

# Tối ưu hóa kết cấu thân máy phay CNC ba trục AXZ sử dụng phần mềm ANSYS

Optimizing 3-Axis CNC Structure using ANSYS

Nguyễn Trọng Hải<sup>1\*</sup>, Ngô Văn Lực<sup>2</sup>, Đinh Văn Thắng<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

<sup>2</sup> Trường Đại học Thủy Lợi

Đến Tòa soạn: 23-3-2018; chấp nhận đăng: 18-01-2019

## Tóm tắt

Trong nghiên cứu này phần mềm ANSYS sẽ được sử dụng để giải bài toán tối ưu hóa kết cấu cho máy CNC ba trục AXZ. Mục tiêu của bài toán là thu được một kết cấu có đủ độ cứng vững với khối lượng nhỏ nhất. Từ một mô hình sơ bộ được thiết kế trên cơ sở sơ đồ bố trí máy, kết cấu sẽ được thiết kế lại bằng cách bỏ đi phần vật liệu thừa tại các vị trí chịu ứng suất nhỏ. Kết cấu mới sẽ được phân tích để đánh giá về độ cứng và độ bền, giá trị ứng suất lớn nhất nằm trong giới hạn cho phép. Nói cách khác là kết cấu máy đảm bảo độ cứng vững, đảm bảo độ bền, tiết kiệm vật liệu và tính công nghệ nhất. Do đặc điểm máy chịu tải trọng nhỏ, nghiên cứu này chỉ giới hạn trong việc phân tích tác động của tải trọng tĩnh. Kết cấu khung máy đã được chế tạo, máy đã được lắp ráp hoàn thiện và thử nghiệm trong điều kiện làm việc. Máy đạt được công suất thiết kế, đảm bảo độ cứng vững với trọng lượng tối ưu.

Từ khóa: Máy CNC, tối ưu hóa, kết cấu

## Abstract

In this study ANSYS software will be used to optimize structure of a CNC 3-axis machine. The objective of this study is to gain the optimal structure for the machine with sufficient stiffness and minimal weight. The structure then will be redesigned by removing irrelevant material at low-stress areas. Stiffness and strength of the new structure will be analyzed to guarantee the qualified function of the structure with lowest cost of material. This study only focuses on static loads because of the working characteristic of the designed machine. The optimized structure has been manufactured and the machine has been assembled and tested under working conditions. The machine has good enough stiffness and lightweight.

Keywords: CNC machine, optimization, structure

## 1. Giới thiệu

Tối ưu hóa kết cấu là một bài toán được đặt ra với bất kỳ một thiết kế máy nào. Bởi vì việc tối ưu hóa kết cấu không chỉ liên quan đến việc giảm chi phí vật liệu, chi phí gia công mà còn ảnh hưởng đến khối lượng máy, thẩm mỹ của máy, thậm chí là công suất của máy. Theo đó là rất nhiều các chi phí khác sẽ bị ảnh hưởng như chi phí cho bộ máy, chi phí vận chuyển... Như vậy, một thiết kế máy với kết cấu được tối ưu sẽ giúp cho việc giảm giá thành, tăng thẩm mỹ và tính cạnh tranh của máy. Ngày nay kỹ thuật CAE - Computer Aided Engineering được ứng dụng để giải hầu hết các bài toán về kết cấu. Với sự trợ giúp của máy tính, các bài toán tối ưu được giải với chi phí thấp nhất. Trong nghiên cứu này, kỹ thuật CAE cũng được sử dụng để giải bài toán tối ưu hóa kết cấu thân máy phay CNC ba trục AXZ. Phần mềm CATIA V5 sẽ được sử dụng để xây dựng mô hình kết cấu máy và

phần mềm ANSYS sẽ được dùng là công cụ để phân tích ứng suất, chuyên vị của kết cấu máy.

Nghiên cứu về tối ưu hóa kết cấu máy đã được bắt đầu từ lâu. Có rất nhiều công trình đã được công bố [1-6]. Nghiên cứu này sẽ tập trung vào việc ứng dụng phần mềm ANSYS để giải quyết một trường hợp kết cấu máy cụ thể. Kết quả của nghiên cứu là đưa ra một kết cấu thân máy gọn nhẹ so với các máy cùng công suất trên thị trường, tuy nhiên kết cấu của máy đủ độ bền, chịu được tải sinh ra trong quá trình hoạt động của máy. Thực tế thử nghiệm máy trong sản xuất đã minh chứng điều này.

