

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

BỘ QUỐC PHÒNG

HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ

NGUYỄN DUY ĐẠT

**NGHIÊN CỨU CƠ SỞ KHOA HỌC XÂY DỰNG HỆ THỐNG
THỦY LỰC DẪN ĐỘNG THIẾT BỊ CÔNG TÁC CỦA MÁY ĐÀO, GẤP
BOM ĐẠN ĐIỀU KHIỂN TỪ XA**

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

HÀ NỘI - NĂM 2022

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO **BỘ QUỐC PHÒNG**
HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ

NGUYỄN DUY ĐẠT

**NGHIÊN CỨU CƠ SỞ KHOA HỌC XÂY DỰNG HỆ THỐNG
THỦY LỰC DẪN ĐỘNG THIẾT BỊ CÔNG TÁC CỦA MÁY ĐÀO,
GẮP BOM ĐẠN ĐIỀU KHIỂN TỪ XA**

Chuyên ngành: Kỹ thuật Cơ khí động lực

Mã số: 9 52 01 16

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC:

- 1. GS, TS Chu Văn Đạt**
- 2. PGS, TS Lê Văn Sỹ**

HÀ NỘI - NĂM 2022

LỜI CAM ĐOAN

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

Tác giả luận án

Nguyễn Duy Đạt

LỜI CẢM ƠN

Tác giả xin chân thành cảm ơn tập thể cán bộ hướng dẫn (GS. TS Chu Văn Đạt, PGS. TS Lê Văn Sỹ) đã có sự định hướng rõ ràng cho nghiên cứu sinh về nội dung nghiên cứu, phương pháp tiếp cận và thực hiện. Đặc biệt, các thầy đã rất nhiệt tình, sâu sát để nghiên cứu sinh có những công bố quốc tế đạt chất lượng, động viên nghiên cứu sinh trong những thời điểm khó khăn nhất.

Tác giả trân trọng cảm ơn tập thể bộ môn Xe máy Công binh, Khoa Động lực, Phòng sau đại học, Học viện KTQS đã tạo mọi điều kiện giúp đỡ trong suốt quá trình nghiên cứu.

Tác giả xin chân thành cảm ơn các đồng chí trong đề tài KC.BM 14 thuộc Viện kỹ thuật Công binh, Công ty cổ phần Vmic thuộc Tổng công ty than khoáng sản Việt Nam đã tạo điều kiện thuận lợi nhất để tác giả tiến hành nghiên cứu thực nghiệm và hoàn thành Luận án.

Tác giả xin chân thành cảm ơn các nhà khoa học cùng bạn bè, đồng nghiệp đã cung cấp cho tác giả những tài liệu, thiết bị và các ý tưởng nghiên cứu bổ ích, có giá trị cao.

Đặc biệt, tác giả xin bày tỏ sự biết ơn vô hạn đối với gia đình và những người thân đã luôn thông cảm, động viên, sẻ chia những khó khăn để tác giả có một hậu phương vững chắc tạo sự yên tâm trong quá trình thực hiện luận án.

Tác giả

Nguyễn Duy Đạt

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN	i
LỜI CẢM ƠN	ii
MỤC LỤC	iii
DANH MỤC CÁC CHỮ VIẾT TẮT VÀ KÝ HIỆU CÁC ĐẠI LƯỢNG	vii
DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU	xv
DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ, ĐỒ THỊ	xvi
MỞ ĐẦU	1
1. Tính cấp thiết của đề tài	1
2. Mục tiêu nghiên cứu	2
3. Đối tượng nghiên cứu	2
4. Phương pháp nghiên cứu	3
5. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài Luận án	3
6. Tính mới của Luận án	4
7. Bố cục của Luận án	4
Chương 1 TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU	7
1.1. Tổng quan về đối tượng tương tác của máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa	7
1.1.1. Tổng quan về tình trạng ô nhiễm BMVN ở Việt Nam và quy trình công nghệ dò tìm, đào gấp, vận chuyển bom	7
1.1.2. Tổng quan về môi trường đất có ô nhiễm BMVN ở Việt Nam	11
1.2. Tổng quan về máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa	14
1.2.1. Tổng quan về máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa ở trong và ngoài nước	14
1.2.2. Máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa được thiết kế, chế tạo tại Việt Nam	19

1.3. Tổng quan về các công trình nghiên cứu trong và ngoài nước liên quan đến đề tài.....	26
1.3.1. Tổng quan các nghiên cứu về hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác.....	26
1.3.2. Tổng quan về các phương pháp để điều khiển chính xác (chiều sâu đào, lực kẹp gấp, vị trí) cho máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa ...	34
Kết luận chương 1	41
Chương 2 NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG HỆ THỐNG THỦY LỰC DẪN ĐỘNG THIẾT BỊ CÔNG TÁC CỦA MÁY ĐÀO, GẤP BOM ĐẠN ĐIỀU KHIỂN TỪ XA.....	43
2.1. Cơ sở khoa học xác định yêu cầu đối với hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác.....	43
2.1.1. Cơ sở khoa học xác định yêu cầu xây dựng hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác đáp ứng khả năng điều khiển từ xa.....	43
2.1.2. Cơ sở khoa học xác định yêu cầu đối với HTTL dẫn động TBCT đáp ứng điều khiển chính xác chiều sâu đào và nâng hạ bom	48
2.1.3. Cơ sở khoa học xác định yêu cầu đối với HTTL dẫn động TBCT đáp ứng điều khiển chính xác quá trình kẹp gấp bom	55
2.2. Động lực học hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác	58
2.2.1. Động lực học hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác khi đào và nâng hạ bom	58
2.2.2. Động lực học hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác trong quá trình kẹp gấp bom.....	74
2.3. Tổ chức tính toán, mô phỏng.....	81
2.3.1. Sơ đồ tính toán động lực học hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác.....	81
2.3.2. Xây dựng mô hình tính toán, mô phỏng trên LMS Amesim	86
Kết luận chương 2	89

Chương 3 NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ KẾT CẤU, VẬN HÀNH ĐẾN QUÁ TRÌNH LÀM VIỆC CỦA THIẾT BỊ CÔNG TÁC	91
3.1. Các thông số đầu vào phục vụ nghiên cứu.....	91
3.1.1. Các thông số của thiết bị công tác và môi trường tương tác.....	91
3.1.2. Các thông số của hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác.....	92
3.2. Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số đến quá trình điều khiển chính xác chiều sâu đào	95
3.3. Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số đến quá trình kẹp gắp bom.....	99
3.3.1. Phương án sử dụng van servo kết hợp cảm biến áp suất	99
3.3.2. Phương án sử dụng van phân phối điện tỷ lệ kết hợp van giảm áp.	103
3.4. Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số đến quá trình hạ đặt bom.....	107
Kết luận chương 3	112
Chương 4 NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM	115
4.1. Mục tiêu, các thông số và trang thiết bị thực nghiệm.....	115
4.1.1. Mục tiêu, các thông số nghiên cứu thực nghiệm	115
4.1.2. Trang thiết bị làm thực nghiệm	116
4.2. Các bước tổ chức thực nghiệm và xử lý kết quả thực nghiệm.....	124
4.2.1. Chuẩn bị làm thực nghiệm	124
4.2.2. Bố trí các đầu đo và thiết bị đo.....	125
4.3. Tiến hành thực nghiệm	129
4.3.1. Trình tự tiến hành thực nghiệm.....	129
4.3.2. Phương pháp xử lý kết quả đo thực nghiệm	131
4.3.3. So sánh và đánh giá kết quả đo thực nghiệm	133
Kết luận chương 4	141
KẾT LUẬN CHUNG	143

DANH MỤC CÔNG TRÌNH CỦA TÁC GIẢ	146
TÀI LIỆU THAM KHẢO	147
PHỤ LỤC	155

DANH MỤC CÁC CHỮ VIẾT TẮT VÀ KÝ HIỆU CÁC ĐẠI LƯỢNG

1. Chữ viết tắt:

BMVN	Bom mìn vật nổ
HVKTQS	Học viện Kỹ thuật Quân sự
ĐKTX	Điều khiển từ xa
TBCT	Thiết bị công tác
LS	Load Sensing
PC	Pressure Compensator
HTTL	Hệ thống thủy lực

2. Ký hiệu các đại lượng:

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
a	m	Cánh tay đòn của lực xy lanh
a^*	m/s^2	Gia tốc của các phần chuyển động cơ cấu kẹp
A	m^2	Tiết diện tác dụng của áp suất điều khiển van giảm áp kẹp bom
A_{com}	m^2	Tiết diện tác dụng của áp suất điều khiển (của van phân phối điện tỷ lệ)
b	m	Cánh tay đòn của trọng lượng tay kẹp bom
b_b	m	Chiều rộng gầu
B_{com}	N/m^2	Mô đun đàn hồi dầu thủy lực
c_b	m	Chiều dày lớp đất đất
c_{sp-pc}	N/m	Độ cứng quy đổi của lò xo van PC
c_{sp-ls}	N/m	Độ cứng của lò xo van LS
c_{sp-c1}	N/m	Độ cứng của lò xo trong xy lanh điều khiển bom 1
c_{sp-re}	N/m	Độ cứng lò xo van phụ van giảm áp điều khiển TBCT
c_{sp}	N/m	Độ cứng của lò xo con trượt van phân phối chính

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
c	m	Cánh tay đòn của phản lực của quả bom
C_c, D_c		Độ cứng của các liên kết bản lề thân xy lanh và cán pít tông với các cơ cấu công tác
d_{cc2}	m	Đường kính của xy lanh điều khiển bơm 2
d_r^*	m	Đường kính con trượt chính của van giảm áp điều khiển TBCT
d_{sp}	m	Đường kính của con trượt van phân phối chính
d_{sp-pc}, d_{sp-ls}	m	Đường kính con trượt van PC, LS
E_{fl}	N/m ²	Mô đun đàn hồi của vật liệu làm thanh chắn
F_{Li}	N	Lực do các tải trọng ngoài tác động lên các cơ cấu quy dẫn về xy lanh công tác
F_{pc}	m ²	Tiết diện mặt đầu của van PC
F_{ls}	m ²	Tiết diện mặt đầu của van LS
F_{r3}	m ²	Tiết diện tác dụng của van phụ van giảm áp điều khiển TBCT
F_r^*	m ²	Tiết diện tác dụng của van chính van giảm áp điều khiển TBCT
F_v	m ²	Tiết diện mặt đầu con trượt van phân phối chính
F_{cy}	m ²	Tiết diện khoang xy lanh của xy lanh công tác
F_{pi}	m ²	Tiết diện khoang cán của xy lanh công tác
F_f	m ²	Tiết diện mặt đầu của con trượt van điều khiển lưu lượng
F_r	m ²	Tiết diện mặt đầu của con trượt van giảm áp (của van phân phối chính)
F_n	m ²	Tiết diện vòi phun
F_{c1}, F_{c2}	m ²	Tiết diện các mặt đầu của pít tông servo

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
$F_{cy1}, F_{cy2}, F_{cy3}$	N	Các lực tương ứng sinh ra bởi các xy lanh thủy lực dẫn động cần, tay gầu, cơ cấu kẹp.
g	m/s ²	Gia tốc trọng trường
G	N	Trọng lượng của tay kẹp
G_1, G_2, G_3	N	Trọng lượng của cần, tay gầu và cơ cấu kẹp
i	A	Cường độ dòng điện trong cuộn dây điều khiển van phân phối điện tỷ lệ
J_{modi}	kg.m ²	Mô men quán tính quy dẫn của từng cơ cấu
J_i	kg.m ²	Mô men quán tính của từng cơ cấu so với tâm quay
J_{fl}	kg.m ²	Mô men quán tính của mặt cắt thanh chấn ứng với trục chính trung tâm
k_c		Hệ số cản đào của đất
k_i		Số xy lanh công tác dẫn động mỗi cơ cấu
k_n		Hệ số nén của chất lỏng công tác
k_{fr-pc}		Hệ số ma sát ướt ở khe hở hướng kính của con trượt van PC
k_{fr-ls}		Hệ số ma sát ướt ở khe hở hướng kính của con trượt van LS
k_{sp-r}^*	N/m	Độ cứng của lò xo van chính van giảm áp điều khiển TBCT
k_{fr}		Hệ số ma sát ướt trong khe hở giữa con trượt và vỏ van phân phối chính
k_{fri-cy}		Hệ số ma sát trong xy lanh kẹp bom
k	N/m	Độ cứng lò xo van giảm áp kẹp bom
k_{fr-s}		Hệ số ma sát van servo

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
k_{com}	N/m	Độ cứng lò xo van bù áp (của van phân phối điện tỷ lệ)
k_v	N/m	Độ cứng lò xo van phân phối điện tỷ lệ
k_i		Hệ số sức điện động van phân phối điện tỷ lệ
K	N	Lực đối áp - lực do áp suất chất lỏng ở khoang đối diện trong xy lanh
l_1	m	Chiều dài từ tâm quay O_1 của cần đến trọng tâm cần
l_2	m	Chiều dài từ tâm quay O_2 của tay gầu đến trọng tâm tay gầu
l_3	m	Chiều dài từ tâm quay O_3 của cơ cấu kẹp đến trọng tâm cơ cấu kẹp
m_{modi}	kg	Khối lượng quy dẫn về các xy lanh công tác
m_{sp-pc}	kg	Khối lượng con trượt van PC
m_{sp-ls}	kg	Khối lượng con trượt van LS
m_{re}	kg	Khối lượng phần tử công tác van giảm áp điều khiển TBCT
m_r^*	kg	Khối lượng con trượt của van chính van giảm áp điều khiển TBCT
m_{sp}	kg	Khối lượng con trượt van phân phối chính
m_f	kg	Khối lượng con trượt van điều khiển lưu lượng
m_r	kg	Khối lượng con trượt van giảm áp (của van phân phối chính)
m_{pi}	kg	Khối lượng pít tông kẹp gấp bom
m_1	kg	Khối lượng cần nâng
m_2	kg	Khối lượng tay gầu

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
m_3	kg	Khối lượng của cơ cấu kẹp (và bom)
M_{Li}	N.m	Mô men tĩnh do trọng lượng các cơ cấu và lực cản đào sinh ra
N	N	Phản lực quả bom tác dụng lên tay kẹp
p_p	N/m ²	Áp suất đường đẩy của bơm chính
p_{ls}	N/m ²	Áp suất điều khiển LS
p_t	N/m ²	Áp suất đường hồi van PC
p_{c1}	N/m ²	Áp suất dầu trong xy lanh điều khiển bơm 1
p_{c2}	N/m ²	Áp suất trong khoang xy lanh servo 2
p_{r1}	N/m ²	Áp suất cấp bởi bơm điều khiển
p_{r2}	N/m ²	Áp suất ở cửa ra van giảm áp điều khiển TBCT
p_{r3}	N/m ²	Áp suất phía trước van phụ của van giảm áp điều khiển TBCT
p_{af-f}	N/m ²	Áp suất sau van điều khiển lưu lượng
p_{cy}	N/m ²	Áp suất trong khoang xy lanh của xy lanh thủy lực
p_{pi}	N/m ²	Áp suất trong khoang cán của xy lanh công tác
p_{lo}	N/m ²	Áp suất tải trong xy lanh công tác
p_1	N/m ²	Áp suất sau van giảm áp kẹp bom
p_2	N/m ²	Áp suất sau van bù áp (của van phân phối điện tỷ lệ)
p_{af-pc}, p_{af-ls}	N/m ²	Áp suất sau van PC và van LS
P_{hy-r}	N	Lực thủy động trong van giảm áp (của van phân phối chính)
P_{fr-r}	N	Lực ma sát giữa con trượt van và thân van giảm áp (của van phân phối chính)
P_{sp-r}	N	Lực tác dụng của lò xo van giảm áp (của van phân phối chính)

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
P_{com}	N	Lực tác động liên động giữa van điều khiển lưu lượng và van giảm áp (van phân phối chính)
P_{hy-f}	N	Lực thủy động trong van điều khiển lưu lượng
P_{fr-f}	N	Lực ma sát khi con trượt van điều khiển lưu lượng chuyển động
P_{0sp-ls}	N	Lực cài đặt ban đầu của lò xo van LS
P_{0sp-c1}	N	Lực cài đặt ban đầu của lò xo trong xy lanh điều khiển bơm 1
P_{pl}	N	Lực cản quy dẫn của cơ cấu thay đổi góc nghiêng bơm
P_{el}	N	Lực điện từ van giảm áp điều khiển TBCT
P_{sp-re}	N	Lực đàn hồi của lò xo van phụ van giảm áp điều khiển TBCT
P_{hy-r}^*	N	Lực thủy động do tác dụng của dòng dầu đi qua van chính van giảm áp điều khiển TBCT
P_{sp-r}^*	N	Lực đẩy của lò xo van chính van giảm áp điều khiển TBCT
P_{lo}	N	Tải trọng tác dụng lên đầu cán xy lanh kẹp
$P_{thực}$	N	Lực đẩy tạo ra trên pít tông xy lanh kẹp bơm
q_p	cm ³ /rad	Thể tích đặc trưng của bơm
Q_p	cm ³ /s	Lưu lượng bơm chính
Q_s	cm ³ /s	Lưu lượng cần thiết của hệ thống
Q_c	cm ³ /s	Lưu lượng đi vào đường điều khiển
Q_{ls}	cm ³ /s	Lưu lượng đi qua van điều khiển LS của bơm
Q_{pc}	cm ³ /s	Lưu lượng qua van PC

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
Q_{th2}	cm^3/s	Lưu lượng dầu thủy lực qua khe hở xy lanh servo 2
Q_{cy}	cm^3/s	Lưu lượng dầu vào khoang xy lanh của xy lanh công tác
Q_{pi}	cm^3/s	Lưu lượng dầu vào khoang cán của xy lanh công tác
R_{dy-pc}	N	Lực thủy động khi con trượt van PC di chuyển
R_{dy-ls}	N	Lực thủy động khi con trượt van LS di chuyển
R_v	N	Lực thủy động tác dụng vào con trượt van phân phối chính
R	m	Bán kính đĩa nghiêng của bơm
R_{ms}	N	Lực ma sát, bao gồm lực ma sát tĩnh và lực ma sát động tại tay kẹp
R_{qt}	N	Lực quán tính của các phần chuyển động
s_1	m	Địch chuyển tịnh tiến của cán xy lanh nâng cần
s_2	m	Địch chuyển tịnh tiến của cán xy lanh tay gầu
s_3	m	Địch chuyển tịnh tiến của cán xy lanh dẫn động cơ cấu đào đất – kẹp bom
V_{cy}	m^3	Thể tích khoang xy lanh của xy lanh công tác
V_{pi}	m^3	Thể tích khoang cán của xy lanh công tác
V_{c1}, V_{c2}	m^3	Thể tích khoang công tác các xy lanh servo
x_{pc}	m	Địch chuyển của con trượt van PC
x_{ls}	m	Địch chuyển của con trượt van LS
x_{cl}	m	Giá trị khe hở ban đầu của các van LS,PC
x_{re}	m	Địch chuyển của phần tử công tác van giảm áp điều khiển TBCT

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
x_r^*	m	Địch chuyển của con trượt chính van giảm áp điều khiển TBCT
x_{sp}	m	Địch chuyển con trượt van phân phối chính
x_{com}	m	Địch chuyển con trượt van bù áp
x_{sp-s}	m	Địch chuyển của con trượt van chính van servo
x_v	m	Địch chuyển con trượt van phân phối điện tỷ lệ
y	m	Tọa độ xác định vị trí của pít tông servo bơm
z_{fl}	m	Độ uốn của thanh chắn
γ_{max}	0	Góc quay lớn nhất của đĩa nghiêng bơm
γ	0	Góc quay tức thời của đĩa nghiêng bơm
δ	m	Khe hở giữa pít tông và vỏ của xy lanh điều khiển bơm 2
η_{ck}		Hiệu suất cơ khí
θ	0	Góc quay của sàn quay quanh trục thẳng đứng đi qua tâm quay
μ_{sp}		Hệ số lưu lượng qua van phân phối chính
μ_n		Hệ số vòi phun van servo
μ_{msd}		Hệ số ma sát động
μ_{pc}, μ_{ls}		Hệ số lưu lượng qua van PC, LS và van tiết lưu
ω	rad/s	Vận tốc góc của trục bơm
ω_i	rad/s	Vận tốc góc của các cơ cấu cần, tay gầu, cơ cấu đào đất kẹp bơm

DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU

Chương 1

Bảng 1.1. Tỷ lệ các loại đất bị ô nhiễm tại 6 tỉnh có tỷ lệ % ô nhiễm cao	12
Bảng 1.2. Tính chất cơ lý các loại đất.....	13

Chương 2

Bảng 2.1. So sánh đặc tính làm việc của van servo và van tỷ lệ	46
Bảng 2.2. Bảng giá trị áp suất tính toán trong khoang pít tông	57

Chương 3

Bảng 3.1. Bảng các thông số hình học TBCT.....	91
Bảng 3.2. Bảng các thông số khối lượng các khâu	92
Bảng 3.3. Bảng tọa độ các điểm cố định.....	92
Bảng 3.4. Các thông số của các phần tử trong hệ thống thủy lực.....	92

Chương 4

Bảng 4.1. Các thông số cơ bản của máy	117
Bảng 4.2. Các thông số cơ bản của cảm biến DS-IMU1	119
Bảng 4.3. Các thông số cơ bản của đầu đo OCM-511.....	120
Bảng 4.4. Các thông số cơ bản của đầu đo R4S-7HD-25, R4S-7HD-50	121
Bảng 4.5. Các thông số kỹ thuật chính của cảm biến H7	122
Bảng 4.6. Sai số tương đối của một số thông số đo thực nghiệm.....	140

DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ, ĐỒ THỊ

Chương 1

Hình 1.1. Tỷ lệ xã/phường bị ô nhiễm BMVN phân theo vùng kinh tế [12] ...	7
Hình 1.2. Bom MK84.....	9
Hình 1.3. Quy trình xử lý tín hiệu bom bằng máy đào gấp bom đạn ĐKTX .	11
Hình 1.4. Máy đào thủy lực ĐKTX CAT 325L.....	15
Hình 1.5. Máy đào thủy lực ĐKTX của nhóm Burks.....	15
Hình 1.6. Nghiên cứu của Yamada tại đại học Gifu, Nhật Bản.....	16
Hình 1.7. Máy đào ĐKTX theo chuyển động của tay người	16
Hình 1.8. Máy đào điều khiển từ xa sử dụng robot khí nén	17
Hình 1.9. Sản phẩm của Nhóm nghiên cứu đại học Virginia (Mỹ)	18
Hình 1.10. Máy đào gấp bom đạn ĐKTX.....	20
Hình 1.11. Kết cấu cơ cấu đào đất – kẹp bom	21
Hình 1.12. Điều chỉnh lưu lượng của bơm.....	23
Hình 1.13. Sơ đồ thủy lực điều khiển góc đĩa nghiêng của bơm chính	24
Hình 1.14. Sơ đồ thủy lực cân bằng áp suất.....	25
Hình 1.15. Thiết bị điều khiển từ xa T-EHA của nhóm nghiên cứu trường Đại học Melaka (Malaysia).....	27
Hình 1.16. Sơ đồ HTTL chuyên đổi sử dụng van điện tỷ lệ.....	27
Hình 1.17 . Sơ đồ HTTL của nhóm nghiên cứu Daqing Zhang	28
Hình 1.18. Máy đào thủy lực Komatsu PC05-7 sử dụng các van thủy lực servo	29
Hình 1.19. Mô hình tính toán động lực học TBCT máy đào (A. Gurko)	30
Hình 1.20. Sơ đồ khối hệ thống thủy lực trong nghiên cứu của Paolo Casoli	31
Hình 1.21. Mô hình tính toán máy đào một gầu (Daqing Zhang)	32
Hình 1.22. Mô hình tính toán hệ thống thủy lực dẫn động (Daqing Zhang) ..	33
Hình 1.23. Hệ thống điều khiển máy theo phương pháp Haga.....	36
Hình 1.24. Hệ thống điều khiển máy theo phương pháp của Ruppel.....	37

Hình 1.25. Hiệu chỉnh lực kẹp gấp bằng phương pháp Master - slave.....	39
Hình 1.26. Sơ đồ cấu trúc hệ thống điều khiển và dẫn động máy của nhóm Burks (1992).....	39
Hình 1.27. Kết nối phần cứng của máy đào trong nghiên cứu	40
Chương 2	
Hình 2.1. Sơ đồ khối tổng thể của HTTL điều khiển (Quay sà, di chuyển, cần, tay gầu, gầu và xoay cơ cấu đào đất – kẹp bom).....	45
Hình 2.2. Sơ đồ nguyên lý HTTL kẹp gấp sử dụng van servo	47
Hình 2.3. Sơ đồ nguyên lý HTTL kẹp gấp sử dụng van tỷ lệ	47
Hình 2.4. Mô hình tính toán động học điều khiển chiều sâu đào	49
Hình 2.5. Mô hình tính toán động học đối với cần nâng	52
Hình 2.6. Mô hình tính toán động học đối với tay gầu và cơ cấu.....	54
Hình 2.7. Sơ đồ tính toán áp suất kẹp gấp bom ở trạng thái nguy hiểm nhất.	56
Hình 2.8. Mô hình tính toán TBCT của máy đào gấp bom đạn ĐKTX	58
Hình 2.9. Mô hình tính toán xy lanh công tác	59
Hình 2.10. Mô hình tính toán bơm chính có điều khiển LS-PC	65
Hình 2.11. Mô hình tính toán	70
Hình 2.12. Mô hình tính toán cơ cấu kẹp bom và xy lanh dẫn động.....	75
Hình 2.13. Mô hình tính toán van servo có cơ cấu phản hồi cơ khí	77
Hình 2.14. Mô hình tính toán van giảm áp	80
Hình 2.15. Mô hình tính toán van phân phối tỷ lệ	80
Hình 2.16. Sơ đồ tính toán TBCT cần – tay gầu – cơ cấu đào đất, kẹp bom .	81
Hình 2.17. Sơ đồ tính toán bơm có điều khiển LS-PS.....	82
Hình 2.18. Sơ đồ tính toán van giảm áp điện tỷ lệ - van phân phối chính – xy lanh công tác.....	85
Hình 2.19. Sơ đồ tính toán tổng thể động lực học HTTL dẫn động TBCT trong quá trình đào đất và nâng, hạ bom.....	83
Hình 2.20. Sơ đồ tính toán van servo – xy lanh kẹp bom.....	85

Hình 2.21. Sơ đồ tính toán van phân phối điện tỷ lệ – xy lanh kẹp bom.....	86
Hình 2.22. Mô hình bơm chính có điều khiển LS-PC	87
Hình 2.23. Mô hình van phân phối chính có van bù áp	87
Hình 2.24. Mô hình TBCT.....	88
Hình 2.25. Mô hình van servo.....	88
Chương 3	
Hình 3.1. Tín hiệu điều khiển i_1 cần, tay gầu và gầu với độ trễ 1s,.....	95
Hình 3.2. Dịch chuyển góc của cần, tay gầu và gầu	96
Hình 3.3. Dịch chuyển răng gầu trong mặt phẳng làm việc với các độ trễ điều khiển khác nhau.....	97
Hình 3.4. Dịch chuyển răng gầu trong mặt phẳng làm việc ở các lực cản đảo khác nhau.....	98
Hình 3.5. Tín hiệu vào cuộn điện van servo	99
Hình 3.6. Áp suất trong khoang pít tông của xy lanh kẹp	100
Hình 3.7. Dịch chuyển, vận tốc đầu cán xy lanh kẹp.....	100
Hình 3.8. Dịch chuyển, vận tốc khi thay đổi hệ số đàn hồi	101
Hình 3.9. Sự thay đổi áp suất trong khoang pít tông của xy lanh kẹp	102
Hình 3.10. Tín hiệu điều khiển van giảm áp.....	103
Hình 3.11. Dịch chuyển, vận tốc của xy lanh kẹp ở các dòng điện điều khiển	104
Hình 3.12. Dịch chuyển, vận tốc của xy lanh kẹp khi thay đổi hệ số đàn hồi	105
Hình 3.13. Áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom ở các dòng điện điều khiển khác nhau	105
Hình 3.14. Áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom và lưu lượng cấp vào 2 xy lanh kẹp	106
Hình 3.15. Tín hiệu điều khiển van giảm áp điện tỷ lệ.....	107
Hình 3.16. Sự thay đổi áp suất trong xy lanh nâng hạ	108

Hình 3.17. Dịch chuyển, vận tốc pít tông nâng, hạ cần	109
Hình 3.18. Áp suất điều khiển van phân phối chính.....	109
Hình 3.19. Dịch chuyển của điểm đặt trọng tâm cơ cấu đào đất – kẹp bom	110
Hình 3.20. Lưu lượng vào xy lanh nâng hạ	110
Hình 3.21. Dịch chuyển của điểm đặt trọng tâm cơ cấu đào đất – kẹp bom (khi ra thêm tay gầu)	111
Hình 3.22. Vận tốc hạ đặt bom	111
Chương 4	
Hình 4.1. NCS cùng các thầy tại vị trí thực nghiệm	116
Hình 4.2. Máy đào gấp bom đạn ĐKTX.....	117
Hình 4.3. Cảm biến DS-IMU1	119
Hình 4.4. Đầu đo OCM-511.....	119
Hình 4.5. Đầu đo lưu lượng R4S-7HD-25	120
Hình 4.6. Cảm biến dịch chuyển H7	121
Hình 4.7. Bộ chuyển đổi tín hiệu NI-USB 6009.....	122
Hình 4.8. Sơ đồ cấu trúc hệ thống đo trên DASyLab 11	123
Hình 4.9. Phương pháp kết nối cảm biến DS-IMU1 với máy tính	124
Hình 4.10. Bố trí đầu đo áp suất điều khiển.....	125
Hình 4.11. Lắp đặt cảm biến DS-IMU1 trên các tay trang	126
Hình 4.12. Bố trí đầu đo các thông số của quá trình hạ đặt bom.....	127
Hình 4.13. Lắp đặt cảm biến áp suất và cảm biến lưu lượng.....	127
Hình 4.14. Lắp đặt cảm biến H7	128
Hình 4.15. Bố trí đầu đo các thông số của quá trình kẹp bom.....	128
Hình 4.16. Kết nối các cảm biến với bộ xử lý NI-6009 và máy tính.....	129
Hình 4.17. Sơ đồ kết nối các đầu đo với máy tính.....	130
Hình 4.18. Điều khiển quá trình kẹp gấp bom	131
Hình 4.19. Encoder điều khiển quá trình nâng hạ.....	131
Hình 4.20. Đồ thị góc nghiêng của tay trang cơ và tay trang điện	134

Hình 4.21. Đồ thị áp suất điều khiển bằng tay trang cơ và tay trang điện....	134
Hình 4.22. Áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom	135
Hình 4.23. Lưu lượng vào xy lanh kẹp bom	136
Hình 4.24. Vận tốc kẹp bom (quy đổi theo vị trí đo).....	137
Hình 4.25. Áp suất điều khiển quá trình hạ đặt bom	138
Hình 4.26. Lưu lượng vào xy lanh nâng hạ cần.....	139
Hình 4.27. Vận tốc xy lanh trong quá trình hạ đặt bom	139
Hình 4.28. Dịch chuyển cán xy lanh nâng hạ cần trong quá trình hạ đặt bom	140

MỞ ĐẦU

1. Tính cấp thiết của đề tài

Với những nỗ lực không biết mệt mỏi của các lực lượng rà phá bom mìn đã giải phóng được nhiều khu vực đất đai rộng lớn phục vụ phát triển kinh tế xã hội. Tuy nhiên theo ước tính hiện nay vẫn còn sót lại khoảng 800.000 tấn bom mìn chưa nổ nằm rải rác trên diện tích khoảng 6,13 triệu ha.

Các loại BMVN đã sử dụng trong chiến tranh ở Việt Nam rất đa dạng, tính đến nay, đã có hàng trăm loại BMVN khác nhau đã được phát hiện, chủ yếu là của Pháp, Mỹ và đồng minh sản xuất. Trong số đó, chiếm đại đa số là các loại bom, đạn pháo và thường nằm ở độ sâu từ 0,3 đến 5 m trong lòng đất. Với năng lực của các đơn vị hiện nay có đủ khả năng phát hiện các dị vật ở độ sâu đến 5 m. Tuy nhiên khi đào tìm, di chuyển đến nơi xử lý còn gặp nhiều khó khăn do hiện nay thi công chủ yếu vẫn bằng thủ công. Thực tế để xử lý 1 tấn hiệu nghi là bom ở độ sâu 5 m thì chúng ta phải đào khoảng 15 m³ đất, bằng phương pháp thủ công tốn rất nhiều thời gian, công sức và rất nguy hiểm.

Xuất phát từ thực tế trên, Viện kỹ thuật Công binh đã đề xuất và thực hiện đề tài: “Nghiên cứu thiết kế, tích hợp, chế tạo thiết bị đào bom đạn điều khiển từ xa”. Thiết bị này được thiết kế, tích hợp trên cơ sở một máy đào loại nhỏ bánh xích, được điều khiển từ xa tới 700m, đào và gắp bom đạn nặng không quá 1 tấn ở độ sâu 5 m trong lòng đất.

Trong máy đào gắp bom đạn ĐKTX được thiết kế, chế tạo tại Việt Nam, hệ thống thủy lực dẫn động đóng một vai trò hết sức quan trọng và cần có nghiên cứu chuyên sâu về HTTL dẫn động TBCT từ xây dựng, tích hợp hệ thống đến nghiên cứu các đặc tính động lực học nhằm đảm bảo các yêu cầu về kỹ chiến thuật của máy đào gắp bom đạn ĐKTX. Bao gồm trong đó các nội dung công việc là cải tiến HTTL của máy đào cơ sở Komatsu PC130-6 từ điều khiển tại chỗ sang ĐKTX, xây dựng và hoàn thiện HTTL dẫn động các thao tác

đào đất, kẹp gấp và nâng hạ bom. Ngoài ra cần có nghiên cứu về HTTL dẫn động TBCT có gắn với môi trường tương tác (đất, bom) khi chuyển đổi sang hệ điều khiển điện – thủy lực trong các thao tác kể trên, nhằm đánh giá tổng thể quá trình hoạt động để có các khuyến nghị phù hợp.

Do đó, đề tài “*Nghiên cứu cơ sở khoa học xây dựng hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác của máy đào, gấp bom đạn điều khiển từ xa*” có vai trò hết sức quan trọng trong tổng thể thiết kế máy đào, gấp bom đạn ĐKTX. Giải quyết tốt được đề tài này, sẽ là cơ sở vững chắc cho việc xây dựng, hoàn thiện HTTL đáp ứng các yêu cầu đặt ra của thiết bị, cũng như làm cơ sở cho việc thiết kế hệ thống điều khiển và quá trình vận hành máy sau này.

2. Mục tiêu nghiên cứu

Nghiên cứu cơ sở khoa học để xây dựng HTTL dẫn động TBCT có xét đến các yếu tố ảnh hưởng, làm cơ sở phục vụ quá trình thiết kế (thiết kế lớp đệm giảm chấn cho tay kẹp bom, thiết kế các bộ điều khiển cho tay trang điện) và phục vụ quá trình vận hành (vận hành tay trang điện, lựa chọn chiều dày lớp đất đào phù hợp) máy đào gấp bom đạn ĐKTX đầu tiên tại Việt Nam. Cụ thể như sau:

- Nghiên cứu xây dựng HTTL dẫn động TBCT của máy đào gấp bom đạn ĐKTX đáp ứng đầy đủ các yêu cầu đặt ra;

- Nghiên cứu động lực học HTTL dẫn động TBCT trong các quá trình đào đất, kẹp gấp bom và hạ đặt bom nhằm đánh giá ảnh hưởng của các yếu tố kết cấu và vận hành, từ đó đưa ra các khuyến nghị phù hợp cho quá trình thiết kế và vận hành máy.

3. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu của luận án là HTTL dẫn động TBCT của máy đào gấp bom đạn ĐKTX, được phát triển dựa trên máy cơ sở là máy đào bánh xích Komatsu PC130-6. Trong đó, đối tượng xử lý chủ yếu của máy đào gấp bom

đạn ĐKTX là bom.

Máy đào gấp bom đạn ĐKTX được sử dụng để đào gấp bom đến chiều sâu 5m, có khả năng soi chiều, định vị bom, đào đất, xói nước áp lực cao để làm lộ bom, bơm hút nước chống ngập, kẹp gấp bom và hạ đặt ở vị trí cần thiết. Trong đó, HTTL dẫn động TBCT tham gia vào các công đoạn chính: Đào đất, kẹp gấp và nâng hạ bom.

4. Phương pháp nghiên cứu

- Phương pháp phân tích, tổng hợp để nghiên cứu các công trình nghiên cứu trong và ngoài nước liên quan, làm rõ mục tiêu, nhiệm vụ của luận án;
- Phương pháp toán học, lý thuyết cơ học, lý thuyết động lực học thủy khí để phân tích và xây dựng mô hình động lực học, xây dựng các quan hệ toán học và giải phương trình xác định ảnh hưởng của các thông số;
- Phương pháp thực nghiệm để kiểm nghiệm đánh giá mô hình và các kết quả nghiên cứu lý thuyết.

5. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài Luận án

*** Ý nghĩa khoa học**

- Nghiên cứu xây dựng và hoàn thiện HTTL dẫn động TBCT có gắn với môi trường tương tác (đất, bom) cho máy đào gấp bom đạn ĐKTX đáp ứng các yêu cầu kỹ thuật quan trọng đặt ra như: Có khả năng vừa ĐKTX vừa điều khiển tại chỗ, điều khiển chính xác chiều sâu đào đất, kẹp gấp và nâng hạ bom an toàn;
- Xây dựng mô hình động lực học HTTL dẫn động TBCT có gắn với môi trường tương tác (đất, bom). Thiết lập các phương trình vi phân, xây dựng mô hình toán cho HTTL dẫn động TBCT trong các quá trình công tác chủ yếu của máy: Đào đất, kẹp gấp và nâng hạ bom;
- Xác định được ảnh hưởng của các yếu tố kết cấu và điều khiển đến các quá trình điều khiển, làm cơ sở cho quá trình thiết kế và vận hành máy.

*** Ý nghĩa thực tiễn**

- HTTL được xây dựng và hoàn thiện để áp dụng cho quá trình thiết kế, tích hợp máy đào gắp bom đạn ĐKTX đầu tiên chế tạo tại Việt Nam;

- Từ việc nghiên cứu mô hình động lực học của HTTL dẫn động TBCT có gắn với môi trường tương tác (đất, bom), xác định ảnh hưởng của các yếu tố kết cấu, điều khiển, từ đó sẽ đưa ra những điều chỉnh phù hợp trong quá trình thiết kế, tích hợp máy, cũng như vận hành máy sau này.

6. Tính mới của Luận án

- Nghiên cứu xây dựng và hoàn thiện HTTL dẫn động TBCT cho máy đào gắp bom đạn ĐKTX (vừa điều khiển tại chỗ, vừa điều khiển từ xa), đây là thiết kế lần đầu được áp dụng tại Việt Nam cho máy xây dựng nói chung và xe máy Công binh nói riêng;

- Xây dựng hoàn chỉnh mô hình động lực học bơm có điều chỉnh LS-PC với kết cấu phản hồi cơ khí;

- Xây dựng hoàn chỉnh mô hình động lực học cho HTTL dẫn động TBCT có gắn với môi trường tương tác (đất, bom), làm cơ sở cho các phân tích, đánh giá động lực học trong quá trình đào đất với việc đảm bảo chính xác chiều sâu đào và trong các quá trình kẹp gắp và hạ đặt bom;

- Nghiên cứu thực nghiệm với các trang thiết bị đo đạc, thu thập dữ liệu hiện đại và được tiến hành trên máy đào gắp bom đạn ĐKTX MĐB-01 lần đầu tiên chế tạo tại Việt Nam.

7. Bố cục của Luận án

Ngoài phần mở đầu, phần kết luận và danh mục các tài liệu tham khảo, phụ lục, các nội dung chính của luận án được chia thành 04 chương sau:

Chương 1. Tổng quan về vấn đề nghiên cứu

Nội dung cơ bản của chương 1 trình bày: Tổng quan về tình trạng ô nhiễm BMVN ở Việt Nam, quy trình công nghệ xử lý đào, gắp bom, tổng quan về môi

trường đất có ô nhiễm bom, tổng quan về máy xử lý BMVN ở Việt Nam và trên thế giới, tổng quan về các công trình nghiên cứu trong và ngoài nước liên quan đến luận án. Từ những nội dung trên xây dựng mục tiêu và nhiệm vụ của luận án.

Chương 2. Nghiên cứu xây dựng hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác của máy đào, gắp bom đạn điều khiển từ xa

Nghiên cứu cơ sở khoa học xây dựng HTTL dẫn động TBCT đáp ứng đầy đủ các yêu cầu kỹ thuật đặt ra bao gồm:

- Nghiên cứu xây dựng và hoàn thiện sơ đồ nguyên lý HTTL, phân tích các mối liên hệ động học, xác định các quan hệ động học TBCT trong điều khiển chính xác chiều sâu đào, nghiên cứu giới hạn lực kẹp gắp cho từng loại bom;
- Xây dựng mô hình động lực học HTTL dẫn động TBCT có gắn với môi trường tương tác trong các quá trình đào đất, kẹp gắp và hạ đặt bom;
- Giải bài toán động lực học HTTL dẫn động TBCT bằng việc xây dựng mô hình mô phỏng toàn bộ HTTL dẫn động TBCT trong LMS Amesim.

Chương 3. Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu, vận hành đến quá trình làm việc của thiết bị công tác

Nội dung chương 3 gồm xác định các thông số đầu vào phục vụ quá trình nghiên cứu, nghiên cứu động lực học quá trình điều khiển điện – thủy lực sử dụng van giảm áp điện tỷ lệ, nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số đến quá trình điều khiển chính xác chiều sâu đào, nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số đến quá trình kẹp gắp bom với hai phương án sử dụng van servo và van phân phối điện tỷ lệ với van giảm áp, nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số đến quá trình hạ đặt bom.

Chương 4. Nghiên cứu thực nghiệm

Mục đích của chương là xác định sự tương thích của tín hiệu áp suất điều khiển sau khi thay thế mạch điều khiển điện thủy lực có sử dụng van giảm áp

điện tỷ lệ trên cơ sở đo đạc các thông số góc nghiêng tay trang và áp suất điều khiển; chứng minh kết quả tính toán lý thuyết về động lực học quá trình đào đất, kẹp gắp và hạ đặt bom so với kết quả đo đạc thực nghiệm (áp suất, lưu lượng, dịch chuyển, vận tốc).

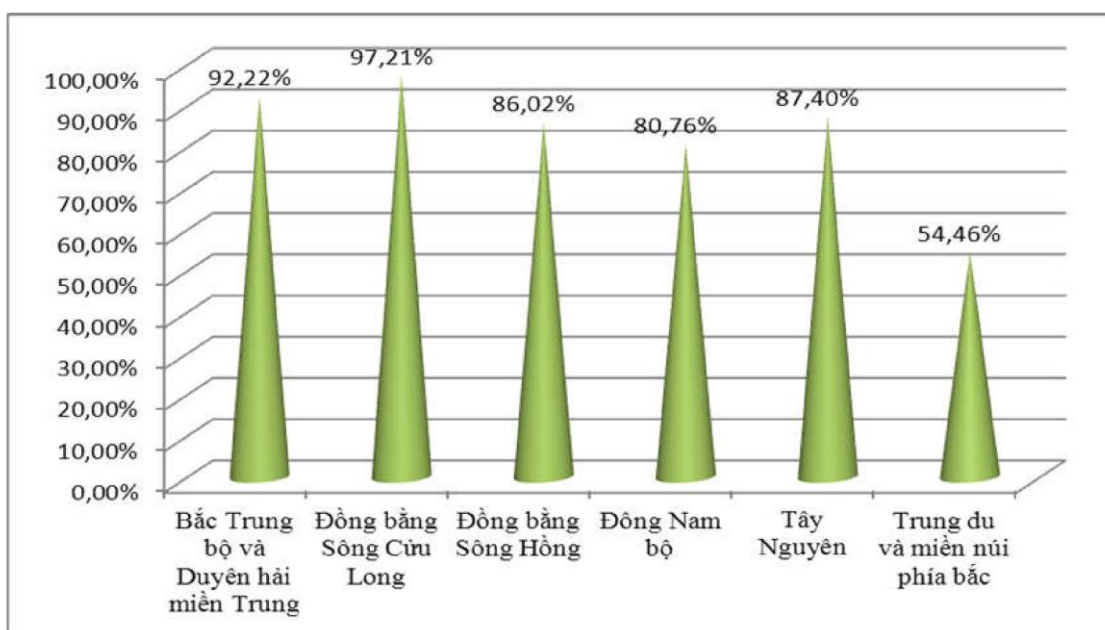
Chương 1

TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1. Tổng quan về đối tượng tương tác của máy đào gắp bom đạn điều khiển từ xa

1.1.1. Tổng quan về tình trạng ô nhiễm BMVN ở Việt Nam và quy trình công nghệ dò tìm, đào gắp, vận chuyển bom

Đất nước Việt Nam đã trải qua hơn 30 năm chiến tranh với lượng BMVN được sử dụng lên tới nhiều triệu tấn. Theo tổng kết [12], số lượng BMVN đã sử dụng còn sót lại lên tới hàng trăm ngàn tấn gồm các loại bom, các loại đạn, các loại mìn và vật nổ khác. Số BMVN chưa nổ hiện còn nằm rải rác trên hầu hết các tỉnh và thành phố cả nước luôn là mối nguy hiểm tiềm tàng, ảnh hưởng không nhỏ đến phát triển kinh tế-xã hội, trật tự an toàn xã hội, cản trở việc sử dụng có hiệu quả các nguồn tài nguyên thiên nhiên.



Hình 1.1. Tỷ lệ xã/phường bị ô nhiễm BMVN phân theo vùng kinh tế [12]

Với những tác hại nguy hiểm của BMVN, Đảng và Nhà nước ta đặc biệt quan tâm đến công tác rà phá, khắc phục hậu quả bom mìn còn sót lại trên toàn thể lãnh thổ nước ta. Theo thống kê [9], kết quả đã giải phóng được hàng trăm

nghìn hecta đất canh tác, góp phần to lớn vào sự phát triển kinh tế, xã hội của các địa phương. Tuy nhiên theo ước tính hiện vẫn còn sót lại khoảng 800.000 tấn BMVN chưa nổ nằm rải rác trên diện tích khoảng 6,13 triệu ha.

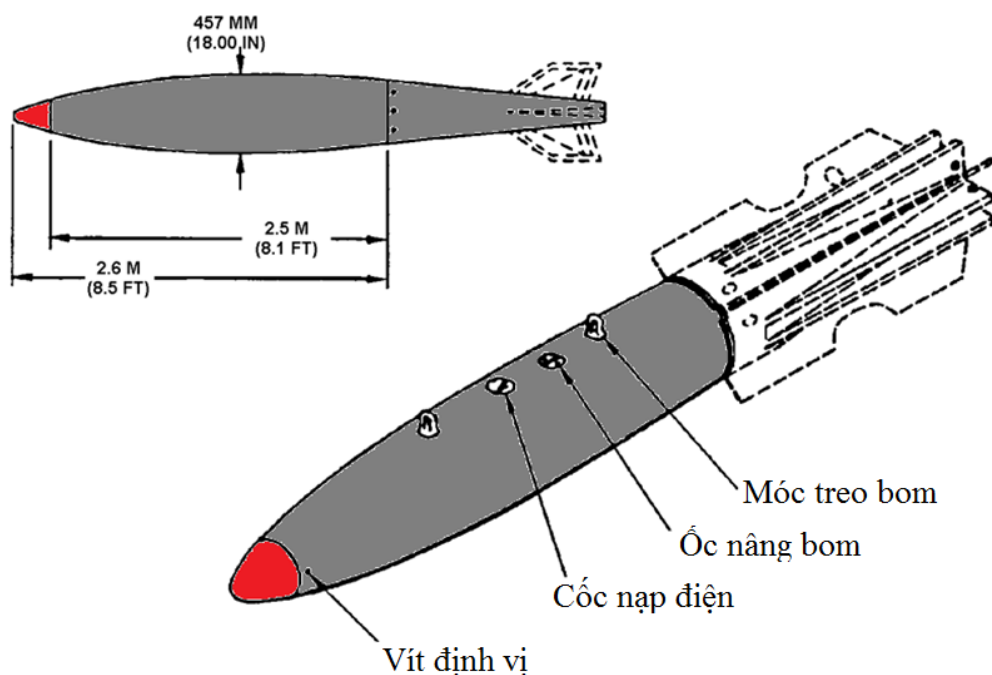
Hiện nay việc tiếp cận và xử lý BMVN, trong đó chủ yếu là bom ở độ sâu lớn vẫn là phương pháp thủ công, bộc lộ rất nhiều hạn chế về tính an toàn, tính cơ động, thời gian hoàn thành nhiệm vụ. Ví dụ, để tiếp cận một quả bom ở độ sâu 5 mét trong điều kiện địa chất bình thường ít nhất phải đào khoảng 15m³ đất, nếu dùng nhân lực thủ công để đào và xử lý sẽ rất tốn thời gian công sức mà lại hết sức nguy hiểm cho người, phương tiện lân cận. Cho đến nay, nước ta chưa có loại trang bị nào cho phép đào, gắp bom ở độ sâu mà người điều khiển có thể nằm ngoài bán kính sát thương của nó.

Các loại bom đã sử dụng trong chiến tranh ở Việt Nam rất đa dạng, tính đến nay, đã có hàng trăm loại bom khác nhau đã được phát hiện, chủ yếu là của Pháp, Mỹ và đồng minh sản xuất. Trong số đó, chiếm đại đa số là các loại bom nằm ở độ sâu từ 0,3 đến 5 m trong lòng đất.

Theo thống kê [9], các loại bom quân đội Mỹ ném ở Việt Nam chủ yếu là MK81, MK82, MK83, MK84, M117..., phổ biến nhất trong đó là bom MK81 và kích thước lớn nhất là bom MK84 (Hình 1.2).

Bom MK-81 là loại nhỏ nhất trong loạt bom nổ phá, có hình dạng kết cấu làm giảm lực cản không khí nên có khả năng thả từ độ cao thấp. Về cấu tạo: Bom có vỏ bằng thép, thân bom có hình dáng thuôn, phía đầu nắp ngòi nổ, phía đáy có bộ phận ổn định là ống hình nón cụt trên có gắn các cánh ổn định. Các vạch màu vàng trên thân bom, ở phía đầu của bom chỉ thị cho thuốc nổ nhồi trong bom là thuốc nổ mạnh, tùy theo số vạch màu vàng để biết loại thuốc nổ nhồi trong bom là TNT, H6, hay tritonal. Trên thân bom có 2 móc treo để móc bom vào máy bay. Bom sử dụng ngòi đầu và ngòi đáy. Ở giữa thân bom có các hốc nối hai ống cáp bằng thép tới đầu và đáy của bom, các ống này chỉ có tác

dụng khi bom lắp ngòi nổ điện, khi đó các cáp này sẽ là đường truyền điện từ máy bay tới ngòi nổ để mở bảo hiểm cho bom. Thông số kỹ thuật của các loại bom phổ biến được trình bày trong Phụ lục 1.



Hình 1.2. Bom MK84

Khi xử lý tín hiệu bom đến độ sâu 5 m, quy trình [1] đối với phương pháp đào, xử lý thủ công như sau: Dùng dụng cụ cầm tay thận trọng đào bới xung quanh vị trí tâm tín hiệu đã đánh dấu.

- Đào từ ngoài vào trong, kích thước hố đào rộng hẹp tùy theo độ lớn và độ sâu của tín hiệu) để quyết định;

- Khi gần tới vật gây tín hiệu phải đào thành từng lớp có độ dày nhỏ hơn 10 cm, kết hợp máy dò và thuận kiểm tra xung quanh vị trí tâm tín hiệu trước khi đào lớp tiếp theo cho đến khi lộ hẳn vật gây tín hiệu ra;

Nếu là BMVN thì xử lý an toàn, thu gom về nơi quy định; nếu là BMVN không an toàn cho thu gom, vận chuyển hoặc vật nổ lạ thì đánh dấu bằng cờ đỏ chờ xử lý riêng.

- Quy tắc an toàn trong quá trình thu gom, vận chuyển BMVN có những

điểm lưu ý căn bản là: Xe vận chuyển chỉ được sử dụng loại xe có thùng bằng gỗ, trên thùng xe phải được lót một lớp cát dày $\geq 25\text{cm}$. Hạ đặt bom lên phương tiện vận chuyển một cách nhẹ nhàng, tránh va đập mạnh. Khi xếp bom-mìn-vật nổ lên xe phải xếp nằm ngang với hướng xe chạy, phải có các vật chèn không cho bom-mìn-vật nổ va đập vào nhau.

Khi xử lý bom bằng máy đào gấp bom đạn ĐKTX: Máy được lái đến vị trí triển khai bằng người lái máy ngồi trực tiếp trên ca bin. Sau khi công tác chuẩn bị hoàn tất, máy chuyển sang cách lái bằng điều khiển từ xa để đi đến vị trí có bom đã đánh dấu trước. Máy sẽ tham gia vào các công đoạn từ dò xác định rõ chiều sâu, kích thước, hình dạng và tư thế nằm của quả bom bằng cách sử dụng rada xuyên đất gắn trên thiết bị công tác. Sau khi đã xác định rõ các thông số trên, tiến hành xử lý bom theo các công đoạn và yêu cầu của từng công đoạn như sau (Hình 1.3):

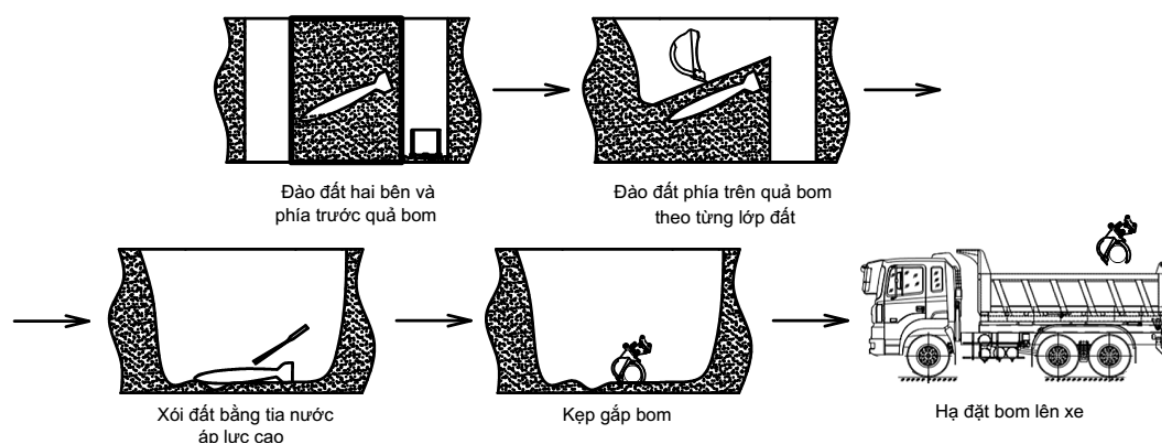
- Công đoạn đào đất: Đào đất ở hai bên và phía trước quả bom (theo hướng nhìn từ máy đào gấp bom đạn ĐKTX), đào sâu hơn so với vị trí nằm của quả bom nhằm tạo không gian cho đất và nước chảy xuống sau này. Tiếp theo, đào đất phía trên quả bom, khi đào tới độ sâu có nguy cơ tiếp xúc bom sẽ thực hiện đào theo từng lớp đất với độ chính xác chiều sâu đào là 0,05 m [80]. Sau khi đào mỗi lớp đất xong cần dò lại để đánh giá độ sâu quả bom.

Do đó, để tránh va chạm bom phải xác định chính xác vị trí bom (chiều sâu, kích thước, tư thế nằm), đồng thời hệ thống dẫn động TBCT phải đảm bảo độ chính xác cao.

- Công đoạn xói đất: Dùng tia nước áp lực cao để xói toàn bộ lớp đất còn trên bề mặt quả bom. Vòi phun nước áp lực cao được gắn trên đầu tay gầu để tia nước tiếp xúc gần nhất với bom. Việc di chuyển vòi phun được thực hiện bằng việc di chuyển TBCT kết hợp quay sà.

- Công đoạn kẹp gấp: Sau khi xói đất làm lộ rõ quả bom, tiến hành kẹp

gấp bom. Tùy vào tư thế nằm của quả bom so với máy, xoay cơ cấu kẹp gấp để gấp bom tại phần giữa thân bom. Yêu cầu trong quá trình kẹp, gấp bom phải không chế được lực kẹp, không để bom bị bẹp méo, biến dạng nhưng đồng thời cũng phải kẹp giữ chắc chắn.



Hình 1.3. Quy trình xử lý tín hiệu bom bằng máy đào gấp bom đạn ĐKTX

- Công đoạn nâng và hạ đặt bom: Sau khi kẹp gấp bom chắc chắn, bom được đưa lên các phương tiện vận chuyển chuyên dụng. Yêu cầu của quá trình nâng và hạ đặt bom tương tự như phương pháp xử lý thủ công.

Nhận xét: Thực trạng ô nhiễm BMVN ở Việt Nam còn tương đối phức tạp, công tác xử lý BMVN hiện nay được thực hiện thủ công, tốn nhiều thời gian, công sức và nguy cơ mất an toàn cao. Từ đây, đòi hỏi nhu cầu bức thiết về máy đào gấp bom đạn ĐKTX.

Theo quy trình xử lý bom, các yêu cầu cao về độ chính xác trong các công đoạn (đào đất, kẹp gấp và hạ đặt bom) đòi hỏi máy đào gấp bom đạn ĐKTX được thiết kế, chế tạo phải có HTTL dẫn động TBCT đáp ứng tốt các yêu cầu này.

1.1.2. Tổng quan về môi trường đất có ô nhiễm BMVN ở Việt Nam

Theo báo cáo [12], loại đất bị ô nhiễm BMVN nhiều nhất tại 6 tỉnh bị ô nhiễm nặng là đất thổ cư chiếm 94,7%; đất nông nghiệp chiếm 93,2%;

đất mặt nước chiếm 80,5%. Đây là các loại đất mà hàng ngày người dân thường xuyên sống, làm việc.

Trong mỗi tỉnh, mỗi loại đất lại có tỷ lệ ô nhiễm khác nhau. Tỉnh Nghệ An, đất thổ cư có tỷ lệ ô nhiễm cao nhất chiếm 96,2%, đất nông nghiệp chiếm 94,9%, đất giao thông chiếm 90,1%; tỉnh Quảng Bình đất thổ cư bị ô nhiễm 96,9%, đất nông nghiệp 95,0%, đất trồng cây lâu năm 84,3%.

Bảng 1.1. Tỷ lệ các loại đất bị ô nhiễm tại 6 tỉnh có tỷ lệ % ô nhiễm cao

Loại đất bị ảnh hưởng	Nghệ An	Hà Tĩnh	Quảng Bình	Quảng Trị	Thừa Thiên Huế	Quảng Ngãi
Đất thổ cư	96,2	99,6	96,9	86,2	90,0	97,2
Đất nông nghiệp	94,9	97,3	95,0	94,9	79,3	96,7
Đất vườn	82,9	39,1	37,7	30,4	64,7	90,6
Đất trồng cây lâu năm	56,4	82,4	84,3	83,3	52,0	88,3
Đất mặt nước	81,0	93,1	78,0	65,2	69,3	88,3
Đất lâm nghiệp	63,0	57,1	81,8	83,3	69,3	85,6
Đất xây dựng	75,3	37,5	37,7	23,9	62,0	91,1
Đất giao thông	90,1	39,5	42,1	25,4	74,0	95,6
Đất thủy lợi	74,2	36,0	35,8	20,3	54,0	85,6
Đất chưa sử dụng	37,0	49,0	49,1	76,8	42,7	72,8
Đất khác	29,4	10,0	21,4	8,7	23,3	25,0

Trong đó, bom nằm sâu trong lòng đất chủ yếu nằm ở các loại đất là đất sét, đất cát và đất tầng, trong một số điều kiện nhất định là một số loại đất pha đá.

Các loại đất sét, đất cát, đất tầng là kết quả của quá trình phân huỷ tự nhiên và chuyển hoá của hai loại đất đá và đất pha đá. Các loại đất trên được tạo ra bởi các hòn – các cục, hạt các phần tử nhỏ của đất, nước, muối hoà tan cũng như các dung dịch và hơi. Tỷ lệ các hạt trong đất có kích cỡ khác nhau tính theo trọng lượng xác định bằng phần trăm.

- Đá dăm > 40 mm.
- Sỏi 2- 4 mm.
- Cát 0,25- 2 mm.
- Cát tinh 0,05 – 0,25 mm.

