

非圆齿轮行星轮系自动取苗机构逆向设计分析

赵 雄^{1,2}, 王 川¹, 杨茂祥¹, 孙 良^{1,2}, 陈建能^{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: 单自由度传动机构实现复杂轨迹和姿态要求是机构设计难点, 该文针对穴盘苗取苗机构运动要求开展非圆齿轮行星轮系传动机构的逆向设计研究, 提出基于输出构件相对转角单调性的机构可再现轨迹判定准则, 对于给定的预期轨迹, 通过相对转角曲线的单调性判断非圆齿轮行星轮系传动的适用性; 在预期轨迹的规划上研究轨迹关键点的设置方法以利于非圆齿轮的传动比设计, 给出在满足机构工作轨迹和姿态要求下轨迹型值点的确定流程, 编写机构的设计软件确定一组机构参数, 通过 ADAMS 进行了机构仿真实验验证。研究结果表明, 轨迹与送钵装置最小距离为 21 mm, 取苗尖嘴宽度为 2.07 mm, 尖嘴倾角为 136.4°, 取苗臂在入钵段摆角为 24.3°, 出钵段摆角为 3.6°, 投苗角为 76°, 齿轮模数为 2.53 mm, 轨迹高度为 285 mm, 轨迹最低位置与行星架最低点距离为 34 mm, 单级非圆齿轮最大传动比降为 1.81, 该研究为非圆齿轮行星轮系传动的设计提供了参考。

关键词: 农业机械; 农作物; 设计; 取苗机构; 逆向设计; 非圆齿轮; 穴盘苗

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.16.005

中图分类号: S223.92; TH112

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2015)-16-0030-07

赵 雄, 王 川, 杨茂祥, 孙 良, 陈建能. 非圆齿轮行星轮系自动取苗机构逆向设计分析[J]. 农业工程学报, 2015, 31(16): 30-36. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.16.005 http://www.tcsae.org
Zhao Xiong, Wang Chuan, Yang Maoxiang, Sun Liang, Chen Jianneng. Reverse design and analysis of automatic seedling pick-up mechanism with non-circular gear planetary train[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(16): 30-36. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.16.005 http://www.tcsae.org

0 引 言

非圆齿轮行星轮系机构由于能实现不等速传动, 输出构件端点能形成特殊的非圆封闭轨迹, 在水稻分插机构上得到广泛研究与应用^[1-4]。近年来学者开始研究利用非圆齿轮行星轮系机构设计穴盘苗取苗机构^[5]和植苗机构^[6], 由于穴盘苗取苗机构需要取苗构件实现复杂的轨迹和姿态, 非圆齿轮行星轮系传动参数的设计难度大, 机构取苗的效果尚待进一步改善。

非圆齿轮行星轮系机构研究方法主要包括正向优化设计^[7-11]和逆向反求设计^[12-16], 正向设计方法直观, 容易建模, 但正向设计不能明确该种传动所能实现的轨迹类型; 机构的逆向求解虽然可按照工作要求拟定预期轨迹, 选用 B 样条拟合是常用的曲线计算方法^[17-20], 逆向设计根据轨迹计算出来的非圆齿轮传动比可能波动异常致使节曲线存在较多的凹凸变化或曲率较大波动, 导致齿廓无法设计, 无法实际应用。

取苗机构是蔬菜移栽机的关键部件。近些年, 浙江理工大学在非圆齿轮行星轮系间歇传动取苗机构研究方

面, 开展了大量理论与试验研究工作, 研发了多种蔬菜钵苗取苗机构^[21-25]。若能采用连续非圆齿轮行星轮系机构实现与间歇传动取苗机构类似的功能, 则可改善机构的力学性能, 为提高机器转速增加取苗效率提供有利条件。

为此, 论文开展面向穴盘苗自动取苗轨迹与姿态要求的非圆齿轮行星轮系传动机构逆向设计研究, 以期得到该种传动可再现轨迹的判断准则和轨迹的合理规划方法, 为取苗机构提供一种较佳的选择, 也为同类的机构设计问题提供参考。

1 非圆齿轮行星轮系机构逆向设计模型

1.1 机构的传动结构

非圆齿轮行星轮系取苗机构简图如图 1 所示, 机构采用双臂对称布置, 以机构右上半部分分析其传动过程: 行星架 1 与固定于机架的太阳轮 2 铰接, 中间轮 3 与中间轮 4 固接后同行星架 1 铰接, 取苗臂 6 与行星轮 5 固接后同行星架 1 铰接, 其中中间轮 4 与太阳轮 2 齿轮副连接, 中间轮 3 与行星轮 5 齿轮副连接。行星架在中心轴 O 的带动下以角速度匀速逆时针转动。

1.2 机构的逆向设计模型

第 1 步: 设计机构的预期轨迹。以图 1 所示的中心轴 O 建立直角坐标系, 逆向设计的基础是预先设计的目标轨迹, 按图 1 所示逆时针给定轨迹上的 19 个点 (首末 q_i ($i=0,1,\dots,18$) 数据点重合), 选用 3 次非均匀 B 样条拟合方法, 以 q_i ($i=0,1,\dots,18$) 作为反求轨迹曲线对应控制点的数据点可求得 21 个控制顶点 d_i ($i=0,1,\dots,20$),

