

NGHIÊN CỨU QUÁ TRÌNH DỊCH CHUYỂN DỌC TRỰC CỦA CỤM CÂY LẠC TRONG BUỒNG ĐẬP CỦA BỘ PHẬN BÚT QUẢ TƯƠI

Lê Quyết Tiến¹, Đỗ Hữu Quyết², Lê Sỹ Hùng¹

TÓM TẮT

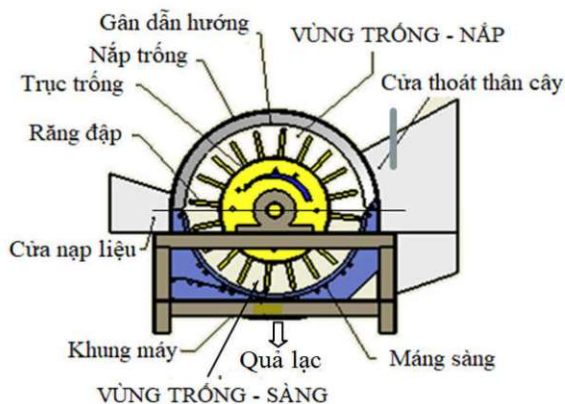
Bài báo giới thiệu kết quả nghiên cứu quá trình vận chuyển dọc trục khối cây lạc trong buồng đập của bộ phận bút quả trên máy thu hoạch lạc. Đã xây dựng phương trình mô tả quá trình khối cây lạc trượt trên răng đập, bay ra khỏi răng đập và trượt theo gân dẫn hướng trên nắp trống. Trên cơ sở đó đã khảo sát chuyển động của khối cây trong các giai đoạn này, đánh giá ảnh hưởng của các thông số của bộ phận đập đến quá trình dịch chuyển của khối cây trong buồng đập của bộ phận bút quả lạc. Các kết quả thu được cho phép lựa chọn các thông số của bộ phận đập sao cho việc dịch chuyển khối cây trong buồng đập thuận lợi nhất.

Từ khóa: Bộ phận bút quả lạc, vận chuyển dọc trục, dịch chuyển khối cây lạc.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Bộ phận bút quả lạc có nhiệm vụ bút quả khỏi khối gốc thân cây lạc. Bộ phận bút quả có thể làm việc như một máy độc lập trong phương pháp thu hoạch nhiều giai đoạn hoặc như một bộ phận chính trên máy liên hợp thu hoạch lạc [1]. Có nhiều bộ phận bút quả lạc với các kết cấu và nguyên lý làm việc khác nhau đã được nghiên cứu và ứng dụng trong sản xuất ở Việt Nam. Một trong số đó là bộ phận đập kiểu trống xoắn dọc trục. Ưu điểm nổi trội của bộ phận bút kiểu này là năng suất cao, không yêu cầu chuẩn bị cây nghiêm ngặt khi nạp liệu tại cửa vào. Bộ phận bút quả lạc kiểu trống xoắn dọc trục tuy đã được ứng dụng trong sản xuất nhưng chủ yếu vẫn theo dạng chép mẫu hoặc theo kinh nghiệm, các quá trình xảy ra trong bộ phận bút quả vẫn chưa được nghiên cứu nhiều [2]. Để có cơ sở tính toán thiết kế bộ phận bút quả, cần nghiên cứu sâu hơn về quá trình diễn ra trong buồng công tác, bao gồm quá trình dịch chuyển dọc trục của khối thân quả và quá trình bút quả lạc cũng như phân ly quả.

Với cấu tạo và nguyên lý làm việc của bộ phận bút quả lạc kiểu trống xoắn dọc trục (Hình 1) quá trình bút quả chủ yếu xảy ra tại vùng nửa dưới của trống (vùng trống - sàng), còn quá trình dịch chuyển khối cây theo phương dọc trục chủ yếu xảy ra tại vùng nửa trên của trống (vùng trống - nắp).



Hình 1. Cấu tạo của máy bút quả lạc

Nghiên cứu quá trình dịch chuyển dọc trục của khối thân quả trong buồng đập của bộ phận bút quả lạc kiểu trống xoắn dọc trục, nhằm đánh giá ảnh hưởng của một số thông số của nắp trống, gân trống, răng đập tới khả năng dịch chuyển khối cây lạc, làm cơ sở cho việc thiết kế mô hình nghiên cứu thực nghiệm.

¹ Nghiên cứu sinh, Viện Cơ điện Nông nghiệp và Công nghệ sau thu hoạch.

² Học viện Nông nghiệp Việt Nam

2. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Đối tượng nghiên cứu

Là quá trình chuyển động của khối cây lạc sau khi thoát khỏi đáy sàng và ở phần nắp trống trong buồng đập của bộ phận bút quả lạc tươi.

2.2. Phương pháp nghiên cứu

- Phương pháp nghiên cứu lý thuyết: Dựa trên nguyên tắc của các phương pháp lập và giải các bài toán trong cơ học như tĩnh học, động lực học trên cơ sở các định luật, nguyên lý, ... Từ đó lập được các phương trình cân bằng của hệ và các phương trình vi phân chuyển động tương đối của cây lạc trong hệ tọa độ đề các, hệ tọa độ cực từ đó giải bài toán bằng phương pháp giải tích và phương pháp số.

- Phương pháp thiết kế máy nông nghiệp (sử dụng phần mềm thiết kế 3 chiều Inventor, AutoCad và được chạy thử mô phỏng trên máy tính bằng phần mềm Dynamic designer.

- Phương pháp phần tử hữu hạn để tính bền cho các chi tiết, kết cấu máy.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU VÀ THẢO LUẬN

Quá trình dịch chuyển khối cây lạc theo phương dọc trục: Cụm cây lạc được kéo bởi các răng đập sau khi thoát khỏi đáy sàng do lực ly tâm bắt đầu quá trình thoát ra khỏi răng đập. Quá trình chuyển động sau khi thoát ra khỏi vùng trống-sàng chuyển sang vùng trống - nắp được chia thành 3 giai đoạn:

- Giai đoạn 1. Cụm thân cây lạc trượt theo răng đập để thoát ra khỏi răng đập;

- Giai đoạn 2. Cụm thân cây lạc bay tự do trong không gian giữa trống đập và nắp trên của máy;

- Giai đoạn 3. Cụm thân cây lạc trượt trên nắp của máy, theo đường xoắn ốc tịnh tiến theo phương dọc trục máy.

