

XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN ĐA MỤC TIÊU TRONG THIẾT KẾ MÁY XÈ GỖ NHIỀU LƯỠI DẠNG KHUNG THỂ HỆ MỚI

MULTI-CRITERIA MATHEMATICAL MODEL FOR A NEW TYPE OF FRAME SAW MACHINE DESIGN

Đặng Hoàng Minh^{1*},
Phùng Văn Bình², Nguyễn Việt Đức³

TÓM TẮT

Bài báo trình bày về phương pháp xây dựng mô hình toán đa tiêu chuẩn cho máy xẻ gỗ nhiều lưỡi dạng khung thể hệ mới. Mô hình toán này được xây dựng dựa trên nguyên lý quản lý vòng đời sản phẩm. Nó cho phép mô tả tổng thể các đặc tính hình học, động học và công nghệ của máy xẻ gỗ dưới dạng các ràng buộc kỹ thuật và tiêu chuẩn chất lượng. Ngoài ra, các tác giả đã xây dựng các hệ thức toán học tường minh, cho phép từ một bộ giá trị tham biến thiết kế đầu vào, tính ra được giá trị các hàm ràng buộc cùng nhiều tiêu chuẩn chất lượng của máy xẻ một cách nhanh chóng và chính xác. Với mô hình toán thu được ở trong bài báo, có thể tiến hành bài toán thiết kế đa mục tiêu máy xẻ gỗ nhằm tìm ra các thông số thiết kế phù hợp nhất trong các bối cảnh sản xuất khác nhau.

Từ khóa: Thiết kế đa tiêu chuẩn, mô hình toán, máy xẻ gỗ dạng khung thể hệ mới, các hệ thống cơ khí, quản lý vòng đời sản phẩm.

ABSTRACT

This paper presents an approach to develop a multi-criteria mathematical model for a new type of frame saw machine design. The model was built based on the concept of product lifecycle management. It allows for comprehensive analysis of geometry, dynamics and technology of saw machine in relation to constraints and criteria or objective functions. Besides, the authors have developed explicit expressions, which help to determine functional constraints and values of objective functions rapidly and precisely. With the proposed model in this paper, a multi-criteria design of the saw machine can be carried out in order to find out the most rational design parameters at different manufacturing scenarios.

Keywords: Multi-criteria design, mathematical model, a new type of frame saw machine, mechanical systems, product Life-cycle management.

¹Khoa Công nghệ Cơ khí, Trường Đại học Công nghiệp Thành phố Hồ Chí Minh

²Khoa Hàng không vũ trụ, Học viện Kỹ thuật Quân sự

³Khoa Công trình, Trường Đại học Thủy lợi

*Email: danghoangminh@iuh.edu.vn

Ngày nhận bài: 01/10/2018

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 20/12/2018

Ngày chấp nhận đăng: 25/02/2019

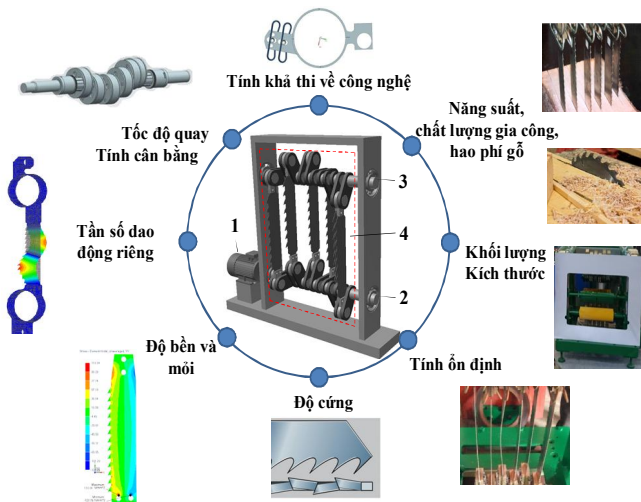
1. GIỚI THIỆU CHUNG

Với sự phát triển mạnh mẽ của công nghệ số hiện nay, thiết kế theo vòng đời đang là một trong những phương pháp hiệu quả để nâng cao chất lượng và khả năng cạnh

tranh của sản phẩm. Theo đó, cần phải phân tích tổng thể sản phẩm từ nhiều khâu khác nhau trong vòng đời của nó. Đối tượng cần phải được xem xét một cách đa chiều, nhằm phân tích, đánh giá sự ảnh hưởng qua lại của các yêu cầu kỹ thuật khác nhau, từ đó giúp cho các chuyên gia tham gia vào vòng đời sản phẩm hiểu rõ về sản phẩm và có cơ sở để lựa chọn phương án thiết kế hợp lý. Cần nhấn mạnh rằng, phương pháp thiết kế theo vòng đời khác với cách tiếp cận truyền thống ở điểm là quá trình xây dựng mô hình toán, lựa chọn phương án thiết kế - tối ưu không phải do một người kỹ sư trưởng thực hiện mà được hợp tác thực hiện bởi một nhóm các chuyên gia khác nhau trong vòng đời sản phẩm (hợp tác thiết kế). Khái niệm chuyên gia ở đây để chỉ chung những người hiểu sâu về một lĩnh vực nào đó và trực tiếp tham gia vào quá trình thiết kế sản phẩm theo vòng đời, ví dụ như các kỹ sư thiết kế 3D, kỹ sư tính toán, kỹ sư công nghệ, hoặc người đặt hàng... Với cách tiếp cận này thì mỗi tiêu chí của sản phẩm đều có một ý nghĩa riêng và được được các chuyên gia nhìn nhận, quan tâm ở mức độ khác nhau, ví dụ như khách hàng thì quan tâm đến giá cả, năng suất, kỹ sư tính toán thì quan tâm đến độ bền, kỹ sư công nghệ thì quan tâm đến tính khả thi của việc chế tạo và lắp ráp. Bởi vậy việc tối ưu thiết kế một tiêu chuẩn theo cách tiếp cận truyền thống sẽ không thật sự phù hợp và đúng đắn mà cần phải xem xét sản phẩm đồng thời với nhiều tiêu chí khác nhau – hay thiết kế đa tiêu chuẩn. Trong khi đó, đối với bài toán thiết kế đa tiêu chuẩn thì việc xây dựng mô hình toán cho sản phẩm là một trong những bước quan trọng nhất. Mô hình toán đa tiêu chuẩn cho phép kết hợp các tham biến điều khiển, các ràng buộc kỹ thuật và các tiêu chuẩn chất lượng của sản phẩm trong một không gian thông tin thống nhất, giúp các chuyên gia dễ dàng phân tích sản phẩm từ nhiều khía cạnh khác nhau.

