DOI: 10.3901/JME.2015.07.067

一种旋转式穴盘苗取苗机构的设计*

俞高红^{1,2} 俞腾飞^{1,2} 叶秉良^{1,2} 胡海军^{1,2} 王林伟^{1,2}

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院 杭州 310018;

2. 浙江理工大学浙江省种植装备技术重点实验室 杭州 310018)

摘要: 分析现有穴盘苗取苗机构的发展现状,提出一种新型的旋转式穴盘苗取苗机构。依据旋转式穴盘苗取苗机构的结构特点及工作原理,选取三段合适的传动比函数,构建一种新型非圆齿轮的节曲线方程,建立该穴盘苗自动取苗机构的运动学模型。开发该取苗机构的计算机辅助分析软件,通过人机交互方式得出一组满足旋转式穴盘苗取苗机构工作要求的结构参数。基于参数对该取苗机构进行了设计,提出一种能够实现变化范围较大变速传动的新型非圆齿轮。对新型非圆齿轮完成结构设计及试验,验证了新型非圆齿轮的可行性。通过分析虚拟仿真得到的工作轨迹及取苗爪尖点的速度曲线,验证该取苗机构的可行性及工作的平稳性。

关键词: 穴盘苗; 取苗机构; 节曲线方程; 新型非圆齿轮; 传动特性

中图分类号: S223

Design of a Rotary Plug Seedling Pick-up Mechanism

YU Gaohong^{1,2} YU Tengfei^{1,2} YE Bingliang^{1,2} HU Haijun^{1,2} WANG Linwei^{1,2}

(1. Faculty of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018;

2. Zhejiang Province Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018)

Abstract: A new kind of rotary plug seedling pick-up mechanism is designed on the basis of the analysis of current development situation. Kinematic model is established according to structure characteristic and working principle of plug seedling pick-up mechanism. Pitch curve equation of a new non-circular gear is built on account of three suitable transmissions ratio functions. The software of computer-aided analysis for this rotary plug seedling pick-up mechanism is developed. By human-computer conversation, structural parameters are carried out, which can meet the demand of driving. Based on these parameters, design of rotary plug seedling pick-up mechanism is carried out. A new kind of non-circular gear is put forward, which can get large range variable speed drive. Feasibility of new type of non-circular gear is verified after structure design and test of new non-circular gear is completed. At the same time, feasibility and stability of plug seedling pick-up mechanism are demonstrated on the basis of trajectory of virtual simulation and velocity curve of transplanting claw.

Key words: plug seedling; pick-up mechanism; pitch curve equation; new non-circular gear; transmission characteristic

0 前言

随着科学技术的发展,实现蔬菜业种植的规模化、机械化和自动化成为当前发展的趋势。目前,蔬菜的现代化育苗体系以轻基质穴盘育苗为代表,

而移栽是生产过程中的重要环节^[1]。目前,大多数穴盘苗的移栽采用半自动移栽机完成,需要人工将秧苗从穴盘内拔出,放入半自动移栽机的栽植器内,完成栽植作业,劳动强度大、效率低。因此,自动蔬菜移栽机成为了今后发展的趋势。而穴盘苗取苗机构是自动蔬菜移栽机的核心部件,因此研制结构合理、性能稳定、高效的穴盘苗取苗机构是实现蔬菜生产自动化的前提^[2-4]。

* 国家高技术研究发展计划(863 计划, 2012AA10A504)、国家自然科学基金(51175477)和浙江理工大学 521 人才培养计划资助项目。
20140425 收到初稿, 20141220 收到修改稿

国内外的学者针对穴盘苗的特点,提出了多种不同类型的取苗机构。CHOI 等^[5]研制出了一种由五连杆、取苗针及取苗针驱动器组成的取苗机构,该机构的取苗轨迹由五连杆形成,而取苗针及取苗针驱动器配合完成取苗。其取苗成功率可达 97%,但是其取苗效率低下,大约为 30 株/(min·行)。NAKASHIMA 等^[6]研制了一种主要由取苗器及取苗驱动装置所组成取苗机构。其取苗器主要由一对取苗爪、凸轮和推苗装置所组成,而取苗驱动装置主要由行星齿轮及取苗引导盘所组成。从结构上看该取苗机构较为复杂,而取苗效率不高,仅为 30~40 株/(min·行)。HAKLI 等^[7]研制了一种由供苗机构,推苗装置及取苗爪组成的取苗机构。在其工作时需要人工将苗盘装入供苗机构,由推苗装置将苗推出,然后由取苗爪将苗取出放入栽植器内。该取苗机构对于育苗的要求比较高,对各个机构的同步性要求也较高。徐丽明等^[8]设计了一种由四连杆实现取苗的取苗机构。其结构较为简单,但是其取苗的速率不能过快,因此不适应自动蔬菜移栽机的发展要求。崔巍等^[9]设计了一种由齿轮箱,曲柄,连杆,取苗爪臂及取苗爪等组成的齿轮-五杆取苗机构。但是由于其连杆机构运动存在无法平衡的惯性力,因此不适应高速取苗。

因此,针对国内外学者所提出的取苗机构存在机构结构复杂,取苗效率不高,性能不稳定等问题。叶秉良等^[10]、俞高红等^[11]提出了两种非圆齿轮行星系旋转式取苗机构。叶秉良等^[10]提出的旋转式取苗机构由圆齿轮、不完全圆齿轮、偏心圆齿轮、与偏心圆齿轮共轭的非圆齿轮及凹凸锁止弧组成。在取苗机构在完成取苗-推苗的作业时,由圆齿轮与不完全齿轮啮合实现间歇传动,偏心圆齿轮与非圆齿轮啮合实现非匀速传动,当回程时由凹凸锁止弧配合,锁止齿轮相对行星架自转,实现输出间歇运动。俞高红等^[11]提出的取苗机构由行星椭圆齿轮、中间椭圆齿轮和不完全非圆齿轮及凹凸锁止弧组成,结构上更简单。在取苗机构在完成取苗-推苗的作业时,由行星椭圆齿轮与中间椭圆齿轮啮合传动实现非匀速传动,由中间椭圆齿轮与不完全非圆齿轮啮合传动实现非匀速间歇传动,当回程时由凹凸锁止弧配合,锁止非圆齿轮相对行星架自转,实现输出间歇运动。这两种取苗机构结构简单,取苗效率高,可达 90 株/(min·行)。但是在高速取苗作业时,不完全齿轮在进入啮合与脱离啮合时会产生很大的刚性冲击,影响了取苗成功率及齿轮的寿命。因此,针对上述两种旋转式取苗机构在作业时有严重的刚性冲击的缺陷,本文提出了一种新型的特殊非圆齿轮

