doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.22.017

自走轮式双行大白菜联合收获机设计与试验

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: 针对山东地区现有大白菜机械化收获装备转场效率低、切根一致性差及夹持输送损伤较高等问题,结合当地单垄双行种植模式,本文设计了一种自走轮式双行大白菜联合收获机,可一次性完成行距 50 ~ 60 cm 条件下大白菜切根、夹持输送及集箱作业。为提高机具对田间作业条件和植株形态差异适应性,构建机具-土壤-植株耦合切割数学模型与夹持输送受力模型,结合理论分析、农艺空间约束和田间预试验,确定仿形机构、切根机构和夹持输送机构关键结构参数。在此基础上,设计了切割高度、角度和进给量可机械预调的切根装置,并采用表面包覆高密度 CR 海绵的柔性夹持输送机构,以提高切根一致性并降低夹持输送损伤;以采收合格率为评价指标,选取机具前进速度、割刀转速、切割角度及夹持输送带转速为影响因素开展多因素响应面试验。试验结果表明,当机具前进速度为 0.41 m/s、割刀转速为 238.62 r/min、切割角度为 12.58°、夹持输送带转速为 188.23 r/min 时,预测采收合格率为 95.95%。参数圆整后开展田间验证试验,当机具前进速度为 0.40 m/s、割刀转速为 239 r/min、切割角度为 13°、夹持输送带转速为 188 r/min 时,大白菜采收合格率最大值为 95.17%,最小值为 93.00%,平均值为 94.08%,夹持输送损伤率平均值为 3.55%。田间验证结果表明,该机切根一致性较好,夹持输送过程稳定,转场机动性能与通过性良好,可满足成熟春白菜品种"小义和秋"及相近种植模式下低损机械化收获要求,研究结果可为相近物性条件下大白菜联合收获装备结构优化及作业参数设置提供参考。

关键词: 大白菜; 联合收获机; 自走轮式; 双行

中图分类号: S225.92　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2026)22-0195-16　　**OSID**:

Design and Experiment of Self-propelled Wheeled Two-row Combine Harvester for Chinese Cabbage

Tong Wenyu[1,2]　Yuan Yanwei[1,2]　Bai Shenghe[1,2]　An Ran[1,2]　Niu Kang[1,2]　Wang Decheng[3]
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 low transfer efficiency, poor root-cutting consistency, and relatively high clamping-conveying damage of existing mechanized Chinese cabbage harvesting equipment in Shandong Province, a self-propelled wheeled two-row combine harvester for Chinese cabbage was designed according to the local single-ridge double-row planting pattern. The machine can complete root cutting, clamping-conveying, and collection of Chinese cabbage in one pass at row spacing of 50 ~ 60 cm. To improve its adaptability to field operating conditions and plant morphological variations, a machine - soil - plant coupled root-cutting mathematical model and a clamping-conveying force model were established. Combined with theoretical analysis, agronomic spatial constraints, and preliminary field tests, the key structural parameters of the profiling mechanism, root-cutting mechanism, and clamping-conveying mechanism were determined. A root-cutting device with mechanically presettable cutting height, cutting

收稿日期: 2026-06-16　修回日期: 2026-07-07
基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD2001803)
作者简介: 佟文玉(1998—),男,博士生,主要从事农业机械化装备及关键技术研究,E-mail: tongwenyu119@163.com
通信作者: 苑严伟(1980—),男,研究员,博士生导师,主要从事农业机械自动控制与智能化仪器研究,E-mail: yyw215@163.com

angle, and feed displacement was developed, and a flexible clamping-conveying mechanism covered with high-density CR sponge was adopted to improve root-cutting consistency and reduce clamping-conveying damage. Taking the qualified harvesting rate as the evaluation index, a multifactor response surface experiment was conducted with forward speed, cutter rotational speed, cutting angle, and clamping-conveying belt rotational speed as influencing factors. The optimization results showed that the predicted qualified harvesting rate was 95.95% when the forward speed, cutter rotational speed, cutting angle, and clamping-conveying belt rotational speed were 0.41 m/s, 238.62 r/min, 12.58°, and 188.23 r/min, respectively. After rounding the optimized parameters, field verification tests were conducted. When the forward speed, cutter rotational speed, cutting angle, and clamping-conveying belt rotational speed were 0.40 m/s, 239 r/min, 13°, and 188 r/min, respectively, the maximum, minimum, and average qualified harvesting rates were 95.17%, 93.00%, and 94.08%, respectively, and the average clamping-conveying damage rate was 3.55%. The field verification results showed that the machine had good root-cutting consistency, stable clamping-conveying performance, and favorable transfer mobility and trafficability. It can meet the requirements for low-damage mechanized harvesting of the mature spring Chinese cabbage cultivar "Xiaoyi Heqiu" and similar planting patterns, and the results can provide a reference for structural optimization and operating parameter setting of Chinese cabbage combine harvesters under similar physical conditions.

Key words: Chinese cabbage; combine harvester; self-propelled wheel; two rows

0 引言

大白菜是中国大宗蔬菜之一,栽培地域广,季节跨度大,近年来,其种植面积稳定在 1.8×10^6 hm^2 左右,约占我国蔬菜总播种面积的 15%[1-3]。受区域农艺、种植模式和管理方式差异影响,成熟期大白菜植株在个体尺寸、形态特征和生长姿态等方面存在较大差异,增加了机械化收获装备适应难度[4-7]。目前,大白菜收获仍以人工为主,劳动强度大且生产成本高。随着农业劳动力日益短缺,亟需研发高效、低损且适应性强的专用联合收获装备。

国外较早开展大白菜机械化收获装备研究,机型结构逐渐由手扶式、悬挂式向履带自走式发展,切割部件多采用单、双圆盘割刀结构。Kanamitsu 等[8]设计的手扶式及拖拉机侧悬挂机型可实现根部切割与拔取作业,但受切根装置位置调节能力和植株姿态随机性限制,切根精度仍有不足;文献[9-10]研发的履带自走式采收机采用双倾斜圆盘锯进行切割,可提高切根合格率,但易出现切口平整度不足和叶球外部损伤。国内科研人员在吸收借鉴国外经验的基础上,结合我国大白菜种植农艺特征,围绕切根机理与关键装置开展了结构创新与理论优化。姚会玲[11]构建了具备优良滑切特性的圆盘割刀力学模型,为低损切割提供了理论依据;李向军等[12]开发了对向倾斜配置的缺口式圆盘刀,通过利用盘面弧度接触地表以实现限深定层切割;张静等[13]设计了一款履带自走式单行大白菜收获机,采用"先切根、后夹持"的作业路线,配置了由平底连续锯齿圆盘刀与凹面圆盘光刃刀对称组合而成的切割装置,可一次性完成大白菜切根、夹持及侧向装车等多项作业,田间试验表现出良好的收获效果。

近年来,大白菜专用收获机具正逐步向多功能联合化与智能化方向演进[14-15],但由于我国大白菜主栽品种繁杂、区域种植模式(如垄宽、行距)缺乏统一标准,现有试验样机及配套装备在实际应用中主要存在以下问题:履带式底盘转场机动性不足、作业幅宽受限,难以满足规模化高效采收需求;切根装置多为固定式或单维调节,对缓坡地形、垄面起伏和植株位姿差异适应性不足,易造成切根位置偏差;夹持输送机构刚性接触较强或速度匹配不合理时,易在喂入、夹持和输送过程产生挤压、摩擦和碰撞损伤,制约了机具推广应用。

结合山东地区大白菜种植模式,本文设计一种自走轮式双行大白菜联合收获机。围绕大白菜结球尺寸、根茎位置及田间生长姿态差异导致的切根定位难题,设计高度、前后进给量和切割角度可调的切根装置,以提高切根适应性和切割一致性;采用立式挠性喂入与多点联动夹持输送方式,通过高密度 CR 柔性海绵带和弹性张紧轮组改善菜体接触受力分布,降低夹持输送损伤。在此基础上,以采收合格率为评价指标开展关键作业参数响应面优化及田间验证试验,以期为大白菜联合收获装备结构优化和参数匹配提供参考。

1 收获机结构与工作原理

1.1 种植模式

试验地区白菜主栽品种为"小义和秋",种植模式如图 1 所示。起垄种植,单垄双行(上垄面 100 ~

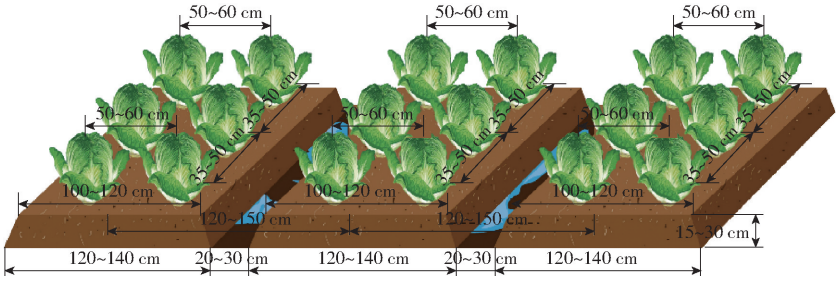


图 1　白菜种植模式

Fig. 1　Chinese cabbage planting pattern

120 cm，下垄面 120 ~ 140 cm，垄距 120 ~ 150 cm），行距 50 ~ 60 cm，株距 35 ~ 50 cm，沟深 15 ~ 30 cm，沟宽 20 ~ 30 cm。

1.2　整机结构

自走轮式双行大白菜联合收获机主要由轮式底盘、收获割台、横向输送机构和控制装置组成，收获割台布置于轮式底盘前端，通过三点悬挂机构与底盘连接，整机以纵向中心面为基准呈双行对称布置。收获割台集成仿形机构、可调式切根机构和夹持输送机构，是整机核心作业部件。其中，仿形机构布置于割台前下方，用于建立切根高度基准并提高割台对垄面起伏的适应能力；可调式切根机构布置于夹持输送机构下方，其切割高度、切割角度和前后进给量均可在作业前进行机械调节，以适应不同结球尺寸、根茎位置和田间地表条件；夹持输送机构沿割台纵向布置，用于柔性夹持切根后的大白菜并向后上方输送；横向输送机构位于割台后部，与夹持输送机构衔接完成菜体收集。控制装置用于调节关键部件运动参数，实现切根与夹持输送过程协调匹配。整机结构如图 2 所示。

