

# 丘陵果园立式螺旋开沟施肥机设计与试验

陈平录<sup>1,2</sup> 苏江红<sup>1</sup> 许静<sup>1,2</sup> 刘木华<sup>1,2</sup>

(1. 江西农业大学工学院, 南昌 330045; 2. 江西省现代农业装备重点实验室, 南昌 330045)

**摘要:** 针对丘陵果园大型开沟施肥机无法进入, 小型开沟施肥机因低功率限制无法达到所需开沟深度且功能单一的问题, 设计了一种适宜丘陵地区 25° 坡度地形集开沟、施肥、覆土三大功能为一体的小型立式螺旋开沟施肥机。通过理论分析对开沟装置、施肥装置和覆土装置等关键部件进行了设计。根据丘陵果园土壤板结的特点选择 Hertz - Mindlin with Bonding 接触模型建立了开沟仿真模型, 并以降低开沟旋转功耗、前进功耗、比功为目标, 设计 Box - Behnken 试验对螺旋开沟刀结构参数进行优化。刀具优化仿真试验结果为: 螺旋开沟刀的螺旋角、齿数、刃角、齿长分别取 17.6°、10、30°、19.76 mm, 此时, 开沟旋转功耗、前进功耗、比功分别为 6.74 kW、0.132 kW、0.165 kW·h/kg。将优化后的螺旋开沟刀试制并开展仿真验证试验, 结果表明, 试验与仿真测得开沟旋转功耗相对误差为 5.6%, 说明刀具优化结果正确。整机的田间试验结果表明, 施肥机开沟深度稳定性系数、沟底宽度一致性系数、施肥均匀性系数、覆土率分别为 96.91%、98.16%、97.08%、77.38%, 各项指标均满足农艺要求。

**关键词:** 丘陵果园; 开沟施肥机; 离散元法; 立式螺旋

中图分类号: S224.2

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2024)10-0223-11

OSID:



## Design and Experiment of Hilly Orchard Vertical Spiral Ditching-fertilizing Machine

CHEN Pinglu<sup>1,2</sup> SU Jianghong<sup>1</sup> XU Jing<sup>1,2</sup> LIU Muhua<sup>1,2</sup>

(1. College of Engineering, Jiangxi Agricultural University, Nanchang 330045, China

2. Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment of Jiangxi Province, Nanchang 330045, China)

**Abstract:** In order to address the challenges posed by limited access of large ditching-fertilizing machine in mountain orchards and insufficient power of small ditching-fertilizing machine to meet the required ditching depth, as well as the limited functionality of most small ditching-fertilizing machine, a compact vertical spiral ditching-fertilizing machine was developed for efficient integration of ditching, fertilization, and soil covering functions in hilly orchards with 25° slope. Through theoretical analysis, the key components such as ditching device, fertilizing device and soil covering device were designed. The Hertz - Mindlin with Bonding contact model was selected to establish the ditching simulation model, taking into account the soil compaction characteristics in hilly orchards. Using the ditching rotation power consumption, forward power consumption and specific power consumption as indexes, the Box - Behnken simulation test was conducted to optimize the structure parameters of spiral ditching opener. The optimization results were as follows: the optimal spiral angle, number of teeth, edge angle and tooth length of the opener were 17.6°, 10, 30° and 19.76 mm, respectively, and the rotational power consumption, forward power consumption and specific power of the opener with optimal parameters were 6.74 kW, 0.132 kW and 0.165 kW·h/kg, respectively. The opener with optimal parameters was fabricated and the experiment was conducted to validate the simulation. The results showed that the relative error of the ditching rotation power between experiment and simulation was 5.6%, indicating that the opener optimization results were correct. Field test results of the machine showed that the stability coefficient of ditching depth, consistency coefficient of ditching bottom width, uniformity coefficient of fertilization and soil coving rate were 96.91%, 98.16%, 97.08% and 77.38%, respectively, and all indexes of the ditching-fertilizing machine met the agronomic requirements.

**Key words:** hilly orchards; ditching-fertilizing machine; discrete element method; vertical spiral

收稿日期: 2024-05-17 修回日期: 2024-07-16

基金项目: 井冈山农高区省级科技专项“揭榜挂帅”项目(20222-051256)和江西省农业关键核心技术攻关项目(JXNK20230804-03)

作者简介: 陈平录(1979—),男,副教授,博士,主要从事现代农业装备研究,E-mail: pingch757@jxau.edu.cn

通信作者: 许静(1981—),女,教授,博士,主要从事智能农机装备和农业信息化研究,E-mail: xujing0085@jxau.edu.cn

## 0 引言

施肥作为果树种植管护中的重要环节,直接影响果实品质。现有的果园施肥方式主要有水肥一体化施肥、开沟施肥和撒肥。长期进行水肥一体化施肥可能会导致土壤盐碱化且存在根系窒息的风险<sup>[1]</sup>,而在土壤表面进行撒肥又容易造成肥料浪费,现阶段果园施肥仍以开沟施肥方式为主。但在国内,优质果园多分布于川中、两广、陕甘等以丘陵山地为主的地区,受地理条件和栽培模式的制约,丘陵山地果园机械化作业水平较低,因此多数丘陵果园仍以人工开沟施肥为主<sup>[2-3]</sup>。在乡村人口老龄化,劳动力紧缺及成本高的背景下,发展机械开沟施肥,特别是针对地形崎岖的丘陵地区果园的机械开沟施肥,对促进果树产业的发展具有十分重要的意义。

针对果园开沟施肥机械,国内外学者结合实际情况从不同方向开展了研究。王少伟等<sup>[4]</sup>针对现有开沟施肥机开沟功耗高、开沟稳定性差的问题,设计了一种倾斜螺旋式开沟机,并采用离散元法对开沟刀进行了优化,但该开沟机尚未配备施肥装置和覆土装置,配套的动力为小于等于25 kW的内燃机。张宏建等<sup>[5]</sup>针对开沟施肥效率低,有机肥与化肥混合困难的问题设计了一种自动调节深度的双行开沟施肥机,该机采用圆盘式开沟部件,作业效率高,可以实现2.0~2.6 m范围的开沟间距调节,能很好地适应地形平坦的果园。但该双行开沟机配套的动力大于58.4 kW,且整机外形尺寸达到4.07 m×2.47 m×2.15 m。朱新华等<sup>[6]</sup>、臧家俊<sup>[7]</sup>基于立式螺旋开沟刀设计了一种可进行曲线开沟混肥的开沟施肥机。谢灿<sup>[8]</sup>则针对开沟过程中底层土壤不宜过度翻至地表的问题,设计了一种分段的立式螺旋开沟刀,最大开沟深度为30 cm、宽度为12 cm。肖宏儒等<sup>[9]</sup>针对现有的开沟施肥机开沟阻力大、功耗高的问题,设计了一种具有破土、搅土两个开沟刀的开沟施肥机,破土刀切削土壤后可直接通过搅土刀施肥并完成搅拌。朱新华等<sup>[10]</sup>针对猕猴桃等藤架式果园狭小空间的特点,提出了一种机械化有机肥免开沟施肥方法并设计了一款配套动力为37.5 kW的有机肥免开沟施肥机。谭好超等<sup>[11]</sup>针对果园有机肥人工施肥量不准确、施肥不均匀等问题,设计了一种配套动力为40~60 kW的有机肥条铺与旋耕混合的施肥机。上述开沟施肥机均能完成果园开沟或施肥作业,但依然存在整机尺寸偏大、开沟功耗较高或功能相对单一等问题。

为了解决丘陵地区果园开沟施肥覆土存在的开

沟功耗高、整机尺寸偏大、功能相对单一的问题,本文设计一种适宜丘陵果园板结土壤的立式螺旋开沟施肥机,以实现机械化开沟、施肥、覆土一体化作业。

## 1 立式螺旋开沟施肥机结构与原理

### 1.1 整机结构

设计的立式螺旋开沟施肥机整体结构如图1a所示,主要由开沟装置、施肥装置、覆土装置及履带底盘组成。开沟装置如图1b所示,主要由螺旋开沟刀、挡泥板、开沟电机、升降平台及升降步进电机等组成。施肥装置主要由横向输肥螺旋输送机、纵向排肥螺旋输送机组成。覆土装置主要由覆土板及仿形机构组成。开沟施肥机主要技术参数如表1所示,整机配套最大功率为13.4 kW。

