

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.S0.010

苹果苗木根系土壤振动分离装置设计与试验*

李建平 刘俊峰 杨欣 王鹏飞

(河北农业大学机电工程学院,保定 071001)

摘要:针对应用QM-500型果树苗木起苗机对苹果矮化苗木出圃时需要人工将断根后的苗木拔出等问题,采用AIP软件设计了由振动机构、传动系统等构成的根系土壤分离装置,试制并装配在QM-500型果树苗木起苗机上,配套58.8 kW拖拉机在蠡县果树苗木繁育基地进行了试验。试验表明:当偏心距(曲柄) e 为52 mm、摆角 φ 为 13.72° 、行程速度变化系数 K 为1.02、极限夹角 θ 为 2.03° 时,起苗作业效率1.6株/s,节省人工50.85%,实现了苹果苗木起苗机械轻量化作业。

关键词:苹果苗圃 起苗机 分离装置 曲柄摇杆机构

中图分类号: S220 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)S0-0057-06

引言

2013年全国苹果种植面积约为225.3万 hm^2 ,其中新增果园面积3.2万 hm^2 ^[1]。围绕“节本、提质、增效”的苹果产业可持续发展目标,树体高大、果园容易郁闭、通风透光不良、管理费时费工、与省力化技术不匹配的传统乔化栽培模式成为制约产业发展的瓶颈因素,已不适应现代果业的发展;而机械化、设施化、标准化的矮砧密植栽培模式可以使果园管理省时省工,降低劳动生产成本,提高单位面积生产效率,已成为新建果园的主要模式。随着以矮砧密植集约为主的多元栽培模式逐渐替代传统乔化栽培模式,必需培育根系发达、带有分枝、无病毒、植株健壮的苗木来解决优质大苗高度依赖进口的需求问题,以实现缩短苗木缓苗期、幼树成活率高、果园园相整齐,利于早果、丰产、优质的建园目标。果树苗木起苗机是保证优质大苗出圃的轻量化机具之一,国外苗圃裸根苗的出圃机具经历了简单悬挂式掘苗犁、振动式掘苗犁、拾苗机、联合起苗机等不同机型^[2-5]的发展阶段,实现了苗木出圃从人工挖苗作业到挖苗、提苗、抖土、捆苗的联合作业^[6-7];国内研制了起苗犁、螺旋弧形起苗犁、悬挂式起苗机、振动式起苗机等机型^[8-12],为苗圃机械化的发展起到重要作用。国内外的苗木出圃机具的研究主要是应用于林业苗木培育环节,而对于苹果、梨、桃等园艺经济作物苗木的出圃机具研究还处于刚刚起步阶段。本文通过研究苹果苗木根系土壤振动分离装置实现

苗木根系与土壤分离,采用计算机辅助几何设计方法设计在QM-500型果树苗木起苗机上配置曲柄摇杆式振动筛,并确定曲柄摇杆机构参数,通过样机试制与田间试验验证曲柄摇杆式振动筛的工作性能。

1 苗木根系土壤分离装置的设计原则

根据培育苹果优质苗木的标准^[13]及苗木出圃的质量要求^[14],苗木根系土壤分离装置的设计原则为:

- (1)苗木机械起苗后能够实现高度1.5 m以上苗木的输送,不损伤苗木表皮和枝芽。
- (2)保证苗木侧根等根系的完整性,对根系无撕裂等机械损伤。
- (3)土壤从根系分离,便于捡拾苗木,降低人工拔苗劳动强度。

2 根土分离装置设计

2.1 总体结构设计

苹果苗木在秋季落叶后或春季萌芽前的休眠期通过果树苗木起苗机进行苗木起苗出圃作业,为降低通过起苗铲切断苗木根系后的拔苗出土强度,设计曲柄摇杆式振动机构实现苗木根系与粘结土壤的分离。具有根土分离装置的果树苗木起苗机结构主要由机架、起苗铲、偏心轮、连杆、振动筛、动力传动机构等组成,如图1所示。偏心轮、连杆与振动筛构成曲柄摇杆式苗木根系土壤分离装置。