传动及其旋转式取苗机构,不仅结构简单,而且工作更加平稳。

1 结构特点和设计要求

1.1 旋转式取苗机构的结构特点

新型旋转式取苗机构的机构简图如 1 所示。该取苗机构由 2 部分组成:特殊的行星轮系传动部分和取苗臂(2 个)。其中行星轮系传动部分由太阳轮(6),中间轮 1(3, 7),中间轮 2(4, 8),行星轮(2, 9)及行星架(5)组成。其中太阳轮与中间轮 1 为一种新型非圆齿轮,中间轮 2 与行星轮为椭圆齿轮。 O 为行星架的回转中心, O_1 及 O_3 为中间轮 1 及中间轮 2 的旋转中心, O_2 及 O_4 为行星轮的旋转中心。 A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 F 为取苗机构的取苗爪(1, 10)尖点 Q 形成的工作轨迹。取苗机构的工作轨迹可分为三个阶段轨迹: $ABCD$ 段为取苗机构取苗持苗阶段轨迹,此时取苗爪夹紧穴盘苗的土钵部分并将苗从穴盘 11 取出,夹紧苗一起运动; DEF 段为取苗机构推苗阶段轨迹,此时取苗爪将苗推入植苗器内; FA 段为取苗机构的回程阶段轨迹,此时取苗机构处于空载状态,取苗臂上的取苗爪张开,为下次取苗做准备。取苗机构工作时,为逆时针绕着 O 旋转,旋转一周,取苗两次。

图 1 取苗机构机构简图

- 1、10. 取苗爪 2、9. 行星轮 3、7. 中间轮 1
4、8. 中间轮 2 5. 行星架 6. 太阳轮 11. 穴盘

由图 1 可知,该取苗机构的传动部分由非圆齿轮组构成。太阳轮与中间轮 1 为一对特殊的共轭非圆齿轮,中间轮 2 与行星轮为一对全等的椭圆齿轮,中间轮 1 与中间轮 2 安装在同一轴上,实现同轴转动,行星轮则安装在输出轴(行星轮轴)上。在取苗机构工作时,太阳轮固定不动,行星架在输入轴(中心轴)的带动下逆时针绕着 O 转动,中间轮 1 与中间轮 2 一起随着行星架转动。由于是非圆齿轮组的啮

合传动, 所以使得行星轮相对于行星架作反方向非匀速转动(相对运动)。同时行星轮又随着行星架绕着回转中心 O 作圆周运动(牵连运动)。通过行星轮轴与行星轮固结在一起的取苗爪也同时存在这两种运动。在这两种运动的共同作用下, 实现了取苗工作轨迹的输出。

1.2 旋转式取苗机构的设计要求

为了使得新型的旋转式取苗机构具有较高的取苗成功率及能够适应多品种蔬菜的穴盘苗取苗的特点, 在确定取苗机构各个参数时应考虑以下条件^[12]。

(1) 取苗爪插入穴盘的长度约为 35 mm, 且不能与送苗装置发生干涉。

(2) 取苗爪在取苗阶段轨迹应与穴盘近似垂直。

(3) 取苗爪在推苗阶段轨迹应使得穴盘与地面尽量垂直。

(4) 整个轨迹具有一定的高度, AB 段轨迹长度应大于等于 60 mm, 取苗爪与穴盘不能发生干涉。

(5) 两取苗爪不能发生干涉。

(6) 取苗爪在回程之前完成推苗。

2 取苗机构的理论模型

2.1 新型非圆齿轮节曲线方程的构建

由新型旋转式取苗机构的结构特点可知, 太阳轮与中间轮 1 的特殊非匀速传动是实现取苗机构满足上述 6 个设计要求的關鍵, 而太阳轮与中间轮 1 的节曲线方程未知, 因此首要问题即为构建合理的太阳轮与中间轮 1 节曲线方程。为了设计的简便, 提出了一种构建非圆齿轮节曲线方程的新方法。

构建新型非圆齿轮节曲线方程的首要问题即为求得合适的传动比函数。由于取苗机构的工作轨迹可以分为取苗及持苗、推苗、回程三个阶段, 可以将非圆齿轮副的传动比分为三段来设计, 再结合新型旋转式取苗机构的设计要求及先前的研究成果^[11-12], 构建了每个阶段满足条件的传动比函数, 得到了三个阶段的传动比函数为 $i_1(\varphi_1)$, $i_2(\varphi_1)$, $i_3(\varphi_1)$, 然后再计算新型非圆齿轮的节曲线方程。

图 2 为新型非圆齿轮节曲线示意图。3 个传动比 $i_1(\varphi_1)$, $i_2(\varphi_1)$, $i_3(\varphi_1)$ 在 $\varphi_1 \in [0, 2\pi]$ 分布区间内分别为 $[0, \alpha]$, $[\alpha, \alpha + \beta]$, $[\alpha + \beta, 2\pi]$, φ_{21} , φ_{22} , φ_{23} 分别为对应的非圆齿轮 2 角位移, 其中 α , β 为非圆齿轮 1 的角位移, 值可由取苗机构工作的状态确定。 P 为非圆齿轮 1 与非圆齿轮 2 的啮合点, O_1 为

