

Thiết kế cơ cấu gỗ trong hệ thống phân loại sầu riêng phục vụ xuất khẩu

Nguyễn Tuấn Nghĩa^{1,2}, Đào Đức Thắng^{1,2}, Trần Việt Hồng^{1,2,*}



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

TÓM TẮT

Nghiên cứu này tập trung phân tích hệ cơ học của cơ cấu gỗ vỏ quả sầu riêng phục vụ xuất khẩu. Trong quy trình xuất khẩu sầu riêng ở nước ta, có một khâu khi thu hoạch là người thợ chuyên gỗ vỏ quả sầu riêng để biết quả đó đã già hay chưa để cắt. Ứng dụng một khâu khác nữa là sau khi đưa lên dây chuyền để chuyển thành lô xuất khẩu thì cần cần để phân loại và muốn cho chất lượng tốt hơn, chúng ta kiểm tra "double-check" bằng phương pháp gõ vào vỏ quả để nhận biết nó còn bao nhiêu ngày nữa chín. Phần đó là nhiệm vụ của thuật toán phân loại. Tuy nhiên, để đáp ứng được thời gian của dây chuyền thì hệ cơ học cần thiết kế một cách hiệu quả. Phân tích được không gian hoạt động, thời gian đáp ứng cho quá trình gõ để việc truyền dữ liệu được đồng bộ trong các khâu của cả hệ thống. Toàn bộ chu trình kéo dài 2s và thời gian đáp ứng nhóm tính toán được là 1.3s. Quỹ đạo của đầu gõ là một cung tròn trong không gian hai chiều được tọa độ hóa. Phân tích động học để từ đó ta nhận được kết quả chính xác của các khâu trong hệ cơ. Nền tảng toán học sử dụng các phương trình liên kết và giải các phương trình hàm ta nhận được những hàm toán học hỗ trợ trong phân tích.

Từ khoá: cơ cấu gỗ, động học, gỗ quả sầu riêng, nghiệm hàm, phương trình liên kết

GIỚI THIỆU

Sầu riêng không chỉ mang lại lợi nhuận kinh tế cao trong xuất khẩu trái cây ở Việt Nam mà còn là trái cây ưa thích ở khu vực Đông Nam Á và thế giới, với hương vị thơm ngon đặc trưng¹ và hàm lượng giá trị dinh dưỡng cao.² Thật không sai nếu ta gọi sầu riêng là vua của các loại quả.³

Trong xuất khẩu thì sầu riêng gặp một trở ngại là trái non hay chưa chín mà được đưa sang đến nơi, nó có khả năng không bao giờ chín. Vì thế nó cần đạt một độ chín nhất định trước khi xuất khẩu. Tuy nhiên, vẫn chưa có một phương pháp cụ thể nào đủ sức thuyết phục chứng minh là sầu riêng đạt độ chín thích hợp khi xuất khẩu sang các nước.⁴ Chúng ta vẫn dựa trên kinh nghiệm của người gõ mà chưa có một cơ cấu gỗ thay thế sức người, càng chưa có một hệ thống đánh giá độ chín trong môi trường công nghiệp. Từ đó, nhóm nghiên cứu sử dụng phương pháp gỗ và phân tích phổ âm thanh để đánh giá độ chín quả sầu riêng. Và một trong những khâu quan trọng của hệ thống đó chính là thiết kế một hệ cơ để gõ vỏ quả sầu riêng trong hệ thống tự động cho hoàn thành những lô đi xuất khẩu.

Nguyễn Minh Hòa và cộng sự⁵ đã thiết kế một máy gõ theo nguyên lý búa cam Leonardo da Vinci nhằm gõ và thu âm các tín hiệu âm thanh từ việc gõ quả dừa sập để phân loại chúng dựa trên thuật toán SVM và KNN

trong phân loại dừa có sập và không có sập. Ứng dụng tay búa gõ trong khi băng chuyển hoạt động với vận tốc không đổi thì việc tính toán các nghiệm hàm toán học của từng khâu trong hệ cơ là cần thiết để mang đến độ chính xác cao, cũng như tính đồng bộ trong hệ thống. Vật liệu cho đầu gõ cũng cần phải lưu ý. Chúng ta có thể chọn vật liệu bằng gỗ, nhựa hay inox miễn sao trong tất cả tập dữ liệu thu âm được phải gõ cùng một loại đầu gõ thì tập âm được xử lý sẽ đáng tin cậy.

Bởi tính mới của nghiên cứu nên nhóm đề xuất thiết kế máy gõ phù hợp với việc tích hợp vào hệ thống đánh giá độ chín quả sầu riêng phục vụ xuất khẩu về sau. Hệ cơ gỗ được hoạt động nhờ nguồn năng lượng cung cấp cho động cơ bước để kéo hệ hoạt động. Động cơ bước được sử dụng nhờ khả năng cung cấp mômen xoắn khá đều, và yếu tố đồng bộ của nó phù hợp với hệ cơ.

