

THIẾT KẾ TỐI ƯU VÀ PHÂN TÍCH KẾT CẤU THÂN MÁY

DESIGN OPTIMIZATION AND ANALYSIS OF A MACHINE STRUCTURE

Nguyễn Hữu Lộc, Phan Phước Thiện, Trần Văn Thùy

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Bài báo trình bày các nội dung liên quan đến thiết kế tối ưu và phân tích kết cấu thân máy, bao gồm: Sử dụng hệ thống CAD/CAE lựa chọn cấu trúc hình - Động học (G- KS) khi thiết kế máy phay; Thiết kế tối ưu các thành phần thân máy theo phương pháp giải thuật di truyền, mô hình hóa, mô phỏng và thiết kế tối ưu thân máy trên các hệ thống CAD/CAE.

Từ khóa: *Cấu trúc hình - Động học (G- KS); Hệ thống CAD/CAE; Thiết kế tối ưu; Thân máy.*

ABSTRACT

Content of this article related to the design optimization and analysis of a machine structure, including: The selection of geometric kinematic structure in designed machine using CAD/CAE systems, using optimization method based on a genetic algorithm to design of machine parts, modeling, simulation and optimized the milling machine structure on CAD / CAE systems.

Keywords: *Geometric – Kinematic Structure (G-KS); CAD/ CAE systems, design optimization, machine structure.*

1. GIỚI THIỆU

Ngày nay, với sự phát triển mạnh mẽ của phần mềm CAD/CAE, việc áp dụng lý thuyết tính toán tối ưu kết cấu thân máy trở nên dễ dàng và hiệu quả hơn, rút ngắn thời gian thiết kế máy, nâng cao tính kinh tế. Do tính đa dạng

và phức tạp của kết cấu máy nên hiện nay vẫn chưa có quy trình tính toán thiết kế tối ưu nào được xây dựng để giải quyết vấn đề này. Tuy nhiên, dựa vào yêu cầu thiết kế và qua nhiều nghiên cứu, kết cấu máy có thể được tính toán tối ưu theo các bước sau đây:

- Chọn loại máy cần thiết kế, liệt kê các yêu cầu kỹ thuật, các điều kiện ràng buộc để thiết lập mối quan hệ hợp lý giữa các phần tử chuyển động của máy.

- Áp dụng một hoặc vài phương pháp tính toán tối ưu để giải bài toán thiết kế, tìm ra một số kích thước chủ yếu của máy.

- Mô hình hóa và mô phỏng tính toán bằng phần mềm CAD/CAE để kiểm tra kết quả tính toán và tối ưu kết cấu.

- Hoàn thiện thiết kế.

Trong quá trình thiết kế máy, cụ thể ở đây là máy phay, giai đoạn đầu tiên là lựa chọn một cấu trúc hình - động học (G-KS) thích hợp. Vấn đề cấu trúc hình - động học của máy công cụ đã được khởi đầu vào những năm 1970, bởi J. D. Vragov - Kỹ sư thiết kế và là nhà nghiên cứu các loại máy công nghệ người Nga [1]. Điểm nhấn đặc biệt quan trọng là công trình của ông với các khái niệm đầu tiên về G-KS cùng với các phác thảo về hình dạng các phần tử chủ yếu trong kết cấu động học của máy. Các nghiên cứu tiếp theo đem đến nhiều khái niệm lý thuyết hữu ích và nhiều giải pháp thực tế, chúng liên quan đến mối quan hệ giữa đặc điểm kết cấu của máy công cụ với các thuộc tính cơ học và vận hành của nó. Điều đó cho thấy giai đoạn lựa chọn G-KS trong quá trình thiết kế có ảnh hưởng rất lớn đến chất lượng của máy được sản xuất.

XYZO	XYOZ	XOYZ	OXYZ
XZYO	XZOY	XOZY	OXZY
YXZO	YXOZ	YOXZ	OYXZ
YZXO	YZOX	YOZX	OYZX
ZXYO	ZXOY	ZOXY	OZXY
ZYXO	ZYOX	ZOYX	OZYX

Hình 1. Ma trận kết cấu của máy phay đứng 3 trục.

Đối tượng áp dụng là máy phay đứng

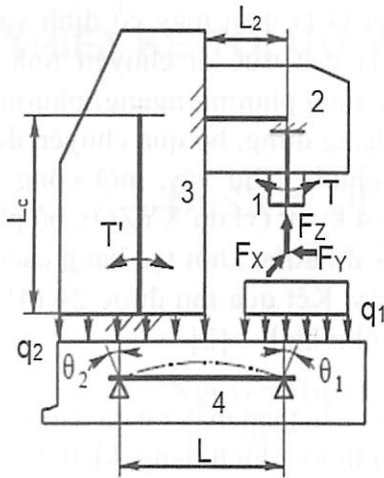
3 trục, gọi O là thân máy cố định và X, Y, Z lần lượt là các trục di chuyển tịnh tiến của máy phay theo phương ngang, phương dọc và phương thẳng đứng, bỏ qua chuyển động quay của trục chính. Như vậy, một công thức cấu trúc sẽ có 4 ký tự (ví dụ XYZO), bộ phương án G-KS đầy đủ được khởi tạo bằng cách hoán vị 4 ký tự này. Kết quả thu được 24 (4!) phương án G-KS như hình 1 [2].