收稿日期: 2015-05-29 修订日期: 2015-07-13

基金项目: 国家自然科学基金 (51205361); 浙江省自然科学基金 (LY15E050025); 浙江省科技厅公益项目 (2014C32024); 浙江理工大学“521”人才项目、浙江理工大学科研启动项目 (14022087-Y)。

作者简介: 赵 雄, 男, 湖北黄梅人, 讲师, 博士, 主要从事机构分析、设计和优化的研究。杭州 浙江理工大学机械与自动控制学院, 310018。

Email: zhaoxiong@zstu.edu.cn

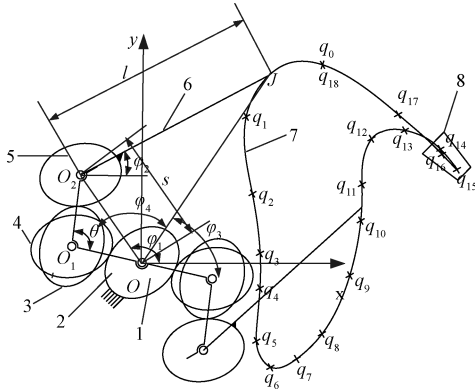
利用控制顶点 d_i 并根据德布尔递推公式可计算得到取苗轨迹曲线上的任意点 $p(u)$ [19-22]。

第 2 步: 反求非圆齿轮行星轮系机构的总传动比。根据第一步得到的整个运动过程中轨迹点坐标计算取苗臂长度与行星架长度。根据运动轨迹点与坐标中心的最大距离和最小距离求得:

$$l = \frac{\max \sqrt{x_p^2 + y_p^2} + \min \sqrt{x_p^2 + y_p^2}}{2} \quad (1)$$

$$s = \frac{\max \sqrt{x_p^2 + y_p^2} - \min \sqrt{x_p^2 + y_p^2}}{2} \quad (2)$$

式中: s 为 OO_2 长度, mm; l 为 O_2J 长度, mm; x_p 与 y_p 分别为轨迹点 J 的横坐标与纵坐标, mm。



1.行星架 2.太阳轮 3.第一中间轮 4.第二中间轮 5.行星轮 6.取苗臂 7.预期轨迹 8.钵体
1.Planet frame 2.Sun gear 3.First intermediate gear 4.Second intermediate gear 5.Planet gear 6.Picking-up seedling arm 7.Expected trajectory 8.Bowl

注: $q_i(i=0,1,\dots,18)$ 为型值点; θ 为栽植臂夹角, ($^\circ$); s 为行星架 OO_2 长度 mm; l 为取苗臂 O_2J 长度, mm; J 为取苗臂端点; ϕ_1 为 OO_2 沿顺时针旋转与 x 轴正向的夹角, ($^\circ$); ϕ_2 为取苗臂与 x 轴的夹角, ($^\circ$); ϕ_3 为 OJ 沿顺时针旋转与 x 轴正向的夹角, ($^\circ$); ϕ_4 为三角形 O_2OJ 内角, ($^\circ$), 下同。

Note: $q_i(i=0,1,\dots,18)$ is data points; θ is angle of planet carrier, ($^\circ$). s is length of planet carrier OO_2 , mm. l is length of picking-up seedling arm O_2J , mm. J is endpoint of picking-up seedling arm. ϕ_1 is angle between OO_2 and x axis, ($^\circ$). ϕ_2 is angle between picking-up seedling arm and x axis, ($^\circ$). ϕ_3 is angle between OJ and x axis, ($^\circ$). ϕ_4 is angle of triangle O_2OJ , ($^\circ$). Same as below.

图 1 取苗机构结构分析图

Fig.1 Seedling pick-up mechanism structure analysis graph

根据机构运动规律分析得出, 取苗臂端点 J 由轨迹最远点向最近点运动过程中, OO_2 沿顺时针旋转与 x 轴正向的夹角 ϕ_1 由式 (3) 计算。

$$\phi_1 = \phi_3 + \phi_4 \quad (3)$$

式中: ϕ_1 为 OO_2 沿顺时针旋转与 x 轴正向的夹角, ($^\circ$); ϕ_3 为 OJ 沿顺时针旋转与 x 轴正向的夹角, ($^\circ$); ϕ_4 为三角形 O_2OJ 内角, ($^\circ$)。

取苗臂端点由轨迹最近点向最远点运动过程中, OO_2 沿顺时针旋转与 x 轴正向的夹角由式 (4) 计算:

$$\phi_1 = \phi_3 - \phi_4 \quad (4)$$

由图 1 中轨迹与坐标系的位置可判断 $\phi_3 \in [-\pi/2, \pi/2]$, 利用反正切直接求得 ϕ_3 , 如式 (5)。

$$\phi_3 = \tan^{-1}\left(\frac{y_p}{x_p}\right) \quad (5)$$

则由反正弦直接求得 ϕ_4 。

$$\phi_4 = \cos^{-1}\left(\frac{(s^2 + y_p^2 + x_p^2 - l^2)}{(2 \cdot s \cdot \sqrt{y_p^2 + x_p^2})}\right) \quad (6)$$

