

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ TỐI ƯU KẾT CẤU AN TOÀN LẬT NGHIÊNG Ô TÔ KHÁCH GHẾ NGỒI UNIVERSE TRÊN CƠ SỞ TIÊU CHUẨN AN TOÀN CHÂU ÂU ECE R66

RESEARCH THE OPTIMAL DESIGN OF THE ROLLOVER SAFETY
STRUCTURE OF THE COACH WITH UNIVERSE SEAT
BASED ON EUROPEAN SAFETY STANDARDS ECE R66

ThS. **Phạm Hồng Thao**¹, ThS. **Phạm Tạo**², ThS. **Lê Văn Thoại**¹

¹Trường Đại học Nguyễn Tất Thành

²Trường Đại học Nha Trang

TÓM TẮT

Mục đích chính của nghiên cứu này là ứng dụng kỹ thuật máy tính (CAE) xây dựng mô hình phần tử hữu hạn xe khách ghế ngồi Universe. Sau đó mô phỏng phân tích độ cứng khung xương ban đầu của mô hình theo tiêu chuẩn an toàn lật nghiêng châu Âu ECE R66. Kết quả độ cứng, khối lượng khung xương ban đầu lớn. Tiến hành giảm bề dày theo cách truyền thống để khung xương biến dạng chạm đến không gian an toàn, làm giảm khối lượng khung xương xe khách. Tiếp tục cải tiến bằng việc thay đổi thiết kế về kết cấu khung xương ở những vị trí ảnh hưởng đến biến dạng. Kết quả cải tiến cho thấy khối lượng giảm thêm 5%. Tuy nhiên, phương pháp cải tiến này chưa thật sự tối ưu. Thông qua bài toán tối ưu, tiến hành thiết kế thực nghiệm mô phỏng đưa ra phương trình hồi quy thực nghiệm bằng SPSS. Sử dụng giải thuật di truyền GA trong Matlab để giải phương trình hồi quy thực nghiệm. Kết quả đạt được là tổng khối lượng các biến được chọn giảm 18.5% so với trước khi tối ưu.

Từ khóa: An toàn lật nghiêng; Khối lượng khung xương; Thiết kế thực nghiệm; Tối ưu hóa.

ABSTRACT

Technical topics computer applications (CAE) modeling finite element of the coach with universe seat. The simulation analysis of initial stiffness of skeletal models safety standard ECE R66 European tilt. As a result of hardness, the initial volume larger skeleton. Conduct a thickness reduction in the traditional way to skeletal deformation reaches a safe space, and reduce the volume of the passenger car frame. Continuing improvements by changing the design of the structural skeleton in positions affecting deformation. Results showed improved volumes decreased by 5%. However, this improved method is not really optimal. Through optimization problems, conduct simulation experimental design given empirical regression equation by SPSS. Using genetic algorithms in Matlab GA to the empirical regression equation. Results were achieved as the total volume of the selected variables decreased by 18.5% compared to the prior optimization.

Keywords: Rollover safety; The volume of the passenger car frame; Experimental design; Optimization. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Tai nạn xe buýt là tai nạn thường xuyên xảy ra trên toàn thế giới. Ở châu Âu, 150000 người bị thương và 150 người chết mỗi năm đối với tai nạn xe buýt này [1]. Tại Mỹ, trong năm 2004, Cục Quản lý An toàn Giao thông Quốc gia báo cáo ước tính có khoảng 16000 chấn thương và tử vong trong tai nạn xe buýt, trong số này, hơn một nửa các trường hợp tử vong xảy ra trong tai nạn này không liên quan đến va chạm [2].

Tác giả Tomas Wayhs Tech [3] đã sử dụng phần mềm LS-Dyna để tiến hành mô phỏng tính an toàn kết cấu khung xương ô tô khách dưới điều kiện lật nghiêng, dựa trên kết quả mô phỏng tiến hành phân tích và đưa ra phương án thiết kế cải tiến nhằm thỏa mãn theo yêu cầu tiêu chuẩn quy định, chưa thực hiện tối ưu hóa kết cấu.

