doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.03.023

抑制环流层效应锤片式核桃壳粉碎机设计与试验

郑威强[1]　李　刚[1]　张易楷[1]　张立萍[1,2]

(1.新疆大学机械工程学院、智能制造现代产业学院,乌鲁木齐 830017;
2.现代农业机械兵团重点实验室,石河子 832003)

摘要:针对现有粉碎装置无法应对核桃壳体的硬度和形状,导致粉碎效果不佳和出筛效率低的问题,本文结合壳体物料特性和粉碎方式方法,设计一种抑制环流层效应的锤片式核桃壳粉碎机。该设备可完成粉碎、筛分和收集作业为一体的工序步骤。锤片式刀体作为粉碎核桃壳的关键部件之一,基于曲线方程理论设计了击打端面的三维结构,并设计弧形齿板辅助部件配合完成粉碎工序。采用气固耦合方法分析核桃壳在新型锤片与弧形齿板作用下的运动与粉碎过程,并通过静力学仿真验证关键部件结构强度。进一步以初始锤击角、锤筛间隙和导向角为试验因素,通过 Box-Behnken 试验法建立生产率和吨料电耗的回归模型,并开展参数优化试验获得最优组合为:初始锤击角 43.89°、锤筛间隙 13.87 mm、导向角 117.95°,此时生产率为 98.12 kg/h,吨料电耗为 3.27 kW·h/t,比传统粉碎的效率提升 24.55%,生产率提高 15.69%,吨料电耗降低 11.52%,不仅满足核桃壳高效粉碎的作业需求,同时为坚果类核壳粉碎提供了理论依据与技术支撑。

关键词:核桃壳粉碎机;锤片;弧形齿板;优化设计

中图分类号:S817.12+2　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2026)03-0239-13　　**OSID**:

Design and Experiment of Hammer Type Walnut Shell Crusher with Suppression of Circulation Layer Effect

ZHENG Weiqiang[1]　LI Gang[1]　ZHANG Yikai[1]　ZHANG Liping[1,2]

(1. *College of Mechanical Engineering, College of Intelligent Manufacturing Modern Industry, Xinjiang University, Urumqi* 830017, *China*
2. *Xinjiang Production and Construction Corps Key Laboratory of Modern Agricultural Machinery, Shihezi* 832003, *China*)

Abstract: The existing crushing devices cannot cope with the hardness and shape of walnut shell, resulting in poor crushing effect and low screening efficiency. Combined with the shell material characteristics and crushing methods, a hammer type walnut shell crusher was designed to suppress the circulation layer effect. The equipment can complete the crushing, screening and collection operations as one of the working procedures. As one of the key components of crushing walnut shell, the three-dimensional structure of hitting end face was designed based on the curve equation theory, and the arc tooth plate auxiliary parts were designed to complete the crushing process. The gas-solid coupling method was used to analyze the motion and crushing process of walnut shell under the action of new hammer and arc-shaped tooth plate, and the structural strength of key components was verified by static simulation. The initial hammering angle, hammer-screen clearance and steering angle were further used as test factors, the regression model of productivity and power consumption per ton of material was established by the Box-Behnken test method, and parameter optimization were carried out to obtain the optimal combination as follows. When the initial hammering angle was 43.89°, the hammer-screen clearance was 13.87 mm, and the guiding angle was 117.95°, the productivity was 98.12 kg/h, and the power consumption per ton of material was 3.27 kW·h/t, which was 24.55% higher than the traditional crushing efficiency, 15.69% higher than the traditional productivity, and 11.52% lower than the power consumption per ton of material. It not only met the operation requirements of efficient walnut shell crushing, but also provided theoretical basis and technical support for nut core shell crushing.

Key words: walnut shell crusher; hammer; arc-shaped tooth plate; optimization design

收稿日期:2025-06-12　修回日期:2025-08-03

基金项目:新疆维吾尔自治区科技计划重点研发专项(2022B02028-4、2024B02017-3)

作者简介:郑威强(1979—),男,副教授,博士生导师,主要从事智能农业装备技术与特种机器人研究,E-mail:xjzwq@xju.edu.cn

通信作者:张立萍(1979—),女,副教授,博士生导师,主要从事核桃后处理加工关键技术与装备研究,E-mail:Zhlp@xju.edu.cn

0 引言

核桃是中国林果业发展的一种优质干果,因具有壳内外营养价值高、易种植产果、适用范围广等重要的生态、经济和社会价值,使核桃产量及制品需求不断增长[1]。国家林业和草原局最新统计的年鉴显示,2022 年总产量达 593.46 万吨,较 2021 年产量增长 9.83%,相比于 2012 年产量年均增长 11.61%,在种植面积和市场需求量方面也在稳步增长[2]。核桃壳本质含有大量的有机物、微量元素和天然活性成分[3],在能源原料、天然肥料、中医用料等方面具有较高的利用价值[4-6],产量增加导致现有核桃壳粉碎效率低下、能耗高且设备适配性差,无法连续处理硬度较高且形状不规则的壳体,核桃壳粉碎机的研制已成为核桃后处理亟待解决的关键问题之一。

国内外学者针对上述问题展开相关研究,ZHENG 等[7]等认为菌草粉碎效果不佳是刀片冲击力的问题,结合相关试验改善刀具特征可使粉碎效率提升 8.34%。PARASCHIV 等[8]发现蒿柳和巨芒草粉碎能耗高源于刃口阶梯结构,通过对比 4 种阶梯刀片,发现单刃口阶梯刀能耗降幅最大,达 18%。BOCHAT 等[9]针对小麦粉碎后颗粒出筛慢的问题,设计了一种 45°对称安装的圆截面刀片,使出筛效率显著提升 32%。DENISENKO 等[10]发现锤片锤头易磨损源于材料耐磨性差,采用粉末冶金方法优化了材料组织,使耐磨性提高 3 倍。刘明政等[11]阐述了核桃壳粉碎机理,提出将机械式与气流冲击式结合,构建多能场耦合方法,实现高效可控的超微粉碎。李长河等[12-13]提出基于多能场的核桃壳微粉分级装置,利用射流供料与康达效应实现快速分级并抑制团聚;同时发明同腔集成立式多级粉碎装置,集粗破、细破、气力冲击与气流磨于一体,实现高效超微粉碎与分级。王金栋等[14]针对小麦秸秆过粉碎现象,利用逆向工程提取河狸门齿轮廓,并将其应用于刀片冲击端面,实现粉碎粒径集中分布。范国强等[15]设计了一种旋筒供料式粉碎机,可阶段性完成羊草的粉碎和旋转作业,且解决了羊草粉碎后揉搓效果差的问题。陈涛等[16]针对苜蓿粉碎易缠绕的问题,设计了一种矩形锯齿状刀片,增强了滑切和刺切作用,使粉碎后丝化率达 94.87%。徐伟[17]针对刀片在高载荷下失稳变形的问题,采用灵敏度试验及遗传算法优化了刀具参数,使变形量降低 35.3%。由于不同材料对粉碎性能的影响不一致,因此,本文基于常规锤片式粉碎来设计高效低耗的核桃壳粉碎机。

针对叶城县温 185 核桃壳物料特性和粉碎农艺要求,本文设计一种锤片式核桃壳粉碎机。通过曲线方程对锤片击打端面进行优化设计,提升粉碎效果,并根据环流层特点,设计弧形齿板结构,以破坏核桃壳滞留环流现象,进一步提高颗粒出筛效率,进一步基于气固耦合方法与 Box-Behnken 试验,确定关键部件最优参数组合,并进行样机试验验证。

1 整体结构与粉碎原理

1.1 整体结构

锤片式核桃壳粉碎机的结构如图 1 所示,主要由粉碎装置、传动装置、料斗、出料槽、电机及机架组成。粉碎装置包括新型锤片、弧形齿板、锤架板、销轴、套筒、旋转轴和环形筛网。其中,新型锤片以对称排列方式安装在与锤架板相连的销轴上;弧形齿板则分别对称布置于粉碎室左右两侧,即纵向位置。

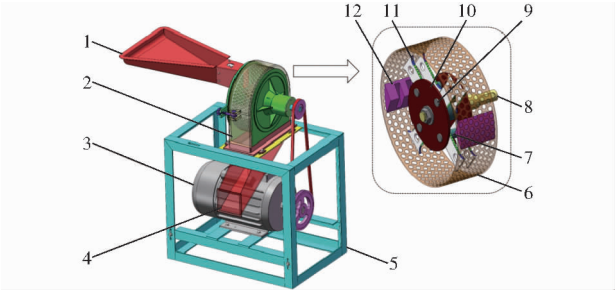


图 1 锤片式核桃壳粉碎机结构图

Fig. 1 Structure diagram of hammer type walnut shell crusher

1. 料斗 2. 粉碎机箱 3. 电机 4. 出料槽 5. 机架 6. 环形筛网 7. 套筒 8. 旋转轴 9. 销轴 10. 锤架板 11. 新型锤片 12. 弧形齿板

