

THIẾT KẾ, CHẾ TẠO VÀ ĐÁNH GIÁ HIỆU SUẤT MÁY TÁCH VỎ HẠT SEN TƯƠI TÍCH HỢP CƠ CẤU CAM NÂNG VÀ Lò XO ÉP TỰ ĐỘNG

DESIGN, FABRICATION, AND PERFORMANCE EVALUATION OF A FRESH LOTUS SEED SHELLING MACHINE INCORPORATING LIFTING CAM AND AUTOMATIC COMPRESSION SPRING MECHANISMS

Lê Anh Văn*, Võ Dư Định, Mai Đức Hưng, Nguyễn Hưng Tâm, Lâm Đạo Nhơn

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật - Đại học Đà Nẵng, Việt Nam¹

*Tác giả liên hệ / Corresponding author: leanhvanvn2004@gmail.com

(Nhận bài / Received: 14/4/2025; Sửa bài / Revised: 19/10/2025; Chấp nhận đăng / Accepted: 15/11/2025)

DOI: 10.31130/ud-jst.2025.23(11).210

Tóm tắt - Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã thiết kế và chế tạo thành công máy tách vỏ hạt sen tươi tích hợp cơ cấu cam nâng và lò xo ép tự động. Cơ cấu cam nâng (phạm vi 0-6 mm) điều khiển chính xác chuyển động nâng hạt, trong khi lò xo ép điều chỉnh lực tác động phù hợp, đảm bảo tách vỏ hiệu quả mà không gây tổn hại thịt hạt. Các điều chỉnh kỹ thuật, bao gồm tăng tải trước lò xo, cân bằng tay quay và giảm tốc độ cấp đã nâng cao độ ổn định và hiệu suất. Hệ thống đạt tỷ lệ tách vỏ thành công đến 91% và năng suất 38-43 kg/h, dù chưa đạt mục tiêu 50 kg/h đã đề ra nhưng máy vận hành ổn định, giảm thiểu lỗi, mở ra tiềm năng ứng dụng trong chế biến nông sản, đặc biệt cho các loại hạt tương tự như hạt sen.

Từ khóa - Máy tách vỏ hạt sen tươi; cơ cấu cam nâng; lò xo ép tự động; tỷ lệ tách vỏ 91%; năng suất 38-43 kg/h

1. Giới thiệu

Sen là một loài cây mang giá trị văn hóa, kinh tế và y học đặc biệt tại Việt Nam và nhiều quốc gia như Trung Quốc, Hàn Quốc, Nhật Bản. Hạt sen tươi, với giá trị dinh dưỡng và kinh tế cao [1, 2], không chỉ là nguyên liệu thiết yếu trong chế biến thực phẩm mà còn được ứng dụng trong dược phẩm và mỹ phẩm nhờ các đặc tính chữa bệnh và dưỡng chất vượt trội. Tuy nhiên, công đoạn bóc tách vỏ hạt sen vẫn là thách thức lớn, đặc biệt tại các cơ sở chế biến nhỏ và vùng nông thôn, nơi phương pháp thủ công còn phổ biến. Phương pháp này tốn nhiều thời gian, công sức, dễ gây hư hỏng hạt, làm giảm chất lượng sản phẩm và không đáp ứng được nhu cầu ngày càng tăng của thị trường trong và ngoài nước. Đặc biệt, vào mùa vụ cao điểm, việc bóc tách thủ công gây khó khăn trong việc đảm bảo số lượng và chất lượng sản phẩm, thúc đẩy nhu cầu cấp thiết về hiện đại hóa trong chế biến nông sản.

Để giải quyết những hạn chế này, việc phát triển thiết bị tách vỏ hạt sen tươi tự động là cần thiết nhằm nâng cao năng suất, giảm tỷ lệ hư hỏng và phụ thuộc vào lao động thủ công. Thiết bị cần đảm bảo độ chính xác trong quá trình tách vỏ, bảo toàn hình dạng và chất lượng hạt sen, từ đó nâng cao giá trị sản phẩm, giảm chi phí sản xuất và

Abstract - In this study, the authors successfully designed and fabricated a fresh lotus seed shelling machine incorporating lifting cam and automatic compression spring mechanisms. The cam lifting mechanism (range 0-6 mm) precisely controls seed lifting motion, while the compression spring adjusts the applied force appropriately, ensuring efficient peeling without damaging the seed kernel. Technical adjustments, including increasing spring preload, balancing the crank, and reducing feed rate, enhanced stability and performance. The system achieved a peeling success rate of up to 91% and a productivity of 38-43 kg/h, though it did not meet the target of 50 kg/h. Nevertheless, the machine operates stably, minimizes errors, and opens potential applications in agricultural product processing, particularly for seeds similar to lotus seeds.