Phung và ctv (2017c) đã bước đầu xây dựng được một mô hình toán đa mục tiêu cho máy xẻ nhiều lưỡi dạng khung thể hệ mới. Tuy nhiên, mô hình toán được lập ra với 9 tiêu chuẩn chất lượng khá cồng kềnh, không tập trung được vào các yếu tố kỹ thuật cốt yếu, khiến cho quá trình phân tích đa tiêu chuẩn gặp nhiều khó khăn. Mặt khác, các hệ thức toán học thu được trong các công trình trên đã thể hiện nhiều điểm chưa hợp lý và cần phải cải thiện. Cụ thể

là, hệ thức tính toán tốc độ tới hạn của lưỡi cưa ở chế độ không tải còn thiếu chính xác, hệ thức tính lực tới hạn của lưỡi cưa khi xẻ gỗ quá công kênh và chưa đưa ra được ở dạng tổng quát. Ngoài ra, một số hiện tượng quan trọng chưa được xem xét tới trong mô hình toán, ví dụ như vấn đề va chạm của lưỡi cưa vào gỗ, điều kiện công nghệ đảm bảo chế độ cắt hay mối liên hệ giữa lực cắt với đặc tính vật liệu và ma sát giữa lưỡi cưa và gỗ,... Vì vậy, trong bài báo này các tác giả đã nghiên cứu, hoàn thiện lại mô hình toán đa mục tiêu nhằm tạo ra một quy trình tính toán và thiết kế tối ưu cho máy xẻ dạng khung thể hệ mới, tập trung vào 4 tiêu chí quan trọng nhất mà khách hàng và các nhà sản xuất quan tâm như khối lượng, kích thước, năng suất và mức độ hao phí gỗ.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý máy xẻ nhiều lưỡi dạng khung thể hệ mới và các vấn đề kỹ thuật xuất hiện trong vòng đời của nó

1- động cơ; 2,3-trục dưới và trục trên; 4- block gồm 6 môđun cưa

Máy xẻ nhiều lưỡi dạng khung thể hệ mới đây được phát minh ở Liên Bang Nga bởi TSKH Blokhin. Máy xẻ gồm 6 module cưa giống nhau, được hoạt động theo nguyên lý bốn khâu bản lề hình bình hành. Các module cưa được sắp xếp hợp lý đảm bảo sự cân bằng động của cả hệ thống (hình 1). Nhờ sự cải tiến cơ bản này, so với máy xẻ dạng khung truyền thống sử dụng cơ cấu tay quay con trượt truyền thống, máy xẻ thể hệ mới có những ưu điểm vượt trội như hệ có khả năng tự cân bằng, nhỏ, gọn, tiết kiệm năng lượng, tốc độ quay trục chính cao. Quá trình nghiên cứu, chế thử chỉ ra rằng, để tìm được một phương án thiết kế máy xẻ hợp lý, rất nhiều yêu cầu kỹ thuật khác nhau cần phải thỏa mãn đồng thời. Ngoài những yêu cầu cơ bản về điều kiện công nghệ chế tạo, độ bền, độ cứng, còn có những yêu cầu đặc biệt với kết cấu này như ổn định dạng phẳng của lưỡi cưa, tránh cộng hưởng dao động, hay cân bằng động của cả hệ thống, khả năng công nghệ. Các yêu cầu kỹ thuật này sẽ được khảo sát, nghiên cứu kỹ lưỡng, là tiền đề để xây dựng mô hình toán đa mục tiêu cho máy xẻ.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Để xây dựng được mô hình toán cho máy xẻ gồm có nhiều yêu cầu kỹ thuật như đã trình bày ở trên, các tác giả

lựa chọn phương pháp tiếp cận là nghiên cứu từng lĩnh vực cụ thể. Dựa trên những cơ sở khoa học đã đạt được liên quan đến các bài toán về dao động, ổn định, cân bằng tĩnh động, bài toán bền, cứng,... cần xây dựng các hệ thức, điều kiện ràng buộc cấu thành nên mô hình toán. Những lĩnh vực chưa được nghiên cứu như lực xẻ gỗ, điều kiện va chạm, công nghệ chế tạo sẽ được các tác giả tiến hành riêng biệt và thử nghiệm với các chương trình phần mềm.

