

# Thiết kế tối ưu kết cấu thân ô tô khách thỏa mãn điều kiện an toàn va chạm lật nghiêng theo tiêu chuẩn ECE R66

Optimal design for frame structure of buses to satisfy rollover safety based on ECE R66 standard

Nguyễn Thành Tâm

Trường Đại học Công nghiệp Thành phố Hồ Chí Minh

Email: nguyenthantam@juh.edu.vn

Tel: +84- 0283.8940 390-241; Mobile: 0909301810

---

## Tóm tắt

### Từ khóa:

Kết cấu ô tô khách, Phân tích mô phỏng, Tiêu chuẩn ECE R66, Tối ưu hóa

Bài báo này trình bày quá trình thiết kế tối ưu kết cấu xe khách thỏa mãn tiêu chuẩn lật nghiêng. Trên cơ sở mô hình phần tử hữu hạn phân tích tính năng an toàn lật nghiêng theo tiêu chuẩn Châu Âu ECE R66, tiến hành thiết kế tối ưu kết cấu khung xương ô tô khách. Sử dụng phương pháp thiết kế trực giao tiến hành thiết kế thực nghiệm mô phỏng phân tích tính năng an toàn ô tô khách khi xảy ra lật nghiêng cho các biến lượng thiết kế độ dày kết cấu khung xương, ứng dụng phần mềm SPSS tiến hành phân tích hồi quy kết quả mô phỏng và xây dựng hàm số hồi quy, dùng phần mềm MATLAB tiến hành tối ưu hóa các biến lượng thiết kế. Kết quả cho thấy, kết cấu khung xương sau khi tối ưu thỏa mãn yêu cầu không gian an toàn tiêu chuẩn ECE R66, trọng lượng kết cấu sau tối ưu giảm 10,9% so với ban đầu, thực hiện được nhẹ hóa trọng lượng ô tô khách.

## Abstract

### Keywords:

Bus structure, Simulation analysis, ECE R66 standard, Optimization.

This paper describes the design for optimization of buses structure to satisfy the rollover safety. Based on the finite element model, we analyzed the bus rollover safety according to ECE R66 standard, and designed the optimization for bus frame structure. Orthogonal design method was used to establish the experimental simulation scheme for analysis of bus safety in rollover scenarios with different thicknesses of steel tube. The SPSS software was used to conduct regression analysis on simulation results and establishing regression functions, the design variables were optimized by MATLAB software. The results showed that, after optimizing the frame structures in accordance with ECE R66, the total weight of optimized bus structures was decreased by 10.9%, thus accomplished the lightweight design of bus body.

---

Ngày nhận bài: 02/8/2018

Ngày nhận bài sửa: 07/9/2018

Ngày chấp nhận đăng: 15/9/2018

---

## 1. GIỚI THIỆU

Hiện nay tại nạn do xe khách gây ra khá thường xuyên, như va chạm trực diện, bên hông, phía sau, đặc biệt là va chạm lật nghiêng làm khung xương biến dạng xâm phạm vào không gian an toàn gây thương vong cùng lúc nhiều hành khách. Do đó vấn đề đảm bảo an toàn cho hành

khách bên trong xe được các nhà nghiên cứu quan tâm hàng đầu, từ đó các tiêu chuẩn an toàn kỹ thuật ô tô ra đời nhằm bắt buộc các công ty sản xuất ô tô thực hiện thiết kế đạt chuẩn, trong đó có tiêu chuẩn an toàn lật nghiêng ECE R66 do Ủy ban kinh tế Châu Âu sáng lập.