1.2 粉碎原理

工作时,电机输出的动力经带传动传递至粉碎装置,待新型锤片高速旋转后,将核桃壳投入料斗,直接进入粉碎室。在锤片的反复冲击和剪切作用下,核桃壳被粉碎并在离心力作用下抛向环形筛网内侧表面。破碎核桃壳经弧形齿板产生轨迹变动,改变了其原始环形运动趋势,减弱环流层效应,使满足筛孔直径要求的破碎核桃壳颗粒快速穿过筛网落入出料槽,完成核桃壳颗粒的收集。

2 关键部件设计

2.1 新型锤片式刀体结构设计

根据传统锤片的结构和工作特点,其距离锤片末端的两长边一侧约 10 mm 处是主要击打端面[18],如图 2 所示,锤片对销轴中心 O_1 的转动惯量 J_{O_1} 为

$$J_{O_1}=\frac{1}{12}m_a(l_0^2+b_0^2+12a_0^2)-m_b(R^2+C^2) \quad (1)$$

式中 m_a——实体质量,g

l_0——锤片长度，mm

b_0——锤片宽度，mm

a_0——质心到回转中心的距离，mm

m_b——销孔质量，g

R——销孔半径，mm

C——销孔深度，mm

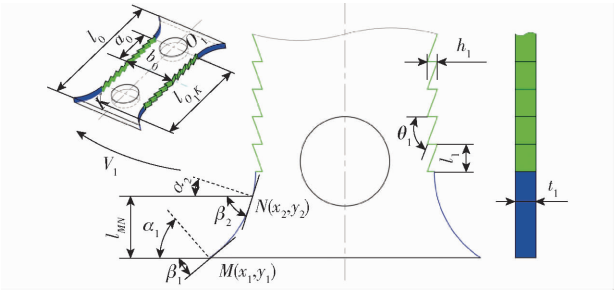


图 2　主要击打端面曲线设计图

Fig. 2　Curve design diagram of mainly striking end surface

若端点 K 距离锤片末端 10 mm 处，则会减弱粉碎振动[19]。锤片末端撞击物料频率最高且易沿圆周外侧滑移，其余端面区域击打物料的频率相对较低，导致接触时间变短，影响粉碎效果。蓝色区域为锤片的主要击打端面，在工作过程中，相对承受最大冲击力和剪切力；绿色区域即为次要击打端面，对物料的冲击力和剪切力相对较小。

传统锤片在锤击过程中受离心力等作用，物料会沿锤片主要击打端面向圆周外侧滑移，导致接触时间变短，影响粉碎效果。基于此特点，采用曲线方程对其主要击打端面进行设计，具体为将锤片的主要击打端面设计成向内凹的曲面，增加对物料的接触时间，以提高粉碎效果；次要击打端面采用对称锯齿形结构设计，利用破碎核桃壳被撞击后的运动趋势特征，对其形成二次冲击和剪切。选取抛物线函数曲线作为新型锤片主要击打端面的锤击面曲线。设其曲线方程为

$$y = ax^2 \tag{2}$$

主要击打端面曲线上任意点 M 与点 N 的斜率为

$$\begin{cases} k_1 = \tan\beta_1 = 2ax_1 \\ k_2 = \tan\beta_2 = 2ax_2 \end{cases} \tag{3}$$

式中　k_1、k_2——主要击打端面在点 M、N 处的斜率

β_1、β_2——主要击打端面锤击面曲线在点 M、N 处的切线与 x 轴的夹角，(°)

设点 M 的坐标为 (x_1, y_1)，点 N 的坐标为 (x_2, y_2)，通过坐标可得曲线上两点之间的垂直距离 l_{MN} 为

$$l_{MN} = y_1 - y_2 = ax_1^2 - ax_2^2 \tag{4}$$

式(3)和式(4)联立可得常数 a 的关系式为

$$a = \frac{\tan^2\beta_2 - \tan^2\beta_1}{4l_{MN}} \tag{5}$$

根据几何关系可得，α_1、α_2 与 β_1、β_2 互为余角，代入式(2)可得最终主要击打端面曲线方程为

$$y = \frac{\tan^2(90° - \alpha_2) - \tan^2(90° - \alpha_1)}{4l_{MN}}x^2 \tag{6}$$

式中　α_1——点 M 处的初始锤击角，(°)

α_2——点 N 处的终止锤击角，(°)

由图 2 可知，若 α_1 过大，则 β_1 过小，靠近点 M 处的主要击打端面近似呈直线型。α_2 起连接锯齿形次要击打端面的过渡作用，其取值越小功耗越低；齿距 l_1 越比待粉碎物料的直径小，则效率越高且功耗越低。参考《农业机械设计手册》，α_2 设为 17°，齿距 l_1 依筛孔直径的一半取整为 4 mm。由于初始锤击角 α_1 对主要击打端面曲线形状的影响最大，为确定最优曲线形状，初步选取 α_1 取值范围为 30°～60°，锯齿齿高 h_1 为齿距 l_1 的 1/3，计算得 h_1 为 1.33 mm。

由勾股定理得锯齿角 θ_1 计算公式为

$$\theta_1 = \arctan\frac{l_1}{h_1} \tag{7}$$

计算得 θ_1 为 71.61°。此外，根据粉碎室尺寸，锤片厚度 t_1 取 3 mm[20]，锤片数量的计算式为[21]

$$Z_1 = \frac{K_1 B_1}{t_1} \tag{8}$$

式中　Z_1——锤片数量，把

B_1——粉碎室宽度，取 70 mm

K_1——锤片配置密度系数，取 0.35

计算得 Z_1 为 8 把。

2.2　辅助部件结构设计

环形筛网用于筛出合格颗粒，弧形齿板有助于提高颗粒出筛效率。结合各领域初加工所需的粒径范围，将筛孔直径 φ_1 设为 7.50 mm，环形筛网结构如图 3 所示，采用嵌入式连接方式，直径 φ_2 为 210 mm，宽 B_2 为 70 mm，筛孔间距 w_2 为 18.25 mm。

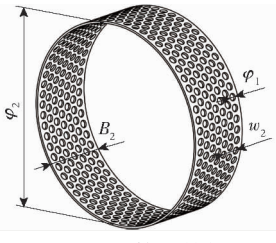


图 3　环形筛网结构图

Fig. 3　Structure diagram of annular screen mesh

锤筛间隙 b_1 过大或过小均会影响粉碎效率且随物料特性而异，通用取值约为 9 mm[22]，如图 4 所示。考虑破碎核桃壳形状不规则且 1/2 比例的破碎核桃壳体积相对较大，初步将 b_1 取为 10～15 mm。

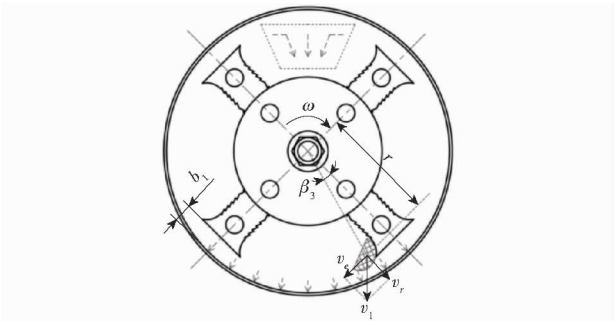


图 4 破碎核桃壳速度分析

Fig. 4 Speed analysis of broken walnut shell

锤片常见排列方式包括螺旋线、对称、交错以及对称交错。为使转子受力均匀并便于安装更换,采用对称排列方式。结合环形粉碎室结构,其碰撞区域多发生在锤片末端处。设破碎核桃壳为质点,质量为 m_1,其速度分析如图 4 所示。

由图 4 可知,破碎核桃壳的绝对速度为

$$\boldsymbol{v}_1 = \boldsymbol{v}_e + \boldsymbol{v}_r \tag{9}$$

其中

$$v_e = \omega r \tag{10}$$

$$v_1 = \sqrt{v_e^2 + v_r^2 - 2v_e v_r \sin\beta_3} \tag{11}$$

式中 ω——转子旋转角速度,rad/s

r——质点到旋转中心的距离,mm

β_3——锤片中心线与破碎核桃壳质心的夹角,(°)

