

Nghiên cứu giảm rung động của vật nâng và móc treo trong mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do bằng phương pháp điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra

Lê Hồng Quân^{1*}

¹ Khoa Cơ khí - Trường Đại học Xây dựng Hà Nội

TỪ KHOÁ

Mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do
Bộ điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra
Móc treo và tải nâng
Cần trục xây dựng
Phân tích sự ổn định của hệ thống điều khiển theo lý thuyết của Lyapunov

TÓM TẮT

Khi vận hành xe con cần trục ở tốc độ nhanh có thể gây ra sự lắc của tải trọng nâng và móc treo với biên độ lớn, vấn đề này là các bất lợi đối với sự an toàn, độ dừng chính xác của vật nâng và tính hiệu quả của các chuyển động cần trục, đặc biệt là khi sử dụng các cần trục thông minh cho các nhiệm vụ lắp ghép tự động. Bài báo này trình bày sự nghiên cứu về phương pháp điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra cho bài toán chống rung lắc của mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do. Về mặt thực tế, các vận tốc góc của vật nâng và móc treo là luôn luôn bị dao động trong hầu hết các chuyển động cần trục. Một vấn đề có tính thực tiễn như vậy rất cần một bộ điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra để giảm rung động của móc treo và vật nâng. Bài báo ban đầu trình bày một số phân tích tính hiệu quả khi sử dụng cần trục, tiếp theo là một số khái niệm cơ bản về phương pháp điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra, ba là một bộ điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra được thiết kế và được áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do. Thứ tư là sự phân tích sự ổn định của hệ thống điều khiển được minh chứng theo lý thuyết ổn định của Lyapunov. Thứ năm là một số kết quả mô phỏng bằng số bằng chương trình Matlab được trình bày để hỗ trợ cho việc thiết kế bộ điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra. Cuối cùng là các nhận xét về các kết quả mô phỏng bằng số và kết luận.

KEYWORDS

Two degrees of freedom-pendulum crane trolley model
Output feedback- based controller
Hook and payload
Construction cranes
Control system stability analysis in the sense Lyapunov

ABSTRACT

Rapid velocities crane trolley operations may cause large amplitude hook and payload oscillations. These are disadvantageous to safe, precise and performance of crane operations, especially when using intelligent construction cranes for automation erections. This paper presents the investigation of output feedback - based control method for the anti-sway problem of two degrees of freedom pendulum-type crane trolley model. Practically, the angular velocities of hook and payload are always oscillated in most crane operations. Such a practical problem needs the output feedback-based controller. This paper starts with some the performance analysis when using cranes, Secondly, are some basic concepts about output feedback – based control method. Thirdly, an output feedback-based controller is designed and applied for two degrees of freedom-pendulum type crane trolley model. Fourthly, the system stability analysis is also proven in the sense of Lyapunov. Fifthly, numerical simulation results in Matlab are presented to support for the output feedback - based control method design. Finally, comments about the numerical simulation outcomes and conclusion.

1. Đặt vấn đề

Cần trục xây dựng là các máy nâng chủ lực được sử dụng rất phổ biến trên các công trường xây dựng dân dụng và công nghiệp tại Việt Nam và trên thế giới do chúng có những ưu điểm như sức nâng, chiều cao nâng và tầm với lớn. Theo tính chất động lực học thì nhìn chung cần trục xây dựng được phân ra làm 3 nhóm chính đó là: nhóm cần trục kiểu cầu (như cầu trục, cổng trục, bán cổng trục, cần trục cẩu), nhóm cần trục tự hành và nhóm cần trục tháp. Để tìm được giải pháp nâng cao được năng suất của cần trục cũng như nâng cao được độ an toàn khi sử dụng cần trục xây dựng, giảm tải trọng động tác động lên hệ kết cấu thép của cần trục thì vấn đề nghiên cứu giải pháp điều

khiển giảm rung động của móc treo và vật nâng là hết sức cần thiết vì rằng móc treo và vật nâng trong mô hình toán học xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do luôn có những chuyển động không ổn định, gây ra rung lắc lớn trong hầu hết các trường hợp đặc biệt là khi sức nâng và tốc độ của các cơ cấu công tác là lớn, điều này dẫn đến kéo dài thời gian thời gian của một chu kỳ lắp ghép và sự tích lũy thời gian dao động của móc treo và vật nâng trong hàng hàng ngàn chu kỳ lắp ghép sẽ dẫn đến thiệt hại hàng tỷ USD khi chúng ta chế tạo và sử dụng các cần trục mà không được nghiên cứu tìm giải pháp điều khiển giảm rung động cho móc treo và tải trọng nâng. Trước đây, mô hình xe con của cần trục được mô hình hóa rất đơn giản ở dạng con lắc một bậc tự do (vật nâng được treo trên xe con bằng một sợi cáp mà được coi là

* Liên hệ tác giả: quanlh@huce.edu.vn

Nhận ngày 15/10/2022, giải trình ngày 27/11/2022, chấp nhận đăng 16/12/2022

Link DOI: <https://doi.org/10.54772/jomc.06.2022.456>

một thanh cứng không có trọng lượng), tuy nhiên tại dạng mô hình này chưa phản ánh được sát với kết cấu thực tế của cơ cấu xe con cần trục ngoài thực tế nên dẫn đến hiệu quả điều khiển giảm rung lắc cho vật nâng không cao. Để nâng cao được hiệu quả điều khiển giảm rung lắc và nâng cao độ an toàn và vận hành thì việc mô hình hóa kết cấu xe con cần trục ở dạng phức tạp hơn sao cho càng sát hơn so với thực tế là hết sức cần thiết, do vậy mô hình xe con cần trục nói chung nên được mô tả ở dạng con lắc toán học hai bậc tự do. Khi đó móc treo và tải trọng nâng nên được mô hình hóa bằng hai điểm khối lượng phân tán thay vì một điểm khối lượng tập trung như trong mô hình con lắc một bậc tự do. Giả thiết điểm khối lượng phân tán này dẫn đến mô hình động lực học con lắc hai bậc tự do (là tổ hợp 2 loại chuyển động con lắc với các tần số dao động riêng, xin mời xem hình 1), với mô hình này khi áp dụng các phương pháp điều khiển thì kỳ vọng hiệu quả giảm rung động cho móc treo và vật nâng sẽ tốt hơn so với điều khiển mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc một bậc tự do. Điều này rõ ràng mang lại lợi ích rất lớn về mặt kinh tế và kỹ thuật nên được nhiều nhà nghiên cứu quan tâm. Vấn đề nghiên cứu và ứng dụng điều khiển xe con cần trục là vấn đề nhạy cảm đã được rất nhiều các nhà nghiên cứu trong và ngoài nước quan tâm trong khoảng hơn thập niên trở lại đây, đặc biệt là chủ đề nghiên cứu và ứng dụng điều khiển xe con cần trục ở dạng con lắc một bậc tự do, có thể kể đến như hệ thống điều khiển vòng kín điển hình như phương pháp điều khiển tuyến tính trong công trình nghiên cứu của Abdel-Rahman và các tác giả vào năm 2003 [1], phương pháp điều khiển theo sự thay đổi của chiều dài cáp nâng của Tuan và các tác giả [2, 3], phương pháp điều khiển hiện đại dựa trên sự tuyến tính hóa phản hồi từng phần của Wu và các tác giả [4], phương pháp điều khiển dựa vào năng lượng theo lý thuyết ổn định của Lyapunov điển hình như các công trình nghiên cứu của Maschke và các tác giả [5] của Karkoub và Zribi [6], phương pháp điều khiển dựa vào kỹ thuật thụ động của Guo và các tác giả [7], của Collado và các tác giả [8]. Phương pháp điều khiển bước giật lùi thích nghi của Cao và các tác giả [9], phương pháp điều khiển thích nghi của Yang and Yang [10], phương pháp điều khiển bền vững của Yang and O'Connor [11] và của Uchiyama [12], phương pháp điều khiển theo mô hình tiên lượng của Deng and Becerra [13], phương pháp điều khiển thông minh [14] và các công trình nghiên cứu điều khiển dao động vật nâng khác mà có thể được kể đến như: các phương pháp điều khiển qui hoạch đường chuyển động tối ưu của vật nâng chẳng hạn như điều khiển bài toán qui hoạch chuyển động tối ưu của Ross and Fahroo [15], phương pháp qui hoạch động và qui hoạch tuyến tính quỹ đạo chuyển động của vật nâng như của Zamoski và các tác giả [16] và Da Cruz và các tác giả [17]. Ngoài ra còn có các phương pháp tạo hình dạng lệnh dựa trên hệ thống chuyên gia của French và các tác giả [18] của Singhose và các tác giả, phương pháp tạo hình dạng tín hiệu lệnh đầu vào [19, 20]. Ở trong nước, về mặt lý thuyết cũng đã có một số tác giả thực hiện các nghiên cứu điều khiển dập tắt dao động mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc một bậc tự do bằng một số phương pháp điều khiển phổ biến, tuy nhiên chất lượng điều khiển vẫn chưa cao và việc ứng dụng, triển khai vào thực tế sản xuất là chưa có do bị