Nhóm sử dụng phương trình liên kết vector để dẫn ra các quan hệ toán học phụ thuộc hàm góc quay ban đầu của động cơ theo thời gian. Có thể kết hợp sử dụng định lý vận tốc một điểm bất kỳ thuộc vật rắn.⁶ Trên cơ sở phân tích hệ tọa độ hình học với hệ quy chiếu toàn cục và hệ quy chiếu cục bộ⁷ của hệ cơ, với những nghiệm hàm giải được, nhóm có thêm những ý tưởng phát triển mô hình về sau. Cũng bởi đây là bài nghiên cứu đầu tiên về việc gõ quả sầu riêng để thiết kế một hệ thống gỗ cơ khí tích hợp vào hệ thống đánh

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Tp. HCM, Việt Nam

²Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

Liên hệ

Trần Việt Hồng, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Tp. HCM, Việt Nam

Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

Email: tvhong@hcmut.edu.vn

Lịch sử

- Ngày nhận: 06-08-2023
- Ngày sửa đổi: 09-11-2024
- Ngày chấp nhận: 05-08-2025
- Ngày đăng: 30-09-2025

DOI:

<https://doi.org/10.32508/stdjet.v8i3.1148>



Check for updates

Bản quyền

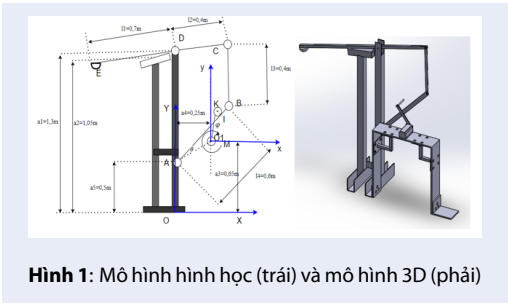
© ĐHQG Tp.HCM. Đây là bài báo công bố mở được phát hành theo các điều khoản của the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



Trích dẫn bài báo này: Tuấn Nghĩa N, Đức Thắng D, Việt Hồng T. Thiết kế cơ cấu gỗ trong hệ thống phân loại sầu riêng phục vụ xuất khẩu. *Sci. Tech. Dev. J. - Eng. Tech.* 2025; 8(3):2623-2630.

giá độ chín với thuật toán xây dựng trên mô hình xử lý phổ âm thanh, vì thế, mục tiêu của bài nghiên cứu này gồm thiết kế mô hình 3D, giải các nghiệm hàm toán học và mô phỏng cho đầu gõ và khớp có vùng không gian hoạt động lớn, mô phỏng thời gian đáp ứng với thời gian hệ thống đã được tính toán từ trước là 2 s. Các thí nghiệm thu âm thanh chỉ ra rằng khoảng cách giữa đầu gõ và vỏ quả khoảng 25 cm đến 50 cm thì kết quả nhận dạng hơn 90%. Các tiêu chí cần đạt về độ chính xác, độ ổn định và độ bền.

Nhóm mong muốn trong tương lai tiếp tục tối ưu hóa hệ thống và thiết kế hệ cơ gọn hơn, cũng như tính toán sâu hơn động học và động lực học để nhận được cách ứng dụng phân tích âm thanh chính xác hơn cho việc xây dựng thuật toán. Từ đó, tăng tính chính xác hơn nữa cho đánh giá độ chín quả sầu riêng trong xuất khẩu.



Hình 1: Mô hình hình học (trái) và mô hình 3D (phải)

Bảng 1: Thông số hình học của hệ cơ

Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
l_1	0,7	m
l_2	0,4	m
l_3	0,4	m
l_4	0,6	m
l_5	0,2	m
a_1	1	m
a_2	0,85	m
a_3	0,35	m
a_4	0,25	m
a_5	0,2	m
r	0,05	m

PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ

Mô hình hình học

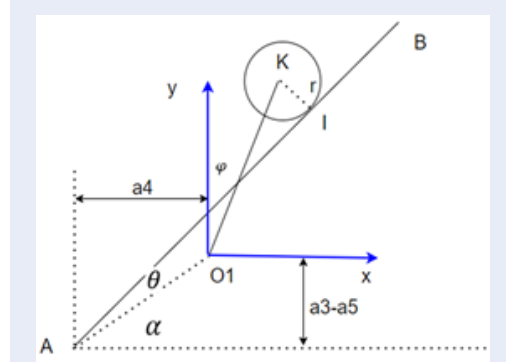
Nhóm đề xuất mô hình hình học và bản thiết kế 3D cho hệ cơ gỗ biểu diễn như Hình 1. Cơ cấu gồm có phần thân chính với hai trụ đứng, một trụ đóng vai trò thiết yếu như giá đỡ cho đòn bẩy quay quanh khớp D và trụ còn lại chỉ đóng vai trò chứa đệm đỡ bằng cao su cho thanh DE khi va vào. Bộ phận để có tác dụng giữ vững hệ. Chiều dài trụ chính là a_1 , chiều dài trụ đỡ là a_2 . Các trụ cao thực tế để thích ứng với băng tải, băng tải nhóm thiết kế đã cao 0,85 m, kết hợp với chiều cao của quả sầu riêng (khoảng 0,15 m đến 0,3 m) nữa mà chúng ta sẽ đưa ra thông số hình học hợp lý. Trên thân trụ chính có khớp quay A cách mặt đất là a_5 . Các khớp A, B, C và D có thể tự xoay. Thanh AB dài l_4 , thanh BC dài l_3 , thanh CDE là một thanh thẳng chia hai đoạn CD là l_2 và DE là l_1 . Hầu hết các bộ phận cơ cấu làm bằng nhôm, phần đầu gõ E dạng bán cầu làm bằng inox. Tầm trục quay động cơ được định vị cách mặt đất đoạn a_3 và cách trụ chính đoạn a_4 . Thanh O_1K dài l_5 nối với một thanh dạng trụ d có bán kính là r , thanh dạng trụ đó vuông góc với mặt phẳng ta đang xét trên Hình 1(trái). Đặt hệ trục tọa độ toàn cục gắn với đất là $OXYZ$ và hệ trục tọa độ cục bộ gắn với động cơ là O_1xyz như hình. Để đơn giản, hệ này ta hoàn toàn có thể giải quyết trên hình học phẳng. Hệ này có một bậc tự do, ta gọi góc quay quanh trục động cơ φ là hàm phụ thuộc thời gian. Các nghiệm hàm của bài toán sẽ dẫn theo hàm $\varphi(t)$ này. Các thông số hình học được cho trong Bảng 1. Góc $\theta(\widehat{O_1AB})$ sẽ phụ thuộc hàm $\varphi(t)$.