收稿日期:2014-06-23 修回日期:2014-08-22

* 国家苹果产业技术体系资助项目(CARS-28)和国家公益性行业(农业)科研专项经费资助项目(201203016)

作者简介:李建平,讲师,博士生,主要从事农业装备研究,E-mail:ljpd527@126.com

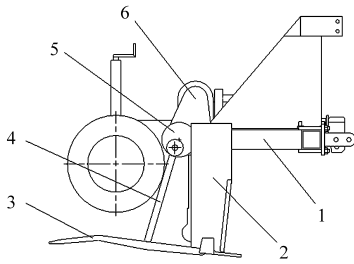


图1 果树苗木起苗机结构简图

Fig. 1 Fruit seedling lifter

1. 机架 2. 起苗铲 3. 振动筛 4. 连杆 5. 偏心轮 6. 传动机构

果树苗木起苗机^[15]悬挂在拖拉机上形成作业机组,具有振动机构的起苗铲^[16]偏置在机组右侧,如图2所示。机组前进时,单行作业,被起苗铲切断根系的苗木经曲柄摇杆式振动筛振动,抖落苗木根系上的土壤并经筛杆输送至地表,由人工捡拾苗木。

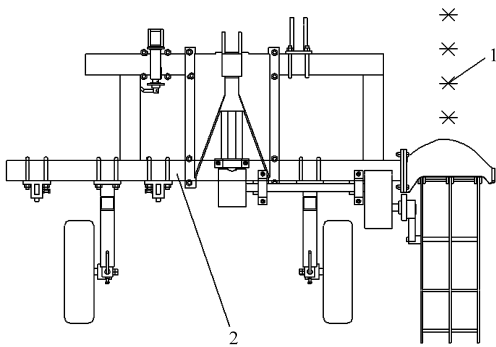


图2 作业示意图

Fig. 2 Schematic diagram of working

1. 果树苗 2. 起苗机

2.2 曲柄摇杆机构设计

基于曲柄摇杆机构的振动筛是实现断根后果树苗木根系土壤分离的关键装置,曲柄的连续旋转,通过连杆将动力传递给摇杆,摇杆带动振动筛工作,实现苗木根系与土壤的分离。

2.2.1 类型确定

振动筛在抬起时速度要慢,便于苗木根系的土壤抖松掉落;下降时要快,缩短回程时间,提高分离苗木根系土壤的效率;摇杆的慢行程转向与曲柄转向相同,使固定杆两端的铰接点 O_A 、 O_B 位于摇杆两极限位置 B_1 、 B_2 连线的同侧,因此振动筛设计成I型曲柄摇杆机构^[17],如图3所示,其各杆尺寸满足

$$l_1^2 + l_4^2 < l_2^2 + l_3^2 \quad (1)$$

式中 l_1 ——曲柄 $O_A A$ 的长度, mm

l_2 ——连杆 AB 的长度, mm

l_3 ——摇杆 $O_B B$ 的长度, mm

l_4 ——固定杆 $O_A O_B$ 的长度, mm

2.2.2 参数确定

果树苗木起苗机起苗作业深度在 350 mm 时能

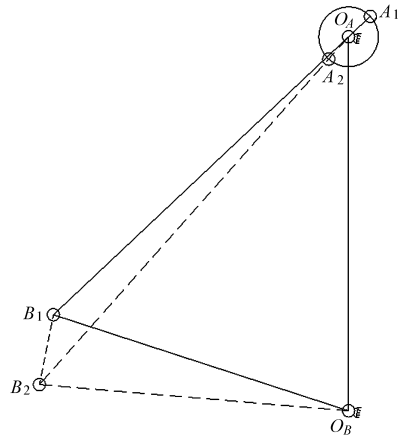


图3 I型曲柄摇杆机构

Fig. 3 Type I of crank rocker mechanism

够保证园艺专家培育的优质大苗根系出圃完整,使苗木植株栽植后缓苗期短,成活率高。基于 Autodesk Inventor Professional (AIP) 草图的计算机辅助几何设计 (CAGD) 功能^[18]进行振动筛结构参数确定,曲柄摇杆式振动机构的几何原理如图4所示。

