

**NGHIÊN CỨU DAO ĐỘNG HÀNG KHI PHỐI HỢP LÀM VIỆC CƠ CẤU DI  
CHUYỂN VÀ CƠ CẤU QUAY CẦN TRỤC THÁP  
STUDY ON OSCILLATIONS OF LOAD WHEN TOWER CRANE OPERATES IN  
CASE OF COMBINED MOTION OF TROLLEY AND ROTATIONAL MOTION**

**KS. LƯU QUANG KHANH**  
*Khoa Đóng tàu, Trường ĐHHH*

**Tóm tắt:**

*Trong thời kỳ chuyển động không ổn định của cần trục tháp sẽ phát sinh ra tải trọng động tác dụng lên kết cấu thép cần trục và gây ra sự lắc hàng. Bài viết nghiên cứu dao động hàng khi phối hợp làm việc cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay cần trục tháp.*

**Abstract:**

*In starting and stopping periods of the tower crane, dynamic loads are born, causing effect to the steel structures and in turn causing the goods oscillations. This study touches upon the goods oscillations when in combination motion of the rotation of the steel tower.*

**1. Đặt vấn đề**

Hiện nay cần trục tháp được sử dụng rất rộng rãi trong các nhà máy, công trường xây dựng, kho bãi, bến cảng, v.v... dùng để nâng hạ, vận chuyển hàng hoá, thực hiện các thao tác công nghệ, giúp giảm nhẹ sức lao động con người, tăng năng suất lao động. Trong trường hợp cần trục có mang hàng treo trên cáp, khi khởi động hoặc hãm các cơ cấu sẽ sinh ra dao động của hàng. Sự dao động của hàng là không an toàn dễ xảy ra tai nạn nhất là đối với cần trục dùng trong luyện kim, vận chuyển kim loại lỏng, chất độc hại... Hơn nữa, sự lắc hàng sau khi dừng làm tăng thời gian chu kỳ làm việc dẫn đến giảm năng suất của cần trục. Vì vậy việc nghiên cứu dao động hàng khi các cơ cấu hoạt động để tìm ra quy luật dao động hàng, tần số dao động, biên độ dao động của hàng... từ đó phân tích các yếu tố ảnh hưởng đến các thông số động lực nói trên, đưa ra các quan điểm thiết kế động lực hợp lý, các biện pháp giảm dao động hàng khi các cơ cấu hoạt động là cần thiết. Hiện nay có rất nhiều các tác giả nghiên cứu dao động hàng khi các cơ cấu hoạt động. Trong các công trình nghiên cứu dao động hàng [1]; [2]; [4]; [5]... các tác giả đã phân tích rất kỹ dao động của hàng khi cơ cấu di chuyển xe con, cơ cấu quay làm việc và ảnh hưởng của dao động hàng đến kết cấu thép khi cần trục làm việc từ đó đưa ra các thông số kết cấu, hoạt động hợp lý để giảm dao động hàng, hay đưa ra các phương pháp giảm tải trọng động kết cấu thép và chống lắc hàng khi cần trục làm việc. Tuy nhiên, những nghiên cứu trên của các tác giả mới chỉ đề cập đến từng chuyển động của cần trục nhưng để tăng năng suất cần trục hiện nay ngoài cách tăng tốc độ, tăng sức nâng người ta còn phối hợp một số chuyển động của cần trục khi khai thác. Trong công trình [6] tác giả đã xét đến dao động hàng khi phối hợp làm việc cơ cấu nâng và cơ cấu quay trên cơ sở đó đưa ra biện pháp triệt tiêu dao động hàng, nhưng đối với các loại cần trục tháp được sử dụng hiện nay thì khẩu độ của chúng tương đối lớn (35m – 50m) do vậy ngoài việc kết hợp chuyển động cơ cấu quay và nâng cần trục chúng ta có thể kết hợp chuyển động quay và di chuyển xe con. Bài báo này nghiên cứu dao động của hàng khi phối hợp làm việc cơ cấu quay và cơ cấu di chuyển xe con cần trục tháp.

