

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.S2.015

番茄收获机喂入机构运动特性分析与参数优化*

周军平¹ 郝朝会¹ 杨学军¹ 金鑫² 孙星¹ 王锦江¹

(1. 现代农装科技股份有限公司, 北京 100083; 2. 中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 为提高番茄收获机捡拾装置效率,减少果实损伤和堵塞现象,对番茄收获机捡拾机构运动轨迹进行了优化。建立了该机构的运动数学模型,并基于此模型进行了 ADAMS 参数化建模,分析了机构主要参数对运动轨迹的影响。以收获过程中捡拾机构的抖动性和番茄果秧喂入稳定性为目标,进行参数优化分析,获得了一组最优参数组合。在此组合下,该机构具有良好的运动特性,能够满足番茄果秧收获的农艺要求。

关键词: 番茄收获机 割台 捡拾机构 运动特性 参数优化

中图分类号: S223.94 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)S2-0075-05

Motion Characteristics Analysis and Parameter Optimization for Tomato Harvester Feed Mechanism

Zhou Junping¹ Hao Zhaohui¹ Yang Xuejun¹ Jin Xin² Sun Xing¹ Wang Jinjiang¹

(1. Modern Agricultural Equipment Co., Ltd., Beijing 100083, China

2. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: To reduce the inefficient of tomato harvester pickup mechanism and avoid the fruit injury and blockage, the movement trajectory of tomato harvester pickup mechanism was optimized. Firstly, the motion mathematical model of mechanism was established and parameterized in ADAMS. And then, the effect of main parameters on motion trajectory was analyzed. The jitter of pickup mechanism and tomato feeding stability in the process of harvesting were taken as optimization goal. The parameter optimization analysis was performed. Finally, a set of optimal parameter combination was obtained. In this combination, the mechanism had good movement characteristics, which could meet the agronomic requirements of tomato harvest.

Key words: Tomato harvester Header Pickup mechanism Motion characteristics Parameter optimization

引言

为适应国内番茄机械化收获要求,一些学者和科研单位对割台做了大量的研究。国内的番茄种植区域主要在新疆地区,其光照条件好,昼夜温差大,地块较大而平整,适合大规模种植和收获。番茄收获机械主要以美国和意大利产品为主。按割台切割方式不同,主要分为两种形式:圆盘刀式切割装置,

主要结构是两个相反方向转动的带有齿形缺口刃的圆盘重叠切割喂入,两侧有辅助输送装置,但没有扶苗装置,其主要特点是割刀外形尺寸大,消耗功率较大,切割稳定,质量较好,但容易造成番茄果实损伤,出现漏割;往复刀式切割装置,其主要结构是动刀和定刀,往复运动,剪切茎秆,实现切割喂入,并有近似椭圆形运动轨迹的捡拾装置进行扶秧和抛送喂入,其主要特点是机构紧凑,切割质量较好,不易出现漏

收稿日期: 2013-06-24 修回日期: 2013-07-10

*“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAD20B05)

作者简介: 周军平,高级工程师,主要从事农业机械化装备研究,E-mail: zjp0514@163.com

通讯作者: 杨学军,研究员,博士生导师,主要从事农业机械化装备研究,E-mail: camms@263.net

割,功率较小,但是切割速度慢,容易堵塞。

新疆地区番茄种植多以铺地膜方式,地表湿,植株易倒伏,果秧多贴地,因此适用于带有捡拾齿扶秧和抛送喂入机构的往复式切割装置,但在采收过程中,由于捡拾装置效率低下,易出现果实损伤和堵塞现象^[1-4]。

本文对捡拾装置进行运动学特性分析,找到影响运动轨迹的因素,并进行参数优化,使其能满足番茄收割的农艺要求。

1 番茄收获机割台结构及其工作原理

番茄收获机割台主要由分秧装置、捡拾装置、割刀、拨禾装置、割台高度调节装置、输送装置和限深轮组成,如图1所示。每个装置均有独立的液压马达或油缸驱动,收割过程中,割台高度调节装置可以

