紧装置、托带轮以及支重轮等，采用液压驱动，由柴油机提供动力，轮系与车架之间均为刚性连接，履带底盘总宽与作业幅宽保持一致，以提高联合收获机的作业通用性。

1.2　工作原理及主要技术参数

联合收获机作业前，首先根据种植农艺参数调整好挖掘装置入土角度，收获机从田间的一侧开始

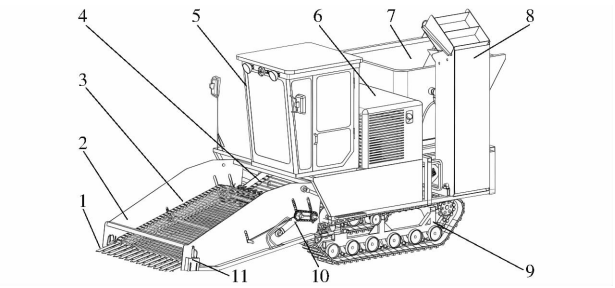


图 1 自走式三七联合收获机结构图

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

1. 挖掘铲 2. 一级柔性输送分离装置 3. 杆条式升运链 4. 二级波浪形输送分离装置 5. 驾驶室 6. 动力系统 7. 收集料斗 8. L 形刮板纵向提升装置 9. 履带式行走底盘 10. 一级升运链角度调节装置 11. 挖掘铲入土角调节装置

顺着畦的方向进行挖掘,被挖掘出的根土复合体经过挖掘铲上表面流向一级输送分离装置,通过微振轮的作用,将黏附在根上的大块土壤分离,分离出的土块从杆条的间隙掉落,通过一级与二级之间拨指滚筒的旋转,将缠绕三七分开并落入二级输送分离装置中,利用二级分离筛与三七根土复合物相互击打作用,进一步实现根土分离,得到干净三七块根落入纵向提升装置的刮板间隔中,最后通过该装置的运动将三七输送至收集料斗中,完成整个收获作业过程。根据三七种植农艺要求,联合收获机主要技术参数如表 1 所示。

表 1 自走式三七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)	5 160×2 151×2 753
履带底盘尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	2 300×1 500×580
整机质量/kg	2 930
配套动力/kW	55
行驶速度/($m\cdot s^{-1}$)	0~2
离地间隙/mm	≥300
作业幅宽/mm	1 500
挖掘深度/mm	150~300
装载质量/kg	400
工作效率/($hm^2\cdot h^{-1}$)	0.23~0.27

2 联合收获机行驶通过性能分析

丘陵山区的地形复杂,联合收获机在田间转运行驶过程中可能会遇到各种障碍,如坡地、田埂、壕沟等。为保证联合收获机在田间行驶时能够通过复杂地形环境,确保行驶安全与稳定性,本文主要考虑联合收获机的行驶性能,对不同地形的通过性能进行理论分析。

2.1 直线行驶性能

2.1.1 行驶速度

联合收获机在直线行驶时由驱动轮转速决定行驶速度。实际行驶中,由于履带的挠性内部发生弹性形变,驱动功率转化为内能散失,同时履带接地段与地面相互作用时易产生滑移而造成速度损失。在考虑滑移的情况下,联合收获机直行速度为[21]

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

其中

$$n_q=\frac{n_f}{i} \tag{2}$$

$$s=\frac{R_T-R}{R_T} \tag{3}$$

式中 v_s——实际直线行驶速度,m/s

v_z——理论直线行驶速度,m/s

n_q——驱动轮转速,r/min

z——驱动轮齿数

p——履带节距,mm

ω_q——驱动轮角速度,rad/min

r_q——驱动轮节圆半径,mm

n_f——发动机转速,r/min

i——行驶传动系统总传动比

s——履带滑转率

R_T——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

由式(1)、(2)可得,联合收获机直行速度与驱动轮转速、发动机转速、驱动轮齿数与节圆半径以及节距均成正比,与总传动比成反比。

2.1.2 行驶受力

联合收获机在行走过程中必然会产生内部阻力与外部阻力。直线行驶时,因速度较低,通常不考虑加速度和空气阻力的影响。

内部阻力来源于各零部件的振动与相互之间的摩擦而产生的运动阻力,主要是履带与轮系之间的相互摩擦以及履带本身的挤压而产生[22],即

$$F_a=F_1+F_2+F_3+F_4 \tag{4}$$

式中 F_a——内部总阻力,N

F_1——履带与驱动轮的相互作用力,N

F_2——履带与导向轮的相互作用力,N

F_3——履带与托带轮的相互作用力,N

F_4——履带与支重轮的相互作用力,N

外部阻力来源于联合收获机行走时对土壤的挤压变形产生的作用力,如摩擦阻力、压实阻力、推土阻力等,并且根据土壤质地和含水率等参数的不同,其作用力大小也会有较大差别。对于压实阻力,可

基于贝克尔压力-沉陷关系式推导出其计算公式为[23]

$$F_y = \frac{1}{(n+1)b_0^{\frac{1}{n}}\left(\frac{k_c}{b_0}+k_\varphi\right)^{\frac{1}{n}}}\left(\frac{M}{L}\right)^{\frac{n+1}{n}} \tag{5}$$

式中　F_y——土壤压实阻力，N

k_c——土壤内聚力模量，kN/m^{n+1}

k_φ——土壤内摩擦模量，kN/m^{n+2}

n——土壤沉陷系数

M——整机质量，kg

L——履带接地长度，m

b_0——履带宽度，m

针对推土阻力，其等于作用在垂直挡土墙上的水平分力[24]

$$F_t = \frac{1}{2}\rho h_m^2\frac{T_\rho}{\sin\alpha_b}+\frac{h_m}{\sin\alpha_b}(qT_q+cT_c) \tag{6}$$

式中　F_t——土壤推土阻力，N

ρ——土壤密度，kg/m^3

q——土体表面均布载荷，Pa

α_b——履带最大接近角，取 90°

h_m——履带最大下陷深度，m

c——土壤内聚力，Pa

T_ρ、T_q、T_c——土壤重量、附加载荷以及土壤内聚力

黏重土壤条件下，履带的附着力来源于对土壤剪切产生的土壤推力。考虑履刺产生的附加牵引力，可得联合收获机行驶的最大土壤推力为[25]

$$F_H = Ac + M\tan\varphi + \Delta F \tag{7}$$

其中
$$\Delta F = 2b_0Lc\frac{h_c}{b_0}+0.64M\tan\varphi\left(\frac{h_c}{b_0}\operatorname{arccot}\frac{h_c}{b_0}\right) \tag{8}$$

式中　F_H——最大土壤推力，N

A——履带接地面积，m^2

φ——土壤内摩擦角，(°)

ΔF——履刺产生的附加牵引力，N

h_c——履刺高度，m

2.2　转向性能

由于三七种植环境地形复杂，起伏不平，导致行驶过程中联合收获机的质心位置不断变化。根据迟媛等[26]研究，整机纵向偏心距最大约为履带接地长度的 1/6，横向偏心距最大可达履带轨距的 1/2，质心作用在该范围内时，其转向受力示意图如图 2 所示。

