doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2023.08.011

食葵联合收获割脱一体式割台设计与试验

连国党[1]　宗望远[1,2]　封　伟[3]　马丽娜[1,2]　成玉风[4]　魏鑫鑫[1]

(1.华中农业大学工学院,武汉 430070;2.农业农村部长江中下游农业装备重点实验室,武汉 430070;
3.河北省农业机械鉴定总站,石家庄 050031;4.石家庄金箭机械设备制造有限公司,石家庄 052160)

摘要:针对食葵机械化收获过程割台损失大、葵盘输送过程籽粒表皮易划伤、脱粒过程籽粒破损严重等问题,根据食葵生物力学特性、种植模式及机械化收获要求,在传统割台的基础上增设脱粒装置,设计了集分禾、扶禾、拨禾、切割、输送及脱粒等功能于一体的食葵联合收获割台装置,葵盘在割台上实现脱粒,有效缩短了葵盘输送路径,为后续提高清选质量奠定基础。为降低割台损失,依据适收期食葵植株姿态,设计了一种不对行拨杆式拨禾轮,并设计了侧边倾角 30°的分禾器,同时在相邻分禾器之间增加软毛刷收集碰撞飞溅籽粒;为减少脱粒过程籽粒破损,设计一种轴流螺旋滚筒式脱粒装置;基于物料抛送过程动力学和运动学分析,得出螺旋输送器拨板安装倾角为 18°时葵盘较顺畅进入脱粒装置。为验证割台结构设计的可行性,开展了田间试验,结果表明,留茬高度为 700 mm 时,联合收获机在 1.21 ~ 2.11 m/s 范围内 5 组不同速度条件下进行田间作业,割台损失率不大于 3%、未脱净率不大于 2%、破损率不大于 3%,均能够满足食葵收获要求。

关键词:食葵;联合收获机;割脱一体式割台;短路径

中图分类号:S225.5　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2023)08-0122-10　　**OSID**:

Design and Experiment of Cutting Threshing Integrated Type Header for Harvesting of Edible Sunflower

LIAN Guodang[1]　ZONG Wangyuan[1,2]　FENG Wei[3]　MA Li'na[1,2]　CHENG Yufeng[4]　WEI Xinxin[1]

(1. *College of Technology, Huazhong Agricultural University, Wuhan* 430070, *China*
2. *Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-lower Yangtze River, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Wuhan* 430070, *China*
3. *Hebei Agricultural Machinery Appraisal Station, Shijiazhuang* 050031, *China*
4. *Shijiazhuang Jinjian Mechanical Equipment Manufacturing Co., Ltd., Shijiazhuang* 052160, *China*)

Abstract: In view of the problems such as large loss of mechanical harvesting of edible sunflowers, seeds skin easy scratching in transporting of sunflower discs and seeds seriously broken in threshing, a threshing device was added to the traditional cutting header, and a combined harvesting cutting header device was designed which integrated the functions of dividing, lifting grain, reel, cutting, transporting and threshing by the biomechanical characteristics of edible sunflower, planting mode and requirements of mechanical harvesting of edible sunflowers. The edible sunflower discs were threshed on the cutting header, which effectively shortened path of sunflower discs transport and laid the foundation for the subsequent improvement of cleaning quality. In order to reduce the loss of cutting header, a no-row reel was designed according to posture of edible sunflower plant during the maturity period. A divider with a side inclination angle of 30° was designed, while the soft brushes were added between adjacent divider to collect the collision splashed seeds. To reduce seed breaking in threshing, an axial flow spiral drum type threshing device was designed. Based on the kinetic and kinematic analysis of material throwing process, it was concluded that the sunflower discs entered threshing device more smoothly when the inclination angle of the screw conveyor switch-plate was determined to be 18°. In order to verify the feasibility of the design of cutting header structure, field experiment was conducted. The results showed that the combined

收稿日期:2023-01-16　修回日期:2023-03-14

基金项目:国家重点研发计划项目(2016YFD0702104)

作者简介:连国党(1987—),男,博士生,主要从事农业收获机械设计及理论研究,E-mail:lgd929@126.com

通信作者:马丽娜(1987—),女,副教授,博士,主要从事农业装备设计与测控研究,E-mail:sunnylina@163.com

harvester could meet the requirements of sunflower harvesting with a stubble height of 700 mm and five different speed conditions in the range of 1.21 ~ 2.11 m/s. The loss rate was no more than 3%, the unthreshing rate was no more than 2% and the breaking rate was no more than 3%. The research result can provide technical reference for the research and development of combined sunflower harvesting machinery and equipment.

Key words: edible sunflower; combine harvester; cutting threshing integrated type; short paths

0　引言

向日葵根据其用途主要分为食用向日葵(简称食葵,俗称葵瓜子)和油用向日葵(简称油葵),2020 年中国向日葵种植面积为 6.49×10^5 hm^2,主要集中在内蒙古、新疆、河北、吉林以及甘肃等地,其中食葵种植面积占 70% 左右[1]。收获是食葵生产过程中关键环节之一。目前,欧美等发达国家已实现了食葵机械化联合收获[2]。然而我国各地食葵种植模式具有区域性特点,且国内外气候特点不同、食葵品种不同,国外机型不能适用于国内食葵收获。国内大部分地区依然采用人工分段收获,食葵机收率不足 30%[3]。割台是联合收获机的入口和核心部件,其工作和传动部件多,目前大部分食葵收获割台还是在原有小麦割台或者玉米割台的基础上改进而来,割台落粒损失严重、籽粒表皮损伤率高[4]。因此,研发低损、高效、高质量食葵联合收获专用割台,对于提升食葵收获机械化水平、促进我国食葵产业发展具有重要意义。

国外食葵联合收获机专用割台的研发技术已比较成熟,例如意大利 FANTINI[5]、德国 ZIEGLER 公司 SC8S 系列[6]食葵联合收获专用割台,采用拨禾链条对食葵植株进行柔性夹持实现扶禾和拨禾,切割机构采用圆盘式割刀,减少了割台对葵盘的冲击和振动,降低了葵盘和籽粒飞溅损失;俄罗斯 ROSTSELMASH 公司设计的 Falcon 向日葵专用割台[7]在夹持输送拨禾链式拨禾方式的基础上,增设分禾器翼板,用于收集葵盘和落粒,并在分禾器中间增设输送带,可将收集的葵盘和落粒及时向螺旋输送器输送,避免割台分禾器处物料堆积;德国 Claas 公司[8]研制的 Lexion 560/750 型向日葵专用割台,将拨禾轮改为带有柔性拨板的圆筒并配有弧形护罩,以减少籽粒飞溅;STARTSEV 等[9]在拨禾轮上焊接扒齿,降低割台损失;NALOBINA 等[10]研制了一种锥形拉茎切割机构的向日葵专用割台;SHAFOROSTOV 等[11]采用锥形螺旋输送器切割机构,借助输送带完成物料输送。国内针对食葵收获装备的研究普遍以分段收获割台为主,例如张双侠等[12]研制的背负式葵花收获机主要是人工取盘并插盘晾晒一段时间后,再进行捡拾、脱粒及清选作业;韩长杰等[13]、刘宇[14]设计了插盘式食葵收获装置,基本能够实现食葵葵盘采收作业,但收获过程存在振动大、葵盘输送不畅及落粒严重等问题,此外,分段收获机需要 2 次下田,增加了作业时长和作业复杂性,且对阴天多雨天气的适应性差。