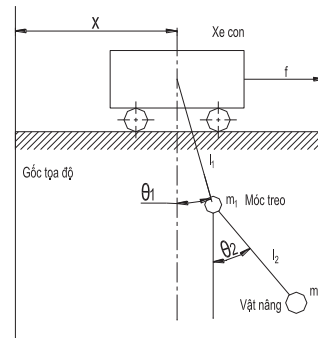
quyết công nghệ, đa phần vẫn sử dụng các phương pháp điều khiển theo khởi động từ, công tắc tơ, máy biến tần sử dụng trong giảng dạy và sản xuất. Việc triển khai ứng dụng các điều khiển giảm rung ngoài thực tế hầu như là chưa có và có chăng chỉ là dùng làm tài liệu phục vụ cho mục đích đào tạo. Một số công trình nghiên cứu tiêu biểu có thể kể đến như: Điều khiển chống rung cho cầu tháp bằng phương pháp điều khiển tiên định của Phạm Lê Công và các tác giả [32], điều khiển cầu trục kết hợp chống rung lắc và tránh vật cản của Lê Mạnh Quý và các tác giả [33], trong luận văn thạc sỹ kỹ thuật, tác giả Nguyễn Văn Hùng cũng đề cập đến việc nghiên cứu xây dựng mô hình thực nghiệm, khảo sát động lực học và khả năng điều khiển ổn định của vật nâng theo phương ngang khi di chuyển xe con cầu trục được mô hình hóa ở dạng con lắc một bậc tự do [34], điều khiển chống rung cho cầu trục ba chiều bằng phương pháp Hybrid Shape của Trương Xuân Thương và các tác giả [35], Điều khiển mô hình con lắc ngược sử dụng bộ điều khiển RQL với hai vòng phản hồi của các tác giả Cao Xuân Cường và Trần Đình Khôi Quốc [36]. Điều khiển chống rung lắc cho mô hình động lực học xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do ở ngoài nước đang là chủ đề có tính thời sự và được các nhà nghiên cứu chú tâm ngày càng nhiều hơn vì những ưu điểm của nó là có thể mang lại độ chính xác cao hơn, sát với kết cấu thực tế hơn và có thể sử dụng nhiều phương pháp điều khiển hơn chẳng hạn như phương pháp điều khiển thụ động, phương pháp điều khiển theo hệ mờ. một số nhà nghiên cứu đã gợi ý sử dụng điều khiển theo hệ thống điều khiển vòng kín để triệt tiêu các dao động của vật nâng và móc treo trong mô hình con lắc hai bậc tự do [21, 22]. Tuy nhiên đối với hệ thống điều khiển theo vòng kín thì gặp rất nhiều khó khăn trong việc đo lường dao động của tải trọng nâng và móc treo và cho đến nay thì đã có một vài nghiên cứu điều khiển mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do theo hệ thống điều khiển vòng kín rất phức tạp và rất đắt đỏ (theo như báo giá của các hãng chế tạo cần trục của các nước Tây Phương chào hàng khoảng 200.000 usd/bộ) chẳng hạn như phương pháp điều khiển theo kỹ thuật thụ động của Ortega và các tác giả [23, 30], phương pháp điều khiển theo hệ mờ dựa trên các mô đun lệnh một đầu vào của Qian và các tác giả [24]. Theo đó bộ điều khiển trong [24] gồm có 6 mô đun lệnh một đầu vào là các trọng số động lực học. Ở trong nước, việc nghiên cứu điều khiển triệt tiêu dao động của vật nâng và móc treo trong hệ xe con cần trục ở dạng mô hình con lắc hai bậc tự do là có rất ít và việc triển khai ứng dụng ngoài thực tiễn là chưa có vì tính quá phức tạp của các phương pháp trong điều kiện thực tiễn, công nghệ, kỹ thuật cao và giá thành. Theo cập nhật tốt nhất của chúng tôi thì tại Việt nam việc nghiên cứu giảm góc lắc của vật nâng và móc treo và nâng cao tốc độ làm việc của các cơ cấu công tác của xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do có thể kể đến như đề tài nghiên cứu khoa học cấp trường trọng điểm năm 2017 của tác giả Lê Hồng Quân [37] đã thực hiện nghiên cứu mối quan hệ giữa các gia tốc và góc lắc tương ứng của cáp nâng trong mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do để xây dựng nên đường quỹ đạo gia tốc theo thời gian thực để làm cơ sở cài đặt cho máy biến tần điều khiển động cơ của cơ cấu quay cần trục theo hệ thống vòng hở nhằm giảm góc lắc của cáp nâng theo

phương tiếp tuyến với trục quay của máy (tức là trong mặt phẳng ngang) nhằm nâng cao tốc độ làm việc và độ an toàn, tuy nhiên nỗ lực nghiên cứu này cũng chỉ dừng lại ở lý thuyết và đặc biệt là chưa thể tiến tới thử nghiệm, ứng dụng và triển khai ngoài thực tế sản xuất. Tương tự, tài liệu nghiên cứu khoa học cấp trường thường [38] năm 2021, tác giả Lê Hồng Quân cũng đã thực hiện nghiên cứu giải pháp điều khiển chống rung cho vật nâng và móc treo bằng phương pháp tạo hình dạng tín hiệu đầu vào, kết quả mô phỏng hỗ trợ cho thiết kế điều khiển tại nghiên cứu này cho thấy phương pháp rất phức tạp tuy nhiên chất lượng điều khiển tốt hơn nhiều so với việc điều khiển mô xe con cần trục ở dạng con lắc một bậc tự do. Ngoài ra còn có công trình nghiên cứu tổng quan chiến lược áp dụng các kỹ thuật điều khiển vòng hở dựa trên tín hiệu đầu vào để điều khiển hệ thống xe con cầu trục ở dạng con lắc hai bậc tự do của Nguyễn Văn Trung và các tác giả [31]. Như vậy rõ ràng việc nghiên cứu các phương pháp điều khiển để giảm rung động cho móc treo và vật nâng trong mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc 2 bậc tự do so với mô hình 1 bậc tự do ở trong nước là còn rất khiêm tốn và hiệu quả điều khiển mô hình xe con ở dạng con lắc hai bậc tự do rõ ràng là tốt hơn nhiều so với mô hình xe con một bậc tự do. Chính vì vậy việc nghiên cứu ứng dụng phương pháp điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do để giảm rung động cho móc treo và vật nâng là hết sức cấp thiết rằng các vận tốc góc của móc treo và vật nâng là luôn dao động trong hầu hết các trường hợp cần trục làm việc. Và cũng chính vì các lý do nêu trên nên trong tương lai chúng tôi sẽ tiếp tục nghiên cứu một số phương pháp điều khiển khác áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do để so sánh xem trong các phương pháp đó thì phương pháp nào là hiệu quả cao nhất góp phần làm tăng năng suất của cần trục, giảm thiểu nguy cơ tai nạn trên công trường gây trì hoãn tiến độ xây dựng, giảm phát sinh chi phí xây dựng do kiện tụng đồng thời nâng cấp các đặc tính kỹ thuật của các cần trục do các tập toàn thiết kế chế tạo cần trục xây dựng của Việt Nam đồng thời cũng sử dụng kết quả nghiên cứu làm chuyên đề phục vụ cho các mục đích giảng dạy, tham khảo của Sinh viên các bậc Đại học và Sau Đại học cũng như cùng với các chuyên gia hướng tới triển khai áp dụng ngoài thực tế sản xuất. Như vậy từ các lập luận nêu trên thì mục tiêu của nghiên cứu này bao gồm:

- + Giới thiệu về mô hình toán học xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do và phương trình vi phân chuyển động
- + Phân tích một số đặc điểm của phương pháp điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do
- + Thiết kế bộ điều khiển trên cơ sở phản hồi đầu ra áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do
- + Phân tích ổn định của hệ thống điều khiển theo lý thuyết của Lyapunov
- + Dùng phần mềm Matlab mô phỏng bằng số để kiểm tra đánh giá, hỗ trợ cho phương pháp điều khiển trên cơ sở phản hồi đầu ra áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do

- + Các nhận xét về kết quả mô phỏng bằng số để cho thấy tính khả thi của phương pháp
- + Kết luận

2. Mô hình toán học xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do và phương trình chuyển động



Hình 1. Mô hình toán học xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do.

Mô hình toán học xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do sát với thực tế hơn so với mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc một bậc tự do và được mô tả tại hình 1, dưới tâm xe con hoặc tâm pully đỉnh cần (đối với cần trục tự hành) là thanh cứng không trọng lượng có chiều dài l_1 treo khối lượng móc treo m_1 và phía dưới móc treo là dây treo hàng có chiều dài l_2 để treo vật nâng có khối lượng m_2 . Giả thiết rằng các chiều dài l_1 và l_2 là không thay đổi. Xe con cần trục có khối lượng m_0 được di chuyển dưới tác động của lực phát động f . Gọi θ_1 và θ_2 lần lượt là các góc lắc của các khối lượng tập trung m_1 và m_2 quanh vị trí cân bằng thẳng đứng, g là gia tốc trọng trường và x là bậc tự do mô tả vị trí của xe con so với gốc tọa độ. Các phương trình mô tả động lực học xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do đã được khảo sát và tuyến tính hóa tại [38]. Tại phần này chỉ trình bày lại phương trình vi phân của hệ dao động tự do của xe con cần trục được mô tả ở dạng con lắc hai bậc tự do sau khi được tuyến tính hóa:

$$\bar{M}\ddot{q} + Kq = 0 \tag{1}$$

Trong đó: \bar{M} và K là các ma trận khối lượng và ma trận độ cứng được xác định như sau:

$$\bar{M} = \begin{bmatrix} m_0 + m_1 + m_2 & (m_1 + m_2)l_1 & m_2l_2 \\ (m_1 + m_2)l_1 & (m_1 + m_2)l_1^2 & m_2l_1l_2 \\ m_2l_2 & m_2l_1l_2 & m_2l_2^2 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & (m_1 + m_2)gl_1 & 0 \\ 0 & 0 & m_2gl_2 \end{bmatrix}$$

Theo khái niệm của không gian trạng thái, phương trình (1) cũng có thể được viết bằng một tập các phương trình vi phân thông thường bậc một như sau:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= f_1(x) + b_1(x)u \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= f_2(x) + b_2(x)u \\ \dot{x}_5 &= x_6 \\ \dot{x}_6 &= f_3(x) + b_3(x)u \end{aligned} \tag{2}$$

Ở đây x được xác định bởi $[x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6]^T$; $x_1 = x$; $x_3 = \theta_1$; $x_5 = \theta_2$; x_2 là vận tốc xe con; x_4 là vận tốc góc của móc treo; x_6 là vận tốc góc của tải trọng nâng; $u = f$ ký hiệu cho tín hiệu đầu vào điều khiển (chính là lực phát động của động cơ dẫn động xe con); $f_i(x)$ và $b_i(x)$ ($i = 1, 2, 3$) là các hàm phi tuyến của vector x , được xác lập bởi $f_i(x) = \Gamma_i/\Delta$ và $b_i(x) = T_i/\Delta$. Ở đây Γ_i , T_i , và Δ được xác định trong [38].