Bộ phận làm việc chính của máy xẻ gỗ nhiều lưỡi chính là môđun cưa (hình 2). Chuyển động cơ học của môđun cưa tuân theo cơ cấu hình bình hành. Chuyển động được truyền từ trục ở dưới O_1 lên trục trên O_2 trực tiếp thông qua lưỡi cưa và 2 trục quay đồng bộ với nhau với cùng số vòng quay n . Mọi chất điểm chuyển động trên môđun cưa chuyển động theo một quỹ đạo đường tròn với bán kính lệch tâm e , với cùng vận tốc $v = e \left(\frac{2\pi n}{60} \right)$

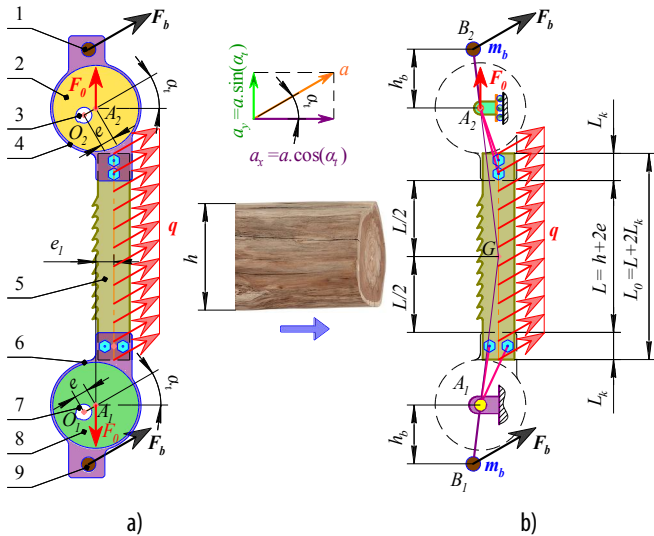
Để đảm bảo yêu cầu độ cứng của mép cắt lưỡi cưa (phần chứa răng cưa) thì phải kéo giãn nó với một lực ban đầu F_0 , đặt cách một khoảng lệch e , so với đường tâm của lưỡi cưa. Khi máy xẻ làm việc, tác dụng vào lưỡi cưa còn có tải quán tính phân bố đều q luôn thay đổi về hướng. Với giá trị tần số quay của trục lớn, các lực trên sẽ tạo ra mômen uốn đáng kể tác dụng lên lưỡi cưa. Hệ quả là lưỡi cưa sẽ có thể đánh mất trạng thái ổn định dạng phẳng, ảnh hưởng không tốt đến chất lượng xẻ và có thể gây hỏng lưỡi cưa. Để giải quyết vấn đề này thì cần lắp đặt vào môđun cưa các quả đối trọng. Mỗi quả đối trọng sẽ tạo ra lực quán tính F_b , nhằm cân bằng lại với mômen tác dụng vào lưỡi xẻ. Nhờ đó thì máy xẻ có thể vận hành với tần số quay lớn.

Các đặc trưng hình học và yếu tố lực tác dụng vào môđun cưa được thể hiện trên hình 2. Cần chú ý rằng, gia tốc ly tâm $a_x = a \cos \alpha_t$ là thành phần tạo ra lực quán tính theo phương ngang tác dụng lên lưỡi cưa, là nguyên nhân gây ra hiện tượng mất ổn định dạng phẳng của lưỡi cưa. Ở đây, α_t - góc vị trí của môđun cưa. Trong mô hình toán chúng ta sẽ xem xét hai vị trí đặc biệt là khi $\alpha_t = 0^\circ$ và $\alpha_t = 180^\circ$, mà ở đó trị tuyệt đối của a_x sẽ đạt đến giá trị lớn nhất và bằng $e \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2$. Ở những vị trí khác của lưỡi cưa khi trục quay ($\alpha_t \neq 0$ và $\alpha_t \neq 180^\circ$), giá trị của thành phần gia tốc này sẽ nhỏ hơn, do đó có thể không cần xét tới. Tiếp theo, các yêu cầu kỹ thuật sẽ được nghiên cứu và xây dựng ở dạng các hệ thức liên hệ giải tích, là tiền đề cho việc xây dựng mô hình toán ở mục sau. Chú thích cho các tham số máy xẻ được liệt kê trong các bảng ở mục 3 (bảng 1, 2).

2.1. Phương pháp nghiên cứu ổn định dạng phẳng lưỡi cưa

Vấn đề ổn định dạng phẳng của lưỡi cưa đã được đề cập đến trong công trình (Phung và ctv, 2017d) và các kết quả này cũng đã được áp dụng để xây dựng mô hình toán máy xẻ trong Phung và ctv (2017c). Tuy nhiên, các công trình trên đây chỉ giải quyết được một vài trường hợp riêng của bài toán ứng với điều kiện lý tưởng là tải phân bố đều trên toàn bộ lưỡi cưa. Trên thực tế, khi lưỡi cưa xẻ gỗ, tải phân bố chỉ

tác dụng vào một phần trung tâm của lưỡi cưa. Mới đây, vấn đề ổn định dầm thành mỏng dưới tác dụng của hệ 3 loại tải trọng phức tạp đã được giải quyết triệt để ở dạng tổng quát Phung (2017a). Theo đó, các kết quả mới nhất này sẽ được áp dụng để hoàn thiện mô hình toán cho máy xẻ.



Hình 2. Sơ đồ và mô hình tính toán cho môđun cưa: a) Sơ đồ môđun cưa, b) Mô hình tính toán cho môđun cưa (1- Quả đối trọng trên; 2- đĩa khớp bản lề lệch tâm trên; 3- trục trên; 4- chi tiết vỏ khớp trên; 5- lưỡi cưa; 6- chi tiết vỏ khớp dưới; 7- trục dưới; 8- đĩa khớp bản lề lệch tâm dưới; 9- quả đối trọng dưới) [Phung (2017a, 2017c)]

Xét bài toán tổng quát lưỡi cưa có chiều dài phần tự do là L , dưới tác dụng của tổng hợp của mômen uốn M , lực nén dọc trục F và tải phân bố đều q ở một phần chiều dài dầm với độ dài aL . Trong đó a là hệ số có giá trị bất kỳ trong khoảng $0 \leq a \leq 1$ (hình 3). Lưỡi cưa có thể xét gần đúng là một dầm thành mỏng mặt cắt hình chữ nhật. Ký hiệu c là độ cao đường đặt lực so với đường tâm của dầm. Bài toán ổn định dạng phẳng của dầm thành mỏng mặt cắt hình chữ nhật được giải theo phương pháp năng lượng và được trình bày chi tiết trong tài liệu của Phung và ctv (2017b). Biểu thức giải tích tổng quát mô tả trạng thái ổn định dạng phẳng của dầm như sau:

$$R = R_1 \cdot c \cdot q^3 + R_2 \cdot c \cdot M \cdot q^2 + R_3 \cdot q^2 + R_4 \cdot c \cdot M^2 \cdot q + R_5 \cdot M \cdot q + R_6 \cdot M^2 + R_7 \cdot F + R_8 = 0 \quad (1)$$

trong đó, R_i là các biểu thức chỉ phụ thuộc vào kích thước và cơ tính của dầm mà không phụ thuộc vào các yếu tố lực và được tác giả trình bày cụ thể trong công trình của Phung (2017a).

