

# 旱地垄作膜面胡麻精量播种机设计和仿真

周 刚,石林榕,赵武云,辛尚龙,杨小平

(甘肃农业大学机电工程学院,甘肃 兰州 730070)

**摘 要:**针对西北旱区胡麻种植利用谷物条播机代播,人工种植效率低、质量差、出苗率低等问题,设计了一种旱地垄作膜面胡麻精量播种机。为提高播种机转向和运输时穴播轮提升、下降的精确性,采用平行四杆机构和摇杆装置,并确定其各项尺寸参数;为保证穴播轮播种深度,采用四连杆仿形机构,且计算出最大上、下仿形量均为 89.87 mm,并验证了仿形机构的可行性;为提高该播种机播种精度,设计了一种新型取种装置;利用 Solidworks 软件中的插件 motion 对成穴器成穴过程进行运动仿真分析,研究了不同滑移率  $\delta$ 、机具前进速度  $v$ 、成穴器入土深度  $h_1$  对穴孔宽度(固定鸭嘴入出土位移)的影响,并得到最优组合参数:当  $\delta=11\%$ ,  $v=0.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,  $h_1=0.03 \text{ m}$  时,该成穴器具有较小的滑移量,且不易产生挑膜、撕膜等现象。

**关键词:**精量播种机;胡麻;垄作;机构参数;成穴器

**中图分类号:**S223.2 **文献标志码:**A

## Design and simulation of precision seeder for flax in dryland ridge with plastic-film mulching

ZHOU Gang, SHI Lin-rong, ZHAO Wu-yun, XIN Shang-long, YANG Xiao-ping

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Gansu Agricultural University, Lanzhou, Gansu 730070, China)

**Abstract:** In order to solve the problems of low seeding efficiency, poor quality, and low seedling rate of the existing grain drilling machine and artificial seeding for flax, a precision seeder in dryland ridge plastic-film mulched surface in arid area of northwestern China was designed. To ensure the accuracy of the lifting and descending of the dibbling wheel during the diversion and transportation of the seeder, the parallelogram linkage mechanism and the rocker device were adopted, and the parameters of the mechanism were determined. The four-bar link profiling mechanism was adopted to improve the depth consistency of the dibbling wheel, and the maximum and lower profile amount was determined to be 89.87 mm, to verify the feasibility of profiling. In order to improve the seeding precision of the seeder, a new seed metering device was designed. The motion of plug-in in Solidworks was used to simulate the process of hole-forming and the effects of different slip rate ( $\delta$ ), machine advancing speed ( $v$ ) and the depth of the indenting tool ( $h_1$ ) on width of hole (displacement of fixed duck-bill) were studied. The optimal results are obtained: when  $\delta=11\%$ ,  $v=0.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , and  $h_1=0.03 \text{ m}$ , the slipping of the indenting tool was small, and it was not easy to produce the film-picking and tearing-film.

**Keywords:** precision seeder; flax; ridge; mechanism parameter; indenting tool

胡麻属于亚麻科、亚麻属,具有良好的耐旱和耐寒性<sup>[1]</sup>,在旱作农业生产中占据着其他经济作物不可代替的地位<sup>[2-3]</sup>。胡麻在国内外种植较为广泛,中国胡麻种植面积居世界第三,约为 46.97 万  $\text{hm}^2$ ;种植产量居世界第二,约为 42.78 万  $\text{t}$ <sup>[4]</sup>。国内

胡麻种植区域大多分布于甘肃、内蒙、宁夏、河北、山西、新疆等较为干旱的地区,其中甘肃每年胡麻种植面积居全国首位,每年种植面积可达 12 万  $\text{hm}^2$ ,占全甘肃省油料作物种植面积的 50 %<sup>[5]</sup>。

目前,国外还没有针对垄作膜面沟播技术的胡

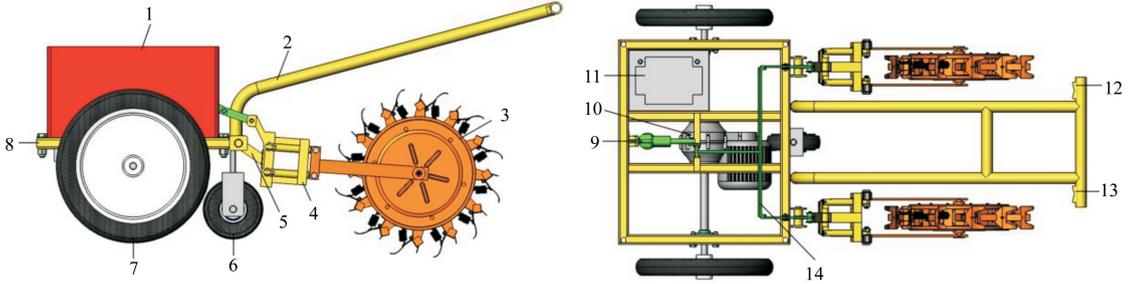
麻播种机,现有胡麻专用播种机,价格昂贵,体型较大;国内学者针对胡麻播种研制出 2BY-26 行亚麻施肥播种机、2BF-24 型小麦播种机条播亚麻、2BXY-1 型亚麻小区播种机等。国内胡麻种植机械化水平低,并且胡麻的播种方式主要以谷物条播机代播为主,而西北干旱地区多为人工种植,但这两种种植方式均存在播量无法控制,播种质量差,劳动强度大等问题<sup>[6-7]</sup>。为此,本文设计了一种适合于小

型旱地垄作膜面的胡麻精量播种机。

## 1 整机结构与工作原理

### 1.1 整机结构

旱地垄作膜面胡麻精量播种机(图 1)主要有手扶杆、穴播轮、仿形机构、牵引架、机架、动力机组、提升装置等部件组成。



1.防护罩;2.手扶杆;3.穴播轮;4.仿形机构;5.牵引架;6.后轮;7.前轮;8.机架;9.电推杆;10.动力机组;  
11.电池;12.提升控制按钮;13.启动控制按钮;14.提升装置

