

免耕播种机可变径切茬圆盘装置设计与试验

仲广远^{1,2} 李洪文^{1,2} 卢彩云¹ 王超¹ 仝振伟¹ 毕津硕¹

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 农业农村部保护性耕作农业装备重点实验室, 北京 100083)

摘要: 针对黄淮海麦玉两熟区免耕播种机上被动圆盘式切茬刀在秸秆覆盖量大或土壤强度不足情况下秸秆切断率较低的问题, 本文设计了一种可手动调节圆盘直径的切茬刀。该变径切茬刀设有圆盘直径调节机构, 可根据不同地块的土壤特性和地表秸秆残茬覆盖量来调整圆盘直径, 以实现秸秆高效切割。结合理论分析, 确定星齿刀片两刃口间角度为 110° , 变径圆盘切茬刀最小半径为230 mm, 最大半径为280 mm, 在切茬刀调节至确定直径时, 变径机构具有自锁功能, 保证刀片直径固定不变。土槽试验结果表明, 直径为460 mm的变径切茬圆盘、平面圆盘、缺口圆盘和波纹圆盘, 在相同工况下, 圆盘入土深度较深时比较浅时切割性能好, 当入土深度为10 cm时, 变径切茬圆盘秸秆切割性能优于其他类型圆盘, 此时秸秆切断率为75.16%, 牵引力为355.27 N。土槽性能试验结果表明, 变径切茬圆盘直径越大秸秆切割性能越好, 当圆盘直径为560 mm时, 秸秆切断率为93.25%; 田间验证试验结果表明, 当变径切茬圆盘直径为560 mm时, 秸秆切断率达到98.33%, 装置切割秸秆残茬性能良好, 可以满足黄淮海地区小麦免耕播种作业农艺和技术要求。

关键词: 免耕播种机; 变径圆盘; 直径调节机构; 星齿刀片

中图分类号: S223.2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2025)05-0235-11

OSID:



Design and Experiment of Variable-diameter Stubble Cutting Disc Device for No-till Planter

ZHONG Guangyuan^{1,2} LI Hongwen^{1,2} LU Caiyun¹ WANG Chao¹ TONG Zhenwei¹ BI Jinshuo¹

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

2. Key Laboratory of Agricultural Equipment for Conservation Tillage,
Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Beijing 100083, China)

Abstract: A stubble cutter was designed with manually variable disc diameter adjustment for the problem that the passive disc stubble cutter on the no-till planter in the no-tillage seeder in the Huang-Huai-Hai wheat and corn area has a low straw cutting rate in the case of large amount of straw cover or insufficient soil strength. The variable-diameter stubble cutting blade was equipped with a disc diameter adjustment mechanism, which can adjust the disc diameter according to the soil characteristics of different fields and the amount of straw stubble cover on the ground surface in order to realize efficient straw cutting. Combined with theoretical analysis, it was determined that the angle of two edges of star teeth of blade was 110° , the minimum radius of variable diameter disc stubble cutter was 230 mm, the maximum radius was 280 mm, and when the stubble cutter was adjusted to a certain diameter, the variable diameter mechanism had a self-locking function to ensure that the diameter of blade was fixed. The results of soil bin test showed that the diameter of 460 mm variable diameter stubble cutting disc, flat disc, notched disc, and corrugated disc, under the same working conditions, the disc into the soil depth was deeper than the shallow cutting performance, into the soil depth of 10 cm, variable diameter stubble cutting disc straw cutting performed better than other types of discs, at this time, the straw cutting rate was 75.16%, the traction force was 355.27 N. Soil bin performance tests showed that the larger the diameter of the

收稿日期: 2024-03-18 修回日期: 2024-04-12

基金项目: 财政部和农业农村部: 国家现代农业产业技术体系项目(CARS-03)

作者简介: 仲广远(1989—), 男, 博士生, 主要从事保护性耕作技术研究, E-mail: zgymail@163.com

通信作者: 李洪文(1968—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事保护性耕作技术研究, E-mail: lhwen@cau.edu.cn

variable diameter stubble cutting disc was, the better the straw cutting performance was. In the disc diameter of 560 mm, the straw-cutting rate was 93.25%. Field validation tests showed that the variable-diameter stubble-cutting disc device in the disc diameter of 560 mm, the straw cutting rate was 98.33%, which was good to meet the no-tillage sowing operation of the Huang – Huai – Hai regions of wheat agronomic and technical requirements. The research result can provide a reference for the design of the stubble-cutting device for no-tillage implements.

Key words: no-tillage seeder; variable diameter disc; diameter adjustment mechanism; star-toothed blade

0 引言

保护性耕作技术在黄淮海麦玉两熟区实施过程中,存在秸秆残茬覆盖量大的问题^[1]。在作物轮换期间,种床准备时间短,田间过多的秸秆导致切茬工具性能不佳,影响下季作物种植^[1-2]。因此,需寻找适应性强且性能高的切茬工具,以解决该地区由于秸秆残茬覆盖量大,切茬工具无法在免耕作业中将秸秆完全切断所带来的机具堵塞问题。

近年来,国内外学者针对如何高效切茬以提升机具防堵性能进行了大量研究^[3-11]。目前,主要的机具防堵形式为动力驱动防堵和被动防堵^[9,12-14]。动力驱动防堵装置利用机械力量将秸秆残茬切断或击碎,适用于秸秆覆盖量大的一年两熟地区,具有较好的防堵效果,但存在对土壤扰动大和动力消耗大等问题^[15-18]。被动式防堵装置以圆盘式切茬刀为核心^[1,19-21],对土壤扰动小,但秸秆残茬覆盖量大的地块作业效果不佳^[22-24];同时,免耕播种机上圆盘如平面式、缺口式、凹槽式和波纹式等^[25]直径固定,在秸秆残茬覆盖量较大时,存在滑推现象^[23],秸秆切断率较低,难以满足一年两熟区免耕播种作业技术要求。

针对上述问题,本文结合黄淮海地区免耕播种需求,设计一种可手动调节直径的圆盘式切茬刀,以保证免耕播种机在不同地块不同秸秆残茬覆盖量进行切茬作业时秸秆切断率。通过理论分析确定切茬刀直径调节机构结构参数;通过土槽试验对装置设计及其作业性能进行验证,以明确切茬刀结构对秸秆残茬切割性能的影响,为高性能切茬装置设计提供理论支撑。

1 总体结构设计 with 作业原理

1.1 总体结构

设计的变径切茬圆盘装置主要由固定侧板、外腔、6片星齿刀片、6个伸缩杆、调径锥齿轮、3个驱动伞齿轮、U形连接块、顶盖和尾盖等组成,主要结构如图1所示。卡板固定于固定侧板前部,后盖板固定于固定侧板后部(图1b),卡板将底座卡在固定

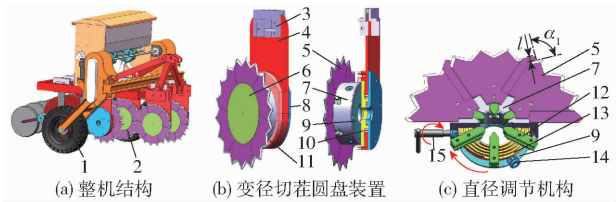


图1 变径切茬圆盘装置示意图

Fig.1 Schematics of variable-diameter stubble cutting disc device

1. 限深轮 2. 变径切茬圆盘装置 3. U形连接块 4. 固定侧板
5. 星齿刀片 6. 顶盖 7. 外腔 8. 后盖板 9. 尾盖 10. 底座
11. 卡板 12. 伸缩杆 13. 调径锥齿轮 14. 驱动伞齿轮 15. 四方头扳手

