



芹菜收获机切割机构的设计及性能分析

杜成成^a,林致闻^a,王锡玮^a,王伟伟^a,叶秉良^{a,b}

(浙江理工大学,a.机械工程学院;b.浙江省种植装备技术重点实验室,杭州 310018)

摘要: 针对中国南方芹菜收获机械缺乏以及人工作业效率低、成本高等问题,在研究芹菜根部的机械物理特性基础上,结合芹菜种植农艺要求,提出了一种手扶式芹菜收获机用直动平底推杆凸轮式双动刀往复切割机构。采用几何方法和动态静力分析法对切割机构进行运动学和动力学分析,建立以凸轮转动中心的受力方差为评价指标的优化设计模型,并运用遗传算法对切割机构参数进行优化。通过切割机构虚拟样机进行仿真验证,并研制芹菜收获机样机,进行工作性能测试试验。试验结果显示:芹菜切割成功率为82%,验证了切割机构设计的可行性,表明该机器在南方芹菜的收获作业中具有较高应用价值。该研究可为芹菜收获机切割机构的研发提供理论和试验依据。

关键词: 芹菜收获机;切割机构;凸轮;运动学分析;动力学分析

中图分类号: S225.91

文献标志码: A

文章编号: 1673-3851(2023)07-0533-08

引文格式:杜成成,林致闻,王锡玮,等. 芹菜收获机切割机构的设计及性能分析[J]. 浙江理工大学学报(自然科学),2023,49(4):533-540.

Reference Format: DU Chengcheng, LIN Zhiwen, WANG Xiwei, et al. Design and performance analysis of the cutting mechanism of celery harvesters[J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech University,2023,49(4):533-540.

Design and performance analysis of the cutting mechanism of celery harvesters

DU Chengcheng^a, LIN Zhiwen^a, WANG Xiwei^a, WANG Weiwei^a, YE Bingliang^{a,b}

(a.School of Mechanical Engineering; b.Key laboratory of Transplanting Equipment and Technology of Zhejiang Province, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In response to the lack of celery harvesting machinery, as well as low labor efficiency and high cost in the artificial harvesting in southern China, a cam-style double-knife reciprocating cutting mechanism with a straight moving flat bottom push rod for walking celery harvesters was proposed based on the study of the physical and mechanical characteristics of celery roots and combined with the agronomic requirements of celery planting. The kinematics and dynamics of the cutting mechanism were analyzed by using the geometric method and the dynamic static analysis method. The optimization design models of the cutting mechanism were established with the force variance of cam rotation center as the evaluation index. The parameters of the cutting mechanism were optimized by genetic algorithm. The simulation verification was conducted by virtual prototype of the cutting mechanism, and a celery harvester prototype was developed for working performance tests. The test results show that the success rate of celery cutting is 82%, verifying the feasibility of the cutting mechanism design and showing high application value in the harvesting operation of celery in southern China. The research can provide theoretical and experimental

收稿日期: 2023-03-23 网络出版日期: 2023-06-07

基金项目: 国家自然科学基金项目(32171899)

作者简介: 杜成成(1998—),男,浙江东阳人,硕士研究生,主要从事农业机械设计方面的研究。

通信作者: 叶秉良, E-mail: zist_ybl@zstu.edu.cn

basis for the cutting mechanism development of celery harvesters.

Key words: celery harvester; cutting mechanism; cam; kinematics analysis; dynamics analysis

0 引言

芹菜种植产业是中国蔬菜产业重要的组成部分,对发展中国农村经济、促进乡村共富具有重要的促进作用。中国芹菜种植面积常年保持在 55 万 hm^2 左右,总产量约 2000 万 $\text{t}^{[1]}$;2021 年中国芹菜出口总量高达 2.42 万 t ,总金额达 1.41 亿元人民币^①。目前芹菜收获主要以人工收获为主,但人工作业劳动强度高、效率低,导致芹菜生产成本上升,阻碍芹菜种植产业发展^[2-3]。芹菜收获机械可以解决人工作业的弊端,因此研发芹菜收获机械是一项紧迫的课题。

切割机构是芹菜收获机械的核心机构。目前,国内外对叶菜类蔬菜收获机及其切割机构进行了许多研究,有些机器已应用于实际收获作业。Shin 等^[4]设计了自走式玉米收获机,采用盘式平面割刀,切割效率高,但切割范围与圆盘的直径相关,通常需要并联多个盘式平面割刀,导致机构结构复杂。伍渊远等^[5]设计了一种三行温室芹菜收获机,采用往复式切割机构为结构简单的偏置曲柄块机构,但传动效率较低。张贝贝等^[6]设计的油菜循环链式切割器工作时振动小,但不适合入土切割,因此不适合用于芹菜收割。由于中国芹菜品种众多,各个品种的机械物理特性和种植农艺不同,如根茎粗壮程度、畦宽和定植株行距等^[7-9],目前在实际生产中还没有适