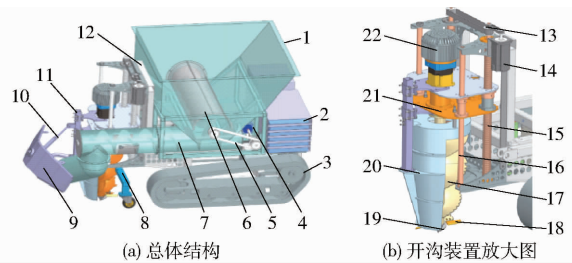


图1 立式螺旋开沟施肥机整机结构图

Fig. 1 Structure diagrams of vertical spiral ditching-fertilizing machine

1. 肥料箱 2. 电池 3. 履带底盘 4. 施肥电机 5. 施肥同步带传动机构 6. 横向输肥螺旋输送机 7. 纵向排肥螺旋输送机
8. 支撑轮 9. 覆土板 10. 仿形机构 11. 挡泥板安装杆 12. 机架 13. 开沟升降同步带 14. 升降步进电机 15. 滚珠丝杆
16. 光轴 17. 螺旋开沟刀 18. 端面切土刀片 19. 螺旋入土钻头 20. 挡泥板 21. 升降平台 22. 开沟电机

表1 开沟施肥机主要技术参数

Tab. 1 Main technical parameters of ditching-fertilizing machine

参数	数值
整机尺寸(长×宽×高)/(m×m×m)	2.00×1.08×1.20
肥料箱容量/m <sup>3</sup>	0.4
道路最大行走速度/(m·s <sup>-1</sup> )	1
开沟电机额定功率/kW	10
施肥电机额定功率/kW	1
行走电机额定功率/kW	2×1.2
蓄电池容量/(A·h)	120
蓄电池电压/V	72

### 1.2 工作原理

开沟入土时,升降步进电机通过开沟升降同步带驱动安装在滚珠丝杆上的升降平台上下移动实现开沟深度调节,同时螺旋开沟刀、螺旋入土钻头及端面切土刀片切削下方的土壤并向上排出,直至螺旋开沟刀到达目标开沟深度。此后,在履带底盘的牵

引下,螺旋开沟刀不断切削前方的土壤,从而进行连续的开沟作业。施肥时,施肥电机通过施肥同步带传动机构带动两个螺旋输送机,横向输肥螺旋输送机的主要作用是将肥料箱中的肥料向左输送至纵向排肥螺旋输送机入口处,同时在纵向排肥螺旋输送器的作用下将肥料排到后方开好的沟中。开沟施肥后,覆土板将沟两侧的土壤推入沟中,设计的仿形机构可以使覆土板适应丘陵果园凹凸的地表。

## 2 关键部件设计

### 2.1 开沟装置设计及开沟功耗分析

开沟装置主要由螺旋入土钻头、端面切土刀片、螺旋开沟刀、挡泥板、挡泥板安装杆、导流罩等组成,如图 2 所示。开沟时螺旋入土钻头及端面切土刀片切削开沟装置正下方的土壤,使螺旋开沟刀及挡泥板入土并达到所需的开沟深度。达到目标开沟深度后螺旋开沟刀前进开沟。

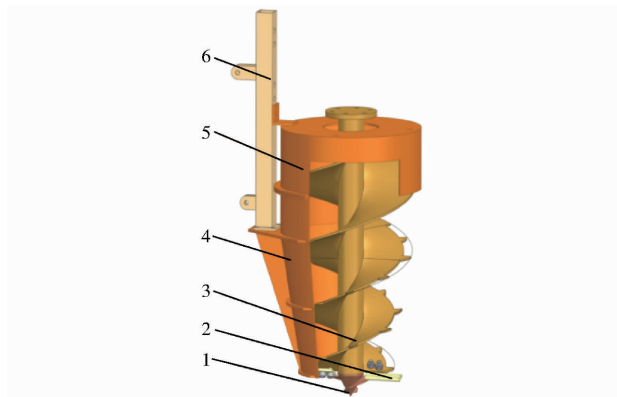


图 2 开沟装置结构图

Fig. 2 Structure diagram of ditching device

1. 螺旋入土钻头 2. 端面切土刀片 3. 螺旋开沟刀 4. 挡泥板
5. 导流罩 6. 挡泥板安装杆

由于圆锥螺旋开沟刀在开沟时可以防止泥土堵塞和避免沟底回土,因此本文选择圆锥螺旋开沟刀。圆锥螺旋开沟刀结构如图 3 所示,主要由开沟刀轴、刀齿、切土叶片、抛土叶片组成。开沟时切土叶片边缘的刀齿切削土壤,并与挡泥板及沟壁一起形成封闭空间,将土壤提升至地表。根据农艺要求,果园开沟深度和宽度均为 30 cm,因此设计螺旋切土叶片小端半径  $R_3$  为 10 cm,大端半径  $R_2$  为 15 cm,高  $H_s$  为 30 cm。为避开开沟后抛撒的土壤太靠近沟两侧造成回土,土壤提升至地表后需在一定高度进行抛撒,因此在螺旋开沟刀上端设计抛土叶片。抛土叶片采用圆柱螺旋叶片,半径  $R_1$  为 15 cm,高  $H_s$  为 20 cm。

螺旋开沟刀单圈叶片展开图如图 4 所示,刀齿沿螺旋叶片边缘等间距分布。刀齿圆弧半径 30 mm,  $L_c$  为齿长,  $\beta$  为刃角。螺旋开沟刀开沟时,切

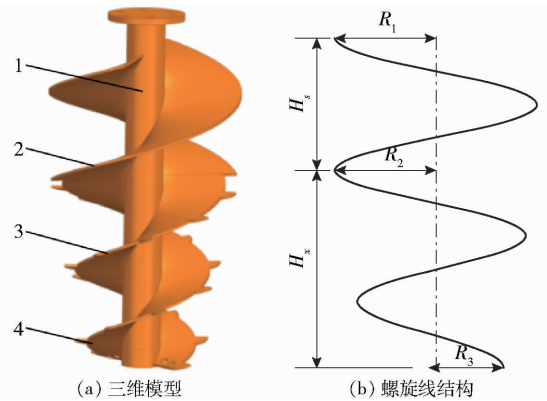


图 3 圆锥螺旋开沟刀

Fig. 3 Conical spiral ditching opener

1. 开沟刀轴 2. 抛土叶片 3. 切土叶片 4. 刀齿

土叶片边缘的刀齿切削土壤,刀齿使土壤发生周期性剪切、挤压和破坏,使土壤脱离本体,在高速旋转产生的离心力作用下与沟壁、挡泥板发生摩擦,与螺旋叶面发生相对运动并向上升运。当上升到抛土叶片末端,土壤失去阻挡并因离心力抛撒至沟两侧。因此,可以将开沟过程划分为 3 个阶段:切土、升运、抛土。文献[12]表明:开沟功耗  $W$  由切削功耗  $W_1$ 、输土功耗  $W_2$  及土壤加速与抛撒功耗  $W_3$  3 部分组成<sup>[13]</sup>。

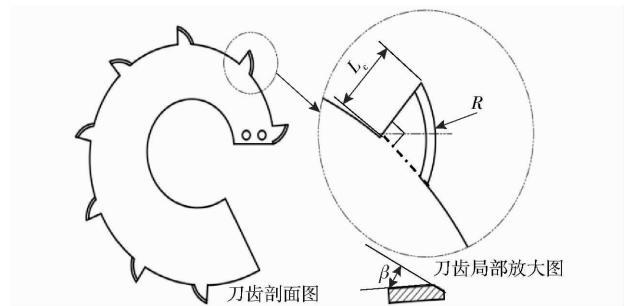


图 4 螺旋叶片展开图

Fig. 4 Spiral blade expansion diagram

在切土阶段,螺旋开沟刀绕自身轴线旋转的同时,以一定速度不断进给。螺旋叶片边缘的刀齿以一定的角度滑切进入土壤,伴随螺旋叶片的升移,使得土壤被切离。其中切削功耗  $W_1$  计算式为

$$W_1 = \frac{1}{2} \int_s 2Ct_1 R \cos(\alpha + \delta_1) \tan\left(45^\circ + \frac{\delta_2}{2}\right) ds \quad (1)$$

