

线控全液压低损高效大蒜联合收获机设计与试验

程进¹ 邓锐¹ 段玺文¹ 车其圣¹ 徐士华² 曹俊梁³ 邱小宝⁴ 李玉华¹

(1. 山东农业大学机械与电子工程学院, 泰安 271018; 2. 临沂华翔鑫农业机械科技有限公司, 临沂 277700;

3. 德州春明农业机械有限公司, 德州 253311; 4. 霸州市海宝科技有限公司, 廊坊 065700)

摘要: 针对我国大蒜机械化收获过程中普遍存在的漏收率高、损伤率大、无法切根以及切根均匀性差等技术瓶颈, 设计了一种线控全液压驱动的低损高效大蒜联合收获机。在结构上, 设计了对旋圆盘刀式切根切茎装置, 通过柔性对齐机构与下端定位方法, 减少蒜头与机械部件的刚性碰撞, 降低损伤; 在控制上, 采用线控全液压驱动系统, 实现对前进速度、夹持倾角、马达转速的精确调节, 从而优化切根轨迹与夹持姿态, 提升切根均匀性。基于上述方案, 本文开展三因素三水平 Box - Behnken 试验, 以漏收率、切净率和损伤率为评价指标, 验证该机在降低漏收、改善切根质量、低损收获方面的实际效果, 得到最优作业参数组合: 前进速度 0.301 m/s、液压马达转速 400 r/min、夹持倾角 39.607°。田间试验结果表明: 前进速度 0.3 m/s, 马达转速 400 r/min, 夹持倾角 38°时, 机器漏收率为 4.17%, 损伤率为 2.39%, 切净率为 94.4%。相较传统联合收获机械, 漏收率降至 5% 以下, 损伤率降至 3% 以下, 切净率提升至 94% 以上, 满足大蒜机械化低损高效收获的作业要求。

关键词: 大蒜联合收获机; 线控底盘; 切根装置; 全液压驱动

中图分类号: S225.92

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2026)21-0251-11

OSID:



Design and Test of Wire-controlled Full Hydraulic Low-loss and High-efficiency Garlic Combine Harvester

Cheng Jin¹ Deng Rui¹ Duan Xiwen¹ Che Qisheng¹ Xu Shihua² Cao Junliang³ Qiu Xiaobao⁴ Li Yuhua¹

(1. School of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong Agricultural University, Tai'an 271018, China

2. Linyi Huaxiangxin Agricultural Machinery Technology Co., Ltd., Linyi 277700, China

3. Dezhou Chunming Agricultural Machinery Co., Ltd., Dezhou 253311, China

4. Bazhou Sanhaibao Technology Co., Ltd., Langfang 065700, China)

Abstract: Aiming to address common technical challenges in mechanized garlic harvesting in China, including high missed harvest rates, significant damage rates, inability to cut roots effectively, and uneven root-cutting uniformity, a low-loss, high-efficiency combined garlic harvester with wire-controlled full hydraulic drive was developed. Structurally, the design incorporated a rotating disc knife-type root/stem cutting mechanism. Flexible alignment mechanisms and lower-end positioning methods minimized rigid collisions between garlic heads and mechanical components, reducing damage. Control-wise, the wire-controlled hydraulic drive system enabled precise regulation of forward speed, clamping angle, and motor speed, optimizing root-cutting trajectories and clamping posture to enhance uniformity. Based on this approach, a three-factor, three-level Box - Behnken experiment was conducted by using missed harvest rate, root-cutting rate, and damage rate as evaluation metrics. The results validated the machine's effectiveness in reducing missed harvests, improving root-cutting quality, and achieving low-loss harvesting, yielding optimal operational parameters: forward speed of 0.301 m/s, hydraulic motor speed of 400 r/min, and clamping angle of 39.607°. Field trial results demonstrated that at a forward speed of 0.3 m/s, motor speed of 400 r/min, and clamping angle of 38°, the machine achieved a harvest loss rate of 4.17%, damage rate of 2.39%, and clean-cut rate of 94.4%. Compared with traditional combined harvesting machinery, these figures represented reductions in harvest loss rate to 5%, damage rate to

收稿日期: 2026-03-26 修回日期: 2026-05-26

基金项目: 财政部和农业农村部: 现代农业产业技术体系建设专项(CARS-22)和山东省自然科学基金项目(ZR2024QE050)

作者简介: 程进(1993—), 男, 副教授, 博士, 主要从事智能农业装备研究, E-mail: ttcheng@163.com

通信作者: 李玉华(1983—), 男, 教授, 博士, 主要从事智能农业装备研究, E-mail: 13793847909@163.com

3% , and improve clean-cut rate to 94% , meeting the operational requirements for mechanized , low-loss , and high-efficiency garlic harvesting while providing technical support for the development of future unmanned and intelligent garlic combined harvesters.

Key words: garlic combined harvester; wire-controlled chassis; root-cutting device; fully hydraulic drive

0 引言

大蒜作为全球范围内广泛种植的重要经济作物和调味品,种植面积和产量常年位居特色蔬菜作物前列^[1]。然而,大蒜的收获环节长期以来高度依赖人工,劳动力成本高,属于典型的劳动密集型作业^[2]。收获装备作为大蒜机械化生产中的关键装备,存在无机可用、有机难用的问题。机械化大蒜收获目前主要以分段式为主,后期仍需大量的劳动力进行捡拾、切茎、切根;联合收获装备存在有机难用问题,技术尚不成熟,损伤率高、切净率低是实现大蒜联合收获的主要短板,严重制约了我国大蒜产业机械化水平的提升^[3]。

国外在大蒜收获机械化领域研发起步较早,尤以西班牙、意大利、美国及日本等国为代表,已形成了较为成熟的技术体系。美国 Top Air 公司生产的 Garlic Windrower 2400 型大蒜挖掘铺条机为牵引式分段收获机,作业时可将大蒜挖掘并铺放成 2 行,其作业效率较高,但由于缺乏有效的蒜秧分离装置,收获后果实含杂率较高,影响了后续加工^[4]。法国 ERME 公司生产的打捆式大蒜联合收获机采用拖拉机液压系统驱动,可一次性完成挖掘和打捆作业,收获后的大蒜便于后续加工,但其生产率较低,难以满足大规模收获需求^[5]。日本 YANMAR 公司研制的 HZ-1 型切根式大蒜收获机功能较为集成,能够一次性完成扶禾、挖掘、夹持、切根、切茎和收集等作业,其采用履带式底盘以适应复杂地形,并设计了上端定位的切根方式,但该机为单行作业,收获效率较低,且切根效果尚不能满足商品化处理要求^[6]。上述机械多针对当地土壤条件与农艺规范设计,引入中国后面临适应性不足的问题,尤其是在根系清除、低损伤输送等环节,多数机型仍需依赖人工二次处理。

国内大蒜收获机械的研发虽然起步较晚,但发展迅速,目前市场以分段式收获和联合收获为主。分段式收获机主要负责将大蒜破土挖出并无序铺放,后续的剪茎和切根仍需人工完成,这类机械结构简单、成本较低,在一定程度上缓解了收获环节的劳动强度,但作业效率有限,且无法实现全程机械化。相比之下,联合收获机械可一次完成大蒜的挖掘、夹持输送、切茎、切根和收集等功能,

近年来取得了显著进展^[7-16]。尽管国内联合收获机械的功能日趋完善,但在作业过程中,漏收与损伤的问题仍时有发生。因此,如何进一步提高机具的适应性、降低损伤率与漏收率、提高切净率,实现大蒜的低损高效收获,仍是当前国内大蒜收获机械研发的重点方向。

