

MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC CỦA THIẾT BỊ RUNG ĐIỆN - THỦY LỰC

DYNAMIC MODELING OF THE ELECTRO-HYDRAULIC VIBRATION EQUIPMENT

Lê Văn Dương^{1,*},

Nguyễn Duy Đạt¹, Nghiêm Văn Long²

DOI: <http://doi.org/10.57001/huiv5804.2024.269>

TÓM TẮT

Thiết bị rung điện - thủy lực được sử dụng rộng rãi trong các thử nghiệm mô phỏng môi trường rung động do công suất đầu ra, độ dịch chuyển và lực đẩy lớn của nó cũng như khả năng thích ứng tải tốt và các thông số có thể điều khiển được. Bài báo trình bày mô hình động lực học của thiết bị gây rung điện - thủy lực thiết kế để sử dụng cho thử nghiệm gây rung cọc thép trong nền san hô. Trên cơ sở mô hình toán của thiết bị gây rung điện - thủy lực, bài báo đã tiến hành khảo sát và xây dựng các đường đặc tính để đánh giá độ ổn định của hệ thống, chất lượng của quá trình chuyển tiếp, cũng như các thông số biên độ, tần số. Kết quả nghiên cứu là cơ sở khoa học cho tính toán thiết kế thiết bị gây rung điện - thủy lực cho thử nghiệm gây rung cọc thép trong nền san hô.

Từ khóa: Máy kích thích dao động, thiết bị rung điện thủy lực, mô hình động lực học, tần số.

ABSTRACT

Electro-hydraulic vibration equipment is widely used in vibration environment simulation tests, due to its large output power, displacement and thrust, as well as good workload adaptation and multi-controllable parameters. This paper presents a mathematical model of an electro-hydraulic vibratory exciter used for vibration testing of steel piles on coral reefs. Based on this model of electro-hydraulic vibrator, we have built characteristic curves to evaluate the stability of the system, the quality of the transition process, as well as parameters - amplitude, frequency. The research results are the scientific basis for design of electro-hydraulic vibratory exciter for vibration testing of steel piles in the coral foundation.

Keywords: Vibration exciter, electro-hydraulic vibration equipment, dynamic modelling, frequency.

¹Viện Cơ khí động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự

²Binh chủng Công binh

*Email: van-duong.le@lqdtu.edu.vn

Ngày nhận bài: 05/3/2024

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 15/4/2024

Ngày chấp nhận đăng: 27/8/2024

1. MỞ ĐẦU

Các thiết bị gây rung được sử dụng rộng rãi trong các lĩnh vực xây dựng, sản xuất vật liệu xây dựng, chế tạo máy, cũng như trong các thử nghiệm mô phỏng môi trường rung động,... Theo đặc điểm kết cấu của nguồn gây rung, thiết bị rung gồm thiết bị rung cơ khí, rung điện từ và rung điện - thủy lực [2]. Thiết bị rung cơ khí tạo ra lực kích động do khối lệch tâm quay quanh một trục, lực này có qui luật tuần hoàn theo chu kỳ [3]. Thiết bị rung điện từ thực hiện dao động tỷ lệ với dòng điện chạy trên cấu trúc chuyển động của từ trường được hình thành do dòng điện đi qua các cuộn dây trong thân cố định [4, 5]. Thiết bị rung điện - thủy lực tạo ra lực kích động do hệ thống thủy lực được điều khiển bằng điện. Sự điều khiển điện theo qui luật chọn trước đã làm thay đổi giá trị của lực kích động, dẫn đến vật bị rung động. So với rung cơ khí, thiết bị rung điện-thủy lực có một số ưu điểm: Kích thước nhỏ gọn; Hệ số cường lực lớn theo công suất; Độ bền, độ tin cậy cao; Thuận tiện cho điều khiển từ xa bằng các tín hiệu điện; Dễ dàng liên kết với các thiết bị điều khiển nhỏ gọn đã được lập trình; Khả năng thích ứng khối lượng công việc tốt và các thông số có thể kiểm soát được [2, 6-10].

