

基于振动的核桃姿态自适应定向 运移方法及试验研究

宛双林,王应彪,王周梅,杨斌,任博,李鑫瀛

(西南林业大学 机械与交通学院,昆明 650224)

摘要:为了解决核桃预处理及破壳中的姿态定向问题,首先,根据核桃的物理特性和外形特征,设计特定振动定向台,并确定其空间位置和结构尺寸参数,然后对核桃在振动定向台上的运移姿态变化过程进行理论分析,探究核桃在振动运移中的姿态定向原理;其次,搭建试验台架,以纵向定向成功率和定向所需时间为指标进行单因素试验,选取电压、振动频率、振动台倾角的最佳取值范围;最后,根据单因素试验结果开展 Box - Behnken 试验,对参数进行优化。结果表明:基于电磁振动设计了一台核桃姿态定向装置,并确定对该装置影响最大且试验中最易控制的3个因素为电压、振动频率和振动台倾角。当电压为118 V、振动频率为81.6 Hz、振动台倾角为3°时,核桃的纵向定向成功率为89.98%,尖端定向成功率为74.36%。该装置定向成功率较高,可用于核桃预处理和破壳中的姿态定向。

关键词:振动姿态定向;核桃破壳;电磁振动;Box - Behnken 试验

中图分类号:TS223.2;TS222+.1 **文献标识码:**A **文章编号:**1003-7969(2025)09-0144-09

Attitude adaptive orientation transport method and test study of walnut based on vibration

WAN Shuanglin, WANG Yingbiao, WANG Zhoumei,
YANG Bin, REN Bo, LI Xinying

(School of Machinery and Transportation, Southwest Forestry University, Kunming 650224, China)

Abstract: In order to solve the problem of attitude orientation in walnut pre - processing and shell breaking, firstly, according to the physical properties and shape characteristics of walnuts, a specific vibration orientation platform was designed, and the spatial position and structural size parameters were determined, and then the theoretical analysis of walnuts on the vibration orientation platform was carried out to investigate the attitude orientation principle of walnuts in vibration transport. Secondly, the test rig was set up, and the longitudinal orientation success rate and time required for orientation were taken as the indexes, and the voltage, vibration frequency and inclination angle of the vibration platform were selected to conduct a single - factor test to find the range of values of each factor. Finally, Box - Behnken test was carried out to optimize the parameter according to the results of single - factor test. The results showed that a walnut attitude orientation device based on electromagnetic vibration was designed, and voltage, vibration frequency and inclination angle of the vibration platform had the greatest impact on the device and they were the easiest to control during the test. Under the conditions of voltage 118 V, vibration frequency 81.6 Hz, and inclination angle of vibration platform 3°, the longitudinal orientation

success rate was 89.98%, and the tip orientation success rate was 74.36%. The device has a high success rate in orientation and can be used for attitude orientation in walnut pre - processing and shell breaking.

收稿日期:2024-11-30;修回日期:2025-05-04

基金项目:国家自然科学基金项目(52165038)

作者简介:宛双林(1996),男,硕士研究生,研究方向为农业机械化工程(E-mail)1390921418@qq.com。

通信作者:王应彪,副教授,博士(E-mail)wybjob@163.com。

Key words: vibration attitude orientation; shell breaking of walnuts; electromagnetic vibration; Box – Behnken test

核桃产业是我国的优势产业,核桃产量更是常年以来高居世界首位,而我国大部分的核桃产自云南、新疆两地^[1]。近些年核桃破壳取仁技术存在破壳设备通用性差、破壳效率低、容易损伤核桃仁等问题,限制了核桃产业的发展。如何提高核桃破壳时的破壳效率和降低核桃仁损伤,是核桃初加工中的一个难点^[2-5]。

为提高核桃破壳效率和降低核桃仁损伤,国内外研究人员对核桃力学特性和破壳原理进行了研究:Altuntas 等^[6]测定了 3 种核桃的力学特性和物理特性,发现沿核桃的最佳破壳方向施加破壳载荷能提升破壳效果;Bao 等^[7]结合无矩理论和有限元分析对核桃表面应力进行研究,计算出核桃横径及纵径的破裂载荷并与实际值对比,确定了裂纹产生的位置,便于使核桃按照指定方向破壳;王超等^[8]利用 Workbench 对核桃模型沿纵径(尖点方向)、棱径(缝合线方向)以及核桃横径和棱径之间的 45°方向施加载荷,得出最佳的破壳位置及破壳方向;Hussain 等^[9]研制出锯齿状旋转轴破壳设备,两锯齿之间的距离可以根据核桃的大小调节,核桃通过轴间隙时受到剪切作用而破碎;Wang 等^[10]设计了复合式核桃定向破壳装置,将核桃手动放入破壳机进行冲击破壳,同时进行扭转,提高了核桃破壳率与整仁率;Ghafari 等^[11]设计了一台立式螺旋破壳设备,核桃由流量控制口落入螺旋破壳结构中,随着螺旋结构运动核桃受到外筒挤压完成破壳;闫茹等^[12]设计了一台四点挤压破壳机,破壳效果明显优于两点挤压破壳;张恩铭^[13]、郑霞^[14]等将核桃固定,然后在核桃的不同位置进行划口,将经过划口的核桃进行挤压试验,结果表明,核桃破壳载荷降低而核桃整仁率提高;周军等^[15-16]提出了气爆式破壳方法,通过在固定核桃上钻一个小孔,然后向里面充入高压气体,当核桃内部压力达到破壳拉伸应力的临界值时,核桃从内部发生爆裂,从而使核桃破壳,通过有限元分析找出了核桃的最小气压以及最佳的打孔位置。上述对核桃的破壳原理研究中,都需要将核桃的姿态进行定向,便于核桃破壳时施加定向载荷,从而提高核桃破壳的破壳效率和降低核桃仁损伤。由此可看出,破壳前对核桃进行姿态定向极为重要。