式中: ϕ_4 为三角形 O_2OJ 内角, $\phi_4 \in [0, \pi]$ 。

由式 (1) ~ 式 (6) 可求得每个坐标点对应的行星架转角 ϕ_1 。

在求得的基础上, 利用反正切函数求得取苗臂与 x 轴的夹角 ϕ_2 。

$$\phi_2 = \tan^{-1}\left(\frac{y_p - y_{o_2}}{x_p - x_{o_2}}\right) \quad (7)$$

其中:

$$\begin{cases} x_{o_2} = l \cdot \cos \phi_1 \\ y_{o_2} = l \cdot \sin \phi_1 \\ x_p = s \cdot \cos \phi_1 \\ y_p = s \cdot \sin \phi_1 \end{cases} \quad (8)$$

式中: x_{o_2} 与 y_{o_2} 分别为取苗臂端点的横坐标与纵坐标, mm, $\phi_1 \in [-\pi/2, \pi/2]$, $\phi_2 \in [-\pi/2, \pi/2]$ 。

经过上述求解, 可求得对应于轨迹每一点的 ϕ_1 值与 ϕ_2 值, 进而确定 ϕ_1 与 ϕ_2 的函数关系, 得到两级齿轮总传动比 i_{25} 为:

$$i_{25} = \frac{d\phi_1}{d(\phi_1 + \phi_2)} \quad (9)$$

式中: i_{25} 为两级齿轮总传动比。

第 3 步: 非圆齿轮行星轮系机构总传动比的分配和齿轮节曲线的求解。为了使两级非圆齿轮有相近的运动学与动力学性能, 设定总传动比的分配目标为: 两级非圆齿轮的传动比应该有相近的幅值周期比。因此将传动比的计算式设定为:

$$i_1 = \sqrt{i_{25}} \cdot bs \quad (10)$$

$$i_2 = i_{25} / i_1 \quad (11)$$

式中: i_1 为第 1 级非圆齿轮之间的传动比; i_2 为第 2 级非圆齿轮之间的传动比; bs 为传动比峰谷值的调整系数。由传动比计算齿轮节曲线及齿廓数据诸多文献中阐述在此省略。

2 机构可再现轨迹判断准则与轨迹规划方法

2.1 机构可再现轨迹判断准则

对于图 1 所示非圆齿轮行星轮系机构, 机构输出构件端点的非圆封闭轨迹由齿轮的不等速传动比和机构参数决定, 由于机构是单自由度传动结构, 机构所能实现的轨迹形式受限, 预期轨迹能否采用该种传动机构实现是逆向设计要明确的问题。

按照第 1 节建立机构逆向设计模型, 基于曲线拟合技术给定预期轨迹 (图 2a), 由轨迹可以求得构件 1 (行星架) 和构件 6 (取苗臂) 的运动规律。由于齿轮只能单向传动, 构件 6 相对于构件 1 只能单向运动, 因此构件 2 相对于构件 1 的转角的单调性可作为预期轨迹能否实现的判断依据, 若无法实现, 也可以判别轨迹的哪部分传动无法实现, 为轨迹的修正提供指导。

对于图 2a 所示的 2 种轨迹, 2 种轨迹在同一坐标系中定义, 以轨迹离坐标原点最远点记为 1, 整周轨迹采用 1 200 个数据点, 图 2b 显示轨迹对应的构件 6 相对构件 1 的转角, 由于相对转角图 (图 2b) 中曲线二单调增加, 理论上可采用非圆齿轮行星轮系机构实现, 而曲线一非单调增加, 可依据转角曲线一的非单调增加区间对轨迹一进行相应的修正。