**2. Nội dung**

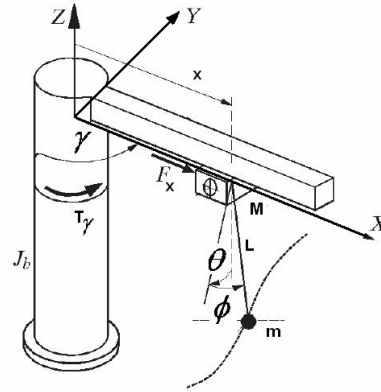
**2.1. Mô hình bài toán**

Nghiên cứu sự lắc hàng treo trên cáp khi cơ cấu quay và di chuyển cần trục tháp đồng thời làm việc với mô hình trên ta sử dụng một số giả thiết như sau:

- Hàng treo trên cáp tương tự con lắc treo tự do
- Khối lượng palăng cáp có thể bỏ qua so với khối lượng hàng.
- Biên dạng ngang của cần rất nhỏ so với biên độ lắc của hàng.
- Khối lượng cần trục lớn hơn rất nhiều so với khối lượng hàng.
- Dao động của hàng được xét trong phạm vi góc nghiêng nhỏ.

Cơ hệ có 4 bậc tự do bao gồm:

- $x$ : Quãng đường dịch chuyển xe con dọc theo cần của cần trục tháp.
- $\gamma$ : Góc quay của cần trục tháp
- $\phi$ : Góc lác hàng trong mặt phẳng nâng hàng.
- $\theta$ : Góc lác hàng vuông góc với mặt phẳng nâng hàng.
- $M$ : Khối lượng xe con di chuyển.
- $m$ : Khối lượng hàng.
- $L$ : Chiều dài cáp treo hàng.
- $J_0$ : Mô men quán tính phần quay của cần trục đối với trục quay.



Hình 1 - Mô hình nghiên cứu dao động hàng khi phối hợp làm việc cơ cấu quay và di chuyển cần trục tháp [3]

## 2.2. Thiết lập phương trình vi phân mô tả chuyển động cơ hệ

Để thiết lập phương trình vi phân chuyển động với mô hình bài toán như trên ta sử dụng phương trình Lagrange loại 2:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i^* \quad (i = 1 \div 4) \quad (1)$$

Động năng hệ là:

$$T = \frac{1}{2} m \left[ (\dot{x} - L(\dot{\gamma} \sin \theta - \dot{\theta} \sin \phi \sin \theta + \dot{\phi} \cos \phi \cos \theta))^2 + (x\dot{\gamma} + L \cos \theta (\dot{\theta} - \dot{\gamma} \sin \phi))^2 + L(\dot{\theta} \sin \theta \cos \phi + \dot{\phi} \sin \phi \cos \theta)^2 \right] + \frac{1}{2} M (\dot{x}^2 + (\dot{\gamma} x)^2) + \frac{1}{2} J_0 \dot{\gamma}^2 \quad (2)$$

Thế năng hệ là:

$$\Pi = -m \cdot g \cdot L \cdot \cos(\theta) \cdot \cos(\phi) \quad (3)$$

Ta chọn  $x, \gamma, \phi, \theta$  làm các tọa độ suy rộng

$$q_1 = x; q_2 = \gamma;$$

$$q_3 = \phi; q_4 = \theta;$$

$$\text{Lực suy rộng: } Q_1 = F_x \text{ (lực kéo xe con di chuyển); } Q_2^* = 0;$$