由于核桃品种的差异及不规则的外观形状,导

致核桃姿态定向成为核桃初加工中的一个难点,目前对核桃姿态定向装置的研究还处于初始阶段。基于此,本文依据电磁振动原理^[17-19],根据核桃的外形特征和物理特性设计出一台基于电磁振动的核桃姿态定向装置,并对核桃在振动运动中的姿态进行理论分析,然后搭建试验台架,采用单因素试验和 Box – Behnken 试验对参数进行优化,以期为后续核桃姿态定向提供新思路。

1 装置设计与原理

1.1 核桃外形尺寸测量

核桃的外形尺寸及物理特性(质心、摩擦力)是设计装置的重要理论依据,测量核桃外形尺寸可为后续理论数据分析和装置结构尺寸设计奠定基础。采用游标卡尺对随机选取的 150 枚云南漾濞核桃(外观模型见图 1)的纵径(L)、横径(W)、棱径(B)、脊宽(T)、脊高(H)进行测量,采用电子秤对其质量(m)进行测量,结果如表 1 所示。

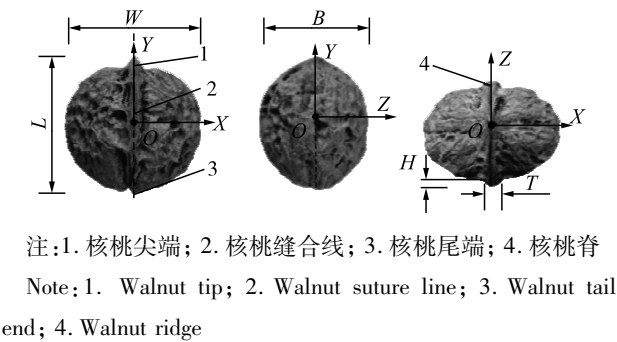


图 1 核桃外观模型

Fig. 1 Walnut appearance model

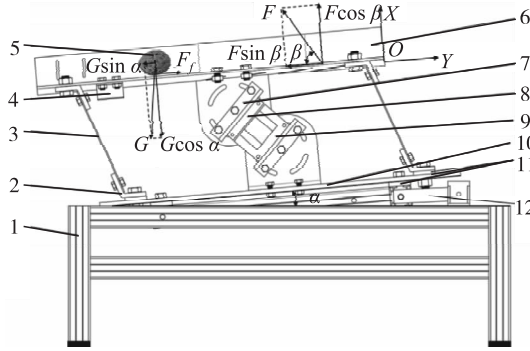
如图 1 所示,核桃表面凹凸不平,关于缝合平面 YOZ 对称,通过实际测量得到,核桃的质心位置在 YOZ 平面上沿 OY 轴大致处于 $Y=2.46\text{ mm}$ 附近,核桃在 XOZ 、 YOZ 平面上投影近似于较扁的椭圆形,在 YOX 平面上投影近似于圆形,核桃在整体外形上近似于扁椭球体。

表 1 核桃外形尺寸和质量

Table 1 External dimensions and mass of the walnut						
项目	纵径(L)/ mm	横径(W)/ mm	棱径(B)/ mm	脊宽(T)/ mm	脊高(H)/ mm	质量(m)/ g
最大值	39.56	39.12	31.66	4.64	2.80	16.88
最小值	36.12	35.22	28.44	3.02	1.50	12.36
平均值	38.37	37.35	29.84	3.78	2.03	13.68

1.2 装置结构

基于电磁振动的核桃姿态定向装置主要包括机架、弹簧、振动定向台、衔铁底座、衔铁、电磁铁及线圈、可调节底座等,如图2所示。振动定向台是整个装置的关键结构,其区域划分如图3所示。

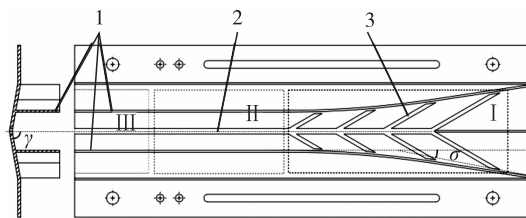


注: α 为振动台倾角, ($^{\circ}$); β 为激振力的方向角, ($^{\circ}$); F_f 为核桃受到的摩擦力, N; G 为核桃的重力, N; F 为激振力, N。1. 机架; 2. 弹簧支座; 3. 弹簧; 4. 加强钣金; 5. 核桃; 6. 振动定向台; 7. 衔铁底座; 8. 衔铁; 9. 电磁铁及线圈; 10. 可调节底座; 11. 橡胶隔振垫; 12. 倾角调节杆

Note: α . Inclination angle of vibration platform, ($^{\circ}$); β . Direction angle of shock force, ($^{\circ}$); F_f . Friction force of walnut, N; G . Gravity of walnut, N; F . Shock force, N. 1. Frame; 2. Spring support; 3. Spring; 4. Strengthened sheet metal; 5. Walnut; 6. Vibration orientation platform; 7. Armature base; 8. Armature; 9. Electromagnet and coil; 10. Adjustable base; 11. Rubber vibration isolation cushion; 12. Inclination adjustment rod

图2 基于电磁振动的核桃姿态定向装置结构

Fig. 2 Structure of walnut orientation device based on electromagnetic vibration



注: 1. 护板; 2. 振动主槽; 3. 振动副槽

Note: 1. Guard plate; 2. Vibration center slot; 3. Vibration sub-slot

图3 振动定向台区域划分

Fig. 3 Vibration orientation platform area division

振动定向台的总长度为 480 mm, 宽度为 180 mm, 中间 100 mm 宽度是一个 V 型槽, 其中 V 型槽内倾角 $\gamma = 80^{\circ}$, 按照功能划分为 3 个区域 (I、II、III 区域)^[20], I 区域为核桃定向区, II 区域为核桃稳定输送区, III 区域为核桃后处理区, 且宽度为 40 mm, 大于核桃的纵径和横径。I 区域 2 mm 厚的护板是经过折弯的, 以保证核桃稳定进入定向区和稳定输送区, 折弯角度^[17]计算公式如式(1)所示, 代入表 1 的数据计算得出。

