

基于5R并联机构的二自由度树冠振动装置设计与试验

杜小强^{1,2} 韩鑫涛¹ 沈腾飞¹ 李松涛¹ 贺磊盈^{1,2}

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

摘要: 振动式采收是一种高效的林果机械化采收形式。在现有的激振形式中,非圆周激励可以使果树产生有效的振动,实现整体采收效果。为进一步提高果实的采收效率,针对非圆周激励中不同类型旋轮线轨迹进行深入研究。通过 SolidWorks、ANSYS、ADAMS 等软件建立果树柔性体模型。将不同轨迹参数的旋轮线位移载荷导入 ADAMS,施加于果树模型激振点。比较不同轨迹的旋轮线位移载荷下果树模型的振动响应,确定 3 支线 1 号外旋轮线轨迹 E 为最优激振轨迹。根据最优激振轨迹,设计了由平面 5R 并联机构驱动的二自由度树冠振动装置。以油茶树为激振对象,确定频率 6 Hz、振幅 90 mm 为激振参数,设计并搭建样机进行试验。试验结果表明,7×7 交错分布的激振杆布局方式的激振效果最优,该布局下树冠平均合成加速度响应为 22.38 m/s²,激振加速度传递效率为 77.63%,验证了二维激振轨迹的有效性。

关键词: 振动式采收机; 旋轮线轨迹; 5R 机构; 激振轨迹; 激振杆布局; 加速度传递效率

中图分类号: S225.93 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2023)04-0096-11

OSID:



Design and Experiment of Two-degree-of-freedom Canopy Shaking Equipment Based on 5R Parallel Mechanism

DU Xiaoqiang^{1,2} HAN Xintao¹ SHEN Tengfei¹ LI Songtao¹ HE Leiying^{1,2}

(1. Faculty of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China

2. Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology of Zhejiang Province, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Vibratory harvesting is an efficient form of mechanized harvesting of tree fruits. In the existing excitation form, non-circular excitation can produce effective vibrations in fruit trees, which can achieve an overall harvesting effect. In order to further improve the harvesting efficiency of fruits, the trajectories of different types of cycloid in non-circular excitation were researched in depth. Fruit tree flexible body models were built through SolidWorks, ANSYS, ADAMS and other software. The cycloid displacement loads of different trajectory parameters were imported into ADAMS, being applied to the excitation point of fruit tree model. By comparing the responses of the tree model to the cycloid displacement loads of different trajectories, the 3-branch No. 1 epitrochoid trajectory E was determined as the optimal excitation trajectory. According to the optimal excitation trajectory, a two-degree-of-freedom canopy shaking equipment driven by a 5R parallel mechanism was designed. The *Camellia oleifera* tree was used as the shaking object, and the excitation frequency of 6 Hz and amplitude of 90 mm were determined. An experiment prototype was designed and built. Experimental results showed that the shaking rod layout with 7×7 staggered distribution was the optimal layout, and the average synthetic acceleration of the canopy under this layout was 22.38 m/s². The excitation acceleration transmission efficiency under the shaking rod layout was 77.63%, which verified the effectiveness of the two-dimensional excitation trajectory.

Key words: vibrating harvester; cycloid trajectory; 5R mechanism; excitation trajectory; shaking rod layout; acceleration transmission efficiency

收稿日期: 2022-06-14 修回日期: 2022-08-01

基金项目: 国家自然科学基金项目(31971798)、国家重点研发计划项目(2022YFD2202103)、浙江省“领雁”研发攻关计划项目(2022C02057)、浙江省重点研发计划项目(2019C02065)、浙江省 151 人才培养计划项目和浙江省高校中青年学科带头人培养项目

作者简介: 杜小强(1978—),男,教授,博士,主要从事机械设计及理论研究,E-mail: xqiangdu@zstu.edu.cn

0 引言

我国是林果第一生产大国,林果种类丰富,主要分为干果和鲜果^[1-2]。截止 2013 年底,我国林果种植总面积已突破 $1.237 \times 10^7 \text{ hm}^2$,林果产量居世界首位^[3]。林果收获作业是林果生产全过程中最重要的环节,但是目前采摘机械的发展水平较为落后,仍以人工采收为主^[4]。这一过程占用大量的劳动力资源,为整个生产过程的 35% ~ 45%^[5-7]。因此,开展林果机械化采收研究对我国的林果业发展具有重要意义^[8]。

振动式采收是一种高效的林果机械化采收形式,振动式采收机理为激振装置将振动以某种激振形式传递给树体,再由树体传递给果实,使果实相对于果柄发生相应运动,当果实惯性力大于脱离力时,果实脱落,从而完成采收^[9-10]。激振轨迹和激振参数是振动采收技术的研究重点。文献[11-12]采用仿真与试验的方法研究振动式机械采收橄榄树和咖啡树的采收效果时,发现圆周激振果树可以产生较大的果枝分离惯性力,但使用非圆周激振方式可以使果树各个分支获得更均匀的惯性力,所以非圆周激励在果树一处激励便可以使果树整体产生响应,从而提高果实采收率。LENKER 等^[13]对柑橘树施加变相周期激振,可以提高果树整体采收率。许南南^[14]设计了一款组合偏心块式三维激振林果采收机,试验证明三维激振力激励果树树枝时产生的振动效果明显高于一维激励和二维平面激励。ERDOGAN 等^[15]使用惯性振摇装置对杏树进行振摇试验,振摇频率为 15 Hz,振幅为 40 mm,采收时间为 5 s,可以得到最佳采收率。文献[16-18]对柑橘进行振动收获试验,设置振动器振幅为 150、230、300 mm,振摇频率为 1.7 ~ 5.8 Hz,振摇时间为 10 ~ 18 s,研究表明振摇幅度为 150 mm 时可以达到最佳采收效果。

在现有的研究中,学者们已经开展了不同的激振轨迹的振动采收效果研究,发现非圆周激励能够对果树产生整体激振效果。本文以常见的三分枝型果树为研究对象,建立果树柔性体模型,采用旋轮线轨迹曲线激励果树,通过比较不同类型旋轮线轨迹载荷对果树的激振响应情况,确定 3 支线 1 号外旋轮线为最佳的激振轨迹。根据最佳的激振轨迹,设计基于平面 5R 并联机构驱动的二自由度树冠振动机构。以油茶树作为激振采收对象,确定激振参数^[19-20]。设计并搭建样机,对振动机构的激振性能进行验证,将旋轮线轨迹树冠激振效果与一维轨迹树冠激振效果进行比较,验证二维轨迹激振的有效

性,以期能为树冠振动式机构的研制提供理论依据。

1 不同类型旋轮线轨迹激振作用下果树响应

1.1 旋轮线位移载荷定义

旋轮线轨迹激振可以使果树产生有效的振动,通过对不同类型旋轮线轨迹进行深入研究,分析不同轨迹参数对果树振动响应的影响规律,明确影响显著的主要轨迹参数,为振动装置设计提供依据。

当半径为 r 的动圆沿半径为 R 的定圆内部滚动 $R/r - 1$ 周时,动圆所在平面上的点 P 的轨迹形成内旋轮线。同理,当半径为 r 的动圆沿半径为 R 的定圆外部滚动 $R/r + 1$ 周时,动圆所在平面上的点 P 的轨迹形成外旋轮线^[21-22]。其中点 P 到动圆圆心的距离为 r_a ,内、外旋轮线轨迹曲线生成原理如图 1 所示。内、外旋轮线形状如图 2 和图 3 所示。