式中  $s$ ——参与开沟刀刃总长, m

$C$ ——土壤内聚力系数,  $N/m^2$

$t_1$ ——刀具每转进给量, m

$R$ ——螺旋开沟刀半径, m

$\alpha$ ——刀具螺旋角, ( $^\circ$ )

$\delta_1$ ——土壤与螺旋叶片外摩擦角, ( $^\circ$ )

$\delta_2$ ——土壤内摩擦角, ( $^\circ$ )

在土壤升运阶段,输土功耗  $W_2$  产生较为复杂,主要包括土壤在螺旋叶片上输送时克服重力、坑壁

的摩擦阻力、叶片表面的摩擦阻力等所做功。输土功耗计算式为

$$W_2 = v_0 R \rho_i g H^2 + \int_s \frac{s_1 \omega}{2\pi} dF_k + \int_s \frac{s_1 \omega}{2\pi} dF_r \quad (2)$$

式中  $\omega$ ——刀具旋转角速度, rad/s

$v_0$ ——开沟前进速度, m/s

$\rho_i$ ——土壤容重, kg/m<sup>3</sup>

$H$ ——沟深, m

$g$ ——重力加速度, m/s<sup>2</sup>

$dF_k$ ——微小土块因离心力与土坑壁产生的摩擦阻力, N

$dF_r$ ——微小土块与刃面之间的摩擦阻力, N

$s_1$ ——微小土块运动总长, m

在土壤抛撒阶段, 抛撒功耗  $W_3$  与土壤生产率、土壤速度有关。土壤生产率计算式为

$$Q = K_s \varphi_i \rho_i \pi (R_1^2 - r^2) \frac{S_d n_d}{60} \quad (3)$$

式中  $K_s$ ——土壤生产率系数

$\varphi_i$ ——土壤填充系数

$r$ ——极限输送半径, m

$S_d$ ——螺旋叶片出口处导程, m

$n_d$ ——刀具转速, r/min

因此螺旋叶片末端出口土壤平均轴向分速度为

$$v_z = \frac{Q}{\pi \varphi_i \rho_i (R_1^2 - r^2)} = \frac{K_s S_d n_d}{60} \quad (4)$$

当  $S_d = 2\pi R_1 \cot\alpha$  时有

$$v_z = \frac{1}{30} \pi K_s n_d R_1 \cot\alpha \quad (5)$$

综合式(3)~(5), 本研究未设计用于切向加速的单独旋转的叶片, 于是土块单位时间在出口处具有的动能即为土壤抛撒功耗, 即

$$W_3 = \frac{1}{2} Q v_z^2 = Q \frac{(\pi K_s n_d R_1 \cot\alpha)^2}{1800} \quad (6)$$

综合开沟功耗理论分析可知, 当开沟前进速度与转速不变时, 螺旋开沟刀的螺旋角及参与切削的刃长对开沟功耗影响较大, 而刃长和刀齿数量、齿长密切相关, 因此后续以螺旋角、齿数、齿长为试验因素优化螺旋开沟刀。此外考虑刀齿的刃角对螺旋开沟刀的切削阻力影响较大, 因此也将其作为试验因素。

## 2.2 施肥装置设计

如图5所示, 施肥装置主要由横向输肥螺旋输送机、纵向排肥螺旋输送机、肥料箱等组成。横向输肥螺旋输送器的作用是将肥料箱中的肥料输送到纵向排肥螺旋输送机入口, 并持续不断地供肥, 以进行连续作业。纵向排肥螺旋输送器的作用是将横向输肥螺旋输送机输送的肥料沿纵向排肥螺旋输送机管

输送到开沟机构后方的施肥沟内。根据前期试验结果, 为了减小横向输肥螺旋输送器的阻力, 在横向输肥螺旋输送机上方安装一横向输肥螺旋输送机管, 使肥料从横向输肥螺旋输送机管两侧间的间隙滑落到纵向输肥螺旋输送机工作区域内。使用三维软件测量, 肥料箱内部容积约 0.4 m<sup>3</sup>。

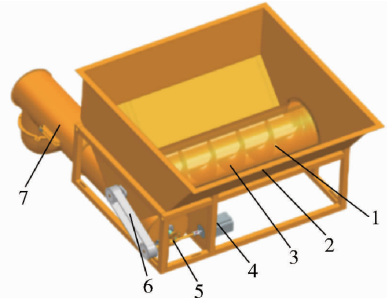


图5 施肥装置结构图

Fig. 5 Structure of fertilizing device

1. 3. 输肥螺旋输送机 2. 肥料箱 4. 施肥驱动电机 5. 锥齿轮  
6. 同步带 7. 纵向排肥螺旋输送机

施肥机构传动路线如图6所示。施肥电机输出轴通过联轴器与锥齿轮连接。锥齿轮一输出端直接与纵向排肥螺旋输送机连接, 另一端与同步带传动连接, 通过同步带驱动横向输肥螺旋输送机。为了保证在纵向排肥螺旋输送机入口处不发生堵塞现象, 纵向排肥螺旋输送器的转速略大于横向输肥螺旋输送机, 因此设计锥齿轮处传动比为 1:1.5。

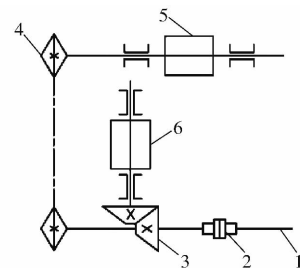


图6 施肥机构传动路线图

Fig. 6 Transmission road map of fertilizing device

1. 施肥电机输出轴 2. 联轴器 3. 锥齿轮传动 4. 同步带传动  
5. 横向输肥螺旋输送机 6. 纵向排肥螺旋输送机

排肥螺旋输送机是排肥装置的主要工作部件, 其结构如图7所示, 其公称直径  $D_j$  和螺距  $S_1$  是影响施肥量的主要参数, 且由于螺旋螺旋输送机作为标准件, 因此一般计算后按照机械行业标准 JB/T 7679—2019 进行圆整。螺旋公称直径与施肥速度、填充系数、肥料松散密度等有关, 其直径计算式为

$$D_j = K \left( \frac{Q_c}{\varphi \rho_f \varepsilon} \right)^{2/5} \quad (7)$$

式中  $K$ ——物料输送特性系数

$Q_c$ ——螺旋输送机输送能力, t/h

$\varphi$ ——肥料填充系数

$\rho_f$ ——肥料容重,  $t/m^3$   
 $\varepsilon$ ——倾斜输送系数

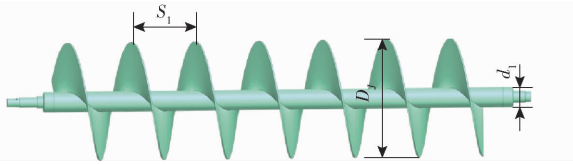


图 7 横向输肥螺旋输送机结构示意图

Fig. 7 Structure diagram of horizontal fertilizer auger conveyor

根据螺旋输送机行业标准及文献[14-17],对易流动的几乎没有磨损性的物料(如面粉、谷类)取  $\varphi = 0.45$ ,肥料输送特性系数取 0.05。本文螺旋输送机倾角为  $0^\circ$ ,参考相关文献倾斜输送系数  $\varepsilon$  取  $1.0^{[18]}$ 。设计施肥最快前进速度为  $0.3 \text{ m/s}$ ,查阅文献并结合农艺要求,单株有机肥施肥量为  $15 \text{ kg}$ ,施肥距离取  $2 \text{ m}$ ,则  $Q_c$  为  $8.1 \text{ t/h}$ 。将各值代入式(7)得螺旋叶片直径  $D_j$  为  $199.23 \text{ mm}$ ,按照机械行业标准圆整螺旋输送机直径为  $200 \text{ mm}$ 。

螺旋输送机螺距  $S_1$ 、轴径  $d_1$  直接影响排肥效率,螺距、轴径计算式为<sup>[7,19]</sup>

$$\begin{cases} S_1 = c_1 D_j \\ d_1 = c_2 D_j \end{cases} \quad (8)$$

式中  $c_1$ ——螺距系数  $c_2$ ——轴径系数

螺距系数一般为  $0.8 \sim 1$ ,轴径系数一般为  $0.2 \sim 0.35$ ,本文螺距系数取  $0.8$ 、轴径系数取  $0.25$ ,代入式(8),得  $S_1$  为  $160 \text{ mm}$ , $d_1$  为  $50 \text{ mm}$ ,符合 JB/T 7679—2019 的要求。