- Bụi 0,005 – 0,05 mm.

- Bụi sét < 0,005 mm.

Theo cấp đất, bom thường nằm sâu dưới lòng đất ở các loại đất cấp I, II, III với một số đặc điểm sau [4], [7]:

- Đất cấp I gồm đất cát, đất phù sa cát bồi, đất màu, đất đen, đất mùn, đất cát pha sét, đất sét, đất hoang thổ, đất bùn. Các loại đất trên có lẫn sỏi sạn, mảnh sành, gạch vỡ, đá dăm, mảnh chai từ 20% trở lại, không có rễ cây to, có độ ẩm tự nhiên dạng nguyên thổ hoặc toi xốp hoặc từ nơi khác đem đến đổ đã bị nén chặt tự nhiên.

- Đất cấp II gồm các loại đất cấp I có lẫn sỏi sạn, mảnh sành, gạch vỡ, đá dăm, mảnh chai từ 20% trở lên. Không lẫn rễ cây to, có độ ẩm tự nhiên hay khô. Đất á sét, cao lanh, đất sét trắng, sét vàng, có lẫn sỏi sạn, mảnh sành, mảnh chai, gạch vỡ không quá 20% ở dạng nguyên thổ hoặc nơi khác đổ đến đã bị nén tự nhiên có độ ẩm tự nhiên hoặc khô rắn.

- Đất cấp III gồm đất á sét, cao lanh, sét trắng, sét vàng, sét đỏ, đất đồi núi lẫn sỏi sạn, mảnh sành, mảnh chai, gạch vỡ từ 20% trở lên có lẫn rễ cây. Các loại đất trên có trạng thái nguyên thổ có độ ẩm tự nhiên hoặc khô cứng hoặc đem đổ ở nơi khác đến có đầm nén.

Một số tính chất cơ lý của các loại đất được thể hiện trong Bảng 1.2.

Bảng 1.2. Tính chất cơ lý các loại đất

Loại đất	Tên đất	Trọng lượng riêng $\gamma(\text{kN/m}^3)$	Hệ số toi K_{toi}	Hệ số cản đào, k_c (kPa)
I	Than bùn, đất canh tác, cát, á cát	5,87 – 11,7	1,2 – 1,3	25 - 70
II	Á sét màu vàng,	15,7 – 17,1	1,14 – 1,28	90 - 180

	hoàng thổ ẩm và tơi			
III	Sét, á sét chặt, hoàng thổ ẩm tự nhiên	17,1 – 18,6	1,24 - 1,32	120 - 250

1.2. Tổng quan về máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa

1.2.1. Tổng quan về máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa ở trong và ngoài nước

Ở trong nước, hiện nay bộ đội đang phải tương tác trực tiếp trong xử lý BMVN để thực hiện các thao tác dò tìm, đào xúc, do đó hiểm nguy mất an toàn luôn tiềm ẩn. Mỹ đã tài trợ Việt Nam Robot GRIZZLY-1 có ĐKTX, tuy nhiên chỉ dùng để gấp BMVN cỡ nhỏ phục vụ chống khủng bố. Các nghiên cứu trong nước hiện nay mới chủ yếu tập trung vào nghiên cứu cải tiến, chế tạo một số thiết bị dò mìn và dò bom cầm tay do Viện Kỹ thuật Công binh nghiên cứu thiết kế, chế tạo.

Ở ngoài nước, Canada và một số nước khác đã sử dụng hiệu quả thiết bị rà phá BMVN ĐKTX phục vụ mục đích nhân đạo và chống khủng bố như robot D85MS-15 (hãng Komatsu) điều khiển từ xa, đã rà phá BMVN ở Afghanistan năm 2004 và ở Campuchia năm 2006 trong điều kiện địa hình có độ dốc lên đến 30°, năng suất dò tìm đạt đến 500m²/h.

Các xe Công binh phục vụ công tác khắc phục vật cản trong đó có bom, mìn đặt trên xe cơ sở bánh xích như UBIM của Nga, WISENT 2 của Đức hay KODIAK của Anh. Các xe dạng này vừa có khả năng thực hiện nhiều chức năng như đào đất, ủi, gấp các vật cản, có khả năng điều khiển tại chỗ trên cabin hoặc từ xa. Tuy nhiên xe thực hiện chủ yếu chức năng khắc phục vật cản, chức năng xử lý bom mìn, đặc biệt là bom, không phải là chức năng chính.

Năm 2001 [29] quân đội Mỹ thành lập nhóm nghiên cứu về robot nhằm xử lý BMVN còn sót lại tại khu vực nam Carolina. Để thực hiện nhiệm vụ đảm

bảo yêu cầu chất lượng, cũng như thời gian, cần có các robot xây dựng cỡ lớn được điều khiển từ một khoảng cách an toàn. Các thiết bị được sử dụng cho nhiệm vụ này bao gồm: Máy ủi điều khiển từ xa CAT D8N, hệ thống vận chuyển từ xa đa năng ARTS, máy đào điều khiển từ xa CAT 325L, thiết bị sàng Nordberg 90D, một trung tâm chỉ huy cơ động đóng vai trò điều khiển từ xa toàn bộ các thiết bị công tác.



*Hình 1.4. Máy đào thủy lực ĐKTX
CAT 325L*



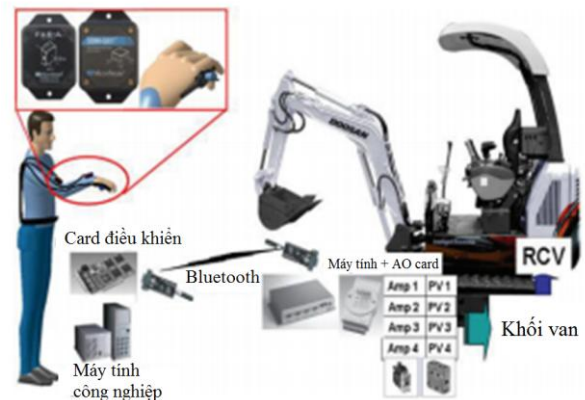
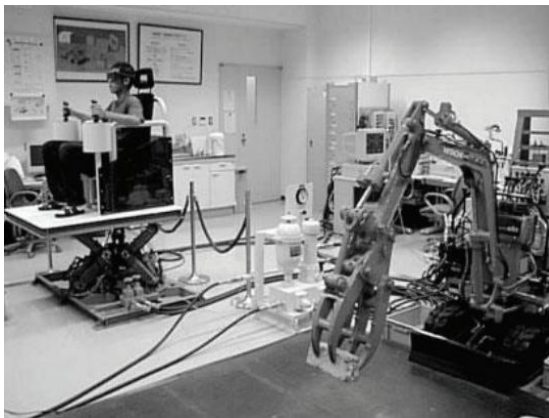
*Hình 1.5. Máy đào thủy lực ĐKTX
của nhóm Burks*

Việc điều khiển máy ủi CAT D8N được thông qua khối điều khiển làm việc OCU, camera được gắn trên đầu ca bin máy và toàn bộ các hình ảnh được hiển thị trên màn hình của OCU. Máy ủi có thể được điều khiển từ xa ở khoảng cách 1,5 dặm. Máy ủi sẽ có nhiệm vụ dồn đất bị nhiễm BMVN vào các vị trí nhất định để máy đào đưa lên thiết bị sàng phân loại. Máy đào CAT 325L (Hình 1.4) là loại máy đào sử dụng cần dài, được gia cố các thiết bị bảo vệ trong trường hợp bị kích nổ.

Trên thế giới đã có những nhóm nghiên cứu về chuyển đổi công năng của máy đào thủy lực dân dụng sang một máy đào gắp bom đạn ĐKTX.

Năm 1992 [23], Burks, Killough và Thompson phát triển một máy đào ĐKTX cho mục đích quân sự. Nghiên cứu sử dụng một máy đào thủy lực, được gọi là TSEE hoặc Tele-robot loại nhỏ trong việc thu gom BMVN hoặc chất thải phóng xạ.

Máy đào TSEE là một phương tiện quân sự chắc chắn được Quân đội Hoa Kỳ sử dụng cho các hoạt động xử lý vật liệu nổ, xe chiến đấu và các hoạt động khai quật chung. Máy đào TSEE có tính năng lái, di chuyển và cơ cấu công tác phía trước được điều khiển bằng điện từ xa. Hệ thống được vận hành với một bộ điều khiển cầm tay trực quan, kích thước bằng một chiếc vali xách tay đặt từ xa.



Hình 1.6. Nghiên cứu của Yamada tại đại học Gifu, Nhật Bản

Hình 1.7. Máy đào ĐKTX theo chuyển động của tay người

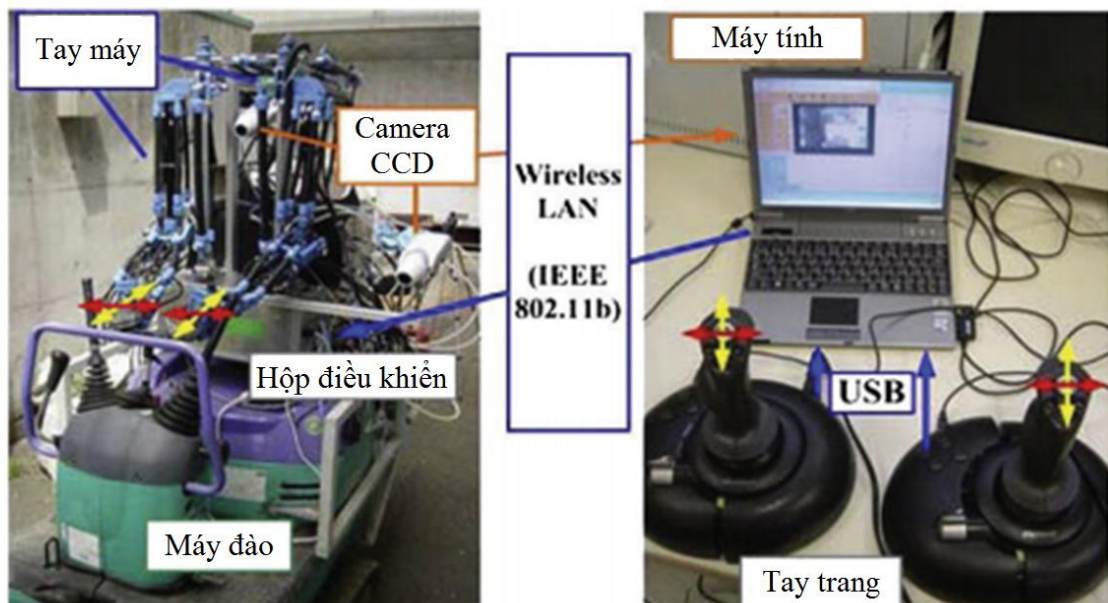
Năm 1994 [18], [21], [31] Ohmori và Mano đưa ra khái niệm về hệ thống làm đất từ xa, hệ thống này thay thế người vận hành bằng cách sử dụng hệ thống điều khiển từ xa. Năm 2003, Yokoi và cộng sự đã phát triển một hệ thống được gọi là master-slave (hệ điều khiển – cơ cấu chấp hành) sử dụng robot hình người để vận hành và điều khiển một máy đào gầu nghịch. ĐKTX master-slave cho một máy đào mini cũng đã được thực hiện bởi một nhóm các nhà nghiên cứu tại Đại học Gifu, Nhật Bản (Yamada và cộng sự 2003) [33] và đã thiết lập thử nghiệm cho robot ĐKTX có phản hồi lực. Tương tự như vậy, tại Hàn Quốc, Jin và cộng sự năm 2008 [18], từ Đại học Ulsan phát triển một máy đào điều khiển từ xa master-slave bằng cách sử dụng van áp suất điện tỷ lệ và lập trình nâng cao cho các điều khiển.

Người vận hành sử dụng cần điều khiển có phản hồi lực để vận hành máy

đào. Hệ thống điều khiển đảm bảo khả năng kẹp chặt một đối tượng mềm bằng cách cải thiện cảm giác kẹp gấp thông qua ứng dụng phản hồi lực. Việc điều khiển như vậy yêu cầu sử dụng các cảm biến áp suất và dịch chuyển được gắn vào máy đào mini.

Yusof và cộng sự [17] đã tiến hành nghiên cứu về độ nhạy của người vận hành đối với các phương thức khác nhau, trong đó nhận thức của người điều hành đối với từng loại phản hồi được đánh giá bởi việc sử dụng không gian 2D, 3D và phản hồi hình ảnh ảo. Việc kẹp chặt chính xác cũng được kiểm tra bằng cách sử dụng phản hồi thính giác, cùng với lực kẹp (Yusof, các cộng sự [16]).

Kim và cộng sự [27] đề xuất một nghiên cứu về điều khiển máy đào bằng cách sử dụng chuyển động của cánh tay con người. Nghiên cứu này sử dụng các cảm biến gắn trên cánh tay người vận hành để điều khiển chuyển động và thao tác hoạt động của máy đào. Hệ thống cho phép người vận hành điều khiển máy đào với các thao tác hiệu quả bằng cách sử dụng phản hồi trực quan từ người vận hành.



Hình 1.8. Máy đào điều khiển từ xa sử dụng robot khí nén

Sasaki và Kawashima (2008) [54], [55], đã phát triển một hệ thống robot

khí nén điều khiển từ xa có thể thay thế người vận hành. Các hệ thống robot khí nén, được kích hoạt bởi các cơ cấu khí nén. Hiệu quả của các hoạt động điều khiển từ xa được tiến hành tại các địa điểm xây dựng, đã xác định sự gia tăng năng suất lao động hơn 50% so với hoạt động trực tiếp của người vận hành.

Năm 2003 [25], nhóm nghiên cứu của trường đại học bách khoa Virginia (Mỹ), đã cải hoán chiếc máy đào thủy lực dân dụng CASE CX160 thành máy đào, gắp bom đạn ĐKTX. Tuy nhiên, nhóm nghiên cứu chỉ công bố giới thiệu sản phẩm, còn toàn bộ đặc tính kỹ chiến thuật của thiết bị, những thiết kế đặc thù của họ trong quá trình cải hoán không được công bố.



Hình 1.9. Sản phẩm của Nhóm nghiên cứu đại học Virginia (Mỹ)

Nhiều tác giả [35], [36], [37] đã có nghiên cứu đánh giá tổng quan về máy đào điều khiển tự động hóa hoàn toàn hoặc ĐKTX. Điều kiện làm việc của các máy đào là các môi trường nguy hiểm như khu vực nhiễm phóng xạ, khu vực động đất, cứu hộ, hoạt động quân sự... nơi mà con người không thể trực tiếp điều khiển máy tại chỗ. Theo các nghiên cứu này đánh giá, điều khiển từ xa hoặc tự động cho máy đào có thể cải thiện an toàn và hiệu quả hoạt động nhờ vào các cảm biến. Cảm biến rất quan trọng vì phản hồi tín hiệu là cần thiết để thực hiện nhiệm vụ có kiểm soát. Ngoài ra, bằng việc sử dụng camera quan sát, người vận hành sẽ điều khiển hoạt động của máy từ khoảng cách xa một cách chính xác hơn.

Nhận xét: Ở trong nước, ngoài Robot Grizzly chỉ có chức năng gấp BMVN cỡ nhỏ thì chưa có máy đào gấp bom đạn ĐKTX nào được trang bị.

Ở ngoài nước, từ những nghiên cứu ban đầu của Burks (1992), nhiều loại máy đào ĐKTX phục vụ cho các mục đích dân sự và quân sự đã được ra đời với các ý tưởng thiết kế khác nhau. Từ đó có thể thấy nhu cầu về máy đào gấp bom đạn ĐKTX ở Việt Nam là thực sự bức thiết, vừa để cơ giới hóa công tác xử lý bom đạn trong nước, vừa để bắt kịp với xu hướng cơ giới hóa xử lý bom đạn trên thế giới.

1.2.2. Máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa được thiết kế, chế tạo tại Việt Nam

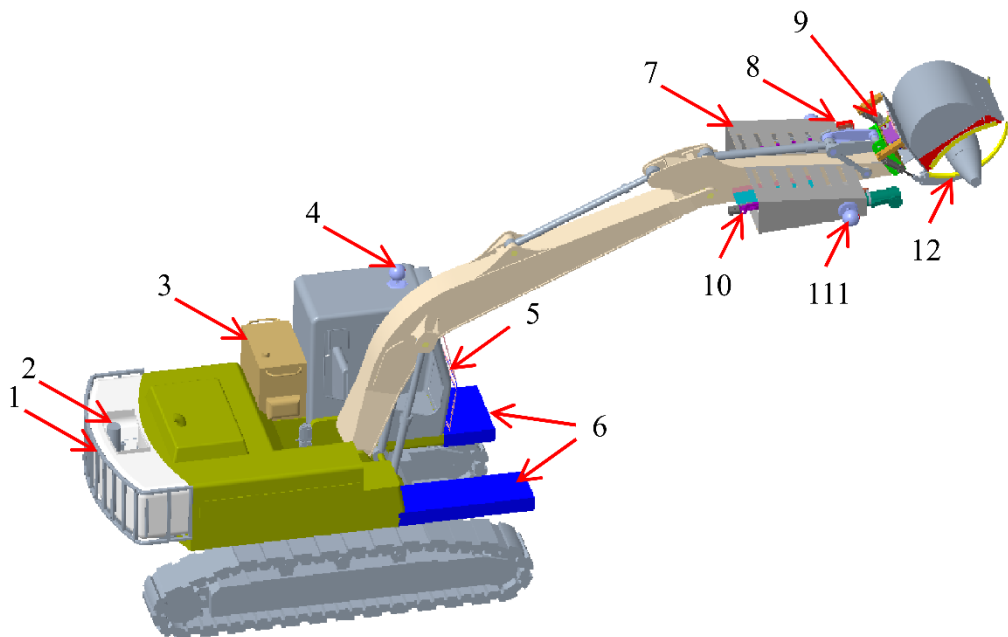
Máy đào gấp bom đạn ĐKTX được thiết kế, chế tạo trên cơ sở một máy đào Komatsu PC130-6, được điều khiển từ xa tới 700m, có đào và gấp bom đạn nặng không quá 1 tấn (bom MK-84) ở độ sâu đến 5 m trong lòng đất.

Điểm khác biệt so với các máy đào gấp bom đạn ĐKTX trên thế giới là máy được tích hợp các thiết bị như thiết bị dò tìm bằng sóng radar (xác định chiều sâu và tư thế nằm của bom đạn), thiết bị đào, gấp bom (trang bị cơ cấu đào đất – kẹp bom có khả năng đào đất, kẹp gấp bom ở các tư thế nằm khác nhau), hệ thống phun tia nước áp lực cao và búa thủy lực dự phòng. Ngoài ra máy còn được trang bị hệ thống ĐKTX hoàn chỉnh, cùng các camera quan sát có độ phân giải cao.

Máy đào gấp bom đạn ĐKTX có kết cấu gồm xe cơ sở và thiết bị công tác. Xe cơ sở bánh xích được trang bị thêm các thiết bị như téc nước (dùng cho bom xói đặt phía trong) đồng thời đóng vai trò là đối trọng bổ sung phía sau, máy phát điện, các đối trọng phía trước, lớp bảo vệ ca bin. Thiết bị công tác gồm cần, tay gầu, gầu và cơ cấu kẹp. Trên thiết bị công tác được trang bị thêm các giá đỡ và di chuyển cho radar xuyên đất, bơm hút nước chống ngập.

Cơ cấu đào đất – kẹp bom gồm gầu xúc (đồng thời là một má kẹp), cơ cấu

kẹp và cơ cấu quay hướng. Cơ cấu quay hướng có vành tựa quay có chức năng điều chỉnh vị trí cơ cấu kẹp – gầu xúc với quả bom. Cơ cấu quay hướng được dẫn động bằng mô tơ thủy lực kết hợp cơ cấu trục vít – bánh vít để tăng mô men quay và tăng tính tự hãm. Khi vị trí quả bom và cơ cấu kẹp nằm lệch nhau, điều chỉnh góc kẹp bằng cơ cấu quay hướng mà không cần điều chỉnh bằng cơ cấu quay sàn hoặc di chuyển máy.

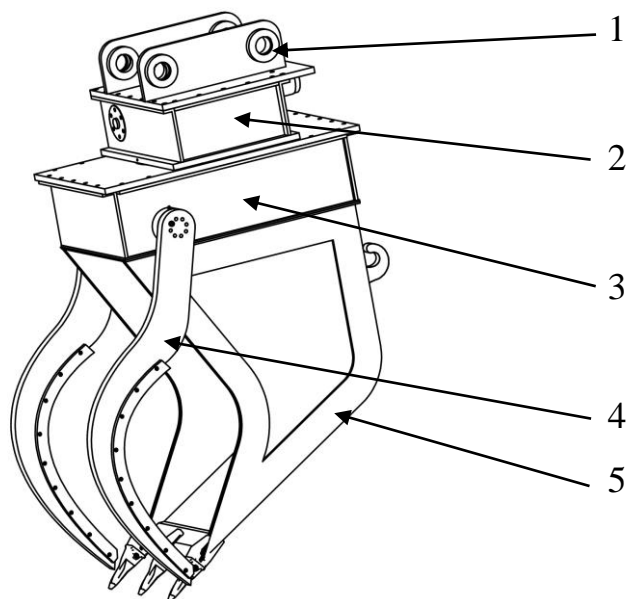


Hình 1.10. Máy đào gắp bom đạn ĐKTX

1. Téc nước $1,1 \text{ m}^3$; 2. Bơm chìm đặt trong téc; 3. Máy phát điện $7,5 \text{ kW}$; 4. Camera giám sát 360° ; 5. Lớp bảo vệ Cabin lái; 6. Đối trọng cân bằng cho téc nước; 7. Cơ cấu bảo vệ hệ dẫn động bơm, radar; 8. Hệ dẫn động Radar chuyển động tịnh tiến; 9. Cơ cấu quay gầu; 10. Hệ dẫn động bơm bùn chuyển động tịnh tiến; 11. Hai camera giám sát quá trình đào, gắp; 12. Cơ cấu kẹp gắp bom đạn.

Tay kẹp có dạng cong, có khớp xoay trên tai gầu, liên kết với gầu qua chốt liên kết. Xy lanh thủy lực được bố trí có khớp xoay phía dưới tay gầu có nhiệm vụ dẫn động điều khiển tay kẹp. Tay kẹp được dẫn động từ đầu cán xy lanh thủy lực thông qua một tay quay để tăng góc kẹp bom. Đệm cao su ở má tay

kẹp để tăng diện tích tiếp xúc, tăng tính ma sát và giảm chấn khi kẹp bom.



Hình 1.11. Kết cấu cơ cấu đào đất – kẹp bom

1. Tại liên kết với tay gầu; 2. Cụm cơ cấu xoay hướng; 3. Cụm cơ cấu dẫn động kẹp; 4. Tay kẹp; 5. Gầu xúc.

Khi làm việc đòi hỏi máy phải có đầy đủ hệ thống camera quan sát, các cảm biến lực hoặc áp suất, cảm biến dịch chuyển để kiểm soát tốt các thao tác máy. Máy đào gắp bom đạn ĐKTX được thiết kế, chế tạo phục vụ cho quá trình xử lý bom đạn ở trên cạn, có độ sâu lớn từ 1,5 đến 5,0 m. Phạm vi hoạt động bao gồm cả vùng núi, trung du và đồng bằng.

Xe cơ sở Komatsu PC130-6 có HTTL kiểu FS (flow sharing) [67], [75], với các thành phần chính: Các máy thủy lực (bơm, mô tơ, xy lanh), các van điều khiển áp suất và lưu lượng, cùng các thiết bị phụ khác (thùng dầu, làm mát, ắc quy thủy lực, ...). Sơ đồ tổng thể HTTL xe cơ sở Komatsu PC130-6 được thể hiện trong phần Phụ lục 2 [52].

Bơm chính hút dầu từ thùng dầu và cấp dầu có áp suất cao vào các đường ống chính nối liền với cửa đẩy của bơm. Tại đây, dầu được đưa vào các đường dẫn dầu song song đặt ở cụm van phân phối và thông qua cụm van này để cấp

đến các thiết bị dẫn động cơ cấu công tác tương ứng. Đồng thời, dầu có áp suất thấp từ các thiết bị dẫn động cơ cấu công tác được đưa về cụm van phân phối và hồi về thùng.

Bơm điều khiển được dẫn động từ động cơ cung cấp dòng dầu điều khiển đưa đến các van: Các van điều khiển PPC, van điện từ, van PC-EPC để phục vụ cho việc điều khiển các van, các cơ cấu trong hệ thống. Khi không làm việc sử dụng van khóa điều khiển để khóa dòng dầu điều khiển.

Góc nghiêng của đĩa nghiêng các bơm trong cụm bơm chính được điều khiển tự động theo tín hiệu áp suất từ chu trình công tác (áp suất p_{LS}), áp suất đầu ra của bơm p_p và tín hiệu điện từ bộ điều khiển bơm được đưa đến van PC.

Để đảm bảo áp suất làm việc trong giới hạn nhất định, hệ thống được lắp van an toàn tổng. Khi các van phân phối ở vị trí trung gian, dầu không hồi về thùng qua van an toàn mà hồi về thùng qua van dỡ tải để giảm sự tăng nhiệt độ của dầu.

Để điều khiển các cơ cấu công tác cần, tay gầu, gầu: Khi người lái máy chưa tác động vào tay điều khiển trên ca bin, van điều khiển chưa mở và van phân phối điều khiển các xy lanh của TBCT sẽ nằm ở vị trí trung gian. Do đó, dầu có áp cấp bởi bơm chính được hồi về thùng qua van dỡ tải. Đồng thời, dầu trong đường LS được hồi về thùng. Độ chênh áp tại thời điểm này là độ chênh áp giữa van dỡ tải và thùng. Độ chênh áp này có giá trị bé hơn giá trị áp suất đầu ra của bơm. Do đó, van LS mở cho đường dầu điều khiển từ bơm đi vào dầu có đường kính lớn của pít tông servo và lưu lượng bơm được giảm đến cực tiểu.

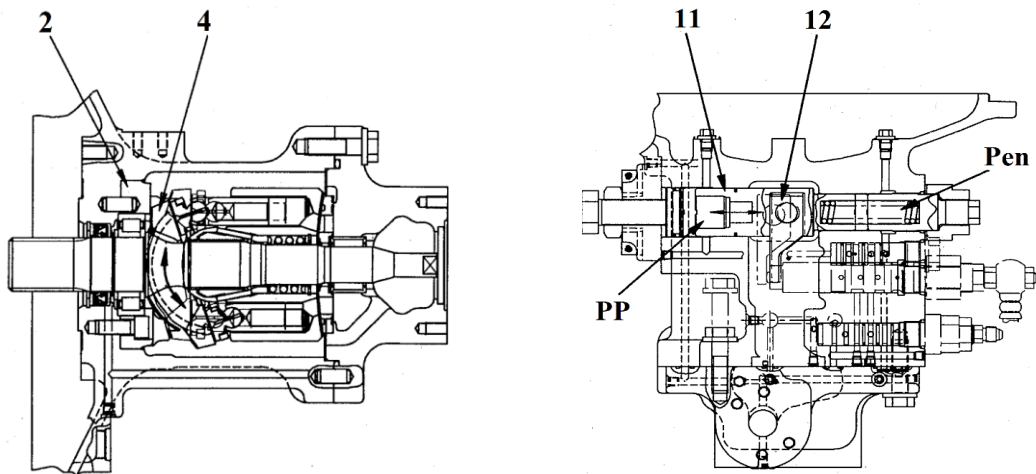
Khi có tác động vào tay điều khiển ở vị trí tương ứng (cần, tay gầu, gầu), dòng dầu điều khiển qua van điều khiển đến van phân phối điều khiển các xy lanh tương ứng của TBCT được mở. Dưới tác động của áp suất điều khiển này, van phân phối điều khiển các xy lanh tương ứng dịch chuyển dưới tác dụng của dầu cao áp từ bơm tới một trong hai đường công tác của xy lanh, đường công

tác còn lại của xy lanh được nối về thùng. Lúc này, van dỡ tải được đóng bởi áp suất LS của dầu đi ra từ van lựa chọn LS. Van giữ cần có chức năng giữ chính xác vị trí của cần khi tay điều khiển cần đang ở vị trí trung gian.

Bơm chính là bơm pít tông hướng trục đĩa nghiêng loại HPV 95, lưu lượng riêng 95 cc/vòng, áp suất làm việc 31,85 Mpa, lưu lượng 206 l/ph. Trên bơm, người ta bố trí các van PC, van LS để điều khiển lưu lượng và công suất bơm.

Lưu lượng cung cấp Q của bơm phụ thuộc vào giá trị góc nghiêng α ($0^\circ < \alpha < 90^\circ$). Giá trị góc α được thay đổi bởi pít tông servo (11).

Pít tông servo (11) di chuyển qua lại, tùy thuộc vào áp suất tín hiệu từ các van PC và LS trong hệ thống tự động điều chỉnh lưu lượng. Sự dịch chuyển theo đường thẳng này được đưa đến đĩa nghiêng (4) (được đỡ trên giá (2)) thông qua càng (12) làm cho đĩa nghiêng chuyển động lắc theo hướng (\curvearrowright).



Hình 1.12. Điều chỉnh lưu lượng của bơm

2. Giá đỡ; 4. Đĩa nghiêng; 11. Pít tông servo; 12. Càng

Pít tông servo (11) có tiết diện bề mặt tiếp xúc với áp suất dầu khác nhau ở hai phía trái và phải. Do đó, áp suất dầu ra của bơm (áp suất đã được tự hạ) Pen luôn được đưa tới các khoang nhận ở đầu pít tông có đường kính bé còn áp suất cửa ra PP của van LS được đưa tới đầu pít tông có đường kính lớn. Mối quan hệ về mặt trị số giữa PP với Pen và tỷ lệ tiết diện tiếp xúc với dầu có áp

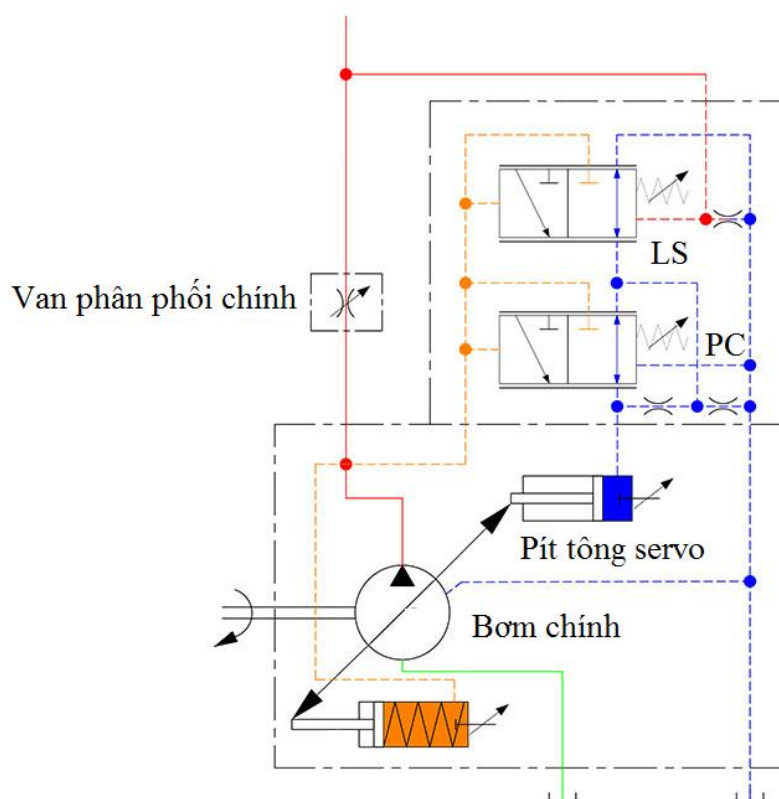
của đầu pít tông có đường kính bé và đầu pít tông có đường kính lớn điều khiển sự di chuyển của pít tông servo (11).

Van LS có chức năng nhận tín hiệu tải trọng và điều khiển lưu lượng bơm. Sự điều khiển lưu lượng đầu ra Q của bơm chính phụ thuộc vào độ chênh áp Δp_{ls} . Ở đây $\Delta p_{ls} = p_p - p_{ls}$

trong đó: Δp_{ls} - độ chênh áp LS;

p_p - áp suất đầu ra của bơm;

p_{ls} - áp suất tại cửa ra của van giảm áp trên van phân phối.

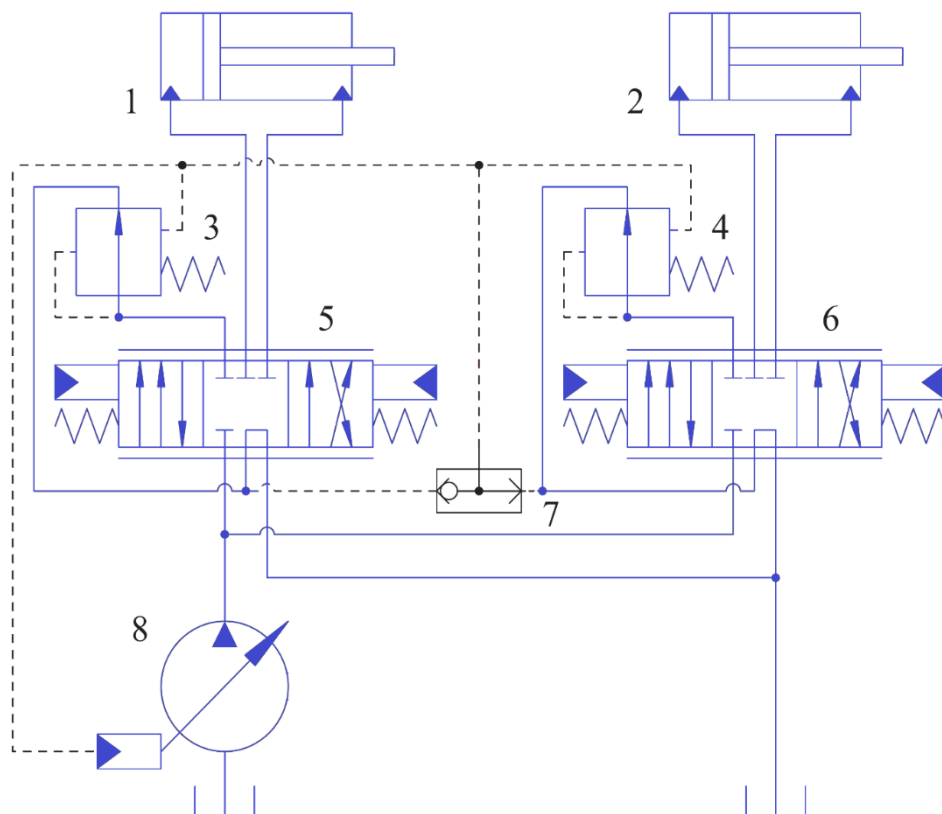


Hình 1.13. Sơ đồ thủy lực điều khiển góc đĩa nghiêng của bơm chính

Nếu độ chênh áp Δp_{ls} bé hơn giá trị áp suất thiết lập của van LS (khi áp suất gây ra bởi tải trên thiết bị dẫn động cơ cấu công tác thấp) thì đĩa nghiêng của bơm sẽ dịch chuyển về vị trí có góc nghiêng lớn nhất và ngược lại.

Cụm van phân phối của xe cơ sở máy đào Komatsu PC130-6 bao gồm tổ hợp 7 van phân phối dạng con trượt. Trong đó có 6 van phân phối dùng để điều

khí hướng dòng dầu đến mô tơ quay sàn, 2 mô tơ di chuyển, xy lanh nâng hạ cần, xy lanh tay gầu, xy lanh gầu. Trên cụm van phân phối còn 1 van phân phối phụ dùng để điều khiển dòng dầu đến thiết bị công tác khi lắp đặt thêm trên máy cơ sở một số thiết bị như: búa thủy lực, tay kẹp,... Ngoài ra trên cụm van này còn được lắp các van: van giảm áp, van dỡ tải, van lựa chọn LS, van điều khiển lưu lượng, van an toàn, van hút chống xâm thực.



Hình 1.14. Sơ đồ thủy lực cân bằng áp suất

1,2. Xy lanh lực; 3,4. Van bù áp; 5,6. Van phân phối chính; 7. Van lựa chọn;
8. Bơm chính.

Các van được điều khiển bằng cơ khí – thủy lực (tay trang trên cabin). Khi tín hiệu điều khiển thôi tác dụng, dưới tác động của lực lò xo sẽ đưa con trượt về vị trí trung gian và luôn được giữ ở vị trí này cho đến khi lực do áp suất dầu điều khiển tạo ra thắng được lực lò xo. Van bù áp được lắp ở phía cửa ra của van phân phối để cân bằng tải. Khi hai thiết bị dẫn động cơ cấu công tác hoạt

động đồng thời, van này sẽ tác động làm cho sự chênh lệch áp suất ΔP giữa dòng dầu vào (cửa vào) và dòng dầu ra (cửa ra) của con trượt phân phối ở mỗi van là như nhau. Bằng cách này, dòng dầu cấp từ bơm được chia tương ứng với diện tích mở ở mỗi van.

Đề tài của nghiên cứu sinh “**Nghiên cứu cơ sở khoa học xây dựng hệ thống thủy lực dẫn động TBCT của máy đào, gắp bom đạn ĐKTX**” nhằm giải quyết một phần quan trọng trong thiết kế máy nói trên, tập trung vào nghiên cứu xây dựng và hoàn thiện HTTL dẫn động TBCT phù hợp, đáp ứng các yêu cầu kỹ thuật trong xử lý bom đạn theo phương pháp cơ giới hóa. Nội dung nghiên cứu của luận án đi sâu vào nghiên cứu cơ sở khoa học để xây dựng HTTL dẫn động TBCT nhằm đảm bảo các quá trình điều khiển chính xác chiều sâu đào, kẹp gắp bom và hạ đặt bom an toàn.

1.3. Tổng quan về các công trình nghiên cứu trong và ngoài nước liên quan đến đề tài

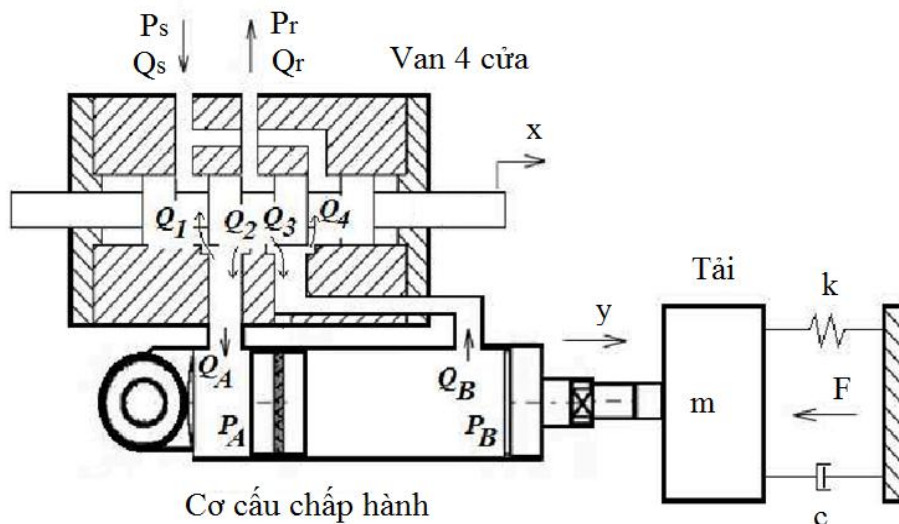
1.3.1. Tổng quan các nghiên cứu về hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác

1.3.1.1. Các nghiên cứu về chuyển đổi hệ thống thủy lực cho máy đào điều khiển từ xa

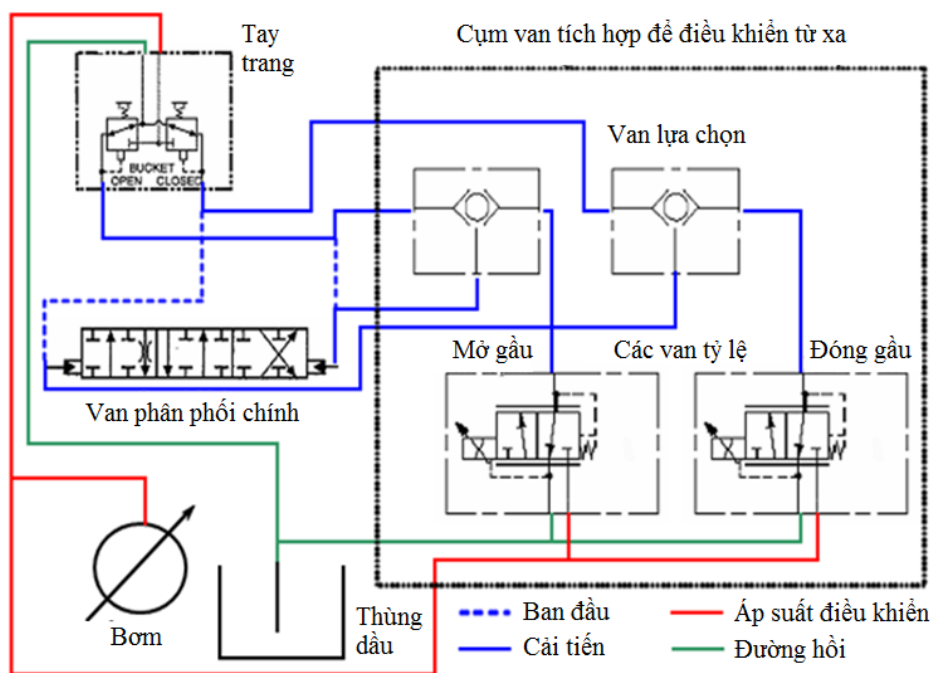
Việc điều khiển từ xa khi sử dụng HTTL trên các máy đào đã được nhiều nhóm nghiên cứu trên thế giới đưa ra các phương án khác nhau.

Trong nghiên cứu của nhóm nghiên cứu thuộc trường Đại học Melaka (Malaysia) [15], [16], [22], [30] đề xuất phương án sử dụng thiết bị Tele-operated hydraulic actuator (T-EHA) (Hình 1.15) để điều khiển từ xa máy đào thủy lực loại nhỏ (mini excavator). Nhóm tác giả đã nghiên cứu, xây dựng mô hình động lực học của thiết bị, cũng như đánh giá sự thay đổi các thông số trong hệ thống thủy lực theo thời gian như dịch chuyển của con trượt van phân phối, dịch chuyển

của cán xy lanh nâng cần, cũng như sự thay đổi của các thông số áp suất, lưu lượng trong hệ thống.



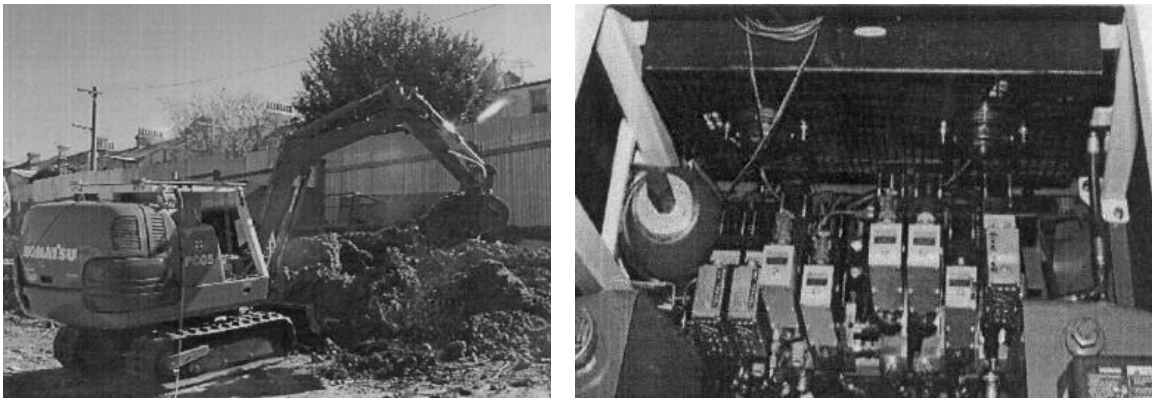
Hình 1.15. Thiết bị điều khiển từ xa T-EHA của nhóm nghiên cứu trường Đại học Melaka (Malaysia)



Hình 1.16. Sơ đồ HTTL chuyển đổi sử dụng van điện tỷ lệ

Trong thiết kế của Christopher R.T. từ Đại học bách khoa Virginia (Mỹ) [25], việc chuyển đổi HTTL của máy đào dân dụng CASE CX160 thành máy đào, gắp

Q.H. Nguyen thuộc Đại học Sydney (Australia) [51] đã sử dụng các van servo lắp cho máy đào thủy lực Komatsu PC05-7, đồng thời nghiên cứu động lực học thiết bị thủy lực servo và đánh giá quá trình làm việc tự động hóa hoàn toàn của máy đào trên cơ sở điều khiển bằng máy tính.



Hình 1.18. Máy đào thủy lực Komatsu PC05-7 sử dụng các van thủy lực servo

1.3.1.2. Các nghiên cứu về động lực học hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác

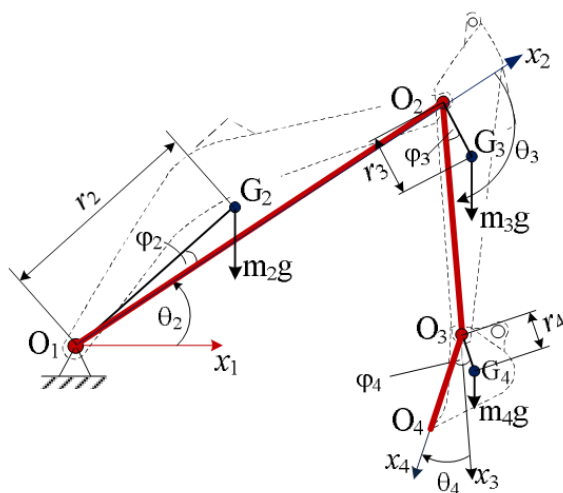
Ở trong nước, nghiên cứu động lực học máy đào thủy lực nói chung cũng đã có một số tác giả nghiên cứu. Trong luận án tiến sỹ của tác giả Lê Văn Cường [2], đã xây dựng mô hình động lực học thiết bị công tác máy đào một gầu dẫn động thủy lực bằng lý thuyết cơ học hệ nhiều vật trong quá trình đào đất. Xác định các dữ liệu đầu vào, khảo sát một số yếu tố ảnh hưởng đến các thông số động lực học của máy, đánh giá chi phí năng lượng trong quá trình đào đất của máy đào một gầu dẫn động thủy lực. Ngoài ra trong luận án tiến sỹ của tác giả Phạm Duy Hải [5], đã nghiên cứu và xây dựng mô hình động lực học của hệ thống thủy lực linh hoạt theo tải áp dụng trên máy đào Solar 130W-V. Nghiên cứu tập trung vào nghiên cứu lực cài đặt của lò xo điều khiển bơm để tìm ra vùng làm việc hợp lý.

Ở ngoài nước, nghiên cứu về động lực học TBCT máy đào một gầu đã được nhiều tác giả đề cập đến. Các nghiên cứu ban đầu như của Vaha và cộng sự (1993) [57], cho đến Koivo (1996) [20], Tafazoli (1999), Towarek (2003)

[62] và nhiều nghiên cứu sau này như của A. G. Gurko (2011) [19], Vujic Dragoljub (2017) [58],... Các nghiên cứu kể trên tập trung vào xây dựng mô hình động lực học máy đào một gầu theo các phương trình Lagrang loại II và Newton – Euler khi coi các cơ cấu là tuyệt đối cứng hoặc có kể đến sự biến dạng của cơ cấu công tác và ảnh hưởng của yếu tố ma sát trong các cơ cấu có sự dịch chuyển tương đối.

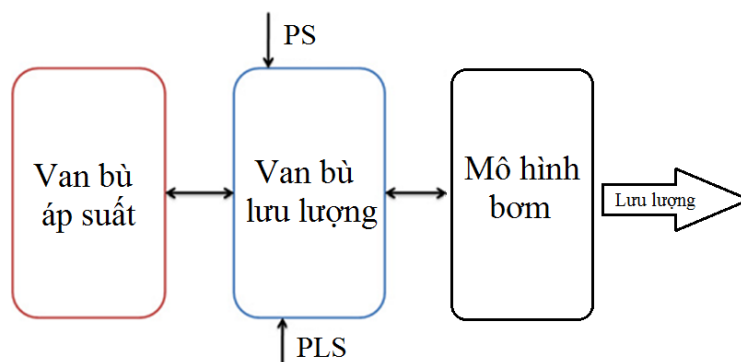
Trong nghiên cứu của Zygmunt Towarek (2003) [62], máy đào một gầu được coi là một hệ các phần tử tuyệt đối cứng gồm 5 khâu: khâu giá, toa quay, cần, tay gầu và gầu. Sử dụng phương trình Lagrang loại II trong các hệ tọa độ suy rộng để phân tích các quá trình động lực học của máy đào thủy lực khi đào trên nền đất có kể đến biến dạng của nền đất. Kết quả của nghiên cứu đã xác định được các thành phần lực, mô men trên các khâu, chuyển vị của trọng tâm máy trong quá trình đào.

Nghiên cứu của Koivo (1996) [20], được coi là mô hình hoàn thiện nhất về động lực học máy đào một gầu. Mục đích nghiên cứu động lực học của máy để mô phỏng và tự động hóa quá trình khi đào đất của máy đào thủy lực, dựa trên cơ sở lý thuyết hệ nhiều vật và phương trình Newton-Euler để viết các phương trình vi phân chuyển động.



Hình 1.19. Mô hình tính toán động lực học TBCT máy đào (A. Gurko)

Trong nghiên cứu của A. Gurko (2011) [19] đã đề cập đến vấn đề tự động hóa máy đào thủy lực. Coi hệ thống cơ cấu công tác như các liên kết của một robot công nghiệp và sử dụng các ma trận chuyển Denavit-Hartenberg để được các phương trình động học của máy đào. Đồng thời, nghiên cứu đã chỉ ra những ưu nhược điểm của các phương pháp nghiên cứu động lực học sử dụng phương trình Lagrang loại II và Newton – Euler. Dựa trên các phương trình Newton-Euler, xây dựng các phương trình động lực học cho các liên kết cơ cấu công tác ở dạng phù hợp cho các nhiệm vụ điều khiển thời gian thực.

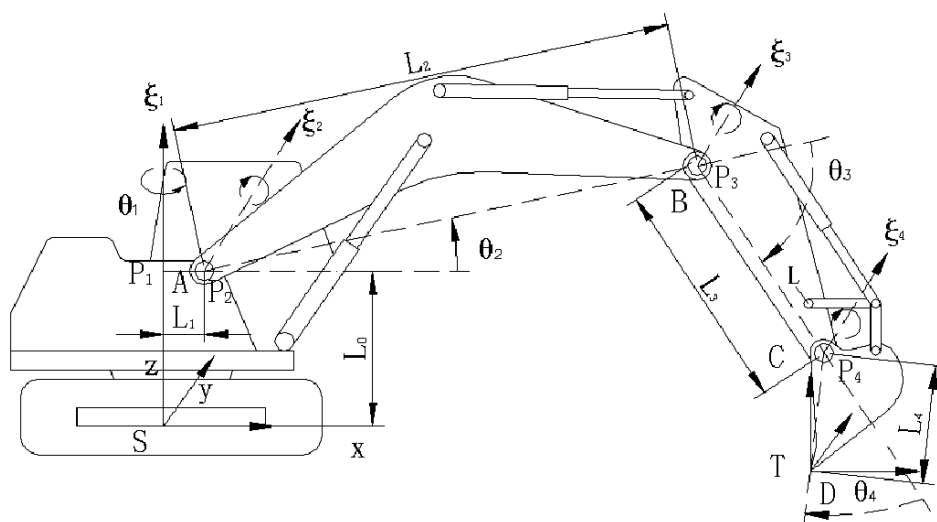


Hình 1.20. Sơ đồ khối hệ thống thủy lực trong nghiên cứu của Paolo Casoli

Nghiên cứu về động lực học hệ thống thủy lực trên máy đào một gầu, cũng như của máy đào một gầu ĐKTX đã được nhiều tác giả nghiên cứu. Trong các nghiên cứu của Paolo Casoli [48], [49], đề cập đến hệ thống thủy lực có điều khiển LS trên máy đào sử dụng bơm kiểu LS-PC không có phản hồi cơ khí, van phân phối chính có tích hợp van điều khiển lưu lượng. Xây dựng hoàn chỉnh mô hình động lực học hệ thống thủy lực, hệ thống thiết bị công tác và mô hình mô phỏng trong phần mềm LMS Amesim, đánh giá được các thông số làm việc của hệ thống.

Trong nghiên cứu của Dudanov [69], đã đề cập khá đầy đủ về một máy đào thủy lực được tự động hóa. Ở nghiên cứu này, tác giả cũng sử dụng các ma trận chuyển để nghiên cứu động học cơ cấu công tác máy đào thủy lực một gầu EO-4121. Khi nghiên cứu động lực học toàn bộ hệ thống, tác giả sử dụng

phương trình Newton – Euler cho từng cơ cấu công tác. Xây dựng mô hình động lực học hệ thống thủy lực gồm bơm có điều khiển góc nghiêng theo áp suất cửa ra, các van, xy lanh. Trên cơ sở các phương trình tác giả phân tích từng mạch thủy lực cho cần, tay gầu, gầu và quay sàn bằng các phương trình tuyến tính hóa.

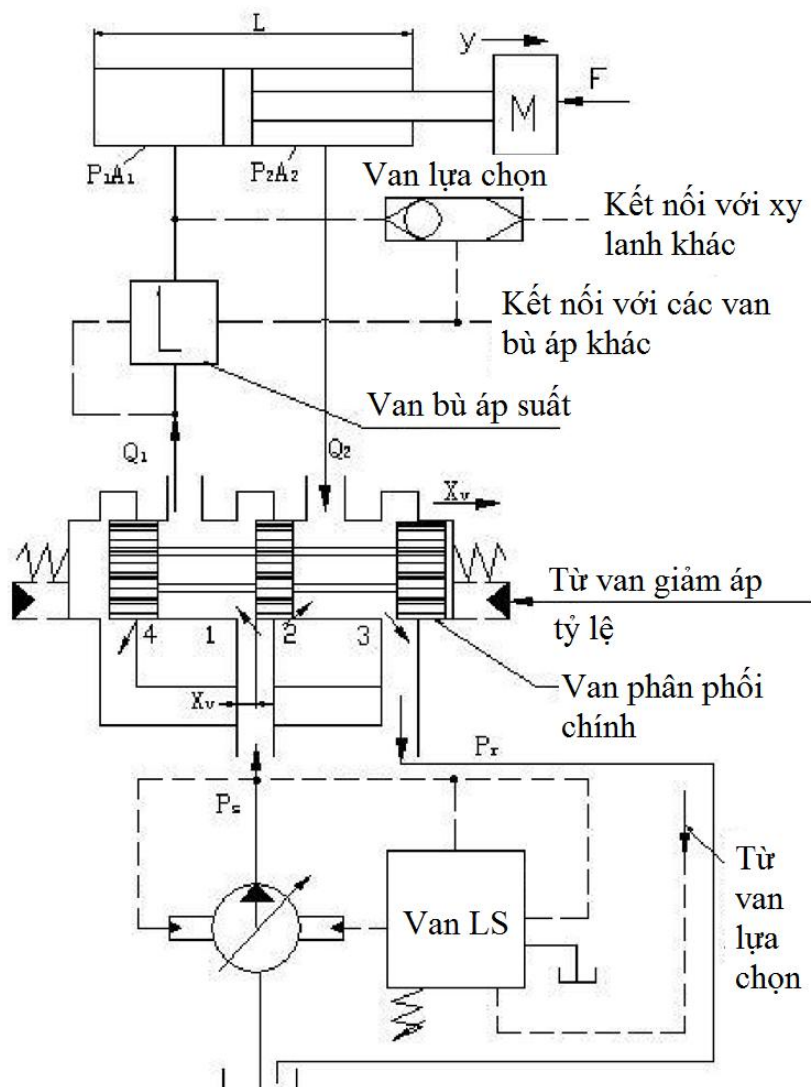


Hình 1.21. Mô hình tính toán máy đào một gầu (Daqing Zhang)

Nghiên cứu của Daqing Zhang và cộng sự [28], về máy đào một gầu dẫn động thủy lực được điều khiển tự động hóa hoàn toàn sử dụng bộ điều khiển trung tâm EPEC2023. Trong nghiên cứu, nhóm tác giả đã xây dựng mô hình động lực học thiết bị công tác theo phương trình Lagrang với ngoại lực tác động là lực của xy lanh công tác, các mô men do tải trọng và ma sát. Đồng thời xây dựng hoàn chỉnh mô hình động lực học hệ thống thủy lực kiểu FS bao gồm các phương trình lưu lượng toàn hệ thống, phương trình lưu lượng vào xy lanh, phương trình lưu lượng qua van phân phối và các phương trình này ở dạng tuyến tính hóa.

Đây là một nghiên cứu khá hoàn chỉnh từ cơ khí, thủy lực, điều khiển cho một máy đào một gầu tự động hóa hoàn toàn. Tuy nhiên ở phần kết quả, tác giả chủ yếu đi sâu vào đánh giá độ chính xác của bộ điều khiển theo

phương pháp đánh giá thực nghiệm, chưa đi sâu vào phân tích ảnh hưởng của các thông số kết cấu, thông số điều chỉnh của hệ thống cơ khí – thủy lực.



Hình 1.22. Mô hình tính toán hệ thống thủy lực dẫn động (Daqing Zhang)

Tương tự như vậy, nghiên cứu của Q.P. Ha và Q.H. Nguyen [51], đề cập đến điều khiển tự động hoàn toàn máy đào PC05-7. Trên máy đào này, sử dụng toàn bộ các van servo để điều khiển điện từ xa, tác giả đã xây dựng mô hình động lực học thiết bị công tác theo phương pháp Newton – Euler, mô hình động học theo các ma trận chuyển Denavit- Hartenberg. Về hệ thống thủy lực đã đi phân tích động lực học một số phần tử của hệ thống, do máy đào loại nhỏ nên hệ thống thủy lực tương đối đơn giản. Trong các nghiên cứu này, tác giả chủ

yếu tập trung vào nghiên cứu bộ điều khiển máy và đánh giá sai số theo số liệu thực nghiệm như dịch chuyển cơ cấu và quỹ đạo làm việc của gầu xúc.

Để đánh giá sai số quỹ đạo dịch chuyển của gầu xúc do các sai số về cơ khí, sai số thủy lực, tác giả A.D. Terenteva và Pogchasov O.V. [65], [78], sử dụng phương pháp nghiên cứu động học dựa trên hình học giải tích cho các tam giác cơ cấu.

Nhận xét:

- Hiện nay các nghiên cứu về hệ thống thủy lực dẫn động TBCT còn ít và chưa đầy đủ. Tùy vào mục đích nghiên cứu, nhiều nghiên cứu tập trung vào động lực học thiết bị công tác, một số nghiên cứu về riêng hệ thống thủy lực, một số nghiên cứu kết hợp điều khiển – thủy lực – cơ khí lại chủ yếu tập trung vào bộ điều khiển và so sánh với kết quả thực nghiệm mà chưa có đánh giá cụ thể các quá trình động lực học liên quan.

- Đặc biệt, các nghiên cứu về máy đào gắp bom đạn ĐKTX mới chủ yếu dừng lại ở các công bố về phương án thiết kế HTTL. Các nghiên cứu về động học, động lực học HTTL dẫn động TBCT cho máy đào gắp bom đạn ĐKTX chưa thấy được công bố.

1.3.2. Tổng quan về các phương pháp để điều khiển chính xác (chiều sâu đào, lực kẹp gắp, vị trí) cho máy đào gắp bom đạn điều khiển từ xa

Điều khiển chính xác chiều sâu đào: Để đảm bảo yêu cầu tránh va chạm vào bom trong quá trình đào đất, việc lợi dụng sự cảm nhận của người lái máy (điều khiển từ xa) là vô cùng khó khăn. Người lái máy làm việc trong điều kiện căng thẳng về tinh thần, các yếu tố khác như rung động, gia tốc rất khó kiểm soát. Trong đa số các trường hợp, người lái máy không nắm đủ thông tin về vị trí của răng gầu.

Về nguyên tắc động học điều khiển chính xác chiều sâu đào, trên thế giới có một số phương pháp sau:

Phương pháp của Sukharev và các cộng sự [79]:

Điều khiển quá trình đào đất có các bước như sau:

- Cài đặt các thông số như chiều sâu đào, chiều dài và hướng đào;
- Ấn gầu xúc vào đất bằng xy lanh cần đến khi đạt đến áp suất lớn nhất trong xy lanh;
- Đào đất bằng xy lanh gầu đến khi đầy gầu;
- Nâng gầu lên đến độ cao cho phép quay sàn sang vị trí cần thiết;
- Xả đất khỏi gầu và quay sàn về vị trí đào ban đầu.

