

# PHÂN TÍCH ĐỘNG LỰC HỌC KẾT CẤU CHO GIÁ ĐỠ CƠ CẤU NÂNG HẠ CỦA Ô TÔ TẢI TỰ ĐỔ CỖ TRUNG

STRUCTURAL DYNAMIC ANALYSIS FOR LIFTING MECHANISM SUPPORT RACK OF MEDIUM DUMP TRUCK

Vũ Tuấn Đạt<sup>1,\*</sup>

## TÓM TẮT

Trong bài báo này, phân tích động lực học kết cấu cho giá đỡ cơ cấu nâng hạ trên ô tô tải tự đổ cỡ trung được thực hiện bằng phương pháp kết hợp giữa mô phỏng động lực học đa vật thể và phân tích phần tử hữu hạn. Mô hình động lực học đa vật thể của cơ cấu nâng được xây dựng với vật thể của giá đỡ được thiết lập từ tệp trung tính có chứa các đặc trưng của mô hình phần tử hữu hạn. Ứng suất trên miền thời gian được xác định bằng phân tích động lực học phần tử hữu hạn với tải trọng động tác dụng lên giá đỡ thu được từ kết quả mô phỏng MBDS. Kết quả phân tích cho thấy: kết cấu giá đỡ đảm bảo điều kiện bền dưới tác dụng tải trọng động trong quá trình vận hành với hệ số an toàn,  $k_b \approx 2,1$ .

**Từ khóa:** Giá đỡ cơ cấu nâng hạ; ô tô tải tự đổ cỡ trung; mô phỏng động lực học đa vật thể; phân tích phần tử hữu hạn; ứng suất trên miền thời gian.

## ABSTRACT

In this paper, the structural dynamic analysis for lifting mechanism support rack of medium dump truck is performed by combined method of the multi-body dynamic simulation (MBDS) and finite element analysis (FEA). The multi-body dynamic model of lifting mechanism is built with the body of support rack could be converted from the modal neutral file containing characteristics of finite element model. The nodal stress-time histories of structure are determined using finite element dynamic analysis with dynamic loads acting on support rack that were obtained from the results of the MBDS. The analysis results show that: strength requirement of support rack structure is met under the effect of dynamic loads during operation with the safety factor,  $k_b \approx 2.1$ .

**Keywords:** Support rack of lifting mechanism; medium dump truck; multi-body dynamic simulation; finite element analysis; stress-time histories.

<sup>1</sup>Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

\*Email: datvt@utc.edu.vn

Ngày nhận bài: 26/02/2022

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 03/4/2022

Ngày chấp nhận đăng: 25/4/2022

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cơ cấu nâng hạ thùng (sau đây gọi tắt là CCNH) trên ô tô tải tự đổ dùng để cơ giới hóa việc bốc dỡ hàng hóa bằng cách nâng thùng hàng một góc về phía sau hoặc phía hông xe. CCNH được phân thành nhiều loại khác nhau tùy thuộc vào phương pháp dẫn động, kết cấu nâng hạ và bố trí các phần tử. Để nghiên cứu động lực học và tính bền cho các bộ phận của CCNH, một số phương pháp phân tích đã

được sử dụng, như: phương pháp phân tích được sử dụng để phân tích động lực học của CCNH khi bỏ qua các thành phần quán tính [1]; phương pháp họa đồ lực được sử dụng để tính toán lực tác dụng lên các bộ phận của CCNH, từ đó tính bền một số chi tiết điển hình của CCNH [2]; phương pháp cơ học giải tích với phương trình Lagrange II được sử dụng để xây dựng phương trình vi phân mô tả chuyển động của hệ, từ đó tính toán lực tác động của CCNH lên giá đỡ và khung ô tô [3]. Bên cạnh đó, một số tác giả đã ứng dụng kết hợp các phần mềm mô phỏng động lực học và phân tích kết cấu để tính bền cho CCNH khi chịu tải trọng thay đổi theo thời gian [4, 5].

Trên cơ sở đó, bài báo lựa chọn đối tượng nghiên cứu là CCNH kiểu thủy lực có tay nâng chữ A bắt trực tiếp với thùng xe và xi-lanh thủy lực đặt trước thanh nâng. Đây là CCNH được sử dụng phổ biến trên ô tô tải tự đổ cỡ trung, có tải trọng chuyên chở từ 3,5 đến 8 tấn. Trong CCNH loại này thì giá đỡ của CCNH là bộ phận chịu lực chính và chịu lực phức tạp trong quá trình vận hành. Để phân tích động lực học kết cấu cho giá đỡ CCNH, bài báo đã sử dụng phương pháp kết hợp giữa mô phỏng động lực học đa vật thể (Multi-body Dynamic Simulation - MBDS) với phần mềm ADAMS/View và phân tích phần tử hữu hạn (Finite Element Analysis - FEA) với phần mềm ANSYS [6, 7]. Đây là phương pháp tỏ ra có hiệu quả khi phân tích động lực học kết cấu chịu tải trọng phức tạp và thay đổi theo thời gian. Phương pháp này cũng là cách tiếp cận được tác giả sử dụng trong hướng nghiên cứu tiếp theo khi đánh giá độ bền mỏi cho mỗi hàn của giá đỡ CCNH.