Việc tìm ra hệ thức (1) là một bước tiến quan trọng trong việc xây dựng mô hình toán cho máy xẻ, nhờ đó vấn đề ổn định dạng phẳng của lưỡi cưa ở cả chế độ không tải và có tải được đánh giá chính xác và toàn diện.

2.2. Ổn định dạng phẳng của lưỡi cưa ở chế độ không tải

Ở chế độ chạy không tải, các lực tác dụng vào lưỡi cưa gồm: lực kéo dọc trục F , mômen quán tính sinh ra bởi đối trọng M và lực quán tính phân bố đều trên toàn bộ chiều dài lưỡi cưa q tỉ lệ thuận với bình phương tốc độ quay n

(hình 4). Hệ lực này tương đương với bộ giá trị $\alpha = 1, c = 0, F = -F_0$ trong mô hình tổng quát (hình 3). Từ công thức tổng quát (1) suy ra hệ thức mô tả trạng thái ổn định phẳng của lưỡi cưa ở chế độ không tải là:

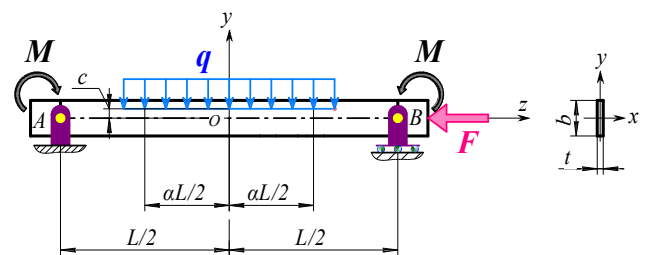
$$R(M, F_0, q) = 1920C^2F_0L^2\pi^7 - 1920CL^2M^2\pi^7 + 7680B_2C^2\pi^9 - (1680CL^4M\pi^5 + 320CL^4M\pi^7) \cdot q - (495CL^6\pi^3 + 120CL^6\pi^5 + 16CL^6\pi^7) \cdot q^2 = 0 \quad (2)$$

trong đó, L - chiều dài tự do của lưỡi cưa, B_2 - độ cứng uốn nhỏ nhất ($N.m^2$), và C - độ cứng xoắn của mặt cắt lưỡi cưa ($N.m^2$).

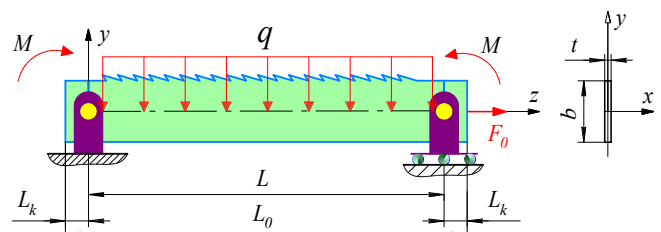
Tải quán tính phân bố đều tới hạn được xác định từ phương trình (2), từ đó tìm được tốc độ quay tới hạn n_{cr} của máy xẻ. Điều kiện ổn định dạng phẳng của lưỡi cưa ở chế độ không tải là:

$$n \leq \frac{n_{cr}}{k_s} \quad (3)$$

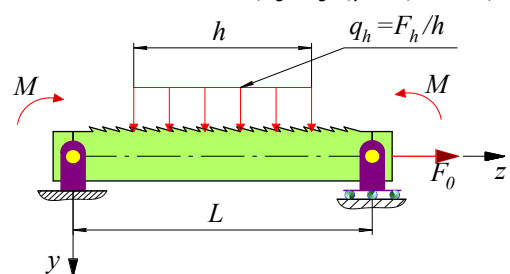
trong đó, k_s là hệ số an toàn ổn định (bảng 1).



Hình 3. Mô hình tổng quát dầm thành mỏng dưới tác dụng tổng hợp nhiều tải trọng



Hình 4. Mô hình lưỡi cưa dưới tác dụng tổng hợp các lực ở chế độ không tải



Hình 5. Sơ đồ tính tải trọng tới hạn khi xẻ

2.3. Ổn định dạng phẳng lưỡi cưa khi xẻ gỗ

Chất lượng độ chính xác của sản phẩm gỗ phụ thuộc rất nhiều vào độ ổn định của lưỡi cưa khi xẻ. Độ ổn định lưỡi cưa được đặc trưng bởi giá trị thành phần lực cắt tới hạn theo phương ngang F_{hcr} vuông góc với lưỡi cưa. Để xác định lực tới hạn khi cưa $F_{hcr} = q_{hcr} \cdot h$ ta sử dụng sơ đồ tính toán lưỡi cưa (hình 5). Ở đây, h là độ cao của khúc gỗ lớn nhất mà máy có thể xẻ được. Tải phân bố theo phương

ngang tới hạn q_{hcr} khi lưỡi cưa làm việc được xác định theo hệ thức tổng quát (1) căn cứ vào điều kiện biên cụ thể của lưỡi cưa ở trường hợp này.