侧板内部,底座在轴承组件、后盖板与固定侧板的配合作用下,可在固定侧板内部绕底座中心轴向自由旋转,外腔固定于底座,外腔也可绕轴向自由旋转。外腔为U形腔体(图1c),调径锥齿轮位于腔体内部;伸缩杆均布于外腔上部,并可做径向运动;驱动伞齿轮均布于外腔中心位置外壁周围。圆盘直径可根据作业需求进行调节。

1.2 圆盘工作原理

变径切茬圆盘装置位于免耕播种机前部,圆盘安装倾角和偏角均为0°。在作业过程中,星齿刀片深入土壤内部,星齿刀片和土壤摩擦力带动外腔旋转,旋转的刀片对秸秆进行切割。当秸秆覆盖量大或土壤强度不足,难以给星齿刀片切割秸秆提供足够支撑力时,切茬圆盘切割效果会减弱。此时,通过使用四方头扳手,按图1c中箭头指示的方向旋转驱动伞齿轮,通过齿轮副驱动调径锥齿轮转动,从而推动伸缩杆沿着调径锥齿轮径向方向作等速移动,使星齿刀片向外伸展,圆盘直径增大,在限深轮位置固定时,圆盘入土深度增加,确保土壤能够提供足够支撑力,以保证切茬圆盘能够有效地将秸秆切断,实现秸秆残茬高效切割。

在星齿刀片伸展过程中,相邻两星齿刀片重叠部分逐渐分开,原来两星齿刀片重叠的刃口始终处于平行状态,刃口间距离*l*逐渐增大,两星齿刀片重叠部分最外缘刃口所形成的夹角 α_1 固定,此时伸展的圆盘仍然呈星形,入土深度可增加,保证了秸秆切割效率。同样,在伸缩杆一起向中心靠拢时,星齿刀

片收缩,圆盘直径减小。

2 变径切茬圆盘设计

星形轮式圆盘调节后仍能保持星形轮外形,与其他类型切茬圆盘相比,星形轮式切茬圆盘对土壤扰动小,残茬切割率高^[6]。通过对星齿刀片结构及布局分析,设计出变径星形轮式切茬圆盘;通过对变径机构结构及受力分析,设计出可调节圆盘直径的变径调节机构。

2.1 星齿刀片设计

2.1.1 刀组布局

图 2 为星形圆盘刀布局示意图,圆盘直径是秸秆切割效率的保证,在入土深度固定时,圆盘直径越大,切割效率越高^[26],KUSHWAHA 等^[27]研究表明当圆盘直径为 460 mm 时,秸秆切割效率最高,确定圆盘刀初始半径 R_1 为 230 mm。伸缩杆行程为 l_1 ,则圆盘刀最大半径 $R_2 = R_1 + l_1$,以满足日常免耕播种时秸秆切割要求。

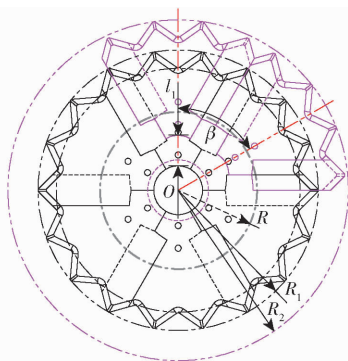


图 2 圆盘刀片排布图

Fig. 2 Disc blade arrangement

星齿刀片固定在伸缩杆上,星齿刀片数量与伸缩杆数量一致,伸缩杆伸缩改变圆盘直径,伸缩杆数量越多,伸缩杆运动越复杂,所需外腔尺寸及强度越大,同时在安装时也会占用较多的机具空间,综合考虑,设计伸缩杆为 6 个,外腔半径 R 为 120 mm,此时有 6 个星齿刀片均匀分布于外腔顶部。星齿刀片在伸展和收缩过程中,每片刀片均沿径向运动,两星齿刀片间的中心角 β 在刀片沿径向运动过程中固定,此时,中心角 β 为

$$\beta = \frac{360^\circ}{Z} \quad (1)$$

式中 Z ——星齿刀片数量

2.1.2 星齿刀片结构

为方便星齿刀片伸展与收缩,在伸展和收缩时,两刀片间存在错位重叠部分,即星齿刀片右半部分 ABCDEFG (图 3a) 与另一片左半部分 A'B'C'D'E'F'G' 在圆盘收缩至直径最小时完全重叠。圆盘直径越

大,所需厚度越厚^[15],为保证刀片强度,星齿刀片厚度设计为 7 mm,重叠部分厚度设计为 3.4 mm。由于星齿刀片有 6 片,此时星齿刀片圆心角 δ_1 为 60° 。土壤硬度在深度 100 ~ 150 mm 时硬度较低^[28],若圆盘直径最小时入土深度为 100 mm,圆盘达到 150 mm 时才能达到较好的切割效果,确定伸缩杆行程 l_1 为 50 mm,即星齿刀片可向外伸展 50 mm,星齿刀片圆心点 O 在圆盘刀伸展至最大时所处圆半径为 50 mm,此时圆盘刀最大半径 R_2 为 280 mm。为保证星齿刀片错位重叠部分有较好的啮合度,刀片侧边 AB 和 $D'E'$ 分别位于半径为 r_1 的圆 O'_1 半径方向上,且两边夹角 δ_2 为 60° ; $\widehat{D'C'}$ 和 CB 是半径为 r_1 的圆 O'_1 的部分圆弧; $\widehat{B'C'}$ 和 DC 分别是半径为 r_3 的圆 O'_3 和半径为 r_2 的圆 O'_2 的部分圆弧, $A'B'$ 和 ED 分别位于半径为 r_3 的圆 O'_3 和半径为 r_2 的圆 O'_2 的半径方向上;圆 O'_1 、 O'_2 和 O'_3 的圆心位于半径为 D 的圆上,圆心点 O'_2 、 O 、 O'_1 和 O'_3 所形成的角 δ_3 、 δ_4 均为 60° 。 r_1 与外腔外径 R 有关,在圆盘达到最大直径时,为保证秸秆及土壤不会进入刀片与外腔之间的缝隙, r_1 需小于 120 mm,取 $r_1 = 119$ mm。同时,取 $r_1 = r_2 = r_3 = 119$ mm。

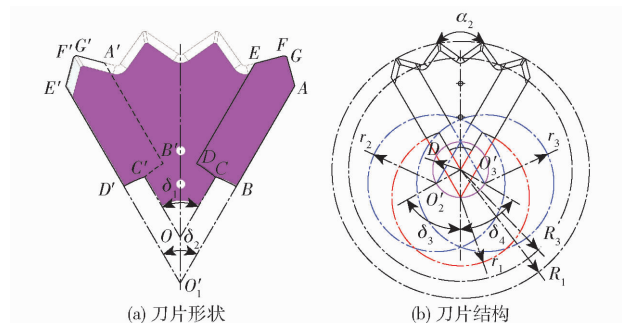


图 3 星齿刀片设计

Fig. 3 Star-toothed blade design

星齿刀片齿数与刀片数量相关,星齿齿数应为刀片数量的倍数,为方便星齿刀片伸缩,应在圆盘直径最小时选择齿数,星齿齿数设定为 18 齿。星齿在与土壤和秸秆接触过程中易出现磨损或断裂,星齿齿高不宜过大,结合秸秆平均直径为 (16.14 ± 4.05) mm^[29],将星齿齿根圆半径 R_3 设为 200 mm。为了便于圆盘开刃,将星齿齿间刃 V 形夹角设置为 α_2 。此时若圆盘伸展,刀片边缘 $E'F'$ 与之错位重叠的另一刀片边缘 GA 形成 V 形角 α_1 。

