

NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC TẠO LỰC RUNG CỦA MÁY THỬ MỎI CÁP

RESEARCH ON THE DYNAMICS OF THE HYDRAULIC TRANSMISSION SYSTEM
TO CREATE VIBRATION FORCE FOR THE CABLE FATIGUE TESTING MACHINE

TS. Nguyễn Đình Tứ¹, ThS. Dương Quang Trọng²

¹Trường Đại học Giao thông Vận tải

²Viện Khoa học và Công nghệ Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo trình bày tóm tắt các nghiên cứu động lực học hệ thống truyền động thủy lực tạo lực rung của máy thử mỏi cáp. Đây là kết quả của đề tài luận văn thạc sĩ của tác giả Dương Quang Trọng và máy thử mỏi cáp đang được khai thác, sử dụng tại Trung tâm Công nghệ Máy xây dựng và Cơ khí thực nghiệm thuộc Viện Khoa học và Công nghệ Giao thông Vận tải.

Từ khóa: Máy thử mỏi cáp; Động lực học hệ thủy lực.

ABSTRACT

This paper summarizes research on the dynamics of hydraulics for the system generating the vibration force of the cable fatigue testing machine. This is the result of author Duong Quang Trong's master's thesis and cable fatigue testing machines are being exploited and used at the Center for Construction Machine Technology and Experimental Mechanics of the Institute of Transport Science and Technology.

Keywords: Cable fatigue testing machine, dynamics of the hydraulic transmission system.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong hệ cầu dây, dây cáp đóng một vai trò hết sức quan trọng, cả về mặt kỹ thuật lẫn mặt kinh tế, dây cáp có thể chiếm tới 30% giá thành công trình cầu. Dây cáp thường phải chịu tác dụng của tải trọng động của gió, của hoạt tải,... do vậy khả năng chịu mỏi của cáp có ảnh

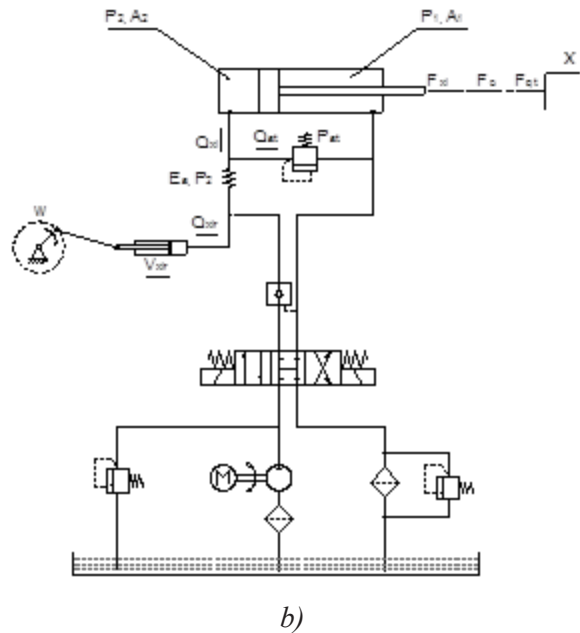
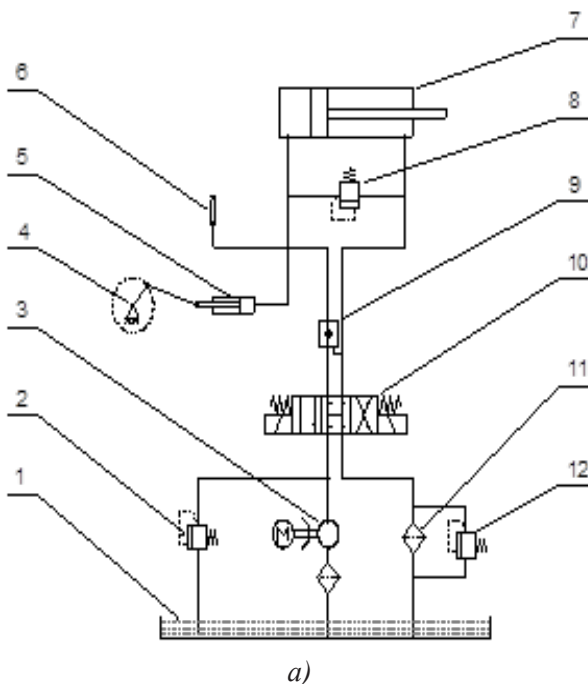
hưởng đến tuổi thọ của công trình. Nhằm kiểm soát chất lượng cáp trước khi đưa vào lắp đặt, sử dụng thì cần phải kiểm soát rất chặt chẽ từ vật liệu đầu vào, quy trình sản xuất, bảo dưỡng, kiểm tra sản phẩm cuối cùng. Để thí nghiệm mỏi cho dây cáp, các đơn vị thí công phải đưa ra nước ngoài để thí nghiệm gây tốn kém và ảnh hưởng lớn đến tiến độ, kéo dài thời gian

thi công công trình. Mặt khác, các thiết bị thử nghiệm hiện đại đều có giá thành rất cao, chi phí sửa chữa, bảo dưỡng, thay thế lớn với yêu cầu trình độ công nghệ cao, khó đáp ứng ở trong nước.