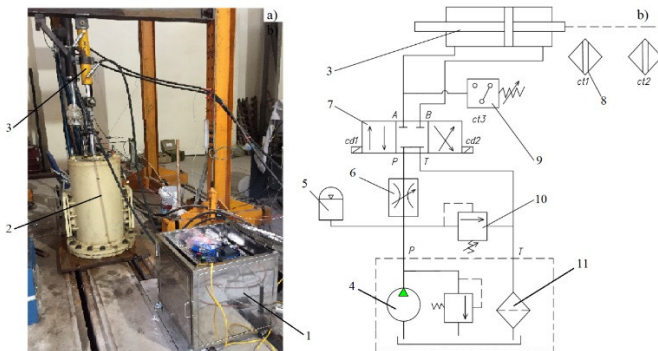
Nghiên cứu xác định hệ số ma sát giữa cọc thép và nền san hô dưới tác động của điều kiện bên ngoài như gió, sóng biển là một vấn đề quan trọng và cấp thiết nhằm đưa ra các giải pháp và phương án gia cố cọc thép trong nền san hô khi xây dựng các công trình nhà giàn DK1 [1]. Tuy nhiên, việc thực hiện các thí nghiệm nghiên cứu tại khu vực thi công là hết sức khó khăn và tốn kém. Việc lấy mẫu san hô tại khu vực thi công để xác định các tính chất cơ học, lý học của nó cũng như thực hiện các thí nghiệm tương tác nhằm xác định ma sát giữa cọc thép và san hô có ý nghĩa hết sức quan trọng và thiết thực. Để thực hiện được các thí nghiệm này bảo đảm tính chính xác thì cần

có thiết bị rung với tần số rung có thể điều khiển nhằm tạo ra các rung động đặc trưng cho tác động của sóng, gió tác dụng vào cọc thép.

Hiện tại, Việt Nam đang sử dụng các thiết bị rung điện - thủy lực do Đức, Italia, Mỹ,..., nghiên cứu và chế tạo. Trong nước chưa có nhiều tài liệu, các công trình nghiên cứu về thiết bị rung điện - thủy lực, cũng như chưa thiết kế, chế tạo thiết bị này. Vì vậy, nội dung bài báo tập trung vào xây dựng mô hình toán của thiết bị, xây dựng các đặc tính động lực học, tính toán các đặc tính tần số, làm cơ sở khoa học để tính toán, thiết kế chế tạo thiết bị rung điện - thủy lực để phục vụ thí nghiệm mô phỏng rung của cọc thép trong nền san hô.

2. THIẾT BỊ RUNG ĐỂ XUẤT

Trên hình 1 là hình ảnh trong phòng thí nghiệm (a) và sơ đồ nguyên lý (b) của thiết bị rung điện - thủy lực để xuất. Bộ kích thích rung điện - thủy lực của thiết bị bao gồm van phân phối điện - thủy lực và xy lanh thủy lực. Bằng cách cung cấp một dòng điện lần lượt cho các cuộn điện (cđ1, cđ2), con trượt của van phân phối (7) được kích thích thành một chuyển động tịnh tiến theo chu kỳ làm thay đổi dòng chất lỏng đến các khoang của xy lanh (3). Điều này dẫn đến một rung động được tạo ra bởi pít tông của xy lanh và kết nối với tải.



Hình 1. Thiết bị rung điện - thủy lực

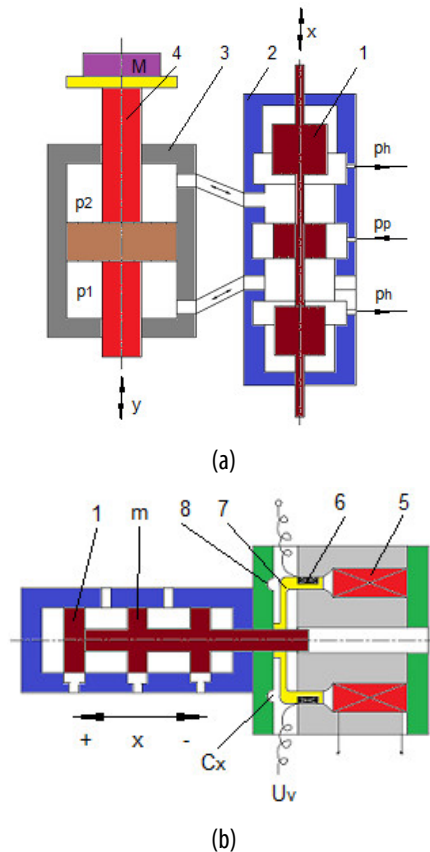
- a) Thiết bị rung điện - thủy lực trong phòng thí nghiệm;
- b) Sơ đồ nguyên lý của hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị rung.

