NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC XI LANH THUỶ LỰC ĐIỀU KHIỂN TAY GẦU CỦA MÁY ĐÀO MỘT GẦU KIỂU GẦU SẤP

RESEACH DYNAMIC OF HYDRAULIC CYLINDER CONTROLLING BUCKET ARM OF SINGLE-BUCKET EXCAVATOR

ThS. **Nguyễn Thị Hiếu Thảo**, ThS. **Nguyễn Đức Văn**
Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo trình bày tóm tắt các kết quả nghiên cứu động lực học (ĐLH) xi lanh thủy lực điều khiển tay gầu của máy đào một gầu kiểu gầu sấp hiện đang được khai thác sử dụng tại các công trường thi công ở Việt Nam. Từ đó, khảo sát, đánh giá ảnh hưởng của các thông số động lực học xi lanh thủy lực đến quá trình làm việc của bộ công tác. Các kết quả nghiên cứu góp phần vào việc nâng cao độ chính xác trong tính toán thiết kế hệ truyền động thủy lực và là cơ sở để tự động hóa quá trình làm việc của máy.

Từ khóa: *Xi lanh thủy lực; Động lực học; Máy đào một gầu.*

ABSTRACT

This article presents a brief of the results of reseach dynamic of hydraulic cylinder controlling bucket arm of single-bucket excavator, using in these sites of Vietnam. Then evaluate and analysis the effect of dynamic parameters of hydraulic cylinder system. The research results contribute to the improvement of the accuracy in the calculation and designing of hydraulic transmission and is the basis for working process automation of drill.

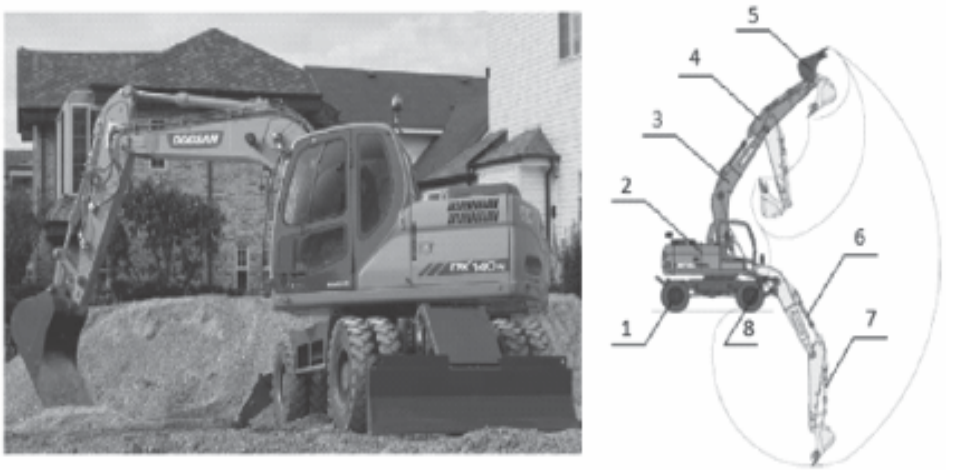
Keywords: *Hydraulic cylinder; Dynamic; Single-bucket excavator.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy đào là một loại máy móc cơ giới sử dụng chủ yếu dùng trong xây dựng, khai khoáng. Máy dùng một cơ cấu tay cần gắn liền với gầu đào, thực hiện thao tác đào, xúc, múc, đổ đất đá rời hay liền thổ và các loại khoáng sản, vật liệu xây dựng rời (có thể vận chuyển trong cự ly ngắn hoặc rất ngắn). Trong quá trình làm việc, máy chịu tác động của nhiều yếu tố, trong đó ảnh hưởng lớn nhất là điều kiện địa chất và chiều sâu múc. Khi địa chất khác nhau, chiều sâu múc thay đổi sẽ làm cho lực cản gầu đào trong quá trình múc thay đổi [1]. Thực nghiệm chỉ ra rằng: khi quay gầu để đào, cần nằm ở vị trí thấp nhất sẽ gây ra hiện tượng dao động áp suất trong hệ thống truyền động thủy lực. Hiện tượng dao động của áp suất dầu trong hệ thống thủy lực là một trong những nguyên nhân có ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng và năng suất, tuổi thọ của máy và các phần tử thủy lực. Do vậy, việc nghiên cứu, đánh giá ảnh hưởng của các thông số động lực học xi lanh thủy lực trên máy đào một gầu là rất cần thiết, nó góp phần vào việc nâng cao độ chính xác trong quá trình tính toán thiết kế, giúp cho việc khai thác, sử dụng máy có hiệu quả và là cơ sở để tự động hóa quá trình làm việc của máy. Chính vì vậy, nhóm tác giả đã tiến hành nghiên cứu động lực học của xi lanh thủy lực điều khiển tay gầu của máy đào một gầu.

