

基于共轭凸轮的强制推秧机构反求设计

陈建能¹, 王英¹, 张翔², 赵雄¹, 赵匀¹

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 福建农林大学机电工程学院, 福州 350002)

摘要: 针对传统推秧机构存在的推秧结束时间提前或滞后问题, 提出了基于共轭凸轮的强制推秧新型机构。该新型推秧机构由共轭凸轮实现推秧杆的推出和缩回。根据椭圆齿轮行星系驱动机构及插秧农艺要求构造了推秧杆的运动学曲线, 建立了该推秧机构反求模型, 并基于 Visual Basic 6.0 编写了该推秧机构的反求设计及仿真软件, 反求得到一组满足农艺要求的较优参数, 包括机构参数和凸轮廓线。主副凸轮最大压力角都小于许用压力角, 表明该新型机构能很好地满足推秧机构效率和受力要求。

关键词: 插秧机, 逆向工程, 设计, 共轭凸轮, 强制推秧机构

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2011.03.018

中图分类号: S223.9

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2011)-03-0098-05

陈建能, 王英, 张翔, 等. 基于共轭凸轮的强制推秧机构反求设计[J]. 农业工程学报, 2011, 27(3): 98-102.

Chen Jianneng, Wang Ying, Zhang Xiang, et al. Reverse design of compulsory seedling-pushing mechanism based on conjugate cam[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(3): 98-102. (in Chinese with English abstract)

0 引言

插秧机分插机构是从毯状秧群中分取一定数量的秧苗并将其插入水田中的机构, 包括栽植臂及其驱动机构。为了能够有效地将取下来的秧苗插到水田中, 栽植臂中有一套推秧机构, 它可以有效防止秧苗回带、减少漏插现象。目前市场上插秧机推秧机构的工作原理基本一致: 由平面凸轮、拨叉、推秧杆和推秧弹簧组成, 作业时推秧杆相对于栽植臂做间歇性的往复直线运动, 完成推秧动作。该推秧机构简单, 但是由于推秧的开始时间决定于凸轮的廓线及其初始安装相位, 而推秧时间的长短则决定于弹簧的刚度, 因此不能适应不同的插秧速度, 当作业速度变化较大时会出现推秧结束时间提前或滞后。同时弹簧长时间工作后会产生弹簧松弛, 造成推秧力不足, 影响推秧效果, 严重时造成秧苗回带, 出现漏插^[1-2]。

为了让插秧机能够在任何速度下正常作业, 本文提出基于共轭凸轮的强制推秧新方法及其推秧机构, 建立分析模型并对机构参数进行反求和性能分析。

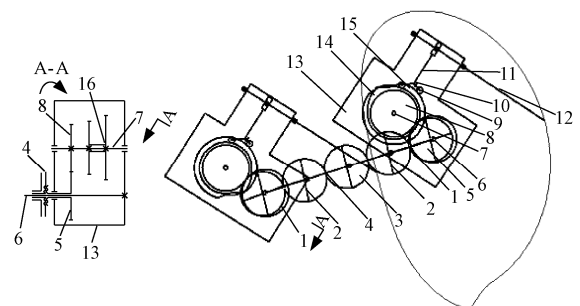
1 强制推秧机构及插秧农艺要求

1.1 基于共轭凸轮的强制推秧机构及其椭圆齿轮行星系驱动机构简介

插秧机分插机构的驱动方式有多种, 本文以椭圆齿轮行星系为驱动机构, 如图 1 所示, 驱动机构共有 5 个

全等的椭圆齿轮, 初始安装相位相同, 太阳轮两边对称布置 2 对椭圆齿轮, 栽植臂与行星轮固结 (没有相对运动), 行星架与太阳轮共轴线。工作时, 太阳轮固定不动, 行星架转动 (为动力源), 2 个惰轮 (中间轮) 绕太阳轮转动, 带动 2 个行星轮在周期内摆动。栽植臂壳体与行星轮轴一起做取秧动作^[3-5]。

