

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.08.010

插秧机后插旋转式宽窄行分插机构设计与优化^{*}

俞高红 马成稳 孙良 裘利钢 赵匀

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

【摘要】 论述了两级交错轴斜齿行星轮系后插旋转式宽窄行分插机构的结构特点和工作原理,分析了两级交错轴斜齿行星轮系的角位移关系,对螺旋角的影响进行了分析,在空间坐标系中建立了分插机构的运动学模型,并得到了秧针尖点运动的位移方程。通过开发辅助分析与优化软件对影响参数进行了分析与优化,结合优化结果建立了分插机构虚拟样机模型,通过仿真及实体试验对理论分析进行了验证。结果表明:该分插机构能够应用在步行式插秧机上实现宽窄行插秧作业。

关键词: 步行式插秧机 宽窄行分插机构 两级交错轴斜齿行星轮系 斜齿偏心-非圆齿轮

中图分类号: S223.91^{*2} **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)08-0050-06

Design and Optimization of Backward Rotary Transplanting Mechanism in Wide – Narrow Row Planting

Yu Gaohong Ma Chengwen Sun Liang Qiu Ligang Zhao Yun

(School of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract

The working characteristics of walking type transplanting mechanism used in wide – narrow row planting was described. According to it's characteristics, the planetary gear train with two levels of crisscross shaft was used in walking type transplanting mechanism and a transplanting mechanism used in walking type transplanter was proposed. The structure features and working principle of the wide – narrow row transplanting mechanism was analyzed. The angular displacement and the influence of the gear spiral angle. The kinematic model of the transplanting mechanism was built in the space coordinates system, and the displacement equation of the seedlings tip point was got. The parameters were analyzed and optimized by programming. The virtual model of the proposed transplanting mechanism was built with the optimization parameters. The theory model was verified by simulation and experiment. This transplanting mechanism could realize wide – narrow row rice.

Key words Walk transplanter, Wide – narrow row transplanting mechanism, Planetary gear train with two levels of crisscross helical gears shaft, Helical eccentric and non-circular gears

引言

步行式插秧机采用后插式分插机构,如偏心齿轮-非圆齿轮行星轮系后插旋转式分插机构、椭圆齿轮传动后插旋转式分插机构等^[1-5]。这些分插机

构工作时,其栽植臂仅作平行于前进方向且垂直地面的平面运动,在秧门等距分布的前提下,只能实现等行距插秧,不能实现宽窄行插秧。

本文设计一种能够应用在步行式插秧机上,可实现宽窄行插秧作业的两级交错轴斜齿行星轮系后

收稿日期: 2011-10-14 修回日期: 2011-12-22

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50875244)、国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2010AA101405、2012AA10A501)、浙江省自然科学基金资助项目(Q12E050074)、浙江省现代农业装备与设施产业创新团队项目(2009R50001)和南方农业机械与装备关键技术重点实验室资助项目

作者简介: 俞高红,教授,博士,主要从事农业机械设计、机构运动学与动力学研究, E-mail: yugh@zstu.edu.cn

插旋转式宽窄行分插机构。该分插机构工作时,栽植臂随插秧机前进的同时,在垂直于前进的方向上左右摆动,从而使插秧位置相对于取秧位置有一个横向偏移量,在秧门等距分布的前提下,能够完成宽窄行插秧作业。

1 宽窄行分插机构设计

1.1 设计要求与实现

目前,我国推广的水稻宽窄行种植的宽行距一般为 400 mm 左右,窄行距一般为 200 mm 左右。现有的步行式插秧机秧门中心距为 300 mm,在秧门中心距 $c = 300$ mm 不变的情况下,要实现宽行距 $d = 400$ mm,窄行距 $e = 200$ mm 的宽窄行插秧方式,必须使横向偏移距离 $\Delta S = 50$ mm,如图 1 所示。

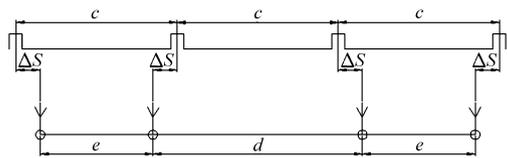


图 1 宽窄行插秧示意图

Fig. 1 Schematic plot of wide - narrow row planting

为了实现宽窄行插秧要求,设计了二级交错轴斜齿行星轮系后插旋转式宽窄行分插机构(图 2)。在该分插机构中,太阳轮与中间轮啮合传动以及中间轮与行星轮啮合传动都是交错轴斜齿轮非匀速传动,太阳轮和行星轮都是斜齿轮(旋向相反),中间轮是非圆直齿轮。假设太阳轮和行星轮的螺旋角分别为 β_1, β_2 ,行星轴 O_1A 的长度为 L ,栽植臂旋转中心 A 到秧针尖点 D 的长度为 S , O 点是行星架的旋转中心, M_1 点是中间轮的旋转中心, O_1 点是行星轮的旋转中心, A 点是栽植臂的旋转中心。行星架与中心轴垂直固接,太阳轮与机架固接且与行星架互相平行,为了保证太阳轮与中间轮良好啮合,中间轮及中间轴安装时要绕 OM_1 轴线顺时针转过 β_1 角,同理为了使中间轮与行星轮能够良好啮合,行星轮