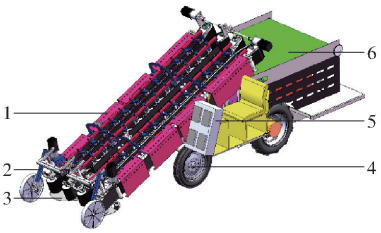


图 2　白菜收获机结构示意图

Fig. 2　Structure diagram of Chinese cabbage harvester

1. 夹持输送机构　2. 仿形机构　3. 可调式切根机构　4. 轮式底盘　5. 控制装置　6. 横向输送机构

1.3　工作原理

如图 3 所示，收获割台自前向后依次分为仿形区、切根喂入区及夹持输送区。作业前，根据目标品种结球尺寸、根茎位置和种植模式，调节切根机构离地高度、前后进给量和切割角度，并通过控制系统设定割刀、夹持输送带及横向输送带转速。作业时，仿形轮沿地表轮廓滚动，随地形起伏被动调整割台整

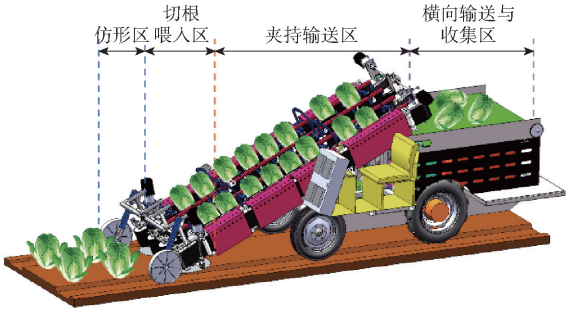


图 3　工作原理图

Fig. 3　Working principle of Chinese cabbage harvester

体姿态，保障各株白菜切根高度一致性。当割台抵近植株时，高速旋转的圆盘刀按预设进给量准确切入大白菜外包叶下方根茎，在机具前行与割刀旋转共同作用下完成切根作业。切断根部后的大白菜在喂入口张紧机构的配合下，被夹持输送带稳定夹取并向后上方提升至横向输送平台，待去除多余外包叶后完成收集作业。主要技术参数见表 1。

表 1　白菜收获机主要技术参数

Tab. 1　Main technical parameters of cabbage harvester

参数	数值
整机尺寸（长 × 宽 × 高）/（mm × mm × mm）	4 000 × 2 200 × 2 200
底盘功率/kW	18
收获行数	2
工作幅宽/mm	1 200
割台升降行程/mm	700
割台最大离地间隙/mm	620
适宜收获行距/mm	500 ~ 600
割刀切割角度调节范围/（°）	0 ~ 20
割刀转速/（$r \cdot min^{-1}$）	0 ~ 600
作业效率/（$hm^2 \cdot h^{-1}$）	0 ~ 0.28

2　关键部件设计

与传统单行白菜收获机相比，双行收获机需在有限割台宽度内协调 2 行白菜切根、喂入和夹持输送过程，重点解决窄行距部件干涉、双通道喂入匹配、左右载荷差异及双路切根高度同步等问题。针对试验地区行距 50 ~ 60 cm 单垄双行种植模式，采用双行对称式割台布局，将仿形机构、切割装置和夹

持输送机构建立在同一割台基准上,并对其结构参数进行设计。

2.1 仿形机构设计

由于田间垄面起伏且土质松软,若采用传统固定式割台,割刀离地高度波动较大[16-17],切割位置偏高易伤叶散球,偏低易壅土并增加切削功耗。为此,设计了双行独立调节收获割台。左、右 2 行割台通道可通过液压系统分别控制基础高度,且两侧前端均配备独立地表仿形轮。作业时,两侧仿形机构随各自垄面高度变化进行竖直位移补偿,减小车身倾斜对切根高度的影响,提高双行高度仿形同步性。如图 4 所示,仿形机构主要由套筒式螺旋调节机构与地表仿形轮组成。作业前,根据目标收获品种结球高度和根茎位置,通过液压机构调节割台整体高度,并通过套筒式螺旋调节机构设定仿形轮与割刀之间的相对高度,以确定初始切根高度。作业过程中,割台在液压机构浮动支撑和仿形轮限深作用下随地表起伏产生适应性位移,降低垄面起伏对切根高度一致性的影响。仿形轮与土壤直接接触,是影响割台限深稳定性的关键部件,受力分析如图 5 所示。

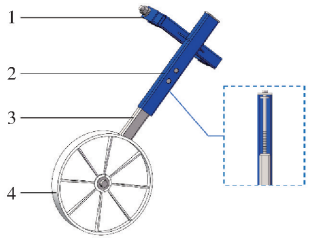


图 4 仿形机构结构示意图

Fig. 4 Structure diagram of profiling device

1. 割台连接板 2. 导向套管 3. 伸缩滑杆 4. 仿形轮

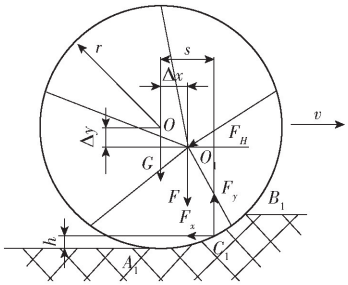


图 5 仿形过程受力分析图

Fig. 5 Force analysis of profiling process

假设仿形轮在匀速前进,根据转矩关系可得

$$F_H(r-\Delta y)-F\Delta x+F_x h+F_y s=0 \quad (1)$$

$$Gs-F(s-\Delta x)-F_H(r-\Delta y)=0 \quad (2)$$

联立(1)、(2)可推导得仿形轮作业时动力学平衡方程

$$F_H(r-\Delta y)=F\Delta x-F_x h-F_y s=Gs-F(s-\Delta x) \quad (3)$$

式中 F_H——机具对仿形轮牵引力,N

G——仿形轮重力,N

r——仿形轮半径,mm

F——割台分配至仿形轮垂直载荷,N

h——C_1到轮底最低点垂直下陷深度,mm

s——仿形轮下陷 h 时,轮子前进距离,mm

F_x——水平方向土壤推挤反作用力,N

F_y——竖直方向土壤承载反作用力,N

Δx——滑移导致仿形轮中心水平偏移量,mm

Δy——滑移导致仿形轮中心竖直偏移量,mm

由式(3)可知,仿形轮直径显著影响机构动力学平衡与响应特性。当机具牵引力 F_H和垂直载荷 F 一定时,稳定作业状态下仿形轮中心轴偏心距离 Δx、Δy 近似恒定,若仿形轮直径过小,在相同下陷深度 h 下,轮底前进距离 s 减小,致水平方向土壤推挤反作用力 F_x增大,易加剧轮体滑移,引发拖土、壅土及割台仿形迟滞;若直径过大,轮体自重 G 增加,将改变原有转矩平衡关系,降低机构对微小地形起伏的贴地跟随性,进而影响切根一致性。试验地区垄沟沟宽 20 ~ 30 cm、沟深 15 ~ 30 cm,综合垄沟几何尺寸、防壅土要求、割台仿形稳定性及结构安装空间,并参照文献[10 - 11,17 - 18],确定仿形轮直径为 350 mm。田间预试验结果表明,该尺寸下仿形轮作业过程中未出现明显拖土、壅土和叶球干涉现象。

2.2 切割机构设计

2.2.1 白菜根茎切割过程力学分析

为获得关键部件结构设计和作业参数优化所需的基础参数,以试验地区主栽品种“小义和秋”为测定对象,在收获期随机选取成熟大白菜植株进行农艺尺寸和物理力学参数测定。测定内容及主要物理力学参数见表 2。

表 2 主要物理特性参数

Tab. 2 Main physical and mechanical parameters

参数	数值	备注说明
植株展开度/mm	340 ~ 360	影响作业幅宽与防干涉间距
球高/mm	240 ~ 260	影响割台的离地高度基准
结球部最大直径 d_c/mm	180 ~ 200	影响夹持喂入口最大间距设定
根部最大直径 d_{max}/mm	35	影响割刀切割有效覆盖半径
外包叶片数/片	10 ~ 12	影响夹持缓冲及剥叶空间要求
单株质量/kg	2.1 ~ 2.4	决定夹持带需提供的摩擦力
根茎剪切强度/MPa	0.6	决定切割阻力
径向压缩破坏力/N	437.6	决定夹持机构预紧力安全上限

