THE SWINGING SENSORLESS ANTI-SWING CONTROL FOR THE AUTOMATIC GANTRY CRANE SYSTEM

Mai Nhat Thien[1*], Huynh Thanh Tuong[1], Le Minh Thanh[1], Luong Hoai Thuong [1], Ngo Van Thuyen[2]
[1]*Vinh Long University of Technology Education*
[2] *Ho Chi Minh University of Technology and Education*

ARTICLE INFO

Received: 10/02/2022
Revised: 31/8/2022
Published: 31/8/2022

KEYWORDS

DC brushless motor
PID controller
Neural network
Kalman filter
Gantry crane system

ABSTRACT

This paper shows the payload anti-swing controlling methods for the automatic gantry crane system. The mathematical model is built and this anti-swing control used the swinging sensor based on the PID controls. However, the component system difficulty assembles and maintains the swinging sensor, and often costly. Therefore, the swinging sensorless anti-swing control is proposed in this paper. The methods used the soft sensor or the neural network based on the measured position to estimate the payload motion and used the anti-swing PID control. The simulated and a real time experimental result indicated the swinging sensorless anti-swing control method as same as the swinging sensor-based anti-swing control method.

ĐIỀU KHIỂN CHỐNG LẮC KHÔNG DÙNG CẢM BIẾN GÓC TRONG HỆ THỐNG CẦN TRỤC TỰ ĐỘNG

Mai Nhật Thiên[1*], Huỳnh Thanh Tường[1], Lê Minh Thành[1], Lương Hoài Thương[1], Ngô Văn Thuyên[2]
[1]*Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long*
[2]*Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh*

THÔNG TIN BÀI BÁO

Ngày nhận bài: 10/02/2022
Ngày hoàn thiện: 31/8/2022
Ngày đăng: 31/8/2022

TỪ KHÓA

Động cơ DC
Bộ điều khiển PID
Mạng nhân tạo
Bộ lọc Kalman
Hệ thống cần trục

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày các phương pháp điều khiển chống lắc tải trọng cho hệ thống cần trục tự động. Mô hình toán học được thiết lập và bộ điều khiển chống lắc cho hệ thống này có sử dụng cảm biến góc dựa trên các bộ điều khiển PID. Tuy nhiên, kết cấu hệ thống lắp đặt và bảo dưỡng cảm biến góc khó khăn, và thường chi phí cao. Do đó, điều khiển chống lắc không sử dụng cảm biến góc được đề xuất trong bài báo này. Các phương pháp sử dụng như dùng cảm biến mềm hoặc mạng nơron dựa trên vị trí đo đạc để ước lượng góc lắc tải trọng và dùng bộ điều khiển PID điều khiển chống lắc. Kết quả mô phỏng và thực nghiệm cho thấy phương pháp điều khiển chống lắc không dùng cảm biến góc tương tự với phương pháp điều khiển chống lắc có dùng cảm biến góc.

DOI: https://doi.org/10.34238/tnu-jst.5527

* Corresponding author. *Email: thienmn@vlute.edu.vn*

1. Giới thiệu

Cần trục được sử dụng để di chuyển vật nặng từ điểm này đến điểm khác trong thời gian nhỏ nhất để vật đến được đích mà không bị lắc (dao động). Dao động này sẽ gây ảnh hưởng đến môi trường xung quanh có thể gây nguy hiểm cho con người hay làm hỏng các vật lân cận.

Nhiều nỗ lực khác nhau của điều khiển chống lắc cho giàn cần trục tự động đã được đề xuất thông qua kỹ thuật tạo hình đầu vào là phương pháp vòng lặp hở [1], [2]. Họ đã thực hiện kỹ thuật này dựa vào việc điều khiển vận tốc trong chuyển động làm giảm chấn động tốt sự dao động lắc còn dư [3].