2. NỘI DUNG

Trên hình 1 thể hiện sơ đồ cấu tạo và phạm vi làm việc của máy đào một gầu kiểu gầu sấp.



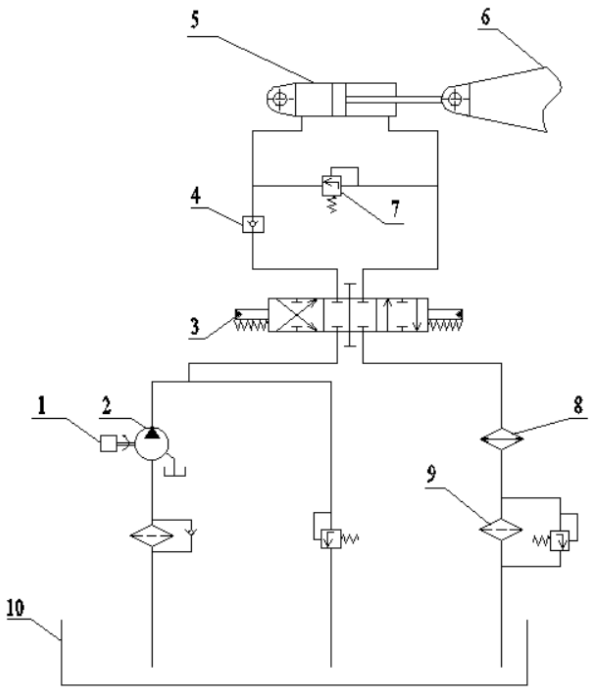
Hình 1. Sơ đồ cấu tạo và phạm vi làm việc của máy đào một gầu kiểu gầu sấp
1 - Chân di chuyển; 2 - Cabin điều khiển; 3 - Cần; 4 - Tay gầu; 5 - Gầu; 6 - Xi lanh điều khiển tay gầu; 7 - Xi lanh điều khiển gầu; 8 - Xi lanh điều khiển cần

Nguyên lý làm việc của máy

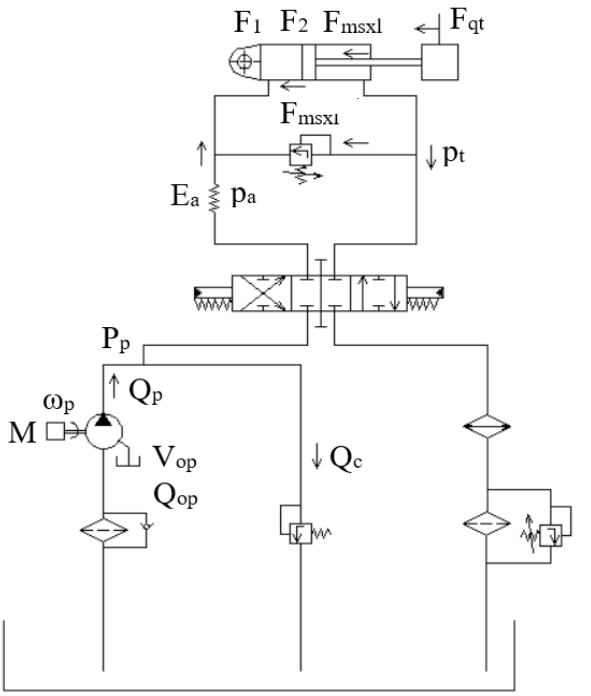
Khi động cơ làm việc, công suất được truyền qua bánh đà đến bơm thủy lực, bơm thủy lực làm việc, hút dầu từ thùng dầu đẩy đến cụm van phân phối chính làm cho các cụm xi lanh thủy lực (xi lanh tay gầu 6, xi lanh gầu 7, xi lanh cần 8…) hoạt động. Trên cabin 2, người vận hành sẽ tác động đến các cần điều khiển thiết bị công tác, quay toa, di chuyển. Khi có sự tác động của người vận hành, dòng dầu điều khiển hoạt động. Dòng dầu này sẽ có tác dụng ☞