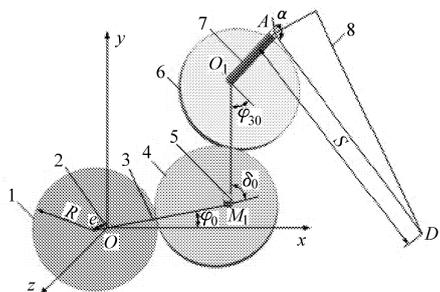


图 2 后插旋转式宽窄行分插机构结构简图

Fig. 2 Structure diagram of backward rotary wide - narrow row transplanting mechanism

1. 太阳轮 2. 中心轴 3. 行星架 4. 中间轮 5. 中间轴 6. 行星轮 7. 行星轴 8. 栽植臂

及行星轴既要绕着过 O_1 点且与 OM_1 平行的轴线顺时针转过 β_1 角,又要绕着 M_1O_1 轴线逆时针转过 β_2 角。由于栽植臂与行星轴垂直固接,因此栽植臂与行星轴的绕轴旋转运动保持一致。

此分插机构利用两级交错轴斜齿轮传动,使栽植臂取秧时相对于齿轮箱(即行星架)向外摆动,插秧时相对于齿轮箱向内摆动,从而可以最大限度地利用交错轴倾斜对分插机构秧针轨迹产生影响,如图 3 所示。由于取秧和插秧栽植臂分别向相反的方向摆动所以使得栽植臂摆动的利用率大大提高,从而易于达到宽窄行插秧所需的横向偏移量。因此,可以通过合理选择 β_1, β_2, S 等结构参数,设计此分插机构,实现宽窄行插秧作业。

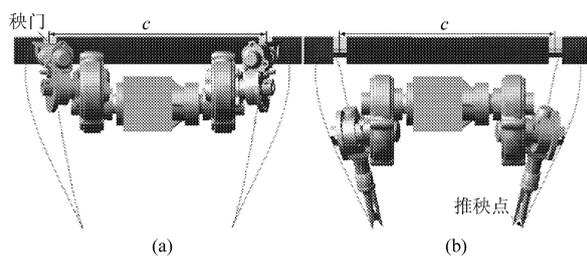


图 3 两级交错轴对分插机构秧针轨迹影响分析图

Fig. 3 Influence of two levels crisscross shaft to transplanting mechanism

(a) 取秧 (b) 插秧

1.2 结构特点与工作原理

二级交错轴斜齿行星轮系后插旋转式宽窄行分插机构包括传动部件和栽植臂部件两部分(图 2)。其中传动部件由 2 个偏心斜齿轮、1 个与它们共轭的非圆直齿轮和 1 个呈“三角形”分布的行星架组成。太阳轮(偏心斜齿轮)通过法兰固定在机架上,中间轮空套在中间轴上,且与太阳轮及行星轮共轭,行星轮(偏心斜齿轮)固定在倾斜于齿轮箱安装的行星轴上,行星架(齿轮箱)与中心轴固接,栽植臂与行星轴垂直固接。初始安装时,行星架(齿轮箱)的安装角(OM_1 与 x 轴正方向夹角)为 φ_0 ,太阳轮的长轴与中间轮的长轴共线,行星架(齿轮箱)的拐角(OM_1 与 M_1O_1 的夹角)为 δ_0 ,栽植臂与行星架(齿轮箱)的夹角为 α_0 ,行星轮(偏心斜齿轮)的长轴与行星架(齿轮箱)的夹角为 φ_{30} 。工作时,动力由中心轴输入,驱动行星架(齿轮箱)绕着 O 点旋转,带动轮系中齿轮啮合传动,使得两级交错轴斜齿行星轮系中的行星轴作周期性的变传动比运动。行星轮带着行星轴既随行星架(齿轮箱)一起绕着 O 点作匀速圆周运动,又相对于行星架绕着 O_1 点作反向非匀速转动,通过两级交错轴斜齿行星轮系传动,动力从行星轴输出,带动与行星轴垂直固接的栽植臂作周期性的非匀速摆动,使秧针尖点 D 点形成空间插