Tác giả Yu Cheng Lin [4] sử dụng phần mềm Hypermesh 7.0 để xây dựng mô hình phần tử hữu hạn cho một đoạn xe, sau đó dùng phần mềm LS-Dyna 970 để phân tích kết quả mô phỏng lật nghiêng. Tác giả tiến hành so sánh kết quả thí nghiệm và kết quả mô phỏng, tiến hành điều chỉnh mô hình phần tử hữu hạn và các thông số kỹ thuật cho đến khi kết quả mô phỏng và thí nghiệm gần bằng nhau, chưa tối ưu hóa kết cấu.

Trong nghiên cứu này, tác giả sử dụng phần mềm Hypermesh để chia lưới mô hình và mô phỏng an toàn kết cấu khung xương ô tô khách khi xảy ra va chạm lật nghiêng, dựa trên kết quả mô phỏng tiến hành phân tích và cải tiến mô hình thỏa mãn điều kiện an toàn theo tiêu chuẩn, sau đó tiến hành tối ưu hóa kết cấu khung xương và so sánh kết quả trước và sau khi tối ưu hóa.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

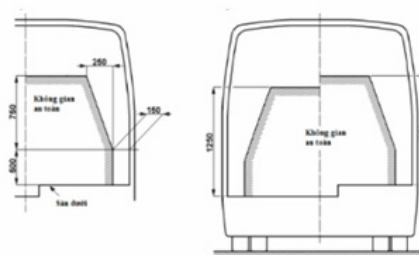
2.1. Không gian an toàn theo tiêu chuẩn ECE R66

Tiêu chuẩn ECE R66 [5] (Economic Commission of Europe, Regulation 66) thực hiện nghiên cứu an toàn kết cấu khung xương dưới điều kiện lật nghiêng quy định:

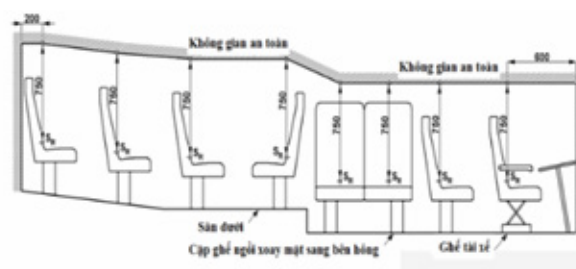
- Sự chuyển vị bất kỳ bộ phận nào của khung xương không được xâm phạm vào không gian an toàn.

- Bất kỳ bộ phận nào trong không gian an toàn đều không cho phép lòi ra bên ngoài kết cấu khung xương sau khi biến dạng.

- Khoảng cách giữa mặt phẳng lật và mặt phẳng va chạm là 800 mm, xe đứng yên trên mặt phẳng lật, nghiêng mặt phẳng này với vận tốc góc không quá 0.087 (rad/ms) cho đến khi xe bắt đầu lật đổ. Vận tốc góc khi lật ban đầu $\omega_0 = 0$ (rad/ms).



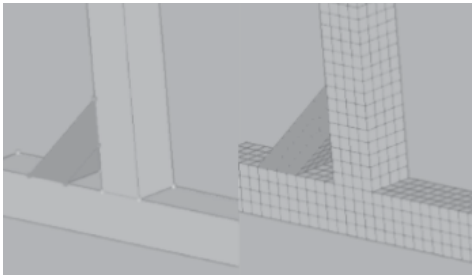
Hình 1. Không gian an toàn theo mặt cắt ngang



