

DOI: 10.13718/j.cnki.xdzk.2021.12.007

基于 ANSYS Workbench 和 ADAMS 的 振动式花椒采摘机仿真分析及参数优化

李 瑞, 武逸凡, 李守太, 韩定强,
杨 玲, 杨明金, 陈子文

西南大学 工程技术学院, 重庆 400715

摘要: 花椒是我国十分重要的经济作物, 目前存在着采摘难、效率低、易伤手等问题, 针对这些问题, 本文提出了基于下桩采摘法的振动式花椒采摘方法, 设计了一种振动式花椒采摘机, 通过 ADAMS 软件对花椒枝和花椒果进行柔性体建模, 采用广义力与传感器结合的方式控制花椒果在振动过程中的脱落; 对采摘机的传动机构和花椒果在振动过程中的受力情况进行理论分析以确定待优化参数, 并使用 ADAMS 对采摘机进行运动学验证; 通过 ANSYS Workbench 软件对采摘机振动台进行模态分析使激励频率避开固有频率, 从而避免共振发生; 使用 ADAMS 进行虚拟正交仿真试验, 并对仿真试验结果进行极差分析和方差分析, 获得采摘机最优结构和工作参数。试验表明, 在振动频率为 40 Hz、曲柄长度为 250 mm、夹持高度为 300 mm 时脱落率最高。

关键词: 花椒; 振动式采摘; ANSYS Workbench; ADAMS;

正交试验

中图分类号: S225.93

文献标志码: A

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



文章编号: 1673-9868(2021)12-0057-10

Simulation Analysis and Parameter Optimization of a Prickly Ash Vibration Picker Based on ANSYS Workbench and ADAMS

LI Rui, WU Yifan, LI Shoutai, HAN Dingqiang,
YANG Ling, YANG Mingjin, CHEN Ziwen

College of Engineering and Technology, Southwest University, Chongqing 400715, China

Abstract: Prickly ash (*Zanthoxylum bungeanum* Maxim.) is an important cash crop in China. At present, there are some problems with it such as difficulty, low efficiency and proneness to hand injuring while

收稿日期: 2020-09-25

基金项目: 重庆市科技局技术创新与应用发展项目(cstc2019jsex-gksbX0109); 重庆市教育委员会项目(kjcx2020006)。

作者简介: 李 瑞, 硕士研究生, 主要研究方向为农业机械设计。

通信作者: 陈子文, 讲师, 博士。

fruit picking. To solve these problems, based on the method of picking after pruning, a vibration picking method of prickly ash was put forward, and a vibration picker was designed. A flexible model of prickly ash branch and prickly ash fruit was established by ADAMS, and the method of combining generalized force and sensor was adopted to control the shedding of prickly ash fruit during vibration. The driving mechanism of the picking machine and the stress of prickly ash fruit in the vibration process were analyzed theoretically to determine the parameters to be optimized, and ADAMS was used to verify the kinematics of the picking machine. Modal analysis of the vibration table of the picker was carried out by ANSYS Workbench to help excitation frequency avoid the natural frequency and thus avoid the occurrence of resonance. A virtual orthogonal simulation experiment was carried out by ADAMS. The results were subjected to range analysis and variance analysis, and the optimal structure and working parameters of the picker were obtained. The experiment showed that the maximum drop-out rate of prickly ash fruit was achieved when the vibration frequency was 40 Hz, the crank length was 150 mm and the clamping height was 300 mm.

Key words: prickly ash; vibration picking; ANSYS Workbench; ADAMS; orthogonal design

花椒(*Zanthoxylum bungeanum* Maxim.)为芸香科花椒属多年生灌木,是一种十分重要的经济作物,花椒具有药用和食用价值,从根到干、枝、叶、果实都有特殊的香味和用途^[1].近年来,随着农业产业结构的调整,花椒种植面积不断扩大,年产量逐渐提高^[2].目前花椒仍以手工采摘为主,但是花椒株高 3~7 m,周身布满尖刺,手工采摘难度大、效率低且易对人体造成伤害,花椒采摘已经成为制约花椒产业发展的一大难题.为解决这个问题,国内外提出和设计了不同的采收方法及相关设备,主要包括化学药剂喷洒法、机械振动法、负压吸收法,但都存在着一定的问题^[3].以机械振动法为例,需要采用大型机械手夹持花椒树基部进行振动,虽然效率较高,但是在振动过程中会对花椒树造成极大的伤害,导致来年花椒减产,同时花椒种植环境复杂,地形多变,大型机械一般难以驶入^[4].目前,重庆市农艺人员创造性地采用“下桩采摘法”对花椒进行采摘,即将花椒枝剪下后再进行采摘,大大降低了花椒的采摘难度,但是对花椒采摘效率的提高有限,且易伤手的问题仍未解决.本文提出基于下桩采摘法的振动式花椒采摘并设计了振动式花椒采摘机,即将下桩后的花椒枝安放在采摘机上并夹持固定,通过振动进行采摘,这种方法具有时间短、效率高、不伤手的优点.