Nhóm lựa chọn mô hình động như Hình 1 bởi vì cần kết nối với băng tải vận chuyển quả sầu riêng đến để gõ. Thông số hình học của băng tải dẫn đến chiều cao cần đạt cho cơ cấu gỗ. Hơn thế, động cơ cần thiết kế không quá cao để dễ lắp đặt và giảm bớt tiếng ồn nên thanh K mới tác động vào thanh AB thay vì CD.

Nguyên lý hoạt động của hệ thống này được diễn tả như sau. Ban đầu hệ đứng yên ở vị trí thanh O_1K trùng với trục O_1y , tức góc quay ban đầu của động cơ $\varphi_0 = 0$. Động cơ được truyền năng lượng, tạo một mô men M làm quay trục động cơ, kéo theo thanh O_1K quay, làm trục trụ nối cứng với thanh O_1K (song song trục Oz) quay tác động lên thanh AB, sau đó kéo thanh AB quay quanh khớp A, kéo các thanh BC, CDE quay theo bởi các khớp quay B, C và D làm nâng đầu công tác E lên cao. Khi góc quay φ quay đến một vị trí nào đó thì trụ d không còn tác động lên thanh AB nữa, đầu E sẽ do trọng trường kéo rơi xuống và chạm vào vỏ quả sầu riêng như tính toán trước vị trí quả đến trên băng tải. Tại thời điểm đó ta gọi là thời gian chuyển đổi t_{cd} mà ta cần tính toán và mô phỏng để tìm ra nó. Sau khi quay tròn vòng thì hệ thống sẽ được kéo về vị trí ban đầu để tiếp tục thực hiện chu trình sau.

Cơ sở toán học

Nghiên cứu này sẽ tập trung giải các phương trình liên kết để tìm ra các nghiệm hàm quan trọng của hệ chằng hạn như góc quay của thanh AB, quỹ đạo điểm B và đầu công tác E cùng với tìm ra được thời gian chuyển đổi. Với phương pháp dựa trên yếu tố động học của hệ để đơn giản hóa bài toán mà kết quả nhận được vẫn như mục tiêu ban đầu đặt ra. Ta có thể khảo sát thêm hàm vận tốc rơi tự do của đầu gỗ để nhận xét về mặt năng lượng mà đầu gỗ va chạm vào vỏ quả sầu riêng (xem Hình 2).



Hình 2: Sơ đồ hình học phần tác động.

Phương trình liên kết qua các điểm O_1, A, I, K :

$$\overrightarrow{O_1K} + \overrightarrow{KI} + \overrightarrow{IA} + \overrightarrow{AO_1} = \vec{0} \quad (1)$$

Trong đó:

$$\overrightarrow{O_1K} = (l_5 \sin(\varphi), l_5 \cos(\varphi));$$

$$\overrightarrow{KI} = (r \sin(\theta + \alpha), -r \cos(\theta + \alpha));$$

$$\overrightarrow{IA} = (-IA \cos(\theta + \alpha), -IA \sin(\theta + \alpha));$$

$$\overrightarrow{AO_1} = (AO_1 \cos(\alpha), AO_1 \sin(\alpha));$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{a_3 - a_5}{a_4}\right) \in (0, \frac{\pi}{2});$$

$$AO_1 = \sqrt{a_4^2 + (a_3 - a_5)^2} > 0.$$

Ta thu được hệ sau:

$$\begin{cases} l_5 \sin(\varphi) + r \sin(\theta + \alpha) - IA \cos(\theta + \alpha) + AO_1 \cos(\alpha) = 0 \\ l_5 \cos(\varphi) - r \cos(\theta + \alpha) - IA \sin(\theta + \alpha) + AO_1 \sin(\alpha) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Với hai ẩn IA và θ được giải theo φ .