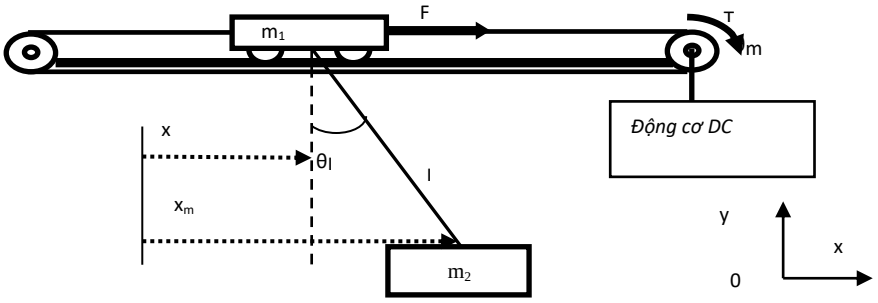
Mặt khác, các điều khiển hồi tiếp đã được đề xuất trong một số nghiên cứu khác nhau như điều khiển PD cho vị trí xe đẩy và việc triệt dao động lắc [4], điều khiển logic mờ để điều khiển định vị và giảm xóc dao động lắc [5]. Một hệ thống điều khiển logic mờ với khái niệm điều khiển chế độ trượt cũng được phát triển cho một hệ thống cần trục [6], [7]. Hơn nữa, một hệ thống giàn cầu trục thông minh dựa trên bộ điều khiển logic mờ đề xuất bao gồm vị trí cũng như các bộ điều khiển chống lắc [8].

Tuy nhiên, hầu hết các hệ thống điều khiển hồi tiếp đề xuất việc cần các cảm biến để đo vị trí xe đẩy cũng như chuyển động dao động lắc tải [9]. Ngoài ra, một nghiên cứu điều khiển chống lắc không dùng cảm biến góc dựa trên mô hình toán học được thực hiện, nhận dạng và điều khiển giảm dao động cầu trục sử dụng card PCI [10].

2. Các phương pháp nghiên cứu

2.1. Mô hình toán học của hệ thống cần trục

Mô hình hệ thống cần trục sẽ phân tích thành 4 phần, bao gồm: một mô hình cho động cơ, dây đai, khối lượng cần trục (m_1) và tải (m_2) như sau:



Hình 1. *Mô hình cần trục*

2.1.1. Mô hình động cơ DC

Hệ phương trình của động cơ điện:

$$\begin{cases} v_a(t) = L_m \dfrac{di(t)}{dt} + R_m i(t) + K_b \omega_m(t) \\ J_m \dfrac{d\omega_m(t)}{dt} + b_m \omega_m(t) + T_l = K_m i(t) \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó, các hệ số của động cơ: $v_a(t)$ là điện áp (V); $i(t)$ là dòng điện (A); $\dfrac{d\theta_m(t)}{dt} = \omega_m(t)$ là vận tốc góc (rad/s), $\theta_m(t)$ là vị trí góc (rad); L_m là điện cảm (H); R_m là điện trở (Ω); J_m là mô men quán tính (kg.m^2); b_m là hệ số ma sát nhớt (N.m.s); K_m là hệ số mô men xoắn (N.m/A); K_b là hệ số sức điện động (V/rad/sec) và T_l là mô men tải (Nm).

Khi đó, tại đầu trục động cơ có gắn thêm bánh răng với mômen T_l như sau:

$$J_l \frac{d}{dt}\omega_l(t) + b_l\omega_l(t) = T_l \quad (2)$$

Trong đó, lần lượt J_l là mô men quán tính (kg.m^2); T_l là mô men (N.m); b_l là hệ số ma sát nhớt (N.m.s) và $\frac{d\theta_l(t)}{dt} = \omega_l(t)$ là vận tốc góc (rad/s); $\theta_l(t)$ là vị trí góc (rad) của tải.

Khi động cơ quay thì xuất hiện dao động lệch tâm giữa trục động cơ và trục puli

$$\left(\omega_m(t) - \omega_l(t)\right)*b + \left(\theta_m(t) - \theta_l(t)\right)*K_s = T_l \quad (3)$$

Trong đó, b và K_s là hệ số ma sát trượt và hệ số trượt giữa trục động cơ và trục puli.

2.1.2. Mô hình của cần trục

Sự dao động rung của dây đai sẽ bị bỏ qua bởi vì sự dao động rung của động cơ là ảnh hưởng trội hơn.