2.2.1　转向阻力矩

由图 2 可知，考虑转向平衡条件可得

$$F_{f1} = \frac{f_g M g_n}{2}\left(1-\frac{2X}{S}\right) \tag{9}$$

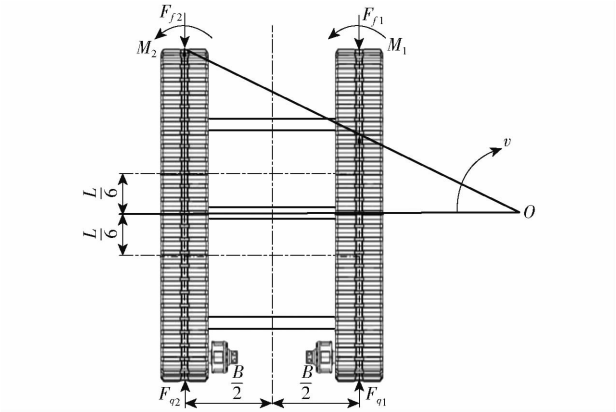


图 2　联合收获机转向受力示意图

Fig. 2　Schematic of steering force on crawler chassis

$$F_{f2} = \frac{f_g M g_n}{2}\left(1+\frac{2X}{S}\right) \tag{10}$$

式中　F_{f1}——内侧履带转向阻力，N

F_{f2}——外侧履带转向阻力，N

X——横向偏心距，m　　S——履带轨距，m

f_g——履带滚动阻力系数，取 0.3

g_n——标准重力加速度，取 9.8 m/s^2

由式(9)、(10)可得履带转向阻力矩为

$$T_1 = \frac{\varepsilon M g_n L}{8}\left(1-\frac{2X}{S}\right)\left[1-\left(\frac{2e}{L}\right)^2\right]^2 \tag{11}$$

$$T_2 = \frac{\varepsilon M g_n L}{8}\left(1+\frac{2X}{S}\right)\left[1-\left(\frac{2e}{L}\right)^2\right]^2 \tag{12}$$

式中　T_1——内侧履带转向阻力矩，N·m

T_2——外侧履带转向阻力矩，N·m

e——纵向偏心距，m

ε——转向阻力系数，取 0.5

两侧履带总转向阻力矩为

$$T_f = T_1 + T_2 = \frac{\varepsilon M g_n L}{4}\left[1-\left(\frac{2e}{L}\right)^2\right]^2 \tag{13}$$

式中　T_f——总转向阻力矩，N·m

由式(9)～(13)可知，横向偏心距 X 越大，外侧履带的转向阻力矩越大，内侧越小，而对总转向阻力矩没有影响；纵向偏心距 e 越大，内、外侧履带的转向阻力矩均越小，总转向阻力矩也越小。

2.2.2　转向驱动力

针对单边制动转向即转向时履带行走装置内侧履带制动而外侧履带转动，由转向阻力矩计算公式可知，当重心偏向内侧履带时有

$$F_{q1} = -\frac{\varepsilon M g_n L}{4S}\left[1-\left(\frac{2e}{L}\right)^2\right]^2 \tag{14}$$

$$F_{q2} = \frac{f_g M g_n}{2}\left(1-\frac{2X}{S}\right)+\frac{\varepsilon M g_n L}{4S}\left[1-\left(\frac{2e}{L}\right)^2\right]^2 \tag{15}$$

式中　F_{q1}——内侧履带的制动力，N

F_{q2}——外侧履带的驱动力,N

当重心偏向外侧履带时有

$$F_{q1} = -\frac{\varepsilon M g_n L}{4S}\left[1-\left(\frac{2e}{L}\right)^2\right]^2 \tag{16}$$

$$F_{q2} = \frac{f_g M g_n}{2}\left(1+\frac{2X}{S}\right)+\frac{\varepsilon M g_n L}{4S}\left[1-\left(\frac{2e}{L}\right)^2\right]^2 \tag{17}$$

由式(14)~(17)可知,转向时纵向偏心距 e 增大,两侧履带的驱动力均减小。横向偏心距 X 对内侧履带驱动力没有影响,当重心偏向内侧履带时,横向偏心距 X 越大,外侧履带驱动力越小;当重心偏向外侧履带时,横向偏心距 X 越大,外侧履带驱动力越大。

2.3 爬坡越障性能

2.3.1 爬坡性能

爬坡性能是衡量联合收获机行驶通过性能的重要指标,包括纵向爬坡与横向爬坡。对于纵向爬坡性能,其影响因素包括履带与地面附着力和整机质心位置,如图 3 所示。

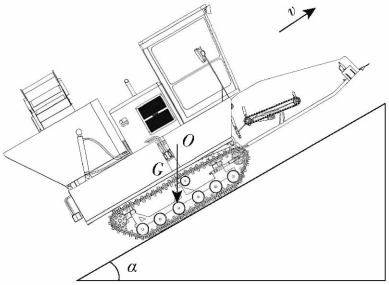


图 3 纵向爬坡示意图

Fig. 3 Schematic of longitudinal slope

联合收获机的软土通过性主要影响因素为履带与土壤之间的附着力,若附着力大于行驶阻力与重力的分力之和,则能保证较好的通过性能。联合收获机能顺利爬坡的条件是重力沿坡面向下的分力小于附着力,表示为

$$\begin{cases} F_m = F'_H + \mu M g_n \cos\alpha \\ F_n = M g_n \sin\alpha \end{cases} \tag{18}$$

式中 F_m——地面附着力,N

F'_H——爬坡条件下的土壤推力,N

F_n——重力沿坡面向下的分力,N

α——坡度角,(°) μ——地面摩擦因数

若 $F_m > F_n$,则联合收获机满足爬坡的力学条件;反之则会滑至坡地,无法完成爬坡。

根据文献[18]可知,整机质量、履带接地长度、履带宽度和履带花纹类型等参数直接影响联合收获机的地面附着力。除附着力条件外,联合收获机爬坡还需要满足稳定性条件,即保证爬坡过程中不会向后倾覆。由图 3 可知,当重力作用线在最后一对支重轮与履带接触点的前方时,整机可以在坡面上保持稳定,反之则会倾覆,该临界条件为

$$\tan\varphi_m = \frac{c_x - d_x}{c_z + d_z} \tag{19}$$

式中 φ_m——临界坡度角,(°)

c_x——质心 x 方向坐标,mm

d_x——最后一对支重轮与驱动轮的 x 向距离,mm

c_z——质心 y 方向坐标,mm

d_z——最后一对支重轮与驱动轮的 y 向距离,mm

由于土壤沉陷、附着力以及惯性等因素影响,实际中整机能达到的最大爬坡度将小于 φ_m。

联合收获机的横向爬坡性能反映侧倾稳定性。由于丘陵山区地形复杂,因此横向爬坡性能是设计机器必须考虑的因素。

如图 4 所示,当联合收获机在横向坡地上稳定行驶时,满足力矩平衡条件即合力矩为 0,以点 B 为参考点,则整机力矩满足

$$N_1 S - M g_n \cos\beta\left(\frac{1}{2}S+X\right)+M g_n h\sin\beta = 0 \tag{20}$$

即

$$N_1 = \frac{M g_n \cos\beta\left(\frac{1}{2}S+X\right)-M g_n h\sin\beta}{S} \tag{21}$$

式中 N_1——点 A 的支持力,N

β——横向坡度,(°)

h——质心与履带下表面之间的高度,mm

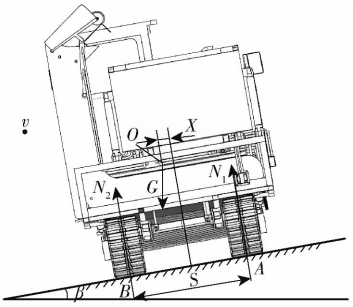


图 4 横向爬坡示意图

Fig. 4 Schematic of transverse slope

联合收获机能够顺利通过横向爬坡的条件是点 A 的支持力大于 0,即

$$N_1 = M g_n \cos\beta - N_2 > 0 \tag{22}$$

式中 N_2——点 B 的支持力,N

综合式(21)、(22),设联合收获机最大侧倾角为 β_m,则可得到

$$\beta_m < \arctan\frac{S+2X}{2h} \tag{23}$$

2.3.2 越障性能

与爬坡工况类似,联合收获机越障性能也与地

面附着力和质心位置相关，其中质心位置是越障性能最主要的影响因素。

联合收获机能够平稳通过壕沟的主要条件是重力作用线不超过负重面的界限[27]。如图 5 所示，O 为整机质心；a 为点 O 到第一支重轮中心的水平距离；l_g 为沟的宽度。联合收获机跨越壕沟的过程可以分为 3 个阶段：

