ỨNG DỤNG MATLAB TÍNH TOÁN PHÂN BỐ TẢI TRỌNG VÀ KIỂM TRA BỀN KHUNG XE TẢI HYUNDAI MIGHTY EX8L KHI TĂNG TẢI TRỌNG 50% TRONG NGHIÊN CỨU KHOA HỌC SINH VIÊN

Trần Minh Kết, Nguyễn Huy Hoàng, Trần Văn Nhân
Khoa Kỹ thuật Ô tô, Trường Đại học Văn Lang
Email: ket.tm@vlu.edu.vn

Tóm tắt: *Bài báo trình bày quy trình tính toán phân bố tải trọng và kiểm tra bền kết cấu xe tải Hyundai Mighty EX8L thùng mui bạt khi tăng tải trọng chuyên chở 50% (từ 7 300 kg lên 10 950 kg), thực hiện trong một đề tài nghiên cứu khoa học sinh viên. Phương án cải tạo gồm nối dài dầm dọc và thùng hàng 1 000 mm, dời cầu sau 600 mm, thay trục các đăng và ốp gia cường dầm dọc. Các bước tính được lập trình trên MATLAB R2025a, trong đó mô hình khối lượng được hiệu chỉnh theo phân bố tải của nhà sản xuất và tải phân bố trên dầm dọc được xác định từ điều kiện cân bằng. Kết quả cho thấy khối lượng toàn bộ tăng lên 14 982 kg, cầu trước chỉ còn chịu 24,1%; trục các đăng mới bảo đảm điều kiện không cộng hưởng với hệ số dự trữ 1,47; dầm dọc chỉ đủ bền khi được ốp gia cường trên đoạn 5 600 mm (ứng suất uốn lớn nhất 106,7 MPa so với ứng suất cho phép 122,1 MPa). Tải lên cầu sau vượt khả năng chịu tải của cầu xe cơ sở nên phương án chỉ khả thi trên lý thuyết. Về mặt đào tạo, việc lập trình hóa giúp sinh viên phát hiện các giả thiết thiên về phía không an toàn trong tài liệu tham khảo và khảo sát nhanh các phương án thiết kế.*

Từ khóa*: Xe tải Hyundai Mighty EX8L, tăng tải trọng, phân bố tải trọng, dầm dọc, trục các đăng, MATLAB, nghiên cứu khoa học sinh viên.*

APPLYING MATLAB TO AXLE-LOAD DISTRIBUTION AND CHASSIS STRENGTH ASSESSMENT OF A HYUNDAI MIGHTY EX8L TRUCK WITH A 50% PAYLOAD INCREASE IN UNDERGRADUATE RESEARCH

Abstract: *This paper presents a procedure for calculating the axle-load distribution and checking the structural strength of a Hyundai Mighty EX8L canvas-top truck whose payload is increased by 50% (from 7,300 kg to 10,950 kg), carried out as an undergraduate research project. The modification extends the side members and cargo body by 1,000 mm, moves the rear axle 600 mm rearward, replaces the propeller shafts and reinforces the side members. All calculations were programmed in MATLAB R2025a; the mass model was calibrated to the manufacturer's axle loads and the distributed loads on the side members were derived from equilibrium conditions. The gross mass rises to 14,982 kg with only 24.1% on the front axle; the new propeller shafts avoid resonance with a safety factor of 1.47; the side members are strong enough only when reinforced over 5,600 mm (peak bending stress 106.7 MPa against an allowable 122.1 MPa). The rear-axle load exceeds the base axle rating, so the modification is feasible only in theory. Educationally, programming the procedure helped students detect unsafe simplifications in the reference material and explore design alternatives quickly.*

Keywords*: Hyundai Mighty EX8L truck, payload increase, axle-load distribution, chassis side member, propeller shaft, MATLAB, undergraduate research.*

Nhận bài: 18/09/2026 *Phản biện: 18/10/2026* *Duyệt đăng: 22/10/2026*

I. GIỚI THIỆU

Xe tải hạng trung tải trọng 7 ÷ 8 tấn là phương tiện chủ lực trong vận chuyển hàng hóa liên tỉnh ở nước ta, và nhu cầu khai thác tối đa khả năng chuyên chở khiến việc tăng tải trọng thông qua cải tạo được nhiều doanh nghiệp quan tâm. Khi tăng tải trọng, phân bố tải lên các cầu thay đổi, ứng suất trong khung và các tổng thành gầm tăng lên (Đặng Quý, 2008, 2012; Nguyễn Hữu Cẩn, 2005); nếu kéo dài chiều dài cơ sở để bố trí thùng hàng lớn hơn, hai dầm dọc còn phải chịu mômen uốn lớn hơn và trở thành chi tiết cần kiểm tra trước tiên.