栽植臂壳体中有一套强制推秧机构, 其中主动圆柱齿轮相对栽植臂驱动轴转动, 通过主动圆柱齿轮和从动圆柱齿轮相啮合, 使得与从动圆柱齿轮共轴的共轭凸轮转动, 通过两个滚子与共轭凸轮的主凸轮和副凸轮的接触使从动件叉形摆杆摆动, 叉形摆杆的另一端上有一长槽, 该长槽与推秧杆上的销子接触, 随着叉形摆杆的摆动, 推秧杆做直线往复运动, 将秧针上的秧苗推入田中。该推秧机构取消了弹簧, 由共轭凸轮实现推秧杆的推出和缩回, 克服传统推秧机构的缺陷, 已经授权国家发明专利^[6]。



1. 行星轮 2. 惰轮 3. 太阳轮 4. 行星架 5. 主动圆柱齿轮 6. 行星轮轴 7. 从动轴 8. 从动圆柱齿轮 9. 滚子 10. 铰链点 11. 叉形摆杆 12. 推秧杆 13. 栽植臂壳体 14. 主凸轮 15. 副凸轮 16. 共轭凸轮

图 1 基于共轭凸轮的强制推秧机构及椭圆齿轮行星系驱动机构

Fig.1 Compulsory seedling-pushing mechanism based on the conjugate cam and the driving mechanism with planetary elliptic-gear trains

收稿时间: 2010-06-28 修订日期: 2010-09-06

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50875244); 浙江省自然科学基金项目 (Y1110100); 浙江理工大学研究生创新基金项目 (YCX-S11011)

作者简介: 陈建能 (1972-), 男, 福建泉州人, 教授, 博士生导师, 主要从事现代农业装备与技术研究。杭州 浙江理工大学机械与自动控制学院, 310018。Email: jiannengchen@zstu.edu.cn

1.2 插秧农艺要求

为了得到良好的插秧质量，达到不伤秧、不钩秧、不漂秧、立苗好和返青快，推秧杆末端的轨迹必须达到一定的高度（图 2 中轨迹最高点和最低点的高度差），以 260~310 mm 为宜；取秧时推秧杆与水平线的夹角（取秧角）应在 5°~25°之间，而在推秧时与水平线的夹角（推秧角）应在 60°~80°之间，而且推秧角和取秧角的差值为 55°左右（即为秧箱与水平线的夹角）；栽植臂的轴心轨迹（即图 2 中行星轮轴心轨迹）不能与已插秧苗的中底部接触，以免碰伤已插的秧苗；两栽植臂在插秧过程中不能发生运动干涉；秧针进入泥面后开始推秧，达到轨迹最低点时完成推秧，推秧距离（推秧杆相对栽植臂运动距离）为 18 mm 左右，推秧结束后推秧杆缩回。