秧轨迹。

2 运动学建模

2.1 两级交错轴斜齿行星轮系传动特性分析

在两级交错轴斜齿行星轮系中,斜齿轮螺旋角对轮系的传动特性没有影响,因此可以在平面直角坐标系中对其进行运动特性分析。如图4所示,以行星架(齿轮箱)的旋转中心 O 为坐标原点建立直角坐标系。 M_1 是中间轮的旋转中心, O_1 是行星轮的旋转中心, P 为太阳轮(偏心斜齿轮)与中间轮(非圆齿轮)的啮合点, Q 为中间轮(非圆齿轮)与行星轮(偏心斜齿轮)的啮合点。分别用 $r_1(\varphi)$ 、 $r_2(\varphi)$ 、 $r_2'(\varphi)$ 、 $r_3(\varphi)$ 来表示 \overrightarrow{OP} 、 $\overrightarrow{M_1P}$ 、 $\overrightarrow{M_1Q}$ 和 $\overrightarrow{O_1Q}$ 。

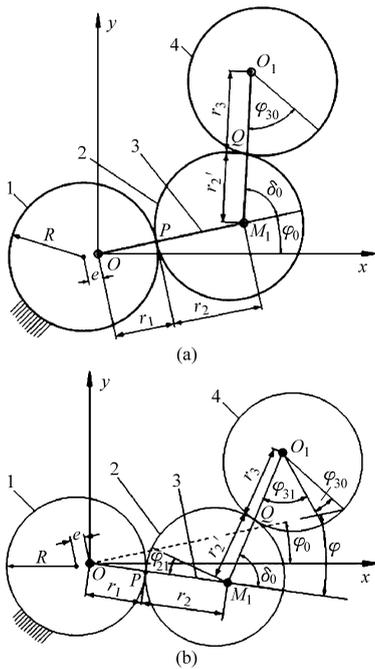


图4 两级交错轴斜齿行星轮系运动示意图

Fig. 4 Movement schematic of planetary gear train with two levels of crisscross shaft

(a) 初始安装位置 (b) 行星架转过 φ 角

1. 太阳轮(偏心斜齿轮) 2. 中间轮(非圆直齿轮) 3. 行星架(齿轮箱) 4. 行星轮(偏心斜齿轮)

如图4b所示,当行星架(齿轮箱)绕旋转中心 O 顺时针转过 φ 时,中间轮(非圆直齿轮)相对行星架顺时针转过 φ_{21} ,行星轮(偏心斜齿轮)相对行星架逆时针转过 φ_{31} 。在太阳轮中根据余弦定理得

$$r_1(\varphi) = \overline{OP} = \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2(\varphi + \pi)} + e \cos(\varphi + \pi) \quad (1)$$

$$r_2(\varphi) = a - r_1(\varphi) \quad (2)$$

式中 R ——齿轮半径 a ——中心距

e ——偏心距

根据共轭非圆齿轮节曲线封闭条件^[6]得

$$\int_0^{2\pi} \frac{\sqrt{R^2 - e^2 \sin^2(\varphi + \pi)} + e \cos(\varphi + \pi)}{a - \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2(\varphi + \pi)} - e \cos(\varphi + \pi)} d\varphi = 2\pi \quad (3)$$

利用数值积分算法可以算出 a 。

根据非圆齿轮半径与圆心角的关系^[6]得

$$r_2'(\varphi) = r_2(\pi + \delta_0 + \varphi_{21}) \quad (4)$$

$$r_3(\varphi) = a - r_2(\pi + \delta_0 + \varphi_{21}) \quad (5)$$

在 ΔO_1AQ 中应用余弦定理得

$$\cos(\varphi_{31} + \varphi_{30}) = \frac{r_3^2(\varphi) + e^2 - R^2}{2r_3(\varphi)e} \quad (6)$$

当 $\varphi = 0$ 时, $\varphi_{31} = 0$ 可以求出 φ_{30} ; 当 $0 \leq \delta_0 - \varphi_{21} \leq \pi$ 时, $0 \leq \varphi_{31} + \varphi_{30} \leq \pi$; 当 $\pi \leq \delta_0 - \varphi_{21} \leq 2\pi$ 时, $\pi \leq \varphi_{31} + \varphi_{30} \leq 2\pi$; 根据上述条件及式(6)可以计算出 φ_{31} 。