Từ đó xác định được giá trị tới hạn của lực cắt F_{hcr} theo công thức:

$$F_{hcr} = q_{hcr} \cdot h \tag{4}$$

Điều kiện để đảm bảo lưỡi cưa ổn định dạng phẳng khi xẻ là:

$$F_h < F_{hcr} \tag{5}$$

trong đó, F_h là tổng hợp lực cắt tác dụng vào toàn bộ lưỡi cưa theo phương ngang và được trình bày trong mục 2.4 của bài báo này.

2.4. Dao động lưỡi cưa

Một trong những vấn đề quan trọng nhất khi thiết kế máy xẻ chính là tránh để xảy ra hiện tượng cộng hưởng dao động ở tốc độ làm việc của máy. Công trình của Blokhin (2015) đã chỉ ra rằng, hiện tượng cộng hưởng dao động sẽ không xảy ra nếu tần số quay của trục máy xẻ nhỏ hơn tần số dao động riêng nhỏ nhất của lưỡi cưa. Từ đó, qua quá trình phân tích và biến đổi, ta thu được công thức tính tần số dao động riêng nhỏ nhất f_{01} (Hz) của lưỡi cưa như sau:

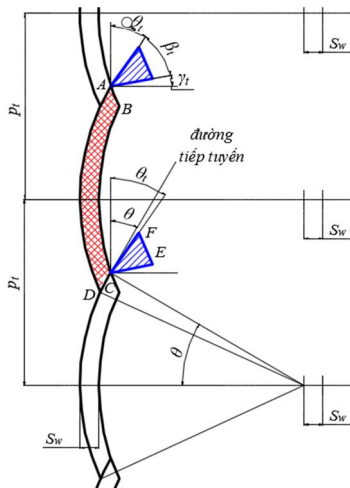
$$f_{01} = \sqrt{\frac{CF_0L^2 - e_1^2 F_0^2 L^2 + 4B_2C\pi^2}{3CL^4\rho bt}} \tag{6}$$

Điều kiện để không xuất hiện sự cộng hưởng ở tần số quay làm việc n có dạng:

$$n \leq 60 \cdot \frac{f_{01}}{k_v} \tag{7}$$

Trong đó, k_v là hệ số an toàn dao động, ρ - khối lượng riêng của vật liệu lưỡi cưa (bảng 1).

2.5. Điều kiện tránh va chạm khi xẻ



Hình 6. Quỹ đạo răng cưa khi xẻ

p_t - bước răng; θ_t - góc nghiêng mặt trên của răng cưa; β_t - góc răng cưa; γ_t - góc nghiêng mặt dưới của răng cưa; S_w - bước tiến gỗ

Quỹ đạo chuyển động của răng cưa ở máy truyền thống là một đoạn thẳng, thì ở máy xẻ thể hệ mới này, răng cưa chuyển động và cắt vào gỗ theo một cung tròn (hình 6). Phần

diện tích gạch đan chéo ABCD chính là hình dạng của phần phoi gỗ với bề dày S_w bị cắt bởi một răng cưa sau mỗi một vòng quay, trong đó S_w (mm/vòng) là lượng tiến gỗ khi xẻ.

Công trình của Blokhin (2015) chỉ ra rằng, điều kiện để thực hiện quá trình cắt là mặt sau của răng cưa CF không được va chạm vào gỗ (phần gạch ô). Nghĩa là góc nghiêng mặt sau của răng cưa θ_t phải lớn hơn góc θ giữa đường tiếp tuyến với cung tròn tại vị trí cắt và phương thẳng đứng (hình 6). Tuy nhiên, tác giả không đưa ra được hệ thức giải tích mô tả điều kiện tránh va chạm của lưỡi cưa khi xẻ gỗ ở dạng tổng quát. Bởi vậy, khi xây dựng mô hình toán máy xẻ ở các công trình trước đây (Phung, 2017a,c) các tác giả đều đã bỏ qua yếu tố quan trọng này.

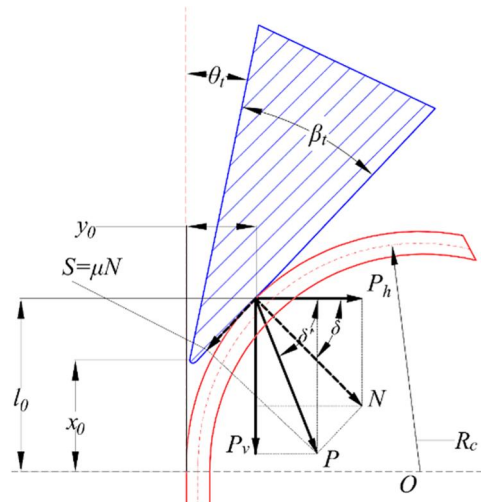
Dựa vào quan hệ hình học của hệ, tác giả xây dựng được điều kiện tránh va chạm răng cưa và gỗ trong quá trình xẻ như sau:

$$\theta_t \geq \theta = \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{\sqrt{S_w^2 + p_t^2}}{2e}\right) + \arctg\left(\frac{S_w}{p_t}\right) \tag{8}$$

Đây là điều kiện cơ bản để xác định khoảng giá trị của bán kính quay lệch tâm e và được đưa vào bảng các tham biến điều khiển trong thiết kế đa tiêu chuẩn máy xẻ (bảng 2).

2.6. Lực cắt khi xẻ và lực kéo giãn ban đầu

Lực cắt: Lực cắt là một đại lượng quan trọng ảnh hưởng đến khả năng làm việc của lưỡi cưa và công suất động cơ trục chính. Các công trình nghiên cứu trước đây thường lấy giá trị lực cắt một cách định tính, chủ yếu dựa vào kinh nghiệm hoặc các thực nghiệm một cách tương đối (Blokhin, 2015). Bởi vậy, hệ thức tính lực cắt trong được sử dụng trong các công trình trước đây có nhiều hạn chế về độ chính xác. Trên thực tế, đây là một bài toán quan trọng cần phải được xem xét ở mức độ vi mô, có xét đến tính chất cơ - lý của gỗ, thông số hình học của răng cưa và ma sát giữa răng cưa với gỗ.