非圆齿轮 1 的旋转中心, O_2 为非圆齿轮 2 的旋转中心, r_1 为非圆齿轮 1 节曲线向径, r_2 为非圆齿轮 2 节曲线向径, l 为中心距。非圆齿轮 1 转角为 φ_1 , 非圆齿轮 2 转角为 φ_2 。其中非圆齿轮 1 为主动轮, 非圆齿轮 2 为从动轮。

由取苗机构的工作特点及设计要求构建三个传动比函数 $i_1(\varphi_1)$, $i_2(\varphi_1)$, $i_3(\varphi_1)$ 分别如下

$$i_1(\varphi_1) = \frac{1}{a_1 + b_1\varphi_1 + c_1\varphi_1^2 + d_1\varphi_1^3} \quad 0 \leq \varphi_1 \leq \alpha \quad (1)$$

式中 a_1 , b_1 , c_1 , d_1 ——传动比函数系数。

图 2 新型非圆齿轮节曲线示意图

1. 非圆齿轮 1 2. 非圆齿轮 2

$$i_2(\varphi_1) = \frac{2a_2^2 - b_2^2 + 2a_2\sqrt{(a_2^2 - b_2^2)}\cos\varphi_1}{b_2^2} \quad \alpha \leq \varphi_1 \leq \alpha + \beta \quad (2)$$

式中 a_2 , b_2 ——传动比函数系数。

$$i_3(\varphi_1) = \frac{1}{a_3 + b_3\varphi_1 + c_3\varphi_1^2} \quad \alpha + \beta \leq \varphi_1 \leq 2\pi \quad (3)$$

式中 a_3 , b_3 , c_3 ——传动比函数系数。

为了能够成功构建新型非圆齿轮的节曲线方程, 则应该满足下列条件^[13-14]。

(1) 在 φ_1 的变化区间内, 三个传动比函数应是有限正值且光滑连接。则有

$$\begin{cases} i_1(\alpha) = i_2(\alpha) \\ i_2(\alpha + \beta) = i_3(\alpha + \beta) \\ i_3(2\pi) = i_1(0) \end{cases} \quad (4)$$

(2) 非圆齿轮 2 角位移在对应的区间内满足式 (5)

$$\begin{cases} \varphi_{21} = \int_0^\alpha \frac{1}{i_1(\varphi_1)} d\varphi_1 & 0 \leq \varphi_1 \leq \alpha \\ \varphi_{22} = \int_\alpha^{\alpha+\beta} \frac{1}{i_2(\varphi_1)} d\varphi_1 & \alpha \leq \varphi_1 \leq \alpha + \beta \\ \varphi_{23} = \int_{\alpha+\beta}^{2\pi} \frac{1}{i_3(\varphi_1)} d\varphi_1 & \alpha + \beta \leq \varphi_1 \leq 2\pi \end{cases} \quad (5)$$

(3) 非圆齿轮 1 与非圆齿轮 2 的转动周期相同。则有

$$\varphi_{21} + \varphi_{22} + \varphi_{23} = 2\pi \quad 0 \leq \varphi_1 \leq 2\pi \quad (6)$$

依据传动比函数 $i_3(\varphi_1)$ 对应的分布区间, 对 φ_{23} 赋值。将 b_1, a_2, b_2, a_3 作为分析变量, 将式(4)~(6)联立, 通过解方程组即可建立三个传动比函数系数的关系。具体求解方式如下

$$\begin{cases} i_2(\alpha + \beta) = \frac{2a_2^2 - b_2^2 + 2a_2\sqrt{(a_2^2 - b_2^2)}\cos(\alpha + \beta)}{b_2^2} \\ i_2(\alpha + \beta) = \frac{1}{a_3 + b_3(\alpha + \beta) + c_3(\alpha + \beta)^2} \\ \varphi_{23} = \int_{\alpha+\beta}^{2\pi} (a_3 + b_3\varphi_1 + c_3\varphi_1^2) d\varphi_1 \end{cases} \quad (7)$$

由式(7)可以求出 b_3, c_3 关于 a_2, b_2, a_3 的函数表达式

$$\begin{cases} \frac{2a_2^2 - b_2^2 + 2a_2\sqrt{(a_2^2 - b_2^2)}\cos\alpha}{b_2^2} = \frac{1}{a_1 + b_1\alpha + c_1\alpha^2 + d_1\alpha^3} \\ \frac{1}{a_1} = \frac{1}{a_3 + 2\pi b_3 + 4\pi^2 c_3} \\ 2\pi - \varphi_{22} - \varphi_{23} = \int_0^\alpha (a_1 + b_1\varphi_1 + c_1\varphi_1^2 + d_1\varphi_1^3) d\varphi_1 \end{cases} \quad (8)$$

由式(8)可以求出 a_1, c_1, d_1 关于 b_1, a_2, b_2, a_3 的函数表达式。

选取合适的中心距 l 后, 可以求得非圆齿轮 1 与非圆齿轮 2 的节曲线方程。则非圆齿轮 1 的节曲线方程为

$$r_1 = \begin{cases} \frac{l}{1+i_1(\varphi_1)} & 0 \leq \varphi_1 \leq \alpha \\ \frac{l}{1+i_2(\varphi_1)} & \alpha \leq \varphi_1 \leq \alpha + \beta \\ \frac{l}{1+i_3(\varphi_1)} & \alpha + \beta \leq \varphi_1 \leq 2\pi \end{cases} \quad (9)$$

非圆齿轮 2 的节曲线方程为

$$r_2 = \begin{cases} \frac{l i_1(\varphi_1)}{1+i_1(\varphi_1)} & 0 \leq \varphi_1 \leq \alpha \\ \frac{l i_2(\varphi_1)}{1+i_2(\varphi_1)} & \alpha \leq \varphi_1 \leq \alpha + \beta \\ \frac{l i_3(\varphi_1)}{1+i_3(\varphi_1)} & \alpha + \beta \leq \varphi_1 \leq 2\pi \end{cases} \quad (10)$$