2.1.3 星齿刀切割秸秆分析

星形圆盘在切割秸秆时,土壤对秸秆的支持力为 F_n ,土壤对秸秆的摩擦力为 F_{f2} ,刀片对秸秆法向作用力为 F_r ,刀片对秸秆切向作用力为 F_t ,地表水平面与法向作用力夹角为 τ ,秸秆受力状态如图 4

所示。

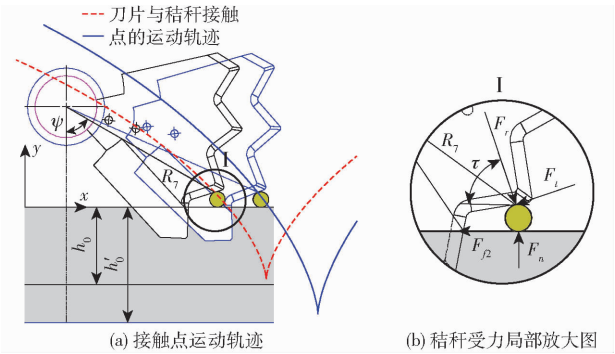


图 4 秸秆受力分析图

Fig. 4 Force analysis of straw

由受力平衡条件可得

$$F_n = F_r \sin \tau + F_t \cos \tau \tag{2}$$

若秸秆在地表不发生移动,应满足

$$F_{f2} \geq F_r \cos \tau - F_t \sin \tau \tag{3}$$

其中

$$F_{f2} = \mu_2 F_n \quad F_t = \mu_1 F_r$$

式中 μ_1 ——刀片与秸秆动摩擦因数

μ_2 ——土壤与秸秆动摩擦因数

整理式(2)和式(3)可得

$$\tan \tau \geq \frac{1 - \mu_1 \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \tag{4}$$

夹角 τ 应满足式(4),刀片与秸秆动摩擦因数 μ_1 取 0.12,土壤与秸秆动摩擦因数 μ_2 取 0.18,夹角 τ 应大于 72.95° 。结合图 5,夹角 τ 越大,刀片对秸秆的作用力 F_r 在竖直方向上的分力就越大,越利于刀片切割秸秆。但当夹角 τ 大于 90° 时,刀片齿尖先与土壤接触,刀片刃口需要向内凹陷,不符合星齿设计,也无法满足秸秆切割要求,因此夹角 τ 应满足 $72.95^\circ \leq \tau < 90^\circ$ 。

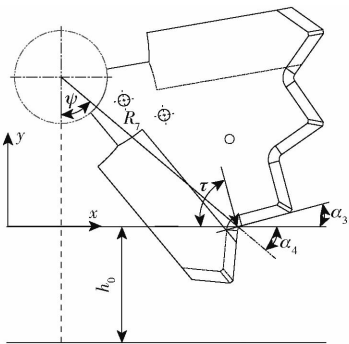


图 5 星齿刀片入土示意图

Fig. 5 Schematic of star-toothed blades into soil

在星齿刃接触土壤过程中,随着入土深度增加, τ 不断增大,刃口对秸秆的作用力 F_r 在竖直方向上的分力也不断增大。若秸秆无法被切断,可以伸展刀片,刀片伸展后,圆盘刀旋转中心到刃口与秸秆的接触点距离 R_7 增加,在 τ 不断增大的同时,刀片入土深度也从原本的 h_0 变为 h'_0 ,保证秸秆能够顺利

切断。

在作业过程中,刀片星齿齿根刃口首先与土壤接触,随着刀片旋转,圆盘刀旋转中心到刃口与秸秆的接触点距离 R_7 随着机具前进也在不断增加,结合图 5 可得

$$\cos \psi = \frac{R_1 - h_0}{R_7} \tag{5}$$

$$\alpha_2 = 2(\alpha_3 + \alpha_4) \tag{6}$$

其中

$$\alpha_3 = 90^\circ - \tau$$

$$\alpha_4 = 90^\circ - \psi$$

式中 α_3 ——星齿齿根的刃口与地表水平面的夹角, $(^\circ)$

α_4 ——刃口与秸秆接触点半径方向与地表水平面夹角, $(^\circ)$

ψ ——刃口与秸秆接触点半径方向与竖直方向夹角, $(^\circ)$

由于圆盘半径 R_1 为 230 mm,星齿齿根圆半径 R_2 为 200 mm,则 R_7 为 200 ~ 230 mm, ψ 为 $49.6^\circ \sim 55.6^\circ$ 。结合夹角 τ ,可得 $\alpha_4 + \alpha_3$ 为 $34.4^\circ \sim 57.6^\circ$,为了便于刀片加工, α_2 取 110° 。刀片实物如图 6 所示,为保证刀片硬度,材料选用 65Mn 钢。



图 6 星齿刀片实物图

Fig. 6 Object diagram of star-toothed blade

2.2 变径机构设计与分析

在圆盘直径调节过程中,变径机构结构参数影响圆盘直径调节效果,为确定变径机构相关结构参数,阐明结构调节原理,对圆盘变径机构及其受力情况进行分析。

2.2.1 变径原理

变径机构是调节圆盘直径的关键部件。驱动伞齿轮与调径锥齿轮背面的锥形齿啮合形成齿轮传动系统,驱动伞齿轮可带动调径锥齿轮转动。调径锥齿轮正面设计有基于阿基米德螺旋线原理的端面螺旋纹,而伸缩杆底部则配备了与端面螺旋纹相匹配的齿。端面螺旋纹将齿轮转动转换为伸缩杆横向移动,伸缩杆移动带动刀片伸展与收缩,从而实现圆盘直径调节。

2.2.2 驱动伞齿轮受力

图 7 为驱动伞齿轮受力简图。若驱动伞齿轮匀

速转动,驱动力矩为 M_n ,此时,驱动伞齿轮受到的摩擦力矩为 M_f ,调径锥齿轮与驱动伞齿轮啮合时驱动伞齿轮受调径锥齿轮力的作用,其正压力在伞齿端面投影为 T ,驱动伞齿轮大端齿顶圆半径为 R_6 ,齿宽中点处分度圆半径为 r_6 , r_6 约为 R_6 的 $3/4$,驱动伞齿轮齿形压力角为 θ 。驱动伞齿轮沿轴线达到力矩平衡,即

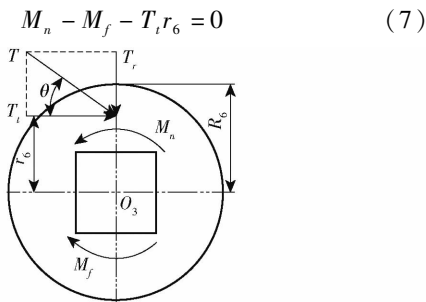


图 7 驱动伞齿轮受力简图
Fig. 7 Force on drive bevel gear

由于调径锥齿轮与驱动伞齿轮啮合时两构件的接触面不是平面,引入当量摩擦因数 f_v 以简化计算,可得

$$M_f = f_v T_r R_6 \tag{8}$$

其中

$$f_v = \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}} \tag{9}$$

式中 f ——齿轮接触面间摩擦因数

由图 7 可知,正压力切向分力 $T_t = T \cos \theta$,径向分力 $T_r = T \sin \theta$,驱动调径锥齿轮的转动的力是由 T 的切向分力 T_t 产生,因此有

$$T_t = \frac{M_n}{R_6 \left(\frac{f}{\sqrt{1 + f^2}} \tan \theta + \frac{3}{4} \right)} \tag{10}$$