1. Nguồn thủy lực và các bộ phận điều khiển; 2. Cọc thép thử nghiệm trong nền san hô; 3. Xy lanh công tác (xy lanh gây rung); 4. Bơm thủy lực; 5. Bình tích áp; 6. Tiết lưu; 7. Van phân phối điện thủy lực; 8. Công tắc hành trình; 9. Công tắc áp suất; 10. Van an toàn; 11. Bầu lọc.

Ngoài việc tạo ra tải dao động tuần hoàn theo chu kỳ không đổi, thiết bị có thể tạo ra các tải tăng dần tuyến tính đến một giá trị lớn nhất theo yêu cầu để tiến hành thử nghiệm rung động. Để tạo tải tăng dần tuyến tính theo giá trị lực lớn nhất đặt ra, thiết bị sử dụng mạch kín và dùng rơle áp suất lấy tín hiệu áp suất trong xy lanh

thủy lực làm tín hiệu phản hồi về bộ điều khiển logic PLC. Để tạo tải tuần hoàn, thiết bị sử dụng mạch hở và mạch kín. Với mạch hở, tính chất tuần hoàn của tải trọng được thiết lập bằng hàm thời gian trong bộ điều khiển logic PLC và lần lượt cấp điện cho 02 cuộn điện của van phân phối điện thủy lực. Với mạch kín, thiết bị sử dụng 02 công tắc hành trình lấy tín hiệu phản hồi về bộ điều khiển logic PLC.

3. MÔ HÌNH TOÁN CỦA THIẾT BỊ GÂY RUNG



Hình 2. Thiết bị rung điện - thủy lực

a) Mô hình toán của thiết bị; b) Mô hình van điện từ.

- 1. Con trượt van phân phối; 2. Thân van; 3. Xy lanh thủy lực công tác;
- 4. Pít tông của xy lanh thủy lực công tác; 5. Cuộn phân cực; 6. Cuộn điều khiển;
- 7. Khung; 8. Giảm chấn.

p_1 - Áp suất khoang xy lanh (khoang 1); p_2 - Áp suất khoang cán pít tông (khoang 2); x - Dịch chuyển của con trượt van phân phối; y - Dịch chuyển của xy lanh tải; M - Ngoại lực kích thích (khối lượng quy dẫn của tải); m - Khối lượng các bộ phận chuyển động của van phân phối.

Để xây dựng được mô hình toán mô tả quá trình làm việc của thiết bị gây rung, giả thiết rằng: nguồn điện cung cấp cho thiết bị là ổn định; bỏ qua rò rỉ và lực cản dầu thủy lực của hệ thống; bỏ qua yếu tố hình học của đường ống thủy lực. Ngoài ra, xét trường hợp thiết bị gây rung điện thủy lực không có phản hồi, tức là vòng lặp mở. Việc điều

khiến được thực hiện bằng việc lập chương trình điều khiển trên PLC.

Khi xây dựng mô hình toán của thiết bị, quy ước phân chia thiết bị gây rung điện thủy lực thành 2 khâu: cơ - thủy lực và cơ khí. Khi đó, phương trình biểu diễn của khâu cơ - thủy lực chính là các phương trình lưu lượng, và phương trình biểu diễn của khâu cơ khí là các phương trình tải trọng.

3.1. Mô hình toán phần cơ-thủy lực

Phương trình cân bằng lưu lượng đối với mỗi khoang công tác (khoang 1 và khoang 2):

$$Q_{in,i}^M - Q_{out,i}^M = Q_{cav,i}^M, \quad i = 1, 2 \tag{1}$$

trong đó: $Q_{in,i}^M$ - Lưu lượng khối vào khoang cao áp; $Q_{out,i}^M$ - Lưu lượng khối ra khoang hồi; $Q_{cav,i}^M$ - Lưu lượng khối của vùng làm việc.