Giai đoạn 1 và 2 có tác dụng chủ yếu là giữ, phân ly củ lạc, còn giai đoạn 3 là giai đoạn vận chuyển cây lạc theo chiều dọc trục. Giai đoạn này

có ảnh hưởng rất quan trọng tới năng suất, độ sót của máy.

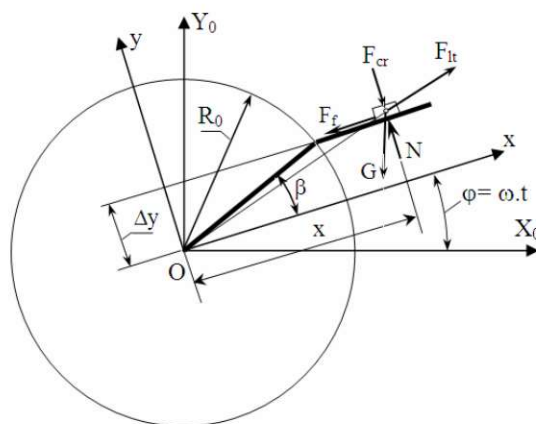
3.1. Mô phỏng quá trình chuyển động của cây lạc ở giai đoạn 1

Trong các giai đoạn chuyển động của thân cây lạc, thân cây được xem là chất điểm [3]. Mô hình chuyển động của thân cây trên răng đập được thể hiện trên hình 2.

Xây dựng hệ trục tọa độ bao gồm:

- Hệ tọa độ đứng yên so với thân máy X_0OY_0 có gốc O trùng với tâm trống đập; Trục OX_0 nằm ngang; trục OY_0 hướng lên trên, ngược với gia tốc trọng trường.

- Hệ tọa độ gắn với trống đập xOy , có trục Ox song song với răng đập, trục Oy quay ngược kim đồng hồ (Hình 2).



Hình 2. Các lực tác dụng lên khối cây lạc

Hệ tọa độ xOy sẽ quay so với hệ tọa độ X_0OY_0 một góc $\varphi = \omega.t$

Xét chuyển động của khối cây lạc trong hệ trục tọa độ quay

Các lực tác dụng lên khối cây lạc bao gồm:

- Lực trọng trường :

$$\vec{G} = -m.g.(\sin \varphi.\vec{i} - \cos \varphi.\vec{j}) \quad (1)$$

Trong đó: g là gia tốc trọng trường; m – khối lượng khối cây lạc;

$\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ – véc tơ đơn vị của 3 trục Ox và Oy và Oz.

- Lực quán tính li tâm (Xem gần đúng lực quán tính đặt tại điểm M(x, Δy):

$$\vec{F}_t = m.\omega^2.\vec{R} = m.\omega^2.(x.\vec{i} + \Delta y.\vec{j}) \quad (2)$$

Khi khối lặc trượt trên răng, phản lực pháp tuyến của răng lên khối cây lặc có phương vuông góc với răng đập (song song với trục Oy):

$$\vec{N} = N.\vec{j} \quad (3)$$

Lực ma sát có phương ngược chiều với phương dịch chuyển của khối cây:

$$\vec{F}_f = -N.f.\vec{i} \quad (4)$$

Giả sử khi hệ tọa độ xOy quay với vận tốc góc ω nào đó, khối cây lặc vẫn đứng yên so với răng đập, phương trình cân bằng của khối cây viết trong hệ tọa độ quay có dạng:

$$\begin{aligned} \Sigma X &= m.\omega^2.x - m.g.\sin\varphi - N.f_t = 0; \\ \Sigma Y &= -m.g.\cos\varphi + m.\omega^2.\Delta y + N = 0; \end{aligned} \quad (5)$$

Rút N từ phương trình $\Sigma Y = 0$, thế vào phương trình ΣX của (5) và biến đổi, được phương trình sau:

$$g(\sin\varphi + f_t.\cos\varphi) = \omega^2.(x + \Delta y); \quad (6)$$

Từ phương trình (6), cho thấy:

Khi hai vế của phương trình bằng nhau, khối cây không thể dịch chuyển ra phía ngoài mà đứng yên so với răng đập. Gọi vận tốc góc của trống trong trạng thái cân bằng này là vận tốc góc giới hạn ω_{gh} . Khi này:

$$\omega_{gh} = \text{Sqrt}(g(\sin\varphi + f_t.\cos\varphi)/(x + \Delta y)). \quad (7)$$

Khối cây sẽ dịch chuyển ra phía ngoài khi

$$\omega^2.(x + \Delta y) > g(\sin\varphi + f_t.\cos\varphi); \text{ hay } \omega_{gh} > \text{Sqrt}(g(\sin\varphi + f_t.\cos\varphi)/(x + \Delta y)); \quad (8)$$

Ở đây, f_t là hệ số ma sát tĩnh của khối cây lặc trên vật liệu răng đập ($f_t=0,6$).

Trong quá trình trượt trên răng đập, khối cây sẽ trượt từ chân răng ra phía ngoài. Xét trường hợp khi khối cây lặc nằm tại chân răng đập, khi này điểm tiếp xúc giữa khối cây với răng đập có tọa độ $(x_0, \Delta y)$.