在农业切割机械中,切割方式可按支撑条件分为高速无支撑切割和低速有支撑切割[19]。考虑到大白菜根茎粗壮、田间环境复杂且根部支撑不足,采

用高速无支撑切割方式。切割过程及受力如图 6 所示，理想切割瞬间根茎保持静止，受力满足

$$F_Q = F_{x1} + F_{x2} + F_K \tag{4}$$

式中　F_Q——切割力，N

F_{x1}、F_{x2}——根茎惯性力，N

F_K——切割处反作用力，N

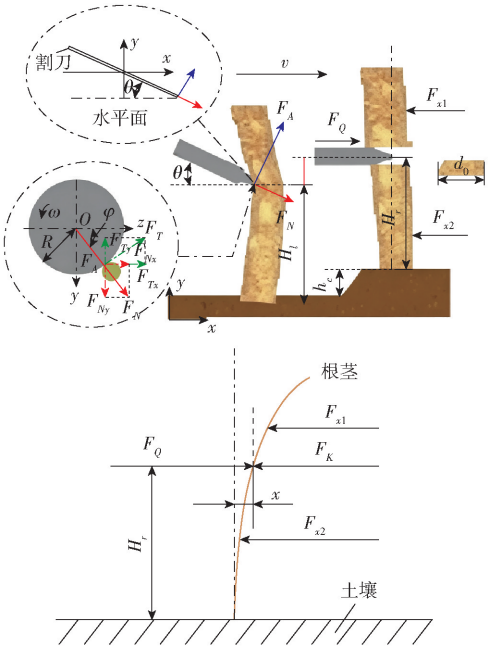


图 6　切割受力分析图

Fig. 6　Force analysis of root-cutting process

为分析作业参数对根茎切割受力的影响（图 6），作如下简化假设：切割瞬间根茎近似直立，根茎基部受土壤约束并等效为固定端；根茎切断前处于小挠度线弹性弯曲阶段；圆盘刀转速与机具前进速度稳定；刀刃与根茎接触点等效为瞬时集中作用点；仅考虑机具前进方向上的主要推移变形和切削反作用力，忽略横向偏移、偏心扭转及土壤动态回弹影响。基于上述假设，可将根茎等效为悬臂梁结构并建立力学模型[20-21]，此时切割力 F_Q 应满足

$$F_Q = \Delta m \frac{\mathrm{d}(V+v)}{\mathrm{d}t} + F_{x0} + F_K \tag{5}$$

其中

$$F_{x0} = 3\frac{E_0 I_0}{H_0^3}x \tag{6}$$

$$\Delta m \frac{\mathrm{d}(V+v)}{\mathrm{d}t} = \Delta m \frac{V_r^2}{d_0} \tag{7}$$

式中　v——机具前进速度，m/s

Δm——切除根茎质量，kg

V——切割根茎时线速度，mm/s

V_r——刀刃切入根茎时实际切入速度，mm/s

x——白菜根茎水平位移，mm

F_{x0}——根茎切割处水平分力，N

E_0——根茎弹性模量，MPa

H_0——根茎切割处离地高度，mm

I_0——截面惯性矩，mm^4

d_0——根茎切割处直径，mm

在切割接触点，割刀对白菜根茎作用力可分解为 3 个正交分量[22]：沿刀盘切线方向切向力 F_T（克服根茎纤维抗剪强度）、垂直于刀刃指向根茎中心法向力 F_N（引起挤压变形）、以及垂直于刀盘平面的切根轴向力 F_A（引起根茎弯曲与滑移）。根据牛顿第三定律，白菜根茎对割刀的反作用力矢量 $\boldsymbol{F}_K$ 与割刀施加切削力大小相等、方向相反。在机具前进水平方向（即引起白菜前倾、推移的主要受力方向）上，根茎受到的等效水平反作用力 F_K 受切割角度 θ 和切割接触角 φ 的影响，即

$$F_K = F_N\cos\theta\cos\varphi + F_T\cos\theta\sin\varphi + F_A\sin\theta \tag{8}$$

在实际田间作业中，地表轮廓随机起伏与白菜根茎的切割过程存在动态耦合效应。当地表高度发生变化引起仿形机构摆动时，理论切根高度 H_l 演变为动态切根高度 H_r（$H_l - h_c$）。将其代入式（5），可得到机具–土壤–植株耦合切割数学模型为

$$F_Q = \Delta m \frac{V_r^2}{d_0} + 3\frac{E_0 I_0}{(H_l - h_c)^3}x + (F_N\cos\theta\cos\varphi + F_T\cos\theta\sin\varphi + F_A\sin\theta) \tag{9}$$

式中　H_l——理论切根高度，mm

h_c——仿形高度修正量，mm

大白菜根茎在被切断前，受割刀前端及喂入口推挤作用而产生水平弯曲变形，根茎水平位移 x 并非固定值。调整割刀前后进给量 Δs，将改变割刀切入根茎与机具前端推挤植株之间的相对时序，进而影响切断瞬间根茎实际水平位移 x。设割刀位于最后端（即 $\Delta s = 0$）时，机具前端接触植株至割刀切入根茎的推移行程最大。向前调节进给量 Δs 后，割刀有效切入点前移。此时，由机具前进引起的根茎水平位移 x 与 Δs 关系为

$$x = x_{\max} - \Delta s \tag{10}$$

式中　$x_{\max}$——割刀处于最后端时，根茎受推挤产生的最大水平位移，mm

将式（10）代入切割力学模型式（9），可得动态切割力 F_Q 与进给量 Δs 的理论关系为

$$F_Q = \Delta m \frac{V_r^2}{d_0} + 3\frac{E_0 I_0}{(H_l - h_c)^3}(x_{\max} - \Delta s) + (F_N\cos\theta\cos\varphi + F_T\cos\theta\sin\varphi + F_A\sin\theta) \tag{11}$$

由式（11）可知影响切割力的主要因素包括根茎直径、割刀线速度和机具前进速度。切根反作用力 F_K 与根茎水平位移 x 在切削过程中受切割角度 θ 影响；切割角度 θ 会改变刀盘线速度 V 与机具前进

速度 v 的矢量叠加关系,进而影响刀刃切入根茎时实际滑切角及切向力、法向力和轴向力分布,其中法向挤压分量的变化会影响根茎推移变形。因此,合理匹配切割角度 θ、机具前进速度 v 和刀盘线速度 V,有助于改善刃口滑切效果,减少斜切、切散和切割高度波动,提高切根作业质量。割刀进给量 Δs 则直接影响植株切前变形量和切割阻力。对于结球紧实、根茎粗大(抗弯刚度 E_0I_0 较大)的品种,若 Δs 偏小,根茎切断前水平推移过大,易增加切割阻力 F_Q 并造成连根拔起或根部撕裂;对于外叶松散或根系较浅的品种,适当增大 Δs 可使割刀提前介入,在植株大幅推移前完成切割,降低外包叶破损风险。因此,根据具体品种参数合理预调 Δs,是降低采收机械损伤的有效手段。

2.2.2 切割装置组成及设计

基于上述力学模型分析,设计的可调式切割装置如图 7 所示,主要包括电机、减速器、万向联轴器、轴承座和圆盘刀。为适应大白菜结球尺寸、根茎位置和田间生长姿态差异,切割装置设置前后进给量与切割角度调节结构。其中,前后进给量通过切刀连接板与割台框架之间的纵向调节槽实现,切割角度通过割台框架上的弧形倾角调节槽实现。此外,综合根茎位置、外包叶下垂状态、割台安装空间和田间预试验结果,确定前后进给量调节范围为 0 ~ 70 mm,切割角度调节范围为 0° ~ 20°。

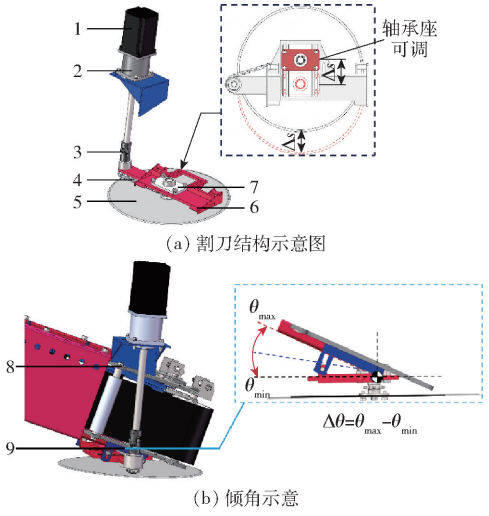


图 7 切割装置结构示意图

Fig. 7 Structure diagram of root-cutting device

1. 电机 2. 减速器 3. 万向联轴器 4. 链条 5. 圆盘切刀 6. 切刀连接板 7. 轴承座 8. 割台框架 9. 倾角调节槽

圆盘刀直径 D 设计应同时满足邻行避让和本行根茎完全切断要求[24]。如图 8 所示,双行收获条件下,左右 2 组圆盘刀需在较窄行距范围内同时完成 2 行根茎切断,其空间约束和受力协调要求均高于单行机型。若刀盘直径过大或主轴位置布置不合理,易侵入邻行白菜并造成损伤;若刀盘有效切割宽度不足,则难以覆盖本行根茎位置偏差,易产生漏切或切偏。同时,左右 2 行白菜根茎直径、入土深度、土壤紧实度及植株姿态存在差异,两侧圆盘刀瞬时切削阻力可能不同,易引起割台横向受力不均和单侧切根质量下降。为兼顾邻行避让和左右切割协调性,采用左右圆盘刀对称布置,使两侧切割单元保持一致的刀盘直径、切割角度和安装基准,并通过确定主轴横向偏置量 e 和割刀前后进给量 Δs,使刀盘作用区域靠近本行根茎中心,减少偏切引起的横向推移和附加侧向载荷。并预留切割冗余量 Δx_1。据此,圆盘刀直径下限 D_{min} 应满足

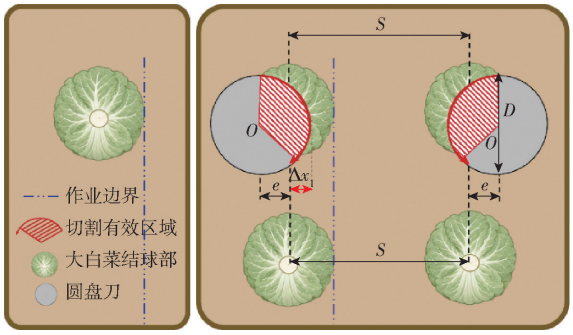


图 8 割刀排布示意图

Fig. 8 Arrangement of disc cutters

$$\frac{D_{min}}{2}\cos\theta - e \geqslant \frac{d_{max}}{2} + \Delta x_1 \tag{12}$$