Từ hệ (2), nhân hai vế phương trình đầu cho $\sin(\theta + \alpha)$ và nhân hai vế phương trình sau cho $\cos(\theta + \alpha)$, trừ vế với vế phương trình đầu cho phương trình sau:

$$-l_5 \cos(\theta + \alpha + \varphi) + r + AO_1 \sin(\theta) = 0 \quad (3)$$

Suy ra:

$$\begin{aligned} & l_5 \cos(\alpha + \varphi) \cos(\theta) + \\ & (-AO_1 - l_5 \sin(\alpha + \varphi)) \sin(\theta) = r \end{aligned} \quad (4)$$

Đặt: $\alpha_1 = l_5 \cos(\alpha + \varphi)$ và $\alpha_2 = -AO_1 - l_5 \sin(\alpha + \varphi)$, phương trình (4) trở thành:

$$\alpha_1 \cos(\theta) + \alpha_2 \sin(\theta) = r \quad (5)$$

Giải phương trình (5) với điều kiện:

$$\alpha_1^2 + \alpha_2^2 \geq r^2 \leftrightarrow l_5^2 + AO_1^2 + 2AO_1 l_5 \sin(\varphi + \alpha) \geq r^2$$

hay

$$1 \geq \sin(\varphi + \alpha) \geq \frac{r^2 - l_5^2 - AO_1^2}{2AO_1 l_5} \quad (6)$$

Phương trình (5) đưa về dạng:

$$\sin(\theta + \alpha_0) = \frac{r}{\sqrt{\alpha_1^2 + \alpha_2^2}} \quad (7)$$

Trong đó α_0 thỏa:

$$\sin(\alpha_0) = \frac{\alpha_1}{\sqrt{\alpha_1^2 + \alpha_2^2}}, \cos(\alpha_0) = \frac{\alpha_2}{\sqrt{\alpha_1^2 + \alpha_2^2}}$$

Giải (7) ta được:

$$\theta(\varphi(t)) = \arcsin\left(\frac{r}{\sqrt{\alpha_1^2 + \alpha_2^2}}\right) - \alpha_0 + k\pi, (k \in \mathbb{Z}) \quad (8)$$

Từ hệ (2), nhân hai vế phương trình đầu cho $\cos(\theta + \alpha)$, nhân hai vế phương trình sau cho $\sin(\theta + \alpha)$, cộng vế với vế hai phương trình:

$$l_5 \sin(\varphi + \theta + \alpha) - IA + AO_1 \cos(\theta) = 0 \quad (9)$$

Suy ra:

$$\begin{aligned} IA(\varphi(t)) &= l_5 \sin(\varphi(t) + \theta(\varphi(t)) + \alpha \\ &+ AO_1 \cos(\theta(\varphi(t))) \end{aligned} \quad (10)$$

Phương trình liên kết qua các điểm O_1, A, B :

$$\overrightarrow{O_1A} + \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BO_1} = \vec{0} \quad (11)$$

Trong đó:

$$\overrightarrow{O_1A} = (-AO_1 \cos(\alpha), -AO_1 \sin(\alpha));$$

$$\overrightarrow{AB} = (l_4 \cos(\theta + \alpha), l_4 \sin(\theta + \alpha));$$

$$\overrightarrow{BO_1} = (-x_B, -y_B).$$

Giải phương trình (12) được tọa độ điểm B theo hàm $\varphi(t)$.

$$\begin{cases} x_B = l_4 \cos(\theta(\varphi(t)) + \alpha) - AO_1 \cos(\alpha) \\ y_B = l_4 \sin(\theta(\varphi(t)) + \alpha) - AO_1 \sin(\alpha) \end{cases} \quad (12)$$

Phương trình quỹ đạo điểm B trong hệ tọa độ toàn cục:

$$\begin{cases} X_B = x_B + a_4 \\ Y_B = y_B + a_3 \end{cases} \quad (13)$$

Phương trình liên kết qua các điểm O_1, B, C, D :

$$\overrightarrow{O_1B} + \overrightarrow{BC} + \overrightarrow{CD} + \overrightarrow{DO_1} = \vec{0} \quad (14)$$

Trong đó:

$$\begin{aligned}\overrightarrow{O_1B} &= (x_B, y_B, 0) \\ \overrightarrow{BC} &= (-l_3 \sin(\varphi_{BC}), l_3 \cos(\varphi_{BC}), 0) \\ \overrightarrow{CD} &= (-l_2 \cos(\beta), -l_2 \sin(\beta), 0) \\ \overrightarrow{DO_1} &= (a_4, a_3 - a_1, 0)\end{aligned}$$

Khi đó:

$$\begin{cases} x_B - l_3 \sin(\varphi_{BC}) - l_2 \cos(\beta) + a_4 = 0 \\ y_B + l_3 \cos(\varphi_{BC}) - l_2 \sin(\beta) + a_3 - a_1 = 0 \end{cases} \quad (15)$$

Trong đó: φ_{BC} là góc quay của thanh BC hợp với phương đứng, β là góc quay của thanh CDE hợp với phương ngang. Khi φ_{BC} trong hệ (15) ta rút ra được phương trình có dạng:

$$b_1 \sin(\beta) + b_2 \cos(\beta) = b_0 \quad (16)$$

Trong đó:

$$\begin{aligned}b_1 &= 2(a_1 - a_3 - y_B)l_2 \\ b_2 &= -2(x_B + a_4)l_2 \\ b_0 &= l_3^2 - l_2^2 - (x_B + a_4)^2 - (a_1 - a_3 - y_B)^2\end{aligned}$$