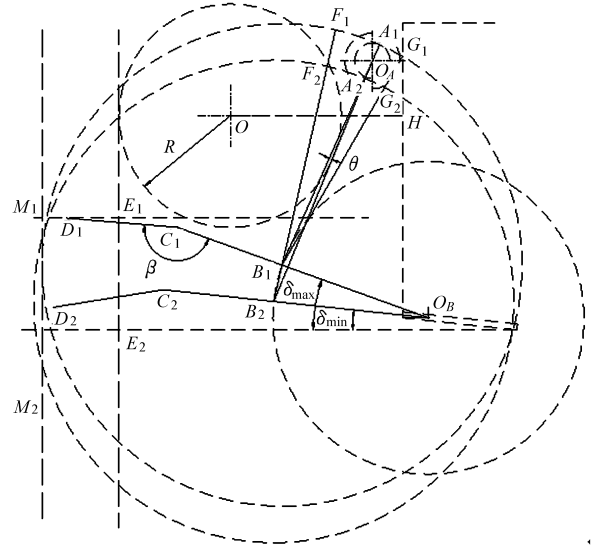


图4 曲柄摇杆式振动机构几何原理图

Fig. 4 Geometric diagram of vibrating mechanism in crank rocker type

(1) 振动筛杆参数确定

在摇杆的抬起行程,为使果树苗木经振动筛筛分土壤后顺利抵达苗圃地表,且不被限深轮碾压,使苗木倒地后落在限深轮的后部,在摇杆达到最高极限位置时,使振动筛杆 $O_B CD$ 尾端 D_1 与地表 $M_1 E_1$ 相平,则振动筛杆长度 $L_{O_B D}$ 应满足

$$L_{O_B D} > L_{OH} + R \quad (2)$$

$$L_{O_B D} = L_{O_B C} \cos(\delta_{\min} + \varphi) + L_{CD} \cos(\beta + \varphi + \delta_{\min} - \pi) \quad (3)$$

式中 $L_{O_B D}$ ——振动筛杆的水平投影距离, mm

L_{OH} ——限深轮中心至起苗铲的距离, mm

R ——限深轮的半径, mm

$L_{O_B C}$ ——杆 $O_B C$ 的长度, mm

$L_{C D}$ ——尾翼杆的长度, mm

δ_{\min} ——振动筛杆位于最低极限位置时的摆角, ($^{\circ}$)

φ ——摇杆摆角, ($^{\circ}$)

β ——杆 $O_B C$ 与尾翼杆 $C D$ 的夹角, ($^{\circ}$)

在摇杆的降落行程, 为保证振动筛杆 $O_B C D$ 尾端部 D_1 不与地沟 $M_2 E_2$ 相撞, 应使筛杆 $O_B C_2$ 与地沟 $M_2 E_2$ 平面的夹角 δ_{\min} 与起苗铲的入土角保持一致, 即

$$\delta_{\min} = 6^{\circ} \quad (4)$$

考虑机具地头转弯及运输方便, 振动筛筛杆长度应与果树苗木起苗机相适应。振动筛杆尾端部的区域为 $M_1 M_2 E_2 E_1$, 如图 4 所示, 则振动筛杆长度 $L_{O_B D}$ 应满足

$$L_{O_B D} \leq L_{O_B M} \quad (5)$$

式中 $L_{O_B M}$ ——振动筛杆在水平投影距离的设计最大值, mm

振动筛杆 $O_B C D$ 由杆 $O_B C$ 和尾翼杆 $C D$ 两部分构成, 根据 $L_{O_H} = 465$ mm, $R = 300$ mm, 选择 $L_{O_B M} = 1\ 000$ mm, 振动筛杆的设计参数值如表 1 所示。

表 1 振动筛杆参数

Tab. 1 Parameters of vibrating screen rod

参数	数值
杆长 $L_{O_B C}$ /mm	720
尾翼杆长 $L_{C D}$ /mm	300
杆 $O_B C$ 与尾翼杆 $C D$ 的夹角 β /($^{\circ}$)	165
振动筛杆位于最高极限位置时的摆角 δ_{\max} /($^{\circ}$)	19.72
振动筛杆位于最低极限位置时的摆角 δ_{\min} /($^{\circ}$)	6
摇杆摆角 φ /($^{\circ}$)	13.72