Quá trình làm việc của máy đòi hỏi phối hợp 3 thao tác với độ chính xác cao, điều này cần có sự điều khiển của mini computer gắn theo máy, điều khiển của con người rất khó thực hiện.

Phương pháp của Haga và các cộng sự [44], [61]:

Bộ điều khiển hệ thống tính toán vị trí đầu răng gầu bằng các tín hiệu được gửi từ các cảm biến nằm trên mỗi thành phần của thiết bị công tác. Ngoài ra, bộ điều khiển sẽ tính toán tốc độ và hướng chuyển động của gầu để phản ứng với các tín hiệu vận hành từ tay điều khiển cần nâng và tay gầu. Độ sâu đào được đặt trước bằng bộ điều khiển.

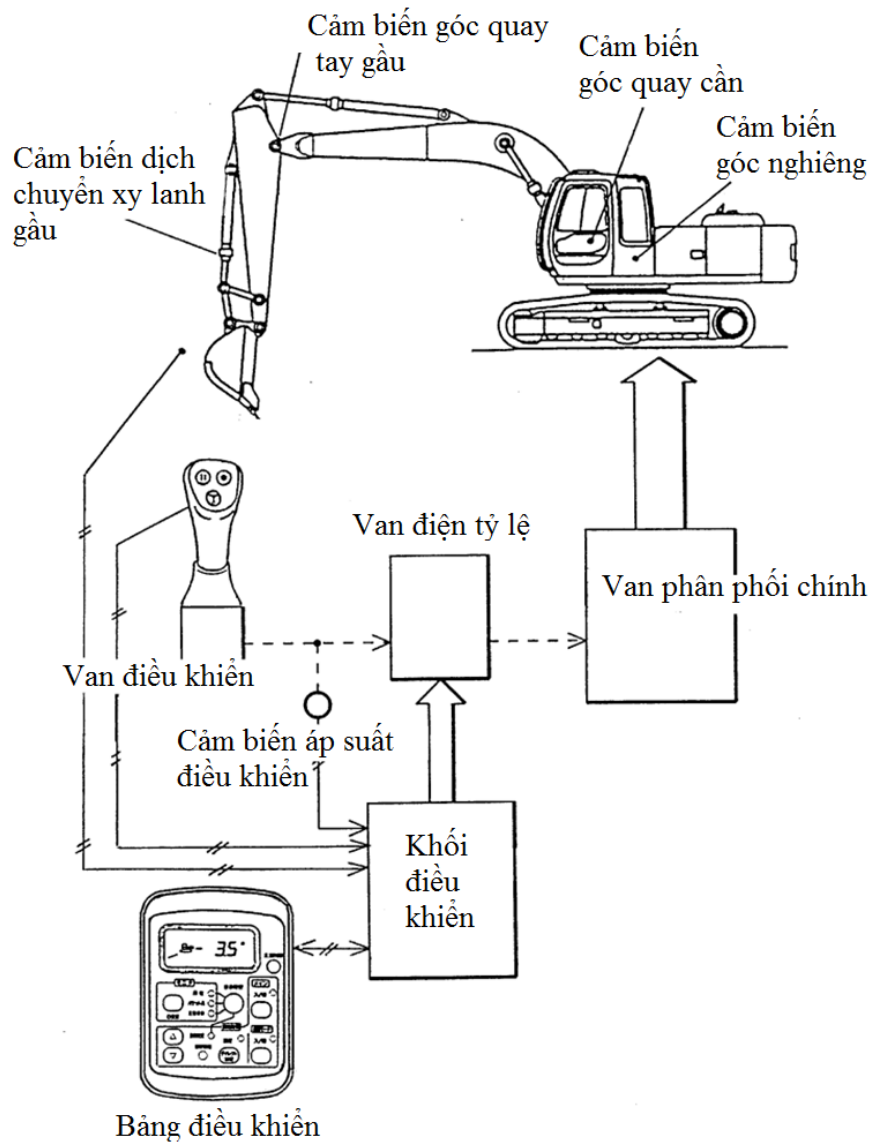
- Trước khi đi vào vùng tiếp cận (vùng gần độ sâu đặt trước), cần và tay gầu được điều khiển bằng tay;

- Khi các đỉnh răng gầu tiếp cận độ sâu đào đặt trước (đi vào vùng đệm), thao tác điều khiển bằng tay đối với cần nâng tự động ngắt, bộ điều khiển sẽ tự động phát tín hiệu điều khiển để các đỉnh răng gầu được di chuyển dọc theo đường độ sâu đặt trước bằng cách điều khiển chuyển động cần nâng tự động;

Các cảm biến được sử dụng gồm cảm biến dịch chuyển xy lanh gầu, cảm biến góc quay tay gầu và cần nâng, cảm biến độ nghiêng của máy cơ sở.

Ở phương pháp này khi đào đến độ sâu đặt trước, vị trí gầu được cố định so với tay gầu, thao tác dịch chuyển tay gầu được thực hiện bằng người điều

khởi còn thao tác nâng hạ cần được điều khiển tự động theo tốc độ dịch chuyển của tay gầu. Do đó, góc cắt đất của gầu bị thay đổi liên tục và không có được góc cắt tối ưu.



Hình 1.23. Hệ thống điều khiển máy theo phương pháp Haga

Phương pháp của Ruppel và các cộng sự [68]:

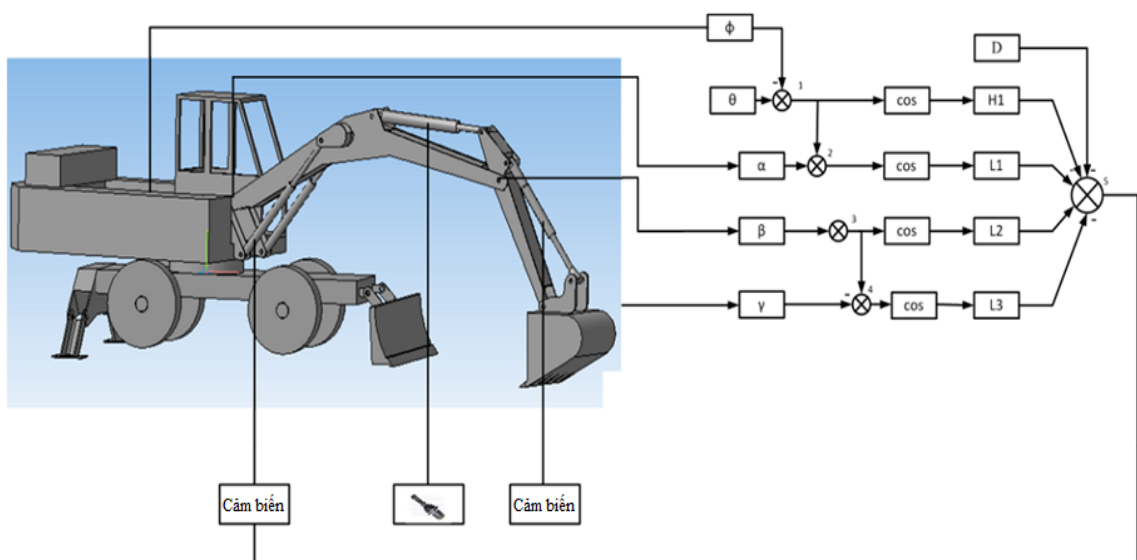
Ở phương pháp này, chỉ có thao tác ra vào tay gầu được điều khiển bằng người lái máy còn lại máy tính sẽ điều khiển toàn bộ việc nâng hạ cần, ra vào gầu để duy trì góc cắt của răng cắt tối ưu.

Phương pháp sử dụng 4 cảm biến góc gồm: 01 cảm biến góc giữa cần nâng

và xe cơ sở, 01 cảm biến xác định độ nghiêng của xe cơ sở, 01 cảm biến góc giữa gầu và tay gầu, 01 cảm biến góc giữa tay gầu và cần nâng.

Máy đào gắp bom đạn ĐKTX tích hợp hệ thống điều khiển chiều sâu đào là một yêu cầu bắt buộc. Do đó với các phương pháp kể trên có thể đưa ra phương án đào bom phù hợp như sau:

- Khi đào đất ngoài vùng nguy hiểm (ngoài vùng tiếp xúc bom), các thao tác được thực hiện hoàn toàn bằng người ĐKTX;



Hình 1.24. Hệ thống điều khiển máy theo phương pháp của Ruppel

- Khi đào vào vùng nguy hiểm (vùng có khả năng tiếp xúc bom), sẽ tiến hành đào từng lớp đất mỏng, thao tác ra vào tay gầu được thực hiện bằng người điều khiển. Bằng cách nâng hạ cần, ra vào gầu hoàn toàn tự động theo các liên kết động học cơ cấu (cần, tay gầu, gầu) đảm bảo việc duy trì chiều sâu đào và góc cắt đất tối ưu.

Trong nghiên cứu này, tác giả mới chỉ đưa ra được phương pháp đào và các tính toán động học cơ bản của thiết bị công tác.

Các tác giả Podchasov (2018), Terenteva (2016) [65], [78] đã nghiên cứu điều khiển chính xác chiều sâu đào của máy đào thủy lực khi thực hiện đào rãnh để đặt cáp thông tin. Tác giả Zhang Jingming [63], nghiên cứu quỹ đạo của các

điểm trên thiết bị công tác, xây dựng vùng làm việc theo các nguyên lý động học và tính toán trên phần mềm Matlab. Nghiên cứu của Hui Shao và cộng sự [34], cũng tập trung vào nghiên cứu động học, hệ thống điều khiển một máy đào thủy lực trong quá trình đào để tạo bề mặt phẳng.

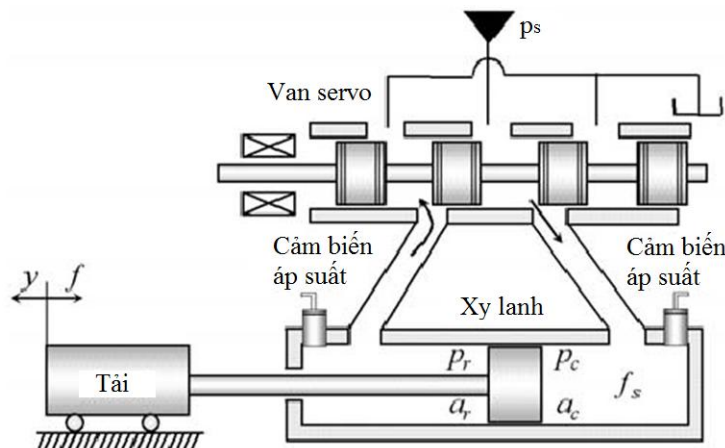
Điều khiển chính xác lực kẹp gắp, vị trí: Việc điều khiển lực kẹp gắp và vị trí hạ đặt bom trong quá trình gắp và hạ đặt bom của cơ cấu công tác đã có những quan điểm và phương án thiết kế khác nhau.

Theo ý tưởng của nhóm nghiên cứu thuộc trường Đại học Virginia (Mỹ) [25], việc điều khiển chính xác vị trí được thực hiện thông qua sự quan sát và điều khiển chính xác của người điều khiển từ xa mà không cần đến các phản hồi vị trí. Tuy nhiên để không chế lực kẹp bom nhóm cũng đưa ra khuyến cáo nên dùng phản hồi lực hoặc áp suất. Phần thiết kế chi tiết hệ thống thủy lực, cũng như nghiên cứu các đặc tính động lực học của hệ thống, ảnh hưởng của các thông số trong hệ thống điều khiển đến quá trình làm việc không được nhóm đề cập đến trong tài liệu công bố.

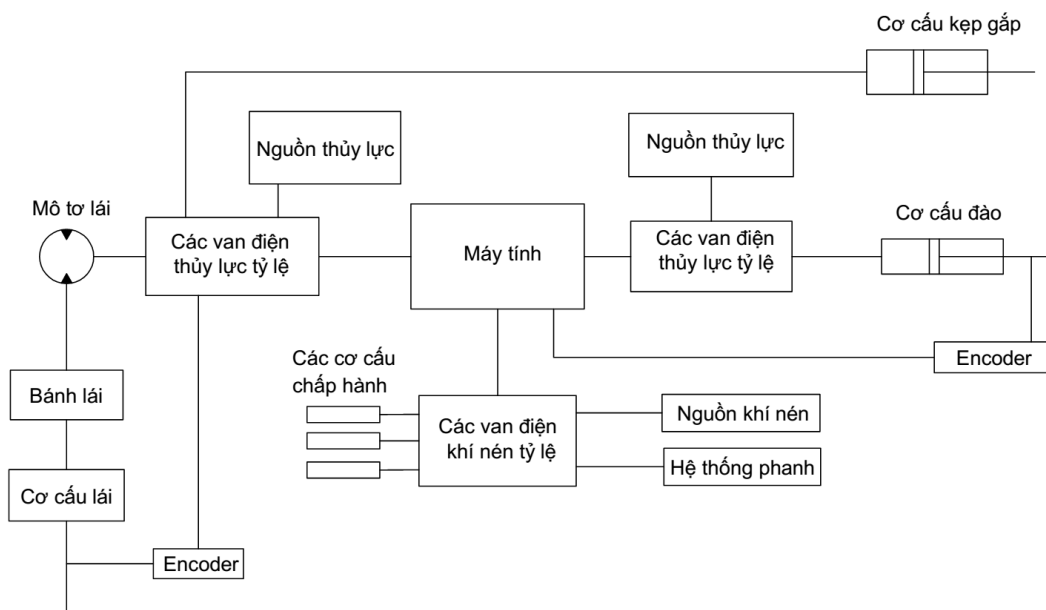
Nghiên cứu của nhóm nghiên cứu thuộc Đại học Gifu (Nhật Bản) [32], [41] đề xuất phương án không chế dịch chuyển và lực kẹp bằng hệ thống Master – Slave và áp dụng trên máy đào thủy lực Hitachi LandyKID EX5. Bản chất của phương án là sử dụng các van điện thủy lực tỷ lệ hoặc van servo, các tín hiệu áp suất, dịch chuyển của cơ cấu kẹp được chuyển đổi thành tín hiệu điện nhờ các sensor. Dưới tay trang điện (dùng điều khiển từ xa) lắp đặt mô tơ điện một chiều, mô tơ này nhận dòng điện từ các sensor áp suất và dịch chuyển để tạo mô men cản tác dụng lên tay trang điện. Tuy nhiên trong nghiên cứu, nhóm tác giả đề cập chủ yếu đến phần điều khiển điện, việc phân tích đánh giá ảnh hưởng của các thông số trong hệ thống thủy lực dẫn động chưa được đề cập đến.

Trong các nghiên cứu của Burks [23], [24] và Q.H. Nguyen [50], [51], để điều khiển chính xác một số thao tác, các nghiên cứu đã sử dụng các van servo

hoặc các van điện thủy lực tỷ lệ kết hợp với các encoder, cảm biến áp suất để lấy tín hiệu phản hồi.



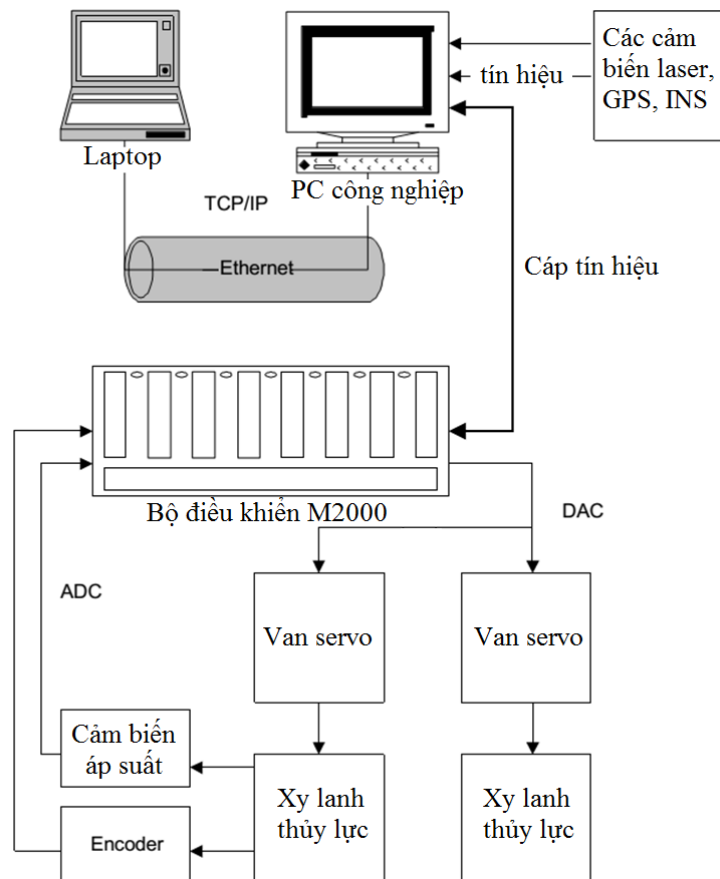
Hình 1.25. Hiệu chỉnh lực kẹp gấp bằng phương pháp Master - slave



Hình 1.26. Sơ đồ cấu trúc hệ thống điều khiển và dẫn động máy của nhóm Burks (1992)

Khi đó, dịch chuyển và áp suất trong khoang xy lanh của các xy lanh công tác được chuyển thành các tín hiệu điện. Các tín hiệu điện này được chuyển về các bộ điều khiển hoặc máy tính trung tâm, tại đây tín hiệu được phân tích so sánh với tín hiệu điều khiển đặt ra ban đầu và xuất ra tín hiệu điều khiển van servo hoặc van thủy lực điện tỷ lệ. Với hệ thống này, HTTL được điều khiển

theo một vòng kín giúp cho quá trình điều khiển chính xác. Với phương án điều khiển này hoàn toàn đảm bảo quá trình điều khiển HTTL, cũng như các thao tác của máy tại chỗ hoặc từ xa hoặc hoàn toàn tự động.



Hình 1.27. Kết nối phần cứng của máy đào trong nghiên cứu của Q.H. Nguyen

Nhận xét: Các nghiên cứu về phương pháp để điều khiển chính xác (chiều sâu đào, lực kẹp gấp, vị trí) chủ yếu tập trung vào nghiên cứu động học cơ cấu công tác, đánh giá ảnh hưởng của các sai số cơ cấu đến độ chính xác của quỹ đạo răng gầu, các phương án về hệ thống thủy lực, phản hồi tín hiệu để điều khiển chính xác lực kẹp, vị trí. Tuy nhiên, chưa có bất kỳ một nghiên cứu nào đầy đủ về động học, động lực học HTTL dẫn động TBCT theo một phương pháp cụ thể để điều khiển chính xác (chiều sâu đào, lực kẹp gấp, vị trí) trong quá trình làm việc.

Kết luận chương 1

Nội dung Chương đã đi sâu phân tích, tổng hợp các vấn đề liên quan đến luận án và có thể đưa ra các đánh giá và kết luận sau:

1. Qua tổng quan về đối tượng tương tác của máy đào gắp bom đạn ĐKTX, tổng quan về máy đào gắp bom đạn ĐKTX ở trong và ngoài nước, giúp luận án làm rõ được đối tượng tương tác của máy đào gắp bom đạn ĐKTX, trong đó bom ở độ sâu lớn và đất từ cấp I đến cấp III là đối tượng tương tác chủ yếu. Đồng thời, qua tổng quan cũng làm rõ được nhu cầu cấp thiết hiện nay tại Việt Nam về máy đào gắp bom đạn ĐKTX, với những yêu cầu cao về độ chính xác trong từng công đoạn xử lý bom. Từ những yêu cầu này sẽ là cơ sở quan trọng để xây dựng yêu cầu đối với HTTL dẫn động TBCT của máy đảm bảo được khả năng ĐKTX và độ chính xác trong quá trình làm việc.

Trong nội dung Chương cũng đã làm rõ đặc điểm kết cấu TBCT của máy đào gắp bom đạn ĐKTX được thiết kế, chế tạo ở Việt Nam, đây là thiết kế hoàn toàn mới ở cả trong và ngoài nước. Đồng thời, nội dung Chương cũng đã làm rõ đặc điểm HTTL dẫn động TBCT trên máy đào cơ sở, làm cơ sở cho việc xây dựng HTTL cho máy đào gắp bom đạn ĐKTX, xây dựng mô hình động lực học và tính toán các quá trình làm việc của HTTL dẫn động TBCT sau này.

2. Qua nghiên cứu tổng quan các công trình trong và ngoài nước liên quan đến máy đào gắp bom đạn ĐKTX và HTTL dẫn động TBCT của máy đã cho thấy:

- Ở trong nước chưa có một nghiên cứu nào về máy đào ĐKTX nói chung và máy đào gắp bom đạn ĐKTX nói riêng, tuy nhiên trên thế giới đã có khá nhiều nghiên cứu ở các mức độ khác nhau. Trong đó, các nghiên cứu trên thế giới mới chủ yếu tập trung giới thiệu về máy, phương án thiết kế HTTL và phương án điều khiển, các nghiên cứu hoàn chỉnh bao gồm cả động học, động lực học hệ thống trong các quá trình làm việc còn ít và chưa đầy đủ.

- Các nghiên cứu động học, động lực học của máy đào tùy vào mục tiêu

ngiên cứu, đang tập trung vào các phần riêng lẻ về TBCT hoặc HTTL hoặc TBCT với môi trường, có rất ít các nghiên cứu tổng thể HTTL dẫn động TBCT có gắn với môi trường tương tác. Đặc biệt, chưa có nghiên cứu động học, động lực học nào về máy đào gấp bom đạn ĐKTX.

- Phần tổng quan về các phương pháp để điều khiển chính xác (chiều sâu đào, lực kẹp gấp bom và vị trí) là cơ sở tham khảo quan trọng cho việc xây dựng HTTL dẫn động TBCT của máy đào gấp bom đạn ĐKTX chế tạo tại Việt Nam nhằm đáp ứng các yêu cầu đặt ra về độ chính xác trong từng công đoạn xử lý bom.

3. Trên cơ sở nghiên cứu tổng quan ở Chương 1, luận án xác định được mục tiêu nghiên cứu đó là: Nghiên cứu cơ sở khoa học để xây dựng HTTL dẫn động TBCT có xét đến các yếu tố ảnh hưởng, nhằm phục vụ thiết kế, chế tạo máy đào gấp bom đạn ĐKTX đầu tiên tại Việt Nam. Đồng thời, nội dung chính của luận án là: Xây dựng HTTL dẫn động TBCT đảm bảo khả năng điều khiển cả tại chỗ và từ xa, nghiên cứu động học, động lực học các quá trình làm việc của máy (đào đất, kẹp gấp và hạ đặt bom) nhằm đưa ra các khuyến nghị cụ thể cho quá trình thiết kế và vận hành máy sau này. Nội dung chi tiết sẽ được trình bày ở các Chương tiếp theo.

Chương 2

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG HỆ THỐNG THỦY LỰC DẪN ĐỘNG THIẾT BỊ CÔNG TÁC CỦA MÁY ĐÀO, GẤP BOM ĐẠN ĐIỀU KHIỂN TỪ XA

2.1. Cơ sở khoa học xác định yêu cầu đối với hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác

2.1.1. Cơ sở khoa học xác định yêu cầu xây dựng hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác đáp ứng khả năng điều khiển từ xa

Khi thiết kế máy đào gấp bom đạn ĐKTX cần giải quyết các bài toán liên quan đến đảm bảo được tính an toàn cho người lính, giải phóng sức người, giảm việc tiếp xúc trực tiếp với BMVN, tăng tính cơ động trong thực hiện nhiệm vụ. Để đảm bảo an toàn cho người vận hành, HTTL dẫn động TBCT cần có khả năng ĐKTX nhưng vẫn cần giữ lại được việc điều khiển trực tiếp của người vận hành khi ngồi trong cabin (để lái đến vị trí chuẩn bị hoặc xử lý sự cố) và bảo đảm thực hiện được tất cả các thao tác làm việc của máy bằng ĐKTX.

Về cơ bản, các thao tác quay sà, di chuyển, điều khiển các xy lanh cần, tay gầu và gầu được giữ nguyên như ở máy cơ sở ở trường hợp điều khiển trên cabin bằng tay trang của máy. Tích hợp thêm hệ thống thủy lực điều khiển thao tác xoay cơ cấu đào đất – kẹp bom và thao tác kẹp gấp bom. Toàn bộ các thao tác được thực hiện bằng các van điện từ để có thể ĐKTX.

Với máy đào, gấp bom đạn ĐKTX theo yêu cầu đặt ra, hệ thống thủy lực dẫn động cơ cấu kẹp cần có phương án điều chỉnh áp suất để khống chế lực kẹp, hệ thống thủy lực dẫn động cần, tay gầu và cơ cấu đào đất – kẹp bom cần có phản hồi vị trí để điều khiển chính xác chiều sâu đào, cũng như quá trình hạ đặt bom lên phương tiện chuyên dụng.

Cơ cấu nâng hạ, đào đất, quay sà, di chuyển: Theo những yêu cầu chung đối với hệ thống thủy lực toàn máy, hệ thống thủy lực dẫn động cơ cấu

nâng hạ, đào đất, quay sàn, di chuyển cần đạt được những yêu cầu cụ thể như: Khả năng vừa điều khiển tại chỗ trên ca bin vừa điều khiển từ xa, điều khiển êm dịu, chính xác.

Qua nghiên cứu các phương án đã được tổng hợp, phân tích ở mục 1.3, có thể thấy phương án thiết kế sử dụng tay trang điện kết hợp các van giảm áp điện tỷ lệ lắp song song với tay trang cơ là phù hợp, đảm bảo được khả năng vừa điều khiển tại chỗ và từ xa. Các phương án khác không phù hợp do các lí do sau:

- Sử dụng T-EHA: Kết cấu công kênh, để điều khiển một số lượng lớn thao tác trên máy cần nhiều vị trí bố trí, bên cạnh đó sai số điều khiển lớn do bản thân T-EHA có độ trễ lớn;

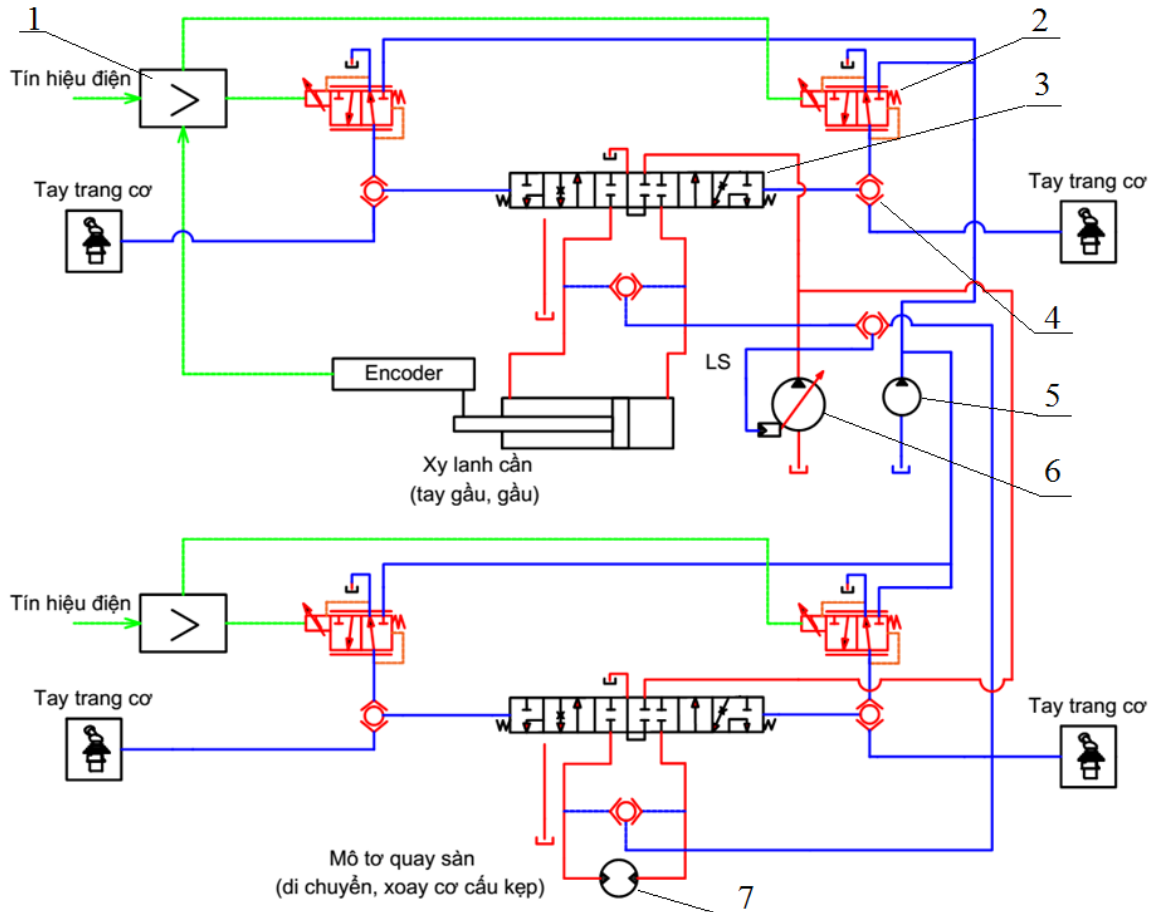
- Sử dụng van servo hoặc van thủy lực tỷ lệ thay thế hoàn toàn van phân phối chính: Không điều khiển được tại chỗ.

Sơ đồ tổng thể của HTTL điều khiển các thao tác trên sau khi chuyển đổi, tích hợp được thể hiện trên Hình 2.1.

Để sử dụng đồng thời vừa điều khiển từ xa, vừa điều khiển trực tiếp trên máy, phương án sử dụng các van lựa chọn lắp vào giữa tay trang thủy lực và các van điện – thủy lực. Van giảm áp được điều khiển bằng tín hiệu điện tỷ lệ từ tay trang điện, khi tín hiệu điều khiển thay đổi, áp suất tại cửa ra của van cũng thay đổi theo tương ứng. Sự thay đổi của áp suất ở cửa ra van giảm áp làm thay đổi dịch chuyển của con trượt van chính và độ mở của van chính. Lưu lượng qua van chính thay đổi và tốc độ chuyển động của cơ cấu chấp hành thay đổi. Tương tự, khi tay trang cơ khí – thủy lực thay đổi vị trí, áp suất cửa ra của tay trang cũng thay đổi. Dịch chuyển và độ mở của van chính thay đổi theo. Nhờ van lựa chọn lắp ở giữa van giảm áp và tay trang cơ khí – thủy lực mà hoạt động của hệ thống hoặc là điều khiển cơ khí hoặc là điều khiển điện.

Cụm cơ cấu đào đất - kẹp gắp bom: Có nhiệm vụ đào đất, kẹp và gắp bom ra khỏi lòng đất. Để thiết kế hệ thống dẫn động cho cụm cơ cấu trên ta sử

dụng nguồn thủy lực của xe cơ sở. Ngoài ra để thiết kế hệ thống dẫn động cần kết nối thêm các phần tử là: van phân phối, xy lanh kẹp, mô tơ quay, một số van điều khiển.



Hình 2.1. Sơ đồ HTTL dẫn động TBCT (Quay sàn, di chuyển, cần, tay gầu, gầu và xoay cơ cấu đào đất – kẹp bom)

1. Bộ điều khiển van thủy lực tỷ lệ; 2. Van thủy lực tỷ lệ; 3. Van phân phối chính; 4. Van lựa chọn; 5. Bơm điều khiển; 6. Bơm chính; 7. Mô tơ xoay cơ cấu đào đất – kẹp bom.

Trong thực tế, điều khiển thao tác xoay cơ cấu đào đất – kẹp bom không cần đòi hỏi quá chính xác, việc sử dụng đường dầu chờ trên máy đào cơ sở cho thao tác xoay có thể đáp ứng được. Nhờ hệ thống camera, người lái máy có thể vận hành tốt thao tác này để điều khiển vị trí kẹp gắp. Sơ đồ khối kết nối hệ

thống xem Hình 2.1.

Để điều khiển thao tác kẹp gấp bom có thể sử dụng van servo kết hợp cảm biến áp suất hoặc van phân phối điện tỷ lệ kết hợp van giảm áp hoặc cảm biến áp suất. So sánh phương án sử dụng van servo với việc sử dụng van thủy lực điện tỷ lệ thể hiện một số khác biệt theo Bảng 2.1.

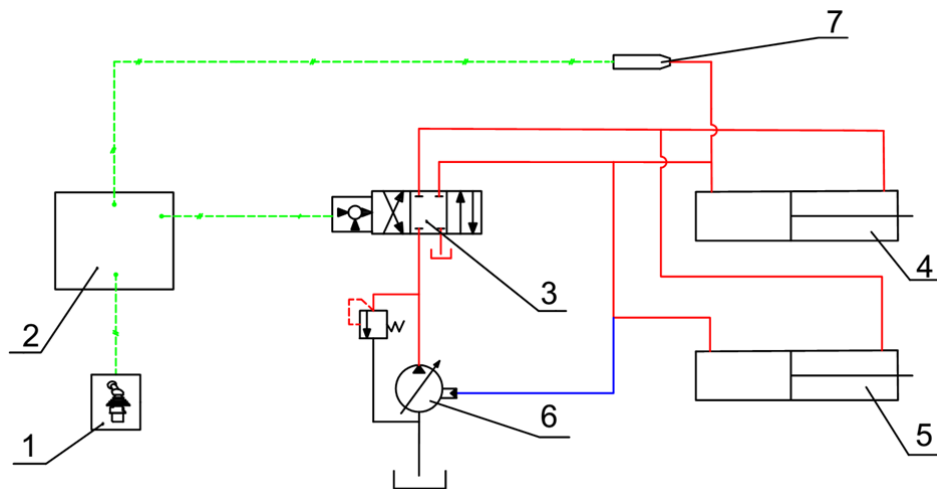
Bảng 2.1. So sánh đặc tính làm việc của van servo và van tỷ lệ

	Van điện tỷ lệ	Van servo
Kiểu mạch	Hở	Kín
Phản hồi	Không	Có
Độ chính xác	Vừa phải Sai số xấp xỉ 3%	Tương đối cao Sai số nhỏ hơn 1%
Giá thành	Vừa phải	Cao
Tốc độ phản ứng	<10 Hz	Rất cao 60 – 400 Hz
Sự nhạy cảm với độ bẩn của dầu	Chịu đựng được	Cao

- Phương án 1

Sử dụng van servo được cấp dầu trực tiếp từ bơm chính (bơm điều khiển không đủ áp suất làm việc) cho thao tác kẹp gấp bom. Sơ đồ nguyên lý HTTL như Hình 2.2.

Với sơ đồ nguyên lý ở hình trên, áp suất trong khoang xy lanh của xy lanh kẹp được chuyển thành tín hiệu điện phản hồi. Ở giai đoạn kẹp bom ban đầu, tín hiệu phản hồi nhỏ, sai số với tín hiệu đặt lớn và van servo có độ mở lớn. Dòng dầu vào xy lanh kẹp lớn và pít tông của xy lanh kẹp di chuyển với tốc độ lớn. Khi tín hiệu phản hồi tiệm cận dần đến giá trị đặt thì sai số giảm dần về không và độ mở van servo giảm dần về không, pít tông của xy lanh kẹp di chuyển chậm dần đến khi dừng hẳn.

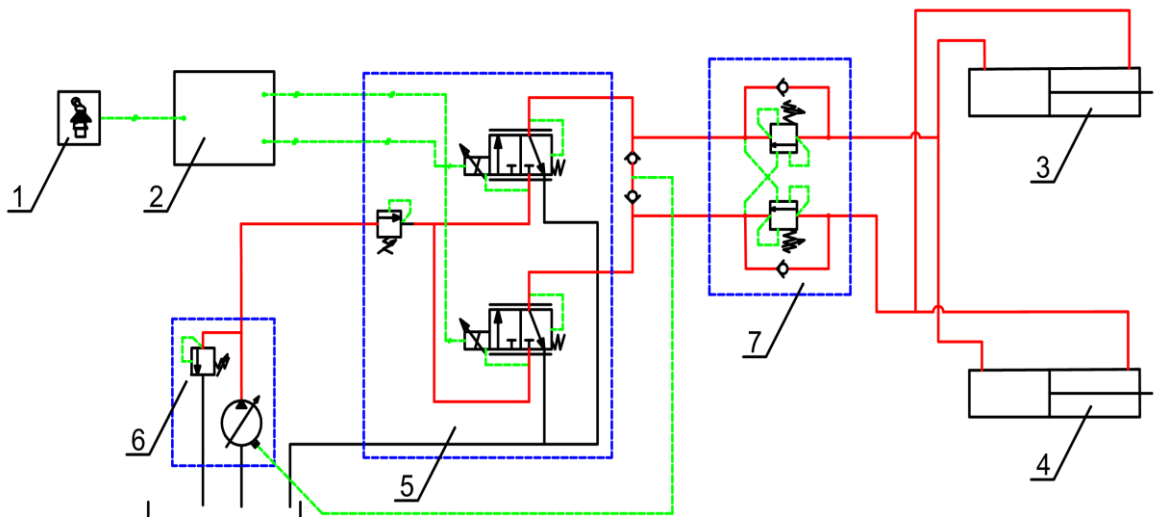


Hình 2.2. Sơ đồ nguyên lý HTTL kẹp gấp sử dụng van servo

1. Tay trang điện; 2. Bộ điều khiển; 3. Van servo; 4,5. Xy lanh kẹp;
6. Bơm chính; 7. Cảm biến áp suất

- Phương án 2:

Sử dụng van thủy lực điện tỷ lệ được cấp dầu trực tiếp từ bơm chính (bơm điều khiển không đủ áp suất làm việc) kết hợp van giảm áp cho thao tác kẹp gấp bom. Sơ đồ nguyên lý HTTL như Hình 2.3.



Hình 2.3. Sơ đồ nguyên lý HTTL kẹp gấp sử dụng van tỷ lệ

1. Tay trang điện; 2. Bộ điều khiển; 3, 4. Xy lanh kẹp; 5. Cụm van thủy lực điện tỷ lệ và van giảm áp; 6. Nguồn thủy lực xe cơ sở; 7. Van chống tụt.

Với sơ đồ nguyên lý ở hình trên, việc điều khiển dịch chuyển của hai xy lanh kẹp được thực hiện bằng hai van phân phối thủy lực điện tỷ lệ. Áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom được giới hạn bằng van giảm áp (đối với mỗi loại bom sẽ tính được một giá trị áp suất kẹp phù hợp). Trong quá trình làm việc, áp suất trong khoang xy lanh của xy lanh kẹp tăng dần đến giá trị cài đặt của van giảm áp, còn sự dịch chuyển nhanh, chậm của pít tông được khống chế bằng van thủy lực điện tỷ lệ.

2.1.2. Cơ sở khoa học xác định yêu cầu đối với HTTL dẫn động TBCT đáp ứng điều khiển chính xác chiều sâu đào và nâng hạ bom

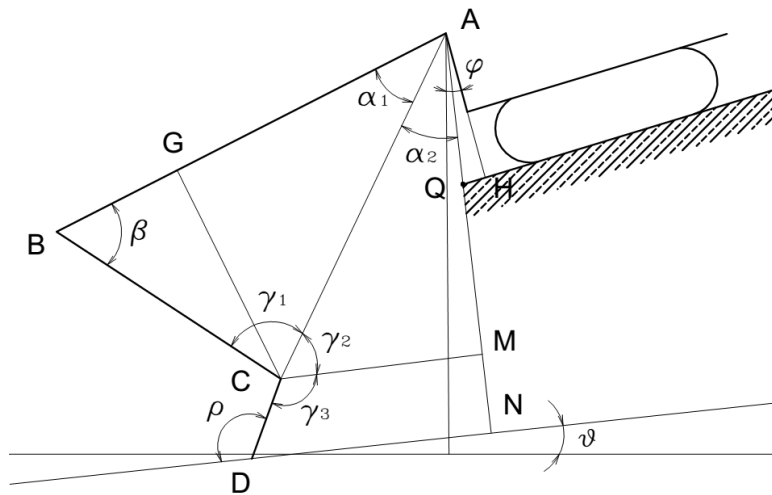
Xuất phát từ quy trình công nghệ xử lý bom, yêu cầu đối với máy đào gắp bom đạn ĐKTX là cần khống chế được chiều sâu đào để tránh va chạm vào bom gây kích nổ, khống chế được dịch chuyển, vận tốc hạ đặt bom lên phương tiện chuyên dụng. Từ các yêu cầu của máy, HTTL dẫn động TBCT là hệ thống quyết định khả năng làm việc của máy, vì vậy phải đáp ứng các yêu cầu chủ yếu sau:

- HTTL dẫn động TBCT phải đảm bảo độ chính xác cao trong điều khiển chiều sâu đào khi đào xúc để tránh va chạm với bom;
- HTTL dẫn động TBCT phải đảm bảo độ chính xác cao trong điều khiển quá trình hạ đặt bom. Dịch chuyển và vận tốc hạ đặt bom theo phương ngang không đổi, dịch chuyển theo phương thẳng đứng khi đạt đến vị trí hạ đặt thì vận tốc hạ đặt cũng giảm dần về không.

Ở mục này, cơ sở toán học phục vụ điều khiển chính xác chiều sâu đào, các quan hệ động học giữa thiết bị công tác và độ dài dịch chuyển cán xy lanh sẽ được nghiên cứu, làm rõ. Các nghiên cứu này là cơ sở quan trọng cho các nghiên cứu động lực học HTTL dẫn động TBCT trong các công đoạn đào đất và hạ đặt bom ở các phần tiếp theo.

a) Nghiên cứu cơ sở toán học phục vụ điều khiển chính xác chiều sâu đào

Trên Hình 2.4 biểu diễn sơ đồ tính toán động học điều khiển chiều sâu đào của máy đào gấp bom đạn ĐKTX theo phương pháp Ruppel [68] (chỉ điều khiển tay gầu, dịch chuyển của cần và gầu tự động bám theo). Trong đó, AB – Chiều dài cần nâng, cụ thể là khoảng cách giữa các khớp gắn cần và tay gầu; BC – Chiều dài tay gầu, cụ thể là khoảng cách giữa các khớp gắn với cần và gầu; CD – Chiều dài gầu, cụ thể là khoảng cách từ khớp gắn gầu đến răng gầu; AH – Chiều cao điểm gắn thiết bị công tác, là khoảng cách từ điểm gắn cần nâng đến bề mặt đứng máy cơ sở; QN – Chiều sâu đào yêu cầu; ρ - Góc cắt yêu cầu; ϑ - Độ nghiêng của bề mặt đào; φ - Góc nghiêng của xe cơ sở.



Hình 2.4. Mô hình tính toán động học điều khiển chiều sâu đào

Góc α và γ xác định theo công thức sau:

$$\begin{aligned}\alpha &= \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 \\ \gamma &= \gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_3\end{aligned}\quad (2.1)$$

Theo sơ đồ tính toán trên, ta có:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= \arcsin \frac{CG}{AC} \\ \alpha_2 &= \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{AM}{AC} \\ \alpha_3 &= \varphi - \vartheta\end{aligned}\quad (2.2)$$

CG, AC và AM xác định theo cách sau:

$$\begin{aligned} CG &= BC.\sin \beta; \\ AC &= \sqrt{AB^2 + BC^2 - 2.AB.BC.\cos \beta} \\ AM &= AQ + QN - NM \end{aligned} \quad (2.3)$$

NM, AQ xác định theo các công thức sau:

$$\begin{aligned} NM &= CF.\sin \rho; \\ AQ &= \frac{AH}{\cos(\varphi - \varrho)} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Từ (2.10) khoảng cách AM xác định như sau:

$$AM = \frac{AH}{\cos(\varphi - \theta)} + QN - CF.\sin \rho \quad (2.5)$$

Do đó:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \arcsin \frac{BC.\sin \beta}{\sqrt{AB^2 + BC^2 - 2.AB.BC.\cos \beta}} \\ \alpha_2 &= \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{\frac{AH}{\cos(\varphi - \varrho)} + QN - CF.\sin \rho}{\sqrt{AB^2 + BC^2 - 2.AB.BC.\cos \beta}} \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\gamma_1 = \pi - \beta - \alpha_1 = \pi - \beta - \arcsin \frac{BC.\sin \beta}{\sqrt{AB^2 + BC^2 - 2.AB.BC.\cos \beta}} \quad (2.7)$$

$$\gamma_2 = \arcsin \frac{AM}{AC} = \arcsin \frac{\frac{AH}{\cos(\varphi - \varrho)} + QN - CF.\sin \rho}{\sqrt{AB^2 + BC^2 - 2.AB.BC.\cos \beta}} \quad (2.8)$$

$$\gamma_3 = \rho \quad (2.9)$$

Như vậy tại bất kỳ thời điểm nào của chu kỳ làm việc, phụ thuộc vào giá trị góc β , việc điều khiển các góc α, γ theo cách tính sau:

$$\alpha = \arcsin \frac{BC.\sin \beta}{\sqrt{AB^2 + BC^2 - 2.AB.BC.\cos \beta}} + \frac{\pi}{2} -$$

$$-\arcsin \frac{\frac{AH}{\cos(\varphi - \vartheta)} + QN - CF \cdot \sin \rho}{\sqrt{AB^2 + BC^2 - 2 \cdot AB \cdot BC \cdot \cos \beta}} + \varphi - \vartheta \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} \gamma = \pi - \beta - \arcsin \frac{BC \cdot \sin \beta}{\sqrt{AB^2 + BC^2 - 2 \cdot AB \cdot BC \cdot \cos \beta}} + \\ + \arcsin \frac{\frac{AH}{\cos(\varphi - \vartheta)} + QN - CF \cdot \sin \rho}{\sqrt{AB^2 + BC^2 - 2 \cdot AB \cdot BC \cdot \cos \beta}} + \rho \end{aligned} \quad (2.11)$$

Như vậy, với các thông số cho trước (kích thước hình học của TBCT, góc nghiêng của xe cơ sở, độ nghiêng của bề mặt đào, góc cắt đất, chiều sâu đào), tính toán được các góc nâng cần và quay gầu theo giá trị góc quay tay gầu nhằm đảm bảo duy trì chiều sâu đào trong quá trình đào đất. Đây là cơ sở động học để nghiên cứu quá trình đào đất ở Chương 3 (mục 3.2).

b) Xác định quan hệ động học giữa thiết bị công tác với độ dài dịch chuyển cán xy lanh công tác

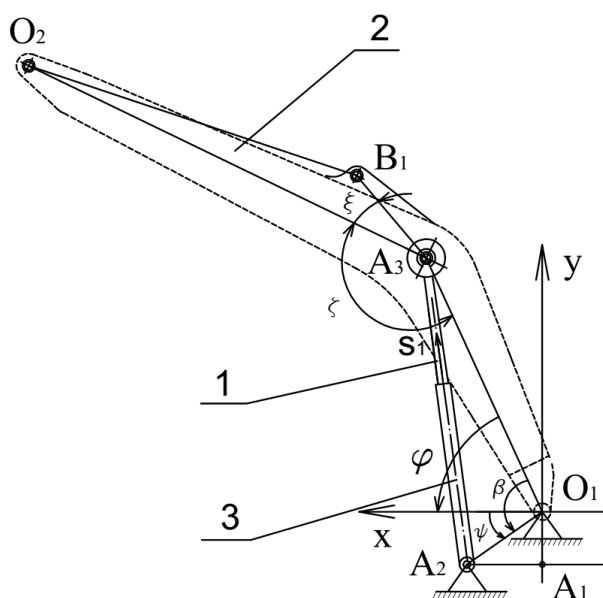
Cơ cấu công tác của máy đào gắp bom đạn ĐKTX được coi như cơ cấu phẳng, xét trong quá trình đào đất và hạ đặt bom gồm 3 bậc tự do (không xét đến quá trình kẹp bom). Các tọa độ suy rộng của cơ cấu công tác bao gồm:

- Dịch chuyển tịnh tiến s_1 của cán xy lanh nâng cần;
- Dịch chuyển tịnh tiến s_2 của cán xy lanh tay gầu;
- Dịch chuyển tịnh tiến s_3 của cán xy lanh dẫn động cơ cấu đào đất – kẹp bom;

Vị trí của đỉnh cơ cấu đào đất – kẹp bom là một hàm của các biến s_1, s_2, s_3 $f = f(s_1, s_2, s_3)$. Đối với đa phần các cơ cấu công tác tương tự việc xác định tọa độ vị trí của khâu cuối được tiến hành thông qua các ma trận chuyển, tính toán được thực hiện bằng cách chuyển từ hệ tọa độ của các khâu về hệ tọa độ của khâu gốc ban đầu. Phương pháp này được sử dụng trong trường hợp, chiều dài thực của các khâu đã biết rõ. Trong trường hợp [65], chỉ biết giá trị định

mức của chiều dài các khâu và cần thiết xác định giá trị thực của khâu cuối (ở đây là cơ cấu đào đất – kẹp bom) theo dung sai nào đó, việc sử dụng ma trận chuyển không thực hiện được. Việc xây dựng mô hình động học được tiến hành từ khâu đầu tiên và đi dần đến khâu cuối cùng.

Hàm vị trí của cơ cấu công tác được viết trên cơ sở các phương trình hình học giải tích. Trong hệ tọa độ cố định, vị trí của các cặp cơ cấu được thể hiện như sau: Đối với cơ cấu quay – xác định qua tâm quay của các cặp cơ cấu, đối với cơ cấu tịnh tiến – xác định theo tọa độ của điểm nằm trên phương của cặp tịnh tiến và góc giữa véc tơ theo chiều dương của cặp tịnh tiến và trục x.



Hình 2.5. Mô hình tính toán động học đối với cần nâng

Để xây dựng mô hình động học của cơ cấu công tác máy đào gấp bom, các khâu 1,2,3 (Hình 2.5) như một mạch động học kín [65]. Điểm A_1 là điểm gắn cần nâng với thân xe cơ sở, điểm A_2 là điểm gắn xy lanh nâng cần với thân xe cơ sở, điểm A_3 là điểm liên kết xy lanh nâng cần với cần nâng, điểm B_1 là điểm liên kết xy lanh tay gầu với cần nâng, điểm O_2 là điểm liên kết cần nâng và tay gầu. Vòng kín $A_1A_2A_3$ được coi như một tam giác với cạnh A_2A_3 có chiều dài thay đổi theo tọa độ suy rộng s_1 . Vị trí của cần nâng trong hệ tọa độ

cổ định liên kết với sàn quay được xác định bởi góc φ . Các điểm A_1, A_2 là các điểm cố định, đường A_1A_2 tạo với phương ngang một góc ψ . Góc β là hàm của tọa độ suy rộng s_1 , được xác định từ tam giác ABC.

$$\begin{aligned}\varphi &= \beta - \psi \\ \psi &= \arctg \frac{X}{Y} \\ \beta &= \arccos\left(\frac{L_{A_1A_3}^2 + (X^2 + Y^2) - (L_{xl1} + s_1)^2}{2.L_{A_1A_3}.\sqrt{X^2 + Y^2}}\right)\end{aligned}\quad (2.12)$$

Tọa độ điểm A_3 liên kết cần và cán pít tông nâng cần phụ thuộc vào góc φ :

$$\begin{aligned}x_{A_3} &= X - L_{A_1A_3}.\cos\varphi = X - L_{A_1A_3}.\cos\left(\arccos\left(\frac{L_{A_1A_3}^2 + (X^2 + Y^2) - (L_{xl1} + s_1)^2}{2.L_{A_1A_3}.\sqrt{X^2 + Y^2}}\right) - \right. \\ &\quad \left. - \arctg \frac{X}{Y}\right)\end{aligned}\quad (2.13)$$

$$\begin{aligned}y_{A_3} &= Y + L_{A_1A_3}.\sin\varphi = Y + L_{A_1A_3}.\sin\left(\arccos\left(\frac{L_{A_1A_3}^2 + (X^2 + Y^2) - (L_{xl1} + s_1)^2}{2.L_{A_1A_3}.\sqrt{X^2 + Y^2}}\right) - \right. \\ &\quad \left. - \arctg \frac{X}{Y}\right)\end{aligned}\quad (2.14)$$

Điểm O_2 liên kết cần và tay gầu nằm trên khâu 2 và các tọa độ của nó có thể xác định khi biết góc ζ và khi tính được tọa độ điểm A_3 . Tọa độ điểm O_2 được xác định như sau:

$$\begin{aligned}x_{O_2} &= x_{A_3} - L_{A_3O_2}.\cos\left(\zeta - \varphi - \frac{\pi}{2}\right) = x_{A_3} - L_{A_3O_2}.\cos\left(\zeta - \right. \\ &\quad \left. - \arccos\left(\frac{L_{A_1A_3}^2 + (X^2 + Y^2) - (L_{xl1} + s_1)^2}{2.L_{A_1A_3}.\sqrt{X^2 + Y^2}}\right) - \arctg \frac{X}{Y} - \frac{\pi}{2}\right)\end{aligned}\quad (2.15)$$

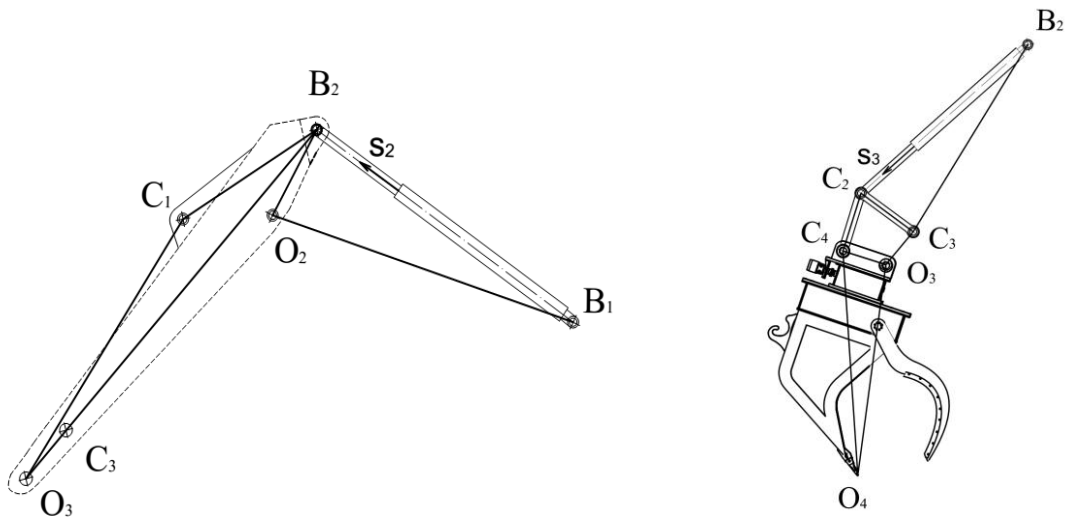
$$\begin{aligned}y_{O_2} &= y_{A_3} + L_{A_3O_2}.\sin\left(\zeta - \varphi - \frac{\pi}{2}\right) = y_{A_3} + L_{A_3O_2}.\sin\left(\zeta - \right. \\ &\quad \left. - \arccos\left(\frac{L_{A_1A_3}^2 + (X^2 + Y^2) - (L_{xl1} + s_1)^2}{2.L_{A_1A_3}.\sqrt{X^2 + Y^2}}\right) - \arctg \frac{X}{Y} - \frac{\pi}{2}\right)\end{aligned}\quad (2.16)$$

Tọa độ điểm B_1 liên kết xy lanh tay gầu và cần nâng được xác định qua tọa độ điểm A_3 và O_2 của cần nâng và chiều dài $L_{A_3O_2}$, $L_{A_3B_1}$ và góc ξ :

$$\begin{aligned} x_{B_1} &= x_{A_3} - L_{A_3B_1} \cdot \sin\left(\zeta - \frac{\pi}{2} - \varphi + \xi\right) \\ &= x_{A_3} - L_{A_3B_1} \cdot \sin\left(\zeta - \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{L_{A_1A_3}^2 + (X^2 + Y^2) - (L_{x1} + s_1)^2}{2 \cdot L_{A_1A_3} \cdot \sqrt{X^2 + Y^2}}\right) + \arctg \frac{X}{Y} + \xi\right) \end{aligned} \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} y_{B_1} &= y_{A_3} + L_{A_3B_1} \cdot \cos\left(\zeta - \frac{\pi}{2} - \varphi + \xi\right) \\ &= y_{A_3} + L_{A_3B_1} \cdot \cos\left(\zeta - \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{L_{A_1A_3}^2 + (X^2 + Y^2) - (L_{x1} + s_1)^2}{2 \cdot L_{A_1A_3} \cdot \sqrt{X^2 + Y^2}}\right) + \arctg \frac{X}{Y} + \xi\right) \end{aligned} \quad (2.18)$$

Các đoạn còn lại của sơ đồ động học cơ cấu công tác được tính toán tương tự với các tọa độ suy rộng s_2 , s_3 .



Hình 2.6. Mô hình tính toán động học đối với tay gầu và cơ cấu đào đất – kẹp bom

Từ các tọa độ đã xác định của điểm B_1 và O_2 , khoảng cách B_2O_2 đã biết, có thể tính được tọa độ điểm B_2 theo một hàm phụ thuộc vào hai tọa độ suy rộng s_1 , s_2 . Đồng thời, tọa độ các điểm O_3 , C_3 liên kết với cơ cấu đào đất – kẹp bom, điểm C_1 liên kết xy lanh gầu với tay gầu cũng lần lượt xác định được theo hai tọa độ suy rộng s_1 , s_2 và các khoảng cách đã biết B_2O_3 , B_2C_3 và B_2C_1 . Tương

tự như trên, khi đã biết tọa độ các điểm B_2 , C_3 , chiều dài C_2C_3 cho trước, có thể xác định được tọa độ các điểm C_2 , C_4 theo ba tọa độ suy rộng s_1 , s_2 , s_3 . Từ đó, theo tam giác $O_3O_4C_4$ có thể xác định được tọa độ đỉnh răng gầu O_4 theo ba tọa độ suy rộng nói trên.

Việc xác định tọa độ điểm O_4 theo ba tọa độ suy rộng s_1 , s_2 , s_3 theo cách trên giúp cho việc đánh giá ảnh hưởng của các sai số động lực học hệ thống dẫn động thủy lực thiết bị công tác đến quá trình điều khiển chính xác chiều sâu đào (khi đào đất) được thuận lợi và chính xác.

Như vậy, toàn bộ tọa độ các điểm trên TBCT (với gốc tọa độ là điểm liên kết giữa cần nâng và thân xe cơ sở) của máy đào gấp bom đạn ĐKTX đều có thể xác định được thông qua các thông số hình học của TBCT và giá trị độ dài dịch chuyển của các xy lanh công tác.

2.1.3. Cơ sở khoa học xác định yêu cầu đối với HTTL dẫn động TBCT đáp ứng điều khiển chính xác quá trình kẹp gấp bom

Xuất phát từ quy trình công nghệ xử lý bom, yêu cầu đối với máy đào gấp bom đạn ĐKTX là khống chế được lực kẹp gấp bom và vận tốc tiếp xúc để tránh làm bẹp méo, kích nổ. Từ các yêu cầu của máy, HTTL dẫn động TBCT cần đáp ứng yêu cầu chủ yếu sau: Khi kẹp gấp bom phải khống chế được lực kẹp bom, bảo đảm không được bẹp méo, biến dạng nhưng đồng thời cũng phải kẹp giữ chắc chắn bom, vận tốc tiếp xúc bom giảm dần về không khi đã kẹp bom chắc chắn.

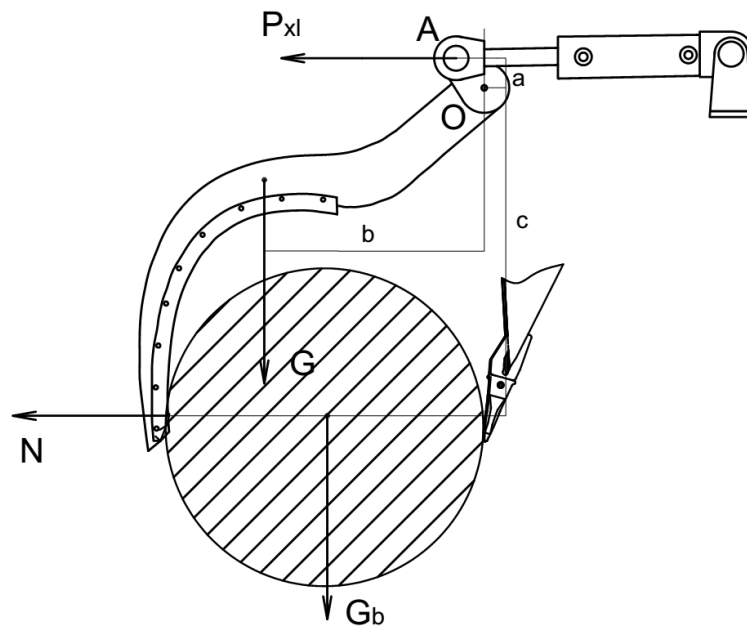
Ở mục này, áp suất cho phép của dầu thủy lực trong xy lanh kẹp gấp bom đối với từng loại bom sẽ được xác định. Nghiên cứu này là dữ liệu đầu vào cho các nghiên cứu động lực học HTTL dẫn động TBCT trong quá trình kẹp gấp bom ở các phần tiếp theo.