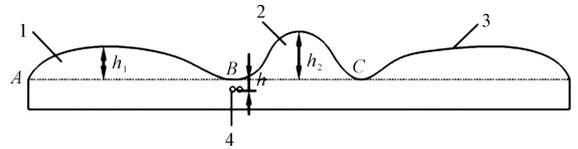
1. Hood; 2. Walking stick; 3. Dibbling wheel; 4. Profiling mechanism; 5. Hitch frame; 6. Trailing wheel; 7. Front wheel; 8. Body frame;  
9. Electric putter; 10. Power pack; 11. Battery; 12. Lifting control button; 13. Start control button; 14. Lifting device

图 1 旱地垄作膜面胡麻精量播种机整机结构

Fig.1 The machine structure of the precision flax seeder in dryland ridge plastic-film mulched surface

### 1.2 种植农艺

根据西北地区旱地胡麻种植农艺<sup>[8]</sup>,设定旱地垄作膜面胡麻精量播种机农艺要求(图 2):大垄 1 与小垄 2 之间距离 AC 为 110 cm,其中大垄宽 AB 为 70 cm,高  $h_1$  为 11 cm;小垄宽 BC 为 40 cm,高  $h_2$  为 16 cm,采用地膜全覆盖技术,在垄沟内完成播种(图 2)。根据不同的年降水量,可确定播种深度  $h$  范围为 3~5 cm,株距为 10~15 cm(可通过调节鸭嘴安装个数控制)。



1.大垄;2.小垄;3.地膜;4.胡麻

1. Large ridge; 2. Small ridge; 3. Plastic-film; 4. Flax

图 2 旱地垄作膜面胡麻精量播种机农艺图

Fig. 2 The agronomy diagram of the precision flax seeder in dryland ridge plastic-film mulched surface

### 1.3 工作原理

旱地垄作膜面胡麻精量播种机工作时,动力传递为:电池动力经差速电动机传递到前轮,并牵引后轮运动,进而通过牵引架与仿形机构牵引穴播轮前进。前轮在两相邻大垄上行走,种子由取种器取出并进入鸭嘴,随后鸭嘴与地面接触后强制开启,进而排出种子,从而完成播种作业。在转弯或运输时,按下提升控制按钮中的提升按钮,使电推杆工作,将穴播轮提升至适当位置,待转弯或运输结束后,按下下降按钮,将其放至地面。

### 1.4 技术参数

根据胡麻种植模式及其他相关机型技术参数<sup>[9-10]</sup>,旱地垄作膜面胡麻精量播种机主要技术参数如表 1 所示。

表 1 旱地垄作膜面胡麻精量播种机主要技术参数

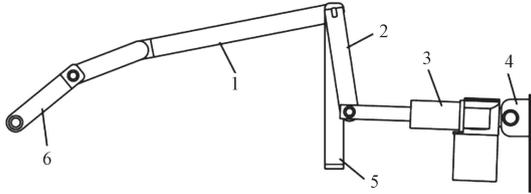
Table 1 The main technical parameters of the precision flax seeder in dryland ridge plastic-film surface

参数 Parameter	数值 Numerical value
电池电压 Battery voltage/V	24
前轮直径 Front wheel diameter/mm	400
穴粒数 Seeds per bunch/粒	8~12
作业速度 Operational speed/(mm·s <sup>-1</sup> )	500
外形尺寸(长×宽×高) Outline size(length×width×height)/mm	1440×840×770
穴播轮直径 Dibbling wheel diameter/mm	302
行距 Row spacing/mm	400
播种深度 Planting depth/cm	3~5
株距 Plant spacing/cm	10~15

## 2 关键部件设计

### 2.1 提升装置

2.1.1 结构组成及原理 提升装置主要由提升杆、摇杆、连杆、牵引杆、固定板、电推杆、销钉等组成。提升装置结构如图 3 所示。



1.提升杆;2.摇杆;3.电推杆;4.固定板;5.固定架;6.牵引杆  
1. Lifting rod; 2. Rocking bar; 3. Electric putter;  
4. Fixed plate; 5. Fixed frame; 6. Traction rod

图 3 提升装置

Fig.3 Lifting mechanism

电推杆通过销轴安装于固定板上,固定板与机架焊接在一起,电推杆中伸缩杆前端与摇杆连接,构成一个四连杆机构,摇杆前端开有 U 形槽,用来连接销轴;销轴安装于固定架上,提升杆焊接在销轴上;牵引杆一端与提升杆铰接,另一端与仿形机构铰接。机具在行走和转弯时,按下提升控制按钮的提升按钮,启动电推杆,此时电推杆内的伸缩杆移动一定的位移,带动摇杆和提升杆转动,使提升杆通过拉动牵引杆来提升穴播轮。本提升装置不仅能实现穴播轮的提升和下降,而且提升精度较高。

2.1.2 提升杆、牵引杆杆长的确定 合理设计提升装置的各杆长度,其目的在于精确提升穴播轮。根据本文需要设计提升穴播轮高度  $h=120\text{ mm}$ ,  $DE$  杆长  $e=575\text{ mm}$ ,  $DE$  杆初始角度  $\theta=32^\circ$ 。

根据图 4 可得:

$$\begin{cases} h_1 = e \sin(\theta - \beta_{1i}) \\ h_2 = e \sin\theta \\ h_2 = h + h_1 \end{cases} \quad (1)$$