$\boldsymbol{v}_e$——破碎核桃壳的牵引速度,m/s

$\boldsymbol{v}_r$——破碎核桃壳沿其径向的相对速度,m/s

$\boldsymbol{v}_1$——粉碎破碎核桃壳的绝对速度,m/s

弧形齿板沿纵向对称布置于粉碎室左右两侧,共两块,如图 1 所示,通过自身结构偏转核桃壳在粉碎室内运动。如图 5 所示,其顶部设有两个与新型锤片旋转轨迹相配合的开槽,槽宽 h_2为 10 mm,开槽内侧底面与环形筛网内侧表面之间的厚度为 2.5 mm,两侧平面形成导向角 θ_2决定了改变破碎核桃壳原始运动趋势的程度;其底部形状为与环形粉碎室内壁相匹配的环形结构,直径 Φ_2为 210 mm;弧形齿板长 l_2为 60 mm,侧边距槽口宽度 w_1为 15 mm,槽间距 k_3为 10 mm,并通过螺栓孔与环形筛网固定。开槽边垂直长度 h_3、板宽 b_2、斜边 r_2与导向角 θ_2相互影响,结合粉碎室结构,初步取 θ_2为 90°~150°。

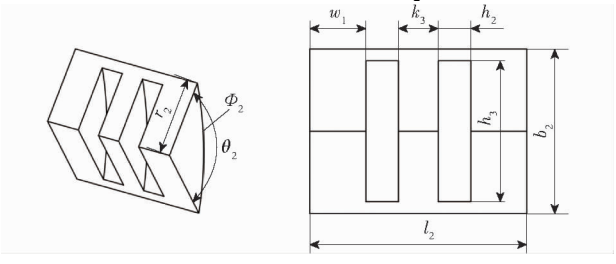


图 5 弧形齿板结构示意图

Fig. 5 Schematic of arc tooth plate

破碎核桃壳受到多种力的共同作用,图 6 所示为粉碎受力分析示意图,主要有重力 G_3、离心力 P_1、科氏力 P_2、气流压力 F_1、摩擦力 F_2以及锤片的支持力 N_1[23],其计算式分别为

$$G_3 = m_1 g \tag{12}$$

$$P_1 = m_1 \omega^2 r \tag{13}$$

$$P_2 = 2m_1 \omega v_r \tag{14}$$

$$F_1 = c\frac{v_1^2}{2g}\rho_m \tag{15}$$

$$F_2 = \mu N_1 \tag{16}$$

式中 g——重力加速度,m/s^2

c——阻力系数

ρ_m——气体密度,kg/m^3

μ——摩擦因数

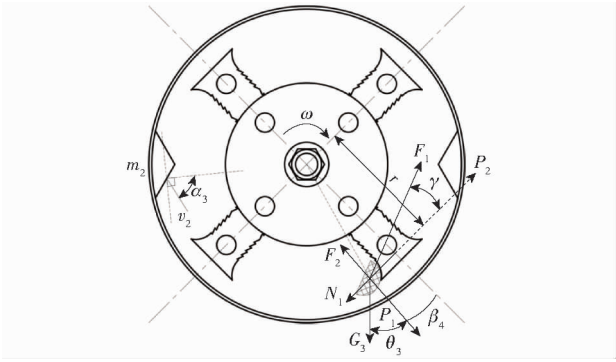


图 6 破碎核桃壳受力分析示意图

Fig. 6 Schematic of stress analysis of broken walnut shell

由牛顿第二定律,可得方程

$$\sum F_i = m_1 a_1 = G_3 + P_1 + P_2 + F_1 + F_2 + N_1 \tag{17}$$

式中 $\sum F_i$——核桃壳所受合外力,N

a_1——核桃壳在锤片冲击力作用下获得的瞬时加速度,m/s^2

计算可得破碎核桃壳运动方程为

$$v_r' = (\cos(\theta_3 + \beta_4) + \mu\sin(\theta_3 + \beta_4))g - 2\mu\omega v_r - \frac{(\omega^2 r^2 + v_r^2 - 2\omega r v_r \sin\beta_4)c}{2m_1 g}\rho_m(\mu\cos\gamma + \sin\gamma) + \omega^2 r(\cos\beta_4 + \mu\sin\beta_4) \tag{18}$$

式中 v_r'——核桃壳相对于旋转锤片的合成相对速度,m/s

θ_3——核桃壳所受离心力与重力的夹角,(°)

β_4——离心力与锤片轴线的夹角,(°)

γ——锤片撞击核桃壳的入射角,(°)

由式(18)可知,破碎核桃壳质量越大,沿锤片径向的相对速度越高,下落速度越快,导致质量大的破碎核桃壳多分布在粉碎室环形筛网内侧区域。对破碎核桃壳与弧形齿板间的碰撞过程进行受力分析,如图 6 所示,假设破碎核桃壳质量为

m_2，破碎核桃壳撞击弧形齿速度为 v_2，根据质点动量定理可得

$$F_3 = \frac{m_2 v_2 \cos\alpha_3}{t_2} \tag{19}$$

式中　F_3——核桃壳与弧形齿板的撞击力，N

α_3——核桃壳撞击弧形齿板的入射角，(°)

t_2——核桃壳与弧形齿板的撞击时间，s

通过分析可知，当破碎核桃壳的质量和撞击弧形齿板的速度一定时，其撞击弧形齿板的入射角越小，则撞击力越大，越利于破碎核桃壳的粉碎；当入射角较大时，破碎核桃壳与弧形齿板间的撞击力会相应减小，导致粉碎效果下降，从而影响工作效率。

3　关键部件性能分析

3.1　仿真参数确定及核桃壳模型建立

温 185 核桃壳如图 7 所示。纵径 L 为 35 ~ 45 mm，棱径 W 为 30 ~ 40 mm，横径 T 为 10 ~ 20 mm，密度为 700 ~ 900 kg/m^3，壳厚为 0.80 ~ 0.95 mm[24]。在粉碎过程中应满足对壳薄质硬、密度适中核桃壳高效加工的农艺要求。

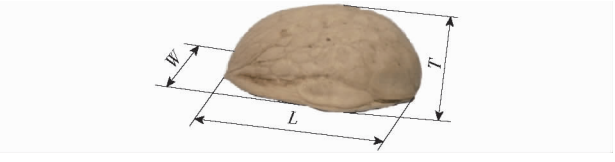


图 7　温 185 核桃壳尺寸示意图

Fig. 7　Schematic diagram of Warm 185 walnut shell dimension

基于 EDEM 中的 Hertz - Mindlin with Bonding V2 接触模型模拟粉碎工况[25]，采用新疆大学机械工程学院农牧装备平台测得产自新疆维吾尔自治区喀什地区叶城县的温 185 核桃壳物性参数数据，关键部件采用 42CrMo 钢，其余零部件选用 45 号钢，具体参数如表 1 所示。进一步利用万能材料试验机（型号 GT - AI - 7000M）对核桃壳模型进行粉碎试验，并与仿真数据对比。如图 8 所示，两者裂纹起始位置与扩展路径基本一致，验证了所选接触模型的适用性，可用于后续粉碎性能分析。

根据温 185 核桃壳基本物性参数，采用虚实结合法[26]，在 EDEM 中依次建立 1/2、1/4、1/8、1/16 和 1/32 的破碎核桃壳模型，如图 9 所示，最小颗粒半径为 0.82 mm，接触半径为 0.98 mm。图 10 显示了核桃壳颗粒间黏结键的建立，其中红色连接为建立的黏结键。

3.2　锤片对比仿真分析试验

将粉碎室模型导入 EDEM，分析新型锤片对破碎核桃壳粉碎效果的影响。分别建立不同比例的破碎核桃壳碰撞模型，生成位置根据料斗的末端滑落

表 1　EDEM 破碎核桃壳模型仿真参数

Tab. 1　Simulation parameters of EDEM broken walnut shell model

参数	数值
破碎核桃壳密度/(kg·m^{-3})	712
破碎核桃壳泊松比	0.33
破碎核桃壳剪切模量/Pa	4.26×10^7
42CrMo 钢密度/(kg·m^{-3})	7 850
42CrMo 钢泊松比	0.30
42CrMo 钢弹性模量/Pa	2.10×10^{11}
破碎核桃壳间静摩擦因数	0.40
破碎核桃壳间动摩擦因数	0.15
破碎核桃壳间碰撞恢复系数	0.11
破碎核桃壳与 42CrMo 钢的静摩擦因数	0.23
破碎核桃壳与 42CrMo 钢的动摩擦因数	0.14
破碎核桃壳与 42CrMo 钢的碰撞恢复系数	0.31
45 号钢密度/(kg·m^{-3})	7 850
45 号钢泊松比	0.28
45 号钢弹性模量/Pa	7.50×10^{10}
破碎核桃壳与 45 号钢的静摩擦因数	0.26
破碎核桃壳与 45 号钢的动摩擦因数	0.12
破碎核桃壳与 45 号钢的碰撞恢复系数	0.16