Lực kẹp có tác dụng giữ cho quả bom không bị rơi trong quá trình kẹp gấp và di chuyển. Độ lớn của lực kẹp cần thiết bằng độ lớn của áp lực từ quả bom

tác dụng lên giá kẹp và gầu và đảm bảo không vượt quá giá trị cho phép để quả bom không bị biến dạng hoặc kích nổ. Giá trị cho phép này phụ thuộc vào đặc tính của từng loại bom. Vì vậy xét lực kẹp cần thiết là lực để cho quả bom không bị rơi. Trường hợp quả bom đã quá rỉ sét thì cần đánh dấu chờ xử lý riêng (trường hợp này ít xảy ra). Xem xét trường hợp chung nhất để xác định áp suất kẹp gấp tối đa, là không thể kẹp, đỡ toàn bộ ở dưới quả bom. Điểm tiếp xúc bom nằm ở đầu tay kẹp, tức là kẹp ở trạng thái tiếp xúc ít nhất.

Lực tác động lên cán pít tông dẫn động tay kẹp bao gồm các lực sau: Trọng lượng của tay kẹp, phản lực của quả bom, các lực cản trong pít tông và xy lanh được thể hiện trên Hình 2.7.

Việc xác định áp suất cho phép tối đa trong xy lanh kẹp được thực hiện ở trạng thái tĩnh theo nguyên lý cân bằng lực và mô men.



Hình 2.7. Sơ đồ tính toán áp suất kẹp gấp bom ở trạng thái nguy hiểm nhất

Áp dụng phương trình cân bằng mô men tại O (Hình 2.7), ta có:

$$P_{xl} \cdot a - N \cdot c + G \cdot b = 0 \quad (2.19)$$

trong đó: G là trọng lượng của tay kẹp (N), $G = 460 \text{ N}$;

N - Phản lực quả bom tác dụng lên tay kẹp;

$$N = \frac{G_b}{f_1 + f_2}, \quad f_1, f_2 - \text{Các hệ số ma sát tại các vị trí tiếp xúc;}$$

a, b, c lần lượt là cánh tay đòn của lực xy lanh, trọng lượng tay kẹp và phản lực của quả bom (được xác định bằng bản vẽ trên phần mềm AutoCad đối với từng loại bom cụ thể).

Từ công thức trên ta có:

$$P_{xl} = \frac{N \cdot c - G \cdot b}{a}$$

Theo [6], ta có hợp lực thực tế đặt lên cán pít tông tính theo công thức:

$$P_{thực} = P_{xl} + (R_{qt} + R_{ms} + K) (N) \quad (2.20)$$

trong đó:

- $P_{thực}$: Lực đẩy tạo ra trên pít tông xy lanh kẹp (N)

Ở trạng thái tĩnh các thành phần lực: R_{qt} - Lực quán tính của các phần chuyển động; R_{ms} - Lực ma sát, coi như bằng không.

- K: Lực do áp suất chất lỏng ở khoang đối diện trong xy lanh. Coi áp suất trong khoang cán được nối với đường hồi bằng không thì giá trị lực này bằng không. Vậy lực kẹp cần thiết cần tạo ra trên đầu pít tông của xy lanh tay kẹp chính là giá trị P_{xl} . Theo đó áp suất trong khoang pít tông của xy lanh thủy lực dẫn động tay kẹp (đường kính $D = 60$ mm) được xác định cho từng loại bom tương ứng như Bảng 2.2.

Bảng 2.2. Bảng giá trị áp suất tính toán trong khoang pít tông của xy lanh kẹp gắn với các loại bom khác nhau

STT	Loại bom	Khối lượng bom, kg	Các cánh tay đòn, m	Phản lực N, N	Áp suất kẹp tính toán, bar
1	MK-81	113	a = 0,036; b = 0,08; c = 0,44	436,4	15

2	MK-82	227	$a = 0,033; b = 0,1; c = 0,43$	876,7	35
3	MK-83	450	$a = 0,030; b = 0,13; c = 0,41$	1738	77
4	MK-84	908	$a = 0,028; b = 0,137; c = 0,396$	3506,9	167,5

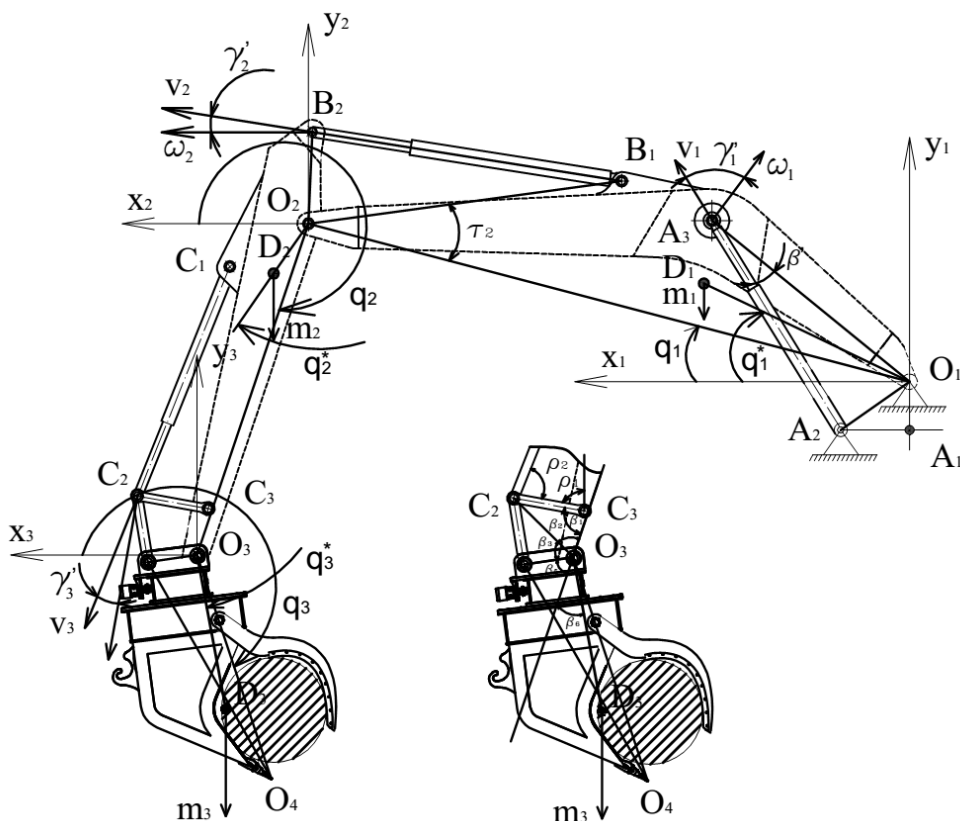
2.2. Động lực học hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác

2.2.1. Động lực học hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác khi đào và nâng hạ bom

a) Động lực học thiết bị công tác

Khi xây dựng mô hình tính toán động lực học TBCT của máy đào gấp bom đạn ĐKTX cần đưa vào một số giả thiết sau:

- Khi nâng hạ thiết bị công tác, cơ cấu kẹp cố định hoàn toàn và được coi là một khâu có khối lượng m_3 .



Hình 2.8. Mô hình tính toán TBCT của máy đào gấp bom đạn ĐKTX khi nâng, hạ bom

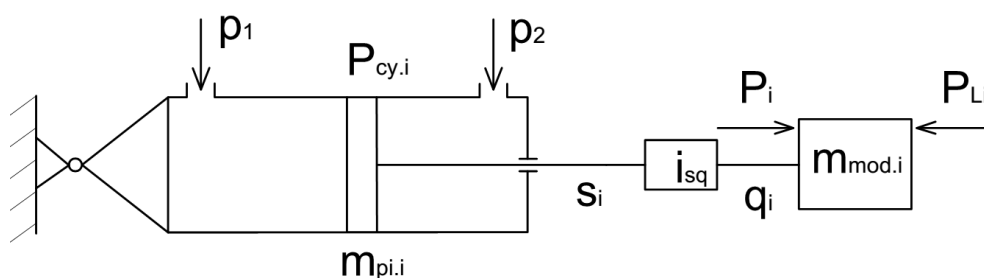
- Khối lượng cần, tay gầu và cơ cấu kẹp (m_1, m_2, m_3) nằm ở trọng tâm của

các khâu;

- Độ cứng của cần, tay gầu và các bộ phận cơ cấu kẹp bom đủ lớn, có thể bỏ qua biến dạng của chúng.

Khi nâng, hạ bom: Trên Hình 2.8 biểu diễn mô hình tính toán TBCT với các ký hiệu: l_1 – Chiều dài từ tâm quay O_1 của cần đến trọng tâm cần; l_2 – Chiều dài từ tâm quay O_2 của tay gầu đến trọng tâm tay gầu; l_3 – Chiều dài từ tâm quay O_3 của cơ cấu kẹp đến trọng tâm cơ cấu kẹp. $F_{cy1}, F_{cy2}, F_{cy3}$ là các lực sinh ra bởi các xy lanh thủy lực dẫn động cần, tay gầu, cơ cấu kẹp.

G_1, G_2, G_3 – Trọng lượng của cần, tay gầu và cơ cấu kẹp. Lực tác dụng của trọng lượng các cơ cấu của thiết bị công tác được quy dẫn lên đầu cán pít tông. Trong các khớp bản lề liên kết xy lanh thủy lực và các kết cấu cần, tay gầu, cơ cấu kẹp, cũng như trong các xy lanh thủy lực có sự tác dụng của các lực ma sát.



Hình 2.9. Mô hình tính toán xy lanh công tác

Mô hình tính toán chung cho dẫn động các cơ cấu công tác được thể hiện trên Hình 2.9. Xy lanh được biểu diễn bởi khối lượng chuyển động m_{pi} bao gồm khối lượng pít tông và cán pít tông. Ma sát giữa các bộ phận chuyển động và cố định trong xy lanh được biểu diễn bằng lực F_{fi} . Tải trọng tác dụng lên các xy lanh bao gồm 2 thành phần: Lực động, được tính theo các khối lượng quy dẫn m_{mod} ; lực tĩnh, F_{st} được xác định bởi trọng lượng của các cơ cấu công tác. Việc chuyển đổi từ giá trị dịch chuyển của xy lanh đến các tọa độ suy rộng được xác định bởi tỷ số truyền của các cơ cấu i_{sq} đã được nghiên cứu [2].

Trên cơ sở mô hình tính toán xy lanh công tác, hệ phương trình biểu diễn

động lực học xy lanh công tác như hệ phương trình (2.21) [69], [71].

Ở đây F_i - Lực đẩy của các xy lanh công tác; F_{Li} - Lực do các tải trọng ngoài tác động lên các cơ cấu quy dẫn về xy lanh công tác; m_{modi} - Khối lượng quy dẫn về các xy lanh công tác; k_i - Số xy lanh công tác dẫn động mỗi cơ cấu.

$$\left. \begin{aligned} (F_{cyl} - m_{pii} \cdot \frac{d^2 s_i}{dt^2} - F_{fri}) \cdot k_i &= F_i \\ F_{fri} &= F_{0fr} \cdot \text{sign}\left(\frac{ds_{pii}}{dt}\right) \\ F_i - F_{Li} &= m_{modi} \cdot \frac{d^2 s_i}{dt^2} \\ k_i &= \begin{cases} 2(i=1) \\ 1(i=2,3) \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

Mô men quán tính quy dẫn J_{modi} được xác định là một hàm phụ thuộc vào dịch chuyển của cán pittông s_i và trọng lượng bom trong quá trình nâng hạ.

Mô men quán tính của các cơ cấu so với trục quay tương ứng tại O_3, O_2, O_1 là:

$$J_3 = m_3 \cdot (l_{O_3D_3} \cdot \cos q_3)^2 \quad (2.22)$$

$$J_2 = m_2 \cdot (l_{O_2D_2} \cdot \cos q_2)^2 + m_3 \cdot (l_{O_2O_3} \cdot \cos q_2 + l_{O_3D_3} \cdot \cos q_3)^2 \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} J_1 &= m_1 (l_{O_1D_1} \cdot \cos q_1)^2 + m_2 \cdot (l_{O_1O_2} \cdot \cos(q_1 - \tau_1) + l_{O_2D_2} \cdot \cos q_2)^2 + \\ &+ m_3 \cdot (l_{O_1O_2} \cdot \cos(q_1 - \tau_1) + l_{O_2O_3} \cdot \cos q_2 + l_{O_3D_3} \cdot \cos q_3)^2 \end{aligned} \quad (2.24)$$

Khối lượng quy dẫn m_{mod2} được dịch chuyển bằng xy lanh thủy lực B_1B_2 của tay gầu và quy dẫn về điểm B_2 gắn đầu cán pittông, được xác định từ phương trình cân bằng động năng của chuyển động quay và chuyển động tịnh tiến [73]:

$$J_2 \cdot \frac{\omega_2^2}{2} = m_{mod2} \cdot \frac{v_2^2}{2} \quad (2.25)$$

ω_2 - Vận tốc góc của tay gầu; v_2 - Vận tốc chuyển động của điểm B_2 ở đầu

cán pít tông.

Từ đây, khối lượng quy dẫn:

$$m_{\text{mod}2} = J_2 \cdot \frac{\omega_2^2}{v_2^2} \quad (2.26)$$

Do vận tốc $v_2 = \omega_2 \cdot l_{O_2B_2} \cdot \cos \gamma_2$ nên khối lượng quy dẫn cho tay gầu tính như sau:

$$m_{\text{mod}2} = J_2 \cdot \frac{1}{(l_{O_2B_2} \cos \gamma_2)^2} \quad (2.27)$$

Khối lượng quy dẫn $m_{\text{mod}1}$ – khối lượng kết cấu tác dụng lên xy lanh thủy lực nâng cần, quy dẫn đến điểm A_3 gắn đầu cán pít tông với cần nâng, được xác định:

$$m_{\text{mod}1} = J_1 \cdot \frac{1}{(l_{O_1A_3} \cos \gamma_1)^2} \quad (2.28)$$

Hệ thống dẫn động cơ cấu đào đất – kẹp bom có thiết kế khác so với hệ thống dẫn động cần và tay gầu, có hai cơ cấu 4 khâu: $C_1O_2C_3C_2$ và $C_2C_3O_3C_4$. Trong đó, cạnh C_1C_2 được tạo bởi xy lanh dẫn động cơ cấu đào đất – kẹp bom, có chiều dài thay đổi. Khi chia hai cơ cấu bốn khâu bằng hai cạnh C_1C_3 và C_2O_3 , có thể tính toán theo hình học giải tích đối với các tam giác $C_1O_2C_3$, $C_1C_2C_3$ và $C_2O_3C_3$, $C_2O_3C_4$. Khi đó khối lượng quy dẫn $m_{\text{mod}3}$ được xác định như sau:

$$m_{\text{mod}3} = J_3 \cdot \frac{1}{(l_{C_2C_3} \cdot \cos \gamma_3)^2} \quad (2.29)$$

Ở đây, γ_3 - Góc giữ véc tơ vận tốc góc quay cơ cấu kẹp ω_3 và véc tơ tốc độ dịch chuyển của xy lanh dẫn động V_3 tại điểm C_2 gắn giữa đầu cán pít tông dẫn động cơ cấu bốn khâu.

Tính mô men tĩnh do trọng lượng của các cơ cấu sinh ra. Mô men tĩnh do trọng lượng G_3 của cơ cấu kẹp bom và bom sinh ra so với trục quay đi qua điểm

O₃ như sau:

$$M_{L3} = m_3 \cdot g \cdot l_{O_3D_3} \cdot \cos q_3 \quad (2.30)$$

Tải trọng tác dụng lên xy lanh ra vào cơ cấu đào đất – kẹp bom được xác định theo công thức:

$$F_{L_3} = \frac{m_3 \cdot g \cdot l_{O_3D_3} \cdot \cos q_3}{l_{O_3C_2} \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2 - \rho_2)} \quad (2.31)$$

Tương tự, các mô men tĩnh do trọng lượng G₃, G₂ của tay gầu và cơ cấu kẹp bom sinh ra so với trục quay đi qua điểm O₂, mô men tĩnh do trọng lượng G₁, G₂, G₃ của cần, tay gầu và cơ cấu kẹp bom sinh ra so với trục quay đi qua điểm O₁ như sau:

$$M_{L2} = m_2 \cdot g \cdot l_{O_2D_2} \cdot \cos(q_2) + m_3 \cdot g \cdot (l_{O_3D_3} \cdot \cos(q_3) + l_{O_2O_3} \cdot \cos(q_2)) \quad (2.32)$$

$$M_{L1} = m_1 \cdot g \cdot l_{O_1D_1} \cdot \cos(q_1^*) + m_2 \cdot g \cdot (l_{O_1O_2} \cdot \cos(q_1^* - \tau_1) + l_{O_2D_2} \cdot \cos(q_2)) + \\ + m_3 \cdot g \cdot (l_{O_1O_2} \cdot \cos(q_1^* - \tau_1) + l_{O_2O_3} \cdot \cos(q_2) + l_{O_3D_3} \cdot \cos(q_3)) \quad (2.33)$$

Tải trọng tác dụng lên xy lanh ra vào tay gầu và tải trọng tác dụng lên xy lanh nâng hạ cần được xác định theo công thức:

$$F_{L_2} = \frac{m_2 \cdot g \cdot l_{O_2D_2} \cdot \cos(q_2) + m_3 \cdot g \cdot (l_{O_3D_3} \cdot \cos(q_3) + l_{O_2O_3} \cdot \cos(q_2))}{l_{O_2B_2} \cdot \cos(\gamma_2)} \quad (2.34)$$

$$F_{L_1} = \frac{1}{l_{O_1A_3} \cdot \cos(\gamma_1)} (m_1 \cdot g \cdot l_{O_1D_1} \cdot \cos(q_1^*) + m_2 \cdot g \cdot (l_{O_1O_2} \cdot \cos(q_1^* - \tau_1) + \\ + l_{O_2D_2} \cdot \cos(q_2)) + m_3 \cdot g \cdot (l_{O_1O_2} \cdot \cos(q_1^* - \tau_1) + l_{O_2O_3} \cdot \cos(q_2) + l_{O_3D_3} \cdot \cos(q_3))) \quad (2.35)$$

Khi đào đất: Để xác định tải trọng tĩnh sử dụng phương pháp Dombrovsky [3], [66] tải trọng này tác dụng lên các xy lanh công tác do trọng lượng các cơ cấu công tác và lực cản đào của đất. Tải trọng tác dụng lên xy lanh ra vào cơ cấu đào đất - kẹp bom được xác định theo công thức:

$$P_{L_3} = \frac{m_4 \cdot g \cdot l_{O_3D_3} \cdot \cos q_3 + P_1 \cdot l_{O_3O_4} \cdot \cos(q_3 + \beta_5) - P_2 \cdot l_{O_3O_4} \cdot \sin(q_3 + \beta_5)}{l_{O_3C_2} \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2 - \rho_2)} \quad (2.36)$$

Thành phần tiếp tuyến của lực cản đào được xác định theo công thức:

$$P_1 = F \cdot k_c \quad (2.37)$$

Ở đây, $F = b_b \cdot c_b$ - diện tích mặt cắt của lớp đất đất; k_c - Hệ số cản đào của đất; b_b - chiều rộng gầu; c_b - chiều dày lớp đất đất. Thành phần pháp tuyến của lực cản đào được xác định như sau: $P_2 = (0,1...0,2) \cdot P_1$; m_4 - Khối lượng cơ cấu đào đất - kẹp bom.

Khi đào đất bằng phương pháp quay tay gầu và gầu, mô men tĩnh so với trục quay đi qua điểm O_2 . Tải trọng tác dụng lên xy lanh ra vào tay gầu và gầu được xác định theo công thức:

$$P_{L_2} = \frac{1}{l_{O_2B_2} \cdot \cos(\gamma_2)} (m_2 \cdot g \cdot l_{O_2D_2} \cdot \cos(q_2) + m_4 \cdot g \cdot (l_{O_3D_3} \cdot \cos(q_3) + l_{O_2O_3} \cdot \cos(q_2))) + \quad (2.38)$$

$$P_1 \cdot (l_{O_2O_3} \cdot \cos(q_2) + l_{O_3O_4} \cdot \cos(q_3 + \beta_5)) - P_2 \cdot (l_{O_2O_3} \cdot \sin(q_2) + l_{O_3O_4} \cdot \sin(q_3))$$

$$P_{L_1} = \frac{1}{l_{O_1A_3} \cdot \cos(\gamma_1)} (m_1 \cdot g \cdot l_{O_1D_1} \cdot \cos(q_1^*) + m_2 \cdot g \cdot (l_{O_1O_2} \cdot \cos(q_1^* - \tau_1) + \quad (2.39)$$

$$+ l_{O_2D_2} \cdot \cos(q_2)) + m_4 \cdot g \cdot (l_{O_1O_2} \cdot \cos(q_1^* - \tau_1) + l_{O_2O_3} \cdot \cos(q_2) + l_{O_3D_3} \cdot \cos(q_3)))$$

b) Động lực học hệ thống thủy lực dẫn động

Một số giả thiết khi xây dựng mô hình:

- Áp suất đường hồi không đổi và có thể coi như bằng không;
- Các giá trị độ nhớt và mô đun đàn hồi không thay đổi trong quá trình làm việc, không xét đến ảnh hưởng của yếu tố nhiệt độ;
- Bỏ qua rò rỉ chất lỏng công tác qua các khe hở hướng kính của con trượt van phân phối, xy lanh công tác, bơm và mô tơ;
- Tính chịu nén của dầu trong các khoang điều khiển của van phân phối chính có thể bỏ qua do thể tích khoang mặt đầu nhỏ;
- Các lực thủy động tác dụng lên các con trượt điều khiển được coi là nhỏ, có thể bỏ qua;

- Mô men tải trên đĩa nghiêng bơm được hình thành bởi khối lượng của các bộ phận chuyển động quy dẫn đến pít tông servo.

Động lực học HTTL được xây dựng dựa trên các phương trình lưu lượng, áp suất và các liên kết hệ thống theo phương trình Newton – Euler, định luật bảo toàn lưu lượng, định luật Pascal và tính chịu nén của chất lỏng công tác [6], [11], [26], [70], [72]. Từ điều kiện liên tục của dòng chất lỏng, phương trình lưu lượng trong đường ống cao áp của HTTL biểu diễn ở dạng sau:

$$k_n \frac{dp_p}{dt} = Q_p - Q_s - Q_c \quad (2.40)$$

$$k_n = \frac{V_{ht}}{B_{com}} - \text{Hệ số chịu nén của chất lỏng công tác; } V_{ht} - \text{Thể tích chất lỏng}$$

công tác trong hệ thống; B_{com} - Mô đun đàn hồi của chất lỏng công tác; p_p - Áp suất đường đẩy của bơm; Q_p - Lưu lượng cấp của bơm; Q_s - Lưu lượng cần thiết của hệ thống; Q_c - Lưu lượng đi vào đường điều khiển.

$$Q_s = \sum_1^n Q_i \quad (2.41)$$

Q_i - Lưu lượng cần thiết cho từng hệ thống thủy lực con; n - Số hệ thống thủy lực kết nối với bơm.

Lưu lượng đi vào đường điều khiển bằng lưu lượng đi tới van điều khiển LS, PC của bơm:

$$Q_c = Q_{ls} + Q_{pc} \quad (2.42)$$

Q_{ls} - Lưu lượng đi qua van điều khiển LS của bơm;

Q_{pc} - Lưu lượng đi qua van điều khiển PC của bơm.

*** Mô hình toán của bơm chính có điều khiển kiểu LS-PC:**

Mô hình toán của bơm chính có điều khiển LS-PC được xây dựng dựa trên

$$\gamma = \arctg \frac{y_{\max} - y}{R} \quad (2.44)$$

y – Tọa độ xác định vị trí của pít tông servo; y_{\max} - Giá trị lớn nhất của y ;
 R – Bán kính đĩa nghiêng của bơm.

Phương trình chuyển động của con trượt van PC:

$$m_{sp-pc} \frac{d^2 x_{pc}}{dt^2} + k_{fr-pc} \frac{dx_{pc}}{dt} + c_{sp-pc} x_{sp-pc} + P_{0sp-pc} = p_p \cdot F_{pc} \quad (2.45)$$

Ở đây, m_{sp-pc} - Khối lượng con trượt van PC; k_{fr-pc} - Hệ số ma sát ướt ở khe hở hướng kính của con trượt van PC; c_{sp-pc} - Độ cứng quy đổi của lò xo van PC; F_{pc} - Tiết diện mặt đầu của van PC; x_{pc} - Dịch chuyển của con trượt van PC.

Lực tác dụng của lò xo van PC được xác định bởi vị trí của pít tông servo hay vị trí của đĩa nghiêng:

$$x_{sp-pc} = x_{pc} - y \quad (2.46)$$

Phương trình chuyển động của con trượt van LS:

$$m_{sp-ls} \frac{d^2 x_{ls}}{dt^2} + k_{fr-ls} \frac{dx_{ls}}{dt} + c_{sp-ls} x_{ls} + P_{0sp-ls} = (p_p - p_{ls}) F_{ls} \quad (2.47)$$

Ở đây, m_{sp-ls} - Khối lượng con trượt van LS; k_{fr-ls} - Hệ số ma sát ướt ở khe hở hướng kính của con trượt van LS; c_{sp-ls} - Độ cứng của lò xo van LS; P_{0sp-ls} - Lực cài đặt ban đầu của lò xo van LS; p_{ls} - Áp suất điều khiển LS ; F_{ls} - Tiết diện mặt đầu của van LS; x_{ls} - Dịch chuyển của con trượt van LS.

Giả sử, x_{cl} là giá trị khe hở ban đầu của các van LS,PC phương trình lưu lượng qua các van LS,PC ở các trường hợp làm việc sẽ như sau:

$$\left. \begin{aligned} Q_{pc} &= \mu_{pc} \cdot \pi \cdot d_{sp-pc} \cdot (x_{cl} - x_{pc}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{af-pc} - p_t| \cdot \text{sign}(p_{af-pc} - p_t)} \\ Q_{ls} &= \mu_{ls} \cdot \pi \cdot d_{sp-ls} \cdot (x_{cl} - x_{ls}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{af-ls} - p_{af-pc}| \cdot \text{sign}(p_{af-ls} - p_{af-pc})} \end{aligned} \right\} \quad (2.48)$$

Nếu $x_{ls} < x_{cl}$ và $x_{pc} < x_{cl}$ (tương ứng với giá trị áp suất bơm p_p rất nhỏ) thì (tương ứng với Q_{pmax}) như phương trình 2.48.

Ở đây, Q_{pc} - Lưu lượng qua van PC; Q_{ls} - Lưu lượng qua van LS; μ_{pc} , μ_{ls} - Hệ số lưu lượng qua van PC, LS và van tiết lưu; d_{sp-pc} , d_{sp-ls} - Đường kính con trượt van PC, LS; p_{af-pc} , p_{af-ls} - Áp suất sau van PC và van LS; p_{c2} - Áp suất trong xy lanh servo 2.

Nếu $x_{ls} > x_{cl}$ thì van PC sẽ không tham gia vào quá trình điều khiển bơm (tương ứng với Q_{pmin}):

$$\left. \begin{aligned} Q_{pc} &= \mu_{pc} \cdot \pi \cdot d_{sp-pc} \cdot (x_{cl} - x_{pc}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{af-pc} - p_t| \cdot \text{sign}(p_{af-pc} - p_t)} \\ Q_{ls} &= \mu_{ls} \cdot \pi \cdot d_{sp-ls} \cdot (x_{ls} - x_{cl}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_p - p_{af-ls}| \cdot \text{sign}(p_p - p_{af-ls})} \end{aligned} \right\} \quad (2.49)$$

Nếu $x_{ls} < x_{cl}$ và áp suất bơm p_p ở một giá trị nhất định (máy làm việc ở chế độ bình thường) thì:

$$Q_{in-ls} = \mu_{ls} \cdot \pi \cdot d_{sp-ls} \cdot x_{ls} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_p - p_{af-ls}| \cdot \text{sign}(p_p - p_{af-ls})} \quad (2.50)$$

$$Q_{out-ls} = \mu_{ls} \cdot \pi \cdot d_{sp-ls} \cdot (x_{cl} - x_{ls}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{af-ls} - p_{af-pc}| \cdot \text{sign}(p_{af-ls} - p_{af-pc})} \quad (2.51)$$

Ở trạng thái làm việc bình thường, do đặc điểm kết cấu và nguyên lý làm việc của van PC, giá trị áp suất p_{af-pc} nhận hai giá trị là p_p hoặc p_t , phụ thuộc vào giá trị dịch chuyển x_{pc} . Vì vậy giá trị Q_{c2} được xác định như sau:

$$\left[\begin{aligned} Q_{c2} &= Q_{in-ls} + Q_{out-ls} \text{ khi } p_{af-pc} = p_p \\ Q_{c2} &= Q_{in-ls} - Q_{out-ls} \text{ khi } p_{af-pc} = p_t \end{aligned} \right. \quad (2.52)$$

Phương trình lưu lượng vào các pít tông servo:

$$\left. \begin{aligned} Q_{c1} &= F_{c1} \frac{dy}{dt} + \frac{V_{c1}}{B_{com}} \cdot \frac{dp_{c1}}{dt} \\ Q_{c2} &= F_{c2} \frac{dy}{dt} + \frac{V_{c2}}{B_{com}} \cdot \frac{dp_{c2}}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2.53)$$

Ở đây, F_{c1}, F_{c2} - Tiết diện các mặt đầu của pít tông servo; V_{c1}, V_{c2} - Thể tích các xy lanh servo; B_{com} - Mô đun đàn hồi dầu thủy lực; p_{c1}, p_{c2} - Áp suất dầu trong các xy lanh điều khiển bơm.

Phương trình chuyển động của đĩa nghiêng bơm và pít tông servo:

$$m_c \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{fr-c} \cdot \frac{dy}{dt} + (c_{sp-c1} + c_{sp-pc}) \cdot y + c_{sp-pc} \cdot x_{pc} + P_{0sp-pc} = p_{c2} \cdot F_{c2} - p_p \cdot F_{c1} \quad (2.54)$$

Ở đây, $m_{c1} + m_{c2} = m_c$ - Khối lượng của các pít tông điều khiển; $k_{fr-c1} + k_{fr-c2} = k_{fr-c}$ - Hệ số ma sát ướt giữa pít tông và vỏ xy lanh servo; c_{sp-c1} - Độ cứng của lò xo trong xy lanh điều khiển 1; P_{0sp-c1} - Lực cài đặt ban đầu của lò xo trong xy lanh điều khiển 1.

Từ các phân tích trên, ta có hệ phương trình vi phân (2.56) mô tả động lực học của bơm chính có điều khiển LS-PC.

* Mô hình toán van giảm áp điện – tỷ lệ và van phân phối chính

Để điều khiển các van phân phối chính trong hệ thống sử dụng các van giảm áp điều khiển điện tỷ lệ, áp suất đầu ra của các van này thay đổi tỷ lệ với dòng điện cấp vào cuộn điện ($i = 0 \div 800$ mA). Khi thay đổi áp suất điều khiển, độ mở của van phân phối thay đổi và lưu lượng qua van thay đổi theo. Mô hình động lực học của van giảm áp điện tỷ lệ được biểu diễn qua các phương trình của từng phần tử riêng lẻ [59], [74].

Phương trình chuyển động của con trượt van phụ:

$$m_{re} \frac{d^2 x_{re}}{dt^2} + c_{sp-re} \cdot x_{re} = k_i \cdot i \quad (2.55)$$

Ở đây m_{re} – khối lượng phần tử công tác; x_{re} - dịch chuyển của phần tử công

tác; i – cường độ dòng điện trong cuộn dây điều khiển; k_i –hệ số sức điện động;
 c_{sp-re} – độ cứng lò xo van phụ.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 k_n \frac{dp_p}{dt} = Q_p - Q_s - Q_c \\
 Q_p = \frac{q_p}{\gamma_{\max}} \cdot \omega \cdot \gamma \\
 \gamma = \arctg \frac{y_{\max} - y}{R} \\
 m_{sp-pc} \frac{d^2 x_{pc}}{dt^2} + k_{fr-pc} \frac{dx_{pc}}{dt} + c_{sp-pc} x_{sp-pc} + P_{0sp-pc} = p_p \cdot F_{pc} \\
 x_{sp-pc} = x_{pc} - y \\
 m_{sp-ls} \frac{d^2 x_{ls}}{dt^2} + k_{fr-ls} \frac{dx_{ls}}{dt} + c_{sp-ls} x_{ls} + P_{0sp-ls} = (p_p - p_{ls}) F_{ls} \\
 Q_{in-ls} = \mu_{ls} \cdot \pi \cdot d_{sp-ls} \cdot x_{ls} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot |p_p - p_{af-ls}| \cdot \text{sign}(p_p - p_{af-ls}) \\
 Q_{out-ls} = \mu_{ls} \cdot \pi \cdot d_{sp-ls} \cdot (x_{cl} - x_{ls}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot |p_{af-ls} - p_{af-pc}| \cdot \text{sign}(p_{af-ls} - p_{af-pc}) \\
 Q_{c2} = Q_{in-ls} + Q_{out-ls} \text{ khi } p_{af-pc} = p_p \\
 Q_{c2} = Q_{in-ls} - Q_{out-ls} \text{ khi } p_{af-pc} = p_t \\
 Q_{c1} = F_{c1} \frac{dy}{dt} + \frac{V_{c1}}{B_{com}} \cdot \frac{dp_{c1}}{dt} \\
 Q_{c2} = F_{c2} \frac{dy}{dt} + \frac{V_{c2}}{B_{com}} \cdot \frac{dp_{c2}}{dt} \\
 m_c \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{fr-c} \cdot \frac{dy}{dt} + (c_{sp-c1} + c_{sp-pc}) \cdot y + c_{sp-pc} \cdot x_{pc} + P_{0sp-pc} = p_{c2} \cdot F_{c2} - p_p \cdot F_{c1}
 \end{array} \right. \quad (2.56)$$

Ở trạng thái cân bằng, áp suất trước van phụ bằng áp suất sau van giảm áp p_{r3} , lực do áp suất này sinh ra cân bằng với lực đàn hồi của lò xo phụ, do đó:

$$p_{r3} \cdot F_{r3} = k_i \cdot i \quad (2.57)$$

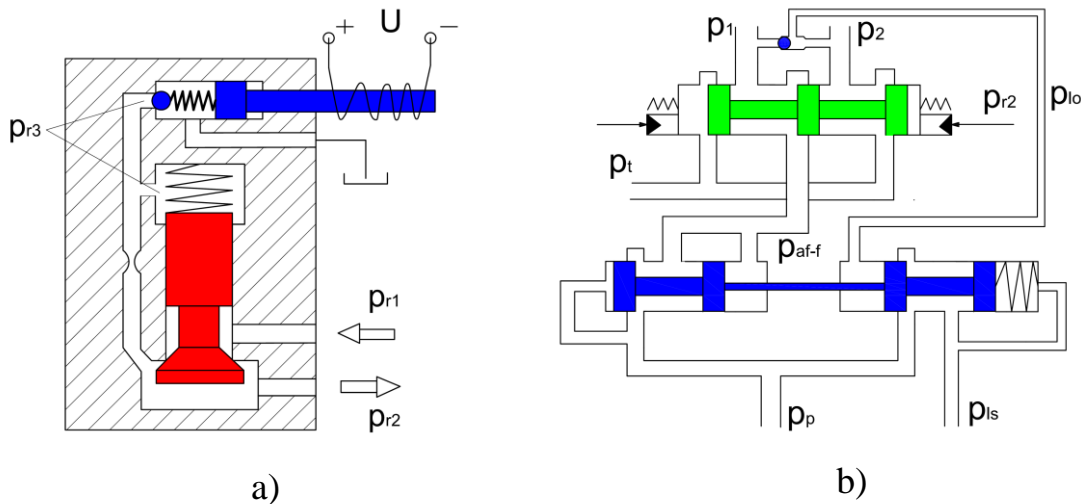
p_{r3} - Áp suất phía trước van phụ của van giảm áp; F_{r3} - Tiết diện tác dụng

của van phụ van giảm áp.

Khi van phụ mở, dòng dầu ở cửa ra của van giảm áp đi qua van tiết lưu, sau đó qua van phụ về thùng. Con trượt chính dịch chuyển một khoảng x_r , làm đóng bớt cửa van chính để giảm bớt áp suất cửa ra. Do khối lượng con trượt van chính là nhỏ, có thể bỏ qua thành phần lực quán tính, phương trình trên được viết lại như sau:

$$(p_{r2} - p_{r3}) \cdot F_r^* = k_{sp-r}^* \cdot x_r^* \quad (2.58)$$

k_{sp-r}^* - Độ cứng của lò xo van chính; x_r^* - Dịch chuyển của con trượt van chính; p_{r2} - Áp suất ở cửa ra van giảm áp; $F_{r1} + F_{r2} = F_r^*$ - Tiết diện tác dụng của van chính van giảm áp.



Hình 2.11. Mô hình tính toán

a) Van giảm áp điện tỷ lệ; b) Van phân phối

Lưu lượng đi qua van phụ được xác định như sau:

$$Q_{c-r} = F_r^* \cdot \frac{dx_r^*}{dt} + Q_{th-r} \quad (2.59)$$

Lưu lượng đi qua thân con trượt chính của van giảm áp:

$$Q_{th-r} = \mu_{th-r} \cdot S_{th-r} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{r2} - p_{r3})}{\rho}} \quad (2.60)$$

S_{th-r} - Tiết diện lỗ trong thân van chính của van giảm áp.

Van phụ có kích thước nhỏ nên tần số dao động riêng sẽ lớn hơn rất nhiều van chính. Khi đó cho phép xác định mối liên hệ giữa áp suất và lưu lượng qua van phụ như sau:

$$p_{r3} = p_{r30} + k_{p_{r3}} \cdot Q_{c-r} \quad (2.61)$$

$k_{p_{r3}}$ - Hệ số xác định theo độ nghiêng của đường đặc tính van.

Phương trình lưu lượng qua van chính của van giảm áp:

$$Q_r^* = \mu_r^* \cdot \pi \cdot d_r^* \cdot x_r^* \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{r1} - p_{r2}| \cdot \text{sign}(p_{r1} - p_{r2})} \quad (2.62)$$

d_r^* - Đường kính con trượt chính của van giảm áp; p_{r1} - Áp suất cấp bởi bơm điều khiển.

Phương trình lưu lượng điều khiển van phân phối chính:

$$Q_r^* = F_v \frac{dx_{sp}}{dt} + \frac{V_v}{B_{com}} \cdot \frac{dp_{r2}}{dt} \quad (2.63)$$

Do khoang điều khiển van phân phối chính là nhỏ, bỏ qua tính chịu nén của chất lỏng công tác nên biểu thức trên có thể viết lại như sau:

$$Q_r^* = F_v \frac{dx_{sp}}{dt} \quad (2.64)$$

Phương trình chuyển động của con trượt van phân phối chính:

$$m_{sp} \cdot \frac{d^2 x_{sp}}{dt^2} + k_{fr} \cdot \frac{dx_{sp}}{dt} + c_{sp} \cdot x_{sp} = F_v \cdot p_{r2} \quad (2.65)$$

Ở đây, m_{sp} - Khối lượng con trượt van phân phối chính; x_{sp} - Dịch chuyển con trượt van phân phối chính; k_{fr} - Hệ số ma sát ướt trong khe hở giữa con trượt và vỏ van; c_{sp} - Độ cứng của lò xo con trượt chính; F_v - Tiết diện mặt đầu con trượt chính.

Phương trình lưu lượng chất lỏng công tác qua van phân phối chính:

$$Q_{sp} = \mu_{sp} \cdot \pi \cdot d_{sp} \cdot x_{sp} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{af-f} - p_{lo}| \cdot \text{sign}(p_{af-f} - p_{lo})} \quad (2.66)$$

Ở đây, μ_{sp} - Hệ số lưu lượng; d_{sp} - Đường kính của con trượt van; p_{af-f} - Áp suất sau van điều khiển lưu lượng; p_{lo} - Áp suất trong xy lanh công tác.

Khi dịch chuyển con trượt chính $x_{sp} > 0$, lưu lượng qua van như sau:

$$Q_{sp} = \mu_{sp} \cdot \pi \cdot d_{sp} \cdot x_{sp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{af-f} - p_{cy}|} \cdot \text{sign}(p_{af-f} - p_{cy}) \quad (2.67)$$

$$Q_{sp} = \mu_{sp} \cdot \pi \cdot d_{sp} \cdot x_{sp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{pi} - p_t|} \cdot \text{sign}(p_{pi} - p_t) \quad (2.68)$$

Khi dịch chuyển con trượt chính $x_{sp} < 0$, lưu lượng qua van như sau:

$$Q_{sp} = \mu_{sp} \cdot \pi \cdot d_{sp} \cdot x_{sp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{cy} - p_t|} \cdot \text{sign}(p_{cy} - p_t) \quad (2.69)$$

$$Q_{sp} = \mu_{sp} \cdot \pi \cdot d_{sp} \cdot x_{sp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{af-f} - p_{pi}|} \cdot \text{sign}(p_{af-f} - p_{pi}) \quad (2.70)$$

Lưu lượng đi vào các khoang xy lanh công tác:

$$\left. \begin{aligned} Q_{cy} &= F_{cy} \cdot \frac{ds_{pi}}{dt} + \frac{V_{cy}}{B_{com}} \cdot \frac{dp_{cy}}{dt} \\ Q_{pi} &= F_{pi} \cdot \frac{ds_{pi}}{dt} - \frac{V_{pi}}{B_{com}} \cdot \frac{dp_{pi}}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2.71)$$

Ở đây, p_{cy} - Áp suất trong khoang xy lanh của xy lanh thủy lực; p_{pi} - Áp suất trong khoang cán của xy lanh công tác; s_{pi} - Dịch chuyển của pít tông xy lanh công tác; F_{cy} - Tiết diện khoang xy lanh; F_{pi} - Tiết diện khoang cán; V_{cy} - Thể tích khoang xy lanh; V_{pi} - Thể tích khoang cán; Q_{cy} - Lưu lượng dầu vào khoang xy lanh; Q_{pi} - Lưu lượng dầu vào khoang cán. Theo chiều dòng dầu đi vào xy lanh công tác, giá trị $Q_{sp} = Q_{cy}$.

Mô hình toán cho van phân phối có thiết kế tích hợp van bù áp (bao gồm hai van điều khiển áp suất là van điều khiển lưu lượng và van giảm áp), được phân tích tách riêng theo đặc điểm làm việc của từng van.

Do khối lượng các con trượt m_f , m_r của van điều khiển lưu lượng và van giảm áp nhỏ, độ dịch chuyển của các con trượt không đáng kể nên có thể bỏ qua các thành phần lực quán tính, lực ma sát ướt.

Phương trình chuyển động của con trượt van điều khiển lưu lượng và van giảm áp được biểu diễn như sau:

$$F_f \cdot (p_p - p_{af-f} + p_{lo} - p_{ls}) = k_{sp-r} \cdot x_{com} \quad (2.72)$$

Ở đây, F_f - Tiết diện mặt đầu của con trượt van điều khiển lưu lượng; p_{lo} - Áp suất do tải sinh ra, áp suất này bằng áp suất trong khoang làm việc của xy lanh công tác; p_{ls} - Áp suất LS; p_{af-f} - Áp suất sau van điều khiển lưu lượng; x_{com} - Dịch chuyển con trượt van bù áp.

Phương trình lưu lượng qua van điều khiển lưu lượng được tính như sau:

$$Q_f = k_{Qx_f} \cdot x_{com} + k_{Qp_f} \cdot (p_p - p_{af-f}) \quad (2.73)$$

k_{Qx_f} , k_{Qp_f} - Các hệ số lưu lượng theo dịch chuyển và áp suất.

Do lưu lượng đi qua van điều khiển lưu lượng bằng lưu lượng đi qua van phân phối chính, nên ta có phương trình sau:

$$k_{Qx_f} \cdot x_{com} + k_{Qp_f} \cdot p_p - k_{Qx_v} \cdot x_{sp} - (k_{Qp_f} + k_{Qp_v}) \cdot p_{af-f} + k_{Qp_v} \cdot p_{lo} = 0 \quad (2.74)$$

Lưu lượng đi qua van giảm áp được xác định như sau:

$$Q_r = k_{Qx_r} \cdot x_{com} + k_{Qp_r} \cdot (p_p - p_{ls}) \quad (2.75)$$

Do khoang mặt đầu van LS nhỏ nên có thể bỏ qua tính chịu nén của dầu, lưu lượng đi qua van giảm áp bằng với lưu lượng đi vào điều khiển van LS, vì vậy ta có phương trình sau:

$$k_{Qx_r} \cdot x_{com} + k_{Qp_r} \cdot p_p - k_{Qp_r} \cdot p_{ls} - F_{ls} \cdot \frac{dx_{ls}}{dt} = 0 \quad (2.76)$$

Như vậy, ta có hệ phương trình mô tả động lực học HTTL từ các van giảm áp điều khiển điện tỷ lệ, van phân phối chính đến các xy lanh công tác như sau:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{r3} \cdot F_{r3} = k_i \cdot i \\ (p_{r2} - p_{r3}) \cdot F_r^* = k_{sp-r}^* \cdot x_r^* \\ Q_{c-r} = F_r^* \cdot \frac{dx_r^*}{dt} + \mu_{th-r} \cdot S_{th-r} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{r2} - p_{r3})}{\rho}} \\ m_{sp} \cdot \frac{d^2 x_{sp}}{dt^2} + k_{fr} \cdot \frac{dx_{sp}}{dt} + c_{sp} \cdot x_{sp} = F_v \cdot p_{r2} \\ Q_{sp} = \mu_{sp} \cdot \pi \cdot d_{sp} \cdot x_{sp} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{af-f} - p_{lo}| \cdot \text{sign}(p_{af-f} - p_{lo})} \\ Q_{cy} = F_{cy} \cdot \frac{ds_{pi}}{dt} + \frac{V_{cy}}{B_{com}} \cdot \frac{dp_{cy}}{dt} \\ Q_{pi} = F_{pi} \cdot \frac{ds_{pi}}{dt} - \frac{V_{pi}}{B_{com}} \cdot \frac{dp_{pi}}{dt} \\ Q_{sp} = Q_{cy} \\ F_f \cdot (p_p - p_{af-f} + p_{lo} - p_{ls}) = k_{sp-r} \cdot x_{com} \\ Q_f = k_{Qx_f} \cdot x_{com} + k_{Qp_f} \cdot (p_p - p_{af-f}) \\ k_{Qx_r} \cdot x_{com} + k_{Qp_r} \cdot p_p - k_{Qp_r} \cdot p_{ls} - F_{ls} \cdot \frac{dx_{ls}}{dt} = 0 \end{array} \right. \quad (2.77)$$

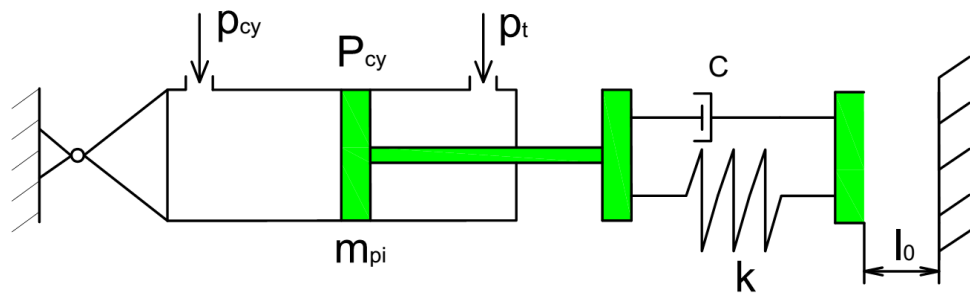
2.2.2. Động lực học hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác trong quá trình kẹp gấp bom

a) Động lực học HTTL dẫn động TBCT trong quá trình kẹp gấp bom khi sử dụng van servo kết hợp cảm biến áp suất

Quá trình kẹp bom và quá trình xoay cơ cấu kẹp hoàn toàn độc lập với nhau, khi nghiên cứu quá trình kẹp bom thì coi như cơ cấu đã xoay một góc

kép phù hợp và đã hoàn toàn dừng lại, khóa cứng mô tơ xoay. Mô hình động lực học được xây dựng cho hai phương án là: Sử dụng van servo kết hợp cảm biến áp suất và sử dụng van phân phối thủy lực điện tử lệ kết hợp van giảm áp như đã nêu trong mục 2.1.1. Ngoài ra, khi nghiên cứu cần đưa thêm các giả thiết sau:

- Hệ số lưu lượng tại các tiết lưu và các cửa công tác của van servo, van phân phối thủy lực tỷ lệ là không đổi;
- Bỏ qua rò rỉ chất lỏng công tác qua các khe hở hướng kính của con trượt van phân phối và xy lanh công tác;



Hình 2.12. Mô hình tính toán cơ cấu kẹp bom và xy lanh dẫn động

- Mô men tải trên đĩa nghiêng của bơm được sinh ra bởi khối lượng quy dẫn của các thành phần chuyển động đến cán pít tông servo được coi là nhỏ so với các thành phần lực dẫn động;

- Áp suất đường dầu hồi không đổi và coi như bằng không;
- Lớp giảm chấn được coi như một cơ cấu có tính đàn nhớt.

Theo Hình 2.12, trong quá trình kẹp bom ở giai đoạn đầu xy lanh chỉ dẫn động tay kẹp mà không chịu một tác dụng ngoại lực nào (khối lượng tay kẹp không đáng kể), do đó ở giai đoạn đầu có thể coi như xy lanh chạy không có tải ngoài tác dụng. Ở giai đoạn sau, khi tay kẹp, bom cùng tiếp xúc với lớp đệm giảm chấn thì tải ngoài tác dụng lên xy lanh tay kẹp bắt đầu tăng dần. Vậy mô hình cơ cấu kẹp bom và xy lanh dẫn động có thể biểu diễn như hình dưới đây.

Phương trình động lực học của xy lanh dẫn động cơ cấu kẹp bom:

$$\left. \begin{aligned} P_{cy} - m_{pi} \cdot \frac{d^2 y_{pi}}{dt^2} - P_{fri-cy} &= P_{lo} \\ P_{fri-cy} &= k_{fr-cy} \cdot \frac{dy_{pi}}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2.78)$$

Ở đây, $P_{cy} = p_{cy} \cdot F_{cy}$ - Lực sinh ra do áp suất dầu trong khoang xy lanh; m_{pi} - Khối lượng pít tông; P_{fri-cy} - Lực ma sát trong xy lanh; P_{lo} - Tải trọng tác dụng lên đầu cán xy lanh.

Tải trọng P_{lo} được tính như sau:

$$P_{lo} = \begin{cases} k \cdot (y_{pi} - y_0) + c \cdot \dot{y}_{pi} & \text{khi } y_{pi} \geq y_0 \\ 0 & \text{khi } y_{pi} < y_0 \end{cases} \quad (2.79)$$

Mô hình toán của van servo có phản hồi cơ khí được thể hiện trên Hình 2.13, [39],[43],[77], mô men cản tác dụng lên thanh chắn được xác định như sau:

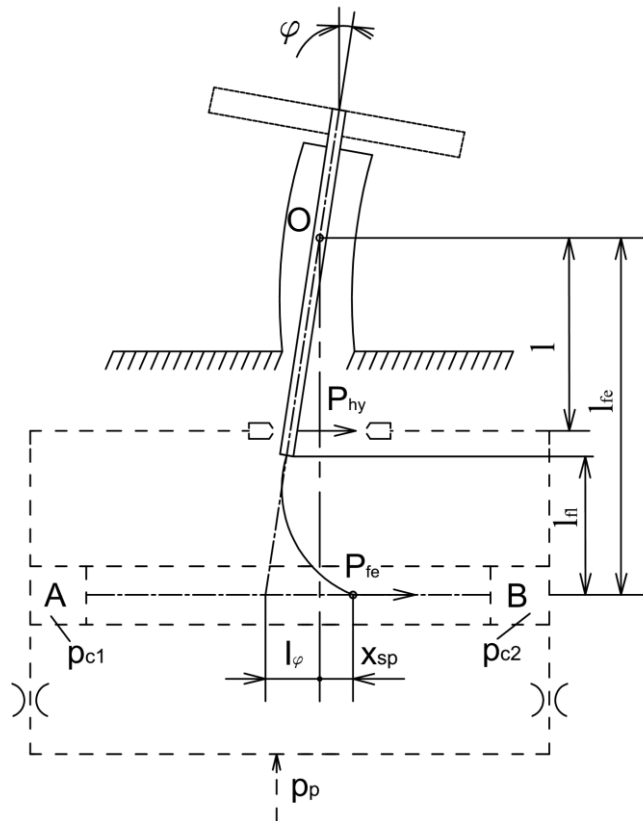
$$M_c = \mu_n \cdot F_n \cdot (p_{c1} - p_{c2}) \cdot l + \left(\frac{3 \cdot E_{fl} \cdot J_{fl} \cdot l_{fe}}{l_{fl}^3} \varphi + \frac{3 \cdot E_{fl} \cdot J_{fl}}{l_{fl}^3} x_{sp} \right) \cdot l_{fe} \quad (2.80)$$

Ở đây, μ_n - hệ số vôi phun, có giá trị từ 1,03-1,06, $F_n = \pi d_n^2 / 4$ - Tiết diện vôi phun; E_{fl} - Mô đun đàn hồi của vật liệu làm thanh chắn; J_{fl} - Mô men quán tính của mặt cắt thanh chắn ứng với trục chính trung tâm; z_{fl} - Độ uốn bằng tổng các độ uốn gây ra do sự quay của thanh chắn tương đối so với điểm O theo góc φ ; x_{sp} - dịch chuyển của con trượt van chính.

Phương trình chuyển động của thanh chắn dưới tác dụng của dòng điện điều khiển được biểu diễn như sau:

$$J_{fl} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + k_{fr} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + k_{M\varphi} \cdot \varphi = k_{Mi} \cdot i - M_c \quad (2.81)$$

Ở đây, k_{fr} - Hệ số ma sát xác định theo các dữ liệu thực nghiệm; Các hệ số k_{Mi} , $k_{M\varphi}$ xác định theo giá trị vi phân tại các điểm cân bằng khi $i = i_0$; $\varphi = \varphi_0$, xét theo độ lệch nhỏ của các giá trị i và φ .



Hình 2.13. Mô hình tính toán van servo có cơ cấu phản hồi cơ khí

Theo phương trình (2.80) ta có:

$$\frac{M_c}{k_{M\varphi}} = k_{\varphi p_c} p_c + k_{f_l} \cdot \varphi + \frac{k_{f_l}}{l_{f_e}} \cdot x_{sp} \quad (2.82)$$

Trong đó, $k_{\varphi p_c} = \frac{\mu_n \cdot F_n \cdot l}{k_{M\varphi}}$; $k_{f_l} = \frac{3 \cdot E_{f_l} \cdot J_{f_l} \cdot l_{f_e}^2}{l_{f_l}^3 \cdot k_{M\varphi}}$.

Bỏ qua thành phần lực cản thủy động, lực ma sát và khối lượng con trượt van do có giá trị nhỏ, giá trị chênh áp điều khiển được xác định như sau:

$$p_c = \frac{3 \cdot E_{f_l} \cdot J_{f_l} \cdot l_{f_e}}{l_{f_l}^3 \cdot F_{sp}} \varphi + \frac{3 \cdot E_{f_l} \cdot J_{f_l}}{l_{f_l}^3 \cdot F_{sp}} x_{sp} \quad (2.83)$$

Do thể tích khoang điều khiển nhỏ nên có thể bỏ qua tính chất chịu nén của dầu, phương trình lưu lượng điều khiển con trượt chính có dạng sau:

$$F_{sp} \cdot \frac{dx_{sp}}{dt} = k_{Q_c h} \cdot l \cdot \varphi - k_{Q_c p_c} \cdot p_c \quad (2.84)$$

Ở đây, k_{Q_h} , $k_{Q_{p_c}}$ - là các hệ số lưu lượng, áp suất

Từ phương trình (2.83) và phương trình (2.84), ta nhận được phương trình động lực học của con trượt van như sau:

$$F_{sp} \cdot \frac{dx_{sp}}{dt} + k_{Q_{p_c}} \frac{3 \cdot E_{fl} \cdot J_{fl}}{l^3 \cdot F_{sp}} x_{sp} = (k_{Q_h} \cdot 1 - k_{Q_{p_c}} \cdot \frac{3 \cdot E_{fl} \cdot J_{fl} \cdot l_{fe}}{l^3 \cdot F_{sp}}) \cdot \varphi \quad (2.85)$$

Phương trình lưu lượng qua van chính:

$$Q_{sp} = k_{Q_x} \cdot x_{sp} - k_{Q_p} \cdot p_p \quad (2.86)$$

Lưu lượng qua van phân phối chính bằng với lưu lượng đi vào xy lạnh kẹp bom Q_{cy} , lưu lượng này được tính như sau:

$$Q_{cy} = F_{cy} \cdot \frac{dy_{pi}}{dt} + \frac{V_{cy}}{B_{com}} \cdot \frac{dp_{cy}}{dt} \quad (2.87)$$

Như vậy, ta có hệ phương trình (2.89) mô tả động lực học HTTL dẫn động cơ cấu kẹp gấp bom từ các van servo đến xy lạnh kẹp gấp bom (bom chính đã được mô tả ở mục 2.2.1).

b) Động lực học cơ cấu kẹp gấp bom khi sử dụng van phân phối điện tỷ lệ kết hợp van giảm áp

Các giả thiết và mô hình tính toán cơ cấu kẹp bom và xy lạnh dẫn động tương tự như trong mục a). Mô hình toán van giảm áp và van phân phối điện tỷ lệ được thể hiện trên Hình 2.14 và Hình 2.15. Theo [8], [10], [77] thiết lập được các phương trình động lực học của các phần tử thủy lực theo mô hình toán đã xây dựng.

Phương trình lưu lượng đi qua van giảm áp có dạng sau:

$$Q_{re} = k_{Q_x} \cdot x_{re} + k_{Q_p} \cdot (p_p - p_1) \quad (2.88)$$

k_{Q_x}, k_{Q_p} - Các hệ số lưu lượng, áp suất; p_p - Áp suất bom chính; p_1 - Áp suất sau van giảm áp.

$$\left\{ \begin{array}{l}
P_{cy} - m_{pi} \cdot \frac{d^2 y_{pi}}{dt^2} - P_{fri-cy} = P_{lo} \\
P_{fri-cy} = k_{fr-cy} \cdot \frac{dy_{pi}}{dt} \\
P_{lo} = \begin{cases} k \cdot (y_{pi} - y_0) + c \cdot \dot{y}_{pi} & \text{khi } y_{pi} \geq y_0 \\ 0 & \text{khi } y_{pi} < y_0 \end{cases} \\
M_c = \mu_n \cdot F_n \cdot p_c \cdot l + \left(\frac{3 \cdot E_{fl} \cdot J_{fl} \cdot l_{fe}}{l_{fl}^3} \varphi + \frac{3 \cdot E_{fl} \cdot J_{fl}}{l_{fl}^3} x_{sp-s} \right) \cdot l_{fe} \\
J_{fl} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + k_{fr-s} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + k_{M\varphi} \cdot \varphi = k_{Mi} \cdot i - M_c \\
p_c = \frac{3 \cdot E_{fl} \cdot J_{fl} \cdot l_{fe}}{l_{fl}^3 \cdot F_{sp}} \varphi + \frac{3 \cdot E_{fl} \cdot J_{fl}}{l_{fl}^3 \cdot F_{sp}} x_{sp} \\
F_{sp} \cdot \frac{dx_{sp-s}}{dt} + k_{Qcpc} \cdot \frac{3 \cdot E_{fl} \cdot J_{fl}}{l_{fl}^3 \cdot F_{sp}} x_{sp-s} = (k_{Qch} \cdot 1 - k_{Qcpc} \cdot \frac{3 \cdot E_{fl} \cdot J_{fl} \cdot l_{fe}}{l_{fl}^3 \cdot F_{sp}}) \cdot \varphi \\
F_{cy} \cdot \frac{dy_{pi}}{dt} + \frac{V_{cy}}{B_{com}} \cdot \frac{dp_{cy}}{dt} = k_{Qx} \cdot x_{sp-s} - k_{Qp} \cdot p_p
\end{array} \right. \quad (2.89)$$

Phương trình dịch chuyển của con trượt van giảm áp (bỏ qua khối lượng con trượt van):

$$p_1 \cdot A = k \cdot x_{re} \quad (2.90)$$

A - Tiết diện tác dụng của áp suất điều khiển; k - Độ cứng lò xo van.

