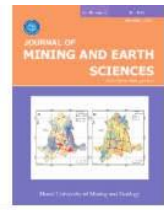




## Journal of Mining and Earth Sciences

Website: <https://jmes.humg.edu.vn>



# Study and structural design of a four-column frame for a 20-ton hydraulic press machine



Tung Son Nguyen \*, Thuy Thi Pham, Long Tuan Pham

Hanoi University of Mining and Geology, Hanoi, Vietnam

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 31<sup>st</sup> Dec. 2024

Revised 30<sup>th</sup> Apr. 2025

Accepted 15<sup>th</sup> May 2025

#### Keywords:

CAE,  
Deformation,  
Frame structure,  
Hydraulic press machine,  
Solidworks.

### ABSTRACT

*Hydraulic machinery is widely used for metal deformation. A high-stiffness and high-strength frame plays a critical role in ensuring the desired product shape, dimensional accuracy, and machine durability. Design is an iterative process in which the designer must continuously address emerging issues. Similarly, the calculation and specification of hydraulic press components follow a looping process that requires problem-solving at each stage to meet all design requirements.*

*It is well established that stiffened wall structures or rib-stiffened panels offer optimized structural performance. These configurations provide high strength while reducing weight, which in turn conserves raw materials. Based on a review of relevant literature, rib-stiffened panels were selected for the top beam structure, and stiffened wall structures were chosen for the lower beam.*

*The authors then implemented the design and modeling of a 4 column frame for a 20 tons hydraulic press machine using Solidworks. The proposed modifications were derived from an analysis of results obtained in the previous design stage. Finally, a comparison between the final model and theoretical calculations was conducted to verify the performance and validity of the final prototype.*

Copyright © 2025 Hanoi University of Mining and Geology. All rights reserved.

\*Corresponding author

E - mail: [nguyensontung@humg.edu.vn](mailto:nguyensontung@humg.edu.vn)

DOI: 10.46326/JMES.2025.66(3).04



## Tạp chí Khoa học Kỹ thuật Mỏ - Địa chất

Trang điện tử: <https://tapchi.humg.edu.vn>

# Nghiên cứu, tính toán lựa chọn kết cấu hợp lý của khung máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 20 tấn

Nguyễn Sơn Tùng \*, Phạm Thị Thuỷ, Phạm Tuấn Long

Trường Đại học Mỏ - Địa chất, Hà Nội, Việt Nam

### THÔNG TIN BÀI BÁO

#### Quá trình:

Nhận bài 31/12/2024

Sửa xong 30/4/2025

Chấp nhận đăng 15/5/2025

#### Từ khóa:

Biến dạng và chuyển vị,  
Công cụ hỗ trợ thiết kế máy,  
Kết cấu khung máy ép,  
Máy ép thủy lực,  
Solidworks.

### TÓM TẮT

Máy ép thủy lực là một thiết bị hoạt động theo nguyên lý thủy tĩnh được sử dụng phổ biến trong gia công áp lực, biến dạng tạo hình kim loại. Khung máy là một trong những bộ phận quan trọng của máy nhằm đảm bảo độ chính xác của chi tiết gia công, độ bền bỉ của máy và khuôn. Việc tính toán thiết kế nói chung là một chuỗi vòng lặp, người thiết kế luôn phải giải quyết những yếu tố phát sinh trong quá trình điều chỉnh bản thiết kế. Tương tự như vậy, việc tính toán thiết kế khung máy ép thủy lực luôn phải trải qua những vòng lặp, ở mỗi vòng lặp người thiết kế cần điều chỉnh các thông số nhằm đạt được mục đích thiết kế. Các kết quả nghiên cứu cho thấy kết cấu dạng hộp có vách tăng cứng hoặc kết cấu dạng tấm có gân tăng cứng đáp ứng tốt yêu cầu đảm bảo độ cứng vững và tiết kiệm vật liệu. Trên cơ sở nghiên cứu tài liệu và các công bố khoa học liên quan, nhóm nghiên cứu đã lựa chọn kết cấu dạng tấm hàn gân tăng cứng và thực hiện một quy trình tính toán thiết kế kết cấu khung máy cho máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 20 tấn. Các biến thể của mô hình thiết kế được xây dựng và mô phỏng bởi phần mềm Solidworks. Kết quả mô phỏng thu được ở mỗi giai đoạn là cơ sở để điều chỉnh mẫu thiết kế. Cuối cùng, kết quả mô phỏng được so sánh với kết quả tính toán lý thuyết nhằm khẳng định độ tin cậy của kết quả thu được.

© 2025 Trường Đại học Mỏ - Địa chất. Tất cả các quyền được bảo đảm.

\*Tác giả liên hệ

E - mail: [nguyensontung@humg.edu.vn](mailto:nguyensontung@humg.edu.vn)

DOI: 10.46326/JMES.2025.66(3).04

## 1. Mở đầu

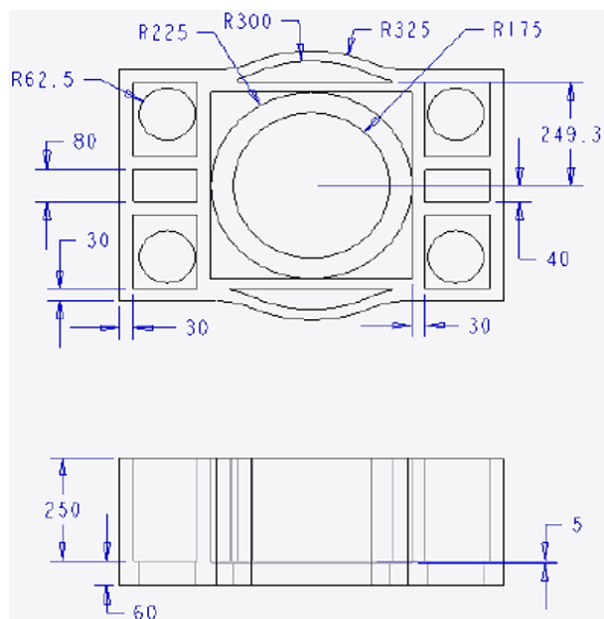
Máy ép thủy lực hoạt động theo nguyên lý thủy tĩnh. Thông qua bề mặt làm việc của pit tông trong xy lanh thủy lực, áp suất trong xy lanh được chuyển thành áp lực tác động lên khuôn hoặc vật liệu gây ra biến dạng dẻo của phôi hình thành chi tiết có hình dạng và kích thước như mong muốn. Ưu điểm lớn nhất của máy ép thủy lực là tạo ra lực ép lớn, chuyển động nhẹ nhàng giảm thiểu các tác động không mong muốn tác dụng lên máy do xung lực va đập và lực quán tính. Do đó, máy ép thủy lực là sự lựa chọn tin cậy trong lĩnh vực gia công dập vượt kim loại tấm. Ngoài ra, máy ép thủy lực còn được sử dụng để gấp thép tấm, đột lỗ, long lỗ, nén ép vật liệu phi kim và ứng dụng tháo lắp mối ghép cơ khí, sửa chữa chi tiết máy (Phạm và Đỗ, 2001; Reddy và nnk., 2024; Saleh, 1992).