Giải các định thức của ma trận MK ta sẽ tìm ra được các tần số dao động riêng của các khối lượng tập trung m_1 và m_2 lần lượt là ω_1 và ω_2 theo các tham số vật lý của xe con cần trục như l_1, l_2, m_1, m_2

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g}{2}(\alpha - \sqrt{\beta})} \quad (3)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{g}{2}(\alpha + \sqrt{\beta})} \quad (4)$$

Trong đó:

$$\alpha = \frac{m_1 + m_2}{m_1} \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) \quad (5)$$

$$\beta = \left(\frac{m_1 + m_2}{m_1} \right)^2 \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right)^2 - 4 \left(\frac{m_1 + m_2}{m_1} \right) \frac{1}{l_1 l_2} \quad (6)$$

3. Phân tích một số đặc điểm của phương pháp điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra áp dụng cho xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do

Như chúng ta biết các hệ thống điều khiển nhìn chung có thể được phân ra làm 2 loại: Một loại là dựa trên sự phản hồi trạng thái và loại còn lại là dựa trên sự phản hồi đầu ra. Một hệ thống điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi trạng thái sẽ tận dụng tất cả các trạng thái hệ thống để xác định đầu vào điều khiển của nó. Phương pháp này yêu cầu tri thức của các trạng thái. Nếu bất kỳ trạng thái nào mà không sẵn sàng thì một sự quan sát trạng thái phải được thiết kế để đánh giá trạng thái hệ thống sao cho hệ thống có thể quan sát được. Bộ quan sát được tận dụng để khôi phục trạng thái từ các phép đo lường về các đầu vào và các đầu ra cho hệ thống. Vì vậy, một hệ thống điều khiển như thế là sự tích hợp của một bộ điều khiển và một bộ quan sát. Loại cấu trúc điều khiển như vậy gây phức tạp cho thiết kế hệ thống điều khiển. Điều này làm tăng chi phí thực thi và làm giảm độ tin cậy của hệ thống điều khiển. Đây là một nhược điểm cố hữu của thiết kế điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi trạng thái.

Nếu các trạng thái là sẵn sàng cho các phép đo lường thì sự phản hồi trạng thái sẽ cung cấp một cách đơn giản về thiết kế một bộ điều khiển. Đôi khi sự phản hồi trạng thái trở nên bất khả kháng do thông tin trạng thái không đầy đủ. Trong thực tế, hầu hết các trạng thái là có thể quan sát được nhưng chúng không thể đo lường hết được. Vì thế rất cần thiết để tìm ra một bộ điều khiển dựa trên cơ sở đầu ra mà luôn luôn có thể đo lường được.

Nhằm để vượt qua các nhược điểm của thiết kế điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi trạng thái thì thiết kế điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra cần được xem xét nghiên cứu. Hệ thống điều khiển phản hồi đầu ra sử dụng các đầu ra của hệ thống vì các đầu ra của một hệ thống là luôn luôn có khả năng đo lường được và sẵn sàng để phản hồi. Sự phản hồi đầu ra chỉ cần sự đo lường về các đầu ra của hệ thống.

Ưu điểm đáng khen ngợi này có thể tạo một thiết kế điều khiển như vậy trong nhiều trường hợp thực tế

Như chúng ta đã biết ở dạng không gian trạng thái thì dễ dàng nhận ra rằng mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do bao gồm 6 biến trạng thái, cụ thể như vị trí xe con và vận tốc của nó, góc lắc móc treo và vận tốc góc của nó, góc lắc vật nâng và vận tốc góc của nó. Trong nhiều trường hợp, 3 tín hiệu vận tốc chẳng hạn như vận tốc góc móc treo, vận tốc góc vật nâng và vận tốc xe con là luôn luôn dao động trong hầu hết các trường hợp [25].

Mặc dù một hệ thống điều khiển có thể đạo hàm các tín hiệu vị trí hoặc tín hiệu góc lắc dưới dạng số để suy ra các vận tốc có tính lựa chọn trong một hệ thống điều khiển dạng số, rất nhiều nhiễu tiếng ồn sẽ được sinh ra do nhiễu nguyên nhân, chẳng hạn như sự chính xác của cảm biến là không đủ, các nhiễu tiếng ồn về mặt điện tử và vận vôn. Nếu các bộ lọc thông thấp được chấp nhận để xử lý thêm các tín hiệu vận tốc thì không chỉ các nhiễu tiếng ồn mà còn một số tín hiệu có ích sẽ được lọc và hơn nữa nó đang gây ra khó khăn để đảm bảo về mặt lý thuyết rằng việc đạo hàm các tín hiệu vị trí hoặc tín hiệu góc ở dạng số cùng với các bộ lọc thông thấp có thể khôi phục các vận tốc chính xác [26, 27].

Như chúng ta đã biết rằng một tính chất của các hệ xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do là bị hạn chế cấu chấp hành. Đầu vào điều khiển duy nhất được tác động vào xe con sao cho cả móc treo và tải nâng lắc trở nên thiếu tác động điều khiển. Nhằm để ổn định các hệ xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do, mối quan hệ tay đôi phức tạp giữa sự tịnh tiến xe con được dẫn động và góc lắc thiếu tác động điều khiển phải được xem xét.

Như vậy nghiên cứu này sẽ khảo sát điều khiển xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra với giả thiết rằng vị trí xe con, góc lắc móc treo, góc lắc tải nâng là các đầu ra có thể đo lường được. Giả thiết như vậy đầu là khó khăn nhưng là thực tế. Sự khó khăn đó là một hệ bị hạn chế cấu chấp hành cao như vậy mà phải được ổn định bởi các biến đầu ra bị giới hạn. Thực tế đó chỉ là các biến đầu ra bị giới hạn có thể được đo lường trong thực tế. Về mặt lý thuyết, cách để phân tích sự ổn định của một hệ thống điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra như thế cũng là rất khó khăn bởi vì các hệ xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do có tính phi tuyến phức tạp và thiếu tác động điều khiển rất cao.

4. Thiết kế bộ điều khiển trên cơ sở phản hồi đầu ra áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do

Để thiết kế bộ điều khiển xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra thì đầu tiên ta cần xem xét các phương trình vi phân của xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do đã được thiết lập, cụ thể là các phương trình (1) và (2), về mặt toán học thì 2 phương trình này là tương đương nhau. Tiếp theo là xét đến các nhiệm vụ điều khiển xe con cần trục, sự giả thiết về thiết kế điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra và các quan ngại khi vận hành cần trục, từ đó chúng ta có thể đưa ra 4 điều kiện sau đây [26]:

$$|\theta_1| < \frac{\pi}{2}, |\theta_2| < \frac{\pi}{2}, l_1 \geq l_2 \quad (7)$$

$$\dot{x}, \theta_1 \text{ và } \dot{\theta}_2 \text{ là chưa biết} \quad (8)$$

$$|u(t)| \leq u_{max} \quad (9)$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} x(t) = x_d, \lim_{t \rightarrow \infty} \theta_1(t) = 0, \text{ và } \lim_{t \rightarrow \infty} \theta_2(t) = 0 \quad (10)$$

Phương trình (7) cho thấy rằng các sự cấp của hệ xe con cần trực ở dạng con lắc hai bậc tự do chỉ có thể chịu được sự kéo căng. Phương trình (8) thể hiện rằng việc thiết kế điều khiển xe con cần trực là dựa trên phương pháp phản hồi đầu ra. Phương trình (9) thể hiện rằng chỉ các lực tới hạn có thể được tạo ra bởi các động cơ dẫn động chịu các ràng buộc về mặt vật lý. Nhiệm vụ điều khiển các hệ xe con cần trực ở dạng con lắc hai bậc tự do có thể được thiết lập bởi phương trình (10).

Như chúng ta biết rằng sự thụ động của xe con cần trực ở dạng con lắc hai bậc tự do có thể được sử dụng để nhận ra nhiệm vụ vận chuyển. Tuy nhiên, định luật điều khiển dựa trên cơ sở thụ động sau đây có chứa vận tốc dài của xe con là mâu thuẫn với giả thiết (8).

$$f = (k_e + k_p ZM^{-1}(q)Z)^{-1} \{k_p ZM^{-1}(q) [C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q)] - k_p(x - x_d) - k\dot{x}\} \quad (11)$$

Về mặt trực quan, định luật điều khiển (11) chỉ có thể hiện vị trí và vận tốc xe con đã được dẫn động trong khi các tín hiệu quan trọng có liên quan đến phản hồi về sự lắc của mô hình con lắc hai bậc tự do là công cụ làm cho giảm rung lắc một cách nhanh chóng. Để có thể cải thiện hiệu quả điều khiển theo giả thiết (8) thì một biểu thức Lyapunov khác phải được thiết lập nhằm để đạt được thiết kế điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra.

Nhằm để làm xuất hiện một cách đồng thời xe con có cơ cấu chấp hành (được dẫn động) và móc treo và tải trọng nâng bị hực cơ cấu chấp hành thì một tín hiệu phối hợp cần phải được kiến thiết. Để đạt được tín hiệu phối hợp, chúng ta cần xem trọng đặc tính động lực học của mô hình xe con cần trực ở dạng con lắc hai bậc tự do được biểu diễn tại phương trình (1). Chính vì mục đích này nên lấy tích phân phương trình (1) hai lần theo thời gian và chia cả hai vế cho $m_0 + m_1 + m_2$. Thì ta có phương trình (12) như sau:

$$x + \frac{m_2 l_2}{m_t} [\beta \cdot \sin \theta_1 + \sin \theta_2] = \frac{1}{m_t} \iint u dt dt \quad (12)$$

Ở đây: $m_t = m_0 + m_1 + m_2$, và $\beta = (m_1 + m_2) \frac{l_1}{l_2} > 1$

Lấy đạo hàm phương trình (12) theo thời gian ta được:

$$\dot{x} + \frac{m_2 l_2}{m_t} [\beta \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \cos \theta_1 + \dot{\theta}_2 \cdot \cos \theta_2] = \frac{1}{m_t} \int u dt \quad (13)$$

Xác định một phương trình dạng năng lượng E_p

$$E_p = \frac{1}{2m_t} (\int u dt)^2 \quad (14)$$

Lấy đạo hàm theo thời gian của phương trình (4.7) bằng cách thay thế phương trình (4.6) vào ta được:

$$\dot{E}_p = \left[\dot{x} + \frac{m_2 l_2}{m_t} (\beta \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \cos \theta_1 + \dot{\theta}_2 \cdot \cos \theta_2) \right] \cdot u \quad (15)$$

Thay thế tỷ số $m_2 l_2 / m_t$ bằng một tham số xoay vòng α trong phương trình (15) để tạo ra hàm E_p xác định dương. Thành thử, xét lại vế trái của phương trình (12) và xác định tín hiệu phối hợp theo [27] như sau:

$$\varnothing = x + \alpha [\beta \cdot \sin \theta_1 + \sin \theta_2] \quad (16)$$

Ở đây $\alpha < 0$ là một hằng số xác định trước

Tiếp theo xét đến sự thay thế. Một cách tương tự, hàm số năng lượng cũng phải được biến đổi, cụ thể được xác định như sau:

$$\dot{E}_\varnothing = \dot{x} \cdot u + \alpha \cdot u \cdot (\beta \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \cos \theta_1 + \dot{\theta}_2 \cdot \cos \theta_2) \quad (17)$$

