doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.09.037

旋抛式耕层残膜回收机起挖装置设计与试验

申世龙[1,2]　张佳喜[1,2]　王毅超[1,2]　董文浩[1]　李江涛[1]　张鑫磊[1]　李金明[1]

(1. 新疆农业大学机电工程学院, 乌鲁木齐 830052; 2. 新疆智能农业装备重点实验室, 乌鲁木齐 830052)

摘要: 针对现有棉田耕层土壤中滞留大量地膜对农田土壤质量、作物生长及环境造成严重影响的问题,本文设计一种旋抛式耕层残膜回收机耕层膜土起挖装置,主要由限深辊、悬挂架、旋抛式起挖机构、抛送导引组件以及传动系统等组成。为了明确起挖与抛送机理,建立了起土刀起挖和抛送力学模型,解析了抛送数学条件,探究抛送运动轨迹。应用拉格朗日方程建立装置振动模型,解析得到装置振动微分方程。应用 EDEM 软件对起挖装置进行仿真试验,并进行了三因素三水平二次回归正交旋转中心组合试验,采用 Design-Expert 软件对试验数据进行回归显著性分析,得到起土率、起土率变异系数回归模型。仿真结果表明,当前进速度为 1.29 m/s、起土刀转速为 166 r/min、切土角为 53°时,起挖抛送效果最好,其起土率为 92.9%、起土率变异系数为 1.39%。通过田间验证试验,误差分别为 2.3%、5.7%,验证了起挖与抛送性能的合理性。研究结果为耕层残膜回收机高效回收残膜提供重要支撑。

关键词: 残膜回收机; 起挖装置; 旋抛式; 耕层

中图分类号: S225.93　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2025)09-0461-12　　**OSID**:

Design and Experimental of Lifting Device of Rotary Throw Type Topsoil Residual Film Recovery Machine

SHEN Shilong[1,2]　ZHANG Jiaxi[1,2]　WANG Yichao[1,2]　DONG Wenhao[1]

LI Jiangtao[1]　ZHANG Xinlei[1]　LI Jinming[1]

(1. *College of Mechanical and Electronic Engineering*, *Xinjiang Agricultural University*, *Urumqi* 830052, *China*

2. *Xinjiang Key Laboratory of Intelligent Agriculture Equipment*, *Urumqi* 830052, *China*)

Abstract: In order to solve the problem of soil quality, crop growth and environment seriously affected by a large amount of mulch in the soil layer of the existing cotton field, a mulch soil lifting device of the rotary-throw topsoil residual film recovery machine was designed, which was mainly composed of depth limiting roller, suspension frame, rotary throwing mechanism, throwing guide component and transmission system. In order to clarify the mechanism of lifting and throwing, the mechanical model of lifting knife and throwing was established, the mathematical conditions of throwing were analyzed, and the trajectory of throwing motion was explored. Secondly, the vibration model of the device was established by Lagrange equation, and the differential equation of the device vibration was obtained. The EDEM software was used to simulate the excavation device, and the three-factor and three-level quadratic regression orthogonal rotation center combination test was carried out. The Design-Expert software was used to analyze the regression significance of the test data, and the regression model of the soil lifting rate and the variation coefficient of the soil lifting rate was obtained. The simulation results showed that when the current advance speed was 1.29 m/s, the rotation speed was 166 r/min and the cutting angle was 53°, the lifting rate was 92.9% and the coefficient of variation of the lifting rate was 1.39%. The field test results showed that the error values were 2.3% and 5.7% respectively, which verified the reasonableness of the digging and throwing performance. The research can provide important support for the high efficiency recovery of residual film in the topsoil residual film recycling machine.

Key words: residual film recycling machine; lifting device; rotary throw type; topsoil

收稿日期: 2024-07-10　修回日期: 2024-09-05

基金项目: 新疆维吾尔自治区“揭榜挂帅”项目、科技创新领军人才项目(2024TSYCLJ0014)、新疆维吾尔自治区研究生科研创新项目(XJ2024G103)和新疆农机研发制造推广应用一体化项目(YTHSD2022-09)

作者简介: 申世龙(1990—),男,博士生,主要从事农业机械装备研究,E-mail: 2505770715@qq.com

通信作者: 张佳喜(1973—),男,教授,博士生导师,主要从事循环农业技术与装备研究,E-mail: zhangjiaxi@edu.xjau.cn

0 引言

新疆是我国第一大棉花种植地区,2022 年种植面积达 $2.496\,9\times10^{6}$[1-2]。新疆棉花种植主要以覆膜播种为主,棉花收获后再由机械将地表农膜进行收集,但由于机械农膜回收作业性能不稳定,导致大量碎片化农膜滞留农田表面和耕层,造成农田“白色污染”,破坏了农田土壤结构环境,严重影响下茬作物产量[3-5]。目前随着国家对残膜回收的重视,残膜回收机械研发种类也越来越多,但多集中在表层残膜回收,对耕层残膜机械装备研究较少[6-7]。

国外由于地表覆盖的农膜力学性能较强,地表残膜回收机可将整张残膜回收,因此国外对耕层残膜研究较少。国内学者对耕层残膜回收研究较早。郭文松等[8]采用梳齿式耕层起膜土方法,梳齿插入耕层土壤中将土壤搅松,并将残膜从土壤中连续不断地挑起到地表。张攀峰[9]利用钉齿将分布在耕层里的残膜挂起后输送至收集箱。田多林等[10]利用普通铲刀将耕层土壤挖掘后由钉齿将土中残膜钩拉出,实现从耕层土壤中取膜的功能。张振慧[11]采用传统的旋耕刀将耕层土壤打碎,设计利用铲筛等关键部件将膜土铲起后输送至膜土分离装置。目前耕层残膜起挖方式主要有梳齿式、钉齿式、铲筛式和旋耕式。

经过前期对棉田进行耕层残膜取样试验,得出耕层残膜无规律的分布在土壤中,并且与土壤结合的比较紧密,一般为土块中包裹着残膜[12-13]。长期受土壤中水、肥的侵蚀和土壤中沙砾的磨损,残膜力学性能也较低,其拉伸负荷一般为 0.8 ~ 2.1 N[14-16]。梳齿、钉齿类起挖方式主要利用梳齿、钉齿部件从耕层土壤中将残膜拽拉出,易引起残膜撕碎现象,造成回收率较低等问题[17];铲筛起挖方式主要是将耕层中的土壤和残膜铲起,易造成壅土问题。旋耕式需要配合铲筛结构使用,其中旋耕刀主要松碎耕层土壤,起到了降低铲筛结构铲土膜阻力的作用,但旋耕刀高频旋转切土、碎土的同时也会将耕层残膜切碎,进一步增加残膜碎片化程度,增加了后期膜土分离难度。

本文提出一种旋抛式耕层残膜回收方案,利用旋抛式起挖装置、起土刀旋转切挖耕层土壤并抛送至膜土分离装置。膜土分离装置采用输送与对辊挤压方式将抛送过来的土块压碎,残膜被分离出来,而后输送至集膜箱中,完成耕层残膜回收功能。对起土刀起挖过程建立力学模型,解析抛送数学条件,得到土块抛送运动轨迹方程。针对起挖起土量不稳定问题,通过建立起挖动力学模型,解析得到起挖振动微分方程。选定前进速度、起土刀转速、切土角为主要影响因素,应用 EDEM 软件对起挖装置进行仿真试验,进行三因素三水平田间起土性能试验,利用 Design-Expert 软件对数据进行处理,得到起土率、起土率变异系数回归模型。对样机进行田间性能测试试验,以验证仿真正确性。

1 整机结构与工作原理

如图 1 所示,旋抛式起挖装置主要包括限深辊、悬挂架、旋抛式起挖机构、抛送导引组件以及传动系统等。如图 2 所示,其工作原理是旋抛式起挖装置采用 3 点悬挂在 50.5 ~ 62.5 kW 拖拉机上,拖拉机通过后输出轴将动力传输至传动系统,传动系统通过链传动将动力传送至旋抛起挖机构,使起土刀辊旋转带动起土刀旋转。装置整体前进过程中,起土刀做余摆线运动将耕层土壤起挖后抛出。