第 1 阶段，联合收获机由左侧驶上壕沟，当第一对支重轮刚要接触到壕沟的右边缘，此时若点 O 还未到左边缘，则整机不会翻入沟内；反之则会翻入沟内。

第 2 阶段，联合收获机继续向前行驶，在最后一对支重轮到达壕沟左边缘之前，整机可保持平稳行驶。

第 3 阶段，当最后一对支重轮下一时刻即将进入壕沟，若此时点 O 仍处于壕沟内，则联合收获机会后仰落入沟内；反之则可平稳通过整个壕沟。

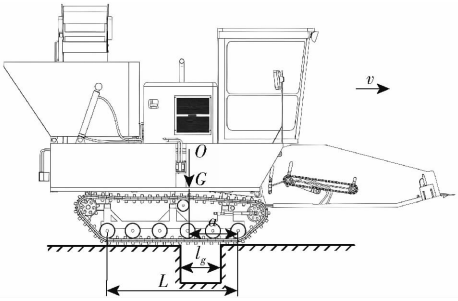


图 5　跨越壕沟示意图

Fig. 5　Schematic of crossing ditch

基于以上分析，联合收获机能平稳过沟的条件是第 1、3 阶段中履带的前部、后部均不会在重力作用下落入沟中，此时需要满足

$$\mathrm{Min}(a, L-a) \geqslant l_g \tag{24}$$

如图 6 所示，H 为田埂高度。与通过壕沟类似，翻越田埂也分为以下 3 个阶段：

第 1 阶段，联合收获机开始翻越田埂，此时第一对支重轮跨上田埂边缘，从下一时刻开始，重力作用线将不断靠近田埂边缘，前端抬升的趋势将越来越大。

第 2 阶段，重力作用线移动到田埂边缘，若此时未达到最大俯仰角，则下一时刻前端会落下压在田埂上，从而完成翻越田埂；反之则会倾覆。

第 3 阶段，联合收获机继续行驶，重力作用线越过了田埂边缘，随后前端落下，完成整个翻越田埂的过程。

由以上分析可知，第 1 阶段与第 2 阶段反映联合收获机能够顺利翻越田埂的几何条件是[16]

$$\begin{cases} H \leqslant h_0 \\ H = (L - a - h\tan\alpha_k)\sin\alpha_k \\ \alpha_k < \varphi_m \end{cases} \tag{25}$$

式中　α_k——整机翻越田埂时的俯仰角，(°)

h_0——导向轮距地面高度

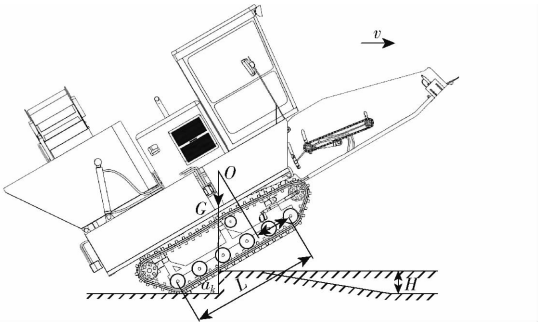


图 6　翻越田埂示意图

Fig. 6　Schematic of climbing over ridge

3　行驶通过性能仿真

基于多体动力学仿真分析软件 ADAMS ATV 对联合收获机行驶通过性能进行分析。

3.1　仿真模型建立

以驱动轮轴中心处为坐标原点，后退方向为 x 轴正向，右侧方向为 y 轴正向，竖直向上为 z 轴正向，建立自走式三七联合收获机多体动力学模型，如图 7 所示，整机由 1 个车体和 2 个履带系统组成，包含 1 个固定副、18 个转动副、2 个移动副与 106 个接触力场。利用 SolidWorks 读取联合收获机三维模型的质心位置，得到质心 O 坐标为(－1 116.993，－1.102，569.003) mm，在 ADAMS ATV 中设置相同的质心坐标位置。



图 7　自走式三七联合收获机虚拟样机

Fig. 7　Virtual prototype of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester

3.2　仿真结果与分析

联合收获机行走通过性能的设计要求为能够平稳地直行与转向，能以平均速度 1 m/s 通过 25°纵向爬坡和 20°横向爬坡，以平均速度 0.5 m/s 通过 300 mm 田埂和 500 mm 壕沟。本文基于以上工况开展仿真分析，仿真参数中设置数据采样频率为 20 Hz，求解器设置为 HTT，设置履带接触参数[28]与

土壤参数[29-30]如表 2 所示。

表 2 仿真分析履带接触参数与土壤参数设置

Tab. 2 Track contact parameters and soil parameters of simulation analysis

参数	数值
平动刚度/(N·mm^{-1})	426 000,4 320,6 200
旋转刚度/(N·mm^{-1})	265 000,30 180 000,830
平动阻尼系数/(N·s·mm^{-1})	2 000,60,50
旋转阻尼系数/(N·s·mm^{-1})	3 020.0,290 000,80.1
静摩擦因数	0.3
动摩擦因数	0.1
内聚力模量/(kN·m$^{-(n+1)}$)	13.07
内摩擦模量/(kN·m$^{-(n+2)}$)	1 251.35
内聚力/kPa	15.855
内摩擦角/(°)	15.41
比重/(N·m^{-3})	13 230
沉陷系数	0.15

3.2.1 直行与转向

在 ADAMS ATV 中,设置 25 s 的调头仿真,其中直行时长 19 s,转向时长 6 s,行驶速度为 1 m/s,得到如图 8 所示的仿真动画与图 9 所示的仿真结果。

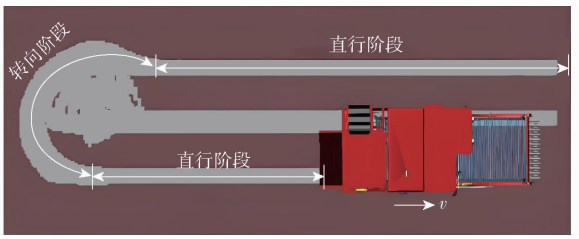


图 8 直行与转向仿真

Fig. 8 Straight and steering simulation

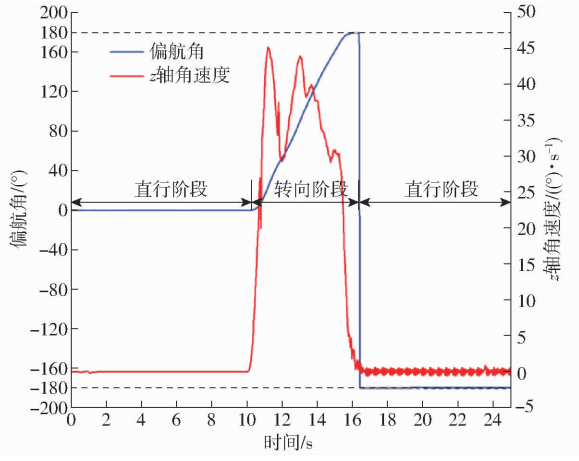


图 9 偏航角与 z 轴角速度仿真结果

Fig. 9 Simulation results of yaw and z-axis angular velocity

由图 9 可知,在 16 s 时偏航角由 180°突变为 -180°,表明联合收获机完成调头。从偏航角曲线可以看出,直行和转向过程均较为平稳,对应的角速度曲线幅值在转向过程中有较大波动,原因是转向时土壤对履带产生相互作用力,该力随着履带的运动不断变化,导致转向时角速度也发生变化。