食葵为顶生类经济作物,收获期籽粒极易掉落,收获时留茬高度大于等于 400 mm,上述两种因素均利于割脱一体式割台的设计。因此,本文针对食葵机械化收获存在割台损失率高、物料输送过程籽粒表皮易损伤及脱粒过程籽粒破损严重等问题,根据食葵生物力学特性、种植模式及机械化收获要求,研制适用于食葵联合收获的割脱一体式割台装置,即在传统割台的基础上增设脱粒装置,集分禾、拨禾、扶禾、切割、输送及脱粒等功能于一体,葵盘在割台上脱粒,可有效缩短物料输送路径,且为后续清选降低含杂率奠定基础。

1　食葵机械化种植农艺与植株特性

食葵种植主要有人工不铺膜点播和机械化铺膜穴播两种方式,都采用宽窄行种植模式,宽行距为 800 mm,窄行距为 400 mm,株距为 500 mm,种植密度为 15 000 ~ 18 000 株/hm^2[15]。以内蒙古自治区主要种植的食葵 363 为例,其物料主要特性参数如表 1 所示。

表 1　食葵 363 植株主要物理特性参数

Tab. 1　Edible sunflower plants parameters　mm

参数	数值	平均值
植株高度	900.8 ~ 1 800.4	1 500.5
茎秆直径	20.2 ~ 50.1	35.2
葵盘直径	180.5 ~ 330.3	220.5
葵盘厚度	40.2 ~ 70.6	55.3

适收期食葵[16](图 1)的特点为:茎秆变黄,叶片干枯,葵盘背面变黄,葵盘下垂,背面朝上,籽粒变硬且表皮多为黑底白纹附有短毛,较细嫩且易划伤,籽粒含水率为 15% ~25%,收获过程易脱粒。

2　割台总体结构与工作原理

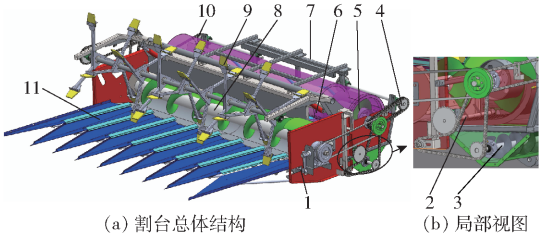
食葵联合收获割脱一体式割台主要由分禾器、拨禾轮、螺旋输送器、喂入机构、脱粒装置及籽粒输

送装置等组成,如图 2 所示。



图 1 适收期食葵

Fig. 1 Mature sunflower



(a) 割台总体结构 (b) 局部视图

图 2 食葵收获割脱一体式割台整体结构图

Fig. 2 Overall structure of cutting and threshing integrated header for combined harvesting of edible sunflowers

1. 往复式切割器 2. 喂入机构 3. 螺旋籽粒输送器 4. 左传动系统 5. 脱粒滚筒 6. 脱粒喂入口 7. 机架 8. 螺旋输送器 9. 拨禾轮 10. 右传动系统 11. 分禾器

田间收获作业时,割台在液压缸的提升作用下,升降至适合食葵收获的高度,随着整机前进,经分禾器的分禾作用,作业幅宽内的食葵沿分禾器间隙进入割台,实现割台分禾;在拨禾轮拨禾和扶禾作用下,将食葵拨至往复式切割器处,往复式切割器切断食葵茎秆;切割后的物料(即带有一段茎秆的食葵葵盘)由螺旋输送器输送至割台左侧,并在螺旋输送器拨板的作用下将物料抛送至喂入机构;进而通过喂入机构将物料抛送至脱粒空间,在螺旋脱粒滚筒与栅格式凹板筛的共同作用下实现葵盘脱粒,脱粒后的籽粒经凹板栅格落至籽粒输送空间,由籽粒输送装置输送至出料口,脱粒后的葵盘则被排出机外。整个过程葵盘在割台上实现脱粒,有效缩短了物料输送路径,为后续提高清选质量奠定了基础,其技术参数如表 2 所示。

3 关键部件参数设计与分析

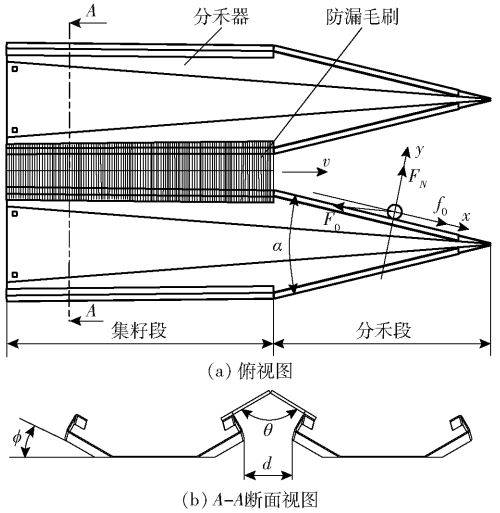
3.1 分禾器结构参数设计

分禾器是联合收获机割台的一个重要工作部件,具有把其两侧的食葵植株分离并将两分禾器之间的食葵植株聚拢、引导并顺利导入至切割器位置的作用,工作时最先接触食葵植株,位于割台最前端[17]。由于食葵在收获过程中与拨禾轮高速碰撞易导致籽粒掉落并飞溅,造成割台损失较大,因此设计一种侧边具有倾斜角度的分禾器,如图 3 所示。

表 2 割脱一体式割台结构及性能参数

Tab. 2 Structure and performance parameters of integrated harvesting and cutting header

参数	数值
长×宽×高/(mm×mm×mm)	2 900×3 300×1 550
配套动力/kW	≥73.5
作业幅宽/mm	2 800
喂入量/(kg·s^{-1})	1.0~3.0
生产率/(hm^2·h^{-1})	0.8~2.5
割台损失率/%	≤3.0
脱净率/%	≥98.0
破损率/%	≤3.0
作业速度/(m·s^{-1})	0.8~2.5



(a) 俯视图

(b) A-A断面视图

图 3 分禾器结构图

Fig. 3 Structure diagram of crop divider

图中,F_0为食葵茎秆沿着分禾器运动反方向的作用力,N;f_0为分禾器对食葵茎秆的摩擦力,N;α 为分禾器前锥角,(°);F_N为分禾器对食葵茎秆的法向支持力,N;ϕ 为分禾器侧边倾角,(°);θ 为两毛刷安装夹角,(°);v 为联合收获机前进速度,m/s;d 为相邻两分禾器之间的安装距离,mm。