Ở nước ta, nhiều năm trước, nhu cầu kiểm tra độ bền mỏi của vật liệu nói chung và độ bền mỏi của dây cáp nói riêng còn chưa cao và có ít đơn vị sử dụng máy thử mỏi. Những năm gần đây, nhiều công trình cầu treo đã được xây dựng và đưa vào sử dụng, nhu cầu thử nghiệm độ bền mỏi của dây cáp cũng tăng lên. Vì vậy, nghiên cứu động lực học hệ thống truyền động thủy lực tạo lực rung của máy thử mỏi cáp là việc làm cần thiết, mang lại hiệu quả kinh tế - kỹ thuật và xã hội.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

Từ sơ đồ hệ thống thủy lực tạo lực rung của máy thử mỏi cáp và quá trình gia tải thử mỏi sợi cáp, ta tiến hành xây dựng mô hình động lực học như sau:



Hình 1. Sơ đồ hệ thống truyền động thủy lực của thiết bị thử mỏi cáp

a) Sơ đồ nguyên lý;

b) Mô hình bài toán động lực học hệ thủy lực

1. Thùng dầu; 2. Van an toàn tổng; 3. Nguồn thủy lực đa năng; 4. Động cơ gây rung;
5. Xi lanh gây rung; 6. Cảm biến áp suất;
7. Xi lanh thủy lực; 8. Van an toàn;
9. Van một chiều; 10. Van phân phối;
11. Bể lọc dầu; 12. Van an toàn bể lọc

Nguyên lý hoạt động: Bộ nguồn thủy lực đa năng (3) có vai trò điều chỉnh xi lanh thủy lực (7) chuyển động tiến - lùi, vì chỉnh lực thử nghiệm đặt sợi cáp. Ngoài ra, bộ nguồn còn có tác dụng nạp đầy đường ống và bổ sung chất lỏng công tác trong suốt quá trình thử tĩnh hoặc thử mỏi. Xi lanh gây rung (5) được dẫn động bởi mô tơ điện có thể điều chỉnh được tốc độ vòng quay bằng biến tần, bơm này liên tục tạo ra các dòng dầu đảo chiều tác dụng lên xi lanh thủy lực (7). Khi áp suất trong hệ thủy lực tăng lên vượt quá ngưỡng cho phép có thể gây phá hủy mẫu thử hoặc làm sai lệch kết quả thí nghiệm, van an toàn (8) sẽ làm việc để khống chế biên độ dao động và lực tác dụng lớn nhất

lên sợi cáp. Van một chiều (9) dùng để ngăn cách mạch thủy lực rung khi thử mỗi với mạch thủy lực điều khiển lực tĩnh bằng bộ nguồn thủy lực đa năng, đồng thời nó nạp bù dầu bổ sung khi có sự rò rỉ dầu trong mạch gây rung khi làm việc. Cảm biến áp suất (6) chuyển giá trị áp suất trong hệ thống thủy lực thành tín hiệu điện, đưa về hệ thống xử lý, phân tích dữ liệu thí nghiệm.

Các giả thiết khi xây dựng mô hình bài toán động lực học hệ thống truyền động thủy lực tạo lực rung của máy thử mỗi cấp: Không xét quá trình tạo sóng trong đường ống thủy lực; không xét đến quán tính của chất lỏng trong quá trình làm việc; bỏ qua rò rỉ lưu lượng, mất mát áp suất qua van phân phối; tổn thất năng lượng trong hệ thống được tính như ma sát nhớt, ma sát khô và mất mát thể tích của bơm thủy lực; lực ma sát ở van an toàn là nhỏ; lực cản nội ma sát của xi lanh được kể đến qua hiệu suất cơ khí; tổn hao lưu lượng của bơm thủy lực trong giới hạn, tỷ lệ với áp suất trong đường áp; mô đun đàn hồi của dầu thủy lực trong ống dẫn không phụ thuộc vào áp suất của hệ thống; van an toàn được coi như khâu không tuyến tính và không quán tính; xi lanh tạo tải tĩnh và rung động làm việc độc lập và ngắn hạn; các thông số của chất lỏng (tỷ trọng riêng, độ nhớt, mô đun đàn hồi) là hằng số; hệ thống khung máy cứng vững tuyệt đối; ban đầu bơm thủy lực đang hoạt động ở vòng quay định mức và áp suất dầu trong đường ống bằng 0.