由(1)式得: $\beta_{1i} = 13^\circ (i=3)$ ,图2可简化为平行四杆机构(图5)和摇杆机构(图6),在稳定工作条件以及本文设计需求下,设计图5中  $CD$  杆长  $c=70\text{ mm}$ ,初始角度: $\alpha_1 = 17^\circ, \beta_1 = 89^\circ$ 。已知提升杆  $a$  沿逆时针方向转动的最大角度为  $\alpha_{13} = 4^\circ$ ,并设  $\beta_{12} = 8^\circ, \alpha_{12} = 3^\circ$ ,则两连架杆  $AB$  和  $CD$  相对于  $x$  轴的位置角之间的关系如下:

$$\begin{cases} a \cos\alpha + b \cos\delta = d + c \cos\beta \\ a \sin\alpha - b \sin\delta = c \sin\beta \end{cases} \quad (2)$$

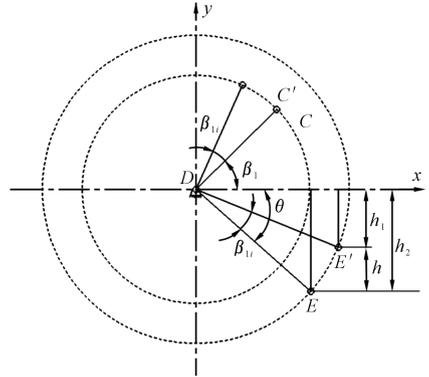
两连架杆角位移的对应关系只与各构件的相关长度有关,因此以  $CD$  的长度  $c$  为基准,并设

$$\begin{cases} m = a/c \\ n = b/e \\ p = d/c \end{cases} \quad (3)$$

将(3)式带入(2)式中得:

$$\cos\beta = P_0 \cos\alpha + P_1 \cos(\beta - \alpha) + P_2 \quad (4)$$

式中,  $P_0 = m, P_1 = m/p$

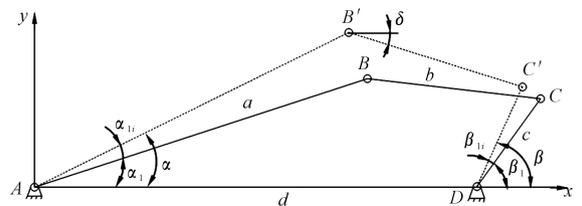


注: $\beta_1$ :  $CD$  第一位置线相对于  $x$  轴的夹角; $\beta_{1i}$ :  $CD$  沿逆时针方向的对角角位移序列( $i=1,2,3,\dots$ );  $h_1$ :  $E'$  与  $x$  轴的垂直距离;  $h_2$ :  $E$  与  $x$  轴的垂直距离。

Note: $\beta_1$ : The angle between the first position of the  $CD$  and the  $x$  axis;  $\beta_{1i}$ : The corresponding angular displacement sequence of  $CD$  along the counter clockwise direction ( $i=1,2,3,\dots$ );  $h_1$ : The vertical distance between  $E'$  and  $x$  axis;  $h_2$ : The vertical distance between  $E$  and  $x$  axis.

图 4 穴播轮提升高度与  $DC$  杆角度关系

Fig.4 The relationship between the height of the dibbling wheel and the angle of the  $DC$  bar



注: $a$ :  $AB$  长;  $b$ :  $BC$  长;  $c$ :  $CD$  长;  $d$ :  $AD$  长;  $\alpha$ :  $AB$  杆第  $i$  位置( $AB'$ ) 相对于  $x$  轴的夹角;  $\alpha_1$ :  $AB$  第一位置线相对于  $x$  轴的夹角;  $\alpha_{1i}$ :  $AB$  沿逆时针方向的对角角位移序列( $i=1,2,3,\dots$ );  $\beta$ :  $CD$  第  $i$  位置( $C'D$ ) 相对于  $x$  轴的夹角;  $\delta$ :  $B'C'$  与水平方向的夹角。

Note:  $a$ :  $AB$  length;  $b$ :  $BC$  length;  $c$ :  $CD$  length;  $d$ :  $AD$  length;  $\alpha$ : The angle of the  $i$  position of the  $AB(AB')$  is relative to the  $x$  axis;  $\alpha_1$ : The angle between the first position of the  $AB$  and the  $x$  axis;  $\alpha_{1i}$ : The corresponding angular displacement sequence of  $AB$  along the counter clockwise direction ( $i=1,2,3,\dots$ );  $\beta$ : The angle of the  $i$  position of  $CD(C'D)$  is relative to the  $x$  axis;  $\delta$ : The angle between the  $B'C'$  and the horizontal direction.

图 5 平行四杆机构

Fig.5 Parallelogram linkage mechanism

$$P_2 = [n^2 - (p^2 + m^2 + 1)]/2p$$

若  $\alpha_1$  和  $\beta_1$  预先给定, 则铰四杆机构最多能精确实现两连架杆 2 组对应角位移, 此时(4) 可写为:

$$\begin{cases} \cos\beta_1 = P_0 \cos\alpha_1 + P_1 \cos(\beta_1 - \alpha_1) + P_2 \\ \cos(\beta_{12} + \beta_1) = P_0 \cos(\alpha_{12} + \alpha_1) \\ \quad + P_1 \cos[(\beta_{12} + \beta_1) - (\alpha_{12} + \alpha_1)] + P_2 \\ \cos(\beta_{13} + \beta_1) = P_0 \cos(\alpha_{13} + \alpha_1) \\ \quad + P_1 \cos[(\beta_{13} + \beta_1) - (\alpha_{13} + \alpha_1)] + P_2 \end{cases}$$