Giải phương trình (16) với điều kiện:

$$b_1^2 + b_2^2 \geq b_0^2$$

Nghiệm của phương trình (16) có dạng:

$$\sin(\beta + \beta_0) = \frac{b_0}{\sqrt{b_1^2 + b_2^2}} \quad (17)$$

Trong đó β_0 thỏa:

$$\sin(\beta_0) = \frac{b_2}{\sqrt{b_1^2 + b_2^2}}, \cos(\beta_0) = \frac{b_1}{\sqrt{b_1^2 + b_2^2}}$$

Giải (17) ta được:

$$\begin{aligned}\beta(\varphi(t)) &= \arcsin\left(\frac{b_0}{\sqrt{b_1^2 + b_2^2}}\right) \\ -\beta_0 + k\pi, (k \in \mathbb{Z})\end{aligned} \quad (18)$$

Phương trình liên kết qua các điểm O_1, D, E :

$$\overrightarrow{O_1D} + \overrightarrow{DE} + \overrightarrow{EO_1} = \vec{0} \quad (19)$$

Trong đó:

$$\begin{aligned}\overrightarrow{O_1D} &= (-a_4, a_1 - a_3, 0) \\ \overrightarrow{DE} &= (-l_1 \cos(\beta), -l_1 \sin(\beta), 0) \\ \overrightarrow{EO_1} &= (-x_E, -y_E, 0)\end{aligned}$$

Do đó:

$$\begin{cases} x_E = -a_4 - l_1 \cos(\beta) \\ y_E = a_1 - a_3 - l_1 \sin(\beta) \end{cases} \quad (20)$$

Đưa điểm E về hệ tọa độ toàn cục:

$$\begin{cases} X_E = x_E + a_4 = -l_1 \cos(\beta) \\ Y_E = y_E + a_3 = a_1 - l_1 \sin(\beta) \end{cases} \quad (21)$$

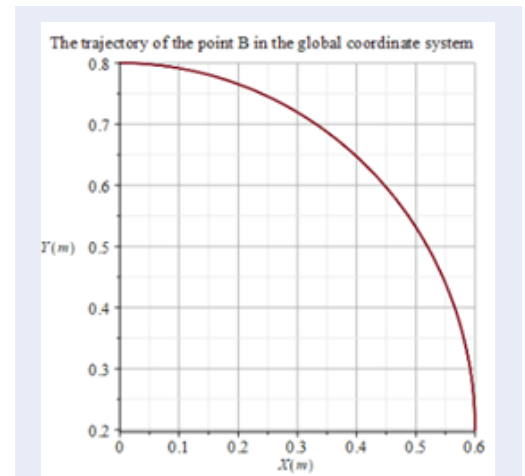
Với các hàm toán học ở mô hình động học ta có thể mô phỏng quỹ đạo làm việc của đầu gô và điểm hoạt động bao quát của cơ cấu. Để chỉ ra rằng trong một

chu kỳ gô là 2 s, ta sẽ chứng minh đáp ứng của hệ cơ thỏa mãn ở phần mô phỏng.

Như vậy, ta có thể thấy các nghiệm hàm ta tính toán được sẽ phụ thuộc hàm góc quay của động cơ ban đầu. Và hàm góc quay này thực tế phụ thuộc vào mô men do động cơ bước sinh ra và mô men này cần phải khảo sát thực nghiệm trong một phạm vi nhất định về giá trị của nó để đảm bảo đủ năng lượng nâng đầu gô và giữ hệ cố định. Để đơn giản ta có thể xem mô men M đó như một hằng số thì khi đó hàm $\varphi(t)$ là một hàm tuyến tính theo thời gian, do đạo hàm của nó không đổi theo thời gian.

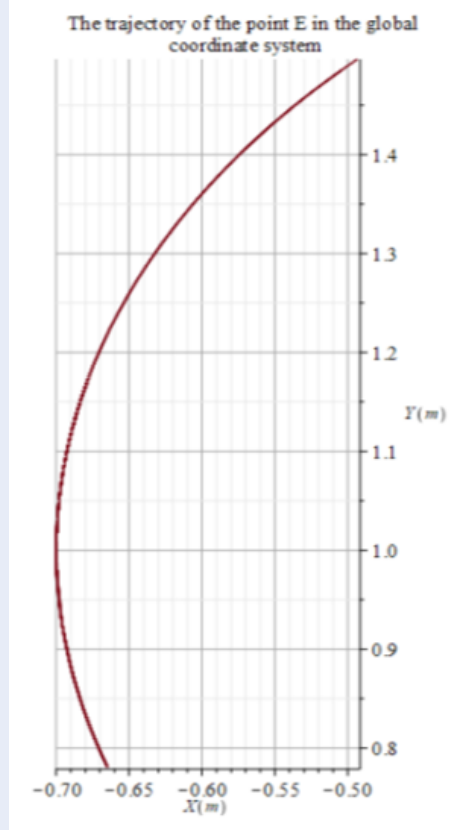
KẾT QUẢ

Khảo sát không gian làm việc của hệ cơ từ quỹ đạo của khâu B và đầu E. Trong quá trình làm việc thì vị trí B có khả năng vươn ra xa nhất tính từ phần đối diện với đầu gô. Còn với đầu E thì rõ ràng nó sẽ được tính toán để gô trùng vào vỏ quả sấu riêng trong khi băng tải đang làm việc, quỹ đạo của nó đóng vai trò rất quan trọng để ta khảo sát như những dự kiến ban đầu đã chính xác.