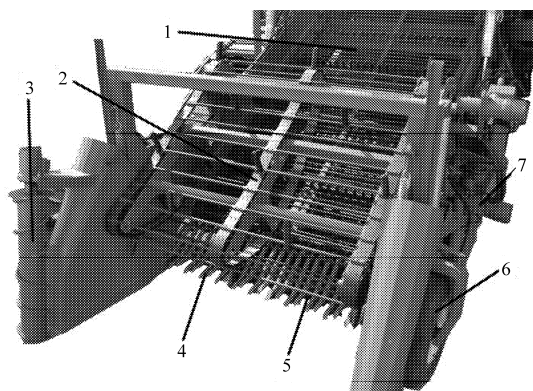


图1 番茄收获机割台结构图

Fig.1 Structure diagram of tomato harvester's header

1. 输送装置 2. 拨禾装置 3. 分秧装置 4. 捡拾装置 5. 割刀
6. 割台高度调节装置 7. 限深轮

通过限深轮根据地形单侧或双侧调整割台高度,以适应地形变化,达到最优切割效果。分秧装置将不在切割范围内的番茄果秧进行分秧,同时聚拢到喂入口;在喂入口处的果秧经过捡拾齿的扶秧和抛送作用下喂入到割刀,在捡拾齿辅助支撑茎秆的作用下,割刀往复运动完成果秧切割。然后在拨禾装置的拨动喂入下输送到输送带,完成整个切割过程。

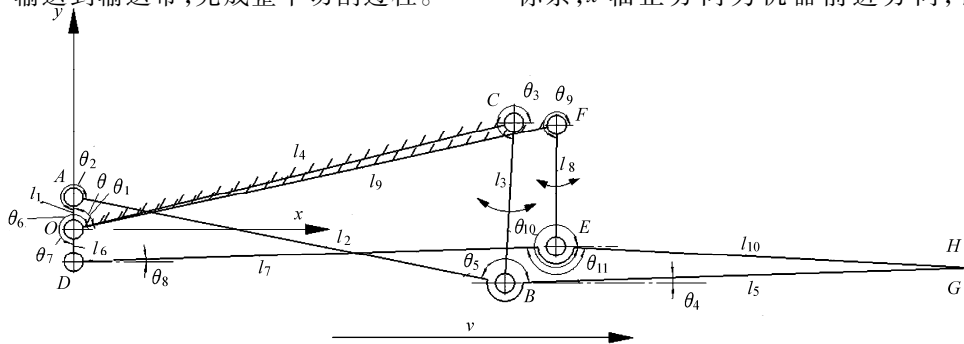


图3 捡拾装置运动简图

Fig.3 Motion diagram of pickup mechanism

2 捡拾装置数学模型建立

2.1 捡拾装置工作原理

番茄收获机割台捡拾装置由凸轮轴、联接杆、齿架、摇杆和捡拾齿5部分组成,如图2所示。在凸轮轴上装有两组存在一定相位角的偏心轮,液压马达带动凸轮轴转动,通过联接杆,传递到齿架,齿架和联接杆及捡拾齿是固定连接的,摇杆起限位作用,相邻捡拾齿分别在不同的齿架上;捡拾齿尖部的运动是近似于椭圆形的交替运动,在番茄收割过程中,相邻齿交替把番茄秧扶起后送到往复割刀进行切割,在一定的频率下,震动掉番茄秧掺杂的土、石块等杂质;捡拾齿前部凸起的弧度同时具有支撑番茄茎秆、辅助完成切割过程的作用。

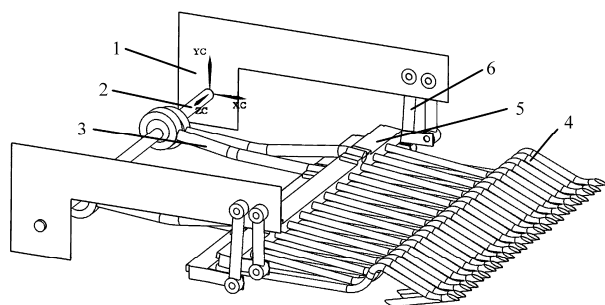


图2 捡拾装置示意图

Fig.2 Schematic of pickup mechanism

1. 机架 2. 凸轮轴 3. 连接杆 4. 捡拾齿 5. 齿架 6. 摇杆

捡拾装置运动简图如图3所示,由两个曲柄摇杆机构组成,原动件为存在一定相位角的曲柄 OA 和曲柄 OD ,曲柄以顺时针方向匀速转动,带动连杆 AB 和连杆 DE 运动,在摇杆 CB 和摇杆 FE 共同作用下,使连杆 AB 和连杆 DE 右端实现特定的运动轨迹,通过优化机构的参数,可以得到满足收获要求的最佳运动轨迹,使动力消耗更小,不易堵塞,顺利完成收获过程。