Hình 7. Mô hình tính toán lực cắt tác dụng vào một răng cưa

Gọi N là phản lực pháp tuyến tác dụng lên bề mặt trước của răng cưa (hình 7). Trong quá trình xẻ, phoi sẽ bị uốn cong với bán kính R_c và trượt trên mặt trước của răng cưa, do đó sẽ sinh ra lực ma sát $S = \mu N$, với μ - hệ số ma sát giữa

phôi và răng cưa. Do đó, S và N sẽ tạo ra một hợp lực P tác dụng vào răng cưa. Hợp lực P này được phân ra thành hai thành phần ngang (P_h) và dọc (P_v). Ký hiệu $\delta = \theta_t + \beta_t$ là góc cắt, cũng chính là góc hợp giữa phân lực N với P_h .

Các thành phần lực dọc P_v và ngang P_h tác dụng lên một răng cưa và được xác định dựa vào cơ sở lý thuyết cắt gỗ trong công trình của Csanady và ctv (2013) và mô hình tính toán (hình 7). Từ đó xác định được thành phần lực dọc F_v và ngang F_h tác dụng lên toàn bộ lưỡi cưa thông qua số răng cưa tham gia vào quá trình cắt. Ngoài ra, δ' - Góc hợp giữa lực P với P_h ; l_0 và y_0 - lần lượt là khoảng cách từ điểm tiếp xúc của phân lực pháp tuyến đến vị trí phôi bắt đầu bị tách theo phương thẳng đứng và ngang; x_0 - khoảng cách từ đỉnh răng cưa đến vị trí phôi bắt đầu bị tách.

Lực kéo căng của lưỡi cưa: Để giới hạn của ứng suất nén trên lưỡi cưa, cần phải kéo giãn nó trước một lực F_0 , có giá trị lớn hơn thành phần lực cắt dọc F_v tác dụng lên toàn bộ lưỡi cưa.

$$F_0 \geq F_v \quad (9)$$

2.7. Các yêu cầu kỹ thuật khác

Ngoài các yêu cầu kỹ thuật đặc trưng được liệt kê ở trên đối với máy xẻ, các yêu cầu cơ bản khác như độ cứng, độ bền, giới hạn mỗi của lưỡi cưa cũng cần được xem xét kỹ lưỡng. Điều kiện về độ cứng, độ bền và giới hạn mỗi của lưỡi cưa đã được tác giả xây dựng ở dạng các hàm ràng buộc kỹ thuật và trình bày chi tiết trong các công trình trước đây (Phung, 2017a). Kết quả được tổng hợp tổng hợp trong bảng 3.

3. THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO MÁY XẺ

Mô hình toán đa tiêu chuẩn của máy xẻ được lập nên với 22 hằng số không đổi, 8 tham biến điều khiển, 8 ràng buộc, 4 chỉ tiêu chất lượng. Các đại lượng và biểu thức này được liệt kê cụ thể trong các bảng 1 ÷ 4.

3.1. Các tham số không đổi

Các tham số sau được lựa chọn làm các tham số không đổi (Bảng 1). Giá trị của các hệ số Ψ , K , n_z , k_s , k_v được tham khảo từ các tài liệu chuyên ngành và kinh nghiệm của các chuyên gia trong lĩnh vực máy xẻ gỗ (Blokhin, 2015).

Bảng 1. Các tham số cố định

Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị	Ý nghĩa của tham biến
ρ	7800	kg/m ³	Khối lượng riêng của vật liệu lưỡi cưa
E	207E9	N/m ²	Môđun đàn hồi kéo-nén của vật liệu lưỡi cưa
G	80,36E9	N/m ²	Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lưỡi cưa
σ_b	1500E6	N/m ²	Giới hạn bền của vật liệu lưỡi cưa
σ_{-1}	650E6	N/m ²	Giới hạn mỏi của vật liệu lưỡi cưa
h	0,275	m	Đường kính tối đa của thân cây gỗ
R_0	0,1	m	Bán kính ngoài của khớp bản lề
L_k	0,06	m	Chiều dài thiết bị kẹp
Ψ	0,2	-	Hệ số đặc trưng cho độ nhạy của vật liệu đối với chu kỳ bất đối xứng

K	1,5	-	Hệ số xem xét ảnh hưởng của các yếu tố khác đến độ bền mỗi tuần hoàn của lưỡi cưa
k_s	1,5	-	Hệ số an toàn ổn định
k_v	1,5	-	Hệ số an toàn dao động
n_f	4	-	Hệ số an toàn mỗi lưỡi cưa
n_s	4	-	Hệ số an toàn bền lưỡi cưa
μ	0,3	-	Hệ số ma sát giữa gỗ và thép
J_{H0}	50000	N/m	Độ cứng cần thiết của lưỡi cưa
S_w	1E-3	m/vòng	Lượng tiến vật liệu vào vùng cắt
E_w	13E9	N/m ²	Môđun đàn hồi kéo-nén trung bình của gỗ
p_t	0,025	m	Bước răng
θ_t	22°	độ	góc nghiêng mặt trên của răng cưa
β_t	45°	độ	góc răng cưa
γ_t	23°	độ	góc nghiêng mặt dưới của răng cưa

3.2. Các tham biến điều khiển

Các tham biến điều khiển của môđun cưa và miễn xác định của chúng được lựa chọn dựa trên các phân tích khoa học và kinh nghiệm được các chuyên gia tích lũy trong quá trình thiết kế, chế thử máy xẻ (bảng 2).

