

BỘ GIAO THÔNG VẬN TẢI

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI VIỆT NAM



PHẠM VĂN TRIỆU

**NGHIÊN CỨU HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN
PHI TUYẾN BỀN VỮNG CHO CẦN TRỤC CONTAINER
ĐẶT TRÊN PHAO NỔI**

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

HẢI PHÒNG – 2019

BỘ GIAO THÔNG VẬN TẢI BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI VIỆT NAM



PHẠM VĂN TRIỆU

**NGHIÊN CỨU HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN
PHI TUYẾN BỀN VỮNG CHO CẢN TRỤC CONTAINER
ĐẶT TRÊN PHAO NỔI**

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC; MÃ SỐ: 9520116

CHUYÊN NGÀNH: KHAI THÁC, BẢO TRÌ TÀU THỦY

Người hướng dẫn khoa học: 1. PGS. TS. Lê Anh Tuấn

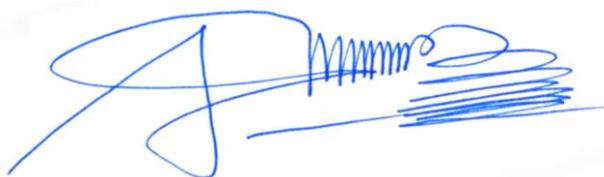
2. TS. Hoàng Mạnh Cường

HẢI PHÒNG - 2019

LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan luận án này là công trình nghiên cứu của riêng tôi. Các số liệu, kết quả nêu trong luận án là trung thực và chưa được ai công bố trong bất cứ công trình nào khác.

Tác giả luận án

A handwritten signature in blue ink, consisting of a large, stylized initial 'P' followed by a series of horizontal, wavy lines that form the rest of the name.

Phạm Văn Triệu

LỜI CẢM ƠN

Đầu tiên, tôi xin gửi lời cảm ơn chân thành đến Ban Giám hiệu, Viện Đào tạo Sau đại học, Khoa Máy tàu biển, Viện Nghiên cứu Khoa học và Công nghệ Hàng hải, trường Đại học Hàng hải Việt Nam đã tạo điều kiện, giúp đỡ tôi trong suốt quá trình học tập và nghiên cứu để hoàn thành luận án.

Tôi xin gửi lời cảm ơn sâu sắc nhất đến hai thầy hướng dẫn khoa học là PGS. TS. Lê Anh Tuấn và TS. Hoàng Mạnh Cường đã tận tình chỉ bảo, định hướng, và hướng dẫn tôi trong quá trình nghiên cứu và thực hiện luận án.

Cuối cùng, tôi xin gửi lời cảm ơn chân thành đến đồng nghiệp nơi tôi công tác, tới nhóm nghiên cứu sinh ngành kỹ thuật cơ khí động lực, tới bạn bè đã giúp đỡ, động viên tôi và đặc biệt là lòng biết ơn gửi tới gia đình tôi đã luôn ở bên động viên và giúp đỡ để tôi có thể hoàn thành luận án này.

Nghiên cứu sinh

A handwritten signature in blue ink, consisting of a large, stylized initial 'P' followed by a series of horizontal, wavy lines that form the rest of the name.

Phạm Văn Triệu

MỤC LỤC

	Trang
DANH MỤC CÁC CHỮ VIẾT TẮT VÀ KÝ HIỆU.....	iv
DANH MỤC CÁC BẢNG	vii
DANH MỤC CÁC HÌNH.....	viii
MỞ ĐẦU	1
1. Tính cấp thiết của luận án.....	1
2. Mục đích nghiên cứu.....	3
3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu	3
4. Phương pháp nghiên cứu	3
5. Ý nghĩa khoa học và ý nghĩa thực tiễn	3
6. Những đóng góp mới của luận án	4
7. Các nội dung chính của luận án	4
CHƯƠNG I. TỔNG QUAN	6
1.1. Đặt vấn đề	6
1.1.1. Thực trạng các cảng biển trên thế giới và Việt Nam	6
1.1.2. Các phương án trung chuyển container	9
1.1.3. Trang thiết bị chính tại cảng container	14
1.1.4. Các bước chính chế tạo cần trục container đặt trên tàu	15
1.2. Tình hình nghiên cứu	17
1.2.1. Ngoài nước.....	17
1.2.2. Trong nước.....	26
1.3. Hướng nghiên cứu.....	27
1.4. Kết luận chương 1	28
CHƯƠNG II. ĐỘNG LỰC HỌC CẦN TRỤC CONTAINER ĐẶT TRÊN PHAO NỔI.....	30
2.1. Xây dựng mô hình dao động.....	30

2.2. Thiết lập phương trình vi phân chuyển động.....	33
2.3. Mô hình không gian trạng thái	39
2.4. Phương pháp số giải hệ phương trình vi phân phi tuyến	40
2.4.1. Các phương pháp tính toán số trong giải hệ phương trình vi phân phi tuyến .	40
2.4.2. Phương pháp Newmark trong giải hệ phương trình vi phân phi tuyến	42
2.5. Phân tích kết quả tính toán.....	47
2.5.1. Các thông số đầu vào	47
2.5.2. Kết quả tính toán	48
2.6. Kết luận chương 2.....	52
CHƯƠNG III. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN.....	53
3.1. Đặc điểm đối tượng điều khiển	53
3.1.1. Đặc điểm	53
3.1.2. Tách hệ động lực.....	53
3.2. Điều khiển trượt bậc hai	54
3.2.1. Thuật toán điều khiển	54
3.2.2. Phân tích ổn định	56
3.3. Điều khiển trượt tích hợp bộ quan sát.....	57
3.3.1. Thuật toán điều khiển	58
3.3.2. Phân tích ổn định	59
3.4. Điều khiển trượt tích hợp mạng nơ ron.....	60
3.4.1. Thuật toán điều khiển	60
3.4.2. Cấu trúc thích nghi.....	61
3.4.3. Phân tích ổn định	63
3.5. Mô phỏng	64
3.5.1. Các thông số đầu vào	64
3.5.2. Kết quả mô phỏng.....	65

3.5.3. Tính bền vững của hệ thống điều khiển.....	70
3.6. Kết luận chương 3.....	74
CHƯƠNG IV. THỰC NGHIỆM	75
4.1. Mô hình thực nghiệm	75
4.1.1. Xây dựng mô hình thực nghiệm	75
4.1.2. Các lưu ý.....	77
4.2. Hệ thống điều khiển	78
4.2.1. Tổng quan về hệ thống.....	78
4.2.2. Các thành phần của hệ thống điều khiển cần trực	81
4.2.3. Đế kích động.....	85
4.3. Kết quả thực nghiệm	86
4.4. Thực nghiệm tính bền vững của hệ thống điều khiển	90
4.5. So sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm.....	92
4.6. Kết luận chương 4.....	96
KẾT LUẬN	97
HƯỚNG PHÁT TRIỂN CỦA ĐỀ TÀI.....	99
DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC CÔNG BỐ KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU CỦA ĐỀ TÀI LUẬN ÁN.....	100
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	102
PHỤ LỤC	1
Phụ lục 1. Chương trình điều khiển viết cho vi điều khiển nhúng MyRIO-1900PL-1	
Phụ lục 2. Giao diện người dùng trên phần mềm Labview.....	PL-1
Phụ lục 3. Mô hình Simulink thuật toán điều khiển SOSMC	PL-2
Phụ lục 4. Mô hình Simulink thuật toán điều khiển NN-SOSMC.....	PL-3
Phụ lục 5. Mô hình Simulink thuật toán điều khiển SOSMC tích hợp bộ quan sát trạng thái	PL-4
Phụ lục 6. Bản vẽ mặt cắt mẫu tàu MH-A1-250 do Viện KAIST đề xuất	PL-5

DANH MỤC CÁC CHỮ VIẾT TẮT VÀ KÝ HIỆU

Ký hiệu/viết tắt	Tiếng Anh	Diễn giải	Đơn vị
SOSMC	Second-Order Sliding Mode Control	Điều khiển trượt bậc hai	-
NN-SOSMC	Neural Network integrated Second-Order Sliding Mode Control	Điều khiển trượt bậc hai tích hợp mạng nơ ron	-
OB-SOSMC	Observer based on Second-Order Sliding Mode Control	Điều khiển trượt bậc hai tích hợp bộ quan sát	-
SMC	Sliding Mode Control	Điều khiển trượt	-
RBFN	Radial Basis Function Network	Mạng hàm hướng kính cơ sở	-
RBF	Radial Basis Function	Hàm hướng kính cơ sở	-
MIMO	Multiple-Input and Multiple-Output	Hệ nhiều đầu vào và nhiều đầu ra	-
PWM	Pulse Width Modulation	Điều biến độ rộng xung	-
IDE	Integrated Development Environment	Môi trường thiết kế hợp nhất	-
I/O	Input/Output	Đầu vào/Đầu ra	-
KAIST	Korea Advanced Institute of Science and Technology	Viện Khoa học và Công nghệ tiên tiến Hàn Quốc	-
DWT	Deadweight Tonnage	Tải trọng của tàu	Tấn
RMG	Rail Mounted Gantry Crane	Công trục bánh sắt di chuyển trên ray	-
RTG	Rubber Tyred Gantry Crane	Công trục bánh lốp	-
QC	Quay Crane	Cầu giàn QC dùng ở tuyến tiền phương	-
TEU	Twenty-foot Equivalent Units	Đơn vị đo của hàng hóa được container hóa tương đương với một container tiêu chuẩn 20 ft (dài) × 8 ft (rộng) × 8,5 ft (cao) (khoảng 39 m ³ thể tích)	-
a_1		Vị trí tọa độ ban đầu xe con	m
a_2		Khoảng cách từ trọng tâm tàu đến dầm chính cần trục container	m

Ký hiệu/viết tắt	Tiếng Anh	Diễn giải	Đơn vị
a_3		Khoảng cách từ trọng tâm tàu đến chân đế bên trái	m
a_4		Khoảng cách từ trọng tâm tàu đến chân đế bên phải	m
k_1		Độ cứng của đệm đàn hồi bên trái	N/m
k_2		Độ cứng của đệm đàn hồi bên phải	N/m
k_3		Độ cứng của cáp nâng	N/m
b_1		Độ cản của đệm đàn hồi bên trái	Ns/m
b_2		Độ cản của đệm đàn hồi bên phải	Ns/m
b_3		Hệ số cản của cáp nâng	Ns/m
b_t		Hệ số cản dịch chuyển xe con	Ns/m
m_t		Khối lượng xe con	kg
m_b		Khối lượng tàu	kg
m_c		Khối lượng container	kg
J_m		Mô men quán tính khối lượng tời	kgm ²
J_b		Mô men quán tính khối lượng thân tàu	kgm ²
φ_b		Góc lắc tàu	độ
θ		Góc lắc cáp nâng	độ
φ_m		Góc quay tời	độ
l		Chiều dài cáp nâng	m
x_t		Vị trí xe con	m
M_w		Mô men gây ra góc lắc tàu	Nm
F_w		Lực gây ra dịch chuyển thân tàu	N
r_m		Bán kính tời	m
M_m		Mô men quay tời	Nm
s		Độ giãn cáp nâng	m
u_t		Lực kéo xe con	N
Δs		Độ biến dạng ban đầu của của lò xo có độ cứng k_3	m

Ký hiệu/viết tắt	Tiếng Anh	Diễn giải	Đơn vị
Δy		Độ biến dạng ban đầu của của lò xo có độ cứng k_1 và k_2	m
x_{mt}		Tọa độ suy rộng trục X gắn với xe con	m
y_{mt}		Tọa độ suy rộng trục Y gắn với xe con	m
x_C		Tọa độ suy rộng trục X gắn với container	m
y_C		Tọa độ suy rộng trục Y gắn với container	m

DANH MỤC CÁC BẢNG

	Trang
Bảng 1.1. Các thông số cơ bản của ba mẫu tàu do Viện KAIST đề xuất [141]	12
Bảng 2.1. Thông số tính toán động lực học	48
Bảng 3.1. Các thông số mô phỏng	64
Bảng 4.1. Các thiết bị vật tư phục vụ thiết kế mô hình cần trục container	79
Bảng 4.2. Thông số các động cơ điện	82
Bảng 4.3. Chi tiết đấu nối các đường tín hiệu với các chân của vi điều khiển	83
Bảng 4.4. So sánh đáp ứng của các thuật toán điều khiển	95

DANH MỤC CÁC HÌNH

	Trang
Hình 1.1. Tỷ trọng hàng container trong vận tải biển [134]	7
Hình 1.2. Thực trạng các cảng trên thế giới [140]	7
Hình 1.3. Luồng hàng hóa vận chuyên đi và đến Việt Nam [137]	8
Hình 1.4. Độ sâu luồng vào cảng Hải Phòng [136]	9
Hình 1.5. Mô hình cảng nổi	10
Hình 1.6. Mô hình cảng trung chuyển ngoài khơi [135].....	11
Hình 1.7. Mô hình cảng di động (Mobile Harbor) [140]	11
Hình 1.8. Ba mẫu tàu do Viện KAIST đề xuất [141].....	13
Hình 1.13. Các bước chính chế tạo cần trục container đặt trên tàu	16
Hình 1.18. Mô hình thực nghiệm điều khiển cổng trục đặt trên nền cứng của hãng INTECO [133].....	25
Hình 2.1. Chuyển động của tàu trong không gian	31
Hình 2.2. Mô hình vật lý cần trục container đặt trên phao nổi	32
Hình 2.3. Sơ đồ thuật toán phương pháp Newmark tìm nghiệm hệ phi tuyến	46
Hình 2.4. Dịch chuyển xe con (không có điều khiển).....	49
Hình 2.6. Góc lắc cáp nâng (không có điều khiển).....	50
Hình 2.7. Dao động container dọc theo cáp nâng (không có điều khiển).....	50
Hình 2.8. Dịch chuyển thân tàu theo phương thẳng đứng (không có điều khiển)....	51
Hình 3.1. Sơ đồ khối hệ thống điều khiển trượt bậc hai tích hợp bộ quan sát.....	58
Hình 3.2. Sơ đồ khối hệ thống điều khiển trượt bậc hai tích hợp mạng nơ ron.....	60
Hình 3.3. Cấu trúc thích nghi dùng mạng nơ ron.....	62
Hình 3.4. Lực đẩy xe con	66
Hình 3.5. Vị trí xe con.....	66
Hình 3.6. Mô men quay tời	66
Hình 3.7. Chiều dài cáp nâng	67
Hình 3.8. Góc lắc cáp nâng	68

Hình 3.9.	Dao động container dọc theo cáp nâng	68
Hình 3.10.	Dao động nghiêng của thân tàu	69
Hình 3.11.	Dao động chúi của thân tàu	69
Hình 3.12.	Phần tử của cơ hệ tương đương (NN-SOSMC)	70
Hình 3.13.	Ước lượng thông số hệ tương đương (NN-SOSMC)	70
Hình 3.14.	Vị trí xe con (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)	72
Hình 3.15.	Chiều dài cáp nâng (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)	72
Hình 3.16.	Góc lắc cáp nâng (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển).....	72
Hình 3.17.	Dao động container dọc theo cáp nâng (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)	73
Hình 3.18.	Dao động nghiêng thân tàu (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)	73
Hình 3.19.	Dao động chúi thân tàu (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển).....	73
Hình 4.1.	Hệ thống cần trục container trong phòng thí nghiệm.....	76
Hình 4.4.	Sơ đồ khối hệ thống thực nghiệm	80
Hình 4.5.	Sơ đồ các chân ngoại vi và chức năng Kit MyRIO-1900	83
Hình 4.6.	Biến tần Mitsubishi FREQROL-S500 trong hộp điều khiển	84
Hình 4.7.	Sơ đồ khối hệ thống điều khiển để kích động	86
Hình 4.9.	Góc lắc để kích động.....	87
Hình 4.10.	Vị trí xe con (thực nghiệm)	88
Hình 4.11.	Chiều dài cáp nâng (thực nghiệm)	89
Hình 4.12.	Góc lắc cáp nâng (thực nghiệm)	89
Hình 4.13.	Góc lắc để kích động (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)	90
Hình 4.14.	Dịch chuyển để kích động (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển) .	90
Hình 4.15.	Vị trí xe con (thực nghiệm thử tính bền vững của hệ thống điều khiển) ..	91
Hình 4.16.	Chiều dài cáp nâng (thực nghiệm thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)	91
Hình 4.17.	Góc lắc cáp nâng (thực nghiệm thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)	92

MỞ ĐẦU

1. Tính cấp thiết của luận án

Vận chuyển hàng hóa bằng đường biển là phương thức vận chuyển phổ biến và có giá thành rẻ nhất trong các phương thức vận chuyển hiện nay. Chính vì vậy, lượng hàng hóa vận chuyển theo đường biển ngày càng tăng, trong đó vận chuyển hàng hóa bằng container cũng tăng đều theo hàng năm. Theo thống kê, lượng container trên toàn cầu tăng đều theo năm và ở mức khoảng 8%/năm [134]. Để đáp ứng được mức tăng này, ngày càng nhiều các tàu container cỡ lớn sức chở lên đến 20.000 TEU tham gia vào quá trình vận chuyển container trên toàn cầu. Sự tăng trưởng này đòi hỏi phải cải thiện và tái cấu trúc cơ sở hạ tầng các cảng biển để phục vụ xếp dỡ container. Ngoài ra, các cảng này sẽ dần chuyển đổi thành mạng lưới trung chuyển container và tác động đến hoạt động vận chuyển container. Với việc tăng số lượng tàu container cỡ lớn sẽ tạo ra các dịch vụ cho tàu cỡ nhỏ, tăng lượng hàng trung chuyển, tăng các dịch vụ trung gian nếu hệ thống cảng biển không đáp ứng được độ sâu cần thiết để các tàu container cỡ lớn cập cảng. Do đó, cần có những giải pháp dựa trên hệ thống cảng container truyền thống như mở rộng cảng hiện có hoặc xây dựng cảng mới đáp ứng được các yêu cầu để các tàu container cỡ lớn có thể cập cảng. Tuy nhiên, đó không phải là các giải pháp tốt và đi kèm với đó là một số vấn đề khác như: gây ô nhiễm môi trường trong xây dựng; việc mở rộng cảng đòi hỏi vốn đầu tư rất lớn khó có thể đáp ứng được. Để đáp ứng được các yêu cầu của thị trường vận chuyển container bên cạnh việc giải quyết các thách thức liên quan đến phương pháp truyền thống, cần có giải pháp mới trong vận tải hàng hóa đường biển. Xuất phát từ thực tế đó, Viện Khoa học và Công nghệ tiên tiến Hàn Quốc (KAIST) đã đề xuất giải pháp vận chuyển container theo đường biển thể hệ mới được gọi là cảng di động (Mobile Harbor). Mục đích của mô hình này là thiết kế và phát triển một hệ thống vận chuyển container thể hệ mới có thể tiếp cận được các tàu container cỡ lớn và thực hiện quá trình xếp dỡ hàng hóa sau đó đưa các container này đến một cảng bất kỳ mà không phụ thuộc vào độ sâu và độ rộng của cảng.

Mô hình cảng di động là tổ hợp các thiết bị cấu thành và quan trọng nhất là cần trục container đặt trên tàu đóng vai trò chuyển tải hàng hóa từ tàu lớn (tàu mẹ) sang tàu nhỏ (tàu con) để đưa container vào sâu trong cảng một cách nhanh nhất và an toàn

nhất. Khi làm việc ngoài biển, cảng di động chịu tác động của các yếu tố bất lợi như kích động sóng biển tác động lên thân tàu và tải trọng gió tác động lên cần trục trong quá trình làm việc, hệ quả là hệ tàu-cần trục sẽ dao động từ đó ảnh hưởng đến hiệu quả làm hàng. Trong thiết kế, chế tạo cần trục một bước rất quan trọng là thiết kế hệ thống điều khiển. Đối với bài toán thiết kế hệ thống điều khiển cho cần trục container gắn trên tàu, bộ điều khiển phải đáp ứng được yêu cầu ngay cả khi tàu chịu cấp sóng lớn nhất cho phép xếp dỡ hàng hóa ngoài biển. Hệ thống điều khiển thực hiện đồng thời các chức năng sau:

- Điều khiển chính xác xe con mang container tới vị trí mong muốn;
- Nâng hoặc hạ container từ vị trí ban đầu đến vị trí ứng với chiều dài cáp nâng mong muốn;
- Giữ góc lắc hàng nhỏ trong suốt quá trình vận chuyển;
- Góp phần chống lắc tàu trong quá trình khai thác cần trục.

Do yêu cầu về thời gian làm hàng đòi hỏi cần trục phải làm việc nhanh hơn. Việc chuyển động nhanh sẽ dẫn đến mất an toàn trong quá trình khai thác cần trục. Do đó, đối với cần trục chuyển động nhanh, các vấn đề trong hệ thống liên quan đến khả năng giảm góc lắc hàng và dịch chuyển hàng đến vị trí yêu cầu được đề cập đến trong rất nhiều nghiên cứu cả về nghiên cứu lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm. Để việc chuyển tải hàng hóa đạt hiệu quả cao nhất thì góc lắc hàng phải được giữ nhỏ trong suốt quá trình vận chuyển [38]. Chuyển động của cần trục có thể gây ra lắc hàng quá mức, điều đó có thể ảnh hưởng đến độ chính xác, chất lượng, hiệu quả và sự an toàn trong quá trình làm việc của cần trục. Do đó, nếu hệ thống điều khiển không kiểm soát được góc lắc sẽ dẫn đến sự khó khăn cho người khai thác, gây ảnh hưởng đến hàng hóa và môi trường làm việc xung quanh. Ngoài ra, việc này còn dẫn đến việc mất nhiều thời gian hơn để hoàn thành công việc, làm giảm năng suất làm việc cũng như giảm sản lượng sản xuất. Các thống kê cho thấy, mỗi lần làm hàng cần trục phải mất trên 30% thời gian cho việc quay trở cũng như di chuyển các cơ cấu [74]. Vì vậy, cần phải có hệ thống điều khiển tốt để đáp ứng được các yêu cầu về thời gian cũng như an toàn trong quá trình hoạt động của cần trục. Từ các lập luận ở trên, tôi chọn đề tài ***“Nghiên cứu hệ thống điều khiển phi tuyến bền vững cho cần trục container đặt trên phao nổi”*** làm đề tài luận án tiến sĩ nhằm giải quyết các vấn đề liên quan đến bài

toán xây dựng hệ thống điều khiển cần trục container đặt trên phao nổi chịu kích động của sóng biển và tải trọng gió. Đây là nghiên cứu bước đầu để tiến tới tự thiết kế, chế tạo cần trục đặt trên phao nổi ở nước ta.

2. Mục đích nghiên cứu

Xây dựng các thuật toán điều khiển mới áp dụng cho hệ cần trục-tàu. Kết quả nghiên cứu của đề tài sẽ góp phần cải tiến và áp dụng vào thiết kế cần trục container nói chung cũng như cần trục container gắn trên tàu, từ đó nâng cao hiệu quả khai thác cũng như an toàn trong quá trình vận hành cần trục container.

3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu

- **Đối tượng nghiên cứu:** Đối tượng nghiên cứu là cần trục container gắn trên mẫu tàu MH-A1-250 do Viện KAIST đề xuất.

- **Phạm vi nghiên cứu:** Nghiên cứu xây dựng hệ thống điều khiển phi tuyến bền vững cho cần trục container đặt trên phao nổi dựa trên mô hình động lực học hai chiều sáu bậc tự do.

4. Phương pháp nghiên cứu

Luận án sử dụng phương pháp nghiên cứu kết hợp giữa lý thuyết và thực nghiệm, cụ thể như sau:

- **Nghiên cứu lý thuyết:** Thiết kế các thuật toán điều khiển dựa trên mô hình toán của đối tượng thực. Ứng dụng ngôn ngữ lập trình MATLAB®/Simulink® để mô phỏng số các đáp ứng của thuật toán điều khiển.

- **Nghiên cứu thực nghiệm:** Kiểm chứng các thuật toán điều khiển trên mô hình thực nghiệm trong phòng thí nghiệm.

5. Ý nghĩa khoa học và ý nghĩa thực tiễn

- **Ý nghĩa khoa học:** Kết quả của luận án sẽ làm cơ sở cho việc áp dụng các thuật toán điều khiển phi tuyến cho cần trục container đặt trên phao nổi chịu kích động của sóng biển. Ngoài ra, nó là cơ sở cho các nghiên cứu về động lực học và điều khiển cần trục trong tương lai.

- **Ý nghĩa thực tiễn:** Kết quả của luận án sẽ góp phần nâng cao chất lượng hệ thống điều khiển cần trục container đặt trên phao nổi chịu kích động của sóng biển.

6. Những đóng góp mới của luận án

Đề tài đã xây dựng thành công ba thuật toán điều khiển cho cần trục container đặt trên phao nổi chịu kích động của sóng biển là thuật toán điều khiển trượt bậc hai (SOSMC), thuật toán điều khiển trượt bậc hai tích hợp mạng nơ ron (NN-SOSMC) và thuật toán điều khiển trượt bậc hai tích hợp bộ quan sát (OB-SOSMC). Thuật toán điều khiển SOSMC bền vững với các thông số bất định và nhiễu ngoài giới hạn. Trong khi đó, thuật toán điều khiển NN-SOSMC đảm bảo tính thích nghi bền vững khi không cần biết thông tin mô hình động lực học bao gồm cả thông số hệ thống. Bộ quan sát trạng thái được xây dựng để ước lượng vận tốc dịch chuyển của các cơ cấu góp phần giảm giá thành chế tạo hệ thống khi không phải lắp đặt nhiều cảm biến.

7. Các nội dung chính của luận án

Nội dung của luận án gồm:

CHƯƠNG I. TỔNG QUAN

Trong chương này sẽ phân tích thực trạng các cảng biển và các phương án trung chuyển container tại các cảng biển. Phân tích các ưu nhược điểm của từng phương án chuyển tải để chọn phương án tốt nhất cho việc trung chuyển container tại các cảng có luồng nông và hẹp. Ngoài ra, đề tài tập trung phân tích tình hình nghiên cứu trong và ngoài nước liên quan đến lĩnh vực điều khiển cần trục, từ đó đề xuất hướng nghiên cứu cho đề tài dựa trên cải tiến về mô hình toán đối tượng điều khiển, thuật toán điều khiển và phương thức tiến hành thực nghiệm.

CHƯƠNG II. ĐỘNG LỰC HỌC CẦN TRỤC CONTAINER ĐẶT TRÊN PHAO NỔI

Phân tích động lực học cần trục container đặt trên phao nổi sẽ được thực hiện trong chương này. Đầu tiên, từ đối tượng thực, tác giả sẽ mô hình hóa đối tượng và xây dựng phương trình vi phân chuyển động cho cơ hệ. Bằng việc sử dụng phương pháp số dựa trên ngôn ngữ lập trình MATLAB[®]/Simulink[®] sẽ cho các đáp ứng của hệ trong trường hợp hệ thống chưa được tích hợp thuật toán điều khiển. Các đáp ứng thu được sẽ chỉ ra cần thiết phải xây dựng thuật toán điều khiển cho hệ thống để đảm bảo độ chính xác trong quá trình làm hàng.

CHƯƠNG III. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

Nội dung chương này trình bày việc thiết kế các thuật toán điều khiển cho cần trục container gắn trên tàu dựa trên mô hình toán đã được xây dựng ở Chương 2. Các thuật toán điều khiển sẽ được phân tích và chứng minh ổn định. Mô phỏng các đáp ứng dựa trên ngôn ngữ lập trình MATLAB[®]/Simulink[®]. Các đáp ứng của hệ thống điều khiển được phân tích để chứng minh tính bền vững và khả năng làm việc chính xác của hệ thống điều khiển.

CHƯƠNG IV. THỰC NGHIỆM

Từ các thuật toán điều khiển đã được thiết kế trong Chương 3, để tăng độ tin cậy của kết quả mô phỏng, các thuật toán sẽ được thử nghiệm trên mô hình thí nghiệm. Các kết quả mô phỏng và thực nghiệm sẽ được so sánh, phân tích và chứng minh quy luật tương đồng giữa phương pháp mô phỏng và thực nghiệm.

CHƯƠNG I. TỔNG QUAN

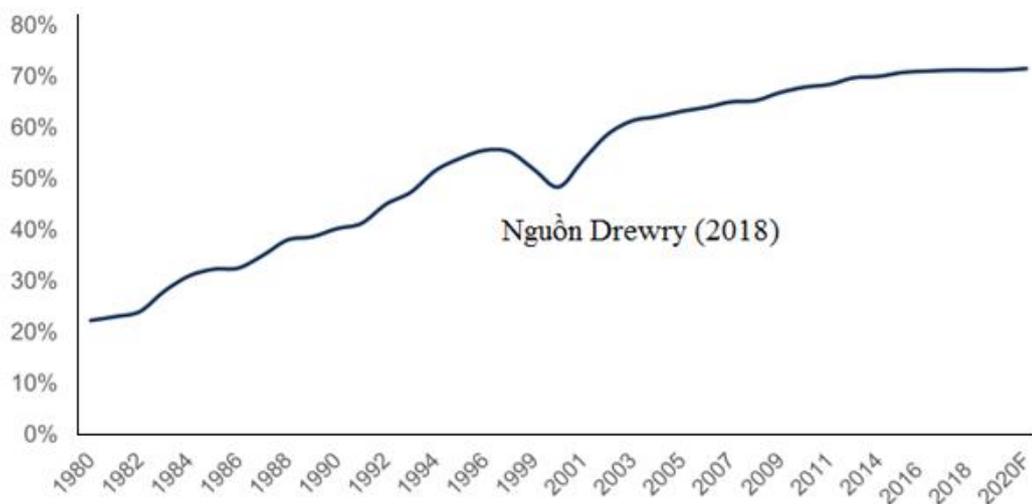
Chương này sẽ trình bày về thực trạng cảng biển trên thế giới và Việt Nam, từ đó chỉ ra những yêu cầu mới trong quá trình chuyển tải hàng hóa khi số lượng tàu container cỡ lớn phát triển nhanh thách thức khả năng của các cảng biển trong việc tiếp nhận những tàu này. Mô hình cảng di động được xem là phương thức vận chuyển của thế kỷ XXI, nó đáp ứng được các yêu cầu mới trong sự phát triển mạnh mẽ vận tải container toàn cầu. Các nghiên cứu về động lực học và điều khiển cần trục sẽ được phân tích để chỉ ra những điểm cần cải tiến đối với các nghiên cứu đã công bố, từ đó đề xuất hướng nghiên cứu cho đề tài này.

1.1. Đặt vấn đề

1.1.1. Thực trạng các cảng biển trên thế giới và Việt Nam

Trên thế giới: Cảng biển là nơi luân chuyển hàng hóa giữa các nơi trên thế giới và là mắt xích quan trọng nhất trong dây chuyền vận tải. Trong xu thế hội nhập, lưu lượng hàng hóa trên toàn cầu ngày càng tăng, hoạt động khai thác cảng đóng vai trò ngày càng quan trọng đối với nền kinh tế, đặc biệt là các cảng container. Nhờ những ưu điểm vượt trội và xu hướng container hóa trên thế giới, cảng container phát triển và phổ biến nhất tại các quốc gia hiện nay. Tỷ trọng container trên tổng lượng hàng hóa tăng từ 22% năm 1980 lên đến 70% năm 2018 và dự báo khoảng 73% vào năm 2020 (Hình 1.1). Tổng lượng hàng hóa container thông qua các cảng biển trên thế giới có tốc độ tăng trưởng khoảng 8%/năm giai đoạn 2001 – 2017 và khả năng tăng trưởng 3-4%/năm trong giai đoạn 2018 – 2022, trong đó khu vực Đông Nam Á và Trung Quốc có mức độ tăng trưởng cao hơn so với mức trung bình của thế giới [134]. Với sự tăng trưởng lượng hàng container thông qua các cảng biển, đòi hỏi các cảng biển phải thay đổi hạ tầng, trang thiết bị và công nghệ để đáp ứng được nhu cầu tăng trưởng nóng đối với vận chuyển container. Tuy nhiên, trên thế giới, một số cảng biển đã đạt đến giới hạn và không cho phép mở rộng, một số khu vực tắc nghẽn, một số khu vực khác hạ tầng chưa phát triển dẫn đến thách thức cho việc thay đổi cơ sở hạ tầng cảng (Hình 1.2). Mặt khác, đi cùng với sự tăng trưởng cả về tỉ trọng và khối lượng container thông qua các cảng biển, các thế hệ tàu tiếp theo đang được phát triển với sức chở dự kiến lên đến 24.000 TEU. Điều đó đòi hỏi việc cải tạo và xây dựng các cảng

nước sâu trở nên cấp bách để có thể tiếp nhận được những tàu có sức chở lớn. Tiếp nhận các tàu container cỡ lớn là một thách thức đối với rất nhiều cảng và khu vực trên thế giới, có thể kể đến như kênh đào Panama¹, các cảng sông, các vùng biển nước nông. Tuy nhiên, việc xây dựng và mở rộng cảng mang đến nhiều thách thức như khó khăn về kinh phí, môi trường hoặc những vùng địa lý không cho phép mở rộng cảng. Điều này đặt ra rất nhiều thách thức đối với các cảng trên thế giới trong việc cạnh tranh và đáp ứng nhu cầu ngày càng tăng đối với việc vận chuyển container. Do đó, cần có một giải pháp chuyển tải ngay tại ngoài biển để giải quyết các vấn đề nêu trên.



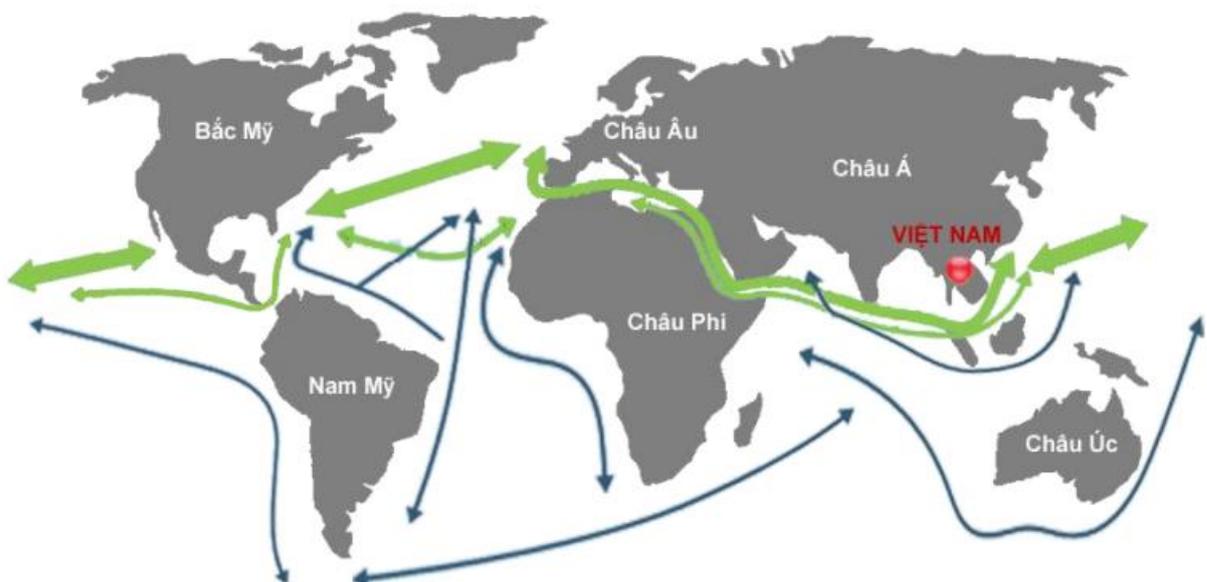
Hình 1.1. Tỷ trọng hàng container trong vận tải biển [134]



Hình 1.2. Thực trạng các cảng trên thế giới [140]

¹ Kênh đào Panama có thể chấp nhận được tàu Panamax qua kênh đào, tàu có sức chở từ 2.800÷5.100 TEU

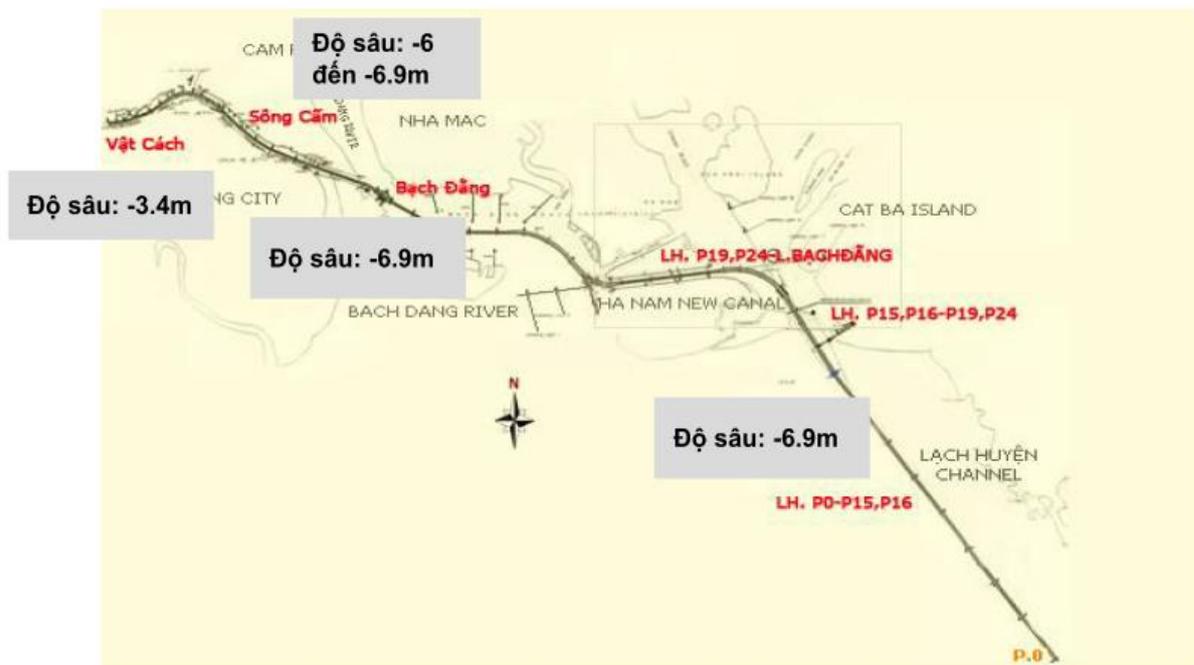
Tại Việt Nam: Việt Nam có vị trí nằm ngay cạnh Biển Đông-cầu nối thương mại đặc biệt quan trọng trên bản đồ hàng hải thế giới. Biển Đông là tuyến đường vận chuyển quan trọng về mặt kinh tế, giúp trung chuyển hàng hóa từ châu Á đến các khu vực khác trên thế giới. Có tới 29 tuyến đường hàng hải đi qua Biển Đông trong số 39 tuyến đường hàng hải hiện đang hoạt động trên thế giới (Hình 1.3). Việt Nam còn sở hữu 3.260 km đường bờ biển, có nhiều vũng vịnh nước sâu, gần tuyến đường hàng hải quốc tế. Khu vực cảng biển phía Bắc của Việt Nam là cửa ngõ kết nối tiếp giáp với các quốc gia Đông Bắc Á như Trung Quốc, Hồng Kông, Hàn Quốc và Nhật Bản. Trong khi đó, khu vực cảng biển miền Nam có vị trí kết nối các nước châu Á trên tuyến vận tải quốc tế đi các khu vực khác trên thế giới. Hiện tại, Việt Nam đang có 49 cảng biển, 268 bến cảng và 330 cầu cảng cho tàu neo đậu với tổng chiều dài gần 40km. Tuy nhiên, các cảng biển phân bố không đồng đều giữa các khu vực, với 6 cảng ở miền Bắc, 20 cảng ở miền Trung và 23 cảng ở miền Nam [138].



Hình 1.3. Luồng hàng hóa vận chuyển đi và đến Việt Nam [137]

Tuy có nhiều cảng biển, nhưng khả năng tiếp nhận của các cảng biển này rất hạn chế. Theo Viện Nghiên cứu và Phát triển Logistics, chỉ khoảng 1% bến cảng tại Việt Nam có thể tiếp nhận tàu có trọng tải trên 50.000 DWT (tập trung chủ yếu ở khu vực Thị Vải – Cái Mép). Trong khi đó, một số cảng trong khu vực Đông Nam Á có thể tiếp nhận tàu có trọng tải lên đến 200.000 DWT (cảng Tanjung Pelapas của Malaysia). Điều đó ảnh hưởng rất lớn đến khả năng thu hút hàng hóa thông qua các

cảng biển Việt Nam. Nguyên nhân chính dẫn đến điều đó là các cảng lớn của Việt Nam có luồng nông và hẹp. Cảng Hải Phòng có độ sâu lớn nhất luồng vào cảng chỉ ở mức -6,9 m, do đó rất hạn chế trong việc tiếp nhận tàu có trọng tải lớn (Hình 1.4). Đa phần các cảng ở Hải Phòng chỉ tiếp nhận các tàu có trọng tải khoảng 10.000 DWT và 20.000 DWT trong điều kiện có tàu lai dắt vào cảng. Cảng Lạch Huyện được đưa vào khai thác (5/2018) có độ sâu luồng lớn nhất -13,8 m, có khả năng tiếp nhận tàu lên đến 75.000 DWT. Tại Quảng Ninh, có cảng nước sâu với độ sâu của luồng đến -10 m nên có thể tiếp nhận được tàu có trọng tải 50.000 DWT.



Hình 1.4. Độ sâu luồng vào cảng Hải Phòng [136]

Như vậy, Việt Nam có rất nhiều lợi thế và tiềm năng phát triển ngành kinh tế biển cũng như các dịch vụ cảng biển. Tuy nhiên, đa phần các cảng của Việt Nam lại có hạn chế trong việc tiếp nhận tàu có tải trọng lớn, đặc biệt là các tàu container cỡ lớn đang được phát triển mạnh mẽ và tham gia vào quá trình vận tải hàng hóa toàn cầu. Để phát huy các lợi thế sẵn có, các cảng biển cần đưa ra các giải pháp để khắc phục những điểm còn tồn tại trong việc cung cấp các dịch vụ nhằm đáp ứng được các yêu cầu tăng trưởng dịch vụ vận chuyển container bằng đường biển.

1.1.2. Các phương án trung chuyển container

Như đã phân tích, ngày càng nhiều tàu container cỡ lớn tham gia vào quá trình vận chuyển hàng hóa. Điều đó đặt ra vấn đề đối với các cảng biển trong việc tiếp nhận

những con tàu này. Có nhiều phương án được đưa ra để giải quyết vấn đề trên, các phương án này tập trung vào việc trung chuyển container ngay tại ngoài biển, có thể kể đến các phương án sau:

Phương án 1 (sử dụng cảng nổi): Container được xếp dỡ từ tàu lớn sang tàu nhỏ, tàu nhỏ chở container vào cảng nội địa, cần trục container gắn trên một thiết bị nổi, thiết bị nổi dùng để chứa container, không dùng để vận chuyển (Hình 1.5). Đối với phương án này, ưu điểm của nó là khả năng ổn định khi làm việc ngoài biển. Tuy nhiên, do sử dụng cần trục kiểu cần nên thời gian làm hàng lâu hơn do đặc điểm quay trở của nó, ảnh hưởng đến hiệu suất làm việc của cần trục.



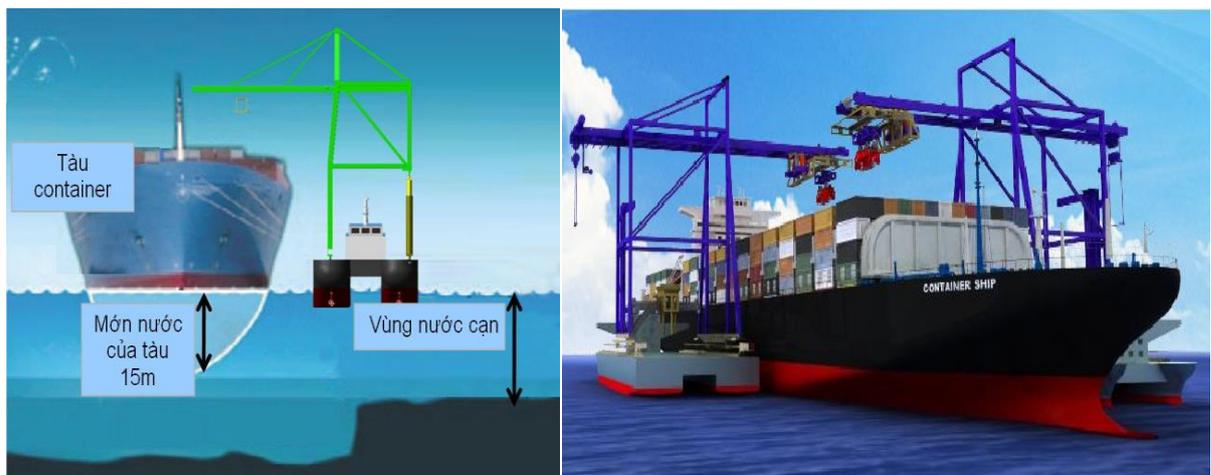
Hình 1.5. Mô hình cảng nổi

Phương án 2 (sử dụng cảng trung chuyển ngoài khơi): Phương án này giúp việc chuyển tải nhanh hơn, khắc phục được nhược điểm về thời gian làm hàng của Phương án 1 do sử dụng hệ thống cổng trục trong quá trình xếp dỡ hàng hóa (Hình 1.6). Nhược điểm của phương án này là xây dựng cảng trung chuyển ngoài khơi sẽ tốn nhiều chi phí hơn so với xây dựng cảng nội địa và gây ra ô nhiễm môi trường khi xây dựng cảng. Kết cấu hạ tầng của cảng cần phải đáp ứng được điều kiện khắc nghiệt ở ngoài biển. Khi cảng được xây dựng ngay ngoài biển đòi hỏi kết cấu công trình, vật liệu chế tạo công trình cao hơn rất nhiều so với việc xây dựng cảng nội địa. Do đó, phương án này cần phải cân nhắc kỹ lưỡng khi áp dụng vào thực tế khai thác và chuyển tải container.



Hình 1.6. Mô hình cảng trung chuyển ngoài khơi [135]

Phương án 3 (sử dụng mô hình cảng di động): Container sẽ được xếp dỡ từ tàu lớn sang tàu nhỏ, tàu nhỏ chở vào cảng nội địa, cần trục gắn trên tàu nhỏ (**Hình 1.7**).



Hình 1.7. Mô hình cảng di động (Mobile Harbor) [140]

Trong ba phương án kể trên, phương án sử dụng mô hình cảng di động (Hình 1.7) đang được quan tâm và phát triển như một phương thức vận chuyển mới trong thế kỷ XXI. Mục tiêu của mô hình này là thiết kế và phát triển một hệ thống vận chuyển container thế hệ mới có thể tiếp cận được các tàu container cỡ lớn và thực hiện quá trình chuyển tải sang tàu cỡ nhỏ để đưa các container này đến một cảng bất kỳ mà không phụ thuộc vào độ sâu và độ rộng của luồng vào cảng. Ngoài ra, việc sử dụng mô hình cảng di động sẽ giảm thiểu việc phải trang bị các loại cầu giàn cỡ lớn đáp ứng xu

thể phát triển đội tàu container có sức chứa lớn với khả năng thay đổi vị trí tiếp cận làm hàng của cần trục trong mô hình cảng di động linh hoạt hơn do tầm với của cầu giàn phụ thuộc vào từng lớp tàu (Panamax, Post-Panamax, Super-Post-Panamax)². Tuy nhiên, mô hình cảng di động là đề xuất mới, khi áp dụng vào thực tế cần có quá trình nghiên cứu và thử nghiệm đối với từng khu vực áp dụng. Ngoài ra, cảng di động chỉ có thể hoạt động được ở cấp sóng cho phép sẽ làm gián đoạn khả năng khai thác của nó đối với những vùng địa lý thường xuyên chịu tác động xấu của thời tiết. Viện KAIST của Hàn Quốc đã đề xuất ba mẫu tàu đóng vai trò như cảng di động tham gia chuyên tải tại các khu vực tàu container cỡ lớn có thể tiếp cận (Hình 1.8). Sau đó, container sẽ được các tàu này đưa vào sâu trong cảng và thực hiện xếp dỡ tại các bến cảng. Các thông số cơ bản của ba mẫu tàu do viện KAIST đề xuất được trình bày trong Bảng 1.1. Có thể thấy, với độ sâu của các cảng ở Việt Nam và khả năng đáp ứng về mặt kinh tế, mẫu tàu MH-A1-250 rất phù hợp trong việc phát triển phương thức chuyên tải mới tại các cảng biển của Việt Nam trong giai đoạn hiện nay. Do đó, đề tài sẽ tập trung vào đối tượng này để nghiên cứu xây dựng hệ thống điều khiển đáp ứng được các yêu cầu trong quá trình làm việc của cần trục gắn trên mẫu tàu MH-A1-250.

