

免耕播种机新型锯齿防堵装置防堵机理的研究

廖庆喜 王世学 高焕文
(中国农业大学 工学院,北京 100083)

摘要 针对免耕播种机的堵塞问题,设计了一种免耕播种机新型锯齿防堵装置,分析了该装置的防堵机理;通过对锯齿圆盘切刀和断秆的运动学分析,建立了求解各运动参数的数学方程,确定了影响该装置抛撒性能的主要因素。理论分析和土槽试验结果表明,该锯齿防堵装置具有良好的防堵性能。

关键词 免耕播种机;锯齿圆盘切刀;防堵;机理

中图分类号 S 232.2

文章编号 1007-4333(2003)04-0014-06

文献标识码 A

Study on anti-blocking mechanism of the sawtooth anti-blocking component for no-tillage planter

Liao Qingxi, Wang Shixue, Gao Huanwen

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

Abstract To counter the blocking issue of no-tillage planter, a new sawtooth anti-blocking component was developed, and anti-blocking mechanism was investigated. The kinematics of the straw and sawtooth were analyzed, and mathematics equations of some movement parameters were set up, and main factors of effecting throwing characteristics were determined. Theory analysis and experimental results in the soil bin device showed that the sawtooth anti-blocking component has the better anti-blocking characteristics, and it could be put into practice as anti-blocking component for no-tillage planter.

Key words no-tillage planter; sawtooth blade; anti-blocking; mechanism

免耕播种机在残茬覆盖地作业时,往往因秸秆覆盖量大而发生堵塞,严重影响着免耕播种机的作业质量和生产效率。目前,从大量相关研究文献来看,防堵装置主要有被动式和主动式2种。被动式防堵装置有的采用被动圆盘刀,靠机具重力切茬,但每个圆盘加配重,机体笨重,价格昂贵,切茬性能不可靠^[1];也有的利用扫、拨和绕流^[2]等方式清除播种机单体前的秸秆层,开出无覆盖层播种条带。如中国农业大学研制的轮齿式拨草盘^[3]和曲面型分草器^[4],具有分草性能好、结构简单、成本低等优点,但秸秆覆盖量大时堵塞现象仍然存在。主动式防堵装置大多采用高速旋转的甩刀式或锤爪式切割器对秸秆进行切割粉碎,并将秸秆抛送到开沟器的后方,但该类装置结构复杂,功率消耗大,对秸秆覆

盖量大时的堵塞问题仍难以解决;也有采用驱动式圆盘刀的防堵装置,能有效地利用滑切达到良好的切断效果,但因其传动装置较多,易引起缠草堵塞^[5]。目前,关于各种防堵装置的工作原理、工作过程和切断效果已有较完善的解释,但对断秆的抛撒过程、防堵机理的研究较少。本文中试图分析主动式锯齿防堵装置抛送断秆的运动规律,揭示其防堵机理,探讨进一步改善免耕播种机防堵性能的途径。