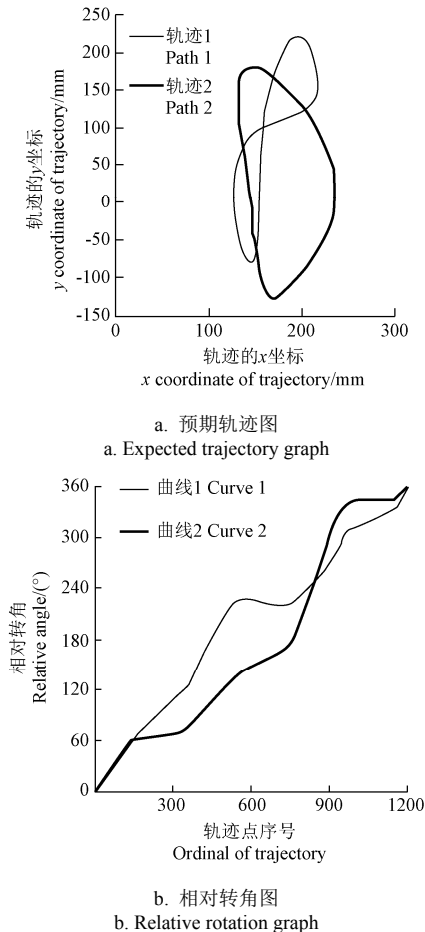


图 2 可再现轨迹判别方法分析图

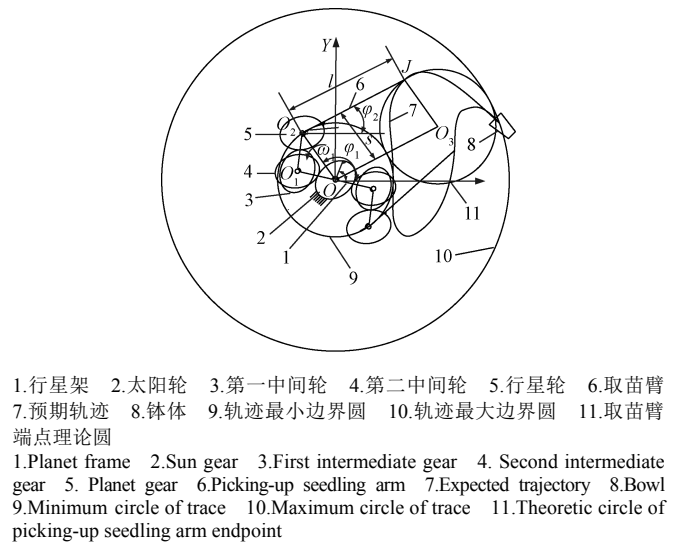
Fig.2 Analysis graph of reproduced trajectory discrimination method

2.2 兼顾非圆齿轮传动性能的轨迹规划方法

在明确非圆齿轮行星轮系机构可作为预期轨迹的执行机构基础上, 需考虑由该轨迹决定的非圆齿轮传动比的波动特性。齿轮的传动比波动特征对其轨迹的特异性有重大关联, 但齿轮传动比波动越大, 机构惯性力越大, 需寻求轨迹的特异性与齿轮传动的平稳性之间的平衡。

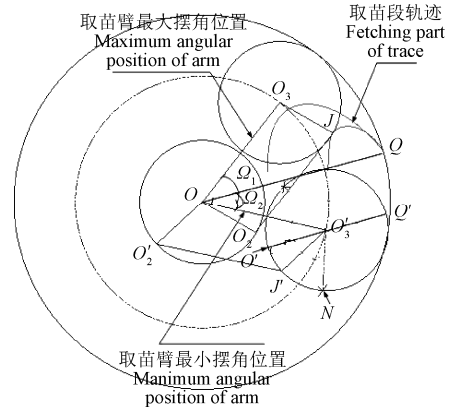
图 3 为行星轮系机构轨迹分析图。为阐述机构轨迹的规划方法, 以图 1 的 O_2OJ 为基构造平行四边形 O_2OJO_3 (图 3a 所示)。J 点轨迹为 O_2J 随着行星架 OO_2 的牵连轨迹与 O_2J 相对 OO_2 相对轨迹的合成, 其轨迹位于圆 9 和圆 10 确定的圆环内。假设 i_{25} 为常数 1, 则取苗臂 O_2J 相对机架角度不变, 在一个运动周期中 $\angle OO_2J$ 变化 360° , 通过平行四边形 O_2OJO_3 (可将 J 点看成是在以 O_3 为圆心, OO_2 为半径的圆 11 上等速运动。当 i_{25} 不为常数时, 虚拟

OO_3 边会与 O_2J 以相同规律摆动, 同样可将 J 点看成是在以 O_3 为圆心, OO_2 为半径的圆 11 上非等速运动。



a. 轨迹分析图

a. Analysis graph of trajectory



b. 轨迹规划图

b. Trajectory planning graph

注: 图 3a 中, ω_1 为行星架的角速度, $(^\circ)\cdot s^{-1}$ 。图 3b 中 Ω_1 为取苗臂最大摆角, $(^\circ)$; Ω_2 为取苗臂最小摆角, $(^\circ)$; Q 为轨迹尖点; N 为轨迹理论最低点。
Note: ω_1 is angular velocity of planet frame in Fig.3a, $(^\circ)\cdot s^{-1}$. In Fig.3b, Ω_1 is maximum angular position of picking-up seedling arm, $(^\circ)$; Ω_2 is minimum angular position of picking-up seedling arm, $(^\circ)$; Q is shape point of trace; N is theoretic lowest point of trace.

图 3 行星轮系机构轨迹分析图

Fig.3 Gear planetary train mechanism trajectory analysis graph

通过以上转化, 在设计机构的预期轨迹时, 可通过工作要求规划取苗臂 O_2J 的摆角范围和轨迹的极限位置使得轨迹利于非圆齿轮传动的实现, 避免过大的传动比波动。针对取苗工作要求, 具体轨迹的规划步骤为:

第 1 步: 根据取苗夹钵要求, 预定机构轨迹的圆环区域和取苗段轨迹。设计时使得轨迹的尖点位于环的最外圆上有利于取苗机构与送苗装置的配合。根据圆环区域大小计算行星架长 s 与取苗臂长 l 。

