变形椭圆齿轮分插机构运动分析与优化*

赵匀黄巨明张国凤赵雄

(浙江理工大学机械与自动控制学院,杭州 310018)

【摘要】 利用变形椭圆齿轮的非匀速传动且传动比可调范围大的特点,将其作为后插旋转式分插机构的传动 部件并形成了一种新型分插机构,该机构形成的插秧穴口更小,更有利于保证秧苗的直立性。对该机构进行了运 动学分析和数学建模,并利用 VB 语言开发了变形椭圆齿轮分插机构动态仿真和参数优化软件,该软件能够显示出 优化参数、优化目标和主要结构参数,并将优化结果数字化。通过人机交互方式,优化出一组满足插秧要求的机构 参数。

关键词:步行插秧机 旋转式分插机构 变形椭圆齿轮 参数优化 中图分类号: S223.91 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)04-0048-05

Kinematic Analysis and Optimization of Transplanting Mechanism with Deformable Elliptic Gears Transmission

Zhao Yun Huang Juming Zhang Guofeng Zhao Xiong

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

Abstract

With the transmission characteristics of non-uniform velocity transmission and the wide range of transmission ratio for deformable elliptical gears, a new type of rotary transplanting mechanism was designed. It was used as the main transmission part of the transplanting mechanism. The new transplanting mechanism could develop the narrower plant hole so that upright growth of rice seedlings could be ensured. Secondly, the work principle of the proposed mechanism was analyzed and the kinematic model was established. Dynamic simulation and parameter optimization software were developed with VB language. The optimized parameters, optimized objections and main structure parameters were displayed in this software. Meanwhile, the optimized results were digitized. By the interaction in human-computer, the best structural parameters were obtained to satisfy the work requirement of the rice transplanter.

Key words Walking-type rice transplanter, Rotary transplanting mechanism, Deformable elliptic gears transmission, Parameter optimization

引言

旋转式分插机构主要是利用非圆齿轮的非匀速 传动的特点,实现水稻栽植所要求的工作轨迹。目 前,应用于步行式插秧机的旋转式分插机构类型主 要有正齿轮-椭圆齿轮、椭圆齿轮、偏心齿轮、偏心-变位齿轮等传动形式^[1]。对于水稻机械栽植,插秧 穴口越小越能保证秧苗的直立性,但上述传动形式 的旋转式分插机构所形成的插秧轨迹,其插秧穴口 还不能足够小,不能在满足插秧轨迹其他多个优化 目标的前提下,进一步优化并得到具有更小插秧穴 口的轨迹。变形椭圆齿轮是非圆齿轮的一种,不仅 具有非匀速传动特性,而且通过变形系数和偏心率 的调节,可以使传动比实现横向和纵向的双向变化, 从而增大传动比可调空间。将其作为传动部件所形 成的旋转式分插机构,能够形成具有环扣形状的插

收稿日期: 2010-06-27 修回日期: 2010-08-05

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50875244)和浙江省自然科学基金资助项目(Y107361)

作者简介:赵匀,教授,博士生导师,主要从事农机理论、设计及机构学研究,E-mail: zhaoyunzstu@126.com

秧轨迹,在满足水稻栽植其他优化目标的前提下,进 一步减小插秧穴口,更有利于保证秧苗的直立性。 目前,国内外对变形椭圆齿轮应用的相关文献并不 多,仅有与摇杆机构的组合使用,用于满足匀速工 作,快速返回的运动要求,未见有将变形椭圆齿轮应 用在分插机构上的相关文献。

1 分插机构工作特点分析

现有的步行机旋转式分插机构所形成的插秧轨 迹如图 1 所示,分插机构的一个工作周期分为 4 个 阶段:取秧、送秧、推秧、回程。以后插式分插机构为 例,其相对运动轨迹(分插机构秧针端点相对于插 秧机机架的运动轨迹)形状为"海豚型",f为取秧 点,为了减少伤根,理想的秧针轨迹要与秧箱的方向 垂直或近似垂直;fg是送秧过程;gh是插秧过程,要 求栽植臂能实现秧苗的垂直插入,此过程是由秧针 的运动和推秧杆的运动合成得到;hi是回程。在整 个插秧周期中,为保证秧苗不倒伏、不漂秧,插秧穴 口(即gh线段距离)要尽量小(应小于 30 mm),而 且对秧针在f点的取秧角和在g点的推秧角有严格要 求(取秧角应在 10°~20°之间,推秧角应在 65°~80°之 间),两角之差要在 60°左右,略大于秧箱的倾角^[2]。