$$Q_3 = T_\gamma \text{ (mô men quay cần trục); } Q_4^* = 0.$$

Sau khi biến đổi ta có phương trình vi phân mô tả chuyển động hệ là:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m + M) \ddot{x} + m \cdot L \cdot \dot{\gamma}^2 \cdot \cos \theta \cdot \sin \phi - (m + M) \cdot \dot{\gamma}^2 \cdot x - 2 \cdot m \cdot L \cdot \dot{\gamma} \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta + \\ + m \cdot L \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \cos \theta \cdot \sin \phi + 2 \cdot m \cdot L \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\phi} \cdot \cos \phi \cdot \sin \theta + m \cdot L \cdot \dot{\phi}^2 \cdot \cos \theta \cdot \sin \phi - \\ - m \cdot L \cdot \ddot{\phi} \cdot \cos \theta \cdot \cos \phi + m \cdot L \cdot \ddot{\theta} \cdot \sin \theta \cdot \sin \phi - m \cdot L \cdot \dot{\gamma} \cdot \sin \theta = F_x \\ L \cdot \cos^2 \theta \cdot \ddot{\phi} + \cos \theta \cdot (g \cdot \sin \phi - L \cdot \dot{\gamma}^2 \cdot \cos \theta \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi + x \cdot \dot{\gamma}^2 \cdot \cos \phi - \\ - \ddot{x} \cdot \cos \phi + 2 \cdot L \cdot \dot{\gamma} \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta \cdot \cos \phi - 2 \cdot L \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\phi} \cdot \sin \theta) + L \cdot \ddot{\gamma} \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot \cos \phi = 0 \\ (J_0 + m \cdot L^2 \cdot \sin^2 \theta - 2 \cdot m \cdot L \cdot x \cdot \cos \theta \cdot \sin \phi + m \cdot L^2 \cdot \cos^2 \theta \cdot \sin^2 \phi + m \cdot x^2 + M \cdot x^2) \cdot \ddot{\gamma} - \\ - m \cdot L \cdot x \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin \theta - 2 \cdot m \cdot L^2 \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\phi} \cdot \sin^2 \theta \cdot \cos \phi - m \cdot L^2 \cdot \dot{\phi}^2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot \sin \phi + \\ + 2 \cdot x \cdot \ddot{x} \cdot \dot{\gamma} \cdot (m + M) + m \cdot L^2 \cdot \dot{\gamma} \cdot (\dot{\theta} \cdot \sin 2\theta \cdot \cos^2 \phi + \dot{\phi} \cdot \cos^2 \theta \cdot \sin 2\phi) + \\ + 2 \cdot m \cdot L \cdot \dot{\gamma} \cdot (-\dot{x} \cdot \cos \theta \cdot \sin \phi + x \cdot \dot{\theta} \cdot \sin \theta \cdot \sin \phi - x \cdot \dot{\phi} \cdot \cos \theta \cdot \cos \phi) - m \cdot L \cdot \ddot{x} \cdot \sin \theta + \\ + \ddot{\theta} (m \cdot L \cdot x \cdot \cos \theta - m \cdot L^2 \cdot \sin \phi) + m \cdot L^2 \cdot \ddot{\phi} \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot \cos \phi = T_\gamma \\ L \cdot \ddot{\theta} + g \cdot \cos \phi \cdot \sin \theta + 2 \cdot \ddot{x} \cdot \dot{\gamma} \cdot \cos \theta - L \cdot \dot{\gamma}^2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot \cos^2 \phi - x \cdot \dot{\gamma}^2 \cdot \sin \theta \cdot \sin \phi - \\ - L \cdot \dot{\gamma} \cdot \dot{\phi} \cdot \cos \phi + L \cdot \dot{\gamma} \cdot \dot{\phi} \cdot \sin^2 \theta \cdot \cos \phi - L \cdot \dot{\gamma} \cdot \dot{\phi} \cdot \cos^2 \theta \cdot \cos \phi + L \cdot \dot{\phi}^2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta + \ddot{x} \cdot \sin \theta \cdot \sin \phi + \\ + \ddot{\gamma} (x \cdot \cos \theta - L \cdot \sin \phi) = 0 \end{array} \right. \quad (4)$$

Trong đó:

-  $F_x$ : Lực chủ động của động cơ tác dụng vào cơ cấu di chuyển

$$F_x = \frac{2.M_{dcd}.i_{dc}.\eta}{D_{bx}} \quad (5)$$

$i_{dc}$ : Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực cơ cấu di chuyển