1 锯齿防堵装置的工作原理

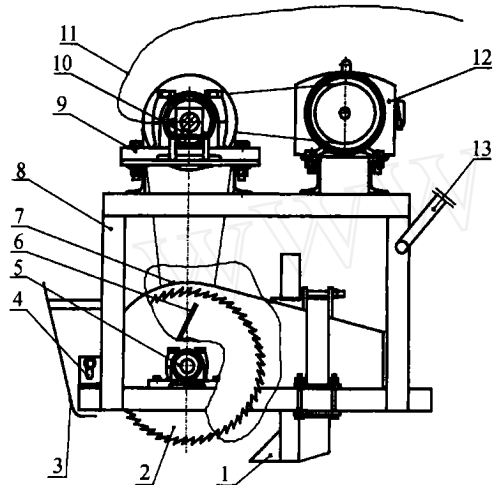
1.1 结构与特点

锯齿防堵装置主要由锯齿圆盘切刀、定刀组合、抛撒板、主轴、罩壳、机架,以及传动系统组成(图1),其中锯齿圆盘切刀、抛撒板和定刀组合是该装置

收稿日期:2002-12-12

作者简介:廖庆喜,博士生,副教授;高焕文,博士生导师,教授,主要研究方向为可持续机械化生产系统和机械装备与计算机控制

的主要部件。设计的锯齿圆盘直径为 350 mm, 60 齿; 抛撒板安装在相邻两锯齿圆盘间, 其最大回转直径为 270 mm; 定刀组合由锯齿形定刀和直刀形定刀组合而成, 锯齿形定刀与锯齿圆盘切刀配合对秸秆进行剪切, 而直刀形定刀主要起阻挡未切断秸秆落入抛撒区的作用, 同时也参与剪切。该装置安装在土槽试验台上, 工作幅宽为 600 mm。其工作特点是秸秆既可由锯齿切刀直接切碎, 也可由锯齿切刀和定刀组合作用而切碎, 兼有无支撑与有支撑 2 种切割方式, 锯齿刀端线速度低于甩刀式切割器线速度, 即具有将高速砍切变为低速锯切的特点。



1. 开沟铲组合; 2. 锯齿圆盘切刀; 3. 秸秆导向板; 4. 定刀组合; 5. 主轴; 6. 抛撒弧板; 7. 罩壳; 8. 机架; 9. 轴承座; 10. 传感器; 11. 电机; 12. 调速电机; 13. 台车悬挂臂

图 1 锯齿防堵装置结构示意图

Fig. 1 Structure of the sawtooth anti-blocking mechanism

1.2 工作原理

锯齿圆盘切刀由动力驱动作逆时针旋转, 当锯齿底部与秸秆接触时, 锯齿嵌住秸秆进行无支撑切割, 已切断的秸秆, 依靠锯齿圆盘切刀的刀齿和抛撒板的旋转作用向后抛送, 未完全切断的秸秆在刀齿作用下, 向前上方运动与定刀组合发生剪切作用, 秸秆进行有支撑切割, 从而完成秸秆的全部切断, 由锯齿切刀和抛撒板将断秆抛送到开沟器后方。如此反复, 实现秸秆的连续切割和抛送。工作时圆盘锯齿不入土, 其旋转最低点离地 15 ~ 30 mm。

2 试验设备与材料

1) 试验设备。中国农业大学自制的土槽试验台。土槽结构尺寸 20 m × 0.89 m × 0.6 m; 台车有效行程为 16 m, 前进速度为 0.12 ~ 1.2 m · s⁻¹;

A KC-205 型扭矩传感器, 量程 300 Nm, 精度 0.3%; 自制的锯齿式防堵装置; 控制柜, 计算机操作平台。

2) 试验材料。玉米秸秆, 平均自然高度 2.25 m, 平均直径 25.6 mm。

3) 试验方法。锯齿式防堵装置悬挂在土槽台车上, 由液压系统控制防堵装置的离地间隔。功耗 P 的测定方法是, 由扭矩传感器测得扭矩 M , 数据自动记录在计算机上, 按照扭矩传感器的标定及 $P = M \times n / 9549$, 计算出功率 P 的大小, 每次试验重复 3 次, 取平均值。抛撒率 $= [(m - m_0) / m] \times 100\%$, 其中, m 为待切秸秆总质量, kg, m_0 为开沟器前方堵塞的秸秆总质量, kg, n 为转速, r · min⁻¹。

秸秆模拟田间状态铺放在土槽内。

3 防堵机理分析与试验

3.1 堵塞机理分析

在我国北方旱地, 免耕播种机播种的地表有的留有 20 ~ 30 cm 小麦残茬 (一年两熟地区), 有的留有覆盖量达 11 250 ~ 18 500 kg · hm⁻² 的玉米秸秆 (一年一熟地区), 同时还存在人工收割或收割机作业后形成的秸秆集堆以及田间大量的杂草。这些残茬和杂草, 呈或粗或细、或高或矮、或直立或倾斜或倒伏等不同状态分布在田间, 当播种机作业时, 易缠绕免耕播种机的工作部件, 造成堵塞。其堵塞情况一般有 2 种: 1) 断秆垂直或斜交叉于机器前进方向, 当秸秆一端或两端同时被切断后, 其后端先接触开沟器, 在开沟器推动力和土壤摩擦力作用下, 断秆做平面刚体运动, 一边前行, 一边转动, 当断秆转到垂直于机器前进方向的投影长度大于开沟器瓶颈时, 在开沟器处形成堵塞^[3]; 2) 田间的杂草或秸秆缠绕免耕播种机工作部件, 当这些缠绕的杂草或秸秆不能及时被切断或排出时, 发生堵塞。