由式(10)可知,在齿轮传动过程中驱动调径锥齿轮旋转切向力 T_t 与驱动伞齿轮驱动力矩 M_n 成正比,与驱动伞齿轮大端齿顶圆半径 R_6 成反比,取 R_6 为 16 mm。摩擦因数为定值,压力角 θ 增大,驱动力 T_t 减小。

2.2.3 调径锥齿轮设计

阿基米德螺旋线具有等速性^[30],调径锥齿轮正面的端面螺纹采用阿基米德螺旋线,其螺纹牙型为矩形,牙厚为 5 mm,高为 7 mm。螺纹上动点 M 绕点 O_1 作等角速度旋转一周,同时动点 M 沿直线 O_1M 作等速直线移动,其在直线 O_1M 上移动距离即为阿基米德螺旋线导程 S ,为了确保伸缩杆能够稳定伸缩,导程不宜过大,因此选择螺旋线导程为 10 mm。以点 O_1 为圆点,以射线 O_1M 初始位置为 x 轴,建立如图 8 所示的笛卡尔坐标 xO_1y ,设 $M_0(p_0, 0)$ 为动点 M 运动初始位置,动点 M 在直线 O_1M

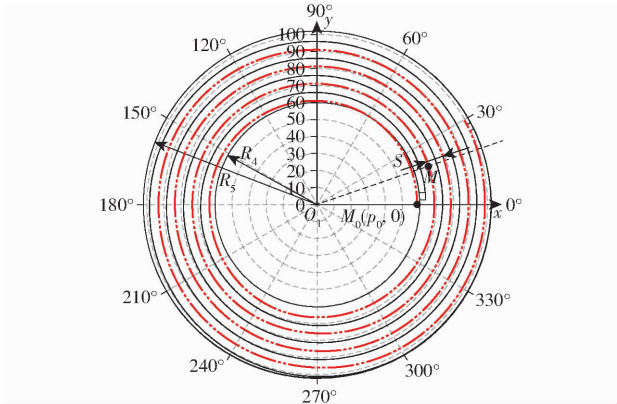


图 8 调径锥齿轮上部端面螺纹
Fig. 8 End face thread of upper part of adjustable diameter bevel gear

上匀速运动,直线绕点 O_1 匀速转动。此时螺旋线参数方程为

$$\begin{cases} x_t = (p_0 + St) \cos(2\pi t) \\ y_t = (p_0 + St) \sin(2\pi t) \end{cases} \tag{11}$$

式中 p_0 ——点 M 在 x 轴初始坐标
 t ——螺旋线圈数

调径锥齿轮与腔体配合,齿轮内圆半径 R_4 取 59 mm,外圆半径 R_5 取 102 mm,为保证矩形螺纹牙在起点和终点厚度,取动点 M 初始位置 p_0 为 58.5 mm,螺旋线圈数 t 为 0 ~ 4.083。

调径锥齿轮上部端面螺纹与伸缩杆配合,下部与驱动伞齿轮配合,其受力情况如图 9 所示(由于伸缩杆对称分布,仅对单个伸缩杆的受力进行分析)。调径锥齿轮受 T 的反作用力 T' 的作用,以及由 T'_a 产生的调径锥齿轮上端面摩擦阻力 fT'_a 和由 T'_i 产生的调径锥齿轮内孔摩擦阻力矩 ρF_v 的作用,端面螺纹则受到伸缩杆底部齿弧面的法向反力 P 和摩擦力 F_p 的作用,忽略驱动伞齿轮轮齿轴向分力对调径锥齿轮的作用。可得调径锥齿轮平衡方程为

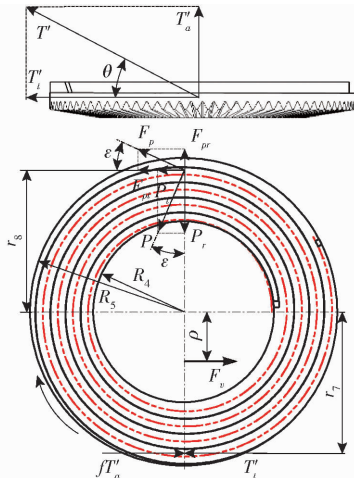


图 9 调径锥齿轮受力图
Fig. 9 Force on adjustable diameter bevel gear

$$\begin{cases} T'_t - F_v - fT'_a = 0 \\ T'_t r_7 - 6P_t r_8 - 6F_{pt} r_8 - fT'_a r_7 - \rho F_v = 0 \end{cases} \quad (12)$$

其中 $\rho = f_v R_4 = fR_4 / \sqrt{1 + f^2}$ (13)

式中 T'_a ——反作用力产生轴向力,N
 T'_t ——反作用力产生径向力,N
 r_7 ——端面螺纹轮齿齿宽中点处分度圆半径,mm
 r_8 ——调径锥齿轮上表面端面螺纹与伸缩杆牙弧接触半径,mm
 F_v ——调径锥齿轮内孔摩擦阻力,mm
 P_t ——法向反力 P 在调径锥齿轮切向分量,N
 F_{pt} ——摩擦力 F_p 在调径锥齿轮切向分量,N
 ρ ——摩擦圆半径,mm

取端面螺纹轮齿齿宽中点处分度圆半径 r_7 为

$$r_7 \approx R_4 + \frac{2}{3}(R_5 - R_4) = \frac{1}{3}(2R_5 + R_4) \quad (14)$$

调径锥齿轮与伸缩杆配合时,假设调径锥齿轮上表面端面螺纹与伸缩杆牙弧接触半径 r_8 为

$$r_8 = R_4 + \frac{1}{2}(R_5 - R_4) = \frac{1}{2}(R_5 + R_4) \quad (15)$$

由图 9 可知, $P_t = P \sin \varepsilon$, $F_{pt} = F_p \cos \varepsilon = fP \cos \varepsilon$,其中 ε 为端面螺纹螺旋升角。结合式(13)~(15)得

$$P = \frac{1}{9} \frac{T'_t \left(2R_5 + R_4 - \frac{3fR_4}{\sqrt{1+f^2}} \right) (1 - f \tan \theta)}{(R_5 + R_4) (\sin \varepsilon + f \cos \varepsilon)} \quad (16)$$

伸缩杆对调径锥齿轮的径向力为 P_r ,由图 9 可知 $P_r = P \cos \varepsilon$,由作用力与反作用力定律可知, $T'_t = T_i$,代入式(16)得

$$P_r = \frac{1}{9} \frac{T_i \left(2R_5 + R_4 - \frac{3fR_4}{\sqrt{1+f^2}} \right) (1 - f \tan \theta)}{(R_5 + R_4) (\tan \varepsilon + f)} \quad (17)$$