理论单圈排肥量是评估螺旋输送机输送能力的关键指标,其计算式为

$$q = \left[ \frac{\pi(D_j^2 - d_1^2)S_1}{4} - b_i h_i L_i \right] \varphi \rho_f \quad (9)$$

$$\begin{cases} h_i = (D_j - d_1)/2 \\ L_i = \sqrt{\pi[(D_j + d_1)/2]^2 + S_1^2} \end{cases} \quad (10)$$

式中  $q$ ——理论单圈排肥量,  $g$   
 $b_i$ ——螺牙平均厚度,  $mm$   
 $h_i$ ——螺牙深度,  $mm$   
 $L_i$ ——螺牙平均长度,  $mm$

将排肥螺旋输送机直径、轴径、螺距代入式(10)计算得  $h_i = 75 \text{ mm}$ , $L_i = 273.3 \text{ mm}$ ,则排肥螺旋输送机理论单圈排肥量约为  $1\,135.15 \text{ g}$ 。

### 2.3 覆土装置设计

覆土装置主要由覆土板、轴承、覆土板轴、仿形机构等组成(图 8)。覆土装置通过仿形机构及覆土板轴的一端安装在开沟装置后端,并随其前进及上下移动。开沟施肥后,覆土板将沟两侧土垄上的土

推入沟内完成覆土作业。同时考虑到实际作业过程中沟两侧地表倾斜带来的影响,在覆土板轴一端设计轴承,使覆土板具有绕轴线的旋转运动。此外,仿形机构上设计有弹簧可以使覆土板在遇到地表隆起时上下移动,达到自适应地表形状的目的。

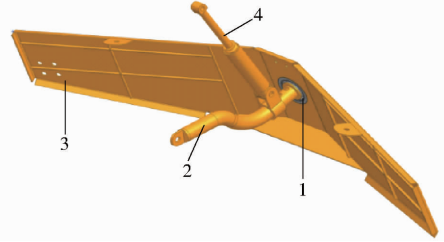


图 8 覆土装置三维模型

Fig. 8 Three-dimensional model of soil covering device

1. 轴承 2. 覆土板轴 3. 覆土板 4. 仿形机构

## 3 螺旋开沟刀仿真试验与参数优化

### 3.1 离散元开沟仿真模型

正确建立开沟仿真模型,是利用仿真对螺旋开沟刀进行正交优化试验的关键。建立开沟过程仿真模型的主要目标有:反映实际载荷情况;降低仿真难度以便能在普通计算机上运行。因此本文将根据这一目标建立螺旋开沟刀开沟仿真模型,以便后续利用该模型优化开沟刀结构参数。

为使建立的仿真模型能反映实际开沟载荷情况,合理选择土壤离散元接触模型是关键。针对具有粘性或板结特点的土壤,一般可以选用的土壤接触模型有 Hertz - Mindlin with JKR、Hertz - Mindlin with Bonding,但 Hertz - Mindlin with JKR 对于存在中高强度的板结土壤的仿真效果有限<sup>[20-22]</sup>,而 Hertz - Mindlin with Bonding 则可以在颗粒间生成键模拟土壤颗粒在物理结构层面的相互作用,更适宜建立具有板结特征的丘陵土壤离散元模型<sup>[23-24]</sup>。此外,土壤板结也是造成螺旋开沟刀在丘陵果园作业功耗较高的原因,因此选择 Hertz - Mindlin with Bonding 接触模型建立开沟仿真土壤离散元模型。土壤离散元参数如表 2 所示,土壤颗粒间接触参数及土壤接触模型参数前期通过仿真试验进行了标定,其余参数参考文献[21-22,25-27]。建立开沟仿真模型的主要步骤可概括为:前处理、仿真运行、后处理。

前处理工作主要包括土壤离散元模型建立、开沟部件三维建模、仿真运行参数设置。建立土壤离散元模型时,设置好如表 2 所示的土壤离散元模型参数,并在 EDEM 中建立长  $\times$  宽  $\times$  高为  $700 \text{ mm} \times 700 \text{ mm} \times 500 \text{ mm}$  的虚拟土槽,运行仿真模型使土壤填满土槽并压实,待压实的土壤恢复到稳定状态后,

表2 土壤离散元模型主要参数

Tab.2 Main parameters of soil discrete element model

项目	参数	数值	来源
颗粒	颗粒半径/mm	5	文献[21]
	泊松比	0.3	文献[22]
	颗粒密度/( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	2 600	文献[25]
	剪切模量/Pa	$1.28 \times 10^7$	标定
土壤颗粒-土壤颗粒	恢复系数	0.549	标定
	静摩擦因数	1.159	标定
土壤-钢	动摩擦因数	0.193	标定
	恢复系数	0.5	文献[26]
土壤-钢	静摩擦因数	0.574	标定
	动摩擦因数	0.05	文献[26]
模型参数	法向刚度系数/( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ )	$1.723 \times 10^8$	文献[27]
	切向刚度系数/( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ )	$9.075 \times 10^7$	文献[27]
	临界法向应力/Pa	129 483	标定
	临界切向应力/Pa	117 750	标定
	键粘结半径/mm	5.22	标定

设置生成粘结键并稳定运行 1 s,运行结束后导出土壤离散元模型。在三维软件 NX2206 中建立螺旋开沟刀的三维模型,并将模型保存为 IGES 格式导入土壤离散元模型中。模型导入后设置螺旋开沟刀位于土槽一侧,主轴下端距离土壤表面为 300 mm,并设置开沟前进速度 0.2 m/s、螺旋开沟刀转速 400 r/min,与实际开沟作业参数保持一致。设置仿真时间 5 s,使开沟刀全部超过虚拟土槽另一侧,时间步长为  $4 \times 10^{-5}$  s。同时为了缩短仿真计算时间,设置宽 800 mm、长 600 mm、高 800 mm 的长方体作为动态计算域,使动态计算域始终包围着开沟部件附近一定区域内。动态计算域参数为: check interval 0.1 s; number of checks 3; displacement of particle 10%。

螺旋开沟刀开沟仿真模型如图 9 所示,仿真运行结束后,在 EDEM 软件的后处理模块中导出开沟前进阻力、旋转阻力矩、土壤生产率作为试验结果。仿真中土壤生产率获取方法为:在 EDEM 后处理中使用“Mass Flow Sensor”传感器,该传感器可以在仿真中实时检测通过传感器的几何体的颗粒质量。传感器几何体为直径 300 mm、高 200 mm 的圆柱体,该

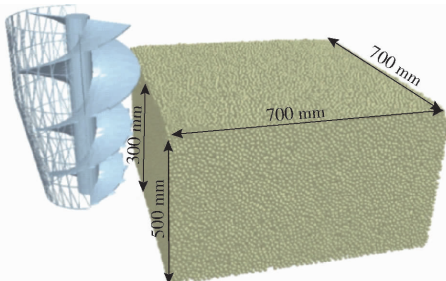


图9 开沟仿真模型

Fig.9 Ditching simulation settings

圆柱体始终与抛土叶片外轮廓重合。

此外,由于开沟刀以一定的速度从侧面进入土壤模型时,刀具会受到冲击载荷,其不能反映正常开沟(刀具全部进入土壤)下的载荷,因此以螺旋开沟刀完全进入土槽到开始离开土槽的区间作为数据采集区间并求平均值。数据采集区间对应图 10 中 2.4 ~ 4.4 s 曲线较为平缓的部分。

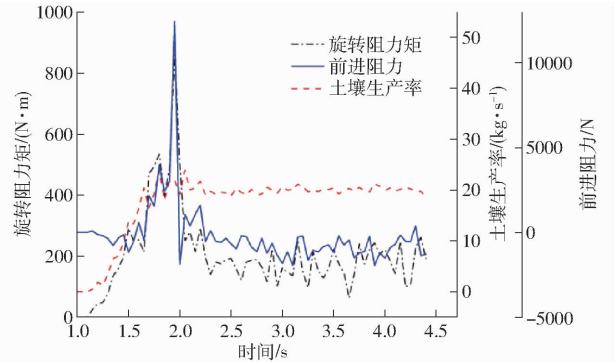


图10 螺旋开沟刀开沟仿真结果

Fig.10 Ditching simulation results of spiral opener

获得前进阻力、旋转阻力矩、土壤生产率后,开沟旋转功耗  $P_r$ 、开沟前进功耗  $P_f$  以及比功  $R_i$  计算式为

$$\begin{cases} P_r = \frac{Tn_d}{9550} \\ P_f = F_f v_0 \\ R_i = \frac{P_r + P_f}{Q_t} \end{cases} \quad (11)$$