Lưu lượng khối của vùng làm việc $Q_{cav,i}^M$ được xác định như sau:

$$Q_{cav,i}^M = \frac{dM_i}{dt} = \frac{d(\rho_i V_i)}{dt} = \rho_i \frac{dV_i}{dt} + V_i \frac{d\rho_i}{dt} \tag{2}$$

Ở đây: V_i - Thể tích của dòng dầu công tác của khoang i , $V_i = F(l_0 \pm y)$; F - Diện tích tiết diện của khoang công tác; l_0 - Chiều dài của khoang ở vị trí trung gian của pít tông; M_i - Khối lượng của dòng dầu công tác; ρ_i - Khối lượng riêng của dầu.

Khối lượng riêng của dầu phụ thuộc vào áp suất dầu và được xác định:

$$\rho_i = \rho(p_i) \tag{3}$$

Vi phân theo thời gian phương trình (3):

$$\frac{d\rho_i}{dt} = \frac{d\rho_i}{dp_i} \cdot \frac{dp_i}{dt} \tag{4}$$

Hệ số chịu nén của chất lỏng công tác $\beta_{com,i} = \frac{dV_i}{V_i dp_i} = \frac{d\rho_i}{\rho_i dp_i}$ và mô đun đàn hồi $E_i = E(p_i) = \frac{1}{\beta_{com,i}} = \frac{\rho_i dp_i}{dp_i}$, do đó phương trình (4) trở thành:

$$\frac{d\rho_i}{dt} = \frac{\rho_i}{E_i} \frac{dp_i}{dt} \tag{5}$$

Thế các phương trình (3), (5) vào phương trình (2), ta có:

$$Q_{cav,i}^M = \pm \rho_i F \frac{dy}{dt} + \rho_i \frac{V_i}{E_i} \frac{dp_i}{dt} \tag{6}$$

$$= \rho_i \left(\pm F \frac{dy}{dt} + K_{com,i} \frac{dp_i}{dt} \right) = \rho_i Q_{cav,i}$$

Suy ra: $Q_{cav,i} = \pm Q_h + Q_{com,i}$ (7)

trong đó: $Q_{cav,i}$ - lưu lượng thể tích của vùng làm việc;

$$K_{com,i} = \frac{V_i}{E_i} - \text{Hệ số chịu nén của chất lỏng công tác;}$$

$$Q_h = F \frac{dy}{dt} - \text{Lưu lượng hình học (đảm bảo chuyển động}$$

$$\text{của pít tông); } Q_{com,i} = K_{com,i} \frac{dp_i}{dt} - \text{Lưu lượng nén (khi tính}$$

đến tính chịu nén của chất lỏng công tác).

Tương tự, ta có lưu lượng khối vào khoang cao áp $Q_{in,i}^M$

và lưu lượng khối ra khoang hồi $Q_{out,i}^M$:

$$Q_{in,i}^M = \rho_i Q_{in,i}; \quad Q_{out,i}^M = \rho_i Q_{out,i} \tag{8}$$

Thay các phương trình (6), (7) và (8) vào phương trình (1) và biến đổi ta được:

$$Q_{in,i} - Q_{out,i} = Q_{cav,i} = \pm Q_h + Q_{com,i} \tag{9}$$

Giả thiết: $\rho_i = \rho \left(1 + \frac{p_i}{E_i} \right) \approx \rho$, với $\frac{p_i}{E_i} \ll 1$. Khi đó, từ

phương trình (9) ta có phương trình cân bằng lưu lượng cho mỗi khoang công tác.

Phương trình cân bằng lưu lượng cho khoang 1 (khi $x > 0$):

$$Q_{sp,1} - Q_0 = Q_h + Q_{com,1} \tag{10}$$

Suy ra:

$$\mu_{sp} f_{sp} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p - p_1)} = F \frac{dy}{dt} + K_{com,1} \frac{dp_1}{dt} + K_0 (p_1 - p_2) \tag{11}$$

Phương trình cân bằng lưu lượng cho khoang 2 (khi $x > 0$):

$$Q_0 - Q_{sp,2} = -Q_h + Q_{com,2} \tag{12}$$

Suy ra:

$$\mu_{sp} f_{sp} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_h)} = F \frac{dy}{dt} - K_{com,2} \frac{dp_2}{dt} + K_0 (p_1 - p_2) \tag{13}$$

trong đó: μ_{sp} - Hệ số lưu lượng; f_{sp} - Tiết diện thông qua con trượt; K_0 - Hệ số rò rỉ.

