

# NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC CẦN TRỤC DẠNG CẦN KHI PHỐI HỢP SỰ HOẠT ĐỘNG ĐỒNG THỜI GIỮA CƠ CẤU NÂNG VÀ CƠ CẤU THAY ĐỔI TẦM VỚI RESEARCH INTO DYNAMICS OF ROD FORM CRANES WITH THE COMBINATION BETWEEN RODLIFTING AND BODYLIFTING MECHANISM

PGS.TS. NGUYỄN VĂN PHẤT, ThS. LÊ ANH TUẤN  
Khoa Đóng Tàu, Trường ĐHHH

**Tóm tắt:**

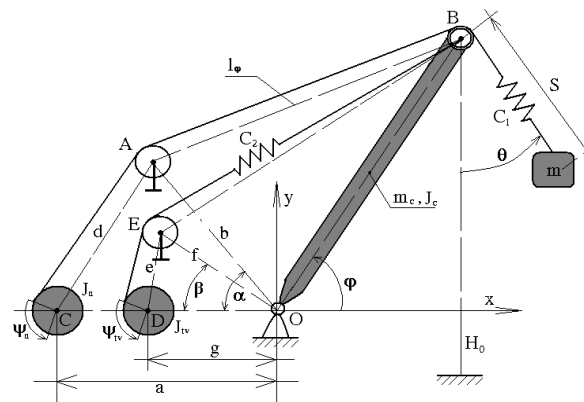
*Trong số tạp chí trước, chúng tôi đã trình bày nghiên cứu về dao động cần trục kiểu cần khi chỉ có cơ cấu thay đổi tầm với hoạt động. Bài báo này công bố nghiên cứu tiếp theo về động lực học cần trục kiểu cần trong trường hợp phức tạp hơn : phối hợp sự hoạt động đồng thời của cơ cấu nâng và cơ cấu thay đổi tầm với. Kết quả của công trình này được mô phỏng dưới dạng đồ thị bằng phương pháp số.*

**Abstract :**

*Previously, we presented the study on vibration of rod form cranes with only the rodlifting mechanism taken into account. This paper keeps the previous paper on by research into dynamics of rod form cranes with the combination between rodlifting mechanism and bodylifting mechanism. The results will be presented on graph by numerical simulation.*

**1. Khái quát chung**

Cho đến nay đã có nhiều công trình nghiên cứu động lực học cần trục nói chung, động lực học cần trục kiểu cần nói riêng. Tuy nhiên mô hình tính của các công trình trước tương đối đơn giản, hầu hết các công trình trước chỉ nghiên cứu động lực học cần trục trong trường hợp riêng: chỉ có một cơ cấu trong cần trục hoạt động. Một vài công trình nghiên cứu động lực học cần trục có sự phối hợp đồng thời một vài cơ cấu có mô hình nghiên cứu chưa thể hiện đầy đủ bản chất vật lý của hệ. Công trình [2] nghiên cứu động lực học và điều khiển phi tuyến cần trục kiểu cần. Ở đây, cần của cần trục được xem là vật rắn chuyển động song phẳng, tuy nhiên, vẫn không kể đến sự đàn hồi của cáp, xem cáp như là một thanh treo tuyệt đối cứng, như thế chuyển vị của hàng treo trong mô hình này chỉ là chuyển vị lắc của hàng treo trên cáp, chứ không kể đến chuyển vị dọc của nó. Công trình [1] và [3] chỉ tính trong các trường hợp riêng: hoặc chỉ có cơ cấu nâng hoạt động, hoặc chỉ có cơ cấu thay đổi tầm với hoạt động.



**Hình 1. Mô hình tính động lực học cần trục kiểu cần khi phối hợp hoạt động đồng thời cơ cấu nâng và cơ cấu thay đổi tầm với có kể đến sự đàn hồi của cáp nâng**

Phát triển tiếp các công trình trước về mặt mô hình toán, công trình này sẽ nghiên cứu động lực học kiểu cần khi phối hợp hoạt động đồng thời cơ cấu nâng và cơ cấu thay đổi tầm với.