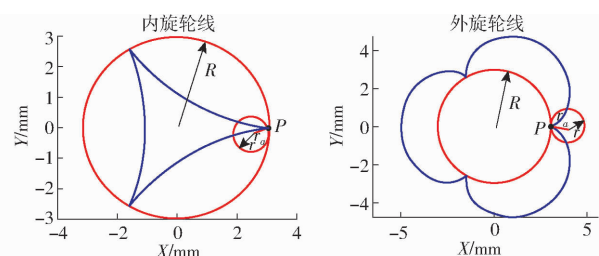


图 1 旋轮线轨迹生成原理

Fig. 1 Generation principle of cycloid trajectory

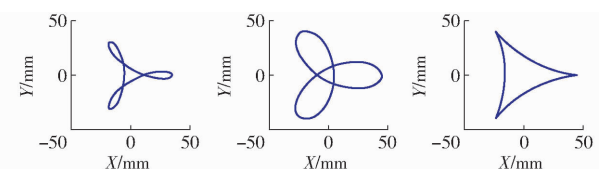


图 2 内旋轮线轨迹曲线

Fig. 2 Trajectory curves of hypotrochoid

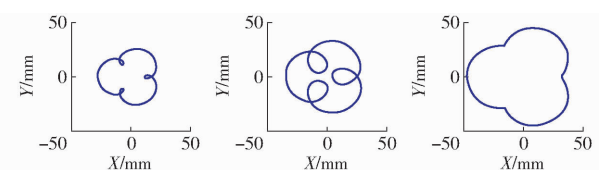


图 3 外旋轮线轨迹曲线

Fig. 3 Trajectory curves of epitrochoid

内旋轮线位移载荷为^[23]

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

外旋轮线位移载荷为

$$\begin{cases} x_e = (R + r) \cos(\omega t) - r_a \cos\left(\frac{R + r}{r} \omega t\right) \\ y_e = (R + r) \sin(\omega t) - r_a \sin\left(\frac{R + r}{r} \omega t\right) \end{cases} \quad (2)$$

式中 x_h ——内旋轮线轨迹在 x 方向的分量,mm
 y_h ——内旋轮线轨迹在 y 方向的分量,mm
 x_e ——外旋轮线轨迹在 x 方向的分量,mm
 y_e ——外旋轮线轨迹在 y 方向的分量,mm
 ω ——平面载荷激振圆频率,rad/s
 t ——激励时间,s

1.2 不同支线旋轮线轨迹激振加速度响应分析

1.2.1 轨迹生成

为了保证不同激励条件下加速度响应的可比性,设定内旋轮线和外旋轮线两种激励方式的振幅、频率相同。根据团队前期研究成果,选振幅为 90 mm,激振频率 $f=4$ Hz。选取适当的 R 、 r 、 r_a 满足激振轨迹振幅。当动圆在定圆内部滚动时,将 R/r

同除以最大公约数得到 R_1/r_1 (R_1 与 r_1 为整数且互质)。定义曲线名为 R_1 支线 r_1 号内旋轮线。当动圆在定圆外部滚动时,将 R/r 同除以最大公约数得到 R_2/r_2 (R_2 与 r_2 为整数且互质)。定义曲线名为 R_2 支线 r_2 号外旋轮线。将相关定义轨迹形状的 R 、 r 、 r_a 三者参数代入式(1)、(2)进行组合。通过 Matlab 软件,得到对应的旋轮线轨迹曲线。如图 4 所示,分别为 3 支线 1 号和 2 号内旋轮线,5 支线 1 号、2 号、3 号和 4 号内旋轮线。如图 5 所示,分别为 3 支线 1 号和 2 号外旋轮线,5 支线 1 号、2 号、3 号和 4 号外旋轮线。各个旋轮线中设计 5 种不同轨迹曲线,分别为轨迹 A、B、C、D、E。各轨迹曲线的参数 R 、 r 、 r_a 如表 1 所示。

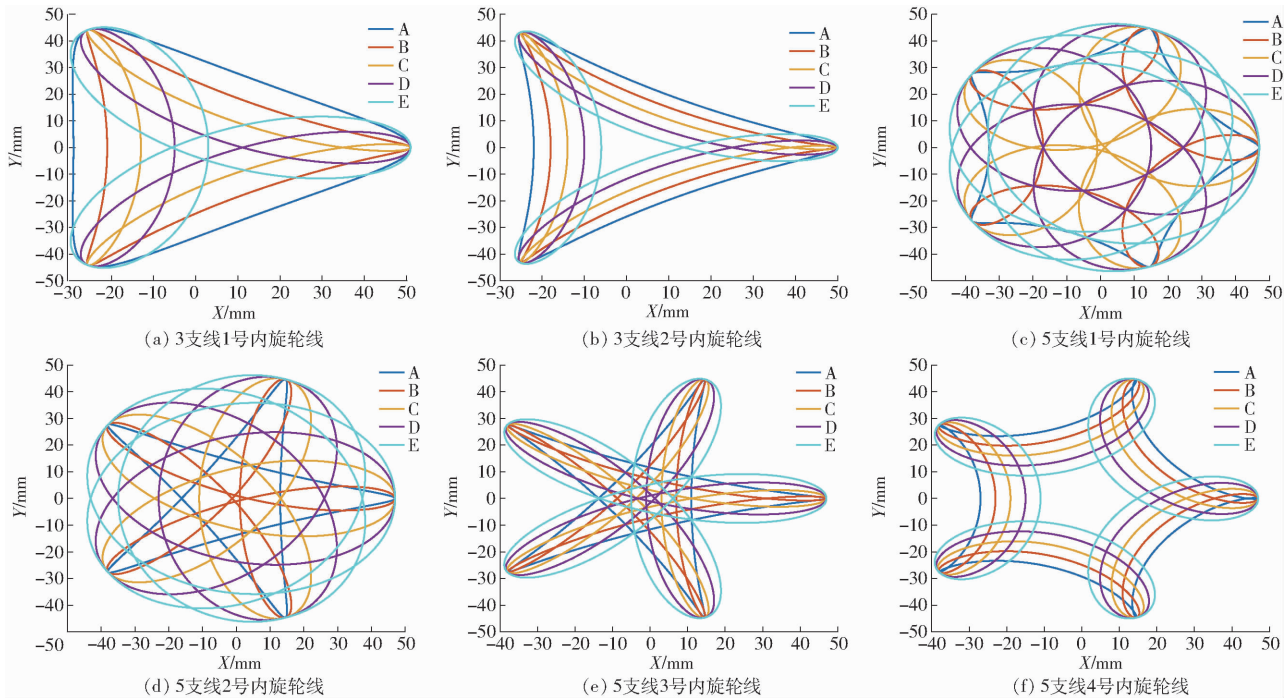


图 4 内旋轮线轨迹

Fig. 4 Trajectories of hypotrochoid

1.2.2 不同支线旋轮线轨迹激振下激振点处加速度响应

选一棵高约 2.5 m,树干处最大直径为 51 mm,主枝直径为 25 mm 的三分枝果树作为加速度响应的对象。使用测量工具对树体的树干、树枝大小端直径、分枝的分叉角度进行测量。在 SolidWorks 中,用放样功能构建树体模型,为了方便模型构建,树体的各分枝的截面都简化为圆形。将果树三维模型保存为 .SAT 格式文件,并导入有限元分析软件 ANSYS 中进行预处理,定义树体有限元模型的单元类型为 Solid185,设材料密度为 $1\,000\text{ kg/m}^3$ 、弹性模量为 10 GPa、泊松比为 0.4^[24-25]。建立刚性点,最终通过 ANSYS 生成 MNF 格式的模态中性文件,将其导入 ADAMS 中,选取树体模型左侧主枝为

