doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.04.017

基于 Watt－Ⅱ型的取苗机构优化设计与试验

崔荣江[1]　蒋　磊[2]　王　磊[2,3]　方子辰[2]　俞高红[2,3]　乔　杰[4]

（1. 杭州职业技术大学特种设备学院，杭州 310018；2. 浙江理工大学机械工程学院，杭州 310018；
3. 浙江省种植装备技术重点实验室，杭州 310018；4. 潍柴新能源动力科技有限公司，潍坊 261061）

摘要：针对连杆-滑道式取苗机构滑道易磨损问题，提出一种满足蔬菜钵苗自动移栽轨迹要求的 Watt－Ⅱ型六杆取苗机构，采用全铰链式多连杆机构避免滑道磨损。首先，分析取苗机构在取苗、运苗和投苗 3 个过程的轨迹、姿态与工作要求，规划一种取投苗工作行程与回程轨迹重合的开放式取苗轨迹，并确定其 5 个关键位姿。其次，将 Watt－Ⅱ型六杆机构简化为双摇杆机构和曲柄摇杆机构，建立平面 2R 开链机构相对位移矩阵方程，依据杆副约束构建设计方程组，通过同伦算法求解得到 2 组满足设计要求的机构参数，组成双摇杆机构；结合行程速比系数 K 设计曲柄摇杆机构，二者组合形成 Watt－Ⅱ型六杆机构。最后，对取苗机构进行设计、虚拟仿真和样机取苗试验，仿真与试验结果表明，理论轨迹、仿真轨迹与台架试验运动轨迹基本一致，取苗成功率不小于 91.4%，满足叶菜钵苗自动取苗机构设计要求，验证了 Watt－Ⅱ型六杆取苗机构设计的合理性，具有较好应用前景。

关键词：蔬菜钵苗；自动移栽；取苗机构；连杆机构；同伦算法

中图分类号：S223.9　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2026)04-0172-08　　**OSID**：

Optimization Design and Experiment of Seedling Picking Mechanism Based on Watt－Ⅱ

CUI Rongjiang[1]　JIANG Lei[2]　WANG Lei[2,3]　FANG Zichen[2]　YU Gaohong[2,3]　QIAO Jie[4]

(1. *Special Equipment Institute*, *Hangzhou Polytechnic University*, *Hangzhou* 310018, *China*
2. *Faculty of Machinery and Automation*, *Zhejiang Sci-Tech University*, *Hangzhou* 310018, *China*
3. *Zhejiang Province Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology*, *Hangzhou* 310018, *China*
4. *Weichai New Energy Power Technology Co.*, *Ltd.*, *Weifang* 261061, *China*)

Abstract: Aiming at the problem of easy wear of the slideway in the link-slide type seedling picking mechanism, a Watt－Ⅱ six-bar seedling picking mechanism that met the trajectory requirements for automatic transplanting of vegetable plug seedlings was proposed. It adopted a fully hinged linkage structure to avoid slideway wear. Firstly, the trajectory, attitude and working requirements of the seedling picking mechanism in the three processes of seedling picking, seedling conveying and seedling releasing were analyzed, an open trajectory was designed where the forward operational path coincided with the return path. Furthermore, five key poses along this trajectory were identified and defined. Then the Watt－Ⅱ six-bar mechanism was simplified into a double-rocker mechanism and a crank-rocker mechanism. The relative displacement matrix equation of the planar 2R open-chain mechanism was established, and the kinematic synthesis design equations were constructed according to the joint constraints. Through the homotopy algorithm, two sets of mechanism parameters meeting the design requirements were obtained to form the double-rocker mechanism. Combined with the quick-return ratio K, the crank-rocker mechanism was designed, and the two were combined to form the Watt－Ⅱ six-bar mechanism. Finally, the structural design, virtual simulation and prototype test of the seedling picking mechanism were carried out. The results showed that the theoretical trajectory, simulation trajectory and the motion trajectory of the bench test were basically consistent, and the success rate of plug seedling picking was no less than 91.4%, which met the design requirements of the automatic seedling picking

收稿日期：2025－08－20　修回日期：2025－10－10

基金项目：浙江省自然科学基金项目(LY23E050013、LTGN23E050002)和国家自然科学基金项目(52305290)

作者简介：崔荣江(1983—)，男，高级工程师，博士，主要从事农业种植机械设计与机构学研究，E-mail：cuirongjiang2009@163.com

通信作者：王磊(1992—)，男，讲师，博士，主要从事农业机构设计与优化研究，E-mail：wanglei_zstu@163.com

mechanism for leafy vegetable plug seedlings. This verified the rationality of the design of the Watt－Ⅱ six-bar seedling picking mechanism, which had a good application prospect.

Key words: vegetable plug seedling; automatic transplanting; seedling picking mechanism; connecting rod mechanism; homotopy algorithm

0　引言

取苗机构作为蔬菜穴盘苗自动移栽机的核心工作部件之一，其作用是将钵苗从穴盘中取出并投入到送苗装置或栽植器内，其性能直接影响着移栽机工作效率和作业质量[1-2]。针对蔬菜穴盘苗的特点，国内外学者对多连杆、非圆齿轮行星轮系、连杆-滑道组合等多种驱动机构进行了大量研究，旨在实现满足蔬菜钵苗自动移栽要求的理想运动轨迹和姿态[3-6]。

欧美国家所研发的大型自动移栽机整机如同生产流水线，如澳大利亚 Transplant systems 公司的 HD 系列全自动移栽机采用机械手整排夹取式取苗，需要配套控制、液压技术，结构复杂，整机成本高[7]。日本洋马 PF2R 型 2 行全自动移栽机采用滑道-连杆-轮系复合式取苗机构[8]，可通过滑道和连杆参数的设计实现取苗爪所需的复杂轨迹和姿态，但存在滑道易磨损，取苗效率不高等问题。崔巍等[9]设计了双曲柄五杆式取苗机构，徐丽明等[10]设计了平面四连杆取苗机构，解决了滑道易磨损问题，但难以同时兼顾取投苗轨迹姿态。文献[11－14]设计了非圆齿轮行星轮系取苗机构，取苗效率高，但为避免取苗爪在回程中与钵苗发生干涉，需要预留较大空间，即其封闭式取苗轨迹工作行程与非工作行程不一致(轨迹不重合)，这使得机构占用空间增大，且非圆齿轮设计加工复杂。CHOI 等[15]研制的五杆-滑块式、HAN 等[16]设计的连杆-滑道式以及袁挺等[17]设计的曲柄摇杆-轨道组合式取苗机构，其取苗爪在完成取苗动作后的返回路径与其进入取苗点的路径一致，这一“轨迹重合”的特性极大地简化了机构的运动路径，但均存在不规则滑道易磨损的问题。辛亮等[18]提出一种具有“轨迹重合”特性的轮系-连杆组合式取苗机构，但需要配备探出式夹持器。

