

# NGHIÊN CỨU TỐI ƯU KẾT CẤU CABIN ĐẦU MÁY ĐỔI MỚI D19E ĐỂ NÂNG CAO ĐỘ AN TOÀN CHO NGƯỜI LÁI TÀU

RESEARCH FOR OPTIMIZATION OF CABIN STRUCTURAL OF LOCOMOTIVE "D19E INNOVATION" TO IMPROVE SAFETY FOR DRIVERS

Lê Thanh Sơn<sup>1,\*</sup>

## TÓM TẮT

Hiện nay giao thông đường sắt vẫn là loại hình giao thông quan trọng trong việc đi lại và vận chuyển hàng hóa, hằng năm có hàng triệu người di chuyển bằng loại hình giao thông này. Vấn đề an toàn đường sắt được người dân và các cơ quan bộ ngành đặc biệt quan tâm. Trong bài báo này sẽ trình bày nội dung nghiên cứu: Phân tích tính toán các tình huống xảy ra va chạm giữa phương tiện đường bộ và phương tiện đường sắt gây mất an toàn cho nhân viên lái tàu. Thiết kế lại các cabin của đầu máy xe lửa D19E do Trung Quốc chế tạo trên cơ sở tính lực va chạm và biến dạng Cabin đầu máy D19E. Sử dụng phần mềm ANSYS 18.2 để tối ưu hóa kết cấu Modul vành bảo vệ AT D19E. Kết quả tạo ra được sản phẩm có độ an toàn cao hơn cho người lái tàu khi xảy ra va chạm giữa đầu máy D19E - phương tiện đường bộ và có chi phí hợp lý nhất.

**Từ khóa:** Cabin đầu máy D19E, biến dạng, chuyển vị, va chạm, ngoại lực, vật liệu Q345B.

## ABSTRACT

Nowadays, railway traffic is still an important form of transportation in travel and freight transport. Millions of people traveled by this type of transportation every year. Railway safety is a particular concern for the people, government ministries and agencies. In this article, the following research content will be presented: Analysis and calculation of collisions between road vehicles and railway vehicles which cause unsafety for train drivers. Redesigning of Chinese-made D19E locomotive cabin based on the calculation results of the cabin's impact force and deformation. Using ANSYS 18.2 software to optimize the structure of the AT D19E's Protection Module. The result is a product with higher safety for train drivers when a collision occurs between the D19E locomotive and a road vehicle that has the most reasonable cost.

**Keywords:** Cabin of locomotive D19E, deformation, displacement, collision, external force, material Q345B.

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

\*Email: son.lethanh@hust.edu.vn

Ngày nhận bài: 20/3/2021

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 15/5/2022

Ngày chấp nhận đăng: 27/6/2022

## 1. GIỚI THIỆU CHUNG

Hiện trạng giao thông đường bộ và đường sắt Việt Nam còn nhiều bất cập nên trong thời gian gần đây số lượng các vụ tai nạn giao thông trên đường sắt ngày càng nhiều, ví

dụ như tàu SE3 va chạm vào máy múc làm chập bánh đường ray tại Quảng Bình; Xe container đã cố tình vượt đường ngang có người gác, đúng lúc tàu hoả mang số hiệu HP3 đi đến dẫn đến vụ tai nạn giao thông nghiêm trọng tại Hải Dương; Gần đây là vụ va chạm của tàu SE19- 927 va chạm với xe ben chở đá gây hậu quả 02 lái tàu thiệt mạng do chưa lắp tấm tăng cứng ca bin ...

Qua khảo sát trong nước cũng như trên thế giới [2, 3] tác giả nhận thấy các trường hợp va chạm theo thực tế của Việt Nam với các tình huống điển hình như sau :

- Đầu máy va chạm với phương tiện đường bộ có tải trọng dưới 2.500Kg trường hợp này thì vùng va chạm chủ yếu là phần gầm tàu, phần gầm tàu có kết cấu rất cứng vững. Do đó khi va chạm hầu như không bị biến dạng, ít nguy hiểm cho người lái tàu.

- Đầu máy va chạm với các phương tiện đường bộ có tải trọng >2.500kg (ô tô tải, xe ben chở đá, container, xe bồn...) khi phương tiện di chuyển cắt ngang đường sắt. Đây là trường hợp nguy hiểm nhất do ô tô tải thường có các thùng chở hàng có khối lượng lớn và chiều cao thành thùng có chiều cao trên 2m nên phần va chạm tập trung vào vỏ của đầu máy. Do vỏ tàu của đầu máy D19E có kết cấu là tấm mỏng, nên trong thực tế phần này thường bị phá hủy hoặc biến dạng rất lớn. Vì vậy các tài xế lái tàu, người ngồi trên đầu máy thường rất nguy hiểm trong hợp này.