Hình 3: Đồ thị quỹ đạo khâu B trong hệ tọa độ toàn cục

Hình 3 cho ta thấy theo phương OX thì B xa O nhất là 0,6 m còn theo phương OY thì B xa O nhất là 0,8 m. Khi B có tọa độ (0,6; 0,2) thì đầu E sẽ lên cao nhất theo phương ngang, bởi vì thanh AB có chiều dài là 0,6 m đúng theo tọa độ phương OX của điểm B. Thanh trụ d lúc đó đang tác dụng lên thanh AB mới kéo thanh AB xuống, đòn bẩy đẩy đầu E lên cao. Điểm B rời khỏi tọa độ (0,6; 0,2) cũng là lúc thanh trụ d không còn tác dụng lên thanh AB nữa, lúc ấy dựa vào trọng lực làm đầu E rơi xuống tác động lên vỏ quả sấu riêng, B sẽ



Hình 4: Đồ thị quỹ đạo đầu E trong hệ tọa độ toàn cục

đến tọa độ (0; 0,8) và thanh trụ d lại tiếp tục tác dụng lên thanh AB bắt đầu chu kỳ mới

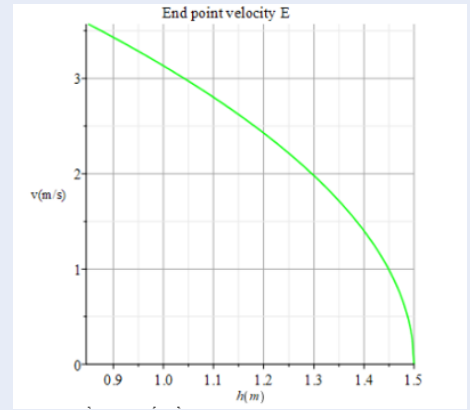
Hình 4 cho thấy đầu E có thể vươn cao nhất là 1,5 m và thấp nhất 0,78 m. Với chiều cao băng tải là 0,85 m, vì thế để đầu gõ không va vào băng tải nên ta cần thiết kế một đệm đỡ cao su như đã trình bày để giới hạn nó không va vào băng tải cách mặt đất 1,05 m thì đầu gõ cách mặt đất 0,87 m. Cùng với chiều cao khi quả sấu riêng được đặt trên băng tải và dây đai băng tải dưới tác động của động cơ kéo đến vị trí gõ là 0,15 m đến 0,35 m thì vị trí gõ vào vỏ cách mặt đất từ 1,02 m đến 1,22 m thì vẫn thỏa vào quỹ đạo của đầu gõ. Từ đó, ta thấy để đầu gõ tích lũy năng lượng rơi xuống từ vị trí cao nhất nhìn từ chiều cao là 0,28 m đến 0,48 m. Đó là khoảng cách mà nhóm nghiên cứu đã thực nghiệm khi gõ bằng cách va vào vỏ quả sấu riêng và ghi âm thanh lại để phân tích và chiết lọc đặc trưng hoàn toàn phù hợp.

Đầu gõ E được khảo sát thêm thành phần vận tốc theo biểu thức rơi tự do với hàm vận tốc phụ thuộc chiều cao, lấy gốc thế năng khi đầu gõ lên cao nhất. Hàm

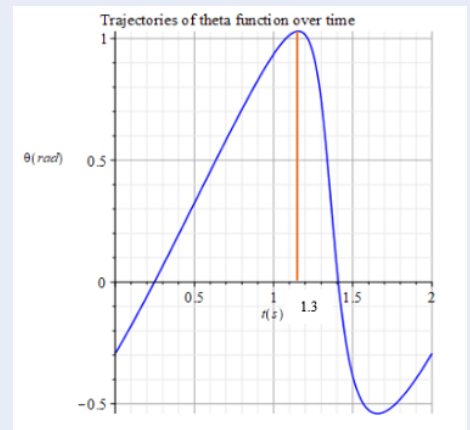
vận tốc rút ra như sau:

$$v = \sqrt{2g(1,5 - h)} \quad (22)$$

Trong đó: $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ là gia tốc trọng trường và h là chiều cao đầu gõ E so với mặt đất có giá trị trong khoảng 0,85 m - 1,5 m.



Hình 5: Đồ thị vận tốc đầu công tác E



Hình 6: Đồ thị góc quay thanh AB

Từ đồ thị (Hình 5) ta dễ dàng thấy được khi chiều cao đầu gõ cách mặt đất thay đổi từ 1,02 m đến 1,22 m thì vận tốc đầu gõ thay đổi không quá lớn từ 3,07 m/s xuống còn 2,34 m/s. Dẫn đến tỷ lệ năng lượng truyền vào vỏ quả sấu riêng để thu âm chênh lệch nhau $\frac{3,07^2}{2,34^2} = 1,72$ lần. Năng lượng ở đây chính là động năng sinh ra có công thức:

$$W_{dn} = \frac{1}{2}mv^2 \quad (23)$$

Trong đó: m là khối lượng đầu gõ (kg); v là vận tốc đầu gõ (m/s). Do khối lượng đầu gõ là không đổi nên tỷ lệ trên chỉ phụ thuộc vận tốc.

