doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.09.012

非圆齿轮行星轮系传动的栽植机构参数优化与试验*

王　英[1]　陈建能[2]　赵　雄[2]　孙新城[3]

(1. 宁波大学机械工程与力学学院, 宁波 315211; 2. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018;
3. 浙江工业职业技术学院汽车学院, 绍兴 312000)

摘要: 为了进一步优化栽植嘴的轨迹、姿态及其挖出的穴口形状,提高钵苗移栽的立苗率,提出了基于两级非圆齿轮行星轮系传动的栽植机构组合设计思路,运用变性椭圆-共轭非圆齿轮、变性偏心圆-共轭非圆齿轮、变性巴斯噶蜗线非圆齿轮、变性傅里叶非圆齿轮和变性正弦非圆齿轮 5 类非圆齿轮副,组合设计了 25 种不同的栽植机构。建立了基于非圆齿轮行星轮系传动的栽植机构通用数学模型,并将通用数学模型代入旋转式钵苗栽植机构多目标优化模型,根据给定的栽植农艺条件,优化得到了满足理想栽植要求的栽植机构类型及其对应的机构参数。选取其中的偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构与变性椭圆齿轮行星轮系栽植机构进行对比分析,结果表明运用多种非圆齿轮副进行组合设计的栽植机构具有优越性。根据优化得到的栽植机构类型及其对应的参数进行结构设计和样机研制,并进行了运动学高速摄像试验和模拟田间栽植试验。由高速摄像试验得到的轨迹、姿态、速度等指标和理论计算的对比分析,验证了通用数学模型的正确性;由模拟田间栽植试验可得本栽植机构立苗率较高,约为 95%。

关键词: 钵苗移栽机　非圆齿轮　栽植机构　通用数学模型　参数优化　试验

中图分类号: S223.9　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2015)09-0085-09

Parameter Optimization and Experiment of Planting Mechanism Driven by Planetary Non-circular Gears

Wang Ying[1]　Chen Jianneng[2]　Zhao Xiong[2]　Sun Xincheng[3]

(1. *Faculty of Mechanical Engineering and Mechanics*, *Ningbo University*, *Ningbo* 315211, *China*
2. *College of Mechanical Engineering and Automation*, *Zhejiang Sci-Tech University*, *Hangzhou* 310018, *China*
3. *College of Automotive*, *Zhejiang Industry Polytechnic College*, *Shaoxing* 312000, *China*)

Abstract: To further optimize the trajectory and pose of planting nozzle as well as the geometrical shape of hole digged out by planting nozzle, which could improve the seedling erectness rate of seedling transplanting, a combinational design of planting mechanism driven by two-stage planetary non-circular gears was proposed. 25 different kinds of planting mechanisms were designed by using deformed elliptic-conjugate non-circular gears, deformed eccentric circle-conjugate non-circular gears, deformed Pascal curve non-circular gears, deformed Fourier curve non-circular gears and deformed sinusoidal non-circular gears. General mathematical model of planting mechanism driven by planetary non-circular gears was built, and the general model was substituted into the proposed multi-objective parameter optimization model of rotary seedling planting mechanism. According to conditions of planting agriculture, the types of planting mechanism and the corresponding parameters which met the perfect planting requirements were got by optimizing. One kind of planting mechanism driven by planetary eccentric-elliptical gears was compared with planting mechanism with planetary deformed elliptic gears. The result showed that the

收稿日期: 2014-11-28　修回日期: 2015-01-28

*国家自然科学基金资助项目(51275481)、浙江省自然科学基金资助项目(LY15E050026)、浙江省种植装备技术重点实验室开放基金资助项目(2013E10013)、宁波大学学科资助项目(XKL14D2045)和宁波大学引进人才科研启动基金资助项目

作者简介: 王英,讲师,博士,主要从事机构分析与综合研究,E-mail: wangying5@nbu.edu.cn

通讯作者: 陈建能,教授,博士生导师,主要从事现代农业装备与技术研究,E-mail: jiannengchen@zstu.edu.cn

planting mechanism designed by many kinds of non-circular gear pairs had better performance. According to the types of planting mechanism and the corresponding parameters which were got by optimization, structural design and prototype development were carried out, then the experiment of kinematics with high-speed camera and the experiment of simulating the field planting were carried out. The comparison between the trajectory, pose and speed of planting nozzle obtained from high-speed camera experiment and theoretical calculation showed that the structural design was reasonable, the machining precision met the requirements and the test bed can realize expected principle projects. The simulation experiment in field planting shows the planting mechanism has high seedling erectness rate of 95%.

Key words: Seedling transplanter Non-circular gears Planting mechanism General mathematical model Parameter optimization Experiment

引言

适合膜上移栽的钵苗栽植机构栽植嘴采用对开的鸭嘴,作业时钵苗被投入栽植嘴后在重力作用下沿栽植嘴壁面滑入栽植嘴底部,当栽植嘴进入到垄面后,栽植嘴张开,钵苗在重力作用下落入栽植嘴挖出的穴坑,整个过程钵苗是自由的,钵苗不易损伤,且钵苗落地无冲击。能适应高速全自动移栽且适合膜上移栽的栽植机构的研究将成为发展高速自动移栽机的关键[1-2]。目前市场上常见的适合膜上移栽的栽植机构分为吊杯式、行星轮-滑道式和日本井关七杆式,但行星轮-滑道式和日本井关七杆式由于作业过程中惯性力大,不适合高速作业,而吊杯式栽植机构虽然惯性力小,但由于其轨迹是类摆线使其回程轨迹过于前倾,容易导致栽植嘴与植入穴坑中的钵苗干涉,甚至造成钵苗回带[3-6]。为此,陈建能等提出了基于非圆齿轮行星轮系传动的栽植机构,来实现栽植嘴特定的轨迹、姿态及其挖出的穴口形状要求,并研究了椭圆齿轮行星轮系栽植机构,发现其作业惯性力小,可以实现高速移栽,但回程轨迹还有些前倾[7]。在此基础上,又提出了变性椭圆齿轮行星轮系栽植机构,通过增加变性系数来进一步优化栽植嘴的轨迹、姿态及其挖出的穴口形状,并通过分析研究验证了其优越性[8]。除了椭圆类非圆齿轮,常用的非圆齿轮还有偏心圆类、傅里叶类、巴斯噶蜗线类和正弦类非圆齿轮,本文运用这 5 种非圆齿轮进行组合设计,以得到多种不同类型的非圆齿轮行星轮系栽植机构。当株距、栽植深度等农艺条件确定时,满足理想栽植要求[9]的栽植机构类型有 1 种或多种。为了实现不同类型的栽植机构之间的优选,本文建立适用于不同类型非圆齿轮行星轮系栽植机构的通用数学模型,并将该模型代入旋转式钵苗栽植机构多目标优化模型[9],根据具体的栽植农艺条件进行参数优化和试验研究,为进一步通过动力学优化得到最佳的栽植机构类型及其对应的参数奠定基础。

1 两级非圆齿轮行星轮系传动的栽植机构组合设计

1.1 非圆齿轮行星轮系栽植机构通用机构设计

非圆齿轮行星轮系栽植机构如图 1 所示,由 7 个非圆齿轮、1 个行星架和 2 个栽植嘴组成,非圆太阳齿轮两侧是对称结构,与机架固定。作业时,行星架为动力源,通过两级传动(非圆太阳齿轮和第一中间非圆齿轮构成第 1 级传动,第二中间非圆齿轮和行星非圆齿轮构成第 2 级传动),带动行星非圆齿轮在周期内摆动,与行星非圆齿轮固结的栽植嘴,一方面随行星架顺时针转动,另一方面相对行星架作非匀速转动,构成栽植点 J 特殊的轨迹和姿态。

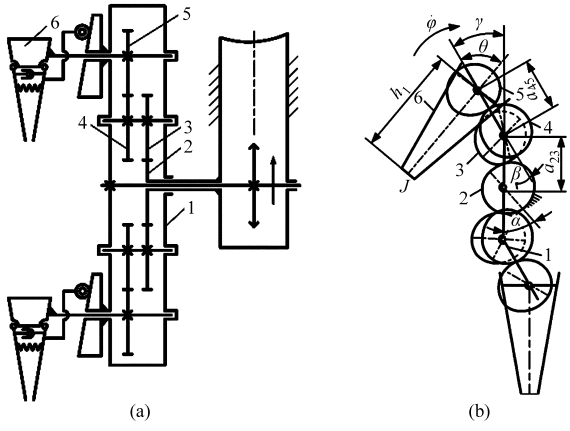


图 1 非圆齿轮行星轮系栽植机构通用机构简图

Fig. 1 General schematics of planting mechanism with planetary non-circular gears

(a) 正面示意图 (b) 侧面示意图

1. 行星架 2. 非圆太阳齿轮 3. 第一中间非圆齿轮 4. 第二中间非圆齿轮 5. 行星非圆齿轮 6. 栽植嘴

图中 θ——栽植嘴的初始安装角

γ——两级非圆齿轮转动中心连线的夹角

α——非圆太阳齿轮初始相位角

β——第二中间非圆齿轮初始相位角

a_{23}——第 1 级传动齿轮副中心距

a_{45}——第 2 级传动齿轮副中心距

h_1——栽植嘴转动中心到栽植点 J 的距离

$\dot{\varphi}$——行星架的角速度(匀速)

两级非圆齿轮传动可以选择变性椭圆-共轭非圆齿轮、变性偏心圆-共轭非圆齿轮、变性巴斯噶蜗线非圆齿轮、变性傅里叶非圆齿轮和变性正弦非圆齿轮 5 类非圆齿轮副,总共可组合成 25 种不同的非圆齿轮行星轮系栽植机构。

1.2　非圆齿轮行星轮系栽植机构通用数学模型

1.2.1　5 类非圆齿轮节曲线方程

变性椭圆非圆齿轮节曲线方程为[10-11]

$$r_1=\begin{cases}\dfrac{A(1-k^2)}{1-k\cos(m_{11}\varphi_1)} & \left(0\leqslant\varphi_1\leqslant\dfrac{\pi}{m_{11}}\right)\\ \dfrac{A(1-k^2)}{1-k\cos(m_{12}(2\pi-\varphi_1))} & \left(\dfrac{\pi}{m_{11}}<\varphi_1\leqslant 2\pi\right)\end{cases}\tag{1}$$

其中　$m_{12}=\dfrac{m_{11}}{2m_{11}-1}$

式中　r_1——主动轮节曲线向径

φ_1——主动轮节曲线极角

A——椭圆的长轴半径

k——椭圆的偏心率

m_{11}、m_{12}——变性系数

变性偏心圆非圆齿轮节曲线方程为[12]

$$r_1=\begin{cases}\sqrt{R^2-e^2\sin^2(m_{11}\varphi_1)}-e\cos(m_{11}\varphi_1) & \left(0\leqslant\varphi_1\leqslant\dfrac{\pi}{m_{11}}\right)\\ \sqrt{R^2-e^2\sin^2(m_{12}(2\pi-\varphi_1))}-e\cos(m_{12}(2\pi-\varphi_1)) & \left(\dfrac{\pi}{m_{11}}<\varphi_1\leqslant 2\pi\right)\end{cases}\tag{2}$$

式中　R——偏心圆半径

e——偏心距

变性巴斯噶蜗线非圆齿轮节曲线方程为[13-14]

$$r_1=\begin{cases}d\cos(m_{11}\varphi_1)+l & \left(0\leqslant\varphi_1\leqslant\dfrac{\pi}{m_{11}}\right)\\ d\cos(m_{12}(2\pi-\varphi_1))+l & \left(\dfrac{\pi}{m_{11}}<\varphi_1\leqslant 2\pi\right)\end{cases}\tag{3}$$

式中　d——发生圆直径

l——展长

变性傅里叶非圆齿轮节曲线方程为[15]

$$r_1=\begin{cases}a_0+a_1\cos(m_{11}\varphi_1)+b_1\sin(m_{11}\varphi_1)+a_2\cos(2m_{11}\varphi_1)+b_2\sin(2m_{11}\varphi_1) & \left(0\leqslant\varphi_1\leqslant\dfrac{\pi}{m_{11}}\right)\\ a_0+a_1\cos(m_{12}(2\pi-\varphi_1))+b_1\sin(m_{12}(2\pi-\varphi_1))+a_2\cos(2m_{12}(2\pi-\varphi_1))+b_2\sin(2m_{12}(2\pi-\varphi_1)) & \left(\dfrac{\pi}{m_{11}}<\varphi_1\leqslant 2\pi\right)\end{cases}\tag{4}$$

式中　a_0、a_1、b_1、a_2、b_2——傅里叶函数的参数

变性正弦非圆齿轮节曲线方程为[16]

$$\begin{cases}r_1=\dfrac{a_Z(\tan\theta_Z+A_{Z1}b_{Z1}\cos(b_{Z1}x_2))}{1+\tan\theta_Z+A_{Z1}b_{Z1}(1-\tan\theta_Z)\cos(b_{Z1}x_2)}\\ \varphi_1=x_2\cos\theta_Z-A_{Z1}\sin(b_{Z1}x_2)\sin\theta_Z\\ \qquad(0\leqslant b_{Z1}x_2<\pi)\\ r_1=\dfrac{a_Z(\tan\theta_Z+A_{Z2}b_{Z2}\cos(b_{Z2}x_2+c_{Z2}))}{1+\tan\theta_Z+A_{Z2}b_{Z2}(1-\tan\theta_Z)\cos(b_{Z2}x_2+c_{Z2})}\\ \varphi_1=x_2\cos\theta_Z-A_{Z2}\sin(b_{Z2}x_2+c_{Z2})\sin\theta_Z\\ \qquad(\pi\leqslant b_{Z2}x_2+c_{Z2}<2\pi)\end{cases}\tag{5}$$

其中　$\theta_Z=45°$　　$b_{Z1}=\dfrac{1}{2\sqrt{2}m_{11}}$

$b_{Z2}=\dfrac{1}{2\sqrt{2}(1-m_{11})}$　　$c_{Z2}=\dfrac{1-2m_{11}}{1-m_{11}}$

式中　a_Z——正弦齿轮副中心距

x_2——正弦函数横坐标值

A_{Z1}、A_{Z2}——幅值,且 $A_{Z1}b_{Z1}=A_{Z2}b_{Z2}$

1.2.2　非圆齿轮副的设计

令　$f(\varphi_1,m_{11},m_{12})=r_1=\begin{cases}f_1(\varphi_1,m_{11}) & \left(0\leqslant\varphi_1\leqslant\dfrac{\pi}{m_{11}}\right)\\ f_2(\varphi_1,m_{12}) & \left(\dfrac{\pi}{m_{11}}<\varphi_1\leqslant 2\pi\right)\end{cases}$　(6)

根据齿轮啮合的基本要求,与主动非圆齿轮共轭的从动非圆齿轮节曲线方程为

$$\begin{cases}r_2=a-r_1\\ \varphi_2=\displaystyle\int_0^{\varphi_1}\frac{1}{i_{12}}\mathrm{d}\varphi_1=\int_0^{\varphi_1}\frac{f(\varphi_1,m_{11},m_{12})}{a-f(\varphi_1,m_{11},m_{12})}\mathrm{d}\varphi_1\end{cases}\tag{7}$$

式中　a——齿轮副中心距

i_{12}——主动轮相对于从动轮的传动比

r_2——从动轮节曲线向径

φ_2——从动轮节曲线极角

为保证齿轮连续传动,实现周期性运动规律,主动轮和从动轮的节曲线须是封闭的。对于阶数都为

1 的主从动齿轮,当主动轮的转角为 2π,从动轮的转角也为 2π,即

$$2\pi=\int_0^{2\pi}\frac{1}{i_{12}}\mathrm{d}\varphi_1=\int_0^{2\pi}\frac{f(\varphi_1,m_{11},m_{12})}{a-f(\varphi_1,m_{11},m_{12})}\mathrm{d}\varphi_1 \quad (8)$$

且当 $\varphi_1=0$ 和 $\varphi_1=2\pi$ 时 r_1 相等,$\varphi_2=0$ 和 $\varphi_2=2\pi$ 时 r_2 相等[17]。

1.2.3 非圆齿轮行星轮系栽植机构通用运动学模型的建立

1.2.3.1 行星轮系各齿轮节曲线和角位移计算模型的建立

设齿轮 2、3、4、5 节曲线向径分别为 r_2'、r_3'、r_4' 和 r_5',齿轮 2 变性系数为 m_{21},齿轮 4 变性系数为 m_{41},行星架转角为 φ,因行星架顺时针转动,φ 的取值范围为[-2π,0]。

由非圆齿轮节曲线方程得齿轮 2 节曲线方程为

$$r_2'(\varphi)=\begin{cases}f_1(-\varphi+\alpha,m_{21}) & \left(\alpha\leqslant-\varphi+\alpha\leqslant\dfrac{\pi}{m_{21}}\right)\\ f_2(-\varphi+\alpha,m_{22}) & \left(\dfrac{\pi}{m_{21}}<-\varphi+\alpha\leqslant2\pi\right)\\ f_1(-\varphi+\alpha-2\pi,m_{21}) & (2\pi<-\varphi+\alpha\leqslant2\pi+\alpha)\end{cases} \quad (9)$$

其中 $$m_{22}=\frac{m_{21}}{2m_{21}-1}$$

由式(8)得

$$2\pi=\int_{-2\pi}^{0}\frac{r_2'(\varphi)}{a_{23}-r_2'(\varphi)}\mathrm{d}\varphi \quad (10)$$

将式(9)代入式(10),利用数值算法求得 a_{23}。

由式(7)得齿轮 3 节曲线方程为

$$\begin{cases}r_3'(\varphi)=a_{23}-r_2'(\varphi)\\ \varphi_{31}(\varphi)=\displaystyle\int_\varphi^0\frac{1}{i_{23}}\mathrm{d}\varphi=\int_\varphi^0\frac{r_2'(\varphi)}{a_{23}-r_2'(\varphi)}\mathrm{d}\varphi\end{cases} \quad (11)$$

式中 φ_{31}——齿轮 3 相对行星架的角位移

齿轮 3 和齿轮 4 固联,则 $\varphi_{31}(\varphi)=\varphi_{41}(\varphi)$。

由非圆齿轮节曲线方程得齿轮 4 节曲线方程为

$$r_4'(\varphi)=\begin{cases}f_1(\varphi_{41}(\varphi)+\beta,m_{41}) & \left(\beta\leqslant\varphi_{41}(\varphi)+\beta\leqslant\dfrac{\pi}{m_{41}}\right)\\ f_2(\varphi_{41}(\varphi)+\beta,m_{42}) & \left(\dfrac{\pi}{m_{41}}<\varphi_{41}(\varphi)+\beta\leqslant2\pi\right)\\ f_1(\varphi_{41}(\varphi)+\beta-2\pi,m_{41}) & (2\pi<\varphi_{41}(\varphi)+\beta\leqslant2\pi+\beta)\end{cases} \quad (12)$$

其中 $$m_{42}=\frac{m_{41}}{2m_{41}-1}$$

同理由式(8)得

$$2\pi=\int_{-2\pi}^{0}\frac{r_4'(\varphi)}{a_{45}-r_4'(\varphi)}\mathrm{d}\varphi \quad (13)$$

将式(12)代入式(13),利用数值算法求得 a_{45}。

同理由式(7)得齿轮 5 节曲线方程为

$$\begin{cases}r_5'(\varphi)=a_{45}-r_4'(\varphi)\\ \varphi_{51}(\varphi)=\displaystyle\int_0^{\varphi_{41}(\varphi)}\frac{1}{i_{45}}\mathrm{d}\varphi_{41}(\varphi)=\\ \quad\displaystyle\int_0^{\varphi_{41}(\varphi)}\frac{r_4(\varphi)}{a_{45}-r_4(\varphi)}\mathrm{d}\varphi_{41}(\varphi)=\\ \quad\displaystyle\int_\varphi^0\frac{r_4(\varphi)}{a_{45}-r_4(\varphi)}\frac{\mathrm{d}\varphi_{41}(\varphi)}{\mathrm{d}\varphi}\mathrm{d}\varphi\end{cases} \quad (14)$$

式中 φ_{51}——齿轮 5 相对行星架的角位移

1.2.3.2 栽植点 J 位移、速度和加速度分析

栽植点 J 的相对运动方程为

$$\begin{cases}x_J=a_{23}\cos\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi\right)+a_{45}\cos\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma\right)+\\ \quad\cos\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma+\pi-\theta+\varphi_{51}\right)\\ y_J=a_{23}\sin\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi\right)+a_{45}\sin\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma\right)+\\ \quad h_1\sin\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma+\pi-\theta+\varphi_{51}\right)\end{cases} \quad (15)$$

栽植点 J 的相对运动速度

$$\begin{cases}\dot{x}_J=-a_{23}\dot{\varphi}\sin\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi\right)-a_{45}\dot{\varphi}\sin\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma\right)-\\ \quad h_1(\dot{\varphi}+\dot{\varphi}_{51})\sin\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma+\pi-\theta+\varphi_{51}\right)\\ \dot{y}_J=a_{23}\dot{\varphi}\cos\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi\right)+a_{45}\dot{\varphi}\cos\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma\right)+\\ \quad h_1(\dot{\varphi}+\dot{\varphi}_{51})\cos\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma+\pi-\theta+\varphi_{51}\right)\end{cases} \quad (16)$$

栽植点 J 的相对运动加速度

$$\begin{cases}\ddot{x}_J=-a_{23}\dot{\varphi}^2\cos\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi\right)-a_{45}\dot{\varphi}^2\cos\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma\right)-\\ \quad h_1\ddot{\varphi}_{51}\sin\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma+\pi-\theta+\varphi_{51}\right)-\\ \quad h_1(\dot{\varphi}+\dot{\varphi}_{51})^2\cos\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma+\pi-\theta+\varphi_{51}\right)\\ \ddot{y}_J=-a_{23}\dot{\varphi}^2\sin\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi\right)-a_{45}\dot{\varphi}^2\sin\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma\right)+\\ \quad h_1\ddot{\varphi}_{51}\cos\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma+\pi-\theta+\varphi_{51}\right)-\\ \quad h_1(\dot{\varphi}+\dot{\varphi}_{51})^2\sin\left(\dfrac{\pi}{2}+\varphi+\gamma+\pi-\theta+\varphi_{51}\right)\end{cases} \quad (17)$$

式中 $\dot{\varphi}_{51}$——齿轮 5 相对行星架的角速度

$\ddot{\varphi}_{51}$——齿轮 5 相对行星架的角加速度

2　非圆齿轮行星轮系栽植机构参数优化

将上述通用数学模型代入旋转式钵苗栽植机构多目标优化模型[9]，可进行25 种不同类型非圆齿轮行星轮系栽植机构的参数优化，根据给定的栽植农艺条件（株距、栽植深度、h_1），可得到满足理想栽植要求[9]的栽植机构类型及其对应的参数。

2.1　优化参数

非圆齿轮行星轮系栽植机构的优化参数可分为两类。公共优化参数为

$$\boldsymbol{x}_p=(x_{p1},x_{p2},x_{p3},x_{p4})=(\theta,\gamma,\alpha,\beta)\tag{18}$$

对于不同类型的非圆齿轮副，当为第 1 级传动时，节曲线参数下标用 2 表示，当为第 2 级传动时，节曲线参数下标用4 表示。不同类型齿轮的节曲线参数为：

（1）变性椭圆-共轭非圆齿轮副

当为第 1 级传动时，其节曲线优化参数为

$$\boldsymbol{x}_{q2}=(x_{q21},x_{q22},x_{q23})=(A_2,k_2,m_{21})\tag{19}$$

当为第 2 级传动时，其节曲线优化参数为

$$\boldsymbol{x}_{q4}=(x_{q41},x_{q42},x_{q43})=(A_4,k_4,m_{41})\tag{20}$$

（2）变性偏心圆-共轭非圆齿轮副

当为第 1 级传动时，其节曲线优化参数为

$$\boldsymbol{x}_{q2}=(x_{q21},x_{q22},x_{q23})=(R_2,e_2,m_{21})\tag{21}$$

当为第 2 级传动时，其节曲线优化参数为

$$\boldsymbol{x}_{q4}=(x_{q41},x_{q42},x_{q43})=(R_4,e_4,m_{41})\tag{22}$$

（3）变性巴斯蜗线非圆齿轮副

当为第 1 级传动时，其节曲线优化参数为

$$\boldsymbol{x}_{q2}=(x_{q21},x_{q22},x_{q23})=(d_2,l_2,m_{21})\tag{23}$$

当为第 2 级传动时，其节曲线优化参数为

$$\boldsymbol{x}_{q4}=(x_{q41},x_{q42},x_{q43})=(d_4,l_4,m_{41})\tag{24}$$

（4）变性傅里叶非圆齿轮副

当为第 1 级传动时，其节曲线优化参数为

$$\boldsymbol{x}_{q2}=(x_{q21},x_{q22},x_{q23},x_{q24},x_{q25},x_{q26})=(a_{0-2},a_{1-2},b_{1-2},a_{2-2},b_{2-2},m_{21})\tag{25}$$

当为第 2 级传动时，其节曲线优化参数为

$$\boldsymbol{x}_{q4}=(x_{q41},x_{q42},x_{q43},x_{q44},x_{q45},x_{q46})=(a_{0-4},a_{1-4},b_{1-4},a_{2-4},b_{2-4},m_{41})\tag{26}$$

（5）变性正弦非圆齿轮副

当为第 1 级传动时，其节曲线优化参数为

$$\boldsymbol{x}_{q2}=(x_{q21},x_{q22},x_{q23})=(a_{Z-2},A_{Z1-2},m_{21})\tag{27}$$

当为第 2 级传动时，其节曲线优化参数为

$$\boldsymbol{x}_{q4}=(x_{q41},x_{q42},x_{q43})=(a_{Z-4},A_{Z1-4},m_{41})\tag{28}$$

任选 2 组齿轮副构成非圆齿轮行星轮系栽植机构，则其优化参数为

$$\boldsymbol{x}=(x_p,x_{q2},x_{q4})\tag{29}$$

2.2　优化结果分析

当移栽农艺条件为株距 330 mm、栽植深度 45 mm（目前市场上常用于蔬菜育苗的 128 孔穴盘，其穴盘孔高度为45 mm 左右）、h_1 = 164 mm 时，通过优化得到的栽植机构类型及其对应的参数如表 1 所示（可以得到 25 种组合方式的最优解，限于篇幅，本文只列出其中 2 种栽植机构及其对应的 2 组参数，其中机构 1 为第 1 级传动变性偏心圆-共轭非圆齿轮副、第 2 级传动变性椭圆-共轭非圆齿轮副，机构 2 为第 1 级传动变性偏心圆-共轭非圆齿轮副、第 2 级传动变性巴斯蜗线非圆齿轮副）。

表 1　优选后的部分优化参数

Tab. 1　Parts of parameters after optimization

机构 1			机构 2		
优化参数	取值 1	取值 2	优化参数	取值 1	取值 2
θ/(°)	65. 65	65. 64	θ/(°)	66. 09	66. 12
γ/(°)	30. 89	30. 77	γ/(°)	30. 91	30. 89
α/(°)	25. 46	25. 23	α/(°)	25. 23	25. 21
β/(°)	1. 37	1. 37	β/(°)	0. 25	0. 14
R_2/mm	30. 81	30. 46	R_2/mm	31. 01	31. 05
e_2/mm	5. 58	5. 58	e_2/mm	6. 12	6. 13
m_{21}	1. 56	1. 55	m_{21}	1. 62	1. 61
A_4/mm	30. 74	30. 67	d_4/mm	1. 05	1. 02
k_4	0. 04	0. 04	l_4/mm	31. 14	31. 05
m_{41}	1. 31	1. 24	m_{41}	1. 21	1. 21

从表 1 可以看出，当栽植农艺条件确定时，通过非圆齿轮副的组合设计，可得到满足理想栽植要求的多种栽植机构，且每种栽植机构的优化结果都是一系列非劣解。要获得最优的栽植机构类型及其对应的机构参数，需进一步进行动力学优化，从中优化出既能满足运动学特性要求（理想栽植要求），又具有最佳的动力学特性的机构组合方式及其参数，篇幅所限，本文不再赘述。

为后续加工和装配方便，将表 1 中机构 1 的优化参数取值 1 部分参数进行圆整，如表 2 所示。当栽植速度为 40 r/min（即栽植效率为 80 株/min），将表 2 中数据所确定的栽植机构（简称偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构）与变性椭圆齿轮行星轮系栽植机构的轨迹、姿态、速度和挖出的穴口形状等指标[8]进行对比，如表 3 所示。

表 2　圆整后的机构参数

Tab. 2　Mechanism parameters after rounding

θ/(°)	γ/(°)	α/(°)	β/(°)	R_2/mm
66	31	25	1	31
e_2/mm	m_{21}	A_4/mm	k_4	m_{41}
5. 6	1. 56	31	0. 04	1. 31

从表 3 可以看出，偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植

机构定植时栽植嘴轴线垂直于水平面,即钵苗在离开栽植嘴时保持直立姿态,利于定植后保证钵苗的直立度;回程动轨迹不前倾,可避免损伤和回带钵苗;挖出的穴口形状(穴口尺寸、穴口底部水平度和穴口壁面倾角)满足保证立苗率要求[7-8]。相对于变性椭圆齿轮行星轮系栽植机构[8],运用多种非圆齿轮副进行组合设计的栽植机构更能满足理想栽植要求,具有高立苗率的优势,且加速度最大值及其波动范围小,可见该栽植机构作业更平稳,更适合高速栽植作业。

表 3 2 种栽植机构的轨迹、穴口形状、速度及加速度

Tab. 3 Trajectory, geometrical shape of hole, speed and acceleration of two kinds of planting mechanisms

		理想栽植要求	偏心-椭圆齿轮行星轮系	变性椭圆齿轮行星轮系
动轨迹及穴口形状	定植时栽植嘴姿态/(°)	[85.5,94.5]	90	92
	回程动轨迹倾角/(°)	[85.5,94.5]	86	84
	穴口上口长度/mm	[47.5,52.5]	52	73
	穴口底部水平度/(°)	[0,5]	0.35	0.35
	穴口壁面倾角/(°)	[75.43,83.37]	79.0	86.7
速度及加速度	速度最大值/(m·s^{-1})		0.75	0.98
	速度波动范围/(m·s^{-1})		0.33	0.89
	加速度最大值/(m·s^{-2})		3.13	3.70
	加速度波动范围/(m·s^{-2})		1.70	2.62

3 偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构设计

根据第 1 节的传动方案和第 2 节优化并圆整后的机构参数,对偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构进行结构设计,其三维爆炸图如图 2 所示,并完成该栽植机构的加工和装配。

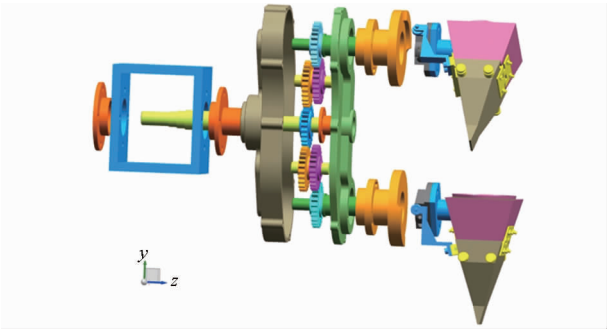


图 2 偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构三维爆炸图

Fig. 2 3D explosion figure of planting mechanism with planetary eccentric-elliptical gears

4 偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构运动学特性试验

搭建偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构试验台,如图 3 所示,选用交流伺服电机(型号为 110L1M6N,额定电压 220 V,额定转速 1 500 r/min),电机输出轴和栽植机构中心轴通过弹性柱销联轴器来传递动力。

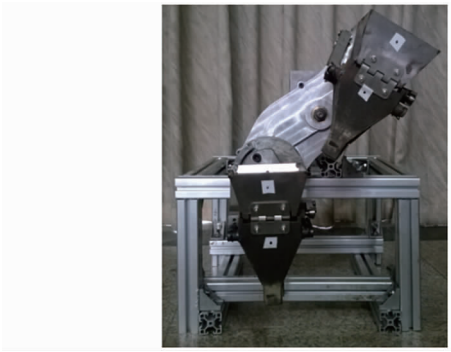


图 3 偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构运动学特性测试试验台

Fig. 3 Test bed for kinematics characteristic measurement of planting mechanism with planetary eccentric-elliptical gears

4.1 试验设备与步骤

4.1.1 试验设备

pco. power 型高速摄像机(德国 PCO 公司生产,曝光时间 1 μs ~ 1 s)和图像分析软件 Blaster's MAS。

4.1.2 试验方法

用亮颜色反光纸(本文采用白色)标记栽植点 J,同时用强光(本文采用 1.5 kW 的镁光灯)照射试验台,启动并调节电机使输入转速达到 40 r/min,并利用高速摄像机进行图像采集,录制栽植机构运动视频,利用 Blaster's MAS 图像分析软件跟踪拾取标记点,对栽植机构栽植点 J 的轨迹和速度等运动学参数进行测试。

4.2 运动学参数测试结果分析

4.2.1 高速摄像试验结果

根据栽植机构的作业要求,栽植机构的一个作业循环包括接苗、运苗、栽植和空运 4 个阶段。本文所设计栽植机构初始安装位置为定植位置,其工作过程与行星架转角的关系如图 4 所示。

图 5 为一个栽植周期内栽植机构高速摄像视频中的 6 个画面(运动顺序依次为 1 ~ 6),图中用圆圈标注出了当前参考的栽植嘴。第 1 个画面为初始安装位置(定植位置),参考栽植嘴处于接苗阶段,另一栽植嘴处于定植位置;第 2 个画面为接苗结束位置,因钵苗在栽植嘴中的运行时间与钵苗物性相关,

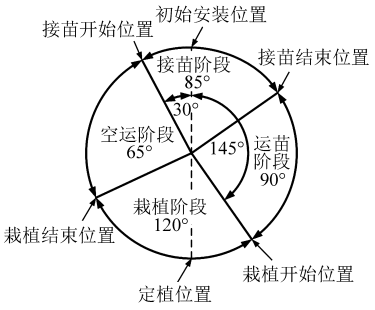


图 4　栽植机构工作过程与行星架转角关系示意图

Fig. 4　Schematic diagram of relationship between working process of planting mechanism and rotation angle of planet carrier

因此对于不同的作业对象，此位置对应的行星架转角不同；第 3 个画面为栽植开始位置，在田间作业时，栽植嘴开始进入垄面；第 4 个画面为定植位置，此位置栽植嘴完全张开，在田间作业时，钵苗落入栽植嘴挖出的穴坑，从图中可以看出，处于定植位置的栽植嘴轴线垂直于水平面，与理论设计一致；第 5 个画面为栽植结束位置，在田间作业时，栽植嘴退出垄面；第 6 个画面为接苗开始位置，此位置钵苗被人工或取苗机构投入到栽植嘴中，栽植机构进入下个作业循环。在一个工作周期内，从画面 6 到画面 2，构成了接苗阶段，从画面 2 到画面 3 构成了运苗阶段，从画面 3 到画面 5 构成了栽植阶段，从画面 5 到画面 6，构成了空运转阶段。从图 6 可以看出，各个阶段对应的行星架转角与理论设计基本一致。

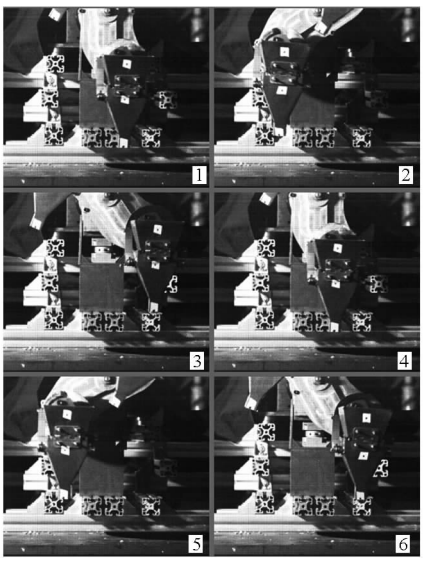


图 5　栽植机构运动各关键时刻的高速摄影截图

Fig. 5　High-speed camera screenshot of every critical moment of planting mechanism's movement

4.2.2　栽植点 J 的静轨迹测定与结果分析

由高速摄像试验测定并由 Blaster's MAS 图像分析软件分析得到的栽植点 J 的静轨迹如图 6 所示，分析得到栽植点 J 轨迹高度为 266.30 mm，图 7 是运用辅助分析软件得到的栽植点 J 的静轨迹理论分析结果，其轨迹高度为 273.61 mm。图 6 和图 7 两者轨迹形状基本一致，但高度相差 7.31 mm，误差主要是因为高速摄像中标记的栽植点 J 会随着栽植嘴的开合相对位置发生变化，也是造成图 6 中轨迹 C 点和 D 点与理论分析不一致的原因，其中 C 点对应栽植嘴张开，D 点对应栽植嘴闭合。图 6 和图 7 的轨迹位置（坐标位置）不一致是由于原点位置设定不同。

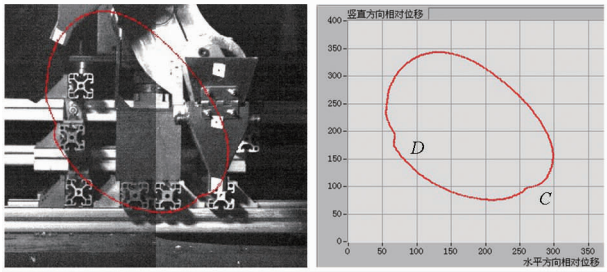


图 6　栽植点 J 静轨迹试验分析结果

Fig. 6　Test analysis result of motion trace of point J

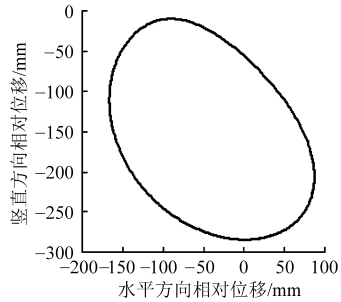


图 7　栽植点 J 静轨迹理论分析结果

Fig. 7　Theoretical analysis result of motion trace of point J

4.2.3　栽植点 J 的速度测定与结果分析

由高速摄像试验测定并由 Blaster's MAS 图像分析软件分析得到的栽植机构栽植点 J 水平方向（红色）和竖直方向（黑色）相对速度曲线如图 8a 所示，图 8b 是运用辅助分析软件得到的栽植点 J 相对速度曲线理论分析结果。图 8a 中的水平坐标为帧数序号，25 ~ 400 帧为一个循环，分别对应行星架转角 0° ~ 360°。对比图 8a 和图 8b 可以看出，理论与试验得到的速度曲线变化趋势和数值变化范围基本一致，但试验曲线抖动明显，原因主要有：在栽植嘴张开闭合时，标记点相对位置会发生变化；标记点不能够精确捕捉；输入速度不是恒定的，根据试验时的转速表显示，其速度在 38.5 ~ 41.5 r/min 波动。

由高速摄像试验的轨迹、姿态、速度等和理论计算对比分析可见，通用数学模型是正确的，且试验台结构设计合理、加工精度满足要求，能够实现预期的原理方案。

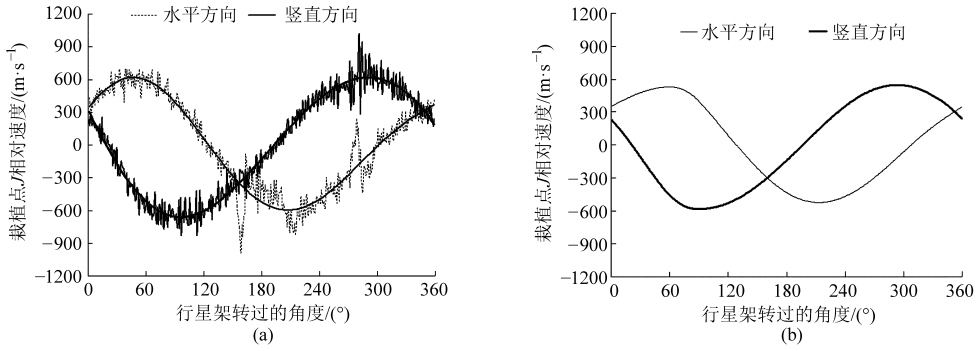


图 8 栽植点 J 水平方向和竖直方向相对速度

Fig. 8 Relative velocity of point J in the horizontal and vertical directions

(a) 试验分析结果 (b) 理论分析结果

5 偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构模拟田间栽植试验

为了研究和探讨将偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构应用于实际生产作业的可行性,进行栽植试验。

5.1 模拟田间栽植试验系统

要进行栽植机构的田间试验,需研发移栽机整机,但研发整机周期较长,因此本文利用课题组研制的轮胎摩擦驱动旋转式圆形土槽[18]进行栽植试验。

轮胎摩擦驱动旋转式圆形土槽如图 9 所示,在作业时,通过土槽旋转、栽植机构固定不动来模拟田间栽植情况。土槽内、外直径分别为 5 m 和 6.28 m,深 0.03 m,靠轮胎与圆形土槽摩擦来驱动土槽进行旋转。为方便调速,选用伺服电机,土槽的转速调节范围为 0 ~ 3.8 r/min。

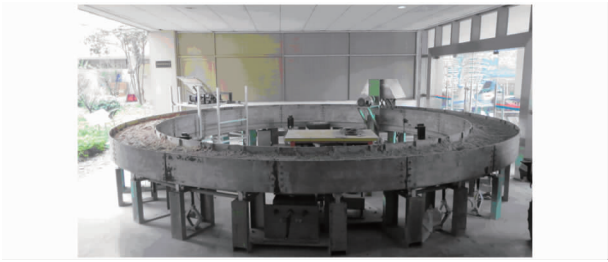


图 9 轮胎摩擦驱动旋转式圆形土槽

Fig. 9 Rotating circular soil tank driven by friction of tires

将栽植机构固定于放置在环形土槽外侧的机架上,栽植机构的驱动方式与 4 节栽植机构运动学性能测试试验台相同。在移栽机作业中,栽植机构将钵苗植入栽植嘴挖出的穴坑中,其后紧跟一套镇压轮(图 10),将穴坑回填镇压,实现钵苗的定植。

5.2 试验方案设计和结果分析

选用穴盘规格为 128 孔,苗龄为 2 ~ 4 片真叶,含水率为 63% 的西兰花钵苗,设定株距为 330 mm,栽植深度为 45 mm,测试本栽植机构的立苗率。重复进行 5 次试验(土槽旋转 1 周为 1 次),记录满足直立度要求的钵苗数目,计算得到立苗率。共种植 240 株,满足直立度要求(秧苗茎秆与地面夹角大于 45°[19])的钵苗为 228 株,其立苗率约为 95%。在同样测试条件下,井关七杆式栽植机构满足直立度要求的钵苗为 216 株,其立苗率约为 90%。由此可见,本文设计的基于非圆齿轮行星轮系传动的栽植机构满足高立苗率要求。



图 10 模拟田间栽植试验台

Fig. 10 Test bed for simulating field planting

6 结论

(1) 运用变性椭圆-共轭非圆齿轮、变性偏心圆-共轭非圆齿轮、变性巴斯噶蜗线非圆齿轮、变性傅里叶非圆齿轮和变性正弦非圆齿轮 5 类非圆齿轮副进行非圆齿轮行星轮系栽植机构的组合设计,得到了 25 种不同类型的栽植机构,建立了基于非圆齿轮行星轮系传动的栽植机构通用数学模型,并将该模型代入旋转式钵苗栽植机构多目标优化模型,根据给定栽植农艺条件优化得到了满足理想栽植要求的栽植机构类型及其对应的机构参数,结果表明运用非圆齿轮副进行组合设计可进一步优化栽植嘴轨迹、姿态、速度和挖出的穴口形状,且加速度最大值及其波动范围小,栽植机构作业更平稳,更适合高速作业栽植。

(2) 根据优选得到的偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构参数进行结构设计和样机加工,并通过高速摄像试验分析了栽植点的轨迹和速度,然后与理

论分析结果进行对比，分析了误差存在的原因，结果表明通用数学模型是正确的，结构设计是合理的，能实现预期的原理方案。

（3）在旋转式圆形土槽上进行了偏心-椭圆齿轮行星轮系栽植机构的模拟田间栽植试验，测得本栽植机构的立苗率约为 95%，表明该栽植机构满足高立苗率要求，可应用于实际移栽作业。

参 考 文 献

1 李晶. 鸭嘴式移栽机栽植机构试验研究[D]. 洛阳：河南科技大学，2012.
Li Jing. The experimental investigation on planting mechanism of duckbill transplanter[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2012. (in Chinese)

2 于晓旭，赵匀，陈宝成，等. 移栽机械发展现状与展望[J]. 农业机械学报，2014，45(8)：44－53.
Yu Xiaoxu, Zhao Yun, Chen Baocheng, et al. Current situation and prospect of transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(8): 44－53. (in Chinese)

3 封俊，秦贵，宋卫堂，等. 移栽机的吊杯运动分析与设计准则[J]. 农业机械学报，2002，33(5)：48－50.
Feng Jun, Qin Gui, Song Weitang, et al. The kinematic analysis and design criteria of the dibble-type transplanters[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(5): 48－50. (in Chinese)

4 刘磊，陈永成，毕新胜，等. 吊篮式移栽机栽植器运动参数的研究[J]. 石河子大学学报：自然科学版，2008，26(4)：504－506.
Liu Lei, Chen Yongcheng, Bi Xinsheng, et al. Reserch on the 2ZM－2 transplanting machine with the nacelle[J]. Journal of Shihezi University: Natural Science, 2008, 26(4): 504－506. (in Chinese)

5 陈建能，王伯鸿，任根勇，等. 蔬菜移栽放苗机构运动学模型建立与参数分析[J]. 农业机械学报，2010，41(12)：48－53.
Chen Jianneng, Wang Bohong, Ren Genyong, et al. Kinematics modeling and parameters analysis of seven-linkage vegetable seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(12): 48－53. (in Chinese)

6 Liu Fa, Hu Jianping, Huang Yingsa, et al. Design and simulation analysis of transplanter's planting mechanism[C]//Computer and Computing Technologies in Agriculture Ⅳ, IFIP Advances in Information and Communication Technology, 2011, 344: 456－463.

7 陈建能，黄前泽，王英，等. 钵苗移栽机椭圆齿轮行星系植苗机构运动学建模与分析[J]. 农业工程学报，2012，28(5)：6－12.
Chen Jianneng, Huang Qianze, Wang Ying, et al. Kinematics modeling and analysis of transplanting mechanism with planetary elliptic gears for pot seedling transplanter[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(5): 6－12. (in Chinese)

8 陈建能，王英，黄前泽，等. 钵苗移栽机变形椭圆齿轮行星系植苗机构优化与试验[J]，农业机械学报，2013，44(10)：62－67.
Chen Jianneng, Wang Ying, Huang Qianze, et al. Optimization and test of transplanting mechanism with planetary deformed elliptic gears for potted-seedling transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(10): 62－67. (in Chinese)

9 陈建能，章鹏华，王英，等. 旋转式钵苗栽植机构多目标参数优化及试验[J]. 农业机械学报，2015，46(5)：21－28.
Chen Jianneng, Zhang Penghua, Wang Ying, et al. Multi-objective parameter optimization and experiment of rotary seedling planting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(5): 21－28. (in Chinese)

10 张瑞，吴序堂，聂钢，等. 高阶变性椭圆齿轮的研究与设计[J]. 西安交通大学学报，2005，39(7)：726－730.
Zhang Rui, Wu Xutang, Nie Gang, et al. Study and design on high-order deformed elliptic gears[J]. Journal of Xian Jiaotong University, 2005, 39(7): 726－730. (in Chinese)

11 贺敬良，吴序堂，李建刚. 变性椭圆齿轮连杆机构的运动特性及齿轮副设计[J]. 机械工程学报，2004，40(1)：62－65.
He Jingliang, Wu Xutang, Li Jian'gang. Kinematic characteristics and gear pair design for deformed elliptical geared linkage mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(1): 62－65. (in Chinese)

12 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)：100－104.
Yu Gaohong, Zhang Weiwei, Sun Liang, et al. Application of planetary gear train with eccentric gears and non-circular gear in backward rotary transplanting mechanism[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(4): 100－104. (in Chinese)

13 廖伟，赵匀，方明辉. 巴斯噶蜗线齿轮在分插机构上的应用和参数优化[J]. 浙江理工大学学报，2009，26(4)：547－551.
Liao Wei, Zhao Yun, Fang Minghui. Application of Pascal curve gear in transplanting mechanism and mechanical parameter optimization[J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech University, 2009, 26(4): 547－551. (in Chinese)

14 任廷志，程爱明，景奉儒. 蜗线齿轮及其共轭齿轮的几何分析与仿真[J]. 机械工程学报，2006，42(9)：71－75.
Ren Tingzhi, Cheng Aiming, Jing Fengru. Limacon gear and conjugated gear's geometry analyse and simulation[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(9): 71－75. (in Chinese)

15 杨茂祥，雷昌毅，陈建能，等. 一种具有傅里叶函数节曲线的非圆齿轮副：中国，ZL201220265860.4[P]. 2012－06－04.

16 张瑞，赵凤霞，吴序堂. 一种新型正弦型非圆齿轮副的设计分析[J]. 机械设计与研究，2010，26(4)：71－74.
Zhang Rui, Zhao Fengxia, Wu Xutang. Study on the design method of a new-style sinusoidal noncircular gear[J]. Machine Design and Research, 2010, 26(4): 71－74. (in Chinese)

17 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.

18 陈建能，叶军，夏旭东，等. 轮胎摩擦驱动的旋转式圆形土槽试验台设计与应用[J]. 农业机械学报，2015，46(7)：66－71.
Chen Jianneng, Ye Jun, Xia Xudong, et al. Design and application of rotary round soil-bin tester driven by tyre friction[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(7): 66－71. (in Chinese)

19 封俊，顾世康，曾爱军，等. 导苗管式栽植机的试验研究(Ⅱ)——栽植机的性能评价指标与检测方法[J]. 农业工程学报，1998，14(2)：73－77.
Feng Jun, Gu Shikang, Zeng Aijun, et al. Study on transplanter with chute and seedling aid springs (Part Ⅱ)—judging-targets system for transplanters[J]. Transactions of the CSAE, 1998, 14(2): 73－77. (in Chinese)