式中  $T$ ——旋转阻力矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$

$F_f$ ——前进阻力,  $\text{N}$

$Q_t$ ——单位时间开沟排出的土壤质量,  $\text{kg}/\text{s}$

### 3.2 单因素试验

为了确定刀具结构参数优化试验各因素的水平 and 范围,利用 3.1 节建立的开沟仿真模型,以开沟旋转阻力矩为指标,以螺旋角、齿数、刃角、齿长 4 个对开沟阻力影响较大的结构参数为变量开展单因素试验,研究各试验因素对旋转阻力矩的影响规律。试验时,开沟前进速度设为 0.2 m/s,刀具转速设为 400 r/min,根据文献[9,13]并结合实际,将螺旋角、刃角、齿数和齿长的取值分别固定为:  $25^\circ$ 、 $30^\circ$ 、25 和 10 mm,各因素的水平值如表 3 所示。试验结果如图 11 所示。

如图 11 所示,总体上开沟旋转阻力矩随螺旋角、齿数、刃角增大而增大,随齿长变长先缓慢增大后急剧减小,最小值出现在螺旋角、齿数、刃角和齿长分别为  $15^\circ$ 、10、 $10^\circ$  和 25 mm 时,最大值出现在螺旋角、齿数、刃角和齿长分别为  $35^\circ$ 、30、 $30^\circ$  和 15 mm 时。因此确定开展刀具优化正交试验螺旋角的范

表 3 单因素试验因素水平

Tab.3 Single factor experimental factors and levels

水平	因素			
	螺旋角/(°)	刃角/(°)	齿数	齿长/mm
1	10	10	5	5
2	15	15	10	10
3	20	20	15	15
4	25	25	20	20
5	30	30	25	25
6	35	35	30	30

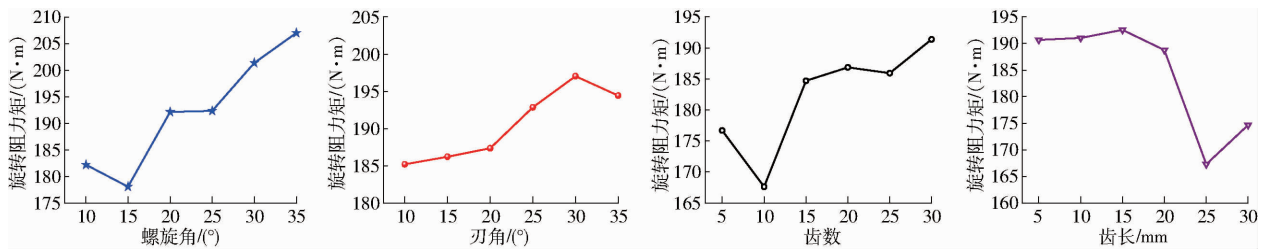


图 11 单因素试验结果

Fig.11 Single factor experimental results

Behnken 试验方法设计了四因素三水平的正交试验,试验因素及编码如表 4 所示,试验安排与结果如表 5 所示。

表 4 试验因素编码

Tab.4 Coding of experimental factors

因素	编码		
	-1	0	1
螺旋角 $K_1/(^\circ)$	10	20	30
齿数 $K_2$	10	17	24
刃角 $K_3/(^\circ)$	10	20	30
齿长 $K_4/mm$	10	20	30

### 3.3.2 方差分析

#### (1) 开沟旋转功耗模型方差分析

根据试验结果进行回归拟合分析,获取试验因素与开沟旋转功耗的二次回归模型,并对模型进行方差分析,开沟旋转功耗模型方差分析结果如表 6 所示。由方差分析结果可知,回归模型  $P < 0.0001$ ,说明模型极显著。失拟项  $F$  检验结果不显著 ( $P = 0.5862 > 0.05$ ),说明该回归方程与试验数据的拟合程度良好。试验因素  $K_1, K_2, K_3, K_4, K_1K_3, K_1K_4, K_2K_4, K_1^2, K_3^2, K_4^2$  有显著影响,其余回归项无显著影响。在去除对回归模型影响不显著项后得到试验因素与开沟旋转功耗  $y_1$  的二次回归模型

$$y_1 = 11.36906 - 0.323357K_1 + 0.088875K_2 - 0.133778K_3 - 0.10184K_4 + 0.00272K_1K_3 + 0.00433K_1K_4 - 0.002848K_2K_4 + 0.005476K_1^2 + 0.001479K_3^2 + 0.00202K_4^2 \quad (12)$$

围为  $10^\circ \sim 30^\circ$ 、刃角为  $10^\circ \sim 30^\circ$ 、齿长为  $10 \sim 30$  mm。对于齿数,结合前期建模发现当螺旋角大于  $30^\circ$  即超过 24 齿时,齿根部分容易重叠,因此选择齿数范围为  $10 \sim 24$ 。

### 3.3 螺旋开沟刀优化正交试验

#### 3.3.1 试验设计

为了优化螺旋开沟刀,降低功耗、提高效率,选择螺旋角、齿数、刃角、齿长为试验因素,以开沟旋转功耗、开沟前进功耗、比功为指标,按照 Box-

表 5 试验设计与结果

Tab.5 Experimental design and results

序号	因素				开沟旋转功耗/kW	开沟前进功耗/kW	比功/( $\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{kg}^{-1}$ )
	螺旋角 $K_1/(^\circ)$	齿数 $K_2$	刃角 $K_3/(^\circ)$	齿长 $K_4/mm$			
1	30	17	20	10	7.684	0.175	0.185
2	20	24	30	20	7.347	0.144	0.177
3	20	17	10	10	7.591	0.188	0.179
4	20	17	30	30	7.466	0.136	0.189
5	20	17	20	20	6.987	0.127	0.174
6	20	24	10	20	7.737	0.150	0.187
7	10	17	20	10	7.700	0.226	0.188
8	20	17	30	10	7.132	0.186	0.171
9	10	10	20	20	7.262	0.163	0.188
10	20	17	20	20	7.215	0.136	0.179
11	20	10	20	10	6.737	0.174	0.157
12	20	17	20	20	6.987	0.127	0.174
13	20	17	20	20	7.215	0.136	0.179
14	20	24	20	30	7.662	0.155	0.190
15	10	17	30	20	6.941	0.125	0.179
16	20	10	20	30	7.614	0.126	0.191
17	30	10	20	20	7.913	0.139	0.198
18	10	24	20	20	7.624	0.150	0.195
19	20	17	20	20	7.215	0.127	0.179
20	20	17	10	30	7.853	0.143	0.200
21	10	17	20	30	7.085	0.129	0.191
22	20	24	20	10	7.582	0.194	0.178
23	10	17	10	20	8.022	0.164	0.206
24	30	24	20	20	8.279	0.160	0.205
25	20	10	30	20	6.953	0.133	0.167
26	30	17	20	30	8.801	0.159	0.223
27	30	17	30	20	8.185	0.147	0.204
28	20	10	10	20	7.072	0.147	0.170
29	30	17	10	20	8.177	0.155	0.205
30	20	17	20	20	6.987	0.136	0.174

#### (2) 开沟前进功耗模型方差分析

根据试验结果进行回归拟合分析,得到关于试验因素与开沟前进功耗的二次回归模型,前进功耗

表6 开沟旋转功耗模型方差分析

Tab.6 Analysis of variance of ditching torque power consumption model

方差来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	6.57	14	0.469 6	32.15	<0.000 1
$K_1$	1.62	1	1.62	110.68	<0.000 1
$K_2$	0.598 8	1	0.598 8	41	<0.000 1
$K_3$	0.491 4	1	0.491 4	33.65	<0.000 1
$K_4$	0.352	1	0.352	24.1	0.000 2
$K_1K_2$	$4.65 \times 10^{-6}$	1	$4.65 \times 10^{-6}$	0.000 3	0.986
$K_1K_3$	0.296	1	0.296	20.27	0.000 4
$K_1K_4$	0.749 9	1	0.749 9	51.35	<0.000 1
$K_2K_3$	0.018 5	1	0.018 5	1.26	0.278 7
$K_2K_4$	0.159	1	0.159	10.89	0.004 9
$K_3K_4$	0.001 3	1	0.001 3	0.090 5	0.767 7
$K_1^2$	2.13	1	2.13	146.12	<0.000 1
$K_2^2$	0.035	1	0.035	2.4	0.142 3
$K_3^2$	0.171 3	1	0.171 3	11.73	0.003 8
$K_4^2$	0.308 7	1	0.308 7	21.14	0.000 3
残差	0.219 1	15	0.014 6		
失拟项	0.140 9	10	0.014 1	0.901 3	0.586 2
纯误差	0.078 2	5	0.015 6		
总和	6.79	29			