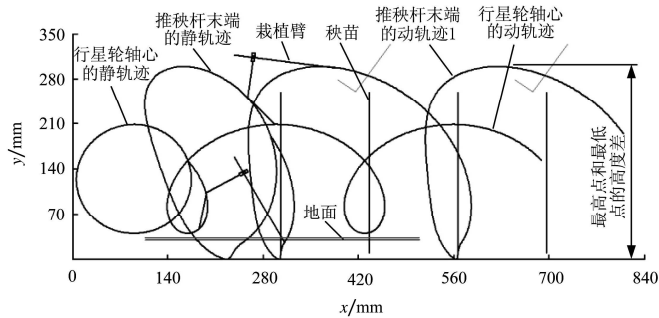


图 2 推秧杆轨迹与姿态图

Fig.2 Locus and pose of seedling-pushing rod

2 基于共轭凸轮的强制推秧机构反求模型的建立

为了分析方便，将分析涉及到的相关参数列于表 1。

表 1 分析符号说明

Table 1 Specification of symbols

符号	意义	符号	意义
a	椭圆的长半轴/mm	k	椭圆的短长轴之比
φ	某一时刻行星架转过的角位移(<0)/°	$\dot{\varphi}$	行星架的转速(匀速)/°/s
φ_0	行星架的初始角位移(>0)/°	l	叉形摆杆 11 的杆长/mm
l_1	摆杆 1 杆长/mm	l_2	摆杆 2 杆长/mm
ϕ_{01}	摆杆 1 初始位置角/°	ϕ_{02}	摆杆 2 初始位置角/°
a'	摆杆轴心与凸轮轴心之间的距离/mm	acl	齿轮副中心距/mm
r_{01}	主凸轮基圆半径/mm	r_{02}	副凸轮基圆半径/mm
α_0	行星架的初始安装轴线与行星轮轴心与推秧杆末端连线的夹角(为锐角)/°	l_3	推秧杆杆长/mm
r_i	滚子半径/mm	S	初始位置行星轮轴心到推秧杆末端的距离/mm
$mult$	叉形摆杆长度与摆杆 1 长度之比	β_0	取秧角/°
β_1	推秧角/°	w_5	主动齿轮角速度/°/s
$\dot{\varphi}_3$	行星轮角速度/°/s	w_8	从动齿轮角速度/°/s
w_{13}	栽植臂壳体角速度/°/s	ϕ_2	摆杆 2 角位移/°
ϕ_1	摆杆 1 角位移/°	h	推秧杆轨迹最高点和最低点的高度差/mm

2.1 推秧杆相对行星架转角关系的计算

推秧杆相对行星架转角关系的计算要通过建立椭圆齿轮行星系分插机构的数学模型来计算，本文限于篇幅，

就直接利用课题组已有的成果^[7-8]：当令 $a=21.09$ mm, $k=0.9915$, $\alpha_0=57^\circ$, $\varphi_0=19^\circ$, $S=107.9$ mm 时，满足插秧农艺要求。此时推秧杆相对栽植臂位移与行星架转角关系如图 3：推秧阶段（阶段①）行星架的转角为 85°~103°；推秧杆和缓冲垫碰撞阶段（阶段②）行星架的转角为 103°~106°；回程阶段（阶段③）行星架的转角为 106°~143°。

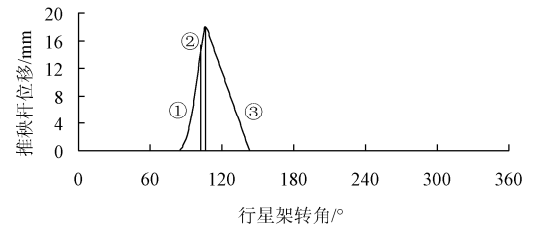


图 3 推秧杆相对栽植臂位移与行星架转角关系

Fig.3 Relationship between the displacement of seedling-pushing rod relative to planting arm and the rotation angle of planet carrier

2.2 推秧机构反求模型的建立

为分析方便，令定坐标系 xoy 固连在行星架轴心上， x 轴取水平方向。令动坐标系 $x'o'y'$ 固连在栽植臂共轭凸轮轴心上，摆杆的轴心 E 与共轭凸轮轴心之连线为动坐标系的 x' 轴方向，如图 4。

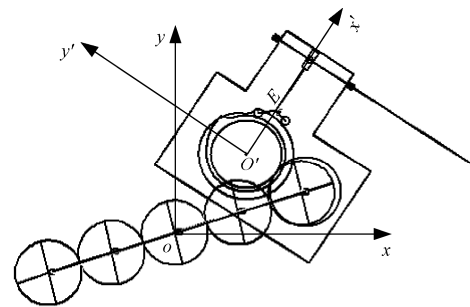


图 4 坐标系设定

Fig.4 Settings of coordinates

2.2.1 在动坐标系 $x'o'y'$ 中共轭凸轮反求模型的建立

1) 共轭凸轮从动件运动规律

由图 3 推秧杆相对栽植臂位移与行星架转角关系反求图 1 中叉形摆杆 11 的摆角，即得凸轮从动件的运动规律。设当行星架转过 φ 角时，推秧杆相对栽植臂的位移为 $g(\varphi)$ ，初始位置 $\phi_1 = 0$, $\phi_2 = 0$ 。在共轭凸轮运动中，两摆杆之间的夹角保持定值，所以两摆杆角位移方向相反。由图 4 得，共轭凸轮从动件运动规律为