(2) 曲柄摇杆机构参数确定

以摇杆 $O_B B$ 端点 B_1 为圆心, 连杆 $A B$ 为半径, 画圆得到曲柄摇杆机构在最高极限位置摆角 δ_{\max} 时曲柄 $O_A A$ 的外包络线 $\widehat{F_1 G_1}$; 以摇杆 $O_B B$ 端点 B_2 为圆心, 连杆 $A B$ 为半径, 画圆得到曲柄摇杆机构在最低极限位置摆角 δ_{\min} 时曲柄 $O_A A$ 的内包络线 $\widehat{F_2 G_2}$; 线 $F_1 F_2$ 为摇杆两极限位置 B_1 、 B_2 的连线, 线 $G_1 G_2$ 为曲柄 $O_A A$ 与铲臂 $G_1 H$ 接触的 $O_A A$ 界限位置, 则区域 $F_1 F_2 G_2 G_1$ 为曲柄的转动范围, 如图 4 所示。以 O_A 为圆心, 画圆分别相切于弧 $\widehat{F_1 G_1}$ 和弧 $\widehat{F_2 G_2}$; 根据 $L_{F_1 F_2}$ 和 $L_{G_1 G_2}$ 两数值界限, 选择曲柄 $O_A A$ 的数值。

为使传动结构紧凑, 曲柄 $O_A A$ 回转中心 O_A 应靠近果树苗木起苗机机架且干涉曲柄回转轴, 即曲柄 $O_A A$ 端点 A 的回转轨迹与弧 $\widehat{F_1 G_1}$ 、弧 $\widehat{F_2 G_2}$ 和铲臂

$G_1 H$ 相切时的极限夹角 θ 为最大极限夹角 θ_{\max} , 连杆长度 $L_{A B}$ 选择 600 ~ 700 mm, 则摇杆长 $L_{O_B B}$ 、曲柄长 $L_{O_A A}$ 、固定杆长 $L_{O_A O_B}$ 、极限夹角 θ_{\max} 的变化关系如表 2 所示。

表 2 曲柄、固定杆、极限夹角变化关系

Tab. 2 Change table of crank, a fixed rod and polar angle

连杆长 $L_{A B}$ /mm	摇杆长 $L_{O_B B}$ /mm	曲柄极限 $L_{F_1 F_2}$ /mm	曲柄极限 $L_{G_1 G_2}$ /mm	极限夹角 θ_{\max} /($^{\circ}$)	曲柄极限 差值/mm
600	350	83.60	81.82	1.30	1.78
	400	95.54	91.65	2.22	3.89
	450	107.48	100.26	3.33	7.22
	500	119.43	107.22	4.66	12.21
	550	131.37	111.92	6.27	19.45
	600	143.31	113.25	8.17	30.06
	650	155.25	108.70	10.30	46.55
650	700	167.20	87.47	13.43	79.73
	350	83.60	82.34	0.98	1.26
	400	95.54	92.61	1.72	2.93
	450	107.48	101.99	2.63	5.49
	500	119.43	110.05	3.73	9.38
	550	131.34	116.45	5.03	14.89
	600	143.31	120.55	6.56	22.76
700	650	155.25	121.28	8.37	33.97
	700	167.20	116.22	10.52	50.98
	350	83.60	82.71	0.73	0.89
	400	95.54	93.39	1.34	2.15
	450	107.48	103.26	2.10	4.22
	500	119.43	112.12	3.01	7.31
	550	131.37	119.68	4.09	11.69
700	600	143.31	125.53	5.35	17.78
	650	155.25	129.08	6.91	26.17
	700	167.20	129.26	8.47	37.94