đóng/mở cụm van phân phối tương ứng cho thiết bị công tác, quay toa, di chuyển. Như vậy, thiết bị công tác có thể làm việc theo ý muốn của người vận hành [2].

Hệ thống truyền động thủy lực dẫn tay gầu của máy đào một gầu kiểu gầu sấp thể hiện như trên Hình 2. Nguyên lý làm việc như sau: Bơm dầu (2) được dẫn động nhờ động cơ (1) cung cấp dầu cao áp cho xi lanh tay gầu (5) để điều khiển bộ công tác (6). Việc thay đổi chiều hoạt động của xi lanh nhờ vào van phân phối (3), van này được điều khiển bằng thủy lực. Để đảm bảo an toàn cho mạch thủy lực và xi lanh trong quá trình làm việc sử dụng van an toàn (7).



Hình 2. Sơ đồ truyền động thủy lực dẫn động di chuyển xi lanh



Hình 3. Mô hình nghiên cứu ĐLH hệ thống thủy lực dẫn động di chuyển xi lanh
1 - Động cơ điện; 2 - Bơm thủy lực; 3 - Van phân phối; 4 - Van một chiều; 5 - Xi lanh; 6 - Bộ công tác (Tay gầu); 7 - Van an toàn; 8 - Bộ làm mát; 9 - Bầu lọc dầu; 10 - Thùng dầu.

Để xây dựng mô hình động lực học hệ xi lanh thủy lực, nhóm tác giả sử dụng các giả thiết như sau: Không xét quá trình tạo sóng trong ống dẫn dầu thủy lực; Van an toàn được coi như khâu không tuyến tính và không quán tính; Mô đuyn đàn hồi của dầu ở trong ống dẫn không phụ thuộc vào áp suất trong hệ thống; Tổn thất năng lượng trong hệ thống được tính như ma sát nhớt, ma sát khô và mất mát thể tích của máy bơm thủy lực; Không xét đến quán tính của chất lỏng trong quá trình làm việc; Các thông số của chất lỏng (tỷ trọng riêng, độ nhớt,

mô đuyn đàn hồi) là hằng số; Không xét đến áp suất ban đầu của dầu trong đường ống; Lực ma sát ở van an toàn là nhỏ. Tổn hao lưu lượng của bơm thủy lực trong giới hạn chế độ làm việc và tỷ lệ với áp suất trong đường ống.

Từ các giả thiết nghiên cứu như trên, nhóm tác giả đã xây dựng được mô hình nghiên cứu động lực học của xi lanh thủy lực điều khiển tay gầu của máy đào một gầu kiểu gầu sấp thể hiện như trên Hình 3.

Để xây dựng mô hình bài toán động lực học hệ xi lanh thủy lực nói trên, nhóm tác giả sử dụng định luật bảo toàn năng lượng, viết cho phương trình dòng chảy liên tục của dầu công tác trong các đường ống và phương trình cân bằng lực.