2.2 捡拾装置结构数学模型建立

运用解析法,建立如图3所示以 O 为原点的坐标系, x 轴正方向为机器前进方向,铅垂方向为 y

轴^[5-8]。

此机构可以简化为曲柄存在一定相位差, 铰接在一起的两个曲柄摇杆机构, 曲柄顺时针旋转。

2.2.1 位移方程

为简化分析过程, 先对其中一个曲柄摇杆机构 $OABC$ 静轨迹分析, A 点位移静轨迹方程为

$$\begin{cases} x_A = l_1 \cos(\theta + \theta_1) \\ y_A = l_1 \sin(\theta + \theta_1) \end{cases} \quad (1)$$

式中 l_1 ——曲柄 OA 的长度, mm

θ ——曲柄 OA 的初始相位角, ($^\circ$)

θ_1 ——曲柄 OA 转动的角度, ($^\circ$)

B 点位移静轨迹方程为

$$\begin{cases} x_B = x_A + l_2 \cos\theta_2 = x_C + l_3 \cos\theta_3 \\ y_B = y_A + l_2 \sin\theta_2 = y_C + l_3 \sin\theta_3 \end{cases} \quad (2)$$

式中 l_2 ——连杆 AB 的长度, mm

l_3 ——摇杆 BC 的长度, mm

θ_2 ——连杆 AB 的角位移, ($^\circ$)

θ_3 ——摇杆 BC 的角位移, ($^\circ$)

移项, 合并同类项, 化简消掉 θ_3 得

$$a \cos\theta_2 + b \sin\theta_2 = c \quad (3)$$

其中 $a = 2l_2(x_A - x_C)$

$b = 2l_2(y_A - y_C)$

$c = l_3^2 - l_2^2 - (x_A - x_C)^2 - (y_A - y_C)^2$

运用三角函数万能公式, 解得

$$\theta_2 = 2 \arctan \left(\frac{b \pm \sqrt{b^2 - c^2 + a^2}}{a + c} \right)$$

查相关资料^[9], 且根据实际情况, 由图 3 可知,

$\frac{3\pi}{2} < \theta_2 < 2\pi$, 所以 $\frac{3\pi}{4} < \frac{\theta_2}{2} < \pi$, 故确定取“+”号, 得

$\theta_2 = 2 \arctan \left(\frac{b + \sqrt{b^2 - c^2 + a^2}}{a + c} \right)$, 将 θ_2 代入式(2)得

B 点坐标, 进而可得

$$\theta_3 = \arctan \left(\frac{y_B - y_C}{x_B - x_C} \right)$$

G 点位移轨迹方程为

$$\begin{cases} x_G = x_B + l_5 \cos\theta_4 \\ y_G = y_B + l_5 \sin\theta_4 \end{cases} \quad (4)$$

式中 l_5 ——延长杆 BG 的长度, mm

θ_4 ——延长杆 BG 的角位移, ($^\circ$)

由图 3 可知, $\theta_4 = \theta_2 - \pi - \theta_3$, 则 G 点轨迹方程为

$$\begin{cases} x_G = x_B + l_5 \cos(\theta_2 - \pi - \theta_3) \\ y_G = y_B + l_5 \sin(\theta_2 - \pi - \theta_3) \end{cases} \quad (5)$$

式中 θ_5 ——连杆 AB 和延长杆 BG 所夹钝角, ($^\circ$)

同理, 由图 3 可知 $\theta_{10} = \theta_8 + \pi + \theta_{11}$, 则 H 点轨迹方程为

$$\begin{cases} x_H = x_E + l_{10} \cos(\theta_8 + \pi + \theta_{11}) \\ y_H = y_E + l_{10} \sin(\theta_8 + \pi + \theta_{11}) \end{cases} \quad (6)$$

式中 l_{10} ——延长杆 EH 的长度, mm

θ_8 ——连杆 DE 的角位移, ($^\circ$)

θ_{10} ——延长杆 EH 的角位移, ($^\circ$)

θ_{11} ——连杆 DE 和延长杆 EH 所夹钝角, ($^\circ$)