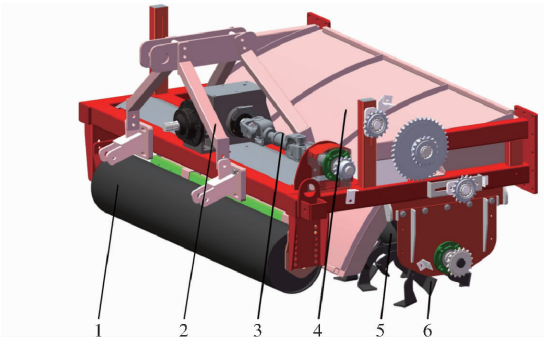


图 1 旋抛式起挖装置结构图

Fig. 1 Structure diagram of rotary lifting device

1. 限深轮 2. 悬挂架 3. 传动系统 4. 抛送导引组件 5. 旋抛式起挖机构 6. 起土刀

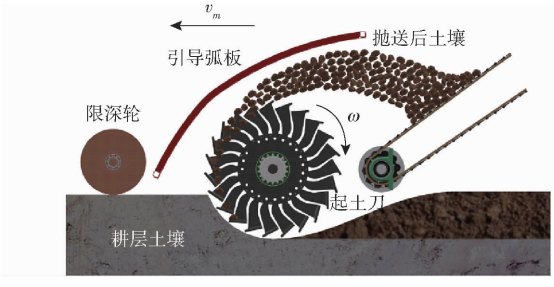


图 2 工作原理图

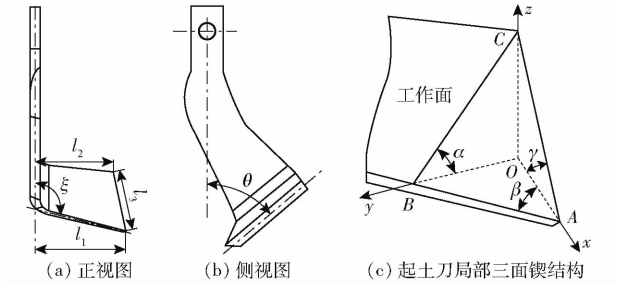
Fig. 2 Operating principle

2 关键装置

2.1 起土刀设计

参照文献[18-19],基于三面锲原理设计了一种新型耕层起土刀,可完成对耕层土垡切削与抛送功能,其结构如图 3 所示。其原理为起土刀利用三面锲结构对耕层土壤进行入土,被切的土壤形成土垡[20]。随着起土刀进一步旋转,土垡被起土刀工作面托起,等土垡完全被托起后,土垡在离心力的作用

下脱离工作面，做斜抛运动，完成抛土功能。图 4 为起土刀切土示意图。



(a) 正视图　(b) 侧视图　(c) 起土刀局部三面锲结构

图 3　起土刀结构图

Fig. 3　Structure drawing of soil knife

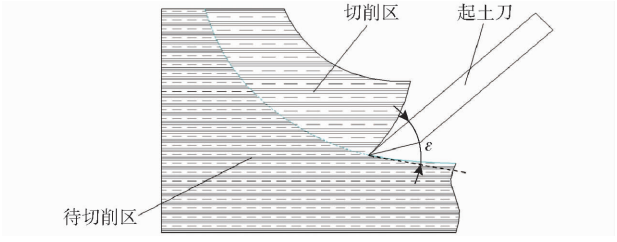


图 4　起土刀切土示意图

Fig. 4　Soil knife cutting diagram

如图 3a、3b 所示，刀体工作幅宽 l_1 为 62 mm，工作面后幅宽 l_2 为 61 mm，工作面侧长 l_3 为 63 mm。如图 3c 所示，θ 为切土角，ζ 为刀片弯折角，α 为托土角，β 为起土刀锲面推土角，γ 为载荷角。由三面锲原理可知，α、β、γ 满足

$$\tan\gamma = \tan\alpha\tan\beta \tag{1}$$

图中　ε——入切角，(°)

为了起土刀工作面形成三面锲结构，并考虑避免托起的土垡产生的轴向移动，初步设定 ζ 为 82°。考虑到材料强度、寿命及安装方便等因素，取 β 为 30°，α 为 25°，γ 为 15°。根据文献[21]，当 θ 过小时，起土刀起土阻力较大，抛土性能较好；当 θ 增大时，起土刀切土阻力下降，但抛土性能变差。因此，后续运用动力学和运动学，将起土刀工作面参数 θ 作为试验因素进行抛土性能分析。

2.2　起土组件设计

起土组件如图 5 所示，主要包括旋转刀辊、安装刀座和起土刀，其动力由拖拉机通过传动系统提供。其工作原理为旋转刀辊旋转带动起土刀进行切挖土垡。

如图 6 所示，工作时，起土刀运动轨迹为余摆线。以旋转刀辊圆心为坐标原点建立坐标系，建立起土刀端点运动轨迹为

$$\begin{cases} \psi = \dfrac{180^\circ}{\pi}\omega t_{N'M'} \\ L = v_m t_{N'M'} \end{cases} \tag{2}$$

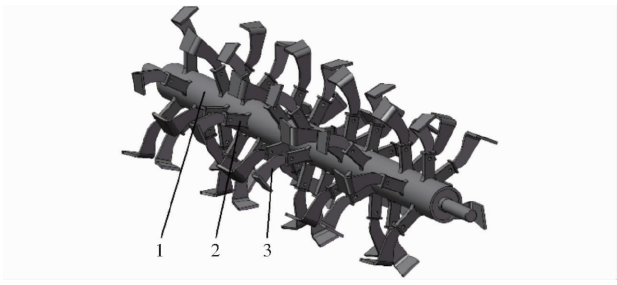


图 5　起土组件三维图

Fig. 5　3D drawing of soil lifting device

1. 旋转刀辊　2. 安装刀座　3. 起土刀

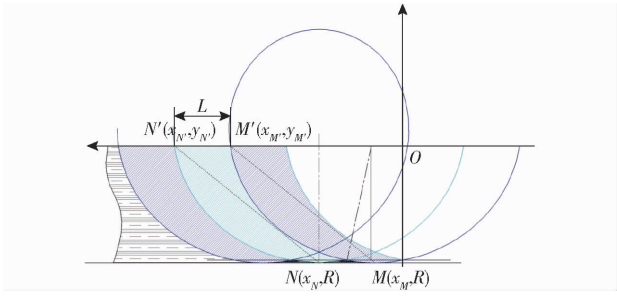


图 6　垡块切面

Fig. 6　Diagram of riff slice

式中　ψ——同一回转平面的两相邻刀间的最小夹角，(°)

ω——起土刀旋转角速度，rad/s

L——同一回转平面起土刀之间切土节距，m

$t_{N'M'}$——同一回转平面相邻起土刀切削土垡时间差，s

v_m——装置前进速度，m/s

从而得到切土节距

$$L = v_m \frac{\psi}{\omega} \tag{3}$$

根据几何关系，土垡块面积可等效为平行四边形 $N'M'NM$，计算式为

$$S_\Delta = LR = v_m \frac{180\psi R}{\omega n} \tag{4}$$

式中　S_Δ——土垡块面积，m^2

R——起土刀回转半径，m

如图 7 所示，为了保证旋转刀辊平稳运行，将同一切削平面两起土刀之间的夹角 ψ 设置为 π，相邻切削平面起土刀之间的夹角分别为 $\frac{\pi}{3}$、$\frac{2\pi}{3}$，可得

$$\begin{cases} S = \dfrac{1}{3}\pi R \\ S_M = \dfrac{2}{3}\pi R \end{cases} \tag{5}$$

则切削的土垡块体积 V_Δ 为

$$V_\Delta = S_\Delta l_1 = v_m \frac{\pi R}{\omega} l_1 \tag{6}$$

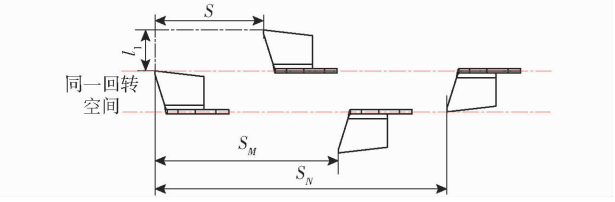


图 7 相邻起土刀之间的距离

Fig. 7 Distance between adjacent soil knife

图中 S——前起土刀与右后起土刀之间弦长，m

S_M——前起土刀与左后起土刀之间弦长，m

S_N——前起土刀与回转空间起土刀之间弦长，m

根据实际设计要求，采用螺旋排列分布在旋转刀辊上，其排列示意图如 8 所示。

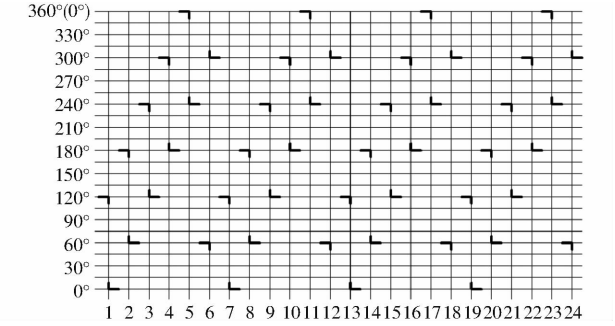


图 8 螺旋排列示意图

Fig. 8 Spiral arrangement diagram

2.3 抛送导引组件

抛送导引组件在旋转起土机构上方，包括具有对数螺旋线曲线型导引弧板、加强筋、弧板侧支撑板等组成，其结构如图 9 所示。为了不影响起土刀挖掘的土垡抛送至下一装置，将导引弧板根据阿基米德螺旋曲线方程进行设计[22]。