模型方差分析结果如表7所示。由方差分析结果可知,试验因素与响应变量开沟前进功耗模型  $P < 0.000 1$ ,模型极显著。模型失拟项  $P = 0.117 9$ ,说明无失拟因素存在,拟合的回归方程良好,可以用于预测分析。试验因素  $K_2$ 、 $K_3$ 、 $K_4$ 影响显著,从  $P$  检验

表7 开沟前进功耗模型方差分析

Tab.7 Ditching forward resistance power consumption model variance analysis

方差来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	0.016 1	14	0.001 2	0.26	<0.000 1
$K_1$	0	1	0	0.656 1	0.430 6
$K_2$	0.000 4	1	0.000 4	7.31	0.016 3
$K_3$	0.000 5	1	0.000 5	8.2	0.011 8
$K_4$	0.007 4	1	0.007 4	130.58	<0.000 1
$K_1K_2$	0.000 3	1	0.000 3	5.02	0.040 6
$K_1K_3$	0.000 2	1	0.000 2	4.25	0.057
$K_1K_4$	0.001 7	1	0.001 7	29.28	<0.000 1
$K_2K_3$	0	1	0	0.364 5	0.555
$K_2K_4$	0	1	0	0.452	0.511 6
$K_3K_4$	0	1	0	0.178 9	0.678 3
$K_1^2$	0.001 3	1	0.001 3	23.63	0.000 2
$K_2^2$	0.000 3	1	0.000 3	5.48	0.033 4
$K_3^2$	0.000 2	1	0.000 2	2.83	0.113 3
$K_4^2$	0.004 8	1	0.004 8	84.08	<0.000 1
残差	0.000 9	15	0.000 1		
失拟项	0.000 7	10	0.000 1	3.01	0.117 9
纯误差	0.000 1	5	0		
总和	0.017	29			

值可以看出对开沟前进功耗影响从大到小的顺序为: $K_4$ 、 $K_3$ 、 $K_2$ 。交互项  $K_1K_2$ 、 $K_1K_4$ 对模型的影响显著,其余不显著。说明螺旋角与齿数对开沟前进功耗有一定交互作用。而  $K_1K_4$ 的  $P$  值小于0.01,说明螺旋角与齿长对开沟前进功耗交互影响作用极显著。二次项中除了  $K_3^2$  的影响不显著外,其余对开沟前进功耗均有显著影响。

在去除对开沟前进功耗影响不显著交互项后,得到关于试验因素与开沟前进功耗  $y_2$  间的二次回归方程

$$y_2 = 0.499 876 - 0.011 637K_1 - 0.005 774K_2 - 0.000 624K_3 - 0.015 861K_4 + 0.000 121K_1K_2 + 0.000 204K_1K_4 + 0.000 133K_1^2 + 0.000 124K_2^2 + 0.000 257K_4^2 \quad (13)$$

### (3) 比功模型方差分析

根据试验结果进行回归拟合分析,获取试验因素与比功的二次回归模型,并对比功模型进行方差分析,结果如表8所示。由表8可知,模型  $P < 0.000 1$ ,失拟项  $P = 0.282 3$ ,说明模型极显著,且回归方程拟合良好,可以用于预测。同时,试验因素螺旋角  $K_1$ 、齿数  $K_2$ 、刃角  $K_3$ 、齿长  $K_4$ 对模型的影响均极显著。在交互项中, $K_1K_3$ 、 $K_1K_4$ 、 $K_2K_4$ 的  $P$  值均小于0.01,说明对模型的影响极显著,其余均不显著。二次项中, $K_1^2$ 、 $K_4^2$ 对模型的影响显著,其余均不显著,且  $K_1^2$ 影响明显大于  $K_4^2$ ,说明螺旋角的二次项对比功的影响大于齿长。

表8 比功模型方差分析

Tab.8 Variance analysis of specific power model

方差来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	0.005 7	14	0.000 4	28.35	<0.000 1
$K_1$	0.000 4	1	0.000 4	30.21	<0.000 1
$K_2$	0.000 3	1	0.000 3	22.62	0.000 3
$K_3$	0.000 3	1	0.000 3	22.32	0.000 3
$K_4$	0.001 3	1	0.001 3	92.97	<0.000 1
$K_1K_2$	$7.56 \times 10^{-8}$	1	$7.56 \times 10^{-8}$	0.005 3	0.942 9
$K_1K_3$	0.000 2	1	0.000 2	11.31	0.004 3
$K_1K_4$	0.000 3	1	0.000 3	22.01	0.000 3
$K_2K_3$	0	1	0	0.910 2	0.355 2
$K_2K_4$	0.000 1	1	0.000 1	8.89	0.009 3
$K_3K_4$	$1.50 \times 10^{-6}$	1	$1.50 \times 10^{-6}$	0.105	0.750 4
$K_1^2$	0.002 5	1	0.002 5	176.54	<0.000 1
$K_2^2$	0	1	0	0.874 7	0.364 5
$K_3^2$	0	1	0	3.38	0.085 8
$K_4^2$	0.000 1	1	0.000 1	5.84	0.028 9
残差	0.000 2	15	0		
失拟项	0.000 2	10	0	1.73	0.282 3
纯误差	0	5	$9.57 \times 10^{-6}$		
总和	0.005 9	29			



在去除对比功影响不显著交互项后,得到关于试验因素与比功  $y_3$  间的二次回归方程

$$y_3 = 0.264669 - 0.010043K_1 + 0.002349K_2 - 0.001758K_3 - 0.000682K_4 + 0.000064K_1K_3 + 0.000089K_1K_4 - 0.0008K_2K_4 + 0.00019K_1^2 + 0.000033K_4^2 \quad (14)$$

### 3.3.3 优化及验证

由于各因素对开沟旋转功耗、前进功耗、比功的影响不一致,因此需要进行全局多目标优化。以开沟旋转功耗  $y_1$ 、前进功耗  $y_2$ 、比功  $y_3$  最小为目标函数,以螺旋开沟刀螺旋角  $K_1$ 、齿数  $K_2$ 、刃角  $K_3$ 、齿长  $K_4$  为变量,在 Design-Expert 软件的优化模块中利用建立的试验因素与指标间的二次模型进行寻优求解,优化中 3 个试验指标取相同权重。优化模型为

$$\begin{cases} \min y_1 \\ \min y_2 \\ \min y_3 \\ 10^\circ \leq K_1 \leq 30^\circ \\ 10 \leq K_2 \leq 24 \\ 10^\circ \leq K_3 \leq 30^\circ \\ 10 \text{ mm} \leq K_4 \leq 30 \text{ mm} \end{cases} \quad (15)$$

优化结果为螺旋角  $17.6^\circ$ ,齿数 10,刃角  $30^\circ$ ,齿长  $19.76 \text{ mm}$ 。根据优化结果建立螺旋开沟刀模型进行仿真得开沟旋转功耗、开沟前进功耗和比功分别为  $6.74 \text{ kW}$ 、 $0.132 \text{ kW}$  和  $0.165 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{kg}$ 。

为了验证利用离散元法建立的开沟仿真模型及二次回归模型的正确性,根据优化结果试制开沟刀(图 12)并开展田间开沟试验。试验刀具安装在本文研究的开沟施肥机上。试验场地位于赣州脐橙种植基地,土壤为江西分布较为广泛的砖红壤,土壤含水率约  $17.56\%$ ,土壤硬度约为  $524 \text{ kPa}$ 。



