

基于 DEM – MBD 耦合的大白菜仿形切根过程仿真与试验

佟文玉^{1,2} 苑严伟^{1,2} 白圣贺^{1,2} 安然^{1,2} 牛康^{1,2} 王德成³
赵博^{1,2} 周利明^{1,2}

(1. 中国农业机械化科学研究院集团有限公司, 北京 100083; 2. 农业装备技术全国重点实验室, 北京 100083;
3. 中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 针对大白菜机械化收获作业中因地表起伏导致仿形效果差、切根合格率低等问题,结合陕西太白地区大白菜种植农艺要求,设计了一种搭载龙门式履带底盘且具备“主动高度调节与被动机械缓冲”功能的仿形切根装置。基于 DEM – MBD 耦合仿真构建了“土壤–大白菜–机具”多体互作模型,从颗粒层面探明了仿形切根过程动态响应特征与切削破坏行为。开展了单因素试验与多因素 Box – Behnken 响应面优化试验,以平均切根高度及切根高度一致性变异系数为评价指标,探明了机具前进速度、弹簧刚度、横连杆长度对切根质量的影响规律,并得到最佳参数组合为机具前进速度 0.36 m/s、弹簧刚度 3.94 N/mm、横连杆长度 196.08 mm,此时平均切根高度为 24.86 mm,切根高度一致性变异系数为 5.08%。在此基础上开展田间验证试验,实际作业参数圆整为机具前进速度 0.40 m/s、弹簧刚度 4 N/mm、横连杆长度 200 mm 进行测试。结果表明,该装置平均切根高度为 25.84 mm,切根高度一致性变异系数为 7.56%,切根合格率达 95.89%,能够有效适应地表起伏,切根高度一致性良好。研究结果可为我国大白菜低损高效收获装备设计提供理论依据与技术支持。

关键词: 大白菜; 仿形切根机构; EDEM – RecurDyn 耦合; 切割合格率

中图分类号: S225.92 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2026)20-0249-14 OSID: 

Simulation and Parameter Optimization Experiment of Chinese Cabbage Root-cutting Process Based on DEM – MBD

Tong Wenyu^{1,2} Yuan Yanwei^{1,2} Bai Shenghe^{1,2} An Ran^{1,2} Niu Kang^{1,2} Wang Decheng³
Zhao Bo^{1,2} Zhou Liming^{1,2}

(1. Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences Group Co., Ltd., Beijing 100083, China
2. State Key Laboratory of Agricultural Equipment Technology, Beijing 100083, China
3. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: Aiming to address the issues of poor terrain profiling and low qualified root-cutting rates caused by uneven ground during the mechanized harvesting of Chinese cabbage, a profiling root-cutting device was designed based on the agronomic planting requirements in Taibai area of Shaanxi Province. This device was mounted on a gantry-type crawler chassis and featured “active height adjustment and passive mechanical buffering” functions. A “soil – Chinese cabbage – machine” multi-body interaction model was constructed by using DEM – MBD coupled simulation to reveal the dynamic response characteristics and cutting failure behavior during the profiling root-cutting process at the particle level. Single-factor tests and multi-factor Box – Behnken response surface optimization experiments were conducted. Using the average root-cutting height and the coefficient of variation (CV) of the root-cutting height consistency as evaluation indices, the comprehensive effects of the machine’s forward speed, spring stiffness, and horizontal link length on root-cutting quality were investigated. The optimal theoretical parameter combination was determined as follows: a forward speed of 0.36 m/s, a spring stiffness of 3.94 N/mm,

and a horizontal link length of 196.08 mm. Under these conditions, the average root-cutting height was 24.86 mm, and the CV of the root-cutting height consistency was 5.08%. Subsequently, field validation tests were conducted by rounding the actual operating parameters to a forward speed of 0.40 m/s, a spring stiffness of 4 N/mm, and a horizontal link length of 200 mm. The field test results showed an average root-cutting height of 25.84 mm, a CV of 7.56%, and a qualified root-cutting rate of 95.89%. These results demonstrated that the device can effectively adapt to terrain undulations and maintain excellent root-cutting consistency. The research findings can provide a theoretical basis and technical support for the structural innovation and parameter optimization of low-loss, high-efficiency Chinese cabbage harvesting equipment in China.

Key words: Chinese cabbage; profiling root-cutting mechanism; EDEM – RecurDyn coupling; qualified cutting rate

0 引言

大白菜作为我国大宗蔬菜之一,近年来种植面积常年稳定在 $1.8 \times 10^6 \text{ hm}^2$ 左右^[1-2],对保障“菜篮子”工程周年稳定供应具有重要作用。然而,现有收获环节大量依赖人工,劳动强度大与效率低等瓶颈问题日益凸显。现有白菜联合收获装备在切根环节存在2类典型作业失效现象:①割刀切入叶球导致机械损伤与散叶的“过切”现象。②割刀偏离主根导致的“漏切(留根)”现象^[3-5]。切根失效的主要原因:①田间地表起伏使得机具在行进中产生高频振动,破坏了切割基准面的动态稳定性。②非规范种植模式与植株个体差异,导致实际根茎高度分布存在随机性。因此,研制能够适应地表起伏与植株差异的高效仿形切根机构,提升机械化切根作业精度,是实现大白菜低损收获的前提与关键。

国外学者针对大白菜收获机械的研究起步较早,文献[6-9]先后研制了固定底刀式与双圆盘式切根装置,但在复杂地表适应性、非规范种植兼容性 & 切根高度动态稳定性方面仍存局限。国内学者则在仿形切根机构上进行了诸多创新。姚会玲^[10]构建了圆盘刀滑切理论模型,为低损切根提供了力学基础;李向军等^[11]利用圆盘弧面触地实现了被动限深仿形;张静^[12]采用莲座式组合圆盘刀实现了地形浮动仿形,有效改善了切根质量。然而,现有仿形机构多依赖宏观经验设计,在复杂根土切削工况下,瞬态阻力的剧烈波动极易导致机具响应滞后与仿形失效。传统的物理实验手段难以精准捕捉该作业中的瞬态力学响应与微观破坏过程,为此,离散元与多体动力学(DEM – MBD)耦合仿真技术成为研究复杂农业装备系统的有效手段。该方法能有效模拟颗粒介质与机械系统的刚柔耦合动力学特性。文献[13-15]基于DEM – MBD耦合进行旋耕抛刀降耗、大蒜低损夹持等“土壤-作物-机具”互作场景仿真与结构优化。但目前针对大白菜根茎切割过程耦合仿真

研究依然较少。

综上所述,为解决地表起伏与个体差异引发的切根难题,区别于现有装备仅依靠弹簧或地轮的被动滞后仿形或仅依靠传感器与执行机构的主动易过载仿形,本文设计一种主动高度调节与机械被动缓冲的仿形切根装置,基于DEM – MBD耦合理论构建“土壤-大白菜-机具”多体耦合模型,剖析根茎微观切削破坏行为及关键作业参数的综合影响规律并进行田间验证试验,以期为大白菜仿形切根装备结构创制与参数精准匹配提供科学依据。

1 整机结构与工作原理

1.1 整机结构

白菜切根机(图1)主要由龙门架式履带行走底盘、仿形切根装置及控制系统等组成。仿形切根装置由前端仿形机构及后端切根机构组成,其中,仿形机构由仿形板、仿形弹簧、仿形连杆及角位移传感器构成;切根机构包括圆盘割刀、割刀轴、割台高度调节电动推杆、机架、拉伸弹簧及平行四边形悬挂连杆。为保证作业姿态稳定性,平行四边形连杆一端固定于龙门架底盘,另一端悬挂切根机构,以确保割刀在随地表上下浮动时其切割倾角始终保持恒定。在作业过程中,该装置采用“主动与被动”相融合的仿形方式,在被动仿形层面,仿形弹簧主要用于提供贴地预紧力;在主动仿形层面,角位移传感器则实时感知地表起伏量,并反馈至集成于底盘内部控制系统。控制系统结合传感器信号,通过驱动割刀高度

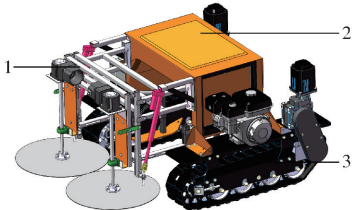


图1 整机结构示意图

Fig. 1 Structural diagram of whole machine
1. 仿形切根装置 2. 控制系统 3. 履带行走底盘

调节电动推杆,实现对切根高度动态补偿。整机主要技术参数如表 1 所示。

表 1 主要技术参数
Tab.1 Main technical data

参数	数值
整机尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	1 750×1 330×870
作业速度/(m·s ⁻¹)	0~0.8
底盘驱动电机额定功率/kW	5.0
圆盘刀电机额定功率/kW	0.75
工作幅宽/mm	1 280
作业效率/(hm ² ·h ⁻¹)	0~0.37
割刀角度调节范围/(°)	0~30
割刀高度调节总范围/mm	0~180
割刀转速调节范围/(r·min ⁻¹)	0~600

1.2 工作原理

如图 2 所示,切根作业时,前端仿形四连杆机构通过上下浮动适应地表起伏,此时仿形弹簧持续对连杆机构施加向下预紧力,使雪橇状仿形板紧密贴合地表,仿形板垂向位移经竖杆同步传递,由安装于上横连杆角位移传感器实时采集并转换为电信号;控制器接收并解析位移信号后,动态驱动后端主悬挂四连杆机构上的电动推杆伸缩,带动主悬挂连杆作上下平动,从而实现切根基准高度闭环精准补偿。该电动推杆末端通过销轴与拉伸弹簧串联,在主悬挂单元中构成了“主动驱动与被动缓冲”的柔性连接机制。此设计不仅能有效吸收并缓解瞬态切削反力造成的高度微小偏差。在此稳定姿态下,直流无刷电机驱动双圆盘割刀对向高速旋转完成白菜根茎切割,最终实现根土分离。电控系统架构与仿形切根控制过程如图 3、4 所示。