**2. Mô hình tính – mô hình toán**

Mô hình tính động lực học cần trục kiểu cần khi phối hợp hoạt động giữa cơ cấu nâng và cơ cấu thay đổi tầm với được cho trên hình 1. Đây là mô hình tính bốn khối lượng và năm bậc tự do. Các khối lượng quy đổi gồm: khối lượng quy đổi của cơ cấu thay đổi tầm với quy đổi về tang quán cáp  $J_v$ , khối lượng quy đổi của cơ cấu nâng quy đổi về tang quán cáp  $J_n$ , khối lượng cần  $m_c$  và mô men quán tính tại trọng tâm cần  $J_c$ , Khối lượng hàng  $m_n$ . Cơ hệ có năm bậc tự do tương ứng với

nằm tọa độ suy rộng đủ:  $\theta$  là góc lắc của hàng theo phương thẳng đứng,  $S$  là chuyển vị dọc của cáp treo hàng lấy gốc là điểm đầu cần,  $\varphi$  là góc lắc cần tại chốt đuôi cần,  $\psi_n$  là chuyển vị góc của khối lượng quay quy đổi của toàn bộ các thành phần chuyển động quay của cơ cấu nâng quy đổi về trục tang quán cáp,  $\psi_{tv}$  là chuyển vị góc của khối lượng quay quy đổi của toàn bộ các thành phần chuyển động quay của cơ cấu thay đổi tầm với quy đổi về trục tang quán cáp. Một vài thông số khác trên mô hình tính gồm:  $C_1$  là độ cứng của cáp nâng hạ hàng,  $C_2$  là độ cứng của cáp nâng hạ cần,  $R_n$  và  $R_{tv}$  lần lượt là bán kính của tang quán cáp cơ cấu nâng và cơ cấu thay đổi tầm với.

Phương trình vi phân chuyển động của cơ hệ được thiết lập dựa trên phương trình Lagrange II:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i^* \quad (i = 1 \div 5) \quad (1)$$

Trong đó:  $Q_i^*$  là lực suy rộng của các lực hoạt động không thể tương ứng với các tọa độ suy rộng  $q_i$ . Các lực hoạt động có thể: trọng lượng của hàng, trọng lượng của cần, lực đàn hồi trong cáp nâng hạ hàng, lực đàn hồi trong cáp nâng hạ cần. Các lực hoạt động không thể gồm: Mô men quay  $M_n$  của động cơ cơ cấu nâng hạ hàng trên trục tang quán cáp, Mô men quay  $M_{tv}$  của động cơ cơ cấu nâng hạ cần trên trục tang quán cáp. Các giá trị mô men này được xác định từ đặc tính phụ tải của động cơ.  $T$  và  $\Pi$  lần lượt là động năng và thế năng của hệ.

Động năng của hệ là tổng động năng của hàng, động năng chuyển động quay của cần quanh chốt đuôi cần, động năng của các khối lượng quay quy đổi về tang quán cáp của cơ cấu nâng và động năng của các khối lượng quay quy đổi về tang quán cáp của cơ cấu thay đổi tầm với, ta có:

$$T = \frac{1}{2} \cdot m_n \cdot \begin{pmatrix} S^2 \cdot \dot{\theta}^2 + \dot{S}^2 + l_c^2 \cdot \dot{\varphi}^2 \\ + 2 \cdot l_c \cdot S \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin(\theta - \varphi) \\ - 2 \cdot l_c \cdot \dot{S} \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos(\theta - \varphi) \end{pmatrix} + \frac{1}{2} \cdot J_{oc} \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_n \cdot \dot{\psi}_n^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{tv} \cdot \dot{\psi}_{tv}^2 \quad (2)$$

Thế năng của hệ gồm: thế năng biến dạng đàn hồi của cáp nâng hàng và cáp nâng cần, thế năng độ cao của hàng và thế năng độ cao của cần, ta có:

$$\begin{aligned} \Pi = & m_h \cdot g \cdot (l_c \cdot \sin \varphi - S \cdot \cos \theta + H_0) + m_c \cdot g \cdot \left( \frac{l_c}{2} \cdot \sin \varphi + H_0 \right) \\ & + \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot (\Delta l_{cnh0} + R_n (\Psi_n - \Psi_{n0}) + a_1 \cdot (S - S_0))^2 \\ & + \frac{1}{2} \cdot C_2 \cdot \left( \Delta l_{cnc0} + R_{tv} \cdot (\psi - \psi_{tv0}) \right. \\ & \left. + a_2 \cdot \begin{pmatrix} \sqrt{b^2 + l_c^2 + 2 \cdot b \cdot l_c \cdot \cos(\alpha + \varphi)} \\ - \sqrt{b^2 + l_c^2 + 2 \cdot b \cdot l_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_0)} \end{pmatrix} \right)^2 \end{aligned} \quad (3)$$

