

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.03.009

基于外旋轮线轨迹的果品振动采收机构研究

杜小强^{1,2} 倪柯楠¹ 武传宇^{1,3}

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 浙江省先进制造技术重点实验室, 杭州 310027;
3. 浙江省种植装备技术重点实验室, 杭州 310018)

摘要: 为进一步提高果品振动采收效率,降低振动损伤,针对振动式果品采收机构的工作方式,提出了理想果树激励形式假设,并通过 ANSYS 软件仿真研究不同形式位移载荷对果树模型的影响。根据仿真结果,设计了基于外旋轮线轨迹的果品振动采收机构,分析了该机构的结构特点和工作原理,并建立其运动学模型,推导了机构振幅和加速度方程。在满足激振振幅和加速度的前提下,采用“参数导引”优化方法对外旋轮线机构进行尺寸优化。根据仿真结果与理论分析,加工试验样机,利用高速摄影系统捕捉样机的实际运动轨迹,并与理论轨迹、虚拟仿真轨迹对比,从而验证了外旋轮线机构设计的准确性。进行室内活立木动力学响应试验,并统计各测试点的最大合成加速度平均值和标准差,由此验证了外旋轮线机构可实现对果树的有效激振。

关键词: 果品振动采收; 外旋轮线; 行星轮系; 动力学仿真; 参数导引

中图分类号: S225.93; TH112.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)03-0059-08

Vibratory Harvesting Mechanism for Tree Fruit Based on Epitrochoid

Du Xiaoqiang^{1,2} Ni Kenan¹ Wu Chuanyu^{1,3}

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China
2. Zhejiang Provincial Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology, Hangzhou 310027, China
3. Zhejiang Provincial Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology, Hangzhou 310018, China)

Abstract: To further improve the efficiency of vibratory harvesting on tree fruit and reduce the mechanical damage on tree body, a hypothesis about ideal fruit tree excitation pattern was put forward based on the working principle of vibratory harvesting mechanism. The influence of different kinds of displacement patterns on vibratory fruit harvesting was simulated based on finite element software (ANSYS). According to the simulation results, a vibratory fruit harvesting mechanism was designed based on planetary gear train to generate epitrochoid trajectory. Then, its characteristics and working principle were analyzed and its kinematics model was established to derive the equations of vibratory displacement and acceleration amplitude. By meeting the requirement of displacement and acceleration amplitude, main parameters of the epitrochoid mechanism were optimized based on the parameter-guided optimization algorithm. A prototype of vibratory harvesting mechanism for fruit tree was manufactured and its trajectory was recorded by high-speed photography system. Trajectories of experiment, theoretical analysis and virtual simulation were consistent, which verified the design of this harvesting mechanism. A dynamic response test of one fruit tree sample was carried out in lab. Statistics results on the mean value and standard deviation of the maximum synthesized acceleration of the test points on the tree sample confirmed that the epitrochoid mechanism could stimulated the fruit tree effectively.

Key words: fruit vibratory harvesting; epitrochoid; planetary gear train; dynamic simulation; parameter-guided

收稿日期: 2015-10-01 修回日期: 2015-10-22

基金项目: 国家自然科学基金项目(51475433)、浙江理工大学科研创新团队专项(13020049-Y)、浙江理工大学 521 中青年拔尖人才项目和浙江省先进制造技术重点实验室开放基金项目(2015KF03)

作者简介: 杜小强(1978—),男,教授,主要从事现代农业装备与技术研究,E-mail: xqiangdu@zstu.edu.cn

引言

近年来,我国林果业迅速发展,已成为种植业中仅次于粮食、蔬菜之后的第三大产业,在国民经济中占有重要地位^[1]。采收作业是果品生产过程中十分重要的环节,具有季节性强和劳动密集的特点,所用劳动力占整个生产过程所用劳动力的35%~45%^[2-4]。因此,解决果品采收作业面临的问题已经迫在眉睫。采用合适的机械设备替代人工采收,一方面可提高采收效率、减少果品损伤,另一方面可节约劳动力成本,提升果农的经济效益。目前,适用于大面积、规模化果园种植模式的果园采收机械多采用振摇式,生产效率较人工高5~10倍^[5-8]。

振摇式果品采收机的发展趋势是提高采收效率、节能降耗^[9-10]。因此,在设计果品振动采收设备时,应先确定其核心工作部件——振动器的激振形式。LENKER等^[11]比较了直线往复激励和变向周期激励的采收效果,发现变向周期激励更容易引起果实的振动,因此采收率更高。MARTINEZ等^[12]分析了变向周期激励更有利于果实采收的原因主要是在整树振动过程中,激振力方向随时间变化,可以将振动能量传输到不同生长方向的果树枝条。WHITNEY等^[13-14]的试验结果表明,在不喷洒化学脱落剂的情况下,采用偏心旋转机构施加变向周期激励的采收率(71.9%~76.6%)要远高于曲柄滑块机构的采收率(49.8%~56.2%)。偏心旋转机构是一种常用的果品振动采收机构,其中单偏心振动机构产生圆周激励,对称偏心振动机构产生不同形式的非圆周激励。BENTAHER等^[15]通过试验及仿真,发现圆周激励可产生更高的平均果枝分离惯性力,而非圆周激励可获得果树不同区域更为均匀的果枝分离惯性力,因此非圆周激励能实现更高的果实采收率。