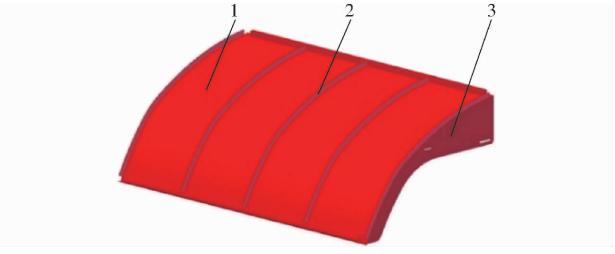


图 9 抛送导引组件示意图

Fig. 9 Diagram of throwing homing hood

1. 导引弧板 2. 加强筋 3. 弧板侧支撑板

如图 10 所示，根据文献[23－24]，构建极坐标系，建立导引弧板外形方程为

$$R_\gamma = R_0 + K\sigma \tag{7}$$

其中 $$K = (R_{\max} - R_0)/\sigma_{\max}$$

式中 σ——螺线型刀转角，(°)

$\sigma_{\max}$——最大包角，(°)

K——常系数

R_0——基圆半径，m

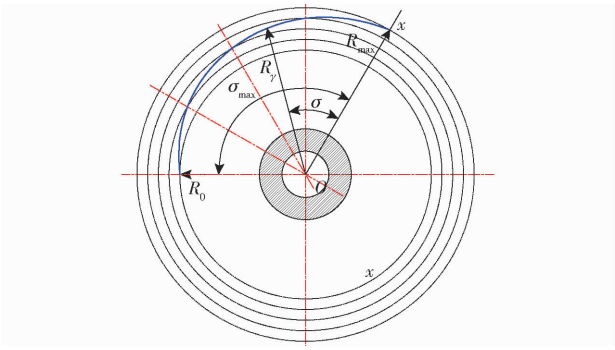


图 10 阿基米德螺旋线示意图

Fig. 10 Diagram of Archimedes helix

R_0 大于起土刀旋转半径，取 0.3 m，$\sigma_{\max}$ 取 120°，并结合实际整机设计安装尺寸，根据式(7)确定 K 为 3。得到导引弧板外形方程为

$$R_\gamma = 300 + 3\sigma \tag{8}$$

3 起挖装置抛送分析

起土刀切入耕层土壤后，需完成切土、托土和抛送功能。其中，切土主要是由起土刀刃完成，托土和抛送功能由三面锲型工作面完成。为了保证高效抛送，以起土刀为研究对象，建立起土刀抛土力学模型，对土壤微元体进行受力分析，探究影响抛送性能因素之间的数学关系，为装置参数配比提供依据。

3.1 起土刀抛送

为了研究简便，将土垡等效为多个土块微元体组成。起土刀抛送土垡的过程中，土块微元体沿着工作面向上滑动，做离心运动，直到土块全部脱离工作面后，做斜抛运动。建立以旋转刀辊圆心 O 为原点坐标系，以地平面为 x 轴，y 轴过点 O 与 x 轴垂直。如图 11 所示，对土块微元体在工作面上受力分析，建立方程为

$$\begin{cases} F = mr\omega^2\cos(\theta+\varphi) - \\ \quad mg\sin(\alpha_0+\theta+\varphi) - \mu mr\omega^2\sin(\theta+\varphi) - \\ \quad \mu mg\cos(\alpha_0+\theta+\varphi) + 2\mu m\omega\dfrac{\mathrm{d}r_0}{\mathrm{d}t} \\ F_N = mr\omega^2\sin(\theta+\varphi) + \\ \quad mg\cos(\alpha_0+\theta+\varphi) - 2m\omega\dfrac{\mathrm{d}r_0}{\mathrm{d}t} \\ F_r = mr\omega^2 \\ F_c = 2m\omega\dfrac{\mathrm{d}r_0}{\mathrm{d}t} \\ G = mg \\ F_f = \mu F_N \end{cases} \tag{9}$$

式中 g——重力加速度，m/s²

F——土块微元体受到的合力，N

G——土块微元体重力，N

F_r——土块微元体离心力，N

F_c——工作面对土块微元体科氏力，N

F_N——工作面对土块微元体支持力，N

F_f——工作面对土块微元体摩擦力，N

μ——土块微元体与工作面之间摩擦因数

r_0——土块微元体的到 xOy 坐标系矢径，m

r——土块微元体到旋转刀辊圆心矢径，m

r_{max}——旋转刀辊圆心到工作面最大半径，m

r_{min}——旋转刀辊圆心到工作面最小半径，m

m——土块微元体质量，kg

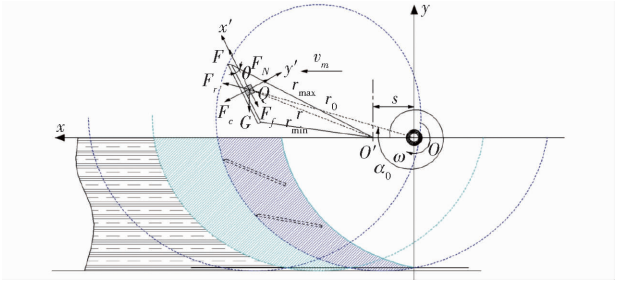


图 11　抛土力学模型

Fig. 11　Mechanical model of throwing soil

土块微元体在工作面上相对滑移并抛出条件为

$$\begin{cases} F \geqslant 0 \\ F_N \geqslant 0 \end{cases} \tag{10}$$

由式(9)、(10)可得土块微元体在工作面滑动并抛出条件为

$$\omega \geqslant \sqrt{\frac{g\sin(\alpha_0+\theta+\varphi)+\mu g\cos(\alpha_0+\theta+\varphi)}{r\cos(\theta+\varphi)-\mu r\sin(\theta+\varphi)}} \tag{11}$$

由式(11)可知，与起土刀旋转角速度 ω 有关的参数主要有 θ、φ、α_0。其中 θ 为起土刀结构参数。为了保证良好的起挖和抛土性能，该参数设为试验因素进行研究。

3.2　土壤抛送运动过程

起土刀通过起挖土壤，然后经过起土刀托土工作面将土块微元体托起，并抛送至后续结构中。为了保证土壤颗粒能顺利地抛送至一定距离，还需探究土壤在起土刀抛送过程运动情况，否则将会严重影响起土刀抛土量，导致起土率不稳定。因此需要对土壤抛送轨迹进一步分析，探究其影响抛送稳定性能运动参数，为装置参数优化提供支撑。

根据式(9)得土块微元体对 xOy 坐标系运动微分方程为

$$m\frac{\mathrm{d}^2 r_0}{\mathrm{d}t^2} = mr\omega^2\cos(\theta+\omega t) - mg\sin(\alpha_0+\theta+\omega t) - \mu\left(mr\omega^2\sin(\theta+\omega t)+mg\cos(\alpha_0+\theta+\omega t)-2m\omega\frac{\mathrm{d}r_0}{\mathrm{d}t}\right) \tag{12}$$

对式(12)进行代换后，可得常系数非齐次线性二阶微分方程为

$$\frac{\mathrm{d}^2 r_0}{\mathrm{d}t^2} - 2\mu\omega\frac{\mathrm{d}r_0}{\mathrm{d}t} = r\omega^2\cos(\theta+\omega t) - g\sin(\alpha_0+\theta+\omega t) - \mu r\omega^2\sin(\theta+\omega t) - \mu g\cos(\alpha_0+\theta+\omega t) \tag{13}$$