近年来,全液压驱动技术因其无级调速、布置灵活、稳定可靠等优势,在多种作物的收获机上得到了广泛应用,有效改善了机械传动的冲击大、调速困难、稳定性差等问题^[17-20]。与此同时,线控技术通过电子信号替代传统的机械或液压连接来执行控制指令,成为实现农机精准作业和无人驾驶的核心技术。上述研究充分表明,全液压驱动与线控技术已成为提升收获机械作业性能与智能化水平的重要技术路径。

因此,为解决大蒜收获过程中损伤漏收率高、无法切根、切净率低以及人工难对行等问题,设计一种线控轮式全液压大蒜联合收获机底盘及收获装置,通过柔性夹持、智能调控等方式减少大蒜的物理损伤,低损切根装置可同步清除大蒜的根须,为大蒜无人化收获机研发提供解决方案,推动我国大蒜产业高质量发展。

1 线控联合收获机整机结构与工作原理

1.1 整机结构

该机由液压行走底盘、收获作业系统与电控系统 3 部分组成(图 1)。液压行走底盘以水冷柴油机为动力源,通过变量柱塞泵驱动双速行走马达,配合电液比例多路阀、转向电机等元件,实现田间无级变

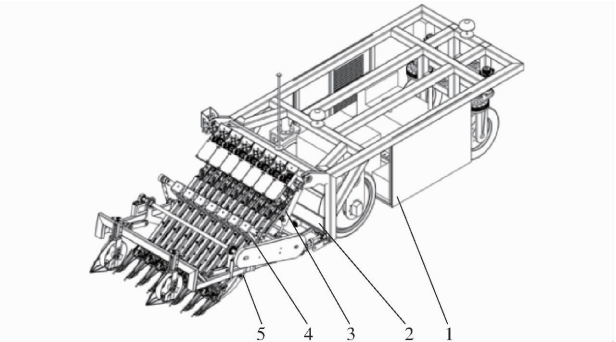


图 1 大蒜联合收获机整机结构图

Fig. 1 Structure diagram of garlic combine harvester

1. 液压行走底盘 2. 水平输送装置 3. 切根切茎装置 4. 柔性夹持输送装置 5. 振动挖掘铲

速与转向。收获作业系统由振动挖掘铲(配偏心振动机构)、拨禾轮、柔性夹持输送链、圆盘切根刀、横向输运链、收集箱及抛秧装置依次串联构成,完成从挖掘、输送、切根切茎到蒜头收集与蒜秧抛撒的全流程作业。电控系统以车载控制器为控制核心,通过 RS-485 总线连接转速传感器、倾角传感器、比例阀控制器、电磁换向阀控制器等节点,并外设总线控制接口。遥控器或工控机通过总线下发指令,实现对整机行走速度、作业参数的无级调节。整机通过上述部件协同,构成了完整的基于总线通信的线控化大蒜联合收获机。

1.2 整机参数

线控全液压低损高效大蒜联合收获机的具体参数如表 1 所示。

表 1 整机参数	
Tab.1 Overall machine parameters	
参数	数值
尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	5 180×1 650×1 450
整机质量/kg	2 700
轮距/mm	1 100
前进速度/(km·h ⁻¹)	0~5
收获行数	7
单行收获幅宽/mm	170~200

1.3 线控大蒜联合收获机工作原理

大蒜联合收获机控制系统主要通过线控进行控制,搭配三轴高清云台,实时监测收获机的作业状况。收获机全车采用液压驱动方式,柴油发动机作为动力源,带动双联齿轮定量泵和三联齿轮定量泵来驱动作业马达,为车辆行走、振动挖掘、夹持输送、割台升降、高低速切换和水平输送提供动力。

相较于传统机械传动,全液压驱动系统可实现无级调速与柔性启停,避免因传动冲击造成的蒜体损伤;线控技术使前进速度、夹持输送速度、切根刀盘转速独立调节与协同匹配,为不同品种、不同土壤条件下实现低损高效收获提供了控制基础。收获机作业时,振动挖掘铲通过偏心轴承驱动,将大蒜植株从土壤中高效起出;机具最前面的限深轮调节振动挖掘铲的入土深度,防止机具入土过深;拨禾轮将其有序导入柔性夹持输送装置,实现蒜秧的夹持与向上输送。当植株进入切根切茎装置后,系统进入协同作业阶段:同步带继续夹持蒜秧上行,同时切根装置的按压机构对蒜头上端进行定位,下方圆盘切茎刀片完成蒜秧的精准切除,蒜秧由夹持链向后排出;蒜头则因重力下落至下限位板,并借助双排夹根链条向后输送,最终由对旋圆盘刀完成根部修整。

整机 7 行收获装置同步完成上述工序,处理后

的蒜头经由水平输送装置汇集并输送至机身右侧,实现高效、有序的联合收获作业。

1.4 线控原理

采用线控电液混合控制方案,详细流程图如图 2 所示。操作人员通过遥控器发出控制指令,经信号接收器解析后传递至控制器,控制器作为核心单元,通过电信号分别控制三大子系统:行走控制中,控制器通过比例方向控制阀调节液压马达的流量与方向,驱动轮实现前进、后退及速度调节;转向控制中,控制器驱动伺服电机带动转向轮偏转,实现精准转向;割台举升控制中,控制器通过电磁换向阀控制举升液压缸的伸缩,实现割台的升降与位置保持。

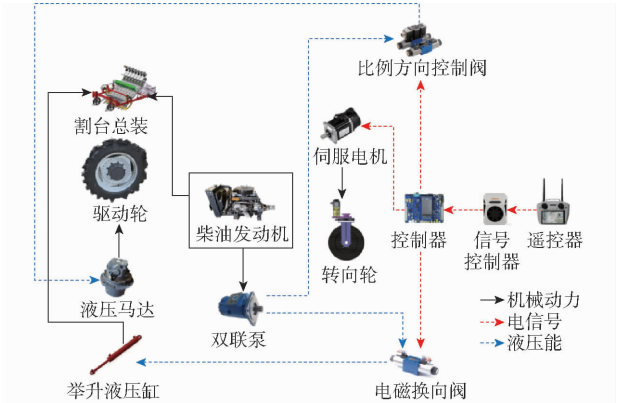


图 2 线控控制流程图

Fig.2 Flowchart of wire control process

1.5 关键作业装置技术参数

为使整机实现高效低损收获,对柔性夹持输送装置、水平输送装置及抛秧装置的关键参数进行设计,具体参数如表 2 所示。

2 底盘设计

2.1 底盘结构与力传递路径

本机行走底盘采用前轮驱动、后轮转向的布置形式,具体结构如图 3 所示。收获装置通过割台连接板刚性挂接在底盘前方。振动挖掘铲、柔性夹持输送装置、切根切茎装置等均安装在收获机架上。

作业时,挖掘铲插入土壤中,受到土壤的水平反作用力(挖掘阻力),该力通过刚性的收获机架→割台连接板→底盘机架,最终作用在整车上,需要由驱动轮提供的驱动力来克服。因此,挖掘铲阻力可以等效为施加在整车上的水平外力,并通过驱动轮半径转换为驱动轮轴上的阻力矩,作为行走液压马达选型的依据之一。