合南方芹菜收获作业的机器。

本文研究了芹菜的机械物理特性和种植农艺,在此基础上提出了一种适用于手扶式芹菜收获机的直动平底推杆凸轮式双动刀往复切割机构。开展切割机构运动学和动力学建模,分析其运动特性,并应用遗传算法对切割机构参数进行优化;通过切割机构虚拟仿真得到其运动特性仿真曲线,通过理论曲线和仿真曲线的比较和分析验证机构运动学和动力学模型及机构设计的正确性。开展机构样机切割性能测试试验,得到芹菜切割成功率和分析切割效果验证机构的应用可行性。本文设计了芹菜收获机的切割机构,以促进芹菜收获机械的研发工作,为芹菜收获机的实际应用提供依据。

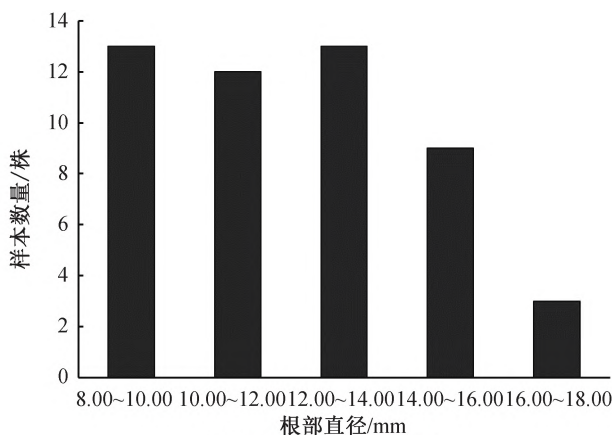
1 切割机构的方案设计

1.1 芹菜根部的机械物理特性

芹菜根部直径和割刀切割力是芹菜收获机切割机构设计的重要参数,因此需要测量统计芹菜根部直径并开展根部切割力测试试验^[10-14]。本文选取杭州市种植的津南实芹一号芹菜为试验对象,样本 50 株,芹菜样本照片如图 1(a)所示。采用游标卡尺对芹菜样本根部的直径进行测量,芹菜根部直径分布直方图如图 1(b)所示。芹菜根部直径范围为 8.29~17.71 mm,主要集中在 8.00~14.00 mm,平均直径为 12.32 mm。



(a) 芹菜样本照片



(b) 根部直径分布直方图

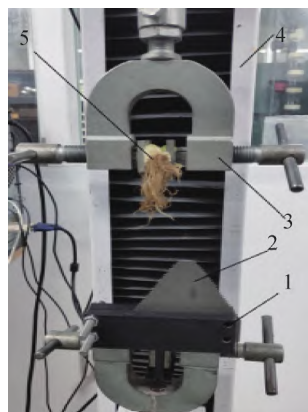
图 1 芹菜样本照片及根部直径分布直方图

采用 LDW-1 万能材料试验机进行芹菜根部切割力试验,切割力试验平台照片如图 2 所示。选

取 10 株根部直径不同的芹菜样本进行测试并作记录。试验时,先用夹具夹紧芹菜,割刀上升的速度为

^① 数据来源于海关总署官方网站:<http://stats.customs.gov.cn/>。

10 mm/s。切割部位为芹菜根茎结合点下方10 mm处的根部,记录切断根部所需的切割力值,切割力统计见表1。由表1可知,芹菜根部的直径越大,所需切割力越大,最大切割力为29.40 N。



1. 夹具;2. 割刀;3. 压块;4. 万能材料试验机;5. 芹菜根部

图2 切割力试验平台照片

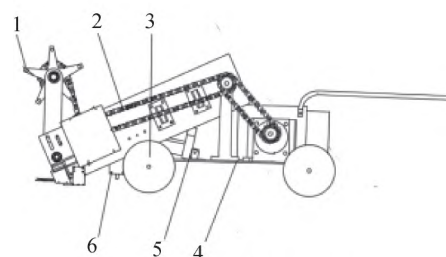
表1 芹菜根部切割力统计

根部直径/mm	切割力/N
8.72	16.40
9.29	18.30
9.78	19.20
11.26	22.40
12.87	24.70
13.24	25.60
13.89	26.10
14.57	26.90
15.45	27.80
16.12	29.40