当分禾器侧边倾角 ϕ 大于食葵籽粒的滑动摩擦角时,掉落于割台分禾器上的籽粒能够落至分禾器底面,前期测试食葵籽粒与普通钢材料的滑动摩擦角为 23°,因此本文将分禾器侧边倾角 ϕ 设计为 30°。

由于分禾器要配合切割器作业,为防止护刃器对食葵植株进行二次分禾,分禾器宽度应为所匹配割刀行程的整数倍[18],即

$$L_w = kS_0 \tag{1}$$

式中 L_w——分禾器宽度,mm

k——系数,取 1,2,3,…

S_0——割刀行程,取 90 mm

结合食葵种植模式及割台工作幅宽,取 $k=3$,

因此确定分禾器宽度 $L_w=270$ mm。

为确保割断的葵盘落在分禾器可收集的范围内，在食葵植株前倾的极限情况下，分禾器长度应满足

$$L_D \geqslant L - h_0 \tag{2}$$

式中　L_D——分禾器长度，mm

L——食葵植株平均高度，mm

h_0——割茬高度，mm

已知食葵植株平均高度为 1 500.5 mm，食葵联合收获机作业过程割茬平均高度为 700 mm，由式(2)可知分禾器长度 $L_D \geqslant 800$ mm，分禾器越长，其与机架连接处受力越大，因此设计分禾器收集籽粒段长度为 850 mm。

要使食葵植株顺利进入分禾器，两分禾器安装距离应大于最大葵秆直径，根据割台工作幅宽、食葵种植模式及分禾器宽度，确定相邻分禾器间距 $d=80$ mm，在相邻分禾器收集籽粒段安装防漏软毛刷，两毛刷安装夹角 $\theta=120°$，用于收集在切割过程中由振动及碰撞而掉落的食葵籽粒，降低割台损失。

分禾器在工作时，为使食葵植株不被推倒，则食葵植株的受力关系应满足

$$\begin{cases} F_0\cos\dfrac{\alpha}{2} \geqslant f_0 \\ f_0 = F_N f_s \\ F_0\sin\dfrac{\alpha}{2} = F_N \end{cases} \tag{3}$$

式中　f_s——分禾器与食葵茎秆之间的摩擦因数

分禾器前锥角在满足式(3)的条件下，参考玉米联合收获机割台分禾器[17]，其前锥角应小于食葵茎秆与分禾器的摩擦角。前期测试食葵茎秆与钢材料的滑动摩擦角为 30°，分禾器前锥角不宜过小，否则易插伤食葵茎秆，本文设计 $\alpha=28°$。

3.2　拨禾轮结构及参数设计

适收期食葵植株姿态都是葵盘沿着茎秆竖直方向下垂，使用传统的对行拨禾轮将会导致葵盘被切割后落在分禾器上，不能被快速输送至螺旋输送器，导致缠绕拨禾轮，严重影响联合收获机的整体工作性能。因此设计一种不对行拨杆式食葵专用拨禾轮，主要由支架、拨禾杆、中心轴、橡胶板等组成，如图 4 所示，3 根拨禾杆组成一个拨禾机构，3 根拨禾杆相互之间夹角为 120°，相邻两拨禾杆沿着中心轴截面错位 40°安装，每个拨禾机构与分禾器对行，不仅起到拨葵盘的作用，而且将碰撞掉落在分禾器的籽粒拨至螺旋输送器。

拨禾轮的运动为其绕中心轴的圆周运动和随联合收获机前进运动组成的复合运动。工作时，当拨禾轮向后回转的圆周速度大于机器前进速度，即拨禾轮绕其中心轴的圆周运动速度 v_0 和联合收获机的前进速度 v 之比 $\lambda>1$，才能起到拨禾作用。

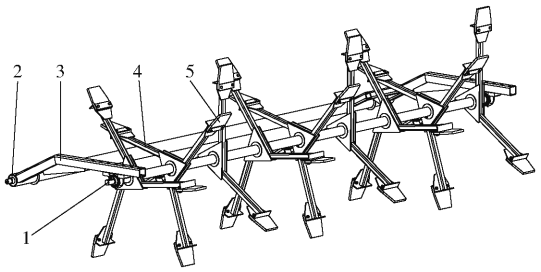


图 4　拨禾轮结构图

Fig. 4　Structure diagram of reel

1. 中心轴　2. 动力输入轴　3. 支架　4. 拨禾杆　5. 橡胶板

假设拨禾轮转速和联合收获机前进速度是恒定的，以茎秆切割位置到地面投影点 C_0 为坐标原点，沿水平方向为 x 轴，竖直方向为 y 轴，建立拨禾轮运动坐标系 xC_0y，如图 5 所示。图中，x_0 为拨禾轮中心至切割器的水平安装距离，mm；ω_0 为拨禾轮旋转角速度，rad/s；R_0 为拨禾轮半径，mm；H_0 为拨禾轮垂直安装高度，mm。

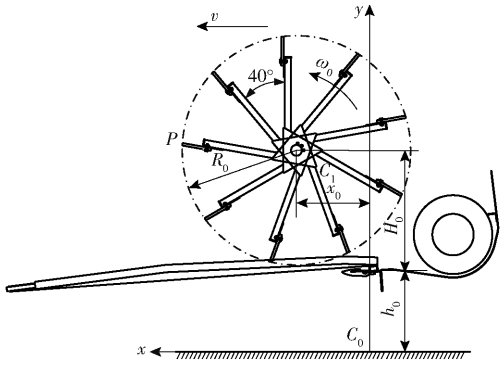


图 5　拨禾轮运动简图

Fig. 5　Motion diagram of reel mechanism

根据拨禾轮运动特性，可得拨禾轮端点 P 的位移方程为

$$\begin{bmatrix} x_P \\ y_P \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_0 + vt & \sin(\omega_0 t) & \cos(\omega_0 t) \\ H_0 + h_0 & \cos(\omega_0 t) & -\sin(\omega_0 t) \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ R_0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{4}$$

式中　x_P——拨禾轮端点 P 水平位移，mm

y_P——拨禾轮端点 P 垂直位移，mm

t——时间，s

其运动轨迹为余摆线，拨禾轮向下按压食葵拨送的过程，其轨迹为余摆线的一段，此时，其水平分速度相对于地面与割台前进方向相反。

为满足食葵低损收获，需要进一步确定拨禾轮转速及联合收获机前进速度，对拨禾轮端点 P 位移方程求导得拨禾齿端点速度方程为

$$\begin{bmatrix} v_{Px} \\ v_{Py} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v & \omega_0\cos(\omega_0 t) & -\omega_0\sin(\omega_0 t) \\ 0 & -\omega_0\sin(\omega_0 t) & -\omega_0\cos(\omega_0 t) \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ R_0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{5}$$

