

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO BỘ NÔNG NGHIỆP VÀ PTNT
TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP

LƯƠNG VĂN VẠN

NGHIÊN CỨU ĐỘ BỀN KHUNG SÁT XI
XE CHỮA CHÁY RỪNG ĐA NĂNG

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT CƠ KHÍ

Hà Nội - 2020

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO BỘ NÔNG NGHIỆP VÀ PTNT
TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP

LƯƠNG VĂN VẠN

NGHIÊN CỨU ĐỘ BỀN KHUNG SẮT XI
XE CHỮA CHÁY RỪNG ĐA NĂNG

CHUYÊN NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ
MÃ SỐ: 9520103

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT CƠ KHÍ

NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC

1. PGS. TS NGUYỄN THANH QUANG

2. TS. TRẦN VĂN TƯỜNG

Hà Nội - 2020

LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan đây là công trình nghiên cứu riêng của tôi, được sự hướng dẫn khoa học của PGS.TS. Nguyễn Thanh Quang và TS. Trần Văn Tường. Các kết quả nghiên cứu được trình bày trong luận án là trung thực, khách quan và chưa từng được công bố ở bất kỳ công trình nào khác.

Tôi xin cam đoan rằng mọi sự giúp đỡ cho việc thực hiện luận án đã được cảm ơn, các thông tin trích dẫn trong luận án này đều được chỉ rõ nguồn gốc.

Hà Nội, ngày 27 tháng 04 năm 2020

Hướng dẫn khoa học 2

Hướng dẫn khoa học 1

Tác giả luận án

TS Trần Văn Tường

PGS. TS Nguyễn Thanh Quang

Lương Văn Vạn

LỜI CẢM ƠN

Lời đầu tiên, tôi xin gửi lời cảm ơn chân thành và sâu sắc nhất tới người hướng dẫn khoa học: PGS.TS. Nguyễn Thanh Quang và TS Trần Văn Tường đã tận tình hướng dẫn, định hướng và chỉ bảo giúp đỡ tôi trong suốt quá trình thực hiện luận án này.

Xin trân trọng gửi lời cảm ơn đến các thầy cô, cán bộ của khoa Cơ điện và Công trình, phòng Đào tạo sau đại học trường Đại học Lâm Nghiệp đã có những đóng góp ý kiến, hỗ trợ rất thiết thực trong suốt quá trình tôi thực hiện luận án.

Tôi xin trân trọng bày tỏ lời cảm ơn đến Ban Giám hiệu và toàn thể các thầy trong Khoa Cơ khí Động lực, Khoa Cơ khí Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long, đã luôn tạo điều kiện, ủng hộ và giúp đỡ tôi trong suốt quá trình theo học Nghiên cứu sinh.

Tôi xin trân trọng cảm ơn các nhà khoa học thuộc lĩnh vực Cơ khí Động lực của các trường Đại học Lâm nghiệp, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Học Viện Nông nghiệp Việt Nam, Đại học Giao thông vận tải, Đại học Bách Khoa Hà Nội, Đại học Công nghiệp Hà Nội đã giúp đỡ tôi hoàn thành luận án.

Cuối cùng, xin gửi lời cảm ơn nhất tới gia đình đã luôn ở bên cạnh động viên, chia sẻ những khó khăn và giúp tôi hoàn thành luận án.

Hà Nội, ngày 27 tháng 04 năm 2020

Nghiên cứu sinh

Lương Văn Vạn

DANH MỤC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

Danh mục các ký hiệu

| Ký hiệu | Tên gọi | Đơn vị |
|---|---|------------------|
| m_c, m_t, m_s | Khối lượng cabin, thùng hàng và khối lượng khung xe | kg |
| Z_c, Z_t, Z_s | Dịch chuyển của cabin, thùng hàng và dịch chuyển của khối lượng khung xe | m |
| $\theta_{cx}, \theta_{tx}, \theta_{sx}$ | Góc xoay của cabin, thùng hàng và khung xe quanh trục x | rad |
| $\theta_{cy}, \theta_{ty}, \theta_{sy}$ | Góc xoay của cabin, thùng hàng và khung xe quanh trục y | rad |
| J_{cx}, J_{tx}, J_{sx} | Moment quán tính của cabin, thùng hàng và khung xe quanh trục x | kgm ² |
| J_{cy}, J_{ty}, J_{sy} | Moment quán tính của cabin, thùng hàng và khung xe quanh trục y | kgm ² |
| Z_{u1}, Z_{u2}, Z_{u3} | Chuyển vị của khối lượng không được treo cầu trước, cầu giữa và cầu sau theo phương Z | m |
| m_{u1}, m_{u2}, m_{u3} | Khối lượng không được treo cầu trước, cầu giữa và cầu sau | kg |
| J_{u1}, J_{u2}, J_{u3} | Moment quán tính của khối lượng không được treo cầu trước, cầu giữa, cầu sau | kgm ² |
| $\theta_{u1}, \theta_{u2}, \theta_{u3}$ | Góc xoay của khối lượng không được treo cầu trước, cầu giữa và cầu sau quanh trục X | rad |
| Z_4, Z_5 | Chuyển vị của cơ cấu cắt cây phía trước, cơ cấu cắt cỏ phía sau | m |
| m_4, m_5 | Khối lượng cơ cấu cắt cây phía trước, cơ cấu cắt cỏ phía sau | kg |
| J_4, J_5 | Moment quán tính của cơ cấu cắt cây phía trước, cơ cấu cắt cỏ phía sau | kgm ² |

| | | |
|---|---|------|
| θ_4, θ_5 | Góc xoay của cơ cấu cắt cây phía trước, cơ cấu cắt cỏ phía sau quanh trục X | rad |
| $K_{c11}, K_{c12},$ K_{c21}, K_{c22} | Hệ số cản giảm chấn lắp cabin trước trái, trước phải, sau trái, sau phải | Ns/m |
| $C_{c11}, C_{c12},$ C_{c21}, C_{c22} | Độ cứng lò xo lắp cabin trước trái, trước phải, sau trái, sau phải | N/m |
| $K_{t11}, K_{t12},$ K_{t21}, K_{t22} | Hệ số cản giảm chấn lắp thùng hàng trước trái, trước phải, sau trái, sau phải | Ns/m |
| $C_{t11}, C_{t12},$ C_{t21}, C_{t22} | Độ cứng lò xo lắp thùng hàng trước trái, trước phải, sau trái, sau phải | N/m |
| C_{s11}, C_{s12} | Độ cứng lò xo hệ thống treo cầu trước trái, phải | N/m |
| K_{s11}, K_{s12} | Hệ số cản giảm chấn hệ thống treo cầu trước trái, phải | Ns/m |
| C_{s21}, C_{s22} | Độ cứng lò xo hệ thống treo cầu giữa trái, phải | N/m |
| C_{s31}, C_{s32} | Độ cứng lò xo hệ thống treo cầu sau trái, phải | N/m |
| C_{L11}, C_{L12} | Độ cứng lớp xe cầu trước trái, phải | N/m |
| K_{L11}, K_{L12} | Hệ số cản nhớt lớp xe cầu trước trái, phải | Ns/m |
| C_{L21}, C_{L22} | Độ cứng lớp xe cầu giữa trái, phải | N/m |
| K_{L21}, K_{L22} | Hệ số cản nhớt lớp xe cầu giữa trái, phải | Ns/m |
| C_{L31}, C_{L32} | Độ cứng lớp xe cầu sau trái, phải | N/m |
| K_{L31}, K_{L32} | Hệ số cản nhớt lớp xe cầu sau trái, phải | Ns/m |
| K_{11}, K_{12} | Hệ số cản giảm chấn lắp cơ cấu cắt cây phía trước trái, phải | Ns/m |
| K_{21}, K_{22} | Hệ số cản giảm chấn lắp cơ cấu cuốc đất phía sau trái, phải | Ns/m |
| C_{21}, C_{22} | Độ cứng bộ phận đàn hồi lắp cơ cấu cắt cỏ phía sau trái, phải | N/m |
| B | Khoảng cách từ tâm xe đến bánh xe trái hoặc phải | m |

| | | |
|-------------------------------------|--|-----|
| d | <i>Khoảng cách từ tâm xe đến điểm liên kết hệ thống treo trái hoặc phải</i> | m |
| l_1, l_2 | <i>Khoảng cách từ tâm ô tô đến tâm cầu trước, cầu sau</i> | m |
| l_3 | <i>Khoảng cách từ tâm cầu trước đến đầu xe</i> | m |
| l_4 | <i>Khoảng cách từ tâm cầu sau đến đuôi xe</i> | m |
| l_5 | <i>Khoảng cách từ điểm bắt hệ thống treo trên khung đến tâm cầu số 2 hoặc tâm cầu số 3</i> | m |
| c_1, c_2 | <i>Khoảng cách từ tâm cabin đến điểm liên kết hệ thống treo của cabin trái, phải</i> | m |
| c_3, c_4 | <i>Khoảng cách từ tâm cabin đến điểm liên kết hệ thống treo của cabin trước, sau</i> | m |
| e_1, e_2 | <i>Khoảng cách từ tâm thùng hàng đến điểm liên kết hệ thống treo của thùng hàng trái, phải</i> | m |
| e_3, e_4 | <i>Khoảng cách từ tâm thùng hàng đến điểm liên kết hệ thống treo của thùng hàng trước, sau</i> | m |
| $h_1, h_2, h_3,$ h_4, h_5, h_6 | <i>Chiều cao mấp mô mặt đường tại vị trí bánh trước trái, trước phải, giữa trái, giữa phải, sau trái, sau phải</i> | m |

Danh mục các chữ viết tắt

| Chữ viết tắt | Giải nghĩa |
|---------------------|---|
| <i>NCS</i> | <i>Nghiên cứu sinh</i> |
| <i>PTHH</i> | <i>Phần tử hữu hạn</i> |
| <i>CCR</i> | <i>Chữa cháy rừng</i> |
| <i>CB</i> | <i>Cảm biến</i> |
| <i>KĐ</i> | <i>Khuếch đại</i> |
| <i>PC</i> | <i>Máy vi tính</i> |
| <i>PSD</i> | <i>Viết tắt của cụm từ tiếng Anh: Power Spectral Density. Nghĩa là hàm mật độ phổ năng lượng</i> |
| <i>ISO</i> | <i>Viết tắt của cụm từ tiếng Anh: International Organization for Standardization. Nghĩa là Tổ chức tiêu chuẩn hóa quốc tế</i> |
| <i>3D</i> | <i>Viết tắt của cụm từ tiếng Anh: Three dimension. Nghĩa là 3 chiều</i> |
| <i>CAD</i> | <i>Viết tắt của cụm từ tiếng Anh: Computer Aided Design. Nghĩa là thiết kế với sự trợ giúp của máy tính</i> |
| <i>CAE</i> | <i>Viết tắt của cụm từ tiếng Anh: Computer Aided Engineering. Nghĩa là phân tích công nghệ với sự trợ giúp của máy tính</i> |

MỤC LỤC

| | |
|---|----------|
| LỜI CAM ĐOAN | i |
| LỜI CẢM ƠN | ii |
| DANH MỤC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT | iii |
| MỤC LỤC..... | ivi |
| DANH MỤC CÁC BẢNG | xi |
| DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ..... | xii |
| MỞ ĐẦU | 1 |
| 1. Tính cấp thiết của luận án | 1 |
| 2. Mục tiêu của luận án | 2 |
| 3. Đối tượng nghiên cứu..... | 2 |
| 4. Phạm vi nghiên cứu..... | 2 |
| 5. Nội dung và bố cục của luận án | 3 |
| 6. Những kết quả mới của luận án | 3 |
| 7. Ý nghĩa thực tiễn của luận án..... | 3 |
| 8. Ý nghĩa khoa học của luận án | 3 |
| CHƯƠNG 1 TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU..... | 5 |
| 1.1. Giới thiệu về xe chữa cháy rừng đa năng | 5 |
| 1.1.1. Cấu tạo xe chữa cháy rừng đa năng | 5 |
| 1.1.2. Nguyên lý làm việc của xe chữa cháy rừng đa năng..... | 6 |
| 1.1.3. Thông số kỹ thuật xe chữa cháy rừng đa năng..... | 8 |
| 1.1.4. Đặc điểm làm việc xe chữa cháy rừng đa năng | 9 |
| 1.1.5. Các dạng tải trọng động tác dụng lên khung xe trong quá trình hoạt động của xe | 10 |

| | |
|---|-----------|
| 1.1.6. Đặc điểm đường ô tô lâm nghiệp | 12 |
| 1.2. Tổng quan về khung sắt xi ô tô | 14 |
| 1.2.1. Giới thiệu về khung sắt xi xe ô tô | 14 |
| 1.2.2. Công nghệ sản xuất khung xe | 15 |
| 1.2.3. Chức năng của khung xe | 15 |
| 1.2.4. Vật liệu làm khung xe | 17 |
| 1.2.5. Yêu cầu đặt ra trong thiết kế và sử dụng sắt xi | 18 |
| 1.2.6. Đặc điểm kết cấu khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng | 18 |
| 1.3. Các phương pháp nghiên cứu độ bền khung sắt xi..... | 21 |
| 1.3.1. Nghiên cứu độ bền theo tải trọng cực đại | 21 |
| 1.3.2. Nghiên cứu độ bền trong điều kiện tải trọng động | 21 |
| 1.3.3. Nghiên cứu độ bền mỗi khung sắt xi | 21 |
| 1.4. Tình hình nghiên cứu sắt xi trên thế giới và tại Việt Nam | 28 |
| 1.4.1. Tình hình nghiên cứu trên thế giới về thiết kế, chế tạo sắt xi | 28 |
| 1.4.2. Tình hình nghiên cứu tại Việt Nam về thiết kế, chế tạo sắt xi..... | 32 |
| 1.5. Đối tượng nghiên cứu..... | 33 |
| 1.6. Nội dung của luận án | 33 |
| Kết luận chương 1 | 35 |
| CHƯƠNG 2 XÂY DỰNG MÔ HÌNH NGHIÊN CỨU ĐỘ BỀN KHUNG SẮT XI XE CHỮA CHÁY RỪNG ĐA NĂNG | 36 |
| 2.1. Các phương pháp đánh giá độ bền khung sắt xi..... | 36 |
| 2.1.1. Ứng suất tương đương (Von Mises) | 36 |
| 2.1.2. Đánh giá theo độ bền mỗi khung sắt xi..... | 37 |
| 2.2. Xây dựng mô hình xe chữa cháy rừng đa năng..... | 44 |
| 2.2.1. Xây dựng mô hình 3-D xe chữa cháy rừng đa năng | 44 |

| | |
|---|------------|
| 2.2.2. Xây dựng mô hình tính toán độ bền khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng | 45 |
| 2.3. Xây dựng mô hình xác định tải trọng động tác dụng lên khung sắt xi | 52 |
| 2.3.1. Phương pháp xây dựng mô hình | 52 |
| 2.3.2. Xây dựng mô hình không gian | 53 |
| 2.4. Tính toán xác định tải trọng động | 62 |
| 2.4.1. Xe chuyển động thẳng trên đường đi qua mấp mô có định dạng | 62 |
| 2.4.2. Xe chuyển động thẳng trên đường mấp mô theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 | 71 |
| Kết luận chương 2 | 73 |
| CHƯƠNG 3 KHẢO SÁT ĐỘ BỀN KHUNG SẮT XI XE CHỮA CHÁY RỪNG ĐA NĂNG | 75 |
| 3.1. Các chế độ tính bền theo tải trọng | 75 |
| 3.2. Phân tích dao động riêng của khung | 75 |
| 3.3. Đánh giá độ bền phá hủy của khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng | 77 |
| 3.3.1. Các trường hợp chịu tải trọng lớn nhất | 78 |
| 3.3.2. Đánh giá độ bền khung sắt xi dưới tác động của tải trọng động | 91 |
| 3.4. Đánh giá độ bền mỏi của khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng | 96 |
| Kết luận chương 3 | 99 |
| CHƯƠNG 4 NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM | 101 |
| 4.1 Mục đích, đối tượng thí nghiệm | 101 |
| 4.1.1. Mục đích thí nghiệm | 101 |
| 4.1.2. Đối tượng thí nghiệm | 101 |
| 4.2. Các thông số đo | 101 |
| 4.3. Lựa chọn phương pháp và thiết bị đo | 102 |
| 4.3.1. Phương pháp đo phản lực pháp tuyến từ mặt đường tác dụng lên bánh xe | 102 |

| | |
|--|------------|
| 4.3.2. Phương pháp đo chuyển vị tại một điểm trên khung sát xi theo phương thẳng đứng..... | 102 |
| 4.4. Các phương pháp và thiết bị thí nghiệm..... | 102 |
| 4.4.1. Thí nghiệm xác định phản lực pháp tuyến..... | 102 |
| 4.4.2. Thí nghiệm xác định chuyển vị tại một điểm trên khung sát xi..... | 105 |
| 4.4.3. Các thiết bị, cảm biến và phần mềm dùng trong thí nghiệm | 106 |
| 4.5. Hiệu chuẩn giá trị đo..... | 108 |
| 4.5.1. Hiệu chuẩn giá trị đo phản lực pháp tuyến | 108 |
| 4.5.2. Hiệu chuẩn giá trị đo chuyển vị khung | 110 |
| 4.6. Tiến hành thí nghiệm trên đường..... | 110 |
| 4.7. Kết quả thí nghiệm..... | 111 |
| 4.7.1. Kết quả đo phản lực pháp tuyến..... | 111 |
| 4.7.2. Kết quả đo chuyển vị khung sát xi | 115 |
| Kết luận chương 4 | 117 |
| KẾT LUẬN..... | 118 |
| DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ CỦA LUẬN ÁN..... | 120 |
| TÀI LIỆU THAM KHẢO | 121 |

DANH MỤC CÁC BẢNG

| STT | Tên bảng | Trang |
|-----|--|-------|
| 1.1 | <i>Thông số kỹ thuật xe chữa cháy rừng đa năng</i> | 9 |
| 1.2 | <i>Phân cấp các loại đường ô tô lâm nghiệp</i> | 12 |
| 1.3 | <i>Tiêu chuẩn ISO 8608:1995 phân loại đường</i> | 24 |
| 2.1 | <i>Thông số vật liệu sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng</i> | 48 |
| 2.2 | <i>Thông số lưới mô hình khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng</i> | 50 |
| 3.1 | <i>Dạng và tần số dao động riêng của khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng</i> | 76 |
| 3.2 | <i>Chuyển vị, biến dạng và ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sắt xi chịu tải trọng tĩnh cực đại</i> | 79 |
| 3.3 | <i>Chuyển vị và ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sắt xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô</i> | 81 |
| 3.4 | <i>Chuyển vị và ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sắt xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô</i> | 83 |
| 3.5 | <i>Chuyển vị và ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sắt xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô</i> | 86 |
| 3.6 | <i>Chuyển vị và ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sắt xi khi hai bánh chéo gặp phải mấp mô</i> | 88 |
| 3.7 | <i>So sánh các giá trị điểm tập trung ứng suất tương đương và chuyển vị lớn nhất lên khung sắt xi nguyên bản</i> | 92 |
| 4.1 | <i>Thông số điện trở tenzo</i> | 104 |
| 4.2 | <i>Thông số của cảm biến lực Z4</i> | 107 |
| 4.3 | <i>Kết quả lấy chuẩn thiết bị đo lực thẳng đứng</i> | 109 |
| 4.4 | <i>Kết quả lấy chuẩn chuyển vị khung sắt xi</i> | 110 |
| 4.5 | <i>So sánh các kết quả lực thẳng đứng giữa mô phỏng và thí nghiệm</i> | 114 |
| 4.6 | <i>So sánh các kết quả chuyển vị trên khung giữa mô phỏng và thí nghiệm</i> | 116 |

DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ

| STT | Tên hình | Trang |
|------|--|-------|
| 1.1 | <i>Xe chữa cháy rừng đa năng</i> | 5 |
| 1.2 | <i>Tổng thể xe chữa cháy rừng đa năng</i> | 6 |
| 1.3 | <i>Bản vẽ thiết kế hệ thống cắt cây phía trước</i> | 6 |
| 1.4 | <i>Bản vẽ thiết kế hệ thống cắt cỏ làm sạch cỏ rác</i> | 7 |
| 1.5 | <i>Bản vẽ thiết kế hệ thống cuốc đất</i> | 8 |
| 1.6 | <i>Xe chịu tải trọng thẳng đứng không đối xứng</i> | 12 |
| 1.7 | <i>Mặt đất rừng xe chữa cháy rừng làm việc</i> | 13 |
| 1.8 | <i>Máp mô mặt đất rừng dạng ngẫu nhiên</i> | 14 |
| 1.9 | <i>Kết cấu khung chịu lực trên ô tô</i> | 15 |
| 1.10 | <i>Kết cấu của khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng</i> | 19 |
| 1.11 | <i>Kết cấu của thanh chính số 1 tại các mặt cắt</i> | 19 |
| 1.12 | <i>Kết cấu của các quang treo</i> | 20 |
| 1.13 | <i>Máp mô dạng bậc</i> | 22 |
| 1.14 | <i>Máp mô mặt đường mô tả theo chiều dài</i> | 23 |
| 1.15 | <i>Máp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995</i> | 25 |
| 1.16 | <i>Đường cong mỏi thực nghiệm xác định được từ mẫu thép A157</i> | 25 |
| 1.17 | <i>Đồ thị S-N</i> | 27 |
| 1.18 | <i>Các tiêu chuẩn bền mỏi</i> | 28 |
| 2.1 | <i>Đồ thị biến thiên ứng suất trên chi tiết chịu tải</i> | 38 |
| 2.2 | <i>Biểu đồ giới hạn đường cong mỏi</i> | 39 |
| 2.3 | <i>Biểu đồ giới hạn các đường đồng tuổi thọ</i> | 40 |
| 2.4 | <i>Biểu đồ các đường giới hạn mỏi</i> | 41 |
| 2.5 | <i>Mô hình 3-D xe chữa cháy rừng đa năng</i> | 44 |
| 2.6 | <i>Mô hình 3-D khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng</i> | 46 |

| | | |
|-------|--|----|
| 2.7 | Mô hình khung sát xi đã được đưa vào trong Ansys | 47 |
| 2.8 | Mô hình phần tử SOLID186 | 49 |
| 2.9 | Mô hình phần tử SOLID187 | 49 |
| 2.10 | Mô hình phần tử hữu hạn trên khung xe CCR đa năng | 49 |
| 2.11 | Ngàm chịu tải trọng tại các vị trí mấu nhíp | 51 |
| 2.12 | Phân bố trọng lượng cụm động cơ tác dụng lên khung | 51 |
| 2.13 | Phân bố trọng lượng cụm cabin tác dụng lên khung | 51 |
| 2.14 | Vị trí và giá trị trọng lượng thùng hàng tác dụng lên khung | 52 |
| 2.15 | Mô hình dao động xe CCR đa năng trong không gian | 56 |
| 2.16 | Mô hình dao động tương đương của xe CCR đa năng trong mặt phẳng đối xứng dọc Oxz | 57 |
| 2.17 | Mô hình dao động tương đương của xe CCR đa năng trong mặt phẳng thẳng đứng ngang Oyz | 58 |
| 2.18a | Tải trọng động F_{z1} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1m$) | 63 |
| 2.18b | Tải trọng động F_{z3} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1m$) | 63 |
| 2.19a | Tải trọng động F_{z1} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,4m$) | 64 |
| 2.19b | Tải trọng động F_{z3} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,4m$) | 64 |
| 2.20a | Tải trọng động F_{z1} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4m$) | 64 |
| 2.20b | Tải trọng động F_{z3} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4m$) | 64 |
| 2.21a | Tải trọng động F_{z1} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1m$) | 65 |
| 2.21b | Tải trọng động F_{z3} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,m$) | 65 |
| 2.22a | Tải trọng động F_{z1} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,4m$) | 65 |
| 2.22b | Tải trọng động F_{z3} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,4m$) | 65 |
| 2.23a | Tải trọng động F_{z11} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4m$) | 66 |
| 2.23b | Tải trọng động F_{z12} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4m$) | 66 |
| 2.24a | Tải trọng động F_{z31} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4m$) | 66 |
| 2.24b | Tải trọng động F_{z32} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4m$) | 66 |
| 2.25a | Tải trọng động F_{z1} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1m$) | 67 |

| | | |
|-------|--|----|
| 2.25b | Tải trọng động F_{z3} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1\text{m}$) | 67 |
| 2.26a | Tải trọng động F_{z1} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,4\text{m}$) | 67 |
| 2.26b | Tải trọng động F_{z3} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,4\text{m}$) | 67 |
| 2.27a | Tải trọng động F_{z11} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4\text{m}$) | 68 |
| 2.27b | Tải trọng động F_{z12} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4\text{m}$) | 68 |
| 2.28a | Tải trọng động F_{z31} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4\text{m}$) | 68 |
| 2.28b | Tải trọng động F_{z32} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4\text{m}$) | 68 |
| 2.29 | Thời gian tiếp xúc mấp mô giữa hai bánh xe | 69 |
| 2.30a | Tải trọng động F_{z1} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1\text{m}$) | 69 |
| 2.30b | Tải trọng động F_{z3} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1\text{m}$) | 69 |
| 2.31a | Tải trọng động F_{z1} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,4\text{m}$) | 70 |
| 2.31b | Tải trọng động F_{z3} ($v = 20 \text{ km/h}$, $h = 0,4\text{m}$) | 70 |
| 2.32a | Tải trọng động F_{z11} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4\text{m}$) | 70 |
| 2.32b | Tải trọng động F_{z12} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4\text{m}$) | 70 |
| 2.33a | Tải trọng động F_{z31} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4\text{m}$) | 70 |
| 2.33b | Tải trọng động F_{z32} ($v = 5 - 20 \text{ km/h}$, $h = 0,1 - 0,4\text{m}$) | 70 |
| 2.34a | Mấp mô mặt đường D-E ($v = 20 \text{ km/h}$) | 72 |
| 2.34b | Mấp mô mặt đường E-F ($v = 20 \text{ km/h}$) | 72 |
| 2.35a | Tải trọng động cầu trước F_{z1} ($v = 20 \text{ km/h}$, đường D-E) | 72 |
| 2.35b | Tải trọng cầu sau F_{z3} ($v = 20 \text{ km/h}$, đường D-E) | 72 |
| 2.36a | Tải trọng động cầu trước F_{z1} ($v = 20 \text{ km/h}$, đường E-F) | 73 |
| 2.36b | Tải trọng động cầu sau F_{z3} ($v = 20 \text{ km/h}$, đường E-F) | 73 |
| 3.1 | Dao động riêng tại tần số 63,506Hz | 77 |
| 3.2 | Dao động riêng tại tần số 98,081Hz | 77 |
| 3.3 | Dao động riêng tại tần số 114,53Hz | 77 |
| 3.4 | Dao động riêng tại tần số 133,73Hz | 77 |
| 3.5 | Sơ đồ đặt lực lên khung sát xi khi chịu tải trọng tĩnh lớn nhất | 78 |

| | | |
|------|---|----|
| 3.6 | <i>Chuyển vị xuất hiện trên khung sát xi và vị trí có giá trị lớn nhất khi chịu tải trọng tĩnh cực đại</i> | 78 |
| 3.7 | <i>Biến dạng xuất hiện trên khung sát xi và vị trí có giá trị lớn nhất khi chịu tải trọng tĩnh cực đại</i> | 78 |
| 3.8 | <i>Ứng suất tương đương xuất hiện trên khung sát xi và vị trí có giá trị lớn nhất khi chịu tải trọng tĩnh cực đại</i> | 79 |
| 3.9 | <i>Ứng suất theo phương X</i> | 79 |
| 3.10 | <i>Ứng suất theo phương Y</i> | 80 |
| 3.11 | <i>Ứng suất theo phương Z</i> | 80 |
| 3.12 | <i>Sơ đồ đặt lực lên khung sát xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô</i> | 81 |
| 3.13 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m</i> | 81 |
| 3.14 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m</i> | 81 |
| 3.15 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 81 |
| 3.16 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 81 |
| 3.17 | <i>Vị trí xuất hiện ứng suất tương đương trên khung sát xi có giá trị lớn nhất, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 82 |
| 3.18 | <i>Chuyển vị lớn nhất trên khung sát xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi</i> | 82 |
| 3.19 | <i>Ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sát xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi</i> | 82 |
| 3.20 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi cải tiến khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 83 |
| 3.21 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi cải tiến khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 83 |
| 3.22 | <i>Sơ đồ đặt lực lên khung sát xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô</i> | 83 |
| 3.23 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m</i> | 84 |
| 3.24 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m</i> | 84 |

| | | |
|------|--|----|
| 3.25 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 84 |
| 3.26 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 84 |
| 3.27 | <i>Vị trí xuất hiện ứng suất tương đương trên khung sát xi có giá trị lớn nhất, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 84 |
| 3.28 | <i>Chuyển vị lớn nhất trên khung sát xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi</i> | 85 |
| 3.29 | <i>Ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sát xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi</i> | 85 |
| 3.30 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi cải tiến khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 85 |
| 3.31 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi cải tiến khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 85 |
| 3.32 | <i>Sơ đồ đặt lực lên khung sát xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô</i> | 86 |
| 3.33 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m</i> | 86 |
| 3.34 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m</i> | 86 |
| 3.35 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi khi bánh sau phải bị mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 87 |
| 3.36 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 87 |
| 3.37 | <i>Vị trí xuất hiện ứng suất tương đương trên khung sát xi khi bánh sau phải bị mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 87 |
| 3.38 | <i>Chuyển vị lớn nhất trên khung sát xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi</i> | 87 |
| 3.39 | <i>Ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sát xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi</i> | 87 |
| 3.40 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi cải tiến khi bánh sau phải bị mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 88 |
| 3.41 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi cải tiến khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 88 |

| | | |
|------|--|----|
| 3.42 | <i>Sơ đồ đặt lực lên khung sát xi khi hai bán chèo gặp phải mấp mô</i> | 89 |
| 3.43 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi khi hai bán chèo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m</i> | 89 |
| 3.44 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi khi hai bán chèo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m</i> | 89 |
| 3.45 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi khi hai bán chèo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 89 |
| 3.46 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi khi hai bán chèo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 89 |
| 3.47 | <i>Vị trí xuất hiện ứng suất tương đương trên khung sát xi có giá trị lớn nhất, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 90 |
| 3.48 | <i>Chuyển vị lớn nhất trên khung sát xi khi hai bán chèo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi</i> | 90 |
| 3.49 | <i>Ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sát xi khi hai bán chèo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi</i> | 90 |
| 3.50 | <i>Chuyển vị trên khung sát xi cải tiến khi hai bán chèo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 91 |
| 3.51 | <i>Ứng suất tương đương trên khung sát xi cải tiến khi hai bán chèo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m</i> | 91 |
| 3.52 | <i>Giá trị tải trọng động bánh trước lên khung sát xi trên đường D-E</i> | 93 |
| 3.53 | <i>Giá trị tải trọng động bánh sau lên khung sát xi trên đường D-E</i> | 93 |
| 3.54 | <i>Biến dạng động phân bố trên khung sát xi trên (đường D-E)</i> | 94 |
| 3.55 | <i>Biến thiên biến dạng động biến đổi theo thời gian (đường D-E)</i> | 94 |
| 3.56 | <i>Ứng suất tương đương động phân bố trên khung sát xi trên (đường D-E)</i> | 94 |
| 3.57 | <i>Ứng suất tương đương động biến đổi theo thời gian (đường D-E)</i> | 95 |
| 3.58 | <i>Biến dạng động phân bố trên khung sát xi (đường E-F)</i> | 95 |
| 3.59 | <i>Biến thiên biến dạng động biến đổi theo thời gian (đường E-F)</i> | 95 |
| 3.60 | <i>Ứng suất tương đương động phân bố trên khung sát xi trên (đường E-F)</i> | 96 |
| 3.61 | <i>Ứng suất tương đương động biến đổi theo thời gian (đường E-F)</i> | 96 |

| | | |
|------|---|-----|
| 3.62 | <i>Số chu kỳ mỗi trên khung sát xi khi chuyển động trên đường D-E</i> | 97 |
| 3.63 | <i>Số chu kỳ mỗi trên khung sát xi khi chuyển động trên đường E-F</i> | 97 |
| 3.64 | <i>Số chu kỳ mỗi trên khung sát xi cải tiến khi chuyển động trên đường E-F</i> | 98 |
| 4.1 | <i>Xe chữa cháy rừng đa năng thí nghiệm</i> | 101 |
| 4.2 | <i>Sơ đồ hệ thống đo xác định tải trọng uốn trên một thanh dầm</i> | 102 |
| 4.3 | <i>Sơ đồ bố trí thí nghiệm đo phản lực pháp tuyến</i> | 103 |
| 4.4 | <i>Tenzo dán trên vỏ cầu thí nghiệm</i> | 103 |
| 4.5 | <i>Mạch cầu tenzo</i> | 104 |
| 4.6 | <i>Vị trí dán tenzo lên khung sát xi</i> | 105 |
| 4.7 | <i>Máy tính PC và máy đo Spider 8</i> | 106 |
| 4.8 | <i>Cảm biến lực Z4 dùng cho hiệu chuẩn</i> | 107 |
| 4.9 | <i>Gắn cảm biến lực Z4 để hiệu chuẩn</i> | 107 |
| 4.10 | <i>Cảm biến dịch chuyển WSF</i> | 108 |
| 4.11 | <i>Hiệu chuẩn giá trị đo phản lực pháp tuyến</i> | 108 |
| 4.12 | <i>Đồ thị hiệu chuẩn giữa tín hiệu điện áp đo được ở cầu điện trở và lực thẳng đứng trên vỏ cầu</i> | 109 |
| 4.13 | <i>Đồ thị hiệu chuẩn giữa tín hiệu điện áp đo được ở cầu điện trở và biến dạng uốn sát xi</i> | 110 |
| 4.14 | <i>Đoạn đường thí nghiệm</i> | 111 |
| 4.15 | <i>Lực thẳng đứng tác dụng lên lớp xe khi bánh xe phải (F_{z32}) đi vào mấp mô với vận tốc 10 km/h</i> | 112 |
| 4.16 | <i>Lực thẳng đứng tác dụng lên lớp xe khi bánh xe phải (F_{z32}) đi vào mấp mô với vận tốc 15 km/h</i> | 112 |
| 4.17 | <i>Lực thẳng đứng tác dụng lên lớp xe khi bánh xe phải (F_{z32}) đi vào mấp mô với vận tốc 20 km/h</i> | 112 |
| 4.18 | <i>Giá trị lực thẳng lớn nhất tác dụng lên lớp xe (F_{z32max}) ứng với các vận tốc khác nhau</i> | 112 |
| 4.19 | <i>Khi bánh xe phải va vào mấp mô, vận tốc 10 km/h</i> | 113 |
| 4.20 | <i>Khi bánh xe phải va vào mấp mô, vận tốc 15 km/h</i> | 113 |
| 4.21 | <i>Khi bánh xe phải va vào mấp mô, vận tốc 20 km/h</i> | 114 |

| | | |
|------|--|-----|
| 4.22 | <i>Vị trí đo chuyển vị trên khung thí nghiệm</i> | 115 |
| 4.23 | <i>Vị trí xác định chuyển vị trên khung mô phỏng</i> | 115 |
| 4.24 | <i>Chuyển vị khung sát xi khi bánh trước va mấp mô ở vận tốc 10 km/h</i> | 115 |
| 4.25 | <i>Chuyển vị khung sát xi khi bánh trước va mấp mô ở vận tốc 15 km/h</i> | 116 |
| 4.26 | <i>Chuyển vị khung sát xi khi bánh trước va mấp mô ở vận tốc 20 km/h</i> | 116 |

MỞ ĐẦU

1. Tính cấp thiết của luận án

Rừng là lá phổi xanh của trái đất, nơi dự trữ sinh quyển và là yếu tố quyết định ảnh hưởng đến khí hậu toàn cầu. Tính đến ngày 31/12/2018, Việt Nam có 14.491.295 triệu ha rừng, trong đó rừng tự nhiên là 10.255.525 triệu ha và 4.235.770 triệu ha rừng trồng [1]. Hàng năm rừng đã cung cấp một khối lượng lớn lâm sản cho các ngành kinh tế quốc dân. Ngoài ra rừng còn có tác dụng điều hòa khí hậu, chống lũ quét, sạt lở đất, giữ nước cho hồ thủy điện, hạn chế sự biến đổi khí hậu toàn cầu. Hiện nay diện tích rừng ở Việt Nam và trên thế giới đang ngày càng bị suy giảm nghiêm trọng, một trong những nguyên nhân gây mất rừng đó là do nạn cháy rừng gây ra.

Tại Việt Nam, theo số liệu thống kê của Tổng cục Lâm nghiệp, trong năm 2016 cả nước có hơn 3.000 ha rừng bị thiệt hại do cháy; trong năm 2017 tổng diện tích rừng bị cháy là 300 ha, giảm 10 lần so với năm 2016 [4]. Theo số liệu của 6 tháng đầu năm 2019, cả nước xảy ra 156 vụ cháy rừng với khoảng 930 ha diện tích rừng bị cháy, tăng 61 vụ và tăng 705 ha rừng bị cháy so với cùng kỳ năm 2018 [5].

Trên thế giới, hàng năm cũng xảy ra nhiều vụ cháy rừng gây thiệt hại lớn về người và tài sản. Tuy nhiên, các nước trên thế giới phần lớn được trang bị các thiết bị chữa cháy vừa phong phú và hiện đại. Trong khi đó tại Việt Nam, các thiết bị chữa cháy rừng còn thô sơ và chưa đáp ứng được yêu cầu chữa cháy. Do đó việc nghiên cứu, ứng dụng khoa học kỹ thuật vào phòng chống và thiết kế các thiết bị chữa cháy rừng nhằm hạn chế do cháy rừng gây ra là cần thiết.

Theo Quyết định số 1938/QĐ-TTg ngày 28/10/2014 của Thủ tướng Chính phủ về Phê duyệt Đề án nâng cao năng lực phòng cháy, chữa cháy rừng giai đoạn 2014-2020 nêu rõ “*Nghiên cứu ứng dụng khoa học công nghệ và chuyển giao; các biện pháp kỹ thuật lâm sinh, phương tiện, thiết bị và công cụ phòng cháy, chữa cháy rừng tiên tiến phù hợp với điều kiện tự nhiên của từng vùng*”. Mục tiêu nhằm nâng cao năng lực cho lực lượng phòng cháy, chữa cháy rừng từ trung ương đến địa phương, đặc biệt là lực lượng chuyên ngành để có đủ khả năng kiểm soát cháy rừng, giảm nguy cơ cháy rừng, chữa cháy rừng kịp thời, có hiệu quả, giảm thiểu thiệt hại do cháy rừng gây ra.

Năm 2013, Trường Đại học Lâm nghiệp chủ trì thực hiện đề tài nghiên cứu khoa học cấp nhà nước: "*Nghiên cứu công nghệ và thiết kế chế tạo các thiết bị chuyên dụng chữa cháy rừng*", mã số KC07.13/06-10. Kết quả của đề tài đã thiết kế chế tạo xe chữa cháy rừng đa năng, xe đã đáp ứng được nhu cầu chữa cháy rừng trong phạm vi thử nghiệm mẫu. Tuy nhiên, thiết bị vẫn còn một số tồn tại cần phải nghiên cứu giải quyết đó là:

+ Khi xe hoạt động chữa cháy trong khu rừng không có đường, dưới tác động của các mấp mô mặt đất rừng, các vật cản trên đường đi, và tác động của các hệ thống công tác chữa cháy trên xe làm khung sắt xi của xe bị biến dạng lớn, ảnh hưởng đến độ bền của khung xe dẫn đến ảnh hưởng đến ổn định làm việc của xe và thiết bị trên xe.

+ Xe chữa cháy rừng (CCR) đa năng được thiết kế chế tạo trên cơ sở xe Ural 4320 của Nga, loại xe này là xe quân sự có sức vượt cao, gầm cao. Tuy nhiên loại xe này tải trọng thấp (theo thông số kỹ thuật tải trọng xe là 8 tấn), trong khi đó yêu cầu thực tế tải trọng của xe chữa cháy rừng đa năng là trên 10 tấn. Xe hoạt động trong điều kiện phức tạp làm cho sắt xi xe bị biến dạng không đều, bị vặn, vênh.

Để có cơ sở khoa học cho việc hoàn thiện xe chữa cháy rừng đa năng cần thiết phải tiến hành nghiên cứu đảm bảo độ bền khung sắt xi (khung xe) trong đó có nghiên cứu các chế độ tải trọng tác dụng lên khung xe, nghiên cứu ứng suất và biến dạng, từ đó đưa ra giải pháp kỹ thuật hoàn thiện thiết kế xe. Với lý do đã trình bày ở trên, tôi chọn và thực hiện đề tài: "*Nghiên cứu độ bền khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng*".

2. Mục tiêu của luận án

Nghiên cứu đánh giá độ bền khung sắt xi làm cơ sở khoa học cho việc hoàn thiện kết cấu khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng.

3. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu trong luận án là khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng được sản xuất, lắp ráp tại Việt Nam trên cơ sở xe Ural 4320.

4. Phạm vi nghiên cứu

Đánh giá độ bền tĩnh và bền mỏi khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng được sản xuất, lắp ráp tại Việt Nam trên cơ sở xe Ural 4320 dưới tác dụng của tải trọng

thẳng đứng khi xe chuyển động trên đường khi đi qua các mấp mô đơn định dạng và chuyển động trên đường với các mấp mô ngẫu nhiên.

5. Nội dung và bố cục của luận án

Để đạt được mục đích nêu trên, nội dung nghiên cứu của luận án gồm các phần chính như sau:

Chương 1: Tổng quan về vấn đề nghiên cứu

Chương 2: Xây dựng mô hình nghiên cứu độ bền khung sát xi xe chữa cháy rừng đa năng

Chương 3: Khảo sát đánh giá độ bền khung sát xi

Chương 4: Nghiên cứu thực nghiệm

Kết luận.

6. Những kết quả mới của luận án

- Luận án đã xây dựng được mô hình tính toán tải trọng tĩnh và tải trọng động tác động lên khung sát xi xe chữa cháy rừng đa năng trong quá trình hoạt động chữa cháy.

- Luận án đã thiết lập hệ phương trình vi phân, khảo sát xác định tải trọng động tác động lên khung sát xi xe chữa cháy rừng đa năng.

- Luận án đã đánh giá độ bền tĩnh và độ bền mỏi khung sát xi xe chữa cháy rừng đa năng khi xe chịu tải trọng cực đại, khi chuyển động đi qua mấp mô định dạng và xe chuyển động trên đường ngẫu nhiên.

- Đã thí nghiệm để xác định tải trọng trọng động lên khung sát xi khi xe chuyển động trên đường thực. Xác định chuyển vị của khung sát xi tại vị trí khảo sát. Kết quả so sánh giữa thí nghiệm và mô phỏng có giá trị sai số chấp nhận được.

7. Ý nghĩa thực tiễn của luận án

- Luận án đã đánh giá độ bền khung sát xi xe chữa cháy rừng đa năng. Kết quả nghiên cứu của luận án làm cơ sở khoa học cho việc hoàn thiện kết cấu khung sát xi xe chữa cháy rừng đa năng.

8. Ý nghĩa khoa học của luận án

- Luận án đã xây dựng được phương pháp xác định tải trọng động tác động lên khung sát xi bằng mô hình, xây dựng được phương pháp đánh giá độ bền khung sát xi, làm cơ sở khoa học để xây dựng các mô hình đánh giá độ bền của các sản phẩm

thiết kế, chế tạo trong nước, góp phần hoàn thiện qui trình thiết kế các chi tiết, cụm chi tiết trên ô tô.

- Luận án có thể được sử dụng làm tài liệu tham khảo cho các nhà sản xuất ô tô tại Việt Nam trong quá trình nghiên cứu phát triển thiết kế mới cũng như đánh giá độ bền của các chi tiết của ô tô tải cùng loại.

CHƯƠNG 1

TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1. Giới thiệu về xe chữa cháy rừng đa năng

1.1.1. Cấu tạo xe chữa cháy rừng đa năng

Xe chữa cháy rừng đa năng do Việt Nam chế tạo là một loại thiết bị tích hợp nhiều công năng chữa cháy rừng gồm: Cắt cây, làm sạch cỏ rác, mở đường tạo hành lang cách ly đám cháy; phun nước chữa cháy có vùng phun rộng; tạo sức gió có áp suất cao phun vào đám cháy; sử dụng đất cát tại chỗ dập tắt đám cháy. Xe được thiết kế trên cơ sở xe URAL4320 của Liên Xô cũ với động cơ Đielzen có công suất 180 mã lực, là loại xe có ba cầu chủ động được sử dụng chủ yếu trong quân đội nhằm tăng tính cơ động trên mặt đường quân sự. Hình dáng xe cơ sở và xe chữa cháy rừng đa năng nêu trên hình 1.1.



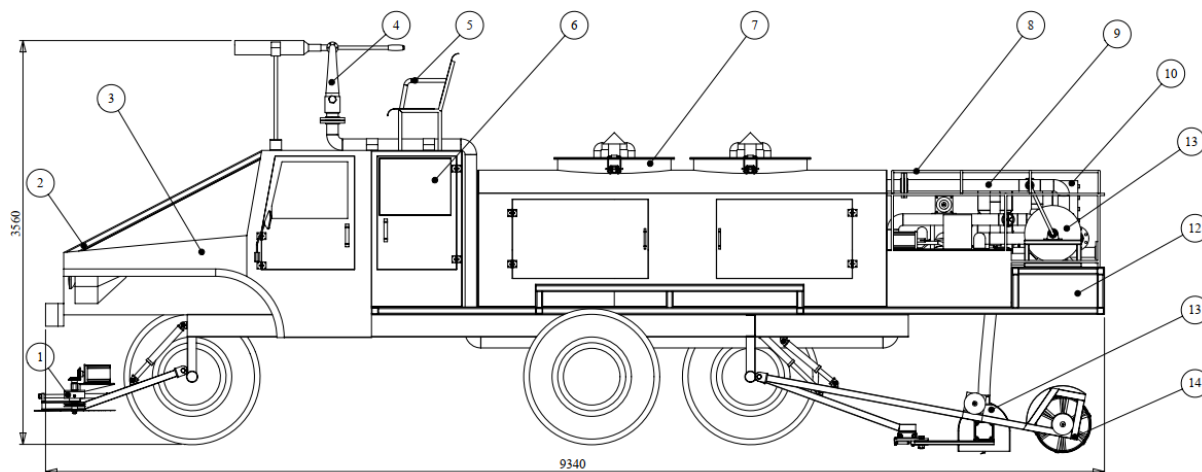
a) Xe cơ sở URAL 4320

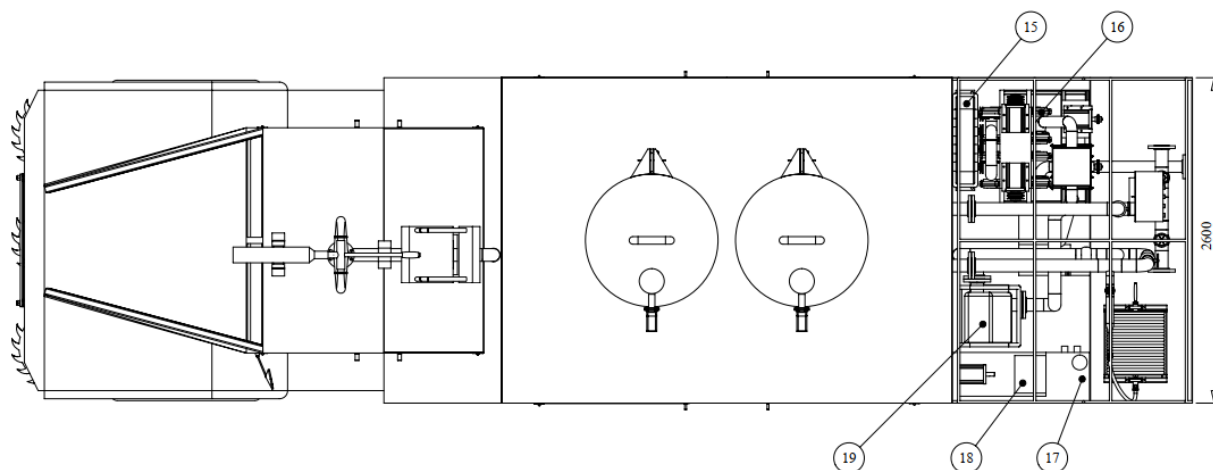


b) Xe chữa cháy rừng đã được chế tạo

Hình 1.1: Xe chữa cháy rừng đa năng

Các cụm thiết bị chữa cháy được thiết kế, chế tạo và lắp trên xe sát xi cơ sở. Các cụm thiết bị chính được trình bày trên hình 1.2. [17, 18]



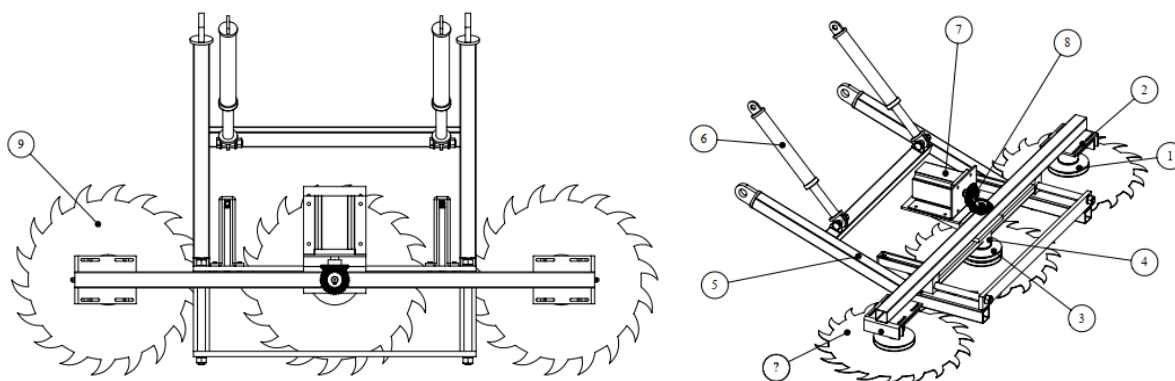


- 1) Hệ thống cắt cây; 2) Thanh gạt cây; 3) Thân xe ô tô; 4) Súng phun nước; 5) Ghế ngồi; 6) Cabin mở rộng; 7) Thùng chứa nước; 8) Vỏ che hệ thống sau; 9) Hệ thống đường ống; 10) Bảng điều khiển; 11) Lô cuộn vòi phun nhỏ; 12) Sàn xe; 13) Hệ thống xới đất; 14) Hệ thống cắt cỏ; 15) hộp giảm tốc trích công suất; 16) Hệ thống quạt thổi đất; 17) Thùng dầu; 18) Bơm thủy lực; 19) Bơm nước cao áp

Hình 1.2: Tổng thể xe chữa cháy rừng đa năng

1.1.2. Nguyên lý làm việc của xe chữa cháy rừng đa năng

Hệ thống cắt cây được lắp ở phía trước xe gồm 04 đĩa cưa với dao cắt có đường kính 500 mm, tốc độ dao cắt 80 m/s, tốc độ đẩy dao cắt tịnh tiến tối đa 0,2 m/s.

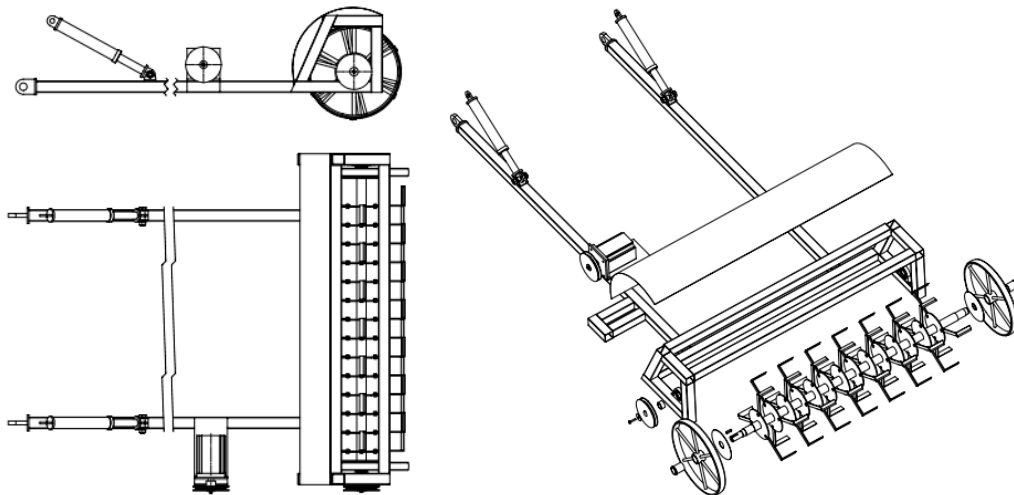


1. Bánh đai trục bên; 2. Cụm trục cắt bên; 3. Bánh đai trục giữa; 4. Cụm trục cắt giữa; 5. Giá đỡ và di chuyển; 6. Pittong xylanh nâng hạ hệ thống; 7. Động cơ cắt; 8. Bánh răng côn m3-Z35-Re75; 9. Lưỡi cắt đĩa – D600

Hình 1.3: Bản vẽ thiết kế hệ thống cắt cây phía trước

Hệ thống được dẫn động nhờ động cơ thủy lực có công suất 8kW, số vòng quay 3200 vg/ph; hệ thống được nâng lên hoặc hạ xuống và tiến ra phía trước để thuận lợi trong việc cắt cây và di chuyển trên đường, được điều khiển bởi người lái xe từ buồng lái, chuyển động tịnh tiến ra phía trước nhờ xi lanh thủy lực và hệ thống ổ trượt, khi cắt cây xi lanh đẩy đĩa cua ăn vào gỗ.

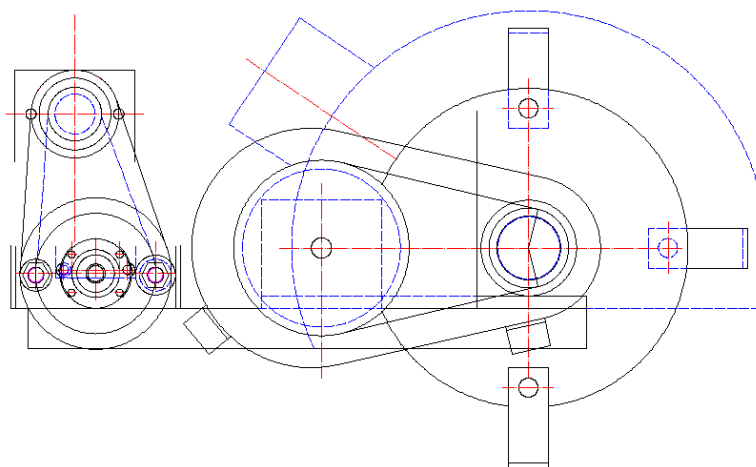
Hệ thống làm sạch cỏ rác được lắp phía sau xe, tạo băng trắng cản lửa với chiều rộng 2 m để đám cháy không phát triển qua được. Hệ thống này hoạt động theo nguyên tắc cắt dạng búa gồm 40 dao; đường kính đĩa lắp dao cắt 400 mm, chiều dài dao 125 mm; vận tốc dao cắt 25 m/s. Chuyển động quay của hệ thống cắt cỏ được thực hiện nhờ động cơ thủy lực có công suất 30 kW; số vòng quay từ 800 ÷ 1500 vg/ph.



Hình 1.4: Bản vẽ thiết kế hệ thống cắt cỏ làm sạch cỏ rác

Ngoài hệ thống cắt cây và làm sạch cỏ rác, trên xe còn lắp hệ thống cuốc đất; hệ thống này được nâng lên hoặc hạ xuống nhờ xylanh thủy lực và được lắp dưới gầm xe. Hệ thống hút đất được dẫn động từ động cơ có công suất 8kW với số vòng quay 3200 vg/ph. Hệ thống gồm 4 dao cắt dạng hình búa với kích thước chiều dài dao 125 mm, chiều rộng lưỡi dao 50 mm, vận tốc dao cắt 80 m/s, chiều sâu hố cắt 400 mm, dao cắt đất của hệ thống hoạt động theo nguyên lý cắt đất ở dạng búa. Đất sau khi được đào xới lên sẽ được một bơm chân không hút lên, đất được đưa vào buồng phân phối. Đất từ buồng phân phối đưa xuống ống phun và được phun vào đám cháy nhờ áp lực không khí lớn được tạo ra từ bơm thổi khí áp lực cao.

Chính vì trang bị hệ thống cuốc đất nên xe chữa cháy rừng đa năng có thể lấy đất, cát ngay tại chỗ để dập tắt đám cháy khi trên xe hết nước.



Hình 1.5: Bản vẽ thiết kế hệ thống cuốc đất

Thiết bị bơm nước, thùng chứa nước cứu hỏa và vòi phun nước được lắp trên thùng chứa nước, bơm nước hút nước dưới ao hồ hoặc sông suối vào trong thùng chứa, khi chữa cháy bơm nước hút nước trong thùng chứa đẩy ra vòi phun và phun vào đám cháy. Để tăng lưu lượng thùng chứa nước thiết bị có thể sử dụng các bể trung gian nối từ ao hồ tới xe, khoảng cách tới 500 mét.

Khi đám cháy xảy ra, người lái xe di chuyển xe đến nơi có vị trí cháy, sử dụng hệ thống cắt cây phía trước để cắt bỏ các vật cản trên đường đi, hệ thống làm sạch cỏ rác ở phía sau để làm băng trắng cách ly, cô lập và khoanh vùng đám cháy, tiến hành phun nước dập tắt đám cháy. Trường hợp đám cháy vẫn diễn ra sau khi đã hết nước trên buồng chứa, sử dụng hệ thống cắt đất - hút đất và phun đất vào đám cháy để dập tắt đám cháy.

Các hệ thống cắt cây, làm sạch cỏ rác hoặc hệ thống cắt đất, hút đất và phun đất, khi sử dụng người điều khiển hạ xuống, khi không sử dụng thì điều khiển xi lanh thủy lực nâng các hệ thống đó lên.

1.1.3. Thông số kỹ thuật của xe chữa cháy rừng đa năng

Với nhiều công dụng nêu trên, xe chữa cháy rừng đa năng là xe chuyên dụng được tích hợp nhiều thiết bị chữa cháy rừng trên xe, khi hoạt động có nhiều hệ thống công tác cùng làm việc. Thông số kỹ thuật của xe chữa cháy rừng được trình bày ở bảng 1.1 [18].

Bảng 1.1: Thông số kỹ thuật xe chữa cháy rừng đa năng

| TT | Đặc tính kỹ thuật của xe CCR đa năng | Đơn vị tính | Giá trị xác định |
|----------|--|----------------------|------------------|
| 1 | Thông số chung của xe | | |
| 1.1 | Công suất động cơ | mã lực | 180 |
| 1.2 | Tốc độ dập lửa | m/phút | 12 |
| 1.3 | Chiều cao ngọn lửa được dập tắt | m | 9 |
| 1.4 | Tốc độ di chuyển trên đường lâm nghiệp | km/h | 25 |
| 1.5 | Độ dốc dọc thiết bị di động được | Độ | $< 15^0$ |
| 1.6 | Độ dốc ngang thiết bị di động được | Độ | $\leq 5^0$ |
| 2 | Hệ thống bình chứa nước, bơm nước | | |
| 2.1 | Dung tích bình chứa nước | m ³ | 5,1 |
| 2.2 | Lưu lượng bơm nước | m ³ /h | 10 |
| 3 | Hệ thống chữa cháy bằng sức gió | | |
| 3.1 | Lưu lượng quạt gió | m ³ /phút | 104 |
| 3.2 | Vận tốc không khí miệng ống thổi | m/s | 65 |
| 3.3 | Chiều dài ống thổi không khí | m | 35 |
| 4 | Hệ thống phun đất cát | | |
| 4.1 | Khối lượng đất cát phun vào đám cháy | kg/phút | 45 |
| 4.2 | Chiều dài ống phun đất cát | m | 35 |
| 5 | Hệ thống làm băng cản lửa | | |
| 5.1 | Tốc độ cắt cây, làm sạch cỏ rác làm băng cản lửa | km/h | 10 |
| 5.2 | Đường kính cây lớn nhất cắt được | cm | 25 |

1.1.4. Đặc điểm làm việc của xe chữa cháy rừng đa năng

Xe chữa cháy rừng đa năng đã được đưa vào sử dụng tại một số địa phương như Công ty lâm nghiệp Đắc Tô, Kon Tum, kết quả chữa cháy rừng cho thấy năng suất và hiệu quả chữa cháy cao, phù hợp với điều kiện địa hình Tây Nguyên nói riêng và Việt Nam.

Xe chữa cháy rừng hoạt động chữa cháy trong khu rừng không có đường, di chuyển trên đường không bằng phẳng, đồng thời dưới tác động của các mấp mô mặt đất rừng, các vật cản trên đường đi, và tác động của các hệ thống công tác chữa cháy trên xe làm khung sắt xi của xe bị biến dạng lớn, ảnh hưởng đến độ bền của khung xe dẫn đến ảnh hưởng đến ổn định làm việc của xe và thiết bị trên xe.

Trong quá trình di động trong rừng xe phụ thuộc nhiều yếu tố như độ dốc của khu rừng, độ mấp mô mặt đất rừng, thực bì rừng, cây rừng ... nhiều vật cản trên đường đi. Đồng thời cháy rừng thường xảy ra ở nơi có độ dốc cao, địa hình phức tạp hệ thống đường chất lượng thấp, nên muốn chữa cháy được thì xe chữa cháy phải tiếp cận được đám cháy.

Ngoài ra, trên xe chữa cháy rừng đa năng còn lắp thêm các thiết bị cắt cây phía trước, làm sạch cỏ rác phía sau, cuốc đất phun vào đám cháy,... Chính vì điều kiện làm việc phức tạp trên làm ảnh hưởng đến độ bền khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng.

1.1.5. Các dạng tải trọng động tác dụng lên khung xe trong quá trình hoạt động của xe

1.1.5.1. Tỷ lệ giữa tải trọng tĩnh và tải trọng động

Tải trọng tác động lên xe thường là quá trình động lặp lại với biên độ bé hơn giá trị trung bình của chúng. Các lực này có thể gây ra hiện tượng phá hỏng do mỏi gàn các điểm làm việc. Các kết cấu đủ bền đối với tải trọng lớn nhất sẽ đảm bảo được điều kiện bền mỏi. Do đó việc xác định tải trọng tác dụng lên xe được chuyển về việc xác định các hệ số tải trọng động của các lực tĩnh được xác định thông qua trọng lượng của xe. Với các hệ số này ta có thể thay thế việc phân tích ứng suất mỏi của kết cấu bằng phân tích tĩnh kết cấu.

Khi chuyển động, thân xe sẽ chịu thêm tải trọng do nội lực tỷ lệ với tự trọng của xe, tải trọng và gia tốc. Tải động này có thể biểu diễn bằng công thức:

$$P_d = \frac{P_t \cdot a}{g} = P_t \cdot m \quad (1.1)$$

Trong đó: P_t - tải trọng tĩnh, N;

m – hệ số không thứ nguyên của các lực quán tính.

1.1.5.2. Các tải trọng thẳng đứng đối xứng

Tải trọng thẳng đứng đối xứng gây ra ứng suất uốn xung quanh trục yy (phương ngang của xe).

Tổng lực theo phương thẳng đứng tác dụng lên thân xe có giá trị:

$$P_{sz} = m_{sz} \cdot (G_c - G_{nr}) \quad (\text{N}) \quad (1.2)$$

Trong đó: m_{sz} - hệ số không thứ nguyên của lực quán tính;

G_c, G_{nr} - trọng lượng tổng cộng của xe và của khối lượng không được treo, N.

Giá trị của m_{sz} còn phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của xe và tải trọng đặt lên xe. Đối với các xe tải dùng nhíp lá, các mấp mô mặt đường lặp đều đặn sẽ làm tăng hệ số m_{sz} ở tốc độ lớn của xe. Tuy nhiên các mấp mô cục bộ sẽ làm tăng m_{sz} ở tốc độ chuyển động trung bình của xe. Các xe có tính năng cơ động cao sẽ có hệ số m_{sz} cao hơn [50].

1.1.5.3. Các tải trọng thẳng đứng không đối xứng

Tải trọng này gây ra xoắn quanh xx và uốn xung quanh yy . Các tải trọng thẳng đứng không đối xứng với trục dọc của xe xuất hiện khi xe chạy trên đường gồ ghề, các bánh xe khác nhau va vào các chướng ngại vật ở các thời điểm khác nhau. Các bánh xe trên một cầu chịu các phản lực khác nhau từ mặt đường gây ra mô men xoắn và mô men uốn thân xe.

Lực thẳng đứng không đối xứng được xác định thông qua hệ số tải trọng động:

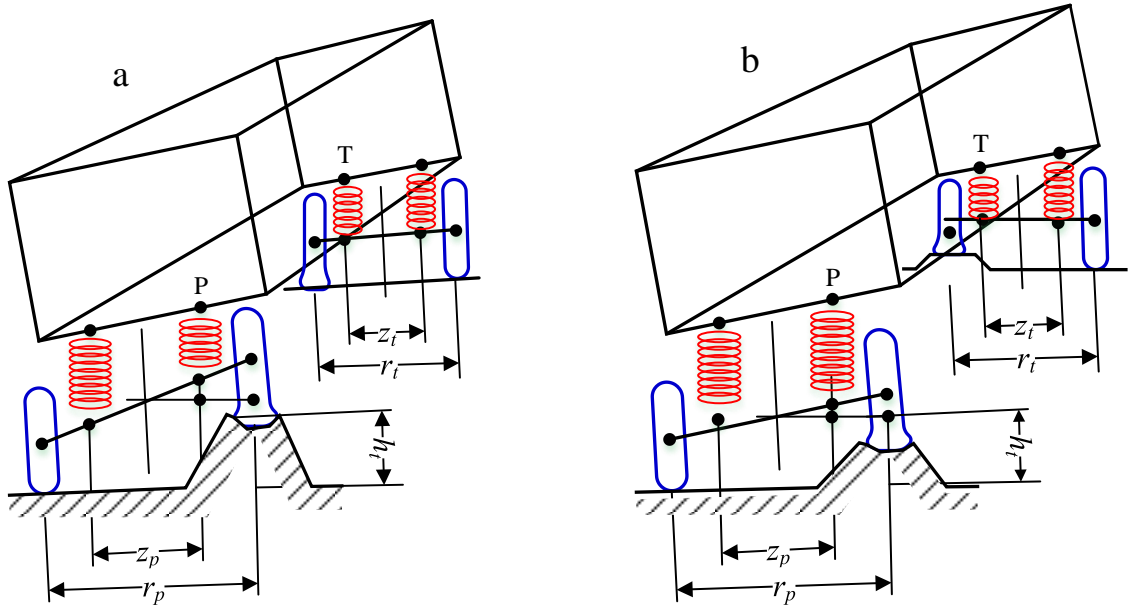
$$P_{zn} = m_{zns} \cdot (G_r - G_{nr}) \quad (\text{N}) \quad (1.3)$$

Mô men xoắn được xác định bằng biểu thức:

$$M_s = m_{zns} \cdot (R_{pp} - R_{pl}) r_p / 2 \quad (\text{N.m}) \quad (1.4)$$

Trong đó: R_{pp}, R_{pl} - sai lệch của các phản lực trên bánh phải và trái của cầu trước, N;

r_p - khoảng cách vết bánh xe trước, m.



Hình 1.6: Xe chịu tải trọng thẳng đường không đối xứng

a. Trường hợp bánh trước lên mâm mô

b. Trường hợp hai bánh chéo nhau lên mâm mô

Theo [50] giá trị của m_{zns} phụ thuộc vào loại xe:

- Với xe con, xe buýt và xe tải, $m_{zns} = 1,3$
- Với xe đặc chủng, $m_{zns} = 1,8$

1.1.6. Đặc điểm đường ô tô lâm nghiệp

Đường ô tô lâm nghiệp được phân thành 4 cấp như sau [6]:

Bảng 1.2: Phân cấp các loại đường ô tô lâm nghiệp

| Cấp đường | Lượng vận chuyển (tấn/năm) | Loại đường | Chức năng chính của đường |
|-----------|----------------------------|------------------|--|
| I | Trên 45.000 | Đường trục chính | Đường vận chuyển chính của một khu vực kinh tế lâm nghiệp. Đường nối các lâm trường, trung tâm kinh tế lâm nghiệp với nhau và với đường trục ô tô. Xe chạy quanh năm |
| II | Từ 20.000 đến 45.000 | Đường trục phụ | Đường vận chuyển chính của một lâm trường, nối liền các đường nhánh chính. |

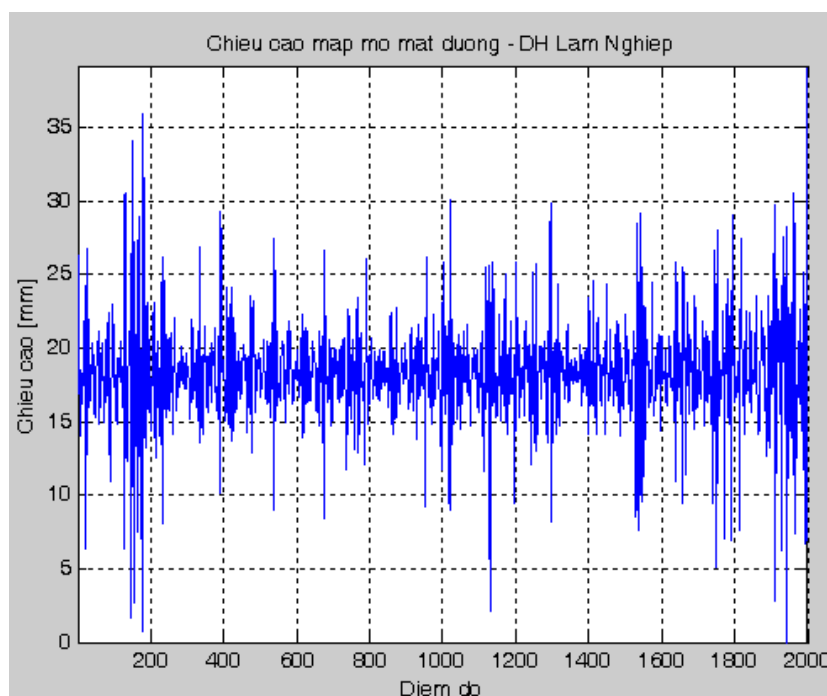
| | | | |
|-----|---------------------|-------------------|---|
| | | | Xe chạy quanh năm |
| III | Từ 8.000 đến 20.000 | Đường nhánh chính | Đường nối các đường nhánh phụ với các đường trục. Xe chạy quanh năm trừ những ngày mưa lũ lớn |
| IV | 8.000 | Đường nhánh phụ | Đường nối từ các điểm lập hàng đến đường nhánh chính hoặc các đường trục. Xe chạy trong mùa khô |

Đường ô tô lâm nghiệp nêu trên được mô tả đối với đường nhựa theo tiêu chuẩn. Tuy nhiên cháy rừng thường xảy ra ở nơi có độ dốc cao, địa hình phức tạp hệ thống đường chất lượng thấp và không có nền đường cụ thể, do đó muốn chữa cháy được thì xe chữa cháy phải tiếp cận được đám cháy, phải đi trên những cung đường không có lối mòn, trên đường đi có nhiều vật cản và mặt đường không bằng phẳng.



Hình 1.7: Mặt đất rừng xe chữa cháy rừng làm việc

Tác giả Nguyễn Xã Hội [18] đã xác định độ mấp mô mặt đất rừng bằng phương pháp thực nghiệm tại núi Luót trường Đại học Lâm nghiệp, tại Gia Lai và Kon Tum. Kết quả cho thấy độ mấp mô mặt đất rừng ở các địa điểm thí nghiệm khác nhau có giá trị khác nhau. Độ mấp mô mặt đất rừng đo được tại núi Luót tỉnh Hòa Bình có giá trị trung bình $h = 0,05m$; rừng trồng thông tỉnh Gia Lai có giá trị trung bình $h = 0,1m$, rừng trồng bạch đàn ở Kon Tum có giá trị trung bình $h = 0,15m$.



Hình 1.8: Mấp mô mặt đất rừng dạng ngẫu nhiên

1.2. Tổng quan về khung sắt xi ô tô

1.2.1. Giới thiệu về khung sắt xi xe ô tô

Xe ô tô là tổng thành rất nhiều bộ phận, cơ cấu, các cụm chi tiết có công dụng chung và một số cơ cấu chuyên dùng. Các bộ phận, cơ cấu, các cụm chi tiết có kết cấu và vật liệu khác nhau tùy thuộc vào công dụng, điều kiện làm việc của chúng. Quá trình phát triển ngành công nghiệp ô tô trên thế giới đã làm thay đổi kết cấu của một số bộ phận trên xe. Tuy nhiên, khung xe vẫn giữ được kết cấu và ít thay đổi, khung xe có kết cấu đa dạng, chịu tải trọng phức tạp, trên ô tô tải thì khung xe có khối lượng chiếm khoảng từ 10% đến 15% trọng lượng riêng của ô tô.

Khung xe chịu tải dùng để đỡ và bắt chặt động cơ, các cụm của hệ thống truyền lực, đồng thời nó là nơi chịu toàn bộ tải trọng của xe, những tác động thay đổi từ mặt đường lên xe khi xe chuyển động, tác động của lực cản khí động, lực quán tính, lực phanh và các lực do va chạm. Do mục đích sử dụng, chế độ khai thác và tải trọng của ô tô rất đa dạng và phức tạp nên khung ô tô phải có kết cấu hợp lý, hình dạng thích hợp để có thể bố trí lắp đặt các cụm, hệ thống, thiết bị khác trên xe, đồng thời phải đáp ứng các yêu cầu cơ bản về độ cứng vững, độ bền và độ bền lâu cao (độ bền mỏi).

1.2.2. Công nghệ sản xuất khung xe

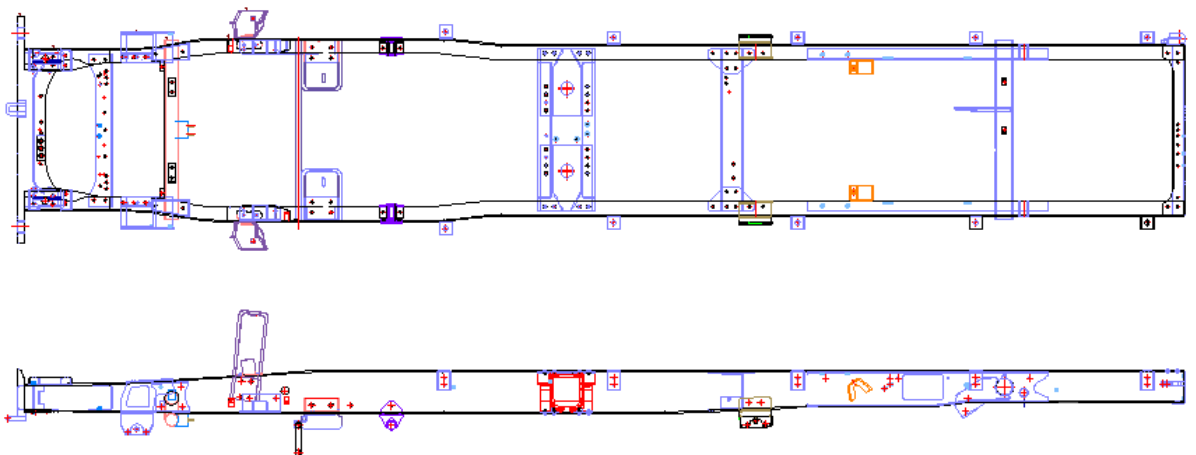
- Chế tạo dầm dọc và dầm ngang từ khâu tạo phôi tới hoàn chỉnh bằng phương pháp xăn, dập định hình trên máy dập 3000T - 6000T.
- Gia công các lỗ trên khung xe đồng thời với dập vuốt tạo hình dầm dọc.
- Lắp ráp, gá hàn khung xe trên đồ gá chuyên dùng bằng thiết bị hàn tự động, bán tự động, tán đinh gá lắp bằng các thiết bị chuyên dùng đối với các xe tải lớn.
- Kiểm tra mối hàn bằng máy siêu âm, kiểm tra khung xe bằng máy chuyên dùng.

1.2.3. Chức năng của khung xe

Khung xe là hệ thống dầm chịu lực trong quá trình vận hành xe.

Khung xe là có kết cấu vững chắc để lắp đặt các cụm, các hệ thống của xe như động cơ, hệ thống truyền lực, hệ thống treo, các cơ cấu điều khiển, hệ thống lái và các thiết bị phụ chuyên dùng, cabin, tải trọng.

Khung ô tô thường có kết cấu là các dầm dọc và dầm ngang liên kết cứng với nhau. Các dầm này thường chế tạo bằng các vật liệu có tính chất đàn hồi cao như: thép ít cacbon, thép hợp kim... Các dầm dọc và dầm ngang có tiết diện khác nhau tùy theo kết cấu và tải trọng tác dụng lên khung. Các dầm ngang liên kết với dầm dọc nhờ đinh tán, hàn, chúng được tăng cứng nhờ các tấm táp. Trên dầm dọc có nhiều vị trí được khoan lỗ để tránh các vết nứt gây phá hủy do mỏi. Dầm dọc có tiết diện hở (chữ U, C) được dùng phổ biến hơn dầm dọc có tiết diện kín (hình hộp), tiết diện kín thường được dùng trên các xe tải trên 25 tấn.



Hình 1.9: Kết cấu khung chịu lực trên ô tô

Các dầm ngang làm nhiệm vụ tăng cứng cho dầm dọc tại các vị trí chịu lực, đồng thời nó được sử dụng để đỡ các cụm động cơ, ly hợp, hộp số ... nên nó thường làm theo dạng thích hợp để thuận lợi cho việc bố trí và lắp đặt các cụm đó. Các dầm ngang thường được cấu thành từ các dầm có tiết diện dạng chữ K và chữ X đảm bảo độ cứng vững khung lớn nhất theo chiều dọc và đường chéo.

Dầm ngang được gắn ở đáy dầm dọc hoặc ở thành của dầm dọc, hoặc một đầu gắn vào đáy dầm dọc một đầu vào thành dầm dọc. Dầm ngang gắn vào dầm dọc bằng đinh tán và tấm phụ nghiêng hoặc chỉ bằng đinh tán và đôi khi bằng các mối hàn.

Theo yêu cầu chống xoắn của khung mà khung có các đặc điểm kết cấu khác nhau. Khung xe ô tô du lịch có vỏ kín cần phải có độ cứng theo góc cao để giữ vỏ và các cụm khác gắn trên khung khỏi chịu các biến dạng lớn quá khi vỏ cầu và dầm cầu ô tô bị nghiêng. Các biến dạng của vỏ làm vỏ dịch chuyển các phần riêng, nên cửa ra vào bị kêu và bị kẹt.

Đối với các ô tô vận tải người ta chỉ làm khung xe có độ cứng trung bình. Khung xe có độ cứng không cao để khi vỏ cầu và dầm cầu bị nghiêng đối với khung thì bánh xe vẫn còn tiếp xúc được với đường. Để giữ cho buồng lái và các cụm khác khỏi biến dạng khi khung xe bị nghiêng, người ta đặt buồng lái và các cụm khác trên đệm đàn hồi.

Loại khung có dầm dọc ở giữa có độ cứng góc lớn nhất. Nhưng khung xe có độ cứng góc lớn quá cũng làm ảnh hưởng đến sự tiếp xúc của bánh xe với đường. Để khắc phục nhược điểm này người ta làm hệ thống treo độc lập cho tất cả các bánh xe. Trong kết cấu một số ô tô riêng người ta làm các hệ thống treo có tính chất thẳng bằng để giữ khung xe ít bị nghiêng khi ô tô chuyển động trên đường mấp mô lớn.

Kích thước khung ô tô được xác định bởi kích thước của ô tô. Muốn tăng độ cứng của khung xe có dầm dọc khi độ dài đã xác định cần làm chiều rộng của khung xe lớn lên nhưng kích thước chiều rộng của ô tô bị hạn chế bởi bố trí chung của ô tô.

Bố trí độ cao của dầm dọc (tính từ mặt đất lên) phụ thuộc chủ yếu vào kích thước lốp, kết cấu của dầm cầu sau, độ võng động của hệ thống treo có kể cả sự

phân bố của các vấu cao su. Để hạ thấp sàn xe dầm dọc có thể uốn trong mặt phẳng dọc. Cần nhớ rằng uốn khung trong mặt phẳng ngang và dọc làm tăng mô men uốn phụ và dễ sinh ra hư hỏng ở chỗ uốn nên độ bền trong khung xe kém đi.

1.2.4. Vật liệu làm khung xe

Vật liệu để chế tạo khung phải có các tính chất sau:

- + Có giới hạn chảy và giới hạn mỏi cao;
- + Độ nhạy với ứng suất tập trung thấp;
- + Có tính dẻo ở trạng thái nguội tốt;
- + Có tính hàn cao;
- + Có các thành phần hợp kim cao.

Những yêu cầu này được thoả mãn đối với thép ít Cacbon hoặc thép có hàm lượng Cacbon trung bình.

Khung xe du lịch được chế tạo bằng thép kết cấu 20 dày 3,0 - 4,0 mm. Khung xe tải sử dụng thép 25, 30T có chiều dày 5,0-9,0 mm tùy theo trọng tải xe.

Hiện nay, để giảm trọng lượng vỏ xe, người ta dùng thép hợp kim, trọng lượng riêng nhỏ.

Châu Âu sử dụng phổ biến là loại khung xương làm bằng thép mỏng, còn nhôm làm vỏ xe vì giá của nhôm cao hơn thép, mặt khác hàn nhôm khó khăn hơn hàn thép. Cấu trúc thép mỏng và công nghệ hàn điện, bu lông hay đinh tán để kết nối đã hoàn thiện hơn và có thể cạnh tranh với nhôm. Nhược điểm của khung xương bằng thép là độ bền ăn mòn kém, do đó phải sửa chữa định kỳ và sơn lại lớp phủ chống ăn mòn.

Có thể tăng khả năng chống ăn mòn của khung xương bằng cách sử dụng thép mạ kẽm hay thép không gỉ, nhưng giá thành cao. Tuy nhiên, dùng thép mạ kẽm sẽ tạo được khung vỏ xe nhẹ hơn.

Ngoài ra, sử dụng chất dẻo thủy tinh, vải sợi thủy tinh hay sợi nhân tạo cho phép làm vỏ, thậm chí một số phần tử đỡ của khung xương. So với kim loại thì chất dẻo có ưu điểm hơn về các mặt độ bền, cách nhiệt, cách âm, nhưng nhược điểm là khó chế tạo, giá thành cao.

Vật liệu làm sàn xe phải đáp ứng các yêu cầu về độ cứng, độ bền ăn mòn, cách nhiệt, cách âm, giảm trọng lượng, độ kín. Vật liệu làm sàn xe có thể là gỗ thông dày

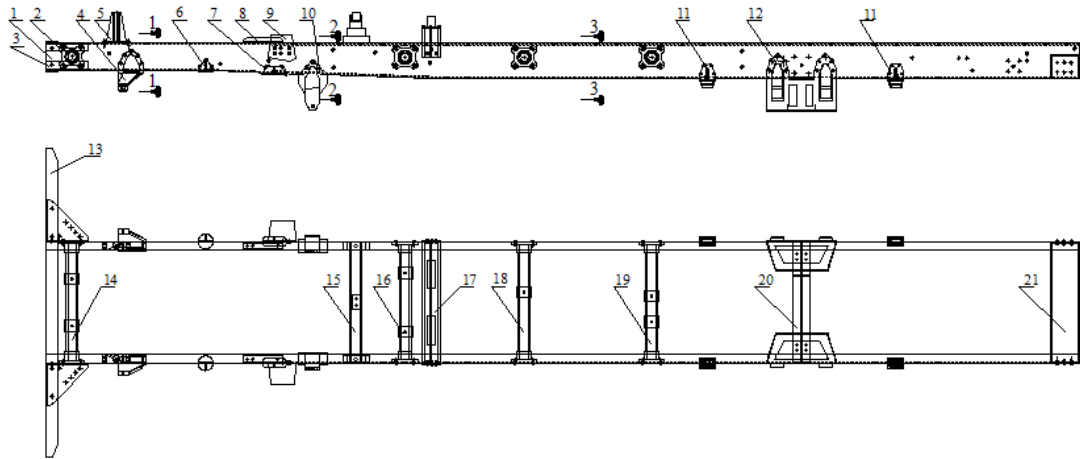
20 đến 25 mm, gỗ ép nhân tạo dày 10 đến 15 mm, lá thép dày 1,2 đến 1,5 mm, lá nhôm dày 3 đến 4 mm, hoặc các tấm nhôm gợn sóng. Trong đó gỗ ép nhân tạo đáp ứng mọi yêu cầu, trừ trọng lượng. Tuy nhiên, do giá cao nên có thể làm bằng thép.

1.2.5. Yêu cầu đặt ra trong thiết kế và sử dụng sát xi

- Khi thiết kế khung sát xi xe phải thoả mãn các yêu cầu sau:
 - + Tiết diện ngang của xà dọc phải chịu được tải trọng uốn và xoắn khung;
 - + Mômen thay đổi trên suốt chiều dài của xà dọc từ giá trị không đến giá trị cực đại. Để tiết kiệm nguyên vật liệu, giảm trọng lượng của khung và đảm bảo độ cứng của xà dọc là đều nhau, khi chế tạo xà dọc nên làm với tiết diện thay đổi. Để thoả mãn yêu cầu này xà dọc thường được chế tạo bằng phương pháp dập;
 - + Khung sát xi phải đảm bảo độ cứng để các cụm gắn trên khung hoàn toàn cố định hoặc chỉ có thể thay đổi vị trí tương đối với nhau một cách ít nhất có thể;
 - + Khung sát xi cần được chế tạo theo phương pháp dập nóng từ thép tấm nhằm tăng cường tính chống uốn, chống xoắn, trong khi đó trọng lượng của khung phải nhỏ;
 - + Dầm ngang phải đảm bảo giữ không cho hai dầm dọc dịch chuyển tương đối với nhau hoặc xô lệch trong quá trình xe ô tô di chuyển và gặp phải các chướng ngại vật hoặc cụ thể hơn khi có sự va đập vào đầu trước của dầm dọc.
- Để đảm bảo độ bền khung sát xi khi sử dụng, yêu cầu đặt ra là tải trọng tác dụng lên khung sát xi nằm trong giới hạn cho phép. Đồng thời khi di chuyển trên đường cần hạn chế các mấp mô mặt đường tác động lên khung.

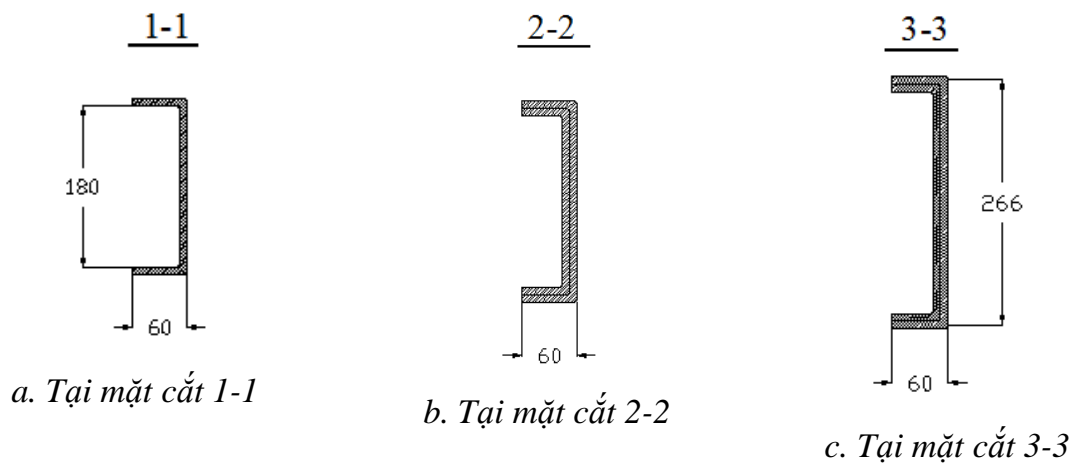
1.2.6. Đặc điểm kết cấu khung sát xi xe chữa cháy rừng đa năng

Khung sát xi xe chữa cháy rừng đa năng là phần tử chịu lực của xe, trên đó lắp đặt: động cơ, các cụm của hệ thống truyền lực, phân vận hành, cơ cấu điều khiển, cabin, tải trọng. Khi được chế tạo thành xe chữa cháy rừng đa năng từ xe cơ sở, khung xe chịu thêm tải trọng từ tập hợp các thiết bị chữa cháy rừng như máy bơm nước áp lực cao, máy cắt cây tạo hành lang cách ly đám cháy, máy hút chân không và thổi gió vận tốc cao, máy cuốc đất phun cát dập tắt đám cháy, ...



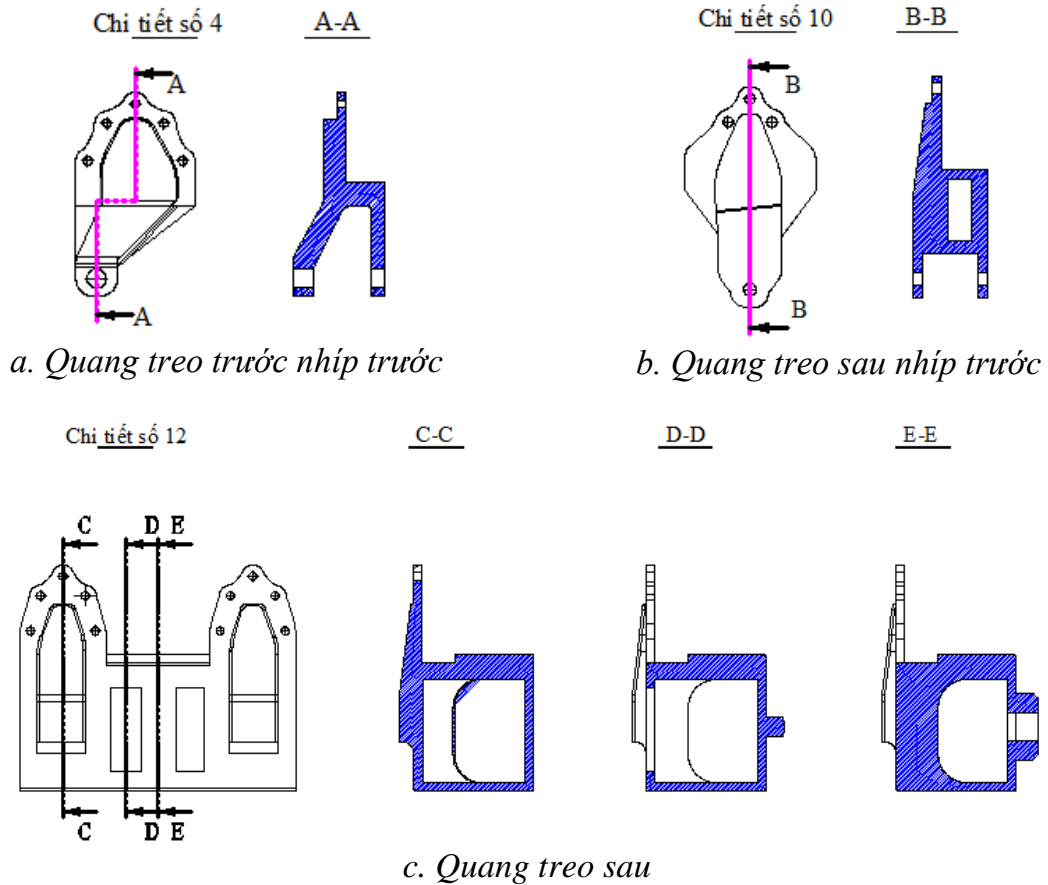
Hình 1.10: Kết cấu của khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng

Khung là một hệ thống dầm chịu lực, nhận và truyền tất cả các lực, phản lực từ mặt đường qua phân tử hướng của hệ thống treo truyền lên. Khung xe chữa cháy rừng đa năng có chiều dài tổng cộng 7370mm, rộng 832mm (tính từ hai mép ngoài khung), gồm 2 thanh chính và 9 thanh ngang. Kết cấu thanh chính (dầm dọc) số 1 mỗi bên gồm hai thanh có chiều dày 8mm lồng vào nhau, thanh chính ngoài có chiều dài 7370mm, thanh chính trong có chiều dài 5760mm tính từ phía sau khung xe. Kết cấu của thanh chính số 1 tại các mặt cắt được thể hiện hình 1.10.



Hình 1.11: Kết cấu của thanh chính số 1 tại các mặt cắt

Các chi tiết 2, 3 có chức năng liên kết thanh ngang số 13 với thanh chính. Ngoài ra, thanh ngang số 13 có tiết diện hình chữ U, là nơi lắp thiết bị cắt cây phía trước xe. Quang treo trước nhíp trước (4), quang treo sau nhíp trước (10) và quang treo nhíp sau (12) có chức năng là nơi liên kết giữa khung xe với hệ thống treo, kết cấu của chi tiết 4, 10, 12 được trình bày trên hình 1.11.



Hình 1.12: Kết cấu của các quang treo

Các chi tiết số 5, 8 là nơi để gá lắp động cơ lên khung sắt xi, trong khi đó chi tiết số 9 có nhiệm vụ nâng đỡ cabin của xe.

Các thanh ngang 14, 16, 18, 19 dùng tăng độ cứng của khung xe và bắt một số chi tiết phụ trên xe. Tiết diện các thanh này hình ống tròn, liên kết với dầm dọc thông qua các mặt bích được bắt với thành dầm dọc của khung xe.

Thanh ngang 15 dùng để lắp đặt giá treo hộp số phân phối. Tiết diện hình chữ C, liên kết với dầm dọc thông qua các tấm chữ C được bắt với thành dầm dọc của khung xe.

Thanh ngang 17 dùng để lắp đặt phần phía sau của cabin, được liên kết với các dầm dọc thông qua mối ghép bulong.

Thanh ngang 20 được dùng để tăng độ cứng vững cho khung xe ở vị trí lắp đặt giá trục cân bằng treo sau xe. Kết cấu gồm hai thanh có tiết diện hình chữ C liên kết với thanh chính qua các tấm ốp và giá đỡ hình chữ I. Các tấm ốp và giá đỡ chữ I liên kết với quang nhíp sau thông qua các bulong lắp ghép. Các tấm ốp liên kết với thanh chính bằng mối ghép hàn.

Thanh ngang 21 là dầm cuối của khung xe, trên thanh bố trí kết cấu kéo moóc. Kết cấu của thanh có tiết diện chữ C, được liên kết với thanh chính bằng đinh tán. Ngoài ra, thanh ngang này là nơi gá lắp cơ cấu cuốc đất phía sau xe.

1.3. Các phương pháp nghiên cứu độ bền khung sát xi

1.3.1. Nghiên cứu độ bền theo tải trọng cực đại

Đây là phương pháp đánh giá truyền thống, độ bền của khung sát xi được đánh giá dựa vào giá trị lớn nhất của lực thẳng đứng theo phương Z được tính thông qua hệ số tải trọng động khi xe đầy tải.

Với các giá trị tải trọng đã được xác định, người ta tính bền để đánh giá khả năng chịu tải của khung sát xi. Do khung sát xi đồng thời chịu tác động của nhiều lực và mô men, ứng suất cũng xuất hiện trên khung sát xi theo các phương tương ứng. Do đó, để đánh giá độ bền phải sử dụng ứng suất tổng hợp theo sức bền vật liệu.

Khung sát xi được xây dựng thiết kế 3-D và đặt các giá trị tải trọng tương ứng với thực tế, được tính bền bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Các phần mềm phân tích kết cấu được sử dụng gồm ANSYS, HyperWorks, Nastran, CosmosWorks ... để có thể xuất kết quả dưới dạng ứng suất theo các phương hoặc ứng suất Von Mises.

1.3.2. Nghiên cứu độ bền trong điều kiện tải trọng động

Khi ô tô chuyển động với vận tốc lớn thì quán tính của các bộ phận có khối lượng lớn sẽ sinh ra các tải trọng động có ảnh hưởng đáng kể đến độ bền khung sát xi, do đó phương pháp tính bền tĩnh chỉ phù hợp với ô tô chuyển động với vận tốc thấp và khối lượng nhỏ. Do đó, việc sử dụng tải trọng động để đánh giá độ bền của khung sát xi sẽ cho kết quả phù hợp hơn với điều kiện vận hành thực tế. Ngày nay, với sự phát triển của công nghệ thông tin, các phần mềm mô phỏng phân tích kết cấu có thể giải quyết các bài toán này.

1.3.3. Nghiên cứu độ bền mỗi khung sát xi

1.3.3.1. Tải trọng từ mấp mô mặt đường

Lực kích thích từ mặt đường gây nên tải trọng động biến thiên liên tục theo thời gian tác dụng lên sát xi qua hệ thống treo gây nên hiện tượng hư hỏng do mỏi. Nhiều công trình nghiên cứu đã công bố các phương pháp mô tả mấp mô mặt đường khác nhau.

Tùy theo chiều dài và chiều cao của mấp mô mặt đường mà biên dạng bề mặt đường có thể được phân chia ra các nhóm khác nhau. Theo [18,20] có thể phân chia thành ba nhóm chủ yếu sau:

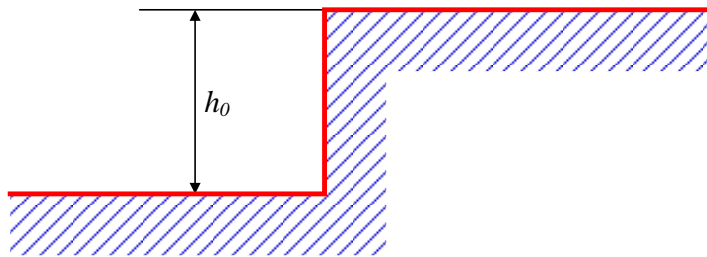
Nhóm 1: Mấp mô có chiều dài ngắn, tác động lên các bánh xe mang tính va đập (dạng hình bậc, hình thang, tam giác);

Nhóm 2: Mấp mô có dạng điều hòa;

Nhóm 3: Mấp mô thay đổi liên tục với hình dạng bất kỳ (mấp mô phân bố ngẫu nhiên).

a. Mấp mô có chiều dài ngắn, tác động lên các bánh xe mang tính va đập

Mấp mô dạng này được mô tả trên hình 1.13



Hình 1.13: Mấp mô dạng bậc

Với mấp mô dạng bậc như trên, phương trình biểu diễn toán học của biên dạng mặt đường như sau:

$$h_0 = \begin{cases} 0 & \text{khi } S < S_0 \\ h_0 & \text{khi } S \geq S_0 \end{cases} \quad (1.5)$$

Trong đó: S - chiều dài quãng đường xe đi được, m;

S_0 - chiều dài quãng đường xe đi được đến thời điểm xuất hiện mấp mô, m.

b. Mấp mô dạng sin

Mấp mô đơn dạng sin được sử dụng trong khảo sát do có kết cấu đơn giản dễ dự báo qui luật kết quả, cũng như dễ thực hiện thí nghiệm để kiểm chứng mô hình.

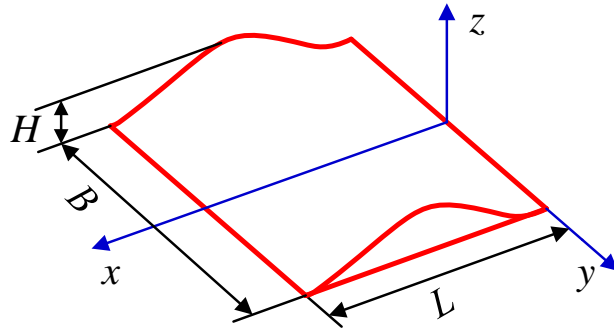
Chiều cao của mấp mô được tính theo công thức:

$$h(x) = \begin{cases} \frac{1}{2} H \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{x}{L} \right) \right) & \text{khi } 0 < x < L \\ 0 & \text{khi } x \leq 0, \quad x \geq L \end{cases} \quad (1.6)$$

Với vận tốc không đổi của xe là v thì chiều cao mấp mô theo thời gian được tính theo công thức:

$$h(t) = \begin{cases} \frac{1}{2} H \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{vt}{L} \right) \right) & \text{khi } 0 < vt < L \\ 0 & \text{khi } vt \leq 0, \quad vt \geq L \end{cases} \quad (1.7)$$

Trong đó: H - chiều cao mấp mô cực đại, m;
 L - chiều dài mấp mô, m;
 v - vận tốc chuyển động của xe, m/s;
 t - thời gian qua mấp mô, s.



Hình 1.14: Mấp mô mặt đường mô tả theo chiều dài

c. Mấp mô theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995

Hiện nay phương pháp mô tả mấp mô mặt đường bằng hàm ngẫu nhiên đã được chuẩn hoá theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 [51]. Vì vậy, các nhà nghiên cứu thường sử dụng tiêu chuẩn này để mô tả kích thích từ mặt đường trong các mô hình động lực học của ô tô. Đặc điểm của tiêu chuẩn là được phân biệt các dạng đường theo mật độ phổ năng lượng và chia chúng thành 7 loại tiêu chuẩn với các ký hiệu quy ước từ A đến H.

Theo [43,51], hàm mật độ năng lượng chiều cao của mấp mô mặt đường theo tần số n được tính như sau:

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (1.8)$$

hoặc

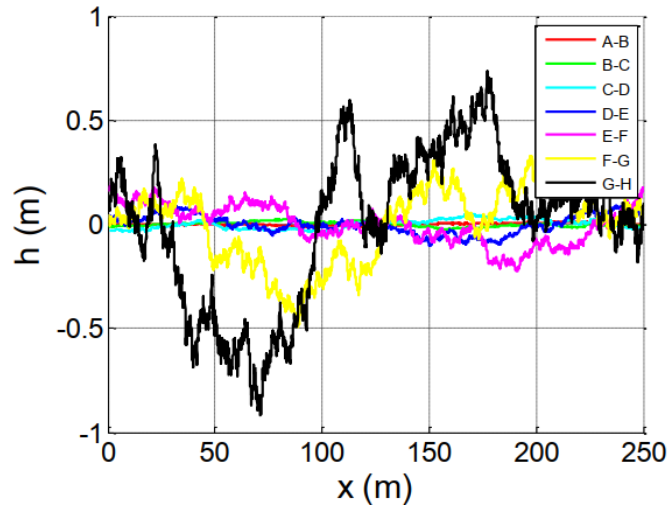
$$G_d(\Omega) = G_d(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w}$$

Trong đó: n – tần số không gian (chu kỳ/m); n_0 – giá trị tham chiếu của n ($n_0 = 0.1$ chu kỳ/m); $G_d(n_0)$ – mật độ phổ năng lượng ở tần số n_0 (được lấy theo bảng 1.3), Ω là tần số góc (rad/m), $\Omega_0 = 1 \text{ rad/m}$, Mối quan hệ giữa tần số n và tần số góc được thể hiện bằng biểu thức: $n = \Omega/2\pi$. Khi tính toán thì w thường được chọn bằng 2 [12].

Bảng 1.3: Tiêu chuẩn ISO 8608:1995 phân loại đường

| Loại đường | Thông số mô tả mấp mô theo tần số không gian, n | | | |
|----------------------|---|----------------------------------|------------|-----|
| | k | $G_d(n_0) [10^{-6} \text{ m}^3]$ | | |
| | | Min | Trung bình | Max |
| A – B | 3 | -- | 24 | 25 |
| B – C | 4 | 25 | 26 | 27 |
| C – D | 5 | 27 | 28 | 29 |
| D – E | 6 | 29 | 210 | 211 |
| E – F | 7 | 211 | 212 | 213 |
| F – G | 8 | 213 | 214 | 215 |
| G – H | 9 | 215 | 216 | 217 |
| $n_0 = 0.1$ chu kỳ/m | | | | |

Mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 được ứng dụng trong khảo sát bài toán động nhằm xác định ảnh hưởng của tải trọng động của các loại mô hình đường. Các tải trọng động này gây ra các ứng suất động trong khung sát xi, ảnh hưởng đến độ bền của khung. Do đó, việc khảo sát tải trọng động lên khung sát xi khi xe chạy trên các mặt đường để xác định độ bền của khung, đồng thời làm thông số đầu vào cho bài toán xác định độ bền động của khung. Mấp mô bề mặt của 7 loại đường theo ISO 8608:1995, khoảng chiều dài 250m được mô tả hình 1.15.



Hình 1.15. Mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995

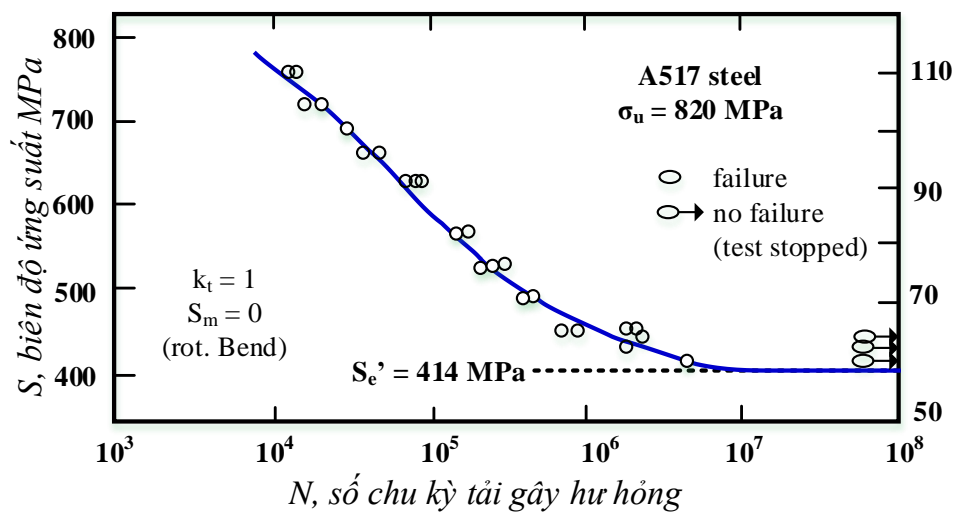
Theo [43,51], từ tiêu chuẩn ISO 8608:1995 ta có thể xây dựng hàm ngẫu nhiên mô tả độ cao mấp mô mặt đường h , được mô tả bằng biểu thức:

$$h = f(x) \text{ hoặc } h = f'(t) \quad (1.9)$$

Trong đó: với h - chiều cao mấp mô, t - thời gian x - dịch chuyển theo hướng chuyển động.

1.3.3.2. Nghiên cứu độ bền mỏi khung sắt xi

Trong thực tế, người ta thường sử dụng đường cong mỏi đo bằng thực nghiệm (đường cong S-N) để đánh giá độ bền lâu của chi tiết chịu tải trọng lặp có chu kỳ. Trong đó S đặc trưng biên độ ứng suất (MPa) và N đặc trưng số chu kỳ tải gây hư hỏng.



Hình 1.16: Đường cong mỏi thực nghiệm xác định được từ mẫu thép A157

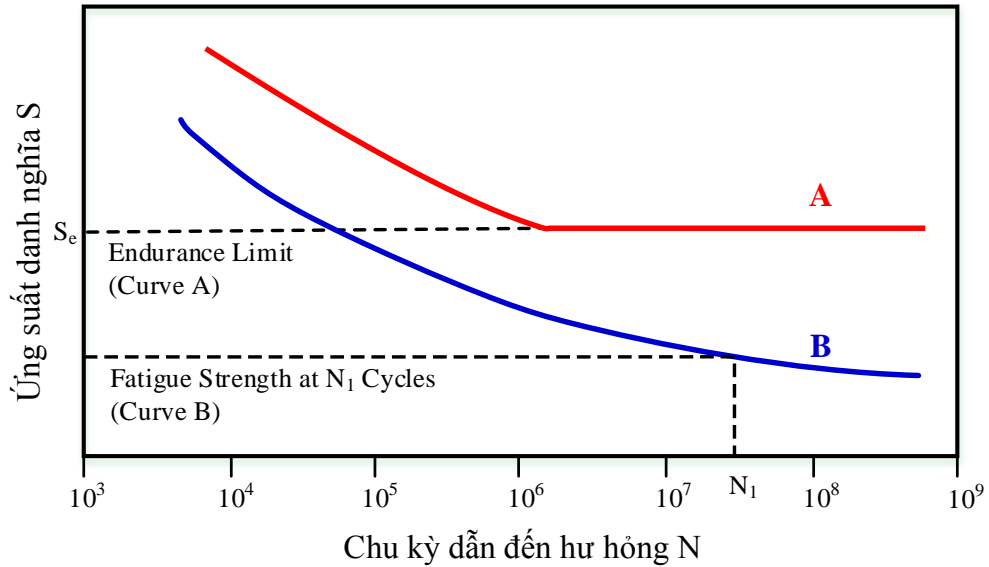
Đường cong thực nghiệm được xác định bằng phương pháp thí nghiệm bền mỏi kiểu R.R.Moore với mẫu thử được sử dụng là thép A517 [45]. Với phương pháp này, các mẫu thử có kích thước tiêu chuẩn (đường kính nhỏ nhất 0,3 inch), chuyển động quay với vận tốc 1750 vg/ph, chịu uốn do có khối lượng đặt lên [45].

Hình 1.16 cho thấy, nếu chi tiết chịu ứng suất thấp hơn S'_e thì không xảy ra hỏng do mỏi trong trường hợp $N \Rightarrow \infty$. Giá trị ứng suất S'_e được gọi là giới hạn mỏi chuẩn của vật liệu, được xác định bằng thiết bị và quy trình chuẩn. Giá trị S'_e đối với thép A517 có giá trị $10^6 \div 10^7$ [45,46].

Các kết quả nghiên cứu thực nghiệm khác nhau cho thấy rằng số chu kỳ tải tác động tương ứng giới hạn mỏi đối với thép và gang có giá trị trong khoảng từ $10^6 \div 10^8$. Do đó, chúng ta có thể chấp nhận giả thiết là các chi tiết sẽ không bị hỏng do mỏi sau khi chịu được 10^6 chu kỳ [45,46].

Quá trình thí nghiệm xây dựng đường cong mỏi của vật liệu tốn nhiều thời gian và chi phí. Do đó, người ta cố gắng dựa trên các kết quả thí nghiệm tìm ra một số quy luật để từ đó có thể xây dựng đường cong mỏi bằng cách tính toán dựa trên các thuộc tính của vật liệu. Chính vì yếu tố đó, cho nên ta không thể làm thí nghiệm để xác định S'_e ứng với các điều kiện và chế độ tải trọng, do đó ta chấp nhận xác định giới hạn bền mỏi S'_e theo ứng suất giới hạn của vật liệu thông qua hệ số kinh nghiệm [47,63].

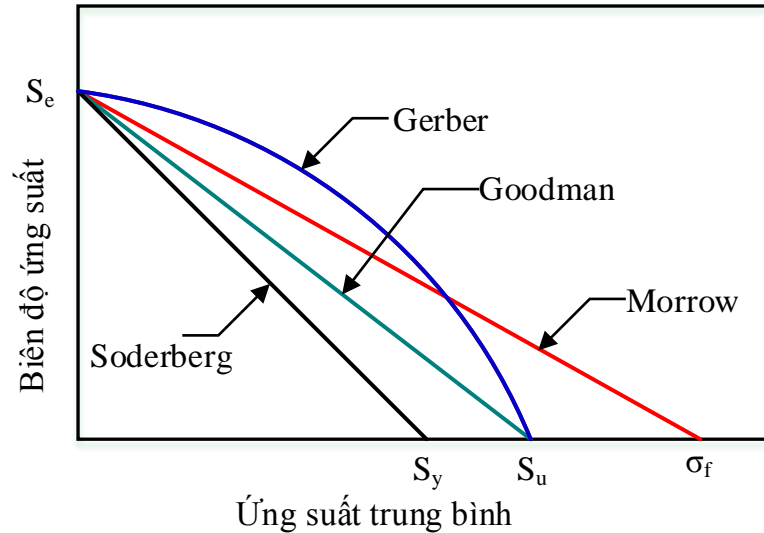
Cơ sở của phương pháp giới hạn ứng suất là sơ đồ Wohler $S-N$. Sơ đồ $S-N$ thể hiện biên độ ứng suất danh nghĩa S với chu kỳ dẫn đến hư hỏng N . Có nhiều thử nghiệm để tạo ra dữ liệu phù hợp với đồ thị $S-N$, dữ liệu thử nghiệm thường được thể hiện bằng biểu đồ log-log với giá trị thực đường $S-N$ biểu diễn cho giá trị trung bình từ một số thí nghiệm [46].



Hình 1.17: Đồ thị $S-N$

Một số vật liệu có giới hạn mỏi hoặc giới hạn độ bền thể hiện mức độ cân bằng ứng suất bên dưới mà vật liệu không bị hỏng và có thể hoạt động với chu kỳ vô tận. Nếu mức ứng suất ứng dụng nằm dưới giới hạn độ bền của vật liệu, cấu trúc được cho là có tuổi thọ vô hạn. Đây là đặc tính của thép và Titan trong điều kiện môi trường lạnh tính. Đường cong $S-N$ điển hình tương ứng với loại vật liệu này được hiển thị đường cong A trong hình 1.17 [46].

Các tiêu chuẩn bền mỏi thường được thể hiện dưới dạng đồ thị biểu diễn mối liên hệ giữa σ_a và σ_m . Hầu hết dữ liệu mỏi $S-N$ cơ bản nhận được từ phòng thí nghiệm bằng cách sử dụng chu kỳ ứng suất hoàn toàn. Tuy nhiên, các ứng dụng tải thực tế thường liên quan đến một ứng suất trung bình mà ứng suất dao động được đặt chồng lên nhau. Bốn tiêu chuẩn bền mỏi của các tác giả Goodman, Gerber, Soderberg, Morrow được thể hiện hình 1.18 [46].



Hình 1.18: Các tiêu chuẩn bền mỏi

Ngày nay, để đánh giá độ bền mỏi người ta thường dùng tiêu chuẩn Goodman và tiêu chuẩn Gerber. Kinh nghiệm cho thấy dữ liệu thí nghiệm có xu hướng rơi vào giữa đường cong Goodman và Gerber. Tiêu chuẩn Goodman được sử dụng rộng rãi hơn vì biểu thức toán học đơn giản [46].

Hiện nay, để đánh giá bền mỏi của các chi tiết kết cấu, người ta sử dụng phần mềm với độ tin cậy cao và tiện lợi, đồng thời giúp giảm tối đa công việc tính toán và cho kết quả chính xác cao. Các tác giả [63,65,66,67,68] sử dụng phần mềm Ansys để phân tích kết cấu và tính bền mỏi khung sắt xi. Kết quả cho thấy đã xác định được các vùng có ứng suất cao và có nguy cơ gây hỏng khung.

1.4. Tình hình nghiên cứu sắt xi trên thế giới và tại Việt Nam

1.4.1. Tình hình nghiên cứu trên thế giới về thiết kế, chế tạo sắt xi

Các công trình nghiên cứu về khung sắt xi ô tô thường tập trung tại các hãng sản xuất, các nhà máy, xí nghiệp chế tạo. Do vậy việc công bố kết quả của các công trình nghiên cứu này thường bị hạn chế bởi liên quan đến bí quyết công nghệ, bản quyền và tính cạnh tranh.

Trên thế giới, công trình nghiên cứu về khung xe còn hạn chế, chủ yếu tập trung ở một số bài báo phân tích đánh giá độ bền khung xe bằng phương pháp phần tử hữu hạn, có thể kể đến các công trình nghiên cứu như sau:

Công trình nghiên cứu của Hemant B.Patil và các tác giả [22] đã xác định biên dạng, ứng suất của khung xe bằng phương pháp truyền thống và phương pháp phần

tử hữu hạn. Khung xe được tính với 6 dầm ngang, có chiều dài 5825mm được tính gồm các trường hợp sau: Khung xe thanh chính dày 4mm, khung xe thanh chính dày 5mm, khung xe thanh chính dày 6mm, khung xe thanh chính dày 4mm và thay đổi vị trí thanh ngang, khung xe dày 5mm và thay đổi vị trí thanh ngang. Kết quả phân tích cho thấy khi thay đổi độ dày của thanh chính thì tối ưu hơn việc thay đổi độ dày và vị trí thanh ngang.

Công trình nghiên cứu của Roslan Abd Rahman và các tác giả [23]; O Kurdi, R Abd- Rahman, M N Tamin [28] tiến hành phân tích ứng suất của khung xe bằng phương pháp phần tử hữu hạn, nhóm tác giả đã xác định được điểm có giá trị ứng suất lớn nhất để điều chỉnh thiết kế nhằm mục đích tăng độ bền của các chi tiết.

Công trình nghiên cứu của Cicek Karaoglu và các tác giả [24] tiến hành phân tích ứng suất khung xe tải nặng bằng phần mềm Ansys, nhóm tác giả kiểm tra ảnh hưởng của độ dày thanh chính, độ dày cũng như chiều dài của thanh ngang, độ dày của thanh chính từ 8 đến 12mm, độ dày của thanh ngang cũng từ 8 đến 12mm, đồng thời phương án chọn độ dày từ 7 đến 10mm nhưng thay đổi chiều dài của thanh ngang từ 390 đến 430mm. Tác giả chỉ ra rằng nếu thay đổi độ dày của thanh ngang từ 8 đến 12 mm thì không tối ưu vì sẽ tăng trọng lượng của khung xe, do đó việc thay đổi chiều dài của khung được tác giả lựa chọn là giải pháp để giảm giá trị ứng suất.

Công trình nghiên cứu của Mohd Azizi Muhammad Nora và các tác giả [25] tiến hành phân tích ứng suất của khung xe tải trọng 35 tấn, kết cấu dầm chữ I. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng có sự sai số lớn về giá trị độ lệch lớn nhất và ứng suất lớn nhất giữa lý thuyết và thực tế.

Công trình nghiên cứu của N.K.Ingole và các tác giả [27] đã điều chỉnh thiết kế có sẵn của khung xe kéo móc bằng các phương án sau: 1) Thay đổi tiết diện thanh ngang; 2) Thay đổi tiết diện và chiều dài thanh ngang; 3) Thay đổi tiết diện, chiều dài và vị trí lắp đặt thanh ngang. Kết quả nghiên cứu cho thấy phương án thiết kế số 3 giảm được khối lượng của xe lớn nhất là 112kg, trường hợp 2 giảm khối lượng của xe là 88kg, đồng thời ứng suất lớn nhất có giá trị từ 25 Mpa đến 66 MPa.

J. S.Sane, G.Jadhav, và Anandarajh [29] đã tiến hành phân tích ứng suất trên khung gầm xe thương mại hạng nhẹ bằng cách sử dụng quy trình lặp để giảm mức ứng suất tại các vị trí quan trọng.

Ebrahim Ebrahimi, Alimohamad Borghei, và Morteza Almasi [30] đã xây dựng một mô hình khung xe tải và phân tích các thành phần ứng suất, biến dạng. Phân tích đã chỉ ra ứng suất và biến dạng lớn nhất của khung xe.

Gadus [31] đã sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn tối ưu hóa để tối ưu hóa khối lượng khung hàn của rơ moóc máy kéo đặc biệt được thiết kế để vận chuyển máy gieo hạt. Nghiên cứu chỉ ra rằng trên cơ sở quy trình tối ưu hóa tiết kiệm hơn 35% khối lượng vật liệu đã đạt được.

Akash Singh Patel, Jaideep Chitransh [33] đã nghiên cứu xây dựng mô hình 3D khung xe tải TATA 2518 TC bằng phần mềm Catia và mô phỏng bằng phần mềm Ansys, mô hình mà tác giả xây dựng đối với thanh chính gồm 3 mặt cắt dạng chữ C, chữ I và hình hộp. Kết quả tác giả phân tích và chỉ ra các giá trị ứng suất và biến dạng xuất hiện trên khung khi thay đổi tiết diện thanh chính của khung.

Goolla Murali, Subramanyam.B, Dulam Naveen [34] đã nghiên cứu xác định độ cứng xoắn và độ cứng uốn của khung gầm xe tải bằng cách sử dụng phân tích xoắn và phân tích uốn bằng phương pháp phần tử hữu hạn, cải thiện độ cứng của khung gầm xe tải bằng cách thay đổi kích thước hình học và các đặc tính cấu trúc. Kết quả nghiên cứu cho thấy khi thay đổi chỉnh kích thước hình học và các đặc tính cấu trúc thì khối lượng của khung xe tăng lên kèm theo giá trị độ cứng chống xoắn có giá trị ban đầu là 3.9 kN-m/độ tăng lên 33.9 kN-m/độ và độ cứng chống uốn có giá trị ban đầu là 2.2 kN/mm tăng lên 3.26 kN/mm.

Dario Croccolo – Massimiliano De Agostinis – Nicolò Vincenzi [36] phân tích cấu trúc tĩnh của khung xe buýt đô thị khớp nối, được thực hiện với phương pháp phần tử hữu hạn. Tác giả đã mô phỏng và dự báo đặc trưng cấu trúc của khung xe, về ứng suất, biến dạng và dịch chuyển, trong một số điều kiện tải và hạn chế, nhằm phản ánh chu kỳ thực tế của xe buýt.

Dr.R.Rajappan, M.Vivekanandhan [37] phân tích tĩnh và modal khung sát xi bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Trong phân tích tĩnh, các tác giả xác định giá trị ứng suất, biến dạng của khung khi chịu các tải trọng khác nhau. Kết quả cho thấy

các giá trị phân tích của ứng suất và biến dạng đều nằm trong phạm vi cho phép về vật liệu. Trong phân tích Modal, nhóm tác giả đã tính toán cho 30 chế độ tần số đầu tiên và thấy rằng mô phỏng đường là vấn đề quan trọng nhất đối với khung xe tải. Nhóm tác giả cũng đã thực hiện sử dụng phương thức không gian con trong ANSYS. Vì khung không có ràng buộc; 6 chế độ tần số đầu tiên sẽ biến mất, 3 chế độ có liên quan đến sự dịch chuyển khung theo hướng x, y và z và 3 chế độ có liên quan đến xoay khung về trục x, y và z.

Chintada.Vinnod babu, Chiranjeeva Rao.Seela, Vykunta Rao.Matta [38] đã phân tích ứng suất và biến dạng của khung xe khi thay đổi vật liệu khác nhau. Khung xe gồm 2 thanh chính có tiết diện mặt cắt chữ C và 7 thanh ngang được mô hình hóa trong PRO-E đúng với kích thước thực tế của khung. Vật liệu tác giả tính toán trên đây là thép ST 52, thép Ni-Cr và CFRP. Kết quả cho thấy khi thay đổi vật liệu thép ST 52 và thép Ni-Cr thì ứng suất và biến dạng của khung giảm đi rất nhiều so với vật liệu CFRP.

Mr. Takale Mayuresh U, Mr. Shet Shirodkar Sanket K, Mr. Mohotkar Prithviraj S, Mr. Mahadik Omkar P [39] đã phân tích ứng suất, biến dạng của khung bằng các phương pháp sau: Thay đổi kết cấu thanh chính của khung với tiết diện các mặt cắt ngang hình chữ C, I, hộp; giữ nguyên kết cấu của khung nhưng thay đổi kích cỡ chia lưới của khung xe trong phân tích phần tử hữu hạn. Kết quả cho thấy giá trị ứng suất và biến dạng thay đổi khi thay đổi kết cấu và thay đổi kích cỡ chia lưới của khung xe trong phân tích phần tử hữu hạn.

Kiran Ghodvinde, S. R.Wankhade [40] phân tích ứng suất khung xe trong điều kiện trạng thái tĩnh. Tác giả cho thấy để giảm giá trị ứng suất của khung xe tại các điểm liên kết thì tăng giá trị moment chống uốn và moment chống xoắn của khung hoặc tăng tiết diện của thanh chính.

Nhìn chung, các công trình nghiên cứu trên thế giới về khung sắt xi chủ yếu dưới dạng công bố kết quả nghiên cứu lý thuyết đối với các loại khung sắt xi xe tải, xe khách, ... Tác giả nhận thấy chưa có công trình nghiên cứu nào đề cập đến độ bền khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng do Việt Nam chế tạo.

1.4.2. Tình hình nghiên cứu tại Việt Nam về thiết kế, chế tạo sát xi

Các nghiên cứu mới chỉ ở mức sơ khai chủ yếu được trình bày trong các giáo trình về cấu tạo và thiết kế được giảng dạy trong các trường đại học kỹ thuật nhưng ở mức còn hạn chế.

Nhìn chung nghiên cứu thiết kế chế tạo sát xi xe tải chưa được nghiên cứu trong nước nên mục tiêu làm chủ thiết kế và làm chủ công nghệ chế tạo của sát xi xe chữa cháy là cấp bách và được tác giả nghiên cứu đặt làm đối tượng nghiên cứu. Có thể kể đến một số công trình nghiên cứu sau:

Công trình nghiên cứu của Trần Quốc Toàn và các tác giả [11] đã nghiên cứu tần số của ngoại lực kích động từ mấp mô mặt đường và từ động cơ đến độ bền khung xe tải nhỏ trong một số trường hợp xe chạy trên đường, tác giả đã trình bày ảnh hưởng của tần số của một số ngoại lực kích động tới độ bền khung xe trong một số điều kiện làm việc thực tế.

Tác giả Vũ Tuấn Đạt [14] đã công bố kết quả nghiên cứu độ bền mỗi khung ô tô tải tải CL-KC9650D2 dưới tác dụng của tải trọng thẳng đứng thu được từ mô hình dao động của ô tô với công cụ tính toán là phần mềm ANSYS.

Công trình nghiên cứu của Tào Quang Bảng [8] đã ứng dụng phần mềm phần tử hữu hạn (HyperWorks) để tính toán tối ưu hóa độ bền khung xe buýt B45, sử dụng phương pháp tối ưu hóa bằng cách phân tích độ nhạy chuyển vị.

Công trình nghiên cứu của Trần Quang Lâm [10] đã mô phỏng, xác định được các giới hạn bền của kết cấu sơ mi rơ mooc, từ đó đề xuất phương án thiết kế và giới hạn khai thác sử dụng để nâng cao tính năng an toàn khi hoạt động trên đường của sơ mi rơ mooc.

Luận án tiến sĩ của tác giả Phạm Lê Tiên [13] “Nghiên cứu đánh giá độ bền mỏi và tuổi thọ mỏi của khung giá chuyển hướng và trục bánh xe đầu máy D19E vận dụng trên đường sắt Việt Nam”. Tác giả đã xây dựng được đường cong mỏi thực nghiệm và áp dụng phương trình đồng dạng phá hủy mỏi kết hợp với các công cụ lý thuyết bền mỏi để đánh giá kết cấu khung giá chuyển hướng và trục bánh xe đầu máy D19E sử dụng trong ngành đường sắt Việt Nam.

Luận án tiến sĩ của tác giả Trần Phúc Hòa [12] “Nghiên cứu độ bền vỏ cầu chủ động ô tô tải nhỏ sản xuất, lắp ráp tại Việt Nam”. Tác giả đã xây dựng đã xây dựng

được phương pháp đánh giá độ bền của vỏ cầu chủ động ô tô tải dựa trên phần mềm phân tích kết cấu 3D HyperWorks.

Luận án tiến sĩ của tác giả Nguyễn Quang Anh [15] “Nghiên cứu động lực học và độ bền của khung vỏ ô tô khi va chạm trực diện”, tác giả đã xây dựng mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ xe và mô phỏng quá trình va chạm trực diện của xe Saigon Van 8 bằng phần mềm chuyên dụng, mô hình mô phỏng cho xác định giá trị biến dạng và ứng suất tại các điểm trên khung vỏ xe ở bất kỳ thời điểm nào trong quá trình va chạm.

Luận án tiến sĩ của tác giả Trần Minh Sơn [16] đã đưa ra phương pháp tính biến dạng và ứng suất khung vỏ xe chịu kích động động học từ hàm ngẫu nhiên của mấp mô biên dạng đường. Tác giả đã nghiên cứu về kích động động học từ mấp mô biên dạng đường dưới dạng hàm ngẫu nhiên.

Tại Việt Nam, nhận thấy chưa có hướng nghiên cứu chuyên sâu và rõ ràng trong việc thiết kế chế tạo khung sắt xi ô tô nói riêng và các chi tiết khác phục vụ cho ngành công nghiệp ô tô nước nhà.

Trong quá trình thiết kế chế tạo các chi tiết, việc đánh giá độ bền chi tiết đóng vai trò quan trọng trong việc đánh giá chất lượng sản phẩm. Khi hoạt động, dưới tác dụng của các mấp mô mặt đường, khung sắt xi chịu các tải trọng thay đổi không theo quy luật xác định. Điều này gây khó khăn cho việc xác định đánh giá độ bền của khung sắt xi. Tại Việt Nam, do điều kiện trang thiết bị phục vụ thí nghiệm còn hạn chế, do đó việc đánh giá độ bền khung sắt xi bằng lý thuyết, ứng dụng phương pháp phần tử hữu hạn để phân tích độ bền là phù hợp.

1.5. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu trong luận án là khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng được sản xuất, lắp ráp tại Việt Nam trên cơ sở xe Ural 4320.

1.6. Nội dung của luận án

Với các phân tích đã trình bày trên, nghiên cứu sinh lựa chọn thực hiện đề tài **“Nghiên cứu độ bền khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng”** nhằm hoàn thiện kết cấu xe chữa cháy rừng đa năng.

1.6.1. Mục tiêu nghiên cứu

Nghiên cứu đánh giá độ bền khung sắt xi làm cơ sở khoa học cho việc hoàn thiện kết cấu khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng.

1.6.2. Phương pháp nghiên cứu

Luận án sử dụng phương pháp nghiên cứu lý thuyết kết hợp với thực nghiệm gồm các nội dung:

- Xây dựng mô hình động lực học của xe chữa cháy rừng đa năng để xác định tải trọng động tác dụng lên khung sắt xi khi xe chuyển động trong các điều kiện đặc trưng;

- Xây dựng mô hình 3-D khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng và khảo sát đánh giá độ bền bằng phần mềm chuyên dụng. Đề xuất kết cấu khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng đảm bảo điều kiện bền khi hoạt động chữa cháy;

- Thí nghiệm kiểm chứng mô hình động lực học ô tô và mô hình phân tử hữu hạn thông qua việc xác định tải trọng động lên khung sắt xi và chuyển vị tại một điểm trên khung khi xe chuyển động qua các mấp mô định dạng.

1.6.3. Phạm vi nghiên cứu

Đánh giá độ bền tĩnh và bền mỏi khung sắt xi dưới tác dụng của tải trọng thẳng đứng khi xe chuyển động trên đường khi đi qua các mấp mô đơn định dạng và chuyển động trên đường với các mấp mô ngẫu nhiên.

1.6.4. Nội dung nghiên cứu

Từ mục tiêu nghiên cứu được đề ra, luận án gồm các nội dung nghiên cứu sau:

- Tổng quan;
- Xây dựng mô hình nghiên cứu độ bền khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng;
- Khảo sát đánh giá độ bền khung sắt xi;
- Thí nghiệm xác định tải trọng động tác động lên khung và chuyển vị trên khung sắt xi;
- Kết luận.

Kết luận chương 1

Khung xe ô tô có vai trò quan trọng nâng đỡ các khối lượng được treo, trong khi đó kết cấu của khung xe tương đối phức tạp. Khung xe có kích thước lớn, dễ bị biến dạng gây sai lệch và khó khăn cho việc lắp đặt các bộ phận, các chi tiết khác lên khung. Chính vì yếu tố trên, khung xe cần phải có độ bền và độ cứng vững cao. Xe chữa cháy rừng đa năng được thiết kế chế tạo trên cơ sở xe Ural 4320, loại xe này là xe quân sự có sức vượt cao, gầm cao, tải trọng xe là 8 tấn. Trong khi đó yêu cầu thực tế tải trọng của xe chữa cháy rừng đa năng là trên 10 tấn. Vì thế khi hoạt động trong điều kiện phức tạp làm cho sát xi xe bị biến dạng không đều, bị vặn, vênh.

Ngày nay, với sự phát triển mạnh của công nghệ phần mềm, công cụ tính toán chủ yếu được các nhà khoa học sử dụng là các phần mềm phân tích kết cấu. Việc ứng dụng các phần mềm phân tích kết cấu cho ta kết quả đáng tin cậy và tốn ít thời gian lẫn chi phí, trong đó có nhiều công trình đã tập trung nghiên cứu về độ bền tĩnh và bền mỏi khung sát xi dưới tác dụng của tải trọng động từ mấp mô mặt đường.

Từ các yếu tố phân tích trên, đề tài nghiên cứu độ bền khung sát xi xe chữa cháy rừng đa năng là cần thiết phục vụ hoàn thiện thiết kế và kết cấu xe chữa cháy rừng đa năng.

CHƯƠNG 2

XÂY DỰNG MÔ HÌNH NGHIÊN CỨU ĐỘ BỀN KHUNG SÁT XI XE CHỮA CHÁY RỪNG ĐA NĂNG

Cơ sở lý thuyết và mô hình xác định độ bền khung sắt xi, các chế độ tải trọng và phương pháp đánh giá độ bền khung sắt xi bằng phương pháp ứng dụng các phần mềm chuyên dụng sẽ được nghiên cứu và khảo sát. Trên cơ sở đó, xây dựng mô hình xác định tải trọng động lên khung sắt xi, đây là bước tính toán thông số đầu vào cho mô hình phân tích phần tử hữu hạn. Mô hình xác định tải trọng động được xây dựng trên mô hình động lực học chuyển động tổng quát của ô tô và được giải bằng phần mềm Matlab Simulink. Cuối cùng, xây dựng mô hình phần tử hữu hạn để xác định độ bền khung sắt xi bằng phần mềm chuyên dụng Ansys, trong đó phân tích kỹ các thuật toán, các bước xây dựng và đánh giá chất lượng mô hình.

2.1. Các phương pháp đánh giá độ bền khung sắt xi

2.1.1. Ứng suất tương đương (Von Mises)

Ứng suất thông thường được xác định theo phương tác dụng của nó. Trong quá trình làm việc thực tế, trạng thái ứng suất của chi tiết phức tạp do phải chịu tác động đồng thời của nhiều tải trọng cùng lúc với lực khác nhau. Để đánh giá độ bền của chi tiết trong trường hợp này người ta thường sử dụng ứng suất tổng hợp hoặc ứng suất tương đương để đánh giá. Trong đó, Von Mises là dạng ứng suất tương đương được sử dụng rất phổ biến và được ứng dụng trong các phần mềm phân tích kết cấu để tính bền các chi tiết khi chịu tải trọng phức tạp.

Ứng suất tương đương (Von Mises) được xác định dựa trên lý thuyết năng lượng biến dạng, được định nghĩa như sau: nếu năng lượng biến dạng trong trường hợp chịu tải phức tạp bằng với năng lượng biến dạng trong trường hợp chi tiết chịu kéo thuần túy ở trạng thái giới hạn (đạt giá trị ứng suất giới hạn) thì chi tiết coi như bị hỏng. Trong trường hợp này, ứng suất giới hạn của vật liệu được xem là giới hạn chảy (σ_y).

Nếu ta xem ứng suất chính theo 3 phương là σ_1 , σ_2 và σ_3 , ứng suất Von Mises có giá trị [62]:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (2.1)$$

Trường hợp chi tiết chịu tải phức tạp, ứng suất chính theo 3 phương là σ_1 , σ_2 và σ_3 , bỏ qua các thành phần ứng suất khác thì theo lý thuyết về năng lượng biến dạng, chi tiết bị hỏng khi:

$$\sigma_v \leq \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (2.2)$$

Do đó, chi tiết được xem là bị hỏng khi: $\sigma_v \geq \sigma_y$

Trường hợp tổng quát, ứng suất Von Mises được xác định như sau:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2}{2} + 3(\tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{31}^2)} \quad (2.3)$$

Trong đó $\tau_{12}, \tau_{23}, \tau_{31}$ là các thành phần ứng suất tiếp tuyến

Với ứng suất tương đương, độ bền của chi tiết chịu ứng suất phức tạp được đánh giá thông qua giới hạn chảy σ_y (yield stress). Hiện nay các phần mềm chuyên dụng đều cho phép xuất kết quả ứng suất dưới dạng Von Mises. Do đó, để đánh giá độ bền khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng, luận án sẽ sử dụng ứng suất tương đương.

2.1.2. Đánh giá theo độ bền mỗi khung sắt xi

2.1.2.1. Tải trọng biến thiên và giới hạn mỏi

Hầu hết các dữ liệu mỏi $S-N$ cơ bản được thu thập trong phòng thí nghiệm trên các mẫu thử với tải trọng tác động theo chu kỳ dạng sin [12,44,45].

Ứng suất biến thiên được mô tả thông qua các thông số cơ bản sau:

Miền ứng suất là hiệu số khác nhau giữa ứng suất lớn nhất và ứng suất nhỏ nhất trong cùng một chu kỳ:

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (2.4)$$

Ứng suất trung bình là trị số trung bình của ứng suất lớn nhất và ứng suất nhỏ nhất trong cùng một chu kỳ:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2.5)$$

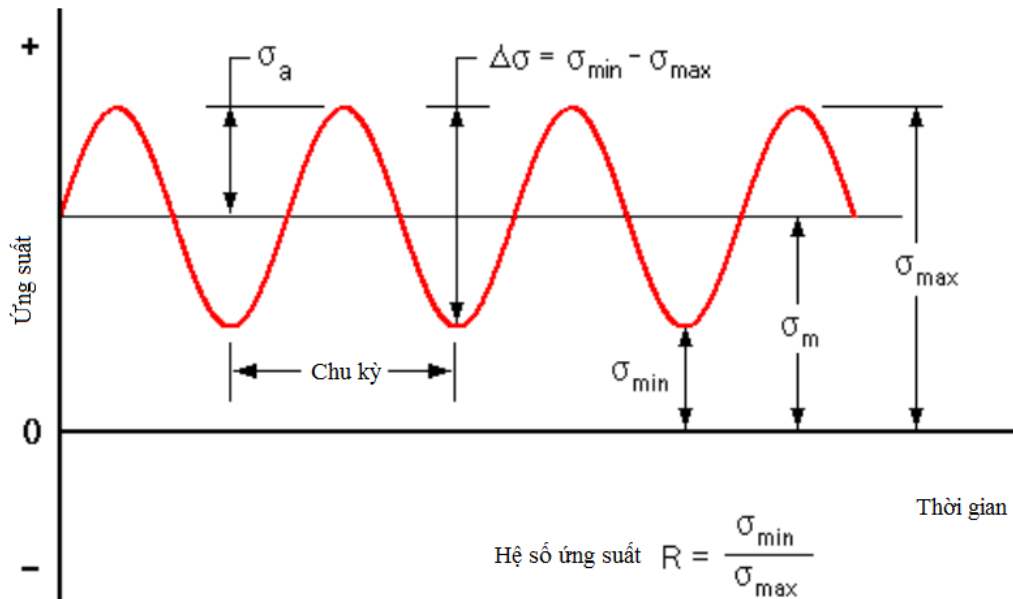
Biên độ ứng suất là giá trị một nửa của miền ứng suất:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2.6)$$

$$\text{Hệ số ứng suất: } R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (2.7)$$

$$\text{Hệ số biên độ: } A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-R}{1+R} \quad (2.8)$$

Đối với trường hợp tải trọng đối xứng qua trục hoành thì $\sigma_m = 0$ [65].



Hình 2.1: Đồ thị biến thiên ứng suất đối với chi tiết chịu tải

Đối với chi tiết, việc đánh giá độ bền mỏi được thực hiện dựa trên đường cong mỏi $S-N$. Dựa trên đường cong mỏi, người ta xác định giới hạn bền mỏi của vật liệu S'_e . Theo [48,63], giới hạn bền mỏi cũng có thể được tính theo ứng suất giới hạn của vật liệu S_u :

$$S'_e = 0,5S_u, \text{ với } S_u \leq 1400 \text{ MPa};$$

$$S'_e = 700, \text{ với } S_u > 1400 \text{ MPa}.$$

Đối với vật liệu bằng gang, S'_e có giá trị: $S'_e = 0,4S_u$ [45,63]

Trên thực tế, khi tính toán lý thuyết hoặc chi tiết đang làm việc, chi tiết thường chịu ứng suất không giống với điều kiện thử nghiệm xây dựng đường cong mỏi, do đó việc xác định giá trị giới hạn bền mỏi thực tế S_e thì phức tạp. Giới hạn mỏi thực tế được tính thông qua các hệ số hiệu chỉnh:

$$S_e = k_a k_b k_{ckd} k_e S'_e \quad (2.9)$$

Trong đó:

k_a - hệ số kể đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt: $k_a = aS_u^b$, hệ số a, b và các hệ số khác được xác định dựa theo [48,49,63]. Khi tính bền mỏi người ta thường lấy: $k_a = 0,959$.

k_b - hệ số kể đến kích thước: $k_b = 0,75$;

k_c - hệ số phân bố tải trọng: khi chịu uốn thì $k_c = 1$;

k_d - hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ: trong dải nhiệt độ từ 0 – 250°C thì $k_d = 1$;

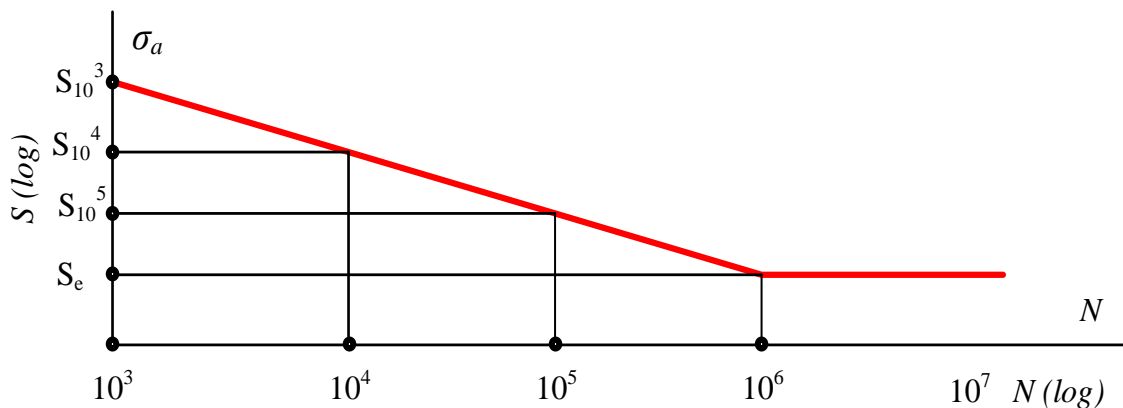
k_e - hệ số ảnh hưởng của tập trung ứng suất: $k_e = 1/k_f$, trong đó k_f được tính bằng hệ số ảnh hưởng của tập trung ứng suất tĩnh K_t :

Nếu ta xem σ_{max} là ứng suất giới hạn, $\sigma_{nominal}$ là ứng suất danh nghĩa

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nominal}} \quad (2.10)$$

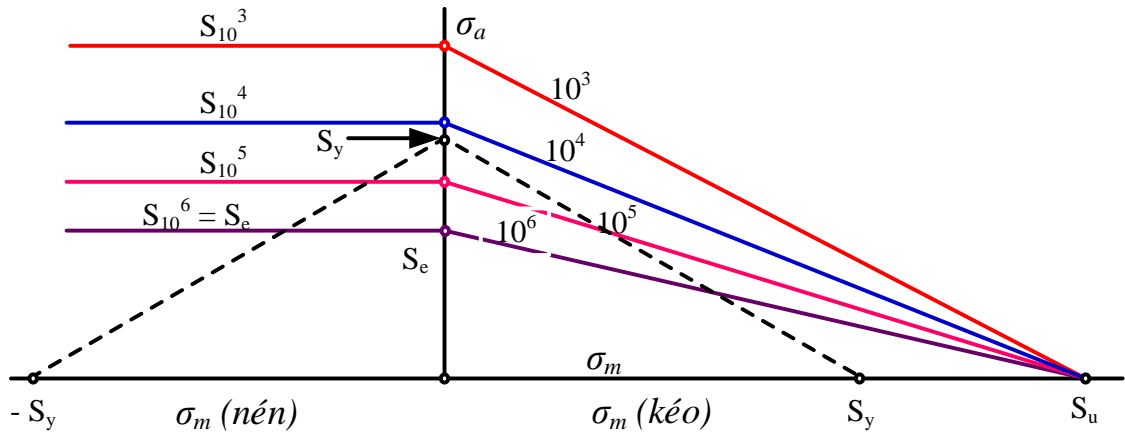
2.1.2.2. Phương pháp đánh giá bền mỏi

Từ đường cong mỏi $S-N$, ta xây dựng được biểu đồ giới hạn mỏi. Đường cong mỏi $S-N$ có thể được xây dựng bằng kết quả thực nghiệm hoặc bằng tính toán lý thuyết với các công thức kinh nghiệm. Với giá trị giới hạn mỏi S_e được xác định như trên, ta có thể vẽ được đường cong mỏi trên hệ trục lô ga rít được mô tả hình 2.2. Điểm đầu của đồ thị có thể được xác định ứng với số chu kỳ tải tác động là 10^3 thông qua công thức thực nghiệm [12].



Hình 2.2: Biểu đồ giới hạn đường cong mỏi

Từ đồ thị $S-N$ với hệ trục lô ga rít, ta xác định các giá trị ứng suất ứng với số chu kỳ gây hỏng: S_e và S_i ($i = 10^3, 10^4, 10^5$). Các đường mô tả mối quan hệ giữa σ_a và σ_m theo công thức Goodman được mô tả trên hình 2.3. Với S_y và S_u lần lượt là giới hạn chảy của vật liệu và giới hạn bền. Trên trục hoành thể hiện ứng suất trung bình σ_m theo hai chiều: chiều kéo ($\sigma_m > 0$) phía bên phải trục tung và chiều nén ($\sigma_m < 0$) phía bên trái trục tung [63].



Hình 2.3: Biểu đồ giới hạn các đường đồng tuổi thọ

Các đường đồng tuổi thọ được xác định từ các đường nối từ điểm $(S_u, 0)$ tới các điểm $(0, S_e)$ và $(0, S_y)$ [12,46]. Điều đó có nghĩa là mọi điểm trên một đường bất kỳ tương ứng với một số chu kỳ gây hỏng do mỏi. Nếu các giá trị ứng suất σ_a và σ_m tạo thành một điểm nằm bên trái đường đồng tuổi thọ thì chi tiết không hỏng do mỏi sau số chu kỳ tác động tương ứng. Ngược lại, nếu điểm làm việc nằm ở bên phải đường này thì chi tiết sẽ bị hỏng do mỏi.

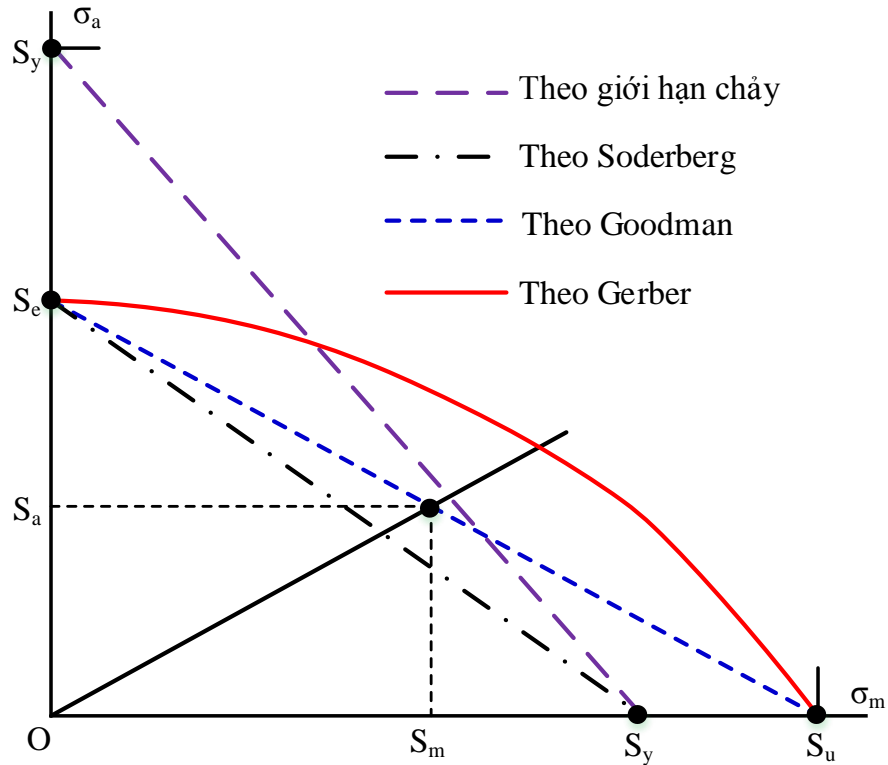
Với tải trọng biến thiên ngẫu nhiên, ta xem các thành phần ứng suất có tác động độc lập: σ_1 có số chu kỳ là n_1 , σ_2 có số chu kỳ là n_2, \dots . Trường hợp này việc xác định độ bền mỗi chi tiết được thực hiện dựa trên nguyên tắc cộng tác động của tất cả các thành phần ứng suất (qui tắc Palmgren-Miner) [45,46,61]:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_k}{N_k} = 1 \quad \text{hoặc} \quad \sum_{j=1}^k \frac{n_j}{N_j} = c \quad (2.11)$$

2.1.2.3. Các tiêu chuẩn về bền mỏi

Dựa vào các phân tích trên cho thấy tuổi thọ của chi tiết phụ thuộc vào 2 thông số của tải trọng tác động là σ_a và σ_m . Do đó, người ta thường sử dụng mối quan hệ

giữa hai thông số trên để đánh giá độ bền mỏi của chi tiết thông qua các đường đồng tuổi thọ ở giới hạn bền mỏi. Mối quan hệ giữa σ_a và σ_m tạo thành tiêu chuẩn đánh giá độ bền mỏi, được xây dựng theo tiêu chuẩn Goodman.



Hình 2.4: Biểu đồ các đường giới hạn mỏi [47]

Trên hình 2.4 thể hiện các đường đồng tuổi thọ ở giới hạn mỏi theo 4 tiêu chuẩn, giá trị 4 tiêu chuẩn được xác định như sau [47]:

$$\text{Tiêu chuẩn Soderberg: } \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (2.12)$$

$$\text{Tiêu chuẩn Goodman: } \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (2.13)$$

$$\text{Tiêu chuẩn theo giới hạn chảy: } \frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (2.14)$$

$$\text{Tiêu chuẩn Gerber: } \frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u} \right)^2 = 1 \quad (2.15)$$

Bốn đường trên thể hiện giới hạn bền mỗi có cùng đặc điểm: Vùng an toàn nằm phía bên trái của đường giới hạn (không hỏng do mỏi), còn bên phải là vùng hỏng do mỏi sau một số chu kỳ tác động tương ứng. Trong đó, một điểm bất kỳ trên các đường này thể hiện các giá trị giới hạn của ứng suất: S_a và S_m lần lượt là giá trị giới hạn của σ_a và giá trị giới hạn của σ_m .

Nếu ta xem n là hệ số an toàn thì: $S_a = n \cdot \sigma_a$ và $S_m = n \cdot \sigma_m$. Khi đó, các tiêu chuẩn được viết dưới dạng sau:

$$\text{Theo tiêu chuẩn Soderberg: } \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (2.16)$$

$$\text{Tiêu chuẩn Goodman: } \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (2.17)$$

$$\text{Tiêu chuẩn biến dạng dẻo: } \frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (2.18)$$

$$\text{Tiêu chuẩn Gerber: } \frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_u} \right)^2 = 1 \quad (2.19)$$

2.1.2.4. Cơ sở lý thuyết tính toán hệ số an toàn khung xe

Khung xe chịu tải trọng phức tạp trong quá trình di chuyển trên đường, do đó ứng suất tại điểm nguy hiểm của mặt cắt nguy hiểm thay đổi theo chu kỳ ứng suất

không đối xứng. Với trường hợp $\frac{k_t}{k_\sigma} \neq 1 \left(\frac{k_t}{k_\sigma} < 1 \right)$, ta có:

Hệ số an toàn mỗi được xác định:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2 \left[1 + 2 \left(1 - \frac{k_\tau}{k_\sigma} \right) (S_\sigma - 1) \right]}} \geq [s] \quad (2.20)$$

Hệ số an toàn mỗi thành phần được xác định:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m + \psi_{\tau\sigma} \cdot \tau_m} \quad (2.21)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\sigma}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m + \psi_{\sigma\tau} \cdot \sigma_m} \quad (2.22)$$

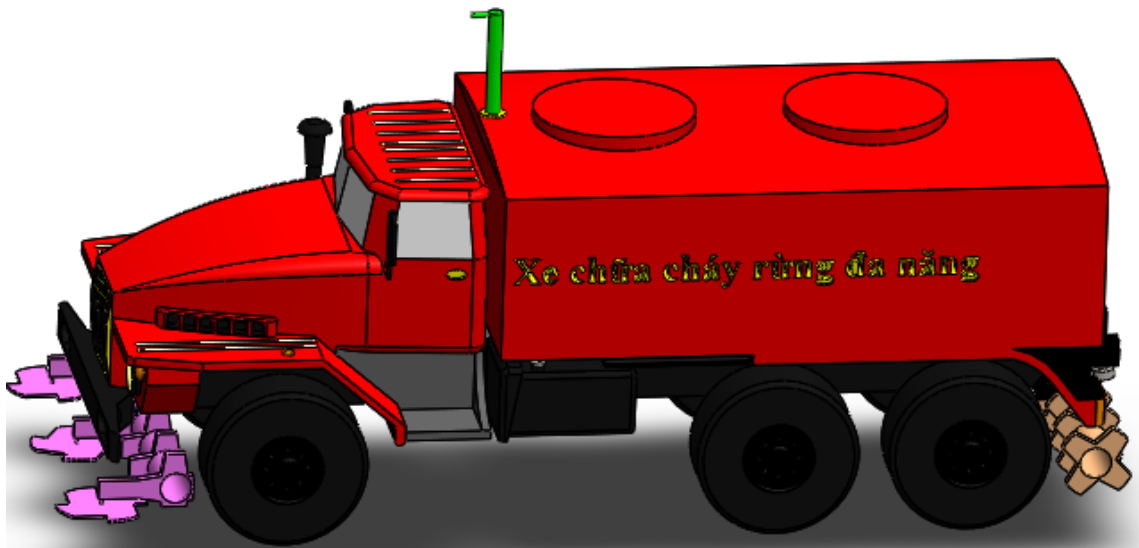
Trong đó σ_{-1} và τ_{-1} - giới hạn bền mỗi khi chịu uốn và xoắn của mẫu chuẩn; σ_m và τ_m - ứng suất pháp và ứng suất tiếp trung bình; σ_a và τ_a - ứng suất pháp và ứng suất tiếp biên độ; k_a và k_{τ} - hệ số tập trung ứng suất pháp và ứng suất tiếp tuyến; ε_a và ε_{τ} - hệ số ảnh hưởng của kích thước; ψ_{σ} , ψ_{τ} , $\psi_{\tau\sigma}$, $\psi_{\sigma\tau}$ - các hệ số ảnh hưởng của vật liệu.

Việc đánh giá độ bền mỗi theo phương pháp cổ điển (dựa vào đường cong mỏi) tuy chỉ đưa ra một kết luận và chưa bao quát hết các tính chất vật liệu và yếu tố kích thước. Tuy nhiên, phương pháp này khá đơn giản và hiện nay đã được chương trình hóa trong các phần mềm tính toán. Do đó luận án sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để đánh giá độ bền mỗi thông qua việc ứng dụng phần mềm Ansys. Ứng suất gây mỏi σ_e được xác định theo tiêu chuẩn Goodman.

2.2. Xây dựng mô hình xe chữa cháy rừng đa năng

2.2.1. Xây dựng mô hình 3-D xe chữa cháy rừng đa năng

Xe chữa cháy rừng đa năng là một hệ cơ học biến dạng. Đặc trưng cho sự biến dạng này là sự biến dạng của các phần tử đàn hồi thông qua các bánh lốp, nhíp, các khớp, khung xe ... Nếu gắn vào xe chữa cháy rừng đa năng một hệ trục tọa độ Oxyz đi qua trọng tâm xe thì có thể biểu diễn sự biến dạng của xe theo cả 3 phương Ox, Oy, Oz. Với các biến dạng đó, xe chữa cháy rừng đa năng được coi như một hệ đàn hồi [18]. Các chuyển dịch của xe theo các trục tọa độ trên gây nên các chuyển vị dọc và quay theo các trục đó. Trên xe còn được trang bị thêm các thiết bị chữa cháy như hệ thống phun đất cát, hệ thống phun nước, hệ thống cắt cây ở phía trước, hệ thống cắt cỏ rác tạo băng trắng cản lửa ở phía sau, nên dao động của xe càng phức tạp hơn.



Hình 2.5: Mô hình 3-D xe chữa cháy rừng đa năng

Việc xác định các thông số đầu vào cho bài toán dao động của xe là cần thiết. Việc xác định khối lượng, mô men quán tính của các cụm chi tiết của xe chữa cháy rừng bằng phương pháp thực nghiệm rất khó khăn và tốn kém. Do đó, xây dựng mô hình 3-D để xác định khối lượng, mô men quán tính của các chi tiết. Giá trị các thông số được trình bày trong phụ lục 1.

2.2.2. Xây dựng mô hình tính toán độ bền khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng

Ngày nay, với sự phát triển mạnh mẽ của các ngành công nghiệp thì việc ứng dụng phần mềm số là rất quan trọng. Việc ứng dụng không những giúp mô phỏng một cách gần đúng các mô hình cần chế tạo mà còn giảm chi phí sản xuất, giảm các công đoạn kiểm tra đánh giá, từ đó giảm giá thành sản phẩm. Trước đây, để tính toán các mô hình người ta dùng các phương pháp thủ công là tính bằng tay nhờ các công thức thực nghiệm. Những năm gần đây, nhờ sự phát triển của các công cụ tính toán cùng sự phát triển của máy tính đã dần hoàn thiện các phần mềm công nghiệp, sử dụng để giải các bài toán cơ học vật rắn, cơ học thủy khí, các bài toán động, các bài toán tuyến tính và phi tuyến, các bài toán trường điện từ, ...

Sắt xi (khung xe) là hệ thống dầm có vai trò chịu tải trọng các chi tiết lắp đặt lên và tải trọng hàng hóa, nhận và truyền phản lực trong quá trình hoạt động của ô tô với các điều kiện đường xá khác nhau. Ngoài ra, còn chịu ảnh hưởng của những rung động từ động cơ, hệ thống truyền lực... Do trên xe có lắp thêm các thiết bị chữa cháy chuyên dụng, vì vậy tải trọng của xe tăng lên làm ảnh hưởng đến độ bền sắt xi.

Việc ứng dụng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) để xác định các vị trí xuất hiện ứng suất và biến dạng nhằm dự đoán tuổi thọ và tối ưu hóa kết cấu của khung [22,23,24,25]. Xuất phát từ yêu cầu trên, tác giả đã tập trung phân tích thiết kế khung xe chữa cháy rừng đa năng trong điều kiện tải trọng tĩnh bằng phần mềm Ansys Workbench.

Phương pháp phần tử hữu hạn (PTHH) là phương pháp rất tổng quát và hữu hiệu cho lời giải số nhiều lớp bài toán kỹ thuật khác nhau. Từ việc phân tích trạng thái ứng suất, biến dạng trong các kết cấu cơ khí, các chi tiết trong ô tô, máy bay, tàu thủy, khung nhà cao tầng, dầm cầu, ... đến các bài toán của lý thuyết trường như: Lý thuyết truyền nhiệt, cơ học chất lỏng, thủy đàn hồi, khí đàn hồi, điện từ trường. Với sự trợ giúp của công nghệ thông tin, nhiều kết cấu phức tạp cũng đã được tính toán và thiết kế chi tiết một cách dễ dàng.

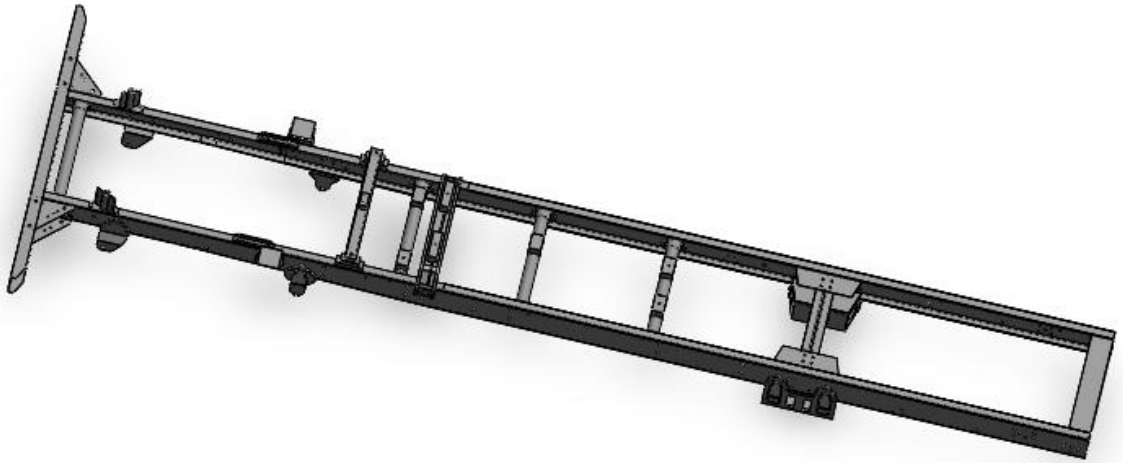
Với sự hỗ trợ của máy tính điện tử, phương pháp phần tử hữu hạn đang được sử dụng rộng rãi và có hiệu quả trong nhiều lĩnh vực như: Lý thuyết đàn hồi và dẻo,

cơ học chất lỏng, cơ học vật rắn, cơ học thiên thể, khí tượng thủy văn, ... Phương pháp PTHH thường được dùng trong các bài toán cơ học để xác định ứng suất và biến dạng của vật thể.

Ansys Workbench là một trong nhiều phần mềm công nghiệp, sử dụng phương pháp PTHH để phân tích bài toán vật lý - cơ học, chuyển vị của phương trình vi phân, phương trình đạo hàm riêng về dạng số, với việc sử dụng phương pháp rời rạc hóa và gần đúng để giải. Tại Việt Nam, phần mềm Ansys Workbench được ứng dụng rộng rãi trong phân tích kết cấu. Trong luận án này tác giả sử dụng phần mềm Ansys Workbench để khảo sát độ bền khung sắt xi.

2.2.2.1. Mô hình 3-D khung sắt xi

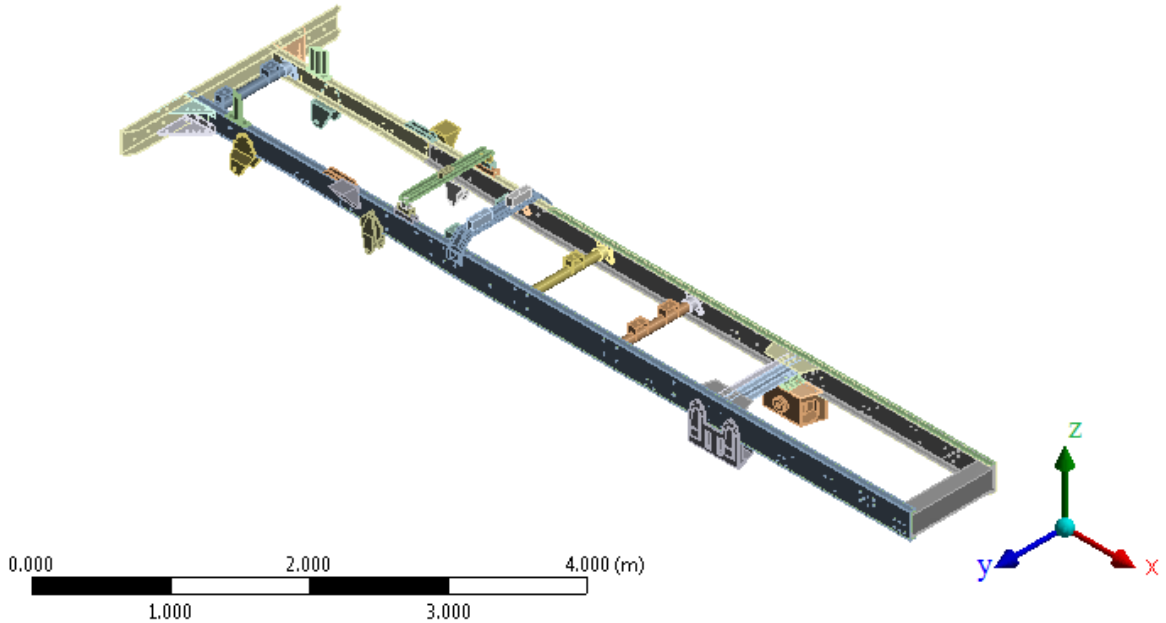
Do khung sắt xi có kết cấu tương đối phức tạp, đồng thời mô hình 3-D cần thiết phải được xây dựng chính xác. Vì vậy việc xây dựng mô hình 3-D khung sắt xi trong phần mềm phân tích phần tử hữu hạn là phức tạp. Do đó mô hình khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng được xây dựng trong các phần mềm vẽ chuyên dụng, sau đó đưa vào phần mềm phân tích phần tử hữu hạn để tính toán. Trong nghiên cứu này, tác giả sử dụng phần mềm Solidworks để xây dựng mô hình 3-D và sử dụng phần mềm Ansys Workbench để liên kết với phần mềm Solidworks.



Hình 2.6: Mô hình 3-D khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng

2.2.2.2. Nhập mô hình vào trong Ansys

Sau khi thiết kế mô hình 3-D trong Solidworks, ta tiến hành nhập mô hình khung sắt xi vào trong môi trường Ansys Workbench. Mô hình khung sắt xi trong Geometry được thể hiện hình 2.7.



Hình 2.7: Mô hình khung sắt xi đã được đưa vào trong Ansys

Trong mô hình này gồm 55 chi tiết với khối lượng là 1014,4 kg, chiều dài sắt xi theo trục X là 7376 mm; chiều cao sắt xi theo trục Z là 703 mm và chiều dài theo trục Y là 2200 mm.

2.2.2.3. Giả thiết mô hình tính toán

Quá trình xây dựng mô hình phần tử hữu hạn của khung sắt xi xe chữa cháy rừng dựa trên sự phân tích đặc điểm của kết cấu khung xe, các tải trọng tác dụng lên xe cũng như khả năng ứng dụng của phần mềm phân tích kết cấu hiện có. Do đó việc đưa ra các giả thiết và các bước của việc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn được sử dụng cho bài toán tính biến dạng và ứng suất của khung sắt xi dưới tác dụng của lực từ mặt đường, khối lượng của xe và tải trọng của hàng hoá là cần thiết. Các giả thiết như sau:

- Các chi tiết được lắp ghép với nhau cứng, bỏ qua các mối hàn của khung sắt xi.
- Xem tải trọng thùng hàng phân bố đều trên bề mặt khung sắt xi. Tải trọng cabin và tải trọng của động cơ phân bố đều trên khung sắt xi tại các vị trí đặt lực.

- Bỏ qua các lỗ nhỏ không ảnh hưởng đến kết cấu của khung sắt xi nhằm giảm thiểu số lượng lưới và tăng chất lượng khi chia lưới.

- Xem vật liệu làm khung sắt xi là đồng nhất và bỏ qua các khuyết tật bên trong vật liệu.

- Bỏ qua lực tác dụng của không khí đến thân xe do xe chuyển động với tốc độ thấp.

2.2.2.4. *Gán vật liệu*

Trong Ansys Workbench cung cấp kho vật liệu rất lớn đã được kiểm chứng với thực tế. Với khung sắt xi xe chữa cháy rừng, được chế tạo bằng vật liệu thép 40CR có các thông số vật liệu như sau [60]:

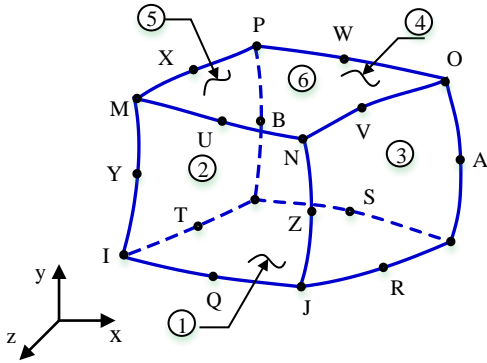
Bảng 2.1: Thông số vật liệu sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng

| Thông số | Đơn vị | Giá trị |
|---|-------------------|----------------|
| Khối lượng riêng | kg/m ³ | 7850 |
| Mô đun đàn hồi | GPa | 205 |
| Hệ số Poisson | | 0.29 |
| Ứng suất giới hạn chảy của thép 40CR | MPa | 785 |
| Ứng suất giới hạn phá hủy của thép 40CR | MPa | 980 |

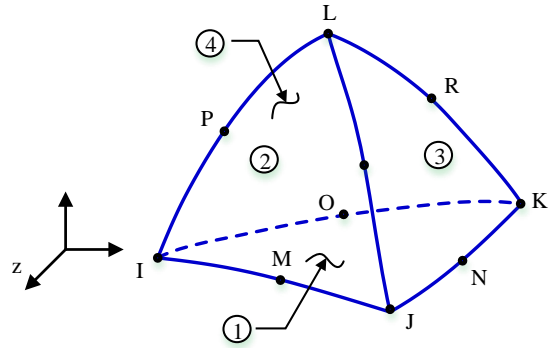
2.2.2.5. *Chia lưới mô hình*

Quá trình xây dựng mô hình phần tử hữu hạn có vai trò quan trọng đối với các bài toán phân tích thiết kế. Việc chia lưới mô hình khung xe dựa trên đặc điểm kết cấu của khung và các tiêu chí kiểm soát mô hình của phần mềm Ansys [11], điều này cho phép xác định độ chính xác của mô hình phần tử mà ta sử dụng. Trong nghiên cứu này, các phần tử lập phương (phần tử Solid 186) và phần tử tứ diện (phần tử Solid 187) được kết hợp sử dụng nhằm giảm kích cỡ bài toán, tăng độ chính xác cho mô hình tính toán. Độ chính xác và tốc độ bài toán phụ thuộc vào quá trình chia lưới. Trong trường hợp này tiến hành chia lưới bằng tay và chia lưới tự động. Với khung xe ô tô, các chi tiết có biên dạng cong rất phức tạp, nhiều góc lượn. Để tăng độ chính xác mô hình và mô tả đúng hình dạng hình học, ta sử dụng các mô hình phần tử do phần mềm đề xuất [2].

Phần tử SOLID186 và SOLID187 thích hợp cho việc làm giảm kích cỡ các bài toán phức tạp. Phần tử SOLID186 thường sử dụng tại các vị trí thanh tròn, phần tử SOLID187 có thể xây dựng nhiều dạng hình học cho nhiều bài toán.

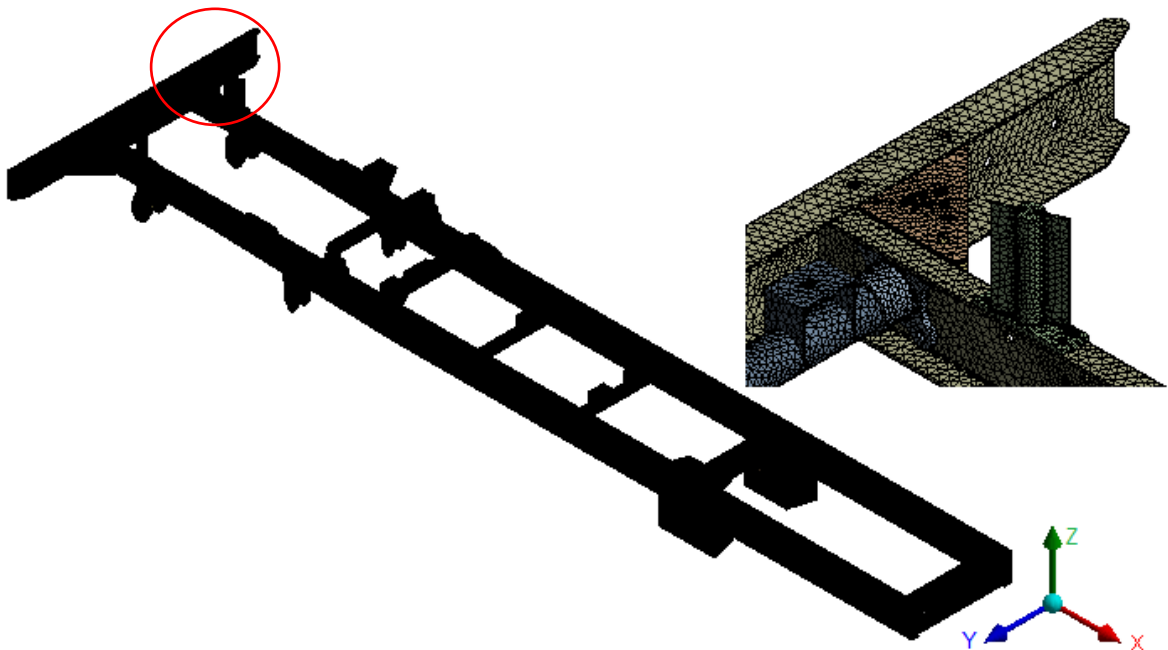


Hình 2.8: Mô hình phần tử SOLID186



Hình 2.9: Mô hình phần tử SOLID187

Trong nghiên cứu, sử dụng kết hợp giữa mô hình phần tử SOLID186 và SOLID187. Tại các vị trí phức tạp, các góc lượn sử dụng mô hình phần tử SOLID187 để tăng độ chính xác về hình học. Các thanh thẳng sử dụng mô hình phần tử SOLID186 để tăng tốc độ tính toán.



Hình 2.10: Mô hình phần tử hữu hạn trên khung xe CCR đa năng

Quá trình chia lưới hoàn thành, việc kiểm soát chất lượng lưới theo các tiêu chuẩn đã được phần mềm đề ra. So sánh kết quả chia lưới với tiêu chuẩn đánh giá lưới của Ansys kết hợp tiến hành tối ưu hoá theo thời gian tính toán. Tiêu chuẩn

đánh giá chủ yếu dựa trên chất lượng phần tử và độ lệch phần tử so với giá trị phần tử tiêu chuẩn. Chia lưới trong Ansys gồm có các tiêu chuẩn sau:

- Tỉ số lệch (Aspect ratio): Là tỉ số giữa cạnh ngắn nhất và cạnh dài nhất trong một phần tử. Trong Ansys, giá trị này nhỏ hơn 5 thì chấp nhận được.

- Hệ số Jacobian (Jacobian ratio): Là thước đo độ lệch của một phần tử so với trục toạ độ. Hệ số Jacobian có giá trị trong khoảng từ 0 đến 1.

- Độ lệch (Skewness): Được xác định bằng góc tối thiểu so với hai vectơ góc đối diện kết hợp với các mặt và vectơ giữa hai mặt tiếp xúc tại mỗi nút. Trong Ansys, giá trị độ lệch nhỏ hơn 0,5 là chấp nhận được.

- Chất lượng ma trận trực giao (Orthogonal Quality): Là giá trị giữa phần tử bề mặt và phần tử vỏ. Giá trị chất lượng ma trận trực giao lớn hơn 0,7 là đạt và tốt nhất khi đạt bằng 1.

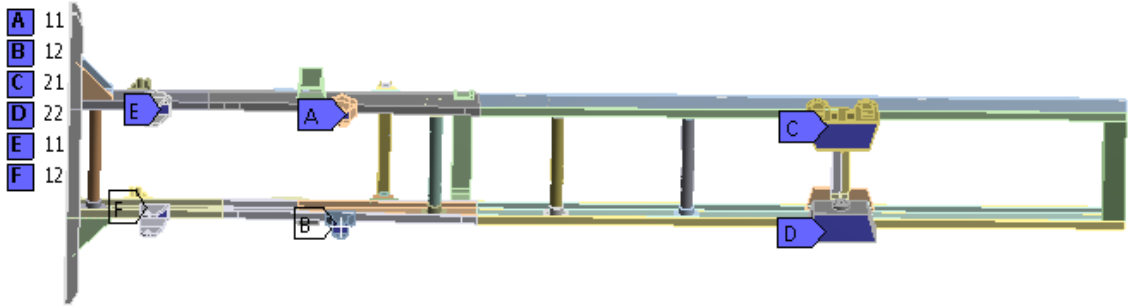
- Chất lượng phần tử (Element Quality): Là chỉ số tổng hợp để đánh giá nhanh chất lượng phần tử, số lượng phần tử đạt chất lượng có thể được quan sát trên đồ thị. Chất lượng lưới tốt, giá trị này đạt trên 0,7.

Bảng 2.2: Thông số lưới mô hình khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng

| Tiêu chí | Giá trị | Nhận xét |
|--------------------------------------|---------|----------|
| Số phần tử | 174223 | |
| Số nút | 376982 | |
| Chất lượng phần tử | 0,71 | Đạt |
| Tỉ số độ lệch giữa các cạnh | 2,75 | Đạt |
| Hệ số Skewness | 0,40 | Đạt |
| Chất lượng trực giao giữa các bề mặt | 0,72 | Đạt |
| Hệ số Jacobian | 0,93 | Đạt |

2.2.2.6. Điều kiện biên

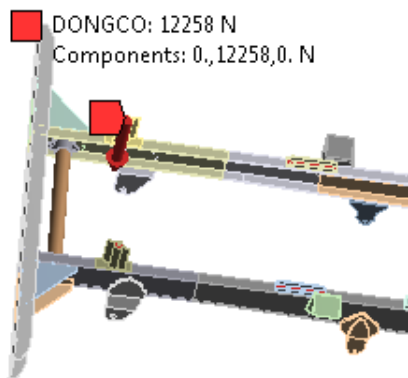
Các nghiên cứu của Teo Han Fui [41] và Monika S. Agrawal [42] đưa ra phương pháp thử nghiệm độ bền tĩnh trên khung xe tải và phương pháp đặt điều kiện biên. Các mẫu nhíp có vai trò hạn chế chuyển vị của khung theo 3 phương tịnh tiến trong mặt phẳng xyz và các phương quay. Do vậy ta chọn ngàm tại các vị trí mẫu bắt nhíp.



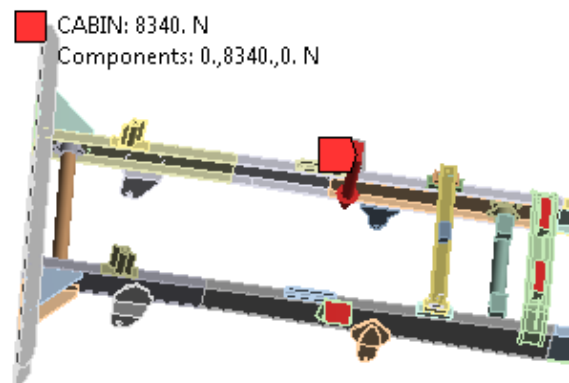
Hình 2.11: Ngầm chịu tải trọng tại các vị trí mẫu nhíp

Các lực tác dụng lên khung xe, ta quy về các vị trí riêng theo từng khối lực tác dụng. Trong thực tế, khung xe chịu tác dụng của nhiều lực tác dụng lên, các lực đó có các phương dọc và các phương ngang phức tạp. Để đơn giản ta đưa về các khối lực chính tác dụng như sau:

- Khối động cơ: Bao gồm động cơ và hộp số tác dụng lên khung xe theo phương thẳng đứng phân bố đều hai bên khung có giá trị trọng lượng 12258N (hình 2.12).



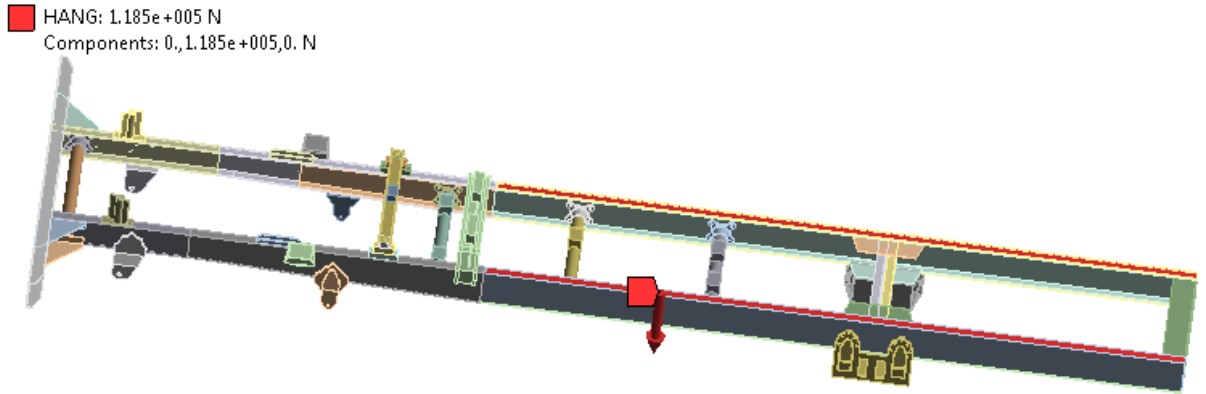
Hình 2.12: Phân bố trọng lượng cụm động cơ tác dụng lên khung



Hình 2.13: Phân bố trọng lượng cụm cabin tác dụng lên khung

- Khối cụm cabin: Bao gồm khối lượng của buồng lái và các chi tiết bên trong buồng lái có trọng lượng 8340N phân bố đều lên khung xe theo các điểm được mô tả hình 2.13.

- Khối thùng hàng: Bao gồm toàn bộ khối lượng của thùng hàng, các chi tiết lắp lên thùng hàng khi đầy tải tác dụng lực lên toàn bộ phần phía sau thân xe. Trọng lượng thùng hàng phân bố đều trên toàn bộ 2 bên bề mặt khung chiều dài 4,5m tính từ phía sau khung với giá trị tải trọng là 118500N (hình 2.14).



Hình 2.14: Vị trí và giá trị trọng lượng thùng hàng tác dụng lên khung

Ngoài trọng lượng của 3 khối cơ bản trên, xe chữa cháy rừng đa năng còn có trọng lượng của cụm cắt cây được lắp phía trước khung và trọng lượng của cụm cắt cỏ, cuốc đất được lắp phía sau khung. Cụm cắt cây lắp phía trước có trọng lượng là 9810N, cụm cắt cỏ và cuốc đất phía sau có trọng lượng là 7848 N.

2.2.2.7. Xuất kết quả

Sau khi tiến hành tính toán xong bằng phần mềm ta sẽ thu được ứng suất, biến dạng, chuyển vị dưới dạng các phổ màu. Ngoài các kết quả phân tích trong bài toán tĩnh, ta còn có thể đưa ra bài toán bền mỗi các kết quả theo thời gian.

2.3. Xây dựng mô hình xác định tải trọng động tác dụng lên khung sắt xi

Các chế độ tải trọng tác dụng lên khung sắt xi trình bày ở phần 2.3.2.7 là tải trọng tĩnh cực đại khi xe đứng yên. Thực tế, khi xe chuyển động trên đường không bằng phẳng, dưới tác động của mấp mô mặt đường, sẽ có tải trọng từ mặt đường tác dụng lên khung sắt xi thông qua hệ thống treo. Khi khảo sát độ bền của khung sắt xi, cần phải xét đến các chế độ tải trọng này. Để xác định tải trọng từ mặt đường tác dụng lên khung sắt xi, ta xây dựng mô hình động lực học của xe và giải bài toán xác định tải trọng tác dụng lên khung sắt xi bằng phần mềm Matlab Simulinks.

2.3.1. Phương pháp xây dựng mô hình

Mô hình xác định các tải trọng động tác dụng lên khung sắt xi trong trường hợp xe chuyển động trên đường được xác định từ mô hình động lực học của xe tải 3 cầu. Sử dụng mô hình động lực học có thể xác định được tải trọng từ mặt đường tác dụng lên bánh xe trong các trường hợp chuyển động như đi thẳng, tăng tốc, phanh, quay vòng và các mấp mô mặt đường. Việc thiết lập hệ phương trình mô tả động

lực học ô tô có thể sử dụng nhiều phương pháp tùy theo mức độ và các thông số cần tính toán.

Xe chữa cháy rừng đa năng là một hệ cơ học biến dạng. Đặc trưng cho sự biến dạng này là sự biến dạng của các phần tử đàn hồi thông qua các bánh lốp, nhíp, các khớp, khung xe ... Nếu gắn vào xe chữa cháy rừng đa năng một hệ trục tọa độ xyz đi qua trọng tâm xe thì có thể biểu diễn sự biến dạng của xe theo cả 3 phương Ox, Oy, Oz. Với các biến dạng đó, xe chữa cháy rừng đa năng được coi như một hệ đàn hồi. Các chuyển dịch của xe theo các trục tọa độ trên gây nên các chuyển vị dọc và quay theo các trục đó.

Trong nghiên cứu này, nghiên cứu sinh sử dụng phương pháp cân bằng lực để thiết lập mô hình động lực học. Để xây dựng mô hình động lực học xe chữa cháy rừng đa năng theo phương pháp này, gồm các bước sau:

- Đặt các giả thiết ban đầu;
- Định nghĩa hệ quy chiếu;
- Thiết lập hệ phương trình vi phân;
- Giải hệ phương trình vi phân bằng phần mềm (phương pháp số).

Sau khi giải hệ phương trình vi phân, ta xác định được gia tốc của các cầu xe theo phương thẳng đứng. Lấy gia tốc nhân với khối lượng của cầu xe ở trạng thái tĩnh ta xác định được tải trọng động từ mặt đường tác dụng lên khung sát xi thông qua cầu xe.

2.3.2. Xây dựng mô hình không gian

2.3.2.1. Một số giả thiết khi xây dựng mô hình

Xe chữa cháy rừng đa năng có khối lượng và kích thước lớn, kết cấu xe phức tạp. Chính vì vậy ảnh hưởng lớn đến tính chất động lực học của xe, đặc biệt trong các điều kiện chuyển động tới hạn. Vì vậy việc mô tả phi tuyến (hệ thống treo, lốp, tách bánh) là cần thiết trong nghiên cứu động lực học hiện nay. Kết cấu xe chữa cháy rừng đa năng có đặc điểm là khung chịu lực, hệ thống treo phụ, 3 cầu. Thân xe được phân thành phần được treo trước và sau, tương ứng là các cầu xe trước và sau, cầu sau sử dụng hệ thống treo cân bằng.

Với đặc điểm cấu trúc đã phân tích trên, các giả thiết sau được sử dụng trong quá trình mô tả động lực học của xe chữa cháy rừng đa năng 3 cầu:

Thùng hàng chở đầy nước trong bể chứa và xem nước trong bể chứa như một khối đặc do bể chứa được chia thành nhiều ngăn nhỏ. Ngoài bể chứa nước, thùng hàng còn lắp một số cơ cấu khác phục vụ chữa cháy.

Liên kết giữa cabin với khung và liên kết giữa thùng hàng với khung xem như liên kết hệ thống treo gồm bộ phận đàn hồi và bộ phận giảm chấn được thể hiện trên mô hình không gian.

Phần khối lượng cabin xem như cứng tuyệt đối, cabin có 3 chuyển động là dịch chuyển theo phương Z, quay quanh trục ngang (trục Y) và quay quanh trục dọc (trục X) tương ứng có khối lượng là m_c , mômen quán tính quay quanh trục ngang là J_{cy} và mômen quán tính quay quanh trục dọc là J_{cx} .

Phần khối lượng thùng hàng xem như cứng tuyệt đối, thùng hàng có 3 chuyển động là dịch chuyển theo phương Z, quay quanh trục ngang (trục Y) và quay quanh trục dọc (trục X) tương ứng có khối lượng là m_t , mômen quán tính quay quanh trục ngang là J_{ty} và mômen quán tính quay quanh trục dọc là J_{tx} .

Khung xe có 3 chuyển động là dịch chuyển theo phương Z, quay quanh trục ngang (trục Y) và quay quanh trục dọc (trục X) tương ứng có khối lượng m_s , mômen quán tính quay quanh trục ngang J_{sy} và mômen quán tính quay quanh trục dọc J_{sx} .

Phần khối lượng không được treo xem như cứng tuyệt đối, các khối lượng không được treo có hai chuyển động là dịch chuyển theo phương Z tương ứng tại các cầu trước, giữa, sau lần lượt là Z_{u1} , Z_{u2} , Z_{u3} và quay quanh trục dọc (trục X); khối lượng tương ứng tại các cầu trước, giữa, sau lần lượt là m_{u1} , m_{u2} , m_{u3} ; mômen quán tính quay quanh trục dọc lần lượt là J_{u1} , J_{u2} , J_{u3} .

Phần khối lượng cơ cấu cắt cây phía trước, cơ cấu cắt cỏ phía sau xem như cứng tuyệt đối, có hai chuyển động là dịch chuyển theo phương Z và quay quanh trục dọc (trục X), có khối lượng lần lượt là m_4 , m_5 , mômen quán tính quay quanh trục dọc lần lượt là J_4 , J_5 . Cơ cấu cắt cây liên kết với khung xe qua bộ phận giảm chấn, cơ cấu cắt cỏ liên kết với khung xe qua bộ phận đàn hồi và giảm chấn

Bỏ qua các nguồn kích thích dao động trên xe, coi mấp mô mặt đất rừng và các xung lực do cơ cấu cắt cỏ rác là nguồn kích thích dao động duy nhất. Sự tiếp xúc giữa các bánh xe với mặt đường là tiếp xúc điểm và bỏ qua sự trượt giữa bánh

xe với mặt đường. Xe chuyển động trên đường với vận tốc thấp, không đổi. Do đó xem như lực cản quán tính và lực cản không khí có giá trị bằng không. Bỏ qua ảnh hưởng do ma sát của các ổ trục bánh xe.

2.3.2.2. Lựa chọn hệ tọa độ của mô hình

a. Hệ tọa độ trung tâm

Hệ tọa độ cố định được chọn là Oxyz có gốc tọa độ là điểm O đặt ở trọng tâm của khung xe, có 3 tọa độ theo phương thẳng đứng z, theo phương dọc x và theo phương ngang y.

b. Hệ tọa độ suy rộng

Hệ tọa độ suy rộng được đặt tại trọng tâm của các khối lượng trong hệ:

- Khối lượng cabin (m_c) gồm: chuyển vị thẳng đứng Z_c , chuyển vị góc quay quanh trục O_x là θ_{cx} , chuyển vị góc quay quanh trục O_y là θ_{cy} .

- Khối lượng thùng hàng (m_t) gồm: chuyển vị thẳng đứng Z_t , chuyển vị góc quay quanh trục O_x là θ_{tx} , chuyển vị góc quay quanh trục O_y là θ_{ty} .

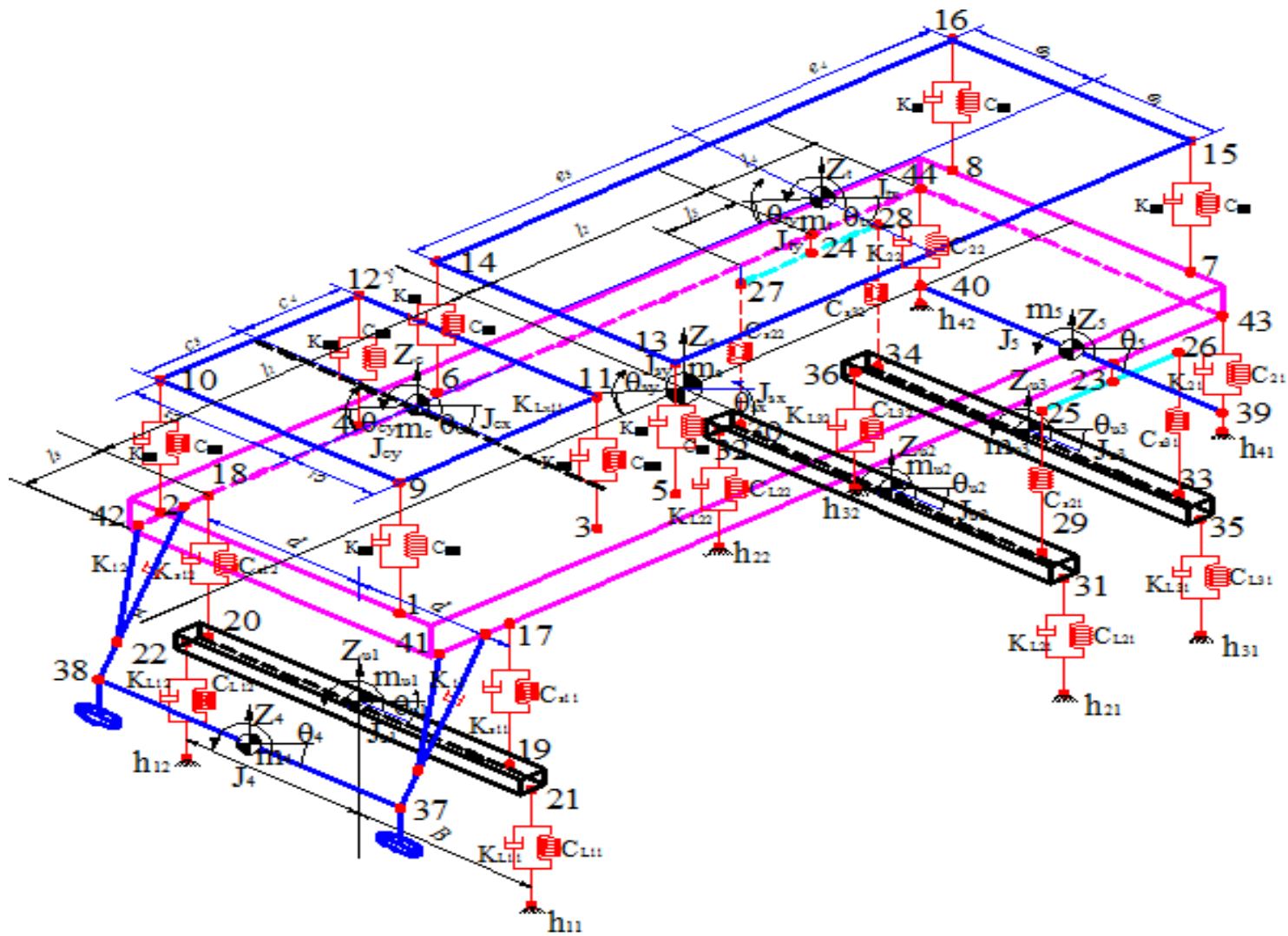
- Khối lượng sát xi (m_s) gồm: chuyển vị thẳng đứng Z_s , chuyển vị góc quay quanh trục O_x là θ_{sx} , chuyển vị góc quay quanh trục O_y là θ_{sy} .

- Khối lượng không được treo cầu trước, cầu giữa và cầu sau (m_{u1}, m_{u2}, m_{u3}) gồm: chuyển vị thẳng đứng Z_{u1}, Z_{u2}, Z_{u3} chuyển vị góc quay quanh trục O_x là $\theta_{u1}, \theta_{u2}, \theta_{u3}$.

- Khối lượng cơ cấu cắt cây phía trước (m_4) gồm: chuyển vị thẳng đứng Z_4 , chuyển vị góc quay quanh trục O_x là θ_4 . Được liên kết với khung xe thông qua bộ phận giảm chấn.

- Khối lượng cơ cấu cắt cỏ phía sau (m_5) gồm: chuyển vị thẳng đứng Z_5 , chuyển vị góc quay quanh trục O_x là θ_5 . Được liên kết với khung xe thông qua bộ phận giảm chấn và bộ phận đàn hồi. Xem hệ số cản giảm chấn của cơ cấu cắt cây và cơ cấu cắt cỏ là như nhau.

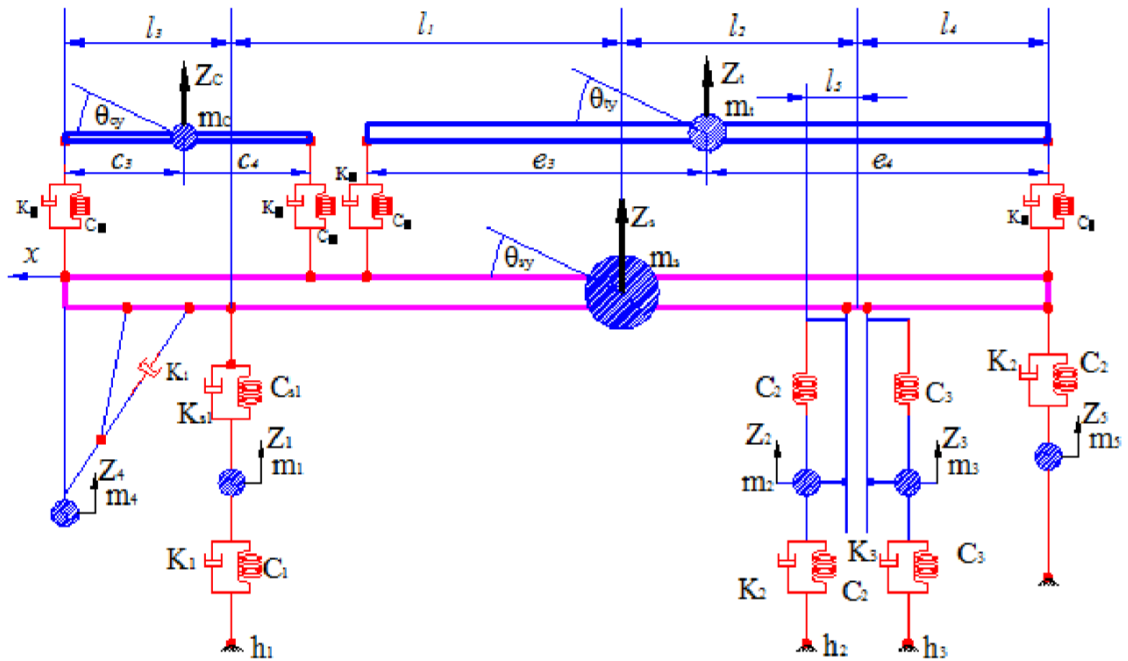
2.3.2.3. Mô hình không gian xe chữa cháy rừng đa năng



Hình 2.15: Mô hình dao động xe chữa cháy rìng đa năng trong không gian

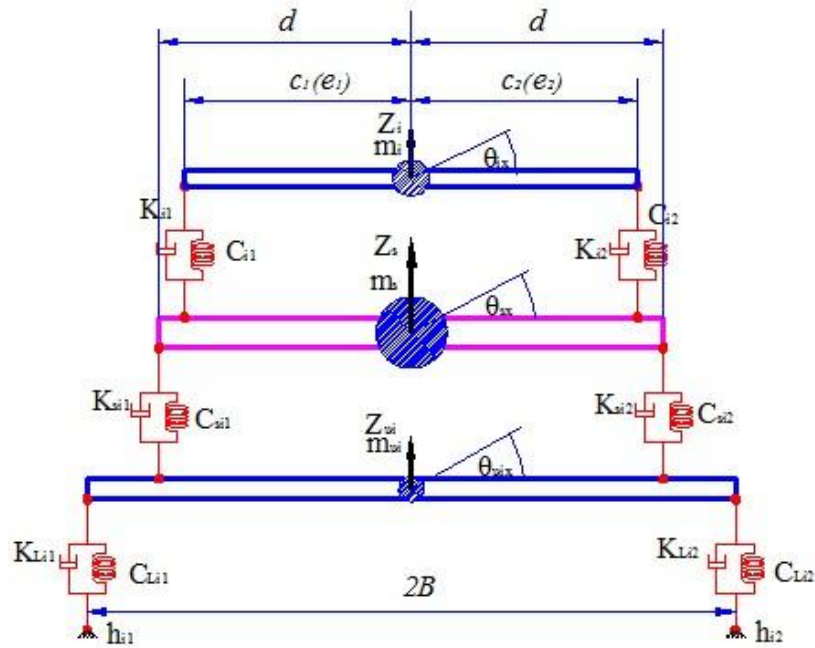
Các điểm liên kết trên mô hình gồm:

- Điểm 1, 2, 3, 4, 9, 10, 11, 12 - các điểm liên kết giữa cabin với khung sắt xi;
 - Điểm 5, 6, 7, 8, 13, 14, 15, 16 - các điểm liên kết giữa thùng hàng với khung sắt xi;
 - Điểm 17, 18, 19, 20 - các điểm liên kết hệ thống treo giữa khung sắt xi với cầu trước;
 - Điểm 21, 22 - các điểm liên kết giữa cầu trước với lớp xe trước;
 - Điểm 23, 24 - các điểm liên kết hệ thống treo cân bằng với sắt xi trái, phải;
 - Điểm 25, 27, 29, 30 - các điểm liên kết hệ thống treo giữa khung sắt xi với cầu giữa;
 - Điểm 31, 32 - các điểm liên kết giữa cầu giữa với lớp xe trái, phải;
 - Điểm 26, 28, 33, 34 - các điểm liên kết hệ thống treo giữa khung sắt xi với cầu sau;
 - Điểm 35, 36 - các điểm liên kết giữa cầu sau với lớp xe trái, phải;
 - Điểm 37, 38, 41, 42 - các điểm liên kết giữa khung sắt xi với cơ cấu cắt cây;
 - Điểm 39, 40, 43, 44 - các điểm liên kết giữa khung xe với cơ cấu cắt cỏ.
- Mô hình dao động trong mặt phẳng đối xứng dọc Oxz



Hình 2.16: Mô hình dao động tương đương của xe CCR đa năng trong mặt phẳng đối xứng dọc Oxz

➤ Mô hình dao động trong mặt phẳng đứng ngang



Hình 2.17: Mô hình dao động tương đương của xe CCR đa năng trong mặt phẳng thẳng đứng ngang Oyz

Sơ đồ không gian trên, các ký hiệu trên mô hình 2.15 được trình bày trong Phụ lục 1 và Phụ lục 2.

Như vậy, ta thấy rằng mô hình cấu trúc của xe chữa cháy rừng đa năng gồm 19 tọa độ suy rộng (19 bậc tự do) bao gồm: 3 bậc tự do mô tả chuyển động của cabin ($Z_c, \theta_{cx}, \theta_{cy}$), 3 bậc tự do mô tả chuyển động của thùng xe ($Z_t, \theta_{tx}, \theta_{ty}$), 3 bậc tự do mô tả chuyển động của thân xe (khung xe) ($Z_s, \theta_{sx}, \theta_{sy}$), 2 bậc tự do mô tả cầu trước (Z_{u1}, θ_{u1}), 2 bậc tự do mô tả cầu giữa (Z_{u2}, θ_{u2}), 2 bậc tự do mô tả cầu sau (Z_{u3}, θ_{u3}), 2 bậc tự do mô tả cơ cấu cắt cây phía trước (Z_4, θ_4) và 2 bậc tự do mô tả cơ cấu cắt cỏ phía sau (Z_5, θ_5).

2.3.2.4. Thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả động lực học của xe chữa cháy rừng đa năng

Phương trình vi phân dao động của hệ có thể được lập dựa trên định luật Newton thứ 2. Các phương trình này được thiết lập nhờ phương pháp cân bằng lực và mô men tác động lên vật.

Đồng thời $K_{c11} = K_{c12} = K_{c21} = K_{c22}$, do đó đặt $K_c = K_{c11} = K_{c12} = K_{c21} = K_{c22}$ là hệ số cản giảm chấn lắp cabin tại 4 điểm liên kết. Tương tự ta cũng lần lượt có

các giá trị sau: $C_{c11} = C_{c12} = C_{c21} = C_{c22} = C_c$; $K_{t11} = K_{t12} = K_{t21} = K_{t22} = K_t$; $C_{t11} = C_{t12} = C_{t21} = C_{t22} = C_t$; $K_{s11} = K_{s12} = K_{s1}$; $C_{s11} = C_{s12} = C_{s1}$; $C_{s21} = C_{s22} = C_{s2}$; $C_{s31} = C_{s32} = C_{s3}$; $K_{L11} = K_{L12} = K_{L1}$; $C_{L11} = C_{L12} = C_{L1}$; $K_{L21} = K_{L22} = K_{L2}$; $C_{L21} = C_{L22} = C_{L2}$; $K_{L31} = K_{L32} = K_{L3}$; $C_{L31} = C_{L32} = C_{L3}$; $K_{11} = K_{12} = K_1$; $K_{21} = K_{22} = K_2$; $C_{21} = C_{22} = C_2$. Hệ phương trình được viết như sau:

$$m_c \ddot{Z}_c + K_c \begin{bmatrix} 4\dot{Z}_c + 2\dot{\theta}_{cx}(c_1 - c_2) + \dot{\theta}_{cy}(c_3 - c_4) - 4\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sx}(c_2 - c_1) \\ -2\dot{\theta}_{sy}(l_1 + l_3) - 2\dot{\theta}_{sy}(l_1 + l_3 - c_3 - c_4) \end{bmatrix} + C_c \begin{bmatrix} 4Z_c + 2\theta_{cx}(c_1 - c_2) + \theta_{cy}(c_3 - c_4) - 4Z_s + 2\theta_{sx}(c_2 - c_1) \\ -2\theta_{sy}(l_1 + l_3) - 2\theta_{sy}(l_1 + l_3 - c_3 - c_4) \end{bmatrix} = 0 \quad (2.23)$$

$$J_{cx} \ddot{\theta}_{cx} + K_c c_1 \begin{bmatrix} 2\dot{Z}_c + 2\dot{\theta}_{cx}c_1 + \dot{\theta}_{cy}(c_3 - c_4) - 2\dot{Z}_s - 2\dot{\theta}_{sx}c_1 - \dot{\theta}_{sy}(2l_1 + 2l_3 + c_3 + c_4) \\ -2\dot{Z}_c - 2\dot{\theta}_{cx}c_2 + \dot{\theta}_{cy}(c_3 - c_4) - 2\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sx}c_2 - \dot{\theta}_{sy}(2l_1 + 2l_3 + c_3 + c_4) \end{bmatrix} + C_c c_1 \begin{bmatrix} 2Z_c + 2\theta_{cx}c_1 + \theta_{cy}(c_3 - c_4) - 2Z_s - 2\theta_{sx}c_1 - \theta_{sy}(2l_1 + 2l_3 + c_3 + c_4) \\ 2Z_c - 2\theta_{cx}c_2 + \theta_{cy}(c_3 - c_4) - 2Z_s + 2\theta_{sx}c_2 - \theta_{sy}(2l_1 + 2l_3 + c_3 + c_4) \end{bmatrix} = 0 \quad (2.24)$$

$$J_{cy} \ddot{\theta}_{cy} + K_c c_3 \begin{bmatrix} 2\dot{Z}_c + \dot{\theta}_{cx}(c_1 - c_2) + 2\dot{\theta}_{cy}c_3 - 2\dot{Z}_s + \dot{\theta}_{sx}(c_2 - c_1) - 2\dot{\theta}_{sy}(l_1 + l_3) \\ 2\dot{Z}_c + \dot{\theta}_{cx}(c_1 - c_2) - 2\dot{\theta}_{cy}c_4 - 2\dot{Z}_s + \dot{\theta}_{sx}(c_2 - c_1) - 2\dot{\theta}_{sy}(l_1 + l_3 - c_3 - c_4) \end{bmatrix} + C_c c_3 \begin{bmatrix} 2Z_c + \theta_{cx}(c_1 - c_2) + 2\theta_{cy}c_3 - 2Z_s + \theta_{sx}(c_2 - c_1) - 2\theta_{sy}(l_1 + l_3) \\ 2Z_c + \theta_{cx}(c_1 - c_2) - 2\theta_{cy}c_4 - 2Z_s + \theta_{sx}(c_2 - c_1) - 2\theta_{sy}(l_1 + l_3 - c_3 - c_4) \end{bmatrix} = 0 \quad (2.25)$$

$$m_t \ddot{Z}_t + K_t \begin{bmatrix} 4\dot{Z}_t + 2\dot{\theta}_{tx}(e_1 - e_2) + 2\dot{\theta}_{ty}(e_3 - e_4) - 4\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sx}(e_2 - e_1) \\ -2\dot{\theta}_{sy}(e_3 + e_4 - l_2 - l_4) + 2\dot{\theta}_{sy}(l_2 + l_4) \end{bmatrix} + C_t \begin{bmatrix} 4Z_t + 2\theta_{tx}(e_1 - e_2) + 2\theta_{ty}(e_3 - e_4) - 4Z_s + 2\theta_{sx}(e_2 - e_1) \\ -2\theta_{sy}(e_3 + e_4 - l_2 - l_4) + 2\theta_{sy}(l_2 + l_4) \end{bmatrix} = 0 \quad (2.26)$$

$$J_{tx} \ddot{\theta}_{tx} + K_t e_1 \begin{bmatrix} 2\dot{Z}_t + 2\dot{\theta}_{tx}e_1 + \dot{\theta}_{ty}(e_3 - e_4) - 2\dot{Z}_s - 2\dot{\theta}_{sx}e_1 + \dot{\theta}_{sy}(l_2 + l_4) - \dot{\theta}_{sy}(e_3 + e_4 - l_2 - l_4) \\ 2\dot{Z}_c - 2\dot{\theta}_{tx}e_2 + \dot{\theta}_{ty}(e_3 - e_4) - 2\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sx}e_2 + \dot{\theta}_{sy}(l_2 + l_4) - \dot{\theta}_{sy}(e_3 + e_4 - l_2 - l_4) \end{bmatrix} + C_t e_1 \begin{bmatrix} 2Z_t + 2\theta_{tx}e_1 + \theta_{ty}(e_3 - e_4) - 2Z_s - 2\theta_{sx}e_1 + \theta_{sy}(l_2 + l_4) - \theta_{sy}(e_3 + e_4 - l_2 - l_4) \\ 2Z_c - 2\theta_{tx}e_2 + \theta_{ty}(e_3 - e_4) - 2Z_s + 2\theta_{sx}e_2 + \theta_{sy}(l_2 + l_4) - \theta_{sy}(e_3 + e_4 - l_2 - l_4) \end{bmatrix} = 0 \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned}
& J_{ty} \ddot{\theta}_{ty} + Ke_3 \left[2\dot{Z}_t + \dot{\theta}_{tx} (e_1 - e_2) + 2\dot{\theta}_{ty} e_3 - 2\dot{Z}_s - \dot{\theta}_{sx} (e_2 - e_1) - 2\dot{\theta}_{sy} (e_3 + e_4 - l_2 - l_4) \right] \\
& - K_t e_4 \left[2\dot{Z}_t + \dot{\theta}_{tx} (e_1 - e_2) - 2\dot{\theta}_{ty} e_4 - 2\dot{Z}_s - \dot{\theta}_{sx} (e_2 - e_1) + 2\dot{\theta}_{sy} (l_2 + l_4) \right] \\
& + Ce_3 \left[2Z_t + \theta_{tx} (e_1 - e_2) + 2\theta_{ty} e_3 - 2Z_s - \theta_{sx} (e_2 - e_1) - 2\theta_{sy} (e_3 + e_4 - l_2 - l_4) \right] \\
& - C_t e_4 \left[2Z_t + \theta_{tx} (e_1 - e_2) - 2\theta_{ty} e_4 - 2Z_s - \theta_{sx} (e_2 - e_1) + 2\theta_{sy} (l_2 + l_4) \right] = 0
\end{aligned} \tag{2.28}$$

$$\begin{aligned}
& m_s \ddot{Z}_s + K_c \left[4\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sx} (c_1 - c_2) + 2\dot{\theta}_{sy} (c_3 + c_4) - 4\dot{Z}_c + 2\dot{\theta}_{cx} (c_2 - c_1) + 2\dot{\theta}_{cy} (c_4 - c_3) \right] \\
& + K_t \left[4\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sx} (e_1 - e_2) + 2\dot{\theta}_{sy} (e_3 + e_4) - 4\dot{Z}_t + 2\dot{\theta}_{tx} (e_2 - e_1) + \dot{\theta}_{ty} (e_4 - e_3) \right] \\
& + K_{s1} \left[2\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sy} l_1 - 2\dot{Z}_{u1} \right] + K_1 \left[2\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sy} (l_1 + l_5) - 2\dot{Z}_4 \right] \\
& + K_2 \left[2\dot{Z}_s - 2\dot{\theta}_{sy} (l_2 + l_4) - 2\dot{Z}_5 \right] + C_{c11} \left[Z_s + \theta_{sx} c_1 + \theta_{sy} (l_1 + l_3) - Z_c - \theta_{cx} c_1 - \theta_{cy} c_3 \right] \\
& + C_c \left[4Z_s + 2\theta_{sx} (c_1 - c_2) + 2\theta_{sy} (c_3 + c_4) - 4Z_c + 2\theta_{cx} (c_2 - c_1) + 2\theta_{cy} (c_4 - c_3) \right] \\
& + C_t \left[4Z_s + 2\theta_{sx} (e_1 - e_2) + 2\theta_{sy} (e_3 + e_4) - 4Z_t + 2\theta_{tx} (e_2 - e_1) + \theta_{ty} (e_4 - e_3) \right] \\
& + C_{s1} \left[2Z_s + 2\theta_{sy} l_1 - 2Z_{u1} \right] + C_{s2} \left[2Z_s + 2\theta_{sy} (l_2 - l_5) - 2Z_{u2} \right] \\
& + C_{s3} \left[2Z_s - 2\theta_{sy} (l_2 + l_5) - 2Z_{u3} \right] + C_1 \left[2Z_s + 2\theta_{sy} (l_1 + l_3) - 2Z_4 \right] \\
& + C_2 \left[2Z_s - 2\theta_{sy} (l_2 + l_4) - 2Z_5 \right] = 0
\end{aligned} \tag{2.29}$$

$$\begin{aligned}
& J_{sx} \ddot{\theta}_{sx} + K_c c_1 \left[2\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sx} c_1 + \dot{\theta}_{sy} (c_3 + c_4) - 2\dot{Z}_c - 2\dot{\theta}_{cx} c_1 - \dot{\theta}_{cy} (c_4 - c_3) \right] \\
& - K_c c_2 \left[2\dot{Z}_s - 2\dot{\theta}_{sx} c_2 + \dot{\theta}_{sy} (c_3 + c_4) - 2\dot{Z}_c + 2\dot{\theta}_{cx} c_2 - \dot{\theta}_{cy} (c_4 - c_3) \right] \\
& + K_t e_1 \left[2\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sx} e_1 + \dot{\theta}_{sy} (e_3 + e_4 - 2l_2 - 2l_4) - 2\dot{Z}_t - 2\dot{\theta}_{tx} e_1 - \dot{\theta}_{ty} (e_4 - e_3) \right] \\
& - K_t e_2 \left[2\dot{Z}_s - 2\dot{\theta}_{sx} e_2 + \dot{\theta}_{sy} (e_3 + e_4 - 2l_2 - 2l_4) - 2\dot{Z}_t + 2\dot{\theta}_{tx} e_2 - \dot{\theta}_{ty} (e_4 - e_3) \right] \\
& + K_{s1} d \left[2\dot{\theta}_{sx} d - 2\dot{\theta}_{u1} d \right] + K_1 d \left[2\dot{\theta}_{sx} d - 2\dot{\theta}_4 d \right] + K_2 d \left[2\dot{\theta}_{sx} d - 2\dot{\theta}_5 d \right] \\
& C_c c_1 \left[2Z_s + 2\theta_{sx} c_1 + \theta_{sy} (c_3 + c_4) - 2Z_c - 2\theta_{cx} c_1 - \theta_{cy} (c_4 - c_3) \right] \\
& - C_c c_2 \left[2Z_s - 2\theta_{sx} c_2 + \theta_{sy} (c_3 + c_4) - 2Z_c + 2\theta_{cx} c_2 - \theta_{cy} (c_4 - c_3) \right] \\
& + C_t e_1 \left[2Z_s + 2\theta_{sx} e_1 + \theta_{sy} (e_3 + e_4 - 2l_2 - 2l_4) - 2Z_t - 2\theta_{tx} e_1 - \theta_{ty} (e_4 - e_3) \right] \\
& - C_t e_2 \left[2Z_s - 2\theta_{sx} e_2 + \theta_{sy} (e_3 + e_4 - 2l_2 - 2l_4) - 2Z_t + 2\theta_{tx} e_2 - \theta_{ty} (e_4 - e_3) \right] \\
& + C_{s1} d \left[2\theta_{sx} d - 2\theta_{u1} d \right] + C_{s2} d \left[2\theta_{sx} d - 2\theta_{u1} d \right] + C_{s3} d \left[2\theta_{sx} d - 2\theta_{u1} d \right] \\
& + C_1 d \left[2\theta_{sx} d - 2\theta_4 d \right] + C_2 d \left[2\theta_{sx} d - 2\theta_5 d \right] = 0
\end{aligned} \tag{2.30}$$

$$\begin{aligned}
& J_{sy} \ddot{\theta}_{sy} + K_c (l_1 + l_3) \left[2\dot{Z}_s + \dot{\theta}_{sx} (c_1 - c_2) + 2\dot{\theta}_{sy} (l_1 + l_3) - 2\dot{Z}_c + \dot{\theta}_{cx} (c_2 - c_1) - 2\dot{\theta}_{cy} c_3 \right] \\
& - K_c (l_1 + l_3 - c_3 - c_4) \left[2\dot{Z}_s + \dot{\theta}_{sx} (c_1 - c_2) - \dot{\theta}_{sy} (l_1 + l_3 - c_3 - c_4) - 2\dot{Z}_c - \dot{\theta}_{cx} (c_2 - c_1) + 2\dot{\theta}_{cy} c_4 \right] \\
& + K_t (e_3 + e_4 - l_2 - l_4) \left[2\dot{Z}_s + \dot{\theta}_{sx} (e_1 - e_2) + 2\dot{\theta}_{sy} (e_3 + e_4 - l_2 - l_4) - 2\dot{Z}_t - \dot{\theta}_{tx} (e_2 - e_1) - 2\dot{\theta}_{ty} e_3 \right] \\
& - K_t (l_2 + l_4) \left[2\dot{Z}_s + \dot{\theta}_{sx} (e_1 - e_2) - 2\dot{\theta}_{sy} (l_2 + l_4) - 2\dot{Z}_t - \dot{\theta}_{tx} (e_2 - e_1) + 2\dot{\theta}_{ty} e_4 \right] \\
& + K_s l_1 \left[2\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sy} l_1 - 2\dot{Z}_{u1} \right] + K_1 (l_1 + l_3) \left[2\dot{Z}_s + 2\dot{\theta}_{sy} (l_1 + l_3) - 2\dot{Z}_4 \right] \\
& - K_2 (l_2 + l_4) \left[2\dot{Z}_s - 2\dot{\theta}_{sy} (l_2 + l_4) - 2\dot{Z}_5 \right] + \\
& + C_c (l_1 + l_3) \left[2Z_s + \theta_{sx} (c_1 - c_2) + 2\theta_{sy} (l_1 + l_3) - 2Z_c + \theta_{cx} (c_2 - c_1) - 2\theta_{cy} c_3 \right] \\
& - C_c (l_1 + l_3 - c_3 - c_4) \left[2Z_s + \theta_{sx} (c_1 - c_2) - \theta_{sy} (l_1 + l_3 - c_3 - c_4) - 2Z_c - \theta_{cx} (c_2 - c_1) + 2\theta_{cy} c_4 \right] \\
& + C_t (e_3 + e_4 - l_2 - l_4) \left[2Z_s + \theta_{sx} (e_1 - e_2) + 2\theta_{sy} (e_3 + e_4 - l_2 - l_4) - 2Z_t - \theta_{tx} (e_2 - e_1) - 2\theta_{ty} e_3 \right] \\
& - C_t (l_2 + l_4) \left[2Z_s + \theta_{sx} (e_1 - e_2) - 2\theta_{sy} (l_2 + l_4) - 2Z_t - \theta_{tx} (e_2 - e_1) + 2\theta_{ty} e_4 \right] \\
& + C_{s1} l_1 \left[2Z_s + 2\theta_{sy} l_1 - 2Z_{u1} \right] - C_{s2} (l_2 - l_5) \left[2Z_s - 2\theta_{sy} (l_2 - l_5) - 2Z_{u2} \right] \\
& - C_{s3} (l_2 + l_5) \left[2Z_s - 2\theta_{sy} (l_2 + l_5) - 2Z_{u3} \right] \\
& + C_{11} (l_1 + l_3) \left[2Z_s + 2\theta_{sy} (l_1 + l_3) - 2Z_4 \right] - C_2 \left[2Z_s - 2\theta_{sy} (l_2 + l_4) - 2Z_5 \right] = 0
\end{aligned} \tag{2.31}$$

$$\begin{aligned}
& m_{u1} \ddot{Z}_{u1} + K_{s1} \left[2\dot{Z}_{u1} - 2\dot{Z}_s - 2\dot{\theta}_{sy} l_1 \right] + K_{L1} \left(2\dot{Z}_{u1} - \dot{h}_{11} - \dot{h}_{12} \right) \\
& + C_{s1} \left[2Z_{u1} - 2Z_s - 2\theta_{sy} l_1 \right] + C_{L1} \left(2Z_{u1} - h_{11} - h_{12} \right) = 0
\end{aligned} \tag{2.32}$$

$$\begin{aligned}
& J_{u1} \ddot{\theta}_{u1} + K_{s1} d \left[2\dot{\theta}_{u1} d - 2\dot{\theta}_{sx} d \right] + K_{L1} B^2 \left(2\dot{\theta}_{u1} - \dot{h}_{11} - \dot{h}_{12} \right) \\
& + C_{s1} d \left[+2\theta_{u1} d - 2\theta_{sx} d \right] + C_{L1} B^2 \left(2\theta_{u1} - h_{11} - h_{12} \right) = 0
\end{aligned} \tag{2.33}$$

$$\begin{aligned}
& m_{u2} \ddot{Z}_{u2} + K_{L2} \left(2\dot{Z}_{u2} - \dot{h}_{21} - \dot{h}_{22} \right) + C_{s2} \left[2Z_{u2} - 2Z_s + 2\theta_{sy} (l_2 - l_5) \right] \\
& + C_{L2} \left(Z_{u2} - h_{21} - h_{22} \right) = 0
\end{aligned} \tag{2.34}$$

$$\begin{aligned}
& J_{u2} \ddot{\theta}_{u2} + K_{L2} B^2 \left(2\dot{\theta}_{u2} - \dot{h}_{21} - \dot{h}_{22} \right) + C_{s2} d \left[+2\theta_{u2} d - 2\theta_{sx} d \right] \\
& + C_{L2} B^2 \left(2\theta_{u2} - h_{21} - h_{22} \right) = 0
\end{aligned} \tag{2.35}$$

$$\begin{aligned}
& m_{u3} \ddot{Z}_{u3} + K_{L3} \left(2\dot{Z}_{u3} - \dot{h}_{31} - \dot{h}_{32} \right) + C_{s3} \left[2Z_{u3} - 2Z_s + 2\theta_{sy} (l_2 + l_5) \right] \\
& + C_{L3} \left(2Z_{u3} - h_{31} - h_{32} \right) = 0
\end{aligned} \tag{2.36}$$

$$\begin{aligned}
& J_{u3} \ddot{\theta}_{u3} + K_{L3} B^2 \left(2\dot{\theta}_{u3} - \dot{h}_{31} - \dot{h}_{32} \right) + C_{s3} d \left[+2\theta_{u3} d - 2\theta_{sx} d \right] \\
& + C_{L3} B^2 \left(2\theta_{u3} - h_{31} - h_{32} \right) = 0
\end{aligned} \tag{2.37}$$

$$m_4 \ddot{Z}_4 + K_1 [2\dot{Z}_4 - 2\dot{\theta}_{sy} (l_1 + l_3) - 2\dot{Z}_s] = 0 \quad (2.38)$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 + K_1 d [2\dot{\theta}_4 d - 2\dot{\theta}_{sx} d] = 0 \quad (2.39)$$

$$m_5 \ddot{Z}_5 + K_2 [2\dot{Z}_5 + 2\dot{\theta}_{sy} (l_2 + l_4) - 2\dot{Z}_s] + C_2 [2Z_5 + 2\theta_{sy} (l_2 + l_4) - 2Z_s] = 0 \quad (2.40)$$

$$J_5 \ddot{\theta}_5 + K_2 d [2\dot{\theta}_5 d - 2\dot{\theta}_{sx} d] + C_2 d [2\theta_5 d - 2\theta_{sx} d] = 0 \quad (2.41)$$

Các phương trình từ 2.23 đến 2.41 mô tả các phương trình vi phân dao động của xe chữa cháy rừng đa năng khi hoạt động trên đường rừng chịu lực kích động là các mấp mô mặt đất rừng. Từ hệ phương trình vi phân thiết lập được ta thấy lực tác động từ mặt đường lên cầu xe chịu ảnh hưởng của nhiều yếu tố, để xác định qui luật ảnh hưởng của các yếu tố đến tải trọng, tiến hành khảo sát hệ phương trình vi phân đã lập.

Để tiến hành khảo sát hệ phương trình vi phân dao động của xe, tiến hành xác định các thông số đầu vào của phương trình. Việc xác định các thông số đầu vào của phương trình được tiến hành như sau: Các thông số hình học của xe được xác định bằng phương pháp đo trực tiếp trên xe, các thông số độ cứng tương đương của lớp trước, lớp giữa và lớp sau; độ cứng và hệ số giảm chấn của nhíp trước, nhíp sau được tham khảo từ tài liệu [18], [49].

Kết quả xác định các thông số kỹ thuật hình học và thông số về độ cứng, hệ số cản giảm chấn được trình bày ở Phụ lục 2.

2.4. Tính toán xác định tải trọng động

Trong nghiên cứu này, các tải trọng động từ mặt đường tác dụng khung sát xi thông qua lớp xe và vỏ cầu được xác định từ mô hình động lực học của ô tô. Khảo sát tải trọng động trong bao gồm các trường hợp:

- Xe chuyển động thẳng trên đường đi qua mấp mô có định dạng;
- Xe chuyển động thẳng trên đường đi qua mấp mô theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995.

2.4.1. Xe chuyển động thẳng trên đường gặp phải mấp mô có định dạng

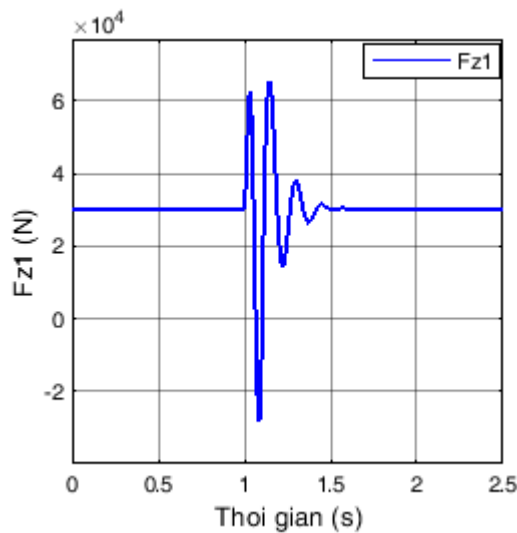
Gọi F_{z11} , F_{z12} , F_{z21} , F_{z22} , F_{z31} , F_{z32} là phản lực từ mặt đường tác dụng lần lượt lên bánh xe cầu trước trái, trước phải, cầu giữa trái, cầu giữa phải, cầu sau trái, cầu sau phải theo phương thẳng đứng. Do đặc điểm đường rừng có độ mấp mô cao, có

khi độ mấp mô có chiều cao trên 0,35m, đồng thời tốc độ di chuyển tối đa của xe khoảng 25km/h (bảng 1.1). Do đó, khảo sát khi bánh xe đi qua mấp mô có chiều dài 0,5m, chiều cao mấp mô (h) thay đổi tương ứng là 0,1m, 0,2m, 0,3m và 0,4m, vận tốc xe khảo sát với vận tốc không thay đổi ở các tốc độ 5km/h, 10km/h, 15km/h, 20km/h và 25km/h, xe chuyển động thẳng, không chịu lực ngang tác dụng. Giá trị các phản lực này được xác định như sau:

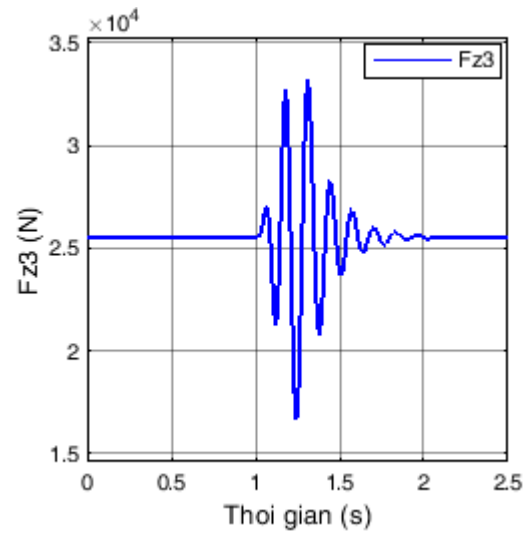
2.4.1.1. Mấp mô đều hai bánh trước

Do mấp mô hai bánh đều nhau nên tải trọng động theo phương thẳng đứng tác dụng lên hai bánh trái, phải bằng nhau với cầu trước và cầu sau ($F_{z11} = F_{z12}$, $F_{z31} = F_{z32}$). Trên xe thiết kế hệ thống treo cầu sau cân bằng, để đơn giản tính toán xem phản lực thẳng đứng tác dụng lên bánh xe cầu giữa bằng phản lực thẳng đứng tác dụng lên bánh xe cầu sau trong mọi điều kiện chuyển động.

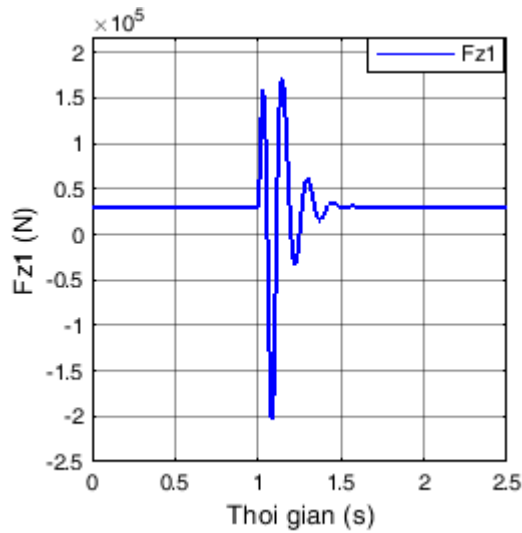
Trong nghiên cứu này cũng xác định được giá trị cực đại của tải trọng động theo phương thẳng đứng ứng với các chế độ vận tốc khác nhau. Mô hình động lực học còn cho phép xác định các dao động của khối lượng được treo và khối lượng không được treo, gia tốc tại các vị trí trên mô hình.



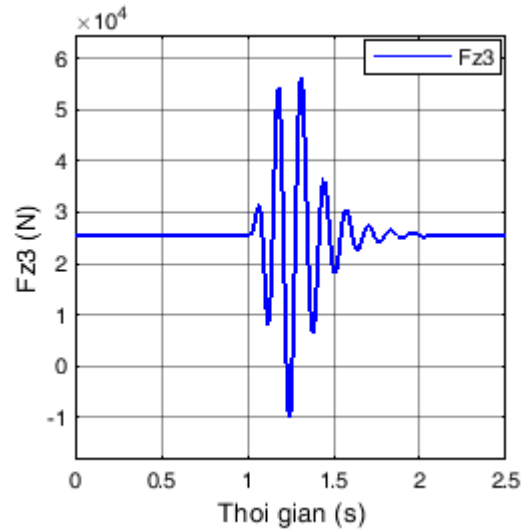
Hình 2.18a: Tải trọng động F_{z1} ($v = 20$ km/h, $h = 0,1m$)



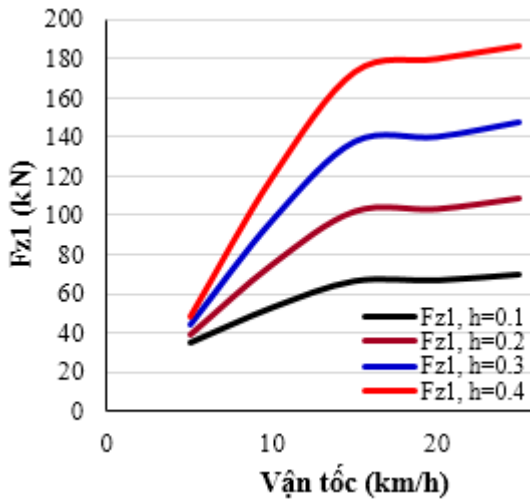
Hình 2.18b: Tải trọng động F_{z3} ($v = 20$ km/h, $h = 0,1m$)



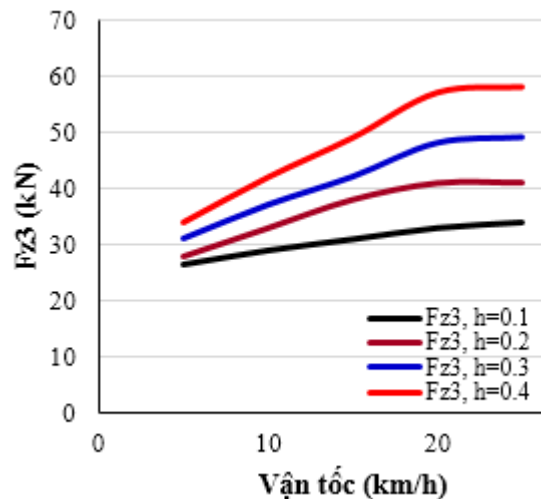
Hình 2.19a: Tải trọng động F_{z1} ($v = 20$ km/h, $h = 0,4m$)



Hình 2.19b: Tải trọng động F_{z3} ($v = 20$ km/h, $h = 0,4m$)



Hình 2.20a: Tải trọng động F_{z1} ($v = 5 - 20$ km/h, $h = 0,1 - 0,4m$)



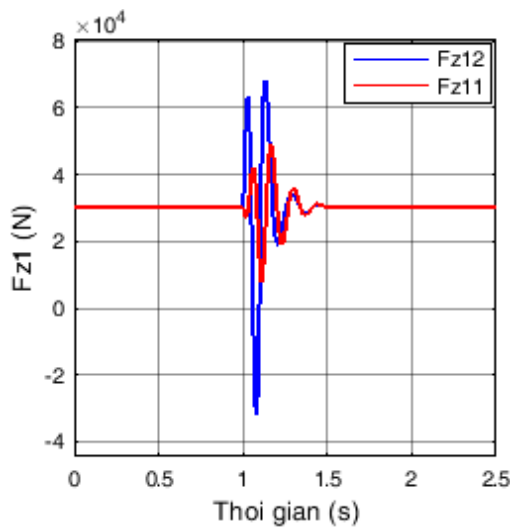
Hình 2.20b: Tải trọng động F_{z3} ($v = 5 - 20$ km/h, $h = 0,1 - 0,4m$)

Kết quả trên hình 2.18a, 2.18b mô tả lực thẳng đứng tại một bên nhíp với vận tốc $v = 20$ km/h khi mấp mô mặt đường cao 0,1m và hình 2.19a, 2.19b mô tả lực thẳng đứng tại một bên nhíp với vận tốc $v = 20$ km/h khi mấp mô mặt đường cao 0,4m ứng với cầu trước và cầu sau, hình 2.20a và 2.20b mô tả sự thay đổi của giá trị cực đại của lực thẳng đứng với các chế độ vận tốc khác nhau, chiều cao mấp mô khác nhau trên cầu trước và cầu sau. Các kết quả cho thấy đúng quy luật vật lý: Khi vận tốc chuyển động của xe tăng lên, lực thẳng đứng động sẽ tăng. Với vận tốc $v = 20$ km/h, chiều cao mấp mô 0,1m thì giá trị cực đại của lực thẳng đứng F_{z1} là 65303,3N và F_{z3} là 33504,5N. Giá trị lực thẳng đứng cực đại đạt tới 2,15 lần so với trường hợp tải tĩnh (xe đứng yên) đối với cầu trước và gấp 1,31 lần đối với cầu sau.

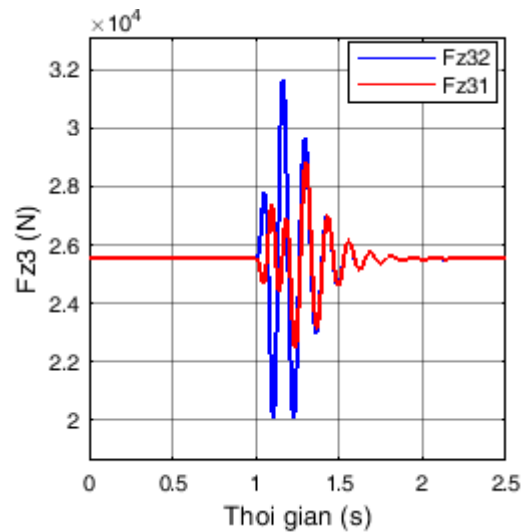
Tương tự, với chiều cao mấp mô là 0,4m, vận tốc $v = 20$ km/h thì giá trị cực đại của lực F_{z1} là 170394N và F_{z3} là 56752N. Giá trị lực thẳng đứng cực đại đạt tới 5,62 lần so với trường hợp tải tĩnh (xe đứng yên) đối với cầu trước và gấp 2,22 lần đối với cầu sau.

2.4.1.2. Mấp mô đơn xuất hiện bánh xe cầu số 1 (cầu trước)

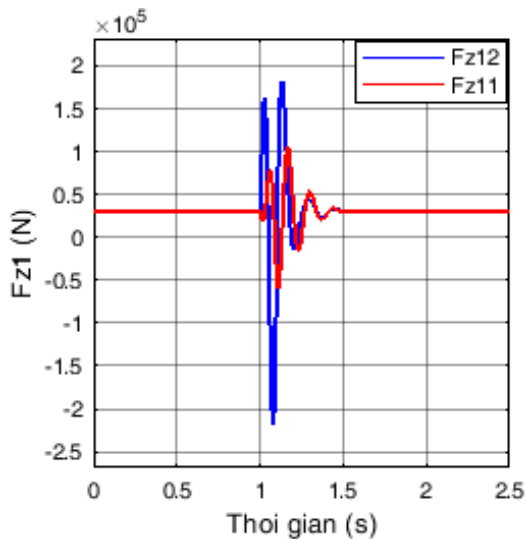
Trường hợp này bánh xe trước phải gặp phải mấp mô, kết quả khảo sát sẽ xác định được tải trọng động tác động lên khung sắt xi thông qua cầu xe và hệ thống treo. Do mấp mô hai bánh trước không đều nhau nên phản lực thẳng đứng tác dụng lên hai bánh trái và phải là khác nhau ($F_{z11} < F_{z12}$).



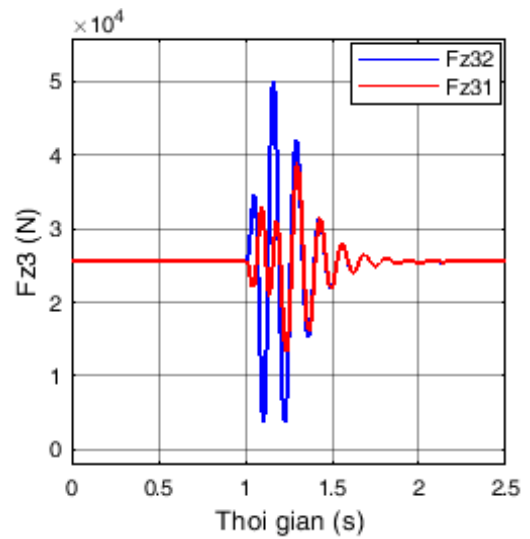
Hình 2.21a: Tải trọng động F_{z1} ($v = 20$ km/h, $h = 0,1m$)



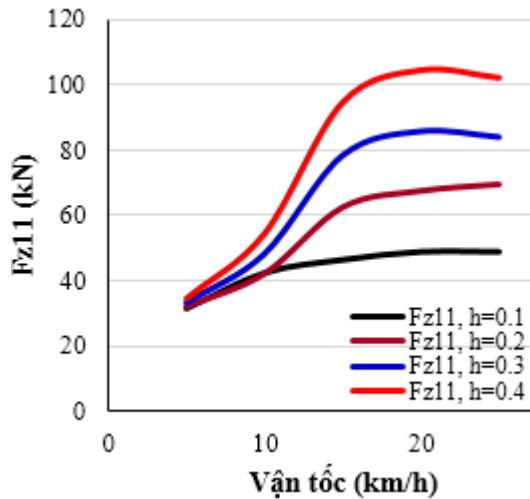
Hình 2.21b: Tải trọng động F_{z3} ($v = 20$ km/h, $h = 0,1m$)



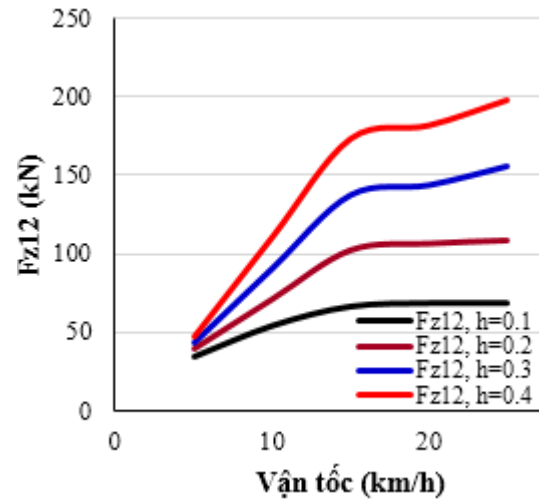
Hình 2.22a: Tải trọng động F_{z1} ($v = 20$ km/h, $h = 0,4m$)



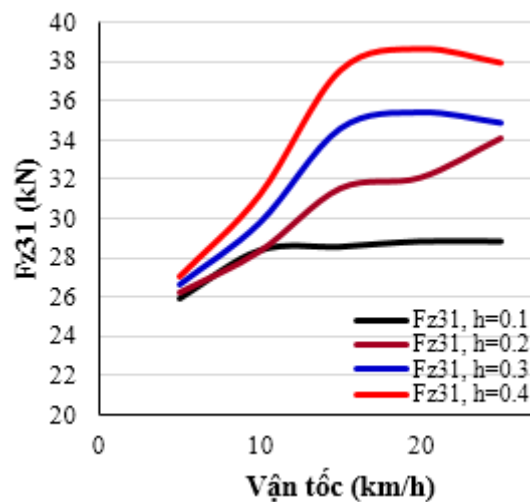
Hình 2.22b: Tải trọng động F_{z3} ($v = 20$ km/h, $h = 0,4m$)



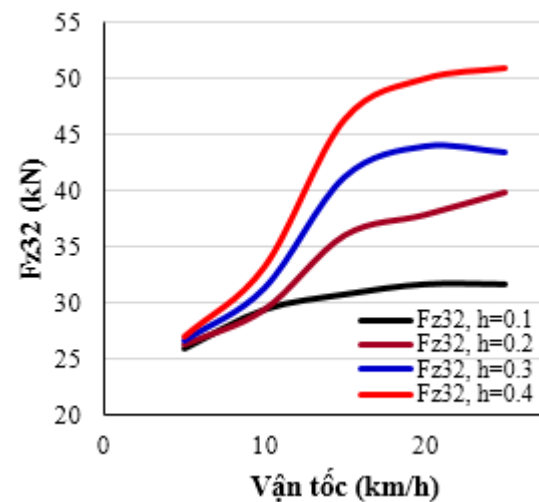
Hình 2.23a: Tải trọng động F_{z11} ($v = 5 - 20$ km/h, $h = 0,1 - 0,4$ m)



Hình 2.23b: Tải trọng động F_{z12} ($v = 5 - 20$ km/h, $h = 0,1 - 0,4$ m)



Hình 2.24a: Tải trọng động F_{z31} ($v = 5 - 20$ km/h, $h = 0,1 - 0,4$ m)



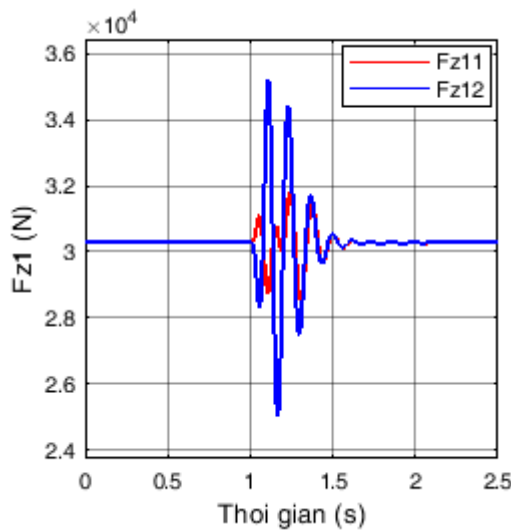
Hình 2.24b: Tải trọng động F_{z32} ($v = 5 - 20$ km/h, $h = 0,1 - 0,4$ m)

Khi bánh trước phải gặp phải mấp mô có chiều cao 0,1m khi xe chuyển động với vận tốc $v = 20$ km/h, giá trị lực thẳng đứng tại cầu trước và cầu sau được mô tả trên hình 2.21a và 2.21b. Khi chiều cao mấp mô mặt đường là 0,4m giá trị lực thẳng đứng cầu trước và cầu sau được mô tả trên hình 2.22a và 2.22b. Các hình 2.23a, 2.23b, 2.24a, 2.24b lần lượt mô tả sự thay đổi của giá trị cực đại của lực thẳng đứng với các chế độ vận tốc khác nhau trên cầu trước và cầu sau khi chiều cao mấp mô khác nhau. Các kết quả cho thấy đúng quy luật vật lý: Khi vận tốc chuyển động của xe tăng lên, giá trị lực thẳng đứng động sẽ tăng. Với vận tốc $v = 20$ km/h, giá trị cực đại của lực thẳng đứng F_{z12} là 68150,6N, giá trị này gấp 2,25 lần so với trường hợp tải tĩnh (xe đứng yên) khi bánh xe gặp phải mấp mô có chiều cao 0,1m và F_{z12} là

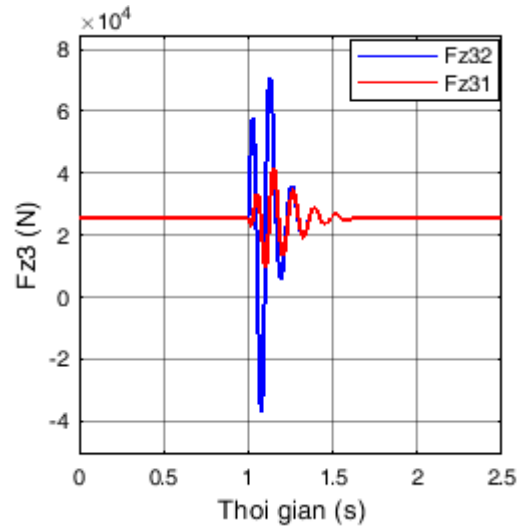
181783N, gấp 6,004 lần so với trường hợp tải tĩnh (xe đứng yên) khi bánh xe gặp phải mấp mô có chiều cao 0,4m.

2.4.1.3. Mấp mô đơn xuất hiện bánh xe cầu số 3 (cầu sau)

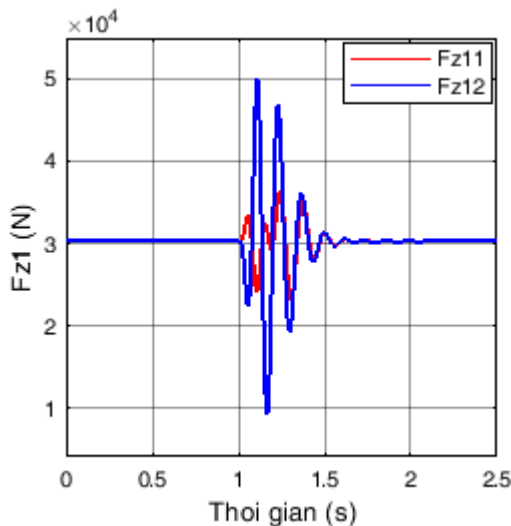
Trường hợp này bánh xe phải cầu số 3 gặp phải mấp mô, kết quả khảo sát sẽ xác định được tải trọng động tác động lên khung sắt xi thông qua cầu sau và hệ thống treo. Do mấp mô hai bánh cầu sau không đều nhau nên phản lực thẳng đứng tác dụng lên bánh trái và phải là khác nhau ($F_{z31} < F_{z32}$), hai bánh xe cầu trước không qua mấp mô.



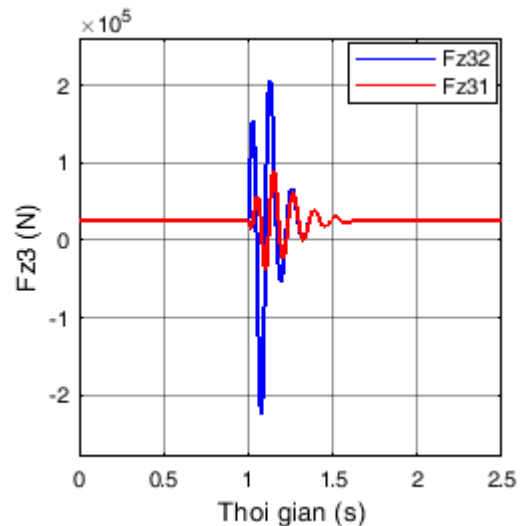
Hình 2.25a: Tải trọng động F_{z1} ($v = 20$ km/h, $h = 0,1m$)



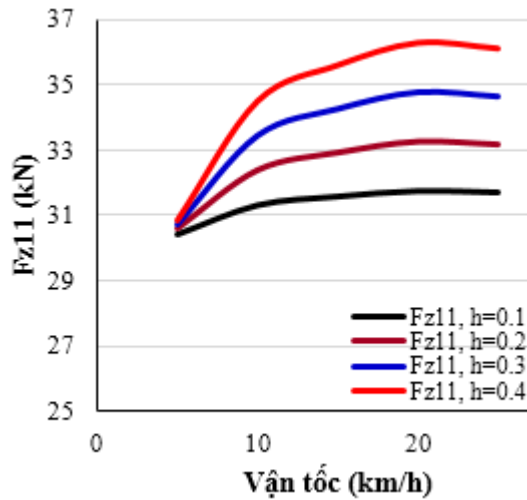
Hình 2.25b: Tải trọng động F_{z3} ($v = 20$ km/h, $h = 0,1m$)



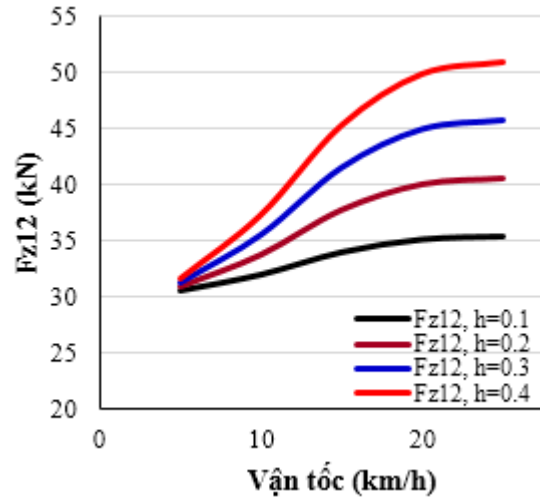
Hình 2.26a: Tải trọng động F_{z1} ($v = 20$ km/h, $h = 0,4m$)



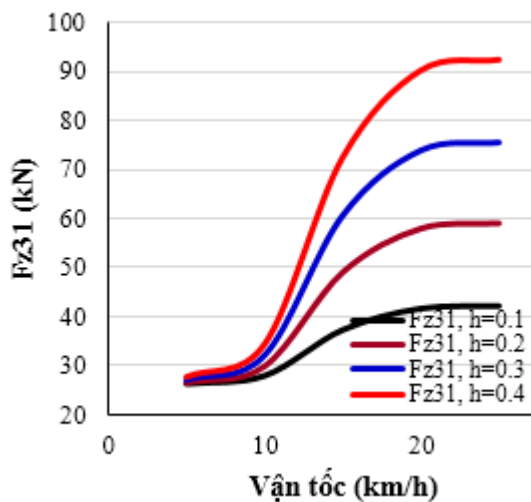
Hình 2.26b: Tải trọng động F_{z3} ($v = 20$ km/h, $h = 0,4m$)



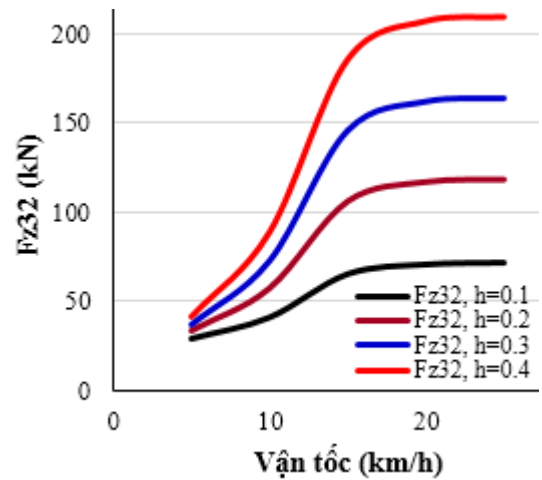
Hình 2.27a: Tải trọng động F_{z11} ($v = 5$ - 20 km/h, $h = 0,1 - 0,4$ m)



Hình 2.27b: Tải trọng động F_{z12} ($v = 5$ - 20 km/h, $h = 0,1 - 0,4$ m)



Hình 2.28a: Tải trọng động F_{z31} ($v = 5$ - 20 km/h, $h = 0,1 - 0,4$ m)

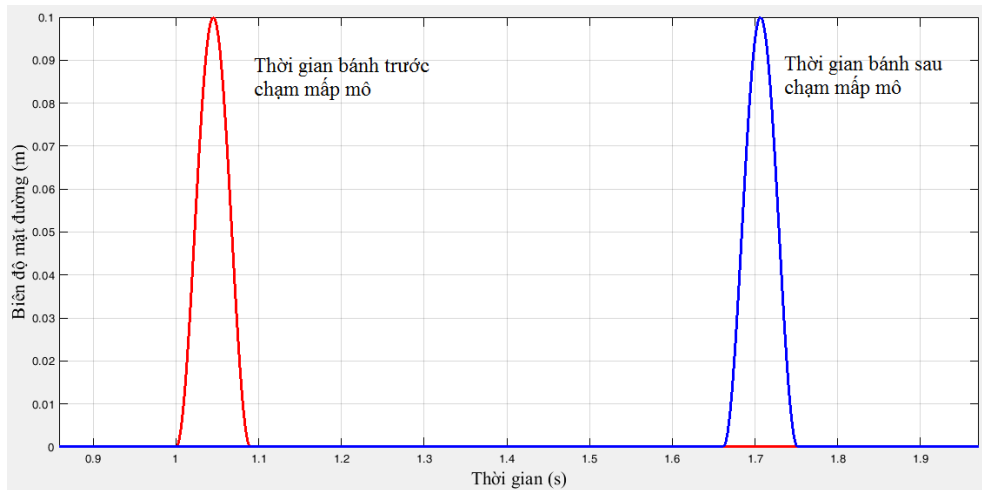


Hình 2.28b: Tải trọng động F_{z32} ($v = 5$ - 20 km/h, $h = 0,1 - 0,4$ m)

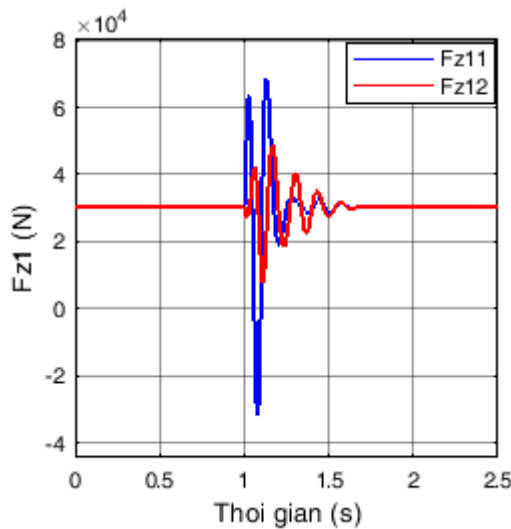
Khi bánh xe cầu số 3 xuất hiện mấp mô, giá trị lực thẳng đứng ở bánh xe cầu trước, cầu sau khi xe chuyển động với vận tốc $v = 20$ km/h, chiều cao mấp mô là 0,1m và 0,4m được mô tả hình 2.25a, 2.25b, 2.26a, 2.26b. Các hình 2.27a, 2.27b, 2.28a, 2.28b lần lượt mô tả sự thay đổi của giá trị cực đại của lực thẳng đứng tương ứng với các chế độ vận tốc khác nhau trên cầu trước và cầu sau khi chiều cao mấp mô khác nhau. Khi vận tốc chuyển động của xe tăng lên, giá trị lực thẳng đứng động sẽ tăng. Với vận tốc $v = 20$ km/h, giá trị cực đại của lực thẳng đứng F_{z32} là 71068,6N, giá trị này gấp 2,78 lần so với trường hợp tải tĩnh (xe đứng yên) khi bánh xe gặp phải mấp mô có chiều cao 0,1m và $F_{z32} = 207683$ N, gấp 8,13 lần so với trường hợp tải tĩnh (xe đứng yên) khi bánh xe gặp phải mấp mô có chiều cao 0,4m.

2.4.1.4. Mấp mô hai bánh chéo nhau (trước trái và sau phải)

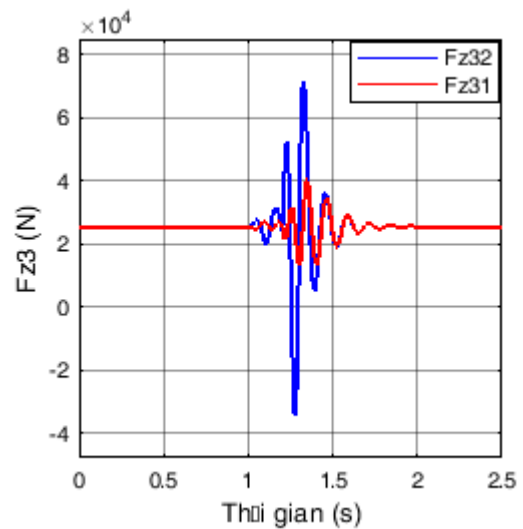
Trường hợp khảo sát tiếp theo là mấp mô đơn dạng hình sin đặt lên 2 vết bánh xe chéo nhau (bánh trước trái và sau phải), khoảng cách hai bánh xe bằng chiều dài cơ sở của xe, xe chuyển động thẳng, không chịu lực ngang tác dụng. Khi chuyển động với các vận tốc khác nhau, thời gian bánh sau tiếp xúc với mấp mô mặt đường tính từ lúc bánh trước tiếp xúc với mặt đường là khác nhau. Với vận tốc 20km/h, thời gian bánh sau tiếp xúc với mấp mô được mô tả hình 2.29.



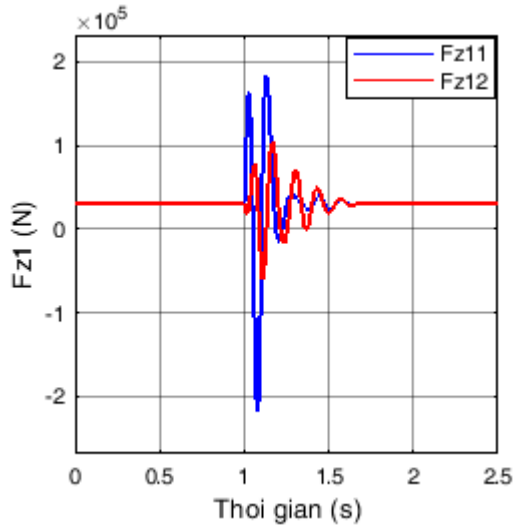
Hình 2.29: Thời gian tiếp xúc mấp mô giữa hai bánh xe



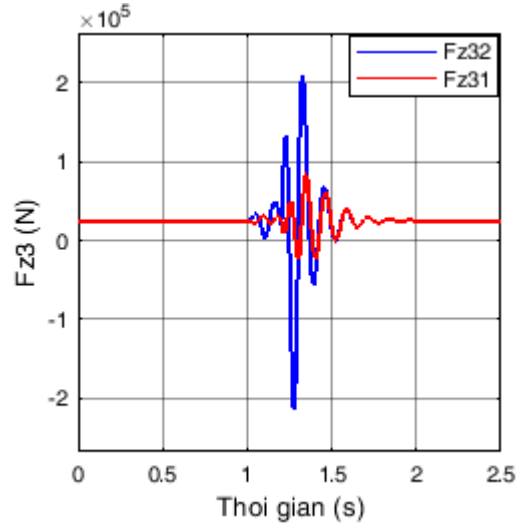
Hình 2.30a: Tải trọng động F_{z1} ($v = 20$ km/h, $h = 0,1m$)



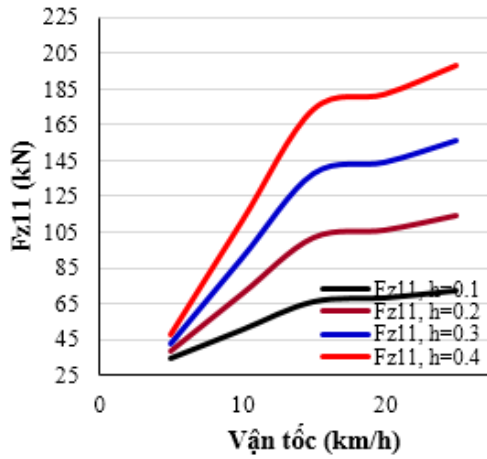
Hình 2.30b: Tải trọng động F_{z3} ($v = 20$ km/h, $h = 0,1m$)



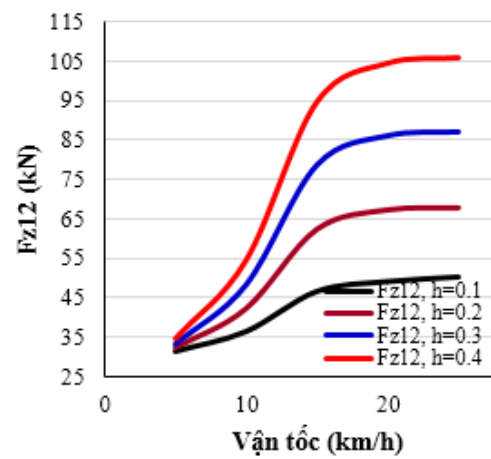
Hình 2.31a: Tải trọng động F_{z1} ($v = 20$ km/h, $h = 0,4m$)



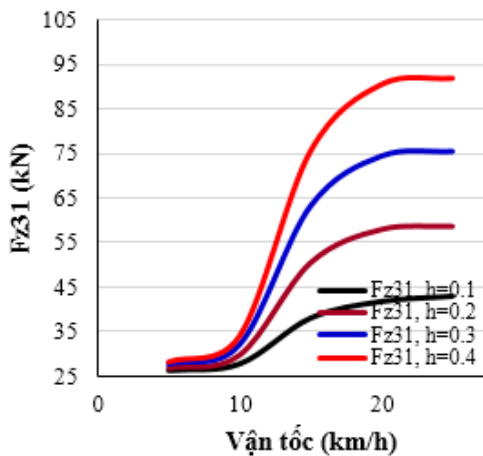
Hình 2.31b: Tải trọng động F_{z3} ($v = 20$ km/h, $h = 0,4m$)



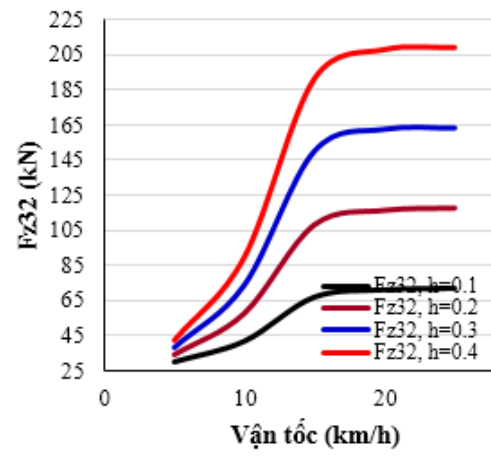
Hình 2.32a: Tải trọng động F_{z11} ($v = 5 - 20$ km/h, $h = 0,1 - 0,4m$)



Hình 2.32b: Tải trọng động F_{z12} ($v = 5 - 20$ km/h, $h = 0,1 - 0,4m$)



Hình 2.33a: Tải trọng động F_{z31} ($v = 5 - 20$ km/h, $h = 0,1 - 0,4m$)



Hình 2.33b: Tải trọng động F_{z32} ($v = 5 - 20$ km/h, $h = 0,1 - 0,4m$)

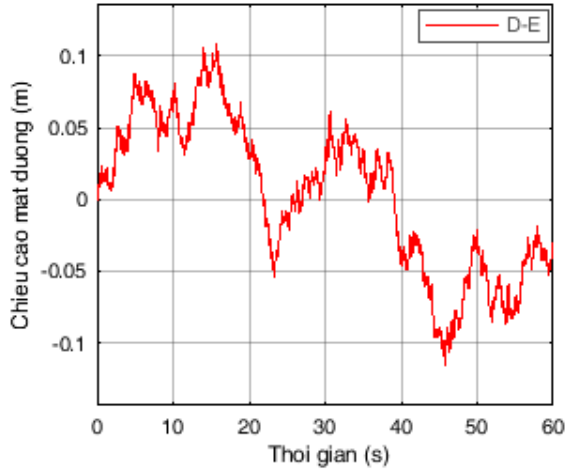
Kết quả trên hình 2.30a, 2.30b, 2.31a, 2.31b mô tả lực thẳng đứng tại một bên nhíp với vận tốc $v = 20$ km/h, ứng với cầu trước và cầu sau khi bánh xe gặp phải mấp mô có chiều cao là 0,1m và 0,4m. Các hình 2.32a, 2.32b, 2.33a, 2.33b mô tả sự thay đổi của giá trị cực đại của lực thẳng đứng với các chế độ vận tốc khác nhau, chiều cao mấp mô khác nhau trên cầu trước và cầu sau.

Khi vận tốc chuyển động của xe tăng lên, giá trị lực thẳng đứng tăng. Tại vận tốc $v = 20$ km/h, giá trị cực đại của lực thẳng đứng $F_{z11} = 68150,6\text{N}$, gấp 2,25 lần so với trường hợp tải tĩnh (xe đứng yên), $F_{z32} = 71108\text{N}$ gấp 2,78 lần so với trường hợp tải tĩnh khi bánh xe gặp phải mấp mô có chiều cao 0,1m. Khi bánh xe gặp phải mấp mô có chiều cao 0,4m và vận tốc xe $v = 20$ km/h, giá trị cực đại của lực thẳng đứng $F_{z11} = 181783\text{N}$, gấp 6,00 lần so với trường hợp tải tĩnh (xe đứng yên), $F_{z32} = 207840\text{N}$ gấp 8,14 lần so với trường hợp tải tĩnh.

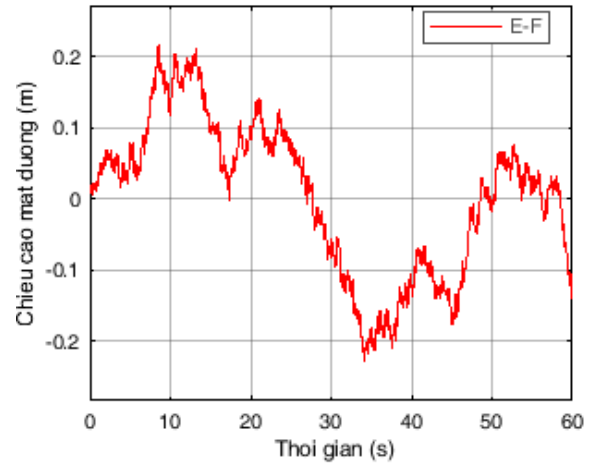
2.4.2. Xe chuyển động thẳng trên đường mấp mô theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995

Mấp mô mặt đường được mô tả theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 được sử dụng trong khảo sát này nhằm xác định ảnh hưởng của tải trọng động trên mô hình đường thực. Các dạng tải trọng động này tác động lên khung sát xi khi xe chuyển động, ảnh hưởng đến độ bền phá hủy và độ bền mỏi của khung. Chính vì vậy, việc khảo sát tải trọng động tác động lên khung sát xi khi xe chạy trên các mặt đường tiêu chuẩn, không những cho phép xác định độ bền của khung sát xi mà còn cho phép xác định các chế độ tải trọng làm thông số đầu vào cho bài toán xác định độ bền mỏi của khung sát xi.

Do đặc điểm đường rừng có nhiều mấp mô, trong quá trình làm việc xe di chuyển trên đoạn đường xấu. Do đó, trong nghiên cứu này, nghiên cứu sinh sử dụng 2 loại đường theo ISO 8608:1995 đã được thử nghiệm để khảo sát và đánh giá gồm: loại đường D-E (đường xấu) và đường E-F (đường rất xấu). Mấp mô mặt đường được đặt đều trên 2 vết bánh xe đối xứng hai bên, xe chuyển động thẳng, đều, không có các thành phần lực ngang tác dụng. Vận tốc của xe thay đổi từ 5 đến 25 km/h.

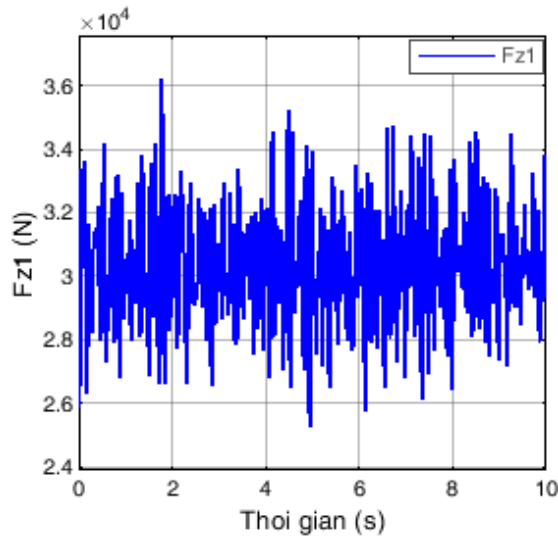


Hình 2.34a: Mấp mô mặt đường D-E
($v = 20 \text{ km/h}$)

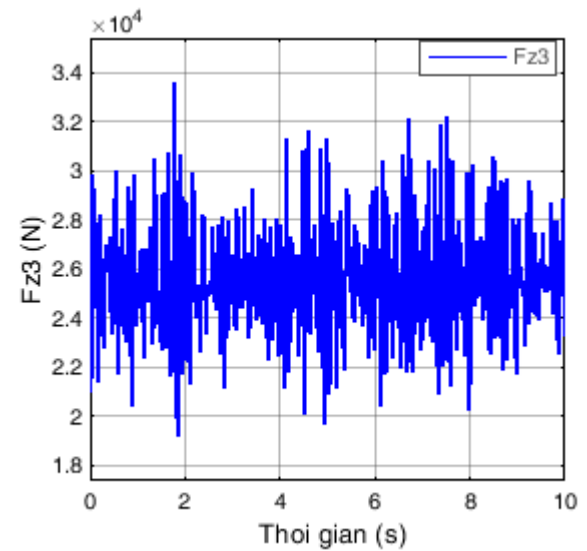


Hình 2.34b: Mấp mô mặt đường E-F
($v = 20 \text{ km/h}$)

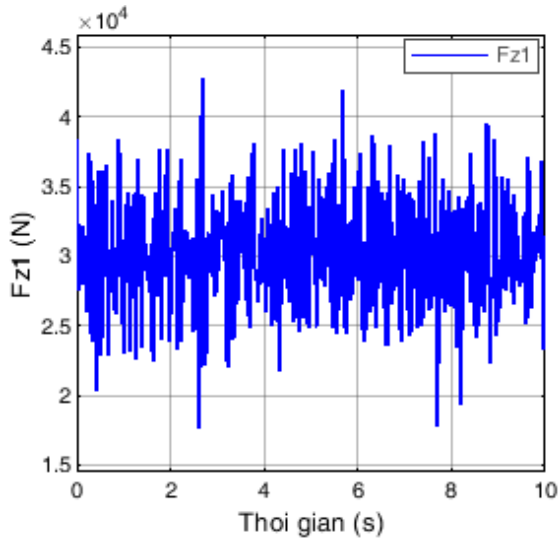
Mấp mô mặt đường D-E và E-F theo hàm thời gian được mô tả trên hình 2.34a, 2.34b. Giá trị lực thẳng đứng tác động tại vị trí đặt 1 bên nhíp cầu trước, cầu sau khi xe chạy với vận tốc 20 km/h trên đường D-E và trên đường E-F được thể hiện lần lượt trên hình 2.35a, 2.35b, 2.36a, 2.36b.



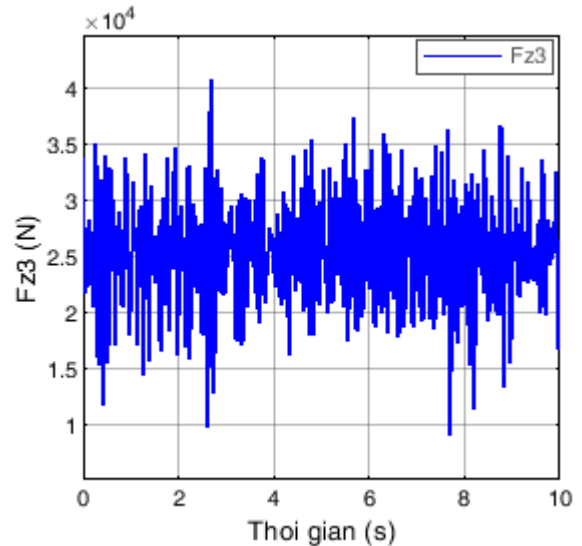
Hình 2.35a: Tải trọng động cầu trước
 F_{z1} ($v = 20 \text{ km/h}$, đường D-E)



Hình 2.35b: Tải trọng cầu sau F_{z3} ($v = 20 \text{ km/h}$, đường D-E)



Hình 2.36a: Tải trọng động cầu trước
 F_{z1} ($v = 20$ km/h, đường E-F)



Hình 2.36b: Tải trọng động cầu sau F_{z3}
($v = 20$ km/h, đường E-F)

Các kết quả phân tích cho thấy cho thấy với cùng 1 loại đường, khi vận tốc chuyển động của xe tăng lên, giá trị lực thẳng đứng động cũng tăng. Kết quả này mô tả đúng hiện tượng vật lý của ô tô khi tăng tốc. Với cùng 1 giá trị vận tốc, khi chất lượng mặt đường xấu đi, mấp mô bề mặt tăng lên, các giá trị tải trọng động cũng tăng.

Khi xe chạy với vận tốc $v = 20$ km/h trên đường E-F (đường rất xấu), giá trị cực đại của lực thẳng đứng cầu trước lớn nhất F_{z1max} đạt 42762,9 N, giá trị lực thẳng đứng cực đại ở mức 1,412 lần so với trường hợp tải tĩnh (xe đứng yên). Đối với cầu sau, giá trị cực đại của lực thẳng đứng cầu giữa lớn nhất F_{z3max} đạt 40852,1 N. Giá trị lực thẳng đứng cực đại ở mức 1,60 lần so với trường hợp tải tĩnh (xe đứng yên).

Kết luận chương 2

Chương 2 đã xây dựng mô hình 3-D khung sắt xi bằng phần mềm Solidworks và đã xây dựng mô hình nghiên cứu độ bền khung sắt xi bằng phương pháp phần tử hữu hạn dựa trên phần mềm chuyên dụng Ansys. Các tiêu chí đánh giá độ chính xác của mô hình đã được kiểm soát theo phần mềm. Mô hình phần tử hữu hạn của khung sắt xi cho phép phân tích được các trạng thái ứng suất tại mọi vị trí trên khung.

Đã xây dựng mô hình xác định tải trọng động lên khung sắt xi dựa trên mô hình phân tích động lực học của xe khi chuyển động trên đường. Đã thiết lập hệ

phương trình vi phân, từ đó đã xác định các tải trọng thẳng đứng từ mặt đường tác dụng lên khung sát xi khi xe chuyển động trên đường khi bánh xe bị mấp mô định dạng và chuyển động trên 2 loại đường xấu (đường D-E) và rất xấu (đường E-F) theo tiêu chuẩn ISO 8608 :1995 tương ứng với các tốc độ khác nhau. Mô hình đã phản ánh đúng cấu trúc của xe, các kết quả khảo sát mô tả đúng hiện tượng vật lý của ô tô khi tăng tốc, giảm tốc và bị mấp mô mặt đường.

Các giá trị về tải trọng động tác động lên khung sát xi theo thời gian cho phép đánh giá mô hình xác định tải trọng động đã xây dựng và hệ phương trình. Các giá trị và quy luật biến đổi của các thành phần tải trọng động theo phương Z đã phản ánh đúng các quy luật thực tế khi xe chạy trên đường.

CHƯƠNG 3

KHẢO SÁT ĐỘ BỀN KHUNG SÁT XI XE CHỮA CHÁY RỪNG ĐA NĂNG

Các kết quả xác định giá trị tải trọng đặt lên khung sát xi đã trình bày ở chương 2 gồm tải trọng tĩnh lớn nhất và tải trọng từ mặt đường tác dụng lên khung sát xi khi bánh xe gặp phải mấp mô. Do đó, việc phân tích kết cấu và đánh giá độ bền của khung sát xi cần thực hiện qua các bước sau:

- Khảo sát và đánh giá độ bền phá hủy của khung sát xi ứng với khung sát xi chịu tải trọng tĩnh lớn nhất, khung sát xi chịu tải trọng từ mặt đường tác dụng lên khi bánh xe gặp phải mấp mô, khung sát xi chịu tải trọng động từ mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995;

- Khảo sát và đánh giá độ bền mỏi của khung sát xi chịu tải trọng động từ mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995.

3.1. Các chế độ tính bền theo tải trọng

Trong nghiên cứu khảo sát này, các tải trọng tác dụng lên khung sát xi gồm các trường hợp:

- Trường hợp 1: Khung sát xi chịu tải trọng cực đại trạng thái tĩnh;
- Trường hợp 2: Xe chuyển động trên đường chịu phản lực thẳng đứng cực đại từ mặt đường tác dụng lên khung sát xi khi một bánh xe trước, hai bánh trước, bánh sau và hai bánh chéo nhau gặp phải mấp mô mặt đường;
- Trường hợp 3: Xe chuyển động trên đường mấp mô ngẫu nhiên theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 (đường D-E và đường E-F) chịu phản lực thẳng đứng tác dụng lên khung sát xi.

3.2. Phân tích dao động riêng của khung

Phân tích dao động riêng của khung là phương thức phân tích tuyến tính nhằm xác định tần số dao động riêng của khung [11,41]. Mục đích xác định tần số dao động riêng của khung nhằm tránh hiện tượng cộng hưởng xảy ra khi xe hoạt động (tần số của lực kích thích từ mặt đường trùng với tần số dao động riêng của khung), nếu tần số của lực kích thích từ mặt đường trùng với tần số dao động riêng của khung thì khung xe sẽ chịu ứng suất đột ngột và có thể bị phá hủy. Trong quá trình

tính toán thiết kế khung sắt xi, việc xác định tần dao động riêng của khung là bài toán cơ bản.

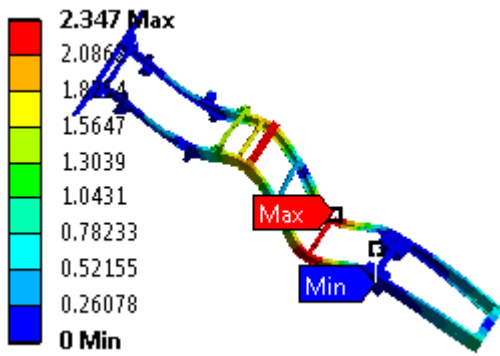
Trong phân tích dao động riêng của khung, nếu ma trận khối lượng $[M]$ và ma trận độ cứng $[C]$ không đổi thì giá trị lực tác dụng lên khung bằng 0. Phương trình tuyến tính trong bài toán dao động tự nhiên để xác định tần số rung động như sau [11,58]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{u\} = 0$$

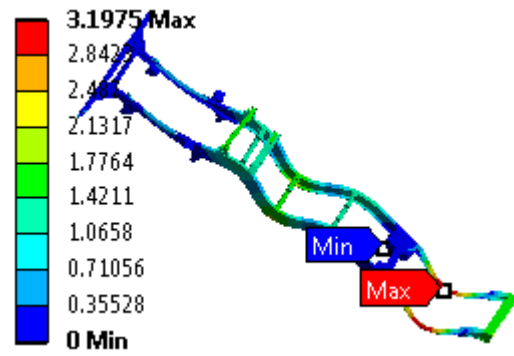
Kết quả phân tích dao động và tần số dao động riêng của khung bằng phần mềm Ansys đối với khung sắt xi được thể hiện trong bảng 3.1.

Bảng 3.1: Dạng và tần số dao động riêng của khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng

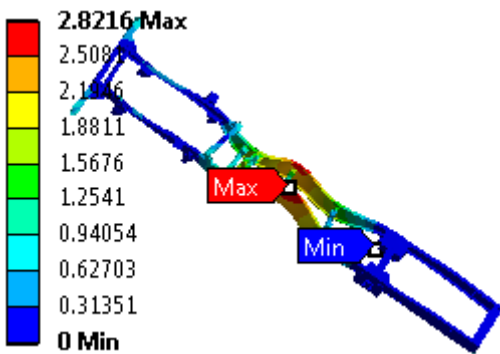
| Mode | Tần số (Hz) | Chuyển vị (mm) | Mode | Tần số (Hz) | Chuyển vị (mm) |
|------|-------------|----------------|------|-------------|----------------|
| 1 | 17,812 | 3,4996 | 11 | 100,58 | 4,6058 |
| 2 | 31,436 | 2,4011 | 12 | 103,55 | 8,8978 |
| 3 | 54,127 | 4,1007 | 13 | 111,42 | 13,564 |
| 4 | 63,506 | 2,347 | 14 | 114,53 | 2,8216 |
| 5 | 64,404 | 4,5987 | 15 | 115,75 | 14,297 |
| 6 | 76,248 | 5,0434 | 16 | 124,61 | 6,1435 |
| 7 | 77,961 | 4,4542 | 17 | 129,88 | 6,6524 |
| 8 | 82,337 | 0,3608 | 18 | 133,73 | 6,9162 |
| 9 | 98,081 | 3,1975 | 19 | 138,64 | 15,304 |
| 10 | 100,21 | 3,2097 | 20 | 140,1 | 14,795 |



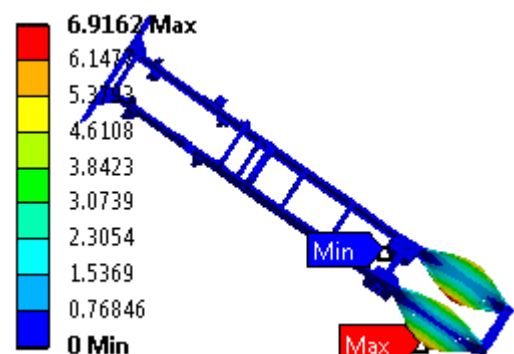
Hình 3.1: Dao động riêng tại tần số
63,506Hz



Hình 3.2: Dao động riêng tại tần số
98,081Hz



Hình 3.3: Dao động riêng tại tần số
114,53Hz



Hình 3.4: Dao động riêng tại tần số
133,73Hz

Kết quả phân tích dao động khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng cho thấy khung xe dao động với 20 dạng dao động (20 mode) khác nhau với tần số thay đổi từ 0 đến 150 Hz. Ở các tần số ban đầu, khung xe bị uốn theo phương ngang và phương thẳng đứng (hình 3.1). Ở các tần số tiếp theo, khung sắt xi bắt đầu bị rung động mạnh, sự rung động mạnh bắt đầu xuất hiện tại mode thứ 8, 9 trở đi (hình 3.2 và 3.3). Các tần số về sau (tần số lớn) gây ra hiện tượng xoắn dầm dọc (hình 3.4).

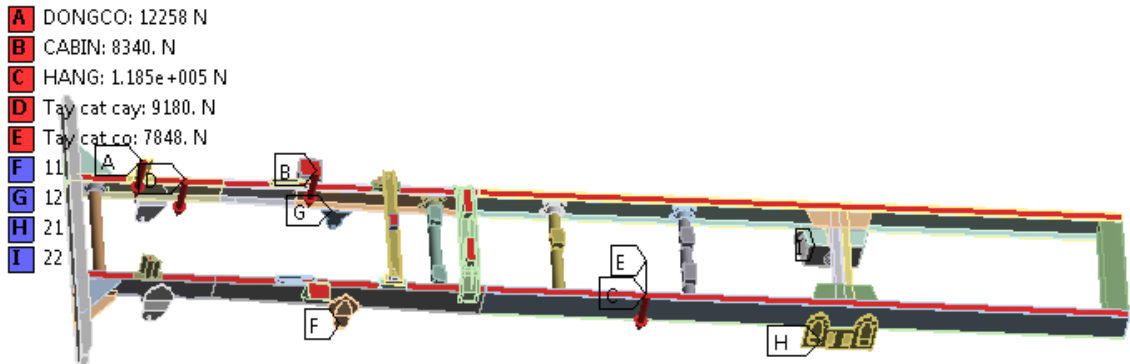
3.3. Đánh giá độ bền phá hủy của khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng

Trong nghiên cứu khảo sát này, khảo sát khung xe chịu tải trọng tĩnh lớn nhất. Ngoài ra, dựa trên kết quả tính toán và khảo sát phần 2.5.1 cho thấy khi bánh xe gặp phải mấp mô mặt đường thì tải trọng từ mặt đường tác động lên khung sắt xi thông qua cầu xe và hệ thống treo sẽ đạt giá trị lớn nhất. Do đó, trường hợp này phân tích đánh giá độ bền khung sắt xi ứng với các chế độ tải trọng đã khảo sát trong chương 2. Giá trị ứng suất nhận được từ kết quả khảo sát này cho phép đánh giá độ bền trên toàn bộ kết cấu khung sắt xi.

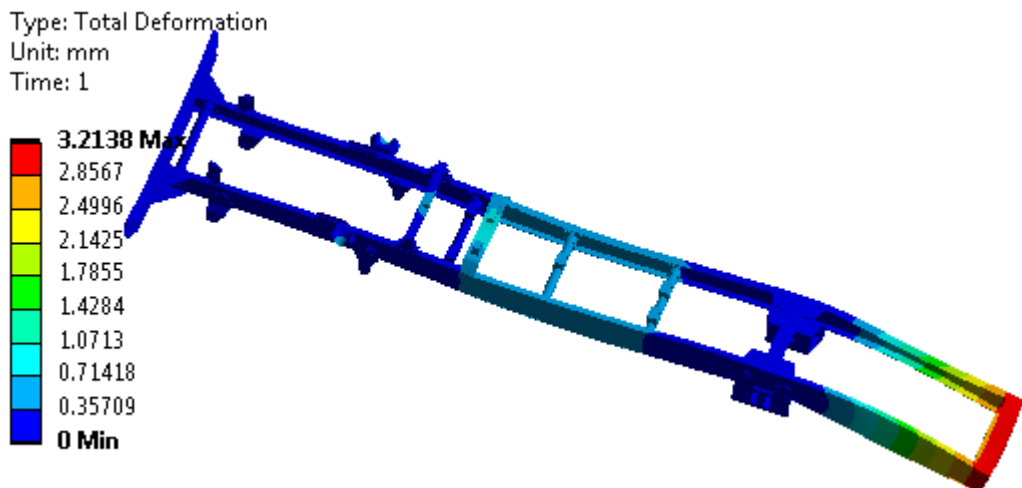
3.3.1. Các trường hợp chịu tải trọng lớn nhất

3.3.1.1. Trường hợp khung sát xi chịu tải trọng tĩnh lớn nhất

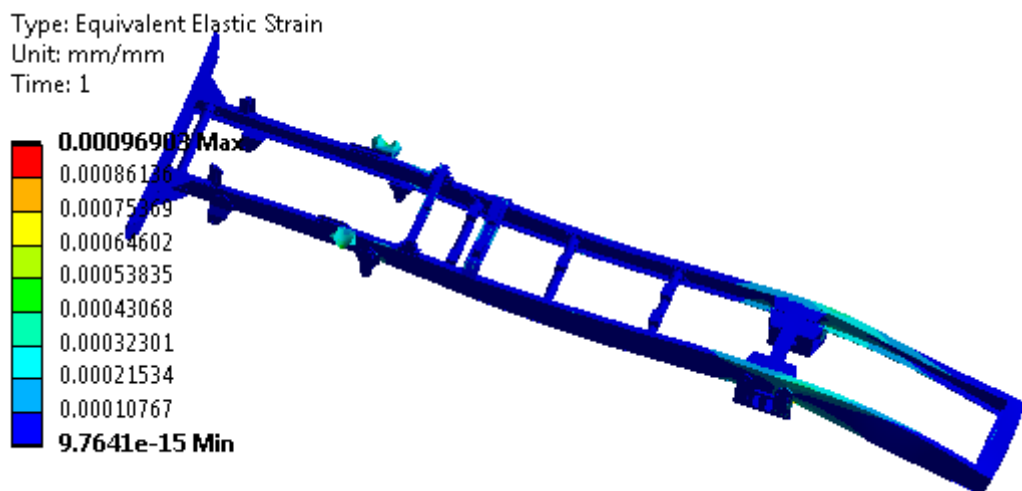
Trường hợp này, các tải đặt lên khung sát xi bao gồm: Tải trọng cụm động cơ, tải trọng cabin, tải trọng thùng hàng, tải trọng cơ cấu cắt cây và cơ cấu cắt cỏ.



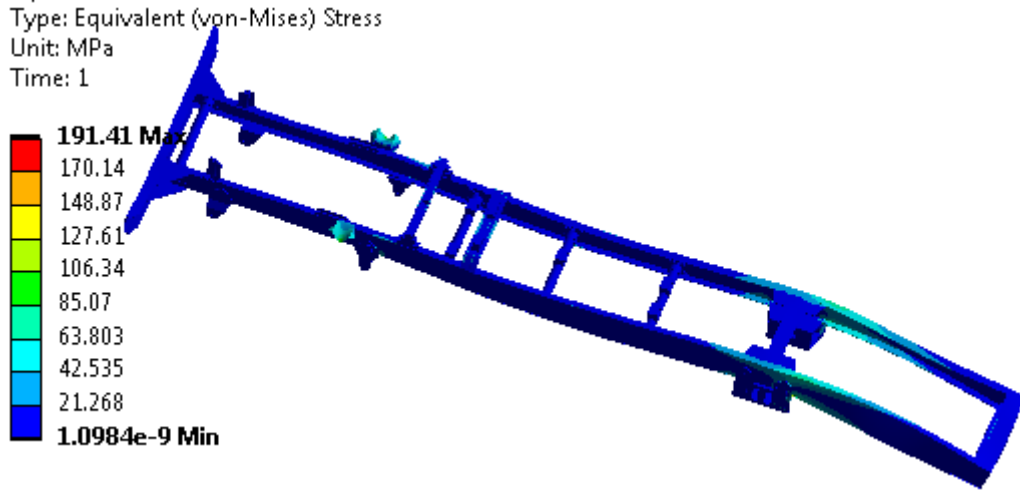
Hình 3.5: Sơ đồ đặt lực lên khung sắt xi khi chịu tải trọng tĩnh lớn nhất



Hình 3.6: Chuyển vị trên khung sắt xi và vị trí có giá trị lớn nhất



Hình 3.7: Biến dạng trên khung sắt xi và vị trí có giá trị lớn nhất

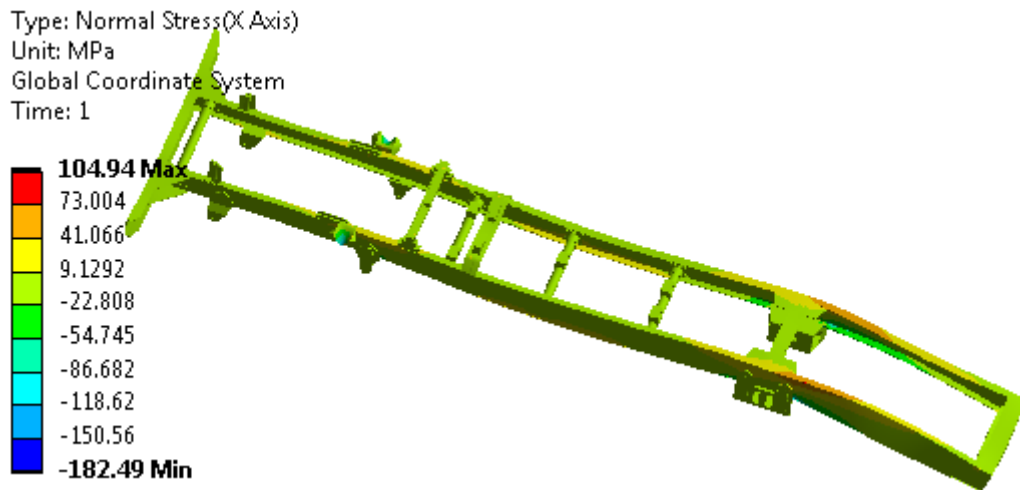


Hình 3.8: Ứng suất tương đương trên khung sát xi và vị trí có giá trị lớn nhất

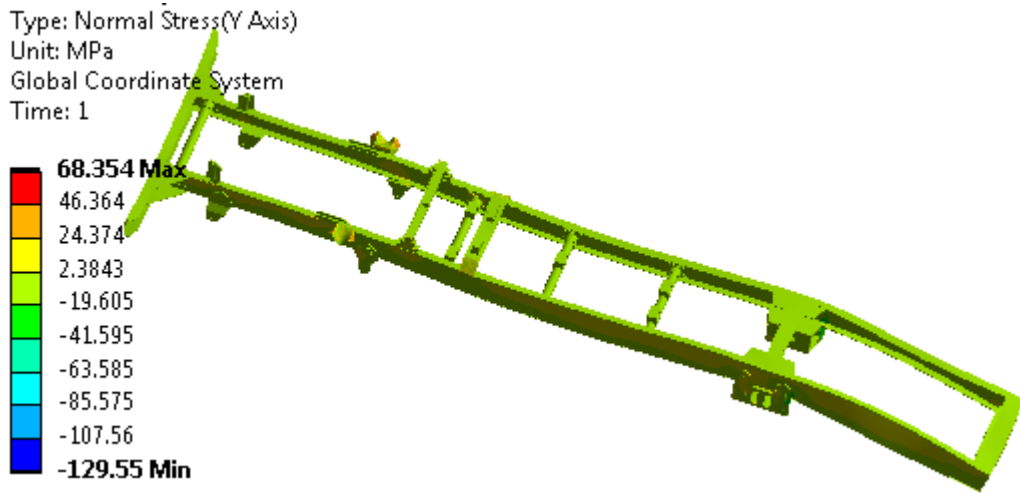
Bảng 3.2: Chuyển vị, biến dạng và ứng suất lớn nhất trên khung sát xi chịu tải trọng tĩnh cực đại

| | Chuyển vị (mm) | Biến dạng (mm/mm) | Ứng suất (MPa) |
|------------------|----------------|-------------------|----------------|
| Giá trị lớn nhất | 3,2138 | 0,000969 | 191,41 |

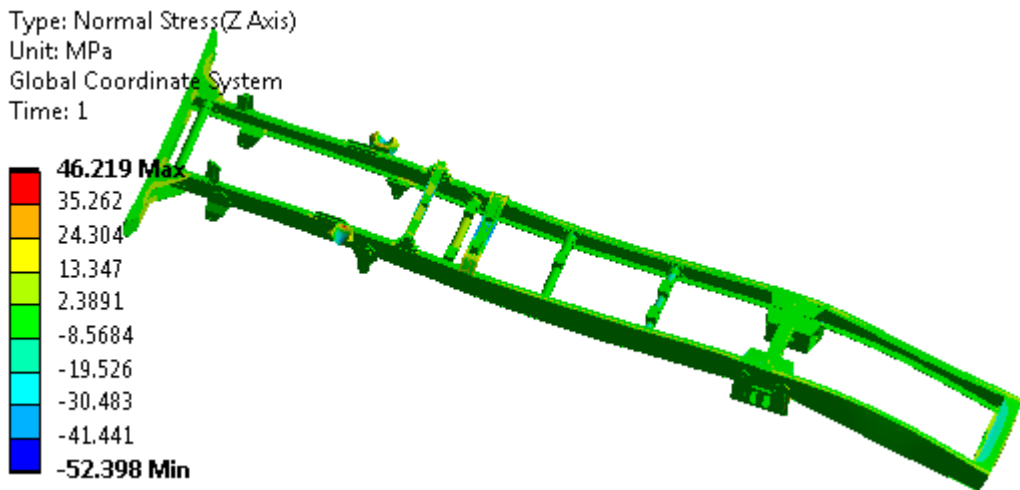
Ngoài ra, có thể xác định ứng suất theo các phương x , y , z bằng cách sử dụng thanh công cụ Stress trong phần mềm.



Hình 3.9: Ứng suất theo phương X



Hình 3.10: Ứng suất theo phương Y

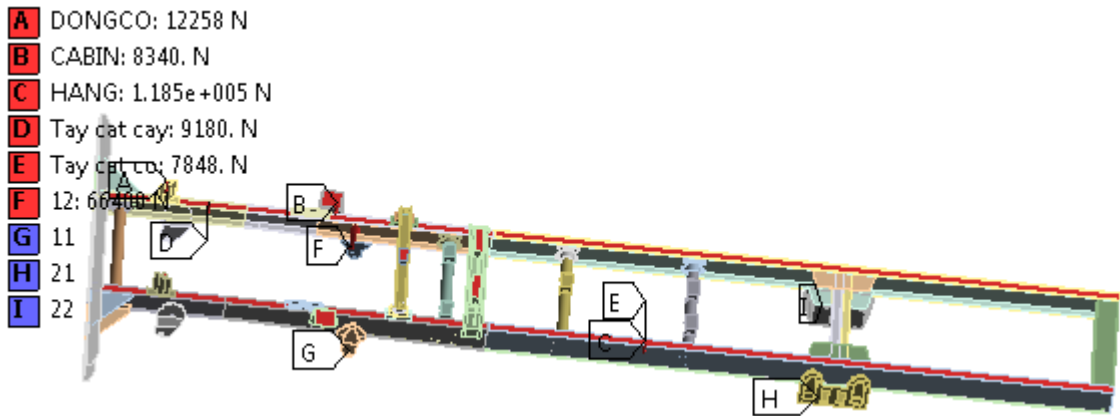


Hình 3.11: Ứng suất theo phương Z

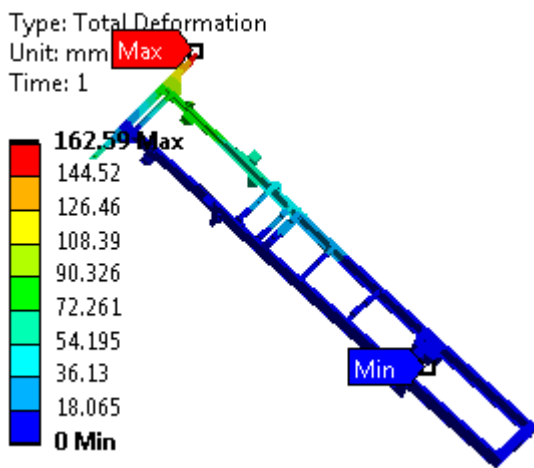
Kết quả phân tích cho thấy trường hợp này ứng suất lớn nhất đạt giá trị 191,41 MPa, thấp hơn giá trị giới hạn chảy và giới hạn phá hủy của vật liệu là 785 MPa và 980 MPa nên khung sắt xi đảm bảo điều kiện bền phá hủy trong trường hợp này.

3.3.1.2. Trường hợp bánh xe trước phải gặp phải mấp mô

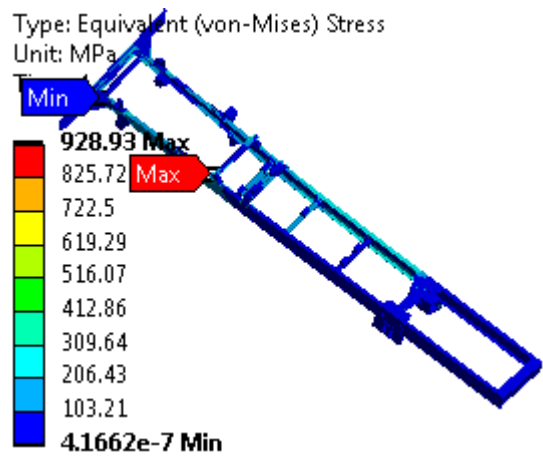
Trường hợp này, bánh xe trước phải đi qua đường xấu gặp phải mấp mô mặt đường, các lực tác dụng lên khung sắt xi gồm: Tải trọng cụm động cơ, tải trọng cabin, tải trọng thùng hàng, tải trọng cơ cấu cắt cây, cơ cấu cắt cỏ và phản lực pháp tuyến từ mặt đường F_{z12} (mục 2.5.1.2 chương 2) tác dụng lên khung. Giá trị lực F_{z12} thay đổi khi chiều cao mấp mô khác nhau, tốc độ chuyển động của xe $v = 20$ km/h.



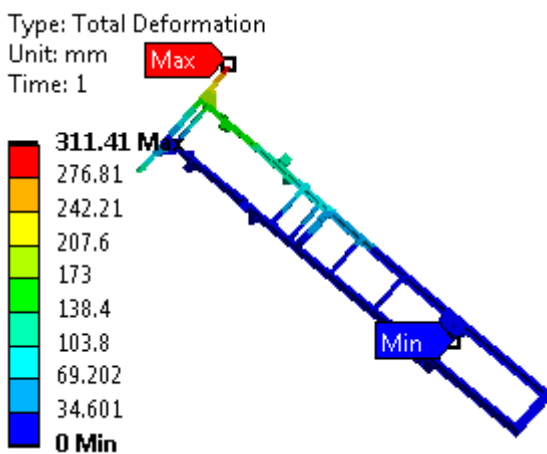
Hình 3.12: Sơ đồ đặt lực lên khung sắt xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô



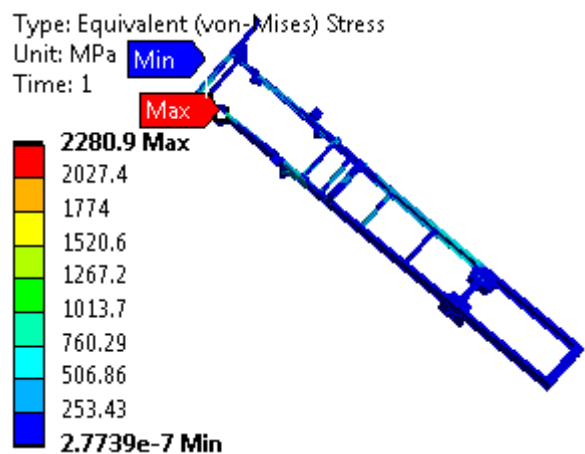
Hình 3.13: Chuyển vị trên khung sắt xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m



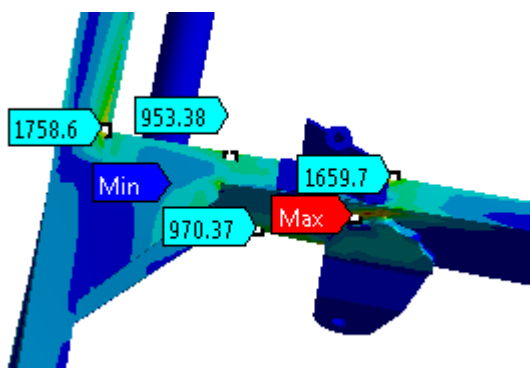
Hình 3.14: Ứng suất tương đương trên khung sắt xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m



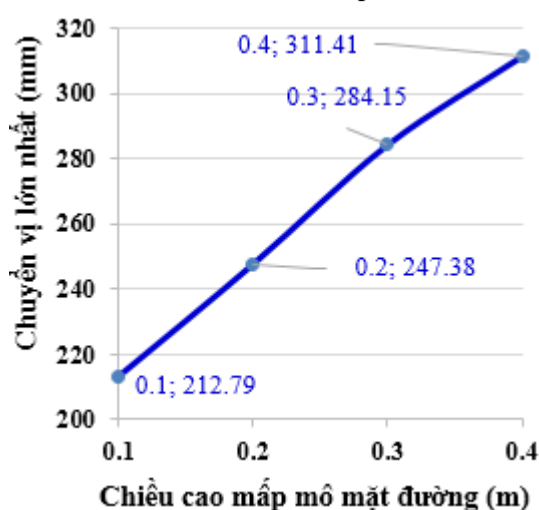
Hình 3.15: Chuyển vị trên khung sắt xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m



Hình 3.16: Ứng suất tương đương trên khung sắt xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m



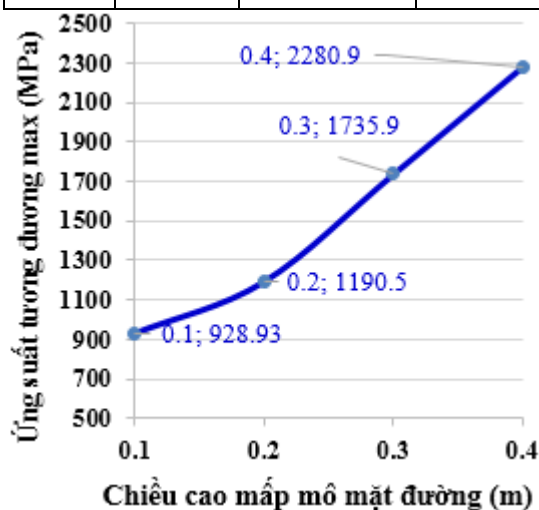
Hình 3.17: Vị trí xuất hiện ứng suất tương đương trên khung sắt xi có giá trị lớn nhất, chiều cao mấp mô 0,4m



Hình 3.18: Chuyển vị lớn nhất trên khung sắt xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi

Bảng 3.3: Chuyển vị và ứng suất tương đương max trên khung sắt xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô

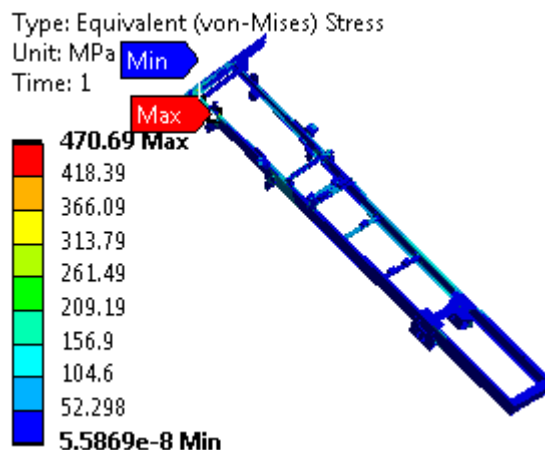
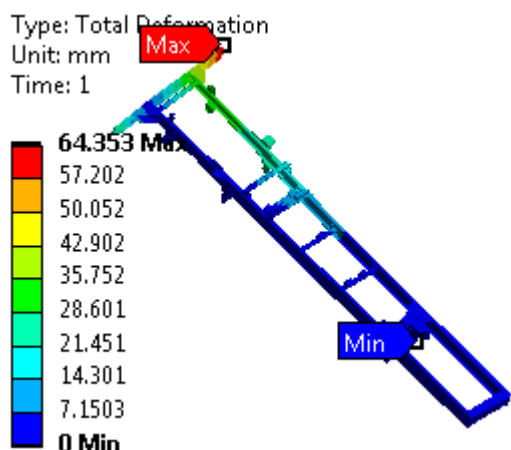
| | | Chuyển vị (mm) | Ứng suất (MPa) |
|------------------|------|----------------|----------------|
| Chiều cao mấp mô | 0,1m | 212,79 | 928,93 |
| | 0,2m | 247,38 | 1190,5 |
| | 0,3m | 284,15 | 1735,9 |
| | 0,4m | 311,41 | 2280,9 |



Hình 3.19: Ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sắt xi khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi

Kết quả phân tích khi bánh trước phải gặp phải mấp mô mặt đường (chiều cao mặt đường thay đổi) cho thấy các ứng suất lớn nhất đều lớn hơn giá trị giới hạn chảy của vật liệu là 785 MPa, chỉ khi chiều cao mấp mô mặt đường là 0,1m thì ứng suất tương đương có giá trị 928,93 MPa gần bằng giới hạn phá hủy và 980 MPa nên khung sắt xi không đảm bảo điều kiện bền phá hủy trong trường hợp này. Vị trí xuất hiện giá trị ứng suất tương đương lớn nhất khi bánh xe gặp phải mấp mô chiều cao 0,4m tại thanh chính phía trước được mô tả trên hình 3.17. Do tại thanh chính phía trước nơi xuất hiện ứng suất lớn chỉ có một thanh, dưới tác dụng của các tải trọng của cabin, thùng hàng,... cùng với tải trọng từ mặt đường tác dụng lên khung sắt xi. Khi bánh xe gặp phải mấp mô, tải trọng động có giá trị lớn hơn tải trọng tĩnh nhiều

lần, với tải trọng trên cùng với giới hạn chảy và phá hủy của vật liệu, NCS chọn phương án lồng thêm một thanh sắt xi giống như thanh chính phía sau, đồng thời tăng chiều dày thanh chính phía trong và phía ngoài 10mm. Kết quả khảo sát độ bền khung sắt xi cải tiến có kích cỡ thanh chính 10+10 cho thấy giá trị ứng suất tương đương lớn nhất khi bánh trước phải gặp phải mấp mô có giá trị 470,69 MPa, nhỏ hơn giá trị giới hạn chảy của vật liệu là 785 MPa.

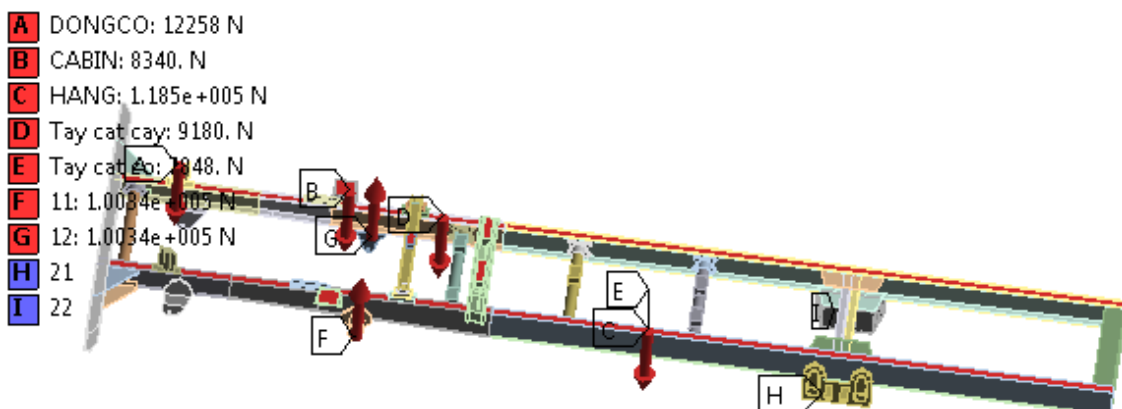


Hình 3.20: Chuyển vị trên khung sắt xi cải tiến khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m

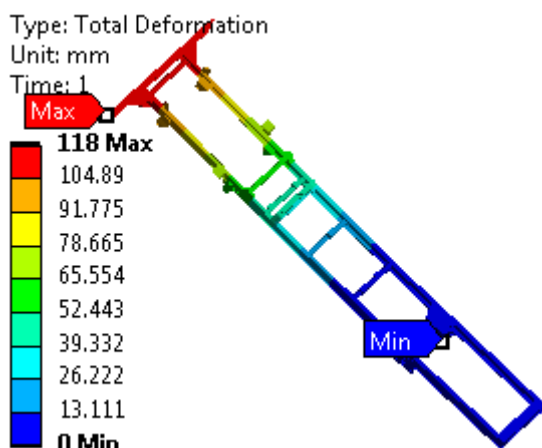
Hình 3.21: Ứng suất tương đương trên khung sắt xi cải tiến khi bánh trước phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m

3.3.1.3. Trường hợp hai bánh trước gặp phải mấp mô

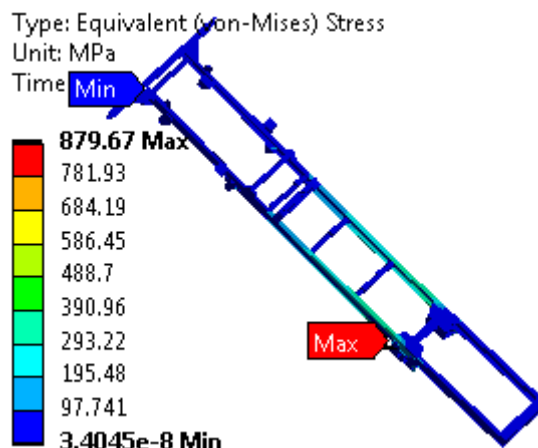
Trường hợp này, hai bánh trước di chuyển trên đường xấu gặp phải mấp mô mặt đường, các lực tác dụng lên khung sắt xi gồm: Tải trọng cụm động cơ, tải trọng cabin, tải trọng thùng hàng, tải trọng cơ cấu cắt cây, cơ cấu cắt cỏ và phản lực pháp tuyến từ mặt đường F_{z11} , F_{z12} tác dụng lên khung. Giá trị lực F_{z11} , F_{z12} thay đổi khi chiều cao mấp mô mặt đường khác nhau, tốc độ chuyển động của xe $v = 20$ km/h.



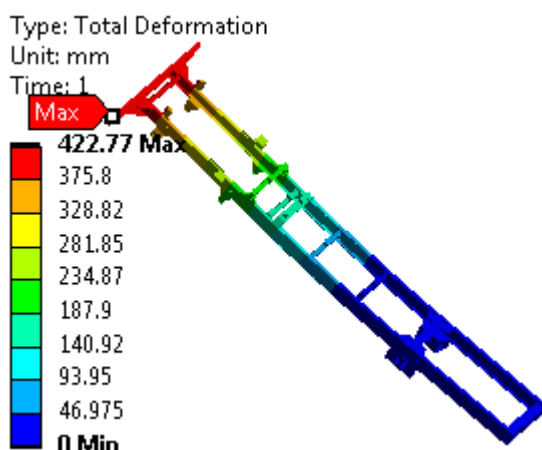
Hình 3.22: Sơ đồ đặt lực lên khung sắt xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô



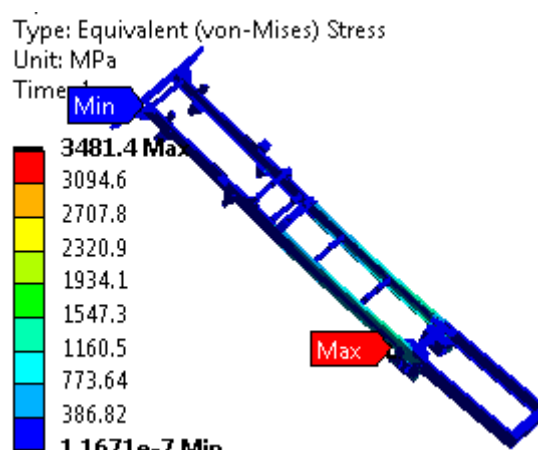
Hình 3.23: Chuyển vị trên khung sắt xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m



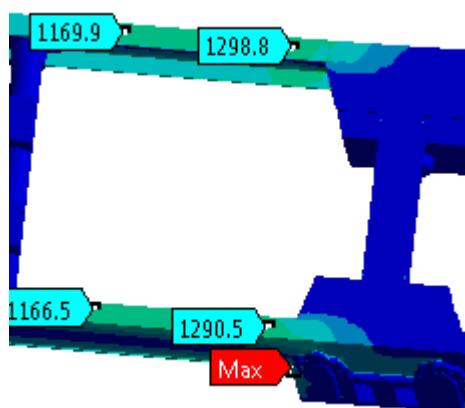
Hình 3.24: Ứng suất tương đương trên khung sắt xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m



Hình 3.25: Chuyển vị trên khung sắt xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m



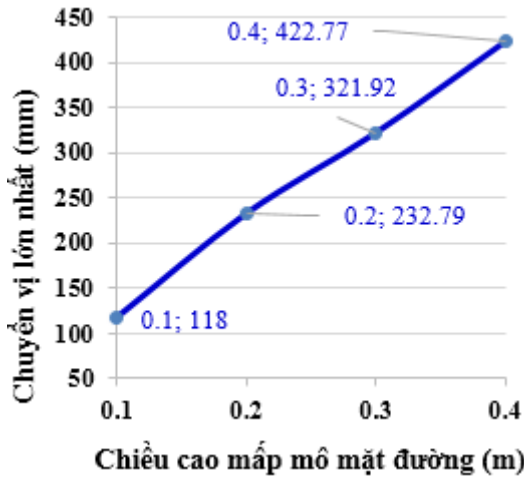
Hình 3.26: Ứng suất tương đương trên khung sắt xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m



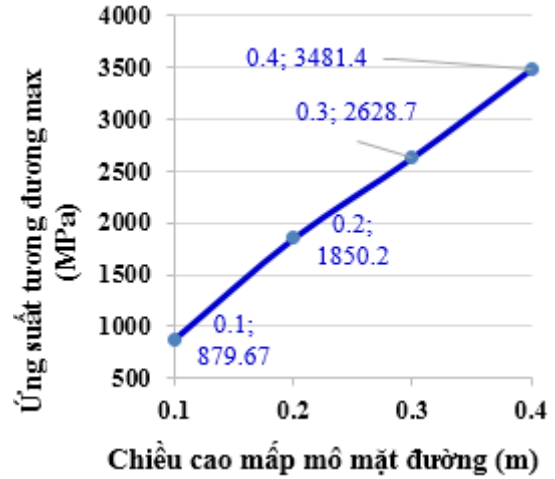
Hình 3.27: Vị trí xuất hiện ứng suất tương đương trên khung sắt xi có giá trị lớn nhất, chiều cao mấp mô 0,4m

Bảng 3.4: Chuyển vị và ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sắt xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô

| | | Chuyển vị (mm) | Ứng suất (MPa) |
|------------------|------|----------------|----------------|
| Chiều cao mấp mô | 0,1m | 118 | 879,67 |
| | 0,2m | 232,79 | 1850,2 |
| | 0,3m | 321,92 | 2628,7 |
| | 0,4m | 422,77 | 3481,4 |

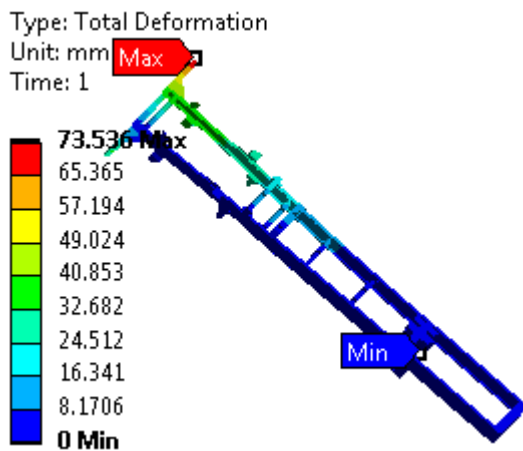


Hình 3.28: Chuyển vị lớn nhất trên khung sát xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi

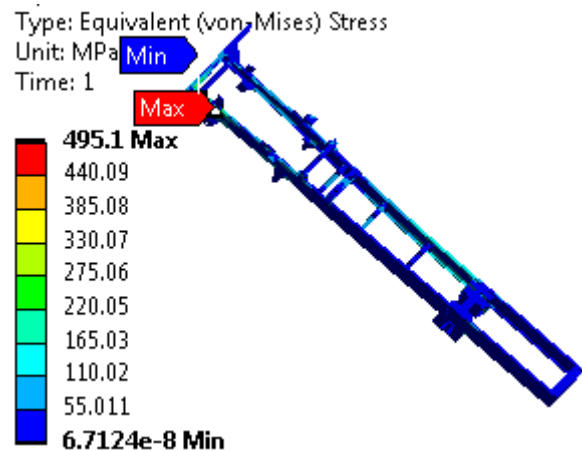


Hình 3.29: Ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sát xi khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi

Kết quả phân tích cho thấy các ứng suất lớn nhất đều lớn hơn giá trị giới hạn chảy của vật liệu là 785 MPa. Khi chiều cao mấp mô mặt đường 0,1m thì ứng suất tương đương có giá trị 879,67 MPa gần bằng giới hạn phá hủy và 980 MPa nên khung sát xi không đảm bảo điều kiện bền phá hủy trong trường hợp này. Vị trí xuất hiện giá trị ứng suất tương đương lớn nhất khi bánh xe chịu mấp mô chiều cao 0,4m được mô tả trên hình 3.27. Do đó, để giảm ứng suất trong trường hợp này cần phải tăng chiều dày của thanh chính. Khi tăng chiều dày thanh chính lên 10mm, kết quả khảo sát cho thấy giá trị ứng suất tương đương lớn nhất xuất hiện trên khung nhỏ hơn nhỏ hơn giới hạn chảy và phá hủy của vật liệu.



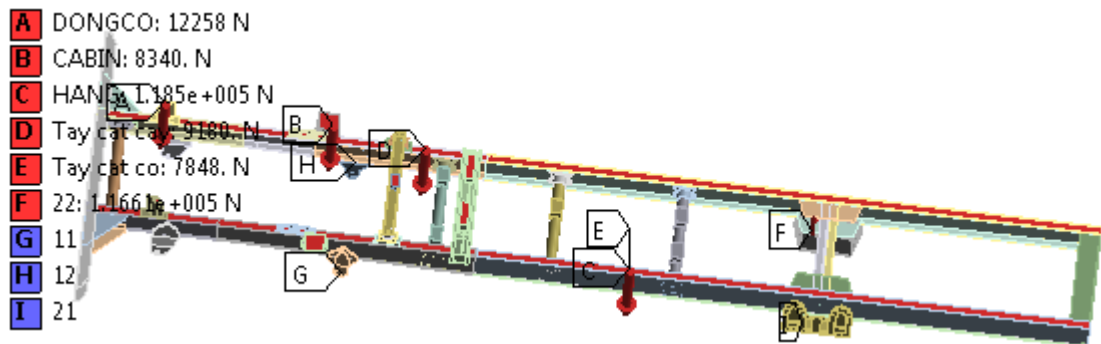
Hình 3.30: Chuyển vị trên khung sát xi cải tiến khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m



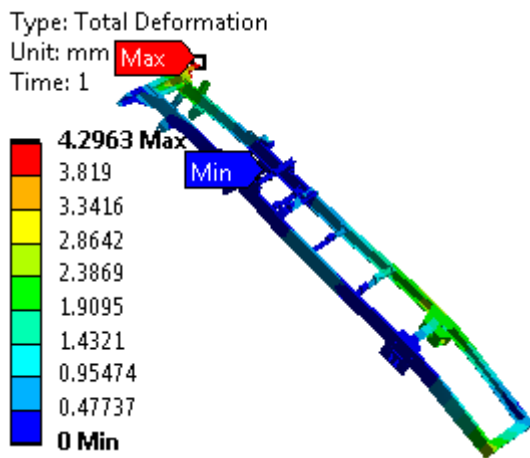
Hình 3.31: Ứng suất tương đương trên khung sát xi cải tiến khi hai bánh trước gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m

3.3.1.4. Trường hợp bánh sau phải gặp phải mấp mô

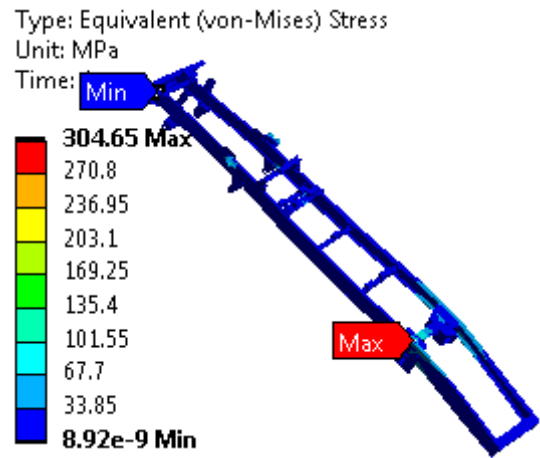
Trường hợp này, bánh xe phía sau phải di chuyển trên đường xấu gặp phải mấp mô mặt đường. Giá trị phản lực pháp tuyến từ mặt đường F_{z32} tác dụng lên khung được xác định tại phần mục 2.5.1.3 chương 2. Giá trị lực F_{z32} thay đổi khi chiều cao mấp mô khác nhau, tốc độ chuyển động của xe 20 km/h. Ngoài phản lực nêu trên, các lực tác dụng lên khung sắt xi gồm: Tải trọng cụm động cơ, tải trọng cabin, tải trọng thùng hàng, tải trọng cơ cấu cắt cây, cơ cấu cắt cỏ.



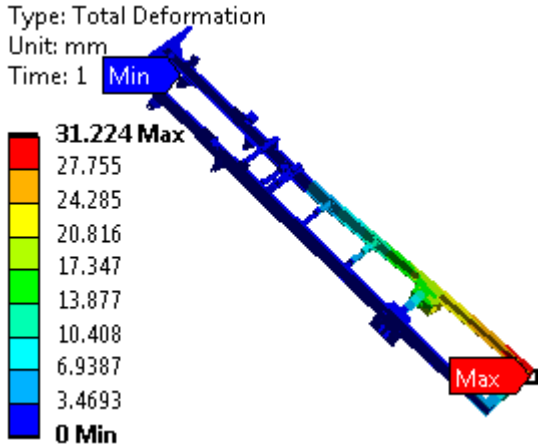
Hình 3.32: Sơ đồ đặt lực lên khung sắt xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô



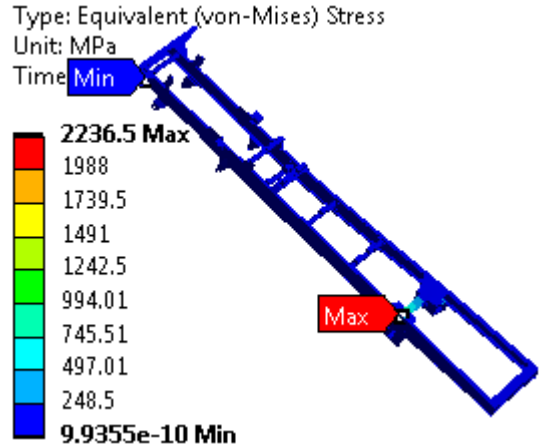
Hình 3.33: Chuyển vị trên khung sắt xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m



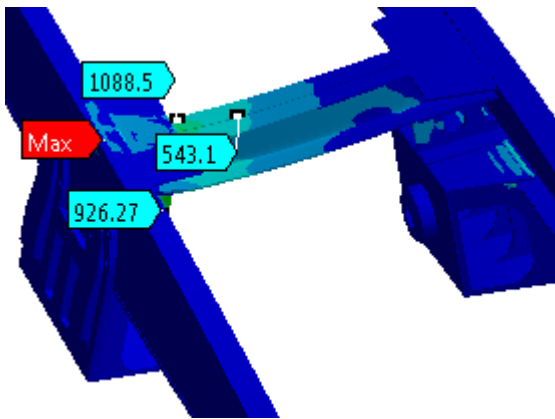
Hình 3.34: Ứng suất tương đương trên khung sắt xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,1m



Hình 3.35: Chuyển vị trên khung sắt xi khi bánh sau phải bị mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m



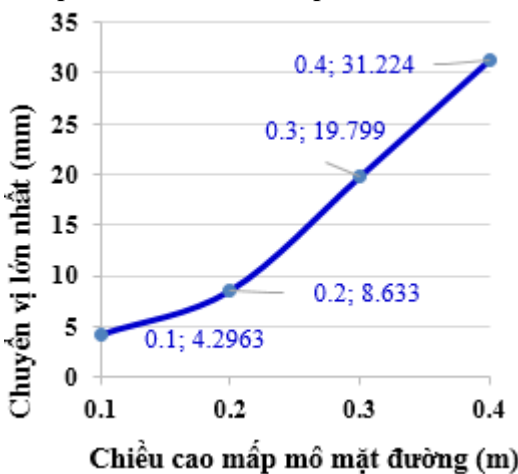
Hình 3.36: Ứng suất tương đương trên khung sắt xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m



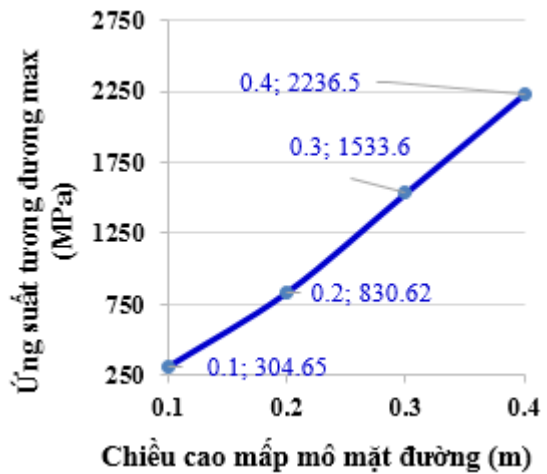
Hình 3.37: Vị trí xuất hiện ứng suất tương đương trên khung sắt xi khi bánh sau phải bị mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m

Bảng 3.5: Chuyển vị và ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sắt xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô

| | | Chuyển vị (mm) | Ứng suất (MPa) |
|------------------|------|----------------|----------------|
| Chiều cao mấp mô | 0,1m | 4,2963 | 304,65 |
| | 0,2m | 8,633 | 830,62 |
| | 0,3m | 19,799 | 1533,6 |
| | 0,4m | 31,224 | 2236,5 |

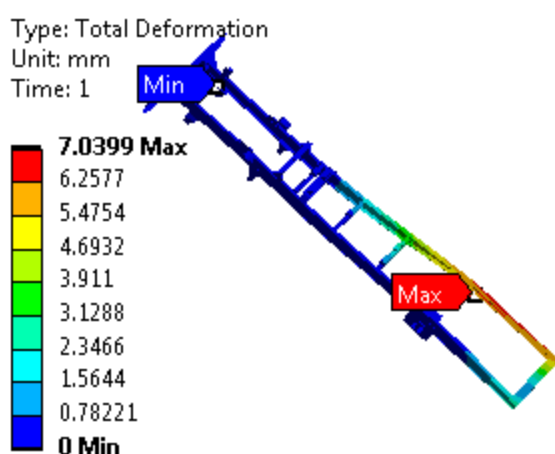


Hình 3.38: Chuyển vị lớn nhất trên khung sắt xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi

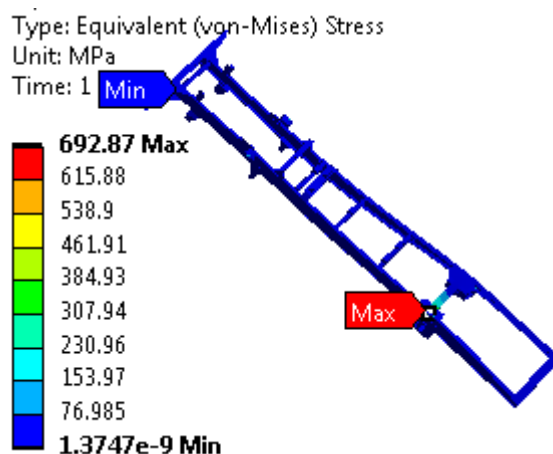


Hình 3.39: Ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sắt xi khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi

Kết quả phân tích cho thấy phần lớn ứng suất lớn nhất lớn hơn giá trị giới hạn chảy của vật liệu là 785 MPa (ngoại trừ khi bánh xe gặp phải mấp mô mặt đường có chiều cao 0,1m). Khi bánh xe gặp phải mấp mô mặt đường có chiều cao 0,1m và 0,2m thì ứng suất tương đương lớn nhất có giá trị lần lượt là 304,65 MPa và 830,62 MPa. Khi bánh sau bị mấp mô mặt đường chiều cao 0,1m thì khung xe vẫn đảm bảo điều kiện bền, các trường hợp mấp mô khác khung sắt xi không đảm bảo điều kiện bền. Vị trí xuất hiện giá trị ứng suất tương đương lớn nhất khi bánh xe gặp phải mấp mô có chiều cao 0,4m là tại thanh ngang được mô tả trên hình 3.37. Để giảm ứng suất cần phải tăng tiết diện của thanh ngang. Trường hợp này, nghiên cứu sinh tăng tiết diện thanh ngang số 20 (hình 1.10) gấp đôi (dày 12mm) so với tiết diện ban đầu. Kết quả khảo sát cho thấy giá trị ứng suất tương đương lớn nhất của thanh ngang sau khi tăng tiết diện nhỏ hơn giá trị giới hạn chảy của vật liệu.



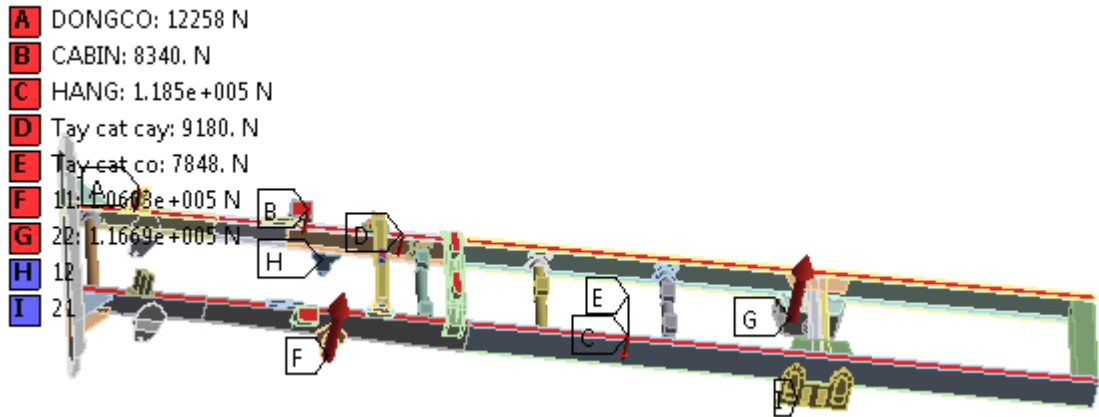
Hình 3.40: Chuyển vị trên khung sắt xi cải tiến khi bánh sau phải bị mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m



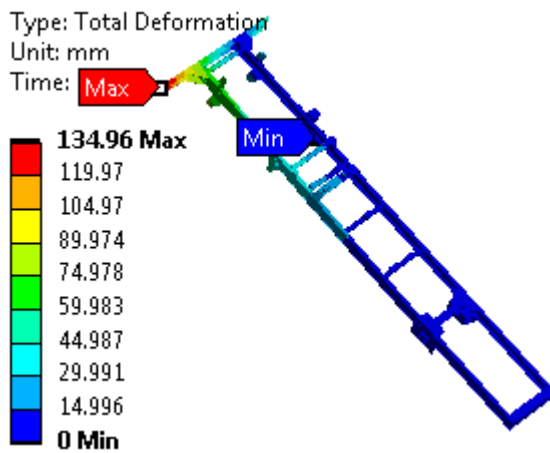
Hình 3.41: Ứng suất tương đương trên khung sắt xi cải tiến khi bánh sau phải gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m

3.3.1.5. Trường hợp mấp mô hai bánh chéo nhau (trước trái và sau phải)

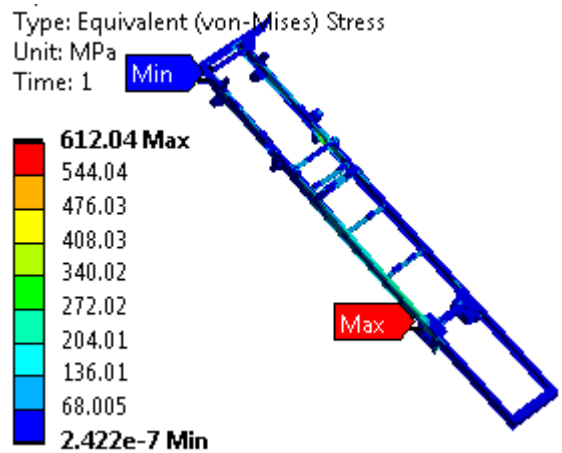
Trường hợp này khung sắt xi chịu lực từ mặt đường tác dụng lên khung xe từ bánh sau F_{z32} , bánh trước F_{z11} được xác định tại phần mục 2.5.1.4 chương 2. Giá trị lực F_{z11} , F_{z32} thay đổi khi chiều cao mấp mô khác nhau, tốc độ chuyển động của xe 20 km/h. Ngoài phản lực nêu trên, các lực tác dụng lên khung sắt xi gồm: Tải trọng cụm động cơ, tải trọng cabin, tải trọng thùng hàng, tải trọng cơ cấu cắt cây, cơ cấu cắt cỏ.



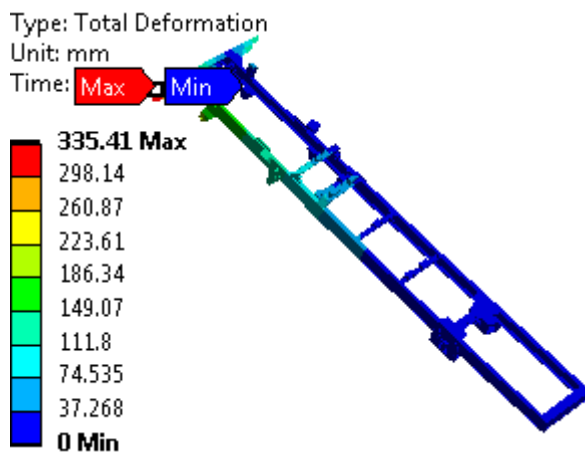
Hình 3.42: Sơ đồ đặt lực lên khung sắt xi khi hai bánh chéo gặp phải nắp mô



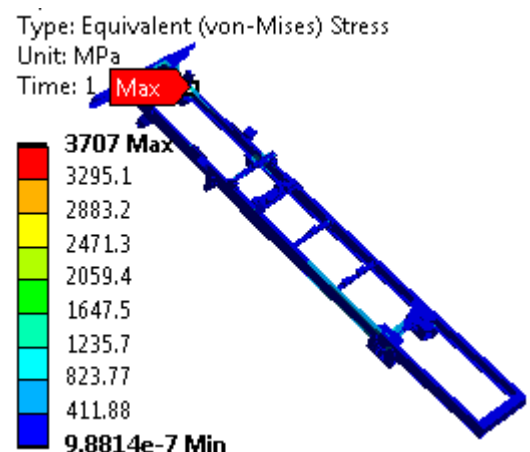
Hình 3.43: Chuyển vị trên khung sắt xi khi hai bánh chéo gặp phải nắp mô, chiều cao nắp mô 0,1m



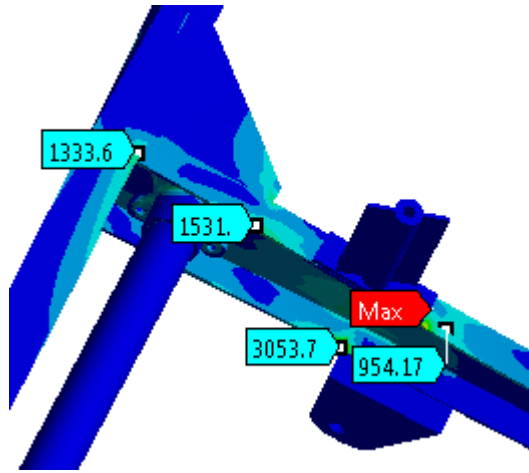
Hình 3.44: Ứng suất tương đương trên khung sắt xi khi hai bánh chéo gặp phải nắp mô, chiều cao nắp mô 0,1m



Hình 3.45: Chuyển vị trên khung sắt xi khi hai bánh chéo gặp phải nắp mô, chiều cao nắp mô 0,4m



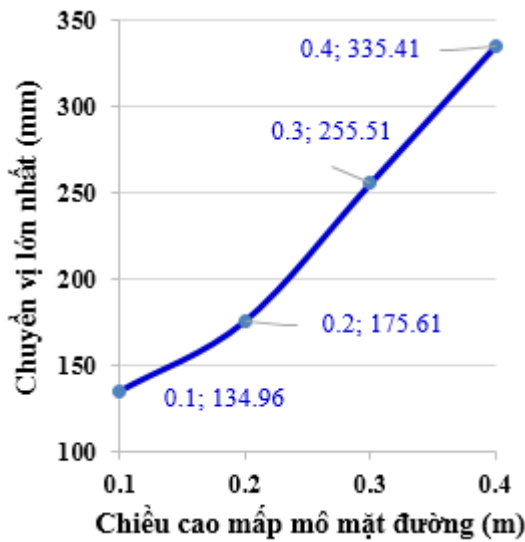
Hình 3.46: Ứng suất tương đương trên khung sắt xi khi hai bánh chéo gặp phải nắp mô, chiều cao nắp mô 0,4m



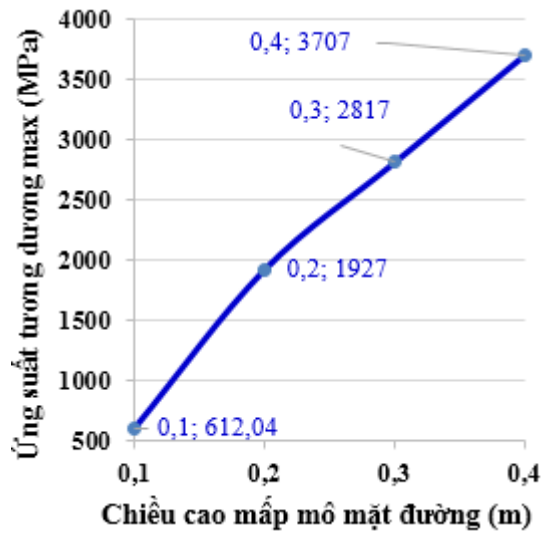
Hình 3.47: Vị trí xuất hiện ứng suất tương đương trên khung sắt xi có giá trị lớn nhất, chiều cao mấp mô 0,4m

Bảng 3.6: Chuyển vị và ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sắt xi khi hai bánh chéo gặp phải mấp mô

| | | Chuyển vị (mm) | Ứng suất (MPa) |
|------------------|------|----------------|----------------|
| Chiều cao mấp mô | 0,1m | 134,96 | 612,04 |
| | 0,2m | 175,61 | 1927 |
| | 0,3m | 255,51 | 2817 |
| | 0,4m | 335,41 | 3707 |



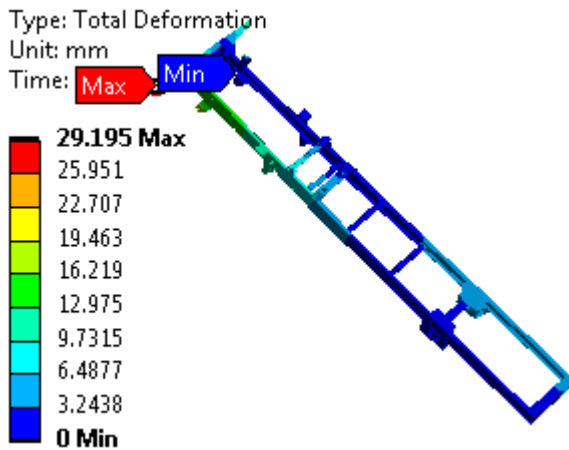
Hình 3.48: Chuyển vị lớn nhất trên khung sắt xi khi hai bánh chéo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi



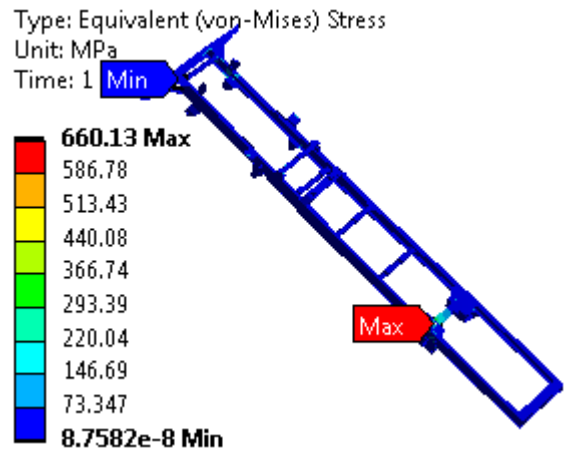
Hình 3.49: Ứng suất tương đương lớn nhất trên khung sắt xi khi hai bánh chéo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi

Từ các kết quả phân tích tương ứng các trường hợp đặt lực trên cho thấy khi bánh xe gặp phải mấp mô mặt đường có chiều cao 0,1m thì ứng suất lớn nhất có giá trị 612,04 MPa. Các ứng suất chủ yếu tập trung tại các góc cạnh của khung xe. Khi chiều cao mấp mô tăng lên, dưới tải dụng của tải trọng tăng làm giá trị ứng suất lớn hơn giới hạn cho phép của vật liệu. Khi bánh xe gặp phải mấp mô mặt đường có chiều cao 0,1m thì khung sắt xi chưa bị phá hủy trong các điều kiện khảo sát. Khi bánh xe gặp phải mấp mô mặt đường có chiều cao lớn hơn 0,1m thì khung sắt xi

không đảm bảo điều kiện bền. Hình 3.47 cho thấy ứng suất có giá trị lớn tại thanh chính trước phải. Do tại thanh chính phía trước nơi xuất hiện ứng suất lớn chỉ có một thanh, do đó cần lồng thêm một thanh sát xi giống như thanh chính phía sau, đồng thời tăng chiều dày thanh chính phía trong và phía ngoài 10mm để đảm bảo độ bền. Kết quả khảo sát đối với khung sắt xi cải tiến cho thấy giá trị ứng suất tương đương lớn nhất nhỏ hơn giới hạn cho phép của vật liệu.



Hình 3.50: Chuyển vị trên khung sắt xi cải tiến khi hai bánh chéo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m



Hình 3.51: Ứng suất tương đương trên khung sắt xi cải tiến khi hai bánh chéo gặp phải mấp mô, chiều cao mấp mô 0,4m

Bảng 3.7: So sánh các giá trị điểm tập trung ứng suất tương đương và chuyển vị lớn nhất lên khung sát xi nguyên bản

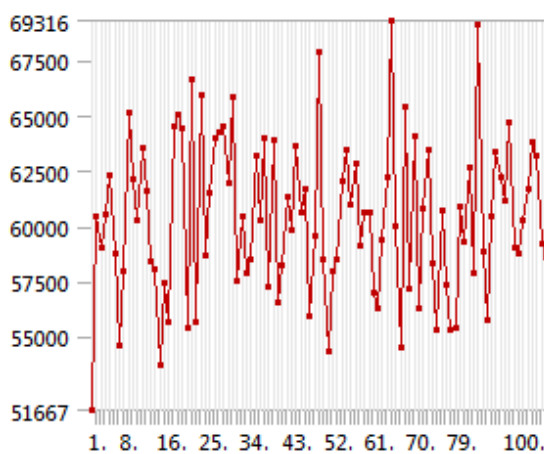
| Trường hợp khảo sát | Chuyển vị lớn nhất (mm) | | | | Ứng suất tương đương lớn nhất(MPa) | | | |
|--------------------------------|-------------------------|--------|--------|--------|------------------------------------|--------|--------|--------|
| | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 |
| Chiều cao nắp mô mặt đường (m) | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 |
| Mấp mô bánh trước phải | 212,79 | 247,38 | 284,15 | 311,41 | 928,93 | 1190,5 | 1735,9 | 2280,9 |
| Mấp mô hai bánh trước | 118 | 232,79 | 321,92 | 422,77 | 879,67 | 1850,2 | 2628,7 | 3481,4 |
| Mấp mô bánh sau phải | 4,2963 | 8,633 | 19,799 | 31,224 | 304,65 | 830,62 | 1533,6 | 2236,5 |
| Mấp mô hai bánh chéo | 134,96 | 175,61 | 255,51 | 335,41 | 612,04 | 1927 | 2817 | 3707 |

3.3.2. Đánh giá độ bền khung sắt xi dưới tác động của tải trọng động

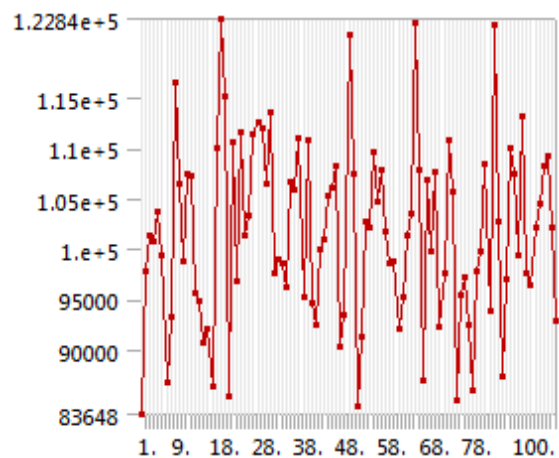
Trong phần khảo sát giá trị lực thẳng đứng tác dụng lên khung sắt xi (phần 2.5.2) khi xe chuyển động trên đường xấu (D-E) và đường rất xấu (E-F) theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 cho thấy các giá trị tải trọng động cực đại không lớn hơn giá trị tải trọng lớn nhất khi xe đi qua mấp mô định dạng. Tải trọng động này xuất hiện khi xe chuyển động trên đường không bằng phẳng, gây nên độ bền mỏi của khung. Trong khi đó đặc điểm của đất rừng là không có đường, có nhiều mấp mô mặt đường lớn nhỏ khác nhau. Do đó, trong phần khảo sát độ bền phá hủy vẫn tính toán khảo sát trong trường hợp khung sắt xi chịu tải trọng động.

Các điều kiện ràng buộc về tải trọng và ngâm tác dụng đều giống trong bài toán tĩnh ở trường hợp khung sắt xi chịu tải trọng cực đại. Ngoài ra, do có tải trọng động từ mặt đường tác dụng lên khung sắt xi nên ngoài các tải trọng tĩnh, còn có các thông số tải trọng động theo thời gian (dưới dạng file excel, dữ liệu được thu thập, khảo sát từ mô hình động lực học).

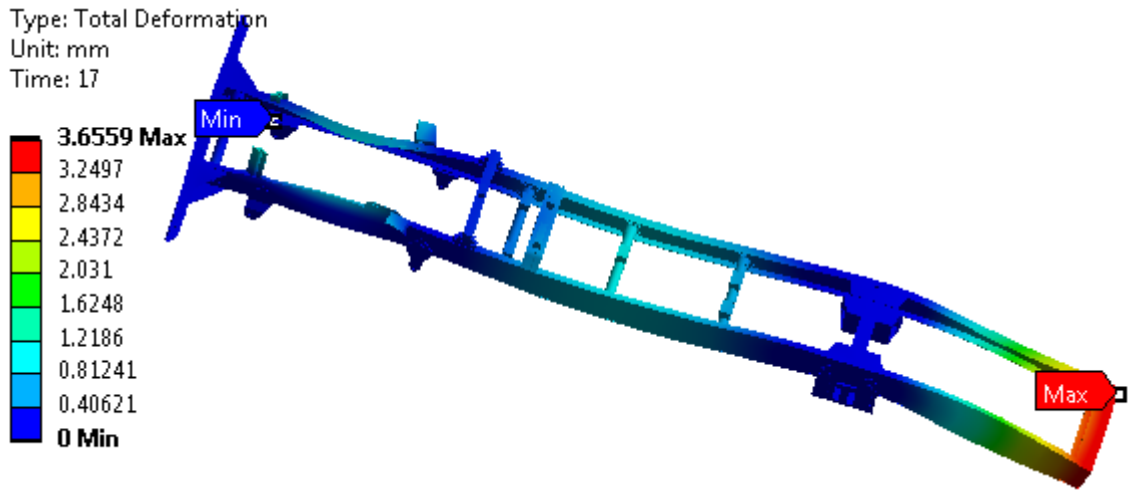
Trong mô hình này, để thống nhất và có kết quả so sánh thì mô hình chia lưới với kết quả chính xác theo bài toán tĩnh. Các ràng buộc là tại các quang nhíp và quang treo, giá trị tải trọng động tác dụng lên khung theo thời gian có điểm đặt, phương và chiều như trường hợp tải trọng tĩnh [65]. Chế độ tải trọng được lựa chọn khi xe chạy với vận tốc 20 km/h trên hai loại đường xấu (D-E) và đường rất xấu (E-F) theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995. Giá trị nhận được là các chuyển vị, ứng suất tương đương trong trạng thái động phân bố tại mọi điểm trong miền thời gian.



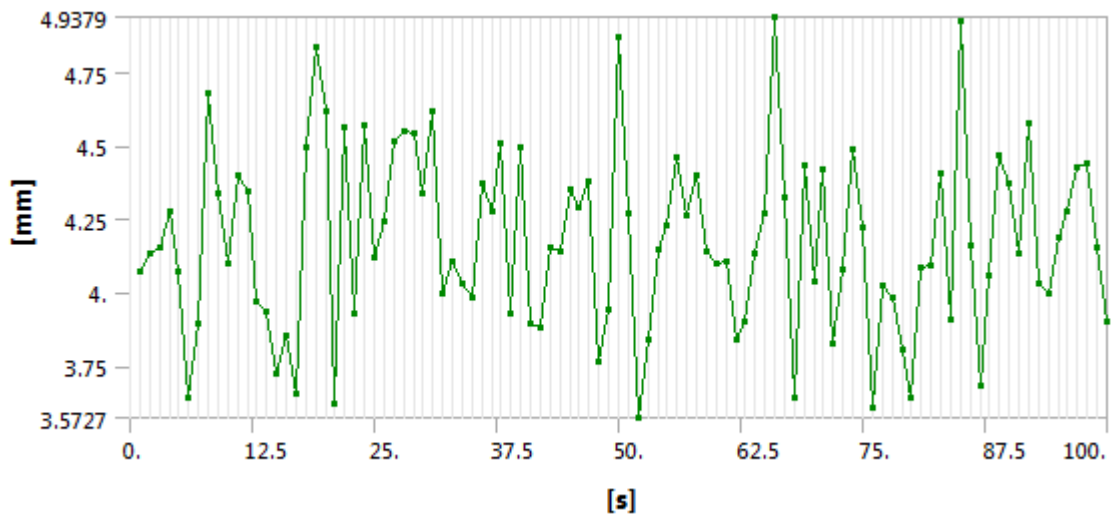
Hình 3.52: Giá trị tải trọng động bánh trước lên khung sắt xi trên đường D-E



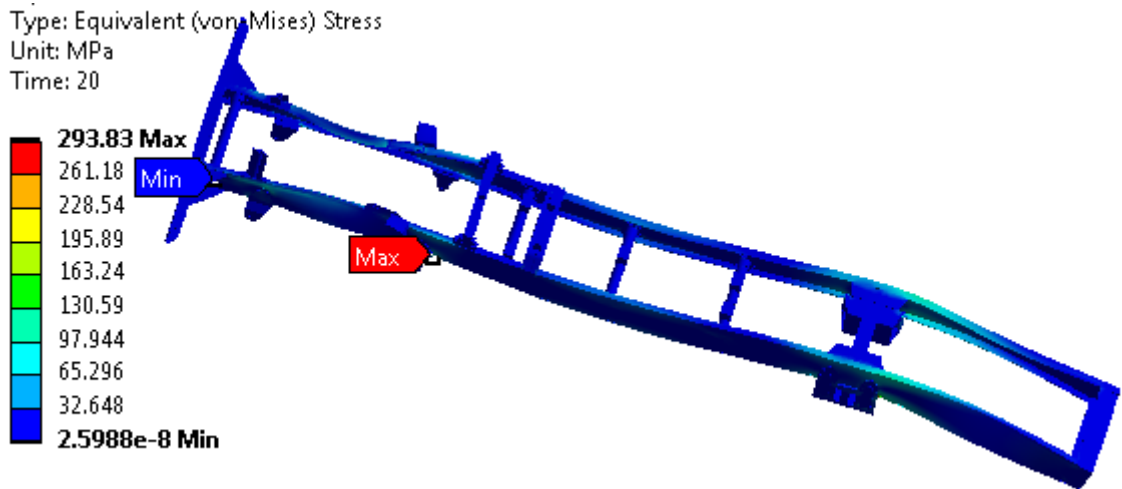
Hình 3.53: Giá trị tải trọng động bánh sau lên khung sắt xi trên đường D-E



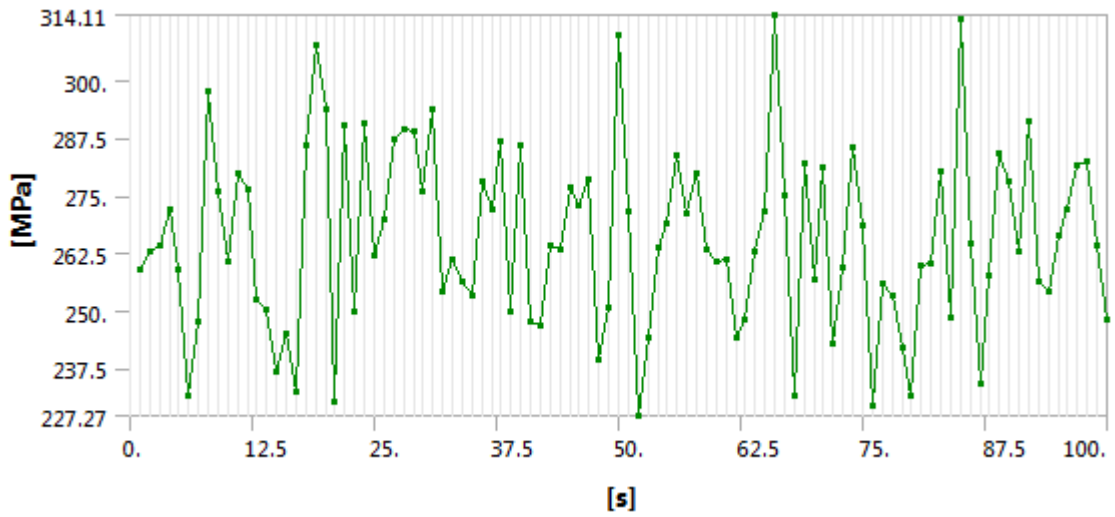
Hình 3.54: Chuyển vị động phân bố trên khung sắt xi trên (đường D-E)



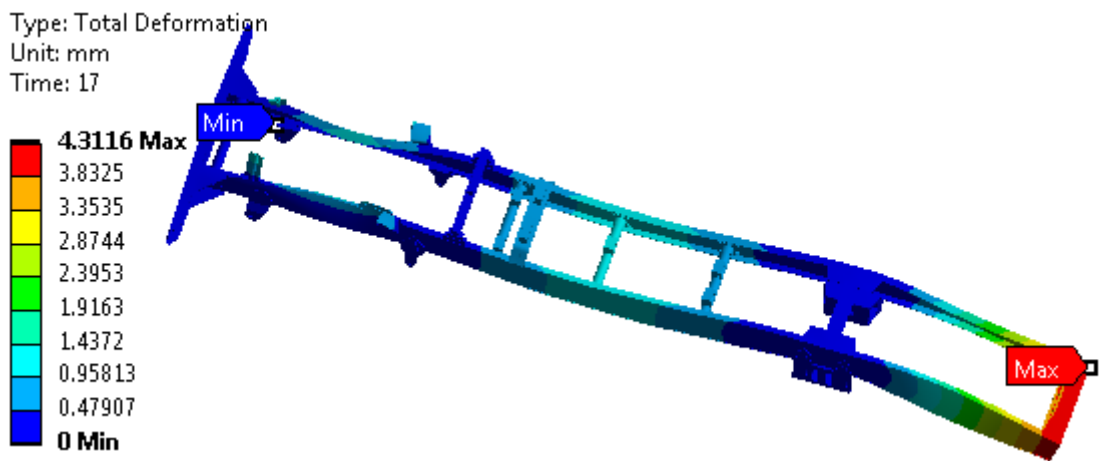
Hình 3.55: Biến thiên chuyển vị động biến đổi theo thời gian (đường D-E)



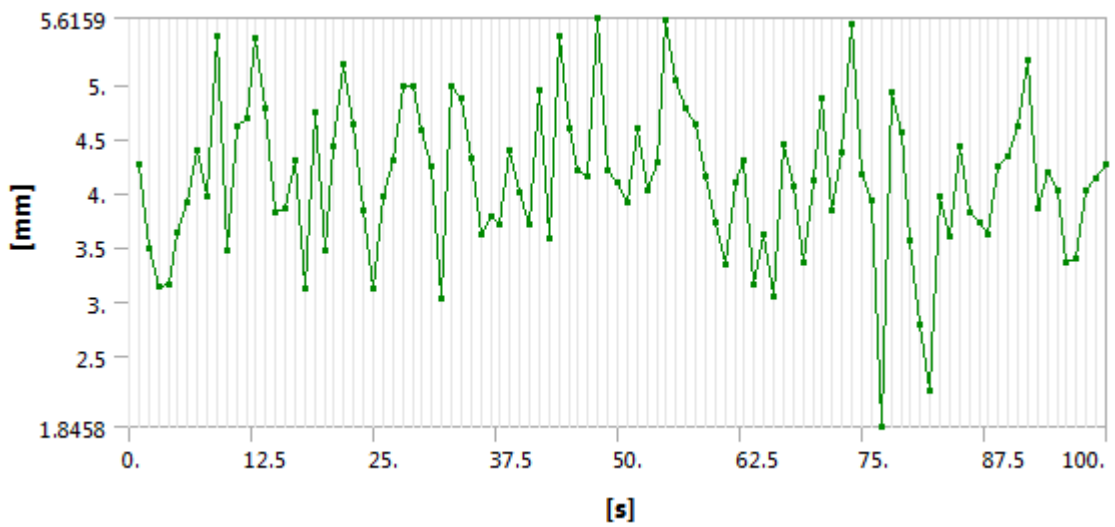
Hình 3.56: Ứng suất tương đương động phân bố trên khung sắt xi trên (đường D-E)



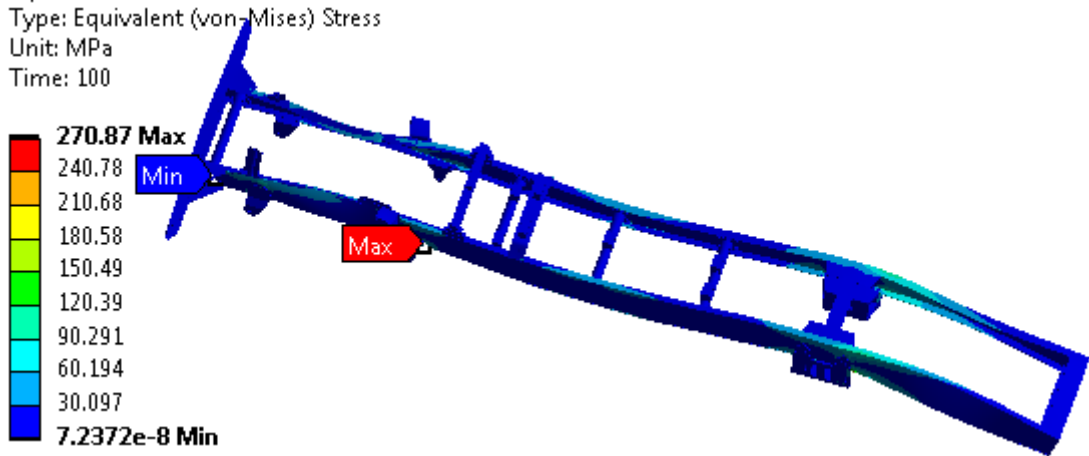
Hình 3.57: Ứng suất tương đương động biến đổi theo thời gian (đường D-E)



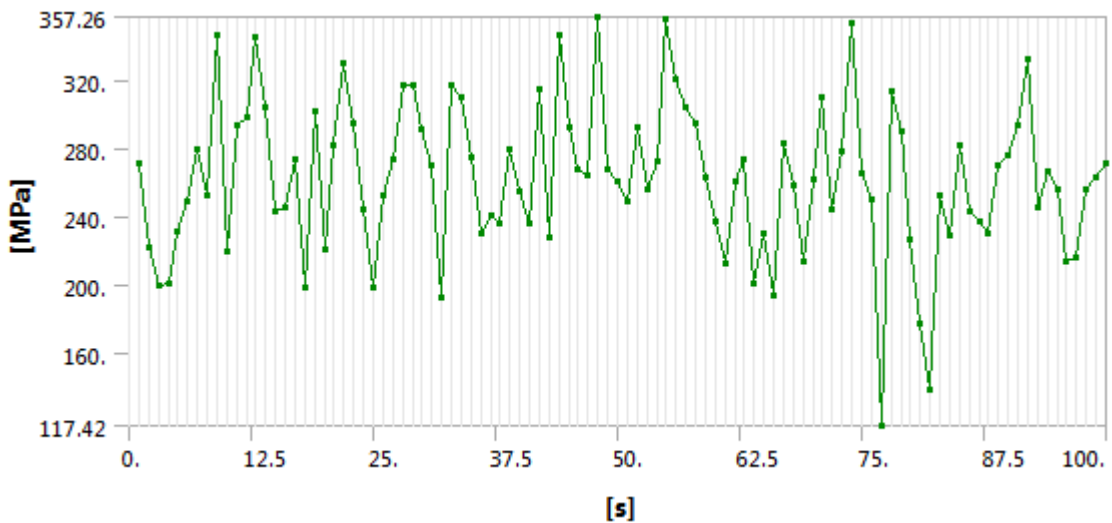
Hình 3.58: Chuyển vị động phân bố trên khung sát xi (đường E-F)



Hình 3.59: Biến thiên chuyển vị động biến đổi theo thời gian (đường E-F)



Hình 3.60: Ứng suất tương đương động phân bố trên khung sắt xi trên (đường E-F)



Hình 3.61: Ứng suất tương đương động biến đổi theo thời gian (đường E-F)

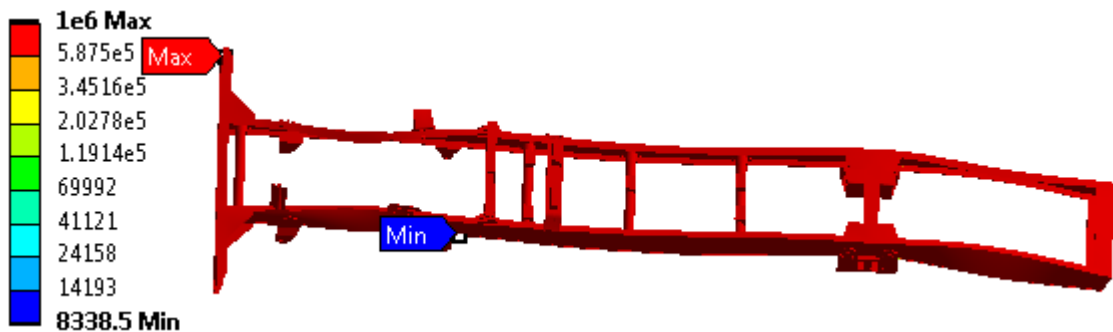
Kết quả phân tích bài toán tải trọng động trên khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng cho thấy ứng suất phân bố tương đối đều trên toàn bộ bề mặt chi tiết. Khi chuyển động trên đường rất xấu (E-F) thì ứng suất sinh ra trên khung sắt xi có giá trị lớn hơn khi xe chuyển động trên đường xấu (D-E). Giá trị lớn nhất ghi nhận là 357,26 MPa nhỏ hơn ứng suất giới hạn cho phép, trường hợp này đảm bảo điều kiện bền phá hủy của khung sắt xi.

3.4. Đánh giá độ bền mỏi của khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng

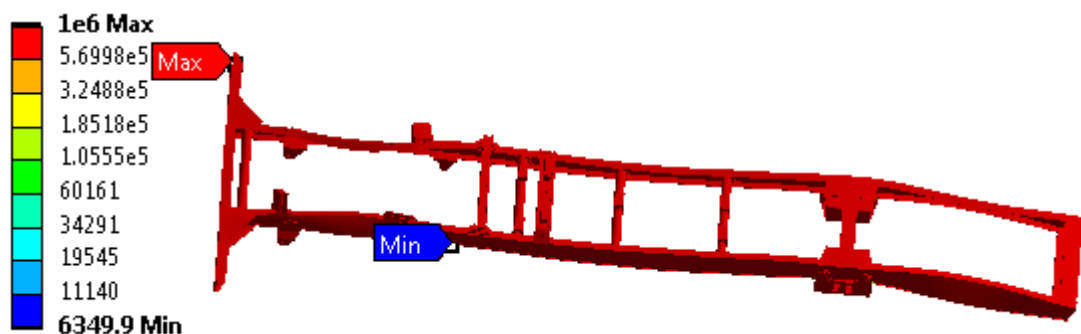
Sau khi đánh giá độ bền phá hủy, độ bền mỏi của khung sắt xi cũng cần được đánh giá. Trường hợp khung sắt xi đảm bảo điều kiện bền phá hủy nhưng không đảm bảo độ bền mỏi thì kết cấu chưa đảm bảo an toàn trong quá trình làm việc.

Phân tích bài toán mỏi khung sắt xi trong phần mềm Ansys dựa trên lý thuyết mỏi được mô tả ở phần 2.1.2.2. Trong bài toán cụ thể về khung sắt xi, việc phân tích bài toán bền mỏi trong phần mềm chuyên dụng theo các thông số được đưa ra theo tiêu chuẩn Goodman và đường cong $S-N$. Việc đánh giá dựa vào số chu kỳ giới hạn mỏi của mô hình (tuổi thọ của chi tiết). Theo [12,47,48] số chu kỳ giới hạn mỏi được xác định trong khoảng từ 10^3 đến 10^6 , nghĩa là chi tiết thường xuyên làm việc trong khoảng giá trị này. Nếu số chu kỳ nhỏ hơn 10^3 , người ta xem chi tiết đó không chịu được bền mỗi khi làm việc. Nếu số chu kỳ lớn hơn 10^6 thì chi tiết đó được xem như bền mỗi mãi mãi.

Trong nội dung khảo sát này, việc đánh giá độ bền mỏi của khung sắt xi được thực hiện trong trường hợp khung sắt xi chịu tải trọng động với chế độ hoạt động thường xuyên của xe di chuyển trên đường rất xấu. Tải trọng động tác dụng lên khung sắt xi khi xe di chuyển trên đường D-E và E-F theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 với vận tốc di chuyển 20 km/h được xác định từ mô hình động lực học.



Hình 3.62: Số chu kỳ mỏi trên khung sắt xi khi chuyển động trên đường D-E

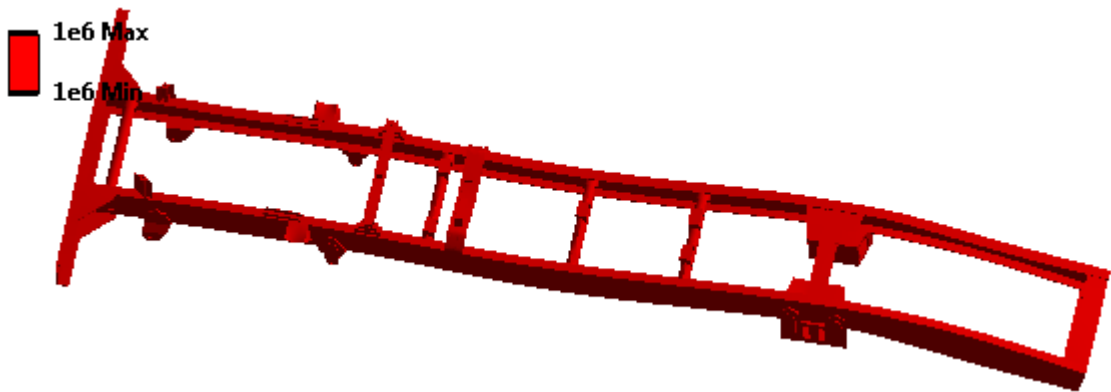


Hình 3.63: Số chu kỳ mỏi trên khung sắt xi khi chuyển động trên đường E-F

Kết quả tổng hợp về nghiên cứu độ bền mỏi đối với mô hình khung sắt xi khi xe chuyển động trên đường D-E và E-F với vận tốc 20 km/h được thể hiện trên hình 3.54 và 3.55. Khi xe chuyển động trên đường xấu D-E, số chu kỳ mỏi nhỏ nhất có

giá trị 8338,5 chu kỳ. Trên đường E-F, số chu kỳ mỗi nhỏ nhất có giá trị 6349,9 chu kỳ. Ta thấy rằng số chu kỳ mỗi trên khung sắt xi trên cả hai loại đường đều nhỏ hơn 10^6 , do đó khung sắt xi không bảo đảm điều kiện bền mỗi khi làm việc.

Đối với khung sắt xi sau khi cải tiến bằng cách tăng tiết diện thanh chính có kích thước 10+10mm, đồng thời tăng tiết diện của thanh ngang số 20 (hình 1.10) dày 12mm đảm bảo điều kiện bền phá hủy trong các trường hợp khảo sát. Ngoài đánh giá độ bền phá hủy, độ bền mỏi cũng được đánh giá với thông số tải trọng động tác động lên khung sắt xi được xác định tương tự như tải trọng tác động lên khung sắt xi nguyên bản.



Hình 3.64: Số chu kỳ mỏi trên khung sắt xi cải tiến khi chuyển động trên đường E-F

Hình 3.64 thể hiện số chu kỳ mỏi trên khung sắt xi cải tiến khi xe chuyển động trên đường E-F theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995. Sau khi cải tiến cho thấy khi xe chuyển động trên đường E-F thì số chu kỳ mỗi nhỏ nhất có giá trị 10^6 , do đó khung sắt xi đảm bảo điều kiện bền mỏi. Tuy nhiên, sau khi cải tiến do tiết diện khung sắt xi tăng lên nên khối lượng khung sắt xi 1361kg, tăng thêm 346,6 kg so với khối lượng ban đầu (1014,4kg).

Kết luận chương 3

Đã phân tích dao động riêng của khung sát xi xe chữa cháy rừng đa năng, kết quả cho thấy khung xe dao động với 20 dạng dao động khác nhau, tần số thay đổi từ 0 đến 150 Hz. Ở các tần số ban đầu, khung xe bị uốn theo phương ngang và phương thẳng đứng. Ở các tần số tiếp theo, khung sát xi bắt đầu bị rung động mạnh. Các tần số lớn gây ra hiện tượng xoắn dầm dọc.

Đã khảo sát ứng suất, chuyển vị của khung sát xi trong trường hợp chịu tải trọng tĩnh cực đại. Các kết quả khảo sát cho thấy ứng suất lớn nhất xuất hiện trên khung sát xi đạt giá trị 190,73MPa thấp hơn giá trị giới hạn chảy và giới hạn phá hủy của vật liệu là 785MPa và 980 MPa nên khung sát xi đảm bảo điều kiện bền phá hủy trong trường hợp này.

Đã khảo sát ứng suất, chuyển vị của khung sát xi trong trường hợp các bánh xe chịu lực kích động từ mấp mô mặt đường với chiều cao mấp mô khác nhau khi xe chuyển động với vận tốc 20km/h. Các bánh xe chịu lực kích động bao gồm bánh trước phải gặp phải mấp mô, hai bánh trước gặp phải mấp mô, bánh sau phải gặp phải gặp phải mấp mô và hai bánh chéo gặp phải mấp mô (bánh trước trái và sau phải). Kết quả khảo sát cho thấy khi bánh xe gặp phải mấp mô mặt đường thì giá trị ứng suất lớn nhất xuất hiện trên khung sát xi đa phần đều lớn hơn ứng suất giới hạn chảy và giới hạn phá hủy của vật liệu, do đó khung sát xi không đảm bảo điều kiện bền. Tuy nhiên, chỉ có trường hợp khi bánh sau gặp phải mấp mô chiều cao 0,1m, hai bánh chéo nhau gặp phải mấp mô chiều cao 0,1m thì ứng suất lớn nhất xuất hiện trên khung lần lượt là 304,65 MPa và 612,04 MPa, ở chế độ này khung sát xi đảm bảo điều kiện bền phá hủy.

Đã đánh giá độ bền phá hủy và độ bền mỏi của khung sát xi chịu tải trọng từ mấp mô mặt đường D-E và E-F theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 với vận tốc 20 km/h. Kết khảo sát độ bền phá hủy cho thấy khi chuyển động trên đường rất xấu (E-F) thì ứng suất sinh ra trên khung sát xi có giá trị lớn hơn khi xe chuyển động trên đường xấu (D-E). Giá trị lớn nhất ghi nhận trên đường D-E là 314,1 MPa và đường E-F là 357,26 MPa, nhỏ hơn ứng suất giới hạn cho phép nên khung sát xi đảm bảo điều kiện bền phá hủy. Với độ bền mỏi, kết quả phân tích cho thấy số chu kỳ mỏi

trên khung sắt xi nhỏ hơn 10^6 , do đó khung sắt xi không bảo đảm điều kiện bền mỗi khi làm việc. Các kết quả khảo sát đối với khung sắt xi cải tiến cho thấy khung sắt xi đảm bảo điều kiện bền. Nghiên cứu khảo sát được thực hiện trên phần mềm Ansys, mô hình phần tử hữu hạn đã thực hiện các bước theo tiêu chuẩn và đã được đánh giá bằng phần mềm, các kết quả khảo sát có độ tin cậy cao trong tính toán.

Đã khảo sát độ bền phá hủy và độ bền mỏi của khung sắt xi cải tiến cho thấy khi tăng tiết diện thanh chính phía trong và phía ngoài dày 10mm, đồng thời thanh ngang số 20 (hình 1.10) có chiều dày 12mm thì khung sắt xi thỏa mãn điều kiện làm việc. Các chi tiết khác của khung sắt xi với kích cỡ và vị trí không thay đổi.

CHƯƠNG 4

NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

4.1 Mục đích, đối tượng thí nghiệm

4.1.1. Mục đích thí nghiệm

Mục đích của thí nghiệm gồm xác định phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác dụng lên bánh xe khi xe di chuyển qua các mấp mô định dạng, xác định biến dạng uốn tại một vị trí của khung sắt xi. Kết quả thí nghiệm được so sánh với kết quả tính toán lý thuyết để kiểm chứng mô hình mô phỏng của luận án.

4.1.2. Đối tượng thí nghiệm

Đối tượng của thí nghiệm là xe chữa cháy rừng đa năng được sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam. Trên xe có lắp thiết bị chữa cháy và đầy tải.



Hình 4.1: Xe chữa cháy rừng đa năng thí nghiệm

4.2. Các thông số đo

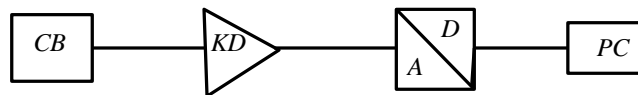
Các thông số cần đo trong thí nghiệm bao gồm:

- Phản lực pháp tuyến từ mặt đường tác dụng lên bánh xe theo phương thẳng đứng F_z (kN);
- Chuyển vị tại một điểm trên khung sắt xi theo phương thẳng đứng (mm).

4.3. Lựa chọn phương pháp và thiết bị đo

4.3.1. Phương pháp đo phản lực pháp tuyến từ mặt đường tác dụng lên bánh xe

Phương pháp đo xác định phản lực pháp tuyến từ mặt đường tác dụng lên bánh xe được sử dụng phương pháp đo các đại lượng không điện bằng điện với việc ứng dụng chuyển đổi Tenzo trên một thanh dầm bất kỳ chịu uốn. Hình 4.2 là sơ đồ thể hiện cấu trúc hệ thống đo xác định tải trọng uốn trên một thanh dầm. Hệ thống đo bao gồm cảm biến và các bộ phận tiếp nhận, khuếch đại, chuyển đổi A/D, xử lý, hiển thị và lưu trữ kết quả đo. Tín hiệu điện (cường độ dòng hoặc điện áp) từ các cảm biến được khuếch đại nhiều lần, rồi qua bộ chuyển đổi A/D thành tín hiệu số truyền đến phần mềm đã được cài đặt trong máy tính (PC).



Hình 4.2: Sơ đồ hệ thống đo xác định tải trọng uốn trên một thanh dầm

CB-cảm biến; KD- khuếch đại tín hiệu; A/D – bộ chuyển đổi từ tín hiệu tương tự sang tín hiệu số; PC – máy vi tính

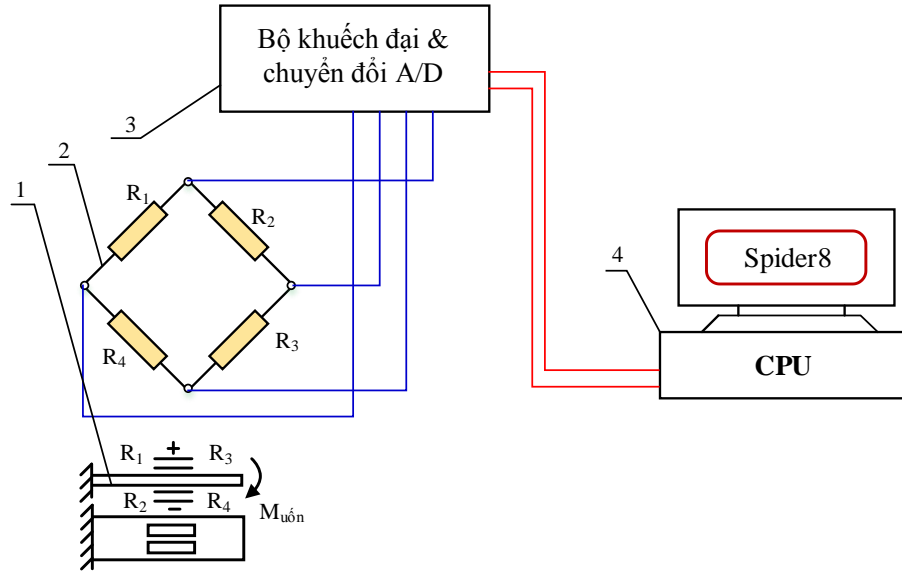
4.3.2. Phương pháp đo chuyển vị tại một điểm trên khung sát xi theo phương thẳng đứng

Cũng giống như phương pháp đo xác định phản lực pháp tuyến từ mặt đường tác dụng lên bánh xe, phương pháp đo chuyển vị của khung sát xi theo phương thẳng đứng cũng sử dụng phương pháp đo các đại lượng không điện bằng điện với việc ứng dụng chuyển đổi Tenzo với tải trọng uốn trên thanh sát xi chịu uốn.

4.4. Các phương pháp và thiết bị thí nghiệm

4.4.1. Thí nghiệm xác định phản lực pháp tuyến

Để đo được phản lực pháp tuyến theo phương thẳng đứng, nghiên cứu sinh sử dụng cầu điện trở. Bốn điện trở tenzo được dán song song và bố trí đối xứng mặt trên và mặt dưới của cầu tại vị trí 12 giờ và 6 giờ (mặt trên 02 lá, mặt dưới 02 lá).



Hình 4.3: Sơ đồ bố trí thí nghiệm đo phản lực pháp tuyến

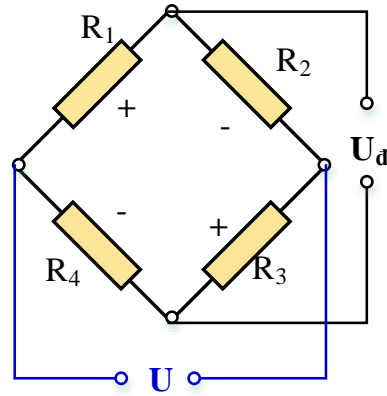
- 1) Dây;
- 2) Tenzo điện trở;
- 3) Bộ khuếch đại và chuyển đổi A/D;
- 4) Máy tính với phần mềm xử lý tín hiệu.

Các điện trở tenzo được dán trực tiếp lên mặt ngoài của vỏ cầu. Quá trình dán tenzo lên vỏ cầu quyết định đến độ chính xác của phép toán đo. Để quá trình dán các cầu điện trở đối xứng và song song giữa 2 lá điện trở trên và lá điện trở dưới bằng keo dán Z70 của Cộng hòa Liên Bang Đức.



Hình 4.4: Tenzo dán trên vỏ cầu thí nghiệm

Các điện trở được nối với nhau thành mạch cầu như trên hình 4.5, gọi là cầu điện trở (còn gọi là cầu đo), mạch cầu có 4 điểm nút, trong đó 2 nút được nối với nguồn nuôi (U_o) và 2 nút còn lại là điện áp ra (U_d) tỷ lệ với biến dạng uốn.



Hình 4.5: Mạch cầu tenzo

Tenzo có hệ số nhạy tương đối K là đặc trưng cho hiệu ứng của vật liệu.

$$K = \frac{\varepsilon R}{\varepsilon L} \quad (4.1)$$

Trong đó: $\varepsilon R = \frac{\Delta R}{R}$ giá trị biến đổi tương đối của điện trở tenzo

$\varepsilon L = \frac{\Delta L}{L}$ giá trị biến đổi tương đối của chiều dài tenzo

đối với vật liệu rắn, $K = 1 + 2\mu + m$

Trong đó: $m = \frac{\Delta \rho / \rho}{\Delta l / l}$ là giá trị thay đổi điện trở suất của vật liệu, có quan hệ

đến thay đổi tính chất vật lý của vật liệu.

μ : hệ số Poisson (0,24 ÷ 0,4)

Bảng 4.1: Thông số điện trở tenzo

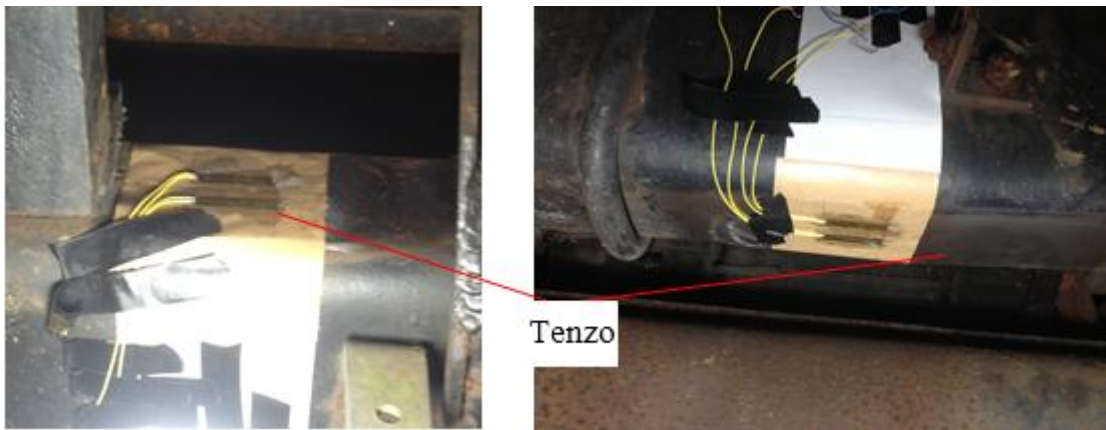
| | |
|-----------------------|-----------------|
| Kích thước chiều dài | 35mm |
| Kích thước chiều rộng | 6mm |
| Giá trị điện trở | 120Ω |
| Hệ số độ nhạy | 2.08±1% (Mức A) |

Cầu điện trở tenzo hoạt động theo nguyên lý của mạch cầu Wheatstone [56]. Khi cầu ở trạng thái cân bằng thì $R_1 R_3 = R_2 R_4$, khi đó điện áp đo $U_d = 0$. Việc sử dụng 4 điện trở tenzo có giá trị thông số giống nhau ($R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R_0$) dán lên vỏ cầu, nên cầu luôn ở trạng thái cân bằng khi vỏ cầu không chịu tải (cầu không chịu tải trọng, bánh xe đã được tháo ra, phản lực pháp tuyến lên bánh xe bằng 0).

4.4.2. Thí nghiệm xác định chuyển vị tại một điểm trên khung sắt xi

Thí nghiệm xác định chuyển vị tại một điểm trên khung sắt xi, nghiên cứu sinh cũng sử dụng cầu điện trở, gồm 4 điện trở tenzo được dán đối xứng phía trên và phía dưới của khung sắt xi (mặt trên 02 lá điện trở, mặt dưới 02 lá điện trở). Vị trí dán lá điện trở là khung sắt xi phía bên phải, lá điện trở được dán lên khung tại vị trí giữa cabin và thùng hàng, cách đầu phía trước thùng hàng 60mm.

Sơ đồ đấu nối cầu điện trở, nguyên lý đo, thiết bị đo cũng như phần mềm xử lý số liệu giống như phương pháp thí nghiệm 4.4.1. Khi chịu tải trọng và di chuyển trên đường va vào các mấp mô mặt đường, khung sắt xi bị sẽ có sự chuyển vị, sự chuyển vị của khung làm thay đổi giá trị điện trở trên các lá điện trở tenzo được dán phía trên và phía dưới khung sắt xi bị thay đổi. Tín hiệu điện áp nhận được từ kết quả đo này làm cơ sở để xác định chuyển vị tại vị trí trên.

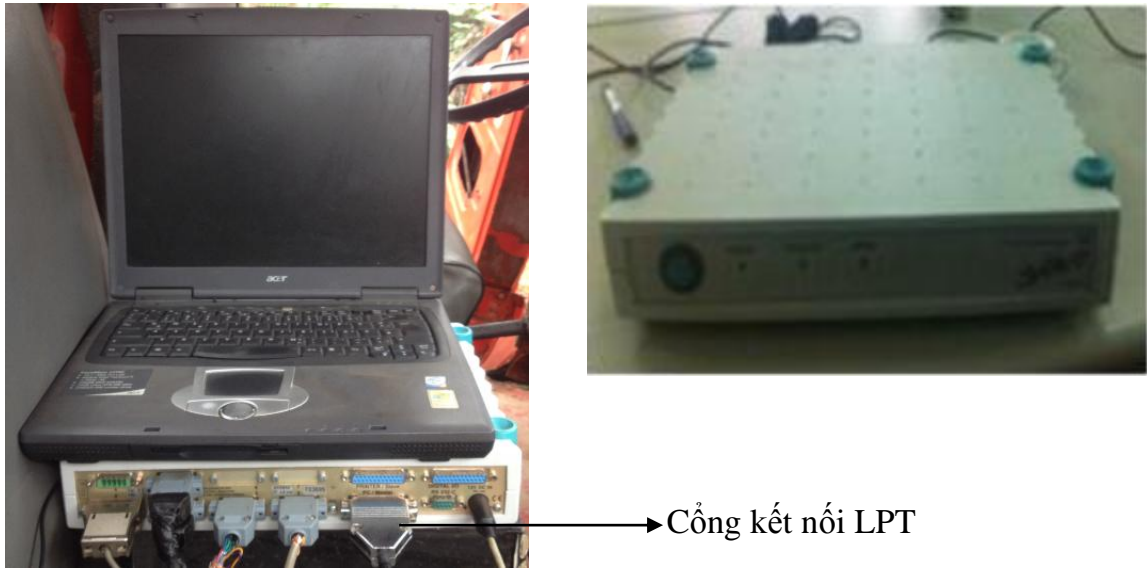


Hình 4.6: Vị trí dán tenzo lên khung sắt xi

4.4.3. Các thiết bị, cảm biến và phần mềm dùng trong thí nghiệm

4.4.3.1. Thiết bị thí nghiệm

Để thu thập, khuếch đại và chuyển đổi thông tin đo lường sang tín hiệu số, nghiên cứu sinh dùng thiết bị Spider8 do hãng HBM Cộng hòa Liên Bang Đức chế tạo hiện có ở Trung tâm Thí nghiệm Khoa Cơ điện và Công trình trường Đại học Lâm Nghiệp.



a. Máy tính PC

b. Máy Spider 8

Hình 4.7: Máy tính PC và máy đo Spider 8

Theo [58] máy đo Spider8 sử dụng nguồn điện xoay chiều 220V kết nối với máy tính có chức năng là thiết bị thu, khuếch đại và chuyển đổi A/D (Analog/Digital), được điều khiển bằng phần mềm Catman của hãng HBM, CHLB Đức. Điện áp đo từ đường chéo đo của cầu tenzo được khuếch đại rồi từ dạng tương tự chuyển đổi sang dạng số, đến máy tính. Kết quả đo được hiển thị trên màn hình máy tính và được lưu dưới dạng file ASCII.

Máy đo Spider8 có nhiều mô đun được chế tạo theo các kênh với nhiều kiểu khuếch đại, nhiều dải tần số khác nhau và có thể đo được nhiều đại lượng khác nhau, như nhiệt độ, điện thế, điện trở, nguồn áp DC, mô men, tốc độ, công suất.... Phần mềm Catman để điều khiển đo lường và xử lý số liệu trong quá trình đo. Khi đo, Spider8 được nối ghép với máy tính bằng cổng LPT (hình 4.8a) và được điều khiển bằng phần mềm Catman 3.1 là phần mềm chuyên dụng đi kèm với thiết bị.

4.4.3.2. Các cảm biến

a. Cảm biến lực Z4

Để xác định mối liên hệ giữa điện áp sinh ra do thay đổi điện trở trên các lá điện trở với tải trọng tác động lên cầu xe. Nghiên cứu sinh sử dụng cảm biến lực Z4. Hình dạng cảm biến lực Z4 được mô tả hình 4.8.



Hình 4.8: Cảm biến lực Z4 dùng cho hiệu chuẩn

Giá trị của cảm biến Z4 Cộng hòa Liên Bang Đức đã được chuẩn hóa từ nhà sản xuất với các thông số được mô tả bảng 4.2 [12].

Bảng 4.2: Thông số của cảm biến lực Z4

| | | | | |
|-----------------|---|----|----|----|
| Lực ép [kN] | 0 | 10 | 25 | 50 |
| Điện áp ra [mV] | 0 | 2 | 5 | 10 |



Hình 4.9: Gắn cảm biến lực Z4 để hiệu chuẩn

b. Cảm biến dịch chuyển

Ngoài cảm biến đo lực đã trình bày trên, để đo dịch chuyển của sắt xi khi hiệu chuẩn ta dùng cảm biến dịch chuyển WSF của Cộng hòa Liên Bang Đức (hình 4.10).

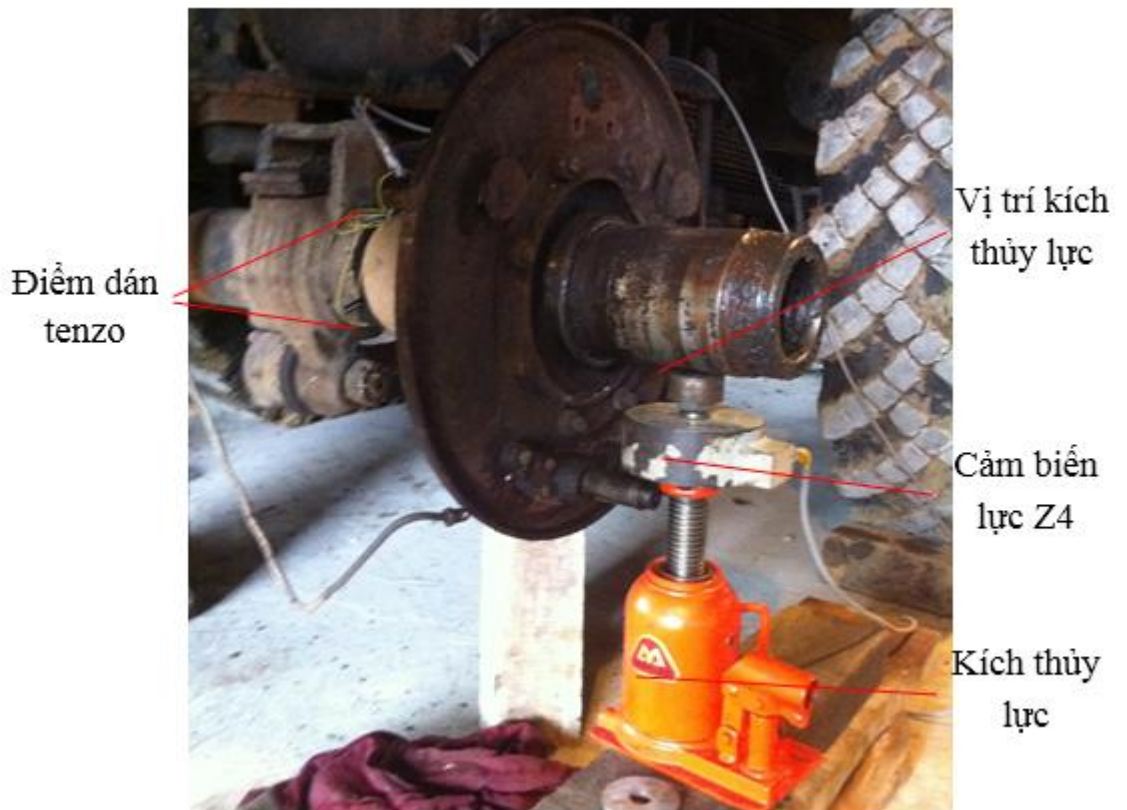


Hình 4.10: Cảm biến dịch chuyển WSF

4.5. Hiệu chuẩn giá trị đo

4.5.1. Hiệu chuẩn giá trị đo giá trị phản lực pháp tuyến

Hiệu chuẩn giá trị đo phản lực pháp tuyến nhằm xác định mối quan hệ giữa điện áp đo được ở cầu điện trở và lực tác dụng lên vỏ cầu, từ đó xác định đúng giá trị phản lực pháp tuyến từ mặt đường tác dụng tác dụng lên bánh xe theo đơn vị đo là N.



Hình 4.11: Hiệu chuẩn giá trị đo phản lực pháp tuyến

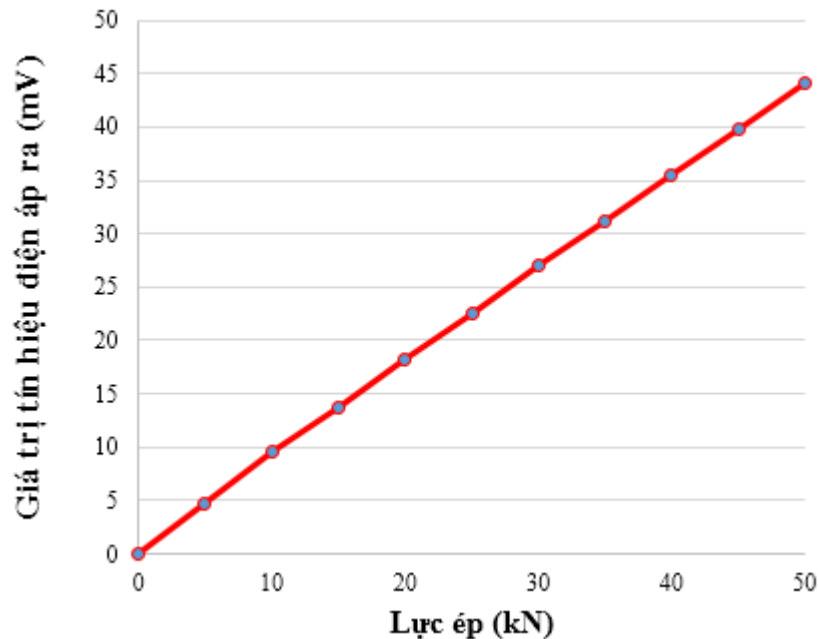
Các cầu điện trở Tenzo được hiệu chuẩn cùng với thiết bị đo Spider8 và cảm biến lực Z4 của Cộng hòa Liên Bang Đức. Để tạo phản lực pháp tuyến từ bánh xe tác dụng lên cầu xe, nghiên cứu sinh sử dụng kích thủy lực kết hợp với cảm biến lực tiêu chuẩn Z4. Cảm biến bố trí ở đúng vị trí phản lực pháp tuyến tác dụng lên vỏ cầu.

Sơ đồ gá lắp hiệu chuẩn giá trị phản lực pháp tuyến được mô tả hình 4.13. Xem lực tác dụng lên hai bên bánh xe là như nhau, lực tác dụng do kích thủy lực sinh ra được đo bằng cảm biến lực Z4. Do đó, lực tác dụng lên vỏ cầu bằng chính lực do kích thủy lực sinh ra.

Để hiệu chuẩn thiết bị đo, tiến hành tăng dần tải trọng tác dụng lên cảm biến lực Z4 bằng kích thủy lực (nâng vỏ cầu lên), lúc này dưới tác dụng của các tải trọng đặt lên xe làm vỏ cầu bị biến dạng, thay đổi giá trị cầu điện trở và giá trị điện áp gửi về máy tính. Nhờ phương pháp hiệu chuẩn này mà cầu xe trở thành một cảm biến đo phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe.

Bảng 4.3: Kết quả lấy chuẩn thiết bị đo lực thẳng đứng

| | | | | | | | | | | | |
|--------------|---|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Lực ép [kN] | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 |
| Điện áp [mV] | 0 | 4,7 | 9,5 | 13,8 | 18,3 | 22,6 | 27,1 | 31,2 | 35,5 | 39,8 | 44,2 |



Hình 4.12: Đồ thị hiệu chuẩn giữa tín hiệu điện áp đo được ở cầu điện trở và lực thẳng đứng trên vỏ cầu

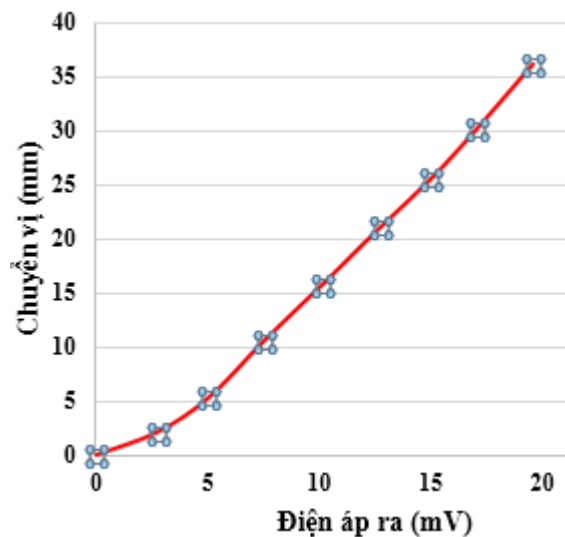
4.5.2. Hiệu chuẩn giá trị đo chuyển vị khung

Cũng giống như hiệu chuẩn giá trị đo phản lực pháp tuyến, hiệu chuẩn giá trị đo chuyển vị khung nhằm xác định mối quan hệ giữa điện áp đo được ở cầu điện trở được dán lên khung và chuyển vị của khung tại vị trí dán Tenzo.

Để hiệu chuẩn giá trị đo chuyển vị khung, sử dụng cảm biến dịch chuyển gắn trên thùng hàng, đầu đo tì vào khung sát xi ngay vị trí dán tenzo đo chuyển vị, tiến hành tác dụng lực thẳng đứng theo phương Z lên sát xi gần vị trí dán Tenzo, dưới tác động của lực tác dụng khung sát xi bị chuyển vị, đồng thời giá trị của cảm biến dịch chuyển sẽ thay đổi. Từ đó, xác định được giá trị chuyển vị theo điện áp.

Bảng 4.4: Kết quả lấy chuẩn chuyển vị khung sát xi

| | | | | | | | | | |
|-----------------|---|------|------|-------|-------|--------|-------|--------|-------|
| Điện áp ra [mV] | 0 | 2,75 | 5,06 | 7,53 | 10,12 | 12,72 | 15,02 | 17,03 | 19,54 |
| Chuyển vị (mm) | 0 | 1,13 | 5,36 | 10,64 | 15,79 | 21,113 | 25,68 | 30,232 | 36,23 |



Hình 4.13: Đồ thị hiệu chuẩn giữa tín hiệu điện áp đo được ở cầu điện trở và chuyển vị trên khung sát xi tại vị trí đo

4.6. Tiến hành thí nghiệm trên đường

Thí nghiệm được tiến hành trên đường nhựa khi một bên bánh xe đi qua mấp mô mặt đường và được tiến hành trên đường lâm nghiệp tại núi Luốt thuộc trường Đại học Lâm Nghiệp.



Hình 4.14: Đoạn đường thí nghiệm

Trong quá trình thí nghiệm, khi xe di chuyển trên đường thì người lái giữ bàn đạp ga để duy trì tốc độ chuyển động ổn định của xe. Để đánh giá các trạng thái tác động từ mặt đường ứng với vận tốc khác nhau, nghiên cứu sinh lựa chọn thay đổi tốc độ chuyển động của xe và điều kiện đường trong khi giữ nguyên tải trọng.

- Vận tốc của xe khi thí nghiệm: 10 km/h, 15km/h, 20km/h
- Tải trọng của xe: Đủ tải (100% tải)
- Điều kiện đường: Được thực hiện trên đường nhựa, bằng phẳng, khô ráo, mấp mô được chọn là mấp mô ngẫu nhiên trên đường có chiều cao 0,1m, chiều dài 0,5m.

Các phương án thí nghiệm gồm:

- **Thí nghiệm 1:** Xe di chuyển trên đường bằng, mấp mô bánh xe trước phải, thực hiện ở 3 tốc độ 10, 15 và 20 km/h;
- **Thí nghiệm 2:** Xe di chuyển trên đường bằng, mấp mô bánh xe sau phải, thực hiện ở 3 tốc độ 10, 15 và 20 km/h.

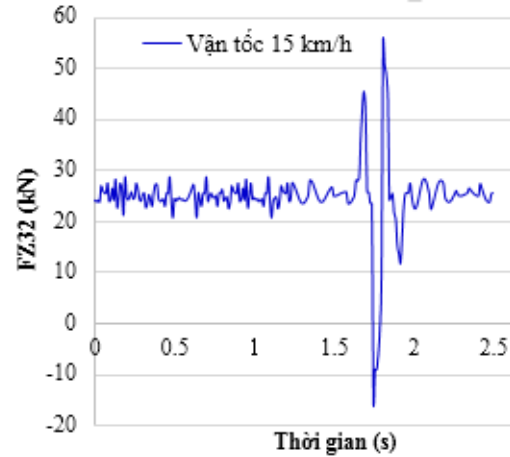
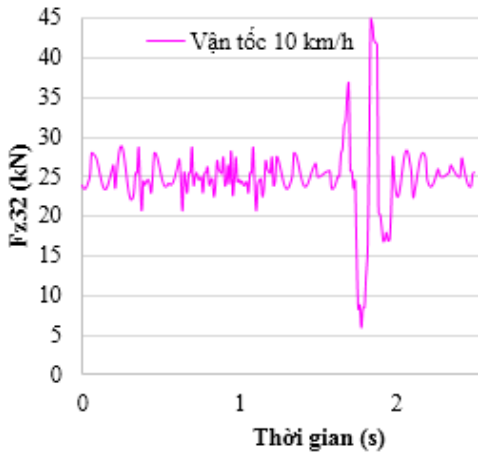
4.7. Kết quả thí nghiệm

4.7.1. Kết quả đo phản lực pháp tuyến

4.7.1.1. Kết quả đo

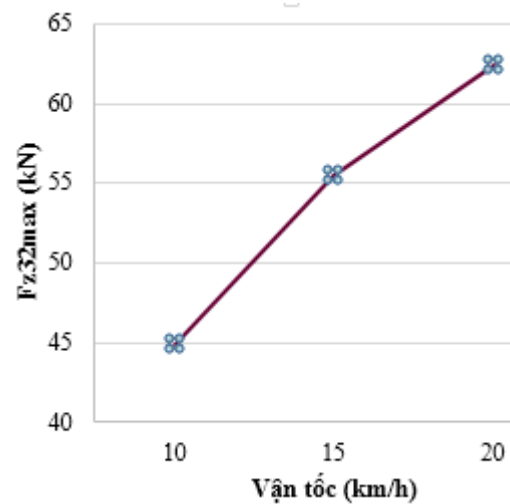
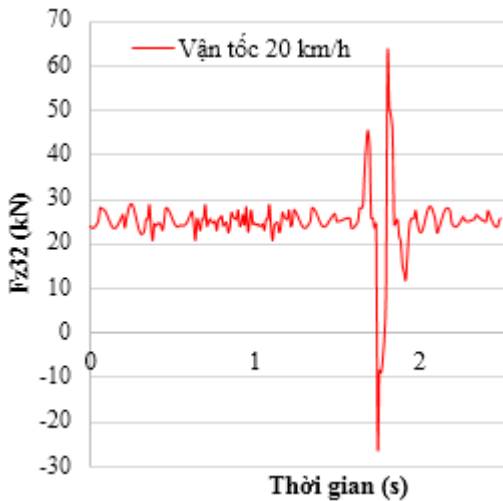
Kết quả đo phản lực pháp tuyến từ mặt đường lên lốp xe là giá trị lực tác dụng lên moay ơ của vỏ cầu theo phương thẳng đứng được tiến hành qua ba thí nghiệm.

Thí nghiệm 1: Xe di chuyển trên đường bằng, mấp mô bánh sau xe phải



Hình 4.15: Lực thẳng đứng tác dụng lên lớp xe khi bánh xe phải (F_{z32}) đi vào mấp mô với vận tốc 10 km/h

Hình 4.16: Lực thẳng đứng tác dụng lên lớp xe khi bánh xe phải (F_{z32}) đi vào mấp mô với vận tốc 15 km/h



Hình 4.17: Lực thẳng đứng tác dụng lên lớp xe khi bánh xe phải (F_{z32}) đi vào mấp mô với vận tốc 20 km/h

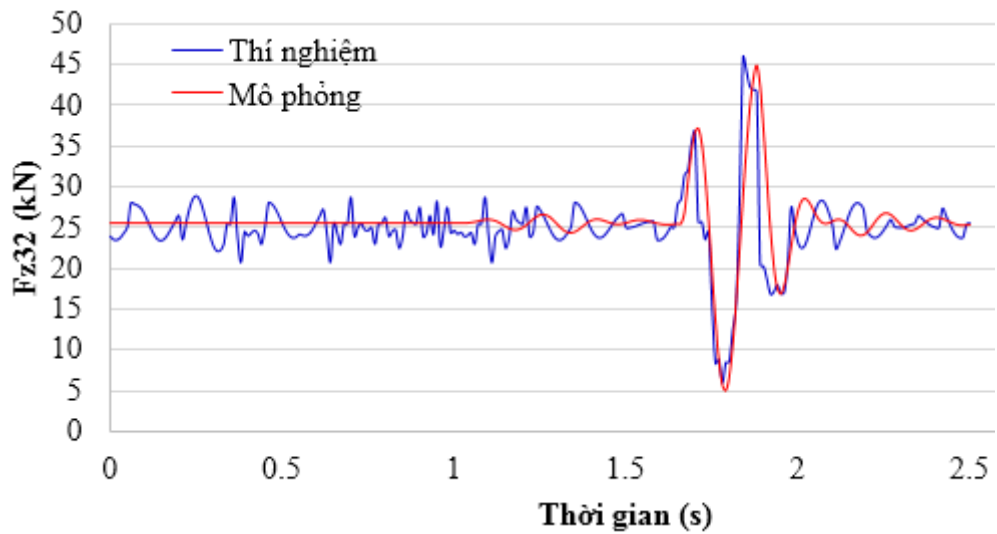
Hình 4.18: Giá trị lực thẳng cực đại tác dụng lên lớp xe (F_{z32max}) ứng với các vận tốc khác nhau

Kết quả thí nghiệm có thể nhận thấy, khi xe chuyển động trong tất cả các trường hợp đi vào mấp mô, lực thẳng đứng tác dụng lên lớp xe cực đại đều tăng khi tăng vận tốc xe.

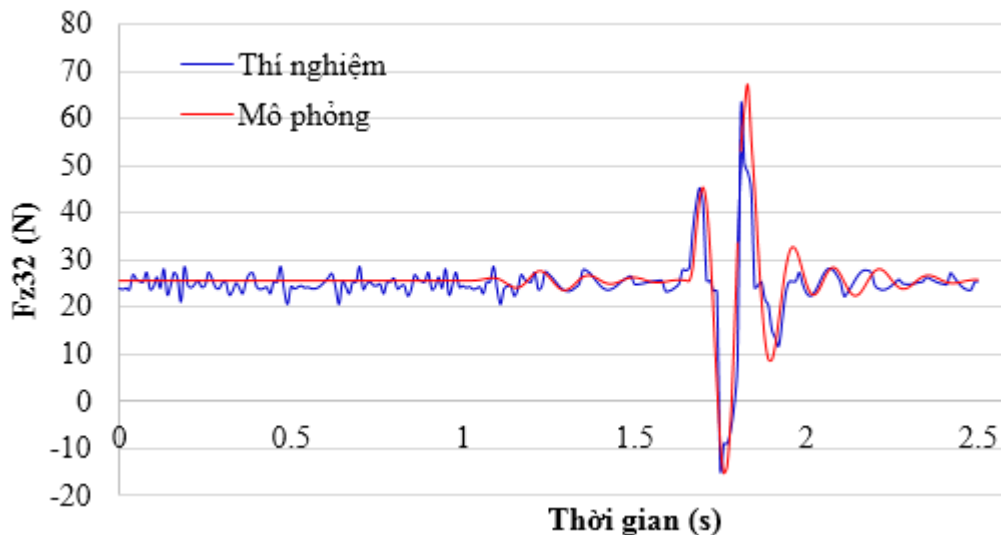
4.7.1.2. So sánh với kết quả mô phỏng

Kết quả thí nghiệm được so sánh với các kết quả mô phỏng trong cùng điều kiện (khi xe chạy trên đường bánh sau phải bị mấp mô định dạng, tốc độ 10, 15, 20

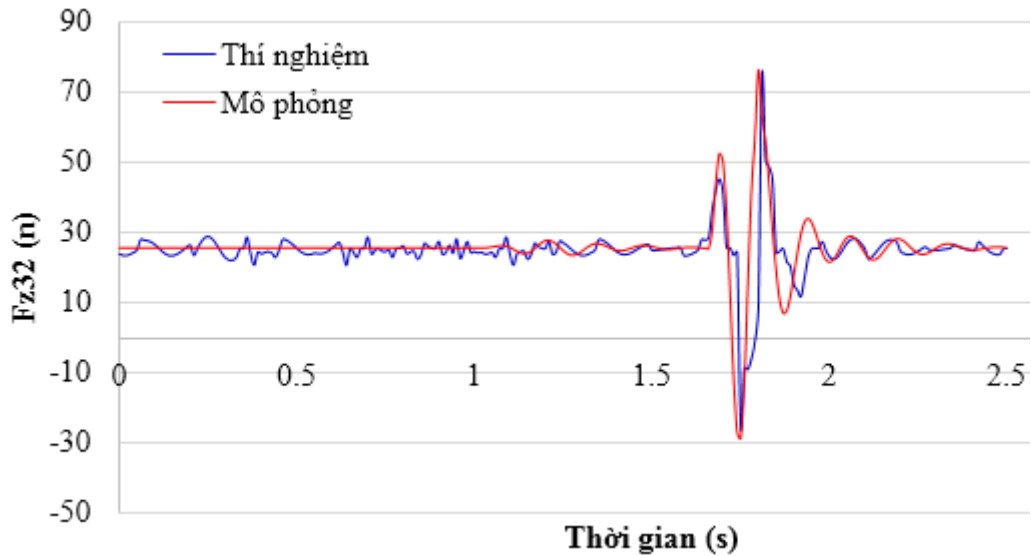
km/h) để đánh giá tính chính xác của mô hình. Trong phần so sánh kết quả này, do nội dung mô phỏng và thí nghiệm là tương đối giống nhau, do đó phương pháp chồng đồ thị được sử dụng để đánh giá sự tương đồng về quy luật và tần số giữa nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm. Ngoài ra, để đánh giá sai số, nghiên cứu sinh tiến hành so sánh các giá trị lực cực đại tại các đỉnh của đồ thị (nhằm so sánh biên độ lớn nhất của tải trọng động). Các kết quả so sánh trong từng trường hợp được thể hiện qua các đồ thị và bảng được mô tả bên dưới:



Hình 4.19: Khi bánh xe phải va vào mấp mô, vận tốc 10 km/h



Hình 4.20: Khi bánh xe phải va vào mấp mô, vận tốc 15 km/h



Hình 4.21: Khi bánh xe phải va vào mấp mô, vận tốc 20 km/h

Bảng 4.5: So sánh các kết quả lực thẳng đứng giữa mô phỏng và thí nghiệm

| | V = 10 km/h | | | V = 15 km/h | | | V = 20 km/h | | |
|-------------------|-------------|------------|------------|-------------|------------|------------|-------------|------------|------------|
| | Mô phỏng | Thí nghiệm | Sai số (%) | Mô phỏng | Thí nghiệm | Sai số (%) | Mô phỏng | Thí nghiệm | Sai số (%) |
| F_{z32max} (kN) | 44,86 | 45,89 | 2,23 | 67,15 | 62,44 | 7,02 | 76,36 | 74,94 | 1,87 |
| F_{z32min} (kN) | 4,99 | 6,01 | 16,8 | -15,4 | -14,41 | 6,49 | -28,8 | -25,41 | 11,84 |

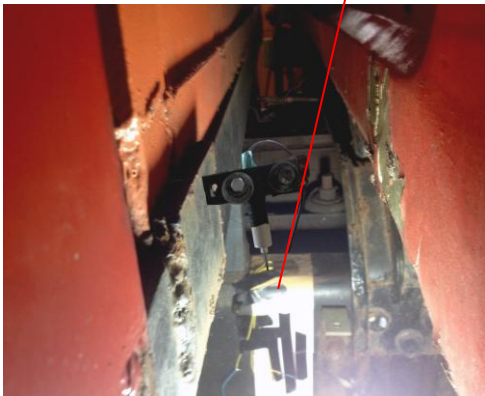
So sánh giữa mô phỏng và thực nghiệm, kết quả thấy rằng quy luật biến thiên lực thẳng đứng theo tính toán lý thuyết và đo được bằng thực nghiệm là giống nhau. Tiến hành so sánh sai lệch giá trị lớn nhất giữa lý thuyết và thực nghiệm được thực hiện bằng cách lấy giá trị lớn, trừ giá trị nhỏ và chia cho giá trị lớn. Sai lệch lớn nhất giữa kết quả tính toán mô phỏng và kết quả thí nghiệm là 16,8%. Với những giả thiết đã chấp nhận khi xây dựng mô hình mô phỏng thì sai lệch này là có thể chấp nhận được. Sai lệch giữa kết quả tính toán bằng mô hình và kết quả thí nghiệm là không quá lớn, điều đó cho thấy mô hình động lực học của xe chữa cháy rừng đã mô tả đúng các quá trình vật lý xảy ra trong hệ thống, có độ chính xác và độ tin cậy chấp nhận được.

4.7.2. Kết quả đo chuyển vị khung sắt xi

4.7.2.1. Kết quả đo

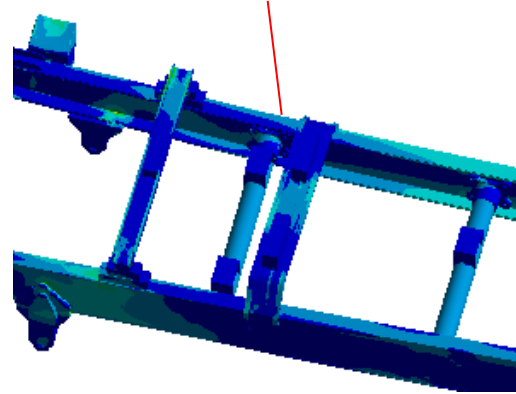
Để so sánh kết quả mô phỏng chuyển vị của khung, nghiên cứu sinh sử dụng Tenzo điện trở để xác định chuyển vị của khung sắt xi khi khung sắt xi chịu tải trọng tĩnh và khi bánh xe trước lên nắp mô. Kết quả thí nghiệm để so sánh với kết quả mô phỏng được xác định trong chương 3. Trong thí nghiệm này, nghiên cứu sinh tiến hành khi bánh xe phải trước di chuyển lên gặp phải nắp mô vận tốc là 10, 15 và 20 km/h.

Vị trí đo thực nghiệm

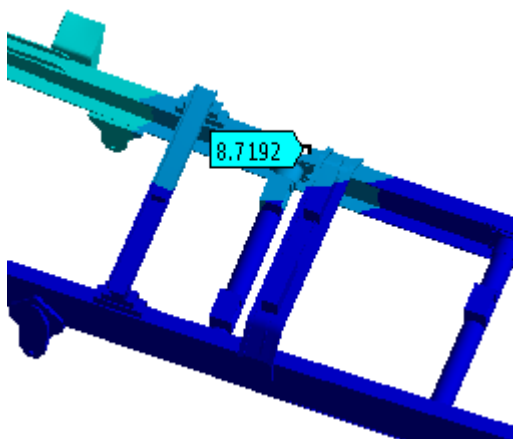


Hình 4.22: Vị trí đo chuyển vị trên khung thí nghiệm

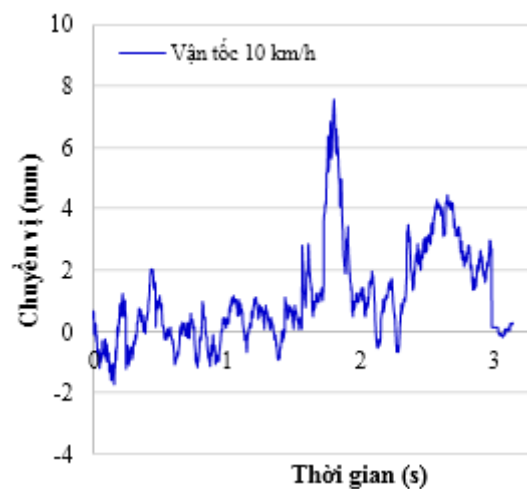
Vị trí khảo sát lý thuyết



Hình 4.23: Vị trí xác định chuyển vị trên khung mô phỏng

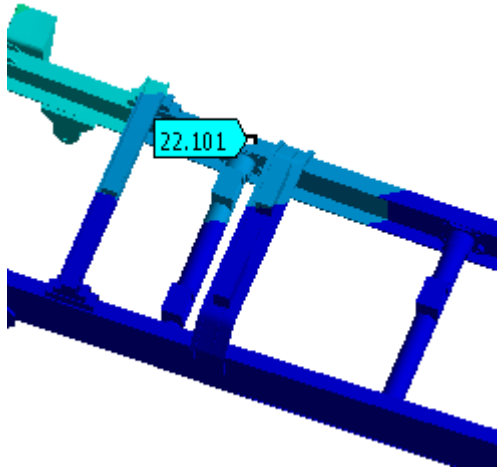


a. Mô phỏng

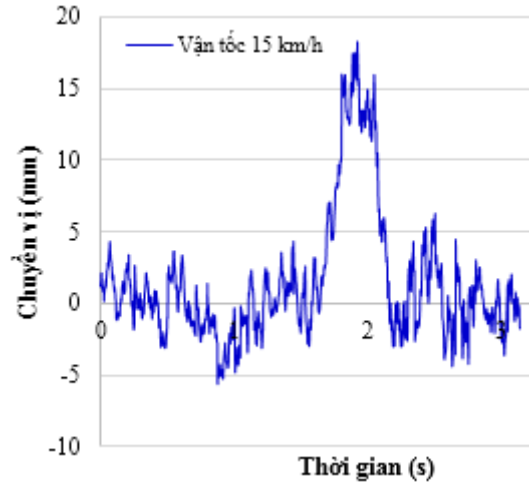


b. Thực nghiệm

Hình 4.24: Chuyển vị khung sắt xi khi bánh trước gặp phải nắp mô, vận tốc 10 km/h

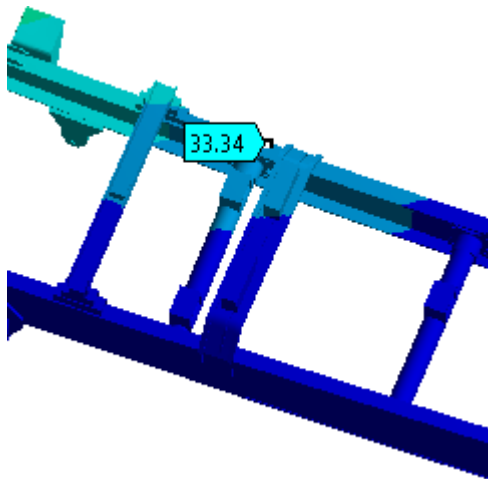


a. Mô phỏng

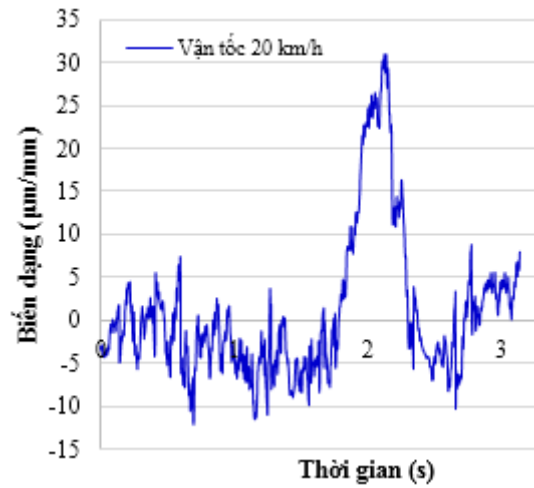


b. Thực nghiệm

Hình 4.25: Chuyển vị khung sắt xi khi bánh trước gặp phải mấp mô, vận tốc 15 km/h



a. Mô phỏng



b. Thực nghiệm

Hình 4.26: Chuyển vị khung sắt xi khi bánh trước gặp phải mấp mô, vận tốc 20 km/h

Bảng 4.6: So sánh các kết quả chuyển vị trên khung giữa mô phỏng và thí nghiệm

| | V = 10 km/h | | | V = 15 km/h | | | V = 20 km/h | | |
|----------------|-------------|------------|------------|-------------|------------|------------|-------------|------------|------------|
| | Mô phỏng | Thí nghiệm | Sai số (%) | Mô phỏng | Thí nghiệm | Sai số (%) | Mô phỏng | Thí nghiệm | Sai số (%) |
| Chuyển vị (mm) | 8,72 | 7,58 | 15,1 | 22,01 | 18,25 | 20,5 | 20,9 | 26,5 | 26,1 |

Kết quả so sánh giữa mô phỏng lý thuyết và thực nghiệm cũng giống như trường hợp so sánh kết quả phản lực pháp tuyến, cho thấy rằng quy luật chuyển vị của khung sát xi là giống nhau. Khi xe chuyển động với vận tốc lớn hơn va vào mấp mô thì chuyển vị khung sát xi lớn hơn. Trong bảng so sánh kết quả mô phỏng lý thuyết và thực nghiệm khảo sát chuyển vị tại một vị trí trên khung sát xi cho thấy tỷ lệ sai khác nhau giữa kết quả thí nghiệm và lý thuyết từ 15,1 đến 26,1%. Do sự phức tạp trong mô phỏng, tính toán của khung sát xi nên với sai số trên chấp nhận được.

Kết luận chương 4

- Trong chương 4, đã lựa chọn phương án, thiết bị, đối tượng và quy trình thí nghiệm phù hợp với điều kiện hiện có tại Việt Nam, thí nghiệm đã xác định tải trọng động tác dụng lên khung sát xi và chuyển vị của khung sát xi tại vị trí đo. Đã sử dụng cảm biến tenzo theo nguyên lý cầu đo Wheatstone để đo tải trọng động tác dụng lên khung sát xi và chuyển vị của khung sát xi tại vị trí đo. Kết quả thí nghiệm phong phú và đáng tin cậy. Việc so sánh các giá trị lớn nhất của lực thẳng đứng, chuyển vị giữa kết quả mô phỏng và thí nghiệm cho thấy sai lệch tối đa lần lượt là 16,8% và 26,1%.

KẾT LUẬN

1. Luận án đã xây dựng được phương pháp đánh giá độ bền khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng bằng phần mềm Ansys. Đã xây dựng được mô hình động lực học của xe chữa cháy rừng, thiết lập hệ phương trình vi phân, xây dựng sơ đồ thuật toán trong Matlab Simulink để xác định tải trọng động từ mặt đường tác dụng lên khung sắt xi với các điều kiện cản của mặt đường và vận tốc khác nhau.

2. Luận án đã đánh giá độ bền phá hủy được thực hiện với các trường hợp khung sắt xi chịu tải trọng cực đại, khung sắt xi chịu tải trọng khi các bánh xe gặp phải mấp mô có chiều cao khác nhau. Với các trường hợp đánh giá trên cho thấy bánh xe gặp phải mấp mô mặt đường thì ứng suất lớn nhất xuất hiện trên khung sắt xi đa phần đều lớn hơn ứng suất giới hạn chảy và phá hủy của vật liệu là 785 MPa và 980 MPa, do đó khung sắt xi không đảm bảo điều kiện bền.

3. Luận án đã đánh giá độ phá hủy của khung sắt xi chịu tải trọng từ mấp mô mặt đường D-E và E-F theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 với vận tốc 20 km/h. Kết khảo sát độ bền phá hủy cho thấy khi chuyển động trên đường rất xấu (E-F) thì ứng suất sinh ra trên khung sắt xi có giá trị lớn hơn khi xe chuyển động trên đường xấu (D-E). Giá trị lớn nhất ghi nhận trên đường D-E là 314,1 MPa và đường E-F là 357,26 MPa, nhỏ hơn ứng suất giới hạn cho phép nên khung sắt xi đảm bảo điều kiện bền phá hủy.

4. Luận án đã đánh giá độ bền mỏi khung sắt xi nguyên bản và khung sắt xi cải tiến bằng phần mềm Ansys với tải trọng động được xác định từ mô hình động lực học, mấp mô mặt đường D-E và E-F theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 với vận tốc 20 km/h. Kết quả khảo sát cho thấy với khung sắt xi nguyên bản thì không đảm bảo điều kiện bền mỏi khi làm việc, đối với khung sắt xi cải tiến thì đảm bảo điều kiện bền mỏi.

5. Luận án đã xác định và đề xuất kết cấu khung sắt xi xe chữa cháy rừng đa năng đảm bảo điều kiện bền khi xe chuyển động trên đường hoạt động chữa cháy.

6. Luận án đã lựa chọn được phương pháp, thiết bị thí nghiệm và xây dựng được quy trình thí nghiệm phù hợp với điều kiện nghiên cứu ở Việt Nam để đo tải trọng động tác dụng lên khung sắt xi và đo chuyển vị của một điểm trên khung, sử dụng cảm biến tenzo theo nguyên lý cầu đo Wheatstone để đo tải trọng động tác

dụng lên khung sát xi và chuyển vị của khung sát xi tại vị trí đo. Kết quả thí nghiệm phong phú và đáng tin cậy. Để có thể so sánh kết quả tính toán với kết quả đo, thí nghiệm được thực hiện trong các điều kiện giống với điều kiện tính toán mô phỏng lý thuyết. Kết quả thí nghiệm đã cho các quy luật tương đồng với các quy luật thu được từ tính toán khảo sát bằng mô hình lý thuyết. Việc so sánh các giá trị lớn nhất của lực thẳng đứng, chuyển vị giữa kết quả mô phỏng và thí nghiệm cho thấy sai lệch tối đa lần lượt là 16,8% và 26,1%.%. Kết quả sai lệch này chấp nhận được.

Một số hạn chế của luận án và hướng nghiên cứu tiếp theo:

- Luận án mới chỉ sử dụng biên dạng mấp mô mặt đường hình sin để đánh giá xác định tải trọng tác dụng lên khung sát xi khi bánh xe bị mấp mô mà chưa có khảo sát các biên dạng mấp mô khác.

- Khảo sát độ bền mỏi của khung sát xi chỉ khảo sát trường hợp tải trọng động tác dụng lên khung khi xe di chuyển trên đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 mà chưa khảo sát đến trường hợp xe chịu tải trọng động khi di chuyển trên đường lâm nghiệp. Do đó, cần có nghiên cứu tiếp theo về vấn đề này.

DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ CỦA LUẬN ÁN

- [1]. Lương Văn Vạn, Trần Văn Tường, Nguyễn Thanh Quang (2017) *Phân tích cấu trúc và tính toán kiểm nghiệm thông số động lực học xe chữa cháy rừng đa năng*. Tạp Chí Cơ khí Việt Nam ISSN 0866-7056, số 6 năm 2017, trang 117-125
- [2]. PGS.TS Nguyễn Thanh Quang, TS. Trần Văn Tường, ThS.NCS Lương Văn Vạn (2018) *Phân tích cấu trúc tổng quan xe chữa cháy rừng đa năng*. Tạp Chí Cơ khí Việt Nam ISSN 0866-7056, số đặc biệt tháng 10 năm 2018, trang 114-119
- [3]. PGS.TS Nguyễn Thanh Quang, TS. Trần Văn Tường, ThS.NCS Lương Văn Vạn, ThS Đào Trọng Cường (2018) *Phân tích thiết kế sạt xi xe chữa cháy rừng đa năng bằng phần mềm Ansys Workbench*. Tạp Chí Cơ khí Việt Nam ISSN 0866-7056, số đặc biệt tháng 10 năm 2018, trang 206-221.
- [4]. Van Van Luong, Quang Thanh Nguyen, Tuong Van Tran (2018) *Study on Development of 3D for Consider the Response of Multifunction Forest Fire Fighting Vehicle*, Proceeding of The 9th TSME International Conference on Mechanical Engineering (ICoME 2018, AME009, Page 182 – 196.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Quyết định số 911/QĐ-BNN-TCLN về việc công bố hiện trạng rừng toàn quốc năm 2018.
- [2]. Nguyễn Việt Hùng, Nguyễn Trọng Giảng, (2003), *Ansys và mô phỏng số trong công nghiệp bằng phần tử hữu hạn*, Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật.
- [3]. Vũ Đức Lập (2011), *Dao động ô tô*, Nhà xuất bản quân đội.
- [4]. <https://socialforestry.org.vn/chay-rung-o-viet-nam/>.
- [5]. <https://www.thiennhien.net/2019/07/06/sau-thang-ca-nuoc-xay-ra-156-vu-chay-rung/>.
- [6]. Bộ khoa học và công nghệ (2002), *Đường Ô tô Lâm nghiệp – Yêu cầu thiết kế*, TCVN 7025:2002.
- [7]. Ngô Khắc Hùng, (2008), *Kết cấu và tính toán ô tô*, Nhà xuất bản giao thông vận tải.
- [8]. Tào Quang Bằng, Đặng Minh Hải, *Tối ưu hóa độ bền của khung xe buýt B45 bằng phương pháp phần tử hữu hạn*, Tạp chí Khoa học và Công nghệ Đại học Đà Nẵng, số 9(130) năm 2018, trang 1 – 6.
- [9]. Nguyễn Phùng Quang (2005) *Matlab&Simulink dành cho kỹ sư điều khiển tự động*, NXB Khoa học và Kỹ thuật.
- [10]. Trần Quang Lâm, Nguyễn Văn Phương, Trần Đức, Trần Hữu Nhân, *Phân tích độ bền kết cấu sơ mi rơ mooc bằng phương pháp mô phỏng, sử dụng Ansys 14*, Khoa học Công nghệ Giao thông vận tải 2017, số 22, trang 7-11
- [11]. Trần Quốc Toàn, Trần Phúc Hòa, Trương Đặng Việt Thắng, Trịnh Minh Hoàng, *Đánh giá ảnh hưởng của tần số ngoại lực kích động đến độ bền khung xe tải nhỏ*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 5 năm 2017, trang 12 – 17.
- [12]. Trần Phúc Hòa, (2017), *Nghiên cứu độ bền vỏ cầu chủ động ô tô tải nhỏ sản xuất, lắp ráp tại Việt Nam*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [13]. Phạm Lê Tiến, (2011), *Nghiên cứu đánh giá độ bền mỏi và tuổi thọ mỏi của khung giá chuyển hướng và trục bánh xe đầu máy D19E vận dụng trên đường sắt Việt Nam*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, trường Đại học Giao thông vận tải.

- [14]. Vũ Tuấn Đạt, (2015), *Dự báo tuổi thọ độ bền mỏi cho khung ô tô tải CL-KC9650D2*. Tạp chí khoa học và công nghệ, trường Đại học Công nghiệp Hà Nội, số 27, 04/2015.
- [15]. Nguyễn Quang Anh, (2007), *Nghiên cứu động lực học và độ bền của khung vỏ ô tô khi va chạm trực diện*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Học viện kỹ thuật quân sự.
- [16]. Trần Minh Sơn, (2003), *Nghiên cứu khả năng chịu tải của vỏ ô tô dưới tác dụng của tải trọng mặt đường ngẫu nhiên ở Việt Nam*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Học viện kỹ thuật Quân sự.
- [17]. Dương Văn Tài (2010); *Nghiên cứu công nghệ và thiết kế chế tạo các thiết bị chuyên dùng chữa cháy rừng*, đề tài khoa học công nghệ cấp nhà nước KC07.13/06-10, Trường Đại học Lâm nghiệp.
- [18]. Nguyễn Xã Hội (2013), *Nghiên cứu động lực học xe chữa cháy rừng đa năng*, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Lâm Nghiệp
- [19]. Nguyễn Văn Quân, (2002), *Nghiên cứu áp dụng máy kéo bánh hơi nông nghiệp để vận xuất gỗ nhỏ rừng trồng*, Luận án Tiến sĩ Kỹ thuật, Viện khoa học Lâm Nghiệp Hà Nội.
- [20]. Nguyễn Nhật Chiêu (2010), *Nghiên cứu dao động và thiết kế hệ thống ổn định của xe chữa cháy rừng đa năng*, chuyên đề đề tài cấp nhà nước KC07.13/06-10, Trường Đại học Lâm nghiệp.
- [21]. Nguyễn Phúc Hiếu (1999), *Nghiên cứu ảnh hưởng của khung xương ô tô khi chuyển động trên đường*, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [22]. Hemant B.Patil, Sharad D.Kachave, Eknath R.Deore, *Stress Analysis of Automotive Chassis with Various Thicknesses*, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, March – April 2013, Issue 1, 44 – 49.
- [23]. Roslan Abd Rahman, Mohd Nasir Tamin, Ojo Kurdi, *Stress analysis of heavy duty truck chassis as a preliminary data of its fatigue life prediction using FEM*, Jurnal Mekanikal December 2008, No. 26, 76 – 85.
- [24]. Cicek Karaoglu, N. Sefa Kuralay, *Stress analysis of truck chassis with riveted joints*, Elsevier Science B.V Finite Elements in Analysis and Design 38 (2005), 1115 – 1130.

- [25]. Mohd Azizi Muhammad Nora, Helmi Rashida, Wan Mohd Faizul Wan Mahyuddin, *Stress Analysis of a Low Loader Chassis*, Elsevier Ltd. Sci Verse Science Direct Procedia Engineering 41 (2012) 995 – 1001.
- [26]. Jadav Chetan S., Panchal Khushbu C., Patel Fajalhusen, *A Review of the Fatigue Analysis of an Automobile Frames*, International Journal of Advanced Computer Research, Volume-2 Number-4 Issue-6 December-2012, (ISSN (print): 2249-7277 ISSN (online): 2277-7970).
- [27]. N.K.Ingole, D.V. Bhope, *Stress analysis of tractor trailer chassis for self weight reduction*, International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST), ISSN: 0975-5462 Vol. 3 No. 9 September 2011.
- [28]. O Kurdi, R Abd- Rahman, M N Tamin, *Stress Analysis of Heavy Duty Truck Chassis Using Finite Element Method*, skudai,johor.
- [29]. J. S.Sane, G.Jadhav, và Anandaraj.h, *Stress Analysis of a Light Commercial Vehicle Chassis By FEM*, piaggio vehicles pvt ltd pune.
- [30]. Ebrahim Ebrahimi, Alimohamad Borghei, và Morteza Almasi, *Design, Fabrication, and Testing of a Hay Bale Trailer*, Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology 2(3): 222-226, 2010, ISSN: 2040-7467
- [31]. Gadus, *Optimization of frameworks by means of FEM use*, (2003), Slovak Agricultural University, Nitra, Slovak Republic.
- [32]. Somsak Siwadamrongpong, Usawadee Ongarjwutichai, *Simulation and Design of Production Jigs for Bus Chassis*, (2010), SELECTED TOPICS in SYSTEM SCIENCE and SIMULATION in ENGINEERING, ISBN: 978-960-474-230-1, ISSN: 1792-507X.
- [33]. Akash Singh Patel, Jaideep Chitransh , *Design and Analysis of Tata 2518TC Truck Chassis Frame with Various Cross Sections Using CAE Tools*, International Journal of Engineering Sciences & Research Technology, ISSN: 2277-9655, Patel et al., 5(9): September, 2016.
- [34]. Goolla Murali, Subramanyam.B, Dulam Naveen, *Design Improvement of a Truck Chassis based on Thickness*, Altair Technology Conference, 2014.
- [35]. Ayush Anand, *Torsional analysis of the chassis and its validation through Finite Element Analysis*, Altair Technology Conference, 2017.

- [36]. Dario Croccolo – Massimiliano De Agostinis – Nicolò Vincenzi, *Structural Analysis of an Articulated Urban Bus Chassis via FEM*, *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 57(2011)11, 799-809, DOI:10.5545/sv-jme.2011.077.
- [37]. Dr.R.Rajappan, M.Vivekanandhan, *Static and Modal Analysis of Chassis by Using Fea*, *The International Journal Of Engineering And Science*, ISSN: 2319 – 1813, Volume 2, Issue 2, Pages 63-73, 2013.
- [38]. Chintada.Vinnod babu, Chiranjeeva Rao.Seela, Vykunta Rao.Matta, *Structural Analysis of Eicher 11.10 Chassis Frame*, *International Journal of Engineering Trends and Technology*, Volume22 Number 7- April 2015, Page 315 – 318.
- [39]. Mr. Takale Mayuresh U, Mr. Shet Shirodkar Sanket K, Mr. Mohotkar Prithviraj S, Mr. Mahadik Omkar P, *Structural Analysis of Bolero Maxi-Truck Chassis using ANSYS 14.5*, *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, ISSN (online): 2349-6010, Volume 2 | Issue 11 | April 2016.
- [40]. Kiran Ghodvinde, S. R.Wankhade, *Structural Stress Analysis of an Automotive Vehicle Chassis*, *International Journal on Mechanical Engineering and Robotics*, ISSN (Print) : 2321-5747, Volume-2, Issue-6,2014.
- [41]. Teo Han Fui, Roslan Abd. Rahman, *Statics and Dynamics Structural Analysis Of A 4.5 Ton Truck Chassis*, (*Jurnal Mekanikal* December 2007, No. 24, 56 – 67)
- [42]. Monika S. Agrawal, *Finite Element Analysis of Truck Chassis Frame*, *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)* (Volume: 02 Issue: 03 | June-2015).
- [43]. ISO 8608:1995, Bogsjö, Klas, (2007), *Road profile statistics relevant for vehicle fatigue*. Centre for Mathematical Sciences, Lund University.
- [44]. Bogsjö, Klas, (2007), *Road profile statistics relevant for vehicle fatigue*. Centre for Mathematical Sciences, Lund University.
- [45]. Michael F Ashby & David RH Jones (2012) *Engineering Materials 1*. Fourth edition. Copyright © 2012 MF Ashby & DRH Jones. Published by Elsevier Ltd.
- [46]. ROBERT C. JUVINALL , KURT M. MARSHEK (2012) *Fundamentals of Machine Component Design*. Fifth Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- [47]. Mueller (2005) *Fatigue*. Class13_2005 SFatigue.ppt.
- [48]. www.eng.auburn.edu/~marghitu/Mech3230/0fatigue_Rob.

- [49]. Bohao Li (2006), *3-D Dynamic Modeling and Simulation of a Multi-degree of Freedom 3-axle Rigid Truck with Trailing Arm Bogie Suspension*, Master of Engineering Research, University of Wollongong.
- [50]. J. Pawlowski (Author), G.H. Tidbury (Editor) *Vehicle Body Engineering*, Century Publishing (March 30, 1970).
- [51]. ISO 8608:1995.
- [52]. Zhu Zhengtao, Ding Chenghui (2006) *FEM analysis on a vehicle of drive axle housing of different Thickness*. *Modern Manufacturing Engineering*, 2006-1.
- [53] Kamnik. R, Boettiger. F, Hunt. K (2003) *Roll dynamics and lateral load transfer estimation in articulated heavy freight vehicles*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering.
- [54]. Klas Bogsjo, Krzysztof Podgorski, Igor Rychlik (2010): *Models for road surface roughness*, Gothenburg University, Sweden
- [55]. Li Liang, Song Jian, He Lin, Zhang Mengjun, Li Hongzhi (2015): *Life prediction based on transient dynamics analysis of van semi-trailer with air suspension system*, Tsinghua University.
- [56]. M.J. Nunnery (2007) *Light and Heavy Vehicle Technology*. Fourth edition, Butterworth-Heinemann.
- [57]. А.И.Гришкевич (1984) *Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник*. Машиностроение, Москва.
- [58]. Mehdi Mahmoodi-k, Iraj Davoodabadi, Vinko Višnjić, Amir Afkar (2014), *Stress And Dynamic Analysis Of Optimized Trailer Chassis*, Original scientific paper, ISSN 1330-3651(Print), ISSN 1848-6339 (Online).
- [59]. <http://matweb.com/search/QuickText.aspx?SearchText=40cr>.
- [60]. АВТОМОБИЛИ (1999), урАл-4320-10, урАл-4320-31, и их МОДИФИКАЦИИ.
- [61]. R. Budynas, and K.J. Nisbett (2013) *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 9th Edition, McGraw-Hill, New York.
- [62]. T.L. Anderson, (2006), *Fracture Mechanics – Fundamentals and Applications*, Third Edition, CRC Press, Boca Raton, FL.
- [63]. V S Thangarasu, N V Dhandapani, G Sureshkannan, (2015), *A study on fatigue failure analysis of an off-highway vehicle chassis rear rail structure using*

finite element approach, International Journal of Applied Engineering Research, ISSN 0973-4562 Vol. 10 No.71.

[64]. Li Zhang, Xizhe Zang, Laichun Suo, Yanhe Zhu and Jie Zhao, (2014), *Static Analysis and Modal Analysis of Heavy-load Manipulator based on ANSYS*, Applied Mechanics and Materials, ISSN: 1662-7482, Vols. 556-562, pp 1059-1064.

[65]. Mr. Vipul U Desai, Prof. Ravi G Lingannavar, (2018), *Weight Optimization and Fatigue life estimation of Heavy Vehicle Chassis under service loading conditions*, International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET).

[66]. Yogesh. B. Dupare, Raju.B.Tirpude and Akshay.Y.Bharadbhunje, (2014), *Fatigue analysis in connecting rod using ansys*, International Journal of Modern Trends in Engineering and Research.

[67]. N. Sinan Köksal, Arif Kayapunar and Mehmet Çevik, (2013), *Fatigue analysis of a notched cantilever beam using ansys workbench*, Proceedings of the Fourth International Conference on Mathematical and Computational Applications June 11-13, 2013. Manisa, Turkey, pp.111-118.

[68]. Yongliang Yuan, (2018), *Fatigue Analysis of Mobile Maintenance Platform Based on Ansys Workbench*, MATEC Web of Conferences 175, (2018), *IFCAE-IOT 2018*.

[69]. Mohammad Zehsaz- Morteza Homayoun Sadeghi-Mir Mohammad EttefaghReza Hassannejad, (2014), *Fatigue strength of a chassis of a semi-heavy truck under dynamic loads due to real road roughness*, Transactions of FAMENA volume 38(issue 4):89-105.

[70]. F. Polat, Y.Altun, Y.Maral, (2017), *Fatigue analysis of electrical vehicle chassis*, Journal of Engineering Research and Applied Science, Volume 5(2), December 2016, pp 408-416, ISSN 2147-3471.

[71]. Mr. Venukumar R Bankapur, Prof. Sanjeev. A. Janawade, (2015), *Fatigue Analysis of Tractor Trailer Chassis*, International Research Journal of Engineering and Technology, Volume: 02 Issue: 03 | June-2015, e-ISSN: 2395 -0056.

[72]. John George and Daniel Gross, (2016), *Fatigue Life Prediction of an Automotive Chassis System with Combined Hardening Material Model*, SAE International by University of Waterloo.

PHỤ LỤC

MỤC LỤC PHỤ LỤC

| | |
|--|----|
| PHỤ LỤC 1: THÔNG SỐ MÔ HÌNH XE CHỮA CHÁY RỪNG ĐA NĂNG..... | 2 |
| PHỤ LỤC 2: CÁC THÔNG SỐ KỸ THUẬT CỦA XE CHỮA CHÁY RỪNG ĐA NĂNG | 3 |
| PHỤ LỤC 3: TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI HAI BÁNH TRƯỚC BỊ MẤP MÔ | 5 |
| PHỤ LỤC 4: TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI BÁNH TRƯỚC PHẢI BỊ MẤP MÔ..... | 8 |
| PHỤ LỤC 5: TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI BÁNH SAU PHẢI BỊ MẤP MÔ..... | 10 |
| PHỤ LỤC 6: TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI HAI BÁNH CHÉO BỊ MẤP MÔ..... | 13 |
| PHỤ LỤC 7: TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI XE CHUYỂN ĐỘNG TRÊN ĐƯỜNG XẤU (D-E) VÀ RẤT XẤU (E-F) THEO TIÊU CHUẨN ISO 8608:1995..... | 16 |
| PHỤ LỤC 8: ỨNG SUẤT, CHUYỂN VỊ TRÊN KHUNG SÁT XI KHI HAI BÁNH TRƯỚC GẶP PHẢI MẤP MÔ | 18 |
| PHỤ LỤC 9: ỨNG SUẤT, CHUYỂN VỊ TRÊN KHUNG SÁT XI KHI BÁNH TRƯỚC PHẢI GẶP PHẢI MẤP MÔ | 19 |
| PHỤ LỤC 10: ỨNG SUẤT, CHUYỂN VỊ TRÊN KHUNG SÁT XI KHI BÁNH SAU PHẢI GẶP PHẢI MẤP MÔ | 20 |
| PHỤ LỤC 11: ỨNG SUẤT, CHUYỂN VỊ TRÊN KHUNG SÁT XI KHI HAI BÁNH CHÉO NHAU GẶP PHẢI MẤP MÔ | 21 |

PHỤ LỤC 1
THÔNG SỐ MÔ HÌNH XE CHỮA CHÁY RỪNG ĐÀ NẴNG

| STT | Ký hiệu | Tên gọi | Đơn vị | Giá trị |
|------------|----------------|---|------------------|----------------|
| 1 | m_c | Khối lượng cabin | kg | 850 |
| 2 | m_t | Khối lượng thùng hàng | kg | 12050 |
| 3 | m_s | Khối lượng được treo | kg | 2700 |
| 4 | m_{u1} | Khối lượng không được treo cầu trước | kg | 1020 |
| 5 | m_{u2} | Khối lượng không được treo cầu giữa | kg | 1000 |
| 6 | m_{u3} | Khối lượng không được treo cầu sau | kg | 1000 |
| 7 | m_4 | Khối lượng cơ cấu cắt cây phía trước | kg | 1000 |
| 8 | m_5 | Khối lượng cơ cấu cắt cỏ phía sau | kg | 800 |
| 9 | J_{cx} | Mô men quán tính cabin quanh trục x | kgm ² | 200 |
| 10 | J_{cy} | Mô men quán tính cabin quanh trục y | kgm ² | 150 |
| 11 | J_{tx} | Mô men quán tính thùng hàng quanh trục x | kgm ² | 1593 |
| 12 | J_{ty} | Mô men quán tính thùng hàng quanh trục y | kgm ² | 4391 |
| 13 | J_{sx} | Mô men quán tính khối lượng được treo quanh trục x | kgm ² | 162 |
| 14 | J_{sy} | Mô men quán tính khối lượng được treo quanh trục y | kgm ² | 443 |
| 15 | J_{u1} | Mô men quán tính khối lượng không được treo cầu trước | kgm ² | 510 |
| 16 | J_{u2} | Mô men quán tính khối lượng không được treo cầu giữa | kgm ² | 510 |
| 17 | J_{u3} | Mô men quán tính khối lượng không được treo cầu sau | kgm ² | 510 |
| 18 | J_4 | Mô men quán tính cơ cấu cắt cây phía trước | kgm ² | 498 |
| 19 | J_5 | Mô men quán tính cơ cấu cắt cỏ phía sau | kgm ² | 437 |

PHỤ LỤC 2
CÁC THÔNG SỐ KỸ THUẬT CỦA XE CHỮA CHÁY RỪNG ĐA NĂNG

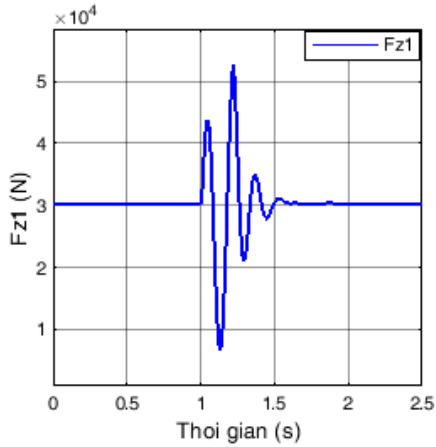
| STT | Ký hiệu | Tên gọi | Đơn vị | Giá trị |
|------------|----------------|--|---------------|----------------|
| 1 | c_1 | Khoảng cách từ tâm cabin đến điểm liên kết hệ thống treo của cabin trái | m | 0,7 |
| 2 | c_2 | Khoảng cách từ tâm cabin đến điểm liên kết hệ thống treo của cabin phải | m | 0,6 |
| 3 | c_3 | Khoảng cách từ tâm cabin đến điểm liên kết hệ thống treo của cabin trước | m | 0,8 |
| 4 | c_4 | Khoảng cách từ tâm cabin đến điểm liên kết hệ thống treo của cabin sau | m | 0,7 |
| 5 | e_1 | Khoảng cách từ tâm thùng hàng đến điểm liên kết hệ thống treo của thùng hàng trái | m | 0,8 |
| 6 | e_2 | Khoảng cách từ tâm thùng hàng đến điểm liên kết hệ thống treo của thùng hàng phải | m | 0,8 |
| 7 | e_3 | Khoảng cách từ tâm thùng hàng đến điểm liên kết hệ thống treo của thùng hàng trước | m | 2,5 |
| 8 | e_4 | Khoảng cách từ tâm thùng hàng đến điểm liên kết hệ thống treo của thùng hàng sau | m | 2,5 |
| 9 | $2d$ | Khoảng cách hai điểm liên kết hệ thống treo trái, phải | m | 1,5 |
| 10 | $2B$ | Khoảng cách hai điểm liên kết bánh xe trái, phải | m | 2,0 |
| 11 | l_1 | Khoảng cách từ tâm khối lượng được treo đến tâm điểm chịu lực trước | m | 2,538 |
| 12 | l_2 | Khoảng cách từ tâm khối lượng được treo đến tâm điểm chịu lực sau | m | 1,687 |
| 13 | l_3 | Khoảng cách từ tâm cầu trước đến đầu xe | m | 1,847 |
| 14 | l_4 | Khoảng cách từ tâm cầu sau đến đuôi xe | m | 1,9 |

| | | | | |
|----|--|---|--------|--------|
| 15 | l_5 | Khoảng cách từ điểm bắt hệ thống treo sau trên khung đến tâm cầu số 2 hoặc tâm cầu 3 | m | 0,55 |
| 16 | C_{L11}, C_{L12} | Độ cứng của lớp cầu trước trái, phải | N/m | 569964 |
| 17 | C_{L21}, C_{L22} | Độ cứng của lớp cầu giữa trái, phải | N/m | 569964 |
| 18 | C_{L31}, C_{L32} | Độ cứng của lớp cầu sau trái, phải | N/m | 569964 |
| 19 | K_{L11}, K_{L12} | Hệ số cản của lớp cầu trước trái, phải | Ns/m | 6497 |
| 20 | K_{L21}, K_{L22} | Hệ số cản của lớp cầu giữa trái, phải | Ns/m | 6497 |
| 21 | K_{L31}, K_{L32} | Hệ số cản của lớp cầu sau trái, phải | Ns/m | 6497 |
| 22 | C_{s11}, C_{s12} | Độ cứng bộ phận đàn hồi hệ thống treo cầu trước trái, phải | N/m | 401952 |
| 23 | C_{s21}, C_{s22} | Độ cứng bộ phận đàn hồi hệ thống treo cầu giữa trái, phải | N/m | 527042 |
| 24 | C_{s31}, C_{s32} | Độ cứng bộ phận đàn hồi hệ thống treo cầu sau trái, phải | N/m | 527042 |
| 25 | K_{s11}, K_{s12} | Hệ số cản giảm chấn hệ thống treo cầu trước trái, phải | Ns/m | 3248 |
| 26 | C_{c11}, C_{c12} C_{c21}, C_{c22} | Độ cứng bộ phận đàn hồi hệ thống treo cabin trước trái, trước phải, sau trái, sau phải | N/m | 100000 |
| 27 | K_{c11}, K_{c12} K_{c21}, K_{c22} | Hệ số cản giảm chấn hệ thống treo cabin trước trái, trước phải, sau trái, sau phải | Ns/m | 750 |
| 28 | C_{t11}, C_{t12} C_{t21}, C_{t22} | Độ cứng bộ phận đàn hồi hệ thống treo thùng hàng trước trái, trước phải, sau trái, sau phải | N/m | 500000 |
| 29 | K_{t11}, K_{t12} K_{t21}, K_{t22} | Hệ số cản giảm chấn hệ thống treo thùng hàng trước trái, trước phải, sau trái, sau phải | Ns/m | 4000 |
| 30 | K_{11}, K_{12} | Hệ số cản giảm chấn lắp thiết bị cắt cây trước trái, trước phải | Ns/m | 2800 |
| 31 | C_{21}, C_{22} | Độ cứng bộ phận đàn hồi lắp thiết bị cắt cắt cỏ sau trái, sau phải | N/m | 80000 |
| 32 | K_{21}, K_{22} | Hệ số cản giảm chấn lắp thiết bị cắt cắt cỏ sau trái, sau phải | Ns/m | 2800 |

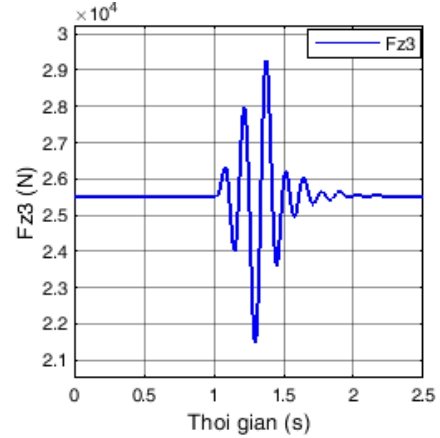
PHỤ LỤC 3

TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI HAI BÁNH TRƯỚC BỊ MẮP MÔ

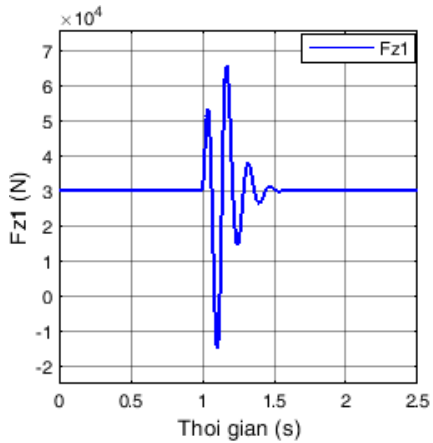
➤ Chiều cao mấp mô $h = 0,1m$



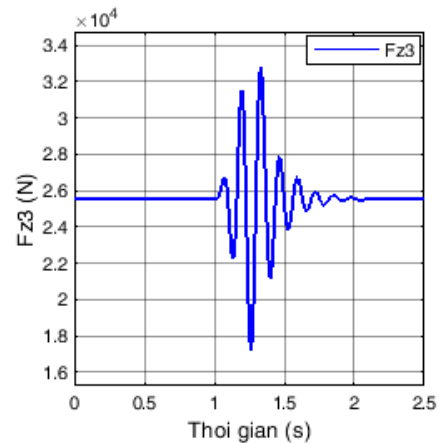
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)



Tải trọng động ($v = 10 \text{ km/h}$)

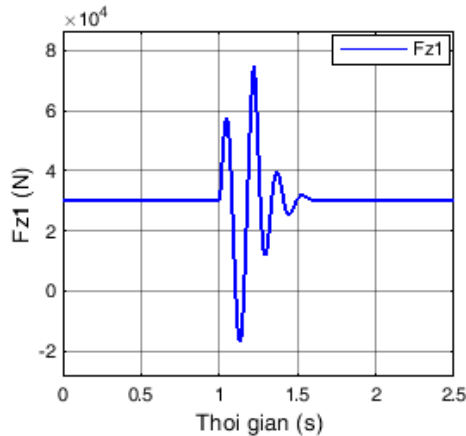


Tải trọng động F_{z1} ($v = 15 \text{ km/h}$)

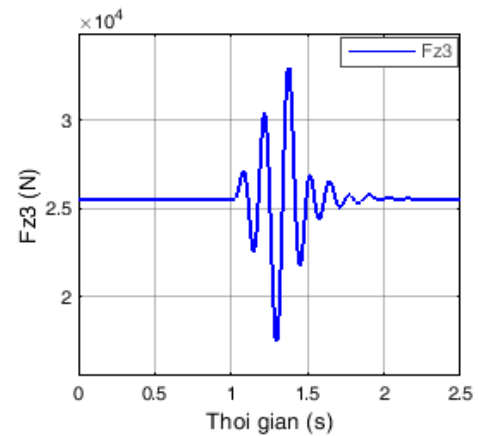


Tải trọng động F_{z3} ($v = 15 \text{ km/h}$)

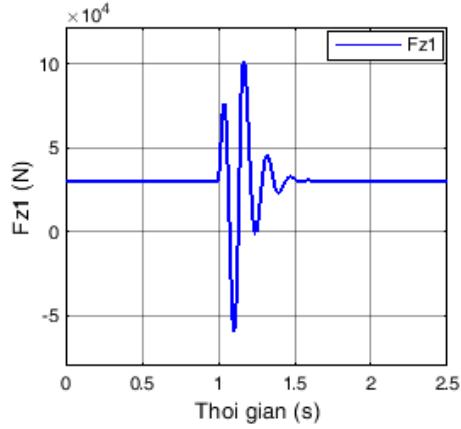
➤ Chiều cao mấp mô $h = 0,2m$



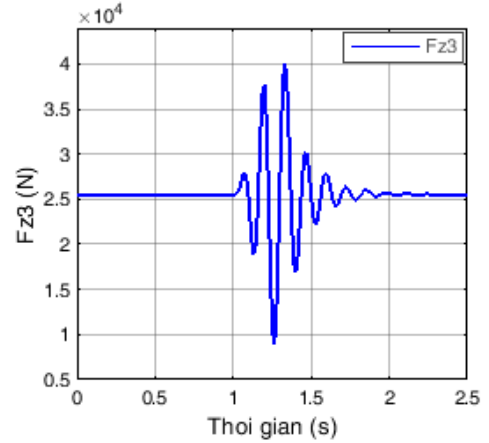
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)



Tải trọng động F_{z3} ($v = 10 \text{ km/h}$)

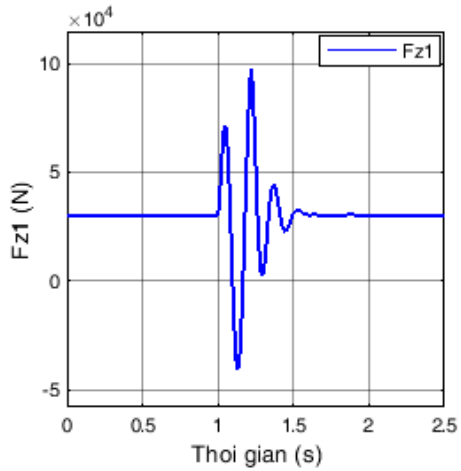


Tải trọng động F_{z1} ($v = 15$ km/h)

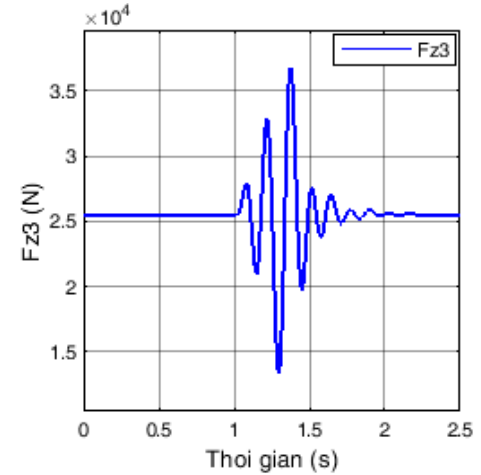


Tải trọng động F_{z3} ($v = 15$ km/h)

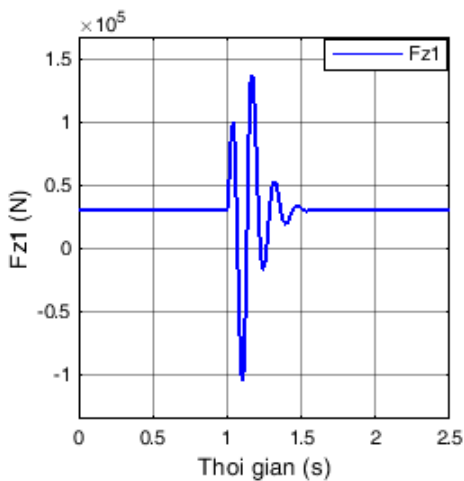
➤ Chiều cao mấp mô $h = 0,3$ m



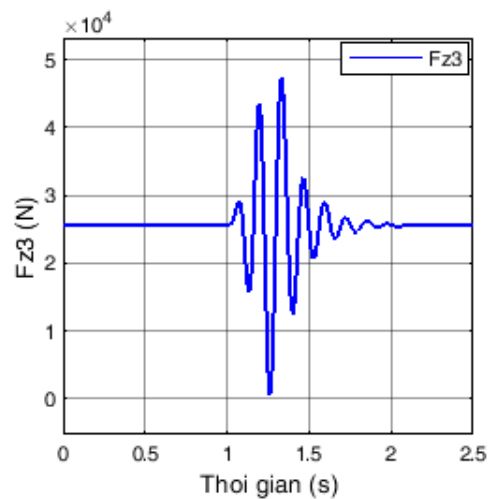
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10$ km/h)



Tải trọng động F_{z3} ($v = 10$ km/h)

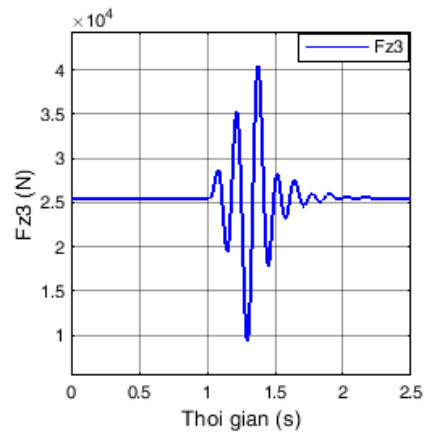
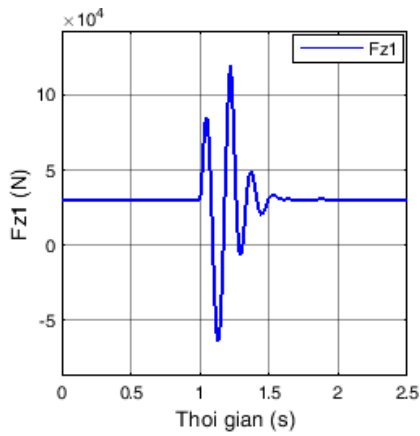


Tải trọng động F_{z1} ($v = 15$ km/h)



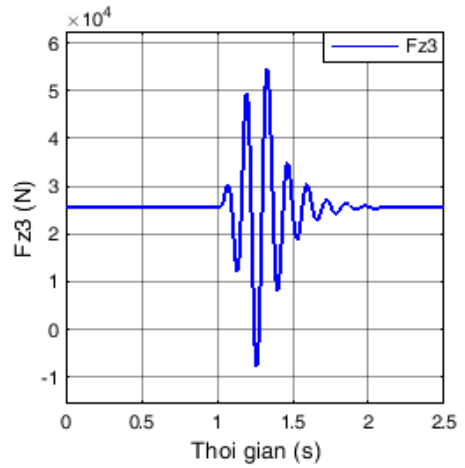
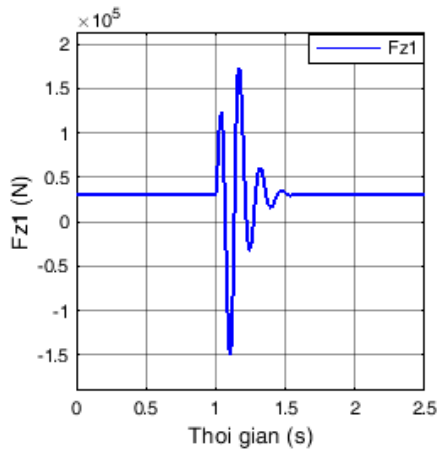
Tải trọng động F_{z3} ($v = 15$ km/h)

➤ *Chiều cao mấp mô $h = 0,4m$*



Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)

Tải trọng động F_{z3} ($v = 10 \text{ km/h}$)



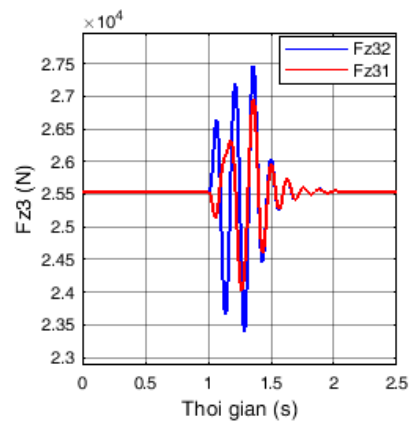
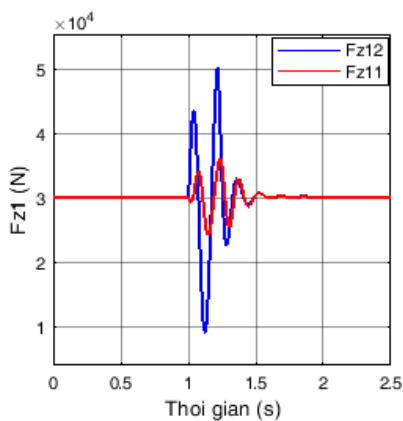
Tải trọng động F_{z1} ($v = 15 \text{ km/h}$)

Tải trọng F_{z3} ($v = 15 \text{ km/h}$)

PHỤ LỤC 4

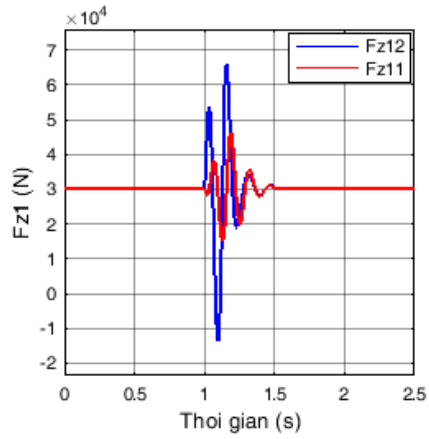
TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI BÁNH TRƯỚC PHẢI BỊ MẤP MÔ

➤ *Chiều cao mấp mô $h = 0,1m$*

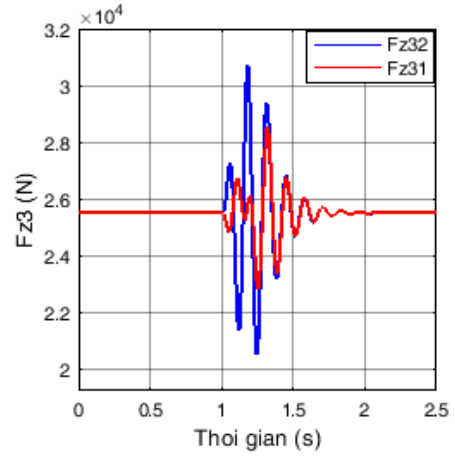


Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)

Tải trọng động F_{z3} ($v = 10 \text{ km/h}$)

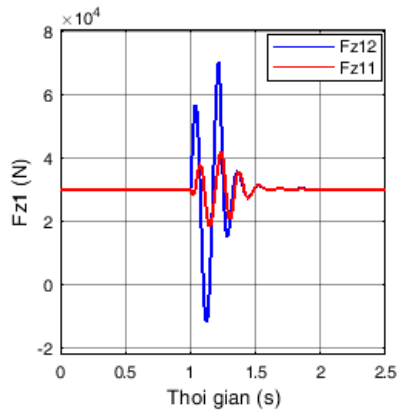


Tải trọng động F_{z1} ($v = 15$ km/h)

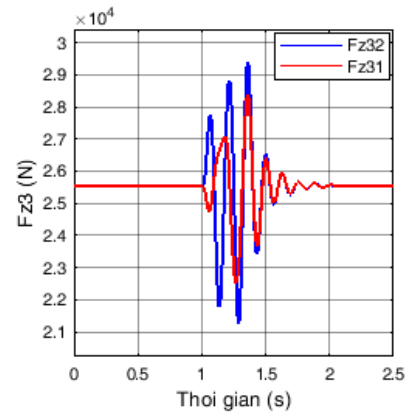


Tải trọng động F_{z3} ($v = 15$ km/h)

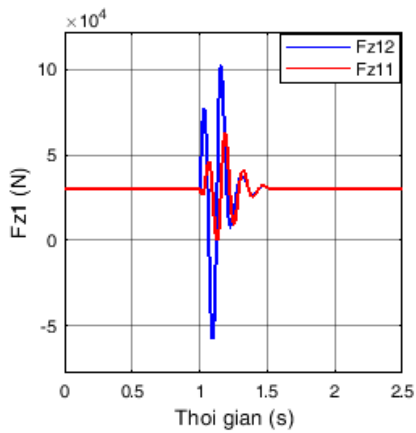
➤ Chiều cao mấp mô $h = 0,2$ m



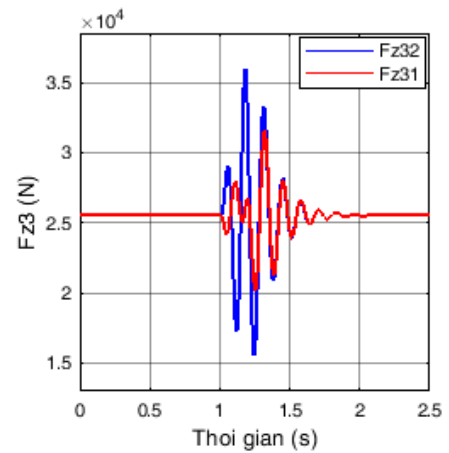
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10$ km/h)



Tải trọng động F_{z3} ($v = 10$ km/h)

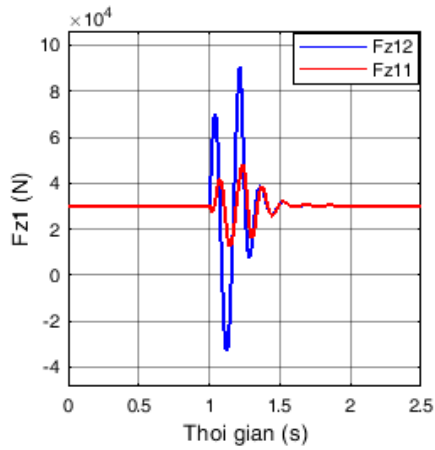


Tải trọng động F_{z1} ($v = 15$ km/h)

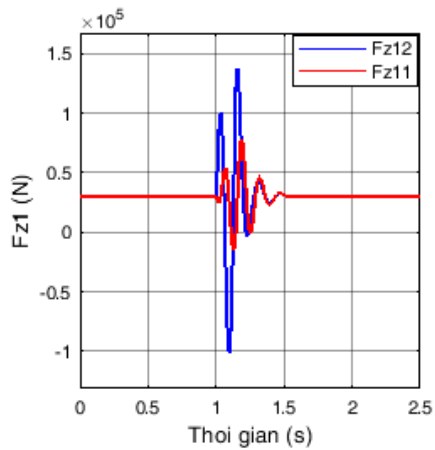


Tải trọng động F_{z3} ($v = 15$ km/h)

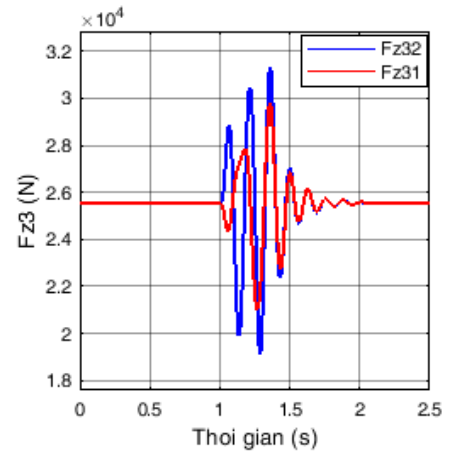
➤ *Chiều cao mấp mô $h = 0,3m$*



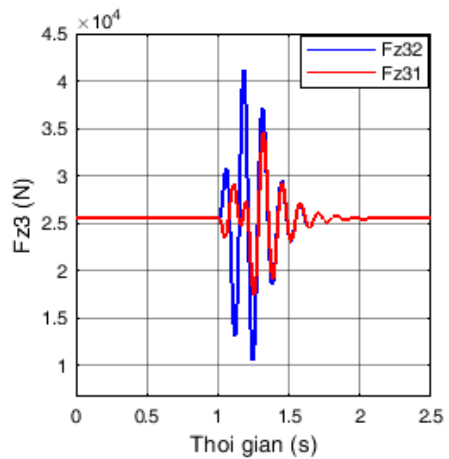
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)



Tải trọng động F_{z1} ($v = 15 \text{ km/h}$)

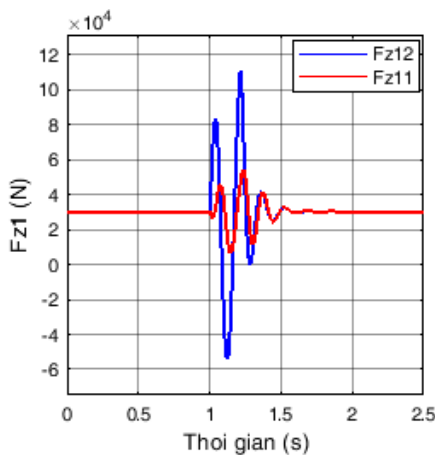


Tải trọng động F_{z3} ($v = 10 \text{ km/h}$)

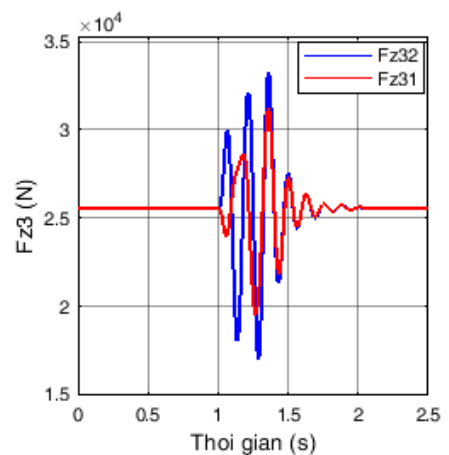


Tải trọng động F_{z3} ($v = 15 \text{ km/h}$)

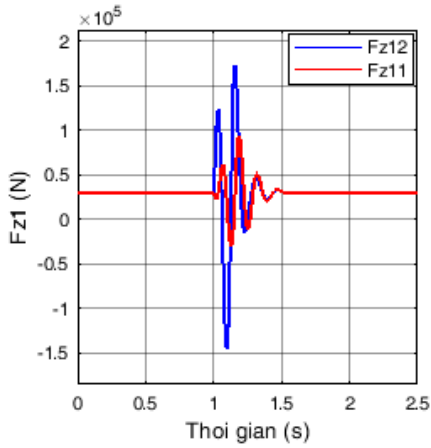
➤ *Chiều cao mấp mô $h = 0,4m$*



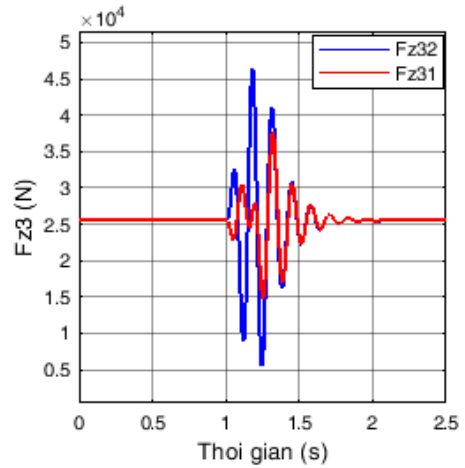
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)



Tải trọng động F_{z3} ($v = 10 \text{ km/h}$)



Tải trọng động F_{z1} ($v = 15 \text{ km/h}$)

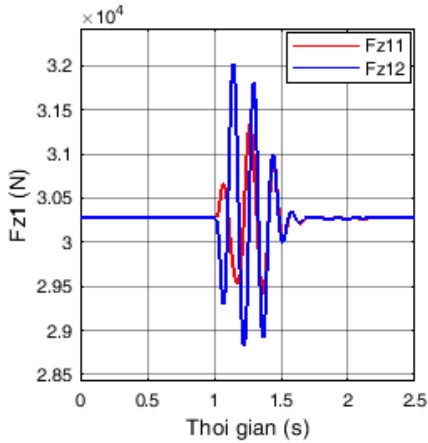


Tải trọng động F_{z3} ($v = 15 \text{ km/h}$)

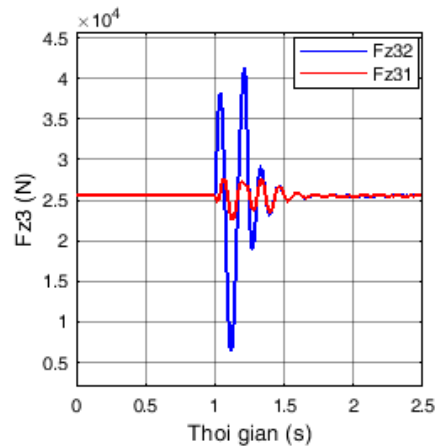
PHỤ LỤC 5

TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI BÁNH SAU PHẢI BỊ MẤP MÔ

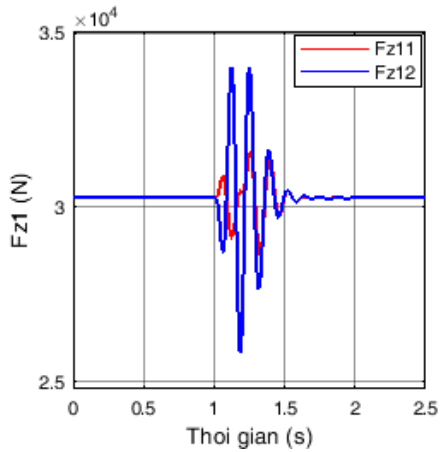
➤ Chiều cao mấp mô $h = 0,1\text{m}$



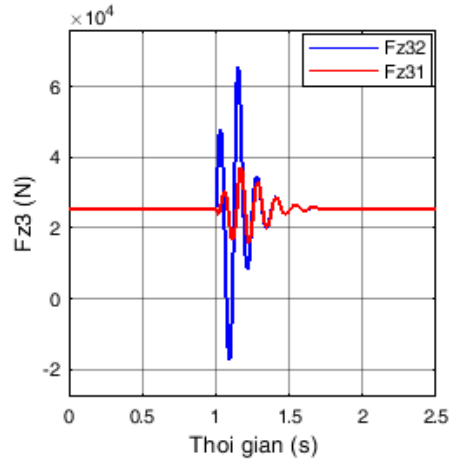
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)



Tải trọng động F_{z3} ($v = 10 \text{ km/h}$)

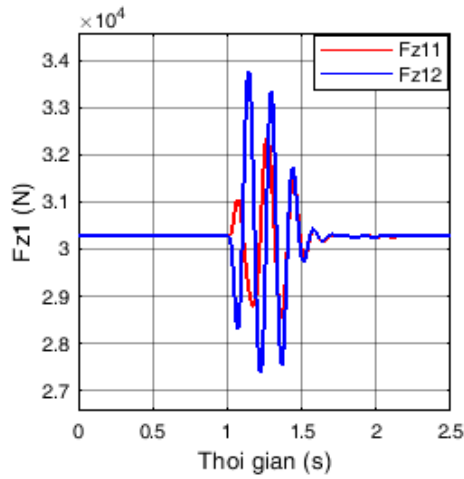


Tải trọng động F_{z1} ($v = 15 \text{ km/h}$)

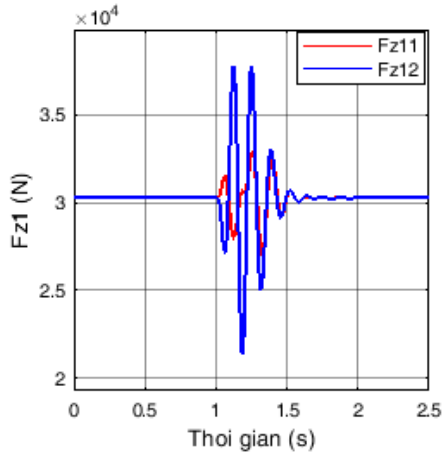


Tải trọng động F_{z3} ($v = 15 \text{ km/h}$)

➤ *Chiều cao nắp mô $h = 0,2m$*

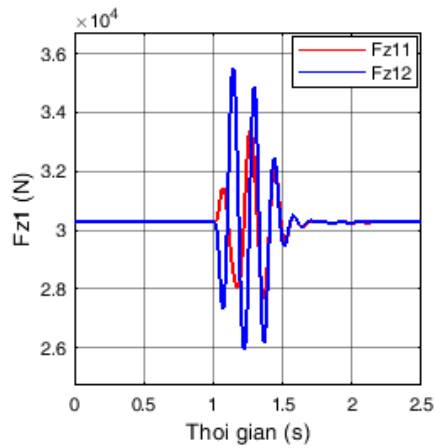


Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)

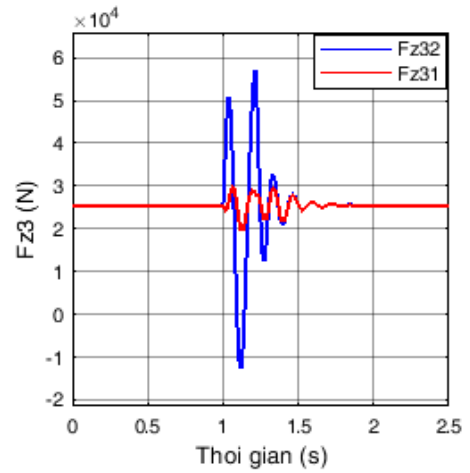


Tải trọng động F_{z1} ($v = 15 \text{ km/h}$)

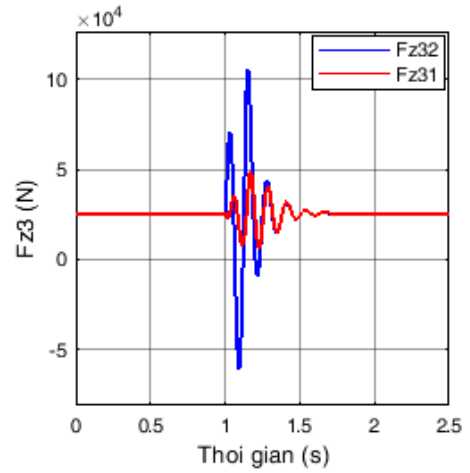
➤ *Chiều cao nắp mô $h = 0,3m$*



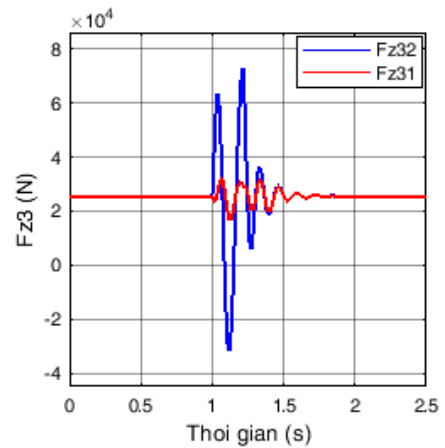
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)



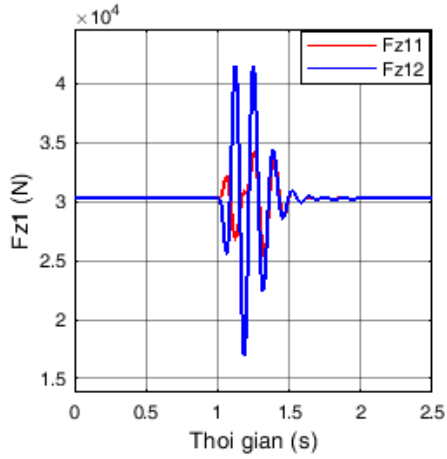
Tải trọng động F_{z3} ($v = 10 \text{ km/h}$)



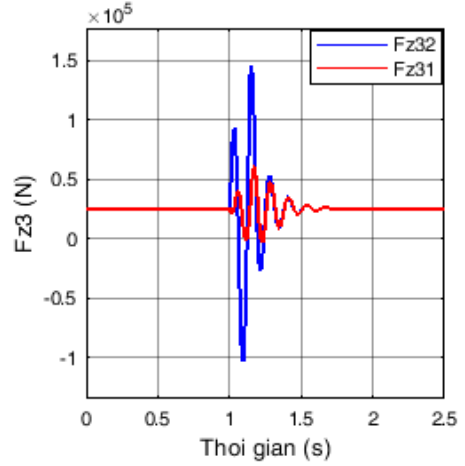
Tải trọng động F_{z3} ($v = 15 \text{ km/h}$)



Tải trọng động F_{z3} ($v = 10 \text{ km/h}$)

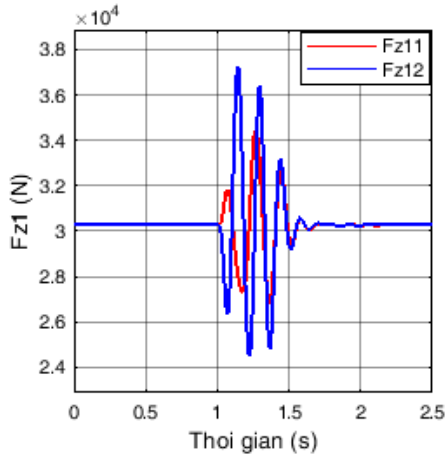


Tải trọng động F_{z1} ($v = 15 \text{ km/h}$)

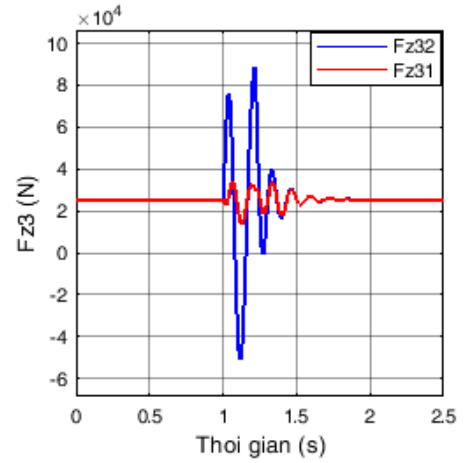


Tải trọng động F_{z3} ($v = 15 \text{ km/h}$)

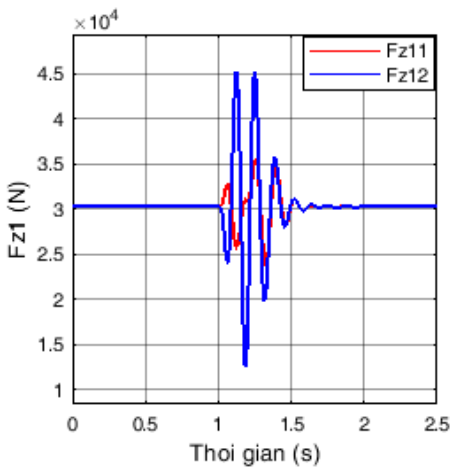
➤ Chiều cao mấp mô $h = 0,4m$



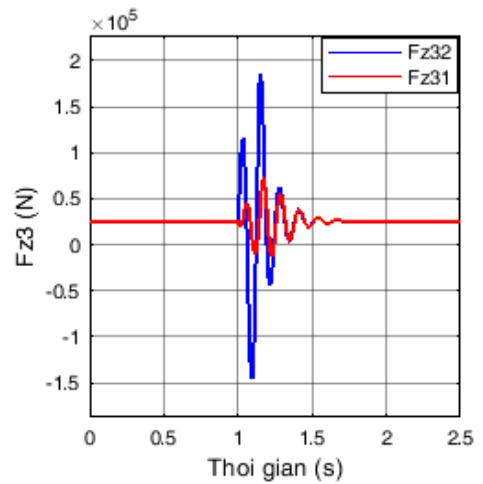
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)



Tải trọng động F_{z3} ($v = 10 \text{ km/h}$)



Tải trọng động F_{z1} ($v = 15 \text{ km/h}$)

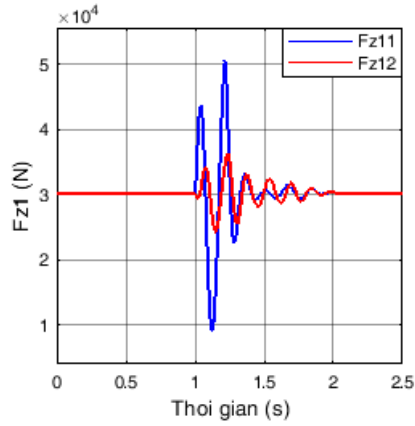


Tải trọng động F_{z3} ($v = 15 \text{ km/h}$)

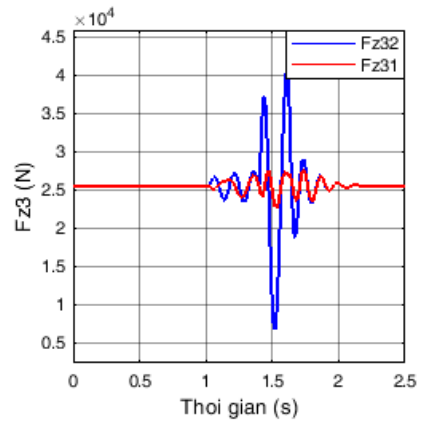
PHỤ LỤC 6

TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI HAI BÁNH CHÉO BỊ MẮP MÔ

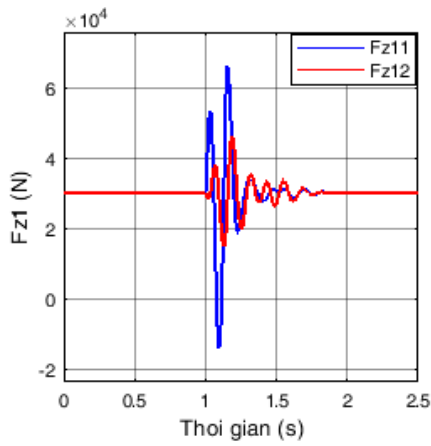
➤ *Chiều cao mấp mô $h = 0,1m$*



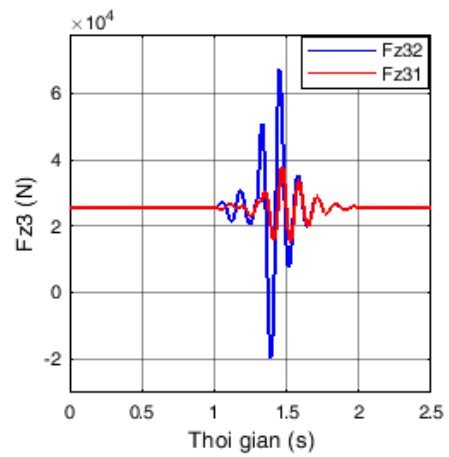
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10$ km/h)



Tải trọng động F_{z3} ($v = 10$ km/h)

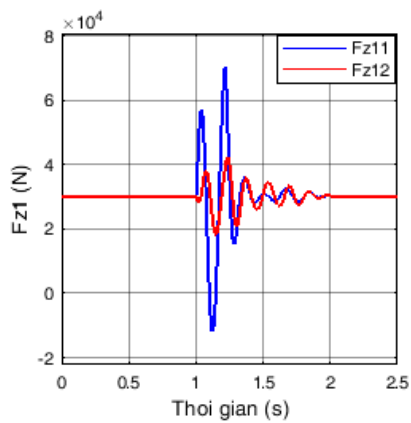


Tải trọng động F_{z1} ($v = 15$ km/h)

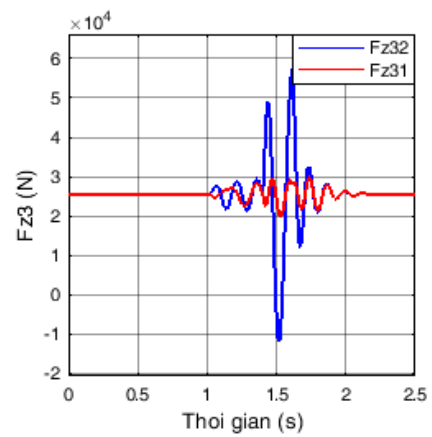


Tải trọng động F_{z3} ($v = 15$ km/h)

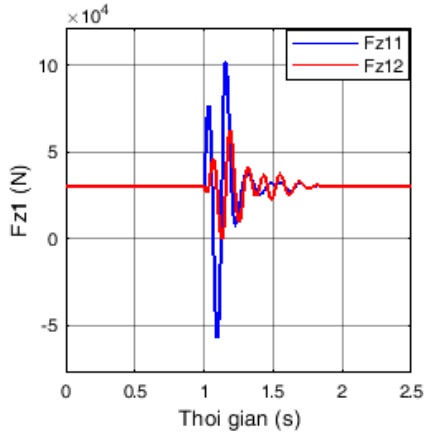
➤ *Chiều cao mấp mô $h = 0,2m$*



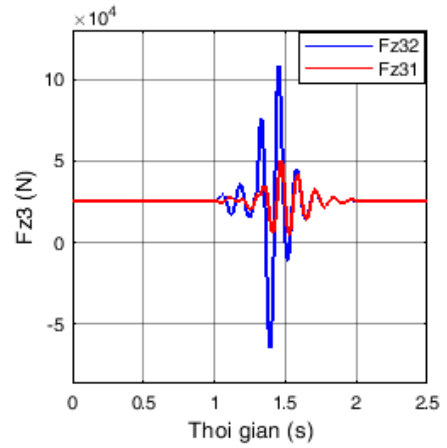
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10$ km/h)



Tải trọng động F_{z3} ($v = 10$ km/h)

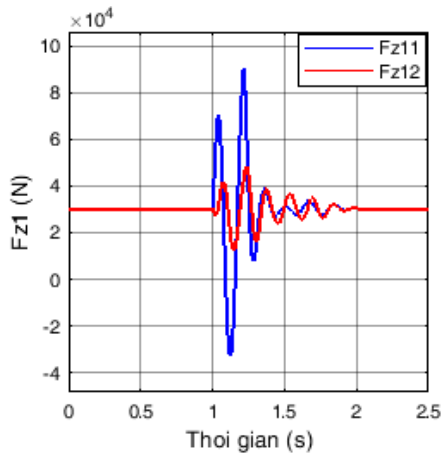


Tải trọng động F_{z1} ($v = 15 \text{ km/h}$)

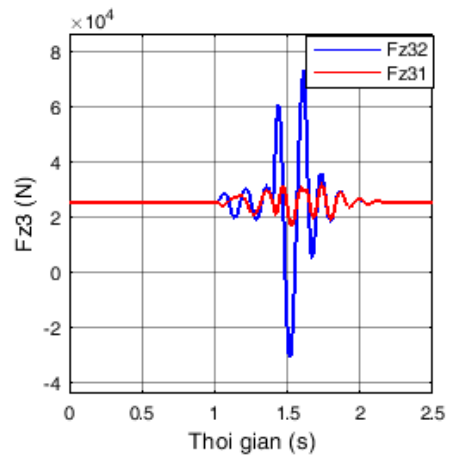


Tải trọng động F_{z3} ($v = 15 \text{ km/h}$)

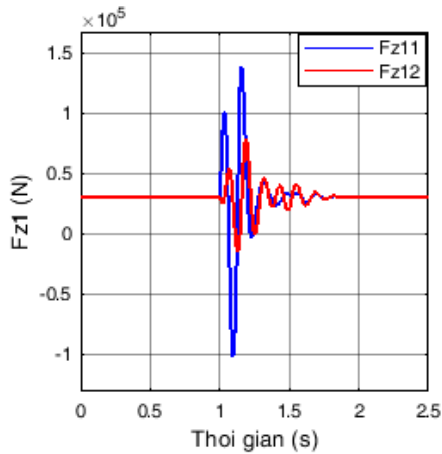
➤ Chiều cao mấp mô $h = 0,3\text{m}$



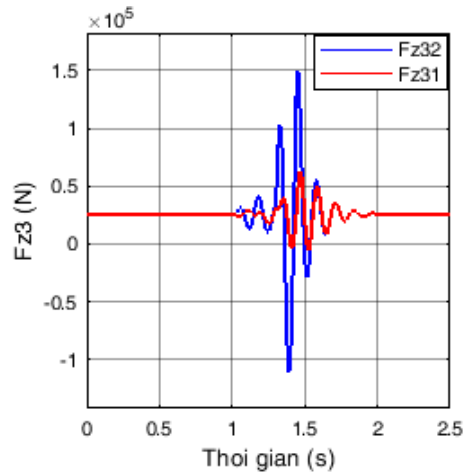
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)



Tải trọng động F_{z3} ($v = 10 \text{ km/h}$)

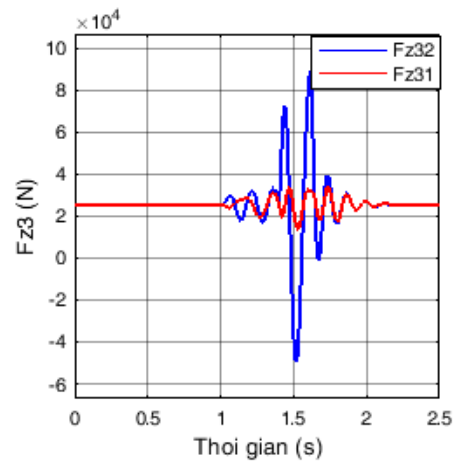
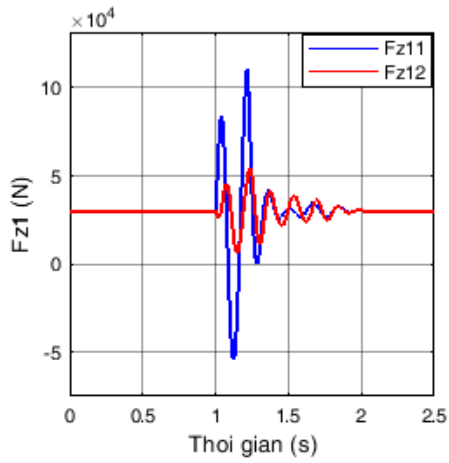


Tải trọng động F_{z1} ($v = 15 \text{ km/h}$)



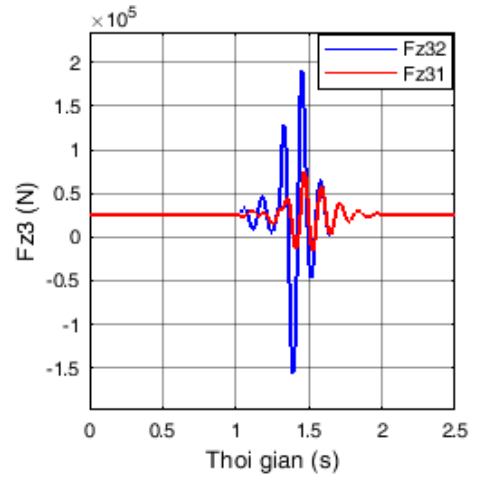
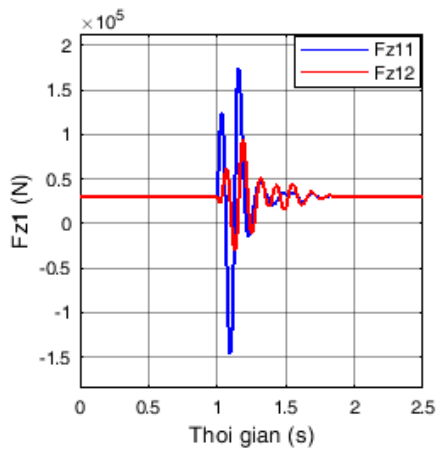
Tải trọng động F_{z3} ($v = 15 \text{ km/h}$)

➤ *Chiều cao mấp mô $h = 0,4m$*



Tải trọng động F_{z1} ($v = 10 \text{ km/h}$)

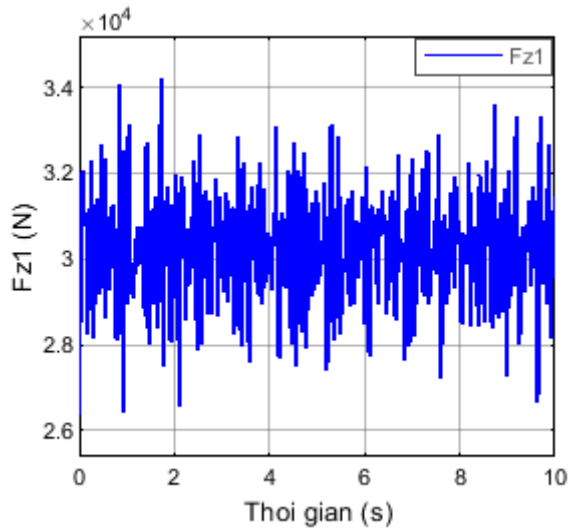
Tải trọng động F_{z3} ($v = 10 \text{ km/h}$)



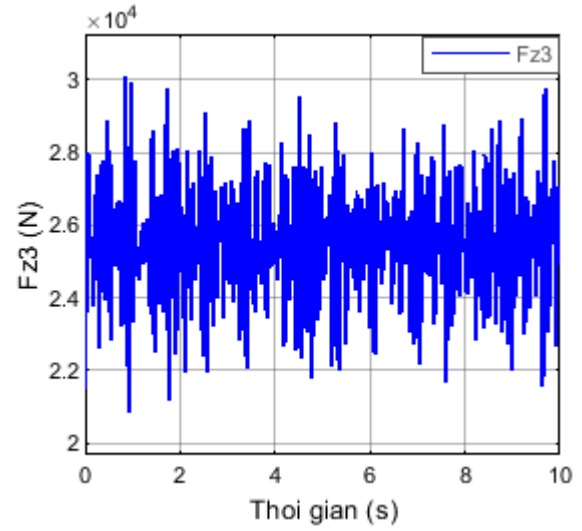
Tải trọng động F_{z1} ($v = 15 \text{ km/h}$)

Tải trọng động F_{z3} ($v = 15 \text{ km/h}$)

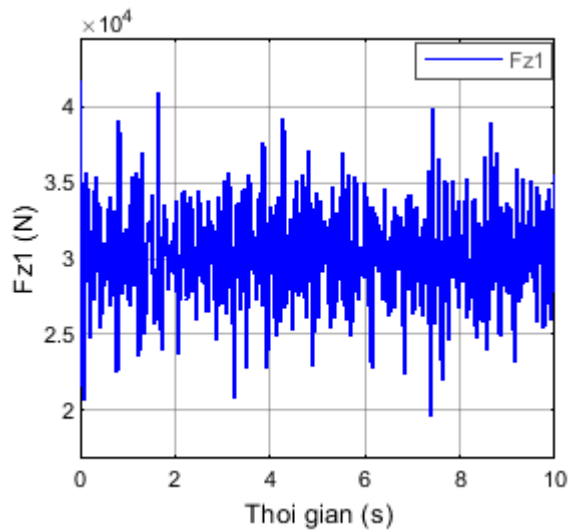
PHỤ LỤC 7
TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI XE CHUYỂN ĐỘNG TRÊN ĐƯỜNG XẤU (D-E)
VÀ RÁT XẤU (E-F) THEO TIÊU CHUẨN ISO 8608:1995



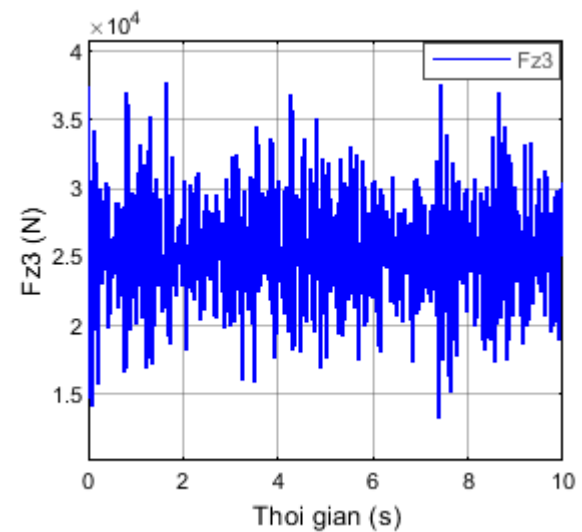
Tải trọng động F_{z1} ($v = 10$ km/h, D-E)



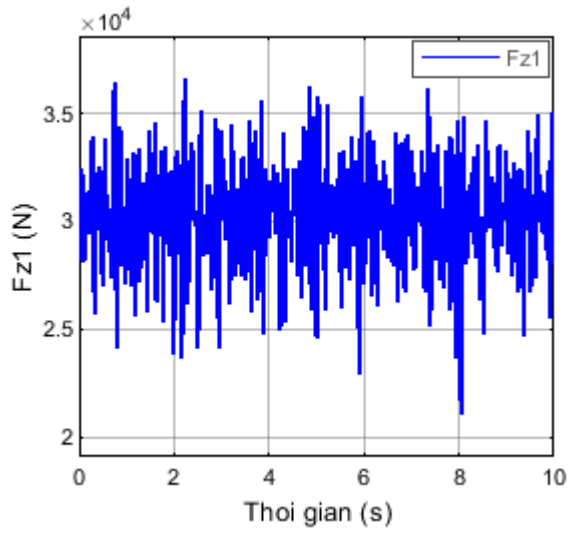
Tải trọng động F_{z3} ($v = 10$ km/h, D-E)



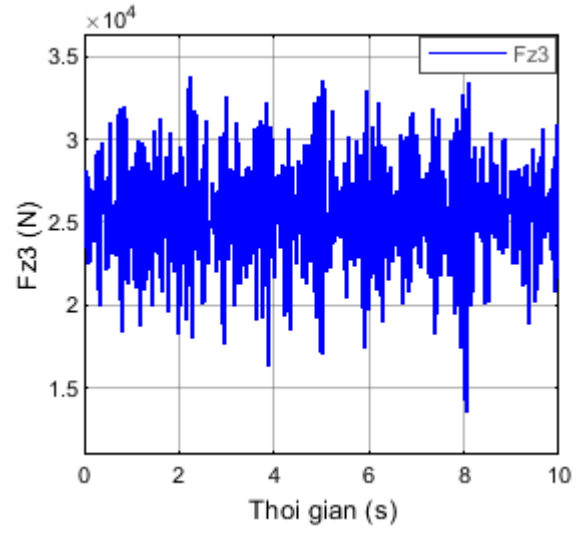
Tải trọng động F_{z1} ($v = 15$ km/h, D-E)



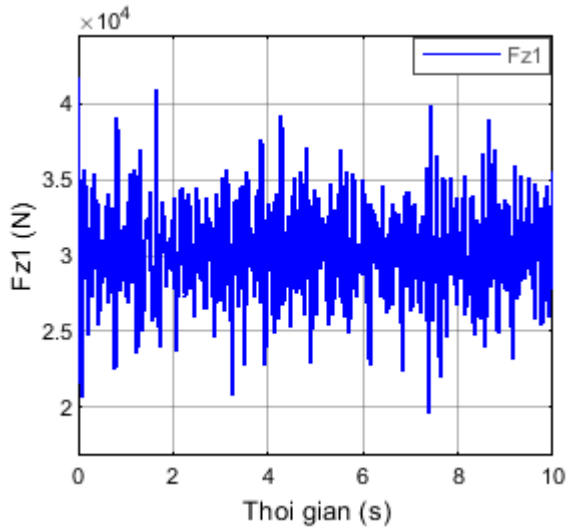
Tải trọng động F_{z3} ($v = 15$ km/h, D-E)



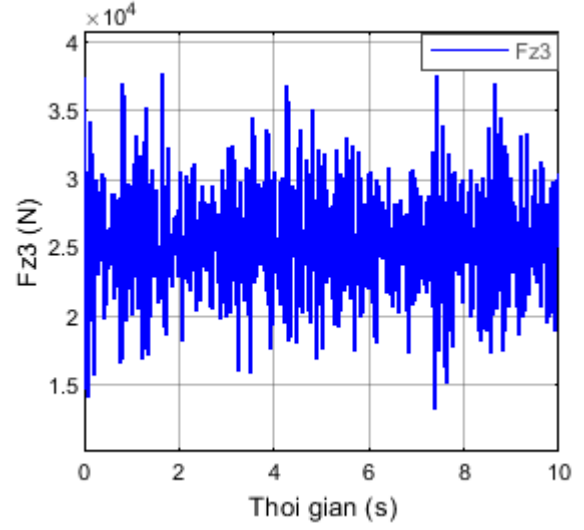
Tải trọng động F_{Z1} ($v = 10$ km/h, E-F)



Tải trọng động F_{Z3} ($v = 10$ km/h, E-F)



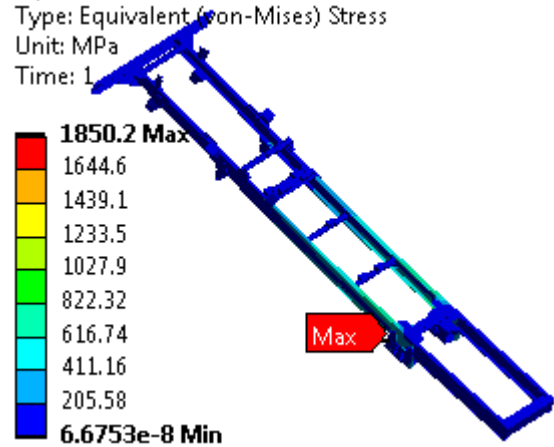
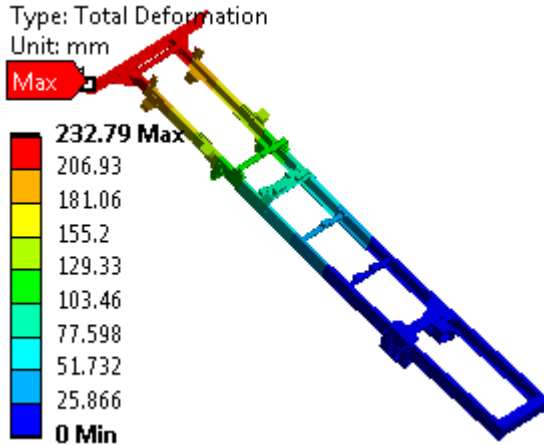
Tải trọng động F_{Z1} ($v = 15$ km/h, E-F)



Tải trọng động F_{Z3} ($v = 15$ km/h, E-F)

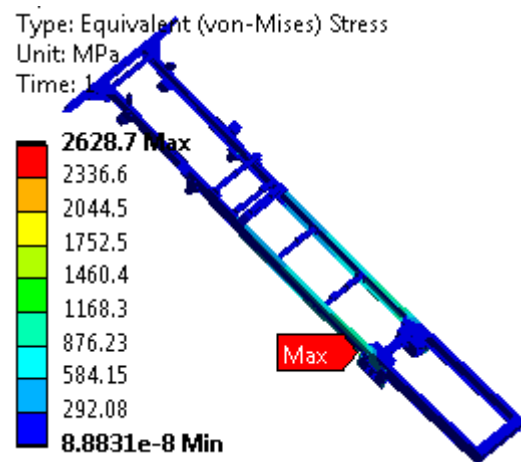
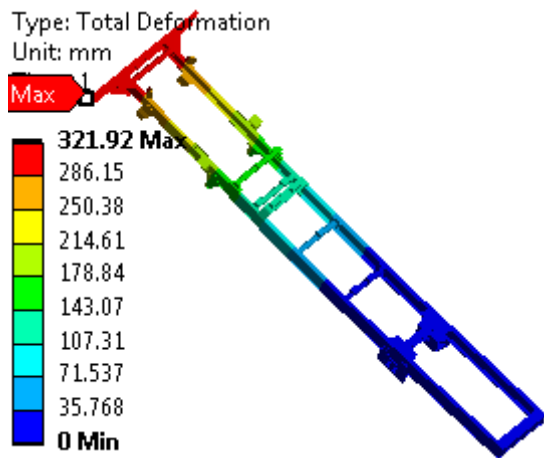
PHỤ LỤC 8

ỨNG SUẤT, CHUYỂN VỊ TRÊN KHUNG SẮT XI KHI HAI BÁNH TRƯỚC GẶP PHẢI MẬP MÔ



Chuyển vị xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi 2 bánh trước bị mấp mô chiều cao 0,2m; vận tốc 20 km/h

Ứng suất xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi 2 bánh trước bị mấp mô chiều cao 0,2m; vận tốc 20 km/h

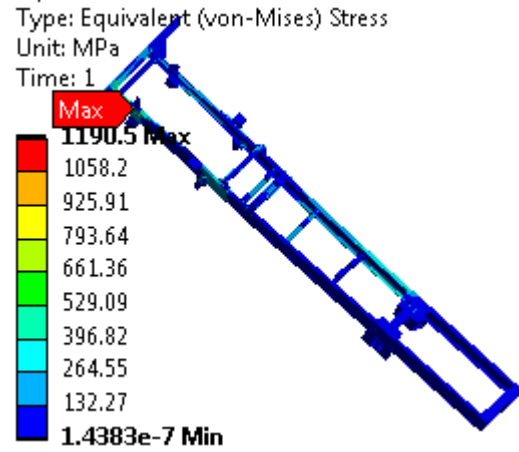
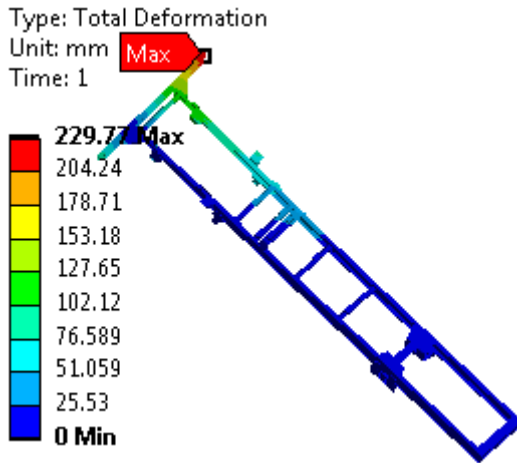


Chuyển vị xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi 2 bánh trước bị mấp mô chiều cao 0,3m; vận tốc 20 km/h

Ứng suất xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi 2 bánh trước bị mấp mô chiều cao 0,3m; vận tốc 20 km/h

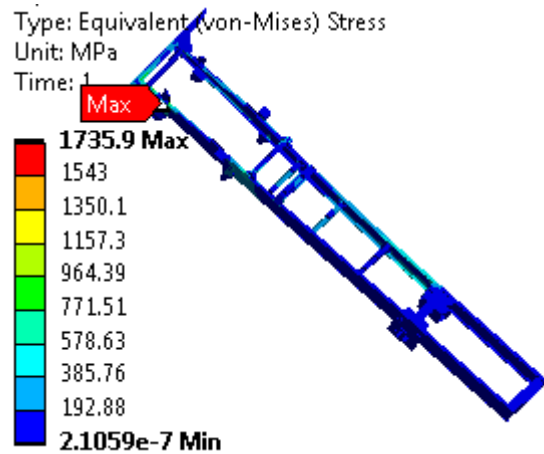
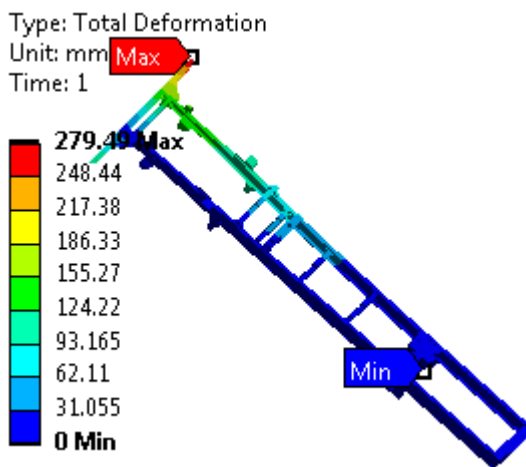
PHỤ LỤC 9

ỨNG SUẤT, CHUYỂN VỊ TRÊN KHUNG SÁT XI KHI BÁNH TRƯỚC PHẢI GẶP PHẢI MẤP MÔ



Chuyển vị xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi bánh trước phải bị mấp mô chiều cao 0,2m; vận tốc 20 km/h

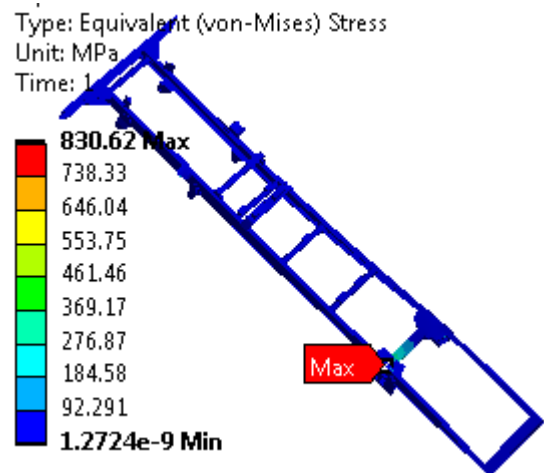
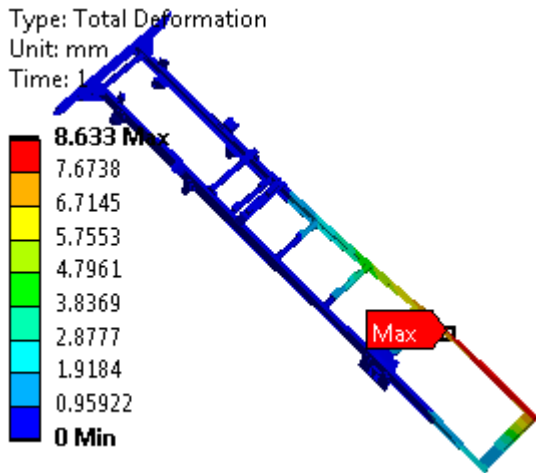
Ứng suất xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi bánh trước phải bị mấp mô chiều cao 0,2m; vận tốc 20 km/h



Chuyển vị xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi bánh trước phải bị mấp mô chiều cao 0,3m; vận tốc 20 km/h

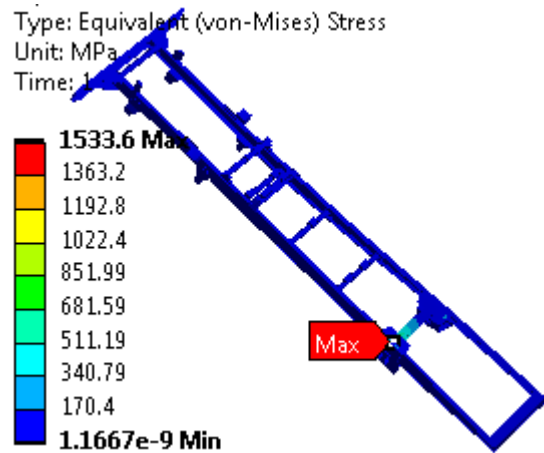
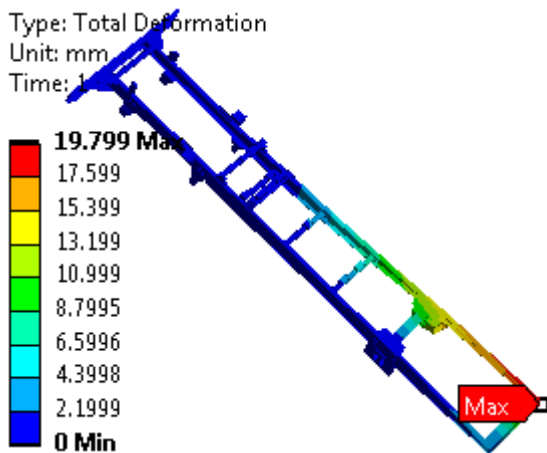
Ứng suất xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi bánh trước phải bị mấp mô chiều cao 0,3m; vận tốc 20 km/h

PHỤ LỤC 10
ỨNG SUẤT, CHUYỂN VỊ TRÊN KHUNG SÁT XI KHI BÁNH SAU PHẢI
GẶP PHẢI MẬP MÔ



Chuyển vị xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi bánh sau phải bị mấp mô chiều cao 0,2m; vận tốc 20 km/h

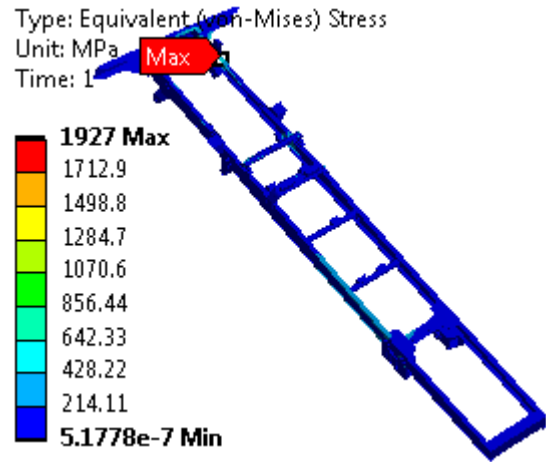
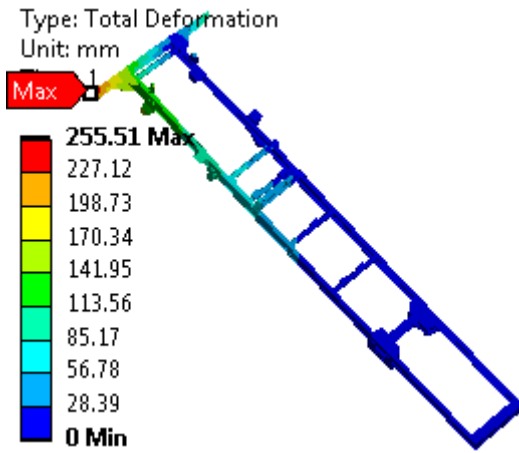
Ứng suất xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi bánh sau phải bị mấp mô chiều cao 0,2m; vận tốc 20 km/h



Chuyển vị xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi bánh sau phải bị mấp mô chiều cao 0,3m; vận tốc 20 km/h

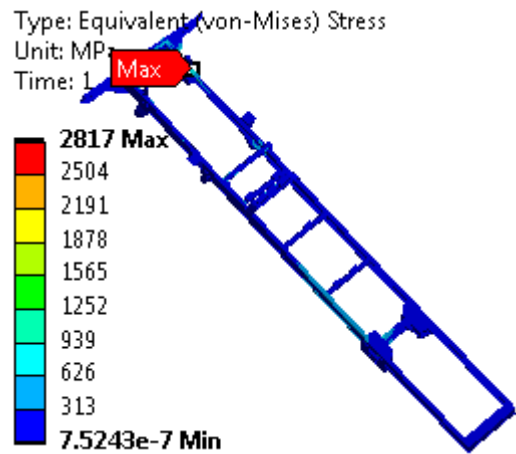
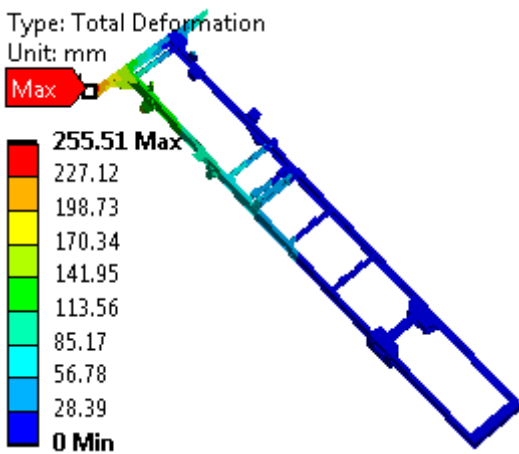
Ứng suất xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi bánh sau phải bị mấp mô chiều cao 0,3m; vận tốc 20 km/h

PHỤ LỤC 11
ỨNG SUẤT, CHUYỂN VỊ TRÊN KHUNG SẮT XI KHI HAI BÁNH CHÉO
NHAU GẶP PHẢI MẬP MÔ



Chuyển vị xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi hai bánh chéo nhau bị mấp mô chiều cao 0,2m; vận tốc 20 km/h

Ứng suất xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi hai bánh chéo nhau bị mấp mô chiều cao 0,2m; vận tốc 20 km/h



Chuyển vị xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi hai bánh chéo nhau bị mấp mô chiều cao 0,3m; vận tốc 20 km/h

Ứng suất xuất hiện trên khung sắt xi nguyên bản khi hai bánh chéo nhau bị mấp mô chiều cao 0,3m; vận tốc 20 km/h