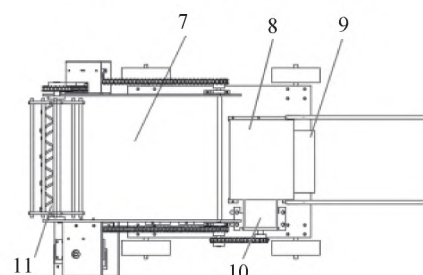
1.2 芹菜收获机的整体结构

中国南方芹菜的种植农艺要求:温室大棚的畦宽为1000~1200 mm,芹菜定植株行距为90 mm。根据该种植农艺要求,本文提出了一种四行手扶式芹菜收获机。该机器的装置示意图如图3所示,主要由拨禾轮1、传动系统2、车轮3、车架4、电动推杆5、行程开关6、输送带7、收集箱8、控制箱9、电机10、切割机构11组成。

在芹菜收获作业时,首先启动电机10,同时按下控制箱9的启动按钮,电动推杆5开始回缩,割台高度随之下降,当行程开关6接触到地面,电动推杆停止运动,此时切割机构11到达土下切割工作位置;然后人工推动芹菜收获机前进,当切割机构11对芹菜根部进行切割后,拨禾轮1把芹菜压向输送带7上,再通过输送带7运送到收集箱8,完成收获作业。



(a) 芹菜收获机整体结构主视图



(b) 芹菜收获机整体结构俯视图

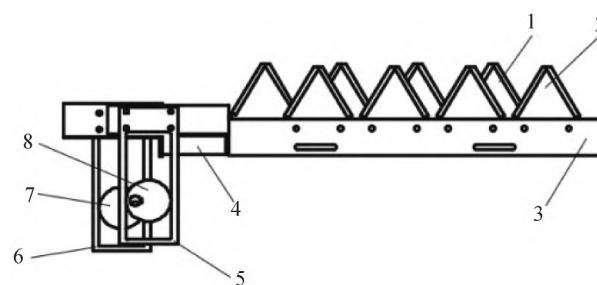
1. 拨禾轮;2. 传动系统;3. 车轮;4. 车架;5. 电动推杆;6. 行程开关;

7. 输送带;8. 收集箱;9. 控制箱;10. 电机;11. 切割机构

图3 芹菜收获机整体结构示意图

1.3 切割机构的结构和工作原理

芹菜收获机采用直动平底推杆凸轮式双动刀往复切割机构,由下刀片1、上刀片2、上刀杆3、下刀杆4、上边框5、下边框6、下凸轮7、上凸轮8部件组成。为实现4行芹菜收获作业,下刀片与上刀片的最大距离应不小于4倍的芹菜定植株行距,因此上下刀杆分别布置4个刀片,刀片间隔为90 mm。切割机构结构示意图如图4所示。



1. 下刀片;2. 上刀片;3. 上刀杆;4. 下刀杆;5. 上边框;

6. 下边框;7. 下凸轮;8. 上凸轮

图4 切割机构结构示意图

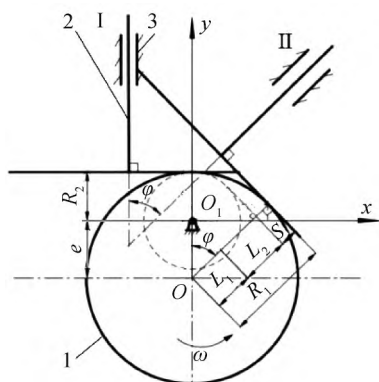
收获机电动力经由齿轮和链传动将动力传递到切割机构的偏心凸轮轴,再传给双凸轮。上凸轮8作用于上边框5,带动上刀杆3和上刀片2作往复移动运动;下凸轮7作用于下边框6,带动下刀杆4和下刀片2作往复移动运动。上凸轮7和下凸轮8的相位差为180°,因此,在任意时刻两动刀的移动方向是相反的,从而完成芹菜切割作业。

2 切割机构运动学和动力学分析

芹菜切割机构要入土切断芹菜根部,必须满足一定的运动和动力要求。因此,本文对切割机构进行运动学和动力学分析,建立其运动学和动力学模型,为后续机构优化设计提供依据。

2.1 切割机构运动学分析

切割机构为直动平底推杆凸轮机构,其运动示意图如图 5 所示。采用反转法对切割机构进行运动学分析。偏心圆凸轮 1 以等角速度 ω 逆时针转动,推杆 2(即割刀)的初始位置是 I; 凸轮反转角度 φ 时,割刀处于位置 II。