$$\phi_1 = \arcsin \frac{g(\varphi)}{\sqrt{g^2(\varphi) + l^2}} \quad (1)$$

$$\phi_2 = -\phi_1 \quad (2)$$

2) 凸轮转角和行星架转角关系

由图 1 可知： $w_5 = \dot{\varphi}$ ，栽植臂壳体角速度 $w_{13} = \dot{\varphi}_3$

由栽植臂中行星轮系传动比关系得

$$\frac{w_5 - w_{13}}{w_8 - w_{13}} = -i_{58}^H \quad (3)$$

根据式(3)求得 w_8 。则当行星架转过 φ 角时, 凸轮的转角为 $f(\varphi) = \int_0^\varphi w_8 d\varphi$ 。

3) 共轭凸轮理论廓线

如图5所示, 利用反转法^[9-12], 取摆杆的轴心 A_0 凸轮轴心 O' 之连线为坐标系的 x' 轴, 在摆杆反转运动中, 当摆杆相对于凸轮转过 $f(\varphi)$ 角时, 两摆杆分别处于位置 AB_1 和 AB_2 , 则理论廓线上任意一点坐标为

$$\begin{cases} x'_1 = a' \cos f(\varphi) - l_1 \cos(f(\varphi) - \phi_{01} - \phi_1) \\ y'_1 = a' \sin f(\varphi) - l_1 \sin(f(\varphi) - \phi_{01} - \phi_1) \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} x'_2 = a' \cos f(\varphi) - l_2 \cos(f(\varphi) + \phi_{02} + \phi_2) \\ y'_2 = a' \sin f(\varphi) - l_2 \sin(f(\varphi) + \phi_{02} + \phi_2) \end{cases} \quad (5)$$

式(4)中 $\phi_{01} = \arccos \sqrt{(a'^2 + l_1^2 - r_{01}^2) / 2(a'l_1)}$

式(5)中 $\phi_{02} = \arccos \sqrt{(a'^2 + l_2^2 - r_{02}^2) / 2(a'l_2)}$

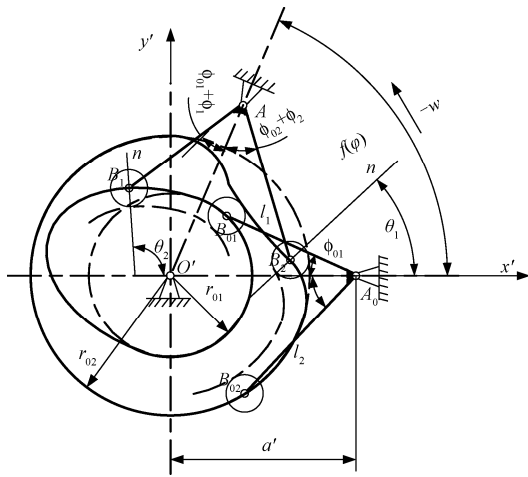


图5 共轭凸轮示意图
Fig.5 Schematic diagram of conjugate cam

4) 共轭凸轮实际轮廓曲线

因为凸轮工作廓线与理论廓线在法线方向的距离应等于 r_i , 故当已知理论廓线上任意一点 $B(x', y')$ 时, 只要沿理论廓线在该点的法线方向取距离为 r_i , 即得工作廓线上的相应点 $B'(x'', y'')$ 。由高等数学可知, 理论廓线 B 点外法线 $n-n$ 的斜率 (与切线斜率互为负倒数) 应为

$$\tan \theta = -dx'/dy' = (dx'/d\varphi) / (-dy'/d\varphi) = \sin \theta / \cos \theta \quad (6)$$

$$\sin \theta = (dx'/d\varphi) / \sqrt{(dx'/d\varphi)^2 + (dy'/d\varphi)^2} \quad (7)$$

$$\cos \theta = -(dy'/d\varphi) / \sqrt{(dx'/d\varphi)^2 + (dy'/d\varphi)^2} \quad (8)$$