Hình 2. Không gian an toàn theo mặt cắt dọc

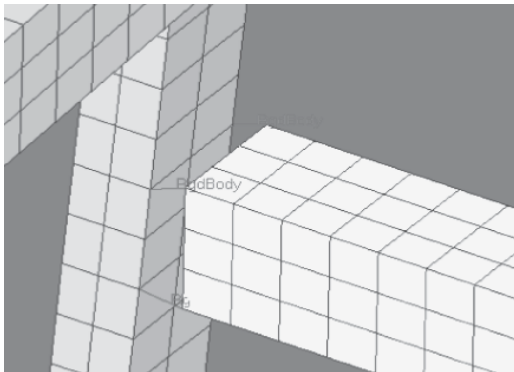
2.2. Xây dựng mô hình nghiên cứu

Từ bản vẽ CAD 2D do nhà sản xuất Tracomeco cung cấp, sử dụng phần mềm ThinkDesign để thiết kế mô hình 3D, sau đó đưa vào môi trường Hypermesh để chia lưới và chỉnh sửa lưới đối tượng. Việc chọn kiểu lưới và kích thước lưới rất quan trọng có ảnh hưởng rất lớn đến kết quả mô phỏng, để hạn chế số lưới lỗi và mất mát năng lượng trong quá trình mô phỏng, trong nghiên cứu này ta chọn kiểu lưới vuông, kích thước (10 x10) mm cho toàn bộ mô hình.



Hình 3. Trước và sau khi chia lưới đối tượng

Để đảm bảo cho kết quả mô phỏng được chính xác thì toàn bộ lưới mô hình phải được liên kết chặt chẽ với nhau bằng phương pháp hàn lưới, đảm bảo sự gắn kết giữa các chi tiết mô hình khung xương, chassis và cầu xe, cầu xe và mâm xe được liên kết bằng phương pháp Constrained Extra Nodes Option.



Hình 4. Trước và sau khi hàn kết cấu cho mô hình

2.3. Thiết kế mô hình lật nghiêng, tạo vật liệu và gán điều kiện biên theo tiêu chuẩn

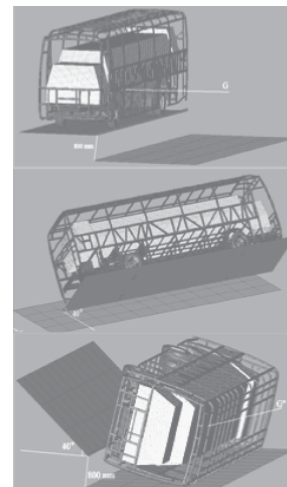
Thiết kế mô hình lật nghiêng theo tiêu chuẩn:

Đặt xe lên mặt phẳng lật cách mặt phẳng va chạm 800 (mm), lúc này trọng tâm xe tại vị trí G, nghiêng mặt phẳng này từ từ với vận tốc góc không quá 0.087 (rad/ms) đến góc nghiêng giới hạn được tính bằng 40°9', lúc này mô hình tự lật đổ nhờ tác động của trọng lực tại vị trí trọng tâm G' không vận tốc góc ban đầu hay $\omega_0 = 0$ (rad/ms), vận tốc góc gia tăng từ từ cho đến khi quá trình va chạm bắt đầu diễn ra tại vị trí trọng tâm G". Trong mô hình này, vận tốc góc khi xảy ra va chạm được tính bằng 0.00206 (rad/ms), xoay quanh một trục và chịu tác dụng của trọng lực, khối lượng toàn tải của mô hình được tính toán tối đa là 11400 kg.

$$\beta_{t,max} = \arctan\left(\frac{c}{2h_g}\right) = \arctan\left(\frac{1850}{2.1096}\right) = 40^\circ 9'$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2Mg(h_1 - h_2)}{J}} = \sqrt{\frac{2Mg\Delta h}{J}}$$

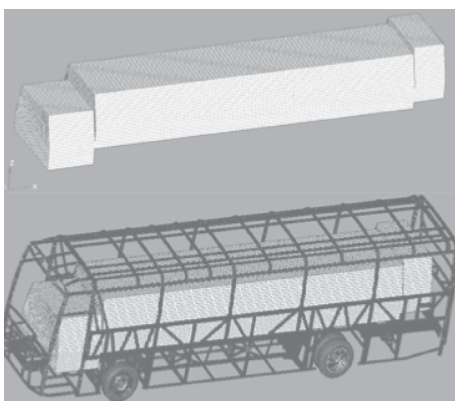
$$\omega = \frac{\sqrt{2.11400 * 0.00981 * 751}}{3.96 * 10^{10}} \approx 2.06 * 10^{-3}$$