Bảng 1.1. Các thông số cơ bản của ba mẫu tàu do Viện KAIST đề xuất [141]

Thông số	MH-A1-250	MH-A1-700	MH-A1-1200
Chiều dài (m)	76,75	164	164
Chiều rộng (m)	33	31	41
Độ sâu luồng yêu cầu (m)	5,3	5,4	5,7
Sức chở (TEU)	252	702	1248
Tốc độ làm hàng (TEU/h)	60	60	120
Tốc độ tàu (Hải lý/h)	8	15	12

² Cầu Panamax dùng phục vụ cho tàu Panamax (chiều rộng tàu 12-13 container) và có sức chở 2.800÷5.100 TEU, Cầu Post-Panamax dùng phục vụ cho tàu Post-Panamax (chiều rộng tàu 18 container) và có sức chở 5.500÷10.000 TEU, Cầu Super-Post-Panamax dùng phục vụ cho tàu Super-Post-Panamax (chiều rộng tàu lên đến 22 container) và có sức chở trên 10.000 TEU.



Hình 1.8. Ba mẫu tàu do Viện KAIST đề xuất [141]

Bằng cách sử dụng cảng di động, mô hình này kỳ vọng đạt được các mục đích sau:

- Thay thế và tăng cường chức năng của các cảng container hiện có để giảm thiểu các vấn đề liên quan đến việc xây dựng và mở rộng cảng;
- Cung cấp giải pháp vận chuyển hàng hóa thân thiện với môi trường, giảm gánh nặng cho các cảng nội địa;
- Nâng cao năng lực của cảng, tạo ra thị trường mới và tăng khả năng giao thương toàn cầu;
- Nâng cao hiệu quả kinh tế do tiết kiệm được chi phí cho việc xây dựng và mở rộng các cảng biển hiện có;
- Góp phần thúc đẩy phát triển kinh tế biển cũng như tăng cường khả năng kết nối vận tải thủy nội địa.

Như vậy, với những phân tích trên, đã cho thấy nhiều cơ hội cho mô hình cảng di động có thể được áp dụng vào thực tế khai thác cảng biển với những lý do sau:

- Các khu vực mở rộng hoặc xây dựng cảng gặp khó khăn về kinh phí, môi trường hoặc địa lý;
- Các cảng hiện có thiếu cơ sở hạ tầng để xử lý lượng hàng tăng đều theo năm;
- Các cảng hiện có gặp ùn tắc nghiêm trọng và các khu vực có mức độ ưu tiên cao về an ninh.

Với những lý do đó, cho thấy tiềm năng mà hệ thống cảng di động có thể cung cấp giải pháp thay thế cho những giải pháp thiếu tính khả thi nêu trên trong việc đáp ứng các nhu cầu mới đối với ngành hàng hải toàn cầu cũng như tiềm năng để áp dụng tại một số cảng biển của Việt Nam.

1.1.3. Trang thiết bị chính tại cảng container

Đối với cảng biển, hệ thống trang thiết bị và công nghệ là yếu tố quan trọng nhất để phát triển dịch vụ cảng biển. Ngày nay, nhu cầu vận chuyển hàng hóa theo đường biển ngày càng lớn, lượng hàng hóa thông qua các cảng ngày càng tăng, do đó các cảng biển cần phải nâng cao chất lượng các trang thiết bị phục vụ. Điều này làm tăng năng suất và sản lượng hàng hóa thông qua cảng. Đối với cảng container, các trang thiết bị chính phục vụ xếp dỡ hàng hóa tại các cảng này gồm có: Cầu giàn QC, cầu chân đế và cầu sắp xếp container.

Cầu giàn QC: Đây là loại cần trục lớn đặt tại các cầu tàu trực tiếp xếp dỡ hàng từ các tàu container lên bờ và ngược lại (Hình 1.9). Cầu giàn QC hiện đại hiện nay có thể nâng hai container song song cùng lúc giúp sản lượng hàng hóa thông qua lớn hơn so với cầu đơn. Mặt khác, trong quá trình làm việc, cầu giàn QC cần không gian làm việc nhỏ do không phải quay trở, do đó ít ảnh hưởng đến các khu vực xếp dỡ lân cận.

Cầu chân đế: Đây là loại có thể dùng để cầu container và hàng rời (Hình 1.10). Đặc điểm nổi bật của loại cầu này là khả năng quay trở 180° dễ dàng và linh hoạt nên có thể chọn vị trí nhấc và đặt container mà không cần di chuyển. Tuy nhiên, đây cũng chính là nhược điểm của loại cần cầu này khi quay trở nó cần một khoảng không gian lớn giữa các phương tiện làm việc cùng lúc. Mặt khác, do phải quay trở nên tốc độ làm việc của nó chậm hơn rất nhiều so với cầu giàn QC. Do đó, nó ít được dùng trong các cảng container và chỉ được sử dụng trong các cảng bốc xếp hàng rời và một số loại hàng đặc biệt khác.

Cầu sắp xếp container: Đây là loại cầu hoạt động trong cảng có chức năng xếp dỡ container từ cảng lên các xe container và ngược lại. Loại cầu này không có khả năng xếp dỡ container từ tàu lên bờ và ngược lại. Có hai loại cầu sắp xếp container trong các cảng là cầu RTG và cầu RMG. Cầu RMG (Hình 1.11) hoạt động bằng điện trong khi đó cầu RTG (Hình 1.12) chạy bằng dầu diesel.



Hình 1.9. Cầu giàn QC



Hình 1.10. Cầu chân đế



Hình 1.11. Cầu RMG

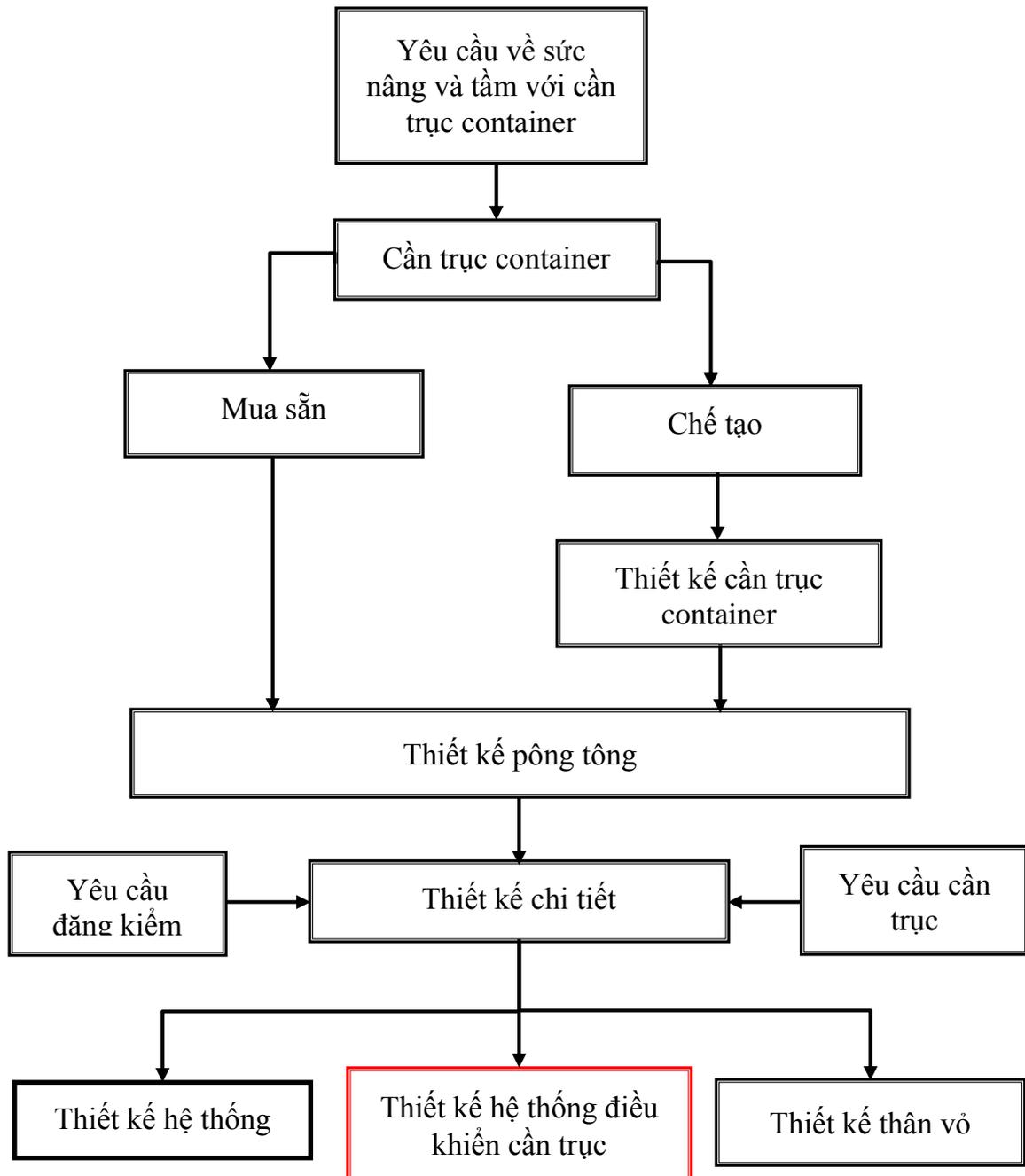


Hình 1.12. Cầu RTG

1.1.4. Các bước chính chế tạo cần trục container đặt trên tàu

Các bước chính chế tạo cần trục container đặt trên tàu được trình bày trong sơ đồ khối Hình 1.13. Xuất phát từ yêu cầu về tải trọng, sức nâng và tầm với đối với cần trục container, người ta có thể chọn phương án mua sẵn hoặc chế tạo. Đối với chế tạo, đầu tiên phải tiến hành thiết kế cần trục theo yêu cầu về tải trọng và tầm với. Sau khi có thiết kế cần trục container thì tiến hành thiết kế công nghệ thỏa mãn thiết kế của cần trục, thỏa mãn các yêu cầu của QCVN 23:2016/BGTVT và các tiêu chuẩn kỹ thuật liên quan. Trong quá trình thiết kế chi tiết công nghệ, ta tiến hành thiết kế đồng thời các hạng mục chính, bao gồm: thiết kế thân vỏ (thiết kế về kết cấu, thiết kế tính năng, và trang thiết bị trên boong), thiết kế hệ thống (thiết kế các hệ thống phục vụ nói chung), và thiết kế hệ thống điều khiển cho cần trục. Như vậy, thiết kế hệ thống điều khiển cho cần trục là một bước quan trọng và không thể tách rời trong thiết kế cần trục container đặt trên tàu. Để có một hệ thống điều khiển hiện đại, đảm bảo được các yêu cầu điều khiển thì việc thiết kế phần cứng và phần mềm phải được thực hiện đồng thời. Chất lượng của hệ thống điều khiển ảnh hưởng lớn tới hiệu quả làm việc của cần trục. Khó khăn lớn nhất trong việc thiết kế hệ thống điều khiển không nằm ở việc thiết kế và chọn phần cứng mà nó nằm ở việc thiết kế phần mềm cho hệ thống. Hiệu quả của việc làm hàng thể hiện ở thời gian quay trở và độ chính xác khi nâng hạ hàng hóa. Hệ thống điều khiển phải đảm bảo đồng thời các yếu tố như độ chính xác của các cơ cấu dịch chuyển, nâng hạ hàng cũng như giữ cho góc lắc hàng nhỏ và triệt tiêu ở đích đến. Với cần trục container đặt trên tàu dưới tác động của sóng biển và tải trọng gió thì rất khó khăn để thực hiện việc điều khiển. Vai trò của thuật toán điều khiển tích hợp

vào hệ thống rất quan trọng, nó giúp cho hệ thống làm việc hiệu quả và chính xác hơn ngay cả khi chịu kích động của các yếu tố nhiễu gây bất lợi trong quá trình làm việc. Hệ thống điều khiển tự bảo vệ trong các trường hợp như quá tải, góc lắc tàu lớn hơn giá trị cho phép khi cần trục làm việc ngoài biển cũng như trường hợp mất điện đột ngột khi đang nâng hạ hàng. Khi quá tải và góc lắc tàu lớn thì hệ thống điều khiển sẽ không cho phép thực hiện lệnh làm việc. Hệ thống cần trục sử dụng một công tắc thường đóng để bảo vệ mất điện đột ngột.



Hình 1.13. Các bước chính chế tạo cần trục container đặt trên tàu

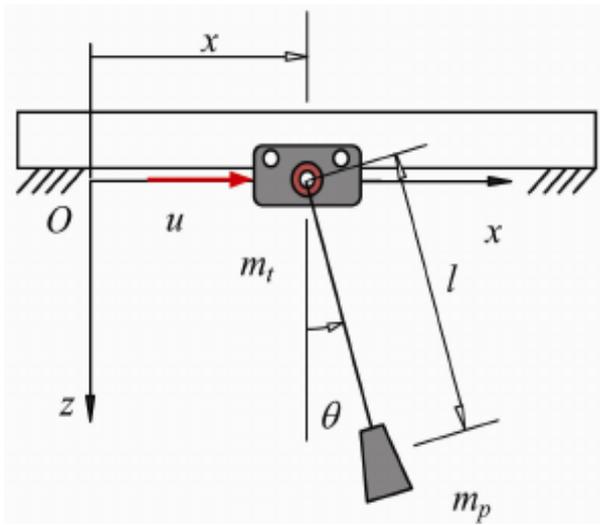
1.2. Tình hình nghiên cứu

1.2.1. Ngoài nước

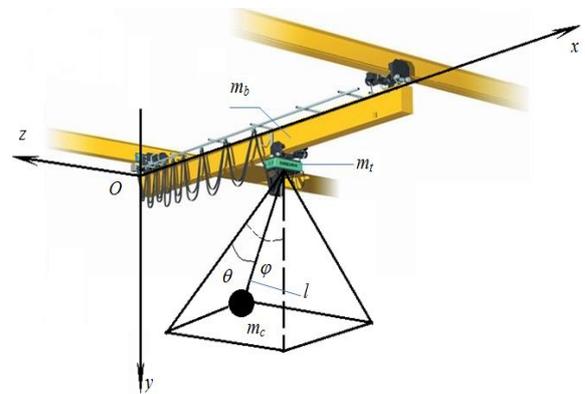
1.2.1.1. Nghiên cứu về động lực học

Có nhiều công trình nghiên cứu về động lực học cần trục, các mô hình dao động được sử dụng trong các nghiên cứu đó có thể phân thành mô hình cần trục đặt trên nền cứng và mô hình cần trục đặt trên phao nổi.

Mô hình cần trục đặt trên nền cứng: Mô hình thường được sử dụng trong xây dựng bài toán động lực học và điều khiển cần trục đặt trên nền cứng có thể phân loại theo mô hình hai chiều 2D [14, 41, 70] (Hình 1.14) và mô hình ba chiều 3D [15, 26, 38, 65, 67, 76, 77, 93] (Hình 1.15). Ngoài ra, mô hình cần trục đặt trên nền cứng gồm có mô hình cần trục container [91, 132], mô hình cổng trục giàn sử dụng phương pháp Lagrange dạng nhân tử [96, 101], mô hình cầu trục [22, 43, 57], mô hình cần trục không gian 3 chiều [77]. Mặt khác, cần trục tháp cũng được mô hình hóa bằng việc sử dụng một số phương pháp như phân tích phần tử hữu hạn [45], phương pháp Lagrange loại hai [118], và phân tích mô hình dựa vào máy tính [12]. Mô hình phần tử hữu hạn cũng được sử dụng để mô hình hóa cần trục kiểu cần [100]. Trong hầu hết các nghiên cứu, phương pháp Lagrange được sử dụng để thiết lập các phương trình chuyển động. Ngoài ra, phương trình Kane cũng được áp dụng để thiết lập phương trình động lực học của mô hình cầu trục [51, 116]. Tìm nghiệm xấp xỉ (approximate solutions) bằng các phương pháp giải tích phi tuyến được trình bày trong các nghiên cứu [68, 80, 84]. Việc khảo sát sự ổn định và rẽ nhánh của hệ có thể được thực hiện dựa trên các phương pháp giải tích như phương pháp đa thang (multiple scale technique) [84], phương pháp trung bình hóa (averaging method) [80], rẽ nhánh Hopf (Hopf bifurcation) [68], và bằng các phương pháp số.

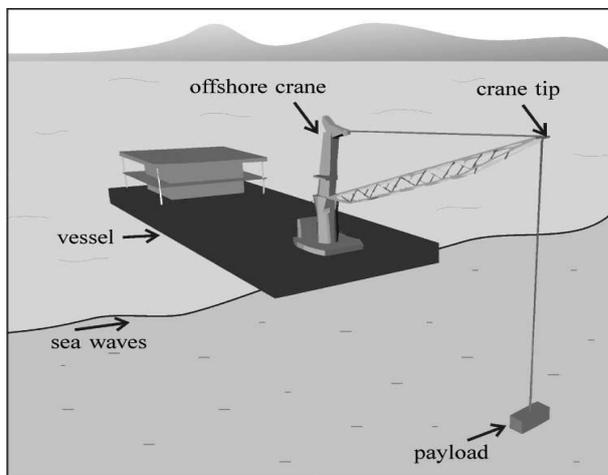


Hình 1.14. Sơ đồ tính chuyển động hai chiều của cầu trục [49]

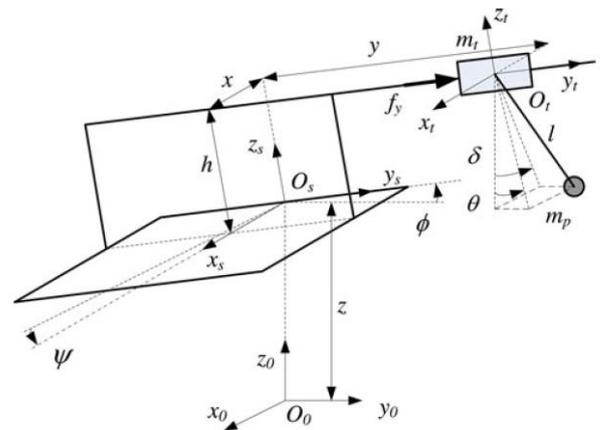


Hình 1.15. Sơ đồ tính chuyển động ba chiều của cầu trục [67]

Mô hình cần trục đặt trên phao nổi: Mô hình cần trục đặt trên phao nổi đã được một số nhóm nghiên cứu xây dựng cho bài toán động lực học và điều khiển cần trục gắn trên tàu. Kuchler và cộng sự [69] xây dựng mô hình cần trục kiểu cần đặt trên phao nổi để điều khiển chủ động (active control) cần trục đặt trên tàu. Cũng với mô hình cần trục đặt trên phao nổi, nhóm nghiên cứu của Hieu và Hong [50, 85, 86] đã nghiên cứu động lực học và điều khiển cần trục container gắn trên tàu có kể đến kích động của sóng biển. Nhóm nghiên cứu của Tuan và Lee [70, 120, 123] nghiên cứu điều khiển cần trục container gắn trên tàu dựa trên mô hình sáu bậc tự do có kể đến kích động của sóng biển, đàn hồi của cáp nâng. Các nhóm nghiên cứu này có điểm chung giống nhau là đều kể đến đàn hồi của sóng biển. Tuy nhiên, khi cần trục làm việc ngoài biển sẽ chịu tác động đồng thời của các yếu tố như sóng biển, gió và sự đàn hồi của cáp nâng. Trên Hình 1.16 và Hình 1.17 là mô hình cần trục đặt trên tàu có kể đến đàn hồi của sóng biển. Cả 2 mô hình này chưa đề cập đến đàn hồi của cáp nâng cũng như tác động của gió. Do đó, việc phát triển mô hình đối với cần trục container gắn trên tàu vẫn còn nhiều vấn đề cần được cải tiến.



Hình 1.16. Mô hình cần trục kiểu cần đặt trên tàu [69]



Hình 1.17. Sơ đồ tính cần trục container đặt trên tàu [85]

1.2.1.2. Nghiên cứu về điều khiển

Có rất nhiều thuật toán điều khiển được sử dụng trong nghiên cứu điều khiển cần trục, mỗi thuật toán điều khiển đều có những ưu nhược điểm khác nhau, ở đây có thể kể đến các thuật toán: điều khiển tuyến tính (Linear Control), điều khiển phi tuyến (Non-linear Control), điều khiển tối ưu (Optimal Control), điều khiển bền

vững (Robust Control), điều khiển thích nghi (Adaptive Control), điều khiển hiện đại/điều khiển thông minh (Modern Control/Intelligent Control).

Điều khiển tuyến tính: Một trong những kỹ thuật điều khiển tuyến tính được áp dụng rộng rãi cho các hệ thống cần trục là bộ điều khiển PID (Proportional Integral Derivative). Để đáp ứng yêu cầu thay đổi chiều dài cáp nâng, các tham số của bộ điều khiển PID có thể được điều chỉnh dựa vào chiều dài cáp nâng. Có một vài phương pháp được áp dụng như phương pháp quỹ tích nghiệm số (root locus) [17], trí tuệ tính toán (Computational Intelligence – CI), kỹ thuật tối ưu bầy đàn (Particle Swarm Optimization – PSO) [56, 107]. Trong thực tế, bộ điều khiển tỷ lệ-vi phân (Proportional Derivative – PD) cũng được sử dụng để điều khiển góc lắc hàng do khả năng giải quyết các vấn đề về dao động [19, 56, 61, 124].

Trong các công trình nghiên cứu về điều khiển cần trục, ta thấy rằng hầu hết các bộ điều khiển PID được phát triển với sự trợ giúp của những kỹ thuật điều khiển khác hoặc sử dụng đồng thời hai bộ điều khiển PID để điều khiển vị trí và sự lắc hàng. Điều khiển vị trí của công trục giàn với việc loại bỏ lắc hàng được thực hiện thành công bằng việc sử dụng mạng nơ ron tự chỉnh (Neural Network Self-Tuning – NNST) như một bộ ước lượng để điều chỉnh tham số điều khiển [97]. Thuật toán huấn luyện được đề xuất cho NNST đã được lấy từ bộ điều khiển nắn tín hiệu vào. Trong tài liệu [130], một bộ điều khiển PID có tích hợp mạng nơ ron đã được đề xuất. Điều này là do những khó khăn trong việc điều chỉnh tham số điều khiển để mang lại đáp ứng tốt cho việc điều khiển vị trí và góc lắc hàng. Thuật toán điều khiển được đề xuất không đòi hỏi tham số điều khiển lớn mà chỉ yêu cầu về sự ổn định tiệm cận khi so sánh các thuật toán PID cổ điển và thuật toán PID có tích hợp mạng nơ ron. Với công trục giàn, một số nghiên cứu liên quan đến thuật toán điều khiển PID như thuật toán điều khiển PID mờ [74], PID tích hợp mạng nơ ron [47, 111, 130], PID tích hợp PSO [55, 107], bộ điều khiển thông minh kết hợp PID với nắn tín hiệu vào với tối ưu hóa đa mục tiêu (Multi-objective Optimization) [77] và thuật toán điều khiển PID tích hợp giải thuật di truyền (Genetic Algorithm – GA) [106].

Bộ điều khiển PD cũng đã được thiết kế cho điều khiển hệ thống cần trục tháp góp phần giảm đáng kể góc lắc hàng, tác động của nhiễu đã được loại bỏ với bộ điều khiển PD mờ [20]. Các tác giả cũng so sánh hiệu suất hoạt động của cần trục tháp khi sử dụng bộ điều khiển PD mờ và bộ điều khiển PD cổ điển [19]. Kết quả các nghiên cứu đã chỉ ra rằng góc lắc hàng được giảm đáng kể khi sử dụng bộ điều khiển PD. Kawada và cộng sự [62, 63] kết luận rằng bộ điều khiển PD rất hữu ích để điều khiển nâng hạ hàng đối với cần trục nổi. Tuy nhiên, rất khó để tìm ra một bộ thông số điều khiển trong trường hợp thời gian thay đổi hoặc hệ phi tuyến. Vì vậy, thuật giải di truyền (GA) được tích hợp để có được các thông số tối ưu cho tham số điều khiển [64].

Một bộ điều khiển tuyến tính khác là bộ điều khiển phản hồi trạng thái (State Feedback Controller) đã được sử dụng cho điều khiển cần trục kiểu cần để điều khiển góc lắc hàng khi cần chuyển động theo phương ngang và phương thẳng đứng [52, 90, 122]. Trong nghiên cứu [98], một bộ điều khiển phản hồi trạng thái được sử dụng để đạt được sự bền vững với sự thay đổi chiều dài cáp nâng và một bất đẳng thức ma trận tuyến tính (Linear Matrix Inequality – LMI) đã được xây dựng. Tuy nhiên, việc thiết kế bộ điều khiển tuyến tính cho hệ cần trục có thể không chính xác với mô hình thực. Các yếu tố phi tuyến như gió, sóng biển, sự thay đổi chiều dài cáp nâng và ma sát không được kể đến.

Điều khiển phi tuyến: Sử dụng kỹ thuật phản hồi tuyến tính hóa (Feedback Linearization) [57, 66, 70, 92] và phi tuyến dựa trên nền tảng Lyapunov [39, 46, 54, 78], với các thuật toán điều khiển này, bộ điều khiển phải biết chính xác mô hình toán của đối tượng thực. Mặt khác, các thuật toán này không bền vững với sự thay đổi của các tham số điều khiển, nếu nhiễu và một số tham số hệ thống thay đổi sẽ làm cho hệ thống điều khiển mất ổn định.

Điều khiển tối ưu: Thuật toán điều khiển tối ưu không tập trung cải thiện chất lượng các đáp ứng (thời gian tăng, lượng quá điều chỉnh,...) mà nó tập trung vào một số mục tiêu cụ thể như tối ưu về năng lượng, thời gian...[37, 73]. Phiên bản cải tiến thuật toán điều khiển dự báo mô hình (Model Predictive Control – MPC) đã trở thành một trong những thuật toán điều khiển phổ biến nhất nhờ ưu điểm của nó trong việc

giải quyết những khó khăn với khả năng sử dụng mô hình đơn giản, ổn định mạch kín và tính bền vững ngay cả khi không biết rõ các thông số của hệ thống [127]. Một số lượng lớn các nghiên cứu đã được thực hiện bằng việc sử dụng thuật toán MPC cho điều khiển công trục giàn và cầu trục [58, 59, 65, 125, 127]. Bộ điều khiển MPC được sử dụng để ràng buộc biến bị động (under-actuated state), ở đây là góc lắc hàng được giới thiệu trong các nghiên cứu [32, 102]. Các phương pháp tối ưu cho bộ điều khiển MPC phụ thuộc vào chức năng mong muốn đã được các nhà nghiên cứu lựa chọn. Phần lớn các nghiên cứu thiết kế bộ điều khiển MPC chủ yếu tập trung vào việc điều khiển vị trí và chống lắc hàng. Chẳng hạn, Jolevski và Bego [58] đã đưa ra 2 hàm tiêu chuẩn (criteria functions) để chỉ ra vị trí của hàng đã đến vị trí mong muốn trong thời gian nhỏ nhất và phòng ngừa lắc hàng được gây ra bởi chuyển động của hàng cũng như nhiễu ngoài. Để có thể giải được hàm tiêu chuẩn thì việc tối ưu hóa nhiều tiêu chí đã được sử dụng để đạt được tín hiệu điều khiển tối ưu.

Điều khiển bền vững: Thuật toán điều khiển bền vững được biết đến với khả năng ổn định với sự thay đổi của nhiễu và thông số hệ thống. Nhiều thuật toán điều khiển bền vững được áp dụng cho cả hệ phi tuyến và hệ tuyến tính. Thuật toán điều khiển SMC dùng cho cả hệ phi tuyến và hệ tuyến tính. Phương pháp điều khiển áp dụng với bộ điều khiển SMC phù hợp để sử dụng cho hệ thống cần trục vì nó làm việc hiệu quả và chính xác trong các điều kiện làm việc khác nhau cần trục [71]. Có một vài công bố về điều khiển cầu trục sử dụng thuật toán SMC [23, 75, 99]. Bộ điều khiển SMC được thiết kế như SMC bậc hai cho cần trục container [25], SMC bậc hai cho cầu trục 3D với tham số không rõ [67], điều khiển SMC phân cấp [94], điều khiển SMC tỷ lệ [35], và điều khiển SMC trong thời gian gián đoạn [128]. Các nghiên cứu cho thấy thuật toán điều khiển SMC có khả năng loại bỏ các yếu tố không chắc chắn và tính phi tuyến của hệ thống. Trong các nghiên cứu [54, 87], bộ điều khiển SMC cũng được sử dụng để điều khiển cần trục nổi. Hầu hết các nghiên cứu này đều nhằm mục đích chống lại các thay đổi của hệ thống như khối lượng tải trọng thay đổi, sự thay đổi chiều dài cáp nâng, tác động của tải trọng gió và nhiễu ngoài.

Các thuật toán điều khiển bền vững H_∞ và “tổng hợp μ ” (μ -Synthesis) dùng

cho hệ tuyến tính. Một bộ điều khiển bền vững H_∞ đã được áp dụng cho điều khiển cần trục, bao gồm điều khiển cầu trục [48], điều khiển H_∞ dùng cho hệ LMI để điều khiển công trục giàn [121], và một bộ điều khiển H_∞ để điều khiển cần trục kiểu cần [24]. Trong nghiên cứu [60] thuật toán điều khiển “tổng hợp μ ” đã được nghiên cứu để điều khiển dao động cầu trục. Kết quả cho thấy bộ điều khiển H_∞ và “tổng hợp μ ” đáp ứng tốt các yêu cầu đối với điều khiển cần trục cũng như bền vững với sự thay đổi chiều dài cáp nâng, thay đổi khối lượng hàng và nhiễu ngoài tác động.

Như vậy, với thuật toán điều khiển bền vững, hệ thống điều khiển không cần mô hình toán quá chính xác, nó bền vững với cả nhiễu ngoài (sóng, gió...) và nhiễu trong (cảm biến, nội tại bộ điều khiển...).

Điều khiển thích nghi: Khả năng thích nghi với sự thay đổi của các thông số hệ thống và nhiễu ngoài tác động đã được các nhà nghiên cứu phát triển bằng việc sử dụng phương pháp điều khiển thích nghi trên hệ thống cầu trục [33, 42, 88, 113-115, 117, 129], và trong [112] cho hệ thống cần trục tháp. Bộ điều khiển thích nghi có khả năng ước lượng các tham số không chắc chắn dựa trên lý thuyết ổn định Lyapunov. Do đó, với ưu điểm này, các nhà nghiên cứu đã thiết kế các thuật toán điều khiển dựa trên mô hình phi tuyến đại diện cho các hệ thống phi tuyến [88]. Điều khiển hệ cầu trục tự dẫn động với tham số thay đổi đã được đề xuất trong nghiên cứu [114]. Tính thích nghi của hệ thống ngay cả khi không biết chắc chắn các thông số hệ thống cũng như khả năng dẫn động đến vị trí chính xác và giảm góc lắc hàng.

Đạt đến vị trí chính xác và giảm lắc hàng là mục tiêu chính của hệ thống điều khiển cần trục, hiệu quả làm việc sẽ tăng lên nếu việc làm hàng được chính xác, chuyển động của xe con nhanh và an toàn. Vì vậy, chúng là các yếu tố rất quan trọng đối với hệ thống điều khiển. Một thuật toán điều khiển thích nghi phi tuyến cũng được đề xuất bởi nhóm tác giả trong công trình nghiên cứu [131]. Sự ổn định tiệm cận của hệ thống được chứng minh bằng ổn định Lyapunov và các kết quả mô phỏng cho thấy bộ điều khiển thích nghi bền vững với sự thay đổi của tham số hệ thống cũng như tác động của nhiễu ngoài.

Điều khiển hiện đại: Hai thuật toán điều khiển hiện đại được áp dụng rất hiệu quả trong các lĩnh vực điều khiển gồm thuật toán điều khiển mạng nơ ron và thuật toán

điều khiển logic mờ.

Việc sử dụng mạng nơ ron có ý nghĩa như là cách tiếp cận thông minh để đối phó với các vấn đề của mô hình toán. Một bộ điều khiển mạng nơ ron có khả năng xử lý phi tuyến tốt cũng như bền vững với cấu trúc song song vốn có [38]. Hơn nữa, điều khiển mạng nơ ron là thuật toán điều khiển bền vững với sự thay đổi của chiều dài cáp nâng và các yếu tố mô hình không rõ bằng việc thực hiện phản hồi trạng thái [97]. Một số nhà nghiên cứu đã thực hiện chế tạo bộ điều khiển mạng nơ ron cho cầu trục. Công việc này được Lee [44] đề xuất bằng việc kết hợp giữa mạng nơ ron và điều khiển trượt để dẫn động xe con đến vị trí chính xác cũng như giảm góc lắc hàng. Thuật toán điều khiển SMC được sử dụng như thuật toán tự chỉnh với mục đích điều chỉnh thông số hệ thống bộ điều khiển mạng nơ ron [28].

Đối với cần trục tháp, có các thuật toán điều khiển phản hồi khác nhau để giảm góc lắc hàng đã được thực hiện. Tuy nhiên, các thuật toán điều khiển như vậy chỉ có khả năng làm giảm góc lắc hàng theo phương hướng kính chứ chưa thực hiện được theo phương hướng tâm. Một trong những cách tiếp cận để giải quyết vấn đề này là sử dụng thuật toán hồi tiếp phi tuyến (Nonlinear Feedback). Tuy nhiên, phương pháp này đòi hỏi phải có kiến thức sâu về điều khiển cũng như không thể điều khiển góc lắc cần trục nếu nó quay lớn hơn 90° . Để giải quyết vấn đề này, Nakazono và các cộng sự [82] đã đề xuất bộ điều khiển mạng nơ ron với một chương trình huấn luyện có thể điều khiển góc lắc hàng trong cả hai trường hợp hướng trục và hướng tâm một cách đồng thời. Hơn nữa, thuật toán này cho thấy sự hiệu quả và đơn giản hơn đối với một bộ điều khiển thông thường.

Bộ điều khiển logic mờ (Fuzzy Logic Control – FLC) cũng được sử dụng rộng rãi trong điều khiển cần trục. Bộ điều khiển FLC có khả năng thích nghi mạnh mẽ và không bắt buộc phải có mô hình chính xác đối tượng điều khiển. Do đó, nó được xếp vào bộ điều khiển thông minh [74]. Khi các hệ thống trở nên phức tạp hơn, chẳng hạn như các hệ thống cần trục có tính phi tuyến, rất khó để có được mô hình toán học. Do đó, bộ điều khiển FLC có một ưu điểm là có thể thay thế vai trò của mô hình toán học với một mô hình mờ, dựa trên các quy tắc xây dựng trong một định dạng nếu thì (if-then). Hơn nữa, nó cũng có ưu điểm trong việc điều khiển các hệ thống không ổn định

và phức tạp với tính phi tuyến mạnh [95]. Bộ điều khiển FLC được sử dụng rộng rãi trong việc điều khiển vị trí xe con và góc lắc hàng cho công trục giàn và cầu trục [16, 89, 95, 103, 104, 119]. Trong [105], một bộ điều khiển phản hồi chống lắc có tích hợp thuật toán logic mờ được áp dụng có thể hoạt động tốt khi không có cảm biến gắc lắc và được thực hiện trong phòng thí nghiệm. Trong [26], nhóm nghiên cứu đã sử dụng một bộ điều khiển mạng nơ ron kết hợp với FLC để thực hiện điều khiển cần trục 3D. Kết quả cho thấy, thuật toán điều khiển mờ tích hợp mạng nơ ron có khả năng hội tụ nhanh khi so sánh với thuật toán phản hồi truyền thống khác.

1.2.1.3. Nghiên cứu về thực nghiệm

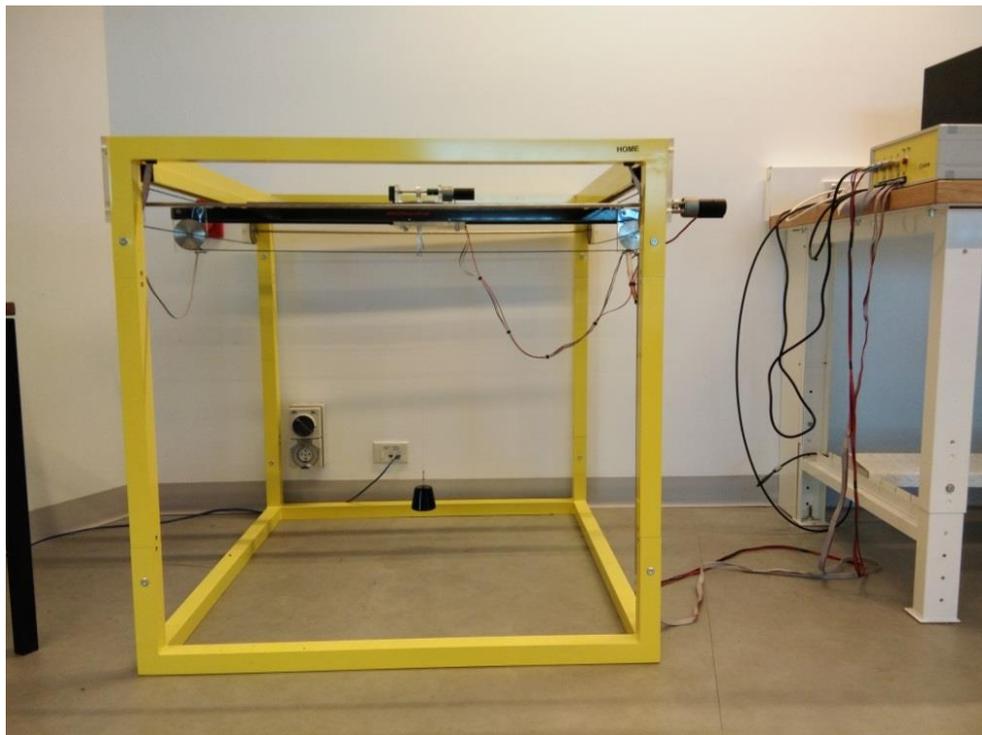
Hầu hết các nghiên cứu về động lực học và điều khiển cần trục đều dựa trên phương pháp mô phỏng kết hợp với thực nghiệm. Các nghiên cứu này thường tiến hành thực nghiệm trên mô hình. Sau khi thiết kế các thuật toán điều khiển cho cần trục container, quá trình mô phỏng và thực nghiệm để kiểm chứng thuật toán điều khiển sẽ được thực hiện. Tuy nhiên, với hệ cần trục phức tạp, có kích thước lớn thì việc kiểm chứng các thuật toán điều khiển trên mô hình thực sẽ gặp khó khăn. Vì vậy, việc thử nghiệm các thuật toán điều khiển sẽ được thực hiện trong phòng thí nghiệm với các mô hình thực nghiệm thu nhỏ. Đây là bước trung gian trước khi tiến hành lắp ráp và chạy thử hệ thống trên hệ thống thực. Thực tế cho thấy, trên thế giới đã có rất nhiều công trình nghiên cứu về động lực học và điều khiển cần trục bao gồm mô phỏng và thực nghiệm đã được công bố. Các nghiên cứu này đều thử nghiệm trên mô hình trong phòng thí nghiệm để kiểm chứng thuật toán điều khiển đề xuất trước khi áp dụng nó vào thực tế [18, 76, 79, 103, 110, 125]. Mô hình cần trục 3D đã được công ty INTECO (Ba Lan) sản xuất và thương mại hóa sản phẩm cung cấp cho các phòng thí nghiệm tại các trung tâm nghiên cứu và các trường đại học trên khắp thế giới với nhu cầu nghiên cứu về điều khiển cần trục [133]. Các thành phần và thông số cơ bản của mô hình cần trục do hãng INTECO cung cấp, gồm có:

- Kết cấu cơ khí gồm: Khung (khối lượng 30 kg, kích thước 1 m x 1 m x 1 m), dầm chính, đường ray, mã hàng;
- Động cơ: Gồm 3 động cơ điện một chiều 24V điều khiển bằng PWM;
- Thiết bị đo lường: Gồm 5 cảm biến đo góc lắc và vị trí;

- Giao diện và nguồn cấp;
- Các Board mạch điều khiển I/O RT-DAC/PCI hoặc I/O RT-DAC/USB.

Bên cạnh các thông số cơ bản, mô hình cần trục còn có các đặc điểm sau đây:

- Đây là hệ MIMO (Multiple-Input and Multiple-Output) có tính phi tuyến cao cho các thí nghiệm thời gian thực;
- Tích hợp MALAB và Simulink để tạo bộ điều khiển thời gian thực;
- Phần mềm cho phép khởi tạo nhanh các thuật toán điều khiển thời gian thực, không bắt buộc mã lập trình C;
- Chuyển động theo 3 hướng vuông góc với nhau;
- Được trang bị hệ thống cảm biến đo góc theo 2 chiều;
- Minh họa các thuật toán phi tuyến phức tạp.



Hình 1.18. Mô hình thực nghiệm điều khiển công trục đặt trên nền cứng của hãng INTECO [133]

Tuy nhiên, với bài toán điều khiển cần trục container đặt trên phao nổi chịu kích động của sóng biển, về cơ bản mô hình cần trục của hãng INTECO không đáp ứng được hết các yêu cầu khi xây dựng và thử nghiệm thuật toán điều khiển trên mô hình, có thể kể đến:

(1) Mô hình cần trục của hãng INTECO thực hiện trong phòng thí nghiệm đặt trên nền cứng, không có kích động từ bên ngoài;

(2) Các động cơ điện được sử dụng đều là các động cơ điện một chiều, điều khiển tốc độ bằng PWM. Tuy nhiên, trong thực tế, các động cơ được sử dụng trên hệ thống cần trục đều là động cơ xoay chiều ba pha điều khiển tốc độ bằng biến tần. Sử dụng biến tần để điều khiển tốc độ động cơ xoay chiều phức tạp hơn rất nhiều so với điều khiển tốc độ động cơ điện một chiều và luôn xuất hiện nhiễu trong quá trình điều khiển. Do đó, cần cải tiến về mô hình thực nghiệm so với mô hình mà hãng INTECO cung cấp để thỏa mãn các điều kiện khi nghiên cứu về cần trục container đặt trên phao nổi.

1.2.2. Trong nước

1.2.2.1. Nghiên cứu về động lực học

Các nghiên cứu trong nước tập trung vào khảo sát động lực học cần cầu. Tuy nhiên, những nghiên cứu này tập trung chủ yếu vào khảo sát động lực học cần cầu đặt trên ô tô [3, 8], cần trục tháp [9, 10] sử dụng phổ biến trong xây dựng. Các nghiên cứu này chủ yếu khảo sát dao động của khối hàng để nắm bắt được quy luật dao động của chúng. Các yếu tố thay đổi tác động vào hệ cần cầu chưa được tính đến như thay đổi khối lượng hàng, tải trọng gió. Các yếu tố thay đổi này tác động rất lớn đến quá trình làm việc của cần cầu, đặc biệt với cần tháp khi làm việc ở độ cao lớn càng chịu tác động mạnh của gió. Với cần trục tháp, nghiên cứu dao động của hàng khi xét chuyển động đồng thời của các cơ cấu được trình bày trong bài báo [5]. Trong những năm qua, các nghiên cứu về động lực học cần cầu tập trung chủ yếu vào đối tượng là cần cầu đặt trên ô tô và cần trục tháp. Với đối tượng là cần trục container, bài báo [11] đề cập đến việc khảo sát động lực học dựa trên mô hình dao động cần trục đặt trên nền cứng, chưa xét đến hoạt động của cơ cấu nâng.

1.2.2.2. Nghiên cứu về điều khiển

Các nghiên cứu về điều khiển cần cầu được một số nhóm nghiên cứu trong nước thực hiện, nổi bật nhất có thể kể đến nhóm nghiên cứu của PGS. TS. Ngô Quang Hiếu (Trường Đại học Cần Thơ), với việc đề xuất nhiều thuật toán điều khiển khác nhau để giảm lắc hàng, nghiên cứu [6] trình bày việc thiết kế thuật toán điều khiển PD mờ cho

hệ cần trục container nhằm đảm bảo dẫn động xe con đến vị trí mong muốn và giảm lắc lư hàng trong quá trình dịch chuyển. Bài báo [2] đã trình bày thuật toán điều khiển phi tuyến tích hợp bộ ước lượng ma sát với mục tiêu chặn dao động ngang của container trong quá trình di chuyển với sự tồn tại của lực ma sát. Để ổn định cần cầu tháp khi chịu tác động của tải trọng gió thay đổi liên tục, nhóm nghiên cứu [7] đã lựa chọn phương pháp và thiết bị nhằm đảm bảo ổn định trong quá trình làm việc của cần trục khi chịu tác động của gió giật. Với việc sử dụng thuật toán điều khiển PID tích hợp hệ thống vision cho điều khiển cần trục container đảm bảo xe con được dẫn động chính xác và giảm góc lắc hàng được trình bày trong nghiên cứu [4]. Các nghiên cứu về điều khiển cần cầu đã đề xuất các thuật toán điều khiển từ tuyến tính đến phi tuyến để điều khiển cho một số đối tượng cần cầu. Các nghiên cứu này tập trung chủ yếu vào việc mô phỏng, chưa xây dựng được bộ điều khiển có tính thích nghi, bền vững. Hệ thống điều khiển không đáp ứng được yêu cầu thay đổi thông số hệ thống, nhiễu trong tác động lên hệ thống điều khiển và nhiễu ngoài tác động lên hệ cần cầu.

1.3. Hướng nghiên cứu

Qua các phân tích trên, mỗi hướng nghiên cứu đều chỉ ra những mặt mạnh của nó. Tuy nhiên, vẫn còn một số vấn đề cần phải giải quyết để hoàn thiện hơn nữa việc chế tạo và điều khiển cần trục. Do đó, đề tài sẽ tập trung vào nghiên cứu điều khiển cần trục container đặt trên tàu. Với đối tượng này, chỉ một vài nghiên cứu đề cập đến [24, 34, 53, 54, 85, 87, 108, 109, 120]. Các nghiên cứu này thường đơn giản mô hình toán để thiết kế bài toán điều khiển. Từ đó, đề tài sẽ đề xuất hướng nghiên cứu tiếp theo để giải quyết các vấn đề còn tồn tại và có những cải tiến sau đây:

Về động lực học: Như đã trình bày, kể từ nghiên cứu thống kê về động lực học cần trục [13], các công trình đã nghiên cứu trước đó đa số tập trung vào nghiên cứu động lực học cần trục đặt trên nền cứng và động lực học cần trục đặt trên phao nổi. Sau đó, các nghiên cứu về động lực học cần trục hầu như không có cải tiến mới về mô hình. Việc cải tiến mô hình sẽ được đề cập đến trong đề tài này bằng việc sử dụng mô hình cần trục đặt trên phao nổi có kể đến đàn hồi và kích động của sóng biển, co giãn của cáp nâng, tác động của gió. Mô hình này sát với thực tế, đã kể đến một số yếu tố mà các công trình nghiên cứu trước đây bỏ qua khi xây dựng mô hình đối tượng điều khiển.

Về điều khiển: Dựa trên mô hình toán đã xây dựng, đề tài sẽ cải tiến và thiết kế ba thuật toán điều khiển phi tuyến bền vững cho đối tượng điều khiển là cần trục container đặt trên phao nổi chịu kích động của sóng biển. Thuật toán SOSMC đảm bảo tính bền vững của bộ điều khiển khi các thông số mô hình và thông số hệ thống thay đổi. Trong khi đó, thuật toán điều khiển NN-SOSMC đảm bảo được cả yếu tố bền vững và thích nghi. Tính thích nghi của thuật toán điều khiển NN-SOSMC được thể hiện ở việc nó có thể tự ước lượng thông số mô hình và cả mô hình toán của đối tượng điều khiển. Ngoài ra, vấn đề phát sinh trong quá trình thiết kế, chế tạo cần trục là việc tiết kiệm chi phí chế tạo. Trong chế tạo hệ thống điều khiển thì cần phải lắp đặt các cảm biến đo chuyển vị và vận tốc dịch chuyển của các cơ cấu. Để giảm giá thành, đề tài có đề xuất thêm phương án sử dụng bộ quan sát trạng thái trong thiết kế hệ thống điều khiển để ước lượng vận tốc chuyển động của các cơ cấu. Từ đó, giảm chi phí chế tạo và hệ thống bớt phức tạp hơn.

Về thực nghiệm: Với bài toán điều khiển cần trục nói chung, việc thực nghiệm hầu như được thực hiện trong phòng thí nghiệm với mô hình thí nghiệm thu nhỏ. Tuy nhiên, mô hình của hãng INTECO cung cấp chưa đáp ứng được yêu cầu thực nghiệm đối với hệ thống điều khiển cho cần trục container đặt trên tàu chịu kích động của sóng biển. Do đó, mô hình thí nghiệm để kiểm chứng thuật toán điều khiển sẽ được cải tiến so với các mô hình trong những nghiên cứu trước đó. Mô hình được xây dựng về cơ bản có đầy đủ các đặc điểm của mô hình cần trục do hãng INTECO sản xuất. Tuy nhiên, mô hình này sẽ có những cải tiến sau:

(i) Thiết kế một đế kích động sáu bậc tự do để tiến hành giả lập sóng biển kích động lên cần trục 3D;

(ii) Sử dụng biến tần để điều khiển tốc độ động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha theo hai phương thay cho việc sử dụng hoàn toàn động cơ điện một chiều.