工作廓线上对应点 $B'(x'', y'')$ 的坐标为

$$\begin{cases} x'' = x' \mp r_i \cos \theta \\ y'' = y' \mp r_i \sin \theta \end{cases} \quad (9)$$

此即为凸轮的工作廓线方程式。式中“ $-$ ”号用于内等距曲线, “ $+$ ”号用于外等距曲线。即可求得共轭凸轮工作廓线坐标。

2.2.2 定坐标系 xoy 中共轭凸轮反求模型的建立

设共轭凸轮上任一点 Q 在动坐标系中的坐标为

(x', y') , 转化为定坐标系中的坐标为 (x, y) , 其坐标转换关系^[13]如图6所示。

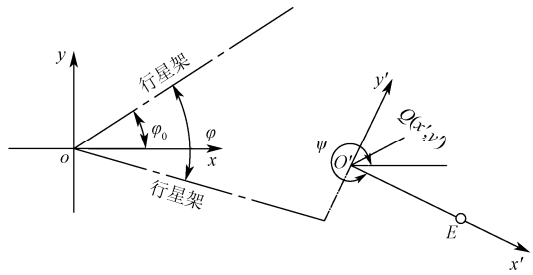


图6 点在两坐标系中的转换关系
Fig.6 Transformational relation of points in two different coordinates

可得 Q 点在两坐标系中的转化关系为

$$\begin{cases} x = x_{O'} + x' \cos \psi - y' \sin \psi \\ y = y_{O'} + x' \sin \psi + y' \cos \psi \end{cases} \quad (10)$$

$O'E$ 与动坐标系 x' 轴共线, 则动坐标系相对固定坐标系转过的角度 ψ 为

$$\psi = \arctan \frac{y_E - y_{O'}}{x_E - x_{O'}} \quad (11)$$

O' 为共轭凸轮轴心, E 为摆杆中心, 限于篇幅, 这里不再介绍 O' 点和 E 点坐标值的具体计算过程。

3 基于共轭凸轮的强制推秧机构反求设计及仿真软件的编写及应用

根据前面建立的推秧机构反求模型, 基于 Visual Basic 6.0^[14-17]编写了如图7的反求软件。该软件能够根据给定的推秧杆运动规律, 反求各机构参数和凸轮廓线, 并进行运动模拟。

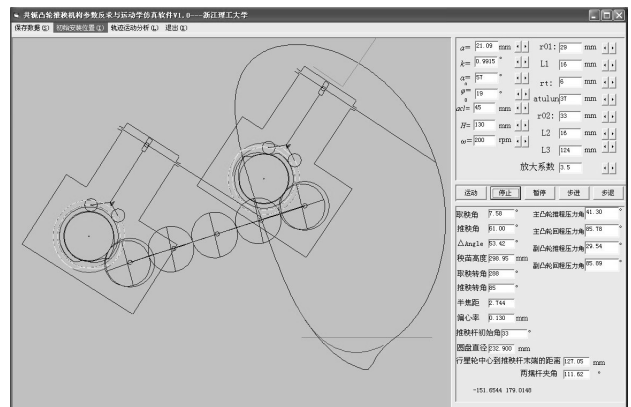


图7 反求设计及仿真软件界面
Fig.7 Interface of the reverse design and simulation software

该软件的输入参数: 椭圆齿轮行星系插机构参数 a 、 k 、 a_0 、 ϕ_0 , 强制推秧机构参数 r_{01} 、 r_{02} 、 r_i 、 l_1 、 l_2 、 l_3 、 a_{cl} 、 a' 和 $mult$; 输出参数有 β_0 、 β_1 、 h 、 d 、凸轮的轮廓曲线和凸轮压力角 α 等。它能够根据机构参数的变化实时地计算输出参数, 并显示推秧杆轨迹 (包括推秧杆的静轨迹和动轨迹、行星轮轴心的动轨迹及这些轨迹和秧苗