2.2.4 伸缩杆设计

圆盘刀在伸缩过程中,各刀片在径向运动的距离相同,伸缩杆安装顺序及各参数配合是刀片顺利伸缩的重要保证。伸缩杆为工字形结构,如图 10c 所示。对伸缩杆进行编号,并按图 10a 所示的顺序安装,伸缩杆安装顺序与靠近伸缩杆头部的第 1 个齿的中心到圆心 O_2 距离 D_i 有关,不同伸缩杆靠近头部的第 1 个齿的中心到圆心 O_2 的距离不同,满足关系

$$D_{i+1} = D_i + \frac{S}{6} \quad (18)$$

式中 D_i ——靠近伸缩杆 K_i 头部第 1 个齿的中心到圆心 O_2 距离
 i ——伸缩杆编号

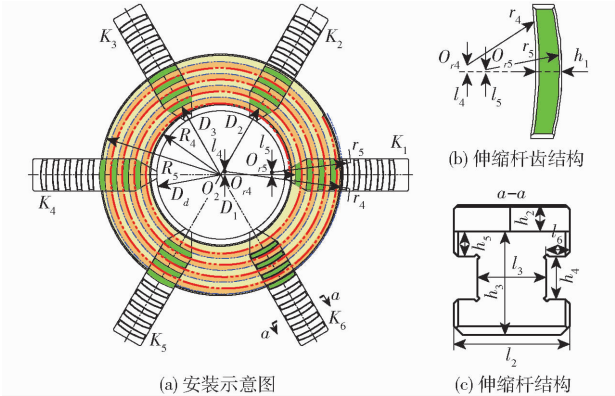


图 10 伸缩杆安装示意图
Fig. 10 Schematics of telescopic pole installation

各伸缩杆底部齿的两齿间中心距离为 S ,齿的结构如图 10b 所示,为保证齿能在调径锥齿轮上的端面螺纹中顺利滑动,齿的内半径 r_4 应大于 R_5 ,取 r_4 为 104 mm,其圆心与伸缩杆中心线的距离为 l_4 ,齿外半径 r_5 应小于 R_4 ,取 r_5 为 57 mm,其圆心与伸缩杆中心线距离为 l_5 , l_4 和 l_5 应根据齿加工加工工艺确定, l_4 和 l_5 分别取 1.5 mm 和 0.5 mm;中心处齿厚 h_1 为 4.8 mm。此时,伸缩杆底部齿与调径锥齿轮上的端面螺纹配合能够保证刀片同步伸缩。

伸缩杆受力如图 11 所示。伸缩杆与刀片固定连接,假设土壤给刀片的作用力为 F ,则伸缩杆也受到相同大小的力 F 作用。如果对刀片进行调整,调径锥齿轮端面螺纹给伸缩杆的驱动力为 P'_r ,伸缩杆工字型导轨上、下点 J 和点 K 与外腔腔体接触,受到接触点正压力 N_J 、 N_K 和摩擦力 fN_J 、 fN_K 的作用。根据力和力矩平衡原理,可得

$$\begin{cases} P'_r - F - fN_J - fN_K = 0 \\ N_J - N_K = 0 \\ P'_r h_7 + F h_6 - N_K l_7 - fN_J h_4 = 0 \end{cases} \quad (19)$$

式中 h_6 ——点 J 到伸缩杆上表面距离,mm
 h_7 ——点 K 到伸缩杆底部齿齿高中心距离,mm

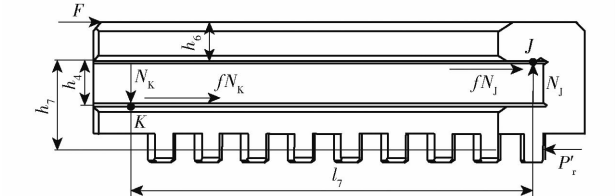


图 11 伸缩杆受力图
Fig. 11 Force diagram of telescopic rod

求解方程组(19)可得

$$F = P'_r \frac{l_7 + fh_4 - 2fh_7}{l_7 + fh_4 + 2fh_6} \quad (20)$$

由式(20)可知,作用力 F 受伸缩杆结构的影响较大。为使伸缩杆更好地与端面螺纹配合,将伸缩

杆底部齿高度 h_2 设计为 6.2 mm; 为了保证强度, 伸缩杆宽度 l_2 设计为 27 mm, 高度 h_3 设计为 25 mm; 工字形结构中部宽度 l_3 设计为 16 mm, 高度 h_4 为 10 mm, 翼缘厚度 h_5 为 5.8 mm, 翼缘宽度 l_6 为 5.5 mm。伸缩杆总长度为 106 mm, 安装后各伸缩杆头部位于同一个圆 O_2 上, 圆 O_2 半径 R_d 随伸缩杆伸缩变化, 圆最小时半径 R_d 为 6 mm, 该半径为 6 ~ 56 mm, 满足圆盘刀片伸缩需求。

综合式(10)、(17)、(20), 对于输入的扭矩为 M_n 时, 可得伸缩杆作用力 F 为

$$F = \frac{1}{9} \frac{M_n}{R_6 \left(\frac{f}{\sqrt{1+f^2}} \tan \theta + \frac{3}{4} \right)} \cdot \frac{\left(2R_5 + R_4 - \frac{3fR_4}{\sqrt{1+f^2}} \right) (1 - f \tan \theta)}{(R_5 + R_4) (\tan \varepsilon + f)} \cdot \frac{l_7 + fh_4 - 2fh_7}{l_7 + fh_4 + 2fh_6} \quad (21)$$

由式(21)可知, 在直径调整过程中, 刀片作用力 F 与驱动力矩、结构参数和摩擦因数等有关。在驱动伞齿轮大端半径 R_5 , 压力角 θ , 调径锥齿轮内、外半径 R_4 、 R_5 等结构参数一定时, 驱动力矩 M_n 和摩擦因数 f 对作用力 F 的影响较大。

2.2.5 变径机构驱动力矩

调径锥齿轮端面螺纹与伸缩杆下方的齿所构成的螺纹副应具有自锁能力, 确保切茬圆盘在切割土壤和秸秆过程中尺寸保持不变。此时, 端面螺纹副受力情况如图 12 所示。以其中 1 个伸缩杆为研究对象, 假设星齿刀片对伸缩杆的作用力 F' 集中于啮合点, F_s 为作用于啮合点的水平推力, 啮合点切线倾斜度称为螺旋升角。螺纹副相对运动近似于滑块在斜面上运动, 如图 12b 所示。斜面倾角 ε 为螺旋升角, F_N 为螺纹斜面法向反力, F_f 为端面齿轮与伸缩杆底部齿之间的摩擦力, Φ 为摩擦角, F_R 为法向反力 F_N 与摩擦力 F_f 的合力。

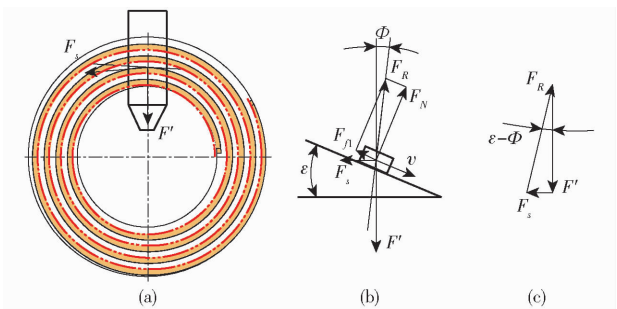


图 12 端面矩形螺纹受力图

Fig. 12 Force diagrams for end face rectangular thread

假如伸缩杆在径向力 F' 作用下收缩, 相当于滑

块沿斜面等速下降, 此时, 作用力 F' 驱动伸缩杆径向移动, 由于摩擦力 F_f 与伸缩杆运动方向相反, 因此总反力 F_R 与径向力 F' 夹角为 $\varepsilon - \Phi$ 。由力学平衡条件, F_R 、 F' 和 F_s 组成力平衡多边形, 如图 12c 所示, 此时满足

$$\begin{cases} F_R + F' = F_s \\ F_s = F' \tan(\varepsilon - \Phi) \end{cases} \quad (22)$$