第 2 步: 由取苗段轨迹确定取苗臂的最大摆角位置 OO_3 。 O_2 在以 O 为圆心、 s 为半径圆上, 作图求解 OO_2 和 O_2J 。

第 3 步: 确定取苗臂的最小摆角。在取苗轨迹的尖点取苗臂处于 OQ , 此时取苗爪与苗的茎秆平行, 取苗臂

在育苗位置需要将苗运输到垂直方位, 由送苗装置中苗的方位确定取苗臂最小摆角位置 OO_3' 。

第 4 步: 轨迹最低位置的确定。取苗机构在轨迹的最低位置要保持最小摆角以利于育苗, 由于取苗爪 J 点在以 O_3' 为圆心, OO_2 为半径的圆上, 得到取苗轨迹理论上最低点位于 N 点。

取苗臂从轨迹的尖点运动至最低位置, 当 J 点选取 O' 时行星架转角恰为 180° , 此时理论上要求的齿轮的不等幅传动特性小, 利于非圆齿轮的平稳传动; 在规划取苗轨迹的最低位置还要考虑与栽植苗机构的配合以避免机构运动干涉, 因此取苗爪 J 点在 $O'N$ 上选定, 在满足机构配合的基础上向 O' 靠近。

3 设计实例与对比分析

3.1 设计实例

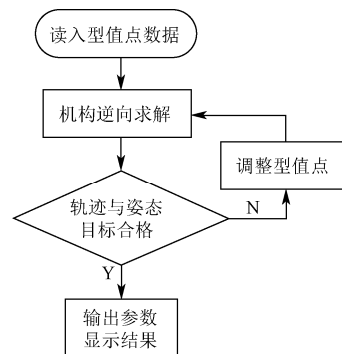
根据机构在取苗周期中的作用, 将整个运动分为取苗、移苗、放苗、回复 4 个过程, 相应的机构轨迹也分成 4 段^[11,24,25]。轨迹曲线以 3 次非均匀 B 样条曲线拟合, 每个轨迹段给出的型值点越多, 曲线的控制越灵活, 相应也增加优化的难度, 因此每段设置不少于 3 个型值点, 对关键的取苗段定义 6 个点, 整周轨迹由 19 个型值点 q_i ($i=0,1,\dots,18$) 决定, q_i ($i=0,1,2,3,4$) 定义移苗段轨迹, q_i ($i=5,6,7,8$) 定义放苗段轨迹, q_i ($i=9,10,11$) 定义回复段轨迹, q_i ($i=12,13,\dots,17$) 定义取苗段轨迹。 q_0 和 q_{18} 决定轨迹的最高位置, q_6 决定轨迹的最低位置。由于机构的参数及运动规律由所给定轨迹确定, 在满足取苗和推苗轨迹的基础上, 通过调整移苗段轨迹, 改变取苗臂的姿态运动规律以满足工作姿态要求, 移苗段型值点的调整也按照其对姿态目标的影响来确定。

基于机构的反求数学模型和预期轨迹的规划方法, 编写自由非圆齿轮行星轮系取苗机构的设计软件。如图 4 所示, 图 4a 为软件的基本流程图, 图 4b 为软件的运行界面。通过该软件输入预期轨迹的 19 个型值点, 利用软件求得机构的传动比参数和取苗工作的目标值, 通过软件计算判断目标的优劣, 并实现机构的运动仿真。

通过软件分析, 当取苗轨迹型值点 q_i 依次为: (173.88, 207.81)、(77.90, 215.46)、(88.93, 138.00)、(109.09, 55.84)、(112.49, -36.62)、(112.49, -57.93)、(120.18, -102.30)、(186.40, -55.10)、(202.23, 9.91)、(214.17, 26.18)、(232, 124.93)、(256.15, 129.88)、(283.92, 118.34)、(291.16, 113.10)、(309.8, 90.42)、(287.32, 112.63)、(274.75, 125.07)、(249.52, 152.92) 时, 机构的效果图如图 4 所示, 分析取苗的各个工作目标^[23-27], 本设计中轨迹与送秧装置最小距离为 21 mm, 取苗尖嘴宽度为 2.07 mm, 尖嘴倾角 136.4° , 取苗臂在入钵段摆角 24.3° , 出钵段摆角 3.6° , 投苗角 76° , 齿轮模数 2.53 mm, 轨迹高度 285 mm, 放苗时钵苗与行星架最低点距离 34 mm, 均满足取苗工作要求。

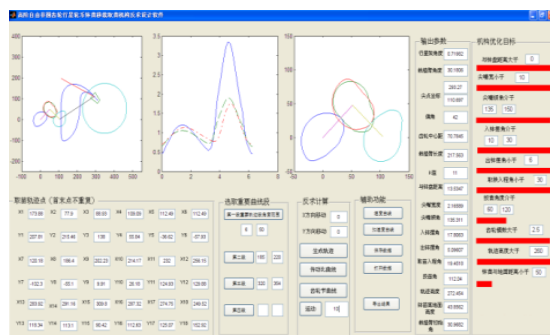
利用机构的设计软件, 调整 $q_i(i=6)$ 点的坐标调整为 (123.18, -112.30) 使得轨迹的最低点降低 10 mm, 计算