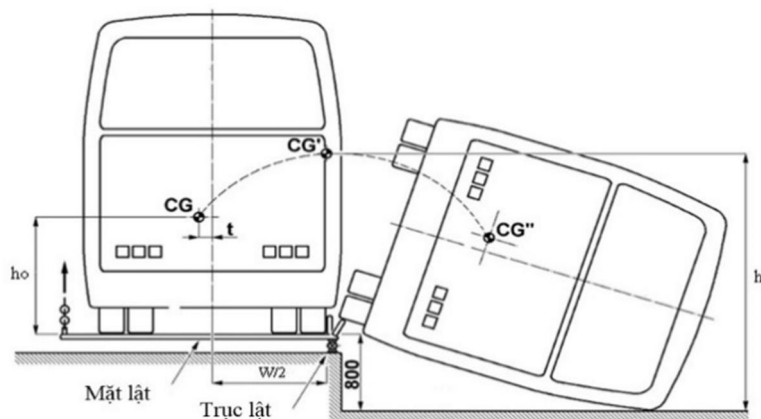
Tác giả Tomas Wayhs Tech đã sử dụng phần mềm LS-DYNA để tiến hành mô phỏng tính an toàn kết cấu khung xương ô tô khách dưới điều kiện lật nghiêng, dựa trên kết quả mô phỏng tiến hành phân tích và đưa ra phương án thiết kế cải tiến nhằm thỏa mãn theo yêu cầu tiêu chuẩn quy định, chưa thực hiện tối ưu hóa kết cấu [1]; Tác giả Yu-Cheng Lin 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, 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 [2]; Tác giả Nguyễn Thành Tâm tiến hành nghiên cứu cải tiến kết cấu thân xe khách thỏa mãn tính an toàn lật nghiêng theo tiêu chuẩn Châu Âu ECE R66, tuy nhiên tác giả chưa tối ưu kết cấu [3].

Nghiên cứu này dựa vào tiêu chuẩn an toàn Châu Âu ECE R66, sử dụng thông số vật liệu chế tạo khung, tiết diện của mô hình phân tích tính an toàn lật nghiêng xe khách của nghiên cứu trước [3] làm đối tượng nghiên cứu tối ưu, sử dụng phương pháp thiết kế trực giao tiến hành thiết kế thí nghiệm mô phỏng lật nghiêng cho các biến lượng thiết kế, sử dụng phần mềm SPSS phân tích và xây dựng phương trình hồi quy, ứng dụng phần mềm MATLAB tiến hành thiết kế tối ưu hóa biến lượng thiết kế độ dày của kết cấu ô tô khách, đảm bảo tính an toàn kết cấu, thực hiện nhẹ hóa kết cấu ô tô khách.

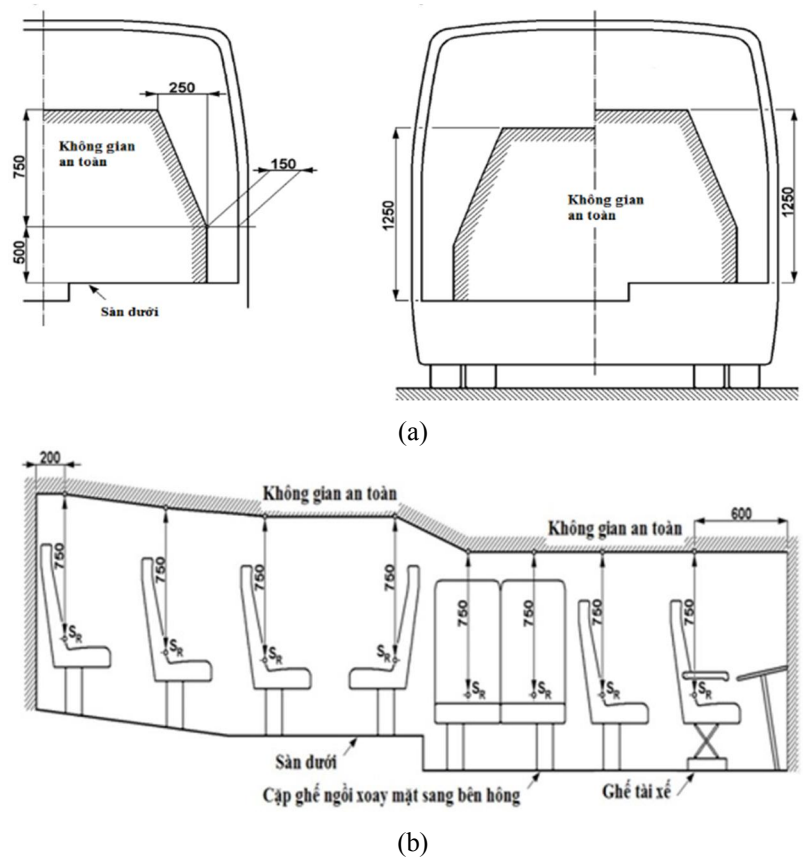
## 2. YÊU CẦU KHÔNG GIAN AN TOÀN

Tiêu chuẩn ECE R66 (Economic Commission of Europe, Regulation 66) quy định kiểm tra an toàn kết cấu khung xương xe dưới điều kiện lật nghiêng [4]. Tiêu chuẩn này do Ủy ban Kinh tế Châu Âu sáng lập, phiên bản mới nhất được chỉnh lý vào cuối tháng 2 năm 2006. Tiêu chuẩn quy định khoảng cách giữa mặt phẳng lật của xe và mặt phẳng va chạm là 800 mm, xe đứng yên trên mặt phẳng lật, nghiêng mặt phẳng này từ từ với vận tốc góc không quá  $5^{\circ}/s$  ( $0,087 \text{ rad/s}$ ) cho đến khi xe bắt đầu lật đổ, như ở hình 1.