1. 偏心圆凸轮; 2. 推杆; 3. 机架

图 5 切割机构运动示意图

分析图 5 中构件运动位置关系可知,

$$\begin{cases} e/\sin 90^\circ = L_1/\sin(90^\circ - \varphi), \\ L_1 + L_2 + S = R_1, \\ L_2 = R_2 \end{cases} \quad (1)$$

其中: e 为凸轮的偏心距, mm; φ 为凸轮的转角, $^\circ$; L_1 为 OC 的长度, mm; L_2 为 CD 的长度, mm; S 为割刀的位移, mm; R_1 为凸轮的半径, mm; R_2

为基圆的半径, mm。

割刀的位移为

$$S = R_1 - R_2 - e \cos \varphi \quad (2)$$

对式(2)求导,得到割刀速度

$$v = e\omega \sin \varphi \quad (3)$$

其中: v 为割刀的速度, mm/s; ω 为凸轮的角速度, $(^\circ)/s$ 。

对式(3)求导,得到割刀加速度

$$a = e\omega^2 \cos \varphi \quad (4)$$

其中: a 为割刀的加速度, mm/s²。

2.2 切割机构动力学分析

应用动态静力分析法对芹菜切割机构进行动力学分析,建立机构动力学模型。切割机构受力分析如图 6 所示。

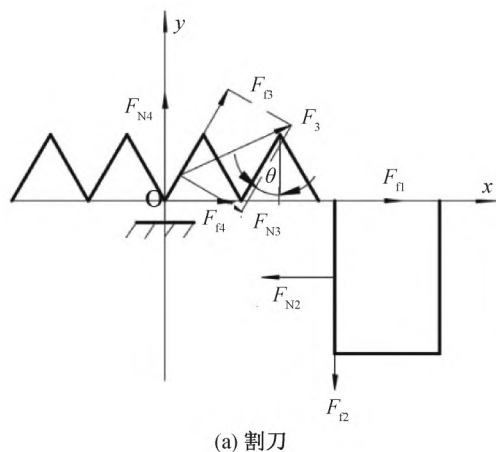
以割刀为研究对象,动力学平衡方程为

$$\begin{cases} F_{f1} - F_{N2} - 4F_{N3} \cos \theta + 4F_{f3} \sin \theta + \\ F_{f4} - m_1 a = 0, \\ F_{f2} + 4F_{N3} \sin \theta - 4F_{f3} \cos \theta - F_{N4} = 0, \\ F_{N3}^2 + F_{f3}^2 = F_3^2 \end{cases} \quad (5)$$

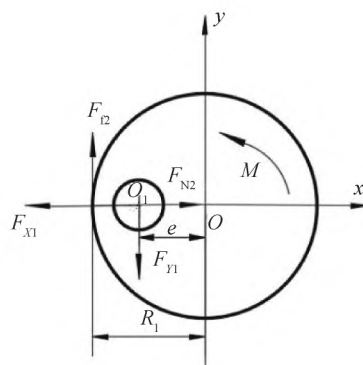
其中: F_{f1} 为地面对割刀的阻力, N; F_{N2} 为凸轮对割刀的支持力, N; F_{N3} 为芹菜对割刀的压力, N; F_{f3} 为芹菜对割刀的摩擦力, N; F_{f4} 为车架对割刀的摩擦力, N; θ 为割刀的切割角, $^\circ$; m_1 为凸轮的质量, kg; F_{f2} 为凸轮对割刀的阻力, N; F_{N4} 为车架对割刀的支持力, N; F_3 为芹菜对割刀的反力, N。

以凸轮为研究对象,动力学平衡方程为

$$\begin{cases} \sum F_x = F_{N2} - F_{X1} = 0, \\ \sum F_y = F_{f2} - F_{Y1} = 0, \\ \sum M_{O1} = M - F_{f2}(e - \cos \varphi) = 0 \end{cases} \quad (6)$$



(a) 割刀



(b) 凸轮

图 6 切割机构受力分析图

其中: F_{X1} 为凸轮在 O_1 点受到 X 方向的力, N ; F_{Y1} 为凸轮在 O_1 点受到 Y 方向的力, N ; M 为凸轮在 O_1 点受到的力矩, $N \cdot m$ 。