2.2.2 速度方程

对位移方程各式中时间 t 求导, 得: A 点速度方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_A = -l_1 \dot{\theta}_1 \sin(\theta + \theta_1) \\ \dot{y}_A = l_1 \dot{\theta}_1 \cos(\theta + \theta_1) \end{cases} \quad (7)$$

B 点速度方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_B = \dot{x}_A - l_2 \dot{\theta}_2 \sin\theta_2 = \dot{x}_C - l_3 \dot{\theta}_3 \sin\theta_3 \\ \dot{y}_B = \dot{y}_A + l_2 \dot{\theta}_2 \cos\theta_2 = \dot{y}_C + l_3 \dot{\theta}_3 \cos\theta_3 \end{cases} \quad (8)$$

连杆 AB 的角速度为

$$\dot{\theta}_2 = \frac{(\dot{x}_A - \dot{x}_C) \cos\theta_3 + (\dot{y}_A - \dot{y}_C) \sin\theta_3}{l_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (9)$$

G 点速度方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_G = \dot{x}_B - l_5 \dot{\theta}_4 \sin\theta_4 = \dot{x}_B - l_5 \dot{\theta}_2 \sin(\theta_2 - \pi - \theta_5) \\ \dot{y}_G = \dot{y}_B + l_5 \dot{\theta}_4 \cos\theta_4 = \dot{y}_B + l_5 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2 - \pi - \theta_5) \end{cases} \quad (10)$$

H 点速度方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_H = \dot{x}_E - l_{10} \dot{\theta}_{10} \sin\theta_{10} = \dot{x}_E - l_{10} \dot{\theta}_8 \sin(\theta_8 + \pi + \theta_{11}) \\ \dot{y}_H = \dot{y}_E + l_{10} \dot{\theta}_{10} \cos\theta_{10} = \dot{y}_E + l_{10} \dot{\theta}_8 \cos(\theta_8 + \pi + \theta_{11}) \end{cases} \quad (11)$$

3 捡拾装置运动过程仿真分析

3.1 捡拾装置参数化建模

利用 UG 软件进行三维模型建立, 如图 2 所示。导入到 ADAMS 软件, 添加相应约束和运动副, 如图 4 所示。捡拾装置主要工作部件是上、下两排捡拾齿, 故在相邻两个捡拾齿尖部设定 MARKER 点, 以对实际工作部件运动过程的运动速度、加速度和轨迹进行数据输出^[10]。通过更改捡拾装置的结构参数, 赋予不同的值, 得到 MARKER 点不同的数据曲线, 分析得出相关因素的影响规律, 并优化出最优运动轨迹。

3.2 因素影响分析

番茄收获机捡拾过程中的抖动, 主要取决于曲柄参数; 喂入的稳定性主要取决于轨迹高度差。通过建立的参数化模型, 对捡拾齿主要影响参数, 如曲柄相位差、曲柄长度、摇杆长度等参数进行运动仿真, 分析其对捡拾齿运动轨迹的影响。

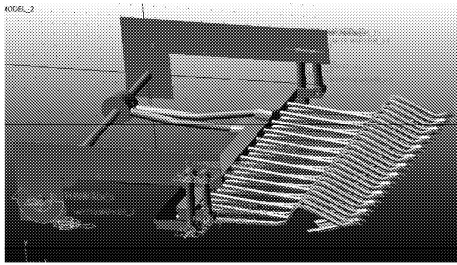
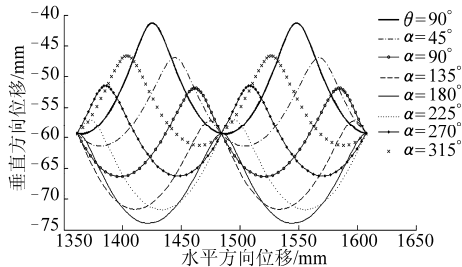


图4 捡拾装置 ADAMS 参数化建模

Fig.4 Parametric modeling of pickup mechanism in ADAMS

3.2.1 曲柄相位差 α

结合新疆番茄收获实际情况,设定机身前进速度为 3 km/h,曲柄、摇杆、连杆和延长杆长度不变,且低端捡拾齿初始相位角 $\theta = 90^\circ$ 不变,分别为 $l_1 = l_6 = 8.5 \text{ mm}$, $l_2 = 661 \text{ mm}$, $l_3 = 245 \text{ mm}$, $l_4 = 688 \text{ mm}$, $l_5 = 706.5 \text{ mm}$, $l_8 = 185 \text{ mm}$, $l_9 = 750.5 \text{ mm}$, $l_{10} = 630 \text{ mm}$ 时,相位差 α 对捡拾齿运动规律的影响如图 5 所示。