由此,本文提出果树理想激振形式假设,为验证该假设的合理性与正确性,利用有限元软件ANSYS对果树模型进行动力学仿真,通过添加不同形式的位移载荷来观察树枝上各测试点的加速度响应情况。根据仿真结果,进一步设计基于外旋轮线轨迹的果品振动采收机构,并对外旋轮线机构建立理论模型。通过运动学分析和参数优化,使其满足果品采收所需的振幅和加速度。最终加工试验样机,完成轨迹验证和室内活立木动力学响应试验。

1 位移载荷激励时果树模型动力学仿真

根据已有研究成果,提出了基于主枝激振的果品振动采收机构理想激振形式,主要内容如下:①能够有效激发不同生长方向的枝条振动。②激振能量

有效均匀分布,使果树不同区域能够获得更为均匀的果实分离惯性力。③具有足够的振动强度。当满足该假设时,大部分果实将受到足够大的、相近的惯性分离力,从而在短时间内集中掉落下来,即实现了“单点激振,整体采收”的理想采收效果。

1.1 果树模型建立

选取山核桃树作为仿真与试验对象。山核桃树枝干各部分的材料特性不尽相同,但差异不大。因此,统一所有枝干的材料特性参数^[16],其值为密度 928 kg/m^3 、弹性模量 $6\,515 \text{ MPa}$ 、泊松比 0.38 。

采用文献[16]中提出的方法建立山核桃树模型,定义山核桃树枝干的单元类型为Beam188,该单元类型适用于分析细长的梁结构。建立的山核桃树模型如图1所示,其中,箭头所指的点定义为载荷加载点,并在各枝干上随机选取23个点作为测试点。忽略土壤对山核桃树模型的影响,定义根部节点自由度为零。

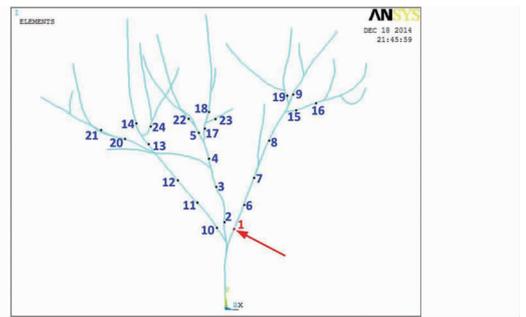


图1 模型树上测试点分布图

Fig. 1 Distribution of test points on sample tree

1.2 位移载荷形式

当一动圆或一动直线在一定圆或一条定直线上作纯滚动时,动圆或动直线上任意一点所产生的轨迹即为旋轮线^[17]。因此,摆线和渐开线也属于旋轮线。本文选择动圆在定圆上作纯滚动这一形式的旋轮线为研究对象,该种旋轮线可由行星齿轮机构产生。当两圆半径比值为有理数时,旋轮线为封闭的非圆周期曲线;当两圆半径比值为无理数时,旋轮线不封闭。半径比值决定旋轮线的摆线支数。此外,根据动圆位置,旋轮线分为内、外2种类型。根据动点位置,可进一步分为长幅、尖点、短幅3种形式。为验证理想果树激振形式假设的合理性与正确性,本文共设定了3种类型的位移载荷,分别为外旋轮线载荷、圆周载荷和直线载荷,其表达式分别为:外旋轮线载荷

$$\begin{cases} x_{wx} = (R+r) \cos(\omega t) - r_a \cos\left(\frac{R+r}{r} \omega t\right) \\ y_{wx} = (R+r) \sin(\omega t) - r_a \sin\left(\frac{R+r}{r} \omega t\right) \end{cases} \quad (1)$$

圆周载荷

$$\begin{cases} x_c = r_c \cos(\omega t) \\ y_c = r_c \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2)$$

直线载荷

$$y_l = L_1 \cos(\omega t) + L_2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\omega t)} - L_2 \quad (3)$$

其中 $\lambda = L_1/L_2$ $\omega = 2\pi f$

式中 R ——定圆半径 r ——动圆半径

r_a ——动点到动圆圆心的距离

r_c ——圆周载荷轨迹圆的半径

L_1 ——曲柄长度 L_2 ——连杆长度

ω ——角频率 t ——时间 f ——频率

令 $R = 30 \text{ mm}$, $r = 10 \text{ mm}$, $r_a = 15 \text{ mm}$, $f = 3 \text{ Hz}$, 则该外旋轮线的振幅为 94.60 mm 。因此, 取 $r_c = 47.3 \text{ mm}$, $L_1 = 55 \text{ mm}$, $L_2 = 220 \text{ mm}$ (λ 一般取 $\frac{1}{6} \sim$

$\frac{1}{4}$), 保证 3 种位移载荷具有相同的振幅和频率。

对上述几种位移载荷表达式进行时间离散, 以表格形式保存数据, 在瞬态响应分析时作为时间-历程载荷施加于果树模型上并求解。

在 ANSYS 中, 瞬态动力学求解的方法主要有 3 种: 完全法、缩减法和模态叠加法。完全法虽然计算过程所需时间长、消耗内存空间大, 但功能最强, 允许施加各种类型的载荷。因此, 本文采用完全法求解山核桃树模型的瞬态响应, 设置输出结果为各测试点 x 、 y 、 z 方向的加速度。

1.3 结果讨论

统计各测试点的最大合成加速度, 如图 2 所示。观察发现 3 种位移载荷均能使果树产生比较明显的加速度。为比较 3 种载荷作用下的最大合成加速度分布的平均性, 表 1 首先统计最大合成加速度的平均值与标准差, 由于平均值不同, 直接使用标准差进行比较不合适, 进一步通过标准差与平均值之比得到变异系数。