2.2 旋转式取苗机构的位移模型

旋转式取苗机构传动部件的示意图如图 3 所示, 建立直角坐标系 Oxy 。O 为行星架的回转中心, O_1 为中间轮 1 的旋转中心, O_2 为行星轮的旋转中心。 φ_H 为行星架的转角, φ_{2H} 为中间轮相对于行星架转过的角位移, φ_{3H} 为行星轮相对于行星架转过的角位移。 δ 为中间轮 2(椭圆齿轮)的长轴在初始位置时与行星架夹角, φ_{30} 为行星轮(椭圆齿轮)的长轴在初始位置时与行星架夹角。 l 为太阳轮(非圆齿轮 1)与中间轮 1(非圆齿轮 2)的中心距, r_1 为太阳轮节曲线向径, r_2 为中间轮 1 节曲线向径, r_2' 为中间轮 2 节曲线向径, r_3 为行星轮节曲线向径。 p_1 与 p_2 则分别为太阳轮与中间轮 1 啮合点及中间轮 2 与行星轮啮合点。 φ_0 为取苗机构处于初始位置时行星架与水平线的夹角。

(a) 机构初始位置

(b) 行星架转过一定角度

图 3 取苗机构示意图

1. 太阳轮 2. 中间轮 2 3. 行星轮 4. 行星架 5. 中间轮 1

太阳轮节曲线向径与为中间轮 1 节曲线向径之和即为中心距 l , 则有

$$r_1(\varphi_H) + r_2(\varphi_{2H}) = l \quad (11)$$

当行星架转过 $d\varphi_H$ 时, 中间轮 1 相对行星架转过 $d\varphi_{2H}$, 则有

$$\begin{aligned} r_1(\varphi_H) d\varphi_H &= r_2(\varphi_{2H}) d\varphi_{2H} \\ \varphi_{2H} &= \int_0^{\varphi_H} \frac{r_1(\varphi_H)}{l - r_1(\varphi_H)} d\varphi_H \end{aligned} \quad (12)$$

因此, 将构建的太阳轮(非圆齿轮 1)节曲线方程式(9)代入式(12), 则可以得到中间轮相对行星架转过的角位移 φ_{2H} 。

由于中间轮 2 为椭圆齿轮, 则中间轮 2 与行星轮啮合点 p_2 到中间轮 2 旋转中心 O_1 的距离为

$$r'_2(\varphi_{2H}) = \frac{b^2}{a + c \cos(\varphi_{2H} - \delta)} \quad 0 \leq \varphi_{2H} \leq 2\pi \quad (13)$$

式中 a ——椭圆齿轮的长轴半径;
 b ——椭圆齿轮的短轴半径;
 c ——椭圆齿轮的焦距。

由于行星轮也是椭圆齿轮, 则中间轮 2 与行星轮的中心距为 $2a$, 则中间轮 2 与行星轮啮合点 p_2 到行星轮旋转中心 O_2 的距离为

$$r_3(\varphi_{3H}) = 2a - r'_2(\varphi_{2H}) \quad (14)$$

行星轮相对行星架转过的角位移

$$\varphi_{3H} = \int_0^{\varphi_{2H}} \frac{r'_2(\varphi_{2H})}{2a - r'_2(\varphi_{2H})} d\varphi_{2H} \quad 0 \leq \varphi_{2H} \leq 2\pi \quad (15)$$

则取苗爪尖点 Q 相对位移为

$$\begin{cases} X_Q = l \cos(\varphi_H + \varphi_0) + 2a \cos(\varphi_H + \varphi_0 + \delta) + \\ \quad S \cos(\alpha_0 + \varphi_{3H} + \varphi_H + \varphi_0 + \delta) \\ Y_Q = l \sin(\varphi_H + \varphi_0) + 2a \sin(\varphi_H + \varphi_0 + \delta) + \\ \quad S \sin(\alpha_0 + \varphi_{3H} + \varphi_H + \varphi_0 + \delta) \end{cases} \quad (16)$$

式中 S ——取苗爪尖点 Q 到行星轮旋转中心 O_2 的距离;

α_0 ——取苗爪尖点 Q 到行星轮旋转中心 O_2 连线与行星轮长轴的夹角。

2.3 旋转式取苗机构的速度模型

已知行星架逆时针匀速转动, 输入转速为 ω_H , 所以行星轮相对行星架的角速度

$$\omega_{3H} = \frac{r_1}{r_2} \frac{r'_2}{r_3} \omega_H \quad (17)$$

对式(16)求导, 则可得取苗爪尖点 Q 的相对速度

$$\begin{cases} v_{QX} = -\omega_H l \sin(\varphi_H + \varphi_0) - 2a\omega_H \sin(\delta + \varphi_H + \varphi_0) - \\ \quad S(\omega_H + \omega_{3H}) \sin(\delta + \varphi_H + \varphi_0 + \alpha_0 + \varphi_{3H}) \\ v_{QY} = \omega_H l \cos(\varphi_H + \varphi_0) + 2a\omega_H \cos(\delta + \varphi_H + \varphi_0) + \\ \quad S(\omega_H + \omega_{3H}) \cos(\delta + \varphi_H + \varphi_0 + \alpha_0 + \varphi_{3H}) \end{cases} \quad (18)$$

则取苗爪尖点 Q 相对合速度 v_Q 为

$$v_Q = \sqrt{v_{QX}^2 + v_{QY}^2} \quad (19)$$

3 取苗机构的设计与分析

由于旋转式取苗机构需要同时满足多个不同的约束条件, 因此, 基于 Visual Basic 6.0 可视化开发平台, 开发了穴盘苗取苗机构辅助分析软件, 采用人机交互的方法对穴盘苗取苗机构参数分析。不仅提高了设计的效率, 也降低了设计的难度。