1.4. Kết luận chương 1

Với các nội dung trình bày, chương này đã giải quyết được các vấn đề sau:

- Phân tích được nhu cầu vận chuyển hàng hóa bằng đường biển, nêu được thực trạng cảng biển trên thế giới và Việt Nam, từ đó chỉ ra các vấn đề tồn tại khi khai thác cảng biển, đặc biệt là khả năng tiếp nhận tàu container cỡ lớn.

- Phân tích được các phương án được sử dụng để chuyển tải khi tàu container cỡ lớn không thể cập cảng được. Từ đó chỉ ra phương án khả thi nhất là sử dụng mô hình cảng di động (Mobile Harbor) do Viện KAIST của Hàn Quốc đề xuất trong việc chuyển tải container.

- Phân tích được các công trình nghiên cứu trong và ngoài nước liên quan đến động lực học và điều khiển cần trục. Từ đó đề xuất hướng nghiên cứu cho đề tài với việc xây dựng hệ thống điều khiển phi tuyến bền vững cho cần trục container đặt trên phao nổi chịu kích động của sóng biển, đàn hồi cáp nâng, thay đổi tải trọng gió dựa trên cải tiến về mô hình đối tượng điều khiển, thuật toán điều khiển và phương thức thực nghiệm.

CHƯƠNG II. ĐỘNG LỰC HỌC CẦN TRỤC CONTAINER ĐẶT TRÊN PHAO NỔI

Chương này trình bày việc xây dựng mô hình vật lý cần trục container đặt trên phao nổi chịu kích động của sóng biển và tải trọng gió. Từ mô hình vật lý, đề tài xây dựng phương trình vi phân chuyển động của hệ cần trục-tàu. Hệ phương trình vi phân thu được dựa trên phương trình Lagrange loại hai là hệ phương trình vi phân cấp hai. Từ hệ phương trình vi phân thu được sẽ đề xuất sử dụng các phương pháp số để giải hệ phương trình vi phân này. Kết quả thu được sẽ chỉ ra dao động của container lớn và cần thiết phải thiết kế quy luật điều khiển cho cần trục container nhằm đảm bảo an toàn và hiệu suất làm việc của hệ thống.

2.1. Xây dựng mô hình dao động

Cần trục container gắn trên tàu, trong quá trình làm việc luôn chịu tác động của các yếu tố bất lợi gây ảnh hưởng đến hoạt động và an toàn trong quá trình khai thác cần trục. Các yếu tố có ảnh hưởng rõ rệt nhất là kích động của sóng biển và tải trọng gió. Ngoài ra, với khối lượng hàng lớn sẽ tạo ra độ co giãn của cáp nâng và ảnh hưởng đến độ chính xác trong quá trình dẫn động. Các yếu tố này nếu không được kiểm soát sẽ ảnh hưởng lớn đến khả năng và năng suất làm việc của cần trục. Như vậy, khi xây dựng hệ thống điều khiển cần phải tính tới các yếu tố tác động lên hệ cần trục nói trên. Bài toán đặt ra là cần phải xây dựng mô hình toán chính xác đối tượng phục vụ cho việc thiết kế phần mềm điều khiển là các thuật toán điều khiển cho cần trục container gắn trên tàu.

Xuất phát từ đối tượng thực (Hình 1.7), mô hình dao động cần trục container gắn trên tàu là mô hình ở đó có kể đến một số yếu tố như đàn nhót của nước biển, kích động của sóng biển, tải trọng gió, ngoài ra còn kể đến đàn hồi của cáp nâng và hoạt động của cơ cấu nâng. Với mô hình dao động này, nó có rất nhiều cải tiến so với các mô hình dao động được đề cập đến các nghiên cứu trước đó như các nghiên cứu về động lực học và điều khiển cần trục nổi [21, 34, 40, 54, 109] với việc xem kích động sóng là kích động động lực thay vì kích động động học. Mô hình dao động trong trường hợp này được mô tả đầy đủ trên Hình 2.2. Để xây dựng được mô hình, một số giả thiết được đưa ra, gồm có:

(i) Chuyển động của cần trục được thực hiện trong không gian hai chiều (2D). Thực tế, khi hoạt động ngoài biển, tàu dao động trong không gian với sáu bậc tự do: dao động thẳng đứng (Heave), dao động lắc ngang (Roll), dao động lắc dọc (Pitch),

dao động quay (Yaw), dao động dạt ngang (Sway) và dao động tịnh tiến (Surge) (Hình 2.1). Tuy nhiên, với mô hình cảng di động, trong quá trình chuyển tải, tàu con (tàu mang cần trục container) được buộc vào tàu mẹ, dao động tịnh tiến và dao động dạt ngang nhỏ. Quá trình làm hàng, container chủ yếu dao động dọc theo phương chuyển động của xe con, dao động của container theo phương vuông góc với phương chuyển động của xe con nhỏ có thể bỏ qua. Khi xây dựng mô hình, đề tài không xét đến các dao động tịnh tiến, dạt ngang, lắc dọc và dao động quay (Surge, Sway, Pitch, Yaw) của tàu, chỉ xét đến dao động thẳng đứng và dao động lắc ngang (Heave, Roll). Vì vậy, mô hình dao động của hệ có thể được xây dựng dưới dạng mô hình trong mặt phẳng.

(ii) Đàn nhót của nước biển được quy về hai đệm đàn hồi có độ cứng và hệ số cản lần lượt là (k_1, b_1) và (k_2, b_2) .

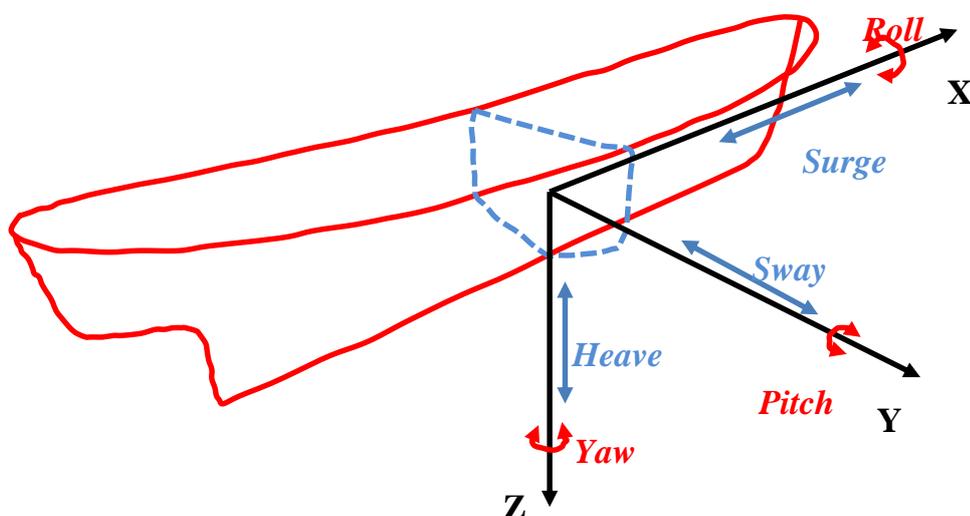
(iii) Tàu và cần trục được coi là một vật, khối lượng cần trục được quy đổi về khối lượng tàu. Do khối lượng tàu lớn, trọng tâm của hệ được quy đổi về trọng tâm tàu và nằm xung quanh mặt phẳng sườn giữa của tàu.

(iv) Bỏ qua khối lượng của cáp nâng, đàn hồi của cáp nâng là tuyến tính.

(v) Góc lắc cáp nâng được giới hạn trong khoảng $(-\frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \frac{\pi}{2})$, góc lắc tàu được giới hạn trong khoảng $(-\frac{\pi}{2} \leq \varphi_b \leq \frac{\pi}{2})$.

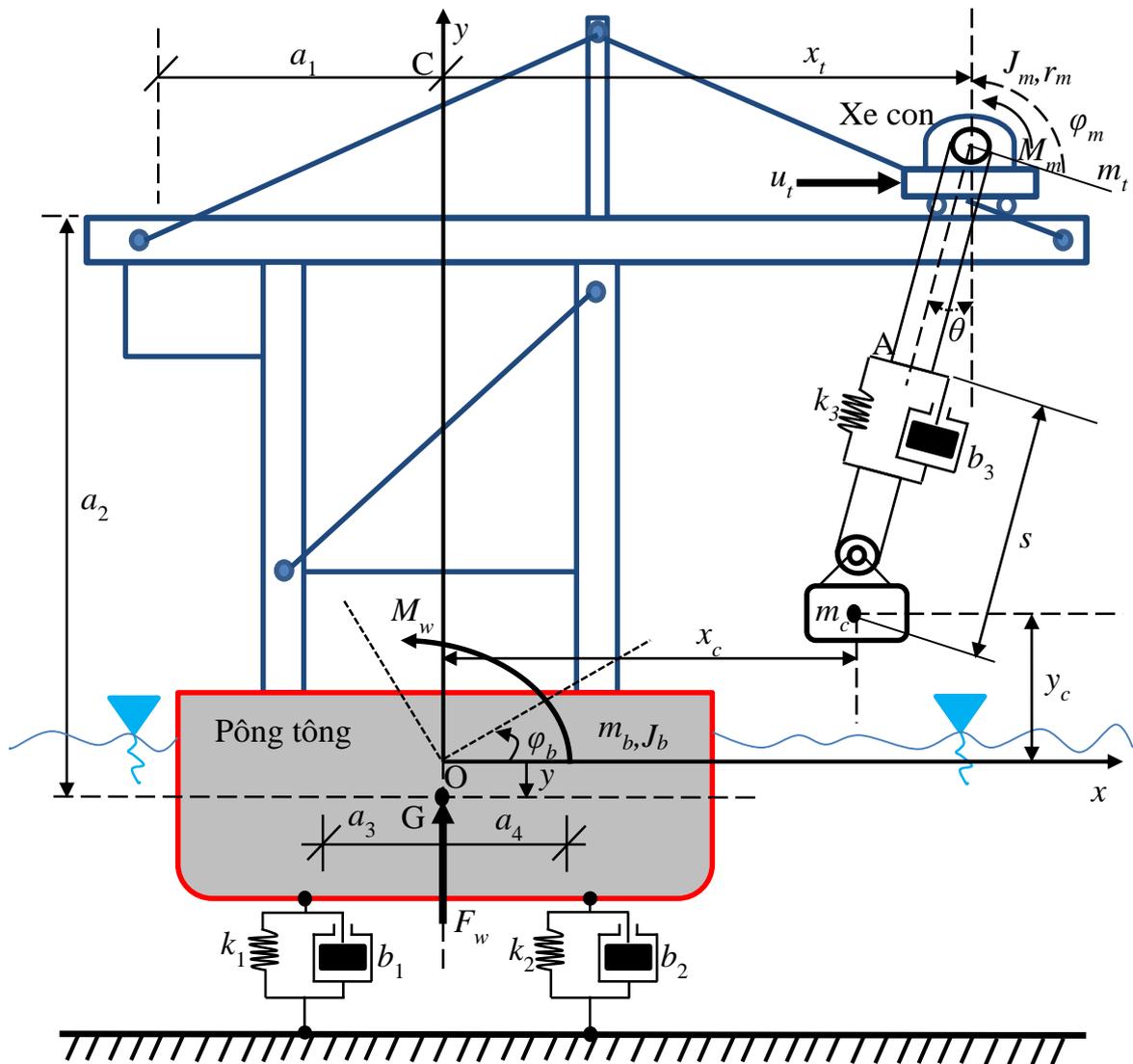
(vi) Ma sát trên đường chạy của xe con, ma sát khi quay tời là tuyến tính.

(vii) Bỏ qua khe hở lắp ráp, khe hở động cơ.



Hình 2.1. Chuyển động của tàu trong không gian

Mô hình dao động cần trục container đặt trên phao nổi, tàu có khối lượng và mô men ($m_b; J_b$) đặt trên nền đàn hồi nước biển với hệ số đàn hồi k_1 và k_2 . Chọn hệ quy chiếu Oxy là hệ quy chiếu tuyệt đối, trọng tâm tàu có tọa độ là y nghiêng một góc φ_b . Cần trục được gắn trên tàu với xe con có khối lượng m_t được gắn trống tời có bán kính r_m và mô men J_m , cáp nâng có chiều dài $l(t)$ được gắn vào trống tời bị thay đổi chiều dài khi trống tời quay. Cáp nâng có giả thiết là đàn hồi với hệ số đàn hồi k_3 , container có khối lượng m_c . Khi hoạt động, cáp nâng lắc với góc θ . Như vậy, hệ trên là hệ 6 bậc tự do, gồm có: dịch chuyển của xe con x_t , góc quay tời φ_m , góc lắc cáp nâng θ , độ dẫn cáp nâng s , dịch chuyển trọng tâm tàu theo phương thẳng đứng y và góc lắc tàu φ_b , (x_m, y_m) là tọa độ suy rộng ứng với xe con, (x_c, y_c) là tọa độ suy rộng với container.



Hình 2.2. Mô hình vật lý cần trục container đặt trên phao nổi

2.2. Thiết lập phương trình vi phân chuyển động

Mô hình cần trục container đặt trên phao nổi như Hình 2.2, hệ có sáu bậc tự do gồm dịch chuyển xe con x_t , góc quay tời φ_m , góc lắc hàng θ , co dãn của cáp nâng s , dịch chuyển thân tàu theo phương thẳng đứng gây ra bởi sóng biển y , và góc lắc tàu do sóng biển gây ra φ_b , từ đó ta chọn hệ tọa độ suy rộng đủ $q_1 = x_t; q_2 = \varphi_m; q_3 = \theta; q_4 = s; q_5 = y; q_6 = \varphi_b$.

Khi đó động năng của hệ có dạng

$$T = \frac{1}{2}m_b \dot{y}^2 + \frac{1}{2}J_b \dot{\varphi}_b^2 + \frac{1}{2}m_t(\dot{x}_{mt}^2 + \dot{y}_{mt}^2) + \frac{1}{2}J_m(\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_m)^2 + \frac{1}{2}m_c(\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2) \quad (2.1)$$

Trong đó,

$$\begin{cases} x_{mt} = (a_1 + x_t)\cos(\varphi_b) - a_2\sin(\varphi_b) \\ y_{mt} = y + (a_1 + x_t)\sin(\varphi_b) + a_2\cos(\varphi_b) \end{cases} \quad (2.2)$$

$$\begin{cases} x_c = x_{mt} - r_m \cos(\theta) - (l_t + r_m \theta + s + \Delta s)\sin(\theta) \\ y_c = y_{mt} + r_m \sin(\theta) - (l_t + r_m \theta + s + \Delta s)\cos(\theta) \end{cases} \quad (2.3)$$

$$l_t = l_0 - r_m \varphi_m \quad (2.4)$$

Thế năng của cơ hệ có dạng:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2}k_1(y - \Delta y - a_3\varphi_b)^2 + \frac{1}{2}k_2(y - \Delta y + a_4\varphi_b)^2 \\ & + \frac{1}{2}k_3(s + \Delta s)^2 + m_b g y + m_t g y_{mt} + m_c g y_c \end{aligned} \quad (2.5)$$

Hàm hao tán có dạng:

$$\Phi = \frac{1}{2}b_1(\dot{y} - a_3\dot{\varphi}_b)^2 + \frac{1}{2}b_2(\dot{y} + a_4\dot{\varphi}_b)^2 + \frac{1}{2}b_t\dot{x}_t^2 + \frac{1}{2}b_s\dot{s}^2 + \frac{1}{2}b_m\dot{\varphi}_m^2 \quad (2.6)$$

Các lực suy rộng của các lực không thế:

$$Q_{x_t} = u_t; Q_{\varphi_m} = M_m; Q_{\theta} = 0; Q_s = 0; Q_y = 0; Q_{\varphi_b} = 0; \quad (2.7)$$

Thay (2.1), (2.5), (2.6) và (2.7) vào phương trình Lagrange loại hai:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + Q_i \quad (2.8)$$

Thay biểu thức động năng (2.1), thế năng (2.5), hàm hao tán (2.6) và các lực suy rộng của các lực hoạt động không thế (2.7) vào (2.8) ta được hệ sáu phương trình vi phân mô tả dao động của cần trục container đặt trên phao nổi như sau:

Phương trình thứ nhất:

$$\begin{aligned}
& (m_c + m_t)\ddot{x}_t + m_c r_m \sin(\varphi_b + \theta)\ddot{\varphi}_m \\
& - m_c(l_0 + \Delta s + s - r_m \varphi_m + r_m \theta) \cos(\varphi_b + \theta)\ddot{\theta} \\
& - m_c \sin(\varphi_b + \theta)\ddot{s} + (m_t + m_c) \sin \varphi_b \ddot{y} - (m_t + m_c) a_2 \ddot{\varphi}_b \\
& + b_t \dot{x}_t + 2m_c r_m \dot{\theta} \cos(\varphi_b + \theta) \dot{\varphi}_m \\
& - \left[m_c (r_m \dot{\theta} + 2\dot{s}) \cos(\varphi_b + \theta) + m_c (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\theta} \sin(\varphi_b + \theta) \right] \dot{\theta} \\
& - (m_t + m_c)(a_1 + x_t) \dot{\varphi}_b^2 + (m_t + m_c) g \sin \varphi_b = u_t
\end{aligned} \tag{2.9}$$

Phương trình thứ hai:

$$\begin{aligned}
& m_c r_m \sin(\varphi_b + \theta) \ddot{x}_t + (J_m + m_c r_m^2) \ddot{\varphi}_m - m_c r_m \ddot{s} + m_c r_m \cos \theta \ddot{y} \\
& + \left\{ -J_m + m_c r_m [(x_t + a_1) \cos(\varphi_b + \theta) - a_2 \sin(\varphi_b + \theta)] \right\} \ddot{\varphi}_b \\
& + 2m_c r_m \dot{\varphi}_b \cos(\varphi_b + \theta) \dot{x}_t + b_m \dot{\varphi}_m + m_c r_m (l_0 + \Delta s + s + r_m s - r_m \varphi_m) \dot{\theta}^2 \\
& \left[-m_c r_m (x_t + a_1) \dot{\varphi}_b \sin(\varphi_b + \theta) - m_c r_m a_2 \dot{\varphi}_b \cos(\varphi_b + \theta) \right] \dot{\varphi}_b \\
& + m_c g r_m \cos \theta = M_m
\end{aligned} \tag{2.10}$$

Phương trình thứ ba:

$$\begin{aligned}
& [-m_c (l_0 + \Delta s + s - r_m \varphi_m + r_m \theta) \cos(\varphi_b + \theta)] \ddot{x}_t \\
& + m_c \left\{ (l_0 + \Delta s)^2 + s^2 + r_m^2 (\theta - \varphi_m)^2 + 2(l_0 + \Delta s)s \right\} \ddot{\theta} \\
& \left[-2m_c r_m [(\varphi_m - \theta)(l_0 + \Delta s) + (\varphi_m s - \theta s)] \right] \\
& + [m_c (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \sin \theta] \ddot{y} \\
& - m_c [l_0 + \Delta s + s + r_m (\theta - \varphi_m)] [a_2 \cos(\varphi_b + \theta) + (x_t + a_1) \sin(\varphi_b + \theta)] \ddot{\varphi}_b \\
& 2m_c (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\varphi}_b \sin(\varphi_b + \theta) \dot{x}_t \\
& - 2m_c r_m (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\theta} \dot{\varphi}_m \\
& + m_c (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) (2\dot{s} + r_m \dot{\theta}) \dot{\theta} \\
& + m_c (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) [(q_1 + a_1) \cos(\varphi_b + \theta) - a_2 \sin(\varphi_b + \theta)] \dot{\varphi}_b^2 \\
& + m_c g (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \sin \theta = f_w.
\end{aligned} \tag{2.11}$$

Phương trình thứ tư:

$$\begin{aligned}
& -m_c \sin(\varphi_b + \theta) \ddot{x}_t - m_c r_m \ddot{\varphi}_m + m_c \ddot{s} - m_c \ddot{y} \cos \theta \\
& + [-m_c (x_t + a_1) \cos(\varphi_b + \theta) + m_c a_2 \sin(\varphi_b + \theta)] \ddot{\varphi}_b \\
& - 2m_c \dot{\varphi}_b \cos(\varphi_b + \theta) \dot{x}_t - m_c (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\theta}^2 \\
& b_3 \dot{s} + [m_c (x_t + a_1) \sin(\varphi_b + \theta) \dot{\varphi}_b + m_c a_2 \cos(\varphi_b + \theta) \dot{\varphi}_b] \dot{\varphi}_b \\
& + k_3 (s + \Delta s) - m_c g \cos \theta = 0
\end{aligned} \tag{2.12}$$

Phương trình thứ năm:

$$\begin{aligned}
& (m_t + m_c) \sin \varphi_b \ddot{x}_t + m_c r_m \ddot{\varphi}_m \cos \theta \\
& + [m_c (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \sin \theta] \ddot{\theta} - m_c \ddot{s} \cos \theta + [m_t + m_b + m_c] \ddot{y} \\
& + (m_t + m_c) [(a_1 + x_t) \cos \varphi_b - a_2 \sin \varphi_b] \ddot{\varphi}_b + 2(m_t + m_c) \dot{\varphi}_b \dot{x}_t \cos \varphi_b \\
& + [m_c (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \cos \theta \dot{\theta} + m_c (r_m \dot{\theta} - 2r_m \dot{\varphi}_m + 2\dot{s}) \sin \theta] \dot{\theta} \\
& + (b_1 + b_2) \dot{y} \\
& + [b_2 a_4 - b_1 a_3 - (m_t + m_c) a_2 \cos \varphi_b \dot{\varphi}_b - (m_t + m_c) (a_1 + x_t) \sin \varphi_b \dot{\varphi}_b] \dot{\varphi}_b \\
& + (m_b + m_t + m_c) g + (k_1 a_3 + k_2 a_4) \varphi_b + (k_1 + k_2) (y - \Delta y) = F_w
\end{aligned} \tag{2.13}$$

Phương trình thứ sáu:

$$\begin{aligned}
& -(m_t + m_c) a_2 \ddot{x}_t + \left\{ -J_m + m_c r_m [(x_t + a_1) \cos(\varphi_b + \theta) - a_2 \sin(\varphi_b + \theta)] \right\} \ddot{\varphi}_m \\
& + \left\{ \begin{array}{l} -m_c [l_0 + \Delta s + s + r_m (\theta - \varphi_m)] \\ [a_2 \cos(\varphi_b + \theta) + (x_t + a_1) \sin(\varphi_b + \theta)] \end{array} \right\} \ddot{\theta} \\
& + [-m_c (x_t + a_1) \cos(\varphi_b + \theta) + m_c a_2 \sin(\varphi_b + \theta)] \ddot{s} \\
& + (m_t + m_c) [(a_1 + x_t) \cos \varphi_b - a_2 \sin \varphi_b] \ddot{y} \\
& + [J_b + J_m + (m_t + m_c) (x_t^2 + a_1^2 + a_2^2 + 2a_1 x_t)] \ddot{\varphi}_b + 2(m_t + m_c) (x_t + a_1) \dot{\varphi}_b \dot{x}_t \\
& + \left\{ \begin{array}{l} m_c \left[\begin{array}{l} (x_t + a_1) (2\dot{s} - 2r_m \dot{\varphi}_m + r_m \dot{\theta}) \\ -a_2 (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\theta} \end{array} \right] \sin(\varphi_b + \theta) \\ + m_c \left[\begin{array}{l} a_2 (2\dot{s} - 2r_m \dot{\varphi}_m + r_m \dot{\theta}) \\ + (x_t + a_1) (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \\ (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\theta} \end{array} \right] \cos(\varphi_b + \theta) \end{array} \right\} \dot{\theta} \\
& + (b_2 a_4 - b_1 a_3) \dot{y} + (b_2 a_4^2 + b_1 a_3^2) \dot{\varphi}_b - (k_1 a_3 - k_2 a_4) (y - \Delta y) + (k_1 a_3^2 + k_2 a_4^2) \varphi_b \\
& + (m_t + m_c) g (a_1 + x_t) \cos \varphi_b - (m_c + m_t) g a_2 \sin \varphi_b = M_w
\end{aligned} \tag{2.14}$$

Hệ phương trình vi phân chuyển động gồm sáu phương trình vi phân cấp hai từ (2.9) đến (2.14) được viết gọn dưới dạng ma trận như sau:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}(\mathbf{q}) = \mathbf{U} + \mathbf{W} \quad (2.15)$$

Trong đó,

$\mathbf{U} = [u_t \quad M_m \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$ là véc tơ lực dẫn động, gồm lực kéo xe con để thay đổi vị trí xe con và mô men quay tời để thay đổi chiều dài cáp nâng;

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} & m_{14} & m_{15} & m_{16} \\ m_{21} & m_{22} & 0 & m_{24} & m_{25} & m_{26} \\ m_{31} & 0 & m_{33} & 0 & m_{35} & m_{36} \\ m_{41} & m_{42} & 0 & m_{44} & m_{45} & m_{46} \\ m_{51} & m_{52} & m_{53} & m_{54} & m_{55} & m_{56} \\ m_{61} & m_{62} & m_{63} & m_{64} & m_{65} & m_{66} \end{bmatrix} \text{ là ma trận quán tính khối lượng;}$$

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & 0 & 0 & c_{16} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & 0 & 0 & c_{26} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & 0 & 0 & c_{36} \\ c_{41} & 0 & c_{43} & c_{44} & 0 & c_{46} \\ c_{51} & 0 & c_{53} & 0 & c_{55} & c_{56} \\ c_{61} & 0 & c_{63} & 0 & c_{65} & c_{66} \end{bmatrix} \text{ là ma trận quán tính ly tâm và Coriolis;}$$

$$\mathbf{G}(\mathbf{q}) = [g_1 \quad g_2 \quad g_3 \quad g_4 \quad g_5 \quad g_6]^T \text{ là véc tơ lực trọng trường;}$$

$\mathbf{W} = [0 \quad 0 \quad f_w \quad 0 \quad F_w \quad M_w]^T$ là véc tơ nhiễu ngoài tác động lên cần trục, gồm kích động sóng biển và tải trọng gió.

Các thành phần trong các ma trận và véc tơ tại phương trình vi phân chuyển động (2.15) được tính như sau:

$$m_{11} = m_c + m_t; \quad m_{22} = J_m + m_c r_m^2; \quad m_{23} = m_{32} = 0;$$

$$m_{33} = m_c \left\{ (l_0 + \Delta s)^2 + s^2 + r_m^2 (\theta - \varphi_m)^2 + 2(l_0 + \Delta s)s \right\} ; \\ - 2m_c r_m \left\{ (\varphi_m - \theta)(l_0 + \Delta s) + (\varphi_m s - \theta s) \right\}$$

$$m_{34} = 0; \quad m_{44} = m_c; \quad m_{55} = m_t + m_b + m_c;$$

$$m_{66} = J_b + J_m + (m_t + m_c)(x_t^2 + a_1^2 + a_2^2 + 2a_1x_t);$$

$$m_{12} = m_{21} = m_c r_m \sin(\varphi_b + \theta);$$

$$m_{13} = m_{31} = -m_c(l_0 + \Delta s + s - r_m \varphi_m + r_m \theta) \cos(\varphi_b + \theta);$$

$$m_{14} = m_{41} = -m_c \sin(\varphi_b + \theta); m_{15} = m_{51} = (m_t + m_c) \sin \varphi_b;$$

$$m_{16} = m_{61} = -(m_t + m_c)a_2;$$

$$m_{24} = m_{42} = -m_c r_m; m_{25} = m_{52} = m_c r_m \cos \theta;$$

$$m_{26} = m_{62} = -J_m + m_c r_m \{(x_t + a_1) \cos(\varphi_b + \theta) - a_2 \sin(\varphi_b + \theta)\};$$

$$m_{34} = m_{43} = 0; m_{35} = m_{53} = m_c(l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \sin \theta;$$

$$m_{36} = m_{63} = -m_c \{l_0 + \Delta s + s + r_m(\theta - \varphi_m)\} \{a_2 \cos(\varphi_b + \theta) + (x_t + a_1) \sin(\varphi_b + \theta)\};$$

$$m_{45} = m_{54} = -m_c \cos \theta;$$

$$m_{46} = m_{64} = -m_c(x_t + a_1) \cos(\varphi_b + \theta) + m_c a_2 \sin(\varphi_b + \theta);$$

$$m_{56} = m_{65} = (m_t + m_c) \{(a_1 + x_t) \cos \varphi_b - a_2 \sin \varphi_b\};$$

$$c_{11} = b_t; c_{12} = 2m_c r_m \dot{\theta} \cos(\varphi_b + \theta);$$

$$c_{13} = -m_c(r_m \dot{\theta} + 2\dot{s}) \cos(\varphi_b + \theta) + m_c(l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\theta} \sin(\varphi_b + \theta);$$

$$c_{14} = c_{15} = 0;$$

$$c_{16} = -(m_t + m_c)(a_1 + x_t) \dot{\varphi}_b; c_{21} = 2m_c r_m \dot{\varphi}_b \cos(\varphi_b + \theta); c_{22} = b_m; c_{24} = c_{25} = 0;$$

$$c_{23} = m_c r_m(l_0 + \Delta s + s + r_m s - r_m \varphi_m) \dot{\theta};$$

$$c_{26} = -m_c r_m(x_t + a_1) \dot{\varphi}_b \sin(\varphi_b + \theta) - m_c r_m a_2 \dot{\varphi}_b \cos(\varphi_b + \theta);$$

$$c_{31} = 2m_c(l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\varphi}_b \sin(\varphi_b + \theta);$$

$$c_{32} = -2m_c r_m(l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\theta};$$

$$c_{33} = m_c(l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m)(2\dot{s} + r_m \dot{\theta}); c_{34} = c_{35} = 0;$$

$$c_{36} = m_c(l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \{(a_1 + x_t) \cos(\varphi_b + \theta) - a_2 \sin(\varphi_b + \theta)\} \dot{\varphi}_b;$$

$$c_{41} = -2m_c \dot{\varphi}_b \cos(\varphi_b + \theta); c_{42} = 0;$$

$$c_{43} = -m_c (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\theta}; c_{44} = b_3; c_{45} = 0;$$

$$c_{46} = m_c (x_t + a_1) \sin(\varphi_b + \theta) \dot{\varphi}_b + m_c a_2 \cos(\varphi_b + \theta) \dot{\varphi}_b;$$

$$c_{51} = 2(m_t + m_c) \cos \varphi_b \dot{\varphi}_b; c_{52} = c_{54} = 0;$$

$$c_{53} = m_c (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \cos \theta \dot{\theta} + m_c (r_m \dot{\theta} - 2r_m \dot{\varphi}_m + 2\dot{s}) \sin \theta;$$

$$c_{55} = b_1 + b_2;$$

$$c_{56} = b_2 a_4 - b_1 a_3 - (m_t + m_c) a_2 \cos \varphi_b \dot{\varphi}_b - (m_t + m_c) (a_1 + x_t) \sin \varphi_b \dot{\varphi}_b;$$

$$c_{61} = 2(m_t + m_c) (x_t + a_1) \dot{\varphi}_b;$$

$$c_{63} = m_c \left\{ (x_t + a_1) (2\dot{s} - 2r_m \dot{\varphi}_m + r_m \dot{\theta}) - a_2 (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\theta} \right\} \sin(\varphi_b + \theta) \\ + m_c \left\{ \begin{array}{l} a_2 (2\dot{s} - 2r_m \dot{\varphi}_m + r_m \dot{\theta}) \\ + (x_t + a_1) (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \\ (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \dot{\theta} \end{array} \right\} \cos(\varphi_b + \theta);$$

$$c_{65} = b_2 a_4 - b_1 a_3; c_{66} = b_2 a_4^2 + b_1 a_3^2; c_{62} = c_{64} = 0;$$

$$g_1 = (m_t + m_c) g \sin \varphi_b; g_2 = m_c g r_m \cos \theta;$$

$$g_3 = m_c g (l_0 + \Delta s + s + r_m \theta - r_m \varphi_m) \sin \theta;$$

$$g_4 = k_3 (s + \Delta s) - m_c g \cos \theta;$$

$$g_5 = (m_b + m_t + m_c) g + (k_1 a_3 + k_2 a_4) \varphi_b + (k_1 + k_2) (y - \Delta y);$$

$$g_6 = -(k_1 a_3 - k_2 a_4) (y - \Delta y) + (k_1 a_3^2 + k_2 a_4^2) \varphi_b \\ + (m_t + m_c) g (a_1 + x_t) \cos \varphi_b - (m_c + m_t) g a_2 \sin \varphi_b;$$

Kích động sóng: Để xét đến ảnh hưởng sóng biển đến hoạt động của cần trục container, tác giả thiết lập các phương trình sóng biển tác động lên thân tàu trong quá trình làm việc. Với yếu tố sóng biển được kể đến, hệ cần trục-tàu sẽ làm việc dưới điều kiện khó khăn hơn. Đây cũng là mô hình sát với thực tế nhất giúp cho thiết kế hệ thống điều khiển chính xác và đáp ứng được các yêu cầu đề ra khi khai thác cần trục container đặt trên tàu.

Giả sử dưới tác động của sóng biển với lực và mô men kích động, theo nghiên cứu [126] thì lực và mô men này có thể được mô tả dưới dạng khai triển Fourier như sau:

$$F_w = \frac{a_{w0}}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} a_{wi} \cos i\omega_F t + b_{wi} \sin i\omega_F t \quad (2.16)$$

$$M_w = \frac{c_{w0}}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} c_{wi} \cos i\omega_M t + d_{wi} \sin i\omega_M t \quad (2.17)$$

Trong đó, F_w và M_w là lực và mô men gây ra dao động cho tàu, $a_{w0}, a_{wi}, b_{wi}, c_{w0}, c_{wi}$ và d_{wi} là các hệ số không đổi, và ω_F và ω_M là tần số cơ bản của sóng biển. Nhiều sóng biển (2.16) và (2.17) gây ra lắc mạn tàu φ_b và dịch chuyển thẳng đứng thân tàu y dễ khiến cho container dao động mạnh và xe con chuyển động không chính xác nếu không có một chiến lược điều khiển tốt.

Tải trọng gió: Để xét đến tải trọng gió tác động lên container, giả sử gió theo phương ngang tác động trực tiếp lên container được biểu diễn như sau [40]:

$$f_w = q_w C_w C_g A \quad (2.18)$$

Trong đó, C_w là hệ số lực gió, C_g biểu thị mức độ gió giật, A là diện tích bề mặt tối đa dự kiến của container được xác định bằng $A = A_c \cos(\theta - \varphi_b)$ với A_c là diện tích bao quanh container, $q_w = 0.5\rho_a v^2$ là áp suất gió với ρ_a là tỷ trọng của không khí, và v là cấp gió được tính như sau:

$$v = v_0 K_{wd} K_h K_r \quad (2.19)$$

với v_0 là tốc độ gió cơ bản, K_{wd} biểu thị hướng gió và K_h biểu thị đặc điểm của gió ở chiều cao tham chiếu.

2.3. Mô hình không gian trạng thái

Để mô phỏng số, phương trình chuyển động của hệ được chuyển thành mô hình không gian trạng thái với 12 biến trạng thái, trong đó

$$\begin{aligned} x_1 &= \dot{x}_t, x_2 = x_t, x_3 = \dot{\varphi}_m, x_4 = \varphi_m, x_5 = \dot{\theta}, x_6 = \theta, x_7 = \dot{s}, x_8 = s, \\ x_9 &= \dot{y}, x_{10} = y, x_{11} = \dot{\varphi}_b, x_{12} = \varphi_b. \end{aligned}$$

Khi đó, dạng phương trình không gian trạng thái của hệ được viết lại như sau:

$$\dot{x}_1 = \frac{1}{m_{11}} \begin{pmatrix} u_t - m_{12}\dot{x}_3 - m_{13}\dot{x}_5 - m_{14}\dot{x}_7 - m_{15}\dot{x}_9 - m_{16}\dot{x}_{11} \\ -c_{11}x_1 - c_{12}x_3 - c_{13}x_5 - c_{16}x_{11} - g_1 \end{pmatrix} \quad (2.20)$$

$$\dot{x}_2 = x_1 \quad (2.21)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{1}{m_{22}} \begin{pmatrix} M_m - m_{21}\dot{x}_1 - m_{24}\dot{x}_7 - m_{25}\dot{x}_9 - m_{26}\dot{x}_{11} \\ -c_{21}x_1 - c_{22}x_3 - c_{23}x_5 - c_{26}x_{11} - g_2 \end{pmatrix} \quad (2.22)$$

$$\dot{x}_4 = x_3 \quad (2.23)$$

$$\dot{x}_5 = -\frac{1}{m_{33}} (f_w + m_{31}\dot{x}_1 + m_{35}\dot{x}_9 + m_{36}\dot{x}_{11} + c_{31}x_1 + c_{32}x_3 + c_{33}x_5 + c_{66}x_{11} + g_3) \quad (2.24)$$

$$\dot{x}_6 = x_5 \quad (2.25)$$

$$\dot{x}_7 = -\frac{1}{m_{44}} (m_{41}\dot{x}_1 + m_{42}\dot{x}_3 + m_{45}\dot{x}_9 + m_{46}\dot{x}_{11} + c_{31}x_1 + c_{43}x_5 + c_{44}x_7 + c_{46}x_{11} + g_4) \quad (2.26)$$

$$\dot{x}_8 = x_7 \quad (2.27)$$

$$\dot{x}_9 = \frac{1}{m_{55}} \begin{pmatrix} F_w - m_{51}\dot{x}_1 + m_{52}\dot{x}_3 + m_{53}\dot{x}_5 + m_{54}\dot{x}_7 + m_{56}\dot{x}_{11} \\ +c_{51}x_1 + c_{53}x_5 + c_{55}x_9 + c_{56}x_{11} + g_5 \end{pmatrix} \quad (2.28)$$

$$\dot{x}_{10} = x_9 \quad (2.29)$$

$$\dot{x}_{11} = \frac{1}{m_{66}} \begin{pmatrix} M_w - m_{61}\dot{x}_1 + m_{62}\dot{x}_3 + m_{63}\dot{x}_5 + m_{64}\dot{x}_7 + m_{65}\dot{x}_9 \\ +c_{61}x_1 + c_{63}x_5 + c_{65}x_9 + c_{66}x_{11} + g_6 \end{pmatrix} \quad (2.30)$$

$$\dot{x}_{12} = x_{11} \quad (2.31)$$

2.4. Phương pháp số giải hệ phương trình vi phân phi tuyến

2.4.1. Các phương pháp tính toán số trong giải hệ phương trình vi phân phi tuyến

Có nhiều phương pháp tính toán số để giải các hệ phương trình vi phân phi tuyến, có thể kể đến: phương pháp Runge-Kutta [29], phương pháp Runge-Kutta-Nyström [36], phương pháp Adams [72], phương pháp dự báo hiệu chỉnh (predictor-corrector) [81], phương pháp Newmak [31].

- *Phương pháp Runge-Kutta*: Phương pháp này được hai nhà toán học người Đức

Runge và Kutta đề xuất để xác định gần đúng nghiệm của phương trình vi phân. Các phương pháp Runge-Kutta là các phương pháp một bước và chúng có dạng tổng quát như sau:

$$\mathbf{y}_{n+1} := \mathbf{y}_n + h\Phi_h(t_n, \mathbf{y}_n), h = \Delta t \quad (2.32)$$

Trong đó, \mathbf{y}_{n+1} và \mathbf{y}_n là véc tơ trạng thái tại bước thứ $n+1$ và bước thứ n , Φ_h là hàm gia lượng (incremental function), $\Delta t = t_{n+1} - t_n$. Độ chính xác của phương pháp phụ thuộc vào việc chọn Φ_h . Phương pháp Runge-Kutta có thể được chia thành phương pháp Euler (phương pháp Runge-Kutta bậc 1), phương pháp Runge-Kutta bậc 2, phương pháp Runge-Kutta bậc 4, và phương pháp Runge-Kutta bậc cao hơn.

- *Phương pháp Runge-Kutta-Nyström*: Đây là phương pháp được dùng có thể mở rộng cho hệ phương trình vi phân cấp cao.

$$\ddot{\mathbf{y}} = \mathbf{f}(t, \mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}) \quad (2.33)$$

$$\mathbf{y}(t_0) = \mathbf{y}_0, \dot{\mathbf{y}}(t_0) = \dot{\mathbf{y}}_0 \quad (2.34)$$

Nyström đã phát triển công thức Runge-Kutta cho hệ phương trình vi phân (2.33) thành:

$$\mathbf{y}_{n+1} = \mathbf{y}_n + h\dot{\mathbf{y}}_n + \frac{h^2}{3}(\mathbf{k}_1 + \mathbf{k}_2 + \mathbf{k}_3) \quad (2.35)$$

$$\dot{\mathbf{y}}_{n+1} = \dot{\mathbf{y}}_n + h\ddot{\mathbf{y}}_n + \frac{1}{3}(\mathbf{k}_1 + 2\mathbf{k}_2 + 2\mathbf{k}_3 + \mathbf{k}_4) \quad (2.36)$$

Trong đó, $\mathbf{k}_1, \mathbf{k}_2, \mathbf{k}_3, \mathbf{k}_4$ là bốn véc tơ hàm được xác định là giá trị của véc tơ hàm $\mathbf{f}(t, \mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}})$ tại bốn vị trí trung gian trong khoảng thời gian Δt . Người ta đã chứng minh rằng, khi áp dụng phương pháp Runge-Kutta-Nyström sẽ cho kết quả nhanh hơn phương pháp Runge-Kutta [27].

- *Phương pháp Adams*: Các phương pháp Runge-Kutta và Runge-Kutta-Nyström đều là phương pháp một bước và tồn tại sai số lớn. Để tăng độ chính xác, Adams đã đề xuất phương pháp nhiều bước để giải bài toán giá trị đầu. Nội dung cơ bản của phương pháp này là tính \mathbf{y}_{n+1} với độ chính xác cao hơn bằng cách sử dụng các giá trị $\mathbf{y}_n, \mathbf{y}_{n-1}, \dots$. Tuy nhiên, nhược điểm của phương pháp này là thuật toán khá cồng kềnh và có độ ổn

định kém hơn các thuật toán một bước. Dạng tổng quát của phương pháp nhiều bước được cho bằng biểu thức (2.37).

$$\sum_{i=0}^{p+1} \alpha_i \mathbf{y}_{n+1-i} + \sum_{i=0}^k h \beta_i \mathbf{f}(t_{n+1-i}, \mathbf{y}_{n+1-i}) = 0, h = \Delta t \quad (2.37)$$

Trong đó, α_i và β_i là các tham số. Nếu $\beta_0 = 0$ thì $\mathbf{f}(t_{n+1}, \mathbf{y}_{n+1})$ không xuất hiện trong phương trình sai phân, do đó phương pháp Adams gọi là phương pháp hiện. Nếu $\beta_0 \neq 0$ thì phương pháp Adams gọi là phương pháp ẩn.

- *Phương pháp dự báo hiệu chỉnh (predictor-corrector)*: Phương pháp này được đề xuất bằng việc sử dụng kết hợp phương pháp nhiều bước hiện (được dùng để dự báo nghiệm) và phương pháp nhiều bước ẩn (được dùng để hiệu chỉnh nghiệm). Ưu điểm của phương pháp này là độ chính xác cao, tuy nhiên thuật toán lại cồng kềnh dẫn đến thời gian tính toán sẽ lâu hơn các phương pháp khác.

2.4.2. Phương pháp Newmark trong giải hệ phương trình vi phân phi tuyến

Phương pháp Newmark là phương pháp tích phân một bước. Véc tơ trạng thái tại thời điểm $t_{n+1} = t_n + h$ được xác định từ véc tơ trạng thái tại thời điểm t_n qua khai triển Taylor các hàm dịch chuyển và vận tốc. Như đã biết, khai triển Taylor của hàm véc tơ $\mathbf{f}(t)$ có dạng

$$\mathbf{f}(t_n + h) = \mathbf{f}(t_n) + h\dot{\mathbf{f}}(t_n) + \frac{h^2}{2}\ddot{\mathbf{f}}(t_n) + \dots + \frac{h^s}{s!}\mathbf{f}^{(s)}(t_n) + \mathbf{r}_s \quad (2.38)$$

Trong đó \mathbf{r}_s là số dư của khai triển Taylor đến bậc s của $\mathbf{f}(t)$

$$\mathbf{r}_s = \frac{1}{s!} \int_{t_n}^{t_{n+1}} \mathbf{f}^{(s+1)}(\tau)(t_n + h - \tau)^s d\tau \quad (2.39)$$

Theo các công thức (2.38) & (2.39) ta có thể tính vận tốc $\dot{\mathbf{q}}(t)$ và dịch chuyển $\mathbf{q}(t)$ của hệ tại thời điểm t_{n+1} bằng các công thức sau:

Khi lấy $s = 0$, từ (2.38) ta suy ra:

$$\dot{\mathbf{q}}_{n+1} = \dot{\mathbf{q}}_n + \int_{t_n}^{t_n+h} \ddot{\mathbf{q}}(\tau) d\tau \quad (2.40)$$

Khi lấy $s = 1$, từ (2.38) ta có:

$$\mathbf{q}_{n+1} = \mathbf{q}_n + h\dot{\mathbf{q}}_n + \int_{t_n}^{t_n+h} \ddot{\mathbf{q}}(\tau)(t_{n+1} - \tau)d\tau \quad (2.41)$$

với

$$\mathbf{q}_n = \mathbf{q}(t_n); \mathbf{q}_{n+1} = \mathbf{q}(t_{n+1}); \dot{\mathbf{q}}_n = \dot{\mathbf{q}}(t_n); \dot{\mathbf{q}}_{n+1} = \dot{\mathbf{q}}(t_{n+1}).$$

Trong các công thức gần đúng (2.40) và (2.41) ta cần phải xác định các thành phần tích phân của gia tốc bằng các phương pháp số. Ta xem $\ddot{\mathbf{q}}(\tau)$ với τ trong đoạn $[t_n, t_{n+1}]$ là hàm của $\ddot{\mathbf{q}}_n = \ddot{\mathbf{q}}(t_n)$ và $\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} = \ddot{\mathbf{q}}(t_{n+1})$. Áp dụng công thức Taylor ta có:

$$\ddot{\mathbf{q}}_n = \ddot{\mathbf{q}}(\tau) + \mathbf{q}^{(3)}(\tau)(t_n - \tau) + \mathbf{q}^{(4)}(\tau) \frac{(t_n - \tau)^2}{2} + \dots \quad (2.42)$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} = \ddot{\mathbf{q}}(\tau) + \mathbf{q}^{(3)}(\tau)(t_{n+1} - \tau) + \mathbf{q}^{(4)}(\tau) \frac{(t_{n+1} - \tau)^2}{2} + \dots \quad (2.43)$$

Nhân phương trình (2.42) với $(1 - \gamma)$, phương trình (2.43) với γ rồi cộng lại ra ta được:

$$\ddot{\mathbf{q}}(\tau) = (1 - \gamma)\ddot{\mathbf{q}}_n + \gamma\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} + \mathbf{q}^{(3)}(\tau)[\tau - h\gamma - t_n] + O(h^2\mathbf{q}^{(4)}) \quad (2.44)$$

Tương tự, nhân phương trình (2.42) với $(1 - 2\beta)$, phương trình (2.43) với 2β , ta có:

$$\ddot{\mathbf{q}}(\tau) = (1 - 2\beta)\ddot{\mathbf{q}}_n + 2\beta\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} + \mathbf{q}^{(3)}(\tau)[\tau - 2\beta h - t_n] + O(h^2\mathbf{q}^{(4)}) \quad (2.45)$$

Thế (2.44) vào biểu thức tích phân trong (2.40), ta được:

$$\int_{t_n}^{t_{n+1}} \ddot{\mathbf{q}}(\tau)d\tau = (1 - \gamma)\ddot{\mathbf{q}}_n \int_{t_n}^{t_{n+1}} d\tau + \gamma\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} \int_{t_n}^{t_{n+1}} d\tau + \dots = (1 - \gamma)h\dot{\mathbf{q}}_n + \gamma h\dot{\mathbf{q}}_{n+1} + \mathbf{r}_n \quad (2.46)$$

Thế (2.45) vào biểu thức tích phân trong (2.41), ta được:

$$\int_{t_n}^{t_{n+1}} (t_{n+1} - \tau)\ddot{\mathbf{q}}(\tau)d\tau = (1 - 2\beta)\ddot{\mathbf{q}}_n \int_{t_n}^{t_{n+1}} (t_{n+1} - \tau)d\tau + 2\beta\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} \int_{t_n}^{t_{n+1}} (t_{n+1} - \tau)d\tau + \dots$$

Suy ra

$$\int_{t_n}^{t_{n+1}} (t_{n+1} - \tau)\ddot{\mathbf{q}}(\tau)d\tau = \frac{1}{2}(1 - 2\beta)h^2\ddot{\mathbf{q}}_n + \beta h^2\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} + \mathbf{r}'_n \quad (2.47)$$

Trong đó,

$$\begin{aligned}\mathbf{r}_n &= (\gamma - \frac{1}{2})h^2 \mathbf{q}^{(3)}(\tilde{\tau}) + O(h^3 \mathbf{q}^{(4)}) \\ \mathbf{r}'_n &= (\beta - \frac{1}{6})h^3 \mathbf{q}^{(3)}(\tilde{\tau}) + O(h^4 \mathbf{q}^{(4)})\end{aligned}$$

với $t_n < \tilde{\tau} < t_{n+1}$. Các hằng số γ và β là các tham số liên quan tới sơ đồ cầu phương.