Kết cấu thân máy rất đa dạng vào phong phú. Kích thước, hình dạng, kiểu dáng của kết cấu thân máy phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: Tải trọng tác dụng, vật liệu chế tạo, công dụng và chức năng của máy, trình độ thiết kế chế tạo, diện tích không gian nhà xưởng... Trong các yếu tố kể trên, ứng suất sinh ra trong thân máy, độ cứng... và vật liệu chế tạo (ứng suất giới hạn) được coi là các nhân tố ảnh hưởng nhiều nhất đến kích thước, hình dạng, kiểu dáng kết cấu thân máy.

Cụ thể, có thể xem xét kết cấu thân máy phay đứng như sau: Khi gia công, các thành phần lực F_x , F_y , F_z và mô men xoắn T từ dụng cụ cắt tác dụng lên thân máy (hình 2). Tiến hành phân tích tác dụng các lực này lần lượt lên các phần 1, 2, 3 của thân máy.

Xét tác dụng của lực F_x , F_y , F_z lên phần 1 (hình 2, 5): Lực F_z tác dụng nén, lực F_x , F_y gây uốn trong mặt phẳng zx, zy. Nếu xét bài toán phẳng thì phần 1 chịu uốn + nén. Ứng suất nén theo phương z thường nhỏ so với ứng suất uốn cho nên có thể bỏ qua, bài toán phẳng với phần 1 chỉ là chịu uốn và xoắn. Tương tự xét phần 2, 3 và 4 (hình 2).

Do đó, bài toán tối ưu thân máy là lần lượt giải các bài toán cho các phần 1, 2, 3, 4 và được xem như các thanh, dầm. Sau đó, kết hợp các lời giải thu được lại với nhau ta có kích thước sơ bộ thân máy.



Hình 2. Mô hình tính toán thay thế thân máy

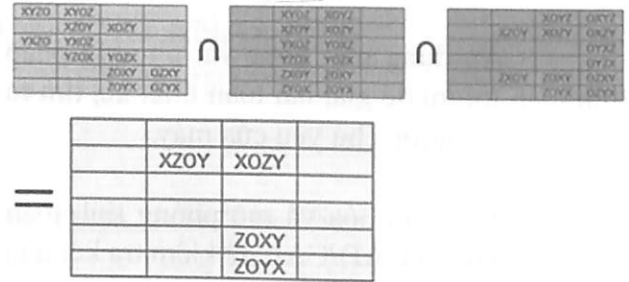
Sau khi tính toán tối ưu từng thành phần 1, 2, 3, 4, ta sử dụng phần mềm CAD/CAE để mô hình hóa kết cấu máy phay XZOY, đồng thời sử dụng mô đun Simulation của phần mềm để phân tích kết cấu và thiết kế tối ưu, từ đó lựa chọn kết cấu tối ưu. Giải pháp này tạo sự đồng bộ cho dữ liệu, tốn ít thời gian và tài nguyên máy, kết quả thu được đáng tin cậy.

2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN

2.1. Phân tích các phương án G-KS được chọn

Lựa chọn sơ bộ các phương án: Trong bước này, các điều kiện ràng buộc được sử dụng làm tiêu chí để giữ lại hoặc loại bỏ các phương án. Sau 3 điều kiện ràng buộc, kết quả thu được là 3 nhóm nhỏ các phương án G-KS. Thực hiện phép giao cho 3 nhóm nhỏ này để thu được kết quả cuối cùng như hình 3. Từ 24 phương án G-KS được khởi tạo trong bước đầu tiên chỉ còn lại 4 phương án sau bước lựa chọn sơ bộ: XZOY, XOZY, ZOXY và ZOYX. Bước lựa chọn sơ bộ không thể giải quyết triệt để vấn đề lựa chọn cấu trúc G-KS, tức là nó chỉ đưa ra một số phương án có thể lựa chọn chứ không đưa ra một phương án tối ưu cuối cùng. Đây

được xem như một bước đệm để loại bỏ một số lượng lớn các phương án không phù hợp, giảm công sức tính toán phân tích cho bước sau.



Hình 3. Kết quả phép giao các nhóm nhỏ G-KS.

Mô hình hóa: Là bước ứng dụng các phần mềm phân tích để mô hình hóa và tính toán mô phỏng. Việc mô hình hóa cần phải cân bằng giữa thời gian tính toán và mức độ chi tiết của kết cấu [5, 6]. Nhiệm vụ của bước này là so sánh tính năng kết cấu của 4 phương án để chọn phương án tốt nhất, do đó không nhất thiết phải xây dựng mô hình quá chi tiết, quan trọng là các phương án được xây dựng phải gần như nhau (một số kích thước chủ yếu) và phải được tính toán mô phỏng trong cùng một điều kiện ràng buộc.