激振对象,激振加载点位于一级分叉点 50 cm 处,记为点 P 。激振加载点的局部坐标系的 z 轴沿着主枝的轴向, x 方向和 y 方向位于主枝的横截面内。为了得到各个分枝的振动响应情况,选取位于树枝末端的 20 个测试点,20 个测试点的局部坐标系方向与全局坐标系方向一致。通过 ADAMS 中内置函数的驱动添加设置,对树体模型添加两个方向的位移载荷。忽略树根和土壤对模型的影响,将树体柔性体模型树干根部节点的自由度设置为 0,即固定约束于地面,完成在 ADAMS 中树体柔性体模型的建立,如图 6 所示。

在完成前处理后,进行仿真计算,通过仿真控制设置相关参数,仿真步长 0.01 s,仿真时间 10 s,其他采用默认设置。仿真结束后,通过后处理模块得

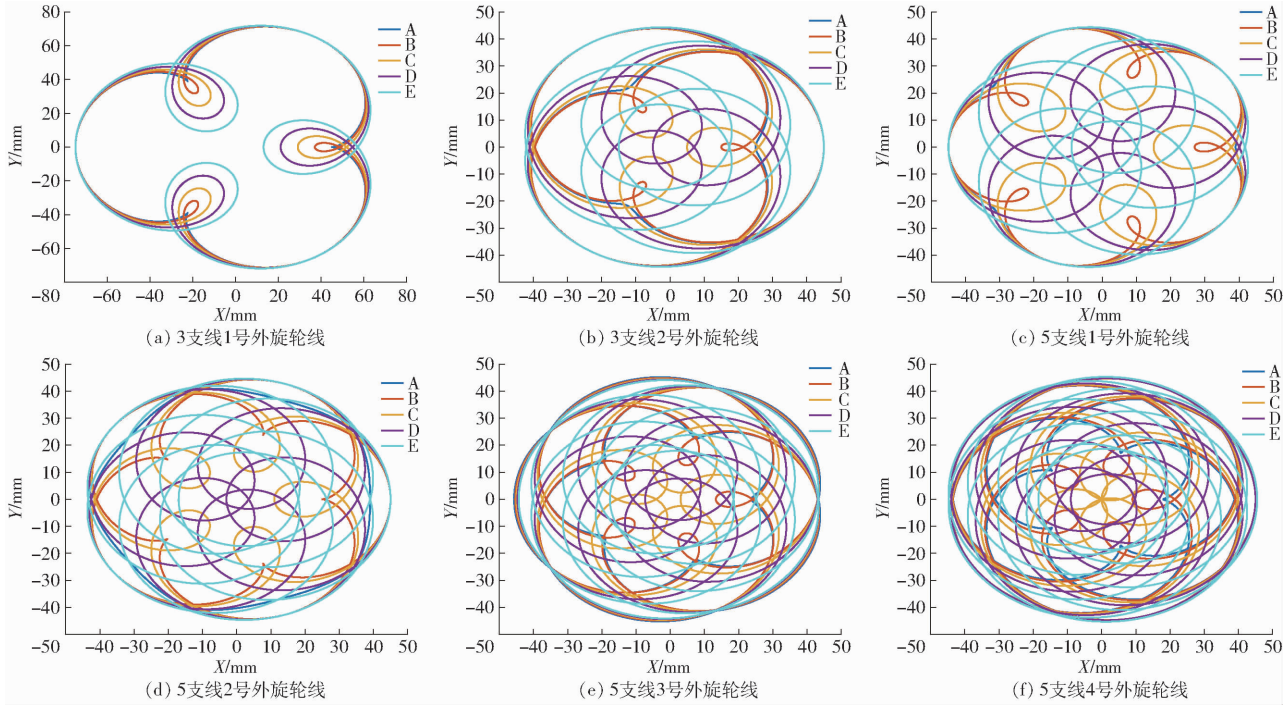


图 5 外旋轮线轨迹

Fig. 5 Trajectories of epitrochoid

表 1 轨迹参数

Tab. 1 Trajectory parameters					mm				
曲线	轨迹	R	r	r_a	曲线	轨迹	R	r	r_a
3 支线 1 号内旋轮线	A	60	20	11	3 支线 1 号外旋轮线	A	27	9	9
	B	54	18	15		B	24	8	13
	C	48	16	19		C	21	7	17
	D	42	14	23		D	18	6	21
	E	36	12	27		E	15	5	25
3 支线 2 号内旋轮线	A	42	28	36	3 支线 2 号外旋轮线	A	21	14	10
	B	48	32	34		B	18	12	15
	C	54	36	32		C	15	10	20
	D	60	40	30		D	12	8	25
	E	66	44	28		E	9	6	30
5 支线 1 号内旋轮线	A	50	10	7	5 支线 1 号外旋轮线	A	35	7	3
	B	40	8	15		B	30	6	9
	C	30	6	23		C	25	5	15
	D	20	4	31		D	20	4	21
	E	10	2	39		E	15	3	27
5 支线 2 号内旋轮线	A	50	20	17	5 支线 2 号外旋轮线	A	30	12	3
	B	40	16	23		B	25	10	10
	C	30	12	29		C	20	8	17
	D	20	8	35		D	15	6	24
	E	10	4	41		E	10	4	31
5 支线 3 号内旋轮线	A	45	27	29	5 支线 3 号外旋轮线	A	65/3	13	11
	B	50	30	27		B	55/3	11	16
	C	55	33	25		C	15	9	21
	D	60	36	23		D	35/3	7	26
	E	65	39	21		E	25/3	5	31
5 支线 4 号内旋轮线	A	50	40	37	5 支线 4 号外旋轮线	A	35/2	14	27/2
	B	60	48	35		B	15	12	18
	C	70	56	33		C	25/2	10	45/2
	D	80	64	31		D	10	8	27
	E	90	72	29		E	15/2	6	63/2

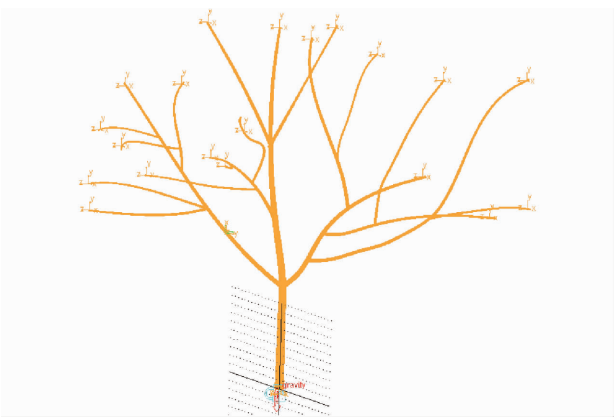


图 6 ADAMS 中果树测试点模型

Fig.6 Fruit tree test point model in ADAMS

到树体模型的测试点加速度-时间曲线,即可得到仿真时间段内的平均合成加速度。

在 ADAMS 中将不同轨迹位移载荷施加在果树柔性体模型点 P 处,获取不同载荷激励下点 P 的加速度以及各个测试点的加速度响应。内旋轮线不同载荷类型激振下果树点 P 的平均合成加速度如表 2 所示,外旋轮线不同载荷类型激振下果树点 P 的平均合成加速度如表 3 所示。