综上所述可知  $a = 276 \text{ mm}$ ,  $b = 45 \text{ mm}$ ,  $d = 306 \text{ mm}$ 。

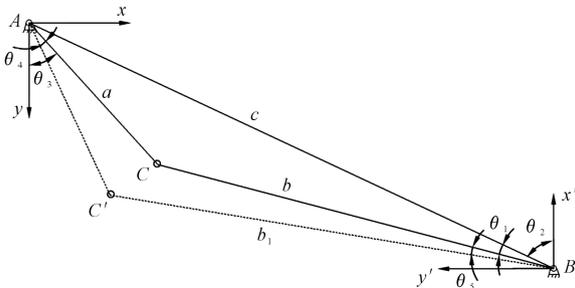
**2.1.3 电推杆伸缩量** 将图 6 中各杆件当作矢量杆, 以 A 点为坐标系原点建立主直角坐标系  $xAy$ , 并以 B 点为原点建立辅直角坐标系  $x'B'y'$ , 可得以下矢量关系:

$$\begin{cases} b \sin(\theta_1 + \theta_2) = c \sin\theta_2 - a \sin\theta_3 \\ a \sin(\theta_3 - \theta_4) + b_1 \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_5) = c \sin\theta_2 \\ b \cos(\theta_1 + \theta_2) = a \cos(\theta_3 - \theta_4) + b_1 \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_5) \end{cases} \quad (5)$$

式中, 初始参数  $a = 90 \text{ mm}$ ,  $b = 176 \text{ mm}$ ,  $c = 221 \text{ mm}$ ,  $\theta_2 = 59^\circ$ ,  $\theta_3 = 10^\circ$ ,  $\theta_4 = 4^\circ$ , 由(5) 式可得:  $\theta_1 = 22^\circ$ ,  $\theta_5 = 0.5^\circ$ ,  $b_1 = 182 \text{ mm}$ , 即电推杆的伸缩量  $s = b_1 - b = 6 \text{ mm}$ 。

## 2.2 仿形机构设计

**2.2.1 四连杆仿形机构的组成** 由于胡麻对播种深度的均匀性要求较高, 因此要求播种机具有较好的仿形功能。旱地垄作膜面胡麻精量播种机选用了四连杆仿形机构(如图 7), 该仿形机构可以实现上下、左右仿形。四连杆仿形机构主要由提升牵引



注:  $a$ : AC 长;  $b$ : BC 长;  $c$ : AB 长;  $\theta_1$ : AB 与 BC 的夹角;  $\theta_2$ : AB 第一位置线相对于  $x'$  轴的夹角;  $\theta_3$ : AC 第一位置线相对于  $y$  轴的夹角;  $\theta_4$ : AC 与  $AC'$  的夹角;  $\theta_5$ : BC 与  $BC'$  的夹角。

Note:  $a$ : AC length;  $b$ : BC length;  $c$ : AB length;  $\theta_1$ : The angle between AB and BC;  $\theta_2$ : The angle between the first position of the AB and the  $x'$  axis;  $\theta_3$ : The angle between the first position of the AC and the  $y$  axis;  $\theta_4$ : The angle between AC and  $AC'$ ;  $\theta_5$ : The angle between BC and  $BC'$ .

图 6 摇杆装置

Fig.6 Rocker device

固定杆、一对横杆、两对上下纵杆、机架牵引固定板、限位架等组成。本机还设有限位轮与提升装置, 以保证仿形机构的初始位置, 进而达到更好地仿形效果。

四连杆仿形机构工作时, 一对横杆相对于机架转动, 随之带动两对上下纵杆转动, 即实现穴播轮的上、下仿形。在纵杆转动过程中, 纵杆与限位架下端或上端接触时, 纵杆将停止上下运动, 仿形机构达到上下仿形量的最大值; 与此同时, 两对上下纵杆绕销轴转动, 实现穴播轮左右仿形, 纵杆一端开设有 U 形槽口, 当纵杆转过一定角度时, 与 U 形槽口边缘相接触, 此时纵杆停止左右转动, 仿形机构达到左右仿形量的最大值。

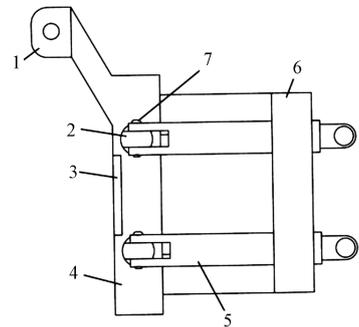
**2.2.2 四连杆仿形机构主要参数的确定** 合理地选择四连杆仿形机构的参数, 不仅保证四连杆仿形机构工作稳定高效, 而且显著提高了机具播种深度的均匀性。影响四连杆仿形机构工作性能的因素很多, 其中主要因素有牵引角、长度、横向宽度等。

由图 8 可知, 上仿形量  $h_1$ 、下仿形量  $h_2$ 、总仿形量  $h$  与连杆长度  $L$  的关系为:

$$\begin{cases} h_1 = L(\sin\alpha + \sin\alpha_1) \\ h_2 = L[\sin(\alpha + \alpha_2) - \sin\alpha] \end{cases} \quad (6)$$

$$h = h_1 + h_2 = L[\sin\alpha_1 + \sin(\alpha + \alpha_2)] \quad (7)$$

由(7) 式可知, 总仿形量  $h$  相同条件下, 当牵引角  $\alpha$  变化范围越小时, 平行四杆的上、下纵杆之间长度会越长; 反之, 当牵引角  $\alpha$  变化范围越大时, 平行四杆的上、下纵杆之间会越短。在机具实际工况下, 需要牵引角  $\alpha$  变化范围较小, 即要求上、下纵杆之间长度应较长。但杆长增加时, 会使悬挂在其后



1. 提升牵引固定杆; 2. 横杆; 3. 机架牵引固定板; 4. 机架; 5. 纵杆; 6. 限位架; 7. 销轴

1. Lift the traction anchor; 2. Horizontal bar;
3. Frame traction fixed plate; 4. Frame;
5. Longitudinal bar; 6. Limit frame; 7. Pin