Xác định

$$\begin{aligned} \dot{E}_m &= \dot{x} \cdot u \\ \dot{E}_c &= \alpha \cdot u \cdot (\beta \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \cos \theta_1 + \dot{\theta}_2 \cdot \cos \theta_2) \end{aligned} \quad (18)$$

Và ta có:

$$\dot{E}_\varnothing = \dot{E}_m + \dot{E}_c \quad (19)$$

Trong đó E_m ký hiệu cho đầu ra điều khiển ứng dụng cho xe con được dẫn động và E_c có nghĩa là đầu vào điều khiển tác động đến móc treo và tải nâng bị hực cơ cấu chấp hành bằng cách gộp các phương trình sẵn có:

Các biểu thức rõ ràng của E_m và E_c cũng có thể được rút ra. Xét lại phương trình $\dot{E}(q, \dot{q}) = \dot{x} \cdot f$ thì về mặt cơ sở vật lý cho thấy rằng E_m là tổng năng lượng về mặt cơ học của hệ xe con cần trực ở dạng con lắc hai bậc tự do. Do đó, biểu thức của E_m có thể được xác định như sau:

$$E_m = \frac{1}{2} \dot{q}^T M(q) \dot{q} + (m_1 + m_2) g l_1 (1 - \cos \theta_1) + m_2 g l_2 (1 - \cos \theta_2) \quad (20)$$

Hơn nữa, biểu thức của E_c theo [27] có dạng:

$$E_c = -\alpha \left\{ \begin{aligned} &\frac{(m_1 + m_2)^2}{2m_2 l_2} l_1^2 \dot{\theta}_1^2 \sin^2 \theta_1^2 \\ &+ \frac{1}{2} m_2 l_2 \dot{\theta}_2^2 \sin^2 \theta_2^2 \\ &+ (m_1 + m_2) l_1 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_1 \sin \theta_2 \\ &+ \frac{m_0 (m_1 + m_2)}{2m_2 l_2} l_1^2 \dot{\theta}_1^2 \\ &+ \frac{m_0 + m_1}{2} l_2 \dot{\theta}_2^2 + m_0 l_1 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) \\ &+ m_t g [\beta (1 - \cos \theta_1) + (1 - \cos \theta_2)] \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Đặt

$$E_\varnothing = E_m + E_c \quad (22)$$

ở đây E_m và E_c lần lượt được xác định bởi các phương trình (20) và (21).

Bằng cách thiết lập phương trình (16) thì tín hiệu phối hợp là một sự kết hợp phi tuyến của x , θ_1 , và θ_2 . Một tín hiệu phối hợp như vậy có thể chịu được các tính chất động lực học của x , θ_1 , và θ_2 . Xét nhiệm vụ điều khiển của hệ mô hình xe con cần trực ở dạng con lắc hai bậc tự do, có thể kết luận rằng $\varnothing \rightarrow x_d$. Hoàn toàn tương tự, một tín hiệu giống như tín hiệu sai số có thể được xác định dựa trên cơ sở của tín hiệu phối hợp \varnothing :

$$e_\varnothing = \varnothing - x_d = e_x + \alpha [\beta \sin \theta_1 + \sin \theta_2] \quad (23)$$

Ở đây $e_x = x - x_d$ là sai số về vị trí, Từ phương trình (23), có thể thấy rằng nhiệm vụ điều khiển sẽ đạt được bằng cách biểu diễn $e_\varnothing \rightarrow 0$ với bộ điều khiển đang được thiết kế.

Xét đến tín hiệu sai số, các số hạng liên quan đến một số sai số được đưa vào E_\varnothing tại phương trình (22) để đạt được một hàm dạng năng lượng như sau:

$$E_{e_\varnothing} = E_\varnothing + \frac{2k_p}{\pi} \left[e_\varnothing \arctan(e_\varnothing) - \frac{1}{2} \log(1 + e_\varnothing^2) \right] \quad (24)$$

ở đây k_p ký hiệu cho một tham số điều khiển dương. Lấy đạo hàm E_{e_\varnothing} theo thời gian ta có:

$$\dot{E}_{e_\varnothing} = \dot{e}_\varnothing \left[u + \frac{2k_p}{\pi} \arctan(e_\varnothing) \right] \quad (25)$$

Nếu tất cả các biến trạng thái là có thể đo lường được thì định luật điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi trạng thái của mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do có thể được thiết kế như sau:

$$u = -\frac{2k_p}{\pi} \arctan(e_\theta) - \frac{2k_d}{\pi} \dot{e}_\theta \quad (26)$$

ở đây k_d ký hiệu cho tham số điều khiển dương khác. Một cách hiển nhiên, thay thế u tại phương trình (26) vào phương trình (25) ta có:

$$\dot{E}_{e_\theta} = -\frac{2k_p}{\pi} \dot{e}_\theta \arctan(\dot{e}_\theta) \leq 0 \quad (27)$$

Thật không may, việc giả thiết tại phương trình (8) thể hiện định luật điều khiển trong phương trình (26) có thể được thay thế bằng một số tín hiệu vận tốc. Chính vì mục đích này mà chúng ta có thể xây dựng phương trình năng lượng khác dựa vào phương trình (24), cụ thể được thiết lập bằng như sau:

$$V = E_\theta + \frac{2k_p}{\pi} \left[e_\theta \arctan(e_\theta) - \frac{1}{2} \log(1 + e_\theta^2) \right] + \frac{2}{\pi} \left\{ (\chi + k_d e_\theta) \arctan(\chi + k_d e_\theta) - \frac{1}{2} \log(1 + (\chi + k_d e_\theta)^2) \right\} \quad (28)$$

Trong đó χ là tín hiệu phụ, được tạo ra bởi phương trình sau:

$$\dot{\chi} + k_d \chi = -k_d^2 e_\theta \quad (29)$$

Lấy đạo hàm của V theo thời gian ta có:

$$\dot{V} = \dot{e}_\theta \left[u + \frac{2k_p}{\pi} \arctan(e_\theta) + \frac{2k_d}{\pi} \arctan(\chi + k_d e_\theta) \right] - \frac{2k_d}{\pi} (\chi + k_d e_\theta) \arctan(\chi + k_d e_\theta) \quad (30)$$

Theo phương trình (30), sự thiết kế định luật điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra được xác định như sau:

$$u = -\frac{2k_p}{\pi} \arctan(e_\theta) - \frac{2k_d}{\pi} \arctan(\chi + k_d e_\theta) \quad (31)$$

Trong đó k_p và k_d là các hằng số dương. Vì $|\arctan(\cdot)| \leq \frac{\pi}{2}$ luôn đúng, nên tồn tại:

$$|u| \leq k_d + k_p \quad (32)$$

Đặt $u_{max} \geq k_p + k_d$. Điều này có nghĩa rằng định luật điều khiển (31) có thể đồng ý thừa nhận giả thiết (9). Từ các phương trình (23) và (31), cho thấy tín hiệu phối hợp tại phương trình (23) bổ sung thêm sự phản hồi có liên quan sự lắc vào định luật điều khiển và do đó tín hiệu phối hợp cải thiện sự tắt dần có liên quan đến sự lắc. Xét định luật điều khiển đã đề xuất tại (31), định luật điều khiển này không có chứa các tín hiệu vận tốc và cũng không có các phép đạo hàm theo các tín hiệu góc lắc hoặc theo tín hiệu vị trí được yêu cầu.

5. Phân tích sự ổn định của hệ thống điều khiển phản hồi đầu ra dựa theo lý thuyết của Lyapunov

Phát biểu định lý 5.1: E_θ tại phương trình (22) là xác định dương

Chứng minh định lý 5.1: Xét phương trình (22) có hai số hạng, đó là E_m và E_c có liên quan trong phương trình (22). Với E_m là tổng năng lượng của các hệ xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do. E_m dương nhiên là xác định dương. Trường hợp này chỉ ra rằng E_θ là xác định dương nếu, E_c là thể năng có thể là xác định dương.

Xét biểu thức của E_c từ phương trình (21), phương trình sau đây có thể có được như sau:

$$\frac{E_c}{\alpha} = \frac{(m_1+m_2)^2}{2m_2 l_2} l_1^2 \dot{\theta}_1^2 \sin^2 \theta_1 - \frac{1}{2} m_2 l_2 \dot{\theta}_2^2 \sin^2 \theta_2 - (m_1+m_2) l_1 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_1 \sin \theta_2 - \frac{m(m_1+m_2)}{2m_2 l_2} l_1^2 \dot{\theta}_1^2 - \frac{m+m_1}{2} l_2 \dot{\theta}_2^2 - m l_1 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) - m_t g [\beta(1 - \cos \theta_1) + (1 - \cos \theta_2)] = E_{ck} - m_t g [\beta(1 - \cos \theta_1) + (1 - \cos \theta_2)] \quad (33)$$

Hơn nữa, E_{ck} , có thể có được bằng cách suy luận như sau:

$$E_{ck} \leq - \left[\frac{(m_1+m_2)}{\sqrt{2m_2 l_2}} l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + \sqrt{\frac{m_2 l_2}{2}} \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 \right]^2 - \frac{m_0 l_1^2}{2 l_2} + m_1 l_1 |\dot{\theta}_1| |\dot{\theta}_2| = - \left[\frac{(m_1+m_2)}{\sqrt{2m_2 l_2}} l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + \sqrt{\frac{m_2 l_2}{2}} \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 \right]^2 - \frac{m_0}{2} \left[\frac{l_1}{\sqrt{l_2}} |\dot{\theta}_1| - \sqrt{l_2} |\dot{\theta}_2| \right]^2 \quad (34)$$

Vì $|\cos(\theta_1 - \theta_2)| \leq 1$ trong công thức (33), nên bất đẳng thức sau đây có thể được suy ra từ các phương trình (33) và (34):

$$E_c \geq -\alpha \left[\frac{(m_1+m_2)}{\sqrt{2m_2 l_2}} l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + \sqrt{\frac{m_2 l_2}{2}} \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 \right]^2 - \frac{\alpha m_0}{2} \left[\frac{l_1}{\sqrt{l_2}} |\dot{\theta}_1| - \sqrt{l_2} |\dot{\theta}_2| \right]^2 - \alpha m_t g [\beta(1 - \cos \theta_1) + (1 - \cos \theta_2)] \quad (35)$$

Như đã xác định trong phương trình (16), hằng số xác định trước α là âm. $E_c > 0$ có thể được suy ra từ phương trình (35), đó là, E_c là xác định dương. Do đó, E_θ trong phương trình (22) là xác định dương. Hoàn toàn tương tự, các hàm số năng lượng khác chẳng hạn như E_{e_θ} và V cũng là xác định dương.

Phát biểu định lý 5.2: Định luật điều khiển (31) luôn luôn đảm bảo rằng $|u| \leq u_{max}$ và điểm cân bằng của hệ thống điều khiển vòng kín là sự ổn định tiệm cận, đó là:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \left\| [e_x, \dot{x}, \theta_1, \dot{\theta}_1, \theta_2, \dot{\theta}_2]^T \right\| = 0 \quad (36)$$

Chứng minh định lý 5.2: Lấy hàm năng lượng V trong phương trình (28) để xem như một hàm Lyapunov. Theo lý thuyết (7) thì V là xác định dương. Do đó, đạo hàm của V có thể được viết như sau:

$$\dot{V} = -\frac{2k_d}{\pi} \arctan(\chi + k_d e_\theta) \arctan(\chi + k_d e_\theta) \quad (37)$$

Trong đó $\dot{\theta} \cdot \arctan(\theta) > 0$ đối với θ bất kì

Từ $e_x = x - x_d$, $\dot{e}_x = \dot{x}$, hơn nữa, khi xem xét các phương trình (28) và (37) thì ta có thể rút ra các biểu thức sau:

$$V \in L_\infty \Rightarrow e_\theta, \dot{e}_x, \theta_1, \dot{\theta}_1, \theta_2, \dot{\theta}_2, e_x, x \in L_\infty \quad (38)$$

Xét điều kiện $|u| \leq u_{max}$ và thay thế phương trình (38) vào phương trình của hệ xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do (1) dẫn đến kết quả là:

$$\ddot{x}, \ddot{\theta}_1, \ddot{\theta}_2 \in L_\infty \quad (39)$$

Do đó, điểm cân bằng vòng kín của hệ thống điều khiển mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do là ổn định theo hướng của Lyapunov. Nhằm để phân tích sự ổn định tiệm cận của hệ thống điều khiển vòng kín, một tập như sau được xác định:

$$\Psi = \left\{ (e_x, \theta_1, \theta_2, \dot{x}, \dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2) : \dot{V} = 0 \right\} \quad (40)$$

Đặt Ω là tập bất biến lớn nhất trong Ψ . Vậy thì các phương trình sau đây có thể được suy ra từ phương trình (37)

$$\begin{aligned} \chi + k_d e_\theta &= 0 \\ \chi + k_d e_\theta &= 0 \end{aligned} \quad (41)$$

Phương trình (41) muốn ám chỉ rằng phương trình (42) luôn luôn đúng trong tập Ψ , được suy ra từ phương trình (30) và (31) như sau:

$$\begin{aligned} \dot{\chi} &= 0 \\ u &= -\frac{2k_p}{\pi} \arctan(e_\theta) \end{aligned} \quad (42)$$

Thay thế phương trình (42) vào phương trình thứ 2 của phương trình (41) ta được:

$$\dot{e}_\theta = 0 \Leftrightarrow \dot{e}_x + \alpha [\beta \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \dot{\theta}_2 \cos \theta_2] = 0 \quad (43)$$

Do đó, phương trình (44) có thể được suy ra từ các phương trình (41) và (42), được viết ở dạng như sau:

$$\dot{e}_0 = \lambda_1 \Rightarrow u = -\frac{2k_p}{\pi} \arctan(\lambda_1) \quad (44)$$

Với λ_1 là một hằng số được xác định. Để làm rõ, chứng minh sau đây được chia thành hai phần. Phần thứ nhất trình bày rằng $e_x = 0, \dot{e}_x = 0, u(t) = 0$ theo giá trị lớn nhất trong tập biến đổi Ω .

Từ phương trình (43) ta có:

$$\ddot{e}_0 = 0 \Rightarrow \alpha \left[(m_1 + m_2) l_1 (\ddot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_1) + m_2 l_2 \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 - m_2 l_2 \dot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 \right] = -m_2 l_2 \quad (45)$$

Bằng cách so sánh phương trình (45) với phương trình (1), chúng ta có thể kết luận rằng:

$$\alpha [u - m_t \ddot{x}] = -m_2 l_2 \ddot{x} \Rightarrow \ddot{x} = \frac{2\alpha k_p \arctan(\lambda_1)}{\pi(\alpha m_t - m_2 l_2)} \quad (46)$$

Xét phương trình (44). Giả thiết rằng $\lambda_1 = 0$, phương trình (46) được biểu diễn như sau:

$$\dot{e}_x = \dot{x} = -\frac{2\alpha k_p \arctan(\lambda_1)}{\pi(\alpha m_t - m_2 l_2)} t + \lambda_2 \Rightarrow |e_x| \rightarrow \infty, t \rightarrow \infty, \lambda_2 \in R \quad (47)$$

Với việc λ_2 là một hằng số. Rõ ràng, kết quả trong phương trình (47) không ăn khớp với kết luận sau đây trong phương trình (38):

$$\dot{e}_x \in L_\infty$$

Do đó, $\lambda_1 = 0$. Vì vậy, có thể kết luận từ các phương trình (44), (46) và (47) rằng:

$$e_0 = 0, u = 0, \ddot{x} = 0, \dot{e}_x = \lambda_2 \quad (48)$$

Tương tự, giả thiết rằng $\lambda_2 = 0$, chúng ta có $|e_x| = |\lambda_1 + \lambda_2| \rightarrow \infty$ khi $t \rightarrow \infty$ với λ_3 là hằng số, trái ngược với $e_x \in L_\infty$ trong phương trình (48). Kết quả là chúng ta có $\lambda_2 = 0$ và:

$$\dot{e}_x = 0, \ddot{x} = 0, e_x = \lambda_3 \quad (49)$$

Hơn nữa, nó có nguồn có thể suy luận từ các phương trình (23), (48) và (49) rằng:

$$\beta \sin \theta_1 + \sin \theta_2 = -\frac{\lambda_3}{\alpha} \quad (50)$$

$$\beta \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \dot{\theta}_1 \cos \theta_2 = 0$$

Theo tập không biến đổi lớn nhất $\Omega, \ddot{x} = 0$ từ phương trình (48) và thay thế điều kiện này vào phương trình mô tả xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do (1). Sau đó, xem xét lại biểu thức $= \beta(m_1 + m_2) l_1 / (m_2 l_2)$ trong phương trình (12) thì phương trình (51) có thể được xác định như sau:

$$\beta \ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \dot{\theta}_2^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) = -\frac{g}{l_1} \beta \sin \theta_1$$

$$\ddot{\theta}_1 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \frac{l_2}{l_1} \ddot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) = -\frac{g}{l_1} \beta \sin \theta_2 \quad (51)$$

Cộng hai phương trình trong phương trình (51). Phương trình (52) có thể là luôn luôn đúng:

$$\frac{d}{dt} \left[\beta \dot{\theta}_1 + \frac{l_2}{l_1} \dot{\theta}_2 + (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \cos(\theta_1 - \theta_2) \right] = \frac{\lambda_3 g}{\alpha l_1} \quad (52)$$

Lấy tích phân hai vế của phương trình (52) ta có:

$$\beta \theta_1 + \frac{l_2}{l_1} \theta_2 + (\theta_1 + \theta_2) \cos(\theta_1 - \theta_2) = \frac{\lambda_3 g}{\alpha l_1} t + \lambda_4 \quad (53)$$

ở đây λ_4 là một hằng số được xác định.

Một cách tương tự, nếu giả thiết rằng $\lambda_3 = 0$, thì về trái của phương trình (53) sẽ là vô hạn khi $t \rightarrow \infty$. Từ các đạo hàm của θ_1 và θ_2 được giới hạn theo phương trình (48), về trái trong phương trình (53) cũng phải được giới hạn. Giả thiết này dẫn tới một sự mâu thuẫn rất rõ ràng. Do đó, phương trình (54) có thể được suy ra từ các phương trình (48) và (49) ở dạng như sau:

$$\lambda_3 = 0 \Rightarrow e_x = 0, \beta \sin \theta_1 = -\sin \theta_2, \beta \theta_1 \cos \theta_1 = -\theta_2 \cos \theta_2 \quad (54)$$

Phần 2 cho thấy rằng θ_1, θ_2 và các đạo hàm của chúng là bằng không theo tập không biến thiên lớn nhất.

Thực hiện phép khai triển $\cos(\theta_1 - \theta_2)$ ta có:

$$(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \cos(\theta_1 - \theta_2) = \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \cos \theta_2 + \dot{\theta}_2 \sin \theta_1 \sin \theta_2 + \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \sin \theta_2 + \dot{\theta}_2 \cos \theta_1 \cos \theta_2 \quad (55)$$

Xét phương trình (54), phương trình (55) có thể được sắp xếp lại thành như sau:

$$(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \cos(\theta_1 - \theta_2) = -\frac{1}{\beta} \dot{\theta}_2 (\cos^2 \theta_2 + \sin^2 \theta_2) - \beta \dot{\theta}_1 (\cos^2 \theta_1 + \sin^2 \theta_1) = -\frac{1}{\beta} \dot{\theta}_2 - \beta \dot{\theta}_1 \quad (56)$$

Lưu ý rằng $(\cos^2 \theta_i + \sin^2 \theta_i) = 1$ với $(i = 1, 2)$ trong phương trình (56).

Thay thế $\lambda_3 = 0$ trong các phương trình (54) và (56) vào phương trình (53) cho kết quả:

$$\frac{m_1}{\beta m_2} \dot{\theta}_2 = \lambda_4 \Rightarrow \ddot{\theta}_2 = 0 \quad (57)$$

Phân tích này cho thấy rằng $\dot{\theta}_1 \equiv 0 \Leftrightarrow \dot{\theta}_2 \equiv 0$ trong tập không biến đổi lớn nhất. Hơn nữa, chúng ta sẽ phân tích rằng chỉ duy nhất hai phương trình sau đây có thể luôn luôn đúng.

$$\dot{\theta}_1(t) \equiv 0, \dot{\theta}_2(t) \equiv 0 \quad (58)$$

$$\dot{\theta}_1(t) \equiv 0, \dot{\theta}_2(t) \equiv 0 \quad (59)$$

Giả thiết rằng phương trình (59) luôn đúng, $\lambda_4 \neq 0$ có thể được suy ra từ các phương trình (57) và (59).

Thay thế $\ddot{\theta}_2 = 0$ của phương trình (57) vào trong các phương trình (50) và (51) ta có:

$$\beta \ddot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) = -\frac{g}{l_1} \beta \sin \theta_1 \quad (60)$$

$$\ddot{\theta}_1 \cos(\theta_1 - \theta_2) - \dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) = -\frac{g}{l_1} \sin \theta_2 \quad (61)$$

Từ các phương trình (60) và (61), ta có phương trình (62) như sau:

$$\sin(\theta_1 - \theta_2) \left[\dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \beta \dot{\theta}_1^2 \right] \equiv \frac{g\beta}{l_1} [\sin \theta_2 - \cos(\theta_1 - \theta_2) \sin \theta_1] \quad (62)$$

Hơn nữa, vế phải của phương trình (62) có thể được sắp xếp lại như sau:

$$\sin \theta_2 - \cos(\theta_1 - \theta_2) \sin \theta_1 = \sin \theta_2 - \sin \theta_1 \cos \theta_1 \cos \theta_2 - \sin^2 \theta_1 \sin \theta_2$$

$$= -\cos \theta_1 [\sin \theta_1 \cos \theta_2 - \cos \theta_1 \sin \theta_2] = -\cos \theta_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) \quad (63)$$

Do đó, phương trình (62) có thể được viết lại thành

$$\sin(\theta_1 - \theta_2) \left[\dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \beta \dot{\theta}_1^2 \right] \equiv -\frac{g\beta}{l_1} \cos \theta_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) \quad (64)$$

Nhằm để đạt được kết luận như mong đợi, chúng ta phải minh chứng rằng $\sin(\theta_1 - \theta_2) \neq 0$. Chính vì lý do này nên giả thiết rằng $\sin(\theta_1 - \theta_2) \equiv 0$ và phương trình (65) có thể được rút ra từ sự giải thiết.

$$\sin(\theta_1 - \theta_2) = \sin \theta_1 (\cos \theta_2 + \beta \cos \theta_1) \equiv 0 \quad (65)$$

Do $\dot{\theta}_1(t) \neq 0$ trong phương trình (59), có thể thấy rằng $\sin \theta_1 \neq 0$.

Do đó, phương trình (66) có thể được rút ra từ phương trình (65):

$$\cos \theta_2 = -\beta \cos \theta_1 \Rightarrow \cos^2 \theta_2 = \beta^2 \cos^2 \theta_1 \quad (66)$$

Từ phương trình (54), biểu thức sau đây có thể được rút ra $\sin^2 \theta_2 = \beta^2 \sin^2 \theta_1$. Thêm nó vào phương trình (66) ta có:

$$\beta^2 \cos^2 \theta_1 \sin^2 \theta_2 + \cos^2 \theta_2 \equiv \beta^2 (\sin^2 \theta_1 + \cos^2 \theta_1) \Rightarrow \beta^2 \equiv 1 \quad (67)$$

Kết quả trong phương trình (67) là mâu thuẫn với điều kiện $\beta > 1$ tại phương trình (12).

Như vậy, giả thiết $\sin(\theta_1 - \theta_2) \equiv 0$ là sai. Do vậy, về đối diện của giả thiết là đúng, đó là:

$$\sin(\theta_1 - \theta_2) \equiv 0 \quad (68)$$

Xét phương trình (68), phương trình (69) có thể được suy ra từ phương trình (64) như sau:

$$\dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \beta \dot{\theta}_1^2 \equiv -\frac{g\beta}{l_1} \cos \theta_1 \quad (69)$$

Hơn nữa, thay thế phương trình (57) vào phương trình (54) cho thấy

$$\dot{\theta}_1 \cos \theta_1 = -\frac{m_2}{m_1} \lambda_4 \cos \theta_2 \Rightarrow \dot{\theta}_1^2 \cos^2 \theta_1 = \left(\frac{m_2}{m_1}\right)^2 \lambda_4^2 \cos^2 \theta_2 \quad (70)$$

Thay phương trình (70) thành phương trình (69) và nhân với $m_1^2 \cos^2 \theta_2 \cos^2 \theta_1 / m_2^2$ cho kết quả:

$$\left(\frac{m_2}{m_1}\right)^2 \dot{\theta}_2^2 \cos^2 \theta_1 \cos^2 \theta_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \frac{m_1^2 \beta g}{m_2^2 l_1} \cos^3 \theta_1 \cos^2 \theta_2 + \beta \lambda_4^2 \cos^4 \theta_2 \equiv 0 \quad (71)$$

Cần chú ý rằng: $\dot{\theta}_2^2 \cos^2 \theta_2 = \beta^2 \dot{\theta}_1^2 \cos^2 \theta_1$ trong phương trình (54) và xem xét phương trình (70), phương trình (71) có thể được rút gọn lại như sau:

$$\beta \lambda_4^2 \cos^2 \theta_1 \cos^2 \theta_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \frac{m_1^2 \beta g}{m_2^2 l_1} \cos^3 \theta_1 \cos^2 \theta_2 + \beta \lambda_4^2 \cos^4 \theta_2 \equiv 0 \quad (72)$$

Từ phương trình (54), chúng ta xử lý $\cos^2 \theta_2$ và $\cos(\theta_1 - \theta_2)$ và thu được các công thức sau:

$$\begin{aligned} \cos^2 \theta_1 &= 1 - \beta^2 + \beta^2 \cos^2 \theta_1 \\ \cos(\theta_1 - \theta_2) &= \cos \theta_1 \cos \theta_2 - \beta \cos^2 \theta_1 \end{aligned} \quad (73)$$

Thay thế phương trình (73) vào trong phương trình (72) và sắp xếp lại phương trình (72) ta có:

$$\begin{aligned} &\beta \lambda_4^2 \cos^3 \theta_1 (1 - \beta^2 + \beta^2 \cos^2 \theta_1) \cos \theta_2 \\ &\equiv -\beta^2 \lambda_4^2 (\cos^2 \theta_1 - 1) \cos^2 \theta_1 (1 - \beta^2 + \beta^2 \cos^2 \theta_1) \\ &- \lambda_4^2 (1 - \beta^2 + \beta^2 \cos^2 \theta_1)^2 - \frac{m_1^2 g}{m_2^2 l_1} \cos^3 \theta_1 (1 - \beta^2 + \beta^2 \cos^2 \theta_1) \end{aligned} \quad (74)$$

Chú ý rằng về trái của phương trình (74) vẫn còn chứa đựng một cos (số hạng liên quan đến 2. Thật không may rằng về trái của phương trình (73) là $\cos^2 \theta_2$) và về phải của phương trình (73) là $\cos \theta_1$ có liên quan. Sự thật này cho thấy rằng $\cos \theta_2$ trong phương trình (74) có thể được triệt tiêu bằng cách bình phương cả hai vế của phương trình (74). Vậy thì, biểu thức sau đây chỉ thuần túy liên quan đến $\cos \theta_1$ có thể được suy ra là:

$$\begin{aligned} &\beta^2 \lambda_4^2 \cos^6 \theta_1 (1 - \beta^2 + \beta^2 \cos^2 \theta_1) \\ &(1 - \beta^2 + \beta^2 \cos^2 \theta_1)^2 [\beta^2 \lambda_4^2 (\cos^2 \theta_1 - 1) \cos^2 \theta_1 \\ &+ \lambda_4^2 (1 - \beta^2 + \beta^2 \cos^2 \theta_1) + \frac{m_1^2 g}{m_2^2 l_1} \cos^3 \theta_1]^2 \equiv 0 \end{aligned} \quad (75)$$

Rõ ràng, phương trình (75) là một phương trình một biến số đa thức bậc 12 đối với $\cos \theta_1$. Nó có thể được viết lại như sau:

$$\sum_{i=0}^{12} \delta_i \cos^i \theta_1 \equiv 0 \quad (76)$$

Ở đây δ_i là hệ số thực tương đương. Do phương trình đa thức bậc n không có nhiều hơn n nghiệm thực, $\cos \theta_1$ có nhiều nhất 12 giá trị rời rạc (các nghiệm thực) theo giả thiết rằng một phần của hoặc tất cả δ_i trong phương trình (76) là khác không. Mặt khác, bởi vì $\dot{\theta}_1 \neq 0$ là khác không được giả thiết trong phương trình (59), nên $\cos \theta_1$ không phải là hằng số. Trong khi đó, $\theta_1 \in L_\infty$ tại phương trình (38) cho thấy rằng θ_1 và $\cos \theta_1$ là liên tục giống nhau, đó là $\cos \theta_1$ thay đổi một cách liên tục theo thời gian và có các giá trị khác nhau không đếm được.

Kết quả mà $\cos \theta_1$ không phải là hằng số từ giả thiết rằng một phần của hoặc tất cả δ_i trong phương trình (76) là khác không mâu thuẫn với sự thật rằng $\cos \theta_1$ thay đổi một cách liên tục theo thời gian và có các giá trị khác biệt không đếm được. Do đó, trường hợp duy nhất suy ra từ một sự phủ định như vậy là rằng rất cả các hệ số δ_i trong phương trình (76) là bằng không theo hướng đó.

$$\delta_0 = \delta_1 = \delta_2 = \dots = \delta_{12} \equiv 0 \quad (77)$$

Lấy hệ số của $\cos \theta_1$ trong phương trình (75) đó là δ_0 để xem xét. δ_0 phải thỏa mãn phương trình (78) vì phương trình (77)

$$\delta_0 = -\lambda_4^4 (1 - \beta^2)^4 \equiv 0 \quad (78)$$

Vì $\lambda_4 \neq 0$ có thể được suy ra từ giả thiết (59), nghiệm duy nhất của phương trình (78) là:

$$\beta^2 \equiv 1 \quad (79)$$

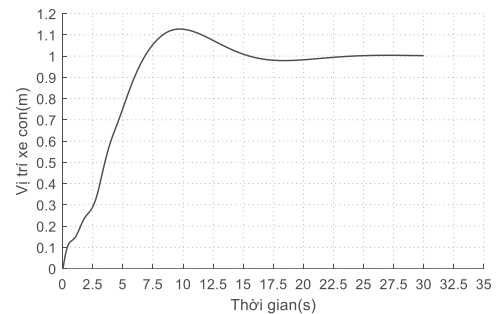
Tuy nhiên thật không may, kết quả phủ định sự thật rằng $\beta > 1$ trong phương trình (12). Quay trở lại kết luận tại phương trình (79), do $\lambda_4 \neq 0$, điều này đi ngược với điều kiện đầu đã giả thiết $\dot{\theta}_1 \neq 0$ và $\dot{\theta}_2 \neq 0$ tại phương trình (59) sự đối nghịch cho thấy rằng các trường hợp $\dot{\theta}_1 \neq 0$ và $\dot{\theta}_2 \neq 0$ không tồn tại. Kết quả bằng chứng cho thấy rằng chỉ điều kiện đầu $\dot{\theta}_1(t) \equiv 0$ và $\dot{\theta}_2(t) \equiv 0$ tại phương trình (58) và phương trình (58) luôn luôn đúng trong tập không biến đổi lớn nhất Ω theo chiều hướng đó.

$$\dot{\theta}_1(t) \equiv 0, \dot{\theta}_2(t) \equiv 0, \lambda_4 = 0 \Rightarrow \ddot{\theta}_1 = 0 \quad (80)$$

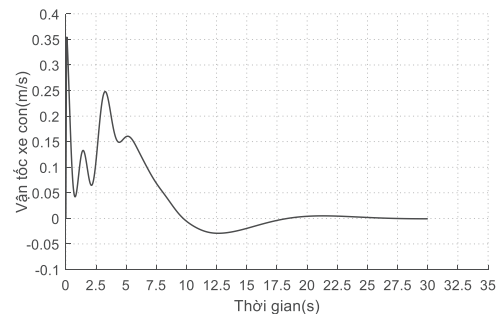
Trong một mệnh đề, các phương trình (48), (49), (54), (57), (80), và (81) cho thấy rằng sự cân bằng trong hệ thống điều khiển vòng kín là những gì mà có chứa đựng duy nhất trong tập không biến đổi lớn nhất dưới dạng nguyên lý bất biến của LaSalle [28] cụ thể đó là:

$$\Omega = \left\{ (e_x, \theta_1, \theta_2, \dot{x}, \dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2) : e_x, \theta_1, \theta_2, \dot{x}, \dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2 = 0 \right\} \quad (81)$$

6. Sử dụng phần mềm Matlab để mô phỏng bằng số nhằm hỗ trợ thiết kế bộ điều khiển xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra



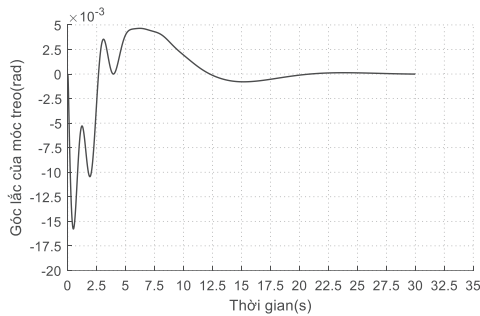
Hình 2. Đồ thị mô tả vị trí xe con x_d (m) theo thời gian t (s) khi sử dụng phương pháp điều khiển trên cơ sở phản hồi đầu ra.



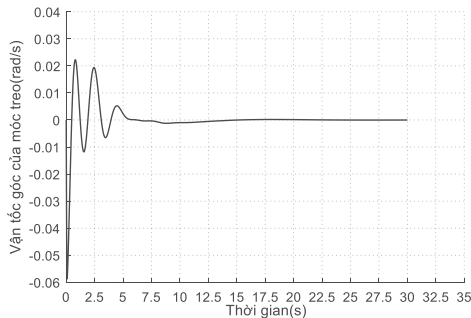
Hình 3. Đồ thị mô tả vận tốc xe con $v = dx_d/dt$ (m/s) theo thời gian t (s) khi sử dụng phương pháp điều khiển trên cơ sở phản hồi đầu ra.

Nhằm để chứng minh tính hiệu quả của thiết kế bộ điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra đối với các hệ xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do thì một số kết quả mô phỏng bằng số trong chương trình Matlab được tiến hành với các thông số vật lý của một xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do được thu nhỏ ở mô hình tỷ lệ đồng dạng bất kỳ. Các thông số vật lý của một xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do theo mô hình tỷ lệ đồng dạng được xác định cụ thể như sau: khối lượng xe con $m_0 = 20$ kg, khối lượng móc treo $m_1 = 50$ kg, khối lượng vật nâng $m_2 = 80$ kg, $l_1 = 6$ m, $l_2 = 4$ m, và gia tốc trọng trường $g = 9,8$ m/s².

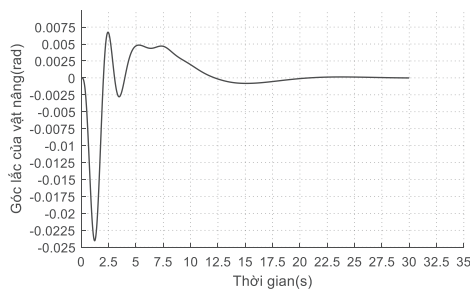
Để đạt được nhiệm vụ vận chuyển từ vị trí khởi đầu của xe con đến vị trí mong muốn cụ thể, trong mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do có khoảng cách từ vị trí gốc tọa độ đến vị trí mong muốn của xe con được đặt $x_d = 1$ m. Các kết quả mô phỏng bằng số được thể hiện tại các đồ thị từ Hình 2 đến 8 dưới đây.



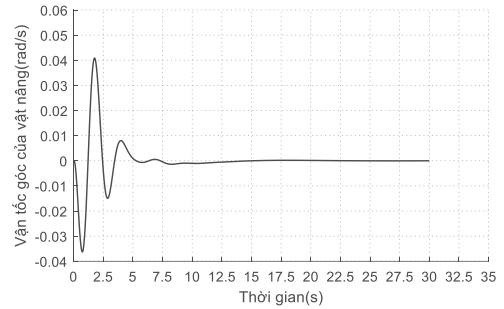
Hình 4. Đồ thị mô tả góc lắc của móc treo θ_1 (rad) theo thời gian t (s) khi sử dụng phương pháp điều khiển trên cơ sở phản hồi đầu ra.



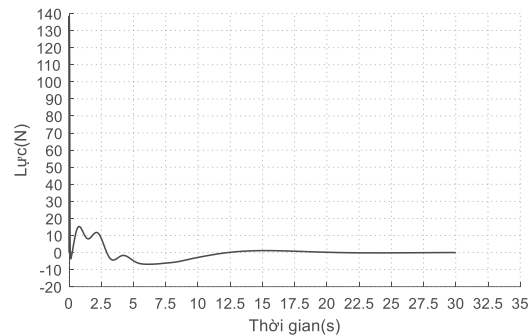
Hình 5. Đồ thị mô tả vận tốc góc của móc treo $d\theta_1/dt$ (rad/s) theo thời gian t (s) khi sử dụng phương pháp điều khiển trên cơ sở phản hồi đầu ra.



Hình 6. Đồ thị mô tả góc lắc của vật nâng θ_2 (rad) theo thời gian t (s) khi sử dụng phương pháp điều khiển trên cơ sở phản hồi đầu ra.



Hình 7. Đồ thị mô tả vận tốc góc của vật nâng $d\theta_2/dt$ (rad/s) theo thời gian t(s) khi sử dụng phương pháp điều khiển trên cơ sở phản hồi đầu ra.



Hình 8. Đồ thị mô tả tín hiệu đầu vào (lực phát động) f (N) theo thời gian t(s) khi sử dụng phương pháp điều khiển trên cơ sở phản hồi đầu ra.

7. Một số nhận xét về kết quả mô phỏng bằng số để cho thấy tính khả thi của phương pháp

Kết quả mô phỏng bằng số được thể hiện tại các đồ thị các hình từ 2 đến 8 cho thấy rằng việc thiết kế điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra là đạt được mục tiêu của bài toán điều khiển vận chuyển.

Tại đồ thị hình 2 cho thấy xe con đến vị trí mong muốn $x_d = 1$ m sau khoảng thời gian là 22,5 giây.

Tại đồ thị các hình 3 và 6 cho thấy rằng hai độ lệch góc (biên độ dao động) của móc treo θ_1 và θ_2 ban đầu là rất lớn với thời gian dao động kéo dài đến tận 20 giây thì về đến vị trí cân bằng thẳng đứng trước khi xe con đến vị trí mong muốn. Điều này có nghĩa rằng cả θ_1 và θ_2 được ổn định tại vị trí mong muốn $x_d = 1$ m với khoản thời gian ổn định là khoảng 20 giây.

Về tín hiệu điều khiển (lực phát động f tác động vào xe con) được thể hiện tại hình 8 thay đổi với biên độ không quá lớn lúc khởi động ban đầu với thời gian dao động chỉ kéo dài đến 20 giây là giảm hẳn về 0 (vị trí cân bằng thẳng đứng).

Tại các Hình 5 và 7 là đồ thị của vận tốc góc của móc treo và vận tốc góc của vật nâng theo thời gian. Trong khoảng 5 giây ban đầu thì vận tốc góc của móc treo và của vật nâng là thay đổi một cách sắc nhọn với biên độ khá lớn. Sau 5 giây thì biên độ dao động quanh vị trí cân bằng thẳng đứng là còn rất bé và đến thời gian 12,5 giây thì biên độ dao động về 0 (tức là vị trí cân bằng thẳng đứng).

8. Kết luận

Mô hình toán học của xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do phản ánh sát với thực tế của xe con cần trục khi so với mô hình động lực học xe con cần trục ở dạng con lắc một bậc tự do. Để có các thông tin đầu vào cho việc thiết kế hợp lý bộ điều khiển dựa trên cơ sở phân hồi đầu ra thì nghiên cứu đầu tiên thực hiện việc xác lập phương trình vi phân chuyển động ở dạng tuyến tính của mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do, tiếp theo nghiên cứu phân tích một số đặc điểm của phương pháp điều khiển dựa trên sự phân hồi đầu ra và khả năng áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do, tiếp theo là thực hiện việc thiết kế bộ điều khiển và phân tích sự ổn định của hệ thống điều khiển theo lý thuyết của Lyapunov. Trong nghiên cứu này, tác giả đã thực hiện các mô phỏng bằng chương trình Matlab với các thông số vật lý bằng số dựa vào kết quả khảo sát động lực học của một hệ xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do bất kỳ. Từ các kết quả mô phỏng, chúng tôi đã thực hiện các nhận xét về hiệu quả điều khiển thì cho thấy về cơ bản là đạt được mục tiêu điều khiển và bộ điều khiển được thiết kế áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do là khả thi cho việc giảm các vận tốc góc của móc treo và vật nâng. Từ các kết quả nghiên cứu, tác giả cũng đồng thời kiến nghị nên tiếp tục có đầu tư nghiên cứu thực nghiệm và tiến tới là nghiên cứu ứng dụng ngoài thực tiễn sản xuất nhằm mục đích phục vụ cho việc tự động hóa xây dựng bằng các cần trục thông minh để nâng cao năng suất, nâng cao độ an toàn cũng như giảm thiểu tải trọng động tác động lên các cơ cấu công tác của cần trục cũng như tác động lên hệ kết cấu thép của cần trục.