根据摇杆长 $L_{O_B B}$ 、连杆长 $L_{A B}$ 的数值变化得到曲柄 $L_{O_A A}$ 和极限夹角 θ_{\max} 的相互变化关系可知: 随着摇杆长度 $L_{O_B B}$ 的增加, 曲柄极限差值随之增大; 在同一摇杆长度 $L_{O_B B}$ 下, 随着连杆长 $L_{A B}$ 的增大, 曲柄极限差值在缩小, 如图 5 所示。随着摇杆长度 $L_{O_B B}$ 的增加, 最大极限夹角 θ_{\max} 随之增大; 在同一摇杆长度 $L_{O_B B}$ 下, 随着连杆长 $L_{A B}$ 的增大, 最大极限夹角 θ_{\max} 在缩小, 如图 6 所示。

曲柄摇杆式振动机构中 4 杆数值的选择为: 连杆长 $L_{A B} = 650$ mm、摇杆长 $L_{O_B B} = 450$ mm、曲柄回转直径 $L_{A A} = 104$ mm, 即曲柄长 $L_{O_A A} = L_{A A}/2 = 52$ mm, 此时极限夹角 $\theta = 2.03^{\circ}$ 、机架杆长 $L_{O_A O_B} = 706$ mm;

曲柄回转中心 O_A 与果树苗木起苗机机架的水平距离 $L_{O_A N} = 154$ mm, 曲柄回转中心 O_A 与动力传动轴中心 P 距离 $L_{O_A P} = 326$ mm, 如图 7 所示。

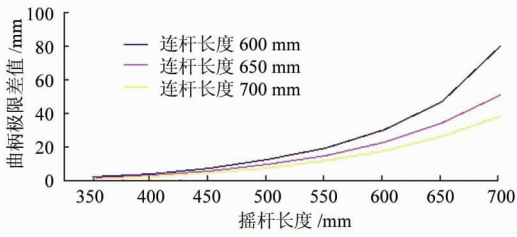


图 5 曲柄极限差值随摇杆长度的变化关系

Fig. 5 Relationship between crank rocker value with ultimate difference

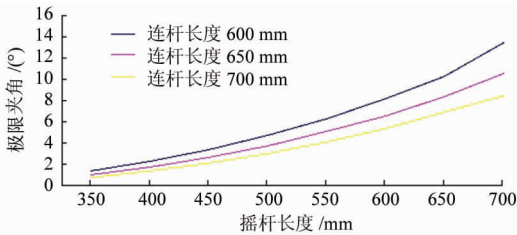


图 6 最大极限夹角随摇杆长度的变化关系

Fig. 6 Relationship between the maximum angle of extreme position with the rocker value

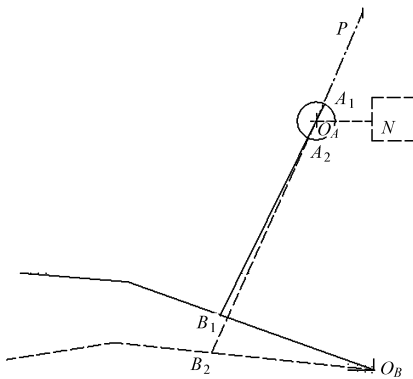


图 7 曲柄回转中心位置示意图

Fig. 7 Schematic diagram of crank rotation center position

根据最小传动角^[19]和行程速比系数

$$\gamma_{\min} = \arccos \frac{L_{AB}^2 + L_{O_B B}^2 - (L_{O_A O_B}^2 - L_{O_A A}^2)}{2L_{AB}L_{O_B B}} \quad (6)$$

$$K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (7)$$

代入相关数据可得最小传动角 $\gamma_{\min} = 77.23^\circ$, 行程速比系数 $K = 1.02$ 。

2.3 传动系统参数确定

曲柄摇杆式振动筛的工作动力由拖拉机后输出轴经传动系统传递, 动力传动路线如图 8 所示。

传动系统的传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_a} = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3} \quad (8)$$

