

Giải pháp giảm thiểu dao động cho móc treo và vật nâng trong mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần để nâng cao năng suất và an toàn khi sử dụng cần trục bằng phương pháp điều khiển thụ động

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 thụ động
Bộ điều khiển đạo hàm tích phân tỷ lệ PID
Móc treo
Tải trọng nâng
Cần trục xây dựng
Phân tích sự ổn định của hệ thống điều khiển theo lý thuyết của Lyapunov
Mặt phẳng chứa cần

TÓM TẮT

Khi điều khiển xe con cần trục trong mặt phẳng chứa cần ở tốc độ nhanh sẽ gây ra sự lắc của tải trọng nâng và móc treo với biên độ lớn, điều này không có lợi đối với sự an toàn, độ dừng chính xác của vật nâng, tính hiệu quả của các chuyển động cần trục cũng như năng suất của cần trục bị giảm 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 thụ động áp dụng cho bài toán giảm rung lắc của móc treo và tải nâng trong mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần. 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 nên rất cần một bộ điều khiển thụ động có các ưu điểm rất mạnh đó là đơn giản, dễ triển khai, độ tin cậy cao, phản ứng nhanh với dao động, ổn định và an toàn, không cần năng lượng bên ngoài để giảm thiểu rung động của móc treo và vật nâng một cách nhanh chóng. Bài báo đầu tiên trình bày tổng quan và tính cấp thiết khi sử dụng các phương pháp điều khiển thụ động để giảm thiểu dao động của móc treo và vật nâng. Tiếp theo là trình bày một số vấn đề cơ bản về phương pháp điều khiển thụ động. Tiếp theo nữa là một bộ điều khiển kiểu thụ động được thiết kế và được áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần. Thứ tư là sự phân tích sự ổn định của hệ thống điều khiển thụ động 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 để hỗ trợ bộ điều khiển thụ động. Thứ sáu là các nhận xét về các kết quả mô phỏng bằng số để hỗ trợ thiết kế điều khiển. Cuối cùng là một số so sánh đánh giá hiệu quả giảm dao động của phương pháp điều khiển thụ động so với các phương pháp điều khiển khác đã được nghiên cứu và kết luận.

KEYWORDS

Two degrees of freedom-pendulum crane trolley model
Passive controller
PID- Proportional Integral Derivative
Hook
Payload
Cranes
Control system stability analysis in the sense Lyapunov
Jib plane

ABSTRACT

When controlling a trolley in the jib plane at high speeds, it causes significant swingings of the payload and the hook with large amplitudes. This is detrimental to safety, the accuracy of load positioning, the effectiveness of crane movements, and overall crane's productivity, especially in the case of intelligent cranes used for automated assembly tasks. This paper presents a study on a passive control method applied to the problem of reducing the oscillations of the hook and payload in a two-degree-of-freedom crane trolley model operating in the jib plane. In practice, the angular velocities of the payload and the hook always oscillate during most crane trolley movements. Such a practical issue necessitates a passive controller with significant advantages such as simplicity, ease of implementation, high reliability, rapid response to vibrations, stability, safety, and no requirement for external energy sources to quickly minimize the oscillations of the hook and payload. The paper begins with an overview and a discussion on the necessity of applying passive control methods to minimize oscillations of the hook and payload. It then presents some fundamental issues related to the passive control method. Subsequently, a passive controller is designed and applied to the two-degree-of-freedom pendulum model of the crane trolley in the plane of the jib. Fourthly, the stability of the passive control system is analyzed and demonstrated using Lyapunov's stability theory. Fifthly, several numerical simulation results using Matlab are provided to support for designing of the passive controller. Sixthly, comments on the simulation results are made to support the controller design. Finally, a comparative evaluation is presented to assess the effectiveness of the passive control method in reducing oscillations compared to other control methods previously studied, followed by conclusions.

*Liên hệ tác giả: quanlh@huce.edu.vn

Nhận ngày 12/06/2025, sửa xong ngày 21/07/2025, chấp nhận đăng ngày 22/07/2025

Link DOI: <https://doi.org/10.54772/jomc.04.2025.1033>

1. Giới thiệu

Cần trục nói chung là các máy nâng được sử dụng rộng rãi trong các môi trường xây dựng công nghiệp ở Việt nam và trên thế giới do chúng có nhiều ưu điểm như có sức nâng, chiều cao nâng và tầm với là rất lớn. Cần trục có nhiều dạng khác nhau, theo các tính chất động lực học thì cần trục xây dựng thường được phân sơ bộ ra làm 3 nhóm đó là: nhóm cần trục kiểu cầu; nhóm cần trục tự hành và nhóm cần trục tháp. Trong 3 loại nhóm cần trục này thì vị trí của điểm nối cáp nâng của chúng được mô tả bằng một hệ tọa độ đề các. Trong không gian hệ tọa độ đề các thì việc sử dụng các cần trục chịu sự lắc tự nhiên của tải trọng nâng vốn đã được mô tả giống như chuyển động của con lắc. Thông thường, khi tải trọng nâng của các cần trục càng lớn và được nâng hạ và thay đổi tầm với với vận tốc cao sẽ dẫn đến sự lắc nhúc nhích của xe con quanh tâm theo phương ngang cũng như sự dao động rất lớn của vật nâng và móc treo quanh vị trí cân bằng thẳng đứng và việc kéo dài sự lắc của tải trọng nâng và móc treo sẽ dẫn tới mất độ an toàn trên công trường xây dựng, ảnh hưởng đến độ dừng chính xác, thời gian vận chuyển hàng hóa, vật liệu bị tăng, xuất hiện tải trọng động lớn và năng suất phục vụ của cần trục nói chung là thấp. Những điều này có thể được hiểu một cách khách quan thông qua công thức tính toán năng suất sử dụng (năng suất thực tế) N_{tt} của cần trục xây dựng như sau:

$$N_{tt} = Q \cdot k_q \cdot k_{tg} \cdot n \quad [\text{tấn} / \text{h}]$$

Trong đó: Q - tải trọng nâng, [tấn]; k_q - hệ số sử dụng tải trọng, thông thường $k_q = 0,8 \dots 0,9 = Q_{tb} / Q$; k_{tg} - Hệ số sử dụng thời gian làm việc của cần trục; $n = \frac{3600}{T_{ck}}$ - là số chu kỳ làm việc của cần trục trong một giờ; T_{ck} - thời gian của 1 chu kỳ làm việc của cần trục (giây); Trong trường hợp tổng quát T_{ck} được xác định là: $T_{ck} = t_n + t_h + 2t_{dc} + 2t_{tv} + 2t_q + t_1 + t_2 + t_3$ [s]. Với $t_n = \frac{h_n}{v_n}$ - thời gian nâng vật [s]; $t_h = \frac{h_h}{v_h}$ - thời gian hạ vật [s]; t_{dc} - thời gian di chuyển cần trục (nếu cần trục di chuyển trên ray) [s]; $t_{tv} = \frac{h_{tv}}{v_{tv}}$ - thời gian thay đổi tầm với của cần trục [s]; t_q - thời gian quay cần trục [s]; t_1 - thời gian hạ vật xuống vị trí cần lắp ráp [s]; t_2 - thời gian nâng móc treo lên vị trí lắp ráp sau khi đã tháo móc treo ra khỏi vật [s]; t_3 - thời gian làm việc phụ bằng tay khác chẳng hạn như chằng buộc vật nâng, cố định, tháo móc treo và dây chằng ra khỏi vật nâng [s]. Như vậy rõ ràng năng suất thực tế của cần trục là tỷ lệ nghịch với thời gian của 1 chu kỳ làm việc T_{ck} điều này có nghĩa rằng muốn nâng cao độ an toàn, giảm chi phí kiện tụng khi sử dụng cần trục, tăng năng suất của cần trục và giảm tải trọng động $F_{qt} = m \cdot \ddot{a}$ (với m là khối lượng và $\ddot{a}$ là gia tốc và nếu các cơ cấu chuyển động ổn định ở tốc độ cao thì gia tốc $\ddot{a} = 0$) tác động lên máy thì ta phải tìm giải pháp giảm thời gian của 1 chu kỳ làm việc hay nói cách khác là phải tìm cách để nâng cao các tốc độ làm việc như các tốc độ nâng vật, hạ vật, tăng tốc độ thay đổi tầm với trong khi các dao động của xe con, của móc treo và của vật nâng phải được điều khiển dập tắt một cách nhanh nhất có thể, đây là vấn đề rất cấp thiết vì rằng móc treo và vật nâng thường có những chuyển động không ổn định, gây ra rung lắc lớn khi sức nâng và tốc độ của các cơ cấu công tác lớn. Nếu không

giải quyết được những vấn đề này thì thời gian của một chu kỳ lắp ghép bị kéo dài và sự tích lũy thời gian dao động của móc treo và vật nâng trong hàng ngàn chu kỳ lắp ghép sẽ dẫn đến không tiết kiệm được hàng tỷ USD khi chúng ta chế tạo và khai thác các cần trục mà không được nghiên cứu tìm giải pháp điều khiển hợp lý để giảm rung động cho móc treo và tải trọng nâng trong mặt phẳng chứa cần và mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng chứa cần. Để các vấn đề nêu trên được cải thiện theo hướng tích cực hơn thì bài toán điều khiển giảm thiểu rung lắc cho xe con cần trục khi mang tải trọng nâng đã trở thành một trong những chủ đề nghiên cứu trọng tâm được nhiều tác giả quan tâm trong khoảng 2 thập kỷ gần đây. Trước đây, các công trình nghiên cứu điều khiển dập tắt dao động của vật nâng được treo dưới cáp treo của xe con cần trục được mô hình hóa ở dạng con lắc một bậc tự do, tuy nhiên mô hình toán học ở dạng này là khá đơn giản và không phản ánh chính xác được kết cấu của xe con cần trục thực tế, do đó các bộ phận điều khiển đã được thiết kế để chống lại sự dao động của tải trọng nâng trong mô hình con lắc một bậc tự do đã không đáp ứng được các mục tiêu điều khiển như đã kỳ vọng. Ở một số điều kiện vận hành, 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 mô hình con lắc một bậc tự do. Giả thiết điểm khối lượng phân tán này dẫn đến mô hình động lực học xe con cần trục hai bậc tự do (là tổ hợp 2 loại chuyển động con lắc với các tần số dao động riêng) và với giả thiết như vậy thì hệ xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do là hệ bị hệt cơ cấu chấp hành (còn gọi là hệ bất định) và việc điều khiển mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần có thể sử dụng nhiều phương pháp điều khiển hơn với kỳ vọng có thể có chất lượng, hiệu quả điều khiển giảm thiểu rung lắc tốt hơn so với mô hình xe con cần trục ở dạng một bậc tự do. Hệ xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do là một hệ phi tuyến bất định (hệ hệt cơ cấu chấp hành), do đó một trong những phương pháp khả thi để giải quyết bài toán điều khiển cơ hệ bất định như vậy là áp dụng phương pháp điều khiển thụ động. Sự thụ động là một trong những khái niệm hấp dẫn nhất về mặt vật lý trong lý thuyết hệ thống và được sử dụng như một công cụ cơ bản trong việc phát triển các công cụ điều khiển cho các hệ tuyến tính và phi tuyến. Đối với rô bốt và các hệ thống cơ khí khác nói chung, sự thụ động có liên quan đến sự hao tán năng lượng và dẫn tới các kết quả tất yếu về sự ổn định và truy tìm dấu vết. Từ kỳ vọng của lý thuyết điều khiển, sự thụ động là một công cụ mạnh mẽ để phân tích các hệ thống phi tuyến có liên quan đến lý thuyết ổn định bộ điều khiển của Lyapunov. Sự thụ động luôn luôn liên quan đến năng lượng. Khi một hệ thống động lực học được cho là thụ động thì năng lượng của nó được trao đổi với môi trường đóng vai trò rất thiết yếu. Trong các hệ thống thụ động, mức năng lượng đưa vào hệ thống không nhỏ hơn năng lượng lưu trữ tăng lên trong hệ. Nói cách khác, hệ thống thụ động không thể tích trữ nhiều năng lượng hơn năng lượng được cung cấp cho nó từ bên ngoài với sự khác biệt là năng lượng đã được hao tán. Năng lượng bên trong đã được lưu trữ trong hệ thống thụ động được điều tiết bởi năng lượng đã được cung cấp từ bên ngoài. Như vậy rất dễ hiểu rằng tính chất hao tán năng lượng này có các quan hệ quan

trọng đối với sự ổn định của phương pháp điều khiển theo vòng kín. Hơn nữa, tính chất thụ động được bảo toàn theo các sự kết nối phản hồi và kết nối song song của các hệ thụ động. Tính năng này là hết sức quan trọng trong việc thiết kế và phân tích các hệ thống mạng cao cấp. Rõ ràng từ sự diễn giải năng lượng của sự thụ động đã nêu ở trên thì dễ thấy sự thụ động có liên quan mật thiết với tính chất vật lý của hệ thống và tính chất ổn định của nó nói riêng chẳng hạn như khi xem sự kết nối hồi tiếp như một quá trình trao đổi năng lượng, rõ ràng không hề ngạc nhiên khi có thể hiểu rằng tính chất thụ động là bất biến dưới sự kết nối hồi tiếp âm. Nói cách khác, một hệ thống bao gồm hai hệ thống phụ thụ động thì vẫn là thụ động nếu hai hệ thống phụ có sự liên kết hồi tiếp. Chính vì các đặc điểm này của hệ điều khiển thụ động nên việc nghiên cứu giảm thiểu dao động cho móc treo và vật nặng trong mô hình toán học xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần bằng phương pháp điều khiển thụ động mang tính cấp thiết để tiến tới ứng dụng cho các cần trục trí tuệ nhân tạo được qui hoạch các chuyển động để tham gia lắp ghép tự động trong điều kiện thực tiễn Việt Nam vì đây là giải pháp giảm thiểu dao động phổ quát với kỳ vọng mang lại hy vọng giảm dao động một cách hiệu quả và trên cơ sở đó so sánh đối chiếu về mặt hiệu quả điều khiển so với các phương pháp điều khiển khác đã được nghiên cứu dựa trên các kết quả mô phỏng bằng số thông qua các chương trình Matlab.

Ở ngoài nước, trong khoảng hơn hai thập niên trở lại đây việc nghiên cứu và ứng dụng điều khiển xe con cần trục ở dạng một bậc tự do là vấn đề đã được nhiều tác giả quan tâm, 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 nặng khác mà có thể được kể đến như: các phương pháp điều khiển qui hoạch đường chuyển động tối ưu của vật nặng 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 nặng như của Zameroski 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].

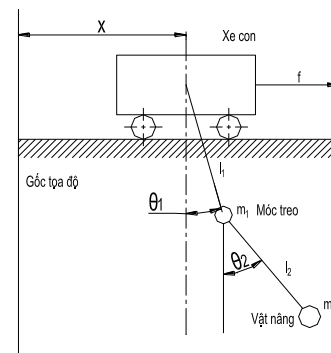
Ở trong nước, về mặt lý thuyết cũng đã có một số tác giả thực hiện các nghiên cứu điều khiển giảm dao động vật nặng trong mô hình xe con cần trục ở dạng một bậc tự do bằng một số phương pháp điều khiển phổ biến, tuy nhiên chất lượng, hiệu quả điều khiển vẫn chưa cao và việc ứng dụng, triển khai vào thực tế sản xuất là chưa có do bí quyết công nghệ, đa phần vẫn sử dụng các phương pháp điều khiển theo khởi động từ, công tắc tơ, máy biến tần để cài đặt và điều khiển tần số dòng điện cấp cho động cơ dẫn động cơ cấu sử dụng trong giảng dạy và sản xuất. Việc triển khai ứng dụng các giải pháp điều khiển giảm rung cho móc treo và xe con bằng phương pháp điều khiển thụ động 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 trong nước 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 [35], điều khiển cầu trục kết hợp chống rung lắc và tránh vật cản của Lê Mạnh Quý và các tác giả [36], 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 nặng theo phương ngang khi di chuyển xe con cầu trục được mô hình hóa ở dạng con lắc một bậc tự do [37], điều khiển chống rung cho cầu trục ba chiều bằng phương pháp Hybrid Shape của Tưởng Xuân Thường và các tác giả [38], 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 [39]. Chủ đề 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 đã và đang là chủ đề có tính thời sự và được các nhà nghiên cứu quan tâm ngày càng nhiều hơn vì những ưu điểm 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, phương pháp điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra. 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 nặng và móc treo trong mô hình 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 nặng và móc treo kèm theo các can thiệp về mặt cơ học là rất phức tạp và cho đến nay thì đã có một số 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) [32]. Ở trong nước, việc nghiên cứu điều khiển triệt tiêu dao động của vật nặng và móc treo trong hệ xe con cần trục ở dạng mô hình hai bậc tự do là đang còn khá hạn chế và việc triển khai ứng dụng ngoài thực tiễn lại càng hạn chế hơn vì tính quá phức tạp, bí quyết tinh vi của công nghệ cũng như thiếu chi phí đầu tư thử nghiệm, ứng dụng với giá thành rất cao. Theo cập nhật tốt nhất của tác giả thì tại Việt nam việc nghiên cứu tìm giải pháp giảm thiểu các góc lắc của vật nặng và móc treo để nâng cao tốc độ làm việc của các cơ cấu công tác của xe con cần trục ở dạng 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 [40] 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 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 hay còn gọi là mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng chứa cần) nhằm nâng cao tốc độ làm việc, giảm tải trọng động và nâng cao độ an toàn và năng cao năng suất cần trục trong điều kiện Việt Nam. 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, vào các năm 2021 và 2022, tác giả Lê Hồng Quân tiếp tục thực hiện các đề tài nghiên cứu khoa học cấp trường [41, 42] đó là nghiên cứu giải pháp điều khiển chống rung cho vật nâng và móc treo ở dạng hai bậc tự do bằng phương pháp điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào và dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra trong mặt phẳng chứa cần, kết quả mô phỏng hỗ trợ cho thiết kế các bộ điều khiển tại các nghiên cứu này cho thấy các 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. Để có sự nhận định tổng quát xem phương pháp điều khiển nào là có hiệu quả, chất lượng điều khiển cao nhất trong các phương pháp thì việc nghiên cứu thêm các phương pháp điều khiển áp dụng cho mô hình xe con cần trục hai bậc tự do là rất cần thiết và các kết quả mô phỏng trên máy tính bằng phần mềm Matlab để hỗ trợ thiết kế các bộ điều khiển sẽ cho chúng ta thấy được hiệu quả, chất lượng điều khiển của các phương pháp điều khiển tốt nhất từ đó các hãng sản xuất cần trục trong nước có thể tiến hành thử nghiệm ngoài thực tế và lựa chọn ứng dụng. Chính vì vậy năm 2023 tác giả Lê Hồng Quân tiếp tục đăng ký và thực hiện đề tài nghiên cứu giải pháp điều khiển chống rung cho vật nâng và móc treo bằng phương pháp điều khiển kiểu trượt tăng dần và kết quả mô phỏng bằng số trên phần mềm Matlab để hỗ trợ cho thấy chất lượng điều khiển của phương pháp điều khiển này là cao nhất trong các phương pháp điều khiển mà tác giả đã thực hiện ở trên [43]. Liên quan đến việc điều khiển xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do 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 cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do của Nguyễn Văn Trung và các tác giả [34]. Ứng dụng bộ điều khiển thụ động kết hợp quan sát cho hệ thống cầu trục con lắc đôi cũng được Bùi Thị Khánh Hòa và các tác giả nghiên cứu [47], trong công trình nghiên cứu này phương pháp điều khiển thụ động kết hợp với bộ quan sát trạng thái để cải thiện chất lượng điều khiển của hệ thống, nâng cao hiệu quả làm việc, nghiên cứu cũng được mô phỏng bằng số dựa trên phần mềm Matlab/Simulink, tuy nhiên tính hiệu quả điều khiển và tính ổn định của bộ điều khiển theo lý thuyết ổn định của Lyapunov chưa được so sánh đối chiếu với các phương pháp điều khiển khác. 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 mô hình hai bậc tự do so với mô hình một bậc tự do ở trong nước là còn khá khiêm tốn và hiệu quả điều khiển mô hình xe con ở dạng hai bậc tự do rõ ràng là tốt hơn nhiều so

với mô hình xe con một bậc tự do. Vì vậy thực hiện nghiên cứu ứng dụng phương pháp điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra thụ động áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do để giảm rung động cho móc treo và vật nâng là hết sức cấp thiết vì 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. Đây có thể xem là một trong những nghiên cứu 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 tải trọng động tác dụng lên kết cấu thép của máy, giảm phát sinh chi phí tai nạn xây dựng do kiện tụng gây ra đồng thời chủ động được công nghệ và có thể nâng cấp được các đặc tính kỹ thuật của các cần trục do các tập toàn thiết kế chế tạo cần trục xây dựng của Việt Nam đảm nhiệm đồng thời có thể sử dụng kết quả nghiên cứu làm chuyên đề phục vụ cho các mục đích giảng dạy, tham khảo cho Sinh viên, học viên các bậc Đại học và Sau Đại học thuộc chuyên ngành Cơ khí động lực và điều khiển, tự động hóa, Máy xây dựng và Cơ giới hóa Xây dựng cũng như cùng với các chuyên gia hướng tới triển khai áp dụng ngoài thực tế sản xuất. Từ các lý lẽ nêu trên nên bài báo này trình bày bao gồm các nội dung chính như sau:

- + Giới thiệu về mô hình toán học xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần và phương trình vi phân chuyển động.
- + Giới thiệu chung về phương pháp điều khiển thụ động.
- + Thiết kế bộ điều khiển thụ động áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do.
- + Phân tích ổn định của bộ điều khiển thụ động theo lý thuyết ổn định của Lyapunov.
- + Hỗ trợ thiết kế bộ điều khiển thụ động về mặt lý thuyết bằng cách sử dụng phần mềm Matlab để mô phỏng bằng số.
- + Một số nhận xét về kết quả mô phỏng bằng số để hỗ trợ phương pháp điều khiển thụ động áp dụng cho mô hình xe con cần trục hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần.
- + Một số so sánh đánh giá hiệu quả giảm dao động của phương pháp điều khiển thụ động so với các phương pháp điều khiển khác đã được nghiên cứu.
- + Kết luận.

2. Mô hình toán học xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do và phương trình vi phân mô tả 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 [41]. Tại mục này bài báo chỉ trình bày lại phương trình vi phân của hệ dao động tự do của xe con cần trục được mô tả ở dạng hai bậc tự do sau khi được tuyến tính hóa:

$$\bar{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = 0 \quad (1)$$

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

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

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

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:

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

Ở đây $\mathbf{x}$ 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 $\mathbf{x}$, 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 [39].

Giải các định thức của ma trận $\bar{M}\mathbf{K}$ 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. Phương pháp điều khiển giảm thiểu rung lắc cho mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do bằng phương pháp điều khiển thụ động

Cơ sở lý thuyết về điều khiển dựa trên kỹ thuật thụ động đã được trình bày trong công trình nghiên cứu [23]. Đây chính là các cơ sở kiến thức về toán học kỹ thuật có liên quan đến kỹ thuật điều khiển. Để hiểu rõ và chi tiết hơn về bộ điều khiển mô hình xe con cần trục ở dạng 2 bậc tự do dựa vào phương pháp thụ động thì trước tiên bài báo trình bày một số khái niệm cơ bản về kỹ thuật điều khiển thụ động, sau đó là sự phân tích về phương pháp thụ động áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần, tiếp theo là thiết kế bộ điều khiển mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do dựa trên phương pháp điều khiển thụ động, cuối cùng là kết quả mô phỏng bằng số, nhận xét đánh giá kết quả mô phỏng bằng số thông qua chương trình Matlab để hỗ trợ cho thiết kế điều khiển giảm thiểu dao động cho móc treo và vật nâng trong mô hình toán học xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần bằng phương pháp điều khiển thụ động.

3.1. Khái niệm chung về kỹ thuật điều khiển thụ động

Sự thụ động là một trong những khái niệm hấp dẫn nhất về mặt vật lý trong lý thuyết hệ thống và được sử dụng như một công cụ cơ bản trong việc phát triển các công cụ điều khiển cho các hệ tuyến tính và phi tuyến [24]. Đối với rô bốt và các hệ thống cơ khí khác, sự thụ động có liên quan đến sự hao tán năng lượng và dẫn tới các kết quả tất yếu về sự ổn định và truy vết [25]. Từ triển vọng của lý thuyết điều khiển, sự thụ động cung cấp cho chúng ta một công cụ mạnh mẽ để phân tích các hệ thống phi tuyến, liên quan đến lý thuyết ổn định của Lyapunov [26].

Sự thụ động luôn luôn liên quan đến năng lượng. Khi một hệ thống động lực học được cho là thụ động thì năng lượng của nó được trao đổi với môi trường là đóng một vai trò rất thiết yếu. Trong các hệ thống thụ động, mức năng lượng được đưa vào hệ thống không nhỏ hơn năng lượng lưu trữ tăng lên trong hệ thống [27]. Nói cách khác, hệ thống thụ động không thể tích trữ nhiều năng lượng hơn năng lượng được cung cấp cho nó từ bên ngoài với sự khác biệt là năng lượng đã được hao tán. Năng lượng bên trong đã được lưu trữ trong hệ thống thụ động thì được điều tiết bởi năng lượng đã được cung cấp từ bên ngoài. Như vậy rõ ràng tính chất hao tán năng lượng này có các quan hệ quan trọng đối với sự ổn định của phương pháp điều khiển vòng kín. Ngoài ra, tính chất thụ động được bảo toàn theo các sự kết nối phản hồi và kết nối song song của các hệ thụ động [28, 29]. Tính chất này là hết sức quan trọng trong việc thiết kế và phân tích các hệ thống mạng cao cấp. Từ sự diễn giải năng lượng của sự thụ động đã nêu ở trên có liên quan mật thiết với tính chất vật lý của hệ thống và tính chất ổn định của nó nói riêng. Chẳng hạn như, xem sự kết nối hồi tiếp như một quá trình trao đổi năng lượng nên tính chất thụ động là bất biến dưới sự kết nối hồi tiếp âm. Nói cách khác, một hệ thống bao gồm hai

hệ thống phụ thuộc động thì vẫn là phụ thuộc nếu hai hệ thống phụ có sự liên kết hồi tiếp. Mặc dù trước đây việc điều khiển dựa trên kỹ thuật phụ thuộc đã được tận dụng một cách chủ động và là chủ đề đang nổi mà được các nhà nghiên cứu quan tâm. Tại phần dưới đây, đầu tiên bài báo trình bày một vài định nghĩa có tính tiếp cận để là cơ sở khoa học bắt đầu đi sâu vào hệ phụ thuộc bằng cách xét một hệ thống động lực học nào đó được biểu diễn bằng mô hình trạng thái sau đây:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x, u) \\ y &= h(x, u) \end{aligned} \quad (7)$$

Trong phương trình (7) hệ thống có cùng số lượng đầu vào và đầu ra, $p, x \in \mathbb{R}^m, f \in \mathbb{R}^m$ là quan hệ Lipschitz địa phương, $h \in \mathbb{R}^p$ là liên tục, $f(o_n, o_m) = o_n, h(o_n, o_m) = o_p$, ở đây o_n, o_m và o_p là các véc tơ 0, $o_n \in \mathbb{R}^n, o_m \in \mathbb{R}^m, o_p \in \mathbb{R}^p$. Hệ phương trình (7) có thể được phát biểu như sau:

Hệ thống là phụ thuộc nếu: $\dot{S} \leq u^T y$ đối với tất cả $(x, u) \in \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^p$ (8)

Hệ thống là phụ thuộc hoàn toàn nếu: $\dot{S} \leq u^T y - \varphi(x)$ đối với $\varphi > 0$ (9)

Hệ thống là phụ thuộc đầu vào nếu: $\dot{S} \leq u^T y - u^T \psi(u)$ đối với $u^T \psi(u) > 0$ (10)

Hệ thống là phụ thuộc đầu ra nếu: $\dot{S} \leq u^T y - y^T \rho(y)$ đối với $y^T \rho(y) > 0$ (11)

Ở đây $S: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^p$, được gọi là hàm lưu trữ, còn được gọi là hàm vô hướng bán xác định.

Theo định nghĩa về sự phụ thuộc tại phương trình (7) thì cho thấy sự điều khiển dựa trên kỹ thuật phụ thuộc phụ thuộc mạnh mẽ vào mô hình hệ thống. Tuy nhiên, đối với rất nhiều ứng dụng thực tế, việc có được một mô hình hệ thống chính xác là vấn đề cực kỳ khó khăn [30]. Nhược điểm này có thể hạn chế các ứng dụng của việc tổng hợp điều khiển dựa vào kỹ thuật phụ thuộc. Tuy nhiên rất may là hệ xe con cần trục ở dạng 2 bậc tự do về mặt lý thuyết có thể được mô hình hóa bằng hệ cơ học Lagrange. Do đó, có thể khảo sát kỹ thuật điều khiển dựa vào sự phụ thuộc cho các xe con cần trục ở dạng 2 bậc tự do. Không làm mất tính tổng quát, chúng ta sẽ lấy trường hợp mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần để phân tích tính phụ thuộc và thiết kế bộ điều khiển điều khiển vòng kín dựa trên kỹ thuật phụ thuộc nhằm giảm thiểu dao động cho vật nâng và móc treo. Sơ đồ điều khiển vòng kín cho mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần được trình bày tại hình 2.

3.2. Phân tích sự phụ thuộc áp dụng cho mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần

Từ phương trình vi phân mô tả chuyển động của mô hình toán học xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần đã được xác định trong [41] đó là:

$$M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = \tau \quad (12)$$

Trong đó:

$q = [x, \theta_1, \theta_2]^T$ là véc tơ của 3 tọa độ suy rộng, $\tau = [f, 0, 0]^T$ là véc tơ của lực suy rộng, g là gia tốc trọng trường, $M(q)$ là ma trận quán tính 3×3 , $C(q, \dot{q})\dot{q}$ là vector Coriolis và các mô men xoắn hướng tâm,

và $G(q)$ là véc tơ của lực hấp dẫn. $M(q)$, $C(q, \dot{q})$, và $G(q)$ được xác định như sau:

$$\begin{aligned} M(q) &= \begin{bmatrix} m_0 + m_1 + m_2 & (m_1 + m_2)l_1 \cos \theta_1 & m_2 l_2 \cos \theta_2 \\ (m_1 + m_2)l_1 \cos \theta_1 & (m_1 + m_2)l_1^2 & m_2 l_1 l_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) \\ m_2 l_2 \cos \theta_2 & m_2 l_1 l_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) & m_2 l_2^2 \end{bmatrix} \\ C(q, \dot{q}) &= \begin{bmatrix} 0 & -(m_1 + m_2)l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 & -m_2 l_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 \\ 0 & 0 & m_2 l_1 l_2 \dot{\theta}_2 \sin(\theta_1 - \theta_2) \\ 0 & -m_2 l_1 l_2 \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) & 0 \end{bmatrix} \\ G(q) &= [0 \quad (m_1 + m_2)g l_1 \sin \theta_1 \quad m_2 g l_2 \sin \theta_2]^T \end{aligned}$$

$M(q)$ là một ma trận đối xứng xác định dương.

Ngoài ra, Phương trình Lagrangian của hệ xe con cần trục hai bậc tự do có thể viết ở dạng khác như sau:

$$L = K - P = \frac{1}{2} \dot{q}^T M(q) \dot{q} - P \quad (13)$$

Trong phương trình (13) thì $M(q)$ là ma trận quán tính, cũng có thể được gọi là Tensor quán tính. Theo định nghĩa của các phép nhân quán tính thì ma trận quán tính $M(q)$ là luôn luôn xác định dương và đối xứng.

Phân tích bổ đề thứ nhất: (được phát biểu trong tài liệu tham khảo số [24]): Phương trình (12) được xác định như sau:

$$N(q, \dot{q}) = \ddot{M}(q) - 2C(q, \dot{q}) \quad (14)$$

$N(q, \dot{q})$ là một ma trận phản đối xứng ($N(q, \dot{q}) = -N^T(q, \dot{q})$)

Ta có thể chứng minh bổ đề thứ nhất này như sau:

Mỗi thành phần của đạo hàm của ma trận quán tính $M(q)$ có thể được cho ở dạng như sau:

$$\dot{m}_{ij}(q) = \sum_{k=1}^3 \frac{\partial m_{ij}(q)}{\partial q_k} \dot{q}_k \quad (15)$$

Mỗi thành phần của $N(q, \dot{q})$ trong phương trình (12) có thể có dạng như sau:

$$n_{ij}(q, \dot{q}) = \dot{m}_{ij}(q) - 2c_{ij}(q) = \sum_{k=1}^3 \left(\frac{\partial m_{kj}(q)}{\partial q_i} - \frac{\partial m_{ik}(q)}{\partial q_j} \right) \dot{q}_k \quad (16)$$

Do ma trận quán tính $M(q)$ thì luôn luôn xác định dương và đối xứng, do vậy là khá đơn giản để suy luận ra rằng: $n_{ji}(q, \dot{q}) = \sum_{k=1}^3 \left(\frac{\partial m_{ki}(q)}{\partial q_j} - \frac{\partial m_{jk}(q)}{\partial q_i} \right) \dot{q}_k = - \sum_{k=1}^3 \left(\frac{\partial m_{kj}(q)}{\partial q_i} - \frac{\partial m_{ik}(q)}{\partial q_j} \right) \dot{q}_k = -n_{ij}(q, \dot{q})$ (17)

Phương trình (17) cho thấy rằng $N(q, \dot{q})$ là một ma trận đối phản xứng (còn gọi là đối xứng lệch).

Phân tích bổ đề thứ 2 được phát biểu trong tài liệu [31]:

Hệ xe con cần trục ở dạng 2 bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần được thiết lập theo phương trình (12) là một hệ phụ thuộc

Bổ đề này có thể được chứng minh như sau:

Tổng năng lượng của hệ xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do được xác định bằng tổng của động năng và thế năng của nó:

$$E(q, \dot{q}) = \frac{1}{2} \dot{q}^T M(q) \dot{q} + P(q) \quad (18)$$

Trong đó:

$\frac{1}{2} \dot{q}^T M(q) \dot{q}$ - là động năng của hệ

$P(q)$ - là thế năng của hệ

Chọn 1 điểm tham chiếu của thế năng sao cho $P(q) \geq 0$ từ đó có thể kết luận rằng $E(q, \dot{q}) \geq 0$ và đạo hàm $E(q, \dot{q})$ theo phương trình (18) theo thời gian t ta được:

$$\dot{E}(q, \dot{q}) = \dot{q}^T M(q) \ddot{q} + \frac{1}{2} \dot{q}^T \dot{M}(q) \dot{q} + \dot{q}^T \frac{\partial P(q)}{\partial q} \quad (19)$$

Do $\frac{\partial P(q)}{\partial q} = G(q)$, nên phương trình (19) có thể được viết lại như sau:

$$\ddot{E}(q, \dot{q}) = \dot{q}^T(M(q)\ddot{q} + G(q)) + \frac{1}{2}\dot{q}^T\dot{M}(q)\dot{q} \quad (20)$$

Thay thế phương trình (12) vào phương trình (20) ta được:

$$\ddot{E}(q, \dot{q}) = \dot{q}^T\tau + \frac{1}{2}\dot{q}^T[M(q) - 2C(q, \dot{q})]\dot{q} = \dot{q}^T\tau + \frac{1}{2}\dot{q}^TN(q)\dot{q} \quad (21)$$

Theo bổ đề thứ nhất thì $N(q, \dot{q})$ là ma trận phản đối xứng vì vậy $\dot{q}^TN(q)\dot{q} = 0$ và phương trình (21) có thể được viết dưới dạng như sau:

$$\ddot{E}(q, \dot{q}) = \dot{q}^T\tau \quad (22)$$

Do kết cấu cơ khí của hệ xe con cần trục dạng 2 bậc tự do có 3 bậc tự do là x, θ_1, θ_2 nhưng chỉ có 1 đầu vào là lực phát động f . Đây là một hệ hực cơ cấu chấp hành diễn hình chỉ có một đầu vào duy nhất. Theo phương trình (12) thì $q = [x, \theta_1, \theta_2]^T$ và $\tau = [f, 0, 0]^T$, như vậy phương trình (22) có dạng như sau:

$$\ddot{E}(q, \dot{q}) = \dot{x}f \quad (23)$$

Lấy tích phân 2 vế của phương trình (23) ta được:

$$\int_0^t \dot{x}f dt = \int_0^t \ddot{E}(q, \dot{q}) dt = E(q(t), \dot{q}(t)) - E(q(0), \dot{q}(0)) \quad (24)$$

Cần chú ý rằng $E(q(t), \dot{q}(t)) \geq 0$ luôn đúng, do đó phương trình (24) có thể được viết lại như sau

$$\int_0^t \dot{x}f dt \geq -E(q(0), \dot{q}(0)) \quad (25)$$

Tương đương với $\langle f | \dot{x} \rangle_t \geq -E(q(0), \dot{q}(0)) \quad (26)$

Xét định nghĩa về sự thụ động trong phương trình (8), phương trình (26) cho thấy rằng hệ xe con cần trục ở dạng 2 bậc tự do là thụ động theo đầu vào f và đầu ra x . Như vậy có thể dùng các tính chất của hệ thụ động để phát triển bộ điều khiển chống lắc cho xe con cần trục thông qua tính thụ động của nó.

3.3. Thiết kế bộ điều khiển giảm thiểu rung lắc cho móc treo và vật nâng trong mô hình toán học xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do bằng phương pháp thụ động

Để thiết kế một bộ điều khiển dựa vào sự thụ động theo lý thuyết ổn định của Lyapunov. Dưới đây là lý thuyết ổn định Lyapunov được áp dụng cho mô hình toán học xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do:

$$V(q, \dot{q}) = k_E(E(q, \dot{q}) - P(q_d)) + \frac{1}{2}k_D\dot{x}^2 + \frac{1}{2}k_P(x - x_d)^2 \quad (27)$$

Trong đó: x_d – là đối tượng điều khiển của phần được dẫn động.

k_E, k_D, k_P – là các hằng số xác định dương; $P(q_d)$ – là thế năng của hệ tại vị trí mong muốn

Xét mục tiêu là điều khiển giảm thiểu rung lắc, đó là đưa vật nâng đến được vị trí mong muốn mà không bị lắc khi động cơ chuyển động không ổn định có nghĩa là thế năng tại vị trí mong muốn nhỏ nhất trong tất cả các trạng thái có thể đạt được. Do đó lý thuyết Lyapunov là phải không âm, nghĩa là $V(q, \dot{q}) \geq 0$.

Lấy đạo hàm $V(q, \dot{q})$ trong phương trình (27) theo thời gian t ta được:

$$\dot{V}(q, \dot{q}) = k_E\ddot{E}(q, \dot{q}) + k_D\dot{x}\ddot{x} + k_P\dot{x}(x - x_d) \quad (28)$$

Thay phương trình (23) vào phương trình (28) thu được:

$$\dot{V}(q, \dot{q}) = k_E\dot{x}f + k_D\dot{x}\ddot{x} + k_P\dot{x}(x - x_d) = \dot{x}[k_Ef + k_D\ddot{x} + k_P(x - x_d)] \quad (29)$$

Để đảm bảo ổn định của vòng lặp kín theo lý thuyết của Lyapunov thì:

$$\dot{V}(q, \dot{q}) = -k\dot{x}^2 \quad (30)$$

Trong đó: k – hằng số xác định dương

Từ các phương trình (29) và (30) thì phương trình (31) sau đây có thể được suy ra:

$$k_Ef + k_D\ddot{x} + k_P(x - x_d) = -k\dot{x} \quad (31)$$

Hơn nữa $\ddot{x}$ trong công thức (31) có thể được viết dưới dạng như sau:

$$\ddot{x} = Z\ddot{x} \quad (32)$$

Trong đó: $Z = [1 \ 0 \ 0]$.

Thay phương trình (12) vào phương trình (32) thu được:

$$\ddot{x} = ZM^{-1}(q)(\tau - C(q, \dot{q})\dot{q} - G(q)) \quad (33)$$

Ngoài ra $f = Z\tau$. Do đó

$$\tau = Z^Tf \quad (34)$$

Thay thế τ trong phương trình (33) bằng phương trình (34) thu được:

$$\ddot{x} = ZM^{-1}(q)(Z^Tf - C(q, \dot{q})\dot{q} - G(q)) \quad (35)$$

Thay thế phương trình (35) vào phương trình (31) ta có:

$$f = (k_E + k_DZM^{-1}(q)Z^T)^{-1}\{k_DZM^{-1}(q)[C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q)] - k_P(x - x_d) - k\dot{x}\} \quad (36)$$

Phân tích bổ đề thứ 3: (Bổ đề của Barbalat [26]):

Giả sử $f(t) \in R^1(a, \infty)$ và $\lim_{t \rightarrow \infty} f(t) = \alpha$, trong đó $\alpha < \infty$. Nếu

đạo hàm của $f(t)$ là liên tục không thay đổi, thì $\lim_{t \rightarrow \infty} \dot{f}(t) = 0$.

Có thể chứng minh bổ đề này bằng sự phủ định như sau:

Giả sử $\lim_{t \rightarrow \infty} \dot{f}(t) \neq 0$. Thì $\exists \varepsilon > 0$ và một chuỗi tăng đơn điệu $\{t_n\}$

sao cho $t_n \rightarrow \infty$ khi $n \rightarrow \infty$ và $|\dot{f}(t_n)| \geq \varepsilon$ đối với tất cả $n \in \mathbb{N}$. Do $\dot{f}(t)$ là liên tục không đổi, đối với $\varepsilon, \exists \delta > 0$ sao cho $\forall n \in \mathbb{N}$

$$|t - t_n| < \delta \Rightarrow |\dot{f}(t) - \dot{f}(t_n)| < \frac{\varepsilon}{2} \quad (37)$$

Do đó, nếu $t \in [t_n, t_n + \delta]$, thì $|\dot{f}(t)| = |\dot{f}(t_n) - [\dot{f}(t_n) - \dot{f}(t)]| \geq |\dot{f}(t_n)| - |\dot{f}(t_n) - \dot{f}(t)|$

$$\geq \varepsilon - \frac{\varepsilon}{2} = \frac{\varepsilon}{2} \quad (38)$$

Do $f(t) \in R^1$, do đó tồn tại

$$\left| \int_a^{t_n+\delta} \dot{f}(t) dt - \int_a^{t_n} \dot{f}(t) dt \right| = \left| \int_{t_n}^{t_n+\delta} \dot{f}(t) dt \right| \geq \int_{t_n}^{t_n+\delta} |\dot{f}(t)| dt \geq \int_{t_n}^{t_n+\delta} \frac{\varepsilon}{2} dt = \frac{\varepsilon\delta}{2} > 0 \quad (39)$$

Tuy nhiên do:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \left| \int_a^{t_n+\delta} \dot{f}(t) dt - \int_a^{t_n} \dot{f}(t) dt \right| = \lim_{t \rightarrow \infty} |f(t_n + \delta) - f(t_n)| = \left| \lim_{t \rightarrow \infty} f(t_n + \delta) - \lim_{t \rightarrow \infty} f(t_n) \right| = |\alpha| - |\alpha| = 0 \quad (40)$$

Đây chính là sự mâu thuẫn. Do đó, $\lim_{t \rightarrow \infty} \dot{f}(t) = 0$.

Phát biểu định lý thứ nhất: (được trình bày trong tài liệu tham khảo [31]): Xét mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần (12). Sự cân bằng của nó khi có thể năng đạt được giá trị cực tiểu trong hệ không gian 2 chiều. Nếu bộ phận điều khiển của nó được thiết kế bởi phương trình (36), khi đó bộ phận điều khiển có thể tạo ra sự hội tụ của hệ thống điều khiển vòng kín tới điểm cân bằng q_d hoặc quỹ đạo ổn định $\frac{1}{2}\dot{q}^TM(q)\dot{q} + P(q)$, trong đó C là hằng số xác định dương.

Chúng ta có thể chứng minh định lý này như sau: Từ các phương trình (27) và (30), $V(q, \dot{q}) \geq 0$ và $\dot{V}(q, \dot{q}) \leq 0$ luôn đúng. Sự thật này có thể được phân ra làm hai trường hợp.

Trường hợp thứ 1: Khi $q = q_d$ và $\dot{q} = 0$

0 luôn đúng tại cùng thời điểm. Do đó $V(q, \dot{q}) = 0$. Từ phương trình (36), định luật điều khiển $f=0$, cho thấy hệ xe con cần trục được ổn định tại vị trí mong muốn.

Trường hợp thứ 2: Khi $q \neq q_d$ và $\dot{q} \neq 0$, $V(q, \dot{q})$ là hàm xác định dương. Từ phương trình (30), $\dot{V}(q, \dot{q}) \leq 0$ là luôn đúng. Do đó,

$$\dot{x} \in L_2 \cap L_\infty \quad (41)$$

Hơn nữa, $E(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ và x là bị giới hạn. Từ định nghĩa (8), $\mathbf{q}$, $\dot{\mathbf{q}}$, và $\mathbf{M}(\mathbf{q})$ bị giới hạn.

Do $\mathbf{M}(\mathbf{q})$ là ma trận đối xứng xác định dương, nên $\mathbf{M}^{-1}(\mathbf{q})$ cũng bị giới hạn. Từ động lý thuyết động lực học cần trục (12), $\ddot{\mathbf{q}}$ cũng bị giới hạn. Các biểu thức có nghĩa rằng $\ddot{V}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = -2k\dot{x}\ddot{x}$ bị giới hạn. Do đó, hàm số $\dot{V}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ là liên tục đều.

Theo bổ đề của Barbalat, chúng ta có:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \dot{V}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = 0, \text{ i.e., } \lim_{t \rightarrow \infty} \dot{x} = 0 \quad (42)$$

Và có thể kết luận rằng $\lim_{t \rightarrow \infty} V(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ và $\lim_{t \rightarrow \infty} (x - x_d)$ là không đổi.

Từ các phương trình (23) và (19), ta có:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} E(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \text{ là không đổi và } \lim_{t \rightarrow \infty} f \text{ là hằng số} \quad (43)$$

Nếu $\lim_{t \rightarrow \infty} f \neq 0$, thì x sẽ thay đổi theo $t \rightarrow \infty$. Sự thật này là mâu thuẫn với $\lim_{t \rightarrow \infty} (x - x_d)$ và là hằng số. Do đó, $\lim_{t \rightarrow \infty} f = 0$ là đúng, cho thấy rằng:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} x = x_d \quad (44)$$

Sự phân tích ổn định sau đây có thể được phân ra làm hai phần:

Phần thứ 1: Khi $\lim_{t \rightarrow \infty} E(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = P(\mathbf{q}_d)$, phương trình (18) có thể được viết như sau:

$$\frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{q}} + (P(\mathbf{q}) - P(\mathbf{q}_d)) = 0 \text{ khi } t \rightarrow \infty \quad (45)$$

Trong phương trình (33), cả hai số hạng ở bên tay trái là lớn hơn hoặc bằng 0. Do đó, động năng của hệ là bằng 0 và thế năng của hệ là bằng với thế năng tại vị trí mong muốn, đó là $\mathbf{q} = \mathbf{q}_d$ và $\dot{\mathbf{q}} = 0$. Sự thật hiển nhiên này cho thấy rằng hệ xe con cần trục được ổn định tại vị trí mong muốn.

Phần thứ 2: Khi $\lim_{t \rightarrow \infty} E(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = C \neq P(\mathbf{q}_d)$, hệ thống hội tụ theo quỹ đạo ổn định

$$\frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{q}} + (P(\mathbf{q}) - P(\mathbf{q}_d)) = C \text{ khi } t \rightarrow \infty \quad (46)$$

Ở đây, C lớn hơn $P(\mathbf{q}_d)$ và nó có thể được tính toán bằng các phương trình (46) và (12).

Từ phương trình (36), một số tham số bộ điều khiển nên được đặt trước. Tuy nhiên, cũng rất khó để xác định các tham số bởi vì các tham số này không có ý nghĩa vật lý rõ ràng và có các cặp phức hợp giữa chúng với nhau. Để cho đơn giản hóa thì chỉ số hạng vị trí trong phương trình (19) được xem xét, đó là $k_d = 0$ trong phương trình (36). Cuối cùng, bộ điều khiển dựa vào sự thụ động trở thành:

$$f = -k_1 \dot{x} - k_2 (x - x_d) \quad (47)$$

Ở đây $k_1 = k/k_E$ và $k_2 = k_p/k_E$

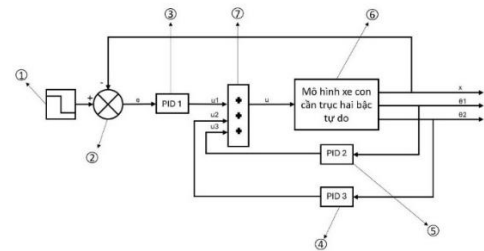
Chúng ta biết rằng sự hiệu quả của một hệ thống điều khiển được quan tâm chính là các tham số của bộ điều khiển. Nhằm để tối ưu hóa hệ thống điều khiển giảm thiểu rung lắc dựa vào sự thụ động thì các tham số bộ điều khiển của nó được điều chỉnh bằng cách thử đúng dần cho tới khi hiệu quả điều khiển tốt nhất. Cuối cùng, k_1 và k_2 trong phương trình (47) được xác định như sau:

$$k_1 = 10 \dots k_2 = 10 \quad (48)$$

4. Sơ đồ điều khiển xe con cần trục hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần theo sơ đồ vòng kín có phản hồi

1- Tín hiệu đặt đầu vào của vị trí xe con x (là giá trị mong muốn mà hệ thống cần đạt được); 2 - Bộ phân tích độ sai lệch giữa tín hiệu

đặt và tín hiệu phản hồi vị trí của xe con x (vì xe con có chuyển động nhúc nhích quanh tâm theo phương ngang nên sẽ có tín hiệu phản hồi và so sánh với tín hiệu đặt sẽ tính ra được độ sai lệch e để đưa vào bộ PID 1, sau khi qua bộ PID 1 thì tín hiệu sai lệch bị triệt tiêu và đầu ra là tín hiệu u thông báo cho bộ điều khiển biết); 3 - Bộ điều khiển đạo hàm tích phân tỷ lệ (PID 1) vị trí của xe con; e - là tín hiệu về độ sai lệch; 4 - Bộ điều khiển đạo hàm tích phân tỷ lệ (PID 2) để giảm thiểu góc lắc của móc treo θ_1 ; 5 - Bộ điều khiển đạo hàm tích phân tỷ lệ (PID 3) để giảm thiểu góc lắc của vật nâng θ_2 ; 6 - đối tượng điều khiển (mô hình toán học xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần); 7 - Bộ điều khiển thụ động; $u = f$ là tín hiệu đầu ra của bộ điều khiển (chính là lực phát động tác động vào mô hình xe con cần trục); u_1 u_2 u_3 là các tín hiệu đầu vào của bộ điều khiển thụ động để thông báo cho bộ điều khiển biết độ dao động dịch chuyển theo phương ngang quanh tâm xe con đã về 0 cũng như thông báo cho bộ điều khiển biết các góc lắc θ_1 và θ_2 cũng đã đưa về vị trí cân bằng thẳng đứng để bộ điều khiển tiếp tục tác động cho xe con di chuyển đến vị trí mới ví dụ $x = 1\text{m}$; các tín hiệu phản hồi về vị trí và các góc lắc được sử dụng các cảm biến tối tân về vị trí và góc lắc (nếu có sai lệch so với các tín hiệu đặt). Khi các tín hiệu sai lệch phản hồi qua các bộ PID thì các tín hiệu sai lệch đã được đưa về 0 và đầu ra chỉ còn là đầu vào các tín hiệu điều khiển u_1 u_2 u_3 mà không còn các sai lệch e_1 e_2 e_3 vì các bộ PID có thể đảm bảo được có 3 ưu điểm đó là: đưa được sai lệch tĩnh (giữa tín hiệu đặt và tín hiệu thực ví dụ $\theta_{2\text{đặt}}$ và $\theta_{2\text{thực}}$) về 0; độ quá điều chỉnh nhỏ và thời gian ổn định nhanh.



Hình 2. Sơ đồ điều khiển xe con cần trục ở dạng 2 bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần theo hệ thống vòng kín có phản hồi.

4.1. Cách xác định lực phát động $f(N)$ là tín hiệu điều khiển

Cơ cấu di chuyển xe con thường được dẫn động theo xích truyền động đó là: Động cơ điện xoay chiều có phanh đĩa bố trí đuôi động cơ và trục động cơ điện đấu liên trực với hộp giảm tốc và đầu trục ra của hộp giảm tốc có lắp bánh răng con chủ động ăn khớp với bánh răng lớn bị động gắn liền với bánh xe di chuyển của xe con cần trục. Cách xác định lực phát động f (chính là lực kéo tiếp tuyến giữa bánh xe của xe con và mặt đường ray di chuyển) như sau:

Gọi $M_{d/c}$ (N.m), $M_{\text{đanh nghĩa}}$ (N.m), M_{max} (N.m), $M_{\text{bánh xe}}$ (N.m), $N_{d/c}$ (Kw), $n_{d/c}$ (v/ph) $f(N)$ lần lượt là mô men xoắn trên trục động cơ điện, mô men xoắn danh nghĩa, mô men xoắn cực đại trên trục động cơ điện, mô men xoắn trên trục bánh xe chủ động của xe con, công suất động cơ

điện dẫn động, số vòng quay của trục động cơ điện dẫn động cơ cấu di chuyển xe con cần trục và lực phát động tác động lên xe con cần trục trong mặt phẳng chứa cần.

$$\text{Trong đó: } N_{d/c} \text{ (kw)} = \frac{M_{d/c} \cdot n_{d/c}}{1000} \quad (49)$$

$$\text{và } M_{d/c} \text{ (N.m)} = \frac{1000 \cdot N_{d/c}}{n_{d/c}} = M_{\text{đánh nghĩa}} \quad (50)$$

Khi khởi động động cơ điện thì thường xuất hiện mô men xoắn cực đại trên trục động cơ $M_{\max}$ (N.m) = (2 đến 2,5). $M_{\text{đánh nghĩa}}$ xuất hiện trong khoảng thời gian từ 0,5 đến 1 giây. Từ đó ta có thể tính được mô men xoắn trên trục bánh xe chủ động của xe con là: $M_{\text{bánh xe}} = M_{\max} \times i_{\text{giảm tốc}} \times i_{\text{bánh xe}} \times \eta_{\text{giảm tốc}} \times \eta_{\text{bánh xe}}$ (51)

Với $i_{\text{giảm tốc}}$ là tỷ số truyền của hộp giảm tốc $\eta_{\text{giảm tốc}}$ là hiệu suất truyền động của hộp giảm tốc và $\eta_{\text{bánh xe}}$ là hiệu suất truyền động của bánh xe chủ động của xe con cần trục. Từ đây ta dễ dàng tính được lực phát động f tại vị trí tiếp xúc của bánh xe chủ động của xe con cần trục với mặt đường ray di chuyển là: $f = \frac{2 \cdot M_{\text{bánh xe}}}{D_{\text{bánh xe}}}$ (52)

Ở đây $D_{\text{bánh xe}}$ là đường kính của bánh xe. Lực f sẽ được mã hóa thành tín hiệu điều khiển u tác động vào đối tượng điều khiển chính là mô hình toán học xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần.

5. Các kết quả mô phỏng bằng số để hỗ trợ thiết kế bộ điều khiển thụ động

Nhằm để kiểm tra tính khả thi và tính hợp lệ của việc thiết kế bộ điều khiển thụ động như trên cho bài toán điều khiển giảm thiểu dao động cho vật nâng và móc treo trong mô hình toán học xe con cần trục ở dạng 2 bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần, một số các mô phỏng bằng số trong chương trình Matlab được thực thi với các thông số vật lý của một xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do được thu nhỏ theo mô hình tỷ lệ đồng dạng bất kỳ. Các thông số vật lý của một xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do theo mô hình tỷ lệ đồng dạng được xác định để mô phỏng bằng số cụ thể như sau: khối lượng xe con $m = 1$ kg, khối lượng móc treo $m_1 = 0,5$ kg, khối lượng vật nâng $m_2 = 1$ kg, $l_1 = 1$ m, $l_2 = 1$ m, gia tốc trọng trường $g = 9,8$ m/s².

Mục tiêu điều khiển là vận chuyển vật nâng đến một vị trí mong muốn và mong muốn rằng các quá trình chuyển động không ổn định chẳng hạn như các quá trình mở máy, phanh dừng là có gia tốc nhỏ nhất khi đó lực quán tính sẽ giảm thiểu và dao động của vật nâng và móc treo sẽ được giảm thiểu, đây là cơ sở khoa học để tăng vận tốc chuyển động của các cơ cấu của các cần trục trong mặt phẳng chứa cần để tăng năng suất của cần trục nói riêng và năng suất xây dựng nói chung, giảm thiểu tải trọng động tác động lên kết cấu thép và các cơ cấu của máy, nâng cao độ an toàn khi khai thác cần trục. Không mất tính tổng quát, vị trí mong muốn x_d được đặt $x_d = 1$ m tính từ gốc tọa độ như tại Hình 1. Trong khi bộ điều khiển đã được thiết kế bằng phương pháp điều khiển thụ động cần phải triệt tiêu các chuyển động của vật nâng và móc treo trong mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần. Các kết quả mô phỏng bằng số được trình bày tại các đồ thị từ Hình 3 đến 13.

6. Một số nhận xét về kết quả mô phỏng bằng số để hỗ trợ thiết kế bộ điều khiển thụ động

Như đã trình bày tại hình 3, bộ điều khiển chống rung thụ động là có khả năng đạt được mục tiêu điều khiển vận chuyển. Xe con được ổn định tại vị trí mong muốn đó là $x_d = 1$ m. Các góc lắc của tải nâng và móc treo được trình bày tại các Hình 7 và 5. Các đường cong cho thấy rằng tải nâng và móc treo là được ổn định tại vị trí mong muốn. Lực điều khiển tác dụng vào xe con được thể hiện tại Hình 4.

Các vận tốc góc của tải nâng và móc treo được thể hiện tại các Hình 8 và 6. Như đã chứng minh, tất cả các mặt phẳng pha đã được thiết kế là ổn định tiệm cận. Các mặt phẳng pha của móc treo và vật nâng được trình bày tại các Hình 9 và 10 ở trên.

Tại Hình 3 cho thấy xe con ổn định tại vị trí mong muốn trong khoảng thời gian khoảng 8 giây.

Các đường cong tại các Hình 5 và 7 cho thấy rằng các góc lắc của móc treo θ_1 và tải nâng θ_2 là không ổn định tại vị trí mong muốn $x_d = 1$ m và thời gian dao động mất tện khoảng 13 giây thì mới ổn định đến vị trí cân bằng thẳng đứng (vị trí 0) sau khi xe con đến vị trí mong muốn.

Về tín hiệu điều khiển (lực phát động f tác động vào xe con) được thể hiện tại Hình 4 thay đổi với biên độ khá lớn lúc mở máy khởi động động cơ ban đầu với thời gian dao động cũng kéo dài đến tận khoảng 13 giây thì mới giảm hẳn về 0 (vị trí cân bằng nằm ngang đó là tâm xe con).

Tại các Hình 6 và 8 là các 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 khoảng 3 giây tiếp theo thì biên độ dao động quanh vị trí cân bằng thẳng đứng là còn rất bé và đến thời gian khoảng 12 giây thì biên độ dao động ổn định về 0 (tức là vị trí cân bằng thẳng đứng).

Tại Hình 9 là mặt phẳng pha của móc treo với trục hoành là góc lắc của móc treo (rad) và trục tung là vận tốc góc (rad/s) của móc treo. Đường cong màu đỏ là quỹ đạo pha của móc treo (nghĩa mà mô tả vận tốc góc của móc thay đổi theo pha trong quá trình chuyển động). Ý nghĩa của mặt phẳng pha là để đánh giá tính ổn định và ứng xử động lực học của hệ thống. Đường cong quỹ đạo pha phức tạp cho thấy rằng có nhiều dao động ở dạng phi tuyến và điều này thường xuất hiện trong hệ thống có các dao động kết hợp giữa nhiều bậc tự do với nhau. Tại hình 9 cho thấy đường cong màu đỏ chuyển động hội tụ dần về tâm điều này có nghĩa rằng hệ thống đang dần được ổn định. Trong trường hợp ngược lại đó là đường cong không hội tụ (hoặc chuyển động lặp đi lặp lại) thì có nghĩa rằng hệ thống đang dao động điều hòa hoặc chuyển động hỗn loạn (không ổn định). Như vậy biểu đồ mặt phẳng pha có thể giúp chúng ta kiểm tra được tính ổn định của hệ thống, đánh giá tính hiệu quả của thuật toán điều khiển và phát hiện được các dao động dư sau khi di chuyển móc treo.

Tương tự tại Hình 10 là mặt phẳng pha của tải trọng nâng, đây là đồ thị mô tả quan hệ giữa vị trí góc của tải trọng nâng (rad) và vận tốc góc của tải nâng (rad/s) trong quá trình tải trọng nâng di chuyển. Từ

đường cong màu đỏ tại hình 10 cho thấy rằng tải trọng nâng dao động nhiều hơn so với móc treo khi xét biên độ trên trục hoành, điều này là khá bình thường vì tải trọng nâng có biên độ dao động tự do lớn hơn do ảnh hưởng của lực quán tính trong các quá trình chuyển động không ổn định như mở máy, phanh dừng hoặc tăng tốc và giảm tốc. Đường cong tại hình 10 có quỹ đạo khá phức tạp nhưng cũng đang dần hội tụ về tâm (tức là vị trí 0-0), điều này có nghĩa rằng hệ thống đang dần ổn định tức là dao động của tải trọng nâng đang giảm dần theo thời gian.

Từ các đường cong tại các Hình 9 và 10 cho thấy rằng: Biên độ dao động của móc treo là nhỏ hơn nhiều so với biên độ dao động của tải trọng nâng; hình dạng quỹ đạo pha của tải trọng nâng là phức tạp hơn (rõ dao động lớn) so với quỹ đạo pha của móc treo (có nhiều vòng nhỏ xen kẽ); thời gian ổn định về gốc tọa độ 0-0 của quỹ đạo pha của móc treo là nhanh hơn so với tải trọng nâng.

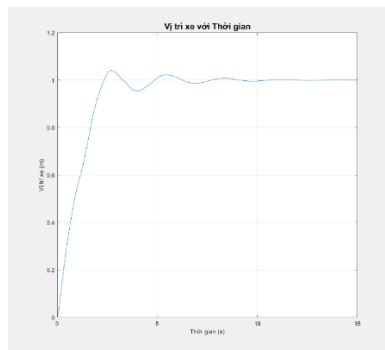
7. Một số so sánh đánh giá hiệu quả giảm dao động của phương pháp điều khiển thụ động so với các phương pháp điều khiển khác đã được nghiên cứu

Để có cái nhìn tổng quát hơn về tính hiệu quả điều khiển của các phương pháp điều khiển giảm rung động của móc treo và vật nâng trong

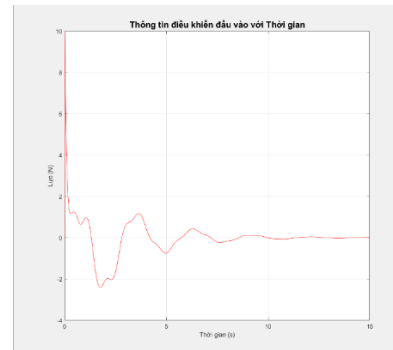
mô hình toán học xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần thì kết quả mô phỏng bằng số để hỗ trợ thiết kế điều khiển của phương pháp điều khiển thụ động tại bài báo này cần phải được so sánh với các kết quả mô phỏng bằng số của một số phương pháp điều khiển khác mà các tác giả đã nghiên cứu, khảo sát cụ thể như [41], [42], [43] trong đó tại [43] có ba bộ điều khiển được tích hợp với nhau đó là: Bộ điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào tích hợp với bộ điều khiển thụ động; Bộ điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào đồng thời tích hợp với bộ điều khiển thụ động và Bộ điều khiển hệ mờ dựa vào các mô đun lệnh một đầu vào tích hợp với bộ điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào kiểu đồng thời.

Từ Bảng 1 cho ta thấy được tính hiệu quả về mặt các thời gian điều khiển liên quan đến mô hình toán học xe con cần trục trong mặt phẳng chứa cần ở trên thì có hai bộ điều khiển hiệu quả nhất đó là bộ điều khiển kiểu trượt tăng dần và bộ điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào tích hợp với bộ điều khiển thụ động.

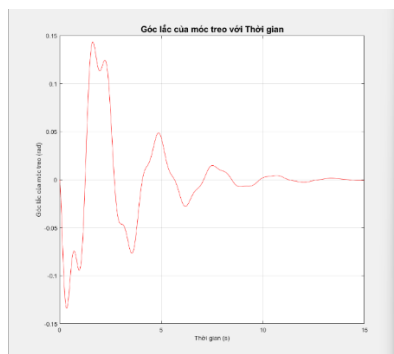
Từ Bảng 2 cho ta thấy được tính hiệu quả về mặt các biên độ dao động lớn nhất của các thông số liên quan đến xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do thì các phương pháp điều khiển kiểu trượt tăng dần và phương pháp điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào tích hợp với bộ điều khiển thụ động là cho hiệu quả điều khiển cao nhất.



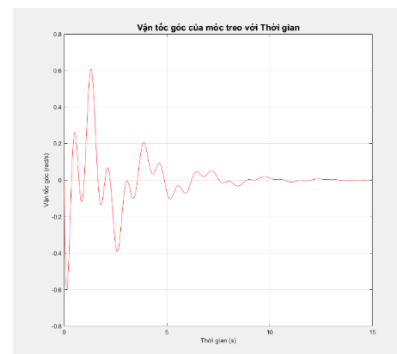
Hình 3. Đồ thị mô tả vị trí xe con x_d (m) theo thời gian t (s) khi sử dụng phương pháp điều khiển thụ động.



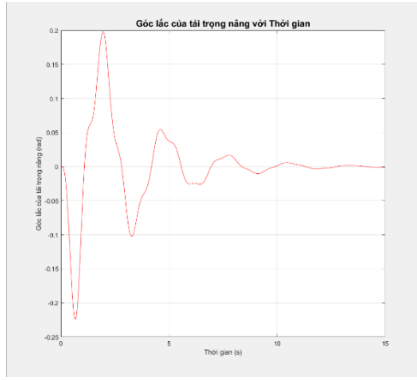
Hình 4. Đồ thị mô tả tín hiệu đầu vào (lực phát động) f (N) theo thời gian t (s) khi sử dụng phương pháp điều khiển thụ động.



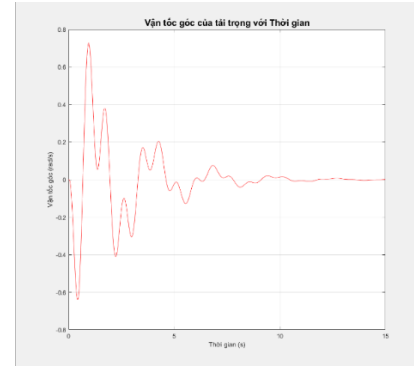
Hình 5. Đồ thị mô tả góc lắc của móc treo θ_1 (rad) theo thời gian t (s) khi sử dụng phương pháp điều khiển thụ động.



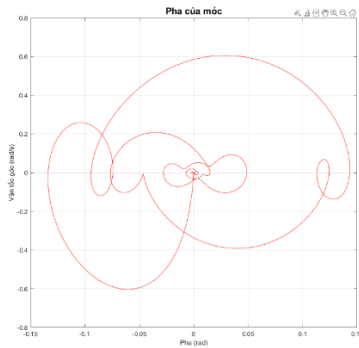
Hình 6. Đồ thị mô tả vận tốc góc của móc treo $d\theta_1/dt$ (rad/s) theo thời gian t (s) khi sử dụng phương pháp điều khiển thụ động.



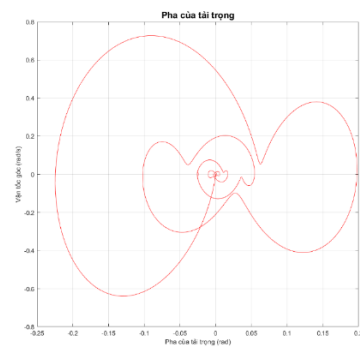
Hình 7. Đồ thị mô tả góc lắc của tải nâng θ_2 (rad) theo thời gian t (s) khi sử dụng phương pháp điều khiển thụ động.



Hình 8. 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 thụ động.



Hình 9. Mặt phẳng pha của móc treo khi sử dụng sử dụng phương pháp điều khiển giảm rung thụ động.



Hình 10. Mặt phẳng pha của tải trọng nâng khi sử dụng sử dụng phương pháp điều khiển giảm rung thụ động.

Bảng 1. So sánh về mặt đáp ứng thời gian của các thông số trong mô hình xe con cần trục hai bậc tự do khi sử dụng các bộ điều khiển khác nhau.

	Thời gian (giây) xe con đến vị trí mong muốn $x_d = 1\text{m}$.	Thời gian (giây) để các góc lắc của móc treo θ_1 (rad) và của vật nâng θ_2 (rad) và tải nâng về đến vị trí cân bằng thẳng đứng.	Thời gian (giây) để các vận tốc góc của móc treo $d\theta_1/dt$ (rad/s) và vật nâng $d\theta_2/dt$ (rad/s) về đến vị trí cân bằng thẳng đứng (tâm xe con).	Thời gian (giây) để các lực phát động f (N) là tín hiệu điều khiển về đến vị trí cân bằng nằm ngang (tâm xe con).
Bộ điều khiển kiểu thụ động	8	20	12	13
Bộ điều khiển kiểu trượt tăng dần	8	7,5	5	4
Bộ điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra	22,5	20	12,5	20
Bộ điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào tích hợp với bộ điều khiển thụ động	6,5	9	7,5	9
Bộ điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào đồng thời tích hợp với bộ điều khiển thụ động	7	12,5	25	12,5
Bộ điều khiển hệ mờ dựa vào các mô đun lệnh một đầu vào tích hợp với bộ điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào kiểu đồng thời	13	13	25	26

Bảng 2. So sánh về mặt đáp ứng biên độ dao động lớn nhất của các thông số trong mô hình xe con cần trục hai bậc tự do khi sử dụng các phương pháp điều khiển khác nhau.

	Biên độ dao động lớn nhất (mét) của xe con quanh vị trí mong muốn $x_d = 1\text{m}$.	Biên độ dao động lớn nhất của các góc lắc của móc treo θ_1 (rad) quanh vị trí cân bằng thẳng đứng.	Biên độ dao động lớn nhất của góc lắc của vật nâng θ_2 (rad) quanh vị trí cân bằng thẳng đứng.	Biên độ dao động lớn nhất của vận tốc góc của móc treo $d\theta_1/dt$ (rad/s) quanh vị trí cân bằng thẳng đứng (tâm xe con)	Biên độ dao động lớn nhất của vận tốc góc của vật nâng $d\theta_2/dt$ (rad/s) quanh vị trí cân bằng thẳng đứng (tâm xe con).	Biên độ dao động lớn nhất của lực phát động f (N) quanh vị trí cân bằng nằm ngang (tâm xe con).
Bộ điều khiển kiểu thụ động	- 0,5	+ 0,14	- 0,25	+ 0,61	+ 0,75	+ 9
Bộ điều khiển kiểu trượt tăng dần	- 0,1	+ 0,032	-0,072	+ 0,052	- 0,21	+ 24
Bộ điều khiển dựa trên cơ sở phản hồi đầu ra	+ 0,15	-16	+ 0,0065	- 0,059	+ 0,04	+ 138
Bộ điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào tích hợp với bộ điều khiển thụ động	+ 0,8	- 0,048	- 0,06	+ 0,085	+ 0,11	+ 1,8
Bộ điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào đồng thời tích hợp với bộ điều khiển thụ động	+ 0,8	+ 0,08	- 0,12	+ 0,23	+ 0,225	+ 3,3
Bộ điều khiển hệ mờ dựa vào các mô đun lệnh một đầu vào tích hợp với bộ điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào kiểu đồng thời	+ 1,04	-	- 0,13	-	- 0,35	+ 6,2

8. Kết luận

Như vậy từ các kết quả nghiên cứu và khi so sánh về hiệu quả điều khiển thì các phương pháp điều khiển mà có các biên độ dao động lớn nhất là nhỏ và thời gian dập tắt dao động nhanh hơn đó chính là phương pháp điều khiển kiểu trượt và phương pháp điều khiển tạo hình dạng tín hiệu đầu vào tích hợp với bộ điều khiển thụ động cho hiệu quả điều khiển cao nhất so với một số phương pháp điều khiển khác mà chính tác giả đã thực hiện nghiên cứu, khảo sát trong điều kiện Việt Nam. 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 các công trình xây dựng bằng các loại cần trục nói chung và bằng các cần trục xây dựng thông minh nói riêng để nâng cao năng suất, rút ngắn tiến độ thi công, nâng cao độ an toàn trên công trường xây dựng, giảm thiểu tải trọng động tác động lên các cơ cấu công tác của các cần trục cũng như tác động lên hệ kết cấu thép của máy từ đó tạo ra các cơ cấu công tác của máy sẽ làm việc êm dịu hơn kết cấu của máy cũng sẽ nhỏ gọn hơn và tiết kiệm được tiền bạc do tiết

kiệm được vật tư được sử dụng để thiết kế các cần trục nói chung, đây chính là chính là các lợi ích và đóng góp chính của nghiên cứu này trong điều kiện Việt Nam.

Lời cảm ơn

Tác giả xin được bày tỏ sự biết ơn sâu sắc tới Trường Đại học Xây dựng Hà Nội đã hỗ trợ, giúp đỡ để bài báo được hoàn thành theo qui định. Tác giả cũng xin được đặc biệt chân thành cảm ơn 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 quý báu.

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, Krikkku 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]. Fantoni I, Lozano R, Spong MW. *Energy based control of the pendubot*. IEEE Trans Autom Control, 2000, **45**(4): 725–729.
- [25]. Khalil HK. *Nonlinear systems*. Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall, 1996.
- [26]. Spong MW, Holm K, Lee D. *Passivity-based control of bipedal locomotion*. IEEE Robot Autom Mag, 2007, **14**(2): 30–40.
- [27]. Ortega R, Van Der Schaft A, Maschke B, Escobar G. *Interconnection and damping assignment passivity-based control of port-controlled Hamiltonian systems*. Automatica, 2002, **38**(4): 585–596.
- [28]. Gao H, Chen T, Chai T. *Passivity and passification for networked control systems*. SIAM . Control Optim, 2007, **46**(4): 1299–1322.
- [29]. Qian DW, Tong SW, Lee S. *Fuzzy-logic-based control of payloads subjected to double-pendulum motion in overhead cranes*. Autom Constr, 2016, **65**: 133–143.
- [30]. Liu DT, Guo WP, Yi Q. *Dynamics and GA-based stable control for a class of underactuated mechanical systems*. Int Control Autom Syst, 2008, **6**(1): 35–43.
- [31]. Xue D, Chen Y, Atherton DP. *Linear feedback control: Analysis and design with MATLAB*. Philadelphia, PA: Society for Industrial and Applied Mathematics, 2007.
- [32]. Dianwei Qian, *Anti-sway control for Cranes*, Design and implementation using Matlab.
- [33]. Hồ Việt Long, Dương Minh Đức, *Điều khiển chống rung cho cầu tháp*, 2017, CASD 2017.
- [34]. 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.
- [35]. 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.
- [36]. 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.
- [37]. 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.
- [38]. Tưởng 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.
- [39]. 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) Quyền 1.
- [40]. 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.
- [41]. 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.
- [42]. Lê Hồng Quân, *Nghiên cứu điều khiển chống rung lắc cho vật nâng và móc treo trong mô hình xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do dựa trên cơ sở phản*

hồi đầu ra: Đề tài nghiên cứu khoa học và công nghệ cấp trường 2021; Mã số đề tài: 15-2022/KHXD, Hà Nội, tháng 12/2022. Trường Đại học Xây dựng Hà Nội.

- [43]. Lê Hồng Quân, *Nghiên cứu chống rung cho vật nâng và móc treo trong mô hình toán học xe con cần trục ở dạng con lắc hai bậc tự do trong mặt phẳng chứa cần bằng phương pháp điều khiển kiểu trượt*: Đề tài nghiên cứu khoa học và công nghệ cấp trường 2023; Mã số đề tài: 23-2023/KHXD, Hà Nội, tháng 11/2023. Trường Đại học Xây dựng Hà Nội.
- [44]. Lê Hồng Quân, Trịnh Bích Ngọc, Phạm Văn Uy, *Giải pháp giảm rung của vật nâng và móc treo trong mô hình xe con cần trục ở dạng hai bậc tự do để nâng cao năng suất và an toàn khi sử dụng cần trục bằng phương pháp điều khiển kiểu trượt tăng dần*. 2024, Tạp chí Vật liệu & Xây dựng ISSN 1859- 381X, Tập 14, Số 02 năm 2024. Trang 80 – Trang 89.
- [45]. Lê Hồng Quân, *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. 2024, Tạp chí Vật liệu & Xây dựng ISSN 1859- 381X, Tập 12, Số 06 năm 2022. Trang 30 – Trang 40.

- [46]. Lê Hồng Quân, Trịnh Bích Ngọc, Phạm Văn Uy, Thiều Thị Hồng, *Nghiên cứu dập tắt dao 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 tạo hình dạng tín hiệu đầu vào*. 2024, Tạp chí Vật liệu và Xây dựng ISSN 1859- 381X, Tập 11, Số 06 năm 2021. Trang 127 – Trang 143.
- [47]. Bùi Thị Khánh Hòa, Hà Văn Phương, Phạm Văn Huy, *ứng dụng bộ điều khiển thụ động kết hợp quan sát cho hệ thống cầu trục mô hình con lắc đôi*. 2023, Tạp chí Khoa học và Công nghệ. Tập 59, Số 5 tháng 10 năm 2023 P- ISSN 1859- 3585, E- ISSN 2615- 9619. Trang 26 – Trang 30. Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội.
- [48]. Trương Quốc Thành, Phạm Quang Dũng, *Máy và Thiết bị nâng*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật 2000.