## 2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

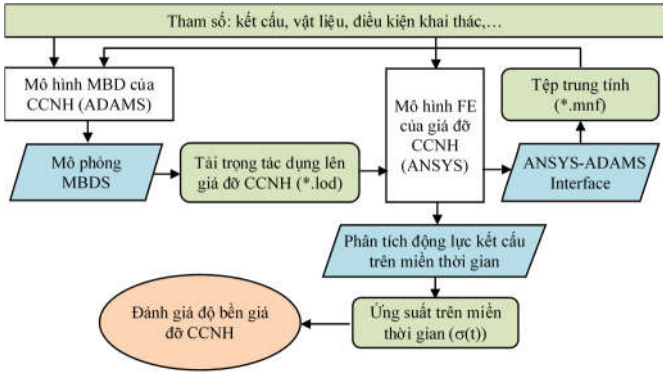
Phương pháp nghiên cứu được sơ đồ hóa như trên hình 1:

- Tham số để xây dựng các mô hình nghiên cứu bao gồm: tham số kết cấu (kích thước, trọng lượng, tọa độ trong tâm, đặc trưng quán tính,...); đặc trưng vật liệu (mô đun đàn hồi, khối lượng riêng,...) và điều kiện khai thác (tải trọng, vận tốc, gia tốc,...).

- Mô hình phần tử hữu hạn (FE) của giá đỡ CCNH được xây dựng bằng phần mềm ANSYS. Trong ANSYS, sử dụng chức năng ANSYS-ADAMS Interface [8] để phân tích và tạo tệp trung tính (\*.mnf) có chứa các đặc trưng của mô hình FE. Mô hình FE của giá đỡ CCNH cũng được sử dụng để phân tích động lực học kết cấu để đánh giá độ bền của giá

đỡ CCNH với tệp tải trọng (\*.lod) có được từ kết quả mô phỏng MBDS.

- Mô hình động lực học đa vật thể (MBD) của CCNH được xây dựng bằng phần mềm ADAMS/View với các vật thể được xem là cứng tuyệt đối (Rigid bodies). Trong đó, giá đỡ CCNH là vật thể được thiết lập từ tệp trung tính (\*.mnf) được tạo ra trên đây [9]. Kết quả mô phỏng MBDS thu được tải trọng tác động lên giá đỡ CCNH trên miền thời gian dưới dạng tệp tải trọng (\*.lod).

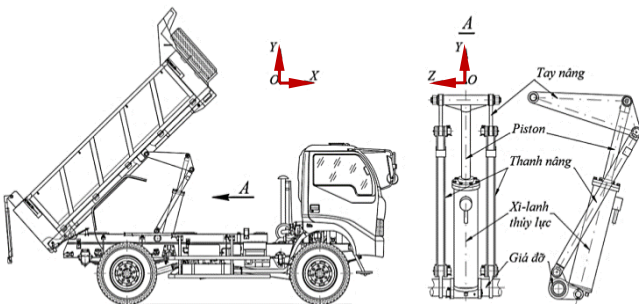


Hình 1. Sơ đồ hóa phương pháp nghiên cứu

### 3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH NGHIÊN CỨU

#### 3.1. Đối tượng nghiên cứu

Bài báo lựa chọn đối tượng nghiên cứu là CCNH của ô tô tải tự đổ có tải trọng chuyên chở 5 tấn được tham khảo trên cơ sở ô tô CUULONG KC9650D2. Trong đó, CCNH sử dụng xi-lanh thủy lực có tay nâng bắt trực tiếp với thùng xe và xi-lanh thủy lực đặt trước thanh nâng. Tuyến hình ô tô và kết cấu CCNH như trên hình 2. Khi vận hành, dầu thủy lực có áp suất cao được đưa đến khoang dưới của xi-lanh và đẩy piston dịch chuyển về phía trước để thực hiện quá trình nâng thùng xe. Quá trình nâng hạ xe được thực hiện do tác dụng của khối lượng bản thân thùng xe. Tốc độ nâng thùng của xi-lanh phụ thuộc mức độ nhấn bàn đạp ga và tốc độ hạ thùng có thể điều chỉnh bằng van tiết lưu ở hai mức nhanh và chậm.