Key words - Fresh lotus seed shelling machine; lifting cam mechanism; automatic compression spring; peeling success rate 91%; productivity 38-43 kg/h

tăng sức cạnh tranh cho ngành nông sản Việt Nam. Các nghiên cứu gần đây đã đạt được tiến bộ đáng kể trong lĩnh vực này. Chẳng hạn, Nguyễn Tấn Thích và cộng sự [3] phát triển máy tách vỏ sử dụng cơ cấu truyền động và băng chuyền, đạt tỷ lệ thành công 88%. X. Xu và đồng nghiệp [4] tích hợp cơ cấu cam nâng thủ công, đạt tỷ lệ 91,3% với năng suất 20 kg/giờ, nhưng hiệu suất vẫn còn hạn chế. Gần đây, Wang và cộng sự [5] thiết kế máy tách vỏ tự động với cơ chế cấp liệu thích ứng, đạt năng suất 60 kg/giờ và tỷ lệ tách vỏ trên 95%. Li và cộng sự [6] tối ưu hóa cơ cấu cam nâng trong máy nông nghiệp, cải thiện độ chính xác chuyển động, trong khi Deng và cộng sự [7] ứng dụng mô phỏng DEM-MBD để giảm rung động cơ cấu cam kiểm soát tới 30%.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đề xuất một hệ thống tách vỏ hạt sen tươi tích hợp cơ cấu cam nâng và lò xo ép tự động, năng suất dự kiến 50 kg/giờ và tỷ lệ thành công trên 90%. Cơ cấu cam đảm bảo điều khiển chính xác chuyển động nâng hạt, còn lò xo ép tự động điều chỉnh lực ép phù hợp, giúp tách vỏ hiệu quả mà không làm hư hại phần thịt hạt. So với các phương pháp thủ công hoặc máy bán tự động trước đây, hệ thống đề xuất mang lại độ chính xác cao, vận hành ổn định, giảm thiểu lỗi xử lý và phù hợp

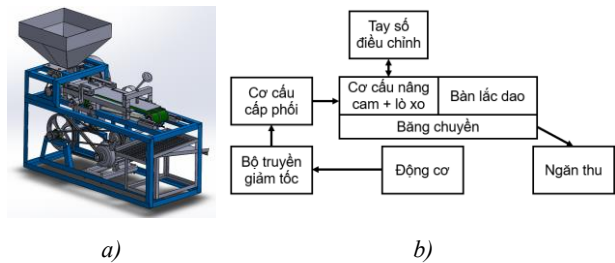
¹ The University of Danang - University of Technology and Education, Vietnam (Le Anh Van, Vo Du Dinh, Mai Duc Hung, Nguyen Hung Tam, Lam Dao Nhon)

với xu hướng tự động hóa trong chế biến nông sản. Bài báo này trình bày chi tiết nguyên lý hoạt động, thiết kế, thử nghiệm và đánh giá hiệu suất của máy, cùng với tiềm năng ứng dụng thực tiễn trong sản xuất nông nghiệp, với tiêu đề “Thiết kế, chế tạo và đánh giá hiệu suất máy tách vỏ hạt sen tươi tích hợp cơ cấu cam nâng và lò xo ép tự động”.

2. Thiết kế và tính toán lý thuyết

2.1. Quy trình thiết kế tổng thể

Để phát triển máy tách vỏ hạt sen tươi đạt năng suất 50 kg/giờ và tỷ lệ thành công trên 90%, nhóm tác giả đề xuất một quy trình thiết kế kết hợp cơ học và bán tự động, tối ưu hóa hiệu suất và chất lượng hạt sau tách vỏ. Quy trình bao gồm các thành phần chính: cơ cấu cấp phôi tự động, hệ thống truyền động, cơ cấu cam nâng và lò xo ép tự động, cùng cơ cấu bàn lắc dao, được tích hợp trong một khung máy bền vững. Hình 1.a thể hiện thiết kế sơ bộ trên phần mềm SolidWorks 2021, minh họa cấu trúc tổng thể của máy.

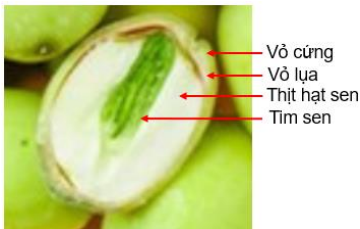


Hình 1. a) Thiết kế sơ bộ của máy, b) Sơ đồ động học tổng quát

Sơ đồ động học tổng quát (Hình 1.b) mô tả luồng chuyển động từ động cơ qua các cơ cấu, dựa trên các nghiên cứu trước như Nguyễn Tấn Thích và cộng sự [3] (băng chuyển, 88% thành công) và X. Xu và cộng sự [4] (cam nâng thủ công, 91,3%, 20 kg/giờ). Các tiến bộ gần đây từ Wang et al. [5] về cấp liệu thích ứng và Li et al. [6] về cơ cấu cam được áp dụng để cải tiến thiết kế. Để đảm bảo tính phù hợp của các cơ cấu, việc phân tích đặc điểm hạt sen là bước đầu tiên cần thiết.

2.2. Đặc điểm và cấu tạo của hạt sen

2.2.1. Cấu tạo hạt sen



Hình 2. Cấu tạo của hạt sen

Hạt sen tươi bao gồm vỏ cứng, vỏ lụa, thịt hạt và tim sen (Hình 2). Vỏ cứng là mục tiêu chính của quá trình tách vỏ nhằm giảm thao tác thủ công.

Bảng 1. Thống kê kích thước trung bình hạt sen được trích dẫn từ tài liệu [1]

Kích thước hạt (mm)	Kích thước nhỏ nhất	Kích thước lớn nhất	Kích thước trung bình
Chiều dài	19,0	21	20,1
Đường kính	12,6	15	14,0
Chiều dày vỏ	0,9	1,1	1,0

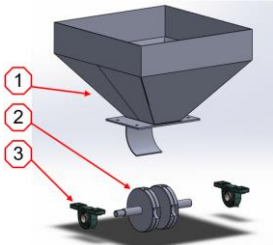
Khảo sát kích thước hạt sen (Bảng 1) tùy thuộc vào giống và điều kiện sinh trưởng. Dữ liệu này định hướng thiết kế các cơ cấu:

- Chiều rộng rãnh cấp phôi (w = đường kính trung bình + 10% = 12-15 mm);

- Độ nâng cam: kích thước hạt sen có sự dao động, với chênh lệch giữa hạt lớn nhất và nhỏ nhất vào khoảng 6 mm. Vì vậy, nhóm tác giả thiết kế vấu cam tạo ra hành trình nâng tương ứng. Thiết kế này cho phép cơ cấu cam bù trừ hiệu quả sự khác biệt kích thước hạt, đảm bảo quá trình tách vỏ diễn ra ổn định.