式中 d_{max}——大白菜根部最大直径,mm

为避免邻行损伤,圆盘刀内侧外缘轨迹不应侵入相邻行大白菜结球部边界。双行收获模式下,刀盘边缘应限制在两行中心距 S 与邻行白菜外缘构成的安全区间内。结合主轴偏置量 e,圆盘刀直径上限 D_{max} 应满足

$$e + \frac{D_{max}}{2}\cos\theta \leqslant S - \frac{d_c}{2} \tag{13}$$

式中 d_c——大白菜结球部最大直径,mm

如表 2 所示,取最小行距 S 为 500 mm,结球部最大直径 d_c 为 200 mm,根部最大直径 d_{max} 为 35 mm,切割越界冗余量 Δx_1 为 20 mm[23],设定主轴偏置量 e 为 110 mm,切割角度 θ 取 0°,代入式(12)、(13)可得 295 mm $\leqslant D \leqslant$ 580 mm,最终选取圆盘刀直径 D 为 400 mm。单圆盘刀切割根茎属于高速动态滑切过程,圆盘刀需克服根茎纤维极限剪切应力,并提供应对地表起伏冲击载荷的动能。因此,需基于切削过程中的峰值切割力、负载扭矩及功率损耗进行割刀电机选型。设定圆盘刀切断根茎所需的最大瞬时切割力为 F_C,则

$$F_C = K_d\tau\frac{\pi d_{max}^2}{4} \tag{14}$$

式中　K_d——动态冲击载荷系数，取 1.2～1.5

τ——根茎剪切强度，MPa

在此峰值切割力作用下，直径为 D 的刀盘主轴在切入根茎瞬间承受的峰值阻力转矩为

$$T_{\max}=F_C\frac{D}{2\,000} \tag{15}$$

式中　$T_{\max}$——峰值阻力转矩，N·m

由于大白菜为间歇性切削工况，切断瞬间峰值阻力转矩主要由 65Mn 大质量刀盘高速旋转产生的惯性克服。连续作业中，驱动电机需提供补充切削耗散和克服传动摩擦的等效连续转矩 T_e，参考机械系统变载荷等效计算原理[18]，引入间歇切削占空比系数 K_e 进行折算。当机具以恒定前进速度 v 作业时，单株有效切削时间 $t_c=\Delta x_2/v$（Δx_2 为单株有效切削行程），而刀盘切割根茎频率 $f=v/Z$，Z 为大白菜田间定植株距。即

$$K_e=t_c f=\frac{\Delta x_2}{v}\frac{v}{Z}=\frac{\Delta x_2}{Z} \tag{16}$$

由此可知，等效占空比 K_e 仅与根茎有效切削行程和定植株距几何比值有关，与机具作业速度无关。驱动电机所需的额定连续输出转矩 T_e 与连续额定输出功率 P_e 计算式为

$$\begin{cases}T_e=K_eT_{\max}\\ P_e=\dfrac{T_en}{9\,550}\end{cases} \tag{17}$$

结合已有结球类蔬菜根茎力学特性与根茎剪切特性试验结果[11,13,16,19-20]，取根茎剪切强度 τ 为 0.6 MPa，$K_d=1.3$[18]，设定刀盘额定作业转速 n 为 400 r/min，刀盘直径 $D=400$ mm 代入式（15）可得 $T_{\max}$ 约为 150.1 N·m，按根茎最大直径为 35 mm，计入 20% 的切削变形余量[23]，单株有效切削行程 Δx_2 约为 42 mm，结合农艺株距 $Z=350$ mm，可得 $K_e=0.12$，此时驱动电机需提供的额定连续输出转矩 T_e 和输出功率 P_e 为

$$\begin{cases}T_e=0.12\times150.1\approx18.0\ \text{N·m}\\ P_e=\dfrac{18.0\times400}{9\,550}\approx0.75\ \text{kW}\end{cases} \tag{18}$$

为满足田间稳定切根要求，单把圆盘刀驱动电机额定连续输出扭矩需不低于 18.0 N·m，额定输出功率需大于 0.75 kW。选择额定功率为 2.0 kW、额定转速为 3 000 r/min 的直流无刷电机，并为其匹配减速比为 5 的齿轮减速器，该配置可使切刀主轴转速在 0～600 r/min 范围内调节；在额定工况下，减速器输出端理论转矩约为 31.8 N·m，大于切根作业所需的 18.0 N·m，能满足圆盘刀切根作业动力需求。

综上，大白菜切根作业质量主要受机具前进速度、刀盘转速、切割角度及割刀进给量共同影响。设计的可调式切割装置可调节前后进给量与切割角度，以适应结球尺寸、根茎位置和植株姿态引起的切入位置差异。试验及作业前，割刀进给量依据目标品种物性参数作为结构基准进行初始定位，以确定初始切入位置。在此基础上，选取机具前进速度、刀盘转速及切割角度等关键作业参数开展多因素响应面优化试验，确定最优水平组合。

2.3　夹持输送机构设计

如图 9 所示，夹持输送机构主要由主动轮、从动轮、多组弹性张紧轮组和输送带组成。为适应不同球径大白菜，采用立式挠性喂入与多点联动柔性夹持相结合的减损方案，以实现低损平稳输送。如图 10 所示，大白菜在装置内的运动过程分为引导喂入（阶段 1）、夹持输送（阶段 2）和有序落料（阶段 3）。双行作业时，左右 2 行白菜切根后同步进入割台，外包叶易向 2 行中心区域外展；若 2 路喂入空间缺少分隔，易发生叶片交叠、球体碰撞和喂入轨迹交叉。为此，采用左右独立双通道对称布置，在 2 路夹持通道之间预留物理隔离空间，并设置喂入口间距可调结构；夹持输送带前端采用 CR 柔性海绵带，提高白菜进入瞬间的包容性和夹持稳定性。

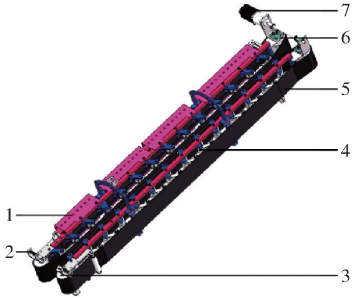


图 9　夹持输送机构结构示意图

Fig. 9　Structure diagram of clamping-conveying mechanism

1. 罩壳　2. 喂入口距离调节机构　3. 从动轮　4. 输送带　5. 张紧轮　6. 主动轮　7. 夹持输送电机

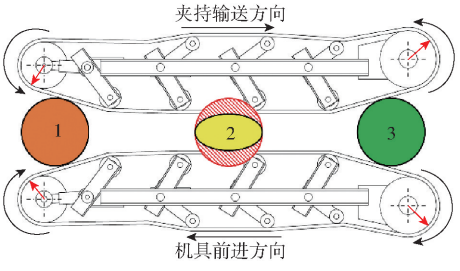


图 10　夹持输送过程

Fig. 10　Clamping-conveying process

夹持输送机构安装角度直接影响大白菜夹持提升的顺畅度。为保证大白菜在被切断瞬间不发生前倾且被顺利夹持，需满足严格的速度协调条件，其速

度分析如图 11 所示。

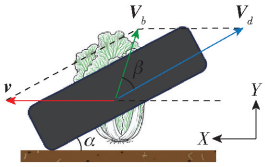


图 11 喂入速度分析图

Fig. 11 Feeding velocity analysis

白菜运动由整机前进速度和夹持输送带速度共同决定,其运动关系为

$$\begin{cases} \boldsymbol{V}_b = \boldsymbol{V}_d + \boldsymbol{v} \\ \dfrac{V_d}{\sin(180-(\alpha+\beta))} = \dfrac{V_b}{\sin\alpha} \\ \dfrac{V_d}{\sin\beta} = \dfrac{V_b}{\sin\alpha} \end{cases} \tag{19}$$

由式(19)可得

$$K = \frac{V_b}{v} = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} \tag{20}$$

式中 K——速比匹配系数

V_d——输送带线速度,m/s

V_b——白菜绝对运动速度,m/s

α——夹持输送机构与水平面夹角,(°)

β——白菜绝对运动方向与夹持输送带夹角,(°)

由式(20)可知,当 K 小于 1,即 $V_b < v$ 时,白菜绝对运动方向向机具前进方向偏移,不利于及时进入夹持输送通道;为使大白菜脱土瞬间绝对运动方向接近竖直向上,应满足 K 大于 1,即 $V_b > v$,一般割台与水平面夹角为 10°~20°[25],综合考虑双行大白菜收获机整机结构特点,最终将夹持输送割台倾角 α 设为 20°,则 β = 70°,此时 K = 1.064,考虑田间作业中外包叶含水率、泥土附着、夹持力波动及球径差异会引起菜体与柔性夹持带相对滑移,该值仅作为速度匹配的理论基准。设滑移率为 λ_s,则夹持输送带对菜体形成的实际有效输送速度可表示为

$$V_{de} = (1-\lambda_s)V_d \tag{21}$$

式中 V_{de}——滑移后实际有效输送速度,m/s

由式(21)可知,滑移率增大时,实际有效输送速度降低,理论速比匹配关系发生偏离,不利于稳定喂入;若单纯提高输送带转速补偿滑移,则会增大菜体与带面之间的相对速度,提高外包叶擦伤风险。因此,夹持输送带转速需与机具前进速度、夹持力和菜体表面状态协同匹配。上述速度匹配关系主要反映单通道内菜体运动方向与输送带线速度之间的关系。双行收获时,左右 2 行白菜同时进入割台,除需满足单株菜体顺利上移的速度匹配要求外,还需保证左右 2 路通道具有基本一致的清空能力和输送节奏。设左、右 2 路夹持输送通道分别为 Q_L、Q_R,考虑滑移后实际有效输送速度为

$$\begin{cases} V_L = (1-\lambda_L)V_{dL} \\ V_R = (1-\lambda_R)V_{dR} \end{cases} \tag{22}$$