Hình 5. Mô hình lật nghiêng theo tiêu chuẩn

Thiết kế không gian an toàn theo tiêu chuẩn:

Từ kích thước quy định về không gian an toàn theo tiêu chuẩn, ta sử dụng phần mềm Hypermesh để thiết kế không gian an toàn.



Hình 6. Không gian an toàn

Tạo vật liệu, thuộc tính và gán điều kiện biên cho mô hình:

Trong nghiên cứu này, kết cấu khung xương sử dụng thép Q235, chassis sử dụng thép Q345, mặt phẳng lật và mặt phẳng va chạm sử dụng vật liệu cứng để mô phỏng, thuộc tính vật liệu thể hiện trong Bảng 1.

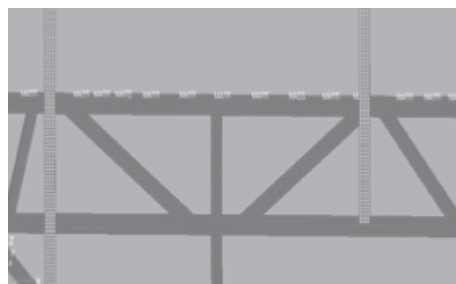
Bảng 1. Thuộc tính vật liệu [6]

Tên	Mô đun đàn hồi (Gpa)	Hệ số Poisson	Khối lượng riêng (Kg/mm ³)	Ứng suất giới hạn (Mpa)
Q235	210	0.3	$7.85 \cdot 10^{-6}$	235
Q345	210	0.3	$7.85 \cdot 10^{-6}$	235

Tạo phương tác dụng của trọng lực:

Sử dụng Load – Body – Y, tạo tiếp xúc cho cả xe với mặt phẳng va chạm sử dụng

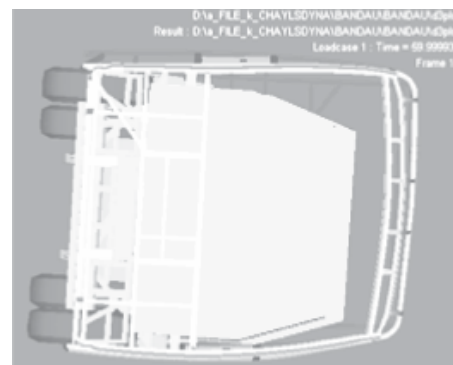
Surface To Surface để thiết lập. Sau khi tạo vật liệu, thuộc tính và gán điều kiện biên, ta tiến hành đặt các bộ phận khối lượng như hành khách, hành lý, thùng nhiên liệu, ắc quy,... lên mô hình (Hình 7).



Hình 7. Đặt khối lượng lên mô hình

2.4. Mô phỏng, hiển thị và phân tích kết quả mô phỏng mô hình khung xương ban đầu

Sử dụng phần mềm LS-Dyna để tiến hành mô phỏng và phần mềm Hyperview để hiển thị và phân tích kết quả mô phỏng mô hình khung xương ban đầu dưới điều kiện lật nghiêng.

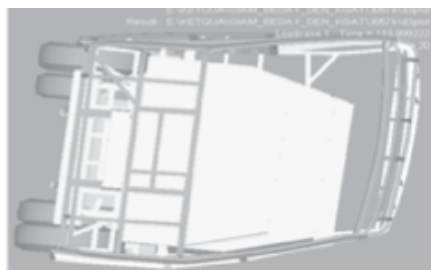


Hình 8. Kết quả mô phỏng mô hình khung xương ban đầu

Sau khi hiển thị kết quả trong Hyperview (Hình 8), mô hình khung xương khi xảy ra va chạm lật nghiêng hầu như không biến dạng, chứng tỏ khung xương dư bền, làm khoảng cách D lớn (tính từ không gian an toàn đến vị trí thân trên).