因此，本文基于 Watt－Ⅱ型六杆机构，提出一种结构简单且能够实现“轨迹重合”的全铰链式连杆取苗机构，对其构型合成原理、运动综合方法进行研究，并通过结构设计、虚拟仿真和取苗试验，以验证所提方法及机构合理性。

1　连杆式取苗机构工作原理及姿态规划

1.1　工作原理

自动移栽机的功能是将秧苗从育苗穴盘中有序取出并按一定的株行距移栽到农田中，在此过程中，取苗机构需要完成将秧苗与穴盘分离的动作并将其投入到栽植器中[19-20]，如图 1 所示。取苗机构设计需遵循农艺要求，本文主要针对目前市场上广泛采用的 8×16 穴软质塑料钵盘[21]规格进行取苗机构设计，其钵穴尺寸如图 1 所示，上穴口尺寸为 32 mm×32 mm，下穴尺寸为 18 mm×18 mm，穴口深度为 44 mm。取苗机构工作原理：取苗时，取苗爪由点 1 进入秧苗钵体夹紧并将其从穴盘中取出，经持苗段(点 3－4)将取出的秧苗送至投苗位置 4，此时，取苗爪松开并将秧苗推出投入到鸭嘴栽植器中。然后鸭嘴栽植器运动至栽植位置 6，鸭嘴完全张开将钵苗植入到挖出的穴口内，并进行覆土填压，完成整个栽植过程。

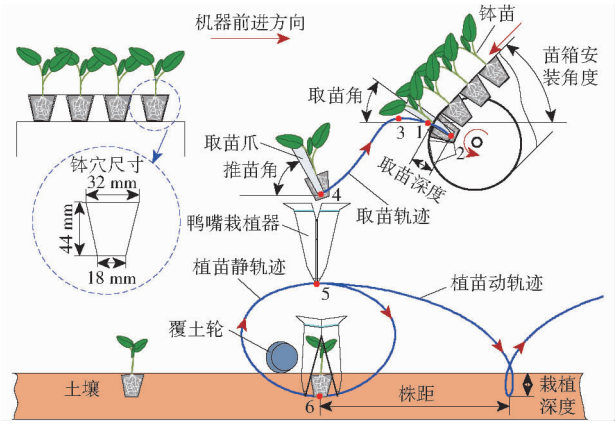

图 1　蔬菜穴盘苗自动移栽示意图

Fig. 1　Schematic of automatic transplanting of vegetable plug seedlings

1.2　取苗轨迹姿态规划

取苗机构设计的关键是要规划出一条符合取苗要求的运动轨迹。为了能够实现精准取苗，通过分析取、投苗作业过程，提出一种取投苗工作行程与回程轨迹重合的开放式取苗轨迹，如图 2 所示。

取苗阶段：取苗爪沿轨迹 2－1 段(点 2 与 1 之间直线距离大于 40 mm，保证取苗深度)从钵苗的中下部进入钵穴一定深度后将钵苗夹紧，然后沿 1－2 段轨迹以近似垂直钵穴端面的姿态将钵苗从苗盘中取出，此阶段要求取苗角 30°～35°。

持苗阶段：钵苗沿 2－5 段轨迹被夹持到开始推苗位置点 5，该段轨迹对取苗爪姿态要求不高，保证钵苗被夹持到指定推苗位置即可。

推苗阶段：取苗爪在接近推苗位置点 5 时逐渐

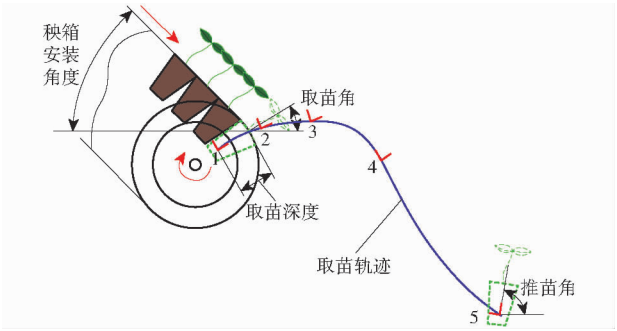

图 2 取苗轨迹与姿态规划

Fig. 2 Seedling picking trajectory and posture planning

张开,钵苗在点 5 前以近似竖直状态被投入到栽植器中,此阶段要求推苗角 80°~90°。

回程阶段:取苗爪沿原路径快速返回到最初的取苗位置,进行下一次取苗工作。

通过分析取苗、持苗、推苗等作业动作及要求,从规划取苗轨迹上确定 5 个关键位置(x_p,y_p)与姿态 φ,如表 1 所示,为取苗机构综合设计提供约束数据。

表 1 取苗轨迹位姿数据

Tab. 1 Seedling trajectory pose data

参数	关键点				
	1	2	3	4	5
x_{pi}/mm	-276.81	-236.13	-188.75	-121.8	-9.79
y_{pi}/mm	2.98	23.42	30.48	-7.08	-154.12
φ_i/(°)	31.83	23.00	19.44	31.70	80.23

2 连杆式取苗机构运动综合与优化

2.1 平面 2R 多位姿运动综合

平面六杆机构是最简单的单自由度多环多杆机构,具有所占空间小、便于实现复杂轨迹、易于取得有利传动角等优势,在六杆机构构型的基础上,将其视为若干 2R、3R 开链机构组合进行运动综合[22]。单自由度平面六杆机构有 Watt-Ⅰ、Watt-Ⅱ、Stephenson-Ⅰ、Stephenson-Ⅱ、Stephenson-Ⅲ等类型,Watt-Ⅱ型六杆机构属于不含 3R 开链机构的特殊构型,其实质是双摇杆机构和曲柄摇杆机构的串联,可实现非封闭运动轨迹(图 2 开放式取苗轨迹)。如图 3 所示,Watt-Ⅱ型六杆机构由 2 组开链机构 2R 组成四杆机构,再串联杆件 4 和 5 组合而成。

图 4 为平面 2R 开链机构,对 Watt-Ⅱ型六杆机构进行多位姿综合时,要求末端执行器 2 能按照特定的顺序运动通过给定的位姿 $P_i(x_{pi},y_{pi},\varphi_i)$,$i=1,2,\cdots,N$。用固定铰链点 $A(\boldsymbol{A}=[x_A,\ y_A,1])$和动铰链点 $B_i(\boldsymbol{B}_i=[x_{Bi},y_{Bi},1])$位置坐标可描述机构位姿。平面 2R 开链机构末端从第 1 个位姿运动到第 i 个位姿相对位移矩阵为