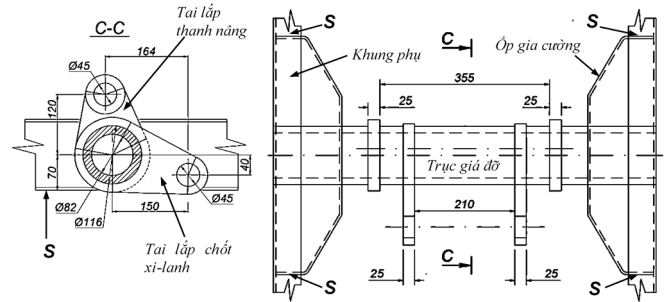


Hình 2. Tuyến hình ô tô tải tự đổ và kết cấu CCNH

#### 3.2. Mô hình FE của giá đỡ CCNH

Kết cấu và kích thước cơ bản giá đỡ CCNH được thể hiện trên hình 3. Trục của giá đỡ có dạng trụ rỗng và được hàn cố định với khung phụ và ốp gia cường. Các tai lắp thanh nâng và tai lắp chốt quay của xi-lanh có các lỗ chốt để lắp khớp bản lề. Vật liệu chế tạo các chi tiết của giá đỡ CCNH là

thép hợp kim thấp Q345A hoặc 16Mn với mô đun đàn hồi  $E = 2,1 \times 10^5 \text{MPa}$ , giới hạn chảy  $\sigma_s = 345 \text{MPa}$ , hệ số Poisson  $\mu = 0,29$ .



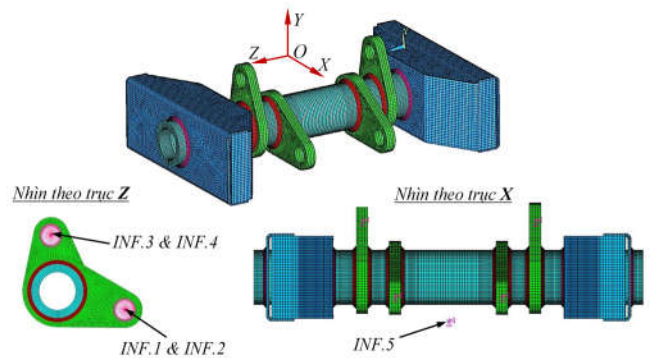
Hình 3. Kết cấu giá đỡ CCNH

Khi xây dựng mô hình FE của giá đỡ CCNH, giả thiết:

- Với mục tiêu tính bền giá đỡ CCNH khi chịu tải trọng động nên chỉ xét đoạn khung phụ hàn lắp với trục giá đỡ trong phạm vi chiều dài của ốp gia cường.

- Trong đoạn khung phụ được xem xét, coi các đầu mút của khung phụ và phần tiếp xúc với khung sat-xi của xe cơ sở (bề mặt ký hiệu S) là cứng tuyệt đối. Khi phân tích kết cấu, các điểm nút (Nodes) của các bề mặt này được ràng buộc tất cả các bậc tự do.

- Để phục vụ cho hướng nghiên cứu tiếp theo là đánh giá độ bền mỏi cho mối ghép hàn trên giá đỡ cơ cấu nâng hạ, trong mô hình FE của giá đỡ có xem xét đến: mối hàn giữa các tai lắp thanh nâng, tai lắp chốt quay của xi-lanh với trục giá đỡ (mối hàn  $\angle 9$ ); mối hàn giữa trục giá đỡ với ốp gia cường và khung phụ (mối hàn  $\angle 7$ ).



Hình 4. Mô hình FE của giá đỡ CCNH

Bài báo sử dụng phần tử Solid45 để chia lưới và thiết lập mô hình FE của giá đỡ CCNH. Trong mô hình FE của giá đỡ CCNH, thiết lập 5 điểm nút liên kết (Interface node - INF), bao gồm: các điểm nút INF.1 đến INF.4 nằm ở tâm lỗ lắp khớp bản lề của tai lắp thanh nâng và tai lắp chốt quay của xi-lanh; điểm nút INF.5 nằm trên đường giao giữa mặt phẳng đối xứng dọc XOY với mặt phẳng YOZ đi qua đường tâm của trục giá đỡ và có độ cao bằng với mặt dưới của khung phụ. Các điểm INF.1 đến INF.4 liên kết cứng (Rigid region) với các điểm nút trên bề mặt của các lỗ chốt. Tương tự, điểm nút INF.5 liên kết cứng với các điểm nút thuộc bề mặt S (trên hình 3). Mô hình FE của giá đỡ CCNH như trên

hình 4, gồm 208.759 điểm nút và 166.529 phần tử. Trong ANSYS, sử dụng chức năng ANSYS-ADAMS Interface [8] và chọn các điểm nút INF làm điểm liên kết để phân tích và tạo tệp trung tính (\*.mnf). Tệp trung tính này có chứa các đặc trưng của mô hình FE như ma trận khối lượng và ma trận độ cứng, mô men quán tính,...