$\eta$ : Hiệu suất bộ truyền cơ cấu di chuyển

$D_{bx}$ : Đường kính bánh xe di chuyển

$M_{dcd}$  là mô men quay trên trục động cơ điện cơ cấu di chuyển

-  $T_\gamma$ : Mô men quay cơ cấu quay cần trục

$$T_\gamma = M_{dcq}.i_q.\eta_q \quad (6)$$

$i_q$ : Tỷ số truyền cơ cấu quay

$\eta_q$ : Hiệu suất bộ truyền cơ cấu quay

$M_{dcq}$ : Mô men quay trên trục động cơ điện cơ cấu quay

### 2.3 Giải hệ phương trình vi phân

Hệ phương trình vi phân (4) mô tả toán học quá trình chuyển động của cơ hệ, hệ phương trình này được giải bằng phương pháp số, cụ thể là phương pháp gần đúng Runge – Kutta bậc 4 thông qua ngôn ngữ MATLAB, áp dụng trên cần trục tháp QTZ5010 có các thông số như sau :

- Khối lượng hàng  $m = 10KN$  ; - Khối lượng cơ cấu di chuyển xe con  $M = 20KN$  ;

- Chiều dài cần  $R = 50m$ ; - Chiều cao nâng  $H = 35m$  ;

- Động cơ điện cơ cấu di chuyển có các thông số như sau :

Công suất động cơ  $N_{dc} = 2,7 KW$  ; Tốc độ quay của động cơ  $n_{dc} = 840 v/ph$ ;

Mô men khởi động  $M_{kd} = 57 N.m$ ;

- Tốc độ di chuyển xe con  $v_{dc} = 21,5m/ph$ ;

- Động cơ điện cơ cấu quay có các thông số như sau :

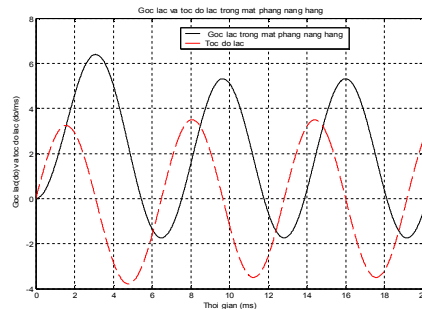
Công suất động cơ  $N_{dcq} = 4,1 KW$ ; Tốc độ quay của động cơ  $n_q = 879 v/ph$ ;

Mô men khởi động  $M_{kd1} = 87 N.m$ ;

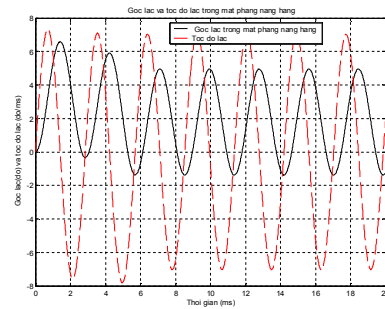
- Tốc độ quay của cần trục tháp  $w = 0,66 v/ph$ ;

Để xác định quy luật biến thiên theo thời gian của các đại lượng nêu trên ta chọn thời gian khởi động  $t_{kd} = 6(s)$  nhỏ hơn thời gian khởi động cho phép  $[t_{kd}] = 10(s)$  theo quy phạm thiết kế cần trục và mô phỏng trong các trường hợp sau:

- Trường hợp cơ cấu di chuyển làm việc, cơ cấu quay không làm việc

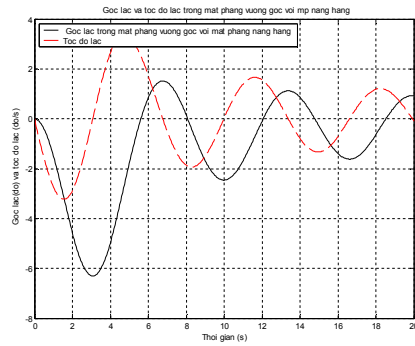


**Hình 2- Góc  $\phi$  khi**  
 $T_\gamma = 0; F_x \neq 0; L=10m ; m=10KN$

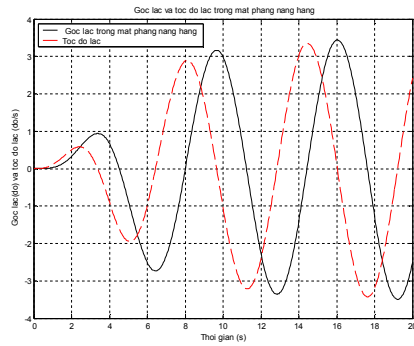


**Hình 3 – Góc  $\phi$  khi**  
 $T_\gamma = 0; F_x \neq 0; L=2m; m=10KN$

- Trường hợp cơ cấu quay làm việc, cơ cấu di chuyển không làm việc

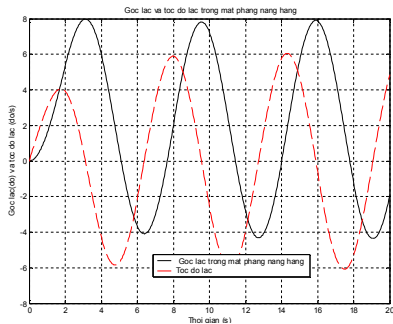


**Hình 4- Góc  $\theta$  khi  $F_x=0; T_y \neq 0; L=10m; m=10KN$**

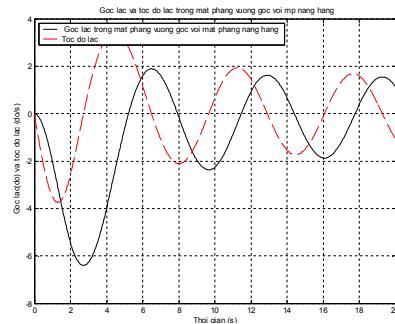


**Hình 5 - Góc  $\phi$  khi  $F_x=0; T_y \neq 0; L=10m ; m=10KN$**

- Trường hợp cả hai cơ cấu quay và di chuyển khởi động đồng thời



**Hình 6- Góc  $\phi$  khi  $F_x \neq 0; T_y \neq 0; L = 10 m ; m = 10 KN$**



**Hình 7- Góc  $\theta$  khi  $F_x \neq 0; T_y \neq 0; L = 10 m ; m = 10 KN$**

## 2.4. Nhận xét và đánh giá kết quả

Từ những kết quả mô phỏng trong 3 trường hợp làm việc của cần trục tháp ta có bảng tổng hợp sau:

**Bảng 1: Bảng tổng hợp các trường hợp làm việc của cần trục tháp**

Trường hợp làm việc		$\phi$	$\theta$	$\alpha$	$A_{max}(m)$		$T(s)$	
					2m	10m	2m	10m
Cơ cấu di chuyển làm việc		$6,2^0$	$0^0$	$90^0$	0,215	1,07	2,4	6,2
Cơ cấu quay làm việc		$1^0$	$6,2^0$	$80,8^0$	0,218	1,09	2,4	6,2
Cả hai cơ cấu làm việc	Hai cơ cấu khởi động cùng lúc	$8^0$	$6,2^0$	$37,9^0$	0,352	1,76	2,4	6,2
	Cơ cấu quay khởi động trước	$6,4^0$	$3,4^0$	$28,05^0$	0,248	1,24	2,4	6,2
	Cơ cấu di chuyển khởi động trước	$4,8^0$	$6,2^0$	$52,39^0$	0,272	1,36	2,4	6,2

- Nhìn vào bảng 1 ta thấy góc lắc hàng, biên độ dao động hàng ( $A$ ) khi phối hợp làm việc của 2 cơ cấu là lớn hơn so với khi một cơ cấu ngừng hoạt động thì cơ cấu còn lại mới hoạt động, nhưng nó lớn hơn không nhiều. Do vậy để nâng cao năng suất khai thác cần trục tháp khi làm việc chúng ta có thể phối hợp làm việc của cơ cấu quay và cơ cấu di chuyển xe con.

- Khi chỉ có cơ cấu quay làm việc hay phối hợp làm việc của 2 cơ cấu thì dao động hàng treo trên cáp gồm 2 dao động: dao động trong mặt phẳng nâng hàng và trong mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng nâng hàng các dao động này là dao động điều hòa xảy ra xung quanh vị trí cân bằng với cùng

tần số, kết hợp 2 dao động này thì hàng sẽ dao động trong mặt phẳng hợp với mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng nâng hàng 1 góc  $\alpha$  các trị số trong từng trường hợp được cho trên bảng 1.

- Tuy nhiên, nhìn vào bảng 1 thì biên độ dao động hàng lớn nhất khi 2 cơ cấu khởi động cùng lúc ( $A_{\max} = 1,76\text{m}$ ) lớn gấp 1,4 lần so với khi cơ cấu quay khởi động trước sau đó mới tiến hành khởi động cơ cấu di chuyển xe con ( $A_{\max} = 1,24\text{m}$ ). Như vậy trong quá trình cần trục tháp làm việc để nâng cao năng suất khai thác việc phối hợp các cơ cấu là cần thiết nhưng không nên khởi động đồng thời các cơ cấu cùng lúc bởi lúc này biên độ dao động hàng lớn sẽ gây tải trọng động lớn tác dụng lên các cơ cấu, kết cấu thép cần trục tháp.

- Khi từng cơ cấu làm việc hay phối hợp làm việc của cơ cấu di chuyển xe con và cơ cấu quay với trọng lượng hàng, trọng lượng xe con, chiều dài treo hàng như nhau thì biên độ dao động (A), chu kỳ (T), tần số dao động của hàng treo trên cáp tăng khi tăng chiều dài treo hàng:

$$L = 2 \text{ m thì } A_{\max} = 0,248 \text{ (m)}, T_1 = 2,4 \text{ (s)}$$

$$L = 10 \text{ m thì } A_{\max} = 1,24 \text{ (m)}, T_1 = 6,2 \text{ (s)}$$

### 3. Kết luận

Nghiên cứu dao động hàng khi phối hợp làm việc cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay cần trục tháp rút ra một số kết luận như sau:

- Mô hình này cho phép nghiên cứu dao động hàng khi từng cơ cấu làm việc độc lập hay phối hợp làm việc của hai cơ cấu.
- Xác định quy luật chuyển động của hàng và phân tích ảnh hưởng của các tham số đến quá trình dao động của hàng.
- Khi phối hợp làm việc các cơ cấu tùy thuộc vào tham số kết cấu, tốc độ chuyển động và chiều dài treo hàng mà khoảng cách đỉnh biên độ dao động của hàng là rất lớn, ảnh hưởng đến điều kiện làm việc bình thường của cần trục tháp.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO:

- [1]. T.S. Trần Văn Chiến (2005), *Động lực học máy trục*, NXB Hải Phòng.
- [2]. T.S. Trần Văn Chiến (1+2/2006), *Nghiên cứu phương pháp giảm tải trọng động kết cấu thép và chống lắc hàng khi di chuyển cầu trục*, Tạp chí giao thông vận tải, trang 115.
- [3]. Hanafy M. Omar (2003), *Control of Gantry and Tower Cranes*, Blacksburg – Virginia.
- [4]. Myung Soo Moon, Rule (1997), *Rule-Based Approaches for Controlling Oscillation Mode Dynamic Systems*, Blacksburg – Virginia.
- [5]. Yong-Seok Kim, *Anti-Sway Control of Container Cranes: Inclinator, Observer and State Feedback*, International Journal of Control, no.4, pp435-449, 12/2004.
- [6]. Ossiatis và I Antoniadis (2003), *Payload sway suppression in rotary by digital filtering of the commanded inputs*, Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 217 Part K: J. Multi-body Dynamics.
- [7]. Willam J.Palm III (2001), *Introduction to Matlab 6 for Engineer*, 1<sup>st</sup> ed .

---

**Người phản biện: PGS.TS. Nguyễn Vĩnh Phát**