

方捆机捡拾器高度自动仿形装置参数分析与试验*

尹建军 刘丹萍 李耀明

(江苏大学现代农业装备与技术教育部重点实验室, 镇江 212013)

摘要: 设计了一种弹簧力平衡式方捆机捡拾器高度自动仿形装置。通过对仿形装置的静力学和运动学分析,以仿形轮在垂直方向受力和仿形误差最小作为仿形性能的评价指标,建立了捡拾器运动参数 λ 、铰接仿形轮的可调节摆臂长度 L 和起伏地面的幅值 H 对仿形性能的影响关系。初选多组参数,按照评价指标获得了捡拾器运动参数和仿形装置结构参数的较优组合。通过仿形装置的运动分析表明,当机组前进速度 v_i 为 $5 \sim 7.9$ km/h,铰接仿形轮的可调节摆臂长度 L 为 358 mm,仿形装置能满足地形起伏幅值 H 为 $\pm(8 \sim 12)$ cm的作业要求。样机的田间测试表明,仿形装置能够适应起伏均匀的地块,使捡拾器弹齿尖端具有合适的离地高度,仿形误差可以控制在 $-4 \sim 18$ mm。

关键词: 打捆机 捡拾器 仿形装置 参数分析

中图分类号: S225.2⁺2; TP391.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)08-0086-07

引言

捡拾器是方捆机连续将农作物秸秆等物料捡拾到集草室的关键部件,要求捡拾器具有对地面起伏的仿形能力,避免捡拾器陷入泥土中而损伤弹齿等零件,同时将秸秆捡拾干净。

农业机械中地面仿形问题具有代表性的研究是单体仿形机构^[1-2]和平行四杆挂接仿形机构^[3-4],相关研究还包括用于玉米精量播种的同位仿形单体机构^[5]以及用于中耕机、除草机和棉花打顶机的仿形装置^[6-9]。针对打捆机捡拾器的设计与试验^[10-12]没有涉及仿形装置的研究,而捡拾器仿形装置的性能对保证打捆机的工作质量和效率具有重要作用。因此,有必要对方捆机捡拾器仿形装置进行深入探讨。

本文针对侧牵引式方草捆打捆机捡拾器的地面仿形问题,设计一种弹簧力平衡式捡拾器高度自动仿形装置,并对其关键参数进行理论分析和试验验证,为仿形装置的性能提升提供一定的参考。

1 高度自动仿形装置的结构组成

方捆机捡拾器的高度调节一般采用摆杆摇块机构完成,如图1所示。捡拾器与机架铰接于固定铰链点 O ,捡拾器相当于摆杆。当手动抬升或下落捡拾器时,固定在机架上的滑块与滑杆中的不同孔位

通过插销连接,以此实现捡拾器高度的人工调节,但不能适应车轮两侧地面起伏大的田块,如带有排水渠的凹凸田块。根据捡拾器高低跟随的工作要求,设计的高度自动仿形装置包括可调节摆臂、仿形轮和平衡拉簧。利用仿形轮实时感知地面起伏变化,通过与捡拾器右侧板紧固的可调节摆臂,将地面的高低变化信号反应为捡拾器绕固定铰链点 O 的跟随摆动。与捡拾器左侧板固连的平衡拉簧拉力的变化带来拉簧长度的变化,对捡拾器高、低位置改变作出补偿,从而使弹齿捡拾高度随地面起伏变化。

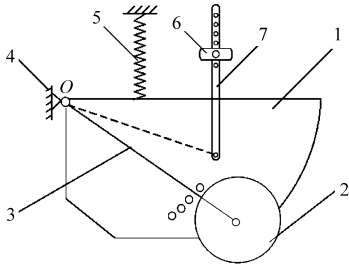


图1 捡拾器高度仿形装置结构示意图
Fig.1 Structure schematic of height profiling device of pickup

1. 捡拾器 2. 仿形轮 3. 可调节摆臂 4. 机架 5. 平衡拉簧
6. 滑块 7. 滑杆

2 仿形性能的参数分析

2.1 仿形装置的静力学分析

为了使捡拾器安装仿形装置后工作尽量平稳,

收稿日期: 2013-09-07 修回日期: 2013-10-17
* 国家自然科学基金资助项目(51375215)、江苏省科技支撑计划资助项目(BE2011403)、江苏省高校优势学科建设工程资助项目(苏财教(2011)8号)和浙江省自然科学基金资助项目(R1110502)
作者简介: 尹建军,研究员,博士,主要从事农业机械集成设计和农业机器人研究,E-mail: yinjianjun@ujs.edu.cn