Áp dụng định luật bảo toàn năng lượng viết dưới dạng phương trình dòng chảy liên tục trong đường ống cao áp như sau:

$$Q_{xlr} - Q_{at} - Q_E - Q_{xl} = 0 \quad (1)$$

Trong đó:

- Lưu lượng của xi lanh gây rung:

$$Q_{xlr} = R \cdot A_r \cdot \sin \omega_r t \text{ (m}^3/\text{s)} \quad (2)$$

- Lưu lượng tiêu thụ của xi lanh:

$$Q_{xl} = A_2 \cdot \dot{X}, \text{ (m}^3/\text{s)} \quad (3)$$

- Lưu lượng chất lỏng làm biến dạng đường ống:

$$Q_E = E_a \cdot \frac{dp_2}{dt}, \text{ (m}^3/\text{s)} \quad (4)$$

- Lưu lượng qua van an toàn:

$$\text{Nếu } p_2 > p_{at} \text{ thì } Q_{at} = (p_2 - p_{at}) \cdot k_{at}, \text{ (m}^3/\text{s)}. \quad (5)$$

$$\text{Nếu } p_2 \leq p_{at} \text{ thì } Q_{at} = 0.$$

Thay (2), (3), (4), (5) vào (1), ta nhận được kết quả sau:

$$E_a \cdot \frac{dp_2}{dt} = R \cdot A_r \cdot \omega_r \sin \alpha t - (p_2 - p_{at}) \cdot k_{at} - A_2 \cdot \dot{X} \quad (6)$$

Phương trình cân bằng lực trên cán pittong thủy lực như sau:

$$F_{qt} + F_c - F_{xl} = 0 \quad (7)$$

Trong đó:

- Lực quán tính các khối lượng quy dẫn trên pittong:

$$F_{qt} = m \cdot \ddot{X} \quad (8)$$

- Lực cản do đàn hồi của sợi cáp:

$$F_c = C \cdot X \quad (9)$$

Với C là độ cứng của sợi cáp:

$$E = \frac{\Delta p}{\frac{\Delta x}{L_0}}; \Delta p = F - F_0; \Delta x = X - X_0 \text{ v ớ i}$$

$$F_0=0; X_0=0; E = \frac{F \cdot L_0}{X \cdot A_0} \text{ hay } F = \left(\frac{E \cdot A_0}{L_0} \right) \cdot X, \text{ đ ặ t}$$

$$C = \left(\frac{E \cdot A_0}{L_0} \right).$$

- Lực đẩy của xi lanh thủy lực:

$$F_{xl} = (A_2 \cdot p_2 - A_1 \cdot p_1) \cdot \eta_c \quad (10)$$

Thay (8), (9), (10) vào (7), ta nhận được kết quả sau:

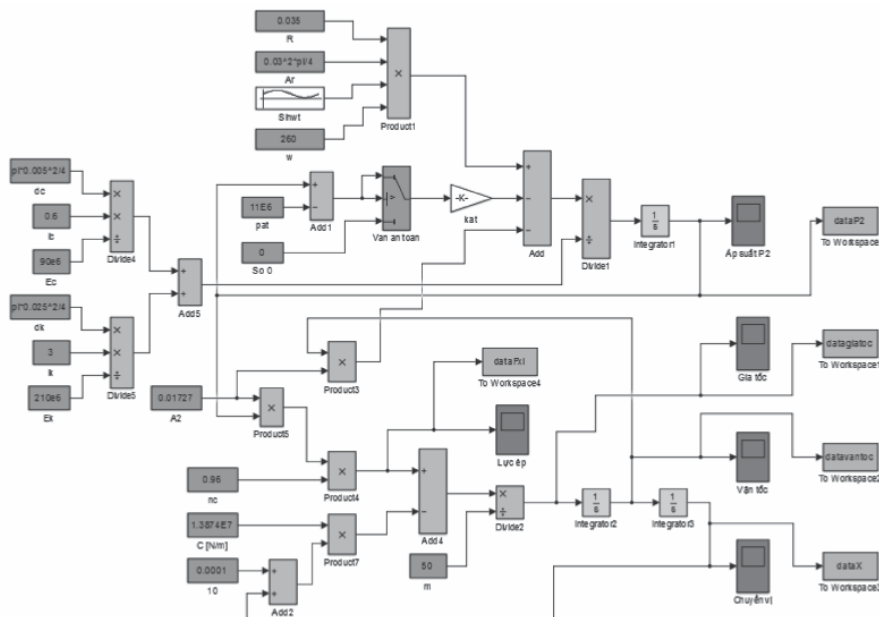
$$m \cdot \ddot{X} = (A_2 \cdot p_2 - A_1 \cdot p_1) \cdot \eta_c - C \cdot X \quad (11)$$