由式(22)可知, 若 $\varepsilon < \Phi$, F_s 为负值, 表明为使滑块沿斜面下滑必须增加一个反方向水平力, 若没有反方向的力, 无论径向力 F' 多大, 滑块都不会在 F' 作用下自行下滑, 伸缩杆处于自锁状态, 刀片保持固定形状。而这一反方向的力可由驱动伞齿轮传递给端面齿轮, 再由端面齿轮提供。

螺旋升角满足 $\varepsilon = \arctan(S/(\pi R_0))$, 取 10 mm, R_0 为螺纹中径, 取 118 ~ 204 mm; 摩擦角满足 $\Phi = \arctan f$, 金属间摩擦因数为 0.07 ~ 0.15。即满足 $S/R_0 < \pi f$, 其中, S/R_0 最大值为 0.084, πf 最小值为 0.2198, 满足要求, 此时 $\varepsilon < \Phi$, 说明刀片在切割土壤过程中, 圆盘能保持形状, 不会因土壤作用力过大而发生变化。

若将圆盘直径调小, 伸缩杆向中心移动, 此时使端面齿轮转动力矩 M_p 为

$$M_p = \frac{R_0}{2} F_s \quad (23)$$

整理得

$$M_p = \frac{R_0}{2} F' \tan(\varepsilon - \Phi) \quad (24)$$

为确定使端面齿轮转动的力矩, 利用扭矩扳手对驱动伞齿轮扭矩进行测量, 如图 13 所示。在刀片未安装情况下, 测得驱动伸缩杆运动最大扭矩为 2.879 N·m, 代入式(21), 并结合表 1 所示圆盘具体参数, 可得作用力 F 为 185.57 N。 $F = F'$, 结合式(24)可知, 此时端面齿轮转动力矩为 1.4 N·m。因此, 在刀片未受力时, 端面齿轮产生扭矩 1.4 N·m 即可带动伸缩杆收缩。



图 13 驱动伞齿轮扭矩测量

Fig. 13 Torque measurement of drive bevel gear

表 1 变径机构参数

Tab.1 Parameters of variable diameter mechanism						
参数	f	$\varepsilon/(\text{^\circ})$	$\theta/(\text{^\circ})$	h_6/mm	h_7/mm	l_7/mm
数值	0.15	1.14	20	9.2	18.9	83

3 土槽试验

3.1 试验条件与设备

试验于 2024 年 3 月 5—8 日在中国农业大学工学院进行,试验土壤类型为壤土,为保证土槽土壤物理状况与田间情况一致,对土槽内土壤进行旋耕、刮

平、镇压等操作^[31],控制土壤 100 mm 处土层紧实度为(450±50) kPa,然后将 20 根玉米秸秆间隔 40 cm 顺序铺设于试验区土壤上表面。玉米秸秆选择无病害植株,去除顶部较细的部分以及植株上的叶子,选择粗细均匀的中部,长度约为 40 cm,秸秆平均含水率为 7.03%。试验所用主要设备有:土槽台车测试系统、卷尺、可变径切茬圆盘刀、平面圆盘刀(460 mm)、缺口圆盘刀(460 mm)和波纹圆盘刀(460 mm)、SC-900 型土壤紧实度仪等。试验现场如图 14 所示。

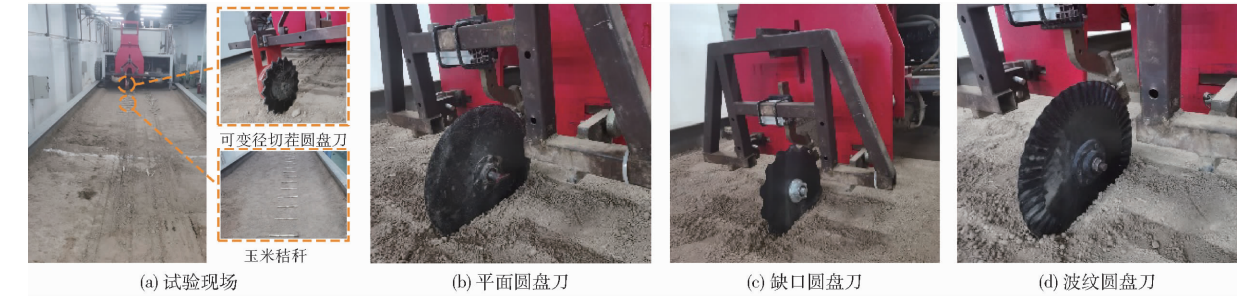


图 14 土槽试验
Fig.14 Soil bin tests

在试验过程中,利用土槽试验车控制台控制机组前进速度以及装置入土深度。为保证各试验具有相同条件,在每次试验结束后将土壤表面秸秆清理干净,同时对土壤进行刮平、镇压等处理,之后重新铺上相同数量新秸秆。试验过程中,试验区长度设为 15 m,试验区前部预留长度为 5 m,以供试验车加速,保证试验车能达到设定速度。

3.2 试验指标

可变径切茬圆盘由于直径调节机构的存在,本身具有一定质量,在装置作业过程中,比传统被动式切茬圆盘所需下压力更小,但所需的牵引力与圆盘在切割秸秆和入土过程中的受力以及圆盘自身的结构有关,因此试验以玉米秸秆切断率以及装置前进过程中所需的牵引力为试验指标。

3.2.1 切断率

秸秆切断率是圆盘式切茬刀性能的重要指标之一^[5]。将秸秆均匀铺在装置的作业区,在机组前进速度为 4 km/h,在与传统圆盘的对比试验中入土深度分别为 50 mm 和 100 mm 条件下,机组匀速通过铺设秸秆带;在自身性能试验过程中,保持圆盘轴心与地面位置不变,分别将变径切茬圆盘直径调整至 500 mm 和 560 mm,机组匀速通过铺设秸秆带。作业后秸秆断开为两部分即可视为被切断,其余视为未被切断。统计被切断的秸秆总数并计算秸秆的切断率,试验重复进行 3 次,并取其平均值,切断率计算式为

$$\eta = \frac{Q_d}{Q_t} \times 100\% \tag{25}$$

式中 η ——秸秆切断率,%
 Q_d ——被切断秸秆数
 Q_t ——总秸秆数

3.2.2 牵引力

牵引力由现场试验车数据采集系统采集。试验车与装置一起移动时,力信号通过力传感器记录并保存到便携式计算机中,转换为 Excel 表格后进行处理,每次测试结果均使用耕作过程中 8 m 作业区域过程中牵引力平均值。

3.3 试验结果与分析

试验结果如图 15 所示。由图 15 可得,在土槽试验时,设计的可变径切茬圆盘当直径为 460 mm、入土深度为 10 cm 时,切断率为 75.16%,优于缺口圆盘刀 74.92%、平面圆盘 73.35% 和波纹圆盘刀 41.36%,分别高 0.32%、2.46%、81.74%;平均牵引力为 355.27 N,低于缺口圆盘 408.56 N 和波纹圆盘 422.92 N,低约 13.04% 和 16%,但高于平面圆盘 284.63 N,高约 24.82%。当入土深度为 5 cm 时,由于星齿存在,秸秆容易在圆盘入土过程卡在两个星齿中间,不能被完全切断,此时秸秆切断率较低,为 43.38%,低于平面圆盘 58.35%,但高于缺口圆盘 40.42% 和波纹圆盘 27.14%。此时牵引力为 154.52 N,高于平面圆盘 148.36 N,但低于缺口圆盘 158.89 N 和波纹圆盘 174.41 N。通过土槽试验可以看出,当入土深度较浅时,变径圆盘作业性能略低