图 7 四连杆仿形机构

Fig.7 Four-bar link profiling mechanism

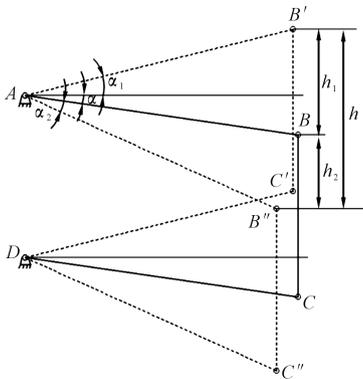
的穴播轮向后移动,以至于机具的整体重心后移,导致机具结构不紧凑,操作不简便。

通常情况下,播种机的上下仿形量各为 80 ~ 120 mm,左右仿形量各为 80 ~ 120 mm<sup>[11]</sup>。根据机具作业的工况条件,将该仿形机构的上下仿形量各设计为 90 mm。查文献<sup>[12]</sup>可知,牵引角  $\alpha$  可取范围为  $0^\circ \sim 20^\circ$ ; 上仿形角  $\alpha + \alpha_1$  可取范围为  $15^\circ \sim 20^\circ$ ; 下仿形角度  $\alpha_2$  可取范围为  $15^\circ \sim 30^\circ$ 。由于本机型需适应于西北地区种植胡麻,而西北地区较干旱,田间土壤硬度大,所以确定参数  $\alpha = 0^\circ, \alpha_1 = 15^\circ, \alpha_2 = 15^\circ, \alpha' = 15^\circ$ 。此时可计算出仿形杆长度  $L$  与左右仿形量  $h'$  的值。

$$\begin{cases} L = \frac{h}{\sin\alpha_1 + \sin(\alpha + \alpha_2)} \\ h' = L\sin\alpha' \end{cases} \quad (8)$$

由(8)式得  $L \approx 347.49$  mm,为使机具重心前移,取  $L = 347$  mm。将  $L$  值代入(6)式中,可得  $h_1 = 89.87$  mm,  $h_2 = 89.87$  mm,即上仿形量  $h_1$  和下仿形量  $h_2$  满足仿形量各为 80 ~ 120 mm 要求;已知  $h' \approx 89.81$  mm,满足左右仿形量为 80 ~ 120 mm 的要求,即取  $h' = 90$  mm。

考虑运动的干涉性和播种效率的高效性,确定出两连杆架之间间距  $L_{AD} = 150$  mm。纵杆后端连接有穴播轮,即两纵杆横向距离  $s$  直接影响到播种的稳定性。如果横向距离偏小,导致穴播轮容易摆动,播种直线性差;反之,横向距离偏大,导致仿形机



注:  $B'C'$ :  $BC$  上仿形量最大位置;  $B''C''$ :  $BC$  下仿形量最大位置;  $\alpha$ : 仿形机构的牵引角;  $\alpha_1$ : 上仿形牵引角;  $\alpha_2$ : 下仿形角

Note:  $B'C'$ : The maximum position of the amount of upward profiling on the  $BC$ ;  $B''C''$ : The maximum position of the amount of downward profiling on the  $BC$ ;  $\alpha$ : Traction angle of profiling mechanism;  $\alpha_1$ : Upward profile traction angle;  $\alpha_2$ : Downward profiling angle

图8 四连杆上下仿形参数

Fig.8 The profiling parameters of four-bar links on upward and downward

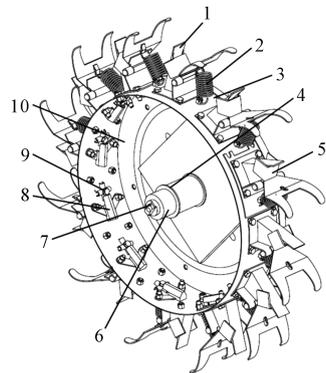
构宽度增加,以至于播种行距设计困难。因此,在满足实际工况条件下,横向距离应为最小值。根据上述各个参数和文献资料,确定横向距离  $s = 200$  mm。

## 2.3 播种装置

2.3.1 穴播轮结构及其工作原理 穴播轮主要有成穴器、轮轴、取种器、引种器以及动盘、弹簧等组成,穴播轮结构如图9所示。

该机播种作业时,穴播轮在机组动力的牵引下随中心轴转动,此时,穴播轮底部的胡麻进入取种器,取种器随着穴播轮转过一定角度后,将胡麻倒入安装在取种器下方的引种器内,同时引种器也会随穴播轮转动,将胡麻引至成穴器内;直到活动鸭嘴与地面接触时,成穴器被强制打开,胡麻在自身重力作用下掉入土壤中,随后成穴器出土,完成一次播种。

2.3.2 取种装置 取种装置结构如图10所示,该取种装置主要由取种器和引种器组成。取种器外壁、挡板 a 以及成穴器固定板构成取种槽;引种器外壁、挡板 b 以及成穴器固定板构成引导槽 a 与引导槽 b;将取种器与引种器两端相互交叉,以减缓穴播轮内胡麻的流动性。播种装置工作时,胡麻由于自重填充取种槽,取种槽在穴播轮带动下逆时针转动,当穴播轮转动一定角度后,引导槽 a 内的胡麻二次填充取种槽并使多余的胡麻掉落至穴播轮内;随后穴播轮到达一定角度后,取种槽内的胡麻将倒入引导槽 a 内;此时,穴播轮继续转动,使引导槽 a 内的胡麻掉入引导槽 b 内,进而流入成穴器,完成一次取种作业。该取种装置结构简单、质量轻、取种稳定,能满足旱地垄作膜面胡麻精量播种机取种要求。