3.2.2 纵向与横向爬坡

在 ADAMS ATV 中,设置 80 s 的变坡度纵向爬坡仿真和 57 s 的变坡度横向爬坡仿真,纵向坡度分别为 15°、20°、25°和 30°,横向坡度分别为 10°、15°、20°和 25°,行驶速度均为 1 m/s,得到如图 10 所示的仿真动画与图 11 所示的仿真结果。

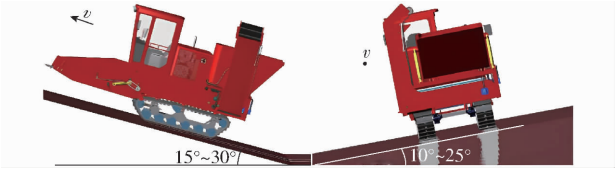


图 10 纵向与横向爬坡仿真

Fig. 10 Longitudinal and transverse slope simulation

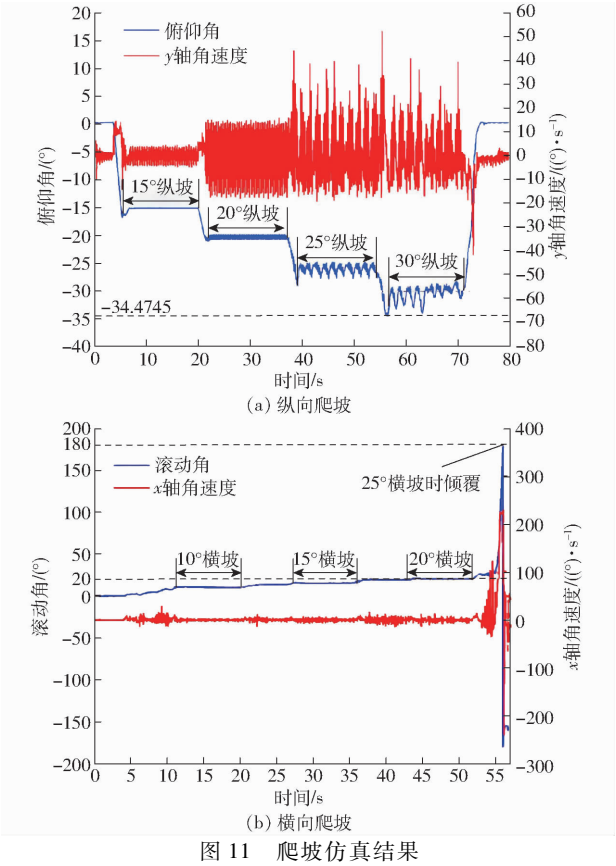


图 11 爬坡仿真结果

Fig. 11 Simulation results of climbing

由图 11a 可知,71 s 时联合收获机的俯仰角由 -30°回到 0°,最终完成了 30°的纵向爬坡。但观察仿真动画与曲线可以看出,25°时履带出现一定的打滑,30°时打滑现象有一定增加,伴随着车身出现抖动,原因是打滑时,联合收获机会停留在原地,但履带对土壤的剪切作用逐渐增强,导致附着力逐渐增大,当附着力大于行走阻力时,获得一个加速度使之重新开始移动,由于在坡道上,因此出现起步抬头的现象,如此往复,造成车身抖动。该现象导致俯仰角曲线出现波动,波动幅度为 0°~5°,俯仰角最大值为 34.474 5°。由图 11b 可知,52 s 时联合收获机完

成 20°的横向爬坡，而在 56 s 时滚动角达到 180°，说明在 20° ~25°的过渡爬坡中联合收获机已倾翻。

3.2.3　跨越壕沟与翻越田埂

在 ADAMS ATV 中，设置 40 s 的变宽度跨越壕沟仿真和 50 s 的变高度翻越田埂仿真，壕沟宽度分别为 400、500、600 mm，田埂高度分别为 200、250、300、350 mm，行驶速度均为 0.5 m/s，得到如图 12 所示的仿真动画与图 13 所示的仿真结果。

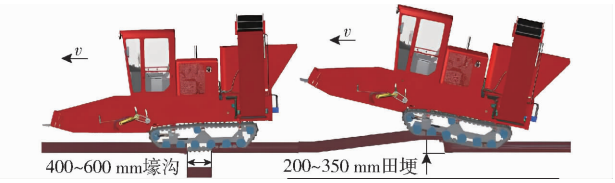


图 12　跨越壕沟与翻越田埂仿真

Fig. 12　Simulation of crossing ditch and climbing over ridge

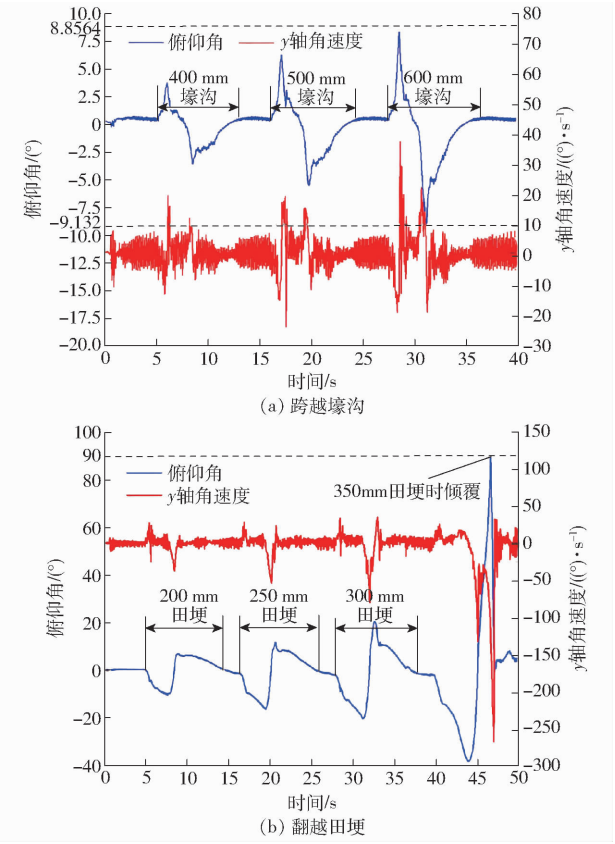


图 13　越障仿真结果

Fig. 13　Simulation results of obstacle-surmounting

由图 13a 可知，联合收获机完成 600 mm 壕沟的跨越，过程中的 3 段曲线形状基本一致，幅值随壕沟宽度增加而变大，俯仰角最大值为 9.132°，整个行驶过程较为平稳。由图 13b 可知，整机完成 300 mm 田埂的翻越，44.1 s 时爬上 350 mm 田埂，但观察仿真动画以及俯仰角数值可以看出，此时联合收获机已接近将要倾翻的临界状态，在 46.7 s 刚翻上 350 mm田埂时即向前倾翻，对应角速度也发生了剧烈变化。

4　量纲分析

基于相似理论原理设计模型试验以验证仿真分析结果的正确性，通过缩尺模型的实际软地面行驶通过性能来预测原型的相应性能。

量纲分析是基于相似理论设计模型试验的必要步骤，其关键在于对物理量的选择，这将直接影响模型试验的准确性。本文采用 M－L－T 基本量纲，对联合收获机行驶通过性能模型试验进行量纲分析。