## 2. Tính toán mô hình tối ưu bằng ANSYS

### 2.1. Xác định các thông số tải trọng

Căn cứ vào phương án bố trí thiết bị trên thân máy đảm bảo cho máy hoạt động cũng như thao tác máy được thuận lợi nhất, hình dáng thiết kế sơ bộ của khung máy được thể hiện trên Hình 1. Các tải trọng tác dụng lên thân máy được biểu diễn trên Hình 2, bao gồm các tải trọng như sau:

\* Địa chỉ liên hệ: Tel.: (+84) 975401545  
Email: hai.nguyentrong@hust.edu.vn

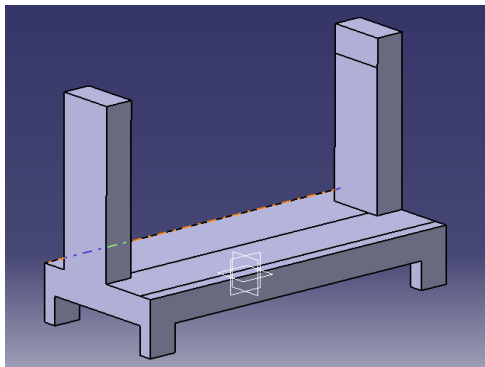
- Lực phân bố A là tải trọng do phôi và đồ gá tác dụng lên bàn máy (Hình 2). Tải trọng A là tổng hợp của trọng lực và lực cắt được tính trong chế độ cắt lớn nhất có giá trị tương đương là  $8.3 \times 10^{-2}$  MPA.

- Lực dọc bàn máy C, D là phản lực do dẫn hướng tác dụng lên thân máy và được xác định dựa trên chế độ cắt lớn nhất có giá trị tương đương là 200N.

- Lực vuông góc với bàn máy, dọc cột E, F là phản lực tác dụng lên bàn máy được xác định dựa vào lực cắt và trọng lượng của cụm trục Z, hệ thống đỡ và thanh dẫn hướng có giá trị tương đương là 200N.

- Momen G, H là phản lực mô men do trọng lực cụm trục Z và lực cắt tác dụng lên thân máy và có giá trị tương đương là 10 Nm.

Tất cả các tải trọng đã bao gồm hệ số an toàn. Với lý do là lực cắt nhỏ nên các vấn đề tải động không được phân tích sâu, tác giả chỉ sử dụng hệ số an toàn để ước lượng yếu tố này. Ngoài yếu tố ứng suất, điều kiện cho chuyển vị lớn nhất cho phép của kết cấu là 0,02 mm.



Hình 1. Hình dáng kết cấu thân máy sơ bộ

### 2.2. Tối ưu hóa hình dáng, kích thước

Trên cơ sở hình dáng kết cấu thân máy, các thông số tải trọng tác dụng lên thân máy, phần mềm ANSYS được sử dụng để phân tích ứng suất và chuyển vị.

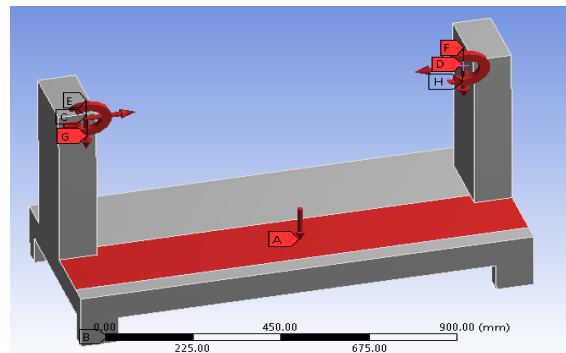
Bước 1 sẽ tiến hành tối ưu hóa về mặt kích thước của mô hình. Mô hình được đã được thiết kế sơ bộ (Hình 1) với các thông số kích thước sơ bộ như sau:

- Kích thước bàn đỡ: 1200x100x500, bàn này để đỡ chi tiết và ụ động.
- Kích thước 2 cột: 100x100x600, để cố định các đường hướng.
- Kích thước 4 chân: 50x100x100, để đỡ toàn bộ khung thân máy.

Sau khi mô hình được đặt các điều kiện tải trọng như trên, phân tích chuyển vị và ứng suất được thực

hiện để kiểm tra khả năng chịu tải của kết cấu sơ bộ. Sau đó các phần vật liệu chịu ứng suất thấp được lược bỏ nhằm tiết kiệm vật liệu, đơn giản hóa kết cấu, đạt hình dạng tối ưu. Kết cấu mới được thiết kế lại bằng phần mềm CAD và được kiểm tra lại bằng phân tích ứng suất, chuyển vị.

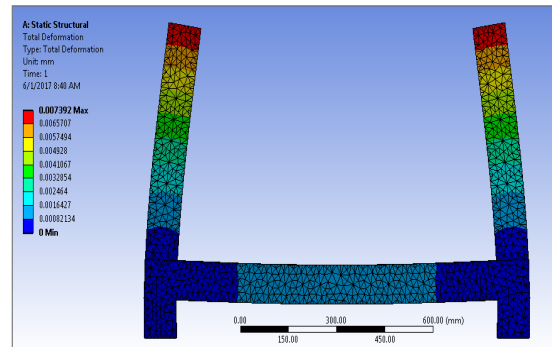
Để đảm bảo tính công nghệ tối ưu, tác giả tiến hành tối ưu hóa kích thước. Bắt đầu bằng việc lựa chọn hình dáng phôi tiêu chuẩn cho thân máy, sau đó sử dụng module tối ưu hóa ANSYS MECHANICAL APDL để tìm ra kích thước phôi tối ưu. Từ danh sách kích thước phôi có sẵn trên thị trường, tác giả chọn kích thước phù hợp cho nghiên cứu này.



Hình 2. Sơ đồ tải trọng tác dụng lên kết cấu thân máy

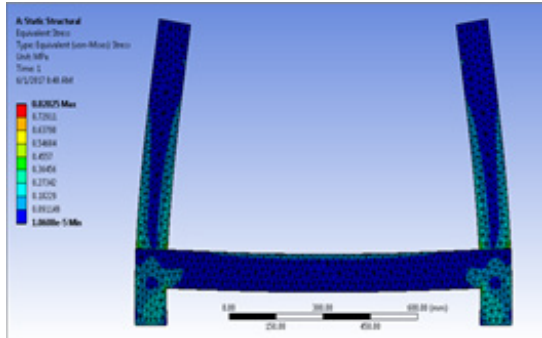
### 3. Kết quả và thảo luận

Sau khi sử dụng phần mềm ANSYS để phân tích chuyển vị của thân máy với tải trọng được đề cập ở trên, kết quả cho thấy hai cột thân máy có sự chuyển vị lớn nhất (Hình 3).



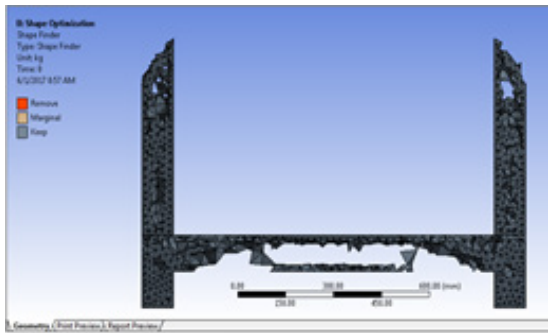
Hình 3. Phân tích chuyển vị của kết cấu thân máy

Chuyển vị lớn nhất là 0,0073 mm, nhỏ hơn giới hạn chuyển vị cho phép là 0,02 mm. Kết quả phân tích ứng suất cũng cho thấy các giá trị này đều nằm trong giới hạn cho phép, khu vực có ứng suất thấp nằm ở phần bàn máy (Hình 4). Ứng suất lớn tập trung tại chân hai cột thân máy. Kết quả này là phù hợp vì tại những vị trí góc, kết cấu chịu mô men uốn lớn nhất. Sự phân bố ứng suất không đều này dẫn đến một số vị trí thừa bền, gây tốn vật liệu, chi phí gia công và tăng khối lượng máy.



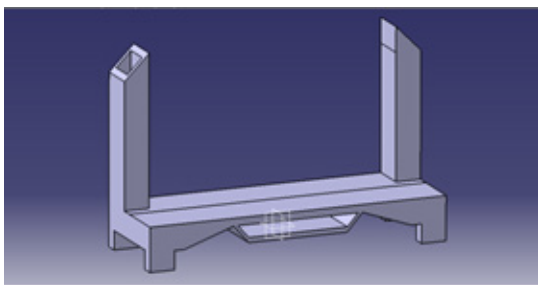
Hình 4. Phân tích ứng suất của kết cấu thân máy

Sau khi đặt điều kiện để loại bỏ những vị trí có ứng suất thấp. Tác giả chọn là 70%, con số này có thể phải chọn lại nếu kết quả của các bước sau không thỏa mãn. Kết quả được thể hiện trên Hình 5. Kết quả này là hợp lý, khi hai cột chịu tải uốn thì kết cấu hộp có tính chống uốn tốt nên phần vật liệu giữa cột là không cần thiết. Phần ở góc sẽ chịu mô men lớn hơn do đó cần nhiều vật liệu hơn. Kết cấu chữ U phía dưới bàn máy có tác dụng để gia cứng cho bàn máy, hạn chế độ võng.



Hình 5. Hình ảnh khung máy sau khi đã lược bỏ những phần tử chịu ứng suất thấp

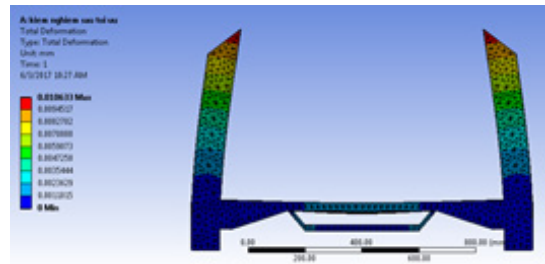
Sau khi lược bỏ những vị trí có ứng suất thấp, kết cấu thân máy được thiết kế lại dựa theo kết quả tối ưu vật liệu thừa. Hình dáng kết cấu được thể hiện trên Hình 6.



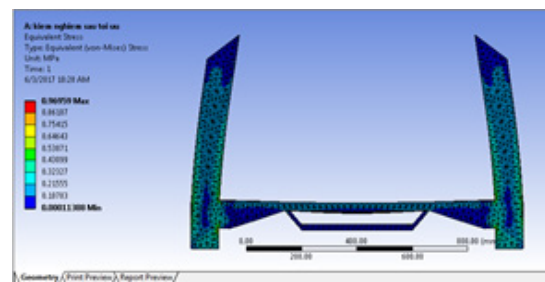
Hình 6. Mô hình thân máy được xây dựng lại trên cơ sở kết quả tối ưu vật liệu

Phân tích chuyển vị và ứng suất của kết cấu mới được thực hiện lại và cho kết quả như trên Hình 7 và Hình 8. Chuyển vị lớn nhất là 0,0106 mm, tuy có lớn

hơn so với mô hình cơ sở nhưng giá trị này vẫn nằm trong giới hạn chuyển vị cho phép của khung là 0,02 mm. Như vậy, kết cấu khung tối ưu thu được thỏa mãn về độ cứng.

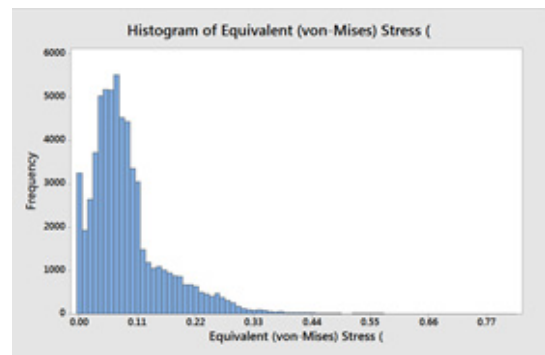


Hình 7. Phân tích chuyển vị với mô hình khung máy đã được tối ưu

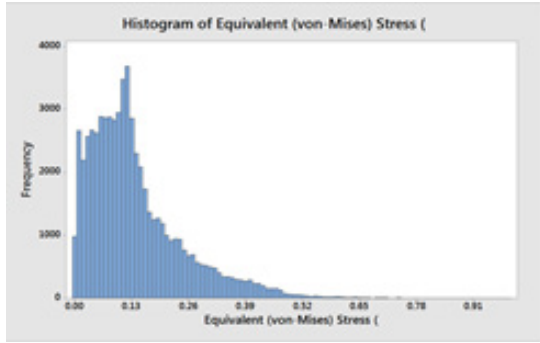


Hình 8. Phân tích ứng suất với mô hình khung máy đã được tối ưu

Hình 9, Hình 10 thể hiện sự phân bố ứng suất của các phần tử. Các phần tử trong kết cấu sơ bộ ban đầu có sự phân bố ứng suất kém đồng đều hơn so với thiết kế kết cấu đã lược bớt vật liệu thừa. Kết cấu sau tối ưu có sự phân bố ứng suất đều hơn, thể hiện sự tối ưu trong sử dụng vật liệu trong kết cấu, những phần có ứng suất nhỏ đã giảm đi rất nhiều so với trước khi tối ưu. Điều này thể hiện rằng kết cấu ban đầu có độ tối ưu thấp, gây lãng phí vật liệu.

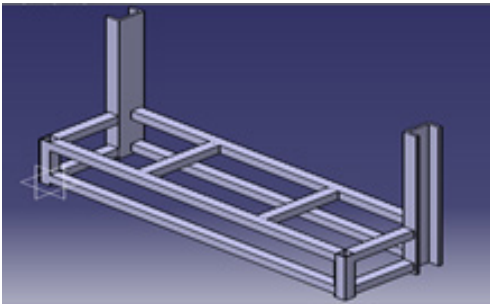


Hình 9. Biểu đồ Histogram cho ứng suất trước tối ưu của khung



**Hình 10.** Biểu đồ Histogram cho ứng suất sau tối ưu của khung

Tuy nhiên, đối với một bài toán thiết kế thì yếu tố công nghệ là hết sức quan trọng, nó ảnh hưởng rất lớn đến giá thành chế tạo, đặc biệt là đối với các sản phẩm đơn chiếc. Trên cơ sở kết cấu được tối ưu, đặc trưng hình học của các thanh thép tiêu chuẩn và sơ đồ bố trí máy, kết cấu máy được thiết kế lại như Hình 11. Trong kết cấu này, tất cả các dầm được sử dụng đều là các loại thép tiêu chuẩn sẵn có trên thị trường. Kết cấu này tiếp tục được phân tích để chọn được loại thép thanh tối ưu nhất sử dụng cho mỗi dầm trong kết cấu của thân máy.



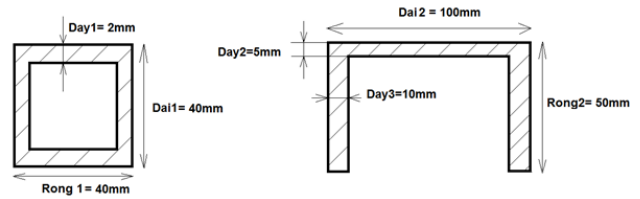
**Hình 11.** Kết cấu khung máy được thiết kế lại trên cơ sở kết quả tối ưu có tính đến yếu tố công nghệ.

Vấn đề tiếp theo cần thực hiện là lựa chọn kích thước phôi kết cấu tiêu chuẩn tối ưu. Module ANSYS MECHANICAL APDL được sử dụng để tối ưu kích thước phôi tiêu chuẩn. Trình tự các bước thực hiện trong ANSYS MECHANICAL APDL là: (1) khai báo ban đầu; (2) xây dựng mô hình; (3) sinh lưới; (4) đặt điều kiện biên; (5) tính toán chuyển vị ứng suất; (6) lưu kết quả; (7) lựa chọn và ràng buộc các biến; (8) dựa vào kết quả tính toán và ràng buộc các biến để tối ưu; (9) đưa ra kết quả.

Các kích thước phôi được đặt biến như trên Hình 12. Các biến này có giới hạn trên và giới hạn dưới, cùng giá trị bước nhảy (step) để tạo các giá trị rời rạc.

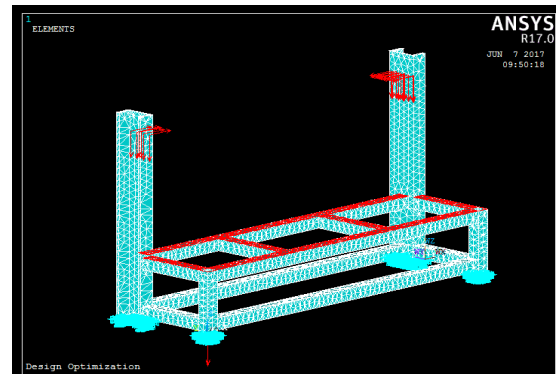
Với hàm mục tiêu là ứng suất trên thân máy không vượt quá giới hạn cho phép, kết quả cuối cùng thu được là kích thước tối ưu của phôi. Hình 13 thể hiện một giai đoạn trong quá trình sử dụng ANSYS

MECHANICAL APDL để tính toán kích thước phôi tối ưu với phần tử là tứ diện có cạnh từ 2,5 đến 10 mm.