通过穴盘苗取苗机构辅助分析软件可知, 需要分析变量有: 三个传动比函数的系数 b_1 , a_2 , b_2 , a_3 , 椭圆齿轮的长轴半径 a , 短轴半径 b , 取苗爪尖点 Q 到行星轮旋转中心 O_2 的距离 S , 取苗爪尖点 Q 到行星轮旋转中心 O_2 连线与行星轮长轴的夹角 α_0 , 取苗机构处于初始位置时与水平面的夹角 φ_0 , 太阳轮与中间轮 1 的中心距 l , 中间轮 2 的长轴在初始位置时, 与行星架夹角 δ 等。由该软件可以确定当穴盘苗取苗机构取苗爪尖点形成理想工作轨迹时新型非圆齿轮节曲线方程并且将其输出, 还可以分析各个分析变量对取苗机构的工作轨迹的影响。

利用辅助分析软件分析可得一组可以满足旋转式穴盘苗取苗机构工作约束条件的结构参数值: $l = 42 \text{ mm}$, $a = 23.081 \text{ mm}$, $b = 22.919 \text{ mm}$, $a_3 = 13$, $b_1 = 3$, $a_2 = 21$, $b_2 = 20.16$, $\alpha_0 = 64^\circ$, $\varphi_0 = 20^\circ$, $S = 153 \text{ mm}$, $\delta = 111^\circ$ 。利用得到的结构参数值, 可以完成取苗机构的结构设计, 椭圆齿轮的设计及取苗爪的设计。由分析辅助软件可知, 太阳轮与中间轮 1 的节曲线较为特殊, 是实现取苗工作轨迹的关键, 因此需要完成太阳轮与中间轮 1 结构设计。

3.1 新型非圆齿轮传动性能分析

利用辅助分析软件即可分析构建新型非圆齿轮的主要参数值(b_1 , b_2 , a_3)对新型非圆齿轮传动比的影响。为了使得能够更简单地分析构建新型非圆齿轮主要参数对新型非圆齿轮传动比 $i_{12} = r_2/r_1$ 的影响, 先确定非圆齿轮 1 的角位移 $\alpha = 125^\circ$, $\beta = 115^\circ$ 。然后可以利用辅助分析软件输出当取不同参数值时新型非圆齿轮传动比变化曲线, 图 4 为不同参数值对新型非圆齿轮传动比 i_{12} 的变化曲线。

图 4a 为当 b_1 取不同的值时, 新型非圆齿轮传动比 i_{12} 的变化曲线示意图。由变化曲线可知, b_1 值的变化时会较大影响 $\varphi_1 \in [0^\circ, 125^\circ]$ 区间内传动比的输出。由变化曲线可知, 当 b_1 值越大, 新型非圆齿轮的传动比 i_{12} 的峰值越大。当 $\varphi_1 = 91^\circ$ 时, 传动比 i_{12} 达到最大, 其中当 $b_1 = 2.0$ 时, 传动比 i_{12} 的最大值为 4.96; 当 $b_1 = 1.5$ 时, 传动比 i_{12} 的最大值为 3.32; 当 $b_1 = 1$ 时, 传动比 i_{12} 的最大值为 2.50。

图 4b 为当 b_2 取不同的值时, 新型非圆齿轮传动比 i_{12} 的变化曲线示意图。由变化曲线可知, 当 b_2 值的变化时, 会影响整个新型非圆齿轮传动比的输出。由变化曲线可知, 当 $\varphi_1 \in [0^\circ, 125^\circ]$ 时, 新型非圆齿轮的传动比 i_{12} 变化曲线呈现先减小后增大, 再减小的变化过程, 而当 $\varphi_1 \in [240^\circ, 360^\circ]$ 时, 新型非圆齿轮的传动比 i_{12} 变化曲线呈现先增大后减小的变化趋势。由图可知, 当 b_2 值越大, 新型非圆齿轮的传动比 i_{12} 的峰值越小。当 $\varphi_1 = 91^\circ$ 时, 传动比 i_{12} 达到最大, 其中当 $b_2 = 19.2$ 时, 传动比 i_{12} 的最大值为 4.94; 当 $b_2 = 19.0$ 时, 传动比 i_{12} 的最大值为 5.17; 当 $b_2 = 18.8$ 时, 传动比 i_{12} 的最大值为 5.55。

图 4c 为当 a_3 取不同的值时, 新型非圆齿轮传动比 i_{12} 的变化曲线示意图。由变化曲线可知, 当 a_3 值的变化时, 会影响新型非圆齿轮在区间 $\varphi_1 \in [0^\circ, 125^\circ]$ 及 $\varphi_1 \in [240^\circ, 360^\circ]$ 传动比的输出。由变化曲线可知, 当 a_3 值越大, 新型非圆齿轮的传动比 i_{12} 的峰值越大。其中当 $\varphi_1 = 91^\circ$ 时, 传动比 i_{12} 达

图 4 不同参数值对新型非圆齿轮传动比影响

到最大, 其中当 $a_3 = 11$ 时, 传动比 i_{12} 的最大值为 3.47; 当 $a_3 = 12$ 时, 传动比 i_{12} 的最大值为 4.08; 当 $a_3 = 13$ 时, 传动比 i_{12} 的最大值为 4.94。

通过上述的分析可知, 利用本文构建非圆齿轮节曲线方程方法构建的非圆齿轮可以输出非匀速且变化范围较大的传动比。

3.2 新型非圆齿轮的结构设计

利用辅助分析软件分析输出新型非圆齿轮的节曲线, 如图 5 所示。图 5 中 $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ 为非圆齿轮 1(太阳轮)节曲线上的点, 且与非圆齿轮 2(中间轮 1)节曲线上的 $k_1, k_2, \dots, k_n$ 相切。由于新型非圆齿轮节曲线的特殊性, 将新型非圆齿轮分为两部分: 轮齿部分及类似凸轮传动部分, 然后分别进行设计。轮齿部分的设计可以参考节曲线不封闭的非圆齿轮设计方法进行设计^[14-15]。