表 2 内旋轮线不同轨迹激振下果树点 P 的加速度

Tab.2 Acceleration statistics of P -points of fruit trees under excitation of different trajectories of hypotrochoid

m/s ²					
曲线	轨迹 A	轨迹 B	轨迹 C	轨迹 D	轨迹 E
3 支线 1 号	430	600	762	832	1 020
3 支线 2 号	280	350	560	570	700
5 支线 1 号	450	523	655	756	923
5 支线 2 号	220	330	410	453	520
5 支线 3 号	330	420	552	699	712
5 支线 4 号	280	440	411	425	532

表 3 外旋轮线不同轨迹激振下果树点 P 的加速度

Tab.3 Acceleration statistics of P -points of fruit trees under excitation of different trajectories of epitrochoid

m/s ²					
曲线	轨迹 A	轨迹 B	轨迹 C	轨迹 D	轨迹 E
3 支线 1 号	560	682	752	859	1 023
3 支线 2 号	230	250	287	362	452
5 支线 1 号	452	532	653	725	829
5 支线 2 号	230	362	395	415	525
5 支线 3 号	240	260	320	369	412
5 支线 4 号	236	256	325	369	523

通过表 2、3 发现,当内旋轮线或外旋轮线激振时,激振点 P 的平均合成加速度随着位移载荷轨迹线向内凹而增大。其中 3 支线 1 号旋轮线相较于其他旋轮线轨迹对果树产生的加速度较大,即在满足相同振幅情况下能够实现更大的振摇效果,因此优

选该旋轮线轨迹并进一步分析。

1.3 3 支线 1 号旋轮线轨迹激振下果树加速度响应

各种位移载荷激振下各测试点的平均加速度不同,通过变异系数来比较不同旋轮线轨迹下各测试点加速度分布的均匀性,以此筛选 3 支线 1 号旋轮线中的 5 条不同轨迹。

内旋轮线不同载荷类型激振下果树 20 个测试点的加速度如表 4 所示,外旋轮线不同载荷类型激振下果树 20 个测试点的加速度如表 5 所示。

表 4 3 支线 1 号内旋轮线不同轨迹(A~E)激振下果树 20 个测试点的加速度

Tab.4 Acceleration statistics of 20 test points of fruit trees under different trajectory excitation of the 3rd branch No. 1 hypotrochoid

参数	轨迹 A	轨迹 B	轨迹 C	轨迹 D	轨迹 E
平均值/(m·s ⁻²)	725	796	823	834	986
标准差/(m·s ⁻²)	329	356	375	386	473
变异系数/%	45	45	46	46	48

表 5 3 支线 1 号外旋轮线不同轨迹(A~E)激振下果树 20 个测试点的加速度

Tab.5 Acceleration statistics of 20 test points of fruit trees under different trajectory excitation of the 3rd branch No. 1 epitrochoid

参数	轨迹 A	轨迹 B	轨迹 C	轨迹 D	轨迹 E
平均值/(m·s ⁻²)	576	696	925	1 236	1 528
标准差/(m·s ⁻²)	306	395	526	752	899
变异系数/%	53	57	57	61	59

通过表 4、5 发现,3 支线 1 号旋轮线轨迹内凹程度越大,轨迹产生的加速度越大,但是加速度变异系数增大,加速度分布不均匀性增大。为了得到 3 支线 1 号旋轮线在同一振幅下的最优轨迹,通过改变 R 、 r 、 r_a ,对 3 支线 1 号内旋轮线和 3 支线 1 号外旋轮线轨迹形状继续优化,轨迹曲线参数 R 、 r 、 r_a 如表 6 所示。图 7a 为对应表 6 曲线参数下的内旋轮线轨迹曲线,图 7b 为对应表 6 曲线参数下的外旋轮线轨迹曲线。以轨迹线 E 为标记,将轨迹线由内向外分别编号为 E、F、G、H、I、J。内旋轮线不同载荷类型激振下果树 20 个测试点的加速度统计如表 7 所示,外旋轮线不同载荷类型激振下果树 20 个测试点的加速度统计如表 8 所示。

通过表 7、8 发现,内外旋轮线轨迹曲线继续沿着 F、G、H、I、J 轨迹线变形时,果树 20 个测试点的平均加速度呈递增趋势,但两者变异系数也逐渐变大。由图 7 和表 7、8 可得 3 支线 1 号外旋轮线轨迹 E 激振果树时平均加速度较大且变异系数较小,故选取 3 支线 1 号外旋轮线轨迹 E 作为振动机构的

表 6 3 支线 1 号旋轮线轨迹参数

Tab.6 The 3rd branch No.1 cycloid trajectory

parameters		mm		
曲线	轨迹	R	r	r _a
3 支线 1 号内旋轮线	E	36	12	27
	F	30	10	31
	G	24	8	35
	H	18	6	39
	I	12	4	43
	J	6	2	47
3 支线 1 号外旋轮线	E	15	5	25
	F	12	4	29
	G	9	3	33
	H	6	2	37
	I	3	1	41
	J	0.3	0.1	45

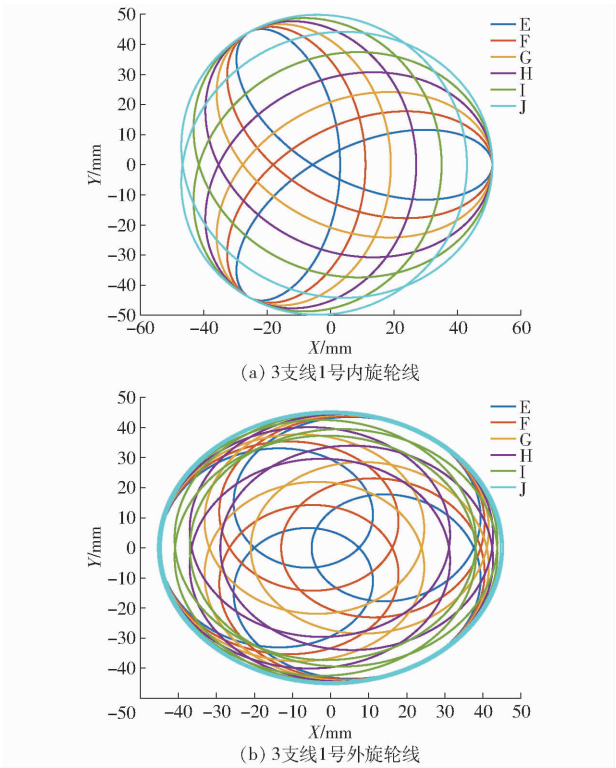


图 7 同一振幅下的不同旋轮线轨迹
Fig.7 Different hypotrochoid and epitrochoid trajectories at the same amplitude

表 7 3 支线 1 号内旋轮线不同轨迹 (E ~ J) 激振下果树 20 个测试点的加速度

Tab.7 Acceleration statistics of 20 test points of fruit trees under different trajectory excitation of the 3rd branch No.1 hypotrochoid

参数	轨迹 E	轨迹 F	轨迹 G	轨迹 H	轨迹 I	轨迹 J
平均值/(m·s ⁻²)	986	982	1 132	1 365	1 856	1 952
标准差/(m·s ⁻²)	473	516	632	825	1 210	1 285
变异系数/%	48	53	56	60	65	66

激振轨迹。该支线旋轮线轨迹参数 $R = 15\text{ mm}$ 、 $r =$

表 8 3 支线 1 号外旋轮线不同轨迹 (E ~ J) 激振下果树 20 个测试点的加速度

Tab.8 Acceleration statistics of 20 test points of fruit trees under different trajectory excitation of the 3rd branch No.1 epitrochoid