要求地面对仿形轮作用力的变化浮动要尽可能的小。仿形装置的受力简图如图 2 所示,其受力平衡条件为

$$PL_p + NL\cos\alpha = GL_G + fL\sin\alpha \tag{1}$$

将 $f = \mu N, F = \sqrt{N^2 + f^2} = N\sqrt{1 + \mu^2}$ 代入式(1)中,得地面对仿形轮的作用力为

$$F = \frac{GL_G - PL_p}{L(\cos\alpha - \mu\sin\alpha)}\sqrt{1 + \mu^2} \tag{2}$$

- 式中
- P ——平衡拉簧拉力
 - N ——地面对仿形轮上的正压力
 - f ——仿形轮所受滚动阻力
 - μ ——滚动阻力系数
 - G ——捡拾器重力
 - F ——地面对仿形轮的作用力
 - L ——可调节摆臂长度
 - L_p ——平衡拉簧拉力 P 对 O 点力臂
 - L_G ——捡拾器重力 G 对 O 点力臂
 - α ——可调节摆臂摆角

由式(2)可知,地面对仿形轮的作用力 F 主要与捡拾器重力 G 、可调节摆臂长度 L 以及摆臂的摆角 α 有关,其中捡拾器重力 G 为定值。取与可调节摆臂连接的捡拾器右侧板下边线与地面水平作为运动的初始位置,其到地面的垂直距离固定,此时弹齿尖端最小离地间隙 $d = 20\text{ mm}$,满足捡拾要求^[13-14]。以仿形轮陷入低洼路面,仿形轮不受地面作用力作为拉簧的最大受力位置,此时拉簧的拉力 P 与捡拾器重力 G 平衡。一旦仿形装置结构确定,可调节摆臂长度 L 即为定值。为了使捡拾器工作平稳, F 的变化范围越小越好,即可调节摆臂摆角 α 的变化范围越小越好。

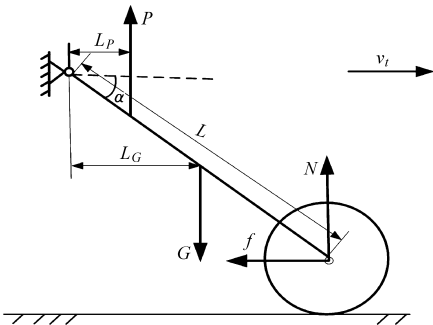


图 2 仿形装置受力简图

Fig. 2 Force diagram of profiling device

根据农业技术要求的仿形范围^[15],上、下仿形量一般为 $\pm(8 \sim 12)\text{ cm}$ 。当摆臂在上、下极限位置时(图 3),总仿形量可表示为

$$h = L[\sin(\Delta\alpha_1 + \alpha_0) + \sin(\Delta\alpha_2 - \alpha_0)] \tag{3}$$

- 式中
- α_0 ——可调节摆臂初位角
 - $\Delta\alpha_1$ ——可调节摆臂初位置到最低点摆角变化量

$\Delta\alpha_2$ ——可调节摆臂初位置到最高点摆角变化量

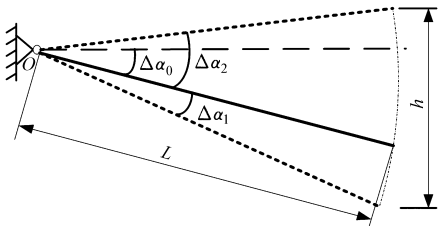


图 3 仿形量示意图

Fig. 3 Schematic of profiling height range

结合式(2)和(3)可知,总仿形量 h 一定的情形下,可调节摆臂越长,可调节摆臂摆角 α 的变化幅度就越小,则地面对仿形轮作用力 F 的变化范围越小,捡拾器工作越稳定。因此,合理设计可调节摆臂长度 L ,即仿形轮轮心到铰接点 O 的距离,可以保证捡拾器工作的平稳。

2.2 仿形误差分析

仿形装置在满足受力要求的条件下,要尽量减小仿形误差,即弹齿尖端轨迹最低点所形成的包络线与地面轨迹之间在 Y 方向的偏差。其中,弹齿端部是弹齿对物料作用的最低点^[13-14],但弹齿尖端运动到最低点处的轨迹不是连续的,它与捡拾器主轴转速 n 以及机器的前进速度 v_t 有关。

为便于仿形误差的数学描述,假设地面按照正弦函数起伏(图 4),坐标系 XOY 中,以仿形轮刚刚驶上起伏路面时,弹齿轨迹最低点在水平路面的投影点为坐标原点 O ,水平路面为 X 轴,与之垂直方向为 Y 轴。 A_0 、 A_1 点表示不同时刻弹齿尖端最低点位