Hình 2 cho thấy: $\tan\beta = \Delta y/x_0$;

$$x_0 = R_0.\cos\beta; \Delta y = R_0.\sin\beta;$$

$$x_0 + \Delta y = R_0(\cos\beta + \sin\beta)$$

Điều kiện (8) có dạng: $\omega_{gh} = \text{Sqrt}(g(\sin\varphi + f_t.\cos\varphi)/R_0(\cos\beta + \sin\beta))$. (9)

Theo (9), trong trường hợp đang xét, giá trị của vận tốc góc giới hạn ω_{gh} chỉ phụ thuộc kích thước hình học của trống (R_0, β), hệ số ma sát tĩnh của khối cây lặc trên vật liệu răng (f_t) và góc quay (φ) của trống.

Với $R_0 = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$; $f_t = 0,6$; $\beta = 0^\circ$; $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, trong toàn miền khảo sát của góc $\beta [-30^\circ, 30^\circ]$ và $\varphi [0^\circ, 45^\circ]$, giá trị lớn nhất của ω_{gh} là $12,4 \text{ rad/s}$.

Như vậy, để khối cây có thể dịch chuyển ra phía ngoài ngay khi chuyển từ vùng trống - sàng sang vùng trống - nắp, ứng với vị trí khi $\varphi = 0^\circ$, trống cần quay với vận tốc tối thiểu là $12,4 \text{ rad/s}$ hay $118,5$ vòng/phút. Kết quả nghiên cứu cho thấy: Trên dàn thí nghiệm với vận tốc quay của trống trong khoảng 300-500 vòng/phút, điều kiện để khối cây có thể trượt ra phía ngoài theo công thức (8) luôn được thỏa mãn.

Khi khối cây dịch chuyển trên răng đập, ngoài các lực như khi đứng yên khối cây còn chịu tác dụng của lực Coriolit [4]. Phương trình tổng quát chuyển động của khối cây lặc trong hệ tọa độ tương đối theo 2 phương Ox và Oy có dạng:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -m.g.\sin\varphi + m.\omega^2.x - N.f \\ m\ddot{y} &= -2m.\omega.\dot{x} + m.\omega^2.\Delta y - m.g.\cos\varphi + N = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Ở đây f là hệ số ma sát động ($f=0,5$); F_{cr} là lực quán tính Coriolit:

$$\vec{F}_{cr} = 2m.\vec{v}_r \times \vec{\omega}$$

Trong đó: $\vec{v}_r$ là vận tốc của khối cây lặc trong hệ tọa độ tương đối xOy; $\vec{\omega} = \omega.\vec{k}$ là vận tốc góc của trống quay.

Vận tốc của khối cây lặc trong hệ tọa độ tương đối xOy được tính theo công thức

$$\vec{v}_r = \dot{x}.\vec{i}$$

Trong đó: x là tọa độ theo phương x của khối lặc.

Như vậy:

$$\vec{F}_{cr} = 2m.\vec{v}_r \times \vec{\omega} = 2m.\dot{x}.\omega.\vec{i} \times \vec{k} = -2m.\omega.\dot{x}.\vec{j} \quad (11)$$

Theo quy tắc, với chiều quay của trống ngược chiều kim đồng hồ và chiều dịch chuyển của khối cây ra xa tâm quay, xác định được lực Coriolit có gốc đặt tại trọng tâm khối cây và hướng về phía răng đập như thể hiện trên hình 2.

Biến đổi phương trình (10) bằng cách thay giá trị của N từ về thứ 2 được phương trình sau:

$$\ddot{x} = -g \cdot \sin \varphi + \omega^2 \cdot x + (-2 \cdot \omega \cdot \dot{x} + \omega^2 \cdot \Delta y - g \cos \varphi) \cdot f$$

Hay

$$\ddot{x} = -g \cdot \sin \varphi + \omega^2 \cdot x + (-2 \cdot \omega \cdot \dot{x} + \omega^2 \cdot \Delta y - g \cos \varphi) \cdot f$$

$$\ddot{x} + 2 \cdot \omega \cdot f \cdot \dot{x} - \omega^2 \cdot x = -g \cdot \sin \varphi + \omega^2 \cdot \Delta y \cdot f - g \cdot f \cdot \cos \varphi \quad (12)$$

Điều kiện biên:

Tại thời điểm $t=0$, khối lặc nằm ở chân của răng đập, giá trị của tọa độ và vận tốc khối thân lặc được tính bằng công thức:

$$\begin{aligned} x_0 &= \sqrt{R_0^2 - (\Delta y)^2} \\ \dot{x}_0 &= 0 \end{aligned} \quad (13)$$

Quá trình trượt trên răng kết thúc khi khối lặc đi hết chiều dài răng l_r vào thời điểm t_r

$$x_k = \sqrt{R_0^2 + (\Delta y)^2} + l_r \quad (14)$$

Góc nghiêng của răng so với phương hướng kính:

$$\sin \beta = \frac{\Delta y}{R_0}$$

Trong thực tế với vận tốc quay của trống đập lớn khoảng 500 vòng/phút; đường kính trống khoảng 0,5 m, gia tốc ly tâm lớn hơn rất nhiều so với gia tốc trọng trường nên có thể bỏ qua thành phần gia tốc trọng trường trong phương trình (10). Lúc đó phương trình (12) sẽ trở thành:

$$\ddot{x} + 2 \cdot \omega \cdot f \cdot \dot{x} - \omega^2 \cdot x = \omega^2 \cdot \Delta y \cdot f \quad (15)$$

Phương trình này có thể giải bằng phương pháp giải tích.

$$\text{Đặt } x_r = x + \Delta y \cdot f$$

Phương trình (10) có dạng:

$$\ddot{x}_r + 2 \cdot \omega \cdot f \cdot \dot{x}_r - \omega^2 \cdot x_r = 0 \quad (16)$$

Các nghiệm riêng của phương trình có dạng:

$$x_r = b \cdot e^{c \cdot t}$$

Thế vào phương trình (10) được phương trình sau:

$$c^2 + 2 \cdot \omega \cdot f \cdot c - \omega^2 = 0 \quad (17)$$

Như vậy C là ẩn của phương trình bậc 2.