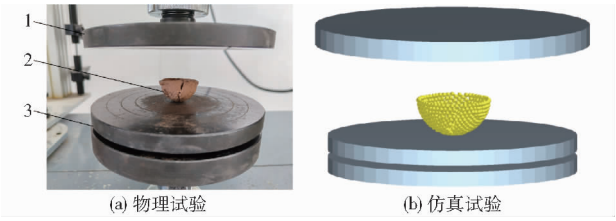


图 8　破碎核桃壳压缩试验

Fig. 8　Compression test of broken walnut shell

1. 上压头　2. 核桃壳　3. 支座

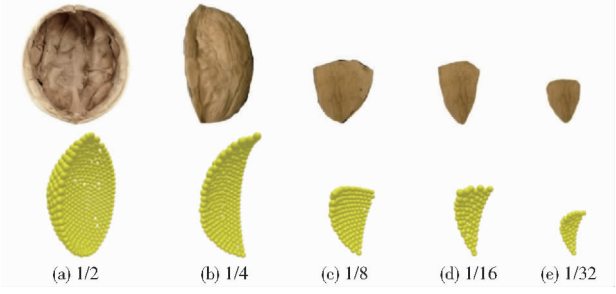


图 9　破碎核桃壳数值模型

Fig. 9　Numerical model of broken walnut shell

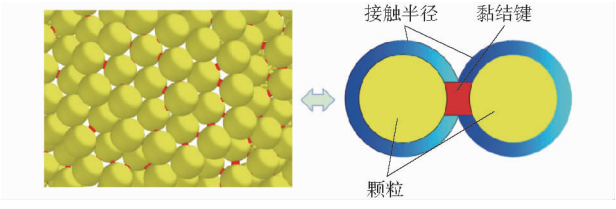


图 10　核桃壳颗粒间黏结键

Fig. 10　Bonding bonds between walnut shell particles

口确定,转子顺时针旋转,求解时间步长为 6.07×10^{-7} s。图 11a、11b 分别为新型锤片、旧锤片与 1/2 破碎核桃壳碰撞过程,当新旧锤片转动并与破碎核桃壳初次碰撞相接触之后穿过破碎核桃壳,使得被撞击部位的破碎核桃壳黏结键断裂,初始状态下的核桃壳被分裂成若干个更小的核桃壳,在被破坏的更小的核桃壳中,部分颗粒间黏结键未完全断裂,呈现团聚状态[27],另一部分颗粒间黏结键完全断裂,呈现最小颗粒状态。

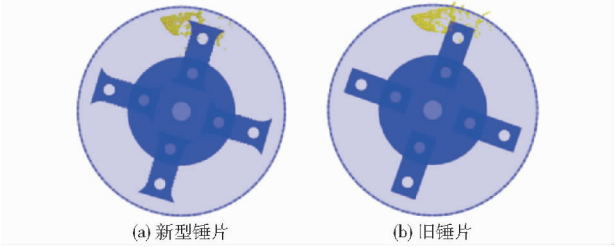


图 11 1/2 比例的粉碎碰撞过程仿真图

Fig. 11 Simulated diagrams of 1/2 proportions of crushing collision process

不同比例的破碎核桃壳黏结键破坏数量随着新旧锤片锤击时间的变化曲线如图 12 所示。1/2、1/4、1/8、1/16 和 1/32 比例的破碎核桃壳初始黏结键数量依次为 1 435、739、355、164 和 89。随着时间推移,黏结键破坏数量从 0 迅速增加,不同比例破碎核桃壳黏结键破坏数量均在一定时间后趋于平稳。其中,新型锤片在 0.06 s 左右开始趋于平缓,而旧锤片在 0.09 s 左右开始趋于平缓,表明新型锤片粉碎效果更优,提升幅度达 33.40%。此外,在不考虑新旧锤片形状影响前提下,不同比例的单个破碎核桃壳黏结键破坏数量趋于平稳时间相同,表明单个破碎核桃壳之间的形状差异对粉碎过程中的黏结键破坏数量趋于平稳时间无显著影响。

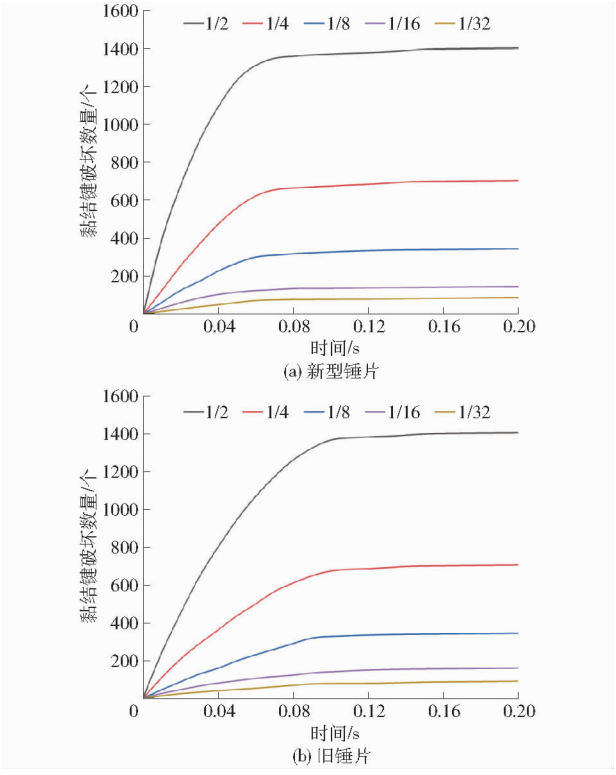


图 12 黏结键破坏数量变化曲线

Fig. 12 Change curves of number of bond failure

由于实际粉碎场景中为 1/2 至 1/32 不等的破碎核桃壳混合物,因此,为进一步验证分析破碎核桃壳混合后粉碎与单一类型对其粉碎效果的影响,依据在新疆维吾尔自治区喀什地区叶城县得到的数量分布占比,在粉碎室内建立不同比例的破碎核桃壳模型并进行仿真模拟,其生成的黏结键总数为 32 089。如图 13 所示,新型锤片的黏结键破坏数量在 0.82 s 趋于平稳,优于旧锤片的 1.19 s,效率提升约 31.09%。与单一比例粉碎结果相比,两者仿真结果较为接近。

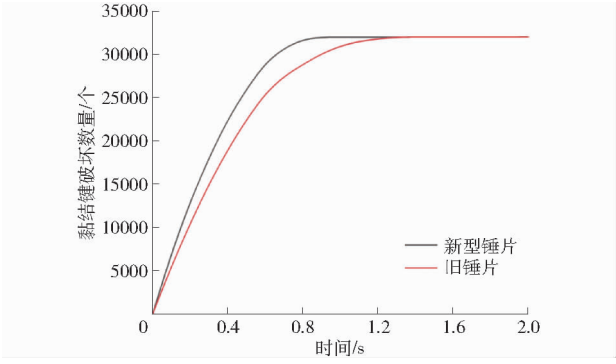


图 13 混合后黏结键破坏数量变化对比曲线

Fig. 13 Comparison curves of changes of number of bond failures after mixing

3.3 气固耦合分析

在新型锤片破坏核桃壳黏结键时间优于旧锤片的基础上,进一步分析弧形齿板对核桃壳运动趋势的影响。采用 EDEM - Fluent 耦合方法对其分析[28-29]。图 14 所示为耦合仿真模型,其中,Fluent 流体域采用滑移网格法,最小网格尺寸为 4.95 mm,选用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型,入口与出口为压力边界,流体主相为 Air,离散颗粒由 EDEM 生成并传递至 Fluent 中进行耦合模拟,壳体、筛网、弧形齿板和转子设为壁面。旋转域设为网格运动,方法采用 SIMPLE 算法,压力为 PRESTO! 格

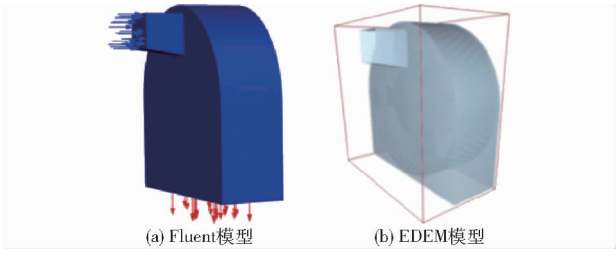
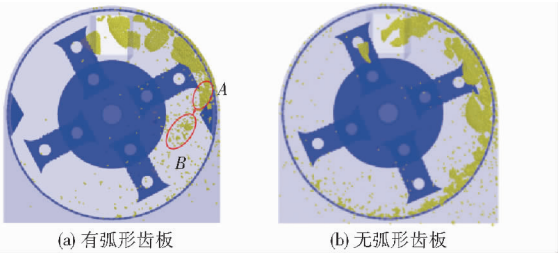