Nếu ta chọn $\gamma = 1/2$, $\beta = 1/6$ thì ta được biểu thức gia tốc thay đổi tuyến tính trên đoạn $[t_n, t_{n+1}]$.

$$\ddot{\mathbf{q}}(\tau) = \ddot{\mathbf{q}}_n + \frac{\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} - \ddot{\mathbf{q}}_n}{h} \tau$$

Nếu chọn $\gamma = 1/2$, $\beta = 1/6$, tương ứng với giả thiết gia tốc lấy giá trị trung bình trên đoạn $[t_n, t_{n+1}]$.

$$\ddot{\mathbf{q}}(\tau) = \frac{\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} - \ddot{\mathbf{q}}_n}{2}$$

Thế các biểu thức (2.46) và (2.47) vào các công thức (2.40) & (2.41), bỏ qua các vô cùng bé bậc cao, ta nhận được các công thức gần đúng của phương pháp Newmark

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{q}}_{n+1} &= \dot{\mathbf{q}}_n + (1 - \gamma)h\ddot{\mathbf{q}}_n + \gamma h\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} \\ \mathbf{q}_{n+1} &= \mathbf{q}_n + h\dot{\mathbf{q}}_n + h^2(\frac{1}{2} - \beta)\ddot{\mathbf{q}}_n + h^2\beta\ddot{\mathbf{q}}_{n+1}\end{aligned}\tag{2.48}$$

Sau đây dựa vào (2.48) ta đi xây dựng các sơ đồ thuật toán tìm nghiệm của các hệ phương trình vi phi tuyến.

Phương trình vi phân chuyển động của hệ nhiều vật thường có dạng:

$$\mathbf{M}(t, \mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{h}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\tag{2.49}$$

Từ (2.49) ta suy ra:

$$\ddot{\mathbf{q}} = (\mathbf{M}(t, \mathbf{q}))^{-1} [\mathbf{h}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{K}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})]\tag{2.50}$$

Nếu ta đặt

$$\mathbf{f}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{M}^{-1}(t, \mathbf{q}) [\mathbf{h}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{K}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})]\tag{2.51}$$

thì phương trình (2.49) có dạng:

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{f}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \quad (2.52)$$

Giả sử tại thời điểm đầu ta đã biết

$$t = t_0 : \mathbf{q}(t_0) = \mathbf{q}_0, \dot{\mathbf{q}}(t_0) = \dot{\mathbf{q}}_0 \quad (2.53)$$

Thế (2.53) vào (2.52) ta được

$$\ddot{\mathbf{q}}_0 = \mathbf{f}(t, \mathbf{q}_0, \dot{\mathbf{q}}_0) \quad (2.54)$$

Từ các biểu thức (2.48) ta đưa ra các công thức dự báo

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{q}}_{i+1}^* = \dot{\mathbf{q}}_i + (1-\gamma)h\ddot{\mathbf{q}}_i \\ \mathbf{q}_{i+1}^* = \mathbf{q}_i + h\dot{\mathbf{q}}_i + h^2(0,5-\beta)\ddot{\mathbf{q}}_i \end{cases} \quad (2.55)$$

Thế (2.55) vào (2.52) ta được

$$\ddot{\mathbf{q}}_{i+1}^* = \mathbf{f}(t, \mathbf{q}_{i+1}^*, \dot{\mathbf{q}}_{i+1}^*) \quad (2.56)$$

Các đại lượng hiệu chỉnh được tính theo các công thức sau

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}}_{i+1} &= \dot{\mathbf{q}}_{i+1}^* + \gamma h \ddot{\mathbf{q}}_{i+1}^* \\ \mathbf{q}_{i+1} &= \mathbf{q}_{i+1}^* + \beta h^2 \ddot{\mathbf{q}}_{i+1}^* \\ \ddot{\mathbf{q}}_{i+1} &= \ddot{\mathbf{q}}_{i+1}^* = \mathbf{f}(t, \mathbf{q}_{i+1}, \dot{\mathbf{q}}_{i+1}) \end{aligned} \quad (2.57)$$

Kiểm tra điều kiện

$$\left| \mathbf{q}_{i+1} - \mathbf{q}_{i+1}^* \right| < \varepsilon_1, \left| \dot{\mathbf{q}}_{i+1} - \dot{\mathbf{q}}_{i+1}^* \right| < \varepsilon_2 \quad (2.58)$$

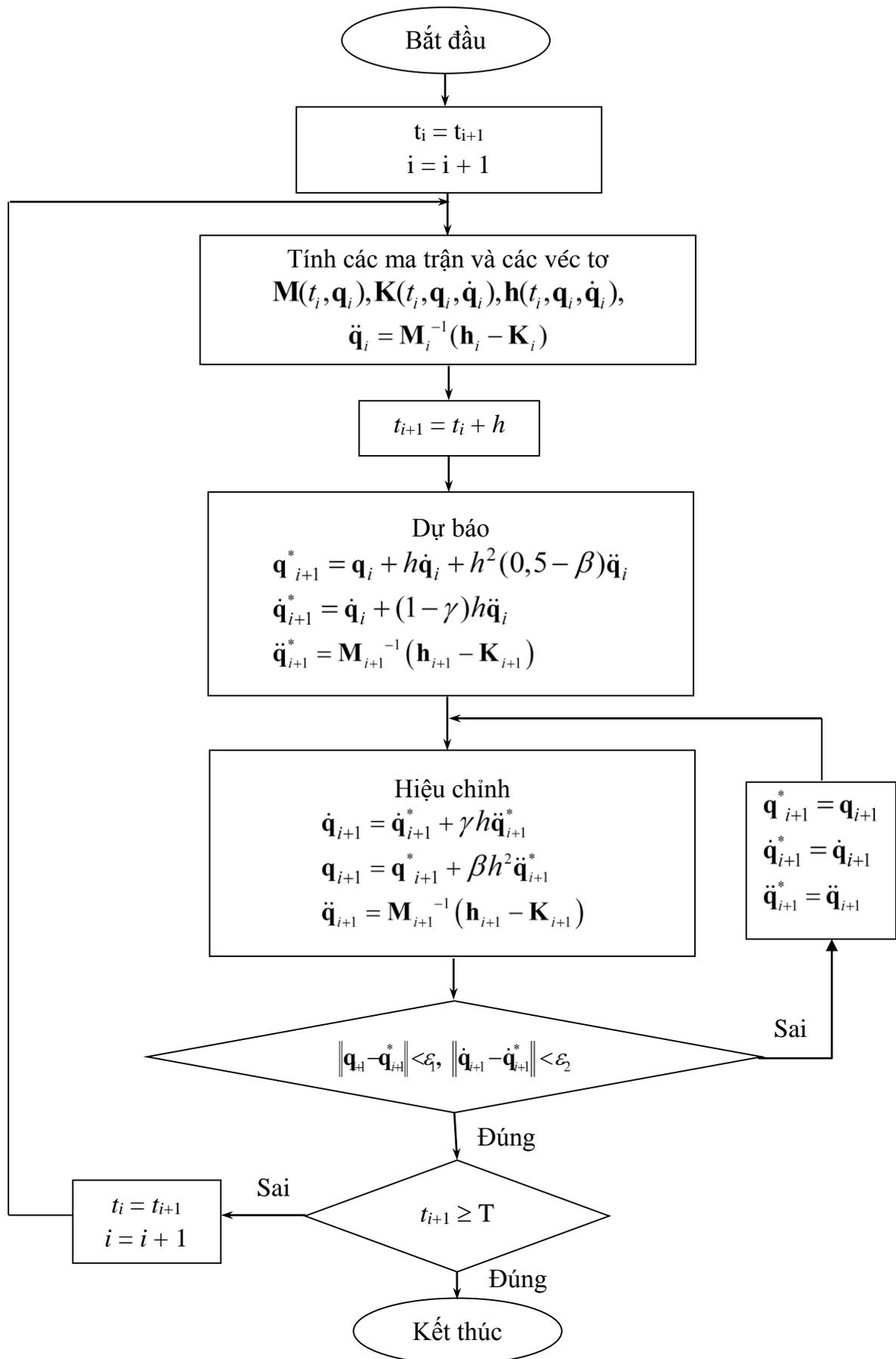
Nếu điều kiện (2.58) không được thỏa mãn, thì ta lại tiếp tục lấy

$$\mathbf{q}_{i+1}^* = \mathbf{q}_{i+1}, \dot{\mathbf{q}}_{i+1}^* = \dot{\mathbf{q}}_{i+1}, \ddot{\mathbf{q}}_{i+1}^* = \ddot{\mathbf{q}}_{i+1}$$

và lại trở lại quá trình lặp cho đến khi điều kiện (2.58) được thỏa mãn.

Sơ đồ khối của phương pháp Newmark giải hệ phương trình vi phân phi tuyến được trình bày trong Hình 2.3, trong đó ta sử dụng các kí hiệu sau

$$\mathbf{h}_i = \mathbf{h}(t_i, \mathbf{q}_i, \dot{\mathbf{q}}_i); \mathbf{K}_i = \mathbf{K}(t_i, \mathbf{q}_i, \dot{\mathbf{q}}_i); \mathbf{M}_i = \mathbf{M}(t_i, \mathbf{q}_i, \dot{\mathbf{q}}_i) \quad (2.59)$$



Hình 2.3. Sơ đồ thuật toán phương pháp Newmark tìm nghiệm hệ phi tuyến

2.5. Phân tích kết quả tính toán

2.5.1. Các thông số đầu vào

Dưới tác động của sóng biển (2.16) & (2.17) và tải trọng gió (2.18) lên thân tàu, ta tiến hành tính toán và giải hệ phương trình vi phân chuyển động (2.15) để xem xét chuyển động của các cơ cấu cũng như góc lắc cáp nâng khi chưa được tích hợp bộ điều khiển. Đầu tiên, để dịch chuyển xe con và thay đổi chiều dài cáp nâng, ta cần tính toán lực và mô men tương ứng đưa vào tời quay của các cơ cấu. Lực kích động để xe con chuyển động và mô men quay của quay trống tời được mô tả như sau:

$$u(t) = \begin{cases} u_t + (u_{kd} - u_t)\left(1 - \frac{t}{t_{kd}}\right), & t < t_{kd} \\ -m_c \left(K_{d1} \dot{x}_t + K_{p1} x_t \right), & t_{kd} \leq t \leq t_{kd} + \Delta t \\ 0, & t > t_{kd} + \Delta t \end{cases} \quad (2.60)$$

$$M_m(t) = \begin{cases} M_t + (M_{kd} - M_t)\left(1 - \frac{t}{t_{kd}}\right), & t < t_{kd} \\ -m_c \left(K_{d2} \dot{\varphi}_m + K_{p2} \varphi_m \right), & t_{kd} \leq t \leq t_{kd} + \Delta t \\ M_t, & t > t_{kd} \end{cases} \quad (2.61)$$

Trong đó, u_t là lực tối thiểu để thắng được ma sát giữa xe con và dầm chính, u_{kd} là lực khởi động, theo tài liệu [83] thì $u_{kd} = (1.7 \div 2)u_t$. Tương tự, M_t là mô men để giữ cho cáp nâng không dịch chuyển khi treo hàng, M_{kd} là mô men khởi động để nâng/hạ container đến vị trí mong muốn, t_{kd} là thời gian khởi động ứng với thời gian động cơ làm việc để dẫn động xe con đến vị trí yêu cầu và quay tời để thay đổi chiều dài cáp nâng, sau thời gian này, các cơ cấu dịch chuyển đã đạt đến trạng thái xác lập. Để cho xe con và cáp nâng không dịch chuyển, người điều khiển cần thực hiện việc phanh các cơ cấu này lại, thời gian phanh được tính là Δt . Sau thời gian $t_{kd} + \Delta t$, lực dẫn động xe con sẽ $u_t=0$, mô men dẫn động trống tời $M_m=M_t$.

Các thông số tính toán được thể hiện trong Bảng 2.1, thông số hệ thống được lấy

theo thiết kế mẫu tàu MH-A1-250 của Viện KAIST [141], thông số kích động sóng biển được lấy dựa trên phân tích dữ liệu sóng trên phần mềm mô phỏng Marine Systems Simulator (MSS) của nhóm nghiên cứu gồm Thor I. Fossen và Tristan Perez đến từ trường đại học Bách khoa Na Uy (Norwegian University of Science and Technology (NTNU)), Na Uy [139], thông số tải trọng gió được lấy theo tài liệu “Influence of wind on crane operation” [142]. Ngoài ra, mẫu tàu MH-A1-250 có sức chở tối đa 252 TEU thì các thông số động lực của tàu có thể tham khảo thông số mẫu tàu tương tự được trình bày trong tài liệu “*Đặc điểm thiết kế tàu container*”[1].

Bảng 2.1. Thông số tính toán động lực học

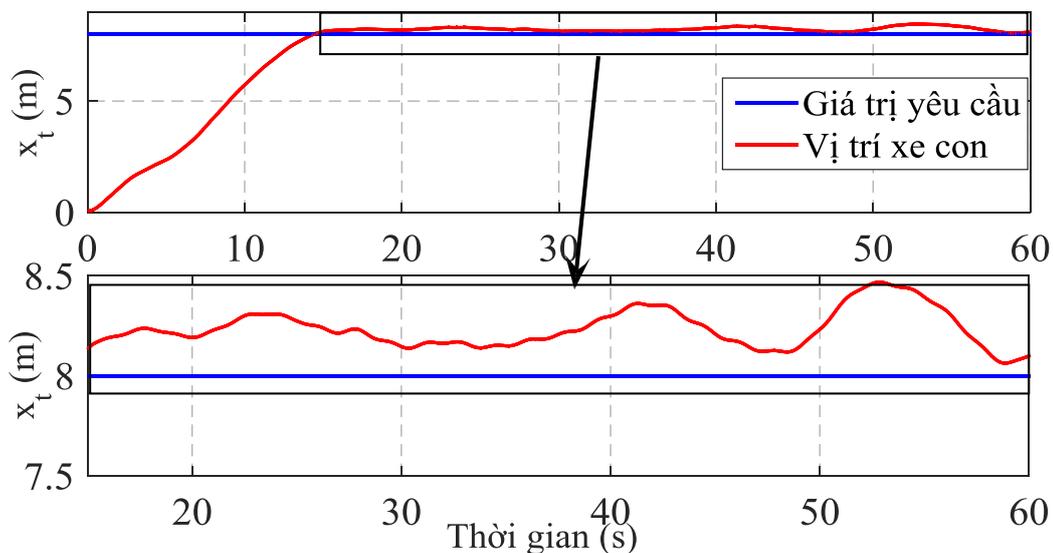
Thông số hệ thống	Kích động sóng biển
$a_2 = 32 \text{ m}, a_3 = 12.5 \text{ m}, a_4 = 12.5 \text{ m},$ $r_m = 0.325 \text{ m}, l_0 = 15 \text{ m}, m_b = 4500000 \text{ kg},$ $m_t = 5900 \text{ kg}, m_c = 24000 \text{ kg},$ $J_b = 571875000 \text{ kgm}^2, J_m = 41700 \text{ kgm}^2,$ $k_1 = 1250000 \text{ N/m}, k_2 = 1250000 \text{ N/m},$ $k_3 = 12000 \text{ N/m}, b_1 = 200 \text{ Ns/m},$ $b_2 = 200 \text{ Ns/m}, b_3 = 220 \text{ Ns/m}, b_t = 50 \text{ Ns/m},$ $g = 9.81 \text{ m/s}^2, b_m = 70 \text{ Ns/m}.$	$a_0 = c_0 = 0 \text{ N}, a_1 = b_1 = 3.10^5 \text{ N},$ $c_1 = d_1 = 6.10^5 \text{ Nm},$ $\omega_F = \omega_M = 0.35 \text{ rad/s}.$
	Tải trọng gió
	$\rho_a = 1.22 \text{ kg/m}^3, v_0 = 7,1 \text{ m/s}, C_w = 1.1,$ $K_r = 0.85, K_h = 1.15, K_{wd} = 0.9,$ $C_g = 1.05, A_c = 14,06 \text{ m}^2.$

2.5.2. Kết quả tính toán

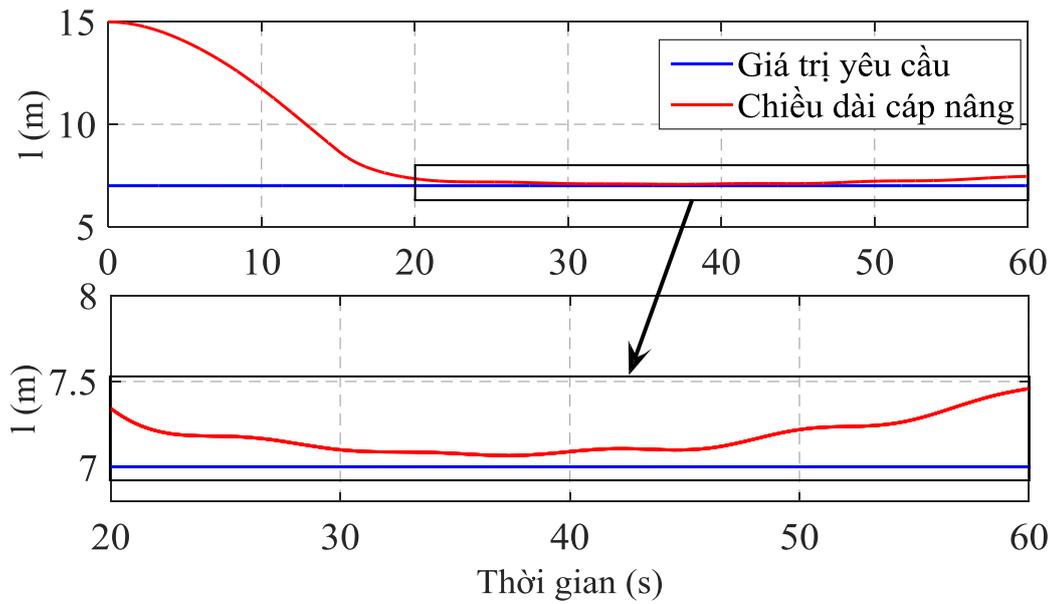
Với yêu cầu điều khiển đưa container đến vị trí yêu cầu, người điều khiển thông qua tay trang sẽ điều khiển dịch chuyển xe con và trống quay tời để container đến được vị trí yêu cầu. Vị trí yêu cầu sẽ là 8 m so với vị trí ban đầu đối với dịch chuyển xe con và chiều dài cáp nâng được nâng lên vị trí 7 m so với vị trí ban đầu cáp nâng có chiều dài 15 m. Xe con mất 15,44 giây để đạt đến trạng thái xác lập. Tuy nhiên, giá trị xác lập này không tiến đến giá trị yêu cầu và có dao động lớn. Có thể thấy, xe con dao động với nhiều tần số, giá trị biên độ dao động có xu hướng tăng lên và sai

số xác lập có thời điểm lên đến 0,5 m (Hình 2.4). Sự tồn tại dao động và sai số xác lập lớn là do quá trình điều khiển xe con đến vị trí yêu cầu, người điều khiển thực hiện việc phanh đột ngột làm cho hàng dao động lớn. Bên cạnh đó, do dao động của thân tàu dưới tác động của sóng biển và tải trọng gió sẽ làm cho hàng dao động liên tục. Điều này có thể thấy rõ đáp ứng góc lắc cấp nâng dao động với biên độ dao động lớn $\theta_{max} \approx 7,8^\circ$, biên độ dao động góc lắc cấp nâng được lặp lại ở các chu kỳ khác nhau và không có dấu hiệu tắt dần ngay cả khi xe con và trống tời xác lập vị trí mới (Hình 2.5).

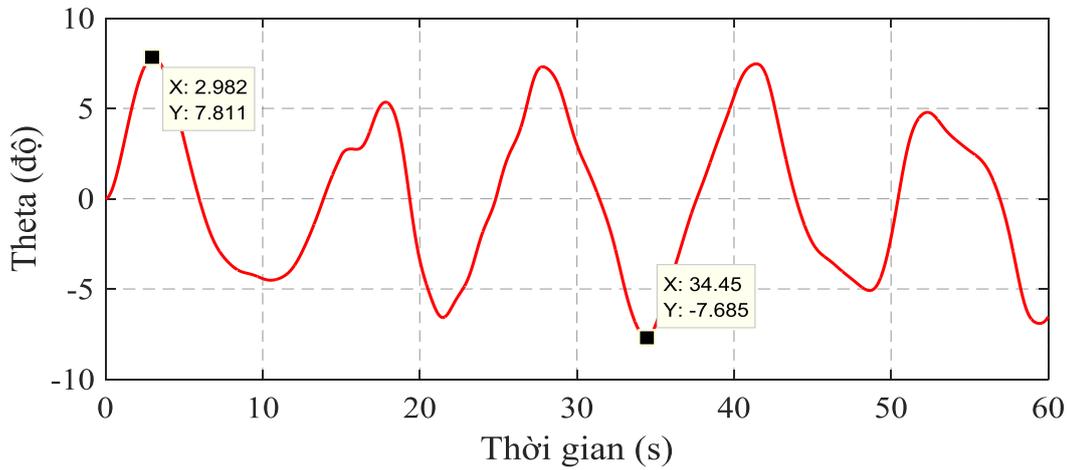
Tương tự, chiều dài cáp nâng thay đổi và đạt đến giá trị xác lập sau khoảng 22 giây kể từ lúc người vận hành bắt đầu thực hiện việc điều khiển tay trang và cũng dao động xung quanh vị trí yêu cầu với sai số xác lập và biên độ dao động lớn. Điều này là do hai yếu tố chính tác động gồm dịch chuyển trọng tâm tàu theo phương thẳng đứng và đàn hồi của cáp nâng. Nếu không khống chế được các dao động này thì hàng có xu hướng hạ xuống thấp do lực kéo tác động lên cáp nâng thay đổi liên tục. Điều đó có thể thấy rõ kể từ giây thứ 40, vị trí xác lập ngày càng có xu hướng tăng dần giá trị của nó. Giá trị sai số xác lập này có thể thấy rõ với sai số lên đến 0,5 m tại giây thứ 60. Với sai số xác lập và dao động với biên độ lớn của container, cáp nâng và xe con sẽ dẫn đến việc không thể thực hiện xếp/dỡ hàng do hệ thống không thể dẫn động các cơ cấu đến vị trí yêu cầu một cách chính xác được.



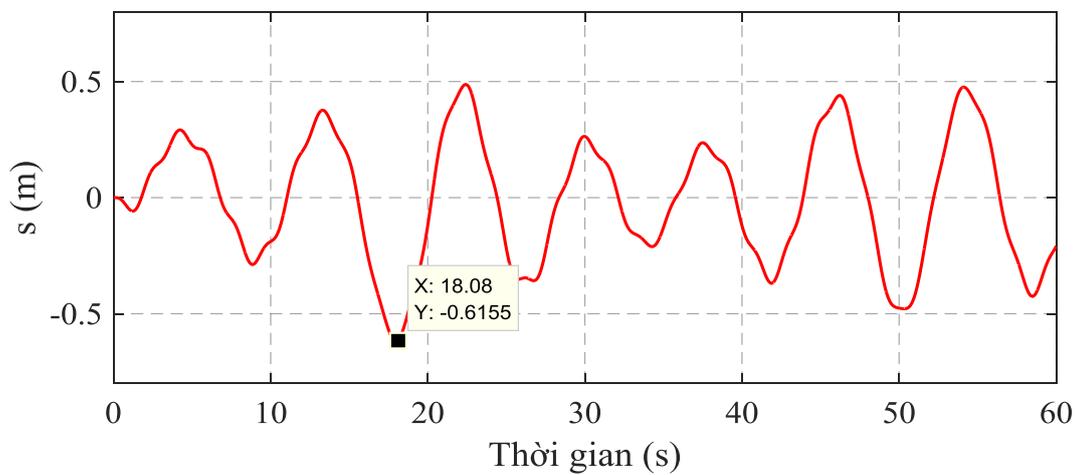
Hình 2.4. Dịch chuyển xe con (không có điều khiển)



Hình 2.5. Chiều dài cáp nâng (không có điều khiển)

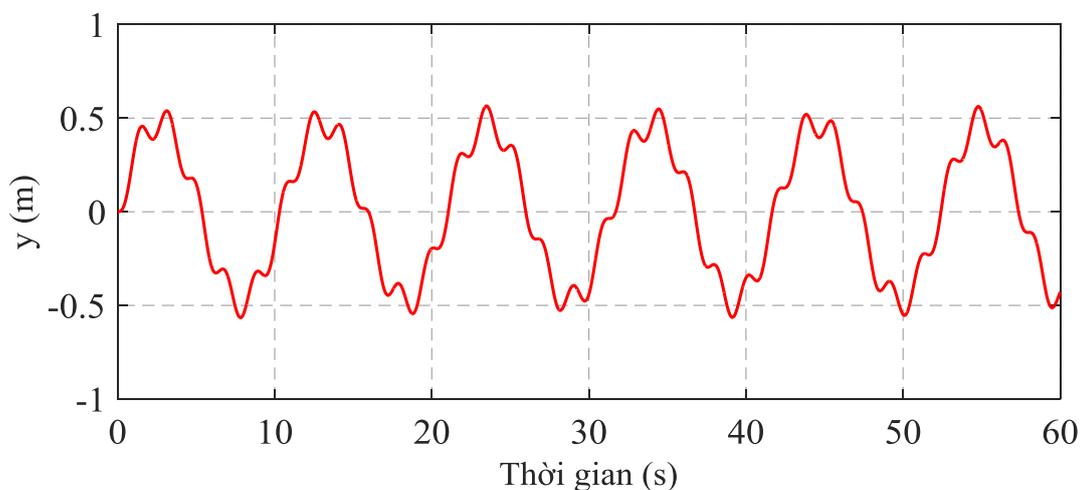


Hình 2.6. Góc lắc cáp nâng (không có điều khiển)

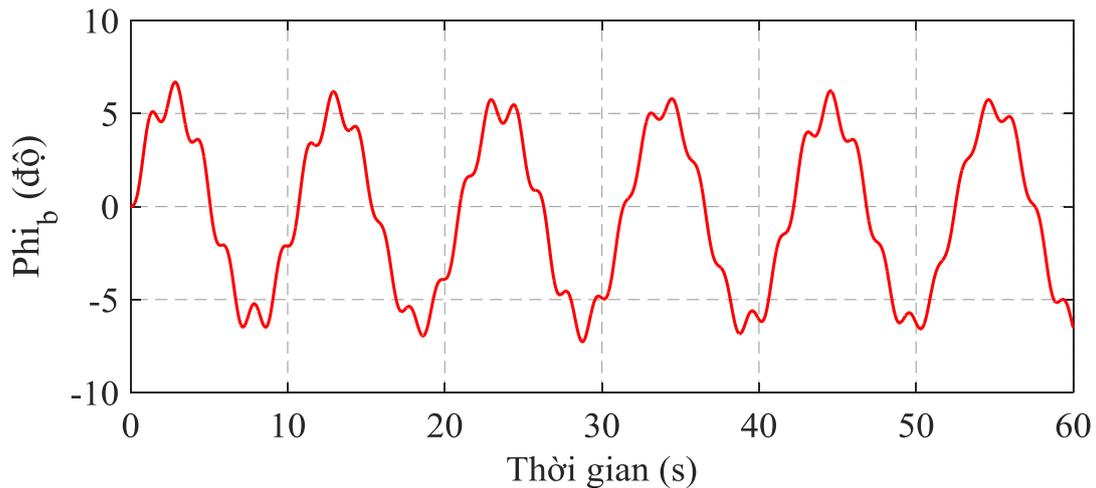


Hình 2.7. Dao động container dọc theo cáp nâng (không có điều khiển)

Do tác động của sóng biển, quá trình lắc hàng không được khống chế sẽ dẫn đến việc chiều dài cáp thay đổi liên tục, sự thay đổi đó cùng với các thay đổi bất lợi khác trong quá trình làm hàng. Điều này sẽ làm cho việc tiếp cận đích đến của container trở nên khó khăn hơn và tốn nhiều thời gian điều chỉnh hơn cho một lần dịch chuyển container. Dao động thân tàu và dịch chuyển thân tàu theo phương thẳng đứng được biểu thị trên các Hình 2.8 & Hình 2.9. Khối lượng thân tàu rất lớn so với khối lượng hàng nên thân tàu dao động chủ yếu do tác động của sóng biển và tải trọng gió. Tuy nhiên, dao động thân tàu cũng chịu ảnh hưởng của việc làm hàng do dịch chuyển của các cơ cấu tạo ra dao động cưỡng bức với biên độ nhỏ. Với mục đích dẫn động các cơ cấu đến vị trí yêu cầu một cách chính xác, đồng thời góc lắc cáp nâng và dao động container dọc theo cáp nâng phải được giữ nhỏ và triệt tiêu ở đích đến thì hệ thống điều khiển trực tiếp bằng tay trang khó có thể đáp ứng được đồng thời các yếu tố đó. Có thể thấy, các cơ cấu dịch chuyển vẫn dao động xung quanh vị trí của nó ở chế độ xác lập đồng thời góc lắc cáp nâng dao động với biên độ lớn. Điều này sẽ dẫn đến việc không thể thực hiện việc xếp/dỡ hàng do góc lắc cáp nâng lớn gây ra độ lệch vị trí hàng ở đích đến, hơn nữa nó có thể gây va đập với hàng hóa và thiết bị lân cận nếu như không kiểm soát được góc lắc cáp nâng dẫn đến tai nạn và hư hỏng trong quá trình làm hàng. Do vậy, cần trục container gắn trên tàu cần thiết phải được trang bị hệ thống điều khiển để tạo ra các đáp ứng tốt góp phần nâng cao hiệu suất làm hàng cũng như giảm được những tai nạn và hỏng hóc trong quá trình làm việc của cần trục.



Hình 2.8. Dịch chuyển thân tàu theo phương thẳng đứng (không có điều khiển)



Hình 2.9. Góc lắc tàu (không có điều khiển)

2.6. Kết luận chương 2

Chương này đã thực hiện được các nội dung chính sau:

- Xây dựng được mô hình động lực học cản trực container đặt trên phao nổi là mô hình phẳng, sáu bậc tự do, kể đến kích động của sóng biển, thay đổi tải trọng gió, đàn hồi của cáp nâng.

- Xây dựng được phương trình vi phân chuyển động của hệ dựa trên phương trình Lagrange loại hai. Hệ phương trình thu được gồm sáu phương trình vi phân phi tuyến cấp hai. Đây là cơ sở để xây dựng các thuật toán điều khiển.

- Phân tích được các phương pháp tính toán số được sử dụng để giải trực tiếp phương trình vi phân cấp hai, từ đó lựa chọn phương pháp Newmark để giải hệ phương trình vi phân đã xây dựng.

- Sử dụng ngôn ngữ lập trình MATLAB[®]/Simulink[®] dựa trên phương pháp Newmark để mô phỏng số các đáp ứng động lực học cản trực container đặt trên phao nổi. Các kết quả tính toán chỉ ra các cơ cấu không được dẫn động chính xác, góc lắc container và dao động container dọc theo cáp nâng lớn. Do đó, cản trực container cần được trang bị hệ thống điều khiển với quy luật điều khiển tốt để đảm bảo quá trình làm việc của cản trực an toàn và hiệu quả.

CHƯƠNG III. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

Hệ thống điều khiển được thiết kế dựa trên thuật toán điều khiển bền vững SOSMC. Bộ ước lượng mạng nơ ron (RBFN) được tích hợp vào hệ thống điều khiển để ước lượng thông số và mô hình hệ thống. Bộ quan sát trạng thái được sử dụng để thay thế các cảm biến trong việc đo các tín hiệu vận tốc sẽ góp phần giảm chi phí thiết kế hệ thống. Tính bền vững của hệ thống điều khiển là khả năng đáp ứng được các thay đổi của nhiễu ngoài và thay đổi của tham số hệ thống điều khiển điều.

3.1. Đặc điểm đối tượng điều khiển

3.1.1. Đặc điểm

Đối tượng điều khiển là cần trục gắn trên tàu được mô hình hóa như Hình 2.2, đây là hệ huy dẫn động với sáu tín hiệu cần điều khiển $\mathbf{q} = [x_t \quad \varphi_m \quad \theta \quad s \quad y \quad \varphi_b]^T$ nhưng chỉ được dẫn động bởi hai tín hiệu điều khiển $\mathbf{U} = [u_t \quad M_m \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$. Đối tượng điều khiển là hệ huy dẫn động nên việc điều khiển sẽ khó khăn hơn rất nhiều so với điều khiển hệ đu cơ cấu chấp hành. Với hai tín hiệu điều khiển $[u_t \quad M_m]^T$ phải cùng lúc đảm bảo các yêu cầu điều khiển gồm kéo xe con đến vị trí yêu cầu $x_t = x_d$, thay đổi chiều dài cáp nâng đến chiều dài mong muốn ứng với góc quay tời đến góc quay tời mong muốn $\varphi_m = \varphi_{md}$, nhưng đồng thời phải đảm bảo các tín hiệu phụ thuộc gồm góc lắc container θ , độ dẫn cáp nâng s , chuyển động của tàu theo phương thẳng đứng y và góc lắc tàu φ_b đạt đến giá trị mong muốn $[\theta \quad s \quad y \quad \varphi_b]^T = [\theta_d \quad s_d \quad y_d \quad \varphi_{bd}]^T = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$. Việc thiếu cơ cấu chấp hành sẽ là một khó khăn rất lớn đối với việc xây dựng hệ thống điều khiển vì một số tín hiệu điều khiển không được điều khiển trực tiếp bởi cơ cấu chấp hành. Số lượng biến điều khiển phụ thuộc càng lớn càng gây khó khăn cho việc điều khiển.

3.1.2. Tách hệ động lực

Có thể thấy, cần trục container gắn trên tàu (2.15) là hệ huy dẫn động với sáu tín hiệu ra $\mathbf{q} = [x_t \quad \varphi_m \quad \theta \quad s \quad y \quad \varphi_b]^T$ nhưng chỉ được dẫn động bởi hai tín hiệu điều khiển $\mathbf{U} = [u_t \quad M_m \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$. Nói cách khác, biến chủ động $\mathbf{q}_a = [x_t \quad \varphi_m]^T$

được dẫn động trực tiếp bằng lực điều khiển $\mathbf{U}_1 = [u_t \quad M_m]^T$, trong khi biến bị động $\mathbf{q}_u = [\theta \quad s \quad y \quad \varphi_b]^T$ không được dẫn động trực tiếp bởi các cơ cấu chấp hành. Kết hợp giữa biến chủ động và biến bị động, hệ động lực được phân tích thành hai hệ con

$$\mathbf{M}_{11}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{C}_{11}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{C}_{12}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{G}_1(\mathbf{q}) = \mathbf{U}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \quad (3.1)$$

$$\mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{M}_{22}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{C}_{21}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{C}_{22}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{G}_2(\mathbf{q}) = \mathbf{W}_2 \quad (3.2)$$

Trong đó, $\mathbf{M}_{11}(\mathbf{q}) \in R^{2 \times 2}$, $\mathbf{M}_{12}(\mathbf{q}) \in R^{2 \times 4}$, $\mathbf{M}_{21}(\mathbf{q}) \in R^{4 \times 2}$, $\mathbf{M}_{22}(\mathbf{q}) \in R^{4 \times 4}$ là các ma trận con của $\mathbf{M}(\mathbf{q})$. $\mathbf{C}_{11}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \in R^{2 \times 2}$, $\mathbf{C}_{12}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \in R^{2 \times 4}$, $\mathbf{C}_{21}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \in R^{4 \times 2}$, $\mathbf{C}_{22}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \in R^{4 \times 4}$ là các ma trận con của $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$. $\mathbf{G}_1(\mathbf{q}) \in R^2$ và $\mathbf{G}_2(\mathbf{q}) \in R^4$ là ma trận con của ma trận $\mathbf{G}(\mathbf{q})$. $\mathbf{W}_2 = [f_w \quad 0 \quad F_w \quad M_w]^T$ là véc tơ nhiễu sóng và gió tác động lên hệ. Các ma trận nói trên được sắp xếp như sau:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{11}(\mathbf{q}) & \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q}) \\ \mathbf{M}_{21}(\mathbf{q}) & \mathbf{M}_{22}(\mathbf{q}) \end{bmatrix}, \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{11}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) & \mathbf{C}_{12}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \\ \mathbf{C}_{21}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) & \mathbf{C}_{22}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

và

$$\mathbf{G}(\mathbf{q}) = [\mathbf{G}_1(\mathbf{q}) \quad \mathbf{G}_2(\mathbf{q})]. \quad (3.4)$$

3.2. Điều khiển trượt bậc hai

3.2.1. Thuật toán điều khiển

Thuật toán điều khiển trượt bậc hai (SOSMC) được xây dựng để đưa $\mathbf{q}_a = [x_t \quad \varphi_m]^T$ đến giá trị đặt $\mathbf{q}_{ad} = [x_d \quad \varphi_{md}]^T$ và đưa $\mathbf{q}_u = [\theta \quad s \quad y \quad \varphi_b]^T$ đến giá trị mong muốn $\mathbf{q}_{ud} = [\theta_d \quad s_d \quad y_d \quad \varphi_{bd}]^T = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$. Thuật toán điều khiển SOSMC đảm bảo hệ thống bền vững, bất chấp hệ chịu tác động của nhiễu và sự thay đổi tham số. $\mathbf{M}_{22}(\mathbf{q})$ là ma trận xác định dương, do đó hệ con bị động (3.2) được biến đổi thành:

$$\ddot{\mathbf{q}}_u = \mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q}) \{ \mathbf{W}_2 - \mathbf{M}_{21}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_a - \mathbf{C}_{21}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_a - \mathbf{C}_{22}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_u - \mathbf{G}_2(\mathbf{q}) \} \quad (3.5)$$

Thay phương trình (3.5) vào phương trình (3.1) ta được dạng đơn giản của hệ tương đương:

$$\bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_a + \bar{\mathbf{C}}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_a + \bar{\mathbf{C}}_2(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_u + \bar{\mathbf{G}}(\mathbf{q}) = \bar{\mathbf{U}} \quad (3.6)$$

Trong đó các thành phần của hệ tương đương được mô tả như sau:

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) &= \mathbf{M}_{11}(\mathbf{q}) - \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{21}(\mathbf{q}) \\ \bar{\mathbf{C}}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) &= \mathbf{C}_{11}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{C}_{21}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \\ \bar{\mathbf{C}}_2(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) &= \mathbf{C}_{12}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{C}_{22}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \\ \bar{\mathbf{G}}(\mathbf{q}) &= \mathbf{G}_1(\mathbf{q}) - \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{G}_2(\mathbf{q}) \end{aligned} \quad (3.7)$$

với tín hiệu vào tương đương $\bar{\mathbf{U}}$ là sự tương tác giữa tín hiệu điều khiển \mathbf{U}_1 và kích động sóng biển \mathbf{W}_2 được xác định bằng:

$$\bar{\mathbf{U}} = \mathbf{U}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{W}_2 \quad (3.8)$$

Chú ý rằng, $\bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q})$ là ma trận xác định dương. Xem \mathbf{q}_a là tín hiệu ra của hệ thống, phương trình (3.6) được viết thành:

$$\ddot{\mathbf{q}}_a = \bar{\mathbf{M}}^{-1}(\mathbf{q}) \left\{ \mathbf{U}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{W}_2 - \bar{\mathbf{C}}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_a - \bar{\mathbf{C}}_2(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_u - \bar{\mathbf{G}}(\mathbf{q}) \right\} \quad (3.9)$$

Luật điều khiển được tạo ra $\mathbf{U}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ với các tín hiệu hồi tiếp $[\mathbf{q} \quad \dot{\mathbf{q}}]^T$ sẽ đưa trạng thái của hệ $\mathbf{q} = [\mathbf{q}_a \quad \mathbf{q}_u]$ đến mặt trượt và đưa \mathbf{q} đến vị trí mong muốn. Một dạng mặt trượt chuyển mạch có dạng sau:

$$\mathbf{s} = \dot{\mathbf{e}}_a + \boldsymbol{\beta}\mathbf{e}_a + \boldsymbol{\rho}\mathbf{e}_u \quad (3.10)$$

Trong đó, $\mathbf{e}_a = \mathbf{q}_a - \mathbf{q}_{ad}$ và $\mathbf{e}_u = \mathbf{q}_u - \mathbf{q}_{ud}$ là các véc tơ sai số; $\mathbf{s} \in \mathbf{R}^2$, $\boldsymbol{\beta} = \text{diag}(\beta_1, \beta_2)$ và $\boldsymbol{\rho} = \begin{bmatrix} \rho_1 & 0 & 0 & \rho_2 \\ 0 & \rho_3 & \rho_4 & 0 \end{bmatrix}$ là các ma trận tham số điều khiển. Với tác động của luật điều khiển, quỹ đạo trạng thái \mathbf{q} sẽ được đẩy đến vị trí trên mặt trượt và được giữ ở trên mặt trượt mãi mãi. Để làm được điều đó, phương trình ổn định động học của mặt trượt đóng-mở được xét đến

$$\dot{\mathbf{s}} + \boldsymbol{\beta}\mathbf{s} + \mathbf{K}\text{sgn}(\mathbf{s}) = \mathbf{0} \quad (3.11)$$

Trong đó, $\mathbf{K} = \text{diag}(K_1, K_2)$ là một ma trận xác định dương. Thành phần $\dot{\mathbf{s}} + \boldsymbol{\beta}\mathbf{s}$ đảm bảo ổn định số mũ, trong khi thành phần $\mathbf{K}\text{sgn}(\mathbf{s})$ duy trì tính bền vững của ổn

định mặt trượt.

Thay phương trình (3.9) và (3.10) vào phương trình (3.11) ta được thuật toán SOSMC có dạng:

$$\begin{aligned} \mathbf{U}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = & \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{W}_2 + \{\bar{\mathbf{C}}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_a + \bar{\mathbf{C}}_2(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_u + \bar{\mathbf{G}}(\mathbf{q})\} \\ & - \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q})\{2\boldsymbol{\beta}\dot{\mathbf{q}}_a + \boldsymbol{\rho}\dot{\mathbf{q}}_u + \boldsymbol{\beta}^T\boldsymbol{\beta}(\mathbf{q}_a - \mathbf{q}_{ad}) + \boldsymbol{\beta}\boldsymbol{\rho}(\mathbf{q}_u - \mathbf{q}_{ud}) + \mathbf{K}\text{sgn}(\mathbf{s})\} \end{aligned} \quad (3.12)$$

Ma trận hệ số điều khiển \mathbf{K} được chọn bằng phép thử sai để chắc chắn rằng giai đoạn tiến tới mặt trượt không quá dài trong khi hiện tượng rung (chattering) sẽ giảm. Trong thực tế, hệ thống điều khiển không lắp đặt cảm biến để đo nhiễu động bên ngoài. Không được cung cấp thông tin của nhiễu \mathbf{W}_2 , bộ điều khiển được đề xuất vẫn làm việc tốt khi chịu tác động của nhiễu. Trong trường hợp này, thành phần $\mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{W}_2$ có thể được loại bỏ và thuật toán điều khiển (3.12) sẽ được đơn giản thành:

$$\begin{aligned} \mathbf{U}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = & -\bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q})\{2\boldsymbol{\beta}\dot{\mathbf{q}}_a + \boldsymbol{\rho}\dot{\mathbf{q}}_u + \boldsymbol{\beta}^T\boldsymbol{\beta}(\mathbf{q}_a - \mathbf{q}_{ad}) + \boldsymbol{\beta}\boldsymbol{\rho}(\mathbf{q}_u - \mathbf{q}_{ud}) + \mathbf{K}\text{sgn}(\mathbf{s})\} \\ & + \bar{\mathbf{C}}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_a + \bar{\mathbf{C}}_2(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_u + \bar{\mathbf{G}}(\mathbf{q}) \end{aligned} \quad (3.13)$$

3.2.2. Phân tích ổn định

Ta phân tích ổn định của hệ (2.15) với sự dẫn động của bộ điều khiển SOSMC (3.13). Xét hàm Lyapunov có dạng:

$$V = \frac{1}{2}\mathbf{s}^T\bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q})\mathbf{s} \quad (3.14)$$

Đạo hàm hàm Lyapunov (3.14) theo thời gian, ta được:

$$\dot{V} = \frac{1}{2}\mathbf{s}^T\dot{\bar{\mathbf{M}}}(\mathbf{q})\mathbf{s} \quad (3.15)$$

Thay phương trình (3.9) vào đạo hàm của mặt trượt (3.10), ta được:

$$\dot{\mathbf{s}} = \bar{\mathbf{M}}^{-1}(\mathbf{q})\{\mathbf{U}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{W}_2 - \mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\} + \boldsymbol{\beta}\dot{\mathbf{q}}_a + \boldsymbol{\rho}\dot{\mathbf{q}}_u \quad (3.16)$$

Thay luật điều khiển (3.13) vào phương trình (3.16) dẫn đến mặt trượt đóng-mở

$$\dot{\mathbf{s}} + \boldsymbol{\beta}\mathbf{s} = -\mathbf{K}\text{sgn}(\mathbf{s}) \quad (3.17)$$

Thay phương trình (3.16) vào phương trình (3.14), ta được:

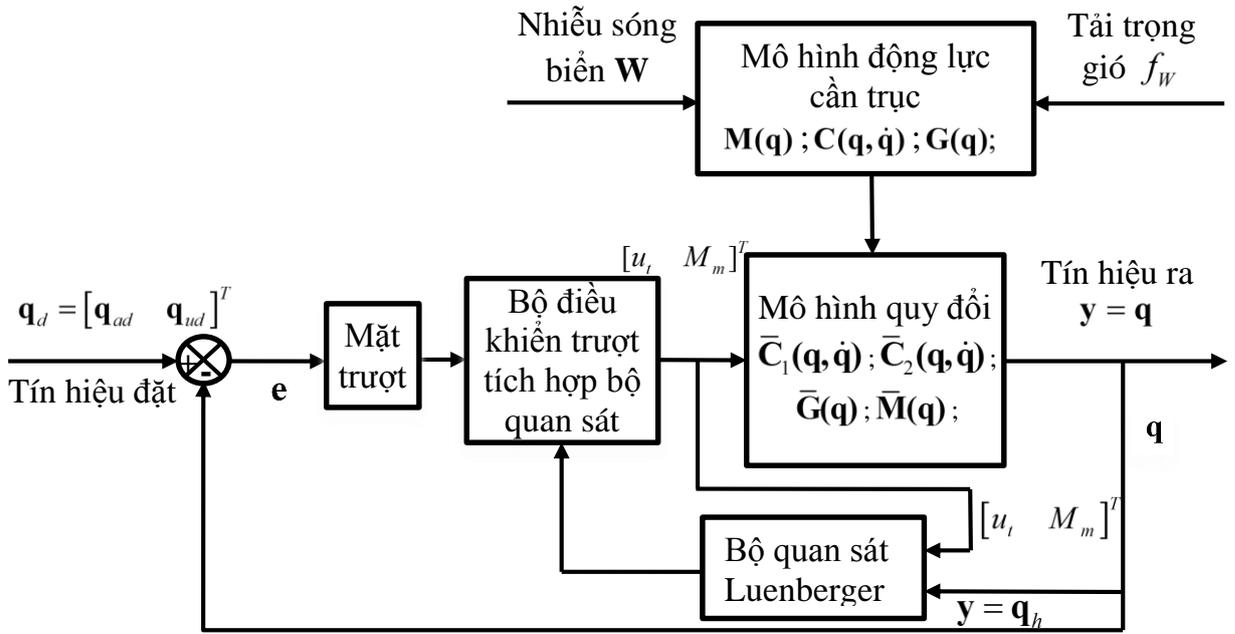
$$\begin{aligned}\dot{V} &= \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{s}} \\ &= -\mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \boldsymbol{\beta} \mathbf{s} - \mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \mathbf{K} \operatorname{sgn}(\mathbf{s})\end{aligned}\quad (3.18)$$

Chú ý rằng $\bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q})$, $\boldsymbol{\beta}$ và \mathbf{K} là những ma trận xác định dương. Do đó, $\dot{V} \leq 0$ hoặc $V(t) \leq V(0), \forall t \geq 0$ dẫn đến $V(t) \in L_\infty$. Điều này cho thấy rằng \mathbf{s} bị chặn. Vậy, mặt trượt ổn định tiệm cận, $\lim_{t \rightarrow \infty} \mathbf{s} = \mathbf{0}$.