Tiếp theo, để tính được thời gian chuyển đổi ta sẽ mô phỏng đồ thị của nghiệm hàm góc quay thanh AB quanh khớp A, chính là hàm $\theta(\varphi(t))$, cái mà nhóm đã tìm ra được ở phương trình (9). Ta có thể tìm ra thời gian chuyển đổi $t_{cd} = 1,3$ s từ đồ thị Hình 6. Khi thanh AB bắt đầu quay đến vị trí góc quay của nó đổi chiều chuyển động, ngay lúc đó là đầu công tác E cũng đạt trạng thái dừng ở cao nhất. Qua mô phỏng ta dễ dàng tìm ra vị trí đạt cực đại của góc quay thanh AB, chính là thời gian chuyển đổi. Như vậy từ khi bắt đầu đến lúc đạt thời gian chuyển đổi là khoảng thời gian trực tiếp tác động lên thanh AB kéo đầu công tác E nâng lên, bắt đầu chu trình từ 0 đến 1,3 s. Từ thời điểm thời gian chuyển đổi 1,3 s đến khi kết thúc chu trình là 2 s là khoảng thời gian rơi tự do của đầu công tác E và chạm vào vỏ quả sầu riêng, hay nói cách khác thanh trực tiếp không còn tác động lên thanh AB.

THẢO LUẬN

Từ các cơ sở toán học và mô phỏng, nhóm đã đưa ra được kết quả phù hợp với mục tiêu ban đầu đặt ra, góp phần xây dựng cho hệ thống xuất khẩu sầu riêng về sau. Dựa trên các đồ thị mô phỏng, chúng ta hoàn toàn có thể kiểm chứng tính đúng đắn của các hàm toán học bởi vì nhóm dùng những hàm toán học đó để lập trình mô phỏng. Từ các nghiệm hàm, nhóm đã khảo sát được trên các đồ thị để có nhận xét, đánh giá sao cho hợp lý với hệ thống phục vụ xuất khẩu sầu riêng về sau.

Trường hợp ảnh hưởng của va đập K với AB dẫn đến xuất hiện nhiều khi thu âm. Tuy nhiên, điều đó nhóm có thể khắc phục được vì từ thuật toán lọc nhiễu nhóm đã tiến hành thí nghiệm, đặc biệt đây lại là nhiễu có tính chu kỳ nên sẽ dễ dàng xử lý. Hệ vẫn đảm bảo được tính ổn định và thời gian chuyển đổi không bị thay đổi hoặc thay đổi rất nhỏ. Nhóm thiết kế va đập K với AB thay vì CD do nhóm muốn hệ cơ gỗ tách biệt với băng tải, trong khi chiều cao cần đặt trên 0,85 m, đồng thời muốn giảm nhiễu từ động cơ nên đặt thấp. Xét sự bảo toàn năng lượng thì khi đầu gỗ vào vỏ quả sẽ chuyển đổi động năng thành năng lượng sóng cơ mà thu âm có thể nhận được. Sự sai khác giữa mỗi chu trình là không lớn nên tỷ số năng lượng có thể dùng thành tỷ số công suất là $P_2 = 1,72P_1$, trong đó P_1 , P_2 lần lượt là công suất âm thanh khi gỗ với đầu gỗ cách mặt đất 1,02 m và 1,22 m. Ta lại có công thức liên hệ giữa mức cường độ âm và công suất âm là:

$$L = 10 \log \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (24)$$

Trong đó: L là mức cường độ âm (dB); P là công suất âm thanh (W); P_0 là công suất âm thanh tham chiếu. Từ đó, nhóm tính được chênh lệch mức cường độ âm

giữa hai lần gõ như trên là $L_2 - L_1 = 10 \log(1,72) \approx 2,36$ dB. Trong phạm vi đặt thiết bị thu âm dưới 1m thì độ suy giảm này không quá lớn.

Vị trí đặt quả sầu riêng là trên băng tải, một cảm biến quang được đặt ở vị trí tính toán trước khi gỗ sẽ giải quyết tính chính xác của cơ cấu gỗ. Thuật toán cũng đã được xây dựng từ việc thu mẫu âm khi gỗ vào vỏ quả trên mặt gai của trái sầu riêng nên cơ cấu gỗ cũng sẽ theo đó. Còn về sự va đập, lực gỗ, lực quán tính để xét đến gia tốc của đầu gỗ thì nhóm dự định thực hiện ở một bài nghiên cứu sau. Lúc đó, giải quyết đồng thời hai vấn đề là về động lực học và bài toán va chạm với cơ cấu thay đổi nhỏ gọn hơn hiện tại.