Cho cơ hệ một di chuyển khả dĩ  $\delta S \neq 0$ ;  $\delta \theta \neq 0$ ;  $\delta \varphi \neq 0$ ;  $\delta \Psi_n \neq 0$  và  $\delta \Psi_{tv} \neq 0$ . Tổng công phân tố gây ra các di chuyển khả dĩ nói trên là:

$$\sum_{k=1}^5 A_k = 0 \cdot \delta S + 0 \cdot \delta \theta + 0 \cdot \delta \varphi + M_n \cdot \delta \Psi_n + M_{tv} \cdot \delta \Psi_{tv}$$

Suy ra, các lực suy rộng của các lực hoạt động không thể là:

$$Q_{\varphi}^* = 0; \quad Q_{\theta}^* = 0; \quad Q_{\psi_n}^* = M_n; \quad Q_{\psi_{tv}}^* = M_{tv}; \quad Q_S^* = 0; \quad (4)$$

Thay (2), (3) và (4) vào hệ phương trình Lagrange loại II (1) ta được hệ phương trình vi phân chuyển động của cơ hệ: ta được hệ phương trình vi phân chuyển động của cơ hệ:

$$S.\ddot{\theta} + 2.\dot{S}.\dot{\theta} + g.\sin\theta = I_C.\dot{\varphi}^2.\cos(\theta - \varphi) - I_C.\ddot{\varphi}.\sin(\theta - \varphi) \quad (5)$$

$$(J_{0C} + m_h.l_C^2)\ddot{\varphi} = C_2.a_2.(\Delta l_{cnc0} + R_{tv}.\psi_{tv} - \psi_{tv0}) + a_2.A(\varphi)B(\varphi) - C(\varphi, S, \theta) \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \ddot{S} - S.\dot{\theta}^2 - g.\cos\theta \\ = I_C.\ddot{\varphi}.\cos(\theta - \varphi) + I_C.\sin(\theta - \varphi).\dot{\varphi}^2 - \frac{C_1.a_1}{m_h}.(\Delta l_{cnc0} + R_n(\psi_n - \psi_{n0}) + a_1.(S - S_0)) \end{aligned} \quad (7)$$

$$J_{tv}.\ddot{\psi}_{tv} = -R_{tv}.C_2.(\Delta l_{cnc0} + R_{tv}.\psi_{tv} - \psi_{tv0}) + a_2.A(\varphi) + M_{tv} \quad (8)$$

$$J_n.\ddot{\psi}_n = -R_n.C_1.(\Delta l_{cnc0} + R_n.\psi_n - \psi_{n0}) + a_1.(S - S_0) + M_n \quad (9)$$

Với:

$$A(\varphi) = \left( \sqrt{b^2 + l_C^2 + 2.b.l_C.\cos(\alpha + \varphi)} - \sqrt{b^2 + l_C^2 + 2.b.l_C.\cos(\alpha + \varphi_0)} \right)$$

$$B(\varphi) = \frac{b.l_C.\sin(\alpha + \varphi)}{\sqrt{b^2 + l_C^2 + 2.b.l_C.\cos(\alpha + \varphi)}}$$

$$C(\varphi, S, \theta) = \left( m_h + \frac{m_C}{2} \right).g.l_C.\cos\varphi + m_h.l_C \cdot \left( 2.\dot{S}.\dot{\theta}.\sin(\theta - \varphi) + S.\ddot{\theta}.\sin(\theta - \varphi) + \dot{\theta}^2.S.\cos(\theta - \varphi) - \ddot{S}.\cos(\theta - \varphi) \right)$$

### 3. Các điều kiện đầu

Vị trí cân bằng là vị trí hàng đang treo trên cáp, chưa lắc, cáp treo hàng ở vị trí thẳng đứng:  $\theta_0 = 0$  cơ cấu nâng hạ hàng và cơ cấu thay đổi tầm với chưa làm việc, do hàng nằm cân

bằng trên cáp nên ta có:  $a_1.C_1.\Delta l_{cnc0} = m_h.g$  Suy ra:  $\Delta l_{cnc0} = \frac{m_h.g}{a_1.C_1}$  (10)

Để ý phương trình thứ 2 của hệ phương trình vi phân chuyển động ở vị trí cân bằng, ta suy ra được:

$$\Delta l_{cnc0} = \frac{1}{C_2.a_2} \left[ \left( m_h + \frac{m_C}{2} \right) \frac{g.\cos\varphi_0.\sqrt{b^2 + l_C^2 + 2.b.l_C.\cos(\alpha + \varphi_0)}}{b.\sin(\alpha + \varphi_0)} \right] \quad (11)$$