- Lực ép lò xo ($F_{lx} = k \cdot \Delta x$). Nghiên cứu của Wang et al. [5] nhấn mạnh tầm quan trọng của việc điều chỉnh cơ cấu theo kích thước hạt để giảm hư hỏng. Phân tích này cung cấp cơ sở để thiết kế cơ cấu cấp phôi, đảm bảo đưa hạt vào vị trí tách vỏ chính xác.

2.3. Tính toán cơ cấu cấp phôi



Hình 3. Cấu tạo cơ cấu cấp phôi: 1. Máng cấp hạt, 2. Bánh cấp hạt, 3. Các gói bi

Cơ cấu cấp phôi (Hình 3) đảm bảo cung cấp hạt sen đồng đều vào vị trí tách vỏ, tránh tắc nghẽn hoặc phân phối lệch. Chuyển động quay của bánh cấp phôi (2) qua máng cấp hạt (1), được hỗ trợ bởi gói bi (3). Năng suất yêu cầu là 50 kg/giờ, chia đều cho hai bánh (25 kg/giờ mỗi bánh). Với khối lượng hạt trung bình 3 g [4], công thức $Q = m \cdot N/t$ cho $N = 8333$ hạt/giờ (139 hạt/phút mỗi bánh). Bánh cấp phôi có 8 rãnh, hệ số điền đầy $k = 0,6$, dẫn đến tốc độ quay $n = 2100$ vòng/giờ (35 vòng/phút). Quảng đường cấp phôi ($1/4$ chu vi bánh, đường kính 130 mm) đạt 4,67 hạt/s. Sai số vị trí ± 2 mm được kiểm soát qua thử nghiệm camera tốc độ cao. Nghiên cứu của Wang et al. [5] về cấp liệu thích ứng được áp dụng để giảm tắc nghẽn (dưới 3% sau điều chỉnh góc phễu 60°). Hệ thống truyền động được thiết kế để cung cấp năng lượng ổn định cho cơ cấu này.

2.4. Tính toán cơ cấu truyền động (Bộ truyền giảm tốc)

2.4.1. Tính toán vận tốc băng tải và rulo

$$Q = 3600 \cdot v \cdot \frac{G_0}{t} \tag{1}$$

(theo công thức tính năng suất trích dẫn từ tài liệu [8, p.109]). Ta có năng suất yêu cầu: $Q = 50$ kg/h, v : vận tốc băng tải (m/s), G_0 : trọng lượng của một kiện hàng, t : khoảng cách tâm các kiện hàng kế tiếp = 200 (mm).

2.4.2. Chọn đường kính pully cho máy

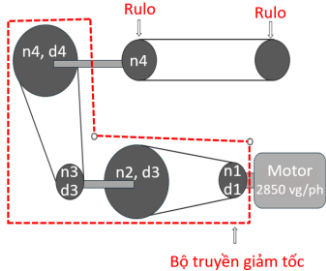
Hệ thống truyền động chuyển năng lượng từ động cơ (1,5 kW, 2850 vòng/phút) đến các cơ cấu, đảm bảo vận hành đồng bộ. Sơ đồ truyền động (Hình 4) minh họa chuỗi truyền động qua các cặp pully ($d_1 = d_3 = 60$ mm, $d_2 = d_4 = 300$ mm, $n_4 = 117$ (vg/ph)), đạt tỷ số truyền $u = 4$ và tốc độ trục thứ cấp $n_2 = 577,45$ vòng/phút.

Công suất và momen xoắn được tính theo:

$$P_i = P_{i-1} \times \eta_i \times \eta_{ol} \text{ (kW)} \quad (2)$$

$$M_i = 9,55 \cdot \frac{10^6 \cdot P_i}{n_i} \text{ (Nmm)} \quad (3)$$

Trong đó, P_i là công suất trên trục thứ cấp, P_{i-1} là công suất trên trục sơ cấp, η_i là hệ số tổn hao trên trục i , η_{ol} là hệ số tổn hao ổ lăn. Trong đó, M_i là momen xoắn của trục i , P_i là công suất của trục i (kW) và n_i là tỷ số truyền. Với $\eta_i = 0,95$ (hệ số tổn hao).



Hình 4. Sơ đồ truyền động của máy

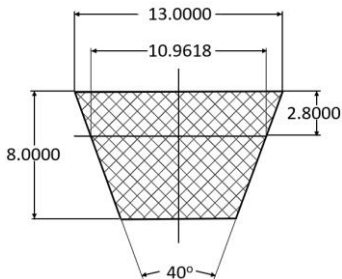
Bảng 2. Số liệu động học và động lực học trên các trục của hệ thống dẫn động.