Cả 4 phương án được mô hình hóa như hình 4 bằng phần mềm CAD. Tính tương đồng của các phương án được thể hiện như sau: Bộ máy: 1000×800×150 mm; Chiều cao tổng thể: 1255 mm; Chiều rộng thân máy: 400 mm; Bàn máy: 800×400 mm; Đầu máy: 180×180×300 mm...

Mô phỏng tính toán: Áp dụng mô đun Simulation của SolidWorks để tính toán mô phỏng. Tuy không mạnh mẽ và chuyên dụng nhưng SolidWorks cũng có nhiều lợi thế: Chia lưới mặc định bằng phần tử tứ diện cho mô hình 3D, rút ngắn thời gian thao tác; tùy chọn được kích thước phần tử lưới; các ràng buộc và tải trọng đa dạng và rất trực quan; thời gian tính toán rất nhanh; kết quả hoàn toàn có thể tin cậy.

Thiết lập các điều kiện tính toán như nhau đối với cả 4 phương án để kết quả tính toán có thể so sánh được với nhau. Có nhiều thông số để so sánh các phương án, tuy nhiên độ cứng là thông số ưu tiên vì nó ảnh hưởng đến hầu hết các đặc tính của máy công cụ. Do đó, tiến hành chạy mô phỏng cả 4 phương án và ghi nhận kết quả chuyển vị như bảng 1.

Bảng 1. Kết quả mô phỏng tính toán

Phương án	XZGY	XOZY	ZOXY	ZOYX
Chuyển vị lớn nhất (mm)	0,01658	0,03282	0,02835	0,02365

tác dụng thì phương án XZGY có độ cứng vững cao nhất trong số 4 phương án kết cấu được chọn.

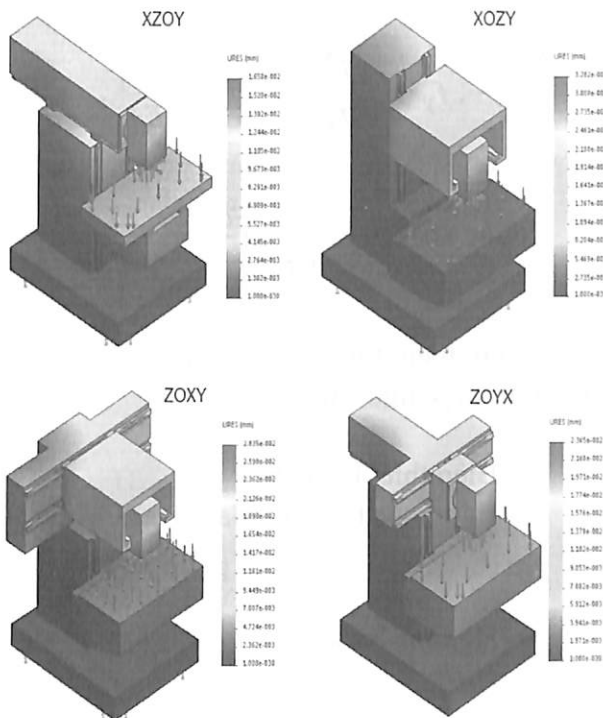
Do có sự khác biệt nhất định về cấu trúc nên nếu chỉ dựa vào kết quả mô phỏng tính toán thì chưa thể kết luận được phương án tối ưu. Cần thiết phải xem xét thêm các yếu tố về độ phức tạp kết cấu, truyền động, tính linh hoạt, khối lượng,... Do đó, cần phải có những đánh giá bổ sung dựa vào các tiêu chí trên thì việc lựa chọn cấu trúc cuối cùng sẽ đảm bảo tối ưu.

Nhờ vào phương pháp G-KS, ta thu được một cấu trúc máy phay tối ưu theo các điều kiện ràng buộc xác định.

2.2. Thiết kế tối ưu kết cấu thân máy phay

Cuối cùng, các điều kiện về lực áp dụng khi tính toán theo chế độ cắt vật liệu như sau: $F_x = F_y = 2138N$, $F_z = 1470N$, mô men xoắn $T = 133,648Nm$.

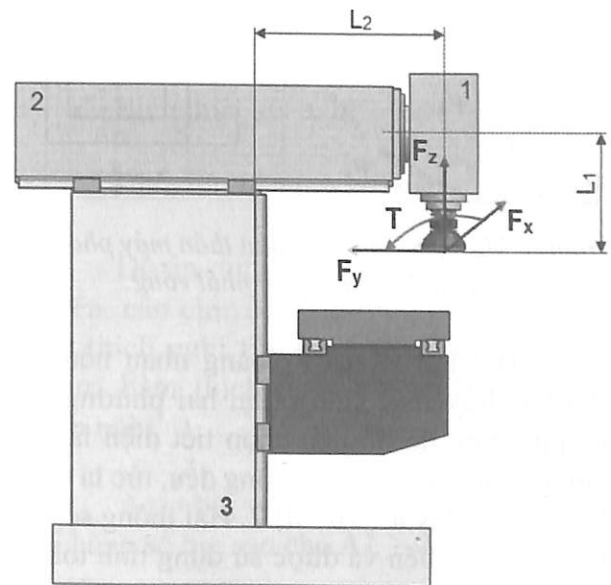
Tiến hành đặt các lực tác dụng F_x , F_y , F_z và T vào mô hình tính toán như hình 5.