其通解由常系数齐次方程通解与常系数非齐次方程特解的和组成。

由图 12 可知，当土块微元体脱离起土刀工作面瞬间时

$$r = r_{max} \tag{14}$$

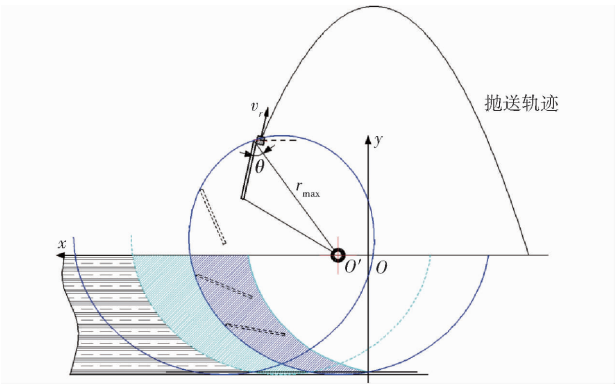


图 12　抛土示意图

Fig. 12　Schematic of throwing soil

从而得到微分方程通解为

$$r_0 = C_1\mathrm{e}^{-t\sqrt{2\mu\omega}} + C_2\mathrm{e}^{t\sqrt{2\mu\omega}} + \frac{b_0\cos(\omega t)}{4\mu^2\omega^2-\omega^2} + \frac{b_1\sin(\omega t)}{4\mu^2\omega^2-\omega^2} \tag{15}$$

其中

$$\begin{cases} b_0 = (1-2\mu^2)\omega^2 r_{max}\cos\theta - 3\mu\omega^2 r_{max}\sin\theta + (2\mu^2-1)g\sin(\alpha_0+\theta) - 3\mu g\cos(\alpha_0+\theta) \\ b_1 = -\mu\omega^2 r_{max}\cos\theta + (1+2\mu^2)\omega^2 r_{max}\sin\theta + \mu g\sin(\alpha_0+\theta) + (1+2\mu^2)g\cos(\alpha_0+\theta) \end{cases}$$

式中　C_1、C_2——常数

对式(15)求导得其抛送速度为

$$v_r = \frac{\mathrm{d}r_0}{\mathrm{d}t} = -C_1\sqrt{2\mu\omega}\mathrm{e}^{-t\sqrt{2\mu\omega}} + C_2\sqrt{2\mu\omega}\mathrm{e}^{t\sqrt{2\mu\omega}} - \frac{b_0\omega\sin(\omega t)}{4\mu^2\omega^2-\omega^2} + \frac{b_1\omega\cos(\omega t)}{4\mu^2\omega^2-\omega^2} \tag{16}$$

式中　v_r——抛送速度，m/s

由于土块抛送过程中多为不规律块体，且运行抛送速度较快，因此抛送期间需考虑风阻影响。根据文献[25]查得，风阻与速度平方成正比，其运动模型如图 13 所示。

以抛出的点为原点建立坐标系，可得

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -F_\xi\cos\xi = -\lambda m g v_r\cos\xi \\ m\ddot{y} = -mg - F_\xi\sin\xi = -mg - \lambda m g v_r\sin\xi \end{cases} \tag{17}$$

式中　λ——风阻系数，常数　　F_ξ——风阻，N

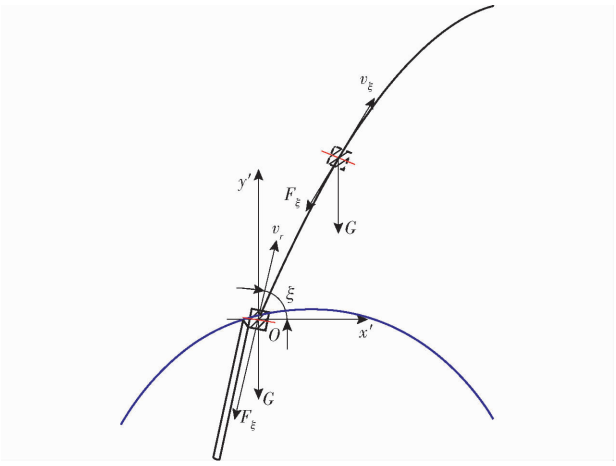


图 13 抛送参数分析

Fig. 13 Analysis of throwing soil parameters

ξ——运行过程中仰角,(°)

求解式(17)得

$$\begin{cases} x = \dfrac{v_r \cos\xi}{\lambda g}(1 - \mathrm{e}^{-\lambda g t}) \\ y = -\dfrac{1}{\lambda g}\left(v_r \sin\xi + \dfrac{1}{\lambda}\right)(1 - \mathrm{e}^{-\lambda g t}) - \dfrac{t}{\lambda} \end{cases} \tag{18}$$

由式(18)可知,抛送运动距离和抛送高度直接与抛送速度 v_r、仰角 ξ 和风阻系数 λ 有关。

3.3 起挖抛送稳定性

考虑装置实际工作过程中结构外型设计和起挖土过程的受力因素造成装置的起挖深度等运行参数的变化,导致起土刀抛送土壤性能不一致等问题。因此需对装置整体稳定性进行分析,进而探究其参数影响[26]。起土刀起挖时,对土垡受力分析如图 14 所示。结合 3.1 节的阐述,为了简化求解过程,忽略旋转起挖时产生的离心力、科氏力和土垡本身受外界作用力时产生形变等对土垡受力影响。

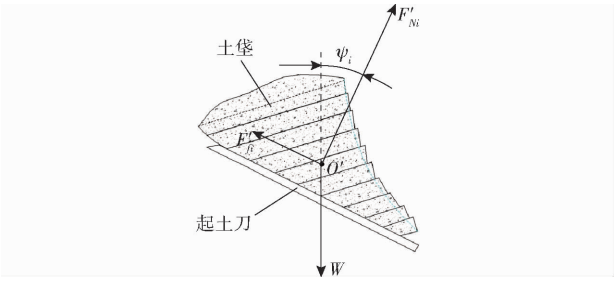


图 14 土垡的受力

Fig. 14 Stress analysis of soil riffles

由图 14 得起土刀对土垡推力 F_{Ni} 为

$$F'_{Ni} = \frac{W}{\sin\psi_i} = \rho v_m \frac{\pi R}{\omega} l_1 g \frac{1}{\sin\psi_i} \tag{19}$$

式中 ρ——土壤密度,kg/m^3

W——土垡重力,N

i——土垡顺序编号,取 1,2,…,n

ψ_i——支撑力与竖直方向夹角,(°)

起土刀在挖掘耕层土壤时,需将土垡托起后抛送后方,此时需要克服切削土垡力和土垡对起土刀工作面推力。为了研究方便,忽略实际工作中受到的切削土垡阻力,应用拉格朗日方程对装置起挖性能进行模型建立,对起土组件进行受力分析,其模型如图 15 所示。

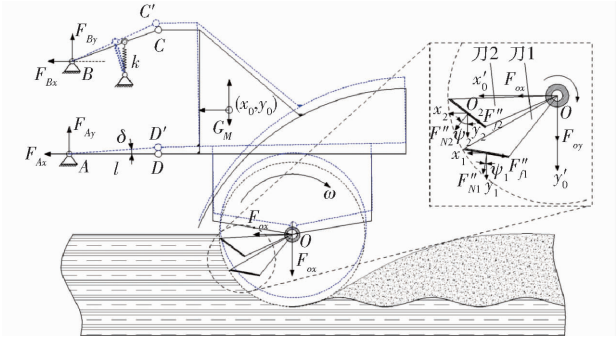


图 15 起挖抛送振动模型

Fig. 15 Vibration model of pick-and-throw

图中 l——主牵动连杆 AD 长度,m

δ——系统受波动牵引角,rad

k——系统内部等效弹簧刚度,N/mm

F''_{Ni}——土垡对起土刀工作面推力,N

F''_{fi}——土垡对起土刀工作面摩擦力,N

F_{ox}——同一时刻切削土垡对整体系统在 x'_0 轴上的分力和,N

F_{oy}——同一时刻切削的土垡对整体系统在 y'_0 轴上的分力和,N

G_M——装置重力,N

由几何关系可得

$$\begin{cases} F_{oy} = \sum_{i=1}^{n} F''_{Ni}\cos\psi_i \\ F'_{Ni} = F''_{Ni} \end{cases} \tag{20}$$

联合式(19)、(20)得

$$F_{oy} = \rho v_m \frac{\pi R}{\omega} l_1 g \sum_{i=1}^{n} \cot\psi_i \tag{21}$$