3.2 锯齿防堵装置的防堵原理

免耕播种机良好的防堵性能是提高作业质量和生产效率的关键。由对堵塞机理的分析知道, 防堵装置应具备切断秸秆的同时保证断秆在各种运动规范下顺利通过开沟器的特征。

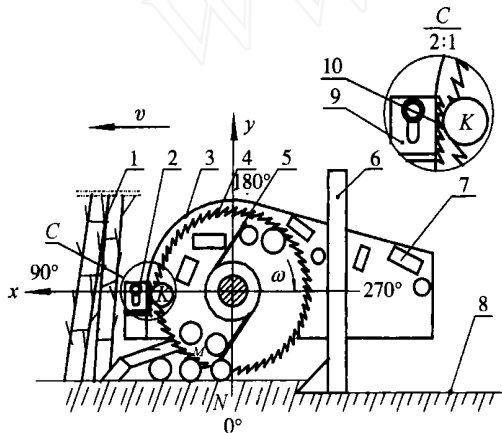
该装置的防堵原理是, 依靠连续逆向旋转的主动型锯齿圆盘切刀和抛撒板完成对秸秆的切割和抛送: 一方面利用锯齿切刀将秸秆完全切断, 断秆长度 (100 mm) 小于相邻两开沟器间距 (150 ~ 200 mm), 依靠向上倾斜的刀齿前角向开沟器后方抛送; 另一方面, 落入相邻两开沟器间的断秆通过抛撒板的旋

转作用及时抛送到开沟器的后方。整个工作过程中, 秸秆由于受剪切、挤压、摩擦和撕裂的作用而被切断、打碎、抛出。图 2 为防堵原理图。

3.3 锯齿圆盘切刀的运动学分析

为了有效地利用锯齿圆盘切刀的刀齿钳住秸秆并增大断秆的抛撒高度, 该装置采用纵向逆转式作业。锯齿圆盘切刀切割秸秆时, 刀齿上的任何一点既绕刀轴作圆周运动, 又跟随台车作匀速直线运动, 由于刀盘的线速度远大于台车的前进速度, 因而该点的运动轨迹是一条加长的余摆线。

图 2 中锯齿圆盘切刀端点 M 点为研究对象。设 θ 为 M 点和中心连线与垂直方向的夹角, ω 为角速度, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$; R 为抛撒板回转半径, m ; R_0 为锯齿圆盘切刀半径, m ; L 为受切秸秆倒伏后的高度, m ; t 为时间, s ; v 为锯齿圆盘切刀端点的切向速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; v_m 为机组前进速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; δ 为锯齿圆盘的离地间隙, mm 。



1. 待切秸秆; 2. 定刀组合; 3. 罩壳; 4. 锯齿圆盘切刀; 5. 抛撒板; 6. 开沟器; 7. 断秆; 8. 地表; 9. 放大定刀组合; 10. 锯齿型定刀; N 为无支撑切割点; K 为支撑切割点; M 为研究对象

图 2 锯齿防堵装置防堵原理示意图

Fig. 2 Sketch of anti-blocking principle of the sawtooth anti-blocking mechanism

1) 锯齿圆盘切刀端点 M 的速度。

M 点的运动方程为

$$\begin{cases} x = v_m t + R_0 \sin \omega t \\ y = -R_0 \cos \omega t \end{cases} \quad (1)$$

将式(1)对时间 t 求导, 可得出 M 点的速度分量

$$\begin{cases} v_x = v_m + R_0 \omega \cos \omega t \\ v_y = R_0 \omega \sin \omega t \end{cases} \quad (2)$$

由此得到 M 点的速度为

$$v_{\text{合}} = \sqrt{R_0^2 \omega^2 + v_m^2 + 2 v_m \omega R_0 \cos \omega t} \quad (3)$$

变换后得

$$v_{\text{合}} = \sqrt{v^2 + v_m^2 + 2 v_m v \cos \theta} \quad (4)$$

由式(4)可以看出锯齿圆盘切刀端点 M 的速度 $v_{\text{合}}$ 是一个大小和方向瞬时变化的量, 若以 2π 为周期, 则当 $\theta = 0$ 或 $\theta = 360^\circ$ 时, $v_{\text{合}} = v + v_m$; 当 $\theta = 90^\circ$ 或 $\theta = 270^\circ$ 时, $v_{\text{合}}^2 = v^2 + v_m^2$; 当 $\theta = 180^\circ$ 时, $v_{\text{合}} = v - v_m$ 。可见, $v_{\text{合}}$ 的大小在 $v - v_m$ 和 $v + v_m$ 之间变化。