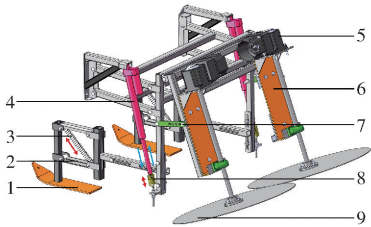


图 2 仿形切根装置结构示意图

Fig.2 Structure diagram of profiling root-cutting device

- 1. 仿形板 2. 仿形连杆 3. 仿形弹簧 4. 割刀高度调节电动推杆 5. 直流无刷电机 6. 连接板 7. 切根角度调节安装孔
- 8. 拉伸弹簧 9. 圆盘割刀

2 仿形切根装置结构设计

2.1 仿形机构设计

如图 5 所示,平行四边形仿形机构利用角位移传感器实时获取地形起伏信号,控制器据此驱动电

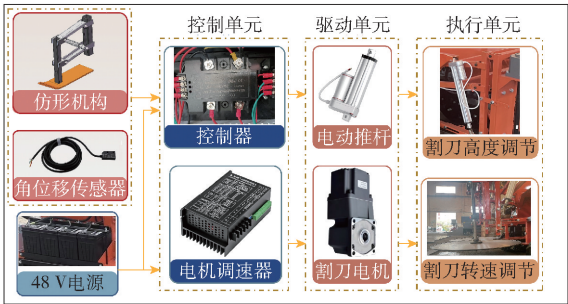


图 3 仿形切根装置电控系统

Fig.3 Electric control system of profiling root cutting device

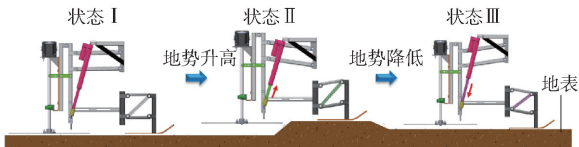


图 4 工作原理示意图

Fig.4 Schematic of working principle

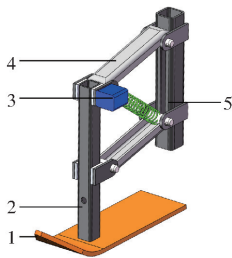


图 5 仿形机构结构示意图

Fig.5 Structure diagram of profiling mechanism

- 1. 雪橇状仿形板 2. 竖杆 3. 角位移传感器 4. 横连杆 5. 连接杆

动推杆伸缩,主动调节割台以确保切根高度一致。

图 6 为仿形机构工作示意图,假设其以速度 v_1 向前运动,仿形板沿垄面由点 A 运动至点 B ,在仿形弹簧作用下,仿形板始终紧贴地面,与仿形板连接的竖杆则随地面高度变化,点 A 、 B 高度变化值为 h_3 ,仿形弹簧角度变化值为 $\Delta\theta$,垄面高度变化值与仿形机构竖杆高度关系为

$$\begin{cases} h_3 = h_1 - h_2 = L(\sin\theta_2 - \sin\theta_1) \\ \Delta\theta = \theta_2 - \theta_1 \end{cases} \quad (1)$$

其中

$$\begin{cases} h_1 = h_0 - L\sin\theta_1 \\ h_2 = h_0 - L\sin\theta_2 \end{cases} \quad (2)$$

式中 L ——仿形机构横连杆长度,mm

h_0 ——仿形机构上横杆连接孔到仿形板底面距离,mm

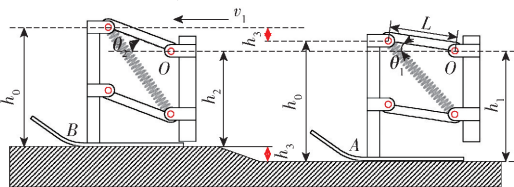


图 6 仿形过程示意图

Fig.6 Sketch of profiling process

h_1 ——点 A 仿形机构后竖杆上端连接孔到地面距离, mm
 h_2 ——点 B 仿形机构后竖杆上端连接孔到地面距离, mm
 θ_1 ——点 A 仿形弹簧变化角度, ($^\circ$)
 θ_2 ——点 B 仿形弹簧变化角度, ($^\circ$)

当 $\theta_2 > \theta_1 \geq 0^\circ$ 时, $h_3 > 0$, 即地面高度升高, 此时需提高切割高度; 当 $\theta_2 < \theta_1 \leq 0^\circ$ 时, $h_3 < 0$, 即垄面高度降低, 此时需降低切割高度。当田间存在残茬、土块或土壤局部松软时, 仿形板易产生跳动与悬空, 导致仿形失效。为此, 在平行四连杆上安装拉力弹簧, 通过调节仿形板对地的持续压力, 实现可靠的贴地仿形, 仿形机构工作时, 受力分析如图 7 所示。

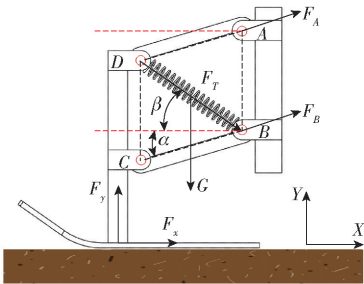


图 7 仿形机构受力分析图

Fig. 7 Force analysis diagram of profiling mechanism

当仿形机构稳定作业时, 受力平衡条件为

$$\begin{cases} F_A \cos \alpha + F_B \cos \alpha + F_T \cos \beta + F_x = 0 \\ F_A \sin \alpha + F_B \sin \alpha - F_T \sin \beta - G + F_y = 0 \\ F_y = k F_x \end{cases} \quad (3)$$

式中 F_A ——上横连杆拉力, N
 F_B ——下横连杆拉力, N
 F_T ——拉力弹簧拉力, N
 F_x ——仿形机构受水平分力, N
 F_y ——仿形机构受竖直分力, N
 α ——初始牵引角, ($^\circ$)
 β ——拉力弹簧与水平方向夹角, ($^\circ$)
 G ——仿形机构重力, N
 k ——阻尼系数

联立式(3)可得

$$F_y = \frac{k[F_T(\sin \beta + \tan \alpha \cos \beta) + G]}{k - \tan \alpha} \quad (4)$$

为了保证仿形机构仿形作业稳定, 需保证 $F_y > 0$, 即

$$F_T > \frac{-G}{\sin \beta + \tan \alpha \cos \beta} \quad (5)$$

其中 $F_T = k_1 x$ (6)

式中 k_1 ——弹簧刚度, N/mm

x ——弹簧形变量, mm

仿形机构弹簧预紧力直接决定对地压力, 设定

不当易引发切口偏高或刀盘壅土。为此, 将弹簧刚度作为后续优化核心参数。此外, 为保证作业稳定, 需综合考虑横连杆长度、初始牵引角及仿形角等参数, 平行四边形仿形结构如图 8 所示。

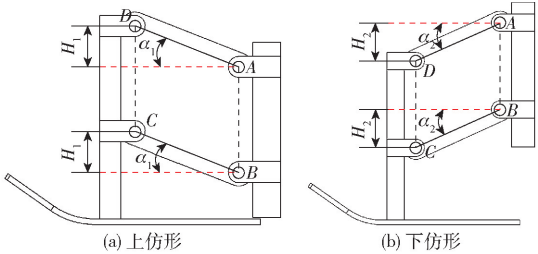


图 8 平行四边形仿形结构示意图

Fig. 8 Schematics of parallelogram profiling structure

由图 8 可得, 仿形机构总仿形量 H 为

$$H = H_1 + H_2 \quad (7)$$

其中 $\begin{cases} H_1 = L \sin(\alpha_1 + \alpha) - L \sin \alpha \\ H_2 = L \sin \alpha + L \sin(\alpha_2 - \alpha) \end{cases} \quad (8)$

式中 H_1 ——上仿形量, mm
 H_2 ——下仿形量, mm
 α_1 ——上仿形变化角, ($^\circ$)
 α_2 ——下仿形变化角, ($^\circ$)

由式(8)可知, 当总仿形量 H 固定时, 四杆机构横连杆长度越短, 则牵引角 α 变化范围越大, 反之, 则牵引角 α 变化范围越小。为使切根机构工作稳定, 牵引角 α 变化范围越小越好, 因此, 上、下横连杆尺寸越长越有利于仿形机构的稳定性, 但连杆长度过长, 会使整机重心后移, 影响作业稳定性。一般平行机构总变化角 $(\alpha_1 + \alpha_2) \leq 45^\circ$ ^[16], 为确保切根机构作业稳定性并便于高度调节, 现有四杆机构中, α 一般为 $0^\circ \sim 10^\circ$, α_2 一般为 $6^\circ \sim 22^\circ$, 该范围对应切割高度降低的调节过程, $\alpha + \alpha_1$ 一般为 $20^\circ \sim 40^\circ$, 对应上仿形的调节过程。根据实际作业及切根条件设定 α 为 0° , 作业过程中总仿形量 H 需保持在 $80 \sim 120$ mm 范围内^[17]。将上述角度及仿形量边界条件代入式(8)计算可知, 满足作业需求的横连杆理论长度为 $105 \sim 269$ mm。在实际构型设计中, 横连杆偏短易引发高频振动与仿形失效, 偏长则导致转动惯量增大与响应迟滞。为保证空间布局与仿形灵敏度, 横连杆选取理论中值 190 mm 进行基础设计, 并作为影响切根质量核心试验因素开展后续优化试验。

