

NGHIÊN CỨU CƠ SỞ XÁC ĐỊNH GIA TỐC TỚI HẠN CỦA CƠ CẤU DI CHUYỂN CẦN TRỤC XẾP KHO TRONG HỆ THỐNG NHÀ KHO TỰ ĐỘNG

A STUDY ON THE SCIENTIFIC BASIS FOR DETERMINING THE CRITICAL ACCELERATION OF THE STACKER CRANE'S TRAVEL MECHANISM IN AUTOMATED STORAGE SYSTEMS

Nguyễn Văn Tịnh¹, Phùng Công Dũng², Phạm Văn Tĩnh^{3,*}

¹Trường Đại học Xây dựng Hà Nội

²Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải

³Trường Đại học Lâm nghiệp

*Email: tinhpvfu@gmail.com

TÓM TẮT

Cần trục xếp kho là thiết bị trung tâm, quyết định trực tiếp đến hiệu suất toàn hệ thống nhà kho tự động. Việc yêu cầu vận hành với tốc độ và gia tốc cao gây ra hiện tượng quay trơn/trượt trơn bánh xe trên ray hoặc sai lệch vị trí dừng do biến dạng đàn hồi của hệ thống dẫn động đai răng. Bài báo tập trung phân tích sâu hai phương pháp dẫn động cơ cấu di chuyển cần trục xếp kho, xây dựng cơ sở khoa học xác định các gia tốc di chuyển tới hạn để từ đó đưa ra các khuyến nghị thiết kế cơ cấu di chuyển và điều khiển vận hành cần trục. Đây là một cơ sở khoa học trong việc phát triển và từng bước nội địa hóa cần trục xếp kho.

Từ khóa: Hệ thống logistics; Nhà kho tự động; Cần trục xếp kho; Gia tốc tới hạn; Quay trơn; Trượt trơn; Sai lệch vị trí.

ABSTRACT

The stacker crane is a core piece of equipment that directly determines the overall efficiency of an automated storage and retrieval system. Operating requirements at high speeds and accelerations induce wheel spin/slip on the rails or positioning deviation caused by the elastic deformation of the timing belt drive system. This paper focuses on analyzing two driving methods for the stacker crane's travel mechanism and establishing a scientific basis for determining the critical travel acceleration. Based on these findings, design recommendations for the travel mechanism and crane operation control are proposed. This study serves as a scientific foundation for the development and gradual localization of stacker cranes.

Keywords: Logistics system; Automated storage; Stacker crane; Critical acceleration; Wheel spin; Wheel slip; Positioning deviation.



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong nền kinh tế quốc dân, logistics đóng vai trò là lĩnh vực chiến lược, đặc biệt quan trọng với Việt Nam nhờ lợi thế bờ biển dài và vị trí cửa ngõ hàng hải quốc tế. Để nâng cao năng lực cạnh tranh, việc chuyển đổi sang mô hình nhà kho tự động là tất yếu nhằm tối ưu hóa không gian và tốc độ xử lý hàng hóa. Hệ thống nhà kho hiện đại đã chuyển mình thành các trung tâm phân phối thông minh. Trong hệ thống này, cần trục xếp kho đóng vai trò quan trọng quyết định hiệu suất vận hành. Tuy nhiên, trong thực tế yêu cầu vận hành với tốc độ và gia tốc cao đang đặt ra những thách thức lớn đối với cơ cấu di chuyển của cần trục xếp kho, đó chính là hiện tượng các bánh xe bị quay trơn/trượt trơn trên ray khi dẫn động bằng bánh xe chủ động hoặc cần trục bị sai lệch vị trí dừng khi dẫn động bằng dây đai răng. Tổng quan các nghiên cứu liên quan xoay quanh vấn đề này và cần trục xếp kho hiện nay có thể tổng hợp theo ba hướng chính. Hướng thứ nhất là tối ưu hóa tổ hợp và lập lịch như sử dụng hệ thống chuyên gia kết hợp giữa lập lịch theo chu kỳ và quy tắc “IF-THEN” để điều chỉnh thời gian thực khi có sự cố [1]; ứng dụng lập trình tuyến tính nguyên hỗn hợp, lập trình ràng buộc và thuật toán để giải quyết bài toán đa cần trục [2]; phân chia khu vực để cân bằng tải trọng và ứng dụng thuật toán di truyền để giải bài toán người bán hàng, giảm tối đa tổng quãng đường di chuyển [3], [4]. Hướng thứ hai là điều khiển thông minh và thích nghi như sử dụng bộ điều khiển Fuzzy-PID kép để điều khiển giai đoạn tăng tốc/phanh [5]; kết hợp bù tiền định dựa trên mô hình nghịch đảo và bù phản hồi theo phương pháp Lyapunov để triệt tiêu rung động [6]; mô hình hóa độ cứng vững biến đổi theo thời gian để bù sai số vị trí do giãn đai [7] và sử dụng kỹ thuật định hình tín hiệu điều khiển để giảm chấn chủ động [8]. Hướng thứ ba là động lực học kết cấu và khử rung như sử

dụng lý thuyết dầm Euler-Bernoulli và phương pháp ma trận chuyển để xác định chính xác tần số riêng thay đổi theo vị trí bàn nâng [2], [9]; thay vì sử dụng phần tử hữu hạn (FEM) phức tạp, ở nghiên cứu [10] sử dụng các tọa độ tổng quát để tăng tốc độ mô phỏng; thay đổi thông số bộ điều khiển dựa trên vị trí của bàn nâng để thích ứng với sự thay đổi tần số dao động [11]; sử dụng vật liệu Composite hoặc kết cấu sandwich có hệ số giảm chấn cao để triệt tiêu rung động [12-14] và nghiên cứu hiện tượng cộng hưởng hệ thống khi tần số dao động của đai trùng với tần số riêng của cột [15].

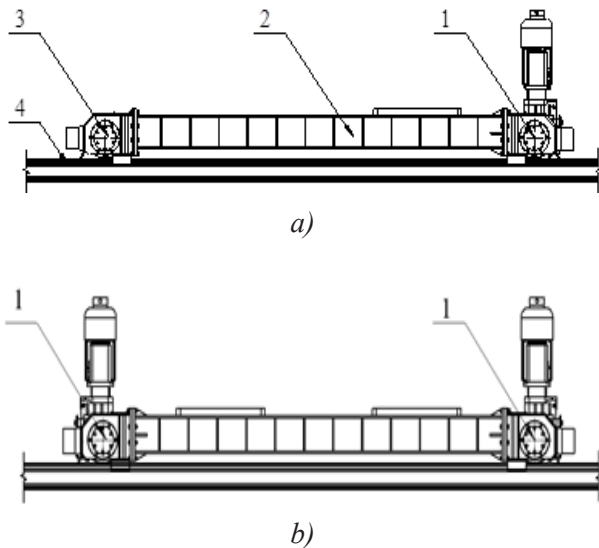
Như vậy có thể thấy rằng, các nghiên cứu công bố hiện nay chưa đề cập đầy đủ cơ sở cho việc lựa chọn gia tốc tối hạn của cơ cấu di chuyển phục vụ cho thiết kế chế tạo và điều khiển vận hành cần trục xếp kho. Bài viết này phân tích hai phương pháp dẫn động cơ cấu di chuyển cần trục xếp kho đang được sử dụng hiện nay. Trên cơ sở các đặc điểm cấu tạo và vận hành, nghiên cứu xây dựng mô hình toán học cho quá trình dễ xảy ra hiện tượng quay trơn/trượt trơn và sai lệch vị trí dừng; khảo sát các yếu tố ảnh hưởng đến giá trị gia tốc tối hạn; đề xuất kiến nghị cho việc làm tăng giá trị gia tốc tối hạn và lựa chọn phương án dẫn động phù hợp.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN HỌC XÁC ĐỊNH GIA TỐC TỐI HẠN

2.1. Đối với phương án dẫn động bằng bánh xe chủ động

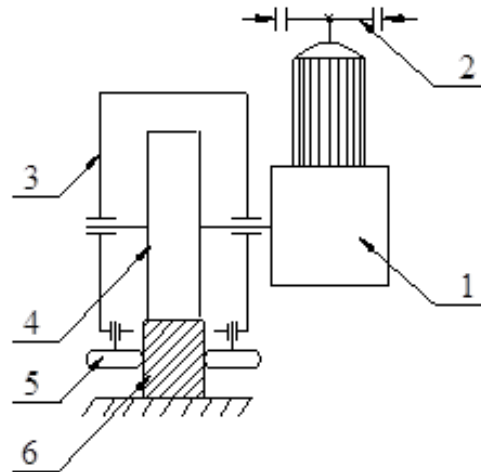
Trên hình 1 là phương án dẫn động cơ cấu di chuyển cần trục xếp kho bằng bánh xe chủ động (bằng một bánh xe chủ động – Hình 1a, bằng hai bánh xe chủ động – Hình 1b). Toàn bộ trọng lượng của cần trục và hàng truyền lên dầm di chuyển 2, rồi truyền xuống ray 4 thông qua cụm bánh xe chủ động 1 và cụm bánh xe

bị động 3. Hệ di chuyển nhờ lực phát động từ động cơ, thông qua hộp giảm tốc và khớp nối (hoặc nối trực tiếp kiểu âm dương) truyền đến bánh xe chủ động (xem hình 2). Điều kiện để hệ di chuyển bình thường là lực phát động từ động cơ phải lớn hơn tổng lực cản của cơ cấu di chuyển và đồng thời cũng phải nhỏ hơn lực bám giữa bánh xe chủ động và ray.



Hình 1. Dẫn động cơ cấu di chuyển cần trục xếp kho bằng: a) Một bánh chủ động; b) Hai bánh chủ động; 1 – Cụm bánh xe chủ động; 2 – Dầm di chuyển; 3 – Cụm bánh xe bị động; 4 – Ray di chuyển.

Điều chỉnh tăng tốc độ cơ cấu di chuyển được thực hiện thông qua điều khiển tốc độ của động cơ và điều chỉnh giảm tốc độ nhờ vào điều khiển mô men phanh đặt trên trục quay nhanh (trục động cơ). Việc điều khiển này phải đảm bảo cần trục di chuyển bình thường (bánh xe chủ động không bị quay trơn/trượt trơn), dừng đúng vị trí mong muốn (có sai lệch trong phạm vi cho phép) và không gây ra rung động quá mức.



Hình 2. Sơ đồ dẫn động bánh xe chủ động: 1 – Động cơ liên hộp giảm tốc; 2 – Phanh; 3 – Dây di chuyển; 4 – Bánh xe chủ động; 5 – Bánh xe bị động; 6 – Ray di chuyển

Điều kiện để bánh xe không bị trượt trên ray ở quá trình mở máy:

$$\frac{2}{D_{bx}}(M_m - J_m \varepsilon_m) i_{hgt} \eta \leq \frac{\Phi_b}{k_{at}} \sum_{i=1}^n G_i, \quad (1)$$

quá trình phanh:

$$\frac{2}{D_{bx}}(M_p - J_p \varepsilon_p) \frac{i_{hgt}}{\eta} \leq \frac{\Phi_b}{k_{at}} \sum_{i=1}^n G_i \quad (2)$$

Trong đó: D_{bx} - Đường kính của bánh xe; M_m, M_p - Mô men mở máy và mô men phanh quy về trục động cơ; $\varepsilon_m, \varepsilon_p$ - Gia tốc góc của trục động cơ khi mở máy và phanh; i_{hgt}, η - Tỷ số truyền và hiệu suất truyền động của hệ thống truyền động cơ cấu; Φ_b - Hệ số bám của bánh xe với ray di chuyển; k_{at} - Hệ số an toàn; J_m, J_p - Mô men quán tính của các chi tiết máy quay trong cơ cấu quy về trục động cơ ứng với trường hợp mở máy và phanh; n - Số lượng bánh xe dẫn động trong cơ cấu; G_i - Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe dẫn động thứ i .

Gia tốc góc của trục động cơ khi mở máy và phanh:

$$\varepsilon_m = \frac{M_m - M_{cm}}{J_{0m}}, \quad (3)$$

$$\varepsilon_p = \frac{M_p + M_{cp}}{J_{0p}} \quad (4)$$

Trong đó: M_{cm} , M_{cp} - Mô men cản tĩnh cơ cấu di chuyển quy về trục động cơ khi mở máy và phanh; J_{0m} , J_{0p} - Mô men quán tính quy dẫn của cơ cấu quy về trục động cơ khi mở máy và phanh.

Rút M_m , M_p từ (3) và (4), thay thế vào (1) và (2), rồi biến đổi, ta được:

$$\varepsilon_m \leq \frac{\frac{D_{bx}\varphi_b}{2k_{at}i_{hgt}} \sum_{i=1}^n G_i - M_{cm}}{J_{0m} - J_m}, \quad (5)$$

$$\varepsilon_p \leq \frac{\frac{D_{bx}\varphi_b}{2k_{at}i_{hgt}} \sum_{i=1}^n G_i + M_{cp}}{J_{0p} - J_p}. \quad (6)$$

Xét ở điều kiện cần trục làm việc trong kho với ray di chuyển nằm ngang, mô men cản tĩnh cơ cấu di chuyển quy về trục động cơ khi động cơ mở máy hoặc phanh:

$$M_{cm} = M_{cp} = \frac{mg}{i_{hgt}} \left(\mu + \frac{fd}{2} \right) \quad (7)$$

Trong đó: m - Khối lượng của máy; μ - Hệ số ma sát lăn; f - Hệ số ma sát trượt; d - Đường kính gối trục.

Mô men quán tính quy dẫn của cơ cấu quy về trục động cơ trong trường hợp mở máy và phanh như sau:

$$J_{0m} = J_m + \frac{mD_{bx}^2}{4i_{hgt}^2\eta} \quad (8)$$

$$J_{0p} = J_p + \frac{mD_{bx}^2\eta}{4i_{hgt}^2}. \quad (9)$$

Thay (7)-(9) vào (5) và (6), ta được công thức xác định gia tốc góc lớn nhất của trục động cơ có thể đạt trong quá trình mở máy và phanh:

$$\varepsilon_m^{max} = \frac{2i_{hgt}gD_{bx}\varphi_b \sum_{i=1}^n G_i / G - 2i_{hgt}gk_{at}\eta(2\mu + fd)}{k_{at}D_{bx}^2}, \quad (10)$$

$$\varepsilon_p^{max} = \frac{2i_{hgt}gD_{bx}\varphi_b\eta \sum_{i=1}^n G_i / G + 2i_{hgt}gk_{at}(2\mu + fd)}{k_{at}D_{bx}^2\eta}. \quad (11)$$

Tương ứng với gia tốc góc lớn nhất của trục động cơ, gia tốc tới hạn của cần trục xếp kho trong quá trình mở máy và phanh cơ cấu di chuyển mà máy vẫn đảm bảo điều kiện bám được xác định:

$$\ddot{x}_m^{max} = \left[\varphi_b \left(\sum_{i=1}^n G_i / G \right) / k_{at} - \eta(2\mu + fd) / D_{bx} \right] g, \quad (12)$$

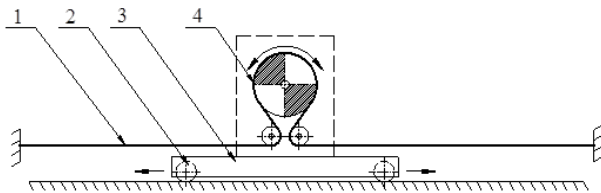
$$\ddot{x}_p^{max} = \left[\varphi_b \left(\sum_{i=1}^n G_i / G \right) / k_{at} + (2\mu + fd) / (D_{bx}\eta) \right] g. \quad (13)$$

Từ công thức (12) và (13) có thể thấy gia tốc di chuyển tới hạn phụ thuộc chủ yếu vào hệ số bám và tỷ lệ phân bố trọng lượng máy trên bánh xe chủ động, không phụ thuộc vào trọng lượng máy, công suất động cơ dẫn động, mô men phanh hay tỷ số truyền của hộp giảm tốc.

2.2. Đối với phương án dẫn động bằng đai răng

Để tránh hiện tượng quay trơn/trượt trơn của bánh xe trên ray do không đảm bảo

điều kiện bám. Phương án dẫn động cần trục xếp kho bằng dây đai răng được áp dụng. Sơ đồ dẫn động của phương án này được thể hiện như trong hình 3. Các răng trên bánh đai ăn khớp với răng trên dây đai 1, khi bộ truyền đai răng 4 quay làm cho dầm di chuyển 3 chuyển động tịnh tiến và các bánh xe ở cụm bánh xe 2 lăn trên ray.



Hình 3. Sơ đồ dẫn động cơ cấu di chuyển cần trục xếp kho bằng bộ truyền đai răng: 1 – Dây đai; 2 – Cụm bánh xe; 3 – Dầm di chuyển; 4 – Bộ truyền đai răng.

Lực căng ban đầu của dây đai răng phải lớn hơn lực căng do lực quán tính ly tâm sinh ra để khắc phục khe hở khi ăn khớp và đảm bảo cho đai răng tiếp xúc tốt với bánh đai [16]. Lực căng đai ban đầu xác định như sau:

$$F = (1,1 \div 1,3) q \cdot b \cdot v, \text{ N} \quad (14)$$

Trong đó: v - Vận tốc vòng, m/s; b - Chiều rộng đai, mm; q_m - Khối lượng 1 mét dây đai có chiều rộng 1 mm, kg/(m.mm).

Khi cơ cấu di chuyển làm việc, dây đai phía trước và phía sau cần trục xếp kho luôn căng và đóng vai trò là nhánh kéo hoặc nhánh nhả phụ thuộc vào quá trình phanh hoặc quá trình mở máy. Hệ số đàn hồi của dây đai tương ứng với nhánh kéo, nhánh nhả và tổng hợp là:

$$k_1 = C_{sp} \frac{b}{L_1}, \quad (15)$$

$$k_2 = C_{sp} \frac{b}{L_2}, \quad (16)$$

$$k_r = C_{sp} \frac{b(L_1 + L_2)}{L_1 \cdot L_2} \quad (17)$$

Trong đó: C_{sp} - Độ cứng riêng của dây đai, N/mm; b - Chiều rộng của dây đai, mm; L_1 - Chiều dài của dây đai nhánh kéo, m; L_2 - Chiều dài của dây đai nhánh nhả, m.

Vì có hệ số đàn hồi của dây đai răng dẫn đến quá trình di chuyển của cần trục có thể gây ra hiện tượng bị lệch vị trí khi phanh dừng. Điều kiện để cần trục đạt vị trí có sai lệch nhỏ hơn giá trị sai lệch cho phép:

$$\frac{2}{D_{bd}} (M_p - J_p \varepsilon_p) \frac{i_{hgt}}{\eta} \leq k_r |x_{gh}| \quad (18)$$

Trong đó: D_{bd} - Đường kính bánh đai; x_{gh} - Khoảng sai lệch vị trí dừng cho phép.

Mô men phanh M_p được xác định tương tự như công thức (9), chỉ khác là D_{bx} được thay thế bằng D_{bd} . Thay công thức xác định M_p và công thức (3) vào (18) và biến đổi, ta thu được:

$$\frac{m D_{bd}^2 \eta}{4 i_{hgt}^2} \varepsilon_p \leq \frac{D_{bd} \eta k_r |x_{gh}|}{2 i_{hgt}} + M_{cp} \quad (19)$$

Với lưu ý về gia tốc phanh của cần trục và mô men cản tĩnh phanh quy về trục động cơ là:

$$\ddot{x}_p = \frac{\varepsilon_p}{i_{hgt}} \frac{D_{bd}}{2}, \quad (20)$$

$$M_{cp} = \frac{mg}{i_{hgt}} \left(\mu + \frac{fd}{2} \right) D_{bd} / D_{bx}. \quad (21)$$

Gia tốc tới hạn tìm được bằng cách kết hợp (19) với (20), (21):

$$\ddot{x}_p^{\max} = \frac{k_r}{m} |x_{gh}| + \frac{g}{\eta} (2\mu + fd) / D_{bx} \quad (23)$$

Như vậy, có thể thấy gia tốc tới hạn phụ thuộc chủ yếu vào hệ số đàn hồi tổng hợp của dây đai răng, khối lượng tổng thể của máy (bao gồm cả hàng) và khoảng sai lệch vị trí dừng cho phép. Vì giá trị k_r thay đổi theo vị trí của cần trục xếp kho dọc theo ray di chuyển nên khi tính toán gia tốc tới hạn phải sử dụng giá trị nhỏ nhất, ứng với vị trí cần trục xếp kho ở giữa kho (khi chiều dài của nhánh đai kéo và chiều dài nhánh đai nhả bằng nhau).

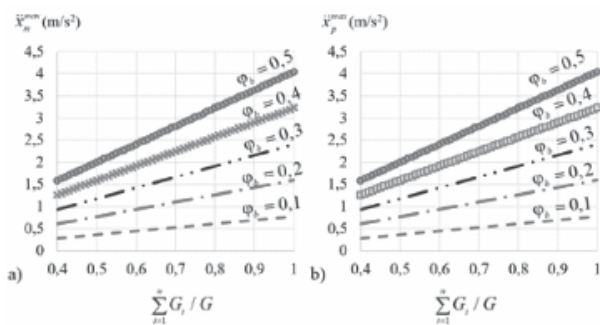
3. KHẢO SÁT, ĐÁNH GIÁ CÁC YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN GIA TỐC TỚI HẠN

3.1. Đối với phương án dẫn động bằng bánh xe chủ động

Khảo sát gia tốc di chuyển tới hạn theo tỷ lệ phân bố trọng lượng máy trên bánh xe chủ động với cấu hình máy cụ thể có các thông số như trong bảng 1. Các giá trị trong bảng được lựa chọn tương ứng với một cấu hình cần trục xếp kho thông thường và giải giá trị hệ số bám được lấy theo các nghiên cứu [17-19].

Bảng 1. Thông số phục vụ khảo sát phương án dẫn động bằng bánh xe chủ động

g (m/s ²)	D_{bx} (mm)	φ_b	η	μ (mm)	f	d (mm)	k_{at}
9,81	500	0,1-0,5	0,85	0,3	0,02	100	1,2



Hình 4. Gia tốc di chuyển tới hạn trong quá trình:
a) Mở máy; b) Phanh

Trên hình 4 là đồ thị gia tốc tới hạn (quá trình mở máy - hình 4a, quá trình phanh - hình 4b) theo tỷ lệ trọng lượng máy phân bố trên bánh xe chủ động và với 5 giá trị của hệ số bám khác nhau. Gia tốc tới hạn tỷ lệ thuận với giá trị hệ số bám và với tỷ lệ trọng lượng máy phân bố trên bánh xe chủ động. Thành phần ma sát có ảnh hưởng không đáng kể đến gia tốc tới hạn

(làm giảm 0,04 m/s² gia tốc tới hạn trong quá trình mở máy và làm tăng 0,06 m/s² gia tốc tới hạn trong quá trình phanh). Ở điều kiện hệ số bám bằng 0,2 và với 50% tải phân bố trên bánh xe chủ động thì gia tốc tới hạn đạt 0,77 m/s² và 0,79 m/s² tương ứng với quá trình mở máy và phanh. Các giá trị gia tốc này tăng lên gấp đôi khi 100% tải phân bố trên bánh xe chủ động. Đặc biệt, khi hệ số bám được cải thiện đạt đến giá trị 0,5 và toàn bộ bánh xe là chủ động thì giá trị gia tốc tới hạn ở quá trình mở máy và phanh đạt đến 4 m/s².

Như vậy, với phương án dẫn động này gia tốc tới hạn của cơ cấu di chuyển không thể làm tăng lên quá lớn. Giải pháp trong thiết kế để tăng gia tốc tới hạn như sau: đầu tiên, giữ nguyên hệ thống ray và bánh xe, tăng tải phân bố trên bánh xe chủ động bằng cách bố trí lại kết cấu trên cần trục hoặc tăng số bánh xe chủ

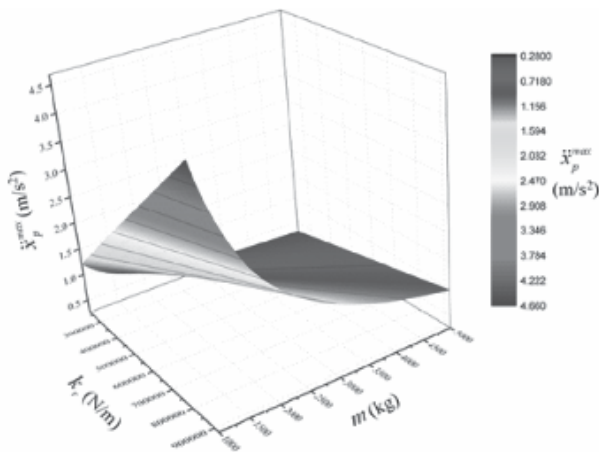
động; sau khi đã tăng tải trọng tối đa phân bố lên bánh xe chủ động (100% bánh xe chủ động), cách tiếp theo để tiếp tục tăng gia tốc tới hạn là thay thế vật liệu bánh xe và ray hoặc lớp bề mặt của bánh xe và ray để hệ số bám tăng lên tối đa (lưu ý vẫn phải đảm bảo các điều kiện thiết kế khác của bánh xe và ray).

3.2. Đối với phương án dẫn động bằng dây đai răng

Khảo sát gia tốc di chuyển tới hạn theo khối lượng máy và hệ số đàn hồi của dây đai răng với các thông số như trong bảng 2. Các số liệu này được lựa chọn dựa trên các máy và thiết bị có sẵn trên thực tế.

Bảng 2. Thông số phục vụ khảo sát phương án dẫn động bằng dây đai răng

g (m/s^2)	D_{bx} (mm)	$kr \cdot 10^{-5}$ (N/m)	$m \cdot 10^{-3}$ (kg)	η	μ (mm)	f	d (mm)	x_{gh} (m)
9,81	500	2,3-9,2	1-5	0,85	0,3	0,02	100	0,005



Hình 5. Gia tốc di chuyển tới hạn trong quá trình phanh với $x_{gh} = 5 \text{ mm}$

Trên hình 5 là đồ thị gia tốc tới hạn của quá trình phanh khi giá trị khối lượng máy và hệ số đàn hồi của dây đai răng thay đổi ứng với giá trị sai lệch vị trí dừng của cơ cấu di chuyển là 5 mm. Khi giá trị khoảng sai lệch vị trí cho phép đã xác định từ trước (thông số đầu vào), gia tốc tới hạn tỷ lệ thuận với giá trị hệ số đàn hồi của dây đai và tỷ lệ nghịch với khối lượng của máy. Cụ thể, với số liệu của trường hợp khảo sát, gia tốc tới hạn đạt giá trị lớn nhất 4,66 m/s^2 ứng với giá trị khối lượng máy nhỏ nhất 1000 kg và giá trị hệ số đàn hồi dây đai lớn

nhất $9,2 \cdot 10^5 \text{ N/m}$. Thành phần lực ma sát cũng ảnh hưởng không đáng kể đến gia tốc tới hạn ở quá trình này. Như vậy, với phương án dẫn động này, gia tốc tới hạn có thể tăng lên lớn hơn phương án trước, phù hợp hơn với cần trục xếp kho loại nhỏ (khối lượng nhỏ) và cần yêu cầu dây đai răng có hệ số đàn hồi lớn.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã phân tích cấu tạo và đặc điểm làm việc của hai phương án dẫn động cơ cấu di chuyển của cần trục xếp kho thường được sử dụng trong thực tế. Trên cơ sở xây dựng mô hình toán học của quá trình mở máy và phanh dừng của cơ cấu di chuyển, nghiên cứu tiến hành khảo sát các thông số ảnh hưởng đến gia tốc di chuyển tới hạn, đề xuất giải pháp làm tăng gia tốc di chuyển tới hạn và phạm vi áp dụng đối với từng phương pháp dẫn động. Một số kết luận chính làm cơ sở cho việc tính toán thiết kế và vận hành cần trục xếp kho như sau:

- Thành phần ma sát có ảnh hưởng nhưng không đáng kể đến gia tốc tới hạn của cơ cấu di chuyển;

- Công suất động cơ dẫn động, tỷ số truyền của hộp giảm tốc và mô men phanh không ảnh hưởng đến gia tốc di chuyển tới hạn;

- Với phương án dẫn động bằng bánh xe chủ động, gia tốc di chuyển tới hạn phụ thuộc chủ yếu vào tỷ lệ phân bố tải trọng lên bánh xe chủ động và hệ số bám giữa bánh xe và ray, không phụ thuộc vào trọng lượng cần trục. Phương án này không thể tăng giá trị gia tốc di chuyển tới hạn lên quá lớn;

- Với phương án dẫn động bằng dây đai răng, gia tốc di chuyển tới hạn phụ thuộc chủ yếu vào khối lượng của toàn máy và hệ số đàn hồi tổng hợp của dây đai răng. Giá trị gia tốc tới hạn có thể đạt được lớn hơn phương án trên. Tuy nhiên, phương án này chỉ phù hợp dẫn động cần trục xếp kho loại nhỏ.

Hướng nghiên cứu tiếp theo sẽ là nghiên cứu thực nghiệm xác định gia tốc tới hạn khi xem xét thay thế vật liệu chế tạo bánh xe và ray phù hợp ứng dụng cho cần trục xếp kho. ❖

Ngày nhận bài: 15/5/2026

Ngày phản biện: 29/5/2026

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Matsuo, H., J.S. Shang, and R.S. Sullivan, "A knowledge-based system for stacker crane control in a manufacturing environment". IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, 1989. 19(5): p. 932-945.
- [2]. Hagebring, F., et al., "Comparing MILP, CP, and A* for multiple stacker crane scheduling". In: 2016 13th International Workshop on Discrete Event Systems (WODES), 2016, IEEE.
- [3]. Ho, Y.-C. and T.-S. Su, "The machine layout within a TFT-LCD bay with a multiple-stacker crane in-line stocker". International Journal of Production Research, 2012. 50(18): p. 5152-5172.
- [4]. Salah, B., et al., "Design and simulation based validation of the control architecture of a stacker crane based on an innovative wire-driven robot". Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2017. 44: p. 117-128.
- [5]. He, F., Y. Chen, and S. Zhao, "Application of fuzzy control in the stacker crane of an AS/RS". In: Fuzzy Systems and Knowledge Discovery, Fourth International Conference on, 2008, IEEE Computer Society.
- [6]. Sasaki, M., et al., "Two-Degree-of-freedom control system for motion control of a flexible stacker crane". In: 2008 SICE Annual Conference, 2008, IEEE.
- [7]. Wang, B., et al., "Nominal stiffness of GT-2 rubber-fiberglass timing belts for dynamic system modeling and design". Robotics, 2018. 7(4): p. 75.
- [8]. Siemens, "Stacker Crane application guidelines", 2025.
- [9]. Fukui, R., et al., "Non-industrial stacker crane with compatibility/extensibility between manual operation and electrical driving". In: 2012 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), 2012, IEEE.
- [10]. Hajdu, S. and P. Gáspár, "Multi-body modelling of single-mast stacker cranes". International Journal of Engineering Systems Modelling and Simulation, 2016. 8(3): p. 218-226.
- [11]. Hajdu, S. and P. Gáspár, "Distributed parameter modeling of single-mast stacker crane structures". Periodica Polytechnica Transportation Engineering, 2014. 42(1): p. 1-9.
- [12]. Rahman, M.Z., B.R. Mace, and K. Jayaraman, "Vibration damping of natural fibre-reinforced composite materials". In: Proceedings of the 17th European Conference on Composite Material, Munich, Germany, 2016.
- [13]. Stojanovic, B., et al., "Length variation of toothed belt during exploitation", 2011.
- [14]. Zhakov, A., et al., "Einsatz faser-bzw. textilverstärkter Verbundwerkstoffe". Logistics Journal: Proceedings, 2015(11.2).
- [15]. Hajdu, S. and P. Gáspár, "Reducing the mast vibration of single-mast stacker cranes by gain-scheduled control". International Journal of Applied Mathematics and Computer Science, 2016. 26(4): p. 791-802.
- [16]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, "Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí – tập I". NXB. Giáo dục, 2006.
- [17]. Milan Omasta, Hua Chen, "Wheel-rail interface under extreme conditions". Rail Infrastructure Resilience, 2022, p.137-160.
- [18]. Leopold Hrabovský, Martin Mantič, Věra Voštová, "Adhesion Coefficient on the Limit of Slippage at Star-Up of the Manual Crane Trolley". Advances in Science and Technology Research Journal, 2019. 3(2): p.92-99.
- [19]. Martin Scheffler, "Grundlagen der Fördertechnik - Elemente und Triebwerke". Springer Fachmedien Wiesbaden, 1994.