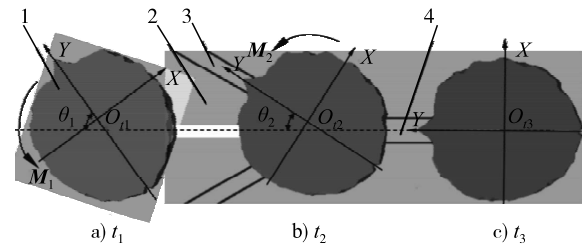
$$\sigma = \arcsin \frac{L_{\max} - W_{\max}}{40 - \bar{L}} \quad (1)$$

式中: $L_{\max}$ 为纵径的最大值, mm; $\bar{L}$ 为纵径的平均值, mm; $W_{\max}$ 为横径的最大值, mm。

根据核桃的脊宽进行开槽能保证核桃稳定输送, 因此根据表 1 测量结果, 取 V 型槽主槽宽为 6 mm, 长为 420 mm, 副槽宽为 5 mm, 与主槽呈 30° , 长度随护板位置逐渐变化, 以确保核桃在两个护板之间稳定向前输送。并且当杂乱无序的核桃在 V 槽内移动时, 由于核桃脊与副槽之间的作用可以引导核桃运动, 从而提升定向成功率。

1.3 振动运移定向原理

核桃运行姿态见图 4。其中图 4a ~ 图 4c 分别表示 t_1 、 t_2 、 t_3 时刻核桃在振动定向台上基本运移的姿态变化。



注: 1. 核桃; 2. 振动定向台面; 3. 振动定向台副槽; 4. 振动定向台主槽

Note: 1. Walnut; 2. Vibration orientation table; 3. Vibration orientation platform sub-slot; 4. Vibration orientation platform center slot

图4 核桃运行姿态

Fig. 4 Walnut running attitude

由对核桃进行的测量分析及最小动能原理^[21]可得, 在振动运移过程中, 核桃的 XOY 平面能够保持水平, 且核桃缝合线与振动定向台中心线呈 θ_1 角度进入振动定向台 I 区域。如图 4 所示: 核桃在 t_1 时刻受到高频振动向前移动, 由于核桃的质心位置靠近尖端, 核桃围绕 O_{n1} 产生力矩 M_1 引起核桃转动, 使得核桃缝合线与振动定向台的中心线重合; 由于不同核桃质心位置存在差异, 部分核桃存在不转动或转动过慢的现象, 使核桃运动至 t_2 时刻时, 核桃缝合线与振动定向台中心线呈 θ_2 角度, 因核桃脊与振动定向台副槽相互作用产生力矩 M_2 , 使得核桃发生转动, 直到核桃脊落入到振动定向台的主槽中 (t_3 时刻), 这时核桃趋于稳定状态, 在微振动下缓慢向前输送。

2 核桃振动姿态变化的力学分析

2.1 核桃振动模型

受到电磁振动频率和振幅的影响, 核桃在振动

定向台上有跳跃、滑移两个阶段。核桃与振动定向台运动时间图见图 5。

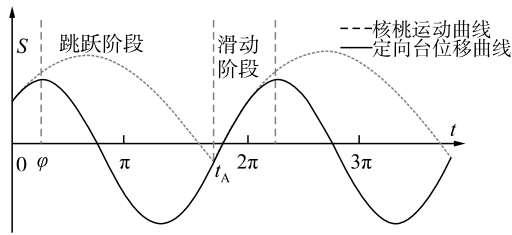


图 5 核桃与振动定向台运动时间图

Fig. 5 Movement time diagram of walnut and vibratory orientation platform

如图 5 所示:在 0 时刻,振动定向台的加速度大于重力加速度,核桃从振动定向台上被抛起,核桃处于跳跃阶段;在 t_A 时刻,核桃与振动定向台再次接触,随着振动定向台的加速度逐渐增大,最终核桃在 2π 时刻又被抛起,以此为周期循环工作。

在电磁振动送料过程中,用抛掷指数(Z)、正向滑行指数(Z_q)、反向滑行指数(Z_k)来表示核桃的运行状态。根据相关文献和本文的研究目的,送料过程为正向滑行状态,取 $Z < 1$, $Z_q = 2 \sim 3$, $Z_k \approx 1$ ^[22]。与运行有关的参数,如摩擦系数(μ)、正向滑行运动状态的速度系数(P_k)和重力加速度(g)分别为 $\mu = \tan \mu_0$ ^[23] $= 0.38$, $P_k = 3.4$ ^[22], $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

振幅(A)按公式(2)计算。正向滑行速度(V_k)按公式(3)计算。

$$A = 900 \frac{Z_k g \sin(\mu_0 - \alpha)}{2\pi^3 f^2 \cos(\mu_0 - \beta)} \quad (2)$$

$$V_k = P_k A \cos \beta (1 + \mu \tan \beta) f \quad (3)$$

式中: μ_0 为摩擦角, ($^\circ$); f 为振动频率, Hz。

2.2 核桃姿态变化力学分析

2.2.1 核桃 V 型槽内的受力

由前文分析可知,当核桃 XOY 平面水平时,核桃质心位置最低,运移状态为最稳定的姿态,但核桃在振动定向台上时,核桃脊会破坏上述状态,而 V 型槽能去除核桃脊对状态不稳定的影响。V 型槽内核桃受力见图 6。