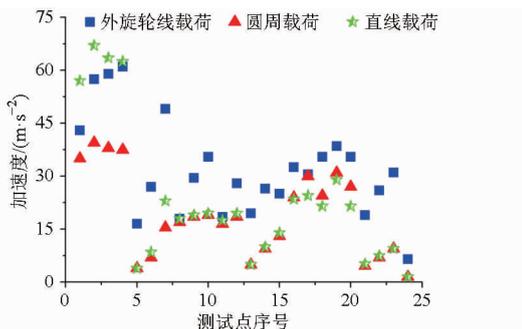


图 2 不同位移载荷激励下各测试点的加速度响应分布图

Fig. 2 Distribution of acceleration of test points resulted from different types of displacement loading

从数据上能更加直观地看出, 外旋轮线载荷下的加速度平均值明显高于其余两者, 同时, 其变异系数最小说明加速度分布平均性最佳。圆周载荷下的加速度分布比直线载荷平均, 但其平均值最小。因此, 在振幅和频率相同的情况下, 外旋轮线载荷激励能使果树各个分枝同时有效地振动, 且能产生的激振强度更大, 显示出更好的节能降耗性。

表 1 不同位移载荷激励时测点最大合成加速度

Tab.1 Maximum synthesized acceleration of test points resulted from different types of displacement loading

统计结果	载荷形式		
	外旋轮线	圆周	直线
平均值/(m·s ⁻²)	64.04	37.71	45.97
标准差/(m·s ⁻²)	28.10	24.18	39.03
变异系数	0.44	0.64	0.85

2 果品振动采收机构结构特点与工作原理

根据上文果树模型的 ANSYS 动力学仿真结果以及行星振动机构的工作特点, 设计了基于外旋轮线轨迹的果品振动采收机构, 如图 3 所示。该机构主要分为箱体、动力传输部分、齿数比为 3:1 和 5:1 的 2 组外旋轮线机构、齿轮齿条机构 4 部分。其工作原理为: 电动机通过多级齿轮啮合传递动力, 驱动两根初始相位相同的行星架同时转动, 带动行星轮绕中心轮公转, 同时也绕自身圆心自转, 而连接行星轮同步杆的 T 型杆则带动夹持爪作大幅外旋轮线运动。该果品振动采收机构具有 2 挡传动比, 可通过齿轮齿条机构推动中心轮在轴上滑移, 实现换挡功能, 从而改变机构输出的加速度。

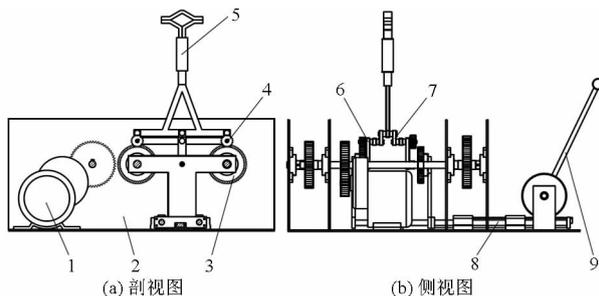


图 3 果品振动采收机构结构图

Fig. 3 Structure of vibratory harvesting mechanism for tree fruit

- 1. 电动机 2. 箱体 3. 中心轮 4. 行星轮 5. 夹持爪 6. 行星架 7. 行星轮同步杆 8. 齿条 9. 操纵杆

3 外旋轮线机构运动学模型

基于外旋轮线轨迹的果品振动采收机构的核心部件——外旋轮线机构的运动学模型如图 4 所示。为确定该机构振幅和加速度, 分别在 O 点建

立定坐标系 xOy , 在 O_1 点建立动坐标系 $x_1O_1y_1$, 在 A 点建立动坐标系 x_2Ay_2 , 模型相关参数及含意如表 2 所示。

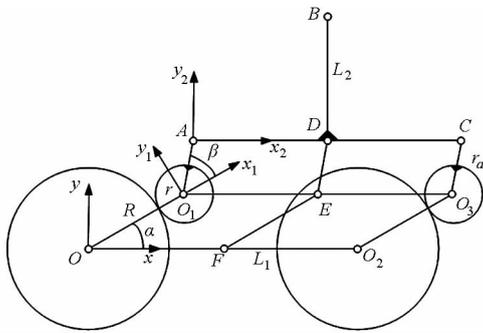


图 4 外旋轮线机构简图

Fig. 4 Diagram of epitrochoid mechanism

表 2 运动学模型相关参数说明

Tab. 2 Variable of epitrochoid mechanism model

参数	含意
R/m	中心轮 O, O_2 的半径
r/m	行星轮 O_1, O_3 的半径
r_a/m	杆 O_1A, O_3C, DE 的长度
L_1/m	机架 OO_2 的长度
L_2/m	杆 DB 的长度
$\omega_H/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$	行星架 OO_1, O_2O_3 的转速
α/rad	行星架 OO_1 与 x 轴的夹角
β/rad	杆 O_1A 与 x_1 轴的夹角
x_i/m	各铰链点 x 方向的位移
y_i/m	各铰链点 y 方向的位移
$\ddot{x}_i/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	各铰链点 x 方向的加速度
$\ddot{y}_i/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	各铰链点 y 方向的加速度