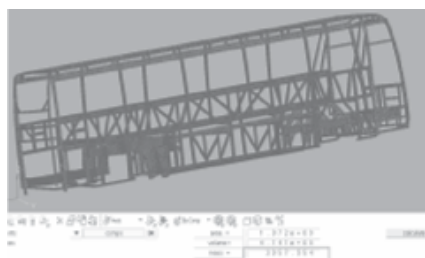
2.5. Giảm bề dày theo cách truyền thống và cải tiến mô hình khung xương theo tiêu chuẩn an toàn lật nghiêng ECE R66

Sau khi giảm kích thước theo cách truyền thống, để khung xương biến dạng chạm đến không gian an toàn (Hình 9).



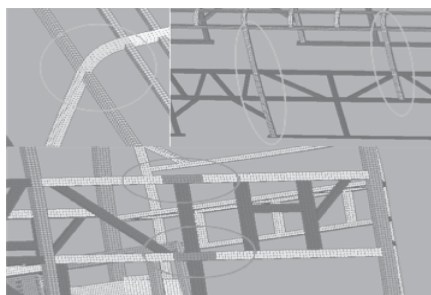
Hình 9. Kết quả sau khi giảm bề dày

Khối lượng khung xương giảm từ 3270 kg xuống 3057 kg (Hình 10).



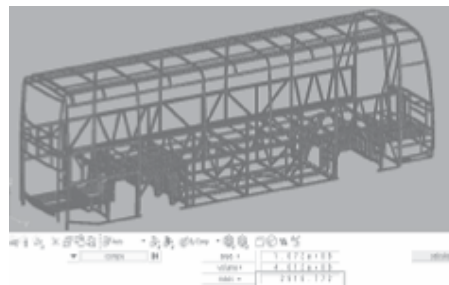
Hình 10. Khối lượng khung sau khi giảm bề dày theo cách truyền thống.

Tiến hành cải tiến kết cấu ở những vị trí xung yếu ảnh hưởng đến biến dạng và gia cường thêm miếng ốp dạng tấm như Hình 11.



Hình 11. Cải tiến kết cấu khung xương ban đầu

Kết quả giảm khối lượng thêm 5% so với trước khi cải tiến (Hình 12), giảm từ 3057 kg xuống còn 2918 kg.



Hình 12. Khối lượng sau khi cải tiến

2.6. Tối ưu hóa kết cấu khung xương

2.6.1. Chọn biến lượng tối ưu hóa

Dựa vào kết quả mô phỏng, tiến hành chọn các biến thiết kế tương ứng với những thanh mà ở đó tập trung ứng suất và biến dạng lớn nhất để tối ưu hóa bề dày kết cấu sao cho đạt yêu cầu về tổng khối lượng. Các thanh sau khi tối ưu nhỏ hơn trước khi tối ưu mà vẫn không bị xâm phạm không gian an toàn D theo Hình 13.



Hình 13. Chọn biến thiết kế tối ưu

- Biến x_1 gồm 08 thanh đứng của mảng bên hông trái và phải;
- Biến x_2 gồm 12 thanh cong hình chữ C ở mảng nóc của xe;
- Biến x_3 gồm 04 thanh ở đuôi mảng hông bên trái và bên phải;
- Biến x_4 gồm 04 thanh đứng ở mảng đuôi xe và đầu xe;

- D_1 là khoảng cách từ thanh đứng gia cố phía trước của hông trái, hông phải với không gian an toàn;

- D_2 là khoảng cách từ thanh đứng gia cố phía sau của hông phải, hông trái với không gian an toàn.