由此可知, 锯齿圆盘切刀的工作过程中, 在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 区间内, $v_{\text{合}}$ 的方向与机组前进方向一致; 而大于 90° 以后, $v_{\text{合}}$ 的方向与机组前进方向相反, 这时如果没有向上倾斜的刀齿前角, 会引起锯齿将秸秆向机组前进方向抛扔, 导致断秆的重切, 增加功耗, 并影响抛撒效果。

2) 锯齿圆盘切刀参与切割的弧长 l 。

锯齿圆盘切刀工作时, 刀齿在图 2 所示的最低点开始接触秸秆, 后将秸秆钳住并切断。这时锯齿实际参与切割的齿数与切割质量和锯齿的钳住能力均有很大的关系。将式(1)对时间微分得到式(5):

$$\begin{cases} dx = R_0 \omega \cos \omega t dt + v_m dt \\ dy = R_0 \omega \sin \omega t dt \end{cases} \quad (5)$$

因 $\theta = \omega t$, $d\theta = \omega dt$, 故锯齿圆盘参与切割的弧长为

$$l = \frac{R_0}{v} \sqrt{v^2 + v_m^2 + 2 v v_m \cos \theta} d\theta \quad (6)$$

当秸秆处于倒伏状态时, 可取 L 等于秸秆的直径; 由图 2 可见 $\cos \theta = (R_0 + L - R) / R_0$ 。因此当给定 v_m 、 v 和秸秆直径时, 锯齿圆盘参与切割的弧长 l 主要取决于锯齿圆盘的回转半径 R_0 。

3.4 切断秸秆的运动学分析

锯齿圆盘切刀切断秸秆的同时依靠刀齿前角完成部分断秆的抛送, 而落入锯齿间的断秆则由抛撒板来抛送。断秆在抛撒板抛出区的受力分析见图 3。图中 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 分别为起抛区、抛掷区、抛出区和停滞区。假定秸秆简化为一质点, 忽略空气阻力, 抛撒板做匀速旋转运动, 则作用在断秆上的力有: 重力 w , kg ; 摩擦力 f , N ; 断秆所受离心力 F_1 , N ; 抛撒板对秸秆支撑反力 F , N 。断秆的运动微分方程为

$$\begin{cases} m \frac{dv_{x1}}{dt_0} = F_1 \sin \theta_1 + (\cos \theta_1 - \mu \sin \theta_1) F \\ m \frac{dv_{y1}}{dt_0} = F_1 \cos \theta_1 + (\sin \theta_1 + \mu \cos \theta_1) F - mg \end{cases} \quad (7)$$

其中 v_{x1} 和 v_{y1} 分别为质点在 x_1 和 y_1 轴方向的速度

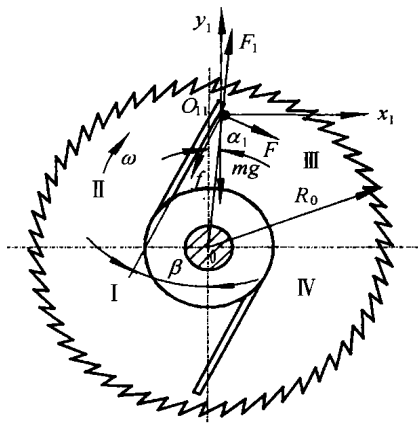


图 3 断秆抛出时的受力分析

Fig. 3 Mechanics analysis of the straws cut down while being thrown

度； μ 为秸秆与弧板间的摩擦系数， $f = \mu F$ ； α_1 为质点和锯齿圆盘切刀中心连线与垂直方向的夹角， (θ) ； θ 为断秆抛出速度与水平方向的夹角， (θ) ； v_0 为秸秆抛出时速度， $m \cdot s^{-1}$ ； t_0 为断秆抛出时间， s ； v_r 为抛撒板线速度， $m \cdot s^{-1}$ 。当 $t_0 = 0$ 时，设质点在 x_1 和 y_1 轴方向的初速度分别为 v_{0x1} 和 v_{0y1} ，解微分方程式(7)得

$$\left. \begin{aligned} v_{x1} &= -R \cos t_0 + (\cos \theta - \mu \sin \theta) Ft_0 + v_{0x1} + R \\ v_{y1} &= R \sin t_0 + (\sin \theta + \mu \cos \theta) Ft_0 - gt_0 + v_{0y1} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