图 14 耦合仿真模型

Fig. 14 Coupled simulation model

式，曳力模型为 Gidaspow。

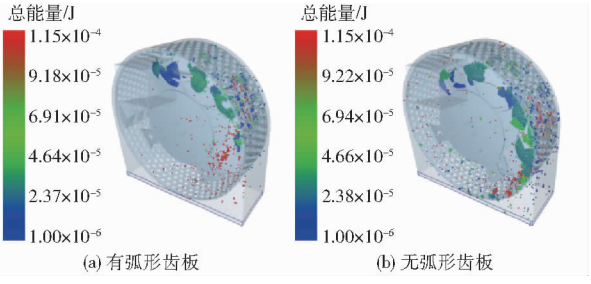
耦合后基于新型锤片下有无弧形齿板的 EDEM 内核桃壳的碰撞运动情况如图 15 所示。其中，图 15a 为带有弧形齿板的粉碎碰撞过程示意图，不同比例的破碎核桃壳在转子带动下，沿靠近粉碎室内壁的环形区域进行旋转运动，当运动至粉碎室右侧的弧形齿板处，一部分进行碰撞粉碎，另一部分沿 *A* 处斜面方向运动，改变了原有的环形运动趋势，向 *B* 处次要击打端面方向运动。图 15b 为无弧形齿板下的运动状态，破碎核桃壳在转子高速旋转及离心力作用下，紧贴筛网内壁做圆周运动。综上所述，弧形齿板结构对颗粒运动轨迹有引导作用。如图 16 所示，粉碎室底部的方框区域为统计网格。随着核桃壳被新型锤片多次碰撞锤击，颗粒的能量损失逐渐增加。



(a) 有弧形齿板　　(b) 无弧形齿板

图 15　新型锤片下有无弧形齿板的粉碎碰撞过程示意图

Fig. 15　Schematics of crushing collision process of hammer plate with or without arc teeth



(a) 有弧形齿板　　(b) 无弧形齿板

图 16　统计网格划分示意图

Fig. 16　Schematic of statistical grid partition

使用新型锤片下，粉碎室有无弧形齿板的出筛数量如图 17 所示，共生成颗粒 17 963 个。由图 17 可知，设有弧形齿板的粉碎室内流出颗粒数量达到初始颗粒数量 90% 的时间为 1.79 s，而未设弧形齿板的时间为 2.04 s，然后两者均趋于平稳直至仿真结束。由此可得，设有弧形齿板的粉碎室颗粒出筛效率提升 12.25%。

新型锤片结构下，粉碎室在有无弧形齿板的流场速度矢量图如图 18 所示。两种情况下的气流速度均呈现从转子中心向外逐渐增大的趋势，中心区域速度较低，靠近外部区域速度较高。其中，在无弧形齿板的粉碎室中，转子顺时针旋转带动气流沿旋转方向稳定流动，靠近筛网内壁的环形区域气流速

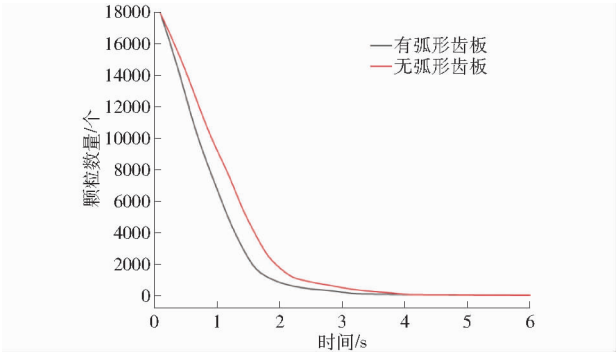
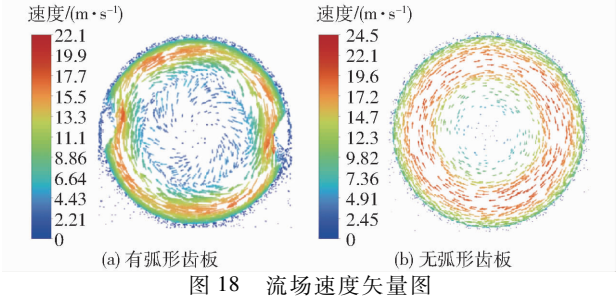


图 17　粉碎出筛数量对比图

Fig. 17　Comparison of number of pulverized sieves



(a) 有弧形齿板　　(b) 无弧形齿板

图 18　流场速度矢量图

Fig. 18　Velocity vector diagram of flow field

度明显升高，最大速度为 24.5 m/s；当粉碎室内设有弧形齿板时，其内部流场速度分布相对紊乱，靠近外部区域最大速度为 22.1 m/s，在弧形齿板区域附近出现了涡旋特征，扰动了原有环流层，改变了粉碎室内气流的环流特征。

3.4　新型锤片与弧形齿板部件静力学分析

将 Solidworks 中建立的新型锤片、弧形齿板以 x_t 格式导入 ANSYS，材质为 42CrMo 钢，许用应力为 805 MPa，其余参数见表 1。采用六面体主导网格划分，尺寸分别为 1、2.5 mm，单元质量平均值分别为 0.80、0.81。对两者分别施加载荷，为仿真中所受负载最大时的受力，在 EDEM 中以 Pressure 形式导出为 axdt 数据文件并施加于受力面，然后分别在新型锤片销轴孔处进行圆柱支撑约束、弧形齿板背面施加固定支撑约束。由图 19 可知，最大变形出现在新型锤片的主要击打端面，约为 0.033 mm，变形量较小；最大等效弹性应变为 3.51×10^{-4}，最大应力为 69.7 MPa，均集中在销轴孔连接处以及两侧的锯齿形边缘；弧形齿板最大变形为 2.09×10^{-5} mm，最大等效弹性应变为 2.56×10^{-6}，最大应力出现在撞击面与开槽口连接区域，均低于材料许用应力，满足使用强度要求。

3.5　单因素试验分析

在新型锤片、弧形齿板对于粉碎机的粉筛效率有提升的基础上，为进一步研究初始锤击角、锤筛间隙、导向角对粉筛效率的影响，以该三因素为变量，生产率、吨料电耗为试验指标[30]，基于 CFD－DEM

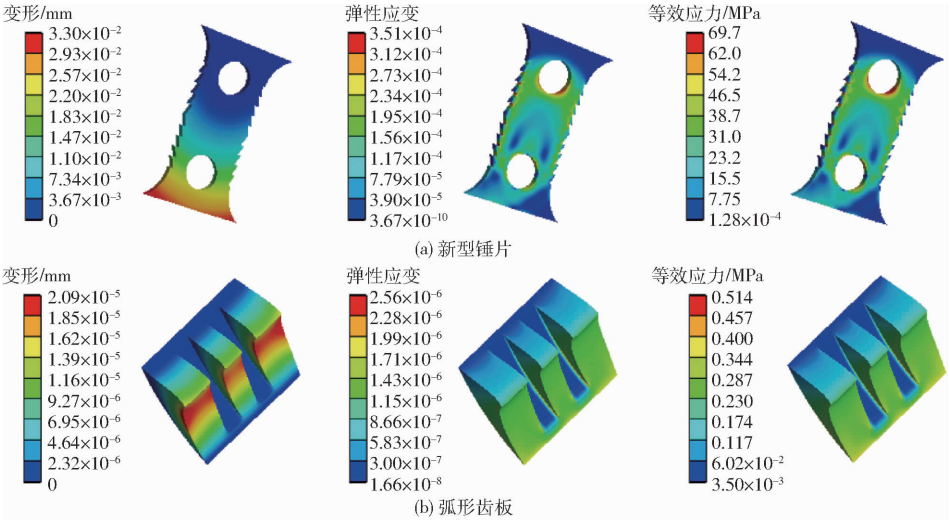


图 19 静力学分析云图

Fig. 19 Statics analysis cloud maps

法进行单因素仿真试验。生产率及吨料电耗根据国家标准 GB/T 6971—2007 中的粉碎机性能试验方法进行计算。其中,生产率计算公式为

$$P_n = \frac{Q_c}{t_c} \tag{20}$$

式中 P_n——工作小时生产率,kg/h

Q_c——工作时间内的作业量,kg

t_c——工作时间,h

吨料电耗计算公式为

$$E_n = \frac{1\,000 G_n}{Q_c} \tag{21}$$

式中 E_n——吨料电耗,kW·h/t

G_n——工作时间内耗电量,kW·h

单因素试验因素水平如表 2 所示。

表 2 单因素水平

Tab. 2 One-factor level design

序号	因素		
	初始锤击角/(°)	锤筛间隙/mm	导向角/(°)
1	30.0	10.00	90
2	37.5	11.25	105
3	45.0	12.50	120
4	52.5	13.75	135
5	60.0	15.00	150

不同影响因素下的生产率和吨料电耗情况如图 20 所示。以最大生产率为主要优化目标,最小吨料电耗为次要优化目标,确定各因素取值区间为:初始锤击角 37.5°~52.5°,锤筛间隙 12.50~15.00 mm,导向角 105°~135°。