Hình 4. Mô hình hóa và mô phỏng tính toán kết cấu các phương án được chọn.

So sánh và lựa chọn phương án tối ưu:

Từ kết quả mô phỏng tính toán ở bước trên có thể thấy ngay rằng, chuyển vị lớn nhất của phương án XZGY là nhỏ nhất, có nghĩa là trong cùng một điều kiện về ràng buộc và lực

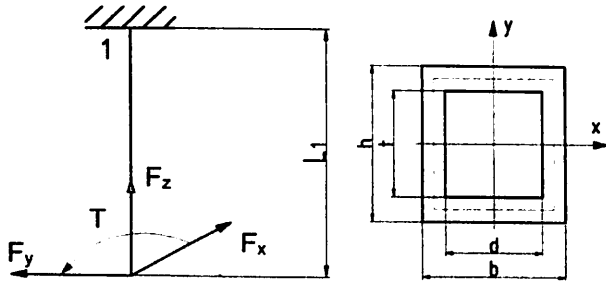


Hình 5. Đặt lực vào mô hình tính toán.

Quan sát mô hình máy phay XZOY sau khi đặt lực (hình 5, 6) nhận thấy đầu máy phay 1 và thân trục Y 2 chịu ảnh hưởng trực tiếp từ lực cắt. Hai thành phần này cần phải tính toán tối ưu để đảm bảo độ bền, độ cứng nằm trong giới hạn cho phép, đồng thời tiết kiệm vật liệu và công suất máy. Phần thân máy, chân đế và bàn máy thông thường có độ cứng khá cao, chịu được rung động, chưa cần thiết phải tính toán tối ưu.

Lập bài toán tối ưu cho phần đầu máy (1):

Tách riêng phần đầu máy 1 ra khỏi mô hình, chuyển mô hình về dạng đơn giản và đặt các điều kiện lực [4, 6]. Đây là một bài toán tổng hợp với các thành phần tải trọng tác dụng: Lực dọc trục F_z ; Lực ngang F_x, F_y và mô men xoắn T. Mặt khác, đối với phần 1 và 2 của máy phay thì tiết diện hình chữ nhật rỗng rất thích hợp về mặt độ bền [7] và cho việc bố trí các bộ phận bên trong và ray trượt.



Hình 6. Mô hình tính toán đầu thân máy phay với tiết diện ngang chữ nhật rỗng.

Hai lực F_x và F_y bằng nhau nên ứng suất và chuyển vị sinh ra tại hai phương x, y là như nhau, do đó nên chọn tiết diện là hình vuông rỗng có chiều dày đồng đều, tức là $b = h$, $d = t$, chiều dày $a = (b - d)/2$. Hai thông số biểu diễn cho tiết diện và được sử dụng tính toán là a và b.

Ứng suất cực đại:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_z}{A} + \frac{F_x L_1}{J_y} x_{\max} + \frac{F_y L_1}{J_x} y_{\max} \quad (1)$$

$$\tau_{\max} = \frac{T}{2aF_s}$$

Theo thuyết bền 3, ứng suất tương đương sẽ là:

$$\sigma_{t3} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\max}^2} \quad (2)$$

Chuyển vị đầu máy phay theo phương X, Y và Z:

$$f_x = \frac{F_x L_1^3}{3EJ_y}; f_y = \frac{F_y L_1^3}{3EJ_x} \text{ và } f_z = \frac{F_z L_1}{EA} \quad (3)$$

$$\text{Góc xoắn: } \theta = \frac{T}{4GF_s^2} \int \frac{dS}{a} = \frac{TS}{4GF_s^2 a} \quad (4)$$

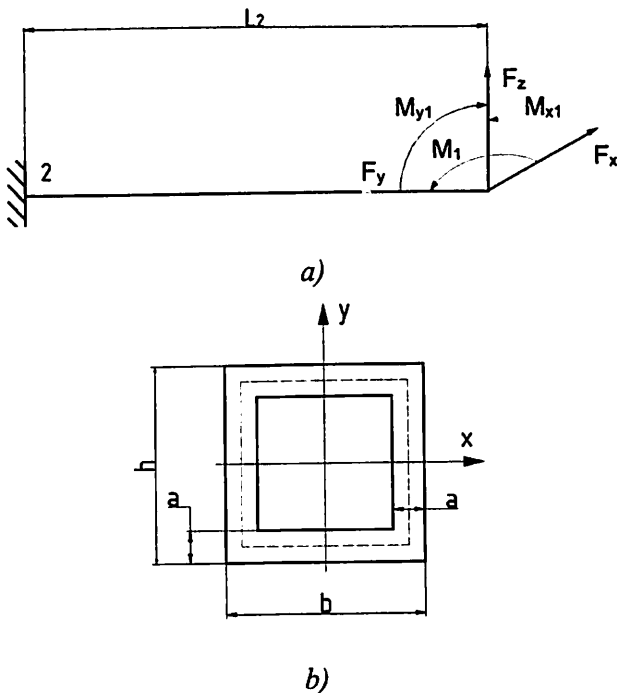
Bài toán tối ưu phần đầu máy phay được tóm lược như sau:

- Biến thiết kế: a, b.
- Hàm mục tiêu: $A = 4a(b - a) \rightarrow \min$.

$$\text{- Hệ ràng buộc: } \begin{cases} \sigma_{t3} \leq [\sigma] \\ f_x, f_y, f_z \leq [f] \\ \theta \leq [\theta] \end{cases}$$

Lập bài toán tối ưu cho phần thân trục Y 2:

Chuyển mô hình phần thân trục Y 2 về dạng đơn giản, quy đổi các lực và mômen từ phần 1 và đặt vào phần 2. Bài toán tổng hợp trong phần này khá phức tạp, bao gồm: Lực dọc trục F_y ; Lực ngang, mô men uốn: F_x, F_z, M_1, M_{y1} và mô men xoắn M_{x1} .



Hình 7. Mô hình tính toán phần thân trục Y với tiết diện ngang hình chữ nhật rỗng

Tương tự phần đầu máy, với bài toán tổng hợp bao gồm ứng suất kéo - nén, uốn và xoắn thì tiết diện hình chữ nhật rỗng là phù hợp nhất.

Ứng suất cực đại:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_Y}{A} + \frac{F_X L_2 + M_1}{J_y} x_{\max} + \frac{F_Z L_2 - M_{Y1}}{J_x} y_{\max}$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_{X1}}{2aF_S} \quad (5)$$

$$\text{và } \sigma_{t3} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\max}^2} \quad (6)$$

Chuyển vị đầu máy phay theo phương X, Y và Z:

$$f_x = \frac{F_x L_2^3}{3EJ_y} + \frac{M_1 L_2^2}{2EJ_y}; f_y = \frac{F_Y L_2}{EA} \quad (7)$$

$$\text{và } f_z = \left| \frac{F_Y L_2^3}{3EJ_x} - \frac{M_{Y1} L_2^2}{2EJ_x} \right|$$

$$\text{Góc xoắn: } \theta = \frac{M_{X1}}{4GF_S^2} \int \frac{dS}{S} = \frac{M_{X1} S}{4GF_S^2 a} \quad (8)$$

với $S = 2(b + h - 2a)$: Chu vi đường trung bình của tiết diện.

Bài toán tối ưu phần thân trục Y được tóm lược như sau:

- Biến thiết kế: a, b, h.
- Hàm mục tiêu: $A = 2a(b + h - 2a) \rightarrow \min$.

$$\text{- Hệ ràng buộc: } \begin{cases} \sigma_{t3} \leq [\sigma] \\ f_x, f_y, f_z \leq [f] \\ \theta \leq [\theta] \end{cases}$$

Giải bài toán tối ưu cho phần đầu máy phay 1:

Sử dụng phần mềm tính toán Matlab để lập trình giải bài toán tối ưu. Bài toán tối ưu cho phần đầu máy và phần thân trục Y có sự khác nhau nên cần phải lập hai chương trình tính toán riêng biệt, tuy nhiên chúng có cấu trúc giống nhau.

Biến thiết kế: a, b.

Hàm mục tiêu: $A = 4a(b - a) \rightarrow \min$.

Để áp dụng tốt lý thuyết thuật giải di truyền, cần chuyển hàm mục tiêu tìm min về hàm thích nghi tìm max, đồng thời đảm bảo giá trị hàm thích nghi không âm. Xét hàm thích nghi:

$$A1 = \text{big} - 4a(b - a) \rightarrow \max$$

với hằng số big sao cho $A1 > 0$.

Sau khi tìm được giá trị tối ưu là $\max A1$, giá trị tối ưu cuối cùng sẽ là $\min a = \text{big} - \max A1$.

Các thông số đầu vào: Ứng suất cho phép, chuyển vị cho phép, góc xoắn cho phép, xác suất lai ghép, xác suất đột biến, số thế hệ - 3000, số lần lặp chương trình - 300...Tiến hành chạy chương trình và ghi nhận kết quả như bảng 2.

Bảng 2. Kết quả chương trình GA1, GA2:

Thông số	Giá trị GA1	Giá trị GA2
Diện tích tiết diện A, mm ²	12361,19207	27993,86267
Chiều dày a, mm	17,85314	27,79365
Chiều rộng b, mm	190,94863	277,58160
Chiều dài h, mm		281,60747
Ứng suất tương đương σ_{t} , MPa	2,03212	0,93159
Chuyển vị f_x , mm	0,00270	0,00584
Chuyển vị f_y , mm	0,00270	0,00044
Chuyển vị f_z , mm	0,00033	0,00018
Góc xoắn θ , rad/mm	$3,531 \cdot 10^{-8}$	$7,370 \cdot 10^{-9}$

Chọn chiều dày a = 18 mm. Giữ lại giá trị hàm mục tiêu là diện tích tiết diện A = 12361,19207 mm², tính lại giá trị a ≈ 18mm, b ≈ 190 mm. Thay các giá trị a = 18mm, b = 190 mm và các giá trị trong bảng 2 vào các công thức từ (1) đến (4), tính được kết quả như bảng 3.

Bảng 3. Kết quả tính toán kiểm nghiệm:

Thông số	Giá trị tính toán 1	Giá trị tính toán 2	Giá trị giới hạn
Ứng suất tương đương σ_{t} , MPa	2,04255	0,93840	38,86
Chuyển vị f_x , mm	0,00273	0,00592	0,01
Chuyển vị f_y , mm	0,00273	0,00044	0,01
Chuyển vị f_z , mm	0,00033	0,00019	0,01
Góc xoắn θ , rad/mm	$3,570 \cdot 10^{-8}$	$7,475 \cdot 10^{-9}$	$1,745 \cdot 10^{-6}$

Các giá trị ứng suất, chuyển vị và góc xoắn đều nằm trong giới hạn cho phép, kết cấu phần đầu máy phay 1 đảm bảo độ bền và độ cứng yêu cầu. Do đó, ta chọn kích thước tiết diện a = 18 mm, b = 190 mm.

Giải bài toán tối ưu phần thân trục 2

Biến thiết kế: a, b, h.

Hàm mục tiêu: $A = 2a(b + h - 2a) \rightarrow \min$.

Hàm thích nghi:

$A1 = \text{big} - 2A(b + h - 2a) \rightarrow (\text{Max})$

Thực hiện các bước của thuật giải di truyền: Mã hóa lời giải, khởi tạo tập lời giải ban đầu, quá trình tiến hóa (chọn lọc, lai ghép, đột biến) tương tự như khi giải bài toán tối ưu cho phần đầu máy phay. Tuy nhiên, do hai bài toán có sự khác biệt nên cần phải lưu ý một số điểm.

Chương trình Matlab giải bài toán tối ưu cho phần thân trục Y có tên GA2. Các thông số đầu vào giống hoàn toàn GA1. Tiến hành chạy chương trình và ghi nhận kết quả như bảng 2. Chọn chiều dày a = 28mm. Giữ lại giá trị hàm mục tiêu là diện tích tiết diện A = 27993,86267 mm², tỷ lệ h/b = 1,0145, tính lại giá trị chiều dài và chiều rộng b ≈ 276mm; h ≈ 280mm.

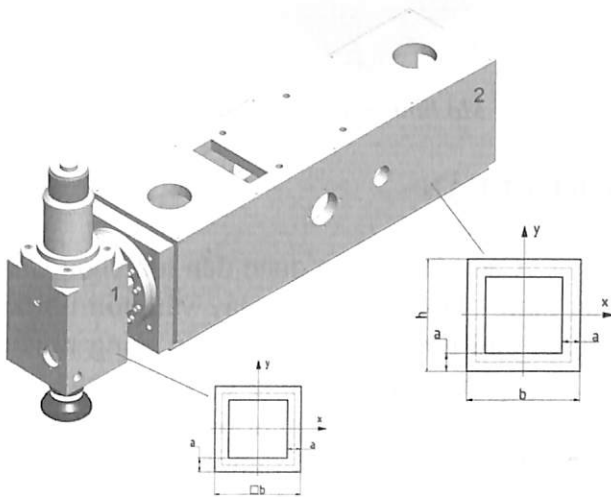
Tính toán kiểm nghiệm: Thay các giá trị: a = 28mm, b = 276mm, h = 280mm và các giá trị trong bảng 2 vào các công thức từ (5) đến (8), tính được kết quả như bảng 3. Các giá trị ứng suất, chuyển vị và góc xoắn đều nằm trong giới hạn cho phép, kết cấu phần thân trục Y đảm bảo độ bền và độ cứng yêu cầu.

3. MÔ HÌNH HÓA, MÔ PHỎNG VÀ TỐI ƯU KẾT CẤU MÁY PHAY

Mô hình hóa: Xây dựng mô hình như một cụm lắp ráp gồm nhiều bộ phận, tất cả các

bộ phận đều ở dạng solid, cân bằng giữa mức độ chi tiết của mô hình với tài nguyên máy. Các kích thước chính của máy: Phần đầu máy phay 1: $a = 18\text{mm}$, $b = 190\text{mm}$; Phần thân trục Y 2: $a = 28\text{mm}$, $b = 276\text{mm}$; $h = 280\text{mm}$; Chiều dài thiết kế: $L_1 = 290\text{mm}$; $L_2 = 600\text{mm}$.

Một số bộ phận được xây dựng dựa trên kích thước tiêu chuẩn trong danh mục sản phẩm của nhà sản xuất như: Đường dẫn hướng: LLRHS 35 LA và LLRHS 35 LU của hãng SKF; Bàn máy với rãnh chữ T: loại 800x400 mm, 14(H8) theo tiêu chuẩn DIN 650; Dao phay mặt đầu: A345-100J31-13L của SANDVIK Coromant. Những bộ phận còn lại được xây dựng dựa trên sự tương quan kích thước với những bộ phận đã có và tham khảo những mẫu thiết kế máy phay khác nhau như EMCOMAT FB-3 L, FB-450 L, FB-600 L.



Hình 8. Mô hình hóa phần đầu máy phay và phần thân trục Y.

Gán vật liệu cho từng chi tiết của kết cấu máy dựa trên thư viện vật liệu có sẵn của phần mềm CAD, ví dụ như: Dao phay bằng thép hợp kim cứng; bàn máy, ray dẫn hướng bằng thép không gỉ; đầu máy, thân máy, chân đế bằng gang xám;...

Mô phỏng tính toán: Sử dụng môđun

Simulation trong các phần mềm CAD để tiến hành phân tích kết cấu máy phay. Đây là dạng phân tích tĩnh mô hình, dựa trên các điều kiện về ngoại lực tác dụng, các điều kiện ràng buộc trong trạng thái tĩnh để tính toán phần tử hữu hạn. Kết quả thu được là ứng suất, chuyển vị và biến dạng của toàn bộ mô hình.

Thực hiện theo các bước:

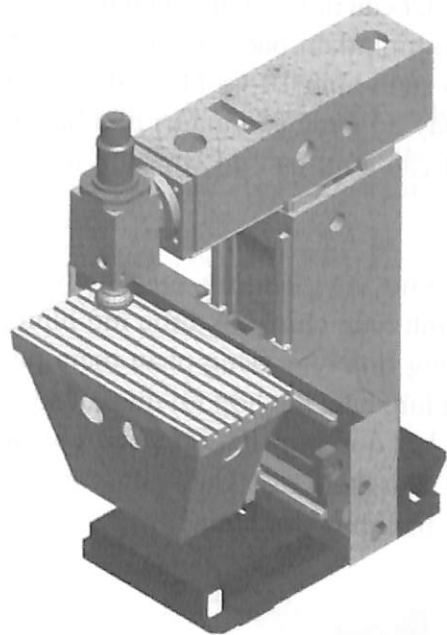
Bước 1: Parts.

Bước 2: Connections - Thiết lập quan hệ chuyển động giữa các chi tiết.

Bước 3: Fixtures - Gán ràng buộc cho mô hình.


Bước 4: External Loads - Đặt điều kiện ngoại lực tác dụng cho mô hình.

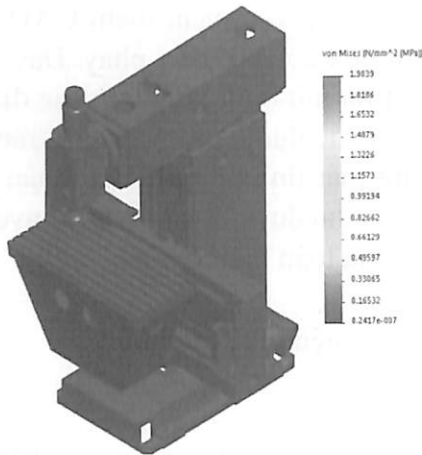
Bước 5: Mesh - Chia lưới phần tử hữu hạn cho mô hình, định dạng phần tử lưới là tứ diện (hình 9).



Hình 9. Mô hình 3D và chia lưới.

Bước 6: Run - Chọn lệnh Run để phần mềm bắt đầu tính toán.

Nhấp kép vào Stress1 (-vonMises-) để xem kết quả ứng suất tương đương (Hình 10). 

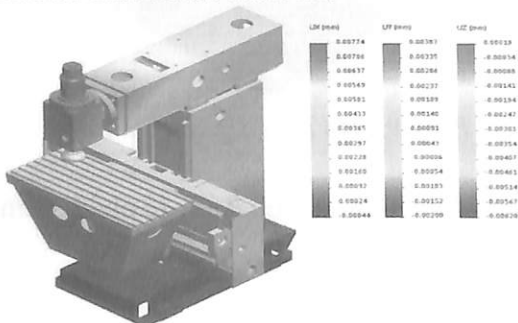


Hình 10. Kết quả phân tích ứng suất.

Thực hiện tương tự để xem chuyển vị của mô hình theo 3 phương như hình 11.