ECE R66 quy định kết cấu thân xe biến dạng sau khi kiểm tra và va chạm lật nghiêng 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. Quy định kích thước của không gian an toàn được thể hiện ở hình 2.



**Hình 1.** Quá trình thí nghiệm và va chạm lật nghiêng xe khách

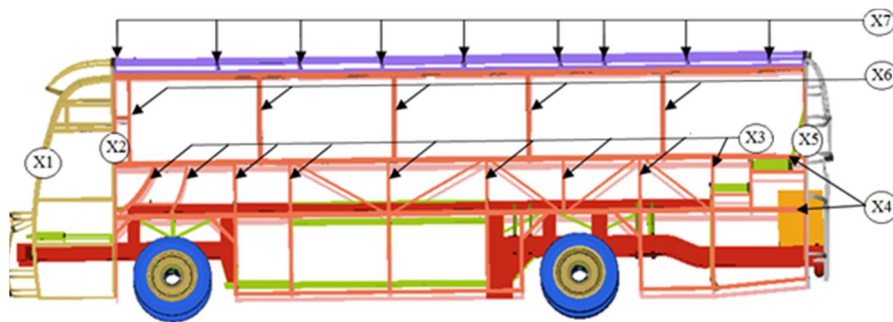


Hình 2. (a) Mặt cắt ngang; (b) Mặt cắt dọc

### 3. CHỌN THÔNG SỐ KẾT CẤU TỐI ƯU HÓA

Dựa vào cách bố trí kết cấu các thanh dầm của xe, tiến hành phân chia các cụm thanh khung xương có ảnh hưởng nhất đến khả năng chịu lực của xe khi lật nghiêng thành 7 biến thông số kết cấu thiết kế từ  $x_1$  đến  $x_7$ , được thể hiện ở hình 3.

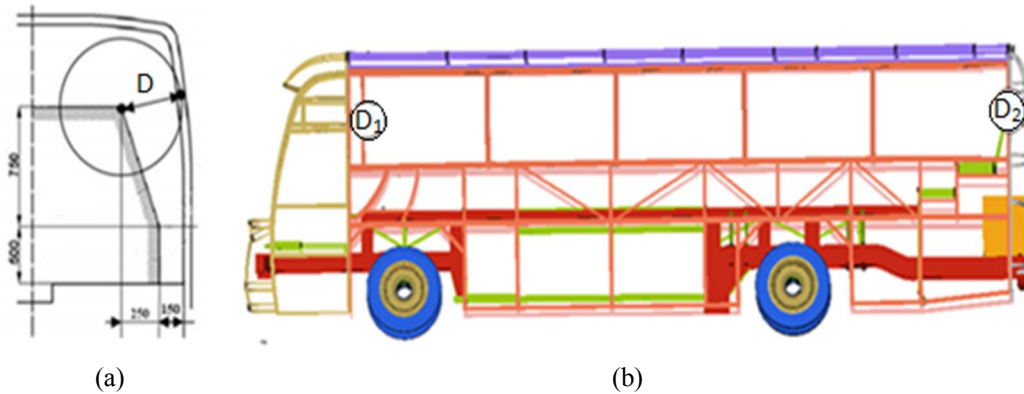
Biến  $x_1$  gồm 2 thanh cửa trước chắn gió trái phải phía trước đầu xe, biến  $x_2$  gồm 2 thanh trụ đứng trái phải phía trước của hông xe, biến  $x_3$  gồm 18 thanh trụ hông trái phải xe, biến  $x_4$  gồm 4 thanh dọc trái phải của hông xe, biến  $x_5$  gồm 2 thanh trụ đứng trái phải phía sau của hông xe, biến  $x_6$  gồm 10 thanh trụ đứng cửa sổ trái phải hông xe, biến  $x_7$  gồm 8 thanh đà ngang trần xe.