1 材料与方法

1.1 花椒枝形态及花椒果力学特性

本研究的花椒果样品来自重庆市璧山区某种植大户花椒种植园,随机选取 30 株下桩后的花椒枝进行花椒枝形态数据测量,如图 1(a)所示.从这些花椒枝中随机选取 50 粒花椒果进行力学特性测量,测量仪器为 ELK-30 型高精度数显推拉力计(伊莱科电气有限公司,精度 0.01 N),如图 1(b)所示,测量结果如表 1 所示.

表 1 花椒枝形态及花椒果力学特性参数

参数	花椒枝长度/ mm	花椒枝末端直径/ mm	果柄与树枝结合力/ N	花椒果与果柄结合力/ N	单粒花椒果质量/ g
最大值	716	10.44	7.23	3.59	0.18
最小值	217	5.56	0.67	0.80	0.08
平均值	425	7.24	3.80	1.74	0.15

1.1.1 花椒枝柔性体建模

根据花椒枝形态数据, 利用 ADAMS 中的离散柔性连杆建立花椒枝柔性体, 柔性体长度 450 mm, 直径 8 mm. 该柔性体是直接多个单元刚体通过柔性梁连接, 通过刚体间的柔性连接变形来模拟柔性体的变形, 单元刚体不能变形, 模型本质上仍属刚体范畴, 这种柔性体构建方法简单、求解效率高, 适合变形体一般问题求解和定性分析^[5-6].



(a) 花椒枝形态测量



(b) 花椒果力学特性测量

图 1 花椒特性测量

1.1.2 花椒果建模及脱落方式设定

花椒果脱落的形式主要有两种: 一是由于果柄组织结构脆弱而导致花椒果和果柄一起脱落; 二是由于花椒果与果柄之间细胞分化导致脱落^[7]. 从花椒果力学特性可知, 果柄与树枝之间的结合力约为花椒果与果柄之间结合力的两倍, 本研究只考虑花椒果与果柄之间的脱落. 在 ADAMS 中利用离散柔性连杆建立果柄模型, 并在果柄与树枝之间施加固定约束.

花椒果脱落可以采用传感器和脚本仿真配合的方式控制, 这种方法可以简单地控制花椒果按照预定的情况脱落, 但难以在一个仿真过程中控制多个花椒果独立脱落, 本研究采用广义力与传感器配合的方式来控制花椒果与果柄的连接和脱落^[8], 广义力由 3 个分量的力和 3 个分量的力矩组成^[9]. 为尽可能模拟实际情况, 从测量的 50 粒花椒果中随机选取 30 粒, 将其力学特性添加到模型中, 并为每个花椒果添加其对应质量. 在花椒果和果柄之间施加一个广义力, 广义力的施加需要两个作用点, 均位于果柄与花椒果的连接处. 然后进行花椒果质心加速度测量, 设置传感器以监测花椒果的加速度, 当检测的加速度大于临界加速度时, 花椒果和果柄之间的广义力大于结合力, 当广义力变为 0, 花椒果脱落. 取花椒果和果柄之间结合力的刚度 K 为 400 N/m, 阻尼系数 C 采取默认值, 更改广义力 6 个组成部分的函数, 其中沿 x 方向的分力 F_x 为

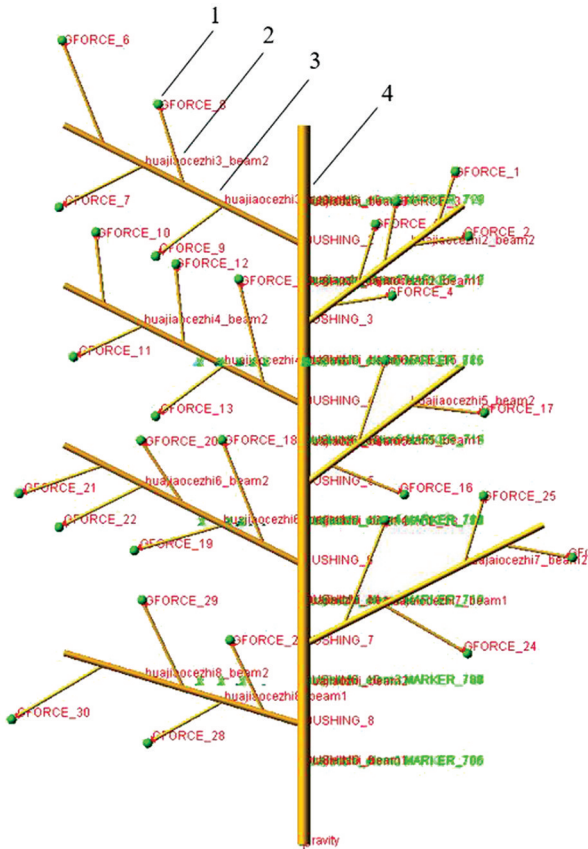
$$F_x = -(K + IF(SENVAL(SENSOR_1); 0, 0, -K)) * DX(MARKER_185, MARKER_186, MARKER_186) - (C + IF(SENVAL(SENSOR_1); 0, 0, -C)) * VX(MARKER_185, MARKER_186, MARKER_186) \quad (1)$$

式中, $IF()$ 为判断函数; $SENVAL()$ 用以返回传感器触发的时间; $DX()$ 为位移函数; $VX()$ 为速度函数; $SENSOR_1$ 是探测两个作用点之间距离的传感器; $MARKER_185$ 是位于花椒果上的作用点; $MARKER_186$ 是位于果柄上的作用点; K 为广义力刚度系数; C 为默认阻尼系数.

建立的花椒枝果柔性体模型如图 2 所示.

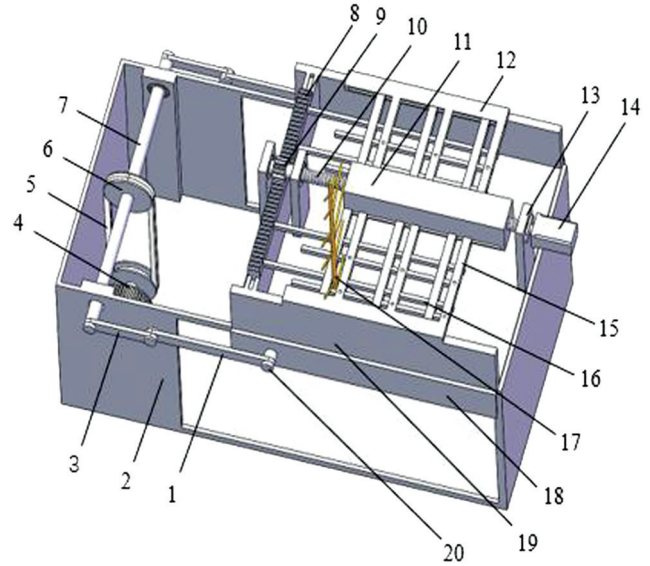
1.2 振动式花椒采摘机结构

振动式花椒采摘机主要由机架、传动机构和振动机构组成,如图 3 所示.传动机构由传动电机、带轮、带、传动轴、曲柄、摇杆组成.振动机构由振动台、水平移动块、支撑立柱、丝杆、齿条、齿轮、步进电机组成.振动台通过底部的凹槽与机架配合,振动台的两侧挡板上设有固定柱,两侧支撑板上设有固定挡块.振动台的中间位置水平方向上设有支撑立柱,支撑立柱之间设有水平移动块,水平移动块的两侧也设有固定挡块,水平移动块的内部配合有丝杆,丝杆的一端固定有齿轮,另一端与步进电机输出轴固定连接.齿轮与齿条啮合,齿条的底部设有滑块,一侧设有夹持块.



1. 花椒果; 2. 果柄; 3. 侧枝; 4. 主枝.

图 2 花椒枝果柔性体模型



1. 摇杆; 2. 机架; 3. 曲柄; 4. 传动电机; 5. 带; 6. 带轮;
7. 传动轴; 8. 齿条; 9. 齿轮; 10. 丝杆; 11. 水平移动块;
12. 振动台; 13. 支撑立柱; 14. 步进电机; 15. 固定挡块;
16. 夹持块; 17. 花椒枝; 18. 挡板; 19. 支撑板; 20. 固定柱.

图 3 振动式花椒采摘机结构

1.3 工作原理

将花椒枝放入由固定挡块和夹持块组成的通口内,启动步进电机,丝杆顺时针转动,使水平移动块向靠近步进电机方向移动.同时,齿轮转动,带动齿条及夹持块向左侧滑动.水平移动块和夹持块同时靠近固定挡块将花椒枝摆正夹紧.夹紧后,步进电机停止,传动电机带动曲柄连杆机构摇杆摆动,从而实现振动台的水平往复运动.振动台带动夹持的花椒枝受迫振动,花椒果受到振动惯性力作用,当振动惯性力大于花椒果与果柄间的结合力时,花椒果脱落.

1.4 花椒果脱落条件

振动台的振动方式为水平方向上的往复运动,但因侧枝及果柄韧性相对较好,花椒果在竖直方向上也会发生一定的摆动,因而将花椒果的运动看做是花椒枝的往复运动和花椒果随着果柄定点摆动的复合振动形式^[10].在振动过程中,花椒果主要受到果柄的拉力 F_t 、剪切力 F_s 、重力 G 及惯性力 F_i 作用,其中,拉

力和剪切力构成花椒果与果柄之间的结合力, 花椒果的受力模型如图 4 所示。

花椒振动采摘过程中, 花椒果的运动方程为^[11]

$$X(t) = A \sin(\omega t + \varphi) e^{(-\varepsilon \omega t)} \quad (2)$$

式中, X 是水平方向位移, m; t 是时间, s; A 是振幅, m; ω 是角速度, rad/s; φ 是初始相位角, rad; ε 是阻尼比。

花椒果受到的惯性力可表示为

$$F_e = mA\omega^2(\varepsilon^2 - 1)\sin(\omega t + \varphi)e^{(-\varepsilon \omega t)} - 2mA\varepsilon\omega^2\cos(\omega t + \varphi)e^{(-\varepsilon \omega t)} \quad (3)$$

式中, F_e 是惯性力, N; m 是质量, kg。

花椒果受振动脱落的条件为

$$F_e > F_t \cos\alpha + F_s \cos\beta \quad (4)$$

式中, F_t 是拉力, N; F_s 是剪切力, N; α 是拉力与水平方向的夹角, rad; β 是剪切力与水平方向的夹角, rad。

1.5 采摘机传动机构的运动分析

驱动振动台的曲柄连杆机构本质上是一曲柄滑块机构, 如图 5 所示。曲柄长度 L_1 和转速 ω 决定了振动台的振幅和振动频率, 选取合适的曲柄长度与转速是获得脱落效果的关键^[12]。

建立如图所示坐标系, x 为水平方向, y 为竖直方向, 坐标原点位于曲柄旋转中心 A 。则振动台(即滑块)水平方向位移可表示为

$$x = L_1 \cos\alpha_1 + L_2 \cos\beta_1 - L_2 \quad (5)$$

式中, x 是振动台的水平方向位移, m; L_1 是曲柄长度, m; L_2 是摇杆长度, m; α_1 是曲柄与水平方向上的夹角, rad; β_1 是摇杆与水平方向上的夹角, rad。 $\alpha_1 = \omega_1 t$, ω_1 为曲柄转速, rad/s; t 为时间, s。

对于 α_1 和 β_1 , 下式成立:

$$L_1 \sin\alpha_1 = L_2 \sin\beta_1 \quad (6)$$

则有:

$$\cos\beta_1 = \sqrt{1 - \sin^2\beta_1} = \sqrt{1 - \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^2 \sin^2\alpha_1} \quad (7)$$

将式(7)泰勒展开并忽略高阶小量可得

$$\cos\beta_1 \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^2 \sin^2\alpha_1 = 1 - \frac{1}{4} \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^2 (1 - \cos 2\alpha_1) \quad (8)$$

将式(8)代入式(5)可得

$$x = L_1 \cos(\omega_1 t) + \frac{1}{4} \frac{L_1^2}{L_2} \cos(2\omega_1 t) - \frac{1}{4} \frac{L_1^2}{L_2} \quad (9)$$

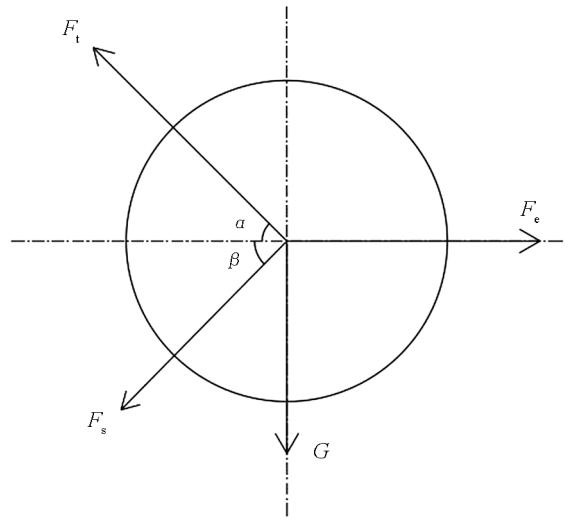


图 4 花椒果受力模型

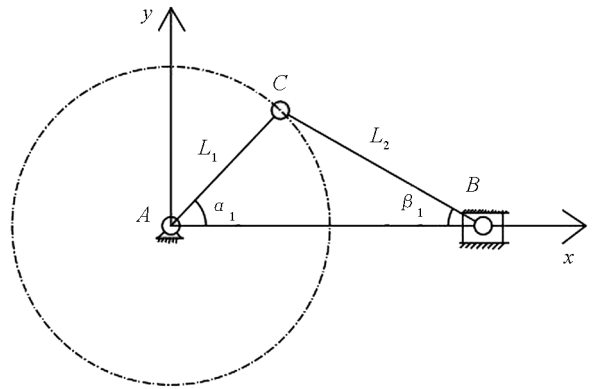


图 5 曲柄滑块机构

因而,振动台水平方向的加速度可表示为

$$x'' = -L_1\omega_1^2 \left(\cos(\omega_1 t) + \frac{L_1}{L_2} \cos(2\omega_1 t) \right) \quad (10)$$

振动台水平方向的运动由两个谐振动组合而成,分别为 $L_1 \cos(\omega_1 t)$ 和 $\frac{L_1^2}{4L_2} (\cos(2\omega_1 t) - 1)$, 两个谐振动叠

加后,其运动中心为 $-\frac{L_1^2}{4L_2}$, 周期 T 为 $\frac{2\pi}{\omega_1}$, 最大加速度 a_{\max} 为 $L_1\omega_1^2 \left(1 + \frac{L_1}{L_2} \right)$, 因而,振动台水平方向位移

本质上仍然是谐振动方程^[13].

1.6 仿真试验方案

考虑到振动式花椒采摘机结构较为复杂,且花椒枝在振动过程中为高频响应,容易引起积分求解器的求解失败.为提高求解成功率,本研究将采摘机简化为曲柄滑块机构,在曲柄与地面之间、曲柄与摇杆之间、摇杆与滑块之间建立旋转约束,在滑块与地面之间建立水平位移约束,在滑块与花椒枝之间建立固定约束,如图 6 所示.

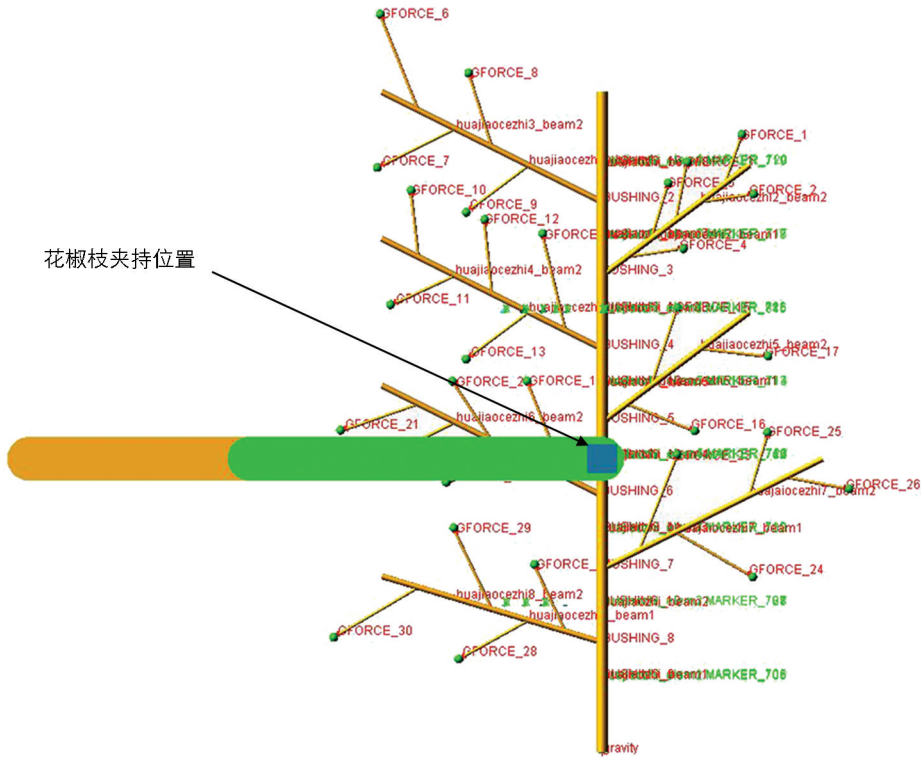


图 6 花椒枝振动简化模型

选取曲柄长度、曲柄转速和夹持高度作为试验因子,因子水平如表 2 所示.曲柄转速因子 1,2,3 对应的振动台振动频率分别为 36,38,40 Hz.夹持高度为夹持位置距花椒枝底端的高度.按正交表 $L_9(3^4)$ 安排试验方案,试验结果如表 3 所示.仿真参数设置为:仿真时间为 5 s,步数为 200 步,积分格式为 SI2,容错量为 3,初始步长为 1×10^{-11} .

表 2 因子水平表

水平	因子		
	曲柄长度(A)/mm	曲柄转速(B)/rad/s	夹持高度(C)/mm
1	150	72π	100
2	200	76π	200
3	250	80π	300

表 3 试验方案与结果

试验号	A	B	C	D(空列)	脱落率/%
1	1	1	1	1	73.33
2	1	2	2	2	76.67
3	1	3	3	3	83.33
4	2	1	2	3	73.33
5	2	2	3	1	90.00
6	2	3	1	2	90.00
7	3	1	3	2	83.33
8	3	2	1	3	93.33
9	3	3	2	1	93.33

2 结果与分析

2.1 采摘机传动机构的运动学验证

振动式花椒采摘机传动机构是基于曲柄滑块机构理论进行设计的,将采摘机的三维模型分模块导入 ADAMS 中,对相关的部件施加约束,具体约束情况如表 4 所示。

表 4 运动副施加约束情况

序号	物体 1	物体 2	约束
1	机架	地面	固定副
2	转动轴	机架	转动副
3	曲柄	转动轴	固定副
4	曲柄	销轴	转动副
5	销轴	摇杆	固定副
6	摇杆	振动台	转动副
7	振动台	地面	移动副

对于振动式花椒采摘机而言,花椒果脱落的条件是惯性力大于花椒果与果柄之间的结合力.本研究通过对比振动台最大加速度的计算结果和运动学仿真结果来验证采摘机的传动机构能否达到预期工作效果.取曲柄长度 L_1 为 150 mm,曲柄转速为 75π rad/s,摇杆长度 L_2 为 300 mm,由式(10)计算出振动台的最大加速度 a_{\max} 为 $12\,479$ m/s^2 .在 ADAMS 中,对模型施加驱动,驱动施加在转动轴与机架之间的转动副上,测量振动台质心加速度,设置仿真结束时间为 5 s,步数为 200 步,仿真结果如图 7 所示.振动台的最大加速度仿真值为 $12\,635$ m/s^2 ,与计算值误差为 1.26%,满足设计要求。

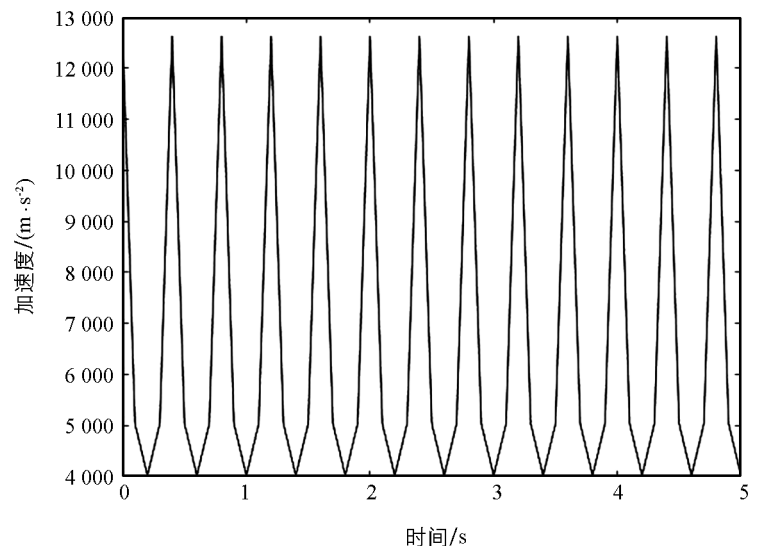


图 7 振动台加速度

2.2 振动台的模态分析

在对花椒振动采摘过程中,振动台一直处于振动状态,对振动台进行模态分析,获得其振型及固有频率,以避免外部激励频率与其固有频率相等,进而避免共振发生。

采用 ANSYS Workbench 对振动台进行模态分析. 默认结构材料为钢,密度 $7\ 085\ \text{kg/m}^3$,弹性模量 $2 \times 10^{11}\ \text{Pa}$,泊松比 0.3. 对振动台进行网格划分,网格尺寸 5 mm,将软件中 Transition 设置为 Slow,以降低网格之间的增长比,使得网格过渡更平稳;将 Span Angle Center 设置为 Fine,以提高振动台轴承座区域网格精度,其余保持默认设置. 振动台网格如图 8(a)所示,网格节点数为 618 304,单元数为 358 834,网格平均质量为 0.802 32,质量较好,满足需求^[14].

振动台在工作过程中主要做水平方向的往复运动,模态分析时只保留水平方向位移的自由度,其余设置为 0. 由于低阶振动比较危险,外界大多是低阶激励频率,且阶次越高,共振振幅越小,共振带来的危险性越低,因而本次模态分析只计算振动台前 6 阶振型^[15],模态分析结果如表 5 所示. 其中,第二阶振型如图 8(b)所示.

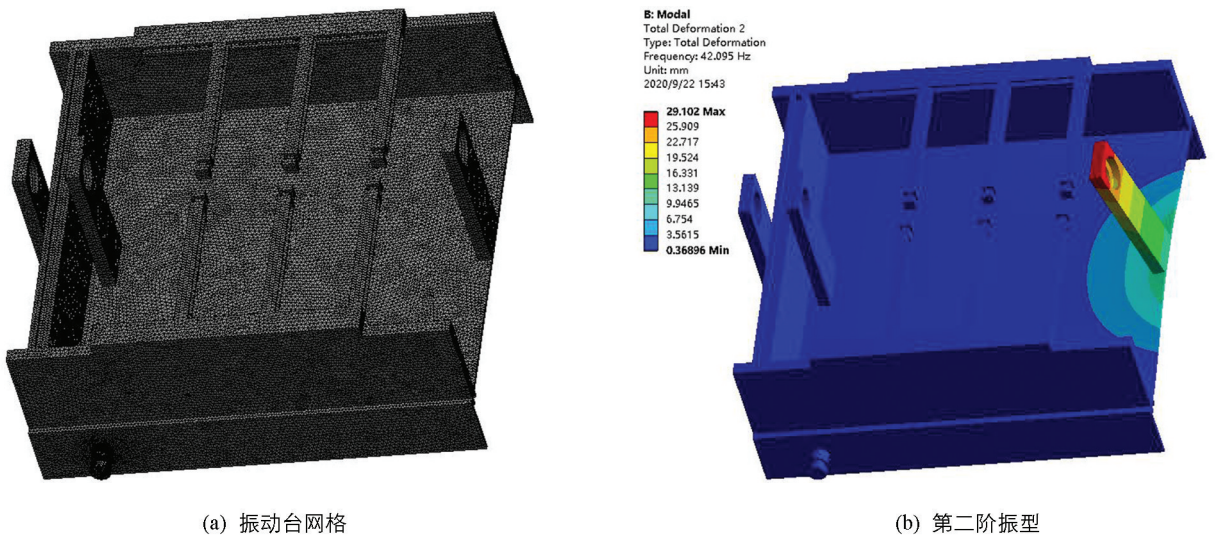


图 8 模态分析

表 5 振动台模态分析结果

阶数	固有频率/Hz	最大位移/mm	振型
1	3.54×10^{-3}	3.41	整体无明显变形
2	42.10	29.10	支撑立柱上部和支撑立柱下部与底板连接部分发生变形,整体有向振动台内部摆动的趋势,最大位移处为支撑立柱上部
3	45.40	66.54	位于振动台右侧且靠近支撑立柱的固定挡块发生弯曲变形,最大位移处为固定挡块顶部
4	45.41	69.00	位于振动台左侧及其中部的固定挡块发生弯曲变形,最大位移处为固定挡块顶部
5	45.47	67.54	位于振动台右侧及其中部的固定挡块发生弯曲变形,最大位移处为固定挡块顶部
6	45.47	70.10	位于振动台左侧且靠近支撑立柱的固定挡块发生弯曲变形,最大位移处为固定挡块顶部

由表 5 可知,振动台 1 阶固有频率接近于 0 Hz,这是为了贴合实际运动情况,在给振动台施加边界条件时,没有限制其在水平方向上的位移. 当结构存在刚体位移时,如果没有约束或者约束不全,刚体的模态将被提取,其模态频率在 0 Hz 附近^[16],该模态频率没有对比意义. 此外,3~6 阶的固有频率非常相近,

这是因为振动台模型具有对称性,所以出现了频率相近但方向不同的相似振型^[17].

从总体上来看,随着振动台固有频率的增加,其形变量也呈现逐渐增大的趋势.在低频阶段,形变量增加的幅度最大,随着阶数的提高,形变量增加的幅度急剧下降.就振动形变而言,主要发生在振动台的第三支撑立柱和部分固定挡块上,其他区域发生的形变相对较小,振动台的工作频率应避免处于 42.10~45.47 Hz 区间.

2.3 振动脱果性能

分别使用 Excel 和 SPSS 对仿真试验结果进行极差分析和方差分析,如表 6 和表 7 所示.由极差分析可知,试验因子对花椒果脱落率的影响主次排序为:曲柄转速 B、曲柄长度 A、夹持高度 C,最优组合为 $A_3B_3C_3$,即曲柄长度 250 mm、曲柄转速 80π rad/s(对应振动频率 40 Hz)、夹持高度 300 mm.该最优组合不属于表中组合,对该最优组合进行仿真试验验证,其夹持位置和振动后花椒果脱落情况如图 9 所示.经过仿真试验,花椒枝上 30 颗花椒果脱落 29 颗,脱落率为 96.67%,脱落效果好,高于表中最优组合的脱落率.由方差分析结果可知曲柄长度 A 和曲柄转速 B 影响显著,且曲柄转速 B 较曲柄长度 A 影响更为显著,夹持高度有一定影响,与极差分析结果吻合,与文献^[18]结论一致.

表 6 极差分析

评价指标		A	B	C	D
脱落率	K_1	233.33	229.99	256.66	256.66
	K_2	253.33	260.00	243.33	250.00
	K_3	269.99	266.66	256.66	249.99
极差		36.66	36.67	13.33	6.67
最优组合		A_3	B_3	C_3	

注: K_1, K_2, K_3 分别为各列 1,2,3 水平的脱落率之和.

表 7 方差分析

方差来源	平方和	自由度	均方和	F	显著性
A	224.612	2	112.306	22.753	0.042*
B	254.405	2	127.202	25.771	0.037*
C	39.486	2	19.743	4.000	0.200
误差	9.872	2	4.936		
总和	64141.622	9			

注:显著性水平 $\alpha=0.05$.

3 结 论

1) 针对我国花椒采摘难、效率低、易伤手等问题,设计了基于下桩采摘法的振动式花椒采摘机,建立了花椒枝果柔性体模型,确定了花椒果振动脱落条件.

2) 振动台水平方向位移本质上是谐振动方程,对基于曲柄滑块机构的振动台进行模态分析,确定了其固有频率和振型.为避免共振,振动台的工作频率应避开 42.095~45.473 Hz 区间.

3) 基于 ADAMS 虚拟正交试验表明,振动式花椒采摘机在振动频率 40 Hz、曲柄长度 250 mm、夹持高度为 300 mm 下脱果效率最佳,脱落率为 96.67%.

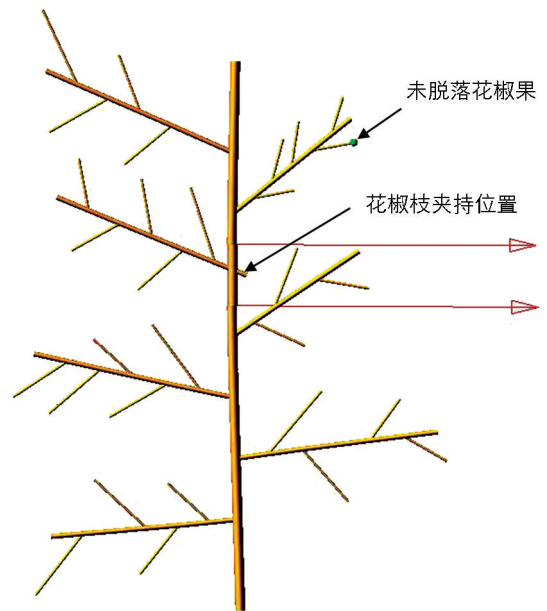


图 9 夹持位置和振动后花椒果脱落情况

参考文献:

- [1] 刘安成, 尉倩, 崔新爱, 等. 花椒采收现状及研究进展 [J]. 中国农机化学报, 2019, 40(3): 84-87.
- [2] 杨林生, 杨敏, 彭清, 等. 重庆市九叶青花椒施肥现状评价 [J]. 西南大学学报(自然科学版), 2020, 42(3): 61-68.
- [3] 胡文. 花椒采摘方法及采摘工具的探索研究 [J]. 四川林业科技, 2015, 36(4): 148-150.
- [4] 安建军, 杨会光, 鲁维民, 等. 花椒采摘机械的现状与发展趋势 [J]. 农业科技与信息, 2019(6): 57-59.
- [5] 蒲明辉, 吴江. 基于 ADAMS 的甘蔗柔性体模型建模研究 [J]. 系统仿真学报, 2009, 21(7): 1930-1932.
- [6] 陈峰华. ADAMS 2018 虚拟样机技术从入门到精通 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2019.
- [7] 陈发河, 于新, 张维一, 等. 无核白葡萄果柄结构与落粒关系的研究 [J]. 新疆农业大学学报, 2000, 23(1): 44-48.
- [8] 李超, 刑洁洁, 徐丽明, 等. 柔性梳脱式酿酒葡萄脱粒机构设计与试验 [J]. 农业工程学报, 2015, 31(6): 290-296.
- [9] 李增刚. ADAMS 入门详解与实例 [M]. 2 版. 北京: 国防工业出版社, 2014.
- [10] 孔德刚, 刘魏, 霍俊伟, 等. 蓝莓成熟期结合力变化规律的测试与分析 [J]. 东北农业大学学报, 2014, 45(4): 99-106.
- [11] 关慷慨, 刘维, 陈雪, 等. 矮丛蓝莓采摘机的机械结构设计 [J]. 吉林化工学院学报, 2017, 34(11): 50-53.
- [12] 胡明明, 万芳新, 杜小龙, 等. 振动式枸杞采摘机设计 [J]. 中国农机化学报, 2018, 39(7): 25-29.
- [13] 袁胜春, 袁晨舒. 曲柄滑块机构的运动分析 [J]. 河南科技, 2014(6): 203.
- [14] 黄志新. Ansys Workbench 16.0 超级学习手册 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2016.
- [15] 蒋贤耀, 王达君, 刘一方, 等. 基于 ANSYS Workbench 的汽轮机叶片频率分析 [J]. 现代制造技术与装备, 2020(2): 1-2.
- [16] 高耀东. ANSYS Workbench 机械工程应用精华 30 例 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2013.
- [17] 周矩, 苏金英. ANSYS Workbench 有限元分析实例详情(动力学) [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2019.
- [18] 范雷刚, 王春耀, 刘梦霞, 等. 振动参数对果树采收影响的试验研究 [J]. 农机化研究, 2016, 38(10): 165-168.

责任编辑 汤振金