Phương pháp phần tử hữu hạn cho kết quả chi tiết về ứng suất khung gầm nhưng đòi hỏi mô hình hình học và số liệu vật liệu chính xác của nhà sản xuất – điều sinh viên hiếm khi tiếp cận được. Vì vậy, trong đào tạo kỹ sư ô tô, phương pháp giải tích vẫn giữ vai trò nền tảng. Hạn chế của phương pháp này trong các đồ án sinh viên là khối lượng tính toán lớn được thực hiện thủ công, nên khó kiểm tra lại, khó so sánh phương án và dễ sai sót. Đồ án tăng tải 50% cho xe GAZ-53A (Trần Minh Kết & Nguyễn Văn Lợi, 2010) là ví dụ điển hình: quy trình đầy đủ nhưng áp dụng cho mẫu xe đã cũ, đồ thị được vẽ tay và một số giả thiết khi tính bền dầm dọc chưa chặt chẽ.

Bài báo trình bày phần thứ nhất của đề tài nghiên cứu khoa học sinh viên tính toán kiểm tra xe tải Hyundai Mighty EX8L khi tăng tải trọng 50%, gồm phân bố tải trọng, trục các đăng và độ bền dầm dọc; quy trình của Trần Minh Kết và

Nguyễn Văn Lợi (2010) được kế thừa, cập nhật cho mẫu xe đang lưu hành và lập trình hóa trên MATLAB R2025a (The MathWorks, Inc., 2025). Phần tính năng động lực học và ổn định quay vòng được trình bày trong một bài báo riêng. Về mặt sư phạm, nghiên cứu hướng tới một quy trình tính toán minh bạch, có thể tái lập, làm học liệu cho sinh viên ngành công nghệ ô tô. Kết quả chỉ là tính toán lý thuyết, không phải căn cứ để cải tạo phương tiện tham gia giao thông.

II. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Cơ sở lý thuyết

2.1.1. Trọng tâm và phân bố tải trọng

Xe được chia thành các cụm có khối lượng mi, tọa độ trọng tâm xi (tính từ tâm cầu trước) và chiều cao trọng tâm hi. Tọa độ trọng tâm của xe và tải trọng phân bố lên các cầu được xác định theo Đặng Quý (2012):

$$a = \frac{\sum_i m_i x_i}{\sum_i m_i}, \quad h_g = \frac{\sum_i m_i h_i}{\sum_i m_i} \tag{1}$$

$$G_2 = G \cdot \frac{a}{L}, \quad G_1 = G - G_2 = G \cdot \frac{b}{L} \tag{2}$$

trong đó G là trọng lượng toàn bộ; G1, G2 là trọng lượng phân bố lên cầu trước, cầu sau; L là chiều dài cơ sở; a, b là khoảng cách từ trọng tâm đến tâm cầu trước, cầu sau. Khi kéo và khi phanh, tải trọng cầu sau được nhân với hệ số thay đổi tải trọng m2k = 1,2 và m2p = 0,9; tải trọng cầu trước tương ứng suy ra từ điều kiện tổng tải trọng không đổi (Trần Minh Kết & Nguyễn Văn Lợi, 2010).

2.1.2. Nội lực và độ bền dầm dọc

Dầm dọc được tính theo tổ hợp bất lợi nhất: cầu trước chịu tải khi phanh, cầu sau chịu tải khi kéo. Mỗi dầm được xem như dầm tựa tại bốn tai nhíp, chịu tải phân bố đều q1 trên phần đầu (cabin, động cơ, hộp số, người) dài l1 và q2 trên phần sau (thùng, hàng hóa) dài l2. Khác với cách tính q1, q2 trực tiếp từ trọng lượng các cụm trong nghiên cứu của Trần Minh Kết và Nguyễn Văn Lợi (2010) – vốn làm biểu đồ nội lực không khép kín – nghiên cứu xác định q1, q2 từ điều kiện cân bằng lực và mômen với các phản lực tai nhíp:

$$q_1 l_1 + q_2 l_2 = 2(R_1 + R_2) \tag{3}$$

$$q_1 l_1 \left(x_A + \frac{l_1}{2}\right) + q_2 l_2 \left(x_C + \frac{l_2}{2}\right) = 2R_2 L \tag{4}$$

trong đó R1, R2 là phản lực tại một tai nhíp trước, sau; xA, xC là tọa độ đầu dầm và điểm chuyển tiếp giữa hai vùng tải. Lực cắt Qy và mômen uốn Mx được tính bằng tích phân số dọc theo dầm và bằng 0 tại hai đầu dầm. Mômen quán tính, mômen chống uốn của tiết diện chữ C và điều kiện bền theo Đỗ Kiến Quốc (2007):

$$I_x = \frac{bh^3 - (b-\delta)(h-2\delta)^3}{12}, \quad W_x = \frac{2I_x}{h} \tag{5}$$

$$\sigma_u = \frac{M_x}{W_x} \le [\sigma], \quad n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{umax}} \tag{6}$$

với b, h, δ là chiều rộng cánh, chiều cao và chiều dày tiết diện; [σ] là ứng suất uốn cho phép; n là hệ số dự trữ bền. Ở đoạn có ốp gia cường, mômen quán tính bằng tổng mômen quán tính của dầm chính và thép ốp.

2.1.3. Trục các đăng

Chiều dài trục các đăng được xác định bằng hình học từ vị trí mặt bích hộp số và mặt bích cầu sau, sau đó kiểm tra điều kiện không cộng hưởng theo số vòng quay nguy hiểm (Trần Minh Kết & Nguyễn Văn Lợi, 2010):

$$n_{ngh} = \frac{1{,}2 \cdot 10^8 \cdot \sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \text{ (vg/ph)} \tag{7}$$

trong đó D, d là đường kính ngoài, đường kính trong của ống trục và L là chiều dài trục (mm). Hệ số dự trữ k = nngh/ncđmax, với ncđmax là số vòng quay lớn nhất của trục các đăng, ứng với số vòng quay công suất cực đại của động cơ ở tay số cao nhất.

2.2. Phương pháp nghiên cứu

Nghiên cứu phối hợp ba phương pháp. Phương pháp kế thừa sử dụng hệ thống công thức của giáo trình Lý thuyết ô tô (Đặng Quý, 2012), trình tự tính, các hệ số thay đổi tải trọng và ứng suất cho phép của đồ án (Trần Minh Kết & Nguyễn Văn Lợi, 2010). Phương pháp chuyên gia được dùng để xác lập các thông số nhà sản xuất không công bố (tiết diện dầm dọc, khối lượng và tọa độ trọng tâm từng cụm, vị trí mặt bích các đăng); các giá trị này được ghi rõ là giả định (Bảng 1). Phương pháp tính toán lý thuyết được thực hiện trên MATLAB R2025a (The MathWorks, Inc., 2025): công thức được véc-tơ hóa trên toàn dãy tọa độ; lực cắt và mômen uốn được tính bằng tích phân số (hàm cumtrapz); hệ (3), (4) được giải bằng phép chia ma trận; khoảng dời cầu ứng với tỉ lệ tải cầu trước cho trước được xác định bằng nội suy (hàm interp1). So với Trần Minh Kết và Nguyễn Văn Lợi (2010), nghiên cứu điều chỉnh ba điểm: xác định trọng tâm bằng tổng mômen khối lượng các cụm và hiệu chỉnh theo số liệu nhà sản xuất; xác định tải phân bố trên dầm dọc từ điều kiện cân

bằng; tính mômen chống uốn theo công thức đầy đủ (5).

III. ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU VÀ PHƯƠNG ÁN CẢI TẠO

Hyundai Mighty EX8L là xe tải hạng trung lắp ráp trong nước từ năm 2020, công thức bánh xe 4×2, động cơ diesel D4CC 117,6 kW tại 3 000 vg/ph, hộp số 5 cấp. Phiên bản thùng mui bạt có chiều dài cơ sở 4 200 mm, khối lượng bản thân 3 505 kg, tải trọng 7 300 kg, khối lượng toàn bộ 11 000 kg phân bố lên cầu trước/cầu sau là 3 010/7 990 kg; khả năng chịu tải lớn nhất của trục I/trục II là 3 900/8 000 kg (Công ty CP XNK Ô tô Giải Phóng, 2020). Mô hình khối lượng gồm chín cụm cùng người và hàng hóa; khối lượng, tọa độ của nhóm "các bộ phận khác" và tọa độ trọng tâm hàng được hiệu chỉnh để mô hình tái hiện đúng khối lượng ô tô sát xi và phân bố tải toàn bộ của nhà sản xuất. Sự trùng khớp này chứng tỏ mô hình nhất quán với số liệu công bố chứ chưa phải một phép kiểm chứng độc lập.

