

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

BỘ NÔNG NGHIỆP VÀ MÔI TRƯỜNG

TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP

BÙI LÊ HỒNG TRƯỜNG

NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN XE GOÒNG
TRONG DÂY CHUYỀN XẼ GỖ TỰ ĐỘNG

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

HÀ NỘI - 2025

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

BÙI LÊ HỒNG TRƯỜNG

**NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN XE GOÒNG
TRONG DÂY CHUYỀN XẼ GỖ TỰ ĐỘNG**

Ngành: Kỹ thuật cơ khí

Mã số: 9.52.01.03

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC:

- 1. TS. TRẦN VĂN TƯỜNG**
- 2. TS. PHẠM VĂN TỈNH**

HÀ NỘI - 2025

LỜI CAM ĐOAN

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

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

Hà Nội, ngày tháng năm 2025

Hướng dẫn khoa học

Tác giả luận án

TS. Trần Văn Tường TS. Phạm Văn Tĩnh

Bùi Lê Hồng Trường

LỜI CẢM ƠN

Xin chân thành cảm ơn các nhà khoa học, các cơ quan đã nhiệt tình giúp đỡ tôi hoàn thành bản luận án khoa học này.

Trước hết em xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc tới TS. Trần Văn Tường và TS. Phạm Văn Tinh với những ý kiến đóng góp quan trọng và chỉ dẫn khoa học quý giá trong quá trình thực hiện công trình nghiên cứu.

Trân trọng cảm ơn Ban giám hiệu Trường Đại học Lâm nghiệp, Phòng Đào tạo sau đại học đã giúp đỡ và tạo điều kiện để tôi hoàn thành luận án.

Trân trọng cảm ơn Lãnh đạo Trường Cao đẳng Cơ điện Hà Nội đã tạo điều kiện thuận lợi để tôi hoàn thành luận án này.

Trân trọng cảm ơn Khoa Cơ điện và Công trình, Bộ môn Công nghệ và máy chuyên dùng Trường Đại học Lâm nghiệp đã giúp đỡ, tạo điều kiện thuận lợi cho tôi hoàn thành nhiệm vụ học tập và nghiên cứu.

Trân trọng cảm ơn các nhà khoa học của Trường Đại học Lâm nghiệp, Trường Điện – Đại học Bách khoa Hà Nội, Học viện Kỹ thuật quân sự, Viện Cơ khí đã đóng góp ý kiến quý báu để tôi hoàn thành luận án này.

Hà Nội, ngày.....tháng.....năm 2025

Tác giả luận án

Bùi Lê Hồng Trường

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN	i
LỜI CẢM ƠN	ii
MỤC LỤC	iii
DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ VIẾT TẮT	vii
DANH MỤC BẢNG	ix
DANH MỤC HÌNH	x
MỞ ĐẦU	1
1. Đặt vấn đề.....	1
2. Mục đích nghiên cứu của luận án	3
3. Những đóng góp mới của luận án.....	4
4. Ý nghĩa khoa học của luận án	4
5. Ý nghĩa thực tiễn của luận án.....	5
CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU.....	6
1.1. Tổng quan chung về hệ thống xe goòng đẩy gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động băng cưa vòng đứng	6
1.2. Tình hình sử dụng dây chuyền xẻ gỗ tự động trên Thế giới và ở Việt Nam. 7	
1.2.1. Khái quát tình hình sử dụng dây chuyền xẻ gỗ tự động trên Thế giới 7	
1.2.2 Khái quát tình Hình sử dụng dây chuyền xẻ gỗ tự động ở Việt Nam 11	
1.3. Tổng quan các công trình nghiên cứu về động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động dùng cưa vòng đứng	14
1.3.1. Các công trình nghiên cứu trên thế giới.....	14
1.3.2. Các công trình nghiên cứu ở Việt Nam	15
1.4. Tổng quan về cấu tạo và nguyên lý hoạt động của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động do đề tài mã số ĐTĐL.CN-10/16 [2] thiết kế chế tạo ..	17
1.5. Mục tiêu nghiên cứu của luận án.....	20
1.6. Đối tượng nghiên cứu.....	21
1.7. Phạm vi nghiên cứu	21

1.8. Nội dung nghiên cứu	21
1.8.1. Nội dung nghiên cứu lý thuyết.....	21
1.8.2. Nội dung nghiên cứu thực nghiệm.....	22
1.9. Phương pháp nghiên cứu.....	22
1.9.1. Phương pháp nghiên cứu lý thuyết	22
1.9.2. Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm	22
Kết luận chương 1	23
CHƯƠNG 2. ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN XE GOÒNG TRONG	
QUÁ TRÌNH DI CHUYỂN, PHANH HẮM.....	24
2.1. Động lực học và điều khiển chuyển động dọc của xe goòng trong quá trình xẻ gỗ.....	24
2.1.1. Các giả thiết xây dựng mô hình động lực học xe goòng	25
2.1.2. Thiết lập phương trình vi phân chuyển động chuyển động dọc của xe goòng.....	25
2.2. Xây dựng thuật toán điều khiển chuyển động xe goòng.....	29
2.2.1. Thiết lập quỹ đạo đặt cho chuyển động của xe goòng.....	30
2.2.2. Xây dựng thuật toán điều khiển chuyển động xe goòng	34
2.3. Tính toán dao động ngang của xe goòng (dao động mặt phẳng mạch cua gỗ) trong quá trình xẻ gỗ	30
2.3.1. Tính toán các lực do trọng lượng của xe đẩy gỗ (trong dây chuyển xẻ gỗ dùng cửa vòng đứng) tác động lên hai thanh ray tại các điểm tiếp xúc giữa bánh xe và ray, khi xe di chuyển với vận tốc không đổi $v(m/s)$ - có kể đến lực cắt gỗ của lưỡi cửa.....	38
2.3.2. Tính toán dầm trên nền đàn hồi Winkler	40
2.3.3. Phương trình dao động ngang của xe goòng (dao động của mặt phẳng mạch xẻ gỗ) trong quá trình cắt gỗ	48
2.3.4. Kiểm tra sự cộng hưởng.....	50
2.4. Cơ cấu phanh xe goòng và mô hình tính toán động lực học khi phanh....	51

2.4.1. Cơ cấu phanh xe.....	51
2.4.3. Thiết lập phương trình động lực học xe goòng trong quá trình phanh hãm.....	54
2.5. Xây dựng bộ điều khiển chuyển động khi bỏ sung thành phần phanh	58
Kết luận chương 2	60
CHƯƠNG 3. KHẢO SÁT CÁC PHƯƠNG TRÌNH ĐỘNG LỰC HỌC VÀ MÔ PHỎNG ĐIỀU KHIỂN XE GOÒNG TRONG QUÁ TRÌNH DI CHUYỂN, PHANH HẮM.....	61
3.1. Khảo sát phương trình dao động ngang của mạch cửa xẻ	61
3.2. Khảo sát sự ảnh hưởng của các tham số EI và k_0 đến giá trị cực đại của biên độ dao động ngang mạch xẻ.....	64
3.2.1 Khảo sát sự phụ thuộc của giá trị cực đại biên độ dao động ngang mạch xẻ vào các tham số EI và k_0	64
3.2.2 Xác định chiều sâu h của nền bê tông móng lắp đặt xe goòng.....	66
3.3. Khảo sát sự ảnh hưởng của vận tốc xe goòng đẩy gỗ đến giá trị cực đại của biên độ dao động ngang mạch xẻ.....	70
3.4. Khảo sát, đánh giá động lực học và điều khiển chuyển động xe goòng thông qua mô phỏng	72
3.4.1. Các giả thiết hoạt động xe goòng dùng cho mô phỏng.....	72
3.4.2. Kết quả mô phỏng	73
3.4.3. Đánh giá mô hình động lực học và bộ điều khiển thông qua kết quả mô phỏng.....	80
3.5. Khảo sát sự ảnh hưởng của gia tốc kéo ngược cáp phanh và đường kính dây cáp phanh đến giá trị đoạn đường phanh hãm và lực kéo phanh.....	73
Kết luận chương 3	83
CHƯƠNG 4. THỰC NGHIỆM XÁC ĐỊNH MỘT SỐ THÔNG SỐ VÀ KIỂM CHỨNG MÔ HÌNH TÍNH TOÁN LÝ THUYẾT.....	85
4.1. Mục tiêu và đối tượng nghiên cứu thực nghiệm.....	85

4.1.1. Mục tiêu nghiên cứu thực nghiệm	85
4.1.2. Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm	85
4.2. Chọn hàm mục tiêu và xác định các thông số thực nghiệm.....	86
4.2.1. Chọn hàm mục tiêu nghiên cứu	86
4.2.2. Chọn tham số ảnh hưởng đến hàm mục tiêu.....	86
4.3. Phương pháp thực nghiệm xác định hệ số nền k_0 và hệ số tự dẫn cấp λ ...	87
4.3.1. Thực nghiệm xác định hệ số nền k_0	87
4.3.2. Thực nghiệm xác định hệ số cấp tự dẫn λ	92
4.4. Thực nghiệm đo biên độ dao động ngang của mạch xẻ gổ.....	94
4.4.1. Thiết bị đo được sử dụng trong nghiên cứu thực nghiệm.....	95
4.4.2. Phương pháp xử lý kết quả thí nghiệm	97
4.4.3 Tổ chức tiến hành thí nghiệm	100
4.4.4. Xử lý số liệu đo và so sánh kết quả thực nghiệm với kết quả tính toán theo mô hình lý thuyết.	103
Kết luận chương 4.....	105
KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ.....	106
DANH MỤC CÁC BÀI BÁO ĐÃ CÔNG BỐ CỦA LUẬN ÁN	108
TÀI LIỆU THAM KHẢO	109
PHỤ LỤC	

DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
μ		Hệ số cản chuyển động, $\mu = \frac{k_{ms}d_b + k_t d_t}{d_b} k_b$
$\bar{q}$	N	Lực cắt và đẩy trung bình
d_1	m	Khoảng cách giữa trục bánh xe giữa và trên
d_2	m	Khoảng cách giữa trục bánh xe cuối cùng và đầu tiên
d	mm	Khoảng cách giữa hai thanh ray
L	m	Chiều dài của dầm ray
b_c	mm	Chiều rộng của mạch xẻ gỗ
n_c	$răng$	Số răng cưa trên một mét lưỡi cưa
L_{cut}	m	Chiều cao mạch cắt gỗ
n_{cr}	$răng$	Số lượng răng lưỡi cưa trong mạch cắt
ω_c	V/ph	Tốc độ quay của bánh cưa
D	m	Đường kính của bánh cưa
K	N/mm^2	Lực cản cắt riêng
h_c	mm	Độ sâu răng cắt gỗ
F_c	N	Lực cắt gỗ
Q_c	N	Lực cản cắt gỗ : $Q_c = 850. K b_c L_{cat} \cdot \frac{v}{v_c}$
ρ	kg/m	Khối lượng trên một đơn vị chiều dài của đường ray
X_c	m	Tọa độ x của lưỡi cưa vòng đứng
u	m	Tọa độ y của lưỡi cưa vòng đứng
h	m	Chiều cao của điểm tính toán biên độ dao động
B_0	$\frac{N.s}{m}$	Ký hiệu : $B_0 = \frac{850.Kb_c L_{cat}}{v_c}$
b_d	m	Chiều rộng của dầm ray
c		Độ nén mùn cưa
d_b	m	Đường kính bánh xe

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
d_t	m	Đường kính ổ trục bánh xe
E	N/m^2	Mô đun đàn hồi của dầm ray
EI	$N.m^2$	Mô đun chống uốn của dầm ray
g	m/s^2	Gia tốc trọng trường,
h_b	m	Chiều dày lớp bê tông xây dựng nền móng xe goòng
I	m^4	Mô đun quán tính của thiết diện ngang dầm ray
k	N/m^2	Tích hệ số nền k_0 và chiều rộng dầm ray b_d : $k = k_0.b_d$
k_0	N/m^3	Hệ số nền móng
k_b		Hệ số ma sát thành bánh
k_d	N/m^3	Hệ số nền đất nằm dưới lớp bê tông móng
k_{ms}		Hệ số ma sát của bánh xe goòng và đường ray
k_t		Hệ số ma sát ổ trục
m	kg	Khối lượng xe goòng (có kể đến khối lượng của gỗ xẻ)
m_g	kg	Khối lượng gỗ
m_{ti}	kg	Khối lượng đặt lên bánh xe thứ i
m_{xg}	kg	Khối lượng xe goòng (không kể có gỗ)
M_z	Nm	Mômen ma sát ổ trục
$p_0(x,t)$	N/m^2	Phản lực của nền tại x
q_i	N	Lực đẩy trên một răng cưa
v	m/s	Tốc độ xe goòng (tốc độ đẩy gỗ)
v_c	m/s	Tốc độ cắt của lưỡi cưa
V_d	m^3	Thể tích gỗ đặc tạo ra V_m mùn cưa
V_m	m^3	Thể tích mùn cưa bị nén trong hàu cưa
$W(x,t)$	m	Độ lún của nền (hay độ võng của dầm) tại mặt cắt có tọa độ x, m
λ		hệ số tự dẫn của dây cáp
τ	mm	Bước răng cưa

DANH MỤC BẢNG

Bảng 2.1. Tốc độ v của xe goòng để cộng hưởng xảy ra ứng với các mod n	51
Bảng 3.1. Các thông số được sử dụng trong quá trình khảo sát.	62
Bảng 3.2. Giá trị cực đại của biên độ dao động $A(mm)$ theo phương ngang của mặt phẳng cửa đối với mỗi cặp giá trị EI và $k = k_0.b_d$	65
Bảng 3.3. Biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ gỗ theo các giá trị vận tốc xe goòng đẩy gỗ ở các cặp giá trị $(EI, k = k_0b_d)$	71
Bảng 3.4. Tham số mô hình xe goòng và yêu cầu chuyển động	73
Bảng 3.5 Các thông số được sử dụng trong quá trình khảo sát phanh xe goòng	82
Bảng 3.6 Đoạn đường phanh hãm (mm), ứng với mỗi cặp giá trị Φ và a_k ..	82
Bảng 3.7. Giá trị lực kéo phanh (N) ứng với mỗi cặp giá trị Φ và a_k	83
Bảng 4.1. Kết quả và xử lý số liệu đo của quá trình gia tải bàn nén	90
Bảng 4.2. Kết quả đo đặc thí nghiệm tính hệ số tự dẫn cấp phanh.....	93
Bảng 4.3. Các thông số được sử dụng trong quá trình khảo sát	100

DANH MỤC HÌNH

Hình 1.1. Hệ thống xe goòng đẩy gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động	7
Hình 1.2. Tay máy xoay trở gỗ và giao diện HMI của hãng sản xuất Möhringer	9
Hình 1.3. Dây chuyền xẻ gỗ tự động nhãn hiệu Brenta của Pháp	9
Hình 1.4. Dây chuyền xẻ gỗ Viisky do Cộng hòa Liên bang Nga sản xuất	10
Hình 1.5. Dây chuyền xẻ gỗ tự động nhãn hiệu Pilous.....	10
Hình 1.6. Cửa vanh dùng để xẻ phá gỗ tròn thành ván.....	12
Hình 1.7. Hệ thống cửa vòng cải tiến xẻ gỗ nhỏ rừng trồng.....	13
Hình 1.8. Dây chuyền xẻ tự động của công ty Máy & thiết bị SUMAC.....	13
Hình 1.9. Mô hình thiết kế dây chuyền xẻ gỗ.....	17
Hình 1.10. Dây chuyền xẻ gỗ do đề tài ĐTĐL.CN-10/16 chế tạo.....	18
Hình 1.11. Hệ thống xoay trở, vạm kẹp gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động	19
Hình 2.1. Sơ đồ chuyển động của xe goòng	24
Hình 2.2. Mô hình động lực học chuyển động dọc của xe goòng	25
Hình 2.3. Mô hình tính toán lực cản ma sát giữa bánh xe và ray	26
Hình 2.4. Hệ thống điều khiển vòng kín chuyển động xe goòng	30
Hình 2.5. Đồ thị quỹ đạo chuyển động xe goòng	31
Hình 2.6. Sơ đồ mặt cắt đứng của xe goòng đẩy gỗ	37
Hình 2.7. Mô hình tính toán tải trọng tác dụng lên ray tại các điểm tiếp xúc với bánh xe goòng.	39
Hình 2.8. (a) - Mô hình nền Winkler, (b) - Mô tả các lực tác dụng lên phân tổ dầm.....	42
Hình 2.9. Mô hình dầm nằm trên nền trên đàn hồi chịu tải phân bố $q(x,t)$	44
Hình 2.10. Mô hình tính toán dao động của dầm trên nền đàn hồi chịu tải trọng $q_0 = \alpha + bt$ di chuyển với vận tốc v	45
Hình 2.11. Mô hình tính toán dao động của dầm trên nền đàn hồi.....	46
Hình 2.12. Mô hình tính dao động của xe goòng trong quá trình xẻ gỗ.....	48

Hình 2.13. Mô hình tính góc φ – góc quay quanh trục Ox của mặt phẳng ngang	50
Hình 2.14. Mô hình tính toán động lực học khi phanh xe goòng	53
Hình 2.15. Bộ điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh	59
Hình 3.1. Biên độ dao động theo phương ngang của mạch cắt gỗ	63
Hình 3.2. Đồ thị quan hệ giữa biên độ dao động ngang cực đại $A(\text{mm})$ với độ cứng chống uốn của ray $EI \text{ (Nm}^2\text{)}$ và hệ số độ cứng của nền $k=k_0b_d \text{ (N/m}^2\text{)}$	65
Hình 3.3 Mô hình dầm chịu tải phân bố đều nằm trên nền đàn hồi.....	67
Hình 3.4. Tỷ lệ $\frac{k}{k_0}$ theo độ dày lớp bê tông M300 ứng với các lớp đất có các hệ số nền k_d	69
Hình 3.5. Tỷ lệ $\frac{k}{k_0}$ theo độ dày lớp bê tông với các Mac khác nhau (khi lớp đất nằm dưới có hệ số nền $k_d = 10 \text{ kN/m}^3$).....	70
Hình 3.6. Đồ thị biểu diễn biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ theo các vận tốc khác nhau ở các cặp giá trị của EI và k_0	72
Hình 3.7. Sơ đồ khối Matlab-Simulink được xây dựng.....	75
Hình 3.8. Chế độ di chuyển xe goòng theo chiều xẻ gỗ	76
Hình 3.9. Sai lệch vị trí khi xe goòng chuyển động trong quá trình xẻ gỗ... ..	76
Hình 3.10. Vận tốc di chuyển xe goòng khi chạy tiến trong quá trình xẻ gỗ	77
Hình 3.11. Gia tốc xe goòng khi chạy tiến trong quá trình chạy tiến xẻ gỗ.	77
Hình 3.12. Lực tác dụng cần thiết tác động lên xe goòng trong quá trình chạy tiến xẻ gỗ	78
Hình 3.13. Chế độ di chuyển xe goòng chạy lùi khi không xẻ gỗ.....	78
Hình 3.14. Sai lệch vị trí khi xe goòng chuyển động trong quá trình chạy lùi không xẻ gỗ (sai lệch = vị trí thực – Vị trí mong muốn)	79
Hình 3.15. Vận tốc di chuyển xe goòng khi chạy lùi không xẻ gỗ.....	79

Hình 3.16. Lực tác dụng cần thiết tác động lên xe goòng trong quá trình chạy lùi không xẻ.....	80
Hình 4.1. Mô tả thiết bị thí nghiệm bàn nén hiện trường bằng gia tải tĩnh ..	89
Hình 4.2. Mô hình tính hệ số nền k_0 theo cách bố trí thí nghiệm đo đặc.....	90
Hình 4.3. Đồ thị quan hệ giữa áp lực tải trọng nén và độ lún của bàn nén...	91
Hình 4.4. Hình ảnh thực nghiệm đo đặc hệ số nền nơi đặt đường ray	92
Hình 4.5. Sơ đồ bố trí thí nghiệm xác định hệ số cấp tự dẫn λ	93
Hình 4.6. Sơ đồ đặt các cảm biến đo gia tốc theo phương ngang tại các điểm A, B cùng độ cao với M trên xe goòng.....	95
Hình 4.7. Thiết bị DMC Plus	96
Hình 4. 8. Đầu đo gia tốc B12/1000	97
Hình 4. 9. Sơ đồ kết nối thiết bị đo với cảm biến đo	97
Hình 4.10. Bố trí thí nghiệm đo biên độ dao động ngang của mạch xẻ	101
Hình 4.11. Quá trình đo gia tốc dao động ngang của xe goòng.....	102
Hình 4.12. Đồ thị gia tốc dao động ngang tại điểm A trong quá trình xẻ. ..	102
Hình 4.13. Đồ thị giá trị đo thực nghiệm và hồi quy gia tốc dao động ngang của mạch xẻ tại điểm lưỡi cưa cắt gỗ:	104
Hình 4.14. Đồ thị so sánh kết quả thực nghiệm với mô hình tính biên độ dao động của mạch xẻ trong quá trình xẻ gỗ.	104

MỞ ĐẦU

1. Đặt vấn đề

Năm 2024, kim ngạch xuất khẩu gỗ và các sản phẩm gỗ của Việt Nam đạt 16,25 tỷ USD, tăng 20,3% so với năm 2023. Nếu so sánh với con số kỷ lục cũ được xác lập năm 2022, kim ngạch xuất khẩu gỗ và các sản phẩm gỗ của Việt Nam đạt 15,7 tỷ USD, tăng 10,9% so với năm 2021, trong đó các sản phẩm đồ mộc đạt 9,8 tỷ USD, chiếm 62% tổng kim ngạch xuất khẩu [7].

Nguyên liệu cho các sản phẩm đồ mộc thường là gỗ tròn có kích thước lớn ($D \geq 30$ cm) được khai thác trong nước hoặc nhập khẩu từ nước ngoài. Công đoạn đầu tiên trong sản xuất đồ mộc là xẻ phá gỗ tròn thành gỗ ván. Ở Việt Nam hiện nay các thiết bị xẻ gỗ còn lạc hậu, đa số sử dụng các loại cưa vòng nằm, cưa vanh hoặc cưa đĩa kết hợp các thao tác điều khiển, cấp liệu và ra sản phẩm bằng thủ công từ đó năng suất lao động, chất lượng sản phẩm và hiệu quả kinh tế thấp. Trong khi đó Việt Nam đang thực hiện hội nhập cộng đồng kinh tế Asean, hiệp định TPP, hiệp định FTA, nếu các doanh nghiệp Việt Nam không đổi mới công nghệ và thiết bị trong chế biến gỗ thì sản phẩm của doanh nghiệp Việt Nam khó khăn cho hội nhập và phát triển, lúc đó nhiều doanh nghiệp Việt Nam không cạnh tranh được.

Trên thế giới, dây chuyền xẻ gỗ tự động đã được nghiên cứu chế tạo và đã đưa vào sử dụng trong sản xuất chế biến gỗ ở nhiều nước như CHLB Đức, Pháp, Italia, Nhật Bản ... Nhưng do bản quyền nên các công trình nghiên cứu chế tạo hệ thống dây chuyền sản xuất gỗ tự động chưa được công bố rộng rãi. Riêng ở Việt Nam các công trình nghiên cứu về thiết bị cưa xẻ gỗ tự động rất hạn chế và chưa được công bố.

Từ năm 2016 – 2018, Bộ khoa học và Công nghệ đã giao cho Trường Đại học Lâm nghiệp chủ trì đề tài độc lập cấp quốc gia “*Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động năng suất 3 - 4 m³/h gỗ thành phẩm*” mã số ĐTĐL.CN-10/16, đề tài đã thiết kế, chế tạo ra được dây chuyền xẻ gỗ tự

động. Tuy nhiên, dây chuyền xẻ gỗ tự động này được chế tạo lần đầu nên cũng giống như các máy móc thiết bị khác được chế tạo lần đầu, dây chuyền còn nhiều hạn chế cần phải tiếp tục nghiên cứu hoàn thiện để nâng cao năng suất, chất lượng sản phẩm và đáp ứng tốt hơn các yêu cầu về an toàn [2].

Trong dây chuyền xẻ gỗ tự động dùng cửa vòng đứng, hệ thống xe goòng là một trong những bộ phận chính của dây chuyền, chúng có nhiệm vụ tạo ra sự chuyển động của cây gỗ trong quá trình xẻ, gồm chuyển động ngang tạo chiều dày ván xẻ và chuyển động dọc đưa cây gỗ vào lưỡi cửa vòng để thực hiện quá trình xẻ. Để thực hiện được các chuyển động trên, xe goòng được thiết kế và chế tạo di chuyển trên đường ray thông qua 3 cặp bánh xe bằng thép, mỗi bên 3 bánh thực hiện hai chuyển động dọc gồm chuyển động theo chiều có tải để thực hiện quá trình xẻ và chuyển động theo chiều không tải để đưa xe goòng về vị trí ban đầu.

Trong quá trình làm việc của hệ thống xe goòng có nhiều yếu tố ảnh hưởng đến năng suất dây chuyền, chất lượng sản phẩm và độ an toàn trong quá trình làm việc, trong đó có 3 vấn đề chính cần chú ý như sau:

Thứ nhất, xe goòng và nguyên liệu gỗ tròn có trọng lượng lớn được phân bố cho 3 cặp bánh xe di chuyển trên hai thanh ray đặt trên nền bê tông. Do tải trọng tập trung trên các bánh xe là khác nhau và di chuyển trên hai thanh ray nên ngoài hiện tượng dao động dọc theo hướng thanh ray, xe goòng còn có hiện tượng dao động ngang. Do mạch cắt gỗ có khoảng cách cao từ 80 – 100 cm so với các thanh ray, nên dù góc dao động ngang rất nhỏ cũng đủ gây lên biên độ dao động ngang tại vị trí mạch cắt gỗ là đáng kể. Với yêu cầu biên độ dao động ngang tại mạch cắt gỗ chỉ cho phép trong khoảng 1 - 1,5 mm, nên cần phải nghiên cứu và đưa ra các tính toán chính xác về dao động ngang của hệ thống xe goòng trong quá trình xẻ gỗ, từ đó đề xuất các thông số cho quá trình lắp đặt và thiết kế hệ thống móng nền bê tông và các thông số về thanh ray, đảm bảo cho biên độ dao động ngang của hệ thống xe goòng nằm trong giới hạn cho phép khi tác nghiệp.

Thứ hai, khi xảy ra sự cố, chẳng hạn như đứt lưỡi cưa, phát hiện vật cản, hoặc gặp các tình huống nguy hiểm khác đòi hỏi xe goòng cần phải được điều khiển dừng lại ngay lập tức để đảm bảo an toàn. Do xe goòng có khối lượng khá lớn (khoảng 5000 – 6000 kg), lại chạy bằng bánh xe thép trên ray, nên dù di chuyển với vận tốc khá nhỏ (khoảng 0,08 - 0,25 m/s) nhưng do lực quán tính khá lớn nên nếu sử dụng phanh tác động lên bánh xe sẽ xảy ra hiện tượng xe trượt trên ray. Do đó đặt ra vấn đề cần phải nghiên cứu khả năng phanh hãm xe goòng.

Thứ ba, để tăng năng suất của dây chuyền, tốc độ di chuyển của xe goòng cần phải lớn nhất có thể nhưng vẫn đảm bảo về độ an toàn, khả năng phanh hãm và chất lượng mạch xẻ, do đó đặt ra vấn đề cần phải nghiên cứu về tốc độ chuyển động của xe goòng một cách hợp lý tùy thuộc vào khối lượng xe và tính chất loại gỗ đem xẻ.

Xuất phát từ những vấn đề nêu trên, đề tài luận án: “*Nghiên cứu động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động*”, trong đó chủ yếu tập trung vào nghiên cứu về động lực học di chuyển dọc liên quan đến tốc độ di chuyển của xe goòng, các thông số đàn hồi của nền móng và của đường ray liên quan đến dao động ngang của xe goòng; đồng thời nghiên cứu về khả năng phanh hãm xe goòng để đưa ra được các thông số trong các chi tiết của hệ thống phanh và làm thông số đầu vào trong quá trình điều khiển phanh.

2. Mục đích nghiên cứu của luận án

Trên cơ sở phân tích như trên, mục đích nghiên cứu của luận án như sau:

Xây dựng mô hình, thiết lập phương trình động lực học và điều khiển xe goòng trong quá trình xẻ gỗ tự động, khảo sát các phương trình đã lập để xác định thông số xây dựng nền móng đường ray xe goòng, đồng thời xác định lực phanh hãm xe goòng khi xe goòng gặp sự cố nhằm nâng cao năng suất và chất lượng mạch xẻ và an toàn cho hệ thống xe goòng xẻ gỗ tự động.

3. Những đóng góp mới của luận án

1. Luận án đã xây dựng được mô hình, thiết lập được phương trình động lực học và thuật toán điều khiển chuyển động của xe goòng. Đã tính toán dao động ngang của mặt phẳng mạch xẻ gỗ, bài toán được đưa về dao động của dầm trên nền đàn hồi, chịu nhiều tải trọng tập trung di chuyển. Bằng việc sử dụng các tính chất của hàm Dirac, luận án đã thiết lập được phương trình dao động ngang của mạch xẻ và cho nghiệm dưới dạng giải tích. Với việc nhận được các biểu thức về tần số dao động riêng và tần số dao động cưỡng bức cho phép kết luận: Với các hệ thống dây chuyền xẻ gỗ dùng cưa vòng đứng và xe goòng xẻ gỗ tự động thì không xảy ra hiện tượng cộng hưởng của dầm ray.

2. Luận án đã khảo sát phương trình dao động ngang của mạch xẻ đã cho kết quả (Bảng 3.2), trên đó ghi các cặp giá trị độ cứng chống uốn của dầm ray EI và hệ số nền $k = k_0.b$ tương ứng với biên độ dao động ngang của xe goòng đạt giá trị max. Căn cứ vào kết quả này, có thể đưa ra sự lựa chọn hợp lý các thông số về EI và k_0 , phục vụ cho quá trình thi công khi lắp đặt nền móng xe goòng, từ kết quả khảo sát xác định được thông số khi xây dựng lắp đặt móng cho xe goòng là: Khi $k_d = 8 \text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, chiều dày lớp bê tông $h_n = 0,88 \text{ m}$. Khi $k_d = 14 \text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, chiều dày lớp bê tông $h_n = 0,7 \text{ m}$.

3. Luận án đã xây dựng được mô hình, thiết lập được phương trình động lực học quá trình phanh hãm xe goòng, kết quả khảo sát phương trình động lực học phanh xe goòng xác định được thông số để phanh hãm xe goòng như sau: Hệ thống kéo phanh phải đạt gia tốc kéo $a_k \geq 20 \text{ m/s}^2$ và lực kéo phanh $F \geq 2683 \text{ N}$, đường kính cáp kéo phanh xe goòng $\Phi = 22 \text{ mm}$.

4. Ý nghĩa khoa học của luận án

Dựa trên cơ sở lý thuyết về động lực học, việc thiết lập phương trình dao động ngang của mạch xẻ được chuyển qua bài toán dao động của dầm trên nền đàn hồi Winkler, chịu nhiều tải trọng tập trung thay đổi, di chuyển. Kết quả khảo sát đã

xác định được các cặp giá trị độ cứng chống uốn của ray EI và hệ số nền móng k , đảm bảo biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xe đều nằm trong giới hạn cho phép, giúp cho sự lựa chọn hợp lý các thông số kỹ thuật phục vụ cho quá trình lắp đặt hệ thống xe. Đây là những đóng góp về mặt khoa học và có giá trị tham khảo khảo cho các nghiên cứu về động lực học xe goòng trong dây chuyền xe gỗ dùng cửa vòng đứng và cho các đối tượng nghiên cứu khác tương tự.

5. Ý nghĩa thực tiễn của luận án

Kết quả nghiên cứu của đề tài luận án có thể làm tài liệu tham khảo cho quá trình tính toán thiết kế xe goòng xe gỗ tự động, đồng thời sử dụng cho việc lắp đặt và hoàn thiện xe goòng trong dây chuyền xe gỗ tự động thuộc đề tài cấp quốc gia mã số ĐTĐL.CN-10/16, nhằm nâng cao năng suất của dây chuyền, nâng cao chất lượng ván xe và đảm bảo an toàn cho người và thiết bị khi vận hành dây chuyền, đây là ý nghĩa thực tiễn của luận án.

CHƯƠNG 1

TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1. Tổng quan chung về hệ thống xe goòng đẩy gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động bằng cưa vòng đứng

Trong chế biến gỗ, nhất là chế biến các sản phẩm đồ mộc, công đoạn xẻ gỗ tròn hoặc gỗ có kích thước lớn thành các tấm ván là không thể thiếu (công đoạn này còn được gọi là xẻ phá). Để thực hiện công đoạn này, hiện nay người ta có thể sử dụng cưa đĩa, cưa sọc và cưa vòng. Trong số các loại cưa trên nhờ vào các ưu điểm như có thể xẻ được gỗ có đường kính lớn với cùng công suất động cơ, bề rộng mạch xẻ nhỏ, chất lượng bề mặt ván đáp ứng được yêu cầu nên cưa vòng thường được sử dụng cho công đoạn xẻ ván.

Ý tưởng về chiếc cưa vòng có thể nói được ra đời từ năm 1809, khi William Newberry nhận được bằng sáng chế của Anh. Hiện nay, với sự phát triển của khoa học kỹ thuật thì các thiết bị chế biến gỗ cũng được nghiên cứu cải tiến và dần dần được hoàn thiện. Các thiết bị xẻ gỗ đã được nghiên cứu cải tiến để tăng tỷ lệ cơ giới hóa lên, khâu đẩy gỗ đã được cơ giới hóa, một số loại cưa sọc đã có hệ thống rulô để đẩy gỗ tự động, một số loại cưa vòng đứng có hệ thống đẩy gỗ bằng cáp kéo. Giai đoạn này thiết bị xẻ gỗ đã được bán tự động [6]. Tuy nhiên, một số công việc như xoay gỗ, lập bản đồ, kẹp gỗ vẫn chưa được tối ưu hóa [1]. Các hệ thống đo lường tiên tiến hơn cũng được sử dụng cho phép đo cấu trúc bên trong của các khúc gỗ, bao gồm các khuyết tật và sự tách lớp của vật liệu bên trong, cũng như cho phép đo các đặc tính cơ học của vật liệu [8].

Cưa vòng xẻ gỗ có hai loại cơ bản: cưa vòng nằm và cưa vòng đứng. Đối với cưa vòng đứng thì hệ thống lưỡi cưa được cố định tại một vị trí, còn hệ thống đẩy gỗ được dùng bằng xe goòng chạy trên hai thanh ray thép đặt trên nền bê tông. Trên xe goòng đẩy gỗ có lắp đặt hệ thống vạm kẹp gỗ, hệ thống xoay lật gỗ. Các hệ thống này được điều khiển tự động qua hệ thống thủy lực.

Xe goòng chạy trên đường ray nhờ hệ thống tời cáp. Do được tích hợp hệ thống truyền động thủy lực và điều khiển tự động nên cho năng suất và chất lượng mạch xẻ cao, đảm bảo các yêu cầu về an toàn. Dây chuyền này thường được sử dụng trong các nhà máy xẻ gỗ và xưởng mộc có khối lượng gỗ xẻ lớn (Hình 1.1).



Hình 1.1. Hệ thống xe goòng đẩy gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động

Việc sử dụng hệ thống xẻ gỗ tự động bằng cửa vòng đứng sẽ mang lại những ưu điểm gồm nâng cao được năng suất và chất lượng ván xẻ, nâng cao được tỷ lệ thành khí, từ đó giảm được chi phí sản xuất, đảm bảo an toàn trong quá trình xẻ. Tuy nhiên, sử dụng hệ thống xẻ gỗ tự động đòi hỏi chi phí đầu tư ban đầu cao, yêu cầu cao về kỹ thuật vận hành và chăm sóc bảo dưỡng. Do vậy, hệ thống xẻ gỗ tự động chủ yếu được sử dụng tại các cơ sở sản xuất quy mô lớn, có khả năng đầu tư và đáp ứng được các yêu cầu về kỹ thuật vận hành và chăm sóc bảo dưỡng [3].

1.2. Tình hình sử dụng dây chuyền xẻ gỗ tự động trên Thế giới và ở Việt Nam

1.2.1. Khái quát tình hình sử dụng dây chuyền xẻ gỗ tự động trên Thế giới

Hiện nay, dây chuyền xẻ gỗ tự động được sử dụng rộng rãi trong ngành

công nghiệp chế biến gỗ trên toàn cầu. Tại các nhà máy chế biến gỗ có quy mô lớn ở các nước phát triển, đặc biệt là các nước có diện tích rừng lớn như Mỹ, các nước Châu Âu, Canada, LB Nga, Nhật Bản, Trung Quốc v.v đều sử dụng dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động với nhiều chủng loại, hãng chế tạo dây chuyền xẻ gỗ tự động khác nhau như Wood-mizer của Mỹ, Möhringer của CHLB Đức, Primultini của Ý, Pilous của CH Séc, Serra của CHLB Đức, Cantek của Canada, Logosol của Thụy Điển, Brenta của Pháp, Sawmill World của Trung Quốc, HBS Tech của Hàn Quốc, Mahoe của New Zealand. Hãng sản xuất Möhringer (Đức) đã kế thừa truyền thống phát triển, sản xuất và kinh doanh của thương hiệu Canali từ năm 1999 với nhiều thành công rực rỡ. Phạm vi sản phẩm cổ điển đã được mở rộng bằng cách thực hiện các cải tiến cho các ứng dụng và phát triển mới, trong đó có cung cấp đầy đủ các công nghệ cửa như công nghệ máy cửa đĩa, máy cửa vòng, máy cửa sọc, ... Với công nghệ hiện đại, dây chuyền xẻ tự động có thể sử dụng tay máy để xoay trở gỗ, sử dụng tia laser quét hình dạng và kích thước cây gỗ sau đó phần mềm tự động tính toán lập bản đồ xẻ tối ưu điều khiển hệ thống xoay trở gỗ và xẻ theo chương trình đã được thiết lập dựa trên công nghệ quét tia laser (scan 3D) vào hệ thống tính toán lập bản đồ xẻ tối ưu, chất lượng ván xẻ của dây chuyền thiết bị này rất cao, tuy nhiên hệ thống dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động này có vốn đầu tư lớn, [14], [22], [29], [26].

Trong lĩnh vực thiết bị gia công gỗ, Trung Quốc cũng là nơi phát triển ra nhiều dây chuyền tự động có công nghệ cao. Công ty TNHH Sản xuất thiết bị Sơn Đông đã chế tạo và đưa ra thị trường dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động, dây chuyền này sử dụng hệ cửa vòng đôi, điều khiển hoàn toàn tự động từ khâu tiếp phôi và phân loại ván sau khi xẻ. Dây chuyền cũng được tích hợp hệ thống scans 3D để tính toán bản đồ xẻ và tự động xoay trở gỗ tìm vị trí xẻ tối ưu.



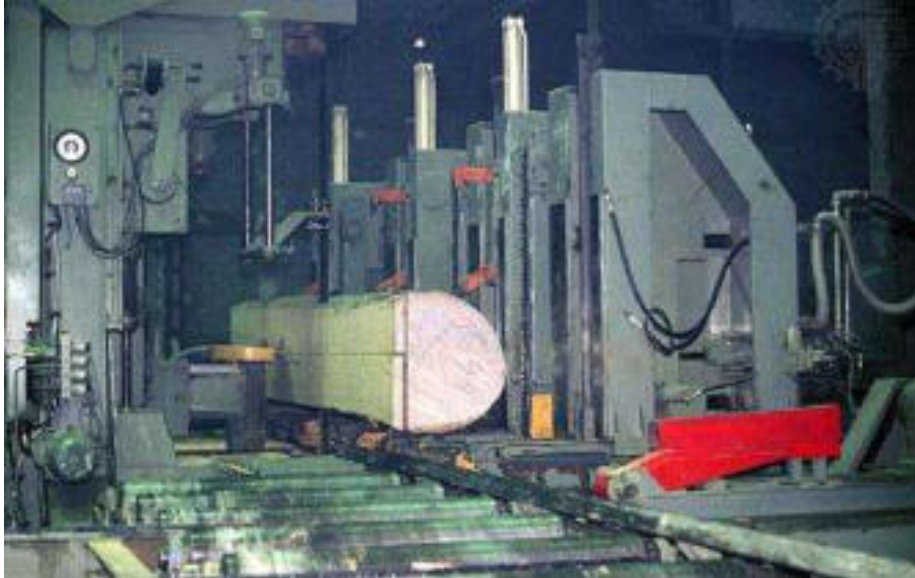
Hình 1.2. Tay máy xoay trở gỗ và giao diện HMI của hãng sản xuất Möhringer

Một số công ty của Pháp cũng đã chế tạo và đưa ra thị trường dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động, dây chuyền thiết bị được sử dụng nhiều là hãng của LBL Brenta, dây chuyền này không có hệ thống rọc rìa và xẻ lại, không có hệ thống quét tia laser (scans 3D) để tự động xoay trở gỗ tìm vị trí xẻ tối ưu (Hình 1.3).



Hình 1.3. Dây chuyền xẻ gỗ tự động nhãn hiệu Brenta của Pháp

Liên bang Nga là quốc gia có khối lượng gỗ khai thác hàng năm khá lớn, khoảng 110 triệu m³, khối lượng gỗ đưa vào xẻ cũng khá lớn, một số nhà máy cơ khí của Liên bang Nga cũng đã thiết kế chế tạo dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động như dây chuyền thiết bị xẻ gỗ nhãn hiệu Viisky (Hình 1.4), tuy nhiên chất lượng và năng suất xẻ của dây chuyền thiết bị do Nga sản xuất thấp hơn dây chuyền do Đức hoặc Italia sản xuất.



Hình 1.4. Dây chuyền xẻ gỗ Viisky do Cộng hòa Liên bang Nga sản xuất

Tập đoàn sản xuất các máy chế biến gỗ lớn nhất của Cộng hòa Czech là Pilous đã sản xuất ra nhiều dây chuyền xẻ gỗ tự động cho nhiều đối tượng chủng loại gỗ khác nhau. Tập đoàn này đã liên kết với Công ty Cổ phần Formach Việt Nam để chế tạo dây chuyền xẻ gỗ bán tự động xuất khẩu sang Malaysia, Inddonesia, nhược điểm của dây chuyền này là không có phần mềm tự động tính toán lập bản đồ xẻ tối ưu, không có hệ thống quét tia laser, không tự động xoay trở gỗ, hệ thống xẻ là cửa vòng nằm, nên chất lượng ván xẻ không cao (Hình 1.5).



Hình 1.5. Dây chuyền xẻ gỗ tự động nhãn hiệu Pilous

Việc nghiên cứu công nghệ và thiết kế chế tạo dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động trên thế giới đã đạt được thành tựu to lớn, đã góp phần nâng cao năng suất, chất lượng và tỷ lệ thành phẩm. Song, dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động có vốn đầu tư lớn, kỹ thuật sử dụng phức tạp và phụ thuộc vào đối tượng gỗ của mỗi nước, mỗi quốc gia, khi áp dụng vào mỗi nước cần có nghiên cứu cho phù hợp với đối tượng gỗ cần xẻ và vốn đầu tư cũng như trình độ của công nhân vận hành dây chuyền thiết bị [38], [37], [17], [13].

1.2.2 Khái quát tình hình sử dụng dây chuyền xẻ gỗ tự động ở Việt Nam

Việt Nam hiện nằm trong top 5 quốc gia xuất khẩu đồ gỗ và nội thất lớn nhất thế giới, với kim ngạch xuất khẩu đạt khoảng 16 tỷ USD mỗi năm. Ngành gỗ Việt Nam đóng vai trò quan trọng trong chuỗi cung ứng toàn cầu, với các thị trường chính là Mỹ, EU, Hàn Quốc và Nhật Bản. Theo số liệu thống kê của Tổng cục Hải quan, trong năm 2024 giá trị xuất khẩu gỗ và sản phẩm gỗ ước đạt 16,25 tỷ USD, tăng 20,3% so với năm 2023. Trong đó, giá trị xuất khẩu sản phẩm gỗ ước đạt 11,2 tỷ USD, tăng 21,9% so với năm 2023.

Nhu cầu gỗ nguyên liệu cho ngành công nghiệp chế biến gỗ năm 2024 cần 19 triệu m³ gỗ tròn khai thác trong nước, trong đó gỗ khai thác trong nước chủ yếu là gỗ có kích thước nhỏ, nguyên liệu gỗ xẻ chỉ chiếm khoảng 30%. Đối với gỗ nhập khẩu chủ yếu là gỗ có kích thước lớn và dùng làm nguyên liệu gỗ xẻ. Như vậy mỗi năm nước ta xẻ khoảng 16 triệu m³ gỗ nguyên liệu để phục vụ cho ngành công nghiệp chế biến [7].

Hiện nay ở Việt Nam có khoảng 5.000 cơ sở chế biến gỗ trong đó 60% là các cơ sở vừa và nhỏ chủ yếu hoạt động ở quy mô làng nghề và hộ gia đình tập trung vào sản xuất đồ thủ công mỹ nghệ phục vụ thị trường trong nước. Còn lại là các nhà máy chế biến gỗ quy mô lớn sản xuất các sản phẩm đồ mộc phục vụ nhu cầu xuất khẩu là chủ yếu.

Đối với các cơ sở quy mô nhỏ, để thực hiện quá trình xẻ ván, hiện nay người ta có thể sử dụng một số loại cưa phổ biến gồm cưa vòng nằm, cưa vành, cưa đĩa.



Hình 1.6. Cưa vanh dùng để xẻ phá gỗ tròn thành ván

Hình 1.6 là loại cưa vanh là một loại cưa vòng đứng chủ yếu dùng để xẻ ván các loại gỗ có đường kính nhỏ hơn 30 cm, khi xẻ cần hai người đứng đối diện hai bên bàn cưa để thực hiện quá trình đưa gỗ vào xẻ và lấy ván ra.

Tuy nhiên, gỗ nguyên liệu thường là gỗ tròn kích thước nhỏ thường phải cắt thành khúc ngắn từ 0,5-1,2 m, cần từ 2-3 người công nhân thao tác thủ công đưa khúc gỗ lên mặt bàn và đẩy khúc gỗ qua lưỡi cưa, người thứ 2 phía sau kéo khúc gỗ. Nếu xẻ từ gỗ tròn ra gỗ thanh thì năng suất đạt khoảng 0,1 m³/h gỗ thanh và sử dụng 3 lao động. Tồn tại lớn nhất của loại thiết bị này là công nhân lao động rất nặng nhọc, hay xảy ra tai nạn lao động, tuy nhiên loại cưa vòng đứng cải tiến này khi xẻ gỗ nhỏ cho năng suất và tỷ lệ thành khí cao hơn cưa vòng nằm [14], [35]. Do đó, với điều kiện nước ta máy cưa vòng đứng là thiết bị có ưu điểm nhất vì có thể xoay lật được gỗ, xẻ gỗ theo sơ đồ mạch xẻ khác nhau, mạch xẻ hẹp nên bảo đảm được chất lượng gỗ xẻ, nâng cao tỉ lệ thành khí và dễ cơ giới hóa.

Trong miền Nam, một số công ty chế biến gỗ cao su ở Bình Dương đã sử dụng dây chuyền xẻ gỗ bán tự động, trong đó khâu cấp liệu và đẩy gỗ bằng băng tải, cưa xẻ dùng cưa vòng tuy nhiên hệ thống vạm kẹp gỗ vẫn thực hiện bằng thủ công. Các dây chuyền xẻ gỗ này cho năng suất cao hơn, giảm nặng nhọc cho người lao động, tuy nhiên chất lượng sản phẩm không cao, tỷ lệ thành khí thấp. Một số nhà máy chế biến ở Quy Nhơn – Bình Định còn dùng loại cưa vòng cải tiến sử dụng xe goòng để đẩy gỗ trong quá trình xẻ. Chiều dày ván xẻ được điều khiển bằng động cơ điện, tuy nhiên mức độ thủ công còn cao và năng suất còn hạn chế [8].



Hình 1.7. Hệ thống cưa vòng cải tiến xẻ gỗ nhỏ rừng trồng

Hiện nay, các dây chuyền thiết bị xẻ gỗ nhập khẩu được sử dụng tại các doanh nghiệp có quy mô lớn tùy thuộc vào mức độ tự động hóa và kích thước của phôi gỗ thường có giá thành cao, chi phí sửa chữa bảo dưỡng tốn kém, đặc biệt khó áp dụng rộng rãi cho các đơn vị sản xuất có quy mô vừa và nhỏ. Hình 1.8 giới thiệu một mẫu dây chuyền xẻ gỗ do công ty Máy & thiết bị SUMAC lắp đặt. Thiết bị này có thể xẻ được gỗ có đường kính $\varnothing 400 \text{ mm} \div \varnothing 1.000 \text{ mm}$, chiều dài cây tối đa lên đến 6 m với dung sai cắt $\pm 1 \text{ mm}$. Ngoài ra, các hệ thống băng tải đưa phôi tự động hỗ trợ cấp phôi nhanh chóng kết hợp với hệ thống điều khiển bằng PLC. Tuy nhiên, hạn chế của dây chuyền này là chưa có hệ thống tự động thiết lập bản đồ xẻ để tối ưu tỉ lệ thành khí [34].



Hình 1.8. Dây chuyền xẻ tự động của công ty Máy & thiết bị SUMAC

Như vậy, công đoạn sản xuất ván xẻ ở Việt Nam hiện nay đối với các cơ sở chế biến có quy mô vừa và nhỏ chủ yếu được thực hiện bằng các loại cưa vòng đứng và cưa vòng nằm sử dụng sức người để đẩy gỗ thủ công nên năng suất thấp, chi phí nhân công cao dẫn đến hiệu quả kinh tế không cao và không chủ động được nguồn lực lao động. Một số cơ sở có quy mô sản xuất lớn và khả năng đầu tư đã nhập khẩu các dây chuyền xẻ gỗ tự động và bán tự động để phục vụ công đoạn sản xuất ván xẻ. Tuy nhiên, các dây chuyền này thường có giá thành cao, khó khăn trong việc chăm sóc, bảo dưỡng, sửa chữa và thay thế do đó dẫn đến hạn chế về hiệu quả kinh tế và không chủ động được trong việc xử lý các vấn đề kỹ thuật.

1.3. Tổng quan các công trình nghiên cứu về động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động dùng cưa vòng đứng

1.3.1. Các công trình nghiên cứu trên thế giới

Động lực học và điều khiển trong quá trình xẻ của dây chuyền xẻ gỗ tự động có ảnh hưởng lớn đến năng suất, chất lượng mạch xẻ và mức độ an toàn, đặc biệt là động lực học và điều khiển đối với cưa vòng và xe goòng.

Công trình nghiên cứu của M. Bariska và Z.Pásztory (2015) [31] đã đưa ra phương pháp xác định tốc độ chuyển động dọc tối ưu của xe goòng dựa vào sự tiêu hao năng lượng riêng nhỏ nhất. Kết quả nghiên cứu đã xác định được tốc độ chuyển động dọc tối ưu của xe goòng, giảm 30% thời gian chuyển động của xe goòng và 30% chi phí năng lượng riêng so với tốc độ ban đầu chưa tối ưu.

Công trình nghiên cứu của J. Istvanic và các cộng sự (2009) [24] đã nghiên cứu phân tích ảnh hưởng của các yếu tố đến năng suất của hệ thống xẻ gỗ sử dụng cưa vòng đứng và xe goòng chở gỗ thông qua xác định các yếu tố ảnh hưởng đến năng suất khi xẻ từng cây gỗ. Kết quả nghiên cứu cho thấy kích thước của nguyên liệu gỗ là một trong những yếu tố ảnh hưởng lớn nhất đến năng suất xẻ ván.

Đối với các công trình nghiên cứu về hệ thống phanh của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động, hiện nay hệ thống phanh của xe goòng chở gỗ đã được phát triển tương đối hoàn chỉnh cho hệ thống xẻ gỗ tự động và đảm bảo an toàn khi xảy ra sự cố, tuy nhiên chưa thấy có công bố nào trên thế giới liên quan đến nghiên cứu hệ thống phanh của xe goòng chở gỗ.

Liên quan đến dao động của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động, chưa thấy công trình nghiên cứu về dao động của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ được công bố.

1.3.2. Các công trình nghiên cứu ở Việt Nam

Hiện nay ở Việt Nam đã có một số dây chuyền xẻ gỗ sử dụng xe goòng chở gỗ điều khiển tự động hoặc bán tự động nhưng các dây chuyền này chủ yếu được nhập khẩu từ các nước hoặc được chế tạo theo kiểu “tự chế”. Do đó các công bố có liên quan đến động lực học và điều khiển xe goòng chở gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ rất hạn chế. Các công bố liên quan hiện nay ở Việt Nam chủ yếu liên quan đến kết quả của các nội dung nghiên cứu của đề tài cấp Nhà nước “*Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động năng suất 3 - 4 m³/h gỗ thành phẩm*” mã số ĐTĐL.CN-10/16. Hệ thống xe goòng chở gỗ trong dây chuyền này cũng là đối tượng nghiên cứu của luận án.

Liên quan đến động lực học và điều khiển của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động của đề tài, báo cáo tổng hợp kết quả đề tài (2019) [2] cho thấy đề tài đã xây dựng được mô hình động lực học cơ bản để tính toán thiết kế các bộ phận cơ khí của xe goòng chở gỗ, đã tính toán, thiết kế và lập trình được hệ thống tự động xác định hình dạng và kích thước gỗ nguyên liệu đầu vào, xây dựng được chương trình tự động tính toán lập bản đồ xẻ tối ưu, tính toán, thiết kế và lập trình được hệ thống tự động điều khiển cơ cấu lật và xoay gỗ, cơ cấu vạm kẹp gỗ, cơ cấu di chuyển ngang để tạo chiều dày mạch xẻ, hệ thống tời cáp tạo chuyển động dọc của xe goòng để thực hiện quá trình xẻ gỗ. Tuy nhiên, tốc độ chuyển động của xe goòng theo chiều xẻ gỗ và chiều không xẻ gỗ chưa

được nghiên cứu tối ưu mà chủ yếu dựa vào kinh nghiệm dựa trên cơ sở đảm bảo được năng suất mà đề tài đặt ra và đảm bảo an toàn lao động, hệ thống phanh chưa tính toán được thời gian dừng lại của xe goòng sau khi phanh để đảm bảo an toàn mà chủ yếu dựa vào cơ cấu phanh từ được trang bị trên tời cáp, do đó cần phải tính toán và bố trí lại hệ thống phanh để đảm bảo an toàn khi xảy ra sự cố. Ngoài ra, đề tài chưa tính toán được dao động ngang của xe goòng trong khi dao động ngang ảnh hưởng lớn đến chất lượng mạch xẻ. Do đó, cần phải tính toán xác định dao động ngang của xe goòng, từ đó đề xuất các yêu cầu kỹ thuật đối với nền móng lắp đặt đường ray.

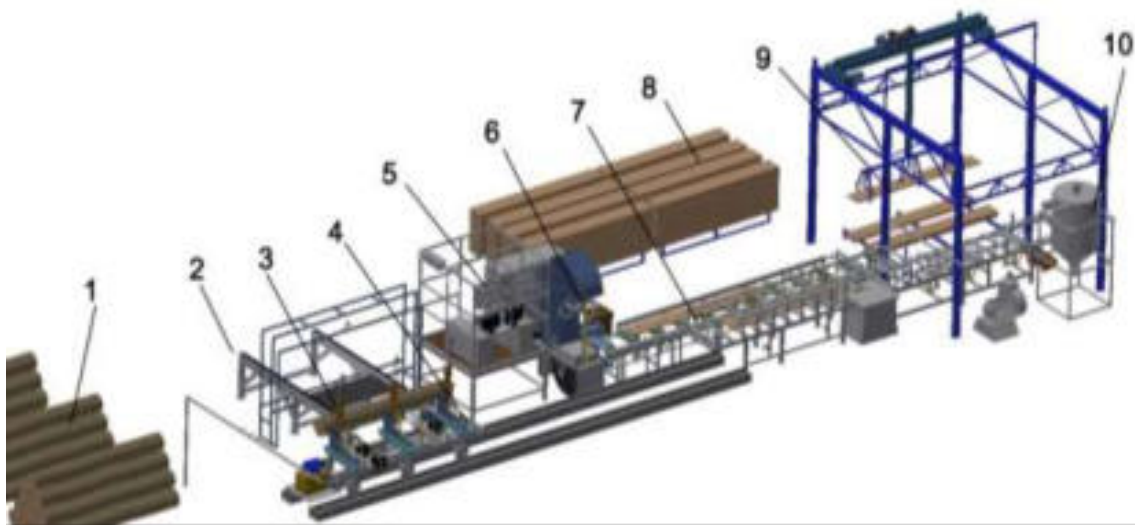
Trong công trình: *“Nghiên cứu xác định một số thông số tối ưu của cưa vòng đứng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động”* [4], tác giả đã xây dựng được mô hình, thiết lập được phương trình dao động ngang của lưỡi cưa vòng đứng, và đã xác định được một số thông số tối ưu của cưa vòng đứng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động. Tuy nhiên, công trình trên chưa đề cập đến nghiên cứu hệ thống xe goòng đẩy gỗ trong quá trình làm việc.

Tóm lại: Mặc dù dây chuyền xẻ gỗ tự động sử dụng cưa vòng đứng và xe goòng chở gỗ hiện nay đã tương đối hoàn thiện và được áp dụng rộng rãi trong thực tế sản xuất, đặc biệt là ở các nước phát triển nhưng các công bố về các kết quả nghiên cứu xe goòng chở gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ nói chung và dây chuyền xẻ gỗ tự động nói riêng trên Thế giới và ở Việt Nam còn rất hạn chế, đặc biệt là các công trình nghiên cứu về động lực học và điều khiển xe goòng chở gỗ. Có một số công bố về các nghiên cứu về dây chuyền xẻ gỗ nói chung nhưng chủ yếu tập trung vào ổn định của cưa vòng đứng, độ mài giữa lưỡi cưa và bánh đà và một số nghiên cứu liên quan đến phương pháp thực nghiệm để tối ưu hóa tốc độ chuyển động dọc của xe goòng và các nghiên cứu về hiệu suất của dây chuyền xẻ gỗ. Các nghiên cứu về điều khiển, phanh hãm và dao động ngang của xe goòng chở gỗ gần như chưa được công bố.

1.4. Tổng quan về cấu tạo và nguyên lý hoạt động của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động do đề tài mã số ĐTĐL.CN-10/16 [2] thiết kế chế tạo

Đối tượng nghiên cứu của luận án là xe goòng chở gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động, do đó để làm cơ sở cho việc nghiên cứu động lực học và điều khiển đối với xe goòng chở gỗ, cần thiết phải tìm hiểu về tổng quan cấu tạo và nguyên lý làm việc của dây chuyền xẻ gỗ tự động do đề tài thiết kế chế tạo.

Đề tài “*Nghiên cứu thiết kế, chế tạo dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động năng suất 3-4 m³/h gỗ thành phẩm*” mã số ĐTĐL.CN-10/16 do PGS.TS. Dương Văn Tài làm chủ nhiệm đã nghiên cứu, thiết kế và chế tạo ra dây chuyền xẻ gỗ tự động gồm các khâu cấp liệu, xẻ ván, rọc rìa, xếp đóng, trong đó hầu hết các khâu được điều khiển tự động. Ngoài ra, đề tài đã thiết kế chế tạo hệ thống tự động xác định hình dạng, kích thước khúc gỗ tròn trước khi xẻ bằng quét tia laser, số liệu sau khi đo đếm được sử dụng để lập ra các bản đồ xẻ tối ưu, với công nghệ và hệ thống này cho phép nâng cao tỷ lệ thành phẩm ván xẻ [5]. Dây chuyền hiện đang được sử dụng tại Công ty Cổ phần Thiết bị Chuyên dùng Việt Nam.



Hình 1.9. Mô hình thiết kế dây chuyền xẻ gỗ trong đề tài mã số ĐTĐL.CN-10/16

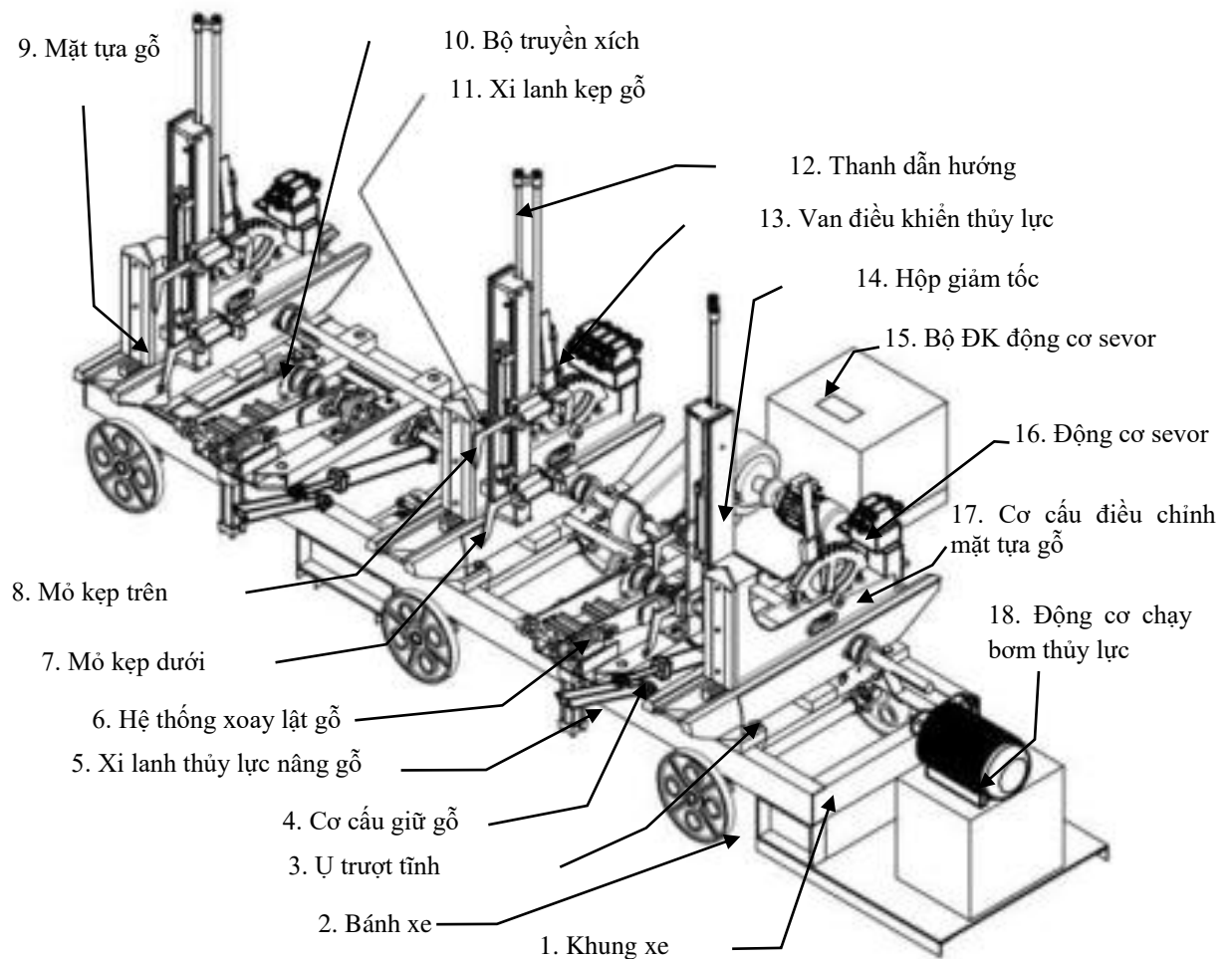
- (1) Phôi gỗ tròn; (2) Hệ thống tự động cấp phôi;
- (3) Cảm biến laser để nhận dạng mặt cắt ngang của cây gỗ;
- (4) Xe goòng đẩy gỗ; (5) Tủ điều khiển trung tâm; (6) Cưa vòng đứng;
- (7) Hệ thống rọc rìa tự động; (8) Ván thành phẩm đóng cọc;
- (9) Hệ thống xếp dỡ tự động; (10) Hệ thống hút bụi.



Hình 1.10. Dây chuyền xẻ gỗ do đề tài ĐTĐL.CN-10/16 chế tạo

Đặc điểm của dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động được thiết kế với năng suất 3 - 4 m³ thành phẩm/giờ. Đầu vào của dây chuyền là gỗ tròn có đường kính từ 30 - 80 cm, chiều dài tối đa 4 m, gỗ thành phẩm đạt độ chính xác $\geq 0,8$ mm/tổng chiều dài 4 m, tỉ lệ thành phẩm đạt từ 60-70%.

Cấu tạo của hệ thống xe goòng chở gỗ



Hình 1.11. Hệ thống xoay trở, vạm kẹp gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động

Hệ thống xe goòng chở gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động là hệ thống quan trọng nhất, quyết định năng suất chất lượng sản phẩm, đây là hệ thống có cấu tạo phức tạp nhất, nhiều chi tiết nhất trong dây chuyền. Hệ thống xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động bao gồm các cơ cấu như sau:

- Cơ cấu xoay trở khúc gỗ để tạo vị trí xẻ tối ưu;
- Cơ cấu vạm kẹp chặt khúc gỗ để ổn định khúc gỗ khi xẻ không bị rung lắc, xô dịch;
- Cơ cấu di chuyển khúc gỗ tiến vào cửa để tạo chiều dày mạch xẻ;
- Cơ cấu di chuyển xe goòng theo chiều dọc cây gỗ để tạo mạch xẻ.

Hệ thống xoay, lật, vạm kẹp gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động đã được thiết kế như Hình 1.11.

Nguyên lý hoạt động

Dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động được thiết kế với năng suất 3-4 m³ thành phẩm/giờ. Đầu vào của dây chuyền là gỗ tròn có đường kính từ 0,3-0,8 m, chiều dài tối đa 4 m, chiều dày gỗ thành phẩm đạt độ chính xác $\geq 0,8$ mm/tổng chiều dài 4 m, tỉ lệ gỗ đạt từ 60-70%. Hệ thống xoay lật, vạm kẹp gỗ trong dây chuyền xẻ gỗ tự động là hệ thống quan trọng nhất, quyết định năng suất chất lượng sản phẩm, đây là hệ thống có cấu tạo phức tạp nhất, nhiều chi tiết nhất trong dây chuyền.

Xe goòng đẩy gỗ có thể di chuyển được thông qua 6 bánh xe đặt trên hai thanh ray thép. Mặc dù xe goòng chạy trên ray sắt với tốc độ không cao, chỉ trong khoảng 0,08 – 0,25 m/s, nhưng do khối trọng lượng lớn, lại phân bố không đều trên 6 bánh di chuyển trên hai ray thép đặt trên nền bê tông đàn hồi nên sẽ dẫn đến sự rung động của các ray với các biên độ và tần số khác nhau; đây là một trong các nguyên nhân làm cho mặt phẳng xẻ gỗ có sự dao động theo phương ngang, dẫn đến làm tăng độ rộng của mạch xẻ cũng như chất lượng mặt xẻ gỗ bị giảm. Chính vì vậy, cần nghiên cứu một cách sâu về nội dung này để tìm ra được các thông số phù hợp trong thiết kế, lắp đặt ban đầu hệ thống xe goòng đẩy gỗ, đảm bảo cho biên độ dao động của mạch xẻ nằm trong giới hạn cho phép trong quá trình xẻ gỗ. Đây cũng là một trong các mục đích nghiên cứu của luận án.

1.5. Mục tiêu nghiên cứu của luận án

Trên cơ sở kết quả phân tích phân tổng quan, để phục vụ cho mục đích nghiên cứu, luận án cần hoàn thành các mục tiêu nghiên cứu sau:

- Xây dựng mô hình, thiết lập các phương trình động lực học trong chuyển động dọc trên ray của xe goòng, từ đó mô phỏng điều khiển xe chạy với vận tốc phù hợp với thông số của lực cắt lưỡi cưa và lực cản cắt riêng của gỗ.
- Thiết lập phương trình dao động ngang của mạch xẻ gỗ, khảo sát các yếu tố ảnh hưởng đến biên độ dao động ngang của mạch xẻ, tính toán các thông số

về nền móng, thanh ray để phục vụ cho quá trình lắp đặt ban đầu, đảm bảo biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xê phải nằm trong giới hạn cho phép.

- Tính toán các thông số cho dây cáp phanh và lực kéo phanh cũng như tốc độ kéo ngược cáp phanh để khi phanh xe goòng (phanh bằng tời kéo) thì đoạn đường phanh nằm trong khoảng cách cho phép.

- Thực nghiệm để kiểm chứng mô hình tính toán lý thuyết về dao động ngang của mạch xê có phù hợp với thực tế không.

1.6. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu trong luận án là hệ thống xe goòng trong dây chuyền xê gỗ tự động do đề tài cấp nhà nước mã số ĐTĐL.CN-10/16 thiết kế và chế tạo.

1.7. Phạm vi nghiên cứu

- Để xây dựng mô hình lý thuyết khi nghiên cứu dao động ngang của mạch xê cũng như nghiên cứu cho quá trình phanh hãm, luận án sử dụng các giả thiết:

- + Khung và bánh xe goòng là tuyệt đối cứng (không chịu uốn, xoắn, nén);
- + Bánh xe goòng lăn không trượt trên ray;
- + Các thanh ray chịu uốn thuần túy, đặt trên nền đàn hồi Winkler;
- + Cáp kéo phanh có độ tự dẫn ban đầu và đàn hồi theo quy luật Huc;
- + Bỏ qua độ dơ giữa các bánh xe và ổ trục bánh cũng như độ dơ giữa bánh xe và dầm ray.

- Thực nghiệm để kiểm chứng mô hình sẽ dùng gỗ Tần Bì (có lực cản cắt riêng, $K = 36,15 \text{ N/mm}^2$ [3]) để thực nghiệm xê.

1.8. Nội dung nghiên cứu

1.8.1. Nội dung nghiên cứu lý thuyết

- Xây dựng mô hình động lực học, thiết lập các phương trình vi phân mô tả động lực học chuyển động dọc của xe goòng;

- Xây dựng mô hình, thiết lập phương trình động lực học quá trình phanh hãm;

- Xây dựng bộ điều khiển, thuật toán điều khiển quá trình chuyển động dọc của xe goòng và quá trình phanh hãm;
- Xây dựng mô hình, thiết lập phương trình dao động ngang của xe goòng trong mặt phẳng mạch cura, dựa trên bài toán dầm nằm trên nền đàn hồi chịu tải trọng tập trung thay đổi và di chuyển;
- Khảo sát các thông số động lực học và mô phỏng điều khiển xe goòng trong quá trình di chuyển dọc và quá trình phanh hãm;
- Khảo sát phương trình dao động ngang của xe goòng trong mặt phẳng mạch cura khi xẻ gỗ.

1.8.2. Nội dung nghiên cứu thực nghiệm

- Xác định tải trọng tác dụng lên các bánh xe;
- Xác định hệ số tự dẫn λ của cáp;
- Xác định hệ số nền k_0 [5], [9], [15];
- Thực nghiệm đo biên độ dao động ngang của mạch xẻ để kiểm chứng với kết quả tính toán lý thuyết.

1.9. Phương pháp nghiên cứu

1.9.1. Phương pháp nghiên cứu lý thuyết

Trong nghiên cứu lý thuyết, luận án vận dụng phương pháp xây dựng mô hình động lực học xe goòng trong đó có xét đến các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình phanh; xây dựng bài toán dao động ngang của xe goòng, sau đó khảo sát các thông số bằng các mô hình thuật toán được xác lập.

1.9.2. Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm

Trong nghiên cứu thực nghiệm, luận án ứng dụng phương pháp đo các đại lượng không điện bằng điện, sử dụng các thiết bị đo và phần mềm đo hiện đại trong thu thập và xử lý số liệu thực nghiệm;

Việc áp dụng các phương pháp nghiên cứu nêu trên sẽ được trình bày cụ thể ở các chương tiếp theo khi tiến hành nghiên cứu từng nội dung.

Kết luận chương 1

Từ những trình bày ở trên luận án rút ra một số kết luận sau:

1. Hệ thống xe goòng xẻ gỗ tự động đã được đề tài độc lập cấp nhà nước mã số ĐTĐL.CN-10/16 thiết kế chế tạo, tuy nhiên đề tài chỉ tập trung vào tính toán thiết kế, chế tạo và khảo nghiệm, chưa có đề cập đến nghiên cứu động lực học và điều khiển xe goòng này.

2. Trong các công trình nghiên cứu về hệ thống dây chuyền xẻ gỗ trên thế giới và ở Việt Nam đã được công bố, thì nội dung nghiên cứu về động lực học và điều khiển xe goòng xẻ gỗ tự động còn hạn chế.

3. Hệ thống xe goòng xẻ gỗ tự động do đề tài độc lập cấp nhà nước thiết kế chế tạo còn nhiều tồn tại, đó là:

- + Sự rung động còn lớn, từ đó ảnh hưởng đến độ mập mô bề mặt ván xẻ,
- + Chiều dài quãng đường phanh hãm của xe goòng lớn khi xe goòng gặp sự cố, từ đó ảnh hưởng đến an toàn của hệ thống xẻ gỗ.

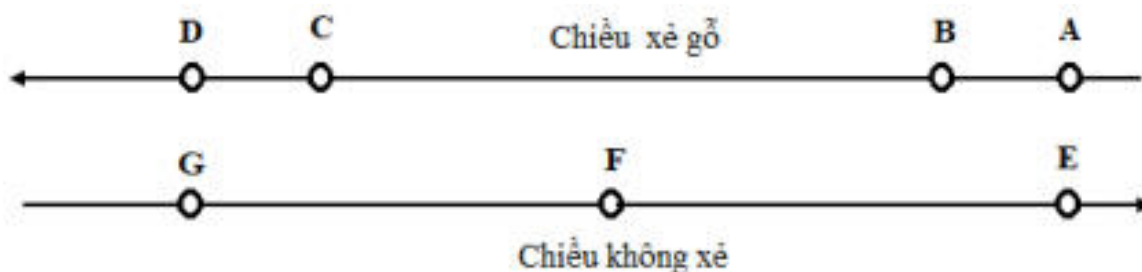
Vì vậy, việc thực hiện đề tài: ***"Nghiên cứu động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động"*** mà luận án lựa chọn là cần thiết, nhằm đưa ra giải pháp lựa chọn, điều khiển các thông số hợp lý trong quá trình xẻ gỗ; hạn chế rung động và phanh hãm kịp thời khi xe goòng gặp sự cố, từ đó làm tăng năng suất xẻ, đảm bảo chất lượng và an toàn cho hệ thống xe goòng xẻ gỗ tự động.

CHƯƠNG 2

ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN XE GOÒNG TRONG QUÁ TRÌNH DI CHUYỂN, PHANH Hãm

2.1. Động lực học và điều khiển chuyển động dọc của xe goòng trong quá trình xẻ gỗ

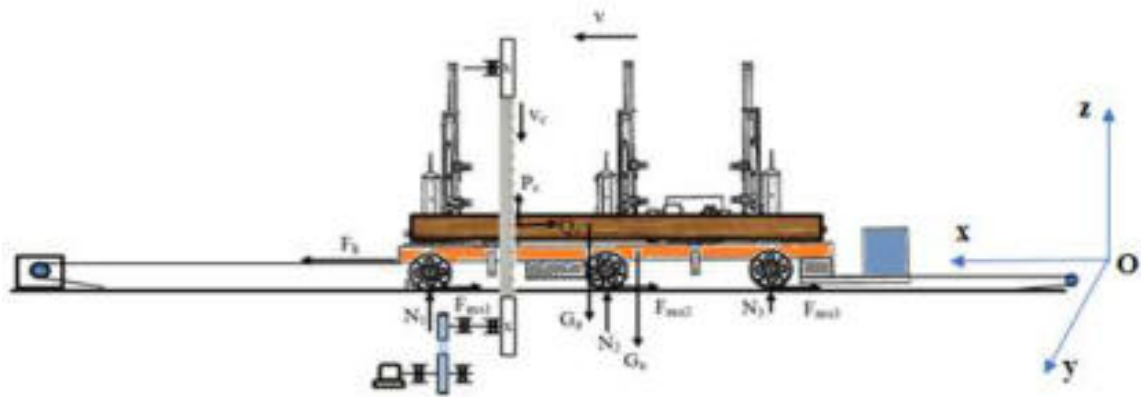
Khi làm việc, xe goòng có hai chiều chuyển động gồm chuyển động theo chiều xẻ gỗ và chuyển động theo chiều không xẻ gỗ. Đối với chiều xẻ gỗ, đầu tiên xe goòng dừng ngay trước cơ cấu cấp liệu để nhận nguyên liệu gỗ xẻ, đầu to của khúc gỗ luôn được đặt hướng theo chiều xẻ gỗ. Gọi A, B, C, D, E, F, G là các điểm trùng với đầu to khúc gỗ trên đường ray. Điểm A tại vị trí khi xe goòng đứng yên, điểm B tại vị trí lưỡi cưa vòng đứng (tức là lúc nguyên liệu gỗ bắt đầu tiếp xúc với lưỡi cưa), điểm C trùng với vị trí khi điểm cuối khúc gỗ ra khỏi lưỡi cưa (chiều dài khúc gỗ $l_g = BC$). Điểm D là vị trí đầu to khúc gỗ khi xe goòng đứng lại để chuyển sang chiều chạy không tải.



Hình 2.1. Sơ đồ chuyển động của xe goòng

Đối với chiều không xẻ gỗ, điểm G trùng với điểm D, là vị trí của đầu to khúc gỗ khi xe goòng bắt đầu di chuyển theo chiều không xẻ gỗ. Xe goòng chuyển động nhanh dần đều từ điểm G đến điểm F, sau đó xe chuyển động chậm dần đều từ điểm F đến điểm E và dừng lại.

Sơ đồ di chuyển của xe goòng được thể hiện như (Hình 2.1). Từ mô hình này ta sẽ phân tích các lực tác động lên xe goòng trong quá trình làm việc.



Hình 2.2. Mô hình động lực học chuyển động dọc của xe goòng

2.1.1. Các giả thiết xây dựng mô hình động lực học xe goòng

- Đường ray nằm ngang tuyệt đối;
- Bỏ qua lực cản gió vì dây chuyền đặt trong nhà và di chuyển với tốc độ chậm;
- Không tính đến sự rung động của lưỡi cưa.

2.1.2. Thiết lập phương trình vi phân chuyển động chuyển động dọc của xe goòng

Trong trường hợp tổng quát khi xe goòng chuyển động theo chiều xẻ gỗ sẽ chịu tác động của các lực theo chiều dọc gồm lực kéo cáp của động cơ, lực quán tính của xe goòng và gỗ, lực ma sát của xe goòng với đường ray, lực cản khi đẩy gỗ vào cưa trong quá trình xẻ gỗ. Ngoài ra, còn có các lực khác như lực ma sát giữa cáp và đất.

Chọn hệ toạ độ đề các Oxyz với trục Ox hướng theo phương chuyển động (*hướng dương theo hướng lực kéo cáp xe goòng tác dụng*). Gọi x là toạ độ của xe goòng trên trục Ox.

Từ (Hình 2.2), ta có phương trình cân bằng lực như sau:

$$m\ddot{x} = F_k - Q_c - \Sigma F_{msi} \quad (2.1)$$

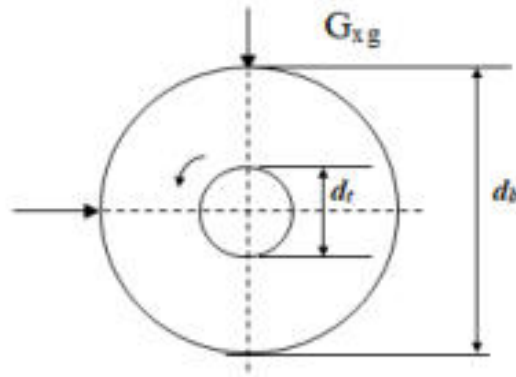
trong đó: F_k - Lực kéo cáp xe goòng; Q_c - Lực cản của lưỡi cưa đối với xe goòng theo chiều dọc cây gỗ; ΣF_{msi} - Tổng lực ma sát giữa xe goòng và đường ray:

$$\Sigma F_{msi} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 \quad (2.2)$$

trong đó: $F_{1÷6}$ lần lượt là lực ma sát tại các bánh xe từ 1 đến 6.

2.1.2.1. Xác định lực ma sát F_{ms} của các bánh xe

Ta có lực ma sát F_{msi} của một bánh xe thứ i là lực vòng trên bánh xe tại vị trí tiếp xúc giữa bánh xe với đường ray và có chiều ngược với chiều chuyển động. Lực F_{msi} gồm lực cản lăn giữa bánh xe với ray, ma sát trong ổ trục bánh xe và ma sát giữa thành bánh xe với cạnh bên của ray. Các bánh xe có các kích thước hình học như nhau nhưng chịu các trọng tải khác nhau nên dẫn đến các lực ma sát F_{msi} khác nhau. Mô hình tính toán lực cản ma sát được thể hiện trên (Hình 2.3)



Hình 2.3. Mô hình tính toán lực cản ma sát giữa bánh xe và ray

Phương trình cân bằng mômen của 1 bánh khi không kể đến ma sát thành bánh xe được tính theo công thức:

$$F_{msi} \frac{d_b}{2} = m_{ti} \cdot g \cdot k_{ms} \frac{d_b}{2} + M_{zi} \quad (2.3)$$

trong đó: k_{ms} - Hệ số ma sát của bánh xe gòong và đường ray;

m_{ti} - Khối lượng đặt lên bánh xe thứ i , kg;

g - Gia tốc trọng trường, m/s^2 ;

d_b - Đường kính bánh xe, m;

d_t - Đường kính ổ trục, m;

M_{zi} - Mômen ma sát ổ trục, Nm.

Ta có:

$$M_{zi} = m_{ti} \cdot g \frac{k_t d_t}{2} \quad (2.4)$$

$$F_{msi} = k_{ms} m_{ti} g \quad (2.5)$$

trong đó: k_t - Hệ số ma sát ổ trục;

Từ đó ta có:

$$F_{msi} = m_{ti} \cdot g \frac{k_{ms} d_b + k_t d_t}{d_b} \quad (2.6)$$

Để kể đến ma sát thành bánh, dùng hệ số k_b . Hệ số này phụ thuộc vào dạng bánh xe và loại ổ trục. Đối với trường hợp bánh của xe goòng sử dụng bạc trượt ta chọn $k_b = 1,4$. Khi đó, lực cản ma sát được viết như sau:

$$F_{ms} = \sum F_{msi} = \sum m_{ti} \cdot g \frac{k_{ms} d_b + k_t d_t}{d_b} k_b = g \frac{k_{ms} d_b + k_t d_t}{d_b} k_b \sum m_{ti} \quad (2.7)$$

Đặt $\mu = \frac{k_{ms} d_b + k_t d_t}{d_b} k_b$ gọi là hệ số cản chuyển động. (2.8)

$$m = \sum m_{ti} = (m_{xg} + m_g) \quad (2.9)$$

Khi đó $F_{ms} = m \cdot g \mu$ (2.10)

trong đó: m_{xg} - khối lượng của xe goòng, kg; m_g - khối lượng của gỗ, kg;

2.1.2.2. Xác định lực cản Q_c của lưỡi cưa lên xe goòng theo chiều dọc

Lực cản Q_c là lực cần thiết tạo ra tại vị trí giữa gỗ và lưỡi cưa để đẩy gỗ tiến vào lưỡi cưa. Lực cản Q_c được xác định cho từng loại gỗ và chiều cao mạch xẻ ($L_{cắt}$) theo các công thức:

$$Q_c = \sum q_i = \bar{q} \cdot n_{cr} = \bar{q} \cdot n_c \cdot L_{cat} \quad (2.11)$$

Trong đó: q_i - Lực đẩy trên một răng cưa;

$\bar{q}$ - Lực đẩy trung bình;

n_{cr} - Số răng tham gia cắt gỗ;

L_{cat} - Chiều cao mạch cắt gỗ (m);

n_c - Số răng cưa trên một mét lưỡi cưa.

Lực cản Q_c được xác định bằng công thức thực nghiệm như sau:

$$Q_c = (0.7 \div 1.0) \cdot P_n, (N) \quad (2.12)$$

Trong đó: P_n - Lực cản cắt của lưỡi cưa.

$$P_n = 10^3 \cdot K b_c L_{cat} \cdot \frac{v}{v_c}, (N) \quad (2.13)$$

Lấy trị số 0,7 khi cưa sắc và 1,0 khi cưa cùn. Trong trường hợp này chọn giá trị trung bình là 0,85.

- K - Lực cản cắt riêng, N/mm^2 ;
- b_c - Chiều rộng mạch cưa, mm ;
- v - Tốc độ kéo xe goòng, m/s ;
- v_c - Tốc độ cắt của cưa, m/s ;

Như vậy ta có:

$$Q_c = 850 \cdot K b_c L_{cat} \cdot \frac{v}{v_c} \quad (N) \quad (2.14)$$

Tốc độ kéo của xe goòng v phải phù hợp cho quá trình cắt gỗ, nó được xác định như sau:

$$\text{Ta có} \quad c = \frac{10^{-3} \cdot h_c \cdot b_c \cdot v_c}{\tau L_{cat} v} \quad (2.15)$$

$$\text{Trong đó: } c - \text{Độ nén mùn cưa:} \quad c = \frac{V_m}{V_d}$$

V_m - Thể tích mùn cưa bị nén trong hàu cưa;

V_d - Thể tích gỗ đặc tạo ra V_m mùn cưa;

h_c - Độ sâu răng cưa, (mm) ; L_{cat} - Chiều cao mạch cưa, (m) ;

b_c - Bề rộng mạch cưa, (mm) ; τ - Bước răng, (mm) ;

Từ (2.15) có được công thức tính tốc độ kéo xe goòng phù hợp cho quá trình cắt gỗ như sau:

$$v = \frac{10^{-3} \cdot h_c \cdot b_c \cdot v_c}{\tau L_{cat} c}, (m/s) \quad (2.16)$$

Từ công thức (2.16) ta thấy vận tốc của xe goòng phụ thuộc vào nhiều yếu tố gồm vận tốc cắt, chiều cao mạch cưa, diện tích hàu cưa, bước răng và độ nén mùn cưa.

2.1.2.3. Tính toán lực kéo xe goòng F_k

Gọi F_k là lực kéo xe goòng. Từ phương trình cân bằng chuyển động tịnh tiến của xe goòng (2.1) :

$$F_k - Q_c - \Sigma F_{ms} = m\ddot{x} \quad (2.17)$$

nhận thấy:

- + Xe goòng chuyển động thẳng đều khi gia tốc $\ddot{x} = 0$ và xe phải có vận tốc ban đầu khác 0.
- + Xe goòng chuyển động nhanh dần khi gia tốc $\ddot{x} > 0$ (2.18)
- + Xe goòng chuyển động chậm dần khi gia tốc $\ddot{x} < 0$

Do vậy :

a) Đối với chiều xẻ gỗ trong giai đoạn BC – giai đoạn xẻ gỗ

Giả thiết tốc độ xe goòng trong giai đoạn này không đổi, ta có:

$$\ddot{x} = \dot{v} = 0; \dot{x} = v = const$$

khi đó

$$F_k = \Sigma F_{ms} + Q_c \quad (2.19)$$

b) Đối với các giai đoạn AB và GF – Đoạn khởi hành đầu tiên của chặng

Giả thiết tốc độ xe goòng trong giai đoạn này là nhanh dần đều, ta có:

$$Q_c = 0 \quad (2.20)$$

$$F_k > \Sigma F_{ms} \quad (2.21)$$

c) Đối với các giai đoạn CD và EF - Đoạn cuối của chặng

Giả thiết tốc độ xe goòng trong giai đoạn này là chậm dần đều, ta có:

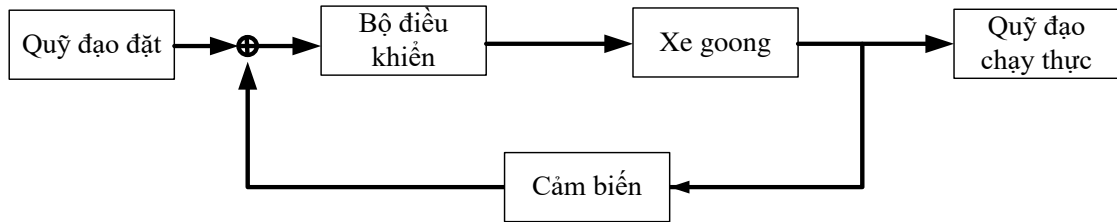
$$Q_c = 0 \quad (2.22)$$

$$F_k < \Sigma F_{ms} \quad (2.23)$$

2.2. Xây dựng thuật toán điều khiển chuyển động xe goòng

Để điều khiển chuyển động xe goòng theo quỹ đạo mong muốn (chạy theo các quỹ đạo AB-BC-CD khi xẻ gỗ, chạy theo quỹ đạo GF, FE khi đi về không

xẻ), thì hệ thống xe goòng cần phải được điều khiển theo vòng kín, với sơ đồ điều khiển tổng quát được thể hiện trên (Hình 2.4).



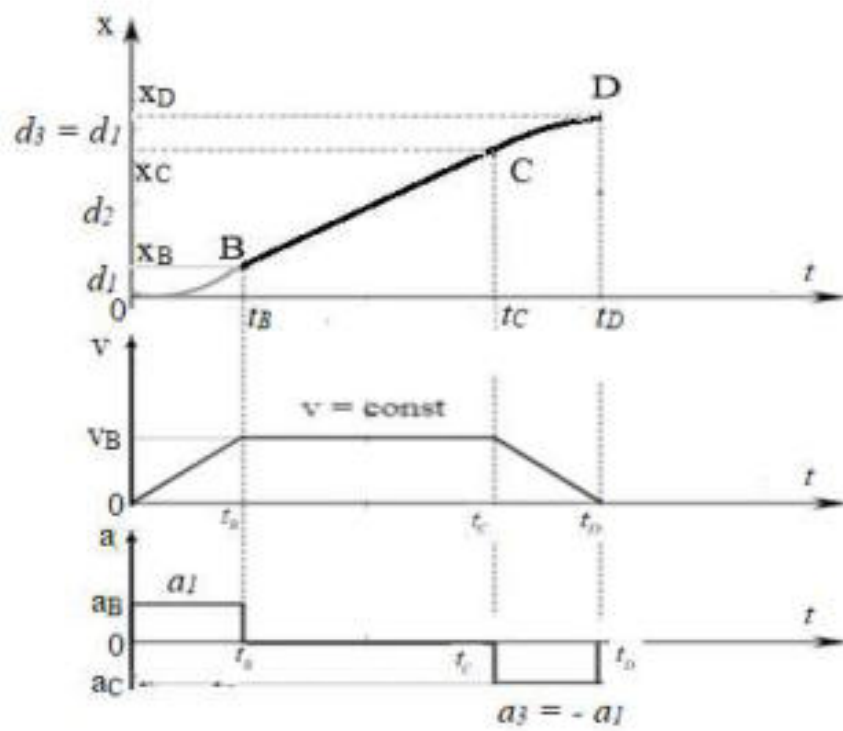
Hình 2.4. Hệ thống điều khiển vòng kín chuyển động xe goòng

2.2.1. Thiết lập chế độ cho chuyển động của xe goòng

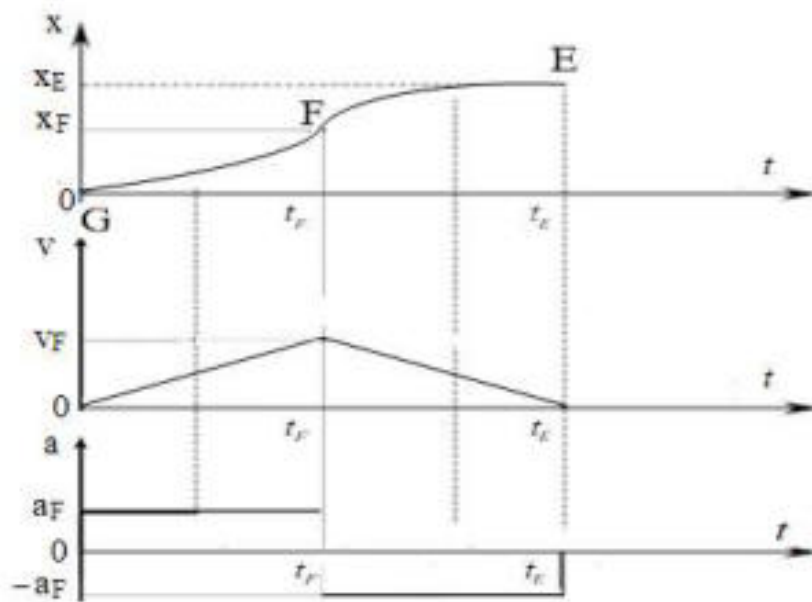
Thiết lập chế độ cho chuyển động xe goòng là thiết lập giá trị mong muốn của chuyển động xe để có tín hiệu đưa vào hệ thống điều khiển. Việc thiết kế chế độ di chuyển của xe có nhiệm vụ mô hình hoá yêu cầu chuyển động (được thể hiện trên Hình 2.1) ra tín hiệu toán học. Từ yêu cầu công nghệ về chuyển động của xe goòng, chúng ta có thể thấy:

Khi xe goòng xẻ gỗ, yêu cầu chuyển động theo chế độ 2-1-2: vận tốc xe tăng dần: đoạn AB - vận tốc xe không đổi: đoạn BC - vận tốc xe giảm dần: đoạn CD, chế độ chuyển động này được thể hiện trên (Hình 2.5-a);





a) Chế độ 2-1-2



b) Chế độ 2-2

Hình 2.5. Đồ thị chế độ chuyển động xe goòng

$x_A=0$; x_B ; x_F ; x_C ; x_D ; là giá trị vị trí xe goòng tại điểm A, B, C, D , v_i là giá trị tốc độ xe goòng tại các điểm tương ứng; a_1 là gia tốc xe goòng trên đoạn

AB ; t_i là thời điểm xe goòng đi qua các điểm A, B, C, D ($t_A = 0$); $L_1, L_2, L_3 = L_1$ khoảng cách giữa các điểm: AB, BC, CD .

2.2.1.1. Thiết lập chế độ 2-1-2

Chọn hệ toạ độ Ox theo hướng AD với gốc $O \equiv A$. Gọi a_{max} là gia tốc cho phép được xác định từ độ bền cơ khí của hệ thống xe goòng.

a) Trên đoạn AB , xe chuyển động với gia tốc không đổi a_1 thoả mãn điều kiện vận tốc bằng 0 tại A và đạt vận tốc v (bằng tốc độ đẩy gổ) tại B . Khi đó phương trình chuyển động của xe trên đoạn AB sẽ có dạng sau:

$$x = \frac{a_1}{2} t^2 \quad (2.24)$$

trong đó a_1 là hằng số xác định từ các điều kiện:

$$x(0) = 0; \dot{x}(0) = 0, x(t_B) = L_1; \dot{x}(t_B) = v \quad (2.25)$$

Từ đó ta có :

$$\begin{cases} \frac{a_1}{2} t_B^2 = L_1 \\ a_1 t_B = v \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} t_B = \frac{2L_1}{v} \\ a_1 = \frac{v^2}{2L_1} \end{cases} \quad (2.26)$$

Do điều kiện $a_1 \leq a_{max}$, nên trong thiết kế hệ thống dây chuyền xẻ cần thoả mãn:

$$a_{max} \geq \frac{v^2}{2L_1} \quad (2.27)$$

b) Trên đoạn BC , xe chuyển động đều với vận tốc v nên có được phương trình chuyển động:

$$\begin{cases} x = L_1 + v \cdot (t - t_B) ; t_B \leq t \leq t_C \\ t_C = t_B + \frac{L_2}{v} \end{cases} \quad (2.28)$$

c) Trên đoạn CD , xe chuyển động giảm dần với gia tốc $-a_1$, nên phương trình chuyển động sẽ có dạng:

$$\begin{cases} x = x_C + v(t - t_C) - \frac{a_1}{2} (t - t_C)^2, t_C \leq t \leq t_D \\ t_D = t_C + t_B \end{cases} \quad (2.29)$$

Với các thông số đã xác định, hệ phương trình biểu diễn chế độ đặt đầu vào của chuyển động xe goòng được thiết lập như sau:

$$\begin{aligned} x &= \frac{a_1}{2} t^2 ; 0 \leq t \leq t_B = \frac{2L_1}{v} \\ x &= L_1 + v.(t - t_B) ; t_B \leq t \leq t_C = t_B + \frac{L_2}{v} \\ x &= x_C + v(t - t_C) - \frac{a_1}{2} (t - t_C)^2 , t_C \leq t \leq t_D = t_C + t_B \end{aligned} \quad (2.30)$$

2.2.1.2. Thiết lập chế độ 2-2 cho quá trình đi về không xẻ

Chọn hệ toạ độ Ox theo hướng DA với gốc O $\equiv$ D

Từ yêu cầu công nghệ, chế độ 2-2 khi xe goòng chạy lùi về sẽ đối xứng tại điểm F và thoả mãn điều kiện: vận tốc tại các điểm A và D phải bằng 0.

Gọi $L = L_1 + L_2 + L_3$. Vận tốc chuyển động của xe trên đoạn DF có dạng:

$$\begin{cases} \dot{x} = B_1 t_F^2 - B_1 (t - t_F)^2 ; 0 \leq t \leq t_A = 2t_F & (a) \\ x(0) = 0 ; x(t_A) = L & (b) \\ \dot{x}(0) = 0 ; \dot{x}(t_A) = 0 & (c) \end{cases} \quad (2.31)$$

Phương trình (2.31a) thoả mãn điều kiện (2.31c)

Từ (2.31a) kết hợp điều kiện $x(0) = 0$ và $x(2t_F) = L$ dẫn đến:

$$\begin{cases} x = B_1 t_F^2 t - \frac{B_1}{3} (t - t_F)^3 - \frac{B_1 t_F^3}{3} ; 0 \leq t \leq t_A = 2t_F \\ \frac{4}{3} B_1 t_F^3 = L \end{cases} \quad (2.32)$$

Từ (2.31a) có được gia tốc chuyển động: $\ddot{x} = -2B_1(t - t_F)$ lớn nhất bằng $2B_1 t_F$ tại $t = 0$. Do vậy để tăng năng suất xẻ gỗ nên lấy giá trị này bằng a_{max} tức là lấy: $2B_1 t_F = a_{max}$, kết hợp với (2.32) dẫn đến:

$$t_F = \sqrt{\frac{3L}{2a_{max}}} \quad \text{và} \quad B_1 = \frac{a_{max}}{2} \sqrt{\frac{3a_{max}}{2L}} \quad (2.33)$$

Thay (2.33) vào (2.32) ta có được phương trình chuyển động của xe goòng ở chế độ lùi về không xẻ gỗ:

$$x = H_1(t - t_F)t - H_2(t - t_F)^3 - \frac{L}{4}; \quad 0 \leq t \leq t_A = 2\sqrt{\frac{3L}{2a_{max}}} \quad (2.34)$$

$$\text{với } H_1 = \sqrt{\frac{3La_{max}}{8}}; \quad H_2 = \frac{a_{max}}{6}\sqrt{\frac{2a_{max}}{3L}}; \quad t_F = \sqrt{\frac{3L}{2a_{max}}}$$

2.2.2. Xây dựng thuật toán điều khiển chuyển động xe goòng

Từ mô hình động lực học được xây dựng ở trên, thông qua các công thức (2.1), (2.9), (2.10) và (2.14), luận án xác định được lực kéo cần thiết để xe goòng di chuyển được thể hiện qua công thức tổng quát (2.35) như sau:

$$F_k = Q_c + \sum F_{ms} + m\ddot{x}$$

Từ các công thức (2.8 – 2.10) và (2.14) có được:

$$\begin{aligned} F_k &= 850.Kb_c L_{cat} \frac{v_0}{v_c} + (m_{xg} + m_g)g\mu + (m_{xg} + m_g)\ddot{x} \\ \Leftrightarrow F_k &= (m_{xg} + m_g)\ddot{x} + 850.Kb_c L_{cat} \frac{\dot{x}}{v_c} + (m_{xg} + m_g)g\mu \\ \Leftrightarrow F_k &= m\ddot{x} + B_0\dot{x} + mg\mu \end{aligned} \quad (2.35)$$

với vận tốc xe goòng $v_0 = \dot{x}$ và $m = (m_{xg} + m_g)$ và $B_0 = \frac{850.Kb_c L_{cat}}{v_c} \geq 0$.

Có thể thấy, F_k là lực cần thiết tác động lên xe goòng để tạo ra chuyển động $(x, \dot{x}, \ddot{x})$. Lực này do động cơ sinh ra thông qua bộ phận truyền động cơ khí, có tỷ số truyền k_t không đổi. Do vậy, việc thiết kế bộ điều khiển mới mục đích tạo được một lực F_k để xe goòng có thể chuyển động theo chế độ đã được đề xuất.

Để thiết kế thuật toán điều khiển, luận án đặt sai số toạ độ

$$e = x_d - x \quad (2.36)$$

Với x_d là giá đặt (giá trị mong muốn) vị trí xe goòng, giá trị này chính là toạ độ được thiết kế tại công thức (2.30) khi xe goòng chuyển động theo chiều xẻ gỗ, và công thức (2.34) khi xe goòng lùi về theo chiều không xẻ gỗ.

Do vậy, thuật toán điều khiển được đề xuất là thuật toán PD bù thành phần ma sát (Proportional Derivative) như sau:

$$F_k = K_p e - K_d \dot{x} + mg\mu \quad (2.37)$$

với K_p, K_d là hằng số xác định dương

Từ (2.35) và (2.37) có

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + B_0\dot{x} &= K_p e - K_d \dot{x} \\ \Leftrightarrow m\ddot{x} - K_p e &= -B_0\dot{x} - K_d \dot{x} \end{aligned} \quad (2.38)$$

Nhân hai vế của (2.38) với $\dot{x}$ và chú ý đến $\dot{e} = -\dot{x}$ dẫn đến:

$$\begin{aligned} m\ddot{x}\dot{x} - K_p e\dot{x} &= -B_0\dot{x}^2 - K_d\dot{x}^2 \\ \Leftrightarrow \frac{1}{2} \frac{d}{dt} (m\dot{x}^2 + K_p e^2) &= -B_0\dot{x}^2 - K_d\dot{x}^2 \end{aligned} \quad (2.39)$$

Để chứng minh tính ổn định của hệ thống, từ (2.39), chọn hàm năng lượng Lyapunov là:

$$V = m\dot{x}^2 + K_p e^2 \geq 0 \quad (2.40)$$

Dẫn đến đạo hàm của hàm năng lượng dương V là

$$\dot{V} = \frac{d}{dt} (m\dot{x}^2 + K_p e^2) \quad (2.41)$$

Thay (2.39) vào (2.41) nhận được

$$\dot{V} = 2(-B_0\dot{x}^2 - K_d\dot{x}^2) \leq 0 \quad (2.42)$$

Nhận xét: Do hàm (2.42) có giá trị âm, mà $V \geq 0$ nên $\lim_{t \rightarrow \infty} V = 0$. Nói cách khác

sau thời gian điều khiển thì $\begin{cases} e = x_d - x \rightarrow 0 \\ \dot{x} \rightarrow 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} x = x_d \\ \dot{x} \rightarrow 0 \end{cases}$. Có nghĩa là nếu sử dụng

bộ điều khiển PD bù ma sát, thì tọa độ x di chuyển của xe goòng sẽ bám vào giá trị mong muốn đã đặt ra; đồng thời $\dot{x} \rightarrow 0$ có nghĩa là hệ thống điều khiển sẽ làm xe dừng lại ở cuối quỹ đạo (điểm D đối với chuyển động xe gỗ và E đối với chuyển động quay về).

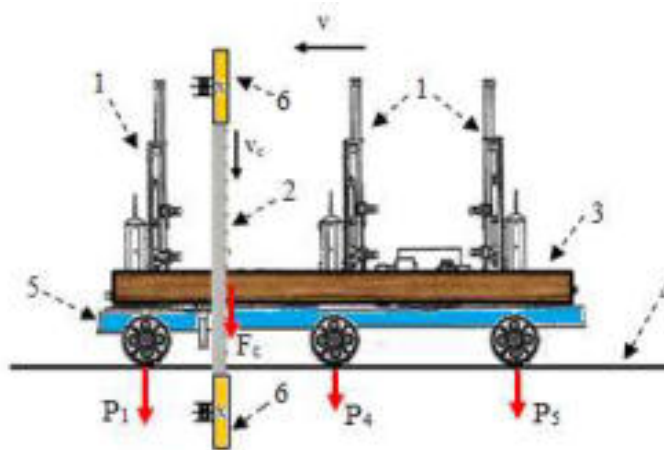
2.3. Tính toán dao động ngang của xe goòng (dao động mặt phẳng mạch cưa gỗ) trong quá trình xẻ gỗ

Xe goòng đẩy gỗ (trong dây chuyền xẻ gỗ dùng cưa vòng đứng) trong quá trình làm việc sẽ di chuyển bằng 6 bánh xe trên hai thanh ray đặt trên nền bê tông (Hình 2.6). Mặc dù xe đẩy gỗ di chuyển với vận tốc nhỏ, nhưng do tác

dụng lực cắt của lưỡi cưa và trọng lượng xe tác dụng lên các bánh xe không đều nhau nên gây ra hiện tượng xe rung lắc trong quá trình di chuyển, ảnh hưởng đến sự ổn định của mạch xe gỗ, dẫn đến sự hao hụt tỷ lệ thành khí gỗ cũng như độ nhẵn bề mặt gỗ xẻ. Để hạn chế sự rung động này, ngoài vấn đề tăng độ cứng của khung xe đẩy gỗ, cũng cần nghiên cứu mối liên hệ giữa độ cứng chống uốn EI của các thanh ray và hệ số nền móng k_0 , phục vụ cho thi công lắp đặt để khi vận hành xe gỗ thì biên độ dao động của mạch xe luôn trong giới hạn cho phép.

Nghiên cứu dao động của xe đẩy gỗ trong quá trình xe gỗ được mô hình hóa về bài toán dao động của dầm trên nền đàn hồi (Winkler), chịu các tải tập trung thay đổi và di động.

Bài toán về dao động của dầm đơn trên nền đàn hồi có nhiều ứng dụng trong kỹ thuật. Tùy theo các yêu cầu kỹ thuật sẽ dẫn đến mô hình bài toán dầm nằm trên các loại nền móng khác nhau. Chẳng hạn, İ. Coşkun và cộng sự [18], [19] nghiên cứu về dao động phi tuyến của dầm nằm trên nền đàn hồi Winkler. S.E. Motaghian và cộng sự [32] nghiên cứu dao động tự do của dầm trên nền đàn hồi cục bộ trong các điều kiện biên hỗn hợp. S. Kukla [27] nghiên cứu dao động tự do của dầm đỡ trên nền đàn hồi bậc thang trong các điều kiện biên khác nhau. M.A. De Rosa, M.J. Maurizi [20] nghiên cứu ảnh hưởng của khối lượng tập trung và nền Pasternak lên dao động tự do của dầm Euler. Joon Kyu Lee và cộng sự [28] nghiên cứu dao động tự do uốn và xoắn của dầm cong ngang trên móng Pasternak.



**Hình 2.6. Sơ đồ mặt cắt đứng của xe goòng đẩy gỗ
(trong dây chuyền cưa sử dụng máy cưa vòng đứng)**

*1 - Kẹp gỗ; 2 - Máy cưa vòng đứng; 3 - Gỗ xẻ, 4 - Thanh ray;
5 - Khung xe đẩy; 6 - Bánh đà.*

Cùng với nghiên cứu về dầm trên các mô hình nền có nhiều phương pháp giải tích và số học khác nhau đã được tiến hành. Chẳng hạn, W.Q. Chen và cộng sự [16] đưa ra phương pháp hỗn hợp, kết hợp phương pháp không gian trạng thái và phương pháp cầu phương vi phân, được đề xuất cho trường hợp uốn và dao động tự do của các dầm có độ dày tùy ý tựa trên nền đàn hồi Pasternak. T. Yokoyama [39], [40] đã trình bày một kỹ thuật phân tử hữu hạn để xác định các đặc tính rung động của một dầm - cột Timoshenko đồng nhất được đỡ trên một nền đàn hồi hai thông số. Zhou, D. [41], Desmond Adair [10] và Eisenberger, M. [21] sử dụng phương pháp lặp biến phân để tính toán tần số tự nhiên của dầm Timoshenko trên hai - tham số nền. Sh.N. Amiri and M. Onyango [12] đã thu được phản ứng dầm đơn được đỡ trên một nền đàn hồi mang tải trọng tập trung lần lặp đi lặp lại bằng phép biến đổi Fourier.

Có rất nhiều bài toán kỹ thuật về động lực học của dầm trên nền đàn hồi mà mô hình của chúng dựa trên giả thuyết Winkler. Nhiều mô hình khác đã được sử dụng để mô phỏng bài toán dầm trên nền đàn hồi, nhưng mô hình Winkler thường được chấp nhận. Trong phương pháp này, móng được mô hình

hóa bằng cách sử dụng mô hình Winkler của nền đàn hồi trong đó chuyển vị thẳng đứng được giả định là tỷ lệ thuận với áp lực tiếp xúc tại bất kỳ điểm nào.

Trong nội dung nghiên cứu của luận án, sử dụng mô hình dao động của dầm trên nền đàn hồi Winkler, nghiệm giải tích của phương trình vi phân dao động của dầm chịu tải tập trung di động được giải bằng phương pháp tách biến. Cùng với việc sử dụng hàm Delta Dirac và các tính chất của nó đã xác định được biểu thức tính biên độ dao động ngang của mặt phẳng mạch xẻ gỗ. Trên cơ sở kết quả này, cặp các giá trị EI và k_0 được xác định để biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ gỗ nằm trong giới hạn cho phép.

2.3.1. Tính toán các lực do trọng lượng của xe đẩy gỗ (trong dây chuyển xẻ gỗ dùng cửa vòng đứng) tác động lên hai thanh ray tại các điểm tiếp xúc giữa bánh xe và ray, khi xe di chuyển với vận tốc không đổi $v(m/s)$ - có kể đến lực cắt gỗ của lưỡi cửa

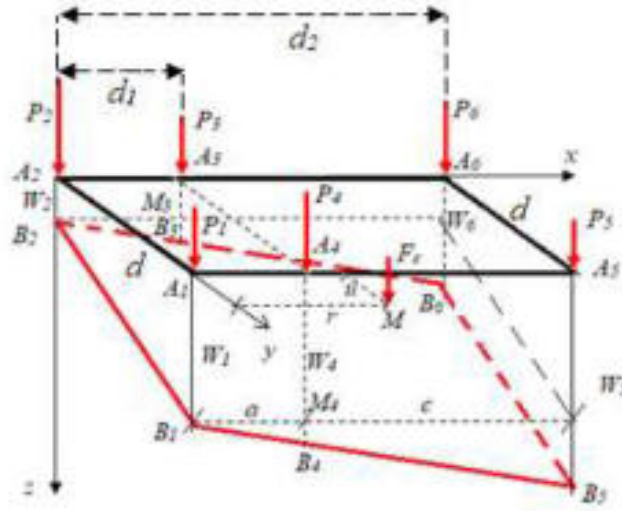
Giả sử khung xe đẩy gỗ là cứng tuyệt đối, các trục của 6 bánh xe được gắn vào khung tại các điểm A_i có khoảng cách như minh họa ở (Hình 2.7) Tại điểm A_i có lực nén bánh xe $P_i(N)$ và tại điểm M có lực cắt gỗ F_c hướng xuống.

Giả sử rằng các bánh của xe đẩy, với các lực tác dụng như trên (Hình 2.7), được đặt trên lò xo đàn hồi có hệ số cứng $\bar{k}$. Nếu gọi F_i là lực của xe tác dụng lên dầm ray tại các điểm A_i (điểm tiếp xúc của bánh xe và ray) và W_i là chiều dài của lò xo bị nén (Hình 2.7), thì $F_i = \bar{k} W_i$.

Chú ý điều kiện các điểm $B_1 B_2 B_3 B_4 B_5 B_6$ đồng phẳng, nên chúng có quan hệ sau:

$$\frac{W_3 - W_2}{W_6 - W_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{W_4 - W_1}{W_5 - W_1} \quad (2.43)$$

$$W_6 - W_2 = W_5 - W_1 \quad (2.44)$$



Hình 2.7. Mô hình tính toán tải trọng tác dụng lên thanh ray tại các điểm tiếp xúc với bánh xe goòng.

Từ điều kiện cân bằng mômen lực cho các cạnh A_1A_2 , A_2A_6 , A_1A_5 cùng với (2.43) - (2.44) và chú ý $r = vt$ dẫn đến

$$\begin{cases} W_3 + W_4 + \frac{d_2}{d_1} W_5 + \frac{d_2}{d_1} W_6 &= \frac{1}{k} U_1 + \frac{1}{k} \frac{vt}{d_1} F_c \\ W_1 + W_4 + W_5 &= \frac{1}{k} U_2 \\ W_2 + W_3 + W_6 &= \frac{1}{k} U_3 \\ -\frac{d_2 - d_1}{d_1} W_2 + \frac{d_2}{d_1} W_3 - W_6 &= 0 \\ -\frac{d_2 - d_1}{d_1} W_1 + \frac{d_2}{d_1} W_4 - W_5 &= 0 \\ W_1 - W_2 - W_5 + W_6 &= 0 \end{cases} \quad (2.45)$$

Trong đó

$$\begin{aligned} U_1 &= (P_3 + P_4) + \frac{d_2}{d_1} (P_5 + P_6) \\ U_2 &= P_1 + P_4 + P_5 + \frac{d+u}{d} F_c \\ U_3 &= P_2 + P_3 + P_6 + \frac{u}{d} F_c \end{aligned} \quad (2.46)$$

Gọi $U = (U_1 \ U_2 \ U_3 \ 0 \ 0 \ 0)^T$; $S = \left(\frac{v}{a} F_c \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \right)^T$;

$$F = (F_1 \ F_2 \ F_3 \ F_4 \ F_5 \ F_6)^T \quad (2.47)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 & \frac{d_2}{d_1} & \frac{d_2}{d_1} \\ 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{d_2-d_1}{d_1} & \frac{d_2}{d_1} & 0 & 0 & -1 \\ -\frac{d_2-d_1}{d_1} & 0 & 0 & \frac{d_2}{d_1} & -1 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.48)$$

Do $F_i = \bar{k} W_i$ nên F là nghiệm của hệ phương trình đại số tuyến tính:

$$A.F = U + S t \quad (2.49)$$

Giá trị F_i tất cả đều có dạng :

$$F_i = a_i + b_i t \quad (2.50)$$

Trong đó $\alpha = (a_1 \ a_2 \ a_3 \ a_4 \ a_5 \ a_6)^T$ và $\beta = (b_1 \ b_2 \ b_3 \ b_4 \ b_5 \ b_6)^T$ là nghiệm của hệ phương trình $A.\alpha = U$ và $A.\beta = S$. Như vậy, giá trị của a_i, b_i chỉ phụ thuộc vào giá trị của các tham số $d, d_1, d_2, h, P_i, F_c, v$.

2.3.2. Tính toán dầm trên nền đàn hồi Winkler

2.3.2.1. Giả thuyết Winkler (1867) được sử dụng để tính toán dầm trên nền đàn hồi.

Dầm làm việc trên nền đàn hồi được sử dụng với giả thuyết Winkler:

Nền theo giả thuyết Winkler là loại nền lún cục bộ, tức là độ lún của nền chỉ xảy ra tại các điểm nằm phía dưới của dầm nên có thể mô tả nền như là một hệ thống gồm vô số các lò xo độc lập thẳng đứng sát vào nhau (Hình 2.8a). Do vậy cường độ phản lực của nền tại mỗi điểm tỷ lệ với độ lún của nền (hay độ võng của dầm) tại chính điểm đó [11], [23].

$$\text{Theo Winkler ta có:} \quad p_0(x, t) = k_0 W(x, t) \quad (2.51)$$

trong đó:

$W(x, t)$ - Độ lún của nền (hay độ võng của dầm) tại mặt cắt có tọa độ x, m ;

k_0 - Hệ số nền, N/m^3 ;

$p_0(x,t)$ - Phản lực của nền tại x , N/m^2 .

Nếu dầm có bề rộng $b \ll L$ với L là chiều dài dầm, thì có thể giả thiết phản lực của nền được phân bố đều theo bề rộng b . Khi đó, phản lực nền tác dụng lên *mặt cắt* tọa độ x sẽ là :

$$P(x,t) = k_0 \cdot b \cdot W(x,t) = k \cdot W(x,t), \quad N/m \quad (2.52)$$

Các hệ số k_0 , k gọi là các hệ số nền có các thứ nguyên $[k_0] = \frac{N}{m^3}$, $[k] = \frac{N}{m^2}$

2.3.2.2. Hàm Dirac

1) *Hàm bước đơn vị Heaviside* là hàm dạng:

$$H(\xi) = \begin{cases} 1, & \xi > 0 \\ 0, & \xi < 0 \end{cases} \quad (2.53)$$

2) *Hàm xung*

$$\delta_\varepsilon(x - x_0) = \frac{1}{\varepsilon} [H(x - x_0) - H(x - (x_0 + \varepsilon))] \quad (2.54)$$

Hàm xung có độ cao $\frac{1}{\varepsilon}$ trong khoảng $[x_0, x_0 + \varepsilon]$ và bằng không ở các vị trí khác

3) *Hàm Delta Dirac*

Hàm Delta Dirac không phải là một hàm theo nghĩa thông thường. Hàm Delta Dirac bằng không ở mọi nơi, trừ tại điểm x_0 mà tại đó nó có giá trị vô hạn sao cho:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \delta(x - x_0) dx = 1 \quad (2.55)$$

Một tính chất của hàm Delta Dirac:

$$\text{a) } \int_{-\infty}^{+\infty} \delta(x - x_0) f(x) dx = f(x_0) \quad (2.56)$$

$$\text{b) } \text{Đạo hàm: } \frac{dH(x - x_0)}{dx} = \delta(x - x_0) \quad (2.57)$$

$$\text{c) Tích phân } \int_{-\infty}^x \delta(x-x_0)dx = \begin{cases} 0, & x < x_0 \\ H(x-x_0), & x > x_0 \end{cases} \quad (2.58)$$

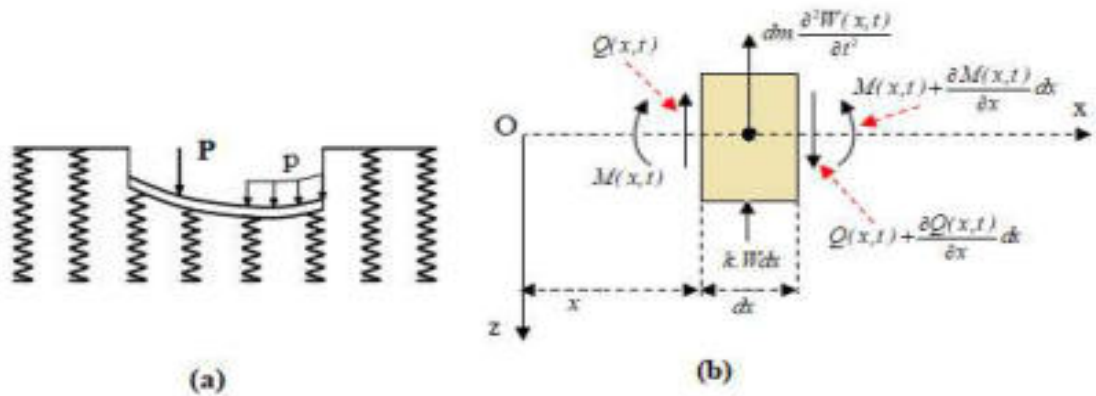
$$\text{d) Đạo hàm } \int_{-\infty}^{+\infty} \delta^{(n)}(x-x_0) f(x)dx = (-1)^n f^{(n)}(x_0), \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots$$

2.3.2.3 Phương trình vi phân dao động của dầm trên nền đàn hồi Winkler

Xét một dầm có chiều dài L , có hai đầu gắn bản lề, mô đun Young E , mô men quán tính của dầm I , đặt trên nền Winkler có hệ số đàn hồi k_0 . Chọn hệ tọa độ Oxz có trục Ox dọc theo trục dầm, trục Oz hướng xuống dưới. Dầm chịu tải trọng phân bố dọc theo dầm có cường độ $q(x,t)$ (N/m). Giả sử trong quá trình làm việc dầm và móng không tách rời nhau, tức là độ lún của móng và độ võng của dầm luôn bằng nhau tại mọi mặt cắt với bất kỳ tọa độ x nào.

Giả sử độ rộng dầm là b_d , khi đó theo Winkler có phản lực nền tác dụng lên mặt cắt tọa độ x :

$$P(x,t) = k_0 \cdot b_d \cdot W(x,t) = k \cdot W(x,t) \quad (2.59)$$



Hình 2.8. (a) - Mô hình nền Winkler, (b) - Mô tả các lực tác dụng lên phân tử dầm

Tưởng tượng tách một phân tử dầm có chiều dài dx , các mô men uốn, lực cắt và phản lực của nền tác dụng lên phần tử dầm được mô tả trên Hình 2.8. Áp dụng nguyên lý d'Alembert, từ điều kiện cân bằng lực tác dụng lên phân tử dầm theo phương z , ta nhận được [35], [25]:

$$-Q(x,t) - k.W(x,t)dx - dm \cdot \frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial t^2} + Q(x,t) + \frac{\partial Q(x,t)}{\partial x} dx = 0 \quad (2.60)$$

Trong đó $dm = \rho(x).dx$ với $\rho(x) (kg/m)$ là mật độ khối lượng của dầm theo đơn vị dài.

Do vậy (2.60) sẽ trở thành:

$$-k.W(x,t) - \rho \cdot \frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial Q(x,t)}{\partial x} = 0 \quad (2.61)$$

Từ điều kiện cân bằng mô men tác dụng lên phân tố dx , có được:

$$\frac{\partial M(x,t)}{\partial x} dx - Q(x,t) \cdot \frac{dx}{2} - \left[Q(x,t) + \frac{\partial Q(x,t)}{\partial x} dx \right] \cdot \frac{dx}{2} = 0 \quad (2.62)$$

Bỏ qua vô cùng bé bậc 2, nhận được từ (2.62) quan hệ:

$$\frac{\partial M(x,t)}{\partial x} - Q(x,t) = 0 \quad (2.63)$$

Dùng giả thiết dầm Euler-Bernoulli đối với đường ray, nên có thể bỏ qua lực quán tính quay và biến dạng trượt của trục dầm, ta nhận được các hệ thức:

$$M(x,t) = -EI \frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial x^2} \quad (2.64)$$

Thay vào (2.63) nhận được:

$$\frac{\partial Q(x,t)}{\partial x} = \frac{\partial^2 M(x,t)}{\partial x^2} = -\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI \frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial x^2} \right] \quad (2.65)$$

Thay (2.65) vào (2.61) nhận được:

$$\rho \cdot \frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial t^2} + k.W(x,t) + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI \frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial x^2} \right] = 0 \quad (2.66)$$

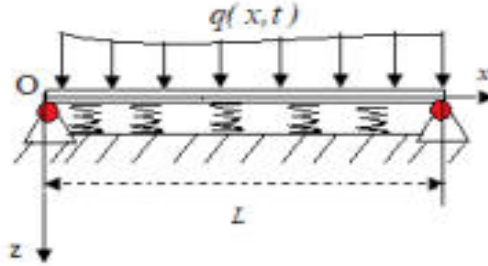
$$\text{hay} \quad \frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial t^2} + \frac{EI}{\rho} \frac{\partial^4 W(x,t)}{\partial x^4} + \frac{k}{\rho} W(x,t) = 0, \quad 0 \leq x \leq L \quad (2.67)$$

Trong đó: $EI (N.m^2)$ là độ cứng chống uốn của dầm ray, $\rho (kg/m)$ là mật độ khối lượng của dầm ray trên đơn vị độ dài.

Phương trình (2.67) là phương trình *dao động tự do* của dầm đồng chất, thiết diện không đổi được nằm trên nền đàn hồi có hệ số nền $k = k_0.b_d$.

Trong trường hợp dầm chịu tải theo phân bố $q(x, t)$ (N/m), ta thu được phương trình vi phân dao động của dầm:

$$\frac{\partial^2 W(x, t)}{\partial t^2} + \frac{EI}{\rho} \frac{\partial^4 W(x, t)}{\partial x^4} + \frac{k}{\rho} W(x, t) = \frac{1}{\rho} q(x, t) \quad (2.68)$$



Hình 2.9. Mô hình dầm nằm trên nền trên đàn hồi chịu tải phân bố $q(x, t)$

Nghiệm tổng quát của phương trình vi phân (2.67) tìm được bằng phương pháp tách biến

$$W(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} [A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t] \left[C_n \cos \frac{n\pi}{L} x + D_n \sin \frac{n\pi}{L} x \right] \quad (2.69)$$

Trong đó:

A_n, B_n - là các hệ số được xác định từ điều kiện đầu;

C_n, D_n - là các hệ số được xác định từ điều kiện biên tại $x=0$ và $x=L$.

Thay (2.69) vào (2.67) được:

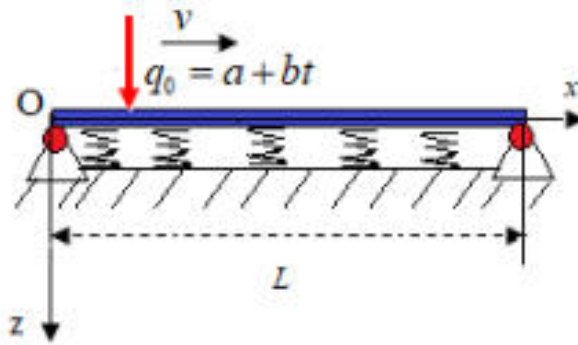
$$\sum_{n=1}^{\infty} \left[-\omega_n^2 + \frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho} \right] [A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t] \left[C_n \cos \frac{n\pi}{L} x + D_n \sin \frac{n\pi}{L} x \right] = 0$$

và vì biểu thức đúng với mọi x và t , ta nhận được:

$$\omega_n^2 = \frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho}, \quad n=1, 2, \dots \quad (2.70)$$

2.3.2.4. Phương trình vi phân dao động của dầm trên nền đàn hồi, hai đầu gối đỡ, chịu tác dụng của tải trọng $q_0 = a + bt$ chuyển động với vận tốc không đổi $v(m/s)$ dọc theo dầm

Xét dầm trên nền đàn hồi chịu tải trọng $q_0 = a + bt$ chuyển động với vận tốc không đổi v (Hình 2.10)



Hình 2.10. Mô hình tính toán dao động của dầm trên nền đàn hồi chịu tải trọng $q_0 = a + bt$ di chuyển với vận tốc v

Sử dụng hàm Delta Dirac, tải trọng phân bố trên dầm trong trường hợp này có dạng $q(x,t) = (a + bt)\delta(x - vt)$, dẫn đến phương trình (2.68) có dạng:

$$\frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial t^2} + \frac{EI}{\rho} \frac{\partial^4 W(x,t)}{\partial x^4} + \frac{k}{\rho} W(x,t) = \frac{(a + bt)}{\rho} \delta(x - vt) \quad (2.71)$$

Tìm nghiệm (2.71) dưới dạng: $W(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} T_i(t) \cdot X_i(x)$ (2.72)

Vì điều kiện biên cần được thỏa mãn:

$$W(0) = W(L) = 0; \quad \ddot{W}(0) = \ddot{W}(L) = 0 \quad (2.73)$$

dẫn đến $W(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} T_i(t) \sin \frac{i\pi}{L} x$ (2.74)

Thay (2.74) vào (2.71), dẫn đến:

$$\sum_{i=1}^{\infty} \left[\ddot{T}_i + \left(\frac{EI}{\rho} \left(\frac{i\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho} \right) T_i \right] \cdot \sin \frac{i\pi}{L} x = \frac{(a + bt)}{\rho} \delta(x - vt) \quad (2.75)$$

Nhân cả hai vế của (2.75) với $\sin \frac{n\pi}{L} x$ sau đó lấy tích phân trên đoạn $[0, L]$ và

chú ý đến tính chất của hàm Delta Dirac, nhận được:

$$\ddot{T}_n + \left(\frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho} \right) T_n = \frac{2(a + bt)}{\rho L} \int_0^L \delta(x - vt) \sin \frac{n\pi x}{L} dx = \frac{2(a + bt)}{\rho L} \sin \frac{n\pi}{L} vt \quad (2.76)$$

Phương trình (2.76) có dạng: $\ddot{T}_n + \omega_n^2 T_n = (A + Bt) \sin \Omega_n t$ (2.77)

Trong đó $\omega_n = \sqrt{\frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L}\right)^4 + \frac{k}{\rho}}$ tần số dao động riêng của dầm; $\Omega_n = \frac{n\pi v}{L}$ là

tần số dao động cưỡng bức và $A = \frac{2a}{\rho L}$; $B = \frac{2b}{\rho L}$ (2.78)

Nghiệm tổng quát của (2.77) sẽ là:

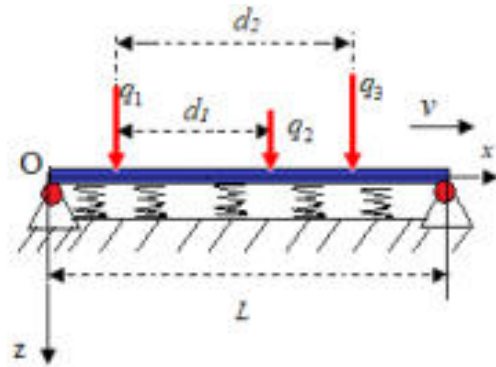
$$T_n = A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t + \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \left[(A + Bt) \sin \Omega_n t - \frac{2\Omega_n B}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos \Omega_n t \right] \quad (2.79)$$

Dẫn tới nghiệm của (2.71) sẽ là:

$$W(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t + (K_n + M_n t) \sin \Omega_n t + N_n \cos \Omega_n t \right\} \cdot \sin \frac{n\pi}{L} x \quad (2.80)$$

$$\text{Trong đó: } K_n = \frac{2a}{\rho L(\omega_n^2 - \Omega_n^2)}; M_n = \frac{2b}{\rho L(\omega_n^2 - \Omega_n^2)}; N_n = -\frac{4\Omega_n b}{\rho L(\omega_n^2 - \Omega_n^2)^2} \quad (2.81)$$

2.3.2.5. Phương trình vi phân dao động của dầm trên nền đàn hồi chịu ba tải trọng $q_1 = a_1 + b_1 t$, $q_2 = a_2 + b_2 t$, $q_3 = a_3 + b_3 t$ tại các vị trí cách nhau, các tải trọng chuyển động với vận tốc không đổi v dọc theo dầm.



Hình 2.11. Mô hình tính toán dao động của dầm trên nền đàn hồi (chịu 3 tải trọng tập trung thay đổi q_1, q_2, q_3 và chuyển động trên dầm với vận tốc v không đổi).

Xét dầm đặt trên nền đàn hồi chịu 3 tải trọng $q_1 = a_1 + b_1 t$, $q_2 = a_2 + b_2 t$, $q_3 = a_3 + b_3 t$; các tải được đặt cách nhau như trong (Hình 2.11) và chúng di chuyển dọc theo dầm với tốc độ v không đổi.

Sử dụng hàm Delta Dirac cho tải trọng phân bố trên dầm, phương trình vi phân dao động (2.71) của dầm trong trường hợp này có dạng:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial t^2} + \frac{EI}{\rho} \frac{\partial^4 W(x,t)}{\partial x^4} + \frac{k}{\rho} W(x,t) = \\ = \frac{1}{\rho} [q_1 \delta(x-vt) + q_2 \delta(x+d_1-vt) + q_3 \delta(x+d_2-vt)] \end{aligned} \quad (2.82)$$

Để thỏa mãn điều kiện biên (2.73), ta tìm nghiệm (2.82) dưới dạng:

$$W(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} T_n(t) \sin \frac{n\pi}{L} x \quad (2.83)$$

Khi đó T_n sẽ là nghiệm của phương trình:

$$\ddot{T}_n + \omega_n^2 T_n = \frac{2}{\rho L} \left[q_1 \sin \frac{n\pi}{L} vt + q_2 \sin \frac{n\pi}{L} (vt - d_1) + q_3 \sin \frac{n\pi}{L} (vt - d_2) \right] \quad (2.84)$$

$$\text{Trong đó} \quad \omega_n^2 = \frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho} \quad (2.85)$$

Đặt

$$\begin{aligned} \bar{a}_i = \frac{2a_i}{\rho L}; \quad \bar{b}_i = \frac{2b_i}{\rho L}; \quad i=1,2,3 \\ \bar{c}_1 = 0; \quad \bar{c}_2 = \frac{n\pi}{L} d_1; \quad \bar{c}_3 = \frac{n\pi}{L} d_2; \quad \Omega_n = \frac{n\pi v}{L} \end{aligned} \quad (2.86)$$

$$\text{Phương trình (2.84) trở thành:} \quad \ddot{T}_n + \omega_n^2 T_n = \sum_{i=1}^3 (\bar{a}_i + \bar{b}_i t) \sin(\Omega_n t - \bar{c}_i) \quad (2.87)$$

Nghiệm tổng quát của (2.87) có dạng sau:

$$\begin{aligned} T_n(t) = A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t + \\ + \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[(\bar{a}_i + \bar{b}_i t) \sin(\Omega_n t - \bar{c}_i) - \frac{2\Omega_n \bar{b}_i}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos(\Omega_n t - \bar{c}_i) \right] \end{aligned} \quad (2.88)$$

dẫn đến nghiệm tổng quát của (2.82) có dạng:

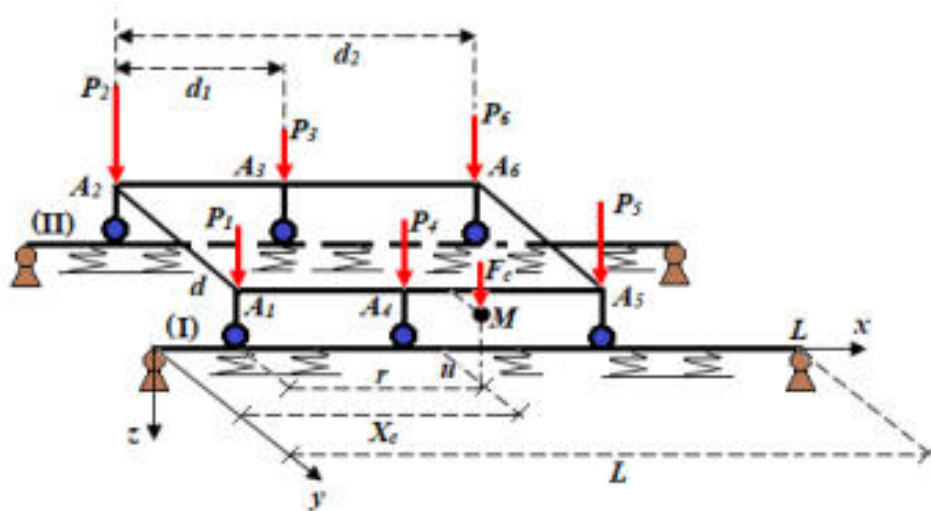
$$\begin{aligned} W(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t + \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[(\bar{a}_i + \bar{b}_i t) \sin(\Omega_n t - \bar{c}_i) - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{2\Omega_n \bar{b}_i}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos(\Omega_n t - \bar{c}_i) \right] \right\} \sin \frac{n\pi}{L} x \end{aligned} \quad (2.89)$$

Cho (2.89) thỏa mãn điều kiện đầu $W|_{t=0} = 0$; $\frac{\partial W}{\partial t}|_{t=0}$, nhận được:

$$\begin{aligned} A_n &= \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[\bar{a}_i \operatorname{sinc} \bar{c}_i + \frac{2\Omega_n \bar{b}_i}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \operatorname{cosec} \bar{c}_i \right] \\ B_n &= \frac{1}{\omega_n (\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[\bar{b}_i \operatorname{sinc} \bar{c}_i - \bar{a}_i \Omega_n \operatorname{cosec} \bar{c}_i + \frac{2\Omega_n \bar{b}_i}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \operatorname{sinc} \bar{c}_i \right] \end{aligned} \quad (2.90)$$

2.3.3. Phương trình dao động ngang của xe goòng (dao động của mặt phẳng mạch xẻ gỗ) trong quá trình cắt gỗ

2.3.3.1. Biên độ dao động ngang của mạch cưa tại điểm có độ cao h so với mặt phẳng hai đường ray



Hình 2.12. Mô hình tính dao động của xe goòng trong quá trình xẻ gỗ

Xe goòng đẩy gỗ (trong dây chuyền xẻ gỗ sử dụng cửa vòng đứng) được bố trí chạy trên hai đường ray có cùng độ rộng b (m) và chúng cách nhau khoảng cách d (m); các tải trọng P_i tại các điểm A_i ($i=1\div 6$) trên các trục bánh xe có khoảng cách với nhau như (Hình 2.12). Các đường ray có chiều dài L (m) và độ cứng uốn không đổi EI . Đường ray được đặt trên nền bê tông có hệ số đàn hồi k_0 (N/ m^3).

Chọn hệ tọa độ có trục x - theo hướng ray và trục z - hướng xuống. Vị trí lưới cửa nằm ở M , có tọa độ $(X_c, u, -h)$ (chiều cao h so với mặt phẳng của

hai thanh ray). Xe đẩy gỗ chuyển động với vận tốc không đổi $v(m/s)$. Theo cách tính ở phần (2.1.1), các lực tác dụng lên ray tại các điểm tiếp xúc với bánh xe có dạng $F_i = a_i + b_i.t$.

Áp dụng kết quả tính toán theo công thức (2.89) cho dầm ray (I) và dầm ray (II) sẽ được:

$$W^{(I)}(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ A_n^{(1)} \cos \omega_n t + B_n^{(1)} \sin \omega_n t + \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[(\bar{a}_i^{(1)} + \bar{b}_i^{(1)} t) \sin(\Omega_n t - \bar{c}_i) - \frac{2\Omega_n \bar{b}_i^{(1)}}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos(\Omega_n t - \bar{c}_i) \right] \right\} \sin \frac{n\pi}{L} x \quad (2.91)$$

$$W^{(II)}(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ A_n^{(2)} \cos \omega_n t + B_n^{(2)} \sin \omega_n t + \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[(\bar{a}_i^{(2)} + \bar{b}_i^{(2)} t) \sin(\Omega_n t - \bar{c}_i) - \frac{2\Omega_n \bar{b}_i^{(2)}}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos(\Omega_n t - \bar{c}_i) \right] \right\} \sin \frac{n\pi}{L} x \quad (2.92)$$

Trong đó: $\bar{c}_1 = 0$; $\bar{c}_2 = \frac{n\pi}{L} d_1$; $\bar{c}_3 = \frac{n\pi}{L} d_2$

$$\bar{a}_1^{(1)} = \frac{2a_1}{\rho L}; \bar{b}_1^{(1)} = \frac{2b_1}{\rho L}; \bar{a}_2^{(1)} = \frac{2a_4}{\rho L}; \bar{b}_2^{(1)} = \frac{2b_4}{\rho L}; \bar{a}_3^{(1)} = \frac{2a_5}{\rho L}; \bar{b}_3^{(1)} = \frac{2b_5}{\rho L}; \quad (2.93)$$

$$\bar{a}_1^{(2)} = \frac{2a_2}{\rho L}; \bar{b}_1^{(2)} = \frac{2b_2}{\rho L}; \bar{a}_2^{(2)} = \frac{2a_3}{\rho L}; \bar{b}_2^{(2)} = \frac{2b_3}{\rho L}; \bar{a}_3^{(2)} = \frac{2a_6}{\rho L}; \bar{b}_3^{(2)} = \frac{2b_6}{\rho L};$$

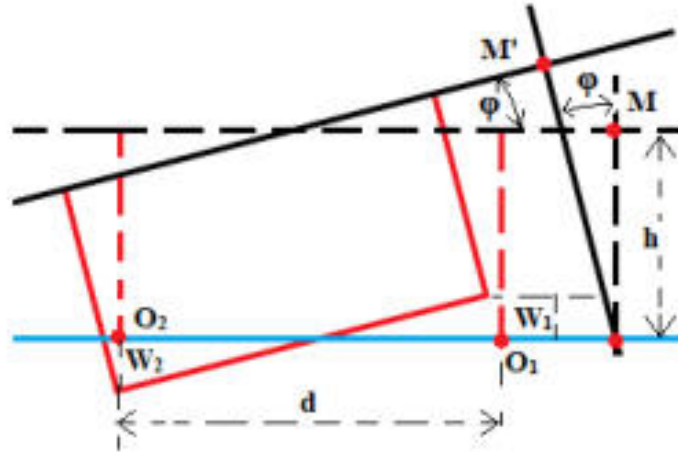
$$A_n^{(m)} = \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[\bar{a}_i^{(m)} \sin \bar{c}_i + \frac{2\Omega_n \bar{b}_i^{(m)}}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos \bar{c}_i \right] \quad (2.94)$$

$$B_n^{(m)} = \frac{1}{\omega_n (\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[\bar{b}_i^{(m)} \sin \bar{c}_i - \bar{a}_i^{(m)} \Omega_n \cos \bar{c}_i + \frac{2\Omega_n \bar{b}_i^{(m)}}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sin \bar{c}_i \right]; \quad m=1, 2$$

$$\omega_n^2 = \frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho}; \quad \Omega_n = \frac{n\pi v}{L}$$

Đặt φ là góc quay quanh trục x của mặt phẳng khe xẻ gỗ, dẫn đến:

$$\tan \varphi = \frac{W^{(I)}(X_c, t) - W^{(II)}(X_c, t)}{d} \quad (2.95)$$



Hình 2.13. Mô hình tính góc φ – góc quay quanh trục Ox của mặt phẳng ngang

Nếu dao động nhỏ sẽ có $\tan \varphi \approx \varphi$, Vì vậy:

$$\varphi(t) = \frac{1}{d} \sum_{n=1}^{\infty} \sin \frac{n\pi}{L} X_c \left\{ \left(A_n^{(1)} - A_n^{(2)} \right) \cos \omega_n t + \left(B_n^{(1)} - B_n^{(2)} \right) \sin \omega_n t + \right. \\ \left. + \frac{1}{\left(\omega_n^2 - \Omega_n^2 \right)} \sum_{i=1}^3 \left[\left(\bar{a}_i^{(1)} - \bar{a}_i^{(2)} + \left(\bar{b}_i^{(1)} - \bar{b}_i^{(2)} \right) t \right) \sin \left(\Omega_n t - \bar{c}_i \right) - \frac{2\Omega_n \left(\bar{b}_i^{(1)} - \bar{b}_i^{(2)} \right)}{\left(\omega_n^2 - \Omega_n^2 \right)} \cos \left(\Omega_n t - \bar{c}_i \right) \right] \right\} \quad (2.96)$$

Biên độ dao động ngang của mạch cửa tại điểm - có độ cao h so với mặt ray sẽ là:

$$A = h \cdot \varphi(t) \quad (2.97)$$

Trong biểu thức (2.96), vế phải là một chuỗi hàm. Nếu $\Omega_n \neq \omega_n$ (khi không xảy ra cộng hưởng), thì các hệ số là vô cùng bé ngang cấp với $\frac{1}{n^2}$ khi $n \rightarrow \infty$, nên chuỗi hội tụ đều với mọi x và t . Do đó, khi tính toán, chúng ta sẽ lấy tổng của hữu hạn số hạng và có thể đánh giá được sai số này.

2.3.4. Kiểm tra sự cộng hưởng

Phương trình (2.97) - biểu thị biên độ dao động ngang của mặt phẳng cửa tại một điểm có độ cao h - hiện tượng cộng hưởng (hoặc hiện tượng phách) sẽ

xảy ra nếu tần số dao động riêng ω_n trùng (hoặc gần bằng) với tần số dao động cưỡng bức Ω_n . Từ biểu thức trong (2.94), để $\omega_n = \Omega_n$ (tức là khi đó hiện tượng cộng hưởng sẽ xảy ra) vận tốc v cần phải được thỏa mãn:

$$v^2 = \frac{\left[\frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho} \right]}{\left(\frac{n\pi}{L} \right)^2} \quad (2.98)$$

Như vậy, hiện tượng phách sẽ xảy ra nếu vận tốc của xe goòng ở lân cận các giá trị được chỉ ra trên (2.98).

Tính toán với các tham số $EI = 30 \times 10^6 \text{ Nm}^2$; $\rho = 40 \text{ kg/m}$; $L = 15 \text{ m}$; $k = 6 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, từ (2.98) ta sẽ nhận được các giá trị $v \text{ (m/s)}$ tương ứng với các mod n để cộng hưởng xảy ra, kết quả tính toán được ghi trong (Bảng 2.1).

Bảng 2.1. Tốc độ v của xe goòng để cộng hưởng xảy ra ứng với các mod n

mod (n)	$\omega_n = \Omega_n$ (Hz)	$v \text{ (m/s)}$	mod (n)	$\omega_n = \Omega_n$ (Hz)	$v \text{ (m/s)}$
1	389,2	1858,1	6	1421,4	1131,1
2	416,0	993,2	7	1901,3	1296,9
3	516,6	822,2	8	2461,9	1469,3
4	720,7	860,3	9	3101,3	1645,3
5	1025,6	979,4	10	3818,5	1823,2

Theo kết quả nhận được ở Bảng 2.1, thấy rằng, hiện tượng cộng hưởng xảy ra ở vận tốc nhỏ nhất là 822,2 (m/s) (với mod $n=3$). Do đó, với vận tốc của xe goòng chỉ nằm trong khoảng 0,09 – 0,25 (m/s) thì không thể xảy ra cộng hưởng.

2.4. Cơ cấu phanh xe goòng và mô hình tính toán động lực học khi phanh

2.4.1. Cơ cấu phanh xe

Trong quá trình vận hành hệ thống dây chuyền xẻ gỗ, nếu gặp sự cố kỹ thuật, nhất là khi đang xẻ gỗ, ta muốn dừng ngay lập tức sự di chuyển của xe goòng bằng hệ thống phanh xe. Tuy nhiên, do xe goòng có khối lượng lớn, nên

lực quán tính sẽ làm xe dừng lại khi di chuyển một quãng đường Δx (kể từ lúc bắt đầu phanh đến khi dừng hẳn). Ngoài lực kéo phanh và lực cản ma sát, sự di chuyển của xe còn chịu tác dụng của lực cản lưỡi cưa (nếu lưỡi cưa chưa đứt). Chính lực cản của lưỡi cưa sẽ làm đứt lưỡi cưa nếu đoạn đường phanh Δx lớn hơn giới hạn cho phép. Vì vậy, để tính toán an toàn cho hệ thống, thì cần tính toán lực kéo phanh *khi coi lực cản của lưỡi cưa không có* và đoạn đường phanh Δx phải nhỏ hơn giới hạn cho phép. Do vậy, trong mục này sẽ tính toán lực kéo phanh với sự *không tham gia của lực cản lưỡi cưa* trong quá trình phanh hãm xe goòng.

Do xe goòng có khối lượng lớn, chạy trên được ray, nên mặc dù di chuyển với vận tốc nhỏ nhưng nếu sử dụng hệ thống phanh kẹp bánh thì vẫn có hiện tượng xe sẽ trượt trên ray khi phanh. Do vậy, ở đây sẽ sử dụng phanh xe goòng bằng dây cáp kéo ngược lại khi phanh. Cơ cấu phanh xe goòng gồm dây cáp thép nối xe với hệ thống kéo dây cáp đặt tại A – gắn chặt trên đất như (Hình 2.14).

Dây cáp thép được bện bằng các tao sợi thép, mỗi tao sợi thép được bện bằng các sợi thép. Chú ý rằng, do được bện bằng các sợi nên khi kéo dây cáp sẽ có sự tự dẫn (cho đến khi các sợi, các tao làm dây cáp săn lại), lúc đó lực kéo cáp mới có sự tác động đến phanh. Đánh giá được sự tự dẫn của dây cáp được thông qua hệ số λ , tức là nếu cáp có độ dài ban đầu L_0 (m), sau khi tự dẫn có độ dài $L_d(m)$ thì ta được:

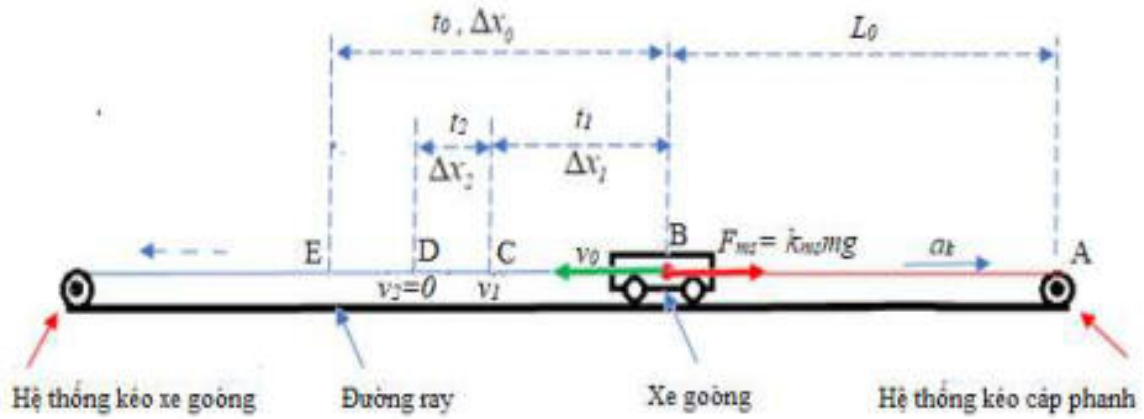
$$\lambda = \frac{L_d - L_0}{L_0} \quad (2.99)$$

Hệ thống kéo cáp phanh được yêu cầu khởi động và làm việc trong thời gian rất ngắn ($\ll 1s$) nên được thiết kế bằng hệ thống thủy lực. Hệ thống kéo cáp phanh tạo ra lực kéo cáp để dây cáp phanh chuyển động với gia tốc a_k .

2.4.2. Mô hình tính toán động lực học khi phanh xe

Giả sử trong quá trình xả gỗ, xe di chuyển theo hướng AB, khi đến B thì phanh xe.

- Gọi: m – Khối lượng xe (kể cả gỗ), kg ;
 k_{ms} – Hệ số ma sát lăn của bánh xe và đường ray;
 v_0 – Vận tốc của xe tại điểm B (tại thời điểm phanh xe), m/s ;
 g – Gia tốc trọng trường, $9,81 \text{ m/s}^2$;
 a_k – Gia tốc chuyển động của cáp phanh, m/s^2 ;
 L_0 – Độ dài cáp phanh tại điểm B (khoảng cách AB), m ;
 λ – Hệ số tự dẫn của dây cáp.



Hình 2.14. Mô hình tính toán động lực học khi phanh xe goòng

Giả sử tại điểm B, không có lực kéo xe di chuyển và không có lực kéo cáp phanh, khi đó xe di chuyển theo hướng BE, dưới tác dụng của lực quán tính và lực ma sát lăn F_{ms} . Lấy trục tọa độ Ox có gốc tọa độ tại B, hướng dương theo BE, có được phương trình vi phân chuyển động của xe:

$$m\ddot{x} - F_{ms} = -k_{ms} \cdot m \cdot g \quad (2.100)$$

với điều kiện ban đầu:

$$x(0) = 0 ; \dot{x}(0) = v_0 \quad (2.101)$$

Giải (2.100) với điều kiện đầu (2.101) ta được:

$$x = -k_{ms} g \cdot \frac{t^2}{2} + v_0 t \quad (2.102)$$

Xe di chuyển với vận tốc:

$$\dot{x} = -k_{ms}g \cdot t + v_0 \quad (2.103)$$

Và đến thời điểm t_0 thì dừng lại:

$$0 = -k_{ms}g \cdot t_0 + v_0 \quad (2.104)$$

$$t_0 = \frac{v_0}{g \cdot k_{ms}} \quad (2.105)$$

Khi đó xe di chuyển được quãng đường BE có độ dài:

$$\Delta x_0 = -k_{ms}g \cdot \frac{t_0^2}{2} + v_0 t_0 = \frac{v_0^2}{2gk_{ms}} \quad (2.106)$$

Thực tế, khi bắt đầu phanh, dây cáp phanh chuyển động theo hướng BA với gia tốc a_k . Do tại thời điểm ban đầu cáp phanh có vận tốc bằng 0, nên sau thời gian t_0 , cáp phanh được cuộn vào rulo A với độ dài :

$$L_{cuon} = \frac{a_k t_0^2}{2} \quad (2.107)$$

Với độ dài ban đầu L_0 , cáp có độ dài tự dẫn là:

$$L_{dan} = \lambda \cdot L_0 \quad (2.108)$$

Trong quá trình phanh xe, có thể xảy ra các trường hợp sau:

$$\text{Nếu } \Delta x_0 \leq L_{dan} - L_{cuon} = \lambda L_0 - \frac{a_k t_0^2}{2} \Leftrightarrow v_0^2 \leq \frac{2g^2 \cdot k_{ms}^2 \lambda L_0}{(gk_{ms} + a_k)} \quad (2.109)$$

thì không cần phanh (phanh không tác dụng)

$$\text{Nếu } \Delta x_0 > L_{dan} - L_{cuon} = \lambda L_0 - \frac{a_k t_0^2}{2} \Leftrightarrow v_0^2 > \frac{2g^2 \cdot k_{ms}^2 \lambda L_0}{(gk_{ms} + a_k)} \quad (2.110)$$

thì phanh mới tác dụng.

2.4.3. Thiết lập phương trình động lực học xe goòng trong quá trình phanh hãm

Như phân tích trong mô hình tính toán động lực học xe goòng trong quá trình chuyển động và phanh hãm ở mục trên, gọi v_0 là vận tốc xe lúc bắt đầu phanh, khi đó có hai trường hợp xảy ra:

+) Xe sẽ dừng trước khi phanh có tác dụng hãm xe nếu:

$$v_0^2 \leq \frac{2g^2 \cdot k_{ms}^2 \lambda L_0}{(gk_{ms} + a_k)} \quad (2.111)$$

+) Quá trình phanh hãm xe có tác dụng nếu:

$$v_0^2 > \frac{2g^2 \cdot k_{ms}^2 \lambda L_0}{(gk_{ms} + a_k)} \quad (2.112)$$

Xây dựng phương trình động lực học cho xe trong *quá trình thỏa mãn điều kiện (2.112)*. Khi đó xe tự trôi đến thời điểm t_l (với $t_l < t_0$) thì phanh xe bắt đầu có tác dụng. Giá trị t_l thỏa mãn phương trình:

$$\Delta x_l = -k_{ms}g \cdot \frac{t_l^2}{2} + v_0 t_l = \lambda L_0 - \frac{a_k t_l^2}{2} \quad (2.113)$$

hay là:

$$-\frac{(k_{ms}g - a_k)}{2} t_l^2 + v_0 t_l - \lambda L_0 = 0 \quad (2.114)$$

Phương trình (2.114) là phương trình bậc 2 đối với t_l .

Điều kiện (2.112) chính là điều kiện: tồn tại giá trị $t_0 = \frac{v_0}{g \cdot k_{ms}}$ thỏa mãn:

$$-k_{ms}g \cdot \frac{t_0^2}{2} + v_0 t_0 > \lambda L_0 - \frac{a_k t_0^2}{2} \quad (2.115)$$

$$\text{hay} \quad -\frac{(k_{ms}g - a_k)}{2} t_0^2 + v_0 t_0 - \lambda L_0 > 0 \quad (2.116)$$

Xét hàm số $f(t) = -\frac{(k_{ms}g - a_k)}{2} t^2 + v_0 t - \lambda L_0$

có : $f(0) = -\lambda L_0 < 0$; $f(t_0) > 0$

dẫn đến sẽ tồn tại giá trị t^* : $0 < t^* < t_0$ thỏa mãn $f(t^*) = 0$.

Điều đó chứng minh rằng: phương trình bậc hai (2.114) luôn có ít nhất một nghiệm dương. Giải (2.114), ta lấy t_l là nghiệm dương nhỏ nhất.

Tại thời điểm này, có được:

$$\Delta x_l = -k_{ms}g \cdot \frac{t_l^2}{2} + v_0 t_l \quad (2.117)$$

và vận tốc xe goòng:

$$v_l = -k_{ms}g \cdot t_l + v_0 \quad (2.118)$$

Xét từ thời điểm t_l trở đi, phanh xe bắt đầu có tác dụng. Lúc này gốc tọa độ là C ứng với thời gian $t = 0$, khi đó vận tốc cấp phanh là $V_k(0) = a_k t_l$ và cấp chuyển động với gia tốc a_k nên độ dài cáp được cuộn lại sẽ là:

$$x_k = \frac{a_k t^2}{2} + a_k t_l t \quad (2.119)$$

Do vậy phương trình động lực học của xe goòng trong đoạn CD sẽ là:

$$m\ddot{x} = -F_{ms} - \sigma_k S \quad (2.120)$$

trong đó : F_{ms} - Lực ma sát lăn (giữa bánh xe goòng và ray);

σ_k - ứng suất kéo của dây cáp phanh;

S - diện tích thiết diện ngang cáp phanh.

Có $F_{ms} = k_{ms}mg$ và

$$\sigma_k S = E \cdot \varepsilon S = E \cdot S \cdot \frac{(x + x_k)}{L_l} = \frac{E \cdot S}{L_l} \left(x + \frac{a_k t^2}{2} + a_k t_l t \right) \quad (2.121)$$

$$\text{với} \quad L_l = L_0 + \Delta x_l \quad (2.122)$$

nên phương trình (2.120) sẽ là:

$$m\ddot{x} = -k_{ms}gm - \frac{E \cdot S}{L_l} \left(x + \frac{a_k t^2}{2} + a_k t_l t \right) \quad (2.123)$$

$$\text{Đặt} \quad A = \frac{E \cdot S}{mL_l}; \quad B = -k_{ms}g \quad (2.124)$$

khi đó phương trình (2.123) trở thành:

$$\ddot{x} + Ax = B - Aa_k \left(\frac{t^2}{2} + t_l t \right) \quad (2.125)$$

Giải phương trình (2.125) nhận được nghiệm tổng quát:

$$x = C_1 \cos(\sqrt{A}t) + C_2 \sin(\sqrt{A}t) + \frac{B+a_k}{A} - a_k \left(\frac{t^2}{2} + t_l t \right) \quad (2.126)$$

Cho thỏa mãn điều kiện $x(0) = 0$; $\dot{x}(0) = v_l$ dẫn đến:

$$C_1 = \frac{B+a_k}{A} \quad \text{và} \quad C_2 = \frac{v_l + a_k t_l}{\sqrt{A}} \quad (2.127)$$

Do vậy phương trình chuyển động của xe goòng trên đoạn CD (đoạn có phanh) sẽ là:

$$x = \frac{B+a_k}{A} \cos(\sqrt{A}t) + \frac{v_l + a_k t_l}{\sqrt{A}} \sin(\sqrt{A}t) + \frac{B+a_k}{A} - a_k \left(\frac{t^2}{2} + t_l t \right) \quad (2.128)$$

Từ (2.128) ta có phương trình vận tốc của xe trên đoạn CD là:

$$\dot{x} = -\frac{B+a_k}{\sqrt{A}} \sin(\sqrt{A}t) + (v_l + a_k t_l) \cos(\sqrt{A}t) - a_k (t + t_l) \quad (2.129)$$

Gọi t_2 là thời điểm xe dừng chuyển động, khi đó t_2 thỏa mãn phương trình:

$\dot{x}(t_2) = 0$ tức là:

$$F(t_2) = -\frac{B+a_k}{\sqrt{A}} \sin(\sqrt{A}t_2) + (v_l + a_k t_l) \cos(\sqrt{A}t_2) - a_k (t_2 + t_l) = 0 \quad (2.130)$$

Tìm t_2 thỏa mãn (2.130) bằng phương pháp chia đôi liên tiếp đoạn $[a, b]$.

Tiến hành xác định đoạn $[a, b]$, sao cho $F(a).F(b) < 0$:

$$\text{Có} \quad F(0) = v_l > 0 \quad \Rightarrow \text{lấy } a = 0 \quad (2.131)$$

$$\text{Đặt} \quad a_l = -\frac{B+a_k}{\sqrt{A}}; \quad b_l = (v_l + a_k t_l); \quad D = \sqrt{a_l^2 + b_l^2} \quad (2.132)$$

$$\text{Dẫn đến:} \quad F(t) = D \left[\frac{a_l}{D} \sin(\sqrt{A}t) + \frac{b_l}{D} \cos(\sqrt{A}t) \right] - a_k (t + t_l) \quad (2.133)$$

$$\text{Đặt} \quad \frac{a_l}{D} = \sin \alpha; \quad \frac{b_l}{D} = \cos \alpha; \quad \alpha \in \left[-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2} \right] \quad (2.134)$$

Khi đó (2.133) trở thành:

$$F(t) = D \left[\sin \alpha \cdot \sin(\sqrt{A}t) + \cos \alpha \cos(\sqrt{A}t) \right] - a_k (t + t_l) \quad (2.135)$$

$$\text{hay} \quad F(t) = D \cdot \cos(\sqrt{A}t - \alpha) - a_k(t + t_l) \quad (2.136)$$

Từ (2.136), thấy rằng: khi $\sqrt{A}t - \alpha = \frac{\pi}{2}$ hay $t = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha}{\sqrt{A}}$ thì :

$$F(t) = -a_k(t + t_l) < 0 \Rightarrow \text{lấy } b = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha}{\sqrt{A}} \quad (2.137)$$

Như vậy ta đã có được $F(a).F(b) < 0$, trong đó:

$$a = 0 ; \quad b = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha}{\sqrt{A}} \quad \text{với } \alpha = \arcsin \frac{a_l}{D} \quad (2.138)$$

Sau khi xác định được giá trị t_2 mà tại thời điểm đó vận tốc xe goòng bằng 0.

Tính giá trị độ dài Δx_2 :

$$\Delta x_2 = \frac{B + a_k}{A} \cos(\sqrt{A}t_2) + \frac{v_l + a_k t_l}{\sqrt{A}} \sin(\sqrt{A}t_2) + \frac{B + a_k}{A} - a_k \left(\frac{t_2^2}{2} + t_l t_2 \right) \quad (2.139)$$

Ta có tổng đoạn đường xe goòng di chuyển khi bắt đầu phanh đến khi xe dừng:

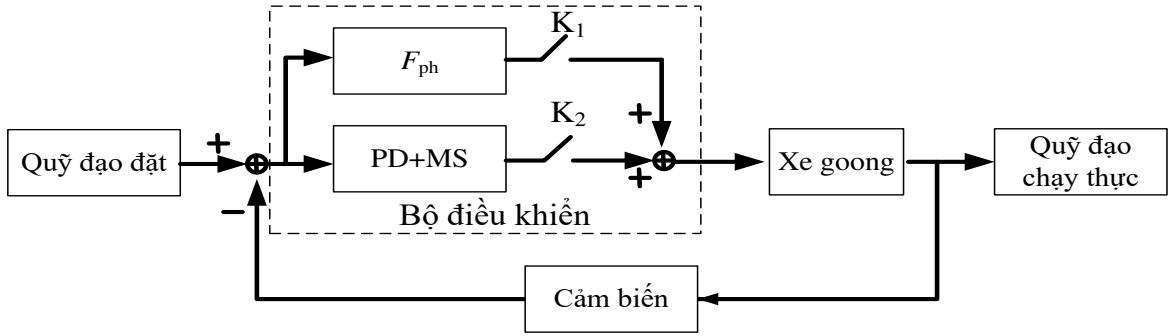
$$\Delta x = \Delta x_l + \Delta x_2 \quad (2.140)$$

$$\text{và lực cần thiết để kéo phanh: } F_{ph} = \sigma \cdot S = E \varepsilon \cdot S = E \cdot S \cdot \frac{\Delta x_2}{L_l} \quad (2.141)$$

2.5. Xây dựng bộ điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh

Tại mục 2.2 luận án đã tiến hành xây dựng bộ điều khiển chuyển động cho xe goòng, tuy nhiên do hệ thống có quán tính rất lớn do vậy bộ điều khiển PD bù ma sát sẽ gây ra sai số tính khi dừng (tại điểm D). Đồng thời bộ điều khiển này sẽ không có tác dụng khi hệ thống bị sự cố, cần phải dừng khẩn cấp (trường hợp đứt lưỡi cưa, trường hợp mạch xả bị lệch ...).

Để khắc phục tồn tại này, luận án đề xuất thêm thành phần phanh vào bộ điều khiển. Sơ đồ bộ điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh được mô tả trên (Hình 2.15).



Hình 2.15. Bộ điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh

Trên (Hình 2.15) thể hiện bộ điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh. Cấu tạo bộ điều khiển bao gồm thành phần điều khiển PD bù thành phần ma sát có phương trình biểu diễn tại (2.37) và thành phần bổ sung phanh có phương trình biểu diễn tại (2.141). Hai khoá động K_1 và K_2 được đóng mở trong các trường hợp sau:

- Trong trường hợp bình thường $K_1 = 0$ (mở), $K_2 = 1$ (đóng). Khi đó phương trình bộ điều khiển là:

$$F_k = K_p e - K_d \dot{x} + mgk_{ms} \quad (2.142)$$

- Khi có sai số vị trí $e = x_d - x \geq 0.019m$ (19mm) hoặc gần tới điểm dừng D thì $K_1 = 1$ và $K_2 = 1$ (cả hai khoá đều đóng), mục đích thêm thành phần phanh vào bộ điều khiển chuyển động, dẫn đến:

$$F_k = K_p e - K_d \dot{x} + mg\mu + E.S. \frac{\Delta x_2}{L_f} \quad (2.143)$$

- Khi xảy ra sự cố, có tín hiệu dừng khẩn cấp $K_1 = 1$ và $K_2 = 0$, phương trình bộ điều khiển là:

$$F_k = E.S. \frac{\Delta x_2}{L_f} \quad (2.144)$$

Vậy phương trình của bộ điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh được thể hiện bởi hệ phương trình sau:

$$\begin{cases} F_k = K_p e - K_d \dot{x} + mg \mu & \text{khi } K_1 = 0; K_2 = 1 \\ F_k = K_p e - K_d \dot{x} + mg \mu + E.S. \frac{\Delta x_2}{L_1} & \text{khi } K_1 = 1; K_2 = 1 \\ F_k = E.S. \frac{\Delta x_2}{L_1} & \text{khi } K_1 = 1; K_2 = 0 \end{cases} \quad (2.145)$$

Kết luận chương 2

Các kết quả nghiên cứu được trình bày chương 2 bao gồm các nội dung:

1. Đã xây dựng được mô hình, thiết lập phương trình và thuật toán điều khiển chuyển động của xe goòng trong quá trình xẻ gỗ tự động.
2. Đã xây dựng được mô hình dao động ngang của mặt phẳng mạch xẻ gỗ, thiết lập được phương trình dao động ngang của mạch xẻ và tìm được nghiệm dưới dạng giải tích. Kết quả nhận được các biểu thức về tần số dao động riêng và dao động cưỡng bức cho phép kiểm tra sự cộng hưởng dao động của dầm ray, kết quả nghiên cứu này làm cơ sở để khảo sát dao động ngang của mạch xẻ, để từ đó xác định thông số xây dựng, lắp đặt nền móng đường ray xe goòng
3. Đã xây dựng được mô hình và thiết lập được phương trình động lực học quá trình phanh hãm xe goòng khi xe goòng gặp sự cố, xây dựng được thuật toán điều khiển chuyển động khi bổ sung thành phần phanh, kết quả này làm cơ sở để khảo sát động lực học phanh, để đề xuất hệ thống phanh hãm xe goòng an toàn khi sử dụng.

CHƯƠNG 3

KHẢO SÁT CÁC PHƯƠNG TRÌNH ĐỘNG LỰC HỌC VÀ MÔ PHỎNG ĐIỀU KHIỂN XE GOÒNG TRONG QUÁ TRÌNH DI CHUYỂN, PHANH HẮM

Trong chương 3 sẽ trình bày các kết quả khảo sát các phương trình động lực học đã được thiết lập trong chương 2 và mô phỏng quá trình điều khiển xe goòng di chuyển. Do có một số thông số cố định khi thiết kế, chế tạo hệ thống xe goòng đẩy gỗ về hệ thống máy xẻ, nên quá trình khảo sát được thực hiện với các thông số có thể thay đổi được, đó là các thông số về nền móng, về kích cỡ và đặc trưng vật liệu của các thanh ray cùng với các vận tốc v (m/s) di chuyển của xe trong khoảng giới hạn từ 0,9 – 0,25 (m/s). Kết quả khảo sát sẽ cho sự lựa chọn hợp lý các thông số phục vụ cho việc lắp đặt hệ thống móng nền, đảm bảo cho biên độ dao động ngang của mạch xẻ gỗ nằm trong giới hạn cho phép. Các kết quả mô phỏng sẽ cho các thông số điều khiển xe goòng di chuyển theo các tốc độ phù hợp với từng loại gỗ và theo kích cỡ khúc gỗ xẻ, đảm bảo đúng kỹ thuật xẻ gỗ và đạt năng suất cao nhất.

3.1. Khảo sát phương trình dao động ngang của mạch cưa xẻ

Phương trình biểu diễn dao động ngang của mạch xẻ gỗ (2.96)

$$\varphi(t) = \frac{1}{d} \sum_{n=1}^{\infty} \sin \frac{n\pi}{L} X_c \left\{ \left(A_n^{(1)} - A_n^{(2)} \right) \cos \omega_n t + \left(B_n^{(1)} - B_n^{(2)} \right) \sin \omega_n t + \right. \\ \left. + \frac{1}{\left(\omega_n^2 - \Omega_n^2 \right)} \sum_{i=1}^3 \left[\left(\bar{a}_i^{(1)} - \bar{a}_i^{(2)} + \left(\bar{b}_i^{(1)} - \bar{b}_i^{(2)} \right) t \right) \sin \left(\Omega_n t - \bar{c}_i \right) - \frac{2\Omega_n \left(\bar{b}_i^{(1)} - \bar{b}_i^{(2)} \right)}{\left(\omega_n^2 - \Omega_n^2 \right)} \cos \left(\Omega_n t - \bar{c}_i \right) \right] \right\}$$

Trong đó: $\bar{c}_1 = 0$; $\bar{c}_2 = \frac{n\pi}{L} d_1$; $\bar{c}_3 = \frac{n\pi}{L} d_2$; $\omega_n^2 = \frac{EI}{\rho} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^4 + \frac{k}{\rho}$; $\Omega_n = \frac{n\pi v}{L}$

$$\bar{a}_1^{(1)} = \frac{2a_1}{\rho L}; \bar{b}_1^{(1)} = \frac{2b_1}{\rho L}; \bar{a}_2^{(1)} = \frac{2a_4}{\rho L}; \bar{b}_2^{(1)} = \frac{2b_4}{\rho L}; \bar{a}_3^{(1)} = \frac{2a_5}{\rho L}; \bar{b}_3^{(1)} = \frac{2b_5}{\rho L};$$

$$\bar{a}_1^{(2)} = \frac{2a_2}{\rho L}; \bar{b}_1^{(2)} = \frac{2b_2}{\rho L}; \bar{a}_2^{(2)} = \frac{2a_3}{\rho L}; \bar{b}_2^{(2)} = \frac{2b_3}{\rho L}; \bar{a}_3^{(2)} = \frac{2a_6}{\rho L}; \bar{b}_3^{(2)} = \frac{2b_6}{\rho L};$$

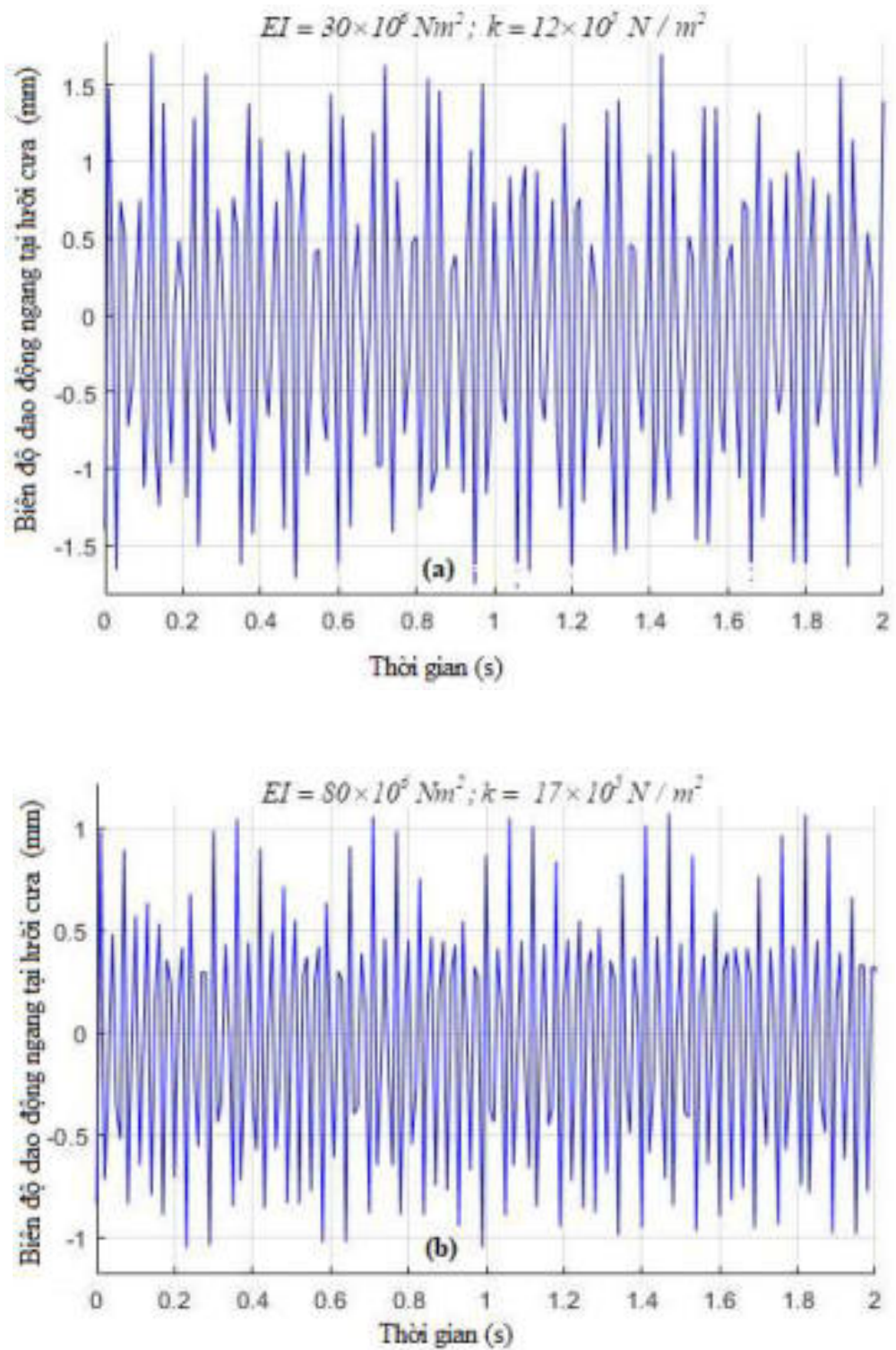
$$A_n^{(m)} = \frac{1}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[\bar{a}_i^{(m)} \sin \bar{c}_i + \frac{2\Omega_n \bar{b}_i^{(m)}}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \cos \bar{c}_i \right]$$

$$B_n^{(m)} = \frac{1}{\omega_n (\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sum_{i=1}^3 \left[\bar{b}_i^{(m)} \sin \bar{c}_i - \bar{a}_i^{(m)} \Omega_n \cos \bar{c}_i + \frac{2\Omega_n \bar{b}_i^{(m)}}{(\omega_n^2 - \Omega_n^2)} \sin \bar{c}_i \right]; \quad m=1, 2$$

Bảng 3.1. Các thông số được sử dụng trong quá trình khảo sát.

Ký hiệu	Nội dung	Giá trị
d_1	Khoảng cách giữa trục bánh xe giữa và trên	2,5 [m]
d_2	Khoảng cách giữa trục bánh xe cuối cùng và đầu tiên	6,5 [m]
d	Khoảng cách giữa hai thanh ray	1,5 [m]
v	Tốc độ của xe goòng (tốc độ đẩy gỗ)	0,15 [m/s]
L	Chiều dài của dầm ray	15 [m]
b_d	Chiều rộng của dầm ray	0,1 [m]
b_c	Chiều rộng của bộ răng cưa lọng đứng	2,5 [mm]
n_c	Số răng cưa trên một inch (TPI) (hay 2,54 cm)	4
L_{cut}	Chiều dài mạch cắt gỗ	20 [inch] hoặc (0,508 m)
n_{cr}	Số lượng răng lưỡi cưa trong mạch cắt	$n_{cr} = n_c L_{cut}$
ω_c	Tốc độ quay của bánh cưa	700[rpm]
D	Đường kính của bánh cưa	38[inch] hoặc (0.965 m)
K	Lực cản cắt riêng	36,15 [N / mm^2]
h_c	Độ sâu răng cắt gỗ	$h_c = \frac{6.10^4.v}{\pi.D.n_c \omega_c}$ [mm]
F_c	Lực cắt gỗ [36], [33], [30]	$F_c = K h_c b_c n_{cr}$ [N]
ρ	Khối lượng trên một đơn vị chiều dài của đường ray	40[kg/ m]
X_c	Tọa độ x của lưỡi cưa vòng đứng	3[m]
u	Tọa độ y của lưỡi cưa vòng đứng	0,5 [m]
h	Chiều cao của điểm tính toán biên độ dao động theo phương ngang của mạch cắt gỗ.	1,2 [m]
$P_1 = 10kN; P_2 = 9kN; P_3 = 8,5 kN; P_4 = 9,2kN; P_5 = 10,5 kN; P_6 = 10,2 kN;$		

Biên độ dao động ngang A được tính theo $A = h.\varphi(t)$



Hình 3.1. Biên độ dao động theo phương ngang của mạch cắt gỗ

Tính toán với các thông số ở (Bảng 3.1) và tải trọng đặt tại các điểm A_i :
 $P_1 = 10 \text{ kN}$; $P_2 = 9 \text{ kN}$; $P_3 = 8,5 \text{ kN}$; $P_4 = 9,2 \text{ kN}$; $P_5 = 10,5 \text{ kN}$; $P_6 = 10,2 \text{ kN}$; số các
 số hạng lấy trong tổng $N = 30$. Kết quả tính toán biên độ dao động ngang tại
 M nằm trên mặt phẳng mạch cửa với độ cao $h = 1,2 \text{ (m)}$ được chỉ ra trong
 (Hình 3.1) với hai trường hợp: $EI = 30 \times 10^6 \text{ Nm}^2$; $k = 12 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ và
 $EI = 80 \times 10^6 \text{ Nm}^2$; $k = 17 \times 10^5 \text{ N/m}^2$.

Kết quả tính toán trong khoảng thời gian 120 s (thời gian xẻ khúc gỗ dài
 6 m) cho thấy biên độ dao động ngang tại điểm trên mặt phẳng cửa (cao $1,2 \text{ m}$)
 đạt giá trị lớn nhất là $1,75 \text{ mm}$ trong trường hợp (a) và $1,05 \text{ mm}$ trong trường
 hợp (b) (Hình 3.1)

Nhận xét:

Từ kết quả khảo sát cho hai trường hợp khi cho tăng giá trị EI cũng như
 tăng giá trị k thì biên độ dao động ngang lớn nhất cũng sẽ giảm đi. Để có thể
 đánh giá mức độ giảm đi của biên độ dao động ngang mạch xẻ khi tăng các giá
 trị của EI và k , mục tiếp theo sẽ tính toán biên độ dao động ngang đạt lớn nhất
 ứng với các cặp trị số EI và k thay đổi.

3.2. Khảo sát sự ảnh hưởng của các tham số EI và k_0 đến giá trị cực đại của biên độ dao động ngang mạch xẻ

3.2.1 Khảo sát sự phụ thuộc của giá trị cực đại biên độ dao động ngang mạch xẻ vào các tham số EI và k_0

Trong kỹ thuật xẻ gỗ, biên độ dao động ngang của mặt phẳng xẻ chỉ được
 phép trong một giới hạn rất nhỏ ($< 1,5 \text{ mm}$). Vì vậy, trong việc thiết kế và thi
 công lắp đặt dây chuyền xẻ gỗ cần phải lựa chọn các thông số phù hợp, để đảm
 bảo yêu cầu kỹ thuật trong quá trình xẻ gỗ, từ các công thức (2.93) - (2.97), khi
 các thông số của xe goòng cố định thì biên độ dao động ngang của mặt phẳng
 xẻ phụ thuộc vào thông số EI - độ cứng chống uốn của ray và k_0 - độ cứng đàn
 hồi của nền móng.

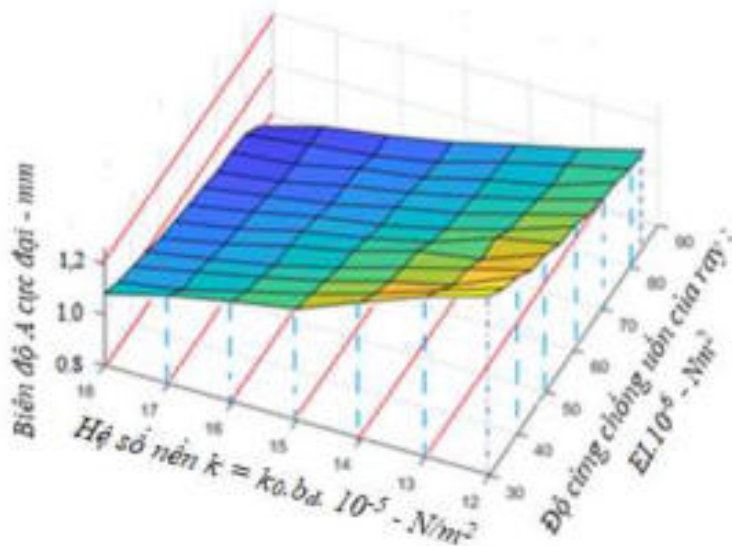
Với mỗi cặp giá trị EI và k_0 sẽ nhận được giá trị lớn nhất về biên độ dao
 động ngang của mặt phẳng xẻ. Các kết quả này được ghi vào (Bảng 3.2) với đồ
 thị (Hình 3.2) biểu diễn mối quan hệ giữa biên độ dao động ngang cực đại A
 với độ cứng chống uốn của ray EI và hệ số nền k_0 . Từ đây có thể lựa chọn các

cặp giá trị EI và k_0 sao cho biên độ dao động ngang của mặt phẳng xẻ nằm trong giới hạn cho phép trong quá trình xẻ gỗ.

Bảng 3.2. Giá trị cực đại của biên độ dao động $A(mm)$ theo phương ngang của mặt phẳng cưa đối với mỗi cặp giá trị EI và $k = k_0.b_d$.

Tính toán theo các thông số trên (Bảng 3.1) và với $v = 0,15 \text{ m/s}$; $b_d = 0,1 \text{ m}$

$EI.10^{-6}$ (Nm^2)	$k.10^{-5} (N/m^2)$						
	12	13	14	15	16	17	18
30	1,501	1,428	1,335	1,237	1,194	1,146	1,081
35	1,449	1,37	1,286	1,213	1,152	1,086	1,046
40	1,414	1,31	1,252	1,182	1,126	1,076	1,023
45	1,358	1,292	1,225	1,152	1,09	1,043	1,001
50	1,339	1,248	1,208	1,136	1,084	1,022	0,972
55	1,298	1,25	1,161	1,105	1,06	0,999	0,956
60	1,284	1,2	1,131	1,075	1,036	0,983	0,939
65	1,247	1,18	1,111	1,063	1,004	0,963	0,925
70	1,226	1,155	1,094	1,038	0,994	0,939	0,905
75	1,212	1,129	1,079	1,015	0,98	0,925	0,9
80	1,183	1,127	1,066	0,994	0,948	0,92	0,888
85	1,175	1,109	1,052	0,991	0,945	0,908	0,839



Hình 3.2. Đồ thị quan hệ giữa biên độ dao động ngang cực đại $A(mm)$ với độ cứng chống uốn của ray $EI (Nm^2)$ và hệ số độ cứng của nền $k=k_0.b_d (N/m^2)$

3.2.2 Xác định chiều sâu h_b của nền bê tông móng lắp đặt xe goòng

Khi thiết kế lắp đặt hệ thống móng và dầm ray cho xe goòng, từ sự lựa chọn độ cứng chống uốn của dầm ray EI , sử dụng (Bảng 3.2) ta có thể xác định được hệ số nền móng bê tông cần đạt được ít nhất là k_0 để biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xe không vượt quá b_{gh_m} (mm).

Khi biết được kích thước chiều dài L_b , chiều rộng R_b của khối bê tông móng và hệ số nền đất nằm dưới lớp bê tông là k_d , ta cần xác định chiều sâu h_b của lớp móng bê tông để hệ số nền móng tổng thể đạt được $k \geq k_0$.

Khi đặt một tải trọng phân bố đều với cường độ q^* (N/m²) lên mặt lớp móng bê tông. Gọi độ võng tại điểm giữa O trên lớp móng bê tông là y_o , khi đó hệ số nền tại O sẽ là:

$$\lambda_o = \frac{q^*}{y_o}. \quad (3.1)$$

Do kích thước $R_b = 2 \div 2,2 (m)$; $h_b = 0,5 \div 1,2 (m)$; $L_b = 18 \div 20 (m)$ tức là $\max\left(\frac{R}{L}, \frac{h}{L}\right) < \frac{1}{8}$, vì vậy ta có thể xét lớp bê tông như là một dầm trên nền đất đàn hồi với hệ số nền k_d .

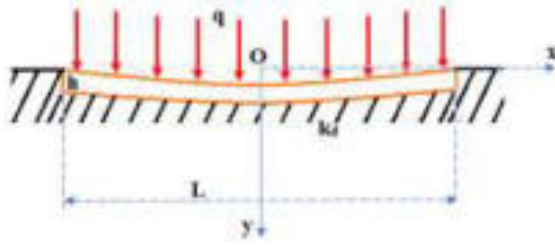
Từ đó, dẫn đến bài toán:

Dầm thuần nhất có thiết diện hình chữ nhật, chiều dài $L_b (m)$, chiều rộng $R_b (m)$, chiều cao $h_b (m)$, mô đun đàn hồi E_b , đặt trên nền đất đàn hồi có hệ số nền $k_d (N/m^3)$. Dầm chịu tải phân bố đều theo chiều dài: $q (N/m)$. Hãy xác định độ võng tại điểm giữa của dầm.

Do tính chất đối xứng của bài toán, ta chọn hệ toạ độ Oxy với gốc O tại điểm giữa dầm, trục Ox dọc theo dầm, trục Oy hướng xuống dưới (Hình 3.3).

Theo mô hình nền Winkler, phản lực nền $r(x)$ tại mỗi điểm tỷ lệ thuận với độ lún đàn hồi tại điểm đó, tức là $r(x) = k_d \cdot R_b \cdot y(x)$. Phản lực nền $r(x)$ có thể coi như tải trọng liên tục, không đồng đều và hướng lên trên, do vậy ta có được phương trình vi phân độ võng của dầm bị uốn:

$$E_b I_b \frac{d^4 y(x)}{dx^4} + k_d R_b \cdot y(x) = q \quad (3.2)$$



Hình 3.3 Mô hình dầm chịu tải phân bố đều nằm trên nền đàn hồi

Nếu đặt $a^4 = \frac{k_d R_b}{4 E_b I_b}$ thì (3.2) trở thành:

$$\frac{d^4 y(x)}{dx^4} + 4a^4 y(x) = \frac{q}{E_b I_b} \quad (3.3)$$

Do tính chất đối xứng của bài toán, nên nghiệm tổng quát của (3.3) là:

$$y(x) = C_1 ch(ax) \cos(ax) + C_2 sh(ax) \sin(ax) + \frac{q}{k_d R_b} \quad (3.4)$$

Trong đó $ch(x) = \frac{e^x + e^{-x}}{2}$; $sh(x) = \frac{e^x - e^{-x}}{2}$ là các hàm hypecbol, các hằng số C_1, C_2 được xác định từ các điều kiện biên (ngàm hai đầu):

$$y\left(\pm \frac{L_b}{2}\right) = 0; \quad y'\left(\pm \frac{L_b}{2}\right) = 0 \quad (3.5)$$

Thay (3.5) vào (3.4) và chú ý đến $\frac{q}{R_b} = q^*$ nhận được phương trình độ võng của dầm:

$$y(x) = -\frac{q^*}{k_d} \left[\frac{C+D}{\Delta} ch(ax) \cos(ax) + \frac{C-D}{\Delta} sh(ax) \sin(ax) \right] + \frac{q^*}{k_d} \quad (3.6)$$

Trong đó: $A = ch\left(\frac{aL_b}{2}\right)\cos\left(\frac{aL_b}{2}\right); B = sh\left(\frac{aL_b}{2}\right)\sin\left(\frac{aL_b}{2}\right)$

$$C = ch\left(\frac{aL_b}{2}\right)\sin\left(\frac{aL_b}{2}\right); D = sh\left(\frac{aL_b}{2}\right)\cos\left(\frac{aL_b}{2}\right)$$

$$\Delta = A(C + D) + B(C - D)$$

Nhận thấy tại điểm giữa O có độ võng lớn nhất:

$$y(O) = \frac{q^*}{k_d} \frac{\Delta - C - D}{\Delta} \quad (3.7)$$

Theo (3.1) có được hệ số nền tại O:

$$\lambda_o = \frac{q^*}{y(O)} = \frac{\Delta k_d}{\Delta - C - D} \quad (3.8)$$

Có $I_b = \frac{R_b h_b^3}{12}$ và $a = \sqrt[4]{\frac{k_d R_b}{4 E_b I_b}} \Rightarrow$

$$a = \sqrt[4]{\frac{3 k_d}{E_b h_b^3}} \quad (3.9)$$

Thay (3.9) vào biểu thức (3.7), với E_b và k_d là hằng số sẽ dẫn đến $y(O)$ là hàm của h_b .

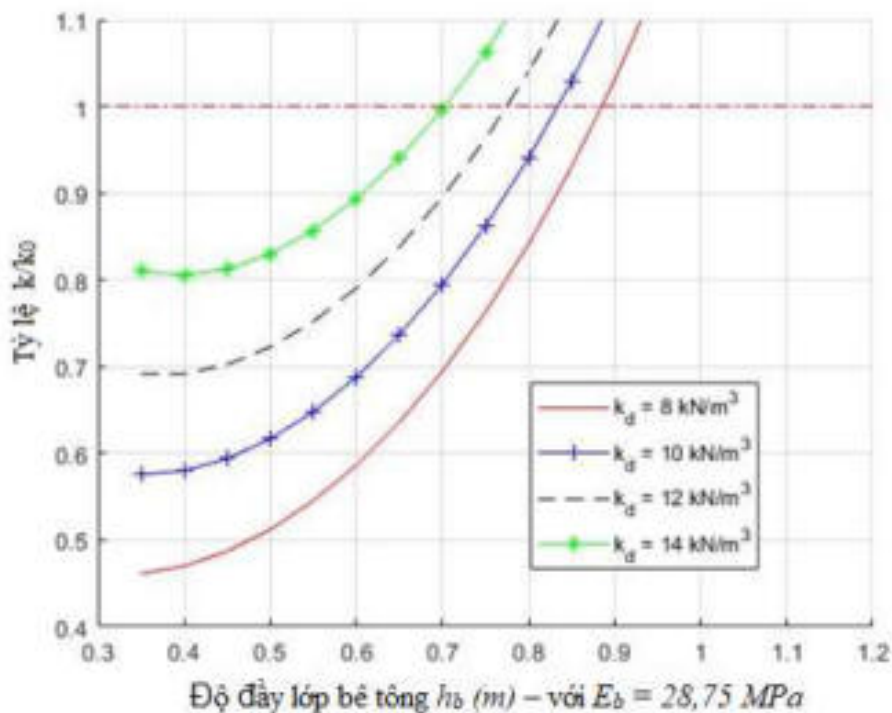
Như vậy, nếu lựa chọn dầm ray với chất liệu thép và hình dạng thiết diện ngang để độ cứng chống uốn đạt $EI = 75.10^6 \text{ (Nm}^2\text{)}$, yêu cầu mạch xẻ có biên độ dao động ngang lớn nhất là $b_{gh_m} = 1 \text{ (mm)}$, thì nền móng (đất, bê tông) phải có hệ số nền đạt ít nhất là $k \geq k_0 = 16.10^6 \text{ (N/m}^3\text{)}$. Với kích thước móng bê tông với chiều dài $L_b = 16 \text{ (m)}$, chiều rộng $R_b = 2,2 \text{ (m)}$ sẽ thu được kết quả sau:

a) Với bê tông M300 theo TCVN 5574:2018 có mô đun đàn hồi $E_b = 28,75$

MPa thì tỷ lệ $\frac{k}{k_0}$ ứng với các hệ số nền đất k_d nằm dưới lớp bê tông (đất cát chặt

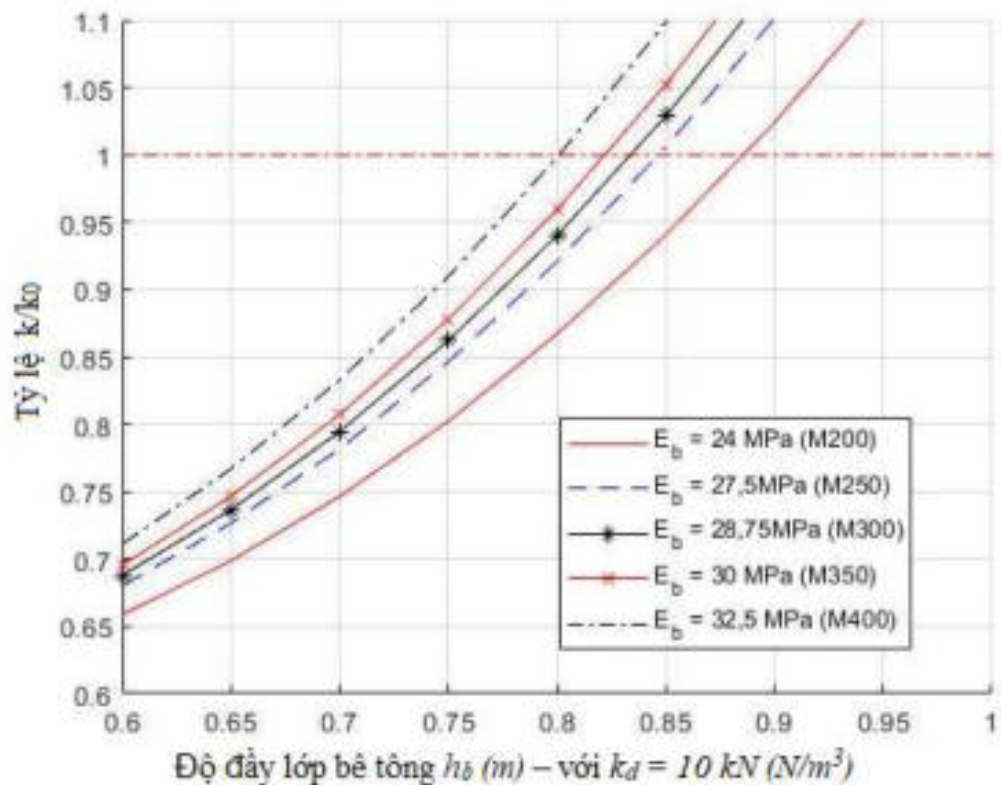
vừa theo Bowles) được chỉ ra trên đồ thị (Hình 3.4). Từ đồ thị trên (Hình 3.4), nhận thấy rằng: nếu hệ số nền đất tăng lên thì độ dày lớp bê tông sẽ giảm đi.

Chẳng hạn, để $\frac{k}{k_0} = 1$ với $k_d = 8 \text{ (kN/m}^3\text{)}$ thì lớp bê tông M300 cần độ dày $h_b = 0,88 \text{ (m)}$; còn với $k_d = 14 \text{ (kN/m}^3\text{)}$ thì lớp bê tông M300 cần độ dày $h_b = 0,7 \text{ (m)}$.



Hình 3.4. Tỷ lệ $\frac{k}{k_0}$ theo độ dày lớp bê tông M300 ứng với các lớp đất có các hệ số nền k_d

b) Với lớp đất dưới có hệ số nền $k_d = 10 \text{ kN/m}^3$, thì tỷ lệ $\frac{k}{k_0}$ ứng với các lớp bê tông có mác khác nhau (theo TCVN 5574:2018) được chỉ ra trên đồ thị (Hình 3.5). Từ đồ thị trên (Hình 3.5), nhận thấy rằng: nếu mác bê tông tăng lên thì độ dày lớp bê tông sẽ giảm đi, Chẳng hạn, để $\frac{k}{k_0} = 1$ thì lớp bê tông M200 cần độ dày $h_b = 0,88 \text{ m}$; còn lớp bê tông M400 cần độ dày $h_b = 0,8 \text{ m}$.



Hình 3.5. Tỷ lệ $\frac{k}{k_0}$ theo độ dày lớp bê tông với các Mac khác nhau (khi lớp đất nằm dưới có hệ số nền $k_d = 10 \text{ kN/m}^3$)

3.3. Khảo sát sự ảnh hưởng của vận tốc xe goòng đẩy gỗ đến giá trị cực đại của biên độ dao động ngang mạch xẻ

Tính toán trên Matlab các công thức (2.93) - (2.97) theo các thông số trên (Bảng 3.1), với các cặp: độ cứng chống uốn của ray và hệ số nền bê tông $EI.10^{-6} \text{ (Nm}^2\text{)}$, $k.10^{-5} \text{ (N/m}^2\text{)}$ là (80, 17), (60, 15), (40, 13); tốc độ xe đẩy goòng thay đổi từ $0,03 \div 0,2 \text{ (m/s)}$ và độ cao mạch xẻ là 40 inch (hay bằng 1016 mm).

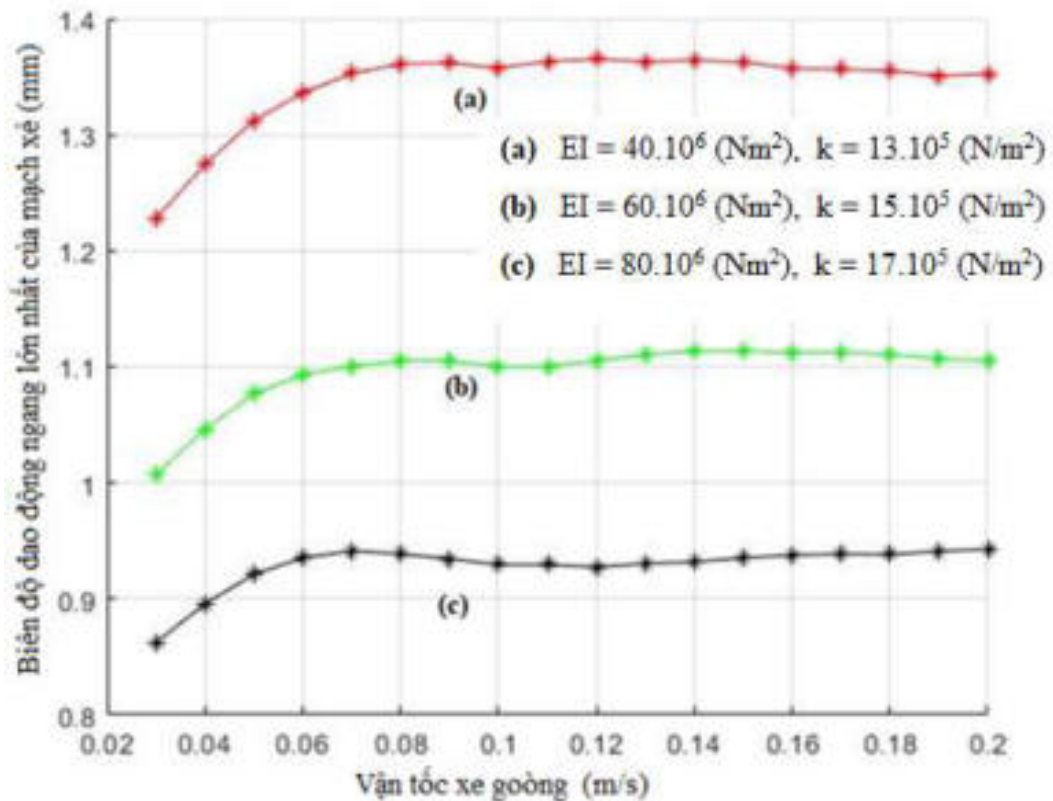
Kết quả tính toán về biên độ lớn nhất dao động ngang của mạch xẻ gỗ và lực cắt gỗ theo giá trị vận tốc di chuyển của xe goòng đẩy gỗ được ghi trên (Bảng 3.3) và đồ thị biểu diễn các sự phụ thuộc này được ghi trên (Hình 3.6).

Từ kết quả tính toán này, có thể thấy khi vận tốc nằm trong khoảng 0,01 m/s đến 0,07 m/s thì biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ sẽ tăng lên

theo cùng vận tốc. Khi vận tốc xe goòng nằm trong khoảng 0,07 m/s đến 0,2 m/s thì biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ gỗ không thay đổi nhiều khi vận tốc xe goòng thay đổi, chúng gần như cùng ở một mức.

Bảng 3.3. Biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xẻ gỗ theo các giá trị vận tốc xe goòng đẩy gỗ ở các cặp giá trị (EI , $k = k_{obd}$)

$EI.10^{-6} \text{ (Nm}^2\text{)} =$	80	60	40
$k.10^{-5} \text{ (N/m}^2\text{)} =$	17	15	13
$v(\text{m/s})$	<i>Biên độ Max (mm)</i>	<i>Biên độ Max (mm)</i>	<i>Biên độ Max (mm)</i>
0.03	0.86	1.01	1.23
0.04	0.90	1.05	1.27
0.05	0.92	1.08	1.31
0.06	0.94	1.09	1.34
0.07	0.94	1.10	1.35
0.08	0.94	1.11	1.36
0.09	0.93	1.11	1.36
0.1	0.93	1.10	1.36
0.11	0.93	1.10	1.36
0.12	0.93	1.11	1.37
0.13	0.93	1.11	1.36
0.14	0.93	1.11	1.36
0.15	0.94	1.11	1.36
0.16	0.94	1.11	1.36
0.17	0.94	1.11	1.36
0.18	0.94	1.11	1.36
0.19	0.94	1.11	1.35
0.2	0.94	1.11	1.35



Hình 3.6. Đồ thị biểu diễn biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xe theo các vận tốc khác nhau ở các cặp giá trị của EI và k_0 .

Nhận xét:

Biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xe sẽ tăng gần tuyến tính với vận tốc khi vận tốc xe goòng ở trong khoảng $v = 0,03 - 0,07 \text{ m/s}$ và hầu như không thay đổi khi vận tốc xe goòng ở trong khoảng $v = 0,07 - 0,2 \text{ m/s}$.

3.4. Khảo sát, đánh giá động lực học và điều khiển chuyển động xe goòng thông qua mô phỏng

3.4.1. Các giả thiết hoạt động xe goòng dùng cho mô phỏng

Theo yêu cầu công nghệ, tham số của mô hình xe goòng:

$$F_k = m\ddot{x} + B_0\dot{x} + mg\mu \quad (3.10)$$

với $B_0 = \frac{850 \cdot K b_c L_{cat}}{v_c}$ và các tham số được xác định trong Bảng 3.4

Từ các giả thiết trên tiến hành tính toán các giá trị toạ độ x của xe goòng khi di chuyển theo chiều xẻ gỗ (*phương trình (2.30)*) và khi di chuyển lùi về không tải (*phương trình (2.34)*)

Bảng 3.4. Tham số mô hình xe goòng và yêu cầu chuyển động

STT	Tham số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	L_{cat}	m	0,5	Chiều cao mạch xẻ
2	K	N/mm^2	36,15	Lực cản cắt riêng
3	b_c	mm	2,5	Chiều rộng mạch xẻ gỗ
4	v	m/s	0,15	Tốc độ xe goòng (cũng là tốc độ đẩy gỗ)
5	m_{xg}	kg	6000	
6	m_g	kg	500	
7	μ		0,01	Hệ số cản chuyển động, $\mu = \frac{k_{ms}d_b + k_t d_t}{d_b} k_b$
8	L_2	m	4	Chiều dài khúc gỗ xẻ
9	$L_1 = L_3$	m	0,5	Khoảng cách đoạn AB và CD – đoạn không xẻ
10	a_{max}	m/s^2	0,04	Gia tốc giurơ hạn của chuyển động xe goòng

3.4.1.1. Tính tham số ở chế độ xe chuyển động theo chiều xẻ gỗ

Tính toán với các thông số trên Bảng (3.1) và (3.4), và với:

$$L_2 = 4 (m); v = 0,15 (m/s); L_1 = 0,5 (m) \quad (3.11)$$

a) Gọi a_1 và t_B là gia tốc và thời gian của chuyển động xe trên đoạn AB, theo (2.30) có được phương trình chuyển động của xe trên đoạn AB:

$$x = \frac{a_1}{2} t^2; 0 \leq t \leq t_B \quad (3.12)$$

$$\text{theo (2.26) có được: } t_B = \frac{2L_1}{v}; a_1 = \frac{v^2}{2L_1} \quad (3.13)$$

Thay (3.11) vào (3.13) có được:

$$t_B = \frac{20}{3} \approx 6,67 (s); a_1 = 0,225 \left(\frac{m}{s^2} \right) \quad (3.14)$$

Thoả mãn điều kiện: $a_{max} = 0,04 > \frac{v^2}{2L_1} = 0,0225$ (3.15)

Do trên đoạn AB, không có lực cản cắt gỗ, nên từ (2.35), lực kéo xe $F_{k_{AB}}$ cần thoả mãn phương trình:

$$F_{k_{AB}} = ma_1 + mg\mu \quad (3.16)$$

b) Trên đoạn BC, do xe chuyển động với vận tốc không đổi v và có lực cản cắt gỗ nên có được phương trình chuyển động:

$$x = L_1 + v.(t - t_B) ; \quad t_B \leq t \leq t_C = t_B + \frac{L_2}{v} \quad (3.17)$$

và lực kéo xe $F_{k_{BC}}$ cần thoả mãn phương trình:

$$F_{k_{BC}} = B_0 v + mg\mu \quad (3.18)$$

với

$$m = (m_{xg} + m_g); (kg)$$

$$B_0 = \frac{850.Kb_c L_{cat}}{v_c}; \left(\frac{N.s}{m} \right), \quad (3.19)$$

$$v_c = \frac{\pi D \omega_c}{60}; (m/s)$$

c) Trên đoạn CD, do xe chuyển động giảm dần đều với gia tốc $-a_1$ và không có lực cản cắt gỗ nên có được phương trình chuyển động:

$$x = L_1 + L_2 + v(t - t_c) - \frac{a_1}{2}(t - t_c)^2, \quad t_c \leq t \leq t_D = t_c + t_B \quad (3.20)$$

và lực kéo xe $F_{k_{CD}}$ cần thoả mãn phương trình:

$$F_{k_{CD}} = -ma_1 + mg\mu \quad (3.21)$$

3.4.1.2. Tính tham số ở chế độ xe chuyển động chạy lùi về không xẻ gỗ

Phương trình chuyển động của xe goòng ở chế độ lùi về không xẻ gỗ theo (2.34) có dạng:

$$x = H_1 \left(t - \frac{t_{DA}}{2} \right) t - H_2 \left(t - \frac{t_{DA}}{2} \right)^3 - \frac{L}{4}; \quad 0 \leq t \leq t_{DA} = \sqrt{\frac{6L}{a_{max}}} \quad (3.22)$$

Trong đó $H_1 = \sqrt{\frac{3La_{max}}{8}}$; $H_2 = \frac{a_{max}}{6} \sqrt{\frac{2a_{max}}{3L}}$; $t_{DA} = \sqrt{\frac{6L}{a_{max}}}$

Với a_{max} là gia tốc giới hạn của chuyển động xe goòng.

Dẫn đến :

$$\dot{x} = H_1 \left(t - \frac{t_{DA}}{2} \right) - \frac{H_2}{3} \left(t - \frac{t_{DA}}{2} \right)^2 ; \quad 0 \leq t \leq t_{DA} = \sqrt{\frac{6L}{a_{max}}} \quad (3.23)$$

Phương trình (3.22) và (3.23) thỏa mãn điều kiện:

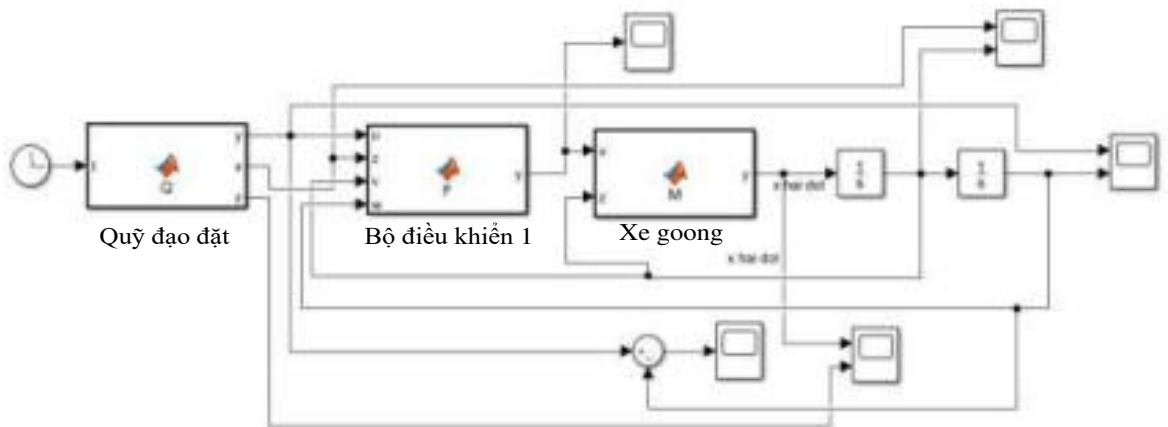
$$\begin{cases} x(0) = 0 ; x(t_{DA}) = L \\ \dot{x}(0) = 0 ; \dot{x}(t_{DA}) = 0 \end{cases} \quad (3.24)$$

Lực kéo xe goòng F_{k_DA} cần thỏa mãn phương trình:

$$F_{k_DA} = \frac{mH_2}{6} \left(\frac{t_{DA}}{2} - t \right) + mg\mu ; 0 \leq t \leq t_{DA} = \sqrt{\frac{6L}{a_{max}}} \quad (3.25)$$

3.4.2. Kết quả mô phỏng

Sử dụng phần mềm Matlab-Simulink để tiến hành thiết lập chương trình mô phỏng, với sơ đồ khối của hệ thống được mô tả trên (Hình 3.7).

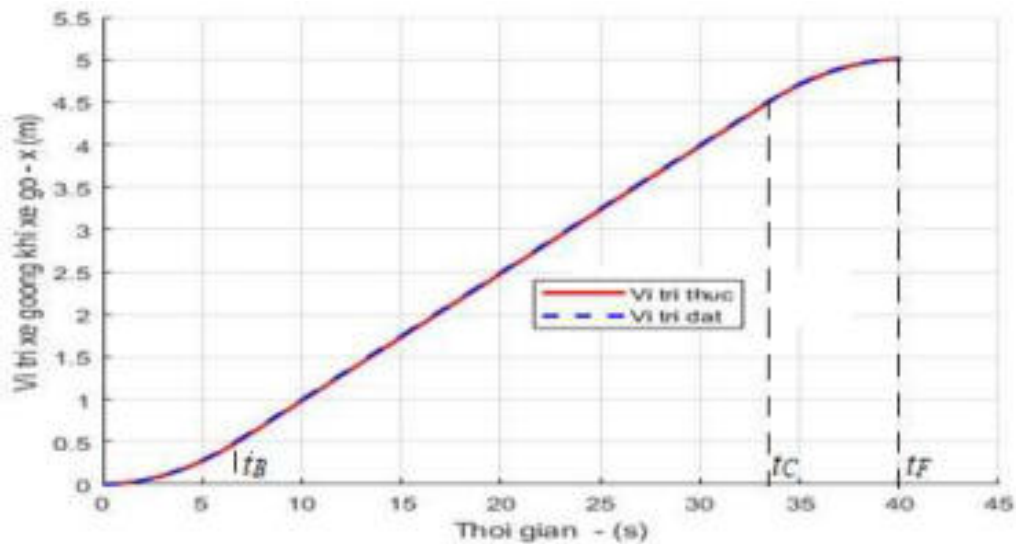


Hình 3.7. Sơ đồ khối Matlab-Simulink được xây dựng

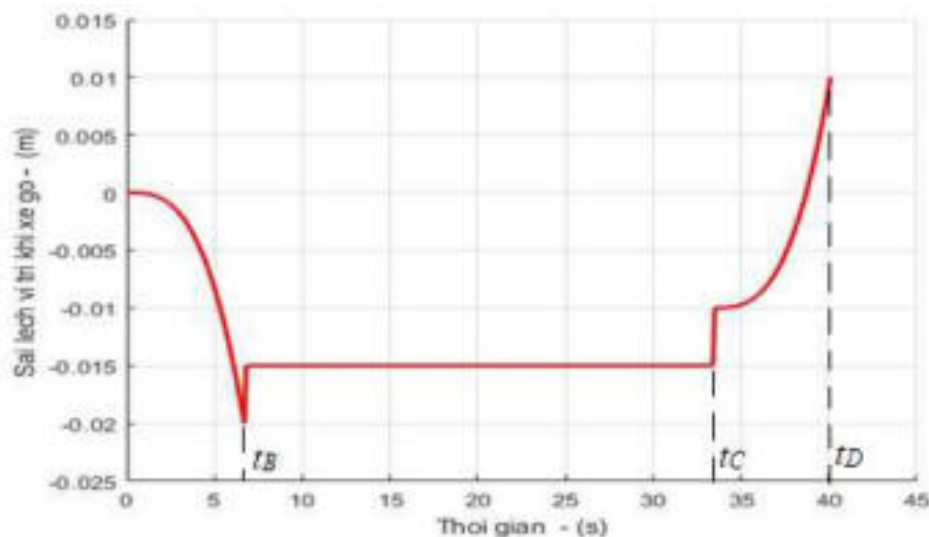
Q là khối đặt chế độ di chuyển đầu vào theo (3.20) hoặc (3.22); F là bộ điều khiển 1 với luật điều khiển tại (2.37); M là mô hình xe goòng được mô tả bởi phương trình động lực học.

3.4.2.1. Mô phỏng chuyển động của xe goòng theo chiều xẻ gỗ

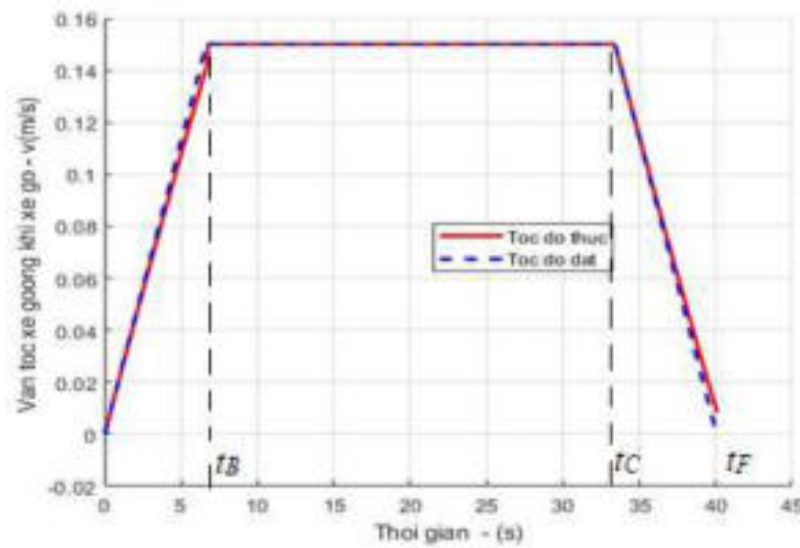
Kết quả mô phỏng quá trình xe goòng chạy tiến để xẻ gỗ được thể hiện trên các (Hình 3.9, Hình 3.10, Hình 3.11, Hình 3.12). Trên (Hình 3.8) biểu diễn sự biến thiên toạ độ x của xe goòng theo thời gian.



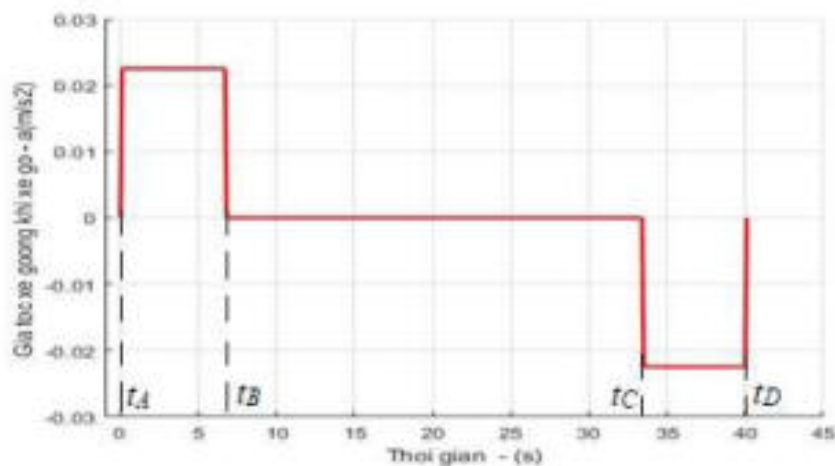
Hình 3.8. Chế độ di chuyển xe goòng theo chiều xẻ gỗ
(thể hiện vị trí của khúc gỗ được xẻ đặt trên xe goòng khi đi qua lưỡi cưa xẻ)



Hình 3.9. Sai lệch vị trí khi xe goòng chuyển động trong quá trình xẻ gỗ
(sai lệch = vị trí thực – Vị trí mong muốn)

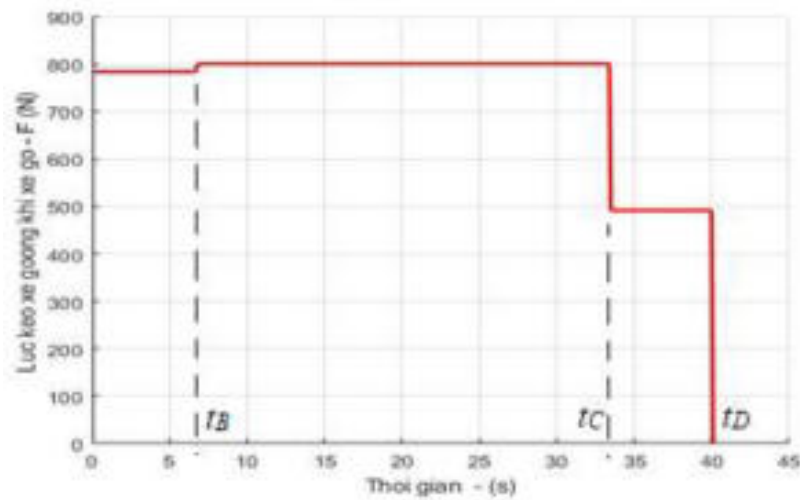


Hình 3.10. Vận tốc di chuyển xe goòng khi chạy tiến trong quá trình xẻ gỗ



Hình 3.11. Gia tốc xe goòng khi chạy tiến trong quá trình chạy tiến xẻ gỗ

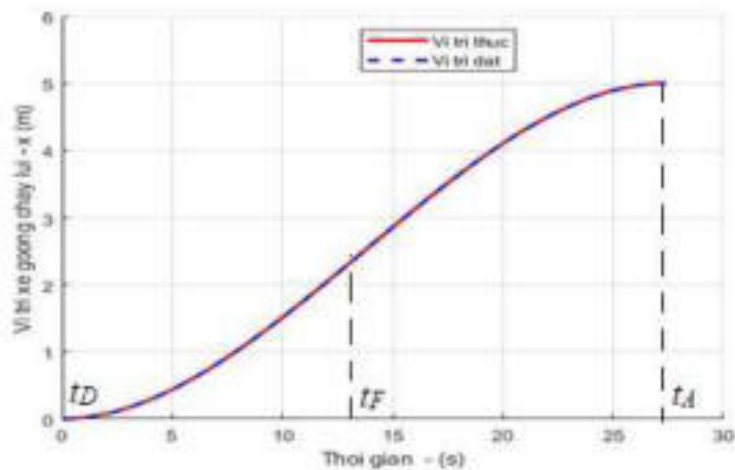
Hình 3.9 thể hiện sai số vị trí giữa giá trị đặt đầu vào và vị trí thực tế của xe goòng theo thời gian, kết quả cho thấy sai số lớn nhất về vị trí là 0,02 (m) tương ứng là 20 (mm); (Hình 3.10) thể hiện sự biến đổi vận tốc xe goòng trong thực tế so với vận tốc đặt theo thời gian. (Hình 3.11) thể hiện gia tốc xe goòng đặt được trên thực tế và (Hình 3.12) thể hiện lực kéo của hệ thống truyền động cần phải sinh ra để tác động lên xe goòng giúp xe goòng chuyển động theo thời gian ở các vị trí mong muốn.



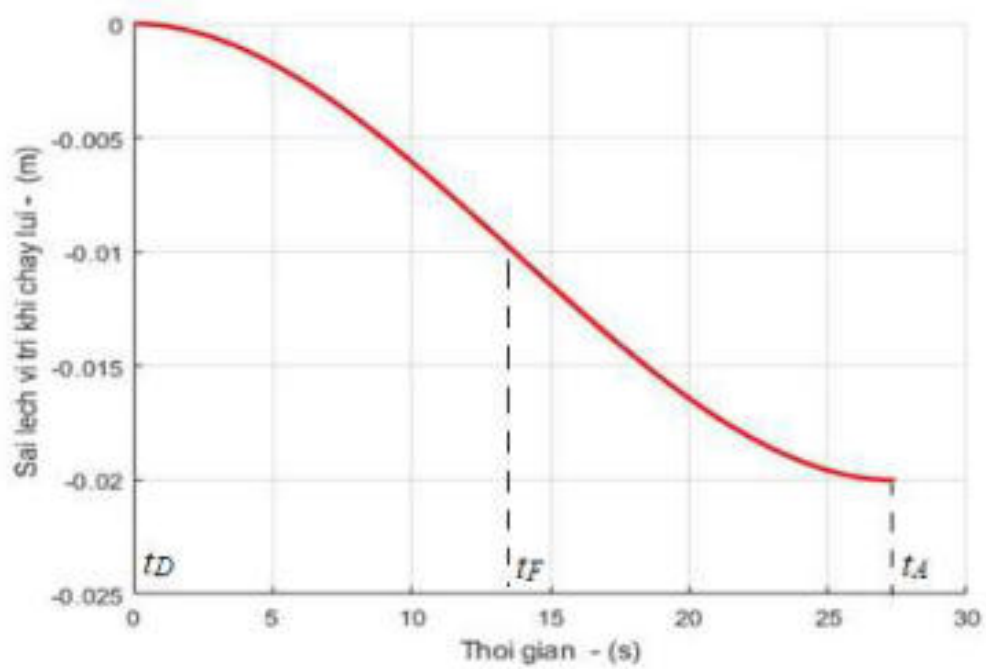
Hình 3.12. Lực tác dụng cần thiết tác động lên xe goòng trong quá trình chạy tiến xẻ gỗ

3.4.2.2. Mô phỏng với trường hợp xe goòng chuyển động lùi về không xẻ gỗ

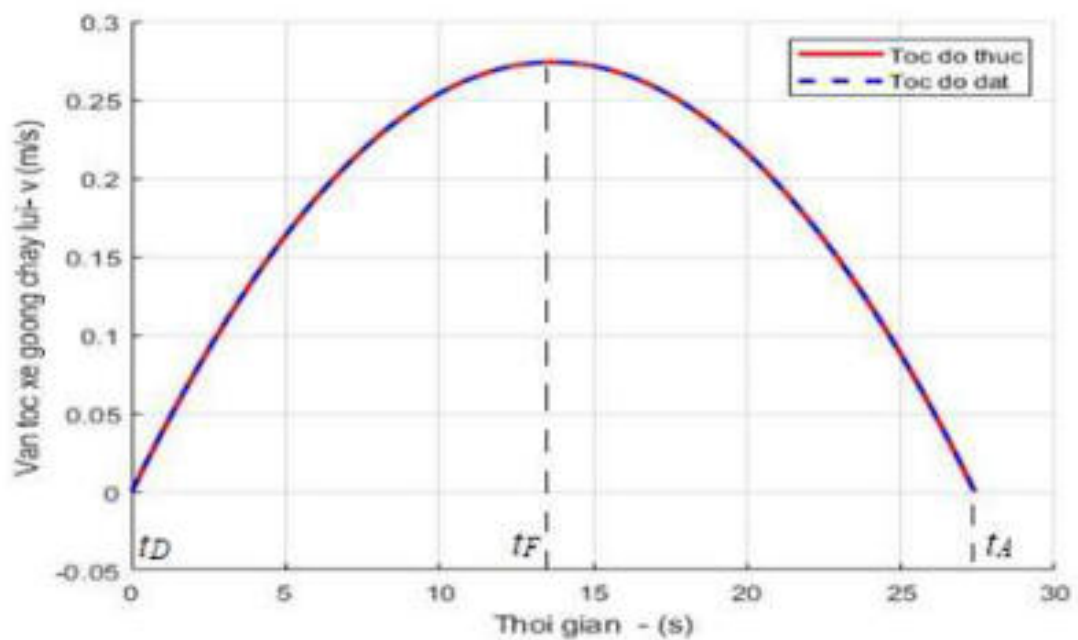
Kết quả mô phỏng quá trình xe goòng chạy lùi lại không xẻ gỗ được thể hiện trên các hình từ (Hình 3.13 đến Hình 3.15). Hình 3.13 biểu diễn sự biến thiên về tọa độ x của xe goòng; Hình 3.14 thể hiện sai số vị trí giữa giá trị đặt đầu vào và vị trí thực tế của xe goòng theo thời gian, sai số lớn nhất đạt ~ 20 (mm); Hình 3.15 thể hiện sự biến đổi vận tốc xe goòng trong thực tế so với vận tốc được đặt ra theo thời gian.



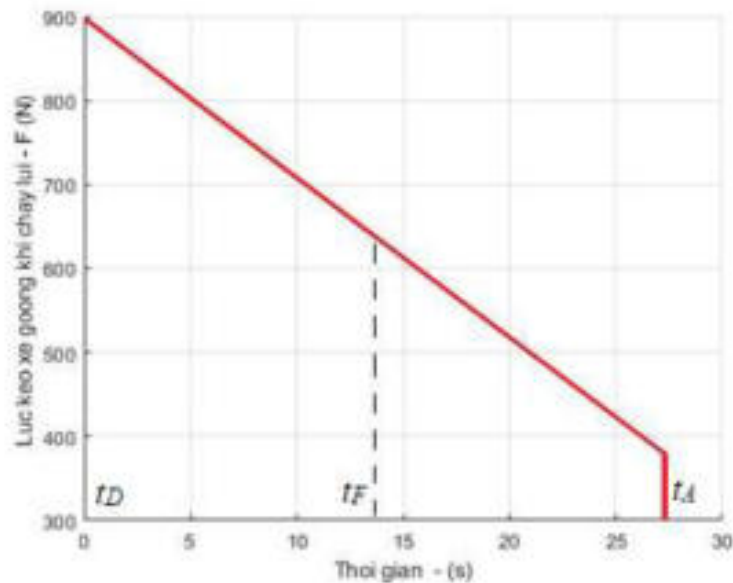
Hình 3.13. Chế độ di chuyển xe goòng chạy lùi khi không xẻ gỗ



Hình 3.14. Sai lệch vị trí khi xe goòng chuyển động trong quá trình chạy lùi không xả gối (sai lệch = vị trí thực – Vị trí mong muốn)



Hình 3.15. Vận tốc di chuyển xe goòng khi chạy lùi không xả gối



Hình 3.16. Lực tác dụng cần thiết tác động lên xe goòng trong quá trình chạy lùi không xẻ

3.4.3. Đánh giá mô hình động lực học và bộ điều khiển thông qua kết quả mô phỏng

Từ kết quả mô phỏng trong hai trường hợp xe goòng chạy tiến để xẻ gỗ và xe goòng chạy lùi không xẻ gỗ, luận án nhận thấy có sự sai lệch nhất định về quỹ đạo giữa giá trị thực tế và giá trị đặt đầu vào của hệ thống điều khiển (PD bù ma sát), thể hiện rõ trên (Hình 3.9 và Hình 3.14). Sai lệch này diễn ra lớn bắt đầu tại các thời điểm có sự biến đổi của tốc độ (*điểm B và điểm D đối với khi chạy tiến, lúc này tốc độ thay đổi từ chuyển động nhanh dần đều sau chuyển động có vận tốc không đổi, và thay đổi từ vận tốc đều sang vận tốc chậm dần đều; tại điểm F đối với chạy lùi, lúc này tốc độ thay đổi từ nhanh dần đều sang chậm dần đều*); sai lệch lớn nhất của hệ thống trong cả hai trường hợp đạt giá trị xấp xỉ $\sim 20 \text{ mm}$; đồng thời sai lệch tĩnh cũng xảy ra tương ứng tại điểm cuối quỹ đạo khi xe goòng dừng, nó làm cho xe goòng không dừng đúng tại điểm D khi xe chạy tiến (*dừng tại điểm D+ 20 (mm)*) và điểm E khi xe chạy lùi (*dừng tại điểm E+10 (mm)*).

Từ quá trình khảo sát khi nghiên cứu, luận án nhận thấy nguyên nhân dẫn đến sai lệch quỹ đạo là do quán tính hệ thống quá lớn, khối lượng xe goòng khi có gỗ $m = 6500 \text{ kg}$, gây ra quán tính rất lớn khi có sự thay đổi về vận tốc của hệ cơ học.

Để khắc phục hiện tượng sai lệch này, luận án đề xuất thêm hệ thống phanh được lắp trên xe goòng giúp bộ điều khiển hệ thống có thêm công cụ hỗ trợ việc dừng và điều chỉnh vận tốc xe goòng theo ý muốn, đồng thời giúp chất lượng mạch xẻ được tốc độ hơn khi hệ thống điều khiển bám sát được quỹ đạo đặt (chính là quỹ đạo mong muốn theo yêu cầu của công nghệ xẻ).

3.5. Khảo sát sự ảnh hưởng của gia tốc kéo ngược cáp phanh và đường kính dây cáp phanh đến giá trị đoạn đường phanh hãm và lực kéo phanh.

Như trong phần đầu của mục 2.4.1 đã giải thích vì sao khi tính toán lực kéo phanh ta sẽ *không tính đến sự tham gia của lực cản lười cưa* trong quá trình phanh hãm xe goòng.

Trên thực tế, vận tốc vận hành xe goòng nằm trong khoảng từ 5 – 15 m/phút, tức là trong khoảng 0,085 – 0,25 m/s. Do vậy ở đây ta tính toán cho trường hợp phanh xe goòng khi đang ở vận tốc lớn nhất: $v = 0,25 \text{ m/s}$

Từ công thức (2.141), nhận thấy lực kéo phanh cần thiết tỷ lệ thuận với độ dài đoạn Δx_2 . Từ (2.139) thấy Δx_2 tăng khi khối lượng m và v_0 tăng lên. Do vậy ta tính toán cho lực phanh cần thiết cho trường hợp khối lượng xe goòng m lớn nhất và di chuyển với vận tốc v_0 lớn nhất có thể. Để có thể lựa chọn đường kính Φ (mm) dây cáp phanh cũng như gia tốc kéo ngược dây cáp phanh a_k (m/s^2) trong quá trình hãm phù hợp với yêu cầu *đoạn đường phanh hãm* (đoạn đường đi được của xe goòng từ khi bắt đầu phanh đến khi dừng hẳn) nằm trong giới hạn cho phép, tiến hành khảo sát các phương trình từ (2.106) đến (2.141) với các thông số được cho trên (Bảng 3.5).

Ứng với các cặp giá trị về đường kính dây cáp Φ và gia tốc kéo ngược dây cáp phanh a_k cho các trị về *đoạn đường phanh hãm* được cho trên (Bảng 3.6) và các trị lực phanh cần thiết tương ứng được cho trên (Bảng 3.7).

Bảng 3.5 Các thông số được sử dụng trong quá trình khảo sát phanh xe goòng

Tham số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
m	kg	6500	Khối lượng xe + gỗ
E	N/m^2	$2,5 \cdot 10^9$	Mô đun đàn hồi dây cáp phanh
λ		0,0033	Hệ số tự dẫn của cáp kéo phanh
L_0	m	7	Độ dài đoạn cáp bắt đầu kéo phanh
v_0	m/s	0,25	Vận tốc xe goòng lúc bắt đầu kéo phanh
k_{ms}		0,001	Hệ số ma sát lăn
g	m/s^2	9,81	Gia tốc trọng trường
a_k	m/s^2	$4 \div 22$	Gia tốc kéo ngược cáp phanh
Φ	mm	$10 \div 28$	Đường kính dây cáp kéo phanh

Bảng 3.6 Đoạn đường phanh hãm (mm), ứng với mỗi cặp giá trị Φ và a_k

Gia tốc kéo ngược phanh $a_k (m/s^2)$	Đường kính cáp phanh - Φ (mm)									
	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
4	75	66	60	55	52	48	46	44	42	40
6	67	60	54	50	46	44	41	39	38	36
8	62	55	50	46	43	40	38	36	35	33
10	58	52	47	43	40	38	36	34	33	31
12	55	49	44	41	38	36	34	32	31	30
14	52	47	42	39	36	34	32	31	30	28
16	50	45	41	38	35	33	31	30	28	27
18	48	43	39	36	34	32	30	29	27	26
20	47	42	38	35	33	31	29	28	26	25
22	46	41	37	34	32	30	28	27	26	25

Bảng 3.7. Giá trị lực kéo phanh (N) ứng với mỗi cặp giá trị Φ và a_k

$a_k (m/s^2)$	$\Phi (mm)$									
	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
4	1659	2055	2458	2867	3280	3696	4116	4538	4962	5388
6	1487	1845	2211	2582	2957	3336	3718	4103	4490	4879
8	1373	1705	2045	2390	2739	3093	3449	3808	4169	4532
10	1289	1602	1922	2248	2578	2912	3249	3588	3930	4274
12	1223	1521	1826	2137	2452	2770	3092	3416	3742	4071
14	1170	1456	1748	2046	2349	2654	2963	3275	3589	3904
16	1125	1401	1683	1970	2262	2557	2856	3157	3460	3765
18	1087	1354	1627	1905	2188	2474	2763	3055	3349	3645
20	1054	1313	1578	1849	2123	2402	2683	2967	3253	3540
22	1025	1277	1535	1799	2066	2338	2612	2888	3167	3448

Giả sử hệ thống xe gỗ yêu cầu quãng đường phanh xe goòng *không vượt quá 30 mm*, nếu cấp phanh có trị số E và λ như trong (Bảng 3.5) thì căn cứ trên (Bảng 3.6), ta phải chọn đường kính cáp kéo phanh $\Phi \geq 22 \text{ mm}$ và thiết kế hệ thống kéo phanh phải đạt gia tốc kéo a_k tương ứng với Φ trên (Bảng 3.6) và lực kéo tương ứng trên (Bảng 3.7). Chẳng hạn, nếu $\Phi = 22 \text{ mm}$ thì hệ thống kéo phanh phải đạt gia tốc kéo $a_k \geq 20 \text{ m/s}^2$ và lực kéo phanh $F \geq 2683 \text{ N}$.

Kết luận chương 3

Kết quả khảo sát các phương trình động lực học và điều khiển xe goòng xe gỗ được trình bày trong chương 3 dẫn đến một số kết luận sau:

1. Kết quả khảo sát phương trình dao động ngang của mặt phẳng mạch xe đã đưa ra được (Bảng 3.2) cặp các trị (EI, k) ứng với giá trị biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xe. Điều này cho phép lựa chọn hợp lý cặp giá trị của hai thông số trên trong quá trình gia công nền móng và lắp đặt thanh ray trong hệ thống dây chuyền xe gỗ để thỏa mãn điều kiện biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xe nằm trong giới hạn cho phép.

2. Từ kết quả khảo sát ở các đồ thị Hình 3.4 và Hình 3.5 với (Bảng 3.2), để biên độ dao động ngang nằm trong giá trị cho phép thì độ dày h_b của lớp bê tông móng đường ray xe goòng sẽ tùy thuộc vào mác bê tông và hệ số nền đất k_d (nằm dưới lớp bê tông): Khi $k_d = 8 \text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, thì chiều dày lớp bê tông đổ móng đường ray xe goòng xe gỗ tự động là $h_b = 0,88 \text{ m}$; Khi $k_d = 14 \text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, thì chiều dày lớp bê tông đổ móng đường ray xe goòng xe gỗ tự động là $h_b = 0,7 \text{ m}$.

3. Nếu tăng khoảng cách giữa hai đường ray thì biên độ dao động của góc φ nhỏ đi, dẫn đến biên độ dao động ngang của mạch xe sẽ nhỏ đi. Biên độ dao động ngang lớn nhất của mạch xe sẽ tăng gần như tuyến tính với vận tốc khi vận tốc xe goòng ở trong khoảng $v = 0,03 - 0,07 \text{ m/s}$ và hầu như không thay đổi khi vận tốc xe goòng ở trong khoảng $v = 0,07 - 0,2 \text{ m/s}$.

4. Kết quả khảo sát về phanh hãm xe goòng đã cho các bảng tra cứu về sự liên hệ giữa quãng đường phanh với các thông số về đường kính cáp phanh Φ và gia tốc kéo phanh a_k (các Bảng 3.6; Bảng 3.7). Từ kết quả khảo sát xác định được thông số để phanh hãm xe goòng như sau: Nếu đường kính cáp kéo phanh hãm xe goòng là $\Phi = 22 \text{ mm}$ thì hệ thống kéo phanh phải đạt gia tốc kéo $a_k \geq 20 \text{ m/s}^2$ và lực kéo phanh $F \geq 2683 \text{ N}$.

CHƯƠNG 4

THỰC NGHIỆM XÁC ĐỊNH MỘT SỐ THÔNG SỐ VÀ KIỂM CHỨNG MÔ HÌNH TÍNH TOÁN LÝ THUYẾT

4.1. Mục tiêu và đối tượng nghiên cứu thực nghiệm

Luận án tiến hành nghiên cứu thực nghiệm vì cần có được kết quả nghiên cứu thực nghiệm để so sánh với kết quả tính toán theo mô hình lý thuyết, từ đó sẽ đánh giá được mức độ phù hợp thực tế của mô hình tính toán lý thuyết đã xây dựng.

Xuất phát từ lý do trên, luận án tiến hành nghiên cứu thực nghiệm với mục tiêu và nhiệm vụ như sau:

4.1.1. Mục tiêu nghiên cứu thực nghiệm

- Thực nghiệm để đưa ra giá trị một số thông số: hệ số nền k_0 , hệ số tự dẫn cáp kéo và cáp phanh.
- Qua số liệu thực nghiệm, xác định biên độ dao động ngang của mạch xẻ gỗ; so sánh kết quả nhận được với kết quả tính toán qua mô hình lý thuyết và đưa ra kết luận.
- Từ các kết quả thực nghiệm, đánh giá mức độ tin cậy của mô hình tính toán đã lập.

4.1.2. Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm

Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm là hệ thống xẻ gỗ tự động do đề tài cấp nhà nước “*Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động năng suất 3 - 4 m³/h gỗ thành phẩm*” mã số ĐTĐL.CN-10/16 đã thiết kế, chế tạo ra được dây chuyền xẻ gỗ tự động. Địa điểm tiến hành thực nghiệm tại Công ty cổ phần thiết bị chuyên dùng Việt Nam.

4.2. Chọn hàm mục tiêu và xác định các thông số thực nghiệm

4.2.1. Chọn hàm mục tiêu nghiên cứu

Đánh giá chất lượng động lực học của hệ thống xe gỗ tự động bằng cưa vòng đứng, ngoài chỉ tiêu về năng suất xẻ còn dựa vào chỉ tiêu về biên độ dao động của mạch xẻ là quan trọng nhất. Vì trong quá trình di chuyển để đẩy gỗ xẻ, xe goòng di chuyển bằng 6 bánh xe thép trên hai thanh ray đặt trên nền bê tông đàn hồi, mặc dù chạy với vận tốc nhỏ nhưng do lực tập trung tại các điểm tiếp xúc bánh xe và thanh ray lớn và có độ lớn khác nhau, dẫn đến sự dao động của các thanh ray không cùng pha và tạo ra mạch xẻ gỗ luôn dao động. Để hệ thống xe gỗ làm việc hiệu quả thì biên độ dao động của mạch xẻ chỉ được nằm trong giới hạn cho phép. Do vậy luận án lựa chọn một trong các mục tiêu nghiên cứu thực nghiệm là ***biên độ dao động của mạch xẻ gỗ*** trong hệ thống tự động xẻ gỗ bằng cưa vòng đứng.

Luận án cũng lựa chọn mục tiêu nghiên cứu thực nghiệm nữa là về hệ thống phanh xe goòng. Mặc dù xe goòng chạy với vận tốc nhỏ, nhưng do xe goòng chạy trên đường ray và có khối lượng lớn, nên lực quán tính sẽ làm cho xe di chuyển với ***khoảng cách Δx sau khi phanh***. Việc thực nghiệm là để kiểm chứng: với các thông số thiết kế và lắp đặt hệ thống móng nền và xe goòng thì Δx có đạt yêu cầu nhỏ hơn khoảng cách di chuyển cho phép của xe goòng sau phanh không?

4.2.2. Chọn tham số ảnh hưởng đến hàm mục tiêu

Từ kết quả phân tích ở Chương 3, ta nhận thấy yếu tố ảnh hưởng đến biên độ dao động ngang của mạch xẻ gỗ chủ yếu là thông số: độ cứng chống uốn của ray EI và hệ số nền k_0 . Độ cứng chống uốn của ray EI có thể tính được qua các thông số về vật liệu và hình học của thanh ray. Hệ số nền bê tông k_0 phụ thuộc không những vào mác bê tông còn phụ thuộc vào độ sâu, chiều rộng ngang và dọc của móng nền, do vậy cần đo đạc trực tiếp bằng phương pháp: ***Thí nghiệm bàn nén hiện trường*** theo TCVN 9354:2012.

Do cáp phanh xe goòng là loại cáp nhiều sợi được bện vào nhau theo các tao cáp, do vậy luôn có độ tự dẫn của cáp, tức là trước khi xảy ra hiện tượng cáp bị dẫn theo định luật Húc (do ứng lực chưa xuất hiện trong các sợi dây cáp) thì cáp bị dẫn do bị săn lại (dưới tác dụng của lực kéo); đoạn cáp được dẫn ra ΔL (do cáp săn lại) sẽ tỷ lệ thuận với độ dài cáp ban đầu L_0 theo hệ số tự dẫn λ , tức là:

$$\lambda = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (4.1)$$

Tóm lại: Trong luận án này chọn một số thông số để thực nghiệm đo đặc là hệ số nền k_0 và hệ số tự dẫn dây cáp λ . Đây là những thông số phải được biết khi lắp đặt dây chuyên xẻ. Độ chính xác của hệ số tự dẫn dây cáp λ sẽ ảnh hưởng đến độ an toàn khi phanh xe goòng, còn sự chính xác của hệ số nền k_0 sẽ ảnh hưởng đến biên độ dao động của mạch xẻ gỗ cần phải nằm trong giới hạn cho phép khi hệ thống dây chuyên xẻ hoạt động.

4.3. Phương pháp thực nghiệm xác định hệ số nền k_0 và hệ số tự dẫn cáp λ

4.3.1. Thực nghiệm xác định hệ số nền k_0

Thực nghiệm đo hệ số nền nóng để đặt thanh ray cho xe goòng được thực hiện theo phương pháp: Thí nghiệm bàn nén hiện trường-TCVN 9354:2012 [5]

Mục đích của thí nghiệm bàn nén là nhằm xác định độ lún thẳng đứng và tính chất độ bền của nền bê tông nơi đặt đường ray cho xe goòng chạy bằng cách ghi lại tải trọng và độ lún tương ứng khi nền được gia tải qua một bàn nén cứng. Thí nghiệm bàn nén trên đất nền được thực hiện tại những vị trí được chỉ định nhằm tìm ra được độ lún thực tế của nền móng dưới tải trọng cho trước.

Công thức xác định hệ số nền k_0 :

$$k_0 = \frac{p_2 - p_1}{s_2 - s_1} \quad (4.2)$$

trong đó: p_1, p_2 là cấp áp lực nén thí nghiệm với độ lún tương ứng s_1, s_2 .

4.3.1.1. Quá trình thí nghiệm bàn nén hiện trường

+ Dụng cụ thiết bị thí nghiệm

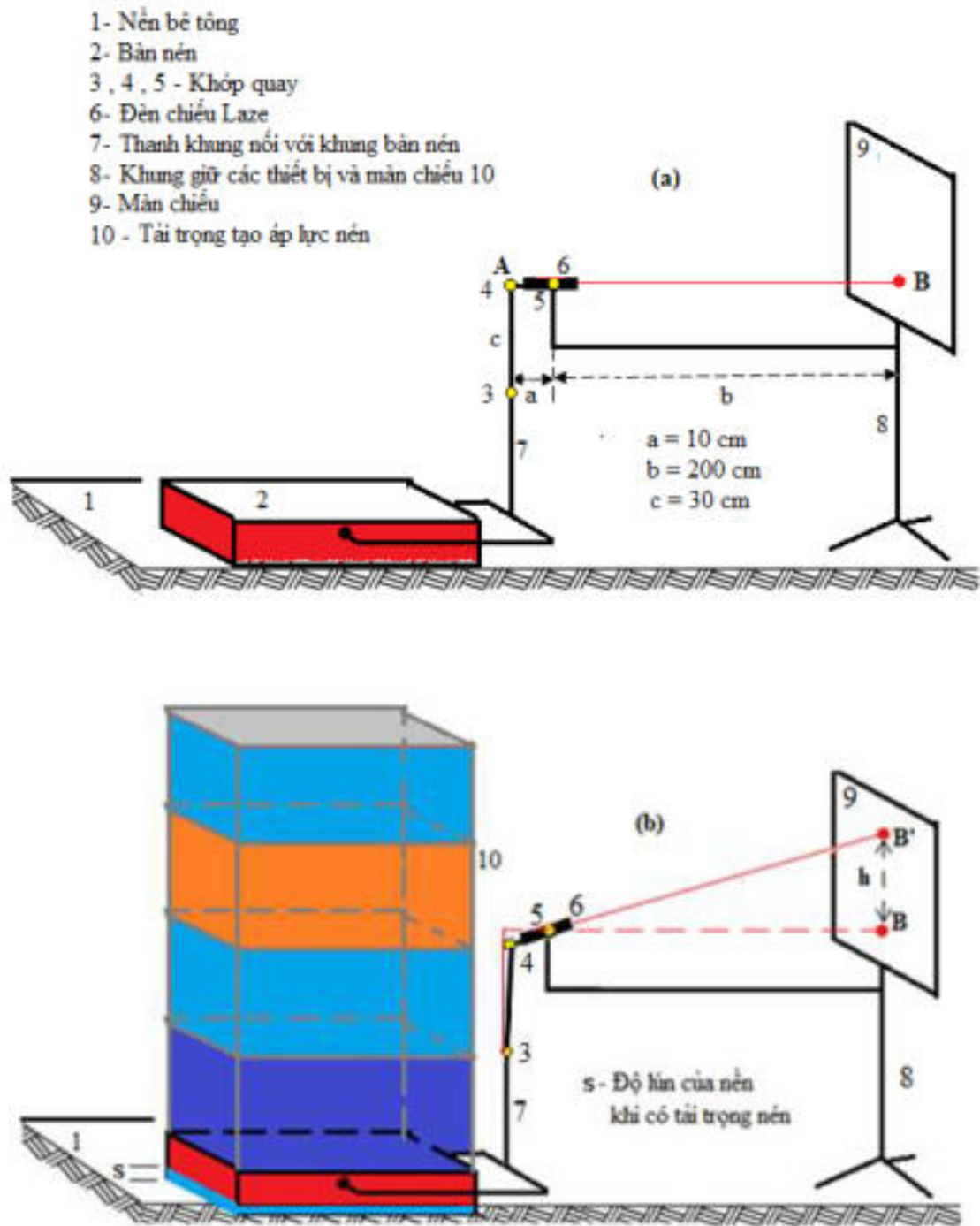
Mô tả dụng cụ thí nghiệm được thể hiện trên (Hình 4.1). Bàn nén (2) là khung thép hình vuông 50 x 50 cm với đáy phẳng bằng thép cán. Bàn nén liên kết với hệ thống khung (7), (8) qua các khớp nối (3), (4), (5). Đèn chiếu laze được gắn song song với thanh nối hai khớp (4)-(5). Màn chiếu (9) thẳng đứng được gắn trên giá (8). Trên (Hình 4.1 a) mô tả thí nghiệm khi chưa chất tải lên bàn nén, đèn laze chiếu lên điểm B trên màn chiếu. Trên (Hình 4.1 b). Mô tả thí nghiệm khi đã chất tải lên bàn nén, lúc này do bàn nén lún một khoảng s nên kéo thanh (8) xuống, qua hệ thống khớp quay làm đèn chiếu laze lệch góc và điểm chiếu trên màn bây giờ là B'. Độ dài đoạn BB' là h chính là độ lún s đã được khếch đại nhờ hệ thống thanh – khớp trong dụng cụ đo đạc.

+ Công tác chuẩn bị.

- Làm nhẵn mặt nền để đáy tấm nén thật khít với mặt nền.
- Do khối lượng riêng của bê tông là 2400 kg/m^3 nên với yêu cầu tải trọng nén đạt 6000 kg/m^2 sẽ chỉ cần 10 khối bê tông cỡ 50 x 50 x 25 (cm) để gia tải là đủ.
- Màn chiếu (9) được gắn vào móc không di động đặt cách xa vị trí đặt bàn nén. Ở đây đặt màn chiếu (9) cách bàn nén một khoảng $b = 200 \text{ cm}$.
- Sau khi lắp tất cả các thiết bị, đánh dấu điểm B trên màn chiếu (9).

+ Quy trình gia tải :

Gia tải theo 10 cấp áp lực (0,0 – 0,06 – 0,12 – 0,18 – 0,24 – 0,3 – 0,36 – 0,42 – 0,48 – 0,54 – 0,6 kg/cm^2). Trong mỗi cấp gia tải, ghi nhận vị trí của điểm B' trên màn chiếu để từ đó tính được các khoảng cách BB' của mỗi lần. Thời gian giữ tải của mỗi cấp tải và được phân bổ để ghi nhận điểm B' trên màn chiếu: 10 phút - 10 phút - 10 phút - 15 phút - 15 phút - 30 phút - 30 phút - 30 phút - 30 phút- 30 phút. Giảm tải cũng theo 10 cấp. Thời gian giảm tải của mỗi cấp là 30 phút và được phân bổ để ghi số đọc đồng hồ như sau: 10 phút - 10 phút - 10 phút.

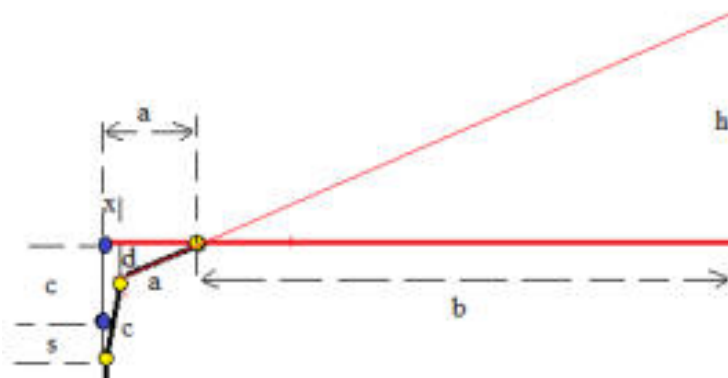


Hình 4.1. Mô tả thiết bị thí nghiệm bàn nén hiện trường bằng gia tải tĩnh
(a)- Khi chưa chất tải lên bàn nén; (b)- Khi đã chất tải lên bàn nén;

4.3.1.2. Xử lý kết quả đo thí nghiệm

Số liệu đo trong quá trình gia tải ở 10 cấp được ghi trong (Bảng 4.1) ở các cột (1) và (2). Mô tả cách tính hệ số nền k_0 theo cách bố trí thí nghiệm đo được

trình bày trên (Hình 4.2).



Hình 4.2. Mô hình tính hệ số nền k_0 theo cách bố trí thí nghiệm đo

Với việc bố trí dụng cụ thí nghiệm dẫn đến mô hình tính trên (Hình 4.2)

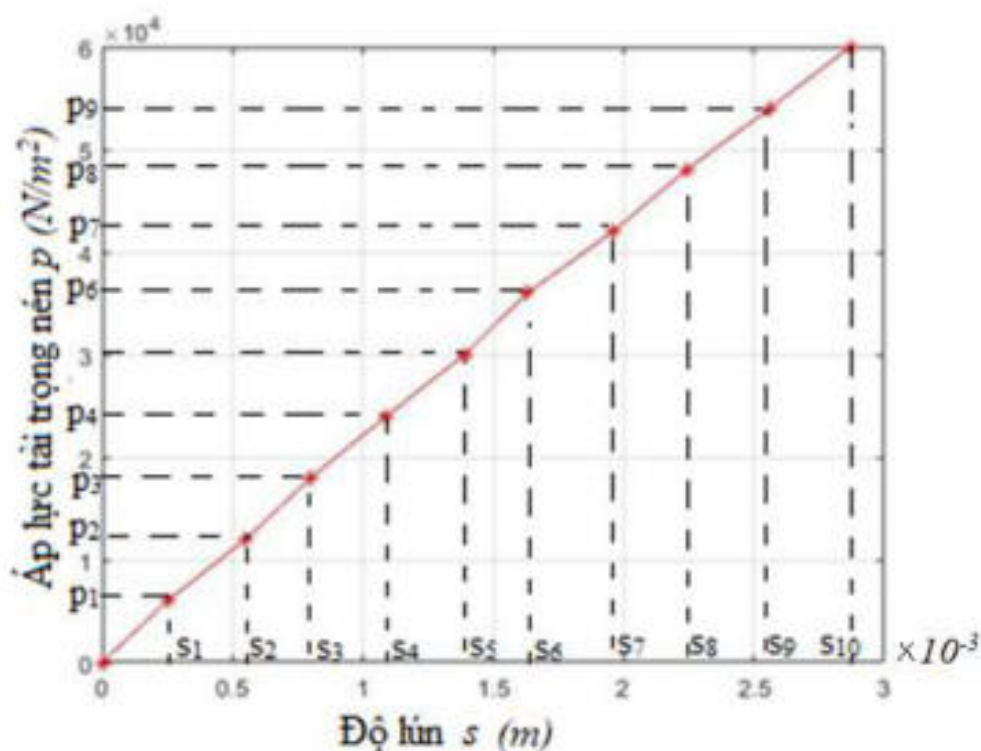
cho ta các công thức: Đặt $\frac{h}{b} = u \Rightarrow x = a \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1+u^2}} \right)$; $d = \frac{au}{\sqrt{1+u^2}}$

$\Rightarrow$ độ lún $s = \sqrt{c^2 - x^2} + d - c$, với $a = c = 10$ cm, $b = 200$ cm

Bảng 4.1. Kết quả và xử lý số liệu đo của quá trình gia tải bàn nén

Áp lực nén p (N/m ²)	h(mm)	u	x(m)	d (m)	s (m)	k_0 (N/m ³)	k_0 - bước (N/m ³)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
0	0	0	0	0	0	0	0
6000	5	0,025	3,1E-06	2,5E-04	2,5E-04	2,4E+07	2,4E+07
12000	11	0,055	1,5E-05	5,5E-04	5,5E-04	2,2E+07	2,0E+07
18000	16	0,08	3,2E-05	8,0E-04	8,0E-04	2,3E+07	2,4E+07
24000	22	0,11	6,0E-05	1,1E-03	1,1E-03	2,2E+07	2,0E+07
30000	28	0,14	9,7E-05	1,4E-03	1,4E-03	2,2E+07	2,0E+07
36000	33	0,165	1,3E-04	1,6E-03	1,6E-03	2,2E+07	2,5E+07
42000	40	0,2	1,9E-04	2,0E-03	2,0E-03	2,1E+07	1,8E+07
48000	46	0,23	2,5E-04	2,2E-03	2,2E-03	2,1E+07	2,1E+07
54000	53	0,265	3,3E-04	2,6E-03	2,6E-03	2,1E+07	1,9E+07
60000	60	0,3	4,2E-04	2,9E-03	2,9E-03	2,1E+07	1,9E+07

Từ các số liệu đo, tính được các đại lượng u , x , d , s được ghi trên các cột từ (3) – (6) trên Bảng 4.1.



Hình 4.3. Đồ thị quan hệ giữa áp lực tải trọng nén và độ lún của bần nén

(Hình 4.3) mô tả quan hệ giữa áp lực của tải trọng nén và độ lún tương ứng (ghi trên cột (1) và cột (6) Bảng 4.1).

Trên Bảng 4.1:

+ Cột (7) ghi kết quả tính hệ số nền được tính theo công thức

$$k_0^{(i)} = \frac{p_i}{s_i}; \quad i = 1 \div 10$$

(4.3)

+ Cột (8) ghi kết quả tính hệ số nền được tính theo công thức

$$k_0^{(i)} = \frac{p_i - p_{i-1}}{s_i - s_{i-1}}; \quad i = 1 \div 10; \quad s_0 = 0 \quad (4.4)$$

Công thức (4.3) thể hiện hệ số nền k_0 được tính theo tổng áp lực và tổng độ lún tương ứng; công thức (4.4) thể hiện hệ số nền k_0 được tính theo giá trị gia tải và số gia của độ lún tương ứng.

Do vậy có thể lấy theo trị trung bình:

$$k_0 = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} k_0^{(i)} \approx 21.10^6 \text{ (N / m}^3\text{)} \quad (4.5)$$



Hình 4.4. Hình ảnh thực nghiệm đo đặc hệ số nền nơi đặt đường ray xe goòng

Các khớp quay: 3, 4, 5 – Máy chiếu Laze: 6 – Màn chiếu : 9

4.3.2. Thực nghiệm xác định hệ số cáp tự dẫn λ

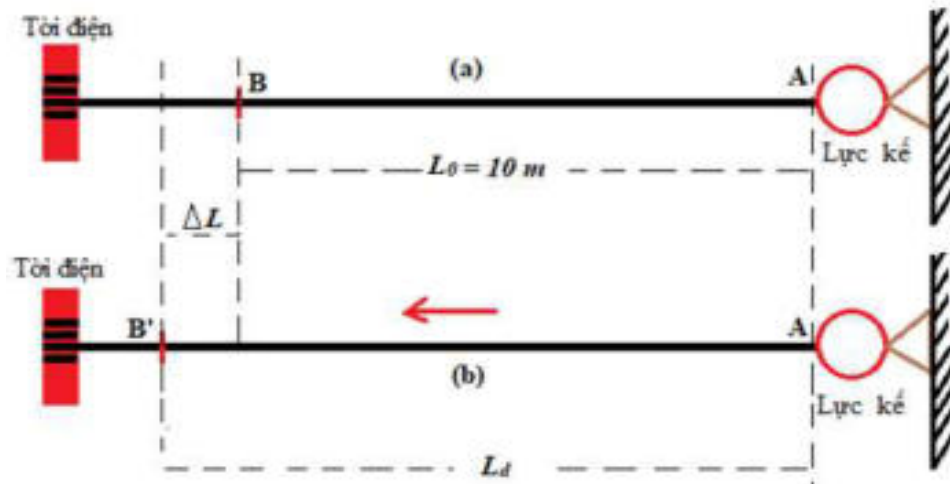
4.3.2.1. Quá trình thí nghiệm xác định hệ số cáp tự dẫn λ

+ Dụng cụ thiết bị thí nghiệm

Do cáp dùng trong hệ thống phanh có $\Phi 12$, nên luận án cần xác định hệ số tự dẫn của cáp có $\Phi 12$. Để đảm bảo độ chính xác cần thiết, thực nghiệm sẽ cần thực hiện 10 lần và mỗi lần cần 1 đoạn cáp với độ dài ban đầu là 10 m. Cần một lực kế để xác định có ứng lực xuất hiện trong dây cáp và một tời điện để tạo lực kéo cáp.

+ Bố trí thí nghiệm

Một đầu của đoạn cáp nối với lực kế đã được cố định, đầu kia của đoạn cáp nối tiếp với tời kéo cáp. Đoạn cáp để thẳng trên mặt phẳng và ở trạng thái tự do; Gọi A là điểm nối cáp và lực kế, đánh dấu điểm B (trên cáp) sao cho độ dài $AB = 10 \text{ m}$.



Hình 4.5. Sơ đồ bố trí thí nghiệm xác định hệ số cáp tự dẫn λ

(a)– Đoạn cáp ở trạng thái tự do;

(b)- Đoạn cáp được kéo đến khi xuất hiện ứng lực trong sợi cáp

Điều khiển tời điện kéo cáp từ từ cho đến khi lực kế xuất hiện giá trị ứng lực kéo của cáp, lúc này điểm B sẽ ở vị trí B'. Đo độ dài AB' bằng L_d , có được:

$$\Delta L = L_d - L_0 \Rightarrow \lambda_i = \frac{\Delta L}{L_0}.$$

Thực hiện thí nghiệm đo đạc trên ở 10 đoạn cáp khác nhau, kết quả được ghi trên (Bảng 4.2). Hệ số tự dẫn của dây cáp được tính theo trị trung bình của các lần đo:

$$\lambda = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} \lambda_i \quad (4.6)$$

Từ kết quả của các lần đo được ghi trên (Bảng 4.2), có được hệ số tự dẫn của cáp phanh tính theo (4.6): $\lambda = 0,0033$ (4.7)

Bảng 4.2. Kết quả đo đạc thí nghiệm tính hệ số tự dẫn cáp phanh

TT	$L_0 (m)$	$L_d (m)$	$\Delta L (m)$	λ_i
1	10	10,05	0,05	0,005
2	11	11,06	0,06	0,0055
3	9	9,02	0,02	0,0022
4	10	10,03	0,03	0,003

5	10,4	10,45	0,05	0,0048
6	10	10,05	0,05	0,005
7	11,5	11,53	0,03	0,0026
8	10,5	10,52	0,02	0,0019
9	9,5	9,51	0,01	0,0011
10	11	11,02	0,02	0,0018

4.4. Thực nghiệm đo biên độ dao động ngang của mạch xẻ gỗ

Như đã nêu trong phần mục tiêu thực nghiệm, việc thực nghiệm đo biên độ dao động ngang của mạch xẻ gỗ là để kiểm chứng với kết quả tính toán theo mô hình lý thuyết. Nhưng do vị trí của lưỡi cưa tại mạch xẻ thay đổi trên thân khúc gỗ trong quá trình xẻ, tức là điểm cần đo biên độ dao động luôn di chuyển trên xe goòng, vì vậy rất khó để thực hiện việc đo đạc trực tiếp này. Vì mục đích là kiểm chứng mô hình tính toán dao động ngang của xe goòng tại điểm lưỡi cưa cắt gỗ, với giả thiết khung xe goòng cứng tuyệt đối, nên có thể thực nghiệm đo biên độ dao động ngang tại các điểm khác trên xe để từ đó tính ra được biên độ dao động ngang tại điểm M (điểm cắt của lưỡi cưa vào gỗ). Kết quả đo này được so sánh với kết quả tính toán tại điểm M theo mô hình lý thuyết.

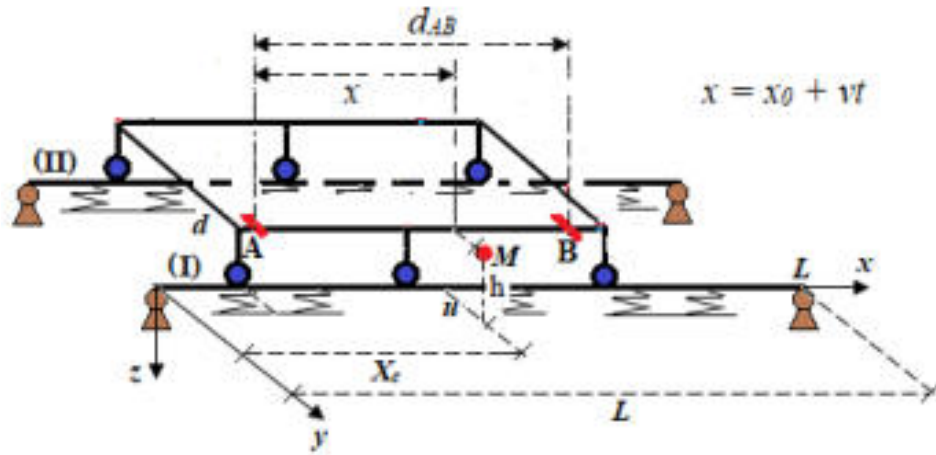
Ba điểm A, B và M nằm trên xe goòng và cùng trên một đường thẳng song song với đường ray. Tại A và B đặt các cảm biến đo gia tốc theo phương ngang.

Từ kết quả đo biên độ dao động ngang tại hai điểm A và B, ta có thể tính ra được biên độ dao động tại điểm M theo cách tính toán sau:

Gọi khoảng cách AB là d_{AB} , khoảng cách AM là $x = x_0 + v.t$. Ở đây x_0 là khoảng cách ban đầu khi xe chưa chuyển động xẻ, v (m/s) là vận tốc xe goòng di chuyển, t (s) thời gian tính bằng giây. Chọn hệ trục tọa độ như hình vẽ, khi đó tọa độ y_M theo phương ngang của điểm M được tính:

$$y_M = \frac{x}{d_{AB}}(y_B - y_A) + y_A \quad (4.8)$$

trong đó: y_A và y_B là tọa độ theo phương ngang của các điểm A và B.



Hình 4.6. Sơ đồ đặt các cảm biến đo gia tốc theo phương ngang tại các điểm A, B cùng độ cao với M trên xe goòng

Để có được các kết quả đo thực nghiệm về biên độ dao động ngang của xe goòng cần có được các thiết bị và dựa trên các lý thuyết sau:

4.4.1. Thiết bị đo được sử dụng trong nghiên cứu thực nghiệm

a) Thiết bị khuếch đại tính hiệu DMC-Plus

Luận án sử dụng bộ khuếch đại tín hiệu DMC-Plus của Cộng hòa Liên bang Đức. Thiết bị này là bộ thu thập và khuếch đại thông tin đo lường kết nối với máy tính như (Hình 4.6). Thiết bị này thay thế cho bộ khuếch đại K và bộ chuyển đổi A/D (Analog/Digital) trong sơ đồ nguyên lý của phương pháp thí nghiệm. Thiết bị DMC Plus có các modul được chế tạo theo các kênh:

+ Modul DV01: Là modul 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 điện áp với dải đo rất rộng ($\pm 0,1V$; $\pm 1V$; $\pm 10V$; $\pm 200V$), dải tần 2,2 kHz.

+ Modul DV10: Kiểu khuếch đại dòng một chiều DC, để nối các cầu đủ và bán cầu điện trở, có thể đo điện thế, nguồn điện áp DC, dải tần 4,4 Hz.

+ 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 điện áp DC, dải tần 250 Hz.

+ Modul DV35: Kiểu khuếch đại là tần số, thích hợp để đo điện trở, nguồn điện áp DC, dải tần 250 Hz.

+ Modul DV55: Kiểu khuếch đại là tần số, khoảng khuếch đại là 4,8 kHz, rất thông dụng. Dùng để nối với các cầu đủ và bán cầu điện trở, đo điện áp các nguồn áp DC, dải tần 2,2 kHz.

+ Modul DZ65: Dùng cho việc nối các cảm biến đo mô men và tốc độ, công suất.



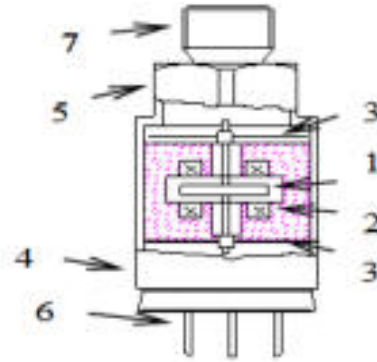
Hình 4.7. Thiết bị DMC Plus

b) Cảm biến đo gia tốc B12/1000

Để xác định gia tốc chuyển động theo phương ngang của xe goòng khi di chuyển trong quá trình xẻ gỗ, luận án sử dụng đầu đo gia tốc theo nguyên lý điện cảm do hãng HBM của Cộng hoà Liên bang Đức sản xuất. Hình dáng và sơ đồ nguyên lý được thể hiện ở (Hình 4.8).

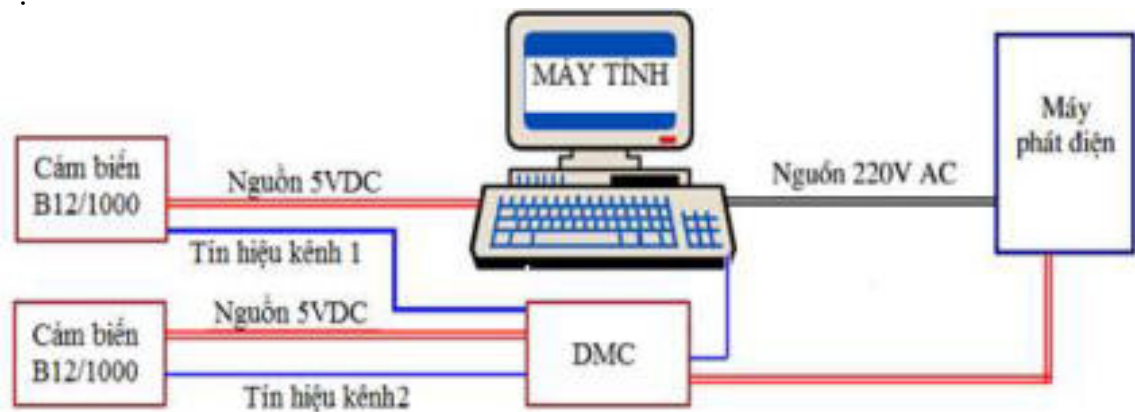
Cảm biến được gắn cố định vào một vị trí được xác định trên xe goòng theo phương ngang. Khi xe goòng có dao động ngang sẽ làm khối quán tính (1) dao động trong hai cuộn dây điện cảm (2), làm cho từ trở của mạch từ thay đổi dẫn đến điện cảm của hai cuộn dây (2) thay đổi.

Sự thay đổi điện cảm này sẽ được thiết bị DMCplus thu thập, khuếch đại lên rất nhiều lần và được ghi lại nhờ máy tính. Như vậy, biên độ dịch chuyển của khối quán tính (1) lớn hay nhỏ phụ thuộc vào gia tốc dao động ngang của xe goòng.



Hình 4.8. Đầu 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



Hình 4.9. Sơ đồ kết nối thiết bị đo với cảm biến đo

4.4.2. Phương pháp xử lý kết quả thí nghiệm

a) Số lượng số liệu đo:

Do chưa biết được tổng thể nên việc xác định kích thước mẫu sẽ sử dụng theo công thức:

$$N = Z^2 \frac{p(1-p)}{e^2} \quad (4.9)$$

Trong đó:

- N – kích thước mẫu cần xác định.
- Z – giá trị tra Bảng phân phối Z dựa vào độ tin cậy lựa chọn. Thông thường, độ tin cậy được sử dụng là 95% tương ứng với $Z = 1,96$.

- p – tỷ lệ ước lượng cỡ mẫu n thành công. Thường chọn $p = 0,5$ để tích số $p(1-p)$ là lớn nhất, điều này đảm bảo an toàn cho mẫu N ước lượng.
- e – sai số cho phép. Thường mức phổ biến nhất là $\pm 0,05$.

Từ (4.9) ta có được lượng số liệu đo đạc tối thiểu là:

$$N = 1,96^2 \frac{0,5(1-0,5)}{0,05^2} = 384,16 \quad (4.10)$$

Để kiểm định mô hình tính toán lý thuyết trên các số liệu đo thực nghiệm, tiến hành đo gia tốc chuyển động ngang của xe goòng khi di chuyển trên đường ray. Do quãng đường xe di chuyển trên ray trong quá trình xê gồ là 6 m , tốc độ di chuyển của xe $v = 0,15\text{ m/s}$ nên xe goòng di chuyển hết quãng đường xê gồ với thời gian $T = 40\text{ s}$. Máy đo được đặt chế độ $0,1\text{ s}$ một lần đo, dẫn đến số lượng số liệu đo trên mỗi mạch xê là $N = 400 > 384,16$ thỏa mãn điều kiện số lượng số liệu đo đạc (4.10).

b) Phương pháp tính biên độ dao động ngang của xe goòng (tại điểm đặt cảm biến đo) từ số liệu thực nghiệm đo gia tốc.

Qua thực nghiệm, số liệu nhận được là gia tốc dao động ngang của xe tại điểm đo. Giá trị về biên độ dao động ngang tại điểm đo sẽ được tính toán theo phương pháp sau:

+ Gọi T (s) là quãng thời gian từ khi bắt đầu đo gia tốc đến khi kết thúc, với bước thời gian đo là Δt . Như vậy ta sẽ có số lần đo là M :

$$M = \frac{T}{\Delta t} + 1 \quad (4.11)$$

Và gọi các giá trị gia tốc $\ddot{y}(t)$ theo thời gian:

$$\ddot{y}(0) = f_1; \quad \ddot{y}(\Delta t) = f_2; \quad \dots; \quad \ddot{y}((k-1)\Delta t) = f_k; \quad \dots; \quad \ddot{y}(T) = f_M \quad (4.12)$$

+ Các số liệu đo gia tốc $\ddot{y}$ được biểu diễn dưới dạng chuỗi Fourier chỉ có cosin với $N + 1$ số hạng:

$$\ddot{y}(t) \approx \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^N a_k \cos\left(\frac{k\pi}{T}t\right) \quad (4.13)$$

với:

$$a_0 = \frac{2.\Delta t}{T} \left[\frac{f_1 + f_M}{2} + \sum_{i=2}^{M-1} f_i \right] \quad (4.14)$$

$$a_k = \frac{2.\Delta t}{T} \left[\frac{f_1 + (-1)^k . f_M}{2} + \sum_{i=2}^{M-1} f_i \cos \left(\frac{k\pi}{T} (i-1) \Delta t \right) \right]; k = \overline{1 \div N} \quad (4.15)$$

Tích phân (4.13) cùng với điều kiện $\omega(0)=0$; $\dot{\omega}(0)=0$ dẫn đến hàm biểu diễn biên độ góc từ số liệu đo đạc:

$$y(t) \approx \frac{a_0 t^2}{4} - \sum_{k=1}^N a_k \frac{T^2}{(k\pi)^2} \cos \left(\frac{k\pi}{T} t \right) + \sum_{k=1}^N a_k \frac{T^2}{(k\pi)^2} \quad (4.16)$$

Chú ý rằng, do chuỗi Fourier hội tụ chậm, nên số hạng N trong tổng (4.16) khá lớn. Trong luận án, tính toán với $N=290$.

c) Kiểm tra sự tương quan giữa hai dãy giá trị

Hệ số tương quan (r) là một chỉ số thống kê đo lường mối liên hệ tương quan giữa hai biến số x và y . Hệ số tương quan có giá trị từ -1 đến 1. Hệ số tương quan bằng 0 (hay gần 0) có nghĩa là hai biến số không có liên hệ gì với nhau; ngược lại nếu hệ số bằng -1 hay 1 có nghĩa là hai biến số có một mối liên hệ tuyệt đối. Nếu giá trị của hệ số tương quan là âm ($r < 0$) có nghĩa là khi x tăng cao thì y giảm (và ngược lại, khi x giảm thì y tăng); nếu giá trị hệ số tương quan là dương ($r > 0$) có nghĩa là khi x tăng cao thì y cũng tăng, và khi x giảm cao thì y cũng giảm theo.

Có nhiều hệ số tương quan trong thống kê: hệ số tương quan Pearson r , Spearman ρ , Kendall τ . Trong luận án, sử dụng hệ số tương quan Pearson r để đánh giá sự tương quan giữa dãy giá trị gia tốc góc qua đo đạc và từ hàm hồi quy của nó. Hệ số tương quan Pearson r cũng được sử dụng để đánh giá sự tương quan giữa dãy giá trị biên độ góc có được từ hàm hồi quy thực nghiệm (qua số liệu đo gia tốc góc), với dãy giá trị có được từ mô hình tính toán; trong trường hợp này, nếu hệ số tương quan $r \geq 0,8$ thì có thể chấp nhận mô hình tính toán được xây dựng trong luận án.

Hệ số tương quan Pearson r

Cho hai biến số x và y từ M mẫu, với các giá trị tương ứng x_i, y_i ($i = 1 \div M$).

Hệ số tương quan Pearson được ước tính bằng công thức sau đây:

$$r = \frac{\sum_{i=1}^M (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^M (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^M (y_i - \bar{y})^2}} \quad (4.17)$$

Trong đó, $\bar{x} = \frac{\sum_{k=1}^M x_k}{M}$, $\bar{y} = \frac{\sum_{k=1}^M y_k}{M}$ là giá trị trung bình của biến số x và y

4.4.3 Tổ chức tiến hành thí nghiệm

a) Lắp đặt thiết bị thí nghiệm

Lắp cảm biến đo gia tốc ngang tại các điểm A và B, đo khoảng cách d_{AB} của hai điểm A,B; đánh dấu khoảng cách ban đầu (trước khi ghi số liệu đo đặc) giữa A và M là x_0 . Kết nối cảm biến đo gia tốc với thiết bị khuyến đại DMC.

b) Ghi các thông số đầu ra của thí nghiệm

Biên độ gia tốc dao động ngang tại các điểm A và B được ghi lại bằng số trên môi trường EXCEL.

c) Các thông số của hệ thống xe gỗ

Bảng 4.3. Các thông số được sử dụng trong quá trình khảo sát

Ký hiệu	Nội dung	Giá trị
d_1	Khoảng cách giữa trục bánh xe giữa và trên	2,5 [m]
d_2	Khoảng cách giữa trục bánh xe cuối cùng và đầu tiên	6,5 [m]
d	Khoảng cách giữa hai thanh ray	1,5 [m]
v	Tốc độ của xe goòng (tốc độ đầy gỗ)	0,15 [m/s]
L	Chiều dài của dầm ray	15 [m]
b	Chiều rộng của dầm ray	0,1 [m]
k_0	Hệ số nền đặt đường ray	21×10^6 [N/m ³]
b_c	Chiều rộng của bộ răng cửa vòng đứng	2,5 [mm]

Ký hiệu	Nội dung	Giá trị
n_c	Số răng cưa trên một inch (TPI) (hoặc 0,0254 m)	4
L_{cut}	Chiều dài mạch cắt gỗ	20 [inch] (hoặc 0,508 m)
n_{cr}	Số lượng răng lưỡi cưa trong mạch cắt	$n_{cr} = n_c L_{cut}$
ω_c	Tốc độ quay của bánh cưa	700[rpm]
D	Đường kính của bánh cưa	38[inch] (hoặc 0,965 m)
K	Lực cản cắt riêng	36,15 [N / mm^2]
ρ	Khối lượng trên một đơn vị chiều dài của đường ray	40[kg/ m]
X_c	Tọa độ x của lưỡi cưa vòng đứng	3[m]
u	Tọa độ y của điểm lưỡi cưa cắt gỗ	0,5 [m]
h	Chiều cao của điểm tính toán biên độ dao động theo phương ngang của mạch cắt gỗ.	1,2 [m]

Thí nghiệm được thực hiện trên hệ thống xe gỗ tự động dùng cưa vòng đứng với các thông số được ghi trong (Bảng 4.3).

d) Tiến hành thí nghiệm

Khi công tác lắp đặt được hoàn tất luận án tiến hành thí nghiệm như sau:

- Cho hệ thống xe hoạt động, vận tốc xe goòng tăng dần và đạt ổn định ở mức 9 m/phút (tức là 0,15 m/s).

- Khi xe di chuyển đến vị trí M được đánh dấu khoảng cách AM bằng x_0 thì bắt đầu tiến hành ghi số liệu đo gia tốc tại A và B.

Quá trình bố trí thí nghiệm và tổ chức thí nghiệm được thể hiện trên Hình 4.11 và Hình 4.12.

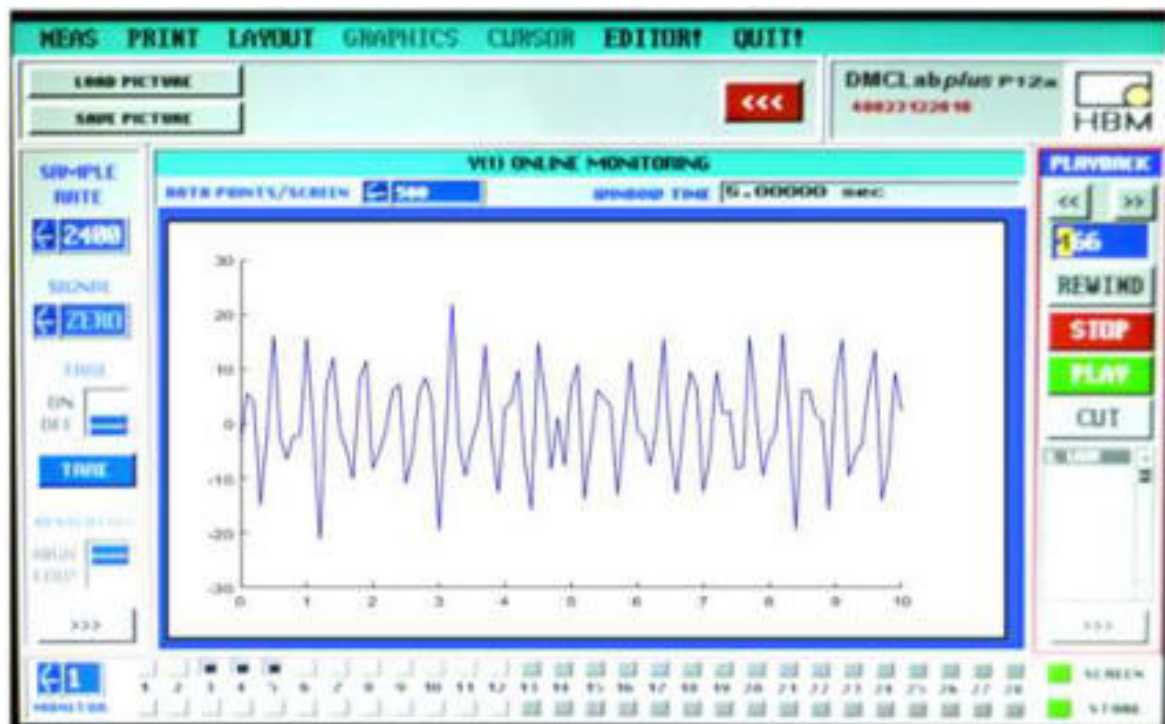


Hình 4.10. Bố trí thí nghiệm đo biên độ dao động ngang của mạch xe



Hình 4.11. Quá trình đo gia tốc dao động ngang của xe goòng

Đồ thị gia tốc dao động ngang tại điểm A trong quá trình xẻ gỗ được ghi lại dưới dạng đồ thị thể hiện trên Hình 4.12.



Hình 4.12. Đồ thị gia tốc dao động ngang tại điểm A trong quá trình xẻ.

4.4.4. Xử lý số liệu đo và so sánh kết quả thực nghiệm với kết quả tính toán theo mô hình lý thuyết.

Kết quả thí nghiệm thu được dạng biểu đồ (Hình 4.13) và dạng số theo thời gian với bước ghi 0,1s được chuyển ghi lại trên EXCEL. Các số liệu được thể hiện ở phụ lục trên các (Bảng 3).

Trên các đồ thị ở (Hình 4.13): Thể hiện các số liệu gia tốc được đo đạc bởi các dấu ‘*’ màu đỏ. Trên cơ sở các số liệu đo đạc này, tính theo hàm hồi quy thực nghiệm dạng (4.13) với lượng số hạng $N=175$ và $N = 290$, kết quả hàm hồi quy gia tốc được thể hiện trên (Hình 4.13).

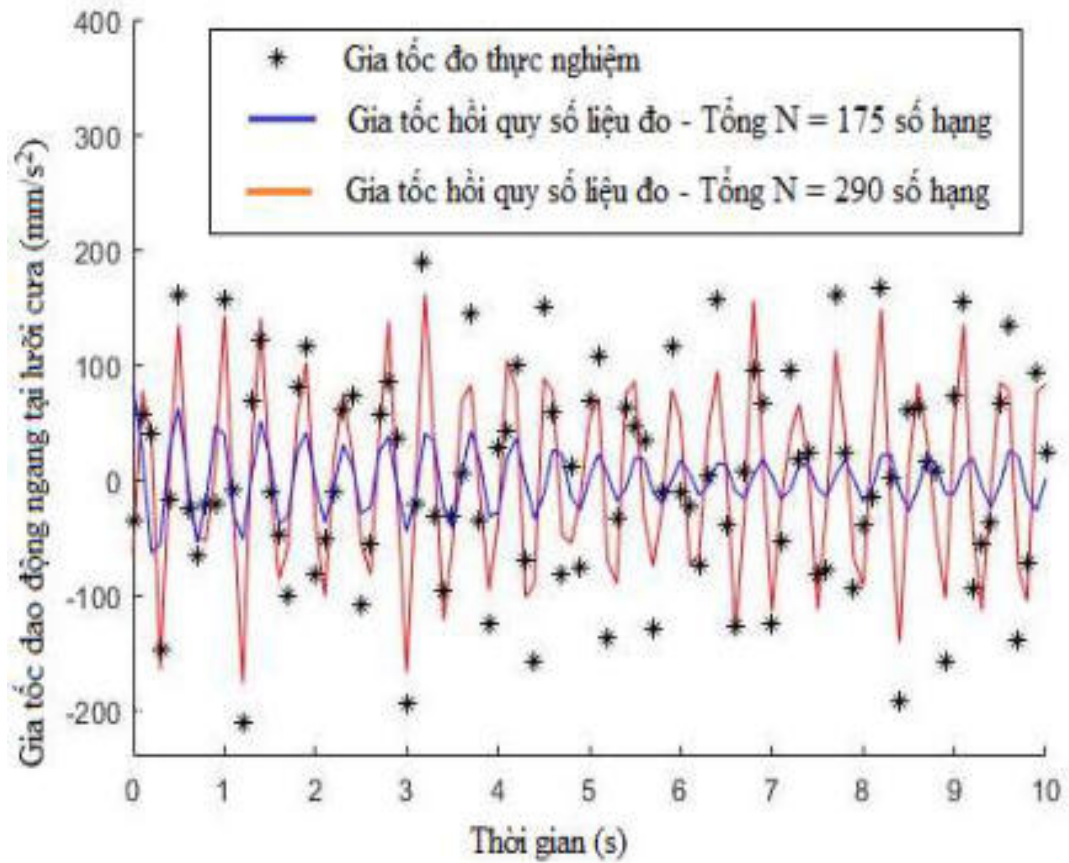
Hàm hồi quy gia tốc theo (4.13) là dạng:

$$\ddot{y}(t) \approx \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^N a_k \cos\left(\frac{k\pi}{T}t\right)$$

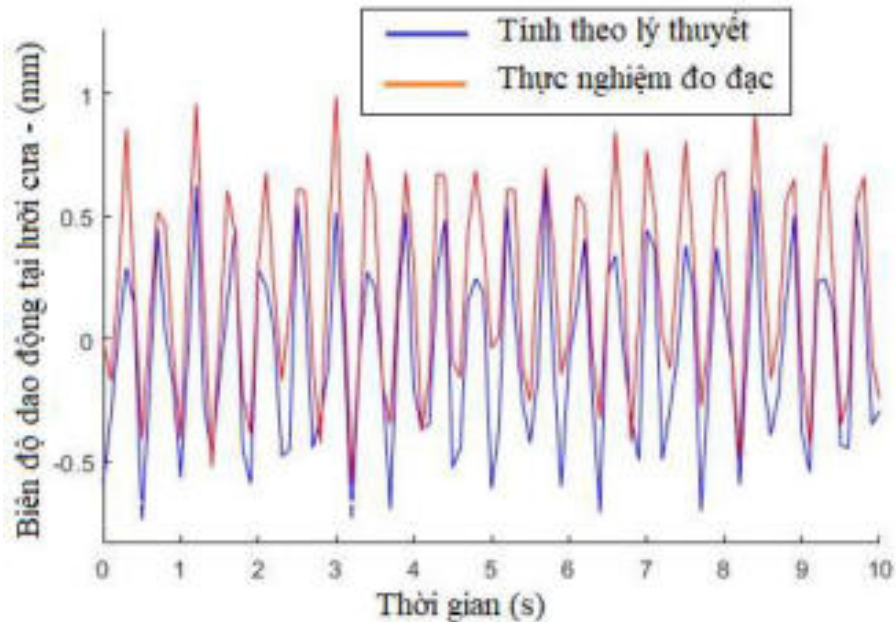
Trong đó các hệ số a_0 và a_k ($k = 1 \div N = 290$) được ghi trong (phụ lục Bảng 2) khi có được hàm hồi quy thực nghiệm các số đo gia tốc, ta có thể tích phân hai lần để nhận được hàm hồi quy thực nghiệm biên độ dao động theo công thức (4.16):

$$y(t) \approx \frac{a_0 t^2}{4} - \sum_{k=1}^N a_k \frac{T^2}{(k\pi)^2} \cos\left(\frac{k\pi}{T}t\right) + \sum_{k=1}^N a_k \frac{T^2}{(k\pi)^2}$$

Đồ thị đường hồi quy thực nghiệm biên độ được thể hiện bởi đường màu đỏ trên Hình 4.14. So sánh với giá trị biên độ dao động tính từ mô hình lý thuyết (đường màu xanh trên Hình 4.14). Nhận thấy lượng số hạng N càng lớn thì độ chính xác của hàm hồi quy sẽ tăng lên. Do vậy, các tính toán ở đây sẽ lấy $N = 290$.



Hình 4.13. Đồ thị giá trị đo thực nghiệm và hồi quy gia tốc dao động ngang của mạch xẻ tại điểm lưỡi cưa cắt gỗ



Hình 4.14. Đồ thị so sánh kết quả thực nghiệm với mô hình tính biên độ dao động của mạch xẻ trong quá trình xẻ gỗ.

Các giá trị biên độ dao động ngang của mạch xẻ theo thời gian trong quá trình xẻ gỗ, tính theo mô hình lý thuyết và đo đạc thực nghiệm được ghi trong (Bảng 1 phần phụ lục) trên các cột 4 và cột 5. So sánh tương quan hai dãy số này theo thời gian t cho ra hệ số tương quan $r \approx 0,89$. Điều này chứng tỏ mô hình tính toán lý thuyết mà luận án sử dụng là sát với thực tế.

Kết luận chương 4

Từ kết quả nghiên cứu thực nghiệm, có thể rút ra một số kết luận sau:

1. Đã xây dựng được phương pháp nghiên cứu thực nghiệm xác định gián tiếp biên độ dao động của mặt phẳng mạch xẻ gỗ thông qua việc thực nghiệm đo gia tốc dao động ngang tại hai điểm khác nhau nằm trên xe goòng, từ đó lựa chọn được các thiết bị đo, cảm biến đo, phương pháp xử lý số liệu thí nghiệm.

2. Từ kết quả thí nghiệm xác định biên độ dao động ngang của mạch xẻ so sánh với biên độ dao động nhận được từ mô hình tính toán lý thuyết cho thấy: dãy các giá trị này đều có hệ số tương quan $r > 0,8$. Điều đó chứng tỏ mô hình tính toán theo lý thuyết là phù hợp với thực tế và chấp nhận được.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

1. Kết luận

Trên cơ sở của những kết quả nghiên cứu lý thuyết, và thực nghiệm về động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động dùng cưa vòng đứng, luận án đã đạt được một số kết quả sau:

1. Xây dựng mô hình và thiết lập các phương trình động lực học quá trình chuyển động dọc của xe goòng xẻ gỗ tự động. Trên cơ sở mô hình động lực học đã được thiết lập, luận án đã xây dựng thuật toán điều khiển chuyển động dọc và thuật toán điều khiển phanh hãm xe goòng.

2. Luận án đã xây dựng được mô hình tính toán dao động ngang của mặt phẳng mạch xẻ gỗ, bài toán được đưa về dao động của dầm trên nền đàn hồi, chịu nhiều tải trọng tập trung thay đổi di chuyển. Bằng việc sử dụng các tính chất của hàm Dirac, luận án đã thiết lập được phương trình dao động ngang của mạch xẻ và cho nghiệm dưới dạng giải tích. Từ kết quả nhận được các biểu thức về tần số dao động riêng và tần số dao động cưỡng bức cho phép kết luận: Với các hệ thống dây chuyền xẻ gỗ dùng cưa vòng đứng và xe goòng xẻ gỗ tự động thì không xảy ra hiện tượng cộng hưởng của dầm ray.

3. Luận án khảo sát phương trình dao động ngang của mạch xẻ đã cho kết quả (Bảng 3.2), trên đó ghi các cặp giá trị độ cứng chống uốn của dầm ray EI và hệ số nền $k = k_0.b$ tương ứng với biên độ dao động ngang của xe goòng đạt giá trị max. Căn cứ vào kết quả này, có thể đưa ra sự lựa chọn hợp lý: các thông số về EI và k_0 cũng như chiều dày h_b của lớp móng bê tông phục vụ cho quá trình thi công khi lắp đặt nền móng xe goòng, đảm bảo cho biên độ dao động ngang lớn nhất của mặt phẳng mạch xẻ nhỏ hơn giới hạn cho phép. Chẳng hạn, với $EI = 75.10^6$, giới hạn độ rộng mạch xẻ gỗ $b_{gh-m} = 1\text{ mm}$: Khi $k_d = 8\text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, thì chiều dày lớp bê tông $h_b = 0,88\text{ m}$; Khi $k_d = 14\text{ KN/m}^3$, mác bê tông M300, thì chiều dày lớp bê tông $h_b = 0,7\text{ m}$.

4. Luận án đã xây dựng được mô hình, thiết lập được phương trình động lực học quá trình phanh hãm xe goòng, kết quả khảo sát khảo sát phương trình động lực học phanh xe goòng, cho ra bảng lựa chọn các thông số để phanh hãm xe goòng, đảm bảo cho quãng đường phanh hãm nhỏ hơn khoảng cách cho phép. Chẳng hạn, nếu quãng đường phanh xe goòng *không vượt quá 30 mm*, với đường kính cáp kéo phanh hãm xe goòng $\Phi = 22 \text{ mm}$, thì hệ thống kéo phanh phải đạt gia tốc kéo $a_k \geq 20 \text{ m/s}^2$ và lực kéo phanh $F \geq 2683 \text{ N}$.

5. Luận án đã xây dựng được phương pháp nghiên cứu thực nghiệm động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động. Đã tiến hành thực nghiệm để xác định hệ số nền móng và xác định hệ số tự dẫn của cáp phanh xe. Việc đo biên độ dao động ngang của mạch xẻ được tiến hành một cách gián tiếp thông qua việc đo gia tốc chuyển động ngang tại hai điểm khác nhau trên xe goòng. Kết quả thực nghiệm để kiểm chứng mô hình tính toán lý thuyết về dao động ngang mạch xẻ cho thấy hệ số tương quan r giữa dãy các giá trị biên độ dao động của mô hình tính toán lý thuyết và kết quả thực nghiệm đều thỏa mãn $r > 0,8$; điều đó chứng tỏ mô hình tính toán theo lý thuyết phù hợp với thực tế.

2. Kiến nghị

Do điều kiện về thời gian và phạm vi nghiên cứu, để hoàn thiện nghiên cứu về động lực học và điều khiển xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ cần tiếp tục nghiên cứu một số nội dung sau:

1. Nghiên cứu xác định một số thông số tối ưu của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động đáp ứng yêu cầu nâng cao năng suất, chất lượng và an toàn khi hoạt động.

2. Xây dựng và thiết lập hệ thống điều khiển tối ưu của xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động nhằm nâng cao năng suất, chất lượng và an toàn cho hệ thống xe goòng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động.

DANH MỤC CÁC BÀI BÁO ĐÃ CÔNG BỐ CỦA LUẬN ÁN

1- Son Hoang, Truong Bui Le Hong, Anh Nguyen Phạm Thuc, Tuong Tran Van , Tinh Pham Van, Trung Nguyen Van, (July 29th - 30th, 2022), “Research Design and Manufacture of Automatic Edging and Trimming System for Wood Board from Wagon in Sawing Line Using PLC Control System”, *2022 6th International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD)*, *Electronic ISBN:978-1-6654-6628-8, Print on Demand(PoD) ISBN:978-1-6654-6629-5.*

<https://ieeexplore.ieee.org/xpl/conhome/9987719/proceeding>

DOI: 10.5267/j.esm.2024.1.008

2- Hoang Son^a , Vu Khac Bầy^b, Tran Van Tuong^a , Bui Le Hong Truong^c , Luong Anh Tuan^{d*} and Hoang Hai Son^b, “Horizontal oscillations of the wood sawing support during the cutting process in a wood sawing line using a vertical bandsaw”, *Engineering Solid Mechanics*12 (2024) 247-258. ISSN 2291-8752 (Online) - ISSN 2291-8744 (Print)

https://www.growingscience.com/esm/online/esm_2024_8.pdf

DOI: 10.1109/GTSD54989.2022.9989051

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt

1. Catalog của hãng KEYNCE, (2016). “Cảm biến thu phát Laser series IG”.
2. Dương văn Tài, (2019). Báo cáo đề tài cấp Nhà nước mã số ĐTĐL.CN-10/16: “Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo dây chuyền thiết bị xẻ gỗ tự động năng suất 3 - 4 m³/h gỗ thành phẩm”, Trung tâm thông tin KHCN quốc gia
3. Hoàng Hữu Nguyên, Hoàng Xuân Niên, (2005), *Giáo trình Máy và Thiết bị gia công gỗ (Tập 1)*, NXB Nông nghiệp, Hà Nội.
4. Nguyễn Thị Lục (2021), *Nghiên cứu xác định một số thông số tối ưu của cửa vòng đứng trong dây chuyền xẻ gỗ tự động*, Luận án Tiến sỹ kỹ thuật, Thư viện quốc gia.
5. Liên hiệp khoa học Công nghệ Địa chất – Nền móng và Kiểm định Xây dựng, *Quy trình thử nghiệm bần nén hiện trường*.
6. Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn văn Lắm, (2012). *Thiết kế chi tiết máy*, NXB Giáo dục Việt Nam, Hà Nội.
7. Nhóm nghiên cứu của VIFOREST, FPA Bình Định, HAWA, BIFA, DOWA và tổ chức Forest Trends, tháng 3 năm 2024 - *Báo cáo Xuất nhập khẩu ngành gỗ năm 2023 và xu hướng năm 2024*
8. Trần Văn Địch, Trần Xuân Việt,... (2001), *Tự động hoá quá trình sản xuất*, Nxb. Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội.
9. Tiêu chuẩn Việt Nam, TCVN 4200-1995, *Đất xây dựng – Phương pháp xác định tính nén lún trong phòng thí nghiệm*.

Tiếng Anh

10. Adair, D., Ismailov, K., Jaeger, M., (2018). *Vibration of a Beam on an Elastic Foundation Using the Variational Iteration Method*. International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering Vol:12, No:9, 914-919
11. Al-Hosani, K. , Fadhil, S., El-Zafrany, A., (1999). Fundamental solution and boundary element analysis of thick plates on Winkler foundation.

- Computers and Structures* 70, 325-336.
12. Amiri, Sh.N. , Onyango, M., (2010). *Simply supported beam response on elastic foundation carrying repeated rolling concentrated loads*. Journal of Engineering Science and Technology, 5(1), pp. 52–56
 13. Andreas Malmer (2011). *Reviews of vertical band saw development*, New Zealand Journal of Forestry Science, 15, 223 – 245.
 14. Bogdanov V.P. (2010). *Cẩm nang về thiết bị và công nghệ sản xuất xẻ*. NXB. CNR. M.
 15. Braja M. Das, (2014). *Principles of Foundation Engineering*. Printed in the United States of America, Library of Congress Control Number: 2014947850 ISBN-13: 978-1-305-08155-0.
 16. Chen, W.Q. , Lü, C.F. and Bian, Z.G. , (2004). *A mixed method for bending and free vibration of beams resting on a Pasternak elastic foundation*. Applied Mathematical Modelling 28, 877–890
 17. Clint Prescott, *The evolution of modern band saw mills for sawing logs*.
 18. Coskun, I. and Engin, H., (1999). *Non-linear vibrations of a beam on an elastic foundation*. Journal of Sound and Vibration, 223(3), 335–354
 19. Coskun, I., (2000). *Non-linear vibrations of a beam resting on a tensionless Winkler foundation*. Journal of Sound and Vibration, Volume 236(3), 401-411
 20. De Rosa, M.A. , Maurizi, M.J. , (1998). *The influence of concentrated masses and Paternak soil on the free vibrations of Euler beams – exact solution* . Journal of Sound and Vibration Vol.212, 573-581
 21. Eisenberger, M. , (1994). *Vibration frequencies for beams on variable one- and two-parameter elastic foundations*. Journal of Sound and Vibrations 176(5), 577-584.
 22. Grobe A.E., Sanev V.I. (2011). *Những cơ sở lý thuyết và tính toán các máy gia công gỗ. Các máy và dây chuyền tự động*. NXB. CNR. M.

23. Hetényi, M., (1961). Beams on elastic foundations. *University of Michigan Press, Ann Arbor*.
24. J. Ištvaníć, RB Lučić, M Jug, R Karan, (2009). *Analysis of the Factors Affecting the Capacity of the Log Band Saw*. Croatian journal of forest engineering 30 (1), 27
25. Kacar, A., Tan, H.T. and Kaya, M.O., (2011). *Free Vibrations analysis of beams on variable Winkler elastic foundation by using the differential transform method*. Mathematical and Computational Applications, Vol. 16, No. 3, pp. 773-783.
26. Kalitevski R.E. (2010). *Thiết kế các dây chuyền xẻ*. NXB. CNR. M.
27. Kukla, S., (1991). *Free vibration of a beam supported on a stepped elastic foundation*. Journal of Sound and Vibration Vol.149, 259-265
28. Lee, J.K. , Jeong, S., (2016). *Flexural and torsional free vibrations of horizontally curved beams on Pasternak foundations*. Applied Mathematical Modelling, Vol.40 , 2242–2256
29. Makovski N.V., Komarov G.A.,... (1999). *Lý thuyết và cấu tạo các máy gia công gỗ*. NXB. CNR. M.
30. Marchal, R., et al., (2009). Cutting forces in wood machining - Basics and applications in industrial processes. A review. COST Action E35 2004-2008: Wood machining - Micromechanics and fracture. *Holzforschung* 63(2):157-167
31. M. Bariska , Z. Pásztor, (2015). *The optimum log feed speed with bandsaw*. Eur. J. Wood Prod. (2015) 73:245–250 DOI 10.1007/s00107-015-0883-3
32. Motaghian, S.E. , Mofida, M. , Alanjari, P. , (2011). *Exact solution to free vibration of beams partially supported by an elastic foundation*. Scientia Iranica, Vol.18, 861-866
33. Payam Moradpour , Frieder Scholz , Kazem Doosthoseini, Asghar

- Tarmian, (2016). Measurement of Wood Cutting Forces during Bandsawing Using Piezoelectric Dynamometer. *Drvna industrija* 67(1):79-84.
34. Petrovski V.S., Kharitonov V.V., (2005). *Tự động hoá các quá trình sản xuất các xí nghiệp công nghiệp rừng*. NXB. CNR. M.
 35. Pijurin A.A., Rozenblit M.C. (2009). *Nguyên lý mô hình hoá và tối ưu hoá các quá trình công nghệ gia công gỗ*. NXB. CNR. M.
 36. Porankiewicz, B., Axelsson, B., Grönlund, A., and Marklund, B., (2011). *Main and normal cutting forces by machining wood of Pinus sylvestris*. *BioRes.* 6(4), 3687-3713
 37. Roland Johnson (2012). *Complete illustrated guide to bandsaws*. The Taunton Press.
 38. Worssam Martin, *History of the Bandsaw*, Manchester, pp 7-8- 2014
 39. Yokoyama, T., (1991). *Vibrations of Timoshenko beam-columns on two parameter elastic foundations*. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol.20, 355 – 370
 40. Yokoyama, T., (1996). *Vibrations analysis of Timoshenko beam-columns on two parameter elastic foundations*. *Computers & Structures* Vol.61. No.6. pp. 995-1007.
 41. Zhou, D. , (1993). *A General solution to vibrations of beams on variable Winkler elastic foundation*. *Computers & Structures* 47, 83-90.

PHỤ LỤC

**Bảng 1. Số liệu đo dao động ngang của xe goòng đẩy gỗ
đo thực nghiệm và tính theo mô hình lý thuyết**

t(s)	Gia tốc đo (mm/s ²)	Gia tốc Hồi quy TN (mm/s ²)	Biên độ Hồi quy TN (mm)	Biên độ lý thuyết (mm)	t(s)	Gia tốc đo (mm/s ²)	Gia tốc Hồi quy TN (mm/s ²)	Biên độ Hồi quy TN (mm)	Biên độ lý thuyết (mm)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
0	-35.26	20.30	0.00	-0.58	20.1	-249.43	-129.32	1.03	0.69
0.1	55.63	33.92	-0.17	-0.31	20.2	23.69	-39.81	0.51	0.00
0.2	39.54	-3.03	0.25	0.03	20.3	149.32	112.46	-0.26	-0.43
0.3	-148.45	-83.50	0.86	0.29	20.4	-35.04	83.56	-0.06	-0.12
0.4	-16.52	-31.73	0.19	0.14	20.5	46.06	-80.40	0.73	0.12
0.5	160.50	99.83	-0.41	-0.74	20.6	-169.23	-118.19	0.97	0.56
0.6	-25.10	60.39	0.07	-0.19	20.7	-22.36	37.89	0.17	-0.17
0.7	-65.52	-94.67	0.52	0.45	20.8	267.36	134.74	-0.42	-0.61
0.8	-21.88	-81.39	0.47	0.04	20.9	-110.99	5.36	0.31	0.26
0.9	-22.17	77.15	-0.06	-0.18	21	-109.03	-132.73	1.01	0.34
1	157.06	102.89	-0.40	-0.56	21.1	35.14	-44.78	0.47	0.15
1.1	-9.49	-44.21	0.38	-0.02	21.2	-13.40	111.47	-0.23	-0.26
1.2	-211.52	-121.13	0.96	0.62	21.3	159.43	72.05	-0.12	-0.50
1.3	68.80	-2.32	0.12	-0.26	21.4	-81.16	-79.73	0.51	0.51
1.4	120.99	123.18	-0.52	-0.47	21.5	-159.23	-86.04	0.70	0.41
1.5	-12.17	43.61	0.01	-0.15	21.6	143.57	47.77	0.04	-0.33
1.6	-47.84	-111.49	0.60	0.14	21.7	32.18	97.88	-0.34	-0.23
1.7	-100.78	-70.56	0.43	0.45	21.8	4.41	-4.98	0.37	-0.12
1.8	80.44	89.44	-0.23	-0.45	21.9	-51.75	-96.24	0.90	0.51
1.9	114.43	85.00	-0.38	-0.59	22	-119.27	-41.98	0.50	0.30
2	-82.31	-50.40	0.30	0.28	22.1	153.32	76.07	-0.03	-0.64
2.1	-52.01	-79.17	0.68	0.21	22.2	38.69	76.74	-0.03	-0.11
2.2	-10.32	6.51	0.21	0.04	22.3	-84.79	-54.16	0.51	0.32
2.3	60.72	65.57	-0.17	-0.48	22.4	-11.19	-105.31	0.80	0.30

2.4	72.56	38.40	0.11	-0.45	22.5	-73.85	32.66	0.11	0.04
2.5	-109.27	-58.15	0.61	0.55	22.6	179.06	132.17	-0.40	-0.63
2.6	-55.79	-91.38	0.60	0.19	22.7	53.06	-0.25	0.40	0.07
2.7	56.98	47.48	-0.10	-0.44	22.8	-265.65	-141.28	1.10	0.64
2.8	84.46	138.72	-0.42	-0.32	22.9	71.71	-39.13	0.51	-0.04
2.9	35.53	-28.99	0.39	-0.11	23	99.52	118.63	-0.26	-0.25
3	-195.02	-164.27	0.99	0.52	23.1	-20.07	64.17	-0.07	-0.31
3.1	-21.75	2.06	0.20	0.03	23.2	43.73	-81.34	0.55	0.23
3.2	219.12	157.09	-0.59	-0.73	23.3	-156.66	-76.96	0.63	0.65
3.3	-31.88	28.68	-0.06	-0.08	23.4	32.84	44.29	0.06	-0.32
3.4	-96.04	-119.38	0.76	0.27	23.5	175.07	92.84	-0.28	-0.44
3.5	-32.55	-58.10	0.55	0.21	23.6	-92.94	0.00	0.29	0.15
3.6	5.82	64.79	-0.19	-0.17	23.7	-51.58	-102.82	0.91	0.32
3.7	144.03	84.00	-0.34	-0.69	23.8	-39.68	-47.03	0.47	0.34
3.8	-36.12	-8.40	0.22	0.14	23.9	41.42	92.97	-0.25	-0.44
3.9	-125.34	-102.63	0.68	0.51	24	146.89	78.38	-0.11	-0.41
4	27.89	-36.30	0.30	-0.20	24.1	-123.04	-65.96	0.51	0.55
4.1	41.79	111.74	-0.37	-0.36	24.2	-64.34	-84.12	0.68	0.30
4.2	98.38	67.17	-0.16	-0.35	24.3	68.96	36.07	0.24	-0.13
4.3	-69.86	-101.66	0.67	0.27	24.4	-0.38	75.59	-0.11	-0.34
4.4	-157.82	-79.39	0.66	0.48	24.5	72.09	-7.09	0.28	-0.17
4.5	149.01	74.19	-0.09	-0.52	24.6	-97.11	-65.54	0.70	0.67
4.6	58.08	78.53	-0.16	-0.44	24.7	-66.49	-24.75	0.40	0.19
4.7	-82.95	-34.27	0.44	0.15	24.8	146.68	54.48	-0.03	-0.53
4.8	11.92	-73.19	0.68	0.25	24.9	-29.09	54.76	0.07	-0.10
4.9	-76.99	-12.47	0.40	0.19	25	-20.82	-42.64	0.50	0.19
5	67.37	64.63	-0.04	-0.61	25.1	-26.21	-78.07	0.64	0.49
5.1	107.92	50.60	0.01	-0.36	25.2	-60.98	29.47	0.15	0.00
5.2	-138.69	-61.57	0.61	0.54	25.3	170.21	96.03	-0.16	-0.67
5.3	-33.16	-80.92	0.61	0.11	25.4	-22.35	-4.61	0.40	0.17
5.4	61.97	54.23	-0.12	-0.25	25.5	-146.35	-101.23	0.89	0.51
5.5	46.35	99.50	-0.25	-0.42	25.6	48.16	-34.14	0.52	0.07

5.6	33.24	-29.73	0.35	-0.15	25.7	7.97	83.95	-0.11	-0.18
5.7	-130.19	-94.33	0.70	0.64	25.8	96.92	69.23	-0.10	-0.47
5.8	-12.23	-3.86	0.37	-0.08	25.9	-16.94	-57.13	0.58	0.36
5.9	116.17	73.13	-0.14	-0.60	26	-186.08	-96.14	0.76	0.61
6	-11.58	38.80	0.01	-0.08	26.1	116.17	28.71	0.03	-0.34
6.1	-23.08	-53.08	0.58	0.13	26.2	86.34	114.16	-0.31	-0.28
6.2	-75.27	-78.79	0.54	0.41	26.3	-49.11	4.58	0.27	-0.02
6.3	3.16	34.09	-0.07	-0.23	26.4	-10.58	-112.33	0.76	0.38
6.4	156.09	116.42	-0.32	-0.71	26.5	-117.80	-35.95	0.52	0.45
6.5	-39.70	-10.82	0.24	0.26	26.6	100.03	91.50	-0.13	-0.56
6.6	-127.08	-133.73	0.84	0.34	26.7	128.01	62.63	-0.14	-0.27
6.7	6.20	-10.39	0.32	-0.04	26.8	-146.34	-55.80	0.63	0.46
6.8	95.81	128.35	-0.42	-0.32	26.9	-22.08	-79.42	0.81	0.26
6.9	66.10	30.52	0.08	-0.49	27	19.84	16.64	0.19	0.08
7	-124.71	-102.07	0.77	0.45	27.1	34.22	84.21	-0.03	-0.50
7.1	-54.86	-50.57	0.53	0.37	27.2	74.29	12.01	0.30	-0.11
7.2	95.32	60.68	0.02	-0.49	27.3	-131.45	-86.26	0.65	0.73
7.3	17.68	68.53	-0.12	-0.29	27.4	-21.17	-35.02	0.50	0.05
7.4	23.63	-14.80	0.32	-0.06	27.5	104.82	84.24	-0.10	-0.32
7.5	-83.24	-84.55	0.81	0.38	27.6	12.86	62.56	-0.02	-0.19
7.6	-78.07	-31.18	0.36	0.20	27.7	-2.22	-63.03	0.76	0.12
7.7	159.64	91.76	-0.27	-0.70	27.8	-126.30	-85.47	0.86	0.66
7.8	24.48	70.54	0.00	-0.17	27.9	18.30	26.64	0.24	-0.15
7.9	-95.83	-86.92	0.65	0.37	28	160.49	99.40	-0.04	-0.55
8	-39.52	-102.38	0.68	0.15	28.1	-68.59	12.85	0.40	0.21
8.1	-14.83	64.18	-0.08	-0.09	28.2	-58.68	-109.67	0.99	0.33
8.2	166.16	122.33	-0.49	-0.59	28.3	-43.73	-57.56	0.67	0.29
8.3	0.43	-21.54	0.30	0.00	28.4	27.86	99.81	-0.20	-0.25
8.4	-193.46	-117.51	0.91	0.61	28.5	174.59	87.50	-0.15	-0.49
8.5	61.17	-20.77	0.37	-0.16	28.6	-123.89	-72.43	0.58	0.50
8.6	61.65	96.40	-0.16	-0.39	28.7	-104.36	-91.44	0.72	0.42
8.7	15.44	50.97	0.03	-0.22	28.8	116.74	46.03	0.18	-0.18

8.8	6.45	-76.65	0.57	0.17	28.9	-0.09	91.93	-0.12	-0.24
8.9	-157.96	-80.94	0.65	0.50	29	55.20	-8.89	0.42	-0.16
9	72.93	51.10	-0.10	-0.38	29.1	-87.33	-90.61	0.99	0.55
9.1	154.20	108.48	-0.43	-0.54	29.2	-119.68	-42.16	0.57	0.35
9.2	-95.39	-13.46	0.34	0.23	29.3	190.94	76.77	-0.07	-0.54
9.3	-55.63	-120.98	0.80	0.25	29.4	3.78	85.86	0.02	-0.13
9.4	-37.65	-27.91	0.27	0.13	29.5	-69.48	-60.18	0.61	0.28
9.5	65.98	113.57	-0.35	-0.43	29.6	-12.12	-117.57	0.86	0.37
9.6	133.89	62.06	-0.22	-0.44	29.7	-99.21	39.53	0.15	0.11
9.7	-139.96	-87.66	0.55	0.53	29.8	213.38	134.56	-0.42	-0.60
9.8	-73.40	-78.85	0.66	0.23	29.9	33.70	-4.98	0.33	0.05
9.9	93.65	54.31	-0.08	-0.35	30	-256.46	-122.97	1.05	0.62
10	23.72	82.37	-0.24	-0.29	30.1	106.76	-32.23	0.54	0.04
10.1	28.90	-17.17	0.31	-0.14	30.2	38.65	90.51	-0.06	-0.17
10.2	-87.78	-76.38	0.59	0.54	30.3	-1.79	64.78	0.07	-0.32
10.3	-45.69	-18.71	0.37	0.10	30.4	82.90	-53.90	0.62	0.21
10.4	119.05	68.17	-0.06	-0.67	30.5	-214.43	-97.35	0.88	0.68
10.5	2.85	51.93	0.01	-0.06	30.6	40.91	13.66	0.26	-0.25
10.6	-40.83	-62.61	0.66	0.24	30.7	193.03	121.29	-0.34	-0.38
10.7	-68.24	-86.48	0.66	0.27	30.8	-93.61	27.43	0.25	0.13
10.8	-1.18	49.15	-0.06	-0.09	30.9	-28.30	-126.01	0.98	0.30
10.9	167.29	111.13	-0.26	-0.70	31	-85.66	-64.17	0.59	0.43
11	-55.75	-25.16	0.36	0.17	31.1	43.42	105.44	-0.21	-0.39
11.1	-130.28	-116.44	0.80	0.51	31.2	195.54	88.06	-0.21	-0.40
11.2	45.16	-7.73	0.33	-0.15	31.3	-158.23	-66.09	0.52	0.55
11.3	32.64	96.50	-0.34	-0.27	31.4	-68.80	-94.83	0.79	0.29
11.4	78.26	39.72	-0.11	-0.38	31.5	77.30	23.65	0.18	-0.02
11.5	-46.53	-57.72	0.49	0.31	31.6	-11.48	90.82	-0.24	-0.32
11.6	-117.03	-58.73	0.51	0.52	31.7	105.76	13.13	0.17	-0.20
11.7	99.59	25.18	0.12	-0.50	31.8	-110.55	-80.09	0.64	0.72
11.8	31.43	77.72	-0.07	-0.35	31.9	-86.68	-38.06	0.45	0.19
11.9	-15.43	-1.96	0.33	0.10	32	169.67	69.85	-0.03	-0.45

12	-34.68	-104.82	0.78	0.28	32.1	-35.55	58.95	0.03	-0.07
12.1	-114.10	-27.81	0.31	0.28	32.2	-18.22	-53.81	0.61	0.14
12.2	168.26	121.01	-0.42	-0.62	32.3	-32.35	-76.66	0.76	0.57
12.3	88.14	62.87	-0.04	-0.30	32.4	-71.24	29.16	0.20	0.02
12.4	-193.51	-109.02	0.81	0.52	32.5	189.53	89.80	-0.06	-0.63
12.5	3.15	-86.65	0.72	0.15	32.6	-39.58	0.85	0.45	0.21
12.6	40.41	76.79	-0.03	-0.14	32.7	-144.49	-99.75	0.90	0.45
12.7	57.56	97.79	-0.19	-0.47	32.8	69.13	-36.24	0.55	0.18
12.8	54.71	-34.50	0.46	-0.10	32.9	-4.67	98.86	-0.09	-0.14
12.9	-183.31	-103.16	0.88	0.68	33	108.49	69.50	0.06	-0.48
13	6.10	-16.37	0.40	-0.06	33.1	-31.91	-80.95	0.83	0.41
13.1	142.24	97.67	-0.26	-0.51	33.2	-197.82	-91.20	0.93	0.59
13.2	-17.33	63.18	-0.04	-0.12	33.3	143.54	43.64	0.22	-0.25
13.3	-14.26	-82.63	0.72	0.16	33.4	53.81	89.27	-0.13	-0.25
13.4	-117.00	-97.08	0.72	0.49	33.5	-48.93	-2.22	0.30	-0.07
13.5	23.61	59.81	-0.06	-0.24	33.6	26.68	-73.18	0.72	0.46
13.6	185.83	114.54	-0.30	-0.65	33.7	-134.16	-37.33	0.50	0.47
13.7	-95.93	-27.44	0.35	0.25	33.8	94.93	53.48	-0.03	-0.53
13.8	-81.50	-110.04	0.82	0.36	33.9	111.09	74.46	-0.08	-0.23
13.9	20.93	-8.56	0.40	0.06	34	-128.39	-31.68	0.46	0.42
14	11.75	86.08	-0.19	-0.32	34.1	4.61	-100.79	0.74	0.33
14.1	115.98	38.30	-0.02	-0.48	34.2	-37.94	15.99	0.21	0.12
14.2	-92.39	-59.32	0.54	0.47	34.3	89.18	122.23	-0.23	-0.50
14.3	-101.12	-65.96	0.50	0.41	34.4	112.53	6.54	0.39	-0.08
14.4	122.25	38.21	-0.06	-0.41	34.5	-244.06	-125.95	1.08	0.72
14.5	19.65	100.09	-0.22	-0.30	34.6	20.86	-36.56	0.65	0.11
14.6	14.04	-11.41	0.36	-0.07	34.7	139.20	98.10	-0.07	-0.27
14.7	-81.47	-126.50	0.88	0.45	34.8	-64.71	51.26	0.07	-0.22
14.8	-107.09	-21.72	0.36	0.27	34.9	58.14	-61.92	0.57	0.14
14.9	200.26	128.58	-0.40	-0.68	35	-110.10	-58.28	0.61	0.71
15	35.05	51.02	-0.04	-0.17	35.1	-19.21	26.43	0.18	-0.10
15.1	-146.54	-101.34	0.77	0.39	35.2	181.67	67.34	-0.11	-0.53

15.2	11.80	-64.55	0.70	0.23	35.3	-102.09	14.72	0.23	0.18
15.3	-5.52	57.70	0.10	-0.03	35.4	-14.32	-68.50	0.72	0.36
15.4	82.14	65.40	-0.04	-0.61	35.5	-13.39	-52.05	0.55	0.37
15.5	25.02	-11.70	0.39	0.01	35.6	-48.10	64.14	-0.01	-0.23
15.6	-137.97	-68.44	0.73	0.67	35.7	211.97	86.36	0.00	-0.51
15.7	24.93	-39.87	0.45	-0.10	35.8	-115.93	-49.07	0.70	0.52
15.8	45.65	69.63	-0.13	-0.33	35.9	-149.42	-113.20	0.98	0.46
15.9	59.63	91.76	-0.12	-0.26	36	144.42	19.26	0.31	-0.12
16	12.75	-59.21	0.65	0.17	36.1	-21.28	121.09	-0.17	-0.23
16.1	-199.39	-128.98	0.94	0.61	36.2	86.80	16.38	0.33	-0.22
16.2	61.82	35.93	0.10	-0.35	36.3	-58.32	-108.35	0.98	0.61
16.3	176.69	141.00	-0.41	-0.51	36.4	-192.91	-50.36	0.77	0.41
16.4	-81.49	-5.50	0.30	0.20	36.5	221.23	74.97	0.05	-0.52
16.5	-58.60	-128.08	0.90	0.26	36.6	11.36	69.85	-0.05	-0.11
16.6	-43.86	-23.08	0.47	0.28	36.7	-99.13	-35.27	0.56	0.23
16.7	67.18	105.96	-0.13	-0.44	36.8	69.13	-75.35	0.77	0.45
16.8	127.36	54.71	0.07	-0.46	36.9	-134.88	2.54	0.34	0.19
16.9	-142.96	-80.51	0.80	0.56	37	132.21	80.64	0.06	-0.63
17	-75.03	-92.50	0.87	0.25	37.1	90.54	29.49	0.32	0.07
17.1	78.03	43.89	0.05	-0.21	37.2	-224.55	-86.51	0.85	0.60
17.2	55.36	119.09	-0.29	-0.32	37.3	69.06	-69.38	0.74	0.13
17.3	56.09	-1.49	0.37	-0.18	37.4	17.93	78.77	-0.09	-0.09
17.4	-142.50	-120.88	0.93	0.63	37.5	53.19	108.32	-0.18	-0.41
17.5	-57.70	-33.62	0.58	0.13	37.6	93.74	-51.50	0.72	0.24
17.6	157.82	101.56	-0.11	-0.58	37.7	-283.55	-130.18	1.03	0.73
17.7	-1.79	57.37	0.00	-0.07	37.8	82.97	15.29	0.34	-0.21
17.8	-42.25	-73.55	0.71	0.18	37.9	192.76	128.10	-0.21	-0.31
17.9	-66.42	-80.23	0.73	0.41	38	-150.61	11.26	0.21	0.03
18	-18.16	35.33	0.04	-0.05	38.1	44.46	-116.11	0.84	0.35
18.1	164.17	97.78	-0.26	-0.67	38.2	-90.31	-30.31	0.45	0.52
18.2	-36.99	6.42	0.20	0.17	38.3	24.69	101.45	-0.22	-0.39
18.3	-109.29	-103.32	0.71	0.48	38.4	222.35	56.32	0.05	-0.36

18.4	17.47	-38.83	0.42	0.00	38.5	-224.00	-66.83	0.68	0.48
18.5	22.30	100.62	-0.28	-0.23	38.6	-17.36	-76.41	0.84	0.33
18.6	119.94	64.36	-0.10	-0.43	38.7	88.48	16.39	0.39	0.11
18.7	-78.74	-81.94	0.67	0.33	38.8	-83.86	82.27	-0.14	-0.35
18.8	-143.15	-77.62	0.66	0.54	38.9	204.34	32.56	0.25	-0.20
18.9	142.65	50.13	0.07	-0.38	39	-162.07	-83.28	0.93	0.70
19	15.53	79.14	-0.11	-0.33	39.1	-148.33	-76.63	0.60	0.24
19.1	-20.25	-12.78	0.31	0.04	39.2	273.38	76.67	-0.03	-0.34
19.2	2.44	-75.95	0.72	0.34	39.3	-108.37	102.46	-0.07	-0.13
19.3	-130.87	-26.97	0.44	0.34	39.4	17.61	-67.81	0.42	0.11
19.4	135.30	69.82	-0.11	-0.56	39.5	8.24	-105.76	0.78	0.62
19.5	79.72	64.27	0.03	-0.29	39.6	-195.91	59.17	0.14	0.07
19.6	-150.92	-60.99	0.64	0.49	39.7	322.11	93.32	-0.35	-0.58
19.7	13.54	-98.03	0.71	0.21	39.8	-71.40	-32.39	0.44	0.16
19.8	-22.68	42.46	0.04	-0.05	39.9	-228.04	-41.32	0.81	0.43
19.9	100.34	123.88	-0.35	-0.44	40	298.42	12.09	0.55	0.26
20	95.51	-6.18	0.35	-0.11					

Bảng 2. Các hệ số trong hàm hồi quy gia tốc các số liệu đo đặc

Hệ số	Giá trị	Hệ số	Giá trị	Hệ số	Giá trị
a0	-9.16E-13	a99	7.65E-02	a198	-7.52E-01
a1	4.83E-04	a100	2.57E-01	a199	-4.07E+00
a2	2.00E-04	a101	2.87E-01	a200	5.65E-01
a3	9.03E-04	a102	-3.03E-01	a201	-5.58E-01
a4	2.23E-04	a103	6.48E-01	a202	-1.69E-01
a5	-5.97E-04	a104	-5.11E-01	a203	-3.98E+00
a6	1.26E-03	a105	5.82E-01	a204	-8.66E-01
a7	4.81E-03	a106	-1.63E-01	a205	-1.07E+00
a8	3.15E-03	a107	1.24E+00	a206	-3.32E+00
a9	-1.92E-03	a108	-3.28E-01	a207	-5.78E+00
a10	5.85E-03	a109	-4.32E-01	a208	-8.87E-01

a11	-8.61E-03	a110	-6.69E-01	a209	-3.95E+00
a12	1.70E-03	a111	8.27E-01	a210	-2.49E+00
a13	-5.45E-04	a112	-3.21E-02	a211	-1.90E+00
a14	-1.01E-02	a113	7.34E-01	a212	-2.24E-02
a15	-7.73E-03	a114	-7.39E-01	a213	-4.00E+00
a16	1.32E-02	a115	9.03E-02	a214	-1.19E+00
a17	2.64E-03	a116	-5.24E-01	a215	-1.10E+00
a18	1.57E-02	a117	2.25E+00	a216	5.17E-01
a19	-2.56E-02	a118	1.27E+00	a217	-3.24E+00
a20	-2.18E-02	a119	2.63E-01	a218	-4.43E+00
a21	3.05E-02	a120	3.46E-01	a219	-3.00E+00
a22	-6.62E-03	a121	-6.75E-02	a220	2.13E+00
a23	2.65E-02	a122	-2.57E-01	a221	-1.58E+00
a24	-2.92E-02	a123	-3.03E-02	a222	1.51E+00
a25	2.38E-02	a124	9.88E-01	a223	-3.20E+00
a26	1.72E-02	a125	-3.03E-02	a224	4.18E+00
a27	2.32E-02	a126	1.93E+00	a225	-3.20E+00
a28	5.61E-03	a127	3.84E-01	a226	8.59E+00
a29	-6.75E-02	a128	4.23E-02	a227	-3.17E+00
a30	1.51E-02	a129	5.48E-01	a228	3.28E+00
a31	-6.19E-02	a130	-1.15E+00	a229	-1.92E+00
a32	-1.43E-01	a131	7.99E-01	a230	2.19E+00
a33	2.76E-02	a132	-1.05E+00	a231	1.74E-01
a34	2.39E-02	a133	1.07E+00	a232	-3.08E+00
a35	-1.24E-02	a134	9.14E-01	a233	-5.53E-01
a36	7.71E-04	a135	2.44E-01	a234	2.41E+00
a37	-9.01E-02	a136	-1.17E+00	a235	1.69E-01
a38	3.80E-02	a137	3.26E-02	a236	4.37E+00
a39	1.05E-03	a138	-6.57E-01	a237	9.31E-01
a40	1.14E-01	a139	7.11E-02	a238	-3.62E+00
a41	1.07E-01	a140	-2.67E-02	a239	-8.72E+00

a42	-5.63E-03	a141	1.04E+00	a240	-3.55E+00
a43	1.14E-01	a142	-1.25E+00	a241	-2.16E+00
a44	8.15E-03	a143	4.55E-01	a242	2.35E-01
a45	1.32E-01	a144	-6.55E-01	a243	-5.86E+00
a46	-1.10E-01	a145	-2.52E-01	a244	-2.13E+00
a47	-7.90E-02	a146	2.83E+00	a245	-1.65E+00
a48	1.66E-01	a147	2.27E-01	a246	-7.54E-01
a49	8.18E-02	a148	-1.09E+00	a247	3.85E+00
a50	1.07E-01	a149	2.32E+00	a248	3.51E-01
a51	-4.82E-02	a150	9.49E-01	a249	-6.55E-02
a52	8.63E-02	a151	1.82E+00	a250	4.12E+00
a53	-2.53E-02	a152	-5.46E-01	a251	-9.27E-01
a54	-1.44E-01	a153	3.81E+00	a252	2.27E+00
a55	-2.75E-02	a154	2.27E-01	a253	-5.96E+00
a56	-4.00E-02	a155	4.49E-02	a254	2.59E-02
a57	1.53E-01	a156	9.20E-01	a255	-2.68E-01
a58	-1.86E-01	a157	2.22E+00	a256	-2.34E+00
a59	3.51E-01	a158	7.69E-01	a257	-4.68E+00
a60	-2.11E-01	a159	2.42E+00	a258	2.08E+00
a61	3.86E-01	a160	-3.01E+00	a259	-6.45E+00
a62	-1.62E-01	a161	1.55E+00	a260	-4.76E+00
a63	-2.00E-01	a162	-1.16E+00	a261	-1.84E+00
a64	4.34E-02	a163	1.18E+00	a262	-2.01E-01
a65	6.32E-02	a164	-8.84E-01	a263	-4.36E+00
a66	-3.67E-01	a165	2.79E+00	a264	-4.62E+00
a67	3.19E-02	a166	3.04E+00	a265	-3.61E+00
a68	-3.06E-01	a167	5.22E+00	a266	1.72E-01
a69	-2.44E-01	a168	-1.46E+00	a267	-6.95E+00
a70	2.56E-02	a169	6.91E+00	a268	-3.33E-01
a71	2.13E-01	a170	-1.93E-01	a269	-2.42E+00
a72	-3.60E-01	a171	7.31E+00	a270	-3.00E+00

a73	4.74E-01	a172	1.82E+00	a271	-6.02E+00
a74	-4.73E-01	a173	1.32E+01	a272	4.45E-01
a75	2.05E-01	a174	-2.14E-01	a273	-1.32E+00
a76	-8.71E-02	a175	1.91E+01	a274	-2.51E+00
a77	-1.35E-01	a176	9.18E-01	a275	-7.20E+00
a78	2.86E-01	a177	8.87E+01	a276	2.90E+00
a79	4.52E-01	a178	5.55E+00	a277	-1.03E+01
a80	-2.19E-01	a179	-4.13E+01	a278	-5.24E+00
a81	-9.40E-02	a180	1.05E+00	a279	-3.63E+00
a82	-2.42E-01	a181	-1.56E+01	a280	6.37E-01
a83	1.16E-01	a182	3.64E-01	a281	1.73E+00
a84	-1.58E-02	a183	-1.06E+01	a282	6.56E+00
a85	8.75E-02	a184	-3.37E-02	a283	-5.97E+00
a86	1.71E-01	a185	-5.40E+00	a284	7.80E+00
a87	3.25E-01	a186	-7.08E-01	a285	-2.45E+00
a88	-3.27E-01	a187	-9.00E+00	a286	-5.52E+00
a89	7.53E-01	a188	2.17E+00	a287	-5.72E+00
a90	6.01E-01	a189	-7.93E+00	a288	-3.94E-01
a91	-1.15E-01	a190	-3.59E-01	a289	-2.51E+00
a92	3.27E-01	a191	-5.98E+00	a290	2.63E+00
a93	4.25E-01	a192	6.93E-01		
a94	-4.64E-01	a193	-7.00E+00		
a95	-6.40E-01	a194	-4.01E-01		
a96	4.62E-01	a195	-2.40E+00		
a97	6.11E-01	a196	2.80E+00		
a98	1.08E-01	a197	-4.11E+00		

Bảng 3: Hệ số nền theo Bowles

Loại đất	kN/m³
Cát chặt vừa	4800 – 16000
Cát chặt	9600 - 80000
Cát pha sét chặt vừa	64000 – 128000
Cát pha silt chặt vừa	32000 - 80000
Sét :	
$Q_u \leq 200 \text{ kPa}$	12000 - 24000
$100 < q_u \leq 400 \text{ kPa}$	24000 - 48000
$q_u > 800 \text{ kPa}$	> 48000

Bảng 4. Thông số vật liệu bê tông cốt thép theo TCVN 5574:2018

STT	Tên	Mác	Rb (Mpa)	Rbt (Mpa)	E (Mpa)
1	B15	M200	8.5	0.75	24000
2	B20	M250	11.5	0.9	27500
3	B22.5	M300	13	1	28750
4	B25	M350	14.5	1.05	30000
5	B30	M400	17	1.15	32500

CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TRÊN MATLAB

```

function Dao_dong_xe_goong
clc;
Ten_ghi='Bien_do_Dao_dong.xlsx';
ghi=0;
ve =1;
ve2=0;
sheet_ghi = 'sheet3';
a=2.50 ; b=1.50 ; c=4.00; u=0.5 ; % (m)
L = 15; % do dai ray , m
b_ray =0.1; % Be rong day thanh ray , m
%##### thong so ve cua
n_r0 = 4 ; % so rang cua / inch , TPI 4 ( 25.4 mm)
O_me_ga = 700/60 ; % vong/s - van toc quay luoi cua BANH DA 700 vong/min
L_cat = 40 ; % inch - chieu cao mach cat
n_rc = n_r0*L_cat ; % so rang trong mach cat
D = 38; % Duong kinh BANH DA , (inch)
b_cua = 2.5 ; % mm - do rong mach me cat
K_c = 18; % N/mm^2 - ty khoi cat
Ham_Bd_Max_V=zeros();
v = 0.06 ; % van toc xe goong (m/s);
h_c = v*1000/(pi*D*O_me_ga*n_r0) ; % mm - do sau moi rang
Fc = K_c*h_c*b_cua*n_rc % N - luc cat go
%#####

Muy = 40; % khoi luong ray/met (kg/m)
MuyL= Muy*L; % khoi luong thanh ray (kg)
Xc = L/5; % vi tri luoi cua
h=1.2; % do cao tinh dao dong mach cua
p1 = 8*10^3; p2=6*10^3; p3=6.5*10^3; p4=7.2*10^3; p5=8.5*10^3; p6=8.2*10^3;
Delt = 0.01; % buoc thoi gian tinh (s)
M = 12000 ; % so diem thoi gian tinh

```

```

N = 30; % so so hang lay trong tong
A=zeros(); V=zeros();
V(1,1) = p3+p4 +(1+c/a)*(p5+p6);
V(2,1) = p1+p4+p5 + (1+u/b)*Fc;
V(3,1) = p2+p3+p6 + (u/b)*Fc;
V(4,1)=0 ; V(5,1) = 0; V(6,1)=0;
E(1,1) = Fc;
E(2,1) = 0;
E(3,1) = 0;
E(4,1)=0 ; E(5,1) = 0; E(6,1)=0;
A(1,3)=1; A(1,4)=1; A(1,5)=(1+c/a); A(1,6)=(1+c/a);
A(2,1)=1; A(2,4)= 1; A(2,5) =1;
A(3,2) = 1; A(3,3)=1; A(3,6)=1;
A(4,2)=-c/a; A(4,3)=1+c/a ; A(4,6)=-1;
A(5,1)=-c/a; A(5,4)=1+c/a; A(5,5)=-1;
A(6,1) =1; A(6,2)=-1; A(6,5)=-1;A(6,6)=1;
F = zeros(); Q= zeros();
F=inv(A)*V;
Q=(v/a)*(inv(A)*E);
a0=zeros(); b0=zeros(); c0=zeros();
s=a+c;
c0(1)=0; c0(2)=pi*a/L; c0(3) = pi*s/L;
a0(1,1)= 2*F(1)/MuyL ; a0(2,1)=2*F(4)/MuyL; a0(3,1)= 2*F(5)/MuyL;
b0(1,1)= 2*Q(1)/MuyL ; b0(2,1)=2*Q(4)/MuyL; b0(3,1)= 2*Q(5)/MuyL;
a0(1,2)= 2*F(2)/MuyL ; a0(2,2)=2*F(3)/MuyL; a0(3,2)= 2*F(6)/MuyL;
b0(1,2)= 2*Q(2)/MuyL ; b0(2,2)=2*Q(3)/MuyL; b0(3,2)= 2*Q(6)/MuyL;
Om1=pi*v/L;
%=====
Mang_ghi=zeros(); K00=7; ej0 = 12;
ej = 11;
EJ = (ej+5)*5*10^6 ; % (Nm^2)
Mang_ghi(ej+1,1)= EJ*10^(-6);

```

```

Om02=(EJ/Muy)*(pi/L)^4 ;
K0 = 6
k0= (K0+11)*10^6; % He so nen nen N/m^3
k= k0*b_ray ;
if ej==1
Mang_ghi(1,K0+1)= k*10^(-5);
end
%=====
Phi=zeros(); T =zeros() ; % Thoi gian tinh (s)
for m=1:M
    t = (m-1)*Delt;
    T(m,1) = t;
    %+++++
    tgn =0;
for n=1: N
    Om02n = Om02*n^4 + k/Muy; Om1n = Om1*n;
    Om01n = sqrt(Om02n);
    tgHn= 1/(Om02n - Om1n^2);
    tgAn = zeros();tgBn = zeros();
    for j=1:2
        tgAn(j) =0;tgBn(j) = 0;
    for i=1:3
        tgAn(j) = tgAn(j) + a0(i,j)*sin(n*c0(i))+ 2*Om1n*tgHn*b0(i,j)*cos(n*c0(i));
        tgBn(j) = tgBn(j)+ b0(i,j)*sin(n*c0(i))+ 2*Om1n*tgHn*b0(i,j)*cos(n*c0(i)) -
a0(i,j)*cos(n*c0(i)) ;
    end
    tgAn = tgHn*tgAn;
    tgBn = tgHn*tgBn;
end
tg1=0;
tg1= (tgAn(1) - tgAn(2))*cos(Om01n*t) +(tgBn(1) - tgBn(2))*sin(Om01n*t);
tg2 = 0 ;

```

```

for i=1:3
    tg2 = tg2+(a0(i,1)-a0(i,2) + (b0(i,1)-b0(i,2))*t)*sin(Om1n*t-n*c0(i));
    tg2 = tg2 - 2*Om1n*((b0(i,1)-b0(i,2))*t)*tgHn*cos(Om1n*t-n*c0(i));
end
tg2=tg2*tgHn ;
tgn=tgn + ( tg1 +tg2)*sin(n*pi*(Xc/L));
end % for N

%+++++
Phi(m,1)=tgn/b;
end % for M
BienDo=1000*h*Phi; % tinh ra mm
BienDoMax=max(abs(BienDo(:,1)));
Mang_ghi(ej+1,K0+1)= BienDoMax;
BDM=max(BienDo(:,1));
if ve ==1
    cla;
    hold on
    plot(T(:,1), BienDo(:,1), 'B-');
xlabel("Thoi gian (s)");
ylabel("Bien do dao dong tai luoi cua (mm)");
axis([ 0 2 -1.0 1.0]);
grid on
hold on
end % ì ve==1

%+++++
if ve2==1
    cla;
    grid on
    hold on
    plot(Ham_Bd_Max_V(:,1), Ham_Bd_Max_V(:,2), 'Black-*');
xlabel("Van toc xe (m/s)");
ylabel("Bien do dao dong Max tai luoi cua -(mm)");

```

```

chuB = "Mach cat = " + L_cat + " inch";
legend(chuB);
hold on
grid on
hold on
end %if ve =1
if ghi==1
    xlswrite(Ten_ghi,Ham_Bd_Max_V,sheet_ghi,['B' num2str(3)]);
end
%+++++
end

```