2.2 宽窄行分插机构运动学建模

如图5所示,以行星架的旋转中心 O 点为坐标原点,以行星架(齿轮箱)所在的平面为 xOy 面建立空间直角坐标系 $Oxyz$ 。

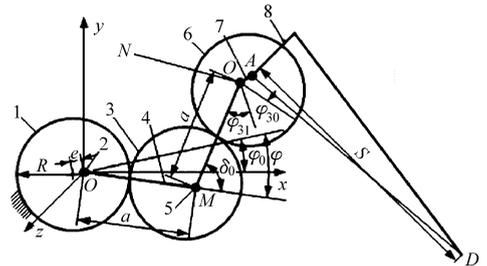


图5 分插机构运动示意图

Fig. 5 Movement diagram of transplanting mechanism

1. 太阳轮(偏心斜齿轮) 2. 中心轴 3. 中间轮(非圆齿轮)
4. 行星架(齿轮箱) 5. 中间轴 6. 行星轮(偏心斜齿轮) 7. 行星轴 8. 栽植臂

当 $\beta_1 = \beta_2 = 0$ 时,中心轴、中间轴及行星轴互相平行,且都垂直于 xOy 面。此时,行星轴旋转中心 O_1 点及秧针尖 D 点的相对运动位移方程分别为

$$\begin{cases} x_{O_1} = a \cos(\varphi + \varphi_0) + a \cos(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) \\ y_{O_1} = a \sin(\varphi + \varphi_0) + a \sin(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) \\ z_{O_1} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} x_{D_0} = a \cos(\varphi + \varphi_0) + a \cos(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) + S \cos(\alpha_0 + \varphi_0 + \varphi_{31} + \varphi) \\ y_{D_0} = a \sin(\varphi + \varphi_0) + a \sin(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) + S \sin(\alpha_0 + \varphi_0 + \varphi_{31} + \varphi) \\ z_{D_0} = L \end{cases} \quad (8)$$

当 $\beta_1 \neq 0$ 和 $\beta_2 \neq 0$ 时,中心轴、中间轴、行星轴两两交错。此时的分插机构可以看成是由 $\beta_1 = \beta_2 = 0$ 时,先绕着过 O_1 点且与 OM_1 平行的直线 O_1N 顺时针转过 β_1 角,然后再绕着 M_1O_1 逆时针转过 β_2 角得到的。利用绕空间任意轴旋转变换的知识^[7-8],由

已知的当 $\beta_1 = \beta_2 = 0$ 时分插机构秧针尖点 D 点的相对运动位移方程, 以及 O_1 点的坐标可求出当 $\beta_1 \neq 0$ 和 $\beta_2 \neq 0$ 时分插机构秧针尖 D 点的相对运动位移方程。

将矢量 $\overrightarrow{O_1 D}$ 随旋转轴线 $O_1 N$ 一起平移, 使点 $(x_{o_{10}}, y_{o_{10}}, z_{o_{10}})$ 位于坐标原点, 获得平移后的矢量 $\overrightarrow{O_1' D_1'}$, 相应的变换矩阵为

$$T_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -x_{o_{10}} & -y_{o_{10}} & -z_{o_{10}} & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

将平移之后的矢量 $\overrightarrow{O_1' D_1'}$ 随 OM_1 绕 z 轴顺时针转过 $(\varphi + \varphi_0)$ 角, 使 OM_1 与 x 轴重合, 获得旋转后的矢量 $\overrightarrow{O_1' D_1''}$ 相应的变换矩阵为

$$R_{z_1} = \begin{bmatrix} \cos(-\varphi - \varphi_0) & \sin(-\varphi - \varphi_0) & 0 & 0 \\ -\sin(-\varphi - \varphi_0) & \cos(-\varphi - \varphi_0) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

将矢量 $\overrightarrow{O_1' D_1''}$ 绕 x 轴顺时针转过 β_1 角, 获得旋转后的矢量 $\overrightarrow{O_1' D_1'''}$, 相应的变换矩阵为

$$R_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(-\beta_1) & \sin(-\beta_1) & 0 \\ 0 & -\sin(-\beta_1) & \cos(-\beta_1) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