图 5 新型非圆齿轮节曲线

1. 非圆齿轮 2 节曲线 2. 非圆齿轮 1 节曲线

以非圆齿轮 1(太阳轮)节曲线的 λ_1 作为起点, 通过计算弧长, 按节距及齿厚依次确定轮齿的左右两侧及各个轮齿在节曲线上的位置 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$, 直至 λ_n , 确定模数 m 后, 则可以计算出非圆齿轮 1 节曲线在此区间内的总齿数。而非圆齿轮 1 节曲线方程可以由式(9)可得。则非圆齿轮 1 节曲线弧长 L 的计算公式为

$$L = \int_{\varphi_0}^{\varphi_n} \sqrt{r_1^2(\varphi_1) + \left(\frac{dr_1(\varphi_1)}{d\varphi_1} \right)^2} d\varphi_1 \quad (20)$$

式中 φ_0 ——非圆齿轮 1 节曲线起点的角位移;

φ_n ——非圆齿轮 1 节曲线终止点的角位移。

而非圆齿轮 2(中间轮 1)节曲线上的起点 k_1 和 λ_1 相切, 同样可以经过计算弧长, 依次确定 k_2, k_3 , 直至 k_n 点的轮齿分布情况。若 $\lambda_1\lambda_2$ 为主动轮的一个轮齿的齿厚, 则相应的 k_1k_2 应是非圆齿轮 2 的一个齿槽宽度。

由图 5 可知, 非圆齿轮 1 节曲线的内凹 $\lambda_n\lambda_1$ 部分与非圆齿轮 2 节曲线的外凸 k_nk_1 部分较为特殊, 无法分布轮齿。为了满足此部分需要输出特殊传动比的要求, 及使得此新型非圆齿轮能够持续, 周期性地输出传动比, 利用图解法, 结合这两部分的特

殊性, 将此部分设计成类似凸轮传动的形式。

由于新型非圆齿轮由两部分组成, 所以在传动过程中既有轮齿啮合传动部分又有类似凸轮传动的部分。取模数 $m=2$ mm, 确定齿数为 $z=18$ 。利用自主开发的生成轮齿齿廓的软件, 完成了轮齿部分的设计。然后利用图解法完成特殊部分的设计, 如图 6a 所示。用三维建模软件 UG6.0 进行三维实体建模、虚拟仿真。通过得到的设计参数, 完成了实物加工, 如图 6b 所示。通过试验发现新型非圆齿轮啮合良好, 传动平稳, 能够持续, 周期性的输出传动比变化。

(a) 新型非圆齿轮设计图

(b) 新型非圆齿轮实物图

图 6 新型非圆齿轮

1. 非圆齿轮 1 2. 非圆齿轮 2

3.3 新型非圆齿轮的特性分析

利用虚拟仿真软件 ADAMS 的后处理功能, 可以对新型非圆齿轮的传动比 i_{12} 进行分析, 以此得出新型非圆齿轮的传动特性。图 7 为新型非圆齿轮的传动比 i_{12} 的变化曲线, 其中非圆齿轮 1 为主动轮。

图 7 新型非圆齿轮传动比 i_{12} 变化曲线

由图 7 可知, 新型非圆齿轮传动比的曲线呈现

非匀速变化, 说明输出变速传动比。由传动比曲线可知, 当非圆齿轮 1 的转角 $\varphi_1 \in [0, 300^\circ]$ 时, 此时为新型非圆齿轮的轮齿部分啮合传动, 发现传动比的值较小且非匀速变化, 说明在这个区间内输出的为变速传动比。而当非圆齿轮 1 的转角 $\varphi_1 \in [300^\circ, 360^\circ]$, 此时为非圆齿轮 1 内凹部分与非圆齿轮 2 外凸部分相互配合传动, 发现此处传动比数值较大, 且传动比的值呈现先增大后减小的趋势, 最大值为 3.0, 最小值为 1.5, 说明在此区间内输出的传动比为非匀速且波动较大。由上述分析, 可得新型非圆齿轮啮合传动可以实现传动比波动较大的非匀速传动特性。因此, 对于某些需要非圆齿轮能够实现变化范围较大传动比输出的场合, 可以应用此新型非圆齿轮传动。

3.4 取苗机构的仿真分析

由于在设计新型非圆齿轮的过程中, 利用图解法将太阳轮节曲线的 $\lambda_n \lambda_1$ 部分与中间轮 1 节曲线的 $k_n k_1$ 部分设计成类似凸轮传动形式。因此, 此部分的设计后传动比与理论传动比略有不同。在完成了取苗机构的三维实体建模、虚拟装配后, 利用虚拟仿真软件 ADAMS 仿真, 得到了应用新型非圆齿轮的取苗机构工作轨迹及取苗爪尖点 Q 的速度曲线。因此可以与分析辅助软件可得到的理论工作轨迹比较分析, 来验证取苗机构的可行性。图 8 为取苗机构的虚拟仿真示意图。

图 8 ADAMS 虚拟仿真

图 9 分别为理论轨迹与应用了新型非圆齿轮的通过仿真得到轨迹示意图。理论轨迹可由分析辅助软件输出, 如图 9a 所示, 由此可得取苗爪在伸入穴盘取苗轨迹 AB 段的长度为 66 mm, 取苗爪插入穴盘的长度为 35 mm, 轨迹最高点 D 与轨迹最低点 F 的高度差为 182.5 mm, 取苗爪未发生干涉, 而推苗阶段轨迹 DEF 与地面接近垂直。并且在回程阶段 FA 之前完成了推苗。

图9 理论轨迹与仿真轨迹

由图9b可得取苗爪在伸入穴苗盘取苗轨迹AB段的长度为60.1 mm,取苗爪插入穴苗盘的长度为35 mm,轨迹最高点D与轨迹最低点F的高度差为163.4 mm,取苗爪未发生干涉,推苗阶段轨迹DEF与地面也接近垂直,在回程阶段FA之前完成了推苗。