得到两级非圆齿轮传动的最大传动比由 3.43 变为 3.85, 单级非圆齿轮的最大传动比由 1.81 变为 2.13, 可见轨迹最低点位置对机构的最大传动比影响显著, 可通过该点的规划为齿轮传动比的小幅值设计提供条件。



a. 软件程序框图

a. Software block diagram



b. 软件运行界面

b. Software running interface

图 4 取苗机构的软件设计

Fig.4 Seedling pick-up mechanism design software

以图 4 中所显示的设计参数, 建立双臂式取苗机构三维模型, 在 ADAMS 软件中进行运动仿真如图 5 所示, 机构的 ADAMS 仿真轨迹和姿态与软件计算结果一致, 证明了机构数学模型的正确性。机构的仿真试验表明该种传动是一种高效的传动方案, 比较日本和韩国投入市场的自动旱地移栽机上多杆滑块或滑道组合的机构方案效率更高, 传动更平稳。

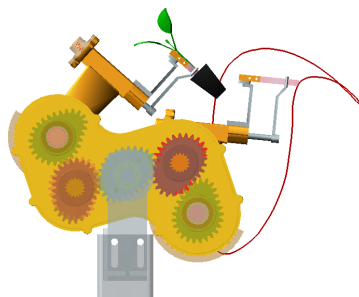


图 5 取苗机构虚拟仿真

Fig.5 Seedling pick-up mechanism virtual simulation trajectory

3.2 对比分析

选取双臂式二阶自由非圆齿轮行星轮系钵苗移栽机取苗机构^[11]中的取苗轨迹进行对比如图 6 所示。为便于比

较, 图 6 以送苗盘的轴心建立直角坐标系, 保持两轨迹的形状尺寸不变, 将其尖点重合。

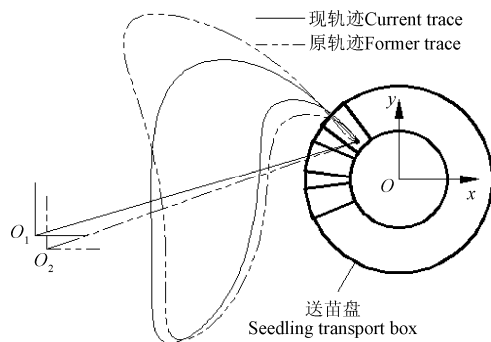


图 6 取苗效果分析图

Fig.6 Pick-up effect analysis graph

现轨迹与原轨迹比较对应机构改善效果为: 取苗段最小宽度减小 3.88 mm, 入钵段取苗臂摆角减小 2.43°, 利于取苗爪扎穴取苗; 回复段轨迹与送苗盘的距离增大 8.75 mm, 取苗机构与送苗装置之间的安全裕度更大; 轨迹最高点下降 42.67 mm, 最低点下降 3.89 mm, 取苗臂的最大摆角由 62.21° 下降到 55.47°, 非圆齿轮最大传动比比由 1.92 降至 1.81, 表明通过合适的轨迹规划可降低对非圆齿轮不等速波动幅值的要求, 有利于机构平稳传动。

4 结 论

1) 提出非圆齿轮行星轮系机构可实现轨迹的判断方法, 通过输出构件相对行星架转角的单调性判定该种传动方式对新任务的适用性; 在逆向设计预定机构轨迹时, 通过轨迹点的合理设置降低轨迹对不等速传动比要求, 从而降低机构中非圆齿轮传动比的波动幅度。

2) 设计了一组轨迹参数, 确定了非圆齿轮行星轮系取苗机构的参数, 通过 ADAMS 软件进行仿真验证, 设计轨迹与送钵装置最小距离为 21 mm, 取苗尖嘴宽度为 2.07 mm, 尖嘴倾角 136.4°, 取苗臂在入钵段摆角 24.3°, 出钵段摆角 3.6°, 投苗角 76°, 齿轮模数 2.53 mm, 轨迹高度 285 mm, 放苗时钵苗与行星架最低点距离 34 mm, 改善了取苗效果。

【参 考 文 献】

[1] 孙良, 祝建彬, 张国凤, 等. 水稻插秧机异形非圆锥齿轮宽窄行分插机构研究[J]. 农业机械学报, 2015, 46(5): 54—61.
Sun Liang, Zhu Jianbin, Zhang Guofeng, et al. Wide-narrow distance transplanting mechanism with special shaped non-circular bevel gears for rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 46(5): 54—61. (in Chinese with English abstract)

[2] 代丽, 孙良, 赵雄, 等. 基于运动学目标函数的插秧机分插机构参数优化[J]. 农业工程学报, 2014, 30(3): 35—42.
Dai Li, Sun Liang, Zhao Xiong, et al. Parameters optimization of separating-planting mechanism in transplanter based on kinematics objective function[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(3): 35—42. (in Chinese with English abstract)

[3] 万霖, 汪春, 车刚, 等. 蔬菜移栽机分插机构结构参数优化及运动特性分析[J]. 黑龙江八一农垦大学学报, 2015, 27(2): 83—86.
Wan Lin, Wang Chun, Che Gang, et al. Study on structural parameter optimization and motion characteristics analysis of transplanting mechanism[J]. Journal of Heilongjiang Bayi Agricultural University, 2015, 27(2): 83—86. (in Chinese with English abstract)