各摩擦力为

$$\begin{cases} F_{f1} = \mu_1 G_1, \\ F_{f2} = \mu_2 F_{N2}, \\ F_{f3} = \mu_3 F_{N3}, \\ F_{f4} = \mu_4 F_{N4} \end{cases} \quad (7)$$

其中: G_1 为割刀的重力, N ; $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$ 分别为割刀和地面的滑动摩擦因素、割刀和凸轮的滑动摩擦因素、割刀和芹菜的滑动摩擦因素、割刀和车架的滑动摩擦因素。

根据文献[15-17]可知, 割刀和土壤的滑动摩擦因素为 0.30~0.65, 钢与软钢的滑动摩擦因素为 0.10~0.20; 动刀片对蔬菜茎秆的摩擦角为 $23^\circ \sim 35^\circ$, 为防止茎秆沿割刀滑移, 切割角要小于等于动刀片对蔬菜茎秆的摩擦角。为保证芹菜能被成功切断切割力要大于 29.40 N。切割机构动力学的有关参数值见表 2。

表 2 切割机构动力学分析有关参数值

参数	参数值	参数	参数值
μ_1	0.60	μ_2	0.20
μ_3	0.57	μ_4	0.20
m_1/kg	1.20	G_1/N	12
$\theta/^\circ$	30	F_3/N	32

根据式(5)~(7)和表 2 数据可以求得

$$\begin{cases} F_{X1} = F_{N2} = 140.83 + 1.25R_1\omega^2\cos\varphi, \\ F_{Y1} = 28.166 + 0.25R_1\omega^2\cos\varphi, \\ M = (28.166 + 0.25R_1\omega^2\cos\varphi)(R_1 - e\cos\varphi) \end{cases} \quad (8)$$

3 切割机构的优化设计

根据切割机构的运动学和动力学分析建立切割机构优化设计模型, 并应用 Matlab 2019b 中遗传算法工具箱和 GUI 开发平台, 对切割机构参数进行优化与分析^[18-20]。

3.1 优化设计模型及约束条件

凸轮受力波动越小, 机构运行就越平稳、使用寿命就越长。因此, 将凸轮机构运转一周其转动中心受力的方差值 F_e 最小作为目标函数, 即

$$\min F_e = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (F_{Ri} - \overline{F_R})^2 \quad (9)$$

其中: $F_{Ri}(\varphi) = \sqrt{F_{Xi}^2(\varphi) + F_{Yi}^2(\varphi)}$, 为任意位置凸

轮转动中心受力, N ; $\overline{F_R} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_{Ri}$, 为凸轮机构运转一周其转动中心受力的平均值, N 。

根据切割机构的运动学和动力学模型, 取偏心圆凸轮的半径 R_1 和偏心距 e 为优化设计变量; 为便于凸轮制造加工, 两个参数取值均为整数。

根据切割机构的设计要求, 确定以下约束条件:

a) 割刀行程大于芹菜根部的最大直径。由于芹菜根部存在根须, 芹菜根部最大直径约为 17 mm, 且割刀行程不超过芹菜根部直径的 1.50 倍, 故可得

$$17.00 \leq 2e \leq 25.50 \quad (10)$$

b) 凸轮通过键与凸轮轴连接, 凸轮基圆直径应大于或等于凸轮轴直径的 1.60~2.00 倍, 即:

$$\begin{cases} R_2 = R_1 - e, \\ 0.8d \leq R_2 \leq d \end{cases} \quad (11)$$

其中: d 为凸轮轴半径, 本文取为 8 mm。则有

$$6.40 \leq R_1 - e \leq 8.00 \quad (12)$$

3.2 优化结果与分析

本文应用 Matlab 2019b 的遗传算法工具箱对机构参数进行优化。以上文运动学和动力学分析为基础建立凸轮半径 R_1 、偏心距 e 和目标函数的关系方程, 使用 Matlab 2019b 软件编写目标函数关系方程。将建立的目标函数 m 文件导入 Matlab 2019b 应用程序的优化界面, 根据式(10)和式(12)添加约束条件后运行遗传算法, 得到参数优化结果。再将最优解参数输入优化软件交互界面的参数输入区, 得到切割机构的运动特性^[21-25]。

遗传算法迭代了 74 次后得到最优解: $R_1 = 19 \text{ mm}$, $e = 12 \text{ mm}$ 。将最优解参数输入优化软件交互界面的参数输入区, 得到切割机构割刀的位移、速度和加速度变化曲线图, 以及凸轮受力变化曲线, 分别如图 7 和图 8 所示。