式中 V_L、V_R——左、右通道有效输送速度,m/s

λ_L、λ_R——左、右通道滑移率

V_{dL}、V_{dR}——左、右通道夹持输送带线速度,m/s

若单株白菜从喂入口进入稳定夹持区所需的有效输送长度为 L_c,左右通道收获白菜株距为 Z_L、Z_R,则该通道单株菜体通过时间 t_L、t_R 和植株进入间隔 T_L、T_R 可表示为

$$\begin{cases} t_L = \dfrac{L_c}{V_L} \\ t_R = \dfrac{L_c}{V_R} \\ T_L = \dfrac{Z_L}{v} \\ T_R = \dfrac{Z_R}{v} \end{cases} \tag{23}$$

为避免连续作业中同一路白菜在喂入口处发生追赶挤压和局部滞留,应满足

$$\begin{cases} t_L \leqslant T_L \\ t_R \leqslant T_R \end{cases} \tag{24}$$

即

$$\begin{cases} V_L \geqslant \dfrac{L_c v}{Z_L} \\ V_R \geqslant \dfrac{L_c v}{Z_R} \end{cases} \tag{25}$$

双行作业时,左右 2 路白菜株距、单株质量、外包叶展开度、根茎切断时刻及夹持滑移率存在随机差异,导致 2 路通道实际喂入负荷和有效输送速度产生波动。当 $V_L(V_R)$ 速度偏低或 $t_L(t_R) > T_L(T_R)$ 时,对应通道易出现喂入滞留,并引发后续植株追赶挤压;当 2 路通过时间差 $\Delta t = |t_L - t_R|$ 较大时,左右 2 行白菜进入横向输送或收集环节的节奏不一致,易增加局部拥堵和夹持冲击风险。因此,双行夹持输送带转速应以喂入负荷较大、滑移率较高的一侧为约束,在 2 路通道及时清空与菜体滑移损伤控制之间进行匹配。如图 12 所示,大白菜能否顺利进入夹持输送环节,主要取决于喂入口处从动轮与结球部之间的几何关系及摩擦特性。为实现稳定夹持,需满足

$$\tan\gamma \leqslant \frac{F_f}{F_N} = \mu \tag{26}$$

即
$$\mu \geqslant \frac{\sqrt{\left(\frac{D_r + d_c}{2}\right)^2 - l_r^2}}{l_r} \tag{27}$$

式中　γ——喂入角，(°)
F_f——输送带对白菜的摩擦力，N
F_N——从动轮对白菜的法向挤压力，N
μ——输送带与白菜摩擦因数
D_r——从动轮直径，mm
l_r——从动轮中心至白菜中心横向距离，mm

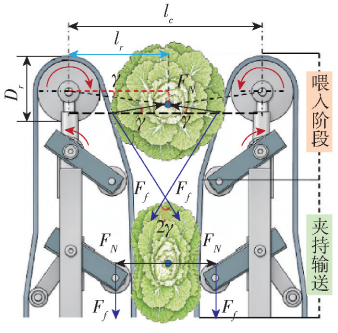


图 12　喂入-夹持环节受力分析

Fig. 12　Force analysis of feeding and clamping process

理想状态下，输送带喂入口夹持位置应为白菜腰部，白菜成熟期球径在 160 ~ 180 mm 之间，设计的夹持输送机构喂入口间距为可调，且最小从动轮中心距 l_c 设定为 270 mm，最大为 400 mm，从动轮直径 D_r 为 140 mm，$l_r = l_c/2 = 135$ mm，为满足极限工况下最大球径白菜顺利喂入，可计算得输送带与白菜所需摩擦因数最小值为

$$\mu_{\min} \geqslant \frac{\sqrt{160^2 - 135^2}}{135} \approx 0.64 \tag{28}$$

白菜进入夹持通道后，为防止提升过程滑脱，双侧输送带提供的总垂直静摩擦力应不小于白菜重力 G_1。单侧输送带对白菜施加的法向挤压力 F_{N1} 应满足

$$F_{N1} \geqslant \frac{G_1}{2\mu} \tag{29}$$

白菜单株质量 2.1 ~ 2.4 kg，以最大质量 2.4 kg 及静摩擦因数 0.64 进行计算，单侧输送带需提供的最小理论法向夹紧力为 18.4 N。由此可知，白菜所需双侧最小理论法向夹持力为 36.8 N。由于该数值远小于白菜径向压缩破坏力 437.6 N[16]，因此，该夹持装置结构参数与夹紧弹力配置合理。

上述计算以标准球径和对称夹持为基础，用于确定机构防滑条件。当大白菜存在球径偏大、左右偏心或外包叶分布不均时，两侧夹持带受压变形量可能不同。因此，在夹持路径两侧设置多组弹性张紧轮组，使夹持带局部受压时产生径向让位和弹性补偿，其对菜体形成的等效法向夹持力可表示为

$$F_{Ni} = F_{0i} + k_i \Delta l_i \tag{30}$$

式中　F_{Ni}——第 i 组张紧轮处法向夹持力，N
F_{0i}——弹簧初始预紧力，N
k_i——弹簧刚度，N/mm
Δl_i——张紧轮弹性让位量，mm

当白菜球径较大时，菜体进入夹持通道后推动两侧张紧轮外移，使夹持带包络宽度增大，并通过弹簧变形逐步提高法向夹持力，从而降低刚性挤压造成的局部损伤风险；当菜体非对称受压时，受压较大一侧张紧轮让位量增大，另一侧仍保持基础预紧接触，使两侧夹持力随局部变形自适应分配。该结构可在保证防滑输送的同时，减小局部峰值接触应力。基于上述分析，进一步建立白菜与夹持带局部接触区域的受力变形模型，以分析夹持输送过程中菜体挤压变形特性，其模型如图 13 所示。

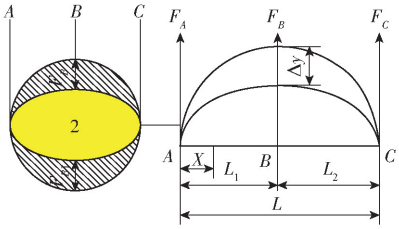


图 13　局部变形分析示意图

Fig. 13　Local deformation analysis diagram

由图 13 可知，白菜在点 B 所受挤压力 $F_B = F_{B1}$，将白菜与两侧夹持带的接触区间等效为长度为 L 的受力梁模型。根据静力学平衡方程，可求得两端接触点 A 和 C 夹持反力为

$$\begin{cases} F_A = \dfrac{FL_2}{L} \\ F_C = \dfrac{FL_1}{L} \end{cases} \tag{31}$$

式中　L——等效接触区 AC 总长度，mm
L_1——局部受力点距前端 AB 长度，mm
L_2——局部受力点距后端 BC 长度，mm

当集中力作用在点 B 时，受力模型任意截面 X 处变形弯矩 M_x 为

$$M_x = \begin{cases} \dfrac{FL_2}{L}X & (0 \leqslant X \leqslant L_1) \\ \dfrac{FL_2}{L}X - F(X - L_1) & (L_1 < X \leqslant L) \end{cases} \tag{32}$$

根据材料力学中挠曲线近似微分方程，引入抗弯刚度项 E、J 对模型一侧进行积分，可得其挠曲线微分方程

$$EJ\frac{\mathrm{d}^2 y}{\mathrm{d}X^2} = \begin{cases} \dfrac{FL_2}{L}X & (0 \leqslant X \leqslant L_1) \\ \dfrac{FL_2}{L}X - F(X - L_1) & (L_1 < X \leqslant L) \end{cases} \tag{33}$$

式中 E——白菜球体当量弹性模量,MPa

J——受压截面截面惯性矩,mm^4

X——受力截面距离点 A 距离,mm

通过积分并代入边界条件,可推导得出集中力 F 作用点(即 $X=L_1$ 处)的白菜最大夹持变形挠度 Δy 为

$$\Delta y=\frac{FL_1^2L_2^2}{3EJL} \tag{34}$$

大白菜输送损伤主要由摩擦、挤压和碰撞等机械作用引起,其中刚性夹持和局部接触应力集中易导致菜体过度变形。由式(34)可知,白菜夹持变形挠度 Δy 主要受夹持力、接触几何参数和等效抗弯刚度影响。因此,降低输送损伤的关键在于减小刚性接触冲击、改善接触受力分布并控制夹持变形。基于上述分析,采用高密度 CR 柔性海绵带形成柔性接触界面,并在夹持路径两侧布置多组弹性张紧轮,通过弹性让位和多点接触使夹持力随菜体尺寸差异自适应分配,从而降低滑移脱落和局部挤压损伤风险。

3 样机田间试验

3.1 试验条件

如图 14 所示,自走轮式双行大白菜联合收获机样机于 2025 年 5 月 22 日在山东省禹城市进行田间试验,试验田土壤类型为厚黑碴土,试验当日天气晴朗,最高气温 36℃,最低气温 16℃,相对湿度约为 38%,种植模式为单垄双行(上垄面 100 ~ 120 cm,下垄面 120 ~ 140 cm,垄距 120 ~ 150 cm),行距 50 ~ 60 cm,株距 35 ~ 50 cm,沟深 15 ~ 30 cm,沟宽 20 ~ 30 cm。试验对象为“小义和秋”白菜,成熟期植株主要物理力学参数见表 2。

3.2 试验指标及方法

大白菜收获机进行收获作业前,针对试验地大白菜品种及种植模式,调整大白菜收获机收获割台喂入口间距及离地高度,并在试验地以外的菜地进行预试验,保证各关键部件处于稳定作业状态。

参照文献[26 - 27]选取采收合格率为试验指标进行采收试验。当大白菜叶球达到紧实时进行采收,采收后保留 2 ~ 3 片外叶(莲座叶)作为保护叶,以降低搬运和短时堆放过程二次损伤。由于外层莲座叶后续通常会被剥除,以是否影响叶球完整性及保护叶功能作为损伤判定依据。