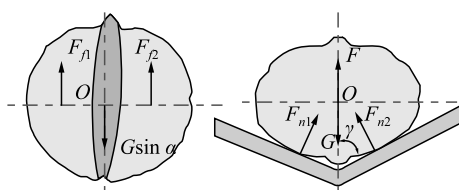


图 6 V 型槽内核桃受力

Fig. 6 Force on walnut in V-groove

如图 6 所示,由于核桃外形大致对称,当核桃与振动定向台 V 型槽接触,在接触点产生对称的支持

力 F_{n1} 和 F_{n2} ,此外还受到自身重力 G ,摩擦力 F_{f1} 、 F_{f2} 以及激振力 F 的共同作用。

2.2.2 振动台倾角对核桃稳定输送的影响

倾角调节机构用于调整振动定向台与水平方向之间的倾斜角,保证核桃在向前运移过程中不发生翻滚,此为核桃完成定向的前提。图 7 为核桃倾斜姿态受力,其中图 7a 为核桃定向过程中核桃脊与振动定向台中心线垂直,图 7b 为核桃脊与振动定向台中心线重合,这两种姿态最容易受到倾角的影响。

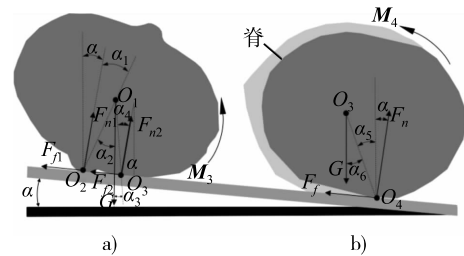


图 7 核桃倾斜姿态受力

Fig. 7 Force on walnut in an inclined attitude

如图 7 所示:当倾角 α 增大时, α_1 、 α_2 、 α_3 、 α_6 增大,而 α_4 、 α_5 减小,导致力矩 M_3 [见公式(4)]、 M_4 [公式(5)] 逐渐减小,使得核桃向前发生滚动;当倾角 α 减小时, α_1 、 α_2 、 α_3 、 α_6 减小,且 α_4 、 α_5 增大,导致力矩 M_3 、 M_4 逐渐增大,使得核桃向前稳定移动。

$$M_3 = F_{n2} \sin \alpha_4 O_1 O_3 - (F_{n1} \sin \alpha_1 + F_{f1} \cos(\alpha_2 - \alpha) + F_{f2} \cos(\alpha_3 + \alpha)) O_1 O_2 \quad (4)$$

$$M_4 = F_n \sin(\alpha + \alpha_5) - F_f \cos(\alpha + \alpha_6) \quad (5)$$

2.2.3 核桃运移中的力学分析

保证核桃在振动定向台上稳定输送的前提下,核桃受力随着位置及姿态变化而改变,核桃运行姿态受力俯视图和轴侧图分别见图 8 和图 9。如图 8a 和图 9a 所示,当核桃的缝合线与振动台中心线呈 θ_1 角度进入, O_{n1} 和 O_{n2} 为核桃与振动定向台的假想接触点, F_{n1} 和 F_{n2} 为接触点产生的两个支持力, F_{f1} 和 F_{f2} 为接触点产生的摩擦力。 r_1 为摩擦力 F_{f1} 与振动定向台接触点到核桃质心的距离, r_2 为摩擦力 F_{f2} 与振动定向台接触点到核桃质心的距离。由于核桃的质心偏向于核桃的尖端位置,所以 $F_{n1} > F_{n2}$, $F_{f1} > F_{f2}$ 。因此, F_{f1} 、 F_{f2} 产生的合力矩 $M_1 > 0$ [见公式(6)],使得核桃会产生逆时针旋转,从而实现定向。

$$M_1 = F_{f1} r_1 \sin \theta_1 - F_{f2} r_2 \sin \theta_1 = \mu F_{n1} r_1 \sin \theta_1 - \mu F_{n2} r_2 \sin \theta_1 \quad (6)$$

由于核桃存在差异性,部分核桃质心位置靠近形心,在输送过程中不转动或转动过慢,核桃运动到如图 8b、图 9b 所示的位置时,核桃尖端的脊比较突出而核桃的尾端的脊比较平整,因此核桃脊会与副

槽相互作用产生垂直于副槽的力 F_1 , 其与力矩 M_1 共同构成综合力矩 M_2 [见公式(7)], 使得核桃逆时针转动, 从而实现此类核桃的定向。

$$M_2 = F_{f1}r_1 \sin \theta_2 - F_{f2}r_2 \sin \theta_2 - F_1r_1 = \mu F_{n1}r_1 \sin \theta_2 - \mu F_{n2}r_2 \sin \theta_2 - F_1r_1 \quad (7)$$

当基本完成定向后, 核桃的缝合线与振动定向台的中心线重合, 如图 8c、图 9c 所示, 由于核桃的对称性, 因此核桃在 V 型槽内受到支持力和摩擦力

基本对称, 即 $F_{n1} \approx F_{n2}$, 则有 $F_{f1} \approx F_{f2}$, 核桃的综合力矩近似为零 [见公式(8)]。通过前面核桃质心位置研究可知, 此时核桃的质心位置最低且基本位于振动定向台的中心平面上, 其受力趋于平衡稳定状态, 只需保证振动定向台的倾角及振幅, 基本能够使核桃保持定向姿态稳定向前输送。

$$\begin{cases} F_{f1}r_1 - F_{f2}r_2 \approx 0 \\ \mu F_{n1}r_1 - \mu F_{n2}r_2 \approx 0 \end{cases} \quad (8)$$