选择锥齿轮组齿数 $Z_1 = 14$, $Z_2 = 31$, 链轮组齿

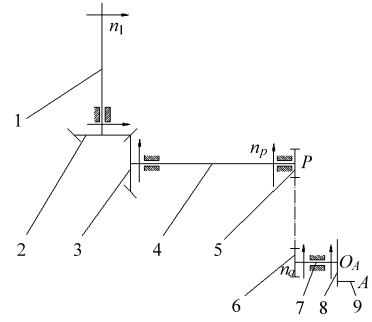


图 8 动力传动系统示意图

Fig. 8 Schematic diagram of power transmission system

1. 联轴器 2. 锥齿轮 Z1 3. 锥齿轮 Z2 4. 输出轴 5. 链轮 Z3 6. 链轮 Z4 7. 输入轴 8. 偏心轮 9. 曲柄轴

数 $Z_3 = 20$, $Z_4 = 23$, 拖拉机后输出轴转速 $n_1 = 760$ r/min, 代入式 (8), 则偏心轮的转速为 $n_a = 298.46$ r/min, 即振动筛杆振动频率约 5 Hz。

将根系视为柔性加筋材料根土复合体^[20], 按照根系固土机理: 当根系受到振动筛的振动力 F 大于振动筛上土壤自重垂直分力时可使含苗木根系的土壤与振动筛面分离, 如图 9 所示; 随着振动筛的往复

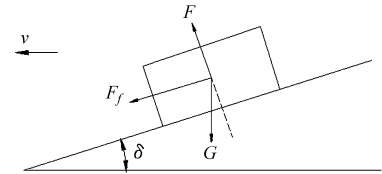


图 9 土壤振动受力示意图

Fig. 9 Soil vibration force diagram

摆动, 苗木随土壤实现升起与回落, 通过振动、撞击等作用将苗木根系上土壤分离下来, 即

$$F > G \cos \delta \quad (9)$$

式中 F ——振动筛的振动力, kN

G ——振动筛上土壤自重, kN

振动筛的振动力

$$F = \frac{P_a}{v_a} \quad (10)$$

其中

$$v_a = \frac{\pi L_{AA} n_a}{60} \quad (11)$$

$$P_a = P_1 \eta_1^2 \eta_2 \eta_3^2 \quad (12)$$

$$P_1 = 0.86 (P_e - P_T) \quad (13)$$

$$P_T = \frac{F_T v}{3.6} \quad (14)$$

式中 P_e ——拖拉机的有效功率, kW

P_a ——振动筛轴端功率, kW

P_1 ——拖拉机后输出轴功率, kW

P_T ——拖拉机牵引功率, kW

F_T ——拖拉机最大牵引力, kN

v_a ——曲柄回转的圆周速度, m/s

v ——机组作业前进速度, km/h

η_1 ——滚珠轴承传动效率

η_2 ——锥齿轮组传动效率

η_3 ——链轮组传动效率

振动筛上土壤自重

$$G = \rho(L_{o_{BC}} + L_{CD})B_1hg \quad (15)$$

式中 ρ ——土壤密度, kg/m^3

B_1 ——起苗铲幅宽, m

h ——起苗作业深度, m

3 试验

3.1 样机试制

应用 AIP 的草图设计、零件建模和部件装配等功能进行曲柄摇杆式振动筛的数字样机设计, 如图 10 所示。通过干涉检查验证零部件的装配正确性, 保证了物理样机的加工装配精度, 减少调试时间, 提高样机设计及生产效率。

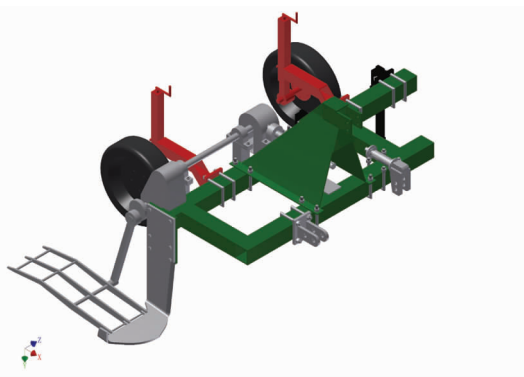


图 10 振动筛式果树苗木起苗机数字样机

Fig. 10 Digital type fruit seedling lifter with prototype vibration sieve

3.2 田间试验

2013 年 11 月 13—18 日带有曲柄摇杆式振动筛的果树苗木起苗机配套福田 804 型拖拉机悬挂作业, 在河北省蠡县小陈苗圃基地进行矮化中间砧苹果苗木起苗出圃作业试验, 如图 11 所示。