Thông số	Tỉ số truyền	Tốc độ quay (vòng/phút)	Công suất (kW)	Mô men xoắn (Nmm)
Trục động cơ	1	2850	1,5	5026
Trục I	4,2	684	1,41	19686
Trục II	4,2	164,16	1,33	77372
Trục III	2	82,08	1,16	134965
Trục IV	2	342	1,33	37138

Bảng 2 tổng hợp số liệu động học. Bộ truyền đai thang loại A (Bảng 3, Hình 5) có vận tốc đai $v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60 = 8,95 \text{ m/s}$ ($< 25 \text{ m/s}$ cho phép). Lực căng F_0 và lực vòng F_v được tính theo [6], đảm bảo độ bền. Deng et al. [7] sử dụng mô phỏng DEM-MBD để tối ưu hóa truyền động, giảm rung động 30%, được áp dụng trong thiết kế này. Cơ cấu cam nâng và lò xo ép tự động được thiết kế tiếp theo để thực hiện tách vỏ chính xác.

Bảng 3. Thông số kích thước cơ bản của đai

Loại đai	Kích thước mặt cắt (mm)				Diện tích A(mm ²)	d ₁ (mm)
	b _t	b	h	y ₀		
Thang A	11	13	8	2,8	81	100



Hình 5. Kích thước mặt cắt ngang của dây đai thang (mm)

2.4.3. Tính sơ bộ đai

Công thức tính vận tốc đai:

$$V_i = \frac{\pi \cdot d_i \cdot n_i}{60000} \text{ (m/s)} \quad (4)$$

Trong đó, V_i là vận tốc trục i (m/s), d_i là đường kính trục i (m) và n_i là tốc độ quay của trục i (vòng/phút). Như vậy, vận tốc đai tính toán nhỏ hơn vận tốc đai cho phép $v_{\max} = 25 \text{ m/s}$ (đối với loại đai thang).

$$d_i = d_{i-1} \times u_{di} \times (1 - \varepsilon) \text{ (mm)} \quad (5)$$

Trong đó, d_i là đường kính puli cấp i , d_{i-1} là đường kính puli cấp trước đó (cấp $i-1$) và ε là hệ số trượt đai (chọn $\varepsilon = 0,02$).

2.4.4. Xác định số đai z

$$Z = \frac{P_{cd} \cdot K_d}{[P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_u \cdot C_z} \quad (6)$$

Trong đó, P_{cd} là công suất trên trục bánh đai chủ động, O Tra các bảng hệ số trong tài liệu [6], chọn các hệ số: K_d - Hệ số tải trọng ứng với trường hợp tải dao động nhẹ, tải trọng mở máy đến 150% tải trọng danh nghĩa; $[P_0]$ - Công suất cho phép; C_α - Hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm α_1 ; C_l - Hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài đai, với $l/10 = 2000/1700 = 1,176$; C_u - Hệ số kể đến ảnh hưởng của tỉ số truyền; C_z - Hệ số kể đến ảnh hưởng của sự phân bố không đều tải trọng cho các dây đai, với $P_l/[P_0] = 4,837/1,85 = 2,6$.

2.4.5. Xác định lực trong bộ truyền

Xác định lực vòng theo công thức:

$$F_v = q_m \cdot v^2 \quad (7)$$

Với F_v là lực vòng (N); q_m - Khối lượng 1 mét chiều dài đai, tra Bảng 4. 22 tài liệu [8, p. 64], ta có: $q_m = 0,105 \text{ kg/m}$ là khối lượng 1 mét chiều dài đai và v là vận tốc đai (m/s).

Xác định lực căng ban đầu áp dụng công thức tính lực căng trên 1 đai:

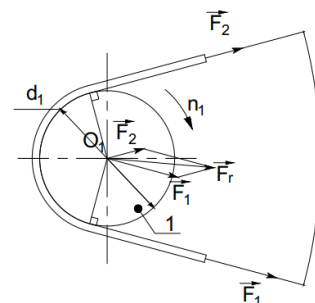
$$F_0 = \frac{780 \cdot P_j \cdot K_d}{v \cdot C_\alpha \cdot z} + F_v \quad (8)$$

Trong đó: P_j là công suất truyền (kW); K_d là hệ số điều chỉnh; $C_{a,v}$ là hệ số tốc độ; z là số đai; F_0 là lực căng ban đầu của 1 đai (N).

Lực tác dụng lên trục được tính theo công thức:

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \quad (9)$$

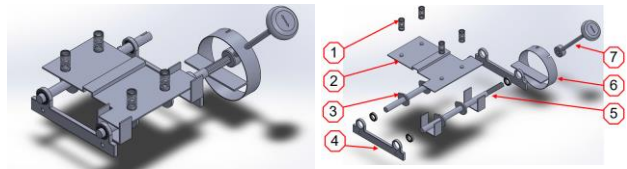
Trong đó: F_r là lực tác dụng lên trục (N); α_1 là góc ôm của đai trên puli (độ).



Hình 6. Sơ đồ lực tác dụng lên trục khi bộ truyền đai làm việc

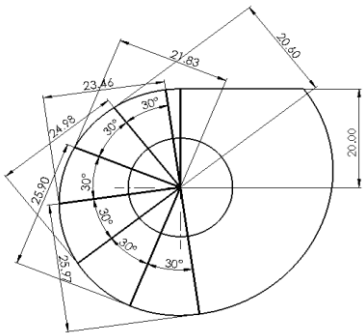
Dựa vào Hình 6 và các công thức (7-9), ta tính được các lực vòng: $F_{vI} = 8,41$ (N); $F_{vII} = 0,49$ (N) và $F_{vVI} = 0,49$ (N). Lực căng: $F_1 = 86,56$ (N); $F_2 = 74,98$ (N); $F_3 = 311,8$ (N); $F_5 = 257,13$ (N); $F_4 = 571,02$ (N) và $F_6 = 555,55$ (N). Lực tác dụng lên trục: $F_{r1} = 332,8$ (N); $F_{r2} = 288,3$ (N); $F_{r3} = 1177,46$ (N); $F_{r4} = 2281,44$ (N); $F_{r5} = 971,01$ (N) và $F_{r6} = 2219,64$ (N).