由图9可知理论轨迹与仿真轨迹在轨迹最高点D与轨迹最低点F的高度差,取苗爪在伸入穴苗盘取苗轨迹AB段的长度及回程阶段FA三部分存在一定的差异。这是因为在新型非圆齿轮的设计中,改变了部分传动比(太阳轮节曲线的 $\lambda_n\lambda_1$ 部分与中间轮1节曲线的 k_nk_1 部分的传动比)。由仿真可知,仿真轨迹的最高点D与最低点F的高度差并未使得取苗爪与穴苗盘干涉,取苗爪在伸入穴苗盘取苗轨迹AB段的长度也在60 mm左右,可以满足设计要求。由图可知在回程阶段FA,在这个阶段取苗机构处于空载状态,为下次取苗做准备,不影响取苗机构的完成取苗及推苗的工作要求。

图10为当输入转速为60 r/min时旋转式取苗机构取苗爪尖点Q的速度变化曲线。由图10可知,取苗爪尖点Q的速度曲线呈现一条非匀速变化的曲线,当行星架转角 $\varphi_H=24^\circ$ (图10中a点)时,速度达到最大,为1.287 m/s。此时取苗机构处于推苗阶段,取苗爪的速度大有助于将钵苗推入植苗器中。图中速度曲线bcd段为取苗机构处于取苗阶段,此时行星架转角为 $\varphi_H \in [140^\circ, 220^\circ]$,速度曲线先减小后增大且数值较小。当行星架转角 $\varphi_H=177^\circ$ (图10中c点)时,速度达到最小,此时取苗爪进入钵体的最深处,夹紧穴盘苗的土钵部分并将苗从穴苗盘中取出,取苗爪的速度小有助于提高取苗的成功率。由此可得,新型非圆齿轮可以应用于取苗机构的创新设计。又由速度曲线的特点可知,速度曲线无明显波动,较为光滑。说明新型非圆齿轮在传动时啮合良好,而且可以使得取苗机构完成取苗-推苗的工作要求。

因此,由虚拟仿真软件ADAMS仿真得到的工

作轨迹及取苗机构取苗爪尖点Q的速度曲线的分析,不仅可得出新型非圆齿轮应用于取苗机构的创新设计是可行的,而且新型穴盘苗取苗机构的设计也是可行的。

图10 取苗爪尖点Q的速度曲线

利用虚拟仿真软件ADAMS后处理功能,可以对文献[11]与本文设计的取苗机构太阳轮的总受力情况进行比较,可以验证本文设计的取苗机构运动更加平稳。图11a为文献[11]所设计的取苗机构太阳轮(不完全非圆齿轮)总受力变化曲线,图11b为本文设计的取苗机构太阳轮(新型非圆齿轮)总受力变化曲线,其中设定输入转速为60 r/min。

图11 两种取苗机构太阳轮受力变化曲线

由图11a可知,文献[11]所设计取苗机构的太阳轮(不完全非圆齿轮)受力在两处位置有明显的突变。由变化曲线可知,不完全非圆齿轮总受力在 $\varphi_H=87^\circ$ 及 $\varphi_H=357^\circ$ 受力非常大,分别达到1 624 N及1 495 N。由通过对文献[11]的分析可知,该两处恰好为凸凹锁止弧刚进入配合及刚脱离配合时刻。由此可知,在如此大的力的作用下,必定会给取苗机构带来很大的冲击,影响取苗机构运转的平稳性。

由图 11b 可知, 本文设计的取苗机构太阳轮(新型非圆齿轮)总受力较小。新型非圆齿轮总受力在 $\varphi_H=60^\circ$ 总受力最大, 为 242.6 N, 比文献[11]所设计的取苗机构太阳轮总受力小许多。因此应用本文所设计的新型非圆齿轮取苗机构运转更为平稳且能够更好地适应取苗机构高速化作业的要求, 并且结构更为简单。

3.5 取苗机构的试验

通过试验可以进一步验证本文设计的新型穴盘苗取苗机构的正确性、可行性。由于新型非圆齿轮的特殊性, 通过线切割的方式完成其实物加工。将加工好的取苗机构零件进行实物装配, 安装到课题组自制的试验台架上, 即可进行取苗机构的试验, 如图 12a 所示。在进行取苗机构试验时, 发现取苗机构运行平稳, 两取苗爪未发生干涉。

取苗机构的取苗爪尖点运动轨迹是影响取苗机构的工作性能及取苗质量的重要因素之一, 本文利用高速摄像及 Image-Pro Plus 6.0 图像处理软件即可输出新型取苗机构取苗爪尖点的运动轨迹, 如图 12b 所示。由此可以与虚拟仿真得到的取苗爪运动轨迹(图 8b)进行比较, 可以发现两者差别不大。

图 12 取苗机构实物与取苗爪尖点运动轨迹

通过分析试验得到取苗机构的取苗爪尖点运动轨迹可知, 当取苗爪尖点处于图 12b 中 a 点时, 取苗机构开始进入推苗阶段, 取苗爪开始准备张开; 当取苗爪尖点位于图 12b 中 b 点时, 取苗机构取苗爪已经完全张开, 并且取苗机构完成推苗动作, 随着行星架的转动, 张开的取苗爪进入回程阶段; 当取苗爪尖点处于图 12b 中 c 点时, 取苗爪伸入穴盘苗最深点并且夹紧穴盘苗, 随着行星架继续转动, 驱动取苗机构完成取苗任务; 随后取苗机构进入持苗阶段, 此阶段取苗爪夹紧穴盘苗随着行星架运动。由此可知行星架旋转一周, 取苗机构可以完成取苗-持苗-推苗的工作要求。因此, 可以验证本文设计的取苗机构的正确性及新型非圆齿轮应用于取苗机构创新设计的可行性。