2.2 底盘动力选型

由于加装收获机收获部分,底盘的重心位于机器的后方,按照液压油箱-发动机的布局前后布置,

表 2 关键作业装置技术参数

Tab.2 Technical parameters of key operating equipment

装置	参数	数值/型式	选择依据
柔性夹持输送装置	同步带宽度/mm	30	大于茎秆直径以提供足够的夹持接触面积
	夹持倾斜角度/(°)	35~41	依据前期单因素预试验结果确定。该倾角范围内,蒜头能够在重力作用下落至下限位板,与软管完成柔性对齐
	夹持输送速度/(m·s ⁻¹)	0~1.2	匹配切根刀盘线速度
扶禾机构	扶禾方式	拨禾轮	将倒伏蒜秧扶正并有序导入夹持输送装置,提高喂入成功率
	拨禾轮直径/mm	80	拨齿可触及地面倒伏植株并将其挑起
水平输送装置	输送带类型	菱形钢链输送带	使泥土从链孔中漏出,减少蒜头与泥土的摩擦
	输送带宽度/mm	400	将 7 行收获蒜头汇集后输送至机身一侧,满足汇集输送的空间需求
	输送长度/mm	1 500	收获幅宽 1 260~1 400 mm
	输送速度/(m·s ⁻¹)	0~1.2	链轮大小与夹持一致,转速一致
抛秧装置	抛秧方式	夹持链末端排出	经切茎装置切除后,仍被夹持链夹持运行至末端
	抛送方向	机身后方	将蒜秧抛向机身后方,避免蒜秧落在待收获区域

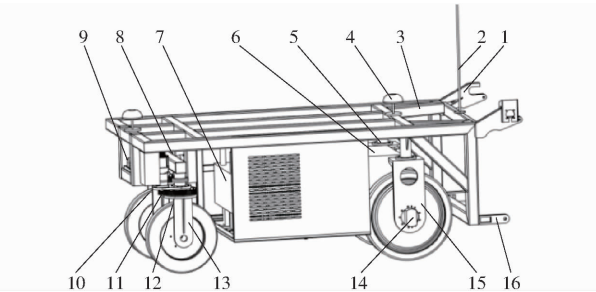


图 3 行走底盘结构图

Fig.3 Structural diagram of walking chassis

1. 割台连接板 2. 高清云台 3. 机架 4. 天线 5. 连接管 6. 液压油箱 7. 柴油发动机 8. 转向连接方管 9. 轴承座 10. 转向电机 11. 法兰盘 12. 转向齿轮盘 13. 支撑板 14. 液压马达 15. 马达固定板 16. 下连接板

确保采用前轮驱动结构可以实现大蒜收获机在作业时保持稳定的动力输出。因此行走底盘前轮为驱动轮,后轮为转向轮。驱动系统通过柴油发动机带动双联泵向驱动系统供油,高压液压油流过驱动马达使其转动。两侧驱动轮装有转速传感器,用于检测及控制两个驱动轮的转速,在直行时保持两侧驱动轮转速一致,转向时通过阿克曼转向模型实时计算两侧转速实现差速。后转向轮由

两个独立伺服电机驱动,转向角根据阿克曼转向模型实时计算。

2.2.1 行走马达选型

根据整机的空载与作业前进速度,设计目标行驶速度 v_m 为 0~5 km/h,所选择的驱动轮轮胎半径为 0.4 m,根据公式

$$n_w = \frac{v_m}{2\pi r} \times 60 = \frac{60v_m}{2\pi r} \tag{1}$$

式中 n_w ——驱动轮转速,r/min
 v_m ——目标行驶速度,m/s
 r ——驱动轮轮胎半径,m

当行驶的最大速度为 5 km/h 时,即 $v_m = 1.39$ m/s 时,其驱动轮转速为 33.2 r/min,因此,驱动轮所需的转速范围为 0~33 r/min。此参数为后续液压马达与传动系统的选型匹配提供了依据。

按照前期的设计需求,机器设计的允许最大爬坡度为 15°,那么行走轮需要的最大扭矩为

$$T_{w\max} = mgr(f\cos\alpha + \sin\alpha) \tag{2}$$

式中 $T_{w\max}$ ——驱动轮轴最大扭矩,N·m
 m ——机器自身质量,kg
 g ——重力加速度,取 9.8 m/s²
 f ——滚动阻力系数,土壤取 0.1^[21]
 α ——机器最大允许爬坡度,(°)

得到行走轮在工作条件下需要的最大扭矩为 3 762 N·m,所以单个驱动轮所需要的最大扭矩为 $T_{h\max} = T_{w\max}/2 = 1\,881$ N·m。

收获装置通过割台连接板挂接在底盘前方。挖掘铲与机架刚性连接,其作业阻力通过机架传递至驱动轮,需由行走系统克服,等效阻力如图 4 所示。按照大蒜收获机在工作状态下振动挖掘铲的阻力影响,液压行走马达需要提供克服阻力的动力,查阅相关文献[22],在工作状态下,挖掘铲的前进阻力 F_s 为 800~1 200 N,本次计算取 $F_s = 1\,000$ N 作为选型数据。

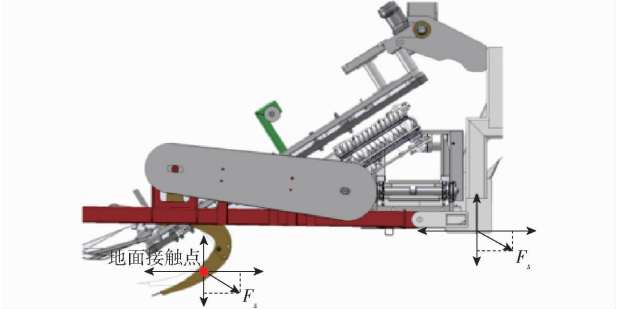


图 4 挖掘铲阻力等效图

Fig.4 Equivalent diagram of digging shovel resistance

通过驱动轮半径将直线阻力转换为驱动轮上的阻力矩 T_z ,计算式为

$$T_z = F_s r \tag{3}$$

该阻力由两个驱动轮承担,则单个马达需要克服的阻力矩为: $T_d = T_z/2 = 200\text{ N}\cdot\text{m}$ 。

马达的排量需要同时满足最大扭矩和作业工况,根据最大的扭矩和作业工况计算满载时排量为

$$V_{hmax} = \frac{2\pi(T_{hmax} + T_d)}{\Delta p_{max} \eta_{mm}} \tag{4}$$

式中 V_{hmax} ——满载排量, mL/r
 Δp_{max} ——工作时的最大压力,取 20 MPa(基于所选 LTM03AF 液压马达的额定工作压力 21 MPa,并考虑管路损失与安全系数后,设定的系统最高工作压力)

T_d ——单个马达阻力矩
 η_{mm} ——马达机械效率,取 0.9

因此求得在满载的工况下排量为 726.41 mL/r。
通过上述数据,确定底盘在满载的工作环境下,驱动轮所需的最大扭矩为 2 081 N·m,总排量需大于 726.41 mL/r。

考虑到转场和高负载的动作模式,机器在收获作业时对低速大扭矩和转场时对较高速比的双重要求,设计采用双排量轴向柱塞马达与大速比行星减速机集成的“轮边减速驱动方案”。该方案能使液压系统在相对较低的压力和流量下,输出满足要求的车轮扭矩。具体的参数及型号如表 3 所示。

表 3 LTM03AF 液压马达参数

Tab.3 LTM03AF hydraulic motor parameters

参数	数值
减速比	53
排量/(mL·r ⁻¹)	23.2/15.4
总排量/(mL·r ⁻¹)	1 299.6/816.2
转速/(r·min ⁻¹)	1 509/2 273
理论输出扭矩/(N·m)	4 110/2 728
工作压力/MPa	21
流量/(L·min ⁻¹)	35