令行星架 OO_1 的转速为 ω_H , 根据周转轮系传动比计算公式, 得到

$$\omega_{O_1} = \frac{R+r}{r} \omega_H \quad (4)$$

其中, ω_{O_1} 为杆 O_1A (或杆 O_3C) 的转速, 进一步可得 $\beta = \frac{R}{r} \alpha$ 。

定坐标系 xOy 经逆时针旋转角度 α , 平移 $R+r$ 后可变换到动坐标系 $x_1O_1y_1$; 动坐标系 $x_1O_1y_1$ 经逆时针旋转角度 β , 平移 r_a 后可变换到动坐标系 x_2Ay_2 ; 动坐标系 x_2Ay_2 顺时针旋转 $\alpha+\beta$ 后变换到动坐标系 x_2Ay_2 。根据三维坐标变换算子公式

$$T = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 & x \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

可以得到上述 3 次坐标变换对应的变换算子 T_1, T_2 和 T_3 。

由此可得 B 点相对于定坐标系 xOy 的坐标为

$$\begin{bmatrix} x_B \\ y_B \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = T_1 T_2 T_3 \begin{bmatrix} x_{B \rightarrow A} \\ y_{B \rightarrow A} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (R+r) \cos\alpha + r_a \cos(\alpha+\beta) + \frac{1}{2} L_1 \\ (R+r) \sin\alpha + r_a \sin(\alpha+\beta) + L_2 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

由式(6)可知, 当输入频率为 f 时, 外旋轮线机构的输出频率组成为 f 和 $\frac{R+r}{r}f$ 。

当齿数比为有理数时, 机构输出点 B 在运动过程中将形成封闭的外旋轮线, 因此振幅即为外旋轮线上 2 点之间的最大直线距离, 令这 2 个点的坐标分别为 $M(x_1, y_1)$ 和 $N(x_2, y_2)$, 则振幅 C 为

$$C = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} = \sqrt{2K_1(R+r)^2 + 2K_2r_a^2 + 2(K_3 - K_4)(R+r)r_a} \quad (7)$$

其中

$$K_1 = 1 - \cos(\alpha_2 - \alpha_1)$$

$$K_2 = 1 - \cos\left(\frac{R+r}{r}(\alpha_2 - \alpha_1)\right)$$

$$K_3 = \cos\left(\frac{R}{r}\alpha_1\right) + \cos\left(\frac{R}{r}\alpha_2\right)$$

$$K_4 = \cos\left(\frac{R}{r}\alpha_2 + \alpha_2 - \alpha_1\right) +$$

$$\cos\left(\frac{R}{r}\alpha_1 + \alpha_1 - \alpha_2\right)$$

4 参数优化

4.1 主要参数对机构振幅和加速度的影响

根据外旋轮线机构运动学方程可知, 影响机构振幅和加速度的主要参数是中心轮半径 R 、连杆 O_1A 长度 r_a 以及频率 f 。在此基础上估算各构件的尺寸, 保证机构不发生干涉。由此初步取 $R = 18 \text{ mm}$, $r_a = 7.5 \text{ mm}$, $f = 0.1 \text{ Hz}$, 当分析某个参数对外旋轮线机构振幅及加速度的影响时, 固定其他参数, 以相同步长改变该参数, 编写运动学分析程序计算得到外旋轮线机构振幅和加速度的变化曲线, 如图 5、6 所示。从图中可以看出, 中心轮半径 R 、连杆 O_1A 的长度 r_a 以及频率 f 对外旋轮线机构的振幅和加速度均有不同程度的影响, 规律总结如下:

(1) 当中心轮半径 R 、连杆 O_1A 长度 r_a 增大时, 外旋轮线机构的振幅线性增大, 对应增长曲线的斜率分别为 3.0 和 1.33; 当频率 f 增大时, 机构振幅增大不明显。