图 14 田间验证试验

Fig. 14 Field verification test

根据结球蔬菜生产技术规范及茎叶类蔬菜收获质量要求定义大白菜采收合格率,须满足以下条件:①机械切根截面须平整,不能发生折断或切出 2 个截面的情况。②切根位置需在大白菜外包叶底部上方 25 ~ 30 mm 较佳切根处,同时将外包叶切断。③采收后保留 2 ~ 3 片外包叶保护叶球。④没有因机械收获作业而造成的明显裂球、挤压破损、切割破损等情况发生。采收合格率计算式为

$$N=\frac{N_1}{N_0}\times 100\% \tag{35}$$

式中 N——采收合格率,%

N_1——单次测定试验收获大白菜合格数,棵

N_0——单次测定试验大白菜总数,棵

统计时,以收获后拟保留的 2 ~ 3 片保护叶及其内侧叶球为判定对象;仅发生在待剥除外层莲座叶表面的轻微擦痕、浅表压痕或泥土附着不计入损伤,明显裂球、挤压凹陷、撕裂、破洞及较大面积擦伤计入夹持输送损伤株数。夹持输送损伤率计算式为

$$U=\frac{U_Q}{N_0}\times 100\% \tag{36}$$

式中 U——夹持输送损伤率,%

U_Q——单次试验中发生夹持输送损伤的大白菜数量,棵

为进一步分析损伤来源,田间统计时将机械损伤按发生环节划分为切根环节损伤和夹持输送环节损伤。其中,切根环节损伤主要包括切根位置偏移、切口异常及刀盘误切造成的切损;夹持输送环节损伤主要包括喂入、夹持和输送过程中产生的明显擦伤、挤压凹陷和裂球等商品性损伤。

3.3 白菜采收合格率响应面试验

3.3.1 试验设计与结果

根据前文理论分析和田间预试验,割刀前后进给量 Δs 是影响切入位置的重要结构参数。为确定其固定水平,设置 Δs = 5、20、35、50、65 mm 共 5 个水平,其余参数固定为响应面试验中心水平,每个水平重复试验 3 次,可得采收合格率平均值分别为:83.7%、87.6%、88.1%、86.4%、84.5%。结果表明:Δs 偏小时切入时机滞后,易增大植株切前推移和切根位置偏移;Δs 偏大时易增加外包叶误切和结构干涉风险。综合采收合格率、切根稳定性和结构安全间隙,确定 Δs = 35 mm 作为响应面试验固定结构基准。在此基础上,选取机具前进速度、割刀转

速、切割角度和夹持输送带转速为试验因素，以大白菜采收合格率为评价指标开展田间参数优化。采收合格率已综合反映切根有效性、外包叶保留、叶球完整性及机械损伤状态，可表征整机收获质量。为避免损伤结果在采收合格率和夹持输送损伤率中重复计入，响应面试验以采收合格率为主优化指标建立回归模型，并在后续验证试验中统计夹持输送损伤率，以评价优化参数组合下夹持输送过程的低损稳定性。结合理论设计参数、田间作业工况及文献[11－15]，确定各试验因素编码，如表 3 所示。试验方案及结果如表 4 所示，X_1、X_2、X_3、X_4 为因素编码值。

表 3　试验因素编码

Tab. 3　Experimental factor coding

编码	因素			
	前进速度/($m \cdot s^{-1}$)	割刀转速/($r \cdot min^{-1}$)	切割角度/(°)	夹持输送带转速/($r \cdot min^{-1}$)
－1	0.2	100	0	150
0	0.4	200	8	200
1	0.6	300	16	250

表 4　试验方案与结果

Tab. 4　Test scheme and results

序号	因素				N/%
	X_1	X_2	X_3	X_4	
1	－1	－1	0	0	80.1
2	1	－1	0	0	90.3
3	－1	1	0	0	86.2
4	1	1	0	0	94.9
5	0	0	－1	－1	84.2
6	0	0	1	－1	93.4
7	0	0	－1	1	81.9
8	0	0	1	1	91.4
9	－1	0	0	－1	91.0
10	1	0	0	－1	89.6
11	－1	0	0	1	80.6
12	1	0	0	1	91.4
13	0	－1	－1	0	77.7
14	0	1	－1	0	91.2
15	0	－1	1	0	88.7
16	0	1	1	0	93.2
17	－1	0	－1	0	76.6
18	1	0	－1	0	90.0
19	－1	0	1	0	93.6
20	1	0	1	0	91.6
21	0	－1	0	－1	79.7
22	0	1	0	－1	92.0
23	0	－1	0	1	83.2
24	0	1	0	1	87.6
25	0	0	0	0	93.0
26	0	0	0	0	92.7
27	0	0	0	0	93.6
28	0	0	0	0	94.6
29	0	0	0	0	95.1

3.3.2　采收合格率方差及显著性分析

通过 Design-Expert 13 软件对试验结果进行回归方程显著性分析，结果如表 5 所示。该回归模型 $P < 0.0001$ 且决定系数 R^2 为 0.9508，说明回归方程极显著且拟合程度较高，其中 X_1、X_2、X_3、X_1X_3、X_1X_4、X_1^2、X_2^2、X_3^2、X_4^2 影响极显著；X_4、X_2X_3、X_2X_4 影响显著，其余因素不显著，采收合格率回归方程为

$$N = 93.80 + 3.31X_1 + 3.78X_2 + 4.19X_3 - 1.15X_4 - 3.85X_1X_3 + 3.05X_1X_4 - 2.25X_2X_3 - 1.98X_2X_4 - 2.42X_1^2 - 3.80X_2^2 - 2.72X_3^2 - 3.65X_4^2 \quad (37)$$

表 5　回归模型方差分析

Tab. 5　Regression model analysis of variance

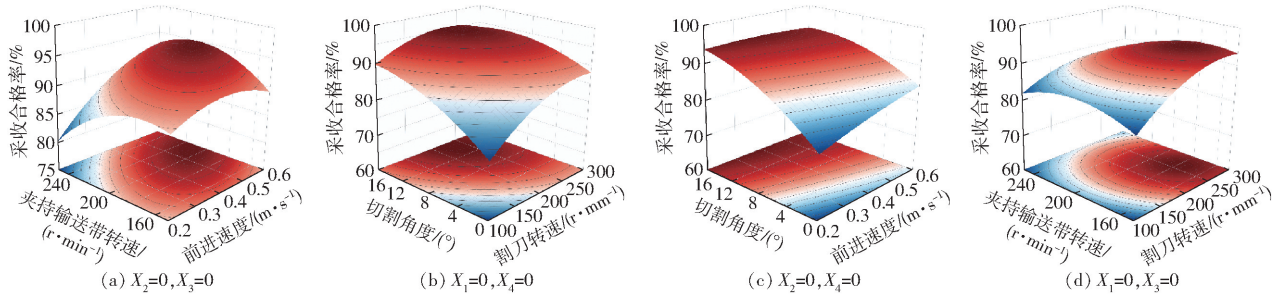
来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	838.03	14	59.86	19.34	<0.0001 **
X_1	131.34	1	131.34	42.43	<0.0001 **
X_2	171.76	1	171.76	55.49	<0.0001 **
X_3	210.84	1	210.84	68.11	<0.0001 **
X_4	15.87	1	15.87	5.13	0.04 *
X_1X_2	0.5625	1	0.5625	0.1817	0.6764
X_1X_3	59.29	1	59.29	19.15	0.0006 **
X_1X_4	37.21	1	37.21	12.02	0.0038 **
X_2X_3	20.25	1	20.25	6.54	0.0228 *
X_2X_4	15.6	1	15.6	5.04	0.0414 *
X_3X_4	0.0225	1	0.0225	0.0073	0.9333
X_1^2	37.88	1	37.88	12.24	0.0035 **
X_2^2	93.87	1	93.87	30.33	<0.0001 **
X_3^2	47.87	1	47.87	15.47	0.0015 **
X_4^2	86.61	1	86.61	27.98	0.0001 **
残差	43.34	14	3.1		
失拟项	39.12	10	3.91	3.71	0.1091
纯误差	4.22	4	1.05		
总差	881.37	28			

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

根据回归方程得到的各因素交互作用对采收合格率影响的响应曲面如图 15 所示。

由图 15a 可知，当夹持输送带转速为 150 r/min 时，切根后白菜有效输送速度不足，采收合格率较低；当转速提高至 200 r/min 左右时，菜体上移速度与机具前进速度匹配性增强，采收合格率提高。当机具前进速度为 0.4～0.6 m/s 时，单位时间内进入割台植株数量增加，夹持输送带转速宜匹配在 200～250 r/min 区间，以保证切根后白菜及时夹持输送。当夹持输送带转速接近 250 r/min 时，菜体与输送带相对滑移增大，外包叶摩擦损伤和夹持姿态扰动风险增加，采收合格率下降。

由图 15b 可知，当割刀转速为 100 r/min 时，圆盘刀线速度不足，根茎切断前易发生弯曲和推移，导致切根不彻底或切口偏移。当割刀转速提高至 200～



(a) X_2=0,X_3=0 (b) X_1=0,X_4=0 (c) X_2=0,X_4=0 (d) X_1=0,X_3=0

图 15 因素相互作用对白菜采收合格率的影响

Fig. 15 Effects of factor interactions on qualified harvesting rate of Chinese cabbage

300 r/min 时,刀刃线速度和惯性切削能力增强,滑切过程连续性提高,采收合格率随之增加。切割角度由 0°增大至 8°~16°时,刀刃与根茎相对切削方向改变,滑切分量增加,有利于降低瞬时剪切阻力并改善切口平稳性。因此,当切割角度为 8°~16°、割刀转速为 200~300 r/min 时,滑切效果较好,采收合格率较高。但切割角度过大时,刀盘横向分力和侧向扰动增加,易引起切偏、植株姿态偏移或切割高度波动;割刀转速过高时,刀盘冲击和土壤扰动增强,采收合格率下降。