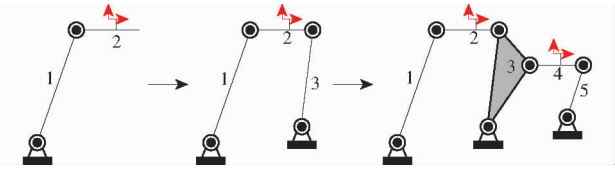

图 3 2R 开链机构组合 Watt-Ⅱ型六杆机构

Fig. 3 2R open-chain mechanism combined with Watt-Ⅱ type six-bar mechanism

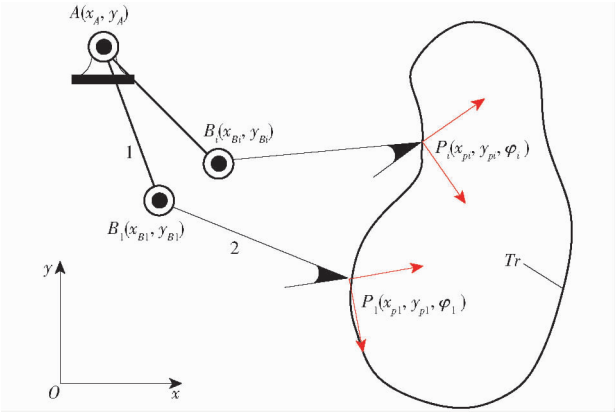

图 4 平面 2R 开链机构

Fig. 4 Planar 2R open-chain mechanism

$$\boldsymbol{D}_{1i}=\begin{bmatrix}\cos\phi_{1i} & -\sin\phi_{1i} & x_{pi}-x_{p1}\cos\phi_{1i}+y_{p1}\sin\phi_{1i}\\ \sin\phi_{1i} & \cos\phi_{1i} & y_{pi}-x_{p1}\sin\phi_{1i}-y_{p1}\cos\phi_{1i}\\ 0 & 0 & 1\end{bmatrix} \tag{1}$$

其中 $\phi_{1i}=\varphi_i-\varphi_1$

根据杆长不变约束条件建立其运动综合设计方程[23]为

$$(\boldsymbol{B}_i-\boldsymbol{A})^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{B}_i-\boldsymbol{A})=(\boldsymbol{B}_1-\boldsymbol{A})^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{B}_1-\boldsymbol{A}) \tag{2}$$

其中 $\boldsymbol{B}_i=\boldsymbol{D}_{1i}\boldsymbol{B}_1$

将式(2)展开可得

$$C_{i1}x_A+C_{i2}y_A+C_{i3}=0\quad(i=2,3,\cdots,N) \tag{3}$$

其中
$$C_{i1}=2[x_{B1}(1-\cos\phi_{1i})+y_{B1}\sin\phi_{1i}+x_{p1}\cos\phi_{1i}-y_{p1}\sin\phi_{1i}-x_{pi}]$$
$$C_{i2}=2[y_{B1}(1-\cos\phi_{1i})-x_{B1}\sin\phi_{1i}+y_{p1}\cos\phi_{1i}+x_{p1}\sin\phi_{1i}-y_{pi}]$$
$$C_{i3}=2(-x_{pi}y_{B1}-y_{pi}x_{p1}+x_{pi}y_{p1}+y_{pi}x_{B1})\sin\phi_{1i}+2(x_{pi}x_{B1}-x_{pi}x_{p1}-y_{pi}y_{p1}+y_{pi}y_{B1})\cos\phi_{1i}-2y_By_{p1}-2x_Bx_{p1}+y_{pi}^2+x_{pi}^2+y_{p1}^2+x_{p1}^2$$

当机构末端运动通过给定 N 个位姿时,由式(3)可得

$$\begin{cases}C_{21}x_A+C_{22}y_A+C_{23}=0\\ C_{31}x_A+C_{32}y_A+C_{33}=0\\ \vdots\\ C_{N1}x_A+C_{N2}y_A+C_{N3}=0\end{cases} \tag{4}$$

方程组(4)包含 $N-1$ 个方程和 4 个未知数,根据方程数等于未知数原则,平面 2R 开链机构运动

综合能够精确实现位姿数目最多 5 个。根据表 1 中位姿数据，由式(4)得到 4 个方程，利用同伦算法[24]求解 4 个未知数(x_A，y_A，x_{B1}，y_{B1})，其对应(x_1，x_2，x_3，x_4)，得到 2 组满足精度要求的 2R 开链机构参数实解(表 2)，组成不存在曲柄的四杆机构，即双摇杆机构，如图 5 中的 DC 和 EF 杆。

表 2　平面 2R 开链机构 2 组实数解

Tab. 2　Two sets of real solutions for the planar 2R open-chain mechanism　　mm

序号	x_1	x_2	x_3	x_4
1	31.50	220.11	−60.93	5.29
2	129.59	36.78	47.61	−22.83

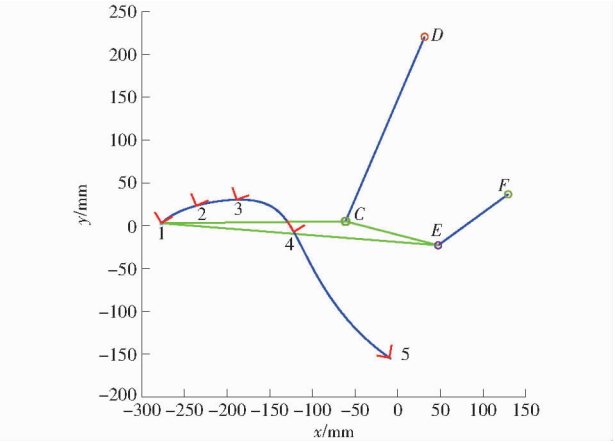

图 5　连杆式取苗机构综合结果

Fig. 5　Linkage-type seedling picking mechanism synthesis results

2.2　根据行程速比系数 K 设计曲柄摇杆机构

为使综合设计机构能够整周连续运动至所指定位置，完成重复动作，串接曲柄摇杆机构 $ABCD$，使其输出作为 $DCEF$ 的输入(图 6)，此时 DC 杆摆角 ψ 即为前置曲柄摇杆机构从动件的行程。该种情况可以结合给定行程速比系数进行设计[25]。