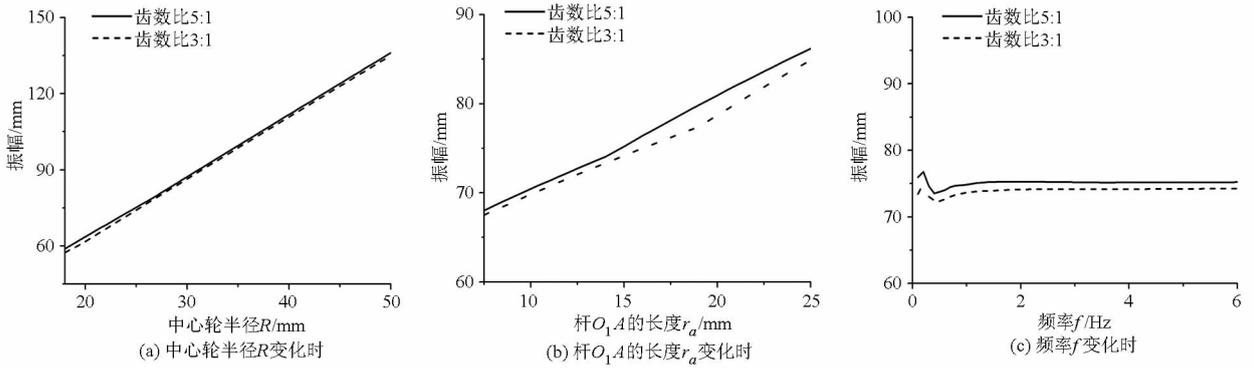


图 5 主要参数对机构振幅的影响

Fig. 5 Influence of main parameters on amplitude of epitrochoid mechanism

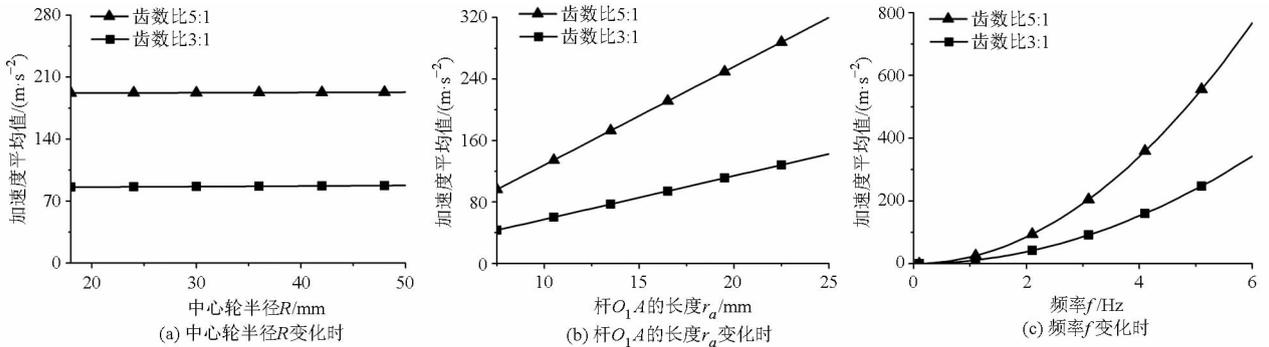


图 6 主要参数对机构加速度平均值的影响

Fig. 6 Influence of main parameters on average acceleration of epitrochoid mechanism

(2) 当中心轮半径 R 增大时,外旋轮线机构的加速度平均值增大不明显;当连杆 O_1A 长度 r_a 增大时,机构加速度平均值呈线性增长趋势;当频率 f 增大时,机构加速度平均值呈指数增长趋势。

4.2 优化目标和变量

根据运动学方程以及各主要参数对外旋轮线机构振幅和加速度的影响,选取了外旋轮线机构的优化目标和设计变量,优化目标如表 3 所示。

表 3 外旋轮线机构的优化目标

Tab.3 Optimization objectives of epitrochoid mechanism

优化目标	理想区间	期望值
Y_1 : 齿数比 5:1 时机构振幅/mm	(60, 100)	90
Y_2 : 齿数比 5:1 时机构加速度平均值/ ($m \cdot s^{-2}$)	(162, 198)	180
Y_3 : 齿数比 3:1 时机构的输出加速度 平均值/($m \cdot s^{-2}$)	(72, 88)	80

设计参数为

$$\mathbf{X} = (x_1, x_2, x_3) = (R, r_a, f) \quad (8)$$

虽然参数 L_1 和 L_2 未出现在机构振幅和加速度方程中,但是对 B 点的位移方程有影响。因此,根据外旋轮线机构的极限位置,确定了 L_1 和 L_2 的范围。其中,图 7a 中行星架 OO_1 及连杆 O_1A 旋转到水

平共线但不重合位置,此时应满足 $l_{OF} > l_{OO_1} + l_{O_1A}$, 即 $L_1/2 > R + r + r_a$, 以保证机构不发生干涉;图 7b 中行星架 OO_1 及连杆 O_1A 旋转到机架下方竖直共线但不重合位置,此时应满足 B 点的位置高于中心轮 O 的最高点,即 $L_2 > 2R + r + r_a$ 。

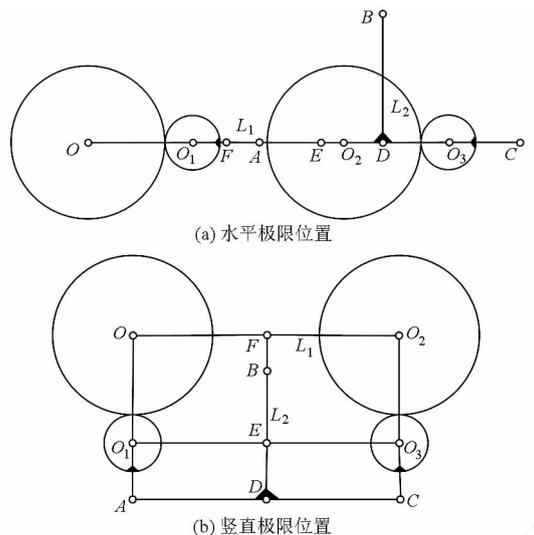


图 7 外旋轮线机构的极限位置

Fig.7 Limit position of epitrochoid mechanism

4.3 优化结果

采用“参数导引”优化方法编写 Matlab 优化程序,计算得到多组优化结果,并进行圆整,表 4 列出

其中3组。考虑到齿数比、齿轮齿数选择、加工精度以及零件加工装配难易性等因素的影响,本文选择第3组优化结果作为研究的基础。

表4 圆整后的优化结果

Tab.4 Optimization results after rounding off

序号	$R/$ mm	$r_a/$ mm	$f/$ Hz	$Y_1/$ mm	$Y_2/$ ($m \cdot s^{-2}$)	$Y_3/$ ($m \cdot s^{-2}$)
1	25	13.6	3	73.7	174.1	77.8
2	30	13.8	3	86.2	176.6	79.1
3	35	14.4	3	99.0	184.3	82.7

5 试验验证

5.1 轨迹验证

根据优化结果,利用 SolidWorks 软件建立果品振动采收机构的三维模型,并导入 ADAMS 软件中得到仿真轨迹如图 8b 所示。根据上述理论分析和仿真结果,加工了试验样机,并利用高速摄影技术获取试验样机的实际运动轨迹,如图 8c 所示。