Độ cứng vững của khung máy ép thủy lực đóng vai trò quan trọng trong việc đảm bảo độ chính xác của sản phẩm gia công, cũng như độ bền bỉ của máy và khuôn ép. Biến dạng và chuyển vị của khung máy cần được hạn chế nhỏ hơn 1/1000 khẩu độ kích thước khung máy. Biến dạng và chuyển vị lớn của khung máy có thể dẫn tới gia tăng tải trọng cho các bộ phận máy, gây ra các tác động xấu tới trụ hoặc sống trượt dẫn hướng, va đập khuôn, mòn và biến dạng bạc dẫn hướng cần pit tông, phốt làm kín pit tông và thậm chí là gãy cần pit tông. Tính toán thiết kế khung máy ép thủy lực được nhiều nhà khoa học trong nước và nước ngoài quan tâm. Các công bố khoa học cho thấy mục đích của việc nghiên cứu đều hướng tới mục tiêu xây dựng mẫu thiết kế khung máy đáp ứng đủ độ cứng vững yêu cầu, tiết kiệm vật liệu, đồng thời đảm bảo tính công nghệ gia công chế tạo. Công cụ hỗ trợ thiết kế máy được sử dụng để phân tích trường ứng suất, kiểm tra biến dạng và chuyển vị, cũng như hệ số an toàn trên toàn bộ kết cấu khung máy. Nói chung, quá trình tính toán thiết kế là một chuỗi các vòng lặp. Người thiết kế luôn phải phân tích, đánh giá những yếu tố phát sinh để đưa ra phương án giải quyết nhằm đạt được mục tiêu thiết kế đã đặt ra. Ngày nay, thời gian thử nghiệm các kết quả thiết kế được rút ngắn rất nhiều với sự hỗ trợ đắc lực của công cụ máy tính. Như vậy, trong quá trình thiết kế khung máy ép, kết quả mô phỏng thu được từ bản thiết kế trước đó là cơ sở để người thiết kế đánh giá, phân tích và đưa ra những điều chỉnh về kích thước, kết cấu nhằm đạt

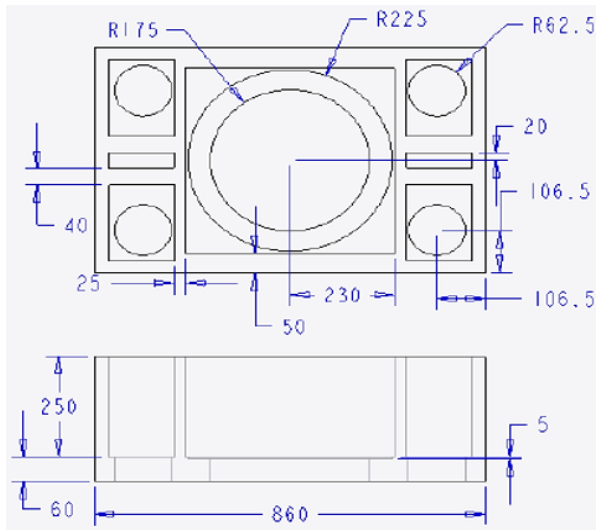
được mục tiêu thiết kế (Ganesh và nnk., 2018; Kamate & Bagi, 2016; Ravi, 2014; Vaishnav và nnk., 2016).

Dựa trên các kết luận khẳng định kết cấu dạng hộp hoặc sử dụng gân tăng cứng đem lại tính ưu việt về độ cứng vững của khung máy, đồng thời tiết kiệm vật liệu. Đặc biệt, kết quả nghiên cứu tối ưu hoá kết cấu dầm ngang trên của máy ép thủy lực bốn trụ do Vaishnav và nnk. (2016) thực hiện. Trong nghiên cứu này, Vaishnav và cộng sự đã tiến hành xây dựng 3 mẫu thiết kế dầm ngang nóc máy (xem các Hình 1, 2 và 3) và sử dụng phần mềm PTC CREO mô phỏng kiểm tra kết quả biến dạng chuyển vị của 3 biến thể kết cấu dầm ngang nóc máy. Tiếp theo đó, sau khi lựa chọn được kết cấu hợp lý nhất từ 3 bản thiết kế ban đầu, nhóm nghiên cứu tiến hành tối ưu hoá kích thước chiều cao và bề dày của gân tăng cứng nhằm đáp ứng tiêu chí về đảm bảo độ cứng vững và tiết kiệm vật liệu. Kết quả khảo sát mối quan hệ giữa chuyển vị của dầm và chiều cao gân tăng cứng được thể hiện trên Hình 4 (Vaishnav và nnk., 2016).

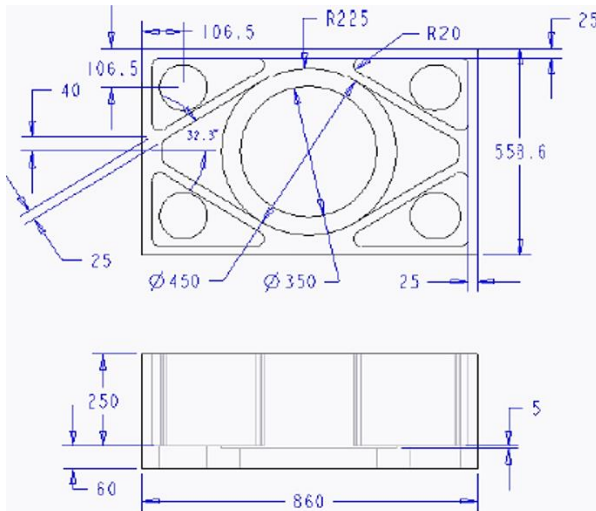
Với mục tiêu xác định kết cấu hợp lý của khung máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 20 tấn, sử dụng phôi thép tấm, kết cấu hàn, nhóm nghiên cứu đã tiến hành tính toán thiết kế, mô phỏng kiểm tra khả năng làm việc của khung máy. Kết quả mô phỏng bởi phần mềm Solidworks thu được là cơ



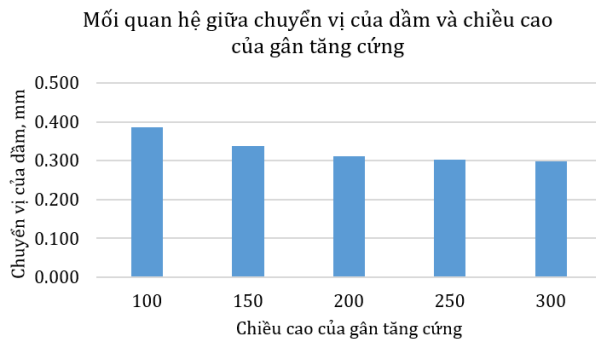
Hình 1. Bản thiết kế số 1 của dầm ngang trên máy ép thủy lực 4 trụ (Vaishnav và nnk., 2016).