**3.3. Mô hình MBD của CCNH**

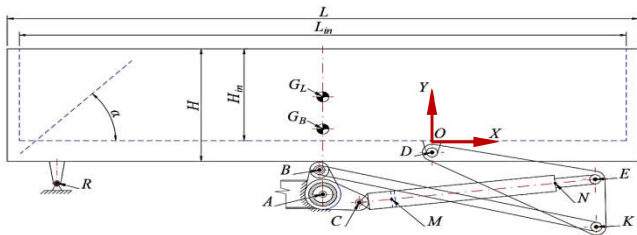
Mô hình MBD của CCNH được xây dựng trong phần mềm ADAMS/View với các giả thiết:

- Các cột thể được xem là cứng tuyệt đối (Rigid Bodies), bỏ qua khối lượng của các khớp bản lề. Góc nâng tối đa của thùng xe,  $\alpha_{max} \approx 50^\circ$ .

- Góc hệ tọa độ tổng thể nằm trên đường giao giữa mặt phẳng đối xứng dọc XOY với mặt phẳng YOZ đi qua điểm D (khớp bản lề liên kết tay nâng với khung sàn thùng) và nằm trên mặt phẳng sàn thùng. Vị trí lắp đặt giá đỡ CCNH trên khung phụ nằm trên đường thẳng đi qua trọng tâm thùng hàng ( $G_B$ ) và hàng hóa chuyên chở ( $G_L$ ).

- Thời gian nâng để đạt đến góc nghiêng  $\alpha_{max} \approx 50^\circ$  của thùng hàng là  $T_n = 25$  giây, sau đó cơ cấu dừng ở vị trí  $\alpha_{max}$  khoảng 2 giây. Thời gian hạ thùng cho đến khi  $\alpha_{min} = 0^\circ$  là  $T_h = 15$  giây. Tổng thời gian nâng và hạ thùng là 42 giây.

Sơ đồ hóa mô hình động lực học của CCNH và thùng xe được thể hiện như trên hình 5, với tham số của mô hình được cho trong bảng 1.



Hình 5. Sơ đồ hóa mô hình MBD của CCNH và thùng xe

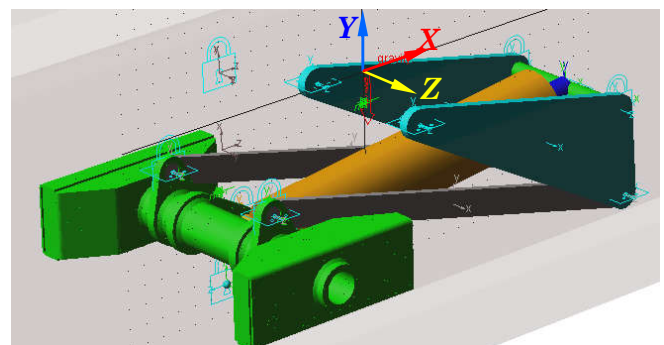
Bảng 1. Các tham số của mô hình động lực học CCNH và thùng xe

Ký hiệu	Vị trí, tên chi tiết	Tham số hóa Đơn vị: tọa độ và kích thước (mm); khối lượng (kg)
A	Đường tâm trục giá đỡ	Tọa độ, $A(X_A, Y_A) = (-450, -300)$ ;
B	Khớp bản lề giữa thanh nâng với giá đỡ	Tọa độ, $B(X_B, Y_B) = (-470, -180)$
C	Khớp bản lề giữa xi-lanh với chốt quay của xi-lanh	Tọa độ, $C(X_C, Y_C) = (-300, -340)$
D	Khớp bản lề giữa tay nâng với thùng xe	Tọa độ, $D(X_D, Y_D) = (0, -80)$ ;
E	Khớp bản lề giữa piston với chốt piston (liên kết với hai tay nâng)	Tọa độ, $E(X_E, Y_E) = (670, -230)$ ;
K	Khớp bản lề giữa thanh nâng với tay nâng	Tọa độ, $K(X_K, Y_K) = (680, -460)$ ;
$G_L$	Trọng tâm của hàng hóa	Tọa độ, $G_L(X_{GL}, Y_{GL}) = (-450, 400)$ ; khối lượng, $m_L \approx 5.000$ ; kích thước, $(L_{in} \times B_{in} \times H_{in}) = (3.660 \times 2.140 \times 800)$