KẾT LUẬN

Nhóm đã thực hiện một quy trình giải toán học cho hệ cơ dựa trên hàm góc quay của trục động cơ. Từ đó, khi có thay đổi về động cơ thì các cơ sở toán học này vẫn được ứng dụng lại được. Việc ứng dụng dựa trên các phương trình liên kết khi phân tích hệ động học. Các kết quả để ra khi hệ hoạt động trong 2 s được đảm bảo và nhóm đã tìm được thời gian chuyển đổi của hệ là 1,3 s. Về cơ bản, những phần trong bài nghiên cứu này là được thực hiện lần đầu tiên và sẽ là cơ sở cho sự phát triển đề tài về sau. Nhóm mong muốn sẽ tìm hiểu và nghiên cứu sâu hơn hệ động học và động lực học và chạm của đầu gỗ và vỏ quả sầu riêng. Khi đó, chúng ta cần phân tích kỹ hơn về cấu trúc của lớp vỏ và bài toán va chạm sẽ phức tạp hơn rất nhiều. Cũng như nhóm sẽ phải tối ưu lại hệ cơ gỗ sao cho bớt cồng kềnh mà vẫn đạt được những tiêu chí đề ra. Cùng với việc kinh phí có hạn nên mô hình thực tế khó chế tạo. Tuy vậy, nhóm vẫn có thể xử lý trên mô hình 3D. Tương lai, nếu nhận được những nguồn kinh phí đầu tư, nhóm có thể thực thi cho hệ thống, vẫn còn phần thuật toán đánh giá chất lượng quả sầu riêng trong hệ thống này. Nghiên cứu này đóng góp nền tảng ban đầu cho một chuỗi các nghiên cứu về đề tài lớn mà nhóm đang theo đuổi.

LỜI CẢM ƠN

Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách khoa, ĐHQG-HCM đã hỗ trợ (thời gian, cơ sở vật chất) cho nghiên cứu này.

DANH MỤC TỪ VIẾT TẮT

SVM: Support Vector Machine

KNN: K-Nearest Neighbors

XUNG ĐỘT LỢI ÍCH

Nhóm tác giả xin cam đoan rằng không có bất kỳ xung đột lợi ích nào trong công bố bài báo.

ĐÓNG GÓP CỦA TÁC GIẢ

Các thành viên đều có đóng góp như nhau trong nghiên cứu này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nanthachai. Introduction, InDurian: Fruit Development, Postharvest Physiology, Handling and Marketing in ASEAN'. 1994;p. 1–6.
2. Baldry J, Dougan J, Howard. Volatile flavoring constituents of durian. *Phytochemistry*. 1972;11(6):2081–2084.
3. Nafsi. Diversity analysis of durian (*Durio zibethinus* Murr.) varieties using microsatellite markers. Thesis School of Bioscience and Biotechnology. 2007;.
4. Khunarsa P, Mahawan J, Nakjai P, Onkhum N. Nondestructive Determination of Maturity of the Monthong Durian by Mel-Frequency Cepstral Coefficients (MFCCs) and Neural Network". *Applied Mechanics and Materials*;855:75–81. Available from: <http://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.855.75>.
5. Ứng dụng thuật toán SVM và KNN trong xây dựng mô hình phân loại trái dừa có sáp và không sáp tại Việt Nam. *Tạp chí KHCN ĐH Đà Nẵng*. 2021;19(1):41–46.
6. Khang GTNV, Tskh. Cơ học kỹ thuật. and others, editor. NXB. Giáo dục Việt Nam; 2016.
7. Jazar RN. *Theory of Applied Robotics*. Springer. 2010;p. 31–32. Available from: <https://doi.org/10.1007/978-1-4419-1750-8>.

Mechanical analysis of durian shell knocking mechanism

Nguyen Tuan Nghia^{1,2}, Dao Duc Thang^{1,2}, Tran Viet-Hong^{1,2,*}



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

ABSTRACT

This study focuses on analyzing the mechanical system of the durian shell knocking mechanism for export. In the durian export process in our country, there is a stage where a worker specializes in knocking the durian skin to determine if the fruit is ripe or not before cutting it. Another application involves placing the durians on a conveyor belt for batch conversion into exports. It's necessary to weigh them for classification, and for improved quality, we perform a "double-check" by tapping on the pods to estimate how many days are left until they ripen. The classification algorithm handles this aspect. However, to meet the production chain's timing, the mechanical system needs to be designed for efficiency. It involves analyzing the operational space and response time for the tapping process to ensure synchronized data transmission at all stages of the system. The entire cycle takes 2 seconds, and the calculated response time is 1.3 seconds. The trajectory of the percussion head follows an arc in a two-dimensional coordinate system. Kinetic analysis is conducted to obtain precise data regarding the joints in the muscle system. We employ mathematical background, including association equations and functional equation solutions, to derive mathematical functions that assist in the analysis

Key words: durian knocking, functional solutions, kinematics, knocking structure, linkage equations

¹Faculty of Mechanical Engineering, Ho Chi Minh City University of Technology, Vietnam

²Vietnam National University Ho Chi Minh City, Vietnam

Correspondence

Tran Viet-Hong, Faculty of Mechanical Engineering, Ho Chi Minh City University of Technology, Vietnam

Vietnam National University Ho Chi Minh City, Vietnam

Email: tvhong@hcmut.edu.vn

History

- Received: 06-08-2023
- Revised: 09-11-2024
- Accepted: 05-08-2025
- Published Online: 30-09-2025

DOI :

<https://doi.org/10.32508/stdjet.v8i3.1148>



Copyright

© VNUHCM Press. This is an open-access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



Cite this article : Tuan Nghia N, Duc Thang D, Viet-Hong T. **Mechanical analysis of durian shell knocking mechanism.** *Sci. Tech. Dev. J. – Engineering and Technology* 2025; 8(3):2623-2630.