4.1　参数选择

联合收获机在软土路面行驶属于复杂的土壤-机器相互作用系统。根据 Bekker 沉陷公式[31]以及 Reece 修正公式[32]，利用土壤内聚力 c、土壤密度 ρ 以及土壤内摩擦角 φ 来代替贝氏值 k_c 与 k_φ[33-34]。因此，土壤物理参数选择 c、ρ、φ 与沉陷系数 n，其中 φ 与 n 是无量纲参数。

联合收获机行驶相关参数主要有：质心位置 z、履带滑转率 s、沉陷量 h、地形尺寸 x、行驶速度 v、时间 t、驱动扭矩 T、整机功率 P、整机质量 m、底盘尺寸 l、重力加速度 g 以及挂钩牵引力 F。由于作业环境为云南三七种植基地特有的粘重红土，沉陷量对行驶影响较小，忽略其影响。将以上物理量中的相同量纲与导出量纲进行整理，最终得到联合收获机行驶参数有 s、v、t、P、m、l、g 与 F。

联合收获机在通过各种障碍时，其姿态在不断变化，考虑到与仿真结果比较的便捷性，试验指标参数选择角度 θ 与角速度 ω。

综上所述，以 M－L－T 为基本量纲，得到联合收获机底盘行驶通过性能模型试验的主要参数及其量纲如表 3 所示。

表 3　履带-土壤相互作用系统的主要参数及其量纲

Tab. 3　Main parameters and dimensions of track－soil interaction system

参数	量纲	参数	量纲
质量 m	M	土壤内聚力 c	$ML^{-1}T^{-2}$
底盘尺寸 l	L	土壤密度 ρ	ML^{-3}
整机功率 P	ML^2T^{-3}	土壤内摩擦角 φ	
时间 t	T	土壤沉陷系数 n	
速度 v	LT^{-1}	履带滑转率 s	
挂钩牵引力 F	MLT^{-2}	角位移 θ	
重力加速度 g	LT^{-2}	角速度 ω	T^{-1}

4.2　模型试验量纲分析

通过分析量纲之间的相互作用关系得到模型与原型各物理量的相似比例。由表 3 中的物理量及其量纲，可得到相应的量纲矩阵如表 4 所示。

表 4 履带-土壤相互作用系统量纲矩阵

Tab. 4 Dimensional matrix of track - soil interaction system

指数	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	a_9	a_{10}	a_{11}	a_{12}	a_{13}	a_{14}
参量	t	c	v	m	l	P	ρ	g	F	ω	θ	φ	n	s
M	0	1	0	1	0	1	1	0	1	0	0	0	0	0
L	0	-1	1	0	1	2	-3	1	1	0	0	0	0	0
T	1	-2	-1	0	0	-3	0	-2	-2	-1	0	0	0	0

由此矩阵可得到 3 个线性齐次方程组为

$$\begin{cases} \mathrm{M}: a_2 + a_4 + a_6 + a_7 + a_9 = 0 \\ \mathrm{L}: -a_2 + a_3 + a_5 + 2a_6 - 3a_7 + a_8 + a_9 = 0 \\ \mathrm{T}: a_1 - 2a_2 - a_3 - 3a_6 - 2a_8 - 2a_9 - a_{10} = 0 \end{cases} \tag{26}$$

上述方程组中存在 14 个未知量而仅有 3 个方程,无法直接解出,需要假设方程组中未知参量只有 3 个,而其余参量均为已知量,则可以使用已知量来表示这 3 个选定的未知量,之后分别赋予已知量初始值,以求得整个方程组的特解。以 t、c、v 为未知量,其余参数为已知量解出该方程组,并将方程组的解写成 π 矩阵(表 5)。

表 5 履带-土壤相互作用系统 π 矩阵列表

Tab. 5 π matrix list of track - soil interaction system

	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	a_9	a_{10}	a_{11}	a_{12}	a_{13}	a_{14}
	t	c	v	m	l	P	ρ	g	F	ω	θ	φ	n	s
π_1	-3	-1	-1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
π_2	-1	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
π_3	-2	-1	-3	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
π_4	0	-1	-2	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
π_5	1	0	-1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
π_6	-2	-1	-2	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
π_7	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
π_8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
π_9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
π_{10}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
π_{11}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1

π 矩阵中每一行代表无量纲乘积的一组指数,由此可建立数量与行数相同的各自独立的 π 项为

$$\begin{cases} \pi_1 = t^{-3}c^{-1}v^{-1}m = \dfrac{m}{cvt^3} \\ \pi_2 = t^{-1}v^{-1}l = \dfrac{l}{tv} \\ \pi_3 = t^{-2}c^{-1}v^{-3}P = \dfrac{P}{t^2cv^3} \\ \pi_4 = c^{-1}v^2\rho = \dfrac{\rho v^2}{c} \\ \pi_5 = tv^{-1}g = \dfrac{tg}{v} \\ \pi_6 = t^{-2}c^{-1}v^{-2}F = \dfrac{F}{t^2cv^2} \\ \pi_7 = t\omega \\ \pi_8 = \theta \\ \pi_9 = \varphi \\ \pi_{10} = n \\ \pi_{11} = s \end{cases} \tag{27}$$

由 π 定理与量纲齐次性原理,可得到

$$\begin{cases} \pi_{1m} = \pi_{1p} \\ \pi_{2m} = \pi_{2p} \\ \vdots \\ \pi_{11m} = \pi_{11p} \end{cases} \tag{28}$$

设模型试验中模型相对原型的相似比例为 K_j,由式(27)、(28)可得

$$\begin{cases} K_m = K_c K_v K_t^3 \\ K_l = K_t K_v \\ K_P = K_t^2 K_c K_v^3 \\ K_c = K_\rho K_v^2 \\ K_v = K_t K_g \\ K_F = K_t^2 K_v^2 K_c \\ K_t K_\omega = 1 \\ K_\theta = K_\varphi = K_n = K_s = 1 \end{cases} \tag{29}$$

其中

$$\begin{cases} K_m = \dfrac{K_c K_l^2}{K_g} \\ K_t = \sqrt{\dfrac{K_l}{K_g}} \\ K_v = \sqrt{K_l K_g} \\ K_P = K_c \sqrt{K_l^5 K_g} \\ K_\rho = \dfrac{K_c}{K_l K_g} \\ K_F = K_c K_l^2 \\ K_\omega = \sqrt{\dfrac{K_g}{K_l}} \\ K_\theta = K_\varphi = K_n = K_s = 1 \end{cases} \tag{30}$$

式(30)中，K_l为尺寸相似比例，对于履带车辆系统，一般不超过 5[35-36]，综合考虑取 $K_l = 4$。

4.3　模型试验畸变

真实模型是指模型设计过程中通过理论计算得到能满足或近似满足设计条件时所制作出的模型，反之则是畸变模型。由于试验条件限制无法得到特定参数的土壤，因此模型试验的土壤条件与原型保持不变，由此得到 $K_c = K_\rho = 1$。又因为模型与原型处在相同的地球环境，因此 $K_g = 1$。由式(30)可以得到 $K_\rho = K_c/(K_l K_g) = 1/K_l = 1$，但 $K_l \neq 1$，两者矛盾，此时模型中土壤物理量产生了材料或介质的畸变。解决办法是采用模型畸变数值修正法，通过将预测系数 δ 修正至 1，求得畸变后的相似比[37]。该方法可以理解为将模型土壤物理量的畸变转移至其他可控的、对试验结果影响较小的参量上。在黏重土壤的试验条件下，忽略沉陷量，模型通过性更依赖于底盘尺寸和质心位置等，质量仅影响爬坡时的功率，若以爬坡工况计算得到模型功率，则可进一步降低质量变化对试验结果的影响。由此求出包含质量 m 与土壤密度 ρ 等参量的预测系数，将其修正为 1，以此用质量的畸变补偿土壤密度的畸变。对 π_1 进行改造可得

$$\pi_1' = \pi_1/\pi_4/\pi_2^3 = \frac{m}{cvt^3} \Big/ \frac{\rho v^2}{c} \Big/ \left(\frac{l}{tv}\right)^3 = \frac{m}{\rho l^3} \tag{31}$$