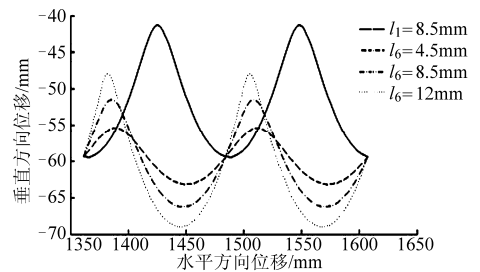
图5 相位差 α 对捡拾齿运动轨迹的影响Fig.5 Pickup-finger's motion trajectory affected by phase difference α

由图可以看出,随着相位差 α 的增大(设定低端捡拾齿初始相位角 θ 不变,改变高端捡拾齿初始相位角 θ_0 的值),捡拾齿尖部的运动轨迹逐渐向右下平移,轨迹高度差增加;在 $\alpha = 180^\circ$ 两条运动轨迹仅有一个交点,轨迹高度差达到最大值;在 $360^\circ > \alpha > 180^\circ$ 时,运动轨迹逐渐向右上平移,轨迹高度差减小。可知,相位差 α 的选取主要取决于两个捡拾齿交替运动的程度和轨迹的高度差;相位差 $\alpha = 270^\circ$ 时,两个捡拾齿具有较好的交替运动轨迹和轨迹高度差。

3.2.2 曲柄长度 l_6

设定机身前进速度为 3 km/h,相位差 $\alpha = 270^\circ$,低端捡拾齿机构摇杆和连杆长度不变,固定杆和延长杆长度不变,分别为 $l_1 = 8.5 \text{ mm}$, $l_2 = 661 \text{ mm}$, $l_3 = 245 \text{ mm}$, $l_4 = 688 \text{ mm}$, $l_5 = 706.5 \text{ mm}$, $l_8 = 185 \text{ mm}$, $l_9 = 750.5 \text{ mm}$, $l_{10} = 630 \text{ mm}$ 时,曲柄长度 l_6 对捡拾齿运动规律的影响如图 6 所示。

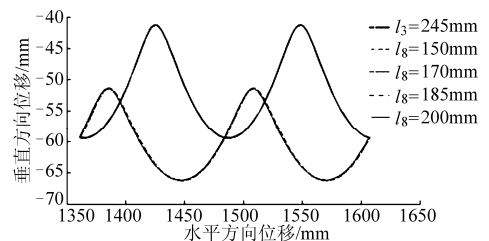
由图可以看出,随着曲柄长度 l_6 的增大(设定低端捡拾齿曲柄长度 l_1 不变,改变高端捡拾齿曲柄长度 l_6 的值),捡拾齿尖部的运动轨迹振幅逐渐增大,

图6 曲柄长度 l_6 对捡拾齿运动轨迹的影响Fig.6 Pickup-finger's motion trajectory affected by crank length l_6

且捡拾齿向高振幅运动的速度变化率增大,但振幅中心始终在两轨迹的交点处。可知,曲柄长度 l_6 的选取主要取决于两组捡拾齿交替运动幅度的大小。结合实际情况,当曲柄长度 $l_6 = 8.5 \text{ mm}$ 时,两组捡拾齿交替运动幅度较好,能够满足番茄收获的要求。

3.2.3 摇杆长度 l_8

设定机身前进速度为 3 km/h,相位差 $\alpha = 270^\circ$,曲柄和延长杆长度不变,分别为 $l_1 = l_6 = 8.5 \text{ mm}$, $l_2 = 661 \text{ mm}$, $l_3 = 245 \text{ mm}$, $l_4 = 688 \text{ mm}$, $l_5 = 706.5 \text{ mm}$, $l_9 = 750.5 \text{ mm}$, $l_{10} = 630 \text{ mm}$ 时,摇杆长度 l_8 对捡拾齿运动规律的影响如图 7 所示。

图7 摇杆长度 l_8 对捡拾齿运动轨迹的影响Fig.7 Pickup-finger's motion trajectory affected by rocker length l_8