$$c^2 + 2 \cdot \omega \cdot f \cdot c - \omega^2 = 0$$

$$c_{1,2} = -\omega \cdot f \pm \sqrt{(\omega \cdot f)^2 + \omega^2} \quad (18)$$

Nghiệm chung của phương trình (13) có dạng:

$$x_r = b_1 \cdot e^{c_1 \cdot t} + b_2 \cdot e^{c_2 \cdot t} \quad (19)$$

$$\text{Hay } x = b_1 \cdot e^{c_1 \cdot t} + b_2 \cdot e^{c_2 \cdot t} - \Delta y \cdot f \quad (19-a)$$

Hệ số b_1 và b_2 được xác định theo điều kiện biên,

tại $t=0$

$$x(0) = b_1 + b_2 - \Delta y \cdot f = \sqrt{R_0^2 - (\Delta y)^2}$$

$$\dot{x}(0) = b_1 \cdot c_1 + b_2 \cdot c_2 = 0 \quad (20)$$

$$\begin{aligned} b_2 &= \frac{c_1 \cdot [\sqrt{R_0^2 - (\Delta y)^2} + \Delta y \cdot f]}{c_1 - c_2} \\ b_1 &= \frac{c_2 \cdot [\sqrt{R_0^2 - (\Delta y)^2} + \Delta y \cdot f]}{c_2 - c_1} \end{aligned} \quad (21)$$

Thay vào phương trình (13) được phương trình sau:

$$c_{1,2} \cdot t = \omega \left(-f \pm \sqrt{f^2 + 1} \right) t = \left(-f \pm \sqrt{f^2 + 1} \right) \varphi \quad (22)$$

Thay vào (16) ta có:

$$\begin{aligned} b_2 &= \frac{\left(-f + \sqrt{f^2 + 1} \right) [\sqrt{R_0^2 - (\Delta y)^2} + \Delta y \cdot f]}{2 \sqrt{f^2 + 1}} \\ b_1 &= \frac{\left(f \sqrt{f^2 + 1} \right) [\sqrt{R_0^2 - (\Delta y)^2} + \Delta y \cdot f]}{2 \sqrt{f^2 + 1}} \end{aligned} \quad (23)$$

Qua các công thức trên, có thể thấy cùng với các thông số kết cấu và trạng thái ma sát, tọa độ của khối cây còn phụ thuộc đồng thời cả vận tốc góc và thời gian trong mối quan hệ $\omega.t = \varphi$. Vì vậy khi nghiên cứu tọa độ của khối cây, thay vì nghiên cứu đồng thời ảnh hưởng của cả ω và t , sẽ chỉ quan tâm đến góc quay φ của trống (với điều kiện khối lạt có thể trượt ra ngoài nhờ lực li tâm lớn hơn lực ma sát khi thỏa mãn điều kiện (8)).

Tọa độ và vận tốc của khối cây được tính như sau:

$$\begin{aligned} X_0 &= x \cdot \cos \varphi - \Delta y \cdot \sin \varphi \\ Y_0 &= x \sin \varphi + \Delta y \cdot \cos \varphi \\ \dot{X}_0 &= \dot{x} \cdot \cos \varphi - x \cdot \omega \cdot \sin \varphi - \Delta y \cdot \omega \cdot \cos \varphi \\ \dot{Y}_0 &= \dot{x} \sin \varphi + x \cdot \omega \cos \varphi - \Delta y \cdot \omega \cdot \sin \varphi \end{aligned} \quad (24)$$

Trong công thức (24), x được tính theo công thức (19-a) cũng phụ thuộc góc φ nên X_0 , Y_0 chỉ phụ thuộc góc φ và tham số Δy . Do công thức viết cho quá trình khối cây trượt từ chân răng tới đỉnh răng đập nên x cần thỏa mãn điều kiện: $x_0 \leq x \leq x_k$; với x_0 và x_k được xác định theo công thức (13) và (14).

3.2. Mô phỏng quá trình chuyển động của cây lạt ở giai đoạn 2

Ở giai đoạn 2 khối cây lạt chuyển động bay tự do với tọa độ và vận tốc ban đầu được tính theo công thức (20) ở thời điểm rời khỏi răng đập tương ứng với vị trí khối cây tại vị trí đỉnh răng.

Quỹ đạo của khối cây được mô tả bằng phương trình

$$\begin{aligned} X &= X_0(t_1) + \dot{X}_0(t_1) \cdot t \\ Y &= Y_0(t_1) + \dot{Y}_0(t_1) \cdot t - \frac{g \cdot t^2}{2} \end{aligned} \quad (25)$$

Và vận tốc được tính theo công thức:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= \dot{X}_0(t_1) \\ \dot{Y} &= \dot{Y}_0(t_1) - g \cdot t \end{aligned} \quad (26)$$

Trong đó: t là thời gian được tính từ thời điểm khối cây rời khỏi răng.

Quá trình bay của khối thân cây kết thúc ở thời điểm t_2 khi nó chạm vào nắp trống hay:

$$X^2(t_2) + Y^2(t_2) = R_t^2 \quad (27)$$

Trong đó: R_t – Bán kính nắp trống (Hình 1).

3.3. Mô phỏng quá trình chuyển động của cây lạt ở giai đoạn 3

Ở giai đoạn này khối thân cây chuyển động theo đường xoắn ốc.

Để mô tả chuyển động của khối thân cây đã xây dựng hệ tọa độ $O_t X_t Y_t Z_t$ với:

- Trục Z_t trùng với trục nắp trống; Y_t theo hướng thẳng đứng, ngược với gia tốc trọng trường; X_t song song với trục X_0 .

Trong quá trình chuyển động của khối lạt trên nắp, chịu tác động của các lực:

- Lực trọng trường; phản lực của nắp, lực ma sát.

Bước dịch chuyển của khối thân cây trong một vòng đập là

$$\Delta l = \frac{\alpha}{2\pi} \cdot \Delta h \quad (28)$$

Trong đó: α là góc quay của khối thân cây trong mặt phẳng vuông góc với trục trống (Hình 3).