由此可求当 $\beta_1 \neq 0, \beta_2 = 0$ 时分插机构秧针尖点 D 的相对运动位移方程

$$D_1 = T_1 R_{z_1} R_x R_{z_1}^{-1} T_1^{-1} \begin{bmatrix} x_{D_0} \\ y_{D_0} \\ z_{D_0} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\text{即} \begin{cases} x_{D_1} = [\cos^2(\varphi + \varphi_0) - \cos^2(\varphi + \varphi_0) \cos\beta_1 + \cos\beta_1] x_{D_0} + \cos(\varphi + \varphi_0) \sin(\varphi + \varphi_0) \cdot (1 - \cos\beta_1) y_{D_0} + Z_{D_0} \sin(\varphi + \varphi_0) \sin\beta_1 \\ y_{D_1} = \sin(\varphi + \varphi_0) \cos(\varphi + \varphi_0) (1 - \cos\beta_1) x_{D_0} + y_{D_0} + \cos^2(\varphi + \varphi_0) (\cos\beta_1 - 1) y_{D_0} - Z_{D_0} \cos(\varphi + \varphi_0) \sin\beta_1 \\ z_{D_1} = -x_{D_0} \sin(\varphi + \varphi_0) \sin\beta_1 + y_{D_0} \cos(\varphi + \varphi_0) \sin\beta_1 + Z_{D_0} \cos\beta_1 \end{cases} \quad (12)$$

在上述旋转变换过程中, 行星轴旋转中心 O_1 没有发生变化, 同理将矢量 $\overrightarrow{O_1' D_1'}$ 随旋转轴线 $M_1 O_1$ 一

起平移, 使点 O_1 位于坐标原点, 获得平移后的矢量 $\overrightarrow{O_1' D_1'}$ 相应的变换矩阵为

$$T_2 = T_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -x_{o_{10}} & -y_{o_{10}} & -z_{o_{10}} & 1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

将矢量 $\overrightarrow{O_1' D_1'}$ 随 $M_1 O_1$ 线绕 z 轴逆时针转过 $\frac{\pi}{2} - (\varphi_0 + \varphi + \delta_0)$, 使 $M_1 O_1$ 与 y 轴重合, 得旋转后的矢量 $\overrightarrow{O_1' D_1''}$, 相应的变换矩阵为

$$R_{z_2} = \begin{bmatrix} \sin(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) & \cos(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) & 0 & 0 \\ -\cos(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) & \sin(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

将矢量 $\overrightarrow{O_1' D_1''}$ 绕 y 轴逆时针转过 β_2 角, 得旋转后的矢量 $\overrightarrow{O_1' D_1'''}$, 相应的变换矩阵为

$$R_y = \begin{bmatrix} \cos\beta_2 & 0 & -\sin\beta_2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \sin\beta_2 & 0 & \cos\beta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

由此可求当 $\beta_1 \neq 0$ 和 $\beta_2 \neq 0$ 时分插机构秧针尖 D 点的相对运动位移方程, 即两级交错轴斜齿行星轮系后插旋转式宽窄行分插机构秧针尖 D 点的相对运动位移方程

$$D_2 = T_2 R_{z_2} R_y R_{z_2}^{-1} T_2^{-1} D_1$$

即

$$\begin{cases} x_{D_2} = [\cos^2(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) - \cos\beta_2 \cos^2(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) + \cos\beta_2] x_{D_1} + \sin(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) \cos(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) (1 + \cos\beta_2) y_{D_1} + z_{D_1} \sin(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) \sin\beta_2 \\ y_{D_2} = \sin(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) \cos(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) (1 - \cos\beta_2) x_{D_1} + [\cos^2(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) \cos\beta_2 - \cos^2(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) + 1] y_{D_1} - z_{D_1} \cos(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) \sin\beta_2 \\ z_{D_2} = -x_{D_1} \sin(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) \sin\beta_2 + y_{D_1} \cos(\varphi + \varphi_0 + \delta_0) \sin\beta_2 + z_{D_1} \cos\beta_2 \end{cases} \quad (16)$$

3 参数优化与仿真分析

3.1 宽窄行分插机构参数优化

由分插机构秧针尖 D 点的相对运动位移方

程(16)可知,工作时秧针尖 D 走过一个空间位移,影响其运动特性的参数有:中心距 a 、栽植臂参数 S 、行星架初始安装角 φ_0 、行星架拐角 δ_0 、栽植臂相对于行星架初始安装角 α_0 、行星轮相对于行星架转角 φ_{31} 、行星架转角 φ 、太阳轮螺旋角 β_1 和行星轮螺旋角 β_2 。

为了更好地满足步行式宽窄行插秧机的工作要求,必须对分插机构的各影响参数进行分析与优化,具体的优化目标如下:

(1)为了在步行式插秧机上实现后插式作业,分插机构秧针尖点空间轨迹的侧面投影应该为上圆下尖的海豚形。

(2)为保证所插秧苗的直立性,取秧时秧针与水平面的夹角应在 $-10^\circ \sim 20^\circ$ 之间,插秧时秧针与水平面的夹角应在 $65^\circ \sim 80^\circ$ 之间。

