

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.06.012

基于犁体摆动减阻的油菜开畦沟装置设计与试验

张艳诚^{1,2} 洪旭¹ 于艳艳³ 陆丽芬¹ 陈萧羽¹ 朱龙图^{1,2}

(1. 云南农业大学机电工程学院, 昆明 650500; 2. 云南高校高原特色现代农业装备工程研究中心, 昆明 650500;
3. 云南经济管理学院信息与智能工程学院, 安宁 650300)

摘要: 在云南丘陵山区黏重土壤条件下针对传统油菜开畦沟装置耕作阻力大的问题, 本文设计了一种基于犁体摆动减阻的油菜开畦沟装置。基于沟型轮廓选择阻力更小的双铧犁作为开沟犁, 并根据库仑土压力理论、犁体摆角与畦沟宽度几何关系确定了犁体最大摆角; 运用机械原理图解法确定了机构构件尺寸参数, 并验证了其传动可行性; 最后通过分析摆动机构运动, 明确了摆动频率与犁体运动性能关系。为明确不同作业参数对摆动开畦沟犁减阻性能的影响, 探明装置适宜作业参数范围, 确定装置最佳作业参数, 以犁体摆动角度、频率和作业速度为试验因素, 以牵引阻力为评价指标, 基于 EDEM 分别开展单因素仿真试验和 Box - Behnken 仿真试验。单因素试验结果表明, 装置适宜的作业速度为 0.5 ~ 0.75 m/s、摆动频率为 6 ~ 8 Hz、犁体摆动角度为 8° ~ 9.5°。Box - Behnken 试验结果表明, 装置最佳作业参数为作业速度 0.50 m/s、摆动频率 7.98 Hz、摆动角度 8.1°。田间验证试验结果表明, 在最佳参数组合下, 装置平均牵引阻力为 1 021.03 N, 相较传统固定装配犁体(1 260.73 N)降低率为 19.00%, 与仿真预测值误差为 3.9%; 所开畦沟深稳定系数与沟宽稳定系数均不小于 93.8%。摆动开畦沟装置减阻效果明显, 沟型稳定, 可为开畦沟装置优化设计提供参考。

关键词: 油菜; 开畦沟装置; 摆动减阻

中图分类号: S222.5⁺2

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2026)06-0129-12

OSID:



Design and Experiment of Rapeseed Furrowing Device Based on Plowshare Oscillation for Drag Reduction

ZHANG Yancheng^{1,2} HONG Xu¹ YU Yanyan³ LU Lifen¹ CHEN Xiaoyu¹ ZHU Longtu^{1,2}

(1. Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Yunnan Agricultural University, Kunming 650500, China

2. Plateau-characteristic Modern Agricultural Equipment Engineering Research Center for Colleges and Universities in Yunnan, Kunming 650500, China

3. Faculty of Information and Intelligent Engineering, Yunnan College of Business Management, Anning 650300, China)

Abstract: Aiming to address the problem of high tillage resistance encountered by traditional rapeseed furrowing devices in the heavy clay soils of the Yunnan hilly and mountainous regions, a rapeseed furrowing device was designed based on plow body oscillation for drag reduction. A double-moldboard plow with lower resistance was selected as the furrowing plow based on the furrow profile. The maximum oscillation angle of the plow body was determined based on Coulomb's soil pressure theory and the geometric relationship between the plow body oscillation angle and furrow width. Mechanical principles and graphical methods were used to determine the dimensions of the mechanism components and verify its transmission feasibility. Finally, through motion analysis of the oscillating mechanism, the relationship between oscillation frequency and plow body motion performance was clarified. To determine the influence of different operating parameters on the drag reduction performance of the oscillating furrowing plow, identify the suitable operating parameter range, and determine the optimal operating parameters, single-factor and Box - Behnken simulation experiments were conducted using EDEM, with plow body

收稿日期: 2025-10-18 修回日期: 2025-12-16

基金项目: 国家自然科学基金项目(52565029)、云南省科技厅科技计划项目(202401CF070071)和云南省重大科技专项计划项目(202502AE090042)

作者简介: 张艳诚(1972—),男,副教授,主要从事智能化农业装备与农业机器人研究,E-mail: Zhyancheng72@163.com

通信作者: 朱龙图(1988—),男,讲师,博士,主要从事智能农业装备研究,E-mail: zhult2020@163.com

oscillation angle, frequency, and operating speed as experimental factors and traction resistance as the evaluation index. Single-factor experimental results showed that the suitable operating speed of the device was 0.5 ~ 0.75 m/s, the oscillation frequency was 6 ~ 8 Hz, and the plow body oscillation angle was 8° ~ 9.5°. Box - Behnken experimental results showed that the optimal operating parameters of the device were an operating speed of 0.50 m/s, an oscillation frequency of 7.98 Hz, and an oscillation angle of 8.1°. Field verification test results showed that, under the optimal parameter combination, the average traction resistance of the device was 1 021.03 N, a 19.00% reduction compared with the traditional fixed-assembly plow body (1 260.73 N), with an error of 3.9% compared with the simulation prediction. The furrow depth stability coefficient and furrow width stability coefficient were no less than 93.8%. The oscillating furrowing device showed significant drag reduction effects and stable furrow formation, providing a reference for the optimized design of furrowing devices.

Key words: rapeseed; furrow opening device; oscillating drag reduction

0 引言

油菜是我国重要的经济作物,在植物油供给中占据首要地位^[1-2]。作为典型的忌水作物^[3],其在云南种植尤为特殊。云南省约85%的降雨集中在5—10月^[4-5],而油菜通常在10月中旬播种^[6-7],此时土壤含水率较高,极易发生渍害。因此,在种植过程中需同步开设畦沟以利排水^[8-10]。与传统人工开沟相比,机械化开畦沟装置结构简单、作业效率高,已在油菜生产中得到广泛应用^[11-13]。

犁体是开畦沟装置的主要触土部件,在作业过程中会产生较大的牵引阻力^[14-15]。为降低阻力,国外学者提出多样化犁体结构设计,以适应不同土壤条件;部分犁体通过加装侧翼抵消侧向力,从而减少牵引阻力^[16-17]。国内研究则更注重犁体曲面几何优化,利用土机性能方程综合考虑土壤机械特性、作业工况、能量消耗等因素,实现对犁体工作面量化设计^[18-20]。然而,现有减阻方法多集中于犁体结构的改良,基于犁体运动特性的减阻研究仍较少。

振动法作为一种有效的减阻途径,通过在工作部件上施加振动,可显著降低牵引阻力^[21-22]。根据振幅不同,振动耕作部件可分为振动式和摆动式,振动式振幅通常只有几毫米,摆动式可达几厘米至几十厘米^[23]。振动式耕作部件应用广泛,如 SHAHGOLI 等^[24]通过振动减阻法对深松机、旋耕机和镇压装置等关键部件进行研究,取得了良好的减阻和防黏效果。董向前等^[25]研究了振动松土部件速度与轨迹特性,得出最佳振动频率为4.4 Hz,在该频率下牵引阻力可降低约40%,功耗下降11.7% ~ 59%。李明生等^[26]提出的“切振共作深松机”在离散元仿真与田间试验中均表现出显著的减阻效果,且在振动频率为12 Hz时性能最佳。尽管振动式耕作部件应用广泛,但因振幅偏小,其减阻潜力受限。相较之下,摆动式耕作部件不仅具备较高的振动频

率,还能实现较大幅度的摆动。典型代表1BD-2型摆动钉齿耙,其振动频率可达8~16 Hz,振幅为90~500 mm,与泰山-25型拖拉机配套使用后,能有效改善碎土效果并降低牵引阻力。然而,摆动式耕作部件在黏重土壤开畦沟作业中的应用却鲜有报道。

针对云南丘陵山区黏重土壤条件下油菜开畦沟装置牵引阻力过大的问题,本文提出一种基于摆动减阻的油菜开畦沟装置。基于沟型轮廓及犁体减阻性能选择适宜的开沟犁,通过库仑土压力理论、犁体摆角与畦沟宽度几何关系确定犁体最大摆角,运用机械原理图解法确定机构构件尺寸参数,并验证其可行性,通过运动分析确定摆动频率与犁体运动性能的关系。通过 EDEM 仿真试验,确定各关键因素对装置减阻性能影响,明确装置最佳作业参数,并通过田间试验验证装置作业和开沟性能。