注:前数值为大排量模式(低速大扭矩工况);后数值为低排量模式(高速低扭矩工况)。

2.2.2 液压泵选型

液压系统选用双联齿轮定量泵,排量均为 32 mL/r;选用的三联齿轮定量泵排量分别为 40、32、20 mL/r。双联泵可视为一个总排量 $V_{p1} = 64\text{ mL/r}$ 的泵组,按照柴油发动机额定转速,取 $n_e = 2\,200\text{ r/min}$ 为本次试验数据,首先泵的实际输出流量 Q 为

$$Q = \frac{V_{p1} n_e}{1\,000 \eta_v} \tag{5}$$

式中 η_v ——齿轮泵容积效率,取 0.92
得到泵的输出流量 $Q = 129.5\text{ L/min}$ 。

双联泵的驱动功率为

$$P_{in} = \frac{p_s Q}{60 \eta_t} \tag{6}$$

式中 P_{in} ——驱动功率, kW
 p_s ——系统工作压力, MPa
 η_t ——泵的总效率,取 0.8

通过同样的方法,三联齿轮定量泵可以视为一个总排量为 $V_{p2} = 92\text{ mL/r}$ 的泵组,最终可以得出驱动双联泵和三联泵的峰值功率 $P_{max} = 91\text{ kW}$ 。

2.2.3 发动机选型

鉴于农业机械实际作业中存在负载波动,且行走与工作系统极少同时达到峰值功率,根据负载持续率与联合工作系数进行折算,整机平均作业功率约为峰值功率的 60%~70%。据此,发动机额定功率应满足

$$P_e \geq \frac{0.65 P_{max}}{\eta_e} + P_f \tag{7}$$

式中 P_e ——发动机额定功率, kW
 P_f ——其他电气消耗的功率, kW
 η_e ——发动机传动效率

为保障机器在重载起步、爬坡等瞬态工况下的动力响应,并兼顾经济性,最终选用一台额定功率为 66.18 kW 的柴油发动机,避免发动机因长期满负荷工作而导致油耗增高与寿命降低。

2.2.4 转向机构设计

转向系统通过转向伺服电机对转向轮进行控制,在电机的下方装有直角减速器,通过减速器实现减速增扭和传动匹配。减速齿轮与回转支承相啮合,从而驱动转向轮转向。

本机后轮采用电机驱动齿轮-回转支撑的转向方式。为保证在松软田地头的转向能力,需首先计算原地转向阻力矩。根据半经验公式,单个转向轮原地转向的最大阻力矩 M_s 为

$$M_s = \frac{\mu m_r r}{3} \tag{8}$$

式中 μ ——轮胎与地面的摩擦因数,取 0.7
 m_r ——后轮承担的整车质量,约 1/3 整机质量,即 900 kg

计算得 $M_s = 84\text{ N}\cdot\text{m}$ 。

转向电机所需的输出转矩 T_m 为

$$T_m = \frac{M_s k}{i \eta_d} \tag{9}$$

式中 k ——安全系数,取 1.5
 η_d ——电机传动效率,取 0.9
 i ——减速机减速比,所选直角减速机减速比为 50

计算得 $T_m = 2.8\text{ N}\cdot\text{m}$ 。

最终选用 V7E - M13A - 1R520 - R2 型伺服电机,其额定转矩为 $7.16\text{ N}\cdot\text{m}$,具备 3 倍过载能力,完全满足最大转矩需求。电机额定转速 $2\,000\text{ r/min}$,经减速后车轮转速符合要求。

2.3 液压系统设计

考虑到经济性与维修便利性,大蒜联合收获机液压系统采用开式系统,主要包含液压油箱、双联齿轮定量泵、三联齿轮定量泵、单向阀、阀块、电磁阀、风冷散热器、油箱滤芯、液压马达和油管。

将双联齿轮定量泵输出连接至两个阀块,配合溢流阀、压力锁、三位四通电磁换向阀和压力计等,通过比例换向电磁阀控制液压马达的正反转,实现收获机的前进和后退。图 5 为行走系统的液压原理图。

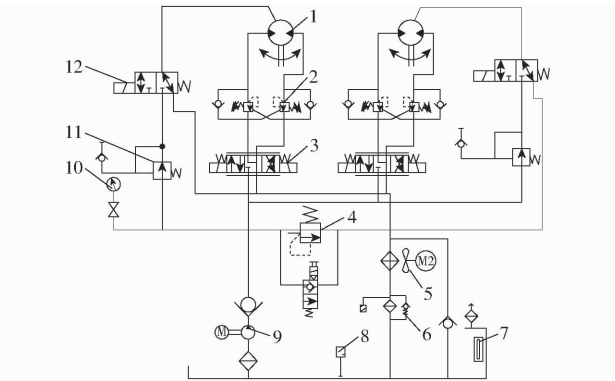


图 5 行走系统液压原理图

Fig. 5 Hydraulic principle diagram of walking system

1. 液压马达 2. 液压锁 3. 三位四通换向阀 4. 溢流阀 5. 风冷散热器 6. 压差发讯器 7. 温度计 8. 低位报警器 9. 单向定量泵 10. 压力表 11. 减压阀 12. 二三位三通换向阀

三联齿轮定量泵分别为夹持输送装置、破土挖掘铲、横向输送装置及其他控制油路提供动力。其中 7 行夹持输送装置的 7 个液压马达采用串联的连接方式,由排量 40 mL/r 的油口驱动。收获机作业环境为收获期蒜地,土壤含水率较低,质地坚硬,因此挖掘铲破土阻力较大,采用排量 32 mL/r 的油口驱动。由于水平输送装置、底盘行走的高低速切换以及举升缸,在作业过程中均属于低负载工况,所需驱动力较小,因此选用排量为 20 mL/r 的油口进行供油即可满足要求。

收获系统中采用的三位四通电磁换向阀的中位机能需要 P、T 均不通,即 O 型三位四通电磁换向阀。割台举升机构,为实现在作业过程中,举升缸可以上下浮动,液压缸的回油口和阀块的 T 口需要封堵,割台的工作液压压力通过组合阀块调节。图 6 所示为割台的液压原理图。

该系统以三联液压泵为动力源,从油箱吸油并

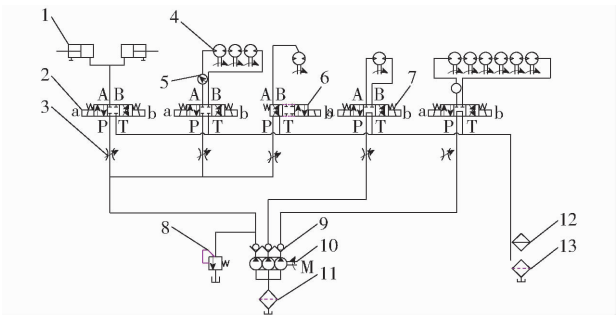


图 6 割台系统液压原理图

Fig. 6 Hydraulic principle diagram of cutting table system

1. 液压缸 2. O 型三位四通电磁换向阀 3. 可调节节流阀 4. 液压马达 5. 压力表 6. 二位三通电磁换向阀 7. M 型三位四通电磁换向阀 8. 溢流阀 9. 单向阀 10. 三联齿轮定量泵 11. 油箱滤芯 12. 风冷散热器 13. 液压油箱

经过滤器净化后,将压力油分送至多条并联支路:左侧支路通过三位四通换向阀控制液压缸的伸缩动作,完成收获装置的升降;中部与右侧支路则通过多位换向阀、单向阀及节流阀,分别控制多组液压马达的正反转、转速及同步运行,实现破土、夹持和输送等功能。系统通过溢流阀限定最高工作压力以实现过载保护,各执行元件的回油经冷却器降温、过滤器再次净化后返回油箱沉淀,完成油液循环。

3 切根切茎装置设计

设计的线控全液压低损高效大蒜联合收获机的切根切茎装置,与夹持输送装置集成为单行割台结构,两者协同配合完成大蒜植株的定向输送与根茎清理作业。作业时,夹持输送装置采用双排同步带对大蒜植株的秧茎部位进行柔性夹持,并沿输送方向将其稳定、有序地喂入后方的切根切茎装置工作区域。该割台结构紧凑、作业流程连贯,有效避免了因植株姿态偏移或输送不同步而导致的漏切、误切问题。切根切茎装置与夹持输送装置的机构结构示意图如图 7 所示。