Hình 2. Bản thiết kế số 2 của dầm ngang trên máy ép thủy lực 4 trụ (Vaishnav và nnk, 2016).



Hình 3. Bản thiết kế số 3 của dầm ngang trên máy ép thủy lực 4 trụ (Vaishnav và nnk, 2016).



Hình 4. Kết quả mô phỏng mối quan hệ giữa chuyển vị của dầm ngang nóc máy và chiều cao của gân tăng cứng (Vaishnav và nnk, 2016).

sở để điều chỉnh kết cấu, điều chỉnh thông số bề dày của tấm bản, bề dày, chiều cao của gân tăng cứng và lựa chọn vị trí đặt gân tăng cứng. Cuối cùng, nhóm tác giả lựa chọn và đề xuất một mẫu thiết kế khung máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 20 tấn đồng thời đáp ứng các yêu cầu đảm bảo độ cứng vững, tiết kiệm vật liệu và tính khả thi trong gia công chế tạo.

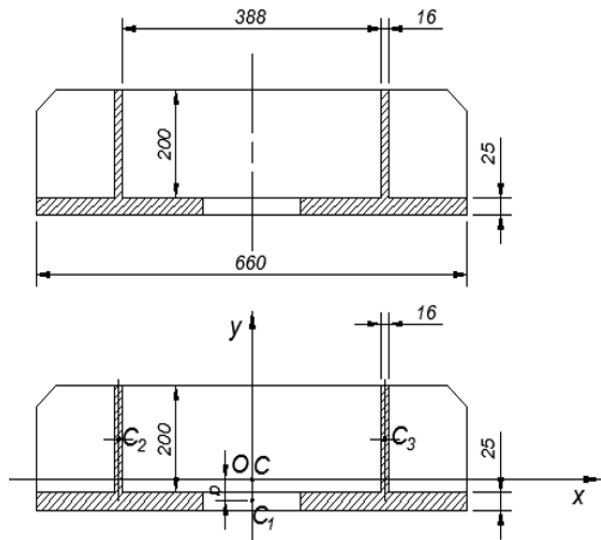
## 2. Xác định chuyển vị của khung máy bằng phương pháp tính toán lý thuyết

### 2.1. Tính toán sơ bộ

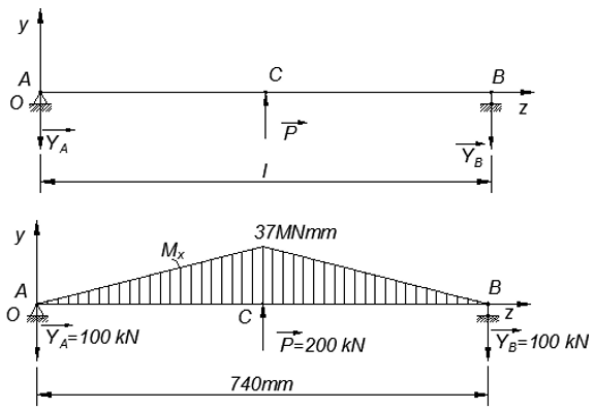
Ở giai đoạn tính toán sơ bộ, nhằm mục đích áp dụng lý thuyết Sức bền vật liệu, dầm ngang nóc máy được coi như một thanh dầm liên kết tĩnh định chịu lực uốn ngang phẳng với sơ đồ tính toán sức bền vật liệu như sau:

- Liên kết giữa các trụ dẫn hướng với dầm ngang được coi như là liên kết điểm tựa, khớp bán lề.
- Dầm có dạng thanh với tiết diện mặt cắt phức tạp.
- Phản lực do xy lanh truyền lên dầm đỡ coi như lực tập trung (tải trọng tập trung) tại một điểm.
- Lực ép tại đầu cần pit tông coi như lực tập trung (tải trọng tập trung) tại một điểm.

Tiết diện mặt cắt ngang tại chính giữa dầm được thể hiện trên Hình 5 và sơ đồ tính toán bền sơ bộ kết cấu dầm ngang nóc máy được trình bày trên Hình 6.



Hình 5. Mặt cắt tại tiết diện nguy hiểm của dầm.



Hình 6. Mô hình tính toán Sức bền vật liệu dầm ngang khung máy.

Vận dụng các công thức xác định mô men tĩnh theo công thức (1) nhận được kết quả xác định trọng tâm tiết diện theo công thức (2), mô men quán tính của tiết diện theo công thức (3), kết quả xác định mô men quán tính đối với trục nằm ngang đi qua trọng tâm của tiết diện theo công thức (4) (Nguyễn & Đào, 2011):

Mô men tĩnh của tiết diện dầm:

$$\begin{cases} S_x = \int_A y \cdot dA = b \cdot A \\ S_y = \int_A x \cdot dA = a \cdot A \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó:  $S_x$  - Mô men tĩnh của diện tích tiết diện dầm đối với trục  $Ox$ ,  $m^3$ ;  $b$  - khoảng rời trục  $Oy$  so với hệ toạ độ đi qua trọng tâm tiết diện,  $m$ ;  $S_y$  - Mô men tĩnh của diện tích tiết diện dầm đối với trục  $Oy$ ,  $m^3$ ;  $a$  - khoảng rời trục  $Ox$  so với hệ toạ độ đi qua trọng tâm tiết diện,  $m$ ;  $A$  - diện tích tiết diện,  $m^2$ .

Nếu  $C(x, y)$  là trọng tâm hình học của tiết diện, khi đó:

$$\begin{cases} S_x = 0 \\ S_y = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} \int y \cdot dA = 0 \\ \int x \cdot dA = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Mô men quán tính của tiết diện dầm đối với trục nằm ngang đi qua trọng tâm  $C$ :

$$J_x = \int_A y^2 \cdot dA \quad (3)$$

$$J_x = J_{Cx} + b^2 \cdot A$$

Trong đó:  $J_x$  - Mô men quán tính của tiết diện đối với trục nằm ngang,  $m^4$ ;  $J_{Cx}$  - Mô men quán tính của tiết diện đối với trục nằm ngang đi qua trọng tâm tiết diện,  $m^4$ ;  $b$  - Khoảng cách rời trục,  $m$ ;  $A$  - Diện tích của tiết diện,  $m^2$ .