Biến thiết kế: $y = (x_1, x_2, x_3, x_4)$

$$\min F(y) = \sum_{j=1}^{n_e} M_j^e$$

Điều kiện:

$$D_1 \geq 0, D_2 \geq 0$$

$$2 \leq x_1, x_2, x_3 \leq 4.5; \quad 3.5 \leq x_4 \leq 6$$

Trong đó:

- $F(y)$ là hàm số mục tiêu;

- n_e là toàn bộ cơ số kết cấu tối ưu hóa;

- M_j^e là trọng lượng các cụm thanh kết cấu tối ưu hóa thứ j ;

- x là bề dày của thép hộp tính theo milimet.

Trong thí nghiệm mô phỏng này có tổng cộng 04 biến lượng, vì vậy chọn thiết kế thí nghiệm đồng đều $U_6^*(6^4)$ với 06 thí nghiệm được tiến hành.

Với các giá trị nhỏ nhất và lớn nhất của 04 biến, thì chia mỗi biến thành 06 giá trị được thể hiện trong Bảng 2.

Bảng 2. Các cấp độ của biến

Nhân tố	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (mm)
Cấp 1	2	2	2	2
Cấp 2	2.5	2.5	2.5	4
Cấp 3	3	3	3	4.5
Cấp 4	3.5	3.5	3.5	5
Cấp 5	4	4	4	5.5
Cấp 6	4.5	4.5	4.5	6

Do đó, bảng thiết kế thí nghiệm trực giao $U_6^*(6^4)$ cần tiến hành tổng cộng 06 mô phỏng kiểm tra thể hiện trong Bảng 3.

Bảng 3. Bảng thiết kế thí nghiệm theo $U_6^*(6^4)$

STT	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (mm)
1	2	2.5	3	6
2	2.5	3.5	4.5	5.5
3	3	4.5	2.5	5
4	3.5	2	4	4.5
5	4	3	2	4
6	4.5	4	3.5	3.5

2.6.2. Kết quả thí nghiệm mô phỏng

Kết quả mô phỏng kiểm tra được thể hiện ở Bảng 4.

Bảng 4. Kết quả thu thập số liệu thí nghiệm

STT	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (mm)	D_1 (mm)	D_2 (mm)	M (kg)
1	2	2.5	3	6	69.480	-32.745	233.341
2	2.5	3.5	4.5	5.5	75.871	-7.042	297.024
3	3	4.5	2.5	5	77.871	-16.109	317.441
4	3.5	2	4	4.5	79.904	6.0560	258.723
5	4	3	2	4	81.202	-6.137	279.139
6	4.5	4	3.5	3.5	82.373	23.687	342.822

2.6.3. Dùng SPSS lập phương trình hồi quy thực nghiệm

Trong quá trình phân tích hồi quy dạng tuyến tính không đạt yêu cầu về hệ số tương quan R, nên tiến hành nâng bậc 2 phương trình hồi quy dưới dạng:

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^s a_i x_i + \sum_{i=1}^s a_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j}^s a_{ij} x_i x_j$$

$$i = 1, 2, \dots, j$$

Trong đó:

- y là hàm số hồi quy mặt phản ứng bậc 2;
- a_0, a_i, a_{ii}, a_{ij} là các hệ số hồi quy;
- $x_1, x_2, \dots, x_k$ là các biến thiết kế.
- Thiết lập hồi quy mặt phản ứng bậc 2 thể hiện ở Bảng 5.

Bảng 5. Bảng thiết lập hồi quy mặt phản ứng bậc 2 của các biến

x_1^2	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_1 x_4$	x_2^2	$x_2 x_3$	$x_2 x_4$	x_3^2	$x_3 x_4$	x_4^2
4	5	6	12	6.25	7.5	15	9	18	16
6.25	8.75	11.25	13.75	12.25	15.75	19.25	20.25	24.75	30.25
9	13.5	7.5	15	20.25	11.25	22.5	6.25	12.5	25
12.25	7	14	15.75	4	8	9	16	18	20.25
16	12	8	16	9	6	12	4	8	16
20.25	18	15.75	15.75	16	14	14	12.25	12.25	12.25