设固定铰链点 A 坐标为(x_{A1}，y_{A1})，杆件 AB、BC、CD、AD 长度分别为 l_1、l_2、l_3、l_4，给定行程速比系数 K，极位夹角为

$$\theta = \pi(K-1)/(K+1) \tag{5}$$

取点 D 为原点，线段 C_1C_2 垂直平分线为 y 轴建立坐标系，点 A 位于以 O 为圆心，l_{OC1} 为半径的圆上，圆心点 O 坐标为(0，y_O)，计算式为

$$y_O = l_3\cos\frac{\psi}{2} - l_3\sin\frac{\psi}{2}\Big/\tan\theta \tag{6}$$

因此，固定铰链点 A 坐标满足

$$x_{A1}^2 + y_{A1}^2 - 2l_3u_1y_{A1} + l_3^2u_2 = 0 \tag{7}$$

其中

$$u_1 = \cos\frac{\psi}{2} - \sin\frac{\psi}{2}\Big/\tan\theta \tag{8}$$

$$u_2 = u_1^2 - \left(\sin\frac{\psi}{2}\Big/\sin\theta\right)^2 \tag{9}$$

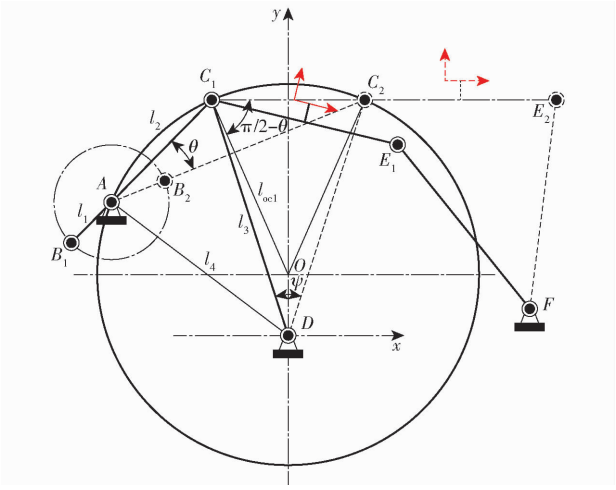

图 6　Watt－Ⅱ型六杆机构

Fig. 6　Watt－Ⅱ type six-link mechanism

式(7)在给定 K、ψ 和 l_3 的情况下，包含 2 个未知数 x_{A1} 和 y_{A1}，即存在无穷多个点 A。因此，附加一个约束条件进行联立求解，如给定机架长度 l_4，可求得点 A 坐标为

$$\begin{cases} y_{A1} = \dfrac{-(l_4^2 + l_3^2u_2)}{-2l_3u_1} \\ x_{A1} = -\sqrt{l_4^2 - y_{A1}^2} \end{cases} \tag{10}$$

继而确定其余杆件长度为

$$\begin{cases} l_1 = \dfrac{1}{2}(l_{AC_1} - l_{AC_2}) \\ l_2 = \dfrac{1}{2}(l_{AC_1} + l_{AC_2}) \end{cases} \tag{11}$$

实际应用中，根据需求引入行程速比系数 K 设计机构，使其具有急回特性，缩短非工作时间、提高取苗效率。同时，考虑铰链四杆机构传动效果取决于从动件的传动角，即传动角越大，机构传动效率越高；相反，传动角过小，机构将发生自锁。如图 7 所示四杆机构中，最小传动角位于曲柄和机架共线的 2 个位置之一，根据余弦定理有

$$\begin{cases} \gamma_1 = \arccos\dfrac{l_2^2 + l_3^2 - (l_4 - l_1)^2}{2l_2l_3} \\ \gamma_2 = 180° - \arccos\dfrac{l_2^2 + l_3^2 - (l_4 + l_1)^2}{2l_2l_3} \end{cases} \tag{12}$$

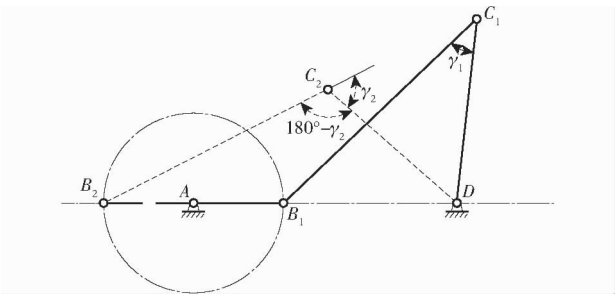

图 7　最小传动角的 2 个位置

Fig. 7　Two positions of minimum transmission angle

根据机构安装位置空间要求，设机架 AD 长度 l_4 为 30 ~ 200 mm，步长设定为 0.01 mm。结合综合得到的双摇杆机构，已知 DC 长度 l_3 为 81 mm，摆角 ψ 为 48.703 2°，根据取苗机构送苗慢、回程快的特性，分别给定行程速比系数 K = 1.2、1.3、1.4。同时，为保证设计的曲柄摇杆机构良好的机械性能，给定许用传动角 γ_{min} 为 30°。

基于上述理论公式编写 Matlab[26] 程序，求解不同 K 值下的曲柄摇杆机构参数。图 8a、8c、8e 为机构杆长变化曲线。当 K = 1.2、1.3 时，曲柄长度 l_1 基本随机架长度 l_4 增大而减小，连杆长度 l_2 基本随机架长度 l_4 增大而增大。当 K = 1.4 时，曲柄长度 l_1 基本随机架长度 l_4 增大而增大，连杆 l_2 基本随机架长度 l_4 增大而减小。

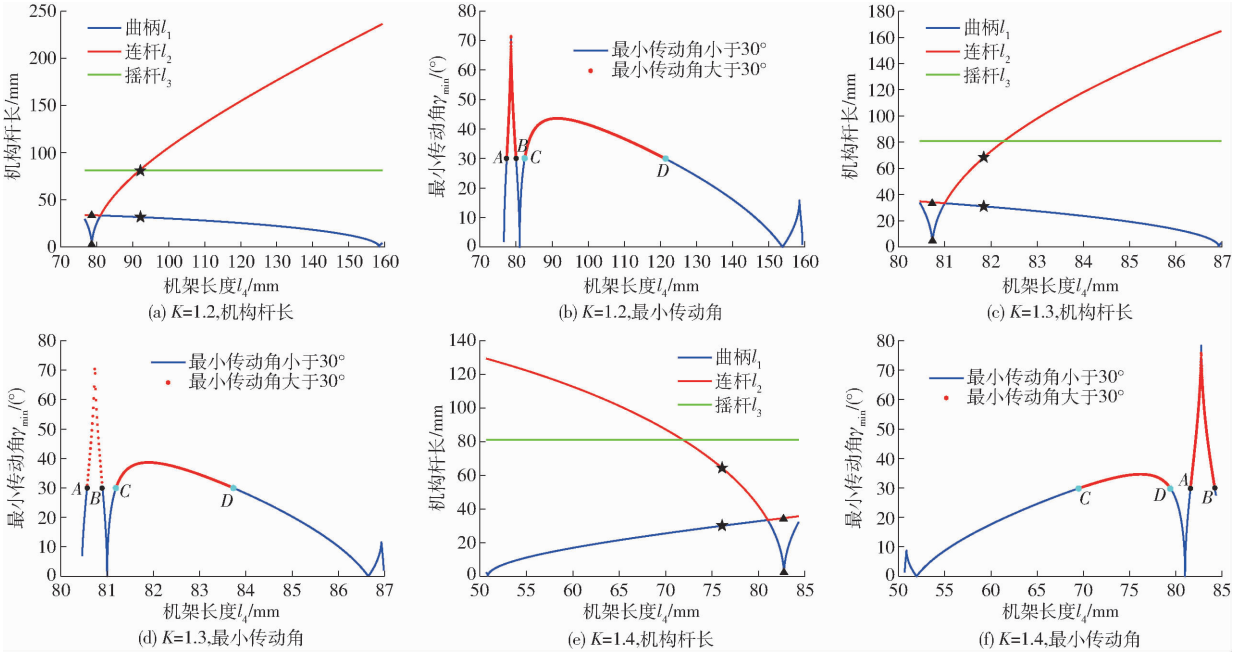

图 8 不同行程速比系数机构参数变化

Fig. 8 Variation diagrams of mechanism parameters corresponding to different time ratios of stroke

图 8b、8d、8f 为 3 种 K 值下机构最小传动角 γ_{min} 随机架 l_4 长度变化曲线，其中蓝色线对应最小传动角 $\gamma_{min} < 30°$，红色点对应最小传动角 $\gamma_{min} > 30°$。γ_{min} 最大值出现在 AB 段，其对应杆长在图 8a、8c、8e 杆长曲线中以黑色三角形标出，可以看出此时曲柄长度不足 10 mm，不便实际加工；CD 段最小传动角 γ_{min} 最大值对应杆长在图 8a、8c、8e 杆长曲线中以黑色五角星标出，此时曲柄长度约 30 mm，便于实际加工装配。

综上所述，筛除 AB 段曲柄长度 l_1 小于 30 mm 的解后，取最小传动角 γ_{min} 最大时对应的机构杆长，CD 段取最小传动角 γ_{min} 的最大值对应的机构杆长作为曲柄摇杆设计参数，具体机构参数如表 3 所示。

结合取苗机构的实际安装位置、工作空间、最小传动角、行程速比系数和机构杆长等因素选取最佳机构参数，在满足最小传动角 γ_{min} 大于等于许用传动角[γ_{min}]的情况下，最小传动角越大越好，行程速比系数 K 越大，急回特性越明显，回程越快，工作效率越高。第 1 组 K = 1.2 机构参数最小传动角最大，但急回特性不明显；第 2 组和第 3 组各项参数差异不大，但第 3 组 K = 1.4，急回特性比第 2 组更明显，

表 3 不同行程速比系数下最小传动角取得最大值时对应的曲柄摇杆机构参数

Tab. 3 The parameters of the crank-rocker mechanism corresponding to the maximum value of minimum transmission angle under different travel speed ratio coefficients

K	l_1/mm	l_2/mm	l_3/mm	l_4/mm	γ_{min}/(°)	x_{A1}/mm	y_{A1}/mm
1.2	31.75	79.55	81	91.40	43.61	34.24	136.42
1.3	30.87	69.82	81	81.89	38.65	96.04	170.10
1.4	30.06	63.76	81	76.20	34.64	88.89	170.37
1.4	30.08	35.50	81	84.13	31.58	44.88	130.50

推苗结束后，取苗爪能够快速地返回，进行下一次取苗作业，取苗效率更高；第 4 组 l_2 过短，曲柄摇杆布置过于紧凑，且最小传动角 γ_{min} 太小，传力性能不如其他几组机构参数。

综合考虑上述因素，确定表 3 中第 3 组参数作为符合设计要求的最优参数，曲柄摇杆机构杆长 l_1 为 30.06 mm、l_2 为 63.76 mm、l_3 为 81 mm、l_4 为 76.2 mm、点 A 坐标(88.89 mm，170.37 mm)，最终得到 Watt－Ⅱ型六杆机构如图 9 所示，基于 Matlab 软件理论模拟计算得到机构生成运动轨迹姿态与理论

值基本一致，满足设计要求。

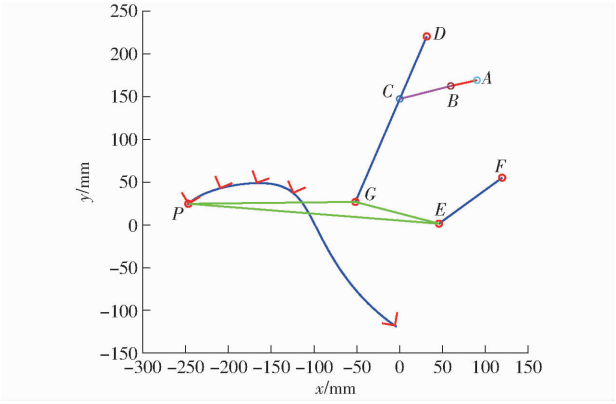

图 9　优化后 Watt－Ⅱ型六杆机构

Fig. 9　Watt－Ⅱ type six-link

3　结构设计与仿真

根据 Watt－Ⅱ型六杆取苗机构优化设计所得的参数进行结构设计，建立三维模型如图 10 所示。其中，取苗爪的张开闭合通过凸轮-摆杆-拉线机构实现，Watt－Ⅱ型六杆取苗机构和凸轮机构配合使用，通过拉线摆杆带动拉线驱动推苗杆，实现夹苗和推苗动作。

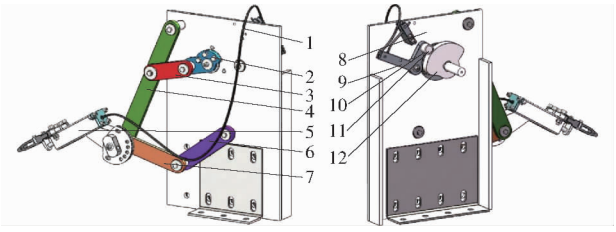

图 10　Watt－Ⅱ型六杆取苗机构三维结构

Fig. 10　Watt－Ⅱ type six-link seedling picking mechanism 3D structure

1. 拉线线管　2. 曲柄 *AB*　3. 连杆 *BC*　4. 摇杆 *DG*　5. 取苗爪　6. 摇杆 *EF*　7. 连杆 *EG*　8. 拉线固定块　9. 摆杆　10. 滚子　11. 滚子销轴　12. 凸轮

为验证 Watt－Ⅱ型六杆取苗机构设计的正确性，将装配好的三维模型导入 ADAMS 软件进行虚拟仿真[27]，运动参数设置为仿真速度为 15 r/min，曲柄沿顺时针旋转。仿真结果如图 11 所示，机构仿真轨迹与理论轨迹基本一致，初步验证了机构设计的正确性。

对取苗爪尖点 *P* 在 *x*（向右为正）和 *y*（向下为正）方向速度进行分析，其速度曲线如图 12 所示。分析取苗爪尖点 *X* 方向速度曲线，在 0 s 左右秧针尖点速度很小，此时取苗爪开始取苗；秧苗取出后，速度先增大后减小，在 2.3 s 时速度减小为 0，此时推苗块将钵苗推出，投入栽植器中；2.3～4 s 处于回程阶段，取苗爪速度增大，沿原轨迹快速返回，接近取苗位置时速度减小，进行下一次取苗。

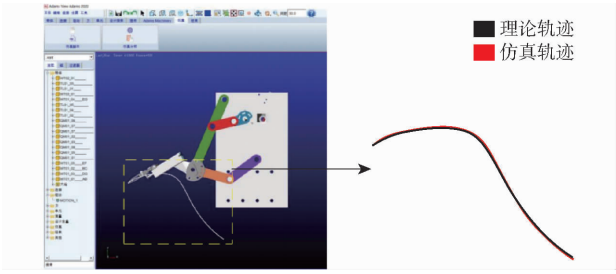

图 11　ADAMS 分析中的取苗仿真轨迹

Fig. 11　Seedling picking simulation trajectory in ADAMS analysis

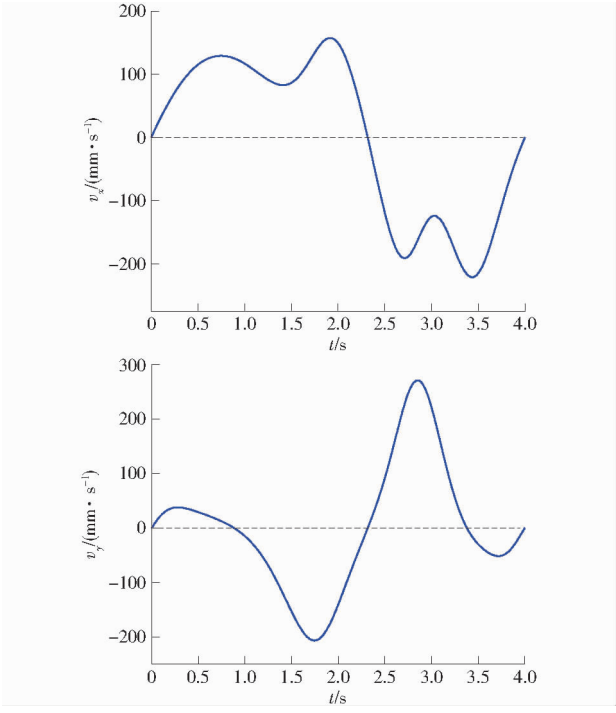

图 12　取苗爪尖点 *P* 速度曲线

Fig. 12　Velocity curves of seedling picking claw tip point *P*

测量秧针尖点 *P* 与水平方向夹角，得到末端姿态转角仿真曲线，如图 13 所示，红色圆点对应的 5 个位姿姿态角，设计的 Watt－Ⅱ型六杆取苗机构在关键位置能够实现对应的姿态角，进一步验证了机构设计的正确性。

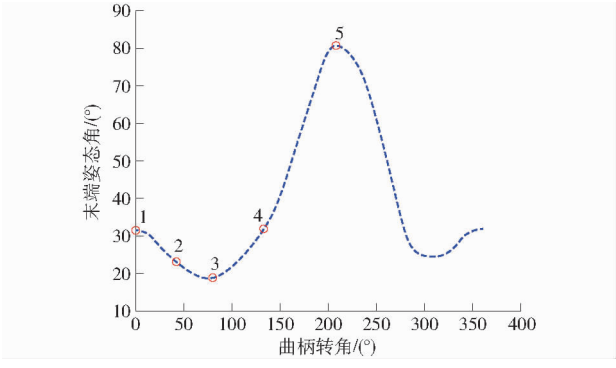

图 13　末端姿态角仿真曲线

Fig. 13　End-effector attitude angle simulation curve

4 样机试验

为进一步验证 Watt－Ⅱ型六杆取苗机构设计的实用性，根据结构设计参数加工制造 Watt－Ⅱ型六杆取苗机构实物样机，并搭建了取苗试验台。将装配好的物理样机安装在试验台上进行空转试验，通过摄像机对机构的运转状态进行图像采集，并利用视频分析软件 Adobe After Effects 对试验视频进行解析，获得取苗机构实际运动轨迹如图 14 所示，与图 11 仿真轨迹对比，两者轨迹形状整体基本一致。

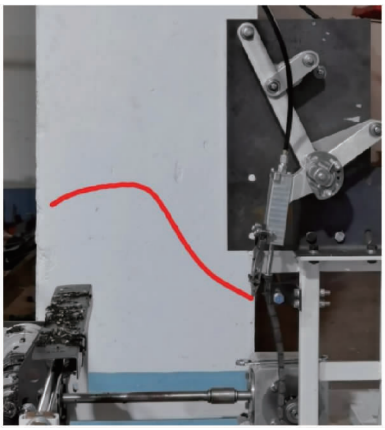

图 14 样机实际运动轨迹

Fig. 14 Actual motion trajectory of prototype

从分析软件截取取苗机构在实际运转过程中的关键位置与姿态图像，图 15a 为取苗机构开始取苗状态，图 15b 为取苗爪进入钵穴最深处完全夹紧钵苗时刻，图 15c 为取苗机构将钵苗全部取出状态，图 15d 为夹持钵苗运苗阶段，图 15e 为取苗机构推苗状态。将样机实际姿态角度与理论设计值（表 1 中 φ）进行对比，结果如表 4 所示。

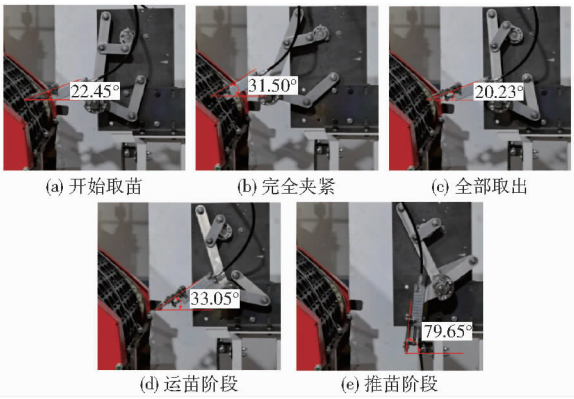

图 15 取苗机构各关键位姿

Fig. 15 Each key pose of seedling picking mechanism

由表 4 可知，取苗机构关键位置姿态角实际值与理论值之间最大误差为 1.35°，误差均值为 0.72°。其中，取苗机构实际所实现姿态角度误差最大出现在运苗阶段，这一阶段取苗爪只需夹持住钵苗，对姿态要求不高，与理论设计分析一致。

表 4 实际与理论姿态角

Tab. 4 Actual and theoretical attitude angles (°)

参数	开始取苗	完全夹紧	全部取出	运苗阶段	推苗阶段
理论值	23.00	31.83	19.44	31.70	80.23
实际值	22.45	31.50	20.23	33.05	79.65
误差	0.55	0.33	0.79	1.35	0.58

为测试所设计取苗机构的实际作业性能，对机构进行取苗试验，试验选用苗龄为 30 d 左右的小青菜钵苗，使用 3 盘秧苗共 384 株进行试验，以取投苗成功率为评价指标，计算式为

$$\sigma_q = \frac{p_{all} - p_{miss}}{p_{all}} \times 100\% \tag{13}$$

式中 σ_q——取苗成功率，%

p_{all}——穴盘苗数，株

p_{miss}——未取出数，株

试验电机转速为 45 r/min（取苗频率 45 株/（min·行）），图 16 为取苗机构在实际取苗作业各关键位置的作业姿态（与图 15 各关键位姿对应）。试验结果如表 5 所示，由表 5 可知，所设计的 Watt－Ⅱ型六杆取苗机构对 3 盘秧苗取苗成功率不小于 91.4%，平均取苗成功率为 93.5%，满足自动取苗机构设计要求。

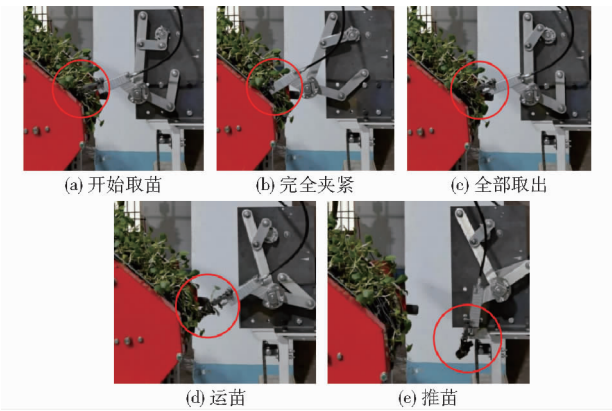

图 16 实际取苗作业关键位姿

Fig. 16 Key poses of actual seedling picking operation

表 5 试验结果

Tab. 5 Test results

序号	穴盘苗数/株	未取出数/株	取出数/株	取苗成功率/%
1	128	8	120	93.8
2	128	11	117	91.4
3	128	6	122	95.3
平均值	128	8.3	119.7	93.5

综上所述，所设计的取苗机构实际运动轨迹与理论轨迹一致，关键位置坐标及姿态角均与设计值基本吻合，虽有误差，但符合预期设计目标及要求。偏差主要源于物理样机加工装配误差、试验台架振动及测量误差。

实际取苗试验中，机构在各关键节点动作良好，无干涉进入钵穴，实际取苗深度为 33.7 mm，夹紧秧苗取出，最终准确投放至指定推苗位置。综上，样机试验表明所设计机构满足叶菜钵苗自动移栽的轨迹及姿态要求，验证了 Watt－Ⅱ型六杆取苗机构理论设计的正确性。

5　结论

（1）针对连杆-滑道式取苗机构滑道易磨损问题，设计了一种满足蔬菜钵苗自动移栽轨迹要求的 Watt－Ⅱ型六杆取苗机构，采用全铰链式多连杆结构避免滑道磨损。

（2）将 Watt－Ⅱ 型六杆机构视为双摇杆与曲柄摇杆机构的组合，依据理想轨迹与姿态，基于杆副约束运动综合方程及给定行程速比系数，完成 Watt－Ⅱ 型六杆取苗机构参数设计。

（3）对 Watt－Ⅱ 型六杆取苗机构进行结构设计与虚拟仿真，样机实际、仿真及理论轨迹一致性良好，验证了机构设计的合理性。

（4）搭建物理样机开展取苗试验，Watt－Ⅱ型六杆取苗机构取苗成功率不小于 91.4%，平均取苗成功率为 93.5%，满足自动取苗机构设计要求。

参　考　文　献

[1] 俞高红，王磊，孙良，等. 大田机械化移栽技术与装备研究进展[J]. 农业机械学报，2022，53(9)：1－20.
YU Gaohong，WANG Lei，SUN Liang，et al. Advancement of mechanized transplanting technology and equipments for field crops[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2022，53(9)：1－20.（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] 周海燕，杨炳南，颜华，等. 旱作移栽机械产业发展现状及展望[J]. 农业工程，2015，5(1)：12－13，16.
ZHOU Haiyan，YANG Bingnan，YAN Hua，et al. Status quo and development prospects of dry land transplanting machine industry[J]. Agricultural Engineering，2015，5(1)：12－13，16.（in Chinese）

[4] 吕志军，单伊尹，王杰，等. 蔬菜移栽装备研究现状和钵苗移栽装备展望[J]. 中国农机化学报，2017，38(11)：30－34.
LÜ Zhijun，SHAN Yiyin，WANG Jie，et al. Research progress of vegetable transplanting machine and prospects of seedling-picking machinery of transplanter[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization，2017，38(11)：30－34.（in Chinese）

[5] 张妮，张国忠，王姣，等. 旱地作物机械化移栽关键技术研究现状与发展趋势[J]. 中国农机化学报，2022，43(8)：22－31.
ZHANG Ni，ZHANG Guozhong，WANG Jiao，et al. Research status and development trend of upland crops mechanized transplanting key technologies[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization，2022，43(8)：22－31.（in Chinese）

[6] JIN Xin，LI Shujun，YANG Xuejun，et al. Developments in research on seedling auto-picking device of vegetable transplanter[J]. Applied Mechanics and Materials，2013，364：375－379.

[7] TSUGA K. Development of fully automatic vegetable transplanter[J]. Japan Agricultural Research Quarterly，2000，34(1)：21－28.

[8] RASOOL K，ISLAM M N，ALI M，et al. Onion transplanting mechanisms：a review[J]. Precis. Agric. Sci. Technol.，2020，2(4)：195－208.