其中
$$v_{Px} = v + \omega_0 R_0\cos(\omega_0 t) < 0 \tag{6}$$

式中 v_{Px}——拨禾轮端点 P 水平速度,m/s

v_{Py}——拨禾轮端点 P 垂直速度,m/s

由式(6)得

$$\omega_0 t < -\arccos\frac{1}{\lambda} \tag{7}$$

拨禾轮直径主要由食葵株高、切断后食葵茎秆重心位置和拨禾速比决定[19],计算公式为

$$D \leqslant \frac{2\lambda e}{\lambda - 1} \tag{8}$$

其中
$$e = \frac{L - h_0}{3}$$

式中 D——拨禾轮直径,mm

e——割断食葵茎秆重心与葵盘间的距离,mm

为防止拨禾轮打落籽粒,拨板应垂直入禾,最低位置应拨压在切断食葵茎秆重心略偏上即可,拨禾轮的垂直安装高度根据作物生长状况及籽粒掉落难易程度而确定[20],可得

$$H_0 = \frac{D}{2} + \frac{L - h_0}{2} \tag{9}$$

拨禾轮转速 n_b 为

$$n_b = \frac{30\lambda v}{\pi R_0} \tag{10}$$

由于拨禾轮为 3 杆结构,查阅《农业机械设计手册》[20],λ 取 1.5 ~ 2.0,本文取 λ = 1.8,食葵茎秆割茬平均高度为 700 mm,食葵茎秆平均高度为 1 500.5 mm,将各参数代入式(6) ~ (9),经计算确定拨禾轮直径 D = 1 100 mm,拨禾轮垂直安装高度 H_0 = 950 mm。食葵联合收获机一般工作速度为 0.8 ~ 2.5 m/s[21],代入式(10)得拨禾轮转速应为 25 ~ 78 r/min,田间作业过程中,其转速随着联合收获机行走速度的变化而改变。

3.3 螺旋输送器结构及参数设计

螺旋输送器是割台的关键部件之一,其作用是将切割的物料导向、输送及抛送。小麦、稻谷联合收获机通常采用伸缩扒指式螺旋输送器,但葵盘形态近似为圆饼状,伸缩扒指式螺旋输送器的扒指容易插烂葵盘,导致回带及喂料口堵塞等问题,因此选用拨板式螺旋输送器,如图 6 所示。图中,S_p 为螺旋叶片螺距,mm;D_0 为滚筒外径,mm;D_s 为螺旋叶片外径,mm。

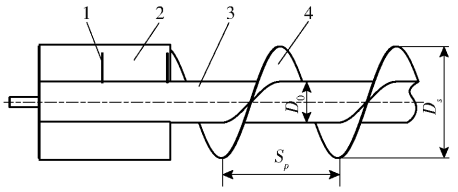


图 6 螺旋输送器结构简图

Fig. 6 Structural diagram of spiral conveyor

1. 加强筋 2. 拨板 3. 滚筒 4. 螺旋叶片

参照螺旋输送机设计理论[22-23],螺旋叶片结构关键参数设计为

$$D_s \geqslant 1\,000K\sqrt[2.5]{\frac{Q}{\psi\rho C}} \tag{11}$$

$$S_p = (0.5 \sim 2.2)D_s \tag{12}$$

$$D_0 = (0.2 \sim 0.4)D_s \tag{13}$$

式中 K——物料特性系数,取 0.06

Q——输送效率,t/h

ψ——填充系数,取 0.25

ρ——堆积密度,t/m^3

C——倾角系数,水平轴时取 1.0

由于割脱一体式割台单次最多收割 6 行食葵,则输送能力 Q = 3.6 t/h(根据食葵种植模式、切割长度及作业速度计算);堆积密度 ρ 与物料的类别、含水率及外形尺寸等因素有关[22],本文根据收获期食葵物料特性测试取 ρ = 0.15 t/m^3;通过式(11) ~ (13)计算可得:$D_s \geqslant 372$ mm,190 mm < S_p < 836 mm,76 mm < D_0 < 152 mm。结合油葵联合收获机割台结构参数[18],设计初值 D_s = 380 mm,S_p = 400 mm,D_0 = 140 mm。

物料以不同姿态被拨板抛送至喂入机构,在拨板抛出物料的瞬间,保证所有物料均被抛出,拨板距螺旋输送器底板的间隙应小于物料厚度(葵盘最小厚度),因此拨板旋转半径应大于螺旋叶片半径。在满足割台正常工作的条件下,螺旋输送器转速不宜过高,转速过高不仅造成食葵籽粒的飞溅,而且增大割台振动,缩短机器使用寿命,根据课题组前期台架试验[24],对螺旋输送器工作参数优化,确定较优转速为 150 r/min。螺旋输送器结构参数如表 3 所示。

表 3 螺旋输送器结构参数

Tab. 3 Structure parameters of plate type screw conveyor

参数	数值
螺旋叶片螺距 S_p/mm	400
拨板结构尺寸(长 × 宽 × 厚)/(mm × mm × mm)	450 × 110 × 3
螺旋叶片外径 D_s/mm	380
滚筒外径 D_0/mm	140

3.4　脱粒装置结构设计

为减小食葵联合收获机的转弯半径，缩短整机纵向尺寸，使割脱一体式割台结构紧凑，割脱一体式割台脱粒工艺选择切向喂入、轴向脱粒、切向排出方式，脱粒装置结构如图 7 所示，主要由脱粒滚筒、凹板筛、喂入机构及籽粒输送装置等部件组成。

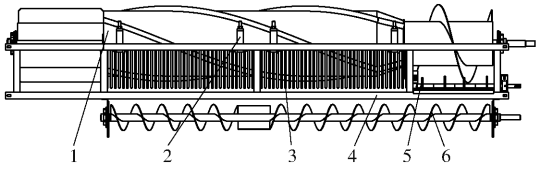


图 7　轴流脱粒装置结构图

Fig. 7　Structure diagram of axial flow threshing device

1. 脱粒滚筒　2. 脱粒间隙调节机构　3. 凹板筛　4. 脱粒支架　5. 喂入机构　6. 籽粒输送装置

3.4.1　脱粒滚筒结构及参数设计

脱粒滚筒的结构形式直接关系到脱粒装置的工作性能，由于螺旋管无棱角且与物料碰撞力度较小，对葵盘及籽粒损伤较小，因此脱粒元件使用外径为 32 mm 的螺旋管且在滚筒上面按 4 头布置[25]，脱粒滚筒工作区域主要由喂入段、脱粒段及排杂段组成，如图 8 所示。图中，D_t为脱粒滚筒直径，mm；D_f为螺旋叶片外径，mm；S_f为叶片螺距，mm；ω_1为脱粒滚筒旋转角速度，rad/s。