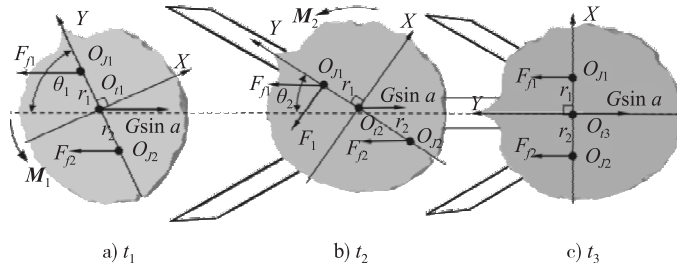


图 8 核桃运行姿态受力俯视图

Fig. 8 Top view of walnut running attitude force

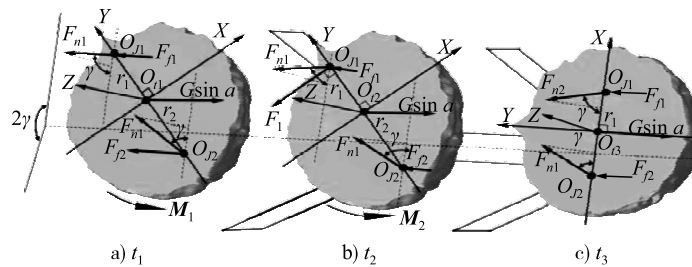


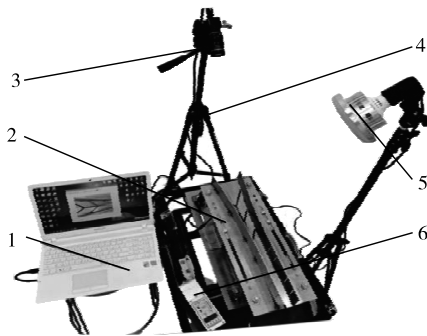
图 9 核桃运行姿态受力轴测图

Fig. 9 Axonometric drawing of walnut running attitude force

3 台架试验

3.1 试验材料与方法

为提高核桃定向成功率及定向稳定性, 将激振力的方向角 (β) 选取为 35° 搭建试验台架, 见图 10。



注: 1. 试验记录仪; 2. 振动定向样机; 3. 高速摄影机; 4. 三角支架; 5. 补光灯; 6. SDVC31-S 振动控制器

Note: 1. Test recorder; 2. Vibration directional prototype; 3. High-speed camera; 4. Triangle bracket; 5. Fill light; 6. Vibration controller

图 10 试验台架

Fig. 10 Test rig

如图 10 所示, 试验设备包括振动定向样机、试

验记录仪、高速摄影机、补光灯以及 SDVC31-S 振动控制器等。

试验选取 150 枚中等大小、外形较规则、尺寸与表 1 测量数据平均值接近的云南漾濞核桃进行试验, 平均百粒核桃质量为 1.37 kg, 使用高速摄影机对核桃定向成功次数进行记录, 对试验数据进行分析。

3.2 试验评价指标

启动试验设备后, 当核桃从输送带上进入振动定向台, 在振动定向台的末端进行统计, 以核桃的缝合线与振动定向台的中心线夹角小于 10° 的成功率 (R_1 , 纵向定向成功率)、尖端朝向后的成功率 (R_2 , 尖端定向成功率)、核桃开始进入振动定向台到出振动定向台所需时间 (R_3) 为评价指标。 R_1 、 R_2 计算公式见式(9)。

$$\begin{cases} R_1 = \frac{N_1}{N_{\text{all}}} \times 100\% \\ R_2 = \frac{N_2}{N_{\text{all}}} \times 100\% \end{cases} \quad (9)$$

式中: N_{all} 为通过振动定向台的所有核桃; N_1 为核桃缝合线与振动定向台上中心线夹角小于 10° 的核桃数量; N_2 为核桃尖端朝向后的核桃数量。

3.3 影响因素取值范围分析

本试验的主要影响因素分别为振动控制器输出电压(U , 量程 85 ~ 260 V)、振动频率(f , 量程 40 ~ 400 Hz)、振动台倾角, 为获得电压、振动频率及振动台倾角的最佳范围, 在预试验的基础上分别对 3 个因素进行单因素台架试验^[24]。由于尖端定向的因素取值范围包含在纵向定向因素的取值范围之内, 因此只需选取纵向定向成功率和定向所需时间作为单因素试验指标, 即可获得最佳的因素范围。

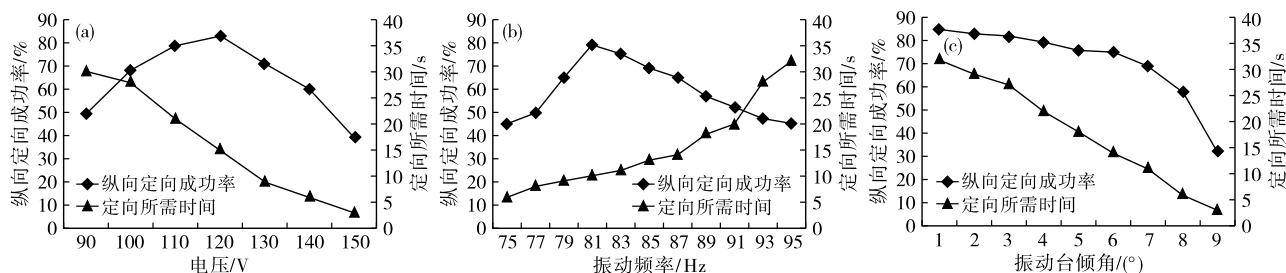


图 11 单因素试验结果

Fig. 11 Results of the single-factor test

由图 11a 可知, 随着电压增大纵向定向成功率先增后减, 定向所需时间逐渐减小, 在电压为 120 V 时, 纵向定向成功率达到最大。随着电压从 90 V 增加到 120 V 时, 振幅逐渐增大, 核桃在振动定向台上跳跃高度增加, 核桃转动的角度增大, 有利于核桃完成定向, 定向成功率逐渐升高; 当电压从 120 V 增加到 150 V 时, 振动定向台的振幅逐渐过大, 核桃逐渐变得易发生滚动, 导致定向成功率逐渐降低。当电压在 110 ~ 130 V 时, 纵向定向成功率和定向所需时间较优, 因此电压的最佳选取范围为 110 ~ 130 V。

3.3.2 振动频率单因素试验

为了探究振动频率对装置工作性能的影响, 在预试验的基础上, 从 75 ~ 95 Hz 之间平均选取 11 个水平, 将电压设置为 120 V, 振动台倾角设置为 3° , 进行 3 次重复试验, 取平均值, 考察振动频率对纵向定向成功率和定向所需时间的影响, 结果如图 11b 所示。