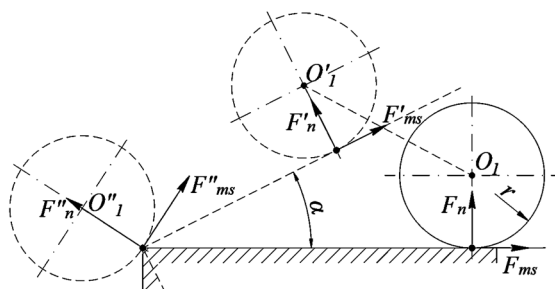
$G_B$	Trọng tâm của thùng hàng	Tọa độ, $G_B(X_{GB}, Y_{GB}) = (-450, 122)$ ; khối lượng, $m_B \approx 1.350$ ; kích thước, $(L \times B \times H) = (3.860 \times 2.340 \times 950)$
R	Khớp bản lề giữa thùng hàng với khung phụ	Tọa độ, $R(X_R, Y_R) = (-1.920, -246)$
BK	Thanh nâng	Kích thước $(L \times B \times H) = (1178 \times 20 \times 70)$ ; khối lượng theo chiều dài, $m_{BK} \approx 21,84$ kg/m
DEK	Tay nâng	Chiều dày, $B_{DEK} = 25$ ; khối lượng, $m_{DEK} \approx 58,18$ kg
CN	Xi-lanh thủy lực	Chiều dài, $L_{CN} = 0,9L_{CE}$ ; đường kính ngoài, $\phi_{CN} = 180$ ; khối lượng theo chiều dài, $m_{CN} \approx 45$ kg/m
EM	Piston thủy lực	Chiều dài, $L_{EM} = 0,9L_{CE}$ ; đường kính ngoài, $\phi_{EM} = 66$ ; khối lượng theo chiều dài, $m_{EM} \approx 30$ kg/m

Trong phần mềm ADAMS/View, dẫn nhập tệp trung tính (\*.mnf) để tạo vật thể cho giá đỡ CCNH. Trong đó, các điểm INF được thiết lập từ mô hình FE đóng vai trò là điểm liên kết với các vật thể khác: điểm INF.1 và INF.2 được liên kết cứng (Fixed joint) với hai đầu chốt quay của xi-lanh; điểm INF.3 và INF.4 được liên kết bằng khớp bản lề (Revolute joint) với hai thanh nâng; điểm INF.5 được liên kết cứng (Fixed joint) với vật cố định (Ground) của mô hình. Mô hình MBD của CCNH trong phần mềm ADAMS/View được thể hiện trên hình 6.

Trong thực tế, thời gian và tốc độ trút hàng hóa (giảm tải) khi nâng thùng phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: hình dạng, kích thước của vật liệu chuyên chở, hệ số ma sát giữa vật liệu với thùng xe,... Để đơn giản hóa quá trình giảm tải khi nâng thùng, giả thiết khối lượng chuyên chở (5.000 kg) được phân thành 5 vật thể "hàng hóa" có khối lượng bằng nhau, phân bố đều theo chiều dài lòng thùng trong mặt phẳng đối xứng XOY các vật thể này được mô phỏng bằng vật thể hình cầu có bán kính  $r = 350$ mm, như trên hình 7. Trong ADAMS/View, trạng thái tiếp xúc của các vật thể này với bề mặt của sàn thùng được mô phỏng dưới dạng tiếp xúc giữa vật thể với vật thể (Contact type: Solid to Solid) [10]. Trong đó: lực tiếp xúc pháp tuyến ( $F_n$ ) được xác định bởi hàm va chạm (Adams impact function) theo lý thuyết tiếp xúc Hertz (Hertzian contact theory); lực ma sát ( $F_{ms}$ ) tuân theo định luật ma sát Coulomb. Các tham số của mô hình tiếp xúc được cho như trong bảng 2 [10].



Hình 6. Mô hình MBD của CCNH



Hình 7. Mô hình vật thể "hàng hóa"

Bảng 2. Tham số mô hình tiếp xúc giữa vật thể hàng hóa và sàn thùng

Tham số trạng thái tiếp xúc (hàm va chạm)	Giá trị (đơn vị)
Độ cứng bề mặt tiếp xúc (Contact stiffness)	$10^5$ (N/mm <sup>2</sup> )
Hệ số mũ (Force exponent)	2,2
Hệ số cản (Damping coefficient)	10 (N.s/mm)
Chiều sâu thâm nhập bề mặt (Penetration depth)	0,1 mm
Tham số trạng thái ma sát (định luật Coulomb)	
Hệ số ma sát tĩnh (Static coefficient)	0,5
Hệ số ma sát động (Dynamic coefficient)	0,1
Vận tốc giới hạn trạng thái ma sát tĩnh (Stiction transition velocity)	100 (mm/s)
Vận tốc giới hạn trạng thái ma sát động (Friction transition velocity)	1.000 (mm/s)