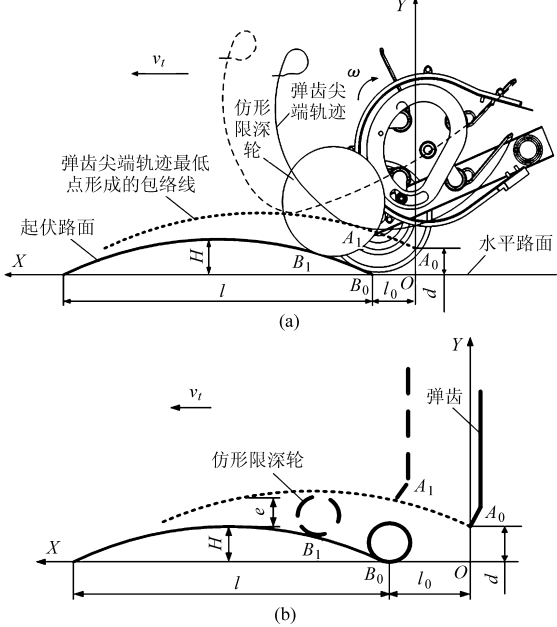


图 4 仿形误差分析

Fig. 4 Analyses of profiling error

(a) 仿形误差示意图 (b) 仿形误差原理简图

置, B_0 、 B_1 点为对应时刻仿形轮与地面的接触点。

假设地面曲线 Y 满足

$$Y = \begin{cases} 0 & (0 \leq X < l_0) \\ H \sin \frac{\pi(X-l_0)}{l} & (l_0 \leq X < l+l_0) \\ 0 & (X \geq l+l_0) \end{cases} \quad (4)$$

弹齿尖端轨迹最低点所形成的包络线曲线 Y' 为

$$Y' = \begin{cases} d + H \sin \frac{\pi X}{l} & (0 \leq X < l) \\ d & (X \geq l) \end{cases} \quad (5)$$

记仿形误差 $e = |Y' - Y| - d$, 推导出仿形误差表达式为

$$e = \begin{cases} H \sin \frac{\pi X}{l} & (0 \leq X < l_0) \\ H \left[\sin \frac{\pi X}{l} - \sin \frac{\pi(X-l_0)}{l} \right] & (l_0 \leq X < \frac{l+l_0}{2}) \\ H \left[\sin \frac{\pi(X-l_0)}{l} - \sin \frac{\pi X}{l} \right] & (\frac{l+l_0}{2} \leq X < l) \\ H \sin \frac{\pi(X-l_0)}{l} & (l \leq X < l+l_0) \end{cases} \quad (6)$$

式中 l_0 ——仿形轮心与弹齿尖端运动到最低点处的水平距离

d ——弹齿尖端最小离地间隙

l ——起伏地面的水平距离

H ——起伏地面的幅值

由式(6)可知, 仿形误差 e 与仿形轮轮心与弹齿尖端运动到最低点处的水平距离 l_0 、弹齿尖端最小离地间隙 d 以及起伏地面的水平距离 l 、起伏地面的幅值 H 有关。在路况一定, 仿形轮轮心的初始离地距离一致, 弹齿尖端最小离地间隙 d 取 20 mm^[13]的前提下, l_0 值越小, 则可调节摆臂长度 L 取值越小, 仿形误差 e 越小, 仿形越准确。另外, 捡拾器的运动参数, 包括捡拾器主轴转速 n 以及机器的前进速度 v_i 也影响仿形误差的大小。

通过对仿形装置静力学和仿形误差的分析可知, 影响仿形性能的主要参数有: 捡拾器主轴转速 n 、机器的前进速度 v_i 、铰接仿形轮的可调节摆臂长度 L 和起伏地面的幅值 H 。

3 仿形装置运动分析

3.1 运动模型

在 SolidWorks 中建立仿形装置的三维模型, 通过中间格式 parasolid 导入到 ADAMS 软件中, 对模型添加包括旋转、滑移、固定、凸轮副、接触副、弹簧

以及摩擦阻力等约束。对虚拟样机添加两个动力输入: 前进速度和通过主轴输入的转矩, 使整个捡拾机构向前运动的同时弹齿沿着滑道相对于主轴转动。同时为了仿真计算方便, 设起伏地面幅值 $H = 80$ mm, 设计地面满足

$$Y = \begin{cases} 0 & (0 \leq x < 400) \\ 80 \sin \frac{\pi(x-400)}{1\,000} & (400 \leq x < 1\,400) \\ 0 & (1\,400 \leq x < 1\,800) \end{cases} \quad (7)$$

3.2 结果分析

3.2.1 速比 λ

如图 5 所示, 捡拾器工作时弹齿的回转半径 $R' = 228.1 \sim 310.2$ mm。主轴转速 $n = 92.5$ r/min ($\omega = 9.68$ rad/s), 弹齿杆数 $Z = 4$, 弹齿尖端最小离地间隙 $d = 20$ mm。

