

旋转式水稻钵苗移栽机构动力学分析与试验

叶秉良^{1,2} 朱浩^{1,2} 俞高红^{1,2} 高杨^{1,2} 孙良^{1,2}

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 浙江省种植装备技术重点实验室, 杭州 310018)

摘要: 针对一种创新设计的椭圆齿轮-不完全非圆齿轮行星系旋转式水稻钵苗移栽机构, 运用动态静力学分析方法和动力学方程组序列求解法, 建立机构的动力学模型, 利用基于 VB 软件的动力学分析软件, 计算得到机构各运动构件受力及运动副约束反力的变化曲线。搭建机构动力学试验台, 开展机构空载动力学试验, 测试得到机构在 130、160、190 r/min 3 种不同工作转速下的动力学特性, 通过分析得出: 移栽臂工作产生的振动是支座 X 向振动的主要因素, 是支座 Y 向振动的非主要因素。同时验证了机构动力学模型的正确性, 为机构的动力学性能优化提供了可靠模型和试验基础。

关键词: 水稻钵苗; 旋转式移栽机构; 动力学分析; 椭圆齿轮-不完全非圆齿轮

中图分类号: TH132.425; S223.91 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)05-0053-09

Dynamics Analysis and Tests of Rotary Transplanting Mechanism for Rice Pot-seedling

Ye Bingliang^{1,2} Zhu Hao^{1,2} Yu Gaohong^{1,2} Gao Yang^{1,2} Sun Liang^{1,2}

(1. College of Machinery and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

2. Zhejiang Province Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Dynamics analysis and relative tests were conducted for an innovatively designed rotary rice pot-seedling transplanting mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear. Based on the force analysis of each moving component in the transplanting mechanism with dynamic static analysis method, the dynamics equations in analytical form were established while the dynamics mathematical model of the mechanism was built. The order to solve the dynamics mathematical model of the mechanism was determined by using the dynamics equations sequence-solution method, then the variation law of force between various positions and the rotary angle of planetary carrier of the mechanism in a working cycle was obtained, with the use of a dynamics analysis software which was independently developed on the basis of Visual Basic software. Through the analysis of the mutation points and some key points of the variation curves and combining the working process of the mechanism, the causes of the force changes were explained in theory. Finally, dynamics test bench was built to carry out no-load dynamics tests to obtain dynamics characteristics of the mechanism with three different rotary speeds of 130 r/min, 160 r/min and 190 r/min. At the same time, the correctness of dynamics model was verified through comparing test curves and theoretical curves. The study will provide a reliable dynamics model and test basis for the optimization of the dynamics performance and the improvement of the working performance of the mechanism.

Key words: rice pot-seedling; rotary transplanting mechanism; dynamics analysis; ellipse gears and incomplete non-circular gear

收稿日期: 2015-10-25 修回日期: 2015-12-03

基金项目: 国家自然科学基金项目(51275478, 51575495)、浙江省自然科学基金项目(LR12E05002)、浙江理工大学“521 人才培养计划”项目、浙江省公益技术研究农业项目(2015C32060)和浙江理工大学科研创新团队专项

作者简介: 叶秉良(1972—), 男, 教授, 博士, 主要从事农业机械设计和机构数值分析与综合研究, E-mail: zist_ybl@zstu.edu.cn

引言

水稻机械化种植主要有直播和移栽两种方式，而移栽方式又包括毯状苗、半钵毯状苗和钵苗移栽。钵苗移栽具有壮苗浅栽、缓苗期短、分蘖早且有效分蘖多、节水省工省种省肥、增产增收等优点^[1-2]，成为我国水稻机械化种植的发展趋势，但相应的移栽机却发展缓慢。移栽机的核心工作部件——移栽机构的研究是促进移栽机发展的关键。目前，市场上的旋转式水稻钵苗移栽机采用的移栽机构主要是多杆式和多机构组合式，前者效率较低、振动大，后者结构复杂、成本较高^[3-7]。因此，俞高红等^[8]提出了一种集取秧和栽植秧功能于一体的新型水稻钵苗移栽机构——椭圆-不完全非圆齿轮行星轮系移栽机构该机构旋转一周移栽2次，单行移栽效率不低于200株/min，移栽效率高、工作振动小。

旋转式水稻钵苗移栽机构，是一种适用于钵苗移栽技术的高速水稻移栽机构。目前国内关于旋转式水稻钵苗移栽机构的研究多为机构设计和参数优化^[8-11]，而在动力学特性和试验方面的研究尚未见报道。对于旋转式水稻钵苗移栽机构而言，齿轮传动部分的非匀速间歇运动以及移栽臂的取秧、运秧、推秧等多种复杂动作，都会产生较大惯性力，造成机器振动，影响移栽机构的工作稳定性和准确性。因此有必要开展动力学建模和分析，掌握机构振动规律，为机构的动力学特性和结构优化提供理论基础。动力学方程组的传统求解方法一般为矩阵法，考虑到矩阵法对齿轮、链轮的反驱动问题的求解难度大、时间长，本文采用赵匀等提出的动力学方程组序列求解法^[12-14]来进行求解，不仅可以避免矩阵求解带来的计算时间过长的问题，而且便于在求解过程中加入条件判断语句及时校正平衡方程，使之更符合研究对象实际受力情况。

本文针对椭圆齿轮-不完全非圆齿轮行星系水稻钵苗移栽机构，采用动态静力学分析方法和方程组序列求解法对该机构进行建模和求解，然后开展动力学试验，掌握机构的动力学特性，同时验证机构动力学模型及分析结果的正确性。

1 移栽机构的结构组成与工作原理

椭圆齿轮-不完全非圆齿轮行星系水稻钵苗移栽机构包括驱动部分和移栽臂部分。图1为移栽机构的简图。驱动部分是一个非匀速间歇运动的行星轮系机构，由不完全非圆齿轮、4个全等的椭圆齿轮、锁止装置和缓冲装置组成，呈对称布置。机构工