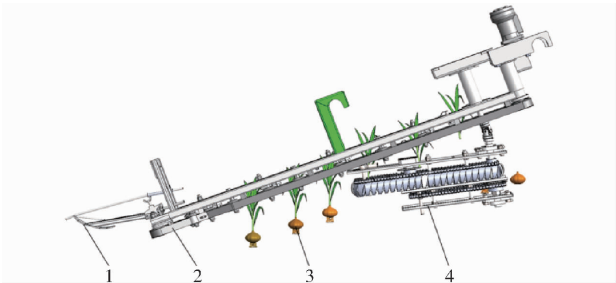


图 7 单行割台结构示意图

Fig. 7 Schematic of single-row cutting table structure

1. 扶禾机构 2. 夹持同步带 3. 大蒜植株 4. 切根切茎装置

3.1 切根切茎装置组成结构

切根作业的核心为对旋圆盘刀式切根切茎装

置。该装置主要由上下支撑板、传动部件、圆盘刀片、夹持输送链条及限位调节部件组成,具体结构如图 8 所示。

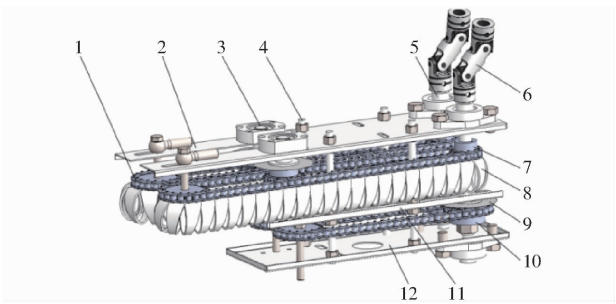


图 8 切根切茎装置结构示意图

Fig. 8 Schematic of cutting device for roots and stems

1. 柔性对齐链条 2. 上支撑板 3. 切茎刀轴 4. 调节螺柱 5. 切根刀轴 6. 万向节 7. 主动链轮 8. 软管 9. 圆盘刀 10. 夹根链条 11. 下限位板 12. 下支撑板

上支撑板与下支撑板构成装置的主体框架。动力由夹持输送装置的液压马达传递至主动链轮,经万向节分别驱动切茎刀轴和切根刀轴,带动两组圆盘刀旋转。两组刀轴的转速可通过调节液压马达转速进行控制。装置内部设有柔性对齐链条和夹根链条,用于辅助蒜头定位与输送。调节螺柱用于固定下限位板,以控制切根深度;软管在作业时对蒜头提供柔性下压力。图 9 为大蒜植株进入切根区域时软管对其施加的作用力。

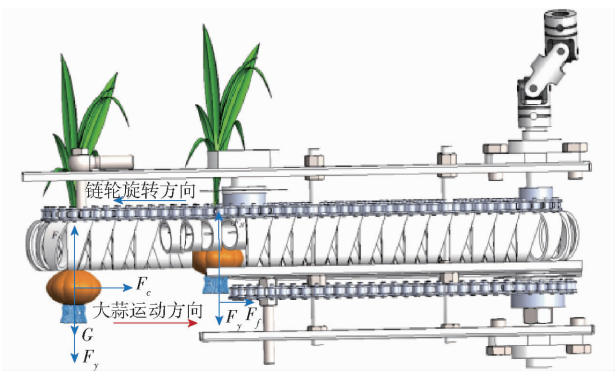


图 9 大蒜植株受力分析图

Fig. 9 Stress analysis diagram of garlic plant

作业时,被输送至切根区域的蒜头,其姿态由柔性对齐机构(图 10 区域 1)进行调整。蒜头上端受软管的弹性下压力 F_y 作用,下端接触下限位板。由于 F_y 可随蒜头高度 H 变化而非线性增加,当遇到较高的蒜头时,软管被压缩量增大,下压力也相应增大,将其压入限位板;当蒜头较矮时,压缩量小,下压力也小,避免压碎。同时,夹根链条提供水平方向的输送力 F_c ,使蒜根紧贴下限位板向前移动。这一机制确保了个体高度在 $\pm 15\text{ mm}$ 偏差内大蒜的切根作用,随后,植株进入切根区域(图 10 区域 2)。此时,蒜秧被上方的夹持链条向上牵引,并经由切茎刀轴

上的圆盘刀切除;蒜头则因重力下落至下限位板,根部向后进入由夹根链条驱动的夹根对齐区域(图 10 区域 3)。在此过程中,高速旋转的切根刀轴上的圆盘刀水平横向布置,其刃口运动轨迹与机器前进方向垂直,精准切断通过其下方的根须及部分残留茎盘,完成切根作业。

切根深度(即切除的根须及残留茎盘厚度)是影响鳞茎完整率与切净率的关键。通过旋转调节螺柱,可改变下限位板的固定高度,从而灵活调节切根深度,以适应不同品种或生长条件的大蒜。

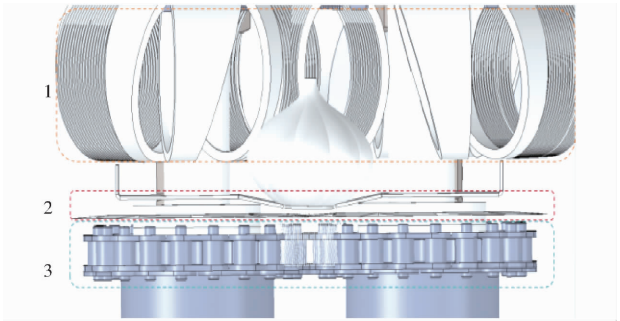


图 10 切根区域示意图

Fig. 10 Schematic of cut-off region

1. 柔性对齐区域 2. 切根区域 3. 夹根对齐区域

3.2 切根刀盘转速设计

切根质量(根须切断率、茎盘平整度)和防堵性能与刀片线速度直接相关。线速度过低,切割不彻底,易发生拖拽和缠绕;过高则能耗增大。根据切割力学及前期试验,切割大蒜根须所需的切割线速度 v_c 的范围为 $2\sim 6\text{ m/s}$ 。转速计算式为

$$n_c = \frac{60v_c}{\pi D} \tag{10}$$

式中 v_c ——刀片切割线速度, m/s

D ——圆盘刀直径, m

分别代入切割线速度 $v_c = 2\text{ m/s}$ 和 $v_c = 6\text{ m/s}$, 计算得: n 为 $382\sim 1\,146\text{ r/min}$ 。最终选择 $400\sim 1\,200\text{ r/min}$ 。

4 试验

4.1 试验条件

为确定大蒜联合收获机工作的最佳性能参数,于 2025 年 5 月 19 日在山东省金乡县王丕街道大蒜试验田进行田间试验,试验条件如图 11 所示。试验对象为金乡紫皮蒜,种植株距为 100 mm ,行距为 180 mm ,挖掘深度为 100 mm 。

4.2 试验因素指标选取

根据整机设计参数(表 1、2),该机的关键结构参数如下:夹持输送装置的夹持倾角可在 $35^\circ\sim 41^\circ$ 范围内手动调节,夹持输送速度通过液压马达转速控制,对应马达转速调节范围为 $400\sim 1\,200\text{ r/min}$;