2.2 随动切割机构设计

如图 9 所示, 随动切割单元采用平行四边形悬挂构型以维持切割角度恒定^[18-19]。与前端平行四边形机构感知功能不同, 随动机构依靠控制系统解析地形信号, 通过控制器动态改变电动推杆轴向伸缩量, 带动双圆盘割刀作整体垂直平动, 从而实现高

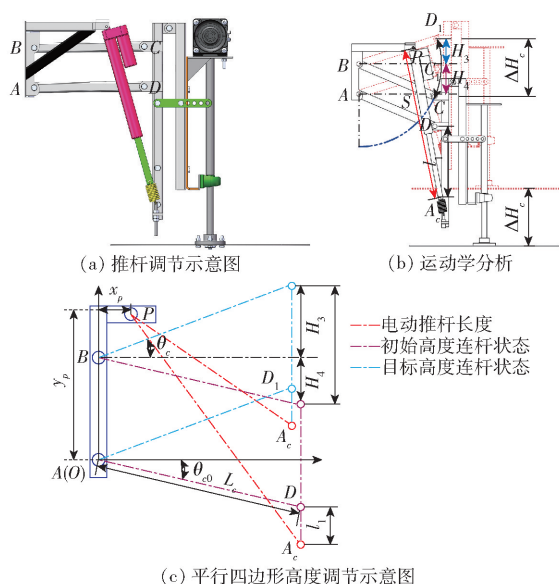


图9 电动推杆高度调节示意图

Fig. 9 Electric push rod height adjustment diagrams

程动态补偿与姿态稳定。

2.2.1 随动切割机构运动学分析

为实现控制系统对切根高度的精准动态调节,需明确电动推杆伸缩量与切割圆盘垂直位移之间的运动学映射关系。如图9c所示,当电动推杆接收信号动作时,驱动切割机构整体沿垂直方向产生位移。设上、下横连杆长度均为 L_c , 连杆与水平面正方向夹角为 θ_c 。当割刀由初始高度 H_{c0} 调节至目标高度 H_{c1} 时,连杆夹角由 θ_{c0} 变为 θ_{c1} , 割刀在垂直方向位移变化量 ΔH_c 满足

$$\Delta H_c = H_3 + H_4 = L_c (\sin \theta_{c1} + \sin \theta_{c0}) \quad (9)$$

式中 H_3 ——调节后,横连杆端点较初始位置竖直高度

H_4 ——调节前,横连杆端点较初始位置竖直高度

以平行四连杆下方固定交接点 A 为原点 O 建立坐标系,设电动推杆固定铰接点为 $P(x_p, y_p)$, 推杆伸缩端与仿形弹簧连接点 A_c 。在任意工作姿态下,电动推杆实时长度 S 与连杆摆角 θ_c 之间几何关系可表示为

$$S = \sqrt{(x_p - L_c \cos \theta_c)^2 + (y_p + l_1 \pm L_c \sin \theta_c)^2} \quad (10)$$

式中 l_1 ——铰接点 D 到 A_c 的距离, mm

式(10)中末项的符号取值取决于连接点 A_c 相对空间位置:当连接点 A_c 位于坐标原点 O 的水平基准线下方时,取“+”号;反之,则取“-”号。在实际农机作业中摆角 θ_c 通常被限制在 $[-90^\circ, 90^\circ]$ 范围内(即连杆不会越过正上或正下方)。当 $\theta_{c1} > \theta_{c0}$ 时, $\Delta H_c > 0$, 表示随动切割单元沿垂直方向向上提升;当 $\theta_{c1} < \theta_{c0}$ 时, $\Delta H_c < 0$, 表示随动切割单元沿垂

直方向向下降低。在实际高度闭环控制中,电机正反转控制器通过判定 ΔH_c 的正负符号决定电动推杆伸长或缩短,并以绝对值 $|\Delta H_c|$ 作为推杆目标驱动位移的依据,控制逻辑流程图如图10所示。

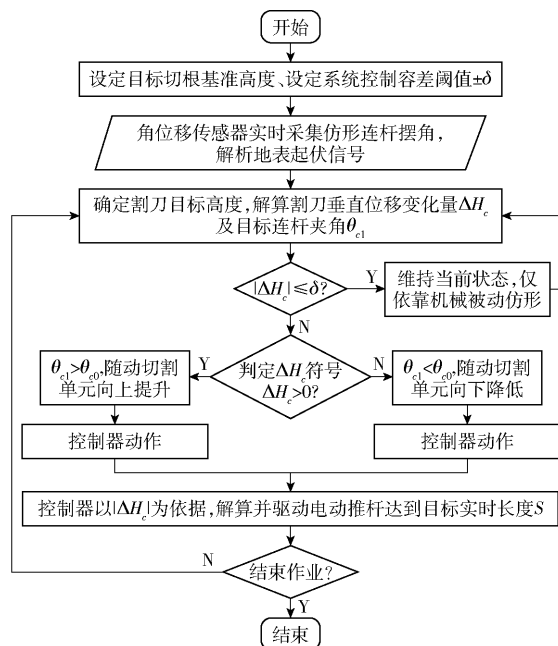


图10 控制逻辑流程图

Fig. 10 Control logic flowchart

2.2.2 切割单元受力分析与参数确定

如图11所示,切割单元作业呈典型的“无支撑滑切”特征,依靠割刀滑切力、植株惯性与土壤固持力协同完成切断。为防止电动推杆在复杂工况下因推力不足导致调节滞后或壅土,需进行静力学分析。假设切根作业匀速进行,忽略各铰接点摩擦阻力,设随动切割总成(包括圆盘割刀、割刀轴、直流电机及连接架等)总质量为 M_c , 重心位置为 G_c , 重心到旋转重心 O_c 的力臂长度为 L_g 。刀盘切割时,不仅承受总成重力,还受到土壤与白菜根茎综合切割阻力 F_c , 将其正交分解为:与机具行进方向相反的水平切割阻力 F_{cx} , 以及垂直方向阻力 F_{cy} 。由于机具匀速前行,切割单元在水平方向处于受力平衡状态,向后水平切割阻力 F_{cx} 与机架铰接点处向前牵引力 F_q 所

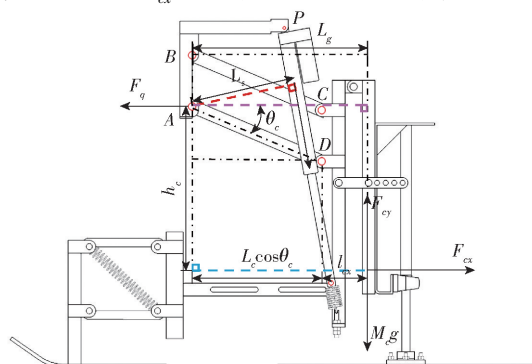


图11 切割单元力矩平衡图

Fig. 11 Cutting unit torque balance diagram

平衡。根据力矩平衡条件,切割单元在任意 θ_c 下稳定工作时,电动推杆所需的轴向推力 F_s 需满足

$$F_s L_s = M_c g L_g \pm F_{cx} h_c \pm F_{cy} (L_c \cos \theta_c + l_{cx}) \quad (11)$$

- 式中 L_s ——推杆轴向推力作用线到铰接点 A 的垂直力臂,mm
 g ——重力加速度,m/s²
 h_c ——水平切割阻力作用线到铰接点 A 的等效力臂,mm
 l_{cx} ——垂直于连杆方向的偏置距离,mm

当水平切割阻力 F_{cx} 或垂直阻力 F_{cy} 对铰接点产生的力矩方向与切割总成重力矩方向相同时,对应项取“+”号;若产生的力矩方向与重力矩方向相反,则对应项取“-”号。实际田间作业中,当遇到土壤板结或根茎异常粗大时,综合切割阻力 F_c 达到峰值。由式(11)可知,电动推杆最大推力需出现在横连杆趋于水平 ($\cos \theta_c \approx 1$),且阻力最大时临界状态。结合文献[12,20],设定极限作业阻力为 F_{cxmax} 为 350 N, F_{cymax} 为 220 N。代入机构具体设计尺寸 $M_c = 40$ kg, $L_s = 200$ mm, $L_g = 460$ mm, $l_{cx} = 110$ mm, $h_c = 240$ mm 等参数计算可得,电动推杆所需最大推力 $F_{smax} \approx 1\,201$ N。为保证系统可靠性,选取推力安全系数 $K = 1.5^{[17]}$,计算所需推力约为 1 801 N,最终选用额定推力为 2 000 N、行程为 300 mm 的电动推杆作为执行元件,满足大白菜仿形切根机构的动态调节需求。然而,上述受力计算与部件选型基于理想静力学假设。实际田间作业中,前进速度直接决定系统动态受力与切割质量^[6]。速度过快会缩短推杆位移补偿响应时间,导致调节滞后与切损;过慢则降低效率。故需进一步探明前进速度、弹簧刚度与连杆长度综合影响规律。