作时(以一侧为例说明)，不完全非圆齿轮(即太阳轮)固定不动，行星架(即齿轮箱)在链条力作用下绕O点顺时针转动，椭圆齿轮(中间轮2、行星轮1)在行星架的带动下作平面运动，实现机构的非匀速间歇传动：当中间轮2与太阳轮5的有齿部分啮合时，移栽臂(固接在行星轮1的转动轴)相对行星架作非匀速转动，秧针尖点H形成CDEFG段工作轨迹；当中间轮2转到不完全非圆齿轮的无齿部分时，中间轮上的凹锁止弧3与固接在太阳轮上的凸锁止弧4配合，中间轮2与行星轮1均相对行星架静止，移栽臂相对行星架实现间歇运动，秧针尖点H形成GAB段工作轨迹；当凹锁止弧3与凸锁止弧4结束配合后，中间轮上的瞬心线附加板与固接在太阳轮上的瞬心线附加板进入配合(此时中间轮2与太阳轮5的轮齿不接触)，中间轮2与行星轮1均相对行星架作非匀速转动，移栽臂相对行星架作非匀速转动，秧针尖点H形成BC段工作轨迹。移栽臂部分由凸轮摆杆机构、推秧机构、秧针及移栽臂壳体组成，其中凸轮与行星架固接，移栽臂壳体与行星轮固接。工作时，移栽臂与行星轮1一起作平面复合运动，其相对运动是随行星轮的非匀速逆时针转动，牵连运动是随行星架的匀速顺时针转动。

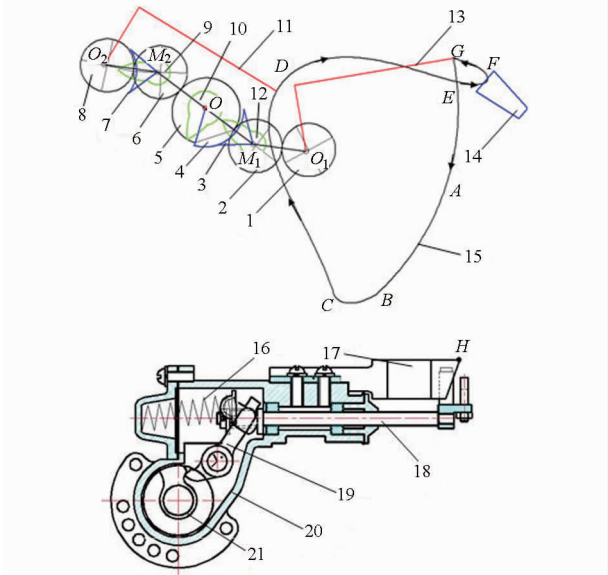


图1 椭圆齿轮-不完全非圆齿轮行星系水稻钵苗移栽机构简图

Fig.1 Diagram of rice pot-seedling transplanting mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear

1、8. 行星椭圆齿轮 2、6. 中间椭圆齿轮 3、7. 凹锁止弧 4. 凸锁止弧 5. 不完全非圆齿轮 9、12. 中间轮瞬心线附加板 10. 太阳轮瞬心线附加板 11、13. 移栽臂 14. 钵苗盘 15. 移栽轨迹 16. 弹簧 17. 秧针 18. 推秧杆 19. 拨叉 20. 移栽臂壳体 21. 凸轮

采用运动学分析和优化软件优化机构参数后，

可使秧针按照移栽要求的轨迹和姿态（取秧角和推秧角）运动，其中一个移栽臂工作过程与行星架转角之间的关系如图 2 所示。

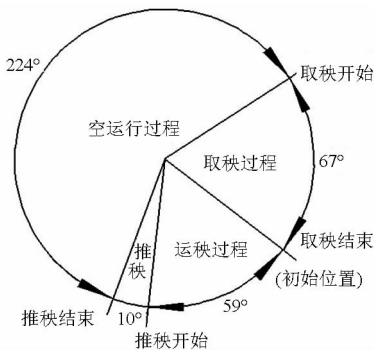


图 2 移栽机构工作循环图

Fig. 2 Working cycle diagram of transplanting mechanism

移栽机构正常运转的一个工作周期包括：取秧过程、运秧过程、推秧过程和空运行过程。在运秧过程中，移栽臂始终夹紧秧苗，各内部构件虽无相对运动但相互作用力较大，弹簧处于最大压缩状态，凸轮与拨叉紧密接触，由于接触力（忽略摩擦力）的作用线通过凸轮的旋转中心，故凸轮受到拨叉的力矩为零；驱动部分，凸轮止弧与凹锁止弧处于锁止状态，此时中间椭圆齿轮、行星椭圆齿轮以及移栽臂相对行星架均无相对转动。在推秧和取秧过程中，凸轮相对拨叉转动，使拨叉发生摆动，拨叉摆动后带动推秧杆滑动，实现推秧和取秧动作，故需将凸轮、拨叉和推秧杆与移栽臂分离出来作受力分析。另外，在推秧过程中，太阳轮与中间轮通过瞬心线附加板传动，在对太阳轮和中间轮进行分析时，需对瞬心线附加板传动阶段进行单独分析。在空运行过程中，凸轮与拨叉不接触，凸轮不受力，拨叉不发生摆动，应将拨叉、推杆与栽植臂壳体作为整体附加到行星轮上研究。

2 移栽机构动力学建模

2.1 动力学分析的目的与思路

椭圆齿轮-不完全非圆齿轮行星系移栽机构动力学分析的目的是求出机构在一个工作周期内各运动构件受力、运动副约束反力和驱动力。为了简化问题，将移栽机构机械系统视为具有理想、稳定约束的刚体系统，重点研究各运动构件间运动副约束反力在一个完整工作周期内的变化规律。本文动力学分析的基本思路是：首先对移栽机构 4 个运动过程中的各个运动构件受力状态进行分析；然后运用动态静力学方法建立解析形式的刚体动力学微分方程，并按照动力学方程序列求解法确定求解顺序，最后编写程序求解。

2.2 移栽臂动力学分析

移栽臂主要包括移栽臂壳体、拨叉和推秧杆。空运行过程移栽臂内部构件（拨叉、推秧杆等）与移栽臂壳体无相对运动，故将移栽臂看成附加在行星轮上的质量块，仅就行星轮和移栽臂组成的整体进行动力学分析，而不对拨叉和推秧杆进行受力分析，其他过程需分别对拨叉、推秧杆进行动力学分析。推秧过程凸轮与拨叉脱离接触，推秧杆在弹簧力作用下产生推秧动作，凸轮与拨叉无相互作用力；取秧过程凸轮控制拨叉摆动，拨叉带动推秧杆滑动（与推秧过程方向相反，故滑道阻力方向应反向），需求解拨叉对凸轮的作用力矩；运秧过程凸轮与拨叉虽无相对运动但始终保持接触，需求解拨叉对凸轮的作用力，由于作用线经过凸轮转动中心故作用力矩为零。限于篇幅，移栽臂动力学建模过程将另外撰文研究。

2.3 驱动部分动力学分析与建模

2.3.1 以行星轮为研究对象

设行星轮与中间轮在啮合点 J 处受力为 F_{Jx} 、 F_{Jy} ，与行星架的作用力为 F_{O_1x} 、 F_{O_1y} 。行星轮在非空运行过程受力分析如图 3。