4 结论

(1) 分析了旋转式穴盘苗取苗机构的结构特点及工作原理, 提出了一种新型构建非圆齿轮节曲线的方法, 并且建立了新型非圆齿轮的节曲线方程及取苗机构的理论模型。

(2) 开发了穴盘苗取苗机构辅助分析软件, 完成了新型非圆齿轮的结构设计、试验, 并且分析了新型非圆齿轮的传动特性。

(3) 通过比较及分析理论计算与虚拟仿真得到的运动轨迹, 取苗爪尖点 Q 的速度变化曲线, 并通过试验验证了新型旋转式取苗机构可行性。

参 考 文 献

- [1] 刘效亮, 李其昀. 育苗移栽机械化发展方向[J]. 山东理工大学学报, 2003, 17(3): 108-110.
LIU Xiaoliang, LI Qiyun. Development and tendency of bowl-rear transplanting mechanization[J]. Journal of Shandong University of Technology, 2003, 17(3): 108-110.
- [2] KONOSUKE T. Development of fully automatic vegetable transplanter[J]. JARQ, 2000, 34(1): 21-28.
- [3] WAN ISHAK W I, AWAL M A, ELANGO R. Development of a automatic transplanter for the gantry system[J]. Asian Journal of Scientific Research, 2008, 1(4): 451-457.
- [4] 张振国, 曹卫彬, 王侨, 等. 穴盘苗自动移栽机研究现状与发展前景[J]. 农机化研究, 2013(5): 237-241.
ZHANG Zhenguo, CAO Weibin, WANG Qiao, et al. Development status and propect of plug seedlings automatic transplanting machine [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2013(5): 237-241.
- [5] CHOI W C, KIM D C, RYU I H, et al. Development of seedling pick-up device for vegetable transplants[J]. Transactions of the ASAE, 2001, 45(1): 13-19.
- [6] NAKASHIMA H, KONDO T, KANESAKI M. Seedling planting apparatus: European Patent, EP0613614A1[P]. 1994-09-07.
- [7] HAKLI R, ISO-VIMM O, LETHO L, et al. Method and device for planting balled seeding: United States Patent, 4893571[P]. 1990-01-16.
- [8] 徐丽明, 张铁中, 史志清. 玉米自动移栽机取苗机构的设计[J]. 中国农业大学学报, 2000, 5(4): 58-60.
XU Liming, ZHANG Tiezhong, SHI Zhiqing. Design on the picking seeding machinery in the maize

- auto-transplanter[J]. Journal of China Agricultural University, 2000, 5(4): 58-60.
- [9] 崔巍, 方宪法, 赵亮, 等. 齿轮-五杆取苗装置机构优化与试验验证[J]. 农业机械学报, 2013, 44(8): 74-77.
- CUI Wei, FANG Xianfa, ZHAO Liang, et al. Structural optimization and experimental verification of geared five-bar linkage seedling pick-up device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(8): 74-77.
- [10] 叶秉良, 俞高红, 陈志威, 等. 偏心齿轮-非圆齿轮行星系取苗机构的运动学建模与参数优化[J]. 农业工程学报, 2011, 27(12): 7-12.
- YE Bingliang, YU Gaohong, CHEN Zhiwei, et al. Kinematics modeling and parameters optimization of seedling pick-up mechanism of planetary gear train with eccentric gear and non-circular gear [J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(12): 7-12.
- [11] 俞高红, 陈志威, 赵匀, 等. 椭圆-不完全非圆齿轮行星系蔬菜钵苗取苗机构的研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(13): 32-39.
- YU Gaohong, CHEN Zhiwei, ZHAO Yun, et al. Study on vegetable plug seedling pick-up mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(13): 32-39.
- [12] 俞高红, 刘炳华, 赵匀, 等. 椭圆齿轮行星轮系蔬菜钵苗自动移栽机构运动机理分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(4): 53-56.
- YU Gaohong, LIU Binghua, ZHAO Yun, et al. Kinematic principle analysis of transplanting mechanism with planetary elliptic gears in automatic vegetable transplanter [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(4): 53-56.
- [13] 刘大伟, 任廷志. 由补偿法构建封闭非圆齿轮节曲线[J]. 机械工程学报, 2011, 47(13): 147-152.
- LIU Dawei, REN Tingzhi. Creating pitch curve of closed non-circular gear by compensation method [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(13): 147-152.
- [14] CHEN Zaigang, SHAO Yimin. Mesh stiffness of a internal spur gear pair with ring gear rim deformation [J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 69: 1-12.
- [15] 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.
- WU Xutang, WANG Guihai. Non-circular gears and non-uniform transmission[M]. Beijing: China Machine Press, 1997.
- [16] 何贵平, 胡赤兵, 安宗文, 等. 非封闭型节曲线非圆齿轮加工数学模型与仿真研究[J]. 机械设计与研究, 2004, 20(6): 36-38.
- HE Guiping, HU Chibing, AN Zongwen, et al. Investigation on mathematical model and simulation for machining unclosed pitch curve's noncircular gear [J]. Machine Design and Research, 2004, 20(6): 36-38.
-
- 作者简介: 俞高红, 男, 1975 年出生, 博士, 教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为农业种植机械设计与机构学。
- E-mail: yugh@zstu.edu.cn
- 俞腾飞, 男, 1988 年出生。主要从事农业种植机械设计与机构学方面的研究。
- E-mail: yutengfei222@163.com
- 叶秉良, 男, 1972 年出生, 副教授。主要从事农业种植机械设计与机构学方面的研究。
- E-mail: zist_ybl@zstu.edu.cn
- 胡海军, 男, 1988 年出生。主要从事农业种植机械设计与机构学方面的研究。
- E-mail: hhjkoralle@126.com
- 王林伟, 男, 1988 年出生。主要从事农业种植机构学与机械动力学方面的研究。
- E-mail: 625339220@qq.com