Phương trình lưu lượng và dịch chuyển của con trượt van bù áp được biểu diễn dưới dạng sau:

$$Q_{com} = k_{Qx1} \cdot x_{com} + k_{Qp1} \cdot (p_1 - p_2) \quad (2.91)$$

$$p_2 \cdot A_{com} = p_{cy} \cdot A_{com} + k_{com} \cdot x_{com} \quad (2.92)$$

k_{Qx1}, k_{Qp1} - Các hệ số lưu lượng, áp suất; p_2 - Áp suất sau van bù áp; A_{com}

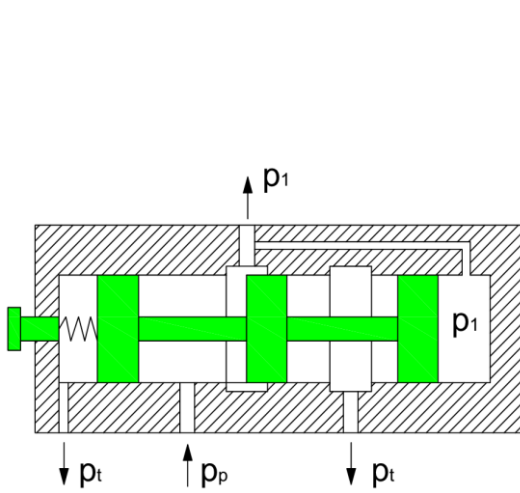
- Tiết diện tác dụng của áp suất điều khiển; k_{com} - Độ cứng lò xo van bù áp.

Lực quán tính, cũng như khối lượng của con trượt là nhỏ, có thể bỏ qua,

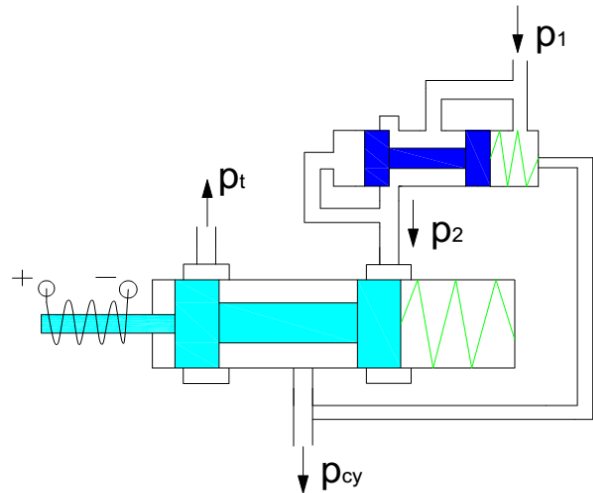
khi đó lực đàn hồi của lò xo van tỷ lệ cân bằng với lực điện từ, tức là:

$$k_v \cdot x_v = k_i \cdot i \quad (2.93)$$

i – Cường độ dòng điện trong cuộn dây điều khiển; k_i – Hệ số sức điện động; k_v – Độ cứng lò xo van tỷ lệ; x_v – Dịch chuyển con trượt van.



Hình 2.14. Mô hình tính toán van giảm áp



Hình 2.15. Mô hình tính toán van phân phối tỷ lệ

Lưu lượng qua van tỷ lệ được xác định như sau:

$$Q_v = k_{Qxv} \cdot x_v + k_{Qpv} \cdot (p_2 - p_{cy}) \quad (2.94)$$

Lưu lượng qua van bù áp và van phân phối tỷ lệ bằng nhau, đồng thời bằng một nửa lưu lượng qua van giảm áp, từ các phương trình (2.89), (2.92) ta có:

$$k_{Qx1} \cdot x_{com} + k_{Qp1} \cdot (p_1 - p_2) = k_{Qxv} \cdot x_v + k_{Qpv} \cdot (p_2 - p_{cy}) \quad (2.95)$$

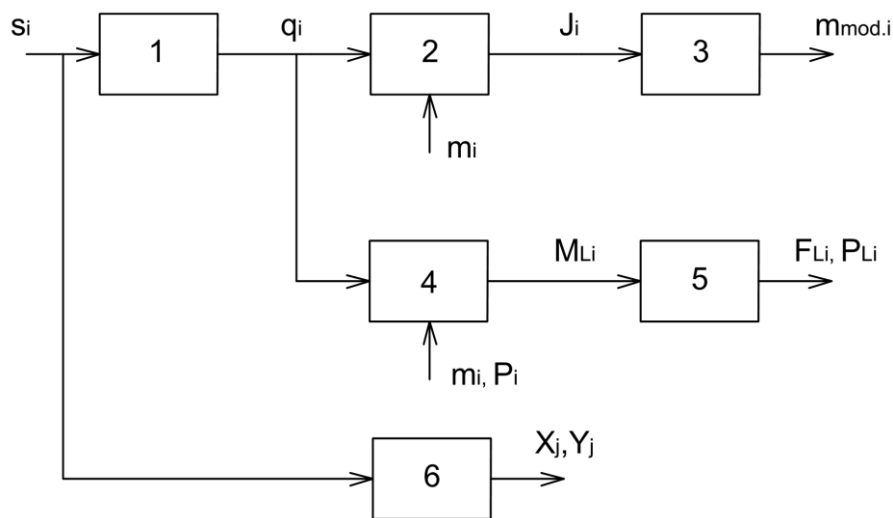
$$\frac{1}{2} (k_{Qx} \cdot x_{re} + k_{Qp} \cdot (p_p - p_1)) = k_{Qxv} \cdot x_v + k_{Qpv} \cdot (p_2 - p_{cy}) \quad (2.96)$$

Như vậy, ta có hệ phương trình (2.97) mô tả động lực học HTTL dẫn động cơ cấu kẹp gấp bom từ các van phân phối điện tỷ lệ, van giảm áp đến xy lanh kẹp gấp bom (cơ cấu kẹp gấp bom đã mô tả ở mục 2.2.2 a), bơm chính đã được mô tả ở mục 2.2.1).

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{re} = k_{Qx} \cdot x_{re} + k_{Qp} \cdot (p_p - p_1) \\ p_1 \cdot A = k \cdot x_{re} \\ Q_{com} = k_{Qx1} \cdot x_{com} + k_{Qp1} \cdot (p_1 - p_2) \\ p_2 \cdot A_{com} = p_{cy} \cdot A_{com} + k_{com} \cdot x_{com} \\ k_v \cdot x_v = k_i \cdot i \\ Q_v = k_{Qxv} \cdot x_v + k_{Qpv} \cdot (p_2 - p_{cy}) \\ k_{Qx1} \cdot x_{com} + k_{Qp1} \cdot (p_1 - p_2) = k_{Qxv} \cdot x_v + k_{Qpv} \cdot (p_2 - p_{cy}) \\ \frac{1}{2} (k_{Qx} \cdot x_{re} + k_{Qp} \cdot (p_p - p_1)) = k_{Qxv} \cdot x_v + k_{Qpv} \cdot (p_2 - p_{cy}) \end{array} \right. \quad (2.97)$$

2.3. Tổ chức tính toán, mô phỏng

2.3.1. Sơ đồ tính toán động lực học hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác

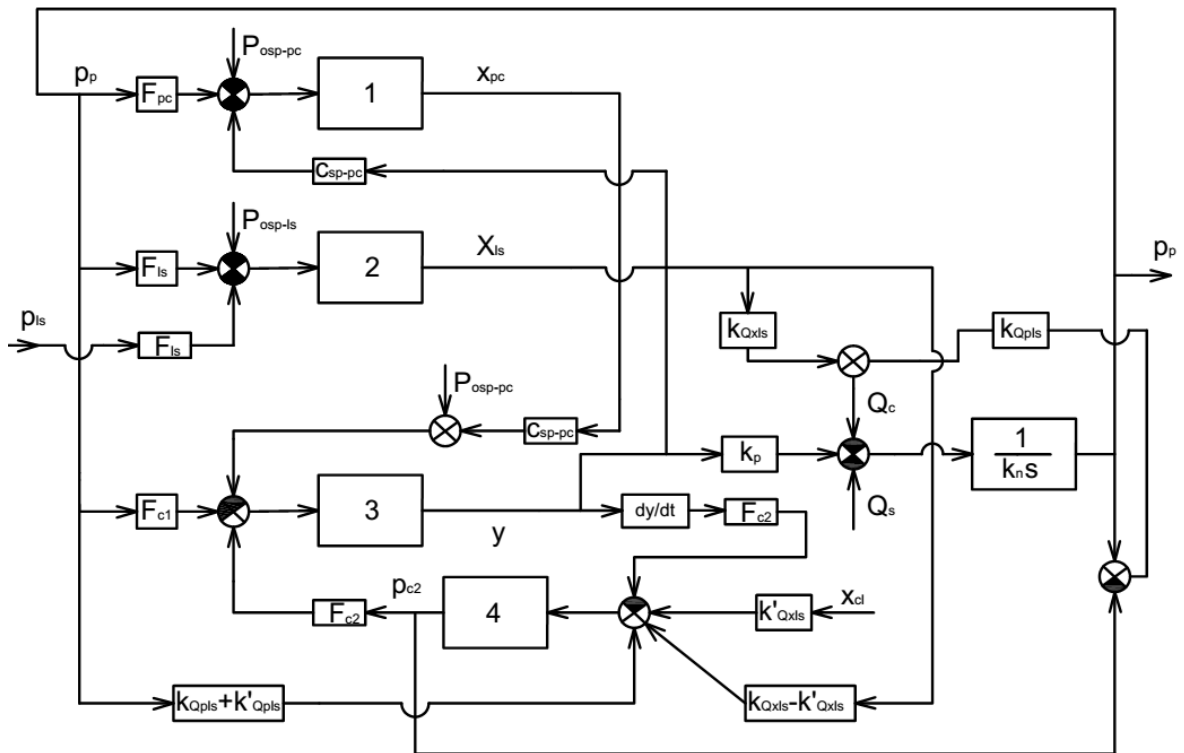


Hình 2.16. Sơ đồ tính toán TBCT cần – tay gầu – cơ cấu đào đất, kẹp bom
 1. Phương trình quan hệ s_i, q_i ; 2. Phương trình mô men quán tính; 3. Phương trình khối lượng quy dẫn; 4. Phương trình mô men tĩnh; 5. Phương trình tọa độ các điểm của TBCT.

Theo Hình 2.1 khi tín hiệu điện điều khiển được cấp vào các van giảm áp điện tỷ lệ, áp suất điều khiển được cấp tới các van phân phối chính. Van phân phối chính sẽ được mở để dòng dầu đi từ bơm chính đến các xy lanh công tác.

Trong quá trình này, các thành phần lực động được quy đổi sang giá trị khối lượng quy dẫn m_{modi} và lực tĩnh F_{Li} , P_{Li} do trọng lượng của các cơ cấu công tác, lực cản đào (đã được tính toán trong mục 2.2.1) làm hình thành áp suất p_{cy} trong khoang công tác của các xy lanh lực.

Theo các phương trình đã xây dựng (mục 2.2.1), sơ đồ tính toán TBCT cần – tay gầu – cơ cấu đào đất, kẹp bom được thể hiện cụ thể trên Hình 2.16.

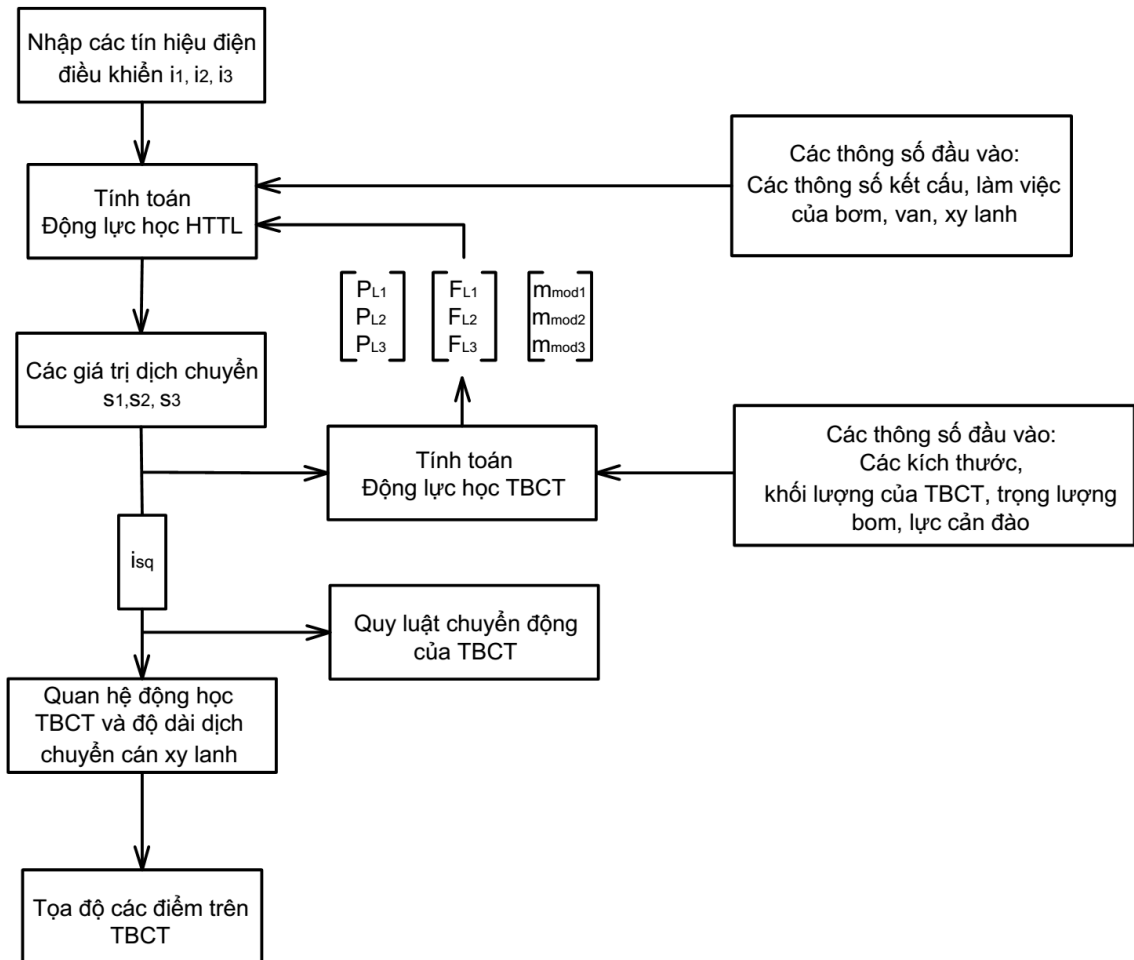


Hình 2.17. Sơ đồ tính toán bơm có điều khiển LS-PS

1. Phương trình chuyển động của con trượt van PC; 2. Phương trình chuyển động của con trượt van LS; 3. Phương trình chuyển động của pít tông servo; 4. Phương trình cân bằng lưu lượng vào pít tông servo và qua van LS.

Giá trị áp suất trong xy lanh lực p_{cy} này làm hình thành áp suất tại cửa bơm p_p và áp suất điều khiển van LS p_{ls} để tham gia vào quá trình điều khiển bơm LS-PC theo tải và theo độ mở của van phân phối chính, đảm bảo cung cấp lưu lượng Q_{cy} và hình thành các dịch chuyển s_i tương ứng cho các xy lanh lực. Theo hệ phương trình vi phân đã xây dựng cho bơm có điều khiển LS-PC (mục 2.2.1),

sơ đồ tính toán của bơm có điều khiển LS-PC được thể hiện trên Hình 2.17 và sơ đồ tính toán van giảm áp điện tỷ lệ - van phân phối đến xy lanh công tác được thể hiện trên Hình 2.19.



Hình 2.18. Sơ đồ tính toán tổng thể động lực học HTTL dẫn động TBCT trong quá trình đào đất và nâng, hạ bom

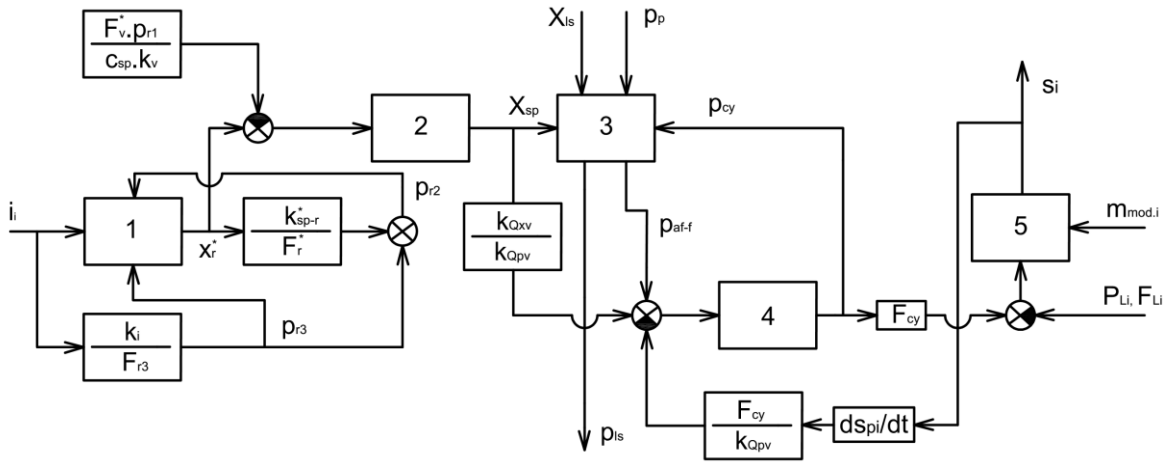
Quá trình động lực học TBCT khi đào và nâng hạ bom là một quá trình rất phức tạp, HTTL và TBCT liên tục có sự tác động qua lại. Khi có sự tác động của các lực bên ngoài như lực cản đào, trọng lượng bom, các giá trị m_{modi} , F_{Li} , P_{Li} liên tục thay đổi theo các tọa độ suy rộng q_i của cơ cấu công tác hay theo sự dịch chuyển s_i của các xy lanh lực và các giá trị này thay đổi tác động ngược trở lại hệ thống thủy lực dẫn động.

Bên cạnh đó, tính chất điều khiển trong HTTL cũng vô cùng phức tạp, nhiều mối liên hệ qua lại giữa các thông số. Do đó, việc tách riêng hệ thống thủy lực dẫn động hoặc thiết bị công tác có sự tác động của ngoại lực khi nghiên cứu động lực học TBCT trong quá trình đào và nâng hạ bom sẽ dẫn đến sai số lớn và hoàn toàn không sát với thực tế hoạt động của máy.

Sơ đồ tính toán tổng thể động lực học HTTL dẫn động TBCT trong quá trình đào đất và nâng, hạ bom được thể hiện trên hình Hình 2.18. Trong đó, tín hiệu dòng điện điều khiển i_i tại các cuộn điện van giảm áp điện tỷ lệ, các thông số kích thước, khối lượng của TBCT, bơm, van, xy lanh là các dữ liệu đầu vào. Tín hiệu điều khiển cấp vào các cuộn điện của van giảm áp điện tỷ lệ trong quá trình đào đất được tính toán dựa trên các cơ sở động học đã nghiên cứu ở mục 2.1.2. Các thông số đầu ra là dịch chuyển của các xy lanh công tác si, đồng thời là thông số đầu vào để tính toán các khối lượng quy dẫn m_{modi} và các lực tĩnh quy dẫn F_{Li} , P_{Li} và tọa độ các điểm của TBCT.

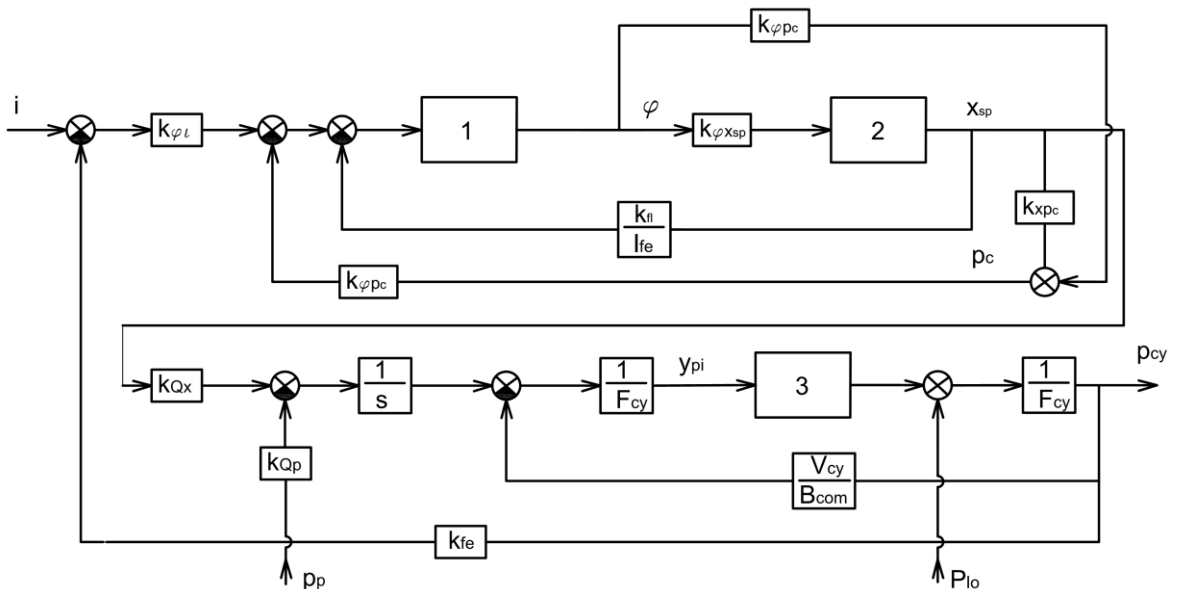
Tương tự như vậy, đối với quá trình kẹp gấp bom, theo Hình 2.2, Hình 2.3 và mục 2.2.2, tín hiệu dòng điện điều khiển cấp vào cuộn điện van servo tùy theo từng giá trị áp suất kẹp đặt trước (đã được xác định ở mục 2.1.3) hoặc tín hiệu dòng điện điều khiển cấp vào các cuộn điện van giảm áp điện tỷ lệ, khoảng cách dịch chuyển không tải, các thông số của bơm chính có điều khiển LS-PC, các thông số của van, xy lanh kẹp là các dữ liệu đầu vào. Các thông số đầu ra là dịch chuyển, vận tốc của các xy lanh kẹp và áp suất kẹp gấp bom. Hình 2.20, Hình 2.21 thể hiện sơ đồ tính toán van servo – xy lanh kẹp bom và tính toán van phân phối điện tỷ lệ – xy lanh kẹp bom.

Về bản chất các mô hình động lực học HTTL dẫn động TBCT trong các quá trình làm việc đều được xây dựng dựa trên các phương trình, định luật cơ bản như: Phương trình Newton – Euler cho chuyển động các con trượt, pít tông;



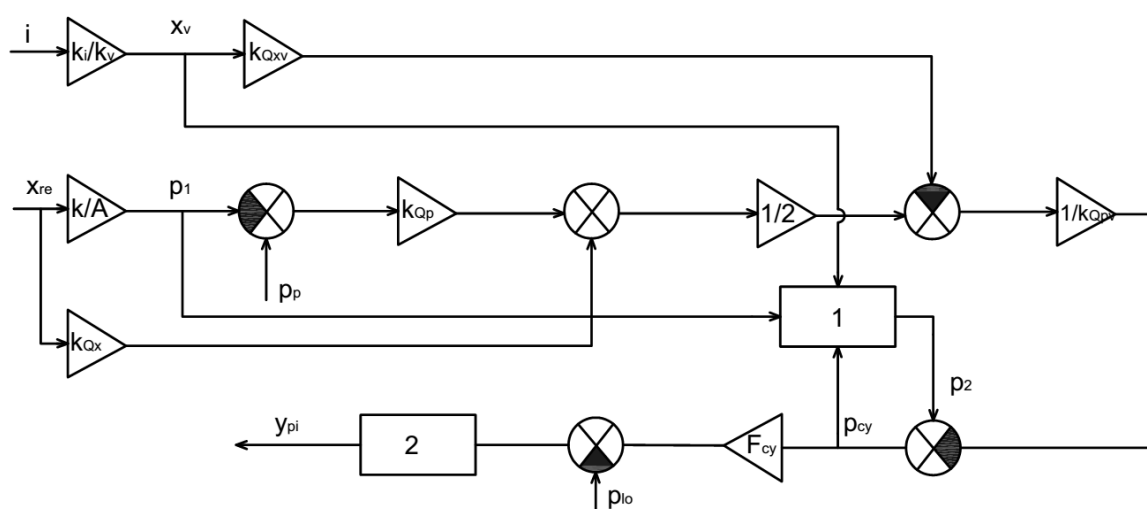
Hình 2.19. Sơ đồ tính toán van giảm áp điện tử lệ - van phân phối chính – xy lanh công tác

1. Phương trình lưu lượng van giảm áp điện tử lệ;
2. Phương trình lưu lượng, áp suất van phân phối chính;
3. Phương trình lưu lượng, áp suất van bù áp;
4. Phương trình lưu lượng, áp suất xy lanh công tác;
5. Phương trình chuyển động của pít tông xy lanh công tác.



Hình 2.20. Sơ đồ tính toán van servo – xy lanh kẹp bom

1. Phương trình chuyển động của thanh chắn;
2. Phương trình lưu lượng, áp suất van chính;
3. Phương trình chuyển động của pít tông xy lanh kẹp.



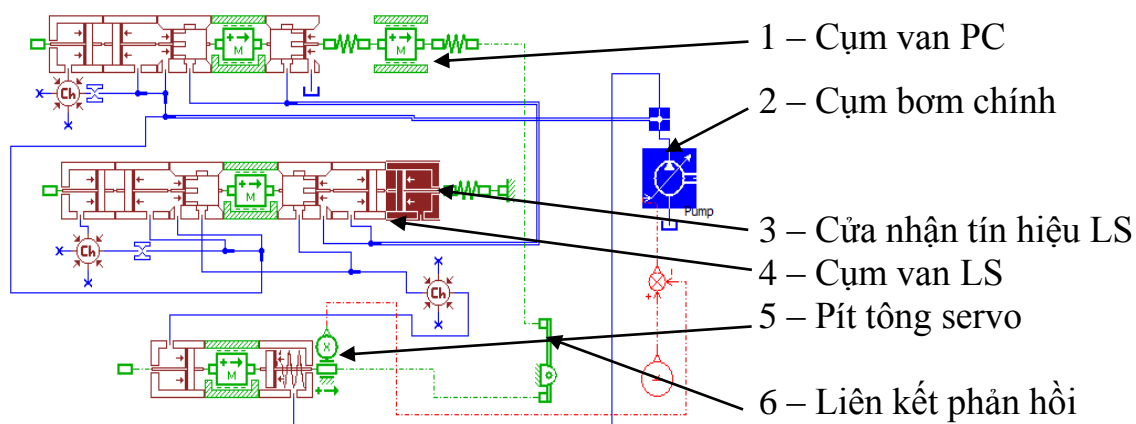
Hình 2.21. Sơ đồ tính toán van phân phối điện tỷ lệ – xy lanh kẹp bom
 1. Phương trình áp suất van bù áp; 2. Phương trình dịch chuyển pít tông xy lanh kẹp bom.

Phương trình cân bằng động năng cho cơ cấu công tác; Phương trình bảo toàn lưu lượng cho dòng chảy chất lỏng công tác; Định luật Pascal về truyền áp suất trong không gian kín; Tính chịu nén của chất lỏng công tác; v.v... Do đó, việc giải các mô hình động lực học phức tạp, nhiều mối liên hệ qua lại như đã nghiên cứu ở trên, có thể thực hiện với sự hỗ trợ của các công cụ toán học và mô phỏng.

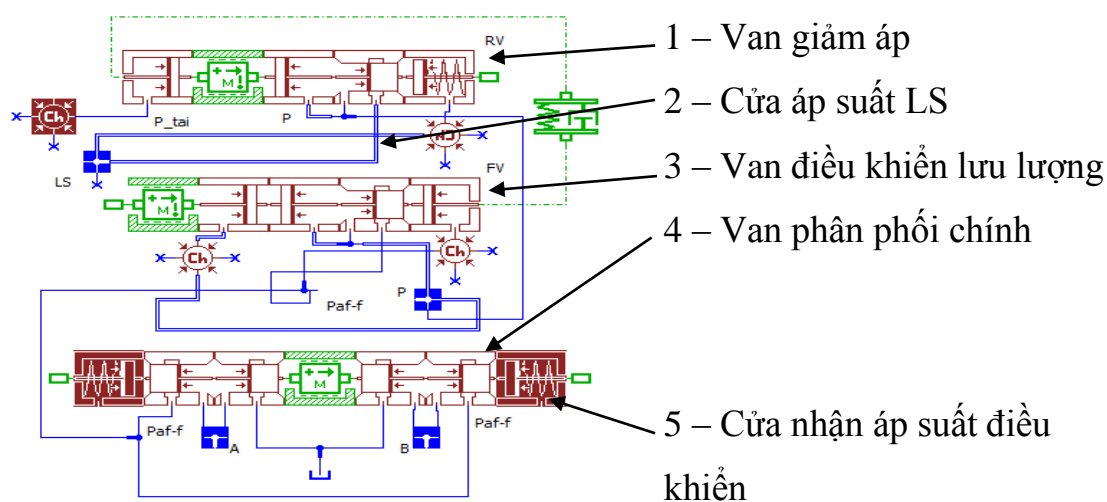
Điều này giúp giảm bớt khối lượng, thời gian các công việc cần thực hiện mà vẫn đảm bảo được độ chính xác cần thiết. Luận án đã sử dụng phần mềm hiện đại LMS Amesim để mô phỏng, tính toán HTTL dẫn động TBCT trong các quá trình làm việc của máy.

2.3.2. Xây dựng mô hình tính toán, mô phỏng trên LMS Amesim

Hiện nay việc ứng dụng phần mềm LMS Amesim vào giải quyết các bài toán khoa học – kỹ thuật đã và đang được sử dụng rộng rãi trên thế giới. Trong đó, đã có các nghiên cứu về hệ thống thủy lực, cơ khí – điện điều khiển bằng phần mềm LMS Amesim như: Các nghiên cứu của Yong Yang (2013) [60], Paolo Casoli (2013) [48], A.G. Gimadiev (2014) [64] và Nicolae Vaseliu cùng cộng sự (2018) [47], đã sử dụng phương pháp xây dựng mô hình mô phỏng dựa



Hình 2.22. Mô hình bơm chính có điều khiển LS-PC



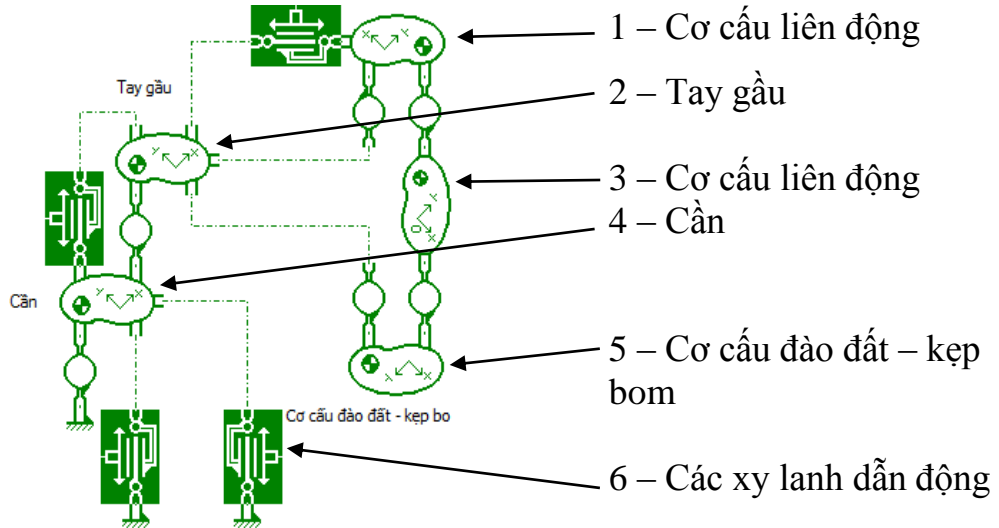
Hình 2.23. Mô hình van phân phối chính có van bù áp

trên đặc điểm động học và động lực học của từng phần tử trong hệ thống cơ – điện – thủy lực trên phần mềm LMS Amesim.

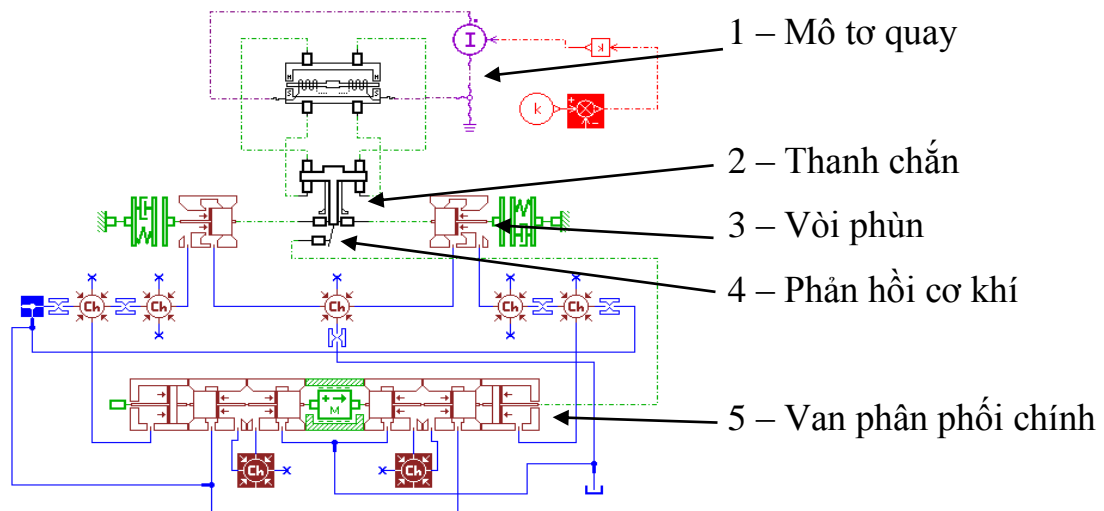
Các kết quả nghiên cứu lý thuyết bằng phần mềm LMS Amesim khá sát với kết quả nghiên cứu thực nghiệm tương ứng. Vì vậy, việc sử dụng phần mềm này hoàn toàn đáp ứng được các yêu cầu đặt ra trong tính toán động lực học HTTL dẫn động TBCT.

Để khảo sát động lực học HTTL dẫn động TBCT trong các quá trình làm việc, cần xây dựng hoàn chỉnh mô hình nghiên cứu đúng với sơ đồ HTTL đã xây dựng, các đặc điểm động học, động lực học của từng phần tử đã nghiên cứu ở các mục trước. Ngoài ra, các thông số đầu vào để điều khiển chính xác

chiều sâu đào trong quá trình đào đất, điều khiển quá trình kẹp gấp bom cũng đã được xác định ở mục 2.1.



Hình 2.24. Mô hình TBCT



Hình 2.25. Mô hình van servo

HTTL dẫn động TBCT được xây dựng rõ ràng trên cơ sở từng phần tử (Các phần tử con và đặc tính động lực học của nó được đưa ra trong Phụ lục 3) như bơm có điều khiển LS-PC, các van phân phối có tích hợp bù áp, các van giảm áp điều khiển điện để điều khiển van phân phối chính, các cụm van servo, van giảm áp, các xy lanh công tác (cần, tay gầu, gầu, cơ cấu kẹp gấp). Các phần tử chính trong hệ thống đã xây dựng được thể hiện như trên Hình 2.22, Hình

2.23, Hình 2.24, Hình 2.25. Hệ thống thủy lực được liên kết với TBCT qua các thông số kích thước và dịch chuyển của các xy lanh thủy lực. Các phân tử của TBCT là các khối lượng có mô men quán tính, có tọa độ trọng tâm, có khối lượng được liên kết với nhau và với các xy lanh công tác bằng các khớp dạng bản lề.

Để đơn giản hóa mô hình và dễ theo dõi các biến số khi có quá nhiều phân tử, hệ được tách thành các chương trình nghiên cứu riêng theo từng công đoạn cần nghiên cứu đã xác định ở Chương 1 (đào đất, kẹp gấp, nâng hạ). Vì về bản chất 3 quá trình là độc lập hoàn toàn với nhau. Đối với quá trình kẹp gấp bom, mô hình được xây dựng cho 2 phương án thiết kế là sử dụng van servo kết hợp cảm biến áp suất và van phân phối thủy lực tỷ lệ kết hợp van giảm áp. Mô hình tổng thể để tính toán, mô phỏng HTTL dẫn động TBCT trong các quá trình đào đất, kẹp gấp (sử dụng van servo kết hợp cảm biến áp suất và van phân phối điện tỷ lệ kết hợp van giảm áp) và hạ đặt bom được thể hiện trong Phụ lục 4. Ở đây bom chính có điều khiển LS-PC là nguồn thủy lực chung, được giữ nguyên cho tất cả các trường hợp nghiên cứu.

Kết luận chương 2

Nội dung nghiên cứu Chương 2 đã đạt được các kết quả chính sau:

1 - Trên cơ sở các yêu cầu đối với máy đào gấp bom đạn ĐKTX, yêu cầu đối với HTTL của máy, nội dung chương đã xây dựng sơ đồ HTTL của toàn máy đáp ứng các yêu cầu đề ra. Đồng thời xác định được các mối liên hệ động học của TBCT, động học trong phương pháp điều khiển chiều sâu đào, xác định được áp suất kẹp cần thiết đối với từng loại bom.

Các kết quả này là cơ sở khoa học quan trọng để xây dựng mô hình động lực học cho HTTL dẫn động TBCT ở từng quá trình làm việc. Đồng thời, các kết quả này cũng là các thông số đầu vào cho các nghiên cứu động lực học hệ

thống ở Chương 3.

2 - Xây dựng hoàn chỉnh mô hình tính toán động lực học của HTTL dẫn động TBCT có gắn với môi trường tương tác (đất, bom), từ bơm chính có điều khiển LS-PC, van phân phối có tích hợp bù áp, van giảm áp điện tỷ lệ, van phân phối servo đến TBCT (cần, tay gầu, cơ cấu đào đất kẹp bom) và đến môi trường tương tác (đất và bom). Đây là một mô hình tính toán tổng thể có thể áp dụng cho các dạng máy tương tự nhằm giải quyết các bài toán động lực học của một hệ thống phức tạp gồm cơ – điện - thủy lực.

3 – Từ các hệ phương trình vi phân mô tả động lực học HTTL dẫn động TBCT trong các quá trình làm việc (đào đất, kẹp gắp và nâng hạ bom), đã xây dựng được các sơ đồ tính toán HTTL dẫn động TBCT cho từng quá trình làm việc. Đồng thời, trên cơ sở đó, đã xây dựng được mô hình tính toán, mô phỏng HTTL dẫn động TBCT trong môi trường LMS Amesim cụ thể cho các quá trình đào đất, kẹp gắp và nâng hạ bom.

Với các nội dung đã làm được ở Chương 2 sẽ là cơ sở quan trọng để tiến hành các nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu, vận hành đến quá trình làm việc của máy đào gắp bom đạn ĐKTX ở Chương tiếp theo.

Chương 3

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ KẾT CẤU, VẬN HÀNH ĐẾN QUÁ TRÌNH LÀM VIỆC CỦA THIẾT BỊ CÔNG TÁC

3.1. Các thông số đầu vào phục vụ nghiên cứu

3.1.1. Các thông số của thiết bị công tác và môi trường tương tác

Các thông số về hình học, khối lượng, tọa độ trọng tâm trong TBCT (cân, tay gầu, gầu, tay kẹp) của máy đào, gắp bom đạn ĐKTX được xác định bằng sự hỗ trợ của phần mềm 3D – Inventor. Đây là cách thức đã và đang được áp dụng phổ biến trong và ngoài nước để xác định các thông số kết cấu máy, có độ chính xác khá cao. Ngoài ra ta cũng có thể sử dụng phương pháp đồng dạng để xác định các thông số của máy khi biết thông số của các máy khác có kết cấu, chức năng tương tự.

Các thông về kích thước hình học, khối lượng, tọa độ các điểm cố định trong quá trình làm việc của TBCT (có một điểm được chọn làm gốc tọa độ) trong cơ hệ khảo sát được đưa ra trong các bảng dưới đây:

Bảng 3.1. Bảng các thông số hình học TBCT

Ký hiệu	Giá trị (m)	Ký hiệu	Giá trị (m)	Ký hiệu	Giá trị (m)
O_1A_3	1,64	C_3O_3	0,30	l_1	1,46
A_3B_1	0,63	C_3C_2	0,46	l_2	0,38
B_1O_2	2,03	C_2C_4	0,43	l_3	0,88
B_2C_1	1,01	C_4O_3	0,32	φ	0^0
B_2O_2	0,6	C_4O_4	1,57	θ	5^0
C_1O_3	1,86	O_3O_4	1,46	AH	2
O_3B_2	2,81	A_1A_2	0,54		
B_2C_3	1,56	O_1O_2	4,0		
O_2O_3	2,24				

Nghiên cứu được thực hiện đối với đất từ cấp I ÷ III và với loại bom có kích thước và trọng lượng lớn nhất MK-84, các thông số cụ thể được chỉ ra trong mục

1.1. Đối với quá trình đào đất, nghiên cứu được thực hiện theo lực cần đào, từ đó có thể xác định độ dày lớp đất đào đối với từng cấp đất khác nhau.

Bảng 3.2. Bảng các thông số khối lượng các khâu

	m_1	m_2	m_3
Khối lượng (kg)	936	410	1154
Khối lượng bom MK-84 (kg)	908		

Bảng 3.3. Bảng tọa độ các điểm cố định

Ký hiệu	Tọa độ
O_1	0;0
A_2	0,44; -0,31

3.1.2. Các thông số của hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác

Các thông số của hệ thống thủy lực bao gồm các thông số chính của các phần tử thủy lực tham gia vào quá trình điều khiển TBCT trong các nguyên công đào đất, kẹp gấp bom và nâng hạ. Các thông số của các phần tử không tham gia vào điều khiển TBCT không được xem xét đến (quay sà, di chuyển, phanh, ...).

Bảng 3.4. Các thông số của các phần tử trong hệ thống thủy lực

TT	Tên phần tử	Thông số khai báo	Số lượng
1	Bơm thủy lực chính HPV 95	Loại: Pít tông hướng trục đĩa nghiêng Lưu lượng lớn nhất: $Q = 206$ l/ph Tổng hiệu suất: $\eta = 0,85$ Áp suất làm việc lớn nhất: $p = 325$ bar Dải lưu lượng điều khiển: 0-206 l/ph Đường kính pít tông servo: 20:40 mm Tiết diện rò rỉ: $\lambda = 10^{-12} \text{m}^2$	01

2	Van LS	<p>Chế độ làm việc: Van thường mở</p> <p>Đường kính con trượt: $d_{sp-ls} = 10 \text{ mm}$</p> <p>Chiều dài: $s=7,5 \text{ cm}$</p> <p>Đường kính lỗ mở van: $R=3 \text{ mm}$</p> <p>Tiết diện rò rỉ: $\lambda=10^{-12} \text{ m}^2$</p>	01
3	Van PC	<p>Chế độ làm việc: Van thường mở</p> <p>Đường kính con trượt: $d_{sp-pc} = 10 \text{ mm}$</p> <p>Chiều dài: $s=8 \text{ cm}$</p> <p>Đường kính lỗ mở van: $R=4 \text{ mm}$</p> <p>Tiết diện rò rỉ: $\lambda=10^{-12} \text{ m}^2$</p>	01
4	Van an toàn tổng	<p>Loại 2 cấp</p> <p>Áp suất làm việc tối đa: $p_{\max} = 350 \text{ bar}$</p> <p>Lưu lượng tối đa: $Q_{\max} = 250 \text{ l/ph}$</p>	01
5	Bơm điều khiển	<p>Loại: Bơm bánh răng</p> <p>Lưu lượng riêng: $q = 36 \text{ cc/vg}$</p> <p>Áp suất lớn nhất: $p_{\max} = 30 \text{ bar}$</p>	01
6	Van phân phối chính	<p>Tiết diện thông qua: $A=2\text{cm}^2$</p> <p>Đường kính con trượt: $d_{sp} = 25 \text{ mm}$</p> <p>Hành trình mở của con trượt: $s=20\text{mm}$</p> <p>Khe hở ban đầu P-A: $\delta s=0$</p> <p>Khe hở ban đầu P-B: $\delta s=0$</p> <p>Khe hở ban đầu A-T: $\delta s=0$</p> <p>Khe hở ban đầu B-T: $\delta s=0$</p> <p>Khe hở rò rỉ: $\lambda=10^{-12}\text{m}^2$</p>	04
7	Xy lanh nâng hạ cần	<p>Đường kính xy lanh: $D_1 = 105 \text{ mm}$</p> <p>Đường kính cán pít tông: $d_1= 80 \text{ mm}$</p>	02

		Hành trình xy lanh: $S_1 = 990 \text{ mm}$	
8	Xy lanh quay tay gầu	Đường kính xy lanh: $D_2 = 115 \text{ mm}$ Đường kính cán pít tông: $d_2 = 90 \text{ mm}$ Hành trình xy lanh: $S_2 = 1175 \text{ mm}$	01
9	Xy lanh quay gầu	Đường kính xy lanh: $D_2 = 95 \text{ mm}$ Đường kính cán pít tông: $d_2 = 70 \text{ mm}$ Hành trình xy lanh: $S_3 = 885 \text{ mm}$	01
10	Xy lanh kẹp bom	Đường kính xy lanh: $D = 60 \text{ mm}$ Đường kính cán pít tông: $d = 40 \text{ mm}$ Hành trình xy lanh : $S = 320 \text{ mm}$	02
11	Van giảm áp điện tỷ lệ điều khiển van phân phối chính	Đường kính con trượt chính: $d_r^* = 10 \text{ mm}$. Tín hiệu điều khiển điện: $i_{\max} = 800 \text{ mA}$ Áp suất làm việc lớn nhất: $p_{\max} = 50 \text{ bar}$.	08
12	Van phân phối điện tỷ lệ để kẹp gấp	Dòng điện điều khiển: $i_{\max} = 800 \text{ mA}$ Áp suất làm việc lớn nhất: $p_{\max} = 350 \text{ bar}$ Lưu lượng lớn nhất qua van: $Q_{\max} = 23 \text{ l/ph}$.	02
13	Van giảm áp để kẹp gấp	Áp suất cài đặt đầu ra: $p_1 = 0 \div 200 \text{ bar}$; Lưu lượng lớn nhất: $Q_{\max} = 38 \text{ l/ph}$.	01
14	Van servo	Đường kính con trượt chính: $d_{sp-s} = 10 \text{ mm}$ Đường kính vòi phun: $d_n = 0,4 \text{ mm}$ Các chiều dài: $l = 8,6 \text{ mm}$; $l_{fe} = 22 \text{ mm}$ Mô đun đàn hồi thanh chắn: $E_{fl} = 1,2 \cdot 10^6 \text{ bar}$	01

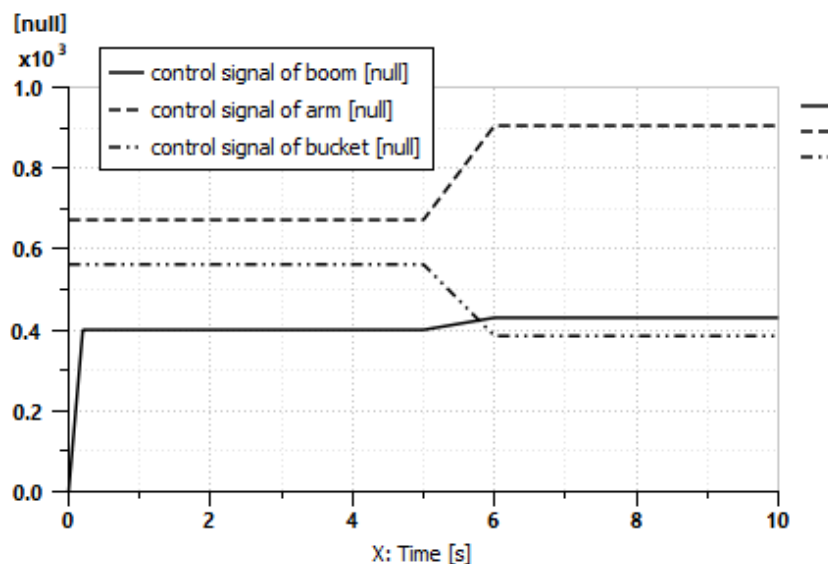
Các thông số của TBCT và HTTL được cài đặt vào từng phần tử tương ứng trong chương trình đã được xây dựng trên LMS Amesim. Sau khi cài đặt đầy đủ, chính xác các thông số cho các phần tử, có thể tiến hành khảo sát để đánh giá ảnh hưởng của các thông số kết cấu, vận hành đến các quá trình làm việc của thiết bị công tác.

3.2. Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số đến quá trình điều khiển chính xác chiều sâu đào

Trên cơ sở toán học phục vụ quá trình điều khiển chính xác chiều sâu đào đã thực hiện ở mục 2.1.2, nghiên cứu quá trình điều khiển chính xác chiều sâu đào được thực hiện với giả thiết xe cơ sở đứng trên mặt phẳng ngang tức là góc $\varphi = 0^0$ và đánh giá theo góc nghiêng đào bề mặt đào $\vartheta = 5^0$.

Nghiên cứu quá trình đào đất được thực hiện trong hai trường hợp:

- Nghiên cứu ảnh hưởng của độ trễ điều khiển tay trang điện (mức độ mở nhanh chậm khi điều khiển tay trang) đến độ chính xác chiều sâu đào từng lớp đất, xét trong trường hợp khi chưa có lực cản đào của đất;



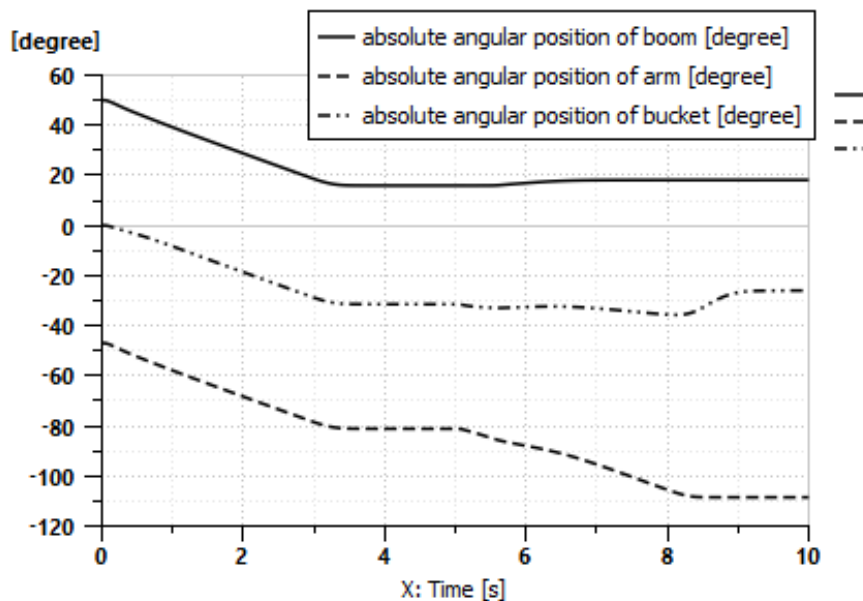
Hình 3.1. Tín hiệu điều khiển i_i cần, tay gầu và gầu với độ trễ 1s,

$$1 \text{ null} = 1 \text{ mA}$$

- Nghiên cứu ảnh hưởng lực cản đào của đất đến độ chính xác chiều sâu đào từng lớp đất.

Ở trường hợp thứ nhất, trên Hình 3.1, từ thời điểm 0 đến 5s là tín hiệu điều khiển để dịch chuyển răng gầu vào vị trí bắt đầu đào đất bằng cách hạ cần và giữ nguyên vị trí tương đối so với cần nâng của tay gầu, gầu. Cụ thể là: Cấp dòng điện 400 mA từ tay trang điện cho van giảm áp điều khiển xy lanh nâng hạ cần, dòng điện 680 mA và 560 mA cấp từ tay trang điện cho các van giảm áp điện tỷ lệ điều khiển tay gầu và gầu giữ nguyên không đổi. Khi đó các dịch chuyển góc quay tuyệt đối (q_1, q_2, q_3) của cả ba cơ cấu cần, tay gầu và gầu đều thay đổi theo tương ứng (Hình 3.2).

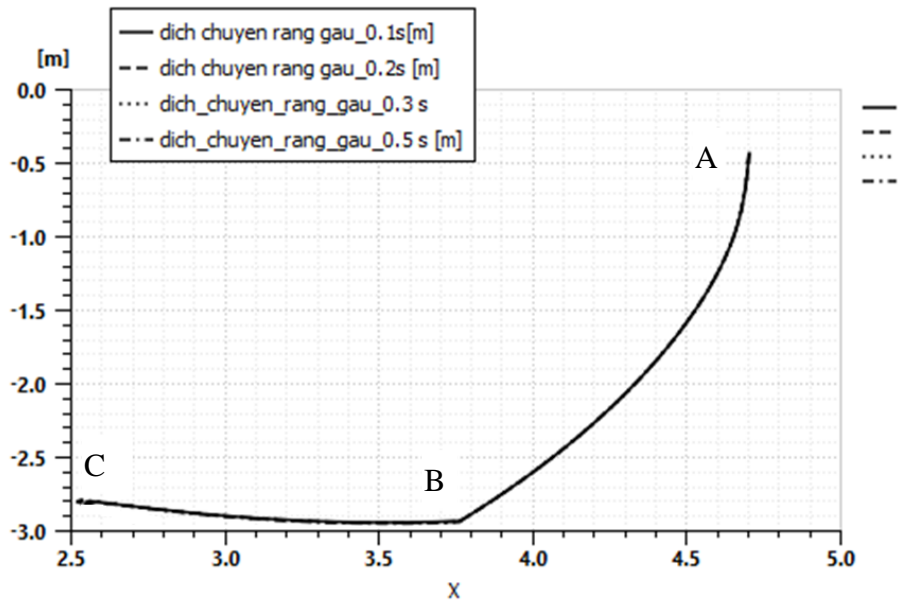
Quá trình điều khiển này cho kết quả là đưa độ cao gầu xúc từ tọa độ (4,7m; -0,4m) vào vị trí bắt đầu đào đất tại tọa độ (3,78m; -2,88m) tương ứng đoạn AB (Hình 3.3), từ điểm B bắt đầu thực hiện quá trình đào đất theo phương pháp đã nghiên cứu tại mục 2.1.2.



Hình 3.2. Dịch chuyển góc của cần, tay gầu và gầu

Từ thời điểm 5s, quá trình đào được thực hiện theo phương pháp và các mối liên hệ động học đã nêu tại mục 2.1.2 với độ trễ điều khiển 1s. Cụ thể là

(Hình 3.1): Tín hiệu điều khiển từ tay trang điện cấp cho van giảm áp điện tỷ lệ để điều khiển tay gầu tăng từ 680 mA lên 900 mA trong thời gian 1s. Khi đó để đảm bảo chiều sâu đào với độ nghiêng bề mặt đào đã cho, tín hiệu điều khiển cấp cho van giảm áp điện tỷ lệ để điều khiển cần, gầu thay đổi tương ứng từ 400 mA lên 430 mA và từ 560 mA xuống 390 mA với độ trễ tương ứng là 1s. Theo đó, trên Hình 3.2, có thể nhận thấy cả 3 xy lanh dẫn động đều hoạt động với một độ trễ gần như nhau 4s để đạt được giá trị góc quay (q_1, q_2, q_3) cần thiết, tương ứng với đoạn BC của dịch chuyển răng gầu trong mặt phẳng làm việc (Hình 3.3).

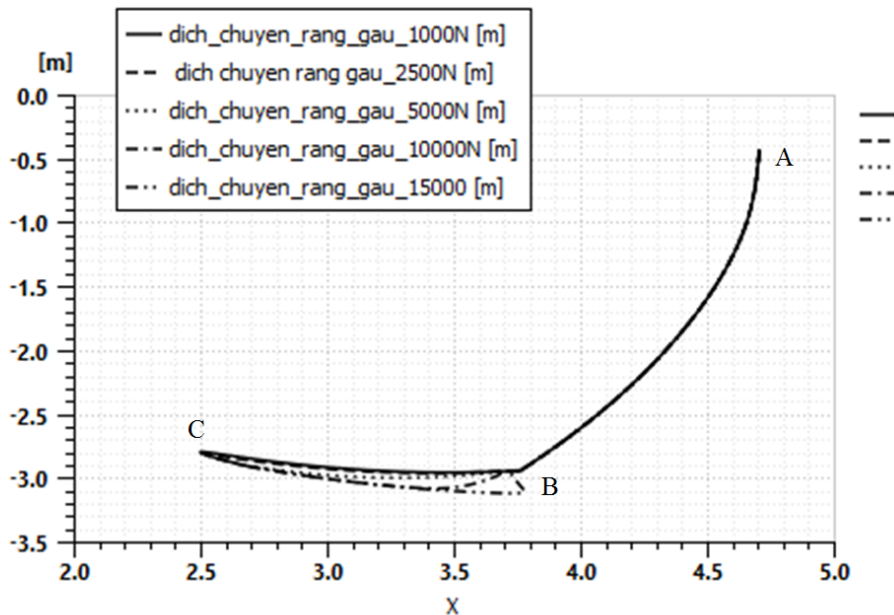


Hình 3.3. Dịch chuyển răng gầu trong mặt phẳng làm việc với các độ trễ điều khiển khác nhau

Đồng thời, theo đồ thị này (Hình 3.3), nhận thấy rằng khi thay đổi tín hiệu điều khiển từ tay trang điện cấp cho van giảm áp điện tỷ lệ để điều khiển tay gầu ở các mức độ trễ khác nhau (0,1s; 0,2s; 0,3s; 0,5s; v.v...), không làm ảnh hưởng đến quỹ đạo dịch chuyển của răng gầu trong mặt phẳng công tác, các đoạn đồ thị (AB và BC) hay nói cách khác chiều sâu đào từng lớp đất (đoạn BC) hoàn toàn trùng nhau. Đồng thời, với góc nghiêng bề mặt đào 5^0 , sai số

của chiều sâu đào từng lớp đất là nhỏ, nằm trong giới hạn $\pm 5\text{cm}$ phù hợp với tiêu chuẩn SNiPom4.02-91.

Ở trường hợp thứ hai, theo Hình 3.4, quá trình điều khiển thiết bị công tác với các giá trị lực cản đào khác nhau, chiều sâu đào từng lớp đất đã có sự thay đổi theo lực cản đào. Cụ thể, với lực cản đào dưới 2500 N, quỹ đạo răng gầu đi theo quỹ đạo đặt ra với sai số cho phép nằm trong giới hạn $\pm 5\text{cm}$ theo tiêu chuẩn SNiPom4.02-91. Tuy nhiên, với giá trị lực cản đào lớn hơn 2500 N, răng gầu đi theo các quỹ đạo khác nhau với sai số đào trên $\pm 10\text{cm}$, không đảm bảo yêu cầu đặt ra.