1. 固定鸭嘴; 2. 弹簧; 3. 成穴器固定板; 4. 垫片;
5. 活动鸭嘴; 6. 轮轴轴套; 7. 轮轴; 8. 引种器; 9. 取种器; 10. 动盘
1. Fixed duck-bill; 2. Spring; 3. Indenting tool fixed plate;
4. Gaskets; 5. Active duck-bill; 6. Axle bushing; 7. Axle;
8. Introduction device; 9. Seed metering device; 10. Dynamic plate

图9 穴播轮结构

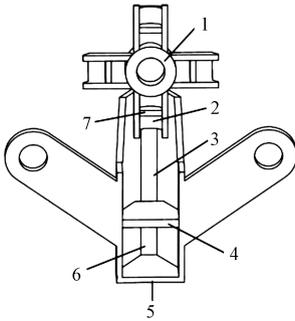
Fig.9 Dibbling wheel structure

2.3.3 穴播轮成穴过程 穴播轮在机组动力的牵引下随中心轴转动,继而成穴器定期插入和退出土壤。在此过程中,成穴器不断对土壤进行挤压,克服摩擦,形成穴孔<sup>[13-15]</sup>。成穴器简图如图 11 所示,对穴孔分析时,可取特殊点 A、B、C 的运动进行详细分析。

A 点运动轨迹方程:

$$\begin{cases} R_A = R \\ \alpha_A = \arcsin \frac{l}{2R} \\ x_A = R'\theta - R_A [1 - \cos(\theta - \alpha_A)] + \Delta S \\ y_A = R + h - R_A \sin(\theta - \alpha_A) \end{cases} \quad (9)$$

式中, $R_A$ :A 点到穴播轮中心的距离; $\alpha_A$ :A 点到穴播轮中心的连线与 y 轴的夹角; $l$ :成穴器宽度; $\theta$ :成穴器在一定时间内转过的角度; $\Delta S$ :滑移量。

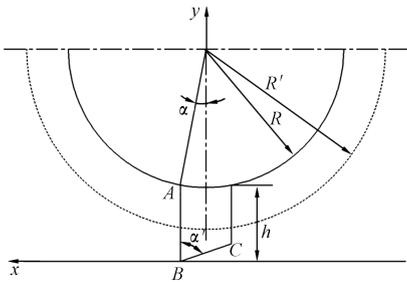


1. 取种器;2. 取种槽;3. 引导槽 a;4. 挡板 b;  
5. 引导器;6. 引导槽 b;7. 挡板 a

1. Seed metering device; 2. Seed metering groove; 3. Guide groove a;  
4. Baffle b; 5. Pilot; 6. Guide groove b; 7. Baffle a

图 10 取种装置

Fig.10 Seed metering device



注: $R$ :穴播轮半径; $R'$ :穴播轮实际滚动半径; $h$ :成穴器长度; $\alpha$ :入土成穴器上任意一点到穴播轮中心的连线与 y 轴的夹角; $\alpha'$ :动瓣 AB 与定瓣 BC 之间的夹角。

Note:  $R$ : The radius of dibbling wheel;  $R'$ : Actual rolling radius of dibbling wheel;  $h$ : Length of the indenting tool;  $\alpha$ : The angle between the connection to the center of dibbling wheel and the y axis;  $\alpha'$ : The angle between the movable flap AB and the fixed flap BC.

图 11 成穴器简图

Fig.11 The schematic of indenting tool

B 点运动轨迹方程:

$$\begin{cases} R_B = \frac{R \cos \alpha_A + h}{\cos \alpha_B} \\ \alpha_B = \arctan \frac{l}{2(R \cos \alpha_A + h)} \\ x_B = R'\theta - R_B [1 - \cos(\theta - \alpha_B)] + \Delta S \\ y_B = R + h - R_B \sin(\theta - \alpha_B) \end{cases} \quad (10)$$

式中, $R_B$ :B 点到穴播轮中心的距离; $\alpha_B$ :B 点到穴播轮中心的连线与 y 轴的夹角。

C 点运动轨迹方程:

$$\begin{cases} R_C = \frac{l}{2 \sin \alpha_C} \\ h_C = R_A \cos \alpha_A + h - \frac{l}{\tan \alpha'} \\ \alpha_C = \arctan \frac{l}{2 \left( R_A \cos \alpha_A + h - \frac{l}{\tan \alpha'} \right)} \\ x_C = R'\theta - R_C [1 - \cos(\theta + \alpha_C)] - h_C [\cos \theta - \cos(\theta + \varphi)] + \Delta S \\ y_C = R + h - R_C \sin(\theta + \alpha_C) - h_C [\sin(\theta + \varphi) - \sin \theta] \end{cases} \quad (11)$$

式中, $R_C$ :C 点到穴播轮中心的距离; $\alpha_C$ :C 点到穴播轮中心的连线与 y 轴的夹角; $h_C$ :C 点到穴播轮中心的垂直距离; $\varphi$ :成穴器开度。

### 3 穴播轮成穴过程的仿真分析

#### 3.1 穴播轮与膜面受力分析

穴播轮在地膜表面滚动,安装在穴播轮上的成穴器进、出土壤形成穴孔。影响穴孔形状的主要因素为滑移量  $\Delta S$  与滑移率  $\delta$  等。由式(12)可知,当穴距一定时,增大穴播轮半径,可使鸭嘴进、出土壤时的穴播轮转角减小,滑移率  $\delta$  与滑移量  $\Delta S$  减小<sup>[16]</sup>。成穴器的鸭嘴在入、出土时其运动轨迹相对地面的位移量直接影响膜面开孔大小,位移量较大可能会出现撕膜、挑膜等现象,进而影响地膜保墒效果。

$$\delta = 1 - \frac{R\theta}{R'\theta} \times 100\% \quad (12)$$

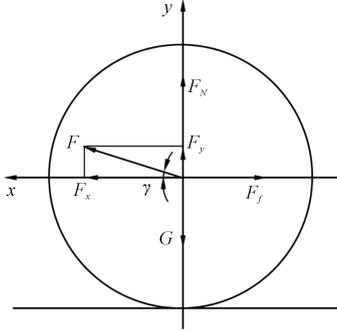
式中, $R$ :穴播轮半径; $R'$ :穴播轮实际滚动半径; $\theta$ :成穴器转角