图 12 优化后的螺旋开沟刀实物图

Fig. 12 Optimization results of spiral ditching opener

为了便于测量,选择开沟旋转功耗为目标开展实际开沟试验。开沟旋转功耗测试过程如图 13 所示。开沟试验时,为保持与仿真一致,设置开沟机前进速度为  $0.2 \text{ m/s}$ ,调整开沟刀具转速为  $400 \text{ r/min}$ ,使升降平台下降到目标开沟深度  $300 \text{ mm}$ 。用电流表测量电机电源端电流与电压,测得开沟旋转功耗

为  $7.14 \text{ kW}$ ,与仿真值  $6.74 \text{ kW}$  的误差为  $5.6\%$ ,误差在允许范围内。试验值与仿真值存在误差的原因可能是实际试验过程中电机及机械部件间存在损耗,而仿真为理想化模型。



图 13 开沟旋转功耗测试

Fig. 13 Ditching rotation power consumption test

## 4 田间试验

### 4.1 样机试制

根据前述设计分析结果加工立式螺旋开沟施肥机样机。加工后完成装配及电气线路连接,并检测各关键部件是否能稳定运行。立式螺旋开沟施肥机样机如图 14 所示。



图 14 立式螺旋开沟施肥机样机

Fig. 14 Prototype of vertical spiral ditching-fertilizing machine

### 4.2 试验条件

为了验证立式螺旋开沟施肥机整机各指标是否符合设计要求,开展开沟、施肥、覆土试验,测量开沟深度稳定性系数、沟底宽度一致性系数、施肥均匀性系数、覆土率 4 个主要指标。开沟及覆土试验于 2024 年 3 月上旬在江西省赣州市某脐橙种植基地进行(图 15)。试验场地土壤含水率为  $16.23\%$ ,深度为  $300 \text{ mm}$  土壤硬度为  $524 \text{ kPa}$ 。试验工具主要有:环刀、土壤硬度计、卷尺、直尺、称重器等。施肥均匀性试验主要是验证施肥机构稳定供肥的能力,为了便于收集肥料,施肥均匀性试验在硬地面进行。

### 4.3 试验方法

试验参照 NY/T 740—2003、NY/T 1003—2006 所规定的开沟、施肥机械作业质量评价试验方法



图15 赣州橙园

Fig.15 Ganzhou navel orange garden

进行。

在脐橙园内进行开沟试验(图16),施肥机开沟刀转速为400 r/min,前进速度为0.2 m/s,控制开沟部件下降到目标深度300 mm,与仿真保持一致,根据刀具结构,此时对应的最大开沟宽度为300 mm。试验重复进行2个行程,每个行程开沟长度为50 m,取每一行程中间30 m作为数据采集区间,在采集区间内等间距选择5个点,两个重复行程总计10个点,对每个测量点利用卷尺与直尺测量出开沟深度与沟底宽度。



图16 开沟试验

Fig.16 Ditching test

施肥均匀性试验设置刀具转速、前进速度与开沟试验一致,试验在硬地面进行(图17)。设置施肥螺旋输送机转速为110 r/min,施肥行程总长为30 m。施肥后,取中间10 m等间距选择10个测量点,在每个测量点附近收集区间长度为10 cm的肥料,对其分别称量。试验重复3个行程,共采集30个测量点的肥料质量,用于计算施肥均匀性。



图17 施肥均匀性试验

Fig.17 Fertilization uniformity test

按照上述方法进行开沟、施肥试验后,计算出开

沟深度稳定性系数、沟底宽度一致性系数及施肥均匀性系数。

覆土试验也在脐橙果园内进行。测量点选择方法与开沟试验相同。开沟覆土后,在测量行程方向等间距选择5个测量点,并沿测量点前后10 cm选择总长为20 cm的区域作为数据采集区域。数据测量时先后利用两隔板将数据采集区域与外侧隔离,避免测量过程中测量区域外的土壤滑落到数据采集区域,然后分别将数据采集区域沟内及沟两侧地表的土壤进行称量,计算覆土率为

$$\varepsilon_F = \frac{W_i}{W_i + W_o} \times 100\% \quad (16)$$

式中  $\varepsilon_F$ ——覆土率, %

$W_i$ ——沟内土壤质量, kg

$W_o$ ——沟外土壤质量, kg

#### 4.4 试验结果

试验结果如表9所示。计算得所设计的开沟施肥机开沟深度稳定性系数为96.91%,沟底宽度一致性系数为98.16%,施肥均匀性系数为97.08%,覆土率平均值为77.38%。评价指标满足相关标准对开沟施肥机的要求。

表9 样机试验结果

Tab.9 Test results of prototype

参数	平均值 $h$	样本标准差 $S$	稳定/一致/均匀性系数 $U$
开沟深度	292.56 mm	9.03 mm	96.91%
沟底宽度	193.55 mm	3.56 mm	98.16%
施肥量	159.91 g	4.66 g	97.08%
覆土率	77.38%	1.07%	

## 5 结论

(1)设计了一种适用于丘陵果园的立式螺旋开沟施肥机,具备开沟、施肥、覆土三大功能。通过理论分析完成了开沟、施肥、覆土三大装置的设计,并设计了滚珠丝杆传动机构,实现了开沟深度调节。

(2)进行了开沟功耗理论分析,确定了影响开沟功耗的因素,根据丘陵果园板结土壤特点建立了螺旋开沟刀离散元仿真模型,对影响开沟功耗的螺旋开沟刀结构参数进行了优化。优化结果为:螺旋角17.6°、齿数10、刃角30°、齿长19.76 mm。按照优化结果加工刀具进行了验证试验,结果表明:仿真开沟功耗和实际开沟功耗误差为5.6%。

(3)进行了立式螺旋开沟施肥样机试制并开展了田间试验。田间试验测得开沟深度稳定性系数、沟底宽度一致性系数、施肥均匀性系数和覆土率分别为96.91%、98.16%、97.08%和77.38%,试验测