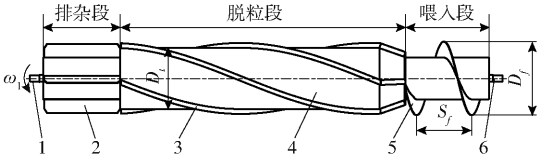


图 8　螺旋管式脱粒滚筒结构简图

Fig. 8　Sketch of structure of spiral tube type threshing drum

1. 左轴头　2. 排杂拨板　3. 螺旋管　4. 滚筒体　5. 螺旋叶片　6. 右轴头

结合 NJ 105－75《纹杆式脱粒滚筒型式尺寸和技术要求》和割台结构尺寸，确定脱粒滚筒直径 D_t=400 mm，其长度根据割台工作幅宽确定为 2 900 mm。脱粒滚筒有效工作长度 L_s为[25]

$$L_s \geqslant \frac{q}{q_0} \tag{14}$$

式中　q——喂入量，取 1.4 kg/s

q_0——脱粒滚筒单位长度的脱粒效率，取 0.7～1.0 kg/(s·m)

由式(14)计算出脱粒滚筒有效工作长度范围为 1 400～2 000 mm，课题组前期开展了食葵脱粒台架试验并进行相关参数优化，得出脱粒滚筒转速为 300 r/min 时[25]，脱粒效果较好，在满足食葵割脱一体式割台正常工作情况下，脱粒滚筒脱粒段不小于 1 800 mm。为使物料顺畅进入和排出脱粒空间，喂入段与排杂段尺寸至少应大于最大葵盘直径，且喂入段应大于排杂段，因此结合割台工作幅宽脱粒段尺寸取 1 850 mm，喂入段尺寸取 550 mm，排杂段尺寸取 500 mm。

为提高物料进入脱粒空间的顺畅性，防止喂入段食葵物料发生堵塞，喂入段采用螺旋输送叶片，假设脱粒滚筒以角速度 ω_1旋转，喂入段食葵物料的运动主要是由随脱粒滚筒旋转的牵连运动和沿着螺旋叶片的相对运动组成的复合运动，如图 9 所示，食葵物料与螺旋叶片在任一点 M 接触，并与其产生相对滑动，采用运动学理论对物料在螺旋叶片作用下的运动情况进行分析。图 9 中，v_{r1}为食葵物料的运动合速度，m/s；v_{r2}为食葵物料的绝对运动速度，m/s；v_{c1}为食葵物料的牵连速度，m/s；v_{n1}为食葵物料在摩擦力条件下相对螺旋叶片的滑动速度，m/s；v_{n2}为食葵物料在无摩擦力条件下相对螺旋叶片的滑动速度，m/s；v_{a1}为 v_{r1}的轴向分速度，m/s；v_{b1}为 v_{r1}的径向分速度，m/s；φ_a为螺旋叶片升角，(°)；φ_f为食葵物料与螺旋叶片之间的摩擦角，试验测得 31.8°。

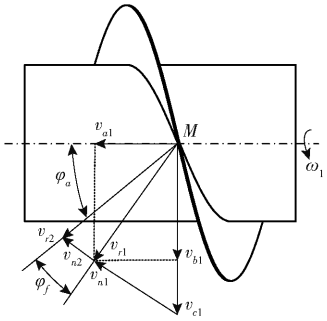


图 9　物料在脱粒滚筒喂入段的运动速度分析

Fig. 9　Speed analysis of material movement on threshing drum of feeding section

由于食葵物料与螺旋叶片之间存在摩擦力，故物料的绝对速度 v_{r2}偏离运动合速度 v_{r1}一定角度 φ_f，其轴向速度 v_{a1}可表示为

$$v_{a1} = \frac{S_f n_t}{60}\cos^2\varphi_a(1 - \tan\varphi_f\tan\varphi_a) \tag{15}$$

式中　n_t——脱粒滚筒转速，取 300 r/min

在螺旋叶片进行物料输送时，为提高其输送效率，应实现较大的轴向运动速度，即

$$\begin{cases} 1 - \tan\varphi_f\tan\varphi_a \geqslant 0 \\ \dfrac{\mathrm{d}v_{a1}}{\mathrm{d}\varphi_a} = 0 \end{cases} \tag{16}$$

求解式(16)可得螺旋升角 φ_a满足

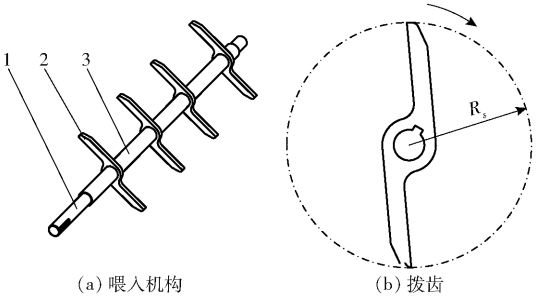
$$\varphi_a = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_f}{2} \tag{17}$$

综上分析，为使食葵物料快速进入脱粒空间，防止在喂入口滞留，脱粒滚筒喂入段螺旋叶片螺距 S_f

应小于割台螺旋输送器叶片的螺距且大于最大葵盘直径,其外径 D_f 大于脱粒滚筒螺旋管外径,因此设计喂入段螺旋叶片螺距 $S_f = 360$ mm,螺旋叶片外径 $D_f = 480$ mm,螺旋升角 $\varphi_a = 29.1°$。

3.4.2 喂入机构结构及参数设计

由于割脱一体式割台整体结构螺旋输送器拨板与脱粒滚筒的距离远大于葵盘的外径,单靠拨板作用将物料抛送至脱粒空间,在脱粒空间喂入口会存在物料滞留现象,因此在物料喂入口处附加喂入机构,强制物料喂入脱粒空间。由于葵盘近似圆饼状,如图 10 所示,将喂入机构设计为拨齿结构。根据物料输送口与脱粒空间喂入口过渡区域结构尺寸确定拨齿旋转半径 $R_s = 80$ mm。



(a) 喂入机构 (b) 拨齿

图 10 喂入机构及拨齿分布

Fig. 10 Feed mechanism and switch tooth distribution

1. 轴 2. 拨齿 3. 间隔套

为减小喂入机构对食葵物料的撞击,其转速要大于螺旋输送器的转速且小于脱粒滚筒转速[26]。因此喂入机构转速应满足

$$n_s < n_f < n_t \tag{18}$$

式中 n_s——螺旋输送器转速,取 150 r/min

n_f——喂入机构转速, r/min

综上分析,喂入机构转速过小,不能及时将物料喂入脱粒空间,易造成脱粒装置喂入口堵塞,喂入机构转速过大,对物料撞击力大,造成食葵物料破损严重,因此在满足物料不堆积的情况下,喂入机构的转速应尽量低,由式(18)初步确定喂入机构转速 $n_f = 200$ r/min。

4 物料抛送过程分析

食葵植株被切割后在螺旋输送器的作用下运移至单侧,然后通过螺旋输送器拨板抛送进入脱粒装置,为确定螺旋输送器拨板安装倾角,使物料更加顺畅喂入脱粒装置,对物料抛送过程进行分析。物料流动过程如图 11 所示。

物料与拨板接触碰撞后,假设物料与拨板之间的碰撞为非弹性碰撞,物料以径向初速度 v_{r0} 沿拨板运动,在整个过程中忽略空气阻力[27-28]。以螺旋输送器截面轴心 O 为静坐标原点,自点 O 向拨板作垂线,以垂足 O_1 为动坐标原点建立坐标系,动坐标轴 O_1L 沿拨板方向向外为正并随拨板一起旋转,物料沿拨板运动受力分析如图 12 所示。图中,G 为物料自身重力,N;F_L 为物料随螺旋输送器旋转所受离心力,N;N 为拨板对物料的支持力,N;F_C 为物料所受科氏力,N;F_f 为物料沿拨板运动所受摩擦力,N;ω 为螺旋输送器旋转角速度,rad/s;δ 为拨板与物料离心力(径向)夹角,(°);β 为拨板与竖直方向的夹角,(°);r 为物料质心与螺旋输送器轴心 O 的距离,mm;l 为物料动坐标,mm;ε_0 为拨板初相位角,(°);ε 为拨板转角,(°);δ_0 为拨板安装倾角,(°);r_0 为坐标原点 O 到动坐标轴的距离,mm;R 为拨板旋转半径,mm;l_0 为物料初始动坐标,mm。

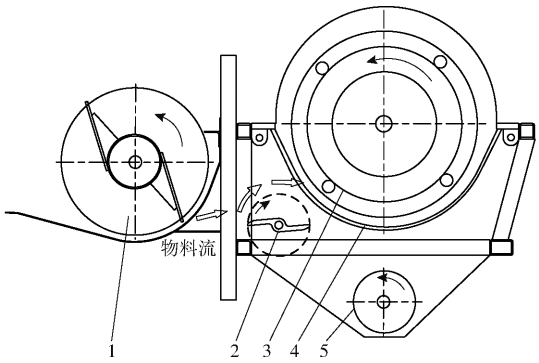


图 11 物料流动示意图

Fig. 11 Schematic of flow of materials

1. 螺旋输送器 2. 喂入机构 3. 脱粒滚筒 4. 凹板筛 5. 籽粒输送器

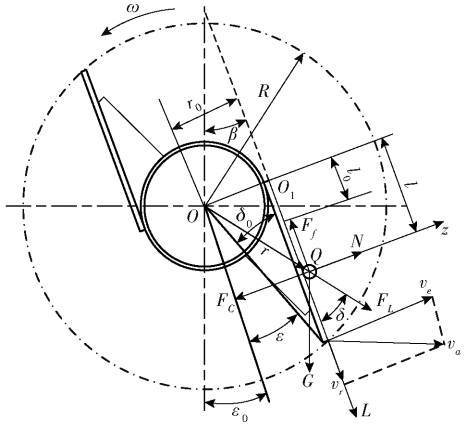


图 12 物料在拨板滑移过程受力图

Fig. 12 Force diagram of material in sliding process of switch plate

物料沿拨板运动时,在 z 轴方向上受力处于平衡状态,则

$$N + F_L\sin\delta = F_C + G\sin\beta \tag{19}$$

其中

$$\begin{cases} F_L = mr\omega^2 \\ F_C = 2m\omega\dfrac{\mathrm{d}l}{\mathrm{d}t} \\ G = mg \end{cases} \tag{20}$$

式中 m——物料质量, kg

物料相对拨板运动而产生的摩擦力为

$$F_f = \mu N = \mu\left(2m\omega\frac{\mathrm{d}l}{\mathrm{d}t} + mg\sin\beta - mr\omega^2\sin\delta\right) \tag{21}$$

其中　　$\mu = \tan\varphi$

式中　μ——物料与拨板之间的摩擦因数

φ——物料与拨板之间的摩擦角，取 30°

物料沿拨板运动的动力学方程为

$$m\frac{\mathrm{d}^2 l}{\mathrm{d}t^2} = F_L\cos\delta + G\cos\beta - F_f \tag{22}$$

联立式(19)～(22)可得出物料沿拨板运动的微分方程为

$$m\frac{\mathrm{d}^2 l}{\mathrm{d}t^2} + 2\mu\omega\frac{\mathrm{d}l}{\mathrm{d}t} = r\omega^2\cos\delta + g\cos\beta - \mu g\sin\beta + \mu r\omega^2\sin\delta \tag{23}$$

由图 12 的几何关系，可得

$$\begin{cases}\beta = \varepsilon_0 + \varepsilon - \delta_0\\ \varepsilon = \omega t\\ l = r\cos\delta\\ r_0 = r\sin\delta = R\sin\delta_0\end{cases} \tag{24}$$

联立式(23)、(24)，化简得

$$m\frac{\mathrm{d}^2 l}{\mathrm{d}t^2} + 2\mu\omega\frac{\mathrm{d}l}{\mathrm{d}t} = A\cos(\omega t + \varepsilon_0) + B\sin(\omega t + \varepsilon_0) + (\mu + \cot\delta)R\omega^2\sin\delta_0 \tag{25}$$

其中　　$A = g\cos\delta_0 + \mu g\sin\delta_0$

$B = g\sin\delta_0 - \mu g\cos\delta_0$

边界条件为 $v_{r0} = \dfrac{\mathrm{d}l}{\mathrm{d}t}, l = l_0$。

物料抛离拨板时的速度分析如图 13 所示，求解物料抛离拨板时的绝对速度 v_a 为

$$v_a = \sqrt{v_r^2 + v_e^2 - 2\sin\delta_0} \tag{26}$$

其中

$$v_r = \frac{\mathrm{d}l}{\mathrm{d}t} \tag{27}$$

$$v_e = \omega R \tag{28}$$

式中　v_r——物料抛离拨板时的相对速度，m/s

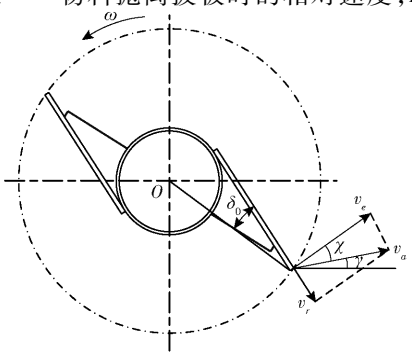


图 13　物料抛离拨板时速度分析图

Fig. 13　Speed analysis diagram when material was thrown off switch plate

v_e——物料抛离拨板时的牵连速度，取 3.4 m/s

物料抛离拨板的绝对速度 v_a 和水平面之间的夹角 γ 为

$$\gamma = \varepsilon_0 + \varepsilon - \arctan\frac{v_r\cos\delta_0}{v_e - v_r\sin\delta_0} \tag{29}$$