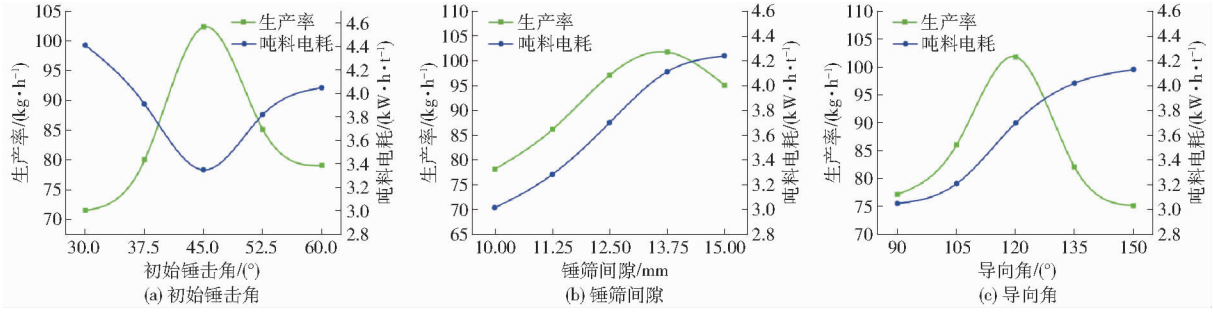


图 20 不同影响因素下的生产率和吨料电耗变化曲线

Fig. 20 Productivity and power consumption per ton of material under different influencing factors

3.6 多因素试验分析

在单因素试验分析的基础上,进一步开展多因素试验确定最优参数组合。采用 Box-Behnken 试验设计,试验因素编码如表 3 所示。试验设计方案及结果如表 4 所示(X_1、X_2、X_3 为因素编码值)。

利用 Design-Expert 13 软件对表 4 所示的结果进行拟合,得到生产率、吨料电耗的二次多项式回归方程为

表 3 多因素试验因素编码

Tab. 3 Multi-factor experimental factor coding

编码	因素		
	初始锤击角/(°)	锤筛间隙/mm	导向角/(°)
-1	37.5	12.50	105
0	45.0	13.75	120
1	52.5	15.00	135

表 4　试验设计方案及结果

Tab. 4　Experimental design and results

序号	因素			生产率 P_n/(kg·h^{-1})	吨料电耗 E_n/(kW·h·t^{-1})
	X_1	X_2	X_3		
1	0	0	0	98.04	3.28
2	0	0	0	99.21	3.30
3	0	−1	−1	86.97	3.40
4	−1	−1	0	85.77	3.39
5	1	−1	0	88.12	3.73
6	−1	1	0	93.43	3.71
7	0	−1	1	89.11	3.49
8	1	1	0	96.91	4.01
9	0	1	−1	94.05	3.57
10	1	0	−1	96.31	3.79
11	1	0	1	100.31	3.73
12	−1	0	1	95.02	3.61
13	0	0	0	97.57	3.27
14	−1	0	−1	94.27	3.21
15	0	1	1	99.51	3.89
16	0	0	0	97.90	3.33
17	0	0	0	98.56	3.28

$$P_n = 98.26 + 1.65X_1 + 4.24X_2 + 1.54X_3 + 0.285\,2X_1X_2 + 0.812\,5X_1X_3 + 0.83X_2X_3 - 1.57X_1^2 - 5.63X_2^2 - 0.213X_3^2 \quad (22)$$

$$E_n = 3.29 + 0.167\,5X_1 + 0.146\,3X_2 + 0.093\,8X_3 - 0.01X_1X_2 - 0.115X_1X_3 + 0.057\,5X_2X_3 + 0.207\,7X_1^2 + 0.210\,3X_2^2 + 0.085\,3X_3^2 \quad (23)$$

由表 5 可知，一次项 X_1（初始锤击角）、X_2（锤筛间隙）、X_3（导向角）和二次项 X_1^2、X_2^2 的 P 均小于 0.01，说明 5 个方差源对 P_n 影响极显著；交互项 X_1X_3、X_2X_3 的 P 均小于 0.05，说明 2 个方差源对 P_n 影响显著；其余方差源 X_1X_2、X_3^2 的 P 均大于 0.05，说明对 P_n 影响不显著。一次项中对 P_n 的影响程度从大到小依次为锤筛间隙、初始锤击角、导向角。

表 5　生产率方差分析

Tab. 5　Productivity variance analysis

方差源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	340.17	9	37.80	86.02	<0.000 1 **
X_1	21.65	1	21.65	49.27	0.000 2 **
X_2	143.91	1	143.91	327.52	<0.000 1 **
X_3	19.07	1	19.07	43.39	0.000 3 **
X_1X_2	0.319 2	1	0.319 2	0.726 5	0.422 2
X_1X_3	2.64	1	2.64	6.01	0.044 0 *
X_2X_3	2.76	1	2.76	6.27	0.040 7 *
X_1^2	10.32	1	10.32	23.49	0.001 9 **
X_2^2	133.60	1	133.60	304.07	<0.000 1 **
X_3^2	0.191 0	1	0.191 0	0.434 8	0.530 7
残差	3.08	7	0.439 4		
失拟项	1.43	3	0.476 4	1.16	0.428 9
纯误差	1.65	4	0.411 6		
总和	343.24	16			

注：** 表明影响极显著（$P<0.01$），* 表明影响显著（$0.01\leq P<0.05$）。下同。

由表 6 可知，方差源 X_1、X_2、X_3、X_1X_3、X_2X_3、X_1^2、X_2^2、X_3^2 的 P 均小于 0.01，说明对 E_n 的影响极显著，方差源 X_1X_2 的 P 大于 0.05，说明对 E_n 影响不显著。一次项中对 E_n 的影响程度从大到小依次为初始锤击角、锤筛间隙、导向角。

表 6　吨料电耗方差分析

Tab. 6　Variance analysis of power consumption per ton of material

方差源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	0.970 5	9	0.107 8	218.48	<0.000 1 **
X_1	0.224 5	1	0.224 5	454.75	<0.000 1 **
X_2	0.171 1	1	0.171 1	346.68	<0.000 1 **
X_3	0.070 3	1	0.070 3	142.46	<0.000 1 **
X_1X_2	0.000 4	1	0.000 4	0.810 4	0.397 9
X_1X_3	0.052 9	1	0.052 9	107.18	<0.000 1 **
X_2X_3	0.013 2	1	0.013 2	26.79	0.001 3 **
X_1^2	0.181 7	1	0.181 7	368.19	<0.000 1 **
X_2^2	0.186 1	1	0.186 1	377.10	<0.000 1 **
X_3^2	0.030 6	1	0.030 6	62.00	0.000 1 **
残差	0.003 5	7	0.000 5		
失拟项	0.001 2	3	0.000 4	0.687 1	0.605 4
纯误差	0.002 3	4	0.000 6		
总和	0.974 0	16			

利用 Origin 矩阵模块分别绘制表 5、6 各因素之间显著交互项对生产率、吨料电耗影响的响应曲面。由图 21a 知，当导向角保持不变时，生产率随着初始锤击角的增大，呈现先增大后减小的趋势，当初始锤击角保持不变时，随着导向角的增加，生产率呈现先增大后略微减小的趋势；由图 21b 知，当导向角保持不变时，随着锤筛间隙的增大，生产率呈现先上升后下降的趋势，当锤筛间隙保持不变时，生产率随着导向角的增大呈现逐渐增大的趋势。

由图 22a 知，当导向角保持不变时，吨料电耗随着初始锤击角的增大而逐渐增大，当初始锤击角保持不变时，随着导向角的增大，吨料电耗呈现先略微降低然后逐渐增大的趋势；由图 22b 知，当导向角保持不变时，吨料电耗随着锤筛间隙的增大，呈现先减小后增大的趋势，当锤筛间隙保持不变时，随着导向角的增大，吨料电耗呈现先略微减小后逐渐增大的趋势。

通过 Design-Expert 13 软件求解主要影响因素的最佳参数组合，以最大生产率为主要优化目标，最小吨料电耗为次要优化目标，约束条件为

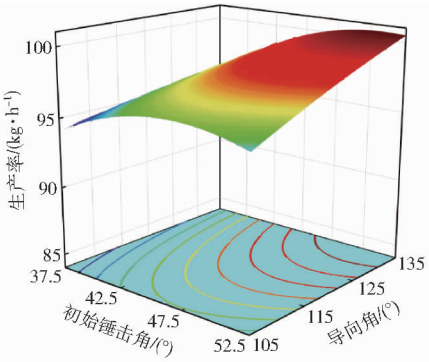


图 21 两因素显著交互项对生产率影响的响应曲面

Fig. 21 Response surfaces of significant interaction terms of two factors on impact of productivity