Bảng 2. Các tham biến điều khiển

Ký hiệu trong mô hình	Ký hiệu ban đầu	Giá trị biên cận dưới	Giá trị biên cận trên	Đơn vị	Ý nghĩa
a_1	e	0,033	0,038	m	Độ lệch tâm của đĩa khớp bản lề
a_2	b	0,06	0,1	m	Chiều rộng của lưỡi cưa
a_3	t	0,001	0,002	m	Độ dày của lưỡi cưa
a_4	e_1	0	0,08	m	Độ lệch trục của lực kéo F_0
a_5	h_b	0,1	0,2	m	Khoảng cách h_b
a_6	m_b	0	1	kg	Khối lượng quả đối trọng
a_7	F_0	500	2000	N	Độ lớn lực kéo giãn
a_8	n	2000	3000	vòng/phút	Tốc độ quay của trục

3.3. Các ràng buộc kỹ thuật

Trên cơ sở kết quả thu được ở mục 2, các công thức mô tả ràng buộc kỹ thuật của máy xẻ đã được thiết lập (bảng 3). Trong đó: J_H - Độ cứng ban đầu của lưỡi cưa (N/m); σ_a - Biên độ ứng suất của lưỡi cưa (N/m²); σ_m - Ứng suất trung bình của lưỡi cưa (N/m²); σ_{max} - Ứng suất lớn nhất trong lưỡi cưa (N/m²).

Bảng 3. Ràng buộc kỹ thuật

Ràng buộc kỹ thuật	Ý nghĩa các ràng buộc
$f_1 = n - \frac{60 \cdot f_{01}}{k_v} \leq 0$	Điều kiện tránh cộng hưởng dao động
$f_2 = \frac{n_{cr}}{k_s} - n \geq 0$	Điều kiện ổn định lưỡi cưa ở chế độ không tải

$f_3 = m_b h_b a - \frac{qL_0^2}{8}$ $- F_0 e_1 - \frac{qL_0}{2} (R_0 + L_K)$ $- \frac{qL_K^2}{2} \leq 0$	Điều kiện lựa chọn quả đối trọng
$f_4 = F_0 - F_v \geq 0$	Điều kiện giới hạn ứng suất nén trên lưỡi cưa
$f_5 = \sigma_b / \sigma_{max} - n_s \geq 0$	Điều kiện bền của lưỡi cưa
$f_6 = \frac{\sigma_{-1}}{K\sigma_a + \Psi\sigma_m} - n_f \geq 0$	Điều kiện mỏi của lưỡi cưa
$f_7 = J_H - J_{H0} \geq 0$	Điều kiện cứng của lưỡi cưa
$f_8 = F_{hcr} - F_h \geq 0$	Điều kiện ổn định của lưỡi cưa khi xẻ gỗ

3.4. Các tiêu chuẩn chất lượng

Trên cơ sở kết quả thu được ở mục 2, các chuyên gia đề xuất và lựa chọn các tiêu chí chất lượng cho máy xẻ và được liệt kê như trong bảng 4.

Bảng 4. Chỉ tiêu chất lượng của máy xẻ

Tiêu chuẩn chất lượng	Ý nghĩa
$\Phi_1 = m_0 + 2m_b \rightarrow \text{MIN}$	Tổng khối lượng lưỡi cưa và đối trọng
$\Phi_2 = 2 \cdot (h_b + R_0) + L_0 \rightarrow \text{MIN}$	Kích thước tổng thể
$\Phi_3 = n \rightarrow \text{MAX}$	Tần số quay làm việc của máy (năng suất máy)
$\Phi_4 = t \rightarrow \text{MIN}$	Độ dày lưỡi cưa (hao phí gỗ)

Mô hình toán máy xẻ trong bài báo này là phiên bản hoàn thiện, chính xác hơn mô hình toán trong các công trình trước đây (Phung, 2017a,c), và được thể hiện ở 5 sự khác biệt căn bản. Một là khoảng giá trị của tham biến điều khiển $\alpha_1 = e$ đã được tính toán và lựa chọn hợp lý, đảm bảo tránh va chạm của mặt sau răng cưa với gỗ. Hai là các hàm ràng buộc kỹ thuật f_2, f_3, f_8 đã được xây dựng lại chính xác hơn nhờ vấn đề ổn định của lưỡi cưa dưới tác dụng của hệ lực phức tạp được giải quyết triệt để và ở dạng tổng quát. Ba là các hàm ràng buộc kỹ thuật f_4, f_5, f_6 đã được chính xác hóa nhờ công thức tính lực cắt của lưỡi cưa được xây dựng lại dựa trên lý thuyết cắt gỗ, có xét đến thông số hình học của răng cưa và chất cơ - lý của gỗ. Bốn là việc thu gọn từ 9 tiêu chuẩn chất lượng thành 4 tiêu chuẩn quan trọng nhất được khách hàng và các nhà sản xuất quan tâm (khối lượng, kích thước, năng suất, độ hao phí gỗ) dựa trên ý kiến của các chuyên gia hàng đầu về lĩnh vực máy xẻ gỗ. Vì vậy mô hình toán đã được thu gọn, đơn giản hóa mà vẫn đảm bảo tính chính xác, có ý nghĩa thực tiễn cao.