## 2. PHƯƠNG ÁN CÔNG NGHỆ NÂNG CAO ĐỘ CỨNG VỮNG CABIN ĐẦU MÁY D19E

Trên cơ sở phân tích một số trường hợp va chạm điển hình hay gặp của đầu máy D19E với các phương tiện giao thông trên đường bộ. Tác giả nhận thấy có hai phương án để nâng cao hệ số an toàn cho lái tàu của đầu máy D19E khi xảy ra va chạm như sau:

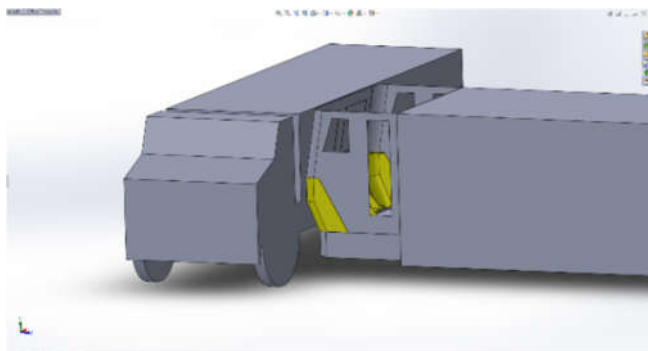
### Phương án I (PA 1): Cải tạo toàn bộ phần vỏ của đầu máy

- Cắt bỏ toàn bộ phần khung và vỏ cũ hai đầu máy với chiều cao tính từ mặt sàn 800mm.

- Thay mới vỏ bằng một vỏ liên khung thép có chiều dày lớn hơn nhưng vẫn đảm bảo các chỉ tiêu kỹ thuật khi vận hành

**Phương án II (PA 2) : Lắp thêm modul tăng cứng** vào chỗ cần thay cho vỏ cũ. Với hai phương án trên chúng tôi có một số đánh giá sau: **PA 1:** Ưu điểm: phù hợp khi chế tạo mới đầu máy vì sẽ giảm được trọng lượng. Nhược điểm: khi cải tạo đầu máy cũ chi phí cao, thời gian dừng máy lâu. Làm thay đổi kết cấu tổng thành của Cabin đầu máy nên phải tính toán thiết kế lại. **PA 2:** Ưu điểm: đơn giản cho cải tạo đầu máy cũ, dễ thao tác tháo lắp, chi phí giá thành cải tạo thấp và thời gian thi công nhanh.

Qua phân tích ở trên **Phương án II** (hình 1) được lựa chọn để tiến hành nghiên cứu tính toán thiết kế được kết cấu tối ưu của Modul vành bảo vệ AT D19E lắp cho đầu máy D19E để nâng cao độ an toàn cho lái tàu khi xảy ra va chạm với phương tiện giao thông đường bộ.



Hình 1. PA 2 Modul vành bảo vệ AT D19E

### 3. THIẾT KẾ MODUL VÀNH BẢO VỆ LẮP TRÊN CABIN ĐẦU MÁY D19E

**Các thông số đầu vào khi thiết kế gồm:**

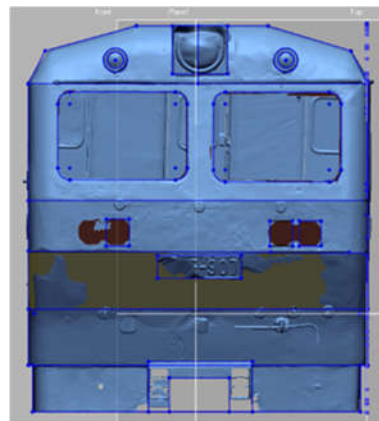
- Trọng lượng đầu máy và toa xe: 500 tấn.
- Vận tốc đầu máy: 120km/h.
- Phương tiện đường bộ xe Container trọng tải 40 tấn đổ ngang trên đường.
- Vật liệu làm vành bảo vệ : Thép Q345B
- Biến dạng tối đa 350mm.
- Khối lượng không được vượt quá 3% tổng khối lượng đầu máy.

- Khí động học vỏ tàu không thay đổi.

Như đã phân tích ở phần 2, trong phần này sẽ tiến hành thiết kế lắp thêm tấm gia cường, tăng độ an toàn cho người lái tàu. Các công việc chính gồm:

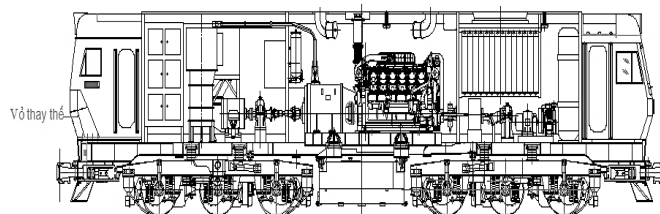
- Dựa vào phương pháp thiết kế ngược để xác định biên dạng đầu tàu từ đó đưa ra biên dạng chính xác của vỏ thay thế.
- Tính toán thiết kế sơ bộ vỏ thay thế (tìm được độ dày hợp lý của tấm thay thế).
- Kiểm tra bền đối với vỏ thay thế.
- Tính toán lựa chọn phương án lắp ghép vỏ thay thế vào gầm đầu máy.