得到预测系数 δ 为

$$\delta = \frac{\pi_{1p}'}{\pi_{1m}'} = \frac{\left(\dfrac{m}{\rho l^3}\right)_p}{\left(\dfrac{m}{\rho l^3}\right)_m} = \frac{K_m}{K_\rho K_l^3} \tag{32}$$

令 $\delta = 1$ 可得

$$\delta = \frac{K_m}{K_\rho K_l^3} = 1 \Rightarrow K_m = K_l^3 \tag{33}$$

由此得到模型各参量比尺如表 6 所示。

表 6　各项参数比尺

Tab. 6　Scales for various parameters

参量	比尺	参量	比尺
K_l	4	K_g	1
K_t	2	K_F	16
K_c	1	K_ω	0.5
K_v	2	K_θ	1
K_m	64	K_φ	1
K_ρ	1	K_n	1

模型所需功率计算式为

$$P_m = [F_{a1} + F_{b1} + mg_n(f_{g1}\cos\alpha_1 + \sin\alpha_1)]v_1 \tag{34}$$

其中

$$\begin{cases} F_{a1} = f_{a1} g_n m \\ F_{b1} = f_{g1} g_n m \end{cases} \tag{35}$$

式中　P_m——模型爬坡功率，W

F_{a1}——模型履带系统内部总阻力，N

F_{b1}——土壤对模型产生的外部阻力，N

α_1——模型最大爬坡度，取 30°

v_1——模型爬坡速度，取 0.5 m/s

f_{a1}——模型履带行走系统总内摩擦因数，取 0.1

f_{g1}——模型履带滚动阻力系数，粘土条件下取 0.3

基于式(34)计算并预留一定的储备功率，得到模型功率为 300 W。由此，联合收获机原型履带底盘与模型履带底盘相关参数对比如表 7 所示。

表 7　原型与模型结构参数对比

Tab. 7　Comparison of prototype and model structure parameters

参量	数值	
	原型	模型
底盘尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	2 300×1 500×580	575×375×145
总质量/kg	2 930	45.78
整机功率/kW	55	0.3
行驶速度/(m·s^{-1})	0~2	0~1
最大爬坡度/(°)	30	30
履带宽度/mm	320	80
履带接地长度/mm	1 500	375
驱动轮直径/mm	240	60
导向轮直径/mm	200	50
支重轮直径/mm	180	45
托带轮直径/mm	140	35
接近角(前角)/(°)	30	30
离去角(后角)/(°)	45	45

5　模型试验与结果分析

5.1　试验条件

根据表 7 的各项参数制作联合收获机底盘模型

并搭配一套可调配重装置,通过滑槽与螺栓紧固,可实现三轴调节。试验地点为昆明理工大学土壤-植物-机器系统实验室,实验室内部拥有与三七种植地相同的土壤,可用于搭建地面模型。试验测量设备为智能姿态传感器 BWT901CL,如图 14 所示。

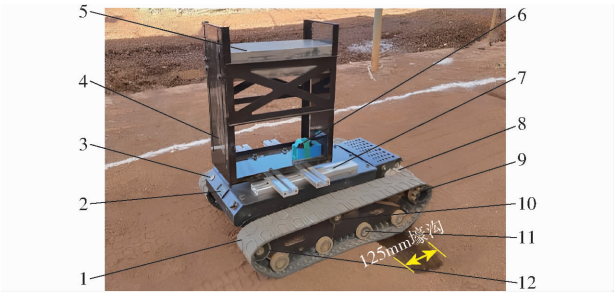


图 14 履带底盘模型

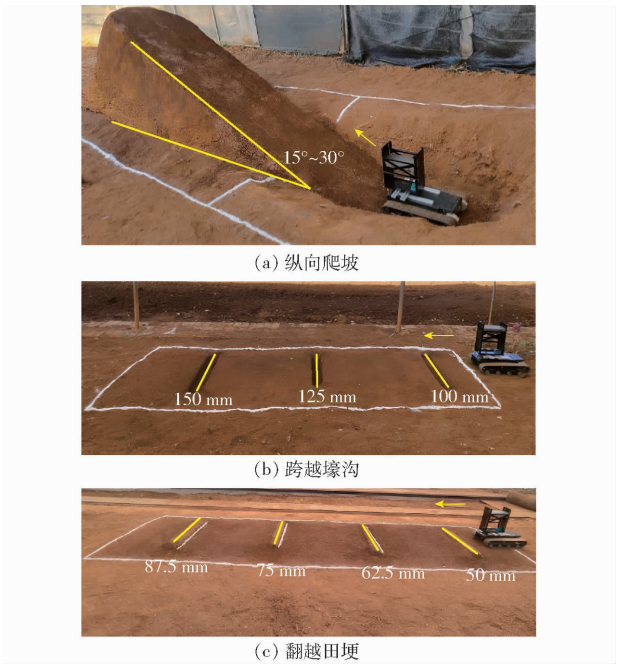
Fig. 14 Crawler chassis model

1. 履带 2. 电量显示器 3. 开关 4. z 轴调节支架 5. 配重块 6. 姿态传感器 7. x、y 轴调节轨道 8. 驱动电机 9. 驱动轮 10. 托带轮 11. 支重轮 12. 导向轮

5.2 行驶通过性能模型试验

5.2.1 试验方法

针对纵向爬坡、跨越壕沟以及翻越田埂 3 种典型的行驶通过性工况,基于仿真地形搭建 $K_l=4$ 的模拟地形。试验前调整配重装置的位置与配重块数量,得到模型总质量为 45.86 kg,质心坐标在(-279.26,0.408,142.285) mm 附近,将姿态传感器放置于质心处,设置采样频率为 20 Hz。履带底盘模型以平均速度 0.5 m/s 进行纵向爬坡试验、以平均速度 0.25 m/s 进行跨越壕沟和翻越田埂试验,每项试验分别进行 20 次,通过传感器返回的参数绘制模型行驶过程中的欧拉角与对应角速度的变化曲线,后与仿真结果比较并对其进行验证,得到原型的行驶通过性能。试验过程如图 15 所示,具体试验安排如表 8 所示。



(a) 纵向爬坡

(b) 跨越壕沟

(c) 翻越田埂

图 15 行驶通过性能模型试验

Fig. 15 Trafficability analysis and scaling model experiment

表 8 模型试验安排

Tab. 8 Model experiment schedule

试验项目	障碍参数/((°)·mm^{-1})	行驶速度/(m·s^{-1})	试验时间/s	试验次数/次
纵向爬坡	15	0.5	40	20
	20	0.5	40	20
	25	0.5	40	20
	30	0.5	40	20
跨越壕沟	100	0.25	20	20
	125	0.25	20	20
	150	0.25	20	20
翻越田埂	50.0	0.25	25	20
	62.5	0.25	25	20
	75.0	0.25	25	20
	87.5	0.25	25	20