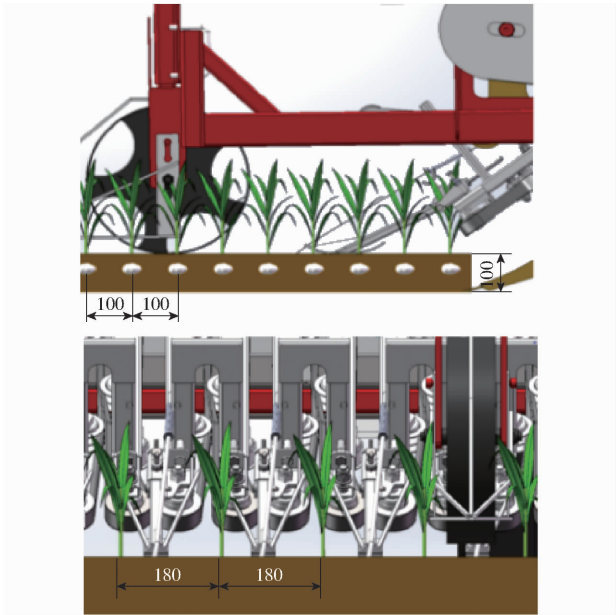


图 11 大蒜收获植株种植图

Fig. 11 Planting diagram of garlic harvest plants

行走系统前进速度可在 0 ~ 5 km/h (0 ~ 1.39 m/s) 范围内调节,机器在重载的条件下,工作前进速度在 0 ~ 0.5 m/s。上述结构参数为作业参数的优化提供了调节空间。

基于此,选取影响大蒜蒜头收获质量的前进速度 x_1 、马达转速 x_2 、夹持倾角 x_3 为影响因素,选取大蒜的漏收率 y_1 、切净率 y_2 与损伤率 y_3 为试验评价指标。

根据大蒜联合收获机实际的工作情况,采用 Box - Behnken 中心组合试验方法进行试验设计,试验因素编码如表 4 所示。为模拟实际收获情况,随机选取 7 行作为试验对象,待机器作业状态稳定后每次试验行走 1 m。尽管取样长度仅为 1 m,但单次试验涵盖了 70 株大蒜,样本量满足统计分析的基本要求。记录该区段内 7 行收获装置的总收获效果。统计采样区段内的蒜头漏收率与切净率,每组试验重复 3 次,取平均值作为试验结果。统计蒜头的漏收率、切净率与损伤率。

表 4 试验因素编码

Tab. 4 Coding of experimental factors

编码	因素		
	前进速度	马达转速	夹持倾角
	$x_1/(m \cdot s^{-1})$	$x_2/(r \cdot min^{-1})$	$x_3/(^{\circ})$
-1	0.30	400	35
0	0.35	800	38
1	0.40	1 200	41

根据所设计的试验方案,对不同的因素水平进行田间试验。漏收率 η 计算公式为

$$\eta = \frac{L_1}{L_1 + L_2} \times 100\%$$

(11)

式中 L_1 ——漏收的大蒜株数
 L_2 ——收获的大蒜总株数

切净率 J 计算公式为

$$J = \frac{J_1}{J_1 + J_2 + L_1} \times 100\%$$

(12)

式中 J_1 ——切净的大蒜株数
 J_2 ——未切除根的大蒜株数

损伤率 S 计算公式为

$$S = \frac{S_1}{L_2} \times 100\%$$

(13)

式中 S_1 ——损伤大蒜的株数

4.3 试验结果分析

试验方案与结果如表 5 所示,共计 17 组,运用 Design-Expert 13 软件对试验数据进行回归分析与方差分析并建立回归模型。

表 5 试验方案与结果

Tab. 5 Experimental design and results

序号	因素			$y_1/\%$	$y_2/\%$	$y_3/\%$
	$x_1/$	$x_2/$	$x_3/$			
	$(m \cdot s^{-1})$	$(r \cdot min^{-1})$	$(^{\circ})$			
1	0.30	1 200	38	7.14	91.4	4.29
2	0.35	800	38	4.23	94.4	3.32
3	0.35	800	38	4.41	95.6	3.33
4	0.35	1 200	35	9.33	88.0	6.52
5	0.40	1 200	38	4.29	92.9	5.21
6	0.40	400	38	7.14	91.4	2.39
7	0.40	800	35	8.57	85.7	4.19
8	0.35	800	38	4.23	94.4	2.79
9	0.30	400	38	4.17	94.4	2.39
10	0.35	400	35	8.57	91.4	3.72
11	0.40	800	41	5.71	91.4	4.55
12	0.30	800	41	4.29	94.3	2.35
13	0.35	800	38	6.76	91.9	3.25
14	0.35	400	41	2.86	97.1	3.78
15	0.30	800	35	10.67	89.3	4.19
16	0.35	800	38	4.23	94.4	3.64
17	0.35	1 200	41	5.71	90.0	4.29

采用 Design-Expert 13 软件对表 5 中数据进行了多元线性回归拟合及方差分析,结果如表 6 所示。建立漏收率 y_1 、切净率 y_2 、损伤率 y_3 与前进速度 x_1 、马达转速 x_2 、夹持倾角 x_3 的二次多项式回归模型。对漏收率 y_1 分析可知,在 $P < 0.05$ 水平上 x_3 、 $x_1 x_2$ 、 x_3^2 的影响显著,其余不显著;对切净率 y_2 分析可知,在 $P < 0.05$ 水平上 x_2 、 x_3 、 x_3^2 的影响显著,其余不显著。对损伤率 y_3 分析可知,在 $P < 0.05$ 水平上 x_1 、 x_2 、 x_3 、 $x_1 x_3$ 、 $x_2 x_3$ 、 x_2^2 、 x_3^2 的影响显著,其余不显著。

表 6 方差分析
Tab.6 Analysis of variance

指标	来源	平方和	均方	F	P
y ₁	模型	73.86	8.21	8.75	0.004 6 **
	x ₁	0.039 2	0.039 2	0.041 8	0.843 9
	x ₂	1.74	1.74	1.85	0.215 6
	x ₃	43.11	43.11	45.94	0.000 3 **
	x ₁ x ₂	8.47	8.47	9.03	0.019 8 *
	x ₁ x ₃	3.10	3.10	3.30	0.112 1
	x ₂ x ₃	1.09	1.09	1.16	0.316 4
	x ₁ ²	2.71	2.71	2.89	0.132 8
	x ₂ ²	0.051 2	0.051 2	0.054 5	0.822 0
	x ₃ ²	12.68	12.68	13.51	0.007 9 **
	残差	6.57	0.938 3		
	失拟	1.60	0.534 5	0.430 7	0.742 6
	误差	4.96	1.24		
	总和	80.43			
y ₂	模型	113.87	12.65	4.08	0.038 7 *
	x ₁	8.00	8.00	2.58	0.152 4
	x ₂	18.00	18.00	5.80	0.0469 *
	x ₃	42.32	42.32	13.63	0.007 7 **
	x ₁ x ₂	5.06	5.06	1.63	0.242 3
	x ₁ x ₃	0.122 5	0.122 5	0.039 5	0.848 2
	x ₂ x ₃	3.42	3.42	1.10	0.328 6
	x ₁ ²	9.89	9.89	3.19	0.117 4
	x ₂ ²	0.028 7	0.028 7	0.009 2	0.926 1
	x ₃ ²	24.91	24.91	8.03	0.025 3 *
	残差	21.73	3.10		
	失拟	14.38	4.79	2.61	0.188 7
	误差	7.35	1.84		
	总和	135.60			
y ₃	模型	17.72	1.97	15.55	0.000 8 **
	x ₁	1.22	1.22	9.61	0.017 3 *
	x ₂	8.06	8.06	63.64	<0.000 1 **
	x ₃	1.67	1.67	13.15	0.008 4 **
	x ₁ x ₂	0.211 6	0.211 6	1.67	0.237 2
	x ₁ x ₃	1.21	1.21	9.55	0.017 5 *
	x ₂ x ₃	1.31	1.31	10.35	0.014 7 *
	x ₁ ²	0.216 5	0.216 5	1.71	0.232 4
	x ₂ ²	1.19	1.19	9.37	0.018 3 *
	x ₃ ²	2.57	2.57	20.27	0.002 8 **
	残差	0.886 5	0.126 6		
	失拟	0.512 8	0.170 9	1.83	0.281 9
	误差	0.373 7	0.093 4		
	总和	18.61			