Vị trí ban đầu của tọa độ suy rộng  $\psi_n$  và  $\psi_{tv}$  được xác định theo các biểu thức:

$$\psi_{n0} = \arccos \frac{d^2 + a^2 - b^2}{2.d.a} + \arccos \frac{R_n - r}{d} \quad \text{và} \quad \psi_{tv0} = \arccos \frac{d^2 + a^2 - b^2}{2.d.a} + \arccos \frac{R_{tv} - r}{d}$$

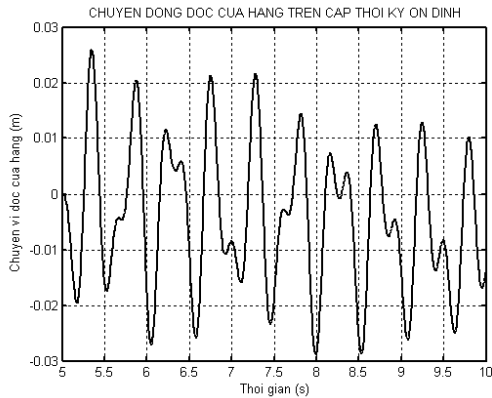
Với  $r$  là bán kính của puli dẫn hướng vào tang quán cáp.

### 4. Mô phỏng số

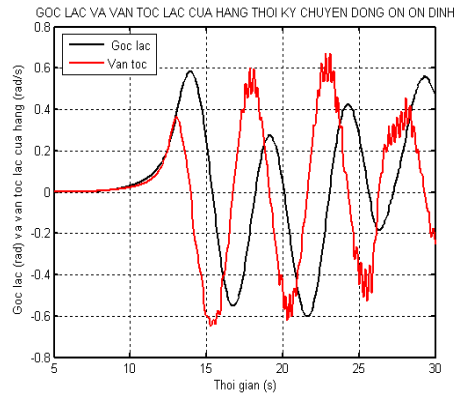
Mô phỏng mô hình toán trên cần trục GMK 2250 – 1 của hãng GROVE (Hoa Kỳ) thông qua ngôn ngữ MATLAB với các thông số cơ bản như sau:  $m_h = 8000$  kg;  $v_{dc} = 6$  m/s;  $a_1 = 2$ ;  $a_2 = 4$ ;  $m_C = 1000$  kg;  $J_C = 1250000$  kg.m<sup>2</sup>;  $C_2 = 7280000$  N/m;  $l_C = 22$  m;  $R_n = 0.175$  m;  $R_{tv} = 0.2$  m;  $d = 2$  m;  $C_1 = 1020000$  N/m;  $b = 3$  m;  $a = 2.4$  m;  $r = 0.15$  m;  $J_n = 20790$  kg.m<sup>2</sup>;  $J_{tv} = 22100$  kg.m<sup>2</sup>;

### 5. Kết quả - phân tích kết quả

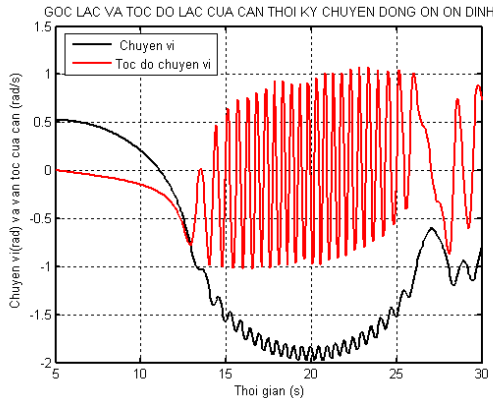
Kết quả mô phỏng cho trên các hình 2 ÷ 5.



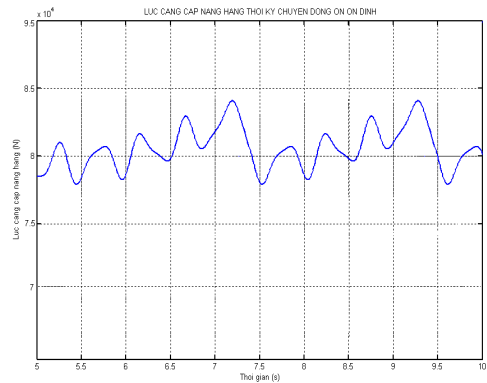
Hình 2. Chuyển vị dọc và tốc độ chuyển vị dọc của hàng trên cáp



Hình 3. Góc lắc và tốc độ lắc của hàng trên cáp



Hình 4. Góc lắc và tốc độ lắc của cần.



Hình 5. Lực động trong cáp nâng hạ hàng

So sánh kết quả mô phỏng của công trình này trong trường hợp phối hợp đồng thời hai cơ cấu với công trình [1] và [3]. Luận văn này mô phỏng trên cùng loại cần trục, cùng thông số đầu vào với công trình [1] và [3]. Điểm khác biệt ở chỗ công trình [1] và [3] mô phỏng trong hai trường hợp riêng: chỉ có cơ cấu nâng hoạt động hoặc chỉ có cơ cấu thay đổi tầm với hoạt động. Kết quả so sánh các thông số động lực học ở thời kỳ ổn định cho trên bảng 3.2.

Rõ ràng, góc lắc của hàng và cần khi khởi động đồng thời cùng lúc hai cơ cấu lớn hơn nhiều so với trường hợp chỉ có một cơ cấu hoạt động. Trong trường hợp khởi động đồng thời hai cơ cấu, góc lắc của hàng vượt quá góc lắc cho phép theo quy phạm  $[\theta_{max}] = 6^\circ$ . Điều này chứng tỏ cần trục này không được tính toán thiết kế trong trường hợp phối hợp đồng thời hai cơ cấu. Một điểm đặc biệt là khi mô phỏng với một cần trục của Nga thì góc lắc hàng và góc lắc cần hoàn toàn thỏa mãn quy phạm về thiết kế thiết bị nâng. Điều này chứng tỏ loại cần trục của Nga có hệ số an toàn cao hơn các loại cần trục do Mỹ sản xuất.

Bảng 1

Công trình	Công trình này	Công trình [1]	Công trình [3]

Thông số	Phối hợp đồng thời cơ cấu nâng và cơ cấu thay đổi tầm với	Chỉ có cơ cấu nâng hoạt động	Chỉ có cơ cấu thay đổi tầm với hoạt động
Lực căng cáp nâng lớn nhất $S_{max}$	142048 N	82032 N	94360 N
Biên độ lắc hàng lớn nhất $\theta_{max}$	11,23 <sup>0</sup>	5,4 <sup>0</sup>	3,12 <sup>0</sup>
Biên độ lắc cần lớn nhất $\theta_{max}$	9,49 <sup>0</sup>	4,14 <sup>0</sup>	5.25 <sup>0</sup>

## 6. Kết luận

- Công trình này đã xây dựng và phát triển một mô hình tính, mô hình toán phi tuyến đầy đủ của động lực học cần trục dạng cần. Mô tả đầy đủ tính chất động lực học của cần trục dạng cần trong trường hợp hoạt động phức tạp.

- Từ việc xây dựng được mô hình toán phi tuyến nói trên, công trình đã đưa ra được quy luật thay đổi các thông số động lực học, quy luật thay đổi lực căng cáp trong cần trục kiểu cần nói chung, cần trục GMK 228 – 1 của hãng Grove nói riêng.

- Mô hình toán học của công trình này có thể dùng trong việc nghiên cứu bài toán điều khiển cần trục (điều khiển chống lắc hàng, chống lắc cần...), bài toán tối ưu hoá thiết kế cần trục... Kết quả của công trình này, cụ thể là mô hình toán học có thể dùng trong việc thiết kế chống rung, chống lắc cần trục.

- Công trình này góp phần hoàn thiện nghiên cứu điều khiển chống lắc hàng khi khai thác cần trục dạng cần, công trình này có thể áp dụng vào thực tế trong việc thiết kế chế tạo bộ điều khiển chống lắc hàng của các loại máy nâng chuyên nói chung và của cần trục dạng cần nói riêng.

- Vấn đề điều khiển chống lắc hàng làm tăng tính an toàn khi khai thác cần trục dạng cần. Góc lắc hàng nhỏ làm giảm tải trọng động, tải trọng môi tác dụng lên kết cấu thép từ đó tăng tuổi thọ của máy và kết cấu máy.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO:

- [1]. Phan Nguyen Di, Bui Khac Gay. Analysis of dynamics of automobile cranes with the account of the rope elasticity. Vietnam Journal of Mechanics. No1 – 1998.
- [2]. Abdel-Rahman, E M Nayfeh, A H Masoud. Dynamics and control of cranes. Journal of Vibration and Control. 2002.
- [3]. Lê Anh Tuấn. Nghiên cứu dao động cần trục dạng cần khi cơ cấu thay đổi tầm với hoạt động. Tạp chí khoa học công nghệ hàng hải. Số 7 + 8 - 11/2006.

---

**Người phân biện: PGS.TS. Trần Văn Chiến**