由图 15c 可知,当前进速度为 0.2 m/s 时,单株根茎切割时间较充分,根茎在切断前的推移弯曲较小,但作业连续性和喂入效率偏低;当前进速度提至 0.4 m/s 左右时,单株切割时间与喂入节奏匹配较好,根茎受推变形和切割数量处于较合理范围,采收合格率较高。当前进速度提至 0.6 m/s 时,割刀与根茎有效接触时间缩短,切前推移和弯曲变形增大,若切割角度仍较小,则易出现切根不彻底或切根位置偏移。适当增大切割角度至 8°~16°,可增强斜向滑切作用,降低直接挤压剪切阻力,提高切根稳定性。但切割角度过大时,刀盘侧向作用增强,易造成切口倾斜、根茎撕裂或切根高度不一致。

由图 15d 可知,当割刀转速为 100 r/min、夹持输送带转速为 200~250 r/min 时,根茎尚未完全切断即受到夹持牵引,易造成根茎撕裂、姿态扰动及夹持损伤,采收合格率降低。当割刀转速提高至 200~300 r/min 时,根茎切断及时性提高,白菜脱土后可较稳定进入夹持输送通道;此时夹持输送带转速为 200 r/min 左右,有利于减少喂入口滞留并提高输送连续性。但当夹持输送带转速提高至 250 r/min,或割刀转速接近 300 r/min 且输送带转速同步偏高时,切割冲击、输送滑移和夹持接触应力增加,反而不利于低损收获。

综上,各因素交互作用对采收合格率的影响,本质上是切根过程与夹持输送过程协同匹配的结果。割刀转速和切割角度主要影响根茎滑切能力、切割阻力和切根稳定性;前进速度主要影响根茎切前受推变形、单株喂入间隔和喂入口物料流量;夹持输送带转速主要影响白菜脱土后的导入速度、夹持稳定性和输送滑移。切割能力不足、切割角度偏小或输送速度偏低时,易出现切根不彻底、喂入口滞留和姿态失稳;割刀转速、切割角度或夹持输送带转速过高时,则易增强刀盘冲击、侧向扰动、输送滑移和局部接触损伤。因此,响应面优化获得的参数组合是在根茎稳定滑切、菜体顺畅喂入和柔性低损输送之间取得的综合平衡,实际作业参数应结合上述交互规律及优化结果进行设定。

3.4 白菜收获机收获性能工作参数优化

以采收合格率最大化为目标,设采收合格率约束条件为 92%~100%,得到最佳作业参数组合:前进速度为 0.41 m/s、割刀转速为 238.62 r/min、切割角度为 12.58°、夹持输送带转速为 188.23 r/min,理论预测采收合格率为 95.95%。为评价优化参数组合田间容错性,以圆整后优化参数组合前进速度 0.40 m/s、割刀转速 239 r/min、切割角度 13°、夹持输送带转速 188 r/min 为中心点,分别设置前进速度(v±0.04) m/s、割刀转速(n±10) r/min、切割角度(θ±1)°、夹持输送带转速(n_b±10) r/min 的单因素扰动并代入回归模型。结果表明,在上述扰动范围内,采收合格率最大相对变化率约为 1.41%,未出现明显突降,说明优化参数组合附近具有一定容错能力。其中切割角度和割刀转速对采收合格率影响相对较明显,前进速度次之,夹持输送带转速影响相对较小。结果表明,优化参数组合并非单一尖峰最优点,可为田间参数设定和调节误差控制提供参考。

3.5 田间验证试验

基于响应面优化结果并结合实际作业工况,将机具工作参数调整为:前进速度 0.40 m/s、割刀转速 239 r/min、切割角度 13°、夹持输送带转速 188 r/min 开展验证试验,选择大白菜成熟度一致性好的试验地进行试验,每次试验选取同一地块内连续成熟的

大白菜进行收获作业，对采收合格数、切损数及夹持输送损伤数进行统计；试验重复 5 次，并计算各次试验采收合格率、夹持输送损伤率及其平均值，试验结果如表 6 所示。

表 6　收获试验结果

Tab. 6　Harvest test results

序号	试验大白菜总数/棵	切损数/棵	左通道切损棵数/棵	右通道切损数/棵	夹持输送损伤数/棵	左通道夹持输送损伤数/棵	右通道夹持输送损伤数/棵	总损伤数/棵	采收合格数/棵	采收合格率/%	夹持输送损伤率/%
1	244	6	3	3	10	6	4	16	228	93.44	4.10
2	238	7	4	3	8	3	5	15	223	93.70	3.36
3	269	4	3	1	9	4	5	13	256	95.17	3.35
4	257	6	4	2	12	5	7	18	239	93.00	4.67
5	264	7	5	2	6	2	4	13	251	95.08	2.27
平均值										94.08	3.55

由表 6 可知，在圆整后优化参数组合下，5 次重复试验采收合格率最大值为 95.17%，最小值为 93.00%，平均值为 94.08%，夹持输送损伤率平均值为 3.55%，说明该参数组合在田间自然波动条件下仍能保持较稳定的采收质量。5 次试验共收获大白菜 1 272 棵，其中切损 30 棵、夹持输送损伤 45 棵，总损伤 75 棵，总损伤率为 5.90%；切根环节损伤占总损伤的 40%，夹持输送环节损伤占 60%。切根损伤主要与切割高度波动、刀盘切入位置偏差和切削冲击有关；夹持输送损伤主要与喂入口短时拥堵、菜体姿态偏斜、带体相对滑移和局部接触应力集中有关。前文计算得大白菜稳定提升所需双侧最小法向夹持力为 36.8 N，仅为叶球径向压缩破坏力 437.6 N 的 8.41%，说明明显裂球和挤压损伤主要发生在喂入拥堵、姿态偏斜和动态冲击阶段，而非稳定夹持阶段静态夹持力超限。为进一步评价双行对称结构与独立仿形机构的作业一致性，田间验证试验对左、右通道切损和夹持输送损伤进行了统计。由表 6 可知，5 次重复试验中左、右通道切损棵数和夹持输送损伤棵数差异较小，未出现明显单侧切损集中或单侧夹持输送损伤升高现象，表明左右对称圆盘刀、独立仿形机构和双通道夹持输送结构能够保持较好的左右作业一致性，对降低双行作业中的单侧切根偏差和喂入失衡具有一定作用。需要说明的是，本文尚未对左右刀轴切削阻力和夹持输送载荷进行同步动态测试，上述结果主要从田间作业质量角度间接反映双通道结构的均衡效果，后续可结合刀轴转矩、张紧轮载荷和电机电流同步采集，进一步分析双行作业过程载荷分配与偏载变化规律。如图 16 所示，收获后垄面无明显漏收现象，采收后大白菜切口较平整，叶球完整性较好。



(a) 收获前　(b) 收获后　(c) 采收合格

图 16　大白菜收获前后对比

Fig. 16　Comparison of Chinese cabbage before and after harvest

图 17 为田间验证试验中主要损伤类型。结合试验观察，损伤原因为：①仿形滞后和植株姿态随机性导致实际切根高度偏离预设切根点，造成切损。②机具微幅偏航、割台前端刚性部件接触或根茎切削冲击增大，引起外包叶擦伤或裂球。③切根后菜体失去土壤支撑，部分重心偏移或球径较大的植株在喂入口处发生姿态失稳、局部挤压和相对滑移，造成裂球或擦伤。此外，损伤来源分析主要依据现场观察和损伤形态归类，尚未通过分组对照试验量化仿形滞后、喂入拥堵和切削冲击等因素对损伤株数的贡献比例。因此，上述分析主要用于解释典型损伤现象及其可能成因，不能作为各类损伤诱因贡献率的定量结论。将结合固定割台与独立仿形割台对比、不同速度匹配组合及不同切割参数组合试验，并同步记录切根高度偏差、喂入口滞留时间、刀轴扭矩、电机电流和高速图像，进一步量化不同损伤诱因对切损、擦伤和裂球的影响程度。



(a) 裂球　(b) 擦伤　(c) 切损

图 17　损伤类型

Fig. 17　Types of harvest damage

3.6　对比试验结果与分析

为评价机具综合应用性能，选取前期研发的单

行履带式大白菜收获机作为同地块对照机型,并选取文献[13]单行履带式大白菜收获机作为同类装备参考机型。样机采用优化后作业参数,对照机型按推荐参数运行;同地块试验均设置 3 次重复,统计作业效率、采收合格率、夹持输送损伤率和转场行驶速度。由于文献[13]机型试验品种、种植模式、作业条件及指标统计口径与本文并不完全一致,其数据仅用于参考性分析,不作为严格同条件比较依据。此外,为评价不同底盘形式下的非作业转场能力,在相同田间道路条件下测定本文样机和本团队单行履带式对照机型的转场行驶速度。测试时设置长度为 200 m 直线测区,样机割台提升至最高非作业转运位置,保持空载状态匀速通过测区,记录通过时间并计算转场行驶速度,每种机型重复测定 3 次并取平均值。同时,在 1 000 m 硬化路面上测定本文轮式样机公路运输速度。对比结果如表 7 所示。

表 7 对比试验结果

Tab. 7 Comparative test results

机具类型	数据来源	作业效率/($hm^2 \cdot h^{-1}$)	采收合格率或切根合格率/%	夹持输送损伤率/%	转场行驶速度/($km \cdot h^{-1}$)
本文机具	同地实测	0.17	94.08	3.55	7.92
自研单行机具	同地实测	0.11	93.62	5.26	4.32
文献[13]	文献数据	0.12	93.40	4.14	3.60

由表 7 可知,本文设计的自走轮式双行大白菜收获机在作业效率、转场机动性和采收质量方面具有一定优势。

(1)在同等田间工况下,本文机具单位面积作业效率为 0.17 hm^2/h,较自研单行机具(0.11 hm^2/h)和文献[13]机型(0.12 hm^2/h)提高约 60%。本文轮式底盘田间转场行驶速度为 7.92 km/h,高于履带式底盘 3.60 ~ 4.32 km/h,公路实测运输速度为 16.2 km/h,表明轮式底盘可提高非作业状态下的田间转移和道路运输效率,更适用于田块分散条件下连续采收作业。