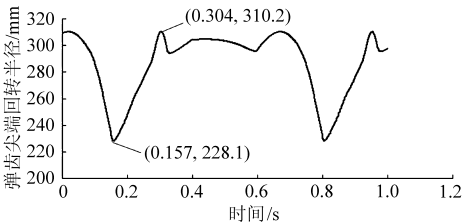


图 5 弹齿尖端回转半径

Fig. 5 Turning radius of end of spring-finger

捡拾器能够捡拾物料的条件是弹齿尖端轨迹能够形成余摆线^[13-14], 即 $\lambda = \frac{R'\omega}{v_i} > 1$ 。在此条件下,

由于捡拾器主轴转速不变, 机器的前进速度 v_i 越小, 则 λ 取值越大, 弹齿与地面接触的几率越大。若存在仿形误差, 则误差累计次数就越多。取弹齿尖端的回转半径 $R'_{\min} = 228$ mm, 按实际作业情况并结合捡拾器捡拾物料的条件, 计算得机器合适的前进速度范围为 $v_i = 5.0 \sim 7.9$ km/h, 对应的速度比 $\lambda = 1.588 \sim 1.010$ 。

3.2.2 可调节摆臂的长度 L

可调节摆臂的长度 L 设计原则为在满足仿形误差的前提下尽量提高捡拾的稳定性。其中仿形轮轮心与弹齿尖端运动到最低点处的水平距离 l_0 影响仿形误差 e 。当仿形轮轮心的水平位置确定后, 尽量减小轮心的垂直高度, 有利于增加可调节摆臂的长度, 保证捡拾的稳定性。设计仿形轮轮心位于捡拾器右侧板的下边线处, 则仿形轮半径 R 为下边线到地面的垂直距离, 计算得 $R = 145$ mm。

仿形轮轮心有在弹齿尖端最低点处前、中与后位三种配置方式^[2], 但由于前、后位仿形均会产生仿形误差, 且后位仿形可调节摆臂长度较短, 故仿形轮配置选择前位或中位仿形。取机器的前进速度 $v = 5$ km/h, 根据捡拾器的实际尺寸, 设计仿形轮轮

心与弹齿尖端运动到最低点处的水平距离 l_0 分别为 140、80 和 0 mm,对应的可调节摆臂长 L 为 455、358 和 289 mm。其中,前两组为前位仿形,第 3 组为中位仿形。弹齿垂直方向位移与地面高度的变化曲线如图 6 所示。

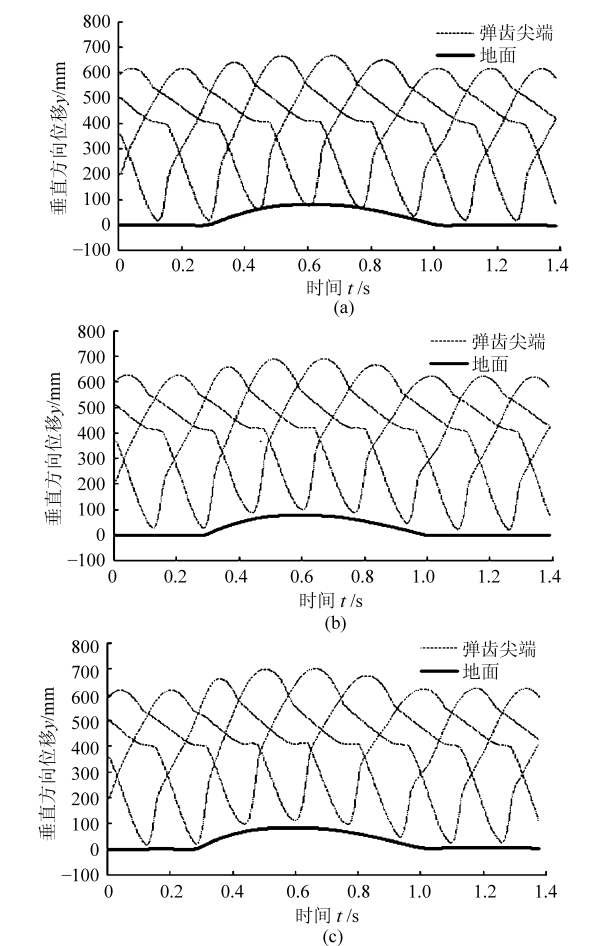


图 6 不同可调节摆臂长时弹齿尖端在垂直方向位移
Fig. 6 Vertical displacement of end of spring-finger at different link length
(a) $L = 455$ mm (b) $L = 358$ mm (c) $L = 289$ mm