5.2.2 试验结果分析

基于姿态传感器返回的数据绘制如图 16 ~ 18 所示的以上 3 种工况下模型试验与仿真分析结果对比。

由图 16 ~ 18 可知,模型顺利通过 30°纵坡、150 mm 壕沟及 75 mm 田埂。试验所得曲线与仿真分析所得曲线的形状与走势高度吻合,除翻越 87.5 mm 田埂的工况以外,二者幅值变化一致,出现不一致的原因主要是实际搭建的模拟地形存在路面不平以及土质不均匀的影响,无法做到仿真地形中的平整度与均匀度,从而造成模型试验曲线波动。

对于图 16 的纵向爬坡试验,联合收获机在 30°爬坡的仿真分析中出现打滑并伴随车身抖动的情况,而模型试验时也观察到轻微的打滑现象,但未出现抖动,说明仿真计算与实际存在一定的误差。

对于图 18a,出现的仿真分析俯仰角远大于模型试验的原因是仿真分析中整机翻越 350 mm 田埂时发生了倾翻,而对应模型试验时则未倾翻,但试验时观察到此时模型已处于倾翻的临界状态,且通过多次试验发现若有轻微扰动模型即会倾翻,因此不能认为其具有通过 87.5 mm 田埂的能力。

对于角速度曲线而言,曲线幅值差距较大,原因仍然是实际地形不平及土质不均匀,且这些因素对角速度的影响较俯仰角更大,进而造成模型试验与仿真分析的曲线幅值差异较大,不满足角速度相似比尺的要求,但二者曲线走势相近,因此也具有一定的参考价值。

综上所述,通过模型试验可验证仿真分析结果的正确性,同时可预测出原型的相应性能,为实际的自走式三

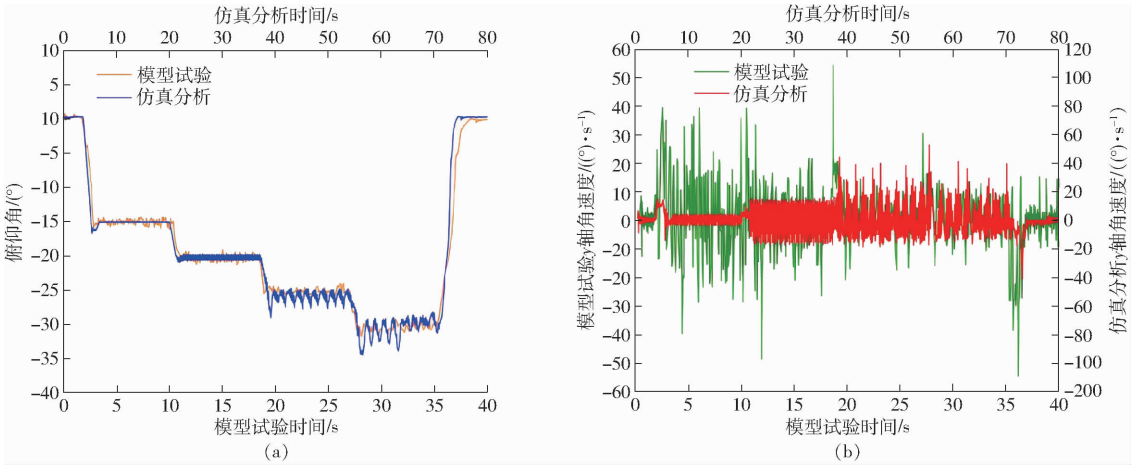


图 16　纵向爬坡俯仰角与角速度对比

Fig. 16　Comparisons of pitch angle and angular velocity of longitudinal climbing

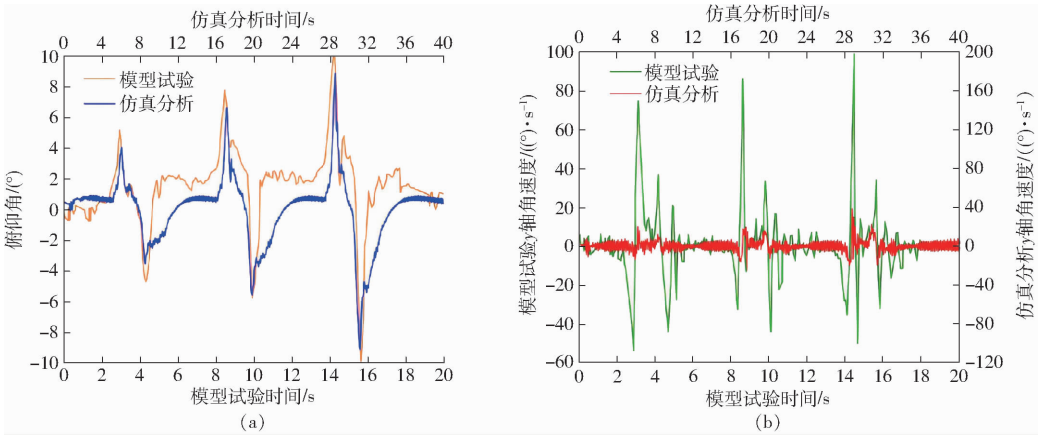


图 17　跨越壕沟俯仰角与角速度对比

Fig. 17　Comparison of pitching angle and angular velocity of crossing ditch

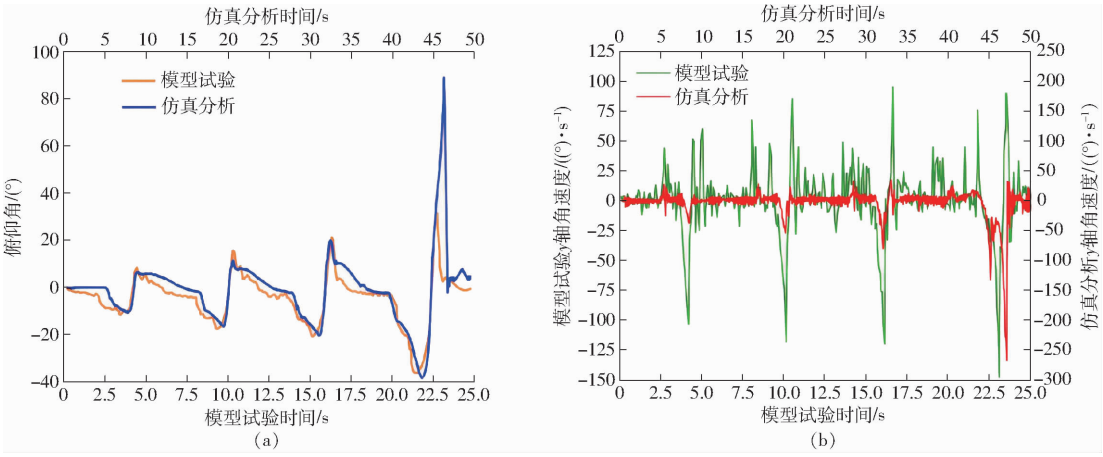


图 18　翻越田埂俯仰角与角速度对比

Fig. 18　Comparison of pitch angle and angular velocity of climbing over ridge

七联合收获机的行驶通过性能试验提供相关参考。

6　结论

（1）通过模型试验的手段，获得了自走式三七联合收获机底盘模型在 3 种特殊地形条件下的通过能力，分别为可通过 30°纵坡、150 mm 壕沟及 75 mm 田埂。

（2）模型试验所得曲线与仿真分析所得曲线形状与走势接近，在俯仰角曲线中，除两个特殊情况外，二者幅值变化一致，从而验证了仿真分析结果的正确性。

（3）基于理论与仿真分析结果，结合模型对原型的预测，确保自走式三七联合收获机原型具有良好的平地行驶性能以及 30°纵坡、20°横坡、300 mm 田埂、600 mm 壕沟的通过能力，完全满足整机设计要求。

参 考 文 献

[1] 赵学敏. 本草纲目拾遗[M]. 北京: 中国医药科技出版社, 1998.