Mô men quán tính của tiết diện dầm ngang nóc máy tại tiết diện nguy hiểm:

$$J_x = \int_A y^2 \cdot dA = J_{x1} + J_{x2} + J_{x3} \quad (4)$$

Trong đó:  $J_{x1}, J_{x2}, J_{x3}$  - Lần lượt là mô men quán tính của tiết diện gân tăng cứng và tấm bản đế,  $m^4$ ;  $J_x$  - Mô men quán tính của toàn bộ tiết diện dầm,  $m^4$ .

Áp dụng công thức (3) xác định được:  $J_x = 35119218,24 \text{ mm}^4$ .

Ứng suất kéo lớn nhất trên tiết diện nguy hiểm của dầm (Nguyễn & Đào, 2011):

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{M_{x\max}}{J_x} y_{\max} = \frac{37 \cdot 10^6}{35119218,24} 168,56 \\ &= 177,59 \frac{N}{mm^2} = 177,59 MPa \end{aligned}$$

Lựa chọn vật liệu chế tạo khung máy là thép tấm Q345B theo tiêu chuẩn GB1591-2008, có thành phần hóa học được nêu trong Bảng 1 và cơ tính như Bảng 2.

Bảng 1. Thành phần hoá học của thép Q345B (Tiêu chuẩn GB-1591-2008).

Thép	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	Nb	V	Ti	N	Mo
Q345	≤0,20	≤0,50	≤1,70	≤0,035	≤0,035	≤0,30	≤0,50	≤0,30	≤0,07	≤0,15	≤0,20	≤0,012	≤0,10

Bảng 2. Cơ tính của thép Q345B (Tiêu chuẩn GB-1591-2008).

Thép Q345B (Tiêu chuẩn GB-1591-2008)	
Khối lượng riêng, $kg/m^3$	7850
Giới hạn bền kéo, MPa	470 ÷ 630
Giới hạn chảy, MPa	345
Độ giãn dài tương đối, %	21

Kiểm tra hệ số an toàn:

$$n = \frac{\sigma_c}{\sigma_{max}} = \frac{345}{177,59} = 1,94$$

Kết quả tính toán cho thấy hệ số an toàn ở mức đủ tin cậy với kết cấu chịu tải trọng tĩnh.

## 2.2. Xác định chuyển vị của dầm theo lý thuyết va chạm mềm

Dầm ngang nóc máy có kích thước dạng tấm. Do vậy, việc áp dụng mô hình đơn giản hoá một dầm tĩnh định chịu uốn ngang phẳng (Hình 6) chưa phản ánh hết hiện tượng trong thực tế. Chuyển vị của dầm ngang cần được xác định theo mô hình bài toán va chạm mềm với giả thiết rằng:

- Xylanh được coi như một vật thể khối lượng  $M$  tới va chạm với dầm ngang có khối lượng  $M_1$ .

- Lực ép của xylanh tăng dần từ 0 tới giá trị định mức  $P$  trong một khoảng thời gian khá ngắn coi như thời gian va chạm giữa hai vật thể là dầm ngang và xylanh thuỷ lực.

- Va chạm xảy ra là va chạm mềm.

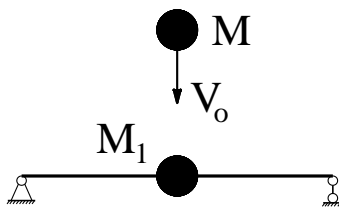
Mô hình bài toán va chạm mềm được thể hiện trên Hình 7 (Vũ và nnk, 2002).

Hệ số quy đổi khối lượng (Hình 8) (Vũ và nnk, 2002).

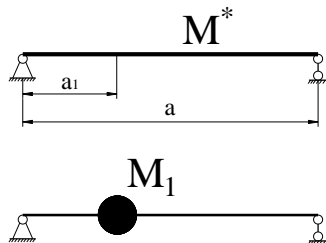
$$M_1 = \mu \cdot M^* = 0,486 \cdot 170 = 82,62kg$$

Chuyển vị của hệ sau va chạm được xác định bởi công thức (5) (Vũ và nnk, 2002):

$$y = y_d + y_t \quad (5)$$



Hình 7. Mô hình bài toán va chạm mềm.



Hình 8. Sơ đồ xác định hệ số quy đổi khối lượng.

Trong đó: Trong đó:  $y_d$  - Chuyển vị động do xung lực va chạm, m;  $y_t$  - Chuyển vị tĩnh của dầm do trọng lượng bản thân, m.

Chuyển vị tại giữa dầm được xác định theo công thức (6) (Nguyễn & Đào, 2011):

$$y_t = \frac{1}{48} \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J} \quad (6)$$

Trong đó:  $P$  - Tải trọng tập trung tác dụng giữa nhịp dầm, N;  $l$  - Chiều dài nhịp dầm, m;  $E$  - Mô đun đàn hồi của vật liệu, Pa;  $J$  - Mô men quán tính đối với trục nằm ngang qua trọng tâm tiết diện dầm,  $m^4$ .

Xylanh có trọng lượng bản thân 800 N, lực nén lớn nhất  $P_{max} = 200\,000N$ . Như vậy, coi như tải trọng tập trung là  $P^* = 200\,800\,N$ .

$$y_t^* = \frac{1}{48} \cdot \frac{P^* \cdot l^3}{E \cdot J} = \frac{1}{48} \cdot \frac{200800 \cdot 0,86^3}{2,05 \cdot 10^{11} \cdot 0,35 \cdot 10^{-4}} = 0,34 \cdot 10^{-3}m = 0,34mm$$

Chuyển vị động của kết cấu được xác định theo công thức (7) (Vũ và nnk, 2002):

$$y_d = k_d \cdot y_t^* \quad (7)$$

Trong đó:  $y_d$  - Chuyển vị động do xung lực va chạm  $P^*$  gây ra, m;  $k_d$  - Hệ số động;  $y_t^*$  - chuyển vị tĩnh gây ra bởi tải trọng tĩnh  $P^*$ , m.

Chọn  $k_d = 2$ , thu được:  $y_d = k_d \cdot y_t^* = 2 \cdot 0,34 = 0,68mm$ .