图 1 分插机构秧针端点工作轨迹 Fig. 1 Working track of plant arm of the

transplanting mechanism

1. 地面 2. 秧箱 3. 相对轨迹 4. 秧苗 5. 绝对轨迹 6. 秧针

2 变形椭圆齿轮

2.1 节曲线

变形椭圆可以认为是椭圆的变形。变形时,向 径的长度不变,而对应的极角在上半个椭圆缩小 $1/m_1$,在下半个椭圆缩小 $1/m_2$ 。如图 2 所示, O_1A 、 O_1B 为椭圆的向径,对应的极角分别为 π 、 φ_1 。两极 角缩小 $1/m_1$ 后,得到变形椭圆的向径 O_1A' 、 O_1B' , 其相应的极角为 π/m_1 、 φ_1/m_1 。设变形椭圆的长半 轴为 a,则节曲线的最大向径和最小向径之和等于 2a,即等于椭圆的长轴,偏心率 e = c/a, c 为椭圆的 焦距。变形椭圆的节曲线方程^[3]为

$$r_{1} = \begin{cases} \frac{a(1-e^{2})}{1-e\cos(m_{1}\varphi_{1})} & (0 \leq \varphi_{1} < \pi/m_{1}) \\ \frac{a(1-e^{2})}{1-e\cos(2\pi - m_{2}(2\pi - \varphi_{1}))} & (\pi/m_{1} \leq \varphi_{1} \leq 2\pi) \end{cases}$$



图 2 变形椭圆与椭圆曲线比较

 Fig. 2
 Deformable ellipse and elliptic curves

 1. 椭圆节曲线
 2. 变形椭圆节曲线
 3. 共轭椭圆节曲线
 4. 共

为保证变形椭圆两段节曲线是封闭的曲线,m₁ 和 m₂ 应满足^[4]

$$2\pi - \frac{\pi}{m_1} = \frac{\pi}{m_2} \tag{2}$$

共轭变形椭圆齿轮节曲线方程为

$$r_2 = 2a - r_1 \tag{3}$$

$$\varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} i_{21} \mathrm{d}\varphi_1 \tag{4}$$

(5)

其中

轭变形椭圆节曲线

共轭变形椭圆齿轮的节曲线形状和变形椭圆齿 轮节曲线的形状相同,且其变形系数与变形椭圆相 应共轭段的变形系数相同。

 $i_{21} = r_1 / r_2$

2.2 传动比

椭圆是变形椭圆(即 $m_1 = 1$ 时)的一个特例,椭 圆齿轮节曲线相对于 x 轴对称,其传动比变化规律 如图 3 所示。改变偏心率 e,可以使传动比曲线纵 向变化,传动比的最大值和最小值亦随之变化,传动 比曲线始终相对于 $\Phi_1 = \pi(\Phi_1)$ 为变形椭圆的角位 移)对称,传动比最大值和最小值出现的角位置始 终保持不变。偏心齿轮和椭圆齿轮的节曲线均相对 于 x 轴对称,一旦偏心量或长、短轴确定,其传动比 的周期变化规律也就确定。变形椭圆齿轮的节曲线为 非对称曲线,图 4 为偏心率 e = 0.44,变形系数 m_1 取不 同值时,对应的节曲线和相应的传动比变化规律。

通过传动比曲线可以看出,偏心率 e 值给定时, 改变变形系数 m₁,传动比的最大值和最小值不变, 但传动比曲线随着变形系数的改变横向移动,使传 动比按非对称规律分布。所以,变形椭圆齿轮不但