[4] 赵匀, 蒋焕煜, 武传宇, 等. 双季稻高速插秧机偏心链轮分插机构结构设计和参数优化[J]. 机械工程学报, 2000, 36(3): 37—40.
Zhao Yun, Jiang Huanyu, Wu Chuanyu, et al. Structure analysis and parameter optimization of separating planting mechanism with eccentric sprockets for high efficiency transplanter[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(3): 37—40. (in Chinese with English abstract)

[5] 赵雄, 陈建能, 杨茂祥, 等. 二阶自由非圆齿轮行星系钵苗移栽机取苗机构[J]. 农业机械学报, 2014, 45(4): 123—127.
Zhao Xiong, Chen Jianneng, Yang Maoxiang, et al. Seedling pick-up mechanism of planetary gear Train with two-order general non-circular gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(4): 123—127. (in Chinese with English abstract)

[6] 陈建能, 黄前泽, 李吉业, 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, Li Jiye, et al. Kinematics modeling and analysis of transplanting mechanism with planetary elliptic gears for pot seedling transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(5): 6—12. (in Chinese with English abstract)

[7] 李革, 陈孝明, 俞高红, 等. 基于 VB 的旋转式分插机构运动干涉判别方法[J]. 农业机械学报, 2007, 38(11): 44—47.
Li Ge, Chen Xiaoming, Yu Gaohong, et al. Distinguishing method for motion interference of rotary transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(11): 44—47. (in Chinese with English abstract)

[8] 和丽, 许纪倩, 周娜, 等. 非圆齿轮行星轮系分插机构运动分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(12): 74—77.
He Li, Xu Jiqian, Zhou Na, et al. Kinematics analysis of transplanting mechanism with non-circular planetary gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(12): 74—77. (in Chinese with English abstract)

[9] 赵匀, 黄巨明, 张国凤, 等. 变形椭圆齿轮分插机构运动分析与优化[J]. 农业机械学报, 2011, 42(4): 48—52, 61.
Zhao Yun, Huang Juming, Zhang Guofeng, et al. Kinematic analysis and optimization of transplanting mechanism with deformable elliptic gears transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(4): 48—52, 61. (in Chinese with English abstract)

[10] 李革, 应孔月, 郑峰君, 等. 基于无函数表达节曲线的非圆齿轮分插机构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(23): 10—16.
Li Ge, Ying Kongyue, Zheng Fengjun, et al. Design and experiment of non-circular gears transplanting mechanism based on pitch curve with non-function expression[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(23): 10—16. (in Chinese with English abstract)

- [11] 赵雄. 二阶非圆齿轮行星轮系钵苗移栽机取苗机构优化设计与试验研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2014.
Zhao Xiong. Optimal Design and Experiment Research of Planetary Gear Train with Two-order Non-circular Gears Seedling Picking-up Mechanism on Seedling Transplanter[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2014. (in Chinese with English abstract)
- [12] 孙良, 祝建彬, 陈建能, 等. 基于球面曲线的空间非匀速行星轮系分插机构逆向设计[J]. 农业工程学报, 2014, 30(7): 9—17.
Sun Liang, Zhu Jianbin, Chen Jianneng, et al. Reverse design of transplanting mechanism with spatial planetary gear train based on spherical curve[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transactions of the CSAE), 2014, 30(7): 9—17. (in Chinese with English abstract)
- [13] 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 Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(8): 92—97. (in Chinese with English abstract)
- [14] 李革, 李辉, 方明辉, 等. 旋转式分插机构非圆齿轮参数反求法求解[J]. 农业机械学报, 2011, 42(8): 46—49.
Li Ge, Li Hui Fang Minghui, et al. Non-circular gear pParameters of rotary transplanting mechanism calculated by reverse method[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(8): 46—49. (in Chinese with English abstract)
- [15] 陈建能, 王英, 任根勇, 等. 非圆齿轮行星轮系引纬机构的反求设计与运动学分析[J]. 中国机械工程, 2012, 23(20): 2405—2409.
Cheng Jianneng, Wang Ying, Ren Genyong, et al. Reverse design and kinematic analysis of non-circular planetary gear trains weft insertio mechanism[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(20): 2405—2409. (in Chinese with English abstract)
- [16] 陈建能, 黄前泽, 王英, 等. 钵苗移栽机非圆齿轮行星轮系栽植机构参数分析与反求[J]. 农业工程学报, 2013, 29(8): 18—26.
Chen Jianneng, Huang Qianze, Wang Ying, et al. Parametric analysis and inversion of transplanting mechanism with planetary non-circular gears for potted-seedling transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(8): 18—26. (in Chinese with English abstract)
- [17] 左彦军, 曹鹏, 赵匀, 等. B样条非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构的设计与优化[J]. 农业工程学报, 2014, 30(15): 10—17.
Zuo Yanjun, Cao Peng, Zhao Yun, et al. Design and optimization of transplanting mechanism with B-spline non-circular planet gear train for rice pot seedling[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(15): 10—17. (in Chinese with English abstract)
- [18] 胡志刚, 余周, 丛晓霞. 反算控制点的三次均匀B样条闭曲线插值功能模块的设计[J]. 河南科技学院学报, 2000, 28(1): 44—46.
Hu Zhigang, Yu Zhou, Cong Xiaoxia, et al. Model design of cubic uniform b-spline close curve based on interpolation[J]. Journal of Henan Professional Technician Institute, 2000, 28(1): 44—46. (in Chinese with English abstract)
- [19] 毛征宇, 刘中坚. 一种三次均匀B样条曲线的轨迹规划方法[J]. 中国机械工程, 2010, 21(21): 53—57.
Mao Zhengyu, Liu Zhongjian. A trajectory planning method for cubic uniform B-spline curve[J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(21): 53—57. (in Chinese with English abstract)
- [20] 李学艺, 王钊, 连小铭, 等. 基于周期性延伸的三次B样条闭曲线差值[J]. 农业机械学报, 2009, 40(12): 251—254.
Li Xueyi, Wang Zhao, Lian Xiaoming, et al. Interpolation of cubic b-spline closed curve based on periodic extension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(12): 251—254. (in Chinese with English abstract)
- [21] 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—57.
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—57. (in Chinese with English abstract)
- [22] 叶秉良, 刘安, 俞高红, 等. 蔬菜钵苗移栽机取苗机构人机交互参数优化与试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(2): 57—62.
Ye Bingliang, Liu An, Yu Gaohong, et al. Parameters optimization with human computer interaction method and experiment of vegetable seedling pick-up mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 57—62. (in Chinese with English abstract)
- [23] 叶秉良, 李丽, 俞高红, 等. 蔬菜钵苗移栽机取苗臂凸轮机构的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(8): 21—29.
Ye Bingliang, Li Li, Yu Gaohong, et al. Design and test on cam mechanism of seedling pick-up arm for vegetable transplanter for pot seedling[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(8): 21—29. (in Chinese with English abstract)
- [24] 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): 30—38.
Yu Gaohong, Chen Zhiwei, Zhao Yun, et al. Study on vegetable plug seedling pick-up mechanism of planetary gear train with gears and incomplete non-circular gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(13): 30—38. (in Chinese with English abstract)
- [25] 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 Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2011, 27(12): 7—12. (in Chinese with English abstract)