考虑断秆正好抛出的瞬间， $F = f = 0$ ，且取被抛起初速度的最大值 $v_r = R\omega$ ，即 $v_{0x1} = R\omega \cos \theta$ ， $v_{0y1} = R\omega \sin \theta$ ，同时考虑机组前进速度 v_m ，则有

$$\left. \begin{aligned} v_{x1} &= -R \cos t_0 + v_{0x1} + R\omega \cos \theta - v_m \\ v_{y1} &= R \sin t_0 - gt_0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

断秆抛出时的速度 v_0 可由式(10)求得。

$$v_0^2 = (-R\omega \cos t_0 + R_0 + R\omega \cos \theta - v_m)^2 + (R \sin t_0 - gt_0)^2 \quad (10)$$

从理论上，当 $f = F = 0$ 时，断秆达到的最大高度 h 和抛出的最大水平距离 s 的方程为

$$h = \frac{v_0^2 \sin^2 \theta}{2g} \quad s = \frac{v_0^2}{g} \sin 2\theta \quad (11)$$

根据式(10)得

$$s = \frac{(-R \cos t_0 + R_0 + R\omega \cos \theta - v_m)^2 + (R \sin t_0 - gt_0)^2}{g \sin 2\theta} \quad (12)$$

分析式(12)可知，只有当 $\sin 2\theta = 1$ ，即 $\theta = 45^\circ$ 时，断秆在水平方向上的抛出距离最远。对于相同

的回转半径和角速度，断秆随不同旋转角度 θ 的变化，其水平抛出距离不同。如取 $R = 0.135 \text{ m}$ ， $R_0 = 0.175 \text{ m}$ ， $v_m = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ，转速 $n = 650 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ ，在极坐标系中，得出 s 与 θ 的变化关系曲线(图 4)。分析表明只有 $\theta = 45^\circ$ 时，秸秆能有效地抛出，而当 $\theta > 45^\circ$ 时，将引起秸秆回流，抛撒效果变差，功耗增大。

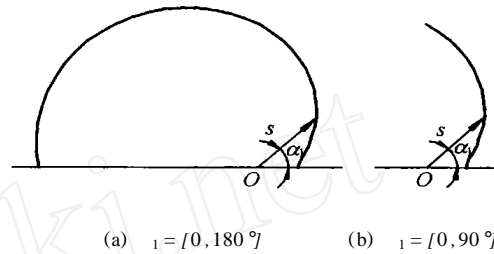


图 4 断秆水平方向抛撒距离 s 与 θ 的关系

Fig. 4 The relationship between throwing distance s of the straws cut down and θ in the horizontal direction

4 影响抛撒性能的因素

4.1 转速 n

选取抛撒板回转半径 R 为 135 mm，台车前进速度为 $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ，考察不同转速对抛撒性能的影响。利用式(12)可分别求出极坐标系下在 $\theta = [0, 180^\circ]$ 区间内，不同转速下断秆水平方向抛撒距离的分布(图 5)。由图 5 可以看出，随着转速的增大，断秆水平方向抛撒距离增大。

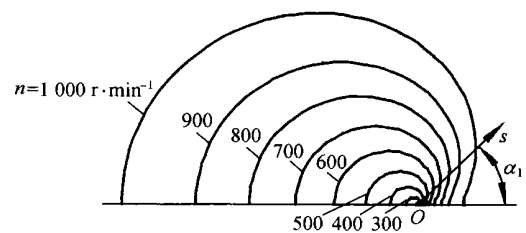


图 5 $\theta = [0, 180^\circ]$ ，不同转速下断秆水平方向抛撒距离的分布

Fig. 5 The distribution of horizontal throwing distances of the straws cut down at different rotation speed at $\theta = [0, 180^\circ]$