可以通过调节偏心率 e 改变传动比的极值,还可以 通过改变变形系数 m₁ 改变传动比极值的位置,实 现传动比的横向和纵向双向调节,从而增大了传动 比的变化空间。相比其他非匀速齿轮,变形椭圆齿 轮作为分插机构的传动机构,更有利于形成理想的 插秧轨迹。

3 分插机构设计

3.1 轮系设计

变形椭圆齿轮分插机构示意图如图 5 所示。传 动部分由一对圆齿轮和一对变形椭圆齿轮组成, 2 个变形椭圆齿轮都是以焦点为回转中心,共轭变 形椭圆齿轮和圆齿轮通过同一个键固接于中间轴 上;中心变形椭圆齿轮(太阳轮)固定不动,工作时行星 架(齿轮箱)在中心轴的带动下,绕着回转中心 0 转动, 由于 2 个变形椭圆齿轮在 P 点啮合,引起传动比的非 线性变化,通过圆齿轮与行星圆齿轮啮合(Q 为啮合 点)从而使行星圆齿轮相对于行星架作非匀速转动。

通过定位板与行星轴固结的一个栽植臂,一方 面随着行星架作圆周运动,相当于牵连运动,另一方 面与行星圆齿轮一起相对行星架作反向非匀速转 动,相当于相对运动^[5]。通过选择合适的机构参 数,使栽植臂上的秧针尖点 *D* 形成满足插秧要求的 姿态(工作轨迹、取秧角、插秧角)。

3.2 角位移分析

变形椭圆齿轮分插机构初始安装位置,如图 6 所示。此时,中心变形椭圆齿轮的极短轴 OP 和共



图 5 变形椭圆齿轮分插机构示意图 Fig. 5 Schematic of transplanting mechanism with

deformable elliptic gears

1.中心变形椭圆齿轮
 2.行星架
 3.共轭变形椭圆齿轮
 4.圆
 齿轮
 5.行星圆齿轮
 6.栽植臂(与行星轮为一体)

轭变形椭圆齿轮的极长轴 AP 共线, A_1 为共轭变形 椭圆齿轮极长轴上另一焦点,行星圆齿轮和圆齿轮 的转动中心连线 AB 相对于 OA 转角为 δ_0 。O、A、B分别为行星架转动中心、圆齿轮转动中心、行星圆齿 轮转动中心,OA 与 x 轴的夹角 φ_0 为初始安装角。 φ 为行星架的转角,相对于初始边逆时针转动为正,反 之为负,如图 7 所示。



图 6 初始安装位置 Fig. 6 Initial position





分析变形椭圆齿轮的啮合点位置时,以方向轴 OA 为行星架 OAB 的始边,用极坐标方程表示变形 椭圆齿轮的啮合位置,则有

$$r_{1} = \begin{cases} \frac{a(1-e^{2})}{1+e\cos(m_{1}\varphi)} & (0 \ge \varphi > -\pi/m_{1}) \\ \frac{a(1-e^{2})}{1+e\cos(2\pi-m_{2}(2\pi-\varphi))} & (-\pi/m_{1} \ge \varphi \ge -2\pi) \end{cases}$$

在分析共轭变形椭圆齿轮的啮合点位置时,假

(6)

设共轭变形椭圆齿轮固定不动,以AA₁为方向轴,行 星架相对其转动,相对转角用 φ₂₁表示,则有

$$r_{2} = \begin{cases} \frac{a(1-e^{2})}{1-e\cos(m_{1}\varphi_{21})} & (0 \leq \varphi_{21} < \pi/m_{1}) \\ \frac{a(1-e^{2})}{1-e\cos(2\pi - m_{2}(2\pi - \varphi_{21}))} & (\pi/m_{1} \leq \varphi_{21} \leq 2\pi) \end{cases}$$
(7)