- Phương trình hồi quy xuất ra từ SPSS theo khối lượng M và khoảng cách D_1, D_2 như sau:

$$M = 139,7 + 32,063x_2 + 2,878x_1^2 + 2,909x_1x_3 - 2,647x_1x_4 + 1,018x_4^2$$

$$D_1 = 52,118 - 0,453x_2 + 0,672x_1^2 - 0,015x_1x_3 + 0,979x_1x_4 + 0,259x_4^2$$

$$D_2 = -58,246 + 0,101x_2 + 1,938x_1^2 + 2,981x_1x_3 - 0,664x_1x_4 + 0,474x_4^2$$

- Phương trình hồi quy trên được đánh giá thông qua hệ số tương quan R theo Anova lần lượt là 1,1 và 1.

2.6.4. Giải phương trình hồi quy bằng giải thuật di truyền GA trong Matlab

- Code Matlab chương trình chính:

```
ObjectiveFunction = @simple_fitness_m;
nvars = 4;
LB = [2 2 2 3.5];
UB = [4.5 4.5 4.5 6];
```



```
ConstraintFunction = @simple_constraint_d;
rng(1,'twister')
[x,fval] = ga(ObjectiveFunction,nvars,...
[],[],[],[],LB,UB,ConstraintFunction)
```

- Code Matlab chương trình con

+ Hàm mục tiêu M:

```
function y = simple_fitness_m(x)
```

```
y = 139.7 + 32.063*x(2) + 2.878*x(1)^2 + 2.909*x(1)*x(3) - 2.647*x(1)*x(4) + 1.018*x(4)^2;
```

+ Hàm điều kiện D:

```
function [c, ceq] = simple_constraint_d(x)
```

```
c=[-52.118 + 0.453*x(2) - 0.672*x(1)^2 + 0.015*x(1)*x(3) - 0.979*x(1)*x(4) - 0.259*x(4)^2;
58.246 - 0.101*x(2) - 1.938*x(1)^2 - 2.981*x(1)*x(3) + 0.664*x(1)*x(4) - 0.474*x(4)^2];
ceq=[];
```

- Kết quả độ dày các biến được chọn (tính theo mm) từ Matlab được tổng hợp ở Bảng 6 và các giá trị M đạt min và khoảng cách D_1 , D_2 thỏa mãn điều kiện ≥ 0 .

Bảng 6. Kết quả tối ưu bề dày các biến và giá trị min M và khoảng cách D_1 , D_2

Giá trị	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (mm)	M (kg)	D_1 (mm)	D_2 (mm)
Tối ưu	3.5289	2.0000	3.0526	5.6187	250.6563	87.0069	$0.86 \cdot 10^{-4}$

Do độ dày của thép (mm) trên thị trường có thông số tiêu chuẩn như sau: 1, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4, 4.5,... Vì vậy, độ dày các biến chọn theo tiêu chuẩn: $x_1 = 3.5$; $x_2 = 2$; $x_3 = 3$; $x_4 = 5.5$.

2.6.5. Kiểm tra kết quả tối ưu bằng mô phỏng

Từ các giá trị các biến tìm được, đưa vào thiết lập thuộc tính các biến trong Hypermesh và sau đó chạy lại mô phỏng kiểm tra cho kết quả theo Hình 13.



Hình 13. Kết quả hiển thị sau khi tối ưu.

Kết quả mô phỏng sau khi tối ưu cho thấy mô hình khung xương biến dạng sau khi va chạm lật nghiêng nhưng không còn xâm phạm vào không gian an toàn.

2.6.6. So sánh kết quả trước và sau tối ưu

Các giá trị về khoảng cách và khối lượng đo được thông qua thực nghiệm mô phỏng đưa ra để đối chiếu trước sau và khi tối ưu hóa thể hiện trong Bảng 7.