Tiếp theo, tiến hành liên kết 2 phương trình cân bằng lưu lượng đối với khoang 1 (11) và khoang 2 (13) đến thông số gốc $p = p_1 - p_2$. Do pít tông được coi là lý tưởng và đối xứng:

$$Q_{sp,1} = Q_{sp,2} \rightarrow p_p - p_1 = p_2 - p_h \tag{14}$$

Khi đó ta có hệ phương trình biểu diễn p_1, p_2 :

$$\begin{cases} p_1 + p_2 = p_p + p_h \\ p_1 - p_2 = p \end{cases} \tag{15}$$

Biến đổi phương trình (15) và thay giá trị áp suất cấp $p_n = p_p - p_h$ vào ta nhận được:

$$p_p - p_1 = \frac{p_n - p}{2}; p_2 - p_h = \frac{p_n - p}{2} \quad (16)$$

Khi đó, thế phương trình (16) vào các phương trình (11), (13) và giả thiết $E_1 \approx E_2 = E; V_1 \approx V_2 = V;$

$K_{com,1} \approx K_{com,2} = K_{com} = \frac{V}{E}$, nhận được phương trình:

$$\mu_{sp} \pi d_{sp} x \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n - p)} = F \frac{dy}{dt} + \frac{K_{com}}{2} \frac{dp}{dt} + K_0 p \quad (17)$$

Ở đây $f_{sp} = \pi d_{sp} x$ là tiết diện thông qua của con trượt; d_{sp} là đường kính của con trượt.

Phương trình (17) là phương trình liên kết các lưu lượng đối với dịch chuyển dương của con trượt ($x > 0$). Cần phải kiểm tra tính thuận nghịch.

Khi $x > 0 \rightarrow p_1 > p_2 \rightarrow p > 0$ - dịch chuyển dương;

Khi $x < 0 \rightarrow p_1 < p_2 \rightarrow p < 0$ - dịch chuyển âm;

Khi dịch chuyển âm, các cạnh phần cao áp và hồi thay đổi vị trí cho nhau. Tương tự, ta nhận được phương trình liên kết lưu lượng dẫn động dịch chuyển âm của con trượt ($x < 0$):

$$\mu_{sp} \pi d_{sp} x \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n + p)} = F \frac{dy}{dt} + \frac{K_{com}}{2} \frac{dp}{dt} + K_0 p \quad (18)$$

Phương trình (17) và (18) có thể kết hợp lại và viết dưới dạng:

$$\mu_{sp} \pi d_{sp} x \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n - p \cdot \text{sign}(p))} = F \frac{dy}{dt} + \frac{K_{com}}{2} \frac{dp}{dt} + K_0 p \quad (19)$$

Phương trình tải trọng nhận được từ phương trình cơ học theo định luật 2 Newton:

$$\frac{p_i}{E_i} \ll 1; M \frac{d^2 y}{dt^2} = P_{dr} - P_{res} \quad (20)$$

Thế $P_{dr} = F \cdot p, P_{res} = P_{fri} + G = K_{fri} \frac{dy}{dt} + G$, vào phương trình (21) nhận được:

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} = F \cdot p - K_{fri} \frac{dy}{dt} - G \quad (21)$$

trong đó: P_{dr} - Lực dẫn động; P_{fri} - Lực ma sát; K_{fri} - Hệ số ma sát ướt; G - Lực cản;

Hệ hai phương trình (19) và (20) là hệ phương trình đánh giá quá trình làm việc của thiết bị gây rung.

3.2. Mô hình toán phần van điện

Van điện thủy lực (hình 2b) là một hệ thống cơ điện tử, bởi vậy khi mô tả toán học cần các phương trình vi phân

cho mạch điện (cuộn dây điều khiển) và hệ thống cơ khí (phần con trượt chuyển động của van). Giả thiết rằng: không có hiện tượng trễ trong cuộn điện từ, dịch chuyển của con trượt là nhỏ, không tính đến các lực ma sát khô.

Phương trình chuyển động của con trượt van điện từ có dạng:

$$m \frac{d^2 x_{sp}}{dt^2} = F_{dr} - F_{fri} - F_{sus} \quad (22)$$

trong đó: m - Khối lượng của phần chuyển động; $F_{dr} = B_v l_y i_y = K_{x,i} i_y$ - Lực dẫn động của van; $K_{x,i}$ - Hệ số lực

dẫn động của van điện; $F_{fri} = h_x \frac{dx_{sp}}{dt}$ - Lực ma sát quy dẫn

trong van; h_x - Hệ số của ma sát ướt; $F_{sus} = c_x x_{sp}$ - Lực tác dụng của phần tử giảm chấn trong van điện từ; c_x - Độ cứng của giảm chấn.