由图可以看出,随着相位差 α 的增大(设定低端捡拾齿摇杆长度 l_3 不变,改变高端捡拾齿摇杆长度 l_8 的值),捡拾齿尖部的运动轨迹先向左上偏移,再向右下偏移,再向右上偏移,变化幅度较小,振幅没有变化。可知,摇杆长度 l_8 的选取对于机构的运动轨迹影响较小。当摇杆长度 $l_8 = 170 \text{ mm}$ 时,高端捡拾齿运动轨迹向左上偏移,有利于番茄收获的实现。

4 参数优化及分析

番茄收获机割台两组捡拾齿交替运动,一组捡拾齿在捡拾果秧的同时,另一组捡拾齿交替运动,循环抛送切割,实现对番茄果秧的收割。本文对捡拾齿运动轨迹主要影响因素做了仿真分析,以捡拾过程的抖动性(主要取决于曲柄参数)和喂入的稳定性(主要取决于轨迹高度差)为目标进行参数优选。根据分析结果,结合新疆番茄收获实际情况,在机身

前进速度为 3 km/h, 曲柄相位差 $\alpha = 270^\circ$, $l_1 = l_6 = 8.5$ mm, $l_2 = 661$ mm, $l_3 = 245$ mm, $l_4 = 688$ mm, $l_5 = 706.5$ mm, $l_7 = 724$ mm, $l_8 = 170$ mm, $l_9 = 750.5$ mm, $l_{10} = 630$ mm, $\theta = 90^\circ$ 时, 捡拾机构具有较好的运动轨迹。在此优选组合下, 动轨迹如图 8 所示。在此优选组合下, 静轨迹如图 9 所示。静轨迹速度曲线如图 10 所示。

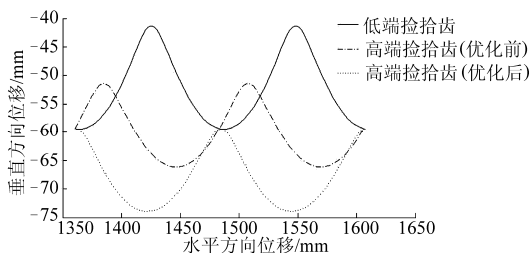


图 8 参数优选后捡拾齿动轨迹

Fig. 8 Motion trajectory of pickup-finger after parameter optimization

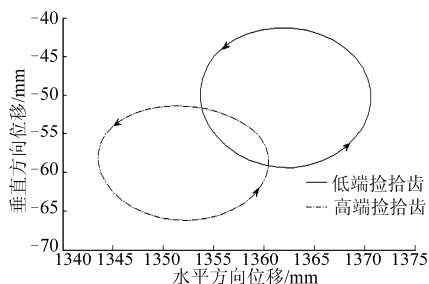


图 9 参数优选后捡拾齿静轨迹

Fig. 9 Static motion trajectory of pickup-finger after parameter optimization

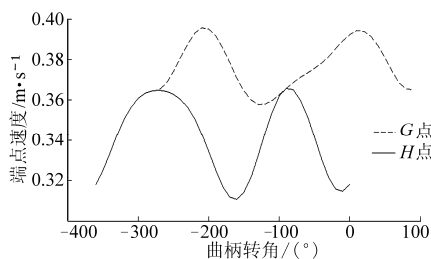


图 10 捡拾齿静轨迹速度曲线

Fig. 10 Static track speed curve of pickup-finger

低端捡拾齿从最高点沿椭圆形轨迹逆时针运动到最低点过程中, 已经完成捡拾动作, 开始下一次捡

拾动作, 而此时高端捡拾齿沿椭圆形轨迹先逆时针到达最低点, 开始捡拾动作, 然后逆时针到最高点实现捡拾动作, 继而往后抛送, 而此时低端捡拾齿继续开始捡拾动作, 如此交替循环, 较好地实现番茄果秧喂入捡拾。从图 10 可以看出, 低端捡拾齿在下落开始捡拾动作时速度逐渐降低, 到达最低点速度最小, 为 0.36 m/s, 可以有效减小对番茄果实的损伤; 高端捡拾齿从最高点下落过程中, 速度先增加, 继而急速减小, 在转动 170° 时速度达到最低值 0.31 m/s, 然后速度增加, 在转动到 250° 时达到最低点, 此时速度 0.36 m/s。从图 8 和图 9 可以看出, 此种组合状态下, 出现最高振幅的时间上, 高端捡拾齿比低端捡拾齿大约晚 $3/8$ 周期; 同一时刻轨迹高度差约为 22 mm, 高端捡拾齿最低点位置比低端捡拾齿最低点位置低 7 mm 左右, 比市场上现有的捡拾齿机构振幅差 (14 mm 左右) 要小, 从而可以实现捡拾过程的抖动性和稳定性要求, 能够满足番茄收获的农艺要求。