图 11 试验场景

Fig. 11 Test scenario

苗木出圃时土壤含水率为 17.8%, 土体密度 $\rho = 1.36 \text{ kg}/\text{m}^3$, 苗圃种植苹果苗木的行距 $B = 700 \text{ mm}$ 、株距均值 200 mm , 地块长度 $L = 130 \text{ m}$, 在

正常工况下拖拉机作业速度 $v = 5.3 \text{ km}/\text{h}$ 时, 起苗作业深度 $h = 350 \text{ mm}$, 考虑到拾苗、分级等工序用时影响, 起苗作业时 1 h 内起苗 9~10 行。

查农业机械设计手册^[21]和机械设计手册^[22], 将 $P_e = 58.8 \text{ kW}$ 、 $F_T = 25.5 \text{ kN}$ 、 $\eta_1 = 0.98$ 、 $\eta_2 = 0.97$ 、 $\eta_3 = 0.96$ 等参数代入式(10)~(14), 计算得振动筛的振动力 $F = 9.81 \text{ kN}$ 。机组起苗铲幅宽 $B_1 = 0.5 \text{ m}$, 将选择参数代入式(15), 计算得振动筛上土壤自重 $G = 2.38 \text{ kN}$; 振动筛的摆动角度范围为 $6^\circ \sim 19.72^\circ$, 则 $G\cos\varphi = 2.24 \sim 2.37 \text{ kN}$ 。可知 $F > G\cos\varphi$, 表明拖拉机经动力传动系统传递给振动筛的振动力足以克服振动筛上的土壤自重, 可使含苗木根系的土壤脱离筛面; 随机组前进, 含苗木根系土壤沿筛面向后向上移动, 经反复升降, 通过振动和撞击将苗木根系上的土壤分离下来, 到达地表的苗木便于人工捡拾。

果树苗木起苗机起苗时采用顺时针转圈作业, 在苗圃地两侧间隔均布设有拔苗(拾苗)工人, 果树苗木起苗机起苗后, 人工将根部已松土的苗拔(捡拾)出来放到一边, 进行苗木分级、捆扎和假植, 同时及时清理出拖拉机返回作业时的线路, 提高工作效率。带有振动筛和普通型果树苗木起苗机起苗作业试验数据如表 3 所示。

表 3 试验对比

Tab. 3 Comparison test

参数	普通型	振动筛式
起苗行数 $l/(\text{行} \cdot \text{h}^{-1})$	9	9
作业量 $Q/(\text{株} \cdot \text{h}^{-1})$	5 850	5 850
拔(拾)苗辅助人工/个	40	10
分级人工/个	6	6
捆扎人工/个	8	8
假植人工/个	5	5

作业效率

$$\eta = \frac{Nln}{T} \quad (16)$$

作业小时生产率

$$E_z = \frac{BLN}{T} \quad (17)$$

节省人工

$$\eta_{sg} = \frac{\sum Q_1 - \sum Q_2}{\sum Q_1} \times 100\% \quad (18)$$

式中 N ——作业行数, 行

B ——苗木种植行距, m

L ——地块长度, m T ——作业时间, h

n ——单位长度苗木株数, $\text{株}/\text{m}$

$\sum Q_1$ ——生产期间内普通型起苗机用工量, 个

$\sum Q_2$ ——生产期间内振动筛式起苗机用工量,个

将相关数据代入式(16)和(17)可知,带有振动筛的果树苗木起苗机的作业效率为1.6株/s,作业小时生产率为0.08 hm²/h;与普通型起苗机相比,节省人工50.85%。

4 结论

(1) 应用AIP草图的CAGD功能确定了曲柄摇

杆振动筛式果树苗木根系土壤分离装置的结构参数:曲柄52 mm、连杆650 mm、摇杆450 mm、机架杆706 mm,极限夹角2.03°,4杆构成I型曲柄摇杆机构。