Sau khi sử dụng Máy quét 3D EinScan-Pro để quét biên dạng vỏ đầu máy D19E kết hợp với phần mềm Geomagic Design X64. Kết quả thu được biên dạng vỏ tàu D19E như hình 2.



Hình 2. Vỏ Cabin đầu máy D19E sau khi lấy mẫu

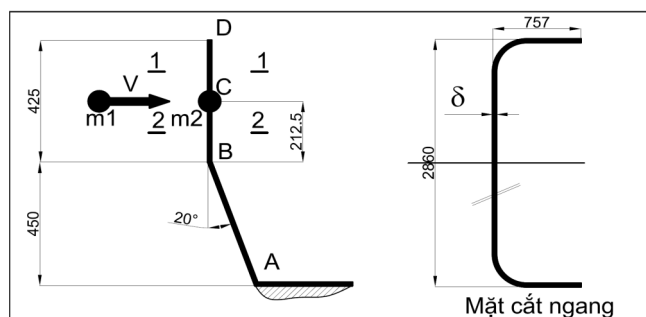
Qua công việc thiết kế ngược, tác giả đã thiết kế chính xác được biên dạng vỏ đầu máy và phần vỏ mới cần thay thế. Dựa vào kết cấu khung xương của đầu máy D19E theo hồ sơ kỹ thuật của nhà chế tạo đầu máy D19E ta sẽ lắp Modul vành bảo vệ như vỏ thay thế trên hình 3.



Hình 3. Kết cấu đầu máy có lắp vỏ thay thế

Dựa theo theo kết cấu của khung xương đầu máy và phương án cải tạo vỏ máy thì thấy rằng kết cấu mặt sàn dưới được ghép bằng tôn mỏng dày 3mm hàn trên khung gầm chính. Khi phương án cải tạo là thay thế một phần vỏ của đầu máy thì không hàn theo phần vỏ cũ được vì phương án hàn này sẽ cho liên kết yếu trên vỏ. Do đó cần phải dùng mối lắp ghép bulông ecu M24 phần vỏ mới lên trực tiếp khung gầm mới có độ cứng vững cao.

- **Phân tích tính toán độ dày vỏ thay thế.**



Hình 4. Mô hình tính toán vỏ thay thế

Trong phần này ứng dụng kiến thức sức bền vật liệu [1], để thiết kế kết cấu sơ bộ của phần vỏ mới. Qua phân tích ở mục 2 ta sẽ có mô hình chịu lực như hình 6.

- Vùng va chạm có kích thước 425.
- Phần vỏ mới được gắn cứng trên khung gầm.

Như vậy bài toán đặt ra là cần tìm độ dày của vỏ thay thế cho vỏ cabin đầu máy D19E.

Dữ liệu đầu vào cho tính toán như sau:

- Trọng lượng đầu máy và toa xe: 500 tấn.
  - Vận tốc đầu máy: 120km/h.
  - Phương tiện đường bộ xe Container trọng tải 40 tấn đi ngang trên đường dân sinh.
  - Vành bảo vệ vật liệu thép Q345B.
  - Biến dạng tối đa cho phép: 300mm.
  - Hệ số an toàn kỹ thuật  $k_{at} = 1,25$ .
- Trên mô hình tính toán khi va chạm thì:
- $m_1 = 40$  tấn =  $4.10^4$ kg - Khối lượng của xe va chạm.
  - $m_2 = 500$  tấn =  $5.10^5$ kg - Khối lượng của đoàn tàu thu gọn đưa về điểm va chạm.
  - $V = 120$ km/h =  $33,3$  (m/s) vận tốc khi va chạm bằng với vận tốc vận tốc của đoàn tàu.

Mác thép Q345B để làm vỏ thay thế có :

- Ứng suất bền cho phép:  $[\sigma] = 785$ MPa

Đầu ra cần tính toán: độ dày  $\delta$  để thỏa mãn điều kiện bền và điều kiện cứng đối với vật liệu trên.

**Bước 1:** Mô hình bài toán là bài toán va chạm một bậc tự do.

Để giải được bài toán ta cần đi tìm hệ số tải trọng động khi va chạm. Hệ số tải trọng động được tính bằng công thức sau:

$$k_d = \frac{V}{\sqrt{g \cdot \Delta_t \cdot \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)}}$$

Ở đây:  $V$ : vận tốc va chạm  $V = 33,3$  (m/s).  $g$ : Gia tốc trọng trường  $g = 9,8$ m/s<sup>2</sup>

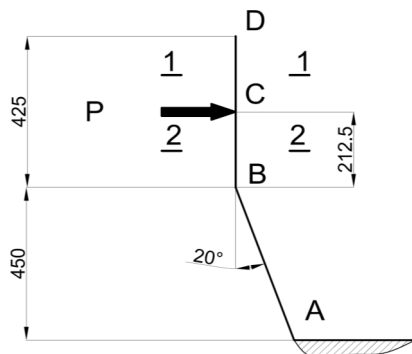
$\Delta_t$  Chuyển vị tĩnh do một lực ngang.