Phương trình vi phân mạch điện của cuộn dây điều khiển:

$$U_y = U_L + U_R + e_x \quad (23)$$

trong đó: $U_L = L \frac{di_y}{dt}$ - Điện áp cảm ứng rơi trên cuộn

dây điều khiển; $U_R = Ri_y$ - Điện áp rơi trên cuộn dây điều khiển; R - Điện trở của cuộn dây điều khiển;

$e_x = Bl \frac{dx}{dt} = K_{x,u} \frac{dx}{dt}$ - Sức điện động xuất hiện khi con trượt

chuyển động trong từ trường; $K_{x,u}$ - Hệ số cảm điện động của van điện.

Hệ số cảm sức điện động bằng hệ số lực dẫn động, tức là: $K_{x,u} = K_{x,i}$.

Kết hợp các phương trình (22) và (23), ta có hệ phương trình vi phân chuyển động của van điện từ như sau:

$$m \frac{d^2 x_{sp}}{dt^2} + h_x \frac{dx_{sp}}{dt} + c_x x_{sp} = K_{x,i} i_y \quad (24)$$

$$L \frac{di_y}{dt} + Ri_y = U_y - K_{x,u} \frac{dx_{sp}}{dt} \quad (25)$$

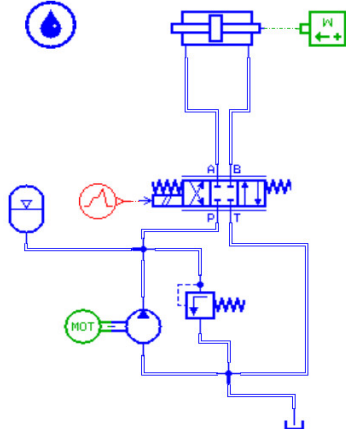
Như vậy, trên cơ sở các phương trình (19), (20) và (24), (25) có thể tiến hành phân tích động lực học quá trình làm việc của thiết bị gây rung điện - thủy lực để xuất.

4. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN

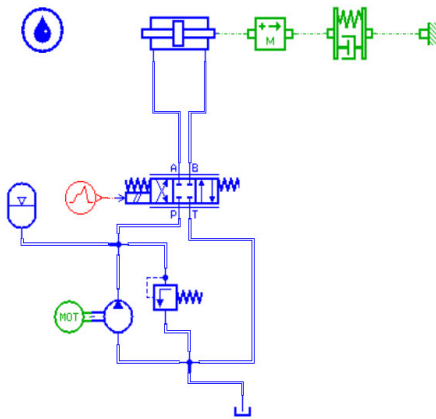
Trên cơ sở mô hình toán đã xây dựng ở trên (mục 3), tiến hành khảo sát các thông số động lực học của thiết bị gây rung điện-thủy lực bằng phần mềm AMESim với các thông số đầu vào như sau: Đường kính pít tông của xy lanh $D = 50\text{mm}$; đường kính cán pít tông $d = 35\text{mm}$; độ dịch chuyển của pít tông $l_0 = 0,25\text{m}$; hệ số ma sát nhớt $K_{fri} = 10^4 \text{N}/(\text{m/s})$; độ nhớt động lực học $\mu_{sp} = 0,65$; đường

kính con trượt van $d_{sp} = 5\text{mm}$; lưu lượng bơm $Q_{\max} = 5\text{l/ph}$; áp suất $p_{\max} = 200\text{bar}$; hiệu điện thế trên van điện $U_y = 24\text{V}$.

Khi đó, ta có sơ đồ khối giải mô hình khi sử dụng phần mềm AMESim của thiết bị trong hai trường hợp có tải và không tải thể hiện trên hình 3 và 4, tương ứng.