整机前进时,牵引穴播轮在膜面上滚动,穴播轮的受力可简化为重力、穴播轮与地膜的摩擦力以及牵引力等,穴播轮受力如图 12 所示。

对图 12 分析得以下方程:

$$\begin{cases} F \cos \gamma - F_f = ma \\ F_N + F \sin \gamma = G \\ F_f = \mu F_N \\ a = R' \omega^2 \end{cases} \quad (13)$$

$$\omega = \frac{d\theta}{dt}(1 - \delta) = \frac{v(1 - \delta)}{R_H - h_1} \quad (14)$$



注:  $G$ : 穴播轮重力;  $F_N$ : 压力;  $F_f$ : 穴播轮与地膜的摩擦力;  $F$ : 牵引力;  $F_x$ :  $F$  在  $x$  轴方向的分力;  $F_y$ :  $F$  在  $y$  方向的分力;  $\gamma$ : 牵引力与  $x$  轴方向的夹角。

Note:  $G$ : Dibbling wheel gravity;  $F_N$ : Pressure;  $F_f$ : The frictional force of dibbling wheel and plastic-film;  $F$ : Traction force;  $F_x$ : The force of  $F$  in the direction of  $x$ ;  $F_y$ : The force of  $F$  in the direction of  $y$ ;  $\gamma$ : The angle between the traction force and the  $x$  axis.

图 12 穴播轮受力图

Fig.12 The force diagram of dibbling wheel

式中,  $\mu$ : 地膜摩擦系数;  $m$ : 穴播轮质量;  $a$ : 穴播轮加速度;  $\omega$ : 穴播轮转速;  $v$ : 整机前进速度;  $h_1$ : 入土深度;  $R_H$ : 穴播轮中心到成穴器最顶端的距离。

将式(14) 带入式(13) 中可得:

$$F_f = \left( \frac{\mu}{\mu + \cot \gamma} \right) \left\{ G \cot \gamma - mR' \left[ \frac{v(1 - \delta)}{R_H - h_1} \right]^2 \right\} \quad (15)$$

由式(15)可知,穴播轮与地膜的摩擦力的大小主要由整机前进速度、滑移率以及入土深度决定,因此,在仿真过程中,不仅要设计整机前进速度、滑移率以及入土深度三者之间相互影响的仿真方案,还要设置穴播轮与地膜、土壤的接触参数。

### 3.2 穴播轮成穴过程的仿真和优化

在 Solidworks 中建立穴播轮的三维模型,并导入 Solidworks motion 中,在仿真计算前,首先设置穴播轮中心轴到地面的距离参数,以保证穴播轮的入土深度;其次,设置接触参数,而在 Solidworks motion 中有两种接触模型,分别是泊松模型(恢复系数)和冲击模型<sup>[17]</sup>,由于成穴器与地膜、土壤不是持续撞击,所以我们选用泊松模型,但是在 Solidworks motion 中设置整机速度难度较大,所以仿真中根据式(14)将整机速度转化为穴播轮角速度,进而得出穴播轮仿真结果,其穴播轮仿真方案与结果如表 2 所示。

表 2 穴播轮仿真方案与结果

Table 3 Simulation scheme and result of dibbling wheel

滑移率 $\delta/\%$ The slip rate	整机速度 $v/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ The velocity of whole machine	入土深度 $h_1/\text{m}$ The depth of soil	穴播轮角速度 $\omega/(\text{°} \cdot \text{s}^{-1})$ The angular velocity of dibbling wheel	穴孔宽度(固定鸭嘴入出土距离)/mm The width of hole (The distance of fixed duck-bill get into and out of the soil)
0	0.180	0.030	56.98	20
0	0.180	0.040	60.48	32
0	0.180	0.050	64.09	45
0	0.320	0.030	101.35	20
0	0.320	0.040	107.25	32
0	0.320	0.050	113.96	44
0	0.500	0.030	158.33	20
0	0.500	0.040	167.62	32
0	0.500	0.050	178.05	45
4	0.180	0.030	54.75	12
4	0.180	0.040	57.90	23
4	0.180	0.050	61.51	35
4	0.320	0.030	97.28	12
4	0.320	0.040	102.96	23
4	0.320	0.050	109.38	35
4	0.500	0.030	152.03	12
4	0.500	0.040	160.91	23
4	0.500	0.050	170.89	35
11	0.180	0.030	50.73	4
11	0.180	0.040	53.71	5
11	0.180	0.050	57.03	17
11	0.320	0.030	90.17	4
11	0.320	0.040	95.45	5
11	0.320	0.050	101.41	17
11	0.500	0.030	140.90	4
11	0.500	0.040	149.16	5
11	0.500	0.050	158.46	17

根据实验数据和仿真结果(表 2),可得最优仿真数据:滑移率为 11%,整机速度为  $0.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,入土深度为  $0.03 \text{ m}$ ,穴播轮角速度为  $140.90 \text{ }^\circ \cdot \text{s}^{-1}$ 。在最优工作参数下,穴播轮滑移量较小,撕膜、挑膜现象不易产生,并且在此工作参数下,成穴器上  $B$  点的运动轨迹如图 13 所示,成穴器上  $B$  点  $x$  和  $y$  方向的位移如图 14 所示。