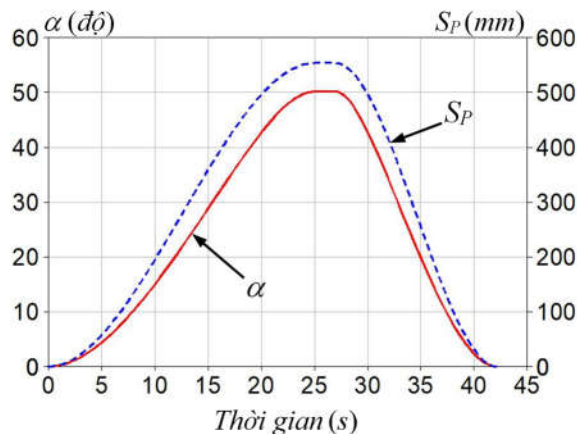
#### 4. KẾT QUẢ VÀ NHẬN XÉT

##### 4.1. Mô phỏng MBD cho CCNH

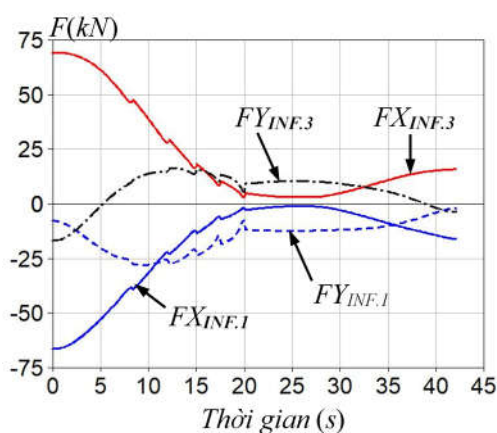
Tiến hành mô phỏng cho mô hình MBD của CCNH với thời gian mô phỏng,  $T = 42$  giây bước thời gian  $\Delta t = 0,2$  giây. Kết quả cho đồ thị góc nghiêng của thùng ( $\alpha$ ) và hành trình của piston ( $S_p$ ) trong quá trình nâng hạ như trên hình 8. Trên hình 9 là đồ thị lực tác dụng lên điểm nút INF.1 (liên kết cứng với chốt quay của xi-lanh) và INF.3 (liên kết khớp bản lề với thanh nâng) theo các phương OX ( $F_{X_{INF.1}}$  và  $F_{X_{INF.3}}$ ) và theo phương OY ( $F_{Y_{INF.1}}$  và  $F_{Y_{INF.3}}$ ). Trên hình 10 là đồ thị lực tác dụng lên điểm nút INF.5, bao gồm: lực tác động theo phương OX và OY ( $F_{X_{INF.5}}$  và  $F_{Y_{INF.5}}$ ), mô men lực quay quanh OZ ( $M_{Z_{INF.5}}$ ). Có thể thấy:

- Tải trọng tác dụng lên CCNH thay đổi phụ thuộc góc nâng thùng và sự thay đổi của tải trọng do hàng hóa gây ra.
- Trong khoảng thời gian nâng thùng (từ 0 đến 25 giây), có 5 lần giảm tải tương ứng với thời điểm các vật thể "hàng hóa" rời khỏi thùng hàng tại  $T = (8,4 \text{ giây}; 12,2 \text{ giây}; 15,0 \text{ giây}; 17,6 \text{ giây}; 20,1 \text{ giây})$ .

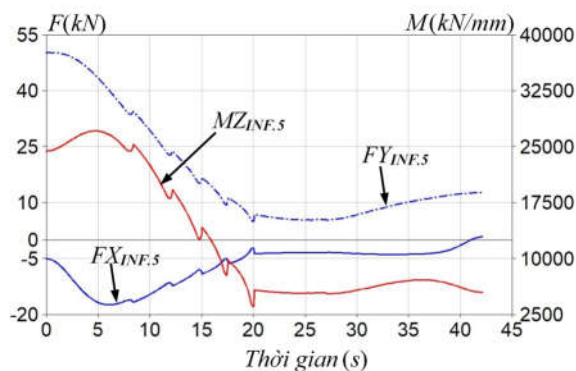
- Tại các thời điểm trước khi vật thể "hàng hóa" rời khỏi thùng xe có sự biến thiên nhất định của tải trọng tác dụng trong hệ thống. Đây là do có sự chuyển từ trạng thái tiếp xúc mặt với mặt (Surface - Surface) sang trạng thái tiếp xúc mặt với đường (Surface - Curve) khi vật thể "hàng hóa" tiếp xúc với góc vuông của thành sàn thùng làm gia tăng phản lực pháp tuyến ( $F''_n$ ) và lực ma sát ( $F''_{ms}$ ) tại điểm tiếp xúc. Đồng thời, hướng của lực ma sát cũng thay đổi theo hướng vuông góc với phản lực pháp tuyến và tạo thành góc nghiêng với mặt phẳng sàn thùng (hình 7).



Hình 8. Đồ thị góc nâng thùng ( $\alpha$ ) và hành trình piston ( $S_p$ )



Hình 9. Đồ thị lực tác dụng lên các điểm nút INF.1 và INF.3



Hình 10. Đồ thị lực và mô men lực tác dụng lên điểm nút INF.5

Trong phần mềm ADAMS/View, sử dụng chức năng xuất dữ liệu để có được tải trọng tác dụng lên các điểm nút INF của giá đỡ CCNH trên miền thời gian dưới dạng tệp tải trọng (\*.lod), bao gồm: các lực và mô men lực tác dụng lên các điểm INF; các đặc trưng quán tính của mô hình như gia tốc (ACEL), vận tốc góc (OMEGA) và gia tốc góc (DOMEGA) theo ba phương.

##### 4.2. Phân tích động lực học kết cấu cho giá đỡ CCNH

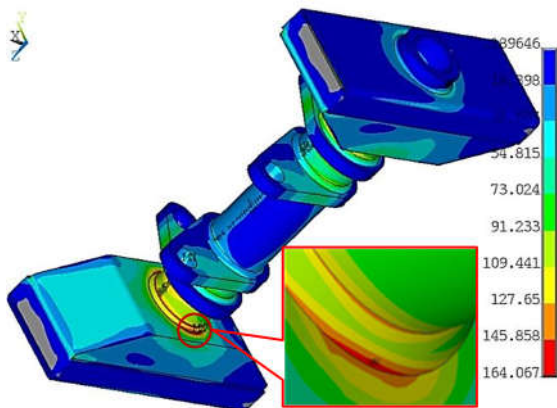
Trong phần mềm ANSYS, thiết lập chế độ phân tích động lực học kết cấu trên miền thời gian với dữ liệu tải trọng trong tệp tải trọng (\*.lod): tổng số trường hợp tải

trọng là 210; bước tải trọng  $\Delta t = 0,2$  giây. Trên hình 11a là trạng thái phân bố ứng suất tương đương Von-mises stress ( $\sigma_{td}$ ) của cụm giá đỡ CCNH, ốp gia cường và một phần khung phụ tại trường hợp tải trọng thứ 13 ( $T = 2,6$  giây). Cũng ở trường hợp tải trọng này, trên hình 11b là phân bố ứng suất tương đương của riêng giá đỡ CCNH với các mối hàn liên quan. Có thể thấy:

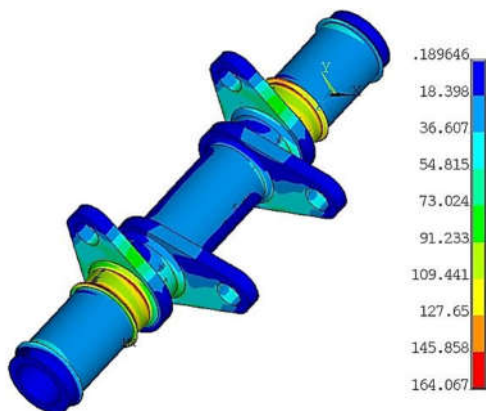
- Khu vực có ứng suất tập trung đều ở khu vực chân mối hàn liên kết giữa trục giá đỡ với các tai lắp chốt quay của xi-lanh, tai lắp khớp bản lề với thanh nâng và ốp gia cường. Các mối hàn càng xa mặt phẳng đối xứng dọc XOY thì có trị số ứng suất càng cao (ngoại trừ mối hàn liên kết trục giá đỡ với bản đứng của khung phụ phía ngoài).

- Nếu xét cùng một vị trí (điểm nút) thì giá trị ứng suất trong giai đoạn nâng thường lớn hơn so với giai đoạn hạ thùng. Tùy theo phương, chiều và giá trị lực và mô-men lực tác dụng ở mỗi trường hợp tải trọng mà giá trị ứng suất lớn nhất có thể xuất hiện ở các vị trí khác nhau.

- Ở giai đoạn nâng thùng, khu vực có giá trị ứng suất lớn thường xuất hiện tại chân mối hàn liên kết giữa trục giá đỡ với ốp gia cường ở phía dưới. Như trên hình 12 biểu thị giá trị ứng suất ứng suất trên miền thời gian của điểm nút N.60213 tại khu vực này, với giá trị lớn nhất,  $\sigma_{td-max} = 164,067\text{MPa}$ .

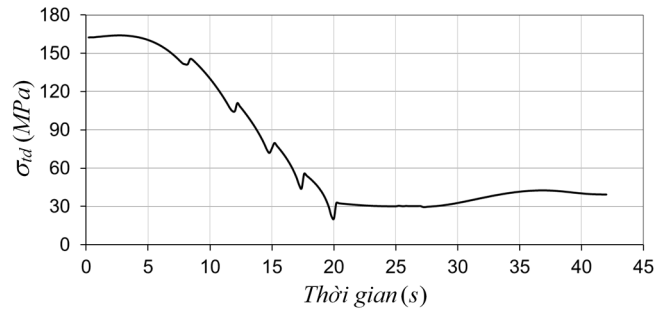


a) Cụm giá đỡ, ốp gia cường và một phần khung phụ



b) Cụm giá đỡ với mối hàn

Hình 11. Phân bố ứng suất tương đương (Von-mises stress) của giá đỡ CCNH tại trường hợp tải trọng thứ 13 với  $T = 2,6$  giây