从图 7(a)可知, 割刀的最大位移为 24.00 mm, 符合设计要求。从割刀的速度曲线可知, 割刀的最大速度为 0.23 m/s 左右。从割刀的加速度曲线可知, 割刀的最大加速度以及最小加速度在凸轮机构的极限位置, 最大加速度约为 4.80 m/s²。由于加速度曲线连续, 机构不会产生冲击。

从图 8(a)可知, 凸轮转动中心 X 方向受力最大值约为 149.10 N, 最小值约为 132.50 N; 从图 8(b)可知, 凸轮转动中心 Y 方向受力最大值约为 29.90 N, 最小值约为 26.50 N。从图 8(c)可知, 凸轮轴所受力矩最大值约为 0.83 N·m, 最小值约为 0.24 N·m。

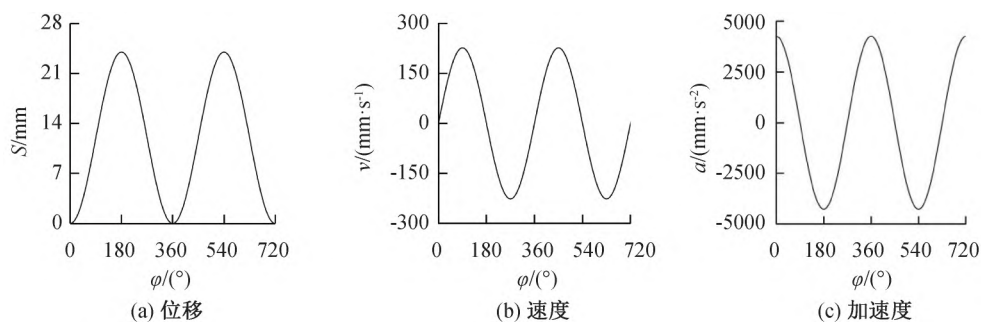


图 7 割刀位移、速度和加速度曲线

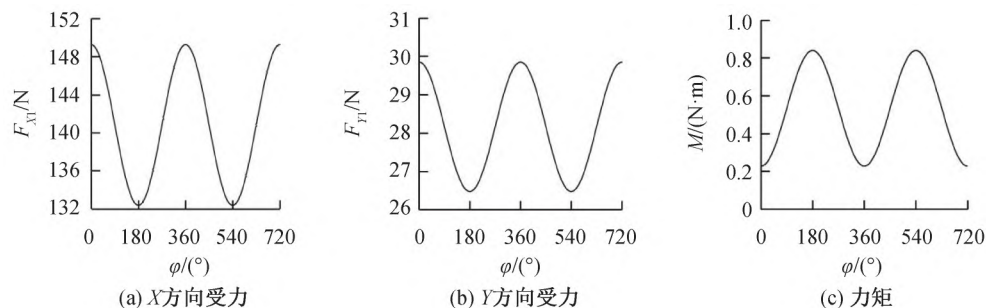


图 8 不同角位移下凸轮受力变化曲线

4 切割机构仿真分析

根据优化切割机构优化后的参数完成机构结构设计,应用 Solidworks 2018 建立了切割机构的三维实体模型,并导入 Adams 中,添加各个零件间的相应约束和作用力,建立切割机构运动学和动力学仿真模型,对机构的运动学和动力学特性进行仿真分析,机构虚拟样机仿真界面如图 9 所示。