参数	轨迹 E	轨迹 F	轨迹 G	轨迹 H	轨迹 I	轨迹 J
平均值/(m·s ⁻²)	1 528	1 712	1 456	2 021	2 125	2 236
标准差/(m·s ⁻²)	899	1 121	989	1 415	1 702	1 903
变异系数/%	59	65	68	70	80	85

5 mm、 $r_a = 25\text{ mm}$ 。

2 油茶树冠振动装置设计

2.1 5R 并联机构设计

采用 5R 并联机构作为驱动机构设计二自由度树冠振动装置,可以对 5R 机构的输出端激振轨迹进行规划,实现输出运动轨迹为 3 支线 1 号外旋轮线轨迹 E。驱动机构简图如图 8 所示,驱动杆为 AB、DE,自由度为 2。

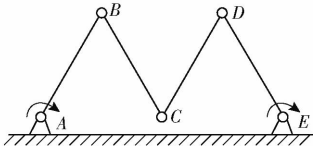


图 8 驱动机构简图
Fig.8 Schematic of driving mechanism

将四连杆 AB、BC、CD、DE 尺寸设为 100 mm,AE 设为 200 mm。依照连杆尺寸,在 SolidWorks 中对驱动机构进行三维建模,如图 9 所示。通过 2 个电机(电机 1、电机 2)带动驱动杆 AB、DE 转动不同角度,能够使驱动机构的输出端 C 以不同形式的轨迹运动。

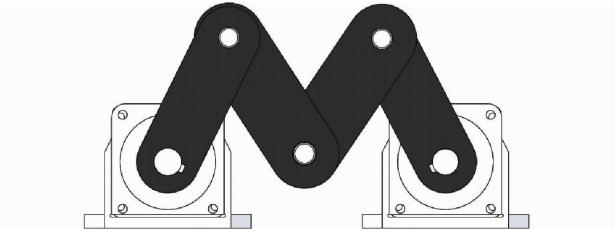


图 9 驱动机构三维模型
Fig.9 Three-dimensional model of driving mechanism

2.2 激振杆组设计

激振杆组与 5R 机构相连,5R 机构带动激振杆组使树冠产生受迫振动,将振动的机械能传递到果实。激振杆组主要由激振杆、激振框、导轨、导靴、光轴、滑块组成,如图 10 所示。滑块通过螺栓连接在激振框上,滑块与光轴的配合,组成了激振框的纵向位移;导轨通过螺栓与机架相连接,固定在机架上;导轨与导靴的配合,组成了激振框的横向位移。该设计确保了激振框具有在二维平面上平稳运动的

能力。

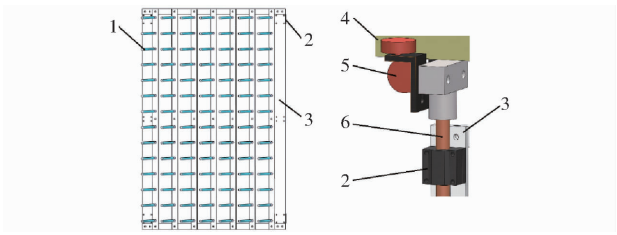


图 10 激振杆组

Fig. 10 Shaking rod group

1. 激振杆 2. 滑块 3. 激振框 4. 导轨 5. 导靴 6. 光轴

2.3 振动装置整体结构

5R 并联机构驱动的二自由度树冠振动装置三维模型,如图 11 所示。主要由激振杆组、驱动机构、机架 3 部分组成。5R 机构作为驱动部件由两台伺服电机控制,电机被固定在机架平台上。如图 12 所示,5R 机构的输出轴通过固定块与激振框相连,带动激振杆组以二维轨迹激振。

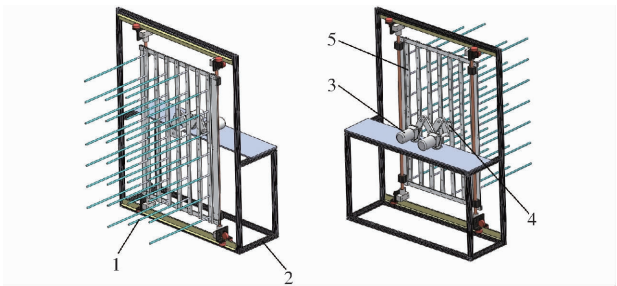


图 11 5R 并联机构驱动的二自由度树冠振动装置的三维模型

Fig. 11 3D model of a two-degree-of-freedom canopy shaking equipment driven by 5R parallel mechanism

1. 激振杆 2. 机架 3. 驱动机构 4. 固定块 5. 激振框

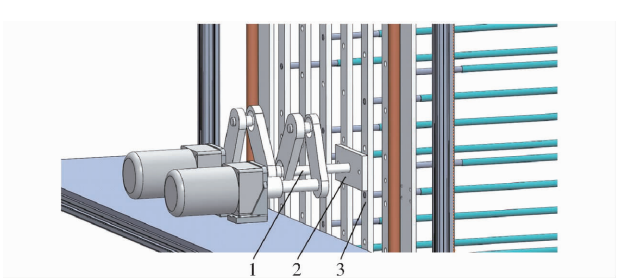


图 12 固定方式

Fig. 12 Fixing mode

1. 电机输出轴 2. 固定块 3. 激振框

2.4 控制系统设计

振动装置的控制系统由硬件和软件两部分组成。驱动机构的控制系统属于多个运动轴的协同运动控制^[26-27],对精度要求较高,因此电机选用伺服电机。为实现 3 支线 1 号外旋轮线轨迹 E,需要对两台电机进行转速和转角的控制,确定由单片机控制伺服电机。在 MDK5 平台上,根据运动学位置逆解所求得的电机转动角度编写主程序,控制电机转

动。主程序在运行中可调用其余的子程序,在完成程序编写并确认无误后,将程序通过 FlyMcu V0.188 拷入单片机中。单片机将输出的数字脉冲信号通过 I/O 端子板传输给伺服驱动器,伺服驱动器控制伺服电机进行运动,实现对 5R 机构输出端的轨迹控制。

根据相应的设计要求对硬件进行选型,各硬件型号如表 9 所示。对各个硬件进行接线连接,控制系统接线如图 13 所示。

表 9 设备型号
Tab. 9 Device model

设备	型号
单片机	STM32F103ZET6
开关电源	LRS-350-24
电源模块	DC-DC 4A/50W
分线器	ASD-BM-50A
伺服驱动器	ASD-A2-0721-L
伺服电机	ECMC-C10807RS
减速机	VLF078-L1-9-S2-P2



图 13 驱动机构控制系统

Fig. 13 Driving mechanism control system

1. 开关电源 2. 电源模块 3. 单片机 4. 分线器 5. 伺服驱动器

2.5 激振轨迹曲线

试验选取“长林”40 号油茶树作为激振对象,对油茶树进行树冠激振试验。陈开展^[28]通过正交试验(三因素两水平)发现当激振频率 6 Hz,振幅 90 mm 作为激振参数时,“长林”40 号油茶树能够达到最佳激振采收效果。采用 3 支线 1 号外旋轮线轨迹 E,将激振参数和轨迹参数代入式(2),得到激振轨迹的曲线方程为

$$\begin{cases} x = 20\cos(12\pi T) - 25\cos(48\pi T) \\ y = 20\sin(12\pi T) - 25\sin(48\pi T) \end{cases} \quad (3)$$