3.3. Điều khiển trượt tích hợp bộ quan sát

Trong thực tế, không phải tất cả các biến trạng thái đều đo được để phản hồi về hệ thống điều khiển. Khi đó, cần phải xây dựng một bộ ước lượng các biến trạng thái để cung cấp thông tin về bộ điều khiển. Trong một số trường hợp, có thể lấy đạo hàm của một biến trạng thái để tạo ra một biến khác. Điều này sẽ làm cho độ chính xác của tín hiệu phản hồi không được cao và có sai số lớn do ảnh hưởng của nhiễu. Lấy đạo hàm một biến trạng thái để tạo ra biến trạng thái khác sẽ làm giảm tỷ số tín hiệu-nhiễu do thông thường nhiễu dao động nhanh hơn tín hiệu. Sau một lần đạo hàm tỷ số tín hiệu-nhiễu có thể giảm vài lần. Do đó, có thể sử dụng bộ ước lượng để ước lượng các biến trạng thái không đo được mà không cần dùng đến phép đạo hàm. Bộ ước lượng đó được gọi là bộ quan sát trạng thái hay nói ngắn gọn là bộ quan sát.

Bộ điều khiển trượt bậc hai tích hợp bộ quan sát được mô tả bằng sơ đồ khối Hình 3.1. Ở đó, bộ ước lượng được sử dụng là bộ quan sát Luenberger dùng để ước lượng các tín hiệu vận tốc thay cho việc đạo hàm số cũng như việc lắp các cảm biến đo vận tốc dịch chuyển của các cơ cấu trong hệ thống. Tín hiệu ra của hệ thống là các tín hiệu chuyển vị, các tín hiệu này sẽ được đưa về bộ điều khiển để lấy tín hiệu so sánh với tín hiệu đặt. Tín hiệu vận tốc sẽ được ước lượng thông qua bộ quan sát và đưa về bộ điều khiển. Tín hiệu vào bộ quan sát là các tín hiệu ra chuyển vị của hệ thống và tín hiệu ra của bộ điều khiển. Sở dĩ bộ quan sát cần đồng thời cả tín hiệu ra của hệ thống và tín hiệu ra của bộ điều khiển là do yêu cầu độ chính xác của tín hiệu được ước lượng.



Hình 3.1. Sơ đồ khối hệ thống điều khiển trượt bậc hai tích hợp bộ quan sát

3.3.1. Thuật toán điều khiển

Trong mô phỏng, tín hiệu phản hồi trạng thái gồm véc tơ tọa độ suy rộng $\mathbf{q} = [x_t \ \varphi_m \ \theta \ s \ y \ \varphi_b]^T$ và đạo hàm của nó $\dot{\mathbf{q}} = [\dot{x}_t \ \dot{\varphi}_m \ \dot{\theta} \ \dot{s} \ \dot{y} \ \dot{\varphi}_b]^T$. Trong thực tế, hệ thống điều khiển sử dụng sáu cảm biến để đo sáu thành phần véc tơ tín hiệu ra \mathbf{q} , trong khi sáu thành phần của véc tơ phản hồi vận tốc $\dot{\mathbf{q}}$ được xấp xỉ bằng đạo hàm số hoặc bằng bộ quan sát trạng thái. Giảm số lượng các cảm biến làm cho hệ thống điều khiển trở nên gọn nhẹ và giảm giá thành. Trong mục này, tác giả thiết kế một bộ quan sát để ước lượng thành phần vận tốc nếu \mathbf{q} được xem như tín hiệu ra của hệ thống thì mô hình động lực học cần trục (2.15) có thể được viết lại dưới dạng mô hình không gian trạng thái:

$$\dot{\mathbf{x}}_1 = \mathbf{x}_2 \quad (3.19)$$

$$\dot{\mathbf{x}}_2 = \widehat{\mathbf{M}}^{-1}(\mathbf{x}_1) [\widehat{\mathbf{F}} - \widehat{\mathbf{C}}(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2) \mathbf{x}_2 - \widehat{\mathbf{G}}(\mathbf{x}_1)] \quad (3.20)$$

Trong đó, $\mathbf{x}_1 = \mathbf{q} \in R^6$ và $\mathbf{x}_2 = \dot{\mathbf{q}} \in R^6$ được định nghĩa như là trạng thái hệ thống. Dựa trên dạng của mô hình động lực học (3.19) & (3.20) và tham khảo kết quả của công trình nghiên cứu [30], tác giả xây dựng một bộ ước lượng Luenberger như sau:

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}_1 = \hat{\mathbf{x}}_2 + \rho\gamma(\mathbf{x}_1 - \hat{\mathbf{x}}_1) \quad (3.21)$$

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}_2 = \widehat{\mathbf{M}}^{-1}(\mathbf{x}_1) \left[\widehat{\mathbf{F}} - \widehat{\mathbf{C}}(\mathbf{x}_1, \boldsymbol{\sigma}_v(\mathbf{x}_2)) - \widehat{\mathbf{G}}(\mathbf{x}_1) \right] + \rho^2 \delta(\mathbf{x}_1 - \hat{\mathbf{x}}_1) \quad (3.22)$$

Trong đó, $(\hat{\mathbf{x}}_1, \hat{\mathbf{x}}_2)$ là giá trị xấp xỉ của $(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2)$. γ, δ , và ρ là ma trận thông số bộ quan sát. $\mathbf{V} \in R^6$ là véc tơ giới hạn của vận tốc \mathbf{x}_2 , các yếu tố này phải thỏa mãn $|x_i| \leq V_i (i = 1 - 6)$. $\boldsymbol{\sigma}_v(\mathbf{x}_2)$ là một hàm tới hạn được định nghĩa như sau:

$$[\boldsymbol{\sigma}_v(\mathbf{x}_2)]_i = \begin{cases} V_i & \text{khi } x_i \geq V_i \\ x_i & \text{khi } -V_i \leq x_i \leq V_i \\ -V_i & \text{khi } x_i \leq -V_i \end{cases} \quad (3.23)$$

Do đó, tương ứng với tín hiệu vào $\hat{\mathbf{F}} = [\hat{\mathbf{F}}_c \quad \mathbf{0}]^T$ và tín hiệu ra \mathbf{q} của hệ thống điều khiển, bộ quan sát Luenberger (3.21) & (3.22) được sử dụng để xấp xỉ $(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ trong trường hợp \mathbf{q} đo được và $\dot{\mathbf{q}}$ không đo được. Tiếp đó, thông số trạng thái được xấp xỉ $(\hat{\mathbf{x}}_1, \hat{\mathbf{x}}_2) = (\hat{\mathbf{q}}, \dot{\hat{\mathbf{q}}})$ được hồi tiếp đến bộ điều khiển. Tương ứng với bộ quan sát (3.21) & (3.22). Với bộ điều khiển SOSMC, bộ quan sát tích hợp vào bộ điều khiển được định nghĩa như sau:

$$\begin{aligned} \mathbf{U}_1(\hat{\mathbf{x}}_1, \hat{\mathbf{x}}_2) = & -\bar{\mathbf{M}}(\hat{\mathbf{x}}_1) \left\{ 2\boldsymbol{\beta}\hat{\mathbf{q}}_a + \rho\dot{\hat{\mathbf{q}}}_u + \boldsymbol{\beta}^T \boldsymbol{\beta}(\hat{\mathbf{q}}_a - \hat{\mathbf{q}}_{ad}) + \boldsymbol{\beta}\rho(\hat{\mathbf{q}}_u - \hat{\mathbf{q}}_{ud}) + \mathbf{K} \operatorname{sgn}(\hat{\mathbf{s}}) \right\} \\ & + \bar{\mathbf{C}}_1(\hat{\mathbf{x}}_1, \hat{\mathbf{x}}_2)\dot{\hat{\mathbf{q}}}_a + \bar{\mathbf{C}}_2(\hat{\mathbf{x}}_1, \hat{\mathbf{x}}_2)\dot{\hat{\mathbf{q}}}_u + \bar{\mathbf{G}}(\hat{\mathbf{x}}_1) \end{aligned} \quad (3.24)$$

và

$$\hat{\mathbf{s}} = \dot{\hat{\mathbf{e}}}_a + \boldsymbol{\beta}\hat{\mathbf{e}}_a + \rho\hat{\mathbf{e}}_u \quad (3.25)$$

với $\hat{\mathbf{e}}_a = \hat{\mathbf{q}}_a - \mathbf{q}_{ad}$ và $\hat{\mathbf{e}}_u = \hat{\mathbf{q}}_u - \mathbf{q}_{ud}$.

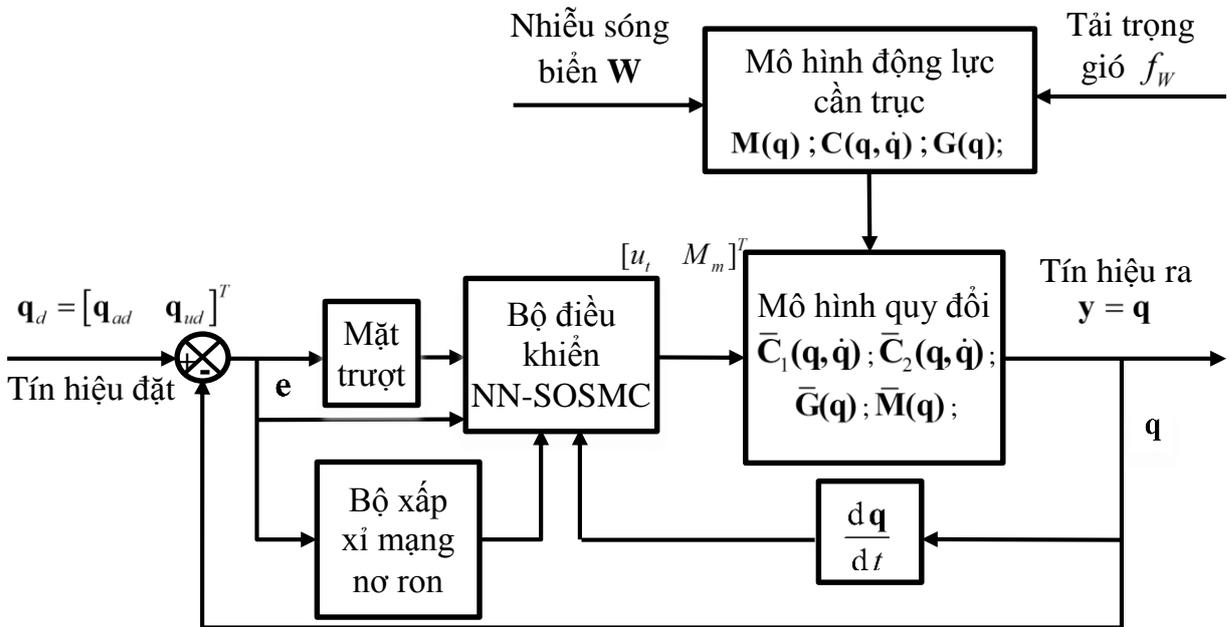
3.3.2. Phân tích ổn định

Nghiên cứu của nhóm tác giả trong bài báo [30] chứng tỏ rằng bộ quan sát động lực học (3.21) & (3.22) ổn định toàn cục theo số mũ sai số ước lượng và tốc độ hội tụ phụ thuộc vào thông số thiết kế của bộ quan sát. Rõ ràng, với tác động của bộ quan sát Luenberger đã đề xuất (3.21) & (3.22) tương ứng với luật điều khiển (3.24), thông số trạng thái ước lượng $(\hat{\mathbf{q}}, \dot{\hat{\mathbf{q}}})$ tiệm cận số mũ với giá trị thực, đó là:

$$\|\boldsymbol{\eta}\| \leq k \|\boldsymbol{\eta}(\mathbf{0})\| e^{-\zeta t} \quad (3.26)$$

Trong đó, $\boldsymbol{\eta} = [(\hat{\mathbf{x}}_1 - \mathbf{x}_1) \quad (\hat{\mathbf{x}}_2 - \mathbf{x}_2)]^T \in R^{12}$ là véc tơ sai số xấp xỉ và $\boldsymbol{\eta}(\mathbf{0}) = [(\hat{\mathbf{x}}_1(\mathbf{0}) - \mathbf{x}_1(\mathbf{0})) \quad (\hat{\mathbf{x}}_2(\mathbf{0}) - \mathbf{x}_2(\mathbf{0}))]^T \in R^{12}$ là trạng thái ban đầu của nó, k và ζ là thông số được chọn tùy ý lớn hơn k . Lưu ý, trạng thái cải tiến của mô hình cần trục container (2.15) cũng là bộ quan sát (3.21) & (3.22). Do đó, các điều kiện ban đầu của mô hình động lực học và mô hình quan sát phải giống hệt nhau $(\mathbf{q}(\mathbf{0}), \dot{\mathbf{q}}(\mathbf{0})) = (\hat{\mathbf{x}}_1(\mathbf{0}), \hat{\mathbf{x}}_2(\mathbf{0}))$ [30].

3.4. Điều khiển trượt tích hợp mạng nơ ron



Hình 3.2. Sơ đồ khối hệ thống điều khiển trượt bậc hai tích hợp mạng nơ ron

3.4.1. Thuật toán điều khiển

Bộ điều khiển SOSMC (3.13) được sử dụng hiệu quả trong cả trường hợp không biết chắc chắn thông số hệ thống. Mặc dù bộ điều khiển (3.13) giữ cho đáp ứng của hệ thống nhất quán nhưng nó vẫn yêu cầu thông tin từ cấu trúc của đối tượng điều khiển. Một bộ điều khiển thích nghi-bền vững trong đó bộ điều khiển không cần thiết phải biết hầu hết các thành phần của đối tượng điều khiển là cần trục container gắn trên tàu được đề xuất. Bộ ước lượng RBFN được thiết kế và tích hợp vào vòng lặp điều khiển

để ước lượng cấu trúc của đối tượng điều khiển bao gồm $\mathbf{M}(\mathbf{q})$, $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ và $\mathbf{G}(\mathbf{q})$. Khi đó, thuật toán điều khiển SOSMC (3.13) được viết lại thành:

$$\mathbf{U}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \left\{ \begin{array}{l} 2\beta\dot{\mathbf{q}}_a + \rho\dot{\mathbf{q}}_u + \beta^T \beta(\mathbf{q}_a - \mathbf{q}_{ad}) \\ + \beta\rho(\mathbf{q}_u - \mathbf{q}_{ud}) + \mathbf{K} \operatorname{sgn}(\mathbf{s}) \end{array} \right\} \quad (3.27)$$

với

$$\mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \bar{\mathbf{C}}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_a + \bar{\mathbf{C}}_2(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_u + \bar{\mathbf{G}}(\mathbf{q}) \quad (3.28)$$

trở thành hệ mô hình cần trục phi tuyến phức tạp.

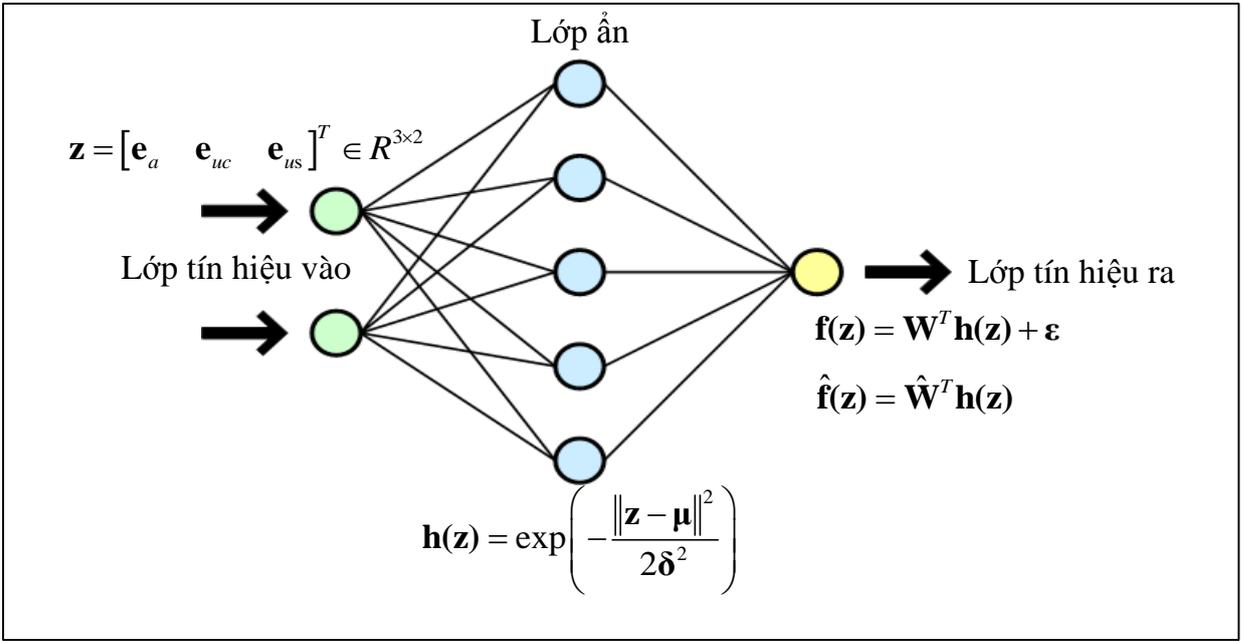
Không biết thông tin mô hình hệ thống, bộ điều khiển bền vững (3.27) sẽ không có thông tin của đối tượng điều khiển $\mathbf{M}(\mathbf{q})$, $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ và $\mathbf{G}(\mathbf{q})$, khi đó các thành phần của bộ điều khiển $\bar{\mathbf{C}}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$, $\bar{\mathbf{C}}_2(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$, $\bar{\mathbf{G}}(\mathbf{q})$ là những đại lượng chưa biết. Điều đó có thể dễ dàng nhận thấy từ mối quan hệ giữa các phương trình (3.3), (3.4) và (3.7). Trong mạng RBFN, một cơ cấu thích nghi được xây dựng để ước lượng hàm ẩn (3.27) của bộ điều khiển (3.28). Gọi $\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \in R^2$ là xấp xỉ phi tuyến của $\mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$, thuật toán điều khiển (3.27) được viết dưới dạng thích nghi như sau

$$\mathbf{U}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \hat{\mathbf{f}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \left\{ \begin{array}{l} 2\beta\dot{\mathbf{q}}_a + \rho\dot{\mathbf{q}}_u + \beta^T \beta(\mathbf{q}_a - \mathbf{q}_{ad}) \\ + \beta\rho(\mathbf{q}_u - \mathbf{q}_{ud}) + \mathbf{K} \operatorname{sgn}(\mathbf{s}) \end{array} \right\} \quad (3.29)$$

Trong đó, $\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \hat{\mathbf{C}}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_a + \hat{\mathbf{C}}_2(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_u + \hat{\mathbf{G}}(\mathbf{q})$ là một véc tơ của hàm phi tuyến, có thể được ước lượng.

3.4.2. Cấu trúc thích nghi

Cấu trúc thích nghi được sử dụng trong thiết kế thuật toán điều khiển gồm một mạng nơ ron với một lớp tín hiệu vào, một lớp ẩn và một lớp tín hiệu ra (Hình 3.3). Tín hiệu đưa vào cấu trúc thích nghi là một véc tơ sai số $\mathbf{z} = [\mathbf{e}_a \quad \mathbf{e}_{uc} \quad \mathbf{e}_{us}]^T \in R^{3 \times 2}$. Trong đó, \mathbf{z} là véc tơ đầu vào mạng nơ ron gồm các thành phần là sai số khi so sánh tín hiệu đặt và tín hiệu ra của hệ thống.



Hình 3.3. Cấu trúc thích nghi dùng mạng nơ ron

Mạng hàm hướng kính cơ bản Gauss được sử dụng để xấp xỉ mô hình con không biết $\mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$. Mô hình xác định $\mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ được nhận dạng ngoại tuyến. Khi ước lượng mô hình $\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ đủ chính xác, nó sẽ được thay vào cấu trúc của bộ điều khiển (3.29). Nhìn chung, mạng RBF bao gồm một lớp tín hiệu vào, một lớp tín hiệu ẩn và một lớp tín hiệu ra. Đầu vào của mạng nơ ron RBF được cho bởi:

$$\mathbf{z} = [\mathbf{e}_a \quad \mathbf{e}_{uc} \quad \mathbf{e}_{us}]^T \in R^{3 \times 2} \quad (3.30)$$

với $\mathbf{e}_{uc} = [(\theta - \theta_d) \quad (s - s_d)]^T \in R^2$ và $\mathbf{e}_{us} = [(y - y_d) \quad (\varphi_b - \varphi_{bd})]^T \in R^2$ là các véc tơ sai số từng phần của biến trạng thái bị động tương ứng với cần trục và tàu. Tín hiệu ra xấp xỉ của mạng nơ ron $\mathbf{f}(\mathbf{z})$ được xác định bằng:

$$\mathbf{f}(\mathbf{z}) = \mathbf{W}^T \mathbf{h}(\mathbf{z}) + \boldsymbol{\varepsilon} \quad (3.31)$$

Trong đó, \mathbf{W} là ma trận trọng số lý tưởng, $\mathbf{h}(\mathbf{z})$ là hàm kích hoạt, $\boldsymbol{\varepsilon}$ là sai số mô hình mạng nơ ron, ta có:

$$\mathbf{h}(\mathbf{z}) = \exp\left(-\frac{\|\mathbf{z} - \boldsymbol{\mu}\|^2}{2\delta^2}\right) \quad (3.32)$$

với $\boldsymbol{\mu} = [\mu_{ij}]$ là véc tơ trung tâm, $\boldsymbol{\delta} = [\delta_j]$ là véc tơ độ lệch chuẩn. Tiếp đó, tín

hiệu ra của mạng RBFN là xấp xỉ $\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{z})$ được biểu thị bằng:

$$\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{z}) = \hat{\mathbf{W}}^T \mathbf{h}(\mathbf{z}) \quad (3.33)$$

Sai số mô hình $\boldsymbol{\varepsilon}$ là nhỏ, do đó, nó có thể được loại bỏ như được thấy trong phương trình (3.33). Áp dụng ổn định Lyapunov, một cơ cấu xác định được đề xuất để trực tiếp ước lượng thành phần phi mô hình $\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{z})$ bằng việc xấp xỉ ma trận trọng số $\hat{\mathbf{W}}$ như sau:

$$\dot{\hat{\mathbf{W}}} = -\boldsymbol{\Gamma} \mathbf{h}(\mathbf{z}) \mathbf{s}^T \quad (3.34)$$

với $\boldsymbol{\Gamma} = \text{diag}(\Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_m)$ là một ma trận chéo xác định dương của thông số thích nghi. Thực tế, cơ cấu (3.40) trực tiếp xấp xỉ $\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{z})$ bằng việc xác định xấp xỉ ma trận trọng số $\hat{\mathbf{W}}$ và ánh xạ tín hiệu vào ở đó xấp xỉ cơ hệ $\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{z})$ là càng gần càng tốt để xác định thành phần $\mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$.

3.4.3. Phân tích ổn định

Ta phân tích ổn định của hệ (2.15) tích hợp cơ cấu thích nghi (3.29) với sự dẫn động của bộ điều khiển RBFN. Xét hàm Lyapunov có dạng

$$V = \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \mathbf{s} + \frac{1}{2} \text{trace}(\tilde{\mathbf{W}}^T \boldsymbol{\Gamma}^{-1} \tilde{\mathbf{W}}) \quad (3.35)$$

Trong đó, $\tilde{\mathbf{W}} = \hat{\mathbf{W}} - \mathbf{W}$ là sai số ma trận trọng số, và $\hat{\mathbf{W}}$ là xấp xỉ của ma trận trọng số.

Đạo hàm hàm Lyapunov (3.35) theo thời gian, ta được:

$$\dot{V} = \mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{s}} + \text{trace}(\tilde{\mathbf{W}}^T \boldsymbol{\Gamma}^{-1} \dot{\tilde{\mathbf{W}}}) \quad (3.36)$$

Thay phương trình (3.9) vào đạo hàm của mặt trượt (3.10), ta được:

$$\dot{\mathbf{s}} = \bar{\mathbf{M}}^{-1}(\mathbf{q}) \left\{ \mathbf{U}_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q}) \mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q}) \mathbf{W}_2 - \mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \right\} + \boldsymbol{\beta} \dot{\mathbf{q}}_a + \boldsymbol{\rho} \dot{\mathbf{q}}_u \quad (3.37)$$

Thay luật điều khiển (3.29) vào phương trình (3.36) dẫn đến mặt trượt đóng-mở

$$\dot{\mathbf{s}} + \boldsymbol{\beta} \mathbf{s} = \bar{\mathbf{M}}^{-1}(\mathbf{q}) \tilde{\mathbf{f}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{K} \text{sgn}(\mathbf{s}) \quad (3.38)$$

với

$$\tilde{\mathbf{f}} = \hat{\mathbf{f}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \tilde{\mathbf{W}}^T \mathbf{h}(\mathbf{z}), \quad (3.39)$$

là sai số ước lượng của thành phần phi tuyến $\mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$. Thay phương trình (3.37) vào phương trình (3.35), ta được:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{s}} + \frac{1}{2} \text{trace}(\tilde{\mathbf{W}}^T \Gamma^{-1} \dot{\tilde{\mathbf{W}}}) \\ &= -\mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \boldsymbol{\beta} \mathbf{s} - \mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \mathbf{K} \text{sgn}(\mathbf{s}) + \mathbf{s}^T \tilde{\mathbf{f}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \text{trace}(\tilde{\mathbf{W}}^T \Gamma^{-1} \dot{\tilde{\mathbf{W}}}) \\ &= -\mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \boldsymbol{\beta} \mathbf{s} - \mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \mathbf{K} \text{sgn}(\mathbf{s}) + \mathbf{s}^T \tilde{\mathbf{W}}^T(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \text{trace}(\tilde{\mathbf{W}}^T \Gamma^{-1} \dot{\tilde{\mathbf{W}}}) \\ &= -\mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \boldsymbol{\beta} \mathbf{s} - \mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \mathbf{K} \text{sgn}(\mathbf{s}) + \text{trace}(\tilde{\mathbf{W}}^T \left[\Gamma^{-1} \dot{\tilde{\mathbf{W}}} + \mathbf{s}^T \mathbf{h}(\mathbf{z}) \right]) \end{aligned} \quad (3.40)$$

Thêm cơ cấu cập nhật (3.34) vào đạo hàm của hàm Lyapunov (3.36), ta được:

$$\dot{V} = -\mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \boldsymbol{\beta} \mathbf{s} - \mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \mathbf{K} \text{sgn}(\mathbf{s}) \quad (3.41)$$

Chú ý rằng $\bar{\mathbf{M}}(\mathbf{q})$, $\boldsymbol{\beta}$ và \mathbf{K} là những ma trận xác định dương. Do đó, $\dot{V} \leq 0$ hoặc $V(t) \leq V(0), \forall t \geq 0$ dẫn đến $V(t) \in L_\infty$. Điều này cho thấy rằng cả \mathbf{s} và $\tilde{\mathbf{W}}$ bị chặn. Vậy, mặt trượt ổn định tiệm cận, $\lim_{t \rightarrow \infty} \mathbf{s} = \mathbf{0}$.

3.5. Mô phỏng

3.5.1. Các thông số đầu vào

Ta tiến hành mô phỏng số mô hình động lực cần trục (2.15) chịu tác động của sóng biển (2.16), (2.17) và gió (2.18) dẫn động bằng bộ điều khiển (3.13) và bộ điều khiển thích nghi bền vững (3.29). Trong khi đó, RBFN được áp dụng để xấp xỉ hệ thống (3.32)÷(3.34). Dưới đây là các thông số được sử dụng trong mô phỏng đáp ứng hệ thống gồm thông số hệ động lực, nhiễu, tham số của bộ điều khiển, cơ cấu thích nghi, và thông số của bộ quan sát (Bảng 3.1). Các thông số hệ động lực, thông số sóng biển kích động, thông số tải trọng gió được chọn theo các phân tích và lý giải chọn thông số trong Bảng 2.1. Các tham số của bộ điều khiển SOSMC, NN-SOSMC và OB-SOSMC được chọn bằng phương pháp thử sai.

Bảng 3.1. Các thông số mô phỏng

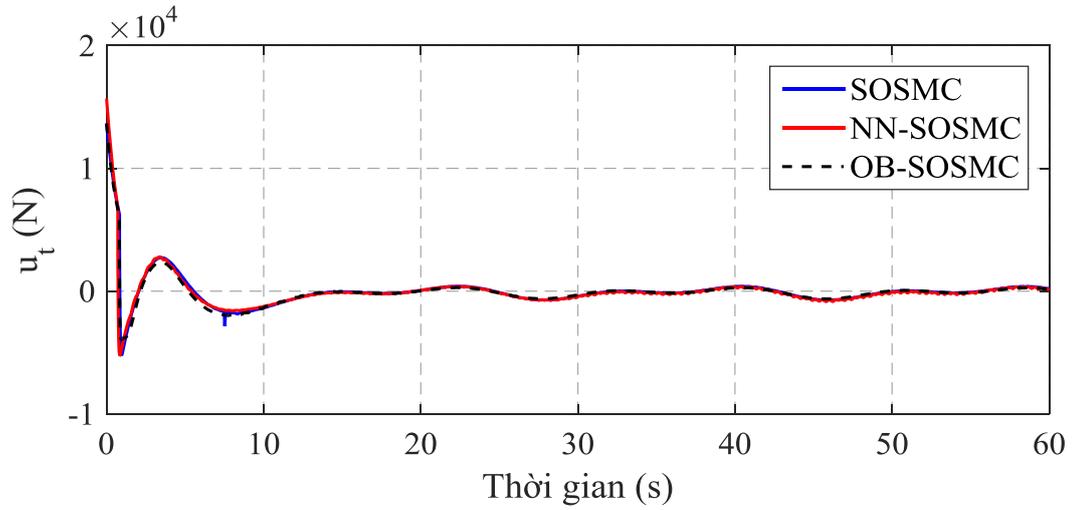
Hệ động lực	Sóng biển
$a_2 = 32 \text{ m},$	$a_{w0} = c_{w0} = 0 \text{ N}, a_{w1} = b_{w1} = 3.10^5 \text{ N}, c_{w1} = d_{w1} = 6.10^5 \text{ Nm},$ $\omega_F = \omega_M = 0.35 \text{ rad/s}.$

$a_3 = 12.5 \text{ m},$ $a_4 = 12.5 \text{ m},$ $r_m = 0.325 \text{ m},$ $l_0 = 15 \text{ m},$ $m_b = 450000 \text{ kg},$ $m_t = 5900 \text{ kg},$ $m_c = 24000 \text{ kg},$ $J_b = 571875000 \text{ kgm}^2,$ $J_m = 41700 \text{ kgm}^2,$ $k_1 = 1250000 \text{ N/m},$ $k_2 = 1250000 \text{ N/m},$ $k_3 = 12000 \text{ N/m},$ $b_1 = 200 \text{ Ns/m},$ $b_2 = 200 \text{ Ns/m},$ $b_3 = 220 \text{ Ns/m},$ $b_t = 50 \text{ Ns/m},$ $g = 9.81 \text{ m/s}^2,$ $b_m = 70 \text{ Ns/m}.$	Tải trọng gió
	$\rho_a = 1.22 \text{ kg/m}^3, \nu_0 = 7,1 \text{ m/s}, C_w = 1.1, K_r = 0.85,$ $K_h = 1.15, K_{wd} = 0.9, C_g = 1.05, A_c = 14,06 \text{ m}^2.$
	Thuật toán điều khiển SOSMC
	$\beta_1 = 0.21, \beta_2 = 0.3, \rho_1 = 13, \rho_2 = 1, \rho_3 = 4, \rho_4 = 0.1,$ $K_1 = K_2 = 2$
	Thuật toán điều khiển NN-SOSMC
	$\beta_1 = 0.2, \beta_2 = 0.4, \rho_1 = 13, \rho_2 = 1, \rho_3 = 4, \rho_4 = 0.1,$ $K_1 = K_2 = 2, \Gamma_i = 12,$ $\mu = 0.1 \begin{bmatrix} -1.5 & -1 & -0.5 & 0.1 & 0.5 & 1 & 1.5 & -0.5 & -1 & -1.5 \\ -1.5 & -1 & -0.5 & 0.1 & 0.5 & 1 & 1.5 & -0.5 & -1 & -1.5 \\ -1.5 & -1 & -0.5 & 0.1 & 0.5 & 1 & 1.5 & -0.5 & -1 & -1.5 \end{bmatrix},$ $\delta = [2 \ 2 \ 2 \ 2 \ 2 \ 2 \ 2 \ 2 \ 2 \ 2].$
	Bộ quan sát
	$\hat{\mathbf{x}}_1(0) = \hat{\mathbf{q}}(0) = [0 \ 0 \ 4^\circ \ 0 \ 0 \ 0]^T,$ $\hat{\mathbf{x}}_2(0) = \dot{\hat{\mathbf{q}}}(0) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T,$ $\mathbf{v} = [1 \ 1 \ 0.1 \ 0.5 \ 0.5 \ 0.5]^T, \rho = 5, \gamma = 1, \delta = 1.$

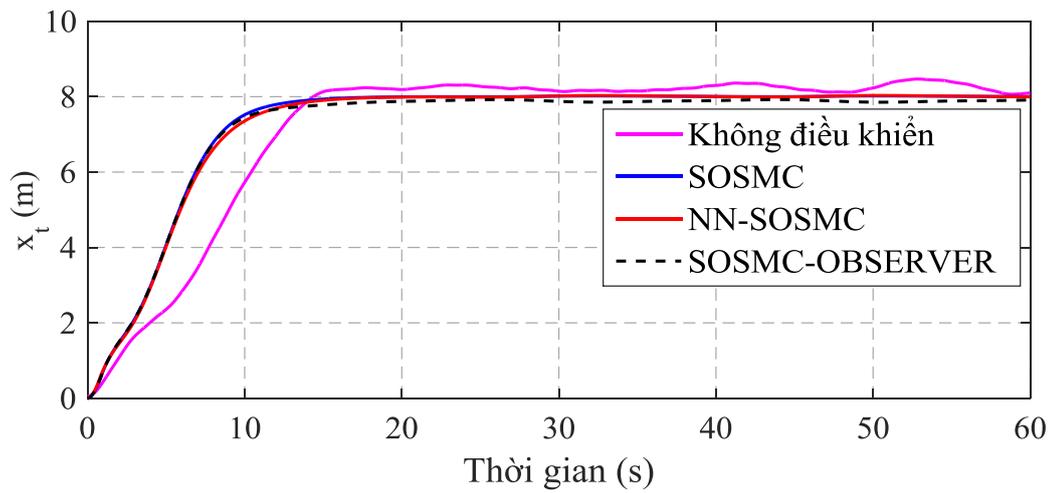
3.5.2. Kết quả mô phỏng

Khi tích hợp các thuật toán điều khiển đã được thiết kế vào hệ thống điều khiển, bằng việc mô phỏng số sẽ cho ta các đáp ứng từ Hình 3.4 đến Hình 3.13. Để tăng hiệu suất khai thác, việc nâng hạ container và dịch chuyển xe con sẽ được mô phỏng thực hiện đồng thời. Với tín hiệu vào là lực đẩy xe con u_t (Hình 3.4) và mô men quay tời M_m (Hình 3.6), xe con dịch chuyển đến vị trí 8 m so với vị trí ban đầu (Hình 3.5), tương ứng, container được nâng lên từ vị trí cáp nâng dài 15 m đến vị trí cáp nâng dài 7 m (Hình 3.7). Như đã thấy trên các hình Hình 3.5 và Hình 3.7 cả dịch chuyển xe con và chuyển động của tời tiệm cận với giá trị đặt của nó trong khi góc lắc cáp nâng nhỏ.

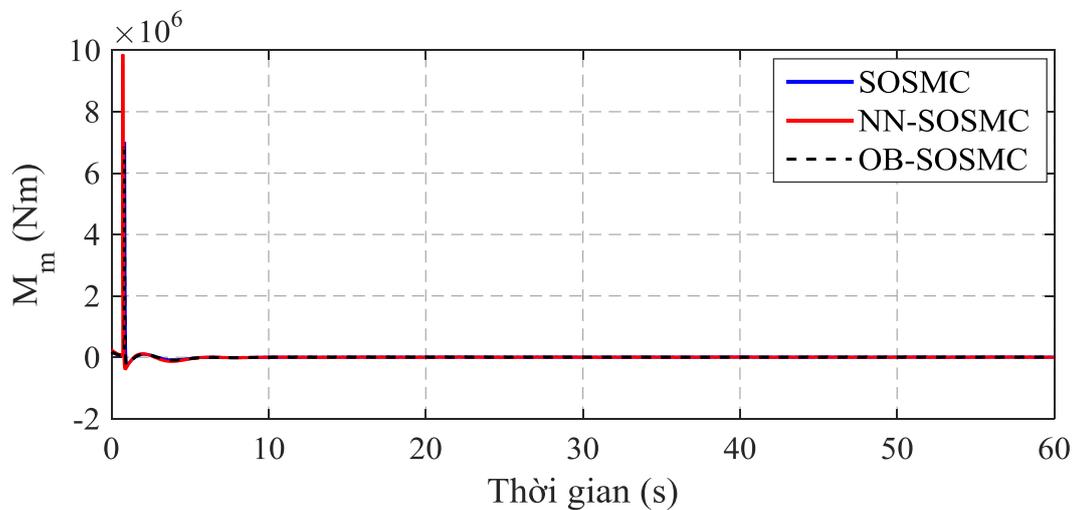
Góc lắc cấp nâng (Hình 3.8) và dao động dọc cấp nâng (Hình 3.9) hầu như không đáng kể ở đích đến của container mặc dù chuyển động của hệ là đáng kể.



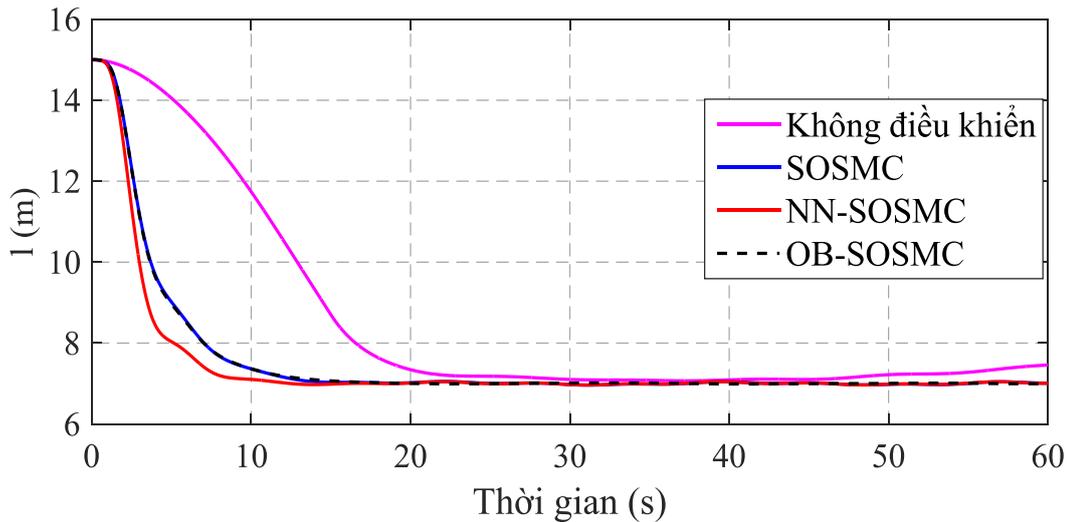
Hình 3.4. Lực đẩy xe con



Hình 3.5. Vị trí xe con

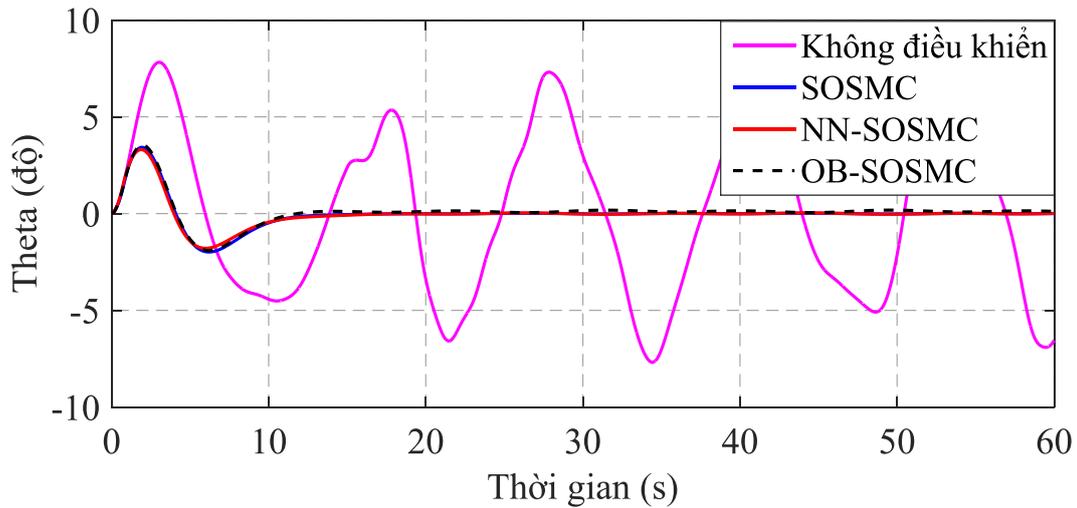


Hình 3.6. Mô men quay tời

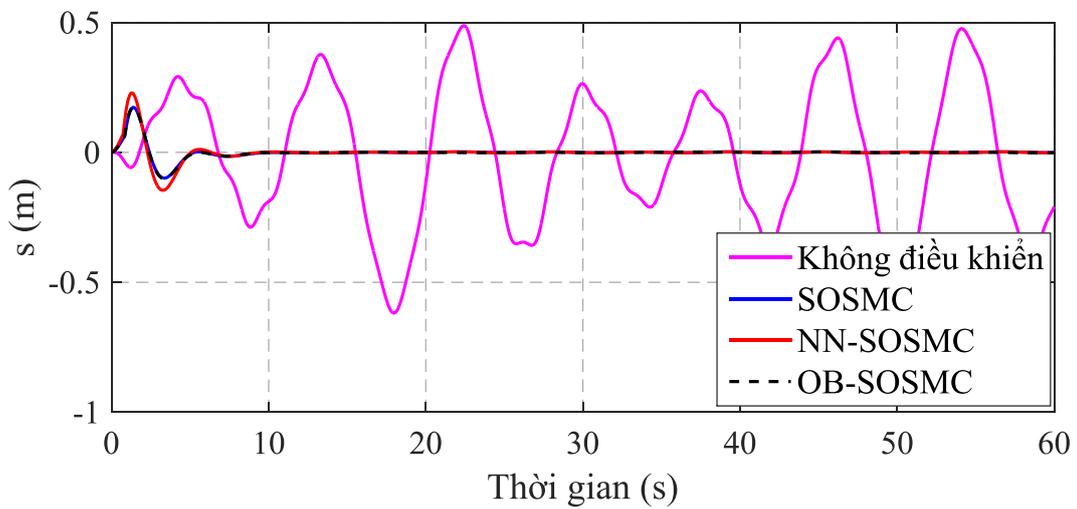


Hình 3.7. Chiều dài cáp nâng

Trên Hình 3.8, ta có thể dễ dàng nhận thấy đáp ứng góc lắc cáp nâng đối với thuật toán điều khiển OB-SOSMC đạt đến trạng thái xác lập sớm hơn so với hai thuật toán điều khiển SOSMC và NN-SOSMC. Tuy nhiên, khi đạt đến trạng thái xác lập, góc lắc cáp nâng đối với việc sử dụng thuật toán điều khiển OB-SOSMC không bị triệt tiêu mà tiếp tục dao động với biên độ nhỏ. Ở giai đoạn quá độ, góc lắc lớn nhất đối với 3 thuật toán điều khiển gần như bằng nhau, với thuật toán điều khiển NN-SOSMC thì $\theta_{\max}=2,7^\circ$, trong khi đó góc lắc cực đại đối với hai thuật toán điều khiển SOSMC và OB-SOSMC $\theta_{\max}=2,8^\circ$. Đối với dao động dọc theo cáp nâng của container, ở giai đoạn quá độ, biên độ dao động lớn nhất đối với thuật toán điều khiển SOSMC và OB-SOSMC là giống nhau $s_{\max}= 0,18$ m, trong khi đó với thuật toán điều khiển NN-SOSMC thì biên độ dao động lớn nhất của container dọc theo cáp nâng là $s_{\max}= 0,22$ m. Như vậy, biên độ dao động cực đại của cáp nâng và dao động dọc cáp nâng của container đối với thuật toán NN-SOSMC so với hai thuật toán còn lại có độ lệch nhất định. Tuy nhiên, khi ở trạng thái xác lập thì các thuật toán điều khiển này cho các đáp ứng điều khiển tương đương nhau và đều tiệm cận với giá trị đặt. So với trường hợp không có điều khiển, đáp ứng vị trí xe con đối với cả ba thuật toán được đề xuất đã được cải thiện rõ rệt về thời gian tăng và khả năng bám quỹ đạo đặt. Khi không có điều khiển, xe con mất 30 giây để tiến đến giá trị yêu cầu trong khi các thuật toán điều khiển chỉ mất khoảng 15 giây để tiến đến giá trị đặt. Điều đó chứng tỏ hiệu quả của các thuật toán điều khiển trong việc dẫn động xe con.



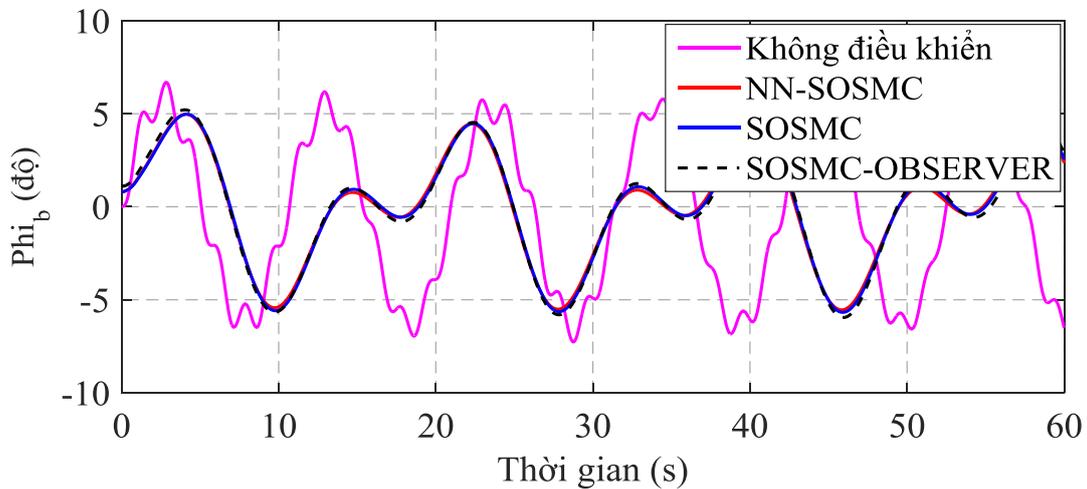
Hình 3.8. Góc lắc cấp nâng



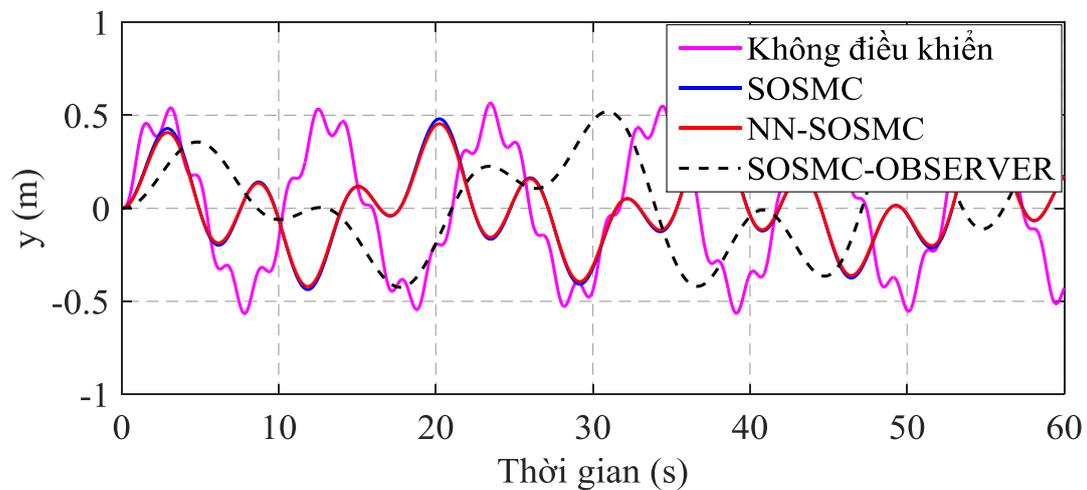
Hình 3.9. Dao động container dọc theo cấp nâng

Tác động của sóng lên thân tàu sẽ gây ra dao động nghiêng và chúi thân tàu trong Hình 3.10 & Hình 3.11. Các dao động này chỉ thoáng qua được kích thích bởi chu kỳ dao động với 2 tần số: Dao động riêng của hệ cần trục-tàu và dao động cưỡng bức của sóng biển. Mục đích chính của bộ điều khiển được đề xuất là ổn định tiệm cận với tín hiệu đặt để dịch chuyển container tới vị trí yêu cầu và giữ cho góc lắc và dao động dọc cấp của container nhỏ. Các thuật toán điều khiển này không thể hoàn toàn dập tắt được dao động thân tàu do kích động của sóng biển. Tuy nhiên, chúng gián tiếp góp phần vào việc ổn định biên của tàu nếu cần trục container ổn định tiệm cận. So với trường hợp hệ thống chưa được tích hợp các thuật toán điều khiển, dao động thân tàu dao động ổn định hơn thể hiện ở việc chu kỳ dao động của thân tàu có xu hướng tăng lên. Đối với dao động nghiêng thân tàu, chu kỳ dao động tăng từ 8 giây lên 10 giây, và với

dịch chuyển thân tàu theo phương thẳng đứng thì chu kỳ dao động của nó tăng từ 10 giây lên 12 giây. Như vậy, có thể khẳng định, khi trang bị hệ thống điều khiển với các thuật toán điều khiển đã được đề xuất sẽ góp phần tăng chất lượng các đáp ứng trong quá trình điều khiển cần trục.