注：** 表示差异极显著 (P < 0.01)，* 表示差异显著 (0.01 ≤ P < 0.05)。

3 个模型 P < 0.05,说明漏收率 y₁、切净率 y₂和损伤率 y₃作为响应函数的回归模型显著,失拟项 P > 0.05,失拟不显著,回归模型方程具有高度拟合性,回归方程为

$$y_1 = 4.77 - 0.07X_1 + 0.466\,3X_2 - 2.32X_3 - 1.46X_1X_2 + 0.88X_1X_3 + 0.522\,5X_2X_3 + 0.802\,7X_1^2 + 0.110\,2X_2^2 + 1.74X_3^2 \tag{14}$$
$$y_2 = 94.14 - X_1 - 1.5X_2 + 2.3X_3 + 1.12X_1X_2 + 0.175X_1X_3 - 0.925X_2X_3 - 1.53X_1^2 - 0.082\,5X_2^2 - 2.43X_3^2 \tag{15}$$
$$y_3 = 3.27 + 0.39X_1 + X_2 - 0.456\,3X_3 + 0.23X_1X_2 + 0.55X_1X_3 - 0.572\,5X_2X_3 - 0.226\,8X_1^2 + 0.530\,7X_2^2 + 0.780\,8X_3^2 \tag{16}$$

式中 X₁、X₂、X₃——因素编码值

利用 Box – Behnken Design 进行试验数据分析,通过分析各项系数,确定各因素对漏收率 y₁、切净率 y₂和损伤率 y₃的影响,各因素交互作用的响应曲面如图 12 所示。

从图 12a 可见,漏收率随前进速度和马达转速的增大而上升,二者交互作用显著。其机理为:当前进速度增加时,单位时间内进入装置的植株增多;若马达转速过快,植株停留时间过短,蒜头尚未完成柔性对齐即被切除,导致漏收。从图 12b 可见,损伤率受前进速度和夹持倾角影响显著。损伤率随前进速度增大而上升,其机理为:当前进速度增加时,单位时间内进入装置的蒜株数量增多,蒜头在切根区域停留时间变短,姿态矫正不充分,蒜头与机具部件的冲击挤压加剧。夹持倾角偏离 38°时损伤率增加,倾角过大或过小都会造成蒜头输送姿态失稳,增大机械磕碰。适宜的夹持倾角可使蒜头平稳通过切根区域,有效降低蒜头机械损伤。由图 12c 可知,损伤率受马达转速和夹持倾角影响显著。损伤率随马达转速升高而上升,1 200 r/min 时达 5% 以上,系高速下蒜头与机械部件剧烈碰撞所致。夹持倾角偏离 38°时损伤率增加,原因是姿态不稳导致与下限位板及夹根链条的挤压摩擦加剧。适宜的夹持倾角(约 38°)可使蒜头平稳通过切根区域,有效降低机械损伤。

为得到线控全液压大蒜联合收获机最优的作业参数,采用 Design-Expert 数据分析软件 Optimization 模块进行优化求解。设定约束条件为

$$\begin{cases} \min y_1(x_1, x_2, x_3) \\ \max y_2(x_1, x_2, x_3) \\ \min y_3(x_1, x_2, x_3) \\ \text{s. t.} \begin{cases} 0.3\text{ m/s} \leq x_1 \leq 0.4\text{ m/s} \\ 400\text{ r/min} \leq x_2 \leq 1\,200\text{ r/min} \\ 35^\circ \leq x_3 \leq 41^\circ \end{cases} \end{cases} \tag{17}$$

优化的较优参数组合为:前进速度为 0.301 m/s、马达转速为 400 r/min、夹持倾角为 39.607°;此时模

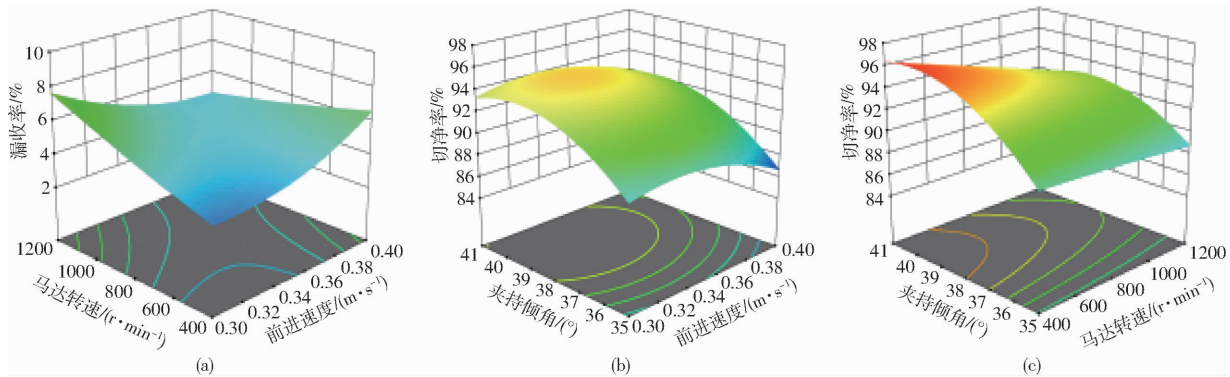


图 12 试验因素交互作用对漏收率和切净率影响的响应面

Fig. 12 Response surface modeling of interaction between experimental factors and response variables on missed collection rate, cut-off rate

型预测漏收率、切净率和损伤率分别为 2.34%、97.1% 和 2.41%。

为确保优化试验准确性,采用上述较优参数开展验证试验。验证试验场景与效果如图 13 所示。考虑到实际试验可操作性,将参数修正为前进速度 0.3 m/s,马达转速 400 r/min,夹持倾角 38°。田间试验测得漏收率、切净率和损伤率为 4.17%、94.4% 和 2.39%,表明模型预测结果可靠(图 13)。通过与现有的大蒜收获机械相比,整机漏收率降至 5% 以内,损伤率降至 3% 以内,切净率提升至 94% 以上。



图 13 田间试验

Fig. 13 Field experiment

5 结论

(1)针对大蒜机械化收获中损伤率高、切根均匀性差的问题,设计了一种线控全液压驱动的低损高效大蒜联合收获机。该机集成振动挖掘、柔性夹持输送、对旋圆盘刀式切根切茎等核心装置,采用下端定位的切根方法与柔性对齐机构,可一次完成扶禾、挖掘、夹持输送、切根、切茎等作业。整机采用线

控全液压驱动系统,实现前进速度、夹持倾角、马达转速的独立调节与协同匹配,为不同作业条件下的参数优化提供了控制基础。

(2)完成了整机关键部件的设计与参数计算。行走系统采用双排量轴向柱塞马达与大速比行星减速机集成的轮边减速驱动方案,总传动比为 53,满足低速大扭矩与高速转场的双重要求;切根刀盘转速设计为 400 ~ 1 200 r/min,与夹持输送速度协同匹配,确保根须切断效果;液压系统选用双联与三联齿轮定量泵,为行走、挖掘、夹持、输送提供独立动力。

(3)以前进速度、马达转速、夹持倾角为试验因素,以漏收率、切净率与损伤率为评价指标,开展三因素三水平 Box - Behnken 中心组合试验。响应面分析揭示了各因素对评价指标的非线性影响规律及其最优参数区间。