量各项指标符合要求。

(4)本文设计的立式螺旋开沟施肥机外形尺寸为2.00 m × 1.08 m × 1.20 m,整机最大功率为13.4 kW。与部分功率、尺寸更小的机具相比,本文

设计的开沟施肥机能达到更大的开沟深度(沟宽和沟深均为30 cm);与现有同类型机型相比,具有结构尺寸更小、整机功耗更低、开沟施肥覆土一体化程度高等优点。

#### 参 考 文 献

- [1] 赵吉红. 水肥一体化技术应用中存在的问题及解决对策[D]. 杨凌:西北农林科技大学, 2016.  
ZHAO Jihong. The problems and solutions in the adaption of fertigation technology[D]. Yangling: Northwest A&F University, 2016. (in Chinese)
- [2] 张轩,陈中武,李君略,等. 果园遥控开沟施肥机设计与试验[J]. 现代农业装备, 2023, 44(3): 39-46.  
ZHANG Xuan, CHEN Zhongwu, LI Junlue, et al. Design and experiment of orchard remote control furrowing and fertilizing machine[J]. Modern Agricultural Equipments, 2023, 44(3): 39-46. (in Chinese)
- [3] 郭振华,陈焕美,伊海涛,等. 果园施肥机械研究现状与展望[J]. 新疆农机化, 2019(6): 22-25, 31.  
GUO Zhenhua, CHEN Huanmei, YI Haitao, et al. Research and prospect of the status quo of fertilization machinery in orchard[J]. Xinjiang Agricultural Mechanization, 2019(6): 22-25, 31. (in Chinese)
- [4] 王少伟,李善军,张衍林,等. 山地果园开沟机倾斜螺旋式开沟部件设计与优化[J]. 农业工程学报, 2018, 34(23): 11-22.  
WANG Shaowei, LI Shanjun, ZHANG Yanlin, et al. Design and optimization of inclined helical ditching component for mountain orchard ditcher[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(23): 11-22. (in Chinese)
- [5] 张宏建,徐春保,刘双喜,等. 自动调节深度式果园双行开沟施肥机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(1): 62-72.  
ZHANG Hongjian, XU Chunbao, LIU Shuangxi, et al. Design and experiment of orchard double row ditching-fertilizer machine with automatic depth adjustment[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(1): 62-72. (in Chinese)
- [6] 朱新华,李洪春,李旭东,等. 果园有机肥机械化环沟施肥方法及其实现[J]. 农业工程学报, 2023, 39(17): 60-70.  
ZHU Xinhua, LI Hongchun, LI Xudong, et al. Mechanized ring-furrow fertilization of organic fertilizers in orchards[J]. Transactions of the CSAE, 2023, 39(17): 60-70. (in Chinese)
- [7] 臧家俊. 矮砧果园有机肥料开沟施肥装置设计与试验[D]. 杨凌:西北农林科技大学, 2020.  
ZANG Jiajun. Design and experiment of trenching and fertilizing device for organic fertilizer in dwarf orchard[D]. Yangling: Northwest A&F University, 2020. (in Chinese)
- [8] 谢灿. 山地果园环状开沟施肥装置的研究[D]. 重庆:西南大学, 2022.  
XIE Can. Study of circular trenching and fertilizing device in mountain orchards[D]. Chongqing: Southwest University, 2022. (in Chinese)
- [9] 肖宏儒,赵映,丁文芹,等. 1KS60-35X型果园双螺旋开沟施肥机刀轴设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(10): 32-39.  
XIAO Hongru, ZHAO Ying, DING Wenqin, et al. Design and experiment on blade shaft of 1KS60-35X type orchard double-helix trenching and fertilization machine[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(10): 32-39. (in Chinese)
- [10] 朱新华,赵怀松,伏胜康,等. 猕猴桃果园有机肥免开沟施肥机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(9): 133-142.  
ZHU Xinhua, ZHAO Huaisong, FU Shengkang, et al. Design and test of applicator for kiwifruit orchards to mix organic fertilizer into soil without furrowing[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9): 133-142. (in Chinese)
- [11] 谭好超,徐丽明,马帅,等. 刮板式有机肥条铺与旋耕混合施肥机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(11): 163-175.  
TAN Haochao, XU Liming, MA Shuai, et al. Design and experiment of scraper organic fertilizer strip spreading and rotary tillage mixed fertilizer applicator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(11): 163-175. (in Chinese)
- [12] 吕正洋. 降低立式螺旋开沟机功率消耗的途径[J]. 农业机械学报, 1994, 25(2): 78-83.  
LÜ Zhengpan. Ways to reduce the power consumption of vertical spiral ditcher[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1994, 25(2): 78-83. (in Chinese)
- [13] 薛子萱. 立式螺旋开沟机工作部件设计及优化[D]. 杨凌:西北农林科技大学, 2011.  
XUE Zixuan. Design and optimization of working parts in upright screw ditcher[D]. Yangling: Northwest A&F University, 2011. (in Chinese)
- [14] 张建路. 苹果园双侧开沟施肥机排肥装置设计与试验[D]. 保定:河北农业大学, 2022.  
ZHANG Jianlu. Design and experiment of fertilizer discharge device of double-side ditching fertilizer applicator in apple orchard[D]. Baoding: Hebei Agricultural University, 2022. (in Chinese)
- [15] 中华人民共和国工业和信息化部. 螺旋输送机:JB/T 7679—2019[S]. 北京:机械工业出版社, 2019.
- [16] 陈雄飞,罗锡文,王在满,等. 两级螺旋排肥装置的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(3): 10-16.  
CHEN Xiongfei, LUO Xiwen, WANG Zaiman, et al. Design and experiment of fertilizer distribution apparatus with double-level screws[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(3): 10-16. (in Chinese)

- [23] 张凯兵,章爱群,李春生. 基于 HSV 空间颜色直方图的油菜叶片缺素诊断[J]. 农业工程学报, 2016, 32(19): 179-187.  
ZHANG Kaibing, ZHANG Aiqun, LI Chunsheng. Diagnosis of rape leaf nutrient deficiency based on HSV spatial color histogram[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(19): 179-187. (in Chinese)
- [24] 毕威,黄伟国,张永萍,等. 基于图像显著轮廓的目标检测[J]. 电子学报, 2017, 45(8): 1902-1910.  
BI Wei, HUANG Weiguo, ZHANG Yongping, et al. Object detection based on image salient contours[J]. Acta Electronica Sinica, 2017, 45(8): 1902-1910. (in Chinese)
- [25] 邓飙,于传强,李天石,等. 基于估计点的双窗宽核密度估计算法[J]. 仪器仪表学报, 2011, 32(3): 615-620.  
DENG Biao, YU Chuanqiang, LI Tianshi, et al. Double window width kernel density estimation algorithm based on estimation points[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2011, 32(3): 615-620. (in Chinese)
- [26] 张保强,陈国平,郭勤涛. 结构动力学模型确认问题的核密度估计方法[J]. 机械工程学报, 2011, 47(17): 29-36.  
ZHANG Baoqiang, CHEN Guoping, GUO Qintao. Kernel density estimation method for structural dynamics model validation [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(17): 29-36. (in Chinese)
- [27] HINNEBURG A, KEIM D A. An efficient approach to clustering in large multimedia databases with noise[J]. Knowledge Discovery and Data Mining, 1998, 47(5): 58-65.
- [28] ESTER M, KRIEGLER H P, SANDER J, et al. A density-based algorithm for discovering clusters in large spatial databases with noise[J]. AAAI Press, 1996, 43(7): 226-231.
- [29] FU Q, TONG X, LIU H H Z. A GPU-accelerated PCG method for the block adjustment of large-scale high-resolution optical satellite imagery without GCPs[J]. Photogrammetric Engineering & Remote Sensing: Journal of the American Society of Photogrammetry, 2023, 89(10): 211-220.
- [30] 杨洋,张博立,查家翼,等. 玉米行间导航线实时提取[J]. 农业工程学报, 2020, 36(12): 162-171.  
YANG Yang, ZHANG Boli, ZHA Jiayi, et al. Real time extraction of corn inter row navigation lines[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(12): 162-171. (in Chinese)

(上接第 233 页)

- [17] 张宏建,徐春保,刘双喜,等. 自动调节深度式果园双行开沟施肥机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(1): 62-72.  
ZHANG Hongjian, XU Chunbao, LIU Shuangxi, et al. Design and experiment of orchard double row ditching-fertilizer machine with automatic depth adjustment[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(1): 62-72. (in Chinese)
- [18] 方龙羽. 电驱式螺旋排肥装置的设计与试验[D]. 广州:华南农业大学, 2020.  
FANG Longyu. Design and experiment of electric driven spiral fertilizer discharge device[D]. Guangzhou: South China Agricultural University, 2020. (in Chinese)
- [19] 邓越云. 葡萄园厩肥与颗粒肥混合排肥装置设计与试验[D]. 石河子:石河子大学, 2022.  
DENG Yueyun. Design and experiment of mixed fertilizer discharge device for vineyard manure and granular fertilizer[D]. Shihezi: Shihezi University, 2022. (in Chinese)
- [20] THAKUR S C, MORRISSEY J P, SUN J, et al. Micromechanical analysis of cohesive granular materials using the discrete element method with an adhesive elasto-plastic contact model[J]. Granular Matter, 2014, 16(3): 383-400.
- [21] AWUAH E, ZHOU J, LIANG Z, et al. Parametric analysis and numerical optimisation of Jerusalem artichoke vibrating digging shovel using discrete element method[J]. Soil and Tillage Research, 2022, 219: 105344.
- [22] UCGUL M, FIEKE J, SAUNDERS C. Three-dimensional discrete element modelling (DEM) of tillage: accounting for soil cohesion and adhesion[J]. Biosystems Engineering, 2015, 129: 298-306.
- [23] ZHANG L, ZHAI Y B, CHEN J N, et al. Optimization design and performance study of a subsoiler underlying the tea garden subsoiling mechanism based on bionics and EDEM[J]. Soil and Tillage Research, 2022, 220: 105375.
- [24] DU J, HENG Y F, ZHENG K, et al. Investigation of the burial and mixing performance of a rotary tiller using discrete element method[J]. Soil and Tillage Research, 2022, 220: 105349.
- [25] UCGUL M, SAUNDERS C, FIEKE J. Discrete element modelling of tillage forces and soil movement of a one-third scale mouldboard plough[J]. Biosystems Engineering, 2017, 155: 44-54.
- [26] AIKINS K, UCGUL M, BARR J, et al. Determination of discrete element model parameters for a cohesive soil and validation through narrow point opener performance analysis[J]. Soil and Tillage Research, 2021, 213: 105123.
- [27] 祝英豪,夏俊芳,曾荣,等. 基于离散元的稻板田旋耕功耗预测模型研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(10): 42-50.  
ZHU Yinghao, XIA Junfang, ZENG Rong, et al. Prediction model of rotary tillage power consumption in paddy stubble field based on discrete element method[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(10): 42-50. (in Chinese)