Phương án cải tạo gồm: (a) nối dài thùng hàng và hai dầm dọc thêm 1 000 mm (chiều dài toàn bộ từ 7 720 mm lên 8 720 mm); (b) dời cầu sau về phía sau 600 mm (chiều dài cơ sở từ 4 200 mm lên 4 800 mm); (c) thay hai trục các đăng mới; (d) ốp gia cường bên trong dầm dọc bằng thép chữ C, chiều dài đoạn ốp xác định từ kết quả tính bền. Theo Trần Minh Kết và Nguyễn Văn Lợi (2010), cầu trước cần chịu khoảng 25 ÷ 30% trọng lượng toàn bộ để giữ tính dẫn hướng.

Bảng 1. Thông số đầu vào và các số liệu giả định dùng trong tính toán

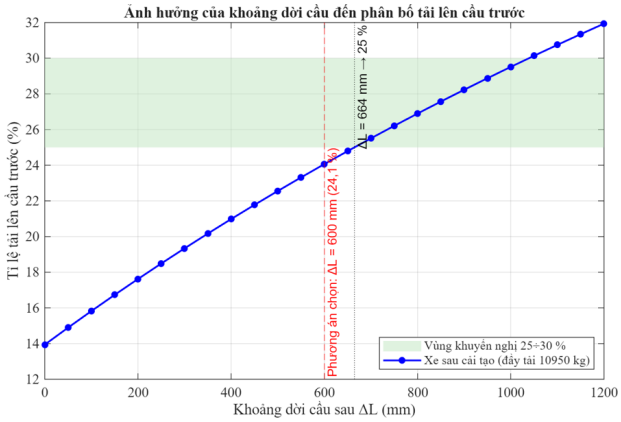
Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị	Nguồn
Khối lượng bản thân / tải trọng / toàn bộ	–	kg	3 505 / 7 300 / 11 000	Công ty CP XNK Ô tô Giải Phóng (2020)
Phân bố khối lượng toàn bộ lên cầu trước / cầu sau	–	kg	3 010 / 7 990	Công ty CP XNK Ô tô Giải Phóng (2020)
Khối lượng ô tô sát xi / tải lên cầu trước	–	kg	2 700 / 1 700	Công ty CP XNK Ô tô Giải Phóng (2020)
Khả năng chịu tải lớn nhất trục I / trục II	–	kg	3 900 / 8 000	Công ty CP XNK Ô tô Giải Phóng (2020)
Số vòng quay ứng với Nmax / tỉ số truyền số V	nN / ih5	vg/ph / –	3 000 / 0,722	Công ty CP XNK Ô tô Giải Phóng (2020)
Hệ số thay đổi tải trọng khi kéo / khi phanh	m2k / m2p	–	1,2 / 0,9	Trần Minh Kết & Nguyễn Văn Lợi (2010)
Ứng suất uốn cho phép của thép dầm dọc	[σ]	MPa	122,1	Đỗ Kiến Quốc (2007); Trần Minh Kết & Nguyễn Văn Lợi (2010)
Tiết diện dầm dọc / ốp gia cường (chữ C)	h × b × δ	mm	200×70×7 / 186×63×6	GĐ
Ống trục các đăng	D × δ	mm	Ø101,6 × 3	GĐ
Khối lượng một người / chiều cao trọng tâm hàng	–	kg / m	65 / 1,50	GĐ

Ghi chú: GĐ – số liệu giả định theo phương pháp chuyên gia.

IV. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN VÀ THẢO LUẬN

4.1. Phân bố tải trọng

Sau cải tạo, khối lượng bản thân tăng lên 3 837 kg, khối lượng toàn bộ tăng từ 11 000 kg lên 14 982 kg (+36,2%). Trọng tâm dịch về phía sau (a = 3 645 mm, b = 1 155 mm), chiều cao trọng tâm tăng từ 1,326 m lên 1,363 m. Tải lên cầu trước/cầu sau là 3 605/11 377 kg; tỉ lệ tải cầu trước giảm từ 27,4% xuống 24,1%, thấp hơn cận dưới khuyến nghị. Khảo sát khoảng dời cầu ΔL từ 0 đến 1 200 mm (hình 1) cho thấy quan hệ gần tuyến tính: dời thêm 100 mm thì tỉ lệ tải cầu trước tăng khoảng 1,5 điểm phần trăm, và cần ΔL ≈ 664 mm để đạt 25%.



Hình 1. Ảnh hưởng của khoảng dời cầu sau đến tỉ lệ tải trọng lên cầu trước (xe sau cải tạo, đầy tải 10 950 kg)

(Nguồn: Kết quả tính toán của nhóm tác giả bằng MATLAB R2025a)

Vấn đề nghiêm trọng hơn là tải cầu sau 11 377 kg vượt khả năng chịu tải 8 000 kg của trục II xe cơ sở khoảng 42% – điều kiện tiên quyết phải giải quyết nếu xem xét triển khai thực tế.

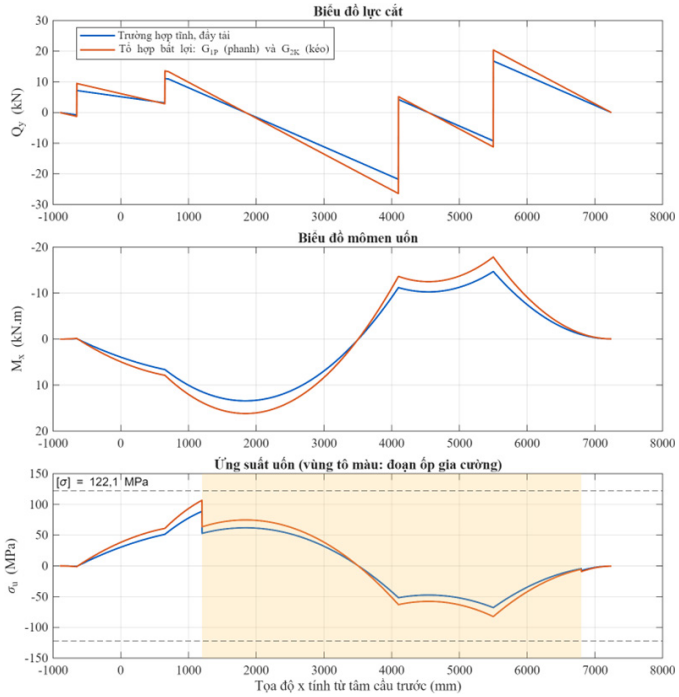
4.2. Trục các đăng

Chọn trước chiều dài trục thứ hai L2 = 1 650 mm, chiều dài trục thứ nhất xác định được là L1 ≈ 1 653 mm (trước cải tạo: 1 304 mm và 1 400 mm). Với ống Ø101,6 × 3 mm, số vòng quay nguy hiểm theo (7) của hai trục là 6 126 và 6 149 vg/ph, lớn hơn số vòng quay lớn nhất của trục các đăng 4 155 vg/ph (ứng với 3 000 vg/ph của động cơ ở số V). Hệ số dự trữ khoảng 1,47, thấp hơn mức 2,06 ÷ 2,37 của xe nguyên bản do trục dài hơn, nhưng vẫn bảo đảm điều kiện không cộng hưởng. Do đó cần thay hai trục mới, không hàn nối trục cũ.

4.3. Độ bền dầm dọc

Với tiết diện giả định C200×70×7, mômen chống uốn theo (5) là Wx = 128,8 cm3; công thức gần đúng W = δh(h + 6b)/6 được sử dụng trong nghiên cứu của Trần Minh Kết và Nguyễn Văn Lợi (2010) cho 144,7 cm3, lớn hơn khoảng 12%, tức đánh giá ứng suất thấp hơn thực tế. Tải trọng lên cầu trước/cầu sau của xe sau cải tạo (G = 146 973 N) ở trạng thái tĩnh là 35 366/111 607 N, khi kéo là 13 045/133 928 N và khi phanh là 46 527/100 446 N. Với tổ hợp bất lợi, giải hệ (3), (4) cho q1 = 5 095 N/m và q2 = 11 707 N/m.

Nếu chỉ ốp gia cường 1 000 mm quanh mối nối như trong nghiên cứu của Trần Minh Kết và Nguyễn Văn Lợi (2010), ứng suất uốn lớn nhất ở đoạn không ốp lên tới 138,4 MPa, vượt ứng suất cho phép, vì chiều dài cơ sở và tải trọng cùng tăng làm mômen uốn giữa hai cầu tăng mạnh, trong khi mối nối nằm sau cầu sau, ở vùng mômen nhỏ. Chương trình xác định vùng có σu > 0,9[σ], hợp với đoạn quanh mối nối, làm tròn tới 100 mm và tính lặp có kể đến khối lượng ốp. Kết quả: ốp thép C186×63×6 từ x = 1 200 mm đến x = 6 800 mm (dài 5 600 mm mỗi dầm, khối lượng hai đoạn 158,3 kg), mômen chống uốn đoạn có ốp tăng lên 216,4 cm3. Khi đó ứng suất uốn lớn nhất là 106,7 MPa tại x = 1 199 mm, ngay trước đầu đoạn ốp (hình 2), hệ số dự trữ n = 1,14, so với 79,9 MPa và n = 1,53 của xe nguyên bản. Biểu đồ lực cắt và mômen uốn khép kín nhờ q1, q2 thỏa điều kiện cân bằng. Hệ số dự trữ 1,14 khá nhỏ và phụ thuộc trực tiếp vào tiết diện giả định, nên cần kiểm tra lại bằng số liệu thực và phân tích phần tử hữu hạn, nhất là tại mối nối và hai đầu đoạn ốp.



Hình 2. Biểu đồ lực cắt, mômen uốn và ứng suất uốn của dầm dọc sau cải tạo (vùng tô màu: đoạn ốp gia cường)

(Nguồn: Kết quả tính toán của nhóm tác giả bằng MATLAB R2025a)

Bảng 2. So sánh các chỉ tiêu tải trọng và kết cấu của xe trước và sau cải tạo

Chỉ tiêu	Đơn vị	Trước cải tạo	Sau cải tạo	Chênh lệch
Chiều dài toàn bộ / chiều dài cơ sở	mm	7 720 / 4 200	8 720 / 4 800	+1 000 / +600
Khối lượng bản thân	kg	3 505	3 837	+332
Khối lượng toàn bộ	kg	11 000	14 982	+36,2%
Tải lên cầu trước / cầu sau (đầy tải)	kg	3 010 / 7 990	3 605 / 11 377	–
Tỉ lệ tải lên cầu trước	%	27,4	24,1	−3,3
Chiều dài trục các đăng L1 / L2	mm	1 304 / 1 400	1 653 / 1 650	–
Hệ số dự trữ số vòng quay nguy hiểm (trục 1 / trục 2)	–	2,37 / 2,06	1,47 / 1,48	–
Ứng suất uốn lớn nhất của dầm dọc σumax	MPa	79,9	138,4 (không ốp) / 106,7 (có ốp)	–
Hệ số dự trữ bền dầm dọc n	–	1,53	1,14 (có ốp)	−0,39

V. GIÁ TRỊ ĐÀO TẠO VÀ GIỚI HẠN CỦA NGHIÊN CỨU

5.1. Giá trị đối với đào tạo và nghiên cứu khoa học sinh viên

Ngoài các kết quả kỹ thuật tổng hợp ở bảng 2, quá trình thực hiện đề tài cho thấy ba giá trị đối với đào tạo kỹ sư công nghệ ô tô.

Thứ nhất, lập trình hóa giúp người học chuyển trọng tâm từ thao tác tính toán sang biện luận kết quả: đối chiếu mô hình với số liệu nhà sản xuất, phân biệt sự trùng khớp do hiệu chỉnh với kiểm chứng độc lập, giải thích vì sao ứng suất lớn nhất xuất hiện ngay trước đầu đoạn ốp.

Thứ hai, quy trình có thể tái lập giúp rèn luyện tư duy phản biện đối với chính tài liệu tham khảo. Lập trình lại phần tính kết cấu của Trần Minh Kết và Nguyễn Văn Lợi (2010) đã làm lộ ra ba điểm cần hiệu chỉnh: biểu đồ nội lực dầm dọc không khép kín; công thức gần đúng đánh giá cao mômen chống uốn khoảng 12%; đoạn ốp 1 000 mm không đủ khi chiều dài cơ sở và tải trọng cùng tăng. Hai điểm sau thiên về phía không an toàn; nếu kế thừa nguyên trạng, kết luận về độ bền khung sẽ sai.

Thứ ba, chương trình được tham số hóa cho phép thay một thông số (khoảng dời cầu, tiết diện dầm, tải trọng) và thấy ngay ảnh hưởng tới toàn bộ chuỗi chỉ tiêu (hình 1), giúp sinh viên hình thành tư duy thiết kế dựa trên sự đánh đổi. Việc

ghi rõ giả định và kết luận rằng phương án chỉ khả thi trên lý thuyết cũng góp phần hình thành ý thức trách nhiệm nghề nghiệp đối với an toàn giao thông. Các nhận định này được rút ra từ một đề tài; hiệu quả sư phạm cần được đánh giá định lượng với quy mô người học lớn hơn.

5.2. Giới hạn của nghiên cứu

Tiết diện dầm dọc, khối lượng và tọa độ các cụm, vị trí mặt bích các đăng là số liệu giả định; kết quả bền dầm dọc (n = 1,14) đặc biệt nhạy với các giả định này. Nghiên cứu chưa kiểm tra cầu, lốp, hệ thống treo và phanh; dầm dọc được xem là dầm phẳng chịu uốn dưới tải trọng tĩnh nhân hệ số, bỏ qua xoắn và tập trung ứng suất. Kết quả chưa được kiểm chứng thực nghiệm và không phải căn cứ pháp lý để cải tạo xe.

VI. KẾT LUẬN

Bài báo đã lập trình hóa trên MATLAB R2025a quy trình tính toán phân bố tải trọng, trục các đăng và độ bền dầm dọc của xe tải Hyundai Mighty EX8L khi tăng tải trọng 50%. Với phương án nối dài dầm dọc và thùng hàng 1 000 mm, dời cầu sau 600 mm: khối lượng toàn bộ tăng lên 14 982 kg, cầu trước chịu 24,1% (cần dời cầu khoảng 664 mm để đạt 25%); hai trục các đăng mới dài khoảng 1 653 mm và 1 650 mm bảo đảm không cộng hưởng; dầm dọc chỉ đủ bền khi được ốp gia cường trên đoạn 5 600 mm (σ_{max} = 106,7 MPa, n = 1,14). Do tải cầu sau vượt khả năng chịu tải của cầu xe cơ sở khoảng 42%, việc tăng tải 50% chỉ khả thi trên lý thuyết khi đồng thời tăng khoảng dời cầu lên khoảng 670 ÷ 700 mm, gia cường khung và thay cụm cầu sau, nhíp, lốp phù hợp.

Về mặt đào tạo, quy trình lập trình hóa giúp sinh viên tập trung biện luận kết quả, phát hiện giả thiết thiếu chặt chẽ của tài liệu tham khảo và khảo sát nhanh phương án; chương trình có thể dùng làm học liệu cho các học phần Lý thuyết ô tô, Kết cấu ô tô và Đồ án thiết kế ô tô. Hướng tiếp theo là tính lại với số liệu thực của nhà sản xuất, phân tích phần tử hữu hạn khung sau cải tạo và đánh giá định lượng hiệu quả dạy học.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Đặng Quý. (2012). Giáo trình Lý thuyết ô tô. NXB Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.

Đặng Quý. (2008). Ô tô 2. NXB Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.

Nguyễn Hữu Cẩn (Chủ biên). (2005). Lý thuyết ô tô máy kéo. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.

Trần Minh Kết, & Nguyễn Văn Lợi. (2010). Thay đổi đặc trưng xe GAZ-53A để tăng tải 50% (Đồ án tốt nghiệp). Khoa Cơ khí Động lực, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh.

The MathWorks, Inc. (2025). MATLAB R2025a documentation. Truy cập tại: https://www.mathworks.com/help/matlab/

Đỗ Kiến Quốc. (2007). Sức bền vật liệu. NXB Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.

Công ty CP XNK Ô tô Giải Phóng. (2020). Bảng thông số kỹ thuật xe Hyundai Mighty EX8L thùng dài. Truy cập từ website otogiaiphong.