

LỰA CHỌN PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU KHIỂN SỨC CẢN THỦY LỰC TRONG HỆ THỐNG THỦY LỰC TRÊN CƠ CẤU LẮP DỰNG CẦN TRỤC THÁP

Dương Trường Giang^{a,*}

^a*Khoa Cơ khí Xây dựng, Trường Đại học Xây dựng,
số 55 đường Giải Phóng, quận Hai Bà Trưng, Hà Nội, Việt Nam*

Nhận ngày 06/05/2020, Sửa xong 03/06/2020, Chấp nhận đăng 16/06/2020

Tóm tắt

Trong quá trình lắp dựng cần trục tháp tiềm ẩn rất nhiều yếu tố có thể gây mất an toàn lao động, đặc biệt liên quan tới việc điều khiển hệ thống thủy lực của cơ cấu lắp dựng khi giữ tải và hạ tải trọng. Chính vì vậy việc lựa chọn phương pháp và chế độ điều khiển hệ thống thủy lực này phải được xem xét cẩn thận trong quá trình thiết kế. Bài báo giới thiệu và phân tích đặc điểm làm việc của các hệ thống thủy lực của cơ cấu lắp dựng cần trục tháp. Sau đó thiết lập cơ sở lý thuyết xác định chế độ điều khiển và phối hợp các sức cản thủy lực theo nguồn áp suất, vận tốc hạ tải trọng. Cuối cùng kết quả nghiên cứu của bài báo được thảo luận và đánh giá qua ví dụ thử nghiệm số. Kết quả của bài báo đã xây dựng được các công thức bằng giải tích để tính toán hệ số điều chỉnh giữa hai sức cản thủy lực trong việc lựa chọn phương pháp và chế độ điều chỉnh hệ thống dựa trên mô hình tính toán tổng quát. Nghiên cứu này áp dụng cho việc thiết kế cơ cấu lắp dựng cần trục tháp và các thiết bị nâng tương tự trong.

Từ khóa: van áp suất; van tiết lưu; điều khiển vận tốc; cần trục tháp; hệ thống thủy lực.

SELECTING CONTROL METHOD OF HYDRAULIC RESISTANCES IN HYDRAULIC SYSTEM FOR TOWER CRANE CLIMBING MECHANISM

Abstract

In the process of tower crane installation, many unpredictable factors may cause occupational accidents, especially associated with the control of the hydraulic system of the tower crane climbing mechanism while loading and lowering the load. Therefore, the selection of control method and control mode for this hydraulic system must be carefully considered during the design process. This paper presents and analyzes the working characteristics of hydraulic systems of tower crane climbing mechanism. Then theoretical basis for such hydraulic systems was established to determine the control mode and coordination of hydraulic resistances according to the pressure source, lowering speed. Finally, the research results in this paper are discussed and evaluated through numerical simulation. The results of the paper have formulated analytic formulas to calculate the adjustment coefficient between the two hydraulic resistances in selecting the method and system adjustment mode based on the general calculation model. This study is applied for the design of tower crane climbing mechanisms and similar lifting equipment.

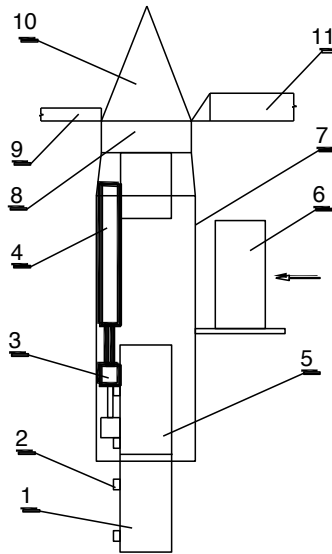
Keywords: pressure valve; throttle valve; velocity control; tower crane; hydraulic system.

[https://doi.org/10.31814/stce.nuce2020-14\(3V\)-13](https://doi.org/10.31814/stce.nuce2020-14(3V)-13) © 2020 Trường Đại học Xây dựng (NUCE)

*Tác giả đại diện. Địa chỉ e-mail: giangdt@nuce.edu.vn (Giang, D. T.)

1. Giới thiệu

Cần trục tháp được sử dụng rất phổ biến trong xây dựng công trình cao tầng, việc thay đổi chiều cao thân tháp thường bằng cách sử dụng cơ cấu lắp dựng. Phổ thông nhất là người ta sử dụng các xy-lanh thủy lực kích nâng, hạ phần bên trên cần trục để tháo hay lắp các đốt tháp (Hình 1). Trong quá trình lắp dựng tiềm ẩn rất nhiều yếu tố có thể gây mất an toàn lao động [1], đặc biệt liên quan tới việc điều chỉnh các cơ cấu thủy lực khi giữ tải và hạ tải trọng.



1- Thân tháp; 2- Vấu tỳ; 3- Đòn tỳ; 4- Xy-lanh thủy lực; 5- Đoạn tháp; 6- Đoạn tháp lắp dựng; 7- Khung nâng; 8- Bàn quay; 9- Cần mang đối trọng; 10- Đỉnh tháp; 11- Cần.

Hình 1. Sơ đồ nguyên lý cơ cấu lắp dựng cần trục tháp

Nghiên cứu trong [2–4] cung cấp cơ sở lý thuyết tính toán giá trị tải trọng nói chung, tải trọng tác dụng từ bàn quay tới lồng lắp dựng và kết cấu thân tháp, giá trị tải trọng dùng cho nhiều bài toán khác nhau như tính toán hệ thống thủy lực, thân tháp, neo giằng tháp, tính móng máy. Các tác giả trong [5] nêu vấn đề điều khiển ổn định vận tốc xy-lanh thủy lực, phân tích một số nguyên nhân làm mất ổn định vận tốc động cơ thủy lực, giới thiệu một số sơ đồ điều khiển sử dụng phối hợp sức cản thủy lực và van điều chỉnh áp suất cho mạch thủy lực chuyển động tịnh tiến. [6, 7] nghiên cứu mô hình các phần tử thủy lực có kể đến tổn thất lưu lượng, độ cứng dầu thủy lực và sử dụng phần mềm FESTO FLUIDSIM hoặc AMESIM để mô phỏng mạch thủy lực đơn giản của thiết bị nâng, nghiên cứu này là cơ sở để tối ưu hóa các thông số hệ thống thủy lực. Các tác giả trong [8] nghiên cứu hệ điện - thủy lực để điều khiển tốc độ động cơ thủy lực với bơm bánh răng và sử dụng máy tính điều khiển cùng bộ chuyển đổi A/D, van tỷ lệ, các cảm biến áp suất và vị trí. Các nghiên cứu trong [9–13] cung cấp các cơ sở lý thuyết chung về điều khiển hệ truyền động thủy lực, nghiên cứu trong [14, 15] tính toán các thông số cơ bản hệ truyền động thủy tĩnh của máy, phương pháp tính toán hiệu suất hệ truyền động thủy lực. Như vậy liên quan tính toán điều khiển hệ thống thủy lực cho cơ cấu lắp dựng cần trục tháp và các thiết bị nâng tương tự ở Việt Nam và trên thế giới, chủ yếu liên quan tới tải trọng thiết kế, phương pháp điều khiển vận tốc động cơ thủy lực, tính toán các thông số cơ bản. Điều khiển động cơ thủy lực sử dụng các phần tử thủy lực như van servo, van tỉ lệ có nhiều ưu điểm, thích hợp cho điều khiển tự động, tuy nhiên không phù hợp cho tất cả các ứng dụng [8–13]. Một phương pháp

đơn giản để điều chỉnh tốc độ xy-lanh thủy lực là sử dụng sức cản thủy lực đặt vào hệ thống đường ống [5, 9–13]. Đối với hệ thống thủy lực của cơ cấu lắp dựng cần trục tháp là luôn chịu tải trọng một chiều khi làm việc thì vấn đề đặt ra là phải an toàn và đặc biệt tốc độ hạ phải được khống chế.

Trong bài báo này sẽ chỉ dẫn và phân tích các phương án sử dụng sức cản thủy lực giới hạn là các van tiết lưu lắp trên đường ống để khống chế vận tốc và mô phỏng nguyên lý bằng phần mềm AUTOMATION STUDIO 6.0 (AS6.0) [16]. Sau đó thiết lập cơ sở lý luận về mặt lý thuyết, thử nghiệm bằng số để xác định chế độ điều khiển và hệ số điều chỉnh các sức cản theo áp suất nguồn, vận tốc hạ tải trọng mà có kể đến cả độ cứng của dầu qua hệ số tích lũy của dầu thủy lực. Nghiên cứu này áp dụng cho thiết kế cơ cấu lắp dựng cần trục tháp và các thiết bị tương tự.

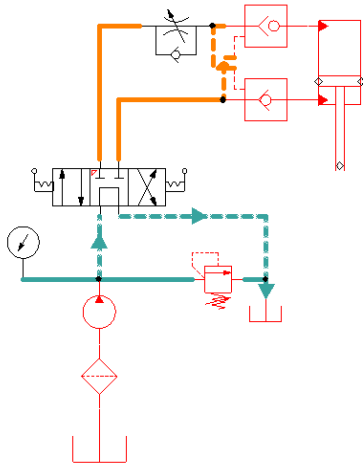
2. Điều khiển xy-lanh thủy lực công tác trong cơ cấu lắp dựng cần trục tháp

Để đáp ứng các yêu cầu của đối tượng công tác thì việc điều khiển tốc độ xy-lanh thủy lực có ý nghĩa rất quan trọng. Trong cơ cấu lắp dựng cần trục tháp, vận tốc xy-lanh thủy lực phải phù hợp cả khi nâng tải và khi hạ tải. Đặc biệt do tính chất chịu tải trọng 1 chiều, ở quá trình hạ, hệ thống thủy lực cần đóng vai trò là giữ và hãm chuyển động, có cơ cấu đề phòng tụt áp suất khi làm việc. Sử dụng bơm thủy lực có điều khiển mặc dù đạt hiệu suất cao, tuy nhiên khó điều chỉnh chính xác tốc độ nếu điều khiển bằng tay và chi phí đầu tư lớn. Phương pháp phổ biến và đơn giản là bố trí các sức cản thủy lực trên đường ống, điều chỉnh lưu lượng thông qua điều chỉnh diện tích các khe hẹp. Trong hệ thống thủy lực của cơ cấu lắp dựng cần trục tháp các sức cản thủy lực ngoài việc điều chỉnh lưu lượng còn bổ sung thêm tính năng an toàn cùng với van chống rơi tải (van đối tải). Tuy nhiên khi sử dụng các sức cản thủy lực sẽ gây tổn thất năng lượng ở chiều chuyển động không mong muốn, giải pháp để giải quyết vấn đề là sử dụng van tiết lưu và van 1 chiều mắc song song. Dựa vào các nghiên cứu [1, 5, 9–13], hồ sơ kỹ thuật máy và đặc điểm cơ cấu lắp dựng cần trục tháp, bài báo chỉ dẫn 4 sơ đồ như Hình 2.

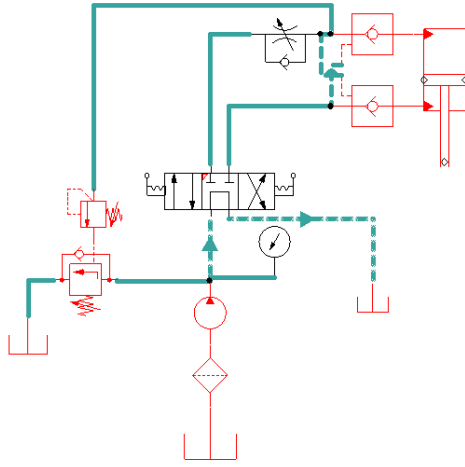
Hãm chuyển động bằng cách sử dụng sức cản thủy lực chỉ lắp 1 đầu đường ống của xy-lanh (Hình 2(a)), do cách bố trí van 1 chiều, dầu từ bơm thủy lực tới trực tiếp xy-lanh. Vận tốc quá trình nâng tải (khi đuổi xy-lanh) được tính toán từ việc lựa chọn bơm thủy lực phù hợp, quá trình hạ tải phụ thuộc chế độ điều khiển sức cản thủy lực. Sự rõ ràng của bơm phụ thuộc tải trọng, phương án này vận tốc xy-lanh thủy lực là phụ thuộc tải trọng tác dụng. Hãm chuyển động bằng cách sử dụng sức cản thủy lực chỉ lắp 1 đầu đường ống của xy-lanh phối hợp với van điều chỉnh áp suất (Hình 2(b)), phương án này cho vận tốc ổn định nhưng phức tạp hơn phương án trên Hình 2(a).

Hãm chuyển động bằng cách sử dụng sức cản thủy lực lắp 2 đầu đường ống của xy-lanh (Hình 2(c)), vận tốc quá trình nâng tải (khi đuổi xy-lanh) cũng được tính toán từ việc lựa chọn bơm thủy lực phù hợp. Quá trình hạ tải phụ thuộc chế độ điều khiển phối hợp các sức cản thủy lực cả hai nhánh. Giữa bơm và xy-lanh thủy lực tồn tại sức cản thủy lực ngăn cách, phương án này vận tốc xy-lanh thủy lực là phụ thuộc tải trọng tác dụng. Hãm chuyển động bằng cách sử dụng sức cản thủy lực lắp 2 đầu của xy-lanh kết hợp với van điều chỉnh áp suất (Hình 2(d)), phương án này cho vận tốc ổn định nhưng phức tạp hơn phương án Hình 2(c).

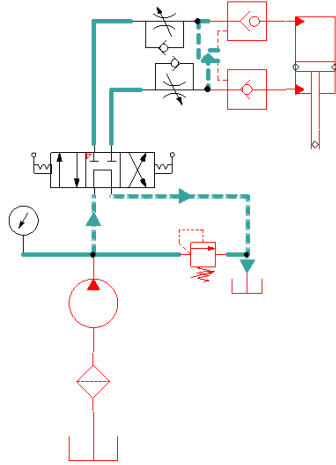
Các phương pháp đặt sức cản thủy lực trên đường ống để điều khiển, hãm chuyển động xy-lanh thủy lực đều cần bố trí trên đầu không có cán của xy-lanh, nó bổ sung thêm tính năng an toàn cùng với van chống rơi tải. Vận tốc của xy-lanh thủy lực khi hạ được xác lập phụ thuộc vào sự phối hợp và điều chỉnh các sức cản thủy lực theo áp suất, lưu lượng nguồn thủy lực. Khi tải trọng tác dụng vào xy-lanh trong giai đoạn chuyển động ổn định xem là ít biến đổi, thì rõ ràng lưu lượng qua các sức cản thủy lực cũng gần như không đổi, lưu lượng phụ thuộc chủ yếu vào diện tích khe hẹp.



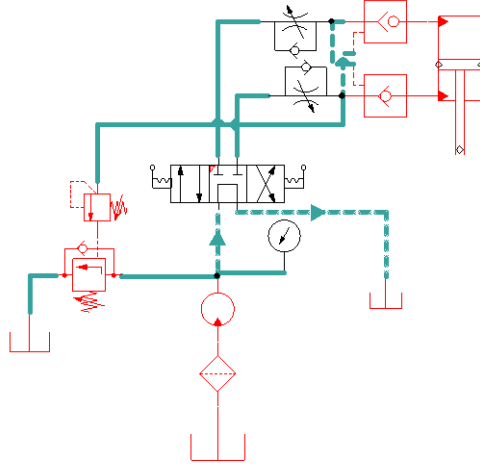
(a) Hãm chuyển động bằng sử dụng sức cản thủy lực chỉ lắp 1 đầu của xy-lanh



(b) Hãm chuyển động bằng sử dụng sức cản thủy lực chỉ lắp 1 đầu của xy-lanh phối hợp với van điều chỉnh áp suất



(c) Hãm chuyển động bằng sử dụng sức cản thủy lực lắp 2 đầu của xy-lanh



(d) Hãm chuyển động bằng sử dụng sức cản thủy lực lắp 2 đầu của xy-lanh phối hợp với van điều chỉnh áp suất

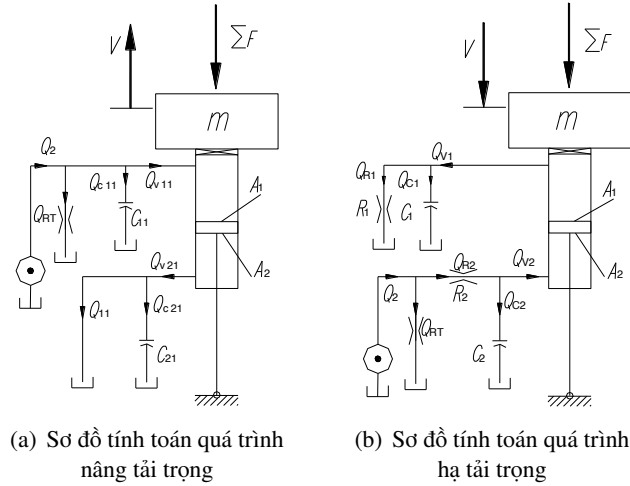
Hình 2. Sơ đồ hệ thống thủy lực cơ cấu lắp dựng cần trục tháp trên phần mềm AS6.0

3. Điều khiển các sức cản thủy lực

3.1. Mô hình tính toán

Mô hình tính toán hệ thống thủy lực cơ cấu lắp dựng cần trục tháp xây dựng dựa trên các giả thiết: bỏ qua tổn thất lưu lượng hệ đường ống, sự rò rỉ dầu; bỏ qua ma sát trong hệ thủy lực; sức cản thủy lực trên dòng chỉ tính chủ yếu do van tiết lưu tạo ra; độ đàn hồi dầu chỉ xem xét thể tích dầu trong xy-lanh và đường ống nối với van tiết lưu; trong giai đoạn chuyển động không ổn định thì phần đầu thấp, cần, cần mang đối trọng, bàn quay (hình 1) coi là chuyển động thẳng biến đổi đều; các lực (gồm: lực đứng, lực ngang, mô men, ma sát) tác dụng được quy đổi về lực thẳng đứng $\sum F$ tác dụng vào xy-lanh thủy lực có biến đổi là không đáng kể, được coi như hằng số khi tính toán; lưu lượng của nguồn thủy lực là

ít thay đổi. Từ các giả thiết trên mô hình tính toán hệ thống thủy lực dạng mạch RC tổng quát của hệ thống thủy lực cơ cấu lắp dựng cần trục trong nghiên cứu này cho như Hình 3, trong đó R là điện trở đặc trưng cho các sức cản thủy lực, C là tụ đặc trưng cho sự tích phóng dầu thủy lực.



Hình 3. Mô hình tính toán mạch thủy lực cơ cấu lắp dựng cần trục tháp

Xét quá trình nâng tải (Hình 3(a)), dầu được đưa vào buồng không có cán để đẩy xy-lanh. Theo các giả thiết, các phương trình cân bằng lực và lưu lượng trên dầu vào như sau:

$$p_{1n}A_1 - p_{2n}A_2 = ma_n + \sum F \quad (1)$$

$$Q_2 = Q_{V11} + Q_{C11} + Q_{RT} = A_1 v_n + C_{11} \frac{dp_{1n}}{dt}; \quad C_{11} = \frac{V_{1n}}{E}; \quad Q_{RT} = 0 \quad (2)$$

trong đó p_{1n} là áp suất trong buồng xy-lanh ở đầu không có cán trong quá trình nâng tải; p_{2n} là áp suất trong buồng xy-lanh nối với dầu hồi; m là khối lượng phần đầu tháp, cần, cần mang đối trọng, bàn quay, đốt tháp, ...; $\sum F$ là lực thẳng đứng quy đổi về tác dụng vào xy-lanh; Q_2 là lưu lượng dầu được cung cấp từ bơm thủy lực; A_1, A_2 là diện tích pít tông; v_n là vận tốc nâng; a_n là gia tốc chuyển động; C_{11} là hệ số tích lũy của dầu; V_{1n} là thể tích dầu trong xy-lanh và đường ống; E là mô đun đàn hồi của dầu; Q_{RT} là lượng chất lỏng qua khe hẹp của van an toàn về thùng dầu (nếu có).

Giả thiết của mô hình tải trọng $\sum F$ coi như không đổi, nên p_{1n} là không đổi khi làm việc ổn định. Bơm thủy lực, một số phần tử thủy lực, ... áp suất và lưu lượng nguồn được chọn, tính toán từ phương trình (1) và (2). Các giá trị áp suất và đường kính xy-lanh đều là các thông số được khuyến cáo theo dãy tiêu chuẩn, nên có thể cho trước một trong các thông số theo giá trị tiêu chuẩn và tìm thông số còn lại phục vụ bài toán xác định chế độ điều khiển các sức cản thủy lực khi hạ tải.

Xét quá trình hạ tải trọng (Hình 3(b)), các phương trình cân bằng lực và cân bằng lưu lượng dầu vào xy-lanh thủy lực như sau:

$$p_{1h}A_1 - p_{2h}A_2 = ma_h + \sum F \quad (3)$$

$$Q_{V2} = Q_{R2} - Q_{C2}; \quad Q_{RT} = Q_2 - Q_{R2} \quad (4)$$

$$v_h A_2 = \frac{p_2}{R_2} - C_2 \frac{dp_{2h}}{dt}; \quad C_2 = \frac{V_{2h}}{E} \quad (5)$$

trong đó p_{1h} là áp suất trong buồng xy-lanh nối với đầu hồi; p_{2h} là áp suất trong buồng xy-lanh nối từ nguồn, nếu không có R_2 thì coi $p_{2h} \approx p_2$; p_2 là áp suất của nguồn thủy lực; a_h là gia tốc chuyển động khi hạ; v_h là vận tốc hạ khi chuyển động ổn định; C_2 là hệ số tích lũy của dầu; V_{2h} là thể tích dầu trong xy-lanh và đường ống; R_2 là sức cản thủy lực.

Quan hệ giữa áp suất và lưu lượng khi chất lỏng chảy qua khe hẹp, cho trường hợp chảy rối theo [9–13] là bậc 2:

$$Q_{R2} = \frac{p_2}{R_2} = \mu A_{T2} \sqrt{\frac{2g(p_2 - p_{2h})}{\gamma}} \quad (6)$$

trong đó μ là hệ số lưu lượng; A_{T2} là diện tích khe hẹp gây sức cản thủy lực R_2 ; γ là trọng lượng riêng dầu thủy lực; g là gia tốc trọng trường.

Áp suất p_2 từ bơm bị giới hạn bởi van an toàn, bơm và xy-lanh bị ngăn cách bởi sức cản thủy lực R_2 . Do tính chất chịu tải trọng 1 chiều của cơ cấu, nên giá trị p_{2h} rất nhỏ. Thay (6) vào (5) ta có:

$$v_h A_2 = \mu A_{T2} \sqrt{\frac{2gp_2}{\gamma}} - \frac{V_{2h}}{E} \frac{dp_{2h}}{dt} \quad (7)$$

Gọi k là hệ số điều chỉnh sự làm việc giữa 2 sức cản thủy lực R_1 và R_2 :

$$k = \frac{A_{T2}}{A_{T1}} \quad (8)$$

Cuối cùng ta tính được vận tốc hạ theo áp suất và chế độ điều khiển các sức cản thủy lực từ (7) khi bỏ qua p_{2h} :

$$v_h = \frac{\mu k A_{T1} \sqrt{\frac{2gp_2}{\gamma}}}{A_2} \quad (9)$$

Xét phương trình cân bằng lưu lượng trên đầu hồi về thùng dầu trong quá trình hạ tải trọng (Hình 3(b)) và [9–13], ta có các phương trình:

$$Q_{V1} = Q_{C1} + Q_{R1}; \quad v_h A_1 = C_1 \frac{dp_{1h}}{dt} + \frac{p_{1h}}{R_1}; \quad C_1 = \frac{V_{1h}}{E} \quad (10)$$

trong đó C_1 là hệ số tích lũy của dầu; V_{1h} là thể tích dầu trong đường ống và xy-lanh; R_1 là sức cản thủy lực.

Với chuyển động thẳng biến đổi đều, thời điểm ban đầu xét $v_0 = 0$, từ phương trình (3) và [9–13], ta có:

$$a_h = \frac{v_h}{t}; \quad \frac{dp_{1h}}{dt} = -m \frac{v_h}{A_1 t^2}; \quad Q_{R1} = \frac{p_{1h}}{R_1} = \mu A_{T1} \sqrt{\frac{2gp_{1h}}{\gamma}} \quad (11)$$

Thay các dữ liệu từ (11) vào (10) tương tự như trên, suy ra:

$$v_h = \frac{\mu A_{T1} \sqrt{\frac{2gp_{1h}}{\gamma}}}{A_1 + m \frac{V_{1h}}{E} \frac{1}{A_1 t^2}} \quad (12)$$

Từ các công thức (9) và (12) suy ra:

$$\frac{\mu k A_{T1} \sqrt{\frac{2g p_2}{\gamma}}}{A_2} = \frac{\mu A_{T1} \sqrt{\frac{2g p_{1h}}{\gamma}}}{A_1 + m \frac{V_{1h}}{E} \frac{1}{A_1 t^2}} \quad (13)$$

Khi lắp sức cản thủy lực là van tiết lưu chỉ trên 1 đầu đường ống (Hình 2(a) và 2(b)) mà không có R_2 , do áp suất từ nguồn bị giới hạn bởi van an toàn là không đổi, $p_{2h} \approx p_2$ và lưu lượng từ nguồn $Q_{R20} \approx v_h A_2$, diện tích khe hẹp của sức cản thủy lực R_1 là:

$$A_{T1} = \frac{Q_{R20} \left(A_1 + m \frac{V_{1n}}{E} \frac{1}{A_1 t^2} \right)}{A_2 \mu \sqrt{\frac{2g p_{1h}}{\gamma}}} \quad (14)$$

Hệ số điều chỉnh sức cản thủy lực k khi lắp sức cản thủy lực là van tiết lưu trên 2 đầu đường ống (Hình 2(c), 2(d)), suy ra từ (13):

$$k = \frac{A_2 \sqrt{p_{1h}}}{A_1 + m \frac{V_{1h}}{E} \frac{1}{A_1 t^2}} \frac{1}{\sqrt{p_2}} \quad (15)$$

Qua công thức (15) ta thấy hệ số điều chỉnh sức cản $k = A_{T2}/A_{T1}$ phụ thuộc vào nhiều yếu tố, nếu các thông số của xy-lanh và lượng dầu trong xy-lanh là xác định thì nó sẽ tỉ lệ với tỉ số áp suất p_{1h}/p_2 . Giá trị p_{1h} phụ thuộc nhiều vào tải trọng ngoài tác dụng xác định từ (3), có thể khảo sát ảnh hưởng của áp suất p_2 tới các thông số khác liên quan.

3.2. Khảo sát và thử nghiệm

Các số liệu đầu vào dựa trên số liệu cần trục tháp có sức nâng lớn nhất 16 tấn tầm với 70 m. Khối lượng bên trên gồm cần mang đối trọng, đỉnh tháp, đối trọng, các cơ cấu, ... $m = 58000$ kg, lực đứng quy đổi tác dụng vào cán pit tông bao gồm cả lực ma sát trượt và ma sát lăn khi làm việc, $\sum F = 700000$ N. Vận tốc đẩy của xy-lanh khi chuyển động ổn định $v_n = 0,333$ m/s. Các số liệu cho trước của xy-lanh tiêu chuẩn hãng ATOS và hệ thống thủy lực như Bảng 1, thể tích dầu trong xy-lanh và đường ống lấy khi pít tông di chuyển hết hành trình 1,6 m.

Bảng 1. Các số liệu cho trước của xy-lanh và hệ thống thủy lực

TT	A_1 (m ²)	A_2 (m ²)	V_{1n} (m ³)	V_{1h} (m ³)	V_{2h} (m ³)	γ (N/m ³)	E (kg/ms ²)	μ
1	0,02545	0,0159	0,018864	0,018864	0,0051	$0,852 \times 10^3$	$1,4 \times 10^9$	0,6

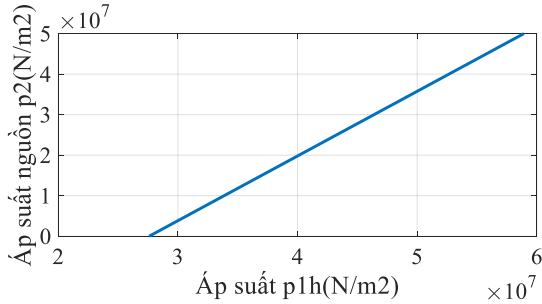
Chọn giá trị gia tốc khi nâng trong giai đoạn chuyển động không ổn định là $a_n = 0,11$ m/s², thay vào (1) ta có được áp suất dầu $p_{1n} = 27,76 \times 10^6$ N/m². Từ phương trình (1) và (2), suy ra:

$$Q_2 = A_1 v_n - C_{11} m \frac{v_n}{A_1 t^2} \quad (16)$$

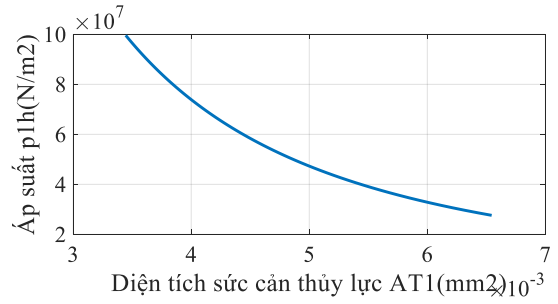
Thời gian chuyển động không ổn định thiết kế $t = 3$ s, thay số vào phương trình trên tính được lưu lượng nguồn cấp cần thiết để đảm bảo vận tốc nâng là $Q_2 = 0,00847$ m³/s. Chọn nguồn thủy lực cho

cơ cấu nâng đẩy cần trục tháp có lưu lượng nguồn Q_2 , áp suất lớn nhất $p_{2\max} > p_{1n}$ đảm bảo dự trữ công suất.

Sử dụng phần mềm Matlab 2016 hỗ trợ tính toán, khảo sát các trường hợp sử dụng sức cản thủy lực cho một đầu và hai đầu trong quá trình hạ tải trọng.



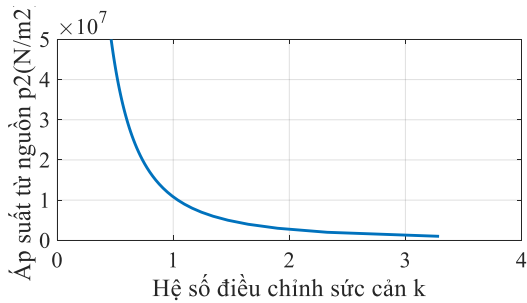
(a) Ảnh hưởng áp suất nguồn thủy lực tới áp suất p_{1h}



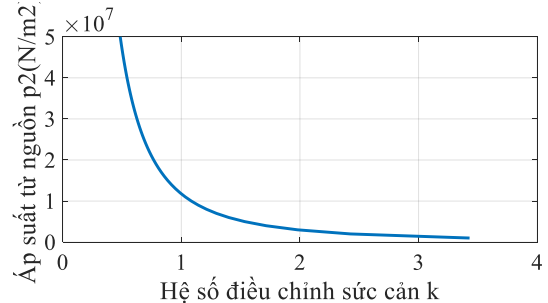
(b) Điều chỉnh diện tích sức cản thủy lực theo áp suất p_{1h}

Hình 4. Điều chỉnh sức cản thủy lực khi bố trí ở 1 đầu xy-lanh

Hình 4 là kết quả thử nghiệm trường hợp bố trí sức cản thủy lực tại 1 đầu xy-lanh (không có R_2) cho vận tốc hạ thiết kế $v_h = 0,123$ m/s, gia tốc thiết kế khi hạ cần đảm bảo $a_h = 0,042$ m/s². Áp suất dầu p_{1h} trong khoang không có cản của xy-lanh phụ thuộc trực tiếp vào áp suất nguồn thủy lực p_2 và tăng một cách nhanh chóng, khi p_2 đạt từ 0 đến 5×10^7 N/m² thì p_{1h} đạt giá trị từ $2,76 \times 10^7$ đến $5,8 \times 10^7$ N/m², tương ứng diện tích khe hẹp sức cản thủy lực phải điều chỉnh giảm từ $A_{T1} = 6,6 \times 10^{-3}$ mm² tới $A_{T1} = 4,4 \times 10^{-3}$ mm². Cùng mức tải trọng và gia tốc hạ yêu cầu cho cách sử dụng sức cản thủy lực của phương án trên Hình 2(a) và 2(b), ta thấy van tiết lưu và xy-lanh thủy lực phải chọn ở miền áp suất lớn. Vì vậy gây khó khăn cho lựa chọn thiết bị và tăng giá thành đầu tư, đặc biệt khi tải trọng lớn.



(a) Khi vận tốc hạ $v_h = 0,123$ m/s, $a_h = 0,042$ m/s², $p_{1h} = 2,7 \times 10^7$ N/m²



(b) Khi vận tốc hạ $v_h = 3,28$ m/s, $a_h = 1,1$ m/s², $p_{1h} = 3 \times 10^7$ N/m²

Hình 5. Ảnh hưởng áp suất nguồn thủy lực tới hệ số điều chỉnh sức cản thủy lực k

Hình 5 là kết quả đánh giá ảnh hưởng áp suất nguồn thủy lực tới việc bố trí kết hợp sức cản thủy lực tại 2 đầu xy-lanh thông qua hệ số điều chỉnh $k = A_{T2}/A_{T1}$. Hình 5(a) tương ứng với điều kiện vận tốc và gia tốc hạ phương án tính toán của Hình 4, do có R_2 ngăn cách giữa bơm và xy-lanh, nên xy-lanh và van tiết lưu chỉ chịu áp suất $p_{1h} = 27,7 \times 10^7$ N/m², hệ số điều chỉnh sức cản thủy lực theo áp suất nguồn lựa chọn k trong khoảng từ 0,5 đến 1, tương ứng áp suất nguồn giảm từ $p_2 = 5 \times 10^7$ N/m² tới $p_2 = 1,6 \times 10^7$ N/m². Rõ ràng ở cách bố trí này việc chọn thiết bị trở nên đơn giản hơn do làm việc ở miền áp suất nhỏ hơn, kinh tế hơn. Hình 5(b) là điều chỉnh hệ số k tăng so với Hình 5(a) mức rất nhỏ (tăng từ 1,05 tới 1,1 lần) tương ứng với áp suất nguồn p_2 , tuy nhiên vận tốc và gia tốc hạ tăng nhanh chóng sẽ gây tải động lớn. Điều này cho thấy để đảm bảo an toàn, cần phải tính toán

xác định trước chế độ điều chỉnh phối hợp các sức cản thủy lực, thiết lập giới hạn điều khiển an toàn tương ứng áp suất nguồn thủy lực thiết kế p_2 .

4. Kết luận

Đối với hệ thống thủy lực cơ cấu lắp dựng cần trục tháp là phải an toàn và đặc biệt tốc độ hạ phải được khống chế, nên việc lựa chọn phương pháp và chế độ điều chỉnh hệ thống thủy lực là rất cần thiết. Nội dung bài báo đã giải quyết vấn đề trên theo các nội dung:

- Phân tích các phương án sử dụng sức cản thủy lực là các van tiết lưu lắp trên đường ống;
- Thiết lập mô hình tính toán xác định các sức cản thủy lực cho phương án lắp đặt để có thể áp dụng cho bài toán kỹ thuật.
- Xây dựng được các công thức bằng giải tích để tính toán hệ số điều chỉnh giữa 2 sức cản thủy lực trong việc lựa chọn phương pháp và chế độ điều chỉnh hệ thống.

Kết quả khảo sát và thử nghiệm cho thấy sơ đồ sử dụng sức cản thủy lực cả hai đầu xy-lanh có nhiều ưu điểm hơn phương án sử dụng một đầu. Hệ số điều chỉnh giữa hai sức cản thủy lực ảnh hưởng rất lớn tới vận tốc và gia tốc hạ, bởi vậy để đảm bảo an toàn cần phải tính toán xác định trước chế độ điều chỉnh và thiết lập giới hạn điều khiển an toàn tương ứng với áp suất nguồn thủy lực lựa chọn. Hướng nghiên cứu tiếp theo có thể phát triển mô hình trên cho việc nghiên cứu tự động điều khiển hệ thủy lực và động lực học hệ thống cho các điều kiện tải trọng khác nhau.

Tài liệu tham khảo

- [1] Workplace Health and Safety Queensland (2018). *Tower Crane Code of Practice 2017*.
- [2] Giang, D. T. (2017). [Nghiên cứu cơ sở tính toán cần trục tháp khi xét đến biến dạng thân tháp](#). *Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng (KHCN XD) - ĐHXD*, 11(4):139–144.
- [3] Lawrence, K. S., Jay, P. S. (2011). *Cranes and derricks*. Fourth edition, McGraw-Hill New York.
- [4] TCVN 4244:2005. *Thiết bị nâng, thiết kế, chế tạo, kiểm tra kỹ thuật*. Bộ Khoa học và Công nghệ, Việt Nam.
- [5] Mei, X., Huili, L., Xiaoli, Z. (2019). [Improvement of Operation Stability of Hydraulic Cylinder](#). *International Conference on Energy Equipment Science and Engineering, Series: Earth and Environmental Science*, 242:032033.
- [6] Marko, O., Mitar, J., Velibor, K. (2017). [Simulation and modeling of a hydraulic system in FluidSim](#). *XVII International Scientific Conference on Industrial Systems*, 50–53.
- [7] Weinan, C., Detang, L., Zhengshou, C., Wentao, T., Qin, L., Man, H. (2015). Research on Model and Simulation of Hydraulic Lifting System of the Wave Power Generating Platform based on AMESim. *International Industrial Informatics and Computer Engineering Conference*.
- [8] Jangnoi, T., Pinsopon, U. (2018). [Velocity control of electro-hydraulic pump control system using gear pump](#). *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, 14(6):2307–2323.
- [9] Merritt, H. E. (1967). *Hydraulic control systems*. John Wiley & Sons.
- [10] Chapple, P. (2015). *Principles of hydraulic systems design*. Momentum Press.
- [11] Tuy, T. X. (2002). *Hệ thống điều khiển tự động thủy lực*. Nhà xuất bản khoa học - kỹ thuật.
- [12] Parr, A. (1999). *Hydraulics and pneumatics*. Elsevier.
- [13] Jonh, S. C. (2010). *Fluid power circuits and controls: fundamentals and applications*. CRC Press.
- [14] Xiong, S., Wilfong, G., Lumkes, J. (2019). [Components Sizing and Performance Analysis of Hydro-Mechanical Power Split Transmission Applied to a Wheel Loader](#). *Energies*, 12(9):1613.
- [15] Wang, W., Cai, X. (2019). [A Study on the Design Approach and Theory for the Hydrostatic Propulsion Drive System of a Tamping Machine](#). *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOP Publishing, 692(1):012019.
- [16] Famic Technologies Inc. [Technologies included in automation studio](#). Truy cập ngày 16/04/2020.