将弹齿尖端最低点坐标进行拟合,不同可调节摆臂长时弹齿尖端最低点所形成的包络线如图 7 所示。当 $L = 455$ mm 时, $l_0 = 140$ mm,此时仿形超前。当时间 $t = 0.607 \sim 0.965$ s,弹齿尖端戳入泥土中,弹齿受损,捡拾器无法正常工作。当 L 取 358 mm 和 289 mm 时, l_0 分别为 80 mm 和 0 mm,仿形装置均能满足捡拾工作要求。但 $L = 358$ mm,仿形仍然超前,弹齿尖端最低点的垂直位移在起伏地面左右侧的离地高度不均匀。当 $L = 289$ mm 时,仿形轮配置为中位仿形,仿形误差为零,捡拾器能准确地跟随地面起伏。

图 8 为 L 取 358 mm 和 289 mm 时,仿形轮与地面在垂直方向的运动副反力对比。当 $L = 358$ mm 时,运动副反力的最大值为 4 081.4 N。 $L = 289$ mm

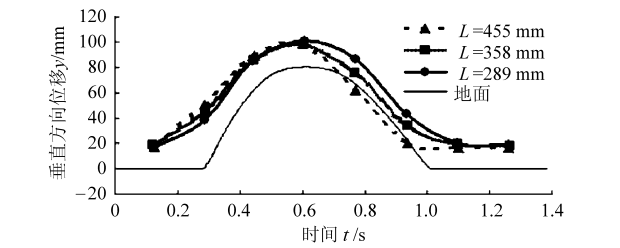


图 7 不同可调节摆臂长时弹齿尖端最低点包络线
Fig. 7 Smooth curve of end of spring-finger at different link length

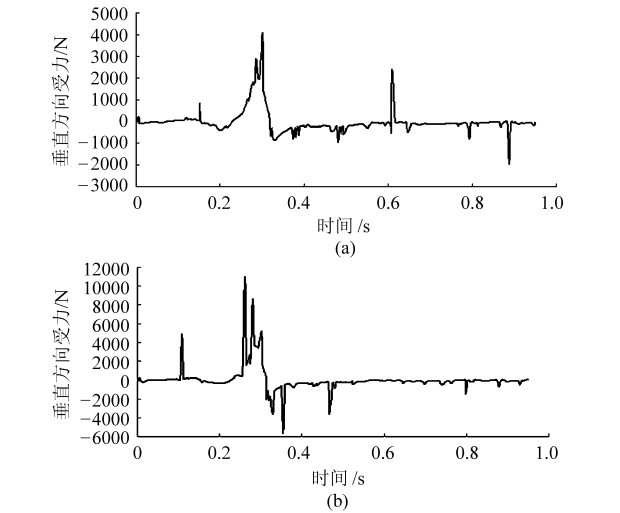


图 8 不同可调节摆臂长时仿形轮与地面垂直方向运动副反力
Fig. 8 Reaction force of deputy campaign at different link length
(a) $L = 358$ mm (b) $L = 289$ mm

时,运动副反力的最大值达到 10 077.8 N,且波动更加剧烈,说明捡拾器在垂直方向的振动加剧,捡拾工作不稳定。通过对比分析仿形误差和仿形轮与地面的运动反力可知,当 $L = 358$ mm 时,仿形装置能较好地反映地面起伏,同时保证捡拾工作的稳定。

3.2.3 起伏地面的幅值 H

由式(6)可知,在 $l_0 \neq 0$ 时存在仿形误差,起伏地面的幅值 H 扩大了误差的倍数。图 9 为 $L = 358$ mm, $H = 120$ mm 时,弹齿尖端最低点形成的包络线与地面高度的变化曲线,可得仿形误差 $e_{\max} = 16.8$ mm, $e_{\min} = -0.2$ mm,表明可调节摆臂长度 L 取值合适,满足仿形要求。

4 仿形装置试验

根据上述分析结果,仿形装置结构参数确定为:可调节摆臂 $L = 358$ mm,仿形轮半径 $R = 145$ mm,弹簧中径 $D_2 = 45$ mm,弹簧丝直径 $d_s = 6$ mm,弹簧的安装距离 $L_p = 152$ mm。按此制造了仿形装置样机,如图 10 所示。