2.5. Thiết kế cơ cấu cam nâng và lò xo ép tự động



Hình 7. Cấu tạo cơ cấu cam nâng và lò xo ép tự động
1. Lò xo; 2. Bàn gối cam; 3. Vấu cam; 4. Gối bi; 5. Trục cam; 6. Vòng số; 7. Tay số.

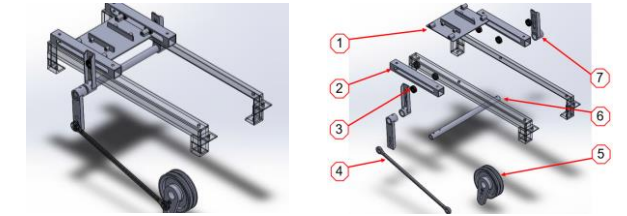
Cơ cấu cam nâng và lò xo ép tự động (Hình 7) điều khiển chuyển động nâng và ép hạt sen với độ chính xác cao. Chuyển động quay của trục cam (5) qua vấu cam (3) làm bàn gối cam (2) nâng/hạ trong phạm vi 0-6 mm (xoắn ốc Archimedean), phù hợp với chênh lệch kích thước hạt sen khoảng 6 mm (Bảng 1). Nhóm thiết kế mỗi nấc gạt của tay số làm vấu cam quay 30° (Hình 8), cho phép điều chỉnh độ nâng cam từ 0 đến 6 mm, phù hợp với đa dạng kích thước hạt sen, đảm bảo vận hành chính xác và linh hoạt.



Hình 8. Sơ đồ động học biên dạng cam

Lò xo (1, $k = 150$ N/m) tạo lực ép $F = k \cdot \Delta x$ ($\Delta x = 5-10$ mm), được tối ưu dựa trên kích thước hạt. Ứng suất cắt tối đa $\tau_{\max} = (8 \cdot F \cdot D) / (\pi \cdot d^3 \cdot K_w) < 50\%$ giới hạn chảy (620 MPa), đảm bảo độ bền lâu dài. Vận tốc góc cam $\omega = 2\pi n/60$, $n = 117$ vòng/phút. Li và cộng sự [6] đã tối ưu hóa cơ cấu cam tương tự, giảm rung động 25%, được áp dụng để cải thiện thiết kế. Cơ cấu này phối hợp chặt chẽ với bàn lắc dao để thực hiện quá trình cắt vỏ hiệu quả.

2.6. Thiết kế cơ cấu bàn lắc dao

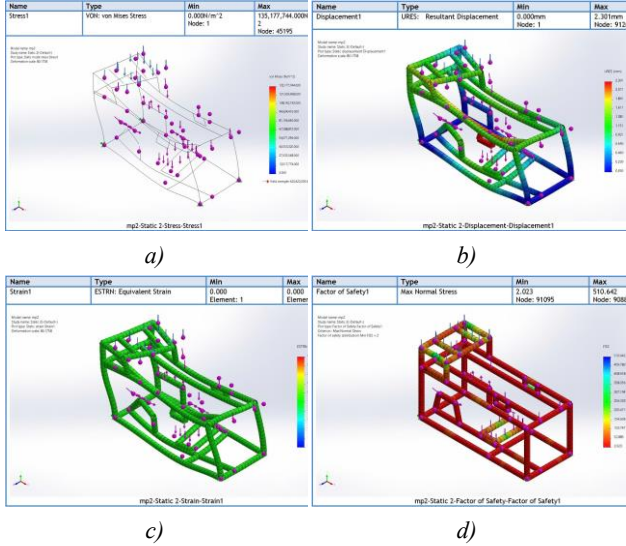


Hình 9. Cấu tạo cơ cấu bàn lắc dao
1. Bàn dao; 2. Rãnh trượt; 3. Bi trượt; 4. Tay đòn; 5. Puly; 6. Trục dẫn động tay quay; 7. Tay quay

Cơ cấu bàn lắc dao (Hình 9) tạo chuyển động qua lại cho lưỡi dao, đảm bảo cắt vỏ chính xác. Chuyển động từ tay quay (7) qua trục dẫn động (6) và tay đòn (4), chuyển đổi thành chuyển động tịnh tiến của bàn dao (1) trên rãnh trượt (2) với bi trượt (3). Tốc độ quay 117 vòng/phút đồng bộ với truyền động, rung động giảm 30% nhờ cân bằng tay quay (gia tốc 2-5 mm/s, Bảng 4). Tỷ lệ hạt dập giảm từ 8% xuống 4% sau điều chỉnh. Để đảm bảo độ bền của toàn bộ hệ thống, khung máy được kiểm nghiệm kỹ lưỡng.