1 总体结构及工作原理

1.1 装置总体结构

摆动减阻开畦沟装置总体结构如图1a所示,主要由犁架、万向节联轴器、摆动机构、船型稳沟器、限深轮等组成,可在开沟的同时进行摆动减阻,其主要技术参数见表1。其中摆动机构是实现开沟作业时减黏降阻的关键部件,具体构造如图1b所示,由差速器、转动盘、连接杆、开沟犁组成。

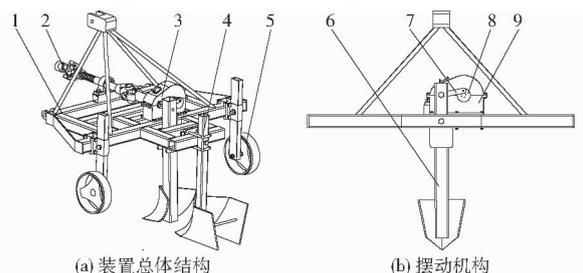


图1 油菜摆动减阻开畦沟装置

Fig.1 Rapeseed swing drag reduction furrow opening device
1.犁架 2.万向节联轴器 3.摆动机构 4.船型稳沟器 5.限深轮 6.开沟犁 7.连接杆 8.转动盘 9.差速器

表 1 油菜开畦沟装置主要技术参数

Tab.1 Main technical parameters of oilseed rape

furrow opening device

参数	数值
整机尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	1 881×1 608×1 429
传动比	1.5:1
工作幅宽/mm	150~350
作业深度/mm	150~250
整机质量/kg	281
配套功率/kW	≥33

1.2 装置工作原理

摆动减阻开畦沟装置以拖拉机 PTO 为动力源,动力经过万向节联轴器传输至摆动机构,进而实现犁体摆动。开沟作业时,摆动机构中开沟犁位于前方摆动脱土,开出畦沟大致轮廓;后方船型稳沟器将开出的畦沟定型,增加畦沟沟宽稳定性。因开沟犁开沟脱土,耕作阻力较大,使开沟犁摆动可以有效减少耕作阻力。限深轮安装则可以有效限定作业耕深,保证耕作过程畦沟沟深稳定性。

2 摆动机构设计

2.1 摆动机构犁体选择

为减少阻力,选取合适犁体,分析开畦沟装置开沟作业。开沟犁与船型稳沟器组合作业可开出理想沟型,装置所受主要牵引阻力 F_R 为

$$F_R = F_1 + F_2 \quad (1)$$

式中 F_1 ——开沟犁所受牵引阻力, N

F_2 ——船型稳沟器所受牵引阻力, N

船型稳沟器所受牵引阻力 F_2 主要取决于开沟犁作业后畦沟截面积。当开沟犁开沟轮廓越接近理想沟型,船型稳沟器所受牵引阻力越小。

开沟作业中单铧犁和双铧犁应用最广,两者作为摆动开沟犁时,开沟轮廓如图 2 所示。比较两者开沟轮廓,双铧犁开沟轮廓更接近理想沟型,船型稳沟器所受牵引阻力更小。因此,为减少装置所受牵引阻力,开沟犁选用双铧犁。

2.2 摆动机构受力分析

当拖拉机以速度 v_x 带动装置沿 x 轴正方向运动,开沟犁自身以速度 v_y 在 y 轴方向摆动作业时,土壤压于犁面,如图 3 所示。假设整片土壤是一个质点,作用犁面于点 O 。开沟犁在 z 轴上的阻力被限深轮支撑力和拖拉机上拉杆抵抗压缩变形所提供的反力所平衡,因此不会对牵引阻力造成影响,因此将空间力系简化为平面力系。当开沟犁处于平衡状态(v_x 匀速、 v_y 为 0)时受到的阻力 F_1 为

$$F_1 = F_{Rx} + F_{Ry} \quad (2)$$

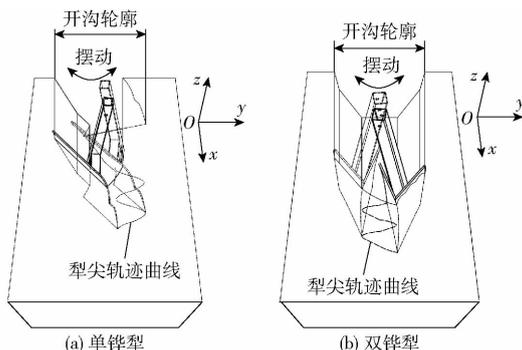


图 2 开沟轮廓

Fig.2 Trench profile

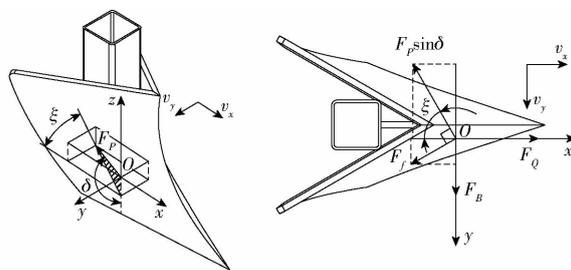


图 3 摆动机构静力学分析图

Fig.3 Static analysis diagram of swing mechanism

其中

$$\begin{cases} F_{Rx} = F_Q = F_p \sin \delta \cos \xi - F_f \sin \xi \\ F_{Ry} = F_B = F_p \sin \delta \sin \xi - F_f \cos \xi \\ F_p = \mu F_f \end{cases} \quad (3)$$

式中 F_1 ——开沟犁所受牵引阻力矢量, N

F_{Rx} ——在 x 轴方向开沟犁所受牵引阻力矢量, N

F_{Ry} ——在 y 轴方向开沟犁所受牵引阻力矢量, N

F_p ——土壤质点对犁面压力,垂直犁面向内, N

F_Q ——装置在 x 正向所受牵引力, N

F_B ——犁体在 y 正向所受摆动力, N

F_f ——犁体所受的摩擦力,方向与犁面同向, N

δ —— F_p 与 y 轴所夹的锐角, ($^\circ$)

ξ ——犁面与 x 轴所夹锐角的余角, ($^\circ$)

μ ——犁体材料与土壤静摩擦因数

根据应用犁体可测得 ξ 、 δ ; 由于物体处于平衡状态, F_Q 、 F_B 未知,无法通过力的等效替换求得 F_p ,因此根据库仑土压力理论^[27]对 F_p 进行求取。

假设犁体作业如图 4a 所示,此时犁体正处于摆动行程最右端,犁体右面向右挤压土体使土体达到被动极限平衡状态,受力分析如图 4b 所示,此时 F_p 与挡土犁面反力 P 是一对相互作用力。挡土犁面一般属于平面应变问题,取沿犁面长度 0.1 m 进行分析;此时挡土犁面反力 P 、断裂面反力 R 和土体自重 w 构成封闭矢量三角形,如图 4c 所示。结合正弦

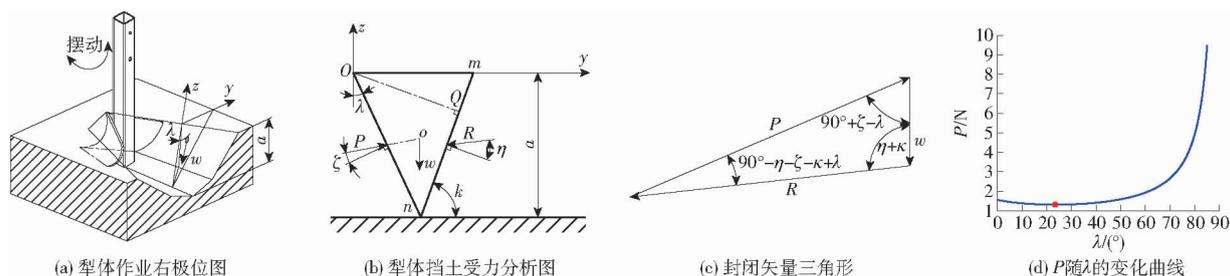


图4 库仑土压力分析图

Fig. 4 Coulomb earth pressure analysis diagrams

定律得到总被动土压力 P 为

$$P = \frac{w \sin(\kappa + \eta)}{\sin(90^\circ - \eta - \zeta - \kappa + \lambda)} \quad (4)$$

$$\text{其中 } w = 0.1 Gs = \frac{0.1 G a^2 \cos(\lambda - \kappa)}{2 \cos \lambda \sin \kappa} \quad (5)$$

式中 κ ——断裂面角, ($^\circ$)

η ——断裂面反力 R 与断裂面 nm 法线夹角, 一般为土壤内摩擦角, ($^\circ$)

ζ ——总被动土压力 P 与挡土犁面 On 法线的夹角, 一般为犁体材料与土壤静摩擦角, ($^\circ$)

λ ——挡土犁面 On 与铅垂面的夹角, 等于犁体向右最大摆角, ($^\circ$)

G ——土体重度, kN/m^3

a ——装置作业深度, m

s ——土体平面面积, m^2

根据已知条件, 当 P 对 κ 求导为 0 时, 土壤沿最大 P 产生断裂, 压于犁面上; 为了简便计算, 设 ζ 为 0, 即犁面光滑

$$\begin{cases} \frac{\partial P}{\partial \kappa} = \frac{0.1 G a^2}{2 \cos \lambda} \frac{-2 \cos(2\kappa + \eta - \lambda) (\sin(\eta - \lambda) - \sin(\lambda + \eta))}{(\sin(2\kappa + \eta - \lambda) - \sin(\eta - \lambda))^2} = 0 \\ 2\kappa \neq 0 \\ \eta \neq \lambda \\ \kappa = 45^\circ + \lambda - \eta \end{cases} \quad (6)$$

将已知条件代入式(4)得

$$P = \frac{w \sin(45^\circ + \lambda)}{\sin 45^\circ} = \frac{0.1 G a^2 \cos(\eta - 45^\circ) \sin(\lambda + 45^\circ)}{2 \cos \lambda \sin(45^\circ + \lambda - \eta) \sin 45^\circ} \quad (7)$$

由式(7)可知, P 为关于 λ 的三角函数, 由于土体重度 G 、装置作业深度 a 可测得, 为定常数; 因此 P 与 λ 关系为

$$P \propto f(\lambda) = \frac{\sin(45^\circ + \lambda)}{\cos \theta \sin(45^\circ + \lambda - \eta)} \quad (8)$$

为了更加直观地探求 P 与 λ 的关系, 基于 λ 的 transcendental 方程利用 Matlab 软件辅助求解, 当土壤内摩擦角 η 取 18° ^[28] 时, P 随 λ 的变化曲线如图 4d 所示。图中, 被动土压力 P 随犁体向右最大

摆角 λ 增大先减小后增大, 当 λ 为 23.35° 时, P 最小, 但 λ 在 $0^\circ \sim 50^\circ$ 范围内对 P 影响变化不大。

综上所述, F_p 等于 P , 即土壤对犁面的压力取决于犁体向右最大摆角 λ ; 即犁体摆角越大, 压在犁面上的土壤越重, 对犁体压力越大, 装置整体阻力越大; 因此, 在满足耕宽范围要求下, 犁体单边摆角尽量控制在 $0^\circ \sim 50^\circ$ 范围内。

2.3 摆角确定

为使装置所开畦沟符合油菜种植农艺要求, 根据图 5 所示犁体摆角示意图, 利用几何关系求得开沟犁左摆角与畦沟宽度关系为

$$\begin{cases} l_{wv} = l \sin \theta \\ l_{vk} = \sin \left(\frac{\beta}{2} - \theta \right) \frac{c}{\cos \frac{\beta}{2}} \\ l_{kq} = \tan e \left(a - l + l \cos \theta - \cos \left(\frac{\beta}{2} - \theta \right) \frac{c}{\cos \frac{\beta}{2}} \right) \\ \frac{b}{2} = l_{wv} + l_{vk} + l_{kq} \end{cases} \quad (9)$$

$$\text{其中 } e = \sigma - 90^\circ - \theta \quad (10)$$

式中 b ——畦沟宽度, mm

c ——起土角高度, mm

l ——转动中心到犁尖的高度, mm

l_{wv} ——点 w 到点 v 的距离, mm

l_{vk} ——点 v 到点 k 的距离, mm

l_{kq} ——点 k 到点 q 的距离, mm

e ——犁翼线与垂直于地心平面夹角, ($^\circ$)

θ ——左摆角, ($^\circ$)

σ ——坡度角, ($^\circ$)

β ——分土角, ($^\circ$)

结合油菜开畦沟农艺要求和农业农村部颁布的《全国高标准农田建设规划(2021—2030年)》, 为保证畦沟顺利排水, 要求装置作业深度 a 最大为 250 mm , 工作幅宽 b 最大为 350 mm 。设计中所用双铧犁起土角高 c 为 80 mm , 转动中心到犁尖高度 l 为 700 mm , 坡度角 σ 为 110° , 分土角 β 为 90° 。该犁体

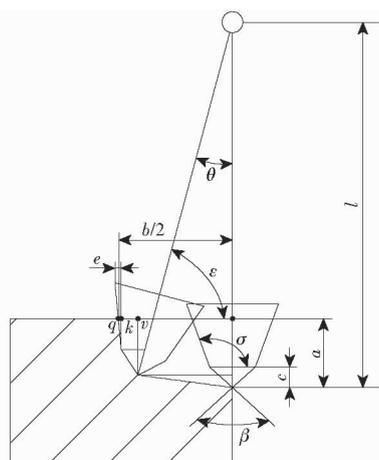


图 5 犁体摆角示意图

Fig. 5 Schematic of plow body swing angle

达到最大工作幅宽 350 mm 时,算出最大左摆角 θ 为 4.75° ,满足犁体单边摆角在 $0^\circ \sim 50^\circ$ 范围内;因此确定犁体最大左右摆角 2θ 为 9.5° 。

2.4 机构构件尺寸参数确定

摆动机构设计以曲柄摇杆机构为原型。根据机构运动简图(图 6),以开沟犁尖初始状态所在位置为坐标原点,建立直角坐标系,利用图解法求取构件尺寸参数 l_1, l_2, l_3 ,并验证其可行性。

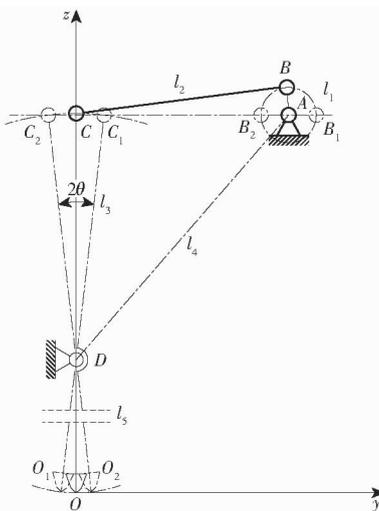


图 6 摆动机构运动简图

Fig. 6 Schematic of swing mechanism movement

由于差速器、开沟犁相对于机架位置确定,且差速器输出轴中心与转动盘回转中心重合,易知转动盘回转中心点 A 坐标为 $(134.83 \text{ mm}, 855 \text{ mm})$,开沟犁柱与机架转动副中心点 D 坐标为 $(0, 700 \text{ mm})$,进而可求得杆 AD 长度,即转动盘回转中心与开沟犁柱转动中心距离 l_4 为 205.41 mm 。

由于犁体左右摆角 2θ 已确定,因此过点 D 做 2 条虚线表示犁体处于行程最左、最右端时的状态,此时 2 条虚线夹角为 2θ ,且角平分线处于 y 轴上。为使机构正反行程均在工作且无急回特性,要求

连接杆与开沟犁柱铰接点随犁体摆动到左、右极位点时,与点 A 位于同一平行于 x 轴直线上,即点 C_1, C_2 与点 A 有相同纵坐标,此时可知点 C_1 坐标为 $(12.88 \text{ mm}, 855 \text{ mm})$ 、点 C_2 坐标为 $(-12.88 \text{ mm}, 855 \text{ mm})$,点 C 位于 y 轴上,点 C 坐标为 $(0, 855.53 \text{ mm})$;同理,点 B_1, B_2 为犁体处于左、右极位点时转动盘与连接杆铰接点位置,也与点 A 有相同纵坐标,且点 B_1 到点 B_2 的距离与点 C_1 到点 C_2 的距离相等,即点 B_1 坐标为 $(147.71 \text{ mm}, 855 \text{ mm})$ 、点 B_2 坐标为 $(121.95 \text{ mm}, 855 \text{ mm})$ 。

由上述可知,连接 AB 两点,可得杆 AB 长度,即转动盘回转中心到转动盘与连接杆铰接点连线距离 l_1 为 12.88 mm ;连接 BC 两点,可得杆 BC 长度,即连接杆长度 l_2 为 134.79 mm ;连接 CD 两点,可得杆 CD 长度,即连接杆与开沟犁柱铰接点到机架与开沟犁铰接点长度 l_3 为 155.53 mm 。

为了验证所得构件尺寸参数的可行性,按照上述数据计算最小传动角 γ_{\min} ,以确保最小传动角 $\gamma_{\min} \geq 50^\circ$ [29],计算式为

$$\begin{cases} \gamma_1 = \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_4 - l_1)^2}{2l_2l_3} \\ \gamma_2 = 180^\circ - \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_4 + l_1)^2}{2l_2l_3} \\ \min\{\gamma_1, \gamma_2\} = \gamma_{\min} \end{cases} \quad (11)$$

式中 γ_1 ——杆 AB 与杆 AD 重合时杆 BC、CD 所夹的角, ($^\circ$)

γ_2 ——杆 AB 与杆 AD 共线时杆 BC、CD 所夹的角, ($^\circ$)

γ_{\min} —— γ_1, γ_2 中较小角, ($^\circ$)

计算得 $\gamma_1 = 82.751^\circ, \gamma_2 = 82.749^\circ, \gamma_{\min} = \gamma_2$,满足传动要求。

综上所述,摆动机构杆 AB 长度 l_1 为 12.88 mm ,杆 BC 长度 l_2 为 134.79 mm ,杆 CD 长度 l_3 为 155.53 mm ,杆 AD 长度 l_4 为 205.41 mm ,犁体最大左右摆角 2θ 为 9.5° ,最小传动角 $\gamma_{\min} = 82.749^\circ$;机构满足将转动变为摆动要求,无急回特性,传动性能优越。

2.5 摆动机构运动分析

已知摆动机构各构件尺寸,为明确摆动频率与犁体运动性能关系,对摆动机构开展运动分析。

图 7a 为摆动机构封闭矢量多边形图,将封闭矢量方程式改写为复数形式,即

$$l_1 e^{i\theta_1} + l_2 e^{i\theta_2} = l_4 + l_3 e^{i\theta_3} \quad (12)$$

其中

$$\begin{cases} \theta_1 = \frac{\pi}{180^\circ} \omega_1 t \\ \omega_1 = \frac{n\pi}{30} = 2\pi f \end{cases} \quad (13)$$

式中 ω_1 ——杆 AB 即转动盘角速度, rad/s
 n ——差速器输出轴转速, r/min
 f ——摆动机构摆动频率, Hz
 t ——摆动机构作业时间, s
 θ_1 ——杆 AB 即转动盘转过角度, ($^\circ$)
 θ_2 ——杆 BC 即连接杆转过角度, ($^\circ$)
 θ_3 ——杆 CD 即开沟犁转过角度, ($^\circ$)

对式(12)进行时间 t 的一阶、二阶导数, 应用欧拉公式可解得开沟犁角速度和角加速度为

$$\begin{cases} \omega_3 = \frac{l_1 \omega_1 \sin(\theta_1 - \theta_2)}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \\ \alpha_3 = \frac{l_1 \omega_1^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + l_2 \omega_2^2 - l_3 \omega_3^2 \cos(\theta_3 - \theta_2)}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \\ F_y = m_3 a_3 = m_3 R' \sqrt{\omega_3^4 + \alpha_3^2} \\ F'_1 = F_x + F_y \\ \tan \theta' = \frac{F_y}{F_x} \end{cases} \quad (14)$$

式中 ω_2, ω_3 ——杆 BC、CD 即连接杆、开沟犁角速度, rad/s
 α_3 ——杆 CD 即开沟犁角加速度, rad/s²
 m_3 ——开沟犁质量, kg
 a_3 ——开沟犁质点加速度, m²/s

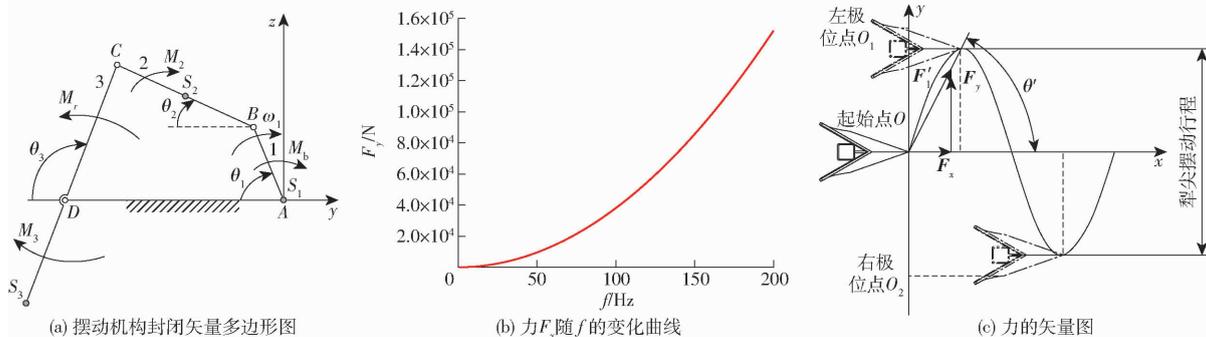


图7 摆动机构运动分析

Fig.7 Swing mechanism closed vector polygonal illustrations

R' ——机架与开沟犁铰接处到开沟犁质点距离, m
 F_x ——拖拉机在 x 轴方向提供力矢量, N
 F_y ——摆动机构在 y 轴方向所提供力矢量, N
 F'_1 ——开沟犁所受合力, N
 F_y ——摆动机构在 y 轴方向所提供力代数值, N
 F_x ——拖拉机在 x 轴方向提供力代数值, N
 θ' —— F_x 和 F_y 所夹角, ($^\circ$)

基于式(12)、(14), 根据已知构件参数, 利用 Matlab 软件量化力 F_y 与摆动频率 f 的关系, 可得摆动机构在 y 轴方向所提供的力 F_y 与摆动频率 f 的二次方成正比, 如图 7b 所示。结合式(12)、(14)和图 7 可知, 开沟犁所受合力由拖拉机在 x 轴方向提供的力 F_x 和摆动机构在 y 轴方向所提供的力 F_y 提供。随着摆动频率 f 增加, 犁体运行一个周期的时间减少, 同时力 F_y 呈非线性增长, 导致 θ' 变大; 理论上当 f 趋于正无穷时, 任何一瞬时的 θ' 皆呈 90° , 此时合力可全部由力 F_y 提供, 接触的土壤获得极大加速度, 皆被抛飞, 开畦沟装置不再受到 x 方向上的牵引阻力。由此可知, 摆动频率越大, 犁体受到 x 方向上的牵引阻力越小。

3 摆动机构开畦沟犁仿真试验

为了探究云南黏重土壤下摆动机构减阻性能, 运用 EDEM 离散元仿真软件对犁体摆动开畦沟过程进行仿真, 通过单因素试验得出适宜的犁体摆动角度、频率和作业速度等参数范围, 通过 Box - Behnken 得出犁体摆动最佳参数组合。

3.1 仿真模型建立

土槽长 \times 宽 \times 高为 1 000 mm \times 1 000 mm \times 400 mm, 采用平均直径 6 mm 球体模拟土壤颗粒, 土壤和工作部件基本物理参数参照文献[30 - 32], 如表 2 所示。土壤接触模型采用 Hertz - Mindlin with Booding

表 2 离散元仿真参数

Tab.2 Parameters of discrete element simulation

参数	数值
土壤泊松比	0.47
土壤密度/(kg·m ⁻³)	1 340
土壤剪切模量/Pa	1.3 $\times 10^6$
65Mn 泊松比	0.35
65Mn 密度/(kg·m ⁻³)	7 830
65Mn 剪切模量/Pa	7.27 $\times 10^{10}$
土壤-土壤间恢复系数	0.5
土壤-土壤间静摩擦因素	0.4
土壤-土壤间动摩擦因素	0.05
土壤-65Mn 间恢复系数	0.35
土壤-65Mn 间静摩擦因素	0.5
土壤-65Mn 间动摩擦因素	0.1

V2^[33-34]模型,参数如表3所示。开沟犁和船型稳沟器三维模型采用 Solidworks 软件建立,并按1:1导入 EDEM 软件,仿真模拟过程如图8所示。

表3 黏结键仿真参数

Tab.3 Bond simulation parameters

参数	数值
单位面积法向刚度/($\text{N}\cdot\text{m}^{-3}$)	5×10^6
单位面积切向刚度/($\text{N}\cdot\text{m}^{-3}$)	5×10^6
法向临界应力/Pa	1.5×10^4
切向临界应力/Pa	1.5×10^4
黏结半径/mm	6.6

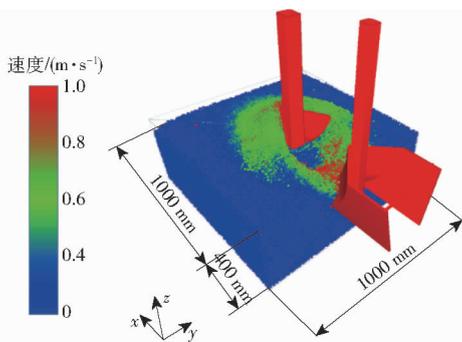


图8 减阻性能仿真模拟

Fig.8 Drag reduction performance simulation

3.2 单因素离散元仿真试验

根据前文分析可知,犁体摆角、摆动频率是影响犁体减阻性能的关键因素,同时作业速度对犁体耕作阻力也存在显著影响^[35]。为确定摆动开畦沟犁的适宜参数范围,分别对作业速度、摆动频率和犁体摆角进行单因素试验,以牵引阻力作为评价指标。

3.2.1 作业速度对犁体减阻性能的影响

为探究作业速度对犁体减阻性能的影响,对装置作业速度进行模拟仿真。根据前文计算结果,设置犁体摆动角度为 9.5° ;根据文献^[36],将犁体振动频率固定为6 Hz;鉴于油菜直播机开畦沟作业速度一般不超过 1.5 m/s ^[9,20],分别以作业速度0.5、0.75、1.0、1.25、1.5 m/s开展仿真试验。试验时,以0.01 s间隔进行数据采样,记录开沟犁和船型稳沟器共同作业的瞬时牵引阻力,并求相应的平均牵引阻力,结果如图9所示。

由图9a可知,装置作业速度越快,土壤施加于装置的反作用力越大,所引起牵引阻力越大。结合图9b可知,当作业速度为0.5~1.5 m/s时,装置速度越快,平均牵引阻力越大;当装置作业速度为0.5 m/s时,装置平均牵引阻力最小,减阻效果最优,因此适宜的作业速度为0.5~0.75 m/s。

3.2.2 摆动频率对犁体减阻性能的影响

为探究摆动频率对犁体减阻性能的影响,固定

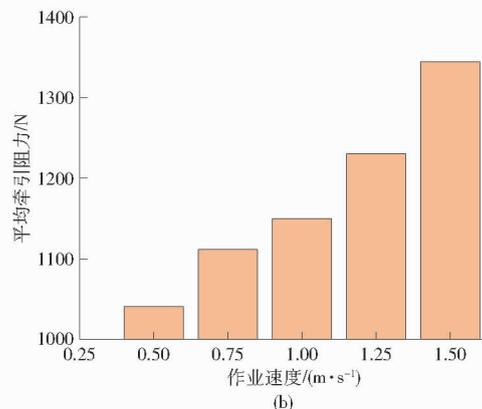
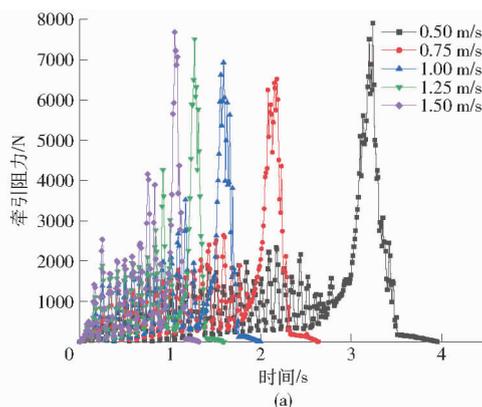


图9 作业速度对牵引阻力的影响

Fig.9 Effect of operating speed on traction resistance

作业速度为1 m/s,摆动角度为 9.5° ,作业深度为250 mm,根据文献^[25]提供的触土部件减阻振动频率,将摆动频率设为2、4、6、8、10 Hz 5个不同水平,开展仿真试验,结果如图10所示。

由图10a可知,当装置摆动频率为2 Hz时,装置牵引阻力图波形变化较缓,但随着作业时间增加,仿真土壤在犁前开始堆积,虽然犁体左右摆动减少了部分堆积土壤,但由于摆动频率过低,土壤减少效果并不明显,因此牵引阻力波形整体仍呈上升趋势。后续牵引阻力激增是开沟犁与船型稳沟器相继破土离开土槽,两者牵引阻力叠加导致;模拟装置开完畦沟,带着黏重土壤出沟的过程。

随着装置摆动频率增大,装置提供的摆动力增大,与犁面接触的土壤获得较大瞬间动能增量,同时对犁面施加较大的反作用力,导致牵引阻力出现明显波峰;而当犁体到达极位点,速度衰减至0,土壤依旧保持先前的速度,土壤、犁面几近分离,此时土壤对犁面施加的反作用力几乎为零,导致牵引阻力出现明显波谷。装置摆动频率越大,牵引阻力波峰波谷分层愈发明显,且同一时间段波峰波谷次数增多。当摆动频率大于4 Hz时,犁体摆动频率基本可清除犁体前堆积土壤,使各个波峰位于同一高度,装置平均牵引阻力变化不大,如图10b所示。当装置摆动频率为8 Hz时,减阻效果最好,适宜摆动频率为6~8 Hz。

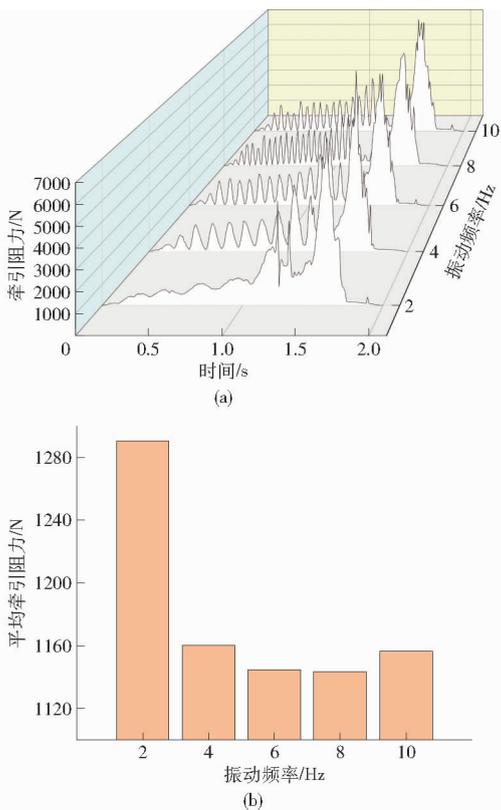


图10 摆动频率对牵引阻力的影响

Fig. 10 Effect of oscillation frequency on traction resistance

3.2.3 摆动角度对犁体减阻性能的影响

为探究摆动角度对犁体减阻性能的影响,固定作业速度为 1 m/s,摆动频率为 6 Hz,作业深度为 250 mm,同时将犁体摆动角度设为 2°、4°、6°、8°、9.5° 5 个水平,开展仿真试验,结果如图 11 所示。

由图 11a 可知,当装置摆动角度越小,开沟犁牵引阻力波形越接近呈上升趋势,虽摆动频率为 6 Hz,但犁体左右摆动行程过小,犁前土壤未能积蓄足够的冲量离开犁体,因此会造成犁前土壤堆积,增大前犁受力。且当摆动角度小于 9.5° 时,船型稳沟器修正沟型也会增加牵引阻力,二者叠加使得装置摆动角度越小,装置牵引阻力图波峰波谷变动越缓,平均牵引阻力越大,如图 11b 所示。当犁体摆动角度为 9.5° 时,装置减阻效果最优,适宜犁体摆动角度为 8°~9.5°。

3.3 Box - Behnken 仿真优化试验与结果分析

根据单因素试验确定适宜作业速度为 0.5 ~ 0.75 m/s,适宜摆动频率为 6 ~ 8 Hz,适宜犁体摆动角度为 8°~9.5°。为探究试验因素对评价指标的影响显著性和各因素间交互作用对评价指标的影响,得到最优参数组合,开展三因素三水平 Box - Behnken 试验,试验因素编码如表 4 所示。试验时,作业深度为 250 mm,工作幅宽为 350 mm。试验结果如表 5 所示, X_1 、 X_2 、 X_3 为因素编码值。

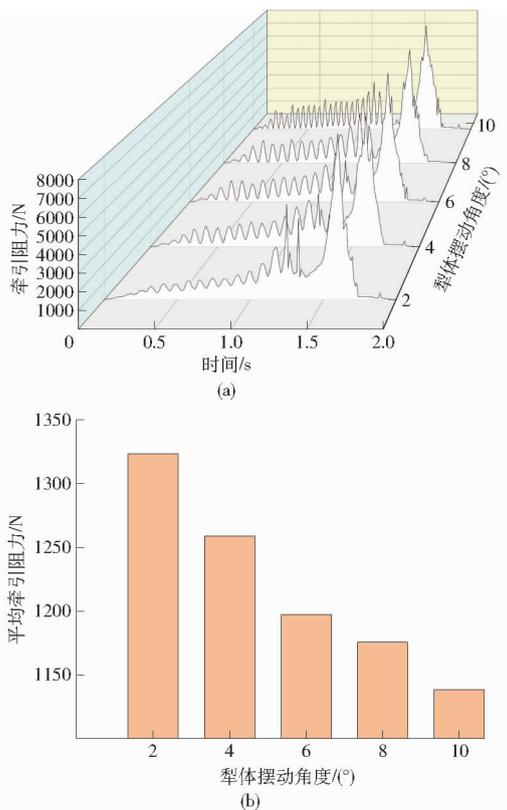


图11 犁体摆动角度对牵引阻力的影响

Fig. 11 Effect of plow body swing angle on traction resistance

表4 试验因素编码

Tab. 4 Experimental factors encoding

编码	因素		
	作业速度/ (m·s ⁻¹)	摆动频率/ Hz	犁体摆动角度/ (°)
-1	0.500	6	8.00
0	0.625	7	8.75
1	0.750	8	9.50

对表 5 中的数据进行方差分析,结果如表 6 所示。由表 6 可知,模型拟合度极显著 ($P < 0.01$),失拟项不显著 ($P > 0.05$),该模型可反映试验因素对牵引阻力的影响。现对试验结果进行多元线性回归,平均牵引阻力 Y 对作业速度、摆动频率、犁体摆角的二次多项式回归模型为

$$Y = 1112.57 + 35.34X_1 - 3.53X_2 - 3.69X_3 - 8.72X_1X_3 - 49.78X_1^2 - 15.38X_2^2 - 29.70X_3^2 \quad (15)$$

由表 6 可知,3 个试验因素对装置平均牵引阻力影响程度由大到小依次为 X_1 、 X_3 、 X_2 ; X_1 、 X_1^2 、 X_2^2 、 X_3^2 、 X_1X_3 影响极显著, X_1X_2 、 X_2X_3 影响不显著。

由图 12 可知,在作业速度各水平下,装置平均牵引阻力随作业速度增加呈先增后降趋于平缓趋势;在犁体摆动角度各水平下,装置平均牵引阻力随着犁体摆动角度增加呈先增大后减小的趋势,但整体走向相较于前者而言,较为平缓。利用

表5 Box - Behnken 试验结果

Tab.5 Box - Behnken experimental results

试验号	因素			平均牵引 阻力 Y/N
	X_1	X_2	X_3	
1	0	-1	1	1 064.32
2	-1	1	0	1 009.82
3	-1	-1	0	1 013.26
4	1	0	1	1 055.14
5	0	1	1	1 063.98
6	-1	0	1	1 002.98
7	0	0	0	1 116.22
8	0	0	0	1 106.80
9	0	0	0	1 113.00
10	0	0	0	1 117.50
11	0	-1	-1	1 078.14
12	-1	0	-1	993.60
13	0	0	0	1 109.34
14	0	1	-1	1 063.52
15	1	1	0	1 078.34
16	1	-1	0	1 088.22
17	1	0	-1	1 080.64

表6 试验结果方差分析

Tab.6 Variance analysis of test results

方差来源	平方和	均方	F	P
模型	27 067.50	3 007.50	247.34	<0.000 1**
X_1	9 988.50	9 988.50	821.46	<0.000 1**
X_2	99.97	99.97	8.22	0.024 1*
X_3	108.63	108.63	8.93	0.020 3*
$X_1 X_2$	10.37	10.37	0.852 7	0.386 5
$X_1 X_3$	304.15	304.15	25.01	0.001 6**
$X_2 X_3$	50.98	50.98	4.19	0.079 8
X_1^2	10 434.31	10 434.31	858.12	<0.000 1**
X_2^2	996.11	996.11	81.92	<0.000 1**
X_3^2	3 714.31	3 714.31	305.47	<0.000 1**
残差	85.12	12.16		
失拟项	3.58	1.19	0.058 5	0.979 0
纯误差	81.54	20.38		
总和	27 152.62			

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

Design-Expert 软件的 BBD 模块优化后得最佳参数组合为作业速度 0.50 m/s、摆动频率 7.98 Hz、摆动角度 8.1°, 此时, 平均牵引阻力为 982.90 N。

4 田间验证试验

4.1 试验条件与方法

为了验证油菜摆动开畦沟装置减阻效果, 以平均牵引阻力为指标, 在云南农业大学试验田进行田间试验。试验时测得土壤坚实度为 164 ~ 203 kPa, 土壤含水率为 18.1%, 土壤密度为 1.206 kg/cm³。

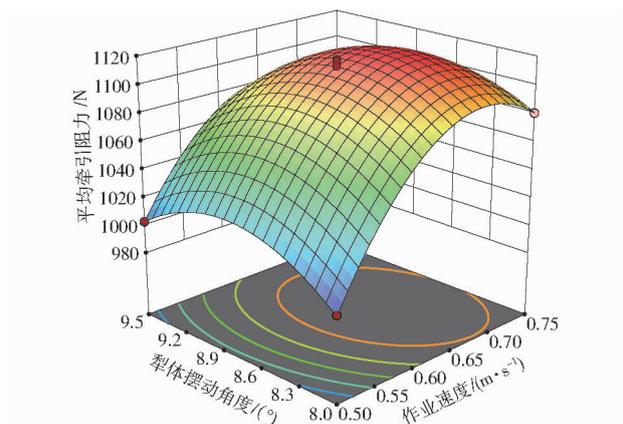


图12 响应曲面 ($X_2 = 0$)

Fig.12 Response surface ($X_2 = 0$)

土质质地以黏壤为主, 轻壤、砂壤次之^[37-38]。

试验设备主要包括东方红 LS904 型拖拉机(动力输出功率大于等于 66.2 kW)、油菜摆动开畦沟装置、计算机、轴销式传感器、直尺、四孔方板、U 形卡子、签板等, 如图 13 所示。



图13 田间试验

Fig.13 Field experiment

1. 东方红 LS904 型拖拉机
2. 轴销式传感器
3. 计算机
4. 油菜摆动开畦沟装置
5. U 形卡子
6. 四孔方板
7. 签板

根据响应面优化获得最佳参数为作业速度 0.50 m/s、摆动频率 7.98 Hz、摆动角度 8.1°。为便于操作, 试验时将最优参数取整: 作业速度 0.50 m/s、摆动频率 8 Hz、摆动角度 8°。油菜摆动开畦沟装置通过三点悬挂装置与拖拉机相连, 调节 PTO 转速为 720 r/min, 经差速器调速后犁体摆动频率为 8 Hz; 拖拉机以爬行一档前进, 可确保作业速度在 0.5 m/s

左右波动;连接杆为鱼眼轴承杆,可调节长度,将连接杆长度 l_2 由134.79 mm调节至127.97 mm,可实现犁体摆动角度为 8° 。装置沿直线距离作业40 m,在起点处与终点处用彩旗进行标记,便于驾驶人员观察。拖拉机在起点处通过液压装置将机具放下,限深轮保证耕深,机具开始入土开畦沟,计算机记录牵引阻力,行至终点由液压装置带动机具出土。整个过程重复3次,求取平均值。为与传统固定装配的犁体对照,验证摆动减阻效果,将开沟犁从摆动机构上拆下,用四孔方板和U形卡子固定装配在机架上,以同样方案记录作业速度为0.50 m/s时固定装配犁体牵引阻力。

开畦沟装置作业宽度为350 mm,作业深度为250 mm。为评估其畦沟质量,对已开畦沟进行测量。选取畦沟中间10 m区域为测量区域,每2 m对畦沟沟宽、沟深进行测量,使用签板测绘畦沟断面图,参照文献[34]统计方法计算每条畦沟平均沟宽、平均沟深、沟深稳定性、沟宽稳定性。

4.2 试验结果与分析

试验结果如表7所示,固定装配犁体作业速度为0.5 m/s,进行3次试验,可得平均牵引阻力为1 260.73 N;而摆动犁体当作业速度0.50 m/s、摆动频率为8 Hz、摆动角度为 8° 时,进行3次试验,平均牵引阻力为1 021.03 N,与仿真结果误差为3.9%,相较于传统固定犁体,平均牵引阻力降低率为19.00%。

表7 田间试验结果

Tab.7 Field trial results

试验号	平均牵引阻力/N		降低率/%
	固定犁体	摆动犁体	
1	1 279.12	1 024.71	19.89
2	1 260.60	1 018.27	19.22
3	1 242.48	1 020.12	17.90

摆动开畦沟装置和固定开畦沟装置畦沟质量试验结果见表8,畦沟平均断面见图14。由试验结果可知,对于摆动开畦沟装置,平均沟深为257.5~268.4 mm,平均沟宽为370.1~372.4 mm,与理论沟深、理论沟宽相对误差均在7.4%以内;对于固定开畦沟装置,平均沟深为258.9~265.5 mm,平均沟宽为358.8~360.5 mm,与理论沟深、理论沟宽相对误差均在6.2%以内。由此可知,摆动开畦沟装置和固定开畦沟装置沟型质量相差不大,且二者沟深稳定系数与沟宽稳定系数不小于93.8%,满足油菜开畦沟要求。

表8 开畦沟装置畦沟质量试验结果

Tab.8 Results of furrow quality test of furrowing device

类别	试验号	平均沟深/	沟深稳定	平均沟	沟宽稳定
		mm	系数/%	宽/mm	系数/%
固定犁体	1	258.9	94.4	358.8	97.9
	2	261.6	93.8	359.0	95.6
	3	265.5	93.9	360.5	97.2
摆动犁体	1	257.5	95.1	370.1	97.1
	2	268.4	94.4	372.4	96.6
	3	259.2	95.1	370.7	97.4

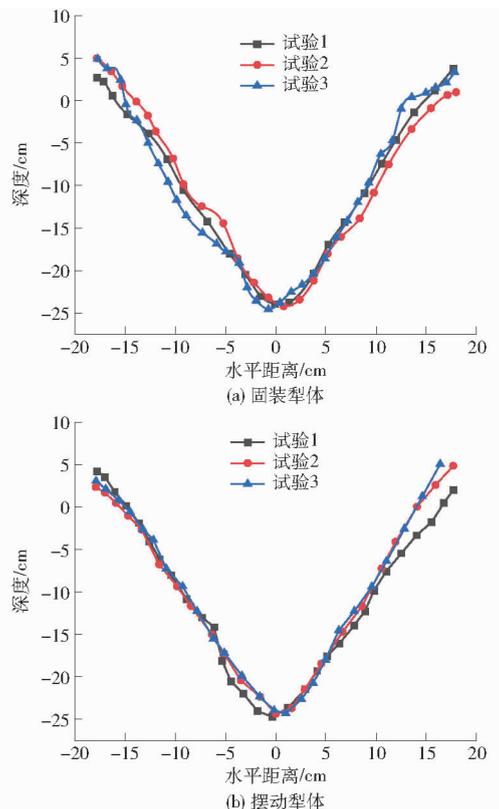


图14 装置畦沟断面图

Fig.14 Cross-sectional views of furrow of device

5 结论

(1)设计了一种基于犁体摆动减阻的油菜开畦沟装置。确定了开沟犁类型、犁体最大摆角、摆动机构构件尺寸,验证了装置传动可行性;同时,基于摆动机构运动分析,明确了摆动频率与犁体运动性能关系。

(2)基于EDEM对作业速度、摆动频率、犁体摆动角度进行了单因素仿真试验,结果表明,适宜的作业速度为0.5~0.75 m/s、摆动频率为6~8 Hz、犁体摆动角度为 8° ~ 9.5° 。Box-Behnken试验结果表明,装置最佳作业参数为作业速度0.50 m/s、摆动频率7.98 Hz、摆动角度 8.1° ,在此条件下牵引阻力为982.90 N。

(3)田间验证试验结果表明,在最佳参数组合

下,摆动开畦沟装置平均牵引阻力为1 021.03 N,与仿真结果误差为3.9%,相较传统固定装配犁体(1 260.73 N)平均牵引阻力降低率为19.00%,二者

沟型质量相差不大,且作业畦沟沟深稳定系数与沟宽稳定系数不小于93.8%,所开畦沟满足油菜开畦沟农艺要求。

参 考 文 献

- [1] 刘成,冯中朝,肖唐华,等.我国油菜产业发展现状、潜力及对策[J].中国油料作物学报,2019,41(4):485-489.
LIU Cheng, FENG Zhongchao, XIAO Tanghua, et al. Development, potential and adaptation of Chinese rapeseed industry[J]. Chinese Journal of Oil Crop Sciences, 2019,41(4):485-489. (in Chinese)
- [2] ZHAN Tian, JI Yinghao, XU Hanqing, et al. The potential contribution of growing rapeseed in winter fallow fields across Yangtze River Basin to energy and food security in China[J]. Resources, Conservation and Recycling,2021,164:105159.
- [3] 张树杰,廖星,胡小加,等.渍水对油菜苗期生长及生理特性的影响[J].生态学报,2013,33(23):7382-7389.
ZHANG Shujie, LIAO Xing, HU Xiaojia, et al. Effects of waterlogging on the growth and physiological properties of juvenile oilseed rape[J]. Acta Ecologica Sinica,2013,33(23):7382-7389. (in Chinese)
- [4] 荣艳淑,巩琳,卢寿德.云南2009—2014年持续性气象水文干旱特征及成因分析[J].水资源保护,2018,34(3):22-29.
RONG Yanshu, GONG Lin, LU Shoude. Analysis on characteristics and causes of persistent meteorological and hydrological drought in Yunnan from 2009 to 2014[J]. Water Resources Protection,2018,34(3):22-29. (in Chinese)
- [5] 程建刚,解明恩.近50年云南区域气候变化特征分析[J].地理科学进展,2008(5):19-26.
CHENG Jian'gang, XIE Ming'en. The analysis of regional climate change features over Yunnan in recent 50 years[J]. Progress in Geography,2008(5):19-26. (in Chinese)
- [6] 王积军,鲁剑巍,丛日环,等.油菜化肥农药高效施用技术与集成模式[M].北京:中国农业出版社,2021.
- [7] 符明联,魏生广,贺斌,等.云南省油菜轻简化栽培模式及效益分析[J].云南农业大学学报(自然科学版),2011,26(2):199-204.
FU Minglian, WEI Shengguang, HE Bin, et al. The mode and efficiency analysis of light and simple cultivation of rape in Yunnan[J]. Journal of Yunnan Agricultural University,2011,26(2):199-204. (in Chinese)
- [8] 李玲,张春雷,张树杰,等.渍水对冬油菜苗期生长及生理的影响[J].中国油料作物学报,2011,33(3):247-252.
LI Ling, ZHANG Chunlei, ZHANG Shujie, et al. Effects of waterlogging on growth and physiological changes of winter rapeseed seeding[J]. Chinese Journal of Oil Crop Sciences,2011,33(3):247-252. (in Chinese)
- [9] 刘晓鹏,张青松,刘立超,等.基于微分几何与EDEM的船型开畦沟装置触土曲面优化[J].农业机械学报,2019,50(8):59-69.
LIU Xiaopeng, ZHANG Qingsong, LIU Lichao, et al. Surface optimization of ship type ditching system based on differential geometry and EDEM simulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2019,50(8):59-69. (in Chinese)
- [10] 王立宗,廖庆喜,李蒙良,等.油菜高速免耕直播机驱动型开畦沟装置设计与试验[J].农业工程学报,2023,39(19):15-26.
WANG Lizong, LIAO Qingxi, LI Mengliang, et al. Drive-type ditching device of the high-speed no-tillage direct seeder for rapeseed[J]. Transactions of the CSAE,2023,39(19):15-26. (in Chinese)
- [11] MARAVEAS C, TSIGKAS N, BARTZANAS T. Agricultural processes simulation using discrete element method: a review [J]. Computers and Electronics in Agriculture,2025,237:110733.
- [12] 张青松,齐涛,敖倩,等.油菜机械直播机开沟浅旋装置设计与试验[J].农业机械学报,2023,54(10):58-67,104.
ZHANG Qingsong, QI Tao, AO Qian, et al. Design and experiment of rapeseed direct seeding machine with furrow opener and shallow plowing[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(10):58-67,104. (in Chinese)
- [13] 廖宜涛,谭钰,廖庆喜,等.主要粮油作物精量播种技术与装备研究进展[J].农业机械学报,2025,56(9):1-19.
LIAO Yitao, TAN Yu, LIAO Qingxi, et al. Research progress and development trends in precision seeding technologies for major grain and oil crops[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025,56(9):1-19. (in Chinese)
- [14] REN L, WANG Y, LI J, et al. Flexible unsmoothed cuticles of soil animals and their characteristics of reducing adhesion and resistance[J]. Chin. Sci. Bull., 1998, 43:166-169.
- [15] LIU Guoyang, XIA Junfang, ZHENG Kan, et al. Effects of vibration parameters on the interfacial adhesion system between soil and metal surface[J]. Soil and Tillage Research,2022,218:105294.
- [16] PLOUFFE C, LAGUE C, TESSIER S, et al. Moldboard plow performance in a clay soil: simulations and experiment[J]. American Society of Agricultural Engineers, 1999, 42(6):1531-1540.
- [17] NIDAL H A, RANDALL C. R. A nonlinear 3D finite element analysis of the soil forces acting on a disk plow [J]. Soil and Tillage Research, 2003, 74:115-124.
- [18] 张青松,汲文峰,廖宜涛,等.油菜直播机铧式开畦沟前犁曲面分析与阻力特性试验[J].农业机械学报,2014,45(2):130-135.
ZHANG Qingsong, JI Wenfeng, LIAO Yitao, et al. Surface analysis and resistance characteristics experiment on ditch plow ahead of direct rapeseed seeder[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2014,45(2):130-135. (in Chinese)

- [19] 燕桓,魏国梁,张青松,等. 稻茬田油菜直播机组合式开种沟装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2025,56(9):199-211.
YAN Huan, WEI Guoliang, ZHANG Qingsong, et al. Design and experiment of combined seed furrow opener for rapeseed direct seeder in rice stubble field[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025,56(9):199-211. (in Chinese)
- [20] 刘晓鹏,张青松,肖文立,等. 稻油轮作区驱动圆盘犁对置组合式耕整机设计与试验[J]. 农业机械学报,2017,48(12):33-41.
LIU Xiaopeng, ZHANG Qingsong, XIAO Wenli, et al. Design and experiment on symmetrical driven disc plows combined tillage machine for rice-rapeseed rotation area[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017,48(12):33-41. (in Chinese)
- [21] GUPTA C. P, RAJPUT D. S. Effect of amplitude and frequency on soil break-up by an oscillating tillage tool in a soil bin experiment[J]. Soil and Tillage Research,1993,25(4):329-338.
- [22] WANG Y, ZHANG D, YANG L, et al. Modeling the interaction of soil and a vibrating subsoiler using the discrete element method[J]. Computers and Electronics in Agriculture,2020,174:105518.
- [23] 李守仁,林金天. 驱动型土壤耕作机械的理论及计算[M]. 北京:机械工业出版社,1997:110-112.
- [24] SHAHGOIL G, SAUNDERS C, DESBIOLES J, et al. The effect of oscillation angle on the performance of oscillatory tillage[J]. Soil and Tillage Research, 2009, 104(1):97-105.
- [25] 董向前,宋建农,王继承,等. 草地振动松土机运动特性分析与振动频率优化[J]. 农业工程学报,2012,28(12):44-49.
DONG Xiangqian, SONG Jiannong, WANG Jicheng, et al. Vibration frequency optimization and movement characteristics analysis of vibration shovel for meadow[J]. Transactions of the CSAE,2012,28(12):44-49. (in Chinese)
- [26] 李明生,王元俊,谢守勇,等. 基于离散元法的切振共作深松机作业性能仿真分析及试验[J]. 农业工程学报,2024,40(20):81-90.
LI Mingsheng, WANG Yuanjun, XIE Shouyong, et al. Simulation analysis and test of the operation performance of shear vibration co-operation subsoiler based on discrete element method[J]. Transactions of the CSAE,2024,40(20):81-90. (in Chinese)
- [27] 曾德超. 机械土壤动力学[M]. 北京:北京科学技术出版社,1995:349-351.
- [28] 张新启,龚爱民,徐兴倩,等. 考虑含水率变化影响的红黏土边坡双强度折减法研究[J]. 水利水电技术,2020,51(9):181-186.
ZHANG Xinqi, GONG Aimin, XU Xingqian, et al. Double strength reduction method-based study on red clay slope under consideration of impact from water content variation[J]. Water Resources and Hydropower Engineering,2020,51(9):181-186. (in Chinese)
- [29] 孙桓,陈作模,葛文杰,等. 机械原理[M]. 9版. 北京:高等教育出版社,2021:187-189.
- [30] 赵玉清,李师沫,谢钰,等. 基于离散元的云南红壤仿真参数标定[J]. 沈阳农业大学学报,2024,55(4):465-473.
ZHAO Yuqing, LI Shimo, XIE Yu, et al. Calibration of Yunnan red soil simulation parameters based on discrete element method[J]. Journal of Shenyang Agricultural University,2024,55(4):465-473. (in Chinese)
- [31] 邢洁洁,张锐,张喜瑞,等. 海南热区砖红壤颗粒离散元仿真模型参数标定[J]. 农业工程学报,2020,36(5):158-166.
XING Jiejie, ZHANG Rui, ZHANG Xirui, et al. Parameter calibration of discrete element simulation model for latosol particles in hot areas of Hainan Province[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(5):158-166. (in Chinese)
- [32] 向伟,吴明亮,吕江南,等. 基于堆积试验的黏壤土仿真实物参数标定[J]. 农业工程学报,2019,35(12):116-123.
XIANG Wei, WU Mingliang, LÜ Jiangnan, et al. Calibration of simulation physical parameters of clay loam based on soil accumulation test[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(12):116-123. (in Chinese)
- [33] POTYOND Y D O, CUNDAL P A. A bonded-particle model for rock[J]. International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences,2004,41(8):1329-1364.
- [34] 廖宜涛,武安阳,秦永豪,等. 油菜精量联合直播机凸垄厢面构建装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2024,55(12):121-133.
LIAO Yitao, WU Anyang, QIN Yonghao, et al. Design and experiment of convex ridge surface shaping device for rapeseed direct seeding[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2024,55(12):121-133. (in Chinese)
- [35] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械手册(上)[M]. 北京:中国农业科学技术出版社,2007.
- [36] 张印,郭志军,田晨乐,等. 振动式土壤切削系统的振动频率范围研究[J]. 中国农机化学报,2021,42(7):33-41.
ZHANG Yin, GUO Zhijun, TIAN Chenle, et al. Research on the vibration frequency range of vibratory soil cutting system[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2021, 42(7):33-41. (in Chinese)
- [37] 字春光,钱颖颖,倪明,等. 云南南亚热带气候区植烟土壤养分空间分布特征及肥力评价[J]. 西南农业学报,2024,37(10):2252-2260.
ZI Chunguang, QIAN Yingying, NI Ming, et al. Spatial distribution characteristics of soil nutrients and fertility evaluation in tobacco-growing areas of south subtropics, Yunnan Province[J]. Southwest China Journal of Agricultural Sciences, 2024, 37(10):2252-2260. (in Chinese)
- [38] 赵文军,刘蕊,王正旭,等. 烤烟-绿肥轮作对云南烟田土壤质量与微生物养分限制的影响[J]. 草业学报,2024,33(10):147-158.
ZHAO Wenjun, LIU Rui, WANG Zhengxu, et al. Effects of rotation with a green manure crop on soil quality and microbial nutrient limitation in a tobacco field in Yunnan[J]. Acta Prataculturae Sinica, 2024, 33(10):147-158. (in Chinese)