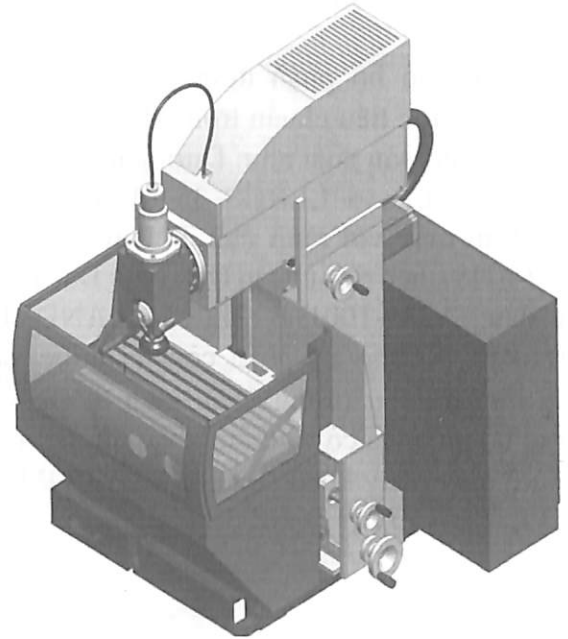
So sánh kết quả tính toán với giá trị ứng suất và chuyển vị giới hạn. Ứng suất và chuyển vị lớn nhất của mô hình đều nhỏ hơn giá trị giới hạn, mô hình đảm bảo độ bền và độ cứng yêu cầu. So sánh hình 10 và 11 thì đối với kết cấu máy phay độ cứng gần giá trị giới hạn hơn. Và nếu kết cấu đảm bảo độ cứng thì đảm bảo độ bền.

Như vậy, kết cấu máy phay các kích thước tính toán chính đã được mô hình hóa và mô phỏng tính toán bằng phần mềm phân tích phần tử hữu hạn, kết hợp tối ưu một số bộ phận và cho kết quả hợp lý, đảm bảo chỉ tiêu làm việc và tính thẩm mỹ. Cuối cùng thu được mô hình hoàn chỉnh như hình 12.



Hình 11. Kết quả phân tích chuyển vị.

Sử dụng mô hình tính toán này làm cơ sở, tiến hành mô hình hóa thêm một số bộ phận khác của máy phay như: Các tay quay, nắp che, bộ phận bảo vệ, tủ điện, thùng chứa dầu,... để tạo thành một máy phay tương đối hoàn chỉnh.



Hình 12. Mô hình máy phay XZ0Y hoàn chỉnh.

4. KẾT LUẬN

Các vấn đề liên quan đến lựa chọn cấu trúc hình - Động học của máy vẫn còn nhiều nghiên cứu hơn nữa và có thể sử dụng nhiều phương pháp tiếp cận công cụ CAD/CAE để thực hiện lựa chọn một phương án G-KS hoàn chỉnh theo các điều kiện ràng buộc và các chỉ tiêu làm việc làm tiêu chuẩn. Trong bài báo này, máy phay theo cấu trúc XZ0Y sẽ tiếp tục được mô phỏng để hoàn chỉnh tối ưu kết cấu và cho ra một mô hình máy phay hoàn chỉnh.

Việc mô hình hóa máy phay theo cấu trúc XZ0Y, cùng với các kết quả tính toán tối ưu tiết diện ngang thân máy, một số chi tiết được xây dựng theo kích thước tiêu chuẩn của nhà cung cấp và phần còn lại dựa vào kích thước tham khảo một số máy phay điển hình.

Dựa trên mô hình CAD đã mô phỏng tính toán và thiết kế tối ưu, tiến hành mô hình hóa thêm các chi tiết khác, để hoàn chỉnh kết cấu thân máy. Áp dụng các bước trên khi thiết kế thân máy, các loại máy khác nhau. ❖

Lời cảm ơn:

Các tác giả xin chân thành cảm ơn Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh đã tài trợ nghiên cứu này trong khuôn khổ Đề tài mang mã số B2016-20-04.

Ngày nhận bài: 10/10/2018

Ngày phản biện: 20/10/2018

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Вправов Ю.Д. *Анализ компоновок металлорежущих станков*. Москва. 1978.
- [2]. Grzegorz Szwengier, et al, *The selection of milling machine geometric-kinematic structure – preliminary selection of structure variants*, Committee of Mechanical Engineering PAS – Poznan division, Vol. 32, No. 1, Archives of Mechanical Technology and Automation, 2012.
- [3]. Monika Nowak, Daniel Jastrzębski, *Selection of kinematic structure for portable machine tool*, Advances in Manufacturing Science and Technology, Vol. 36, No. 1, 2012.
- [4]. Nguyen Huu Loc, Tran Van Thuy, Che Huu Cuong; *Ứng dụng cấu trúc hình-động học (G-KS) trong thiết kế máy CNC gia công gỗ*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 4/2017, trang 12-19.
- [5]. Shinno H., Ito Y., *Generating method for structural configuration of machine tools*, Trans. of JSME, 1984, vol. 50/449.
- [6]. Nguyễn Hữu Lộc; *Kỹ thuật CAD/CAE*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2011.
- [7]. Nguyễn Hữu Lộc, Nguyễn Lê Cao Kỳ; *Thiết kế tối ưu thân máy dựa trên độ tin cậy bằng giải thuật di truyền*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 9/2010.
- [8]. Nguyễn Hữu Lộc; *Mô hình hóa hình học*, NXB. Quốc gia TP. Hồ Chí Minh, 2018.