(2)在作业效率和转场速度提高的同时,本文机具采收合格率为 94.08%,略高于 2 款对照机型;夹持输送损伤率为 3.55%,低于自研单行机具(5.26%)和文献机型(4.14%)。结果表明,本文样机通过可调切根装置与柔性夹持输送结构的协同作用,在提高作业效率和转场机动性的同时,仍能保持较好的采收质量和较低的夹持输送损伤率。

3.7 适应性讨论

(1)对比理论模型与田间试验结果可知,样机在优化参数下平均采收合格率为 94.08%,平均夹持输送损伤率达 3.55%,但不同重复试验间仍存在一定波动。其主要原因是理论模型将白菜简化为悬臂梁和规则形体,而实际田间植株存在偏心生长、根茎粗细差异、外包叶松散程度不同等情况;同时,轮式底盘在松软或缓坡地表作业时可能产生轻微滑移和姿态波动,导致实际切根位置和夹持输送状态偏离理论工况。

(2)田间试验所得最优作业参数主要反映春季主栽品种“小义和秋”在该季节及试验种植模式下的作业规律。考虑到山东秋季主栽白菜与春季白菜在植株形态、根茎尺寸、单株质量和力学特性方面存在差异,引用文献[16]中山东秋季主栽品种“青杂中丰”的相关物性参数进行对照,以进一步说明不同季节白菜物性差异对机具适应性和参数通用性的影响,其主要物理力学特性见表 8。

表 8 物性参数对比

Tab. 8 Comparison of physical parameters

参数	小义和秋	青杂中丰	对机具适应性的影响
植株展开度/mm	340 ~ 360	550 ~ 600	影响作业幅宽、防干涉间距和喂入空间
株高/mm	240 ~ 260	430 ~ 470	影响割台离地高度、夹持入口高度
结球部直径 d_c/mm	180 ~ 200	220 ~ 270	影响喂入口间距和夹持带包络范围
根部最大直径 d_{max}/mm	35	48	影响割刀有效覆盖范围和瞬时切割负载
外包叶片数/片	10 ~ 12	未见报道	影响夹持缓冲、剥叶空间和外叶缠绕风险
单株质量/kg	2.1 ~ 2.4	5.2 ~ 5.8	影响夹持输送摩擦力需求和菜体惯性载荷
根茎剪切模量/MPa	3.26	4.67	反映根茎抗变形能力,影响切割阻力
径向压缩破坏力/N	437.6	618.8	影响夹持预紧力安全上限和抗压损伤能力

由表 8 可知,山东秋季主栽品种“青杂中丰”具有植株展开度大、株高高、单株质量大和根部直径较大的特点。“青杂中丰”根部最大直径由 35 mm 增至 48 mm 时,理论切割截面积约增至原来的 1.88 倍,说明秋季大株型白菜可能提高圆盘刀瞬时切割负载,并增加漏切、根部撕裂或切根高度波动的风险;其单株质量为 5.2 ~ 5.8 kg,明显高于本文试验样本(2.1 ~ 2.4 kg)。单株质量增大会提高夹持输送过程中的摩擦力需求和菜体惯性载荷,对夹持间距、夹持预紧力和输送带速度匹配提出更高要求。其根茎剪切模量为 4.67 MPa,表明秋季白菜根茎在弹性剪切阶段具有较强的抗变形能力;径向压缩破坏力为 618.8 N,说明其叶球承载能力较高,但较大的单株质量和植株尺度仍可能使夹持接触区的局部挤压、擦伤和输送滞留风险增加。

(3)确定的优化参数更适用于中等球径、成熟度一致且长势较标准的单垄双行春白菜收获条件。对于山东秋季主栽白菜或其他大株型品种,应结合根部直径、单株质量、根茎力学特性和结球部尺寸,重新匹配切根与夹持输送关键参数。具体而言,根部直径增大时,应提高割刀有效切割覆盖范围和切削动能储备;单株质量增大时,应增强夹持输送防滑能力,并通过弹性张紧轮让位降低局部峰值接触应力;植株展开度增大时,应进一步校核双行喂入口间距和外包叶防干涉空间。

4　结论

(1)设计了一种自走轮式双行大白菜联合收获机。该机采用轮式自走底盘、双行对称割台、左右独立仿形机构、双圆盘对称切根机构和双通道夹持输送机构,可一次性完成行距 50 ~ 60 cm 条件下双行大白菜的切根、夹持输送和集箱作业。由于单垄双行收获过程存在窄行距部件干涉、左右切根高度差异和双通道喂入不同步等问题,双行收获机结构设计应重点保证左右作业单元基准一致、切根高度同步、喂入空间相对分隔和双通道连续清空,降低了单侧切根偏差、叶球碰撞和喂入失衡风险。

(2)针对大白菜根茎位置差异、植株姿态波动和夹持输送易损等问题,设计了切割高度、切割角度和前后进给量可机械预调的切根装置,以及表面包覆高密度 CR 海绵并辅以多组弹性张紧轮的柔性夹持输送机构。基于机具-土壤-植株耦合切割模型、夹持输送受力模型和双通道速度匹配关系,确定仿形轮直径为 350 mm,圆盘刀直径为 400 mm,夹持输送机构理论速度比 $K = 1.064$,为样机结构参数确定和作业参数匹配提供了依据。

(3)建立并分析了各因素交互作用的二次多项式回归模型,得到理论最佳作业参数组合为:前进速度 0.41 m/s、割刀转速 238.62 r/min、切割角度 12.58°、夹持输送带转速 188.23 r/min,此时理论预测采收合格率为 95.95%。

(4)结合田间实际作业条件,将优化参数圆整为机具前进速度 0.40 m/s、割刀转速 239 r/min、切割角度 13°、夹持输送带转速 188 r/min,并开展田间验证试验。结果表明,大白菜采收合格率最大值为 95.17%,最小值为 93.00%,平均值为 94.08%,夹持输送损伤率平均值为 3.55%。在该参数组合下,样机切根一致性较好,夹持输送过程稳定,转场机动性能与通过性满足试验要求,可实现成熟春白菜品种“小义和秋”及相近种植模式下低损机械化收获。

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] 王伟静,赵博,白圣贺,等. 青梗白菜收获低损伤性动态机理分析与试验[J]. 农业机械学报,2026,57(8):141 - 152.
Wang Weijing, Zhao Bo, Bai Shenghe, et al. Analysis and experiment on dynamic mechanism of low damage harvesting of *Brassica campestris* L. ssp. *chinensis* var. *communis*[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2026, 57(8):141 - 152. (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] 陈永生,刘先才. 2019 中国蔬菜机械化发展报告[J]. 中国农机化学报,2020,41(3):46 - 53.
Chen Yongsheng, Liu Xiancai. Development report of China vegetable mechanization in 2019[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2020, 41(3): 46 - 53. (in Chinese)

[5] 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.

[6] 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)

[7] 杨鑫,张银平,贡亮,等. 土下切根聚拢式菠菜有序收获机设计与试验[J]. 农业机械学报,2025,56(7):384 - 393.
Yang Xin, Zhang Yinping, Gong Liang, et al. Design and experiment of spinach harvester with root cutting and gathering under soil[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(7):384 - 393. (in Chinese)

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

[9] 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.

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

[11] 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[D]. Beijing: China Agricultural University, 2007. (in Chinese)
[12] 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 of knapsack cabbage harvester[J]. Agricultural Science & Technology and Equipment, 2017(10): 25-27. (in Chinese)
[13] 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)
[14] 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)
[15] 王名声. 大白菜收获机切根装置设计与试验研究[D]. 长沙:中南林业科技大学, 2023.
Wang Mingsheng. Design and experimental research on root cutting device of Chinese cabbage harvester[D]. Changsha: Central South University of Forestry & Technology, 2023. (in Chinese)
[16] 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)
[17] 贾洪雷,王文君,庄健,等. 仿形弹性镇压辊减粘防滑结构设计与试验[J]. 农业机械学报,2015,46(6):20-27.
Jia Honglei, Wang Wenjun, Zhuang Jian, et al. Design and experiment of profiling elastic press roller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015,46(6):20-27. (in Chinese)
[18] 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.
[19] 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.
[20] 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)
[21] 张涛,李英,宋树民,等. 基于柔性夹持的青菜头收获机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020,51(增刊2):162-169.
Zhang Tao, Li Ying, Song Shumin, et al. Design and experiment of tumorous stem mustard harvester based on flexible gripping[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020,51(S2):162-169. (in Chinese)
[22] 杜冬冬,王俊,裘姗姗,等. 甘蓝根茎部切割部位及方式优化试验研究[J]. 农业工程学报,2014,30(12):34-40.
Du Dongdong, Wang Jun, Qiu Shanshan, et al. Optimization of cutting position and mode for cabbage harvesting[J]. Transactions of the CSAE, 2014,30(12): 34-40. (in Chinese)
[23] 谢卢鑫. 甘蔗收割机切段、剥叶及断尾装置设计及参数优化[D]. 杭州:浙江大学,2019.
Xie Luxin. Design and parameter optimization of stalk chopping, leaf stripping and top breaking devices for sugarcane harvester[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2019. (in Chinese)
[24] 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.
Zeng 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)
[25] 张健飞, 李衍军, 唐金成, 等. 立式夹持式甘蓝联合收获机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2026,57(2):70-80.
Zhang Jianfei, Li Yanjun, Tang Jincheng, et al. Design and experiment of vertical clamping combine harvester for cabbage[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2026,57(2):70-80. (in Chinese)
[26] GB/Z 26582—2011 结球甘蓝生产技术规范[S].
[27] DG/T 249—2024 叶类蔬菜收割机[S].