Hình 3.4. Dịch chuyển răng gầu trong mặt phẳng làm việc ở các lực cản đào khác nhau

Như vậy, việc nghiên cứu quá trình đào đất, với 2 tác động từ bên ngoài vào HTTL dẫn động TBCT gồm điều khiển của người vận hành và lực cản đào đất thì có thể nhận thấy: Mức độ trễ điều khiển của người vận hành không ảnh hưởng đến độ chính xác chiều sâu đào từng lớp đất, còn lực cản đào của đất có ảnh hưởng đáng kể. Vì vậy, trong thực tế để đảm bảo độ chính xác quá trình đào đất, duy trì chiều sâu đào từng lớp đất theo yêu cầu đặt trước, cần thực hiện

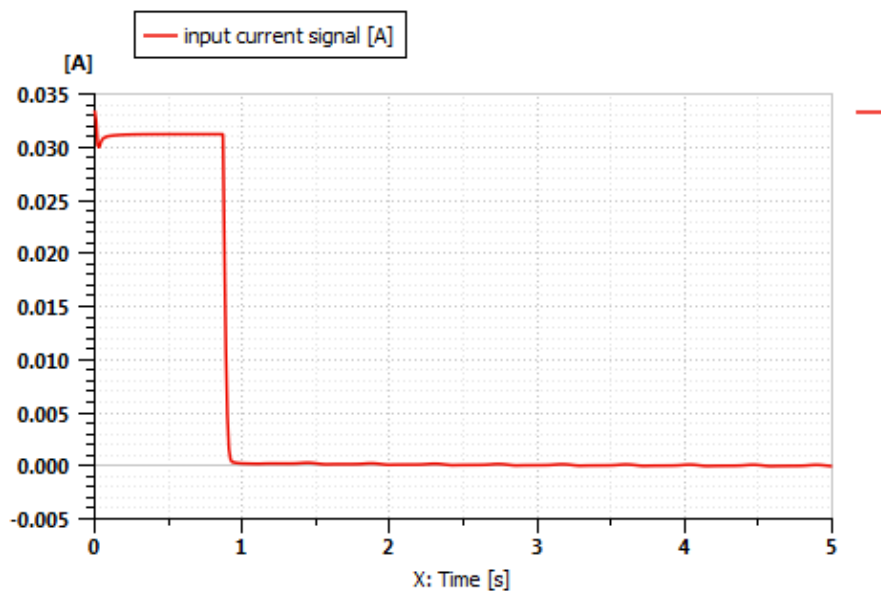
đào từng lớp đất với độ dày phù hợp để lực cản đào không quá lớn.

Theo tính toán với giá trị lực cản đào của đất 2500N sẽ tương ứng với từng chiều dày lớp đất đào: Đối với đất cấp I là 20 cm, đất cấp II là 14 cm, đất cấp III là 8 cm. Do đó, để đảm bảo chiều sâu đào từng lớp đất, đối với đất cấp I – cần đào lớp đất có độ dày nhỏ hơn 20 cm, đối với đất cấp II – cần đào lớp đất có độ dày nhỏ hơn 14 cm, đối với đất cứng cấp III - để đảm bảo độ chính xác chiều sâu đào từng lớp đất là rất khó, do đó cần làm mềm đất (bằng tia nước áp lực cao) trước khi thực hiện đào.

3.3. Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số đến quá trình kẹp gấp bom

3.3.1. Phương án sử dụng van servo kết hợp cảm biến áp suất

Nghiên cứu được thực hiện với khoảng cách dịch chuyển không tải của xy lanh kẹp $l_0 = 200 \text{ mm}$, kẹp gấp quả bom lớn nhất MK-84 có trọng lượng 908 kg, áp suất kẹp cần thiết được tính toán là 167,5 bar (theo mục 2.1.3) và sơ đồ HTTL dẫn động TBCT như Hình 2.2.



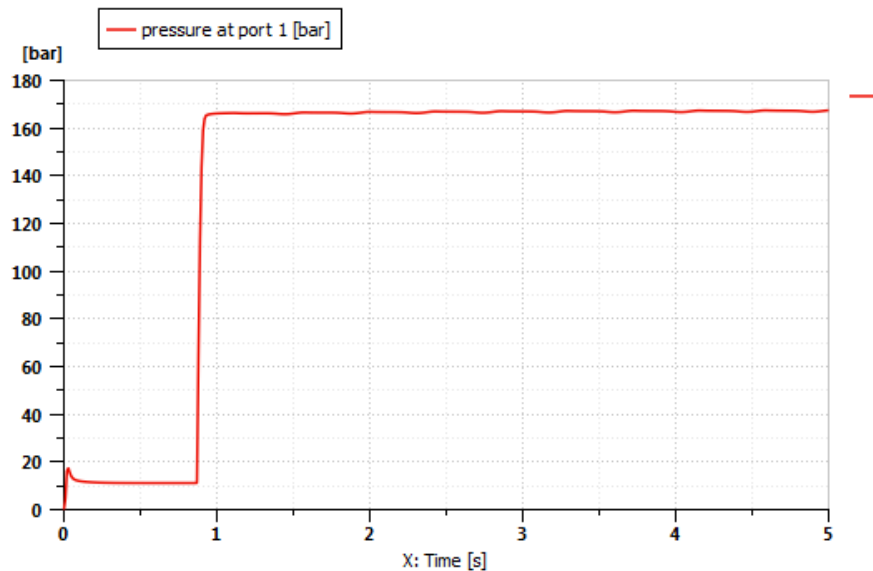
Hình 3.5. Tín hiệu vào cuộn điện van servo

Nghiên cứu được thực hiện trong hai trường hợp:

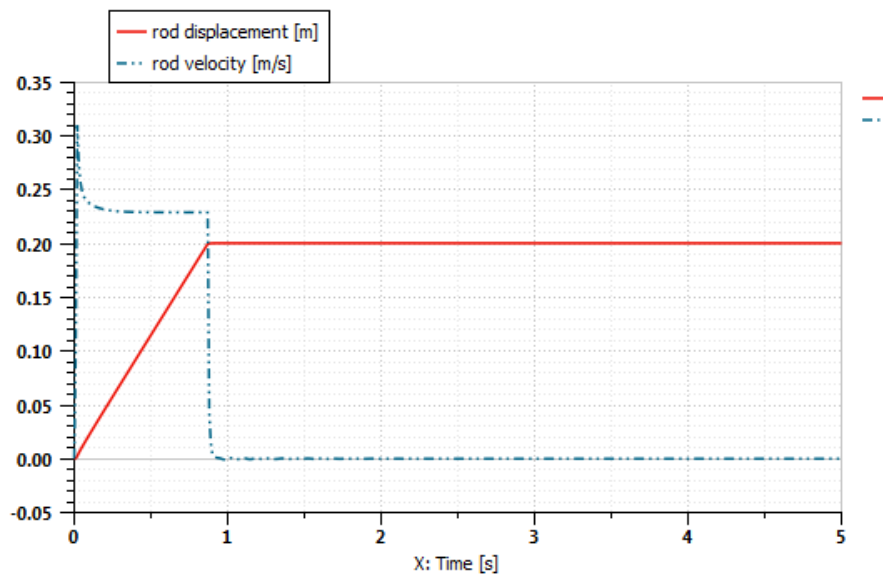
- Tay kẹp không có lớp đệm giảm chấn hoặc lớp đệm có độ cứng quá lớn;

- Tay kẹp có thiết kế lớp đệm giảm chấn với độ cứng khác nhau.

Ở trường hợp thứ nhất, với tín hiệu điều khiển từ tay trang điện cấp đến



Hình 3.6. Áp suất trong khoang pit tông của xy lanh kẹp



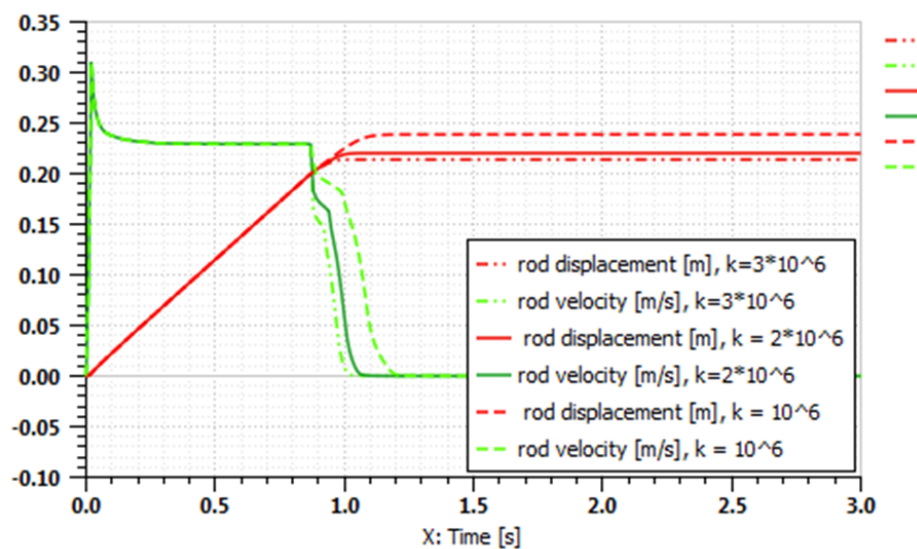
Hình 3.7. Dịch chuyển, vận tốc đầu cán xy lanh kẹp

van servo 310 mA tương ứng mức áp suất cài đặt 167,5 bar, dòng điện trên mô tơ quay của van servo (Hình 3.5) biến đổi phù hợp quy luật. Theo đó, ở khoảng thời gian từ 0 đến 0,9s, khi tay kẹp chưa tiếp xúc vào bom, dòng điện cấp vào cuộn điện van servo duy trì ở giá trị 310 mA, áp suất trong khoang pit tông tăng

từ 0 lên 12 bar (Hình 3.6) và có xuất hiện xung áp suất ở thời điểm ban đầu. Đồng thời, dịch chuyển, vận tốc (Hình 3.7) có sự biến thiên tương ứng, dịch chuyển thay đổi từ 0 lên 0,2 m, vận tốc thay đổi từ 0 lên 0,23 m/s và duy trì ở giá trị này.

Trong khoảng thời gian từ sau 0,9s, khi cán xy lanh kẹp đi hết quãng đường không tải 20 cm thì dừng hẳn, dòng điện cấp từ tay trang điện bằng với dòng điện phản hồi về từ cảm biến áp suất nên dòng điện cấp vào cuộn điện van servo giảm về 0 (Hình 3.5). Áp suất khoang pít tông của xy lanh kẹp tăng đột ngột từ 12 bar lên 167,5 bar (Hình 3.6) và vận tốc của cán xy lanh kẹp giảm đột ngột từ 0,23 m/s về 0 còn dịch chuyển của cán xy lanh kẹp duy trì ở mức 0,2 m.

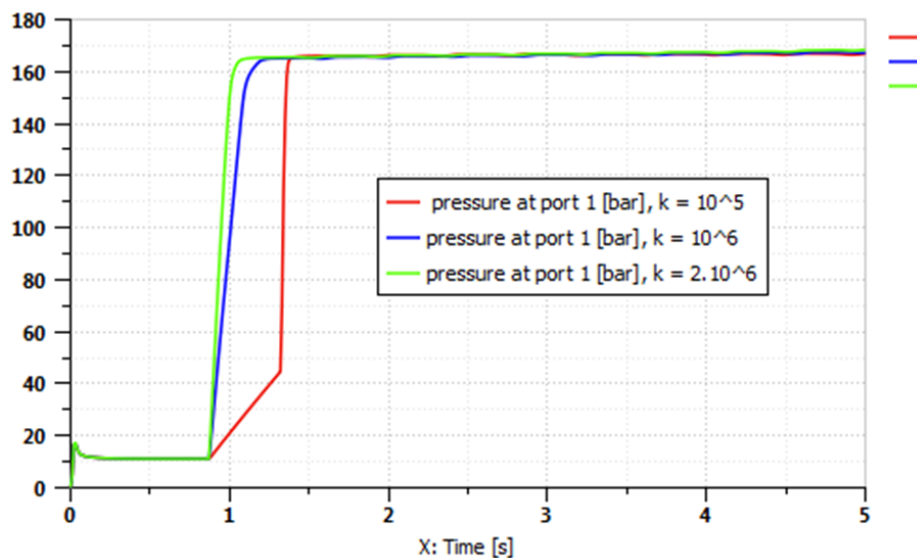
Trong điều kiện thay đổi áp suất và vận tốc đột ngột như vậy, dễ hình thành xung va đập ở thời điểm tiếp xúc với bom. Do đó, bắt buộc phải thiết kế lớp đệm giảm chấn cho tay kẹp bom.



Hình 3.8. Dịch chuyển, vận tốc khi thay đổi hệ số đàn hồi

Ở trường hợp thứ hai (Hình 3.8), khi tay kẹp bom có thiết kế lớp đệm giảm chấn. Ta nhận thấy, lớp đệm giảm chấn với độ cứng nhỏ $k = 10^6 \text{ N/m}$ thì vận tốc giảm dần về 0 với quãng đường dịch chuyển có tải của cán xy lanh kẹp

tương đối lớn khoảng 4 cm, còn với độ cứng lớn $k = 3 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ thì quãng đường dịch chuyển có tải của cán xy lanh kẹp đã giảm đáng kể còn 1 cm. Cũng theo đồ thị Hình 3.8, ta thấy với độ cứng $k = 2 \cdot 10^6 \text{ N/m}$, vận tốc giảm dần về 0 với quãng đường dịch chuyển có tải của cán xy lanh kẹp là 2 cm.



Hình 3.9. Sự thay đổi áp suất trong khoang pít tông của xy lanh kẹp

Trong quá trình kẹp bom, với các độ cứng khác nhau của lớp đệm giảm chấn, luôn xuất hiện sự tăng áp suất (Hình 3.9) trong thời điểm đầu dịch chuyển pít tông. Điều này xảy ra do quá trình chuyển tiếp từ trạng thái tĩnh sang trạng thái động khi dòng điện vào van servo lớn nhất, làm xuất hiện xung áp suất. Tuy nhiên sự xuất hiện xung áp suất này sẽ làm ảnh hưởng đến quá trình điều khiển. Cụ thể, khi kẹp quả bom có trọng lượng nhỏ, áp suất trong khoang pít tông chỉ cần dưới 18 bar, khi đó xy lanh sẽ bị dừng sớm, trước khi kẹp được bom. Để hạn chế điều này, cần thiết kế bộ điều khiển phù hợp nhằm vượt qua giai đoạn xung áp suất này.

Như vậy, trên cơ sở các kết quả nghiên cứu quá trình kẹp bom sử dụng van servo kết hợp cảm biến áp suất, có thể nhận thấy cơ cấu kẹp và hệ thống dẫn động thủy lực đưa ra là phù hợp, không chế được các thông số áp suất, vận tốc, dịch chuyển theo yêu cầu đặt ra. Tuy nhiên để đạt được các thông số áp

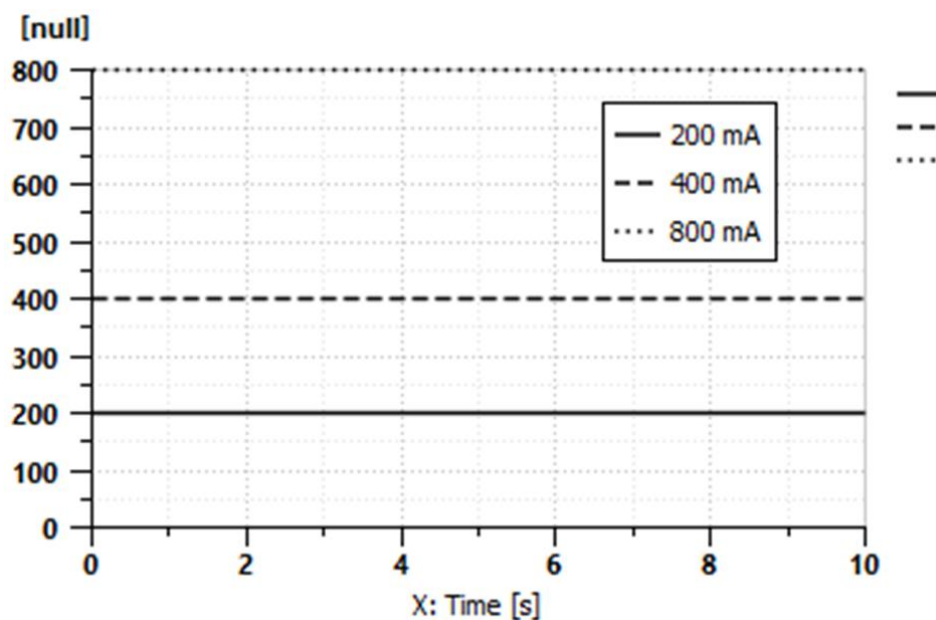
suất, vận tốc dịch chuyển phù hợp nhất cần chọn độ cứng của lớp đệm giảm chấn trong khoảng giá trị $k = (2.10^6 \div 3.10^6) N/m$ và thiết kế bộ điều khiển phù hợp để vượt qua giai đoạn chuyển tiếp từ trạng thái tĩnh sang trạng thái động để kẹp được cả các loại bom có kích thước nhỏ.

3.3.2. Phương án sử dụng van phân phối điện tỷ lệ kết hợp van giảm áp

Nghiên cứu được thực hiện với khoảng cách dịch chuyển không tải của xy lanh kẹp $l_0 = 200 \text{ mm}$ và kẹp gấp quả bom lớn nhất MK-84 có trọng lượng 908 kg, áp suất kẹp cần thiết được tính toán là 167,5 bar (theo mục 2.1.3) và sơ đồ HTTL dẫn động TBCT như Hình 2.3.

Nghiên cứu quá trình kẹp gấp bom sử dụng van phân phối điện tỷ lệ kết hợp van giảm áp dưới ảnh hưởng của các yếu tố sau:

- Dòng điện cấp từ tay trang điện đến cuộn điện của van phân phối điện tỷ lệ để điều khiển quá trình kẹp;
- Độ cứng khác nhau của lớp đệm giảm chấn tay kẹp bom.

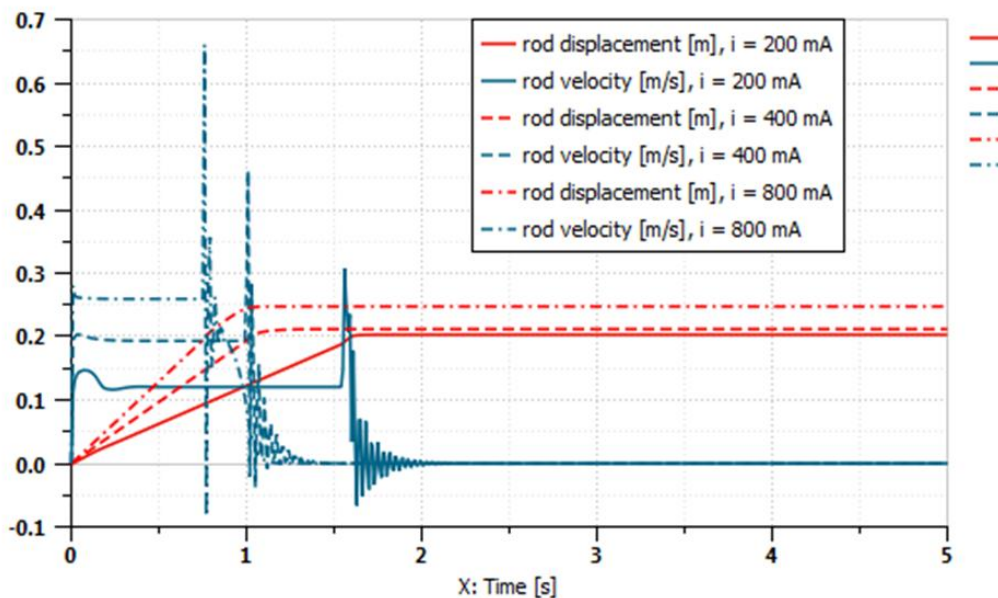


Hình 3.10. Tín hiệu điều khiển van giảm áp

Xét ảnh hưởng của yếu tố dòng điện điều khiển: Theo các Hình 3.10, Hình 3.11, khi tín hiệu điều khiển van phân phối điện tỷ lệ thay đổi ở các mức 200,

400, 800 mA, các quy luật thay đổi của dịch chuyển, vận tốc của cán xy lanh kẹp bom là khác nhau. Cụ thể, ở các tín hiệu điều khiển van phân phối điện tỷ lệ nhỏ 200, 400 mA, xy lanh chỉ di chuyển được các đoạn ngắn tương ứng là 0,2m và 0,21m, kết hợp với Hình 3.13, có thể nhận thấy, áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom chỉ đạt tương ứng 5 bar và 40 bar là không đạt yêu cầu. Chỉ ở mức tín hiệu điều khiển van phân phối điện tỷ lệ 800mA, giá trị áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom mới đạt giá trị yêu cầu đặt ra là 167,5 bar (Hình 3.13).

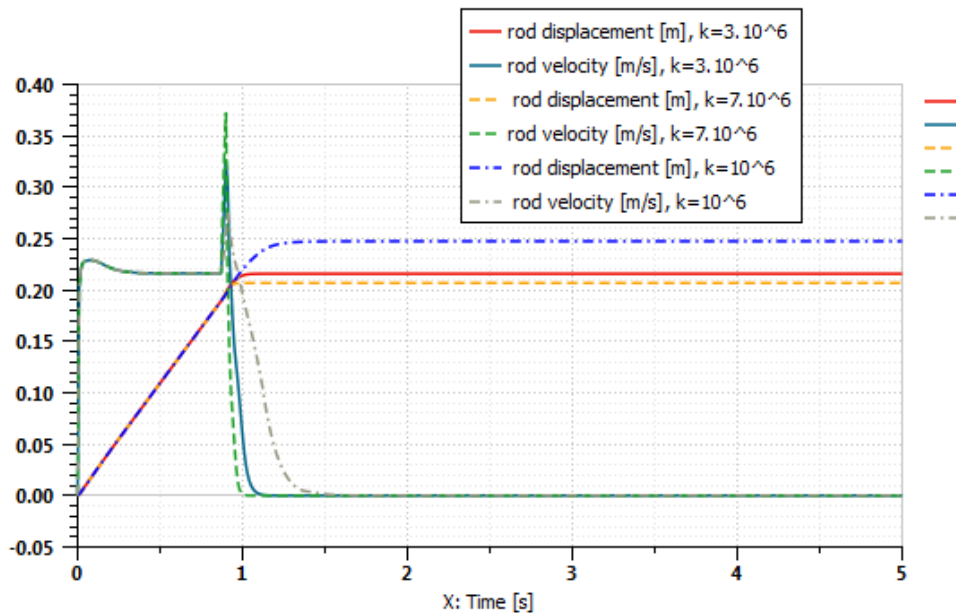
Điều này có thể giải thích, khi tín hiệu điều khiển van phân phối điện tỷ lệ nhỏ, sự hình thành áp suất trong khoang pitt tông của xy lanh kẹp bom, cộng với độ mở về hồi nhất định của van phân phối điện tỷ lệ làm cho dòng dầu có xu hướng hồi về thùng và áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom không thể tăng đến giá trị yêu cầu.



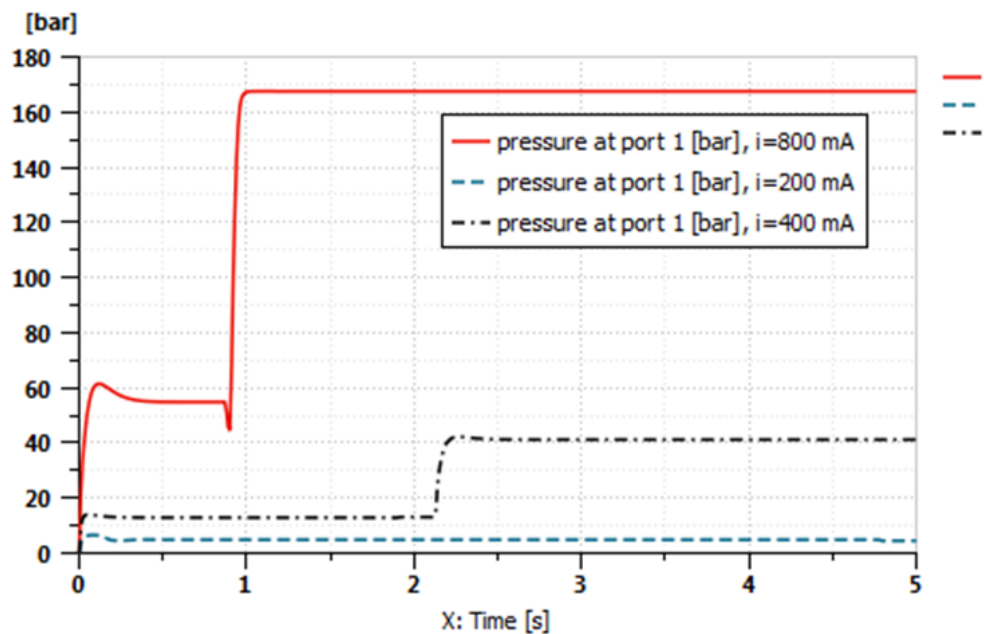
Hình 3.11. Dịch chuyển, vận tốc của xy lanh kẹp ở các dòng điện điều khiển khác nhau, $k = 10^6 \text{ N/m}$

Xét ảnh hưởng của độ cứng lớp đệm giảm chấn: Theo Hình 3.12, với độ cứng của lớp đệm giảm chấn khác nhau, dịch chuyển, vận tốc có sự thay đổi rõ rệt. Cụ thể, với độ cứng $k = 10^6 \text{ N/m}$, sau khi tiếp xúc, cán xy lanh còn tiếp tục

dịch chuyển một đoạn khá dài 5 cm, còn với độ cứng $k = 3 \cdot 10^6$ N/m, độ dịch chuyển thêm của cán xy lanh chỉ còn 1,7 cm và theo Hình 3.13 không xuất hiện xung áp suất trong quá trình kẹp bom.

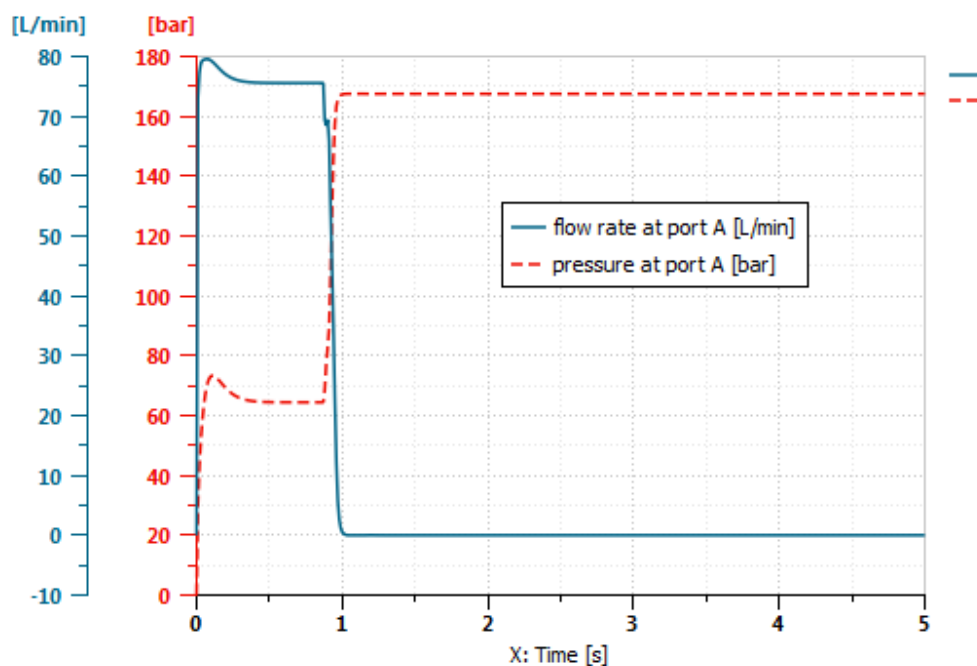


Hình 3.12. Dịch chuyển, vận tốc của xy lanh kẹp khi thay đổi hệ số đàn hồi



Hình 3.13. Áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom ở các dòng điện điều khiển khác nhau ($k = 10^6$ N / m)

Như vậy, quá trình kẹp bom sử dụng van phân phối điện tỷ lệ kết hợp van giảm áp đem lại kết quả phù hợp với yêu cầu đặt ra về áp suất kẹp và vận tốc tiếp xúc bom. Tuy nhiên, tín hiệu điều khiển van phân phối điện tỷ lệ cần đảm bảo: Khi chưa tiếp xúc bom, điều khiển ở mức tín hiệu điều khiển thấp để giảm xung va đập do vận tốc thay đổi đột ngột, khi bắt đầu tiếp xúc cần điều khiển ở mức tín hiệu điều khiển cao nhất $i = 800 \text{ mA}$ nhằm đảm bảo khả năng đạt được áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom cần thiết (mục 2.1.3).



Hình 3.14. Áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom và lưu lượng cấp vào 2 xy lanh kẹp (với $k = 7.10^6 \text{ N/m}$ tại vị trí sau van tỷ lệ)

Việc lắp đặt lớp đệm giảm chấn cần lựa chọn độ cứng phù hợp, theo nghiên cứu thì với độ cứng $k = 3.10^6 \text{ N/m}$ đáp ứng tốt yêu cầu đặt ra về khoảng dịch chuyển có tải và vận tốc dịch chuyển.

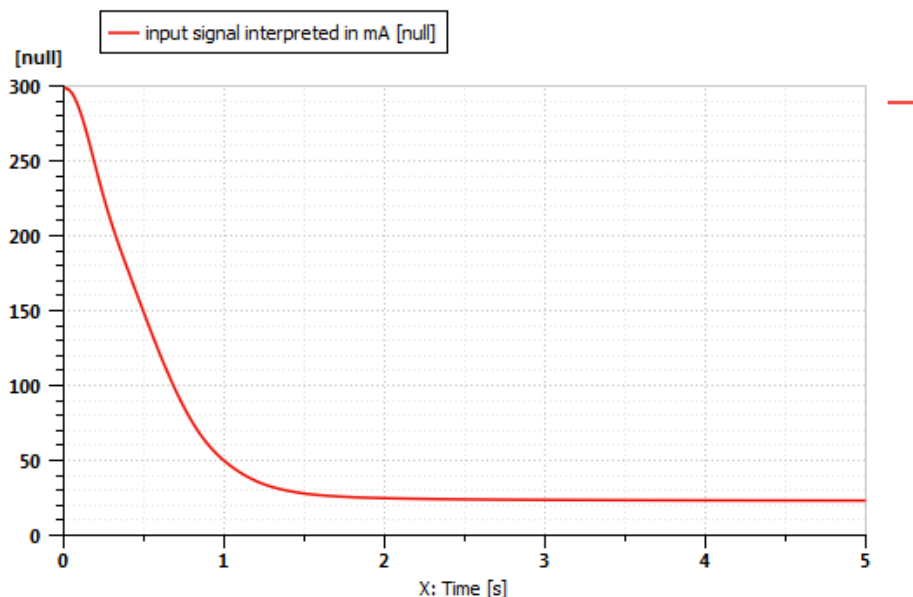
Hình 3.14 biểu diễn áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom và lưu lượng cấp vào 2 xy lanh kẹp bom tại vị trí ngay sau van phân phối điện tỷ lệ khi độ cứng lớp đệm giảm chấn tay kẹp rất lớn. Các đường đặc tính này được sử dụng để so sánh với kết quả đo thực nghiệm ở Chương sau (do không gian kín, chặt hẹp

nên không thể đo các thông số trực tiếp tại vị trí xy lanh kẹp bom).

3.4. Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số đến quá trình hạ đặt bom

Nghiên cứu quá trình hạ đặt bom được thực hiện đối với quả bom có kích thước, trọng lượng lớn nhất là MK-84, sơ đồ HTTL dẫn động TBCT theo Hình 2.1 và xét trong hai trường hợp: Hạ đặt bằng cần khi quả bom ở vị trí gần xe cơ sở và hạ đặt bằng cần khi quả bom ở xa xe cơ sở (ra thêm tay gầu). Cả hai trường hợp nghiên cứu được thực hiện theo độ dài hạ đặt đưa ra của cán xy lanh cần là 0,1 m.

Quá trình nghiên cứu các đặc tính động lực học khi hạ đặt bom trong điều kiện quả bom đã ở khoảng cách không lớn so với bề mặt hạ đặt (dưới 1 m), thực hiện bằng phương pháp hạ cần, không có thao tác ra vào tay gầu đồng thời (việc phối hợp hạ đặt bằng cả cần và tay gầu cùng một lúc sẽ gây khó khăn cho quá trình điều khiển hạ đặt). Phương pháp này đảm bảo độ chính xác vị trí hạ đặt bom khi khoảng cách từ vị trí bắt đầu hạ đặt đến bề mặt để đặt bom là nhỏ (ví dụ ở đây hạ xy lanh cần 0,1 m).

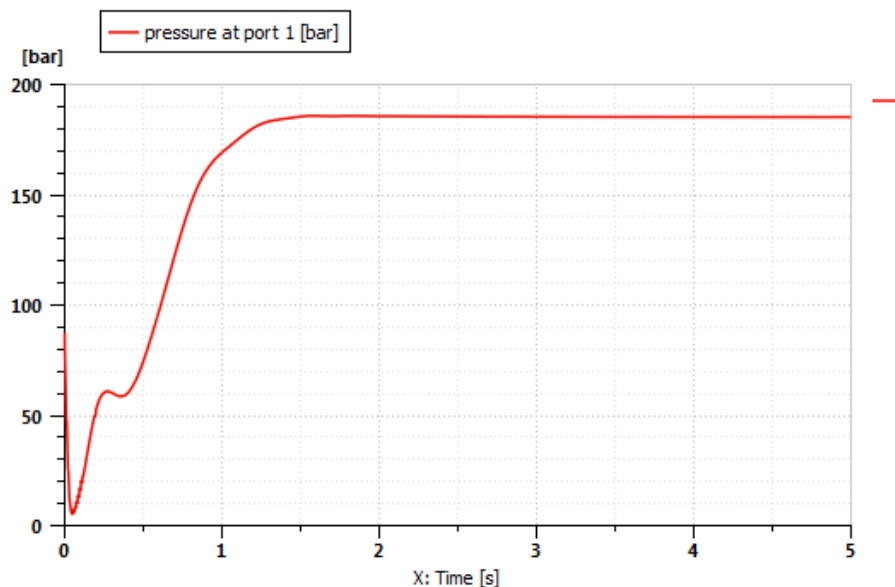


Hình 3.15. Tín hiệu điều khiển van giảm áp điện tỷ lệ

Trường hợp thứ nhất, hạ đặt bằng cần khi quả bom cùng cơ cấu đào đất –

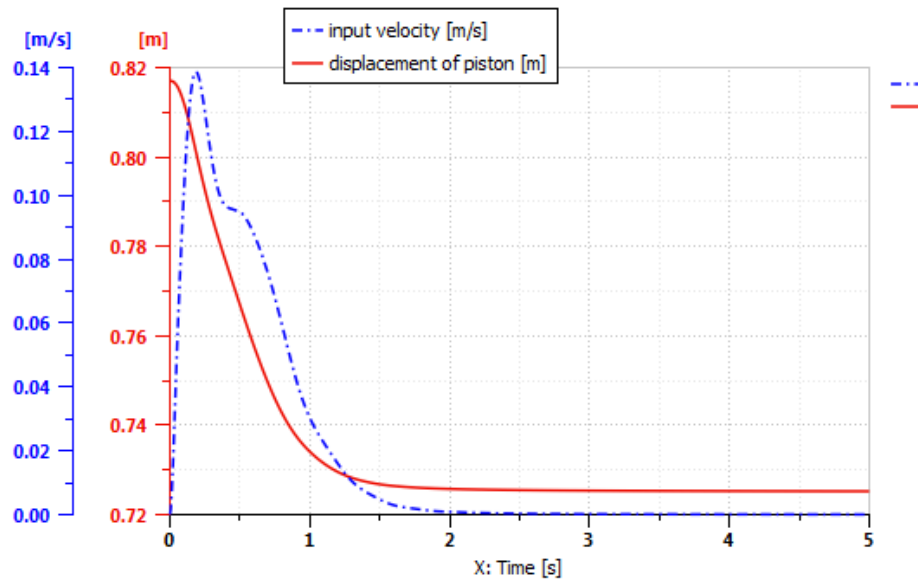
kẹp bom ở vị trí gần xe cơ sở.

Khi tay trang điện cấp dòng điện điều khiển cho van giảm áp điện tỷ lệ để điều khiển xy lanh nâng hạ cần, hạ xy lanh cần xuống 0,1m. Tín hiệu điều khiển (mA) cấp vào cuộn điện van giảm áp điện tỷ lệ được thể hiện trên Hình 3.15. Theo đó, ở thời điểm ban đầu tín hiệu điều khiển là lớn nhất, sau đó tín hiệu điều khiển giảm dần khi cần xy lanh bắt đầu dịch chuyển và giảm về 25 mA khi cần xy lanh dừng hẳn. Theo Hình 3.16, khi hạ đặt bom, áp suất trong khoang xy lanh của xy lanh nâng hạ cần liên tục thay đổi và chỉ ổn định khi pít tông dừng di chuyển.

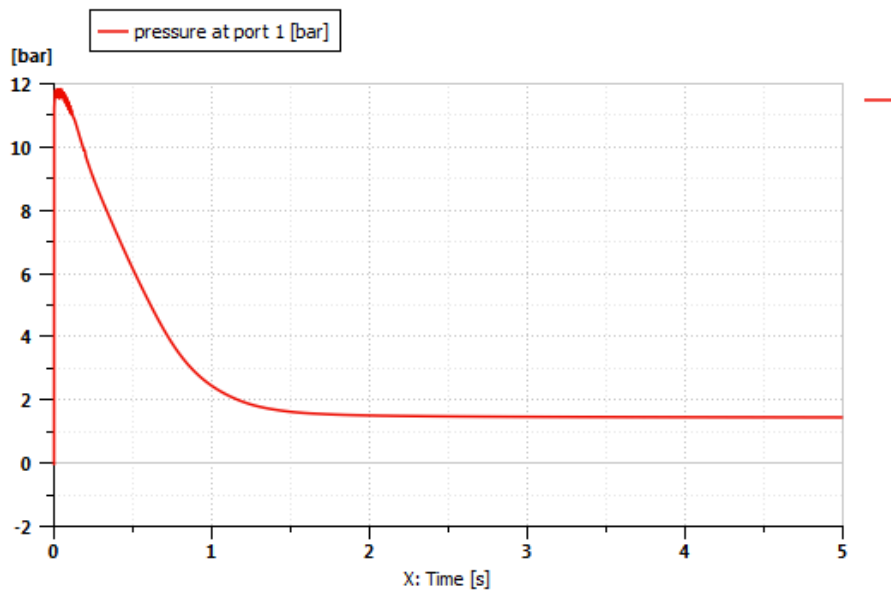


Hình 3.16. Sự thay đổi áp suất trong xy lanh nâng hạ

Theo Hình 3.17 dịch chuyển của cần xy lanh chưa đạt đến giá trị yêu cầu đặt ra là 0,1 m (từ 0,818 đến 0,718 m), điều này có thể giải thích theo giá trị áp suất điều khiển van phân phối chính trên Hình 3.18. Cụ thể, khi giá trị áp suất điều khiển van phân phối chính đạt đến giá trị 1,5 bar ở 1,5 s, ở giá trị áp suất này độ mở của van phân phối chính gần như bằng 0 và cần xy lanh nâng hạ cần không dịch chuyển thêm nữa. Do đó, tín hiệu điều khiển cấp vào cuộn điện van giảm áp điện tỷ lệ cũng dừng lại ở mức 25 mA. Tức là, cần xy lanh nâng hạ cần bị dừng sớm hơn trước khi đạt giá trị yêu cầu.



Hình 3.17. Dịch chuyển, vận tốc pít tông nâng, hạ cần

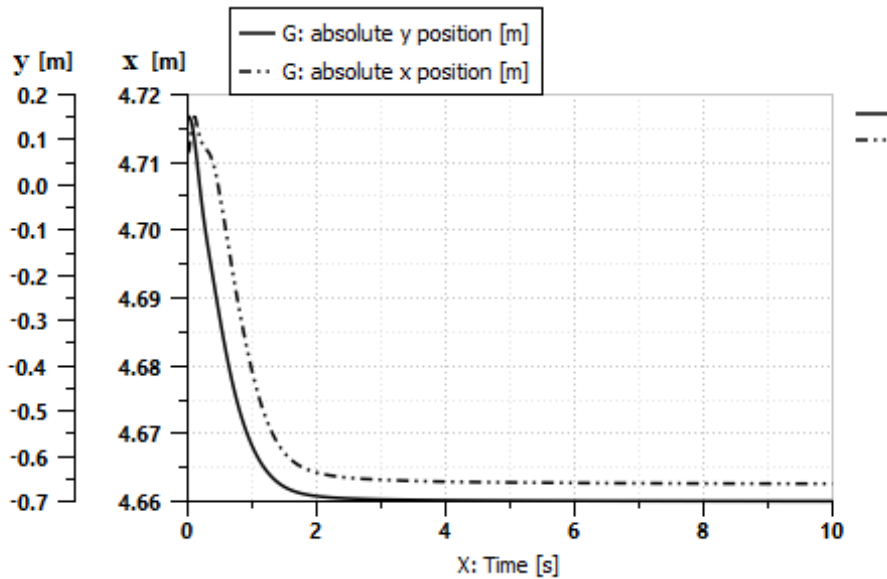


Hình 3.18. Áp suất điều khiển van phân phối chính

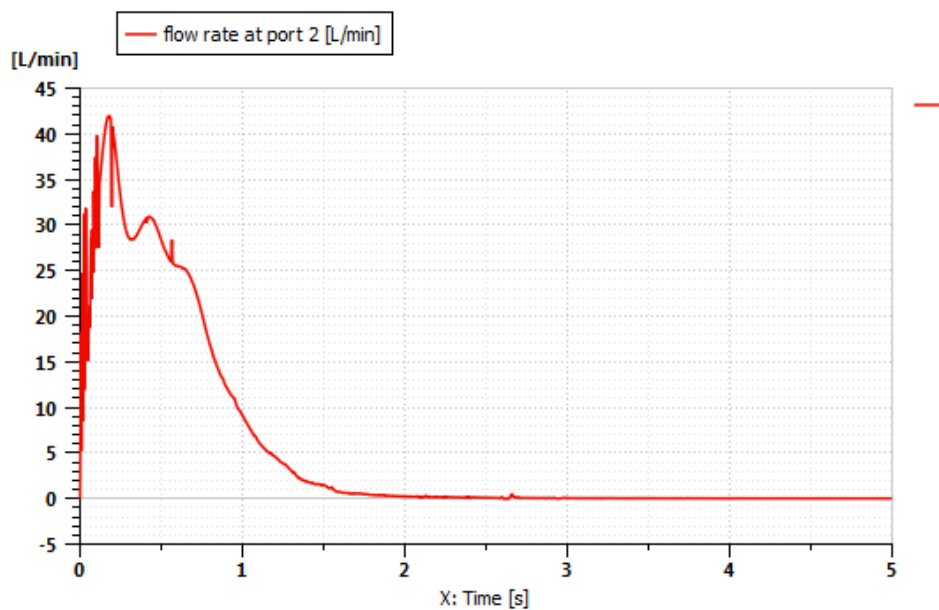
Do đó, để đạt giá trị dịch chuyển, vận tốc hạ đặt của xy lanh theo yêu cầu cần có tín hiệu điều khiển van giảm áp điện tỷ lệ phù hợp, sao cho duy trì được áp suất điều khiển van phân phối giảm dần về giá trị 4 bar để duy trì độ mở của van phân phối, khi đạt giá trị dịch chuyển yêu cầu thì ngay lập tức giảm giá trị áp suất điều khiển này về 1,5 bar (hoặc đưa tín hiệu điều khiển về 0 mA).

Theo Hình 3.19, với dịch chuyển 0,09 m theo chiều hạ của cán xy lanh

nâng, hạ cần thì dịch chuyển trọng tâm của cơ cấu đào đất – kẹp bom (cùng với bom) theo phương y – phương thẳng đứng của trọng tâm cơ cấu đào đất – kẹp bom là 0,85 m (từ độ cao 0,15 m xuống -0,7 m), còn dịch chuyển theo phương x – phương nằm ngang của trọng tâm cơ cấu đào đất – kẹp bom là 0,053 m (từ 4,716 m xuống 4,663 m).

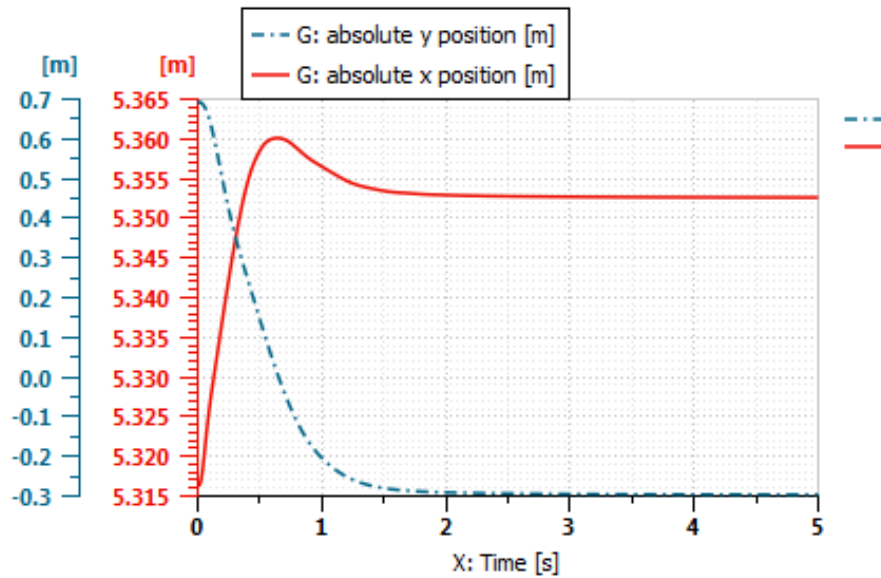


Hình 3.19. Dịch chuyển của điểm đặt trọng tâm cơ cấu đào đất – kẹp bom

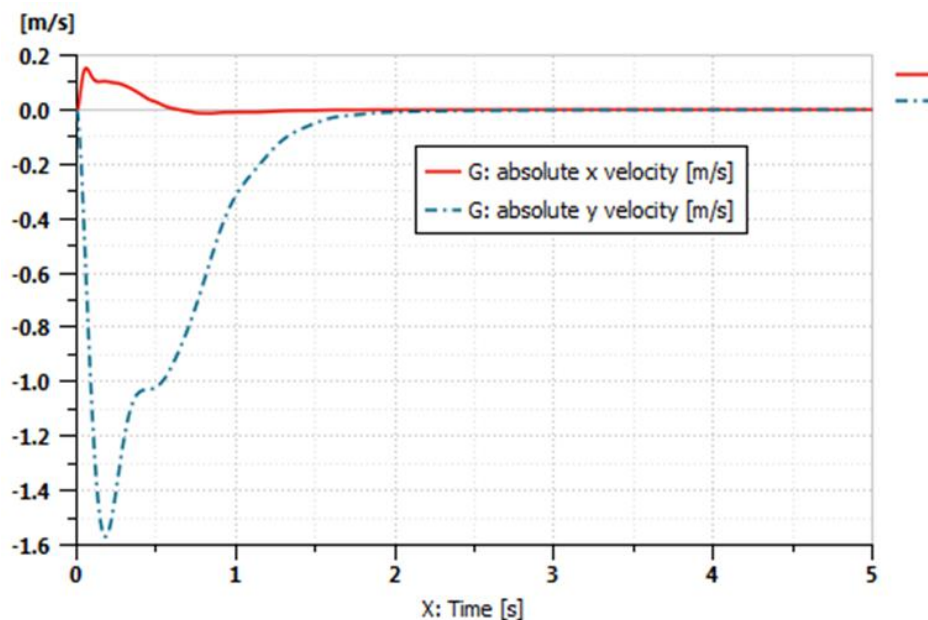


Hình 3.20. Lưu lượng vào xy lanh nâng hạ

Hình 3.20 biểu diễn lưu lượng cấp vào xy lanh nâng hạ cần tại vị trí đường ống cấp vào khoang xy lanh. Các đường đặc tính này được sử dụng để so sánh với kết quả đo thực nghiệm ở Chương sau.



Hình 3.21. Dịch chuyển của điểm đặt trọng tâm cơ cấu đào đất – kẹp bom (khi ra thêm tay gầu)



Hình 3.22. Vận tốc hạ đặt bom

Trường hợp thứ hai, hạ đặt bom bằng cần khi quả bom ở xa xe cơ sở (ra thêm tay gầu 0,16 m). Hình 3.21, khi ra thêm tay gầu 0,16 m, dịch chuyển theo

phương y – phương thẳng đứng của trọng tâm cơ cấu đào đất – kẹp bom giảm 1,0 m (từ độ cao 0,7 m xuống -0,3 m), còn dịch chuyển theo phương x – phương ngang của trọng tâm cơ cấu đào đất – kẹp bom tăng 0,038 m (từ 5,315 m lên 5,353 m). Như vậy, độ lệch vị trí trọng tâm theo phương x giảm xuống dưới 0,05 m.

Do đó, để hạ đặt bom chính xác vị trí mong muốn, người điều khiển từ xa cần ra tay gàu ở vị trí xa nhất có thể và hạ đặt bom bằng cách hạ cần nhằm đảm bảo vị trí hạ đặt yêu cầu cũng như vận tốc hạ đặt đạt giá trị 0 khi quả bom tiếp cận vị trí hạ đặt như Hình 3.22.

Như vậy, với yêu cầu cao về độ chính xác, an toàn, đòi hỏi quá trình hạ đặt bom phải được tiến hành với những lưu ý quan trọng như sau:

Thứ nhất, khi hạ đặt bom ở gần xe cơ sở cần kết hợp giữa hạ cần và ra tay gàu, khi hạ đặt ở xa xe cơ sở (đã ra tay gàu) chỉ cần hạ đặt bom bằng phương pháp hạ cần (do đã có camera quan sát hỗ trợ). Vì vậy, trong thực tế, việc áp dụng phương pháp hạ đặt bom chỉ bằng phương pháp hạ cần sẽ đơn giản, mà vẫn đảm bảo độ chính xác cho phép.

Thứ hai, để đảm bảo hạ đặt bom chính xác theo yêu cầu về quãng đường và vận tốc dịch chuyển, tín hiệu điều khiển van giảm áp điện tử lệ phải đáp ứng yêu cầu như đã nêu ở trên, nhằm khắc phục độ trễ của van phân phối chính.

Kết luận chương 3

Trên cơ sở phân tích, tính toán về động học, động lực học và xác định một số thông số đầu vào, tổ chức tính toán, mô phỏng HTTL dẫn động TBCT ở Chương 2, nội dung Chương 3 đã đi sâu và giải quyết được các vấn đề chính sau:

1- Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số vận hành, thông số kết cấu, ngoại lực đến các quá trình đào đất và hạ bom. Từ nghiên cứu này có thể rút ra được các kết luận và khuyến nghị quan trọng:

Thứ nhất, đối với quá trình đào đất ở khu vực tiếp cận gần quả bom: Do nguồn thủy lực đảm bảo đủ công suất (áp suất và lưu lượng) nên khi điều khiển chiều sâu đào, độ trễ của thao tác điều khiển tay gầu không ảnh hưởng đến độ chính xác chiều sâu đào. Tuy nhiên, lực cản đào có ảnh hưởng rất lớn đến độ chính xác chiều sâu đào, đất càng cứng càng phải giảm chiều dày lớp đất đào hoặc cần có biện pháp làm mềm đất (phun tia nước áp suất cao). Cụ thể như sau: Đối với đất cấp I cần đào lớp đất có độ dày dưới 20 cm, đối với đất cấp II cần đào lớp đất có độ dày dưới 14 cm, đối với đất cấp III cần làm mềm đất trước khi đào.

Thứ hai, trong quá trình hạ đặt bom, để đơn giản trong thao tác điều khiển và đảm bảo hạ đặt chính xác, an toàn nên mở toàn bộ tay gầu và hạ đặt bằng cách hạ cần. Tín hiệu điện điều khiển van giảm áp điện tỷ lệ để hạ đặt bom phải đảm bảo khắc phục được độ trễ của van phân phối chính.

2- Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu, vận hành đến quá trình kẹp gấp bom:

Quá trình kẹp gấp bom khi sử dụng van servo kết hợp cảm biến áp suất làm xuất hiện xung áp suất trong xy lanh kẹp, ảnh hưởng đến quá trình kẹp các quả bom có kích thước nhỏ (ví dụ bom MK-81). Vì vậy, cần thiết kế bộ điều khiển phù hợp nhằm khắc phục điều này khi kẹp gấp bom loại nhỏ như MK-81. Độ cứng của lớp đệm giảm chấn nên nằm trong khoảng giá trị $k = (2.10^6 \div 3.10^6) N / m$.

Quá trình kẹp gấp bom khi sử dụng van phân phối điện tỷ lệ kết hợp van giảm áp không làm xuất hiện xung áp suất trong xy lanh kẹp. Tuy nhiên cần lưu ý, khi tay kẹp chưa tiếp xúc bom cần cấp dòng điện nhỏ để tay kẹp di chuyển chậm để giảm vận tốc tiếp xúc còn khi đã tiếp xúc bom cần cấp dòng điện lớn nhất $i = 800 \text{ mA}$ để kẹp đúng theo áp suất tính toán. Đối với lớp đệm giảm chấn ở tay kẹp nên lựa chọn độ cứng $k = 3.10^6 N / m$ để đạt được yêu cầu về dịch chuyển và vận tốc tiếp xúc.

3- Các nghiên cứu lý thuyết đã thực hiện ở Chương này, được sử dụng làm cơ sở để so sánh, đánh giá với các kết quả nghiên cứu thực nghiệm ở Chương tiếp theo. Ngoài ra, các nghiên cứu này đã được công bố trong các tạp chí khoa học trong và ngoài nước của tác giả, góp phần khẳng định tính đúng đắn của mô hình nghiên cứu đã xây dựng.

Chương 4

NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

4.1. Mục tiêu, các thông số và trang thiết bị thực nghiệm

4.1.1. Mục tiêu, các thông số nghiên cứu thực nghiệm

Máy đào gắp bom đạn ĐKTX MĐB-01 là máy đào gắp bom đạn ĐKTX lần đầu tiên được chế tạo ở Việt Nam với hệ thống điều khiển điện thủy lực thay thế cho hệ thống điều khiển cơ thủy lực đã xây dựng ở Chương 2, do đó cần đánh giá sự tương thích thực tế bằng thực nghiệm của dạng điều khiển mới này làm cơ sở để có những đánh giá và khuyến nghị cần thiết. Ngoài ra, từ các mô hình động lực học ở Chương 2 và các kết quả nghiên cứu động lực học ở Chương 3, cần có các nghiên cứu thực nghiệm để đánh giá tính đúng đắn của mô hình nghiên cứu lý thuyết so với hoạt động thực tế của máy.

Mục tiêu của nghiên cứu thực nghiệm là:

- Xác định sự tương thích của tín hiệu áp suất điều khiển bằng tay trang cơ và tay trang điện có sử dụng van giảm áp điện tỷ lệ;
- Thí nghiệm kiểm chứng kết quả nghiên cứu về động lực học hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị công tác máy đào gắp bom đạn điều khiển từ xa.

Các thông số đo trực tiếp bao gồm: Góc nghiêng của tay trang; Áp suất điều khiển được đo tại cửa ra của cụm van điện tỷ lệ; Áp suất, lưu lượng kẹp gắp bom được đo ngay sau cụm van phân phối điện tỷ lệ; Áp suất, lưu lượng, dịch chuyển của quá trình hạ đặt bom được đo tại cửa nối với khoang xy lanh của xy lanh nâng hạ cần (từ chiều dài xy lanh 0,82 m). Các thông số được tính gián tiếp: Vận tốc kẹp gắp bom, vận tốc hạ đặt bom. Cụ thể như sau:

- Góc nghiêng của tay trang cơ – thủy lực và tay trang điện khi điều khiển nâng hạ cần, áp suất điều khiển xy lanh nâng hạ cần trong mạch điều khiển theo góc nghiêng điều khiển tay trang khi sử dụng tay trang cơ khí trên ca bin và tay trang điện;

- Áp suất p_{cy} , lưu lượng Q_{cy} của xy lanh kẹp gấp bom trong quá trình điều khiển kẹp gấp bom;

- Áp suất điều khiển p_{r2} , áp suất p_{cy} , lưu lượng dẫn động Q_{cy} và hành trình xy lanh nâng hạ cần s_1 trong quá trình hạ đặt bom.

Việc nghiên cứu quá trình điều khiển chính xác chiều sâu đào mới dừng lại ở việc nghiên cứu lý thuyết, do quá trình nghiên cứu thực nghiệm này đòi hỏi nhiều trang thiết bị hiện đại mà hiện nay trên máy thực chưa được trang bị. Phần nghiên cứu thực nghiệm quá trình điều khiển chính xác chiều sâu đào sẽ được đưa vào định hướng nghiên cứu khi tính toán, thiết kế phiên bản tiếp theo của máy đào gấp bom đạn ĐKTX.

4.1.2. Trang thiết bị làm thực nghiệm

a) Máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa

Nghiên cứu thực nghiệm được tiến hành trên máy đào gấp bom đạn ĐKTX MDB-01 tại Công ty cổ phần công nghiệp ô tô Vinacomin (VMIC) – Tp. Cẩm Phả, Quảng Ninh từ ngày 23 đến ngày 25 tháng 1 năm 2022.



Hình 4.1. NCS cùng các thầy tại vị trí thực nghiệm

Máy đào gấp bom đạn ĐKTX được tích hợp các thiết bị như thiết bị dò tìm bằng sóng radar, thiết bị đào, gấp bom, hệ thống phun tia nước áp lực cao

và búa thủy lực dự phòng. Ngoài ra, máy còn được trang bị hệ thống điều khiển từ xa hoàn chỉnh, cùng các camera quan sát có độ phân giải cao. Với việc sử dụng máy đào gắp bom này, trong hoạt động xử lý bom có thể thay thế cho các máy riêng lẻ khác như: Máy đào một gầu, thiết bị phun tia nước áp suất cao và thiết bị gắp bom, giúp giảm đáng kể thời gian, công sức trong xử lý bom, cũng như đảm bảo an toàn cho người vận hành.



Cơ cấu đào đất – gắp bom

Hình 4.2. Máy đào gắp bom đạn ĐKTX

Bảng 4.1. Các thông số cơ bản của máy

Thông số	Đơn vị đo	Giá trị
- Dài	m	7,3
- Rộng	m	2,2
- Cao	m	2,6
Trọng lượng tối đa	Tấn	13,5
Khoảng sáng gầm máy	m	0,3
Chiều sâu đào lớn nhất	m	5,5
Tầm vươn xa nhất	m	7,0
Dung tích gầu đào	m ³	0,3
Công suất động cơ	kW	64

Vận tốc di chuyển lớn nhất	Km/h	3,6
Góc vượt dốc lớn nhất	Độ	30
Góc dốc ngang lớn nhất	Độ	15 ÷ 20
Hệ di chuyển		Dải xích kim loại
Hệ thống bơm xói nước áp lực cao (tích hợp)		
- Nguồn điện	VAC	220
- Áp lực tia nước lớn nhất	Bar	150
Hệ thống bơm hút nước, hút bùn đất (tích hợp)		
- Nguồn điện	VAC	220
- Lưu lượng bơm	m ³ /h	4
Cơ cấu kẹp, gấp bom đạn tại đáy hồ đào (chế tạo mới)		
- Đường kính bom đạn lớn nhất có thể kẹp gấp được	m	0,5
- Trọng lượng bom đạn lớn nhất có thể kẹp gấp được	kg	1000

b) Các đầu đo trực tiếp

- Để đo góc nghiêng của các tay trang điều khiển sử dụng 01 cảm biến đa năng DS-IMU1 do hãng Dewesoft của Áo sản xuất. Cảm biến DS-IMU1 là một cảm biến đa chức năng, với việc sử dụng tín hiệu vệ tinh để đo đạc, cảm biến có thể đo nhiều thông số khác nhau như dịch chuyển, vận tốc, gia tốc, góc nghiêng. Thiết bị đi kèm bao gồm bộ thu tín hiệu vệ tinh, cáp truyền thông, phần mềm Dewesoft X3 SP2 để kết nối máy tính và xử lý dữ liệu.

Các thông số kỹ thuật chính của cảm biến được thể hiện trong *Bảng 4.2*.

Bảng 4.2. Các thông số cơ bản của cảm biến DS-IMU1

STT	Thông số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	Sai số vị trí theo phương ngang	m	2,0	
2	Sai số vị trí theo phương thẳng đứng	m	3,0	
3	Sai số góc nghiêng (ở trạng thái động)	°	0,2	
4	Sai số vận tốc	m/s	0,05	
5	Gia tốc giới hạn		4 g	
6	Các hệ thống định vị hỗ trợ		GPS/GLONASS/ GALILEO/BEIDOU	
7	Điện áp làm việc	V	5÷36	



Hình 4.3. Cảm biến DS-IMU1



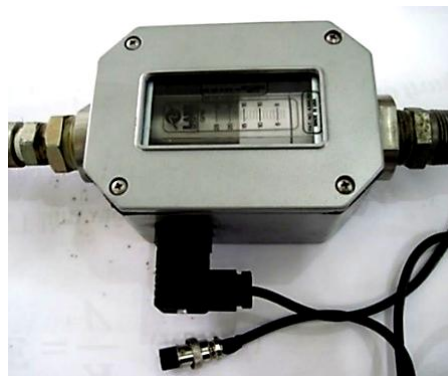
Hình 4.4. Đầu đo OCM-511

- Để đo áp suất điều khiển, áp suất kẹp gấp bom và áp suất nâng hạ xy lanh nâng cần sử dụng 03 đầu đo OCM-511 do Hãng Huba Control của Thụy Sĩ chế tạo. Đầu đo có kết cấu nhỏ gọn, chắc chắn, độ ổn định và độ chính xác cao. Cảm biến sử dụng nguyên lý biến tín hiệu áp suất của dòng dầu thành tín hiệu dòng điện trong dải 4÷20 mA để đưa vào thiết bị ghi và xử lý tín hiệu NI-6009. Đầu đo này được nối với đường ống dẫn dầu vào mô tơ có áp bằng cút ba chạc, các thông số kỹ thuật cơ bản cho trong Bảng 4.3.

Bảng 4.3. Các thông số cơ bản của đầu đo OCM-511

STT	Thông số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	Nhiệt độ môi trường	°C	-40 ÷ 125	
2	Điện áp tín hiệu đầu ra	V	1 ÷ 5	Sau chuyển đổi
3	Dòng tín hiệu ra	mA	4 ÷ 20	
4	Khoảng làm việc	Bar	0 ÷ 400	
5	Thời gian phản ứng	μs	< 2	

- Để đo lưu lượng vào xy lanh nâng hạ cần, lưu lượng vào xy lanh kẹp gấp bom sử dụng 02 đầu đo R4S-7HD-25 hoặc R4S-7HD-50 như Hình 4.5. Các cảm biến này biến đổi tín hiệu lưu lượng dòng dầu thành tín hiệu dòng điện trong dải từ 4÷20 mA và được đưa vào bộ xử lý tín hiệu NI-6009. Các thông số kỹ thuật cơ bản cho trong Bảng 4.4.



Hình 4.5. Đầu đo lưu lượng R4S-7HD-25

Bảng 4.4. Các thông số cơ bản của đầu đo R4S-7HD-25, R4S-7HD-50

STT	Thông số	Đơn vị	Giá trị đầu đo		Ghi chú
			R4S-7HD-25	R4S-7HD-50	
1	Nhiệt độ môi trường	°C	-10 ÷ 116	-10 ÷ 116	
2	Điện áp nguồn đầu vào	V	12 ÷ 35	12 ÷ 35	
3	Điện áp tín hiệu đầu ra	V	1 ÷ 5	1 ÷ 5	
4	Dòng tín hiệu ra	mA	4 ÷ 20	4 ÷ 20	
5	Tần số	Hz	0 ÷ 2000	0 ÷ 2000	
6	Lưu lượng	L/ph	0.2 ÷ 96	0.2 ÷ 192	
7	Khoảng áp suất làm việc	Bar	0 ÷ 410	0 ÷ 410	

+ Để đo dịch chuyển xy lạnh nâng hạ cần sử dụng 01 đầu đo xa laser H7.

Đây là loại cảm biến đo xa laser do hãng DATRON sản xuất. Cảm biến được thiết kế để đo chiều cao, khoảng cách, cũng như các yêu cầu đo tĩnh và động khác. Đầu đo này làm việc theo nguyên lý quang học, khi chùm tia sáng laser của đầu đo gặp vật cản sẽ phản xạ lại đầu thu từ đó đưa ra tín hiệu điện áp tương ứng với khoảng cách từ đầu đo đến vật cản. Các giá trị đo được cung cấp dưới dạng tín hiệu tương tự (0-10 V), đầu ra RS-232C hoặc CAN Bus. Các thông số kỹ thuật chính của cảm biến được đưa ra trong bảng Bảng 4.5.

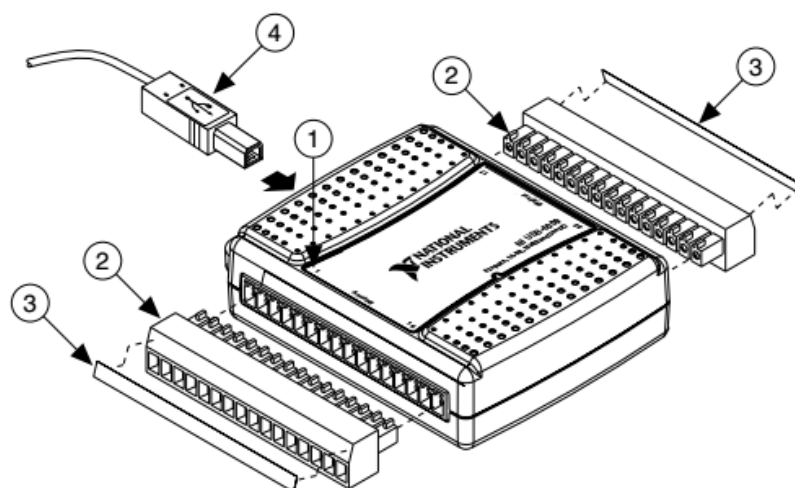


Hình 4.6. Cảm biến dịch chuyển H7

Bảng 4.5. Các thông số kỹ thuật chính của cảm biến H7

STT	Thông số	Giá trị
1	Kích thước (DxRxC), mm	140x40x136
2	Khối lượng, kg	0,53
3	Dải đo, cm	26÷86
4	Sai số tuyến tính, %	1
5	Góc xoay lớn nhất, °	±20
6	Điện áp đầu ra, V	0÷10
7	Điện áp nguồn, V	10÷35
8	Nhiệt độ môi trường làm việc, °C	5÷50

c) Thiết bị ghi và xử lý tín hiệu



Hình 4.7. Bộ chuyển đổi tín hiệu NI-USB 6009

1- Vỏ; 2- Vít kết nối; 3- Kênh tín hiệu; 4- Cáp USB.

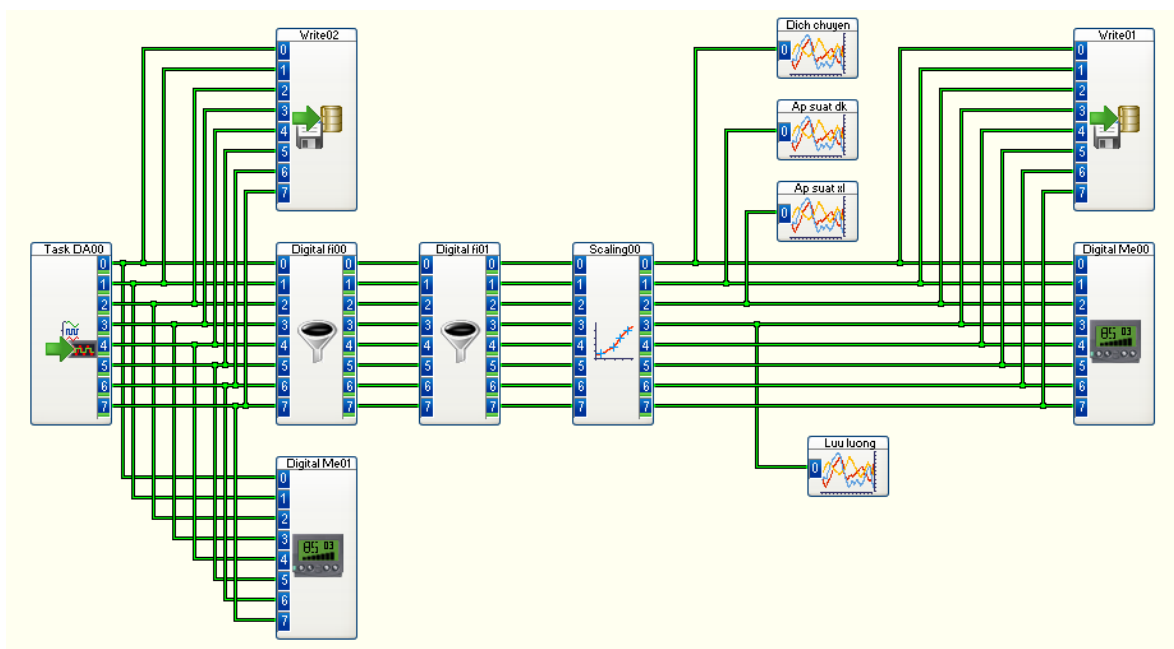
Bộ chuyển đổi tín hiệu NI-USB 6009 của hãng NATIONAL INSTRUMENT cung cấp các đặc tính thu thập dữ liệu cơ bản cho các ứng dụng như: ghi dữ liệu đơn giản, đo lường di động, thực hành và thí nghiệm. Với 8 ngõ vào analog (tại 14 bits, 48 kS/s) và 2 ngõ ra analog (tại 12 bits), 12 TTL/CMOS digital I/O lines, 01 bộ đếm 32-bit, 5 MHz, Triggng số và Bus-powered. Hình ảnh bố trí chung và chi tiết các kênh tín hiệu của NI USB-6009

thể hiện ở Hình 4.7.

Thông qua cổng kết nối USB, tín hiệu từ bộ thu thập dữ liệu NI-6009 được đưa vào máy tính có cài đặt sẵn chương trình DasyLab 11 và NI-DAQmx8.x để xử lý thông số đo ra các giá trị thực cần thiết.

Sơ đồ thu thập và xử lý tín hiệu trên phần mềm DASYLab được thể hiện trên Hình 4.8. Trong sơ đồ này có sử dụng các khối chức năng chính như: Khối Task nhận dữ liệu đo ở dạng tín hiệu điện Vôn hoặc Ampe, các khối Digital để hiển thị các giá trị số, các khối Write để ghi dữ liệu ở dạng file đuôi .DDF hoặc .ASC, khối Digital fil để lọc dữ liệu ở các dải tần số khác nhau, khối Scaling để hiệu chỉnh khuếch đại tín hiệu phù hợp với giá trị thực, khối Recording để chạy kết quả đo ở dạng đồ thị theo thời gian.

Kênh 0 – đo dịch chuyển của xy lanh nâng hạ cần trong quá trình hạ đặt bom bằng đầu đo H7;



Hình 4.8. Sơ đồ cấu trúc hệ thống đo trên DASYLab 11

Kênh 1 – đo áp suất điều khiển (áp suất điều khiển trong quá trình so sánh sự tương thích làm việc giữa tay trang điện và tay trang cơ khí và trong quá trình hạ đặt bom);

Kênh 2 – đo áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom (trong quá trình hạ đặt bom, thực hiện đo áp suất làm việc của xy lanh nâng hạ cần);

Kênh 3 – đo lưu lượng vào xy lanh kẹp bom (trong quá trình hạ đặt bom, thực hiện đo lưu lượng làm việc của xy lanh nâng hạ cần).

Bằng cách chọn dạng tín hiệu đầu vào chuẩn, chọn cách lọc tín hiệu hợp lý cũng như hệ số khuếch đại sẽ đảm bảo đưa ra được tín hiệu đo đạc chính xác theo yêu cầu.



Hình 4.9. Phương pháp kết nối cảm biến DS-IMU1 với máy tính

Để ghi và xử lý tín hiệu góc nghiêng của các tay trang cơ – thủy lực và tay trang điện, cảm biến DS-IMU1 được kết nối trực tiếp với máy tính thông qua cổng giao tiếp USB và sử dụng phần mềm Dewesoft X3 để thu thập và xử lý số liệu. Hình 4.9 thể hiện cách kết nối cảm biến DS-IMU1 với các thiết bị đi kèm và máy tính. Trên giao diện phần mềm Dewesoft X3, thiết lập hai kênh đo góc nghiêng theo phương x,y để đo đạc xác định góc nghiêng thực tế của tay trang khi vận hành.

4.2. Các bước tổ chức thực nghiệm và xử lý kết quả thực nghiệm

4.2.1. Chuẩn bị làm thực nghiệm

- Chuẩn bị vị trí có không gian đủ rộng để thực hiện các thao tác nhằm đánh giá sự tương thích giữa điều khiển bằng tay trang cơ khí và tay trang điện;
- Chuẩn bị mẫu thử có hình dáng, trọng lượng tương tự một loại bom xác

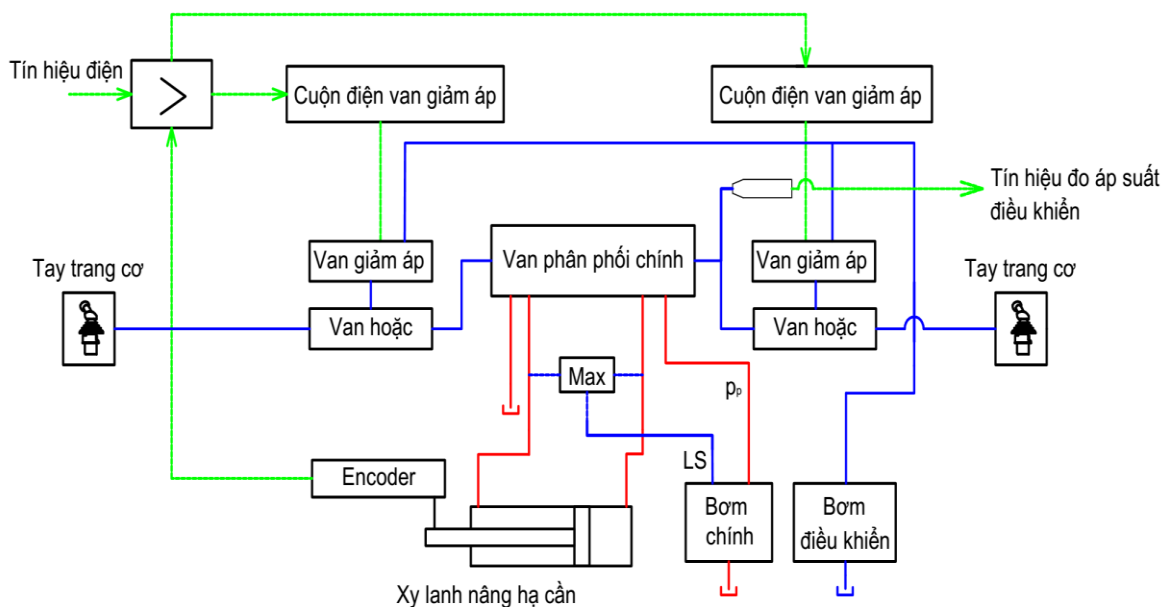
định để thực nghiệm quá trình kẹp gấp bom;

- Chạy thử toàn bộ các hoạt động của máy đào gấp bom đạn ĐKTX (di chuyển, quay sàn, nâng hạ cần, ra vào tay gầu, gầu, xoay cơ cấu kẹp, kẹp gấp) ở chế độ không tải nhằm đánh giá sự hoạt động trơn tru của máy;

- Chuẩn bị đầy đủ các cổng kết nối trên NI-6009 cho các cảm biến với các dạng tín hiệu phù hợp cũng như chế tạo đồ gá, cút nối để lắp đặt các cảm biến.

4.2.2. Bố trí các đầu đo và thiết bị đo

a. Sơ đồ bố trí các đầu đo



Hình 4.10. Bố trí đầu đo áp suất điều khiển

Lắp đặt cảm biến DS-IMU1: Cảm biến DS-IMU1 được lắp đặt lần lượt tại đỉnh của các tay trang cơ – thủy lực và tay trang điện. Do kích thước cảm biến nhỏ gọn nên có thể đặt hoàn toàn trên các tay trang và cố định bằng băng dính. Bộ thu tín hiệu vệ tinh được đặt ở vị trí phù hợp để số lượng vệ tinh thu được là lớn nhất (khoảng 10 vệ tinh) để đảm bảo độ chính xác. Cổng kết nối máy tính được cố định chắc chắn, tránh trường hợp bị mất kết nối đột ngột trong quá trình đo sẽ mất rất nhiều thời gian khởi động lại thiết bị. Góc nghiêng của tay trang được tính toán sau khi bù trừ các giá trị góc nghiêng ban đầu. Hình 4.11

thể hiện quá trình lắp đặt cảm biến DS-IMU1 trên tay trang cơ- thủy lực.

Cảm biến áp suất OCM-511 được gắn tại cửa điều khiển van phân phối chính của xy lanh nâng hạ cần. Khi gắn cảm biến áp suất tại vị trí này, có thể đo được áp suất điều khiển bằng tay trang cơ-thủy lực hoặc tay trang điện mà không cần thay đổi vị trí lắp đặt cảm biến.

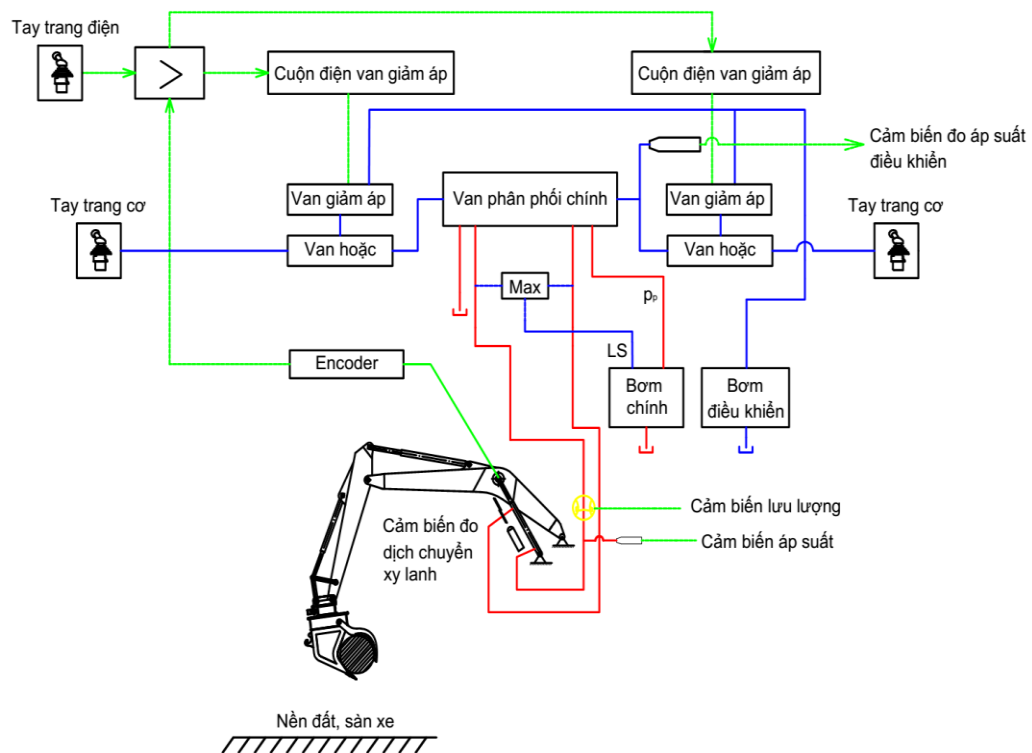


Hình 4.11. Lắp đặt cảm biến DS-IMU1 trên các tay trang

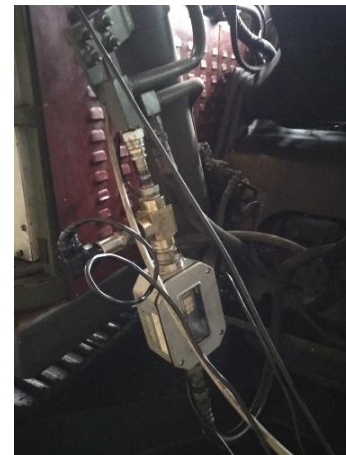
Hình 4.12 bố trí các đầu đo áp suất điều khiển nâng hạ, dịch chuyển của xy lanh nâng hạ (có thể vi phân ra giá trị vận tốc theo thời gian đo), để đánh giá các thông số động lực học trong quá trình hạ đặt bom.

Cảm biến áp suất OCM-511 và cảm biến lưu lượng R4S-7HD-50 được gắn vào đường ống nối với khoang xy lanh của xy lanh nâng hạ cần. Trong đó, cảm biến lưu lượng được lắp trực tiếp trên đường ống theo đúng chiều mũi tên, cảm biến áp suất được lắp trên đường trích ra nhờ cút nối 3 ngã. Hình 4.13 thể hiện quá trình lắp đặt cảm biến áp suất và cảm biến lưu lượng.

Cảm biến H7 được gắn trên xy lanh nâng hạ cần để đo dịch chuyển của xy lanh nâng hạ cần. Cảm biến được cố định trên thân xy lanh, còn tấm chắn phản quang được hàn trên đầu cán pít tông. Do đó, tín hiệu cảm biến thu được là chiều dài phần cán pít tông đã đi ra khỏi xy lanh, giá trị dịch chuyển theo thời gian đo được đánh giá sau khi bù trừ khi phần chiều dài ban đầu... thể hiện quá trình lắp đặt cảm biến H7 và tấm chắn phản quang.

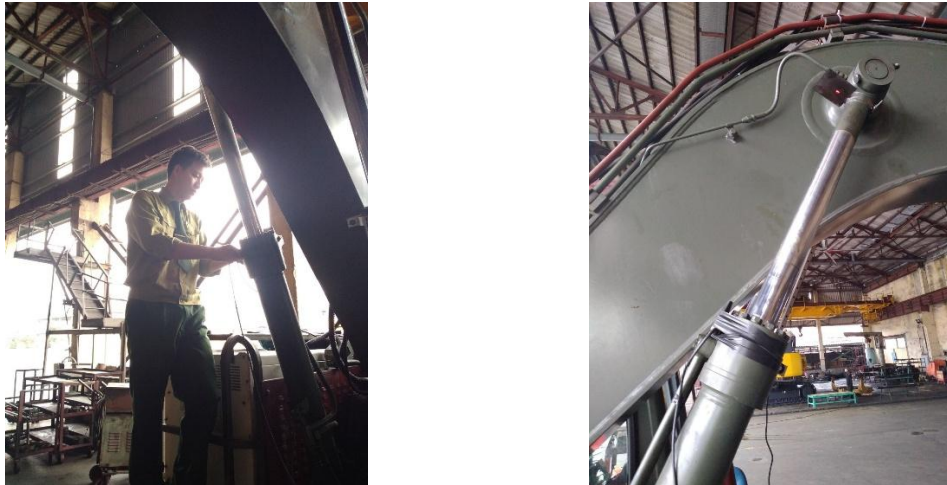


Hình 4.12. Bố trí đầu đo các thông số của quá trình hạ đặt bom

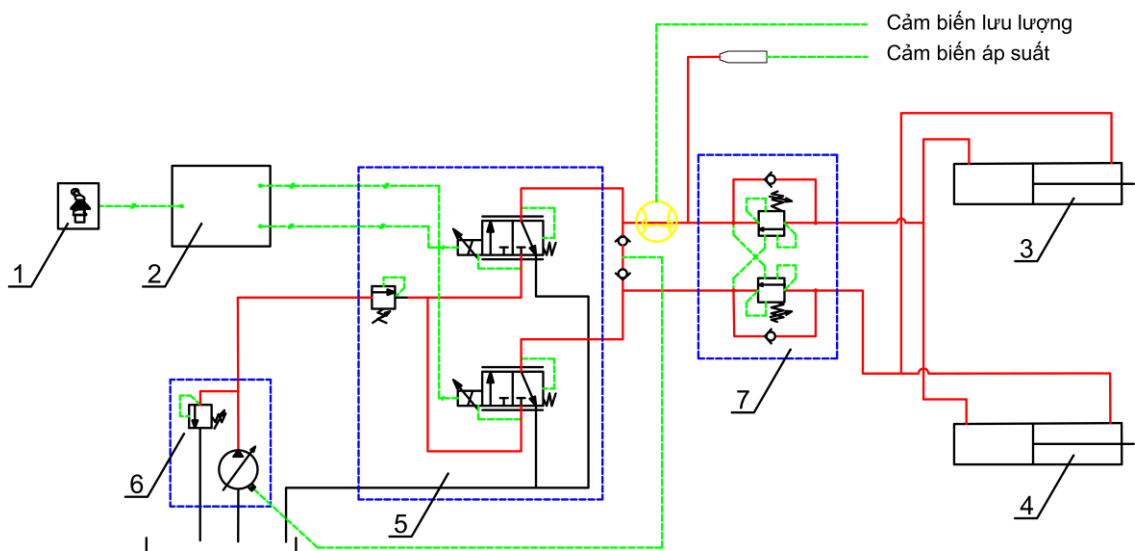


Hình 4.13. Lắp đặt cảm biến áp suất và cảm biến lưu lượng

Hình 4.15 bố trí đầu đo áp suất kẹp, lưu lượng vào xy lanh kẹp bom để đánh giá các thông số động lực học trong quá trình kẹp. Do không gian bố trí cơ cấu kẹp khá chật hẹp và kín, việc đo đạc trực tiếp dịch chuyển của xy lanh kẹp bom không thể thực hiện được. Vì vậy, các giá trị dịch chuyển và vận tốc của xy lanh kẹp bom được quy đổi thông qua lưu lượng dầu đi vào xy lanh kẹp bom.



Hình 4.14. Lắp đặt cảm biến H7



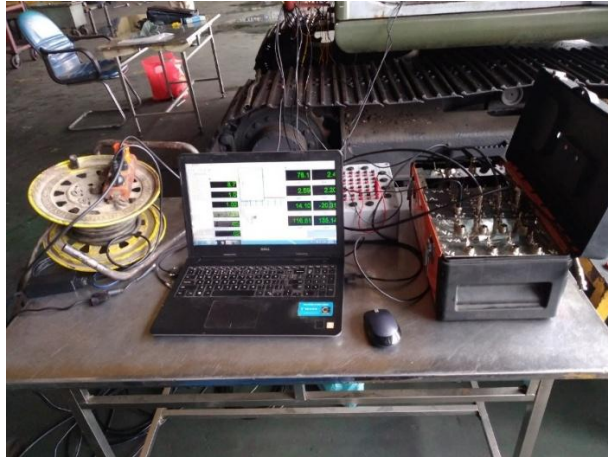
Hình 4.15. Bố trí đầu đo các thông số của quá trình kẹp bom

1. Tay trang điện; 2. Bộ điều khiển; 3, 4. Xy lanh kẹp;
5. Cụm van thủy lực điện tỷ lệ và van giảm áp; 6. Nguồn thủy lực xe cơ sở;
7. Van chống tụt.

Cảm biến áp suất OCM-511 và cảm biến lưu lượng R4S-7HD-25 được gắn vào đường ống nối với khoang xy lanh của xy lanh kẹp bom. Hai cảm biến này được lắp đặt ngay sau cụm van điện từ điều khiển quá trình kẹp gấp bom. Trong đó, cảm biến lưu lượng được lắp trực tiếp trên đường ống theo đúng chiều mũi tên, cảm biến áp suất được lắp trên đường trích ra nhờ cút nối 3 ngã.

Quá trình lắp đặt cảm biến áp suất và cảm biến lưu lượng tương tự như trong trường hợp đo đặc cho xy lanh nâng hạ cần.

b. Sơ đồ kết nối các đầu đo với bộ thu thập số liệu NI-6009



Hình 4.16. Kết nối các cảm biến với bộ xử lý NI-6009 và máy tính

Các đầu đo áp suất, lưu lượng, dịch chuyển đều sử dụng nguồn điện cấp 24V, trong đó đầu đo dịch chuyển H7 cho tín hiệu ra ở dạng Vôn nên khi đưa vào bộ thu thập dữ liệu NI-6009 không cần chuyển đổi gì, còn các đầu đo áp suất, lưu lượng cho tín hiệu ra dạng Ampe nên cần chuyển đổi sang tín hiệu dạng Vôn trước khi đưa vào NI-6009 thông qua các điện trở 250 Ω .

Sơ đồ kết nối các đầu đo với máy tính được thể hiện trên Hình 4.17.

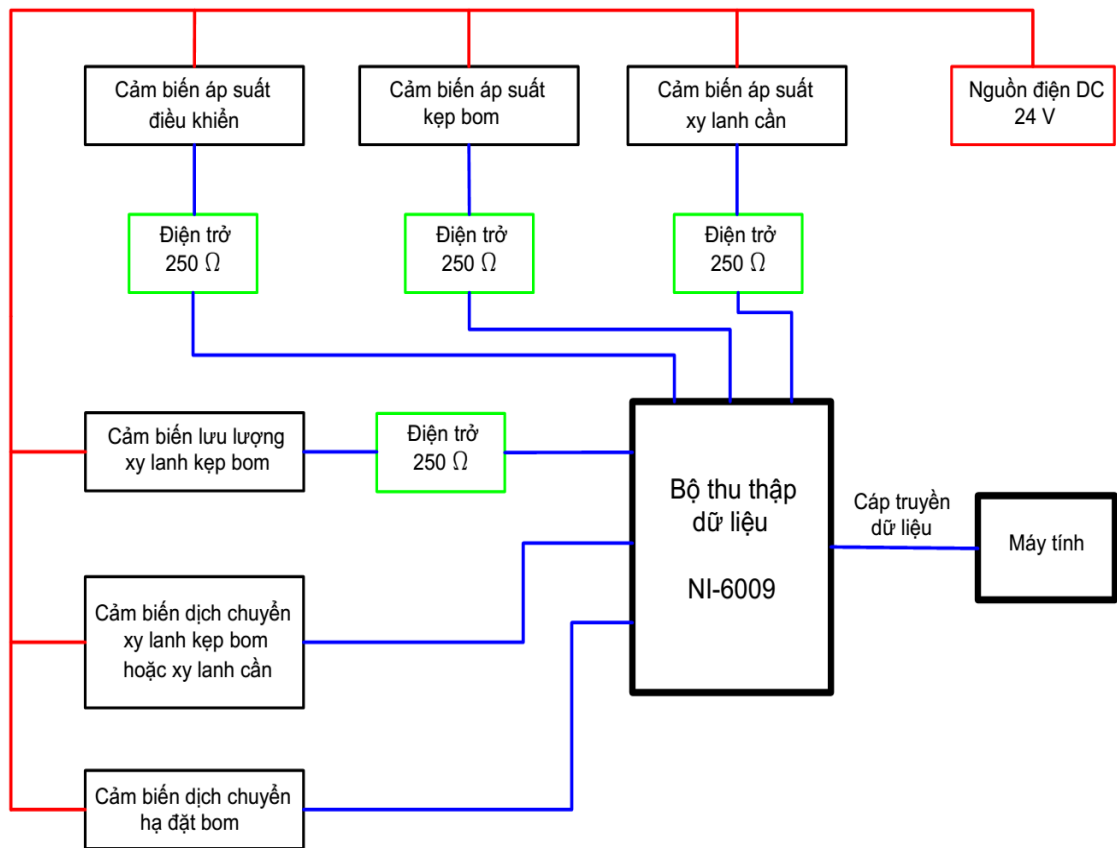
4.3. Tiến hành thực nghiệm

4.3.1. Trình tự tiến hành thực nghiệm

Quá trình thực nghiệm được thực hiện tuần tự theo các bước sau:

- Bước 1: Tập kết toàn bộ các máy móc thiết bị gồm: Máy đào gắp bom đạn ĐKTX, mô hình bom, các đầu đo, máy tính, bộ thu thập dữ liệu, dụng cụ gá lắp và các dụng cụ cần thiết khác đến vị trí đã lựa chọn. Vị trí này đã được dọn dẹp sạch sẽ, không gian rộng rãi đảm bảo đủ bố trí các thiết bị và thực hiện các thao tác.

- Bước 2: Chạy thử toàn bộ các thao tác của máy tại vị trí tập kết, nếu có vấn đề phát sinh cần xử lý ngay.



Hình 4.17. Sơ đồ kết nối các đầu đo với máy tính

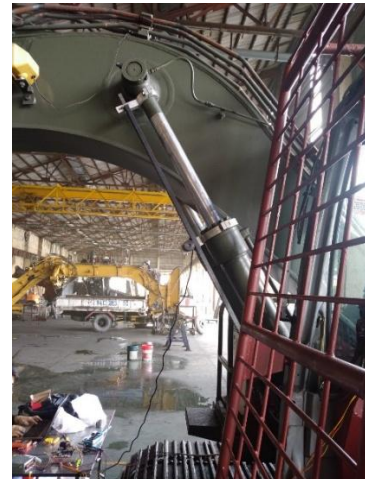
- Bước 3: Lắp đặt toàn bộ các đầu đo vào các vị trí đã định trước, kết nối các đường tín hiệu với bộ thu thập dữ liệu và máy tính, vận hành thử nghiệm để kiểm tra, hiệu chỉnh các thông số đo cho chính xác;

- Bước 4: Đo góc nghiêng của từng tay trang điều khiển và đo áp suất điều khiển tương ứng cho thao tác nâng hạ cần bằng tay trang cơ và tay trang điện (cơ cấu đào đất – kẹp bom không chứa đất và không kẹp bom). Thu xy lanh cần về hoàn toàn. Giữ mức ga, sao cho tốc độ vòng quay động cơ ở giá trị 1000 v/ph. Nâng cần lên bằng cách điều khiển tay trang cơ-thủy lực từ vị trí trung gian đến vị trí mở hoàn toàn và đo sự biến thiên của giá trị áp suất điều khiển theo độ mở của tay trang. Đối với tay trang điện, thực hiện tương tự. Tiến hành 3 lần đo ghi số liệu đối với từng trường hợp.

- Bước 5: Đo các thông số động lực học trong quá trình kẹp bom. Giữ mức ga động cơ ở tốc độ 1000 v/ph. Hiệu chỉnh van giảm áp để đạt giá trị áp suất cài đặt theo yêu cầu. Tiến hành quá trình kẹp bom với khoảng cách 20 cm từ tay kẹp đến bom và đo các giá trị áp suất kẹp, lưu lượng vào xy lanh kẹp bom. Phép đo được thực hiện trong 3 lần.



Hình 4.18. Điều khiển quá trình kẹp gấp bom



Hình 4.19. Encoder điều khiển quá trình nâng hạ

- Bước 6: Đo các thông số động lực học trong quá trình hạ đặt bom. Giữ mức ga động cơ ở tốc độ 1000 v/ph. Kẹp chặt bom trong cơ cấu đào đất - kẹp bom. Nâng cần và ra tay gầu ở vị trí đã chọn. Hạ đặt bom bằng cách hạ xy lanh cần 10 cm, đo ghi các giá trị: Áp suất điều khiển xy lanh nâng hạ cần, áp suất trong khoang xy lanh, lưu lượng vào xy lanh và hành trình xy lanh nâng hạ cần. Phép đo được thực hiện trong 3 lần.

4.3.2. Phương pháp xử lý kết quả đo thực nghiệm

Các tín hiệu nhiễu do các yếu tố bên ngoài như sự rung động của máy trong quá trình hoạt động, sự rung động của cảm biến và nhiễu do kết nối tín hiệu được xử lý lọc trong chương trình DasyLab. Các đoạn giá trị đo có sự thay đổi đột biến, không phù hợp với quy luật chung do thao tác chưa chuẩn của

người vận hành máy hoặc do sự chập trồn tín hiệu đường truyền được loại bỏ bằng cách cắt bỏ đoạn giá trị đo đó. Góc nghiêng thực tế của các tay trang cơ-thủy lực và tay trang điện được quy đổi để lấy giá trị chuẩn bằng cách trừ đi giá trị góc nghiêng ban đầu và lấy quy đổi sang giá trị dương cần thiết.

Vận tốc kẹp bom và vận tốc hạ đặt bom được xác định bởi lưu lượng cấp vào các xy lanh kẹp bom và xy lanh nâng hạ theo công thức sau:

$$v = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot Q}{60 \cdot \pi \cdot k \cdot D^2}, \text{ [m/s]}$$

k – số xy lanh được cấp lưu lượng đo.

Nghiên cứu thực nghiệm được tiến hành 5 lần để lấy kết quả đo ứng với từng quá trình đo (áp suất điều khiển bằng tay trang điện và tay trang cơ-thủy lực, quá trình kẹp gấp bom, quá trình hạ đặt bom). Do nhiều nguyên nhân, trong quá trình nghiên cứu thực nghiệm phát sinh các hiện tượng nhiễu tín hiệu và cần loại bỏ các tín hiệu nhiễu này.

Tại thời điểm t_{ij} nào đó, j – số lần đo, giá trị trung bình số học của đại lượng x_{ij} được tính [14]:

$$\bar{x}_i = \frac{1}{n} \sum_j^n x_{ij}$$

$$\text{Độ lệch tiêu chuẩn thực nghiệm } S_i: S_i = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_1^n (x_{ij} - \bar{x}_i)^2}$$

$$\text{Lập tỷ số: } t_i = \frac{|x_{ij} - \bar{x}_i|}{S_i}$$

Nếu $t_i \leq (t_i / P)$ với P là độ tin cậy, chọn P = 95%, thì giữ lại giá trị x_{ij} .

Số liệu đo đạc sau khi xử lý làm trơn, loại bỏ nhiễu và các số liệu không tin cậy được ghi lưu vào file Excel theo từng nội dung thực nghiệm để so sánh, đánh giá kết quả nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm. Các bảng kết quả đo đạc thực nghiệm được đưa ra trong Phụ lục 5.

Sai số tương đối của các thông số giữa lý thuyết và đo đạc thực nghiệm tương ứng với các quá trình làm việc của máy được xác định như sau:

$$\delta = \frac{|x_{lt} - x_m|}{x_{lt}} \cdot 100\%$$

x_{lt} - Giá trị tính toán lý thuyết;

x_m - Giá trị đo thực nghiệm.

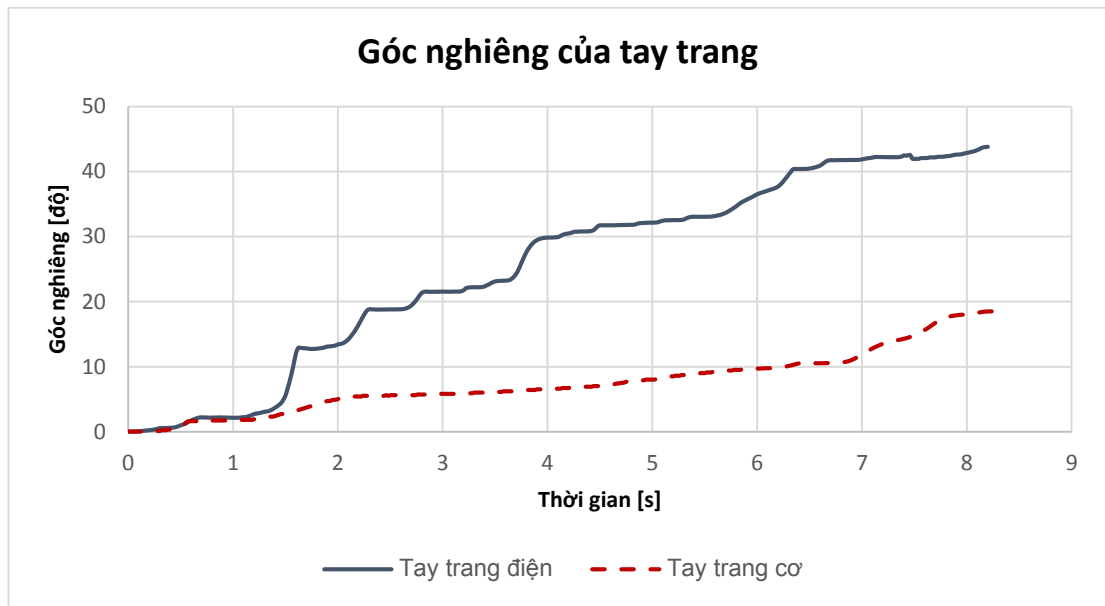
4.3.3. So sánh và đánh giá kết quả đo thực nghiệm

a) So sánh và đánh giá sự tương thích của tín hiệu điều khiển sau khi thay thế mạch điều khiển cơ-thủy lực bằng mạch điều khiển điện thủy lực có sử dụng van giảm áp điện tỷ lệ.

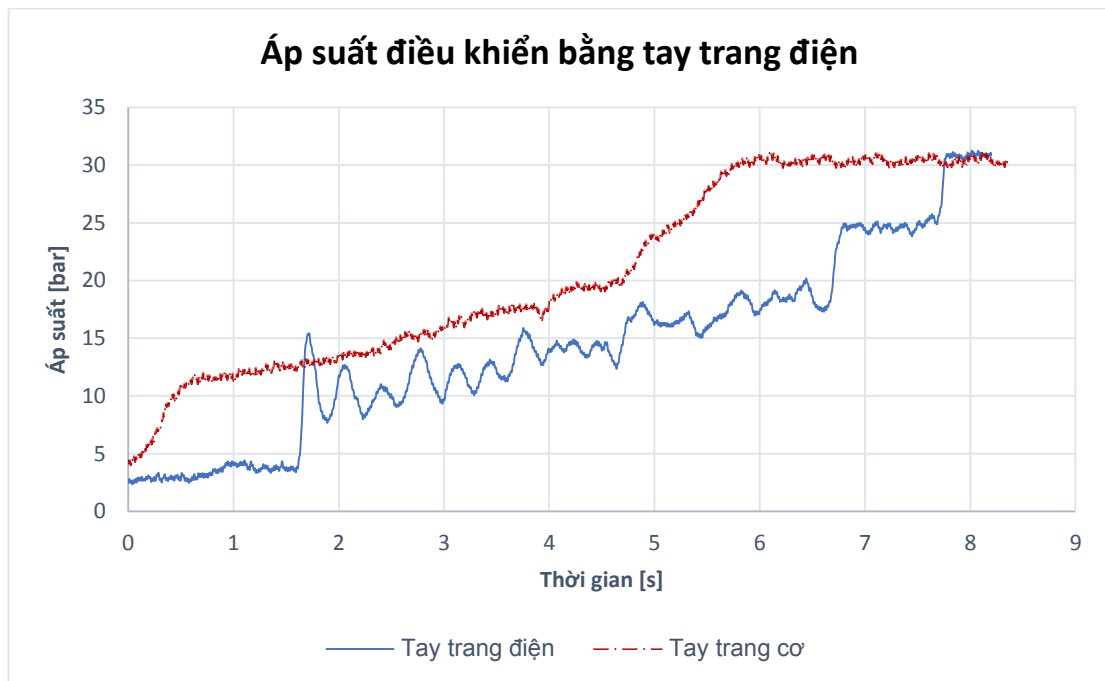
Theo Hình 4.20 khi mở tay trang cơ và tay trang điện từ vị trí ban đầu đến vị trí mở hoàn toàn trong cùng thời gian 8,2s, góc nghiêng lớn nhất đối với tay trang cơ là 18^0 , đối với tay trang điện là 43^0 . Áp suất điều khiển van phân phối chính (Hình 4.21) có sự dao động nhất định nhưng quy luật biến thiên khá sát với sự biến thiên của góc nghiêng tay trang.

Áp suất điều khiển van phân phối chính (Hình 4.21) thay đổi từ 3÷4 bar (áp suất dư trong hệ thống và sai số nhất định của cảm biến áp suất) khi chưa mở tay trang và áp suất điều khiển lớn nhất đối với cả hai tay trang đạt được là 30 bar. Đối với tay trang cơ, giá trị áp suất lớn nhất đạt được khi chỉ cần mở tay trang ở giá trị 10^0 , còn đối với tay trang điện giá trị này đạt được chỉ khi mở hoàn toàn tay trang.

Ngoài ra, đối với trường hợp sử dụng tay trang điện, áp suất điều khiển có sự dao động với biên độ lớn hơn. Điều này có thể lý giải do thực tế người vận hành chưa quen với các thao tác trên tay trang điện, dẫn đến quá trình mở tay trang chưa diễn ra đều đặn, trơn tru như thể hiện trên đồ thị góc nghiêng tay trang điện (Hình 4.20).



Hình 4.20. Đồ thị góc nghiêng của tay trang cơ và tay trang điện



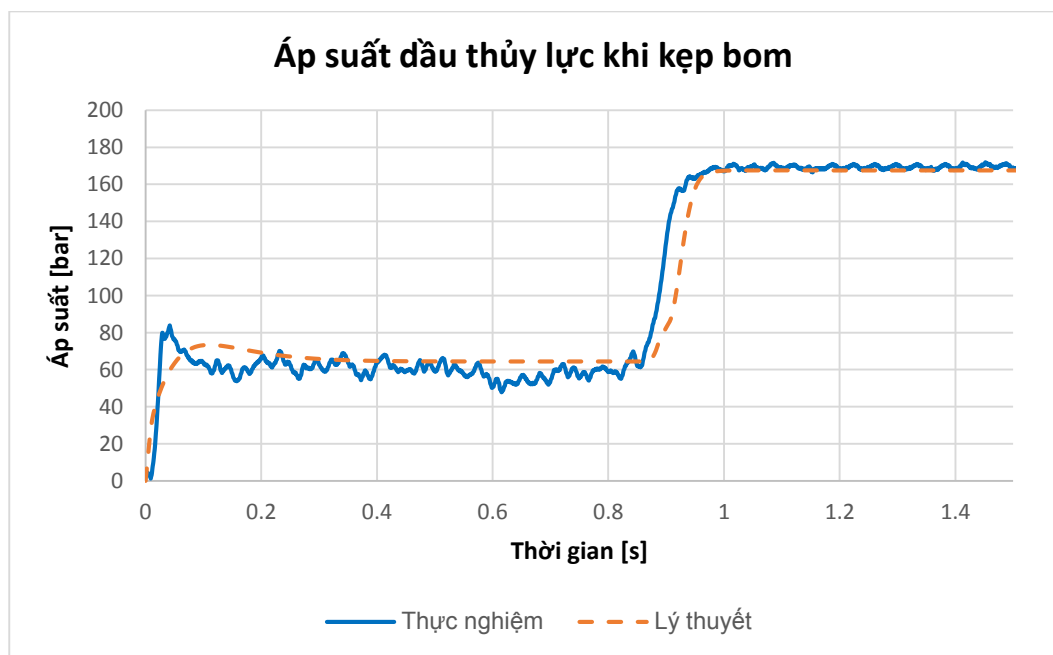
Hình 4.21. Đồ thị áp suất điều khiển bằng tay trang cơ và tay trang điện

Như vậy, về cơ bản việc thay thế tay trang điện và các van giảm áp điện tỷ lệ hoàn toàn đáp ứng được quá trình điều khiển máy đào gắp bom đạn ĐKTX, tương đương với việc điều khiển bằng tay trang cơ-thủy lực của máy cơ sở. Tuy nhiên, khi vận hành bằng tay trang điện cần có quá trình huấn luyện để làm

quen, vì góc mở và độ nhạy điều khiển của hai tay trang khác nhau. Bên cạnh đó, trong thực tế, có thể thiết kế bộ điều khiển phù hợp để giới hạn, hiệu chỉnh lại góc nghiêng và sự biến thiên áp suất điều khiển van phân phối chính của tay trang điện về tương đương tay trang cơ, nhằm tạo cảm giác lái tốt nhất cho người vận hành.

b) Nghiên cứu thực nghiệm quá trình kẹp gấp bom sử dụng van phân phối điện tỷ lệ kết hợp van giảm áp

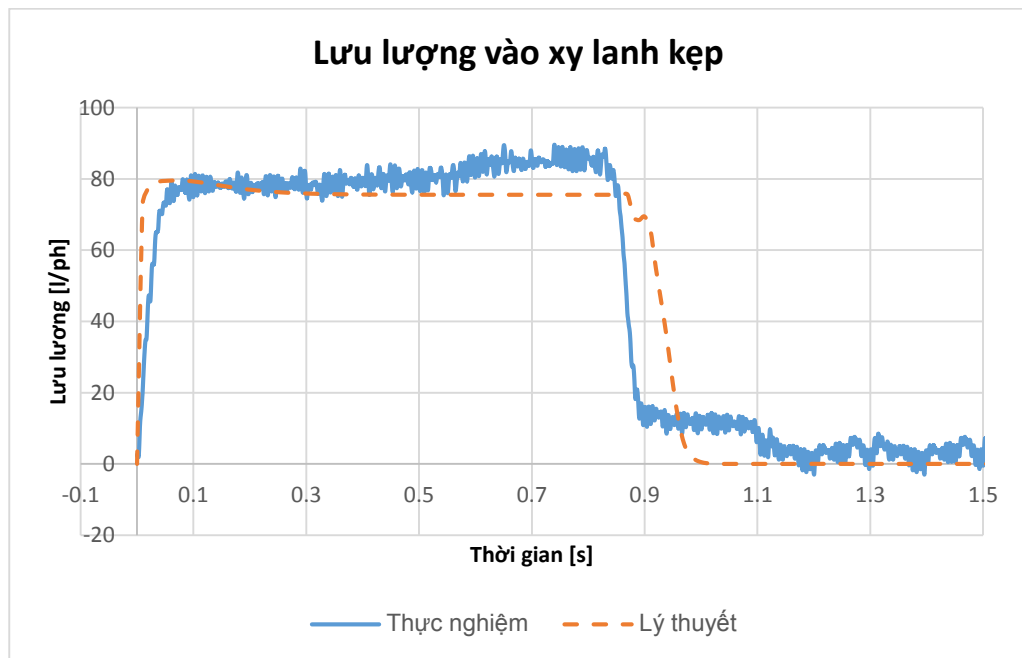
Nghiên cứu thực nghiệm quá trình kẹp gấp bom được tiến hành trong điều kiện sử dụng tay trang điện để điều khiển van phân phối điện tỷ lệ có tích hợp van giảm áp. Quá trình kẹp gấp bom không sử dụng lớp giảm chấn tại vị trí kẹp tiếp xúc bom và dòng điện điều khiển lớn nhất 800 mA.



Hình 4.22. Áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom

Theo Hình 4.22 khi bắt đầu quá trình kẹp bom, ở giai đoạn chạy không tải ban đầu, áp suất tăng đến giá trị nhất định để thắng các lực cản do ma sát trong xy lanh và lực cản đường ống (áp suất này duy trì ở mức 60 bar – thực nghiệm và 63 bar – lý thuyết). Sau giai đoạn này, khi cơ cấu kẹp tiếp xúc bom, áp suất trong khoang xy lanh của xy lanh kẹp lập tức tăng đến giá trị áp suất kẹp (172

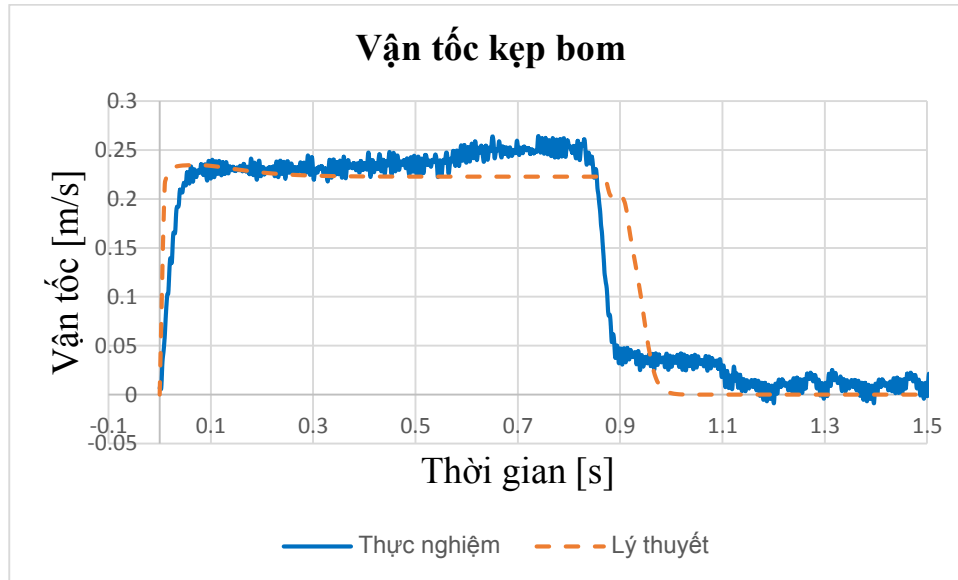
bar – thực nghiệm, 167,5 bar – lý thuyết) và không xuất hiện bất kỳ các xung áp suất nào khi tiếp xúc bom ở cả nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm. Cũng theo Hình 4.22, quy luật biến thiên áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom giữa nghiên cứu lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm hoàn toàn tương đồng ở từng giai đoạn của quá trình kẹp bom.



Hình 4.23. Lưu lượng vào xy lanh kẹp bom

Do không gian chật hẹp không thể trực tiếp đo dịch chuyển của xy lanh kẹp bom và việc quy đổi dịch chuyển từ tích phân giá trị vận tốc tức thời không đảm bảo độ chính xác khi có sự dao động vận tốc do những sai số nhất định của đầu đo. Hình 4.23 thể hiện lưu lượng cấp vào xy lanh kẹp tại vị trí ngay sau van phân phối điện tỷ lệ và Hình 4.24 thể hiện vận tốc quy đổi từ lưu lượng của cán xy lanh kẹp. Theo đó, khi bắt đầu quá trình kẹp, lưu lượng cấp vào hai xy lanh tăng từ 0 lên khoảng 80 l/ph – thực nghiệm và từ 0 lên khoảng 78 l/ph – lý thuyết, vận tốc tăng dần từ 0 đến 0,23 m/s ở cả nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm, sau đó duy trì tương đối ổn định lưu lượng, vận tốc này đến khi bắt đầu tiếp xúc bom. Khi tiếp xúc bom, lưu lượng, vận tốc dịch chuyển giảm dần về không ở thời điểm giá trị áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom lớn nhất trong cả

ngiên cứu lý thuyết và thực nghiệm (các giá trị dao động nhỏ của lưu lượng và vận tốc do rung động lưu lượng trong hệ thống và sai số của đầu đo).



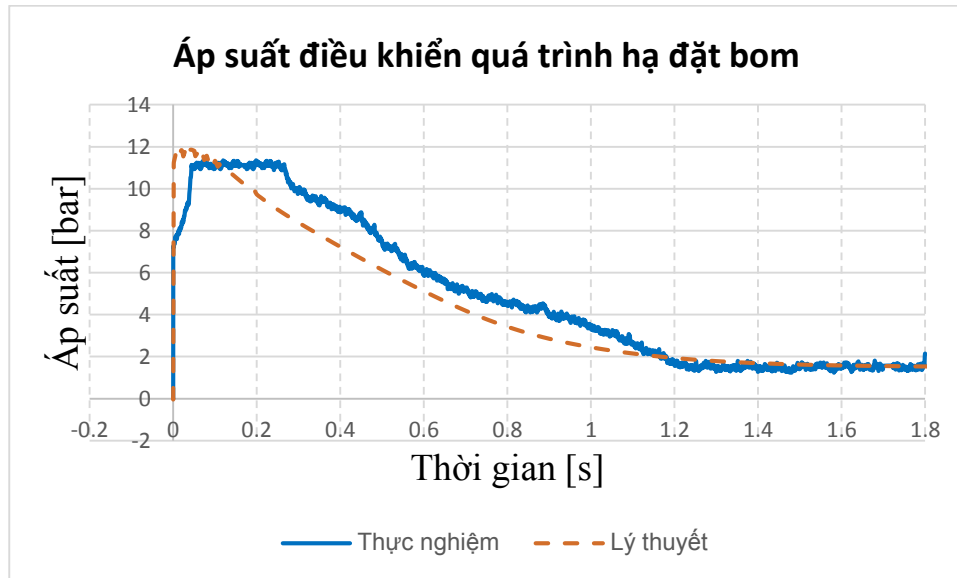
Hình 4.24. Vận tốc kẹp bom (quy đổi theo vị trí đo)

Như vậy, khi so sánh kết quả nghiên cứu lý thuyết (đối với trường hợp hệ số k lớn) với kết quả nghiên cứu thực nghiệm quá trình kẹp bom, nhận thấy rằng: Về giá trị, áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom trong khoang xy lanh của xy lanh kẹp, vận tốc dịch chuyển của cán xy lanh kẹp trước và khi tiếp xúc bom không có sự sai khác lớn; về quy luật: là tương đồng và theo đúng yêu cầu đặt ra, áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom tăng dần từ không đến giá trị áp suất chạy không tải và khi tiếp xúc bom thì áp suất kẹp tiếp tục tăng đến giá trị áp suất kẹp cần thiết, đồng thời vận tốc kẹp tăng từ 0 đến giá trị ổn định khi chạy không tải và áp suất kẹp đạt giá trị cần thiết thì vận tốc giảm về không. Cụ thể: Áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom lớn nhất là 172 bar, vận tốc kẹp bom lớn nhất 0,25 m/s.

c) Nghiên cứu thực nghiệm quá trình hạ đặt bom

Để tương ứng với nghiên cứu lý thuyết, trong nghiên cứu thực nghiệm, cấp dòng điện lớn nhất 300 mA cho van giảm áp điện tỷ lệ điều khiển quá trình hạ cần và điều khiển hạ xy lanh cần xuống 0,1m. Theo Hình 4.25 áp suất điều

khien theo nghiên cứu thực nghiệm và nghiên cứu lý thuyết có sự biến thiên tương đồng với nhau. Áp suất điều khiển lớn nhất theo thực nghiệm là 11,2 bar, còn theo nghiên cứu lý thuyết là 12 bar. Áp suất điều khiển cả nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm sau khi tăng lên giá trị cực đại thì giảm dần về giá trị khoảng 1,5 bar.

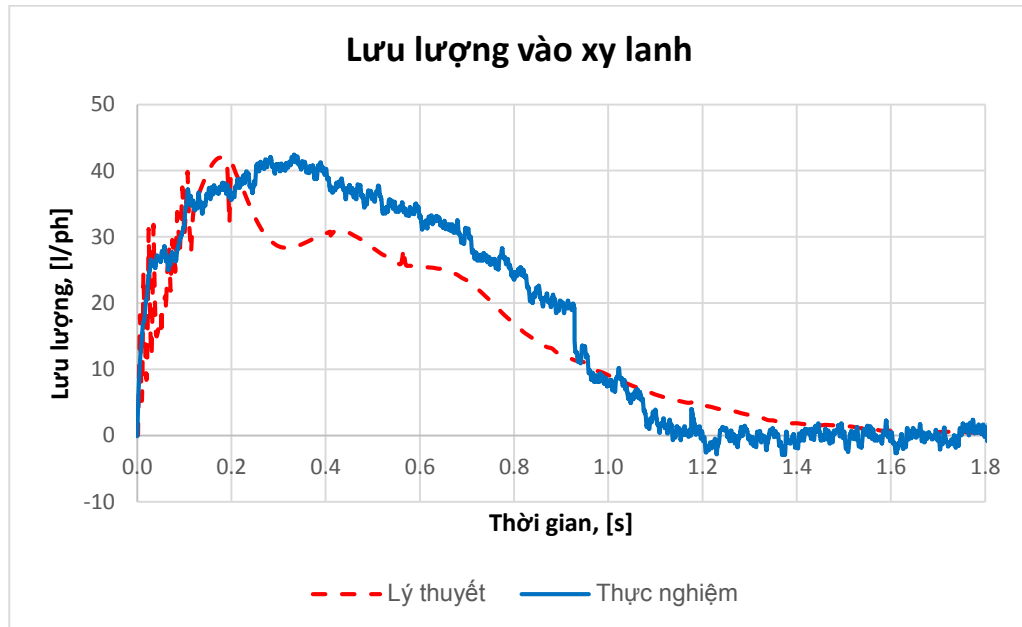


Hình 4.25. Áp suất điều khiển quá trình hạ đặt bom

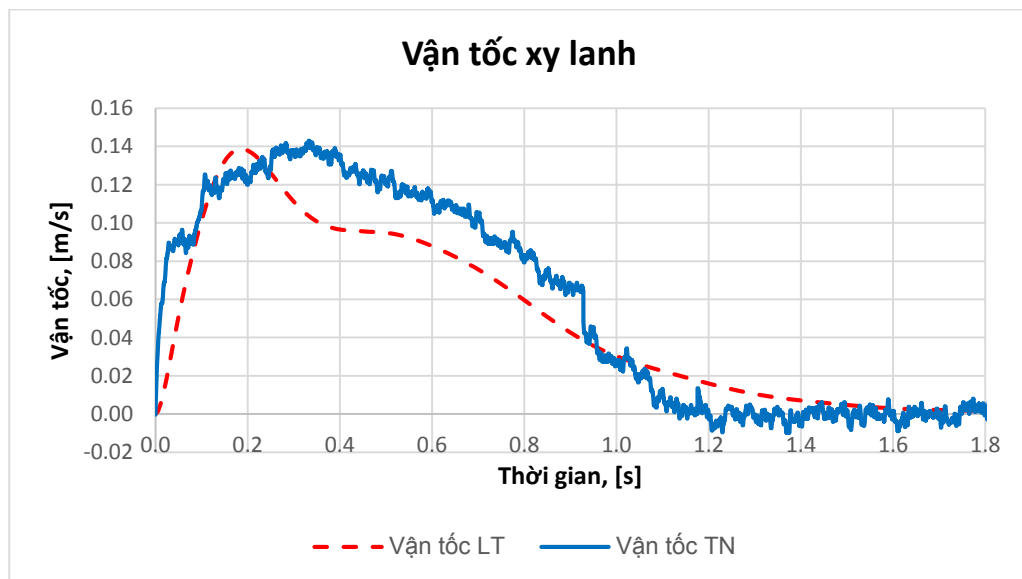
Theo Hình 4.26 khi áp suất điều khiển thay đổi thì lưu lượng cấp vào xy lanh nâng hạ cần có sự thay đổi tương ứng, điều này hoàn toàn phù hợp với kết quả nghiên cứu lý thuyết. Cụ thể, trong kết quả nghiên cứu thực nghiệm, khi áp suất điều khiển đạt giá trị lớn nhất 11,2 bar, lưu lượng cấp vào xy lanh là 42 l/ph sau đó giảm dần về 0 l/ph (không có lưu lượng cấp vào xy lanh nâng hạ do van phân phối chính đã đóng) ở cả nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm tại giá trị áp suất điều khiển 2 bar.