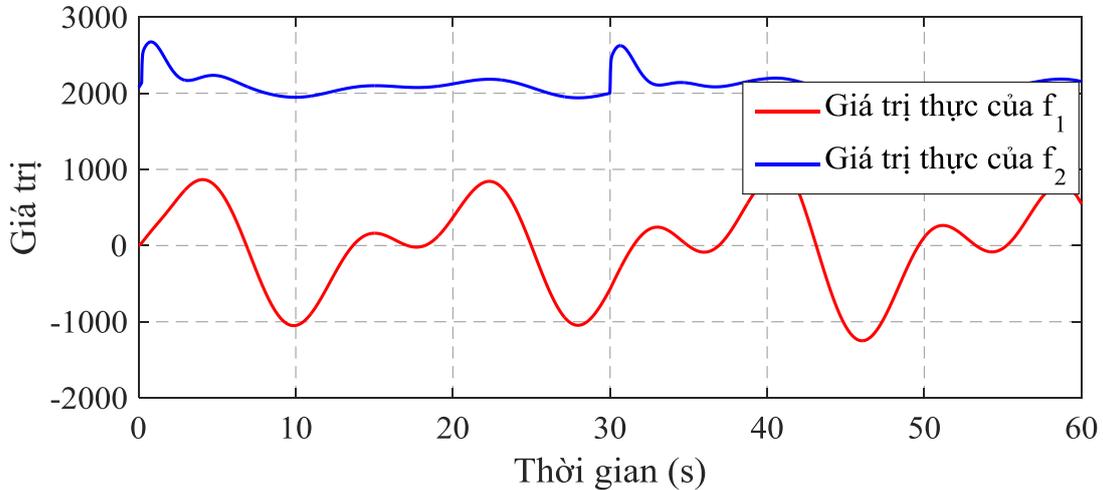
Hình 3.10. Dao động nghiêng của thân tàu



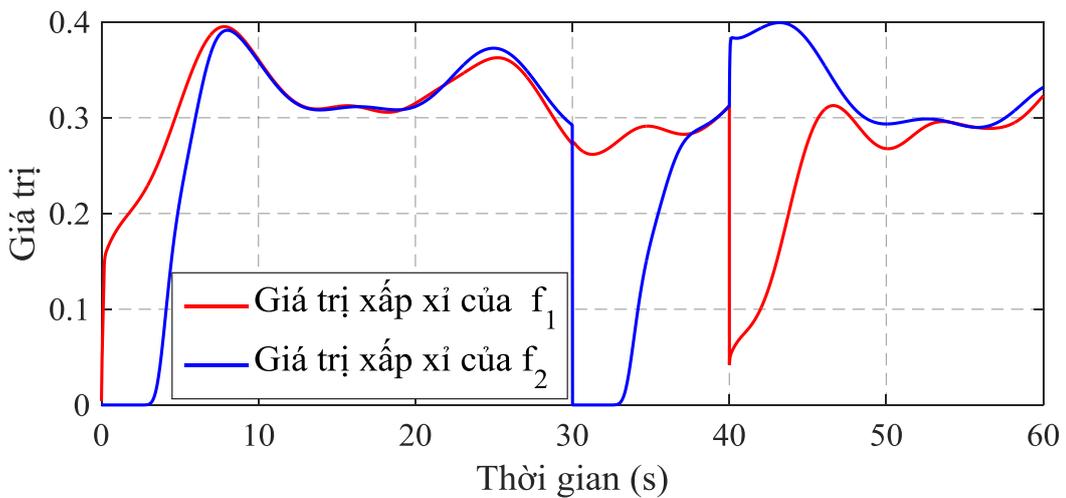
Hình 3.11. Dao động chúi của thân tàu

Mô hình động lực học $\mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = [f_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \quad f_2(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})]$ biểu thị trong Hình 3.12 và Hình 3.13 được ước lượng bằng bộ xấp xỉ RBFN (3.32) ÷ (3.34). Giá trị ước lượng của hệ động học $\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{z}) = [\hat{f}_1(\mathbf{z}) \quad \hat{f}_2(\mathbf{z})]$ được mô tả trong Hình 3.13. Thông tin chính xác của mô hình là không có ý nghĩa bởi vì cơ cấu thích nghi (3.32) ÷ (3.34) không nhằm đến xác định giá trị đúng của mô hình toán. Như trong Phần 3.4.1, bộ ước lượng mạng nơ ron (3.32) ÷ (3.34) kết hợp với bộ điều khiển NN-SOSMC (3.29) dùng để ổn định

tín hiệu ra của hệ thống. Với nhiều giá trị được xấp xỉ $\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{z}) = [\hat{f}_1(\mathbf{z}) \quad \hat{f}_2(\mathbf{z})]$ làm cho hệ thống ổn định. Do đó, bộ ước lượng không cần thiết nhận dạng đúng của mô hình hệ thống.



Hình 3.12. Phần tử của cơ hệ tương đương (NN-SOSMC)



Hình 3.13. Ước lượng thông số hệ tương đương (NN-SOSMC)

3.5.3. Tính bền vững của hệ thống điều khiển

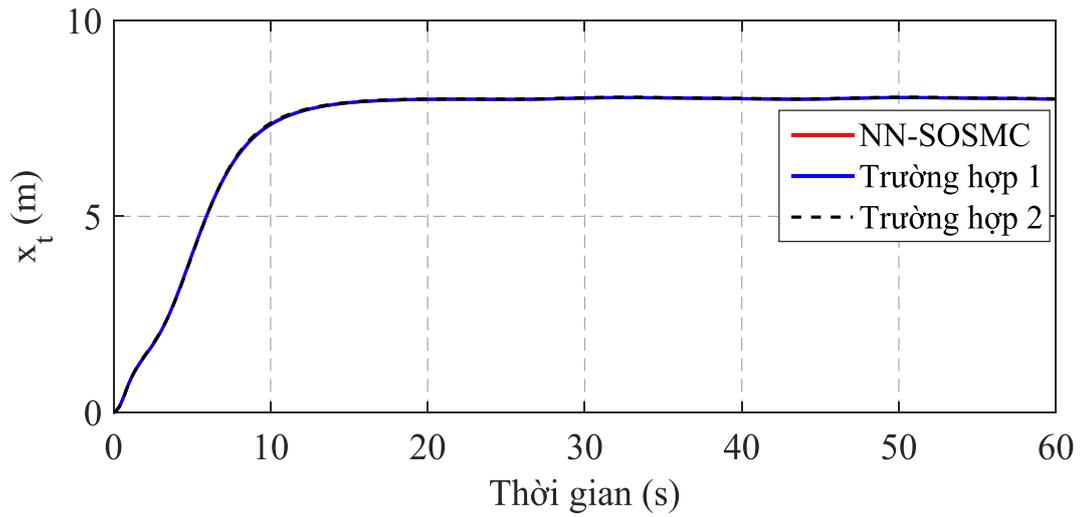
Trong quá trình khai thác cần trục có rất nhiều yếu tố thay đổi tác động lên hệ thống, có thể kể đến: nhiễu ngoài tác động, khối lượng tàu thay đổi, khối lượng hàng thay đổi. Sóng và gió là nhiễu ngoài tác động phụ thuộc vào khu vực địa lý và thời tiết. Theo tính toán, tàu MH-A1-250 với sức chở tối đa 252 TEU thì tải trọng toàn tàu sẽ dao động từ 2.800 tấn (tàu chạy ballast) đến 4.500 tấn (tàu chạy đầy hàng) [1]. Theo

tiêu chuẩn EURO thì container loại 20 feet có khối lượng lớn nhất là 24 tấn, container 40 feet có khối lượng lớn nhất là 30,48 tấn [1]. Như vậy, nhiều và thông số hệ thống thay đổi liên tục trong quá trình khai thác cần trục container. Để xem xét tính bền vững của hệ thống điều khiển, đề tài sẽ mô phỏng xem xét đáp ứng của hệ thống cho hai trường hợp sau đây:

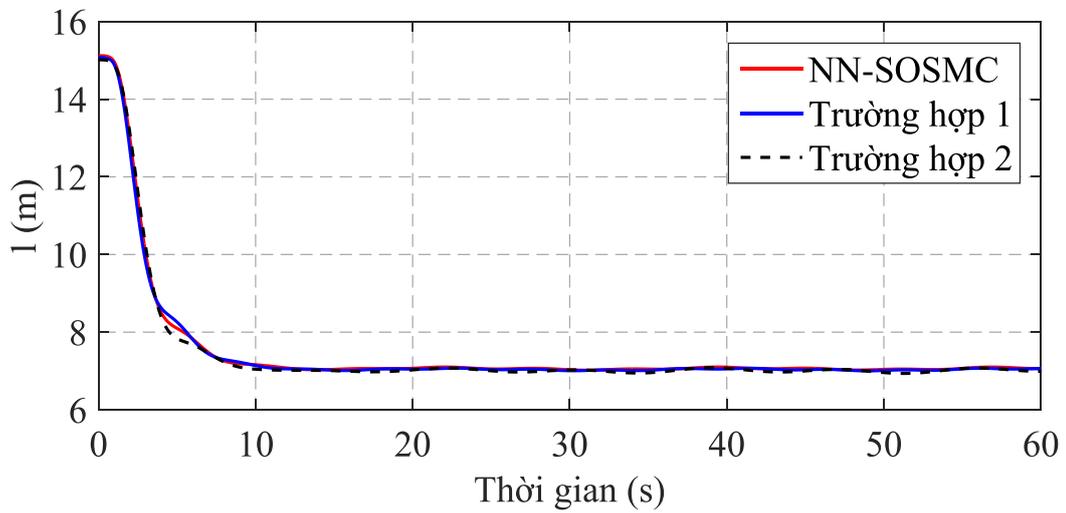
Trường hợp 1: Thay đổi tần số sóng kích động $\omega_F = \omega_M = 0,2 \text{ rad/s}$, khối lượng tàu 2.800.000 kg. Sử dụng container 20 feet với diện tích chắn gió $A_C = 14,06 \text{ m}^2$, tốc độ gió $v_0 = 5,2 \text{ m/s}$ (ứng với cấp gió Bô-pho cấp 3), khối lượng hàng 24.000 kg.

Trường hợp 2: Thay đổi tần số sóng kích động $\omega_F = \omega_M = 0,5 \text{ rad/s}$, khối lượng tàu 4.500.000 kg. Sử dụng container 40 feet với diện tích chắn gió $A_C = 28,7 \text{ m}^2$, tốc độ gió $v_0 = 8,8 \text{ m/s}$ (ứng với cấp gió Bô-pho cấp 5), khối lượng hàng 30.480 kg.

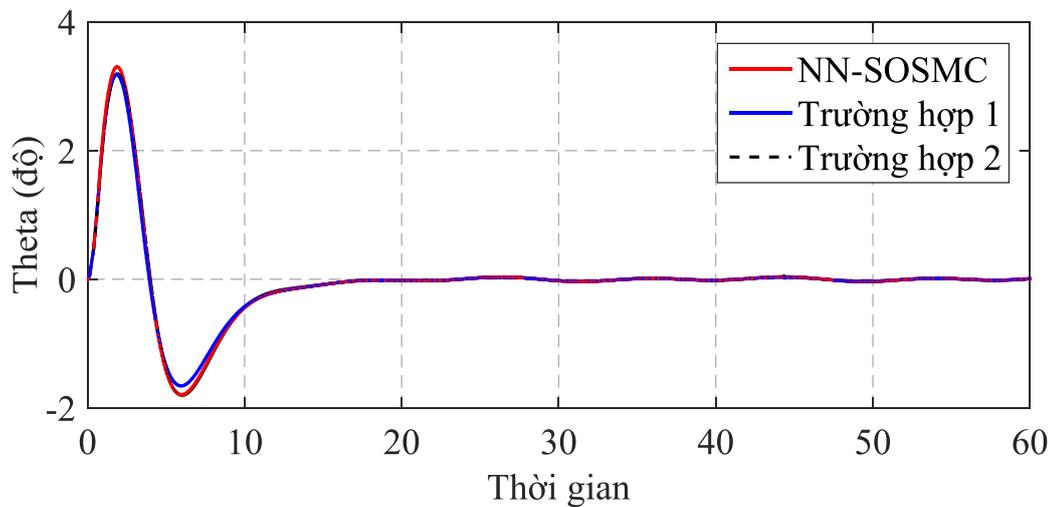
Khi nhiều và thông số hệ thống thay đổi, hệ thống điều khiển vẫn đảm bảo ổn định với dải thay đổi lớn. Các đáp ứng của hệ thống vẫn đạt được các yêu cầu trong quá trình làm việc. Cơ cấu dẫn động vẫn đưa container đến vị trí yêu cầu một cách chính xác. Vị trí xe con (Hình 3.14) và chiều dài cáp nâng (Hình 3.14) trong hai trường hợp đề xuất đều đạt được giá trị yêu cầu, không tồn tại độ quá điều chỉnh và sai số xác lập rất nhỏ. Góc lắc cáp nâng (Hình 3.16) và dao động container dọc theo cáp nâng (Hình 3.17) được giữ nhỏ ở giai đoạn chuyển tiếp và triệt tiêu ở đích đến. Chức năng chính của hệ thống điều khiển là dẫn động các cơ dịch chuyển đến vị trí yêu cầu. Tuy nhiên, tính bền vững của hệ thống điều khiển được thể hiện rất rõ ở việc khối lượng hàng và khối lượng tàu thay đổi lớn nhưng dao động nghiêng thân tàu (Hình 3.18) và dao động chúi thân tàu (Hình 3.19) vẫn giữ ổn định biên. Như vậy, khi thay đổi các thông số của nhiều, thông số hệ thống, hệ thống điều khiển vẫn đảm bảo được sự ổn định trong quá trình làm việc. Điều này rất quan trọng vì trong quá trình làm việc ngoài thực tế, các yếu tố nhiều và thông số hệ thống thay đổi liên tục với dải thay đổi rộng. Khi làm việc ở chế độ tự động, hệ thống điều khiển phải thích nghi được với những thay đổi đó. Với đặc điểm bền vững của hệ thống điều khiển dựa trên thuật toán điều khiển SOSMC cũng như phiên bản tích hợp NN-SOSMC và OB-SOSMC sẽ tăng hiệu quả và tính ổn định hệ thống so với các thuật toán điều khiển truyền thống.



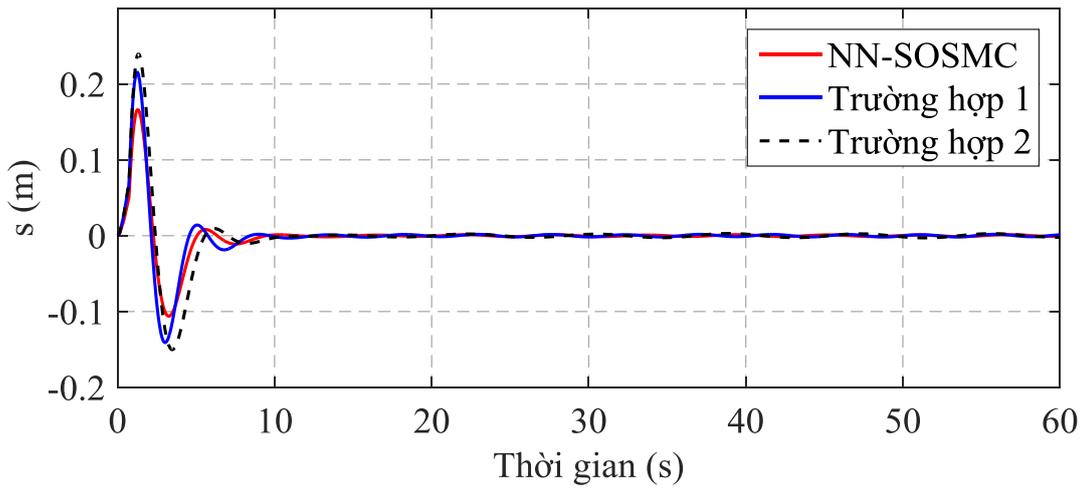
Hình 3.14. Vị trí xe con (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)



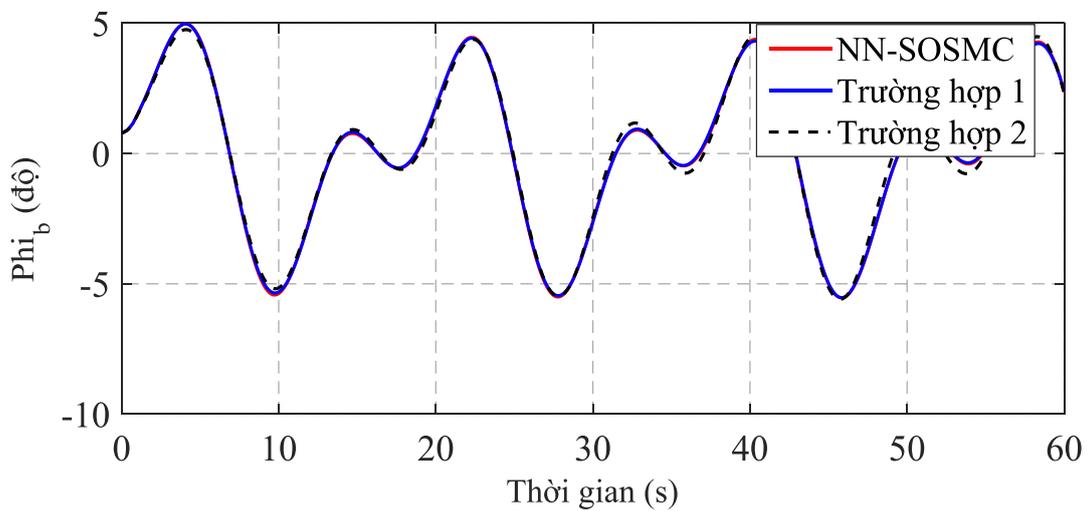
Hình 3.15. Chiều dài cáp nâng (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)



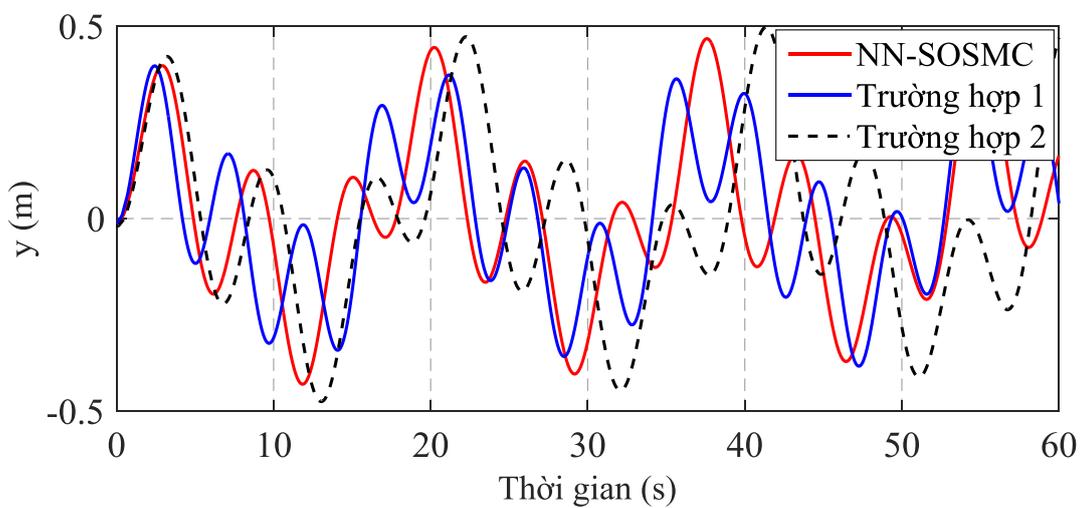
Hình 3.16. Góc lắc cáp nâng (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)



Hình 3.17. Dao động dọc theo cáp nâng (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)



Hình 3.18. Dao động nghiêng thân tàu (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)



Hình 3.19. Dao động chúi thân tàu (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)

3.6. Kết luận chương 3

Chương 3 đã thực hiện được các nội dung chính sau:

- Xây dựng được ba thuật toán điều khiển phi tuyến bền vững cho cần trục container đặt trên phao nổi dựa trên mô hình toán ở Chương 2, gồm: thuật toán điều khiển trượt bậc hai (SOSMC), thuật toán điều khiển trượt bậc hai tích hợp mạng nơ ron (NN-SOSMC), thuật toán điều khiển trượt tích hợp bộ quan sát (OB-SOSMC). Các thuật toán điều khiển được xây dựng có sự kế thừa và bổ sung cho nhau. Cả thuật toán điều khiển trượt thông thường và thuật toán điều khiển trượt bậc hai đều bảo đảm tính bền vững khi hệ chịu tác động của nhiễu và sự thay đổi tham số. Tuy nhiên, bộ điều khiển trượt bậc hai còn góp phần giảm hiện tượng rung (chattering) khi đưa hệ thống tiến về mặt trượt do tín hiệu tạo ra từ bộ điều khiển trượt là hàm không liên tục.

- Các thuật toán điều khiển được mô phỏng để tính toán các đáp ứng dựa trên ngôn ngữ lập trình MATLAB®/Simulink®. Các kết quả mô phỏng chỉ ra rằng hệ thống điều khiển bền vững với sự thay đổi của nhiễu và thay đổi thông số hệ thống. Góc lắc hàng trong quá trình làm việc luôn được giữ ở mức nhỏ ở giai đoạn chuyển tiếp $\theta_{\max}=2,8^\circ$, không tồn độ quá điều chỉnh và sai số xác lập.

CHƯƠNG IV. THỰC NGHIỆM

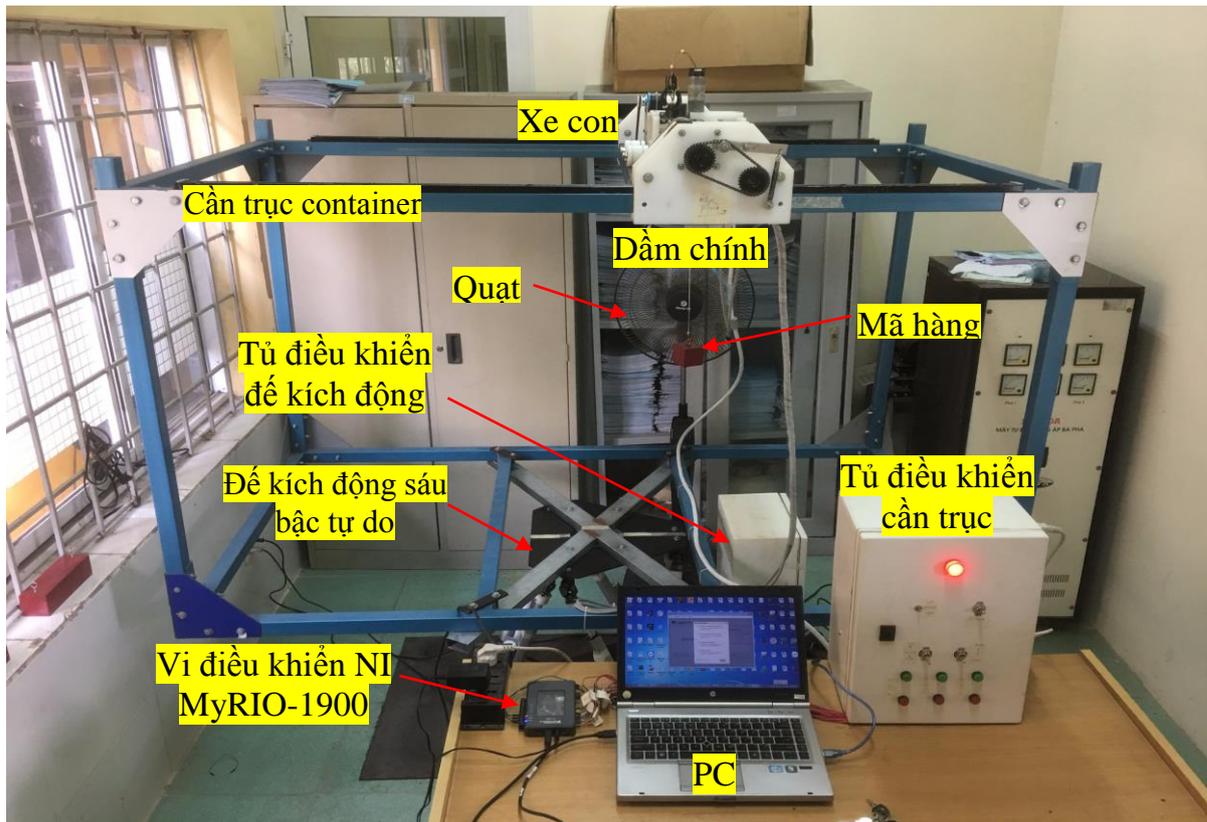
Mô hình thực nghiệm cần trục được xây dựng dựa trên cải tiến mô hình cần trục 3D của công ty INTECO, bổ sung thêm để kích động để tạo dao động giống với dao động của sóng tác động lên tàu khi làm việc ngoài biển. Kết quả thực nghiệm sẽ chứng minh sự tương đồng về quy luật giữa mô phỏng và thực nghiệm. Hệ thống điều khiển thể hiện tính bền vững với sự thay đổi của nhiễu và thông số hệ thống.

4.1. Mô hình thực nghiệm

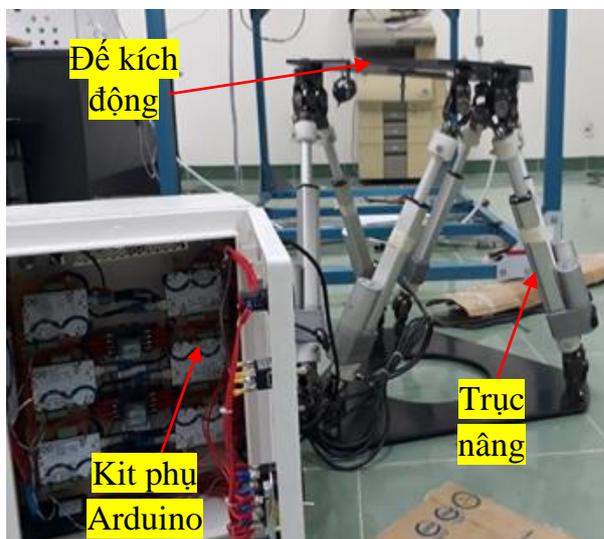
4.1.1. Xây dựng mô hình thực nghiệm

Hệ thống cần trục container được thiết kế với chiều cao 1 m, chiều rộng 1 m, chiều dài 1.6 m, cho phép nâng hạ và chuyển tải với tải trọng hàng tối đa là 20 kg. Xe con được dẫn động bởi động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha dịch chuyển trên dầm chính của cần trục container. Dầm chính được dẫn động bởi động cơ xoay chiều ba pha để thay đổi vị trí làm hàng của cần trục container và động cơ điện một chiều dẫn động quay tời để thay đổi chiều dài cáp nâng. Cũng giống như bài toán mô phỏng, quá trình thực nghiệm cả ba cơ cấu này sẽ được thực hiện đồng thời để nâng cao hiệu quả và giảm thời gian làm hàng. Mô hình hệ thống cần trục container trong phòng thí nghiệm được mô tả trong Hình 4.1. Dưới tác động của để kích động, cần trục sẽ liên tục dao động. Cần trục sẽ rung lắc và mất ổn định nếu các cơ cấu không được điều khiển chính xác. Bộ điều khiển sẽ phải đáp ứng được các yêu cầu điều khiển và phải giữ cho hệ thống ổn định trong suốt quá trình cần trục container làm việc.

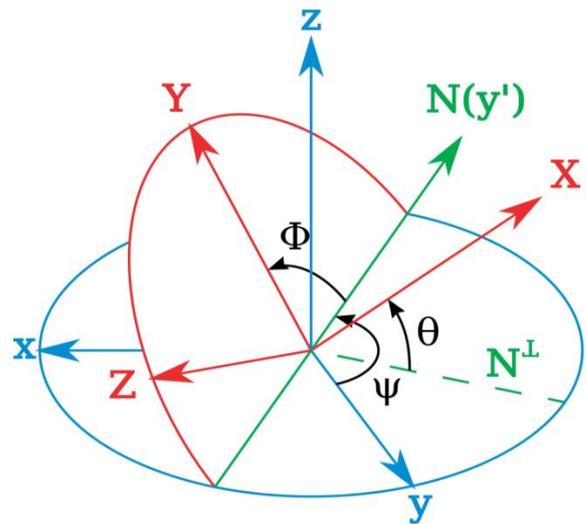
Để kích động bản chất là robot song song sáu bậc tự do, tạo chuyển động theo sáu phương khác nhau gồm ba phương tịnh tiến theo trục (O_x , O_y , O_z) và ba góc quay (roll, pitch, yaw) (Hình 4.3). Để kích động đã được chế tạo và đưa vào thực nghiệm như mô tả trên Hình 4.2. Đế Gough-Stewart được điều khiển bởi Kit chính Arduino MEGA 2560 và sáu Kit phụ Arduino UNO. Các Kit phụ có vai trò điều khiển chuyển động của từng khớp thông qua điều khiển tốc độ và chiều quay các động cơ điện một chiều tại mỗi trục nâng. Kit chính truyền dữ liệu của các biến khớp theo thời gian thực tới các Kit phụ để phối hợp chuyển động của chúng thông qua giao thức I2C. Các Kit Arduino là board mạch tích hợp vi xử lý, nhằm xây dựng các ứng dụng tương tác với nhau hoặc với môi trường được thuận lợi hơn.



Hình 4.1. Hệ thống cần trục container trong phòng thí nghiệm



Hình 4.2. Đế kích động Gough-Stewart tạo dao động sóng



Hình 4.3. Dịch chuyển của đế kích động trong không gian 3 chiều

Như vậy, hệ thống có năm tín hiệu ra cần được điều khiển gồm chuyển vị dầm chính, chuyển động của xe con, chiều dài cáp nâng hàng, và hai góc lắc hàng theo hai phương. Trong khi đó, chỉ có ba tín hiệu điều khiển gồm lực kéo (mô men) của ba động cơ dẫn động xe con, dẫn động dầm chính, và nâng/hạ container. Mặt khác, điều

kiện làm việc của cần trục container ở ngoài khơi rất phức tạp: cần trục container còn chịu kích động của sóng biển, gió, và khởi động cùng lúc ba cơ cấu. Điều khiển một hệ thống với điều kiện làm việc phức tạp như trên, đồng thời, số tín hiệu điều khiển nhỏ hơn số tín hiệu ra thường gặp nhiều thách thức và khó hơn nhiều so với hệ đủ cơ cấu chấp hành.

4.1.2. Các lưu ý

Khi xây dựng mô hình thực nghiệm cần trục cần có tính tương đồng với đối tượng thực càng nhiều càng tốt. Tuy nhiên, mô hình này vẫn còn một số điểm khác biệt, một số giả thiết cần được kể đến khi xây dựng mô hình và tiến hành thực nghiệm. Sự khác biệt và các giả thiết đưa vào khi thiết kế mô hình cần trục về cơ bản không ảnh hưởng đến tính trung thực của kết quả thực nghiệm và mục đích của bài toán đặt ra. Các giả thiết đó bao gồm:

Hệ cần trục-để kích động sẽ dao động với cùng tần số ngay cả ở giai đoạn chuyển tiếp và sẽ tiếp tục ở giai đoạn ổn định do liên kết cứng giữa đế kích động và cần trục. Trong thực tế, ở giai đoạn chuyển tiếp, hệ tàu-cần trục sẽ dao động với hai tần số là tần số riêng của tàu và tần số dao động cưỡng bức của sóng. Sau đó, ở giai đoạn xác lập ổn định, hệ tàu-cần trục mới dao động với cùng tần số so với tần số dao động của sóng biển. Tuy nhiên, mục tiêu của bài toán điều khiển cần trục là dẫn động xe con và hàng đến vị trí mong muốn đồng thời giữ cho góc lắc hàng nhỏ trong suốt quá trình làm việc nên yếu tố này về cơ bản không ảnh hưởng đến kết quả thực nghiệm. Vì trong bài toán thiết kế thuật toán điều khiển thì yếu tố kích động của sóng được xem là nhiễu ngoài tác động.

Biên độ của đế kích động thay đổi tuần hoàn với một vài tần số được lựa chọn tương đương với tần số dao động của sóng biển, có thể thay đổi tần số và biên độ kích động phù hợp với các cấp sóng khác nhau và có thể đại diện cho kích động sóng biển ngoài thực tế.

Chưa tính đến đàn hồi của cáp nâng vì sự thay đổi chiều dài cáp nâng khi thực hiện trong phòng thí nghiệm là nhỏ. Yếu tố này có kể đến đối với mô hình thực tế vì chiều dài cáp nâng trong thực tế thay đổi lớn và đã được đề cập trong thiết kế các thuật toán điều khiển.

Mô hình thực nghiệm được xây dựng là mô hình có khả năng thực hiện chuyển động trong không gian ba chiều (3D). Thực nghiệm chuyển động trong không gian hai

chiều (2D) để phù hợp với mô phỏng hoàn toàn có thể thực hiện được với việc đảm bảo chính không chuyển động. Mặt khác, để kích động có thể tạo dao động với sáu bậc tự do, việc tạo ra dao động theo hai bậc tự do (heave, roll) hoàn toàn có thể thực hiện được. Các kích thước hình học của cần trục không ảnh hưởng lớn đến kết quả thử nghiệm vì bản chất của việc thử nghiệm là thử đáp ứng của các thuật toán điều khiển. Thực tế cho thấy, trong các nghiên cứu về điều khiển cần trục, mô hình cần trục 3D của hãng INTECO có thể được sử dụng để thử nghiệm thuật toán điều khiển cho các loại cần trục khác nhau gồm cầu trục, cổng trục và cần trục container. Ngoài ra, thử nghiệm hệ thống điều khiển trên mô hình là bước trung gian trước khi thử nghiệm trong thực tế. Với các luận điểm trên, mô hình cần trục Hình 4.1 hoàn toàn đáp ứng được các yêu cầu thử nghiệm đối với bài toán điều khiển cần trục container đặt trên phao nổi.

4.2. Hệ thống điều khiển

4.2.1. Tổng quan về hệ thống

Mô hình cần trục container trong phòng thí nghiệm được thể hiện chi tiết trong sơ đồ Hình 4.4, hệ thống gồm hai phần là cần trục container và đế kích động, các thiết bị vật tư dùng để chế tạo mô hình cần trục container trong phòng thí nghiệm được liệt kê trong Bảng 4.1.

Cần trục container được trang bị ba động cơ điện, trong đó hai động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha sử dụng để dẫn động xe con và dẫn động dầm chính, một động cơ điện một chiều sử dụng để quay tời với mục đích thay đổi chiều dài cáp nâng. Sở dĩ đề tài này sử dụng đồng thời cả động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha và động cơ điện một chiều là vì có thể kết hợp đồng thời hai phương pháp điều khiển tốc độ động cơ là điều khiển bằng biến tần đối với động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha và điều khiển tốc độ động cơ điện một chiều bằng PWM. Ngoài ra, như đã đề cập thì việc sử dụng động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha có ưu điểm là gần với thực tế hơn vì trong thực tế việc dẫn động các cơ cấu của cần trục hoàn toàn sử dụng động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha. Dưới các yêu cầu điều khiển, bộ điều khiển đã được thiết kế sẽ đưa ra các tín hiệu để điều khiển hai động cơ xoay chiều ba pha dùng để dẫn động xe con và dẫn động cần trục và một động cơ điện một chiều để nâng/hạ hàng tiến tới giá trị yêu cầu đồng thời giữ cho góc lắc hàng

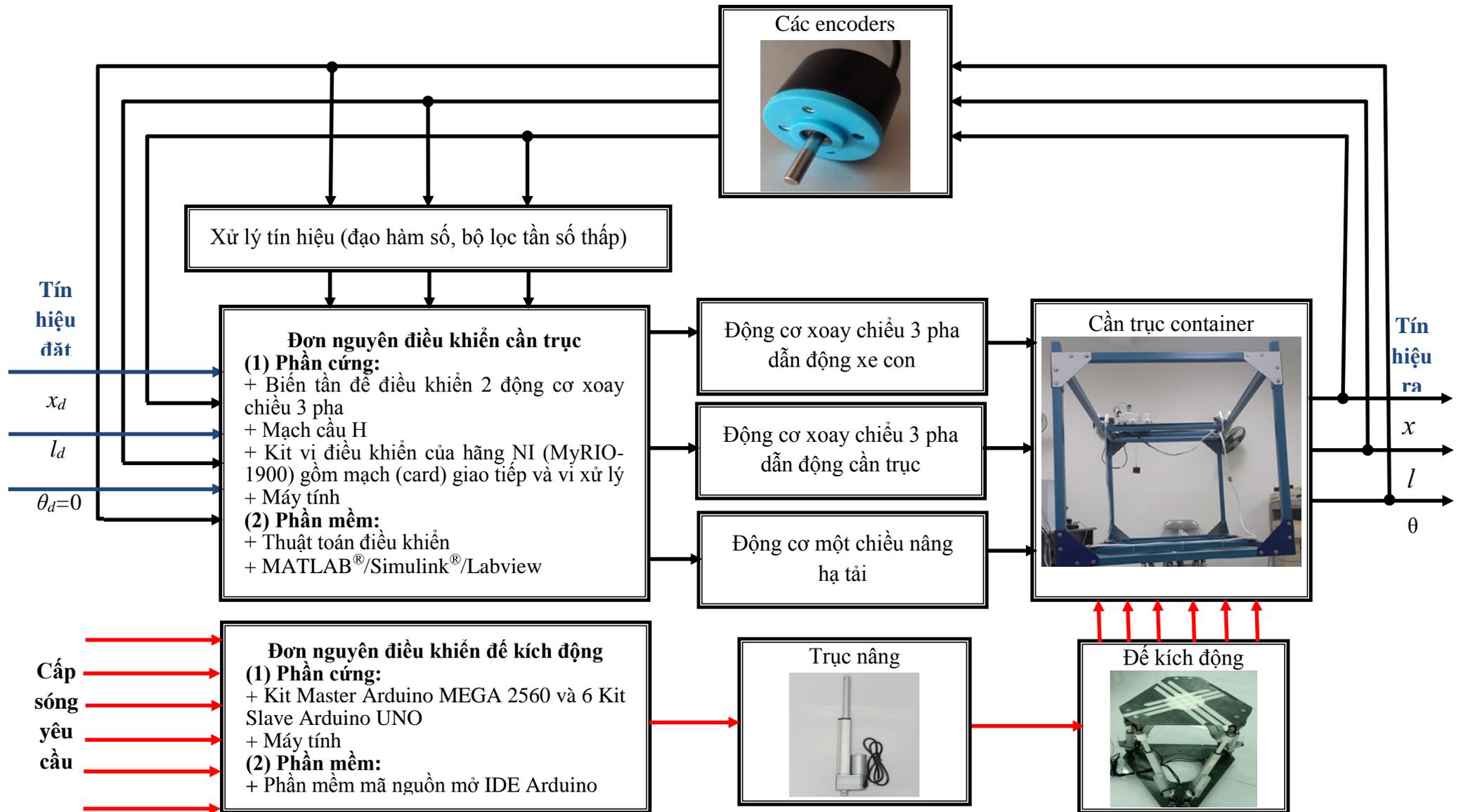
nhỏ trong quá trình làm việc của cần trục. Các tín hiệu ra sẽ được đo bởi các cảm biến và được phản hồi về bộ điều khiển dưới dạng các chuyển vị. Các tín hiệu vận tốc sẽ được xử lý thông qua việc đạo hàm số, bộ quan sát và bộ lọc tần số thấp.

Đế kích động là một robot song song sáu bậc tự do được dùng để tạo kích động như kích động sóng tác động lên thân tàu khi tàu làm việc ngoài biển. Với yêu cầu là các cấp sóng khác nhau dưới tác động của hệ thống điều khiển mạch hở, đế kích động sẽ dịch chuyển và tạo ra kích động ứng với từng cấp sóng đưa vào bộ điều khiển. Các dữ liệu về cấp sóng này là dữ liệu ngẫu nhiên để đảm bảo tính tương đồng giữa mô hình thực nghiệm trong phòng thí nghiệm và mô hình thực tế.

Dưới tác động của đế kích động, cần trục container sẽ làm việc khó khăn hơn. Nếu không có chiến lược điều khiển tốt thì cần trục sẽ không thể thực hiện tốt các chức năng của mình, điều đó sẽ ảnh hưởng rất lớn đến chất lượng làm việc và an toàn khi khai thác cần trục. Việc mô tả chi tiết các phần tử trong hệ thống bao gồm cả phần cứng và phần mềm sẽ được trình bày ở các phần tiếp theo.

Bảng 4.1. Các thiết bị vật tư phục vụ thiết kế mô hình cần trục container

STT	Danh mục vật tư, thiết bị	Số lượng
1	Động cơ xoay chiều ba pha	02
2	Động cơ điện một chiều 24V	01
3	Cảm biến quang 200 xung	05
4	Biến tần Mitsubishi FREQROL-S500	02
5	Mạch cầu MB02A	01
6	Kit vi điều khiển NI-MyRIO 1900	01
7	Hệ robot Gough-Stewart 6 bậc tự do	01
8	Kit vi điều khiển Arduino MEGA 2560	01
9	Kit vi điều khiển Arduino UNO R3	06
10	Trục nâng hành trình 150 mm	06
11	Các linh kiện điện tử, vật tư, vật liệu cơ khí	-



Hình 4.4. Sơ đồ khối hệ thống thực nghiệm

4.2.2. Các thành phần của hệ thống điều khiển cần trục

Hệ thống điều khiển cần trục gồm có: cảm biến, động cơ điện, vi điều khiển và biến tần.

a. Cảm biến (Encoder)

Các cảm biến dùng để đo các tín hiệu phản hồi về bộ điều khiển. Đề tài sử dụng năm cảm biến quang, độ phân giải 200 xung/vòng, kết hợp với bộ giải mã bốn sườn xung (QEP) của vi điều khiển, độ phân giải có thể lên tới 800 xung/vòng. Trong đó, hai cảm biến được sử dụng để đo dịch chuyển của xe con và dịch chuyển của dầm chính theo các phương O_x và O_y , hai cảm biến được sử dụng để đo dao động góc của cáp nâng theo các phương, và một cảm biến được sử dụng để đo số vòng quay của tời quay. Khi trục của cảm biến quay, trên đĩa quang có khoét lỗ cho phép ánh sáng truyền qua theo các cách mã hóa khác nhau, số xung sẽ được đếm theo thời gian từ đó đếm được số vòng trên một đơn vị thời gian. Dựa vào chu vi đĩa dịch chuyển gắn vào trục cảm biến sẽ tính được dịch chuyển của xe con và dầm theo thời gian. Đối với cảm biến đo góc lắc, từ chu kỳ đo được khi cảm biến quay ta có thể dễ dàng chuyển nó thành tín hiệu góc lắc theo thời gian thông qua dịch chuyển các thanh gắn trực tiếp vào cáp nâng và cảm biến. Các cảm biến được cấp nguồn một chiều có hiệu điện thế 5V, các tín hiệu xung và tín hiệu chiều quay sẽ được đưa về vi điều khiển để xử lý tín hiệu cũng như khứ nhiễu đã được lập trình trên vi điều khiển. Các tín hiệu được cảm biến đo được là các tín hiệu chuyển vị. Tuy nhiên, bộ điều khiển cần tín hiệu hồi tiếp gồm cả tín hiệu chuyển vị và tín hiệu vận tốc, từ các tín hiệu chuyển vị có được thông qua các cảm biến chúng sẽ được xử lý để lấy tín hiệu vận tốc thông qua việc đạo hàm số, bộ quan sát và khứ nhiễu trong cảm biến bằng bộ lọc tần số thấp (low-pass filter). Trong Chương 3, luận án đã đề xuất bộ quan sát tích hợp vào thuật toán điều khiển SOSMC để tiến hành khảo sát và so sánh chất lượng các đáp ứng. Kết quả chỉ ra rằng thuật toán điều khiển SOSMC tích hợp bộ quan sát làm việc tốt với các yêu cầu điều khiển. Do vậy, trong phần thực nghiệm này, tác giả sẽ tích hợp bộ quan sát vào các thuật toán điều khiển, từ đó sẽ giảm giá thành chế tạo hệ thống khi bộ quan sát thay thế được các cảm biến đo vận tốc.

b. Động cơ điện

Động cơ điện được sử dụng để dẫn động các cơ cấu hệ thống cần trục container gồm: hai động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha 3P-220VAC-50Hz-60W, có kèm hộp giảm tốc 280 vòng/phút; một động cơ điện một chiều có hộp giảm tốc. Động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha được điều khiển tốc độ bằng biến tần, động cơ điện một chiều được điều khiển tốc độ bằng điều biến độ rộng xung PWM. Hai động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha được sử dụng để dẫn động xe con và dầm chính cần trục container, động cơ điện một chiều được dùng để quay tời thay đổi chiều dài cáp nâng.

Bảng 4.2. Thông số các động cơ điện

Điện áp sử dụng	Công suất định mức	Vòng quay định mức	Tỷ số truyền hộp giảm tốc	Tốc độ định mức ở trục ra
Động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha				
220 V	60 W	1800 v/ph	1:20	90 v/ph
Động cơ điện một chiều				
24 V	17 W	9000 v/ph	1:180	50 v/ph

c. Vi điều khiển

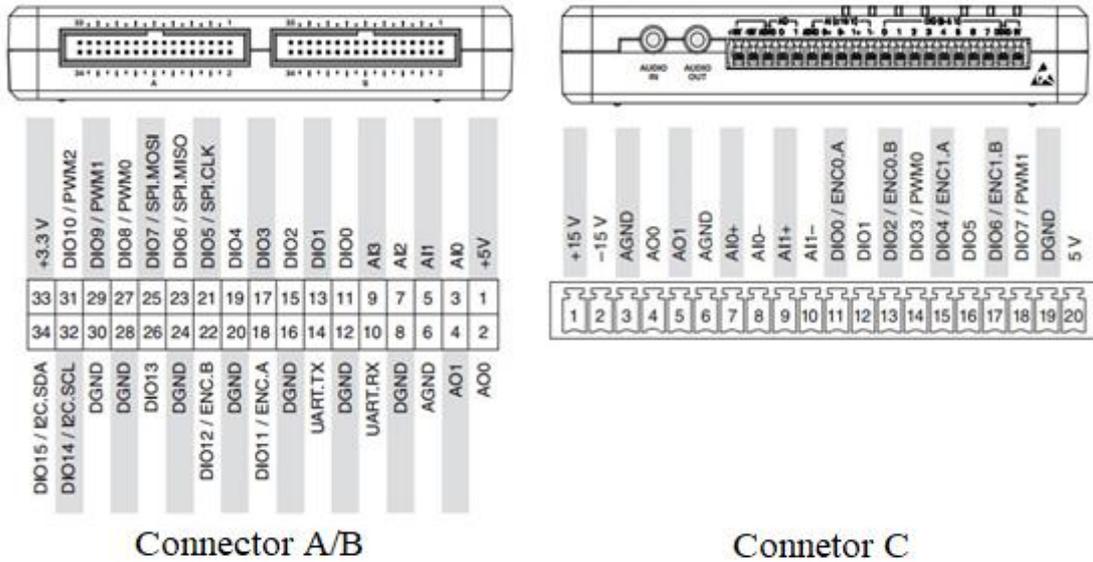
Phần cứng điều khiển cần trục bao gồm một Kit vi điều khiển nhúng MyRIO-1900 của hãng National Instrument (NI), hai biến tần Mitsubishi FREQROL-S500 điều khiển tốc độ hai động cơ xoay chiều không đồng bộ ba pha và một mạch PWM để điều khiển tốc độ động cơ một chiều. Phần cứng điều khiển đế kích động gồm một Kit chính Arduino MEGA 2560 và sáu Kit phụ Arduino UNO MEGA 2560.