由图 11b 可知, 随着振动频率的增加, 纵向定向成功率先增后降, 定向所需时间则逐渐增大。在预试验时, 振动频率过小, 则振幅过大〔公式(2)〕, 核桃在振动定向台上被抛起的高度过高, 使得纵向定向成功率过低, 但定向所需时间较短。当振动频率过大时, 振动定向台的振幅过小, 核桃在原来的位置

3.3.1 电压单因素试验

振幅与激振力有关, 激振力与线圈电压呈正相关, 因此可以通过改变电压大小从而达到改变振幅的目的。在预试验中, 电压的大小与核桃在振动定向台上跳跃的高度呈正相关, 当电压小于 90 V 时, 电压过小导致振动台面不发生振动, 核桃在振动台上不移动; 当电压大于 150 V 时, 由于电压过大引起线圈与衔铁之间吸力过大, 导致衔铁和线圈吸合在一起而不发生振动。因此, 以电压为变量, 在 90 ~ 150 V 之间平均取 7 个水平, 将振动频率设置为 80 Hz, 振动台倾角设置为 3° , 进行 3 次重复试验, 取平均值, 考察电压对纵向定向成功率和定向所需时间的影响, 结果如图 11a 所示。

来不及动作, 振动定向台已经回到原位置, 核桃没有被抛起, 因此核桃在振动定向台上基本不发生移动, 振动频率增大导致定向所需时间过长。当振动频率在 80 ~ 83 Hz 时, 纵向定向成功率以及定向所需时间均较优, 因此振动频率最佳取值范围为 80 ~ 83 Hz。

3.3.3 振动台倾角单因素试验

振动台倾角过大会使得核桃发生滚动, 进而影响核桃定向成功率和定向所需时间。根据预试验结果, 以振动定向台倾角为变量, 设置 9 个水平, 将电压设置为 120 V, 振动频率设置为 81 Hz, 进行 3 次重复试验, 取平均值, 考察振动台倾角对纵向定向成功率和定向所需时间的影响, 结果如图 11c 所示。

由图 11c 可知, 当振动台倾角不断增大时, 纵向定向成功率缓慢减小, 定向所需时间也在逐渐缩短。当振动台倾角大于 6° 时, 核桃容易在振动定向台上发生滚动, 定向成功率大大降低; 当振动台倾角小于 2° 时, 核桃在振动定向台上抛起点到落点的距离小, 核桃的位移较小, 甚至有少部分核桃在振动定向台上不往前移动, 延长了定向所需时间。因此, 选取 $2^\circ \sim 6^\circ$ 为振动台倾角的最佳范围。

3.4 Box - Behnken 试验

3.4.1 Box - Behnken 试验设计及结果

由单因素试验及预试验得出, 3 个因素取值范

围小对核桃定向所需时间影响较小,因此选取纵向定向成功率(R_1)和尖端定向成功率(R_2)作为试验指标,以电压(X_1)、振动频率(X_2)和振动台倾角(X_3)为考察因素,进行三因素三水平的 Box - Behnken 试验,Box - Behnken 试验因素与水平如表 2 所示,Box - Behnken 试验方案与结果如表 3 所示。随机选取 150 枚核桃为一组进行试验,每组试验重

复 3 次,取平均值。

表 2 Box - Behnken 试验因素与水平
Table 2 Factors and levels of Box - Behnken test

水平	X_1 电压/V	X_2 振动频率/Hz	X_3 振动台倾角/(°)
-1	110	80	2
0	120	81.5	4
1	130	83	6

表 3 Box - Behnken 试验方案与结果
Table 3 Box - Behnken test design and results

试验号	X_1	X_2	X_2	$R_1/\%$	$R_2/\%$	试验号	X_1	X_2	X_2	$R_1/\%$	$R_2/\%$
1	0	1	-1	86.5	69.2	10	-1	0	-1	86.4	65.5
2	0	0	0	89.6	72.9	11	0	0	0	88.7	70.7
3	0	1	1	78.5	64.7	12	-1	-1	0	81.2	68.7
4	1	-1	0	80.2	64.3	13	0	0	0	89.8	71.5
5	1	0	-1	86.5	68.3	14	-1	0	1	83.3	66.3
6	-1	1	0	82.5	64.5	15	0	0	0	87.7	71.4
7	0	-1	-1	79.5	69.3	16	1	1	0	80.8	67.6
8	0	-1	1	81.4	66.3	17	1	0	1	79.3	63.4
9	0	0	0	88.5	69.8						

3.4.2 回归模型建立及显著性检验

使用 Design - Expert 13 软件对试验结果进行分

析,各因素及其交互项对试验指标影响的方差分析如表 4 所示。

表 4 方差分析结果
Table 4 Analysis of variance

方差来源	纵向定向成功率				尖端定向成功率			
	平方和	自由度	F	p	平方和	自由度	F	p
模型	247.64	9	32.52	0.000 1 **	125.17	9	14.07	0.001 1 **
X_1	5.44	1	6.44	0.038 8 *	0.25	1	0.25	0.633 8
X_2	4.50	1	5.32	0.054 5	0.85	1	0.86	0.385 9
X_3	33.62	1	39.74	0.000 4 **	16.82	1	17.02	0.004 4 **
X_1X_2	0.12	1	0.14	0.714 8	14.06	1	14.23	0.007 0 **
X_1X_3	4.20	1	4.97	0.061 1	8.12	1	8.22	0.024 1 *
X_2X_3	24.50	1	28.96	0.001 0 **	0.56	1	0.57	0.475 2
X_1^2	29.40	1	34.75	0.000 6 **	44.27	1	44.80	0.000 3 **
X_2^2	107.06	1	126.55	0.000 1 **	12.78	1	12.94	0.008 8 **
X_3^2	23.10	1	27.31	0.001 2 **	19.33	1	19.56	0.003 1 **
残差	5.92	7			6.92	7		
失拟	2.99	3	1.36	0.374 8	1.71	3	0.44	0.739 3
误差	2.93	4			5.21	4		
总和	253.56	16			132.09	16		