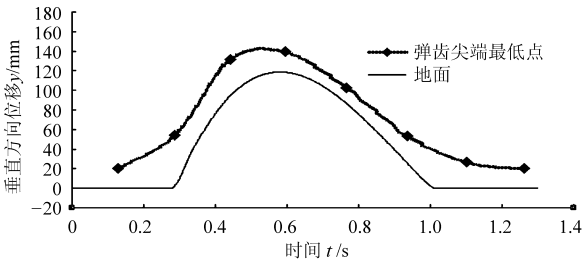


图 9 弹齿尖端最低点形成的包络线

Fig. 9 Smooth curve of end of spring-finger

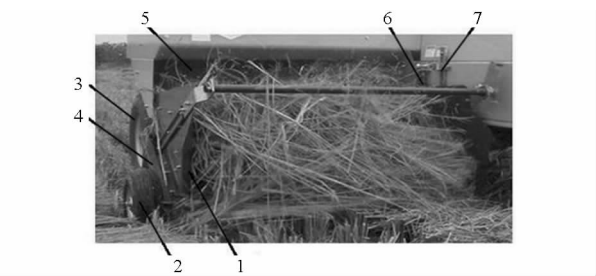


图 10 仿形装置的田间性能试验

Fig. 10 Field performance test of profiling mechanism

1. 捡拾器 2. 仿形轮 3. 可调节摆臂 4. 行走轮 5. 集草室
6. 平衡拉簧 7. 滑杆

4.1 试验方法

(1) 地面起伏测试。沿着秸秆铺设方向(图 11),每隔 1 m 竖立一根标杆,共取 15 根,设标杆长为 b 。用水平仪将标杆顶部设置在同一水平面上,用卷尺测量标杆顶部离地高度 c ,从而得到标杆插入地面的深度 Y_0 ($Y_0 = b - c$),取多个点较为接近的值作为地面基准,获得地面起伏曲线。

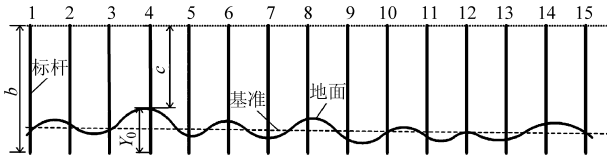


图 11 地面起伏测试

Fig. 11 Measure of undulating ground

(2) 捡拾器高度变化测量。由于标杆之间距离较短,为了测量方便,机器的前进速度需较小,田间试验中牵引拖拉机的速度约为 1 ~ 2 km/h。当打捆机每经过一个标杆时,让机器停下,用游标卡尺测量摆杆摇块机构的滑杆 OP 的伸缩量(图 12),即为 $Y_{PP'}$ 。由机构特性反求得到捡拾器弹齿尖端最低点 A 在垂直方向的位置变化,从而得到弹齿离地高度的变化 $\Delta Y'$ (即 $Y_{AA'}$)。弹齿尖端最低点的位置 $Y' = \Delta Y' + d$ 。仿形误差 $e = |Y' - Y| - d$,最终得到仿形误差数据。

当打捆机在水平地面作原地捡拾运动时,取捡拾器与机架铰接点 O (179.19, 390.52),捡拾器与滑杆铰接点 M (-232.8, 383.49),弹齿尖端最低点 A (-141.14, 20)。

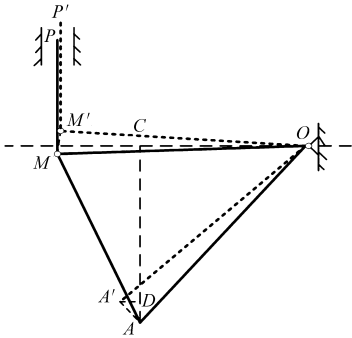


图 12 捡拾器高度变化的测试示意图

Fig. 12 Measure of height variation of pickup

由于 OM 连线可以近似看作水平, $l_{MM'} \ll l_{OM}$, 则 $Y_{MM'} \approx l_{MM'}$ 。为简化计算,令 $\angle OA'A = 90^\circ$ 。计算解得

$$Y_{AA'} = l_{AA'} \left(\frac{l_{AA'} l_{AC}}{l_{OA} l_{OA}} + \frac{l_{OC}}{l_{OA}} \right) = \Delta Y' \tag{8}$$

$$l_{AA'} = \frac{Y_{MM'} l_{OA}}{l_{OM}} \tag{9}$$

$$Y_{PP'} = Y_{MM'} \tag{10}$$

其中, $l_{OA} = 489.6 \text{ mm}$, $l_{OM} = 412.06 \text{ mm}$, $l_{AM} = 374.87 \text{ mm}$, $l_{AC} = 370.34 \text{ mm}$, $l_{OC} = 32.33 \text{ mm}$ 。

代入解得

$$\Delta Y' = 1.188 Y_{PP'} (0.00243 Y_{PP'} + 0.654) \tag{11}$$

式中, $0.00243 Y_{PP'} \approx 0$ 舍去,解得

$$\Delta Y' = 0.777 Y_{PP'} \tag{12}$$

4.2 试验结果与分析

取 15 个测试点,测试地面的起伏高度,如表 1 所示。在标杆插入地面的深度 Y_0 取值中,第 3、10、11、15 点的结果近似,故将其作为水平地面基准,取基准值为 312 mm,计算得地面的起伏曲线 Y ($Y = Y_0 - 312$)。