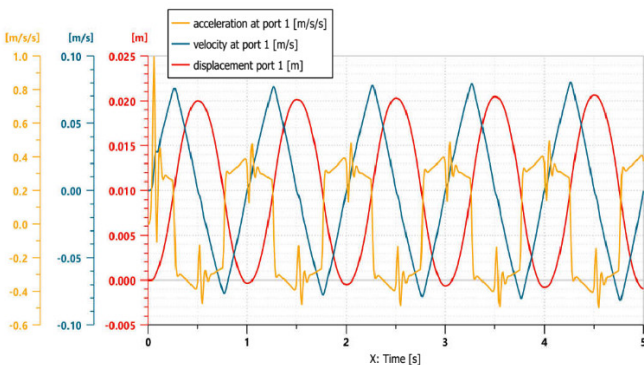


Hình 3. Mô hình mô phỏng thiết bị rung điện thủy lực ở trạng thái không tải

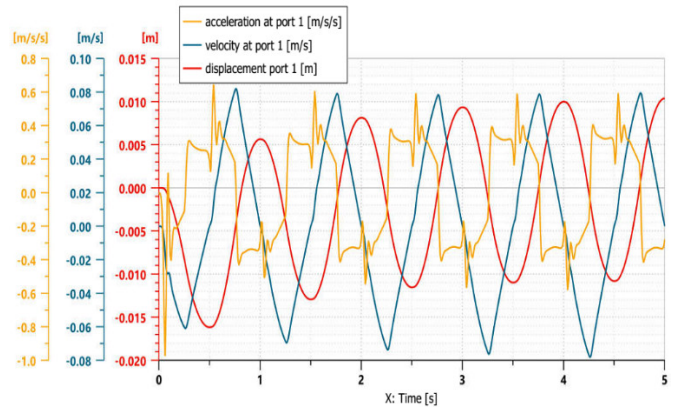


Hình 4. Mô hình mô phỏng thiết bị rung điện thủy lực ở trạng thái chịu tải từ đầu cọc thép

Với các thông số đầu vào của thiết bị như trên, chúng tôi đã tiến hành khảo sát và thu được kết quả các thông số động lực của thiết bị rung ở chế độ không tải (hình 5) và chế độ rung cọc thép (hình 6) tại tần số 1Hz.

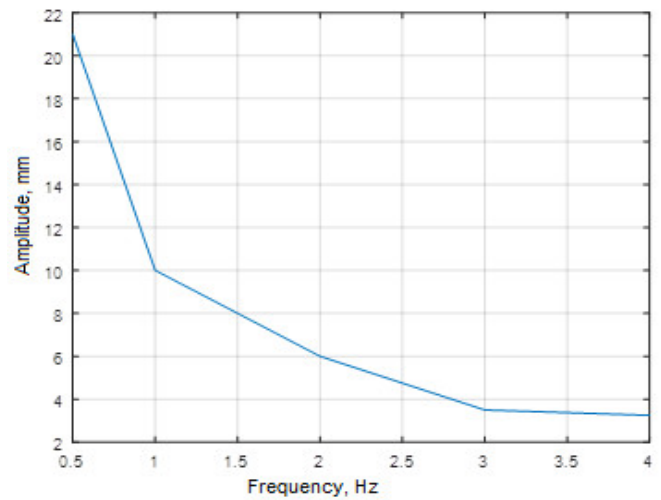


Hình 5. Dịch chuyển, vận tốc và gia tốc của cán pit tông ở chế độ không tải tại tần số 1Hz



Hình 6. Dịch chuyển, vận tốc và gia tốc của cán pit tông ở chế độ có tải tại tần số 1Hz

Đặc tính biên độ tần số của máy kích thích rung điện - thủy lực được thể hiện trên hình 7.



Hình 7. Đặc tính biên độ tần số của máy kích thích rung điện - thủy lực
Kết quả thu được chỉ ra rằng:

- Khi gây rung trong điều kiện không tải xảy ra hiện tượng tâm dao động bị dịch chuyển ra khỏi vị trí ban đầu, còn khi gây rung cọc thép trong nền san hô là môi trường đàn nhớt sẽ xảy ra hiện tượng dịch chuyển tâm dao động về vị trí ban đầu của cọc thép, điều này đáp ứng được yêu cầu gây rung đặt ra (hình 5, 6). Tuy nhiên tâm dao động vẫn chưa hoàn toàn chính xác nằm ở vị trí ban đầu của cọc thép, vì vậy để đặt chính xác tâm dao động nên sử dụng 2 cảm biến tiệm cận để định vị tâm dao động tại vị trí ban đầu.

- Mức độ dao động của gia tốc ở cả hai trường hợp có tải và không tải là tương đối lớn, với mức độ dao động như vậy sẽ tạo ra các lực quán tính lớn ảnh hưởng xấu đến hệ thống (hình 5, 6). Vì vậy, trong hệ thống thủy lực của thiết bị này bắt buộc phải có ắc quy thủy lực để hấp thụ các xung dao động.

- Khi lưu lượng bơm cấp là không đổi 5 l/min, tần số dao động càng tăng thì biên độ dao động càng giảm. Để đảm bảo giá trị biên độ luôn được giữ ở mức 10mm theo yêu cầu, khi tần số dao động tăng lên, cần tăng lưu lượng cấp của bơm ở mức độ cần thiết (hình 7).

5. KẾT LUẬN

Như vậy, bài báo đã đề xuất được thiết bị rung phục vụ thí nghiệm để xác định cũng như đánh giá hệ số ma sát giữa cọc thép và nền san hô dưới tác động của điều kiện bên ngoài như gió, sóng biển. Từ mô hình thiết bị đề xuất, bài báo đã xây dựng được mô hình toán mô tả động lực quá trình làm việc của thiết bị rung bao gồm cả phần cơ - thủy lực và phần van điện từ. Trên cơ sở mô hình toán xây dựng, sử dụng phần mềm AMESim để khảo sát một số thông số động lực học của thiết bị trong hai trường hợp là không tải và có tải cọc thép. Phân tích kết quả khảo sát cho phép đưa ra phương án hoàn thiện hệ thống thủy lực dẫn động thiết bị, từ đó làm cơ sở thiết kế hoàn thiện thiết bị rung để phục vụ thí nghiệm.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Dinh Quang Cuong, "Some thoughts on the issue of choosing a reasonable solution for a steel pile foundation marine project on a coral foundation," in *The 5th National Marine Science and Technology Conference*, Hanoi, 2011. (in Vietnamese)
- [2]. B.L. Huntley, "Electrohydraulic - The most versatile shaker," *Journal of Environmental Sciences*, 22, 32-35, 1979.
- [3]. Hameed D. Lafta, Nasrat K. Murad, Ihasan J.Khamas, Tebin F. Abdalla, "Construction and Evaluation of a Uniaxial Mechanical Actuated Vibration Shaker," *Al-Khwarizmi Engineering Journal*, 14, 1, 90-98, 2018.
- [4]. Leonardo Bertini, Paolo Neri, Ciro Santus, "Design and optimization of a compact high-frequency electromagnetic shaker," in *11th International Conference on Engineering Vibration*, Ljubljana, Slovenia, 7-10 September 2015.
- [5]. Chengji Ma, Zhigang Wu, Chao Yang, "Mechanical Characteristics of Electromagnetic Shakers and its Force Control," in *AIAA 2014-0980, Session: Test Facility and Systems Development I*, 2014.
- [6]. Yi Liu, Tao Wang, Guofang Gong, Rujun Gao, "Present Status and Prospect of High-Frequency Electro-hydraulic Vibration Control Technology," *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 32, 93, 2019.
- [7]. Dong Han, Guo Fang Gong, Yi Liu, "AMESim Based Numerical Analysis for Electrohydraulic Exciter Applied on New Tamper," *Applied Mechanics and Materials*, 190-191:11-18, 2012.
- [8]. Dong Han, Guofang Gong, Yi Liu, Huayong Yang, "Basic Theory and Experiment Study on New Electro-hydraulic Exciter," in *The 13th Scandinavian*

International Conference on Fluid Power, SICFP2013, June 3-5, 2013, Linköping, Sweden, 2013.

[9]. Zhen Meng, Chuan-yu Wu, Jing Ni, "Effect of sink flow on dual-valve electro-hydraulic excitation system," *Journal of vibroengineering*, 18, 3, 2016.

[10]. Ma Ting-ting, Yang Guo-ping, "Study on Hydraulic Vibration System of Roller Based on AMESIM," *International Journal of Research in Engineering and Science*, 4, 7, 28-37, 2016.

AUTHORS INFORMATION

Le Van Duong¹, Nguyen Duy Dat¹, Nghiem Van Long²

¹Institute of Dynamic Mechanics, Military Technical Academy, Vietnam

²Engineering Arms, Ministry of National Defence, Vietnam