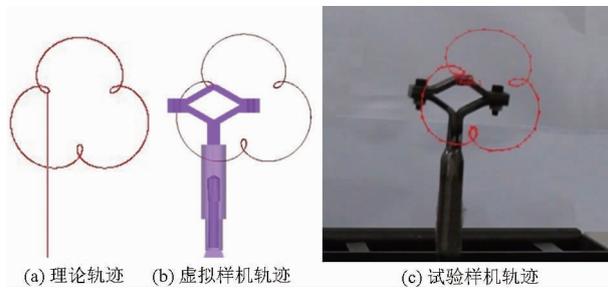


图8 果品振动采收机构运动轨迹

Fig.8 Trajectories of fruit tree vibratory harvesting mechanism

由图8可以发现,理论轨迹(图8a)、虚拟仿真轨迹和试验样机轨迹三者稍有差别,但基本吻合,由此验证了理论模型、虚拟样机仿真和试验样机的准确性。分析偏差存在的原因,主要有以下3点:①试验样机加工、装配中引起的精度误差。②标记点坐标确定及运动轨迹绘制等视频处理过程中产生的微量偏差。③相机拍摄角度导致的轨迹变形。

5.2 室内活立木动力学响应试验

由于试验目的为验证外旋轮线机构能否有效激振果树,考虑到试验的有效性和便捷性,选择在室内开展活立木动力学响应试验。试验时间为2014年10月,随机选取浙江省临安市的山核桃基地内8a龄矮化山核桃树的某一主枝作为试验对象,该主枝高约2m,具有2个分枝结构,分枝平均直径为15~35mm,保留树叶,如图9所示。根据活立木的结构和树枝的粗细程度,选择图中红色圆点为激振位置,并选取14个测试点,图中标记为蓝色三角形。设置电动机工作频率为3Hz,即行星架转速为180r/min。

此时的输出频率组合为3Hz和12Hz,根据现有研究成果,频率12Hz能有效激振采下林果。为获取活立木的加速度响应,采用AVANT MI-7008型数据采集与分析系统记录各测试点3个方向的加速度信号,设置每次信号采集时间为15s,现场试验图片如图10所示。

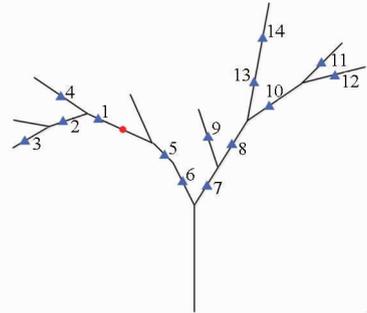


图9 室内活立木结构图

Fig.9 Structure diagram of indoor live tree

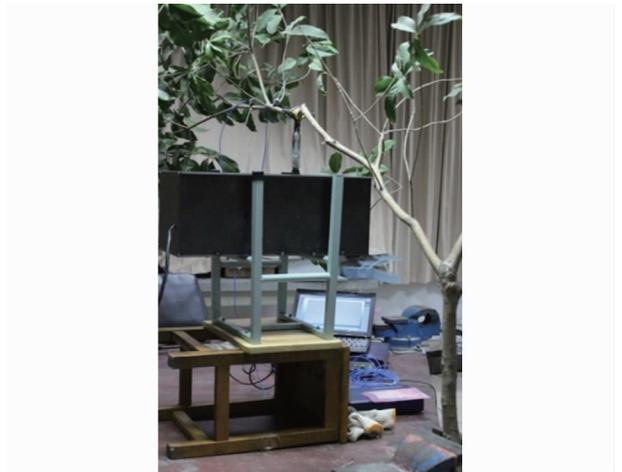


图10 现场试验图

Fig.10 Photograph of indoor experiment

图11、12、13记录的是活立木上第1、4、9测试点 x 、 y 和 z 方向的加速度响应曲线,其中,测试点的局部坐标系如图14所示。忽略偏差较大点的影响后,可以发现3个方向的加速度曲线均呈一定规律波动,第1测试点的合成加速度最大,第4测试点次之,第9测试点最小。造成这一现象的可能原因是第1、4、9测试点与激振点之间的距离逐渐增加,激振能量逐渐耗散减弱。此外,这3个测试点 x 方向的加速度基本都高于其他2个方向, y 方向与 z 方向的加速度响应则比较接近。

所有测试点的最大合成加速度分布情况如图15所示,结果显示离激振位置最近的第1、2、6测试点最大合成加速度较高,其余各点的加速度分布较为均匀。统计结果显示各测试点的加速度平均值达到 $57.13 m/s^2$,加速度标准差为 $33.01 m/s^2$,得到变异系数为0.58,表明各测试点的加速度分布

较为均匀。因此,通过室内活立木动力学响应试验结果,验证了外旋轮线机构可实现对果树有效激振。

样机在试验过程中也存在着一些问题,主要原

因如下:①该果品振动采收机构的核心部分是周转行星轮系,易发生干涉而不得不设计成悬臂结构,影响样机运行时的稳定性。②样机中存在较多的连杆机构,在死点位置有时会出现卡死的情况。

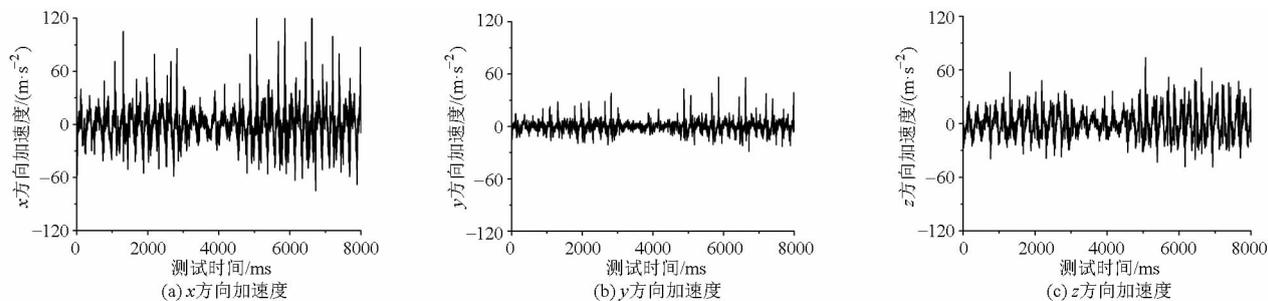


图 11 第 1 测试点 3 个方向的加速度响应曲线

Fig. 11 Acceleration response curves of No. 1 test point

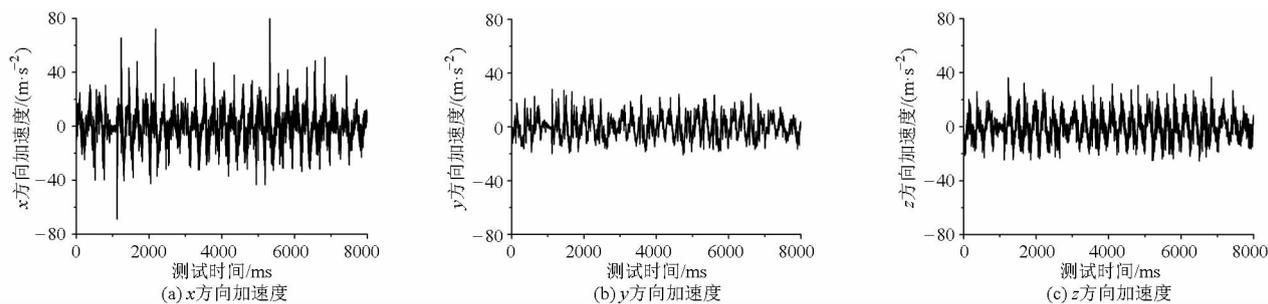


图 12 第 4 测试点 3 个方向的加速度响应曲线

Fig. 12 Acceleration response curves of No. 4 test point

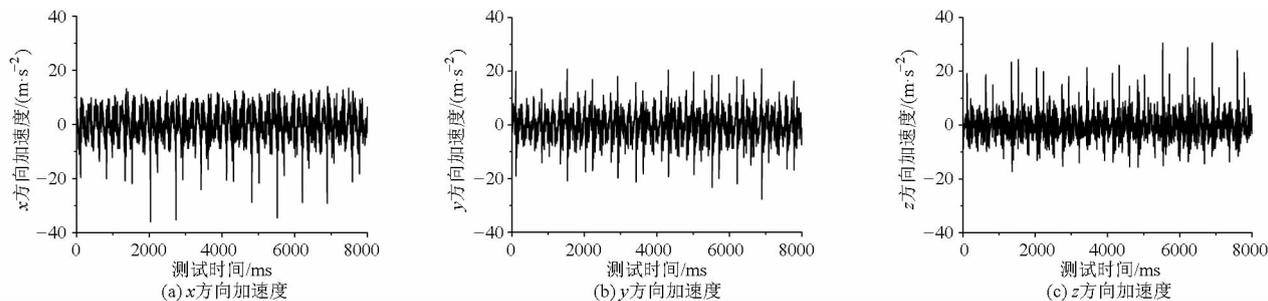


图 13 第 9 测试点 3 个方向的加速度响应曲线

Fig. 13 Acceleration response curves of No. 9 test point

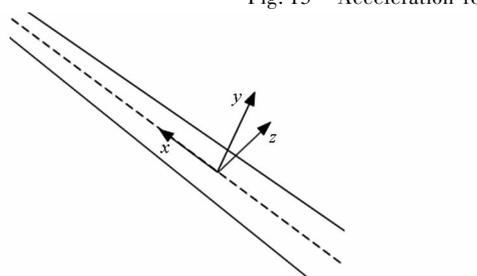


图 14 测试点的局部坐标系

Fig. 14 Local reference frame of test point

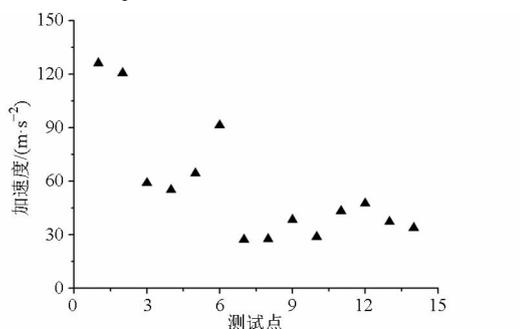


图 15 室内活立木各测试点产生的最大合成加速度分布

Fig. 15 Distribution of maximum synthesized acceleration of test points on indoor live tree

6 结论

(1) 通过对现有振动采收设备工作模式的分析,结合果树的生长特性,提出了理想果树激振形式应具备的条件:能有效激发不同生长方向的枝条振动、激振能量有效均匀分布和具有足够的振动强度。

(2) 利用 ANSYS 软件建立果树模型,并添加振幅、频率相同的外旋轮线载荷、圆周载荷和直线载

荷,仿真结果显示外旋轮线载荷下的加速度平均值明显高于其余两者,且加速度分布平均性最佳。圆周载荷下的加速度分布比直线载荷平均,但其平均值最小。因此,在振幅和频率相同的情况下,外旋轮线载荷能实现更好的采收效果,减少对果树的损伤。

(3) 根据果树模型的有限元仿真分析结果,综合考虑轨迹的机构可实现性,设计了基于外旋轮线轨迹的果品振动采收机构,并对其核心部件——外旋轮线机构进行了运动学分析,推导了机构的振幅和加速度方程。

(4) 分析了各主要参数对外旋轮线机构振幅和

加速度的影响,确定了3个优化目标和3个设计参数,采用“参数导引”优化方法进行求解,选取优化结果: $R=35\text{ mm}$, $r_a=14.4\text{ mm}$, $f=3\text{ Hz}$ 作为最优解。

(5) 完成试验样机的加工。对比理论轨迹、仿真轨迹与样机实际运动轨迹,发现三者基本吻合,验证了果品振动采收机构设计的准确性。室内活立木动力学试验结果表明,树枝上各测试点的最大合成加速度平均值和标准差分别为 57.13 、 33.01 m/s^2 , 变异系数为 0.58 ,验证了外旋轮线机构可实现对果树的有效激振。

参 考 文 献

- 汪景彦,孟艳玲,程存刚,等. 当前我国水果生产与发展趋势[J]. 果农之友,2007(1):6-8.
- SANDERS K F. Orange harvesting systems review [J]. Biosystems Engineering, 2005, 90(2): 115-125.
- 王业成,袁威,陈海涛,等. 便携式小浆果采收器[J]. 农业机械学报,2011,42(增刊1):181-183.
WANG Yecheng, YUAN Wei, CHEN Haitao, et al. Handy harvester for berry [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(Supp.1): 181-183. (in Chinese)
- 张克孝,林素元,许家美. 黑豆果机械采收工作部件的理论分析[J]. 农业工程学报,1986,2(4):87-95.
ZHANG Kexiao, LIN Suyuan, XU Jiamei. The theoretical analysis of the harvest machine parts for black currant [J]. Transactions of the CSAE, 1986,2(4): 87-95 (in Chinese)
- 蓝峰,苏子昊,黎子明,等. 果园采摘机械的现状与发展趋势[J]. 农机化研究,2010,32(11):249-252.
LAN Feng, SU Zihao, LI Ziming, et al. The actuality and development directions of fruit harvesting machine [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2010,32(11): 249-252. (in Chinese)
- 王长勤,许林云,周宏平,等. 偏心式林果振动采收机的研制与试验[J]. 农业工程学报,2012,28(16):10-16.
WANG Changqin, XU Linyun, ZHOU Hongping, et al. Development and experiment of eccentric-type vibratory harvester for forest-fruits[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(16): 10-16. (in Chinese)
- 汤智辉,贾首星,沈从举,等. 新疆兵团林果业机械化现状与发展[J]. 农机化研究,2008(11):5-8.
TANG Zhihui, JIA Shouxing, SHEN Congju, et al. The actuality and development of forests and fruits mechanization in Xinjiang production and construction corps [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2008(11): 5-8. (in Chinese)
- 散懿龙,牛长河,乔圆圆,等. 林果机械化收获研究现状,进展与发展方向[J]. 新疆农业科学,2013,50(3):499-508.
SAN Yunlong, NIU Changhe, QIAO Yuanyuan, et al. Development of fruit mechanized harvest and its relevant research [J]. Xinjiang Agricultural Sciences, 2013, 50(3): 499-508. (in Chinese)
- 陈度,杜小强,王书茂,等. 振动式果品收获技术机理分析及研究进展[J]. 农业工程学报,2011,27(8):195-200.
CHEN Du, DU Xiaoqiang, WANG Shumao, et al. Mechanism of vibratory fruit harvest and review of current advance [J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(8): 195-200. (in Chinese)
- 王业成,陈海涛,林青. 黑加仑采收装置参数的优化[J]. 农业工程学报,2009,25(3):79-83.
WANG Yecheng, CHEN Haitao, LIN Qing. Optimization of parameters of blackcurrant harvesting mechanism[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(3): 79-83. (in Chinese)
- LENKER D H, HEDDEN S L. Optimum shaking action for citrus fruit harvesting [J]. Transactions of the ASAE, 1968, 11(3): 347-349.
- MARTINEZ R A, DE LAS CUEVAS M H, LLANES G O. Calculo de vibradores multidireccionales para la cosecha mecanizada de frutas[J]. Revista Ciencias Tecnicas Agropecuarias, 1994, 4(1): 44-48.
- WHITNEY J D, HARTMOND U, KENDER W J, et al. Orange removal with trunk shakers and abscission chemicals [J]. Applied Engineering in Agriculture, 2000, 16(4): 367-372.
- WHITNEY J D, SMERAGE G H, BLOCK W A. Dynamic analysis of a trunk shaker-post system [J]. Transactions of the ASAE, 1990, 33(4): 1066-1068.
- BENTAHHER H, HADDAR M, FAKHFAKH T, et al. Finite elements modeling of olive tree mechanical harvesting using different shakers [J]. Trees, 2013, 27(6): 1537-1545.
- 贺磊盈. 面向振动采收的果树枝干三维重建方法及其动力学特性研究[D]. 杭州:浙江理工大学,2014.
- 曹清林,沈世德. 对称轨迹机构[M]. 北京:机械工业出版社,2003.