注: * 表示影响显著($p < 0.05$), ** 表示影响极显著($p < 0.01$)

Note: * . $p < 0.05$, * * . $p < 0.01$

由表 4 可知,纵向定向成功率回归模型极显著($p = 0.000 1$),失拟项 p 值为 0.374 8,不显著,说明模型能够很好地解释试验指标的变化,一次项 X_3 、交互项 X_2X_3 和二次项 X_1^2 、 X_2^2 、 X_3^2 对纵向定向成功率的影响极显著,一次项 X_1 影响显著,各因素的影响

由大到小依次为 X_3 、 X_1 、 X_2 ,去除不显著因素后进行多元拟合,得到的回归方程为 $R_1 = 88.86 - 0.83X_1 - 2.05X_3 - 2.48X_2X_3 - 2.64X_1^2 - 5.04X_2^2 - 2.34X_3^2$ 。

由表 4 可知,尖端定向成功率回归模型极显著($p = 0.001 1$),失拟项 p 值为 0.739 3,不显著,说明

模型能够很好地解释试验指标的变化,一次项 X_3 、交互项 X_1X_2 和二次项 X_1^2 、 X_2^2 、 X_3^2 对尖端定向成功率的影响极显著,交互项 X_1X_3 影响显著。各因素的影响由大到小为 X_3 、 X_2 、 X_1 ,去除不显著因素后进行多元拟合,得到回归方程为 $R_2 = 71.26 - 1.45X_3 + 1.87X_1X_2 - 1.43X_1X_3 - 3.24X_1^2 - 1.74X_2^2 - 2.14X_3^2$ 。

3.4.3 参数优化及验证

为了得到振动定向装置的最佳工作参数,结合振动定向装置的实际工作状态和性能要求,将 Design-Expert 13 软件 Numerical 设为取得最大值,在 X_1 处于 110~130 V、 X_2 处于 80~83 Hz、 X_3 处于 $2^\circ \sim 6^\circ$ 的边界条件下求解,得到优化的参数为电压 118.27 V、振动频率 81.63 Hz、振动台倾角 3.05° ,在该条件下预测纵向定向成功率为 89.84%,尖端定向成功率为 71.47%。为了验证优化结果的准确性,将电压、振动频率、振动台倾角分别设置为 118 V、81.6 Hz、 3° ,在此条件下进行台架试验,纵向定向成功率为 89.98%,尖端定向成功率为 74.36%,与预测值接近,表明优化结果可信。

在优化条件下进行试验,图 12 和图 13 分别为单粒核桃和多粒核桃的运行姿态变化图。

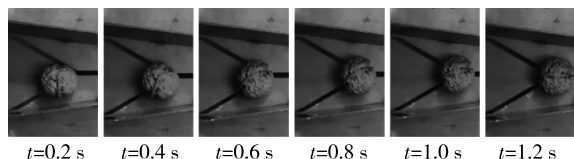


图 12 单粒核桃试验过程

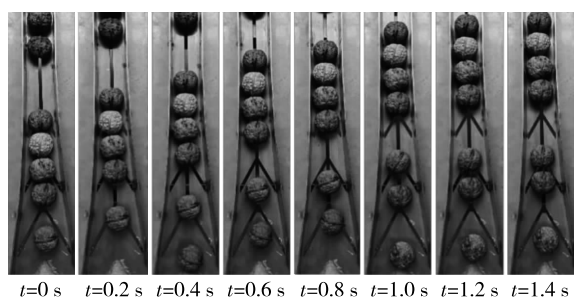


图 13 多粒核桃试验过程

Fig. 13 Multi-grain walnut test process

由图 12 和图 13 可知,核桃随着振动定向台被迫向前输送,当 $t=0.2$ s 时,核桃与振动定向台的副槽相互作用,核桃开始发生转动,当核桃脊转到并陷入副槽之中,被振动定向台的副槽引导完成定向,核桃的运动姿态与前文理论分析姿态变化基本一致。由图 13 可知,由于核桃个体之间存在外形差异及相互之间会产生碰撞带来的随机误差,导致核桃会在振动定向台上产生堆积运移姿态变化现象,进而影

响核桃定向成功率,但试验效果与理论优化结果基本一致,说明了核桃理论模型准确可靠,可为后续核桃定向研究提供参考。

4 结 论

(1) 针对核桃定向破壳及定向预处理中的定向困难问题,以云南漾濞核桃为研究对象,根据核桃外形特征及物理特性,设计了一台基于电磁振动的核桃姿态定向装置,并且对定向结构及各个零部件的尺寸参数进行设计,同时探究核桃在运移过程中的定向原理,并确定对振动定向装置中影响最大且试验中最易控制的 3 个因素为电压、频率振动、振动台倾角。

(2) 搭建试验台架,以电压、振动频率、振动台倾角为因素,通过单因素试验得其最佳取值范围为电压 110~130 V、振动频率 80~83 Hz、振动台倾角 $2^\circ \sim 6^\circ$ 。

(3) 以单因素试验结果开展 Box-Behnken 试验,结果表明,试验台架最佳参数为电压 118 V、振动频率 81.6 Hz、振动台倾角 3° ,在此条件下纵向定向成功率为 89.98%,尖端定向成功率为 74.36%。

参考文献:

- [1] 李康,李长河,刘明政,等. 多工位定向挤压鲜核桃破壳装置设计与试验[J]. 石河子大学学报(自然科学版), 2023, 41(3): 265-273.
- [2] 曹成茂,蒋兰,吴崇友,等. 山核桃破壳机加载锤头设计与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(10): 307-315.
- [3] 丁冉,曹成茂,詹超,等. 仿生敲击式山核桃破壳机的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(3): 257-264.
- [4] 李忠新,刘奎,杨莉玲,等. 锥篮式核桃破壳装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(S1): 146-152.
- [5] 石明村,刘明政,李长河,等. 凸轮摇杆双向挤压核桃破壳装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(1): 140-150.
- [6] ALTUNTAS E, ÖZKAN Y. Physical and mechanical properties of some walnut (*Juglans regia* L.) cultivars[J/OL]. Int J Food Eng, 2008, 4(4): 1349 [2024-11-30]. <https://doi.org/10.2202/1556-3758.1349>.
- [7] BAO X, CHEN B, DAI P, et al. Construction and verification of spherical thin shell model for revealing walnut shell crack initiation and expansion mechanism[J/OL]. Agriculture, 2022, 12(9): 1446 [2024-11-30]. <https://doi.org/10.3390/agriculture12091446>.
- [8] 王超,郑甲红,程国梁,等. 基于 Workbench 核桃力学特性分析与试验研究[J]. 农机化研究, 2022, 44(5): 17-22, 36.