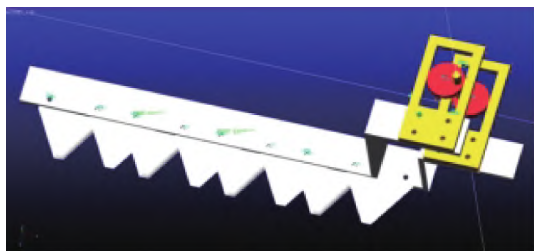


图 9 机构虚拟样机仿真界面

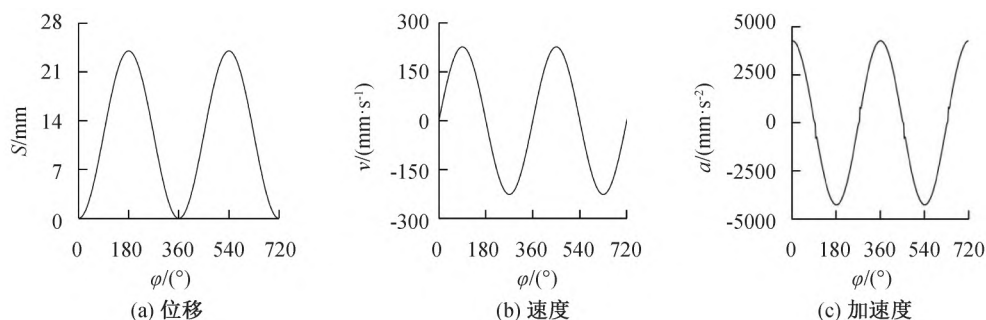


图 10 切割机构运动学仿真曲线

通过 Adams 软件进行切割机构的运动学和动力学仿真分析,得到割刀的位移、速度、加速度变化曲线,如图 10 所示;凸轮转动中心 X 方向和 Y 方向的受力变化曲线和力矩变化曲线如图 11 所示。

由切割机构运动学和动力学仿真结果可知:割刀最大位移、速度和加速度值分别约为 24.00 mm、0.23 m/s 和 4.80 m/s²;凸轮转动中心 X 方向和 Y 方向的最大受力分别约为 149.10 N 和 29.90 N,凸轮轴所受力矩最大值约为 0.83 N·m。

通过比较理论计算和仿真分析的结果可以发现,两种方法所得到的运动学和动力学曲线的幅值大小、曲线形状都基本一致,这表明切割机构运动学和动力学模型及优化设计结果是正确的。

5 样机切割性能试验

制造加工出芹菜收获机零件并装配样机,样机

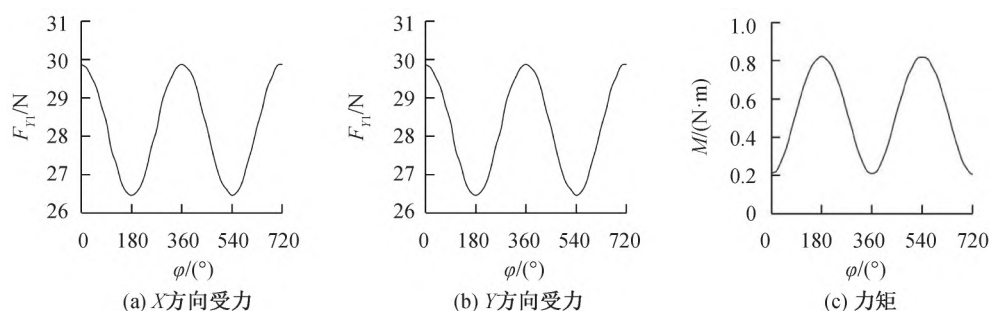


图11 切割机构动力学仿真曲线

照片如图12所示。开展样机芹菜切割性能试验。通过实验室土垄试验模拟田间作业,土垄长、宽、高分别为500、300、60 mm,试验本芹50株,高度约为400 mm,行距为100 mm,株距为90 mm,种植深度约为50 mm,试验土垄与芹菜照片如图13所示。



图12 芹菜收获机样机照片



图13 试验土垄与芹菜照片

在切割性能测试试验时,先启动电源,调整割刀位置至土下10 mm,再推着收获机样机以0.32 m/s左右的速度前进。切割完成之后,通过观察芹菜根部切割情况分析切割性能。

试验结果表明,芹菜切割成功率为82%。筛选出两种切割效果具有代表性的芹菜,切割效果相对较好的芹菜照片如图14(a)所示,芹菜根茎结合处被成功切断且其茎秆无切散现象。切割效果较差的芹菜照片如图14(b)所示,芹菜的茎秆被切散或者芹菜根部未被切断。由试验结果可知,切割机构能够较好地切断芹菜。但由于芹菜是种在试验土垄而

非田间,根系附着力不够,造成芹菜根部未切断;另外,芹菜种植深度不够标准,存在茎秆进入土下的情况,切割时切到茎秆而非根部,造成芹菜茎秆分散。



(a) 效果较好

(b) 效果较差

图14 切割完成后的芹菜照片

6 结论

本文为实现南方芹菜机械化收获作业,基于南方芹菜的机械物理特性和种植农艺的研究,提出了一种手扶式芹菜收获机的直动平底推杆凸轮式双动刀往复切割机构。通过开展切割机构的运动学和动力学建模与分析、参数优化、虚拟仿真和样机试验等研究工作,得到的主要结论:影响切割机构割刀的位移和凸轮转动中心受力的主要机构参数是偏心圆凸轮的半径和偏心距;通过机构优化设计确定偏心圆凸轮的半径为19 mm、偏心距为12 mm,割刀位移能够满足芹菜收获作业要求,且凸轮转动中心受力的方差最小,机构运转平稳性好。通过切割机构虚拟样机仿真,验证了机构理论模型和设计的正确性。当芹菜收获机样机以0.32 m/s速度前进时,芹菜切割成功率为82%,这表明所提出的切割机构具有应用于芹菜收获机的可行性。本文可为芹菜收获机切割机构的研发提供理论和试验依据,从而推动芹菜收获机械的研发工作,提升芹菜机械化收获水平。

参考文献:

[1] 杨玥,冯顾城,李忻烨,等.芹菜产品“互联网+”销售模式

- [J].长江蔬菜,2020(20):24-27.
- [2] 李蜀予,王艳梅,张清林.牵引式芹菜自动收获机的研究设计[J].农业技术与装备,2020(11):35-36.
- [3] 王伟,吕晓兰,王士林,等.茎叶类蔬菜机械化收获技术研究现状与发展[J].中国农业大学学报,2021,26(4):117-127.
- [4] Shin C S, Yun T Y, Choi H, et al. Experimental study on the structural safety of the corn harvester attached to a tractor [J]. The Korean Society of Manufacturing Process Engineers, 2020, 19(2): 24-29.
- [5] 伍渊远.温室芹菜收获机的设计[D].银川:宁夏大学,2018:15-16.
- [6] 张贝贝,罗海峰,肖霄,等.油菜循环链式切割器的设计与试验[J].湖南农业大学学报(自然科学版),2019,45(4):440-443.
- [7] 黄凯美,赵捷,颜韶兵,等.杭州秋冬季芹菜品种筛选试验[J].浙江农业科学,2019,60(9):1561-1562.
- [8] 汪李平.长江流域塑料大棚芹菜栽培技术:上[J].长江蔬菜,2018(22):15-20.
- [9] 贾丽丽,沈迪,陈龙正,等.苏南地区秋冬茬移栽芹菜农艺性状的比较与评价[J].上海农业学报,2021,37(1):1-7.
- [10] 姚森,张健飞,肖宏儒,等.4GYZ-1200 甘蓝收获机的设计与试验[J].农机化研究,2021,43(3):52-57.
- [11] 张燕青,崔清亮,郭玉明,等.谷子茎秆切割力学特性试验与分析[J].农业机械学报,2019,50(4):146-155.
- [12] Song S Y, Zhou H P, Xu L Y, et al. Cutting mechanical properties of sisal leaves under rotary impact cutting [J]. Industrial Crops and Products, 2022, 182: 114856.
- [13] 李天华,孟志伟,丁贺贺,等.甘蓝切根作业力学分析与参数优化[J].农业工程学报,2020,36(7):63-72.
- [14] 王伟伟.芹菜收获机的设计与试验研究[D].杭州:浙江理工大学,2021:12-14.
- [15] 施印炎,章永年,汪小昱,等.基于 Pro/E 的茎叶类蔬菜有序收获机设计[J].农机化研究,2017,39(3):139-143.
- [16] 沈亮,杨华,安红宇,等.胡萝卜收获机的设计[J].农机化研究,2015,37(11):71-76.
- [17] 廖庆喜,王乾祥,万星宇,等.自走式油菜薹收获机设计与试验[J].农业机械学报,2023,54(3):126-138.
- [18] 魏天路,杜爽,葛宜元,等.青饲料收获机切碎辊刀具的优化设计及试验[J].中国农业科技导报,2020,22(12):77-87.
- [19] 王佳,李绍波,陈春皓,等.葡萄茎秆切割装置作业参数优化与试验[J].中国农机化学报,2023,44(2):37-45.
- [20] 韩余,宋志禹,陈巧敏,等.弧型往复双动式采茶切割器优化与试验[J].农业工程学报,2022,38(24):35-43.
- [21] 何小晶,孙新城,陈建能,等.双曲柄五杆栽植机构运动学分析[J].浙江理工大学学报(自然科学版),2016,35(2):198-204.
- [22] Ye B L, Zeng G J, Deng B, et al. Design and tests of a rotary plug seedling pick-up mechanism for vegetable automatic transplanter [J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2020, 13(3): 70-78.
- [23] Yu Y X, Liu J K, Ye B L, 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(3): 54-66.
- [24] 施印炎,陈满,汪小昱,等.芦蒿有序收获机切割器动力学仿真与试验[J].农业机械学报,2017,48(2):110-116.
- [25] Tong Z P, Yu G H, 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): 63.

(责任编辑:康 锋)