由图 14 可知,在 0.52 秒与 0.76 秒时, $B$  点两次在  $y$  方向经过  $30 \text{ mm}$ 。测量出 0.52 秒与 0.76 秒时, $B$  点在  $x$  方向的位移分别为  $-597 \text{ mm}$  与  $-593 \text{ mm}$ ,即  $B$  点相对于地面的滑移量为  $4 \text{ mm}$ ,表明成穴器相对于地面的滑移量很小,撕膜、挑膜现象不易产生,地膜的保墒效果很好。即最优组合参数为滑移率  $\delta = 11\%$ ,整机速度  $v = 0.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,入土深度  $h_1 = 0.03 \text{ m}$ 。

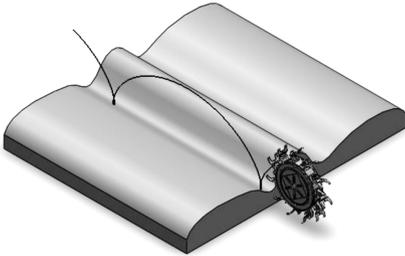


图 13  $B$  点运动轨迹

Fig.13 The trajectory of the  $B$  point

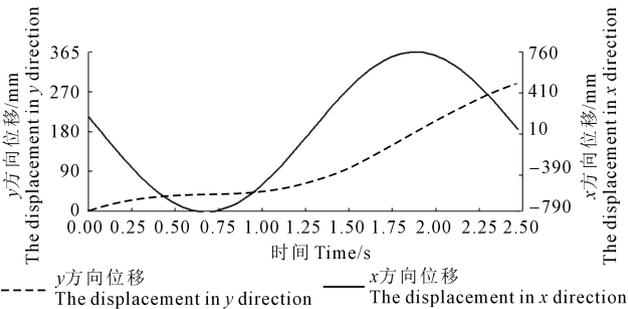


图 14  $B$  点在  $x$  和  $y$  方向的位移

Fig.14 The displacement in the  $x$  and  $y$  direction of the  $B$  point

## 4 结论

1) 本文采用平行四杆机构和摇杆装置,解决了传统播种机转向和运输时手动提升穴播轮等问题,大大节省了人们的劳动力和时间,有效地提高了该机的安全性和可靠性;采用四连杆仿形机构,实现了旱地垄作膜面胡麻精量播种机上下、左右的仿形,解决了由地面不平引起的穴播轮播种直线性差

和膜下播种深度均匀性差等问题;设计了一种新型取种装置,实现了播种机的精量播种。

2) 借助 Solidworks 软件中的插件 motion,对旱地垄作膜面胡麻精量播种机进行了优化仿真,得到最优组合参数:滑移率  $\delta = 11\%$ ,整机速度  $v = 0.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,入土深度  $h_1 = 0.03 \text{ m}$ 。该穴播轮滑移量很小,撕膜、挑膜现象不易产生,进而提高地膜的保墒效果,此最优组合参数满足穴播机设计要求。

## 参考文献:

- [1] 邓欣,陈信波,邱财生.我国亚麻种质资源研究与利用概述[J].中国麻业科学,2015,37(6):322-329.
- [2] 郭娜,李爱荣,马建富,等.坝上地区覆膜条件下种植密度对油用亚麻主要农艺性状和产量的影响[J].河北农业科学,2014,18(6):7-10.
- [3] 李秋芝,姜颖,鲁振家,等.300份亚麻种质资源主要农艺性状的鉴定及评价[J].中国麻业科学,2017,39(4):172-179.
- [4] 伊六喜,巴特尔,贾霄云,等.胡麻种质资源、育种及遗传研究进展[J].中国麻业科学,2017,39(2):81-87.
- [5] 梁东升,王毅荣.甘肃胡麻产量对气候变化的区域响应[J].中国农业气象,2007,28(4):409-411.
- [6] 曹海峰,高立辉,胡科全,等.我国亚麻生产机械化及产业发展建议[J].中国农机化,2009,(3):22-25.
- [7] 崔红艳,方子森,牛俊义,等.胡麻栽培技术的研究进展[J].中国农学通报,2014,30(18):8-13.
- [8] 张雷,李小燕,牛芬菊,等.旱地胡麻全膜大小垄侧穴播栽培技术研究[J].干旱地区农业研究,2017,35(2):62-67.
- [9] 杨正,赵武云,戴飞,等.西北旱地全膜双垄沟播技术配套播种机具的现状与发展[J].机械研究与应用,2013,(4):191-192,195.
- [10] 赵建托.玉米精密穴播器的设计与仿真研究[D].兰州:甘肃农业大学,2010.
- [11] 王福兰.行间播种机多功能行走轮设计与试验[D].长春:吉林大学,2012.
- [12] 杨杰,赵武云,戴飞.旱地全膜双垄沟玉米精量播种机的设计与试验[J].干旱地区农业研究,2014,32(4):262-268.
- [13] 魏宏安,邵世禄.垂直插入式小麦覆膜穴播机的研究[J].农业机械学报,2001,32(6):34-37.
- [14] 戴飞,赵武云,唐学鹏,等.旱地玉米全膜覆盖双垄沟精量播种机工作参数优化[J].农业机械学报,2013,44(Z1):39-45.
- [15] 孙伟,吴建民,黄晓鹏,等.勺匙式玉米精量取种器的设计与试验[J].农业工程学报,2011,27(10):17-21.
- [16] 于红鹏,杜瑞成,吴修远,等.舵轮式杠杆开启穴播器的设计分析及穴孔形状仿真模拟[J].农业科技与装备,2009,(4):61-64.
- [17] 詹隽青,王文强,孟祥德,等.基于 SolidWorks 的自行走装置的设计[J].起重运输机械,2011,(8):48-51.