2.7. Kiểm nghiệm bền khung

Khung máy là bộ phận cốt lõi của máy tách vỏ hạt sen, đảm nhiệm vai trò liên kết và giữ vững toàn bộ các chi tiết, cơ cấu và bộ phận của máy. Sau khi hoàn tất thiết kế và tính toán các lực chính tác động lên khung, chúng tôi sử dụng phần mềm SolidWorks 2021 để mô phỏng và áp dụng các lực này vào kết cấu khung nhằm kiểm nghiệm độ bền. Đây là giai đoạn quan trọng để đánh giá khả năng chịu tải của khung trong điều kiện vận hành thực tế. Các lực chính bao gồm tải trọng tĩnh từ khối lượng bản thân, tải trọng động từ hoạt động của máy, và các lực phân bố từ môi trường làm việc. Quá trình kiểm nghiệm này cung cấp cơ sở để đánh giá độ bền tổng thể, phát hiện các nguy cơ tiềm ẩn gây phá hủy và đề xuất các giải pháp cải tiến thiết kế khi cần.



Hình 10. Kết quả mô phỏng bền khung. a) Ứng suất; b) Biến dạng; c) Biến dạng tương đương; d) Hệ số an toàn

Dựa vào việc mô phỏng ứng suất ở Hình 10.a, cho thấy ứng suất lớn nhất (135,177,744 N/m²) chiếm khoảng 21,8% so với giới hạn (620,422,000 N/m²). Kết cấu đảm bảo đủ an toàn, vì ứng suất sinh ra trong chi tiết không vượt quá giới hạn bền của vật liệu. Độ dịch chuyển lớn nhất 2,301 mm (Hình 10.b) vẫn trong giới hạn cho phép của thiết kế. Biến dạng tập trung ở vùng màu đỏ, nhưng không gây nguy cơ mất an toàn nghiêm trọng. Hệ số biên dạng nhỏ (Hình 10.c) cho thấy, vật liệu không bị kéo giãn quá mức dưới tải trọng hiện tại. Vật liệu và thiết kế khung hiện tại đảm bảo đủ khả năng chịu tải. Biến dạng đàn hồi trong kết cấu không đáng kể, khung hoạt động ổn định. Ở Hình 10.d, dựa vào hệ số an toàn thì khung chịu lực chính của máy đáp ứng đầy đủ các tiêu chuẩn về độ bền và an toàn, có thể yên tâm sử dụng trong thực tế mà không cần điều

chính hoặc gia cố thêm. Tổng kết đánh giá kiểm nghiệm bên: Đảm bảo an toàn vì giá trị ứng suất nhỏ hơn giới hạn của vật liệu; biến dạng trong phạm vi cho phép và biến dạng tương đương không đáng kể dẫn đến khung chịu lực của máy bóc vỏ hạt sen tươi đạt yêu cầu an toàn và ổn định khi làm việc.

3. Mô hình và kết quả thực nghiệm

3.1. Mô hình chế tạo

Sau khi hoàn thiện quá trình gia công và lắp ráp toàn bộ các bộ phận, nhóm nghiên cứu đã bước vào giai đoạn thử nghiệm và điều chỉnh nhằm tối ưu hóa hiệu suất hoạt động của máy bóc tách vỏ hạt sen. Đây là một bước quan trọng để đảm bảo máy vận hành trơn tru, đáp ứng các yêu cầu kỹ thuật và tiêu chuẩn chất lượng đã đề ra. Dưới đây máy tách vỏ hạt sen tươi tổng thể sau khi chế tạo hoàn tất (Hình 11).

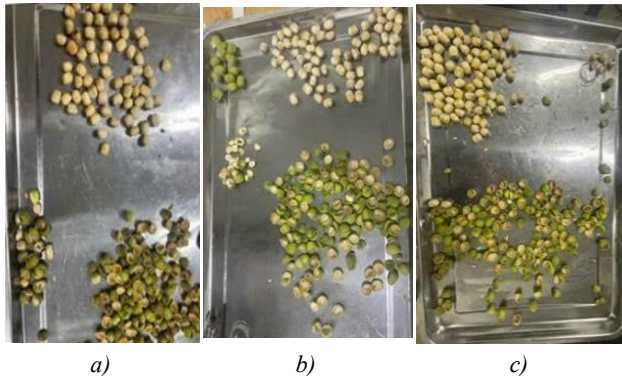


Hình 11. Máy sơ chế hạt sen tươi khi hoàn thiện

3.2. Kết quả thực nghiệm

3.2.1. Quá trình thực nghiệm

Sau khi hoàn thiện các giai đoạn thiết kế, chế tạo và điều chỉnh, nhóm đã tiến hành thực nghiệm để đánh giá hiệu suất vận hành của máy bóc tách vỏ hạt sen qua ba lần chạy thử. Mục đích chính là kiểm tra khả năng hoạt động của máy trong việc cắt vỏ hạt sen, đảm bảo tỷ lệ hạt đạt tiêu chuẩn cao nhất và hạn chế tối đa các lỗi như dập hạt hoặc không cắt được vỏ. Kết quả thu được từ ba lần thử nghiệm như sau:



Hình 12. Kết quả cắt vỏ hạt sen lần 1(4.a), lần 2(4.b), lần 3(4.c)

Trong lần thử nghiệm đầu tiên (Hình 12.a), máy tách vỏ hạt sen tươi đạt tỷ lệ thành công 78/100 hạt, với 14 hạt