之间的相对位置)，同时也可进行该强制推秧机构相对运动模拟和绝对运动模拟。

4 反求结果及分析

根据第3节的辅助分析和仿真软件，通过人机对话和农艺要求的判断，优化得到一组较优参数： $a=21.09$ mm, $k=0.9915$, $\alpha_0=57^\circ$, $\varphi_0=19^\circ$, $acl=45$ mm, $r_{01}=29$ mm, $r_{02}=33$ mm, $l_1=16$ mm, $r_f=6$ mm, $a'=37$ mm, $l_2=16$ mm, $l_3=124$ mm, $mult=3.5$ 。此时， $\beta_0=7.58^\circ$, $\beta_1=61^\circ$ ，推秧角和取秧角差值为 53.42° ， $h=298.95$ mm, $S=127.05$ mm, 取秧时行星架转角为 288° ，推秧时行星架转角为 85° ，推秧杆初始角为 33° ，两摆杆夹角为 111.62° ，满足插秧农艺要求。反求得到的共轭凸轮实际廓线如图8所示，图中细实线圆为凸轮基圆，安装时图8中的直线与动坐标系初始位置的 x' 轴相重合，主凸轮推程最大压力角^[18]为 41.3° （限于篇幅，省略凸轮最大压力角计算公式），副凸轮推程最大压力角为 29.54° 。对于此共轭凸轮机构，推程阶段选用许用压力角 $[\alpha]=45^\circ$ ，回程阶段不存在自锁问题，则不限定最大压力角，由此可见，此组参数下的共轭凸轮机构最大压力角都在许用压力角范围内，具有较优的动力学性能。

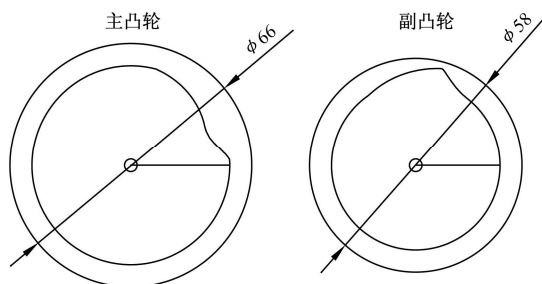


图8 共轭凸轮的实际轮廓

Fig.8 Actual profile of the conjugate cam

5 结论

1) 共轭凸轮强制推秧机构参数优化及反求复杂，根据插秧农艺要求和推秧机构的传动原理，通过建立数学模型、编写反求设计及仿真软件能够直观、方便、快捷地解决该问题。

2) 利用反求设计及仿真软件反求出来的最终机构参数能够满足插秧农艺要求，共轭凸轮机构压力角适中，满足凸轮传动要求。

参考文献

[1] Edathiparambil Vareed Thomas. Development of a mechanism for transplanting rice seedlings[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(9): 395-410.
 [2] 赵匀, 武俊生, 张宝奎. 插秧机推秧装置凸轮和拨叉的理论分析和优化设计[J]. 农机化研究, 1990, (2): 22-28.
 [3] 李革, 赵匀, 俞高红. 椭圆齿轮行星系分插机构的机理分析和参数优化[J]. 农业工程学报, 2000, 16(4): 78-81.
 Li Ge, Zhao Yun, Yu Gaohong. Theoretical analysis and

parameters optimizing of separating-planting mechanism with planetary elliptic gears[J]. Transactions of the CSAE, 2000, 16(4): 78-81. (in Chinese with English abstract)