式中 x ——外旋轮线轨迹在 x 方向的分量,mm
 y ——外旋轮线轨迹在 y 方向的分量,mm
 T ——激振时间,s

基于 Matlab 平台,得到最优激振参数下的激振轨迹曲线如图 14 所示。

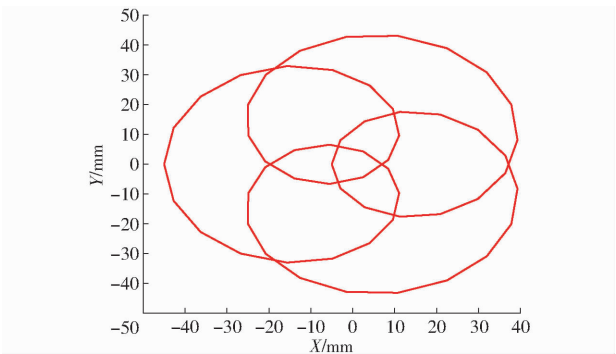


图 14 激振轨迹曲线
Fig. 14 Excitation trajectory

3 油茶树冠振动试验

根据振动装置三维模型进行样机零件加工和装配,搭建试验样机,开展了不同激振杆布局的树冠振动试验和加速度传递效率试验,研究不同激振杆布局对油茶树冠激振效果的影响,确定最佳激振杆布局,以及探究油茶树冠振动加速度传递效率,样机如图 15 所示。振动样机机架由铝型材 (GS3030AD) 搭建,机架尺寸为 1 200 mm × 1 800 mm × 1 000 mm。激振框材料选用铝,可以减轻振动机构整体质量,激振框尺寸为 600 mm × 1 200 mm。激振杆材料选用铝管,在铝管外包裹 PVC 材料,可以在振动过程中减小激振杆对油茶树冠的损伤^[29]。



图 15 树冠振动机构样机
Fig. 15 Canopy shaking mechanism prototype

3.1 激振杆布局试验

试验时间为 2022 年 1 月 6 日,试验地点位于浙江省金华市东方红林场,试验对象为随机选取的“长林”40 号油茶树,油茶树龄 11 年。试验所需设备主要有:5R 并联机构驱动的二自由度树冠振动装置、振动装置控制系统、发电机 (BR6500E 型)、数据采集与分析系统 (AVANT MI-7008 型)、便携式计算机、三轴加速度传感器 (PCB356A32 型) 和电缆线。

试验采用不同激振杆布局对油茶树冠激振,对不同的激振杆布局下油茶树冠加速度响应进行分

析。由于试验时已过油茶果采收季,油茶树上没有油茶果。因此通过比较激振过程中油茶树冠的加速度响应情况得出不同激振杆布局的振动机构性能。将加速度传感器布置在油茶树枝上,固定位置为油茶树冠由外向内 250 mm 处,该区域为油茶果分布密集区,安装示意图如图 16 所示^[30]。激振系统三维坐标如图 17 所示。



图 16 树枝上加速度传感器的布置
Fig. 16 Arrangement of accelerometers on branches

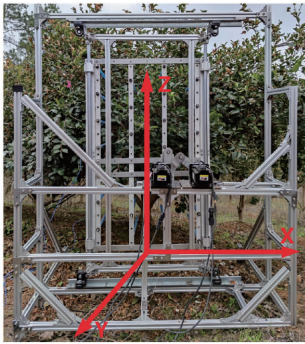


图 17 三维坐标系
Fig. 17 Three-dimensional coordinate system

激振杆布局方式分为 6 种,如图 18 所示。方式 1 (14 × 7 对齐均布),激振杆布局的横向间距和纵向间距均为 80 mm;方式 2 (14 × 4 对齐均布),激振杆布局的横向间距为 160 mm,纵向间距为 80 mm;方式 3 (7 × 7 对齐均布),激振杆布局的横向间距 80 mm,纵向间距 160 mm;方式 4 (7 × 7 交错分布),激振杆布局为交错排布,隔行分布激振杆,相邻激振杆间距为 160 mm;方式 5 (7 × 4 对齐均布),激振杆布局的横向间距为 160 mm,纵向间距为 160 mm;方式 6 (7 × 4 交错分布),激振杆布局为交错排布,隔行隔列分布激振杆,相邻激振杆间距为 160 mm。

进行试验时,将样机的激振杆插入“长林”40 号油茶树冠,当激振杆完全插入树冠,启动伺服电机驱动 5R 机构,5R 机构带动激振杆组按照 3 支线 1 号外旋轮线轨迹 E 对油茶树冠进行激振,通过加速度传感器记录树冠加速度变化情况,试验过程如图 19 所示。

对每组布局的激振杆组振动的树冠加速度测试 4 次,每次测试时间为 5 s。通过 AVANT MI-7008

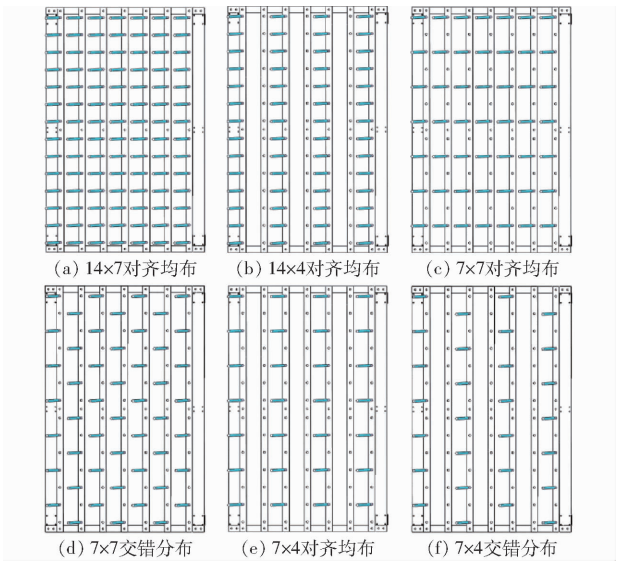


图 18 激振杆布局
Fig. 18 Shaking rod layout



图 19 试验现场
Fig. 19 Test site

型数据采集与分析系统采集和分析加速度数据,得到 6 种不同激振杆布局激振树冠所得的合成加速度,合成加速度如图 20 所示。对各组合成加速度取

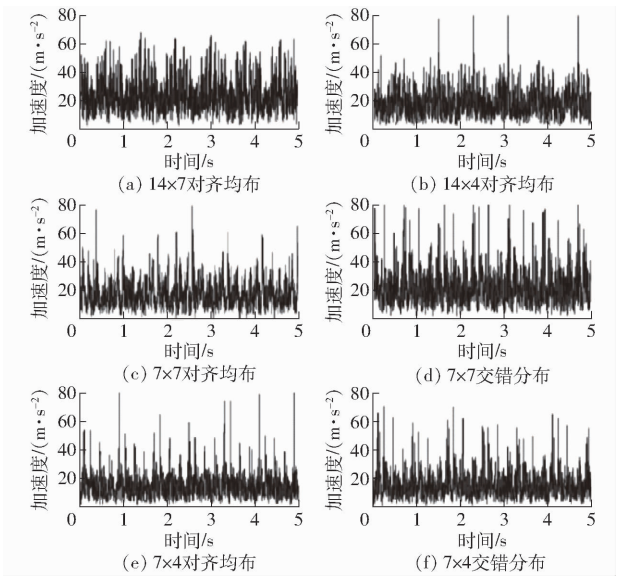


图 20 6 种激振杆布局激振树冠产生的合成加速度
Fig. 20 Synthetic acceleration of canopy under six shaking rod layouts