Reverse design and analysis of automatic seedling pick-up mechanism with non-circular gear planetary train

Zhao Xiong^{1,2}, Wang Chuan¹, Yang Maoxiang¹, Sun Liang^{1,2}, Chen Jianneng^{1,2}

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

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

Abstract: Seedling pick-up mechanism is the core mechanism of dry land automatic transplanting machine, and it replaces the traditional manual labor, which picks up seedlings from seedling box folder and sends the single seedling to the planting machine. The dry land automatic transplanting machines in Japan, South Korea and other countries adopt to bar and slider mechanism scheme or adopt chute in combination mechanism scheme, but they lack efficiency. China scholars do a lot of researches on making use of non-circular planetary gear train to achieve special non-circular trajectory, and this kind of transmission is a potential type of effective seedling pick-up mechanism, but it's very difficult to design non-circular planetary gear train mechanism when it is oriented to complex trajectory and needs to meet the attitude requirements, and the corresponding research is still not sufficient. Reverse solution is an effective way when oriented to mechanism design of complex work requirements, and the reverse design on how to plan the expected trajectory to meet the work requirements as well as the transmission ratio requirements, is the difficult points. Authors have conducted reverse design research on plug seedlings picking-up mechanism and proposed reproduced trajectory judgment criterion based on the monotonic mechanism of output member's relative angle. As to the expected trajectory, the applicability of the non-circular planetary gear system transmission can be judged by the monotonicity of relative angle curve. In this paper, the setting method of the key point in planning the expected trajectory is researched so as to facilitate the design of transmission ratio of non-circular gear, and the determination process of data point is given, which satisfies the requirement of working trajectory and attitude; through compiling mechanism's design software, a set of mechanism parameters are determined, and the simulation is carried out by ADAMS and the result is compared with that of the original design. The results achieved by this article are: the minimum distance between trace and seedling transport box is 21 mm, the minimum width of beak dimension is 2.07 mm, the inclined angle of beak shape is 136.4°, the winging angle of picking-up seedling arm is 24.3° in the feeding periods and is 3.6° in the periods of leaving seedling box, the angle of pushing seedling is 76°, the module of gear is 2.53 mm, height of trace is 285 mm, and the maximum transmission ratio of non-circular gears is 1.81. There are some improvements in the results of new design: the minimum width decreases by 3.88 mm in the seedling period; the winging angle of picking-up seedling arm decreases by 2.43° in the feeding period, which is thus useful to picking-up seedling and transplanting seedling; the distance between the trajectory and the delivering plate increases by 8.75 mm in the return period, which improves safety margin between taking seedling mechanism and delivering device; the highest point of trajectory drops by 42.67 mm, the lowest point of trajectory drops by 3.89 mm, the largest angle of picking-up arm drops from 62.21° to 55.47°, and the maximum transmission ratio of non-circular gears decreases from 1.92 to 1.81. The research in article provides a better choice for the picking-up seedling mechanism, and the reproduced trajectory judgment criterion and the trajectory planning method can give a reference for the design of non-circular gear planetary system.

Key words: agricultural machinery; crops; design; picking seedling machinery; reverse design; non-circular gear; plug seedling