Từ công thức cho sự tịnh tiến của lực quay tròn sang dịch chuyển được sử dụng

$$T_{puli}\omega_{puli} = Fv_{cantruc} \quad (4)$$

Vận tốc của cần trục tương đương vận tốc của puli: $v_{cantruc} = v_{puli}$ (5)

Ngoài ra, ta có: $v_{puli} = \omega_{puli} r_{puli}$ (6)

trong đó, ω_{puli} là vận tốc góc của puli (rad/s), T_{puli} là mômen xoắn (Nm), r_{puli} là bán kính (m) và v_{puli} là vận tốc của puli (rad/s); F là lực kéo (N) và $v_{cantruc}$ là vận tốc của cần trục (m_1) (m/s).

Bây giờ, công thức (4) có thể được viết lại như sau : $F = \frac{T_{puli}}{r_{puli}}$ (7)

Puli có hiệu suất đối với việc chuyển đổi của công suất dẫn đến kết quả: $T_{puli} = E_{ff_{puli}} T_l$ (8)

trong đó, T_l là mômen xoắn của bánh răng và $E_{ff_{puli}}$ hiệu suất của puli.

Mômen xoắn của bánh răng có thể viết lại như: $T_l = \frac{J_l d\omega_l}{dt}$ (9)

trong đó, b_l là hằng số lực ma sát nhớt (Nm/(rad/sec)) nhỏ xem như bỏ qua.

Điều này dẫn đến kết quả như sau: $F = \frac{E_{ff_{puli}} \frac{J_l d\omega_l}{dt}}{r_{puli}}$ (10)

Khi đó hàm này được chuyển đổi sang miền Laplace (miền s) như sau

$$\frac{F}{\omega_l} = \frac{E_{ff_{puli}} J_l s}{r_{puli}} \quad hay \quad \frac{F/s}{\omega_l} = \frac{E_{ff_{puli}} J_l}{r_{puli}} \quad (11)$$

2.1.3. Mô hình tải

Áp dụng phương trình Lagrange phát triển từ phép lấy đạo hàm động năng và thế năng, ta có:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)\frac{d^2x}{dt^2} + m_2 l \frac{d^2\theta}{dt^2} = F \\ m_2\left(\frac{d^2x}{dt^2} + l\frac{d^2\theta}{dt^2}\right) + m_2 g\theta = 0 \end{cases} \quad (12)$$

Trong đó, F là lực kéo (N), l là chiều dài cáp treo tải (m) và g là gia tốc trọng trường (m/s^2), m_1 là khối lượng xe (kg) và m_2 là khối lượng tải (kg) và x là vị trí xe.

Thay thế bởi $v_{cantruc} = \frac{dx}{dt}$, ta có

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)\frac{dv_{cantruc}}{dt} + m_2 l \frac{d^2\theta}{dt^2} = F \\ m_2\left(\frac{dv_{cantruc}}{dt} + l\frac{d^2\theta}{dt^2}\right) + m_2 g\theta = 0 \end{cases} \quad (13)$$

Thực hiện chuyển đổi công thức (13) sang miền Laplace, ta có

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)v_{cantruc}s + m_2.l.\theta.s^2 = F \\ m_2\left(v_{cantruc}s + l\theta s^2\right) + m_2 g\theta = 0 \end{cases} \quad (14)$$

Từ hệ phương trình (14), ta có

$$\frac{\theta}{v_{cantruc}} = \frac{-s}{ls^2 + g} \quad (15)$$

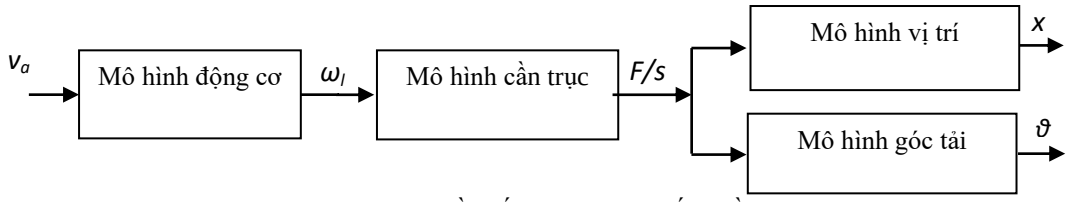
Hàm chuyển đổi của tốc độ tải và hàm chuyển đổi của góc tải

$$\begin{cases} \frac{v_{cantruc}}{F} = \frac{ls^2 + g}{\left(m_1 ls^2 + g(m_1 + m_2)\right)s} \\ \frac{\theta}{F} = \frac{-1}{m_1 ls^2 + g(m_1 + m_2)} \end{cases} \quad (16)$$

Thay $x = \frac{v_{cantruc}}{s}$ vào công thức (16), ta có hàm chuyển đổi của vị trí tải và hàm chuyển đổi của góc tải như sau:

$$\begin{cases} \frac{x_{cantruc}}{(F/s)} = \frac{ls^2 + g}{\left(m_1 ls^2 + g(m_1 + m_2)\right)s} & (17a) \\ \frac{\theta}{(F/s)} = \frac{-s}{m_1 ls^2 + g(m_1 + m_2)} & (17b) \end{cases} \quad (17)$$

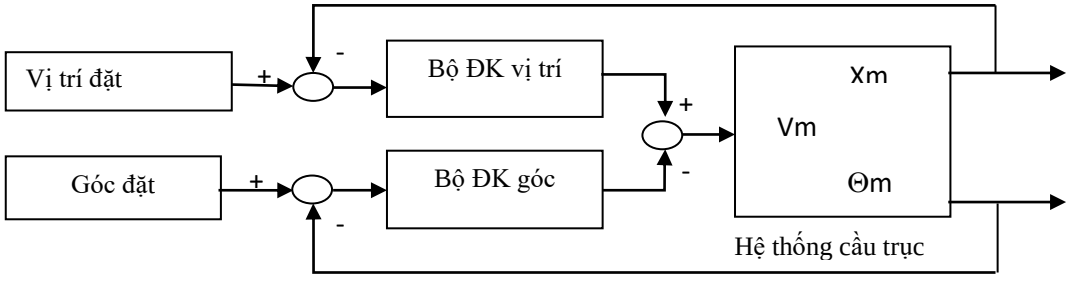
Mô hình toán học của hệ thống cần trục được mô tả như hình 2 sau:



Hình 2. *Sơ đồ khối mô hình hệ thống cần trục*

2.2. Phương pháp điều khiển có dùng cảm biến góc

Sơ đồ mô phỏng điều khiển chống lắc không sử dụng bộ điều khiển dòng trình bày như hình 3.

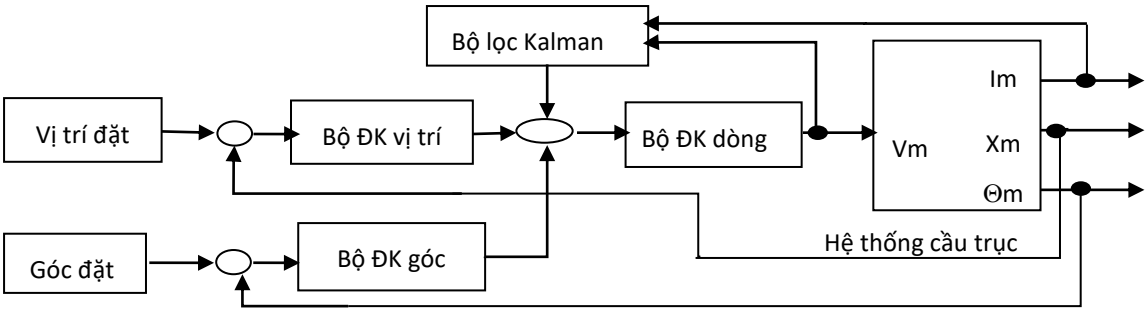


Hình 3. *Sơ đồ khối điều khiển chống lắc không sử dụng bộ điều khiển dòng (ĐK: điều khiển)*

Đối với mô hình điều khiển trên không có khả năng kiểm soát được dòng điện làm việc động cơ. Khi có quá tải, dòng điện khởi động tăng quá mức cho phép có thể gây nguy hại đến động cơ DC. Do đó, điều khiển chống lắc có sử dụng bộ điều khiển dòng trình bày như hình 4 với các thông số bảng 1.

Bảng 1. *Thông số các Bộ điều khiển (Bộ ĐK)*

Hệ số	Bộ điều khiển		
	Vị trí	Góc	Dòng điện
K_P	20	25	0,875
K_I	0,0005	0	0,005
K_D	3	2	0

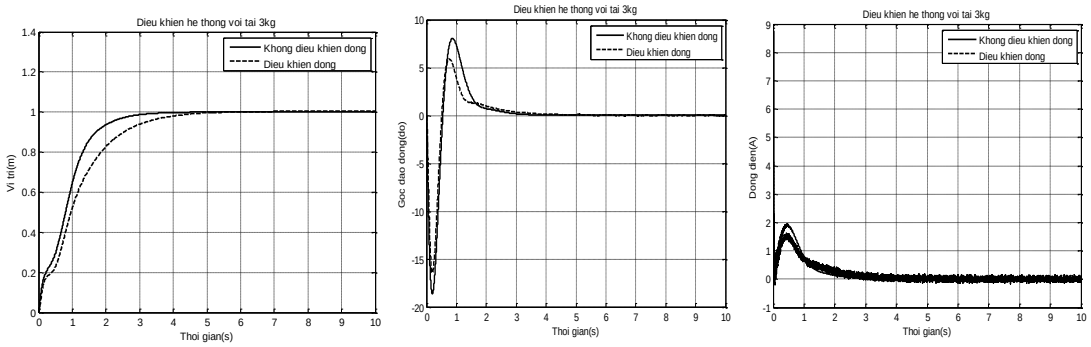


Hình 4. *Sơ đồ khối điều khiển chống lắc không sử dụng bộ điều khiển dòng*

Bảng 2. *Thông số mô phỏng*

Thông số của hệ thống					
R	1,8 Ω	Điện trở động cơ	Ks	90	Hằng số trượt
L	0,005 H	Điện cảm động cơ	b	1,41e-2	Hệ số ma sát trượt
K_b	0,306 V.s/rad	Hệ số sức điện động	E_{ff}	0,98	Hiệu suất puli
K_m	0,306 Nm/A	Hệ số mômen xoắn	r_p	0,015 m	Bán kính puli
J_m	1e-4 kg.m/s^2	Mômen quán tính môtơ	m1	1kg	Khối lượng xe
b_m	1,41e-4	Hệ số ma sát nhớt môtơ	m2	3 kg	Khối lượng tải
J_l	1e-3 kg.m/s^2	Mômen quán tính tải	l	0,88m	Độ dài cáp
b_l	1,41e-3	Hệ số ma sát nhớt tải	g	9,81 m/s^2	Gia tốc trọng trường

Từ kết quả mô phỏng được trình bày trong hình 5 cho thấy rằng cả hai phương pháp đều cho kết quả điều khiển tốt cả vị trí lẫn và góc dao động. Nhưng phương pháp có bộ điều khiển dòng mới điều chỉnh được dòng điện khởi động không quá lớn (cỡ 2-3 lần dòng định mức) và dòng điện luôn ổn định dòng định mức.



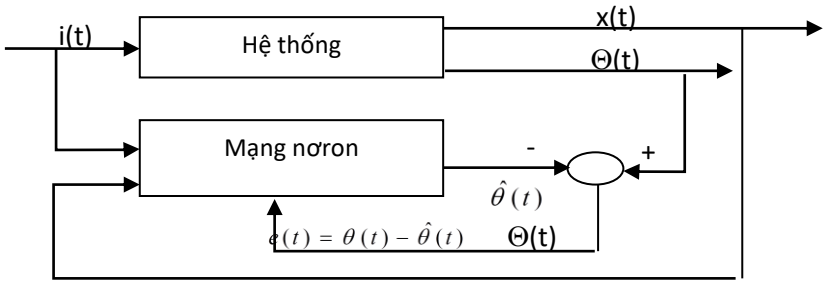
a) b) c)

Hình 5. *So sánh đáp ứng về: a) vị trí; b) góc tải; c) dòng điện*

2.3. Phương pháp điều khiển không có dùng cảm biến góc

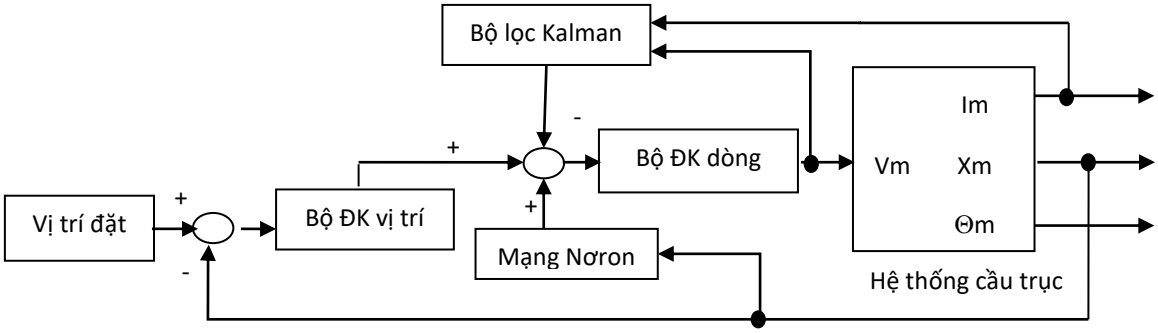
Từ hệ phương trình (15), ta nhận thấy sự tương quan giữa vị trí và góc tải có thể ước lượng sau:

$$\hat{\theta} = \frac{-s^2}{ls^2 + g} x_{cantruc} \tag{18}$$



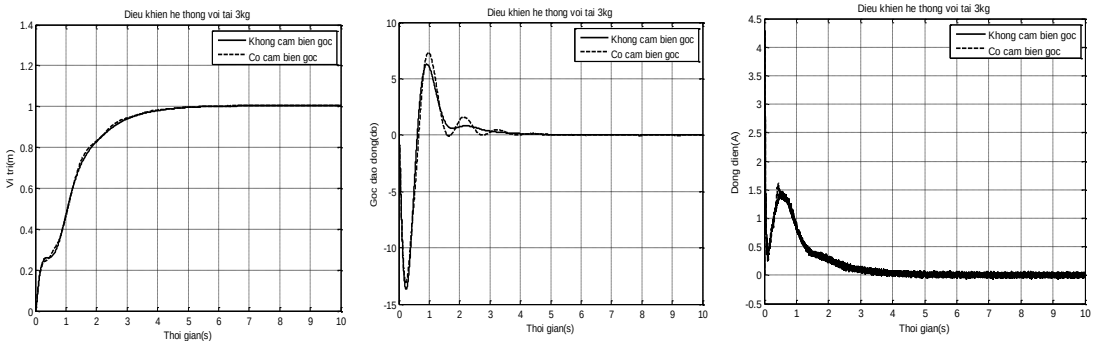
Hình 6. *Sơ đồ huấn luyện mạng nơron*

Góc dao động và vị trí có mối quan hệ với nhau thông qua công thức (18). Do đó, cảm biến mềm được xây dựng bằng mạng nơron lan truyền thẳng với các tập thông số vào là giá trị vị trí hiện tại và trước đó của vị trí và vận tốc xe trong lúc chuyển tải, mạng nơron sẽ ước tính được góc dao động tương ứng tại thời điểm đó chính là dữ liệu ngõ ra. Sơ đồ huấn luyện mạng nơron trình bày như hình 6. Mô hình điều khiển chống lắc không sử dụng cảm biến được trình bày như hình 7.



Hình 7. *Sơ đồ khối điều khiển chống lắc không sử dụng cảm biến góc*

Từ kết quả mô phỏng được trình bày trong hình 8 cho thấy rằng phương pháp điều khiển chống lắc không dùng cảm biến góc cho kết quả điều khiển tốt cả vị trí lẫn và góc dao động tương tự như rằng phương pháp điều khiển chống lắc dùng cảm biến góc.



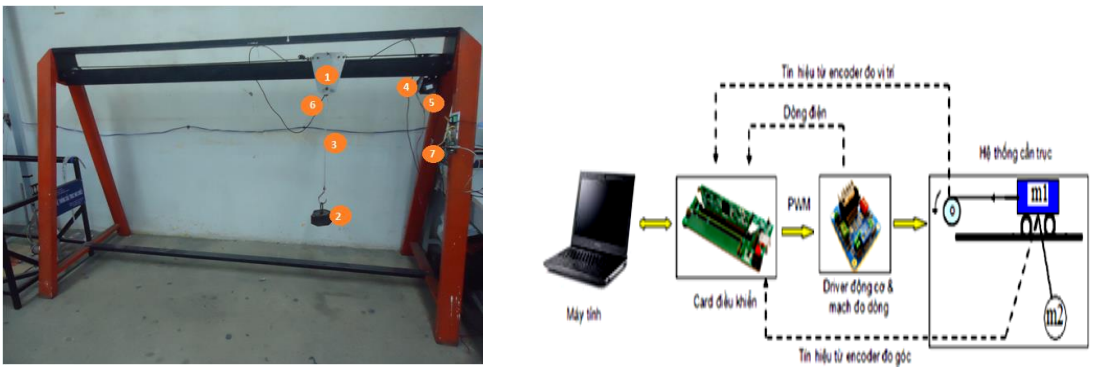
a) b) c)

Hình 8. *So sánh đáp ứng về: a) vị trí; b) góc tải; c) dòng điện*

3. Kết quả thực nghiệm trên mô hình cần trục thực

Mô hình cần trục thực nghiệm sử dụng để thử nghiệm có cấu trúc như hình 9 bao gồm: một xe dịch chuyển (1), tải trọng (2), thanh cáp (3), một động cơ DC (4), một encoder đo vị trí (5) và một encoder đo góc dao động (6), bo mạch điều khiển và giao tiếp(7).

Mô hình sử dụng bo DSP TMS320F28335, sử dụng các phần mềm Matlab 2017a và Code Composer Studio v3.1 để thiết lập giao diện điều khiển. Trong bài báo này trình bày kết quả các phương pháp điều khiển chống lắc với tải 5kg.

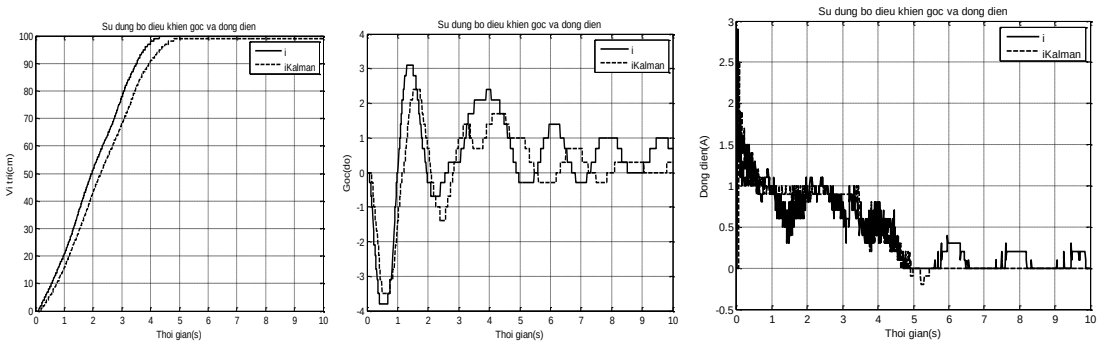


a) b)

Hình 9. *Hình ảnh về: a) mô hình cần trục thực nghiệm và b) sơ đồ nguyên lý mô hình cần trục*

3.1. Kết quả chống lắc có sử dụng cảm biến góc

Trong phương pháp này sử dụng bộ điều khiển dòng đồng thời kết hợp với bộ lọc Kalman để lọc tín hiệu dòng điện thu thập từ cảm biến và kết quả như hình 10.



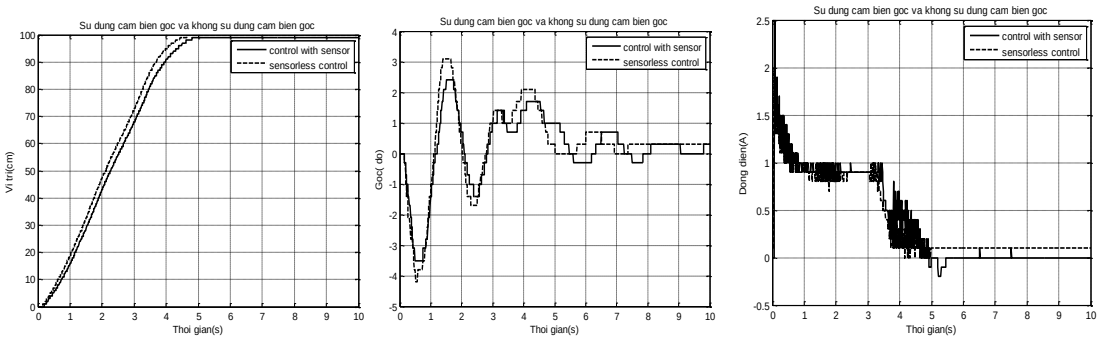
a) b) c)

Hình 10. *So sánh đáp ứng về: a) vị trí; b) góc tải; c) dòng điện*

3.2. Kết quả chống lắc không có sử dụng cảm biến góc

Trong phương pháp này, dữ liệu dùng để huấn luyện mạng nơron được thu thập từ phương pháp điều khiển có sử dụng cảm biến góc. Mạng nơron sau khi huấn luyện theo kiểu lan truyền thẳng sẽ thay thế cho cảm biến góc.

Từ kết quả trên, ta nhận thấy đáp ứng vị trí nhanh hơn một ít và làm cho góc tải dao động lớn hơn bởi vì lúc này góc tải ước lượng tác động vào bộ điều khiển dòng điện để điều khiển xe chạy chậm lại và góc tải dao động lắc giảm (hình 11).



a) b) c)

Hình 11. *So sánh đáp ứng về: a) vị trí; b) góc tải; c) dòng điện*

4. Kết luận

Bài báo này đã xác định được mô hình toán học của hệ thống cần trục. Các kết quả mô phỏng dựa trên mô hình toán học của hệ thống này cho thấy phương pháp điều khiển chống lắc không có dùng cảm biến góc tương tự như phương pháp phương pháp điều khiển chống lắc có dùng cảm biến góc. Khi đó cảm biến góc lắp đặt và bảo trì khó khăn, giá thành cao sẽ được thay thế bằng cảm biến mềm.

Kết quả thực nghiệm trên mô hình thí nghiệm thực đã chứng minh rằng các nghiên cứu lý thuyết đưa ra rất hợp lý. Do đó, phương pháp điều khiển chống lắc hệ thống cần trục không có dùng cảm biến góc là hoàn toàn có thể thực hiện được trong thực tế.

TÀI LIỆU THAM KHẢO/ REFERENCES

[1] W. E. Singhose, L. J. Porter, and W. P. Seering, "Input shaped control of a planar gantry crane with hoisting," *Proceedings of the American Control Conference*, 1997, pp. 97-100.

[2] B. J. Park, K. S. Hong, and C. D. Huh, "Time-efficient input shaping control of container crane systems," *Proceedings of IEEE International Conference on Control Application*, 2000, pp. 80-85.

[3] S. Gupta, and P. Bhowal, "Simplified open loop anti-sway technique," *Proceedings of the IEEE India Annual Conference (INDICON)*, 2004, pp.225-228.

[4] M. J. Nalley, and M. B. Trabia, "Control of overhead cranes using a fuzzy logic controller," *Journal of Intelligent Fuzzy System*, vol.8, pp. 1–18, 2000.

[5] H.-H. Lee, and S.-K. Cho, "A new fuzzy-logic anti-swing control for industrial three-dimensional overhead cranes," *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics & Automation*, 2001, pp. 56–61.

[6] D. Liu, J. Yi, and D. Zhoa, "Adaptive sliding mode fuzzy control for two-dimensional overhead crane," *Mechatronics*, 2005, pp. 505–522.

[7] Wahyudi and J. Jalani, "Design and implementation of fuzzy logic controller for an intelligent gantry crane system," *Proceedings of The 2nd International Conference on Mechatronics*, 2005, pp. 345-351.

[8] Y. S. Kim, H. Yoshihara, N. Fujioka, H. Kasahara, H. Shim, and S. K. Sul, "A new vision-sensorless anti-sway control system for container cranes", *Industry Applications Conference*, vol. 1, pp. 262- 269, 2003.

[9] M. I. Solihin and Wahyudi, "Sensorless Antiswing control for Automatic Gantry Crane System," *International Journal of Applied Engineering Research*, vol. 2, no. 1, pp. 147-161, 2007.

[10] V. T. Ngo, and V. P. N. Doan, "Identification and swing reduced Crane control using Artificial Neural network," *Journal of Technical Education Science*, vol. 22, pp. 62-67, 2012.