Chuyển vị tĩnh do trọng lượng bản thân dầm gây ra:

$$y_t = \frac{G_1 \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J} = \frac{826,2 \cdot 0,86^3}{48 \cdot 2,05 \cdot 10^{11} \cdot 0,35 \cdot 10^{-4}} = 0,0014 \cdot 10^{-3}m = 0,0014mm$$

Chuyển vị của dầm ngang nóc máy:

$$y = y_d + y_t = 0,68 - 0,0014 = 0,6786mm.$$

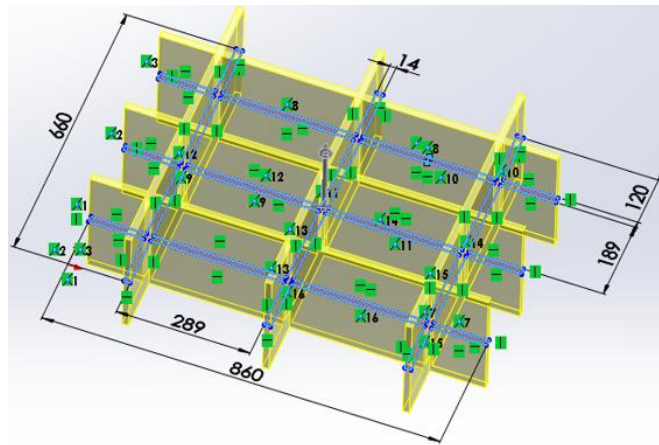
## 3. Sử dụng Solidworks mô phỏng, phân tích biến dạng chuyển vị của khung máy

Solidworks là một trong những phần mềm hỗ trợ thiết kế máy ứng dụng phương pháp số trong mô phỏng phân tích kết cấu máy. Solidworks cung cấp các tính năng hỗ trợ xây dựng bản vẽ chi tiết, tạo mô hình 3D chi tiết và xây dựng mô hình 3D kết cấu, cụm chi tiết lắp ráp, mô phỏng điều kiện làm việc của máy.

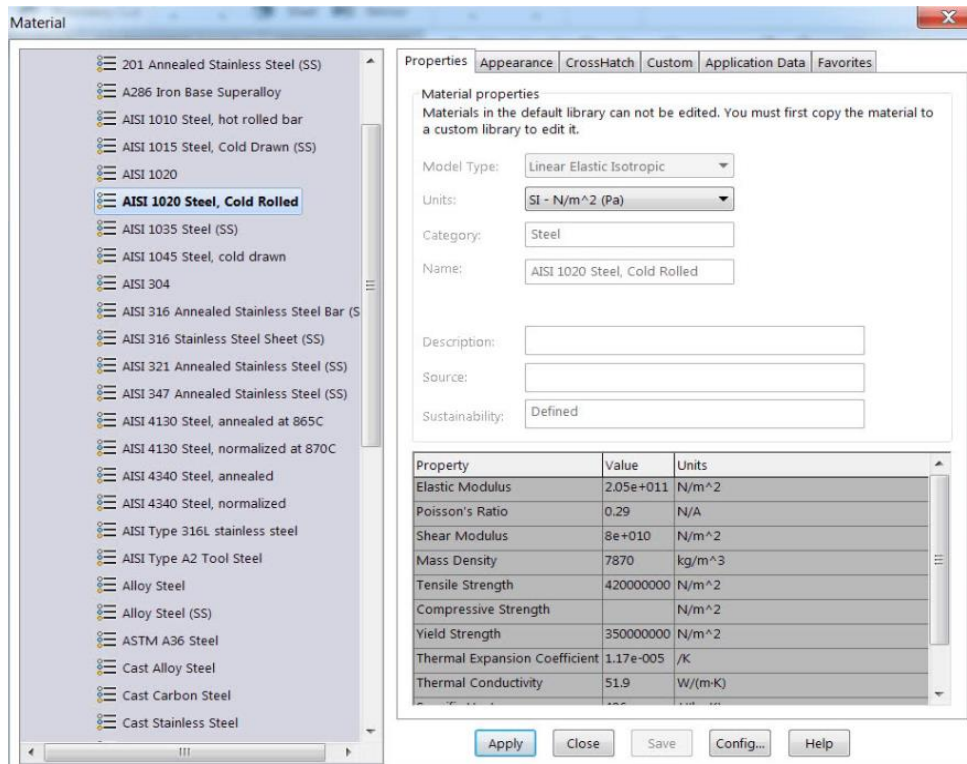


Mô hình 3D kết cấu khung máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 20 tấn được thiết lập bởi phần mềm Solidworks. Chi tiết, bộ phận khung máy được tạo ra trong môi trường part từ bản vẽ sketch 2D. Các chi tiết được tạo ra có kích thước giống với bản thiết kế ban đầu (Hình 9). Để đặc trưng về khả năng làm việc của chi tiết, người thiết kế cần thực hiện thao tác gán vật liệu cho chi tiết bằng cách lựa chọn vật liệu từ thư mục của phần mềm (Hình 10). Mỗi chi tiết được lưu thành một tệp tin riêng biệt giúp người thiết kế dễ dàng quản lý. Tiếp theo,

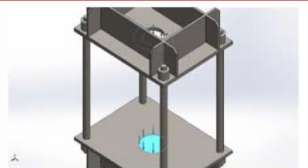
người thiết kế xây dựng mô hình kết cấu khung máy bằng việc lắp ghép các chi tiết, bộ phận khung máy. Trong môi trường assembly, người dùng nhập các chi tiết bằng cách sử dụng tác vụ insert components. Để lắp ghép các chi tiết sử dụng mesh và lựa chọn các ràng buộc liên kết theo bề mặt, theo cạnh, theo khoảng cách. Tiếp đó, đặt lực tác động lên kết cấu (Hình 11). Cuối cùng, chia lưới phần tử để hoàn thành việc thiết lập mô hình mô phỏng trong Solidworks (Hình 12). Kết quả mô phỏng biến dạng và chuyển vị, trường ứng suất



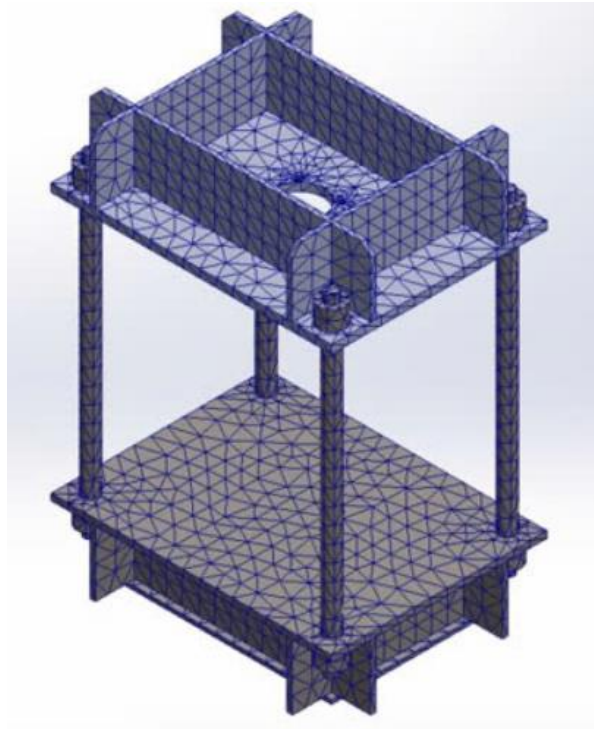
Hình 9. Xây dựng khung gân tăng cứng dầm ngang dưới máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 20 tấn.