Hệ thống nhúng MyRIO-1900 tích hợp vi điều khiển là sản phẩm của hãng NI, ứng dụng trong nhiều lĩnh vực: Điện tử, Cơ điện tử, Điều khiển-Tự động hoá, Hệ thống nhúng, lập trình FPGA & Real-time. Kit này được thiết kế trên dòng vi xử lý ARM Cortex-A9 và Xilinx FPGA. Kit hỗ trợ nhiều ngoại vi khác nhau như:

- 10 đầu vào tương tự, 6 đầu ra tương tự;

- 40 đầu vào ra số, đều có thể cấu hình là chân ngắt ngoài;
- 4 bộ giải mã 4 sườn xung;
- 8 kênh PWM;
- Truyền thông UART, I2C, SPI.

Bên cạnh đó, Kit còn hỗ trợ truyền thông không dây qua wifi, phù hợp với các ứng dụng nhúng không dây. Sơ đồ các chân ngoại vi và chức năng được mô tả chi tiết như trong Hình 4.5.



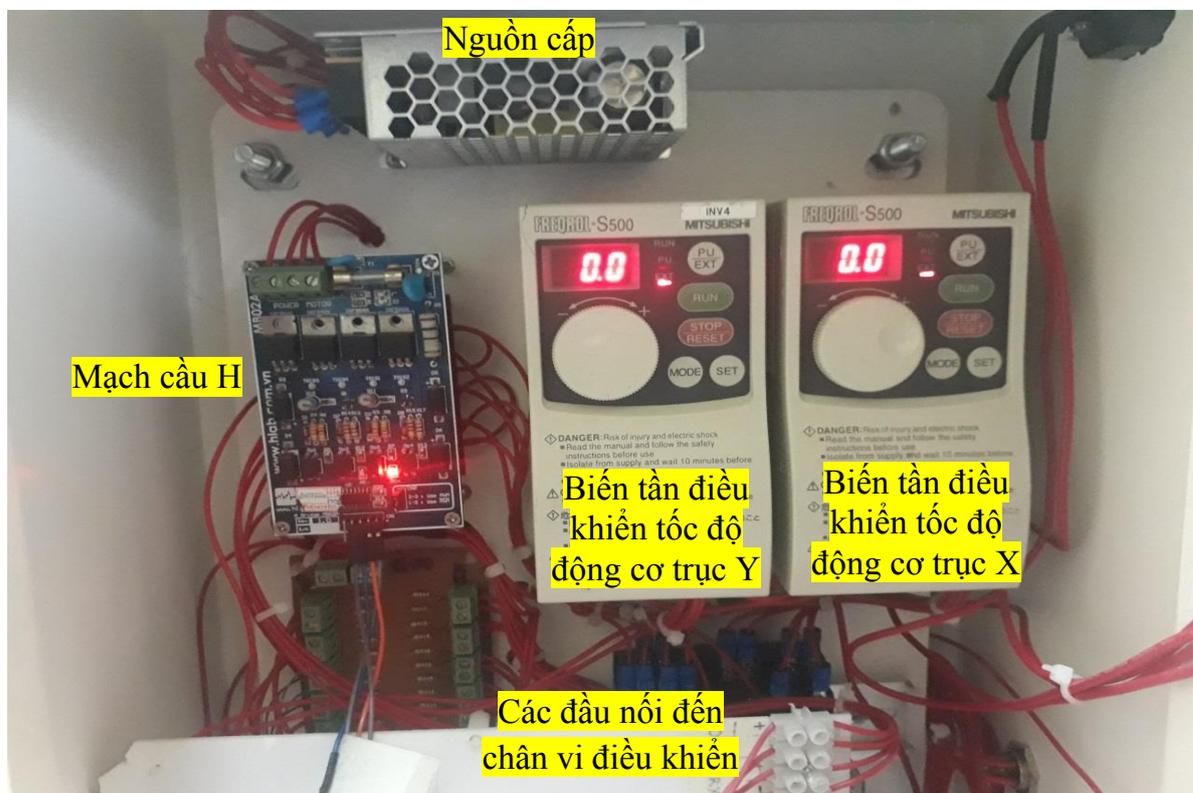
Hình 4.5. Sơ đồ các chân ngoại vi và chức năng Kit MyRIO-1900

Các ngoại vi của vi điều khiển được sử dụng trong ứng dụng điều khiển cần trục container gồm: bốn bộ giải mã sườn xung (QEP) để đọc tín hiệu từ các cảm biến đo vị trí xe con và góc lắc cáp nâng; một ngắt ngoài để đo tín hiệu cảm biến đo góc quay của tời, 3 kênh PWM; ba kênh đầu ra số để cấp tín hiệu điều khiển cho mạch động lực. Chi tiết đấu nối các đường tín hiệu với các chân của vi điều khiển được thể hiện trong Bảng 4.3.

Bảng 4.3. Chi tiết đấu nối các đường tín hiệu với các chân của vi điều khiển

Chân vi điều khiển	Tín hiệu	Chức năng
C/DIO0	X/A	Kênh A của cảm biến dịch chuyển trục X
C/DIO2	X/B	Kênh B của cảm biến dịch chuyển trục X
C/DIO4	Y/A	Kênh A của cảm biến dịch chuyển trục Y
C/DIO6	Y/B	Kênh B của cảm biến dịch chuyển trục Y

Chân vi điều khiển	Tín hiệu	Chức năng
A/DIO11	DX/A	Kênh A của cảm biến góc lắc trục X
A/DIO12	DX/B	Kênh B của cảm biến góc lắc trục X
B/DIO11	DY/A	Kênh A của cảm biến góc lắc trục Y
B/DIO12	DY/B	Kênh B của cảm biến góc lắc trục Y
A/DIO0 (Interrupt)	Z/A	Kênh A của cảm biến góc quay tời
A/DIO11	Z/B	Kênh B của cảm biến góc quay tời
A/PWM0	PWM X	Tín hiệu điều khiển tốc độ động cơ trục X
A/PWM1	PWM Y	Tín hiệu điều khiển tốc độ động cơ trục Y
A/PWM2	PWM Z	Tín hiệu điều khiển tốc độ động cơ quay tời
B/DIO0	DIR X+	Tín hiệu điều khiển động cơ trục X quay thuận
B/DIO1	DIR X-	Tín hiệu điều khiển động cơ trục X quay nghịch
B/DIO2	DIR Y+	Tín hiệu điều khiển động cơ trục Y quay thuận
B/DIO3	DIR Y-	Tín hiệu điều khiển động cơ trục Y quay nghịch
B/DIO4	DIR Z	Tín hiệu điều khiển chiều động cơ quay tời
B/DIO1	DIR X-	Tín hiệu điều khiển động cơ trục X quay nghịch



Hình 4.6. Biến tần Mitsubishi FREQROL-S500 trong hộp điều khiển

d. Biến tần

Hai biến tần Mitsubishi FREQROL-S500, như thể hiện trong Hình 4.6, được sử dụng để điều khiển truyền động điện hai động cơ xoay chiều không đồng bộ ba pha. Đây là dòng sản phẩm biến tần nhỏ gọn, thiết kế phù hợp cho những ứng dụng nhỏ, tải nhẹ trong thực tế với các thông số kỹ thuật chính như sau:

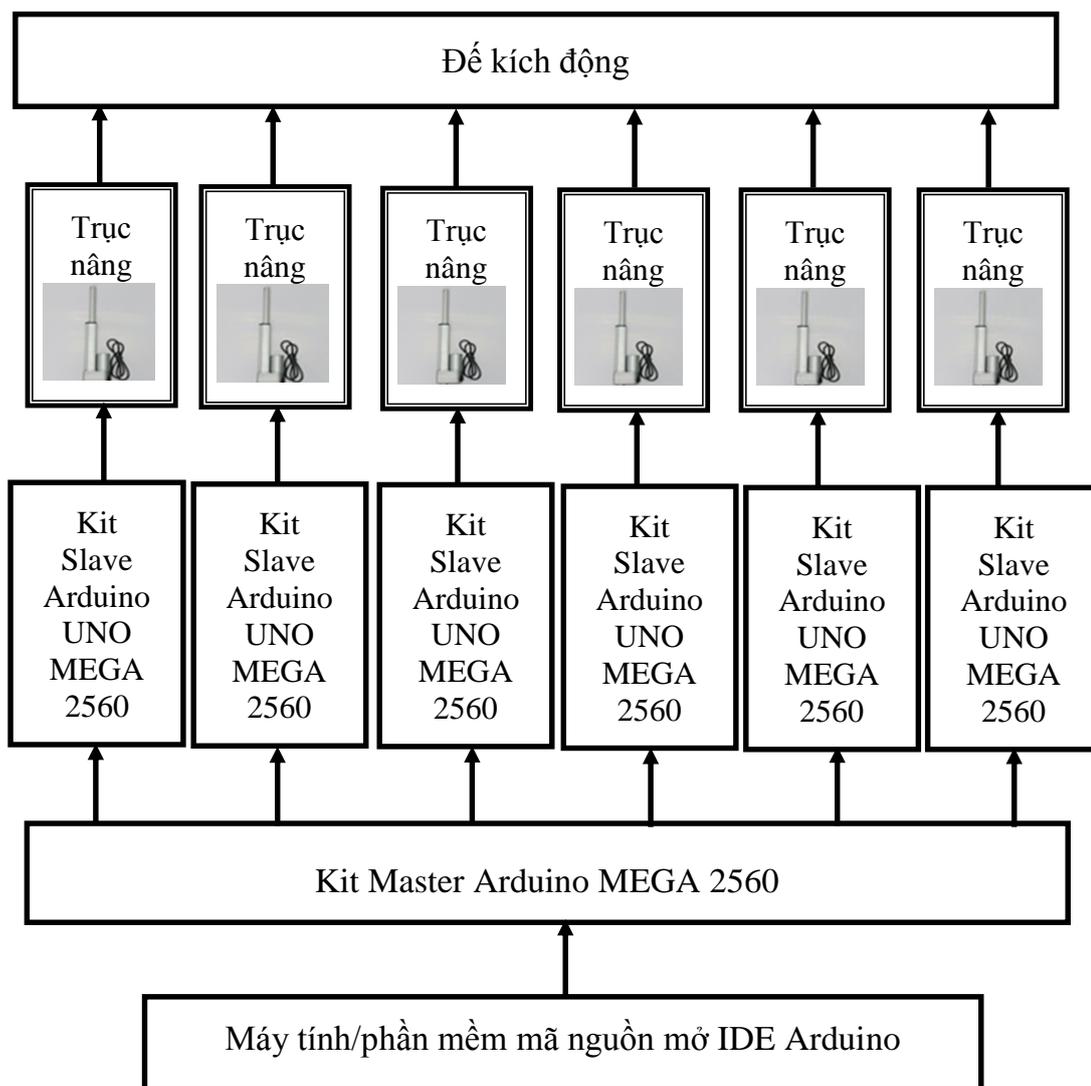
- Dải công suất: 0.2 kW ~ 1.5 kW (với nguồn 220 V), 0.4 kW~3.7 kW (với nguồn 380 V);
- Dải tần số ra: 0.5 ~ 120 Hz;
- Có tích hợp bộ điều khiển PID, truyền thông theo chuẩn RS485;
- Có bảo vệ quá tải, bộ lọc nhiễu nguồn vào,...

Trong khi đó, động cơ điện một chiều được điều khiển bằng mạch cầu H MB02A của hãng HBQ Technology thông qua phương pháp điều biến độ rộng xung (PWM).

4.2.3. Đế kích động

Hệ thống điều khiển đế kích động được mô tả như Hình 4.7 với các dữ liệu sóng ngẫu nhiên được lấy từ toolbox: Marine Systems Simulator (MSS) [139]. Nhóm tác giả này đo sóng biển ngẫu nhiên ngoài biển, lấy số liệu về dao động sóng ngẫu nhiên đưa vào toolbox của họ. Do vậy, kích động của đế tạo sóng gần như giống với sóng biển ngoài thực tế. Quỹ đạo đặt được đưa vào bộ điều khiển chính là các file dữ liệu sóng ngẫu nhiên theo thời gian được nạp vào Kit chính thông qua phần mềm mã nguồn mở IDE Arduino. Môi trường phát triển tích hợp (IDE) của Arduino là một ứng dụng đa nền tảng được viết bằng Java, và từ IDE này sẽ được sử dụng cho ngôn ngữ lập trình xử lý.

Phần cứng điều khiển đế kích động là các Arduino bao gồm các board mạch nguồn mở được thiết kế trên nền tảng vi xử lý AVR Atmel 8-bit, hoặc ARM Atmel 32-bit và được trang bị một cổng giao tiếp USB, sáu chân đầu vào analog, mười bốn chân I/O kỹ thuật số tương thích với nhiều board mở rộng khác nhau. Đi cùng với nó là một môi trường phát triển tích hợp (IDE) chạy trên các máy tính phép người dùng viết các chương trình cho Arduino một cách dễ dàng nhất.

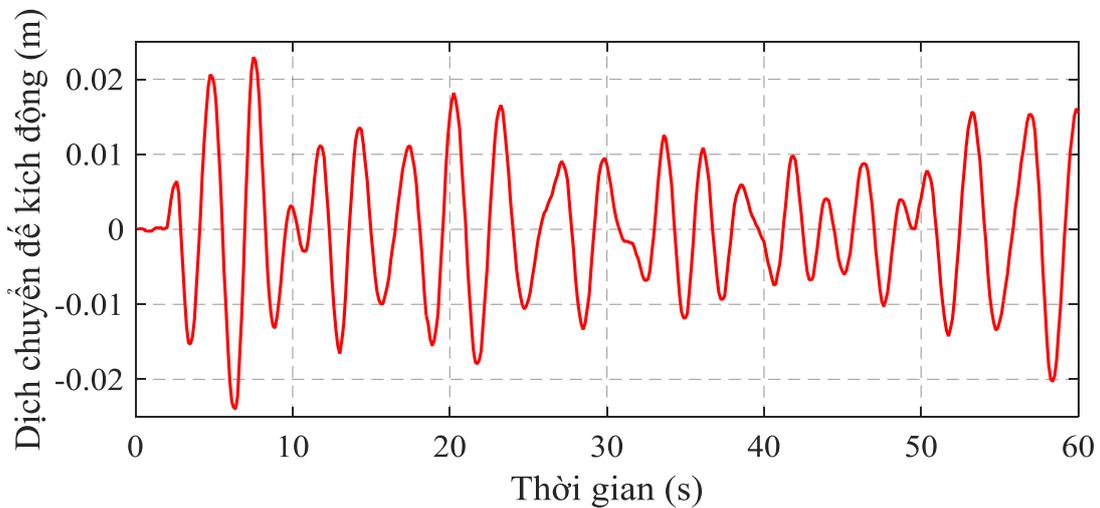


Hình 4.7. Sơ đồ khối hệ thống điều khiển đế kích động

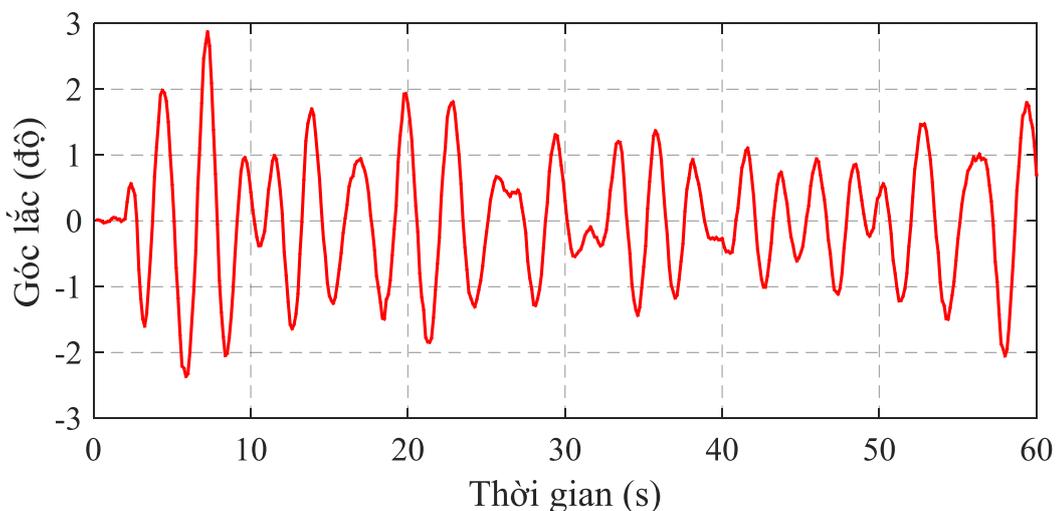
4.3. Kết quả thực nghiệm

Để kiểm chứng các thuật toán điều khiển đã được thiết kế cho cần trục container đặt trên phao nổi chịu kích động của sóng biển. Trong phòng thí nghiệm, mô hình cần trục container được gắn lên một đế kích động là hệ robot Gough-Stewart platform sáu bậc tự do được nạp dữ liệu sóng ngẫu nhiên. Để phù hợp với mô hình mô phỏng, đế kích động sẽ dịch chuyển hai bậc tự do ứng với góc lắc roll và dịch chuyển heave được mô tả trên Hình 4.8 & Hình 4.9. Trong khi đó, lực gió được giả lập với gió sinh ra từ quạt điện trong phòng thí nghiệm. Gió thổi trực tiếp vào tải trọng, kích thước tải trọng thay đổi với các khối lượng khác nhau. Tải trọng có khối lượng 11,7 kg, kích thước (0,1 m x 0,5 m x 0,1 m), tốc độ gió đo được là 6,4 m/s. Các đáp ứng của bộ điều khiển với các thuật toán điều khiển sẽ được tổng hợp và phân tích để chỉ ra rằng các bộ điều khiển được đề xuất làm việc tốt ngay cả khi chịu kích động của đế kích động với biên độ và tần số sóng thay đổi liên tục.

Ba thuật toán điều khiển SOSMC, NN-SOSMC và OB-SOSMC đã được thiết kế trong Chương 3 sẽ được kiểm chứng trên mô hình thực nghiệm. Thuật toán điều khiển được viết trên vi điều khiển nhúng MyRIO-1900 sử dụng phần mềm Labview. Ngôn ngữ lập trình có thể kết hợp câu lệnh với các khối tính toán, tương tự như trên môi trường MATLAB®/Simulink®. Thời gian lấy mẫu là 10 ms được thiết lập bằng timer trong vi điều khiển, cứ sau khoảng thời gian này, chương trình sẽ thực hiện tính toán theo giải thuật điều khiển để đưa ra tín hiệu điều khiển. Giao diện người dùng được thiết kế trên phần mềm Labview, bao gồm một số chức năng cơ bản như đặt giá trị mong muốn, giám sát quá trình động học thông qua các đồ thị, lưu trữ dữ liệu dưới dạng file Excel và dừng hoạt động khi có sự cố.

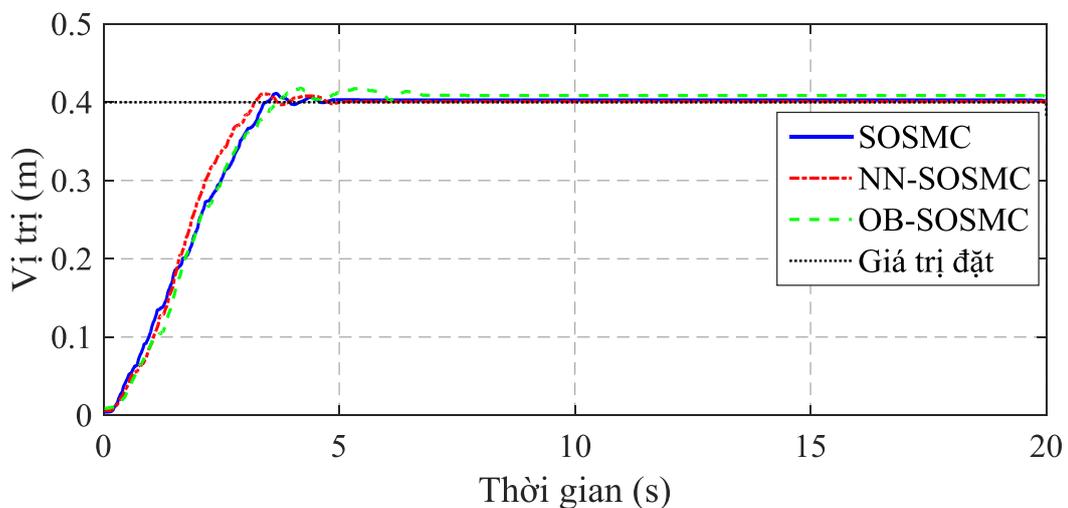


Hình 4.8. Dịch chuyển để kích động theo phương thẳng đứng

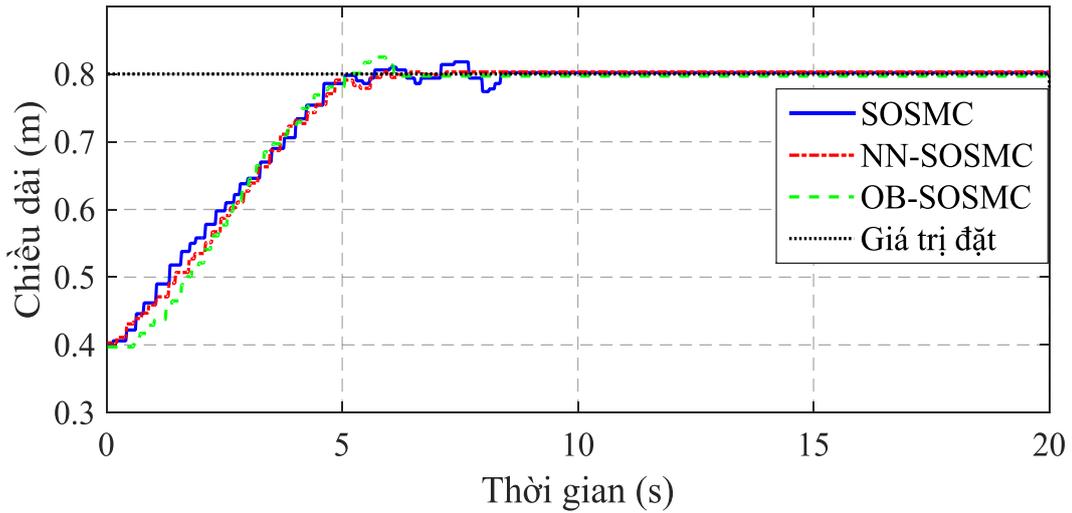


Hình 4.9. Góc lắc để kích động

Dưới kích động của đế kích động, cả hệ cần trục-đế kích động sẽ dao động liên tục với các tần số dao động ngẫu nhiên. Nhiệm vụ của hệ thống điều khiển là dẫn động xe con và nâng/hạ tải có khối lượng 5 kg đến vị trí yêu cầu đồng thời giữ cho góc lắc cáp nâng nhỏ trong quá trình làm việc. Sự sai số của bất kỳ một khâu nào cũng ảnh hưởng đến hiệu suất làm hàng. Giống như mô phỏng, để tăng năng suất làm hàng, quá trình thực nghiệm sẽ thực hiện đồng thời việc dịch chuyển xe con và nâng/hạ hàng. Xe con mất khoảng 4 giây để dịch chuyển đến vị trí là 0,4 m so với vị trí ban đầu, trong khi đó cơ cấu nâng phải mất khoảng 5,5 giây để hạ tải từ vị trí có chiều dài cáp nâng là 0,4 m xuống vị trí có chiều dài cáp nâng là 0,8 m. Khi đạt đến trạng thái xác lập, nhìn chung cả 3 thuật toán điều khiển được tích hợp vào hệ thống đều cho các đáp ứng tốt. Tuy nhiên, có thể thấy, với hệ thống điều khiển tích hợp bộ quan sát thì tồn tại dao động và sai lệch tĩnh ở trạng thái xác lập. Điều này có tính tương đồng với quá trình mô phỏng. Mặt khác, với việc điều khiển xe con đến vị trí yêu cầu, có tồn tại độ quá điều chỉnh là do bộ điều khiển chịu nhiều ngoài tác động liên tục. Tại vị trí xác lập, hệ thống điều khiển nhận được tín hiệu ảo gây ra bởi đế kích động, điều đó làm cho xe con đi quá vị trí yêu cầu. Tuy nhiên, việc đó đã được cải thiện ngay sau đó khi xe con được dẫn động đến đúng vị trí yêu cầu. Điều đó chứng tỏ hiệu quả làm việc của các thuật toán điều khiển ngay cả khi chịu tác động của các yếu tố bất lợi. Hệ thống điều khiển bền vững với các thông số bất định và nhiễu ngoài tác động.

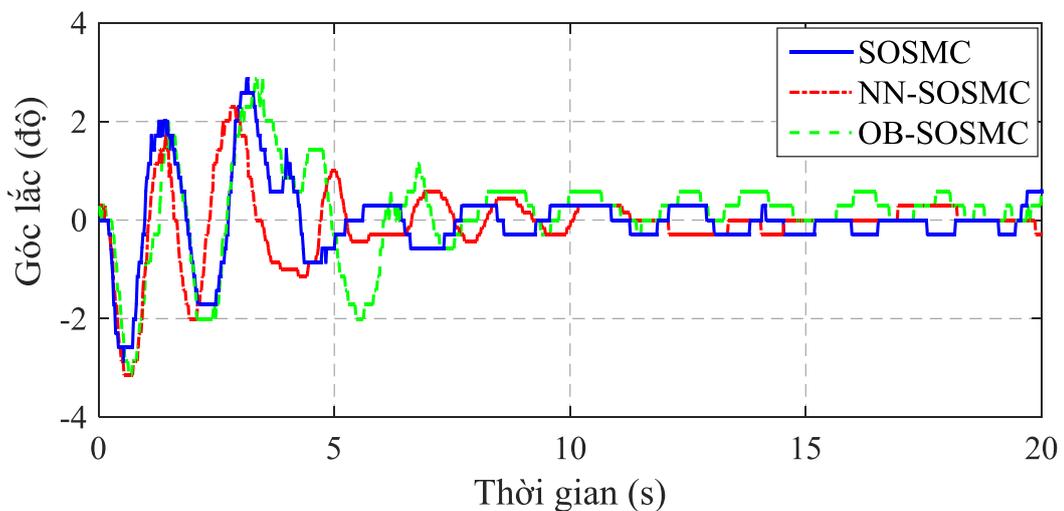


Hình 4.10. Vị trí xe con (thực nghiệm)



Hình 4.11. Chiều dài cáp nâng (thực nghiệm)

Việc cản trực gắn chặt trên đế kích động và dao động với tần số kích thích của đế kích động làm cho việc điều khiển góc lắc cáp nâng trở nên khó khăn hơn rất nhiều. Tuy nhiên, dưới tác động của hệ thống điều khiển, góc lắc cáp nâng vẫn được khống chế. Ở giai đoạn quá độ, góc lắc cáp nâng có dao động nhưng với biên độ dao động không lớn $\theta_{\max}=2,6^\circ$ đối với hệ thống điều khiển tích hợp thuật toán điều khiển NN-SOSMC và OB-SOSMC, và $\theta_{\max}=2,5^\circ$ với hệ thống điều khiển tích hợp thuật toán điều khiển SOSMC (Hình 4.12). Ở giai đoạn xác lập, các dao động này vẫn tồn tại nhưng dao động với biên độ rất nhỏ và không ảnh hưởng đến việc dịch chuyển hàng đến vị trí yêu cầu.



Hình 4.12. Góc lắc cáp nâng (thực nghiệm)

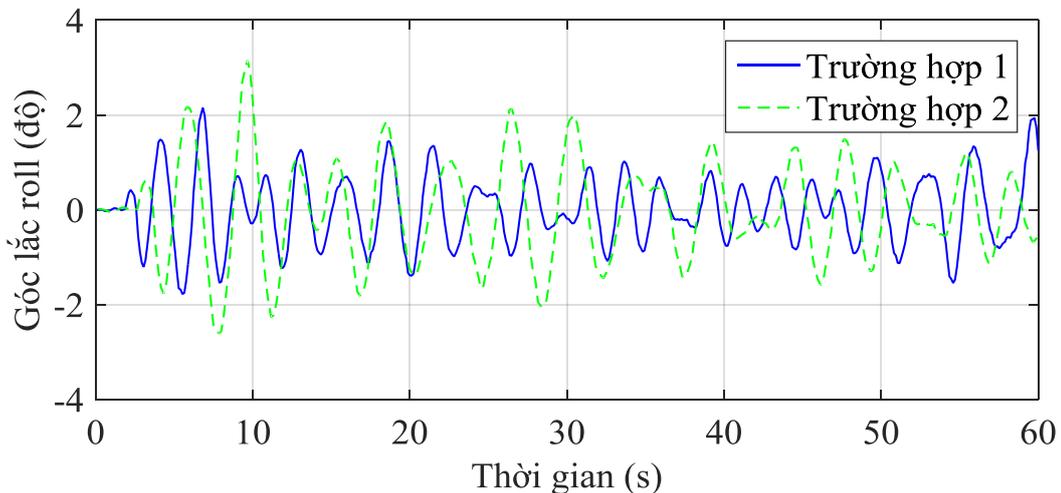
4.4. Thực nghiệm tính bền vững của hệ thống điều khiển

Kết quả mô phỏng đã chỉ ra hệ thống điều khiển bền vững với sự thay đổi của nhiễu ngoài tác động và thay đổi thông số hệ thống. Trong thực nghiệm, để xem xét tính bền vững của hệ thống điều khiển, đề tài thực nghiệm với hai trường hợp sau:

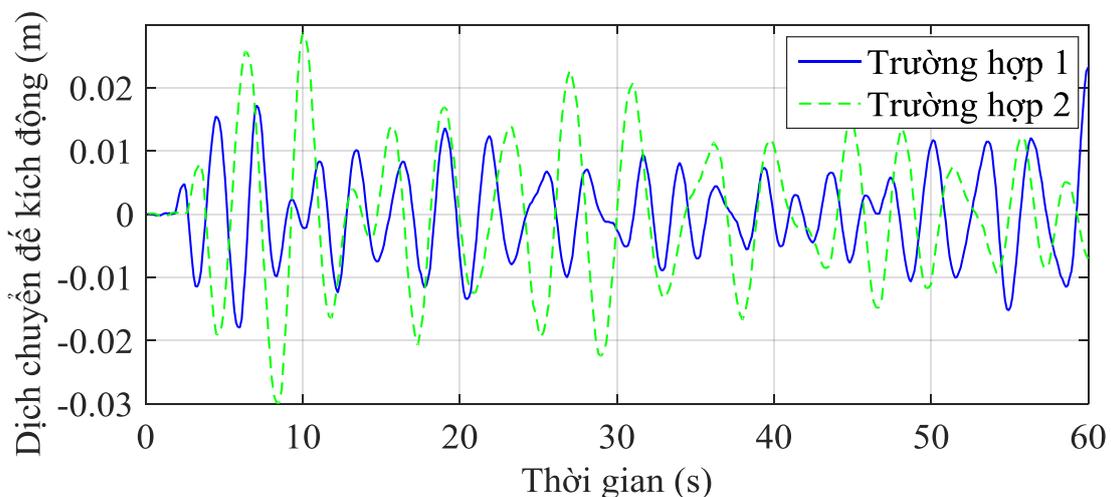
Trường hợp 1: Khối lượng tải trọng là 7,8 kg, kích thước tải trọng (0,1 m x 0,1 m x 0,1 m), tốc độ gió 4,8 m/s.

Trường hợp 2: Khối lượng tải trọng là 15,6 kg, kích thước tải trọng (0,2 m x 0,1 m x 0,1 m), tốc độ gió 8,2 m/s.

Dao động của đế kích động trong hai trường hợp trên đều được thay đổi được thể hiện trên Hình 4.13 và Hình 4.14. Biên độ dao động lớn nhất trong trường hợp 2 lớn hơn trường hợp 1.

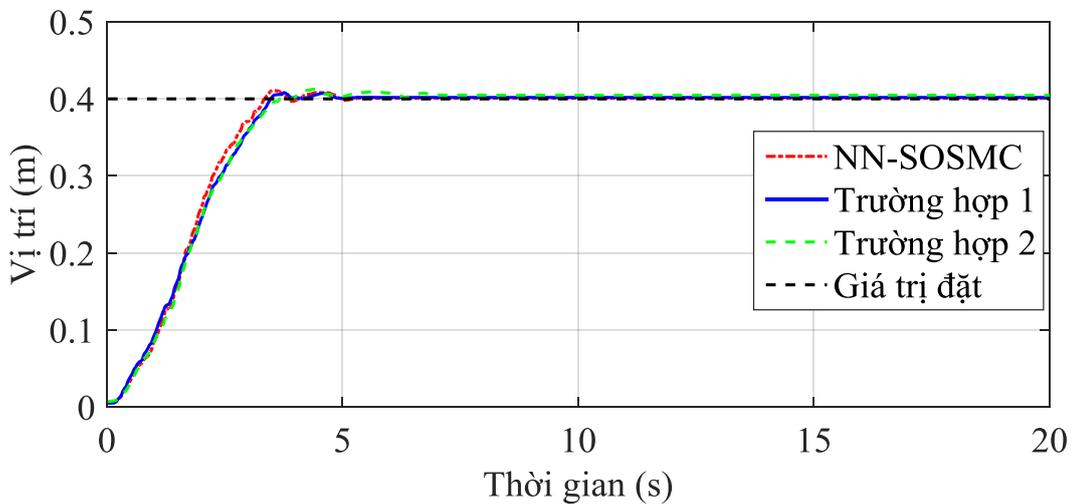


Hình 4.13. Góc lắc đế kích động (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)

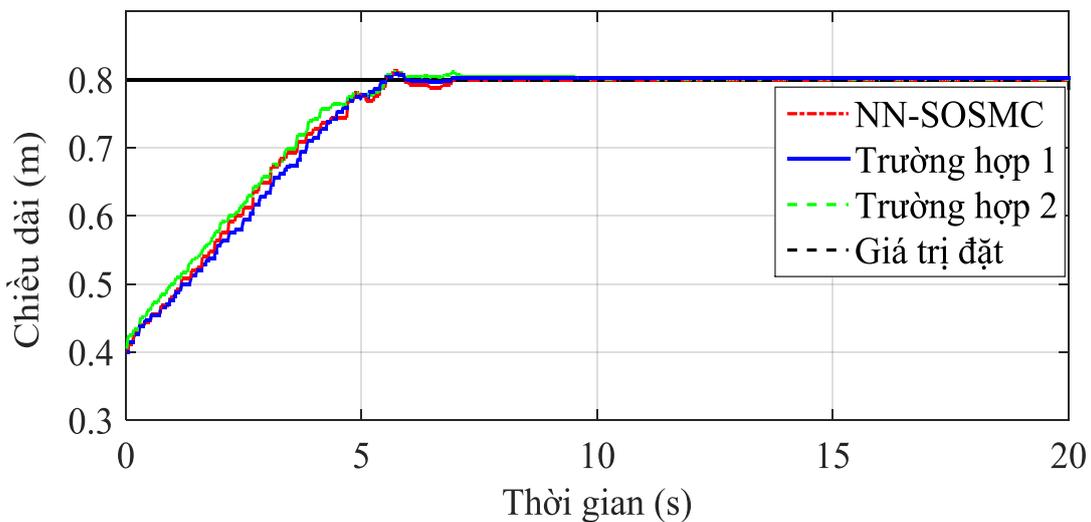


Hình 4.14. Dịch chuyển đế kích động (thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)

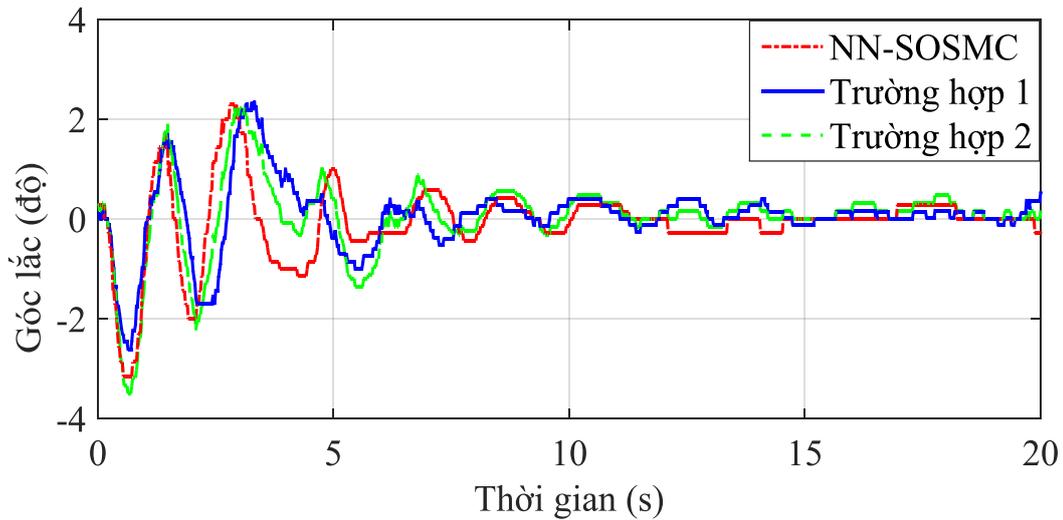
Với thay đổi của các yếu tố nhiễu ngoài và thông số hệ thống, các đáp ứng của hệ thống điều khiển được thể hiện từ Hình 4.15 đến Hình 4.17. Có thể thấy, hệ thống điều khiển đáp ứng rất tốt các yêu cầu điều khiển. So với kết quả các đáp ứng thực nghiệm với hệ thống điều khiển tích hợp thuật toán NN-SOSMC thì hai trường hợp thử tính bền vững của hệ thống cho đáp ứng gần như giống nhau. Xe con và chiều dài cáp nâng vẫn bám giá trị đặt. Trong khi đó, góc lắc cáp nâng có dao động khác nhau giữa ba trường hợp nhưng góc lắc lớn nhất ở giai đoạn chuyển tiếp đều xoay quanh giá trị $\theta_{\max}=2,6^\circ$ (Hình 4.17). Như vậy, có thể khẳng định hệ thống điều khiển đảm bảo được tính bền vững với các thay đổi của nhiễu và thông số hệ thống.



Hình 4.15. Vị trí xe con (thực nghiệm thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)



Hình 4.16. Chiều dài cáp nâng (thực nghiệm thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)



Hình 4.17. Góc lắc cấp nâng (thực nghiệm thử tính bền vững của hệ thống điều khiển)

4.5. So sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm

Để đánh giá chất lượng hệ thống điều khiển, thông qua các đáp ứng với ba thuật toán điều khiển đã được mô phỏng và thực nghiệm. Các chỉ tiêu chất lượng hệ thống điều khiển sẽ được liệt kê trong Bảng 4.4 gồm: thời gian tăng, độ quá điều chỉnh, sai lệch tĩnh. Các đáp ứng được so sánh gồm: vị trí xe con, chiều dài cấp nâng, và góc lắc cấp nâng. Số chu kỳ dao động của các đáp ứng cũng được liệt kê để đánh giá khả năng đáp ứng của hệ thống điều khiển, đặc biệt với góc lắc cấp nâng. Nhìn một cách tổng thể, giữa mô phỏng và thực nghiệm có quy luật tương đồng nhau cả về đáp ứng và chỉ tiêu chất lượng hệ thống điều khiển.

Thứ nhất, về thời gian tăng: Đối với các thuật toán điều khiển thì thời gian tăng đối với từng đáp ứng là tương đương nhau với các thuật toán điều khiển cả trong mô phỏng và thực nghiệm. Tuy nhiên, góc lắc cấp nâng với thuật toán điều khiển OB-SOSMC, trong mô phỏng có thời gian tăng nhỏ hơn so với thời gian tăng của của thuật toán điều khiển SOSMC và NN-SOSMC. Tuy nhiên, trong thực nghiệm, thời gian tăng với đáp ứng góc lắc cấp nâng đối với thuật toán điều khiển OB-SOSMC lại lớn hơn so với hai thuật toán điều khiển còn lại.

Thứ hai, về độ quá điều chỉnh: Nhìn chung đáp ứng trong trường hợp mô phỏng của các thuật toán điều khiển là tương đương nhau. Tuy nhiên, trong thực nghiệm khi sử dụng bộ quan sát thì thuật toán điều khiển cho đáp ứng có độ quá điều chỉnh cực đại

với chiều dài cáp nâng là 0,015 m. Tuy tồn tại độ quá điều chỉnh, nhưng giá trị này rất nhỏ, về cơ bản không ảnh hưởng nhiều đến chất lượng làm hàng cũng như chất lượng hệ thống điều khiển khi sử dụng thuật toán OB-SOSMC.

Thứ ba, về sai lệch tĩnh: Không tồn tại sai lệch tĩnh trong mô phỏng với hai thuật toán điều khiển SOSMC và NN-SOSMC, với thuật toán điều khiển OB-SOSMC thì tồn tại sai lệch tĩnh khi dịch chuyển xe con và dao động cáp nâng. Trong thực nghiệm, sai lệch tĩnh của hai thuật toán điều khiển SOSMC và NN-SOSMC là tương đương nhau (chỉ tồn tại dao động của cáp nâng). Thuật toán OB-SOSMC tồn tại sai lệch với cả ba đáp ứng được xét đến là vị trí xe con, chiều dài cáp nâng và góc lắc cáp nâng. Tuy nhiên, cả trong mô phỏng và thực nghiệm, các sai lệch này đều không đáng kể, do đó, về cơ bản nó không ảnh hưởng đến chất lượng quá trình làm hàng cũng như chất lượng hệ thống điều khiển.

Thứ tư, về số chu kỳ dao động: Để xét đến khả năng không chế dao động khi điều khiển các cơ cấu trong hệ thống dịch chuyển, số chu kỳ dao động được kể đến. Số chu kỳ dao động trong mô phỏng đối với các đáp ứng của các thuật toán điều khiển là hoàn toàn giống nhau. Tuy nhiên, trong thực nghiệm số chu kỳ dao động này có sự sai khác, trong khi số chu kỳ dao động đối với hai thuật toán điều khiển SOSMC và NN-SOSMC là giống nhau (hai chu kỳ với đáp ứng góc lắc cáp nâng), thì số chu kỳ dao động đối với thuật toán điều khiển OB-SOSMC là 2,5 chu kỳ.

Sự sai lệch kết quả nguyên nhân chủ yếu là do sai khác về kết cấu và kích động giữa mô phỏng và thực nghiệm. Sai lệch kết quả về thời gian tăng chủ yếu do sai khác về kết cấu. Thời gian tăng đối với các thuật toán điều khiển trong mô phỏng lớn hơn rất nhiều so với thời gian tăng trong thực nghiệm. Cùng thuật toán điều khiển SOSMC, trong mô phỏng xe con phải mất 15 giây để di chuyển đến vị trí yêu cầu trong khi chỉ mất 4 giây để di chuyển đến vị trí yêu cầu trong thực nghiệm. Tương tự, cơ cấu nâng mất 15 giây để đạt được giá trị yêu cầu trong mô phỏng nhưng chỉ mất 5,5 giây trong thực nghiệm. Điều này được giải thích là do sai lệch kích thước nên quãng đường di chuyển của xe con, chiều dài cáp nâng trong mô phỏng lớn hơn rất nhiều so với thực nghiệm. Quãng đường di chuyển của xe con trong mô phỏng là 8 m trong khi đó

quãng đường di chuyển của xe con trong thực nghiệm là 0,4 m. Chiều dài cáp nâng thay đổi 8 m từ vị trí cáp nâng có chiều dài 15 m lên vị trí cáp nâng có chiều dài 7 m đối với mô phỏng và thay đổi 0,4 m từ vị trí cáp nâng có chiều dài 0,4 m xuống vị trí cáp nâng có chiều dài 0,8 m. Sai lệch kết quả về số chu kỳ dao động giữa mô phỏng và thực nghiệm chủ yếu do sai khác về kích động. Trong thực nghiệm, số chu kỳ dao động lớn hơn so với mô phỏng là do để kích động tác động liên tục lên cần trục với chu kỳ dao động nhỏ hơn nhiều so với chu kỳ dao động của sóng biển tác động lên thân tàu. Cụ thể, số chu kỳ dao động đối với thuật toán điều khiển SOSMC và NN-SOSMC trong thực nghiệm là 2 chu kỳ và trong mô phỏng là 1 chu kỳ, với thuật toán điều khiển OB-SOSMC là 2,5 chu kỳ trong thực nghiệm và 1 chu kỳ trong mô phỏng.

Như vậy, về tổng thể, đáp ứng trong thực nghiệm không tốt bằng mô phỏng vì quá trình mô phỏng bỏ qua một số yếu tố khi xây dựng mô hình. Tuy nhiên, các đáp ứng này tương đồng nhau về quy luật. Chất lượng các đáp ứng của thuật toán điều khiển OB-SOSMC là không tốt bằng chất lượng các đáp ứng của hai thuật toán điều khiển SOSMC và NN-SOSMC do tồn tại sai số ước lượng. Tuy nhiên, chất lượng các đáp ứng này vẫn đáp ứng được các yêu cầu khi làm hàng và dẫn động các cơ cấu đến vị trí yêu cầu một cách chính xác. Việc sử dụng bộ quan sát như đã nói sẽ giúp giảm được giá thành thiết kế và bảo trì hệ thống do giảm được số cảm biến cần lắp đặt trong hệ thống điều khiển.

Bảng 4.4. So sánh đáp ứng của các thuật toán điều khiển

Các đáp ứng của hệ thống		Thời gian tăng (s)		Độ quá điều chỉnh		Sai lệch tĩnh		Số chu kỳ dao động	
		Mô phỏng	Thực nghiệm	Mô phỏng	Thực nghiệm	Mô phỏng	Thực nghiệm	Mô phỏng	Thực nghiệm
SOSMC	Vị trí xe con x_t	15	4	0	0,01 m	0	0	0	0
	Chiều dài cáp nâng l	15	5,5	0	0	0	0	0	0
	Góc lắc cáp nâng θ	14	5	$\theta_{\max}=2,8^\circ$	$\theta_{\max}=2,5^\circ$	0	$e_{ss}=0,25^\circ$	1	2
NN-SOSMC	Vị trí xe con x_t	15,5	4	0	0,01 m	0	0	0	0
	Chiều dài cáp nâng l	14	5,5	0	0	0	0	0	0
	Góc lắc cáp nâng θ	14	5	$\theta_{\max}=2,7^\circ$	$\theta_{\max}=2,6^\circ$	0	$e_{ss}=0,3^\circ$	1	2
OB-SOSMC	Vị trí xe con x_t	15	4	0	0,01 m	0,05 m	0,005 m	0	0
	Chiều dài cáp nâng l	15	5,5	0	0,015 m	0	0,004 m	0	0
	Góc lắc cáp nâng θ	13	5,5	$\theta_{\max}=2,7^\circ$	$\theta_{\max}=2,6^\circ$	$e_{ss}=0,2^\circ$	$e_{ss}=0,35^\circ$	1	2,5

4.6. Kết luận chương 4

Chương này đã thực hiện được các nội dung cơ bản sau:

- Xây dựng được mô hình thực nghiệm dựa trên cải tiến mô hình do hãng INTECO (Ba Lan) cung cấp. Mô hình thực nghiệm đáp ứng được các yêu cầu khi thử nghiệm các thuật toán điều khiển được xây dựng ở Chương 3.