于平面圆盘,随着入土深度增加,变径圆盘性能较其他类型的圆盘有一定提升。

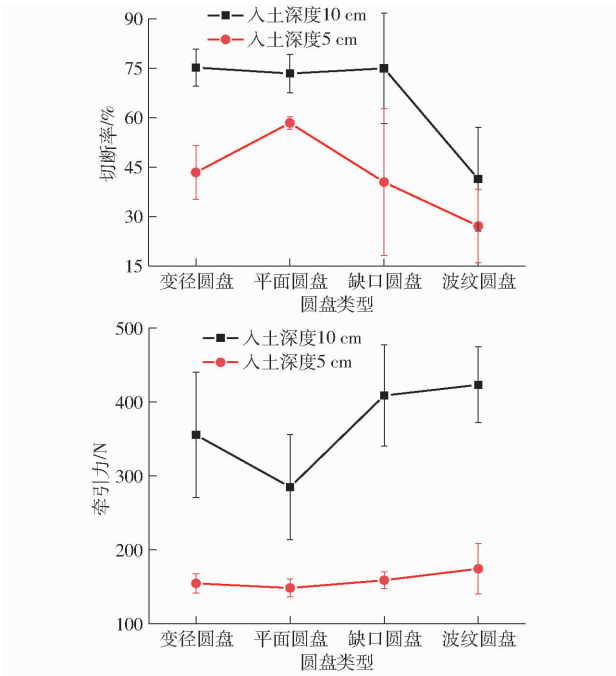


图 15 试验结果

Fig. 15 Results of test

如图 16 可知,保持圆盘轴心与地面位置不变,随着变径圆盘直径增加,秸秆切断率得到提升,在圆盘直径达到最大时,秸秆切断率达到 93.25%,但所需的牵引力由 355.27 N,提高至 575.18 N。随着圆盘直径增大和刀片入土深度增加,秸秆切断率得到提升,同时,土壤对圆盘阻力也随之增大,牵引力增加。

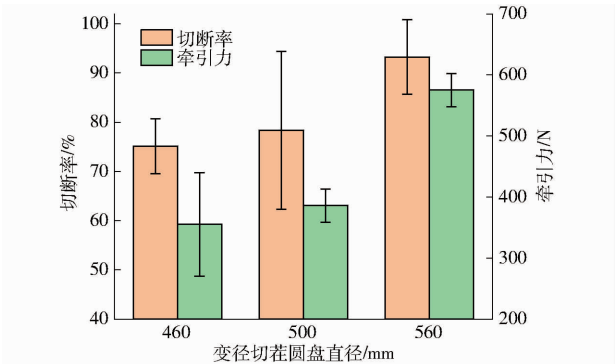


图 16 变径切茬圆盘性能试验结果

Fig. 16 Results of performance tests on variable diameter stubble cutting disc

4 验证试验

4.1 试验条件

为验证可变径切茬圆盘刀在免耕作业时的工作性能,于 2024 年 3 月在河南省洛阳市瀍河回族区白马寺镇进行田间试验,试验田土壤类型为棕壤土,地表 2.5 cm 处土壤紧实度 456 kPa,5 cm 为

912 kPa,10 cm 为 817 kPa,0 ~ 10 cm 处土层土壤含水率为 15.3%。试验时天气晴朗,平均气温为 10℃。试验时前茬作物为玉米,地表有秸秆残茬,受限农时,地表作物残茬已分解腐化,为更好地计算秸秆切断率,取 20 根长度为 40 cm 左右的玉米秸秆均匀铺在播种带上,玉米秸秆含水率为 8.36%。机具配套动力为新东方红-50 型拖拉机,如图 17 所示。试验时分别调节切茬圆盘刀直径 460、500、560 mm,并设置机具前进速度为 4 km/h,切茬刀入土深度为 50 mm。



图 17 田间试验

Fig. 17 Field experiment

4.2 试验方法

作业完成后,对作业区域进内秸秆数量进行计数,秸秆完整无明显断口且仍在播种带上判定秸秆未被切断;秸秆被切茬圆盘刀切割断且断开部分在播种带一侧判定为秸秆被切断。按式(25)计算切断率。

4.3 试验结果

每组试验进行 3 次,结果取平均值。试验结果表明,可变径切茬圆盘装置在作业行程中能连续正常作业,当变径切茬圆盘直径为 460 mm 时,平均切断率为 95%;当直径为 500 mm 时,平均切断率为 96.67%;当直径为 560 mm 时,平均切断率为 98.33%。可变径切茬圆盘装置作业性能良好,能保证有较高的秸秆切断率。

5 结论

(1) 针对黄淮海地区免耕播种作业存在秸秆覆盖量大的问题,设计了一种可调节直径的切茬圆盘装置,该切茬刀具有较强的适应性,可根据地表秸秆量和不同土壤特性调整圆盘直径。

(2) 通过理论分析确定了星齿刀片排布规律及其结构参数;结合力学模型,确定了变径机构结构参数及圆盘调节直径过程所需的扭矩。

(3) 土槽试验结果表明,当直径为 460 mm、入土深度为 10 cm 时,所设计的可变径切茬圆盘相对于平面圆盘切断率增加 2.46%,牵引力增加 24.82%;相对于缺口圆盘切断率增加 0.32%,牵引力降低 13.04%;相对于波纹圆盘切断率增加 81.74%,牵引力降低 16%。当入土深度为 5 cm 时,所设计的可

变径切断圆盘相对于平面圆盘切断率降低 25.67%,牵引力增加 4.16%;相对于缺口圆盘切断率增加 7.33%,牵引力降低 2.75%;相对于波纹圆盘切断率增加 59.81%,牵引力降低 11.4%。当直径为 500、560 mm 时,秸秆切断率由直径在 460 mm 的 75.16% 增加到 78.33% 和 93.25%,牵引力由 355.27 N 增加到 385.8 N 和 575.18 N,圆盘直径增

加,切茬性能增强,但是牵引力也随之增加。
(4)田间试验结果表明,当机具前进速度为 4 km/h、可变径切茬圆盘直径为 460 mm 时,玉米秸秆平均切断率为 95%;当直径为 500 mm 时,玉米秸秆平均切断率为 96.67%;当直径为 560 mm 时,玉米秸秆平均切断率为 98.33%。装置切割玉米秸秆残茬性能良好,能保证有较高的秸秆切断率。

参 考 文 献

[1] 何进,李洪文,陈海涛,等. 保护性耕作技术与机具研究进展[J]. 农业机械学报, 2018, 49(4): 1-19.
HE Jin, LI Hongwen, CHEN Haitao, et al. Research progress of conservation tillage technology and machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(4): 1-19. (in Chinese)

[2] ZENG Z, CHEN Y. Performance evaluation of fluted coulters and rippled discs for vertical tillage[J]. Soil and Tillage Research, 2018, 183: 93-99.

[3] FIAZ A, DING W, DING Q, et al. Forces and straw cutting performance of double disc furrow opener in no-till paddy soil[J]. PLOS ONE, 2015, 10(3): e0119648.

[4] MALASLI M Z, CELIK A. Disc angle and tilt angle effects on forces acting on a single-disc type no-till seeder opener[J]. Soil and Tillage Research, 2019, 194: 104304.

[5] ZENG Z, THOMS D, CHEN Y, et al. Comparison of soil and corn residue cutting performance of different discs used for vertical tillage[J]. Scientific Reports, 2021, 11(1): 2537.

[6] KUMAR N, SAWANT C P, SHARMA R K, et al. Combined effect of disc coulters and operational speeds on soil disturbance and crop residue cutting under no-tillage system in soil bin[J]. Journal of Scientific & Industrial Research, 2021, 80(9): 739-749.