- [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] 陈建能, 赵匀. 水稻插秧机分插机构的研究进展[J]. 农业工程学报, 2003, 19(2): 23-27.
 Chen Jianneng, Zhao Yun. Research advances in transplanting mechanism of rice transplanter[J]. Transactions of the CSAE, 2003, 19(2): 23-27. (in Chinese with English abstract)
 [6] 陈建能, 胡连军, 赵雄, 等. 共轭凸轮式的插秧机强制推秧方法及栽植臂[P]. 中国专利: ZL 200910095939. X, 2009-07-22.
 [7] Chen Jianneng, Zhao Yun, Yu Gaohong, et al. Establishment and verification of dynamics model of seedling-pushing device in transplanting mechanism with planetary elliptic gears[J]. Transactions of the CSAE, 2003, 19(5): 71-76.
 [8] 陈建能, 赵匀. 高速插秧机椭圆齿轮行星系分插机构的参数优化[J]. 农业机械学报, 2003, 34(5): 46-49.
 Chen Jianneng, Zhao Yun. Parameters optimization of transplanting mechanism with planetary elliptic gears for high-speed transplanter[J]. Transactions of the CSAM, 2003, 34(5): 46-49. (in Chinese with English abstract)
 [9] 王知行, 刘廷荣. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2000: 24-82.
 [10] 赵匀. 机构数值分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 55-60.
 [11] 侯红玲, 赵永强. 摆动从动件盘形凸轮的参数化设计与加工[J]. 煤矿机械, 2008, 29(3): 97-98.
 Hou Hongling, Zhao Yongqiang. Parameterized design and machining of plate cam with swinging follower[J]. Coal Mine Machinery, 2008, 29(3): 97-98. (in Chinese with English abstract)
 [12] 竺志超. 摆动从动件共轭凸轮的设计和分析[J]. 浙江丝绸工学院学报, 1990, 7(1): 35-41.
 Zhu Zhichao. Design and analysis of swinging follower conjugate cams[J]. J. of Zhejiang Silk Engineering College, 1990, 7(1): 35-41. (in Chinese with English abstract)
 [13] 裴艳兰, 和丽, 许纪倩. 高速水稻插秧机中非圆齿轮齿廓的图形仿真[J]. 机电产品开发与创新, 2007, 20(5): 96-97.
 Pei Yanlan, He Li, Xu Jiqian. The graphic simulation of non-circular gear teeth contour in transplanting mechanism[J]. Development and Innovation of Machinery and Electrical Products, 2007, 20(5): 96-97. (in Chinese with English abstract)
 [14] Ying Yibin, Zhao Yun. Research in dynamic simulation of separating-planting mechanism of rice transplanter[J]. AMA, 1997, 28(3): 15-19.
 [15] 赵匀. 农业机械计算机辅助分析和设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 1998: 163-188.
 [16] Microsoft. Visual Basic 6.0 手册. 北京: 科学出版社, 2002.

- [17] 吴宗泽, 罗圣国. 机械设计课程设计手册[M]. 北京: 高等教育出版社, 1997.
- [18] 武秀东, 王介人, 刘悦. 对摆杆从动件外啮合盘形凸轮机构压力角计算公式的讨论[J]. 长春光学精密机械学院学报, 1995, 18(4): 32-34.
- Wu Xiudong, Wang Jieren, Liu Yue. Cam mechanism with oscillating follower[J]. Changchun Inst. opt and Fine Mech, 1995, 18(4): 32-34. (in Chinese with English abstract)

Reverse design of compulsory seedling-pushing mechanism based on conjugate cam

Chen Jianneng¹, Wang Ying¹, Zhang Xiang², Zhao Xiong¹, Zhao Yun¹

(1. College of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou, Zhejiang 310018, China;

2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Fujian Agriculture and Forestry University, Fuzhou, Fujian 350002, China)

Abstract: In order to solve the problems of traditional seedling-pushing mechanism whose ending time of seedling-pushing was advanced or delayed, the compulsory seedling-pushing mechanism based on the conjugate cam was proposed. This novel seedling-pushing mechanism realized pushing out and retracting the seedling-pushing rod by the conjugate cam mechanism. According to kinematic curves of the seedling-pushing rod which were got from the driving mechanism with planetary elliptic-gear trains and requirements of planting agriculture, the reverse solution model of the seedling-pushing mechanism was established. A reverse design and simulation software of this seedling-pushing mechanism was compiled based on Visual Basic 6.0, and a set of optimum parameters which could satisfy the requirements of planting agriculture were obtained by the software, including the mechanical parameters and the profile of the conjugate cam. The maximum pressure angles of the master cam and the vice-cam were smaller than the allowable pressure angles, which indicated that this new kind of mechanism could meet the efficiency and stress requirements of seedling-pushing mechanism.

Key words: transplanters, reverse engineering, design, conjugate cam, compulsory seedling-pushing mechanism