Hình 3. Các thông số kết cấu tối ưu hóa

Do 7 biến độ dày ảnh hưởng khá lớn đến độ cứng và trọng lượng kết cấu xe, tất cả các biến độ dày này được xem xét từ thực tế, cho nên chọn độ dày các biến  $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7$  nằm trong phạm vi 2 - 5mm;

Nghiên cứu này định nghĩa lượng xâm nhập của kết cấu thân xe với không gian an toàn là  $D$ ; chọn khoảng cách nhỏ nhất giữa các trụ đứng thân trên xe với không gian an toàn tính toán là  $D$ , thanh trụ đứng phía trước của hông xe là  $D_1$ , thanh trụ đứng phía sau của hông xe là  $D_2$ . Giá trị âm biểu thị xâm nhập, giá trị dương biểu thị chưa xâm nhập, được thể hiện ở hình 4.



Hình 4. (a) Không gian an toàn; (b) Các thông số điều kiện

#### 4. MÔ PHỎNG THÍ NGHIỆM TRỰC GIAO

Mục tiêu tối ưu hóa là làm cho tổng trọng lượng của các thanh tối ưu hóa nhỏ nhất, mô hình toán học của vấn đề tối ưu hóa cụ thể như sau:

Biến thiết kế:

$$y = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7)$$

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

$$s.t. \quad D_1 \geq 0, D_2 \geq 0$$

$$2 \leq x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7 \leq 5$$

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  $j$ .

Trong thí nghiệm mô phỏng này có tổng cộng 7 biến thông số kết cấu, mỗi biến chọn 4 cấp độ. Do đó, bảng thiết kế thí nghiệm trực giao  $L_{16}(4^7)$  được thiết lập [5], cần tiến hành tổng cộng 16 mô phỏng kiểm tra an toàn kết cấu lật nghiêng ô tô khách.

Bảng 1. Cấp độ nhân tố

Nhân tố	$x_1/mm$	$x_2/mm$	$x_3/mm$	$x_4/mm$	$x_5/mm$	$x_6/mm$	$x_7/mm$
Cấp 1	2	2	2	2	2	2	2
Cấp 2	3	3	3	3	3	3	3
Cấp 3	4	4	4	4	4	4	4
Cấp 4	5	5	5	5	5	5	5

**Bảng 2.** Giá trị các thông số thiết kế thí nghiệm trực giao

STT	$x_1/\text{mm}$	$x_2/\text{mm}$	$x_3/\text{mm}$	$x_4/\text{mm}$	$x_5/\text{mm}$	$x_6/\text{mm}$	$x_7/\text{mm}$
1	2	3	4	3	3	2	3
2	4	5	2	3	2	3	3
3	3	5	4	4	3	3	2
4	5	3	2	4	2	2	2
5	2	4	2	5	3	3	2
6	4	2	4	5	2	2	2
7	3	2	2	2	3	2	3
8	5	4	4	2	2	3	3
9	2	2	5	4	2	3	3
10	4	4	3	4	3	2	3
11	3	4	5	3	2	2	2
12	5	2	3	3	3	3	2
13	2	5	3	2	2	2	2
14	4	3	5	2	3	3	2
15	3	3	3	5	2	3	3
16	5	5	5	5	3	2	3

**Bảng 3.** Giá trị các mục tiêu và điều kiện sau khi mô phỏng

STT	M/kg	$D_1/\text{mm}$	$D_2/\text{mm}$
1	416,6	9,2	-37,3
2	440,4	42,7	-73,5
3	506,2	91,9	-16
4	450,2	11,9	-73,3
5	506,3	25,1	-40
6	501,3	7,8	-51
7	339,2	-56,5	-80,8
8	413,9	19,5	-88,9
9	463,4	6,8	-34,4
10	498,9	80	-33,4
11	419,9	19,5	-63
12	429,4	18,2	-55,5
13	340,1	-35,7	-95,9
14	400,6	-1,1	-59,8
15	518,6	37,7	-42,1
16	605	132,9	-6,4

## 5. PHÂN TÍCH TỐI ƯU HỒI QUY

Sử dụng phương pháp phân tích hồi quy tiến hành phân kết quả thí nghiệm trực giao. Hồi quy mặt phản ứng bậc 2 với đối số  $s$  theo hình thức sau:

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

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

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;  $x_1, x_2, \dots, x_j$  là các tham số thiết kế.