同理可得 v_e 与 v_a 之间的夹角 χ 为

$$\chi = \arctan\frac{v_r\cos\delta_0}{v_e - v_r\sin\delta_0} \tag{30}$$

通过对物料沿拨板运动过程分析，物料抛离拨板进入脱粒空间与拨板的安装倾角 δ_0 有关，结合割台喂料口结构及物料抛送方向，确定 $\gamma = 7°$，拨板安装倾角 $\delta_0 = 18°$，拨板初相位角 $\varepsilon_0 = 17°$，拨板转角 $\varepsilon = 18°$，拨板与竖直方向的夹角 $\beta = 17°$。

5　田间试验

5.1　试验条件

田间试验于 2021 年 11 月 1—5 日在内蒙古自治区乌兰察布市凉城县五道咀村食葵田进行，图 14 为装配割脱一体式割台的食葵收获样机，动力为 110 kW、发动机额定转速为 2 300 r/min，为降低割台损失，收集割台掉落籽粒，工作时通常将割台调节为上倾状态，上倾角为 2°～8°。



图 14　试验样机

Fig. 14　Test prototype

1. 食葵　2. 分禾器　3. 螺旋输送器　4. 拨禾轮　5. 喂入机构　6. 凹板筛　7. 脱粒滚筒

为验证割脱一体割台结构的可行性及可靠性，试验样机未配置清选装置，田间作业过程中随着样机的前进，食葵植株进入分禾器间隙，在拨禾轮的拨禾作用下被拨至切割器处切割茎秆，切割后的食葵物料在螺旋输送器的作用下被推送至拨板处，由拨板将源源不断输送来的食葵物料以一定的速度向后抛送至喂入机构处，然后在喂入机构拨齿的作用下抛向脱粒空间，食葵物料在脱粒空间沿轴向边脱粒边运移，籽粒通过凹板筛落入籽粒输送装置，从脱粒装置脱出的籽粒在柔性刮板式输送装置的作用下，进入集籽输送器上，然后经过提升输送器进入籽粒收集箱，随即装车或卸载；与此同时，脱粒后的葵盘及茎秆，在脱粒滚筒高速回转的作用下，被排杂拨板抛出机外。

种植品种为食葵 363,平均株高为 1 500.5 mm,种植模式为 800 mm + 400 mm 宽窄行,株距为 500 mm,葵盘直径为 180.5 ~ 330.3 mm,葵盘厚度为 40.2 ~ 70.6 mm,茎秆直径为 20.2 ~ 50.1 mm,茎秆含水率为 21.8% ~ 24.3%,葵盘含水率为 25.9% ~ 30.4%,籽粒含水率为 15.5% ~ 20.6%。

5.2 试验方法

试验按照 GB/T 8097—2008《收获机械 联合收割机 试验方法》[29] 和 T/NJ 1184—2020《自走式葵花籽收获机》[21] 分别测定割台损失率、未脱净率和籽粒破损率 3 个性能指标,对割脱一体式割台的切割、脱粒等作业效果进行试验验证。依据田间实际试验条件,在试验田随机选取 5 处 20 m × 3 m 测试区,割台在满幅收割工况下往返 2.5 次共 5 个行程,20 m 长度为 1 行程,通过测定联合收获机作业 20 m 所用时间计算每个行程的平均速度作为联合收获机单次作业速度。收集测试区内掉落里面的籽粒与葵盘,人工取葵盘籽粒并与掉落籽粒一起称量。联合收获机各项性能指标参数为

$$\begin{cases} Y_1 = \dfrac{M_g}{M} \times 100\% \\ Y_2 = \dfrac{M_w}{M} \times 100\% \\ Y_3 = \dfrac{M_p}{M} \times 100\% \end{cases} \tag{31}$$

式中 M——测试区域内食葵籽粒总质量,g

M_g——测试区域内收集的籽粒质量,g

M_w——测试区域葵盘未脱下的籽粒质量,g

M_p——测试区域内破损(籽粒出现裂纹,表皮被划伤及破碎)的食葵籽粒质量,g

Y_1——割台损失率,%

Y_2——籽粒未脱净率,%

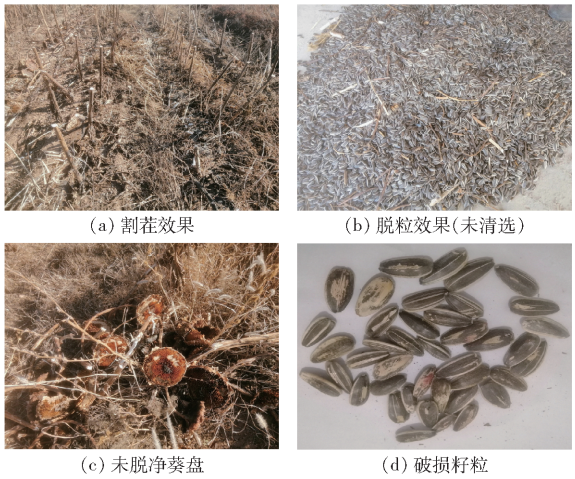
Y_3——籽粒破损率,%

5.3 试验结果与分析

食葵联合收获机作业后的效果如图 15 所示,测量收集的食葵籽粒质量,由式(31)计算各指标数值取平均值,结果见表 4。

田间试验结果表明:留茬高度平均为 700 mm,当联合收获机在 5 组不同速度条件下进行田间作业时,割台损失率、未脱净率、破损率均满足 T/NJ 1184—2020《自走式葵花籽收获机》割台损失率小于等于 3%、未脱净率小于等于 2%、破损率小于等于 3% 的标准要求。

对比分析现有产品作业性能,如表 5 所示,本文割台脱粒效果较好,作业性能总体优于现有食葵收获机具,不仅适用于食葵直收,也可适用于插盘式食葵收获作业。



(a) 割茬效果 (b) 脱粒效果(未清选)

(c) 未脱净葵盘 (d) 破损籽粒

图 15 食葵联合收获机作业效果

Fig. 15 Harvesting effects of sunflower combine harvester

表 4 田间试验测定结果

Tab. 4 Test results of sunflower harvester

测试区	速度/(m·s^{-1})	割台损失率/%	籽粒未脱净率/%	籽粒破损率/%
1	1.21	1.76	0.72	1.68
2	1.60	1.67	0.68	1.87
3	1.74	1.65	0.81	1.66
4	1.90	1.83	0.77	1.79
5	2.11	1.95	0.54	1.73

表 5 作业性能对比

Tab. 5 Comparison of working performance %

项目	未脱净率	破损率	收获对象
本文收获机割台	0.81	1.66	直收/插盘式食葵
背负式葵花收获机割台[12]	3.80	1.90	插盘式食葵
插盘式食葵收获机割台[13]	7.11	1.13	插盘式食葵