(2) 应用AIP进行曲柄摇杆式振动筛的数字样机设计并进行生产试制和田间试验,结果表明带有振动筛式果树苗木起苗机的作业效率1.6株/s,节省人工50.85%,实现了苹果苗木起苗机械轻简化作业。

参 考 文 献

- 1 国家苹果产业技术研发中心. 2014年苹果产业发展趋势与政策建议[R]. 国家苹果产业技术体系技术简报,2014(2):1-8.
- 2 克吕斯曼 G. 苗圃学[M]. 呼和浩特:内蒙古人民出版社,1987:111-114.
- 3 苏忠明. 东德的营林机械化[J]. 林业机械,1981(4):11-14.
- 4 姚成. 意大利的一种起苗机[J]. 林业机械,1981(6):46-47.
- 5 Г. П. Ипъин. 苗木挖掘机械[J]. 国外林业,1987(3):51-56.
- 6 黄仁楚. 西德的营林机械[J]. 林业机械,1982(4):45-47.
- 7 曾剑锋. 联合起苗机起苗刀性能参数优化及根土分离的研究[D]. 哈尔滨:东北林业大学,2013:13-14.
- 8 王合. 1LQM-60型起苗犁介绍[J]. 农业机械,2011(1):75.
- 9 何谦. 2QC-3b螺旋弧形起苗机的研制[J]. 林业机械,1993(3):4-6.
- 10 段光晨,魏俊义,刘少刚. 2QS-130型振动式切根起苗两用机的研究设计[J]. 林业机械,1993(4):22-23.
- 11 马凤财. 4QYS-600C型双侧起苗机的研制及效益分析[J]. 农业技术与装备,2010(6):29-30.
- 12 洪庆. 4Q-130型振动式起苗机的研制[J]. 林业机械,1987(6):29-30.
- 13 国家苹果产业技术体系首席科学家办公室. 苹果矮砧集约栽培模式技术规范[R]. 国家苹果产业技术体系技术简报,2014(2):3-4.
- 14 张东林. 初级苗圃工[M]. 重庆:重庆出版社,2007:102-105.
- 15 河北农业大学. 果树苗起苗机:中国,200920101750.2[P]. 2009-12-23.
- 16 杨欣,刘俊峰,李建平,等. 苹果起苗铲有限元分析与结构设计[J]. 农业机械学报,2011,42(2):84-87,125.
Yang Xin, Liu Junfeng, Li Jianping, et al. Structural design and finite element analysis of apple seeding lifter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(2):84-87,125. (in Chinese)
- 17 彭松林. 基于曲柄摇杆机构的扑翼微飞行器的研究[D]. 上海:上海交通大学,2009:19-21.
- 18 马茂林,王龙厚. Autodesk Inventor 2014高级培训教程[M]. 北京:电子工业出版社,2014:287-295.
- 19 张策. 机械原理与机械设计[M]. 北京:机械工业出版社,2004:135-140.
- 20 宋维峰. 林木根系与均质土间相互物理作用机理研究[D]. 北京:北京林业大学,2006:34-48.
- 21 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册:上册[M]. 北京:中国农业科学技术出版社,2007:3-63.
- 22 闻邦椿. 机械设计手册:第1卷[M]. 北京:机械工业出版社,2010:27-28.

Design for Soil Separating Device from Apple Seedling Root

Li Jianping Liu Junfeng Yang Xin Wang Pengfei

(Mechanical and Electronic Engineering College, Agricultural University of Hebei, Baoding 071001, China)

Abstract: The soil separation device, composited with vibration unit and transformation unit, was designed by using AIP software. The proposed device was assembled at the type QM-500 fruit seedling lifter came with a 58.8 kW tractor. The experiments were carried out in the fruit seedling breeding base of Lixian county. Experiments showed that when the eccentric distance was 52 mm, the tilt angle was 13.72°, the coefficient of travel speed variation was 1.02, the polar angle was 2.03°. The field experiments showed that the lifting efficiency was 1.6 plants per second. The manpower was decreased by 50.85% which reduced the labor intensity and realized the simplified operation of the apple seedling lifter.

Key words: Apple nursery Lifter Separating device Crank-rocker mechanism