Do số lần mô phỏng thí nghiệm của nghiên cứu này là 16, số thông số kết cấu thiết kế là 7, không thỏa mãn được điều kiện bắt buộc tham số hồi quy. Do đó, nghiên cứu này sử dụng phần mềm SPSS, đồng thời căn cứ vào các giá trị thí nghiệm ở bảng 2 và giá trị thu được từ kết quả mô phỏng ở bảng 3 của 16 lần thí nghiệm, sử dụng mô hình hồi quy mặt phản ứng bậc 2 tiến hành hồi quy các thông số tối ưu hóa tổng trọng lượng và thông số điều kiện, thu được hàm số mục tiêu  $M$  và hàm số ràng buộc  $D_1, D_2$ . Hàm số hồi quy cụ thể như sau:

$$M = 243,05 + 1,058x_1^2 + 2,572x_1x_3 - 4,434x_2^2 - 2,078x_2x_3 + 20,014x_2x_6 - 0,063x_3^2 + 4,246x_3x_4 - 8,385x_3x_5 - 0,718x_3x_6 + 7,766x_3x_7 - 1,99x_4^2 + 20,076x_4x_7 + 9,646x_5^2 - 10,399x_6^2 - 16,764x_7^2$$

$$D_1 = -109,417 + 0,107x_1^2 + 4,739x_1x_3 - 7,794x_2^2 - 1,836x_2x_3 + 32,113x_2x_6 - 2,875x_3^2 + 8,169x_3x_4 - 15,852x_3x_5 + 1,159x_3x_6 + 11,342x_3x_7 - 13,655x_4^2 + 35,113x_4x_7 + 15,216x_5^2 - 20,224x_6^2 - 30,752x_7^2$$

$$D_2 = -132,225 + 0,493x_1^2 - 1,472x_1x_3 - 2,938x_2^2 - 0,308x_2x_3 + 9,464x_2x_6 - 0,688x_3^2 + 4,376x_3x_4 - 1,464x_3x_5 + 0,859x_3x_6 + 2,37x_3x_7 - 3,389x_4^2 + 9,651x_4x_7 + 6,205x_5^2 - 5,687x_6^2 - 7,815x_7^2$$

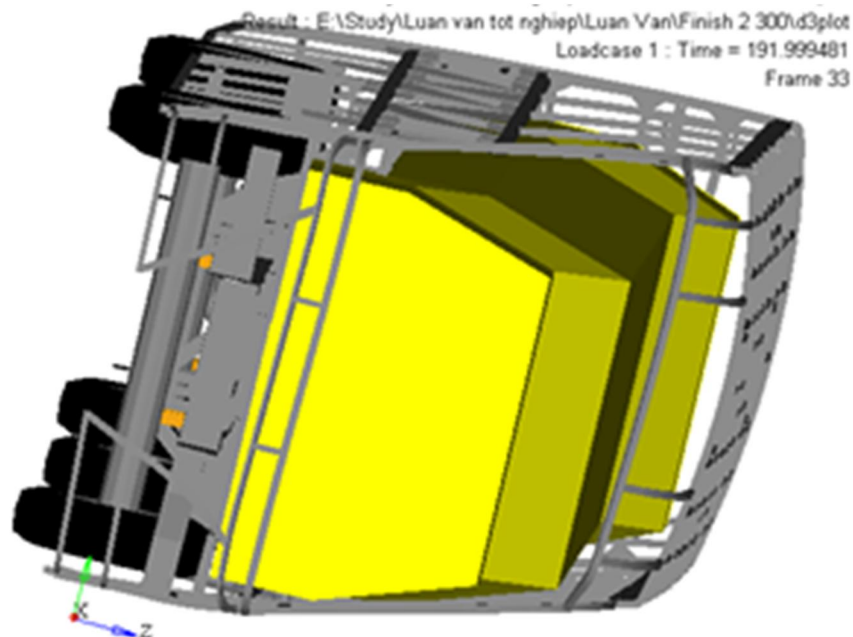
Sử dụng hệ số  $R$  tiến hành đánh giá độ tin cậy của phương trình hồi quy, độ tin cậy của phương trình  $M, D_1$  và  $D_2$  lần lượt là 0,999, 0,999 và 0,999. Do đó, có thể cho rằng các phương trình hồi quy mặt phản ứng bậc 2 thỏa mãn yêu cầu chính xác. Sử dụng giải thuật di truyền trong phần mềm MATLAB tiến hành tối ưu hóa các thông số kết cấu thiết kế trong hàm số mục tiêu và hàm số điều kiện, thu được các giá trị biến độ dày kết cấu, khối lượng và khoảng cách tối ưu.