- [9] HUSSAIN S Z, AMMATULLAH B, KANOJIA V, et al. Design and development of technology for walnut cracking [J]. J Food Sci Technol, 2018, 55(12): 4973–4983.
- [10] WANG Y, WANG Z, LIU M, et al. Design and evaluation of pneumatic impact – twisting combined walnut fixed posture shell – breaking mechanism[J/OL]. J Food Process Eng, 2024, 47(2): e14553 [2024 – 11 – 30]. <https://doi.org/10.1111/jfpe.14553>.
- [11] GHAFARI A, CHEGINI G, KHAZAEI J, et al. Design, construction and performance evaluation of the walnut cracking machine[J]. Int J Nuts Relat Sci, 2011, 2(1): 11–16.
- [12] 闫茹, 赵奎鹏, 王亚雄, 等. 四点挤压式核桃破壳机的设计与试验[J]. 食品与机械, 2016, 32(8): 87–90.
- [13] 张恩铭, 郑霞, 丑维新, 等. 基于划口预处理的不同品种核桃破壳分析研究[J]. 农机化研究, 2019, 41(12): 22–29, 36.
- [14] 郑霞, 张恩铭, 坎杂, 等. 适宜核桃壳划口位置改善其破壳特性提高整仁率[J]. 农业工程学报, 2018, 34(19): 300–308.
- [15] 周军, 史建新. 气爆式核桃破壳试验研究[J]. 中国农机化学报, 2015, 36(2): 116–20.
- [16] 周军, 史建新. 影响气爆式核桃破壳取仁的因素探究[J]. 农机化研究, 2015, 37(6): 201–203.
- [17] 张东兴, 于天成, 杨丽, 等. 基于振动排序的玉米种子胚面定向装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(7): 122–131.
- [18] RAMALINGAM M, SAMUEL G L. Investigation on the conveying velocity of a linear vibratory feeder while handling bulk – sized small parts[J]. Int J Adv Manuf Technol, 2009, 44(3): 372–382.
- [19] KLEMIATO M, CZUBAK P. Control of the transport direction and velocity of the two – way reversible vibratory conveyor[J]. Arch Appl Mech, 2019, 89(7): 1359–1373.
- [20] 李玉环, 杨丽, 韩英, 等. 勺夹式蚕豆精量排种器设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(S1): 108–116.
- [21] 刘明政, 李长河, 张彦彬, 等. 柔性带剪切挤压核桃破壳机理分析与性能试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(7): 266–273.
- [22] 刘彩玲, 王超, 宋建农, 等. 振动供种型孔轮式非圆种子精密排种器设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(5): 108–115.
- [23] 周丹, 王应彪, 张兆顺, 等. 漾濞核桃物理特性测定及分析[J]. 中国农机化学报, 2024, 45(3): 111–116.
- [24] 臧英, 黄子顺, 秦伟, 等. 气吸式杂交稻单粒排种器研制[J]. 农业工程学报, 2024, 40(6): 181–191.

(上接第 143 页)

2.6.2 吸出式下行通风

优点:在通风期间不易出现粮面结露的情况,通风后表层粮堆湿热聚集少,后期保管过程中不易滋生虫害;与压入式上行通风相比更适合底层粮温偏高的仓房。

缺点:一是负压通风会导致粮堆更加密实,增加了后期粮情处理时打管、扦样的难度;二是粮堆底层地槽风道之间的通风死角高温点降温速度慢,处理难度较大。

2.6.3 压入式上行通风

优点:整体粮温推进较为稳定均衡,粮仓温度整体从底层向上层逐层降低,通风过程中布管难度小。

缺点:一是粮堆中心杂质聚集区降温速度较为缓慢,需要人工布设通风单管辅助;二是在通风期间会出现粮面结露情况,需要配合人工粮面翻动,通风后表层粮堆水分相对偏高,导致表层粮堆粮温不稳定,易出现虫害或表层发热的异常粮情。

3 结 论

研究浅圆仓中心管径向通风与常规通风(吸出式下行通风和压入式上行通风)对同一产地进口大豆的应用效果,发现与常规通风相比,中心管径向通风解决了中心杂质聚集区通风效果不佳的问题,且节省了人工费用,但中心管径向通风对粮堆中圈区域降温效果不明显,通过在通风中后期关闭径向风机,仅开启地槽风机进行吸出式通风,降温效果得到改善。另外,中心管径向通风方式通风时间较长,水分降幅较大,能耗较高。

参考文献:

- [1] 杨文生. 进口大豆入仓自动分级特性研究[J]. 粮食储藏, 2014(6): 23–26.
- [2] 杨文生, 王健刚, 陈勋童, 等. 浅圆仓智能通风系统在冬季通风中的应用分析[J]. 现代食品, 2016(1): 122–126.
- [3] 田书普, 王若兰, 谭叶, 等. 浅圆仓通风储粮技术研究[J]. 粮食流通技术, 2001(4): 32–37.
- [4] 武传森, 张军领, 邱辉, 等. 浅圆仓径向通风技术研究[J]. 粮食储藏, 2020(2): 8–14.