平均值,如表 10 所示。

表 10 6 种激振杆布局的数据对比						
Tab. 10 Data comparison of six shaking rod layouts						
参数	布局 方式 1	布局 方式 2	布局 方式 3	布局 方式 4	布局 方式 5	布局 方式 6
平均值/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	23.03	18.77	17.51	22.38	14.91	15.48
标准差/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	11.30	9.69	9.45	12.53	9.09	8.89
变异系数/%	49	52	54	56	61	57

通过表 10 可以得出,当采用方式 1 的激振杆布局时,平均合成加速度达 23.03 m/s^2 ,是 6 种激振杆布局中最大的。当采用方式 2 和 3 时,两者合成加速度接近,分别为 18.77 m/s^2 和 17.51 m/s^2 ,与方式 1 对比,增大激振杆横向或纵向间距,会导致激振效果有所降低。当采用交错分布的方式 4 时,平均合成加速度仅次于方式 1,两者极为接近,其平均合成加速度为 22.38 m/s^2 ,说明在交错分布的布局下,同时增大激振杆横向间距和纵向间距不会对激振效果产生太大影响,效果远优于对齐均布的激振杆布局。当采用方式 5 时,同时增大激振杆横向和纵向间距,平均合成加速度仅为 14.91 m/s^2 ,激振效果明显降低。当采用方式 6 时,激振效果略优于方式 5,平均合成加速度为 15.48 m/s^2 ,同样证明了激振杆件交错分布的优越性。

根据以上结果可知,采用方式 4(7×7 交错分布)的激振杆布局是 6 种布局方案中最优的布局。增大激振杆横向间距和纵向间距,既可以减少激振杆数量,降低激振杆对油茶树冠造成的损伤概率,又不减弱激振效果。

3.2 激振加速度传递效率试验

本试验将分别在油茶树枝和激振杆上布置加速度传感器,通过两组数据的对比,研究激振杆和油茶树冠两者之间的加速度传递效率,以此评估激振效果。在激振杆上布置加速度传感器,固定位置为距离激振杆末端 250 mm 处,如图 21 所示。

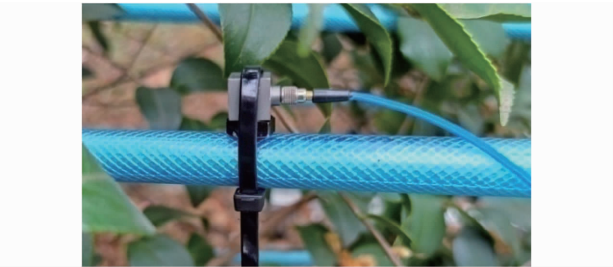


图 21 激振杆上加速度传感器的布置
Fig. 21 Arrangement of accelerometers on excitation rods

树冠振动传递效率计算式为

$$Q = \frac{a_1}{a_2} \times 100\%$$

(4)

式中 Q ——树冠振动传递效率, %
 a_1 ——树冠平均合成响应加速度, m/s^2
 a_2 ——激振杆平均合成加速度, m/s^2

进行试验时,将激振杆完全插入树冠,启动伺服电机驱动 5R 机构,5R 机构带动激振杆组按照 3 支 1 号外旋轮线轨迹 E 对油茶树冠进行激振,通过加速度传感器记录激振杆的加速度变化情况。共测试 4 次,每次测试时间为 5 s。

通过 AVANT MI-7008 型数据采集与分析系统处理所采集的数据,得到激振杆加速度如图 22 所示。可得合成加速度平均值为 28.83 m/s^2 ,标准差为 17.06 m/s^2 ,变异系数为 59%。

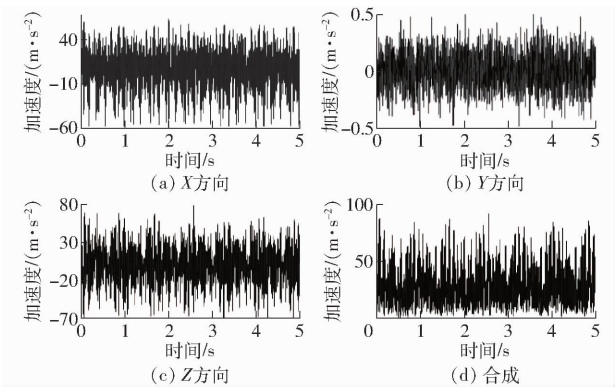


图 22 激振杆加速度
Fig. 22 Acceleration of shaking rod

由图 22 可知,激振杆在 X 方向和 Z 方向的加速度变化较大,在 Y 方向的加速度趋于 0。由前文可知,激振杆上的平均合成加速度为 28.83 m/s^2 ,将其与树冠响应分析得到的平均合成加速度进行对比,发现其均大于树冠响应加速度。以树冠响应效果最好的方式 4 布局进行对比举例,方式 4 布局的加速度如图 23 所示。

由图 23 可知,在树冠激振所产生的响应中,Y 方向上的加速度最小,小于 X 方向和 Z 方向上的加速度响应。通过树冠振动的传递效率计算,对比方式 4 布局激振引起的树冠加速度和激振杆上的加速度,可以得到传递效率为 77.63%。RAFAEL 等^[31]针对肋条式的树冠激振装置开展了树冠振动加速度传递效率的研究,发现采用一维轨迹进行树冠激振,加速度传递效率为 58%。

由于对树冠的激振形式为平面激振,导致树冠

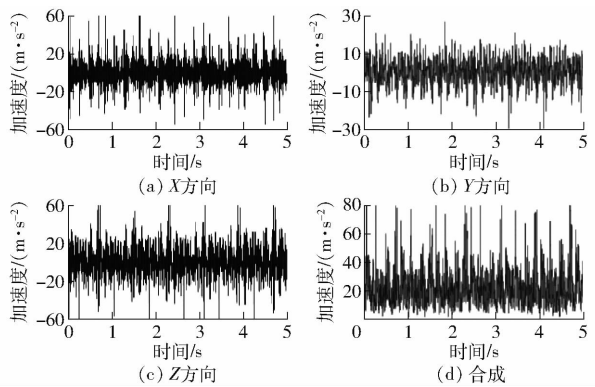


图 23 方式 4 激振杆布局激振树冠产生的加速度
Fig. 23 Canopy acceleration under shaking rod layout 4

纵深方向上的加速度小于激振平面方向上的加速度;通过探究振动加速度的传递效率,对比一维激振轨迹树冠激振,验证了二维轨迹激振的高效性。

4 结论

(1)分析现有的果树激振形式,发现非圆周激励能够更有效地激振果树使果树产生整体响应。通过 SolidWorks 和 ADAMS 软件建立果树柔性体模型,采用旋轮线轨迹曲线激励果树,通过比较不同类型旋轮线轨迹载荷对果树的激振响应情况,确定 3 支 1 号外旋轮线轨迹 E 为最佳的激振轨迹。

(2)根据最佳的激振轨迹,设计了由平面 5R 机构、激振机构、机架组成的二自由度树冠振动装置。其中 5R 机构由伺服电机控制,最终实现二维激振轨迹的输出,完成 5R 并联机构驱动的二自由度树冠振动装置的加工和装配。

(3)以长林 40 号油茶树为激振对象,将外旋轮线轨迹的激振参数设置为频率 6 Hz、振幅 90 mm。通过激振杆布局试验,确定方式 4(7×7 交错分布)的激振杆布局是最优布局,树冠的平均合成加速度为 22.38 m/s^2 。方式 4(7×7 交错分布)的布局增大激振杆纵向间距,既可以减少激振杆数量,降低激振杆对油茶树冠造成的损伤概率,又不减弱激振效果;通过加速度传递效率试验,发现 Y 方向上的加速度最小,小于 X 方向和 Z 方向上的加速度响应。采用方式 4(7×7 交错分布)的激振杆布局加速度传递效率为 77.63%,证明了二维轨迹激振的优越性,可以提高树冠振动效果,减少树冠激振的次数和时间。

参 考 文 献

[1] 林欢,孙磊厚,王二化. 我国林果振动采收机发展应用现状与展望[J]. 江苏农业科学, 2021,49(1):36-42.
LIN Huan,SUN Leihou,WANG Erhua. Development and application status and prospect of forest fruit vibratory harvester in China[J]. Jiangsu Agricultural Sciences, 2021,49(1):36-42. (in Chinese)
[2] 刘阳,王虹虹,刘英,等. 林果机械采收与分选研究进展[J]. 世界林业研究, 2020,33(3):20-25.
LIU Yang,WANG Honghong,LIU Ying,et al. Research progress on mechanical harvesting and sorting of forest fruits[J]. World Forestry Research, 2020,33(3):20-25. (in Chinese)

- [3] 付威,崔健,张慧明,等. 林果机械化采收技术研究及进展[J]. 农机化研究, 2016,38(12):264–268.
FU Wei,CUI Jian,ZHANG Huiming, et al. Research and progress of mechanized harvesting technology of forest fruit[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2016,38(12):264–268. (in Chinese)
- [4] 刘金南. 基于振动机理的采收机研究现状及发展趋势[J]. 农业技术与装备, 2018(3):84–85.
LIU Jinnan. Research status and development trend of harvesting machine based on vibration mechanism[J]. Agricultural Technology and Equipment, 2018(3):84–85. (in Chinese)
- [5] 郑东臣,宋欣,冀鹏飞,等. 落地林果收获机器人设计[J]. 天津农学院学报, 2020,27(4):68–72.
ZHENG Dongchen, SONG Xin, JI Pengfei, et al. Design of landing forest fruit harvesting robot[J]. Journal of Tianjin Agricultural University, 2020,27(4):68–72. (in Chinese)
- [6] 陈泽斌. 振动式林果采收技术的研究现状[J]. 机械工程师, 2021(1):21–24.
CHEN Zebin. Research status of vibratory forest fruit harvesting technology[J]. Mechanical Engineer, 2021(1):21–24. (in Chinese)
- [7] 周远航,坎杂,李成松,等. 落地林果集果捡拾技术研究及进展[J]. 农机化研究, 2017,39(1):256–263.
ZHOU Yuanhang, KAN Za, LI Chengsong, et al. Research and progress on fruit picking technology of landing forest fruit[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2017,39(1):256–263. (in Chinese)
- [8] 宋树民,湛小梅,庞有伦. 果园管理机械发展现状与趋势分析[J]. 现代农业装备, 2010(7):58–59.
SONG Shumin, ZHAN Xiaomei, PANG Youlun. Analysis on the development status and trend of orchard management machinery[J]. Modern Agricultural Equipment, 2010(7):58–59. (in Chinese)
- [9] 散鳌龙,杨会民,王学农,等. 振动收获过程中杏果实脱落的动态响应[J]. 农业工程学报, 2018,34(18):68–75.
SAN Xunlong, YANG Huimin, WANG Xuenong, et al. Dynamic response of apricot fruit shedding during vibratory harvesting[J]. Transactions of the CSAE, 2018,34(18):68–75. (in Chinese)
- [10] 段洁利,陆华忠,王慰祖,等. 水果采收机械的现状与发展[J]. 广东农业科学, 2012,39(16):189–192.
DUAN Jieli, LU Huazhong, WANG Weizu, et al. Present situation and development of the fruit harvesting machinery[J]. Guangdong Agricultural Sciences, 2012,39(16):189–192. (in Chinese)
- [11] ARISTIZABAL T I D, OLIVEROS T C E, ALVAREZ M F. Mechanical harvest of coffee applying circular and multidirectional vibrations[J]. Transactions of the ASAE, 2003, 46(2):205.
- [12] BENTAHER H, HADDAR M, FAKHFAKH T, et al. Finite elements modeling of olive tree mechanical harvesting using different shakers[J]. Trees-Structure and Function, 2013, 27(6): 1537–1545.
- [13] LENKER D H, HEDDEN S L. Optimum shaking action for citrus fruit harvesting[J]. Transactions of the ASAE, 1968, 11(3): 347–349.
- [14] 许南南. 组合偏心块式三维激振林果采收机的设计与试验[D]. 杭州:浙江理工大学, 2018.
XU Nannan. Design and experiment on vibratory fruit harvesting mechanism with three-dimensional excitation[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2018. (in Chinese)
- [15] ERDOGAN D, GUNER M, DURSUN E, et al. Mechanical harvesting of apricots[J]. Biosystems Engineering, 2003, 85(1): 19–28.
- [16] SUMNER H R, HEDDEN S L. A tractor-drawn rake for oranges[J]. Transactions of the ASAE, 1981, 24(6): 1396–1399.
- [17] 刘磊,牛长河,刘旋峰,等. 沙棘收获机的发展现状及分析[J]. 新疆农机化, 2010(1):35–37.
LIU Lei, NIU Changhe, LIU Xuanfeng, et al. Development status and analysis of sea buckthorn harvester[J]. Xinjiang Agricultural Mechanization, 2010(1):35–37. (in Chinese)
- [18] 王业成,陈海涛,付威. 黑加仑物理力学特性研究[J]. 东北农业大学学报, 2009,40(3):110–114.
WANG Yecheng, CHEN Haitao, FU Wei. Study on the physical and mechanical properties of blackcurrants[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2009,40(3):110–114. (in Chinese)
- [19] 伍德林,赵恩龙,姜山,等. 基于能量传递规律的油茶树冠层振动参数优化与试验[J]. 农业机械学报, 2022,53(8): 23–33.
WU Delin, ZHAO Enlong, JIANG Shan, et al. Optimization and experiment of canopy vibration parameters of *Camellia oleifera* based on energy transfer characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(8):23–33. (in Chinese)
- [20] 杜小强,宁晨,贺磊盈,等. 履带式高地隙油茶果振动采收机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022,53(7):113–121.
DU Xiaoqiang, NING Chen, HE Leiyong, et al. Design and test of crawler-type high clearance *Camellia oleifera* fruit vibratory harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(7):113–121. (in Chinese)
- [21] 余守宪,唐莹. 浅析物理学中的旋轮线(摆线)[J]. 大学物理, 2001,20(6):5–10.
SHE Shouxian, TANG Ying. Elementary analysis of cycloids in physics[J]. College Physics, 2001,20(6):5–10. (in Chinese)
- [22] 张竹青,陆佳平,陆新宇,等. 实现旋轮线轨迹的取袋机构设计与参数分析[J]. 机械设计, 2015,32(3):82–85.
ZHANG Zhuqing, LU Jiaping, LU Xinyu, et al. Mechanism design and parameter optimization for high-speed bag-taking device with cycloid trajectory[J]. Journal of Machine Design, 2015,32(3):82–85. (in Chinese)