(3)推秧角与取秧角的角度差约为秧箱的倾斜角。

(4)为了方便取秧,取秧时取秧轨迹尽量与秧箱垂直,以确保能够顺利取下秧苗并减少对秧根的伤害。

(5)绝对运动轨迹的地面穴口宽度小于 30 mm,太大会导致所插秧苗倒伏或漂秧。

(6)栽植臂在取秧时不能与秧门发生干涉。

(7)为了按要求实现宽窄行插秧作业,要求秧针在插秧位置相对于取秧位置的横向偏移量 $\Delta S = 50$ mm。

为了实现上述 7 个优化目标,基于 Matlab 7.1、VB6.0 运用混编技术编制了斜齿行星轮系宽窄行分插机构辅助分析与优化软件。文献[9]中详细的论述了 R 、 e 、 δ_0 对 φ_{31} 的影响,本文借助于其经验数据,运用辅助分析与优化软件,对分插机构秧针轨迹影响参数进行了充分的分析与优化,并最终得到了该分插机构的结构参数: $R = 19.125$ mm, $e = 4$ mm, $\varphi_0 = 10^\circ$, $\delta_0 = 81^\circ$, $\alpha_0 = -85^\circ$, $\beta_1 = 10^\circ$, $\beta_2 = -10^\circ$, $S = 180$ mm。

将上述结构参数输入编制的分插机构辅助分析与优化软件中运行该软件,便可以得到如图 6 所示的分插机构秧针尖点静轨迹,图中 A 为取秧点, B 为插秧点。

从图 6a 中可以看出,该分插机构秧针尖点静轨迹的侧面投影(xOy 平面内的投影)为上圆下尖的海豚形;从图 6b 中可以看出,从取秧位置 A 到插秧位置 B 的横向偏移量(z 轴方向的偏移量) ΔS 为 50 mm。因此,该分插机构可以满足上述 7 个优化目标,能够应用于步行式插秧机上,实现农艺要求的宽窄行插秧作业。

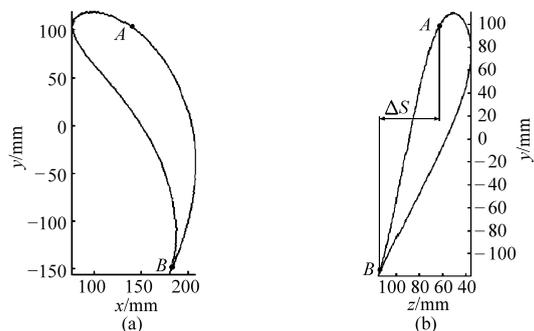


图 6 分插机构优化轨迹

Fig. 6 Optimization results of transplanting mechanism

(a) xOy 平面内秧针尖点轨迹 (b) yOz 平面内秧针尖点轨迹

3.2 宽窄行分插机构仿真分析

根据优化所得的结构参数,运用 UGNX6.0 建立该分插机构虚拟样机装配模型,并运用 ADAMS 对其进行虚拟仿真,得到秧针尖点运动轨迹如图 7 所示。

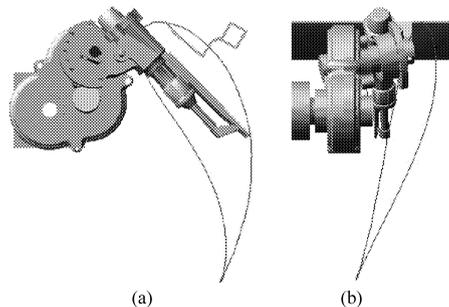


图 7 虚拟样机仿真结果

Fig. 7 Simulation result diagram of virtual prototype simulation

(a) xOy 平面内投影图 (b) yOz 平面内投影图

从图 7 中可以看出:正如理论分析所述,工作时秧针尖点走过一个空间位移,其秧针尖点静轨迹的侧面投影(xOy 平面内的投影)是一个上圆下尖的海豚形(图 7a),其秧针尖点静轨迹的正向投影(yOz 平面内的投影)具有一个横向偏移量(图 7b)。与应用分析与优化软件所得的轨迹对应一致。

图 8 是从 ADAMS 中导出的秧针尖点静轨迹在 z 轴方向的位移曲线,由于建立模型时,栽植臂的横向摆动方向与 z 轴平行,所以此位移曲线可以真实的反映出栽植臂的摆动情况。在取秧位置与插秧位置建立标记点 A 、 B ,从位移曲线坐标中可以看出,从插秧位置 B 到取秧位置 A 的横向偏移量(z 轴方向的偏移量)为 50 mm,与运用分析与优化软件所得结果一致。从而验证了理论分析的正确性以及运动学模型的合理性。