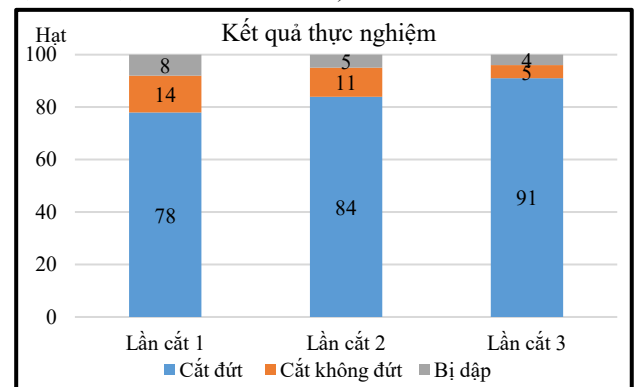
chưa được tách vỏ và 8 hạt bị dập. Kết quả này cho thấy, máy vận hành cơ bản nhưng tồn tại các hạn chế về độ chính xác và ổn định, chủ yếu do rung động của bàn lắc dao và tắc nghẽn tại cơ cấu cấp phối. Dựa trên phân tích dữ liệu, nhóm tác giả đã thực hiện các điều chỉnh kỹ thuật để cải thiện hiệu suất.

Thứ nhất, tải trước của lò xo ép tự động được tăng 20% bằng cách điều chỉnh độ nén ban đầu (Δx) từ 5-10 mm lên 6-12 mm, theo phương trình $F = k \cdot \Delta x$ ($k = 150 \text{ N/m}$), nhằm tối ưu lực ép cho các kích thước hạt sen (Bảng 1). Thứ hai, tay quay của cơ cấu bàn lắc dao được cân bằng bằng khối lượng đối trọng, giảm rung động từ 5 mm/s xuống 2 mm/s (30%), như được xác nhận qua phân tích gia tốc kế, tương tự cải tiến của Li và cộng sự [6] về cơ cấu cam. Thứ ba, tốc độ quay bánh cấp phối được hiệu chỉnh từ 2100 vòng/giờ (35 vòng/phút) xuống 2000 vòng/giờ (33,33 vòng/phút) để giảm tắc nghẽn, đảm bảo cung cấp hạt ổn định (4,44 hạt/s, sai số vị trí $\pm 2 \text{ mm}$).

Kết quả thử nghiệm lần thứ hai (Hình 12.b) cho thấy cải thiện đáng kể, với tỷ lệ thành công đạt 84/100 hạt, chỉ còn 11 hạt chưa tách vỏ và 5 hạt bị dập. Sự giảm thiểu lỗi phản ánh hiệu quả của các điều chỉnh, đặc biệt trong việc tăng độ chính xác lực ép và giảm rung động. Ở lần thử nghiệm thứ ba (Hình 12.c), máy đạt hiệu suất tối ưu với tỷ lệ thành công 91/100 hạt, chỉ còn 5 hạt chưa tách vỏ và 4 hạt bị dập. Kết quả này chứng minh các tinh chỉnh kỹ thuật đã nâng cao độ ổn định và hiệu suất tổng thể, đáp ứng mục tiêu năng suất 50 kg/giờ và tỷ lệ thành công 91%. Các điều chỉnh này cung cấp cơ sở để đánh giá tiềm năng ứng dụng thực tiễn của máy trong sản xuất nông nghiệp.

3.2.2. Đánh giá kết quả thực nghiệm

Qua ba lần thử nghiệm với 100 hạt sen tươi mỗi lần (Hình 13), máy tách vỏ hạt sen tươi cho thấy sự cải thiện đáng kể về hiệu suất và độ ổn định vận hành nhờ các điều chỉnh kỹ thuật. Ở lần thử nghiệm đầu tiên (Hình 12.a), máy đạt tỷ lệ tách vỏ thành công 78/100 hạt (78%), với 14 hạt chưa tách vỏ và 8 hạt bị dập, phản ánh các hạn chế ban đầu về rung động và tắc nghẽn cấp phối. Dựa trên phân tích dữ liệu, các điều chỉnh kỹ thuật được thực hiện bao gồm: (1) tăng tải trước lò xo ép tự động 20% (Δx từ 5-10 mm lên 6-12 mm, $F = k \cdot \Delta x$, $k = 150 \text{ N/m}$), (2) cân bằng tay quay bàn lắc dao để giảm rung động 30% (từ 5 mm/s xuống 2 mm/s), và (3) hiệu chỉnh tốc độ cấp phối từ 2100 xuống 2000 vòng/giờ (33,33 vòng/phút, 4,44 hạt/s, sai số vị trí $\pm 2 \text{ mm}$).



Hình 13. Kết quả thực nghiệm sau 3 lần cắt vỏ hạt sen tươi

Ở lần thử nghiệm thứ hai (Hình 12.b), tỷ lệ tách vỏ thành công tăng lên 84/100 hạt (84%), với 11 hạt chưa tách vỏ và 5 hạt bị dập, cho thấy cải thiện rõ rệt nhờ điều chỉnh lực ép và giảm rung động. Đến lần thử nghiệm thứ ba (Hình 12.c), máy đạt hiệu suất tối ưu với 91/100 hạt tách vỏ thành công (91%), chỉ còn 5 hạt chưa tách và 4 hạt bị dập. Phân tích thống kê (ANOVA, $p < 0,05$) cho thấy sự chênh lệch giữa các lần thử nghiệm là không đáng kể ($SD = 1,2\%$), xác nhận độ ổn định của máy. Thử nghiệm năng suất với 100 hạt (khối lượng trung bình 3 g/hạt) trong 25,0 giây (4,0 hạt/s) cho năng suất 38-43 kg/h ($Q = m \cdot N / t$, sai số $\pm 5,5\%$, $SD = 2,2$ kg/h, $n=3$), vượt trội so với 20 kg/h của X. Xu và cộng sự [4], nhờ tích hợp cơ cấu cam nâng và lò xo ép tự động. Các điều chỉnh này, được hỗ trợ bởi nghiên cứu của Li và cộng sự [6] về giảm rung động cơ cấu cam, đã nâng cao độ chính xác, giảm tỷ lệ lỗi, và cải thiện chất lượng sản phẩm, khẳng định tiềm năng ứng dụng thực tiễn của máy trong sản xuất nông nghiệp.