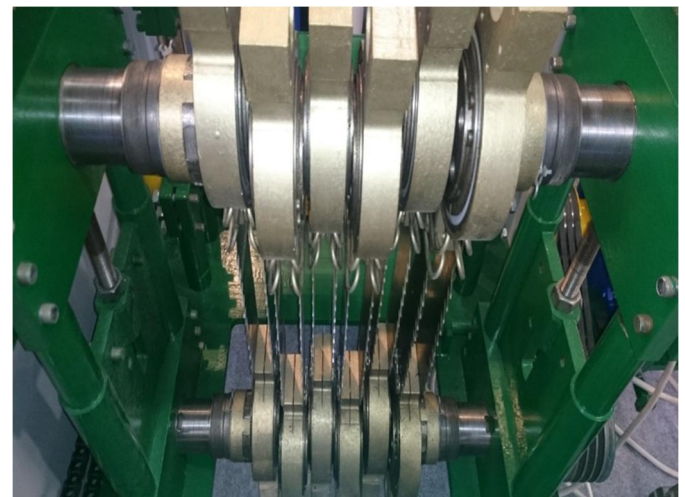
3.5. Kết quả thiết kế và chế tạo thử nghiệm

Dựa trên mô hình toán đề xuất, các tác giả đã giải bài toán tối ưu thiết kế theo 4 tiêu chuẩn trên sử dụng phương pháp “phân tích và tương tác trực quan”. Kết quả thu được phương án thiết kế hợp lý tương ứng với bộ tham số sau:

$(\alpha) = (0,033; 0,079; 1,47; 0,058; 0,151; 0,31; 1267; 2862)$. Giá trị của các tiêu chuẩn theo lời giải này là: $(\Phi) = (1,04; 0,962; 2850; 1,47)$. Theo kết quả này, mô hình cho một mô đun cưa và máy xẻ dạng khung kiểu mới đã được thiết kế và chế tạo (hình 8, 9).



Hình 8. Phương án thiết kế mô đun cưa hợp lý tìm được dựa vào mô hình toán



Hình 9. Chế tạo máy xẻ gỗ dạng khung thể hệ mới theo thiết kế của mô đun cưa

Phương án thiết kế tìm được thể hiện nhiều điểm ưu việt so với phương án máy xẻ cũ, trong đó khối lượng mô đun cưa giảm 23%, tốc độ làm việc của trục chính tăng 43%. Điều đó cho thấy, việc xây dựng một mô hình toán học chính xác trong khuôn khổ khái niệm quản lý vòng đời sản phẩm có ý nghĩa rất lớn, là giúp cho nhà sản xuất, rút ngắn được đáng kể thời gian thiết kế và lựa chọn được phương án chế tạo hợp lý cho những hệ thống cơ khí phức tạp với chất lượng cao mà không cần phải qua nhiều lần thử nghiệm và khắc phục lỗi, điều mà rất phổ biến trong ngành cơ khí chế tạo hiện nay.

4. KẾT LUẬN

Với mục đích để tìm được phương án thiết kế tối ưu cho máy xẻ nhiều lưỡi dạng khung thể hệ mới, mô hình toán tổng hợp đa tiêu chuẩn của máy đã được xây dựng dựa trên khái niệm quản lý vòng đời sản phẩm. Mô hình toán cho phép mô tả tổng thể các đặc tính hình học, động lực học và công nghệ của thiết bị dưới dạng các ràng buộc kỹ thuật và tiêu chuẩn chất lượng.

Quy trình tính toán được xây dựng cho phép tự động tính các tiêu chuẩn chất lượng theo các tham biến thiết kế với điều kiện là những ràng buộc kỹ thuật của máy xẻ. Với mô hình toán thu được ở trên, có thể tiến hành bài toán thiết kế đa mục tiêu nhằm tìm ra các thông số thiết kế phù hợp nhất trong các bối cảnh sản xuất khác nhau, khi mà

yêu cầu và chỉ tiêu kỹ thuật của các chuyên gia thay đổi một cách linh hoạt. Phương pháp giải bài toán thiết kế đa mục tiêu này sẽ được trình bày trong công trình nghiên cứu tiếp theo của các tác giả.

Bài báo không chỉ có ý nghĩa quan trọng đối với việc tự động hóa và tối ưu quá trình thiết kế máy xẻ gỗ thể hệ mới nói riêng, mà còn đưa ra phương pháp xây dựng mô hình toán đa tiêu chuẩn cho các hệ thống cơ khí phức tạp nói chung.

LỜI CẢM ƠN

Các tác giả cảm ơn Trường Đại học Công nghiệp TP.HCM đã cấp kinh phí để thực hiện đề tài nghiên cứu này theo hợp đồng nghiên cứu khoa học số 26/HĐ-ĐHCN ngày 22/01/2018 cùng Quyết định số 442/QĐ-ĐHCN ngày 19/01/2018, mã số 181.CK01.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Blokhin M.A. (2015). *Research and development of saw machine with circular forward movement of saw blades*. Research report. MSTU NE Bauman. Moscow. 313 p. (In Russian).
- [2]. Csanady E., Magoss E. (2013). *Mechanics of wood machining* (2nd ed.). Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 207 p.
- [3]. Phung V. B. (2017a). *Automation and management of the decision-making process for multi-criteria design of a new type of frame saw machine*. PhD document. MSTU NE Bauman. Moscow. 157 p. (In Russian).
- [4]. Phung V. B., Dang H. M., Gavriushin S. S., Nguyen V. D. (2017b). Boundary of stability region of a thin-walled beam under complex loading condition. *International Journal of Mechanical Sciences*. Vol. 122, p. 355-361.
- [5]. Phung V.B., Dang H.M., Gavriushin S.S. (2017c). Development of mathematical model for lifecycle management process of new type of multipurpose saw machine. *Journal of Science and Education*. MSTU NE Bauman. Moscow (In Russian).
- [6]. Phung V.B., Gavriushin S.S., Blohin M.A. (2015). Balancing a multipurpose bench with circular reciprocating saw blades. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Journal of Machine Building* (In Russian).
- [7]. Phung V.B., Prokopov V.S., Gavriushin S.S. (2017d). Research of stability of flat bending shape of saw blade of gang saw with circular translation movement. *Journal of Russian Engineering Research*. p. 83–88 (In Russian).