6 结论

(1)基于适收期食葵生物特性及收获要求,创新设计了割脱一体式割台,主要由分禾器、拨禾轮、往复式切割器、螺旋输送器、喂入机构、脱粒装置等主要部件组成;为减少脱粒过程籽粒破损,脱粒装置采用轴流螺旋滚筒式结构。该割台不仅实现了分禾、扶禾、拨禾、切割、输送等功能,而且食葵物料在割台上脱粒,有效缩短了物料输送路径,解决了食葵物料输送过程物料破碎及籽粒表皮划伤等问题,为后续提高清选质量奠定基础。

(2)对割脱一体割台关键部件进行结构设计与理论分析,设计了一种不对行拨杆式拨禾轮和侧边倾角 30°的分禾器,同时在相邻分禾器之间增加软毛刷收集碰撞飞溅籽粒,解决了传统联合收获机割台物料堆积及损失较大的问题;通过物料流动过程分析,建立了物料抛送过程的运动学及动力学模型,

结合割台整体结构布局，确定螺旋输送器拨板安装倾角为 18°时，物料可顺畅的喂入脱粒装置。

(3)食葵联合收获样机在 5 组不同速度条件下进行田间试验，工作过程中各部件之间运动协调关系平稳，食葵喂入流畅，效率较高，割台损失率不大于 3%、籽粒未脱净率不大于 2%、籽粒破损率不大于 3%，满足食葵收获国家相关标准，割脱一体式割台不仅适用于食葵直收，也适用于插盘式食葵收获。

参 考 文 献

[1] 国家统计局农村社会经济调查司. 中国农村统计年鉴[M]. 北京：中国统计出版社，2021.

[2] 宗望远，刘羊，马丽娜，等. 向日葵机械化收获研究现状及发展对策[J]. 江西农业大学学报，2017，39(3)：600－606.
ZONG Wangyuan, LIU Yang, MA Li'na, et al. Present situation and developmental strategies for sunflower mechanized harvest in China[J]. Acta Agriculturae Universitatis Jiangxiensis, 2017, 39(3): 600－606. (in Chinese)

[3] 韩长杰，刘宇，朱兴亮，等. 往复拨杆式食葵盘收获台的设计与试验[J]. 农机化研究，2018，40(3)：125－128.
HAN Changjie, LIU Yu, ZHU Xingliang, et al. Design and test of edible sunflower plate harvester base on reciprocating lever [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(3): 125－128. (in Chinese)

[4] 周艳生，张静，朱豪杰，等. 我国葵花收获机研究现状及发展前景[J]. 农业工程，2015，5(2)：11－14.
ZHOU Yansheng, ZHANG Jing, ZHU Haojie, et al. Research status and development prospects of sunflower harvester in China [J]. Agricultural Engineering, 2015, 5(2): 11－14. (in Chinese)

[5] FANTINI. G3 sunflower harvesting headers[EB/OL]. (2012－01－01)[2022－12－26]. https://fantiniworld.com/it/prods－128－1.aspx.html.

[6] ZIEGLER. Sunflower champion[EB/OL]. (2014－01－07)[2022－12－26]. https://www.ziegler-harvesting.com/de/produkte/sf.

[7] ROSTSELMASH. Falcon series sunflower reapers[EB/OL]. (2014－12－13)[2022－12－26]. https://en.rostselmash.com/products/adapters/zhatki-falcon/.

[8] PAHONI C. Research regarding the performances obtained by the 560 and the 750 Claas lexion combines in sunflower harvesting [J]. Scientific Papers-Series A, Agronomy, 2012, 55: 331－333.

[9] STARTSEV A S, DEMIN E E, DANILIN A V, et al. Results of the production test of sunflower harvesting attachment with an auger reel[C]//IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Cheboksary, 2020, 433(1): 012006.

[10] NALOBINA O O, GERASYMCHUK O P, PUTS V S, et al. Analytical investigation of the interaction of the sunflower stem with the lateral surface of the header lifter[J]. Inmateh Agricultural Engineering, 2018, 55(2): 171－180.

[11] SHAFOROSTOV V D, MAKAROV S S. The header for a breeding plot combine for sunflower harvesting[J]. Acta Technologica Agriculturae, 2019, 22(2): 60－63.

[12] 张双侠，张雨，何玉忠. 背负式葵花收获机的设计与试验[J]. 机械设计，2018，35(10)：67－71.
ZHANG Shuangxia, ZHANG Yu, HE Yuzhong. Design and test of backpack harvester for sunflowers[J]. Journal of Machine Design, 2018, 35(10): 67－71. (in Chinese)

[13] 韩长杰，宋东良，朱雪峰，等. 插盘食葵原位脱粒收获原理机设计与试验[J]. 农业机械学报，2022，53(12)：181－192，222.
HAN Changjie, SONG Dongliang, ZHU Xuefeng, et al. Design and experiment of principle machine for in-situ harvesting of edible sunflower heads on stalks[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(12): 181－192, 222. (in Chinese)

[14] 刘宇. 食葵收获机总体设计及捡拾装置的试验研究[D]. 乌鲁木齐：新疆农业大学，2017.
LIU Yu. Design and experimental research of picking up device of edible sunflower harvester[D]. Urumqi: Xinjiang Agricultural University, 2017. (in Chinese)

[15] 刘慧军，丁玉芹，马显民，等. 向日葵膜下滴灌高产栽培技术[J]. 科学种养，2019(7)：22－23.

[16] 赵雨菲，鲍立清，孙自力，等. 向日葵的特征特性及高产栽培技术[J]. 现代农业科技，2023(2)：25－27，32.

[17] 杜岳峰，毛恩荣，朱忠祥，等. 两行玉米收获机割台设计与试验[J]. 农业机械学报，2013，44(增刊 2)：22－26.
DU Yuefeng, MAO Enrong, ZHU Zhongxiang, et al. Design and experiment of two-row corn harvester header[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Supp.2): 22－26. (in Chinese)

[18] 刘巍，马丽娜，宗望远，等. 油葵联合收获机专用割台设计与试验[J]. 农业机械学报，2020，51(8)：83－88，135.
LIU Wei, MA Li'na, ZONG Wangyuan, et al. Design and experiment of special header of oil sunflower combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(8): 83－88, 135. (in Chinese)

[19] 史瑞杰，戴飞，赵武云，等. 履带式丘陵山地胡麻联合收割机设计与试验[J]. 农业工程学报，2021，37(5)：59－67.
SHI Ruijie, DAI Fei, ZHAO Wuyun, et al. Design and experiments of crawler-type hilly and mountaineous flax combine harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(5): 59－67. (in Chinese)

[20] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册(下)[M]. 北京：中国农业科学技术出版社，2007.

[21] 中国农业机械学会. 自走式葵花籽收获机：T/NJ 1184—2020[S]. 北京：中国农业机械化科学研究院，2020.

[22] 黄学群. 运输机械选型设计手册[M]. 2 版. 北京：化学工业出版社，2011.

(下转第 154 页)