 $r_2 = 2a - r_1$

由式(6)、(7)得

$$\begin{cases} \cos(m_1\varphi_{21}) = \frac{2e^2 + (e + e^3)\cos(m_1\varphi)}{e^2 + 2e\cos(m_1\varphi) + 3} \\ \cos(m_2(2\pi - \varphi_{21})) = \frac{2e^2 + (e + e^3)\cos(m_2(2\pi - \varphi))}{e^2 + 2e\cos(m_2(2\pi - \varphi)) + 3} \end{cases}$$
(8)

$$\varphi_2 = \varphi_0 + \varphi - \pi - \varphi_{21}$$
(9)
行星圆齿轮相对行星架角位移为

$$\varphi_{41} = \varphi_{21} \tag{10}$$

3.3 建立位移方程

旋转中心 A 的位移为

$$\begin{cases} x_A = 2a\cos(\varphi_0 + \varphi) \\ y_A = 2a\sin(\varphi_0 + \varphi) \end{cases}$$
(11)

旋转中心 B 的位移为

$$\begin{cases} x_B = x_A + 2R\cos(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) \\ y_B = y_A + 2R\sin(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) \end{cases}$$
(12)

秧针尖点 D 的位移为

$$\begin{cases} x_D = x_B + S\cos(\varphi_0 + \varphi + \varphi_{41} + \alpha_0) \\ y_D = y_D + S\sin(\varphi_0 + \varphi + \varphi_{41} + \alpha_0) \end{cases}$$
(13)

α₀——初始位置时轴心连线 OA 与 BD 线的
 夹角

3.4 建立速度方程

根据建立的位移方程通过微分可以得到相应的 速度求解方程。

旋转中心 A 的速度为

$$\begin{cases} v_{x_{A}} = -2a \varphi \sin(\varphi_{0} + \varphi) \\ v_{y_{A}} = 2a \varphi \cos(\varphi_{0} + \varphi) \end{cases}$$
(14)

旋转中心 B 的速度为

$$\begin{cases} v_{x_{B}} = v_{x_{A}} - 2R \dot{\varphi} \sin(\varphi_{0} + \varphi + \delta_{0}) \\ \vdots \\ v_{y_{B}} = v_{y_{A}} + 2R \dot{\varphi} \cos(\varphi_{0} + \varphi + \delta_{0}) \end{cases}$$
(15)
秧针尖点 D 点速度为

$$\begin{cases} v_{x_{D}} = v_{x_{B}} - S(\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_{41}) \sin(\varphi_{0} + \varphi + \varphi_{41} + \alpha_{0}) \\ \vdots \\ v_{y_{D}} = v_{y_{B}} + S(\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_{41}) \cos(\varphi_{0} + \varphi + \varphi_{41} + \alpha_{0}) \end{cases}$$
(16)

由于分插机构在工作时行星架(即齿轮箱)是 匀速转动的,角速度φ为常量,则中间轮(共轭变形 椭圆齿轮和圆齿轮固结为一体)的绝对角速度为

$$\frac{\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}}{\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}} = -\frac{r_1}{r_2}$$
(17)

由于中心变形椭圆齿轮(太阳轮)与机架固结, $\hat{\varphi}_1 = 0, 则$

$$\dot{\varphi}_{2} = \frac{r_{1} + r_{2}}{r_{2}} \dot{\varphi} = \frac{2a}{2a - r_{1}} \dot{\varphi}$$
(18)

行星圆齿轮的相对角速度为

$$\frac{\varphi_{41}}{\varphi_2 - \varphi} = -1$$

$\varphi_{41} = \varphi - \varphi_2 = -\varphi_{21} \tag{19}$

3.5 机构参数优化

要获得满足农艺要求的插秧轨迹(秧针端点运 动轨迹),实质是求得一组最佳的机构参数,使插秧 轨迹满足各个优化目标。理想的插秧轨迹要符合多 个优化条件^[6],影响插秧轨迹的参数有a、e、 m_1 、S、 H_1 (栽植臂旋转中心到秧针所在直线的垂直距离)、 R、 α_0 、 δ_0 、 φ_0 ,各个参数之间交互影响,具有耦合性, 改变任意一个参数均会影响插秧轨迹的形状。根据 建立的机构运动学模型,利用 VB 语言编写机构辅 助分析与参数优化软件。通过该软件,采用人机对 话的方式实时显示每个参数的变化对轨迹的影响, 并通过计算机的图像仿真技术实时显示运动轨迹, 能够使设计者或使用人员快速判断出插秧轨迹是否 满足插秧要求,并得到满足农艺要求的插秧轨迹和 机构参数。

保持其他参数不变,只改变变形系数 m₁,对应的分插机构秧针端点相对运动轨迹形状如图 8 所



示。可以看出,随着变形系数 m_1 的增大,相对运动 轨迹尾部形成环扣并逐渐变大,环扣可以减小插秧 穴口。图 9a 为无环扣的相对运动轨迹曲线(现有分 插机构的插秧轨迹),图 9b 为具有环扣的相对运动 轨迹曲线(图中,点 g 和 G 为送秧时轨迹与地面的 交点;点 h 和 H 为回程时轨迹与地面的交点)。图 9a 中交点 h 在交点 g 左侧,绝对运动时形成的插秧 穴口 $L_{g'h'}$;图 9b 中交点 H 在交点 G 右侧,绝对运动 时形成的插秧穴口 $L_{g'h'}$ 。以送秧时轨迹与地面交点 为参考点,有环扣和无环扣相对运动轨迹所形成的 插秧穴口的关系为

$$L_{G'H'} = L_{g'h'} - L_{gh} - L_{GH}$$
(20)

因为 $L_{GH} > 0, L_{gh} > 0, 所以 L_{G'H'} < L_{g'h'}, 环扣越大 则 L_{GH}越大, 形成的插秧穴口 L_{G'H'}越小。$



(a) 尾部无环扣轨迹 (b) 尾部有环扣轨迹

当取秧苗株距为140 mm,分插机构转速为 200 r/min时,插秧穴口分别为 L_{s'h} = 34 mm、L_{c'H} = 20 mm。可以看出,具有环扣形状的相对运动轨迹所 形成的插秧穴口小于无环扣相对运动轨迹所形成的 插秧穴口,插秧穴口的减小更有利于保证秧苗的直 立性,防止秧苗的倾倒。现有的分插机构优化后的 轨迹均类似图 9a 所示,不能在同时满足插秧轨迹其 他多个优化条件的前提下,使轨迹尾部出现环扣并 逐渐增大,从而达到进一步减小插秧穴口的目的。 而变形椭圆齿轮分插机构,基于辅助分析优化软件, 通过人机交互方式[7],调整各个输入参数,在满足 插秧轨迹其他多个优化目标的同时,通过调整变形 系数 m, 使轨迹尾部逐渐出现环扣并增大,从而使 插秧穴口进一步减小。最后通过优化软件,优化出 一组具有很小插秧穴口而且满足其他多个优化目标 的解,该组解对应机构的工作轨迹如图10所示。从 运动学目标优化分析区可以看到,运动学目标优化 结果均显示出3颗星标,说明该组参数形成的插秧 轨迹能够很好地满足运动学目标要求。图 11 为该 组解对应的秧针相对速度曲线图。

优化后的主要参数为:a = 22 mm,e = 0.4, $m_1 = 1.3$,S = 160 mm, $H_1 = 57 \text{ mm}$,R = 22 mm, $\alpha_0 = -26^\circ$,



 $\delta_0 = 110^\circ$, $\varphi_0 = 15^\circ$, 株 距 L = 130 mm, 转 速 为 200 r/min, 取秧角为 12. 26°, 推秧角为 67. 96°, 角度 差为 55. 70°, 插秧穴口小于 15 mm。

4 结论

(1) 通过在 VB 平台上建立的模型进行参数优 化,并作虚拟制造和实验,将变形椭圆齿轮成功应用 在分插机构上,形成了一种新的后插旋转式分插机 构,从理论上验证了变形椭圆齿轮在分插机构上应 用的可行性。

(2) 偏心率 e 主要影响传动比的最大值和最小 值,变形系数 m₁ 主要影响传动比最大值或最小值 的角位置。改变偏心率 e 和变形系数 m₁,可以实现 传动比曲线的纵向和横向的双向调整,增大了传动比 变化范围,有利于分插机构形成更理想的插秧轨迹。