(4)通过参数优化与验证试验,得到最优作业参数组合:前进速度 0.301 m/s、马达转速 400 r/min、夹持倾角 39.607°。在此参数下,整机漏收率降至 2.34%,切净率达 97.1%,损伤率降至 2.41%,验证了该机在降低漏收、提升切根效果方面的有效性。取前进速度 0.3 m/s,马达转速 400 r/min,夹持倾角 38°,进行田间验证试验,结果为:漏收率为 4.17%,切净率为 94.4%,损伤率为 2.39%,表明模型预测结果可靠,整机作业性能满足田间收获需求。

参 考 文 献

[1] 钟云鹏,路风银,李成玉,等. 世界大蒜产业发展与贸易动态分析[J]. 中国蔬菜,2025(7):1 - 17.
Zhong Yunpeng, Lu Fengyin, Li Chengyu, et al. Analysis of the development and trade dynamics of the world garlic industry [J]. China Vegetables,2025(7):1 - 17. (in Chinese)

[2] 崔志超,刘先才,陈永生,等. 我国大蒜全程机械化生产现状、问题与对策[J]. 中国农机化学报,2023,44(6):239 - 243,250.
Cui Zhichao, Liu Xiancai, Chen Yongsheng, et al. Country current situation, problems and countermeasures of garlic mechanized production in China[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization,2023,44(6):239 - 243,250. (in Chinese)

[3] 朱正波,曹昕,胡志超,等. 大蒜机械化收获技术装备研发进展[J]. 中国农机化学报,2025,46(12):312 - 320.
Zhu Zhengbo, Cao Xin, Hu Zhichao, et al. Research and development progress of garlic mechanized harvesting technology and equipment[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization,2025,46(12):312 - 320. (in Chinese)

[4] 李超. 手扶式大蒜联合收获机的设计与试验[D]. 泰安: 山东农业大学, 2022.
Li Chao. Design and experiment of hand-guided garlic combine harvester[D]. Tai'an: Shandong Agricultural University, 2022. (in Chinese)

[5] 刘鲁鹏. 大蒜有序低损联合收获关键技术研究[D]. 泰安: 山东农业大学, 2025.
Liu Lupeng. Research on key technologies of orderly and low-loss combined harvesting of garlic [D]. Tai'an: Shandong Agricultural University, 2025. (in Chinese)

[6] 赵东, 蔡冬梅, 秦理想, 等. 模块化大蒜联合收获机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(4): 95 – 102.
Zhao Dong, Cai Dongmei, Qin Lixiang, et al. Design and experiment of modular garlic combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(4): 95 – 102. (in Chinese)

[7] 侯加林, 李超, 张智龙, 等. 双行手扶式大蒜联合收获机设计和试验(英文)[J]. 农业工程学报, 2021, 37(12): 1 – 11.
Hou Jialin, Li Chao, Zhang Zhilong, et al. Design and testing of a double-row hand-guided combined garlic harvester (English)[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(12): 1 – 11. (in Chinese)

[8] 姚东伟, 鲁杨, 陈雷, 等. 一种新型大蒜收获机的研究设计[J]. 农机化研究, 2024, 46(6): 126 – 130.
Yao Dongwei, Lu Yang, Chen Lei, et al. Research and design of a novel garlic harvester [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2024, 46(6): 126 – 130. (in Chinese)

[9] Zhang X L, Qiu L Q, Sun Q, et al. Design and experiment of a self-propelled two-row garlic combine harvester [J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2024, 17(3): 45 – 52.

[10] Yu Z Y, Yang K, Hu Z C, et al. Parameter optimization and simulation analysis of floating root cutting mechanism for garlic harvester[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2022, 203: 107521.

[11] Yang K, Zhou Y L, Shi H L, et al. Research and experiments on adaptive root cutting using a garlic harvester based on a convolutional neural network[J]. Applied Sciences, 2025, 15(1): 123.

[12] 韩可. 4DS-6 型大蒜联合收获机关键装置的设计与试验[D]. 泰安: 山东农业大学, 2019.
Han Ke. Design and testing of key components for the 4DS-6 garlic combine harvester[D]. Tai'an: Shandong Agricultural University, 2019. (in Chinese)

[13] 徐国栋, 李骅, 齐新丹, 等. 不对行大蒜联合收获机设计与试验[J]. 中国农机化学报, 2024, 45(6): 20 – 25.
Xu Guodong, Li Hua, Qi Xindan, et al. Design and experiment of a non-row garlic combine harvester[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2024, 45(6): 20 – 25. (in Chinese)

[14] 于昭洋, 胡志超, 杨柯, 等. 大蒜收获机浮动切根装置作业机理分析与参数优化[J]. 农业机械学报, 2021, 52(5): 111 – 119.
Yu Zhaoyang, Hu Zhichao, Yang Ke, et al. Operation mechanism analysis and parameter optimization of garlic root floating cutting device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(5): 111 – 119. (in Chinese)

[15] 侯加林, 李超, 娄伟, 等. 大蒜联合收获机按压式切根装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(10): 167 – 174.
Hou Jialin, Li Chao, Lou Wei, et al. Design and testing of a pressing-type root-cutting device for garlic combine harvesters [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(10): 167 – 174. (in Chinese)

[16] 侯加林, 李超, 娄伟, 等. 大蒜联合收获机浮动式夹持装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(1): 137 – 145.
Hou Jialin, Li Chao, Lou Wei, et al. Design and experiment of floating clamping device for garlic combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(1): 137 – 145. (in Chinese)

[17] 杜小强, 宁晨, 杨振华, 等. 跨式油茶果收获机履带底盘行走液压系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(3): 139 – 147.
Du Xiaoqiang, Ning Chen, Yang Zhenhua, et al. Design and testing of the hydraulic system for the crawler chassis of a straddle-type camellia fruit harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(3): 139 – 147. (in Chinese)

[18] 陈天佑, 唐爱武. 玉米收获机 HMT 液压驱动系统的设计与试验研究[J]. 农机化研究, 2024, 46(4): 128 – 133.
Chen Tianyou, Tang Aiwu. Design and experimental study of the HMT hydraulic drive system for corn harvesters[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2024, 46(4): 128 – 133. (in Chinese)

[19] 杨然兵, 吕士亨, 张健, 等. 履带式马铃薯联合收获机辅助驾驶作业系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(12): 231 – 238, 343.
Yang Ranbing, Lü Shiting, Zhang Jian, et al. Design and experimental study on the auxiliary driving operation system for tracked potato combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(12): 231 – 238, 343. (in Chinese)

[20] 王德成, 赵彦瑞, 尤泳, 等. 履带自走式缓坡地王草收获机底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(9): 178 – 187.
Wang Decheng, Zhao Yanrui, You Yong, et al. Chassis design and testing of a tracked self-propelled sloping field forage harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9): 178 – 187. (in Chinese)

[21] 张兆国, 王媛, 温博, 等. 自走式三七联合收获机设计与行驶通过性试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(11): 306 – 319.
Zhang Zhaoguo, Wang Yuan, Wen Bo, et al. Design and off-road performance testing of a self-propelled *panax notoginseng* combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(11): 306 – 319. (in Chinese)

[22] 申世龙, 王东伟, 殷元元, 等. 大蒜收获机限深挖掘装置设计与试验[J]. 农业工程, 2022, 12(3): 107 – 111.
Shen Shilong, Wang Dongwei, Yin Yuanyuan, et al. Design and testing of a depth-limiting digging device for garlic harvesters [J]. Agricultural Engineering, 2022, 12(3): 107 – 111. (in Chinese)