Hình 12. Ứng suất tương đương tại điểm nút N.60213 trên miền thời gian

Nếu xét theo điều kiện bền khi vật liệu làm việc ở trạng thái đàn hồi, hệ số dự trữ bền ( $k_b$ ) của giá đỡ CCNH được tính theo giới hạn chảy của vật liệu ( $\sigma_s$ ):

$$k_b = \frac{\sigma_s}{\sigma_{td-max}} \approx 2,1 \tag{1}$$

Đối với kết cấu cơ khí, thông thường  $k_b \geq [k_b] = 1,5$ , như vậy giá đỡ CCNH đảm bảo điều kiện bền. Trong thực tế, CCNH không phải là cơ cấu hoạt động liên tục và tần suất vận hành CCNH là không cao. Tuy nhiên, phạm vi biến thiên của ứng suất tại chân mối hàn là tương đối lớn (trên hình 12), vì vậy nghiên cứu đánh giá độ bền mỏi cho mối hàn của giá đỡ CCNH là cần thiết và là hướng nghiên cứu tiếp theo của tác giả.

### 5. KẾT LUẬN

Bài báo đã tiến hành phân tích động lực học kết cấu cho giá đỡ CCNH trên ô tô tải tự đổ cỡ trung bằng phương pháp kết hợp giữa mô phỏng MBDS và phân tích FEA với hai phần mềm ANSYS và ADAMS/View. Các mô hình nghiên cứu có xét đến kết cấu mối hàn liên kết giữa các chi tiết, sự giảm tải trọng của hàng hóa trong quá trình nâng và trạng thái tiếp xúc giữa hàng hóa và sàn thùng. Kết quả nghiên cứu cho thấy kết cấu giá đỡ CCNH đảm bảo điều kiện bền dưới tác dụng của tải trọng động với hệ số dự trữ bền,  $k_b \approx 2,1$ .

Mô hình và kết quả nghiên cứu của bài báo có thể được sử dụng làm tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu liên quan, cũng như áp dụng trong các cơ sở thiết kế, sản xuất và lắp ráp ô tô tải tự đổ. Phương pháp tiếp cận trên đây cũng là cơ sở cho nghiên cứu tiếp theo của tác giả là đánh giá độ bền mỏi cho mối hàn của giá đỡ CCNH.

### LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Giao Thông Vận Tải trong đề tài mã số T2022-CK-001: *Nghiên cứu tối ưu hóa cơ cấu nâng hạ và đánh giá độ bền mỏi cho mối ghép hàn của giá đỡ cơ cấu nâng hạ trên ô tô tải tự đổ cỡ trung được sản xuất lắp ráp tại Việt Nam.*

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Shan Zeng Liu, Lian Jie Zhang, 2014. *Kinematics and Force Analysis of Lifting Mechanism of Detachable Container Garbage Truck*. The Open Mechanical Engineering Journal. 8, 219-223.

- [2]. Tao Ping Yan, 2011. *Design of 3201Z-type Dump Truck's Lifting Mechanism*. 2<sup>nd</sup> ICMACE, 15-17 July 2011, Inner Mongolia, China, 1165-1168.
- [3]. Yu N Baryshnikov, 2018. *Computing Experiment for Unloading Dumper Truck at a Sloping Pad*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 24-27 October 2017, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian. 468, IOP Publishing 012022.
- [4]. Long Long Zhu, Da Wei Liu, Xu Kun Ge, Wei Fan, 2013. *Strength Analysis for Lifting Mechanism of Dump Truck Based on Virtual Prototype and Finite Element Technology*. Advanced Materials Research. 651, 543-547.
- [5]. Xu Kun Ge, Da Wei Liu, Bin Tian, 2013. *Dynamic Analysis of Lifting Mechanism Based on Rigid-Flexible Coupling*. Advanced Materials Research. 849, 411-416.
- [6]. Vu Tuan Dat, 2015. *Fatigue Life Prediction of CL-KC9650D2 Truck Frame*. Journal of Science and Technology, Hanoi University of Industry, Vol 27, 195-197.
- [7]. Do Duc Tuan, Vu Tuan Dat, 2019. *Fatigue life analysis for bogie frame of MC cargo carriages*. The Transport and Communications Science Journal 70(1):1-10.
- [8]. ANSYS Inc, (2013). *ANSYS Mechanical APDL Advanced Analysis Guide—ANSYS Release 15.0*. SAS IP. Inc, Printed in the United States of America
- [9]. MSC Software Corporation of MDI, (2002). *ADAMS/Flex-Theory of Flexible Bodies*. Printed in the United States of America.
- [10]. Giesbers. J, (2012). *Contact Mechanics In Msc Adams: A Technical Evaluation of the Contact Models in Multibody Dynamics Software MSC Adams*. University of Twente, Bachelor Thesis.

---

#### AUTHOR INFORMATION

##### **Vu Tuan Dat**

Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications