

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

TRẦN VĂN TÙNG

**NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC DỌC LIÊN HỢP MÁY KÉO
BỐN BÁNH VÀ RƠ MOOC MỘT TRỤC KHI VẬN CHUYỂN
GỖ TRÊN ĐƯỜNG LÂM NGHIỆP**

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

Hà Nội – 2017

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

TRẦN VĂN TÙNG

**NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC DỌC LIÊN HỢP MÁY KÉO
BỐN BÁNH VÀ RƠ MOOC MỘT TRỤC KHI VẬN CHUYỂN
GỖ TRÊN ĐƯỜNG LÂM NGHIỆP**

Chuyên ngành: Kỹ thuật cơ khí

Mã số: 62520103

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC:

- 1. PGS.TS. NGUYỄN NHẬT CHIÊU**
- 2. TS. NGUYỄN VĂN BỈ**

Hà Nội - 2017

LỜI CAM ĐOAN

Tôi cam đoan đây là công trình nghiên cứu khoa học của riêng tôi đã được sự hướng dẫn khoa học của PGS.TS.Nguyễn Nhật Chiêu và TS.Nguyễn Văn Bỉ. Các số liệu, kết quả nghiên cứu trong luận án này là trung thực và chưa từng được công bố ở bất kỳ công trình nghiên cứu khoa học nào khác.

Hà Nội, ngày ... tháng ... năm

Tác giả luận án

Trần Văn Tùng

LỜI CẢM ƠN

Lời đầu tiên, tôi xin trân trọng cảm ơn Lãnh đạo trường Đại học Lâm nghiệp đã tạo điều kiện cho phép tôi tham gia học tập và nghiên cứu chương trình đào tạo trình độ tiến sỹ.

Trân trọng và bày tỏ lòng cảm ơn sâu sắc tới PGS.TS. Nguyễn Nhật Chiêu, TS. Nguyễn Văn Bỉ đã định hướng nghiên cứu, tận tình chỉ bảo với sự tận tâm, trách nhiệm cao nhất và giúp đỡ tôi trong suốt quá trình nghiên cứu hoàn thiện luận án này.

Trân trọng cảm ơn Lãnh đạo khoa Cơ điện - công trình, Lãnh đạo Phòng Chính trị - công tác sinh viên, Bộ môn Kỹ thuật cơ khí, Trung tâm Thí nghiệm thực hành khoa Cơ điện – công trình, các thầy, cô giáo, các đồng nghiệp, gia đình và người thân đã tạo điều kiện giúp đỡ, ủng hộ tôi về vật chất và tinh thần trong suốt thời gian học tập và nghiên cứu.

Trân trọng cảm ơn các nhà khoa học thuộc câu lạc bộ Cơ khí động lực, các nhà khoa học thuộc lĩnh vực cơ khí động lực của trường Đại học Lâm nghiệp, Học viện Kỹ thuật quân sự, Đại học Bách khoa Hà Nội, Học viện Nông nghiệp Việt Nam, Đại học Giao thông vận tải, ... đã giúp đỡ tôi hoàn thành luận án.

Hà Nội, ngày 6 tháng 8 năm 2017

Tác giả luận án

Trần Văn Tùng

MỤC LỤC

	Trang
Trang phụ bìa	
LỜI CAM ĐOAN	i
LỜI CẢM ƠN	ii
MỤC LỤC	iii
MỘT SỐ KÝ HIỆU SỬ DỤNG TRONG LUẬN ÁN.....	vii
DANH MỤC CÁC BẢNG.....	ix
DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ VÀ ĐỒ THỊ	x
MỞ ĐẦU	1
Chương 1 TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU	4
1.1. Khái quát về tình hình vận chuyển gỗ rừng trồng	4
1.1.1. Loại phương tiện và hàng hóa trong khai thác gỗ.....	4
1.1.2. Đường vận chuyển trong lâm nghiệp và dạng mặt mô mặt đường.....	6
1.2. Tình hình sử dụng máy kéo trong sản xuất nông - lâm nghiệp	9
1.3. Tình hình nghiên cứu động lực học của đoàn xe, liên hợp máy	12
1.3.1. Tình hình nghiên cứu động lực học của đoàn xe, liên hợp máy trên thế giới.....	12
1.3.2. Tình hình nghiên cứu động lực học của đoàn xe, liên hợp máy trong nước ...	19
1.4. Mục tiêu, đối tượng, nội dung và phương pháp nghiên cứu.....	21
1.4.1. Mục tiêu nghiên cứu.....	21
1.4.2. Đối tượng nghiên cứu.....	22
1.4.3. Nội dung nghiên cứu	28
1.4.4. Phương pháp nghiên cứu.....	28
Chương 2 MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC DỌC CỦA LIÊN HỢP MÁY KÉO BÓN BÁNH VÀ RƠ MOOC MỘT TRỤC	31
2.1. Động lực học của liên hợp máy khi có khớp nối mềm và xét đến biến dạng tiếp tuyến của bánh xe chủ động	32

2.1.1. Xây dựng mô hình động lực học dọc của liên hợp máy khi có khớp nối mềm và biến dạng tiếp tuyến của bánh xe chủ động	33
2.1.2. Lập phương trình vi phân động lực học dọc của liên hợp máy	38
2.1.3. Xác định các lực tác dụng từ mặt đường lên bánh xe P_{iz} và P_{ix}	45
2.1.4. Xác định lực tại điểm nối moóc	47
2.2. Động lực học của bánh xe chủ động theo phương tiếp tuyến.....	47
2.3. Động lực học của khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ moóc	57
2.4. Kết luận chương 2	60
Chương 3 KHẢO SÁT ĐỘNG LỰC HỌC DỌC CỦA LIÊN HỢP MÁY	62
3.1. Phương pháp giải hệ phương trình động lực học dọc liên hợp máy và xác định các thông số đầu vào phục vụ việc giải bài toán lý thuyết	62
3.1.1. Xác định các thông số kết cấu.....	63
3.1.2. Tính toán sơ bộ độ cứng và hệ số cản của khớp nối mềm.	64
3.1.3. Xác định hàm tọa độ trọng tâm của rơ moóc sau khi chất tải.....	66
3.1.4. Hàm kích động mặt đường.....	68
3.1.5. Lực kéo chủ động.....	69
3.1.6. Phần mềm để khảo sát động lực học dọc của liên hợp máy	71
3.2. Khảo sát động lực học dọc liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ moóc một trục khi tăng tốc.....	74
3.2.1. Khảo sát ảnh hưởng của độ cứng lò xo trong khớp nối mềm tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong trường hợp tăng tốc	74
3.2.2. Khảo sát ảnh hưởng của hệ số cản của khớp nối mềm tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo.	78
3.2.3. Khảo sát phản lực pháp tuyến lên cầu trước có xét đến ảnh hưởng của khớp nối cứng, mềm và biến dạng lớp bánh xe chủ động theo phương tiếp tuyến.....	79

3.2.4. Xác định giới hạn làm việc an toàn theo điều kiện lái (giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo tối thiểu) khi sử dụng khớp nối cứng/mềm.	81
3.2.5. Khảo sát ảnh hưởng của chiều dài khúc gỗ tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi sử dụng khớp nối cứng và khớp nối mềm trong trường hợp tăng tốc lên dốc	85
3.3. Khảo sát ảnh hưởng của khớp nối mềm tới quá trình phanh	90
3.3.1. Cơ sở lý luận đánh giá quá trình phanh	91
3.3.2. Khảo sát quá trình phanh.....	92
3.4. Kết luận chương 3	99
Chương 4 NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM.....	101
4.1. Mục tiêu, nhiệm vụ và đối tượng của nghiên cứu thực nghiệm	101
4.1.1. Mục tiêu nghiên cứu thực nghiệm	101
4.1.2. Nhiệm vụ nghiên cứu thực nghiệm.....	101
4.1.3. Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm	101
4.2. Thông số đo, phương pháp đo và thiết bị đo	104
4.2.1. Hệ số cản lăn và hệ số bám	104
4.2.2. Đo độ cứng và hệ số cản của lớp máy kéo theo phương tiếp tuyến ...	106
4.2.3. Xác định mô men xoắn trên bán trục chủ động của máy kéo	111
4.2.4. Xác định phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo.....	115
4.2.5. Xác định gia tốc máy kéo và rơ mooc theo phương Ox	117
4.3. Thiết bị thu thập, khuếch đại thông tin đo lường.....	119
4.4. Các phần mềm dùng trong thí nghiệm.....	120
4.5. Tổ chức nghiên cứu thực nghiệm và kết quả nghiên cứu	120
4.5.1. Đo hệ số cản lăn và hệ số bám	120
4.5.2. Độ cứng và hệ số cản của lớp máy kéo theo phương tiếp tuyến	121
4.5.3. Xác định đồng thời mô men xoắn trên bán trục chủ động, phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo, gia tốc của máy kéo và rơ mooc	123

4.5.4. So sánh kết quả nghiên cứu lý thuyết với nghiên cứu thực nghiệm ...	127
4.5.5. Xác định hệ số trượt	128
4.6. Kết luận chương 4	131
KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ.....	132
DÁNH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ	134
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	135
PHỤ LỤC	

MỘT SỐ KÝ HIỆU SỬ DỤNG TRONG LUẬN ÁN

TT	Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
(1)	(2)	(3)	(4)
1	m_1	kg	Khối lượng máy kéo
2	m_{2m}	kg	Khối lượng rơ mooc chưa có tải
3	g	m/s^2	Gia tốc trọng trường
4	J_{1y}	kgm^2	Mô men quán tính của máy kéo đối với trục OY
5	J_{2y}	kgm^2	Mô men quán tính của rơ mooc đối với trục OY
6	l_1	m	Khoảng cách từ cầu trước tới trọng tâm máy kéo
7	l_2	m	Khoảng cách từ cầu sau tới trọng tâm máy kéo
8	l_3	m	Khoảng cách từ cầu sau tới điểm nối rơ mooc
9	l_{4m}	m	Khoảng cách từ điểm nối rơ mooc tới trọng tâm rơ mooc
10	l_{5m}	m	Khoảng cách từ cầu rơ mooc tới trọng tâm rơ mooc
11	l_c	m	Khoảng cách từ cầu rơ mooc tới điểm cuối rơ mooc
12	L_0	m	Chiều dài thùng rơ mooc
13	r_1	m	Bán kính bánh trước máy kéo
14	r_2	m	Bán kính bánh sau máy kéo
15	r_3	m	Bán kính bánh rơ mooc
16	h_k	m	Tọa độ trọng tâm máy kéo theo chiều Z
17	h_m	m	Tọa độ trọng tâm rơ mooc theo chiều Z
18	h_n	m	Tọa độ điểm nối rơ mooc theo chiều Z
19	B_1	m	Bề rộng đáy rơ mooc chỗ nhỏ nhất
20	B_2	m	Bề rộng đáy rơ mooc chỗ lớn nhất
21	f		Hệ số cản lăn bánh máy kéo
22	c_{2x}	N/m	Độ cứng của lớp sau máy kéo theo phương OX
23	c_{4x}	N/m	Độ cứng của khớp nối mềm theo phương OX
24	c_{1z}	N/m	Độ cứng của lớp trước máy kéo theo phương OZ
25	c_{2z}	N/m	Độ cứng của lớp sau máy kéo theo phương OZ
26	c_{3z}	N/m	Độ cứng của lớp rơ mooc theo phương OZ

27	k_{2x}	Ns/m	Hệ số cản của lớp sau máy kéo theo phương OX
28	k_{4x}	Ns/m	Hệ số cản của khớp nối mềm theo phương OX
29	k_{1z}	Ns/m	Hệ số cản của lớp trước máy kéo theo phương OZ
30	k_{2z}	Ns/m	Hệ số cản của lớp sau máy kéo theo phương OZ
31	k_{3z}	Ns/m	Hệ số cản của lớp rơ mooc theo phương OZ
32	L_g	m	Chiều dài khúc gỗ
33	h_g	m	Chiều cao xếp gỗ
34	ψ		Hệ số bám dọc của bánh sau máy kéo
35	β	%	Độ dốc dọc của đường
36	ρ	kg/m ³	khối lượng riêng của gỗ
37	x_1	m	Dịch chuyển tọa độ trọng tâm máy kéo theo phương Ox
38	x_2	m	Dịch chuyển tọa độ trọng tâm rơ mooc theo phương Ox
39	z_1	m	Dịch chuyển tọa độ trọng tâm máy kéo theo phương Oz
40	z_2	m	Dịch chuyển tọa độ trọng tâm rơ mooc theo phương Oz
41	α_1	rad	Dịch chuyển góc thân máy kéo trong mặt phẳng xOz
42	α_2	rad	Dịch chuyển góc rơ mooc trong mặt phẳng xOz
43	u_{4x}	m	Biến dạng của lò xo nối giữa rơ mooc và máy kéo
44	u_{2x}	m	Biến dạng của bánh xe chủ động theo phương Ox
45	q_1	m	Mấp mô mặt đường tại vị trí tiếp xúc bánh trước máy kéo
46	q_2	m	Mấp mô mặt đường tại vị trí tiếp xúc bánh sau máy kéo
47	q_3	m	Mấp mô mặt đường tại vị trí tiếp xúc bánh rơ mooc
48	P_{iz}	N	Phản lực pháp tuyến từ mặt đất lên bánh xe thứ i theo phương Oz
49	P_{ix}	N	Phản lực tiếp tuyến mặt đất lên bánh xe thứ i theo phương Ox
50	P_j	N	Lực cản tăng tốc
51	P_i	N	Lực cản độ dốc
52	P_{Cx}	N	Lực tại khớp nối theo phương Ox
53	P_{Cz}	N	Lực tại khớp nối theo phương Oz
54	ω	rad/s	Vận tốc góc của bánh xe chủ động

DANH MỤC CÁC BẢNG

TT	Tên bảng	Trang
Bảng 1.1	Tiêu chuẩn kỹ thuật đường ô tô lâm nghiệp	6
Bảng 3.1	Tổng hợp giá trị phản lực pháp tuyến nhỏ nhất trong các trường hợp độ cứng lò xo trong khớp nối mềm khác nhau.	77
Bảng 3.2	Tổng hợp giá trị phản lực pháp tuyến nhỏ nhất lên cầu trước máy kéo theo độ dốc dọc mặt đường trong hai trường hợp khớp nối cứng và nối mềm.	84
Bảng 3.3	Tổng hợp giá trị phản lực pháp tuyến nhỏ nhất lên cầu trước máy kéo theo độ dốc dọc mặt đường đối với hai loại gỗ dài 3 m và 4 m trong hai trường hợp khớp nối cứng và khớp nối mềm.	89
Bảng 3.4	So sánh thời gian phanh khi sử dụng khớp nối cứng và khớp nối mềm khi phanh xuống dốc	98
Bảng 3.5	So sánh quãng đường phanh khi sử dụng khớp nối cứng và khớp nối mềm khi phanh xuống dốc	99
Bảng 4.1	Kết quả đo lực kéo và hệ số cản lăn	121
Bảng 4.2	Kết quả đo lực kéo và tính toán hệ số bám	121
Bảng 4.3	Kết quả so sánh sai số giữa nghiên cứu thực nghiệm và nghiên cứu lý thuyết	128
Bảng 4.4	Kết quả thí nghiệm xác định hệ số trượt trường hợp sử dụng khớp nối cứng	130
Bảng 4.5	Kết quả thí nghiệm xác định hệ số trượt trường hợp sử dụng khớp nối mềm	130

DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ VÀ ĐỒ THỊ

TT	Tên hình	Trang
Hình 1.1	Mô hình động lực học máy kéo theo tác giả Muller	15
Hình 1.2	Mô hình động lực học máy kéo theo tác giả Vogle	17
Hình 1.3	Mô hình các phần tử máy kéo theo tác giả Bùi Hải Triều	18
Hình 1.4	Sơ đồ phân tích lực tác dụng lên đầu kéo và rơ mooc	20
Hình 1.5	Mô hình dao động của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục theo phương thẳng đứng	21
Hình 1.6	Máy kéo MTZ-50 kéo rơ mooc chở gỗ với thiết bị tự bốc	22
Hình 1.7	Liên hợp máy kéo bốn bánh shibaura 3000A với rơ mooc một trục	23
Hình 1.8	Cấu tạo khớp nối giữa rơ mooc và máy kéo	24
Hình 1.9	Một số trạng thái làm việc mất ổn định của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục	25
Hình 1.10	Khớp nối yên ngựa loại 2 bậc tự do	26
Hình 1.11	Cấu tạo rơ mooc một trục	27
Hình 2.1	Mô hình động lực học liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục khi tăng tốc lên dốc	34
Hình 2.2	Mô hình động lực học liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục phanh khi xuống dốc	35
Hình 2.3	Mô hình bánh xe đàn hồi	48
Hình 2.4	Sơ đồ động lực học bánh xe khi tăng tốc	49
Hình 2.5	Sơ đồ động lực học bánh xe khi phanh	49
Hình 2.6	Mô hình xác định biên dạng tiếp tuyến của bánh xe chủ động	51

Hình 3.1	Cấu trúc chương trình mô phỏng	63
Hình 3.2	Sơ đồ xác định tọa độ trong tâm rơ mooc khi chất tải	67
Hình 3.3	Mấp mô mặt đường dạng hình sin	69
Hình 3.4	Sơ đồ chuyển bánh của máy kéo	71
Hình 3.5	Lập sơ đồ khối hệ phương trình vi phân bằng phần mềm matlab – simulink	73
Hình 3.6	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước với các giá trị độ cứng lò xo trong khớp nối khác nhau	76
Hình 3.7	Gia tốc máy kéo theo phương Ox và phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo tương ứng với độ cứng khớp nối $C4x = 220.000 \text{ N/m}$	76
Hình 3.8	Giá trị phản lực pháp tuyến theo độ cứng lò xo của khớp nối mềm (giá trị nhỏ nhất của các lần khảo sát)	77
Hình 3.9	Giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo theo thời gian tương ứng với 5 giá trị hệ số giảm chấn	79
Hình 3.10	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong ba trường hợp: Khớp nối cứng - nối cứng có kể tới xoắn lớp - nối mềm có kể đến xoắn lớp	80
Hình 3.11	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo tương ứng với độ dốc dọc mặt đường trong trường hợp khớp nối cứng	83
Hình 3.12	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo tương ứng với độ dốc dọc mặt đường trong trường hợp khớp nối mềm	83
Hình 3.13	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất theo độ dốc dọc mặt đường trong hai trường hợp nối cứng và nối mềm	85

Hình 3.14	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất theo độ dốc dọc mặt đường trong trường hợp nổi cứng	87
Hình 3.15	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất theo độ dốc dọc mặt đường trong trường hợp nổi mềm và gỗ dài 4m	88
Hình 3.16	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất theo độ dốc dọc mặt đường đối với hai loại gỗ dài 3m và 4m trong hai trường hợp nổi cứng và nổi mềm	90
Hình 3.17	Vận tốc và quãng đường phanh theo thời gian trong trường hợp sử dụng khớp nổi cứng/mềm với độ dốc $\beta = 0\%$	93
Hình 3.18	Vận tốc và quãng đường phanh theo thời gian trong trường hợp sử dụng khớp nổi cứng/mềm với độ dốc $\beta = -5\%$	94
Hình 3.19	Vận tốc và quãng đường phanh theo thời gian trong trường hợp sử dụng khớp nổi cứng/mềm với độ dốc $\beta = -10\%$	95
Hình 3.20	Vận tốc và quãng đường phanh theo thời gian trong trường hợp sử dụng khớp nổi cứng/mềm với độ dốc $\beta = -15\%$	96
Hình 3.21	Vận tốc và quãng đường phanh theo thời gian trong trường hợp sử dụng khớp nổi cứng/mềm với độ dốc $\beta = -20\%$	97
Hình 3.22	So sánh kết quả khảo sát thời gian phanh theo độ dốc dọc trong hai trường hợp nổi cứng và nổi mềm	98
Hình 3.23	So sánh kết quả khảo sát quãng đường phanh theo độ dốc dọc trong hai trường hợp nổi cứng và nổi mềm	98

Hình 4.1	Sơ đồ nguyên lý khớp nối giữa máy kéo và rơ mooc	102
Hình 4.2	Cấu tạo khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ mooc	102
Hình 4.3	Mô tả hoạt động xoay của khớp nối quanh trục Oz	103
Hình 4.4	Mô tả hoạt động xoay của khớp nối quanh trục Oy	103
Hình 4.5	Mô tả hoạt động xoay của khớp nối quanh trục Ox	104
Hình 4.6	Mô tả hoạt động dịch chuyển của khớp nối theo trục Ox	104
Hình 4.7	Sơ đồ bố trí thí nghiệm xác định hệ số bám và hệ số cản lăn	105
Hình 4.8	Cảm biến đo lực Z4	106
Hình 4.9	Sơ đồ xác định hệ số độ cứng và hệ số cản lớp máy kéo	108
Hình 4.10	Khung thí nghiệm xác định độ cứng và hệ số cản	110
Hình 4.11	Cảm biến đo dịch chuyển	111
Hình 4.12	Cảm biến Kisler	111
Hình 4.13	Sơ đồ bố trí thí nghiệm xác định mô men xoắn trên bán trục chủ động máy kéo shibaura 3000A	112
Hình 4.14	Thiết kế chép hình chi tiết bán trục chủ động máy kéo shibaura 3000A	113
Hình 4.15	Sơ đồ dán tenzô và mạch đo khi đo mô men xoắn của trục	114
Hình 4.16	Bán trục chủ động được dán tenzo và đầu nối với rắc cắm	114
Hình 4.17	Sơ đồ bố trí hiệu chuẩn khâu đo mô men xoắn trên bán trục chủ động	114
Hình 4.18	Kết quả thí nghiệm hiệu chuẩn khâu đi mô men xoắn	115
Hình 4.19	Sơ đồ bố trí thí nghiệm xác định phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi làm việc	116
Hình 4.20	Phương pháp dán tenzô và sơ đồ mạch đo	116
Hình 4.21	Sơ đồ bố trí hiệu chuẩn khâu đo phản lực pháp tuyến	117
Hình 4.22	Thí nghiệm hiệu chuẩn khâu đo phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo	117

Hình 4.23	Sơ đồ bố trí thí nghiệm xác định gia tốc máy kéo theo phương chuyển động	118
Hình 4.24	Cảm biến Kisler	119
Hình 4.25	Cảm biến đo gia tốc B12/1000	119
Hình 4.26	Thiết bị thu thập, khuếch đại và hiển thị thông tin đo lường DMC Plus kết nối máy tính	119
Hình 4.27	Đồ thị dao động tắt dần của bàn trượt khi thí nghiệm xác định độ cứng và hệ số cản của lớp máy kéo theo phương tiếp tuyến	122
Hình 4.28	Mô men xoắn trên bán trục chủ động khi nối cứng	125
Hình 4.29	Mô men xoắn trên bán trục chủ động khi nối mềm	126
Hình 4.30	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi nối cứng	126
Hình 4.31	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi nối mềm	126
Hình 4.32	Gia tốc của máy kéo và rơ mooc theo phương Ox khi nối cứng	127
Hình 4.33	Gia tốc của máy kéo và rơ mooc theo phương Ox khi nối mềm	127

MỞ ĐẦU

Hiện nay, việc cơ giới hóa các khâu công việc trong sản xuất nông - lâm nghiệp đang được Đảng và Nhà nước ta đặc biệt quan tâm. Tuy nhiên, do điều kiện quy mô sản xuất hạn chế và địa hình chia cắt, các loại máy cỡ lớn, máy chuyên dùng không còn phù hợp với hoàn cảnh Việt Nam. Thay vào đó, các loại máy kéo cỡ nhỏ và vừa, các loại máy kéo nông nghiệp được thiết kế cải tiến theo hướng sử dụng, đa năng đã và đang được ưa chuộng, phổ biến.

Việc nghiên cứu thiết kế, cải tiến và chế tạo các thiết bị chuyên dùng lắp trên các máy kéo nông nghiệp để sử dụng vào nhiều mục đích khác nhau đã và đang được các nhà nghiên cứu quan tâm. Tuy nhiên, do điều kiện nghiên cứu còn hạn chế, nhiều công trình mới chỉ dừng lại ở thiết kế, chế tạo ra các mẫu máy, chưa có điều kiện nghiên cứu chuyên sâu để đánh giá khả năng làm việc, độ tin cậy và tính năng an toàn của liên hợp máy.

Đề tài nghiên cứu khoa học cấp Nhà nước mã số KC 07/26 đã nghiên cứu, thiết kế và chế tạo ra rơ moóc một trục lắp sau máy kéo bốn bánh Shibaura 3000A. Liên hợp máy được thiết kế, chế tạo và thử nghiệm phục vụ cho mục đích vận chuyển gỗ nhỏ rừng trồng. Qua thực tiễn làm việc của liên hợp máy cho thấy, một số trường hợp liên hợp máy mất ổn định trong quá trình tăng tốc và phanh. Để góp phần nâng cao hiệu quả sử dụng và đảm bảo điều kiện an toàn trong quá trình làm việc rất cần thiết phải tiến hành nghiên cứu đầy đủ về động lực học của liên hợp máy đặc biệt là động lực học dọc của liên hợp máy trong quá trình làm việc trên điều kiện đường lâm nghiệp.

Động lực học ô tô, máy kéo và liên hợp máy đã được đề cập trong nhiều công trình nghiên cứu, tuy nhiên vấn đề động lực học dọc liên hợp máy khi nghiên cứu ảnh hưởng của khớp nối mềm và biến dạng của lớp chủ động theo phương tiếp tuyến hầu như chưa được đề cập tới.

Xuất phát từ ý nghĩa thực tiễn nêu trên, tác giả tiến hành thực hiện luận án: “*Nghiên cứu động lực học dọc liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục khi vận chuyển gỗ trên đường lâm nghiệp*”.

Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của luận án

Xây dựng cơ sở lý luận cho việc nghiên cứu động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục.

Tính toán hoàn thiện thiết kế, góp phần xác định chế độ làm việc hợp lý của liên hợp máy trong thực tiễn sản xuất.

Những đóng góp mới của luận án

Luận án đã xây dựng được mô hình động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục, thiết lập các hệ phương trình vi phân mô tả chuyển động thẳng của liên hợp máy có kể đến ảnh hưởng của khớp nối mềm và biến dạng lốp chủ động theo phương tiếp tuyến trên đường lâm nghiệp ở các trường hợp khác nhau: Tăng tốc và phanh;

Luận án đã khảo sát ảnh hưởng của các thông số kết cấu khớp nối (cứng và mềm) và biến dạng bánh xe chủ động theo phương tiếp tuyến đến động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục (máy kéo shibaura và rơ mooc của đề tài KC07/26). Kết quả khảo sát cho thấy: Để đảm bảo an toàn cho liên hợp máy khi tăng tốc lên dốc theo điều kiện lái nếu sử dụng khớp nối cứng thì độ dốc dọc lớn nhất của đường là $\beta_{\max} = 12,5\%$, sử dụng khớp nối mềm thì $\beta_{\max} = 19,5\%$; còn khi phanh xuống dốc nếu sử dụng khớp nối mềm thời gian phanh sẽ giảm 11,164% và quãng đường phanh giảm 15,239% so với sử dụng khớp nối cứng;

Luận án đã xây dựng được phương pháp và chọn được các thiết bị đo hiện đại, phù hợp với điều kiện khảo sát thực nghiệm động lực học dọc của

liên hợp máy trên đường lâm nghiệp và thực nghiệm xác định các thông số đầu vào cho các hệ phương trình khảo sát bài toán lý thuyết. Luận án đã thiết kế, chế tạo được khớp nối mềm với độ cứng $C_{4x} = 220.000 \text{ N/m}$ và hệ số cản $K_{4x} = 30.000 \text{ Ns/m}$ dùng cho bài toán lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm động lực học dọc liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục do Việt Nam chế tạo. Kết quả khảo sát thực nghiệm xác định được gia tốc của máy kéo và rơ mooc theo phương Ox , phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo,... khi sử dụng khớp nối cứng và mềm so với tính toán lý thuyết sai lệch $(6 - 8)\%$ cho thấy mô hình luận án sử dụng có thể sử dụng để nghiên cứu các bài toán về động lực học dọc của liên hợp máy chở gỗ trên đường lâm nghiệp.

Bố cục luận án

Mở đầu

Chương 1. Tổng quan về vấn đề nghiên cứu.

Chương 2. Mô hình động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục.

Chương 3. Khảo sát động lực học dọc của liên hợp máy.

Chương 4. Nghiên cứu thực nghiệm.

Kết luận và kiến nghị.

Tài liệu tham khảo.

Phụ lục.

Chương 1

TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1. Khái quát về tình hình vận chuyển gỗ rừng trồng

1.1.1. Loại phương tiện và hàng hóa trong khai thác gỗ

Một trong những nhiệm vụ về kinh tế mà “Chiến lược phát triển lâm nghiệp Việt Nam giai đoạn 2006 ÷ 2020” đặt ra là: Sản lượng gỗ trong nước 20 - 24 triệu m³/năm, đáp ứng về cơ bản nhu cầu nguyên liệu cho các ngành công nghiệp chế biến lâm sản, bột giấy và xuất khẩu, đáp ứng nhu cầu củi chủ yếu dùng cho khu vực nông thôn và duy trì ở mức 25 - 26 triệu m³/năm. Đồng thời xuất khẩu lâm sản đạt trên 7,8 tỷ USD (bao gồm 7 tỷ USD sản phẩm gỗ và 0,8 tỷ USD sản phẩm lâm sản ngoài gỗ). Để thực hiện nhiệm vụ trên việc cơ giới hoá lâm nghiệp là hết sức cần thiết và cấp bách [21].

Trong quy trình công nghệ khai thác lâm sản, đặc biệt là khai thác gỗ, vận xuất và vận chuyển là khâu công việc nặng nhọc, chi phí nhân công cao và ảnh hưởng trực tiếp tới giá thành sản phẩm. Do đó, việc nghiên cứu ứng dụng cơ giới hóa vào các khâu công việc này là rất cấp thiết nhằm nâng cao năng suất lao động và hạ giá thành sản phẩm.

Về đối tượng hàng hóa :

Hiện nay, do chủ trương đóng cửa rừng tự nhiên của Chính phủ, nên đối tượng hàng hóa trong khai thác gỗ chủ yếu là gỗ nhỏ rừng trồng làm sản phẩm cho các lĩnh vực: Vật liệu xây dựng, cốp pha, cột/cọc, trụ mỏ, đồ mộc gia dụng, nguyên liệu giấy, ván nhân tạo, ... Kích thước của gỗ tùy thuộc vào mục đích sử dụng, chiều dài và đường kính phải phù hợp với các điều kiện về phẩm chất đã quy định cho từng loại. Qua khảo sát một số công ty lâm nghiệp (Công ty Lâm nghiệp Hàm Yên, công ty Lâm nghiệp Sông Thao, công ty Lâm nghiệp Đoan Hùng, công ty Lâm nghiệp Lập Thạch, công ty Lâm

nghiệp Cầu Ham, công ty Lâm nghiệp Xuân Đài), chiều dài cắt khúc gỗ rừng trồng phục vụ làm nguyên liệu giấy, gỗ trụ mỏ... thường là 2,5m, 3m, 4m.

Về phương tiện vận chuyển:

Hiện nay, tại các trang trại, các đội sản xuất thuộc các lâm trường quốc doanh, các doanh nghiệp, các công ty lâm nghiệp thường sử dụng ô tô, máy kéo bánh hơi trong vận chuyển gỗ. Trong đó, máy kéo bánh hơi được coi là một loại phương tiện vận chuyển hữu ích đối với cự ly vận chuyển ngắn với điều kiện đường xấu, đối với ô tô sử dụng sẽ hiệu quả hơn với điều kiện đường tốt và vận chuyển ở cự ly dài. Ngoài ra, máy kéo bánh hơi được ưa chuộng vì ngoài mục đích sử dụng để vận chuyển gỗ, còn được lắp các cụm máy khác để sử dụng vào các khâu sản xuất khác như: Trồng, chăm sóc, bảo vệ và khai thác nông – lâm nghiệp.

Điều kiện địa hình rừng của nước ta chia cắt, độ dốc lớn do đó trong quá trình khai thác, gỗ nằm rải rác trên các khu vực khai thác rộng lớn được vận chuyển về các bãi II hoặc nơi tiêu thụ. Hình thức vận chuyển gỗ bằng đường ô tô cho đến nay vẫn là phương thức ưu thế. Những năm gần đây, vận chuyển gỗ bằng ô tô, máy kéo chiếm vai trò quan trọng trong nền kinh tế nói chung và ngành nông, lâm nghiệp nói riêng. Trong tương lai, vận chuyển gỗ bằng ô tô, máy kéo vẫn phát triển mạnh mẽ, nhất là trong những năm tới “công nghiệp hóa nông thôn” là trọng điểm quốc gia [14], [6], [10].

Các loại máy kéo bánh hơi đang được sử dụng phổ biến hiện nay là các loại máy kéo nông nghiệp được cải tiến, thiết kế, chế tạo thêm các bộ phận để canh tác nông - lâm nghiệp, đặc biệt là chế tạo các loại rơ moóc lắp sau máy kéo để chở gỗ trong sản xuất lâm nghiệp [5], [8], [21], [13]. Do máy kéo bánh hơi có nhiều loại, mỗi loại có những đặc điểm riêng biệt cả về kết cấu và truyền lực, hệ thống điều khiển, tính chất tải trọng và điều kiện hoạt động. Vì

vậy đòi hỏi phải có mô hình nghiên cứu riêng thích hợp. Để có thể sử dụng liên hợp máy kéo an toàn, đạt hiệu quả, việc tiến hành nghiên cứu động lực học của chúng thông qua sự biến đổi tải trọng, vận tốc, các điều kiện khác trên đường vận chuyển là rất cần thiết, góp phần sử dụng tốt phương tiện và an toàn lao động.

1.1.2. Đường vận chuyển trong lâm nghiệp và dạng mặt đường

Điều kiện địa hình ở nước ta nói chung và vùng núi phía bắc nói riêng là tương đối dốc, điều kiện kinh tế những vùng sản xuất lâm nghiệp này chưa thực sự phát triển, do đó, ô tô máy kéo phải vận chuyển lâm sản trên đường đất, đường cấp phối hoặc đường nhựa với độ dốc lớn [20], [12], [22].

Đối với đường ô tô lâm nghiệp, một trong những loại đường chuyên dùng, việc cấp hạng đường được xác định theo ý nghĩa và tính chất phục vụ. Theo Quy phạm thực hành về khai thác rừng khu vực Châu Á – Thái Bình Dương, chỉ tiêu kỹ thuật về độ dốc dọc của đường được ghi trong bảng 1.1 [22].

Bảng 1.1. Tiêu chuẩn kỹ thuật đường ô tô lâm nghiệp [22]

Loại đường	Độ dốc tối đa cho phép được ưu tiên (%)	Độ dốc ngược chiều tối đa được ưu tiên (%)	Chiều dài tối đa tại đoạn có độ dốc tối đa
Đường chính	10	8	1000 m
Đường phụ	15	10	750 m
Đường nhánh	18	12	600 m
Độ dốc lớn hơn (tới 20%) thì khoảng cách tối đa nên chọn là 500 m nếu điều này làm giảm nhẹ tác động từ việc xây dựng đường			

Chất lượng đường phụ thuộc vào nhiều yếu tố: Lớp lót, nền đường, áo đường hay còn gọi là mặt đường [22], [1]. Trong thực tế các nhà khoa học thường dùng các chỉ tiêu cơ bản của mặt đường để đánh giá chất lượng tính toán các yếu tố ảnh hưởng đến động học và động lực học của ô tô, máy kéo

thông qua đánh giá độ mấp mô mặt đường. Độ mấp mô mặt đường có ảnh hưởng rất lớn đến độ ổn định, tính năng làm việc của ô tô máy kéo, người điều khiển phương tiện. Độ mấp mô mặt đường gây ra một loạt dao động cho phương tiện khi chuyển động.

Việc nghiên cứu ảnh hưởng của độ mấp mô mặt đường lên các hệ thống trên ô tô máy kéo đã được nhiều tác giả nghiên cứu, thí nghiệm bằng nhiều phương pháp khác nhau [7], [11], [15], [18], [17] và đưa ra các đặc trưng mấp mô mặt đường cơ bản như sau:

+ *Biên dạng mặt đường có mấp mô đơn*

Đường vận chuyển lâm nghiệp được thiết kế, thi công theo quy phạm, tuy nhiên trong quá trình sử dụng trên đường thường phát sinh các chướng ngại đơn có thể là các mô đất, các cục đá hoặc các mẩu gỗ do các nguyên nhân chủ quan và khách quan tạo ra. Khi chuyển động, nếu một hoặc nhiều bánh xe lăn trên các chướng ngại vật đơn đó thì các quá trình chuyển tiếp dao động và tải trọng động lực học biến đổi khá lớn.

Với chướng ngại vật là mô đất, thông số cần xác định là chiều cao vật cản h_0 , chiều dài vật cản s_0 và quy luật biến đổi chiều cao của vật cản $q(z)$.

Trong trường hợp này chiều cao mô đất được xác định có dạng tổng quát là :

$$\begin{cases} q = \frac{h_0}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{S_0} s\right) & \text{khi } 0 \leq s \leq s_0 \\ q = 0 & \text{khi } s > s_0 \end{cases} \quad (1.1)$$

Trong đó: $h_0 = (0,1 - 0,3)$ m; $S_0 = (0,5 - 1)$ m.

+ *Biên dạng mặt đường biến đổi tuần hoàn*

Mô tả mấp mô biên dạng mặt đường như một tập hợp các mấp mô hình học riêng biệt kế tiếp nhau đặc trưng bởi chiều rộng và chiều cao mấp mô hoặc bằng dạng hàm số điều hòa đã được nhiều tác giả nghiên cứu áp dụng để đánh giá động lực học ô tô, máy kéo [7], [11].

Trong phương pháp này người ta thường dùng kích động từ mặt đường có dạng hình sin để tính toán dao động cho phương tiện.

Chiều cao mấp mô biểu diễn theo thời gian được tính toán theo công thức: $q(t) = q_0 \sin \omega t = q_0 \sin \frac{2\pi}{T} t$ (1.2)

Trong đó: q_0 - biên độ mấp mô sóng mặt đường (m);
 ω - tần số kích thích sóng mặt đường (Hz);
 T - chu kỳ sóng mặt đường (s).

Hay chiều cao mấp mô theo quãng đường di chuyển:

$$q(x) = q_0 \sin \frac{2\pi}{s_0} x \quad (1.3)$$

Trong đó: s_0 - chiều dài bước sóng mặt đường, (m).

+ *Biên dạng mặt đường thể hiện bằng hàm ngẫu nhiên*

Mấp mô biên dạng mặt đường được mô tả bằng hàm ngẫu nhiên liên tục của các chiều cao mấp mô mặt đường theo chiều dài đường khảo sát, đặc trưng của nó mang tính thống kê nhận được qua các phương tiện đo thể hiện số liệu thu được, ghi được, qua việc xử lý các kết quả đo và tính toán thông qua các phương tiện, phần mềm để xác định được hàm mật độ phổ. Phương pháp này hiện được dùng khá phổ biến trong nghiên cứu động lực học ô tô, máy kéo [11], [15].

Các tác giả thường xét cho trường hợp tổng quát là hàm ngẫu nhiên của chiều cao mấp mô mặt đường là các hàm 2 biến theo chiều dọc đường và chiều ngang đường tác dụng lên ô tô hay liên hợp máy tại các vết tiếp xúc của bánh xe với mặt đường.

Thông thường hiện nay với các loại đường được xây dựng theo tiêu chuẩn đường bộ người ta mới chỉ xác định đặc trưng thống kê (hàm ngẫu nhiên) theo chiều dọc của đường.

Mô tả mấp mô biên dạng đường bằng hàm ngẫu nhiên theo chiều dài đường có thể xem như chúng là một tập hợp các thể hiện ngẫu nhiên của chiều cao mấp mô mặt đường theo chiều dọc đường $q(k,s)$

$$q(k, s) = \begin{cases} -\infty < s < +\infty \\ k = 1, 2, 3, \dots, \infty \end{cases} \quad (1.4)$$

Chỉ số k là phép thử thứ k , mỗi phép thử cho chúng ta một biểu hiện ngẫu nhiên.

Đặc trưng thống kê của chúng thể hiện ngẫu nhiên dừng và ergodic $q(s)$ như công thức (1.3) bao gồm kỳ vọng toán học m_q và hàm tương quan $R_q(t)$, mật độ phổ S_ω .

Việc sử dụng hàm ngẫu nhiên mô tả mấp mô biên dạng mặt đường cho phép biểu diễn và đánh giá tác động lên phương tiện giao thông bằng các đặc trưng của quá trình ngẫu nhiên. Để ứng dụng phương pháp mô tả này ta cần phải đo đặc mấp mô biên dạng mặt đường và xác định các đặc trưng thống kê thông qua tác động của mấp mô ngẫu nhiên mặt đường tác động vào phương tiện khi di chuyển trên đường.

1.2. Tình hình sử dụng máy kéo trong sản xuất nông - lâm nghiệp

Yêu cầu chung đối với các máy kéo trong sản xuất lâm nghiệp là phải làm việc được trên điều kiện độ dốc cao, phải có tính năng kéo bám tốt, tính an toàn và tính ổn định cao. Về cơ công suất đòi hỏi trong một rải rộng vì các công việc cơ giới hóa sản xuất lâm nghiệp rất đa dạng, lực kéo cần thiết cho các loại máy công tác khác nhau cũng rất khác nhau. Để đáp ứng yêu cầu đó, hệ thống máy kéo chuyên dùng cho sản xuất lâm nghiệp có thể sử dụng kết hợp nhiều loại máy kéo:

- Các máy kéo bánh xích thường đảm nhiệm các công việc có lực cản lớn, không yêu cầu lớn về điều kiện đường: Thường sử dụng vào các khâu vận xuất gỗ, khâu làm đất, khâu làm đường vận xuất vận chuyển.

- Các máy kéo bánh hơi thông thường đảm nhiệm các công việc có lực cản không lớn lắm và chỉ làm việc trên các độ dốc nhỏ hơn 15 độ, yêu cầu điều kiện có đường: Thường sử dụng vào các khâu vận xuất, vận chuyển cự ly ngắn, chăm sóc, bảo vệ rừng.

- Các máy kéo cỡ nhỏ thực hiện các công việc chăm sóc và bảo vệ rừng.

- Các máy kéo chuyên dùng khác đảm nhiệm các công việc trên độ dốc lớn tới 25 độ.

Đối với ngành Lâm nghiệp, trong thời kỳ trước đổi mới sản xuất lâm nghiệp chủ yếu tập trung vào khai thác gỗ rừng tự nhiên với những đặc điểm là kích thước và trọng lượng gỗ lớn, mật độ khá tập trung, điều kiện rừng và địa hình còn chưa quá phức tạp. Để tiến hành cơ giới hóa các khâu công việc trong khai thác gỗ rừng tự nhiên, nước ta đã nhập các loại máy kéo lâm nghiệp chuyên dùng có công suất trung bình và lớn như TDT-55, TT-4 (Liên Xô), LKT-80 (Tiệp Khắc) ... Các loại máy kéo này đã sử dụng có hiệu quả trong khai thác gỗ rừng tự nhiên có kích thước lớn, sản lượng tập trung.

Từ những năm 70 của thế kỷ XX, ở khu nguyên liệu giấy sợi Vĩnh Phú (cũ) đã sử dụng các loại máy lâm nghiệp chuyên dùng trong sản xuất kinh doanh rừng như Volvo, Valmet ... Các loại máy này đã phát huy được tác dụng nhất định trong điều kiện tổ chức sản xuất kinh doanh theo cơ chế bao cấp trước đây.

Sau khi kinh tế nước ta chuyển đổi theo cơ chế thị trường, việc tổ chức sản xuất lâm nghiệp có nhiều thay đổi theo hướng chú trọng đến hiệu quả kinh tế. Bên cạnh đó, chủ trương giao đất, giao rừng cho các hộ gia đình đã làm cho sản xuất kinh doanh rừng trồng trở lên có quy mô nhỏ, phân tán. Hơn nữa rừng trồng ở nước ta có sản lượng thấp ($60 - 120$) m³/ha, kích thước và trọng lượng cây gỗ nhỏ, việc sử dụng các loại máy lâm nghiệp chuyên dùng

có công suất lớn được nhập khẩu trước đây trở lên không có hiệu quả nên về cơ bản đã không còn được sử dụng rộng rãi.

Từ sự phân tích trên cho thấy, hệ thống máy kéo chuyên dùng cho sản xuất lâm nghiệp hầu như chưa có ở nước ta. Phần lớn các công việc được cơ giới hóa bằng cách sử dụng các loại máy kéo thông thường. Điều đó đã hạn chế rất nhiều đến các chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật của máy kéo cũng như độ an toàn cho người sử dụng. Để khắc phục tình trạng trên, nhiều cơ quan khoa học đã tập trung nghiên cứu theo hướng cải tiến các loại máy kéo nông nghiệp hiện đang thông dụng trong nước để thực hiện cơ giới hóa các khâu công việc trong sản xuất lâm nghiệp.

Giai đoạn 1992-1995 một đề mục của đề tài cấp Nhà nước KN-03-04 đã thiết kế chế tạo một loại hình thiết bị để vận xuất, bốc dỡ, vận chuyển gỗ nguyên liệu giấy. Thiết bị là một liên hợp máy, động lực được chọn là máy kéo nông nghiệp MTZ-50; trang bị chuyên dùng gồm có: Rơ moóc một trục, tời cơ học và cơ cấu nâng đầu gỗ dẫn động bằng thủy lực. Điểm độc đáo của loại hình thiết bị này là phương pháp bốc gỗ nhỏ dọc trục xe bằng hệ thống tời cáp kết hợp với sự trợ giúp của cơ cấu nâng gỗ thủy lực. Phương án này đã khắc phục được tồn tại của các nghiên cứu trước là phương án công nghệ mới tỏ ra khá phù hợp với việc khai thác gỗ nguyên liệu giấy [5]. Tuy nhiên, qua khảo nghiệm trong điều kiện sản xuất, liên hợp máy còn một số tồn tại: Năng suất bốc gỗ chưa cao, việc điều khiển chưa linh hoạt, chưa phù hợp với địa hình đất dốc lâm nghiệp, cỡ máy kéo và thiết bị chuyên dùng còn lớn so với quy mô sản xuất trang trại.

Giai đoạn 1995 – 2015: Năm 2004 - 2006 tác giả Lê Tấn Quỳnh đã thực hiện đề tài: “Nghiên cứu lựa chọn công nghệ và hệ thống thiết bị cơ giới hóa các khâu làm đất, trồng, chăm sóc rừng trồng và khai thác gỗ”. Các sản phẩm nổi bật của đề tài: Thiết kế cải tiến máy kéo nông nghiệp để làm việc trên điều kiện địa hình lâm nghiệp, hệ thống thiết bị xử lý thực bì chăm sóc

rừng, hệ thống thiết bị làm đất trồng rừng, dây truyền công nghệ khai thác vận chuyển gỗ, đặc biệt đề tài đã nghiên cứu thiết kế rơ mooc một trục kết hợp với máy kéo 4 bánh để vận chuyển gỗ nhỏ rừng trồng, ... Các công trình nghiên cứu trên đều lựa chọn và sử dụng các loại máy kéo 4 bánh cỡ vừa và nhỏ từ 20 đến 50 mã lực làm nguồn động lực. Các công trình đã nghiên cứu thiết kế chế tạo ra các mẫu máy phục vụ cho các khâu công việc trong sản xuất lâm nghiệp, qua khảo nghiệm thực tế cho thấy hiệu quả mang lại là tương đối tốt. Tuy nhiên, các công trình nghiên cứu mới dừng lại ở việc tạo ra mẫu máy, chưa đi sâu nghiên cứu về động học và động lực học của liên hợp máy được chế tạo, do đó chưa đánh giá một cách đầy đủ về điều kiện làm việc, hiệu quả kinh tế kỹ thuật và an toàn cho các liên hợp máy.

Do điều kiện địa hình có độ dốc lớn, quy mô sản xuất nhỏ, sản lượng thấp và địa hình chia cắt do đó việc đầu tư mua sắm và sử dụng các thiết bị, máy móc hiện đại có công suất lớn, đắt tiền là chưa phù hợp. Vì vậy, nghiên cứu theo hướng xây dựng những quy trình công nghệ phù hợp với quy mô sản xuất nhỏ và lựa chọn những máy móc công suất nhỏ, thiết kế cải tiến máy kéo nông nghiệp và chế tạo các thiết bị chuyên dùng cho phù hợp với điều kiện sản xuất lâm nghiệp Việt Nam.

1.3. Tình hình nghiên cứu động lực học của đoàn xe, liên hợp máy

1.3.1. Tình hình nghiên cứu động lực học của đoàn xe, liên hợp máy trên thế giới

Động lực học liên hợp máy, đoàn xe được nghiên cứu một cách rộng rãi qua việc phát triển và phân tích nhiều mô hình động lực học. Các mô hình đoàn xe gần đây được Michael Blumdel, Schiehlen, Jaza, Mitschke, Wallentovitz công bố [43],[31],[44],[30],[35]. Trong nghiên cứu của mình, các tác giả đề cập đến vấn đề dẫn hướng và phanh đoàn xe của Vlk [39], [40]. Vấn đề động lực học đoàn xe chỉ được nghiên cứu rất ít. Các nghiên cứu ổn định tĩnh được Fancher [25] công bố. Chuyển động thẳng đứng, chuyển động

lắc dọc, lắc ngang được bỏ qua khi xây dựng mô hình; các lực bánh xe khi phanh và quay vòng được mô tả tuyến tính. Các mô hình như vậy có thể chỉ ra dao động ngang của mooc nhưng không thể đưa ra các thông tin nội hàm của quá trình gập thân xe trục z và động lực học ngang của xe kéo mooc [30],[44],[40],[28],[38]. Vlk [40] nghiên cứu lý thuyết về ổn định lái, đặc trưng bởi một mô hình tuyến tính, mô tả chuyển động đoàn xe với mỗi xe đơn hai tọa độ suy rộng. Phương trình chuyển động đưa ra hướng tới tổ hợp ảnh hưởng của phanh và tăng tốc, cũng như điều kiện mất ổn định rút ra từ các phương trình đặc trưng. Một thiết kế bánh xe số 5 được đề cập để nâng cao độ ổn định phanh cho đoàn xe khi góc gập thân xe lớn.

Trong những năm 1970, các công trình nghiên cứu hướng đến việc phát triển các mô hình động lực học ô tô có số tọa độ suy rộng lớn hơn cho mỗi xe đơn, nhiều cầu hơn và mô hình lớp tổng hợp hơn. Một mô hình quay thân xe tuyến tính phẳng của Jindra được UMTRI phát triển [33]. Mô hình mở rộng cho xe nhiều cầu với nhiều xe đơn ghép thành đoàn xe. Lực ngang và mô men quay trục z của bánh xe được mô tả tuyến tính theo góc lệch bánh xe. Mỗi xe đơn được giả thiết như vật rắn gắn với các bánh xe cũng là vật rắn.

Peijun trình bày mô hình somi-romooc với đặc tính lớp phi tuyến [34]. Lực ngang của lớp được xác định phi tuyến bậc 2 với góc lệch bánh xe và phản lực lớp. Sự thay đổi tải trọng của mỗi bánh xe được xác định theo cả hai hướng dọc và ngang. Xe tải nặng thường dễ lật hơn các xe khác vì trọng tâm cao. Ảnh hưởng của tương tác bánh xe – mặt đường đối với ổn định lật được Shapler khảo sát bằng mô hình ngang với lớp có đàn hồi ngang. Nghiên cứu chỉ ra rằng, mất ổn định lật của xe bắt nguồn từ chiều cao trọng tâm, đặc tính lớp và đặc tính treo. Các chuyển vị và góc quay được giả thiết là khá bé nên nghiên cứu đó không cho phép xác định giới hạn lật.

Mallikarjunarao [29] đã xây dựng một mô hình động lực học tuyến tính lắc ngang cho đoàn xe để xác định ngưỡng lật cho nó khi quay vòng. Một xe kéo somi-romooc nhiều cầu được quy dẫn về một cụm cầu tương đương trở thành đoàn xe 3 cầu: Xe kéo hai cầu gồm một cầu dẫn hướng, một cầu chủ động và bán moóc một cầu. Khối lượng được treo xe kéo được mô tả thành hai khối lượng thông qua độ cứng xoắn khung. Khối lượng được treo của mooc liên kết bằng mô men xoắn với xe kéo thông qua khớp yên ngựa và cấu trúc xe mooc. Lớp được mô tả tuyến tính nhưng hệ thống treo được mô tả phi tuyến. Kết quả đo trên bàn thử nghiệm dùng để hiệu chỉnh mô hình.

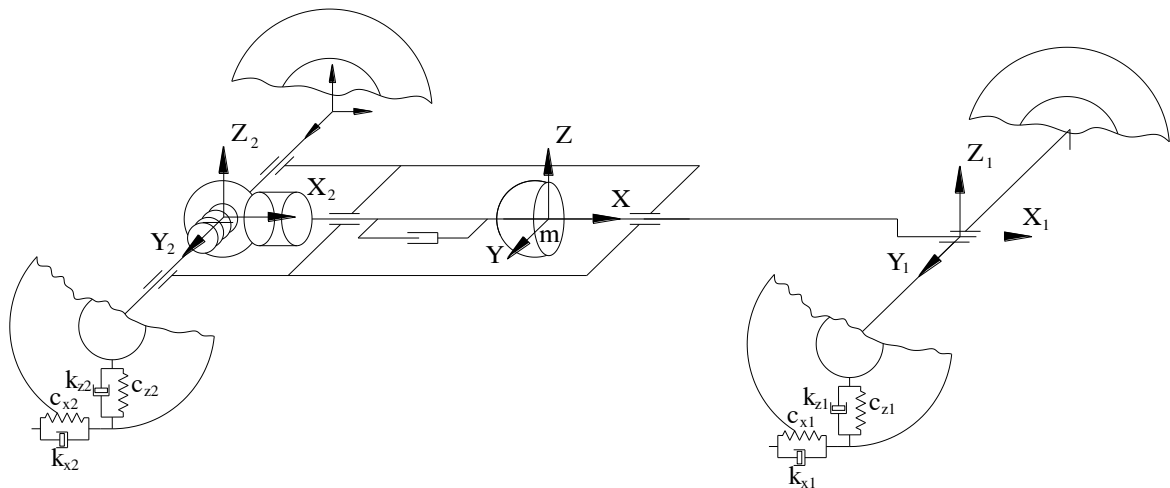
Mô hình động lực học đoàn xe 3D, mô hình quay thân xe và lắc ngang tích hợp, được thiết lập để phân tích các chuyển động vận tốc không đổi cho xe đơn và đoàn xe [31], [24], [26], [36], [37]. Các phương trình chuyển động được thành lập cho khối lượng được treo như một vật rắn với 5 tọa độ suy rộng (chuyển động ngang, chuyển động phương thẳng đứng và ba chuyển động góc); mỗi cầu là một vật rắn với hai tọa độ suy rộng (chuyển động phương thẳng đứng và chuyển động góc trục dọc). Mô hình bỏ qua chuyển động dọc của đoàn xe ($v = \text{hằng số}$) vì vậy cần có một mô hình đầy đủ hơn trong đó có thể mô tả chuyển động tịnh tiến: Tăng tốc và phanh để khảo sát tích hợp quay vòng/phanh, tăng róc quay vòng.

Đối với liên hợp máy kéo phục vụ sản xuất nông – lâm nghiệp, quá trình nghiên cứu các chế độ động lực học đã được các nhà khoa học quan tâm đến từ lâu và được công bố ở nhiều công trình nghiên cứu. Các công trình thường sử dụng các mô hình toán, trong đó sử dụng rộng rãi các mô hình dao động nhiều bậc tự do. Một máy kéo có 7 loại dao động có thể: Dao động tịnh tiến theo phương thẳng đứng (trục z), dao động xoay quanh trục thẳng đứng (trục z), dao động tịnh tiến theo phương ngang (trục y), dao động xoay quanh trục ngang (trục y), dao động tịnh tiến theo phương dọc (trục x), dao động

xoay quanh trục dọc (trục x) và dao động liên kết xoay quanh trục cân bằng. Trong các nghiên cứu riêng phụ thuộc vào phương thức và mục đích nghiên cứu có thể chỉ quan tâm đến những loại dao động nhất định, còn các loại khác bỏ qua.

Trong [42] Wenderbom nghiên cứu tính chất dao động thẳng đứng bằng lý thuyết và thực nghiệm rất có kết quả. Tuy nhiên tác giả không quan tâm đến chuyển động quay cũng như ảnh hưởng của tải trọng kéo. Nhiều tác giả trong nghiên cứu của mình chỉ quan tâm đến các dao động thẳng đứng và xoay quanh trục ngang [41].

Muller [32] phân tích các mô hình đã biết, đưa ra một mô hình không gian mô tả tất cả các dao động có thể của máy kéo (hình 1.1).



Hình 1.1. Mô hình động lực học máy kéo theo tác giả Muller [32]

Mục tiêu của công trình này là xác định bằng tính toán tải trọng ở các cầu của máy kéo và ô tô trong nông nghiệp khi vượt qua vật cản có kích thước lớn, do đó đã bỏ qua tác động và ảnh hưởng của tải trọng kéo, còn động cơ được giả thiết như là một bánh đà có mô men quán tính cực lớn.

Để nghiên cứu ảnh hưởng của tải trọng kéo đến lực cản lăn trong tài liệu [46] đưa ra một mô hình, trong đó chú ý đến dao động theo phương dọc của máy kéo và các thông số cũng như các yếu tố ảnh hưởng, thí dụ như mô

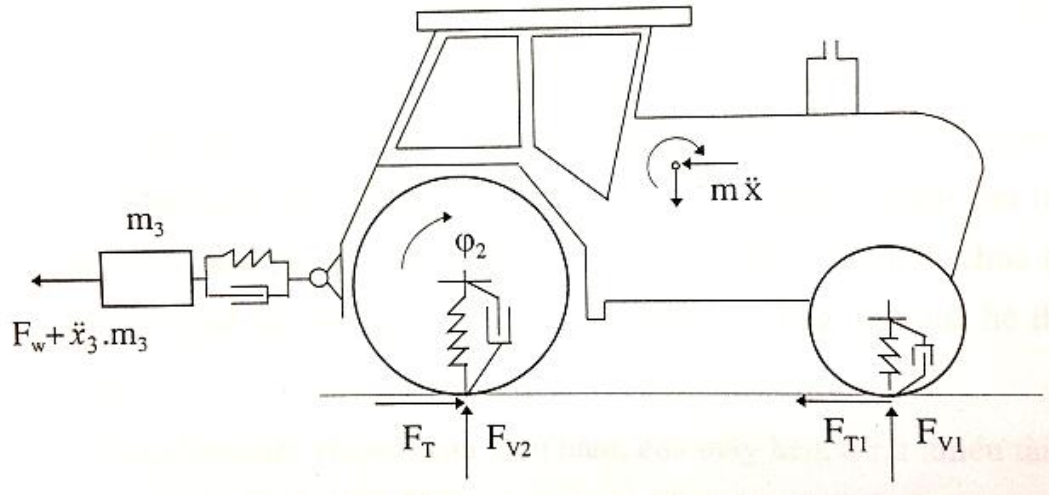
men quán tính của tất cả các phần chuyển động của máy kéo, độ cứng và hệ số cản dao động của bánh xe theo phương tiếp tuyến, tính chất tác động qua lại giữa bánh xe và đất và sự thay đổi của lực kéo. Ở đây giả thiết mô men chủ động của bánh xe là một hàm điều hoà.

Trong tài liệu [47], tác giả đã hệ thống hoá các mô hình nghiên cứu tính chất động lực học của hệ thống truyền lực máy kéo. Việc hệ thống hoá bao gồm từ các mô hình đơn giản nhất để nghiên cứu quá trình giải ly hợp cho đến các mô hình đồng bộ để tính toán động lực học cho máy kéo 4 bánh chủ động.

Trong các mô hình, mô men quay của động cơ được lấy từ đặc tính tĩnh của động cơ và hệ thống được nghiên cứu là hệ thống hai hay nhiều khối lượng bỏ qua tính chất cản dao động của các phần truyền lực và tác động của dao động thẳng đứng. Popesku [45] sử dụng mô hình thay thế để nghiên cứu về đường truyền lực và khả năng tăng tốc theo phương dọc của máy kéo, trong đó, cũng bỏ qua dao động thẳng đứng. Kết quả tính toán mô hình và nghiên cứu thực nghiệm các tác động động lực học rất phù hợp.

Khi nghiên cứu động lực học quá trình khởi hành và phanh của máy kéo 4 bánh chủ động thì Ksenevin và Solonski [48] đã quan tâm đến dao động thẳng đứng và các dao động khác của máy kéo. Các thông số động lực học và các hiện tượng vật lý được mô tả đầy đủ ở một mô hình thay thế. Tác động qua lại giữa đất và bánh xe cũng được tính đến thông qua sự phụ thuộc của lực chủ động bánh xe vào phản lực của đất theo phương thẳng đứng, tính chất bám và trượt của xe được đặc trưng hoá.

Vogel với công trình nghiên cứu của mình [41] đã góp phần làm rõ tính chất động lực học của một liên hợp máy cày khi lực kéo và tải trọng thẳng đứng dao động (hình 1.2).



Hình 1.2. Nghiên cứu động lực học máy kéo theo tác giả Vogle [41]

Mục đích của công trình này là xác định tính chất biên độ, tần số của các thông số làm việc như tốc độ quay của động cơ, độ trượt, tốc độ chuyển động, mô men chủ động của bánh xe, tải trọng lên cầu và lực kéo. Ngoài ra còn để giải thích, liệu các hiệu ứng động lực học có dẫn đến sự tăng tổn thất trượt hay không. Với một mô hình dao động liên kết tính đến các tính chất đàn hồi, cản của hệ truyền lực và bánh xe, mô men quán tính của các phần chuyển động, sự dao động lực kéo và cả tác động qua lại của bánh xe và đất, tác giả đã thực hiện được mục đích của mình cả trong tính toán mô hình cũng như trong nghiên cứu thực nghiệm. Ở công trình này mô men của động cơ cũng được biểu diễn là hàm số tuyến tính của tốc độ quay. Qua kết quả tính toán mô hình có thể chỉ ra rằng trong các điều kiện hoạt động nhất định, sự dao động của lực kéo gây ảnh hưởng lớn hơn so với sự ảnh hưởng của dao động tải trọng thẳng đứng đến tính chất động lực học của việc truyền công suất.

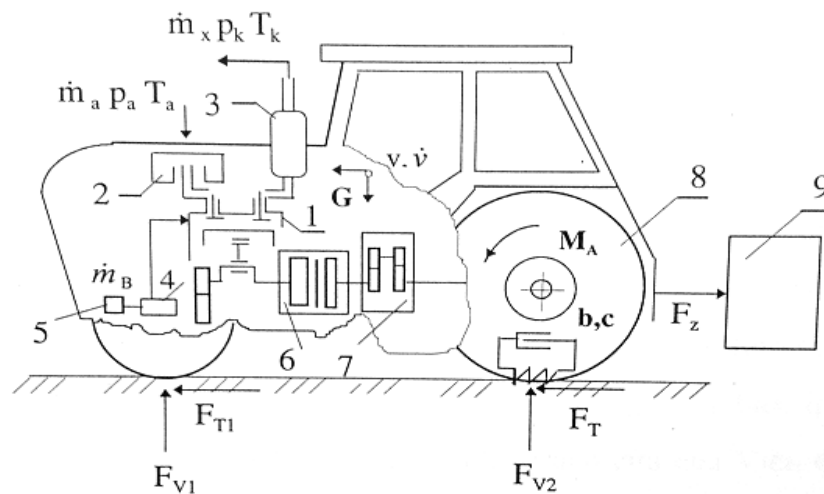
Tiếp đến là công trình của Pluznikov và Slonski [49]. Mục đích của công trình này là tạo ra một mô hình mô phỏng máy kéo khi thiết kế với hỗ trợ của máy tính. Mô hình đã hệ thống hoá được các phương án cấu trúc, thí dụ hộp số cơ học, cơ học - thuỷ lực và hộp số thuỷ lực, máy kéo 4 bánh hay 2 bánh chủ động, trực thu công suất loại độc lập hay phụ thuộc, các phương án liên hợp và các quá trình làm việc, cũng như các phương án hoạt động như quá trình khởi

hành, sang số và chuyển động dừng. Các thông số động cơ phụ thuộc vào tốc độ quay và hành trình tay thước. Mô hình chưa quan tâm đến tính chất đàn hồi và giảm chấn của bánh xe cũng như của hệ thống truyền lực.

Khi nghiên cứu về quá trình khởi hành của máy kéo, ở tài liệu [50] mô men ma sát được biểu diễn là các hàm số tuyến tính phụ thuộc thời gian. Điều này chưa phản ánh đúng thực tế bản chất quá trình giải ly hợp, quá trình này chịu ảnh hưởng của rất nhiều yếu tố như bản chất hiện tượng ma sát, vật liệu, cấu trúc bộ ly hợp và trình độ của người lái. Nói chung quan hệ giữa mô men ma sát với thời gian giải ly hợp là một quan hệ phi tuyến [47].

Để mô tả tính chất tiếp xúc giữa đất và bánh xe khi liên hợp máy làm việc, trong tài liệu [41] tác giả đã đưa ra vào mô hình nghiên cứu quan hệ bám trượt ở nhiều dạng khác nhau.

Trong tài liệu [27], tác giả đã đưa ra một mô hình phản ánh khá đầy đủ cả về tính chất hoạt động và cấu trúc của máy kéo bánh lốp (hình 1.3). Mô hình mô tả cả tác động qua lại giữa quá trình làm việc của động cơ với máy điều chỉnh, tính đến các tính chất đàn hồi và giảm chấn của các phần tử trong hệ thống, các tính chất bám và trượt của bộ ly hợp cũng như của bánh xe với mặt đường, tính chất biến đổi mô men quay, tốc độ quay và mô men quán tính qua hệ thống truyền lực.



Hình 1.3. Mô hình các phần tử máy kéo theo tác giả Bùi Hải Triều [27]

1. Động cơ; 2. Bộ phận nạp; 3. Bộ phận xả; 4. Bơm nhiên liệu;
5. Máy điều chỉnh; 6. Ly hợp; 7. hộp số; 8. Di động; 9. tải trọng.

Mục đích của công trình này là nghiên cứu các trạng thái hoạt động của máy kéo khi tải trọng ngoài thay đổi cũng như khi có tác động điều khiển điều chỉnh. Tuy nhiên công trình này mới dừng lại ở việc nghiên cứu tính chất hoạt động của máy kéo bánh lốp khi di chuyển trên nền cứng.

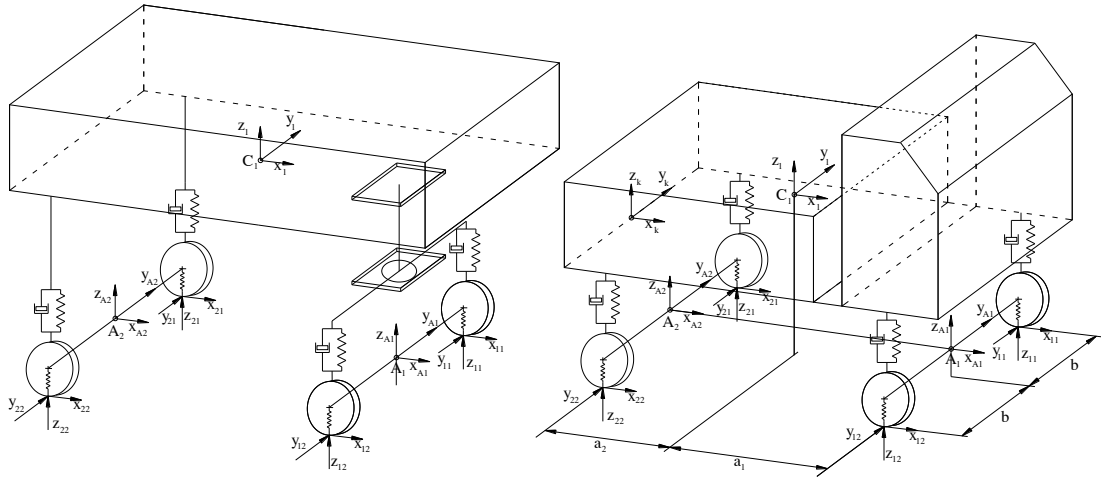
1.3.2. Tình hình nghiên cứu động lực học của đoàn xe, liên hợp máy trong nước

Nhìn chung tình hình nghiên cứu động lực học liên hợp máy trong lĩnh vực nông – lâm nghiệp ở nước ta đã được nghiên cứu từng phần hoặc theo các vấn đề riêng bằng lý thuyết hoặc thực nghiệm và đã đạt được một số kết quả đáng kể.

Tác giả Nguyễn Kính Thảo [16] đã nghiên cứu động lực học của liên hợp máy kéo bánh hơi trong khai thác chọn rừng tự nhiên. Tác giả đã nghiên cứu sự phân bố mô men quay của các cầu chủ động của hệ thống máy kéo khung gập với moóc có cầu chủ động.

Qua kết quả một số đề tài nghiên cứu [17], [15] các tác giả đi sâu nghiên cứu dao động theo phương thẳng đứng để đánh giá độ êm dịu thông qua hệ thống treo, tính toán độ bền khung vỏ xe, thiết kế ghế ngồi cho người lái.

Năm 2016, tác giả Nguyễn Ngọc Tú [19] đã nghiên cứu ổn định của ô tô kéo moóc. Tác giả đã xây dựng mô hình tích hợp kết hợp mô tả quá trình phanh, đạp ga và quay vô lăng để khảo sát một số quá trình mất ổn định động lực học ô tô kéo moóc (hình 1.4).

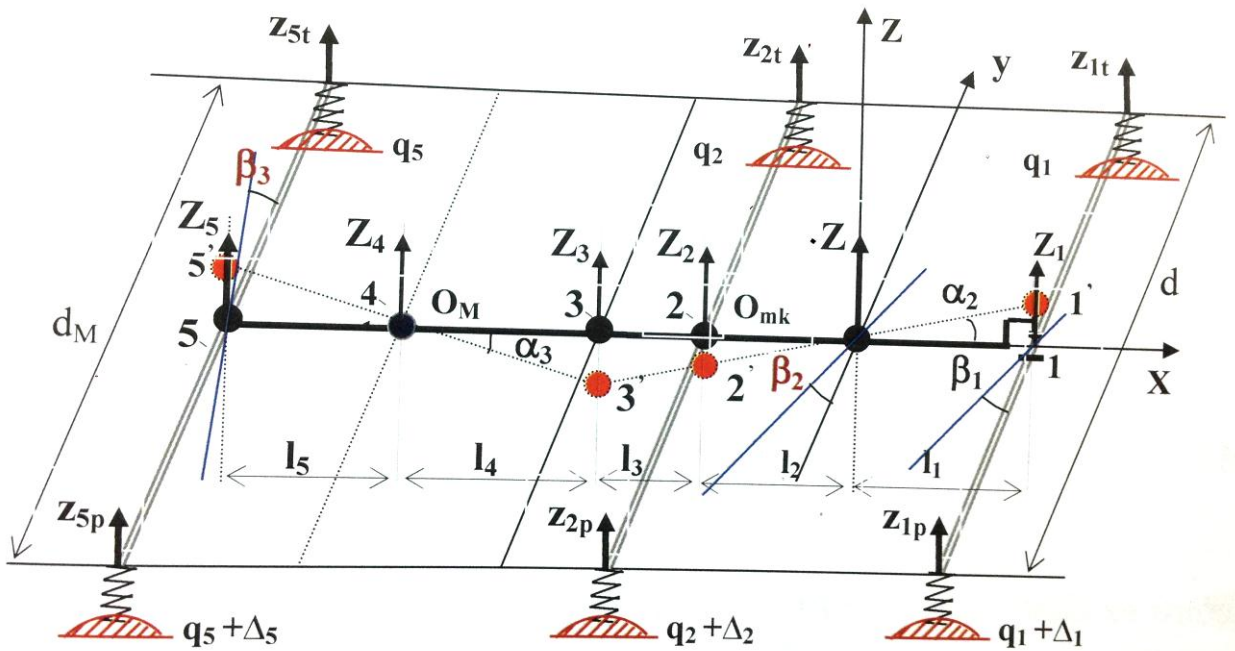


Hình 1.4. Sơ đồ phân tích lực tác dụng lên đầu kéo và rơ mooc [19]

Mô hình xây dựng gồm hệ phương trình động lực học đoàn xe gồm 35 phương trình cơ học hệ nhiều vật, trong đó các lực liên kết được mô tả dưới dạng mô hình thích nghi, làm cho mô hình chính xác hơn, mềm dẻo khi tối ưu hóa tham số. Mô hình lý thuyết được kiểm chứng thông qua thí nghiệm quay vòng. Máy tính và phần mềm matlab – simulink được sử dụng để mô phỏng động lực học ở các trạng thái khác nhau của ô tô kéo moóc.

Tác giả Nguyễn Nhật Chiêu [5] đã tiến hành nghiên cứu, thiết kế các thiết bị chuyên dụng lắp cho máy kéo nông nghiệp để vận xuất gỗ rừng trồng. Trong công trình nghiên cứu của mình, tác giả đã tính toán lực tương tác giữa máy kéo và rơ mooc theo ba phương Ox, Oy và Oz khi liên hợp máy làm việc. Tuy nhiên, công trình này vẫn dừng lại ở việc tính toán lực đối với trường hợp khớp nối giữa máy kéo và rơ mooc là khớp nối cứng, chưa đề cập tới vấn đề khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ mooc.

Năm 2010, tác giả Phạm Minh Đức [8] đã nghiên cứu xây dựng được mô hình động lực học, lập phương trình vi phân chuyển động và khảo sát ổn định hướng chuyển động của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục khi di chuyển trên đường lâm nghiệp (hình 1.5).



Hình 1.5. Nghiên cứu dao động của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục theo phương thẳng đứng [8]

Trong công trình của mình, tác giả đã xây dựng mô hình tính toán và lập hệ phương trình vi phân dao động của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục. Tuy nhiên, tác giả chỉ tập trung vào nghiên cứu dao động theo phương thẳng đứng và có kể đến biến dạng trượt ngang của bánh xe khi làm việc để đánh giá ảnh hưởng của biến dạng trượt ngang tới các điều kiện ổn định của liên hợp máy.

1.4. Mục tiêu, đối tượng, nội dung và phương pháp nghiên cứu

1.4.1. Mục tiêu nghiên cứu

Xây dựng mô hình động lực học dọc liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục có xét đến khớp nối mềm và biến dạng bánh xe chủ động theo phương tiếp tuyến. Khảo sát ảnh hưởng của các thông số kết cấu khớp nối đến phản lực pháp tuyến tác động lên các cầu làm cơ sở xác định chế độ làm việc an toàn trên dốc dọc và hoàn thiện thiết kế liên hợp máy.

1.4.2. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu của luận án là liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục có khớp nối mềm khi chở gỗ trên điều kiện đường lâm nghiệp.

a. Liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục

Đã có một số công trình nghiên cứu về máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục. Các nghiên cứu đã tiến hành việc thiết kế, chế tạo và thử nghiệm các mẫu máy trong thực tế sản xuất.

Đề tài cấp nhà nước KN-03-04 [5] đã thiết kế chế tạo một liên hợp máy, động lực được chọn là máy kéo nông nghiệp MTZ-50; trang bị chuyên dùng gồm có: Rơ mooc một trục, tời cơ học và cơ cấu nâng đầu gỗ dẫn động bằng thuỷ lực (hình 1.6). Tuy nhiên, qua khảo nghiệm trong điều kiện sản xuất, liên hợp máy còn một số tồn tại: Năng suất bốc gỗ chưa cao, việc điều khiển chưa linh hoạt, chưa phù hợp với địa hình đất dốc lâm nghiệp, cỡ máy kéo và thiết bị chuyên dùng còn lớn so với quy mô sản xuất trang trại.



Hình 1.6. Máy kéo MTZ-50 kéo rơ mooc chở gỗ với thiết bị tự bốc [5]

Năm 2005, đề tài nhà nước KC07/26 [14] đã thiết kế, chế tạo và thử nghiệm thành công mẫu rơ mooc một trục lắp sau máy kéo shibaura 3000A (hình 1.7). Qua thực thực nghiệm cho thấy, đây là một mẫu liên hợp máy linh động, phù hợp với mô hình sản xuất vừa và nhỏ ở khu vực trung du, miền núi hiện nay. Tuy nhiên, do điều kiện chưa cho phép nên đề tài mới chỉ dừng lại ở việc nghiên cứu, thiết kế, chế tạo và thử nghiệm mẫu máy, chưa có nhiều nghiên cứu chuyên sâu để đánh giá các chỉ tiêu kỹ thuật khác của liên hợp máy.



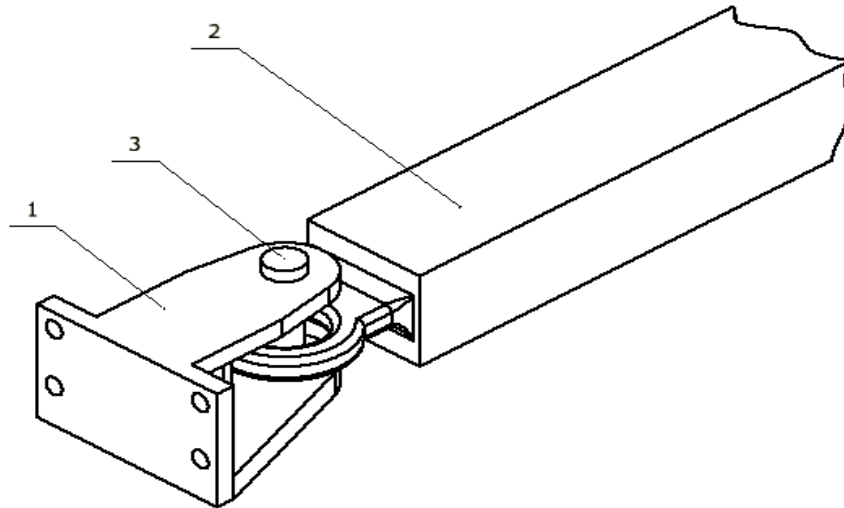
Hình 1.7. Liên hợp máy kéo bốn bánh shibaura 3000A với rơ mooc một trục

Cả hai mẫu liên hợp máy nêu trên vẫn chỉ dừng lại ở việc thiết kế, chế tạo. Chưa có nhiều nghiên cứu sâu hơn để đánh giá các yếu tố kỹ thuật đặc biệt là yếu tố an toàn của liên hợp máy để hoàn thiện về mặt thiết kế để đưa liên hợp máy vào thực tiễn sản xuất.

Trong các mẫu liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục hiện nay, vấn đề khớp nối giữa rơ mooc và máy kéo chưa được đề cập nghiên cứu. Các mẫu máy vẫn sử dụng một loại khớp nối móc thông thường, có độ rơ rất lớn, khi làm việc phát sinh tải trọng động và đập gây ảnh hưởng không tốt tới

quá trình làm việc của động cơ, tới độ bền các chi tiết và đặc biệt gây mất an toàn trong quá trình sử dụng.

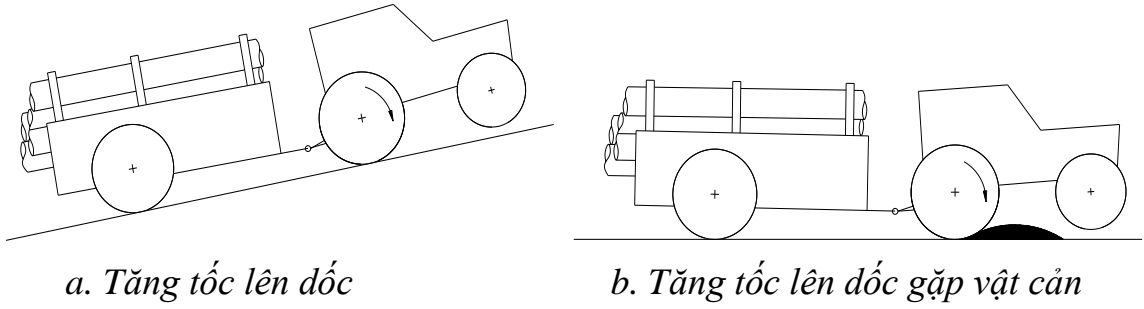
Khớp nối giữa máy kéo và rơ mooc theo thiết kế của đề tài nghiên cứu khoa học cấp Nhà nước mã số KC 07/26 được thể hiện trên hình 1.8.



Hình 1.8. Cấu tạo khớp nối giữa rơ mooc và máy kéo

1 . Bộ phận gắn với máy kéo; 2. Khung rơ mooc; 3. Chốt;

Khớp nối có 1 bậc tự do xoay quanh trục Oz , tuy nhiên khớp nối được lắp rất lỏng do đó cũng có thể xoay quanh trục Oy và Ox một góc hạn chế. Cũng chính vì thiết kế lắp lỏng nên khớp nối có độ rơ rất lớn, trong quá trình làm việc thường xuyên xảy ra các lực động va đập giữa rơ mooc và đầu máy, gây ra tải trọng động làm ảnh hưởng tới hoạt động của động cơ và một số yếu tố động lực học khác của liên hợp máy. Đặc biệt trong quá trình thay đổi vận tốc (khi khởi hành hoặc khi phanh) do va đập giữa rơ mooc và máy kéo làm cho tải trọng lên các cặp bánh xe của máy kéo thay đổi lớn, làm mất khả năng lái và phát sinh sự trượt lán của bánh chủ động (hình 1.9).

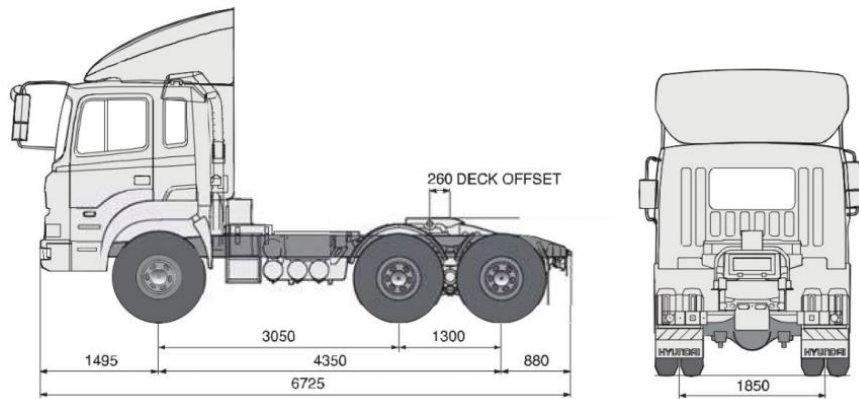


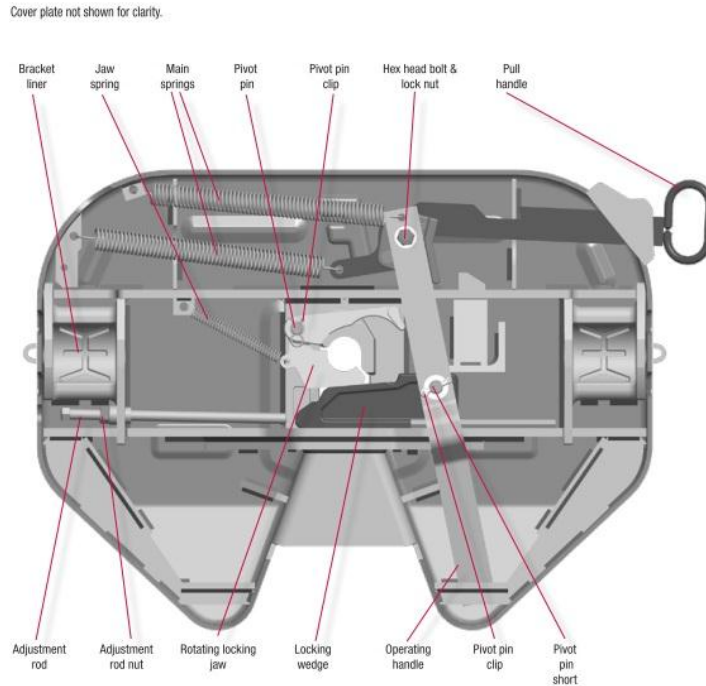
a. Tăng tốc lên dốc

b. Tăng tốc lên dốc gặp vật cản

Hình 1.9. Một số trạng thái làm việc mất ổn định của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc một trục

Hiện nay, trên các loại xe đầu kéo có sử dụng khớp nối giữa đầu kéo với rơ moóc dạng khớp yên ngựa. Có hai loại khớp yên ngựa thường được sử dụng đó là: Khớp yên ngựa loại hai bậc tự do có nguyên lý làm việc giống như khớp các đăng; với loại này thì liên kết giữa đầu máy với rơ moóc có thể xoay tương đối quanh trục Oy và trục Oz và có thể truyền mô men qua lại lẫn nhau qua trục Ox . Khớp yên ngựa loại ba bậc tự do có nguyên lý hoạt động như khớp cầu, liên kết giữa đầu máy và rơ moóc có thể quay tương đối qua ba trục Ox , Oy và Oz .





Hình 1.10. Khớp nối yên ngựa loại 2 bậc tự do

Khớp nối yên ngựa thực chất vẫn là dạng khớp nối cứng, không có bộ phận đàn hồi giúp giảm lực va đập trong quá trình làm việc của liên hợp máy. Hơn thế nữa, dạng khớp yên ngựa trên các loại xe đầu kéo có cấu tạo phức tạp, chi phí chế tạo rất đắt nên không phù hợp với điều kiện sản xuất nông – lâm nghiệp quy mô nhỏ và vừa.

b. Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm

Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm là liên hợp máy kéo bốn bánh shibaura 3000A và rơ moóc một trục là sản phẩm của đề tài nghiên cứu cấp Nhà nước mã số KC 07/26.

+ *Máy kéo cơ sở*

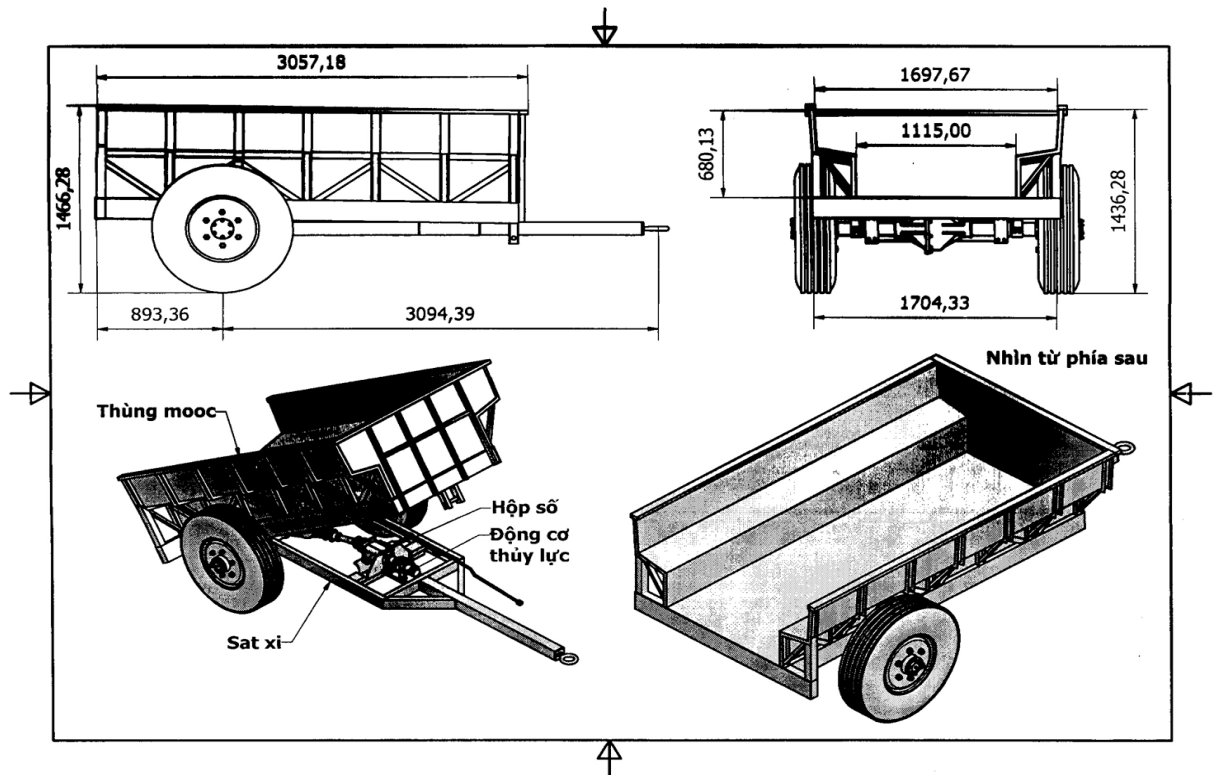
Là loại máy kéo 4 bánh, công dụng chính cho khu vực sản xuất nông nghiệp ở đồng bằng, có thể làm việc ổn định trên các góc dốc $< 15^{\circ}$ tương ứng với độ dốc dọc 26,79%.

Máy kéo shibaura có trục thu công suất với 4 số truyền để thay đổi tốc độ quay của trục. Đây là một đặc điểm rất thuận tiện cho việc tính toán thiết

kế cũng như lựa chọn chế độ sử dụng hợp lý liên hợp, cho phép nâng cao tính đa năng của các liên hợp máy khi làm việc trên các loại địa hình khác.

+ *Rơ moóc một trục lắp sau máy kéo*

Các kích thước cơ bản của rơ moóc: Chiều dài thùng moóc 3.0 m, chiều cao thùng moóc 0.68 m, bề rộng phần đáy 1.12 m, bề rộng phần trên 1.70 m, chiều dài biên tính đến điểm móc 4.0 m (hình 1.11).



Hình 1.11. Cấu tạo rơ moóc một trục

Các kích thước sử dụng khác: Bề rộng cơ sở (khoảng cách vết bánh xe) 1.70 m, chiều dài cơ sở (từ điểm móc đến cầu moóc) 3.10 m, trọng lượng chế tạo 1245 KG, trọng tải chuyên chở 3000 KG, chiều dài gỗ tiêu chuẩn 4.0 m (trọng tâm cách trục moóc 0.2 m), thùng moóc có thể nâng lên được (xoay xung quanh trục bánh xe).

Một số thông số kỹ thuật của rơ moóc sau khi thiết kế, chế tạo và thử nghiệm [14]:

- Xếp được gỗ có chiều dài ≤ 4 m; Trọng tải 3 tấn, phù hợp với khả năng kéo của loại máy kéo nông nghiệp shibaura 3000A; Rơ moóc có 1 cầu chủ động; Hệ thống truyền động cho cầu moóc là loại vi sai thủy lực, tự động gài khi máy kéo không đủ bám; có hệ thống phanh rơ moóc; Kết cấu đơn giản, phù hợp với điều kiện chế tạo của các cơ sở cơ khí địa phương trong nước.

+ *Khớp nối giữa máy kéo và rơ moóc*

Luận án nghiên cứu động lực học của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc một trục trong hai trường hợp: Sử dụng khớp nối cứng hiện có trên liên hợp máy; Thiết kế, chế tạo khớp nối mềm để giữa máy kéo và rơ moóc (trình bày tại mục 4.1.3).

1.4.3. Nội dung nghiên cứu

Lập mô hình nghiên cứu động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc một trục khi kể đến biến dạng tiếp tuyến của bánh chủ động và khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ moóc.

Khảo sát ảnh hưởng của khớp nối mềm tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi tăng tốc để xác định giới hạn làm việc của liên hợp máy theo điều kiện lái; thời gian và quãng đường khi phanh để đánh giá hiệu quả phanh.

Nghiên cứu thực nghiệm xác định một số thông số đầu vào phục vụ giải bài toán lý thuyết và kiểm chứng một số kết quả nghiên cứu lý thuyết.

1.4.4. Phương pháp nghiên cứu

Luận án sử dụng phương pháp nghiên cứu lý thuyết kết hợp với nghiên cứu thực nghiệm.

a. Phương pháp nghiên cứu lý thuyết

Sử dụng phương trình Lagrange loại II để lập hệ phương trình vi phân, xây dựng mô hình tính toán động lực học dọc liên hợp máy.

Ứng dụng Matlab – Simulink để lập chương trình giải hệ phương trình vi phân, khảo sát ảnh hưởng của một số yếu tố tới động lực học dọc của liên hợp máy trong quá trình làm việc.

b. Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm

Sử dụng phương pháp thí nghiệm ô tô máy kéo và đo lường các đại lượng không điện để xác định các thông số đầu vào cho mô hình lý thuyết như : Hệ số cản lăn ; hệ số bám ; độ cứng và hệ số cản của bánh xe chủ động theo phương tiếp tuyến...

Sử dụng phương pháp đo lường các đại lượng không điện bằng điện để minh họa một phần của nghiên cứu lý thuyết: Mô men xoắn trên bán trục chủ động của máy kéo trong quá trình làm việc; gia tốc của máy kéo và rơ mooc theo phương dọc; phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong quá trình làm việc.

1.5. Kết luận chương 1

- Việc nghiên cứu ứng dụng các thiết bị cơ giới hóa trong khai thác gỗ nói chung và trong vận xuất, vận chuyển gỗ nói riêng là hết sức cần thiết nhằm nâng cao năng suất, hạ giá thành sản phẩm, đảm bảo an toàn cho người và phương tiện, giảm thời gian thu hồi vốn.

- Máy kéo bốn bánh có công suất từ 20 – 50 mã lực là nguồn động lực được sử dụng phổ biến hiện nay trong sản xuất nông – lâm nghiệp vì nó phù hợp với điều kiện địa hình, mức đầu tư và khả năng lắp đặt thêm các thiết bị chuyên dụng để sử dụng vào nhiều khâu công việc khác nhau.

- Đối tượng hàng hóa trong vận chuyển gỗ hiện nay là gỗ rừng trồng làm nguyên liệu cho các lĩnh vực: Xây dựng, trụ mỏ, nguyên liệu đồ mộc, sản xuất giấy, ván nhân tạo, băm dăm... Gỗ rừng trồng có đường kính nhỏ, chiều dài khúc gỗ ngắn phụ thuộc vào mục đích sử dụng nhưng thường có các loại: 2,5m, 3m và 4m. Độ chênh lệch kích thước giữa hai đầu khúc gỗ là không đáng kể do đó trọng tâm khúc gỗ gần như đặt vào giữa khúc gỗ.

- Động lực học của ô tô, máy kéo và liên hợp máy đã được rất nhiều công trình nghiên cứu và công bố, tuy nhiên các công trình chủ yếu tập trung vào nghiên cứu dao động của ô tô, máy kéo theo hướng thẳng đứng, một số

ngiên cứu đề cập tới chuyển động lắc ngang, ổn định hướng quay vòng vvv... nhưng rất ít công trình nghiên cứu về động lực học dọc của liên hợp máy có kể đến biến dạng của lớp theo phương tiếp tuyến và khớp nối giữa máy kéo và rơ mooc.

- Nghiên cứu động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục có kể đến biến dạng tiếp tuyến của lớp và khớp nối mềm khi làm việc trên điều kiện đường lâm nghiệp là hướng nghiên cứu cần thiết nhằm làm cơ sở cho các bước nghiên cứu tiếp theo cũng như việc tính toán, hoàn thiện thêm về thiết kế, nâng cao hiệu quả sử dụng và an toàn cho người sử dụng và liên hợp máy.

- Bằng nghiên cứu tổng quan vấn đề nghiên cứu, luận án đã xây dựng được mục tiêu, đối tượng, nội dung và phương pháp nghiên cứu của luận án. Theo đó, để nghiên cứu xác định các yếu tố động lực học dọc của liên hợp máy, đánh giá ảnh hưởng của các yếu tố tới động lực học dọc của liên hợp máy có rất nhiều phương pháp nghiên cứu khác nhau. Trong đó phương pháp nghiên cứu lý thuyết sử dụng phương trình Lagranger loại II để lập phương trình vi phân, sử dụng phần mềm Matlab – Simulink để giải bài toán lý thuyết được coi là phù hợp trong thời điểm hiện nay. Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm sử dụng phương pháp thí nghiệm ô tô máy kéo và đo lường các đại lượng không điện bằng điện để xác định các thông số đầu vào cho việc giải bài toán lý thuyết và kiểm chứng một số kết quả nghiên cứu lý thuyết.

Chương 2

MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC DỌC CỦA LIÊN HỢP MÁY KÉO BỐN BÁNH VÀ RƠ MOOC MỘT TRỤC

Đường lâm nghiệp là loại đường có độ dốc lớn, các đoạn đường lên dốc, xuống dốc và có nhiều đường cong liên tục. Mặt đường có thể trải nhựa, cấp phối hoặc đường đất được gia cố.

Khi làm việc trên điều kiện đường lâm nghiệp, liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục thường xuyên chịu tác động của điều kiện mặt đường, thường xuyên phải tăng tốc, phanh hãm do đó sẽ gây ra tải trọng động tác dụng lên các chi tiết, gây ảnh hưởng tới các yếu tố động lực học của liên hợp máy.

Trong giới hạn nghiên cứu, luận án tiến hành nghiên cứu động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục khi có bố trí thêm khớp nối mềm giữa rơ mooc - máy kéo và có kể đến biến dạng của lớp chủ động theo phương tiếp tuyến.

Liên hợp máy được nghiên cứu bao gồm máy kéo bánh hơi bốn bánh và rơ mooc một trục được liên kết với nhau bằng khớp nối mềm. Giữa thân máy và bánh xe không có hệ thống treo. Mô hình động lực học của liên hợp máy được thiết lập để xác định điều kiện chuyển động và các giới hạn an toàn.

Khi liên hợp máy chuyển động, nó sẽ chịu nhiều tác động từ phía người lái như phanh, tăng ga, quay vô lăng. Ngoài những tác động của người lái thì các yếu tố khách quan từ ngoại cảnh và các yếu tố bất ngờ sẽ ảnh hưởng rất lớn đến an toàn của liên hợp máy khi làm việc.

Phản ứng của liên hợp máy có thể đặc trưng bởi vận tốc dọc, vận tốc ngang và vận tốc góc quay thân xe quanh trục z. Ban đầu người ta giả thiết

bánh xe quay không trượt thì phản ứng của liên hợp máy là tuyến tính. Trong thực tế, liên hợp máy phản ứng không tuyến tính vì bánh xe quay có trượt.

Trong giới hạn nghiên cứu của luận án, để lập mô hình động lực học dọc của liên hợp máy, luận án thừa nhận một số giả thiết sau:

- Liên hợp máy là một cơ hệ gồm hai vật: Máy kéo và rơ mooc có các khối lượng tập trung tại các trọng tâm O_1 và O_2 của máy kéo và rơ mooc (hình 2.1 và hình 2.2);

- Tải trọng đặt trên rơ mooc được cố định với rơ mooc và được giả thiết là một khối thống nhất và không có chuyển động tương đối với rơ mooc.

- Liên hợp máy chuyển động không trượt, phản ứng của liên hợp máy nằm trong giới hạn làm việc tuyến tính;

- Kết cấu của máy kéo, rơ mooc và cả tải trọng gối đặt trên rơ mooc là đối xứng qua mặt phẳng thẳng đứng dọc, các tọa độ trọng tâm cũng nằm trên mặt phẳng ấy. Mô hình động lực học của liên hợp máy được quy về mô hình một vết trong đó các lực và mô men đặt vào các bánh xe là đại lượng được quy đổi từ các cặp bánh trong các trục tương ứng;

- Động cơ chỉ truyền mô men xoắn đến trục bánh xe chủ động của máy kéo, động cơ được coi như một bánh đà vô cùng lớn;

- Liên kết giữa máy kéo và rơ mooc là khớp nối 4 bậc tự do (xoay theo 3 trục và dịch chuyển theo trục x do sự biến dạng của khớp nối mềm);

- Bỏ qua sức cản của không khí và ma sát trong các ổ trục.

2.1. Động lực học của liên hợp máy khi có khớp nối mềm và xét đến biến dạng tiếp tuyến của bánh xe chủ động

Liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục là một hệ gồm các khâu chủ động và bị động (kéo theo). Khâu chủ động có năng lượng được phát ra từ nguồn động lực (động cơ) nên còn gọi là khâu phát động. Khâu bị

động là khâu tiêu thụ năng lượng và chuyển động theo nhờ những liên kết (khớp nối).

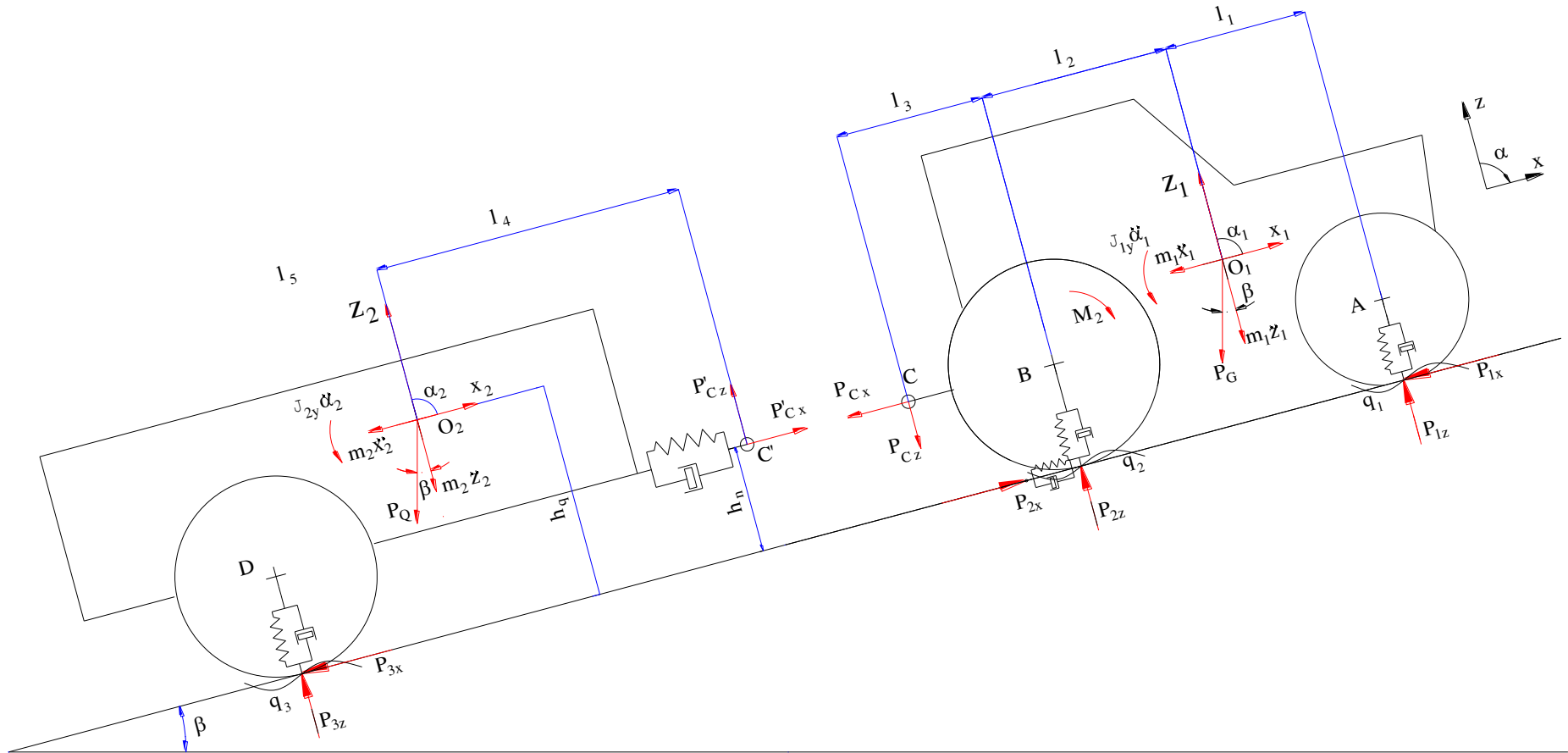
Liên hợp máy có các liên kết: Giữa khung xe với các bánh xe, giữa thân xe với rơ mooc và giữa các bánh xe với mặt đường (hình 2.1, hình 2.2).

Theo phương dọc các khớp nối này là liên kết giữa mặt đường – bánh xe chủ động - thân xe – móc nối moóc – khung moóc – bánh xe bị động – mặt đường. Các liên kết này đều có thể coi là hệ giảm chấn, vì vai trò chính của chúng là giảm chấn. Chúng được dùng như một phương tiện giảm lực động tác dụng giữa máy kéo với rơ mooc và mặt đường, đồng thời phản ánh chất lượng di chuyển của hệ.

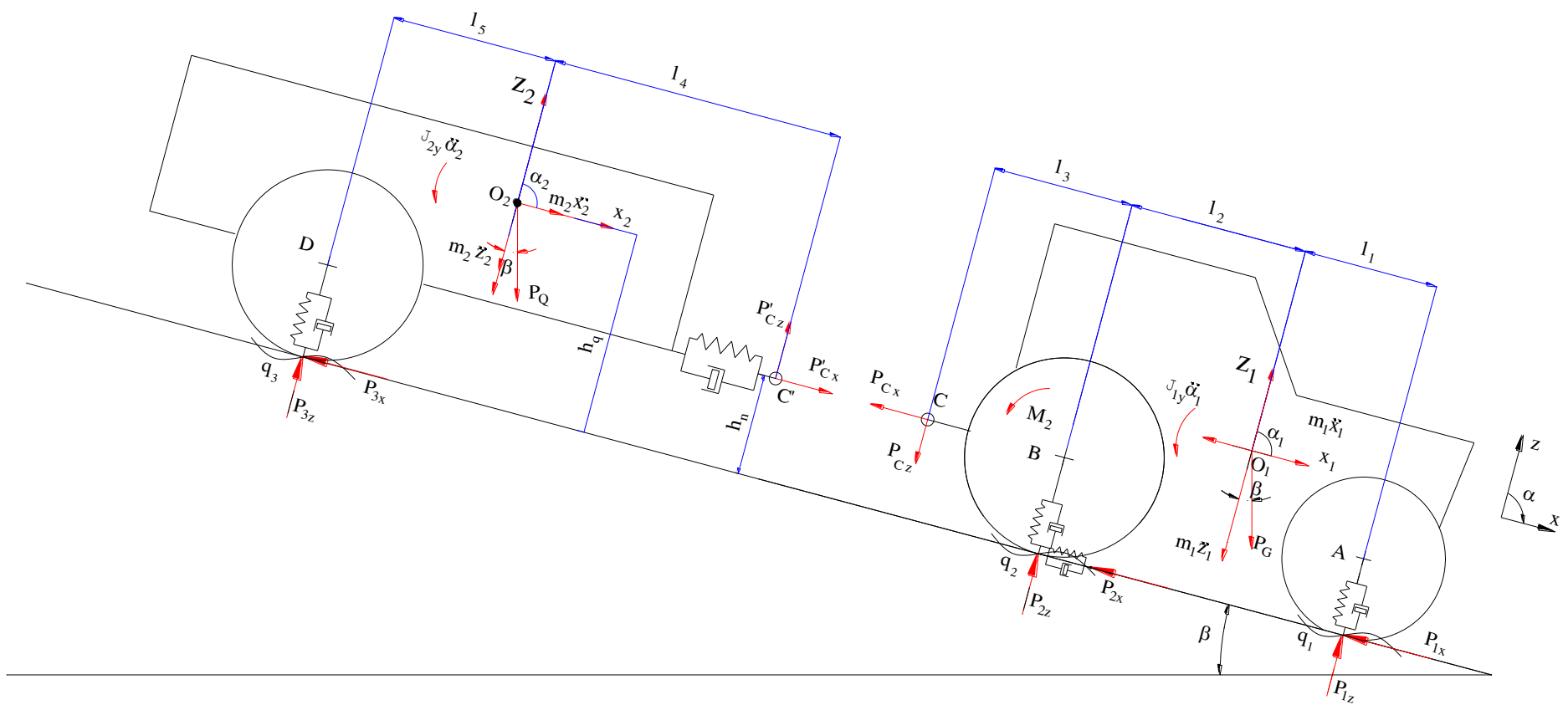
2.1.1. Xây dựng mô hình động lực học dọc của liên hợp máy khi có khớp nối mềm và biến dạng tiếp tuyến của bánh xe chủ động

Trạng thái làm việc của liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục được thể hiện qua ba chế độ làm việc: Tăng tốc, phanh hãm và di chuyển với vận tốc ổn định trên điều kiện lên dốc, xuống dốc và đường bằng. Để nghiên cứu động lực học dọc của liên hợp máy từ đó xác định điều kiện làm việc hợp lý, luận án tiến hành nghiên cứu động lực học của liên hợp máy trong những điều kiện nguy hiểm nhất: Tăng tốc trên đường bằng và lên dốc, phanh trên đường bằng và xuống dốc.

Để xây dựng mô hình động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục, luận án tiến hành nghiên cứu tình trạng máy thực tế có sẵn. Trên cơ sở cấu tạo và nguyên lý làm việc của liên hợp máy, bằng phương pháp mô phỏng hình học với việc xác định các kích thước thực tế trên máy, luận án xây dựng được mô hình của liên hợp máy như hình 2.1 và hình 2.2.



Hình 2.1. Mô hình động lực học liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục khi tăng tốc lên dốc



Hình 2.2. Mô hình động lực học liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục phanh khi xuống dốc

Một số ký hiệu trên mô hình: m_1 – khối lượng máy kéo; m_2 – khối lượng rơ mooc sau khi chất tải; P_G, P_Q – trọng lực của máy kéo và rơ mooc; $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, h_k, h_m, h_n$ các kích thước hình học của liên hợp máy; r_1, r_2, r_3 – bán kính bánh trước, bánh sau, bánh rơ mooc; c_{2x}, c_{4x} – độ cứng của bánh sau và khớp nối mềm theo phương Ox; k_{2x}, k_{4x} – hệ số giảm chấn lần lượt của bánh sau và khớp nối mềm theo phương Ox; k_{iz}, c_{iz} – độ cứng, hệ số giảm chấn bánh xe thứ i theo phương Oz; β – độ dốc mặt đường; x_1, x_2 – dịch chuyển của máy kéo và rơ mooc theo phương Ox; z_1, z_2 – dịch chuyển của trọng tâm máy kéo và rơ mooc theo phương Oz; α_1, α_2 – dịch chuyển góc của trọng tâm máy kéo và rơ mooc trong mặt phẳng xOz; P_{iz} – các lực tác dụng lên bánh xe thứ i theo phương pháp tuyến; P_{ix} – các lực tác dụng lên bánh xe thứ i theo phương Ox;

Xác định các yếu tố trong mô hình: Các thông số về kích thước hình học ($l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, h_k, h_m, h_n, r_2$), các thông số khối lượng m_1, m_2 được xác định bằng phương pháp đo thực tế hoặc kế thừa các số liệu từ công trình đã công bố [14], [8];

Các thông số độ cứng, hệ số cản theo phương Oz (k_{iz}, c_{iz}) được kế thừa theo kết quả nghiên cứu được công bố [8];

Các thông số độ cứng và hệ số cản của khớp nối mềm theo phương Ox (c_{4x}, k_{4x}) được tính toán lý thuyết (chương 3), độ cứng và hệ số cản của lớp chủ động máy kéo (c_{2x}, k_{2x}) được xác định bằng thực nghiệm (chương 4); hệ số cản lăn f_i và hệ số bám ψ được xác định bằng thực nghiệm (chương 4);

Các phản lực P_{iz}, P_{ix} lên bánh xe được xác định bằng phương pháp cân bằng lực và mô men đối với cơ hệ là máy kéo và rơ mooc (được trình bày tại mục 2.1.3);

Biến dạng lò xo khớp nối mềm u_{4x} là một biến thay đổi theo thời gian và được xác định bằng cách nghiên cứu động lực học khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ mooc (trình bày trong mục 2.3);

Biến dạng tiếp tuyến của lốp xe chủ động u_{2x} là một biến thay đổi theo thời gian và được xác định bằng cách nghiên cứu động lực học bánh xe chủ động theo phương tiếp tuyến (trình bày trong mục 2.2);

Các yếu tố $x_1, z_1, \alpha_1, \alpha_2$ chính là nghiệm của hệ phương trình vi phân động lực học liên hợp máy.

Các yếu tố x_2, z_2 được xác định như sau:

Xét mô hình động lực học dọc khi bánh xe quay có biến dạng của lốp theo phương tiếp tuyến và không có trượt tương đối tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường. Lúc này vận tốc dài và vận tốc góc bánh xe khác nhau.

Theo hình 2.2, hệ có 2 vật rắn là máy kéo và rơ mooc. Trong mặt phẳng OXY hệ cần $2 \times 3 = 6$ thông số định vị là (x_i, z_i, α_i) , $i = 1, 2$. Trong đó có các liên kết:

$$\begin{cases} z_C = z_1 - (l_2 + l_3 + u_{4x}) \sin \alpha_1 = z_2 - l_4 \sin \alpha_2 \\ x_C = x_1 - (l_2 + l_3 + u_{4x}) \cos \alpha_1 = x_2 - l_4 \cos \alpha_2 \end{cases}$$

Hay

$$\begin{cases} z_2 = z_1 - (l_2 + l_3 + u_{4x}) \sin \alpha_1 + l_4 \sin \alpha_2 \\ x_2 = x_1 - (l_2 + l_3 + u_{4x}) \cos \alpha_1 + l_4 \cos \alpha_2 \end{cases}$$

Giả thiết các góc α_i là nhỏ thì $\alpha_i \approx \sin \alpha_i$ và $\cos \alpha_i \approx 1$ ($i = 1, 2$), có:

$$\begin{cases} z_2 = z_1 - (l_2 + l_3 + u_{4x}) \alpha_1 + l_4 \alpha_2 \\ x_2 = x_1 - (l_2 + l_3 + u_{4x}) + l_4 \end{cases} \quad (2.1)$$

Khi xét chuyển động từ vị trí ban đầu là thời điểm khớp nối mềm đã biến dạng một lượng $u_{4x(t)}$, nên biến dạng tiếp theo của lò xo này sẽ được xác định như sau:

$$+ \text{Tại thời điểm đầu } (t_0): x_{20} = x_0 - (l_2 + l_3 + u_{4x(t_0)}) + l_4$$

$$+ \text{Ở thời điểm tiếp theo } (t): x_{2t} = x_{1t} - (l_2 + l_3 + u_{4x(t)}) + l_4$$

Vậy $(x_{2t} - x_{1t}) = x_2(t)$ là dịch chuyển của tâm O_2 đối với vị trí ban đầu (cân bằng tĩnh); $(x_{1t} - x_{10}) = x_1(t)$ là dịch chuyển của tâm O_1 đối với vị trí ban đầu.

Vậy $x_{2(t)} - x_{1(t)} = u_{4x(t)}$

Tương tự:

$$\begin{cases} x_{2(t)} = x_{1(t)} - u_{4x(t)} \\ z_{2(t)} = z_{1(t)} - u_{4x(t)} \alpha_1 \end{cases} \quad (2.2)$$

Vậy hệ còn 4 toạ độ suy rộng đủ, chọn: $q = [x_1, z_1, \alpha_1, \alpha_2]$

Nếu kể đến biến dạng theo chiều chuyển động của bánh xe chủ động, thì tại thời điểm tiếp xúc với mặt đường có liên kết đàn hồi theo phương dọc. Gọi biến dạng của lớp theo phương đó là u_{2x} và xét quan hệ động lực học của bánh chủ động: $x_1 = r_2 \varphi_2 + u_{2x}$

Trong đó: φ_2, r_2 – góc quay và bán kính của bánh xe 2, $\varphi_2 = \omega_2 t$;

với ω_2 - vận tốc góc của bánh chủ động có thể tính theo số vòng quay

của trục truyền từ động cơ đến: $\omega_2 = \frac{2\pi}{60} n_2$

2.1.2. Lập phương trình vi phân động lực học dọc của liên hợp máy

Để lập phương trình vi phân của hệ theo phương trình Lagranger loại 2, cần tìm biểu thức của thế năng, động năng và hàm hao tán của hệ máy kéo và rơ mooc.

a. Động năng của hệ:

$$T = \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{z}_1^2) + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_2^2 + \dot{z}_2^2) + \frac{1}{2} J_{1y} \dot{\alpha}_1^2 + \frac{1}{2} J_{2y} \dot{\alpha}_2^2 \quad (2.3)$$

b. Thế năng của hệ:

Xét chuyển động của hệ quanh vị trí ban đầu, với gốc thế năng là vị trí $z_1 = z_2 = 0$, nên thế năng của lực trọng trường:

$$\Pi(mg) = m_1 g z_1 + m_2 g z_2$$

Thế năng của các liên kết đàn hồi:

$$\Pi(\bar{d}h) = \frac{1}{2}c_{1z}(z_A - q_1)^2 + \frac{1}{2}c_{2z}(z_B - q_2)^2 + \frac{1}{2}c_{3z}(z_D - q_3)^2 + \frac{1}{2}c_{4x}u_{4x}^2(t) + \frac{1}{2}c_{2x}u_{2x}^2$$

Vậy:

$$\Pi = m_1gz_1 + m_2gz_2 + \frac{1}{2}c_{1z}(z_A - q_1)^2 + \frac{1}{2}c_{2z}(z_B - q_2)^2 + \frac{1}{2}c_{3z}(z_D - q_3)^2 + \frac{1}{2}c_{4x}u_{4x}^2(t) + \frac{1}{2}c_{2x}u_{2x}^2 \quad (2.4)$$

c. Hàm hao tán của hệ

$$\Phi = \frac{1}{2}k_{1z}(\dot{z}_A - \dot{q}_1)^2 + \frac{1}{2}k_{2z}(\dot{z}_B - \dot{q}_2)^2 + \frac{1}{2}k_{3z}(\dot{z}_D - \dot{q}_3)^2 + \frac{1}{2}k_{4x}\dot{u}_{4x}^2 + \frac{1}{2}k_{2x}\dot{u}_{2x}^2 \quad (2.5)$$

Từ hình vẽ 2.1 và hình 2.2 có các mối quan hệ hình học sau:

$$\begin{cases} z_A = z_1 + l_1\alpha_1 \\ z_B = z_1 - l_2\alpha_1 \\ z_D = z_2 + l_5\alpha_2 = z_1 - u_{4x}\alpha_1 + l_5\alpha_2 \end{cases} \quad (2.6)$$

Hay:

$$\begin{cases} \dot{z}_A = \dot{z}_1 + l_1\dot{\alpha}_1 \\ \dot{z}_B = \dot{z}_1 - l_2\dot{\alpha}_1 \\ \dot{z}_D = \dot{z}_1 - \dot{u}_{4x}\alpha_1 - u_{4x}\dot{\alpha}_1 + l_5\dot{\alpha}_2 \end{cases} \quad (2.7)$$

Thay (2.6), (2.7) vào (2.2), (2.3), (2.4), (2.5) và tổng hợp lại được hàm động năng, thế năng và hao tán của hệ như sau:

$$T = \frac{1}{2}m_1(\dot{x}_1^2 + \dot{z}_1^2) + \frac{1}{2}m_2\left[(\dot{x}_1 - \dot{u}_{4x})^2 + (\dot{z}_1 - \dot{u}_{4x}\alpha_1 - \dot{\alpha}_1u_{4x})^2\right] + \frac{1}{2}J_{1y}\dot{\alpha}_1^2 + \frac{1}{2}J_{2y}\dot{\alpha}_2^2 \quad (2.8)$$

$$\Pi = m_1gz_1 + m_2gz_2 + \frac{1}{2}c_{1z}(z_1 + l_1\alpha_1 - q_1)^2 + \frac{1}{2}c_{2z}(z_1 - l_2\alpha_1 - q_2)^2 + \frac{1}{2}c_{3z}(z_1 - u_{4x}\alpha_1 + l_5\alpha_2 - q_3)^2 + \frac{1}{2}c_{4x}u_{4x}^2(t) + \frac{1}{2}c_{2x}(r_2\phi_2 - x_1)^2 \quad (2.9)$$

$$\Phi = \frac{1}{2}k_{1z}(\dot{z}_1 + l_1\dot{\alpha}_1 - \dot{q}_1)^2 + \frac{1}{2}k_{2z}(\dot{z}_1 - l_2\dot{\alpha}_1 - \dot{q}_2)^2 + \frac{1}{2}k_{3z}(\dot{z}_1 - u_{4x}\dot{\alpha}_1 - \dot{u}_{4x}\alpha_1 + l_5\dot{\alpha}_2 - \dot{q}_3)^2 + \frac{1}{2}k_{4x}\dot{u}_{4x}^2(t) + \frac{1}{2}k_{2x}(r_2\dot{\phi}_2 - \dot{x}_1)^2 \quad (2.10)$$

d. Các thành phần ngoại lực suy rộng

+ Ngoại lực suy rộng trong trường hợp tăng tốc lên dốc:

Nếu bỏ qua sức cản không khí lên liên hợp máy vì nó chuyển động với vận tốc nhỏ, thì các ngoại lực tác dụng lên hệ là những lực từ mặt đường đặt vào các bánh xe.

Từ hình 2.1 và hình 2.2, thu gọn các lực tác dụng từ mặt đường về tâm các bánh xe có:

Tại tâm bánh xe thứ i

$$\begin{cases} P_{ix} = P_{iz} f_i \\ M_{Oi} = P_{iz} f_i r_i \end{cases} \quad i = 1, 2, 3$$

Trong đó M_{Oi} có tác dụng làm bánh xe quay quanh trục của nó. Do đó công nguyên tố của chúng tính theo các tọa độ suy rộng sẽ là:

$$\delta A = P_{1x} \delta x_A + P_{2x} \delta x_B + P_{3x} \delta x_D + P_{1z} \delta z_A + P_{2z} \delta z_B + P_{3z} \delta z_D \quad (2.11)$$

Trong đó:

$$x_A = x_1 + l_1 \cos \alpha_1 = x_1 + l_1; \quad x_B = x_1 - l_2;$$

$$z_A = z_1 + l_1 \sin \alpha_1 = z_1 + l_1 \alpha_1; \quad z_B = z_1 - l_2 \sin \alpha_1 = z_1 - l_2 \alpha_1;$$

$$x_D = x_2 - l_5 \cos \alpha_2 = x_2 - l_5 \approx x_1 - u_{4x} - l_5;$$

$$z_D = z_2 + l_5 \sin \alpha_2 = z_2 + l_5 \alpha_2 \approx z_1 - u_{4x} \alpha_1 + l_5 \alpha_2;$$

$$\delta x_A = \delta x_1; \quad \delta x_B = \delta x_1; \quad \delta x_D = \delta x_1 - \delta u_{4x}$$

$$\begin{aligned} \delta A = & P_{1x} \delta x_1 + P_{2x} \delta x_1 + P_{3x} (\delta x_1 - \delta u_{4x}) + P_{1z} (\delta z_1 - l_1 \delta \alpha_1) \\ & + P_{2z} (\delta z_1 - l_2 \delta \alpha_1) + P_{3z} (\delta z_1 - l_5 \delta \alpha_2) - \delta u_{4x} \delta \alpha_1 \end{aligned}$$

Hay:

$$\begin{aligned} \delta A = & (P_k - P_{1z}f_1 - P_{3z}f_3)\delta x_1 + (P_{1z} + P_{2z} + P_{3z})\delta z_1 \\ & + (P_{1z}f_1l_1 - P_{2z}f_2l_2)\delta\alpha_1 + (P_{3z}f_3l_5)\delta\alpha_2 + (P_{3z}f_3)\delta u_{4x} \end{aligned} \quad (2.12)$$

$$\text{Vậy: } \begin{cases} Q_{x1}^* = P_k - P_{1z}f_1 - P_{3z}f_3 \\ Q_{z1}^* = P_{1z} + P_{2z} + P_{3z} \\ Q_{\alpha1}^* = P_{1z}f_1l_1 - P_{2z}f_2l_2 \\ Q_{\alpha2}^* = P_{3z}f_3l_5 \end{cases} \quad (2.13)$$

+ Ngoại lực suy rộng trong trường hợp phanh khi xuống dốc:

Tương tự như trường hợp tăng tốc, công nguyên tố tính theo các tọa độ suy rộng sẽ là:

$$\delta A = P_{1x}\delta x_A + P_{2x}\delta x_B + P_{3x}\delta x_D + P_{1z}\delta z_A + P_{2z}\delta z_B + P_{3z}\delta z_D \quad (2.14)$$

Tuy nhiên, trong quá trình phanh thì bánh xe chủ động không có mô men M_k mà thay vào đó là mô men phanh M_p ngược chiều quay của nó, lực phanh P_p có chiều ngược với chiều chuyển động của liên hợp máy.

Khi phanh, do cấu tạo hệ thống phanh trên máy kéo bố trí tại truyền lực chính, do đó lực phanh chỉ xuất hiện tại bánh xe chủ động. Trong trường hợp này:

$$P_{2x} = P_p$$

$$P_{2x} \text{ có giá trị lớn nhất là: } P_{2x-\max} = P_{p-\max} = P_{2z}\psi$$

$$\begin{aligned} \delta A = & P_{1x}\delta x_1 + P_{2x}\delta x_1 + P_{3x}(\delta x_1 - \delta u_{4x}) + P_{1z}(\delta z_1 - l_1\delta\alpha_1) \\ & + P_{2z}(\delta z_1 - l_2\delta\alpha_1) + P_{3z}(\delta z_1 - l_5\delta\alpha_2) - \delta u_{4x}\delta\alpha_1 \end{aligned}$$

Từ đó:

$$\begin{aligned} \delta A = & (P_p + P_{1z}f_1 + P_{3z}f_3)\delta x_1 + (P_{1z} + P_{2z} + P_{3z})\delta z_1 + \\ & + (P_{1z}f_1l_1 - P_{2z}f_2l_2)\delta\alpha_1 + (P_{3z}f_3l_5)\delta\alpha_2 + (P_{3z}f_3)\delta u_{4x} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Hay:

$$\text{Vây: } \begin{cases} Q_{x1}^* = P_p + P_{1z}f_1 + P_{3z}f_3 \\ Q_{z1}^* = P_{1z} + P_{2z} + P_{3z} \\ Q_{\alpha 1}^* = P_{1z}f_1l_1 - P_{2z}f_2l_2 \\ Q_{\alpha 2}^* = P_{3z}f_3l_5 \end{cases} \quad (2.16)$$

e. Phương trình vi phân chuyển động của liên hợp máy

Phương trình Lagaranger loại 2 có dạng:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \rho_i} = - \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \rho_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \rho_i} \right) + Q_i^* \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (2.17)$$

Trong đó:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = (m_1 + m_2) \ddot{x}_1 - m_2 \ddot{u}_{4x}(t) \quad (2.18)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_1} \right) = (m_1 + m_2) \ddot{z}_1 - m_2 [\alpha_1 \ddot{u}_{4x}(t) + \ddot{\alpha}_1 u_{4x}(t) + 2\dot{u}_{4x} \dot{\alpha}_1] \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_1} \right] &= -m_2 u_{4x} \ddot{z}_1 - m_2 \dot{u}_{4x} \dot{z}_1 + (m_2 u_{4x} \ddot{u}_{4x} + m_2 \dot{u}_{4x}^2) \alpha_1 \\ &\quad + m_2 u_{4x} \dot{u}_{4x} \dot{\alpha}_1 + (m_2 u_{4x}^2 + J_{1y}) \ddot{\alpha}_1 \end{aligned} \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \alpha_1} = -m_2 \dot{u}_{4x} \dot{z}_1 + m_2 \dot{u}_{4x}^2 \alpha_1 + m_2 \dot{u}_{4x} \dot{\alpha}_1 u_{4x} \quad (2.21)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_2} \right) = J_{2y} \ddot{\alpha}_2 \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = -c_{2x} (r_2 \varphi_2 - x_1) \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial z_1} &= (c_{1z} + c_{2z} + c_{3z}) z_1 + (c_{1z} l_1 - c_{2z} l_2 - c_{3z} u_{4x}) \alpha_1 \\ &\quad + l_5 c_{3z} \alpha_2 - (c_{1z} q_1 + c_{2z} q_2 + c_{3z} q_3) + (m_1 + m_2) g \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha_1} = & (c_{1z}l_1 - c_{2z}l_2 - c_{3z}u_{4x})z_1 + (c_{1z}l_1^2 + c_{2z}l_2^2 + c_{3z}u_{4x}^2)\alpha_1 \\ & - l_5c_{3z}\alpha_2u_{4x} - (c_{1z}l_1q_1 - c_{2z}l_2q_2 + c_{3z}u_{4x}q_3) - m_2gu_{4x} \end{aligned} \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha_2} = c_{3z}l_5z_1 - l_5c_{3z}\alpha_1u_{4x} + c_{3z}l_5^2\alpha_2 - c_{3z}l_5q_3 \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_1} = -k_{2x}(r_2\dot{\phi}_2 - \dot{x}_1) \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}_1} = & (k_{1z} + k_{2z} + k_{3z})\dot{z}_1 + (k_{1z}l_1 + k_{2z}l_2 + k_{3z}u_{4x})\dot{\alpha}_1 \\ & + k_{3z}l_5\dot{\alpha}_2 - (k_{1z}\dot{q}_1 + k_{2z}\dot{q}_2 + k_{3z}\dot{q}_3) - k_{3z}\dot{u}_{4x}\alpha_1 \end{aligned} \quad (2.28)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\alpha}_1} = & (k_{1z}l_1 - k_{2z}l_2 - k_{3z}u_{4x})\dot{z}_1 + (k_{1z}l_1^2 + k_{2z}l_2^2 + k_{3z}u_{4x}^2)\dot{\alpha}_1 + k_{3z}l_5u_{4x}\dot{\alpha}_2 \\ & - (k_{1z}l_1\dot{q}_1 + k_{2z}l_2\dot{q}_2 + k_{3z}u_{4x}\dot{q}_3) + k_{3z}u_{4x}\dot{u}_{4x}\alpha_1 \end{aligned} \quad (2.29)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\alpha}_2} = k_{3z}l_5\dot{z}_1 - k_{3z}l_5u_{4x}\dot{\alpha}_1 - k_{3z}l_5\dot{u}_{4x}\alpha_2 + k_{3z}l_5^2\dot{\alpha}_2 - k_{3z}l_5\dot{q}_3 \quad (2.30)$$

Thay các biểu thức từ (2.18) đến (2.30) vào (2.17) được hệ phương trình vi phân sau:

$$\left\{ \begin{aligned} (m_1 + m_2)\ddot{x}_1 + k_{2x}\dot{x}_1 + c_{2x}x_1 - k_{2x}r_2\dot{\phi}_2 - c_{2x}r_2\phi_2 - m_2\ddot{u}_{4x} &= Q_{x1}^* \\ (m_1 + m_2)\ddot{z}_1 + (k_{1z} + k_{2z} + k_{3z})\dot{z}_1 + (c_{1z} + c_{2z} + c_{3z})z_1 - m_2u_{4x}\ddot{\alpha}_1 \\ &+ (k_{1z}l_1 + k_{2z}l_2 + k_{3z}u_{4x} - 2m_2\dot{u}_{4x})\dot{\alpha}_1 + (c_{1z}l_1 - c_{2z}l_2 - c_{3z}u_{4x} - m_2\ddot{u}_{4x} - k_{3z}\dot{u}_{4x})\alpha_1 \\ &+ k_{3z}l_5\dot{\alpha}_2 + l_5c_{3z}\alpha_2 - k_{1z}\dot{q}_1 - c_{1z}q_1 - k_{2z}\dot{q}_2 - c_{2z}q_2 - k_{3z}\dot{q}_3 - c_{3z}q_3 + (m_1 + m_2)g = Q_{z1}^* \\ (m_2u_{4x}^2 + J_{1y})\ddot{\alpha}_1 + (k_{1z}l_1^2 + k_{2z}l_2^2 + k_{3z}u_{4x}^2 + m_2u_{4x}\dot{u}_{4x})\dot{\alpha}_1 \\ &+ (m_2u_{4x}\ddot{u}_{4x} + k_{3z}u_{4x}\dot{u}_{4x} + c_{1z}l_1^2 + c_{2z}l_2^2 + c_{3z}u_{4x}^2 + m_2\dot{u}_{4x}^2)\alpha_1 - m_2u_{4x}\ddot{z}_1 \\ &+ (k_{1z}l_1 - k_{2z}l_2 - k_{3z}u_{4x} + m_2\dot{u}_{4x})\dot{z}_1 + (c_{1z}l_1 - c_{2z}l_2 - c_{3z}u_{4x})z_1 + k_{3z}l_5u_{4x}\dot{\alpha}_2 - l_5c_{3z}u_{4x}\alpha_2 \\ &- k_{1z}l_1\dot{q}_1 - k_{2z}l_2\dot{q}_2 - k_{3z}u_{4x}\dot{q}_3 - c_{1z}l_1q_1 + c_{2z}l_2q_2 - c_{3z}u_{4x}q_3 - m_2gu_{4x} = Q_{\alpha 1}^* \\ J_{2y}\ddot{\alpha}_2 + k_{3z}l_5^2\dot{\alpha}_2 - k_{3z}l_5\dot{u}_{4x}\alpha_2 + c_{3z}l_5^2\alpha_2 \\ &+ k_{3z}l_5\dot{z}_1 + c_{3z}l_5z_1 - k_{3z}l_5u_{4x}\dot{\alpha}_1 - l_5c_{3z}u_{4x}\alpha_1 - k_{3z}l_5\dot{q}_3 - c_{3z}l_5q_3 = Q_{\alpha 2}^* \end{aligned} \right. \quad (2.31)$$

Thay (2.13) vào (2.31) được hệ phương trình vi phân động lực học dọc liên hợp máy trong quá trình tăng tốc:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 (m_1 + m_2) \ddot{x}_1 + k_{2x} \dot{x}_1 + c_{2x} x_1 - k_{2x} r_2 \dot{\phi}_2 - c_{2x} r_2 \phi_2 - m_2 \ddot{u}_{4x} = P_k - P_{1z} f_1 - P_{3z} f_3 \\
 (m_1 + m_2) \ddot{z}_1 + (k_{1z} + k_{2z} + k_{3z}) \dot{z}_1 + (c_{1z} + c_{2z} + c_{3z}) z_1 - m_2 u_{4x} \ddot{\alpha}_1 + (k_{1z} l_1 + k_{2z} l_2 \\
 + k_{3z} u_{4x} - 2m_2 \dot{u}_{4x}) \dot{\alpha}_1 + (c_{1z} l_1 - c_{2z} l_2 - c_{3z} u_{4x} - m_2 \ddot{u}_{4x} - k_{3z} \dot{u}_{4x}) \alpha_1 + k_{3z} l_5 \dot{\alpha}_2 \\
 + l_5 c_{3z} \alpha_2 - k_{1z} \dot{q}_1 - c_{1z} q_1 - k_{2z} \dot{q}_2 - c_{2z} q_2 - k_{3z} \dot{q}_3 - c_{3z} q_3 + (m_1 + m_2) g = P_{1z} + P_{2z} + P_{3z} \\
 (m_2 u_{4x}^2 + J_{1y}) \ddot{\alpha}_1 + (k_{1z} l_1^2 + k_{2z} l_2^2 + k_{3z} u_{4x}^2 + m_2 u_{4x} \dot{u}_{4x}) \dot{\alpha}_1 \\
 + (m_2 u_{4x} \ddot{u}_{4x} + k_{3z} u_{4x} \dot{u}_{4x} + c_{1z} l_1^2 + c_{2z} l_2^2 + c_{3z} u_{4x}^2 + m_2 \dot{u}_{4x}^2) \alpha_1 - m_2 u_{4x} \ddot{z}_1 \\
 + (k_{1z} l_1 - k_{2z} l_2 - k_{3z} u_{4x} + m_2 \dot{u}_{4x}) \dot{z}_1 + (c_{1z} l_1 - c_{2z} l_2 - c_{3z} u_{4x}) z_1 + k_{3z} l_5 u_{4x} \dot{\alpha}_2 - l_5 c_{3z} u_{4x} \alpha_2 \\
 - k_{1z} l_1 \dot{q}_1 - k_{2z} l_2 \dot{q}_2 - k_{3z} u_{4x} \dot{q}_3 - c_{1z} l_1 q_1 + c_{2z} l_2 q_2 - c_{3z} u_{4x} q_3 - m_2 g u_{4x} = P_{1z} f_1 l_1 - P_{2z} f_2 l_2 \\
 J_{2y} \ddot{\alpha}_2 + k_{3z} l_5^2 \dot{\alpha}_2 - k_{3z} l_5 \dot{u}_{4x} \alpha_2 + c_{3z} l_5^2 \alpha_2 \\
 + k_{3z} l_5 \dot{z}_1 + c_{3z} l_5 z_1 - k_{3z} l_5 u_{4x} \dot{\alpha}_1 - l_5 c_{3z} u_{4x} \alpha_1 - k_{3z} l_5 \dot{q}_3 - c_{3z} l_5 q_3 = P_{3z} f_3 l_5 \quad (2.32)
 \end{array} \right.$$

Thay (2.16) vào (2.31) được hệ phương trình vi phân của liên hợp máy trong quá trình phanh:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 (m_1 + m_2) \ddot{x}_1 + k_{2x} \dot{x}_1 + c_{2x} x_1 - k_{2x} r_2 \dot{\phi}_2 - c_{2x} r_2 \phi_2 - m_2 \ddot{u}_{4x} = P_P + P_{1z} f_1 + P_{3z} f_3 \\
 (m_1 + m_2) \ddot{z}_1 + (k_{1z} + k_{2z} + k_{3z}) \dot{z}_1 + (c_{1z} + c_{2z} + c_{3z}) z_1 - m_2 u_{4x} \ddot{\alpha}_1 + (k_{1z} l_1 + k_{2z} l_2 \\
 + k_{3z} u_{4x} - 2m_2 \dot{u}_{4x}) \dot{\alpha}_1 + (c_{1z} l_1 - c_{2z} l_2 - c_{3z} u_{4x} - m_2 \ddot{u}_{4x} - k_{3z} \dot{u}_{4x}) \alpha_1 + k_{3z} l_5 \dot{\alpha}_2 \\
 + l_5 c_{3z} \alpha_2 - k_{1z} \dot{q}_1 - c_{1z} q_1 - k_{2z} \dot{q}_2 - c_{2z} q_2 - k_{3z} \dot{q}_3 - c_{3z} q_3 + (m_1 + m_2) g = P_{1z} + P_{2z} + P_{3z} \\
 (m_2 u_{4x}^2 + J_{1y}) \ddot{\alpha}_1 + (k_{1z} l_1^2 + k_{2z} l_2^2 + k_{3z} u_{4x}^2 + m_2 u_{4x} \dot{u}_{4x}) \dot{\alpha}_1 \\
 + (m_2 u_{4x} \ddot{u}_{4x} + k_{3z} u_{4x} \dot{u}_{4x} + c_{1z} l_1^2 + c_{2z} l_2^2 + c_{3z} u_{4x}^2 + m_2 \dot{u}_{4x}^2) \alpha_1 - m_2 u_{4x} \ddot{z}_1 \\
 + (k_{1z} l_1 - k_{2z} l_2 - k_{3z} u_{4x} + m_2 \dot{u}_{4x}) \dot{z}_1 + (c_{1z} l_1 - c_{2z} l_2 - c_{3z} u_{4x}) z_1 + k_{3z} l_5 u_{4x} \dot{\alpha}_2 - l_5 c_{3z} u_{4x} \alpha_2 \\
 - k_{1z} l_1 \dot{q}_1 - k_{2z} l_2 \dot{q}_2 - k_{3z} u_{4x} \dot{q}_3 - c_{1z} l_1 q_1 + c_{2z} l_2 q_2 - c_{3z} u_{4x} q_3 - m_2 g u_{4x} = P_{1z} f_1 l_1 - P_{2z} f_2 l_2 \\
 J_{2y} \ddot{\alpha}_2 + k_{3z} l_5^2 \dot{\alpha}_2 - k_{3z} l_5 \dot{u}_{4x} \alpha_2 + c_{3z} l_5^2 \alpha_2 \\
 + k_{3z} l_5 \dot{z}_1 + c_{3z} l_5 z_1 - k_{3z} l_5 u_{4x} \dot{\alpha}_1 - l_5 c_{3z} u_{4x} \alpha_1 - k_{3z} l_5 \dot{q}_3 - c_{3z} l_5 q_3 = P_{3z} f_3 l_5 \quad (2.33)
 \end{array} \right.$$

Nhân xét:

Trong hệ phương trình (2.32) và (2.33) ta nhận thấy: Dịch chuyển, gia tốc của dịch chuyển trọng tâm máy kéo và rơ mooc phụ thuộc vào biến dạng của lò xo u_{4x} và biến dạng của bánh xe chủ động theo phương tiếp tuyến u_{2x} .

Để khảo sát các hệ phương trình (2.32) và (2.33) ta phải xác định các thành phần phản lực pháp tuyến lên các bánh xe (được xác định trong nội dung 2.1.3).

2.1.3. Xác định các lực tác dụng từ mặt đường lên bánh xe P_{iz} và P_{ix} *a. Lực pháp tuyến của mặt đường lên bánh xe P_{1z} , P_{2z} , P_{3z} :*

Phản lực pháp tuyến của mặt đất lên bánh xe máy kéo thay đổi theo trị số của các lực và mô men bên ngoài tác dụng lên liên hợp máy. Phản lực pháp tuyến của mặt đất lên bánh xe có ảnh hưởng lớn tới lực bám, khả năng hãm, khả năng ổn định chống lật, khả năng lái, lực tải tác dụng lên các chi tiết của xe.

Do đó, tính trị số của phản lực có một ý nghĩa rất quan trọng, giúp giải quyết nhiều vấn đề có liên quan đến những đặc tính quan trọng của liên hợp máy.

Để tính phản lực của mặt đất lên bánh xe, xét trường hợp chung nhất, tức là trường hợp liên hợp máy chuyển động có gia tốc, di chuyển trên địa hình có độ dốc β và với tất cả các lực có tác dụng lên liên hợp máy.

Để xác định phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh trước máy kéo P_{1z} và lên bánh sau P_{2z} tiến hành xét mô men của các lực tác dụng lên máy kéo đối với điểm O_2 .

Từ sơ đồ trên hình 2.1 và hình 2.2 có hệ phương trình sau :

$$\begin{cases} (l_1 + l_2)P_{1z} \pm P_G h_k \sin \beta - l_2 P_G \cos \beta \pm m_1 \ddot{x}_1 h_k + m_1 \ddot{z}_1 l_2 + P_{Cz} l_3 \pm P_{Cx} h_n = 0 \\ P_{1z} + P_{2z} - P_G \cos \beta - P_{Cz} + m_1 \ddot{z}_1 = 0 \\ m_2 l_4 \ddot{z}_2 \pm m_2 (h_q - h_n) \ddot{x}_2 + P_Q l_4 \cos \beta \pm P_Q (h_q - h_n) \sin \beta - P_{3z} (l_4 + l_5) = 0 \end{cases} \quad (2.34)$$

- Đối với trường hợp liên hợp máy tăng tốc khi lên dốc :

$$\begin{cases} P_{z1} = \frac{l_2 P_G \cos \beta - P_G h_k \sin \beta - m_1 \ddot{x}_1 h_k - m_1 \ddot{z}_1 l_2 - P_{Cz} l_3 - P_{Cx} h_n}{(l_1 + l_2)} \\ P_{2z} = P_G \cos \beta + P_{Cz} - m_1 \ddot{z}_1 - P_{1z} \\ P_{3z} = \frac{m_2 l_4 \ddot{z}_2 + m_2 (h_q - h_n) \ddot{x}_2 + P_Q l_4 \cos \beta + P_Q (h_q - h_n) \sin \beta}{l_4 + l_5} \end{cases} \quad (2.35)$$

- Đối với trường hợp liên hợp máy phanh khi xuống dốc :

$$\begin{cases} P_{z1} = \frac{l_2 P_G \cos \beta + P_G h_k \sin \beta + m_1 \ddot{x}_1 h_k - m_1 \ddot{z}_1 l_2 - P_{Cz} l_3 + P_{Cx} h_n}{(l_1 + l_2)} \\ P_{2z} = P_G \cos \beta + P_{Cz} - m_1 \ddot{z}_1 - P_{1z} \\ P_{3z} = \frac{m_2 l_4 \ddot{z}_2 - m_2 (h_q - h_n) \ddot{x}_2 + P_Q l_4 \cos \beta - P_Q (h_q - h_n) \sin \beta}{l_4 + l_5} \end{cases} \quad (2.36)$$

b. Lực tiếp tuyến từ mặt đường tác dụng lên bánh xe P_{1x} , P_{2x} , P_{3x} :

- Đối với các bánh xe bị động lực tiếp tuyến từ mặt đường tác dụng lên bánh xe chính là thành phần lực cản lăn của bánh xe đó:

$$P_{1x} = P_{1z} f_1 \quad (2.37)$$

$$P_{3x} = P_{3z} f_3 \quad (2.38)$$

- Đối với bánh xe chủ động lực tiếp tuyến của mặt đường tác dụng lên bánh xe chính là phản lực từ mặt đường do mô men chủ động tạo ra:

+ Trường hợp tăng tốc:

$$P_{2x} = P_k = \frac{M_k}{r_2} \quad (2.39)$$

Giá trị cực đại: $P_{2x \max} = P_{2z} \psi$

+ Trường hợp phanh:

$$P_{2x} = P_p = \frac{M_p}{r_2} \quad (2.40)$$

Giá trị cực đại: $P_{2x \max} = P_{2z} \psi$

2.1.4. Xác định lực tại điểm nối moóc

Lực tác dụng của rơ moóc lên máy kéo ảnh hưởng trực tiếp tới sự phân bố lại tọa độ trọng tâm của máy kéo khi làm việc, ảnh hưởng tới phản lực pháp tuyến lên các bánh xe máy kéo. Lực tác dụng của rơ moóc lên máy kéo thay đổi theo trạng thái làm việc giữa quá trình tăng tốc và quá trình phanh. Lực tác dụng của rơ moóc lên máy kéo được xác định bằng phương pháp cân bằng lực tác dụng lên rơ moóc.

Tại điểm nối moóc, nếu ta xét đối với máy kéo sẽ có các lực tác dụng từ rơ moóc lên máy kéo như sau:

- Lực tác dụng của rơ moóc lên máy kéo theo phương Oz:

$$P_{Cz} = m_2 \ddot{z}_2 + P_Q \cos \beta - P_{3z} \quad (2.41)$$

- Lực tác dụng của rơ moóc lên máy kéo theo phương Ox:

+ Trường hợp liên hợp máy tăng tốc khi lên dốc:

$$P_{Cx} = m_2 \ddot{x}_2 + P_Q \sin \beta + P_{3z} f_3 \quad (2.42)$$

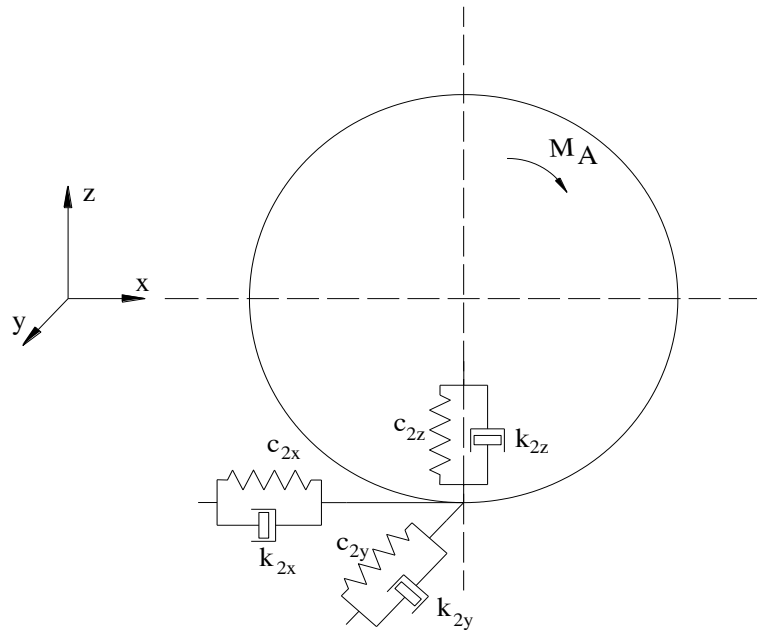
+ Trường hợp liên hợp máy phanh khi xuống dốc:

$$P_{Cx} = m_2 \ddot{x}_2 + P_Q \sin \beta - P_{3z} f_3 \quad (2.43)$$

2.2. Động lực học của bánh xe chủ động theo phương tiếp tuyến

Trong các trạng thái làm việc của máy kéo bánh hơi, bánh xe thường có biến dạng theo ba phương: Pháp tuyến, tiếp tuyến và nằm ngang. Mô hình tổng quát được biểu diễn như hình 2.3, trong đó tính đàn hồi của bánh xe theo mỗi phương được thay thế bằng một mô hình Kenvin với hệ số độ cứng c_i và hệ số giảm chấn k_i ($i = 1, 2, 3$).

Tuy nhiên việc xác định và mô tả đầy đủ tính chất liên kết đồng thời theo ba phương là rất khó khăn. Do vậy, tùy theo mục đích và điều kiện nghiên cứu có thể sử dụng mô hình đơn giản hơn.



Hình 2.3. Mô hình bánh xe chủ động đàn hồi

Hầu hết các công trình nghiên cứu về tính êm dịu của ô tô và máy kéo bánh hơi các tác giả chỉ sử dụng mô hình một phần tử đàn hồi theo phương thẳng đứng [41], [30], [15], [8]... Khi nghiên cứu chuyển động thẳng của máy kéo bánh hơi trên nền phẳng có thể sử dụng mô hình một phần tử đàn hồi theo phương tiếp tuyến [27], [32]... Để nghiên cứu ổn định quỹ đạo chuyển động các tác giả mới sử dụng mô hình hai phần tử đàn hồi theo phương thẳng đứng và phương ngang [8]...

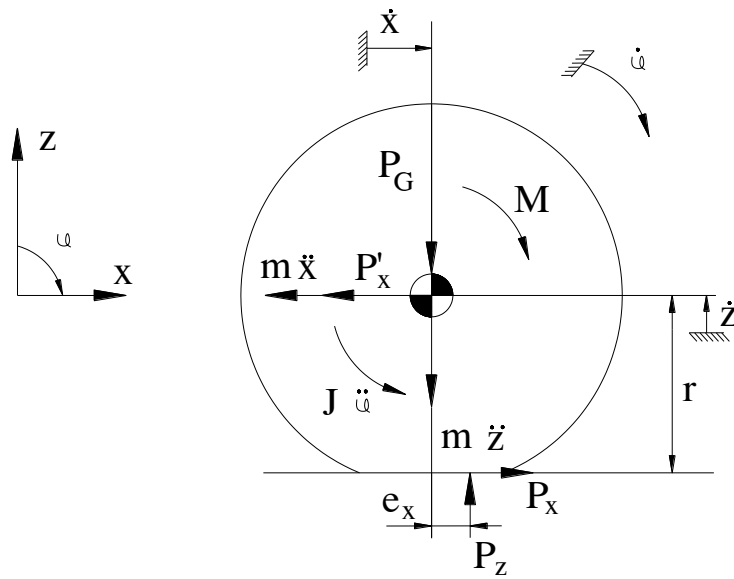
Với mục đích nghiên cứu chuyển động thẳng của liên hợp máy - máy kéo bánh hơi và rơ mooc một trục, luận án lựa chọn mô hình hai phần tử đàn hồi theo phương tiếp tuyến và phương pháp tuyến, trong đó có xét đến tính đàn hồi xoắn của bánh xe và sự trượt của bánh xe so với mặt đường.

Để lập mô hình động lực học của bánh xe có kể đến biến dạng tiếp tuyến và trượt của nó với mặt đường, luận án công nhận một số giả thiết sau:

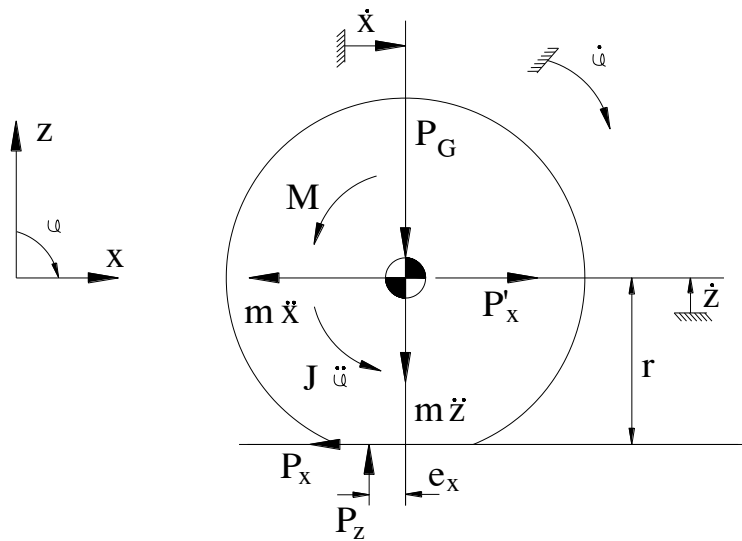
- Liên kết giữa bánh răng trụ với trục là cứng tuyệt đối.

Trục và bánh răng trụ là một vật rắn có khối lượng chung và mô men quán tính quy đổi về trục quay là m_{br} và J_{br} ;

- Khối lượng và mô men quán tính của bánh xe đối với trục của nó là m_{bx} và J_{bx} ;
- Liên kết giữa bánh xe với mặt đường là đàn hồi trượt với độ cứng c_{2x} và hệ số giảm chấn k_{2x} ;
- Khung xe tuyệt đối cứng và có kết cấu đối xứng qua mặt phẳng thẳng đứng dọc, mô hình động lực học của bánh xe chủ động như hình 2.4 và hình 2.5.



Hình 2.4. Sơ đồ động lực học bánh xe chủ động khi tăng tốc



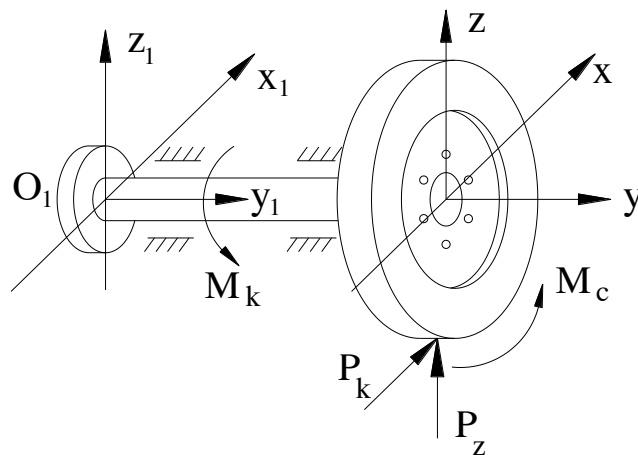
Hình 2.5. Sơ đồ động lực học bánh xe chủ động khi phanh

Hình 2.4 là sơ đồ động lực học bánh xe khi tăng tốc; hình 2.5 là sơ đồ động lực học bánh xe khi phanh. Các thành phần mô men là giống nhau, chỉ khác chiều của mô men cấp. Dưới mặt đường có P_x là phản lực của mô men chủ động $M_A > 0$ sinh ra từ động cơ khi tăng tốc và mô men phanh $M_B < 0$ là mô men do cơ cấu phanh tạo ra tại bánh xe; P_z là phản lực từ đường lên bánh xe theo phương thẳng đứng, bao hàm toàn bộ tải trọng tĩnh và tải trọng động là lực đàn hồi hướng kính của lốp; P'_x là nội lực cầu – khung tại tâm cầu theo phương Ox; $m\ddot{x}$ là lực quán tính khối lượng theo phương Ox; $J_y\ddot{\phi}$ là mô men quán tính, có chiều ngược chiều quay của bánh xe.

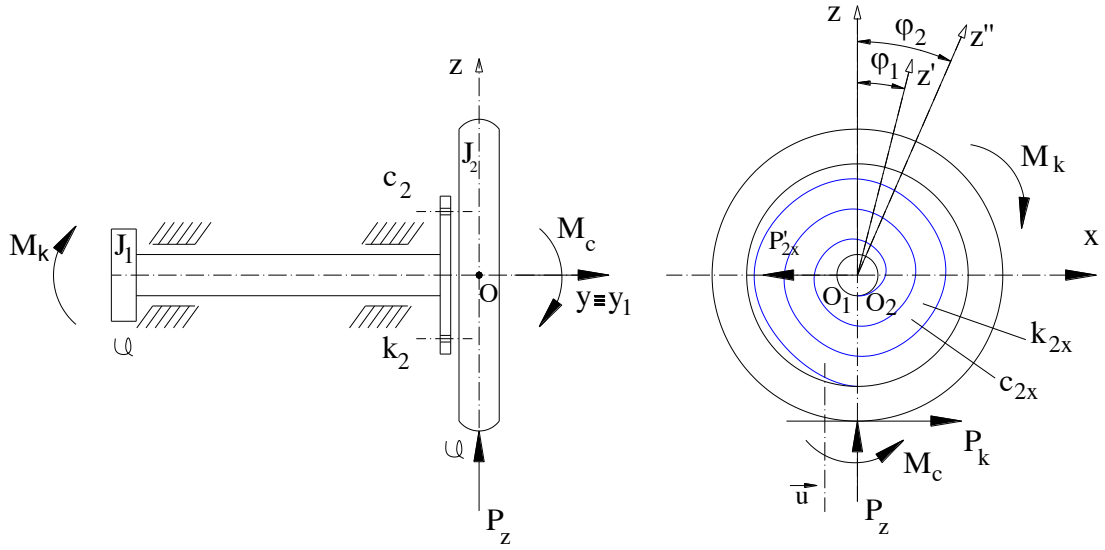
Xét mô hình động lực học của bánh xe chủ động khi kể đến biến dạng của lốp theo phương tiếp tuyến, sơ đồ được biểu diễn trên hình 2.6.

Hệ gồm 2 vật: Bánh răng trụ và bánh xe. Lập hệ trục cố định $O_1X_1Y_1Z_1$ và hệ động $OXYZ$ có gốc là tâm bánh xe. Trong mặt phẳng thẳng đứng dọc hệ có bậc tự do: $f = 3.2 - (1.2 + 1.1) = 3$. (hệ có 1 liên kết lăn tại trục bánh xe và 1 liên kết vừa lăn vừa trượt tại điểm tiếp xúc với đường). Chọn tọa độ suy rộng đủ là: $q = [\varphi_1, \varphi_2, u_{2x}]^T$

Trong đó φ_1, φ_2 – chuyển vị góc của bánh răng, trục của bánh xe quanh trục OZ , u_{bx} - biến dạng theo phương tiếp tuyến của bánh xe tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường.



a. Mô hình không gian xác định biến dạng tiếp tuyến của bánh xe chủ động



b. Hình chiếu trong các mặt phẳng tọa độ xác định biến dạng tiếp tuyến của bánh xe chủ động

Hình 2.6. Mô hình xác định biến dạng tiếp tuyến của bánh xe chủ động

+ Tọa độ khối tâm và vận tốc góc của các vật:

$$r_1 = \begin{bmatrix} x_{01} \\ y_{01} \\ z_{01} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_2 \phi_2 + u_{2x} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad r_2 = \begin{bmatrix} x_{02} \\ y_{02} \\ z_{02} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_2 \phi_2 + u_{2x} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \omega_1 = \begin{bmatrix} \omega_{1X} \\ \omega_{1Y} \\ \omega_{1Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\phi}_2 \end{bmatrix}; \quad \omega_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\phi}_2 \end{bmatrix}; \quad (2.44)$$

$$\rightarrow J_{T1} = J_{T2} = \begin{bmatrix} 0 & r_2 & +1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad J_{br} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad J_{bx} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}; \quad (2.45)$$

+ Ma trận khối lượng

$$M = \sum_1^2 (J_{Ti}^T m_i J_{Ti} + J_{Ri}^T I_i J_{Ri}) = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & (m_{br} + m_{bx})r_2^2 + I_2 & 0 \\ 0 & (m_{br} + m_{bx}) & 0 \end{bmatrix} \quad (2.46)$$

+ Động năng của cơ hệ:

$$T = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} \dot{\phi}_1 & \dot{\phi}_2 & \dot{u}_{2x} \end{vmatrix} \cdot M \cdot \begin{vmatrix} \dot{\phi}_1 \\ \dot{\phi}_2 \\ \dot{u}_{2x} \end{vmatrix} = \frac{1}{2} \{ I_1 \dot{\phi}_1^2 + [(m_{br} + m_{bx})r_2^2 + I_2] \dot{\phi}_2^2 + (m_{br} + m_{bx}) \dot{u}_{2x}^2 \} \quad (2.47)$$

+ *Thế năng của cơ hệ:*

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_1^m c_i \Delta l_i^2 = \frac{1}{2} [c_{tr} (\varphi_2 - \varphi_1)^2 + c_{2x} (u_{2x})^2]. \quad (2.48)$$

+ *Hàm hao tán của cơ hệ:*

$$\Phi = \frac{1}{2} [k_{tr} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1)^2 + k_{2x} \dot{u}_{2x}^2] \quad (2.49)$$

+ *Phương trình vi phân động lực học bánh xe chủ động lập theo phương trình Lagranger loại II :*

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 - k_{tr} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - c_{tr} (\varphi_2 - \varphi_1) = Q_1^* \\ [(m_{br} + m_{bx}) r_2^2 + I_2] \ddot{\varphi}_2 + k_{tr} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + c_{tr} (\varphi_2 - \varphi_1) = Q_2^* \\ (m_{br} + m_{bx}) \ddot{u}_{2x} + k_{2x} \dot{u}_{2x} + c_{2x} u_{2x} = Q_3^* \end{cases} \quad (2.50)$$

+ *Lực suy rộng không có thể tác dụng lên bánh xe*

- *Lực suy rộng không có thể trong trường hợp tăng tốc:*

P_{2x} - lực tác dụng lên bánh xe tại vị trí tiếp xúc với mặt đường theo phương Ox: $P_{2x} = P_k$

P_k - lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động. Lực này phát sinh do mô men chủ động từ bán trục truyền đến bánh xe làm cho các thớ của lớp hướng kính bị biến dạng.

Nhưng khi bánh xe lăn trên đường thì P_k là lực tác dụng từ mặt đường, nên nó có độ lớn phụ thuộc hệ số bám ψ của bánh xe với mặt đường và được tính như sau : $P_{k \max} = \psi_2 P_{2z}$

Trong đó: P_{2z} - phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe chủ động;

ψ_2 - hệ số bám của bánh xe với mặt đường;

P_{2x} - nội lực cầu - khung: $P_{2x} = P_{1z} f_1 \pm P_{i1} + P_{j1} + P_{Cx}$

P_{Cx} - lực cản do rotor tạo ra: $P_{Cx} = P_{3z} f_3 + P_{j2} \pm P_{i2}$

Với f_1, f_2, f_3 là hệ số cản lăn của bánh xe 1, 2, 3, có trị số phụ thuộc trạng thái đất mặt đường, theo bảng [2], hoặc xác định bằng thực nghiệm;

Các đại lượng P_{1z} , P_{2z} , P_{3z} phản lực pháp tuyến lên bán trục, bánh sau máy kéo và bánh rơ mooc.

Nếu thu gọn các lực về tâm O_{bx} của bánh xe sẽ có :

$$P_{O_{bx}} = P_k - (P_{1z}f_1 + P_{3z}f_3 \pm P_{i1} \pm P_{i2} + P_{j1} + P_{j2}) \quad (2.51)$$

$$\text{và} \quad M_{O_{bx}} = M_k - M_c = P_k r_2 - P_{2z} f_2 r_2 - P'_{2x} h_0 \quad (2.52)$$

Trong đó: h_0 - khoảng cách từ khung máy kéo (điểm đặt lực cản P'_{2x}) đến trục bánh xe, ($h_0 \approx 0$ vì trục bánh xe quay không ma sát quanh ổ gắn với thân máy kéo).

Từ biểu thức công nguyên tố của các ngoại lực suy rộng:

$$\begin{aligned} \delta A &= M_k \delta \varphi_1 - M_{O_{bx}} \delta \varphi_2 + P_{O_{bx}} \delta x_0 \\ \Rightarrow \delta A &= M_k \delta \varphi_1 - (P_k r_2 - P_{2z} f_2 r_2) \delta \varphi_2 + P_{O_{bx}} \delta x_0 \end{aligned} \quad (2.54)$$

Trong đó theo hình 2.6 có:

$$x_0 = r_2 \varphi_2 + u_{2x} \quad (2.55)$$

hay ta có:

$$\delta x_0 = r_2 \delta \varphi_2 + \delta u_{2x} \quad (2.56)$$

Từ đó:

$$\begin{aligned} \delta A &= M_k \delta \varphi_1 - (P_k r_2 - P_{2z} f_2 r_2) \delta \varphi_2 + P_{O_{bx}} (r_2 \delta \varphi_2 + \delta u_{2x}) \\ \Rightarrow \delta A &= M_k \delta \varphi_1 - (P_k r_2 - P_{2z} f_2 r_2 - P_{O_{bx}} r_2) \delta \varphi_2 + P_{O_{bx}} \delta u_{2x} \end{aligned} \quad (2.57)$$

$$\begin{cases} Q_1^* = M_k \\ Q_2^* = P_{2z} f_2 r_2 + P_{O_{bx}} r_2 \\ Q_3^* = P_{O_{bx}} \end{cases} \quad (2.58)$$

Trong đó: $P_{O_{bx}}$ được xác định theo công thức (2.51), M_k có thể xác định theo công thức (2.53) hoặc xác định bằng thực nghiệm.

Thay (2.58), (2.51) vào (2.50) được phương trình vi phân động lực học bánh xe chủ động theo phương tiếp tuyến trong quá trình tăng tốc như sau:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi}_1 - k_{tr}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) - c_{tr}(\phi_2 - \phi_1) = M_k \\ [(m_{br} + m_{bx})r_2^2 + I_2] \ddot{\phi}_2 + k_{tr}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + c_{tr}(\phi_2 - \phi_1) \\ \quad = P_{2z} f_2 r_2 + [P_k - (P_{1z} f_1 + P_{3z} f \pm P_{i1} \pm P_{i2} + P_{j1} + P_{j2})] r_2 \\ (m_{br} + m_{bx}) \ddot{u}_{2x} + k_{2x} \dot{u}_{2x} + c_{2x} u_{2x} = P_k - (P_{1z} f_1 + P_{3z} f \pm P_{i1} \pm P_{i2} + P_{j1} + P_{j2}) \end{cases} \quad (2.59)$$

- *Lực suy rộng không có thể trong trường hợp phanh hãm:*

Tương tự như trường hợp tăng tốc đã trình bày ở trên, tuy nhiên các lực tác dụng lên bánh xe trong quá trình phanh hãm một số thành phần có chiều ngược lại quá trình tăng tốc (hình 2.5). Trong đó:

P_{2x} - lực tác dụng lên bánh xe tại vị trí tiếp xúc với mặt đường theo phương Ox: $P_{2x} = P_p$

P_p - lực phanh sinh ra tại bánh xe. Lực này phát sinh do cơ cấu phanh tạo mô men truyền đến bánh xe làm cho các thớ của lớp hướng kính bị biến dạng. Lực phanh có thể xác định theo công thức:

$$P_p = P_{p \max} (1 - e^{-\lambda t}) \quad (2.60)$$

Lực P_p có độ lớn tối đa phụ thuộc vào hệ số bám ψ của bánh xe với mặt đường và được tính như sau: $P_{p \max} = \psi_2 P_{2z}$ (2.61)

Từ đó (2.60) được viết lại như sau:

$$P_p = P_{p \max} (1 - e^{-\lambda t}) = P_{2z} \psi_2 (1 - e^{-\lambda t}) \quad (2.62)$$

P'_{2x} - nội lực cầu - khung trong trường hợp phanh hãm được tính như sau: $P'_{2x} = P_{j1} + P_{Cx} - P_{1z} f_1 \mp P_{i1}$

P_{Cx} - lực do rotor tạo ra trong trường hợp phanh:

$$P_{Cx} = P_{j2} - P_{3z} f_3 \mp P_{i2} \quad (2.63)$$

Nếu thu gọn các lực về tâm O_{bx} của bánh xe sẽ có :

$$P_{O_{bx}} = P_p + (P_{1z}f_1 + P_{3z}f_3) - (P_{j1} + P_{j2} \mp P_{i1} \mp P_{i2}) \quad (2.64)$$

và
$$M_{O_{bx}} = M_p + M_c = P_p r_2 + P_{2z} f_2 r_2 - P'_{2x} h_0 \quad (2.65)$$

Trong đó: M_p - mô men phanh,

$$M_p = P_{2z} \psi_2 (1 - e^{-\lambda t}) r_2 \quad (2.66)$$

Từ biểu thức công nguyên tố của các ngoại lực suy rộng:

$$\begin{aligned} \delta A &= M_p \delta \varphi_1 - M_{O_{bx}} \delta \varphi_2 + P_{O_{bx}} \delta x_0 \\ \Rightarrow \delta A &= M_p \delta \varphi_1 - (P_p r_2 - P_{2z} f_2 r_2 - P_{O_{bx}} r_2) \delta \varphi_2 + P_{O_{bx}} \delta u_{2x} \end{aligned} \quad (2.67)$$

$$\begin{cases} Q_1^* = M_p \\ Q_2^* = P_{2z} f_2 r_2 + P_{O_{bx}} r_2 \\ Q_3^* = P_{O_{bx}} \end{cases} \quad (2.68)$$

Trong đó $P_{O_{bx}}$ xác định theo công thức (2.64), M_p xác định theo công thức (2.65).

Thay (2.68), (2.64) vào (2.50) được phương trình vi phân động lực học bánh xe chủ động theo phương tiếp tuyến trong quá trình phanh hãm như sau:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 - k_{tr} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - c_{tr} (\varphi_2 - \varphi_1) = M_p \\ [(m_{br} + m_{bx}) r_2^2 + I_2] \ddot{\varphi}_2 + k_{tr} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + c_{tr} (\varphi_2 - \varphi_1) \\ = P_{2z} f_2 r_2 + [P_p + (P_{1z} f_1 + P_{3z} f_3) - (P_{j1} + P_{j2} \mp P_{i1} \mp P_{i2})] r_2 \\ (m_{br} + m_{bx}) \ddot{u}_{2x} + k_{2x} \dot{u}_{2x} + c_{2x} u_{2x} = P_p + (P_{1z} f_1 + P_{3z} f_3) - (P_{j1} + P_{j2} \mp P_{i1} \mp P_{i2}) \end{cases} \quad (2.69)$$

Nhận xét

+ Từ phương trình thứ 3 trong các hệ phương trình (2.59) và (2.69) nhận thấy biến dạng trượt của bánh xe với mặt đường không ảnh hưởng đến các chuyển vị góc φ_1 và φ_2 . Nhưng nó ảnh hưởng đến dịch chuyển của trục bánh xe O, hay thân xe, vì theo biểu thức (2.55) thì $\ddot{x}_0 = r_2 \ddot{\varphi}_2 + \ddot{u}_{2x}$

+ Sau khi giải hệ PTVP (2.50) sẽ tìm được $\ddot{x}_{02} = r_2 \ddot{\varphi}_2 + \ddot{u}_{2x}$

So sánh với trường hợp không có sự trượt, có hệ số ảnh hưởng:

$$\text{- Với gia tốc: } \mu_1 = 1 + \frac{\ddot{u}_{2x}}{r_2 \ddot{\varphi}_2} \quad (2.70)$$

$$\text{- Với vận tốc: } \mu_2 = 1 + \frac{\dot{u}_{2x}}{r_2 \dot{\varphi}_2} \quad (2.71)$$

$$\text{- Với dịch chuyển: } \mu_3 = 1 + \frac{u_{2x}}{r_2 \varphi_2} \quad (2.72)$$

Phương trình vi phân (2.50) biểu diễn chuyển động của bánh xe chủ động trong giai đoạn rơ mooc có gia tốc bằng 0 chưa di chuyển hoặc đang chuyển động đều ($P_{Cx} = P_{3zf_3}$). Khi đó phương trình thứ ba trong hệ (2.50) có dạng phương trình vi phân tuyến tính không thuần nhất, có vế phải là hằng số, không phụ thuộc thời gian (t).

$$(m_{br} + m_{bx})\ddot{u}_{2x} + k_{2x}\dot{u}_{2x} + c_{2x}u_{2x} = P_{O_{bx}} \quad (2.73)$$

Nghiệm của (2.71) có dạng : $u = \bar{u} + u^*$, trong đó:

\bar{u}_{2x} là nghiệm tổng quát của phương trình thuần nhất tương ứng, u^*_{2x} là một nghiệm riêng của phương trình không thuần nhất (2.73).

Từ phương trình thuần nhất: $(m_{br} + m_{bx})\ddot{u}_{2x} + k_{2x}\dot{u}_{2x} + c_{2x}u_{2x} = 0$.

Với phương trình đặc trưng:

$$K^2 + pK + q = 0, \text{ trong đó: } p = k_{2x} / (m_{br} + m_{bx}), q = c_{2x} / (m_{br} + m_{bx})$$

Có hai nghiệm thực khác nhau: $K_{1,2} = \frac{-p \pm \sqrt{p^2 - 4q}}{2} < 0$

$$\bar{u}_{bx} = C_1 e^{K_1 t} + C_2 e^{K_2 t},$$

$$\text{nên: } u^*_{2x} = A = P_{O_{bx}} / q = P_{O_{bx}} (m_{br} + m_{bx}) / c_{2x}$$

$$\text{Vậy: } u_{bx} = C_1 e^{K_1 t} + C_2 e^{K_2 t} + A, (K_1 \text{ và } K_2 < 0). \quad (2.74)$$

Khi $t \rightarrow \infty$ thì $u \rightarrow A = P_{O_{bx}} (m_{br} + m_{bx}) / c_{2x}$

Từ thức (2.74) ta thấy biến dạng theo phương tiếp tuyến của bánh lốp chủ động có giới hạn, giá trị lớn nhất:

$$u_{bx \max} = A = P_{O_{bx}} (m_{br} + m_{bx}) / c_{2x} \quad (2.75)$$

2.3. Động lực học của khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ mooc

Mục đích lắp bộ phận giảm chấn đàn hồi là làm giảm sự va đập giữa máy kéo và rơ mooc từ đó giảm sự tác động tới các thông số động lực khác của liên hợp máy như khả năng kéo – bám và điều kiện lái của máy kéo. Khi có sự thay đổi vận tốc tương đối của chúng như lúc tăng tốc hoặc phanh hãm.

Đặc tính động lực học của khớp nối mềm theo phương dọc được đánh giá theo công của nó khi moóc nối giữa đầu máy với rơ mooc.

Quá trình làm việc của liên hợp máy khi có khớp nối mềm có thể phân tách thành các giai đoạn:

- Giai đoạn 1: máy kéo và rơ mooc có gia tốc khác nhau: $\ddot{x}_1 \neq \ddot{x}_2$;
- Giai đoạn 2: máy kéo và rơ mooc có gia tốc như nhau: $\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2$;

Trường hợp gia tốc máy kéo và rơ mooc bằng nhau tức là lò xo không có tác dụng, do đó xét trường hợp máy kéo và rơ mooc có gia tốc khác nhau.

Phương trình chuyển động của đầu máy lúc tăng tốc, trước khi kéo rơ mooc dịch chuyển được lập theo phương pháp tĩnh động như sau:

$$m_1 \ddot{u}_{4x} + k_{4x} \dot{u}_{4x} = P - P_{u_{4x}} \quad (2.76)$$

Trong đó:

P – các lực tác dụng lên máy kéo

$$+ \text{ Khi tăng tốc: } P = P_k - P_{j1} \pm P_{i1} - P_{1z} f_1 \quad (2.77)$$

$$+ \text{ Khi phanh hãm: } P = P_p \pm P_{i1} + P_{1x} - P_{j1} \quad (2.78)$$

$P_{u_{4x}}$ - lực đàn hồi tại khớp nối;

Giả thiết lò xo làm việc trong giai đoạn đàn hồi tuyến tính thì:

$$P_{u_{4x}} = c_{4x} u_{4x} \quad (2.79)$$

với c_{4x} - hệ số độ cứng của lò xo trong khớp nối

Có thể viết phương trình (2.76) dưới dạng:

$$m_1 \ddot{u}_{4x} + k_{4x} \dot{u}_{4x} + c_{4x} u_{4x} = P \quad (2.80)$$

Hay ta có:

$$\ddot{u}_{4x} + p\dot{u}_{4x} + qu_{4x} = f(t)$$

Trong đó:

$$p = \frac{k_{4x}}{m_1}; q = \frac{c_{4x}}{m_1}; f = \frac{P}{m_1} \quad (2.81)$$

Phương trình đặc trưng có nghiệm:

$$K^2 + pK + q = 0$$

$$K_1 = -\frac{p}{2} + \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}; \quad K_2 = -\frac{p}{2} - \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}$$

Nghiệm tổng quát của phương trình (2.80) có dạng:

$$u_{4x}(t) = (C_1 \cos \gamma t + C_2 \sin \gamma t) e^{\alpha t} + \bar{u}_{4x} \quad (2.82)$$

Ở đây: C_1, C_2 – các hằng số được xác định từ điều kiện đầu ($t = 0$);

$$\gamma = \sqrt{\frac{c_{4x}}{m_1}}; \quad \alpha = -\frac{P}{2} = -\frac{k_{4x}}{2m_1}$$

\bar{u} một nghiệm riêng của phương trình không thuần nhất:

$$\bar{u}_{4x} = \frac{P}{c_{4x}}$$

Giả sử tại thời điểm đầu, lò xo chưa biến dạng:

$$u_{4x}(0) = 0$$

$$\dot{u}_{4x}(0) = 0$$

Ta sẽ có: $C_1 = -\frac{P}{c_{4x}}; C_2 = 0$

Vậy
$$u_{4x}(t) = \frac{P}{c_{4x}} (1 - e^{\alpha t} \cos \gamma t) \quad (2.83)$$

Nhận xét:

Từ phương trình:

$$u_{4x \max} = \frac{P_{\max}}{c_{4x}} = \frac{1}{c_{4x}} \left[\frac{M_{2\max}}{r_2} - P_{1z} f_1 - m_1 g \sin \beta \right] \quad (2.84)$$

Để nhận biết tác dụng của lò xo, biến đổi phương trình (2.80), trong đó nếu đặt $\dot{u}_{4x} = v_1$ (vận tốc của đầu máy) và thay

$$\ddot{u}_{4x} = \frac{dv_1}{dt} = \frac{dv_1}{du_{4x}} \frac{du_{4x}}{dt} = v_1 v_1'(u_{4x}) \text{ rồi lấy tích phân hai vế của (2.80) theo } u_{4x}$$

từ 0 đến u_{4x} , sẽ nhận được:

$$\frac{1}{2} m_1 v_1^2 = \frac{1}{2} c_{4x} u_{4x}^2 + P u_{4x} \quad (2.85)$$

Biểu thức (2.85) là quy luật cân bằng năng lượng: động năng của đầu máy luôn bằng tổng công của lực đàn hồi và công của các ngoại lực tác dụng.

Khi lò xo bị biến dạng, năng lượng của lực đàn hồi:

$$\Pi = \int_0^u c_{4x} u_{4x} du_{4x} = \frac{1}{2} c_{4x} u_{4x}^2$$

Năng lượng này được tích lũy và nó sẽ nạp trở lại hệ khi bị kéo ngược lại từ $u_{4x} \Rightarrow 0$. Điều đó làm giảm những va đập vào rơ mooc khi có sự thay đổi vận tốc đột ngột.

Để năng lượng tích lũy có hiệu quả cao nhất thì nó phải có giá trị tối đa, được xác định từ biểu thức (2.85) bằng:

$$\frac{1}{2} c_{4x} u_{4x \max}^2 + P u_{4x \max} = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 \quad \Leftrightarrow \quad c_{4x} u_{4x \max}^2 + 2P u_{4x \max} - m_1 v_1^2 = 0$$

Từ đây suy ra:
$$u_{4x \max} = \frac{-P_{\max} \pm \sqrt{P_{\max}^2 + m_1 c_{4x} v_1^2}}{c_{4x}} \quad (2.86)$$

Từ các biểu thức (2.84) và (2.86) có:

$$\begin{aligned}
 -P_{max} + \sqrt{P_{max}^2 + m_1 c_{4x} v_1^2} &= P_{max} & \Rightarrow \sqrt{P_{max}^2 + m_1 c_{4x} v_1^2} &= 2P_{max} \\
 \Rightarrow c_{4x} &= \frac{3P_{max}^2}{m_1 v_1^2} & & (2.87)
 \end{aligned}$$

Trong đó: v_1 - vận tốc của đầu máy khi chuyển động ổn định (sau khi khởi hành hoặc trước khi phanh hãm)

Theo (2.87) có thể xác định được giá trị cần thiết của độ cứng c_{4x} của lò xo khớp nối với rơ mooc.

Kết hợp các biểu thức (2.84) và (2.87) cho phép tìm được độ dẫn u_{4xmax} của lò xo:

$$u_{4xmax} = \frac{m_1 v_1^2}{3P_{max}} \quad (2.88)$$

Từ các giá trị c_{4x} và u_{4xmax} tính được theo (2.87) và (2.88) hoàn toàn chọn (thiết kế) lò xo thích hợp cho khớp nối.

2.4. Kết luận chương 2

- Đã xây dựng được mô hình và lập được hệ phương trình vi phân động lực học dọc liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục khi vận chuyển gỗ trên đường lâm nghiệp. Hệ phương trình thể hiện mối quan hệ giữa các thông số động học ($x_1, z_1, \alpha_1, \alpha_2, \ddot{x}_1, \ddot{z}_1, \ddot{\alpha}_1, \ddot{\alpha}_2$) của máy kéo và rơ mooc với các yếu tố động lực học của liên hợp máy. Từ đó ta có thể thay đổi các điều kiện ngoại cảnh và các hàm điều khiển để khảo sát sự ảnh hưởng của chúng tới một số yếu tố động lực học dọc của liên hợp máy.

- Việc giải hệ phương trình vi phân động lực học dọc của liên hợp máy (2.32), (2.33) được thực hiện đồng thời với các điều kiện (2.59), (2.83) và (2.35). Hệ các phương trình vi phân và điều kiện được giải bằng phần mềm matlab – simulink. Đây là phương pháp cho phép lập trình thuận tiện và có thể thay đổi đầu vào ở mỗi mô đun khi khảo sát.

- Mô hình động lực học dọc liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc một trục có thể được sử dụng để khảo sát với các loại liên hợp máy tương tự về mặt nguyên lý hoạt động và các thông số về kích thước hình học, công suất, tải trọng khác nhau.

Chương 3

KHẢO SÁT ĐỘNG LỰC HỌC DỌC CỦA LIÊN HỢP MÁY

3.1. Phương pháp giải hệ phương trình động lực học dọc liên hợp máy và xác định các thông số đầu vào phục vụ việc giải bài toán lý thuyết

Chương 2 của luận án đã trình bày nội dung nghiên cứu lý thuyết xây dựng mô hình tính toán động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục. Kết quả nghiên cứu đã đưa ra được hệ phương trình vi phân động lực học của liên hợp máy với bốn phương trình vi phân bậc 2 và các phương trình điều kiện khác như P_{1Z} , P_{2Z} , P_{3Z} , u_{2X} , u_{4X} ...

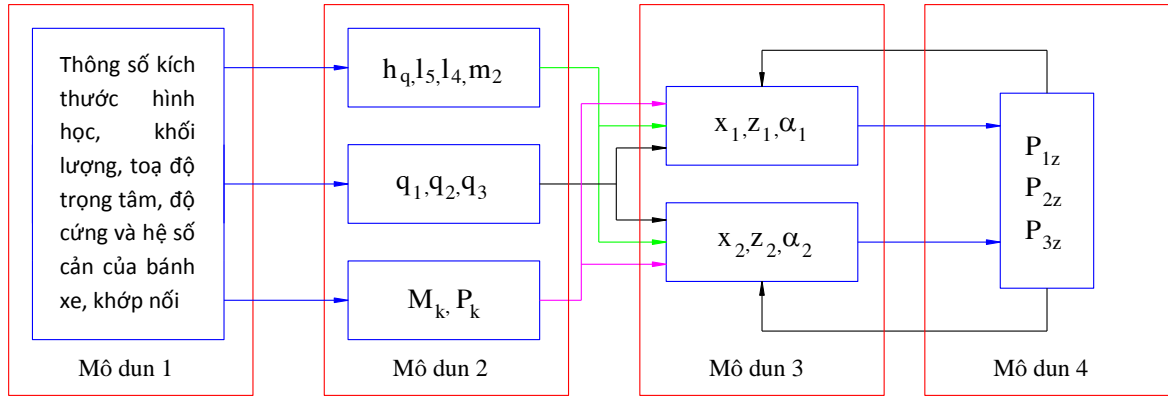
Khảo sát động lực học dọc của liên hợp máy là giải hệ phương trình với một số hàm điều kiện và các thông số đầu vào khác nhau để phân tích ảnh hưởng của các yếu tố điều kiện tới động lực học dọc của liên hợp máy.

Động lực học dọc của liên hợp máy được đánh giá qua ba quá trình chủ yếu: Tăng tốc, chuyển động với tốc độ ổn định và phanh. Trong đó, quá trình tăng tốc và quá trình phanh có rất nhiều yếu tố động lực học biến đổi và ảnh hưởng tới khả năng làm việc cũng như điều kiện an toàn của liên hợp máy. Trong giới hạn nghiên cứu, luận án tiến hành khảo sát ảnh hưởng của khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ mooc tới động lực học dọc của liên hợp máy. Cụ thể luận án khảo sát ảnh hưởng của khớp nối tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi khởi hành và ảnh hưởng của khớp nối tới thời gian và quãng đường khi phanh.

Việc giải hệ phương trình vi phân, luận án tiến hành xác định các tham số đầu vào, các hàm điều khiển và sử dụng phần mềm Matlab – Simulink để xây dựng chương trình khảo sát.

Cấu trúc chương trình mô phỏng động lực học dọc liên hợp máy được mô tả khái quát theo các mô đun như hình 3.1. Cấu trúc chương trình mô phỏng gồm có 4 mô đun chính: Mô đun 1 gồm các thông số kết cấu, mô đun 2

mô tả các hàm đầu vào, mô đun 3 mô tả hệ phương trình vi phân động lực học dọc của liên hợp máy, mô đun 4 mô tả các thông số ra của quá trình khảo sát.



Hình 3.1. Cấu trúc chương trình mô phỏng

Cụ thể:

- Mô đun 1: Gồm các thông số kết cấu (kích thước hình học, khối lượng, tải trọng, độ cứng và hệ số cản của bánh xe, khớp nối ...)

- Mô đun 2: Gồm các phương trình (3.2), (3.6), (3.7), (3.8) mô tả phương trình xác định các hàm đầu vào như: Tọa độ trọng tâm rơ mooc sau khi chất tải theo phương Ox, tọa độ trọng tâm rơ mooc sau khi chất tải theo phương Oz, hàm kích động mặt đường và hàm mô men bánh xe chủ động.

- Mô đun 3: Gồm các hệ phương trình (2.1), (2.32) mô tả dịch chuyển của rơ mooc và máy kéo theo phương Ox, Oz và chuyển vị góc quanh trục Oy.

- Mô đun 4: Gồm hệ phương trình (2.35) mô tả sự thay đổi của phản lực pháp tuyến lên bánh trước, bánh sau máy kéo và bánh rơ mooc theo thời gian.

3.1.1. Xác định các thông số kết cấu

Xác định các thông số kết cấu của liên hợp máy: Một số thông số được kế thừa từ các kết quả nghiên cứu đã được công bố, một số kết quả được xác

định bằng tính toán lý thuyết và một số thông số được xác định bằng nghiên cứu thực nghiệm. Cụ thể như sau:

- Các thông số: Hệ số độ cứng lớp máy kéo, lớp rơ mooc theo phương Z, mô men quán tính của máy kéo và rơ mooc đối với trục OY, tọa độ trọng tâm máy kéo, rơ mooc, các thông số hình học và kết cấu khác của máy kéo và rơ mooc luận án kế thừa kết quả nghiên cứu của các công trình đã được công bố [14],[8];

- Các thông số: Hệ số bám, hệ số cản lăn, hệ số độ cứng và hệ số cản bánh xe chủ động theo phương Ox luận án tiến hành khảo nghiệm trực tiếp (được trình bày ở chương 4).

Các thông số kết cấu được tính toán, kế thừa và tổng hợp tại phụ lục 01.

3.1.2. Tính toán sơ bộ độ cứng và hệ số cản của khớp nối mềm.

Độ cứng của khớp nối mềm được tính toán sơ bộ như sau:

Khớp nối mềm được bố trí nối giữa đầu máy với rơ mooc có nhiệm vụ giảm tải trọng động tác động từ rơ mooc lên đầu máy. Lực tác dụng lên khớp nối mềm chính là lực tác dụng của rơ mooc lên đầu máy.

Lực tác dụng lớn nhất tại khớp nối mềm theo phương Ox:

$$P_{Cx} = m_2 \ddot{x}_2 + \frac{m_2}{g} \sin \beta + P_{3z} f_3 \quad (3.1)$$

Trong đó: P_{3z} - tải trọng rơ mooc và gối đặt lên bánh rơ mooc, P_{3z} được xác định theo phương trình thứ 3 của hệ (2.35).

Thay (2.35) vào (3.1) ta có :

$$P_{Cx} = m_2 \ddot{x}_2 + P_Q \sin \beta + \frac{m_2 l_4 \ddot{z}_2 \mp m_2 (h_q - h_n) \ddot{x}_2 + P_Q l_4 \cos \beta \pm P_Q (h_q - h_n) \sin \beta - P_{3z} f_3 h_n}{l_4 + l_5} f_3 \quad (3.2)$$

Để xác định giá trị lực lớn nhất mà lò xo phải làm việc, luận án tiến hành chọn điều kiện làm việc ở trạng thái chịu tải lớn nhất. Trong đó, độ dốc mặt đường được chọn là 20%, khối lượng gối lớn nhất có thể chở $m_g = 3.000$

kg (theo thiết kế), gia tốc làm việc tại thời điểm xét được chọn là 3 m/s^2 , vận tốc làm việc đạt được khi kết thúc tăng tốc là $10 \text{ km/h} = 2,78 \text{ m/s}$.

Thay số vào công thức (3.2) ta được kết quả lực lò xo như sau:

$$P_{C_{x \max}} = 40.440 \text{ N}$$

Biến dạng lớn nhất của lò xo được xác định theo công thức (2.88):

$$u_{4x \max} = \frac{m_1 v_1^2}{3P_{C_{x \max}}} = 0,0845 \quad (m)$$

Độ cứng của lò xo khớp nối theo công thức (2.87) ta có:

$$c_{4x} = \frac{3P_{C_{x \max}}^2}{m_1 v_1^2} = 243.541 \quad (\text{N/m})$$

Tính toán sơ bộ hệ số cản của khớp nối [4]:

Lực cản chấn động P_c do giảm chấn sinh ra phụ thuộc vào vận tốc tương đối \dot{u}_{4x} của máy kéo và rơ mooc:
$$P_c = k_{4x} \dot{u}_{4x}^n \quad (3.3)$$

Trong đó : n - chỉ số thay đổi khác nhau trong hành trình nén và hành trình trả của khớp nối.

k_{4x} - hệ số cản giảm chấn của khớp nối, Ns/m ;

\dot{u}_{4x} - vận tốc tương đối của máy kéo và rơ mooc, m ;

P_c - lực cản của bộ phận khớp nối sinh ra, N .

P_c biểu diễn đường đặc tính của giảm chấn, tùy theo giá trị số mũ n mà đường đặc tính của giảm chấn có thể là tuyến tính hoặc cong.

nếu $n = 1$ đường đặc tính là đường thẳng

$n > 1$ đường đặc tính là đường cong lõm

$n < 1$ đường đặc tính là đường cong lồi

Để đơn giản ta chọn $n = 1$

Từ đó ta có:
$$P_c = k_{4x} \dot{u}_{4x} \quad (3.4)$$

Hệ số giảm chấn đặc trưng quá trình dập tắt chấn động của cơ hệ, do đó để đánh giá sự dập tắt chấn động ra rút ra trong lý thuyết ô tô máy kéo hệ số dập tắt chấn động:

$$\tau = \frac{k_{4x}}{\sqrt{c_{4x} \frac{P_{cx}}{g}}} \quad (3.5)$$

Trong đó: c_{4x} - độ cứng của khớp nối

g – gia tốc trọng trường

τ - hệ số dập tắt chấn động, thường lấy $\tau = 0,15 - 0,25$ [4].

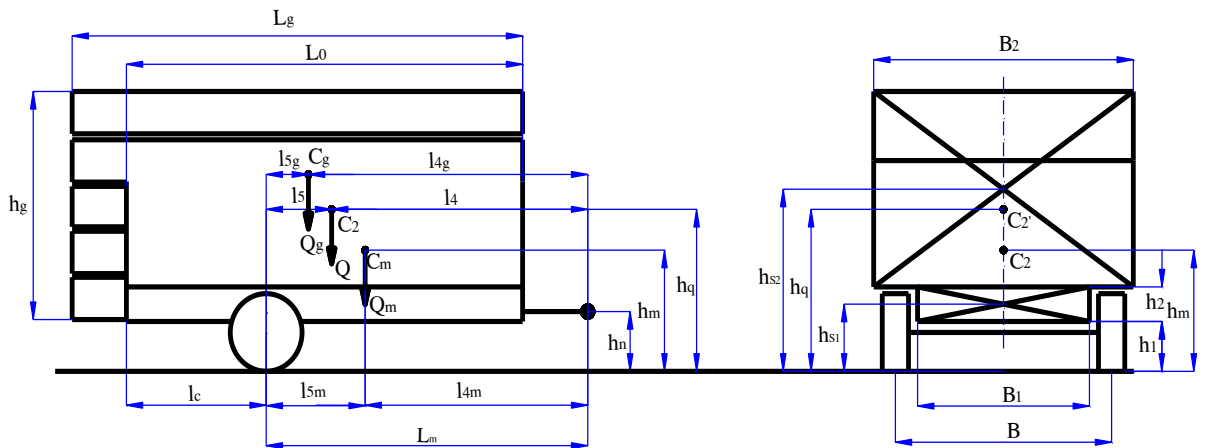
Từ (3.5) ta có:

$$k_{4x} = \tau \sqrt{c_{4x} \frac{P_{cx}}{g}} \quad (3.6)$$

Thay số ta được: $k_{4x} = 31.685$ (Ns/m)

3.1.3. Xác định hàm tọa độ trọng tâm của rơ mooc sau khi chất tải

Tọa độ trọng tâm của rơ mooc là một đại lượng ảnh hưởng rất lớn tới yếu tố động lực học của liên hợp máy trong quá trình làm việc. Tọa độ trọng tâm rơ mooc thay đổi khi chất tải với những loại hàng hóa khác nhau. Đối với rơ mooc chở gỗ, chiều dài khúc gỗ, chiều cao chất tải sẽ ảnh hưởng rất lớn tới tọa độ trọng tâm của rơ mooc. Chính vì vậy, luận án tiến hành xây dựng công thức xác định tọa độ trọng tâm rơ mooc phụ thuộc vào chiều cao chất tải, khối lượng riêng của gỗ và chiều dài khúc gỗ. Sơ đồ xác định tọa độ trọng tâm rơ mooc được xây dựng như hình vẽ 3.2.



Hình 3.2. Sơ đồ xác định tọa độ trọng tâm rơ moóc khi chất tải

m_1 - Khối lượng máy kéo, kg; L - Chiều dài cơ sở, m; l_1 - Khoảng cách từ tâm bánh trước tới trọng tâm máy kéo theo phương Ox , m; l_2 - Khoảng cách từ tâm bánh sau tới trọng tâm máy kéo theo phương Ox , m; l_3 - Khoảng cách từ tâm bánh sau tới điểm nối moóc theo phương Ox , m; h_k - Tọa độ trọng tâm máy kéo theo phương Oz , m; r_1 - Bán kính bánh trước máy kéo, m; r_2 - Bán kính bánh sau máy kéo, m; m_{2m} - Khối lượng rơ moóc, kg; L - Chiều dài tổng cộng của máy kéo : L_m - Chiều dài cơ sở rơ moóc, m; l_{4m} - Khoảng cách từ điểm nối moóc tới tâm rơ moóc theo phương Ox , m; l_{5m} - Khoảng cách từ tâm rơ moóc tới tâm bánh rơ moóc theo phương Ox , m; l_6 - Chiều dài khớp nối mềm, m; h_m - Tọa độ trọng tâm rơ moóc theo phương Oz , m; h_n - Tọa độ điểm nối rơ moóc theo phương Oz , m; r_3 - Bán kính bánh rơ moóc, m; γ - Khối lượng riêng của gỗ, kg/m^3 ; L_g - Chiều dài khúc gỗ, m; h_g - Chiều cao xếp gỗ so với sàn rơ moóc, m; P_Q - Trọng lượng rơ moóc chứa đầy tải: $P_Q = P_{Qm} + P_{Qg}$ (N); P_{Qg} - Trọng lượng gỗ trên rơ moóc: $P_{Qg} = P_{Q_{S1}} + P_{Q_{S2}}$ (N); $P_{Q_{S1}}$ - Trọng lượng khối gỗ tương ứng với diện tích S_1 : $P_{Q_{S1}} = h_2 B_1 L_g \gamma g$ (N); $P_{Q_{S2}}$ - Trọng lượng khối gỗ tương ứng với diện tích S_2 : $P_{Q_{S2}} = (h_g - h_2) B_2 L_g \gamma g$ (N).

a. Xác định tọa độ trọng tâm rơ moóc theo chiều dọc (Ox):

- Tọa độ trọng tâm khối gỗ theo chiều dọc (Ox) so với trục rơ moóc được tính theo công thức:

$$l_{5g} = L_0 - \frac{L_g}{2} - L + L_m \quad (3.7)$$

- Toạ độ trọng tâm rơ moóc theo chiều dọc so với trục rơ moóc sau khi chất tải được tính theo công thức:

$$l_5 = \frac{P_{Q_m} (L_m - l_{4m}) + P_{Q_g} l_{5g}}{P_{Q_m} + P_{Q_g}} \quad (3.8)$$

- Khoảng cách từ điểm nối moóc tới tâm rơ moóc theo phương Ox :

$$l_4 = L_m - l_5 \quad (3.9)$$

b. Xác định toạ độ trọng tâm rơ moóc theo chiều cao sau khi chất tải (OZ):

Gỗ chất lên thùng rơ moóc được chia thành 2 phần, phần nằm dưới diện tích khoang nhỏ của rơ moóc S_1 và phần nằm trên diện tích khoang to của rơ moóc S_2 (hình 3.1).

$$\text{- Toạ độ khối gỗ } S_1: \quad h_{s1} = \frac{h_2}{2} + h_1 \quad (3.10)$$

$$\text{- Toạ độ khối gỗ } S_2: \quad h_{s2} = \frac{h_g - h_2}{2} + h_1 + h_2 \quad (3.11)$$

Với h_g - chiều cao chất tải (chiều cao đóng gỗ)

- Toạ độ trọng tâm rơ moóc theo chiều cao sau khi chất tải:

$$h_q = \frac{P_{Q_m} h_m + P_{Q_{S1}} h_{s1} + P_{Q_{S2}} h_{s2}}{P_{Q_m} + P_{Q_{S1}} + P_{Q_{S2}}} \quad (3.12)$$

Tiến hành xây dựng chương trình tính toán các phương trình (3.7), (3.8), (3.9), (3.10), (3.11), (3.12) trên phần mềm Matlab – Simulink. Từ chương trình sẵn có, khi ta nhập dữ liệu là chiều cao xếp gỗ và chiều dài khúc gỗ ta sẽ có được toạ độ trọng tâm của rơ moóc và các thông số cần thiết.

3.1.4. Hàm kích động mặt đường

Mô tả mấp mô biên dạng mặt đường như một tập hợp các mấp mô hình học riêng biệt kế tiếp nhau đặc trưng bởi chiều rộng và chiều cao mấp mô

hoặc bằng dạng hàm số điều hòa đã được nhiều tác giả nghiên cứu áp dụng để đánh giá động lực học ô tô, máy kéo [7], [11].

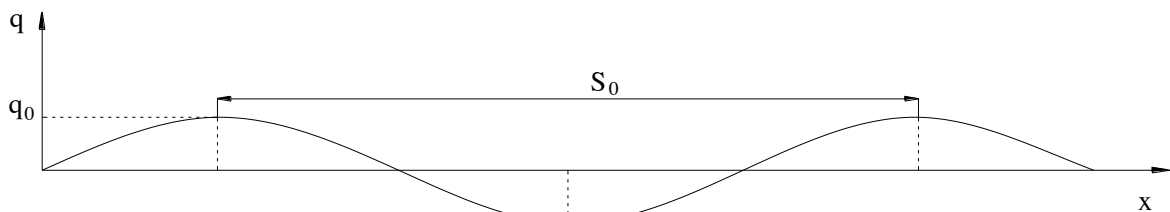
Trong giới hạn nghiên cứu, luận án tiến hành khảo sát liên hợp máy khi làm việc trên điều kiện mấp mô mặt đường dạng hình sin. Hàm biểu diễn mấp mô mặt đường thể hiện ở công thức (3.13).

$$q(x) = q_0 \sin \frac{2\pi}{s_0} x \quad (3.13)$$

Trong đó : q_0 - biên độ mấp mô sóng mặt đường (m), $q_0 = 60$ mm;

s_0 - chiều dài bước sóng mặt đường (s), 1 m.

Đồ thị biểu diễn mấp mô mặt đường dạng hình sin như hình 3.3.



Hình 3.3. Mấp mô mặt đường dạng hình sin

3.15. Lực kéo chủ động

Lực kéo chủ động phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố, để nghiên cứu lực kéo chủ động của máy kéo ta cần nghiên cứu xây dựng đường đặc tính kéo của máy kéo.

Đường đặc tính kéo của máy kéo có thể xây dựng trên cơ sở những số liệu khảo nghiệm máy kéo ngoài hiện trường và cũng có thể xây dựng trên cơ sở tính toán.

Khi xây dựng đường đặc tính lực kéo của máy kéo ta cho rằng hệ số cản lăn không đổi đối với tất cả các số truyền và hiệu suất của hệ thống truyền lực cũng không đổi. Như vậy lực kéo tiếp tuyến của máy kéo tỷ lệ thuận với mô men chủ động của động cơ theo công thức:

$$P_k = \frac{M_d \cdot i \cdot \eta}{r_k}$$

Trong đó: M_d – mô men của động cơ ;
 i - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực ;
 η - hiệu suất của hệ thống truyền lực ;
 r_k – bán kính lăn của bánh xe chủ động.

Bán kính lý thuyết của bánh xe chủ động phụ thuộc vào nhiều yếu tố như kích thước bánh, áp suất không khí trong bánh, lực tải truyền lên bánh, cấu tạo và đặc tính của cao su vvv. Do đó, tính bán kính lý thuyết r_k của bánh một cách chính xác là rất khó, trong thực tế người ta tính một cách gần đúng.

Lực kéo chủ động của máy kéo cũng phụ thuộc vào chế độ làm việc của liên hợp máy. Trong giới hạn nghiên cứu, luận án tiến hành nghiên cứu một phần của giai đoạn khởi hành. Giai đoạn khởi hành là một quá trình chuyển động của liên hợp máy từ tốc độ bằng không đến tốc độ làm việc.

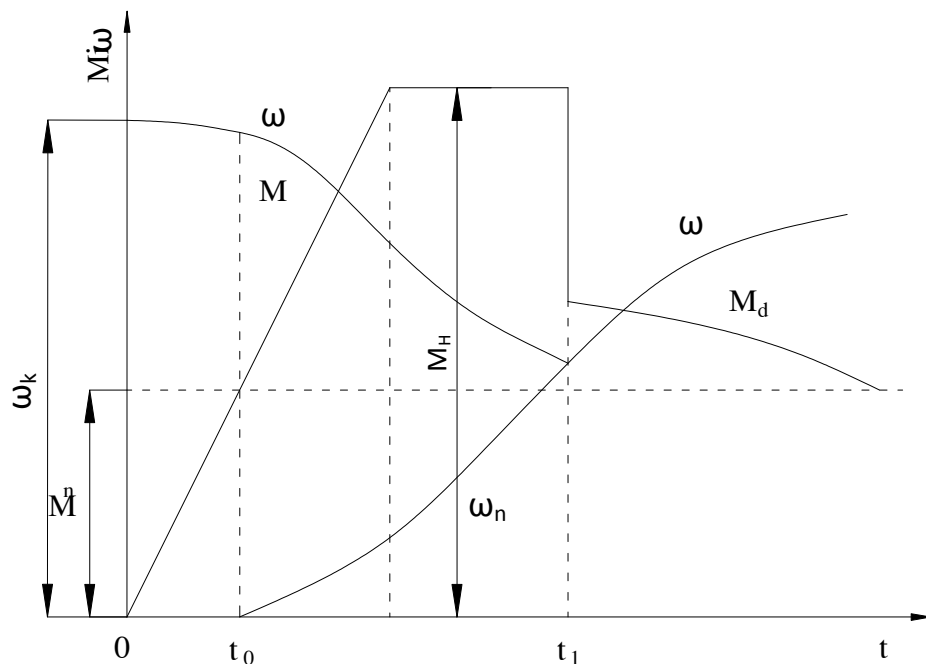
Quá trình khởi hành tiến hành trong một khoảng thời gian tương đối ngắn nên gia tốc chuyển động có giá trị tương đối lớn, tạo ra lực quán tính lớn tác động lên liên hợp máy.

Trong trường hợp nghiên cứu của luận án, khi máy kéo khởi hành, trước hết máy kéo kéo lò xo của bộ phận nối mềm ép lại cho tới khi lực căng của lò xo bằng lực cản chuyển động của rơ mooc khi đó rơ mooc mới bắt đầu chuyển động.

Quá trình chuyển bánh của xe có thể mô tả theo sơ đồ trên hình 3.4.

Quá trình chuyển bánh có thể chia thành ba giai đoạn. Giai đoạn thứ nhất là khi mới bắt đầu đóng côn, nhưng lực ma sát giữa các đĩa côn còn bé hơn lực cản chuyển động quy về trục thứ cấp của côn, nên trục thứ cấp chưa chuyển động, tức là $\omega_n = 0$. Khi đó đĩa chủ động vì có lực ma sát cản lại nên số vòng quay ω giảm đi. Giai đoạn thứ hai là sau một thời gian ở thời điểm t_0 lực ma sát giữa các đĩa ma sát lớn hơn lực cản, nên trục thứ cấp bắt đầu quay tức là ω_n tăng lên, trong khi tốc độ của trục chủ động giảm. Giai đoạn thứ ba

là ở thời điểm t_1 , tốc độ của trục thụ động và chủ động bằng nhau khi hiện tượng trượt trong côn không còn nữa. Sau thời điểm t_1 tốc độ quay của côn tăng dần cho tới tốc độ tối đa cho phép ở số truyền đã định.



Hình 3.4. Sơ đồ chuyển bánh của máy kéo

Trong giới hạn nghiên cứu, luận án chỉ nghiên cứu quá trình làm việc của máy kéo ở giai đoạn thứ ba, tức là từ gia đoạn t_1 .

3.1.6. Phần mềm để khảo sát động lực học dọc của liên hợp máy

Để khảo sát ảnh hưởng của khớp nối mềm tới động lực học dọc của liên hợp máy, luận án dựa vào hệ phương trình vi phân tuyến tính đã nghiên cứu ở chương 2. Từ các thông số kỹ thuật của liên hợp máy và các thông số tác động ngoại cảnh tới liên hợp máy để khảo sát trong hai trường hợp: Khi liên hợp máy tăng tốc và khi phanh hãm.

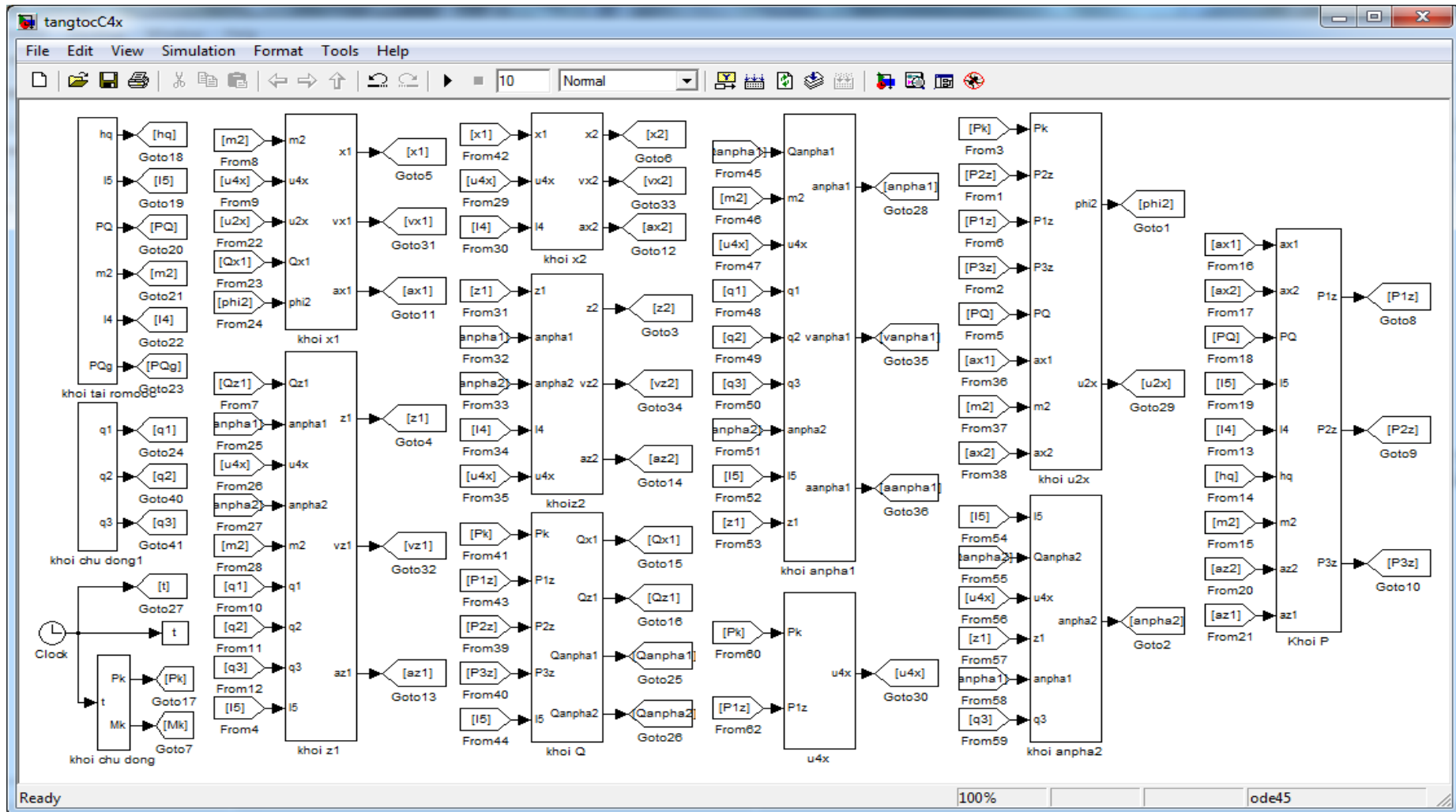
Để tính toán giải hệ phương trình vi phân đã lập ở chương 2 ta có thể dùng nhiều phần mềm khác nhau như Mathematica, phần mềm Maple, phần mềm Matlab ... Mỗi phần mềm đều có những mặt mạnh và những hạn chế

nhất định. Trong các phần mềm trên, phần mềm Matlab nổi bật với ứng dụng Simulink với giao diện theo diện sơ đồ khối rất tiện lợi.

Matlab – Simulink là một công cụ trợ giúp đắc lực và được sử dụng phổ biến hiện nay nhằm giải quyết các bài toán mô phỏng động lực học. Matlab – Simulink là một chương trình lớn trong lĩnh vực toán số với thế mạnh là tính toán và mô phỏng hệ thống. Phần cốt lõi của chương trình bao gồm một số hàm toán, các chức năng nhập/xuất, cũng như các chức năng điều khiển chu trình.

Simulink là một chương trình mở rộng của Matlab nhằm mục đích mô hình hóa, mô phỏng và khảo sát các hệ động lực học. Mô hình đồ họa trên màn hình Simulink cho phép thể hiện hệ thống dưới dạng sơ đồ khối với các khối chức năng. Simulink cung cấp cho người dùng một thư viện rất phong phú các khối chức năng cho các hệ tuyến tính, phi tuyến và gián đoạn. Ưu điểm vượt trội của Simulink trong Matlab là khả năng tích hợp hệ thống rất mạnh mẽ. Ngày nay, Simulink được ứng dụng rộng rãi trong các ngành khoa học khác nhau và nó đã đem lại những kết quả đáng tin cậy.

Kết quả lập chương trình khảo sát hệ phương trình vi phân bằng phần mềm Matlab – Simulink được thể hiện ở hình 3.5.



Hình 3.5. Chương trình giải hệ phương trình vi phân bằng phần mềm Matlab - Simulink

3.2. Khảo sát động lực học dọc liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ moóc một trục khi tăng tốc

Trong quá trình làm việc của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc một trục trên điều kiện đường lâm nghiệp, liên hợp máy thường xuyên phải thay đổi tốc độ do tăng tốc hoặc do phanh. Khi thay đổi tốc độ sẽ có hiện tượng phân bố lại tải trọng lên các cầu máy kéo, các lực kéo tại khớp nối, lực quán tính, lực cản do độ dốc dọc ... cũng thay đổi sẽ làm thay đổi phản lực pháp tuyến lên các cầu máy kéo, do đó thay đổi lực bám lái của bánh dẫn hướng, lực bám của bánh chủ động khi phanh.

Theo [2], để đảm bảo an toàn theo điều kiện lái, giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo phải nằm trong giới hạn cho phép: $P_{1z-\min} > 0,25 P_G$. Khi điều kiện lái không đảm bảo, khả năng dẫn hướng của bánh dẫn hướng mất đi, người lái sẽ không điều khiển liên hợp máy theo ý muốn gây ra mất an toàn cho người và phương tiện.

Đồng thời, khi phản lực pháp tuyến lên bánh xe có bố trí phanh thay đổi cũng sẽ ảnh hưởng tới hệ số bám và hiện tượng trượt của bánh xe đó, từ đó ảnh hưởng tới hiệu quả phanh của máy kéo khi làm việc.

Trong giới hạn nghiên cứu, luận án tập trung khảo sát ảnh hưởng của các thông số kết cấu khớp nối đến phản lực pháp tuyến tác động lên các cầu làm cơ sở xác định chế độ làm việc an toàn trên dốc dọc và hoàn thiện thiết kế liên hợp máy.

3.2.1. Khảo sát ảnh hưởng của độ cứng lò xo trong khớp nối mềm tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong trường hợp tăng tốc

Khớp nối mềm được bố trí lò xo để làm giảm tải trọng động và đập, tính lũy năng lượng trong quá trình bị nén và làm lực tác dụng lên khớp nối không bị tăng một cách đột ngột. Độ cứng của lò xo được tính toán sơ bộ trong mục 3.1. Tuy nhiên, để xác định giá trị độ cứng lò xo trong trường hợp

phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo lớn nhất, luận án tiến hành khảo sát động lực học dọc của liên hợp máy với 5 giá trị độ cứng lò xo khác nhau trên cơ sở lấy giá trị độ cứng sơ bộ $C_{4x} = 243.541 \text{ N/m}$ làm trung tâm. Giá trị hệ số cản của khớp nối lấy theo giá trị tính toán sơ bộ $K_{4x} = 31.685 \text{ Ns/m}$.

Giá trị độ cứng lò xo khớp nối:

$$C_{4x} = [150.000 \quad 200.000 \quad 220.000 \quad 250.000 \quad 300.000] \quad \text{N/m.}$$

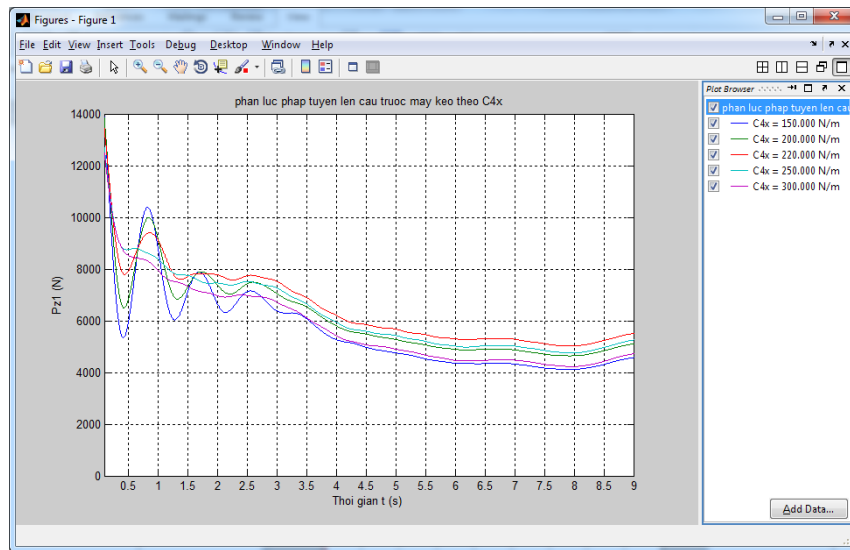
Điều kiện khảo sát khác:

- Các thông số hình học, kết cấu lấy tại phụ lục 01.
- Khảo sát trên điều kiện mặt đường loại 3 trong thí nghiệm xác định hệ số cản lăn và hệ số bám. Hệ số bám $\psi = 0,7602$; Hệ số cản lăn $f = 0,0161$.
- Mấp mô mặt đường dạng hình sin, $q_0 = 60 \text{ mm}$, $s_0 = 1 \text{ m}$.
- Khảo sát trên điều kiện đường nằm ngang: $\beta = 0\%$.
- Chiều dài gỗ: $L_g = 4 \text{ m}$; Chiều cao xếp gỗ: $h_g = 0,85 \text{ m}$.
- Khối lượng tải tính toán: $m_g = 3.000 \text{ kg}$.

Các hàm đầu vào: Mô men chủ động, mấp mô mặt đường, tọa độ trọng tâm rơ mooc sau khi xếp gỗ được trình bày tại mục 3.1 của luận án.

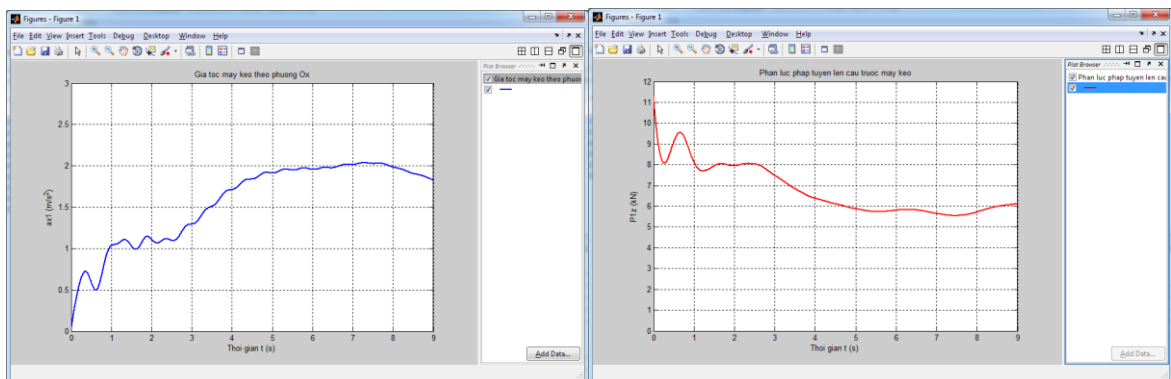
Đồ thị phản lực pháp tuyến thay đổi theo thời gian tương ứng 5 giá trị độ cứng lò xo khớp nối khác nhau được thể hiện trên hình 3.6.

Dựa vào hình 3.6 ta thấy: Khi liên hợp máy tăng tốc, gia tốc máy kéo tăng, do hiện tượng phân bố lại tải trọng lên các cầu của máy kéo, do đó phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo giảm.



Hình 3.6. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước với các giá trị độ cứng lò xo trong khớp nối khác nhau.

Gia tốc máy kéo theo phương Ox và phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi khảo sát trên đường bằng trong trường hợp độ cứng khớp nối mềm $C_{4x} = 220.000 \text{ N/m}$ được biểu diễn ở hình 3.7.



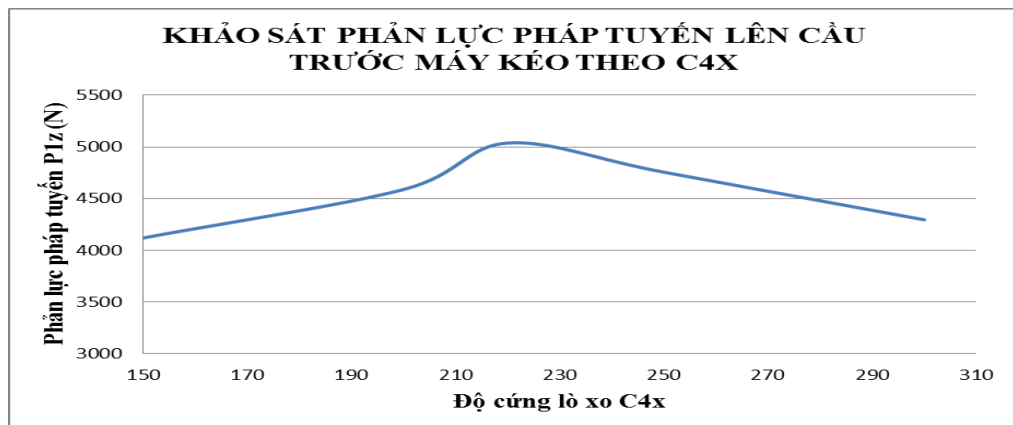
a. Gia tốc máy kéo theo phương Ox b. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước
Hình 3.7. Gia tốc máy kéo theo phương Ox và phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo tương ứng với độ cứng khớp nối $C_{4x} = 220.000 \text{ N/m}$.

Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo giảm có phụ thuộc vào độ cứng lò xo trong khớp nối mềm, tuy nhiên sự thay đổi không tỷ lệ thuận. Khi độ cứng nhỏ quá và lớn quá đều làm phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo giảm. Kết quả giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong các trường hợp được tổng hợp tại bảng 3.1.

Bảng 3.1. Tổng hợp giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong các trường hợp độ cứng lò xo của khớp nối mềm khác nhau.

TT	Độ cứng lò xo C _{4x} (N/m)	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo (giá trị nhỏ nhất trong các lần khảo sát) P _{1z} – min (N)
1	150.000	4.119
2	200.000	4.588
3	220.000	5.038
4	250.000	4.756
5	300.000	4.295

Từ bảng 3.1 luận án tiến hành vẽ sơ đồ sự thay đổi của giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất theo giá trị độ cứng lò xo của khớp nối mềm như hình 3.7.



Hình 3.8. Giá trị phản lực pháp tuyến theo độ cứng lò xo của khớp nối mềm (giá trị nhỏ nhất của các lần khảo sát)

Nhận xét:

Kết quả khảo sát cho thấy, giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong quá trình tăng tốc phụ thuộc vào độ cứng lò xo trong khớp nối mềm. Tại giá trị độ cứng lò xo $C_{4x} = 220.000$ N/m giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo là lớn nhất. Giá trị độ cứng lò xo lớn hơn hoặc nhỏ hơn 220.000 N/m thì phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo đều giảm.

Từ kết quả khảo sát nêu trên, luận án tiến hành chọn giá trị độ cứng của lò xo trong khớp nối mềm là $C_{4x} = 220.000 \text{ N/m}$ để khảo sát các thông số tiếp theo và để tính toán thiết kế khớp nối mềm phục vụ nghiên cứu thực nghiệm.

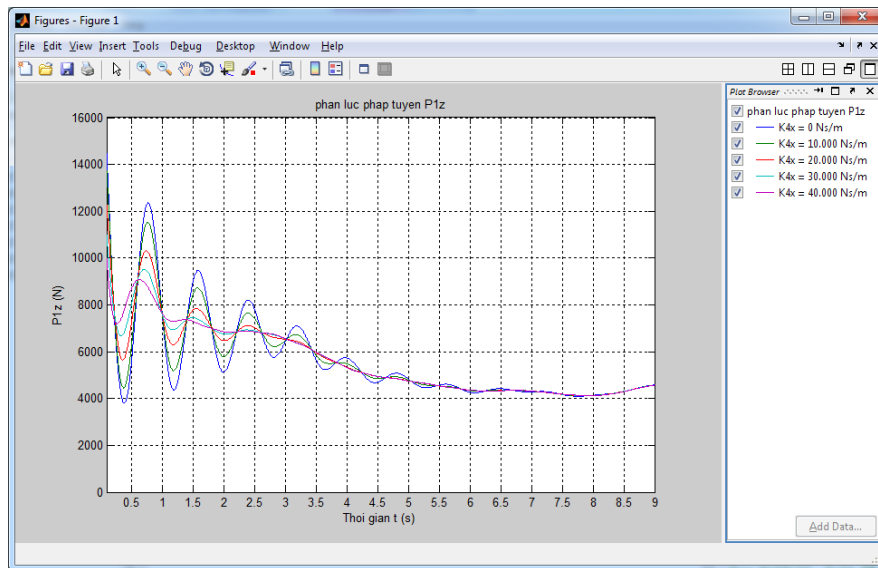
3.2.2. Khảo sát ảnh hưởng của hệ số cản của khớp nối mềm tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo.

Điều kiện khảo sát:

- Các thông số hình học, kết cấu lấy tại phụ lục 01.
- Độ cứng khớp nối $C_{4x} = 220.000 \text{ N/m}$.
- Hệ số cản được lấy 5 giá trị trên cơ sở lấy giá trị tính toán sơ bộ làm trung tâm: $K_{4x} = [0 \ 10.000 \ 20.000 \ 30.000 \ 40.000] \text{ Ns/m}$
- Khảo sát trên điều kiện mặt đường loại 3 trong thí nghiệm xác định hệ số cản lăn và hệ số bám. Hệ số bám $\psi = 0,7602$; hệ số cản lăn $f = 0,0161$.
- Mấp mô mặt đường dạng hình sin, $q_0 = 60 \text{ mm}$, $s_0 = 1 \text{ m}$.
- Khảo sát trên điều kiện đường nằm ngang: $\beta = 0\%$.
- Chiều dài gỗ: $L_g = 4 \text{ m}$; Chiều cao xếp gỗ: $h_g = 0,85 \text{ m}$.
- Khối lượng tải tính toán: $m_g = 3.000 \text{ kg}$.

Các hàm đầu vào: Mô men chủ động, mấp mô mặt đường, tọa độ trọng tâm rơ mooc sau khi xếp gỗ được trình bày tại mục 3.1 của luận án.

Đồ thị phản lực pháp tuyến thay đổi theo thời gian tương ứng 5 giá trị hệ số cản của khớp nối khác nhau được thể hiện trên hình 3.8.



Hình 3.9. Giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo theo thời gian tương ứng với 5 giá trị hệ số giảm chấn

Nhận xét:

Từ kết quả khảo sát cho thấy, giá trị của hệ số giảm chấn ảnh hưởng tới tốc độ dập tắt dao động tương đối giữa máy kéo và rơ moóc mà không ảnh hưởng nhiều tới giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo tối thiểu.

Tác dụng của hệ số giảm chấn là để dập tắt dao động, do đó luận án chọn giá trị $K_{4x} = 30.000 \text{ Ns/m}$ làm giá trị phục vụ các khảo sát sau này.

3.2.3. Khảo sát phản lực pháp tuyến lên cầu trước có xét đến ảnh hưởng của khớp nối cứng, mềm và biến dạng lớp bánh xe chủ động theo phương tiếp tuyến

Điều kiện khảo sát:

- Các thông số hình học, kết cấu lấy tại phụ lục 01.
- Khảo sát trên điều kiện mặt đường loại 3 trong thí nghiệm xác định hệ số cản lăn và hệ số bám.

Hệ số bám $\psi = 0,6809$; hệ số cản lăn $f = 0,0161$.

- Mấp mô mặt đường dạng hình sin, $q_0 = 60 \text{ mm}$, $s_0 = 1 \text{ m}$.
- Độ dốc mặt đường: $\beta = 0\%$

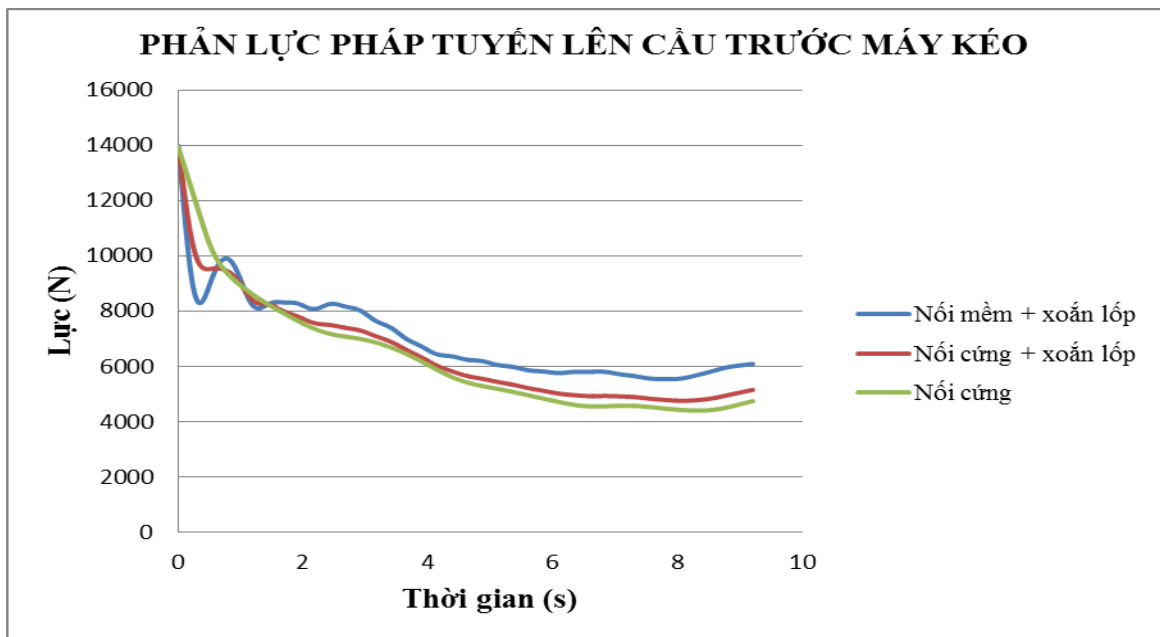
- Khảo sát trên điều kiện đường nằm ngang: $\beta = 0\%$.
- Chiều dài gổ: $L_g = 4 \text{ m}$.
- Chiều cao xếp gổ: $h_g = 0,85 \text{ m}$.
- Khối lượng riêng của gổ: 600 kg/m^3 .
- Khối lượng tải tính toán: $m_g = 3.000 \text{ kg}$.
- Trường hợp sử dụng khớp nối mềm có các giá trị:

$$C_{4x} = 220.000 \text{ N/m.}$$

$$K_{4x} = 30.000 \text{ Ns/m.}$$

Các hàm đầu vào: Mô men chủ động, mấp mô mặt đường, tọa độ trọng tâm rơ mooc sau khi xếp gổ được trình bày tại mục 3.1 của luận án.

Kết quả khảo sát đạt được như sau :



Hình 3.10. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong ba trường hợp: Khớp nối cứng - nối cứng có kể tới xoắn lớp - nối mềm có kể đến xoắn lớp

Từ hình vẽ 3.9 ta nhận thấy, khi tăng tốc do hiện tượng phân bố lại tải trọng do đó làm phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo giảm. Tuy nhiên, trường hợp khớp nối cứng không kể đến biến dạng tiếp tuyến của lớp chủ

động thì phản lực pháp tuyến nhỏ nhất, trường hợp nối mềm có kể đến biên dạng tiếp tuyến của lớp chủ động phản lực pháp tuyến là lớn nhất.

Trường hợp khớp nối mềm giá trị phản lực pháp tuyến có biên đổi trong giai đoạn ban đầu nhưng sau đó ổn định.

3.2.4. Xác định giới hạn làm việc an toàn theo điều kiện lái (giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo tối thiểu) khi sử dụng khớp nối cứng/mềm.

Trong quá trình làm việc của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục trên điều kiện đường lâm nghiệp, liên hợp máy có thể bị mất an toàn theo điều kiện lái. Để đảm bảo an toàn theo điều kiện lái, giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo phải nằm trong giới hạn cho phép: $P_{1z-\min} > 0,25 P_G$ [2].

Điều kiện khảo sát:

- Độ dốc dọc mặt đường: Luận án tiến hành khảo sát trên điều kiện đường bằng và điều kiện đường dốc dọc với các giá trị độ dốc sai:

$$\beta = [0 \ 5 \ 10 \ 15 \ 20] \%$$

- Các thông số hình học, kết cấu lấy tại phụ lục 01.
- Khảo sát trên điều kiện mặt đường loại 3 trong thí nghiệm xác định hệ số cản lăn và hệ số bám. Hệ số bám $\psi = 0,6809$; hệ số cản lăn $f = 0,0161$.

- Mấp mô mặt đường dạng hình sin, $q_0 = 60 \text{ mm}$, $s_0 = 1 \text{ m}$.

- Chiều dài gỗ: $L_g = 4 \text{ m}$.

- Chiều cao xếp gỗ: $h_g = 0,85 \text{ m}$.

- Khối lượng tải tính toán: $m_g = 3.000 \text{ kg}$.

- Trường hợp sử dụng khớp nối mềm có các giá trị:

$$C_{4x} = 220.000 \text{ N/m.}$$

$$K_{4x} = 30.000 \text{ Ns/m.}$$

Các hàm đầu vào: Mô men chủ động, mấp mô mặt đường, tọa độ trọng tâm rơ mooc sau khi xếp gỗ được trình bày tại mục 3.1 của luận án.

Luận án tiến hành khảo sát trong hai trường hợp:

- Liên hợp máy sử dụng khớp nối cứng, khi đó hệ phương trình vi phân 2.32 được viết cho trường hợp nối cứng như sau:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_1 + m_2) \ddot{x}_1 + k_{2x} \dot{x}_1 + c_{2x} x_1 - k_{2x} r_2 \dot{\phi}_2 - c_{2x} r_2 \dot{\phi}_2 = P_k - P_{1z} f_1 - P_{3z} f_3 \\ (m_1 + m_2) \ddot{z}_1 + (k_{1z} + k_{2z} + k_{3z}) \dot{z}_1 + (c_{1z} + c_{2z} + c_{3z}) z_1 + (k_{1z} l_1 + k_{2z} l_2) \dot{\alpha}_1 \\ \quad + (c_{1z} l_1 - c_{2z} l_2) \alpha_1 + k_{3z} l_5 \dot{\alpha}_2 + l_5 c_{3z} \alpha_2 \\ \quad - k_{1z} \dot{q}_1 - c_{1z} q_1 - k_{2z} \dot{q}_2 - c_{2z} q_2 - k_{3z} \dot{q}_3 - c_{3z} q_3 + (m_1 + m_2) g = P_{1z} + P_{2z} + P_{3z} \\ J_{1y} \ddot{\alpha}_1 + (k_{1z} l_1^2 + k_{2z} l_2^2) \dot{\alpha}_1 + (c_{1z} l_1^2 + c_{2z} l_2^2) \alpha_1 + (k_{1z} l_1 - k_{2z} l_2) \dot{z}_1 \\ \quad + (c_{1z} l_1 - c_{2z} l_2) z_1 - k_{1z} l_1 \dot{q}_1 - k_{2z} l_2 \dot{q}_2 - c_{1z} l_1 q_1 + c_{2z} l_2 q_2 = P_{1z} f_1 l_1 - P_{2z} f_2 l_2 \\ J_{2y} \ddot{\alpha}_2 + k_{3z} l_5^2 \dot{\alpha}_2 + c_{3z} l_5^2 \alpha_2 + k_{3z} l_5 \dot{z}_1 + c_{3z} l_5 z_1 - k_{3z} l_5 \dot{q}_3 - c_{3z} l_5 q_3 = P_{3z} f_3 l_5 \end{array} \right. \quad (3.14)$$

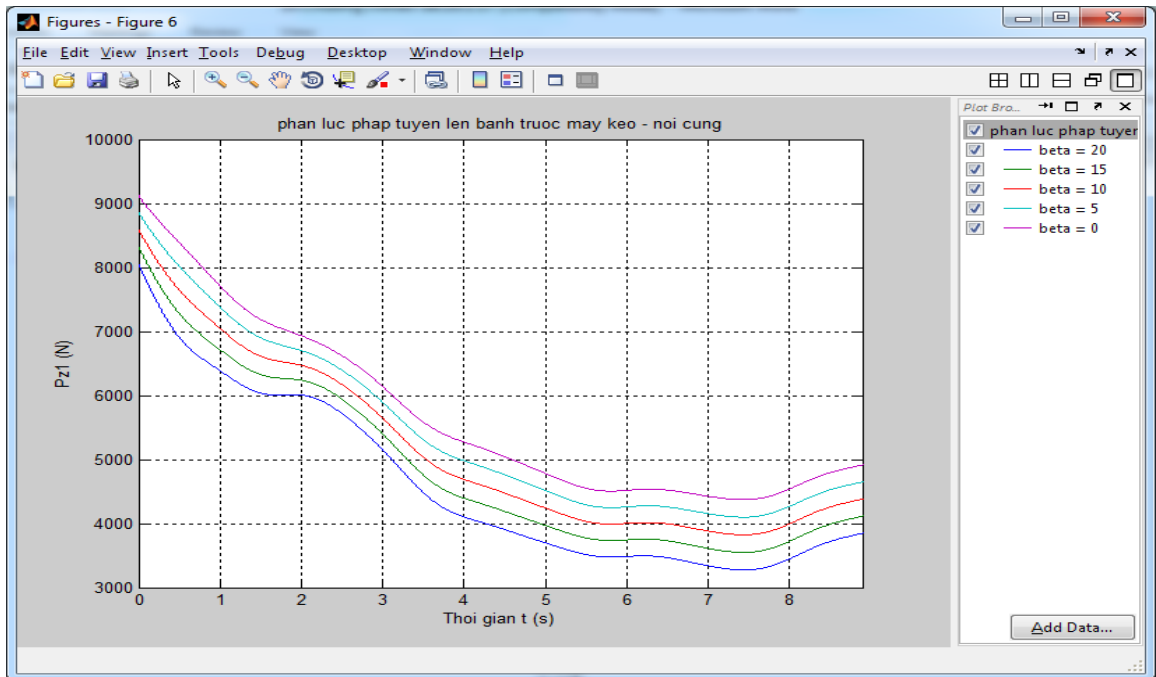
- Liên hợp máy sử dụng khớp nối mềm, khi đó hệ phương trình vi phân:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_1 + m_2) \ddot{x}_1 + k_{2x} \dot{x}_1 + c_{2x} x_1 - k_{2x} r_2 \dot{\phi}_2 - c_{2x} r_2 \dot{\phi}_2 - m_2 \ddot{u}_{4x} = P_k - P_{1z} f_1 - P_{3z} f_3 \\ (m_1 + m_2) \ddot{z}_1 + (k_{1z} + k_{2z} + k_{3z}) \dot{z}_1 + (c_{1z} + c_{2z} + c_{3z}) z_1 - m_2 u_{4x} \ddot{\alpha}_1 + (k_{1z} l_1 + k_{2z} l_2 \\ \quad + k_{3z} u_{4x} - 2m_2 \dot{u}_{4x}) \dot{\alpha}_1 + (c_{1z} l_1 - c_{2z} l_2 - c_{3z} u_{4x} - m_2 \ddot{u}_{4x} - k_{3z} \dot{u}_{4x}) \alpha_1 + k_{3z} l_5 \dot{\alpha}_2 \\ \quad + l_5 c_{3z} \alpha_2 - k_{1z} \dot{q}_1 - c_{1z} q_1 - k_{2z} \dot{q}_2 - c_{2z} q_2 - k_{3z} \dot{q}_3 - c_{3z} q_3 + (m_1 + m_2) g = P_{1z} + P_{2z} + P_{3z} \\ (m_2 u_{4x}^2 + J_{1y}) \ddot{\alpha}_1 + (k_{1z} l_1^2 + k_{2z} l_2^2 + k_{3z} u_{4x}^2 + m_2 u_{4x} \dot{u}_{4x}) \dot{\alpha}_1 \\ \quad + (m_2 u_{4x} \ddot{u}_{4x} + k_{3z} u_{4x} \dot{u}_{4x} + c_{1z} l_1^2 + c_{2z} l_2^2 + c_{3z} u_{4x}^2 + m_2 \dot{u}_{4x}^2) \alpha_1 - m_2 u_{4x} \ddot{z}_1 \\ \quad + (k_{1z} l_1 - k_{2z} l_2 - k_{3z} u_{4x} + m_2 \dot{u}_{4x}) \dot{z}_1 + (c_{1z} l_1 - c_{2z} l_2 - c_{3z} u_{4x}) z_1 + k_{3z} l_5 u_{4x} \dot{\alpha}_2 - l_5 c_{3z} u_{4x} \alpha_2 \\ \quad - k_{1z} l_1 \dot{q}_1 - k_{2z} l_2 \dot{q}_2 - k_{3z} u_{4x} \dot{q}_3 - c_{1z} l_1 q_1 + c_{2z} l_2 q_2 - c_{3z} u_{4x} q_3 - m_2 g u_{4x} = P_{1z} f_1 l_1 - P_{2z} f_2 l_2 \\ J_{2y} \ddot{\alpha}_2 + k_{3z} l_5^2 \dot{\alpha}_2 - k_{3z} l_5 \dot{u}_{4x} \alpha_2 + c_{3z} l_5^2 \alpha_2 \\ \quad + k_{3z} l_5 \dot{z}_1 + c_{3z} l_5 z_1 - k_{3z} l_5 u_{4x} \dot{\alpha}_1 - l_5 c_{3z} u_{4x} \alpha_1 - k_{3z} l_5 \dot{q}_3 - c_{3z} l_5 q_3 = P_{3z} f_3 l_5 \end{array} \right. \quad (3.15)$$

Kết quả khảo sát trong hai trường hợp nối cứng và nối mềm:

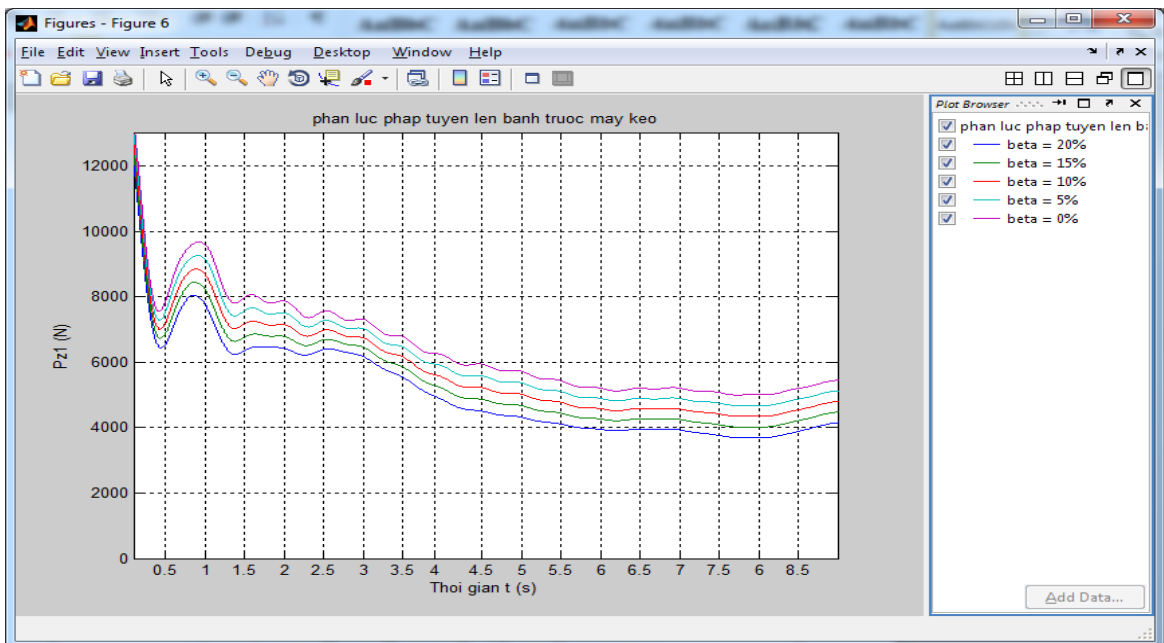
Đồ thị phản lực pháp tuyến thay đổi theo thời gian tương ứng 5 giá trị độ dốc dọc mặt đường khác nhau được thể hiện trên hình 3.10 và hình 3.11.

- Trường hợp sử dụng khớp nối cứng :



Hình 3.11. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo tương ứng với độ dốc dọc mặt đường trong trường hợp khớp nối cứng

- Trường hợp sử dụng khớp nối mềm:



Hình 3.12. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo tương ứng với độ dốc dọc mặt đường trong trường hợp khớp nối mềm

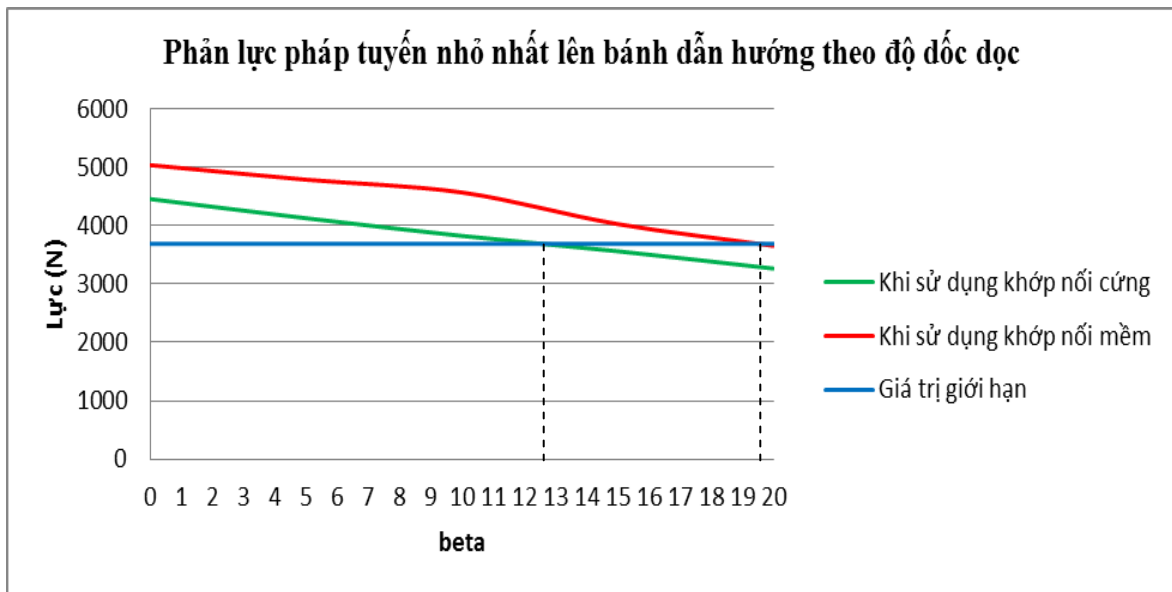
Dựa vào hình 3.10 và 3.11 ta thấy: Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo giảm khi liên hợp máy tăng tốc. Độ giảm của phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo phụ thuộc vào độ dốc dọc mặt đường, độ dốc dọc càng lớn thì phản lực pháp tuyến nhỏ nhất lên cầu trước máy kéo càng nhỏ.

Kết quả khảo sát giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất trong các trường hợp được tổng hợp tại bảng 3.2.

Bảng 3.2. Tổng hợp giá trị phản lực pháp tuyến nhỏ nhất lên cầu trước máy kéo theo độ dốc dọc mặt đường trong hai trường hợp khớp nối cứng và nối mềm

TT	Độ dốc dọc β (%)	Phản lực pháp tuyến nhỏ nhất P _{1z} – min (N)	
		Nối cứng	Nối mềm
1	0	4457	5038
2	5	4128	4789
3	10	3826	4569
4	15	3562	4028
5	20	3266	3656

Từ bảng 3.2 luận án xây dựng đồ thị thể hiện giá trị nhỏ nhất của phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong hai trường hợp nối cứng và nối mềm (hình 3.12).



Hình 3.13. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất theo độ dốc dọc mặt đường trong hai trường hợp nối cứng và nối mềm.

Nhận xét:

- Trong cùng điều kiện khảo sát, khi liên hợp máy sử dụng khớp nối mềm, giá trị nhỏ nhất của phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo lớn hơn so với trường hợp sử dụng khớp nối cứng từ đó làm tăng khả năng làm việc của liên hợp máy.

- Đối chiếu với điều kiện lái ($P_{1z-min} > 0,25 P_G = 3.690 \text{ N}$) thì trường hợp dùng khớp nối mềm giúp tăng khả năng làm việc trên điều kiện đất dốc dọc mặt đường từ 12,5% lên đến 19,5%.

3.2.5. Khảo sát ảnh hưởng của chiều dài khúc gỗ tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi sử dụng khớp nối cứng và khớp nối mềm trong trường hợp tăng tốc lên dốc

Chiều dài khúc gỗ là thông số ảnh hưởng trực tiếp tới tọa độ trọng tâm rơi mooc sau khi chất tải. Để đánh giá ảnh hưởng của khớp nối mềm đối với phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi đối tượng hàng hóa khác nhau, luận án tiến hành khảo sát đối với 2 loại gỗ tiêu chuẩn sử dụng trong

khai thác lâm sản hiện nay là $L_g = 3$ m và $L_g = 4$ m trong hai trường hợp sử dụng khớp nối cứng và sử dụng khớp nối đàn nôi để so sánh.

Điều kiện khảo sát:

- Độ dốc dọc mặt đường: $\beta = [0 \ 5 \ 10 \ 15 \ 20]$ %
- Các thông số hình học, kết cấu lấy tại phụ lục 01.
- Khảo sát trên điều kiện mặt đường loại 3 trong thí nghiệm xác định hệ số cản lăn và hệ số bám (chương 4).

Hệ số bám $\psi = 0,6809$; hệ số cản lăn $f = 0,0161$.

- Mấp mô mặt đường dạng hình sin, $q_0 = 60$ mm, $s_0 = 1$ m.
- Chiều dài gổ: $L_g = [3 \ 4]$ m.
- Chiều cao xếp gổ: Khi chiều dài khúc gổ thay đổi với hai giá trị 3 m và 4 m, để đảm bảo khối lượng tải không đổi thì chiều cao xếp gổ sẽ thay đổi:

$$h_g = [1,04 \ 0,85] \text{ m.}$$

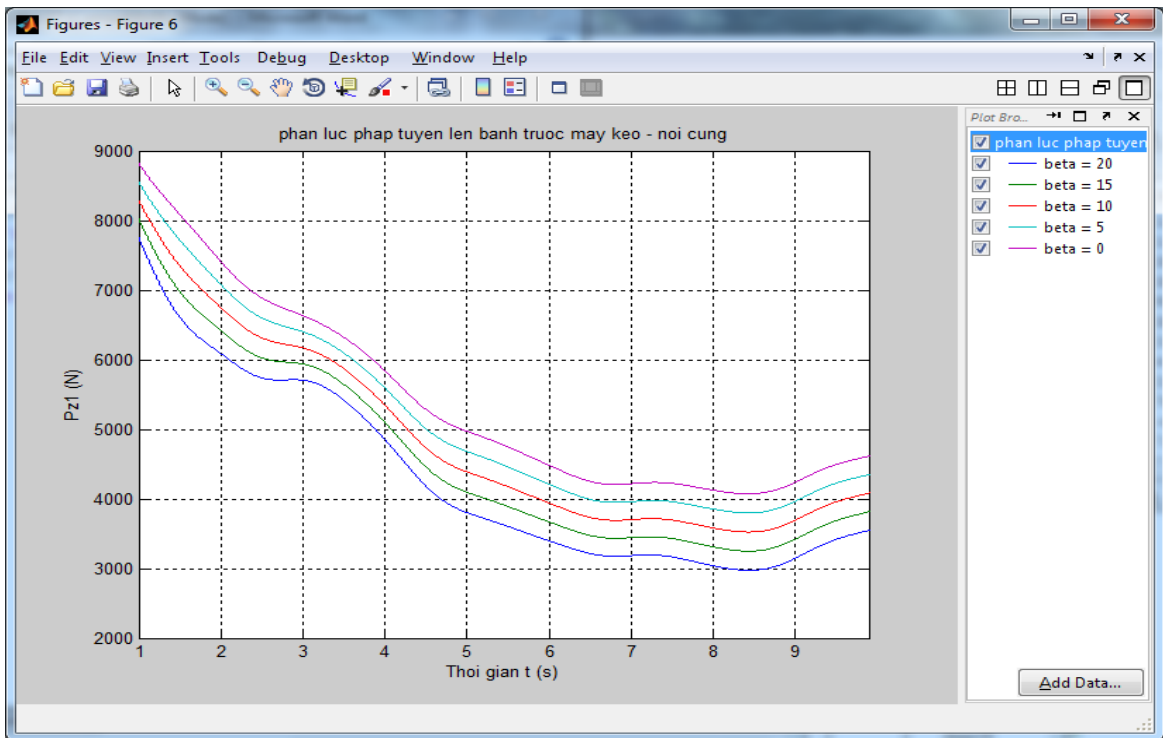
- Khối lượng tải tính toán: $m_g = 3.000$ kg.
- Trường hợp sử dụng khớp nối mềm có các giá trị:

$$C_{4x} = 220.000 \text{ N/m.}$$

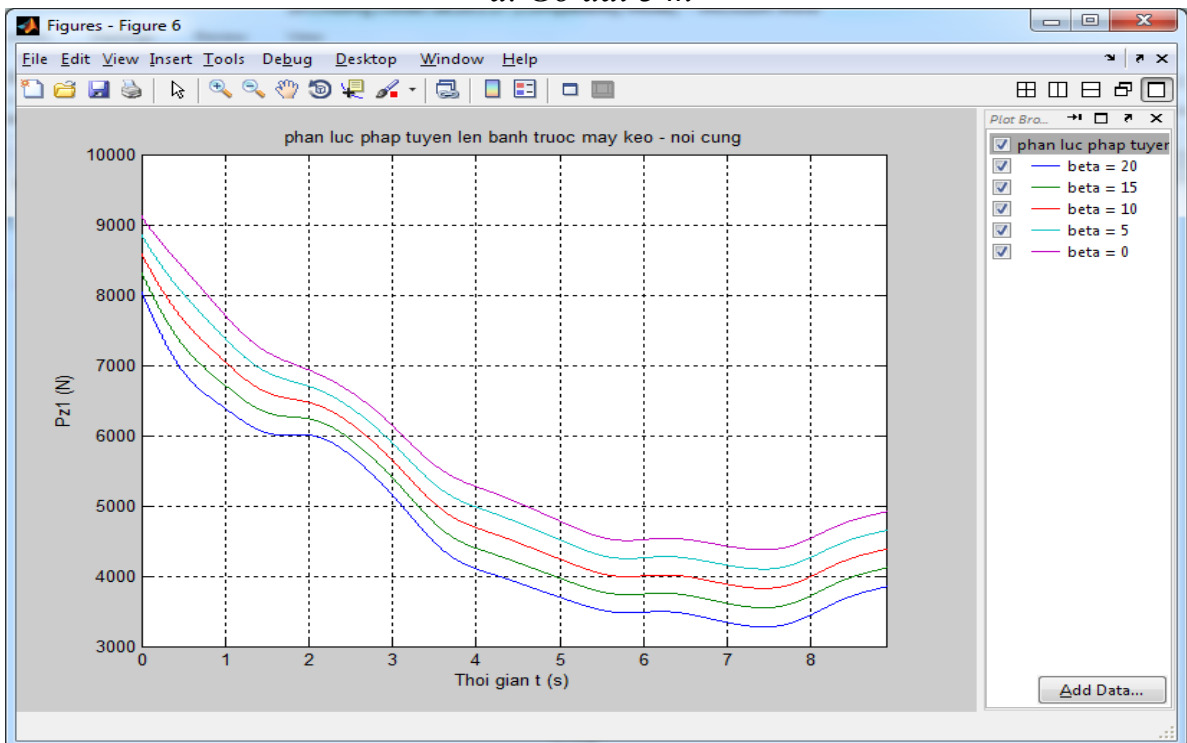
$$K_{4x} = 30.000 \text{ Ns/m.}$$

Các hàm đầu vào: Mô men chủ động, mấp mô mặt đường, tọa độ trọng tâm rơ mooc sau khi xếp gổ được trình bày tại mục 3.1 của luận án.

Đồ thị phản lực pháp tuyến thay đổi theo thời gian tương ứng 2 giá trị độ dài khúc gổ khác nhau khác nhau được thể hiện trên hình 3.13 và 3.14.

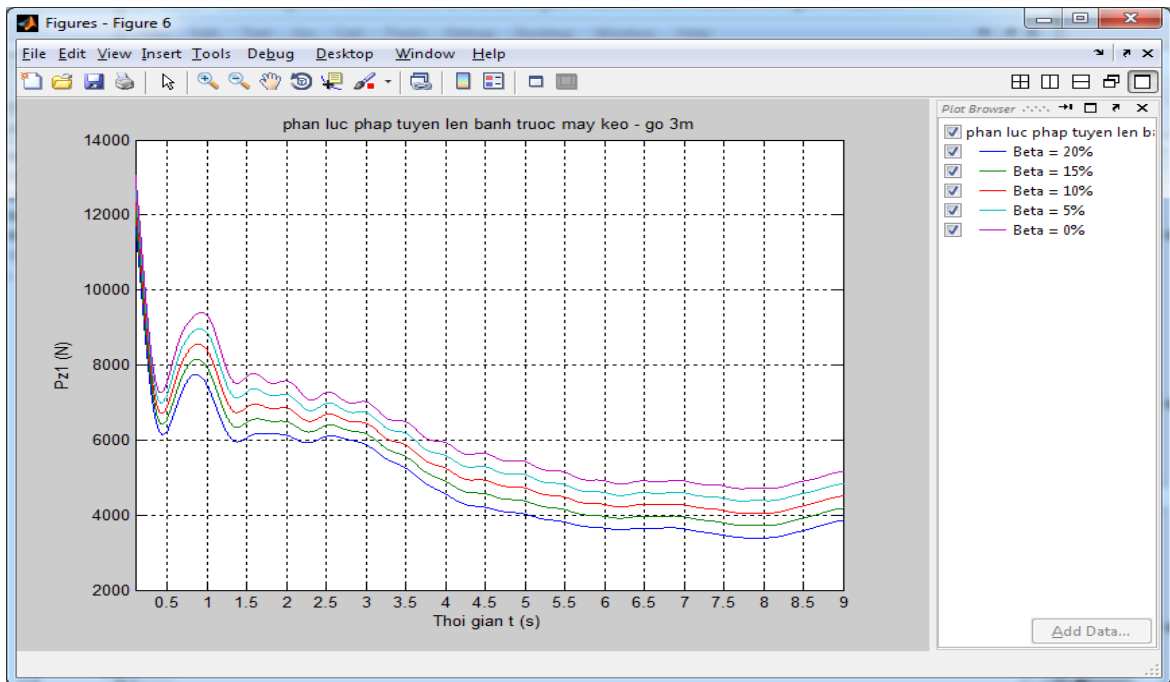


a. Gõ dài 3 m

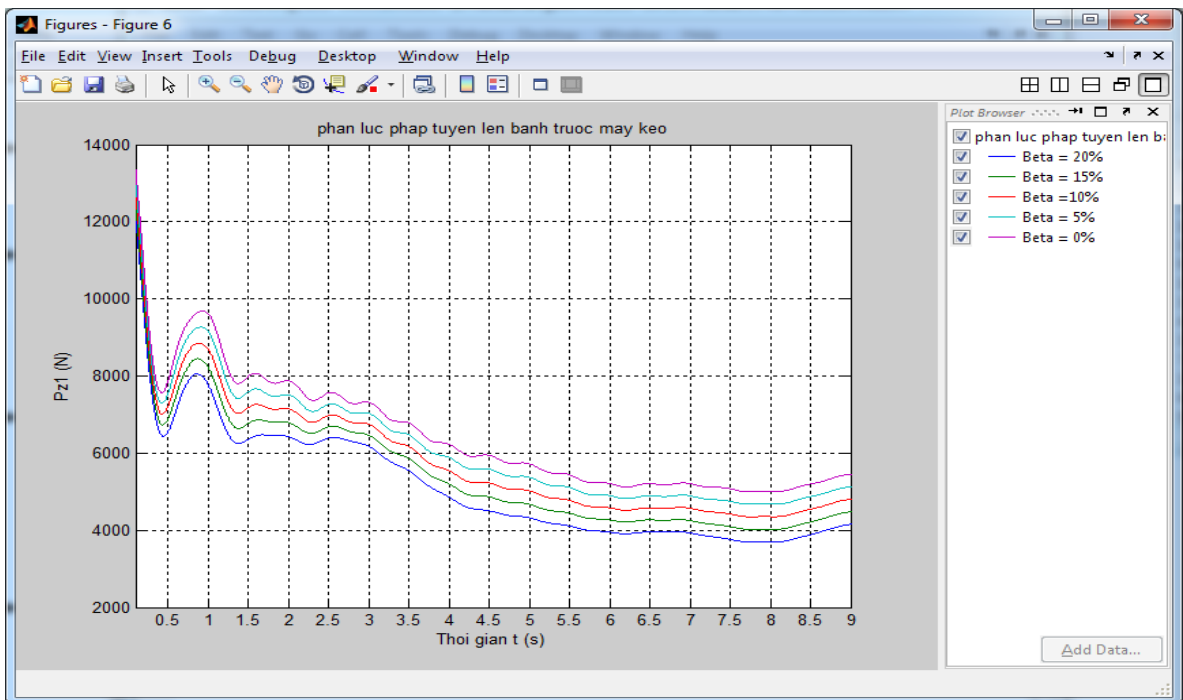


b. Gõ dài 4 m

Hình 3.14. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất theo độ dốc dọc mặt đường trong trường hợp nổi cứng



a. Gỗ dài 3 m



b. Gỗ dài 4 m

Hình 3.15. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất theo độ dốc dọc mặt đường trong trường hợp nối mềm và gỗ dài 4m

Nhận xét:

- Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo giảm khi mô men xoắn trên bán trục chủ động tăng.

- Độ giảm của phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo phụ thuộc vào độ dốc dọc mặt đường, độ dốc dọc càng lớn thì phản lực pháp tuyến nhỏ nhất lên cầu trước máy kéo càng nhỏ.

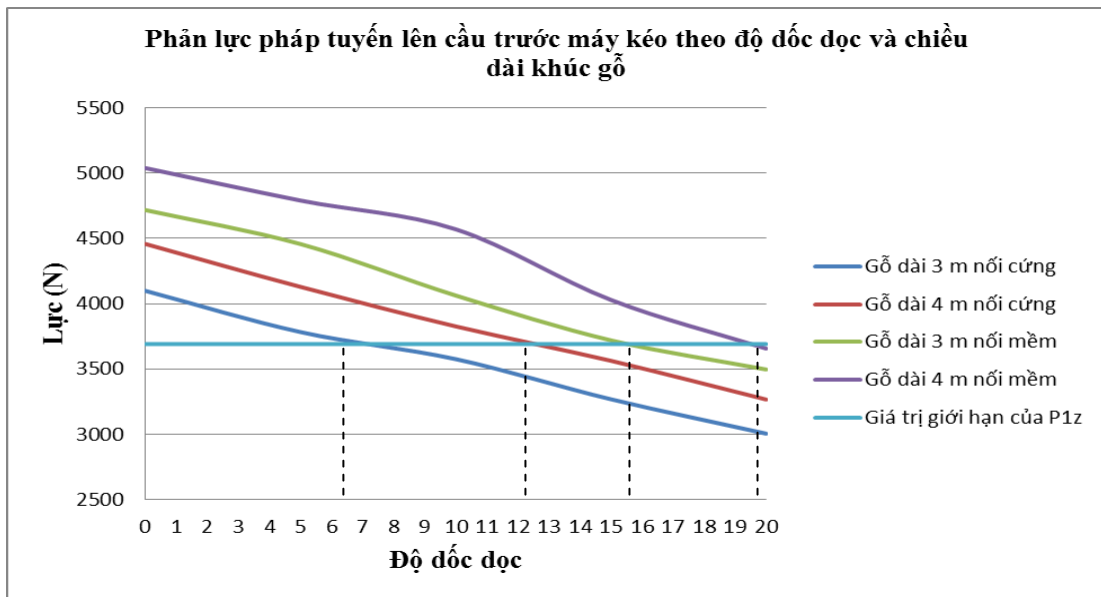
- Trường hợp gỗ dài 3 m thì giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất nhỏ hơn trong trường hợp gỗ dài 4 m.

Kết quả khảo sát giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất trong các trường hợp được tổng hợp tại bảng 3.3.

Bảng 3.3. Tổng hợp giá trị phản lực pháp tuyến nhỏ nhất lên cầu trước máy kéo theo độ dốc dọc mặt đường đối với hai loại gỗ dài 3 m và 4 m trong hai trường hợp khớp nối cứng và nối mềm.

TT	Độ dốc dọc β (%)	Phản lực pháp tuyến nhỏ nhất P1z – min (N)			
		Nối cứng		Nối mềm	
		Gỗ dài 3 m	Gỗ dài 4 m	Gỗ dài 3 m	Gỗ dài 4 m
1	0	4098	4457	4716	5038
2	5	3782	4128	4456	4789
3	10	3575	3826	4062	4569
4	15	3268	3562	3719	4028
5	20	3005	3266	3496	3656

Từ bảng 3.2 luận án xây dựng đồ thị biểu thị biểu thể hiện giá trị nhỏ nhất của phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong hai trường hợp nối cứng và nối mềm (hình 3.15).



Hình 3.16. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất theo độ dốc dọc mặt đường đối với hai loại gỗ dài 3m và 4m trong hai trường hợp nối cứng và nối mềm.

Nhận xét:

- Cùng một điều kiện khảo sát, sử dụng khớp nối mềm sẽ làm tăng phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi tăng tốc theo hướng lên dốc với cả hai loại gỗ 3m và 4m (bảng 3.15).

- Nếu liên hợp máy chở loại gỗ dài 4 m thì khả năng làm việc trên điều kiện độ dốc sẽ tốt hơn khi chở loại gỗ dài 3 m (bảng 3.15).

3.3. Khảo sát ảnh hưởng của khớp nối mềm tới quá trình phanh

Để đánh giá chất lượng phanh của liên hợp máy người ta nghiên cứu cả hiệu quả phanh (thời gian phanh, gia tốc chậm dần, quãng đường phanh) và tính ổn định hướng khi phanh.

Trong điều kiện nghiên cứu giới hạn, luận án tiến hành khảo sát và so sánh thời gian phanh và quãng đường phanh của liên hợp máy trong hai trường hợp nối cứng và nối mềm với điều kiện làm việc nguy hiểm nhất khi phanh là khi liên hợp máy xuống dốc.

3.3.1. Cơ sở lý luận đánh giá quá trình phanh

Sử dụng phương trình cân bằng lực kéo của máy kéo áp dụng khi phanh trên đường trong trường hợp tổng quát và không kể đến lực cản của gió (tốc độ liên hợp máy chậm nên bỏ qua), ta có:

$$P_j = P_f + P_p - P_i - P_{Cx} \quad (3.16)$$

Trong đó: - P_j - lực quán tính khi phanh, $P_j = \delta' m_1 \ddot{x}_1$
 - δ' - hệ số ảnh hưởng khối lượng quay khi ngắt ly hợp,

trong trường hợp này ta coi $\delta' \approx 1$.

- \ddot{x}_1 - gia tốc máy kéo khi phanh, nghiệm của hệ phương trình vi phân (2.33).

- P_f - lực cản lăn tại bánh xe, $P_f = P_{f1} + P_{f2}$.

- P_p - lực phanh.

- P_i - lực cản độ dốc, $P_i = P_G$

- P_{Cx} - lực tại khớp nối, tính theo công thức (2.43).

Ta có thể viết lại (3.16) như sau:

$$m_1 \ddot{x}_1 = P_{1z} f_1 + P_{2z} f_2 + P_p - P_G \sin \beta - P_{Cx} \quad (3.17)$$

$$\Leftrightarrow \frac{dv}{dt} = \frac{P_{1z} f_1 + P_{2z} f_2 + P_p - P_G \sin \beta - P_{Cx}}{m_1} \quad (3.18)$$

$$\Leftrightarrow dt = \frac{m_1 dv}{P_{1z} f_1 + P_{2z} f_2 + P_p - P_G \sin \beta - P_{Cx}}$$

$$\Leftrightarrow t_{P\min} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{m_1 dv}{P_{1z} f_1 + P_{2z} f_2 + P_p - P_G \sin \beta - P_{Cx}}$$

Khi liên hợp máy phanh tới lúc dừng hẳn thì là $v_2 = 0$, do đó:

$$\Leftrightarrow t_{P\min} = \frac{m_1 v_1}{P_{1z} f_1 + P_{2z} f_2 + P_p - P_G \sin \beta - P_{Cx}} \quad (3.19)$$

Nhân 2 vế của phương trình (3.10) với dS (vi phân của quỹ đạo theo thời gian) ta có:

$$\frac{dv}{dt} dS = \frac{P_{1z} f_1 + P_{2z} f_2 + P_p - P_G \sin \beta - P_{Cx}}{m_1} dS$$

$$\Leftrightarrow v \cdot dv = \frac{P_{1z} f_1 + P_{2z} f_2 + P_p - P_G \sin \beta - P_{Cx}}{m_1} dS$$

$$\Leftrightarrow dS = \frac{m_1 v \cdot dv}{P_{1z} f_1 + P_{2z} f_2 + P_p - P_G \sin \beta - P_{Cx}}$$

$$\Leftrightarrow S_{\min} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{m_1 v \cdot dv}{P_{1z} f_1 + P_{2z} f_2 + P_p - P_G \sin \beta - P_{Cx}}$$

$$\Leftrightarrow S_{\min} = \frac{m_1}{P_{1z} f_1 + P_{2z} f_2 + P_p - P_G \sin \beta - P_{Cx}} \int_{v_2}^{v_1} v \cdot dv$$

Khi liên hợp máy phanh tới lúc dừng hẳn thì là $v_2 = 0$, do đó:

$$\Leftrightarrow S_{\min} = \frac{m_1 v_1}{P_{1z} f_1 + P_{2z} f_2 + P_p - P_G \sin \beta - P_{Cx}} \quad (3.20)$$

3.3.2. Khảo sát quá trình phanh

Để khảo sát thời gian và quỹ đạo phanh, luận án tiến hành thiết lập chương trình giải hệ phương trình vi phân (2.33) và các điều kiện (2.43), (3.19) và (3.20) bằng phần mềm matlab – simulink.

Điều kiện khảo sát:

- Độ dốc dọc mặt đường: $\beta = [0 \ -5 \ -10 \ -15 \ -20] \%$
- Các thông số hình học, kết cấu lấy tại phụ lục 01.
- Khảo sát trên điều kiện mặt đường loại 3 trong thí nghiệm xác định hệ số cản lăn và hệ số. Hệ số bám $\psi = 0,6809$; hệ số cản lăn $f = 0,0161$.
- Mấp mô mặt đường dạng hình sin, $q_0 = 60 \text{ mm}$, $s_0 = 1 \text{ m}$.
- Chiều dài gối: $L_g = 4 \text{ m}$.

- Chiều cao xếp gỗ: $h_g = 0,85$ m.
- Khối lượng tải tính toán: $m_g = 3.000$ kg.
- Vận tốc ban đầu khi bắt đầu phanh: $v_1 = 2$ m/s (7,2 km/h).
- Trường hợp sử dụng khớp nối mềm có các giá trị:

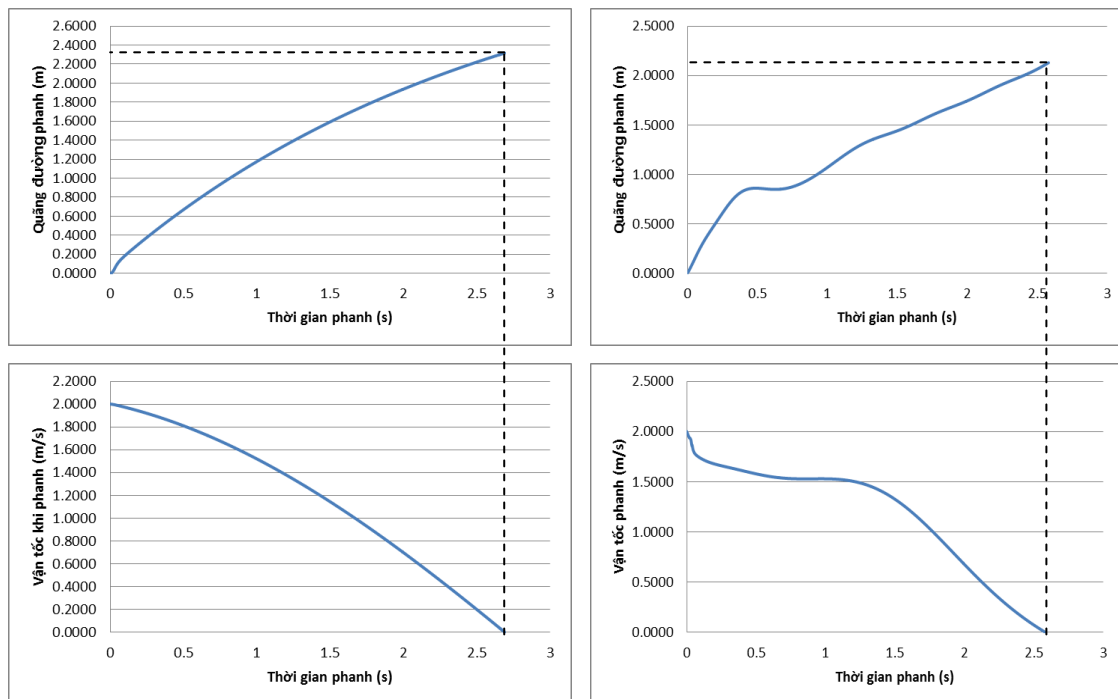
$$C_{4x} = 220.000 \text{ N/m.}$$

$$K_{4x} = 30.000 \text{ Ns/m.}$$

Các hàm đầu vào: Mô men chủ động, mấp mô mặt đường, tọa độ trọng tâm rơi mooc sau khi xếp gỗ được trình bày tại mục 3.1 của luận án.

Kết quả khảo sát vận tốc quá trình phanh, quãng đường phanh và thời gian phanh theo độ dốc dọc trong trường hợp xuống dốc.

a. Trường hợp khi phanh trên đường bằng: $\beta = 0\%$



a. Khi sử dụng khớp nối cứng

b. Khi sử dụng khớp nối mềm

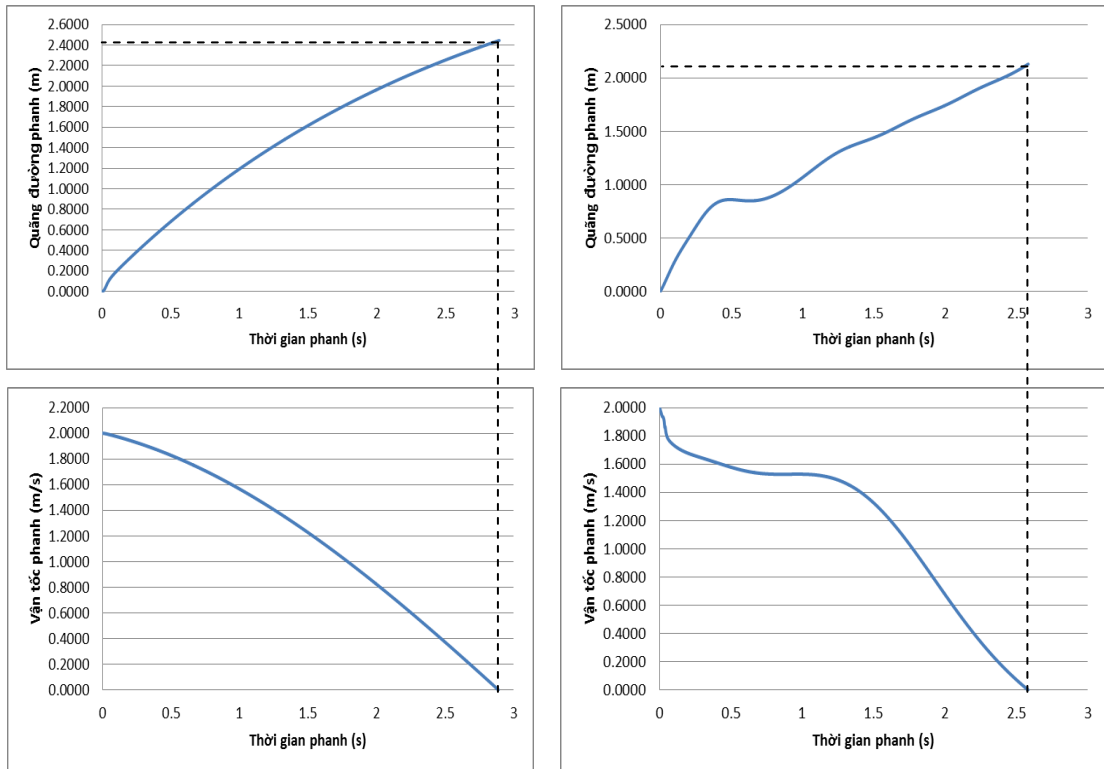
Hình 3.17. Vận tốc và quãng đường phanh theo thời gian trong trường hợp sử dụng khớp nối cứng/mềm với độ dốc $\beta = 0\%$.

Kết quả khảo sát cho thấy, khi khảo sát với $\beta = 0\%$ ta có:

- + Khi sử dụng khớp nối cứng: - Quãng đường phanh: 2,3165 m

- Thời gian phanh: 2,690 s.
- + Khi sử dụng khớp nối mềm: - Quãng đường phanh: 2,130 m
- Thời gian phanh: 2,581 s.

b. Trường hợp khi phanh ở độ dốc dọc: $\beta = - 5\%$

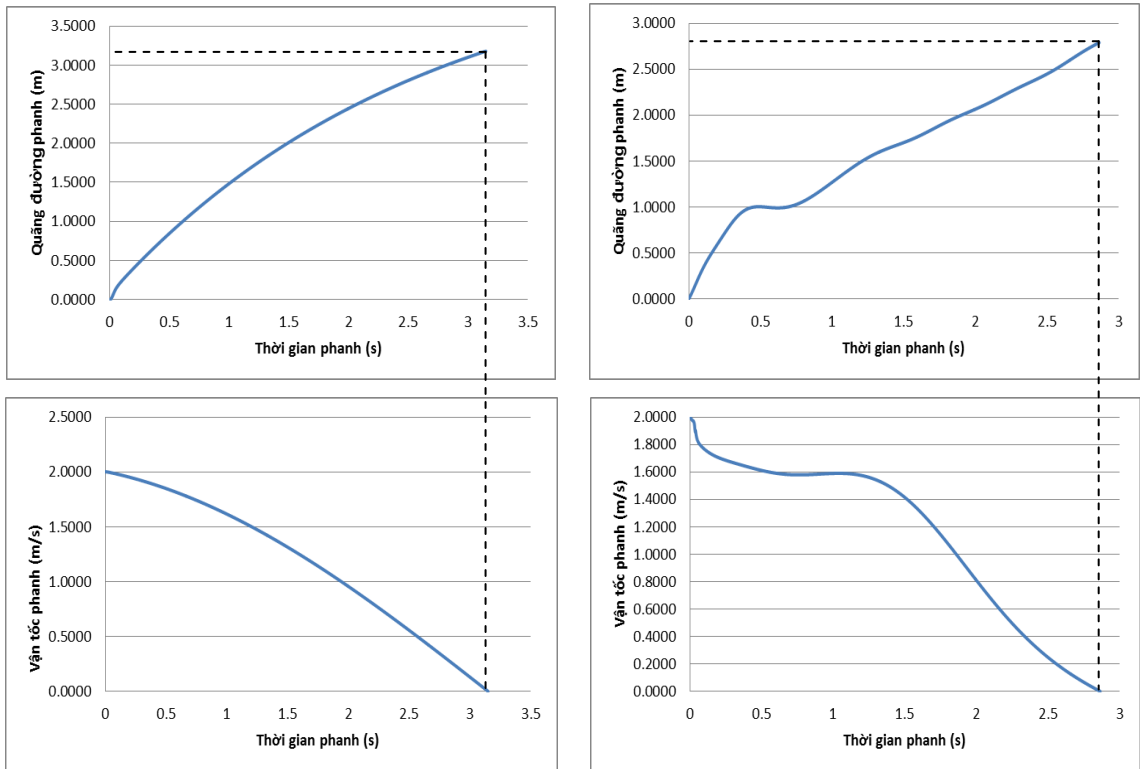


a. Khi sử dụng khớp nối cứng b. Khi sử dụng khớp nối mềm

Hình 3.18. Vận tốc và quãng đường phanh theo thời gian trong trường hợp sử dụng khớp nối cứng/mềm với độ dốc $\beta = - 5\%$.

- Kết quả khảo sát cho thấy, khi khảo sát với $\beta = - 5\%$ ta có:
- + Khi sử dụng khớp nối cứng: - Quãng đường phanh: 2,4584 m
 - Thời gian phanh: 2,890 s.
 - + Khi sử dụng khớp nối mềm: - Quãng đường phanh: 2,3312 m
 - Thời gian phanh: 2,682 s.

c. Trường hợp khi phanh ở độ dốc dọc: $\beta = - 10\%$



a. Khi sử dụng khớp nối cứng

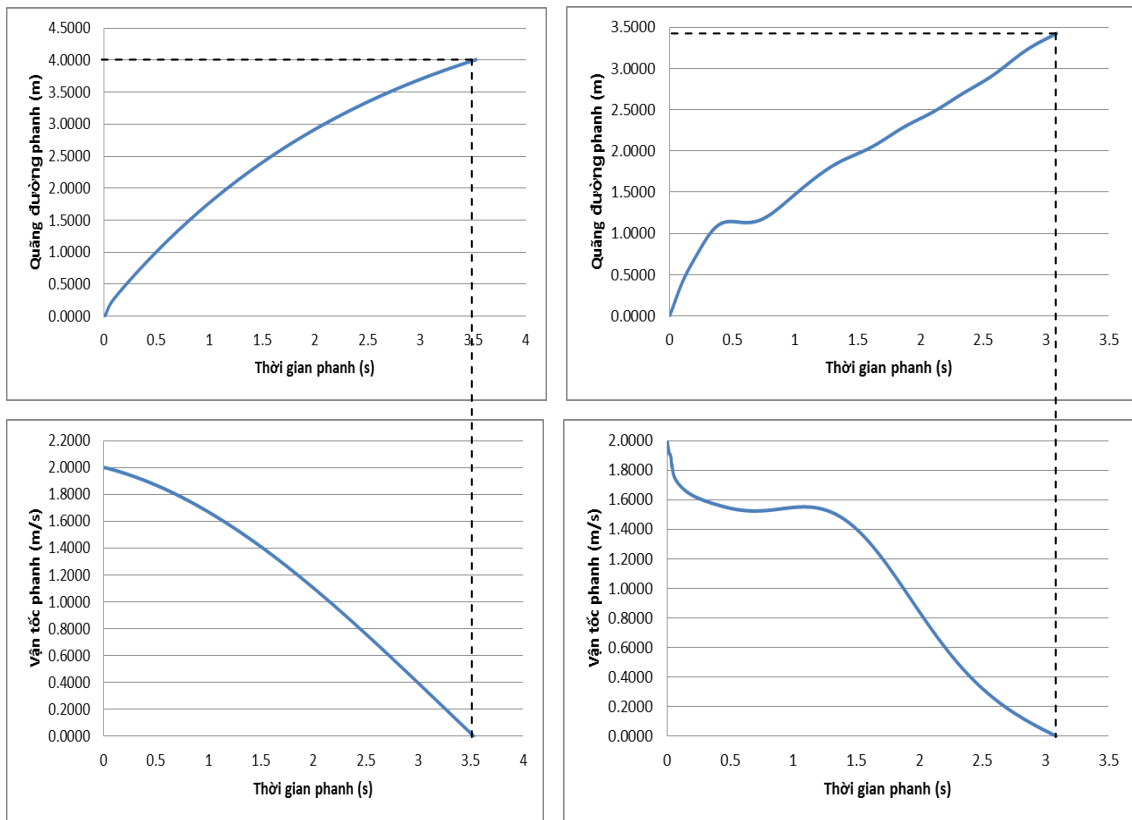
b. Khi sử dụng khớp nối mềm

Hình 3.19. Vận tốc và quãng đường phanh theo thời gian trong trường hợp sử dụng khớp nối cứng/mềm với độ dốc $\beta = - 10\%$.

Kết quả khảo sát cho thấy, khi khảo sát với $\beta = - 10\%$ ta có:

- + Khi sử dụng khớp nối cứng: - Quãng đường phanh: 3,1788 m
- Thời gian phanh: 3,150 s.
- + Khi sử dụng khớp nối mềm: - Quãng đường phanh: 2,789 m
- Thời gian phanh: 2,864 s.

d. Trường hợp khi phanh ở độ dốc dọc: $\beta = -15\%$



a. Khi sử dụng khớp nối cứng

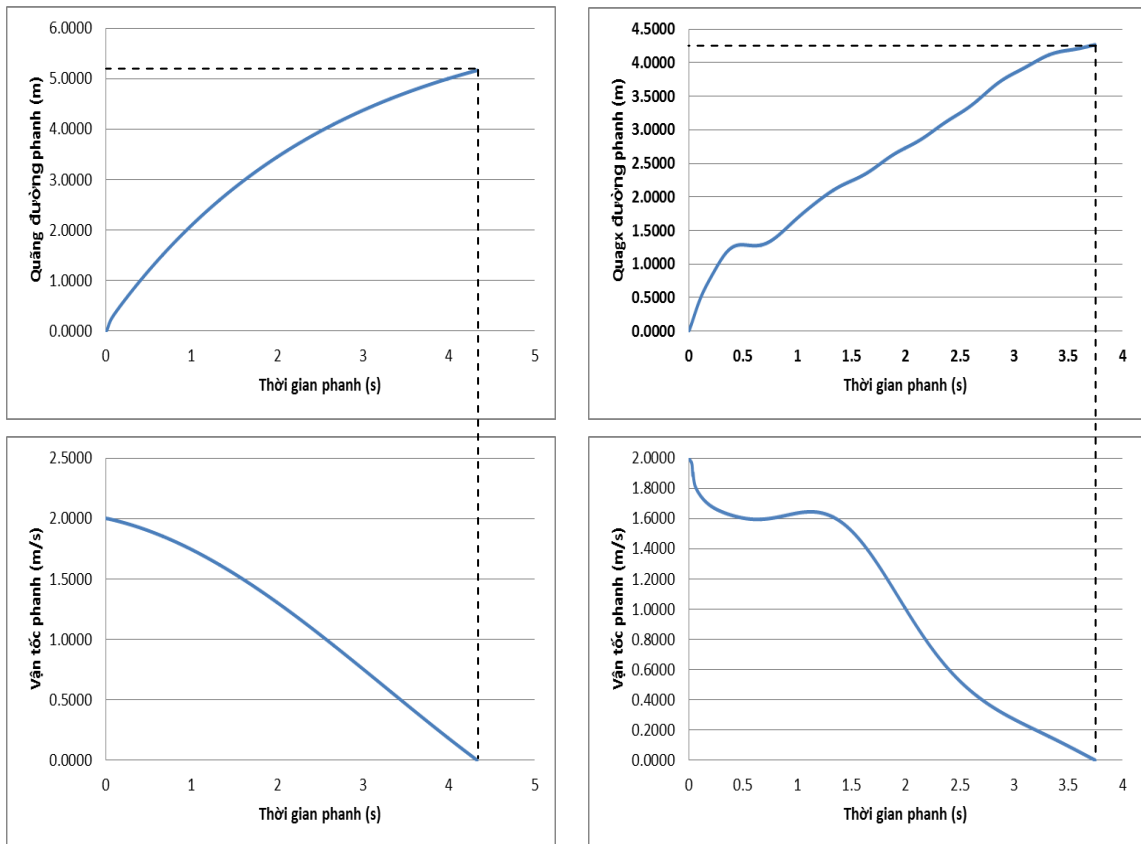
b. Khi sử dụng khớp nối mềm

Hình 3.20. Vận tốc và quãng đường phanh theo thời gian trong trường hợp sử dụng khớp nối cứng/mềm với độ dốc $\beta = -15\%$.

Kết quả khảo sát cho thấy, khi khảo sát với $\beta = -15\%$ ta có:

- + Khi sử dụng khớp nối cứng: - Quãng đường phanh: 4,0082 m
- Thời gian phanh: 3,530 s.
- + Khi sử dụng khớp nối mềm: - Quãng đường phanh: 3,425 m
- Thời gian phanh: 3,084 s.

e. Trường hợp khi phanh ở độ dốc dọc: $\beta = - 20\%$



a. Khi sử dụng khớp nối cứng

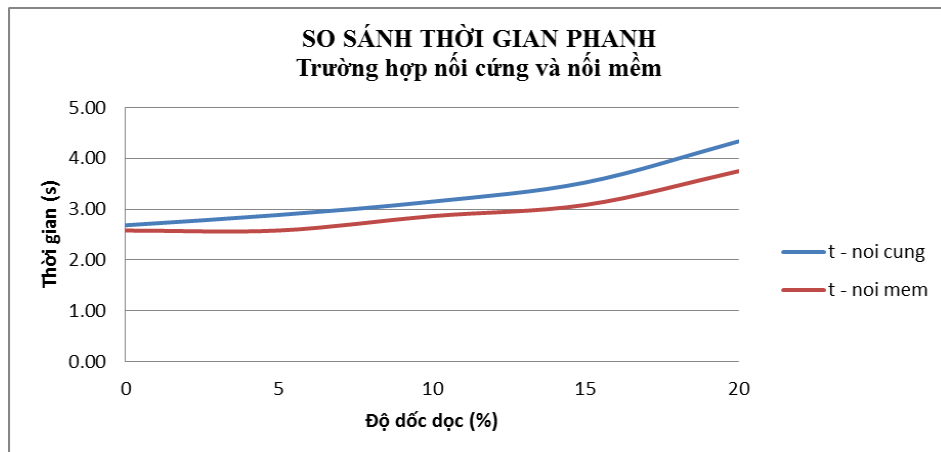
b. Khi sử dụng khớp nối mềm

Hình 3.21. Vận tốc và quãng đường phanh theo thời gian trong trường hợp sử dụng khớp nối cứng với độ dốc $\beta = - 20\%$.

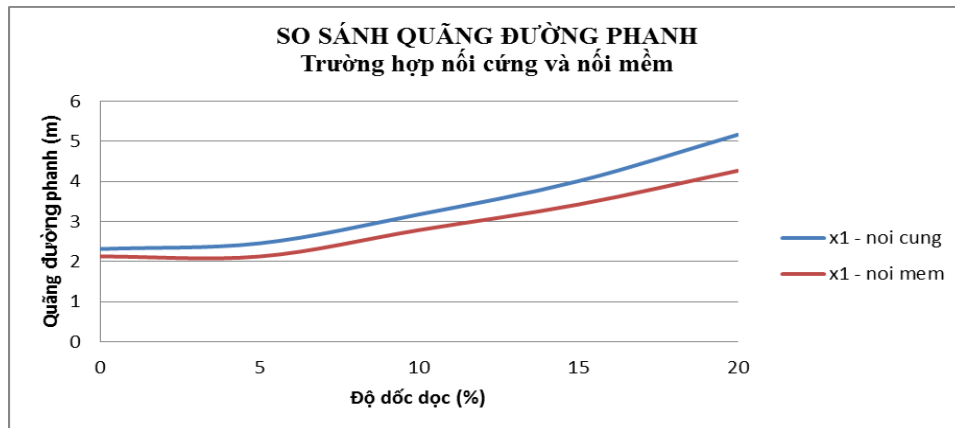
Kết quả khảo sát cho thấy, khi khảo sát với $\beta = - 20\%$ ta có:

- + Khi sử dụng khớp nối cứng: - Quãng đường phanh: 5,1644 m
- Thời gian phanh: 4,330 s.
- + Khi sử dụng khớp nối mềm: - Quãng đường phanh: 4,267 m
- Thời gian phanh: 3,748 s.

Tổng hợp kết quả khảo sát quãng đường phanh và thời gian phanh trong hai trường hợp nối cứng và nối mềm. Kết quả được biểu diễn trên hình 3.21 và 3.22.



Hình 3.22. So sánh kết quả khảo sát thời gian phanh theo độ dốc dọc trong hai trường hợp nối cứng và nối mềm.



Hình 3.23. So sánh kết quả khảo sát quãng đường phanh theo độ dốc dọc trong hai trường hợp nối cứng và nối mềm.

Bảng 3.4. So sánh thời gian phanh khi sử dụng khớp nối cứng và khớp nối mềm khi phanh xuống dốc

Dốc dọc (%)	thời gian phanh		Chênh lệch (%)
	Nối cứng	Nối mềm	
0	2.69	2.581	4.053
- 5	2.89	2.582	11.835
- 10	3.15	2.864	9.957
- 15	3.53	3.084	14.332
- 20	4.33	3.748	15.644
Chênh lệch trung bình			11.164

Bảng 3.5. So sánh quãng đường phanh khi sử dụng khớp nối cứng và khớp nối mềm khi phanh xuống dốc.

Độc dốc (%)	Quãng đường phanh		Chênh lệch (%)
	Nối cứng	Nối mềm	
0	2.3165	2.1301	8.749
- 5	2.4584	2.130122	15.411
- 10	3.1788	2.788885	13.980
- 15	4.0082	3.425112	17.025
- 20	5.1644	4.266989	21.032
Chênh lệch trung bình			15.239

Nhận xét:

- Kết quả khảo sát cho thấy, khi sử dụng khớp nối mềm sẽ giảm thời gian phanh 11,164 %, quãng đường phanh cũng giảm được 15,239 % so với sử dụng khớp nối cứng trong các trường hợp khảo sát với độ dốc khác nhau.

3.4. Kết luận chương 3

Chương 3 đã đạt được một số kết quả nghiên cứu như sau:

- Xác định được các thông số đầu vào phục vụ giải bài toán lý thuyết (phụ lục 01).

- Xây dựng được chương trình giải hệ phương trình vi phân bằng phần mềm Matlab - Simulink (hình 3.5 và phụ lục 08).

- Khảo sát ảnh hưởng của độ cứng lò xo trong khớp nối mềm tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong trường hợp tăng tốc theo hướng lên dốc. Kết quả cho thấy, độ cứng của lò xo trong khớp nối mềm ảnh hưởng tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo, giá trị độ cứng lò xo $C_{4x} = 220.000 \text{ N/m}$ thì phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo lớn nhất. Từ đó luận án chọn giá trị $C_{4x} = 220.000 \text{ N/m}$ để tiến hành các nghiên cứu tiếp theo.

- Khảo sát ảnh hưởng của hệ số cản trong khớp nối mềm tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo. Từ kết quả khảo sát cho thấy, giá trị của hệ số giảm chấn ảnh hưởng tới tốc độ dập tắt dao động tương đối giữa máy kéo và rơ mooc mà không ảnh hưởng nhiều tới giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo tối thiểu.

- Khảo sát phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong các trường hợp nối cứng - nối cứng có kể đến biến dạng lớp chủ động theo phương tiếp tuyến - nối mềm có kể đến biến dạng lớp chủ động theo phương tiếp tuyến. Kết quả cho thấy trong ba trường hợp khảo sát, khi tăng tốc phản lực pháp tuyến lên cầu trước sẽ giảm. Tuy nhiên, trường hợp khớp nối cứng không kể đến biến dạng tiếp tuyến của lớp chủ động thì phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo là nhỏ nhất, trường hợp nối mềm có kể đến biến dạng tiếp tuyến của lớp chủ động phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo lớn nhất.

- Xác định giới hạn làm việc an toàn theo điều kiện lái (giá trị phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo nhỏ nhất) khi sử dụng khớp nối cứng/mềm. Kết quả cho thấy: Sử dụng khớp nối mềm sẽ làm tăng phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi tăng tốc theo hướng lên dốc. Đảm bảo được điều kiện lái của liên hợp máy từ độ dốc dọc tối đa là 12,5% khi nối cứng lên 19,5% khi nối mềm.

- Khảo sát ảnh hưởng của khớp nối mềm đến quãng đường phanh và thời gian phanh khi xuống dốc. Kết quả khảo sát cho thấy: Khi sử dụng khớp nối mềm sẽ giảm thời gian phanh 11,164 %, quãng đường phanh cũng giảm được 15,239 % so với sử dụng khớp nối cứng trong các trường hợp khảo sát với độ dốc khác nhau.

Chương 4

NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

4.1. Mục tiêu, nhiệm vụ và đối tượng của nghiên cứu thực nghiệm

4.1.1. Mục tiêu nghiên cứu thực nghiệm

Mục tiêu của nghiên cứu là xác định giá trị một số thông số phục vụ cho giải bài toán lý thuyết và kiểm chứng một số kết quả khảo sát theo mô hình lý thuyết từ đó đánh giá mức độ tin cậy của mô hình toán đã lập.

4.1.2. Nhiệm vụ nghiên cứu thực nghiệm

- Xác định hệ số cản lăn của máy kéo;
- Xác định hệ số bám của máy kéo;
- Xác định độ cứng và hệ số cản của lớp máy kéo theo phương tiếp tuyến;
- Xác định mô men xoắn trên bán trục chủ động của máy kéo;
- Xác định phản lực pháp tuyến của mặt đường lên cầu trước máy kéo;
- Xác định gia tốc theo phương chuyển động của máy kéo và rơ mooc;
- Xác định độ trượt của bánh chủ động máy kéo trong hai trường hợp sử dụng khớp nối cứng và khớp nối mềm.

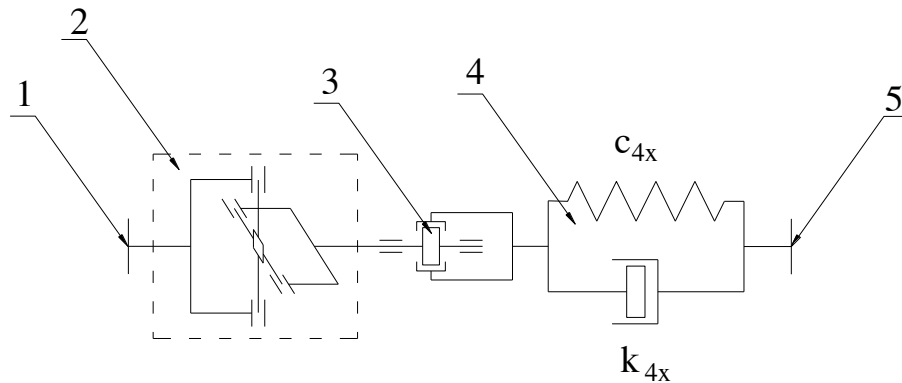
4.1.3. Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm

Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm là liên hợp máy kéo bốn bánh shibaura 3000A và rơ mooc một trục là sản phẩm của đề tài nghiên cứu cấp Nhà nước mã số KC 07/26. Các thông số kỹ thuật của máy kéo và rơ mooc được tổng hợp tại phụ lục 02.

Khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ mooc:

Qua nghiên cứu lý thuyết, nếu sử dụng khớp nối mềm sẽ làm tăng khả năng làm việc của liên hợp máy theo điều kiện lái, giảm thời gian phanh và quãng đường phanh.

Để kiểm chứng kết quả nghiên cứu lý thuyết, luận án tiến hành thiết kế, chế tạo khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ moóc để lấy mẫu thiết bị phục vụ nghiên cứu thực nghiệm (hình 4.1).

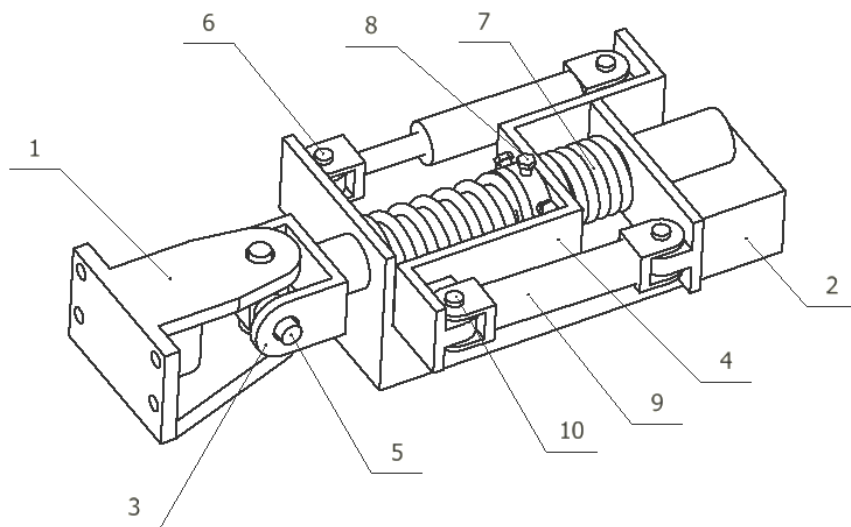


Hình 4.1. Sơ đồ nguyên lý khớp nối giữa máy kéo và rơ moóc

1. Đầu nối với máy kéo; 2. Khớp chữ thập;
3. Khớp xoay;
4. Bộ phận đàn hồi; 5. Đầu nối với rơ moóc.

Nguyên lý làm việc: Khớp nối mềm có 4 bậc tự do đó là xoay quanh 2 trục Oy và Oz nhờ khớp chữ Thập số 2, xoay quanh trục Ox nhờ kết cấu trục – bạc trượt số 3 và có thể dịch chuyển hạn chế tương đối theo trục Ox nhờ bộ phận đàn hồi số 4.

Tiến hành thiết kế mô hình 3D đối với mẫu khớp nối mềm hình 4.2.



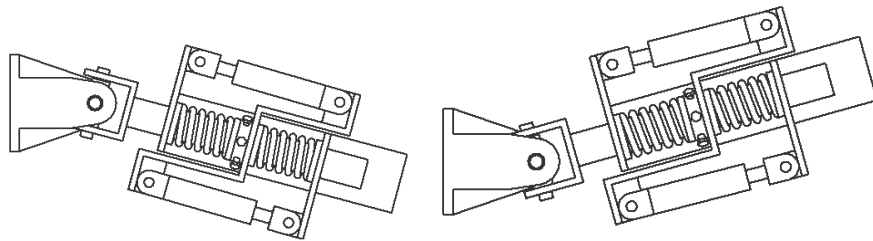
Hình 4.2. Cấu tạo khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ moóc

1. Móc chờ trên máy kéo; 2. Khung rơ mooc; 3. Trục càng; 4. Khung chữ Z;
5. Khớp chữ thập; 6. Chốt giữa giảm chấn với khung rơ mooc;
7. Lò xo; 8. Chốt định vị; 9. Bộ phận giảm chấn;
10. Chốt giữa giảm chấn với khung chữ Z.

Móc chờ số 1 và trục càng số 3 được liên kết với nhau bằng khớp chữ thập, đảm bảo có thể xoay tương đối với nhau quanh trục Oz và trục Oy. Trục càng số 3 được lắp với khung chữ Z số 4 bởi mối ghép bạc trượt giúp trục càng có thể xoay tương đối với khung chữ Z số 4 quanh trục Ox. Trên trục càng số 3 có tạo rãnh để làm gờ giới hạn do đó trục không thể chuyển động tương đối với khung chữ Z số 4 theo trục Ox vì bị giới hạn bởi các chốt số 8. Giữa khung chữ Z số 4 với khung rơ mooc số 2 có đặt xen giữa hai hệ lò xo – giảm chấn số 7 và số 9. Hai hệ này giúp cho hai chiều dịch chuyển theo phương Ox giữa trục càng số 3 với khung rơ mooc số 2 đều có tác dụng.

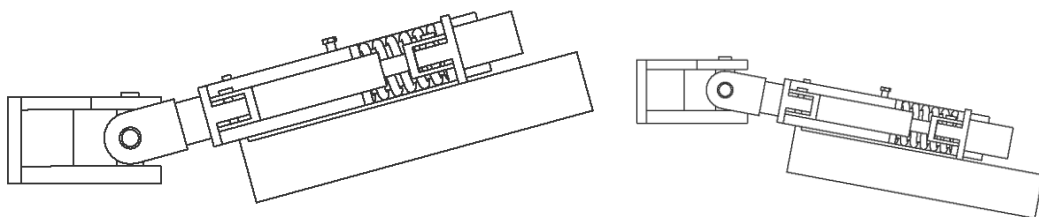
Nguyên lý làm việc của khớp nối mềm

- Máy kéo và rơ mooc có thể xoay tương đối quanh trục Oz hình 4.3.



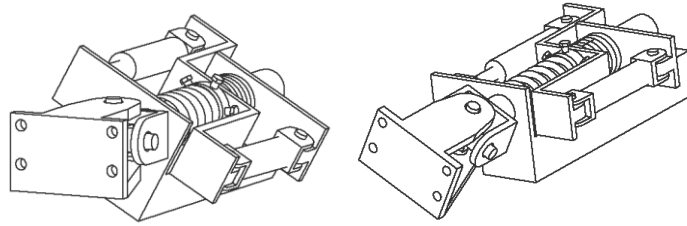
Hình 4.3. Mô tả hoạt động xoay của khớp nối quanh trục Oz

- Máy kéo và rơ mooc có thể xoay tương đối quanh trục Oy hình 4.4.



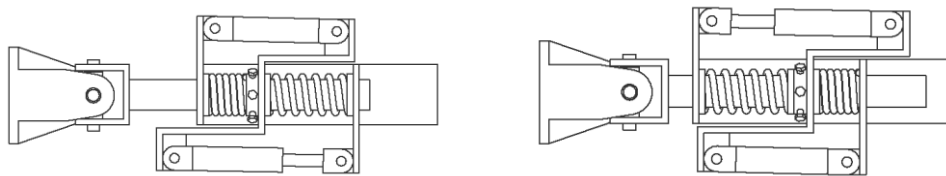
Hình 4.4. Mô tả hoạt động xoay của khớp nối quanh trục Oy

- Máy kéo và rơ mooc có thể xoay tương đối quanh trục Ox hình 4.5.



Hình 4.5. Mô tả hoạt động xoay của khớp nối quanh trục Ox

- Máy kéo và rơ mooc có thể dịch chuyển tương đối theo trục Ox hình 4.6.



Hình 4.6. Mô tả hoạt động dịch chuyển của khớp nối theo trục Ox

Ngoài các chuyển động quay tương đối, khớp nối có khả năng tạo dịch chuyển tương đối theo trục Ox . Dịch chuyển này có giới hạn bằng giới hạn làm việc của lò xo.

Khi máy kéo di chuyển về phía trước, lực kéo thông qua móc tác dụng qua khớp chữ thập và tác dụng lên trục càng số 3. Vì trục càng số 3 và khung chữ Z có liên kết bởi các chốt định vị số 8, do đó khung chữ Z cũng chuyển động theo, nén lò xo và bộ phận giảm chấn lại. Khớp nối cũng làm việc tương tự khi làm việc theo chiều ngược lại.

4.2. Thông số đo, phương pháp đo và thiết bị đo

4.2.1. Hệ số cản lăn và hệ số bám

a. Phương pháp đo

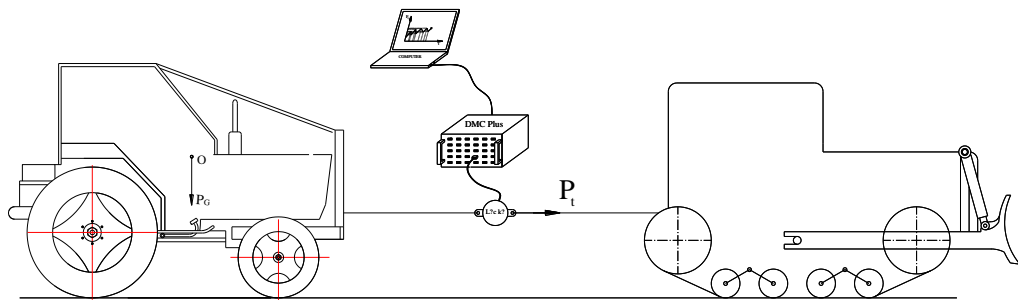
Hệ số cản lăn f và hệ số bám ψ có ý nghĩa quan trọng tới tính chất kéo, bám, tới chất lượng phanh và tính ổn định chuyển động của máy kéo.

Hệ số cản lăn f và hệ số bám ψ được xác định bằng thử nghiệm trên đường hoặc trong phòng thí nghiệm. Trong khuôn khổ của luận án, tác giả sử dụng phương pháp xác định bằng thực nghiệm trên đường.

Theo phương pháp này ta dùng một nguồn động lực để kéo máy kéo Shibaura 3000A đằng sau, giữa máy kéo với nguồn động lực có đặt lực kế để ghi lại kết quả đo.

Lực kế trong trường hợp này ta sử dụng cảm biến đo lực Z4 có kết nối với thiết bị thu thập và khuếch đại tín hiệu DMCPlus điều khiển bằng phần mềm máy tính.

Sơ đồ bố trí thí nghiệm như hình 4.7.



Hình 4.7. Sơ đồ bố trí thí nghiệm xác định hệ số bám và hệ số cản lăn

- Khi thí nghiệm xác định hệ số cản lăn ta để cần số ở vị trí số “0”, không sử dụng hệ thống phanh. Chỉ số lực kế là giá trị kéo P_t , từ đó ta có phương trình cân bằng lực kéo:

$$P_t = f \cdot P_G \quad (4.1)$$

Trong đó: P_t – lực kéo hiển thị trên thiết bị đo, N;

P_G – trọng lượng máy kéo, $P_G = m_1 g = 14489$ N.

Từ đó ta có thể xác định được hệ số cản lăn f giữa máy kéo với mặt đường theo công thức:

$$f = \frac{P_t}{P_G} \quad (4.2)$$

- Khi thí nghiệm xác định hệ số bám ta sử dụng hệ thống phanh và các thiết bị phụ trợ khác để gài cứng cặp bánh xe cần xác định. Chỉ số lực kéo là giá trị kéo P_t , từ đó ta có thể tính lực bám P_ψ của máy kéo đằng sau theo công thức:

$$P_t = \psi P_G \quad (4.3)$$

Trong đó: P_t – lực kéo hiển thị trên thiết bị đo, N;

P_G – trọng lượng máy kéo, $P_G = m_1 \cdot g = 14.489$ N.

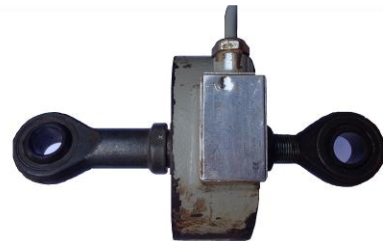
Từ đó ta có thể xác định được hệ số bám ψ giữa máy kéo với mặt đường theo công thức:

$$\psi = \frac{P_t}{P_G} \quad (4.4)$$

b. Các cảm biến sử dụng trong thí nghiệm

Trong thí nghiệm xác định hệ số bám và hệ số cản lăn, luận án sử dụng máy kéo DT75 để làm nguồn động lực kéo, sử dụng cảm biến đo lực Z4 để xác định lực cản trong quá trình chuyển động của máy kéo.

Cảm biến đo lực Z4 do hãng HBM Cộng hòa Liên bang Đức chế tạo (hình 4.8). Cảm biến làm việc theo nguyên lý tenzo, có phần tử nhạy dạng công sơn, mạch đo là cầu đủ điện trở. Giới hạn đo 50 KN tương đương điện áp 2mV/V.



Hình 4.8. Cảm biến đo lực Z4

4.2.2. Đo độ cứng và hệ số cản của lốp máy kéo theo phương tiếp tuyến

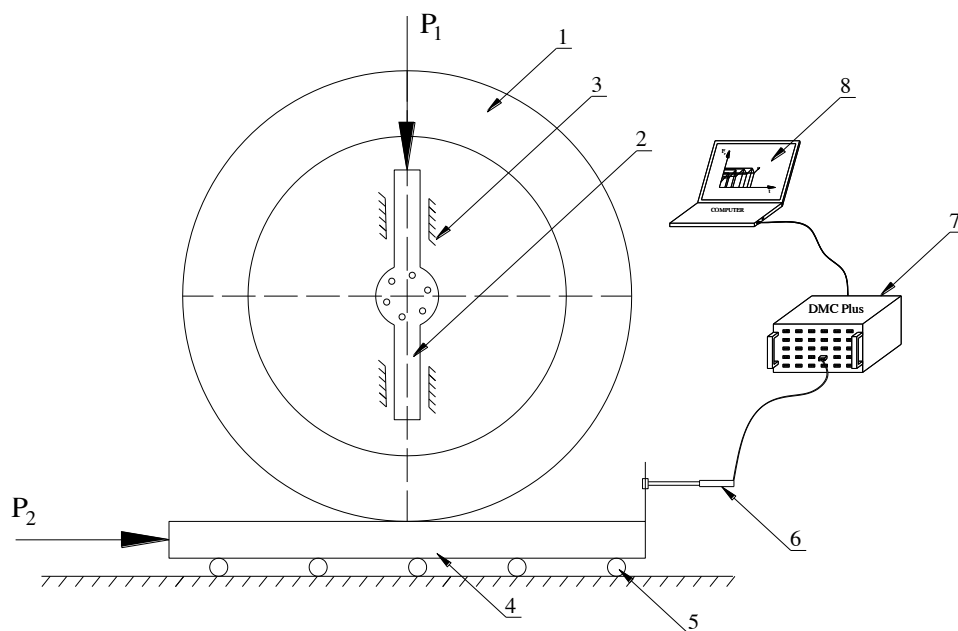
a. Phương pháp đo

Độ cứng và hệ số cản của bánh chủ động máy kéo theo phương tiếp tuyến được xác định theo sơ đồ hình 4.9. Bằng cách cố định trục bánh xe số 1 vào giá đỡ số 2, giá chỉ trượt được theo phương thẳng đứng nhờ các gờ cố định số 3, tác dụng một lực tương đương với trọng lượng xe đặt lên bánh trong quá trình làm việc.

Sử dụng một bàn trượt ngang số 4 được đặt trên hệ thống con lăn để giảm tối đa ma sát giữa bàn trượt 4 với giá đỡ. Bàn trượt số 4 được tạo ma sát để lớp xe bám chặt với bàn trượt.

Dùng kích thủy lực tác dụng lực vào bàn trượt 4 để bàn trượt chuyển động ngang làm lớp biến dạng theo phương tiếp tuyến, xác định lực F tác dụng vào bàn trượt nhờ cảm biến lực $Z4$ và xác định dịch chuyển x của bàn trượt bằng đầu đo dịch chuyển từ đó xác định được độ cứng của lớp theo phương tiếp tuyến.

Khi bàn trượt đã dịch chuyển tới một giá trị nhất định, ta đột ngột thôi tác dụng lực vào bàn trượt, khi đó do độ đàn hồi của lớp theo phương tiếp tuyến sẽ làm bàn trượt dao động một số chu kỳ xung quanh vị trí cân bằng. Xác định số chu kỳ, khối lượng bàn trượt ta sẽ xác định được hệ số cản của lớp.



Hình 4.9. Sơ đồ xác định hệ số độ cứng và hệ số cản lớp máy kéo
 1. Lớp máy kéo; 2. Thanh trượt đứng; 3. Giá đỡ thanh trượt đứng;
 4. Bàn trượt ngang; 5. Con lăn; 6. Cảm biến đo dịch chuyển; 7. Thiết bị thu thập, khuếch đại tín hiệu đo lường; 8. Máy tính có phần mềm DMC labplus.

Từ sơ đồ ta có hệ phương trình sau:

$$m_{bt}\ddot{x}_{bt} + k_{2x}\dot{x}_{bt} + c_{2x}x_{bt} = P \quad (4.5)$$

Trong đó: x_{bt} - dịch chuyển của bàn trượt, m;

m_{bt} - khối lượng bàn trượt, kg;

k_{2x} - hệ số cản của lớp theo phương tiếp tuyến, Ns/m;

c_{2x} - độ cứng của lớp theo phương tiếp tuyến, N/m;

P - tải trọng tác dụng, N.

Từ công thức (4.5) ta có thể viết lại:

$$\ddot{x}_{bt} + \frac{k_{2x}}{m_{bt}}\dot{x}_{bt} + \frac{c_{2x}}{m_{bt}}x_{bt} = \frac{P}{m_{bt}} \quad (4.6)$$

Đặt
$$\frac{k_{2x}}{m_{bt}} = 2\delta \quad (4.7)$$

$$\frac{c_{2x}}{m_{bt}} = \omega_0^2 \quad (4.8)$$

$$\Rightarrow \ddot{x}_{bt} + 2\delta\dot{x}_{bt} + \omega_0^2x_{bt} = \frac{P}{m_{bt}} \quad (4.9)$$

Nghiệm tổng quát của PTVP (4.9) có dạng:

$$x_{bt} = ae^{-\delta.t} \sin(\omega_{0L}t + x_0) . \quad (4.10)$$

(a, z_0 - các hằng số, được xác định theo điều kiện đầu $t = 0$)

Biểu đồ dao động có biên độ giảm dần theo hàm số mũ $ae^{-\delta.t}$.

Trong đó δ được tính theo độ tắt lôga:

$$\lambda_L = \frac{1}{n} \ln \frac{x(t)}{x(t+nT_L)} = \delta.T_L \rightarrow \delta = \frac{\lambda_L}{T_L} \quad (4.11)$$

Từ đồ thị thí nghiệm ta xác định được λ_L , T_L và ω_{0L} , từ đó ta tính được δ , sau đó thay vào (4.7) và (4.8) sẽ tính được k_{2x} và c_{2x} .

b. Cảm biến đo, thiết bị đo

Để xác định hệ số độ cứng và hệ số cản của lốp máy kéo, ta thiết kế và chế tạo bộ khung thí nghiệm như hình 4.10.

Lắp bánh máy kéo cân làm thí nghiệm lên khung, bố trí cảm biến đo lực và tạo lực ban đầu lên trục lốp máy kéo để tạo trạng thái làm việc sát với điều kiện làm việc thực tế nhất.

Dùng kích thủy lực tác dụng một lực F lên bàn trượt theo phương tiếp tuyến của bánh xe, làm bánh xe biến dạng tới một giá trị x nhất định. Đột ngột ngắt lực tác dụng để bàn trượt chuyển động qua lại ở vị trí cân bằng.



Hình 4.10. Khung thí nghiệm xác định độ cứng và hệ số cản

1. Khung chính; 2. Lốp máy kéo; 3. Lực kế; 4. Kích thủy lực; 5. Bàn trượt;

6. Con lăn; 7. Thiết bị thu thập, khuếch đại thông tin đo lường;

8. Máy tính; 9. Bộ phận gia lực thẳng đứng

Bố trí một cảm biến chuyển dịch để xác định dịch chuyển của bàn trượt ta được quỹ đạo chuyển động của bàn trượt từ đó xác định được độ cứng c_{2x} và hệ số cản k_{2x} .

Cảm biến đo dịch chuyển

Để xác định được biên độ, tần số dịch chuyển của bàn trượt, luận án sử dụng cảm biến đo dịch chuyển WSF làm việc theo nguyên lý điện cảm do CHLB Đức chế tạo (hình 4.11).



Hình 4.11. Cảm biến đo dịch chuyển

Cảm biến đo gia tốc Kisler

Cảm biến Kisler (hình 4.12) là cảm biến thuộc kiểu 8303A20, số hiệu C122531, khoảng đo $\pm 20g$ ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$), sai số trong lớn nhất 1%, tần số thích ứng 6,4 kHz, nhiệt độ làm việc cho phép: (-20 đến 85) $^{\circ}\text{C}$, nguồn nuôi một chiều 5 VDC.



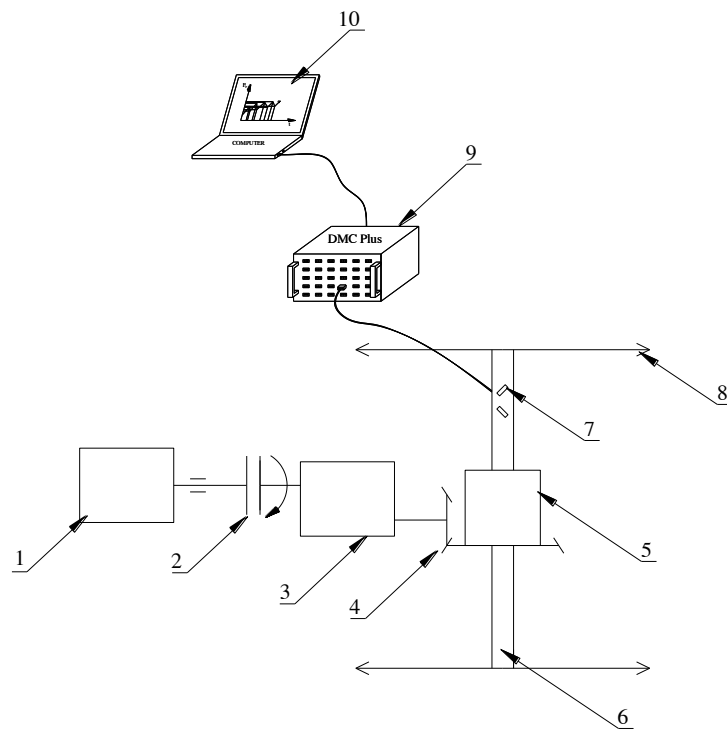
Hình 4.12. Cảm biến Kisler

4.2.3. Xác định mô men xoắn trên bán trục chủ động của máy kéo

a. Phương pháp đo

Để đo mô men xoắn trên bán trục chủ động, ta tiến hành dán điện trở ten zô lên bán trục của máy kéo, sử dụng phương pháp lấy dòng phù hợp để truyền tín hiệu tới thiết bị thu thập và khuếch đại thông tin đo lường. Dùng máy tính có phần mềm điều khiển thiết bị thu thập và khuếch đại thông tin để thực hiện quá trình đo.

Trên cơ sở phân tích đối tượng nghiên cứu, căn cứ vào tình hình thực tế công tác nghiên cứu thực nghiệm hiện nay, luận án tiến hành xây dựng sơ đồ nghiên cứu thực nghiệm như hình 4.13.



Hình 4.13. Sơ đồ bố trí thí nghiệm xác định mô men xoắn trên bán trục chủ động máy kéo shibaura 3000A

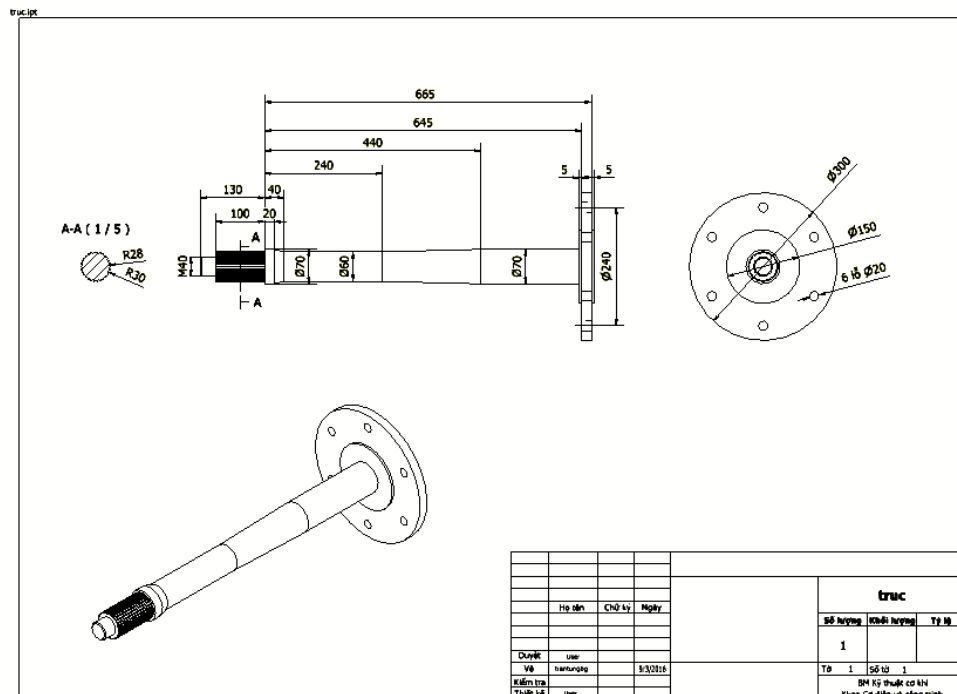
1. Động cơ máy kéo; 2. Ly hợp; 3. Hộp số; 4. Truyền lực chính; 5. Hộp vi sai;
6. Bán trục chủ động; 7. Các cảm biến; 8. Bánh chủ động; 9. Thiết bị thu thập, khuếch đại và chuyển đổi Analog – Digital; 10. Máy tính.

b. Thiết bị đo

Trên sơ đồ, luận án dán điện trở tenzô lên bán trục chủ động của máy kéo, sử dụng phương pháp lấy dòng phù hợp để truyền tín hiệu tới thiết bị thu thập và khuếch đại thông tin đo lường. Dùng máy tính có phần mềm điều khiển thiết bị đo và khuếch đại thông tin để thực hiện quá trình đo.

Đối với trục chịu xoắn, biến dạng của trục thể hiện bằng sự xoay tương đối giữa các mặt cắt ngang quanh trục của nó. Đối với trục chịu xoắn biến dạng tỷ lệ thuận với mômen xoắn của trục và giá trị biến dạng lớn nhất tạo với đường sinh một góc 45^0 [27].

Chi tiết cần đo được xác định là bán trục chủ động của máy kéo shibaura 3000A. Để đảm bảo quá trình đo không ảnh hưởng tới kết cấu và sự hoạt động của máy kéo sau này, luận án tiến hành thiết kế chép hình và chế tạo chi tiết bán trục chủ động của máy kéo shibaura 3000A (hình 4.14) để dán ten zô lên đó.



Hình vẽ 4.14. Thiết kế chép hình chi tiết bán trục chủ động máy kéo shibaura 3000A

Sau khi chế tạo bán trục chủ động, tiến hành dán các lá điện trở lên bán trục theo sơ đồ cầu đủ điện trở và đấu nối với rắc cắm. Các lá điện trở được bố trí sao cho các trục dọc của lá điện trở nghiêng với đường sinh của trục một góc 45 độ, hai điện trở kế tiếp nhau tạo với nhau một góc 90 độ, bốn lá điện trở phân bố đều một chu vi đường tròn bán trục tại vị trí cần đo (hình 4.15).

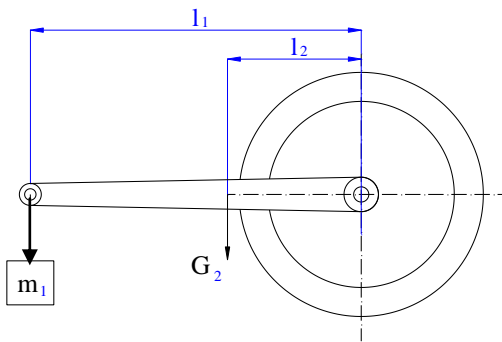


Hình vẽ 4.15. Sơ đồ dán tenzô và mạch đo khi đo mô men xoắn của trục

Các lá điện trở tenzo sau khi dán lên bán trục chủ động sẽ được đấu nối theo sơ đồ cầu đủ điện trở (hình 4.15) và nối với giắc cắm với thiết bị đo (hình 4.16) tạo thành khâu đo mô men xoắn bán trục chủ động của máy kéo. Khâu đo được hiệu chuẩn bằng phương pháp tạo mô men xoắn cho bán trục nhờ lực và cánh tay đòn đã biết (hình 4.17). luận án tạo lực P tác dụng đầu cánh tay đòn, bán trục chỉ chịu mô men xoắn.



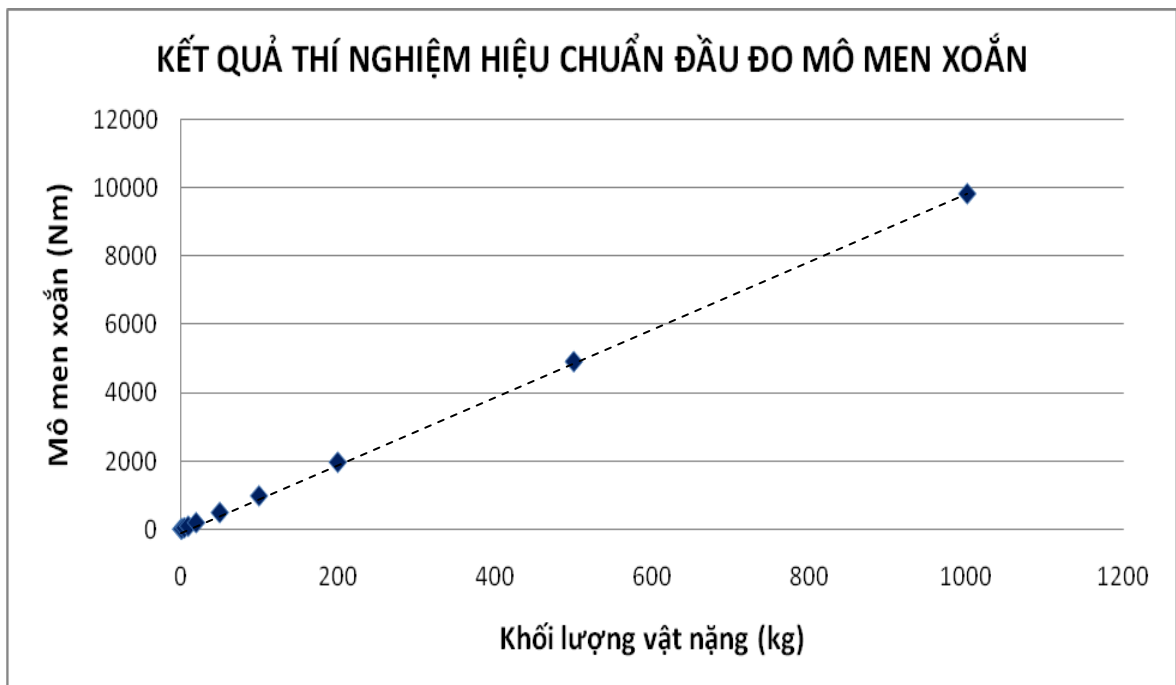
Hình 4.16. Bán trục chủ động được dán tenzo và đấu nối với rắc cắm



Hình 4.17. Sơ đồ bố trí hiệu chuẩn khâu đo mô men xoắn trên bán trục

Tiến hành thay đổi giá trị tương thích (adaptation) để giá trị đo được phù hợp với giá trị tính toán khi tiến hành hiệu chuẩn, giá trị tương thích sau khi tiến hành hiệu chuẩn xác định được là 652 KNm tương ứng với 2 mV/V.

Luận án tiến hành thí nghiệm với các dải đo khác nhau nằm trong giới hạn chịu lực của bán trục để kiểm tra khả năng làm việc và độ ổn định của khâu đo. Luận án tiến hành thử nghiệm với nhiều giá trị đo và phân tích kết quả hình 4.18. Giá trị thí nghiệm được tổng hợp tại phụ lục 03.



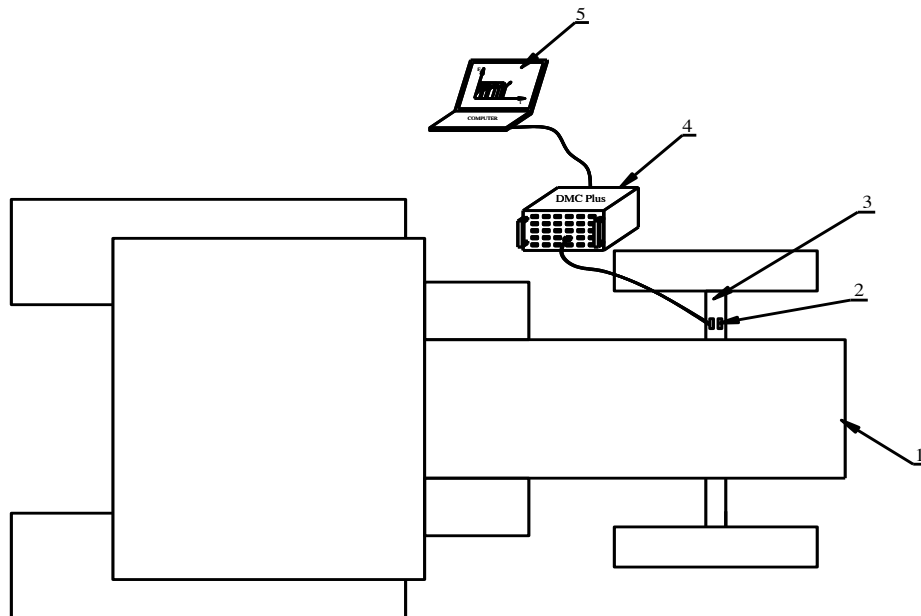
Hình 4.18. Kết quả thí nghiệm hiệu chuẩn khâu đo mô men xoắn

Với kết quả thí nghiệm nêu trên, ta nhận thấy giá trị mô men xác định bằng khâu đo tương đương với giá trị mô men xác định bằng tính toán.

4.2.4. Xác định phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo

a. Phương pháp đo

Để đo phản lực pháp tuyến của mặt đường lên cầu trước của máy kéo, luận án tiến hành dán các tenzo điện trở trực tiếp lên vỏ cầu trước của máy kéo, sử dụng thiết bị thu thập và khuếch đại thông tin đo lường DMC Plus được điều khiển bằng phần mềm DMC labplus để đo (hình 4.19).



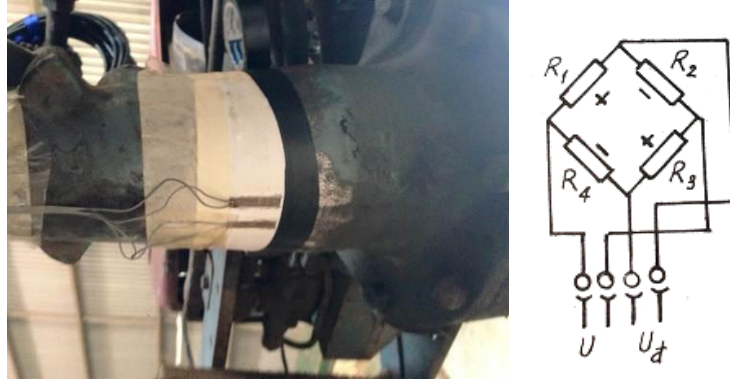
Hình 4.19. Sơ đồ bố trí thí nghiệm xác định phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi làm việc

1- Máy kéo; 2 – Điện trở dán trên bán trục; 3- Bán trục cầu trước máy kéo; 4 – Thiết bị thu thập, khuếch đại và chuyển đổi Anlalog – Digital; 5 – Máy tính;

b. Thiết bị đo

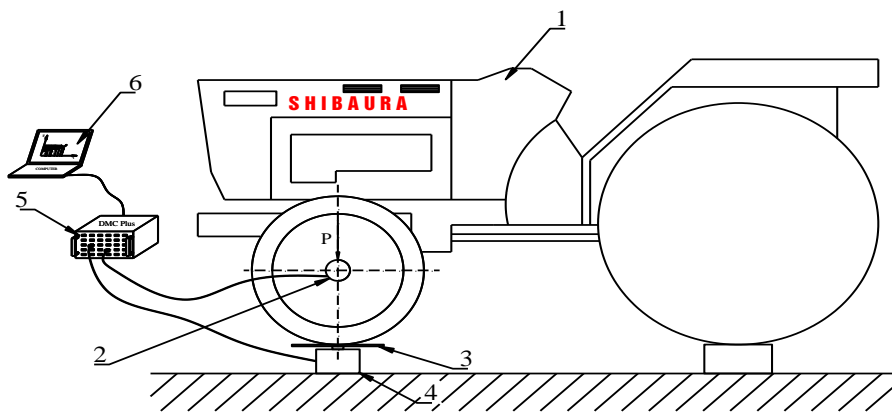
Để đo phản lực pháp tuyến của mặt đường lên cầu trước của máy kéo, luận án tiến hành dán điện trở tenzo lên cầu trước của máy kéo, 2 lá điện trở ở mặt trên, 2 lá điện trở ở mặt dưới và được mắc theo sơ đồ cầu đủ điện trở

(hình 4.20). Cầu đủ điện trở được nối với thiết bị thu thập và khuếch đại thông tin đo lường DMC Plus nối ghép máy tính.



Hình vẽ 4.20. Phương pháp dán tenzô và sơ đồ mạch đo

Sau khi bố trí sơ đồ đo, ta tiến hành hiệu chuẩn khâu đo. Để hiệu chuẩn khâu đo, luận án tiến hành đặt toàn bộ bánh xe máy kéo lên cảm biến lực tiêu chuẩn (hình 4.21, hình 4.22). Khi đó giá trị phản lực pháp tuyến từ mặt đất lên bánh xe được xác định thông qua cảm biến lực tiêu chuẩn. Tiến hành hiệu chỉnh giá trị tương thích (adaptation) để đồ thị của cảm biến tiêu chuẩn trùng với đồ thị của khâu đo. Sau khi điều chỉnh luận án xác định được giá trị tương thích của khâu đo là 75 KN tương ứng với 2 mmV/V.



Hình 4.21. Sơ đồ bố trí hiệu chuẩn khâu đo phản lực pháp tuyến

1 – Máy kéo; 2 – Cầu trước máy kéo có dán các lá điện trở;

3 – Tấm đệm; 4 – Đầu đo lực tiêu chuẩn;

5 – Thiết bị thu thập và khuếch đại thông tin đo lường; 6 – Máy tính;

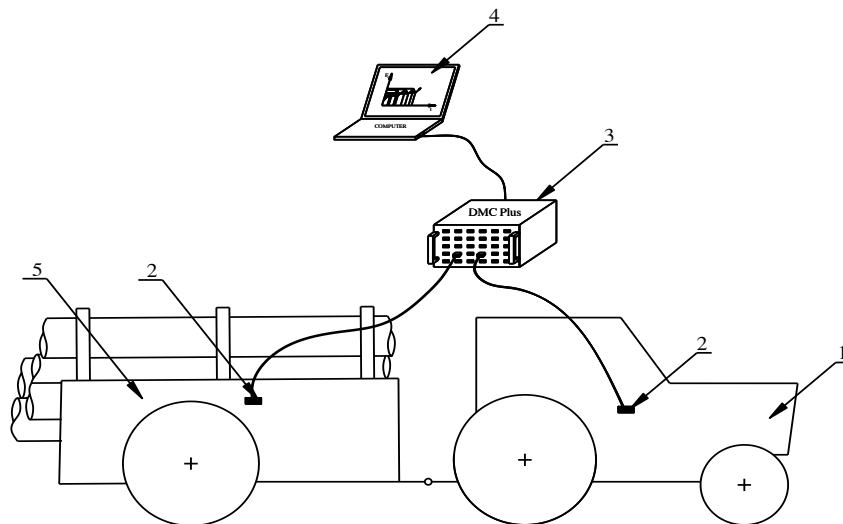


Hình 4.22. Thí nghiệm hiệu chuẩn khâu đo phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo

4.2.5. Xác định gia tốc máy kéo và rơ mooc theo phương Ox

a. Phương pháp đo

Để xác định gia tốc của máy kéo và rơ mooc theo phương chuyển động, ta gắn cảm biến đo gia tốc vào vị trí tọa độ trọng tâm của máy kéo và rơ mooc (hình 4.23). Trong trường hợp này, do không đặt được đúng vị trí, ta có thể đặt lệch ra một khoảng sau đó dùng phép biến đổi tương đương để tính toán.



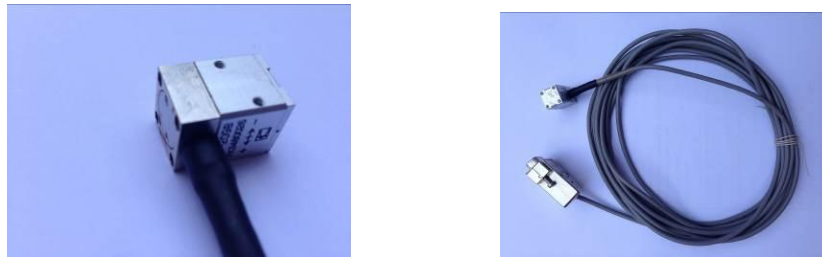
Hình 4.23. Sơ đồ bố trí thí nghiệm xác định gia tốc máy kéo theo phương chuyển động

1- Máy kéo; 2 – Cảm biến đo gia tốc; 3 – Thiết bị thu thập, khuếch đại thông tin; 4 – Máy tính; 5 – Rơ mooc.

b. Thiết bị đo

Đề đo gia tốc của máy kéo và rơ mooc luận án sử dụng các cảm biến đo gia tốc Kistler do Nhật Bản sản xuất (hình 4.24) và B12/1000 do Cộng hòa Liên bang Đức sản xuất (hình 4.25).

Cảm biến Kistler là cảm biến thuộc kiểu 8303A20, số hiệu C122531, khoảng đo $\pm 20g$ ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$), sai số trong lớn nhất 1%, tần số thích ứng 6,4 kHz, nhiệt độ làm việc cho phép: (-20 đến 85) $^{\circ}\text{C}$, nguồn nuôi 1 chiều 5 VDC.



Hình 4.24. Cảm biến Kistler

Cảm biến đo gia tốc B12/1000 làm việc theo nguyên lý điện cảm do hãng HBM của Cộng hòa Liên bang Đức chế tạo (hình 4.25).



Hình 4.25. Cảm biến đo gia tốc B12/1000

- 1 – Khối quán tính; 2 – Mặt cắt của hai cuộn dây điện cảm;
3 – lò xo lá (phần tử đàn hồi); 4 – Thân đầu đo; 5 – Cạnh vát;
6 – Cọc nối dây; 7 – Đầu có ren lắp vào vật đo.*

4.3. Thiết bị thu thập, khuếch đại thông tin đo lường

Luận án sử dụng thiết bị đo là thiết bị thu thập, khuếch đại thông tin đo lường nhiều kênh DMC Plus kết nối với máy tính (hình 4.26).



Hình 4.26. Thiết bị thu thập, khuếch đại và hiển thị thông tin đo lường DMC Plus kết nối máy tính

Thiết bị DMC Plus là bộ thu thập, khuếch đại thông tin đo lường, thiết bị này thay thế cho bộ khuếch đại K và bộ chuyển đổi A/D trong sơ đồ nguyên lý của phương pháp thí nghiệm.

Thiết bị DMC Plus có các modul khuếch đại được chế tạo theo kiểu kênh đúp bao gồm: Modul DV01 khuếch đại kiểu dòng một chiều DC, dùng để đo nhiệt độ, nối với cặp nhiệt, các dòng một chiều. Modul này có thể đo được nguồn áp và dải đo rất rộng ($\pm 0,1 \text{ V}$; $\pm 1\text{V}$; $\pm 10\text{V}$; $\pm 200\text{V}$), dải tần 2,2 kHz; Modul DV10 kiểu khuếch đại dòng một chiều DC, để nối các cầu đủ và bán cầu điện trở, điện cảm, có thể đo điện thế, nguồn áp DC, dải tần 4,4 kHz; Modul DV30 kiểu khuếch đại là tần số 600 Hz, dùng để đo các cầu đủ và bán cầu điện trở, đo điện thế, nguồn áp DC, dải tần 250 Hz; Modul DV35 kiểu khuếch đại là tần số, thích hợp để đo điện trở và các nguồn áp DC, dải tần 250Hz; Modul DV55 kiểu khuếch đại là tần số, khoảng khuếch đại là 4,8 kHz, nó rất thông dụng. Dùng để nối các cầu đủ và bán cầu điện trở, điện cảm, đo điện áp các nguồn áp DC, dải tần 2,2 kHz; Modul DZ65: Dùng cho việc nối các cảm biến đo momen và tốc độ, công suất.

4.4. Các phần mềm dùng trong thí nghiệm

Với các thiết bị và cảm biến như trên, có thể dùng các phần mềm điều khiển đo và xử lý số liệu như DMC Labplus, Catman, DasyLab.

Để điều khiển thiết bị đo và thu thập, khuếch đại thông tin đo lường luận án sử dụng phần mềm DMC Labplus. Phần mềm DMCLabplus là phần mềm thu thập và khuếch đại thông tin đo lường. Được sử dụng điều khiển thiết bị DMCPPlus để đo một lúc nhiều kênh đo khác nhau và xử lý kết quả thí nghiệm.

Để xử lý số liệu sau đo lường, luận án sử dụng trực tiếp phần mềm DMC Labplus và phần mềm excel.

4.5. Tổ chức nghiên cứu thực nghiệm và kết quả nghiên cứu

4.5.1. Đo hệ số cản lăn và hệ số bám

Chọn địa điểm tiến hành thí nghiệm có điều kiện địa hình phù hợp. Trong phạm vi nghiên cứu, luận án chọn ba loại điều kiện mặt đường để tiến hành đo hệ số cản lăn và hệ số bám như sau:

- Dạng mặt đường 1: Đường nhựa khô
- Dạng mặt đường 2: Đường đất khô không có cây bụi
- Dạng mặt đường 3: Đường đất có cây bụi, cỏ mật độ che phủ < 30%

Tiến hành thí nghiệm:

- Nối cáp kéo từ máy kéo chủ động tới cảm biến đo lực và máy kéo Shibaura 3000A.
- Kết nối cảm biến đo với thiết bị đo và máy tính
- Khởi động máy tính và phần mềm đo
- Cho máy kéo làm việc và tiến hành đo
- Lưu kết quả thí nghiệm ở dạng file mở rộng “*.asc” để xử lý và sử dụng kết quả thí nghiệm.

Kết quả thí nghiệm

- Đối với trường hợp xác định hệ số cản lăn, ta sử dụng kết quả đo trong giai đoạn giá trị vận tốc của liên hợp máy ở trạng thái ổn định. Kết quả đo lực cản lăn và hệ số cản lăn được lưu tại phụ lục 04. Sau khi xử lý và tính toán hệ số cản lăn được cho ở bảng 4.1.

Bảng 4.1. Kết quả đo lực kéo và hệ số cản lăn

Dạng mặt đường	P_{cl} (N)	f
1	2159,64	0,014905
2	2256,20	0,015571
3	2335,04	0,016116

- Đối với trường hợp xác định hệ số bám, ta sử dụng kết quả đo trong giai đoạn giá trị vận tốc của liên hợp máy ở trạng thái ổn định. Kết quả đo lực bám P_b và hệ số bám được lưu tại phụ lục 05. Sau khi xử lý và tính toán hệ số cản lăn được cho ở bảng 4.2.

Bảng 4.2. Kết quả đo lực kéo và tính toán hệ số bám

Dạng mặt đường	P_b (KN)	ψ
1	11,01445	0,76019
2	10,68236	0,73724
3	9,86572	0,68091

4.5.2. Độ cứng và hệ số cản của lốp máy kéo theo phương tiếp tuyến

Độ cứng và hệ số cản lốp máy kéo theo phương tiếp tuyến được tiến hành theo các bước sau:

- Tiến hành lắp bánh máy kéo cần làm thí nghiệm lên khung
- Đầu nối sơ đồ đo: Đầu nối các cảm biến với thiết bị thu thập, khuếch đại thông tin đo lường DMC plus, kết nối thiết bị đo với máy tính.
- Thiết lập các kênh đo phù hợp trên phần mềm DMC labplus.

- Tạo lực ban đầu lên trục lốp máy kéo để tạo trạng thái làm việc sát với điều kiện làm việc thực tế nhất.

- Tác dụng lên bàn trượt một lực theo phương tiếp tuyến của bánh xe tới một giá trị nhất định.

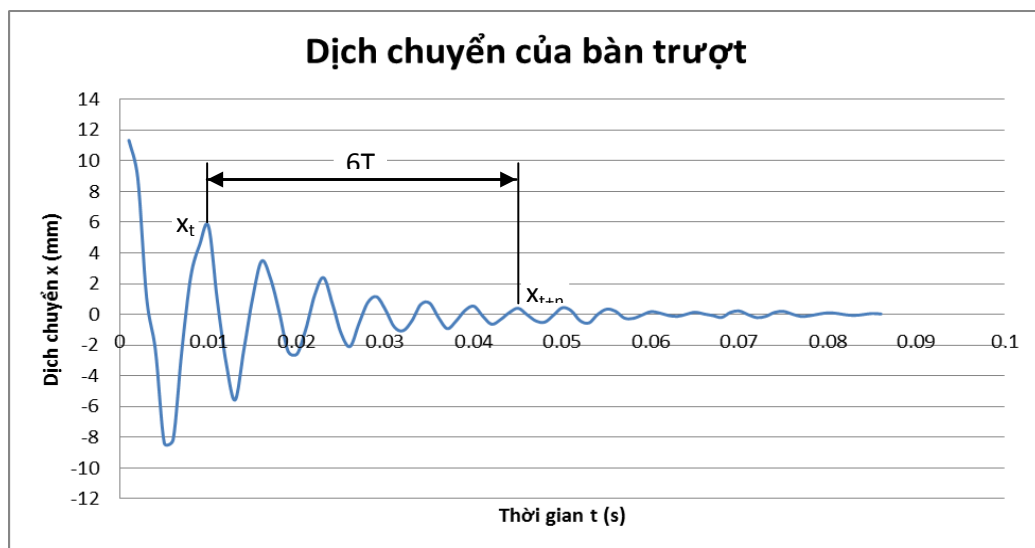
- Đột ngột ngắt lực tác dụng để bàn trượt chuyển động qua lại ở vị trí cân bằng.

Bố trí một cảm biến chuyển dịch để xác định dịch chuyển của bàn trượt ta được quỹ đạo chuyển động của bàn trượt từ đó xác định được độ cứng c_{2x} và hệ số cản k_{2x} .

Kết quả thí nghiệm

Kết quả thí nghiệm được lưu tại phụ lục 06.

Sau khi có kết quả thí nghiệm, luận án tiến hành vẽ lại đồ thị (hình 4.27), xác định các đại lượng cần thiết để tính toán độ cứng và hệ số cản của lốp.



Hình 4.27. Đồ thị dao động tắt dần của bàn trượt khi thí nghiệm xác định độ cứng và hệ số cản của lốp máy kéo theo phương tiếp tuyến

Từ đồ thị 4.27 có thể nhận thấy, dịch chuyển của bàn trượt có dạng tắt dần. Số liệu được lưu ở cả dạng số và dạng đồ thị, từ đó luận án có thể trích

dẫn các số liệu cho quá trình tính toán độ cứng và hệ số cản của lớp máy kéo theo phương tiếp tuyến.

Tính toán xác định độ cứng và hệ số cản của lớp chủ động:

Từ đồ thị ta có:

- Dịch chuyển của bàn trượt tại thời điểm t: $x_t = 5,9345 \cdot 10^{-3}$ (m);
- Thời gian thực hiện 6 chu kỳ: $t = 6 T = 45 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3} = 35 \cdot 10^{-3}$ (s);
- Số chu kỳ xét: $n = 6$;
- Chu kỳ: $T_L = 35 \cdot 10^{-3} / 6 = 5,833 \cdot 10^{-3}$ (s);
- Dịch chuyển của bàn trượt tại thời điểm t + nT: $x_{(t+nT)} = 0,403 \cdot 10^{-3}$ (m);
- Độ tắt lôga: $\lambda_L = \frac{1}{n} \ln \frac{x(t)}{x(t + nT)}$

$$\lambda_L = \frac{1}{6} \ln \frac{5,734 \cdot 10^{-3}}{0,403 \cdot 10^{-3}} = \frac{1}{3} \ln 14,228 = \frac{1}{3} \cdot 2,655 = 0,885$$

$$\delta = \frac{\lambda_L}{T_L} = \frac{0,885}{5,833 \cdot 10^{-3}} = 152$$

$$\omega_{0L} = \frac{2\pi}{T_L} = \frac{2 \cdot 3,14}{5,833 \cdot 10^{-3}} = 1.077$$

$$\frac{k_{2x}}{m_{bt}} = 2\delta \Rightarrow k_{2x} = 2\delta m_{bt} = 2 \cdot 152 \cdot 128 = 38.912 \text{ (Ns/m)}.$$

$$\frac{c_{2x}}{m_{bt}} = \omega_0^2 \Rightarrow c_{2x} = \omega_0^2 m_{bt} = (1.077)^2 \cdot 128 = 148.471 \text{ (N/m)}.$$

4.5.3. Xác định đồng thời mô men xoắn trên bán trục chủ động, phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo, gia tốc của máy kéo và rơ mooc

Trong nội dung nghiên cứu thực nghiệm, một nhiệm vụ quan trọng đặt ra là xác định một số thông số để kiểm chứng kết quả nghiên cứu lý thuyết: Mô men xoắn trên bán trục chủ động, phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo và gia tốc của máy kéo, rơ mooc.

a. Điều kiện thí nghiệm

- Luận án tiến hành thí nghiệm với 2 trường hợp khác nhau: Sử dụng khớp nối cứng và khớp nối mềm ($C_{4x} = 220.000 \text{ N/m}$; $K_{4x} = 30.000 \text{ Ns/m}$).

- Khảo sát ở mặt đường nằm ngang $\beta = 0$, điều kiện mặt đường loại 3 trong thí nghiệm xác định hệ số cản lăn và hệ số bám. Hệ số bám $\psi = 0,6809$; hệ số cản lăn $f = 0,0161$.

- Mấp mô mặt đường dạng hình sin, $q_0 = 60 \text{ mm}$, $s_0 = 1 \text{ m}$.

- Chiều dài gỗ: $L_g = 4 \text{ m}$.

- Chiều cao xếp gỗ: $h_g = 0,85 \text{ m}$.

- Khối lượng tải tính toán: $m_g = 3.000 \text{ kg}$.

b. Tiến hành thí nghiệm

Để xác định đồng thời 4 thông số: Mô men xoắn trên bán trục chủ động, gia tốc của máy kéo và rơ mooc, phản lực pháp tuyến của mặt đường lên cầu trước của máy kéo, ta tiến hành thiết lập chương trình đo bằng phần mềm DMC Labplus.

Sau khi đã thiết lập xong chương trình đo bằng phần mềm DMC Labplus ta tiến hành lắp đặt và kết nối các thiết bị đo.

Kết nối các thiết bị đo với DMC và kết nối DMC với máy tính.

Chọn đoạn đường thí nghiệm đã được sử dụng để xác định hệ số bám và hệ số cản lăn.

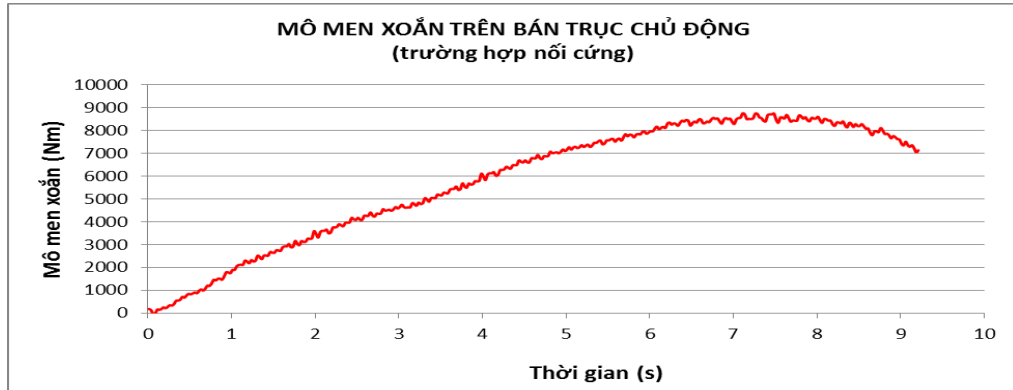
Tiến hành thí nghiệm với cùng một người điều khiển trong các trường hợp khác nhau, thao tác điều khiển giống nhau để đảm bảo điều kiện thí nghiệm giống nhau trong các trường hợp.

c. Kết quả nghiên cứu thực nghiệm

Sau khi tiến hành thí nghiệm xong, sử dụng phần mềm DMC Lapus để xuất dữ liệu dạng file *.asc ta được kết quả thí nghiệm tại phụ lục 07. Sau khi xử lý số liệu ta tiến hành vẽ lại đồ thị biểu diễn các kết quả thí nghiệm như sau:

1) *Kết quả đo mô men xoắn trên bán trục chủ động:*

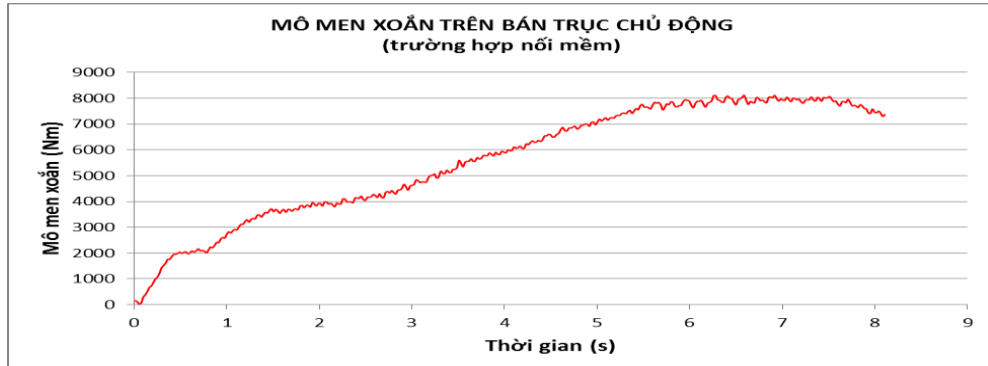
+ Trường hợp nối cứng:



Hình 4.28. *Mô men xoắn trên bán trục chủ động khi nối cứng*

Kết quả nghiên cứu thực nghiệm cho thấy, mô men xoắn trên bán trục chủ động trong trường hợp nối cứng tăng dần theo thời gian, giá trị mô men xoắn lớn nhất đạt 8.760 Nm ở giây thứ 7.

+ Trường hợp nối mềm:



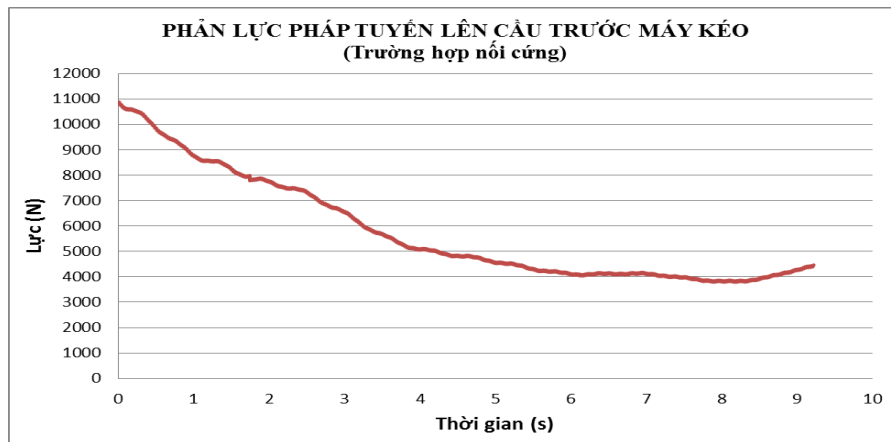
Hình 4.29. *Mô men xoắn trên bán trục chủ động khi nối mềm*

Kết quả nghiên cứu thực nghiệm cho thấy, mô men xoắn trên bán trục chủ động trong trường hợp nối mềm tăng dần theo thời gian, giá trị mô men xoắn lớn nhất đạt 8.117 Nm ở giây thứ 7.

Như vậy, trong trường hợp sử dụng khớp nối mềm, giá trị mô men xoắn lớn nhất lên bán trục chủ động đạt 8.117 Nm nhỏ hơn so với giá trị mô men xoắn lớn nhất trên bán trục chủ động khi sử dụng khớp nối cứng 8.760 Nm.

2) *Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo:*

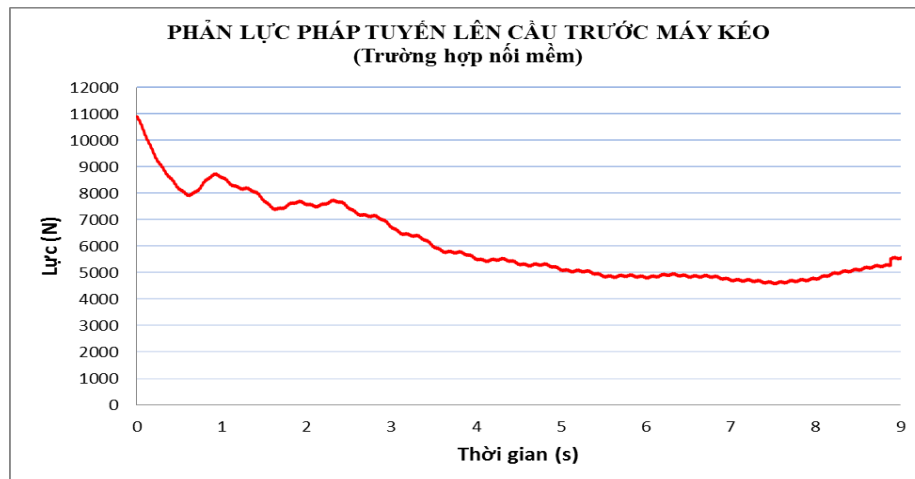
+ Trường hợp nối cứng:



Hình 4.30. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi nối cứng

Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi sử dụng khớp nối cứng thay đổi trong quá trình làm việc. Cụ thể, phản lực pháp tuyến giảm khi tăng mô men xoắn khi lên hợp máy lên dốc. Giá trị phản lực pháp tuyến nhỏ nhất là 3.786 N tại giây thứ 8.

+ Trường hợp nối mềm:



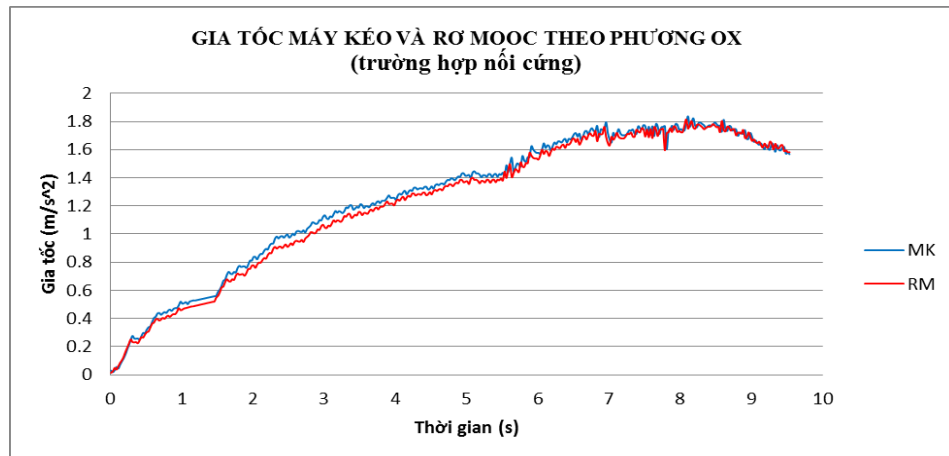
Hình 4.31. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi nối mềm

Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong trường hợp nối mềm cũng tương tự như trường hợp nối cứng, tuy nhiên về dạng đồ thị có sự biến đổi hình sin tắt dần và giá trị nhỏ nhất đạt 4.925 N ở giây thứ 7.

Như vậy, trong trường hợp sử dụng khớp nối mềm sẽ làm tăng khả năng làm việc của liên hợp máy theo điều kiện lái.

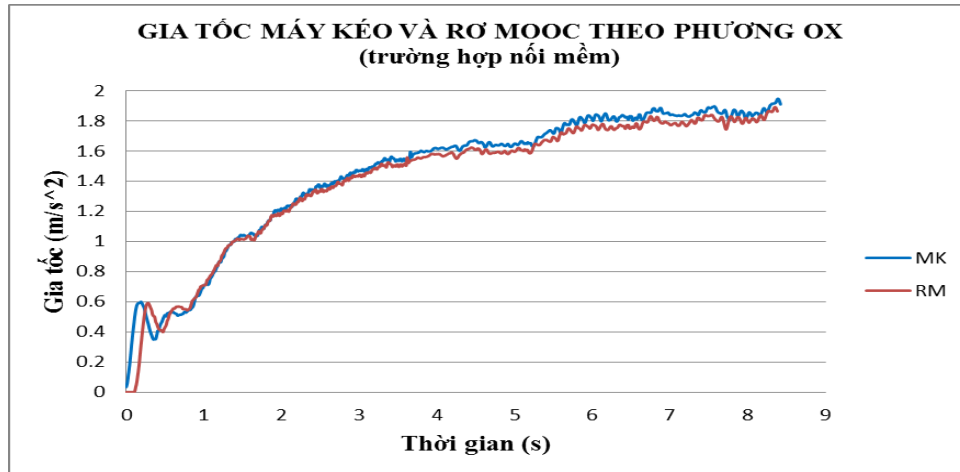
3) Gia tốc máy kéo và rơ moóc theo phương Ox:

+ Trường hợp nối cứng:



Hình 4.32. Gia tốc của máy kéo và rơ moóc theo phương Ox khi nối cứng

+ Trường hợp nối mềm:



Hình 4.33. Gia tốc của máy kéo và rơ moóc theo phương Ox khi nối mềm

Gia tốc của máy kéo và rơ moóc trong trường hợp nối mềm tăng nhanh hơn và đạt giá trị lớn nhất cũng lớn hơn trường hợp sử dụng khớp nối cứng.

4.5.4. So sánh kết quả nghiên cứu lý thuyết với nghiên cứu thực nghiệm

Từ kết quả nghiên cứu thực nghiệm, luận án tiến hành so sánh với kết quả nghiên cứu lý thuyết đã đạt được ở chương 3. Kết quả cho thấy:

- Quy luật của gia tốc, phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong nghiên cứu lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm là giống nhau;

- Để so sánh về sai số giữa nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm, luận án sử dụng phương pháp so sánh số liệu trong thống kê tin học. Cụ thể như sau:

+ Sử dụng hàm ABS trong bảng tính excel tính giá trị sai số của từng mẫu để đảm bảo các sai số thành phần luôn dương.

$$\text{Sai số} = \text{ABS}\left[\frac{(\text{giá trị thực nghiệm} - \text{giá trị lý thuyết})}{\text{giá trị lý thuyết}}100\%\right]$$

+ Sử dụng công thức tính sai số đánh giá sai số trong thống kê và ứng dụng bảng tính excel để tính toán sai số của số liệu:

$$\text{Sai số} = \text{Average}(\text{sai số thành phần})$$

Kết quả so sánh số liệu được tổng hợp trong bảng 4.3.

Bảng 4.3. Kết quả so sánh sai số giữa nghiên cứu thực nghiệm và nghiên cứu lý thuyết

TT	Thông số so sánh	Sai số trung bình
1	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong trường hợp nối cứng	6,48%
2	Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong trường hợp nối mềm	8,19%

4.5.5. Xác định hệ số trượt

a. Cơ sở lý thuyết

Trong quá trình làm việc của liên hợp máy, sự trượt xuất hiện gây ảnh hưởng xấu tới quá trình làm việc đặc biệt nó ảnh hưởng tới quá trình phanh của liên hợp máy.

Để nghiên cứu sự ảnh hưởng của khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ mooc luận án tiến hành xác định hệ số trượt của liên hợp máy trong hai trường hợp sử dụng khớp nối cứng và khớp nối mềm.

Hệ số trượt được xác định theo công thức [2]:

$$\delta = \frac{v_{lt} - v_{tt}}{v_{lt}} = 1 - \frac{v_{tt}}{v_{lt}} = \left(1 - \frac{r_b}{r_{lt}}\right) \cdot 100\%$$

Hay có thể viết: $\delta = \left(1 - \frac{n_0}{n_b}\right) \cdot 100\%$

Trong đó:

δ - hệ số trượt tính theo %;

v_{lt} - vận tốc tính theo lý thuyết của máy kéo;

v_{tt} - vận tốc thực tế của máy kéo;

r_b - bán kính thực tế của bánh xe chủ động;

r_{lt} - bán kính lăn của bánh xe chủ động;

n_0 - số vòng quay không tải của bánh xe chủ động;

n_b - số vòng quay thực tế của bánh xe chủ động.

Trong thực tế, rất khó xác định bán kính lý thuyết của bánh xe chủ động một cách chính xác, do đó luận án tiến hành xác định bán kính lý thuyết thông qua đo số vòng quay không tải của bánh xe chủ động.

Trong giới hạn nghiên cứu, luận án tiến hành xác định hệ số trượt của liên hợp máy trong hai trường hợp:

+ Hệ số trượt khi sử dụng khớp nối cứng:

$$\delta_c = \left(1 - \frac{n_{0-c}}{n_{b-c}}\right) \cdot 100\%$$

+ Hệ số trượt khi sử dụng khớp nối mềm:

$$\delta_m = \left(1 - \frac{n_{0-m}}{n_{b-m}}\right) \cdot 100\%$$

Trong đó:

δ_c - hệ số trượt khi nối cứng tính theo %;

δ_m - hệ số trượt khi nổi mềm tính theo %;

n_{0-c} - số vòng quay không tải của bánh xe chủ động khi nổi cứng;

n_{0-m} - số vòng quay không tải của bánh xe chủ động khi nổi mềm;

n_{b-c} - số vòng quay thực tế của bánh xe chủ động khi nổi cứng;

n_{b-m} - số vòng quay thực tế của bánh xe chủ động khi nổi mềm.

b. Phương pháp thí nghiệm

Để xác định số vòng quay của bánh xe chủ động trong các trường hợp trên, luận án tiến hành cho liên hợp máy làm việc trên đoạn đường có khoảng cách L (m) và đếm số vòng quay của bánh chủ động từ đó tính toán được hệ số trượt.

c. Kết quả thí nghiệm

Điều kiện thí nghiệm:

- Chọn loại đường thí nghiệm: Đường nhựa tại núi Luột - trường Đại học Lâm nghiệp có mấp mô mặt đường tương đối lớn, lên dốc xuống dốc liên tục.

- Chiều dài quãng đường thí nghiệm: 3 km

- Tốc độ di chuyển: Duy trì ở 7 – 10 km/h

- Trường hợp có tải sử dụng gỗ dài 4m

Bảng 4.4. Kết quả thí nghiệm xác định hệ số trượt trường hợp sử dụng khớp nổi cứng

Lần đo	n_{0-c} (vòng)	n_{b-c} (vòng)	δ_c (%)
1	736.4	817.2	9.887
2	737.6	819.5	9.994
3	734.8	822.8	10.70
Trung bình			10.192

Bảng 4.5. Kết quả thí nghiệm xác định hệ số trượt trường hợp sử dụng khớp nổi mềm

Lần đo	n_{0-m} (vòng)	n_{b-m} (vòng)	δ_m (%)
1	734.4	785.2	6.470
2	735.8	781.5	5.848
3	732.9	783.8	6.494
Trung bình			6.270

4.6. Kết luận chương 4

- Đã tính toán, thiết kế và chế tạo được khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ mooc (hình 4.6);

- Đã nghiên cứu thực nghiệm xác định được một số thông số đầu vào phục vụ cho việc khảo sát bài toán nghiên cứu lý thuyết như: Hệ số cản lăn của máy kéo (bảng 4.1); hệ số bám của máy kéo (bảng 4.2);

- Đã thiết kế, chế tạo khung thí nghiệm và thí nghiệm xác định được độ cứng và hệ số cản theo phương tiếp tuyến bánh chủ động máy kéo (hình 4.10), giá trị xác định được là $c_{2x} = 148471 \text{ N/m}$; $k_{2x} = 38912 \text{ Ns/m}$;

- Đã thiết kế, chế tạo và hiệu chuẩn được khâu đo mô men xoắn trên bán trục chủ động (hình 4.16; hình 4.17). Giá trị hiệu chuẩn giá trị tương thích (adaptation) trong phần mềm DMC labplus đối với khâu đo mô men xoắn là 652 KNm tương ứng với 2 mmV/V;

- Đã thiết kế và hiệu chuẩn được khâu đo phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo (hình 4.22). Giá trị hiệu chuẩn giá trị tương thích (adaptation) trong phần mềm DMC labplus đối với khâu đo phản lực pháp tuyến là 75 KN tương ứng với 2 mmV/V;

- Đã nghiên cứu thực nghiệm để kiểm chứng một số kết quả khảo sát theo mô hình nghiên cứu lý thuyết như: Gia tốc máy kéo và rơ mooc theo phương Ox khi sử dụng khớp nối cứng (hình 4.32) và khi sử dụng khớp nối mềm (hình 4.33); mô men xoắn trên bán trục chủ động khi sử dụng khớp nối cứng (4.28) và khi sử dụng khớp nối mềm (hình 4.29); phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong trường hợp sử dụng khớp nối cứng (hình 4.30) và khi sử dụng khớp nối mềm (hình 4.31);

- Đã tiến hành thí nghiệm và xác định được hệ số trượt trong hai trường hợp sử dụng khớp nối cứng và khớp nối mềm. Kết quả cho thấy, khi sử dụng khớp nối mềm sẽ làm giảm độ trượt của bánh chủ động máy kéo từ 10,192% xuống còn 6,270%.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

Kết luận

1. Đã xây dựng được mô hình tính toán động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục khi có khớp nối mềm và kể đến biến dạng theo phương tiếp tuyến của bánh xe chủ động. Đây là cơ sở để khảo sát và nghiên cứu động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ mooc một trục.

2. Đã thiết kế, chế tạo khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ mooc với độ cứng $C_{4x} = 220.000 \text{ N/m}$ và hệ số cản $K_{4x} = 30.000 \text{ Ns/m}$ dùng cho tính toán lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm.

3. Tiến hành khảo sát ảnh hưởng của khớp nối mềm tới phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo khi liên hợp máy tăng tốc theo hướng lên dốc. Kết quả cho thấy, khi có thêm khớp nối mềm sẽ làm tăng phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo. Do đó đảm bảo điều kiện lái của liên hợp máy từ độ dốc dọc tối đa là 12,5% khi nối cứng lên 19,5% khi có khớp nối mềm.

4. Tiến hành khảo sát ảnh hưởng của khớp nối mềm tới quá trình phanh khi liên hợp máy xuống dốc. Kết quả cho thấy, khi sử dụng khớp nối mềm sẽ làm giảm 11,164% thời gian phanh và giảm 15,239 % quãng đường phanh so với khi sử dụng khớp nối cứng.

5. Thiết kế, chế tạo khung thí nghiệm cho phép xác định độ cứng và hệ số cản của bánh xe chủ động ; Thiết kế, chế tạo và hiệu chuẩn khâu đo cho phép đo mô men xoắn trên bán trục chủ động ; Thiết kế, chế tạo và hiệu chuẩn khâu đo cho phép xác định phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo.

6. Nghiên cứu thực nghiệm xác định được một số thông số đầu vào cho bài toán lý thuyết và kiểm chứng kết quả nghiên cứu lý thuyết: Độ cứng và hệ số cản của bánh chủ động máy kéo theo phương tiếp tuyến; Hệ số cản lăn và hệ số bám của liên hợp máy; Mô men xoắn trên bán trục chủ động của máy

kéo khi làm việc; Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo; Gia tốc máy kéo và rơ mooc khi làm việc; Độ trượt của bánh xe chủ động.

So sánh kết quả với nghiên cứu lý thuyết cho thấy, quy luật thay đổi của vận tốc, phản lực pháp tuyến giữa nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm là giống nhau; sai số giữa nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm của phản lực pháp tuyến khi nối cứng: 6,48%; sai số của phản lực pháp tuyến khi nối mềm: 8,19%. Độ trượt của bánh xe chủ động trong trường hợp nối mềm giảm đi so với nối cứng từ 10,192% xuống còn 6,270%.

Kiến nghị

1. Qua kết quả nghiên cứu, luận án kiến nghị cần lắp thêm bộ phận nối mềm ($C_{4x} = 220.000 \text{ N/m}$; $K_{4x} = 30.000 \text{ Ns/m}$) để hoàn thiện kết cấu của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục nhằm nâng cao khả năng hoạt động và nâng cao độ an toàn khi liên hợp máy làm việc.

2. Trong khuôn khổ của luận án, tác giả mới chỉ tập trung nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu khớp nối đến phản lực pháp tuyến tác động lên các cầu làm cơ sở xác định chế độ làm việc an toàn trên dốc dọc và hoàn thiện thiết kế liên hợp máy. Để nâng cao hiệu quả sử dụng và đảm bảo an toàn cho liên hợp máy, luận án kiến nghị cần tiếp tục các nghiên cứu tiếp theo đối với liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục khi có khớp nối mềm trong điều kiện mặt đường ngẫu nhiên, có kể đến sự trượt của bánh xe chủ động.

DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

1. Trần Văn Tùng, “Động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ mooc một trục”, Tạp chí Nông nghiệp và phát triển nông thôn, số 23 năm 2016, trang 132 – 139.

2. Trần Văn Tùng, “Nghiên cứu thực nghiệm xác định một số thông số động lực học của liên hợp máy kéo shibaura 3000A với rơ mooc một trục”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 9 năm 2016, trang 46 – 52.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt

1. Bap-cốp B.P (1963), *Đường ô tô* (tài liệu dịch), Trường Đại học Nông nghiệp I, Hà Nội.
2. Nguyễn Hữu Cẩn, Dur Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng (2000), *Lý thuyết ô tô máy kéo*, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.
3. Nguyễn Hữu Cẩn, PGS.TS.Phạm Hữu Nam (2004), *Thí nghiệm ô tô*, Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật, Hà Nội.
4. Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên (1996), *Thiết kế và tính toán ô tô máy kéo tập 2*. Nhà xuất bản giáo dục.
5. Nguyễn Nhật Chiêu (1996), *Thiết kế chế tạo và khảo nghiệm thiết bị vận xuất, bóc dỡ, vận chuyển để khai thác gỗ vùng nguyên liệu giấy, vùng gỗ nhỏ rừng trồng*. Kết quả nghiên cứu khoa học công nghệ lâm nghiệp năm 1991 -1995.
6. Nguyễn Tiến Đạt (2000), *Những tiến bộ kỹ thuật trong khâu vận xuất, vận chuyển gỗ*, Việt Khoa học Lâm nghiệp Việt Nam.
7. Nguyễn Tiến Đạt (2002), *Nghiên cứu một số yếu tố ảnh hưởng đến khả năng vận xuất gỗ rừng trồng bằng phương pháp kéo nửa lết của máy kéo 4 bánh cỡ nhỏ*, Luận án tiến sỹ kỹ thuật, Viện Khoa học Lâm nghiệp Việt Nam, Hà Nội.
8. Phạm Minh Đức (2010), *Nghiên cứu một số yếu tố ảnh hưởng đến ổn định hướng chuyển động của liên hợp máy kéo cỡ nhỏ khi vận chuyển gỗ lâm nghiệp*, Luận án tiến sỹ khoa học kỹ thuật, Viện khoa học lâm nghiệp Việt Nam.
9. Thái Thế Hùng, *Sức bền vật liệu* - Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật-2006.

10. Nguyễn Văn Quân (2012), *Khai thác lâm sản*, Trường Đại học Lâm nghiệp.
11. Lê Minh Lư (2002), *Nghiên cứu dao động của ô tô máy kéo bánh hơi có tính đến đặc trưng phi tuyến của các phần tử đàn hồi*, Luận án tiến sỹ kỹ thuật, Đại học Nông nghiệp I, Hà Nội.
12. Nguyễn Quang (1983), *Vận chuyển gỗ bằng đường ô tô*, Nhà xuất bản Nông nghiệp, Hà Nội.
13. Nguyễn Văn Quân (2000), *Những tiến bộ kỹ thuật trong vận xuất, vận chuyển, bóc dỡ gỗ*, Viện Khoa học Lâm nghiệp Việt Nam, Hà Nội.
14. Lê Tấn Quỳnh (2005), *Báo cáo tổng kết đề tài nghiên cứu khoa học cấp Nhà nước mã số KC07/26: “Nghiên cứu lựa chọn công nghệ và hệ thống thiết bị cơ giới hóa các khâu làm đất, trồng, chăm sóc rừng trồng và khai thác gỗ”*.
15. 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 sỹ kỹ thuật, Học viện Kỹ thuật quân sự, Hà Nội.
16. Nguyễn Kính Thảo (1970), *Nghiên cứu động lực học kéo của liên hợp máy kéo bánh hơi dùng trong khai thác chọn rừng*, Luận án tiến sỹ, Học viện kỹ thuật Lâm nghiệp Leningrat.
17. Nguyễn Văn Trà (2005), *Nghiên cứu ứng dụng hệ thống treo có điều khiển để nâng cao chất lượng độ êm dịu chuyển động của ô tô*, Luận án tiến sỹ kỹ thuật, Học viện Kỹ thuật quân sự, Hà Nội.
18. Nguyễn Khắc Trai (1997), *Tính điều khiển và quỹ đạo chuyển động của ô tô*, Nhà xuất bản Giao thông vận tải, Hà Nội.
19. Nguyễn Ngọc Tú (2013), *Nghiên cứu tính ổn định của ô tô kéo moóc*, Luận án tiến sỹ kỹ thuật, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

20. Bộ môn Khai thác, Trường Đại học Lâm nghiệp (1993), *Cơ khí hóa khai thác gỗ*, Nhà xuất bản Nông thôn, Hà Nội.
21. Quyết định phê duyệt Chiến lược phát triển lâm nghiệp Việt Nam giai đoạn 2006 – 2020 số 18/2007/QĐ-TTg ngày 05 tháng 02 năm 2007 của Thủ tướng Chính phủ.
22. Quy phạm thực hành về khai thác rừng khu vực Châu Á – Thái Bình Dương (tài liệu dịch 12/1999), Ủy ban Lâm nghiệp Châu Á – Thái Bình Dương,.

Tiếng Anh

24. Bouteldja, M.(2006): Prediction and Detection of Jackknifing Problems for Tractor Semi-Trailer, IEEE 2006, Paris France.
25. Fancher Paul S.,Arvind Mathew (1987): Vehicle Dynamics Handbook for Single-Unit and Articulated Heavy Trucks, EDC Library Rè. No.1054.
26. Grainer Thomas: A Simple Model for the Determination of Jackknifing, IFMA – Institut Francais De Mechaique Avancee.
27. Trieu Bui Hai, Untersuchung und Analyse des dynamischen Betriebsverhatens des Traktorantriebes, Diss.Rostock – 1990.
28. Henning Holzmann (2004) Adaptive Modelle fuer die Kraftfahrzeugdynamik. Springer Berlin, Newyork, Paris, Mailand, Tokio, London, Hongkong.
29. Luijten M.F.J (2010): Lateral Dynamic Behaviour of Articulated Commercaial Vehicles, Eindhoven University of Technology, DAF 51050.10-207, 2010.
30. Manfred Mitschke/Henning Wallentowitz (2003) Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer Berlin, NewYork, Paris, Mailand, Tokio, London, HongKong.

31. Michael Blundell, Damian Harty (2004): The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics, SAE International, 2004.
32. Muller H., Beitrag zur rechnerischen Ermittlung von Belastungen in Tragwerken Landwirtschaftlicher Fahrzeuge beim Ueberqueren grober, Fahrbahnebenenheiten. Dresden, TU-Diss.A, 1976.
33. NHTSA (2011): Tractor Semi-Trailer Stability Objective Performance Test Research – Roll Stability, DOT HS 811 467,5.2011
34. Peijun Liu (1999): Analysis, Detection and Early Warning Control of Dynamic Rollover ogg Hravv Freght Vehicles, Dissertation 2001, The Department of Mechanical Engineering of Concordia University Quebec, Canada, 1999.
35. Popp K./Schiehlen W (1993) Fahrzeugdynamik. B.G. Teubner Stuttgart.
36. Seongjin Y.(2012): An Inventigation in to Vehicle Rollover Prediction by Coordinated Control of Active Anti-roll Bar and Electronic Stability Program, International Journal of Control, Automation, and Systems (10/2012).
37. Tabatabaei, S.H. (2012): A New Method for Directional Control of a Tractor Semi-Trailer, Australlian Jounal of Basic and Applied Sciences 6(12)2012.
38. Uffelmann, Friedrich: Lenkverhalten beim Bremsen von Sattelkraftfahrzeugen mit unterschiedlichen Doppelachsen. TU Braunschweig
39. Vlk, Frantisek: Fahrverhalten von Sattel-Lastzugen, ATZ, 1984.
40. Vlk, Frantisek: Vergleich des Fahrverhaltens von Sattel – und Lastzugen beim Lenkwinkelsprung, ATZ 86, 1984.
41. Vogle F., Untersuchung zum dynamischen Betriebsverhalten von einem PTA beim Stationaren, Berlin, IH-Diss.A, Betried – 1989.

42. Wendeborn J.C., *Die Unebenheiten landwirtschaftlicher Fahrbahnen als Schwingungserreger landwirtschaftlicher Fahrzeuge*, In: Grundlagen der Landtechnik. Dusseldorf, Sonderheft 15-1965, 33-64.
43. Werner Schielen (2007): *Dynamical Analysis of Vehicle Systems*, CISM Courses and Lectures, vol.497, Springer Wien NewYork.
44. Werner Schiehlen (2007) *Dynamical Analysis of Vehicle Systems: Theoretical Foundations and Advanced Applications*. ICMS – Courses and Lectures no.497, Springer WienNewYork.
45. Popescu S., *Динамические нагрузки в тракторном двигателе при установившемся режиме работы*, In: Grundlagen der Landtechnik. Dusseldorf, Sonderheft 25, 1975, 18-23.

Tiếng Nga

46. Огулиев А.М., Тургиев А.К., зависимость сопротивления качению колесного трактора от крутящего момента, *Механизация и Электрификация социалистического Сельского хозяйства*, Москва N^o4 4-1982, 30-32
47. Артамонов Ю.Е., Гуськова В.В., Масжук С.К., *Тракторы Часть VII лабораторная практика*, Минск 1979, 34-35, 44-49, 105-110.
48. Ксеновик К., Солонский А., К программе исследования на ЭСВМ динамики разгона и торможения колесного трактора, Москва 5-1979 N^o5 10-12.
49. Плужников В., Слоцкий А., *Имитационная Модель Пропасного трактора при автоматизированном проектировании*, Москва тракторы и сельхоз-машины N^o7 7-1989, 8-12.
50. Болтинский В.Н., *Разгон Машино–Тракторных Агрегатов на повышенных скоростях*, *Механизация И Электрификация социалистического Сельского хозяйства* N^o3 1961, 10-14.

PHỤ LỤC

Phụ lục 01. Số liệu đầu vào phục vụ khảo sát động học dọc liên hợp máy

TT	Ký hiệu	Thông số	Đơn vị đo	Giá trị	Ghi chú (thông số kế thừa)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1	m_1	Khối lượng máy kéo	kg	1477	[14]
2	J_{1y}	Mô men quán tính của máy kéo đối với trục OY	kg.m ²	911	[8]
3	J_{2y}	Mô men quán tính của rơ mooc đối với trục OY	kg.m ²	1040	[8]
4	m_{2m}	Khối lượng rơ mooc không tải	kg	1245	[14]
5	l_1	Khoảng cách từ cầu trước tới trọng tâm máy kéo	m	1,016	[8]
6	l_2	Khoảng cách từ cầu sau tới trọng tâm máy kéo	m	0,799	[8]
7	l_3	Khoảng cách từ cầu sau tới điểm nối rơ mooc	m	0,4	[8]
8	L	Chiều dài tổng cộng của rơ mooc	m	4,0	[14]
9	L_m	Chiều dài cơ sở của rơ mooc	m	3,1	[14]
10	l_{4m}	Khoảng cách từ điểm nối rơ mooc tới trọng tâm rơ mooc	m	2,37	[8]
11	L_0	Chiều dài thùng rơ mooc	m	3,057	[14]
12	r_1	Bán kính bánh trước máy kéo	m	0,375	[14]
13	r_2	Bán kính bánh sau máy kéo	m	0,613	[14]
14	r_3	Bán kính bánh rơ mooc	m	0,52	[14]
15	h_k	Tọa độ trọng tâm máy kéo theo chiều Oz	m	0,55	[8]
16	h_m	Tọa độ trọng tâm rơ mooc theo chiều Oz	m	0,6	[8]
17	h_n	Tọa độ điểm nối rơ mooc theo chiều Oz	m	0,65	[8]

18	B_1	Bề rộng đáy rơ mooc chỗ nhỏ nhất	m	1,18	[14]
19	B_2	Bề rộng đáy rơ mooc chỗ lớn nhất	m	1,78	[14]
20	f	Hệ số cản lăn bánh máy kéo		0,016	Khảo nghiệm
21	c_{2x}	Độ cứng của lớp sau máy kéo theo phương Ox	N/m	148471	Khảo nghiệm
22	c_{4x}	Độ cứng của khớp nối mềm theo phương Ox	N/m	220000	Tính toán
23	c_{1z}	Độ cứng của lớp trước máy kéo theo phương Oz	N/m	358808	[8]
24	c_{2z}	Độ cứng của lớp sau máy kéo theo phương Oz	N/m	437086	[8]
25	c_{3z}	Độ cứng của lớp rơ mooc theo phương Oz	N/m	679866	[8]
26	k_{2x}	Hệ số cản của lớp sau máy kéo theo phương Ox	Ns/m	38912	Khảo nghiệm
27	K_{4x}	Hệ số cản của khớp nối mềm	Ns/m	31.685	Tính toán
28	k_{1z}	Hệ số cản của lớp trước máy kéo theo phương Oz	Ns/m	4715	[8]
29	k_{2z}	Hệ số cản của lớp sau máy kéo theo phương Oz	Ns/m	4290	[8]
30	k_{3z}	Hệ số cản của lớp rơ mooc theo phương Oz	Ns/m	2955	[8]
31	L_g	Chiều dài khúc gỗ	m	3; 4	
32	h_g	Chiều cao xếp gỗ	m	1,04; 0,805	
33	ψ	Hệ số bám của bánh sau máy kéo		0,76	Khảo nghiệm
34	β	Độ dốc mặt đường	độ	0; 5; 10; 15; 20 ⁰	
35	γ	khối lượng riêng của gỗ	kg/m ³	500	

Phụ lục 02. Thông số kỹ thuật của máy kéo Shibaura – 3000A [14]:

STT	Các thông số	Độ lớn	Đơn vị
1	Công suất động cơ	34	Cv
2	Chiều dài máy kéo	2840	Mm
3	Chiều rộng máy kéo	1430	mm
4	Chiều cao máy kéo	1250	mm
5	Khối lượng máy kéo	1477	kg
6	Bề rộng bánh xe trước	210	mm
7	Bề rộng bánh xe sau	300	mm
8	Khoảng cách trục bánh trước và trục bánh sau	1830	mm
9	Chiều cao trục thu công suất loại phụ thuộc	500	mm
10	Số vòng quay trục thu công suất		
	Số 1	400-600	v/p
	Số 2	600-1000	v/p
	Số 3	1000-1350	v/p

Phụ lục 03. Bảng so sánh giá trị mô men tương ứng với khối lượng vật nặng được treo khi hiệu chuẩn khâu đo mô men

TT	m1 (kg)	Tính toán (N)	Giá trị đo thanh ngang (N)	Kết quả đo (N)	Giá trị thực (N)
1	0,1	0,981	21,582	22,559	0,977
2	0,2	1,962	21,582	23,536	1,954
3	0,5	4,905	21,582	26,485	4,903
4	1	9,810	21,582	31,386	9,804
5	2	19,620	21,582	41,398	19,816
6	5	49,050	21,582	70,168	48,586
7	10	98,100	21,582	119,145	97,563
8	20	196,200	21,582	218,988	197,406
9	50	490,500	21,582	513,978	492,396
10	100	981,000	21,582	1004,137	982,555
11	200	1962,000	21,582	1987,912	1966,330
12	500	4905,000	21,582	4936,138	4914,556
13	1000	9810,000	21,582	9851,458	9829,876

Phụ lục 04. Kết quả thí nghiệm xác định hệ số cản lăn

t	P_{cl}	t	P_{cl}	t	P_{cl}	t	P_{cl}	t	P_{cl}
0.1	0.2529	3	0.2268	6	0.2520	9	0.2130	12	0.2056
0.2	0.2300	3.1	0.2154	6.1	0.2487	9.1	0.2228	12.1	0.2088
0.3	0.2097	3.2	0.2130	6.2	0.2561	9.2	0.2179	12.2	0.2056
0.4	0.2382	3.3	0.2342	6.3	0.2284	9.3	0.2072	12.3	0.1974
0.5	0.2342	3.4	0.2284	6.4	0.2463	9.4	0.2203	12.4	0.1983
0.6	0.2293	3.5	0.2048	6.5	0.2463	9.5	0.2154	12.5	0.2121
0.7	0.2503	3.6	0.2097	6.6	0.2317	9.6	0.2016	12.6	0.2179
0.8	0.2496	3.7	0.2203	6.7	0.2520	9.7	0.2072	12.7	0.1999
0.9	0.2480	3.8	0.2130	6.8	0.2333	9.8	0.1958	12.8	0.2081
1	0.2420	3.9	0.2179	6.9	0.2347	9.9	0.2211	12.9	0.1934
1.1	0.2487	4	0.2130	7	0.2406	10	0.1991	13	0.2032
1.2	0.2561	4.1	0.2228	7.1	0.2312	10.1	0.2023	13.1	0.2032
1.3	0.2284	4.2	0.2072	7.2	0.2561	10.2	0.2186	13.2	0.2237
1.4	0.2463	4.3	0.2244	7.3	0.2391	10.3	0.2032	13.3	0.2128
1.5	0.2463	4.4	0.2300	7.4	0.2438	10.4	0.2146	13.4	0.2220
1.6	0.2317	4.5	0.2211	7.5	0.2496	10.5	0.2137	13.5	0.2105
1.7	0.2520	4.6	0.2391	7.6	0.2480	10.6	0.2251	13.6	0.2145
1.8	0.2333	4.7	0.2374	7.7	0.2585	10.7	0.2228	13.7	0.2133
1.9	0.2447	4.8	0.2342	7.8	0.2358	10.8	0.2309	13.8	0.2133
2	0.2406	4.9	0.2317	7.9	0.2260	10.9	0.2088	13.9	0.2197
2.1	0.2312	5	0.2342	8	0.2268	11	0.2317	14	0.2156
2.2	0.2561	5.1	0.2529	8.1	0.2154	11.1	0.2349	14.1	0.2202
2.3	0.2391	5.2	0.2300	8.2	0.2130	11.2	0.2186	14.2	0.2186
2.4	0.2438	5.3	0.2097	8.3	0.2342	11.3	0.2016	14.3	0.2197
2.5	0.2396	5.4	0.2382	8.4	0.2284	11.4	0.2023	14.4	0.2123
2.6	0.2480	5.5	0.2342	8.5	0.2228	11.5	0.1951	14.5	0.2191
2.7	0.2585	5.6	0.2293	8.6	0.2326	11.6	0.1909	14.6	0.2156
2.8	0.2358	5.7	0.2503	8.7	0.2300	11.7	0.2048	14.7	0.2260
2.9	0.2260	5.8	0.2496	8.8	0.2235	11.8	0.1942	14.8	0.2268
		5.9	0.2480	8.9	0.2317	11.9	0.2016	14.9	0.2154

t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt
15	0.2130	18	0.2186	21	0.2300	24	0.2048	27	0.2016
15.1	0.2342	18.1	0.2016	21.1	0.2235	24.1	0.1942	27.1	0.2023
15.2	0.2284	18.2	0.2023	21.2	0.2317	24.2	0.2016	27.2	0.1951
15.3	0.2228	18.3	0.1951	21.3	0.2130	24.3	0.2056	27.3	0.1909
15.4	0.2326	18.4	0.1909	21.4	0.2228	24.4	0.2088	27.4	0.2048
15.5	0.2300	18.5	0.2048	21.5	0.2179	24.5	0.2056	27.5	0.1942
15.6	0.2235	18.6	0.1942	21.6	0.2072	24.6	0.1974	27.6	0.2016
15.7	0.2317	18.7	0.2016	21.7	0.2203	24.7	0.1983	27.7	0.2056
15.8	0.2130	18.8	0.2056	21.8	0.2154	24.8	0.2121	27.8	0.2088
15.9	0.2228	18.9	0.2088	21.9	0.2016	24.9	0.2179	27.9	0.2056
16	0.2179	19	0.2056	22	0.2072	25	0.1999	28	0.1974
16.1	0.2072	19.1	0.1974	22.1	0.1958	25.1	0.2081	28.1	0.1983
16.2	0.2203	19.2	0.1983	22.2	0.2211	25.2	0.1934	28.2	0.2121
16.3	0.2154	19.3	0.2121	22.3	0.1991	25.3	0.2032	28.3	0.2179
16.4	0.2016	19.4	0.2179	22.4	0.2023	25.4	0.2032	28.4	0.1999
16.5	0.2072	19.5	0.1999	22.5	0.2186	25.5	0.1902	28.5	0.2317
16.6	0.1958	19.6	0.2081	22.6	0.2032	25.6	0.1902	28.6	0.2320
16.7	0.2211	19.7	0.1934	22.7	0.2146	25.7	0.2065	28.7	0.2333
16.8	0.1991	19.8	0.2032	22.8	0.2137	25.8	0.1958	28.8	0.2447
16.9	0.2023	19.9	0.2032	22.9	0.2251	25.9	0.1902	28.9	0.2406
17	0.2186	20	0.1902	23	0.2228	26	0.2016	29	0.2512
17.1	0.2032	20.1	0.1902	23.1	0.2309	26.1	0.2032	29.1	0.2561
17.2	0.2146	20.2	0.2065	23.2	0.2088	26.2	0.2088	29.2	0.2391
17.3	0.2137	20.3	0.1958	23.3	0.2317	26.3	0.2179	29.3	0.2438
17.4	0.2251	20.4	0.2154	23.4	0.2349	26.4	0.2097	29.4	0.2496
17.5	0.2228	20.5	0.2130	23.5	0.2186	26.5	0.2065	29.5	0.2480
17.6	0.2309	20.6	0.2342	23.6	0.2016	26.6	0.2137	29.6	0.2585
17.7	0.2088	20.7	0.2284	23.7	0.2023	26.7	0.2317	29.7	0.2358
17.8	0.2317	20.8	0.2228	23.8	0.1951	26.8	0.2349	29.8	0.2260
17.9	0.2349	20.9	0.2326	23.9	0.1909	26.9	0.2186	29.9	0.2268

t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt
30	0.2154	33	0.2349	36	0.2097	39	0.2220		
30.1	0.2130	33.1	0.2186	36.1	0.2065	39.1	0.2105		
30.2	0.2342	33.2	0.2016	36.2	0.2137	39.2	0.2145		
30.3	0.2284	33.3	0.2023	36.3	0.2072	39.3	0.2133		
30.4	0.2228	33.4	0.1951	36.4	0.2065	39.4	0.1951		
30.5	0.2326	33.5	0.1909	36.5	0.1974	39.5	0.1909		
30.6	0.2300	33.6	0.2048	36.6	0.2088	39.6	0.2048		
30.7	0.2235	33.7	0.1942	36.7	0.2146	39.7	0.1942		
30.8	0.2317	33.8	0.2016	36.8	0.2016	39.8	0.2016		
30.9	0.2130	33.9	0.2056	36.9	0.2032	39.9	0.2056		
31	0.2228	34	0.2088	37	0.2048	40	0.2088		
31.1	0.2179	34.1	0.2056	37.1	0.2301	40.1	0.2056		
31.2	0.2072	34.2	0.1974	37.2	0.2433	40.2	0.1974		
31.3	0.2203	34.3	0.1983	37.3	0.2347	40.3	0.1983		
31.4	0.2154	34.4	0.2121	37.4	0.2301	40.4	0.2121		
31.5	0.2016	34.5	0.2179	37.5	0.2289	40.5	0.2179		
31.6	0.2072	34.6	0.1999	37.6	0.2174	40.6	0.1999		
31.7	0.1958	34.7	0.2081	37.7	0.2202	40.7	0.2081		
31.8	0.2211	34.8	0.1934	37.8	0.2283	40.8	0.1934		
31.9	0.1991	34.9	0.2032	37.9	0.2225	40.9	0.2032		
32	0.2023	35	0.2032	38	0.2220	41	0.2032		
32.1	0.2186	35.1	0.1902	38.1	0.2128	41.1	0.1974		
32.2	0.2032	35.2	0.1902	38.2	0.2163	41.2	0.1983		
32.3	0.2146	35.3	0.2065	38.3	0.2174	41.3	0.2121		
32.4	0.2137	35.4	0.1958	38.4	0.2133	41.4	0.2179		
32.5	0.2251	35.5	0.1902	38.5	0.2306	41.5	0.1999		
32.6	0.2228	35.6	0.2016	38.6	0.2151	41.6	0.2081		
32.7	0.2309	35.7	0.2032	38.7	0.2197	41.7	0.1934		
32.8	0.2088	35.8	0.2088	38.8	0.2237	41.8	0.2032		
32.9	0.2317	35.9	0.2179	38.9	0.2128	41.9	0.1869		

Phụ lục 05. Kết quả thí nghiệm xác định hệ số bám

t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt
0	11.1174	3	12.1896	6	11.3269	9	10.3519	12	12.1670
0.1	11.1174	3.1	12.0960	6.1	11.1003	9.1	10.0672	12.1	11.9419
0.2	11.2855	3.2	10.9088	6.2	11.0760	9.2	10.4489	12.2	11.6349
0.3	10.2643	3.3	11.2121	6.3	11.7383	9.3	10.3125	12.3	11.8612
0.4	9.8459	3.4	9.7322	6.4	11.1562	9.4	9.8178	12.4	11.6033
0.5	10.6047	3.5	9.8713	6.5	11.5731	9.5	10.0058	12.5	11.3042
0.6	11.2275	3.6	9.6640	6.6	11.4319	9.6	11.0155	12.6	11.3692
0.7	11.9394	3.7	9.3706	6.7	10.4874	9.7	11.9150	12.7	10.9696
0.8	11.9619	3.8	10.3104	6.8	10.6772	9.8	11.3149	12.8	11.1871
0.9	11.0974	3.9	10.6827	6.9	10.6738	9.9	10.6711	12.9	10.9064
1	10.6384	4	11.4111	7	11.5970	10	11.5731	13	10.9733
1.1	11.0537	4.1	12.3347	7.1	11.8466	10.1	11.9476	13.1	11.3808
1.2	11.5613	4.2	11.5808	7.2	10.7525	10.2	12.5356	13.2	11.2363
1.3	11.4694	4.3	11.1064	7.3	11.1097	10.3	12.5285	13.3	11.3516
1.4	10.9939	4.4	10.6053	7.4	11.5377	10.4	11.6260	13.4	11.2424
1.5	11.1328	4.5	11.3442	7.5	11.5994	10.5	11.5918	13.5	9.7372
1.6	11.4269	4.6	11.8284	7.6	11.2387	10.6	11.3005	13.6	9.9147
1.7	11.8035	4.7	12.1999	7.7	9.7204	10.7	10.8401	13.7	8.9444
1.8	11.5177	4.8	11.5926	7.8	10.1928	10.8	11.0743	13.8	9.4390
1.9	10.1739	4.9	11.5517	7.9	11.3442	10.9	10.6644	13.9	9.3093
2	11.1239	5	10.6786	8	10.3588	11	10.7083	14	9.2094
2.1	12.0483	5.1	11.4652	8.1	9.8619	11.1	11.0105	14.1	10.6530
2.2	11.9927	5.2	10.5555	8.2	9.4194	11.2	11.3648	14.2	10.5325
2.3	12.5653	5.3	10.2290	8.3	10.4877	11.3	12.3379	14.3	10.5877
2.4	11.6166	5.4	10.7512	8.4	12.2972	11.4	12.3154	14.4	11.2890
2.5	11.1796	5.5	10.1093	8.5	11.4350	11.5	11.7385	14.5	9.4946
2.6	10.1656	5.6	10.9653	8.6	11.1963	11.6	11.4977	14.6	9.3751
2.7	9.7539	5.7	12.1641	8.7	12.4456	11.7	10.6564	14.7	9.8996
2.8	9.7696	5.8	12.2022	8.8	11.8752	11.8	10.5942	14.8	10.8329
2.9	10.8814	5.9	11.9747	8.9	11.5337	11.9	12.0574	14.9	11.6718

t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt
15	11.2860	18	11.4247	21	11.1287	24	11.6998	27	11.8581
15.1	11.4526	18.1	11.2526	21.1	12.1367	24.1	12.4116	27.1	11.4688
15.2	11.3106	18.2	10.5540	21.2	11.6095	24.2	12.2712	27.2	11.9572
15.3	11.0358	18.3	10.6387	21.3	11.7465	24.3	12.1810	27.3	11.7079
15.4	10.6074	18.4	10.2846	21.4	11.9273	24.4	11.4624	27.4	11.5357
15.5	9.9721	18.5	10.2353	21.5	11.9618	24.5	10.9057	27.5	11.1200
15.6	9.7661	18.6	11.0394	21.6	12.0936	24.6	11.3751	27.6	11.6167
15.7	10.2601	18.7	10.0430	21.7	12.0067	24.7	10.5985	27.7	11.7397
15.8	10.9425	18.8	11.4053	21.8	10.9617	24.8	11.3410	27.8	11.1517
15.9	10.8738	18.9	11.4624	21.9	11.6781	24.9	11.1228	27.9	10.4245
16	11.0030	19	10.9589	22	11.3828	25	11.2169	28	10.6054
16.1	11.0430	19.1	10.8887	22.1	12.1470	25.1	12.4048	28.1	10.8695
16.2	11.3029	19.2	10.5096	22.2	12.4772	25.2	10.6370	28.2	10.2248
16.3	11.0770	19.3	11.5609	22.3	11.6199	25.3	11.9302	28.3	11.1231
16.4	10.2000	19.4	11.1428	22.4	12.1722	25.4	10.8786	28.4	11.9209
16.5	9.8642	19.5	10.6707	22.5	11.1905	25.5	11.9961	28.5	12.1060
16.6	10.4607	19.6	10.2741	22.6	11.8518	25.6	11.7622	28.6	11.5226
16.7	11.4143	19.7	10.1535	22.7	11.4911	25.7	10.6621	28.7	11.9003
16.8	10.5701	19.8	11.9238	22.8	10.9178	25.8	11.4356	28.8	11.7847
16.9	10.6885	19.9	10.6825	22.9	10.9617	25.9	10.6846	28.9	11.8644
17	10.9996	20	10.3115	23	10.1015	26	10.4658	29	10.9523
17.1	11.1777	20.1	10.3109	23.1	10.6596	26.1	10.8003	29.1	11.0529
17.2	10.9740	20.2	9.8883	23.2	9.6686	26.2	11.1509	29.2	9.5194
17.3	10.3997	20.3	10.6292	23.3	9.5737	26.3	12.1864	29.3	10.5768
17.4	9.2168	20.4	10.6909	23.4	11.6729	26.4	11.8918	29.4	11.1502
17.5	9.9284	20.5	10.5871	23.5	12.2863	26.5	12.3397	29.5	10.4894
17.6	10.0420	20.6	11.4414	23.6	12.0372	26.6	12.2482	29.6	10.2612
17.7	10.1831	20.7	11.2640	23.7	12.4270	26.7	12.4923	29.7	10.5677
17.8	10.6976	20.8	11.2264	23.8	12.0354	26.8	11.6111	29.8	10.4107
17.9	10.5290	20.9	11.0168	23.9	12.1692	26.9	12.4612	29.9	10.7935

t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt
30	10.3186	33	11.8154	36	10.6122	39	10.4259	42	12.6112
30.1	10.3594	33.1	11.0621	36.1	9.9760	39.1	11.0487	42.1	13.0557
30.2	11.0315	33.2	10.5831	36.2	10.1958	39.2	12.2572	42.2	13.1293
30.3	11.1462	33.3	10.9591	36.3	10.7498	39.3	12.6899	42.3	12.2937
30.4	11.1077	33.4	9.8499	36.4	12.0915	39.4	12.8323	42.4	11.8914
30.5	11.1059	33.5	9.2816	36.5	12.4395	39.5	12.2882	42.5	11.7575
30.6	10.7496	33.6	9.9501	36.6	11.9805	39.6	11.7511	42.6	11.1722
30.7	10.8061	33.7	11.0358	36.7	10.5616	39.7	12.0595	42.7	11.7036
30.8	10.5703	33.8	10.9320	36.8	10.6846	39.8	11.9992	42.8	11.3725
30.9	10.7685	33.9	11.5605	36.9	10.5592	39.9	12.3630	42.9	12.3935
31	11.2338	34	10.7206	37	9.8581	40	11.9832	43	13.1264
31.1	11.3539	34.1	9.9928	37.1	9.8625	40.1	12.0987	43.1	12.6708
31.2	11.2133	34.2	9.9616	37.2	10.7238	40.2	12.3756	43.2	12.1321
31.3	11.5297	34.3	9.7305	37.3	11.0151	40.3	12.4041	43.3	11.8193
31.4	10.4506	34.4	10.4346	37.4	11.1871	40.4	12.2275	43.4	10.4781
31.5	10.6273	34.5	11.4587	37.5	12.2171	40.5	11.6369	43.5	10.1552
31.6	10.8629	34.6	9.8481	37.6	12.2709	40.6	12.4917	43.6	10.2649
31.7	10.5430	34.7	11.4738	37.7	11.6646	40.7	12.3071	43.7	10.6671
31.8	10.8392	34.8	10.3095	37.8	11.5564	40.8	11.3626	43.8	12.1322
31.9	11.2227	34.9	10.9167	37.9	11.6119	40.9	11.6415	43.9	12.4303
32	12.3230	35	10.6433	38	10.8445	41	11.9801	44	12.5316
32.1	12.8494	35.1	10.3680	38.1	11.0555	41.1	11.6092	44.1	12.3645
32.2	12.1642	35.2	10.1074	38.2	11.5982	41.2	11.1238	44.2	11.2797
32.3	11.3287	35.3	10.2696	38.3	10.7443	41.3	10.9470	44.3	10.9647
32.4	10.3246	35.4	10.0371	38.4	11.5554	41.4	10.8419	44.4	10.8474
32.5	9.7052	35.5	11.4538	38.5	11.2672	41.5	12.8980	44.5	10.2361
32.6	10.0102	35.6	12.4052	38.6	11.4826	41.6	11.7375	44.6	10.5334
32.7	9.5362	35.7	11.9017	38.7	10.8882	41.7	10.6868	44.7	11.1491
32.8	9.8906	35.8	12.7069	38.8	10.4266	41.8	11.0706	44.8	11.6791
32.9	11.0831	35.9	11.4518	38.9	10.5259	41.9	13.0575	44.9	12.0432

t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt	t	Pt
45	11.4107	48	9.9690	51	12.4041	54	10.9066	57	9.8630
45.1	10.4150	48.1	10.2800	51.1	10.5950	54.1	10.6546	57.1	9.8881
45.2	10.0473	48.2	9.6087	51.2	10.6440	54.2	10.5622	57.2	11.2401
45.3	9.7144	48.3	9.9317	51.3	10.6270	54.3	11.3286	57.3	12.3394
45.4	9.9132	48.4	11.5514	51.4	10.7006	54.4	11.1059	57.4	12.3227
45.5	9.8758	48.5	11.8452	51.5	11.6731	54.5	9.6293	57.5	11.6292
45.6	10.2781	48.6	11.4883	51.6	12.0324	54.6	10.3422	57.6	10.8287
45.7	11.1956	48.7	11.0741	51.7	12.2860	54.7	10.8891	57.7	10.5880
45.8	11.3282	48.8	10.7808	51.8	12.4619	54.8	10.9839	57.8	10.1163
45.9	11.8949	48.9	10.5471	51.9	11.9929	54.9	11.2791	57.9	10.6629
46	11.3693	49	10.4731	52	12.7685	55	11.4509	58	11.5745
46.1	9.9411	49.1	9.4663	52.1	11.8603	55.1	10.9588	58.1	11.9020
46.2	9.9899	49.2	9.6863	52.2	10.6287	55.2	10.4350	58.2	12.8391
46.3	9.5463	49.3	10.5654	52.3	10.0119	55.3	9.8452	58.3	12.6817
46.4	9.4285	49.4	11.0278	52.4	8.8245	55.4	9.1144	58.4	11.5008
46.5	10.2001	49.5	11.8501	52.5	10.7339	55.5	10.1706	58.5	11.7471
46.6	9.5825	49.6	11.6912	52.6	11.2814	55.6	10.8401	58.6	11.1531
46.7	10.0135	49.7	11.3269	52.7	11.3599	55.7	10.3999	58.7	11.3157
46.8	10.6775	49.8	11.8167	52.8	13.0169	55.8	10.5394	58.8	11.5050
46.9	10.1088	49.9	11.3755	52.9	12.6274	55.9	10.0818	58.9	11.4940
47	9.9494	50	10.3482	53	11.8866	56	9.7280	59	11.9468
47.1	9.4687	50.1	10.8135	53.1	10.8921	56.1	11.2279	59.1	11.3741
47.2	9.6595	50.2	10.6897	53.2	11.3773	56.2	10.6674	59.2	11.6472
47.3	10.4028	50.3	11.4290	53.3	10.5469	56.3	10.5054	59.3	12.1624
47.4	10.1235	50.4	12.5367	53.4	9.6402	56.4	11.0837	59.4	11.8800
47.5	10.0133	50.5	11.6240	53.5	9.5410	56.5	10.7910	59.5	12.6859
47.6	10.3651	50.6	10.8087	53.6	11.2467	56.6	11.4960	59.6	12.1459
47.7	10.0713	50.7	12.1496	53.7	12.2652	56.7	10.7808	59.7	10.3605
47.8	10.0952	50.8	13.3646	53.8	11.2072	56.8	9.3209	59.8	9.7454
47.9	10.1094	50.9	13.6666	53.9	11.7648	56.9	9.6843	59.9	9.5043

Phụ lục 06. Kết quả thí nghiệm xác định hệ số cản và độ cứng của lớp xe chủ động.

t (s)	s (mm)	t (s)	s (mm)	t (s)	s (mm)	t (s)	s (mm)
0,001	11,3357	0,024	0,712281	0,047	-0,4185	0,07	0,22082
0,002	8,91425	0,025	-1,24994	0,048	-0,504	0,071	-0,01429
0,003	1,096125	0,026	-2,08525	0,049	-0,04428	0,072	-0,2069
0,004	-2,3096	0,027	-0,60524	0,05	0,437928	0,073	-0,12365
0,005	-8,37637	0,028	0,773776	0,051	0,242194	0,074	0,135577
0,006	-8,16238	0,029	1,149371	0,052	-0,407	0,075	0,195947
0,007	-2,26648	0,03	0,299564	0,053	-0,55312	0,076	0,01721
0,008	2,47202	0,031	-0,8126	0,054	0,00821	0,077	-0,13403
0,009	4,53335	0,032	-1,05633	0,055	0,340561	0,078	-0,07916
0,01	5,73463	0,033	-0,4025	0,056	0,210071	0,079	0,02684
0,011	0,879768	0,034	0,654411	0,057	-0,23689	0,08	0,107954
0,012	-3,17366	0,035	0,732404	0,058	-0,25589	0,081	0,06996
0,013	-5,56972	0,036	-0,20965	0,059	-0,04078	0,082	-0,01904
0,014	-2,2876	0,037	-0,92446	0,06	0,178074	0,083	-0,06641
0,015	1,09925	0,038	-0,42188	0,061	0,09271	0,084	-0,00804
0,016	3,47369	0,039	0,263942	0,062	-0,06916	0,085	0,06171
0,017	2,35015	0,04	0,531795	0,063	-0,12503	0,086	0,03134
0,018	0,136952	0,041	-0,10778	0,064	0,01059		
0,019	-2,42109	0,042	-0,63586	0,065	0,144826		
0,02	-2,58408	0,043	-0,33976	0,066	0,02859		
0,021	-0,94996	0,044	0,118703	0,067	-0,07428		
0,022	1,252863	0,045	0,403431	0,068	-0,19265		
0,023	2,39227	0,046	-0,01429	0,069	0,133202		

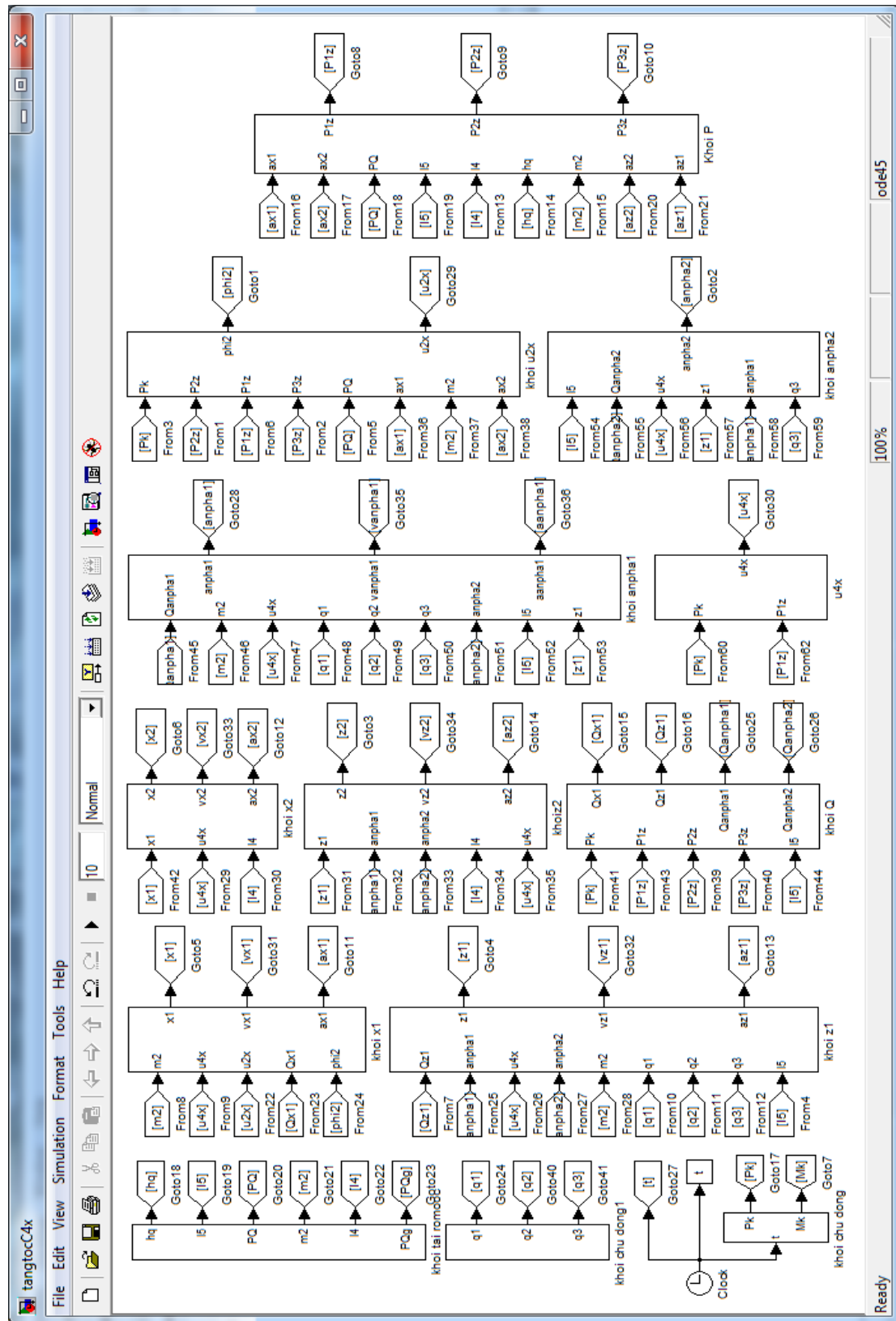
Phụ lục 07. Phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo trong trường hợp liên hợp máy sử dụng khớp nối cứng tăng tốc theo hướng lên dốc.

t	P_{1z}	t	P_{1z}	t	P_{1z}	t	P_{1z}
0.01	6668.74	1.18	6333.13	2.35	5778.34	3.52	5256.96
0.04	6681.66	1.21	6304.97	2.38	5768.73	3.55	5280.92
0.07	6725.59	1.24	6331.00	2.41	5783.55	3.58	5273.27
0.10	6711.57	1.27	6312.79	2.44	5735.17	3.61	5215.16
0.13	6682.44	1.30	6303.43	2.47	5717.25	3.64	5238.06
0.16	6689.74	1.33	6305.01	2.50	5733.99	3.67	5251.34
0.19	6680.07	1.36	6261.63	2.53	5698.70	3.70	5191.61
0.22	6652.00	1.39	6210.01	2.56	5677.48	3.73	5174.32
0.25	6673.82	1.42	6244.67	2.59	5687.65	3.76	5187.58
0.28	6659.57	1.45	6215.32	2.62	5606.12	3.79	5131.31
0.31	6644.72	1.48	6190.20	2.65	5617.86	3.82	5160.73
0.34	6664.07	1.51	6213.38	2.68	5634.62	3.85	5170.95
0.37	6629.53	1.54	6166.69	2.71	5601.75	3.88	5131.17
0.40	6604.71	1.57	6132.03	2.74	5607.28	3.91	5138.42
0.43	6603.69	1.60	6124.97	2.77	5635.47	3.94	5129.24
0.46	6583.04	1.63	6091.97	2.80	5583.12	3.97	5056.77
0.49	6565.84	1.66	6057.86	2.83	5588.59	4.00	5063.26
0.52	6574.69	1.69	6088.40	2.86	5604.23	4.03	5093.30
0.55	6554.27	1.72	6066.63	2.89	5583.39	4.06	5049.62
0.58	6528.85	1.75	6058.59	2.92	5595.26	4.09	5029.60
0.61	6551.26	1.78	6036.79	2.95	5602.71	4.12	5018.64
0.64	6523.97	1.81	6024.43	2.98	5577.55	4.15	4966.63
0.67	6518.23	1.84	5989.02	3.01	5566.77	4.18	4976.10
0.70	6531.73	1.87	6031.27	3.04	5550.07	4.21	4984.17
0.73	6512.16	1.90	5964.21	3.07	5496.59	4.24	4974.93
0.76	6497.13	1.93	5962.86	3.10	5478.47	4.27	4957.79
0.79	6515.80	1.96	5933.51	3.13	5504.36	4.30	4964.14
0.82	6477.46	1.99	5909.10	3.16	5474.63	4.33	4911.54
0.85	6469.07	2.02	5891.14	3.19	5481.08	4.36	4886.48
0.88	6459.46	2.05	5888.32	3.22	5486.40	4.39	4903.43
0.91	6451.57	2.08	5912.58	3.25	5418.60	4.42	4877.52
0.94	6404.80	2.11	5841.48	3.28	5400.82	4.45	4897.61
0.97	6431.48	2.14	5930.77	3.31	5394.57	4.48	4902.21
1.00	6406.75	2.17	5864.55	3.34	5344.41	4.51	4810.82
1.03	6408.17	2.20	5850.05	3.37	5368.13	4.54	4818.99
1.06	6414.48	2.23	5870.35	3.40	5374.93	4.57	4811.84
1.09	6393.63	2.26	5792.70	3.43	5315.81	4.60	4778.90
1.12	6344.37	2.29	5811.47	3.46	5321.44	4.63	4802.22
1.15	6359.83	2.32	5803.57	3.49	5305.03	4.66	4818.69

t	P_{1z}	t	P_{1z}	t	P_{1z}	t	P_{1z}
4.69	4788.22	5.89	4386.40	7.09	3983.78	8.29	3843.23
4.72	4763.34	5.92	4386.53	7.12	3973.81	8.32	3835.35
4.75	4750.99	5.95	4369.21	7.15	3960.43	8.35	3821.90
4.78	4652.77	5.98	4375.22	7.18	3946.63	8.38	3878.21
4.81	4688.46	6.01	4350.83	7.21	3941.11	8.41	3897.88
4.84	4725.83	6.04	4303.28	7.24	3949.05	8.44	3857.67
4.87	4677.85	6.07	4285.90	7.27	3935.62	8.47	3853.23
4.90	4666.76	6.10	4283.28	7.3	3923.85	8.50	3832.72
4.93	4658.11	6.13	4275.60	7.33	3956.38	8.53	3786.70
4.96	4622.52	6.16	4286.54	7.36	3926.61	8.56	3799.77
4.99	4646.70	6.19	4277.41	7.39	3902.38	8.59	3824.85
5.02	4644.04	6.22	4224.90	7.42	3911.38	8.62	3853.34
5.05	4619.75	6.25	4203.15	7.45	3885.68	8.65	3871.03
5.08	4610.75	6.28	4170.65	7.48	3876.60	8.68	3860.73
5.11	4622.77	6.31	4152.53	7.51	3872.79	8.71	3823.73
5.14	4578.12	6.34	4180.66	7.54	3874.23	8.74	3824.93
5.17	4570.54	6.37	4174.94	7.57	3877.48	8.77	3864.74
5.20	4571.52	6.40	4136.41	7.6	3885.48	8.80	3887.23
5.23	4530.12	6.43	4124.80	7.63	3869.68	8.83	3936.55
5.26	4547.80	6.46	4110.09	7.66	3841.13	8.86	3968.56
5.29	4558.76	6.49	4104.63	7.69	3848.29	8.89	3935.49
5.32	4529.85	6.52	4128.35	7.72	3840.19	8.92	3938.15
5.35	4536.42	6.55	4118.23	7.75	3859.77	8.95	3925.54
5.38	4546.64	6.58	4093.23	7.78	3890.67	8.98	3934.54
5.44	4510.80	6.61	4090.64	7.81	3885.49	9.01	3978.03
5.47	4505.68	6.64	4084.03	7.84	3859.19	9.04	4014.35
5.50	4478.50	6.67	4069.00	7.87	3860.43	9.07	3990.81
5.53	4485.85	6.70	4092.53	7.90	3853.44	9.10	4025.53
5.56	4480.59	6.73	4064.19	7.93	3850.16	9.13	4052.06
5.59	4447.39	6.79	4066.92	7.96	3872.85	9.16	4039.45
5.62	4481.11	6.82	4037.32	7.99	3883.79	9.19	4086.26
5.65	4476.39	6.85	4018.20	8.02	3867.89	9.22	4121.51
5.68	4436.21	6.88	4029.98	8.05	3888.08	9.25	4142.94
5.71	4435.47	6.91	4011.77	8.08	3856.12	9.28	4184.18
5.74	4441.61	6.94	3994.91	8.14	3824.18	9.31	4218.78
5.77	4396.91	6.97	4020.30	8.17	3829.11	9.34	4197.75
5.80	4411.86	7.00	4014.99	8.20	3872.97	9.37	4218.75
5.83	4381.33	7.03	4000.75	8.23	3889.76	9.40	4249.77
5.86	4366.84	7.06	4007.24	8.26	3863.58	9.43	4257.00

Phụ lục 08

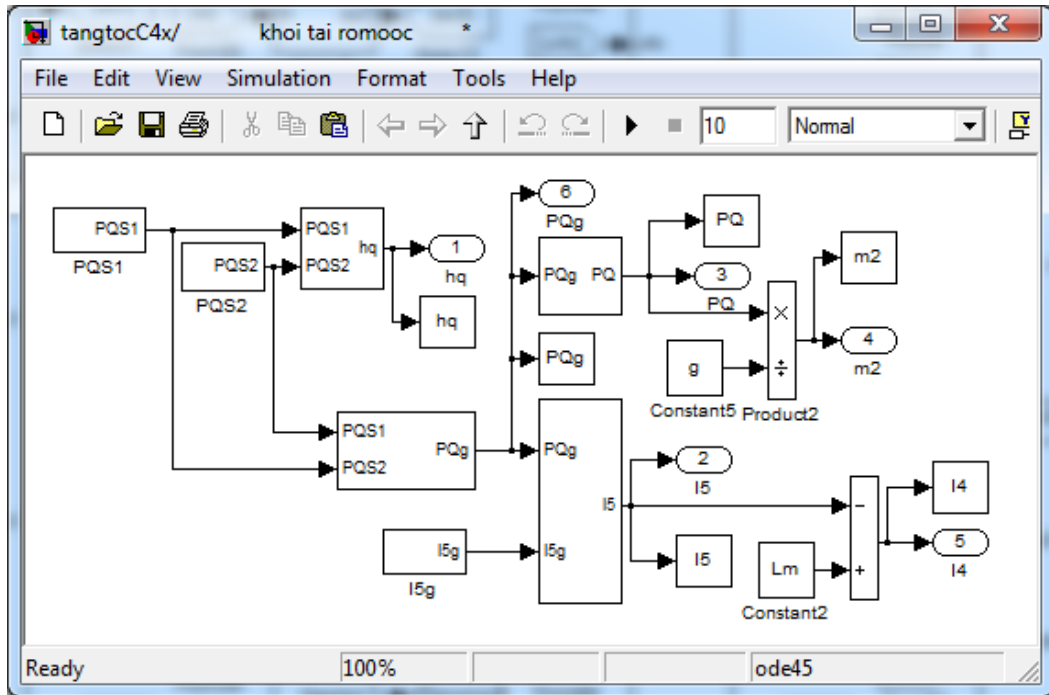
Chương trình giải hệ phương trình bằng phần mềm Matlab – Simulink



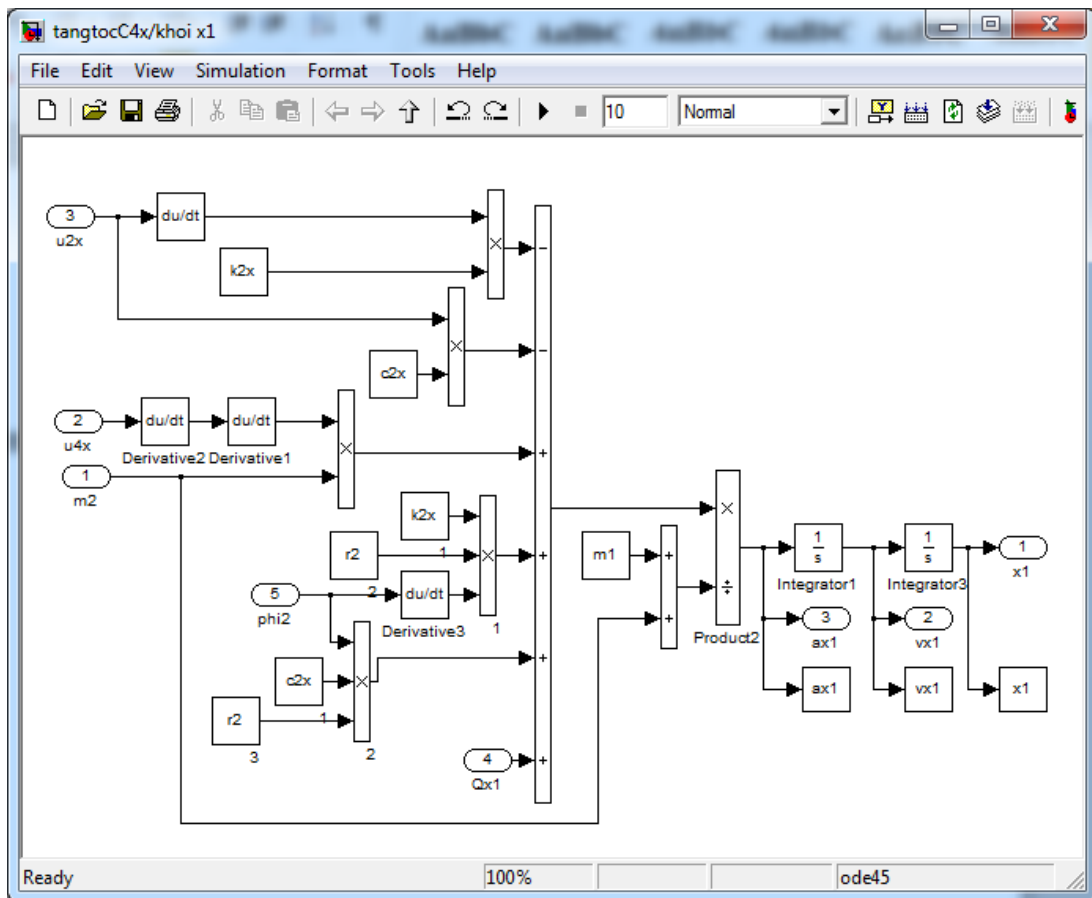
Hình 3.4. Chương trình giải hệ phương trình vi phân bằng phần mềm Matlab - Simulink

```
1 %solieu%
2 - m1=1477;%khối lượng máy kéo, kg
3 - J1y=911;%momen quán tính máy kéo theo trục y, kg.m2
4 - J2y=1040;%momen quán tính rô móc theo trục y, kg.m2
5 - PG=m1*g;%trọng lượng máy kéo, N
6 - m2m=1245;%khối lượng rô móc chưa có gô, kg
7 - PQm=m2m*g;%trọng lượng rô móc chưa có gô, N
8 - l1=1.016;%khoảng cách từ cầu trước tới trọng tâm máy kéo, m
9 - l2=0.799;%khoảng cách từ cầu sau tới trọng tâm máy kéo, m
10 - l3=0.4;%khoảng cách từ cầu sau tới điểm nối móc, m
11 - l4m=2.37;%khoảng cách từ điểm nối móc tới trọng tâm rô móc, m
12 - l5m=0.73;%khoảng cách từ cầu rô móc tới trọng tâm móc, m
13 - lc=0.89;%khoảng cách từ cầu móc tới điểm cuối móc,m
14 - L0=3.057;%chiều dài thung rô móc, m
15 - Lm=l4m+l5m;%chiều dài cơ sở rô móc, m
16 - r1=0.375;%bán kính bánh trước máy kéo, m
17 - r2=0.613;%bán kính bánh sau máy kéo, m
18 - r3=0.52;%bán kính bánh rô móc, m
19 - hk=0.55;%toa độ trọng tâm máy kéo theo chiều Z, m
20 - hm=0.6;%toa độ trọng tâm rô móc theo chiều Z, m
21 - hn=0.65;%toa độ điểm nối móc theo chiều Z, m
22 - B1=1.18;%bề rộng đáy rô móc cho nhỏ nhất, m
23 - B2=1.78;%bề rộng đáy rô móc cho lớn nhất, m
24 - c1z=358808;%độ cứng lớp trước máy kéo theo phương z, N/m
25 - c2z=437086;%độ cứng lớp sau máy kéo theo phương z, N/m
26 - c3z=679866;%độ cứng lớp rô móc theo phương z, N/m
27 - k1z=4715;%hệ số đàn hồi của lớp trước máy kéo theo phương z, Ns/m
28 - k2z=4290;%hệ số đàn hồi của lớp sau máy kéo theo phương z, Ns/m
29 - k3z=2955;%hệ số đàn hồi của lớp rô móc theo phương z, Ns/m
30 - gamma=600;%khối lượng riêng gô, kg/m3
31 - csi=0.76019;% hệ số bám
32 - Lg=4;%chiều dài khúc gô, m
33 - hg=0.805;%chiều cao yên gô, m
```

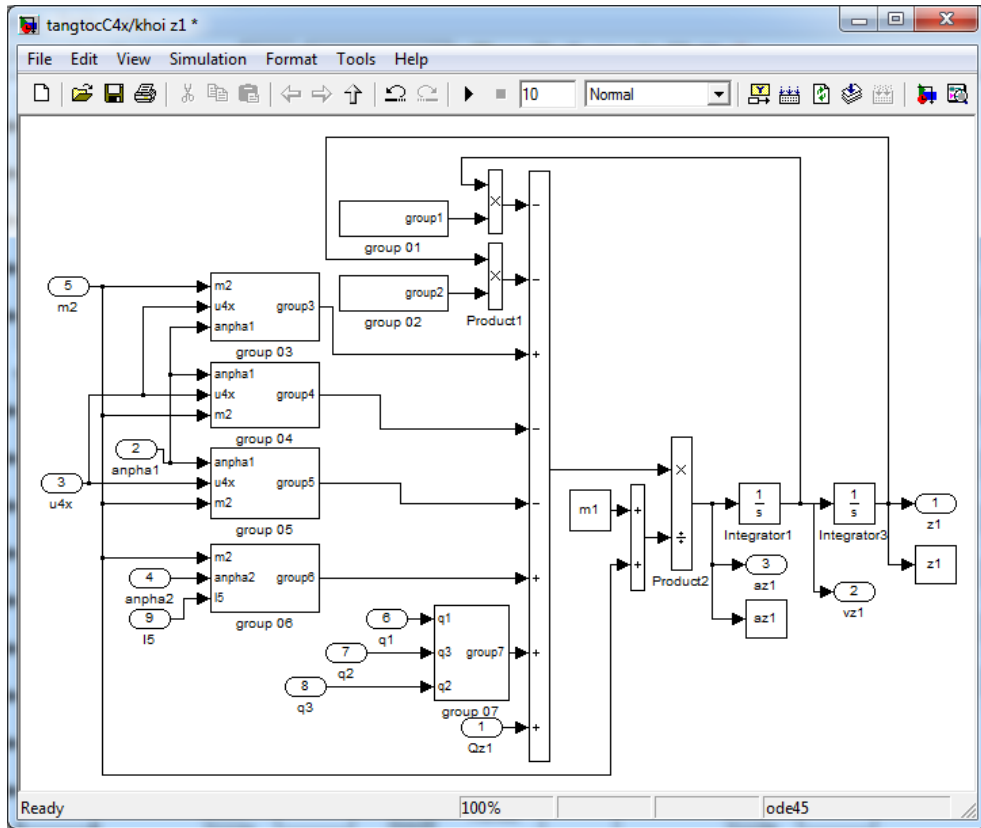
Số liệu đầu vào



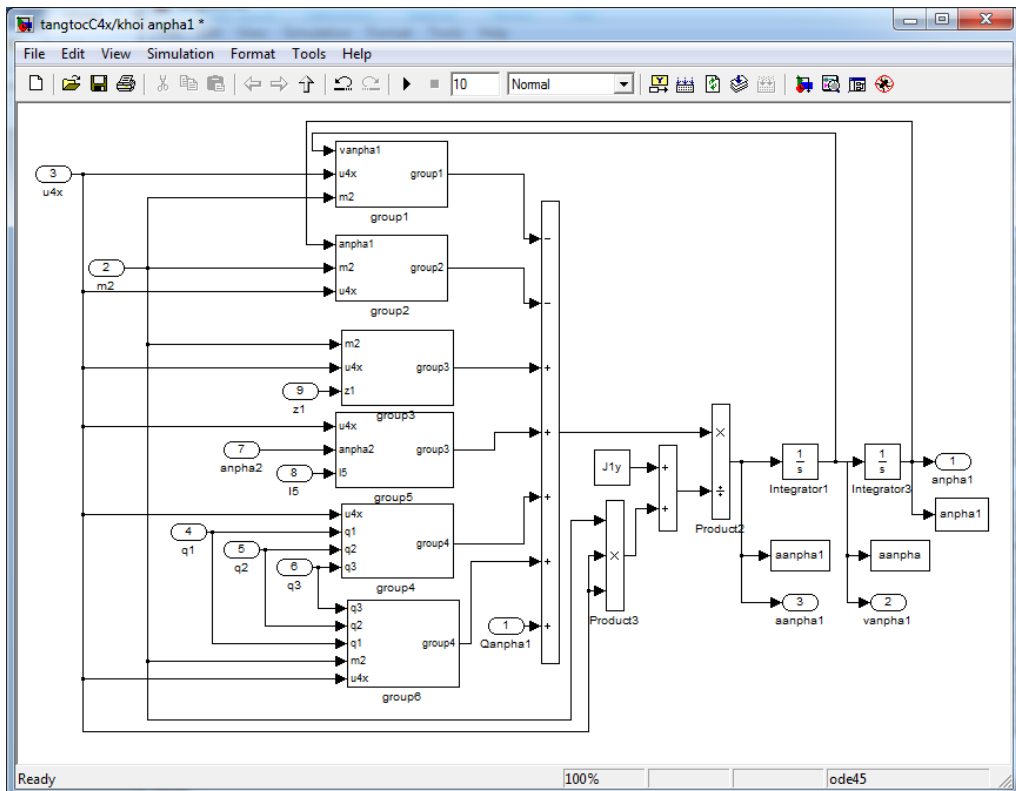
Chương trình mô phỏng các hàm điều khiển thông số đầu vào



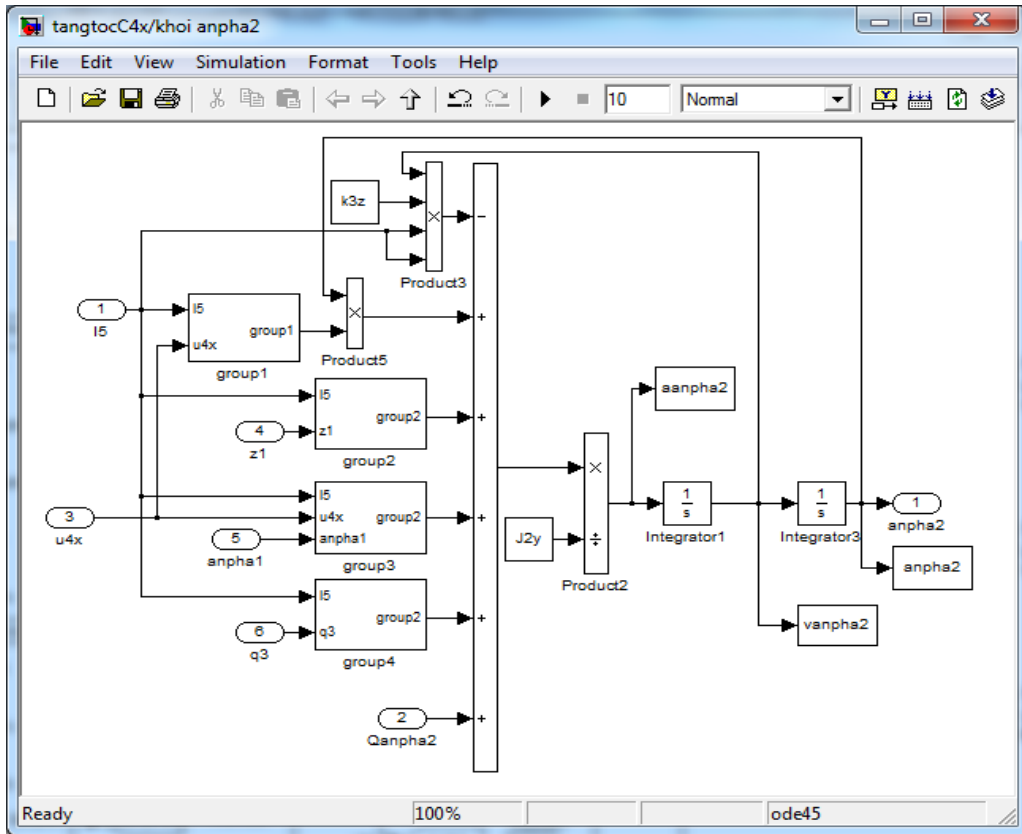
Chương trình mô phỏng phương trình chứa biến x_1



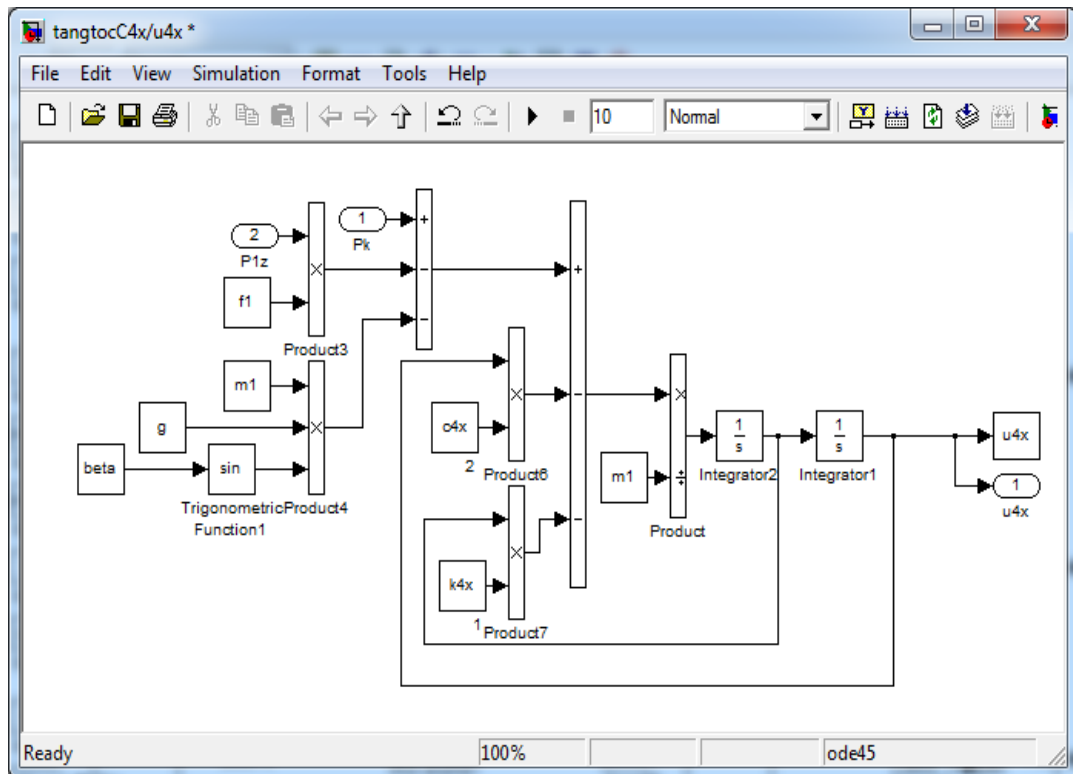
Chương trình mô phỏng phương trình chứa biến z_1



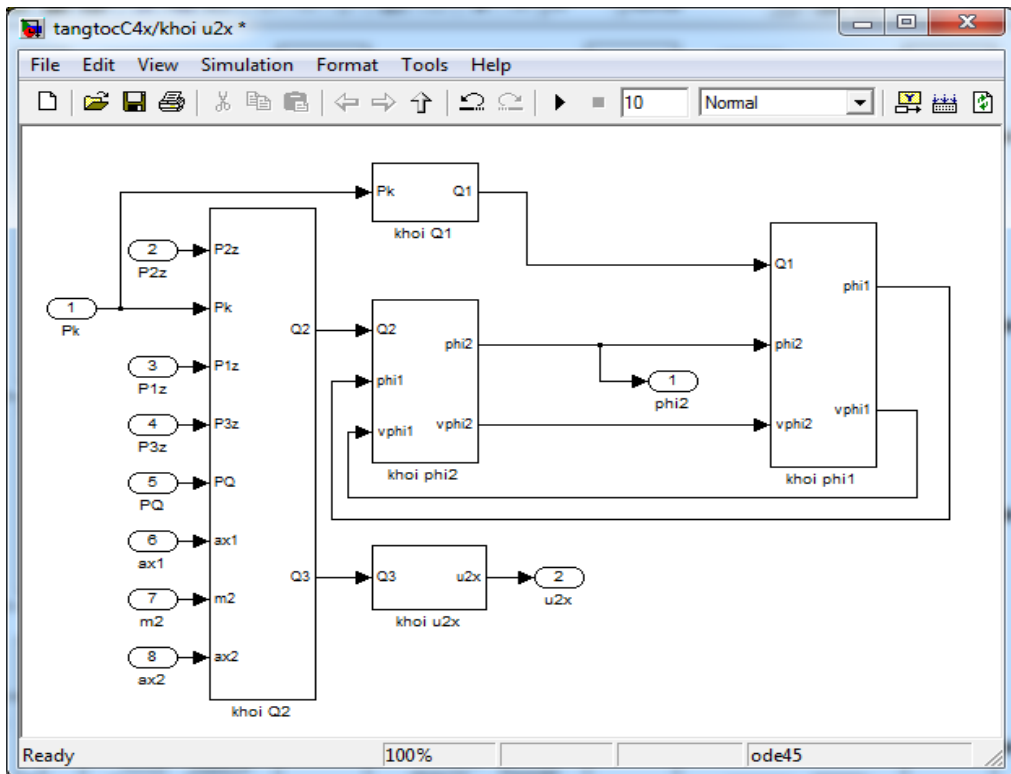
Chương trình mô phỏng phương trình chứa biến α_1



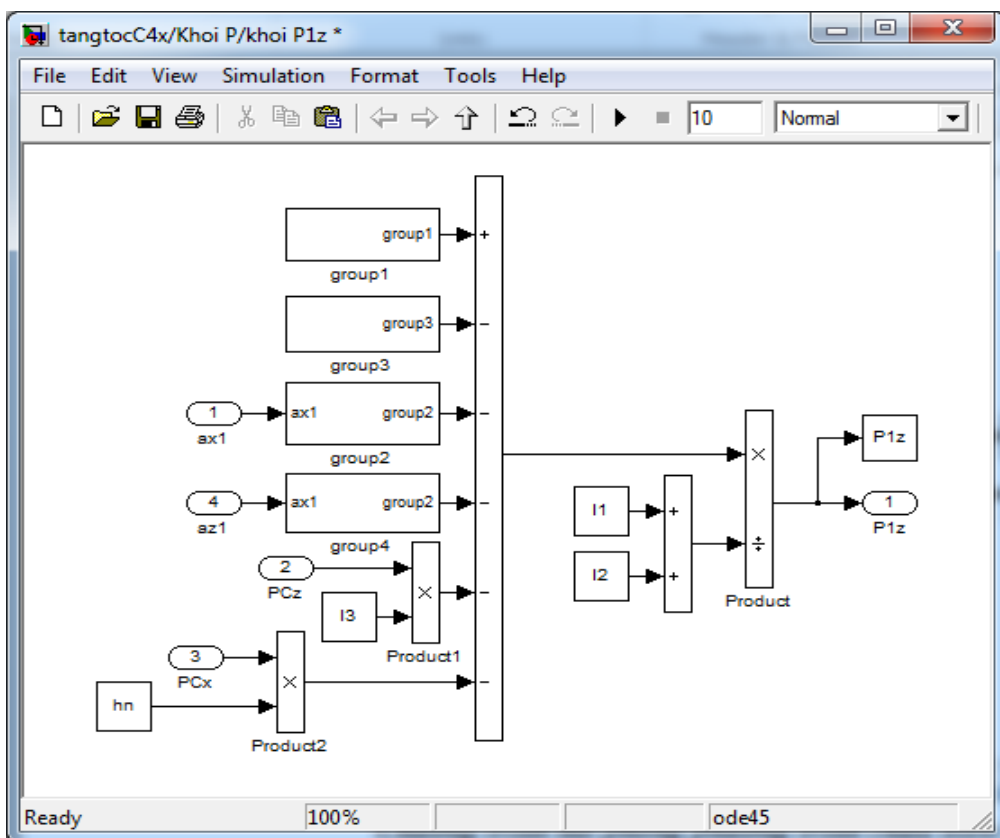
Chương trình mô phỏng phương trình chứa biến α_2



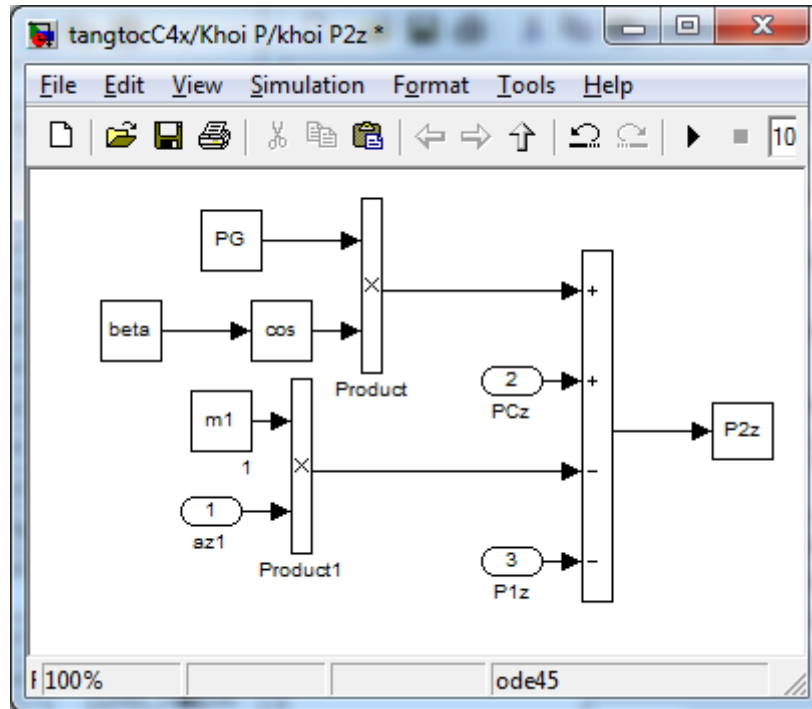
Chương trình mô phỏng phương trình chứa biến u_{4x}



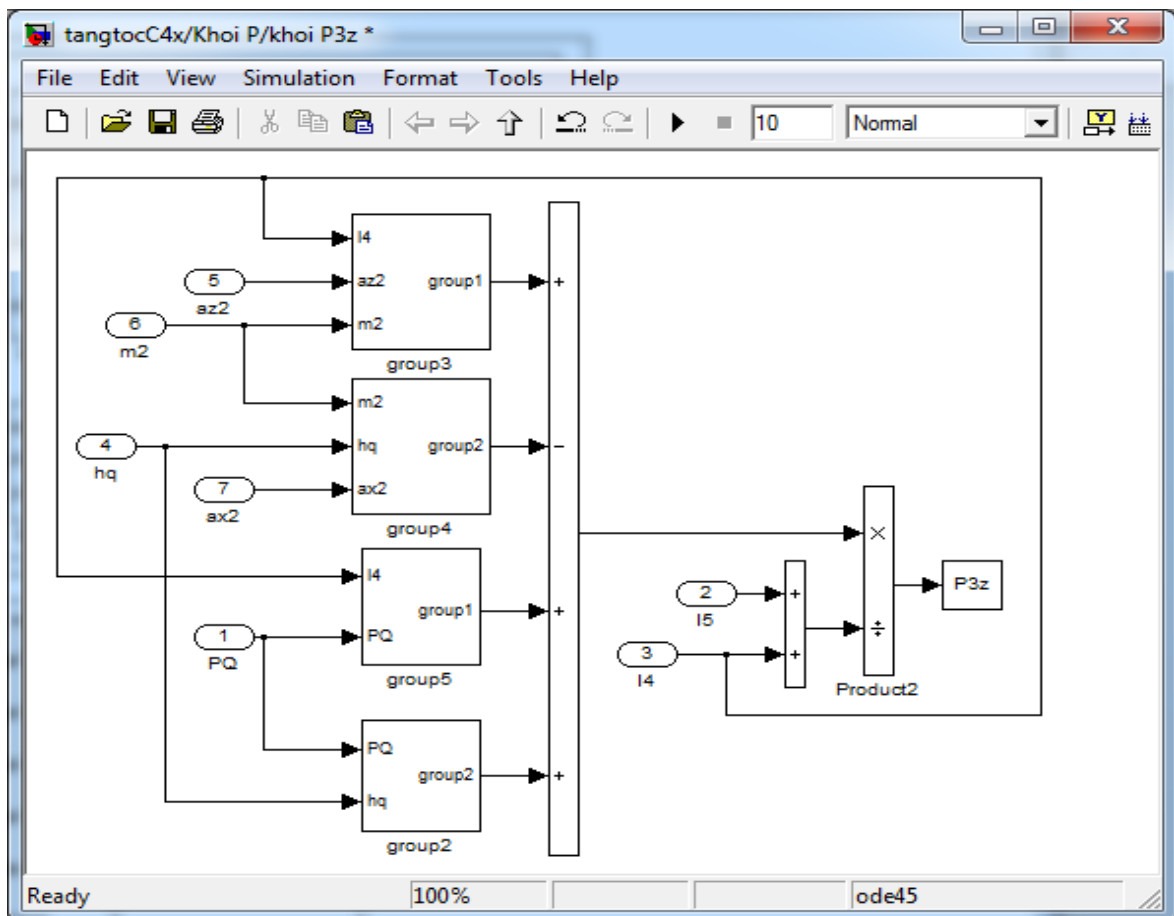
Chương trình mô phỏng phương trình chứa biến u_{2x}



Chương trình mô phỏng phương trình chứa biến P_{1z}



Chương trình mô phỏng phương trình chứa biến P_{2z}



Chương trình mô phỏng phương trình chứa biến P_{3z}

Phụ lục 09. Một số hình ảnh thí nghiệm của luận án



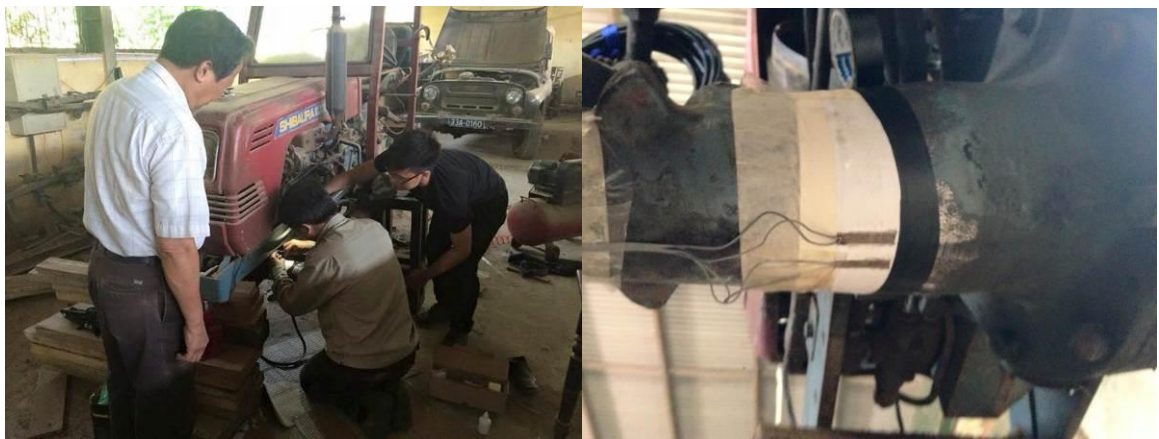
Thiết kế, chế tạo khung đo độ cứng và hệ số cản của lốp máy kéo



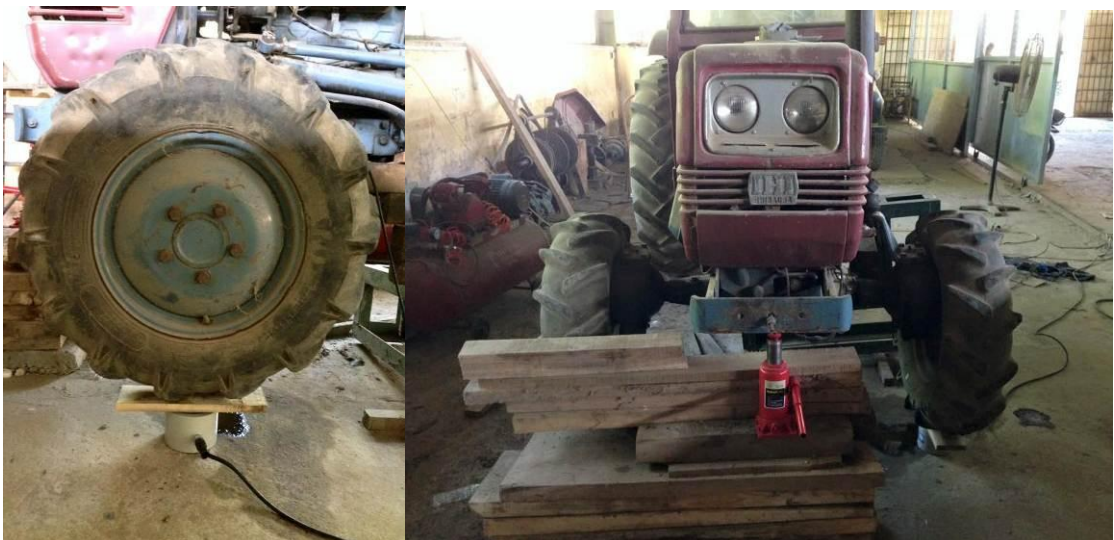
Bố trí tạo lực tải lên trục bánh xe, lực ngang tạo biến dạng tiếp tuyến của lốp, bộ phận đo dịch chuyển của bàn trượt, gia tốc bàn trượt



Thí nghiệm xác định độ cứng và hệ số cản của lốp máy kéo



Dán điện trở lên vỏ cầu trước máy kéo



Hiệu chuẩn khâu đo phản lực pháp tuyến lên cầu trước máy kéo



Thí nghiệm hiệu chuẩn khâu đo



Bán trục chủ động sau khi được chế tạo, dán điện trở



Hiệu chuẩn khâu đo mô men xoắn lên bán trục chủ động



Khớp nối mềm sau khi được thiết kế, chế tạo và lắp ráp lên liên hợp máy



Thí nghiệm khớp nối mềm giữa máy kéo và rơ moóc