$P = m_1 \cdot g$  đặt tĩnh lên dầm tại điểm va chạm.

$m_1 = 4.10^4$ kg - Khối lượng của xe va chạm.

$m_2 = 5.10^5$  kg - Khối lượng của đoàn tàu đưa về mô hình va chạm.

**Bước 2:** Mô hình tính chuyển vị tĩnh tại điểm va chạm do lực ngang  $P$  gây ra tại điểm va chạm như hình 5.



Hình 5. Mô hình tính toán chuyển vị tĩnh

- Xét mặt cắt ngang 1-1 như trên hình 5 ta có phương trình cân bằng:

$$\begin{cases} Q_1 = 0 \\ M_1 = 0 \end{cases}$$

- Xét mặt cắt ngang 2-2 như hình 5 ta có phương trình cân bằng

$$\begin{cases} Q_2 = P \\ M_2 = -P \cdot z \\ 0 \leq z \leq 662,5 \text{mm} \end{cases}$$

$$Q_2 = 4.10^5 \text{ (N)}$$

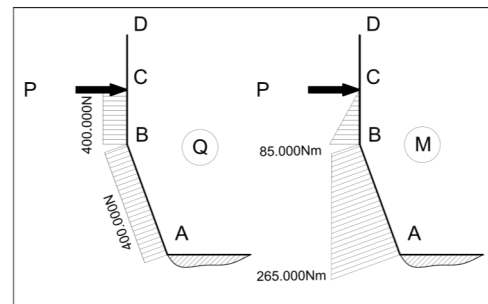
Mô men uốn tại điểm B:

$$M_B = 0,2125 \cdot 4.10^5 = 0,85.10^5 \text{ (N.m)}$$

Mô men uốn tại điểm A:

$$M_A = (0,2125 + 0,45) \cdot 4.10^5 = 2,65.10^5 \text{ (N.m)}$$

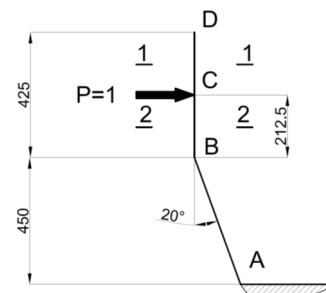
Như vậy ta có biểu đồ lực cắt và momen uốn khi đặt tĩnh như hình 6.



Hình 6. Biểu đồ lực cắt và mô men uốn

**Bước 3:** Tính chuyển vị tĩnh. Để tính được chuyển vị tĩnh tại điểm va chạm, sử dụng phương pháp nhân biểu đồ Veresaghin [1]. Phương pháp này thực hiện như sau:

Đặt một lực giả sử  $\bar{P} = 1$  đơn vị lực tại điểm va chạm C. Như vậy ta có mô hình giả sử như hình 7.



Hình 7. Mô hình khi đặt  $P = 1$  đơn vị lực

- Xét mặt cắt ngang 1-1 như hình 7, ta có phương trình cân bằng

$$\begin{cases} Q_1 = 0 \\ M_1 = 0 \end{cases}$$

- Xét mặt cắt ngang 2-2 như hình 7 ta có phương trình cân bằng:

$$\begin{cases} Q_2 = P \\ M_2 = -P \cdot z \\ 0 \leq z \leq 662,5 \text{mm} \end{cases}$$

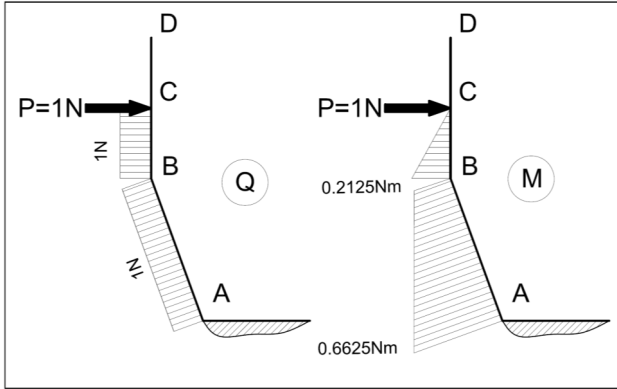
Mô men uốn tại điểm B

$$M_B = 0,2125 \text{ (N.m)}$$

Mô men uốn tại điểm A:

$$M_A = (0,2125 + 0,45) = 0,6625 \text{ (N.m)}$$

Như vậy ta có biểu đồ lực cắt và momen uốn khi  $P = 1$  đơn vị lực như hình 8.