- Tiến hành thử nghiệm các thuật toán điều khiển trong một vài trường hợp khác nhau để khẳng định tính bền vững của hệ thống cũng như khả năng đáp ứng của hệ thống với các tác động nhiễu từ bên ngoài. Kết quả thử nghiệm chỉ ra một số điều sau:

- Kết quả thực nghiệm cho đáp ứng không tốt bằng so với mô phỏng. Kết quả chỉ ra tính tương đồng về quy luật của hai phương pháp mô phỏng và thực nghiệm;

- Hệ thống điều khiển không cần biết thông tin nhiễu sóng biển nhưng vẫn đáp ứng tốt các yêu cầu trong quá trình làm việc. Đây là một cải tiến mới so với các công trình nghiên cứu trước đó về cần trục đặt trên phao nổi;

- Góc lắc hàng trong tất cả các trường hợp thực nghiệm không thể triệt tiêu nhưng đều dao động ở giá trị biên độ nhỏ. Sở dĩ không thể triệt tiêu hoàn toàn góc lắc là do kích động của đế làm cho cần trục dịch chuyển và lắc liên tục. Bộ điều khiển đã góp phần giảm được góc lắc và ổn định dao động của góc lắc khi có thay đổi từ bên ngoài tác động lên cần trục;

- Cơ cấu thích nghi hoạt động tốt ngay cả khi không biết chính xác mô hình toán của hệ thống. Do sai số trong quá trình xấp xỉ các thông số của mô hình nên đáp ứng của bộ điều khiển khi sử dụng thuật toán điều khiển NN-SOSMC về cơ bản không thể tốt bằng bộ điều khiển khi sử dụng thuật toán điều khiển SOSMC;

- Bộ quan sát được tích hợp vào hệ thống cho đáp ứng không tốt bằng hai thuật toán điều khiển SOSMC và NN-SOSMC. Tuy nhiên, các đáp ứng này vẫn đáp ứng được các yêu cầu trong quá trình làm hàng. Khi tích hợp bộ quan sát sẽ giảm chi phí xây dựng và bảo dưỡng hệ thống.

KẾT LUẬN

Luận án đã hoàn thành mục tiêu nghiên cứu được đặt ra là xây dựng hệ thống điều khiển phi tuyến bền vững cho cần trục container đặt trên phao nổi chịu kích động của sóng biển. Hệ thống điều khiển đáp ứng tốt với các yêu cầu làm hàng trong điều kiện chịu kích động của các yếu tố nhiễu ngoài như kích động sóng biển và tải trọng gió. luận án đã đạt được các kết quả cụ thể sau:

Luận án đã phân tích và chỉ ra tiềm năng của việc áp dụng cảng di động tại khu vực cảng có luồng nông và hẹp trong việc trung chuyển hàng hóa. Cảng di động là mô hình vận tải thế hệ mới có tính cơ động cao góp phần phát triển các cảng biển cũng như vận tải thủy nội địa.

Luận án đã mô hình hóa đối tượng điều khiển là cần trục container đặt trên tàu, đây là mô hình phi tuyến phức tạp nhưng gần với thực tế nhất để phân tích động lực học hệ thống cũng như xây dựng các thuật toán điều khiển dựa trên mô hình này. Trên cơ sở phân tích kết quả tính toán động lực học mô hình đối tượng chỉ ra cần thiết phải thiết kế các thuật toán điều khiển để chống lắc hàng và dẫn động các cơ cấu chính xác và an toàn nhất.

Hệ thống điều khiển bền vững với sự thay đổi của nhiễu và thông số hệ thống. Chất lượng các đáp ứng đối với cả ba thuật toán điều khiển SOSMC, NN-SOSMC và OB-SOSMC có tính tương đồng trong cả mô phỏng và thực nghiệm. Trong mô phỏng, cả 3 thuật toán điều khiển đều dẫn động chính xác các cơ cấu và tồn tại dao động cấp nâng lớn nhất dưới 3° với một chu kỳ dao động và không tồn tại độ quá điều chỉnh. Nhiệm vụ chính của hệ thống điều khiển là dịch chuyển các cơ cấu đến vị trí yêu cầu một cách chính xác nhất đồng thời giảm góc lắc hàng trong quá trình khai thác. Tuy nhiên, hệ thống điều khiển lại góp phần làm ổn định thân tàu với chu kỳ dao động thân tàu tăng lên so với khi không tích hợp các thuật toán điều khiển.

Luận án đã thiết kế một bộ quan sát Luenberger tích hợp vào thuật toán điều khiển để thực hiện ước lượng giá trị vận tốc. Kết quả chỉ ra rằng bộ điều khiển tích hợp bộ quan sát làm việc tốt với độ hội tụ nhanh, chất lượng các đáp ứng có giá trị gần giống với hai thuật toán điều khiển SOSMC và NN-SOSMC. Đây là cơ sở để áp

dụng bộ quan sát vào thực tế chế tạo hệ thống điều khiển cho cần trục container góp phần giảm giá thành chế tạo hệ thống.

Với những kết quả đã đạt được, luận án có thể làm cơ sở cho việc áp dụng các thuật toán điều khiển đã được đề xuất vào thực tế chế tạo hệ thống cần trục để nâng cao chất lượng, hiệu quả làm việc cũng như giảm giá thành chế tạo hệ thống điều khiển.

HƯỚNG PHÁT TRIỂN CỦA ĐỀ TÀI

Với kết quả đạt được, đề tài có thể phát triển nghiên cứu theo một số hướng sau đây:

1. Mô hình hóa đối tượng điều khiển dưới dạng mô hình không gian ba chiều, phát triển mô hình coi container là vật rắn chuyển động song phẳng.

2. Trong mô hình thực nghiệm sẽ cải tiến và lắp thêm thiết bị đo để tính toán độ co giãn của cáp nâng từ đó xét được ảnh hưởng của sự đàn hồi của cáp nâng trong quá trình thực nghiệm.

3. Từ các kết quả có được, đề tài có thể phát triển việc xây dựng bộ điều khiển công nghiệp lắp cho đối tượng thực trong thời gian tới.

DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC CÔNG BỐ KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU CỦA ĐỀ TÀI LUẬN ÁN

A. Công bố quốc tế

- [1] **Pham Van Trieu** and Le Anh Tuan, “Combined Controls of Floating Container Cranes” in *Proceedings of The Fourth International Conference on Control, Automation and Information Sciences (ICCAIS)*, Changshu, China, October 29-31, 2015.
- [2] **Pham Van Trieu**, Hoang Manh Cuong, and Le Anh Tuan, “Advanced sliding mode control of floating container cranes” in *Proceedings of the 16th Asian Pacific Vibration Conference*, Hanoi, Vietnam, November 24-26, 2015.
- [3] **Pham Van Trieu**, Do Duc Luu, Hoang Manh Cuong, and Le Anh Tuan, “Neural network integrated sliding mode control of floating container cranes” in *Proceedings of The 11th Asian Control Conference*, Gold Coast, Australia, December 17-20, 2017.
- [4] Le Anh Tuan, Hoang Manh Cuong, **Pham Van Trieu**, Luong Cong Nho, Vu Duc Thuan, and Le Viet Anh, “Adaptive neural network sliding mode control of shipboard container cranes considering actuator backlash”. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018. **112**: p. 233-250.
- [5] Le Viet Anh, Le Xuan Hai, Vu Duc Thuan, **Pham Van Trieu**, Hoang Manh Cuong, and Le Anh Tuan, “Designing an Adaptive Controller for 3D Overhead Cranes using Hierarchical Sliding Mode and Neural Network” in *Proceedings of The International Conference on System Science and Engineering 2018 (ICSSE 2018)*, Taipei, Taiwan, Jun 28-30, 2018.
- [6] Le Anh Tuan, Quang Ha, and **Pham Van Trieu**, “Observer-based nonlinear robust control of floating container cranes subject to output hysteresis”, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2019. 141:p.11102-1-11.

B. Công bố trong nước

- [7] **Pham Văn Triều**, Hoàng Mạnh Cường, Lê Anh Tuấn (2015), “Động lực học cần trục container đặt trên tàu có kể đến tính đàn hồi của cáp”, Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải - Số 42/2015.

- [8] **Phạm Văn Triệu**, Hoàng Mạnh Cường, Lê Anh Tuấn (2017), "*Phân tích động lực học cần trục container khi coi container là vật rắn chuyển động song phẳng*", Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải - Số 51/2017.
- [9] **Phạm Văn Triệu**, Hoàng Mạnh Cường, Lê Anh Tuấn, "*Điều khiển thích nghi trượt tích hợp mạng nơ ron cho cần trục container gắn trên tàu*", Hội nghị - Triển lãm quốc tế lần thứ 4 về Điều khiển và Tự động hoá VCCA 2017.
- [10] **Phạm Văn Triệu**, Hoàng Mạnh Cường, Lê Anh Tuấn, "*Nghiên cứu thực nghiệm hệ thống điều khiển công trục nổi*", Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Số 02/2019
- [11] Lê Anh Tuấn, **Phạm Văn Triệu**, "*Điều khiển thích nghi bền vững cần trục tháp với tham số thay đổi*", Hội nghị toàn quốc lần thứ ba về Điều khiển và Tự động hóa VCCA 2015.

C. Đề tài nghiên cứu khoa học đã nghiệm thu

- [12] Chủ nhiệm đề tài (2018), "*Nghiên cứu thiết kế, chế tạo mô hình cần cầu đặt trên phao nổi phục vụ xếp dỡ container tại các cảng biển của Việt Nam*", Đề tài nghiên cứu khoa học cấp Bộ (Bộ Giao thông vận tải), Mã số DT184028, đã được nghiệm cấp bộ 16/01/2018, đạt loại A.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

A. Tài liệu tiếng Việt

1. Trần Ngọc Tú (2017), *Đặc điểm thiết kế tàu container*. Nxb Hàng hải.
2. Ngô Quang Hiếu, *Điều khiển chống lắc hệ cần cầu container có bù ma sát* Tạp chí Khoa học Trường Đại học Cần Thơ, 2013(29): p. 8-14.
3. Bùi Khắc Gầy, Trần Huy Hùng, *Khảo sát động lực học cần trục tự hành dẫn động điện khi nâng vật từ nền*. 2010.
4. Nguyễn Quốc, Chí Nguyễn Tiến Khang, *Giải thuật chống lắc tích hợp hệ thống vision cho cầu trục container*. Tạp chí Phát triển Khoa học và Công nghệ. **20(1K)**: trang 35-41.
5. Lưu Quang Khanh, *Nghiên cứu dao động của hàng khi phối hợp làm việc của cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay của cần trục tháp*. 2007, Đại học Hàng hải.
6. Ngô Quang Hiếu, Nguyễn Chí Ngôn, Nguyễn Ngô Phong, *Thiết kế bộ điều khiển chống lắc Fuzzy PD cho hệ cần cầu container tự động*. Proceedings of Publishing House for Science and Technology, 2016. **1(1)**.
7. Trần Đức Hiếu, Pavel Sorokin, *Phương pháp và thiết bị điều khiển đảm bảo ổn định của cần trục tháp dưới sự tác động của luồng gió giật*. Tạp chí khoa học công nghệ xây dựng, (13): trang 102-105.
8. Bùi Khắc Gầy, Vũ Đức Thịnh, *Tính toán động lực học cầu trục loại một dầm sử dụng hai pa lăng điện làm cơ cấu nâng vật*. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2014.
9. Nguyễn Thúc Tráng, *Nghiên cứu động lực học cần cầu tháp dạng cần nằm ngang trong các quá trình nâng vật và thay đổi tầm với*. Tạp chí GTVT, 2016.
10. Nguyễn Anh Tuấn, *Cơ sở lý thuyết để xây dựng mô hình động học của cần trục tháp cột cố định*. Tạp chí Khoa học kỹ thuật Thủy lợi và Môi trường, (18): tr. 54.
11. Phạm Văn Triệu, Hoàng Mạnh Cường, Lê Anh Tuấn, *Phân tích động lực học cần trục container khi coi container là vật rắn chuyển động song phẳng*. Tạp chí KHCHNH, 2017(51).

B. Tài liệu tiếng Anh

12. H Abdel-Khalel, K Shawki, and M Adel, *A computer-based Model for optimizing the location of single tower crane in construction sites*. International Journal of Engineering Science and Innovative Technology, 2013. **2**(2): p. 438-446.
13. Eihab M Abdel-Rahman, Ali H Nayfeh, and Ziyad N Masoud, *Dynamics and control of cranes: A review*. Modal Analysis, 2003. **9**(7): p. 863-908.
14. EM Abdel-Rahman and AH Nayfeh, *Pendulation reduction in boom cranes using cable length manipulation*. Nonlinear Dynamics, 2002. **27**(3): p. 255-269.
15. Auwalu M Abdullahi, et al., *Output-based command shaping technique for an effective payload sway control of a 3D crane with hoisting*. Transactions of the Institute of Measurement and Control, 2016: p. 0142331216640871.
16. Mahdieh Adeli, et al. *Anti-swing control for a double-pendulum-type overhead crane via parallel distributed fuzzy LQR controller combined with genetic fuzzy rule set selection*. in *Control System, Computing and Engineering (ICCSCE), 2011 IEEE International Conference on*. 2011. IEEE.
17. MA Ahmad, et al. *Hybrid collocated PD with non-collocated PID for sway control of a lab-scaled rotary crane*. in *Industrial Electronics and Applications (ICIEA), 2010 the 5th IEEE Conference on*. 2010. IEEE.
18. MA Ahmad, et al. *Experimental investigations of low pass filter techniques for sway control of a Gantry crane system*. in *Electronic Computer Technology (ICECT), 2010 International Conference on*. 2010. IEEE.
19. MA Ahmad, et al. *Active sway control of a lab-scale rotary crane system*. in *Computer and Automation Engineering (ICCAE), 2010 The 2nd International Conference on*. 2010. IEEE.
20. Mohd Ashraf Ahmad, Reza Ezuan Samin, and Mohd Anwar Zawawi. *Comparison of optimal and intelligent sway control for a lab-scale rotary crane system*. in *Computer Engineering and Applications (ICCEA), 2010 Second International Conference on*. 2010. IEEE.

21. S Akiyama, T Fukuyama, and T Iketani, *Dynamic Response of a Cargo Suspended by a Floating Crane under Sea Waves*. Kajima Technical Research Institute annual report, 2004. **52**: p. 43-48.
22. Andrei Aksjonov, Valery Vodovozov, and Eduard Petlenkov, *Three-dimensional crane modelling and control using Euler-Lagrange state-space approach and anti-swing fuzzy logic*. Electrical, Control and Communication Engineering, 2015. **9**(1): p. 5-13.
23. Naif B Almutairi and Mohamed Zribi, *Sliding mode control of a three-dimensional overhead crane*. Journal of vibration and control, 2009. **15**(11): p. 1679-1730.
24. Morten Kollerup Bak, Michael Rygaard Hansen, and Hamid Reza Karimi, *Robust tool point control for offshore knuckle boom crane*. IFAC Proceedings Volumes, 2011. **44**(1): p. 4594-4599.
25. Giorgio Bartolini, Alessandro Pisano, and Elio Usai, *Second-order sliding-mode control of container cranes*. Automatica, 2002. **38**(10): p. 1783-1790.
26. Belkheir Benhellal, et al., *Decoupled adaptive neuro-fuzzy sliding mode control applied in a 3D crane system*. Journal of Electrical Engineering, 2014. **14**(2014): p. 305-313.
27. S Blanes and PC Moan, *Practical symplectic partitioned Runge–Kutta and Runge–Kutta–Nyström methods*. Journal of Computational and Applied Mathematics, 2002. **142**(2): p. 313-330.
28. Arnut Burananda, et al. *Neural network based self-tuning control for overhead crane systems*. in *SICE 2002. Proceedings of the 41st SICE Annual Conference*. 2002. IEEE.
29. John Butcher, *Runge-Kutta methods*. Scholarpedia, 2007. **2**(9): p. 3147.
30. Fabio Celani. *A Luenberger-style observer for robot manipulators with position measurements*. in *Control and Automation, 2006. MED'06. 14th Mediterranean Conference on*. 2006. IEEE.

31. Shuenn-Yih Chang, *Studies of Newmark method for solving nonlinear systems:(I) basic analysis*. Journal of the Chinese Institute of Engineers, 2004. **27**(5): p. 651-662.
32. He Chen, Yongchun Fang, and Ning Sun, *A swing constraint guaranteed MPC algorithm for underactuated overhead cranes*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2016. **21**(5): p. 2543-2555.
33. Hyun Cheol Cho and Kwon Soon Lee, *Adaptive control and stability analysis of nonlinear crane systems with perturbation*. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008. **22**(6): p. 1091.
34. Yingguang Chu, et al. *Modelling And Simulation Of An Offshore Hydraulic Crane*. in ECMS. 2014.
35. M Defoort, J Maneeratanaporn, and T Murakami. *Integral sliding mode antisway control of an underactuated overhead crane system*. in *Mechatronics (MECATRONICS), 2012 9th France-Japan & 7th Europe-Asia Congress on and Research and Education in Mechatronics (REM), 2012 13th Int'l Workshop on*. 2012. IEEE.
36. JR Dormand, MEA El-Mikkawy, and PJ Prince, *Families of Runge-Kutta-Nystrom Formulae*. IMA Journal of Numerical Analysis, 1987. **7**(2): p. 235-250.
37. Łukasz Drag, *Model of an artificial neural network for optimization of payload positioning in sea waves*. Ocean Engineering, 2016. **115**: p. 123-134.
38. Sam Chau Duong, et al., *A hybrid evolutionary algorithm for recurrent neural network control of a three-dimensional tower crane*. Automation in Construction, 2012. **23**: p. 55-63.
39. D Economou and I Antoniadis, *Vibration reduction of gantry crane loads with hoisting using finite impulse response (FIR) digital filters*. Adv. Syst. Sci. Meas. Circuits Control, World Scientific and Engineering Academy and Society, 2001: p. 22-28.
40. Katrin Ellermann and Edwin Kreuzer, *Nonlinear dynamics in the motion of floating cranes*. Multibody system dynamics, 2003. **9**(4): p. 377-387.

41. Thomas Erneux and Tamás Kalmár-Nagy, *Nonlinear stability of a delayed feedback controlled container crane*. Journal of Vibration and Control, 2007. **13**(5): p. 603-616.
42. Yongchun Fang, et al., *A motion planning-based adaptive control method for an underactuated crane system*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2012. **20**(1): p. 241-248.
43. Mohammad H Fatehi, Mohammad Eghtesad, and Roya Amjadifard, *Modelling and control of an overhead crane system with a flexible cable and large swing angle*. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2014. **33**(4): p. 395-409.
44. Daichi Fujioka, Manan Shah, and William Singhose. *Robustness analysis of input-shaped model reference control on a double-pendulum crane*. in *American Control Conference (ACC), 2015*. 2015. IEEE.
45. Ismail Gerdemeli, Serpil Kurt, and Okan Deliktas. *Finite element analysis of the tower crane*. in *14th International Research Expert Conference TMT 2010*. 2010. Citeseer.
46. A Giua, M Sanna, and C Seatzu, *Observer-controller design for three dimensional overhead cranes using time-scaling*. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, 2001. **7**(1): p. 77-107.
47. Muhammad Hamid, et al., *Jib system control of industrial robotic three degree of freedom crane using a hybrid controller*. Indian Journal of Science and Technology, 2016. **9**(21).
48. Gijs Hilhorst, Goele Pipeleers, and Jan Swevers. *Reduced-order multi-objective \mathcal{H}_∞ control of an overhead crane test setup*. in *Decision and Control (CDC), 2013 IEEE 52nd Annual Conference on*. 2013. IEEE.
49. Nguyen Quang Hoang, et al., *Trajectory planning for overhead crane by trolley acceleration shaping*. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014. **28**(7): p. 2879-2888.
50. Keum-Shik Hong and Quang Hieu Ngo, *Dynamics of the container crane on a mobile harbor*. Ocean Engineering, 2012. **53**: p. 16-24.

51. Jie Huang, Zan Liang, and Qiang Zang, *Dynamics and swing control of double-pendulum bridge cranes with distributed-mass beams*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015. **54**: p. 357-366.
52. Takahiro Inukai and Yasuo Yoshida. *Control of a boom crane using installed stereo vision*. in *Sensing Technology (ICST), 2012 Sixth International Conference on*. 2012. IEEE.
53. RMT Raja Ismail and QP Ha. *Trajectory tracking and anti-sway control of three-dimensional offshore boom cranes using second-order sliding modes*. in *Automation Science and Engineering (CASE), 2013 IEEE International Conference on*. 2013. IEEE.
54. RMT Raja Ismail, Nguyen D That, and QP Ha, *Modelling and robust trajectory following for offshore container crane systems*. *Automation in Construction*, 2015. **59**: p. 179-187.
55. Hazriq Izzuan Jaafar, et al. *Optimal performance of a nonlinear gantry crane system via priority-based fitness scheme in binary PSO algorithm*. in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2013. IOP Publishing.
56. HI Jaafar, et al. *Optimal tuning of PID+ PD controller by PFS for Gantry Crane System*. in *Control Conference (ASCC), 2015 10th Asian*. 2015. IEEE.
57. Adiyabaatar Janchiv, Gook-Hwan Kim, and Soon-Geul Lee. *Feedback linearization control of overhead cranes with varying cable length*. in *Control, Automation and Systems (ICCAS), 2011 11th International Conference on*. 2011. IEEE.
58. Danijel Jolevski and Ozren Bego, *Model predictive control of gantry/bridge crane with anti-sway algorithm*. *Journal of mechanical science and technology*, 2015. **29**(2): p. 827.
59. Bartosz Käpernick and Knut Graichen. *Model predictive control of an overhead crane using constraint substitution*. in *American Control Conference (ACC), 2013*. 2013. IEEE.
60. Mansour A Karkoub and Mohamed Zribi, *Robust control schemes for an overhead crane*. *Journal of Vibration and Control*, 2001. **7**(3): p. 395-416.

61. K Kawada, et al. *Evolutionary computation in designing a robust PD sway controller for a mobile crane*. in *Control Applications, 2002. Proceedings of the 2002 International Conference on*. 2002. IEEE.
62. K Kawada, H Sogo, and T Yamamoto. *Variable gain PD sway control of a lifted load for a mobile crane*. in *American Control Conference, 2001. Proceedings of the 2001*. 2001. IEEE.
63. Kazuo Kawada, Toru Yamamoto, and Y Mada, *Gain scheduled PD sway control of a lifted load for a mobile crane*. *Control and intelligent systems*, 2005. **33**(1): p. 48-54.
64. Kazuo Kawada, et al., *Robust PD sway control of a lifted load for a crane using a genetic algorithm*. *IEEJ Transactions on Industry Applications*, 2004. **123**: p. 1097-1103.
65. Arash Khatamianfar and Andrey V Savkin. *A new tracking control approach for 3D overhead crane systems using model predictive control*. in *Control Conference (ECC), 2014 European*. 2014. IEEE.
66. Dongho Kim and Youngjin Park, *Tracking control in xy plane of an offshore container crane*. *Journal of Vibration and Control*, 2017. **23**(3): p. 469-483.
67. Jae-Jun Kim, et al., *Second-order sliding mode control of a 3D overhead crane with uncertain system parameters*. *International journal of precision engineering and manufacturing*, 2014. **15**(5): p. 811-819.
68. Wieslaw Krawcewicz and Jianhong Wu, *Theory and applications of Hopf bifurcations in symmetric functional differential equations*. *Nonlinear Analysis: Theory, Methods & Applications*, 1999. **35**(7): p. 845-870.
69. Sebastian Kuchler, et al., *Active control for an offshore crane using prediction of the vessel's motion*. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2011. **16**(2): p. 297-309.
70. Tuan Anh Le, Soon-Geul Lee, and Sang-Chan Moon, *Partial feedback linearization and sliding mode techniques for 2D crane control*. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, 2014. **36**(1): p. 78-87.

71. Arie Levant, *Principles of 2-sliding mode design*. automatica, 2007. **43**(4): p. 576-586.
72. Changpin Li and Chunxing Tao, *On the fractional Adams method*. Computers & Mathematics with Applications, 2009. **58**(8): p. 1573-1588.
73. Peng Li, Zongwei Li, and Yuguo Yang. *The application research of ant colony optimization algorithm for intelligent control on special crane*. in *Instrumentation, Measurement, Computer, Communication and Control (IMCCC), 2012 Second International Conference on*. 2012. IEEE.
74. Cheng Liu, Haizhou Zhao, and Yang Cui. *Research on application of fuzzy adaptive PID controller in bridge crane control system*. in *Software Engineering and Service Science (ICSESS), 2014 5th IEEE International Conference on*. 2014. IEEE.
75. Diantong Liu, et al., *Adaptive sliding mode fuzzy control for a two-dimensional overhead crane*. Mechatronics, 2005. **15**(5): p. 505-522.
76. MJ Maghsoudi, et al. *An experiment for position and sway control of a 3D gantry crane*. in *Intelligent and Advanced Systems (ICIAS), 2012 4th International Conference on*. 2012. IEEE.
77. Mohammad Javad Maghsoudi, et al., *An optimal performance control scheme for a 3D crane*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016. **66**: p. 756-768.
78. Ehsan Maleki and William Singhose, *Swing dynamics and input-shaping control of human-operated double-pendulum boom cranes*. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2012. **7**(3): p. 031006.
79. Ziyad N Masoud, Nader A Nayfeh, and Ali H Nayfeh. *Sway reduction on container cranes using delayed feedback controller: Simulations and experiments*. in *ASME 2003 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. 2003. American Society of Mechanical Engineers.
80. Yuri A Mitropolsky and Nguyen Van Dao, *Applied asymptotic methods in nonlinear oscillations*. Vol. 55. 2013: Springer Science & Business Media.

81. Predictor Corrector Modes, *Predictor Corrector Methods*-. 2014.
82. Kunihiro Nakazono, et al., *Vibration control of load for rotary crane system using neural network with GA-based training*. *Artificial Life and Robotics*, 2008. **13**(1): p. 98-101.
83. Ali H Nayfeh, Ziyad N Masoud, and Nader A Nayfeh. *A delayed-position feedback controller for cranes*. in *IUTAM Symposium on Chaotic Dynamics and Control of Systems and Processes in Mechanics*. 2005. Springer.
84. Ali H Nayfeh and Dean T Mook, *Nonlinear oscillations*. 2008: John Wiley & Sons.
85. Quang Hieu Ngo and Keum-Shik Hong, *Sliding-mode antisway control of an offshore container crane*. *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, 2012. **17**(2): p. 201-209.
86. Quang Hieu Ngo, et al., *Fuzzy sliding mode control of container cranes*. *International Journal of Control, Automation and Systems*, 2015. **13**(2): p. 419-425.
87. Ngo Phong Nguyen, Quang Hieu Ngo, and Quang Phuc Ha. *Active control of an offshore container crane*. in *Control, Automation and Systems (ICCAS), 2015 15th International Conference on*. 2015. IEEE.
88. Quoc Chi Nguyen and Won-Ho Kim. *Nonlinear adaptive control of a 3D overhead crane*. in *Control, Automation and Systems (ICCAS), 2015 15th International Conference on*. 2015. IEEE.
89. F Omar, et al., *Autonomous overhead crane system using a fuzzy logic controller*. *Modal Analysis*, 2004. **10**(9): p. 1255-1270.
90. Huimin Ouyang, et al., *Load vibration reduction in rotary cranes using robust two-degree-of-freedom control approach*. *Advances in Mechanical Engineering*, 2016. **8**(3): p. 1687814016641819.
91. Endre Pap, et al. *Pseudo-analysis application in complex mechanical systems modelling of container quay cranes*. in *Intelligent Systems and Informatics (SISY), 2010 8th International Symposium on*. 2010. IEEE.

92. Hahn Park, Dongkyoung Chwa, and K Hong, *A feedback linearization control of container cranes: Varying rope length*. International Journal of Control Automation and Systems, 2007. **5**(4): p. 379.
93. P Petrehuş, Zs Lendek, and Paula Raica, *Fuzzy modeling and design for a 3D Crane*. IFAC Proceedings Volumes, 2013. **46**(20): p. 479-484.
94. Dianwei Qian and Jianqiang Yi, *Hierarchical sliding mode control for under-actuated cranes*. 2016: Springer.
95. Leila Ranjbari, et al., *Designing precision fuzzy controller for load swing of an overhead crane*. Neural Computing and Applications, 2015. **26**(7): p. 1555-1560.
96. VS Renuka and Abraham T Mathew, *Precise Modelling of a Gantry Crane System Including Friction 3D Angular Swing and Hoisting Cable Flexibility*. Int. J. Theor. Appl. Res. Mech. Eng., 2013. **2**: p. 119-125.
97. Hamed Saeidi, Mahyar Naraghi, and Abolghasem Asadollah Raie, *A neural network self tuner based on input shapers behavior for anti sway system of gantry cranes*. Journal of Vibration and Control, 2013. **19**(13): p. 1936-1949.
98. Shigenori Sano, et al., *LMI approach to robust control of rotary cranes under load sway frequency variance*. Journal of System Design and Dynamics, 2011. **5**(7): p. 1402-1417.
99. Kuo-Kai Shyu, Cheng-Lung Jen, and Li-Jen Shang. *Design of sliding-mode controller for anti-swing control of overhead cranes*. in *Industrial Electronics Society, 2005. IECON 2005. 31st Annual Conference of IEEE*. 2005. IEEE.
100. Bhupender Singh, Bhaskar Nagar, and Anuj Kumar, *Modeling and finite element analysis of crane boom*. International Journal of Advanced Engineering Research and Studies, 2011. **3**(2): p. 306-309.
101. William Singhose, et al., *Effects of hoisting on the input shaping control of gantry cranes*. Control engineering practice, 2000. **8**(10): p. 1159-1165.
102. Jaroslaw Smoczek and Janusz Szpytko, *Particle swarm optimization-based multivariable generalized predictive control for an overhead crane*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2017. **22**(1): p. 258-268.

103. Jaroslaw Smoczek, *Experimental verification of a GPC-LPV method with RLS and PI-TS fuzzy-based estimation for limiting the transient and residual vibration of a crane system*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015. **62**: p. 324-340.
104. Jaroslaw Smoczek and Janusz Szpytko, *Evolutionary algorithm-based design of a fuzzy TBF predictive model and TSK fuzzy anti-sway crane control system*. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2014. **28**: p. 190-200.
105. Jaroslaw Smoczek, *Fuzzy crane control with sensorless payload deflection feedback for vibration reduction*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2014. **46**(1): p. 70-81.
106. Mahmud Iwan Solihin, MAS Kamal, and Ari Legowo. *Objective function selection of GA-based PID control optimization for automatic gantry crane*. in *Computer and Communication Engineering, 2008. ICCCE 2008. International Conference on*. 2008. IEEE.
107. Mahmud Iwan Solihin, MAS Kamal, and Ari Legowo. *Optimal PID controller tuning of automatic gantry crane using PSO algorithm*. in *Mechatronics and Its Applications, 2008. ISMA 2008. 5th International Symposium on*. 2008. IEEE.
108. Michael P Spathopoulos and Dimosthenis Fragopoulos, *Control design of a crane for offshore lifting operations*, in *Nonlinear control in the year 2000 volume 2*. 2001, Springer. p. 469-486.
109. MP Spathopoulos* and D Fragopoulos, *Pendulation control of an offshore crane*. International Journal of Control, 2004. **77**(7): p. 654-670.
110. John Stergiopoulos, George Konstantopoulos, and Anthony Tzes. *Experimental verification of an adaptive input shaping scheme for hoisting cranes*. in *Control and Automation, 2009. MED'09. 17th Mediterranean Conference on*. 2009. IEEE.
111. Jin-Ho Suh, et al., *Anti-sway position control of an automated transfer crane based on neural network predictive PID controller*. Journal of Mechanical Science and Technology, 2005. **19**(2): p. 505-519.

112. Ning Sun, et al., *Slew/translation positioning and swing suppression for 4-DOF tower cranes with parametric uncertainties: Design and hardware experimentation*. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016. **63**(10): p. 6407-6418.
113. Ning Sun, Yongchun Fang, and He Chen, *Adaptive antishwing control for cranes in the presence of rail length constraints and uncertainties*. Nonlinear Dynamics, 2015. **81**(1-2): p. 41-51.
114. Ning Sun, Yongchun Fang, and He Chen. *Adaptive control of underactuated crane systems subject to bridge length limitation and parametric uncertainties*. in *Control Conference (CCC), 2014 33rd Chinese*. 2014. IEEE.
115. Ning Sun, et al., *Adaptive nonlinear crane control with load hoisting/lowering and unknown parameters: Design and experiments*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015. **20**(5): p. 2107-2119.
116. Rui Tang and Jie Huang, *Control of bridge cranes with distributed-mass payloads under windy conditions*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016. **72**: p. 409-419.
117. József K Tar, et al., *Adaptive tackling of the swinging problem for a 2 DOF crane-payload system*, in *Computational Intelligence in Engineering*. 2010, Springer. p. 103-114.
118. Mustafa Tinkir, et al. *Modeling and control of scaled a tower crane system*. in *Computer Research and Development (ICCRD), 2011 3rd International Conference on*. 2011. IEEE.
119. Mohamed B Trabia, Jamil M Renno, and Kamal AF Moustafa. *A general anti-swing fuzzy controller for an overhead crane with hoisting*. in *Fuzzy Systems, 2006 IEEE International Conference on*. 2006. IEEE.
120. Le Anh Tuan, et al., *Robust controls for ship-mounted container cranes with viscoelastic foundation and flexible hoisting cable*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2015. **229**(7): p. 662-674.

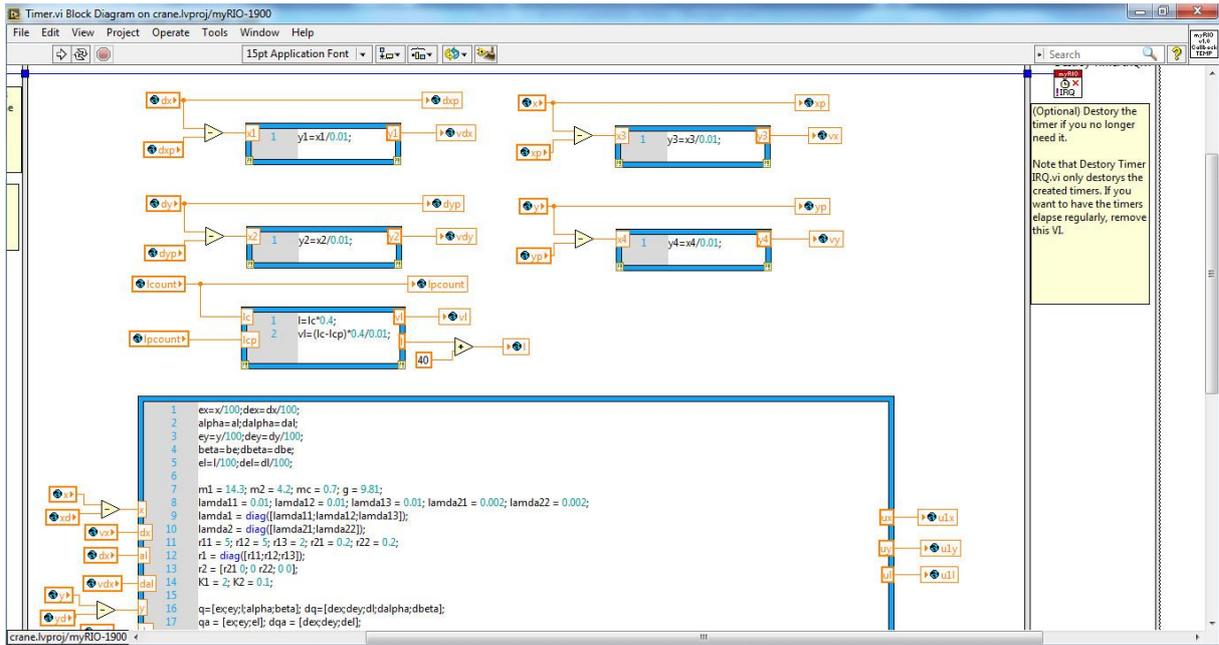
121. MZ Mohd Tumari, et al., *H-Infinity Controller with LMI Region Schemes for a Lab-Scale Rotary Pendulum Crane System*. Int. J. Syst. Signal Control Eng. Appl, 2012. **5**(1): p. 14-20.
122. N Uchiyama, S Takagi, and S Sano. *Robust control of rotary cranes based on pole placement approach*. in *Advanced Motion Control, 2006. 9th IEEE International Workshop on*. 2006. IEEE.
123. Pham Van Trieu. *Combined controls of floating container cranes*. in *Control, Automation and Information Sciences (ICCAIS), 2015 International Conference on*. 2015. IEEE.
124. Joshua Vaughan, Ajeya Karajgikar, and William Singhose. *A study of crane operator performance comparing PD-control and input shaping*. in *American Control Conference (ACC), 2011*. 2011. IEEE.
125. Milan Vukov, et al. *Experimental validation of nonlinear MPC on an overhead crane using automatic code generation*. in *American Control Conference (ACC), 2012*. 2012. IEEE.
126. Gabriel David Weymouth, Robert Vance Wilson, and Frederick Stern, *RANS computational fluid dynamics predictions of pitch and heave ship motions in head seas*. Journal of Ship Research, 2005. **49**(2): p. 80-97.
127. Zhou Wu, Xiaohua Xia, and Bing Zhu, *Model predictive control for improving operational efficiency of overhead cranes*. Nonlinear Dynamics, 2015. **79**(4): p. 2639-2657.
128. Z Xi and T Hesketh, *Discrete time integral sliding mode control for overhead crane with uncertainties*. IET control theory & applications, 2010. **4**(10): p. 2071-2081.
129. Jung Hua Yang and Shih Hung Shen, *Novel approach for adaptive tracking control of a 3-D overhead crane system*. Journal of Intelligent & Robotic Systems, 2011. **62**(1): p. 59-80.
130. Wen Yu, Xiaoou Li, and Francisco Panuncio, *Stable Neural PID anti-swing control for an overhead crane*. Intelligent Automation & Soft Computing, 2014. **20**(2): p. 145-158.

131. Menghua Zhang, et al., *Adaptive tracking control for double-pendulum overhead cranes subject to tracking error limitation, parametric uncertainties and external disturbances*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016. **76**: p. 15-32.
132. ND Zrnić, K Hoffmann, and SM Bošnjak, *Modelling of dynamic interaction between structure and trolley for mega container cranes*. Mathematical and computer modelling of dynamical systems, 2009. **15**(3): p. 295-311.

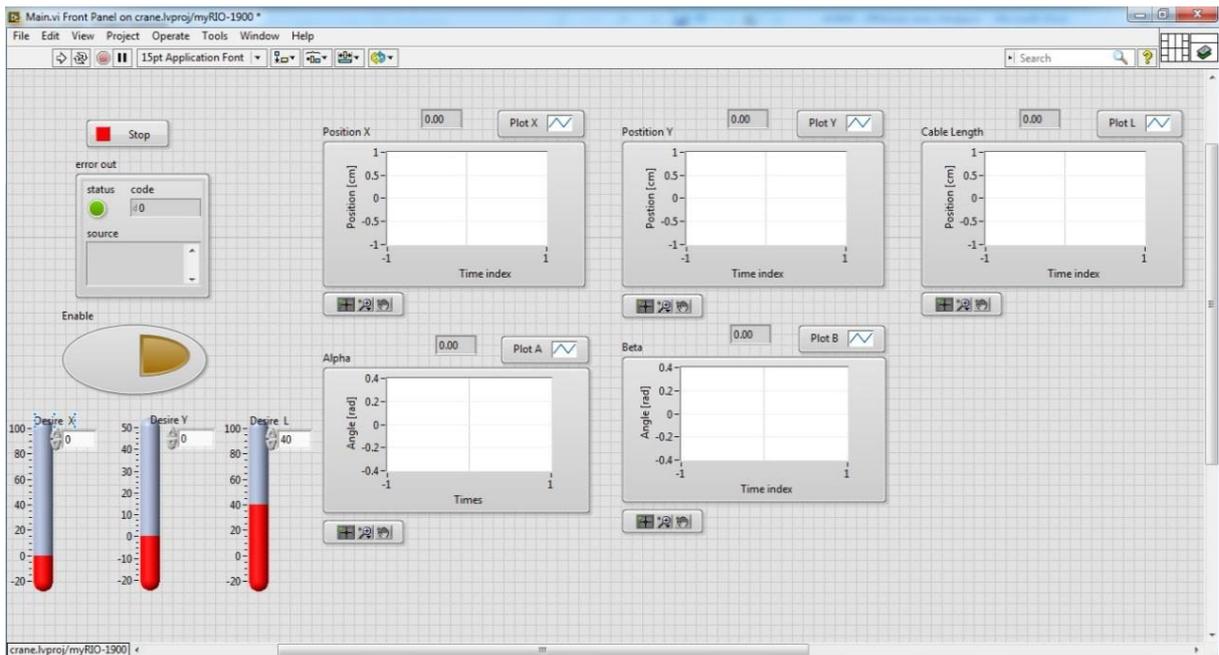
C. Các website

133. <http://www.inteco.com.pl/>.
134. <https://www.drewry.co.uk/>.
135. <http://ngict.eu/western-scheldt-offshore-terminal/>.
136. <http://cangvuhaiphong.gov.vn/viewPage.aspx?page=portinfo>.
137. http://fpts.com.vn/FileStore2/File/2017/08/21/Marine%20Port%20Rpt_July2017_FPTS.pdf.
138. <http://www.vinamarine.gov.vn/>.
139. <http://www.marinecontrol.org/>.
140. <http://sdac.kaist.ac.kr/research/index.php?mode=area&act=crane>.
141. https://brasembseul.files.wordpress.com/2011/06/enmh_briefre_0323.pdf.
142. <https://www.liebherr.com/shared/media/mobile-and-crawler-cranes/brochures/wind-influences/liebherr-influence-of-wind-p403-e04-2017.pdf>.

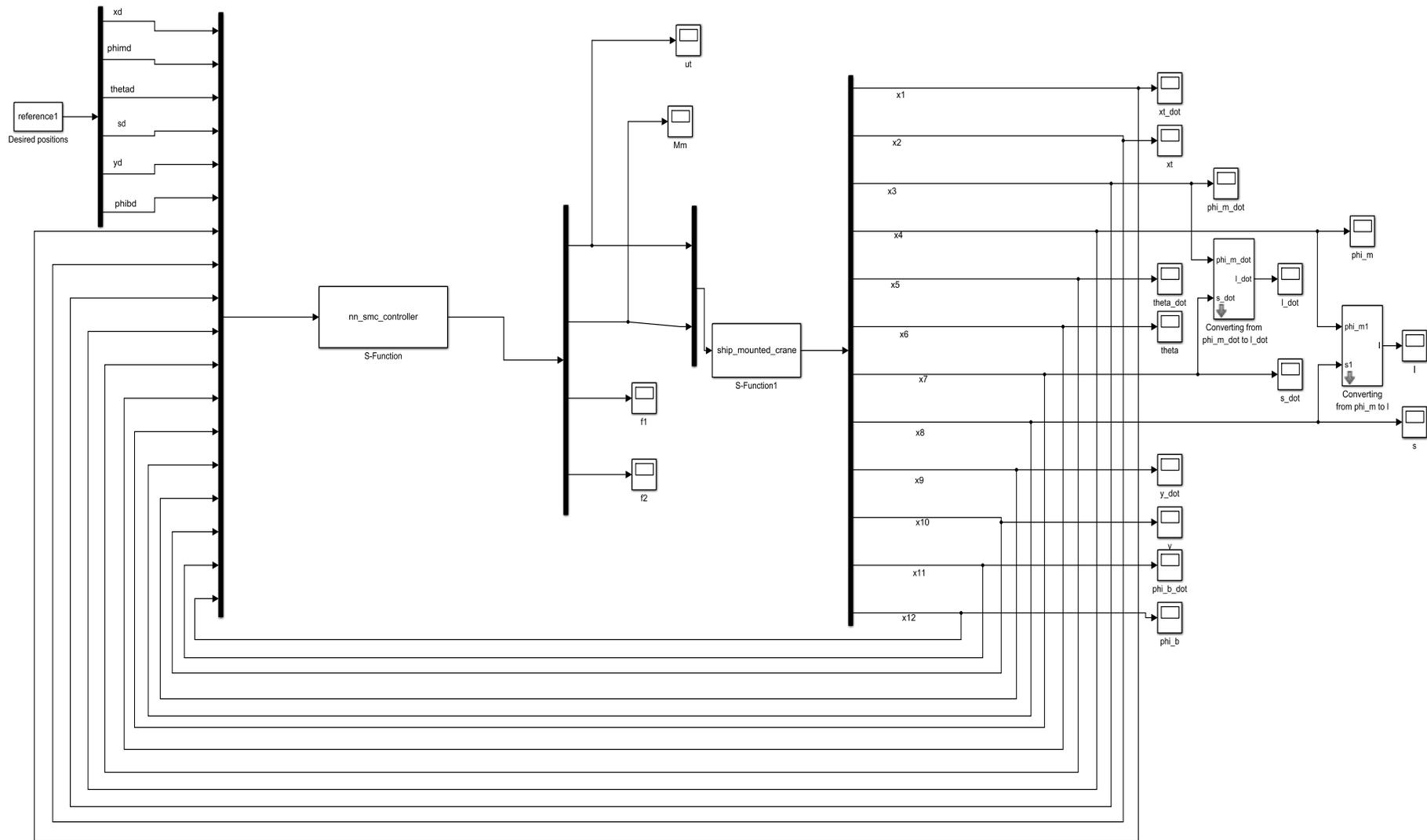
PHỤ LỤC



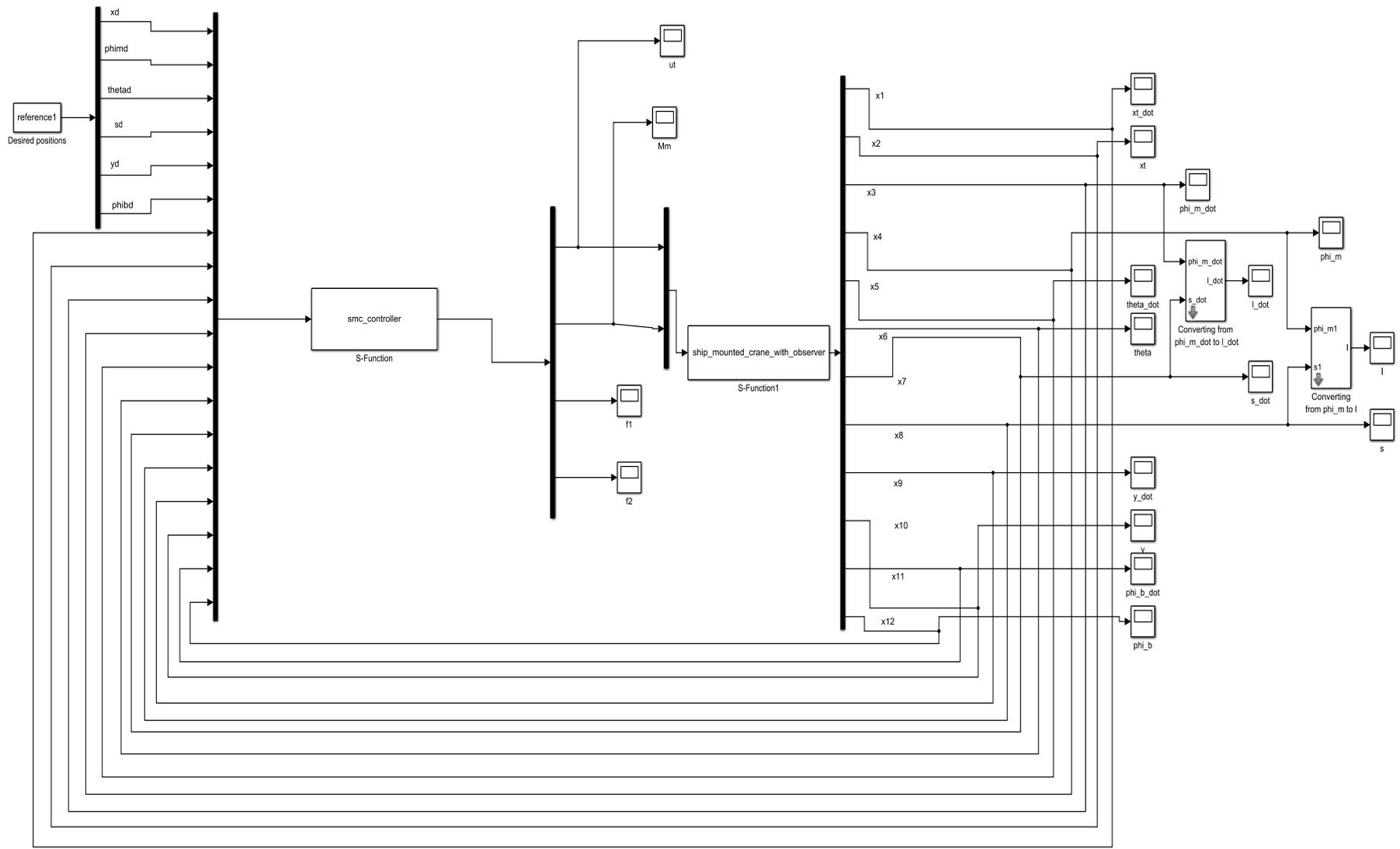
Phụ lục 1. Chương trình điều khiển viết cho vi điều khiển nhúng MyRIO-1900



Phụ lục 2. Giao diện người dùng trên phần mềm Labview



Phụ lục 4. Mô hình Simulink thuật toán điều khiển NN-SOSMC



Phụ lục 5. Mô hình Simulink thuật toán điều khiển SOSMC tích hợp bộ quan sát trạng thái