Lời cảm ơn

Tác giả xin được chân thành cảm tạ Trường Đại học Xây dựng Hà Nội đã hỗ trợ cho đề tài nghiên cứu khoa học và công nghệ cấp trường năm 2022, mã số đề tài: 15-2022/KHXD. Các tác giả cũng xin được chân thành bày tỏ sự biết ơn sâu sắc tới các bạn đồng nghiệp, các nhà khoa học, các học giả, Ban biên tập Tạp chí Vật liệu và Xây dựng của Viện Vật liệu Xây dựng- Bộ Xây dựng đã có những giúp đỡ và đóng góp những ý kiến quý báu trong quá trình bình duyệt bản thảo.

Tài liệu tham khảo

- [1]. Abdel- Rahman EM, Nayfeh AH, Masoud ZN. *Dynamics and control of cranes: a review*. J Vib Control, 2003. 9(7): p.863-908.
- [2]. Tuan L, Janchiv A, Kim GH, Lee SG. *Feedback linearization control of overhead cranes with varying cable length*. In: Proceedings of International Conference on Control, Automation and Systems, Gyeonggi-do, Korea, 2011. p. 906–911.
- [3]. Tuan L, Kim GH, Lee SG. *Partial feedback linearization control of the three-dimensional overhead crane*. In: Proceedings of IEEE International Conference on Automation Science and Engineering, Seoul, Korea, 2012. p. 1198–1203.
- [4]. Wu XQ, He XX, Sun N, Fang YC. *A novel anti-swing control method for 3-D overhead cranes*. In: Proceedings of American Control Conference, Portland OR, USA, 2014. p. 2821–2826.
- [5]. Maschke B, Ortega R, Van der Schaft AJ. *Energy-based Lyapunov functions for forced Hamiltonian systems with dissipation*. IEEE Trans Autom Control, 2000. 45(8): p.1498–1502.
- [6]. Karkoub MA, Zribi M. *Modelling and energy based nonlinear control of crane lifters*. IEE Proc Control Theory Appl, 2002. 149(3): p. 209–216.
- [7]. Guo W, Liu D, Yi J, Zhao D. *Passivity-based-control for double-pendulum-type overhead cranes*. In: Proceedings of IEEE Region 10 Annual International Conference, Chiang Mai, Thailand, 2004. p. 546–549.
- [8]. Collado J, Lozano R, Fantoni I. *Control of convey-crane based on passivity*. In: Proceedings of American Control Conference, Chicago IL, USA, 2000. p. 1260–1264.
- [9]. Cao LZ, Wang HW, Niu C, Wei SB. *Adaptive backstepping control of crane hoisting system*. In: Proceedings of IEEE International Conference on Automation and Logistics, Qingdao, China, 2007, p. 245–248.
- [10]. Yang JH, Yang KS. *Adaptive control for 3-D overhead crane systems*. In: Proceedings of American Control Conference, Minneapolis MN, USA, 2006. p. 1832–1837.
- [11]. Yang TW, O'Connor WJ. *Wave based robust control of a crane system*. In: Proceedings of 2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Beijing, China, 2006. p. 2724–2729.
- [12]. Uchiyama N. *Robust control of rotary crane by partial-state feedback with integrator*. Mechatronics, 2009. 19(8): p.1294–1302.
- [13]. Deng JM, Becerra VM. *Application of constrained predictive control on a 3D crane system*. In: Proceedings of IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics, Singapore City, Singapore, 2004. p. 583–587.
- [14]. Michels K, Klawonn F, Kruse R, Numberger A. *Fuzzy control: Fundamentals, stability and design of fuzzy controllers*. New York: Springer-Verlag, 2006.
- [15]. Ross IM, Fahroo F. *Pseudospectral methods for optimal motion planning of differentially flat systems*. IEEE Trans Autom Control, 2004. 49(8): p. 1410–1413.
- [16]. Zamoski D, Starr G, Wood J, Lumia R. *Rapid swing-free transport of non-linear payloads using dynamic programming*. J Dyn Syst Meas Control Trans ASME, 2008, 130(4), DOI:10.1115/1.2936384.
- [17]. Da Cruz JJ, Leonardi F. *Minimum-time anti-swing motion planning of cranes using linear programming*. Optimum Control Appl Meth, 2013. 34(2): p. 191–201.
- [18]. French L, Singhouse W, Seering W. *An expert system for the design of input shapers*. In: Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications, Kohala Coast-Island, USA, 1999. p. 713–718.
- [19]. Singer N, Singhouse W, Krikku E. *An input shaping controller enabling cranes to move without sway*. In: Proceedings of 7th Topical Meeting on Robotics and Remote Systems, Augusta, GA, 1997. p. 225–231.
- [20]. Sorensen K, Singhouse W, Dickerson S. *A controller enabling precise positioning and sway reduction in bridge and gantry cranes*. Control Eng Pract, 2007. 15(7): p. 825–837.
- [21]. Ahres, S., Aschemann, H., Sawodny, O., and Hofer, E. P., 2000, "Crane Automation by Decoupling Control of a Double Pendulum Using Two Translational Actuators," in Proceedings of the 2000 American Control Conference, Vol. 2. p. 1052–1056.
- [22]. Tanaka, S., and Kouno, S., 1998, "Automatic Measurement and Control of the Attitude of Crane Lifters: Lifter-Attitude Measurement and Control," Control Eng. Pract., 6(9), p. 1099–1107.
- [23]. Ortega R, Perez JA, Nicklasson PJ, Sira-Ramirez H. *Passivity-based control of Euler-Lagrange systems: Mechanical, electrical and electromechanical applications*. Berlin: Springer, 2013.

- [24]. Qian D, Tong S, Yang B, Lee S. *Design of simultaneous input-shaping-based SIRMs fuzzy control for double-pendulum-type overhead cranes*. Bull Pol Acad Sci-Tech Sci, 2015. 63(4): p. 887–896.
- [25]. Kim D, Singhose W. *Performance studies of human operators driving double-pendulum bridge cranes*. Control Eng Practice, 2010, 18(6): 567–576.
- [26]. Sun N, Fang C, Chen H, Lu B. *Energy-based control of double pendulum cranes*. In: Proceedings of IEEE Annual International Conference on Cyber Technology in Automation Control and Intelligent Systems, Shenyang, China, 2015, pp. 258–263.
- [27]. Sun N, Fang C, Chen H, Lu B. *Amplitude-saturated nonlinear output feedback anti-swing control for underactuated cranes with double-pendulum cargo dynamics*. IEEE Trans Ind Electron, 2017, 64(3): 2135–2146.
- [28]. Khalil HK. *Nonlinear systems*. Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall, 1996.
- [29]. Xue D, Chen Y, Atherton DP. *Linear feedback control: Analysis and design with MATLAB*. Philadelphia, PA: Society for Industrial and Applied Mathematics, 2007.
- [30]. Dianwei Qian, *Anti- sway control for Cranes*, Design and implementation using Matlab.
- [31]. Hồ Việt Long, Dương Minh Đức, *Điều khiển chống rung cho cầu tháp*, 2017, CASD 2017.
- [32]. Nguyễn Văn Trung, Chenglong Du, Nguyễn Trọng Quỳnh, Phạm Thị Thảo, *Tổng quan chiến lược áp dụng các kỹ thuật điều khiển vòng hở để điều khiển hệ thống cầu trục*, 2019, Tạp chí nghiên cứu khoa học. Trường Đại học Sao Đỏ. ISSN 1859-4190. Số 4(67). 2019.
- [33]. Phạm Lê Công, *Điều khiển chống rung cho cầu tháp bằng phương pháp điều khiển tiền định*, Luận văn Thạc sỹ kỹ thuật, 2020, Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội.
- [34]. Lê Mạnh Quý, Nguyễn Đức Minh, Dương Minh Đức, Nguyễn Tùng Lâm, Ngô Văn An, *Điều khiển cầu trục kết hợp chống rung lắc và tránh vật cản*, 2015, Hội nghị toàn quốc lần thứ 3 về Điều khiển và Tự động hoá - VCCA-2015.
- [35]. Nguyễn Văn Hùng, *Nghiên cứu xây dựng mô hình thực nghiệm, khảo sát động lực học và khả năng điều khiển ổn định của vật nâng theo phương ngang khi di chuyển xe con cầu trục* 2013, Luận văn thạc sỹ kỹ thuật chuyên ngành Kỹ thuật cơ khí; Mã số: 60520103, ĐHXD 2013. Trường Đại học Xây dựng Hà Nội.
- [36]. Tường Xuân Thường, Dương Minh Đức, Nguyễn Tùng Lâm, *Điều khiển chống rung cho cầu trục ba chiều bằng phương pháp Hybrid Shape*, 2015, Hội nghị toàn quốc lần thứ 3 về Điều khiển và Tự động hoá - VCCA-2015.
- [37]. Cao Xuân Cường và Trần Đình Khôi Quốc, *Điều khiển mô hình con lắc ngược sử dụng bộ điều khiển RQL với hai vòng phản hồi*, 2018, Tạp chí điện tử và công nghệ, Đại học Đà Nẵng, 2018. 5(126) Quyển 1.
- [38]. Lê Hồng Quân, *Nghiên cứu mối quan hệ giữa các gia tốc làm giảm góc lắc của cáp nâng cần trục tháp khi quay cần trục làm cơ sở cho việc điều khiển động cơ để nâng cao tốc độ làm việc*: Đề tài nghiên cứu khoa học và công nghệ cấp trường trọng điểm 2017; Mã số đề tài: 140-2017/KHXD-TĐ, Hà Nội, tháng 4/2018. Trường Đại học Xây dựng Hà Nội.
- [39]. Lê Hồng Quân, *Nghiên cứu giải pháp điều khiển chống lắc cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do dựa trên kỹ thuật tạo hình dạng tín hiệu đầu vào*: Đề tài nghiên cứu khoa học và công nghệ cấp trường 2021; Mã số đề tài: 37-2021/KHXD, Hà Nội, tháng 01/2022. Trường Đại học Xây dựng Hà Nội.