Hình 8. Biểu đồ lực cắt và mô men uốn ứng với lực giả sử  $P = 1$  đơn vị lực

Áp dụng Veresaghin ta có chuyển vị tĩnh tại điểm va chạm:

$$\Delta_t = \frac{\eta \bar{Q} \cdot Q}{GF} + \frac{\bar{M} \cdot M}{EJ}$$

$\eta$ : hệ số điều chỉnh vì ứng suất tiếp do  $Q$  gây nên là phân bố không đều trên mặt cắt ngang. Do mặt cắt ngang khi va chạm là tiết diện hình chữ nhật nên  $\eta = 1,2$

$G$ : Mô đun đàn hồi trượt của vật liệu.

Đối với vật liệu Q345B thì  $G = 4200 \text{ kg/cm}^2 = 4,2 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$

$F$ : Diện tích mặt cắt ngang  $F = \delta \times 4,374 \text{ (m}^2\text{)}$

$E$ : Mô đun đàn hồi của vật liệu

Đối với vật liệu Q345B thì  $G = 2100 \text{ kg/cm}^2 = 2,1 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$

$J$ : Mô men quán tính của mặt cắt ngang

$$J = \frac{2,86 \times \delta^3}{12} + 2 \times 1,43^2 \times \delta \times 0,757 = 0,24\delta^3 + 3,1 \times \delta$$

Vì  $\delta \ll 1 \text{ m}$  nên

$$J = 0,24\delta^3 + 3,1 \times \delta \approx 0,24\delta^3$$

$$\frac{\eta \bar{Q} \cdot Q}{GF} = \frac{0,00086735}{\delta} \text{ (m)}$$

$$\frac{\bar{M} \cdot M}{EJ} = \frac{0,006375}{\delta^3} \text{ (m)}$$

Chuyển vị tĩnh tại điểm va chạm:

$$\Delta_t = \frac{\eta \bar{Q} \cdot Q}{GF} + \frac{\bar{M} \cdot M}{EJ} = \frac{0,00086735}{\delta} + \frac{0,006375}{\delta^3} \approx \frac{0,006375}{\delta^3}$$

**Bước 4:** Tính toán độ dày của vỏ tàu thay thế

Hệ số tải trọng động khi va chạm là:

$$k_d = \frac{V}{\sqrt{g \cdot \Delta_t \cdot \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)}} \approx 4,02\delta^{1,5}$$

Theo biểu đồ mô men uốn hình 8, ta thấy rằng mặt cắt ngang tại A là nguy hiểm nhất  $M_A = 265.000 \text{ Nm}$ .

Ứng suất tĩnh lớn nhất là:

$$\sigma_{\max}^t = \frac{M_A}{W} \approx \frac{265.000}{\frac{0,24\delta^3}{1,43}} = \frac{1.579.000}{\delta^3}$$

Ứng suất động lớn nhất khi va chạm

$$\sigma_{\max}^d = k_d \cdot \sigma_{\max}^t = \frac{6.350.000}{\delta^{1,5}} \left( \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

Chuyển vị động lớn nhất tại điểm C va chạm

$$\Delta_{\max}^d = k_d \cdot \Delta^t = 4,02\delta^{1,5} \times \frac{0,006375}{\delta^3} = \frac{0,0255}{\delta^{1,5}} \text{ (m)}$$

Theo yêu cầu bài toán thì Ứng suất bền cho phép:  $[\sigma] = 785 \text{ MPa} = 785 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$ ; Biến dạng tối đa  $[\Delta] = 300 \text{ mm} = 0,3 \text{ m}$ ; Hệ số an toàn kỹ thuật  $k_{at} = 1,25$ .

Vậy độ dày của vỏ thay thế cần phải đảm bảo theo 2 công thức sau:

$$\begin{cases} k_{at} \cdot \sigma_{\max}^d \leq [\sigma] \\ \Delta_{\max}^d \leq [\Delta] \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} 1,25 \cdot \frac{6.350.000}{\delta^{1,5}} \leq 785.000.000 \\ \frac{0,0255}{\delta^{1,5}} \leq 0,3 \end{cases}$$

$\delta_{\sigma} \geq 0,0467 \text{ m} = 46,7 \text{ mm}$  (chọn chiều dày theo độ bền)

$\delta_{\Delta} \geq 0,19332 \text{ m} = 193 \text{ mm}$  (chọn chiều dày theo biến dạng)

Tính chọn chiều dày theo sức bền vật liệu ta nhận thấy phải chọn tấm vỏ có chiều dày tối thiểu  $\delta_{\sigma} = 46,7 \text{ mm}$ . Nếu chọn chiều dày theo cách trên sẽ làm tăng trọng lượng đầu máy và tăng chi phí vật tư nhân công. Để tối ưu hóa kết cấu nhóm nghiên cứu đã chọn thép tiêu chuẩn Q345B có độ dày  $\delta = 10 \text{ mm}$  để thiết kế Modul vành bảo vệ AT D19E dưới dạng tấm cong có nhiều gân tăng cứng như hình 9. Lúc này việc kiểm tra theo độ bền và biến dạng sẽ được thực hiện theo bằng phương pháp phần tử hữu hạn trên phần mềm ANSYS 18.2.

#### 4. TỐI ƯU HÓA KẾT CẤU BẰNG PHÂN TÍCH KIỂM TRA VA CHẠM CỦA PHƯƠNG TIỆN ĐƯỜNG BỘ VÀ ĐOÀN TÀU TRÊN PHẦN MỀM ANSYS 18.2

Căn cứ theo các thông số kỹ thuật của các phương tiện đường bộ và tài liệu [4] tác giả đã thiết kế được mô hình va chạm như sau để kiểm tra lại và va chạm thực tế hình 10.

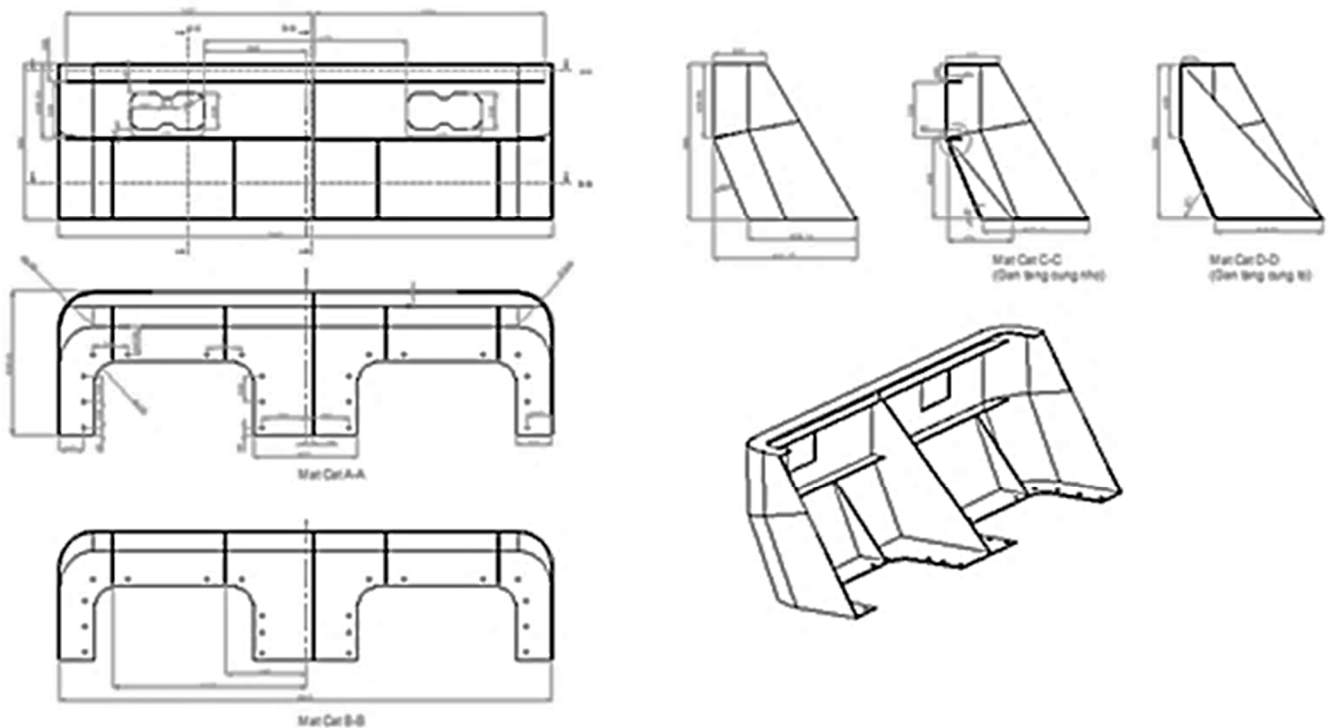
Qua mô hình va chạm phần tiếp xúc trực tiếp của cabin với xe bồn ở chiều cao 2200mm so với mặt đất. Phần thùng bồn chứa gas phía sau có biên dạng hình trụ nên khi va chạm phần cabin tiếp xúc trực tiếp với phần cong làm cho cabin bị uốn vào trong như trong thực tế.

##### \* Điều kiện va chạm :

+ Trọng lượng xe bồn là 41 tấn, di chuyển bằng qua đường ray với vận tốc:  $3,6 \text{ km/h} = 1 \text{ m/s}$ .

+ Trọng lượng đoàn tàu là 500 tấn, di chuyển với vận tốc  $120 \text{ km/h} = 33,3 \text{ m/s}$ .

+ Thời gian va chạm diễn ra thường rất ngắn. Ở đây chúng tôi chọn là 0,01 - 0,03s.



Hình 9. Modul vành bảo vệ AT D19 lắp Cabin đầu máy D19E

Bước 1. Đưa mô hình đầu máy và xe bồn vào phần mềm Ansys 18.2.

Bước 2. Thiết lập các thông số để :

+Thiết lập vận tốc đoàn tàu  $v = 33,3\text{m/s}$

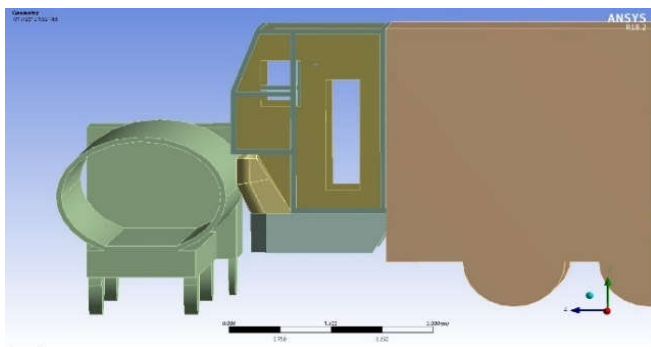
+Thiết lập vận tốc xe bồn  $v = 1\text{m/s}$

Trước khi xảy ra va chạm, giả thiết xe bồn và cabin đang ngang bằng tâm(theo mô hình bên dưới), phần tâm quay của xe bồn sẽ đặt ở hàng bánh xe bên trái (phần khoanh)

+Thiết lập thời gian va chạm end time = 0,03s

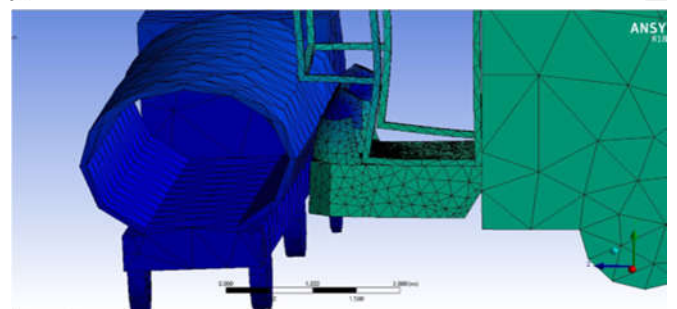
Bước 3: Chia lưới đối tượng, chia lưới với số nút ~18.000 nút

Bước 4: Sau chạy mô phỏng , kết quả sau phân tích ta thấy ứng suất Von-mises:  $\sigma_{\max} = 8.470,3\text{MPa} > \sigma_{\text{ch}} = 600\text{MPa}$  biến dạng đầu máy xảy khi va chạm như bằng ứng suất và biến dạng hình 11.



Hình 10. Mô hình bài toán kiểm tra va chạm

| Details of "Equivalent Stress"        |                |
|---------------------------------------|----------------|
| By                                    | Time           |
| <input type="checkbox"/> Display Time | Last           |
| Calculate Time History                | Yes            |
| Identifier                            |                |
| Suppressed                            | No             |
| Integration Point Results             |                |
| Display Option                        | Averaged       |
| Average Across Bodies                 | No             |
| Results                               |                |
| <input type="checkbox"/> Minimum      | 1.6383e+006 Pa |
| <input type="checkbox"/> Maximum      | 8.4703e+010 Pa |
| Minimum Occurs On                     | ThanTau        |
| Maximum Occurs On                     | Cabin905       |
| Minimum Value Over Time               |                |
| <input type="checkbox"/> Minimum      | 0. Pa          |
| <input type="checkbox"/> Maximum      | 5.1183e+006 Pa |
| Maximum Value Over Time               |                |
| <input type="checkbox"/> Minimum      | 0. Pa          |
| <input type="checkbox"/> Maximum      | 1.9288e+011 Pa |
| Information                           |                |

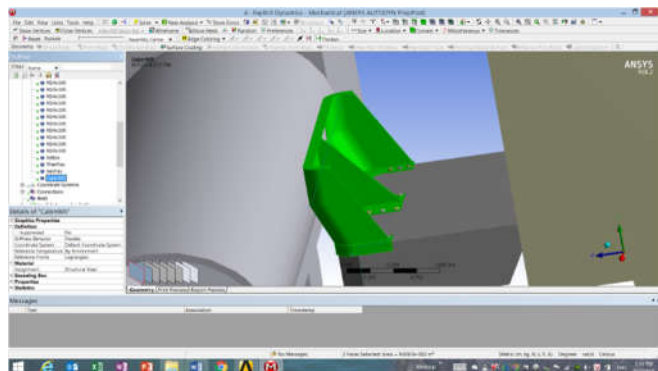


Hình 11. Kết quả biến dạng Cabin đầu máy D19E

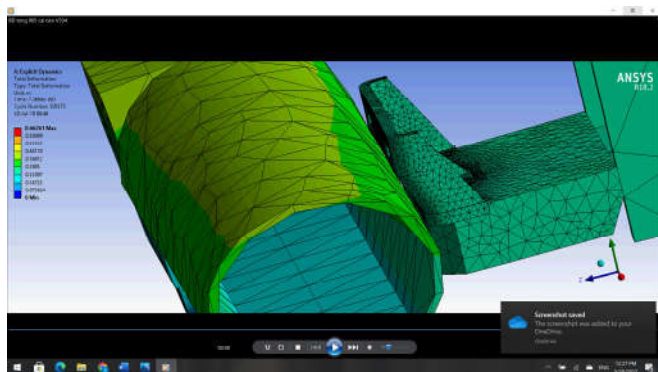
Khi va chạm xảy ra, mặt trước cabin tiếp xúc trực tiếp với biên dạng cong của bồn, làm cho cabin bị uốn cong theo chiều ngược lại. Lúc này xe bồn theo tâm quay sẽ nghiêng qua bên trái, phần biên dạng cong nhất của bồn bị đẩy lên, mặt trước cabin theo đó bị kéo lên theo phần

bồn làm cho mặt tiếp xúc giữa cabin và sàn tàu bị phá hủy làm bật cabin lên. Trong quá trình va chạm, vị trí 2 bên cánh cabin chịu tác động lực lớn hơn.

Sau khi điều chỉnh lại kết cấu tăng chiều dày hai bên từ 10mm lên 20mm và hàn gờ tăng cứng đáy như hình 12. Mô phỏng thử nghiệm lại với vận tốc đoàn tàu dùng đầu máy D19E có trọng lượng 500 tấn di chuyển với vận tốc  $V = 120\text{km/h}$  khi có các va chạm với loại phương tiện giao thông là xe bồn. Kết quả giá trị độ biến dạng ở hai cánh sẽ được nâng cao trong khi mức độ biến dạng  $0,2495\text{m} < 0,350\text{m}$  như hình 13. Modul vành bảo vệ AT D19 đủ điều kiện an toàn cho người lái tàu.



Hình 12. Modul Vành bảo vệ AT19 sau khi thiết kế lại



Hình 13. Kết quả biến dạng max 0.2945m Modul Vành bảo vệ AT19 khi va chạm

## 5. KẾT LUẬN

Thiết kế cải tiến cabin đầu máy D19E có lắp modul vành bảo vệ AT D19E có phần kết cấu không làm thay đổi đặc tính khí động học cũng như tính năng kỹ thuật vận hành đầu của đầu máy. Cụ thể trọng lượng Modul vành bảo vệ AT D19E lắp cho cả hai đầu:  $760 \times 2 \text{ cái} = 1.520\text{kg} < 3\%$  (Trọng lượng đầu máy D19E 89 tấn) = 2.670kg. Khi xảy ra va chạm mặc dù Cabin đầu máy D19E bị biến dạng thì vẫn còn đủ không gian an toàn và bảo vệ được nhân viên lái tàu. Modul vành bảo vệ AT D19E có kết cấu tối ưu đã làm nâng cao được tính kinh tế cho công tác cải tiến sửa chữa đầu máy cũ cũng như chế tạo đầu máy mới sau này. Điều quan trọng nhất đó là phù hợp với điều kiện thực tế Vận tải đường sắt của Việt Nam.

Hiện nay, sản phẩm Modul vành bảo vệ AT D19E đã được ứng dụng lắp cho hơn 30 đầu máy Đới mới D19E của Tổng Công ty Đường sắt Việt Nam.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Le Quang Minh, Nguyen Van Vuong, 2004. *Suc ben Vat lieu - tap 2*. Vietnam Education Publishing House, Hanoi.
- [2]. Maksym Spiryagin, Peter Wolfs, Colin Cole, Valentyn Spiryagin, Yan Quan Sun, Tim McSweeney, 2016. *Design and Simulation of Heavy Haul Locomotives and Trains*. Online Publication.
- [3]. Zhao H., Xu P., Li B., Yao S., Yang C., Guo W., Xiao X., 2021. *Full-Scale Train-to-Train Impact Test and Multi-Body Dynamic Simulation Analysis*. Machines, 9, 297. <https://www.mdpi.com/2075-1702/9/11/297>
- [4]. ANSYS 18.2 Workbench User's Guide. <https://dokumen.tips/documents/workbench-users-guide-university-of-inc-release-182-united-states-or-other.html?page=271>

## AUTHOR INFORMATION

**Le Thanh Son**

School of Mechanical engineering, Hanoi University of Science and Technology