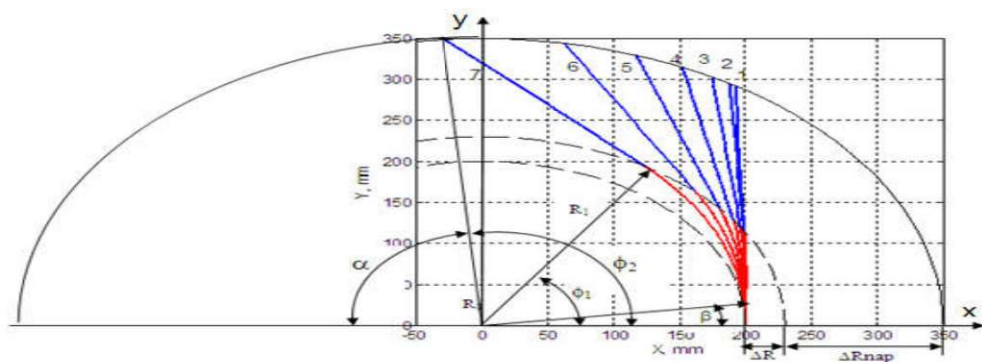
Δh – bước đường vít của gân nắp trống.

Góc α được xác định theo công thức:

$$\alpha = \pi - \arctan \frac{Y(t_2) - Y_t}{X(t_2)} \quad (24)$$

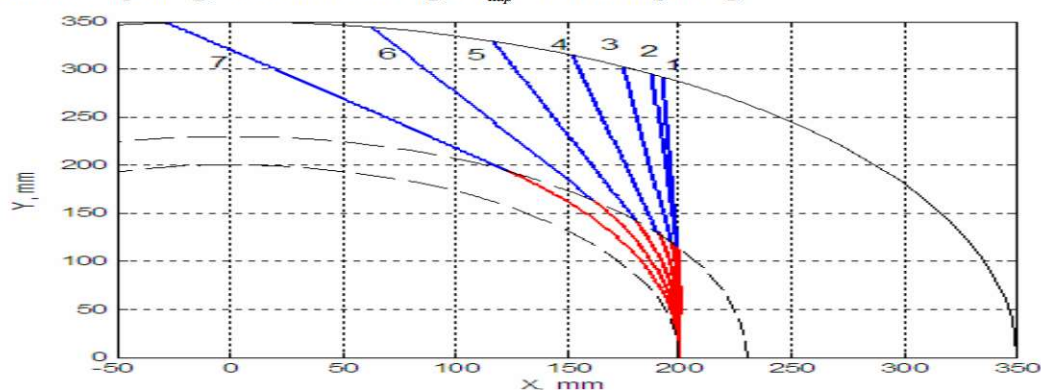
3.4. Khảo sát quá trình dịch chuyển của khối lạt và nhận xét

Sử dụng phần mềm Matlab [5] khảo sát và xác định quỹ đạo khối cây, thời điểm khối cây đi ra khỏi răng, thời điểm khối cây chạm nắp trống với các thông số ở mức cơ sở, thu được các kết quả như sau:



Hình 3. Quỹ đạo khối lạc xét trong hệ quay xOy

Ghi chú: α - Góc quay của khối cây trên nắp trống; β - Góc nghiêng răng; ϕ_1 - Góc ra khỏi răng; ϕ_2 - Góc tiếp xúc với nắp trống; ΔR : Chiều cao răng; ΔR_{nap} - Khe hở nắp trống.