[7] WANG Q, ZHU L, LI M, et al. Conservation agriculture using coulters: effects of crop residue on working performance[J]. Sustainability, 2018, 10(11): 4099.

[8] XU G, XIE Y, PENG S, et al. Performance evaluation of vertical discs and disc coulters for conservation tillage in an intensive rice-wheat rotation system[J]. Agronomy, 2023, 13(5): 1336.

[9] 林静,吕洲翼,李宏哲,等. 垄作免耕播种机被动式防缠绕破茬清垄装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(6): 19-27,37.
LIN Jing, LÜ Zhouyi, LI Hongzhe, et al. Design and experiment of passive anti-winding stubble breaking and ridge cleaning device for no-tillage planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(6): 19-27,37. (in Chinese)

[10] 赵淑红,王加一,杨超,等. 保护性耕作破茬碎土刀设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(9): 57-68.
ZHAO Shuhong, WANG Jiayi, YANG Chao, et al. Design and experiment of stubble chopper under conservation tillage[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(9): 57-68. (in Chinese)

[11] 贾洪雷,赵佳乐,姜鑫铭,等. 行间免耕播种机防堵装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(18): 16-25.
JIA Honglei, ZHAO Jiale, JIANG Xinming, et al. Design and experiment of anti-blocking mechanism for inter-row no-tillage seeder[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(18): 16-25. (in Chinese)

[12] 朱惠斌,钱诚,白丽珍,等. 正反转动力式玉米切茬防堵装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2022, 38(1): 1-11.
ZHU Huibin, QIAN Cheng, BAI Lizhen, et al. Design and experiments of active anti-blocking device with forward-reverse rotation[J]. Transactions of the CSAE, 2022, 38(1): 1-11. (in Chinese)

[13] 张仕林,黄玉祥,赵宏波,等. 切抛组合式小麦宽幅沟播破茬清秸防堵装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(5): 40-52.
ZHANG Shilin, HUANG Yuxiang, ZHAO Hongbo, et al. Design and experiment of cutting and throwing combined anti-blocking device for wide-seedbed seeding of wheat[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(5): 40-52. (in Chinese)

[14] 侯守印,纪张驰,薛东辉,等. 适配免耕播种单体的清秸装置改进设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(7): 111-122.
HOU Shouyin, JI Zhangchi, XUE Donghui, et al. Improved design and test of straw cleaning device suitable for no-tillage seeding unit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(7): 111-122. (in Chinese)

[15] 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.

[16] 张喜瑞,何进,李洪文,等. 免耕播种机驱动圆盘防堵单元体的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2009, 25(9): 117-121.
ZHANG Xirui, HE Jin, LI Hongwen, et al. Design and experiment on the driving disc of anti-blocking unit for no-tillage planter[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(9): 117-121. (in Chinese)

[17] 贾洪雷,郭明卓,郭春江,等. 免耕播种机动态仿生破茬装置设计与参数试验优化[J]. 农业机械学报, 2018, 49(10): 103-114.

JIA Honglei, GUO Mingzhuo, GUO Chunjiang, et al. Design of dynamic bionic stubble cutting device and optimization test of parameters[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2018,49(10):103–114. (in Chinese)

[18] 黄玉祥, 高鹏洋, 张庆凯, 等. 免耕播种机切茬导草组合式草土分离装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(5): 67–78.

HUANG Yuxiang, GAO Pengyang, ZHANG Qingkai, et al. Design and experiment of grass-soil separation device with combination of stubble cutting and grass guiding used for no-till planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2020,51(5):67–78. (in Chinese)

[19] 白晓虎, 林静, 吕长义, 等. 免耕播种机圆盘破茬刀工作性能分析与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(15): 1–9.

BAI Xiaohu, LIN Jing, LÜ Changyi, et al. Analysis and experiment on working performance of disc coulter for no-tillage seeder[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(15): 1–9. (in Chinese)

[20] 朱瑞祥, 李成鑫, 程阳, 等. 被动式圆盘刀作业性能优化试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(18): 47–54.

ZHU Ruixiang, LI Chengxin, CHENG Yang, et al. Working performance of passive disc coulter[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(18): 47–54. (in Chinese)

[21] 王庆杰, 曹鑫鹏, 王超, 等. 东北黑土地玉米免少耕播种技术与机具研究进展[J]. 农业机械学报, 2021, 52(10): 1–15.

WANG Qingjie, CAO Xinpeng, WANG Chao, et al. Research progress of no/minimum tillage corn seeding technology and machine in Northeast Black Land of China[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(10): 1–15. (in Chinese)

[22] 林静, 李宝筏, 李宏哲. 阿基米德螺旋线型破茬开沟和切拨防堵装置的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(17): 10–19.

LIN Jing, LI Baofa, LI Hongzhe. Design and experiment of Archimedes spiral type stubble breaking ditching device and stubble breaking anti blocking device[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(17): 10–19. (in Chinese)

[23] 王加一, 赵淑红, 高连龙, 等. 玉米垄作随动自调刃口角被动圆盘式破茬刀设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(11): 59–67.

WANG Jiayi, ZHAO Shuhong, GAO Lianlong, et al. Design and experiment of passive disc cutting blade in corn ridges[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(11):59–67. (in Chinese)

[24] 齐鹏. 免耕播种机破茬防堵装置设计与试验研究[D]. 沈阳:沈阳农业大学, 2017.

QI Peng. Design and experimental research on the residues cutting and anti blocking device of no-till seeder[D]. Shenyang: Shenyang Agricultural University, 2017. (in Chinese)

[25] MURRAY J R, TULLBERG J N, BASNET B B. Planters and their components: types, attributes, functional requirements, classification and description (ACIAR Monograph No. 121)[M]. Canberra: Australian Centre for International Agricultural Research, 2006.

[26] 曹鑫鹏, 王庆杰, 李洪文, 等. 玉米免耕播种机侧置切刀与拨茬齿盘组合清茬装置研究[J]. 农业机械学报, 2021, 52(3): 36–44.

CAO Xinpeng, WANG Qingjie, LI Hongwen, et al. Combined row cleaners research with side cutter and stubble clean disk of corn no-till seeder[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(3):36–44. (in Chinese)

[27] KUSHWAHA R L, VAISHNAV A S, ZOERB G C. Soil bin evaluation of disc coulters under no-till crop residue conditions [J]. Transactions of the ASAE, 1986, 29(1): 40–44.

[28] 齐关宇, 刘林, 赵艳忠, 等. 深松铲入土深度及铲形对耕作阻力影响[J]. 农机化研究, 2015, 37(11): 161–165.

QI Guanyu, LIU Lin, ZHAO Yanzhong, et al. Effects of subsoiler’s penetrating depth and spade shape on traction resistance [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2015, 37(11): 161–165. (in Chinese)

[29] 张李娴. 玉米秸秆力学特性的离散元建模方法研究[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2017.

ZHANG Lixian. Research on the discrete element modeling method of corn stalk’s mechanical characteristics[D]. Yangling: Northwest A&F University,2017. (in Chinese)

[30] 安虎平, 张志梅, 王黎萍. 三爪卡盘机构及其夹紧力模型分析[J]. 制造技术与机床, 2020(6): 89–95.

AN Huping, ZHANG Zhimei, WANG Liping. Model analysis of three-jaw chuck mechanism and its clamping force[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2020(6): 89–95. (in Chinese)

[31] HASIMU A, CHEN Y. Soil disturbance and draft force of selected seed openers[J]. Soil and Tillage Research, 2014, 140: 48–54.