以装置理论水平作业平面为势能零点,系统坐标势能 V 为

$$V = -Mgl\sin\delta + \frac{1}{2}k\Delta^2 - F_{oy} l\sin\delta \tag{22}$$

其中 $$\Delta = l\sin\delta$$

式中 V——系统广义坐标势能,J

Δ——弹簧伸长量,m

M——装置质量,kg

系统内模型动能 T 为

$$T = \frac{1}{2}Mv_\eta^2 + \frac{1}{2}J\omega^2 + \frac{1}{2}J_1\omega_1^2 \tag{23}$$

其中

$$\begin{cases} \omega_1 = \dot{\delta} \\ J_1 = Ml^2 \\ v_\eta^2 = v_m^2 + l^2\dot{\delta}^2 - 2v_m l\dot{\delta}\cos\delta \end{cases}$$

式中　J_1——平面系统对质心 G_M 转动惯量，kg·m^2

ω_1——平面系统对质心 G_M 转动角速度，rad/s

J——起土组件等效转动惯量，kg·m^2

v_η——系统质心 G_M 移动速度，m/s

在牵引角 δ 作为坐标系中建立拉格朗日函数

$$L = T - V = \frac{1}{2}Mv_\eta^2 + \frac{1}{2}J\omega^2 + \frac{1}{2}J_1\omega_1^2 + Mgl\sin\delta - \frac{1}{2}k\Delta^2 + F_{oy}l\sin\delta \tag{24}$$

代入参数后得

$$L = T - V = \frac{1}{2}Mv_m^2 + Ml^2\dot{\delta}^2 - Mv_m l\dot{\delta}\cos\delta + \frac{1}{2}J\omega^2 + \left(Mg + \rho v_m \frac{\pi R}{\omega} l_1 g \sum_{i=1}^{n} \cot\psi_i\right) l\sin\delta - \frac{1}{2}kl^2\sin\delta^2 \tag{25}$$

对式(25)分别求导可得

$$\begin{cases} \dfrac{\partial L}{\partial \delta} = -\left(Mg + \rho v_m \dfrac{\pi R}{\omega} l_1 g \sum\limits_{i=1}^{n} \cot\psi_i\right) l\sin\delta - kl^2\sin\delta\cos\delta + Mv_m l\dot{\delta}\sin\delta \\ \dfrac{\partial L}{\partial \dot{\delta}} = 2Ml^2\dot{\delta} - Mv_\delta l\cos\delta \\ \dfrac{\partial L}{\partial \dot{\delta}} = 2Ml^2\dot{\delta} - Mv_\delta l\cos\delta \\ \dfrac{\partial}{\partial t}\left(\dfrac{\partial L}{\partial \dot{\delta}}\right) = 2Ml^2\ddot{\delta} + Mv_m l\dot{\delta}\sin\delta \end{cases} \tag{26}$$

拉格朗日微分方程组为

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\delta}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \delta} = 0 \tag{27}$$

将式(26)代入式(27)得牵引角广义振动求得的微分方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\delta}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \delta} = -\left(Mg + \rho v_m \frac{\pi R}{\omega} l_1 g \sum_{i=1}^{n} \cot\psi_i\right) l\sin\delta + kl^2\sin\delta\cos\delta + 2Ml^2\ddot{\delta} \tag{28}$$

由于系统牵引角 δ 为微小振动，则 $\sin\delta \approx \delta$，$\cos\delta \approx 1$，代入式(28)后整理得到牵引角 δ 变化的微分方程为

$$\ddot{\delta} - \frac{Mg + \rho v_m \dfrac{\pi R}{\omega} l_1 g \sum\limits_{i=1}^{n} \cot\psi_i - kl}{2Ml}\delta = 0 \tag{29}$$

方程为常系数齐次二阶微分方程，其对应的特征方程为

$$\eta^2 - \frac{Mg + \rho v_m \dfrac{\pi R}{\omega} l_1 g \sum\limits_{i=1}^{n} \cot\psi_i - kl}{2Ml} = 0 \tag{30}$$

解得

$$\eta = \pm\sqrt{\frac{Mg + \rho v_m \dfrac{\pi R}{\omega} l_1 g \sum\limits_{i=1}^{n} \cot\psi_i - kl}{2Ml}} \tag{31}$$

解得式(29)通解为

$$\delta^*(t) = D_1 \mathrm{e}^{t\sqrt{\frac{Mg + \rho v_m \frac{\pi R}{\omega} l_1 g \sum_{i=1}^{n} \cot\psi_i - kl}{2Ml}}} + D_2 \mathrm{e}^{-t\sqrt{\frac{Mg + \rho v_m \frac{\pi R}{\omega} l_1 g \sum_{i=1}^{n} \cot\psi_i - kl}{2Ml}}} \tag{32}$$

式中　D_1、D_2——常数

由式(32)可知，上下连杆长度 l 和系统内部等效的弹簧刚度 k、平面内系统质量 M、起土刀回转半径 R、起土刀刀体工作幅宽 l_1、初始前进速度 v_m、起土刀旋转角速度 ω、直接影响牵引角 δ，造成装置的起挖深度不一致，影响起土刀起挖和抛送土壤稳定性。

4　仿真试验

4.1　模型建立

将起挖装置模型采用 Solidworks 按照比例 1∶2 构建，为确保模拟抛土场景真实，设置尺寸参数为 2 m×1.2 m×0.3 m(长×宽×厚)土壤颗粒床，土壤颗粒生成数量为 500 000，颗粒半径选取 4 mm。总仿真时间为 5 s。由于土壤颗粒为类球形散粒体，且通过田间测定的土壤含水率为 18.6%～24.1%，具有一定的黏附作用。选择 Edinburgh Elasto－Plastic Adhesion 接触模型，结合文献[27－29]，土壤颗粒之间接触与土壤与起土刀接触参数如表 1 所示。待土壤颗粒床生成后，导入装置模型，仿真模型如图 16 所示。设置装置运动参数后进行仿真[28]，装置起抛土仿真过程如图 17 所示。

表 1　仿真参数设置

Tab.1　Simulation parameters setting

项目	参数	数值
土壤	泊松比	0.38
	密度/(kg·m^{-3})	2 650
	剪切模量/Pa	6×10^7
土壤-土壤	恢复系数	0.6
	静摩擦因数	0.35
	滚动摩擦因数	0.21
土壤-触土部件	恢复系数	0.5
	静摩擦因数	0.313
	滚动摩擦因数	0.107
Edinburgh Elasto－Plastic Adhesion 接触模型	初始接触力/N	0
	细观接触粘附能/(J·m^{-3})	15.6
	接触塑性比	0.36
	非线性曲线幂指数	1.5
	粘附分支曲线幂指数	4.24
	切向刚度因子	0.52

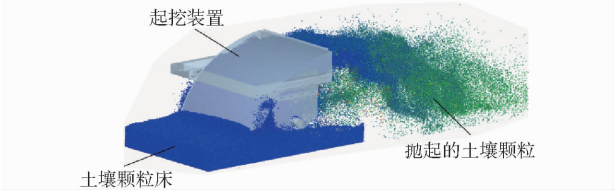


图 16 起抛模型

Fig. 16 Simulation model of lift-throwing soil test

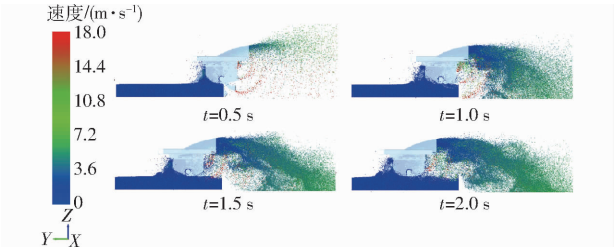


图 17 起抛土过程

Fig. 17 Simulation process of lifting and throwing soil

4.2 评价指标

为保证耕层残膜回收机能够将耕层土壤中的残膜回收彻底,确定试验指标为起土率、起土率变异系数。起土率计算公式为

$$Y_1 = \frac{N_1}{N_1 + N_2} \times 100\% \tag{33}$$

式中 Y_1——起土率,%

N_1——起挖土质量,kg

N_2——未挖起土质量,kg

起土率变异系数计算式为

$$Y_2 = \frac{M_S}{\overline{M}} \times 100\% \tag{34}$$

式中 Y_2——起土率变异系数,%

M_S——各处理起土率标准差,%

$\overline{M}$——各处理平均起土率,%

根据式(11)、(18)、(32)可知,与起挖装置起土率、起土率变异系数变化有关的因素主要有前进速度、起土刀转速、切土角。因此采用三因素三水平二次回归正交旋转中心组合试验方法,以前进速度、起土刀转速、切土角为试验因素,起土率、起土率变异系数为评价指标进行仿真。参考 GB/T 5668—2017《旋耕机》,保证耕层残膜回收机实际作业效率,选取前进速度为 1.2 ~ 1.6 m/s。结合式(6),为使起土刀切挖一定体积土垡,并保证土垡能被起土刀工作面托起后抛送,则取 120 ~ 188 r/min。参考《农业机械设计手册》确定切土角为 45 ~ 68°,试验因素编码如表 2 所示。