4 试验验证

为了验证理论模型的正确性及分插机构工作可靠性,加工了分插机构零部件,并搭建宽窄行分插机

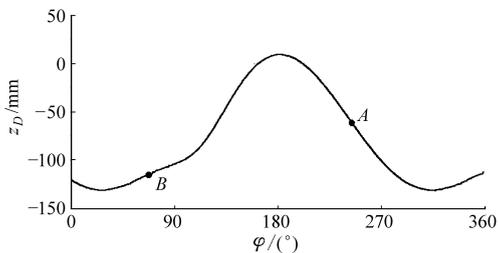


图 8 分插机构秧针尖点 z 轴方向位移曲线

Fig. 8 Displacement curve of transplanting mechanism needle in z -axis

构试验台, 对其进行试验验证。

本试验所用的试验设备主要有: 高速摄像机(型号为 Photron Fastcam Super 10 K)、视频采集卡、数据传输设备和对应的分析软件(Blaster's MAS 图像分析软件)等。试验步骤如下:

(1) 将搭建的试验台调整好, 使分插机构能够运行自如。

(2) 将高速摄像机的拍摄频率调整为 1 000 Hz 左右。

(3) 在分插机构秧针尖点处粘贴一块银色反光纸作为标记, 以便捕捉秧针尖点的运动轨迹进行分析。

(4) 调整高速摄像机镜头及灯光强度, 直至可以在屏幕上清晰地看到分插机构, 并使标记点能够在屏幕中显示。

(5) 打开电源开关, 调整电动机转速, 使电动机转速稳定在 200 r/min。

(6) 打开高速摄像机系统, 进行图像采集。

(7) 利用 Blaster's MAS 图像分析软件绘出秧针尖点运动轨迹。

经过上述试验步骤可以得到如图 9 所示的秧针尖点运动轨迹。从图 9 中可以看出: 工作时, 秧针尖

点走过一个空间海豚形轨迹, 且此轨迹与理论分析及仿真试验结果完全一致。秧针尖横向偏移距离的测量值为 50 mm, 也与理论分析及仿真结果一致。因此, 建立的分插机构运动学模型是正确的, 该分插机构可以应用于步行式插秧机上实现宽窄行插秧作业。

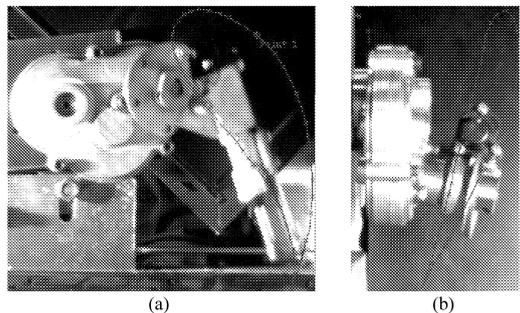


图 9 分插机构试秧针尖运动轨迹

Fig. 9 Test result of motion locus of transplanting mechanism

(a) 正视图 (b) 侧视图

5 结论

(1) 分析了两级交错轴斜齿行星轮系后插旋转式宽窄行分插机构的结构特点和工作原理。

(2) 对两级交错轴斜齿行星轮系中齿轮角位移进行了分析, 并建立了秧针尖点的运动学模型。

(3) 基于 Matlab 7.1、VB6.0 应用混编技术编制了宽窄行分插机构辅助分析与优化软件, 对分插机构的运动学影响参数进行了分析与优化, 并得到一组满足工作要求的结构参数, 并通过虚拟样机试验对运动学特性进行验证。

(4) 加工零部件、搭建试验台, 对分插机构运动学特性进行实体试验验证, 通过仿真及实体试验, 表明理论模型正确, 该分插机构可以应用于步行机上实现宽窄行插秧。

参 考 文 献

- 俞高红, 钱孟波, 赵匀, 等. 偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构运动机理分析[J]. 农业机械学报, 2009, 40(3): 81~84.
Yu Gaohong, Qian Mengbo, Zhao Yun, et al. Analysis of kinematic principle of transplanting mechanism with eccentric gears and non-circular gears [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(3): 81~84. (in Chinese)
- 俞高红, 谢仁华, 赵匀. 椭圆齿轮传动后插旋转式分插机构运动分析与实验[J]. 农业机械学报, 2008, 39(5): 45~48.
Yu Gaohong, Xie Renhua, Zhao Yun. Kinematic analysis and experiment of backward rotary transplanting mechanism with elliptical gears transmission [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2008, 39(5): 45~48. (in Chinese)
- 陈德俊. 水稻插秧机后插式分插机构研究[J]. 金华职业技术学院学报, 2001, 1(4): 1~3.
Chen Dejun. A study on the rearward separate-planting mechanism of rice transplanter [J]. Journal of Jinhua College of Profession and Technology, 2001, 1(4): 1~3. (in Chinese)