**Hình 12.** Các biến kích thước phôi và giá trị ban đầu

Ví dụ, với trường hợp thép hộp vuông thì giá trị tối ưu của các biến là: Day1  $\cong$  0.9mm, Rong1  $\cong$  24mm, Dai1  $\cong$  28mm. Dựa vào kích thước phôi tiêu chuẩn tác giả chọn: Day1 = 1.8mm, Rong1 = 30mm, Dai1 = 30mm.



**Hình 13.** Quá trình thực hiện trên ANSYS MECHANICAL APDL



**Hình 14.** Khung máy được chế tạo (một số thanh thép được bổ sung để gá lắp vỏ máy)



Hình 15. Máy hoàn thiện được đưa vào thử nghiệm

#### 4. Kết luận

Bằng cách áp dụng các module của ANSYS để giải quyết bài toán tối ưu hóa kết cấu bằng cách lần lượt thực hiện tối ưu hóa hình dạng và tối ưu hóa kích thước, nghiên cứu này đã giải quyết được bài toán tối ưu hóa kết cấu cho kết cấu thân máy phay CNC ba trục AXZ. Phương pháp kết hợp tối ưu hóa hình dạng với tối ưu hóa kích thước được sử dụng trong nghiên cứu này cho kết quả có tính ứng dụng thực tiễn cao. Phương pháp này có thể được áp dụng để giải quyết những bài toán tối ưu hóa kết cấu phức tạp hơn. Tuy nhiên với những trường hợp thân máy làm việc trong điều kiện khắc nghiệt như chịu tải trọng động và va đập thì cần phải phân tích kỹ ảnh hưởng tác động đó đến khả năng chịu mỏi của thân máy.

Kết quả phân tích của nghiên cứu này đã được sử dụng để chế tạo một máy CNC 3 trục như thể hiện trên Hình 14, 15. Kết quả thử nghiệm cho thấy thân máy đáp ứng được yêu cầu làm việc, thân máy êm, ít rung động và sản phẩm do máy tạo ra đạt yêu cầu về kỹ thuật như độ bóng, độ sắc nét của các góc cạnh.

Do hạn chế về quy mô đề tài nên tác giả đã không có điều kiện để thực hiện các phương pháp

kiểm nghiệm khả năng làm việc của thân máy một cách thấu đáo hơn, chẳng hạn như sử dụng thiết bị đo độ rung, đo biến dạng thân máy trong điều kiện làm việc.

#### Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại Học Bách Khoa Hà Nội trong đề tài mã số T2016-PC-069.

#### Tài liệu tham khảo

- [1] Y. M. Zhang et al., Finite Element Analysis and Optimization on the Numerical Control Lathe Bed, Applied Mechanics and Materials, Vol. 778, pp. 28-32, 2015
- [2] B. Malleswara Swam1, K.Sunil Ratna Kumar, Design and Structural Analysis of CNC Vertical Milling Machine Bed, International Journal of Advanced Engineering Technology, Vol. III(IV), 2008, 97-100
- [3] Sruthi Srinivasan and Mr.B. Subramanyam, Design and Structural Analysis of CNC Milling Machine Bed with Composite Material, Imperial Journal of Interdisciplinary Research (IJIR), Vol-2, pp 147-151, 2016;
- [4] Supriya A. Bhise, Pravin P. Kole, Munaf I. Attar, Sujit S. Malgave, Analysis of CNC Machine, International Journal of Advanced Technology in Engineering and Science, Vol-4, No-9, pp562-569, 2016.
- [5] Parag R. Bhangardeve, Rajani T. More, Sujit S. Malgave, Static Structural Analysis of 3 Axis CNC Machine Table Using Finite Element Analysis, International Journal of Advanced Technology in Engineering and Science, Vol-4, No-10, pp50-56, 2016.
- [6] Ahmed A. D. Sarhan, S. R. Besharaty, Javad Akbaria, M. Hamdi, Improvement on a CNC Gantry Machine Structure Design for Higher Machining Speed Capability, International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering Vol-9, No-4, pp577-581, 2015