由于断秆的速度是一个大小和方向瞬时变化的量，且在 I、II 区与 III、IV 区的受力特征不同，依据上述方法，可对断秆在 I、II 区的运动学进行分析(篇幅限制，分析略)，结果表明，当断秆在 I 区未抛出时，做余摆线运动，而在 II、III 区做抛撒运动，在 IV 区抛撒板卸载。

试验中发现,锯齿圆盘切刀做回转运动的转速愈高,断秆形成类似涡流的现象愈严重,并且在离心力作用下伴随着离析现象,直接导致抛撒效果变差,功耗和锯齿圆盘切刀的磨损增加,因此为了降低功耗,在不影响断秆抛撒性能的前提下,应尽量降低转速;另外,功耗与秸秆覆盖量、台车前进速度、动定刀间隙、开沟器与锯齿圆盘切刀间距均有关。因此转速的确定应结合各试验因素对切割质量和抛撒性能的影响,以及锯齿圆盘的总体结构尺寸来考虑。试验结果表明锯齿转速为 $650 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时其抛撒性能和切割质量最好。

4.2 抛撒板回转半径 R

考虑不同抛撒板回转半径对抛撒性能的影响,分别选取 55、95、135 和 175 mm 4 种回转半径,在转速为 $650 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,对 $[0, 180^\circ]$ 区间内,断秆水平方向抛出距离随抛撒板回转半径 R 的变化进行分析。从图 6 看出,随回转半径依次增大,断秆水平方向的抛撒距离增大;结合求解 h 和 s 的计算公式可知,随回转半径的增大,沿 y 轴方向的抛撒高度逐渐增大,显然抛撒高度值越大,锯齿圆盘切刀与罩壳间距应越大,否则易引起断秆与罩壳的碰撞和断秆折射回流,并使秸秆喂入量增大,引起功耗增加;而当回转半径取较小值时,断秆的起抛点提前,引起射程减小;且试验中发现,在回转半径为 55 mm 和 95 mm 时,均发生了不同程度的缠绕或抛不到秸秆的现象。从有利于锯齿圆盘切刀切割的要求出发,在结构上抛撒板的回转半径应小于锯齿圆盘切刀半径。分析比较结果表明,为达到良好的切割和抛撒性能,其回转半径取 135 mm 为宜。

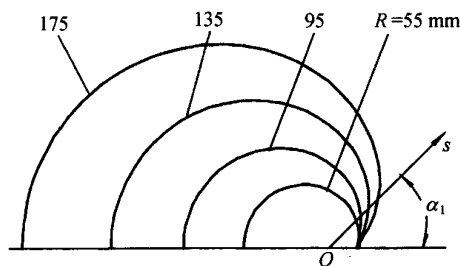


图 6 $[0, 180^\circ]$ 区间内断秆水平方向抛撒距离 s 与抛撒板回转半径 R 的关系

Fig. 6 The relationship between throwing distance s of the straws out down in the horizontal direction and turning radius R of the throwing ban device at $[0, 180^\circ]$

4.3 开沟器与锯齿圆盘切刀间距 k

锯齿圆盘切刀与开沟器间距 k 的大小对功耗

和抛撒性能有重要的影响。考虑结构设计 k 值应尽可能小,但由于秸秆受切和抛撒的运动过程复杂,从理论上难以计算,因此,综合考虑断秆在 $650 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时的试验结果和整机结构,进行了开沟器与锯齿间距变化对功耗和抛撒性能影响的试验。试验结果见图 7。由图 7 可见,随着 k 的增大,功耗呈现大、小、大的变化趋势,当 k 为 90 mm 时,其功耗最小。原因是当 k 小于 90 mm (3~4 倍秸秆直径) 时,由抛撒板抛出的秸秆因开沟器的阻挡而发生反弹回流现象, k 越小,反弹回流的秸秆越多,并因锯齿的旋转,反弹回流的秸秆受锯齿作用再次参与剪切,增大了秸秆喂入量。而当 k 大于 90 mm (5 倍秸秆直径) 时,由抛撒板抛出的秸秆因开沟器立柱的阻挡而发生碰撞、折射回流现象,部分切割的秸秆停落在开沟器处,导致秸秆在开沟器前堆拥,当堆拥达到一定程度后,堆拥的秸秆也易受锯齿的回转作用再次参与切割,同样增大了秸秆喂入量,引起功耗增加。