表 1 地面起伏测试结果

Tab. 1 Measure of undulating ground results mm				
测试点	Y_0	Y	测试点	Y_0
1	279	-33	9	282
2	357	45	10	312
3	312	0	11	310
4	446	134	12	311
5	339	27	13	283
6	363	51	14	354
7	247	-65	15	313
8	346	34		

表 2 为捡拾器通过每个测试点所对应的仿形误差。分析数据可以得出:①在起伏均匀的地块,仿形误差稳定,可以控制在 -4 ~ 18 mm,和仿真分析结果基本一致。②仿形误差与起伏地面的幅值呈正相关,幅值越大,仿形中累计的误差就越大。测试点 7

较点 6 有较大幅度的下落,其高度差 $\Delta h = 116\text{ mm}$ 。由于仿形超前,捡拾器提前抬升,导致仿形误差较大。③当地面起伏幅值范围超过 $\pm(8 \sim 12)\text{ cm}$ 作业要求时,设计的仿形装置不能很好地跟随地面起伏,影响捡拾质量。测试点 3、4 的高度差 $\Delta h = 134\text{ mm}$,由于仿形超前,当捡拾器通过测试点 4 时,捡拾器过早下落,导致弹齿戳入泥土中,影响捡拾器正常工作。

表 2 仿形误差计算结果
Tab.2 Profiling error results mm

测试点	Y'	e	测试点	Y'	e
1	-4	9	9	-1	9
2	67	2	10	31	11
3	32	12	11	18	8
4	148	-4	12	26	6
5	36	9	13	1	10
6	71	0	14	69	7
7	-27	18	15	21	1
8	60	6			

5 结论

- (1) 通过对仿形装置的静力学和运动学分析,将仿形轮在垂直方向受力和仿形误差作最小为仿形性能的评价指标,建立了捡拾器运动参数 λ 、铰接仿形轮的可调节摆臂长度 L 和起伏地面的幅值 H 对仿形性能的影响关系。
- (2) 当机器前进速度 v_i 为 $5 \sim 7.9\text{ km/h}$,安装仿形轮的可调节摆臂长度 L 为 358 mm ,仿形装置能满足起伏地面的幅值范围 H 为 $\pm(8 \sim 12)\text{ cm}$ 的作业要求。
- (3) 样机的田间测试表明,在起伏均匀的地块,捡拾器弹齿具有合适的离地高度,仿形误差稳定,可以控制在 $-4 \sim 18\text{ mm}$ 之内,和仿真分析结果基本一致。
- (4) 仿形误差与地面起伏幅值正相关,当地面起伏幅值范围 H 超过 $\pm(8 \sim 12)\text{ cm}$ 的作业要求时,该仿形装置存在较大的仿形误差,影响捡拾质量。

参 考 文 献

1 张守勤,马成林,马旭,等.精密播种单体仿形机构的计算机仿真[J].农业工程学报,1994,10(1):50-52.
Zhang Shouqin, Ma Chenlin, Ma Xu, et al. Computer simulation for the parallelogram linkage of precision planter unit [J]. Transactions of the CSAE, 1994, 10(1):50-52. (in Chinese)

2 盛凯.播种机仿形机构仿形轮配置的研究[J].吉林工学院学报,1995,16(4):21-24.
Sheng Kai. Studies on the arrangement of profiling wheel in the profiling mechanism of a planter [J]. Journal of Jilin Institute of Technology,1995,16(4):21-24. (in Chinese)

3 陈伯权,李宝筏,张鹰,等.手扶机动插秧机液压仿形系统[J].农业机械学报,1994,25(1):39-52.
Chen Boquan, Li Baofa, Zhang Ying, et al. Hydraulic position control system for a walking type self-propelled rice transplanter [J]. Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1994, 25(1):39-52. (in Chinese)

4 Zhang Wenhuan, Zhen Decong. Computer simulation on hitch parallel-link mechanisms of combine drill with walking tractor [J]. Transactions of the CSAE, 2001, 17(1):78-80.

5 Cui Tao, Zhang Dongxing, Yang Li, et al. Design and experiment of collocated-coping and semi-low-height planting-unit for corn precision seeder [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(Supp. 2):18-22.

6 车刚,张伟,梁远,等.3ZFC-7型全方位复式中耕机的设计与试验[J].农业工程学报,2011,27(1):130-135.