**Bảng 4.** Giá trị độ dày khung xương, khối lượng, khoảng cách sau tối ưu

Giá trị	$x_1$ /mm	$x_2$ /mm	$x_3$ /mm	$x_4$ /mm	$x_5$ /mm	$x_6$ /mm	$x_7$ /mm	M/kg	$D_1$ /mm	$D_2$ /mm
Tối ưu	3,6	3,66	3,69	3,67	3,69	3,6	3,6	519	97	0,01
Mô phỏng	3,5	3,5	4	4	4	3,5	3,5	532,8	112,2	8,9

Do độ dày của thép trên thị trường nói chung là 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5,...; vì vậy độ dày kết cấu xe dựa vào thực tế mà chọn. Do đó, nghiên cứu này chọn giá trị độ dày kết cấu xe phù hợp để mô phỏng phân tích lại tính an toàn kết cấu sau khi tối ưu hóa; giá trị các biến độ dày, khối lượng, khoảng cách được thể hiện ở bảng 4.

Nhằm kiểm nghiệm lại độ bền khung xương của xe sau khi tối ưu hóa, tiến hành mô phỏng lại các biến tối ưu, kết quả sau khi mô phỏng cho thấy khoảng cách  $D_1 > 0$  và  $D_2 > 0$  thỏa mãn được điều kiện an toàn theo tiêu chuẩn, đồng thời trọng lượng các thanh kết cấu sau khi tối ưu hóa giảm 10,9% so với trước khi tối ưu. Kết quả đánh giá được thể hiện ở hình 5 và bảng 5.



**Hình 5.** Kết quả mô phỏng sau khi tối ưu hóa nhìn từ phía trước

**Bảng 5.** Bảng so sánh giá trị trước và sau khi tối ưu

Thứ tự	Giá trị	Trước tối ưu	Sau tối ưu
1	$x_1$ /mm	3	3,5
2	$x_2$ /mm	3	3,5
3	$x_3$ /mm	4	4
4	$x_4$ /mm	4,5	4
5	$x_5$ /mm	3,5	4
6	$x_6$ /mm	5	3,5
7	$x_7$ /mm	4,5	3,5
8	M/kg	598,5	532,8
9	$D_1$ /mm	110	112,2
10	$D_2$ /mm	9,3	8,9

## 6. KẾT LUẬN

Tăng độ dày bất kỳ của các thanh kết cấu khung xương vẫn có thể đảm bảo an toàn thân xe cứng vững dưới điều kiện lật nghiêng. Tuy nhiên cách làm này có thể tăng khối lượng xe, hấp thụ năng lượng của kết cấu giảm, tăng chiều cao trọng tâm xe dẫn đến tăng tổn thương hành khách. Bài toán chọn biến thiết kế thí nghiệm mô phỏng, xây dựng hàm mục tiêu hồi quy và dùng giải thuật di truyền tính toán tối ưu các giá trị thông số kết cấu độ dày cho ra giá trị tối ưu là tin cậy và khoa học. Kết quả tối ưu cho thấy, biến dạng kết cấu thân xe sau khi va chạm xe lật nghiêng không xâm phạm vào không gian an toàn, thỏa mãn tiêu chuẩn ECE R66, đồng thời trọng lượng các thanh sau khi tối ưu giảm 10,9% so với trước tối ưu hóa.

### **TÀI LIỆU THAM KHẢO**

- [1]. Tomas WT, Ignacio I, Agenor D D M J, Numerical simulation of bus rollover. In: SAE Technical. Paper Number 2007 – 01 – 2718. Warrendate, PA: (2007).
- [2]. Yu C L, Hong C N, Structural design optimization of the body section using the finite element method. In: SAE Technical. Paper Number 2006 – 01 – 0954. Warrendate, PA: (2006).
- [3]. Nguyễn Thành Tâm, Thiết kế cải tiến kết cấu thân xe khách thỏa mãn tính an toàn lật nghiêng theo tiêu chuẩn ECE R66, Kỷ yếu Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về cơ khí lần thứ IV, 2015.
- [4]. 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.
- [5]. Liu Wen Qing, Design of Experiments, 224, Tsinghua University.