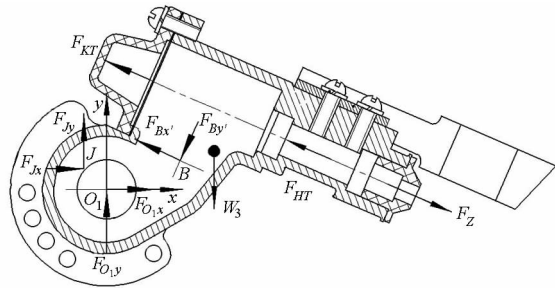


图 3 行星轮受力分析图

Fig. 3 Force analysis of planetary gear

由图 3 有

$$\sum F_x = F_{O_1x} + F_{Jx} + (F_Z - F_{HT} - F_{KT} - F_{Bx'}) \cos \alpha_1 + F_{By'} \cos \left(-\frac{\pi}{2} - \alpha_1 \right) - (m_3 - m_B - m_T) [\ddot{x}_{O_1} - \ddot{\phi}_{1x} (y_{1C} - y_{O_1}) - (\dot{\phi}_{1x} + \dot{\phi}_H)^2 (x_{1C} - x_{O_1})] = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = F_{O_1y} + F_{Jy} - (m_3 - m_B - m_T) g + \sin \alpha_1 (F_Z - F_{HT} - F_{KT} - F_{Bx'}) + \sin \left(-\frac{\pi}{2} - \alpha_1 \right) \cdot F_{By'} - (m_3 - m_B - m_T) [\ddot{y}_{O_1} + (\dot{\phi}_{1x} + \dot{\phi}_H)^2 (y_{1C} - y_{O_1})] = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_{O_1} = M_J - (m_3 - m_B - m_T) g (x_{1C} - x_{O_1}) + F_{Bx'} y'_B - F_{By'} x'_B + (F_Z - F_{HT} - F_{KT}) y'_{TC} - J_{CO_1} \ddot{\phi}_{1x} - (m_3 - m_B - m_T) [\ddot{y}_{O_1} (x_{1C} - x_{O_1}) - \ddot{x}_{O_1} (y_{1C} - y_{O_1})] = 0 \quad (3)$$

其中 $F_{Jx} = F_{NJ} \cos(\varphi_0 + \varphi_H + \delta_0 + \varphi_{J1}) + F_{JJ} \cos(\varphi_0 + \varphi_H + \delta_0 + \varphi_{J2})$
 $F_{Jy} = F_{NJ} \sin(\varphi_0 + \varphi_H + \delta_0 + \varphi_{J1}) + F_{JJ} \sin(\varphi_0 + \varphi_H + \delta_0 + \varphi_{J2})$
 $F_{NJ} = M_J \cos \varphi_f / [r_3 \cos(\varphi_f - \mu + 7\pi/18)]$
或 $F_{NJ} = M_J \cos \varphi_f / [r_3 \cos(\varphi_f + \mu + 7\pi/18)]$
 $F_{JJ} = F_{NJ} \tan \varphi_f$
式中 $F_Z、F_{KT}、F_{HT}$ ——取秧阻力、弹簧给推秧杆的力和推秧杆受滑道的阻力
 $m_3、m_B、m_T$ ——行星轮(含移栽臂)、拨叉和推秧杆的质量
 $F_{Bx'}、F_{By'}$ ——拨叉给行星轮的作用力
 α_1 ——秧针与水平坐标的夹角
 g ——重力加速度
 $(x_{O_1}, y_{O_1})、(x_{1C}, y_{1C})$ ——行星轮旋转中心和质心坐标
 $(x'_B, y'_B)、(x'_{TC}, y'_{TC})$ ——拨叉旋转中心和推秧杆质心相对坐标
 $\varphi_{1x}、\dot{\varphi}_{1x}、\ddot{\varphi}_{1x}$ ——行星轮相对行星架的角位移、角速度和角加速度

$\varphi_H、\dot{\varphi}_H$ ——行星架角位移和角速度
 J_{CO_1} ——行星轮绕 O_1 点的转动惯量
 M_J ——中间轮给行星轮的力矩
 $\varphi_{J1}、\varphi_{J2}$ —— $F_{NJ}、F_{JJ}$ 与 M_1O_1 的夹角
 $F_{NJ}、F_{JJ}$ ——行星轮啮合处正压力和摩擦力
 $\varphi_f、\mu$ ——齿轮啮合摩擦角和啮合角
 δ_0 —— M_1O_1 相对 OM_1 的角度
 r_3 ——行星轮与中间轮啮合的节圆半径

空运行过程将移栽臂视作质量块附加在行星轮上,其受力分析与上面类似。

2.3.2 以中间轮为研究对象

中间轮的受力状况分3种:①齿轮传动状态,主要受到两侧齿轮所给的啮合力。②锁止状态,主要受行星轮所给的啮合力和太阳轮上凸锁止弧的作用力。③瞬心线附加板作用过程,中间轮与太阳轮通过瞬心线附加板传动,而与行星轮仍然是齿轮啮合传动,主要受行星轮所给的啮合力和两瞬心线附加板间的接触力。

设中间轮与太阳轮在啮合点 P 处作用力为 $F_{Px}、F_{Py}$,与行星架的作用力为 $F_{M1x}、F_{M1y}$ 。中间轮受力分析如图4所示。

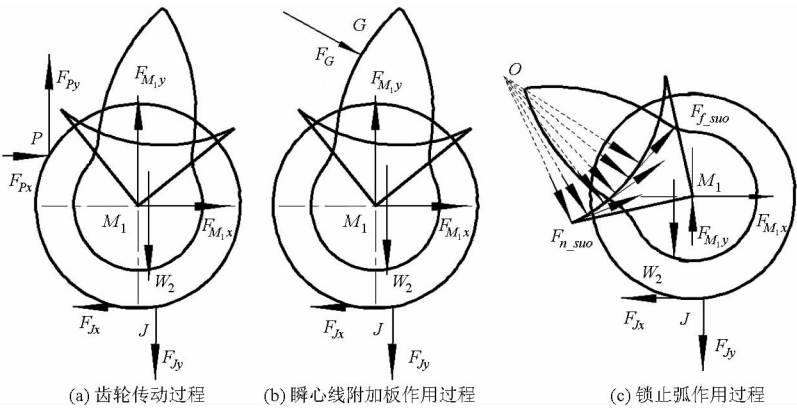


图4 中间轮受力分析图

Fig.4 Force analysis of middle gear

由图4a有

$$\sum F_x = F_{M1x} + F_{Px} - F_{Jx} - m_2 [\ddot{x}_{M1} - \ddot{\varphi}_{2x} (y_{2C} - y_{M1}) - (\dot{\varphi}_{2x} + \dot{\varphi}_H)^2 (x_{2C} - x_{M1})] = 0 \tag{4}$$
$$\sum F_y = F_{M1y} + F_{Py} - F_{Jy} - m_2 g - m_2 [\ddot{y}_{M1} + \ddot{\varphi}_{2x} (x_{2C} - x_{M1}) - (\dot{\varphi}_{2x} + \dot{\varphi}_H)^2 (y_{2C} - y_{M1})] = 0 \tag{5}$$
$$\sum M_{M1} = M_p + M'_j - m_2 [\ddot{y}_{M1} (x_{2C} - x_{M1}) - \ddot{x}_{M1} (y_{2C} - y_{M1})] - m_2 g (x_{2C} - x_{M1}) - J_{CM1} \ddot{\varphi}_{2x} = 0 \tag{6}$$

其中 $F_{Px} = F_{NP} \cos(\varphi_0 + \varphi_H + \delta_0 + \varphi_{P1}) + F_{JP} \cos(\varphi_0 + \varphi_H + \delta_0 + \varphi_{P2})$

$F_{Py} = F_{NP} \sin(\varphi_0 + \varphi_H + \delta_0 + \varphi_{P1}) + F_{JP} \sin(\varphi_0 + \varphi_H + \delta_0 + \varphi_{P2})$
 $F_{NP} = M_p \cos \varphi_f / [r_2 \sin(\varphi_f + \mu - \pi/9)]$
或 $F_{NP} = M_p \cos \varphi_f / [r_2 \sin(\varphi_f - \mu - \pi/9)]$
 $F_{JP} = F_{NP} \tan \varphi_f \quad M'_j = \frac{r'_2}{r_3} M_J$
式中 $m_2、J_{CM1}$ ——中间轮质量和转动惯量
 M_p ——太阳轮给中间轮的力矩
 $\varphi_{2x}、\dot{\varphi}_{2x}、\ddot{\varphi}_{2x}$ ——中间轮相对行星架的角位移、角速度和角加速度
 $\varphi_{P1}、\varphi_{P2}$ —— $F_{NP}、F_{JP}$ 与 OM_1 的夹角
 $F_{NP}、F_{JP}$ ——中间轮啮合处正压力和摩擦力
 M'_j ——行星轮给中间轮的力矩
 $r'_2、r_3$ ——中间轮与行星轮啮合时的节圆半径

r_2 ——中间轮与太阳轮啮合的节圆半径

(x_{M_j}, y_{M_j}) 、 (x_{2C}, y_{2C}) ——中间轮旋转中心和质心坐标

瞬心线附加板作用过程中间轮的受力分析如图4b所示,图中: F_G 表示太阳轮上瞬心线附加板给中间轮的正压力,由 $F_G = M_p / d_{M_1}$ 求出(d_{M_1} 是力臂), φ_g 是这个正压力的方向角, $F_{Gx} = F_G \cos \varphi_g$, $F_{Gy} = F_G \sin \varphi_g$ 。当中间轮传动通过瞬心线附加板来传动时 $F_{Px} = F_{Gx}$ 、 $F_{Py} = F_{Gy}$ 。锁止弧作用过程中间轮的受力分析如图4c所示,图中: $F_{n_{suo}}$ 、 $F_{f_{suo}}$ 表示太阳轮上凸锁止弧对中间轮上凹锁止弧的正压力和摩擦力。通过微分思想,利用太阳轮对中间轮旋转中心 M_1 的力矩 M_p 求出它们的分力 F_{suo-x} 、 F_{suo-y} ,以及摩擦力平移至 O 点产生的力矩 M_{suo} 。当中间轮转到锁止弧作用过程时 $F_{Px} = F_{suo-x}$ 、 $F_{Py} = F_{suo-y}$ 。

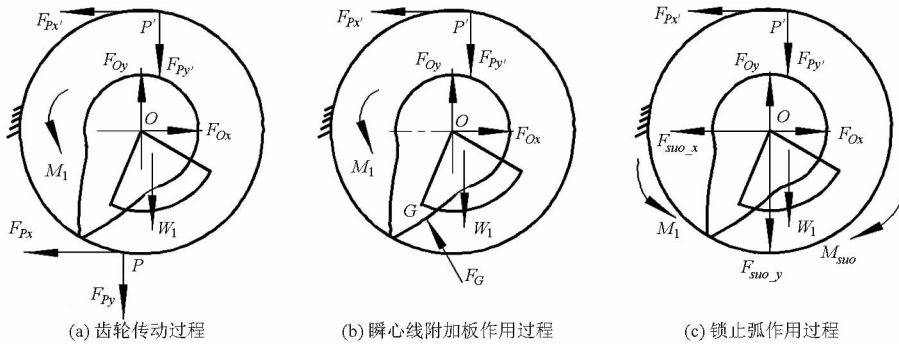


图5 太阳轮受力分析图

Fig. 5 Force analysis of sun gear

太阳轮通过瞬心线附加板传动时的受力分析如图5b,此时 (x_p, y_p) 表示瞬心线附加板啮合点坐标。锁止弧作用过程,太阳轮的受力分析如图5c,此时 (x_p, y_p) 为 F_{suo-x} 、 F_{suo-y} 的作用点 O 的坐标。

2.3.4 以行星架为研究对象

如图6所示,拨叉给凸轮的正压力为一方向和作用点都随时变化的力,为方便行星架的受力分析,按照力线平移定理,可以用作用于 O_1 的力 F_{Nx} 、 F_{Ny} 与力偶 M_{TL} 来代替。

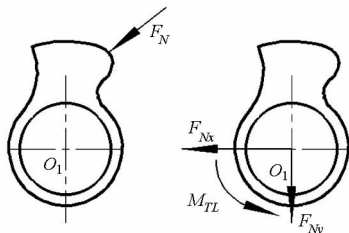


图6 凸轮受力简化

Fig. 6 Simplification of force acting on the cam

设中心轴对行星架作用力为 F_{Ox_1} 、 F_{Oy_1} ,其受力分析如图7所示。

由图7有

2.3.3 以太阳轮为研究对象

太阳轮的受力分析分为3种情况:齿轮传动过程、瞬心线附加板作用过程和锁止弧作用过程。设机架作用于太阳轮的作用力为 F_{Ox} 、 F_{Oy} 、 M_1 ,太阳轮受力分析如图5a。

由图5a有

$$\sum F_x = F_{Ox} - F_{Px} - F'_{Px} = 0 \quad (7)$$

$$\sum F_y = F_{Oy} - m_1 g - F_{Py} - F'_{Py} = 0 \quad (8)$$

$$\sum M_O = M_1 - m_1 g(x_{OC} - x_O) + F_{Px} y_P - M_{suo} + F'_{Px} y'_P - F_{Py} x_P - F'_{Py} x'_P = 0 \quad (9)$$

其中 $F'_{Px} = F_{Px}(\varphi_H + \pi)$ $F'_{Py} = F_{Py}(\varphi_H + \pi)$

$$x'_P = x_P(\varphi_H + \pi) \quad y'_P = y_P(\varphi_H + \pi)$$

式中 (x_p, y_p) 、 (x'_p, y'_p) ——太阳轮两侧啮合点坐标

m_1 ——太阳轮质量

M_{suo} ——锁止弧间摩擦力平移至 O 点产生的力矩

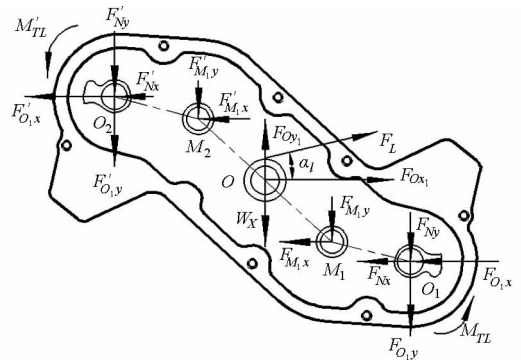


图7 行星架受力分析图

Fig. 7 Force analysis of planetary carrier

$$\sum F_x = F_{Ox_1} - F_{Nx} - F'_{Nx} - F_{M_1x} - F_{O_1x} - F'_{M_1x} - F'_{O_1x} + F_L \cos \alpha_l = 0 \quad (10)$$

$$\sum F_y = F_{Oy_1} - F_{Ny} - F'_{Ny} - F_{M_1y} - F_{O_1y} - F'_{M_1y} - F'_{O_1y} - m_x g + F_L \sin \alpha_l = 0 \quad (11)$$

$$\sum M_O = (F_{Nx} + F_{O_1x}) y_{O_1} + (F'_{O_1x} + F'_{Nx}) y'_{O_1} + F_{M_1x} y_{M_1} + F'_{M_1x} y'_{M_1} - (F_{Ny} + F_{O_1y}) x_{O_1} - F_L r_l - (F'_{O_1y} + F'_{Ny}) x'_{O_1} - F_{M_1y} x_{M_1} - F'_{M_1y} x'_{M_1} + M_{TL} + M'_{TL} = 0 \quad (12)$$

其中 $F'_{M_{1x}} = F_{M_{1x}}(\varphi_H + \pi)$ $F'_{O_{1x}} = F_{O_{1x}}(\varphi_H + \pi)$
 $F'_{M_{1y}} = F_{M_{1y}}(\varphi_H + \pi)$ $F'_{O_{1y}} = F_{O_{1y}}(\varphi_H + \pi)$
 $x'_{O_1} = x_{O_1}(\varphi_H + \pi)$ $y'_{O_1} = y_{O_1}(\varphi_H + \pi)$
 $x'_{M_1} = x_{M_1}(\varphi_H + \pi)$ $y'_{M_1} = y_{M_1}(\varphi_H + \pi)$
 $M'_{TL} = M_{TL}(\varphi_H - \pi)$
 $F_{Nx} = F_N \cos \alpha_m$ $F_{Ny} = F_N \sin \alpha_m$
 $F'_{Nx} = F_{Nx}(\varphi_H + \pi)$ $F'_{Ny} = F_{Ny}(\varphi_H + \pi)$

式中 F_l, α_l ——链条力及方向角
 $(F_{Nx}, F_{Ny})、(F'_{Nx}, F'_{Ny})$ ——拨叉对凸轮正压力沿坐标轴分力
 $(x'_{O_1}, y'_{O_1})、(x'_{M_1}, y'_{M_1})$ —— $O_2、M_2$ 点坐标
 m_x ——行星架质量
 M_{TL} ——凸轮反力矩,即拨叉给凸轮的力矩

3 移栽机构动力学分析结果

根据动力学方程组序列求解法确定的求解顺序,编制了移栽机构动力学模型序列求解图,如图8所示。其中,由 M_j 求啮合力的方法如图9所示,由 M_p 求啮合力的方法与图9方法类似。

利用第2节建立的动力学模型,用VB软件编写了椭圆齿轮-不完全非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构动力学分析软件(计算机软件著作权登记号:2015SR103013),得到链条受力、行星架轴心受力、太阳轮轴心受力、中间轮轴心受力、行星轮轴心受力、齿轮啮合点受力与行星架转角之间的关系,如图10所示。由受力曲线图可以看出,受力变化主要发生在取秧、推秧两个阶段和运秧开始时刻。主要

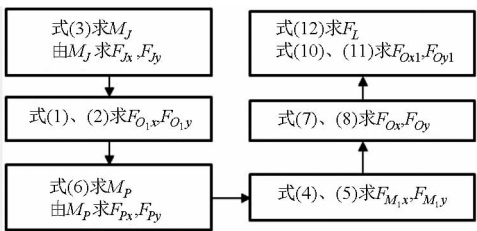


图8 移栽机构动力学模型序列求解图
Fig.8 Sequence diagram for solving dynamic model of transplanting mechanism

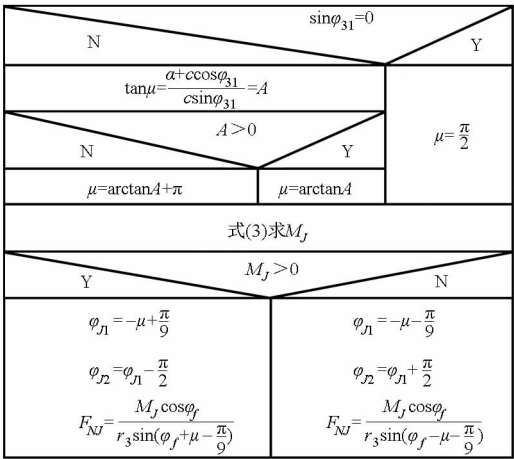


图9 行星轮啮合力求解方法程序框图
Fig.9 Flow diagram of method for solving planetary gear engagement force

原因是取秧和推秧两阶段存在弹簧的伸缩变化、移栽臂推秧取秧动作,而运秧阶段,由于固接在行星轮转动中心的移栽臂偏心导致锁止弧受力增大。由图10g可以看出,链条力变化周期为180°,这是由

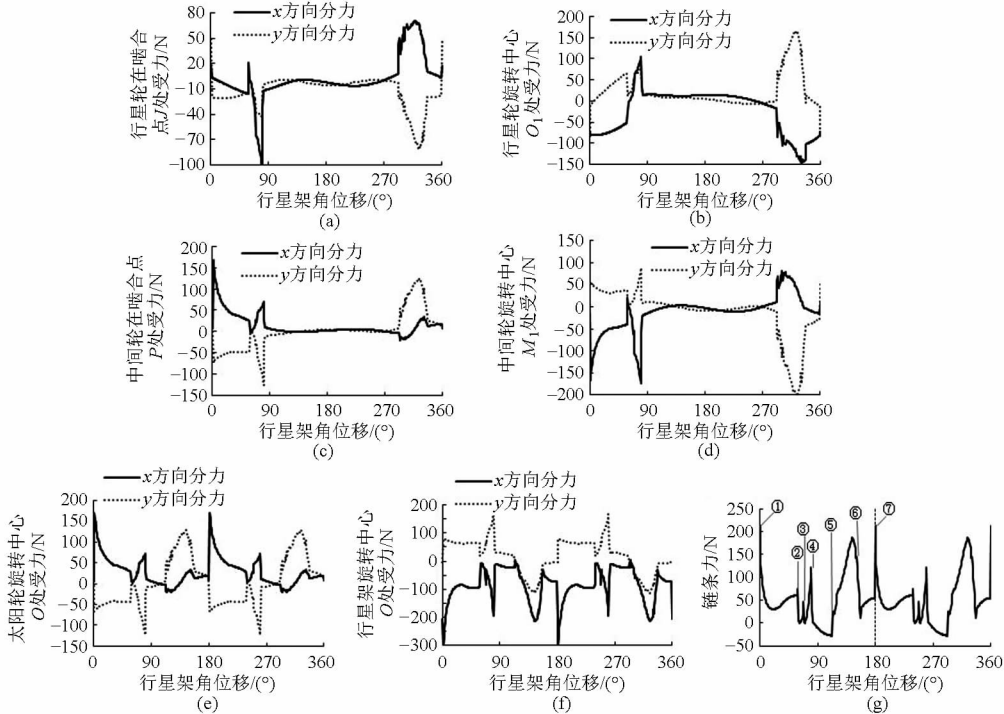


图10 各运动构件不同位置的受力与行星架转角之间的关系

Fig.10 Curves of applied force between various positions and angle positions of planetary carrier

于机构对称布置了两个移栽臂,在推秧和取秧开始(②、⑤)、推秧和取秧结束(③、⑥)、瞬心线附加板脱离处(④),链条力都有不同程度的突变,造成机体冲击振动,影响移栽机工作稳定性。锁止弧进入配合时刻(①、⑦),由于锁止弧碰撞产生了较大冲击。

4 动力学试验

4.1 动力学试验方案

4.1.1 动力学试验测定参数

水稻钵苗移栽机工作时,移栽机构的振动直接影响移栽机的工作稳定性和移栽质量。进行水稻钵苗移栽机构动力学试验,掌握机构振动规律,获得机构真实受力规律进而验证理论分析方法的正确性,是十分必要的。由于移栽机构固定于支撑架上由链条驱动,移栽机构的振动最终都会传递到支座上,故可以测定机构在一个工作周期中支座反力与行星架角位移的关系作为动力学试验测定参数^[15-16],又由于移栽机构做平面运动,故无需测量 Z 向支座反力。

4.1.2 动力学试验台及参数测定方法

图 11 为搭建的动力学试验台,移栽机构的支座与 CL-YD-312 型压电式力传感器固联,然后固定在水平桌面(铁制,较重)上。移栽机构与驱动电动机是分开固定的,受电动机自身振动影响小。试验时,压电式力传感器将支座反力转换为电荷信号,经 MI2004 型电荷放大器传输至 MI7008 型数据采集仪中,用计算机操作数据采集分析软件即可将支座水平方向(X)和竖直方向(Y)受力随时间的变化曲线记录下来。

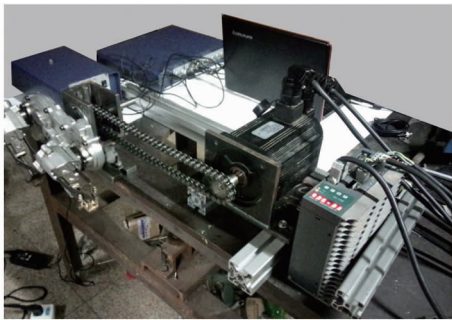


图 11 移栽机构动力学试验装置

Fig. 11 Dynamics test of transplanting mechanism

4.2 动力学试验结果与分析

图 12a、12b、12c 分别是移栽机构在不同工作转速(130 r/min、160 r/min、190 r/min)下测得的 X 方向支座反力变化曲线。X 方向支座反力在一个工作周期内存在两个相似的变化过程(相位差 180°),能够确定取秧、推秧、运秧对应位置。3 条曲线的变化规律具有较强一致性,说明测试方法可行,测试数据所反映的移栽机构支座反力变化规律是可信的。图 12d 是转速为 160 r/min 时动力学理论分析结果,与试验结果比较,变化规律基本一致,说明理论分析模型和结果是正确的。另外,由于链条抖动、水平拉力不均以及电动机振动等干扰因素造成测试曲线有大量“锯齿”型波动。表 1 给出了理论曲线和试验曲线的最大幅值和方差,从表中可以看出,随着试验工作转速提高,最大幅值和方差都增大,表明力的波动增大。试验曲线的最大幅值和方差比理论曲线的最大幅值和方差大,是由于测试过程不可避免地采集到了电动机、基座振动信号,以及移栽机构本身制造装配上的误差和链条传动不均匀的特性。

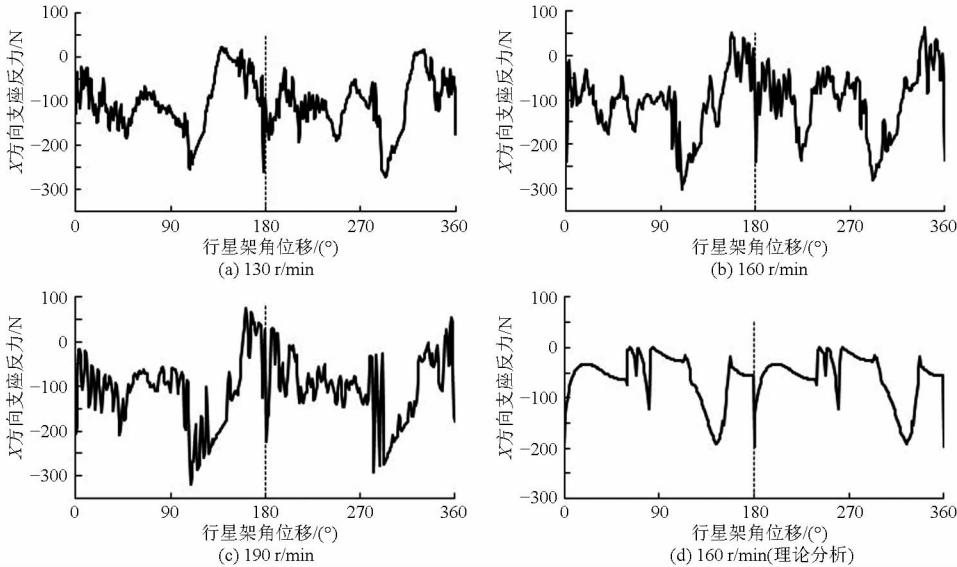


图 12 移栽机构 X 方向支座反力变化曲线

Fig. 12 Curves of X direction bearing reaction force of transplanting mechanism

表 1 移栽机构 X 方向支座反力波动分析

Tab.1 Fluctuation analysis of X direction bearing reaction force of transplanting mechanism

类型	机构转速/(r·min ⁻¹)	最大幅值/N	方差
动力学试验	130	296.7	3 738.1
	160	365.5	4 880.3
	190	396.8	5 476.5
理论分析	160	205.9	3 252.9

图 13a、13b、13c 分别为移栽机构在不同转速 (130 r/min、160 r/min、190 r/min) 下测得的 Y 方向支座反力变化曲线。Y 方向支座反力在一个工作周期内存在两个相似的变化过程 (相位差 180°), 波动剧烈, 但主要在 0 ~ 50 N 范围内波动, 随着测试转速提高, 波动剧烈程度加大。3 条曲线没有较明显的相似规律, 取秧、推秧、运秧对应位置无法辨识, 说明测试结果受到干扰因素的影响。另外, 由于机构在开始取秧处 (行星架转角为 0°、180°、360°时) 锁止弧进入配合产生冲击, Y 向受力出现明显的突变。对转速为 160 r/min 时的 Y 向支座反力测试结果进行频谱分析 (图 13d、13e) 可以看出, 低频段 (0 ~ 30 Hz) 幅值最大时的频率 (5.4 Hz) 与工作频率 (5.3 Hz) 接近, 并且峰值点对应频率是等间距出现,

为工作频率的倍数, 表明测试结果受低频段干扰因素的影响小。中频段 (30 ~ 100 Hz) 与高频段 (大于 100 Hz) 峰值点对应幅值不再按工作频率的倍数出现, 表明干扰因素主要是中高频。从峰值点幅值来看, 中频段明显比高频段大, 表明中频段的干扰因素影响更大。ADAMS 软件的过滤曲线功能可将中高频段的干扰信号过滤, 过滤后的 Y 向支座反力变化曲线如图 14b 所示, 与动力学理论分析结果 (图 14a) 相比, 力的变化趋势基本相似, 波动范围与理论结果一致 (主要在 0 ~ 50 N 范围内波动), 可找到推秧、取秧及运秧对应位置, 运秧开始时刻 (锁止弧进入配合) 和推秧阶段出现突变, 取秧阶段呈缓慢下降趋势, 与理论结果较一致。图 15 为过滤曲线的幅频响应图, 主频率接近机构工作频率 (5.3 Hz), 峰值点对应频率等间距出现, 表明中频段的干扰因素被成功过滤。表 2 给出了理论曲线和试验曲线的最大幅值和方差, 受干扰信号的影响, 测试曲线与理论曲线的幅值和方差相差较大, 过滤后的测试曲线与理论曲线的幅值和方差较接近。

通过测试不同工作转速下 X、Y 方向的支座反力, 并将其与理论计算结果对比可知: 移栽臂工作产生的振动是支座 X 向振动的主要因素, 是支座 Y 向

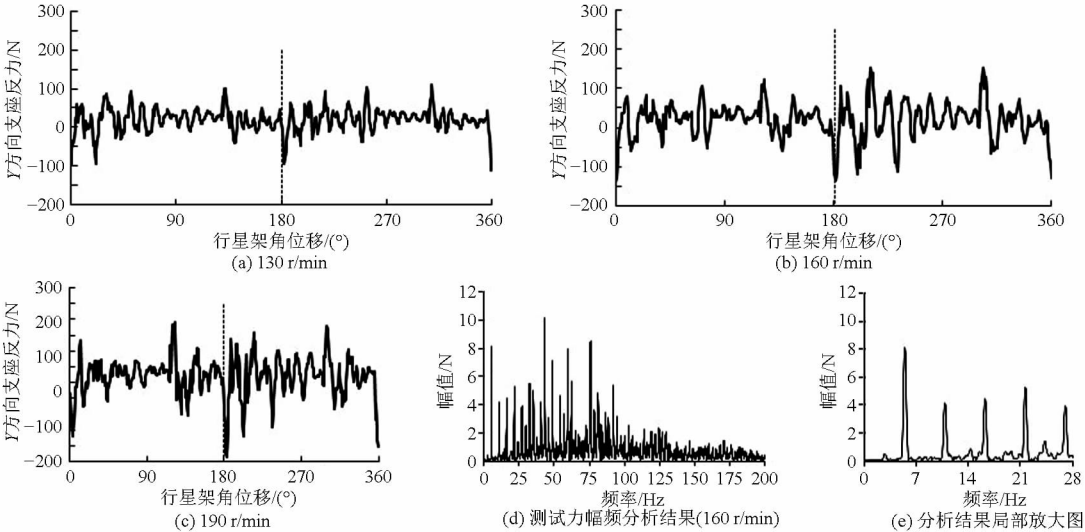


图 13 移栽机构 Y 方向支座反力变化曲线

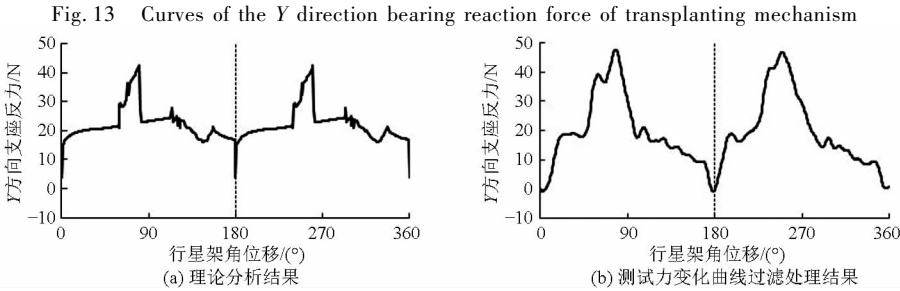


图 14 移栽机构 Y 方向支座反力干扰信号过滤后变化曲线与理论曲线对比

Fig. 14 Comparison of filtered and theoretical curves of Y direction bearing reaction force of transplanting mechanism

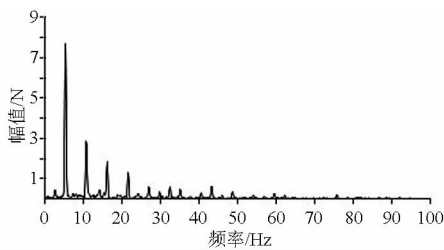


图 15 测试力变化曲线过滤处理后的幅频分析结果

Fig. 15 Amplitude and frequency analysis results of filtered test force curve

表 2 移栽机构 Y 方向支座反力波动分析
Tab.2 Fluctuation analysis of Y direction bearing reaction force of transplanting mechanism

类型	机构转速/(r·min ⁻¹)	最大幅值/N	方差
动力学试验	130	221.5	929.2
	160	290.1	1 903.0
	190	424.5	3 707.4
理论分析	160	38.8	32.5
过滤处理	160	48.4	148.7

振动的非主要因素。移栽机构以链条为驱动方式，

水平拉力变化和链条抖动会影响支座 X 向振动但不是主要因素；由于 Y 向支座反力较小，这一驱动方式成为支座 Y 向振动的重要影响因素，极大干扰 Y 向支座反力规律性表现。

5 结论

(1)通过对椭圆齿轮-不完全非圆齿轮行星系水稻钵苗移栽机构进行动力学建模和分析计算，获得了机构各运动构件受力及运动副约束反力的变化曲线，分析受力曲线可知力的突变主要存在于推秧和取秧阶段，并且取秧阶段受力更大。基本掌握了该机构振动规律，为其结构优化提供了理论和试验基础。

(2)进行了旋转式水稻钵苗移栽机构的空载试验，测得了工作转速为 130、160、190 r/min 时的 X、Y 方向的支座反力，并对比了工作转速为 160 r/min 时的试验结果和理论分析结果，两者变化规律基本一致，表明对该机构的动力学模型和分析结果是正确的，为机构的动力学性能优化提供了可靠的模型和试验基础。

参 考 文 献

1 于晓旭,赵匀,陈宝成,等. 移栽机械的发展现状与展望[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)

2 高连兴,赵秀荣. 机械化移栽方式对水稻产量及主要性状的影响[J]. 农业工程学报,2002,18(3):45-48.
GAO Lianxing, ZHAO Xiurong. Effect of mechanized transplanting methods on rice & rice population growth trends [J]. Transactions of the CSAE, 2002, 18(3): 45-48. (in Chinese)

3 宋建农. 水稻抛秧机输秧拔秧装置: 中国,ZL94211915.0[P]. 1996-06-22.

4 伊藤尚胜,清水修一,和田俊郎,等. 移植机: 日本,ZL99118740.7[P]. 2000-05-03.

5 陈邦仁,陈宗凯. 水稻钵苗移栽机: 中国,200710055753.2[P]. 2008-12-10.

6 潘显武,孔令有. 钵苗水稻插秧机: 中国,200820072816.5[P]. 2009-12-09.

7 肖雨萍. 基于空间机构的水稻钵苗精准栽植机构的研究[D]. 北京:中国农业大学,2007.

8 俞高红,黄小艳,叶秉良,等. 旋转式水稻钵苗移栽机构的机理分析与参数优化[J]. 农业工程学报,2013,29(3):16-22.
YU Gaohong, HUANG Xiaoyan, YE Bingliang, et al. Principle analysis and parameters optimization of rotary rice pot seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the CSAE,2013,29(3):16-22. (in Chinese)

9 赵雄,陈建能,王英,等. 水稻钵苗“D形”静轨迹移栽机构逆向设计与分析[J]. 农业工程学报,2012,28(8):92-97.
ZHAO Xiong, CHEN Jianneng, WANG Ying, et al. Reverse design and analysis of rice seedling transplanter with D-shape static trajectory[J]. Transactions of the CSAE,2012,28(8):92-97. (in Chinese)

10 王林伟. 非圆齿轮行星系水稻钵苗移栽机构的参数优化与设计[D]. 杭州:浙江理工大学,2014.
WANG Linwei. Parameters optimization and design of rice bowl seedling transplanting mechanism of planetary gear train with non-circular gears [D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2014. (in Chinese)

11 徐洪广,赵匀,张允慧,等. 水稻钵苗移栽机变性卵形齿轮分秧机构的运动机理分析[J]. 农业工程学报,2012,28(11):9-15.
XU Hongguang, ZHAO Yun, ZHANG Yunhui, et al. Analysis on kinematic principle for seedling-picking machinery of rice transplanter with deformed oval gears [J]. Transactions of the CSAE,2012,28(11):9-15. (in Chinese)

12 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2009.

13 ZHAO Yun, YU Gaohong, CHEN Jianneng, et al. Mechanism dynamics sequence-solution method and its application[J]. ASME Journal of Computational and Nonlinear Dynamics,2007,2(2):105-113.

14 张国凤,赵匀,陈建能. 基于动力学序列求解法的椭圆齿轮动力学分析[J]. 浙江理工大学学报,2005,22(2):157-161.
ZHANG Guofeng, ZHAO Yun, CHEN Jianneng. Dynamics analysis of elliptic gear based on dynamics sequence solution [J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech University,2005, 22(2):157-161. (in Chinese)

15 叶秉良,李丽,俞高红,等. 蔬菜钵苗旋转式取苗机构动力学分析与试验[J]. 农业机械学报,2014,45(6):70-78.
YE Bingliang, LI Li, YU Gaohong, et al. Dynamics analysis and test of rotary pick-up mechanism for vegetable pot-seedling [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2014,45(6):70-78. (in Chinese)

16 孙良. 面向空间轨迹和姿态要求的宽窄行分插机构研究[D]. 杭州:浙江理工大学,2014.
SUN Liang. Research on wide-narrow distance transplanter mechanism with the requirement of spatial trajectory and attitude [D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2014. (in Chinese)