7 韩豹,李悦梅,申建英.水平圆盘式苗间松土除草装置的设计与试验[J].东北农业大学学报,2010,41(7):122-127.
Han Bao, Li Yuemei, Shen Jianying. Design and experiment of level disk unit of scarification and weeding between seedlings[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2010, 41(7):122-127. (in Chinese)

8 滕华灯,王春耀,蒋永新,等.两种棉花打顶机单体仿形机构的对比分析[J].西北农林科技大学学报:自然科学版,2011,39(3):163-167.

9 唐军,罗昕,胡斌,等.3MDZK-12型单行仿形棉花打顶机的结构设计与性能试验研究[J].石河子大学学报:自然科学版,2008,26(4):511-514.
Tang Jun, Luo Xin, Hu Bin, et al. Research on structure design and performance test of 3MDZK-12 cotton uniline profile modeling topping machine [J]. Journal of Shihezi University:Natural Science, 2008, 26(4):511-514. (in Chinese)

10 王国权,余群,卜云龙,等.秸秆捡拾打捆机设计及捡拾器的动力学仿真[J].农业机械学报,2001,32(5):59-61.
Wang Guoquan, Yu Qun, Bu Yunlong, et al. Design of pickup baler and dynamic simulation of pickup roller [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001,32(5):59-61. (in Chinese)

11 王锋德,陈志,王俊友,等.4YF-1300型大方捆打捆机设计与试验[J].农业机械学报,2009,40(11):36-41.
Wang Fengde, Chen Zhi, Wang Junyou, et al. Design and experiment of 4YF-1300 large rectangular baler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(11):36-41. (in Chinese)

12 Beach J E, Perumpral J V, Stuart W B, et al. Design and analysis of an infeed system for forest residue baler[J]. Transactions of the ASAE, 1985, 28(5):1354-1357.

13 王文明,王春光.弹齿滚筒式捡拾装置参数分析与仿真[J].农业机械学报,2012,43(10):10-11.

Wang Wenming, Wang Chunguang. Parameter analysis and simulation of spring-finger cylinder pickup collector [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 10 – 11. (in Chinese)

14 王振华,王德成,刘贵林,等. 方草捆压捆机捡拾器参数设计[J]. 农业机械学报, 2010, 41(增刊): 107 – 109.
Wang Zhenhua, Wang Decheng, Liu Guilin, et al. Pickup parameters design of square baler [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.): 107 – 109. (in Chinese)

15 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册: 下册[M]. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2007.

Design and Parameters Analyses of Automatic Height Profiling
Device of Quadrate-bale Baler Pickup

Yin Jianjun Liu Danping Li Yaoming

(Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education,
Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: An automatic height profiling device with spring force-balance is designed to solve the problem of ground profiling in side-lining type of quadrate-bale baler pickup. Based on the analysis of statics and kinematics to the profiling device, the profiling performance is evaluated by the vertical direction force of profiling wheel and the profiling error. The effects of the kinematic parameter (λ) of pickup, the length (L) of the swimming arm and the amplitude (H) of the ground on the profiling performance are analyzed. The appropriate pickup movement parameters and profiling device structure parameters are determined by making a comparative analysis on the profiling error of the end of spring-finger and vertical direction force of profiling wheel. These results show that the profiling device can fulfill the requirements of a wavy terrain which varies between ± 8 cm and ± 12 cm, when the unit speed (v_i) moves from 5 km/h to 7.9 km/h and the length (L) of the swing arm of profiling wheel is 358 mm. The prototype test shows that the profiling device can adapt to wavy field and make the spring-finger of pickup have suitable ground clearance. The profiling error can be controlled between -4 mm and 18 mm.

Key words: Baler Pickup Profiling device Parameter analysis

(上接第 71 页)

Experiment on Removing Soil Device with Spring Tooth of
Peanut Combine Harvester

Yang Ranbing Chai Henghui Shang Shuqi

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao Agricultural University, Qingdao 266109, China)

Abstract: Removing-soil devices are very important to the peanut combine harvester, and directly affect the work performance of the follow-up peanut stripping devices. According to the poor performance in removing soil of the traditional removing-soil devices used in the peanut combine harvester, a new removing soil device with spring tooth is designed. Based on the analysis of removing-soil principle, this paper analyzes the performance of removing soil and gets the regression equation between eccentric-wheel speed, eccentricity, spring tooth arm and removing soil performance index (removing soil rate and peanuts falling rate). Finally, this paper draws a conclusion that the optimum removing soil performance can be obtained under the condition as following: eccentric wheel speed is 23 r/min, the eccentricity is 38 mm, the length of spring tooth's arm is 125 mm. Every index of the performance meets the demands of design.

Key words: Peanut Combine harvester Removing soil device with spring tooth Design Experiment