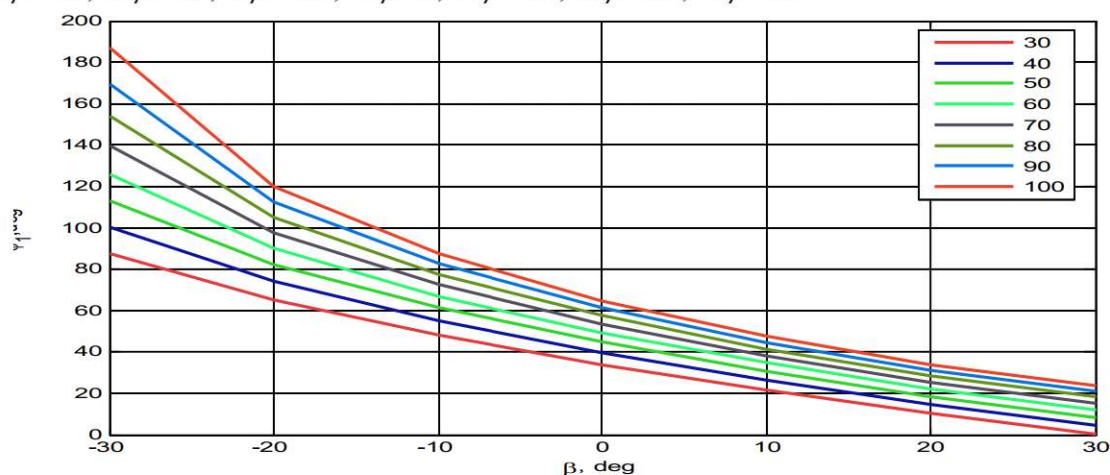


Hình 4. Quỹ đạo chuyển động của khối lạc với các góc nghiêng β khác nhau

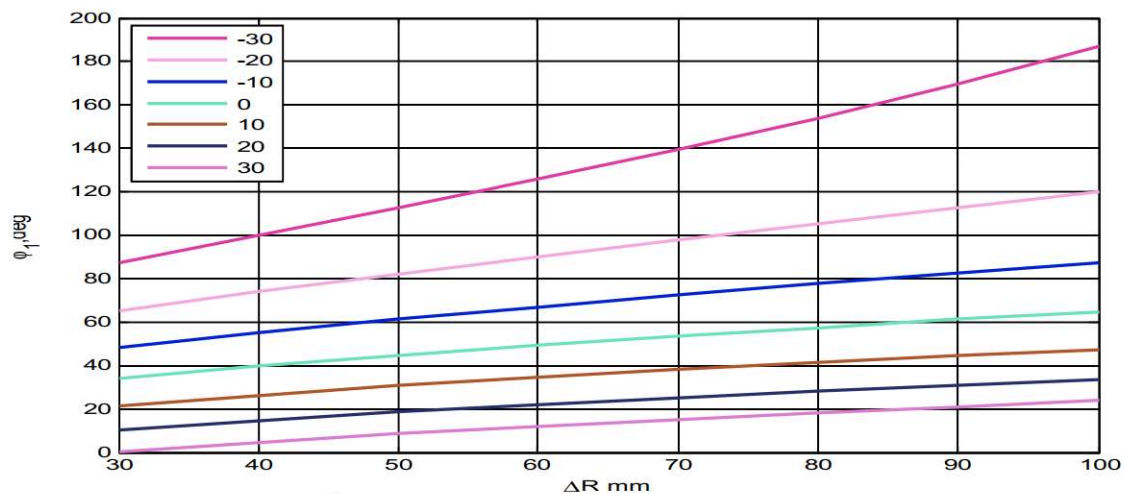
(Chiều cao răng $\Delta R=30$ mm; khe hở nắp trống $\Delta R_{nap}=100$ mm)

— Quá trình trượt trên răng đập; — Quá trình bay trong khe hở nắp trống.

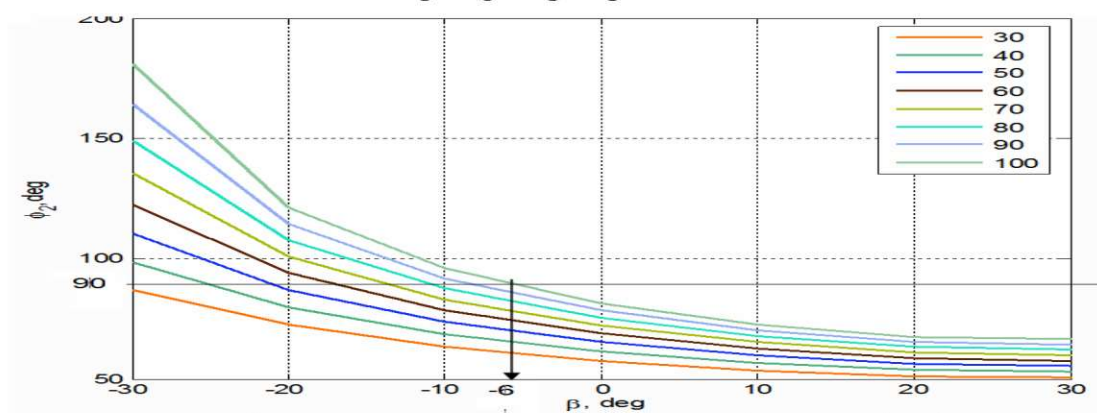
1. $\beta = -30^\circ$; 2. $\beta = -20^\circ$; 3. $\beta = -10^\circ$; 4. $\beta = 0^\circ$; 5. $\beta = 10^\circ$; 6. $\beta = 20^\circ$; 7. $\beta = 30^\circ$



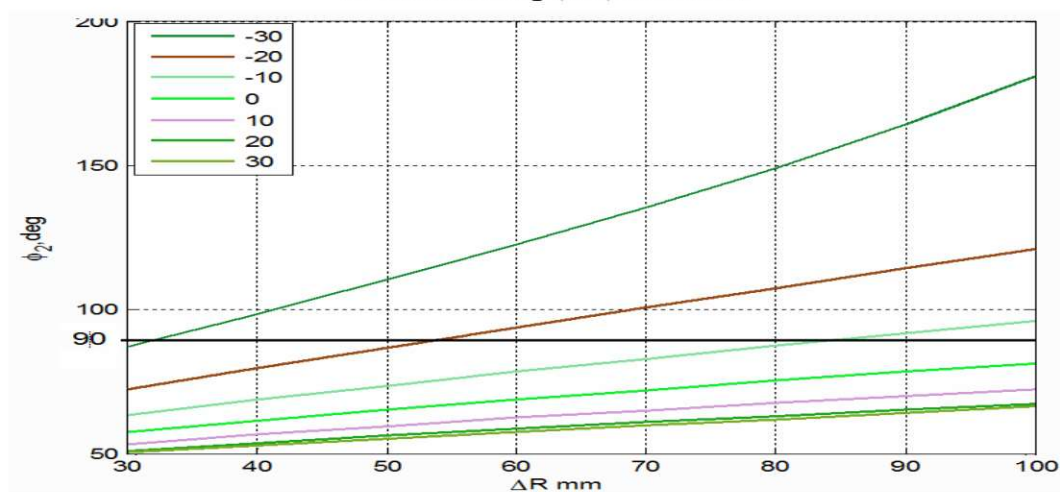
Hình 5. Ảnh hưởng của góc nghiêng răng tới góc ra khỏi răng với chiều cao răng (mm) khác nhau