- 4 Manuwa S I. Performance evaluation of tillage tines operating under different depths in a sandy clay loam soil[J]. *Soil & Tillage Research*,2009,103(2):399~405.
- 5 朱瑞祥,张军昌,薛少平,等. 保护性耕作条件下的深松技术试验[J]. *农业工程学报*,2009,25(6):145~147.
Zhu Ruixiang, Zhang Junchang, Xue Shaoping, et al. Experimentation about subsoiling technique for conservation tillage[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*,2009,25(6):145~147. (in Chinese)
- 6 Ren Luquan. Progress in the bionic study on anti-adhesion and resistance reduction of terrain machines[J]. *Science in China (Series E: Technological Sciences)*, 2009,52(2):273~284.
- 7 任露泉,陈德兴,胡建国. 土壤动物减粘脱土规律初步分析[J]. *农业工程学报*,1990,6(1):15~20.
Ren Luquan, Chen Dexing, Hu Jianguo. Initial analysis on the law of reducing adhesion of soil animals[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 1990,6(1):15~20. (in Chinese)
- 8 尚晓江,苏建宇. ANSYS/LS-DYNA 动力分析方法与工程实例[M]. 北京:中国水利水电出版社,2006:3~4.
- 9 郭志军,周志立,张毅,等. 土壤耕作部件仿生优化设计研究[J]. *中国科学 E 辑:技术科学*,2009,39(4):720~728.
- 10 U. S. Department of Transportation Federal Highway Administration. Evaluation of LS-DYNA soil material model147[R]. Volpe National Transportation Systems Center, Federal Highway Administration, Report No. FHWA-HRT-04-094, 2004.
- 11 U. S. Department of Transportation Federal Highway Administration. Manual for LS-DYNA soil material model147[R]. Volpe National Transportation Systems Center, Federal Highway Administration, Report No. FHWA-RD-04-095, 2004.
- 12 蒋建东,高洁,赵颖娣,等. 土壤旋切振动减阻的有限元分析[J]. *农业机械学报*,2012,43(1):59~62.
Jiang Jiandong, Gao Jie, Zhao Yingdi, et al. Finite element simulation and analysis on soil rotary tillage with external vibration excitation[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2012,43(1):59~62. (in Chinese)

(上接第 55 页)

- 4 俞高红,孙良,赵匀. 混合齿轮行星系分插机构的人机交互参数优化[J]. *农业机械学报*,2008,39(2):47~50.
Yu Gaohong, Sun Liang, Zhao Yun. Parameters optimization based on human-computer conversation of transplanting mechanism with planetary spur gears and elliptical gears[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*,2008,39(2):47~50. (in Chinese)
- 5 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- 6 吴序堂,王贵海. 非圆齿轮及非匀速比传动[M]. 北京:机械工业出版社,1997.
- 7 洪家振,扬长俊. 理论力学[M]. 北京:高等教育出版社,2007
- 8 李养成. 空间解析几何[M]. 北京:科学出版社,2007.
- 9 俞高红,张玮炜,孙良,等. 偏心齿轮-非圆齿轮行星轮系在后插旋转式分插机构中的应用[J]. *农业工程学报*,2011,27(4):100~105.
Yu Gaohong, Zhang Weiwei, Sun Liang, et al. Application and analysis of planetary gear train with eccentric gears and non-circular gear in backward rotary transplanting mechanism [J]. *Transactions of the CSAE*, 2011, 27(4):100~105. (in Chinese)
- 10 赵匀,赵雄,张玮炜,等. 水稻插秧机现代设计理论与方法[J]. *农业机械学报*,2011,42(3):65~68,43.
Zhao Yun, Zhao Xiong, Zhang Weiwei, et al. Modern design theory and method of rice transplanter[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011,42(3):65~68,43. (in Chinese)
- 11 赵匀,黄巨明,张国凤,等. 变形椭圆齿轮分插机构运动分析与优化[J]. *农业机械学报*,2011,42(4):48~52,61.
Zhao Yun, Huang Juming, Zhang Guofeng, et al. Kinematic analysis and optimization of transplanting mechanism with deformable elliptic gears transmission[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011,42(4):48~52,61. (in Chinese)