Phương trình cân bằng lưu lượng trong đường ống cao áp được xác định theo [3], [4] như sau:

$$Q_E = Q_p - Q_c - Q_{xl} - Q_{op} \quad (1)$$

Trong đó:

Lưu lượng lý thuyết của bơm:

$$Q_p = V_{op} \cdot \omega_p \cdot X(t), m^3/s \quad (2)$$

Lưu lượng qua van an toàn:

$$Q_c = (p_a - p_c) \cdot K_c, m^3/s \quad (3)$$

Lưu lượng chất lỏng rò rỉ ở bơm thủy lực:

$$Q_{op} = r_{op} \cdot p_a = \frac{V_{op} \cdot [\omega_p] \cdot (1 - \eta_{op})}{[p_p]} \cdot p_a, m^3/s \quad (4)$$

Lưu lượng tiêu thụ xi lanh:

$$Q_{xl} = F_1 \cdot V = F_1 \cdot \dot{X}, m^3/s \quad (5)$$

Lưu lượng chất lỏng làm biến dạng hệ thống:

$$Q_E = E_a \cdot \frac{d_{pa}}{dt}, m^3/s \quad (6)$$

Thay các kết quả trên vào phương trình (1), ta có:

$$E_a \cdot \frac{d_{pa}}{dt} = V_{op} \cdot \omega_p \cdot X(t) - (p_a - p_c) \cdot K_c - F_1 \cdot \dot{X} - \frac{V_{op} \cdot [\omega_p] \cdot (1 - \eta_{op})}{[p_p]} \cdot p_a \quad (7)$$

Phương trình cân bằng lực:

$$F_{qt} = F_{xl} - F_{msxl} - F_c \quad (8)$$

Trong đó:

Lực quán tính:

$$F_{qt} = m \cdot \frac{dv}{dt} = m \cdot \ddot{X}, N \quad (9)$$

Lực của xi lanh:

Khi đẩy: $F_{xl} = (F_1 \cdot p_a - F_2 \cdot p_t) \cdot \eta_c, N$

Khi có: $F_{xl} = (F_2 \cdot p_a - F_1 \cdot p_t) \cdot \eta_c, N$ (10)

Lực cản nội ma sát trong xi lanh:

$$F_{msxl} = f_p \cdot (p_a - p_t) + f_s \cdot (p_t - p_g) \quad (11)$$

Lực cản F_c được xác định với giả thiết, khi quay gầu để đào và cần ở vị trí thấp nhất: $F_c = 75kN$.

Thay các giá trị trên vào phương trình (8), ta có:

$$m \cdot \ddot{X} = (p_a \cdot F_1 - p_t \cdot F_2) \cdot \eta_c - [f_p \cdot (p_a - p_t) + f_s \cdot (p_t - p_g)] - F_c \quad (12)$$

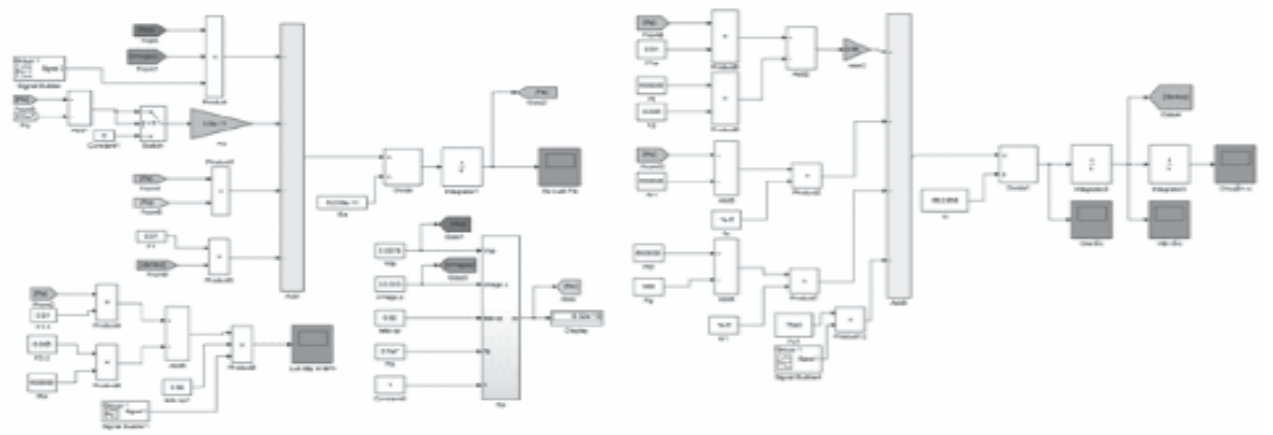
Vậy cuối cùng, ta được hệ phương trình chuyển động như sau:

$$\begin{cases} E_a \cdot \frac{d_{pa}}{dt} = V_{op} \cdot \omega_p \cdot X(t) - (p_a - p_c) \cdot K_c - F_1 \cdot \dot{X} - \frac{V_{op} \cdot [\omega_p] \cdot (1 - \eta_{op})}{[p_p]} \cdot p_a \\ m \cdot \ddot{X} = (p_a \cdot F_1 - p_t \cdot F_2) \cdot \eta_c - [f_p \cdot (p_a - p_t) + f_s \cdot (p_t - p_g)] - F_c \end{cases} \quad (13)$$

Trong đó:

V_{op}: Lưu lượng riêng của bơm thủy lực (m^3/vòng); ω_p: Tốc độ quay của trục bơm (vòng/s); X(t): Hệ số điều chỉnh lưu lượng của bơm $0 \leq X(t) \leq 1$; $[\omega_p]$: Tốc độ quay danh nghĩa của bơm (vòng/s); $[p_p]$: Áp suất danh nghĩa của bơm (Pa); p_a, p_t: Áp suất dầu trong nhánh cao áp, thấp áp (Pa); p_c: Áp suất danh nghĩa của bơm (Pa); K_c: Hệ số lưu lượng qua van an toàn tổng (m^3/s)/Pa; η_{op}: Hiệu suất thể tích của bơm; r_{op}: Hệ số tổn thất lưu lượng của bơm (m^3/s)/Pa; m: Khối lượng quy dẫn (Kg); F_1, F_2: Diện tích piston ở khoang bụng và khoang cần (m^2); f_p, f_s: Hệ số ma sát trên vòng đệm piston và cán piston; η_c: Hiệu suất cơ khí của xi lanh thủy lực; p_g: Áp lực của gió (N/m^2); X: Độ dịch chuyển của cán piston; E_a: Mô đun biến dạng đàn hồi của đường ống cao áp (N/m^2); F_c: Lực cản tác dụng lên xi lanh (kN).

Để giải hệ phương trình vi phân (13), nhóm tác giả sử dụng phương pháp Runge-Kutta trong môi trường Matlab - Simulink. Giao diện của chương trình được thể hiện như trên Hình 4.



Hình 4. Chương trình khảo sát các thông số động lực học xi lanh thủy lực điều khiển tay gầu

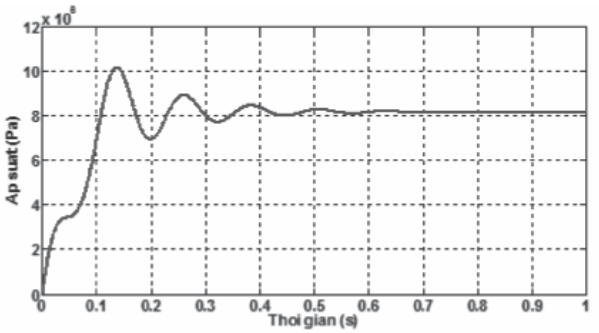
Để nghiên cứu khảo sát, đánh giá các thông số động lực học của xi lanh thủy lực điều khiển tay gầu trên máy đào một gầu kiểu gầu sấp, nhóm tác giả chạy chương trình mô phỏng động lực (hình 4) với các số liệu thể hiện trong Bảng 1 dưới đây.