Bảng 7. Bảng giá trị kiểm nghiệm trước tối ưu và sau tối ưu

Thứ tự	Giá trị	Trước tối ưu	Sau tối ưu
1	x_1 (mm)	3.0	3.5
2	x_2 (mm)	3.0	2
3	x_3 (mm)	3.0	3
4	x_4 (mm)	5.0	5.5
5	M (kg)	313.004	254.880
6	D_1 (mm)	68.494	80.193
7	D_2 (mm)	-41.111	3.547

Từ bảng thu thập kết quả mô phỏng sau tối ưu, tổng khối lượng các thanh được chọn để tối ưu hóa giảm 18.5% so với trước khi tối ưu, đồng thời không gian an toàn toàn ở vị trí D_1 , D_2 không bị xâm phạm, thỏa mãn được điều kiện an toàn lật nghiêng theo tiêu chuẩn ECE R66.

3. KẾT LUẬN

- Trong quá trình nghiên cứu tính an toàn lật nghiêng của mô hình khung xương xe Universe ghế ngồi ban đầu, kết quả mô phỏng không đảm bảo được điều kiện an toàn lật nghiêng theo tiêu chuẩn ECE R66. Khung xương phần thân trên và mảng bên hông có độ cứng lớn do thép dày hơn. Khối lượng khung xương nặng là không cần thiết.

- Tác giả tiến hành giảm độ dày theo cách truyền thống các đối tượng ở mảng bên hông để biến dạng khi va chạm đạt tới không gian an toàn theo kết quả mô phỏng. Từ kết quả này, tiếp tục cải tiến mô hình khung xương ở những vị trí ảnh hưởng lớn đến biến dạng bằng cách thay đổi thiết kế ban đầu và gia cường những tấm ốp tăng cứng bằng thép. Kết quả khối lượng sau cải tiến giảm thêm 5% so với ban đầu.

- Sau khi cải tiến để giảm thêm khối lượng, tiến hành tối ưu hóa kết cấu bằng các mô phỏng thí nghiệm theo mô hình $U_6^*(6^4)$, đưa ra phương trình hồi quy thực nghiệm. Ứng dụng giải thuật di truyền GA trong Matlab tìm ra được kích thước độ dày tối ưu của các biến được chọn. So sánh tổng khối lượng của các biến sau tối ưu với trước tối ưu giảm 18.5% mà không gian an toàn vẫn không bị xâm phạm theo tiêu chuẩn an toàn lật nghiêng châu Âu ECE R66.

- Kết quả của nghiên cứu này có thể làm cơ sở để đề xuất đến Công ty Tracomeco nhằm giảm chi phí đầu vào, nâng cao chất lượng sản phẩm xe khách. Mặt khác, bổ sung sự đa dạng vào hướng nghiên cứu mới liên quan đến an toàn lật nghiêng của ô tô theo tiêu chuẩn châu Âu ECE R66.❖



Ngày nhận bài: 18/7/2023

Ngày phản biện: 12/8/2023

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Albertsson P, Falkmer T. *Is there a pattern in European bus and coach incidents? A literature analysis with a special focus on injury causation and injury mechanisms*. *Accid Anal Prev* 2005;37:225–33.
- [2]. *National highway traffic safety administration*. Motor vehicle crash data from FARS and GES; 2004.
- [3]. Tomas WT, Ignacio I, Agenor D D M J. *Numerical simulation of bus rollover*. In: *SAE Technical*. Paper Number 2007 – 01 – 2718. Warrendale, PA: 2007.
- [4]. Yu C L and Hong C N. *Structural design optimization of the body section using the finite element method*. In: *SAE Technical*. Paper Number 2006 – 01 – 0954. Warrendale, PA: 2006.
- [5]. ECE – R66 E/ECE/324 Rev.1/Add.65/Rev.1. *Uniform Technical Prescriptions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to The Strength of Their Superstructure*. 2006, United Nations.
- [6]. Dương Chí Thiện (2015), *Thiết kế tối ưu tính an toàn kết cấu ô tô khách khi xảy ra va chạm lật nghiêng theo tiêu chuẩn châu Âu*, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh.