



## ĐIỀU KHIỂN CHỐNG LẮC HỆ CẦN CẦU CONTAINER CÓ BÙ MA SÁT

Ngô Quang Hiếu<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Khoa Công nghệ, Trường Đại học Cần Thơ

### Thông tin chung:

Ngày nhận: 23/05/2013

Ngày chấp nhận: 24/12/2013

### Title:

Anti-Sway control of container cranes in the presence of friction

### Từ khóa:

Điều khiển chống lắc, ước lượng ma sát, phương pháp bình phương cực tiểu hồi qui

### Keywords:

Anti-sway control, Friction estimation, Recursive least squares method

### ABSTRACT

In this paper, an anti-sway control scheme for a container crane that is used for vessel-to-truck and truck-to-vessel loading and unloading of containers at a container terminal is investigated. The control objectives are to move a container to a desired position and to suppress its transverse vibration produced by trolley motion in the presence of the friction force and the control input saturation. In this study, friction coefficients are estimated using the recursive least squares (RLS) method, and the friction force is incorporated into a nonlinear control law. The designed control input for control of the trolley motion is modified to satisfy the saturation condition of the actuator (electrical motor). The nonlinear control law guarantees the asymptotical stability of the closed-loop system. Simulation and experimental results verify the efficiency of the proposed algorithm.

### TÓM TẮT

Trong bài báo này, một phương thức điều khiển chống lắc cho cần cầu container đang được sử dụng để vận chuyển container tại các cảng container được phát triển. Mục tiêu điều khiển là di chuyển container đến vị trí mong muốn và ngăn chặn việc dao động ngang của container trong quá trình di chuyển với sự tồn tại của lực ma sát. Trong nghiên cứu này, hệ số ma sát được ước tính bằng phương pháp bình phương cực tiểu hồi qui (RLS), và lực ma sát được tích hợp trong luật điều khiển phi tuyến. Luật điều khiển phi tuyến đảm bảo sự ổn định tiệm cận của hệ điều khiển vòng kín. Kết quả mô phỏng và thực nghiệm xác nhận tin hiệu quả của thuật toán đề xuất.

## 1 GIỚI THIỆU

Cần cầu được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp để vận chuyển hàng hoá từ nơi này đến nơi khác trong nhiều địa điểm khác nhau: bến cảng, kho hàng, nhà máy, công trường, cơ sở hạt nhân và những người khác. Khi chuyển động của giàn xe đẩy là nguyên nhân gây ra việc lắc lư của tải trọng khi vận chuyển, đặc biệt là khi tăng tốc đầu hành trình và khi giảm tốc cuối hành trình, thì việc loại bỏ chuyển động lắc nhằm làm tăng thời gian hoạt động hiệu quả của cần cầu là một vấn đề quan trọng trong việc sử dụng cần cầu. Do đó, nhiều nhà nghiên cứu làm việc trong lĩnh vực điều khiển cần

cầu đã luôn luôn nhắm mục tiêu triệt tiêu dao động lắc của tải.

Như đã nêu, chuyển động lắc phát sinh khi tăng tốc đầu hành trình và giảm tốc cuối hành trình của xe đẩy. Chính điều này làm giảm hiệu quả hoạt động của cần cầu trong các ngành công nghiệp giao thông vận tải và xây dựng, kể cả trường hợp cần cầu tương đối đơn giản được sử dụng. Do đó, các nhà nghiên cứu trong điều khiển cần cầu đã tập trung vào các giải pháp điều khiển triệt tiêu dao động một cách nhanh chóng, liên tục và hiệu quả. Các phương pháp điều khiển cần cầu đã được phát triển bao gồm hiệu chỉnh ngõ vào (Blackburn *et al.*,

2010; Hong, Huh, & Hong, 2003; Hong, Park, & Lee, 2000; Huey, Sorensen, & Singhose, 2008; Singhose, Perter, Kenison, & Krrikku, 2000; Sorensen, & Singhose, 2008, Sorensen, Singhose, & Dickerson, 2007; Sung & Singhose, 2009), điều khiển tối ưu (Al-Garni, Moustafa, & Javeed Nizami, 1995; Terashima, Shen, & Yano, 2007), điều khiển tuyến tính/phi tuyến (Kim, Hong, & Suk, 2004; Klosinski, 2005; Messineo, Celani, & Egeland, 2008; Park, Chwa, & Hong, 2007; Sawodny, Aschemann, & Lahres, 2002), điều khiển biên từ quan điểm xem hệ thống cần cầu là hệ vận chuyển liên tục (d’Andrea-Novel & Coron, 2000; Kim & Hong, 2004; Ngo, Hong, & Jung, 2009), điều khiển trượt (Almutairi & Zribi, 2009; Bartolini, Pisano & Usai, 2002), điều khiển mờ (Benhidjeb & Gissinger, 1995; Chang & Chiang, 2008; Liu, Yi, Zhao, & Wang, 2005) và điều khiển thích nghi (Cheng & Chen, 1996; Hua & Shine, 2007; Messineo & Serrani, 2009; Mizumoto *et al.*, 2007).

Trong nghiên cứu này, một thuật toán điều khiển dựa trên mô hình phi tuyến tính của cần cầu container đã được thiết kế. Trong đó, lực ma sát được tính đến và xác định dựa trên mô hình lực ma sát Coulomb (Olsson *et al.*, 1998; Lu *et al.*, 2009). Lực ma sát xuất hiện trong hệ thống làm tăng sai số xác lập trong bài toán điều khiển vị trí. Nếu xét đến việc điều khiển chống lắc thì chất lượng điều khiển như vậy là không thể chấp nhận. Vì vậy, ma sát phải được ước tính, và sau đó là việc bù ma sát phải được áp dụng để loại bỏ tác động của nó. Để ước lượng lực ma sát, một mô hình toán học của nó được sử dụng, và các hệ số ma sát của các mô hình được ước tính bằng cách sử dụng phương pháp bình phương cực tiểu hồi qui (RLS).

Bài báo được trình bày như sau: hệ phương trình toán học mô tả động lực của một cần cầu container được thiết lập và các mô hình toán học để ước tính ma sát được công bố trong phần 2; trong phần 3, một luật điều khiển phi tuyến được đề xuất; phần 4, kết quả mô phỏng và thực nghiệm cho cả hai phương pháp điều khiển tuyến tính và phi tuyến được thảo luận; cuối cùng, kết luận được rút ra trong phần 5.

**2 MÔ TẢ HỆ CẦN CẦU CONTAINER**

**2.1 Động lực học hệ cần cầu**

Xem xét cần cầu container được minh họa trong Hình 1. Container được giữ bởi ngàm kẹp container (spreader) và cả hai được liên kết với xe đẩy (xe goòng) bằng một dây có chiều dài  $l$ . Khối lượng của xe đẩy và tải trọng tương ứng là  $m_t$  và

$m_p$ . Một lực điều khiển  $f_x$  được tác động vào xe đẩy đồng thời xe đẩy bị ảnh hưởng bởi một lực ma sát  $f_r$ . Việc di chuyển của xe đẩy đến vị trí mong muốn sẽ gây ra dao động lắc lư của container. Trong thực tế, một cần cầu container sử dụng bốn sợi dây thừng để liên kết ngàm kẹp với giàn xe đẩy. Tuy nhiên, trong nghiên cứu này, để đơn giản, cần cầu container được mô hình hoá là một sợi dây liên kết giữa tải và xe đẩy. Giả thiết rằng chuyển động của xe đẩy và chuyển động lắc của tải cùng nằm trong một mặt phẳng, có nghĩa là, mặt phẳng  $XY$  (xem Hình 1). Đặt  $x$  là vị trí xe đẩy trên trục  $X$ ,  $\theta$  là góc lắc và  $g$  là gia tốc trọng trường.

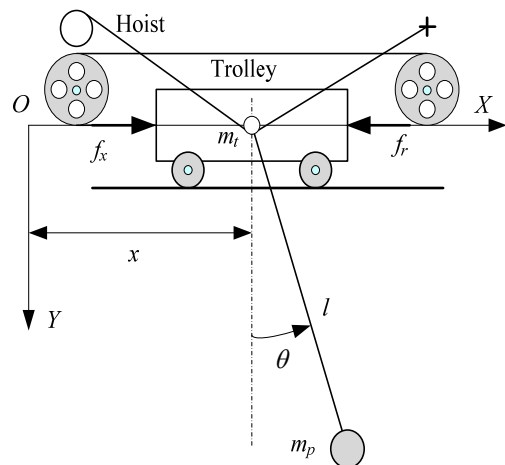
Xem các chuyển động của hệ thống trong một mặt phẳng hai chiều không ma sát, động năng  $T$  và thế năng  $U$  của toàn bộ hệ thống được xác định bởi:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{1}{2} m_t \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_p (\dot{i} \cos \theta - l \dot{\theta} \sin \theta)^2 \\
 &\quad + \frac{1}{2} m_p (\dot{x}^2 + \dot{i} \sin \theta + l \dot{\theta} \cos \theta)^2 \\
 &= \frac{1}{2} (m_t + m_p) \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_p \dot{i}^2 + \frac{1}{2} m_p l^2 \dot{\theta}^2 \\
 &\quad + m_p \dot{x} \dot{i} \sin \theta + m_p l \dot{x} \dot{\theta} \cos \theta, \\
 U &= -m_p g l \cos \theta.
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Đặt  $q = (x, \theta)$  là tọa độ suy rộng tương ứng với các lực tác động trong tọa độ suy rộng,  $f = (f_x, 0)$ , và sử dụng phương trình Lagrange

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = f_i, i = 1, 2,
 \tag{3}$$

thì phương trình chuyển động được xác định như sau:



**Hình 1: Mô hình toán học hệ cần cầu container**

$$f_x = (m_t + m_p)\ddot{x} + m_p\ddot{l} \sin \theta + m_p l \ddot{\theta} \cos \theta + 2m_p \dot{l} \dot{\theta} \cos \theta - m_p l \dot{\theta}^2 \sin \theta, \quad (4)$$

$$0 = m_p \dot{x} \cos \theta + m_p l^2 \ddot{\theta} + 2m_p l \dot{l} \dot{\theta} + m_p g l \sin \theta. \quad (5)$$

Với việc tồn tại của lực ma sát,  $f_r$ , thì phương trình (4) được viết lại:

$$f_x - f_r = (m_t + m_p)\ddot{x} + m_p\ddot{l} \sin \theta + m_p l \ddot{\theta} \cos \theta + 2m_p \dot{l} \dot{\theta} \cos \theta - m_p l \dot{\theta}^2 \sin \theta. \quad (6)$$

Trong phần tiếp theo, một mô hình toán học của lực ma sát cùng với phương pháp ước lượng hệ số ma sát sẽ được trình bày.

**2.2 Ước lượng ma sát**

Ma sát luôn tồn tại trong các hệ cơ khí và là nguyên nhân của nhiều hiện tượng như chuyển động theo trễ (tracking lags), sai lệch tĩnh (steady-state) hoặc là chuyển động nhảy (stick-slip motion). Rất nhiều mô hình ma sát đã được nghiên cứu, trong đó, mô hình trong Hình 2 được giới thiệu bởi Olsson *et al.* (1998) được sử dụng phổ biến. Áp dụng mô hình này, ma sát giữa xe đẩy và đường ray trên cần cầu container được cho như sau:

$$f_r = f_s(1 - |\varsigma|) + |\varsigma| \left[ \left( \frac{\varsigma + 1}{2} \right) (\xi^+ + c_v^+ \dot{x}) + \left( \frac{\varsigma - 1}{2} \right) (\xi^- - c_v^- \dot{x}) \right] \quad (7)$$

ở đây,  $f_s$  là lực ma sát nghỉ tại vị trí đứng yên,  $\xi$  và  $c_v$  là hệ số ma sát Coulomb và hệ số nhớt, và  $\varsigma$  được định nghĩa là chiều của vận tốc,  $\varsigma = \text{sign}(\dot{x})$ .

Lực ma sát tĩnh tác động như là phản lực khi lực phát động không lớn hơn lực ma sát Coulomb. Vì vậy, lực ma sát tĩnh có thể là bất kỳ giá trị nào trong khoảng  $\xi$  và  $\xi^+$  trong miền vận tốc không (zero-velocity). Để triệt tiêu lực ma sát tĩnh, lực phát động cần phải đảo chiều sau khi qua khỏi vùng vận tốc không, điều này sẽ tạo ra chuyển động quay vòng theo chu kỳ (limit cycles). Để khắc phục hiện tượng này, lực ma sát tĩnh được xấp xỉ như là một hàm liên tục trong miền vận tốc không, như Hình 2(b). Khi đó, mô hình ma sát mới được đề xuất trong điều khiển cần cầu là

$$f_r = \left[ \left( \frac{\varsigma + 1}{2} \right) \xi^+ + \left( \frac{\varsigma - 1}{2} \right) \xi^- \right] \frac{\dot{x}}{dv} \eta + (1 - \eta) \left( \frac{\varsigma + 1}{2} \right) (\xi^+ + c_v^+ \dot{x}) + (1 - \eta) \left( \frac{\varsigma - 1}{2} \right) (\xi^- - c_v^- \dot{x}), \quad (8)$$

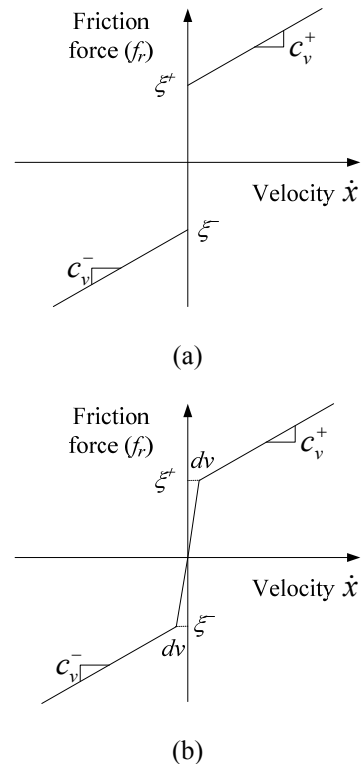
ở đây  $dv$  là giới hạn trên của vùng vận tốc không và  $\eta$  là hệ số được định nghĩa như sau:

$$\eta = \begin{cases} 1 & \text{if } |\dot{x}| \leq dv, \\ 0 & \text{if } |\dot{x}| > dv. \end{cases} \quad (9)$$

Trong việc ước lượng ma sát Coulomb và ma sát nhớt, xe đẩy được thiết kế để di chuyển ra ngoài vùng vận tốc không. Vì vậy, lực ma sát tĩnh được bỏ qua trong mô hình ước lượng. Bên cạnh đó, đáp ứng của động cơ thì nhanh hơn đáp ứng của xe đẩy. Cho nên, động cơ điều khiển chuyển động của xe đẩy được mô hình hoá như là mô hình tuyến tính với hằng số chưa biết,  $k_m$ .

$$f_x = k_m u, \quad (10)$$

ở đây,  $u$  là ngõ vào điều khiển động cơ.



**Hình 2: Mô hình ma sát**

Phương trình chuyển động của động cơ được viết lại trong trường hợp tồn tại lực ma sát là:

$$\ddot{x} = h_1(\dot{\theta}, \theta) + g_1(\theta)(f_x - f_r), \quad (11)$$

$$\ddot{\theta} = h_2(\dot{\theta}, \theta) + g_2(\theta)(f_x - f_r), \quad (12)$$

ở đây

$$h_1(\dot{\theta}, \theta) = \frac{m_p g \sin \theta \cos \theta}{m_t + m_p \sin^2 \theta} + \frac{-m_p \ddot{l} \sin \theta + m_p l \dot{\theta}^2 \sin \theta}{m_t + m_p \sin^2 \theta},$$

$$h_2(\dot{\theta}, \theta) = \frac{-(m_p + m_t)g \sin \theta + m_p \ddot{l} \sin \theta \cos \theta}{m_t l + m_p l \sin^2 \theta} - \frac{m_p l \dot{\theta}^2 \sin \theta \cos \theta}{m_t l + m_p l \sin^2 \theta} - \frac{2l \dot{\theta}}{l},$$

$$g_1(\theta) = \frac{1}{m_t + m_p \sin^2 \theta},$$

$$g_2(\theta) = -\frac{\cos \theta}{m_t l + m_p l \sin^2 \theta}.$$

Thay phương trình (8) và (10) vào (11) và bỏ qua ma sát tĩnh được kết quả sau:

$$\frac{\ddot{x} - h_1(\dot{\theta}, \theta)}{g_1(\theta)} = k_m u - \left(\frac{\zeta + 1}{2}\right) (\xi^+ + c_v^+ \dot{x}) - \left(\frac{\zeta - 1}{2}\right) (\xi^- - c_v^- \dot{x}) \quad (13)$$

Phương trình (13) là tuyến tính theo các thông số chưa biết  $\Theta^T = [k_m \ \xi^+ \ \xi^- \ c_v^+ \ c_v^-]$  nên phương pháp bình phương cực tiểu hồi qui được sử dụng để ước lượng các thông số trên. Các hàm số được định nghĩa như sau:

$$h(t) = (\ddot{x} - h_1(\dot{\theta}, \theta))/g_1(\theta),$$

$$\varphi^T(t) = [u \ -0.5(\zeta + 1) \ -0.5(\zeta - 1) \ -0.5(\zeta + 1) \ 0.5(\zeta - 1)] \dot{x},$$

và vì vậy,

$$h(t) = \varphi^T(t) \Theta. \quad (14)$$

Sử dụng phương pháp ước lượng RLS (Aström & Wittenmark, 1994), véc tơ thông số chưa biết được xác định là:

$$\hat{\Theta}(t) = \hat{\Theta}(t-1) + K(t)\varepsilon(t), \quad (15)$$

ở đây

$$K(t) = P(t-1)\varphi(t-1)(\lambda + \varphi^T(t-1)P(t-1)\varphi(t-1))^{-1},$$

$$\varepsilon(t) = h(t) - \varphi^T(t-1)\hat{\Theta}(t-1),$$

$$P(t) = (I - K(t)\varphi^T(t-1))P(t-1)/\lambda,$$

$\lambda$  là hệ số suy nhớ (forgetting factor), và  $I$  là ma trận đơn vị. Để ứng dụng phương pháp RLS, tín hiệu tham chiếu được chọn để thỏa mãn điều kiện kích thích liên tục (persistent excitation - PE). Ở đây, gia tốc và vận tốc của trolley được giả định là đo lường hay ước lượng được từ thông số vị trí đo được. Vì vậy, hàm số  $h(t)$  trong (14) được xác định. Các thí nghiệm đã được thực hiện để đánh giá phương pháp này và các kết quả được trình bày trong phần 4.

### 3 ĐIỀU KHIỂN PHI TUYẾN

Trong thực tế, luôn tồn tại một giá trị của ngõ vào điều khiển để hệ phương trình (11) và (12) thỏa mãn điều kiện:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= h_1(\dot{\theta}, \theta) + g_1(\theta)(f_x - f_r) \\ &= \ddot{x}_d - k_{x1}(\dot{x} - \dot{x}_d) - k_{x2}(x - x_d), \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} &= h_2(\dot{\theta}, \theta) + g_2(\theta)(f_x - f_r) \\ &= -2k_\theta \dot{\theta} - k_\theta^2 \theta, \end{aligned} \quad (17)$$

ở đây,  $x_d$  là vị trí mong muốn của xe đẩy. Khi điều kiện (16) và (17) cùng thỏa mãn thì hệ thống là ổn định tiệm cận và hội tụ về trạng thái mong muốn,  $q_d = (x_d, 0)$ . Để thiết kế ngõ vào điều khiển, phương trình (16) và (17) được viết lại dưới dạng ma trận sau:

$$\begin{bmatrix} h_1(\dot{\theta}, \theta) \\ h_2(\dot{\theta}, \theta) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} g_1(\theta) \\ g_2(\theta) \end{bmatrix} (f_x - f_r) = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix}, \quad (18)$$

ở đây,  $v_1 = \ddot{x}_d - k_{x1}(\dot{x} - \dot{x}_d) - k_{x2}(x - x_d)$  và  $v_2 = -2k_\theta \dot{\theta} - k_\theta^2 \theta$ . Vì vậy, ngõ vào điều khiển  $u_c$  được thiết kế là:

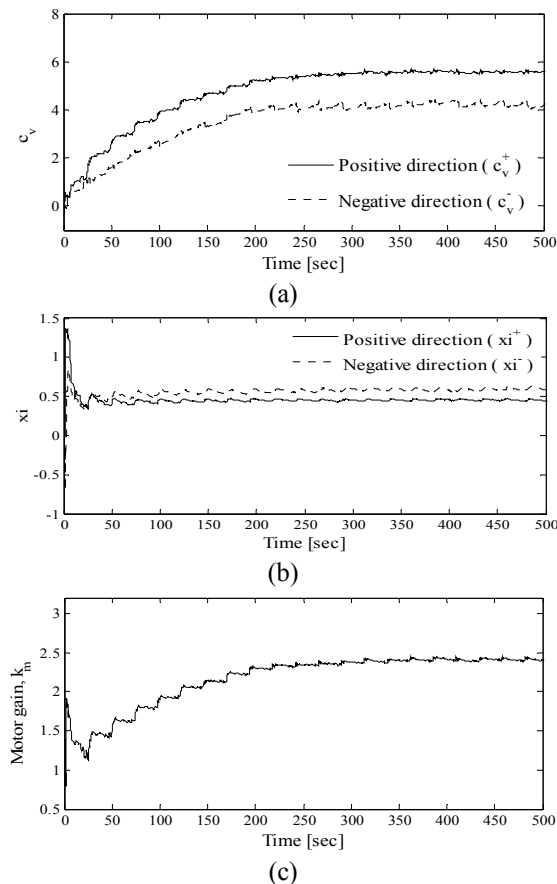
$$u_c = \frac{1}{k_m} \left[ \frac{g_1(\theta)(v_1 - h_1(\dot{\theta}, \theta))}{g_1^2(\theta) + g_2^2(\theta)} + \frac{g_2(\theta)(v_2 - h_2(\dot{\theta}, \theta))}{g_1^2(\theta) + g_2^2(\theta)} + f_r \right]. \quad (19)$$

Hằng số động cơ và các hệ số ma sát đã ước lượng trong phần 2 được đưa vào trong giải thuật điều khiển.

## 4 KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ THỰC NGHIỆM

### 4.1 Ước lượng ma sát

Một cần cầu hai chiều dùng trong phòng thí nghiệm được sử dụng để thực hiện các thí nghiệm. Để thỏa mãn điều kiện PE [30], tín hiệu tham chiếu được chọn như sau:  $x_d = 0.5\sin(\pi t/2) + 0.25\sin(\pi t/3) + 0.25\sin(\pi t/6)$ . Khối lượng của xe đẩy và tải được cho như sau:  $m=1.67\text{kg}$ , và  $m_p=0.73\text{kg}$ . Khi ngõ vào điều khiển tác động vào xe đẩy, xe đẩy sẽ di chuyển theo cả hai chiều để hàm số trong (13) được xác định với mọi thông số. Thông số ước lượng được xác định theo (15) và được trình bày trong Hình 3. Tất cả các thông số đều hội tụ về giá trị thực của hệ thống khi vận tốc thay đổi bao gồm chiều chuyển động âm và dương. Tuy nhiên, bề mặt tiếp xúc giữa đường ray và xe đẩy không được nhẵn một cách lý tưởng nên vẫn còn tồn tại sự sai lệch nhỏ. Trong thực tế, giá trị sai lệch này là không đáng kể và chấp nhận được đối với mô hình thực nghiệm. Vì vậy, giá trị trung bình (bao gồm cả sai lệch) của hệ số ma sát được dùng cho mục đích điều khiển.



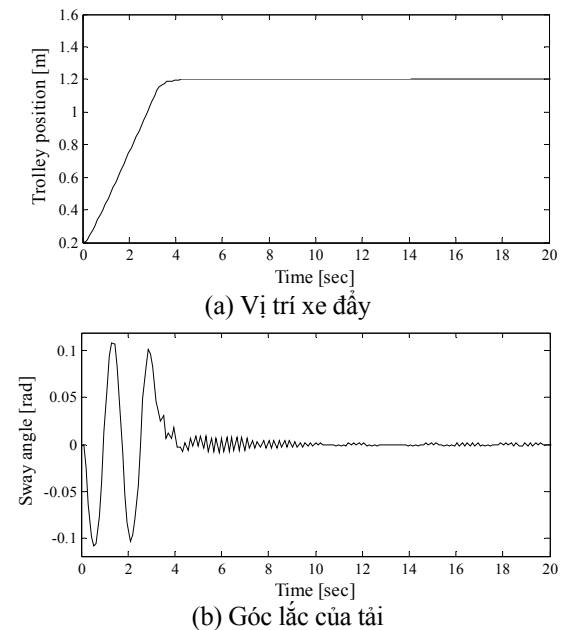
Hình 3: Thông số được ước lượng

### 4.2 Giải thuật điều khiển phi tuyến

Với các hệ số ma sát được ước lượng một cách chính xác thì lực ma sát hoàn toàn được tính toán theo phương trình (8). Một khi lực ma sát và hằng số động cơ  $k_m$  được xác định thì luật điều khiển (18) được áp dụng để điều khiển cần cầu. Việc áp dụng luật điều khiển phi tuyến có bù ma sát mang lại kết quả rất khả quan. Xe đẩy đạt được vị trí mong muốn với dao động rất nhỏ của tải, theo Hình 4. Tuy nhiên, góc lắc động cơ vẫn còn dao động với biên độ nhỏ ngay khi xe đẩy dừng lại ở vị trí mong muốn. Dao động này là do bởi xe đẩy đi vào vùng vận tốc không và tại đó lực ma sát thay đổi chiều đột ngột. Tuy nhiên, dao động này là không đáng kể nếu so với góc lắc của tải khi không có điều khiển.

## 5 KẾT LUẬN

Lực ma sát luôn tồn tại trong các hệ thống cần cầu và các hệ số ma sát thường là không xác định, điều này gây khó khăn trong việc thiết kế hệ thống điều khiển chính xác vị trí của xe đẩy và chống lắc cho tải. Tuy nhiên, bài báo giới thiệu một phương pháp ước lượng các hệ số ma sát sử dụng phương pháp bình phương cực tiểu hồi qui, đồng thời thiết kế luật điều khiển phi tuyến có bù ma sát để điều khiển xe đẩy đến vị trí mong muốn với góc lắc được triệt tiêu ở cuối hành trình. Kết quả thực nghiệm đã cho thấy tính hiệu quả cũng như khả năng ổn định của luật điều khiển phi tuyến có bù ma sát.



Hình 4: Đáp ứng của hệ thống khi điều khiển

## LỜI CẢM ƠN

Tác giả chân thành cảm ơn Trường Đại học Cần Thơ đã cấp kinh phí để thực hiện nghiên cứu này. Nghiên cứu được thực hiện dưới sự tài trợ từ Đề tài nghiên cứu cấp Trường năm 2013 (Mã số đề tài: T2013-06).

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Al-Garni, A. Z., Moustafa, K. A. F., & Javeed Nizami, S. S. A. K. (1995). Optimal control of overhead cranes. *Control Engineering Practice*, 3(9), 1277-1284.
2. Almutairi, N. B. & Zribi, M. (2009). Sliding mode control of a three-dimensional overhead crane. *Journal of Vibration and Control*, 15(11), 1679-1730.
3. Åström, K. J., & Wittenmark, B. (1994). *Adaptive control*, Addison-Wesley, 2<sup>nd</sup> ed.
4. Bartolini, G., Pisano, A., & Usai, E. (2002). Second-order sliding-mode control of container cranes. *Automatica*, 38(10), 1783-1790.
5. Benhidjeb, A., & Gissingner, G. L. (1995). Fuzzy control of an overhead crane performance comparison with classical control. *Control Engineering Practice*, 3(12), 1687-1696.
6. Blackburn, D., Lawrence, J., Danielson, J., Singhose, W., Kamoi, T., & Taura, A. (2010). Radial-motion assisted command shapers for nonlinear tower crane rotational slewing. *Control Engineering Practice*, In press.
7. Chang, C. Y., & Chiang, K. H. (2008). Fuzzy projection control law and its application to the overhead crane. *Mechatronics*, 18(10), 607-615.
8. Cheng, C. C., & Chen, C. Y. (1996). Controller design for an overhead crane system with uncertainty. *Control Engineering Practice*, 4(5), 645-653.
9. d'Andrea-Novell, B., & J. M. Coron. (2000). Exponential stabilization of an overhead crane with flexible cable via a back-stepping approach. *Automatica*, 36(4), 587-593.
10. Hong, K. T., Huh, C. D., & Hong, K.-S. (2003). Command shaping control for limiting the transient sway angle of crane systems. *International Journal of Control, Automation, and Systems*, 1(1), 43-53.
11. Hong, K.-S., Park, B. J., & Lee, M. H. (2000). Two-stage control for container cranes. *JSME International Journal, Series C*, 43(2), 273-282.
12. Hua, Y. J., & Shine, Y. K. (2007). Adaptive coupling control for overhead crane systems. *Mechatronics*, 17(2-3), 143-152.
13. Huey, J. R., Sorensen, K. L., & Singhose, W. (2008). Useful applications of closed-loop signal shaping controllers. *Control Engineering Practice*, 16 (7), 836-846.
14. Kim, C. S., & Hong, K.-S. (2009). Boundary control of container cranes from perspective of controlling an axially moving string system. *International Journal of Control, Automation, and Systems*, 7(3), 437-445.
15. Kim, Y. S., Hong, K.-S., & Sul, S. K. (2004). Anti-sway control of container cranes: inclinometer, observer, and state feedback. *International Journal of Control, Automation, and Systems*, 2(4), 435-449.
16. Klosinski, J. (2005). Swing-free stop control of the slewing motion of a mobile crane. *Control Engineering Practice*, 13, 451-460.
17. Liu, D., Yi, J., Zhao, D., & Wang, W. (2005). Adaptive sliding mode fuzzy control for a two-dimensional overhead crane. *Mechatronics*, 15(5), 505-522.
18. Lu, L., Yao, B., Wang, Q., & Chen, Z. (2009). Adaptive robust control of linear motors with dynamic friction compensation using modified LuGre model. *Automatica*, 45(12), 2890-2896.
19. Messineo, S., Celani, F., & Egeland, O. (2008). Crane feedback control in offshore moonpool operations. *Control Engineering Practice*, 16(3), 356-364.
20. Messineo, S., & Serrani, A. (2009). Offshore crane control based on adaptive external models. *Automatica*, 45(11), 2546-2556.
21. Mizumoto, I., Chen, T., Ohdaira, S., Kumon, M., & Iwai, Z. (2007). Adaptive output feedback control of general MIMO systems using multirate sampling and its application to a cart-crane system. *Automatica*, 43(12), 2077-2085.

22. Ngo, Q. H., Hong, K.-S., & Jung, I. H. (2009). Adaptive control of an axially moving system. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 23(11), 3071-3078.
23. Olsson, H., Aström, K. J., Canudas de Wit, C., Gäfvert, M., & Lischinsky, P. (1998). Friction models and friction compensation. *European Journal of Control*, 4(3), 176-195.
24. Park, H., Chwa, D., & Hong, K.-S. (2007). A feedback linearization control of container cranes: varying rope length. *International Journal of Control, Automation, and Systems*, 5(4), 379-387.
25. Sawodny, O., Aschemann, H., & Lahres, S. (2002). An automated gantry crane as a large workspace robot. *Control Engineering Practice*, 10(12), 1323-1338.
26. Singhose, W., Perter, L., Kenison, M., & Krikku, E. (2000). Effects of hoisting on the input shaping control of gantry cranes. *Control Engineering Practice*, 8(10), 1159-1165.
27. Sorensen, K. L. & Singhose, W. (2008). Command-induced vibration analysis using input shaping principles. *Automatica*, 44(9), 2392-2397.
28. Sorensen, K.L., Singhose, W., & Dickerson, S. (2007). A controller enabling precise positioning and sway reduction in bridge and gantry cranes. *Control Engineering Practice*, 15(7), 825-837.
29. Sung, Y. G., & Singhose, W. (2009). Limited-state commands for systems with two flexible modes. *Mechatronics*, 19(5), 780-787.
30. Terashima, K., Shen, Y., & Yano, K. (2007). Modeling and optimal control of a rotary crane using the straight transfer transformation method. *Control Engineering Practice*, 15(9), 1179-1192.