Bảng 1. Bảng các giá trị thông số chạy chương trình

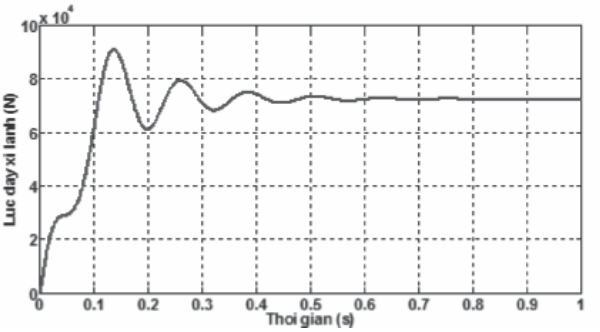
TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
	Bơm thủy lực			
1	Lưu lượng riêng của bơm	V_{op}	m^3/vòng	0,0078
2	Tốc độ quay danh nghĩa của bơm	$[\omega_p]$	vòng/s	33,333
3	Áp suất danh nghĩa của bơm	$[p_p]$	Pa	2,5e7
4	Hệ số điều chỉnh lưu lượng bơm	X(t)	-	0 ÷ 1
5	Hiệu suất thể tích của bơm	η_{op}	-	0,92

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 291, tháng 6 năm 2022
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

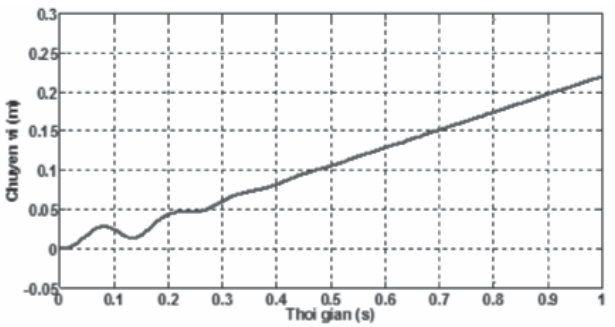
	Xi lanh thủy lực tay gầu			
6	Đường kính piston	D_1	m	0,115
7	Đường kính cần của xi lanh	D_2	m	0,08
8	Hành trình xi lanh	H	m	1,075
9	Trọng lượng tay gầu	G_{tg}	Kg	384,125
10	Áp suất trong khoang thấp áp	p_t	Pa	600000
11	Hiệu suất cơ khí của xi lanh	η_c	-	0,95
12	Diện tích piston ở khoang bụng	F_1	m^2	0,01
13	Diện tích piston ở khoang cần	F_2	m^2	0,005
	Van an toàn			
14	Áp suất van an toàn tổng	p_c	Pa	2,8e7
15	Hệ số lưu lượng qua van an toàn tổng	K_c	$(m^3/s)/Pa$	5,0e-10
	Các thông số khác			
16	Mô đun biến dạng đàn hồi của đường ống cao áp	E_a	N/m^2	5,239e-11
17	Khối lượng quy dẫn	m	Kg	682,858
18	Hệ số ma sát trên vòng đệm của piston và cán piston	f_p, f_s	-	1e-6
19	Gia tốc trọng trường	m	m/s^2	9,81
20	Áp lực gió	p_g	N/m^2	950



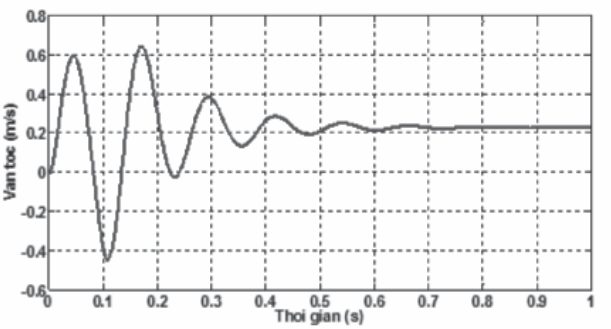
Hình 5. Áp suất dầu



Hình 6. Lực đẩy của xi lanh



Hình 7. Đồ thị chuyển vị piston tay gầu



Hình 8. Đồ thị vận tốc piston tay gầu

Nhận xét:

Từ các đồ thị trên, chúng ta có thể rút ra một số kết luận như sau:

1) Khi máy làm việc thì áp suất của dầu công tác trong hệ thống thủy lực sẽ dao động, biên độ và tần số của áp suất dầu trong hệ thống thay đổi, gây ra các lực động làm ảnh hưởng xấu đến hoạt động của hệ thống, ảnh hưởng đến chất lượng và tuổi thọ của các phần tử thủy lực. Quá trình dao động của áp suất dầu phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trong đó lực cản khi đào tác dụng vào xi lanh là yếu tố tác động lớn nhất đến áp suất dầu công tác và có thể nói, áp suất là thông số "đại diện" cho độ lớn của tải bên ngoài. Áp suất dầu khi làm việc bình ổn là $8,2.10^{-6}$ Pa.