5 结论

(1) 设计了番茄收获机割台捡拾齿机构, 建立了该机构的运动数学模型, 并基于 ADAMS 参数化建模, 通过改变机构主要参数进行运动仿真分析, 得到相关影响规律, 为进一步参数优化奠定基础。

(2) 两捡拾齿曲柄的相位差 α 的选取决定了两个捡拾齿交替运动的程度和轨迹高度差的大小; 曲柄的长度决定了两组捡拾齿交替运动幅度的大小; 摇杆的长度对于机构的运动轨迹影响较小。

(3) 机身前进速度为 3 km/h, 曲柄相位差 $\alpha = 270^\circ$, $l_1 = l_6 = 8.5$ mm, $l_2 = 661$ mm, $l_3 = 245$ mm, $l_4 = 688$ mm, $l_5 = 706.5$ mm, $l_7 = 724$ mm, $l_8 = 170$ mm, $l_9 = 750.5$ mm, $l_{10} = 630$ mm, $\theta = 90^\circ$ 时, 捡拾齿具有较好的运动轨迹, 同一时刻轨迹高度差约为 22 mm, 高端捡拾齿最低点位置比低端捡拾齿最低点位置仅低 7 mm 左右, 可以满足番茄收获机捡拾过程抖动性和喂入稳定性的要求。

参 考 文 献

- 1 彭霞. 番茄收获机割台部分的设计及仿真研究[D]. 石河子: 石河子大学, 2009.
Peng Xia. Study and simulation of the tomato harvester's cutting units [D]. Shihezi: Shihezi University, 2009. (in Chinese)
- 2 Monta M, Kondo N, Ting K C. End-effectors for tomato harvesting robot[J]. Artificial Intelligence Review, 1998, 12(1): 11 ~ 25.
- 3 江英兰, 李成松, 冯玉磊, 等. 番茄收获机割台特点及发展现状[J]. 安徽农业科学, 2012, 40(10): 6 325 ~ 6 327.
Jiang Yinglan, Li Chengsong, Feng Yulei, et al. The characteristics of tomato harvester cutting units and its development status [J]. Journal of Anhui Agricultural Science, 2012, 40(10): 6 325 ~ 6 327. (in Chinese)
- 4 梁喜凤, 苗香雯, 崔绍荣, 等. 番茄收获机械手运动学优化与仿真试验[J]. 农业机械学报, 2005, 36(7): 96 ~ 100.
Liang Xifeng, Miao Xiangwen, Cui Shaorong, et al. Experiments of optimization and simulation on kinematics of a tomato harvester manipulator [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(7): 96 ~ 100. (in Chinese)

参 考 文 献

- 1 Odouri M F, Gupta C P. Design of the revolving knife—type sugarcane basecutter[C]. ASAE Paper 88 ~ 5511, 1988.
- 2 Kroes S, Harris H D. A kinematic model of dual basecutter of a sugar cane harvester[J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 1995, 62(3): 163 ~ 172.
- 3 刘庆庭. 甘蔗切割机理[D]. 广州: 华南农业大学, 2004.
Liu Qingting. The cutting mechanism of sugarcane[D]. Guangzhou: South China Agricultural University, 2004. (in Chinese)
- 4 周仕城, 杨望, 杨坚, 等. 一刀切断甘蔗动力学仿真试验[J]. 农业机械学报, 2011, 42(1): 68 ~ 73.
Zhou Shicheng, Yang Wang, Yang Jian, et al. Dynamic simulation experiment of one-blade cutting sugarcane process [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(1): 68 ~ 73. (in Chinese)
- 5 张正中, 梁式, 吕焕培, 等. 基于 ANSYS/LS-DYNA 的甘蔗切割动力学仿真分析[J]. 农机化研究, 2010, 32(1): 64 ~ 67.
Zhang Zhengzhong, Liang Shi, Lü Huanpei, et al. Dynamic simulation analysis of sugarcane cutting on ANSYS/LS-DYNA [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2010, 32(1): 64 ~ 67. (in Chinese)
- 6 郑吉兵, 孟光. 考虑非线性涡动时裂纹转子的分叉与混沌特性[J]. 振动工程学报, 1997, 10(2): 190 ~ 197.
Zheng Jibing, Meng Guang. The nonlinear influences of whirl speed on bifurcation and chaos of a cracked rotor [J]. Journal of Vibration Engineering, 1997, 10(2): 190 ~ 197. (in Chinese)
- 7 朱厚军, 赵玫. 裂纹转子的弯扭耦合振动分析[J]. 振动工程学报, 2001, 14(3): 349 ~ 353.
Zhu Houjun, Zhao Mei. A study on the coupled vibration of a cracked rotor [J]. Journal of Vibration Engineering, 2001, 14(3): 349 ~ 353. (in Chinese)
- 8 朱厚军. 裂纹轴刚度模型及裂纹转子动力特性的研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2002.
Zhu Houjun. Study on the stiffness model of a cracked shaft and dynamic behavior of cracked rotors [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2002. (in Chinese)
- 9 Dimarogonas A D. Vibration of cracked structures: a state of the art review [J]. Engineering Fracture Mechanics, 1996, 55(5): 831 ~ 875.
- 10 Ashish K Darpe. Coupled vibrations of a rotor with slant crack [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 305(1 ~ 2): 172 ~ 193.
- 11 林言丽. 斜裂纹转子系统的动力学特性[D]. 北京: 清华大学, 2009.
Lin Yanli. Dynamic characteristics of the rotor system with a slant crack on the shaft [D]. Beijing: Tsinghua University, 2009. (in Chinese)
- 12 张文. 转子动力学理论基础[M]. 北京: 科学出版社, 1990.
- 13 褚武扬. 断裂力学基础[M]. 北京: 科学出版社, 1979.
- 14 林言丽, 褚福磊, 郝如江. 开斜裂纹转子的动力特性[J]. 振动与冲击, 2008, 27(1): 25 ~ 29.
Lin Yanli, Chu Fulei, Hao Rujiang. Dynamic analysis of a Jeffcott rotor system with an opening slant crack on its shaft [J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(1): 25 ~ 29. (in Chinese)

(上接第 79 页)

- 5 陶栋材, 卢月娥, 尹红, 等. 偏心轮推杆行星传动内齿圈齿廓及其结构特性研究[J]. 农业工程学报, 2000, 16(6): 18 ~ 21.
Tao Dongcai, Lu Yue'e, Yin Hong, et al. Tooth profiles and structural characteristic of ring gear of epicyclic drive with eccentric wheel and push rod [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Engineering, 2000, 16(6): 18 ~ 21. (in Chinese)
- 6 付振山, 冯显英, 于春玲. 滚珠型弧面凸轮分度机构的运动分析和仿真[J]. 设计与研究, 2011(12): 86 ~ 89.
Fu Zhenshan, Feng Xianying, Yu Chunling. Motion analysis of steel ball globoidal indexing cam mechanism and simulation [J]. Design and Research, 2011(12): 86 ~ 89. (in Chinese)
- 7 徐芳, 周志刚. 基于 ADAMS 的凸轮机构设计及运动仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2007(9): 78 ~ 80.
Xu Fang, Zhou Zhigang. Design and kinematics simulation of cam mechanism based on ADAMS [J]. Machinery Design and Manufacture, 2007(9): 78 ~ 80. (in Chinese)
- 8 侯喜林. 弧面分度凸轮机构参数优化设计和仿真[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2012.
Hou Xilin. Globoidal indexing cam mechanism parameters optimization design and simulation [J]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2012. (in Chinese)
- 9 于红英, 唐德威, 王建宇. 平面五杆机构运动学和动力学特性分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2007, 39(6): 940 ~ 943.
Yu Hongying, Tang Dewei, Wang Jianyu. Analysis of the kinematic and dynamic characteristics of a planar five-bar mechanism [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2007, 39(6): 940 ~ 943. (in Chinese)
- 10 张子强, 常焱. 振动偏心轮机构设计及其有限元分析[J]. 江南大学学报, 2011, 10(5): 573 ~ 577.
Zhang Ziqiang, Chang Yan. Structure design of vibration eccentric and its finite element analysis [J]. Journal of Jiangnan University, 2011, 10(5): 573 ~ 577. (in Chinese)