Theo Hình 4.27 khi bắt đầu hạ đặt bom, vận tốc hạ đặt tăng dần từ 0 lên 0,14 m/s, sau đó giảm dần về 0 m/s tương ứng với sự biến thiên của lưu lượng cấp vào xy lanh. Sự sai khác về vận tốc hạ đặt ở cả nghiên cứu lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm hoàn toàn phù hợp với sự sai khác về lưu lượng cấp vào xy lanh. Theo Hình 4.28 giá trị dịch chuyển ở nghiên cứu thực nghiệm từ 0,820

m xuống 0,730 m, còn giá trị dịch chuyển ở nghiên cứu lý thuyết 0,818 m xuống 0,725 m.



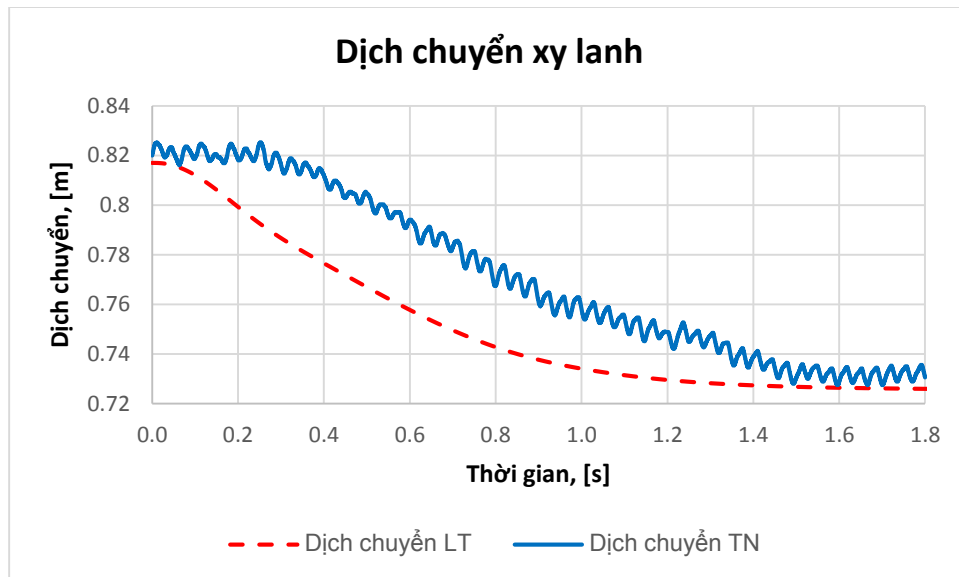
Hình 4.26. Lưu lượng vào xy lanh nâng hạ cần



Hình 4.27. Vận tốc xy lanh trong quá trình hạ đặt bom

Như vậy, về cơ bản sự thay đổi của áp suất điều khiển van phân phối chính, lưu lượng cấp vào xy lanh nâng hạ cần, dịch chuyển, vận tốc của cần xy lanh nâng hạ cần ở nghiên cứu thực nghiệm trong quá trình hạ đặt bom phù hợp với các kết quả nghiên cứu lý thuyết. Các sai số giữa thực nghiệm và lý

thuyết ở các quá trình làm việc xuất hiện do một số giả thiết tính toán được đưa vào mô hình tính toán lý thuyết, do các sai số hệ thống (của thiết bị thí nghiệm, cảm biến, thiết bị đo ghi, ...) và các sai số ngẫu nhiên khác.



Hình 4.28. Dịch chuyển cán xy lanh nâng hạ cần trong quá trình hạ đặt bom

Bảng 4.6. Sai số tương đối của một số thông số đo thực nghiệm

TT	Quá trình làm việc	Thông số	Sai số, δ %
1	Sự tương thích của tay trang cơ – thủy lực và tay trang điện	Áp suất điều khiển lớn nhất	Dưới 2%
		Sự biến thiên của áp suất điều khiển theo độ mở tay trang	Tương thích
2	Kẹp gấp bom	Áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom	2,71
		Vận tốc kẹp bom	7,69
		Lưu lượng xy lanh kẹp	8,89
3	Hạ đặt bom	Áp suất điều khiển	6,67
		Lưu lượng cấp	2,5

		Dịch chuyển	3,22
		Vận tốc	3,3

Kết luận chương 4

Nội dung chương 4 đã tiến hành nghiên cứu thực nghiệm và đi sâu phân tích các kết quả nghiên cứu nhằm xác định sự tương thích điều khiển của tay trang cơ và tay trang điện có sử dụng van giảm áp điện tử tỷ lệ, đồng thời kiểm chứng các kết quả nghiên cứu lý thuyết về động lực học HTTL dẫn động TBCT máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa. Từ kết quả nghiên cứu có thể rút ra các kết luận sau:

- Việc sử dụng tay trang điện kết hợp van giảm áp điện tử tỷ lệ hoàn toàn đáp ứng được quá trình điều khiển máy đào gấp bom đạn ĐKTX ở tất cả các thao tác. Về giá trị áp suất điều khiển lớn nhất sai số dưới 2%, về quy luật biến thiên áp suất điều khiển hoàn toàn tương thích. Tuy nhiên, khi vận hành bằng tay trang điện cần có quá trình huấn luyện để làm quen, do góc mở và độ nhạy điều khiển của hai tay trang khác nhau. Bên cạnh đó, để tạo cảm giác lái tốt nhất cho người vận hành, có thể thiết kế bộ điều khiển phù hợp cho tay trang điện nhằm hiệu chỉnh lại góc mở tay trang và sự biến thiên áp suất điều khiển về tương đương với tay trang cơ hiện có.

- Phương pháp và quy trình tiến hành thực nghiệm đã xây dựng là phù hợp với máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa. So sánh về giá trị ở từng quá trình làm việc, đối với quá trình kẹp gấp bom: Sai số của áp suất dầu thủy lực khi kẹp bom là 2,71%, sai số của vận tốc cán xy lanh kẹp là 7,69%; đối với quá trình hạ đặt bom: Sai số của áp suất điều khiển là 6,67%, sai số của dịch chuyển, vận tốc là khoảng 3%. Bên cạnh đó, quy luật biến thiên của các thông số đo thực nghiệm là phù hợp với kết quả nghiên cứu lý thuyết. Những giá trị sai

số này có thể chấp nhận được trong điều kiện nghiên cứu thực nghiệm tại hiện trường có nhiều yếu tố ảnh hưởng cả về khách quan lẫn chủ quan.

- Kết quả nghiên cứu thực nghiệm cùng với các phân tích, so sánh với các kết quả nghiên cứu lý thuyết đã góp phần khẳng định được tính đúng đắn, độ tin cậy của mô hình động lực học HTTL dẫn động TBCT đã xây dựng, cũng như của phương pháp tính và công cụ tính toán, mô phỏng đã sử dụng.

KẾT LUẬN CHUNG

Với đối tượng, mục tiêu và phương pháp nghiên cứu rõ ràng, mạch lạc, xuyên suốt, nội dung luận án đã luận giải và giải quyết được các vấn đề chính làm cơ sở khoa học cho việc xây dựng HTTL dẫn động TBCT máy đào gắp bom đạn ĐKTX đầu tiên được chế tạo, tích hợp ở Việt Nam:

1 - Luận án đã xây dựng hoàn chỉnh HTTL dẫn động TBCT cho máy đảm bảo các yêu cầu đặt ra cho từng quá trình làm việc là đào đất, kẹp gắp và hạ đặt bom. Đây là thiết kế HTTL với tính chính xác cao và khả năng điều khiển từ xa, lần đầu tiên được áp dụng tại Việt Nam cho một máy đào gắp bom đạn.

2 - Luận án đã xây dựng hoàn chỉnh các mô hình động lực học HTTL dẫn động TBCT và mô phỏng tính toán cho các công đoạn làm việc chính của máy gồm đào đất, kẹp gắp và hạ đặt bom. Từ mô hình mô phỏng tính toán này, luận án đã khảo sát được đầy đủ các thông số động lực học của các quá trình và đưa ra được các nhận xét và khuyến nghị quan trọng. Cụ thể như sau:

Khi đào đất: Ở ngoài vùng tiếp cận bom nguy hiểm, tiến hành đào đất theo phương pháp thông thường (như máy đào dân sự). Khi vào vùng tiếp cận bom nguy hiểm, cần đào theo từng lớp đất đào với chiều dày phù hợp để tránh sai lệch chiều sâu đào lớn hơn giá trị cho phép: Chiều dày lớp đất đào - đối với đất cấp I cần nhỏ hơn 20 cm, - đối với đất cấp II cần nhỏ hơn 14 cm, - đối với đất cấp III cần phải làm mềm đất trước khi đào (dùng tia nước áp lực cao đã tích hợp trên máy).

Khi kẹp gắp bom: Sử dụng van servo kết hợp cảm biến áp suất đối với bom từ MK-82 đến MK-84 là hoàn toàn phù hợp, tuy nhiên do xuất hiện xung áp suất ở thời điểm đầu nên sẽ ảnh hưởng đến việc kẹp gắp bom có kích thước nhỏ như bom MK-81. Độ cứng của lớp đệm giảm chấn tay kẹp $k = (2.10^6 \div 3.10^6) N / m$ là phù hợp theo yêu cầu về dịch chuyển, vận tốc tiếp xúc của cơ cấu kẹp với bom.

Việc sử dụng van phân phối tỷ lệ kết hợp van giảm áp khi tiếp xúc bom cần

cấp dòng điện lớn nhất $i = 800 \text{ mA}$ để kẹp đúng theo áp suất yêu cầu. Hệ số giảm chấn của lớp đệm tay kẹp $k = 3.10^6 \text{ N/m}$ là phù hợp theo yêu cầu về dịch chuyển, vận tốc tiếp xúc của cơ cấu kẹp với bom.

Khi hạ đặt bom: Để đảm bảo hạ đặt an toàn, chính xác nên mở toàn bộ tay gầu và hạ đặt bằng cách hạ cần. Tín hiệu điện điều khiển xy lanh nâng hạ cần cần đảm bảo áp suất điều khiển luôn lớn hơn 4 bar và giảm về 0 bar khi dịch chuyển của cán xy lanh đạt giá trị đặt ra, nhằm khắc phục độ trễ của van phân phối chính.

3 - Luận án đã xây dựng quy trình và tiến hành thực nghiệm trên máy đào gắp bom đạn ĐKTX MĐB-01 lần đầu tiên được chế tạo ở Việt Nam với các phương tiện đo ghi hiện đại.

Qua nghiên cứu thực nghiệm đã đánh giá được sự tương thích điều khiển giữa tay trang cơ và tay trang điện. Đồng thời đã phân tích, so sánh các kết quả nghiên cứu thực nghiệm với các kết quả nghiên cứu lý thuyết ở các quá trình kẹp gắp và hạ đặt bom với các sai số từ 2÷8,89%, quy luật biên thiên của các thông số là phù hợp.

4. Từ các kết quả nghiên cứu của luận án, có thể kết luận được tính đúng đắn và độ tin cậy của các sơ đồ HTTL dẫn động TBCT, cũng như các mô hình động lực học đã xây dựng. Đồng thời, các kết quả này là cơ sở khoa học quan trọng cho các quá trình:

- Thiết kế như: Thiết kế bộ điều khiển tay trang điện; Thiết kế bộ chuyển chế độ vùng làm việc trong quá trình đào đất; Thiết kế lớp đệm giảm chấn cho tay kẹp bom và thiết kế bộ điều khiển quá trình hạ đặt bom;

- Vận hành như: Quá trình đào đất với hai vùng làm việc (ngoài và trong vùng tiếp cận bom) và chiều dày lớp đất đào phù hợp với từng loại đất ở trong vùng tiếp cận bom; Quá trình kẹp bom với việc cấp dòng điện phù hợp cho từng giai đoạn kẹp bom.

Kết quả nghiên cứu của luận án hoàn toàn có thể áp dụng cho các HTTL dẫn

động TBCT trên các máy đào gắp bom đạn ĐKTX tương tự, cũng như các phiên bản hoàn thiện máy sau này.

Hướng nghiên cứu tiếp theo của luận án:

1. Tiếp tục xây dựng và hoàn thiện HTTL để dẫn động được đồng bộ, đầy đủ các thao tác của máy như nâng hạ bơm chống ngập, nâng hạ Ra đa xuyên đất, dẫn động bơm xói đất (hiện nay đang sử dụng dẫn động điện với nguồn công suất hạn chế).

2. Nghiên cứu thực nghiệm đối với quá trình điều khiển chính xác chiều sâu đào trên máy đào gắp bom đạn ĐKTX phiên bản tiếp theo, sau khi lắp đặt đầy đủ các sensor và hệ thống điều khiển.

DANH MỤC CÔNG TRÌNH CỦA TÁC GIẢ

1. Nguyễn Duy Đạt, Chu Văn Đạt (2020), “*Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số điều chỉnh đến đặc tính làm việc của bom thủy lực có điều khiển kiểu ls-pc trên máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa bằng phần mềm Simcenter Amesim*”, Tuyển tập công trình Hội nghị khoa học các nhà nghiên cứu trẻ Học viện KTQS lần thứ XV – năm 2020, ISBN: 978-604-51-5909-5, tr.282-293.
2. Nguyễn Duy Đạt, Chu Văn Đạt (2020), “*Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số điều chỉnh bom thủy lực có điều khiển kiểu ls-pc trên máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa đến quá trình điều khiển thiết bị công tác*”, Tạp chí Khoa học và kỹ thuật Học viện KTQS, ISSN 1859-0209, Số 208, tr.27-38.
3. Nguyễn Duy Đạt, Chu Văn Đạt (2020), “*Sử dụng van servo trong quá trình điều khiển chính xác lực kẹp bom của máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa*”, Tạp chí cơ khí Việt Nam, ISSN 2615-9910, Số đặc biệt, tr. 47-54.
4. Dat Nguyen Duy, Dat Chu Van, Sy Le Van (2021), “*Modelling and simulation of the hydraulic system on EODM machine*”, Proceedings of the 2nd Annual International Conference on Material, Machines and Methods for Sustainable Development (MMMS2020), Springer Link, ISBN: 978-3-030-69610-8, pp. 483-488 (Scopus journal).
5. Dat Nguyen Duy, Dat Chu Van, Sy Le Van (2021), “*Dynamic analysis and simulation of the hydraulic control system on the remote-controlled explosive ordnance disposal machine*”, International Journal of Manufacturing, Materials, and Mechanical Engineering (IJMMME), ISSN: 2156-1680, Volume 11, Issue 3, pp. 37-54 (ISI journal).
6. Nguyễn Duy Đạt, Chu Văn Đạt, Lê Văn Sỹ, Lê Văn Dường (2021), “*Sử dụng van tỷ lệ và van giảm áp trong điều khiển chính xác lực kẹp bom của máy đào gấp bom đạn điều khiển từ xa*”, Tạp chí Khoa học công nghệ hàng hải (Hội nghị Khoa học và công nghệ Cơ khí – động lực), ISSN 1859-316X, Số đặc biệt 10/2021, tr. 407-411.

TÀI LIỆU THAM KHẢO**Tiếng Việt**

- [1]. Bộ Quốc Phòng (2003), *Quy trình kỹ thuật thăm dò tìm, xử lý bom-mìn-vật nổ*, Hà Nội.
- [2]. Lê Văn Cường (2010), *Nghiên cứu động lực học máy đào một gầu dẫn động thủy lực*, Luận án TS kỹ thuật, Học viện Kỹ thuật quân sự.
- [3]. Chu Văn Đạt, Bùi Khắc Gày, Trần Minh Tuấn (2005), *Máy xây dựng*, Nhà xuất bản Quân đội nhân dân, Hà Nội.
- [4]. Chu Văn Đạt, Lương Khánh Tinh, Nguyễn Việt Tân, Lê Văn Dưỡng (2016), *Máy làm đất*, Nhà xuất bản quân đội nhân dân, Hà Nội.
- [5]. Phạm Duy Hải (2016), *Động lực học truyền động và điều khiển thủy lực linh hoạt theo tải*, Luận án TS, Học viện kỹ thuật Quân sự.
- [6]. Trần Quang Hùng, Đỗ Doãn Phi, Trần Hữu Lý (2013), *Truyền động thủy lực trên xe máy Công binh*, Học viện kỹ thuật Quân sự.
- [7]. Lưu Bá Thuận (2010), *Máy làm đất và cơ giới hóa công tác đất*, Nhà xuất bản xây dựng, Hà Nội.
- [8]. Vũ Thị Thu (2016), *Nghiên cứu ứng dụng các loại van tỷ lệ trong hệ điều khiển vị trí*, Thuyết minh đề tài NCKH cấp trường, Hải Phòng.
- [9]. Phùng Hồng Tú (2018), *Thuyết minh đề tài khoa học và công nghệ: Nghiên cứu thiết kế, tích hợp, chế tạo thiết bị đào bom đạn điều khiển từ xa*.
- [10]. Trần Xuân Tuyền (2002), *Hệ thống điều khiển tự động thủy lực*, Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật, Hà Nội.
- [11]. Bùi Hải Triều, Nguyễn Đình Tùng (2017), *Truyền động và điều khiển thủy lực ứng dụng*, NXB Khoa học và kỹ thuật.
- [12]. Trung tâm hành động bom mìn quốc gia Việt Nam (2016), *Báo cáo hiện trạng tồn lưu, ô nhiễm bom mìn vật nổ sau chiến tranh ở Việt Nam trên cơ*

sở thực hiện dự án điều tra, lập bản đồ ô nhiễm bom mìn, vật nổ trên phạm vi toàn quốc – giai đoạn 1, Hà Nội.

- [13]. Nguyễn Văn Vịnh (2017), *Động lực học máy xây dựng*, NXB Giao thông vận tải.
- [14]. Nguyễn Doãn Ý (2009), *Xử lý số liệu thực nghiệm trong kỹ thuật*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.

Tiếng Anh

- [15]. A. A. Yusof, M. N. A. Saadun, H. Sulaiman, and S. A. Sabarudin (2015). “Modern Practical Application and Research on Teleoperated Excavators”, *2015 IEEE Int. Symp. Robot. Intell. Sensors*, pp. 179–185.
- [16]. A. A. Yusof, M. N. A. Saadun, M. K. M. Nor, M. Q. Ibrahim, and M. Z. A. Manaf (2014). “Position Control Analysis and Operational Evaluation of Tele-operated Electro-hydraulic Actuator (T-EHA)”.
- [17]. A. A. Yusof, T. Kawamura, and H. Yamada (2012). “*Evaluation of Construction Robot Telegrasping Force Perception Using Visual, Auditory and Force Feedback Integration*” *J. ro*, vol. 24, no. 6, pp. 949–957.
- [18]. A. A. Yusof (2015), *Modern manned, unmanned and teleoperated excavator system*, Technical University of Malaysia Malacca.
- [19]. A.G. Gurko (2011), “Mathematical model of the excavator manipulator with a backhoe”, *KHHADU*, Russia.
- [20]. A.J. Koivo, M. Thoma, E. Kocaoglan, and J. Andrade-Cetto (1996), “Modeling and control of excavator dynamics during digging operation”, *Journal of aerospace engineering*.
- [21]. Ahmad Anas Yusof (2015), “Modern manned, unmanned and teleoperated excavator system”, *Journal of Mechanical Engineering and Technology*.
- [22]. Ahmad Anas Yusof, Mohd Noor Asril Saadun, Hamdan Sulaiman, Saiful

- Akmal Sabaruddin, *The Development of Tele-operated Electro-Hydraulic Actuator (T-EHA) for Mini Excavator Tele-operation*, Universiti Teknikal Malaysia Melaka.
- [23]. B. L. Burks, S. M. Killough, D. H. Thompson (1994), *Telerobotic Excavation System for Unexploded Ordnance Retrieval*, Florida.
- [24]. C. L. Burks, S. M. Killough, D. H. Thompson, and M. A. Dinkins (1994), *Explosive Ordnance Disposal Technology Demonstration Using the Telerobotic Small Emplacement Excavator*, Oak Ridge National Laboratory.
- [25]. D. R. Terwelp (2003), *Remote Control of Hydraulic Equipment for Unexploded Ordnance Remediation*, Virginia Polytechnic Institute.
- [26]. Congmei Wei, Jinyi Lian and Jingjie Li (2011), *The modeling analysis and dynamics simulation of load-sensing hydraulic systems*, Taiyuan University of Science and Technology – China.
- [27]. E. Kim, J. Kim, K. Lee, C. Park, J. Song, and D. Kang (2008). “Excavator teleoperation system using a human arm” *Autom. Constr.*, vol. 18, no. 2, pp. 173–182.
- [28]. Daqing Zhang, Qinghua He, Peng Hao, HaiTao Zhang (2005), “Modeling and controlling for hydraulic excavator’s arm”, *22nd International Symposium on Automation and Robotics in Construction*, Italy.
- [29]. Doug manz (2001), *Remotely controlled ordnance clearing operation ordnance remediation report*, AFRL.
- [30]. H. Sulaiman, A.A. Yusof S. and S.A. Sabaruddin (2016), “Simulation of tele-operated electro-hydraulic actuator and excavator’s boom”, *Proc.of the 4th Int. Conf. on Engineering and ICT (ICEI 2016)*, Melaka, pp. 1-6.
- [31]. H. Sulaiman, M. N. A. Saadun, and A. A. Yusof (2015), “Modern Manned, Unmanned and Teleoperated Excavator System”, *J. Mech. Eng.*

- Technol.*, vol. 7, pp. 57–68.
- [32]. H. Yamada, G. Ming-de, and Z. Dingxuan (2007), “Master-Slave Control for Construction Robot Teleoperation – Application of a Velocity Control with a Force Feedback Model”, *J. Robot. Mechatronics*, vol. 19, no. 1, pp. 60–67.
- [33]. H. Yamada, H. Kato, and T. Muto (2002), “Master-Slave Control for Construction Robot Teleoperation”, *J. Robot. Mechatronics*, vol. 15, no. 1, pp. 54–60.
- [34]. Hui Shao, Hiroshi Yamamoto, Yuki Sakaida, Takashi Yamaguchi, Yuji Yanagisawa, and Akira Nozue, *Automatic Excavation Planning of Hydraulic Excavator*, Ibaraki Japan, 2008.
- [35]. Hongnian Yu, Yang Liu and Mohammad Shahidul Hasan (2010), “Review of modelling and remote control for excavators”, *Int. J. Advanced Mechatronic Systems*, Vol. 2, Nos. 1/2.
- [36]. Joosung Lee, Byeol Kim, Dongik Sun, Changsoo Han and Yonghan Ahn (2019), “Development of Unmanned Excavator Vehicle System for Performing Dangerous Construction Work”, *Sensors journal*.
- [37]. K. Chayama, A. Fujioka, K. Kawashima, H. Yamamoto, Y. Nitta, C. Ueki, A. Yamashita, and H. Asama (2014), “Technology of Unmanned Construction System in Japan”, *J. Robot. Mechatronics*, vol. 26, no. 4, pp. 403–404.
- [38]. K. Kim, D. Jang, Y. Cho and J. Jang (2009), “Development of electro-hydraulic control valve for intelligent excavator”, *Int. Joint Conf. of ICROS-SICE*, Fukuoka, Japan.
- [39]. Karl-Erik Rydberg (2008), *Hydraulic servo systems*, Linköpings universitet.
- [40]. Liang X., Wan Y., Zhang C., Kou Y. (2018), “Design of Position Feedback System with Data Fusion Technology for Large Hydraulic Manipulator”, *In: Tan J., Gao F., Xiang C. (eds) Advances in Mechanical*

- Design. ICMD 2017. Mechanisms and Machine Science*, vol 55. Springer, Singapore.
- [41]. Lingtao Huang, Takuya Kawamura and Hironao Yamada (2012), “Master-Slave Control Method with Force Feedback for Grasping Soft Objects using a Teleoperation Construction Robot”, *International Journal of Fluid Power*, 13 No. 2 pp. 41-49
- [42]. M. M. Mohamed and M. A. Hamdan (2010), “Development of Control System for Two Degree of Freedom Hydraulic Motion Base”, *Int. Conf. Mech. Electron. Eng.*, vol. 2, no. Icmee, pp. 166–170.
- [43]. Mannesmann Rexroth, *Hydraulic, Proportional and servo valve technology*, Germany.
- [44]. Masakazu Haga, Watanabe Hiroshi, Kazuo Fujishima (2001), “Digging control system for hydraulic excavator”, *Mechatronics* 11(2001)665-676.
- [45]. MM Sprengel, M Ivantysynova (2013), “Investigation and energetic analysis of a novel hydraulic hybrid architecture for on-road vehicles”, *The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013*, June 3-5, 2013, Linköping, Sweden.
- [46]. MR Fleming (2004), *Teleoperated Control of Hydraulic Equipment for Hazardous Material Handling*, Master thesis, Virginia Tech.
- [47]. Nicolae Vaseliu, Radu Puhalschi (2018), *Simulation of fluid power systems with Simcenter Amesim*, Siemens – Germany.
- [48]. Paolo Casoli (2010), *Modeling and Analysis of Hydraulic Load Sensing Strategies in Off Highway Equipment*, Universita’ Degli Studi Di Parma.
- [49]. Paolo Casoli, Dr.-Ing. Luca Riccò, Dr.-Ing. Dolcin Cesare (2013), “Modeling and verification of an excavator system – Axial Piston Pump, Kinematics and Load Sensing Flow Sharing Valve Block”, *The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Sweden.

- [50]. Q. H. Le, Y. M. Jeong, C. T. Nguyen, and S. Y. Yang (2013). “Development of a Virtual Excavator using SimMechanics and SimHydraulic”, *J. Korean Soc. Fluid Power Constr. Equipments*, vol. 10, no. 1, pp. 29–36.
- [51]. Q.P. Ha, Q.H. Nguyen, D.C. Rye, H.F. Durrant-Whyte (2000), “Impedance control of a hydraulically actuated robotic excavator”, *Automation in Construction*, pp.421–435.
- [52]. Shop manual PC120, 130-6.
- [53]. Soon-Young Yang, Sung-Min Jin, Soon-Kwang Kwon (2008), *Remote Control System of Industrial Field Robot*, Department of Mechanical Automotive Engineering, Korea.
- [54]. T. Sasaki and K. Kawashima (2008), “Remote control of backhoe at construction site with a pneumatic robot system”, *Autom. Constr.*, vol. 17, no. 8, pp. 907–914.
- [55]. Takahiro Sasaki, Kenji Kawashima, Takayuki Nagai and Toshiharu Kagawa (2005), “Remote Control of Ordinary Backhoe Using Pneumatic Robot System”, *Symposium on fluid power*, Tsukuba.
- [56]. Tomasz Muszyński (2011), *Research into drive system of EOD/IED robot*, Military University of Technology, Poland.
- [57]. Vähä P, Heikkilä T, Kilpeläinen P, et al (2013), “Extending automation of building construction, Survey on potential sensor technologies and robotic applications”, *Autom Constr.* 36, pp168–78.
- [58]. Vujic Dragoljub, Lazarevic Olgica, Batinic Vojislav (2017), *Development of dynamic-mathematical model of hydraulic excavator*, Springer-Verlag GmbH Germany.
- [59]. W. Götz (1989), *Electrohydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valves*. Robert Bosch GbmH, Automation Technology - 149 p.

- [60]. Yong Yang, Qianlin Chen (2013), *Modeling and Analysis of Full Hydraulic Pressure Drive System of the Wheel Loader Based on AMESim*, Guizhou University – China.
- [61]. Yuki Shimano, Yoshiki Kami, Kenichirou Shimokaze (2014), “Development of PC210LCi-10/PC200i-10 Machine Control Hydraulic Excavator”, *Komatsu technical report*.
- [62]. Zygmunt Towarek (2003), “Dynamics of a single-bucket excavator on a deformable soil foundation during the digging of ground”, *International Journal of Mechanical Sciences* 45.
- [63]. Zhang Jingming, Zhang Zhen and Luo Nianning (2020), *Kinematics Analysis and Trajectory Planning of the Working Device for Hydraulic Excavators*, Weihai, China.

Tiếng Nga

- [64]. А. Г. Гимадиев (2014), *LMS Imagine.lab Amesim Как эффективное средство моделирования динамических процессов в мехатронных системах*, Самара.
- [65]. А.Д. Терентьева (2016), “Анализ точности перемещения рабочего органа одноковшового экскаватора”, *Геометрия механизмов*.
- [66]. Баловнев В.И (2006). *Многоцелевые дорожно-строительные и технологические машины/ Омск-Москва: ОАО«Омскийдомпечати» - 320с.*
- [67]. В.А. Бондарь (2009), *Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура*, Москва.
- [68]. Д.А. Шеховцова, А.А Руппель (2014), “Устройство управления глубиной копания одноковшового экскаватора”, *Вестник ИРГТУ №5*.
- [69]. И. В. Дуданов (2008), *Автоматизация исполнительных систем гидравлического экскаватора*, диссертация по степени кандидата технических наук, Самара.

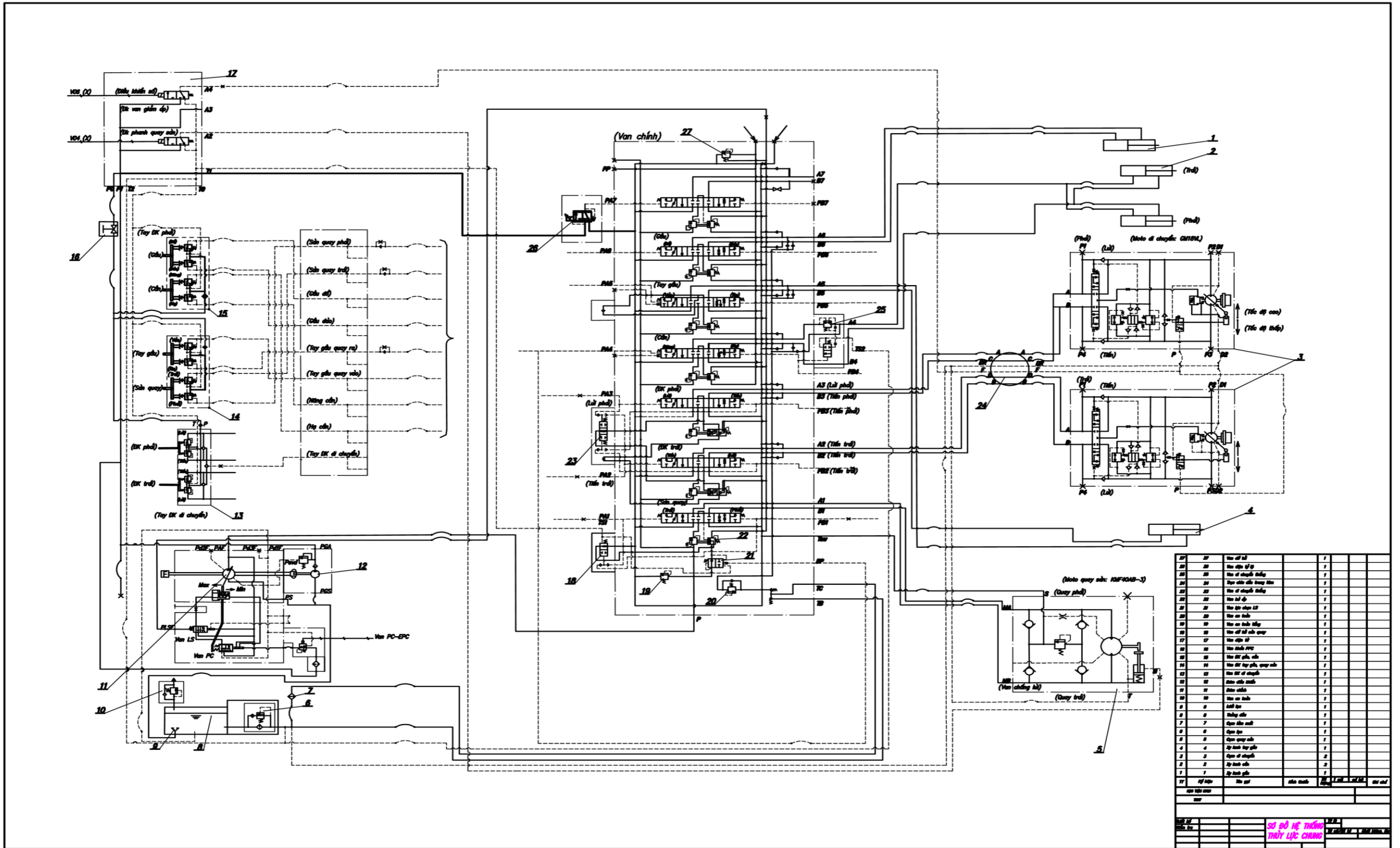
- [70]. К. Л. Гаврилов (2012), *Основы гидропривода дорожно - строительных и сельскохозяйственных машин*, Санкт Петербург.
- [71]. К. В. Фролов (2003), *Теория механизмов и механика машин*, Высшая школа, Москва.
- [72]. М. Е. Гойдо (2009), *Проектирование объемных гидроприводов*, Машиностроение, Москва.
- [73]. М.З.Коловский, А.Н.Евграфов, А.В.Слоущ, Ю.А.Семенов (2003), *Теория механизмов и машин: учебник для студ. учреждений высш. проф. образования*. 4-е изд., испр. М.: Изд.центр «Академия». – 560 с.
- [74]. Н. С. Гамынин, В. И. Карев, А.М. Потапов (1992), *Гидравлические приводы летательных аппаратов*, М. Машиностроение, Москва.
- [75]. Н.А. Галухин (2015), *Новые энергосберегающие решения в электрогидравлическом Flow Sharing гидроприводе*, Украина.
- [76]. П. Г. Редько (2002), *Повышение безотказности и улучшение характеристик электрогидравлических следящих приводов*, МГТУ Стакин, Москва.
- [77]. Попов Д.Н. (1987), *Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем*, Машиностроение, Москва.
- [78]. Подчасов о. В., терентьева а. Д. (2018), *Оценка влияния динамических характеристик на точность работы одноковшового экскаватора при разработке участков точного земледелия*, Техника и технологии АПК.
- [79]. Р.Ю. Сухарев, А.В. Старостин (2015), “Алгоритм автоматической системы управления рабочим процессом гидравлического одноковшового экскаватора”, *Вестник СибАДИ*, выпуск 6 (46).
- [80]. СНиПом4.02-91 «Земляные работы»

PHỤ LỤC

Phụ lục 1. Đặc điểm các loại bom

TT	Mã hiệu	Trọng lượng, kg	Lượng thuốc nổ, kg	Chiều dài, m	Đường kính, mm	Loại thuốc nổ
1	MK-81	113	44	1,88	230	TNT, H6 hoặc tritonal
2	MK-82	227	87	2,22	273	TNT, H6 hoặc tritonal
3	MK-83	460	202	3,0	356	TNT, H6 hoặc tritonal
4	MK-84	908	460	3,3	457	TNT, H6 hoặc tritonal
5	M-117	340	183	2,16	408	TNT, H6 hoặc tritonal

Phụ lục 2. Sơ đồ hệ thống thủy lực máy đào Komatsu PC130-6



27	27	Van đảo chiều	1		
28	28	Van đảo chiều	1		
29	29	Van đảo chiều	1		
30	30	Van đảo chiều	1		
31	31	Van đảo chiều	1		
32	32	Van đảo chiều	1		
33	33	Van đảo chiều	1		
34	34	Van đảo chiều	1		
35	35	Van đảo chiều	1		
36	36	Van đảo chiều	1		
37	37	Van đảo chiều	1		
38	38	Van đảo chiều	1		
39	39	Van đảo chiều	1		
40	40	Van đảo chiều	1		
41	41	Van đảo chiều	1		
42	42	Van đảo chiều	1		
43	43	Van đảo chiều	1		
44	44	Van đảo chiều	1		
45	45	Van đảo chiều	1		
46	46	Van đảo chiều	1		
47	47	Van đảo chiều	1		
48	48	Van đảo chiều	1		
49	49	Van đảo chiều	1		
50	50	Van đảo chiều	1		
51	51	Van đảo chiều	1		
52	52	Van đảo chiều	1		
53	53	Van đảo chiều	1		
54	54	Van đảo chiều	1		
55	55	Van đảo chiều	1		
56	56	Van đảo chiều	1		
57	57	Van đảo chiều	1		
58	58	Van đảo chiều	1		
59	59	Van đảo chiều	1		
60	60	Van đảo chiều	1		
61	61	Van đảo chiều	1		
62	62	Van đảo chiều	1		
63	63	Van đảo chiều	1		
64	64	Van đảo chiều	1		
65	65	Van đảo chiều	1		
66	66	Van đảo chiều	1		
67	67	Van đảo chiều	1		
68	68	Van đảo chiều	1		
69	69	Van đảo chiều	1		
70	70	Van đảo chiều	1		
71	71	Van đảo chiều	1		
72	72	Van đảo chiều	1		
73	73	Van đảo chiều	1		
74	74	Van đảo chiều	1		
75	75	Van đảo chiều	1		
76	76	Van đảo chiều	1		
77	77	Van đảo chiều	1		
78	78	Van đảo chiều	1		
79	79	Van đảo chiều	1		
80	80	Van đảo chiều	1		
81	81	Van đảo chiều	1		
82	82	Van đảo chiều	1		
83	83	Van đảo chiều	1		
84	84	Van đảo chiều	1		
85	85	Van đảo chiều	1		
86	86	Van đảo chiều	1		
87	87	Van đảo chiều	1		
88	88	Van đảo chiều	1		
89	89	Van đảo chiều	1		
90	90	Van đảo chiều	1		
91	91	Van đảo chiều	1		
92	92	Van đảo chiều	1		
93	93	Van đảo chiều	1		
94	94	Van đảo chiều	1		
95	95	Van đảo chiều	1		
96	96	Van đảo chiều	1		
97	97	Van đảo chiều	1		
98	98	Van đảo chiều	1		
99	99	Van đảo chiều	1		
100	100	Van đảo chiều	1		

SƠ ĐỒ HỆ THỐNG THỦY LỰC CHUNG

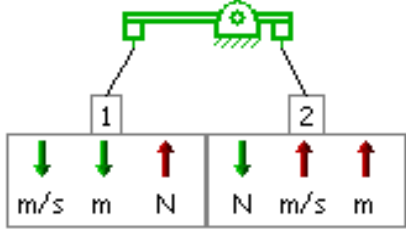
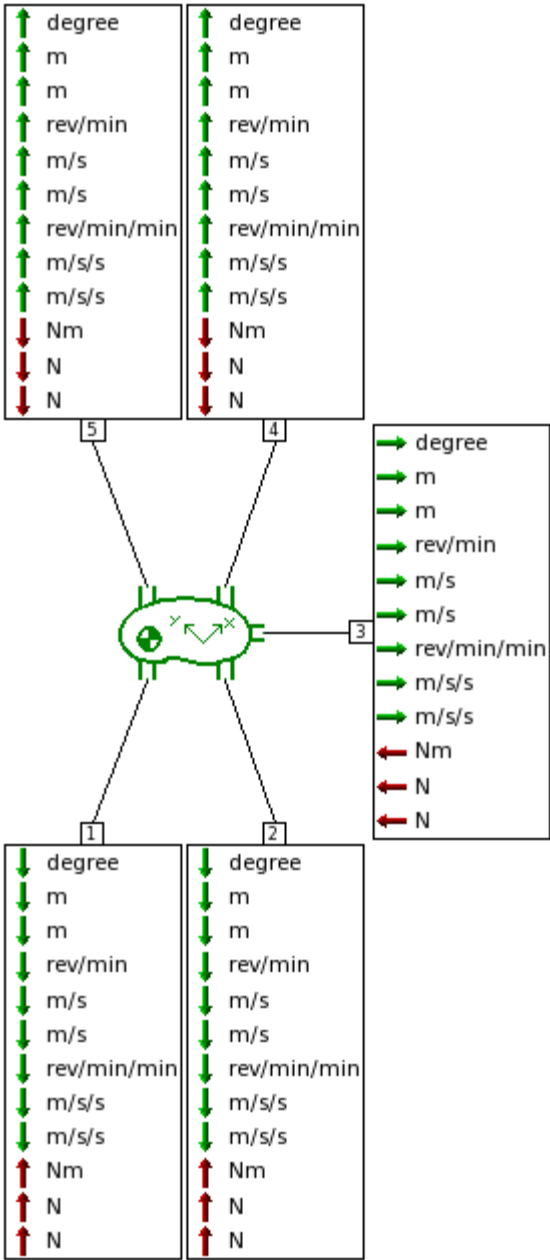
Phụ lục 3. Các phần tử chính trong LMS Amesim được sử dụng để tính toán, mô phỏng

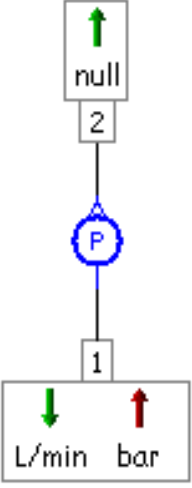
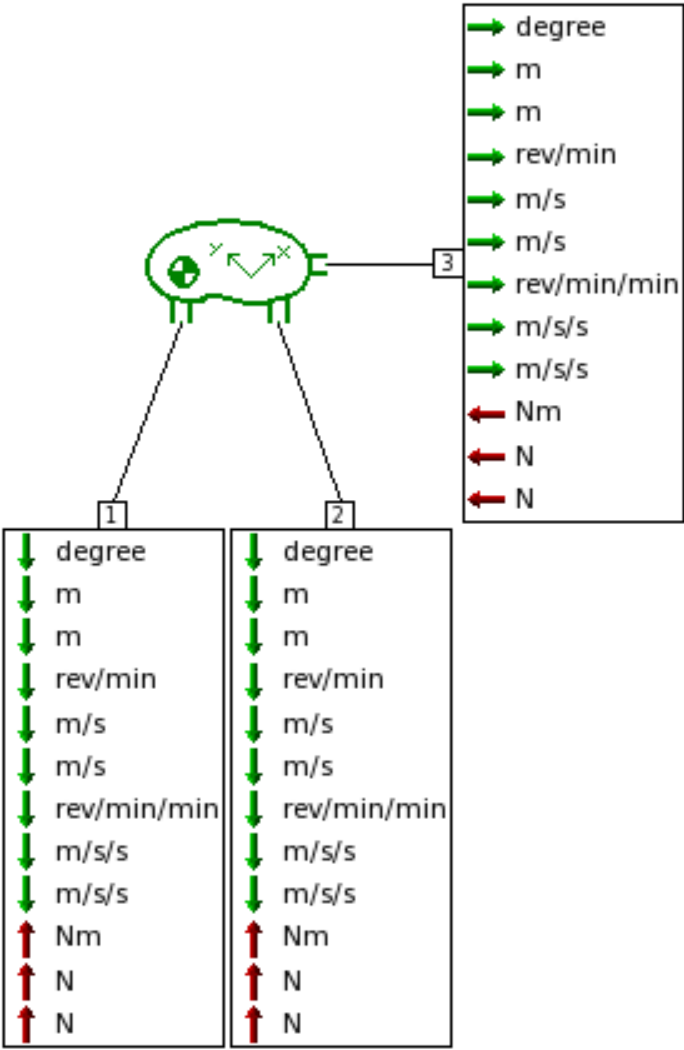
STT	Tên	Ký hiệu, thông số động lực học
1	Bơm thủy lực có lưu lượng riêng thay đổi	
2	Bơm điều khiển	
3	Van an toàn	

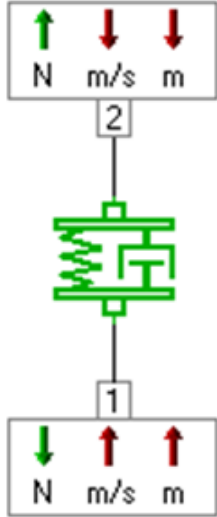
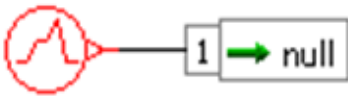

STT	Tên	Ký hiệu, thông số động lực học
4	Van an toàn có điều khiển	
5	Xylanh thủy lực tác dụng hai chiều	
6	Pít tông	
7	Con trượt	

STT	Tên	Ký hiệu, thông số động lực học
8	Pít tông có lò xo hồi vị	
9	Lò xo	
10	Cơ cấu dịch chuyển tịnh tiến	

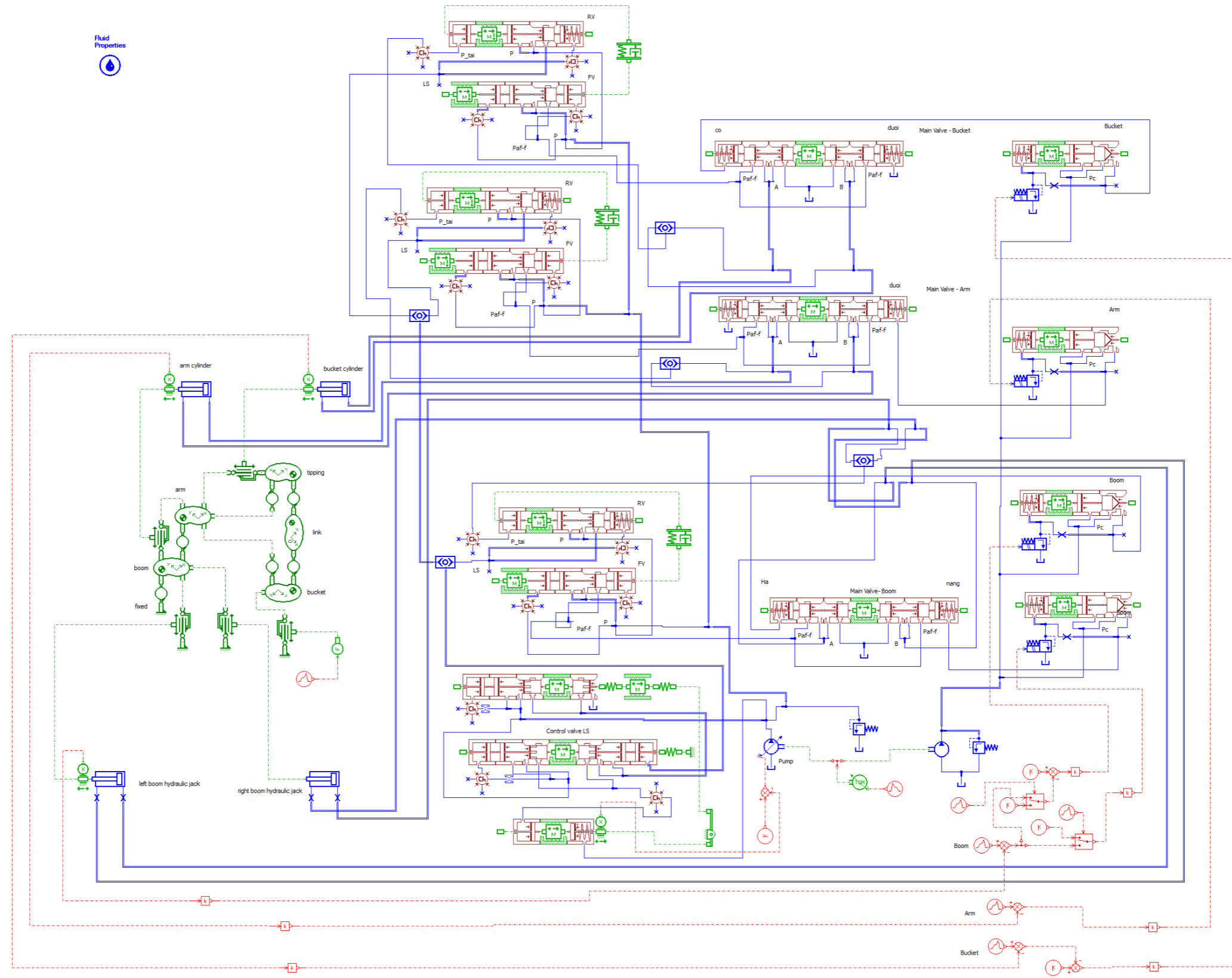
STT	Tên	Ký hiệu, thông số động lực học
11	Khối lượng dịch chuyển có ma sát	
12	Khối lượng dịch chuyển có ma sát và điểm dừng	
13	Cơ cấu vòi phun – thanh chắn	
14	Cơ cấu cơ khí với 2 vị trí tác động	

STT	Tên	Ký hiệu, thông số động lực học
15	Tay đòn cơ khí	
16	Cơ cấu cơ khí với 5 vị trí tác động	

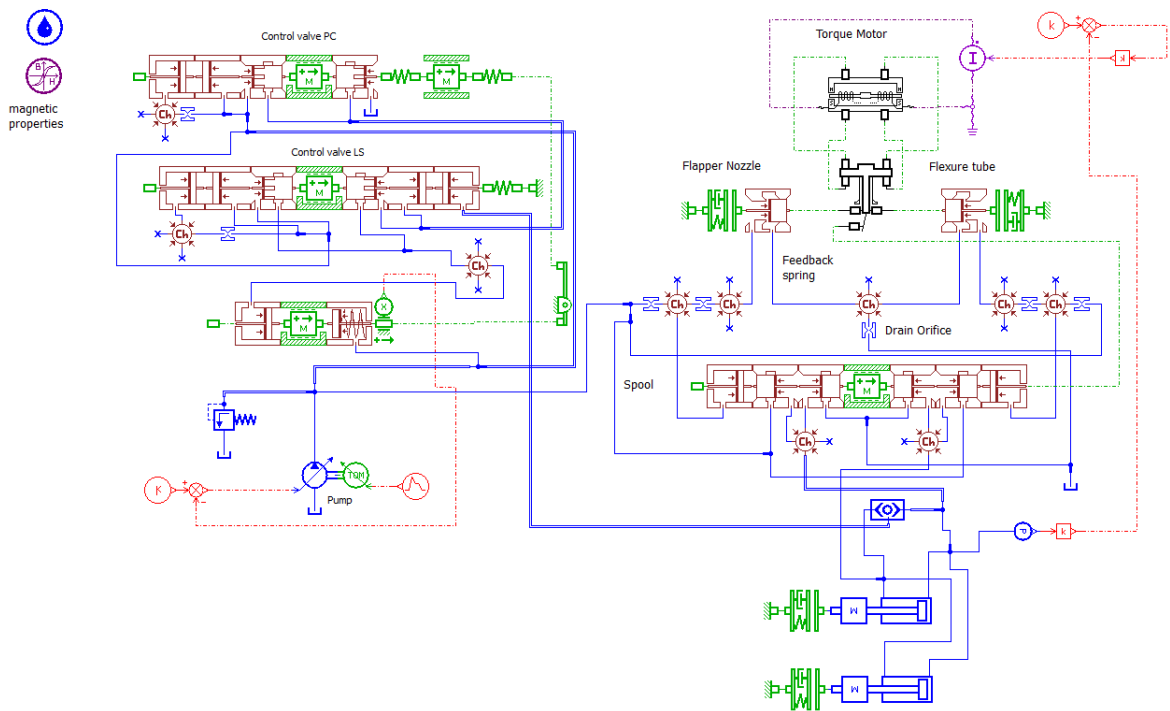
STT	Tên	Ký hiệu, thông số động lực học
17	Cảm biến áp suất	
18	Cơ cấu cơ khí với 3 vị trí tác động	 <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;"> <p>1</p> <ul style="list-style-type: none"> ↓ degree ↓ m ↓ m ↓ rev/min ↓ m/s ↓ m/s ↓ rev/min/min ↓ m/s/s ↓ m/s/s ↑ Nm ↑ N ↑ N </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;"> <p>2</p> <ul style="list-style-type: none"> ↓ degree ↓ m ↓ m ↓ rev/min ↓ m/s ↓ m/s ↓ rev/min/min ↓ m/s/s ↓ m/s/s ↑ Nm ↑ N ↑ N </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;"> <p>3</p> <ul style="list-style-type: none"> → degree → m → m → rev/min → m/s → m/s → rev/min/min → m/s/s → m/s/s ← Nm ← N ← N </div> </div>

STT	Tên	Ký hiệu, thông số động lực học
19	Lò xo – giảm chấn	
20	Nguồn tín hiệu điều khiển tuyến tính	
21	Cơ cấu tiếp xúc có giảm chấn	

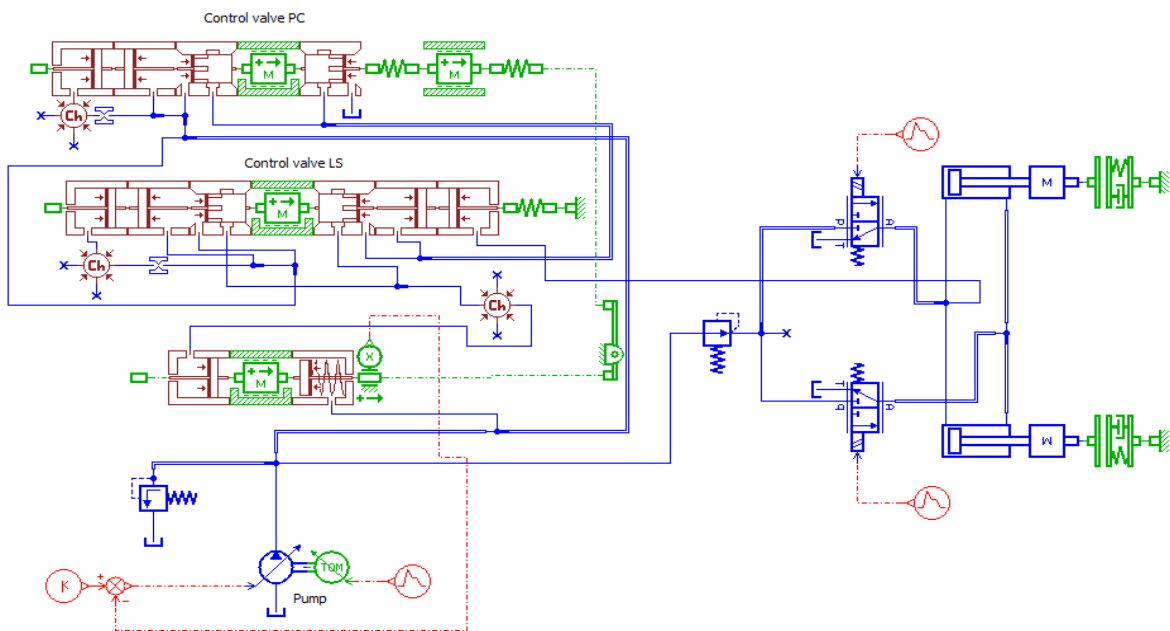
Phụ lục 4. Mô hình tính toán mô phỏng các quá trình làm việc của máy đào gấp bom đạn ĐKTX



1. Mô hình mô phỏng HTTL dẫn động TBCT trong quá trình đào đất, nâng hạ bom



2. Mô hình mô phỏng HTTL dẫn động TBCT trong quá trình kẹp gấp bom sử dụng van servo kết hợp cảm biến áp suất



3. Mô hình mô phỏng HTTL dẫn động TBCT trong quá trình kẹp gấp bom sử dụng van phân phối điện tỷ lệ kết hợp van giảm áp

Phụ lục 5. Các kết quả đo thực nghiệm

1. Kết quả đo góc nghiêng, áp suất điều khiển khi mở tay trang

Thời gian [s]	Góc nghiêng tay trang cơ [°]	Áp suất điều khiển bằng tay trang cơ [bar]	Góc nghiêng tay trang điện [°]	Áp suất điều khiển bằng tay điện [bar]
0	0	3.81	0	3.06
0.02	0	3.62	0	3.05
0.04	0	3.81	0	2.9
0.06	0	3.91	0.01	3.07
0.08	0	3.93	0.02	3.13
0.1	0	4.65	0.04	2.67
0.12	0	4.79	0.08	2.68
0.14	0	5.18	0.12	2.66
0.16	0	5.37	0.16	2.69
0.18	0	5.65	0.19	2.80
0.2	0	5.75	0.21	2.90
0.22	0	5.89	0.26	2.60
0.24	0	6.15	0.31	2.70
0.26	0.1	6.79	0.37	2.68
0.28	0.1	7.01	0.45	3.16
0.30	0.1	7.10	0.53	2.72
0.32	0.2	7.82	0.55	2.56
0.34	0.2	8.32	0.55	3.10
0.36	0.2	9.16	0.56	2.72
0.38	0.3	9.16	0.57	2.68
....
5.9	9.6	25.93	35.68	22.61
5.92	9.6	26.16	35.84	22.22
5.94	9.7	26.07	36	21.39
5.96	9.7	26.31	36.16	21.3
5.98	9.7	26.41	36.34	21.28
6	9.7	26.48	36.51	21.5
....
8.12	18.34	30.68	43.45	30.80
8.14	18.4	30.46	43.62	30.71
8.16	18.45	30.55	43.73	30.75
8.18	18.48	30.35	43.77	30.82
8.2	18.5	30.21	43.81	30.79

2. Kết quả đo các thông số động lực học quá trình kẹp bom

Thời gian [s]	Áp suất kẹp bom [bar]	Lưu lượng xy lanh kẹp [l/ph]	Vận tốc kẹp bom [m/s]
0	4.97	2.2	0
0.001	4.5	2.8	0
0.002	4.76	2.2	0
0.003	4.1	2.4	0
0.004	3.74	5.9	0.017
0.005	4.07	10.2	0.03
0.006	3.39	12.7	0.037
0.007	3.08	14.2	0.042
0.008	2.74	16.1	0.047
0.009	1.59	18.3	0.054
0.01	2.8	20.9	0.061
0.011	4.58	24.3	0.072
0.012	7.33	27.6	0.081
0.013	9.57	30.5	0.09
0.014	11.8	33	0.097
0.015	15.01	34.8	0.103
0.016	18.15	34.9	0.103
0.017	22.36	35.9	0.106
0.018	22.67	39.5	0.116
0.019	30.85	43.4	0.128
0.02	36.2	46.3	0.136
0.021	41.05	47.3	0.139
0.022	46.03	46.3	0.136
0.023	53.13	45.6	0.134
0.024	58.42	46.8	0.138
0.025	63.9	50.6	0.149
0.026	69.03	54.5	0.160
0.027	74.45	56.1	0.165
...
1.494	171.20	1.0	0.002
1.495	171.19	1.6	0.004
1.496	171.32	3.4	0.01
1.497	172.31	4.1	0.012
1.498	172.22	3.4	0.010
1.499	171.88	1.4	0.004
1.5	171.72	0	0

3. Kết quả đo các thông số động lực học quá trình hạ đặt bom

Thời gian [s]	Áp suất điều khiển [bar]	Lưu lượng xy lanh [l/ph]	Địch chuyển xy lanh [m]	Vận tốc xy lanh [m/s]
0	3.25	0.2	0.820	0
0.001	4.42	1.4	0.820	0.008
0.002	5.59	3.8	0.821	0.016
0.003	6.88	6.1	0.822	0.023
0.004	7.05	7.9	0.823	0.028
0.005	7.70	9.2	0.824	0.033
0.006	7.61	10.5	0.824	0.038
0.007	7.76	11.9	0.824	0.041
0.008	7.72	12.7	0.825	0.044
0.009	7.63	13.6	0.825	0.047
0.01	7.85	14.7	0.825	0.050
0.011	7.80	15.4	0.825	0.053
0.012	7.90	16.5	0.825	0.056
0.013	7.96	17	0.825	0.057
0.014	7.84	17.2	0.824	0.057
0.015	8.08	17.2	0.824	0.058
0.016	8.05	17.7	0.824	0.060
0.017	8.06	18.6	0.824	0.065
0.018	8.17	19.8	0.823	0.067
0.019	8.14	20.3	0.823	0.068
0.020	8.33	20.5	0.822	0.069
0.021	8.37	20.9	0.822	0.071
0.022	8.36	21.8	0.822	0.075
0.023	8.52	23.1	0.821	0.079
0.024	8.43	23.9	0.821	0.081
0.025	8.57	24.3	0.820	0.082
0.026	8.68	24.5	0.820	0.083
0.027	8.71	25.1	0.819	0.085
...
1.795	1.569	1.57	0.732	0
1.796	1.645	1.48	0.733	0
1.797	1.611	0.85	0.731	0
1.798	1.628	0.04	0.732	0
1.799	2.043	0.23	0.731	0
1.8	2.145	0.4	0.730	0