3 仿真试验

3.1 仿形机构随动性能

利用 Solidworks 完成仿形机构三维建模,再转换为 step 格式后导入 EDEM 软件中,由于仿形机构采用两侧对称设计,为降低耦合计算工作量,对仿形机构进行简化并选取单边仿形机构进行研究。在 RecurDyn 软件中,分析各零件的运动关系,为各工作部件添加运动副及位移驱动,并在仿形机构与土壤之间建立接触约束来模拟仿形机构实际工作过程,考虑到仿形弹簧需提供合适的机械预紧力以维持仿形板贴地,借鉴同类农业机械仿形装置参数取值^[22]并结合仿形机构静力学平衡条件(式(5))进行校核。前期试验结果表明,当弹簧刚度为 3 ~ 7 N/mm 时,仿形板既能克服摩擦紧密贴地,又可防止下压力过大引发壅土。故选取中值 5 N/mm 开展

耦合仿真。以陕西太白地区粘性黄淤土土壤特性进行土壤建模,该土壤与接触机具之间的粘附力较大,因此选择 Hertz - Mindlin with JKR (no slip) 模型^[7],同时采用分步逆向标定法:首先,针对实地采集的黄淤土开展物理休止角堆积试验,并通过 EDEM 虚拟休止角仿真进行参数寻优,确定土壤-土壤颗粒间表面能为 3.5 J/m²;随后以触土部件常用钢材为底板开展土壤斜面滑动试验,在 EDEM 中建立相应的虚拟滑移模型进行二次逆向标定,最终确定土壤-仿形机构接触表面能为 1.5 J/m²。模拟地面长度为 1 500 mm,宽度为 800 mm,仿真参数如表 2 所示,仿形机构运动过程如图 12 所示。

表 2 耦合仿真参数设置

Tab. 2 Coupling simulation parameters setting		
材料	参数	数值
土壤	密度/(kg·m ⁻³)	1 741
	泊松比	0.38
	剪切模量/Pa	1.86 × 10 ⁶
仿形机构	密度/(kg·m ⁻³)	7.87 × 10 ³
	泊松比	0.30
	剪切模量/Pa	7.90 × 10 ¹⁰
土壤-土壤	恢复系数	0.50
	静摩擦因数	0.35
	动摩擦因数	0.26
土壤-仿形机构	恢复系数	0.35
	静摩擦因数	0.60
	动摩擦因数	0.10

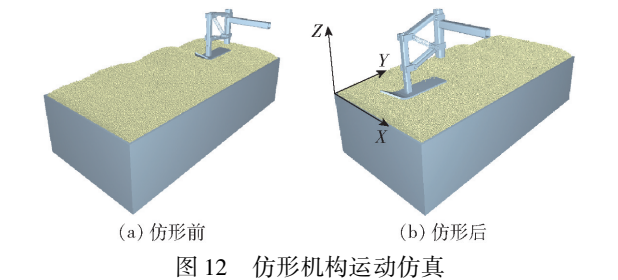


Fig. 12 Motion simulation of profiling mechanism

为进一步量化仿形精度,建立空间直角坐标系如图 13 所示,利用 EDEM 后处理模块中 Ruler 工具提取土壤表面颗粒空间坐标数据,重构土壤表面地形真值,选取仿形板质心为标记点,记录运动轨迹,并作为仿形机构位姿,将该值与地形真值进行对比。如图 14 所示,两者绝对误差均值保持在 0.6 cm 以内。表明在无动力纠偏的被动工况下,机构对地形跟随顺畅未卡滞,初步印证了基础构型设计的可行性。

3.2 仿形切根全过程 EDEM - RecurDyn 耦合仿真建模

3.2.1 接触模型选择

为模拟大白菜根茎切断及仿形板与土壤互动过

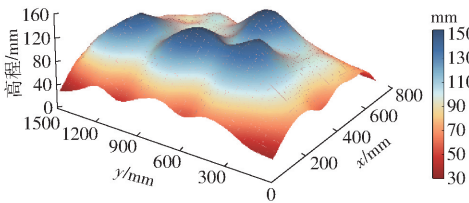


图 13 土壤表型示意图
Fig. 13 Soil phenotype diagram

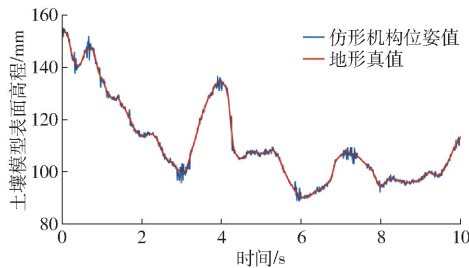


图 14 位姿和地形真值
Fig. 14 Pose and terrain truth value

程,针对不同介质特性选择相应的接触模型。仿形机构与土壤间采用 Hertz - Mindlin with JKR 模型描述仿形板与土壤间的弹塑性挤压及摩擦特性,并将由此产生的地表激励实时反馈至 RecurDyn 驱动随动响应。针对白菜根茎,利用 Hertz - Mindlin with Bonding 模型构建颗粒集合体,通过颗粒间粘结键 (Bond) 表征植物纤维物理连接。

3.2.2 离散元模型建立与参数选取

为准确模拟切割作业及根土互作过程,将大白菜简化为叶球和根茎 2 部分(图 15)。基于白菜植株柔性特征,采用 Meta - Particle 模块与 Bonding 键构建整株颗粒模型,设定根茎颗粒半径 2 mm(接触半径 2.2 mm)、叶球颗粒半径 10 mm(接触半径 12 mm)。在整株颗粒模型构建中,为准确捕捉圆盘刀对根土固结体的微观滑切与断裂机制,将根茎颗粒半径精细化设定为 2 mm。而叶球在切根作业中主要起到提供整株宏观质量惯性与空间边界约束的作用,为避免模型中产生海量冗余接触计算,将其颗粒半径放大至 10 mm,旨在能够有效兼顾微观切削精度与宏观联合仿真的计算效率。同时为了保证仿真结果贴合实际,结合陕西太白地区大白菜种植农艺,设置土壤颗粒半径为 10 mm,垄面宽 1 200 mm、株距 400 mm 的土槽模型,并沿行进方向预设特定起伏形态(图 16)。仿形切根机构材质设定为不锈钢,考虑到大白菜根茎生物力学特性的复杂性,参照文献中关于结球类蔬菜根茎物性参数标定结果,前期针对当地主栽品种“小义和秋”根茎开展压缩与剪切力学特性物理试验。基于试验结果,在 EDEM 中开展虚拟参数标定与寻优,使得仿真表现与实际物理特性相吻合,最终确定本模型中大白菜根茎及叶球仿真参

数如表 3 所示。其余仿真参数如表 4 所示。

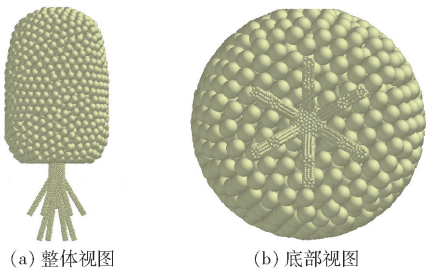


图 15 叶球-根茎粘结视图
Fig. 15 Leaf ball - rhizome bonding views

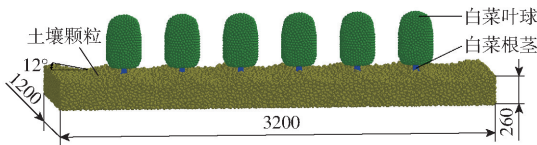


图 16 土壤颗粒模型
Fig. 16 Soil particle model

表 3 根茎及叶球模型参数

Tab. 3 Model parameters for stems and leaf bulbs	
参数	数值
根茎颗粒间法向接触粘结刚度/($\text{N} \cdot \text{m}^{-3}$)	8.6×10^8
根茎颗粒间切向接触粘结刚度/($\text{N} \cdot \text{m}^{-3}$)	1.5×10^8
根茎颗粒临界法向应力/Pa	8×10^6
根茎颗粒临界切向应力/Pa	8×10^6
根茎颗粒粘结半径比例	1.2
叶球颗粒间法向接触粘结刚度/($\text{N} \cdot \text{m}^{-3}$)	5.2×10^7
叶球颗粒间切向接触粘结刚度/($\text{N} \cdot \text{m}^{-3}$)	3.6×10^7
叶球颗粒临界法向应力/Pa	1×10^6
叶球颗粒临界切向应力/Pa	1×10^6
叶球颗粒粘结半径比例	1.2

3.2.3 多体动力学模型

为了兼顾计算效率与精度,对装置三维模型进行特征简化与等效质量补偿后导入 RecurDyn。为有效验证仿形跟随性能,在 EDEM 中构建连续起伏的垄面模型,并对齐双软件坐标系(图 17)。在 RecurDyn 中设定运动副:仿形连杆、切割连杆与主体架间均定义为旋转副,弹簧调节螺钉处定义为固定副;为模拟实际田间作业,在机具与地面间添加移动副并赋予恒定前进速度(初始设置为 0.4 m/s)。关键部件材料属性与 EDEM 保持一致。

3.2.4 耦合仿真模型建立

在 RecurDyn 的 External SPI 模块中,将已配置运动副及动力学约束的仿形板、圆盘割刀等关键触土与切割部件定义为耦合边界,并以几何文件 (Wall) 的形式导入至 EDEM 前处理模块中,设定 EDEM 与 RecurDyn 通信步长呈严格的整数倍比例关系。在 RecurDyn 分析模块中,设定最大时间步长为 1×10^{-3} s,初始时间步长为 1×10^{-6} s;在 EDEM 中,设定离散元固定仿真步长为 2×10^{-6} s,联合仿

表 4 耦合仿真参数设置

Tab. 4 Coupling simulation parameters setting		
材料	参数	数值
土壤	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	1 741
	泊松比	0.38
	剪切模量/Pa	1.86×10^6
叶球	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	1.26×10^3
	泊松比	0.49
	剪切模量/Pa	4.62×10^6
根茎	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	930
	泊松比	0.4
	剪切模量/Pa	1.67×10^8
装置	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	7.87×10^3
	泊松比	0.30
	剪切模量/Pa	7.90×10^{10}
土壤-土壤	恢复系数	0.35
	静摩擦因数	0.35
	动摩擦因数	0.26
叶球-叶球	恢复系数	0.32
	静摩擦因数	0.30
	动摩擦因数	0.02
叶球-土壤	恢复系数	0.24
	静摩擦因数	0.57
	动摩擦因数	0.08
土壤-装置	恢复系数	0.35
	静摩擦因数	0.60
	动摩擦因数	0.10
根茎-装置	恢复系数	0.75
	静摩擦因数	0.60
	动摩擦因数	0.11

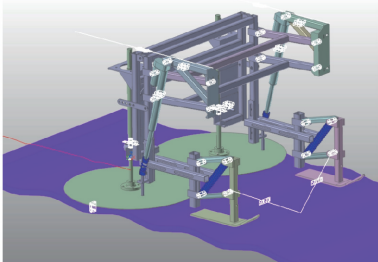


图 17 多体动力学模型设定

Fig. 17 Multibody dynamics model setting

真总时长设定为 10 s。前期研究表明^[20],圆盘刀实现低损“滑切”的核心在于刃口线速度与机具前进速度速比 λ ,计算式为

$$\lambda=\frac{\pi Dn_1}{60v_{\max}}$$

(12)

已知割刀直径为 $D=600\text{ mm}$ 、设定机具作业时最高前进速度为 $v_{\max}=0.6\text{ m/s}$ 、当转速 n_1 为 275 r/min 时,计算速比 $\lambda\approx14.1>1$ 。此时刀刃绝对运动轨迹呈密集余摆线,满足理想的“滑切”条件,因此将圆盘刀转速固定为 275 r/min 。在此稳定切削边界条件下,仿真试验探究弹簧刚度、横连杆长度与机具前进速度 3 个变量对切根质量的综合影响规律。仿真

初始参数设定为:机具前进速度 0.4 m/s 、弹簧刚度 5 N/mm 、横连杆长 220 mm ;同时在 EDEM 中通过增设局部 Wall 边界对白菜叶球施加运动学约束,以排除植株切断后自然倾倒对割刀受力分析产生的非线性干扰,系统双向耦合原理如图 18 所示。

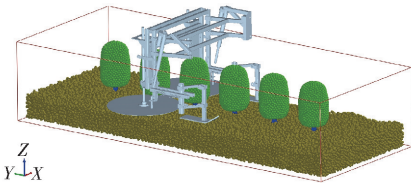


图 18 耦合仿真模型

Fig. 18 Coupled simulation model

3.3 耦合仿真优化试验指标

结合大白菜采收农艺要求,理想的切根位置应为外包叶叶柄基部下 $20\sim30\text{ mm}$ 处。为量化评估仿形切根效果,设定单次仿真行程包含 6 株大白菜样本,选取平均切根高度作为核心评价指标,并引入切根高度一致性变异系数作为动态仿形稳定性评价指标。

(1) 平均切根高度

在 EDEM 软件后处理模块中,将每株白菜叶柄基部设定为测量 0 基准面。提取发生粘结键断裂分离的根茎断面颗粒群,定义单株实际切根高度 h_{cl} 为:该颗粒群中所有颗粒球心至 0 基准面垂直距离的平均值,在此基础上,统计单次仿真行程中 6 株白菜样本切根高度均值 h_a ,计算式为

$$h_a=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^nh_{cl}$$

(13)

式中 n ——单次试验白菜样本总数,个

当单次仿真平均切根高度 h_a 满足 $20\text{ mm}\leq h_a\leq30\text{ mm}$,则判定该株大白菜切根合格;若 $h_a<20\text{ mm}$,表明割刀切入点上移,存在“过切(伤叶)”趋势;若 $h_a>30\text{ mm}$,表明割刀切入点下移,存在“过高留根”现象。

(2) 切根高度一致性变异系数

采用切根高度平均值 h_a 难以充分反映仿形机构在连续起伏地表下动态随动平稳性。因此,引入切根高度一致性变异系数 C_v 进行离散度量化,计算式为

$$C_v=\frac{S_h}{h_a}\times100\%$$

(14)

式中 S_h ——单次试验中 6 株白菜实际切根高度标准差,mm

变异系数 C_v 越小,说明仿形机构对地表动态跟踪迟滞越小,抗激振干扰能力越强,切削一致性越高。

3.4 根茎切割颗粒扰动情况

为排除土壤颗粒视觉干扰,在 EDEM 后处理界面中利用显示控制模块隐藏土壤与仿形机架,仅保留双圆盘割刀与大白菜植株模型。提取单组基准参数下割刀切断白菜根茎完整瞬态过程,可将其力学演化行为划分为 4 个主要阶段(图 19):图 19a 为初始接触挤压阶段,割刀刀口刚接触根茎表皮,根茎颗粒受迫产生微小弹性位移,内部粘结键(Bonding)应力急剧集中;图 19b 为侵入剪切断裂阶段,随着割刀深入,接触区法向与切向应力突破材料屈服极限,粘结键发生断裂,切割阻力达到峰值;图 19c 为根茎彻底分离阶段,主切削区颗粒完全断裂剥离,割刀穿越根茎中心线,系统阻力骤降;图 19d 为割刀剥离脱离阶段,割刀完全离开根茎断面,切口微观形貌最终定型。

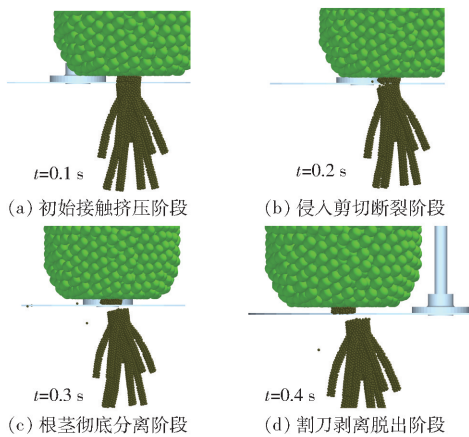


图 19 根茎断裂过程
Fig. 19 Rhizome fracture process

由图 20 可知,排除初始沉降预应力干扰后,连续切根受力曲线呈与样本对应的周期性峰值。受粘结键断裂随机性影响,峰值阻力动态波动显著。分析可知:若作业参数匹配不当,割刀易失去平稳“滑切”状态,对根茎产生过载的正向挤压;当应力越过破坏极限时,粘结键发生撕裂断裂(图 21c)。这种偏向挤压撕裂的破坏模式会导致切削断面粗糙及高度一致性降低,由图 21 可知,受圆盘刀滑切与挤压作用,切削区呈现明显的颗粒流分层现象,靠近刀刃前沿及内侧的土壤受到强制滑移与抛送,速度急剧增加(红色);向外围推移时颗粒动能迅速衰减(绿

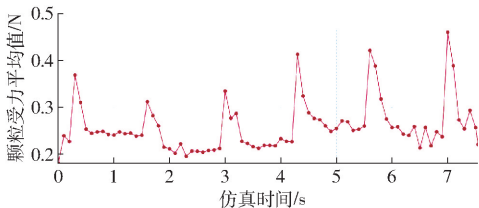


图 20 颗粒平均受力分析

Fig. 20 Average force analysis of particles

色);而深层的土壤颗粒速度趋近于零(深蓝色)。综合上述微观断裂与宏观扰动特征可知,在合理的“滑切”状态下,双圆盘割刀能够将切割能量高度集中于根茎切断与局部菜土分离,有效避免了对非作业区土壤的过度扰动与刀盘壅土。因此,保持各参数协同以维持稳定“滑切”,是保证切根质量的关键,这也为后续开展整机参数寻优确立了理论依据。

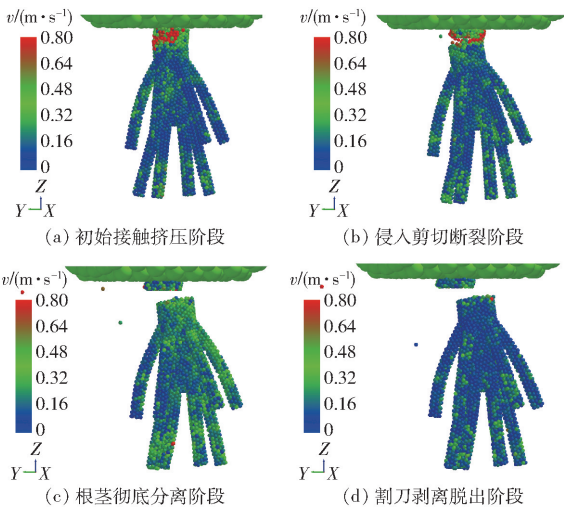


图 21 根茎颗粒速度云图

Fig. 21 Rhizome particle velocity cloud maps

3.5 单因素试验

基于耦合模型开展单因素试验,以平均切根高度及变异系数为评价指标。固定割刀转速 275 r/min,基准水平设为:前进速度 0.4 m/s、弹簧刚度 5 N/mm、横连杆长度 190 mm。如图 22 所示,通过分析切根高度变化曲线,筛选出各参数合格区间,为响应面优化确立参数边界。

3.5.1 前进速度

如图 22a 所示,当前进速度为 0.2 ~ 0.4 m/s 时,切根高度平稳且维持在 20 ~ 30 mm 合格区间内。当速度超过 0.5 m/s 时,高度均值降至 19.60 mm,变异系数急剧增大,出现严重“过切”。分析可知,前进速度增加打破了刀具原有的运动学速比与稳态滑切条件,导致对根茎的轴向推力与法向挤压力过载。此时,根茎 Bonding 键因提前发生断裂,引发切削阻力的波动。因此,机具合理前进速度应为 0.2 ~ 0.4 m/s。

3.5.2 弹簧刚度

如图 22b 所示,当弹簧刚度偏软(1 N/mm)时,预紧力无法平衡向上的法向与轴向切削反力,刀盘遇阻易上浮,导致切口偏高,当弹簧刚度偏硬(9 N/mm)时,曲线整体下沉,部分时段跌破 20 mm 下限,此时仿形机构丧失吸收冲击的微缓冲能力,导致切割高度过高并使得根部 Bonding 键被强行压碎。因此,合理弹簧刚度范围应界定为 3 ~ 7 N/mm。

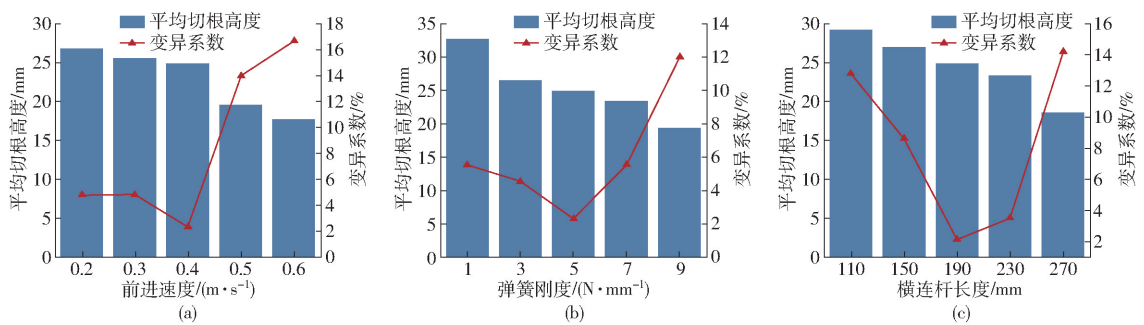


图 22 不同因素单因素试验分析

Fig. 22 Single factor test analysis of different factors

3.5.3 横连杆长

如图 22c 所示,当连杆偏短(110、150 mm)时,地表起伏易引起较大摆角,引发的割台竖向振动破坏了稳态滑切,导致粘结键撕裂破坏,宏观表现为切削断面粗糙、切口偏高及变异系数激增;连杆偏长(270 mm)时,系统转动惯量增加导致仿形响应迟滞,割台遇突起极易切入过深,遇低洼极易漏切,高度曲线整体下沉。因此,横连杆长度应界定为 190~230 mm,以保证圆盘刀在目标高度内稳定完成切根作业。

3.6 多因素试验

根据单因素试验结果,当前进速度为 0.2~0.4 m/s、弹簧刚度为 3~7 N/mm、横连杆长度为 190~230 mm 时,平均切根高度及切根一致性变异系数较好,基于 Box-Behnken 原理设计多因素试验,选择前进速度、弹簧刚度、横连杆长度为试验因素,试验因素编码如表 5 所示。

表 5 仿真试验因素编码

编码	因素		
	前进速度/ ($m \cdot s^{-1}$)	弹簧刚度/ ($N \cdot mm^{-1}$)	横连杆长度/ mm
-1	0.2	3	190
0	0.3	5	210
1	0.4	7	230

Tab. 5 Simulation test factors and levels coding

表 6 仿真试验方案与结果

Tab. 6 Simulation test scheme and results

序号	因素			Y_1/mm	$Y_2/\%$
	X_1	X_2	X_3		
1	-1	-1	0	22.83	4.13
2	1	-1	0	24.78	11.08
3	-1	1	0	20.14	11.14
4	1	1	0	21.68	13.82
5	-1	0	-1	21.82	6.85
6	1	0	-1	24.26	9.37
7	-1	0	1	22.75	9.96
8	1	0	1	21.54	13.31
9	0	-1	-1	24.58	5.48
10	0	1	-1	21.12	11.85
11	0	-1	1	23.22	8.23
12	0	1	1	20.98	14.88
13	0	0	0	24.32	3.74
14	0	0	0	24.81	6.51
15	0	0	0	25.12	4.82
16	0	0	0	24.12	5.77
17	0	0	0	24.95	4.53

表 7 平均切根高度回归模型方差分析

Tab. 7 Average root cutting height regression model analysis of variance

来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	41.41	9	4.6	23.42	0.000 2 **
X_1	2.78	1	2.78	14.17	0.007 **
X_2	16.5	1	16.5	83.99	<0.000 1 **
X_3	1.35	1	1.35	6.89	0.034 2 *
X_1X_2	0.04	1	0.04	0.21	0.657 8
X_1X_3	3.33	1	3.33	16.95	0.004 5 **
X_2X_3	0.37	1	0.37	1.89	0.211 2
X_1^2	5.04	1	5.04	25.67	0.001 5 **
X_2^2	6.19	1	6.19	31.48	0.000 8 **
X_3^2	4.02	1	4.02	20.46	0.002 7 **
残差	1.38	7	0.196 5		
失拟项	0.65	3	0.216 7	1.19	0.418 1
纯误差	0.725 3	4	0.181 3		
总差	42.78	16			

3.6.1 试验结果与分析

通过 Design-Expert 13 软件对试验结果进行多元回归分析和拟合,试验方案与结果如表 6 所示,表中 X_1 、 X_2 、 X_3 为因素编码值,平均切根高度及切根一致性变异系数方差分析结果如表 7、8 所示。

Y_1 回归方程决定系数 R^2 为 0.967 9,拟合程度较高,由表 7 可知,3 个影响因子对切根高度的影响均显著,且前进速度与横连杆长度交互作用显著。各因素对平均切根高度的影响程度由大到小依次为:弹簧刚度、机具前进速度、横连杆长度,平均切根高度 Y_1 回归方程为

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

表 8 切根高度一致性回归模型方差分析

Tab. 8 Root cutting height consistency regression model analysis of variance

来源	平方和	自由度	均方	<i>F</i>	<i>P</i>
模型	206. 22	9	22. 91	20. 07	0. 000 3 **
<i>X</i> ₁	30. 03	1	30. 03	26. 3	0. 001 4 **
<i>X</i> ₂	64. 81	1	64. 81	56. 77	0. 000 1 **
<i>X</i> ₃	20. 58	1	20. 58	18. 02	0. 003 8 **
<i>X</i> ₁ <i>X</i> ₂	4. 56	1	4. 56	3. 99	0. 085 9
<i>X</i> ₁ <i>X</i> ₃	0. 17	1	0. 17	0. 15	0. 709 3
<i>X</i> ₂ <i>X</i> ₃	0. 02	1	0. 02	0. 017 17	0. 899 4
<i>X</i> ₁ ²	23. 56	1	23. 56	20. 64	0. 002 7 **
<i>X</i> ₂ ²	28. 53	1	28. 53	24. 99	0. 001 6 **
<i>X</i> ₃ ²	24. 92	1	24. 92	21. 83	0. 002 3 **
残差	7. 99	7	1. 14		
失拟项	3. 31	3	1. 1	0. 940 4	0. 5
纯误差	4. 69	4	1. 17		
总差	214. 21	16			

$$Y_1 = 24. 66 + 0. 59X_1 - 1. 44X_2 - 0. 41X_3 - 0. 10X_1X_2 - 0. 91X_1X_3 + 0. 31X_2X_3 - 1. 09X_1^2 - 1. 21X_2^2 - 0. 98X_3^2 \quad (15)$$

*Y*₂ 回归方程决定系数 *R*² 为 0. 962 7, 拟合程度较高, 由表 8 可知, 3 个影响因子对切根高度一致性的影响均极显著, 各因素对切根高度一致性的影响程度由大到小依次为: 弹簧刚度、机具前进速度、横连杆长度, 切根高度一致性 *Y*₂ 回归方程为

$$Y_2 = 5. 07 + 1. 94X_1 + 2. 85X_2 + 1. 60X_3 - 1. 07X_1X_2 + 0. 21X_1X_3 + 0. 07X_2X_3 + 2. 37X_1^2 + 2. 60X_2^2 + 2. 43X_3^2 \quad (16)$$

3. 6. 2 试验结果优化

为了获得最佳的切根高度, 保证切根作业质量, 借助 Design-Expert 13 软件对上述回归模型进行优化分析。设置切根高度为 20 ~ 30 mm, 得到的切根作业最优参数组合为: 前进速度为 0. 36 m/s、弹簧刚度为 3. 94 N/mm、横连杆长度为 196. 08 mm, 此时响应面预测高度 25. 38 mm, 变异系数 4. 47%; 仿真验证高度 24. 86 mm, 变异系数 5. 08%, 二者相对误差分别为 2. 10%、12%, 误差较小, 表明该回归模型准确可靠。

3. 7 田间验证试验

3. 7. 1 试验条件与设备

如图 23 所示, 田间验证试验于 2025 年 7 月 12 日在陕西省市太白县白菜种植基地进行。该试验地地势平坦, 采用起垄栽培模式, 单垄双行(垄面宽 1. 1 m), 行距 35 ~ 40 cm, 株距为 45 ~ 50 cm, 沟深 15 ~ 30 cm, 沟宽 20 ~ 30 cm。土壤类型为粘性黄淤土, 含水率及坚实度适中, 无明显大块杂石。试验当日天气晴朗, 气温 16 ~ 28℃, 试验区内白菜整体长

势良好, 无明显病虫害, 成熟度与形态特征一致性较高, 满足大白菜机械化切根的农艺要求。试验所使用装备为本文设计研发的搭载履带龙门式底盘的仿形切根装置。试验前, 对样机进行全面调试, 确保电动推杆、割刀电机、仿形机构及控制系统均能稳定运行。试验所用辅助测量工具与设备主要包括: 游标卡尺、钢卷尺、转速计、秒表以及大白菜集收转运筐等。



图 23 田间验证试验

Fig. 23 Field verification test

3. 7. 2 试验指标

大白菜收获机械并未有相关标准和规定, 参照 DG/T 249—2024《叶类蔬菜收割机》, 结合 GB/Z 26582—2011《结球甘蓝生产技术规范》与 NY/T 3664—2020《手扶式茎叶类蔬菜收获机质量评价技术规范》, 取切根合格率为标准进行切根试验。切根合格率(*C*)与仿真试验中的平均切根高度(*h_a*)、变异系数(*C_v*)具有统一的数学评价边界。仿真试验通过优化连续变量 *h_a* 与 *C_v*, 旨在使切切断面稳定控制在 20 ~ 30 mm 的目标区间内; 而田间试验则以该目标区间为合格判定阈值, 直接统计大样本下合格比例。切根合格定义为: ①机械切根截面需平整, 不能发生折断或出现 2 个截面的情况。②切根位置需在大白菜外包叶底部上方 20 ~ 30 mm 较佳切根处(与仿真试验合格判定边界一致), 并且保证主根与所有外包叶被圆盘刀完全切断、实现菜土彻底分离。③大白菜球体没有因切根作业造成的明显机械破损的情况发生。切根试验时需统计单次试验大白菜总数与切根合格大白菜数量, 合格率计算式为

$$C = \frac{C_q}{N} \times 100\% \quad (17)$$

式中 *C_q*——大白菜切根合格数量, 棵
N——单次试验大白菜总数, 棵

试验前, 对试验田进行检查, 确保切根作业环境平坦、无障碍物、同时保证仿形切根装置各工作部件均能正常运行, 基于联合仿真工作参数优化结果, 结合实际工作状况对切根装置工作部件优化参数结果进行圆整: 圆盘割刀转速为 275 r/min, 机具前进速度调整为 0. 4 m/s, 弹簧刚度为 4 N/mm, 横连杆长度

选择 200 mm 开展试验,试验过程中尽可能选择大白菜成熟度一致性好的试验地进行试验,每次试验选取 20 m 垄面上连续成熟的大白菜进行切根作业,对切根作业完成后的切根合格数与损伤数进行统计,试验重复 5 次,统计结果均为多次试验的均值。

3.7.3 试验结果与分析

仿形切根装置田间验证试验结果如表 9 所示。

表 9 切根试验结果统计
Tab.9 Field test results of root cutting

序号	试验大白菜总数/棵	切根合格数/棵	切根合格率/%	平均切根高度/mm	切根高度一致性变异系数/%
1	96	94	97.92	25.68	6.23
2	84	80	95.24	26.24	8.57
3	106	101	95.28	22.56	5.88
4	98	94	95.92	27.78	9.24
5	102	97	95.10	26.96	7.92
平均值			95.89	25.84	7.56

由表 9 可知,在最优作业参数下,该仿形切根装置运行稳定,平均切根高度为 25.84 mm,切根高度一致性变异系数为 7.56%,切根合格率达 95.89%。此外,结合图 24 切根效果,少数非合格样本主要表现为“切位过高”(切入叶球导致损伤)或“切位过低”(主根未断导致留根)。造成上述切割位置偏移原因主要有:①大白菜个体生长姿态与物理特性差异显著,导致动态切割基准面难以绝对统一。②地表起伏偶有超出机构的缓冲调节极限,致使割台产生小幅跳动。③受限于视距盲区,操作人员难以实时精准校正机具行进轨迹。综上,该田间试验充分验证了“主动与被动”融合仿形机构设计合理性及其在 EDEM-RecurDyn 耦合仿真寻优中可靠性。



图 24 大白菜切根试验效果

Fig.24 Effects of Chinese cabbage root cutting test

3.8 适应性讨论

(1)对比联合仿真与田间试验结果可知,田间试验切根效果稳定性略低于仿真结果,主要是因为在实际工况中,大白菜个体根茎粗细存在自然差异,田间分布着随机硬质土块或残茬,且履带底盘在黏重土壤中行进时会产生微小滑转与系统偏振。这些真实的干扰在仿真模型中被理想化,从而导致了田间实测数据合理波动。

(2)在切根合格率方面,国内已有代表性研究^[20-21]取得了良好成效,其切根合格率分别达到 93.40% 与 87.20%。在此基础上,针对实际田间地表起伏易导致割刀切偏(过切或漏切)的问题,采用“主动高度调节与被动机械缓冲”相融合的结构。在作业过程中,该结构能够及时跟随垄面高低变化,并吸收切根过程的局部震动,从而将切根合格率进一步提至 95.89%。表明本装置在应对起伏不平的复杂地表时具备较好的实地适应能力。

(3)当遇到垄面起伏剧烈或植株生长过于密集的工况时,可适当在最佳速度范围内降低机具前进速度(如降至 0.3~0.4 m/s)。降低速度可为“主动与被动”仿形系统提供充足的响应时间进行位移补偿,避免因机械调节滞后导致割刀误入叶球内部造成过切现象;针对不同土壤质地调整弹簧刚度。在质地坚硬土壤中作业时,适当增大弹簧刚度可增加仿形板贴地预紧力,有效避免机具遇硬土块发生失稳振动;反之,若土壤松软,需适度减小弹簧刚度,防止仿形板深陷泥土,在面对主根异常粗大的白菜品种时,可适当提高双圆盘割刀转速。增大转速能够显著提升刀刃线速度,强化切向滑切破坏效应,避免因局部切削力不足导致植株被“推倒”而非切断,从而保障切割断面平整度与切根合格率。

(4)耦合仿真模型采用固定含水率下的土壤基础参数,未考虑实际田间含水率动态变化对土壤-根茎界面粘附力的影响。在实际作业中,若田间土壤过于湿黏,土壤与机具及根茎间的真实粘附阻力将显著高于本仿真计算值,极易造成圆盘刀壅土或切口粘泥;若土壤极度干硬板结,割刀切入产生的瞬态冲击载荷剧增,仿形机构易发生失稳跳动。因此,最佳参数组合(前进速度 0.4 m/s、弹簧刚度 4 N/mm)主要适用于含水率适中、墒情良好的标准采收期。在面对高湿或干硬等非理想田况时,实际作业参数需在该理论值基础上进行适度回调与修正。

(5)控制系统能否及时动作是决定动态切根质量的关键。在实际结构布局中,本装置前端的仿形探测点与后方的切割刀盘之间存在一定的物理距离。在作业速度 0.4 m/s 下,机具走过这段距离所需的时间,恰好为电动推杆的伸缩动作提供了提前响应的的时间差,从而在物理结构上弥补了推杆机械传动的固有延迟。受限于试验测试条件,本次田间实测未能提取毫秒级的推杆动作频率及系统延迟数据,但切根合格率达 95.89% 从宏观结果上验证了在工作速度 0.4 m/s 下,推杆动作速率能够跟上地表起伏变化。但随着机具前进速度进一步提升或地表激振强度的增加,推杆机械响应迟滞可能成为

制约仿形精度的因素。为此,后续研究拟加装高频数据记录模块,对控制系统动态响应延迟进行定量标定,并通过优化控制算法改善系统跟随特性,进而拓展该装置高速作业适应能力。

4 结论

(1)设计了一种“主动高度调节与被动机械缓冲”相融合的仿形切根装置。基于 DEM - MBD 耦合理论揭示了微观颗粒扰动下根茎切削破坏行为,该装置能有效实现对地表起伏的动态补偿,从结构

设计上保障了切割作业的平稳性与一致性。
(2)多因素优化与田间试验结果表明,当机具前进速度为 0.4 m/s,弹簧刚度为 4 N/mm,横连杆长度为 200 mm、割刀转速为 275 r/min 时,实际平均切根高度为 25.84 mm,切根合格率达 95.89%。该装置及参数组合对我国大白菜主产区常见的垄作或平作(行距 30 ~ 50 cm)种植模式以及含水率适中的黏土工况具有优异的适配性,可直接搭载于龙门式高地隙底盘,为大白菜低损收获装备产业化推广提供了可靠理论依据与技术支撑。

参 考 文 献

[1] Zhang Jing, Wang Jun, Gu Shuang, et al. Relaxation characteristics for quality evaluation of Chinese cabbage[J]. Journal of Food Engineering, 2021,306:110635.