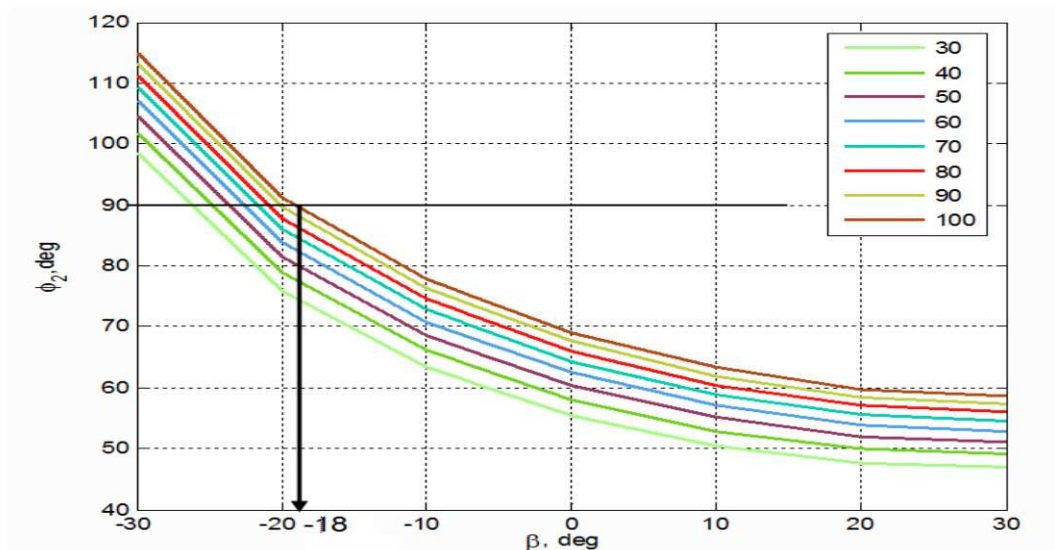
Hình 6. Ảnh hưởng của chiều cao răng tới góc ra khỏi răng với góc nghiêng răng khác nhau



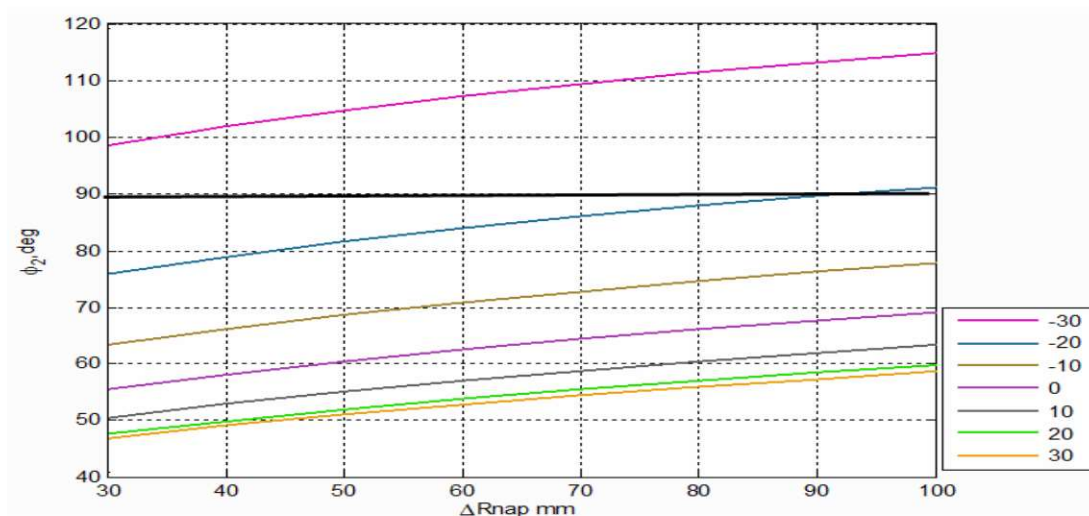
Hình 7. Ảnh hưởng của góc nghiêng răng tới góc tiếp xúc với nắp trống với chiều cao răng (mm) khác nhau



Hình 8. Ảnh hưởng của chiều cao răng tới góc tiếp xúc với nắp trống với góc nghiêng răng (độ) khác nhau



Hình 9. Ảnh hưởng của góc nghiêng răng tới góc tiếp xúc với nắp trống với khe hở nắp trống (mm) khác nhau



Hình 10. Ảnh hưởng của khe hở nắp trống (mm) tới góc tiếp xúc với nắp trống với góc nghiêng răng (độ) khác nhau

Các đồ thị từ hình 3 đến hình 10 cho thấy, ảnh hưởng của các thông số góc nghiêng của răng β , chiều cao răng ΔR và khe hở nắp trống ΔR_{nap} đến quỹ đạo chuyển động của khối thân cây lạc trong khoảng không giữa trống và nắp trống, góc ra khỏi răng trống và góc tiếp xúc của khối cây với nắp trống.

Từ các đồ thị, có thể rút ra một số nhận xét sau:

- Hiệu số $\phi_3 = \phi_2 - \phi_1$ thể hiện góc tương ứng với pha bay của khối cây trong không gian giữa trống

và nắp trống. Pha này đóng vai trò quan trọng trong việc phân ly quả lạc khỏi khối thân cây.

- Đồ thị các hàm $\phi_2 = f(\beta, \Delta R)$, $\phi_2 = f(\beta, \Delta R_{nap})$ trên hình 7 và hình 9 là các đường cong có hệ số góc lớn, trong khi các đồ thị các hàm $\phi_2 = f(\Delta R, \beta)$, $\phi_2 = f(\Delta R_{nap}, \beta)$ trên các hình 8, 10 gần như là các đường thẳng có hệ số góc nhỏ. Điều đó cho thấy ảnh hưởng của góc nghiêng β của răng đập đến các góc ϕ_1 và ϕ_2 lớn hơn ảnh hưởng của chiều cao răng ΔR và chiều cao nắp trống ΔR_{nap} đến các góc ϕ_1 và ϕ_2 .

- Trong mọi trường hợp, phương vận tốc của khối cây tạo với phương tiếp tuyến với nắp trống một góc đủ nhỏ, cho phép giả định khối cây sau khi tiếp xúc với nắp trống sẽ trượt trên gân dẫn hướng của nắp trống mà không gặp phải một trở ngại nào.

- Từ công thức (28) và biểu thức $\alpha = 180^\circ - \phi_2$ (hình 3) có thể thấy góc tiếp xúc của khối cây với nắp trống ϕ_2 có ảnh hưởng lớn đến khả năng dịch chuyển khối cây theo phương dọc trục. Để bước dịch chuyển của khối thân cây đủ lớn thì góc α phải đủ lớn, hay góc ϕ_2 phải đủ nhỏ. Sẽ lựa chọn các thông số hình học của bộ phận bút quả sao cho góc $\alpha \geq 90^\circ$, hay $\phi_2 \leq 90^\circ$. Khi này, bước dịch chuyển của khối cây lạc sau mỗi vòng quay của nó quanh trục trống sẽ là:
$$\Delta l = \frac{\alpha}{2\pi} \cdot \Delta h$$

Trong đó, Δh – bước xoắn ốc của gân nắp trống. Trên bộ phận bút quả đang xét, $\Delta h = 504$ mm, $\alpha \geq 90^\circ = 1,57$ rad, có $\Delta l \geq 126$ mm.

ΔR , mm	30	40	50	60	70	80	90	100
β , độ	-30	-27	-22	-18	-15	-12	-9	-6

Để tận dụng ảnh hưởng của góc nghiêng của răng, chọn $\beta = -12^\circ$. Khi này chiều cao răng đập có thể chọn đến $\Delta R = 80$ mm.

Từ hình 9: Hàm $\phi_2(\beta, \Delta R_{\text{náp}}) \leq 90^\circ$ khi $\beta \geq -18^\circ$ với mọi $\Delta R_{\text{náp}}$.

Từ hình 10: $\phi_2 = f(\Delta R_{\text{náp}}, \beta) \leq 90^\circ$ khi $\beta \leq -18^\circ$ với mọi $\Delta R_{\text{náp}}$.

Kết hợp 4 trường hợp hình 6, 7 và 8, 9, ta chọn: $\beta \geq -6^\circ$, $\Delta R \leq 80$ mm, $\Delta R_{\text{náp}} \leq 100$ mm.

Với các giá trị trên sẽ luôn có được góc tiếp xúc của khối cây với nắp trống không nhỏ dưới 90° , đảm bảo cho bước dịch chuyển của khối cây không dưới 126 mm.

4. KẾT LUẬN

Đã xây dựng được hệ phương trình vi phân mô tả chuyển động của khối cây lạc khi trượt trên răng đập và khi “bay” trong khoảng không giữa trống và nắp trống.

Khảo sát quá trình chuyển động khối cây lạc trong giai đoạn trượt trên răng đập và trong giai đoạn “bay” trong khoảng không giữa trống và nắp

trống đập có chiều dài làm việc 640 mm, khối cây sẽ thực hiện được khoảng 5 vòng trong buồng đập trước khi được đưa ra khỏi bộ phận bút quả. Đây là số vòng chuyển động hợp lý của khối cây trong buồng đập, đảm bảo máy có năng suất, chất lượng làm việc chấp nhận được trong khi chi phí năng lượng hợp lý. Điều này sẽ cần được kiểm chứng bằng thực nghiệm.

Để thuận tiện khi chọn lựa các thông số, lập bảng về các vùng làm việc cho các trường hợp tương ứng với các đồ thị, sao cho góc tiếp xúc của khối cây với nắp trống không quá 90° .

Từ các đồ thị trên hình 7 biểu diễn hàm $\phi_2 = f(\beta, \Delta R)$ và hình 8 biểu diễn hàm $\phi_2 = f(\Delta R, \beta)$: Có $\phi_2 \leq 90^\circ$ khi $\beta \geq -6^\circ$ với mọi ΔR .

Cụ thể để có $\phi_2 \leq 90^\circ$, giá trị của chiều cao răng và góc nghiêng của răng thuận theo quy luật trên như sau:

trống, cho phép đánh giá khả năng dịch chuyển của khối cây theo phương dọc trục trong không gian làm việc của trống.

Từ các kết quả thu được, đã đưa ra vùng giá trị nên chọn của các thông số hình học của bộ phận bút quả, theo quan điểm có sự dịch chuyển dọc trục và số vòng luân chuyển của khối cây trong không gian trống hợp lý, làm cơ sở cho việc lựa chọn khi tiến hành nghiên cứu thực nghiệm là: góc nghiêng của răng trống $\beta \geq -6^\circ$, độ cao răng trống $\Delta R \leq 80$ mm, khe hở nắp trống $\Delta R_{\text{náp}} \leq 100$ mm, đảm bảo bước dịch chuyển của khối cây không dưới 126 mm.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Đỗ Hữu Khi (2008). Nghiên cứu thiết kế, chế tạo máy liên hợp thu hoạch lạc. Báo cáo tổng kết đề tài KC.07.29.

2. Trần Đức Công (2005). Nghiên cứu thiết kế, chế tạo và ứng dụng máy thu hoạch lạc liên kết với máy kéo 50 Hp. Báo cáo tổng kết đề tài nhánh KC.07.15.

3. Đặng Thế Huy (1987). *Phương pháp nghiên cứu khoa học cơ khí nông nghiệp*, NXB Nông nghiệp.

4. Xaveliev (1988), *Giáo trình vật lý đại cương tập 1*, NXB Đại học và Trung học chuyên nghiệp, NXB Mir Maxcova.

5. <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/ode45.html>.

RESEARCH PROCESS AXIAL DISPLACEMENT OF PEANUTS MASS IN THE THRESING CHAMBER OF THE PICKING DEVICE FRESH PEANUT

Le Quyet Tien, Do Huu Quyet, Le Sy Hung

Summary

This paper introduces the results of research on the axial displacement of peanuts mass in the threshing chamber of the picking device fresh peanut. An equation has been developed to describe the process of the peanut block sliding on the dam teeth, flying out of the dam teeth and sliding along the guide ribs on the drum cover. On that basis, the movement of the tree mass was investigated in these stages, and the influence of the parameters of the threshing unit on the movement of the peanut mass in the threshing chamber of the peanut picker was evaluated. The obtained results allow to select the parameters of the dam so that the tree mass movement in the dam chamber is most favorable.

Keywords: *Peanut picking device, axial transportation, moving peanut mass.*

Người phản biện: PGS.TS. Nông Văn Vin

Ngày nhận bài: 2/2/2023

Ngày thông qua phản biện: 22/2/2023

Ngày duyệt đăng: 28/2/2023