(3)优化出了一组符合插秧轨迹要求的机构参数,很好地满足了优化目标;尾部环扣曲线的出现使插秧穴口更小,更有利于秧苗的直立性。

- 5 Kim T H, Reid S R. Multiaxial softening hinge model for tubular vehicle roll-over protective structure [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2001, 43(9): 2147 ~ 2170.
- 6 Ciark B J, Thambiratnam D P, Perera N J. Analytical and experimental investigation of a roll over protective structure [J]. Institution of Structural Engineers, 2006, 84(1):29 ~ 34.
- 7 Cheng Xinhua, Wu Chengwu. Trial analysis on constitutive relation and finite element method analysis of unsa turated cultivatable soils [C] // Proc. 1st Conf. ISTVS Beijing, China, 1986:101 ~ 114.
- 8 Chi L, Kuxhwaha R L. Three-dimensional, finite element interaction between soil and tillage tool [J]. Transactions of the ASAE, 1991, 34(2):361 ~ 366.
- 9 孙清,白红春,赵旭,等.蜂窝状生物质燃料固化成型有限元分析[J].农业机械学报,2009,40(2):107~109. Sun Qing,Bai Hongchun,Zhao Xu, et al. Finite element analysis of honeycomb biomass fuel press briquetting [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(2):107~109. (in Chinese)
- 10 杨光.2CZ-21型甘蔗种植机机架的力学分析与优化[J].农业机械学报,2007,38(1):87~88.
 Yang Guang. Mechanical analysis and optimum of vehicle frame of 2CZ 21 sugar cane planter [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2007,38(1):87~88. (in Chines)
- 11 李勇,施光林,陈兆能.低速大扭矩液压马达连杆的 ANSYS 有限元分析[J].农业机械学报,2007,38(11):137~139. Li Yong, Shi Guanglin, Chen Zhaoneng. FEM analysis of connecting-rod in low speed high torque hydraulic motors with ANSYS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2007,38(11):137~139. (in Chinese)
- 12 Ciark B J. The behaviour of roll over protective structures subjected to static and dynamic loading condition [D]. Brisbane: Queensland University of Technology,2006.
- 13 傅程,王延荣.风力发电机风轮叶片三维有限元建模研究[J].机械设计,2009,26(9):50~53.
 Fu Cheng, Wang Yanrong. Research of 3D finite element modelling on wind wheel blade of wind power generator[J]. Journal of Machine Design,2009,26(9):50~53. (in Chinese)
- 14 王国强.实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践[M].西安:西北工业大学出版社,2000.
- 15 夸克工作室.有限元分析基础篇 ANSYS 与 Mathematica [M].北京:清华大学出版社,2002.

(上接第52页)

参考文献

- 1 赵匀,俞高红,武传宇,等.机构数值分析与综合[M].北京:机械工业出版社,2005.
- 2 赵匀. 农业机械计算机辅助分析与设计[M]. 北京:清华大学出版社,1998.
- 3 李福生.非圆齿轮[M].北京:机械工业出版社,1975.
- 4 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.
- 5 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和实验[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 for Agricultural Machinery, 2008, 39(5):45~48. (in Chinese)
- 6 李革,赵匀,俞高红.椭圆齿轮行星系分插机构的机理分析和计算机优化[J].农业工程学报,2000,16(4):78~80. Li Ge, Zhao Yun, Yu Gaohong. Theoretical analysis and parameters optimizing of separating-planting mechanism with planetary elliptic gears [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2000, 16(4):78~80. (in Chinese)
- 7 武传宇,赵匀,陈建能.水稻插秧机分插机构人机交互可视化优化设计[J].农业机械学报,2008,39(1):46~49.
 Wu Chuanyu, Zhao Yun, Chen Jianneng. Optimization design of transplanting mechanism of rice transplanter based on visualization human-computer interaction[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2008,39(1): 46~49. (in Chinese)
- 8 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)