[2] 张哲, 刘俟墨, 唐金成, 等. 大白菜收获机研究现状及发展对策[J]. 中国蔬菜, 2024(5):14 - 22.
Zhang Zhe, Liu Simo, Tang Jincheng, et al. Research status of Chinese cabbage harvester and counter-measures for its development[J]. China Vegetables, 2024(5): 14 - 22. (in Chinese)

[3] 王俊, 杜冬冬, 胡金冰, 等. 蔬菜机械化收获技术及其发展[J]. 农业机械学报, 2014,45(2):81 - 87.
Wang Jun, Du Dongdong, Hu Jinbing, et al. Vegetable mechanized harvesting technology and its development [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(2): 81 - 87. (in Chinese)

[4] 孟祥峰. 蔬菜机械化收获技术及其发展[J]. 中国农业信息, 2016(8):103 - 104.
Meng Xiangfeng. Vegetable mechanized harvesting technology and its development[J]. China Agricultural Informatics, 2016(8): 103 - 104. (in Chinese)

[5] 梁树建, 刘立晶, 刘芳建, 等. 叶类蔬菜机械化收获技术装备发展现状[J]. 中国农机化学报, 2025,46(1):346 - 352.
Liang Shujian, Liu Lijing, Liu Fangjian, et al. Development status of mechanized harvesting technology and equipment for leafy vegetables[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2025, 46(1): 346 - 352. (in Chinese)

[6] Kanamitsu M, Yamamoto K. Development of Chinese cabbage harvester[J]. Technical Report of the Institute of Agricultural Machinery (Japan), 1994,30(1):35 - 41.

[7] Zhang Jing, Wang Jun, Du Dongdong, et al. Optimization and validation of root-cutting device for Chinese cabbage harvester based on discrete element method[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2023,214:108314.

[8] Kim H, Yeongsoo C. Pulling performance of a self-propelled Chinese cabbage harvester and design of a preprocessing unit[J]. J. Agric. Life Sci., 2020,54(1):99 - 108.

[9] Park S J, Lee S Y, Park W J, et al. Preliminary tests for Chinese cabbage harvesting with harvesting simulator[J]. J. Korea Acad. Ind. Coop. Soc., 2021,22:470 - 479.

[10] 姚会玲. 大白菜收获机关键部件的研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2007.
Yao Huiling. Study on key parts of Chinese cabbage harvester[J]. Beijing: China Agricultural University, 2007. (in Chinese)

[11] 李向军, 赵大勇, 张宝库, 等. 背负式大白菜收获机的研制[J]. 农业科技与装备, 2017(10):25 - 27.
Li Xiangjun, Zhao Dayong, Zhang Baoku, et al. Development and experiment of self-propelled cabbage harvester [J]. Agricultural Science & Technology and Equipment, 2017(10): 25 - 27. (in Chinese)

[12] 张静. 结球大白菜物理力学特性与履带自走式收获机械的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2022.
Zhang Jing. Research on physical and mechanical properties of headed Chinese cabbage and its crawler self-propelled harvesting equipment[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2022. (in Chinese)

[13] 杨启志, 杨鑫宇, 赫明胜, 等. 葡萄分层旋抛式清土起藤机高效旋抛刀设计与试验[J]. 农业工程学报, 2022,38(24):44 - 51.
Yang Qizhi, Yang Xinyu, He Mingsheng, et al. Design and experiment of the rotary throwing knife of wine grape cleaning machine[J]. Transactions of the CSAE, 2022,38(24):44 - 51. (in Chinese)

[14] 侯加林, 刘鲁鹏, 赵桂洋, 等. 基于 EDEM - MFBF 的大蒜变刚度柔性夹持输送装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2025,56(6):362 - 373.
Hou Jialin, Liu Lupeng, Zhao Guiyang, et al. Optimization and test of garlic variable stiffness flexible clamping conveyor device based on EDEM - MFBF[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025,56(6):362 - 373. (in Chinese)

[15] 曾熠, 蒋啸虎, 吴明亮, 等. 基于 DEM - MBD 的油茶林分层切抛式开沟刀组研制[J]. 农业工程学报, 2024,40(8):30 - 42.
Ceng Yi, Jiang Xiaohu, Wu Mingliang, et al. Development of the layered cut and throw ditching blade groups for oil tea forest based on DEM - MBD[J]. Transactions of the CSAE, 2024,40(8):30 - 42. (in Chinese)

[16] 耿端阳, 何珂, 印祥, 等. 玉米花生间作播种施肥一体机研制与试验[J]. 农业工程学报, 2017,33(17):34 - 41.
Geng Duanyang, He Ke, Yin Xiang, et al. Design and test of corn-peanut intercropping seeding-fertilizing machine [J].

- Transactions of the CSAE, 2017, 33(17): 34–41. (in Chinese)
- [17] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册[M]. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2007.
- [18] 王锦江, 陈志, 杨学军, 等. 3QXZ-6 型制种玉米去雄机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(7): 112–118.
Wang Jinjiang, Chen Zhi, Yang Xuejun, et al. Design and experiment of 3QXZ-6 seed corn detasseling machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 112–118. (in Chinese)
- [19] 赵淑红, 蒋恩臣, 闫以勋, 等. 小麦播种机开沟器双向平行四杆仿形机构的设计及运动仿真[J]. 农业工程学报, 2013, 29(14): 26–32.
Zhao Shuhong, Jiang Enchen, Yan Yixun, et al. Design and motion simulation of opener with bidirectional parallelogram linkage profiling mechanism on wheat seeder[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(14): 26–32. (in Chinese)
- [20] 王名声, 龚中良, 解福祥, 等. 大白菜机械化收获技术研究现状与发展趋势[J]. 农机化研究, 2024, 46(3): 252–258.
Wang Mingsheng, Gong Zhongliang, Xie Fuxiang, et al. Research status and development trend of Chinese cabbage mechanized harvesting technology[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2024, 46(3): 252–258. (in Chinese)
- [21] 张静, 王俊, 杜冬冬, 等. 履带自走式单行大白菜收获机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(12): 134–146.
Zhang Jing, Wang Jun, Du Dongdong, et al. Design and experiment of crawler self-propelled single-row harvester for Chinese cabbage[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(12): 134–146. (in Chinese)
- [22] 马若飞, 伟利国, 赵博, 等. 基于多传感器数据融合的旋耕耕深检测系统研究[J]. 农业机械学报, 2024, 55(9): 52–64.
Ma Ruofei, Wei Liguang, Zhao Bo, et al. Rotary tillage depth detection based on multi-sensor data fusion[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(9): 52–64. (in Chinese)
- [23] 吕金庆, 刘金妮, 赵治明, 等. 马铃薯碎土整地联合作业机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(8): 19–29.
Lü Jinqing, Liu Jinni, Zhao Zhiming, et al. Design and test of key components of potato soil-crushing site preparation machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(8): 19–29. (in Chinese)
- [24] 佟文玉, 苑严伟, 白圣贺, 等. 可调式大白菜收获机根部切割装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2026, 57(5): 282–293.
Tong Wenyu, Yuan Yanwei, Bai Shenghe, et al. Design and experiment of adjustable root cutting device for Chinese cabbage[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2026, 57(5): 282–293. (in Chinese)
- [25] Du D D, Wang J, Qiu S S. Analysis and test of splitting failure in the cutting process of cabbage root[J]. International Journal of Agricultural & Biological Engineering, 2015, 8(4): 27–34.

(上接第 213 页)

- [19] Liang Z, Yu S, Yu B. Transport robots in protected horticulture: a review of key technologies, representative systems, and future directions[J]. Agriculture, 2026, 16(11): 1145.
- [20] Li Y. A multi-objective hierarchical approach for agricultural multi-robot routing and scheduling[D]. Singapore: Nanyang Technological University, 2025.
- [21] Peng C, Vougioukas S G. Deterministic predictive dynamic scheduling for crop-transport co-robots acting as harvesting aids[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2020, 178: 105702.
- [22] Hizate T, Noguchi N. Work schedule optimization for electric agricultural robots in orchards[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2023, 210: 107889.
- [23] Li T, Xie F, Xiong Y, et al. Multi-arm robot task planning for fruit harvesting using multi-agent reinforcement learning[C]// 2023 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). IEEE, 2023: 4176–4183.
- [24] Yu Y, Lai H, Gao G, et al. Optimization method for multi agricultural machinery collaborative operation based on genetic algorithm and A* algorithm[J]. Journal of System Simulation, 2025, 37(9): 2397–2408.
- [25] 苗中华, 郭恒伟, 徐梓毓, 等. 农业机器人群体智能关键技术及前沿展望[J]. 农业工程学报, 2025, 41(24): 1–17.
Miao Zhonghua, Guo Hengwei, Xu Ziyu, et al. Swarm intelligence in agricultural robotics: key technologies and future prospects[J]. Transactions of the CSAE, 2025, 41(24): 1–17. (in Chinese)
- [26] Zacharia P T, Aspragathos N A. Optimal robot task scheduling based on genetic algorithms[J]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2005, 21(1): 67–79.
- [27] Rajendran V, Debnath B, Mghames S, et al. Towards autonomous selective harvesting: a review of robot perception, robot design, motion planning and control[J]. Journal of Field Robotics, 2024, 41(7): 2247–2279.
- [28] Alaaudeen K M, Selvarajan S, Manoharan H, et al. Intelligent robotics harvesting system process for fruits grasping prediction[J]. Scientific Reports, 2024, 14(1): 2820.
- [29] Zhou W, Zhou L, Yuan T, et al. Robust performance optimization of UAV dynamic systems using MPC–PID hybrid control[J]. Scientific Reports, 2026, 16(1): 2585.
- [30] 魏琼, 金鹏, 张道德, 等. 双侧电驱履带车辆模糊自适应滑模转向控制[J]. 河南科技大学学报(自然科学版), 2022, 43(1): 38–45, 6.
Wei Qiong, Jin Peng, Zhang Daode, et al. Fuzzy adaptive sliding mode steering control for bilateral electric drive tracked vehicle[J]. Journal of Henan University of Science and Technology (Natural Science), 2022, 43(1): 38–45, 6. (in Chinese)