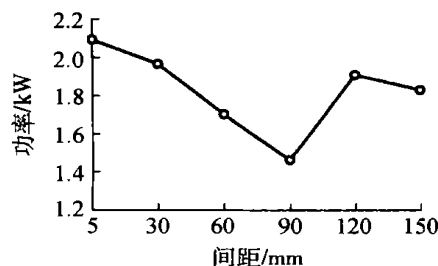


图 7 开沟器与锯齿圆盘切刀间距 k 对功率的影响

Fig. 7 The effect of the interval k between opener and the sawtooth blade on power consumption

4.4 抛撒板排列形式

根据锯齿防堵装置的结构设计,在相邻两锯齿间分别安装有抛撒板,在满足抛撒性能和结构性能要求的前提下,进行了同工况下、不同抛撒板排列形式对功耗和抛撒性能影响的试验。试验方案对照见表 1。试验结果见图 8。

表 1 抛撒板的不同排列形式

Table 1 Comparison with different array mode of the throwing ban devices

代号	a	b	c	d
排列形式	每相邻锯齿间安装 2 个抛撒板, 90° 螺旋排列	每相邻锯齿间安装 1 个抛撒板, 180° 螺旋排列	每相邻锯齿间 1 个与 2 个抛撒板交替安装, 90° 螺旋排列	不安装抛撒板

试验结果表明,抛撒板的排列形式对功耗的影

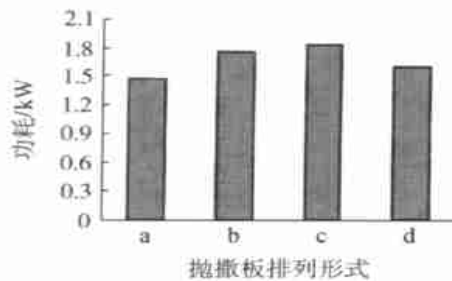


图8 抛撒板排列形式对功耗的影响

Fig. 8 The effect of array modes of the throwing ban device on power consumption

响较大。形式c功耗最大,形式a功耗最小,且在试验中发现,采取形式b和c时由于其结构不对称,不仅引起机具振动,而且功耗大,为不可取的排列形式;对形式a与d而言,从功耗角度出发,形式d大于a,且从抛撒效果看,形式a优于d。形式d功耗大于形式a的主要原因在于,锯齿圆盘切刀切割后的秸秆,尤其在无支撑切割阶段,部分完全切断的秸秆,因落入相邻两锯齿间,易受到高速旋转锯齿的作用而发生重切,增加了秸秆的喂入量,因而功耗增大。比较抛撒板的4种排列形式,考虑功率消耗和抛撒效果二者最优,选取抛撒板的排列形式为a。

5 结论

1) 所设计的新型免耕播种机锯齿式防堵装置,采用逆转式作业,兼有无支撑和有支撑2种切割方式,嵌住秸秆能力强,避免了一般光滑切刀难以钳住

秸秆的缺陷,能将高速砍切变为低速锯切,为免耕播种机防堵装置的设计与开发提供了新思路。

2) 通过对锯齿圆盘切刀和断秆的运动学特征分析,建立了求解各运动参数的数学方程;分析了影响抛撒性能的主要因素。试验结果表明,转速为 $650 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,抛撒板回转半径取 135 mm ,锯齿圆盘切刀与开沟器间距取 90 mm ,抛撒板的排列形式取a形式,有利于提高锯齿防堵装置的抛撒性能和降低功率消耗。

3) 理论分析和土槽试验结果表明,该装置具有良好的防堵性能,可考虑作为免耕播种机的防堵装置。

参 考 文 献

- [1] 任兴国,王承启,赵国栋. 旱地耕作技术[M]. 北京:北京大学出版社,1994. 124~128
- [2] William S N, Kevin J S. Performance of rake mechanism for creating residue-free soil bands[J]. Trans of ASAE, 1989, 32(4): 1131~1137
- [3] 李洪文,陈君达,李问盈. 旱地玉米机械化保护性耕作技术及机具的研究[J]. 中国农业大学学报, 2000, 5(4): 68~72
- [4] 谷谒白,张云文,宋建农. “层流型”分草曲面用于覆盖免耕播种机的研究[J]. 农业机械学报, 1994, 25(1): 46~52
- [5] 张云文. 驱动圆盘切茬器的研究[J]. 中国农业大学学报, 1999, 4(6): 38~40