[9] 崔巍，方宪法，赵亮，等. 齿轮-五杆取苗装置机构优化与试验验证[J]. 农业机械学报，2013，44(8)：74－77.
CUI Wei，FANG Xianfa，ZHAO Liang，et al. Structural optimization and experimental verification of geared five-bar linkage seedling pick up device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2013，44(8)：74－77.（in Chinese）

[10] 徐丽明，张铁中，史志清. 玉米自动移栽机取苗机构的设计[J]. 中国农业大学学报，2000，5(4)：58－60.
XU Liming，ZHANG Tiezhong，SHI Zhiqing. Design on the picking seedling machinery in the maize auto-transplanter[J]. Journal of China Agricultural University，2000，5(4)：58－60.（in Chinese）

[11] 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)：32－39.
YU Gaohong，CHEN Zhiwei，ZHAO Yun，et al. Study on vegetable plug seedling pick-up mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear[J]. Journal of Mechanical Engineering，2012，48(13)：32－39.（in Chinese）

[12] YU Y，LIU J，YE B，et al. Design and experimental research on seedling pick-up mechanism of planetary gear train with combined non-circular gear transmission[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering，2019，32(1)：1－13.

[13] 俞高红，俞腾飞，叶秉良，等. 一种旋转式穴盘苗取苗机构的设计[J]. 机械工程学报，2015，51(7)：67－76.
YU Gaohong，YU Tengfei，YE Bingliang，et al. Design of a rotary plug seedling pick-up mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering，2015，51(7)：67－76.（in Chinese）

[14] TONG Z，YU G，ZHAO X，et al. Design of vegetable pot seedling pick-up mechanism with planetary gear train[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering，2020，33(1)：1－11.

[15] CHOI W C，KIM D C，RYU I H，et al. Development of a seedling pick-up device for vegetable transplanters[J]. Transactions of the ASAE，2002，45(1)：13－19.

（下转第 223 页）

[22] 袁泓磊,李尚平.基于深度置信网络甘蔗转运车状态识别[J].甘蔗糖业,2021,50(2):61－71.
YUAN Honglei, LI Shangping. Sugarcane transport vehicle state recognition based on deep belief network[J]. Sugarcane & Sugar Industry, 2021, 50(2):61－71. (in Chinese)
[23] 袁泓磊.丘陵地区甘蔗转运车状态识别方法研究[D].南宁:广西民族大学,2021.
YUAN Honglei. Research on state recognition methods of sugarcane transport vehicles in hilly areas[D]. Nanning: Guangxi University for Nationalities, 2021. (in Chinese)
[24] 张昊,李擎.微型货车高速转弯的改进模型预测防侧翻控制[J].科学技术与工程,2023,23(19):8264－8272.
ZHANG Hao, LI Qing. Improved model predictive anti-rollover control of micro trucks during high-speed turning[J]. Science Technology and Engineering, 2023, 23(19):8264－8272. (in Chinese)
[25] 张建良,韩涛,季瑞松.基于 CNN－BiLSTM－Transformer 的舰船中压直流全电推进系统诊断设计[J].试验技术与管理,2025,42(1):11－18.
ZHANG Jianliang, HAN Tao, JI Ruisong. Diagnostic design of medium-voltage DC full electric propulsion system for ships based on CNN－BiLSTM－Transformer[J]. Experimental Technology and Management, 2025, 42(1):11－18. (in Chinese)
[26] 李尚平,韦雨彤,任泓宇,等.丘陵地区履带式甘蔗收获机横向调平系统设计与试验[J].农业机械学报,2025,56(6):374－385.
LI Shangping, WEI Yutong, REN Hongyu, et al. Design and test of transverse leveling system for crawler sugarcane harvester in hilly areas[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(6):374－385. (in Chinese)

(上接第 179 页)

[16] HAN L H, MAO H P, HU J P, et al. Development of a riding-type fully automatic transplanter for vegetable plug seedlings [J]. Spanish Journal of Agricultural Research, 2019, 17(3): e0205.
[17] 袁挺, 张宇, 尹金亮, 等. 蔬菜移栽机曲柄摇杆-导轨组合式取投苗装置研究[J]. 农业机械学报, 2022, 53(12):116－125.
YUAN Ting, ZHANG Yu, YIN Jinliang, et al. Study on seedling taking and throwing device based on combined struture of crank rocker and guide rail for vegetable transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(12):116－125. (in Chinese)
[18] 辛亮, 王明成, 孙国玉, 等. 番茄钵苗移栽探出式取钵机构设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(3):96－105.
XIN Liang, WANG Mingcheng, SUN Guoyu, et al. Design and experiment of extensible type of picking seedling pot mechanism for tomato pot seedling transplanting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(3):96－105. (in Chinese)
[19] 王磊, 方子辰, 王振涛, 等. 不等速行星轮系机构混合多位姿综合方法及应用[J]. 中国机械工程, 2024, 35(12): 2211－2220.
WANG Lei, FANG Zichen, WANG Zhentao, et al. Mixed multi pose synthesis method and applications of unequal velocity planetary gear trains[J]. China Mechanical Engineering, 2024, 35(12): 2211－2220. (in Chinese)
[20] 王磊, 吴启帅, 俞高红, 等. 小株距非圆齿轮行星轮系植苗机构设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(11):294－305.
WANG Lei, WU Qishuai, YU Gaohong, et al. Design and experiment of small plant-spacing non-circular planetary gear train planting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(11): 294－305. (in Chinese)
[21] 俞高红, 赵钧, 单杭琦, 等. 蔬菜钵苗自动移栽机纵向送盘机构设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(11):285－293.
YU Gaohong, ZHAO Jun, SHAN Hangqi, et al. Design and experiment of longitudinal feeding mechanism of vegetable pot seedling automatic transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(11):285－293. (in Chinese)
[22] SOH G S, MCCARTHY J M. The synthesis of six-bar linkages as constrained planar 3R chains[J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(2): 160－170.
[23] WANG L, SUN L, YU G H, et al. Approximate motion generation of an epicyclic gear train with noncircular gears based on optimization-homotopy algorithm[J]. Journal of Mechanisms and Robotics-Transactions of the ASME, 2023, 15(4):041002.
[24] YUN Guan, JAN V. PHClab: a MATLAB/octave interface to PHCpack[M]. New York: Springer, 2008.
[25] 冯立艳, 耿浩, 关铁成, 等. 按 K 和 φ 设计传力性能最佳曲柄摇杆机构的新方法[J]. 机械设计, 2019, 36(8):101－104.
FENG Liyan, GENG Hao, GUAN Tiecheng, et al. New design method for the crank-rocker mechanism with the best force-transmitting performance according to K and φ[J]. Journal of Machine Design, 2019, 36(8):101－104. (in Chinese)
[26] 孙适阔, 吕宁, 许津阁, 等. 一种按行程速比系数设计连杆机构的 MATLAB 实现方法[J]. 电子测试, 2021(9):57－58.
SUN Shikuo, LÜ Ning, XU Jin'ge, et al. A MATLAB realization method of connecting rod mechanism design according to the stroke speed ratio coefficient[J]. Electronic Test, 2021(9):57－58. (in Chinese)
[27] 李增刚, 李保国. ADAMS 入门详解与实例[M]. 北京:清华大学出版社, 2021.