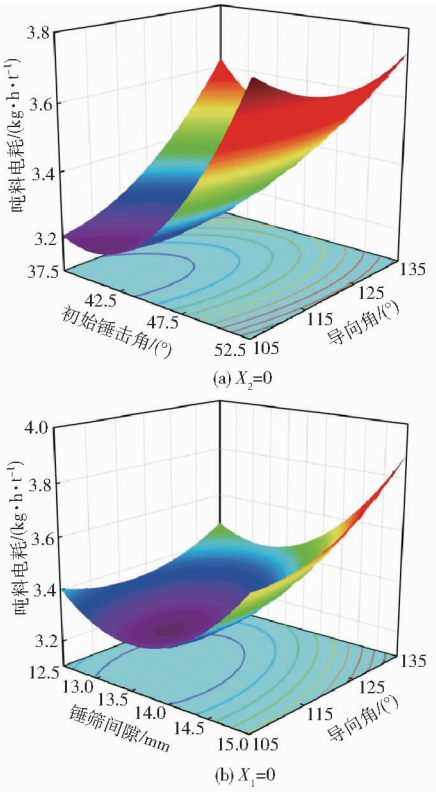


图 22 两因素显著交互项对吨料电耗影响的响应曲面

Fig. 22 Response surface of influence of significant interaction terms of two factors on power consumption per ton of material

$$\begin{cases} \max P_n \\ \min E_n \\ \text{s.t.} \begin{cases} -1 \leqslant X_1 \leqslant 1 \\ -1 \leqslant X_2 \leqslant 1 \\ -1 \leqslant X_3 \leqslant 1 \end{cases} \end{cases} \tag{24}$$

得到最佳工作参数组合：初始锤击角为 43.89°，锤筛间隙为 13.87 mm，导向角为 117.95°，此时最大生产率为 98.12 kg/h，最小吨料电耗为 3.27 kW·h/t。将最优初始锤击角代入式(6)后开展仿真试验。结果表明，仿真后的最大生产率、最小吨料电耗分别为 102.85 kg/h、3.38 kW·h/t，与模型的相对误差分别为 4.82%、3.36%，误差均较小。

4 样机试验

4.1 关键部件制造与样机搭建

在乌鲁木齐永和机械加工厂对新型锤片、弧形齿板进行加工。完成后的关键部件如图 23 所示。关键部件装配位置示意图如图 24 所示。

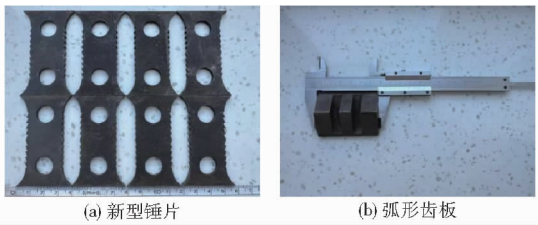


图 23 关键部件实物

Fig. 23 Physical processed key component

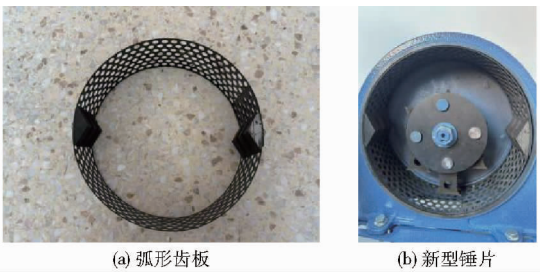


图 24 关键部件安装示意图

Fig. 24 Installation diagrams of key components

4.2 粉碎试验

4.2.1 粉碎试验设计

对壳仁分离工序后的核桃壳进行样机粉碎试验，如图 25 所示。研究新型锤片、弧形齿板及锤筛间隙最优参数组合与旧锤片、无弧形齿板及通用锤筛间隙下的粉碎性能。粉碎效率计算式为

$$\eta = \frac{M_a}{M_b} \times 100\% \tag{25}$$

式中 η——粉碎效率，%

M_a——粉碎后总质量，kg



图 25　粉碎试验

Fig. 25　Crushing test

M_b——粉碎前总质量，kg

经计算得单位时间内粉碎效率分别为 87.51%、70.26%，相对提升 24.55%，其反映了不同结构组合在实际作业中的表现，为性能评价和分析提供依据。

4.2.2　试验结果分析

进一步对工作过程中的生产率和吨料电耗进行分析，共进行 5 组试验取平均值，如表 7 所示。样机试验生产率平均值为 97.60 kg/h，吨料电耗平均值为 3.61 kW·h/t；仿真试验生产率平均值为 101.23 kg/h，吨料电耗平均值为 3.52 kW·h/t；以样机试验平均值为基准，计算得到其与仿真试验生产率平均值之间的相对误差为 3.72%，吨料电耗平均值之间的相对误差为 2.49%。从生产率平均值来看，样机试验的平均值略低于仿真试验，主要是由于仿真过程中忽略了机械摩擦损失等非理想因素。综合表 7 数据，样机试验与仿真结果误差较小，验证了仿真模型的可靠性。

表 7　最优参数组合试验结果

Tab. 7　Optimal parameter combination test results

试验编号	样机试验		仿真试验	
	生产率/(kg·h^{-1})	吨料电耗/(kW·h·t^{-1})	生产率/(kg·h^{-1})	吨料电耗/(kW·h·t^{-1})
1	96.93	3.57	101.31	3.52
2	98.25	3.66	100.08	3.47
3	96.45	3.55	102.23	3.55
4	97.37	3.61	100.60	3.50
5	99.01	3.68	101.93	3.54
平均值	97.60	3.61	101.23	3.52

表 8 为评价指标生产率和吨料电耗的统计结果。通过表 8 可知，5 次试验中，原始参数组合下的粉碎生产率平均值为 84.36 kg/h，吨料电耗平均值为 4.08 kW·h/t。进一步对比表 7 和表 8 样机试验结果，以原始参数组合为基准，使用新型锤片、弧形齿板及锤筛间隙最优参数组合的粉碎室平均生产率提高 15.69%，平均吨料电耗降低 11.52%。经粉碎后

表 8　原始参数组合试验结果

Tab. 8　Original parameter combination test results

试验编号	生产率/(kg·h^{-1})	吨料电耗/(kW·h·t^{-1})
1	84.02	4.06
2	82.61	3.98
3	84.87	4.12
4	85.78	4.17
5	84.53	4.09
平均值	84.36	4.08

收集的核桃壳如图 26 所示，粒径均小于试验所用环形筛网的筛孔直径。



图 26　粉碎后收集的核桃壳

Fig. 26　Walnut shells collected after crushing

图 27 为粉碎核桃壳筛分后得到的粒径分布结果。从图 27 中可以看出，粉碎后 3.5～4.5 mm 粒径物料占比最大，为 20.63%，粒径小于 0.5 mm 的占比最小，为 3.26%。

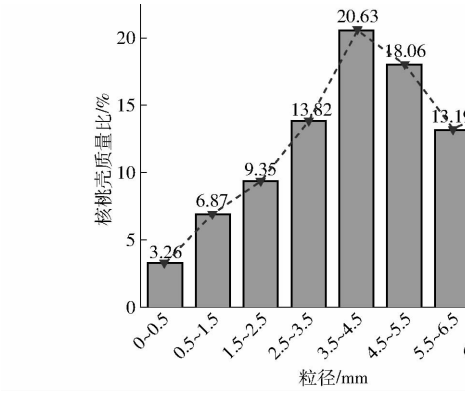


图 27　粉碎后核桃壳粒径分布图

Fig. 27　Diagram of particle size distribution of walnut shell after crushing

5　结论

(1)设计一种锤片式核桃壳粉碎机。通过曲线方程优化锤片主要击打端面增强粉碎效果，对称锯齿形次要击打端面辅助进一步破碎，并结合弧形齿板引导物料流抑制环流层，促进颗粒快速出筛。

(2)采用气固耦合方法分析验证，新型锤片与弧形齿板的协同作用能有效引导核桃壳流动、减少环流形成，从而提升粉碎效率；基于正交试验，建立

了初始锤击角、锤筛间隙及导向角对生产率和吨料电耗的显著回归模型,其最优组合为:初始锤击角 43.89°,锤筛间隙 13.87 mm,导向角 117.95°,此时粉碎性能最佳,最大生产率达 98.12 kg/h,最小吨料电耗为 3.27 kW·h/t。

(3)按最优参数组合制造关键部件进行粉碎性能试验。试验结果表明,优化设计后的粉碎机在相同工况下的粉碎效率提升 24.55%,生产率提高 15.69%,吨料电耗降低 11.52%,与仿真试验结果基本一致。

参 考 文 献

[1] 汪涛,梁亮,李旭锐,等. 低共熔溶剂提取核桃青皮多酚工艺优化及其抑菌活性[J]. 农业工程学报, 2021,37(5):317 - 323.
WANG Tao, LIANG Liang, LI Xurui, et al. Optimization of the technology for deep eutectic solvent extraction and antibacterial activity of walnut green husk polyphenols[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(5): 317 - 323. (in Chinese)

[2] 国家林业和草原局. 中国林业和草原统计年鉴 2023[M]. 北京:中国林业出版社,2024.