Hình 10. Cơ tính vật liệu mô hình mô phỏng khung máy.

Load name	Load Image	Load Details
Force-1		<b>Entities:</b> 2 face(s) <b>Type:</b> Apply normal force <b>Value:</b> 200,000 N

Hình 11. Thiết lập tải trọng tác động lên mô hình.



Hình 12. Chia lưới mô hình.

trong khối vật liệu là cơ sở để nhóm nghiên cứu điều chỉnh bản thiết kế như điều chỉnh độ dày các tấm, kích thước gân tăng cứng hoặc số lượng, vị trí đặt gân tăng cứng và tiến hành lặp lại các thao tác xây dựng mô hình mô phỏng. Quá trình thực hiện vòng lặp dừng lại khi kết quả mô phỏng đạt được mục tiêu thiết kế đặt ra.

Độ tin cậy của kết quả mô phỏng là một điều được các nhà khoa học quan tâm. Độ tin cậy của kết quả mô phỏng thu được phụ thuộc rất nhiều vào việc thiết lập mô hình mô phỏng. Mô hình mô phỏng được đặc tả bởi người thiết kế và những tính năng của phần mềm như biện pháp chia lưới, xác lập điều kiện biên, mô phỏng đặt lực và gán vật liệu. Mô hình khung máy ép thủy lực bốn trụ được thiết lập trên các giả thuyết như sau (Zhu và nnk., 2021):

Khối kết cấu là kim loại liền khối, các mối ghép hàn được giả thiết là liền khối, các mối liên kết bu lông, các mối lắp ghép sau khi hình thành là liền khối dù vật liệu các chi tiết trong thành phần của mối ghép là khác nhau.

Quá trình biến dạng xảy ra là đoạn nhiệt, năng lượng hoàn toàn là thế năng biến dạng đàn hồi.

Tải trọng tác động lên dầm ngang nóc máy phân bố đều trên diện tích tiếp xúc giữa mặt bích vai xylanh và dầm ngang nóc máy.

Tải trọng tác động lên dầm ngang dưới phân bố đều trên một diện tích được lấy bằng diện tích mặt cắt ngang đầu cần pit tông.

Bề mặt đáy dầm ngang dưới được coi là cố định (điều kiện biên của chuyển vị).

Từ thư mục vật liệu lựa chọn vật liệu thép cán nguội AISI 1020 có cơ tính tương đương với Q345B (xem Bảng 3 và Hình 10).

Bảng 3. Cơ tính vật liệu mô hình.

Thép cán nguội AISI 1020	
Khối lượng riêng, kg/m <sup>3</sup>	7870
Giới hạn bền kéo, MPa	420
Giới hạn chảy, MPa	350
Mô đun đàn hồi, MPa	205000

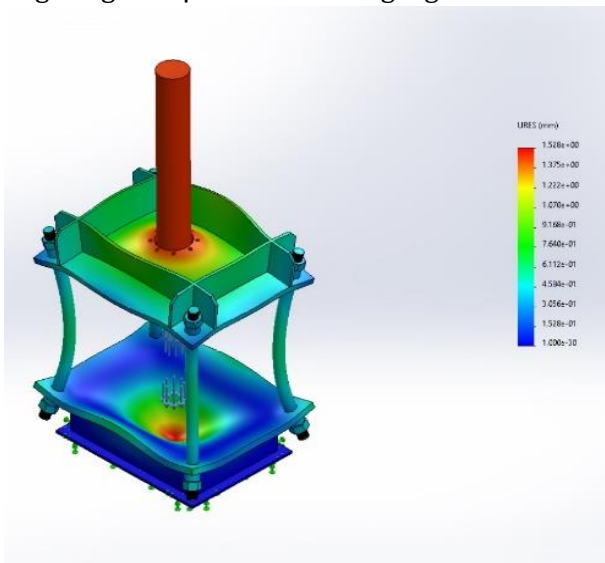
Các kết quả biến dạng, chuyển vị, trường ứng suất trong khối vật liệu của các bản thiết kế được mô phỏng bởi phần mềm Solidworks như sau:

Mẫu thiết kế số 1: Tấm bản có bề dày 25 mm, chiều dày gân tăng cứng 14 mm, chiều cao gân tăng cứng 150 mm. Biến dạng lớn nhất xảy ra tại chính giữa dầm ngang dưới với chuyển vị lên tới 1,528 mm (1,77‰) và chuyển vị tại vị trí gá xylanh lên tới 1,375 mm (1,6‰). Ứng suất lớn nhất trong khối vật liệu có giá trị lên tới 689,3 MPa vượt quá giới hạn bền của vật liệu (Hình 13). Như vậy, mẫu thiết kế này chưa đảm bảo điều kiện bền và điều kiện cứng.

Mẫu thiết kế số 2: Ở mẫu thiết kế này, kích thước chiều cao của gân tăng cứng được điều chỉnh từ 150 mm lên 200 mm, giữ nguyên các kích

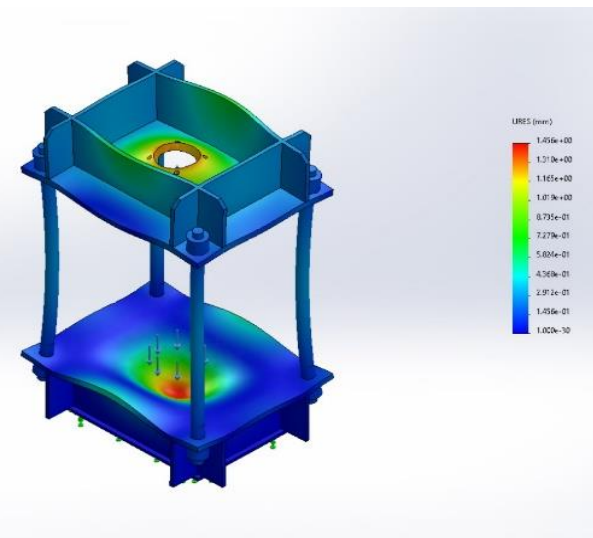


thước còn lại. Việc bỏ bớt chi tiết xylan thủy lực là nhằm mục đích giảm thể tích chia lưới, từ đó có thể lựa chọn phương án chia lưới có chất lượng tốt hơn. So sánh kết quả mô phỏng thu được của mẫu thiết kế số 2 với kết quả thu được trước đó cho thấy biến dạng giảm, độ cứng vững của khung máy tăng lên nhưng vị trí giữa dầm ngang dưới vẫn xảy ra ứng suất vượt quá mức cho phép (Hình 14). Độ cứng vững của dầm ngang dưới là không đảm bảo, biến dạng võng ở giữa dầm, đồng thời làm tăng chuyển vị ở các góc dầm - vị trí liên kết trụ dẫn hướng. Như vậy, cần tăng bề dày gân tăng cứng dầm ngang nóc máy là đạt hiệu quả tăng tính cứng vững của dầm. Ngoài ra, cần bổ sung thêm gân tăng cứng hỗ trợ bản tấm dầm ngang dưới.

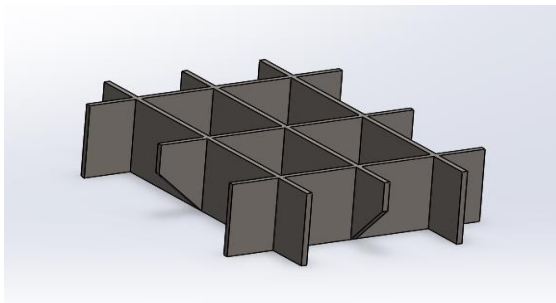


Hình 13. Kết quả sử dụng phần mềm Solidworks mô phỏng biến dạng và chuyển vị của khung máy mẫu thiết kế số 1.

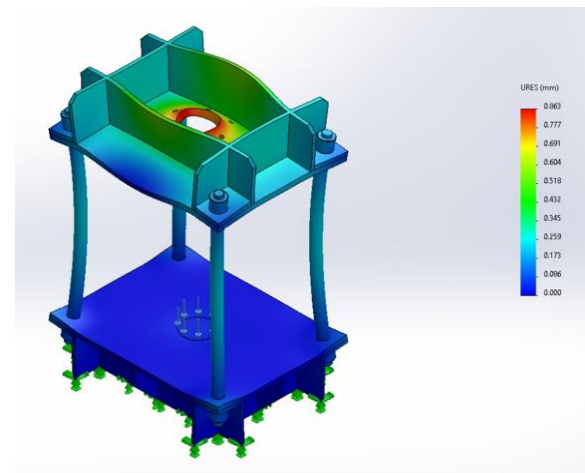
Mẫu thiết kế số 3: Dựa trên kết quả phân tích các nhược điểm xuất hiện ở mẫu thiết kế thứ 2. Ở mẫu thiết kế này có hai điều chỉnh. Thứ nhất, dầm ngang dưới được bổ sung thêm gân tăng cứng (Hình 15). Thứ hai, điều chỉnh vị trí của gân tăng cứng dọc trên dầm ngang trên nhằm mục đích tăng độ cứng của khu vực đỡ xylan. Kết quả mô phỏng cho thấy khung máy đã ổn định, độ cứng vững được nâng cao hơn. Biến dạng quá mức tại dầm ngang dưới đã được loại bỏ (Hình 16). Biến dạng chuyển vị lớn nhất của dầm ngang trên được giảm còn 0,863 mm (giảm 37,23%). Tuy nhiên, giá trị ứng suất lớn nhất đạt 347,778 MPa > 345 MPa



Hình 14. Kết quả sử dụng phần mềm Solidworks mô phỏng biến dạng và chuyển vị của khung máy mẫu thiết kế số 2.



Hình 15. Kết cấu hệ gân tăng cứng dầm ngang dưới của mẫu thiết kế số 3.



Hình 16. Kết quả sử dụng phần mềm Solidworks mô phỏng biến dạng và chuyển vị của khung máy mẫu thiết kế số 3.

(giới hạn chảy của vật liệu). Như vậy, kết cấu chưa đáp ứng điều kiện bền.

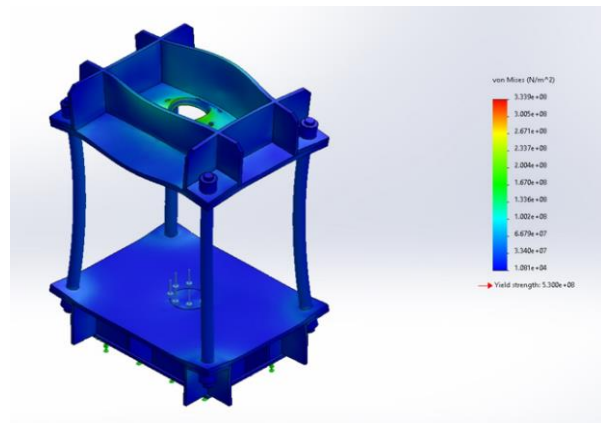
Mẫu thiết kế thứ 4: Ở mẫu thiết kế này bề dày của gân tăng cứng được điều chỉnh từ 14 mm lên 16 mm (theo kích thước tiêu chuẩn bề dày phôi thép tấm). Kết quả mô phỏng thu được cho thấy giá trị ứng suất trên khung máy đã giảm, giá trị ứng suất lớn nhất còn 333,9 MPa, chuyển vị của khung máy nhìn chung đã giảm. Tuy nhiên, vị trí giữa của khung tăng cứng dọc dầm ngang nóc máy vẫn xuất hiện chuyển vị khá lớn. Điều này là do khoảng tự do của dầm dọc tăng lên khi tăng chiều cao của gân tăng cứng (Hình 17 và Hình 18).

Mẫu thiết kế thứ 5: Ở mẫu thiết kế này, gân tăng cứng góc được thêm vào nhằm tăng tính cứng vững của kết cấu (Hình 19). Kết quả mô phỏng thu được cho thấy biến dạng lớn nhất xảy ra ở khu vực liên kết với bích vai xylanh thủy lực giảm còn 0,826 mm (0,96‰) và giảm 4,28% so với mẫu thiết kế trước đó. Biến dạng của trụ dẫn hướng chỉ còn 0,248 mm. Đồng thời, ứng suất lớn nhất trên khung máy giảm còn 325,3 MPa (giảm 2,57% so với mẫu số 4). So sánh các kết quả mô phỏng thu được cho thấy mẫu thiết kế thứ 5 đã đáp ứng tốt tiêu chí bền và đảm bảo độ cứng, việc tiếp tục tăng kích thước gân tăng cứng hoặc bổ sung thêm gân tăng cứng sẽ gặp bất cập về việc gia công chế tạo và tăng khối lượng khung máy.

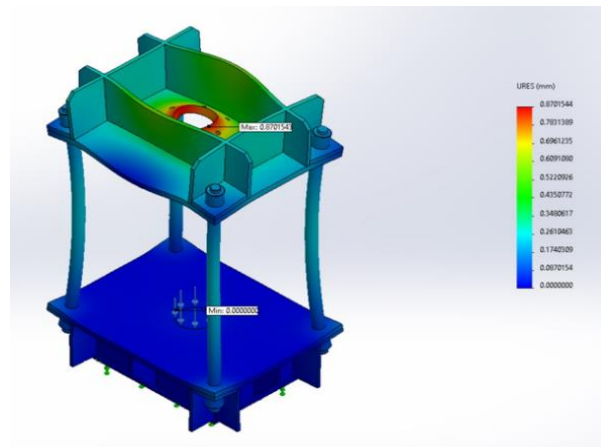
Kết quả mô phỏng thu được ở mẫu thiết kế cuối (mẫu thứ 5) tương đối thống nhất với kết quả tính toán lý thuyết thu được với chuyển vị là 0,6786 mm. Sự sai lệch giữa kết quả mô phỏng và kết quả tính toán lý thuyết là do các yếu tố được lý tưởng hoá khi xây dựng mô hình tính toán lý thuyết.

#### 4. Kết luận

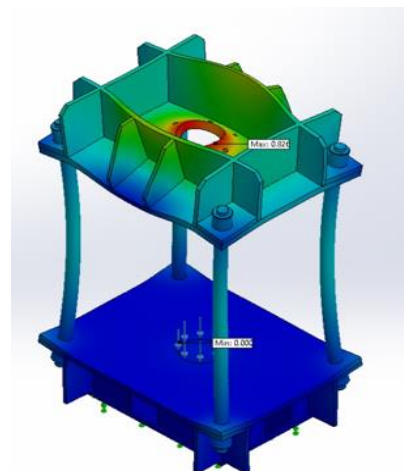
Căn cứ theo kết quả nghiên cứu lý thuyết, nhóm nghiên cứu đã vận dụng tính toán lựa chọn kết cấu hợp lý cho khung máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 20 tấn. Kết quả mô phỏng thu được của các biến thể trong quá trình thiết kế có ý nghĩa rất quan trọng, giúp người thiết kế đưa ra phương án điều chỉnh, xây dựng kết cấu hợp lý của khung máy. So sánh giữa kết quả xác định biến dạng và chuyển vị của khung máy bằng lý thuyết và kết quả mô phỏng thu được bởi phần mềm Solidworks cho thấy kết quả nghiên cứu có độ tin cậy.



Hình 17. Kết quả sử dụng phần mềm Solidworks mô phỏng trường ứng suất khung máy mẫu thiết kế số 4.



Hình 18. Kết quả sử dụng phần mềm Solidworks mô phỏng biến dạng và chuyển vị của khung máy mẫu thiết kế số 4.



Hình 19. Kết quả mô phỏng biến dạng và chuyển vị kết cấu bản thiết kế số 5.

Kết cấu dạng hộp hoặc gân tăng cứng là một kết cấu hợp lý nhằm đảm bảo độ cứng vững và đồng thời đáp ứng yêu cầu tiết kiệm vật liệu. Kết quả nghiên cứu có sự nhất quán với phần lớn các kết quả công bố trong tài liệu tham khảo. Kết quả nghiên cứu là một cơ sở tham khảo đáng tin cậy dành cho các kỹ sư thiết kế máy ép thủy lực 4 trụ.

Solidworks nói riêng hoặc các phần mềm hỗ trợ thiết kế nói chung là một công cụ hỗ trợ đắc lực trong nghiên cứu, tính toán thiết kế máy. Tuy nhiên, việc phân tích, đánh giá xu hướng của kết quả mô phỏng nhận được đóng vai trò mẫu chốt trong việc điều chỉnh bản thiết kế. Các kết quả này cần phải có sự thống nhất, logic phù hợp với phân tích lý thuyết.

### Đóng góp của tác giả

Nguyễn Sơn Tùng - xây dựng ý tưởng, sử dụng phần mềm Solidworks thực hiện mô phỏng khảo sát khả năng làm việc của khung máy và viết bài báo; Phạm Thị Thủy - kiểm tra thông tin vật liệu và thảo luận, góp ý kiến phân tích kết quả tính toán và kết quả mô phỏng; Phạm Tuấn Long - tính toán xác định chuyển vị của kết cấu theo phương pháp lý thuyết và tham gia thảo luận, phân tích kết quả mô phỏng thu được.

### Tài liệu tham khảo

- Ganesh, M. M., Gireesha, C. & Prashant, A. P. (2018). Design and Analysis of 12 Ton Hydraulic Press Machine. *International Journal of Scientific Development and Research (IJS DR)*, ISSN: 2455-2631, Volume No.3, Issue No.8, pp. 109 - 117.
- Kamate, A. M. & Bagi, J. S. (2016). Design, Development and Analysis of a 20 Tan Hydraulic Press. *International Journal of Innovative Technology and Research (IJITR)*,

Volume No.4, Issue No.1, December - January 2016.

- Nguyễn, Đ. Đ. & Đào, N. M. (2011). *Giáo trình Sức bền vật liệu và kết cấu*. Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật.
- Phạm, V. N. & Đỗ, V. P. (2001). *Máy búa và Máy ép thủy lực*. Nhà xuất bản Giáo dục.
- Ravi, D. (2014). Computer Aided Design and Analysis of Power Press. *Middle- East journal of Scientific Research 2014*, ISSN: 1990-9233, Volume No.20, pp. 1239 - 1246.
- Reddy, C. N., Kumar, B. N., & Kumar, K. (2024). Structural Components Design and Analysis of Four Column Type Hydraulic press. *International Conference on Renewable and Research - ICREA 2024, 09/2024, Japan*. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202459109006>.
- Saleh, M. M. (1992) Design Study of a Heavy Duty Hydraulic Machine Using Finite Element Techniques. *Doctor of Philosophy Thesis, The School of Mechanical and Manufacturing Engineering, Damascus University, Syria*.
- Vaishanv, A., Lathiya, P. & Sarvaiya, M. (2016). Design Optimization of Hydraulic Press Plate using Finite Element Analysis. *International Journal of Engineering Research and Applications*, ISSN: 2248-9622, Volume No.6, Issue No.5, (Part-4) May 2016, pp. 58 - 66.
- Vũ, Đ. L., Nguyễn, X. L. & Bùi, Đ. N. (2002). *Sức bền vật liệu*. Nhà xuất bản Giao thông vận tải.
- Zhu, Y., He, Y. & Ren, J. (2021). Structural Analysis and Optimization Design of the Base of Four-pillars Hydraulic Testing Machine. *Journal of Physics MMSE 2021*, <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2002/1/012036>.