Như vậy, hệ phương trình vi phân chuyển động mô tả hoạt động của hệ thống truyền động thủy lực tạo lực rung thiết bị thử mỗi cấp hệ cầu dây văng viết dưới dạng sau:

$$\begin{cases} E_a \cdot \frac{dp_2}{dt} = R \cdot A_r \cdot \sin \omega_r t - (p_2 - p_{at}) \cdot k_{at} - A_2 \cdot \dot{X} \\ m \cdot \ddot{X} = (A_2 \cdot p_2 - A_1 \cdot p_1) \cdot \eta_c - C \cdot X \end{cases} \quad (12)$$

Trong đó: E_a - Biến dạng đàn hồi của đường ống cao áp, MPa; A_r - Diện tích xi lanh gây rung ở khoang cao áp, m^2 ; A_1, A_2 - Diện tích piston ở khoang cao áp và thấp áp, m^2 ; ω_r - Tốc độ quay của động cơ dẫn động xi lanh gây rung, vòng/s; R - Khoảng lệch tâm của trục khuỷu, m; p_{at} - Áp suất cần đặt của van an toàn, Pa; p_1 - Áp suất dầu ở nhánh thấp áp, Pa; p_2 - Áp suất dầu ở nhánh cao áp, Pa; η_c - Hiệu suất cơ khí của xi lanh, $\eta_c = 0,96$; m - Khối lượng quy dẫn của piston, bộ công tác, kg; C - Độ cứng của sợi cáp.

Để giải hệ phương trình vi phân (12), tác giả sử dụng phương pháp Runge-Kutta trong môi trường Matlab Simulink. Sơ đồ khối của chương trình tính toán được thể hiện ở Hình 2.



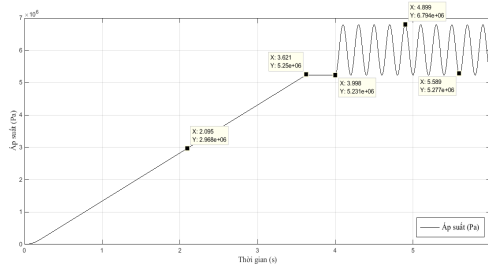
Hình 2. Sơ đồ khối chương trình tính toán các thông số động lực học hệ thống truyền động thủy lực tạo lực rung của máy thử mỗi cấp

Khảo sát và tính toán với lực mỗi lớn nhất là 182,7 kN, các số liệu đầu vào của chương trình xác định trong Bảng 1.

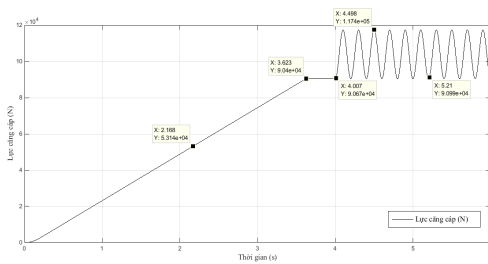
Bảng 1. Số liệu đầu vào của chương trình tính

TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
Xi lanh gây rung				
1	Đường kính cán piston	d	m	0,05
2	Tốc độ quay của động cơ dẫn động xi lanh gây rung	ω_r	vòng/s	5
3	Khoảng lệch tâm của trục khuỷu	R	m	0,035
Xi lanh thủy lực				
6	Đường kính trong xi lanh	D	m	0,16
7	Đường kính cán piston	d	m	0,06
8	Áp lực dầu ở khoang cao áp	P_2	Pa	-
9	Áp lực dầu ở khoang thấp áp	P_1	Pa	$6 \cdot 10^5$
10	Hiệu suất cơ khí của xi lanh	η_c	-	0,96
Van an toàn				
11	Áp suất của van an toàn	p_{at}	Pa	$9 \cdot 10^6$
12	Hệ số lưu lượng qua van an toàn	k_{at}	-	$5 \cdot 10^{-10}$
13	Lưu lượng qua van an toàn	Q_{at}	m^3/s	-
Đường ống dẫn dầu thủy lực				
14	Chiều dài đường ống dẫn bằng cao su	l_c	m	2
15	Chiều dài đường ống dẫn bằng kim loại	l_k	m	0,6
16	Đường kính trong của đường ống dẫn bằng cao su	d_c	m	0,005
17	Đường kính trong của đường ống dẫn bằng kim loại	d_k	m	0,025
18	Mô đun đàn hồi của đường ống dẫn bằng cao su	E_c	MPa	$9 \cdot 10^4$
19	Mô đun đàn hồi của đường ống dẫn bằng kim loại	E_k	MPa	$21 \cdot 10^4$
Dầu công tác				
20	Mô đun đàn hồi của dầu công tác	E_{lq}	MPa	150
Các thông số khác				
21	Khối lượng quy dẫn của piston, bộ công tác	m	kg	35
Loại cáp thử nghiệm mỗi				
22	Đường kính danh nghĩa tao cáp	D_{cap}	mm	15,24
23	Diện tích	A_0	mm^2	140
24	Mô đun đàn hồi	E	GPa	200
25	Chiều dài sợi cáp	L	m	2
26	Lực thử nhỏ nhất	F_{min}	N	90290
27	Lực thử lớn nhất	F_{max}	N	117450

Kết quả như sau:



Hình 3. Áp suất trong khoang xi lanh



Hình 4. Lực căng cáp khi thử

Quá trình gia tải tĩnh kết thúc khi lực căng cáp đạt F_{min} , áp suất trong khoang xi lanh là 5,28 MPa; quá trình thử mỗi cấp bắt đầu thì áp suất thay đổi theo dạng hình sin, dao động ở 6,04 MPa, áp suất lớn nhất đạt 6,79 MPa. Lực căng cáp tăng đến giá trị $F_{min} = 90,400$ N, quá trình thử mỗi cấp bắt đầu thì giá trị lực căng cáp thay đổi theo dạng hình sin, đạt lực F_{max} là 117,400 N. Kết quả thử mỗi cấp hệ cầu dây văng bằng mô hình tính toán ở trên cho với các giá trị hoàn toàn phù hợp với thực tế thử nghiệm mỗi cấp.

3. KẾT LUẬN

Áp dụng các nghiên cứu trên, tác giả đã khảo sát và rút ra một số kết luận:

- Sự ảnh hưởng của đường ống dẫn dầu đến các thông số động lực học của hệ thống truyền động thủy lực. Kết quả nghiên cứu chỉ ra, khi chiều dài, đường kính ống dẫn tăng thì

biên động dao động áp suất giảm, thời gian dao động ngắn làm tăng độ chính xác của sensor áp suất, tăng độ chính xác của hệ thống đo lực. Việc xác định độ chính xác lực thử F_{min} làm tăng độ chính xác của phép thử mỗi cấp.

- Sự ảnh hưởng của tốc độ bơm đến các thông số động lực học của hệ thống truyền động thủy lực. Đó là khi tốc độ bơm càng lớn thì thời gian gia tải tĩnh ngắn hơn nhưng dao động áp suất, chuyển vị, vận tốc gia tốc lại lớn hơn.

- Đã đề xuất các thông số hợp lý của hệ thống truyền động thủy lực như: Chiều dài ống dẫn cao su là 2,2 m, đường kính ống dẫn cao su là 0,005 m, đường kính ống dẫn kim loại là 0,025 m, chiều dài ống dẫn kim loại là 1 m, tốc độ động cơ là 1450 v/phút... đảm bảo độ chính xác và nâng cao độ tin cậy của phép thử. ❖

Ngày nhận bài: 02/5/2022

Ngày phản biện: 10/5/2022

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Xuân Khang (2001); *Nghiên cứu những giải pháp khoa học công nghệ thiết kế chế tạo các thiết bị thí công chuyên dùng công trình giao thông vận tải*. Tuyển tập báo cáo tại Hội nghị Khoa học nhân kỷ niệm 45 năm thành lập Viện Khoa học và Công nghệ Giao thông Vận tải (1956 - 2001).
- [2]. Nguyễn Phùng Quang (2004); *Matlab Simulink dành cho kỹ sư điều khiển tự động*. NXB. Khoa học Kỹ thuật.
- [3]. Nguyễn Đình Tứ (2010); *Обоснование рациональных параметров гидропривода машин типа ВПР с учетом условий эксплуатации во Вьетнаме*. Luận án tiến sĩ, Matxcova.
- [4]. Майоров Ю.П., Ковальский В.Ф., Дубровин В.А., Грунин Е.И (2005); *Расчет параметров переходных процессов гидравлических приводов с объемные регулированием скорости*.