2) Lực đẩy của xi lanh thủy lực cũng thay đổi, ở giai đoạn cần khoan thấp nhất lực đẩy xi lanh đạt giá trị cực đại $9,17.10^4$ N và lực đẩy xi lanh khi làm việc bình ổn là $7,2.10^4$ N.

3) Vận tốc và chuyển vị thay đổi theo thời gian, vận tốc piston dao động và bình ổn quanh giá trị 0,22 m/s, giá trị này phù hợp với hoạt động thực tế của máy. Sự thay đổi này sẽ làm xuất hiện lực động trong hệ thống và gây ra tải trọng động trong kết cấu thép của máy khi làm việc.

3. KẾT LUẬN

Từ các kết quả nghiên cứu nhận được, nhóm tác giả rút ra một số kết luận như sau:

1) Khi máy làm việc thì áp suất dầu và lực đẩy của xi lanh đều thay đổi theo thời gian và sau đó đạt một giá trị xác định khi làm việc bình ổn. Sự thay đổi của áp suất dầu và lực đẩy của xi lanh phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trong đó lực cản tác dụng lên gầu đào là yếu tố tác động lớn nhất đến áp suất dầu công tác và lực đẩy của xi lanh.

2) Áp suất dầu công tác và vận tốc của xi lanh thủy lực là thông số cơ bản nhất trong hệ thống truyền động thủy lực. Việc xác định được hai thông số này có ý nghĩa rất lớn, vì từ đó cho phép chúng ta xác định được các thông số dẫn xuất như lực đẩy của xi lanh, công suất tiêu thụ của xi lanh, lưu lượng cần thiết cho xi lanh khi làm việc.

3) Các kết quả nghiên cứu như trên phần nào đã đánh giá được mức độ ảnh hưởng của các thông số động lực học đến sự thay đổi của áp suất dầu công tác, vận tốc, gia tốc và lực của xi lanh thủy lực trong quá trình quay gầu đào và cần ở vị trí thấp nhất. Tuy nhiên, để có thể đánh giá chính xác mức độ ảnh hưởng cũng như kiểm nghiệm các kết quả tính toán lý thuyết, chúng ta cần phải có những nghiên cứu thực nghiệm nhằm đánh giá mức độ chính xác của các kết quả nghiên cứu lý thuyết.

4) Kết quả nghiên cứu thu được là cơ sở khoa học góp phần vào việc nâng cao độ tin cậy trong tính toán thiết kế hệ truyền động thủy lực, đồng thời là cơ sở cho việc tính toán, thiết kế, chế tạo máy đào một gầu kiểu gầu sấp tại Việt Nam.❖

Ngày nhận bài: **05/5/2022**
Ngày phản biện: **13/5/2022**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Trần Xuân Hiển, *Máy xúc thủy lực*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật.

[2]. Chunlei Yu, Yingchao Bao, Qi Li, Finite element analysis of excavator mechanical behavior and boom structure optimization, Measurement Volume 173, March 2021.

[3]. МайоровЮ.П., КовальскийВ.Ф., ДубровинВ.А.,ГрунинЕ.И-Расчетпараметров переходных процессов гидравлических приводов с объёмные регулированием скорости - М.: МИИТ, 2005 г., 60 с..

[4]. PGS,TS. Nguyễn Đăng Điệm; PGS,TS. Nguyễn Văn Vịnh, *Truyền động máy xây dựng,* NXB. Giao thông Vận tải.