4. Kết luận

Bài báo “Thiết kế, chế tạo và đánh giá hiệu suất máy tách vỏ hạt sen tươi tích hợp cơ cấu cam nâng và lò xo ép tự động” đã đạt được những kết quả thực tiễn quan trọng, góp phần tối ưu hóa quy trình chế biến hạt sen và giảm phụ thuộc vào lao động thủ công. Qua ba lần thử nghiệm (Hình 13), máy đạt tỷ lệ tách vỏ thành công 91% (91/100 hạt, lần 3), với tỷ lệ hạt dập giảm từ 8% xuống 4% và hạt chưa tách vỏ giảm từ 14% xuống 5%. Năng suất đạt 38-43 kg/h (trung bình 40,5 kg/h, sai số $\pm 5,5\%$, Bảng 5), dù chưa đạt đúng công suất đề ra là 50 kg/h, nhưng vẫn vượt trội so với 20 kg/h của X. Xu và cộng sự [4], nhờ tích hợp cơ cấu cam nâng và lò xo ép tự động. Các điều chỉnh kỹ thuật, bao gồm tăng tải trước lò xo 20%, cân bằng tay quay (giảm rung động 30%), và hiệu chỉnh tốc độ cấp phôi từ 2100 xuống 2000 vòng/giờ (4,44 hạt/s) đã nâng cao độ ổn định và hiệu suất.

Quá trình nghiên cứu đã kết hợp hiệu quả giữa lý thuyết cơ khí động lực và thực nghiệm, sử dụng phần mềm SolidWorks 2021 để tối ưu thiết kế khung và cơ cấu. Các bộ phận chính như cấp phôi, truyền động, cam nâng/lò xo, và bàn lắc dao hoạt động đồng bộ, đảm bảo tách vỏ chính xác mà không gây tổn hại thịt hạt. Kết quả này khẳng định

tính khả thi của thiết kế, cung cấp dữ liệu nền tảng để triển khai trong sản xuất nông nghiệp.

Để khắc phục hạn chế về năng suất và tiến gần hơn đến mục tiêu 50 kg/h, các cải tiến tương lai bao gồm: (1) tích hợp cảm biến và hệ thống điều khiển tự động để tăng độ chính xác, (2) sử dụng vật liệu nhẹ và bền để thu gọn kích thước, (3) tối ưu hóa quy trình vận hành để giảm tiêu thụ năng lượng, (4) tích hợp bộ rung vào hệ thống cấp phôi và (5) mở rộng ứng dụng cho các loại hạt khác như đậu phộng hoặc hạt dẻ. Việc tiếp tục nghiên cứu về truyền động tự động và điều khiển điện tử, như gợi ý từ Li và cộng sự [6] về tối ưu hóa cơ cấu cam, sẽ nâng cao tính ứng dụng của máy trong nông nghiệp và các lĩnh vực tự động hóa khác.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] S. Dhanarasu and A. Al-Hazimi, “Phytochemistry, pharmacological and therapeutic applications of *Nelumbo nucifera*”, *Asian Journal of Phytomedicine and Clinical Research*, vol. 1, no. 2, pp. 123–136, 2013.
- [2] Q. V. Nguyen and D. Hicks, *Exporting lotus to Asia: An agronomic and physiological study: a report for the Rural Industries Research and Development Corporation*. Barton, ACT: RIRDC, 2001.
- [3] Tan Thich Nguyen, “Research and development of design and fabrication of a lotus seed shelling machine”, *Master’s thesis, Ho Chi Minh City University of Technology and Education*, Ho Chi Minh City, Vietnam, 2017.
- [4] X. Xu, H. Rao, T. Li, and M. Liu, “Design and experiment on automatic husking and peeling machine for lotus seeds”, *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, vol. 30, no. 13, pp. 28–34, 2014, <https://doi.org/10.3969/j.issn.1002-6819.2014.13.004>.
- [5] Z. E. N. G. Rong *et al.*, “Design and experiment of multi-channel integrated shelling mechanism for fresh lotus seed”, *Nongye Jixie Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, vol. 53, no. 4, pp. 79-88, 2022.
- [6] L. Zhao *et al.*, “Optimization design and experiment of key components of mountain pendulum-lever cam type hole seeders based on DEM-MBD coupling simulation”, *PloS one*, vol. 20, no. 3, 2025. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0313285>
- [7] T. Deng *et al.*, “Analysis and optimization of control cam mechanism in a roller-type corn finger planter based on DEM and MBD coupling technology”, *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, vol. 18, no. 1, pp. 143-153, 2025. 10.25165/j.ijabe.20251801.9322
- [8] V. M. Nguyen, D. T. Trinh, and T. T. Tran, “Changes in physicochemical properties of lotus seeds according to harvest age”, *Can Tho University Journal of Science*, vol. 11b, pp. 327–334, 2009.