[2] 李宇宸,张军,张萍,等. 基于 Sentinel-2 卫星遥感影像的云南省文山州三七种植面积估算研究[J]. 云南大学学报(自然科学版),2022,44(1):89-97.
LI Yuchen, ZHANG Jun, ZHANG Ping, et al. Study on area of *Panax notoginseng* in Wenshan Prefecture of Yunnan Province based on Sentinel-2[J]. Journal of Yunnan University (Natural Sciences Edition), 2022,44(1):89-97. (in Chinese)

[3] 崔秀明,黄璐琦,郭兰萍,等. 中国三七产业现状及发展对策[J]. 中国中药杂志,2014,39(4):553-557.
CUI Xiuming, HUANG Luqi, GUO Lanping, et al. Chinese Sanqi industry status and development countermeasures[J]. China Journal of Chinese Materia Medica,2014,39(4):553-557. (in Chinese)

[4] 王法安. 三七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. 三七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 components of *Panax notoginseng* combined harvester[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2022. (in Chinese)

[6] 赵菲菲. 牵引式三七收获机的设计与试验研究[D]. 昆明:昆明理工大学,2016.
ZHAO Feifei. The tractive Notoginseng harvester design and experimental research[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2016. (in Chinese)

[7] 张永成. 自走式三七收获机的设计与试验研究[D]. 昆明:昆明理工大学,2016.
ZHANG Yongcheng. The design and experimentical study of *Panax notoginseng* harvester[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2016. (in Chinese)

[8] 张兆国,王法安,张永成,等. 自走式三七收获机设计与试验[J]. 农业机械学报,2016,47(增刊):234-240.
ZHANG Zhaoguo, WANG Faan, ZHANG Yongcheng, et al. Design and experiment of self-propelled *Panax notoginseng* harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(Supp.):234-240. (in Chinese)

[9] Potato harvester VARITRON 470 [EB/OL]. [2022-07-15]. https://www.agriexpo.online/prod/grimme-landmaschinenfabrik-gmbh-co-kg/product-169164-4639.html.

[10] Beet harvester TIGER 6S[EB/OL]. [2022-07-15]. https://www.agriexpo.online/prod/ropa-fahrzeug-und-maschinenbau-gmbh/product-170165-124553.html.

[11] Enduro self-propelled 4-row sieving harvester[EB/OL]. [2022-05-24]. https://www.dewulfgroup.com/en/product/harvesting/sieving-harvesters/self-propelled/enduro.

[12] Toyonoki. TPH179 sweet potato and potato combine harvester[EB/OL]. [2021-11-01]. http://www.toyonoki.co.jp/support/2008pdf/20.pdf.

[13] SEVCIK M, HUTAR P, NAHLIK L. Description of the stress distribution around the crack front in the case of thin structures [J]. Bulletin of Applied Mechanics,2010,6(22):30-33.

[14] BARANOVSKY V M, SKALSKY O J, PANKIV M R, et al. Chicory root crops combined harvester[J]. INMATEH-Agricultural Engineering, 2017,53: 41-50.

[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] 孙术发,任春龙,李涛,等. 基于履带式底盘的改进型森林消防车通过性[J]. 农业工程学报,2018,34(17):61-67.
SUN Shufa, REN Chunlong, LI Tao, et al. Trafficability analysis of improved forest fire engine based on crawler chassis[J]. Transactions of the CSAE,2018,34(17):61-67. (in Chinese)

[17] 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)

[18] 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)

[19] 崔秀明,雷绍武. 三七 GPA 栽培技术[M]. 昆明:云南科技出版社,2013:70.

[20] 崔秀明,朱艳. 三七实用栽培技术[M]. 福州:福建科学技术出版社,2013:52-65.

[21] 张仕杰. 双电机水稻联合收获机履带式底盘设计与驱动功率试验[D]. 武汉：华中农业大学，2019.
ZHANG Shijie. Design and power experiment of dual-motor crawler chassis for combine harvester[D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2019. (in Chinese)

[22] 徐晓龙. 履带式湿地推土机行走系统仿真研究[D]. 长春：吉林大学，2014.
XU Xiaolong. Research on the walking system of wetland crawler bulldozer[D]. Changchun: Jilin University, 2014. (in Chinese)

[23] 徐挺. 相似理论与模型试验[M]. 北京：中国农业机械出版社，1982.

[24] BEKKER M G. Latest developments in off-road locomotion[J]. Franklin Institute Journal, 1957, 263(5): 411 – 423.

[25] 张克健. 车辆地面力学[M]. 北京：国防工业出版社，2002.

[26] 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.
CHI Yuan, JIANG Enchen. Method for calculating maximum tractive torque of tracked vehicle while steering[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(3): 74 – 78. (in Chinese)

[27] 刘虹玉. 微型履带山地拖拉机性能分析与仿真[D]. 杨凌：西北农林科技大学，2014.
LIU Hongyu. Analysis and simulation of micro-crawer hillside tractor performance[D]. Yangling: Northwest A&F University, 2014. (in Chinese)

[28] 李力，曹拓，陈向东. 海底摆臂型履带式移动平台的越障性能[J]. 中南大学学报(自然科学版)，2015，46(7)：2481 – 2486.
LI Li, CAO Tuo, CHEN Xiangdong. Obstacle surmounting performance of a swing-arm-type tracked seabed walking platform [J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2015, 46(7): 2481 – 2486. (in Chinese)

[29] 刘小虎. 小型自行式割灌机的研制及沙地通过性研究[D]. 北京：北京林业大学，2012.
LIU Xiaohu. Design of self-propelled walking busher cutter and research on its trafficability in sand[D]. Beijing: Beijing Forestry University, 2012. (in Chinese)

[30] 程一启. 三七收获机挖掘装置的仿真与优化试验[D]. 昆明：昆明理工大学，2018.
CHENG Yiqi. Simulation and optimization test of *Panax notoginseng* harvest mining device [D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2018. (in Chinese)

[31] BEKKER M G. Introduction to terrain-vehicle systems[M]. Michigan: University of Michigan Press, 1969.

[32] REECE A R. Problems of soil vehicle mechanics[R]. Warren, Michigan: U. S. Army Tank-Automotive Center, 1964.

[33] 李萌，高峰，孙鹏，等. 基于相似理论的月球车月面牵引性能预测[J]. 北京航空航天大学学报，2013，39(2)：230 – 234.
LI Meng, GAO Feng, SUN Peng, et al. Prediction of lunar rover's moon tractive performance based on similitude theory[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013, 39(2): 230 – 234. (in Chinese)

[34] 黄晗，李建桥，党兆龙，等. 基于相似理论的星球车牵引通过性模型[J]. 航空学报，2016，37(6)：1974 – 1982.
HUANG Han, LI Jianqiao, DANG Zhaolong, et al. Planetary rover's tractive performance model based on similarity theory [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2016, 37(6): 1974 – 1982. (in Chinese)

[35] NUTTALL C J, MCGOWAN R P. Scale models of vehicle in soils and snows[C]// Proc. First Inf. Conf. Mechanics of Soil-Vehicle Systems, Torino, 1961.

[36] HARRISON W L. Analytical prediction of performance for full size and small scale model vehicles[C]// Proc. First Inf. Conf. Mechanics of Soil-Vehicle Systems, Torina, 1961.

[37] 李薇，汤华. 存在材料相似度误差的模型试验修正方法探讨[J]. 公路交通科技(应用技术版)，2017，13(12)：173 – 178.
LI Wei, TANG Hua. Discussion on model test correction method with material similarity error[J]. Highway Traffic Technology (Application Technology Edition), 2017, 13(12): 173 – 178. (in Chinese)