4.3 试验结果与分析

试验共计进行 17 组试验,每组处理重复 3 次,取平均值,试验结果如表 3 所示,X_1、X_2、X_3为因素编码值。

表 2 因素编码

Tab. 2 Test factors and coding

编码	因素		
	前进速度/(m·s⁻¹)	起土刀转速/(r·min⁻¹)	切土角/(°)
1	1.6	188	68.0
0	1.4	154	56.5
-1	1.2	120	45.0

表 3 试验结果

Tab. 3 Test results

试验组	因素			Y_1/%	Y_2/%
	X_1	X_2	X_3		
1	-1	-1	0	80.63	3.86
2	1	-1	0	85.95	3.19
3	-1	1	0	81.26	4.23
4	1	1	0	73.28	4.29
5	-1	0	-1	82.45	4.36
6	1	0	-1	76.99	4.08
7	-1	0	1	93.02	1.54
8	1	0	1	93.09	1.25
9	0	-1	-1	81.61	4.08
10	0	1	-1	74.68	3.97
11	0	-1	1	91.71	0.85
12	0	1	1	89.87	2.55
13	0	0	0	87.49	2.49
14	0	0	0	86.16	2.44
15	0	0	0	88.26	2.34
16	0	0	0	86.51	2.51
17	0	0	0	87.42	2.32

4.4 结果与分析

对表 3 中的数据进行二次多元回归拟合,经过 Design-Expert 8.0.6 软件处理后得到关于起土率、起土率变异系数方差分析结果如表 4、5 所示。

表 4 起土率方差分析

Tab. 4 Analysis of variance of lifting rate

来源	平方和	自由度	均方和	F	P
模型	578.25	9	64.25	84.62	<0.0001 **
X_1	8.10	1	8.10	10.67	0.0137 *
X_2	54.13	1	54.13	71.29	<0.0001 **
X_3	337.48	1	337.48	444.47	<0.0001 **
X_1X_2	44.22	1	44.22	58.24	0.0001 **
X_1X_3	7.65	1	7.65	10.07	0.0156 *
X_2X_3	6.48	1	6.48	8.53	0.0223 *
X_1^2	25.98	1	25.98	34.22	0.0006 **
X_2^2	81.66	1	81.66	107.55	<0.0001 **
X_3^2	12.22	1	12.22	16.09	0.0051 **
残差	5.31	7	0.76		
失拟项	2.51	3	0.84	1.19	0.4195
误差	2.81	4	0.70		

注:** 表示影响极显著($P < 0.01$);* 表示影响显著($0.01 \leqslant P < 0.05$),下同。

表 5　起土率变异系数方差分析

Tab. 5　Analysis of variance of coefficient of variation of soil-raising rate

来源	平方和	自由度	均方和	F	P
模型	20. 63	9	2. 29	102. 31	<0. 000 1 **
X_1	0. 17	1	0. 17	7. 77	0. 027 0 *
X_2	1. 17	1	1. 17	52. 25	0. 000 2 **
X_3	13. 26	1	13. 26	592. 02	<0. 000 1 **
X_1X_2	0. 13	1	0. 13	5. 95	0. 044 8 *
X_1X_3	0. 000 025	1	0. 000 025	0. 001 1	0. 974 3
X_2X_3	0. 82	1	0. 82	36. 56	0. 000 5 **
X_1^2	2. 12	1	2. 12	94. 42	<0. 000 1 **
X_2^2	2. 46	1	2. 46	109. 65	<0. 000 1 **
X_3^2	0. 43	1	0. 43	19. 40	0. 003 1 **
残差	0. 16	7	0. 022		
失拟项	0. 13	3	0. 042	5. 68	0. 063 3
误差	0. 030	4	0. 007 45		

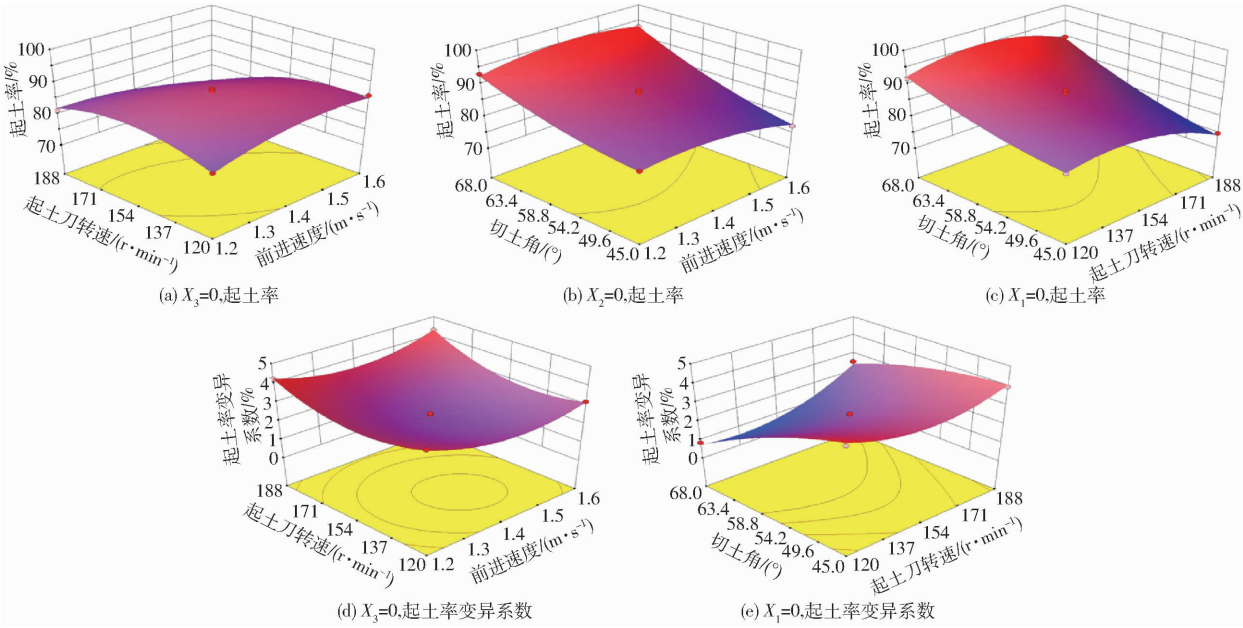
由表 4 可知，二次回归模型 P 小于 0. 000 1 极显著，失拟项 $P>0.05$ 失拟不显著，说明拟合模型能正确反映各因素与误差之间的关系，可以较好地对试验结果进行预测。X_2、X_3、X_1X_2、X_1^2、X_2^2、X_3^2 对起土率影响极显著，X_1、X_1X_3、X_2X_3 对起土率影响显著。各因素对起土率的影响由大到小依次为 X_3、X_2^2、X_2、X_1X_2、X_1^2、X_3^2、X_1、X_1X_3、X_2X_3。

由表 5 可知，二次回归模型 P 小于 0. 000 1 极显著，失拟项 $P>0.05$ 失拟不显著，说明拟合模型能正确反映各因素与误差之间的关系，可以较好地对试验结果进行预测。X_2、X_3、X_1^2、X_2^2、X_3^2 对起土率变异系数影响极显著，X_1、X_1X_2 对起土率变异系数影响显著。各因素对起土率变异系数影响由大到小依次为 X_3、X_2^2、X_1^2、X_2、X_2X_3、X_3^2、X_1、X_1X_2。

4. 5　各因素对性能指标的影响

如图 18a 所示，当前进速度为设计中心点时，起土刀转速由 120 r/min 增加至 188 r/min 时，起土率呈先增大后减小趋势，其主要原因是起土刀将起挖土垡后托起，此时土垡受起土刀工作面接触力和重力的作用。由于转速较小，因此并不能有效地将土垡抛起。随着起土刀转速增大，起土刀工作面对土垡力的作用克服土垡重力，将土垡抛出一定高度。当起土刀转速过大时，起土刀切削力也增大，大部分土垡被切碎难以抛起，因此起土率降低。当起土刀转速为设计中心点时，前进速度由 1. 2 m/s 增至 1. 6 m/s 时，起土率呈先增大后减小趋势，主要原因是前进速度较小时，起土刀切削的土壤为细长型的土垡，其土壤颗粒之间粘结性较小，土垡形成小碎块从起土刀工作面上向下滑落，导致起土率较低。随着前进速度的增大，切削的土垡体积增大，土壤之间粘结性增强，不易形成碎块，则土垡形成土块被起土刀工作面托起后抛起，从而导致起土率增大。当前进速度过大时，切削的土垡体积增大，受起土刀工作面面积的影响，不能将切削的土垡完全托起，导致起土率降低。这与 2. 1 节内容一致。

如图 18b 所示，当前进速度为设计中心点时，随着切削角由 45°增加至 68°时，起土率呈先增大后减小趋势，主要原因是较小的切削角切削耕层土壤时，会形成较大的土垡，由于起土刀工作面面积的限制，不能将起挖的土壤托起，起土率会较小。随着切削角的增加，切削的土垡体积变小，起土刀工作面可将土垡托起并顺利抛起。当切削角持续增大时，切削的土垡则变为细长型，则导致起土刀工作面的托起



(a) X_3=0,起土率　(b) X_2=0,起土率　(c) X_1=0,起土率

(d) X_3=0,起土率变异系数　(e) X_1=0,起土率变异系数

图 18　因素交互作用下性能评价指标响应曲面

Fig. 18　Influence of various factors on performance evaluation index

的土垡体积变小,土垡裂变细碎,导致起土率降低。图 18c 与图 18a、18b 的结论一致。

如图 18d 所示,当起土刀转速为设计中心点时,随着前进速度由 1.2 m/s 增加至 1.6 m/s,起土率变异系数先降低后增加。结合力学和运动学知识,分析其产生的原因主要是在起土刀在前进速度与转速的双作用下,入切耕层土壤时起土刀工作面与耕层面形成的入切角 ε 先增大后减小,当增加到 45°时,起土刀的入切土壤的应力最小,则起挖装置越稳定,反之,则越不稳定,易导致耕层起挖与抛送的效果差。

如图 18e 所示,当起土刀转速为设计中心点时,随着切入角的增加,起土率变异系数先降低后升高,其原因与图 18d 一致。

4.6 最优工作参数确定

根据上述分析结果,为进一步提高起挖装置起土率,降低起土率变异系数。在各约束条件下,利用 Design-Expert 8.0.6 软件的 Optimization 功能,对起土装置起土率和起土率变异系数的二次回归模型进行优化求解。设起土率权重为 0.64,起土率变异系数权重为 0.36,将起土率最大值、起土率变异系数最小值为优化指标,建立性能指标目标函数并求解。性能指标目标函数为

$$\begin{cases} f_{\max}(X) = Y_1(X_1, X_2, X_3) \\ f_{\min}(X) = Y_2(X_1, X_2, X_3) \end{cases} \tag{35}$$

其中

$$\begin{cases} -1 \leqslant X_1 \leqslant 1 \\ -1 \leqslant X_2 \leqslant 1 \\ -1 \leqslant X_3 \leqslant 1 \end{cases} \tag{36}$$

通过以上分析,得到最优参数组合为前进速度 1.29 m/s、起土刀转速 166 r/min、切土角 53°,此时,起土率为 92.9%、起土率变异系数为 1.39%,装置起挖抛土效果最好。

5 田间试验

为验证仿真结果的正确性,对旋抛式起挖装置于 2023 年 10 月在库尔勒市尉犁县棉花种植基地进行田间试验,所选的试验田为新疆种植 10 年以上棉田。开展起挖装置起土性能测试,其动力由泰山 904A 型轮式拖拉机驱动。检测仪器主要有:JEA-2002 型多功能电子天平(上海浦春计量仪器有限公司,精度:0.01 g)、TJSD-750 型土壤坚实度测定仪(浙江托普云农科技股份有限公司)、TZS1 型土壤湿度计(浙江托普云农科技股份有限公司)、钢卷尺、钢尺、水平仪等。

试验效果如图 19 所示,整机试验设置前进速度为 1.29 m/s、起土刀转速为 166 r/min,设置起土刀切土角为 53°,进行田间测试试验,可得起土率为 90.8%、起土率变异系数为 1.47%,其与仿真结果误差分别为 2.3%、5.7%,均在允许范围,田间验证试验结果表明仿真优化结果可信。



(a) 抛土试验 (b) 抛土轨迹

图 19 田间抛土试验

Fig. 19 Field soil throwing test

6 结论

(1)设计了一种旋抛式耕层土壤起挖装置,包括限深辊、悬挂架、旋抛式起挖机构、抛送导引组件以及传动系统等,实现了耕层膜土挖掘、托起、抛送等功能,并分别对起土刀、引导弧板等进行了设计。该装置应用在耕层残膜回收机上,保证高效回收残膜功能。

(2)利用动力学和运动学对起土刀起挖与抛送过程建立了数学模型,得出了抛送条件和抛送轨迹,为装置的设计提供了理论依据。运用拉格朗日方程,得出了整机的振动方程,解析了影响整机振动关键因素参数,对降低整机振动,提高工作稳定性具有重要作用。

(3)利用 EDEM 软件构建了起挖的离散元模型,以前进速度、旋转速度和切入角为因素,以起土率和起土率变异系数为评价指标,采用三因素三水平组合方法进行仿真试验,最终确定最优工作参数为前进速度 1.29 m/s、起土刀转速 166 r/min、切土角 53°,此时起挖抛送效果最好,起土率为 92.9%、起土率变异系数为 1.39%。与田间试验相比,误差分别为 2.3%、5.7%,满足试验要求。

参 考 文 献

[1] 王金武,杨会民,蒋永新,等. 残膜回收机自动仿形系统设计与试验[J]. 中国农机化学报, 2024, 45(3): 44-50.
WANG Jinwu, YANG Huimin, JIANG Yongxin, et al. Design and test of automatic copying system for residual film recovery machine[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2024, 45(3): 44-50. (in Chinese)

[2] 史增录,张学军,刘小鹏,等. 卷辊式耕层残膜回收机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(2): 128-137.
SHI Zenglu, ZHANG Xuejun, LIU Xiaopeng, et al. Design and test of roll-type tillage layer residual film recovery machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(2): 128-137. (in Chinese)

[3] 赵岩,陈学庚,温浩军,等.农田残膜污染治理技术研究现状与展望[J].农业机械学报, 2017, 48(6): 1 - 14.
ZHAO Yan, CHEN Xuegeng, WEN Haojun, et al. Research status and prospect of control technology for residual plastic film pollution in farmland[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(6): 1 - 14. (in Chinese)

[4] 何文清,严昌荣,刘爽,等.典型棉区地膜应用及污染现状的研究[J].农业环境科学学报,2009,28(8):1618 - 1622.
HE Wenqing, YAN Changrong, LIU Shuang, et al. The use of plastic mulch film in typical cotton planting regions and the associated environmental pollution[J]. Journal of Agro-Environment Science, 2009, 28(8): 1618 - 1622. (in Chinese)

[5] JIANG X, LIU W, WANG E, et al. Residual plastic mulch fragments effects on soil physical properties and water flow behavior in the Minqin Oasis, Northwestern China[J]. Soil and Tillage Research, 2017, 166: 100 - 107.

[6] 孙岳,简建明,田玉泰,等.残膜回收机旋转式起膜装置起膜机理分析与试验[J].农业机械学报,2018, 49(增刊):304 - 310.
SUN Yue, JIAN Jianming, TIAN Yutai, et al. Analysis and experiment of filming mechanism of rotary film-lifting device of residual film recycling machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp.): 304 - 310. (in Chinese)

[7] 温浩军,陈学庚,陈浩,等.农田地膜回收机械应用现状与发展[J].农业环境科学学报, 2024, 43(6): 1271 - 1277.
WEN Haojun, CHEN Xuegeng, CHEN Hao, et al. Application status and development of farmland mulch recycling machinery [J]. Journal of Agro-Environment Science, 2024, 43(6): 1271 - 1277. (in Chinese)

[8] 郭文松,简建明,散鋆龙,等.4CML - 1000 型链耙式地膜回收机设计与试验优化[J].农业机械学报, 2018, 49(2): 66 - 73.
GUO Wensong, JIAN Jianming, SAN Yunlong, et al. Design and experimental optimization of 4CML - 1000 type chain rake film recycling machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(2): 66 - 73. (in Chinese)

[9] 张攀峰.旋耕钉齿式耕层残膜回收机的设计与试验研究[D].阿拉尔:塔里木大学, 2018.
ZHANG Panfeng. Design and test research of rotary tillage nail tooth plastic film recycling machine [D]. Alar: Tarim University, 2018. (in Chinese)

[10] 田多林, 侯海瑶, 张佳.链齿式残膜回收机设计与试验研究[J].中国农机化学报, 2020, 41(9):204 - 209,215.
TIAN Duolin, HOU Haiyao, ZHANG Jia. Research on the improvement design of the chain tooth type residual film recovery machine[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2020, 41(9):204 - 209,215. (in Chinese)

[11] 张振慧. 风选式耕层残膜回收机的设计研究[D].太谷:山西农业大学,2020.
ZHANG Zhenhui. Design and research of the air separation type reclaimer for the residual film of plough layer[D]. Taigu: Shanxi Agricultural University, 2020. (in Chinese)

[12] 靳伟,丁幼春,农峰,等. 抖动链齿杆式残膜-土壤-秸秆挖掘与输送装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54 (11): 71 - 82.
JIN Wei, DING Youchun, NONG Feng, et al. Design and test of excavating and conveying device with vibrating chain tooth and bar for residual film - soil - straw[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(11): 71 - 82. (in Chinese)

[13] 史增录.卷辊式耕层残膜回收机理研究与试验[D].乌鲁木齐:新疆农业大学, 2023.
SHI Zenglu. Research and experiment of roll-type tillage layer residual film recovery mechanism [D]. Urumqi: Xinjiang Agricultural university, 2023. (in Chinese)

[14] 谢建华.垄作残膜捡拾及脱卸装置的研究[D].北京:中国农业大学, 2014.
XIE Jianhua. Study on pick-up and unloading device for residual plastic film of bed planting[D]. Beijing: China Agricultural University, 2014. (in Chinese)

[15] 郭辉,于欣东,靳伟,等.地膜拉伸力学模型及回收厚度研究[J].中国农机化学报, 2020, 41(1): 173 - 178.
GUO Hui, YU Xindong, JIN Wei, et al. Establishment of prediction model for tensile mechanics of plastic film and prediction of film thickness[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2020, 41(1): 173 - 178. (in Chinese)

[16] 方旭,靳伟,张学军,等.农用地膜力学性能试验与分析[J].农机化研究, 2019,41(10): 203 - 207, 212.
FANG Xu, JIN Wei, ZHANG Xuejun, et al. Testing and analysis of mechanical properties of agricultural ground membrane [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2019, 41(10):203 - 207,212. (in Chinese)

[17] 王旭峰,胡灿,鲁兵,等. 抛膜链齿输送式残膜回收机设计与试验[J]. 农业机械学报,2018,49(3):122 - 129.
WANG Xufeng, HU Can, LU Bing, et al. Design and experiment of sprocket conveying residual film recycling machine of casting film[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(3):122 - 129. (in Chinese)

[18] 曾德超. 机械土壤动力学[M]. 北京:北京科学技术出版社, 1995.

[19] 李宝筏. 农业机械学[M]. 北京:农业出版社,2003.

[20] 廖庆喜,谢昊明,张青松,等. 驱动圆盘犁与双刃型旋耕刀组合式耕整机设计与试验[J].农业机械学报, 2023, 54(7): 99 - 110,195.
LIAO Qingxi, XIE Haoming, ZHANG Qingsong, et al. Design and experiment of driven disc plow and double-edged rotary tillage combined tiller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(7): 99 - 110,195. (in Chinese)

[21] 王立宗,廖庆喜,张子龙,等. 油菜高速直播机开畦沟装置刀组优化与试验[J].农业工程学报, 2024, 40(3): 37 - 49.
WANG Lizong, LIAO Qingxi, ZHANG Zilong, et al. Optimization and experiments of the blade group of ditching devices in

rapeseed direct seeder[J]. Transactions of the CSAE, 2024,40(3): 37 - 49. (in Chinese)
[22] 张青松,蔡家顺,于良航,等. 冷浸田起垄平整装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(2): 50 - 59.
ZHANG Qingsong, CAI Jiashun, YU Lianghang, et al. Design and experiment of ridging leveling device for cold waterlogged paddy field[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2024, 55(2): 50 - 59. (in Chinese)
[23] 刘芳,高筱钧,贾宪,等. 高速精量播种机阿基米德螺线型弧面双齿盘覆土装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(6): 91 - 100,120.
LIU Fang, GAO Xiaojun, JIA Xian, et al. Design and experiment of Archimedean spiral-type arc double-toothed disc soil-covering device for high-speed precision planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2024, 55(6): 91 - 100,120. (in Chinese)
[24] 林静,李博,李宝筏,等. 阿基米德螺线型缺口圆盘破茬刀参数优化与试验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(6): 118 - 124.
LIN Jing, LI Bo, LI Baofa, et al. Parameter optimization and experiment on Archimedes spiral type of gap cutting disc[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2014, 45(6): 118 - 124. (in Chinese)
[25] 康建明,解臣硕,王小瑜,等. 滚筒筛式膜杂风选机筛孔清堵装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(9): 91 - 98.
KANG Jianming, XIE Chenshuo, WANG Xiaoyu, et al. Design and test of screen hole clearing device for trommel sieve type membrane miscellaneous wind separator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2022, 53(9): 91 - 98. (in Chinese)
[26] 侯守印,陈海涛,史乃煜,等. 双自由度多铰接仿形免耕精量播种单体设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(4): 92 - 101.
HOU Shouyin, CHEN Haitao, SHI Naiyu, et al. Design and experiment of two-degree-of-freedom multi-articulated profiling no-tillage precision drill unit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2019, 50(4): 92 - 101. (in Chinese)
[27] 史宇亮,陈新予,陈明东,等. 甘薯起垄整形机犁铧式开沟起垄装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(10): 16 - 25.
SHI Yuliang, CHEN Xinyu, CHEN Mingdong, et al. Design and experiment on ploughshare furrowing ridging device of sweet potato ridging shaping machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(10): 16 - 25. (in Chinese)
[28] 万里鹏程,李永磊,赵虎,等. 根茎类作物单摆铲栅收获装置渐变抛掷特性[J]. 农业工程学报, 2021, 37(24): 9 - 21.
WAN Lipengcheng, LI Yonglei, ZHAO Hu, et al. Gradient throwing characteristics of oscillating slat shovel for rhizome crop harvesters[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(24): 9 - 21. (in Chinese)
[29] 刘晓东,胡瑞,王登辉,等. 基于颗粒肥料运动模型的排肥器优化与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(12): 85 - 95.
LIU Xiaodong, HU Rui, WANG Denghui, et al. Optimization and test of fertilizer apparatus based on granular fertilizer movement model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(12): 85 - 95. (in Chinese)

(上接第 426 页)

[19] XIE C, ZHANG D, YANG L, et al. Experimental analysis on the variation law of sensor monitoring accuracy under different seeding speed and seeding spacing[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2021, 189: 106369.
[20] 和贤桃,郝永亮,赵东岳,等. 玉米精量排种器排种质量自动检测仪设计与试验[J]. 农业机械学报,2016,47(10):19 - 27.
HE Xiantao, HAO Yongliang, ZHAO Dongyue, et al. Design and experiment of testing instrument for maize precision seed meter's performance detection[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(10): 19 - 27. (in Chinese)
[21] HE X, DING Y, ZHANG D, et al. Design and evaluation of PID electronic control system for seed meters for maize precision planting[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(17): 28 - 33.
[22] HE X, CUI T, ZHANG D, et al. Development of an electric-driven control system for a precision planter based on a closed-loop PID algorithm[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2017, 136: 184 - 192.
[23] 张兆睿,黄玉祥,贾宪,等. 基于模糊 PID 的玉豆带状复合适速排种控制系统设计与试验[J]. 干旱地区农业研究,2024, 42(4):286 - 297.
ZHANG Zhaorui, HUANG Yuxiang, JIA Xian, et al. Design and testing of corn and soybean belt composite speed daptive seeding control system based on fuzzy PID[J]. Agricultural Research in the Arid Areas, 2024, 42(4): 286 - 297. (in Chinese)
[24] WANG S, YU Y, YANG C, et al. Experiment and research of seeding electromechanical control seeding system based on fuzzy control strategy[J]. Journal of Intelligent & Fuzzy Systems, 2020, 38(1): 453 - 462.