[3] QUEIROS C, CARDOSO S, LOURENCO A, et al. Characterization of walnut, almond, and pine nut shells regarding chemical composition and extract composition[J]. Biomass Conversion and Biorefinery, 2020, 10(1): 175 - 188.

[4] YAZID H, BOUZID T, EL H M, et al. Bisphenol A (BPA) remediation using walnut shell as activated carbon employing experimental design for parameter optimization and theoretical study to establish the adsorption mechanism[J]. Inorganic Chemistry Communications, 2024, 161: 112064.

[5] SHI Q, WANG W, ZHANG H, et al. Porous biochar derived from walnut shells as an efficient adsorbent for tetracycline removal[J]. Bioresource Technology, 2023, 383: 129213.

[6] 卢宇晗,黄元波,杨晓琴,等. 核桃壳液化物合成高邻位热塑性酚醛树脂[J]. 材料导报, 2018,32(18):3244 - 3248.
LU Yuhan, HUANG Yuanbo, YANG Xiaoqin, et al. Synthesis of high-ortho novolak resins from liquefied products of walnut shell[J]. Materials Reports, 2018, 32(18): 3244 - 3248. (in Chinese)

[7] ZHENG S, CHEN C, GUO Y. Analysis and structural optimization test on the collision mechanical model of blade Jun-Cao grinding hammer[J]. Agriculture, 2024, 14(3): 492.

[8] PARASCHIV G, MOICEANU G, VOICU G, et al. Optimization issues of a hammer mill working process using statistical modelling[J]. Sustainability, 2021, 13(2): 973.

[9] BOCHAT A, WESOLOWSKI L, ZASTEMPOWSKI M, et al. A comparative study of new and traditional designs of a hammer mill[J]. Transactions of the ASABE, 2015, 58(3): 585 - 596.

[10] DENISENKO N I, MASLYUK V A, YAKOVENKO R V. Reinforced powder chromium steels and their use for the hardening of feed mill hammers[J]. Powder Metallurgy and Metal Ceramics, 2019, 57(11 - 12): 740 - 746.

[11] 刘明政,李长河,曹成茂,等. 核桃副产物加工关键技术与装置研究现状[J]. 中国农机化学报, 2021,42(5):55 - 74.
LIU Mingzheng, LI Changhe, CAO Chengmao, et al. Research status of key technologies and devices for walnut by-products processing[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2021, 42(5): 55 - 74. (in Chinese)

[12] 李长河,段振景,黄保腾,等. 基于多能场驱动的核桃壳微粉多粒径域分级装置及方法:202010287094.0[P]. 2023 - 07 - 04.

[13] 李长河,刘明政,王晓铭,等. 同腔集成立式核桃壳高速多级超微粉碎装置及方法:202010286421.0[P]. 2021 - 03 - 09.

[14] 王金栋,谢宇鸿,陈燚,等. 基于河狸门齿的锤片式粉碎机锤片仿生设计[J]. 工程设计学报, 2023,30(4):476 - 484.
WANG Jindong, XIE Yuhong, CHEN Yi, et al. Biomimetic design of hammer pieces for hammer mill based on beaver incisors [J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2023, 30(4): 476 - 484. (in Chinese)

[15] 范国强,王忠宇,王保兴,等. 旋筒供料锤式饲草粉碎机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021,52(12):43 - 53,76.
FAN Guoqiang, WANG Zhongyu, WANG Baoxing, et al. Design and experiment of rotary feed tube hammer grinder[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(12): 43 - 53,76. (in Chinese)

[16] 陈涛,衣淑娟,李衣菲,等. 铡切揉碎协同式牧草揉丝机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024,55(2):149 - 159.
CHEN Tao, YI Shujuan, LI Yifei, et al. Design and test of cutting and crushing cooperative silk kneading machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(2): 149 - 159. (in Chinese)

[17] 徐伟. 锤片式粉碎机结构优化与控制系统的实现[D]. 南京:南京理工大学,2020.
XU Wei. Realization of structure optimization and control system for hammer crusher[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2020. (in Chinese)

[18] 万家明. 锤片式菌草粉碎机的关键部件设计与试验研究[D]. 福州:福建农林大学,2023.
WAN Jiaming. Design and experimental study on key components of Jun-Cao hammer mill[D]. Fuzhou: Fujian Agriculture and Forestry University, 2023. (in Chinese)

[19] 杨晓川,李诚. 锤片结构和厚度对粉碎机的影响[J]. 粮食与饲料工业, 1994(8):29 - 30.
YANG Xiaochuan, LI Cheng. Influence of hammer structure and thickness on crusher[J]. Cereal & Feed Industry, 1994(8): 29 - 30. (in Chinese)

[20] 车战斌,王亦良,刘功传. 生物质成型燃料生产的配套粉碎设备试验研究[J]. 农机化研究, 2015,37(11):254 – 258.
CHE Zhanbin, WANG Yiliang, LIU Gongchuan. Experimental research on biomass briquette production supporting crushing equipment[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2015, 37(11): 254 – 258. (in Chinese)

[21] 曹玮钊,沈卫强,郭兆峰,等. 棉花秸秆无筛粉碎机的设计与试验[J]. 干旱地区农业研究, 2024,42(2):272 – 283.
CAO Weizhao, SHEN Weiqiang, GUO Zhaofeng, et al. Design and experiment of no-sieve cotton straw crusher[J]. Agricultural Research in the Arid Areas, 2024, 42(2): 272 – 283. (in Chinese)

[22] 唐军,秦永林,刘培生. 浅析影响锤片式粉碎机效率的因素[J]. 饲料工业, 2007(15):9 – 12.
TANG Jun, QIN Yonglin, LIU Peisheng. Analysis of the factors affecting the efficiency of hammer crusher[J]. Feed Industry, 2007(15): 9 – 12. (in Chinese)

[23] XU Y, ZHANG X, WU S, et al. Numerical simulation of particle motion at cucumber straw grinding process based on EDEM [J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2020, 13(6): 227 – 235.

[24] 刘华龙,曾勇,张宏. 自分级挤压式核桃破壳机关键部件作业参数优化与试验[J]. 中国农机化学报, 2024,45(4): 85 – 92.
LIU Hualong, ZENG Yong, ZHANG Hong. Optimization and testing of operation parameters for key components of walnut cracking machine with self grading extrusion[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2024, 45(4): 85 – 92. (in Chinese)

[25] 周俊,孙文涛,梁子安. 收获期菊芋根-块茎离散元柔性模型研究[J]. 农业机械学报, 2023,54(10):124 – 132.
ZHOU Jun, SUN Wentao, LIANG Zian. Construction of discrete element flexible model for jerusalem artichoke root-tuber at harvest stage[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(10): 124 – 132. (in Chinese)

[26] 蒋永新,曲衡,刘旋峰,等. 残膜回收机铲齿式起膜装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2025,56(1):282 – 289.
JIANG Yongxin, QU Heng, LIU Xuanfeng, et al. Design and experiment of spade tooth film lifting device for residual film recycling machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(1): 282 – 289. (in Chinese)

[27] 牛智有,江善晨,孔宪锐,等. 膨化颗粒饲料碰撞破碎特性分析与离散元模拟仿真[J]. 农业机械学报, 2023,54(8): 371 – 380.
NIU Zhiyou, JIANG Shanchen, KONG Xianrui, et al. Impact breakage characteristics and discrete element simulation of extruded pellet feed[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(8): 371 – 380. (in Chinese)

[28] 王应彪,杨斌,宛双林,等. 基于悬浮速度区间估计的核桃壳仁物料气动特性分析与试验[J]. 农业工程学报, 2025, 41(3):290 – 300.
WANG Yingbiao, YANG Bin, WAN Shuanglin, et al. Analysis and experiment on the aerodynamic characteristics of walnut shell and kernel material based on suspension velocity interval estimation[J]. Transactions of the CSAE, 2025, 41(3): 290 – 300. (in Chinese)

[29] 曹丽英,史兴华,汪建新,等. 锤片式饲料粉碎机分离装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2016,47(11):128 – 133.
CAO Liying, SHI Xinghua, WANG Jianxin, et al. Design and experiment of separation device of hammer feed mill[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(11): 128 – 133. (in Chinese)

[30] 田海清,屈丰富,刘伟峰,等. 锤片式粉碎机分段圆弧筛片设计与粉碎性能试验[J]. 农业机械学报, 2011,42(4):92 – 95.
TIAN Haiqing, QU Fengfu, LIU Weifeng, et al. Design and experiment of piecewise arc-shaped screen on hammer mill to grinding performance[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(4): 92 – 95. (in Chinese)