

TÍNH TOÁN DAO ĐỘNG CỦA CẦN TRỤC ỐNG LỒNG TRONG QUÁ TRÌNH DỊCH CHUYỂN TẢI TRỌNG TRONG KHÔNG GIAN CALCULATE VIBRATION OF A TELESCOPIC BOOM CRANE DURING SPATIAL LOAD TRANSFER OPERATIONS

VŨ VĂN TẬP¹, HOÀNG MẠNH CƯỜNG^{*1}, VŨ VĂN MỪNG²

¹*Viện Cơ khí, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam*

²*Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam*

**Email liên hệ: cuonghm@vimaru.edu.vn*

DOI: <https://doi.org/10.65154/jmst.2025.i84.867>

Tóm tắt

Bài báo này nghiên cứu xây dựng mô hình động lực học và phân tích dao động của cần trục ống lồng trong quá trình vận hành, thực hiện dịch chuyển tải trọng trong không gian. Đầu tiên, mô hình dao động của cần trục đã được đưa ra, sự khác biệt với các công trình đã công bố trước đây là, các thành phần của thiết bị được mô hình hóa bởi các vật rắn thực hiện chuyển động trong không gian. Từ mô hình dao động đề xuất, phương trình động lực học của hệ đã được thiết lập. Việc phân tích dao động của hệ dựa trên phương trình động lực học được thực hiện bằng phương pháp tính toán số. Kết quả tính toán cho ta thấy được các đáp ứng dao động động của cần trục ống lồng khi thực hiện một số chế độ vận hành từ đơn giản đến phức tạp như sau: Chỉ quay tời nâng tải trọng; kết hợp quay để mang cần và quay tời nâng; kết hợp quay để, đẩy đốt cần lồng và quay tời nâng; kết hợp quay để, nâng cần cơ sở, đẩy đốt cần lồng và quay tời nâng.

Từ khóa: Động lực học, dao động, phương trình Lagrange, cần trục ống lồng.

Abstract

This article studies the construction of a dynamical model and investigates the vibration characteristics of a telescopic boom crane during spatial payload transfer operations. Firstly, a vibration model of the crane is proposed. Unlike previously published studies, the crane components are modeled as rigid bodies undergoing motion in three-dimensional space. From the proposed vibration model, The dynamic equations of the system have been formulated. The analysis of system vibrations based on dynamic equations is performed by numerical calculation method. The calculation results show

the dynamic oscillation responses of the telescopic crane when performing some operating modes from simple to complex as follows: Hoisting winch rotation only; combined slewing of the platform and hoisting winch rotation; combined slewing of the platform, extension of the telescopic boom, and hoisting winch rotation; Combined slewing of the platform, luffing of the main boom, extension of the telescopic boom, and hoisting winch rotation.

Keywords: Dynamics, vibration, lagrange's equations, telescopic boom crane.

1. Mở đầu

Cần trục ống lồng là một dạng thiết bị nâng hạ, với các đoạn cần có khả năng trượt lồng vào nhau nhờ cơ cấu thủy lực, cho phép chiều dài làm việc thay đổi một cách linh hoạt, điều này giúp cho cần trục ống lồng được ứng dụng rộng rãi trong các lĩnh vực xây dựng, nâng hạ công nghiệp, đặc biệt trong môi trường hạn chế không gian hoặc yêu cầu tầm với thay đổi linh hoạt.

Tuy nhiên, do tải trọng dễ dao động, đặc biệt là khi vận hành nhanh và dịch chuyển trong không gian, loại thiết bị này tiềm ẩn những rủi ro về mất ổn định, dao động tải không kiểm soát, điều này làm suy giảm tuổi thọ kết cấu cũng như giảm hiệu suất hoạt động của cần trục.

Để giải quyết các vấn đề về tăng hiệu suất hoạt động, đồng thời vẫn bảo đảm sự ổn định của tải trọng, việc tìm ra một chế độ vận hành hợp lý là rất cần thiết, muốn vậy, cần phải có có mô tả toán học để mô phỏng mọi trạng thái hoạt động của cần trục. Vì mục đích này, một mô hình động lực học mô tả sự hoạt động của cần trục cần phải được xây dựng. Mô hình này là nền tảng cho nghiên cứu các ảnh hưởng của các chế độ vận hành đến sự ổn định của tải trọng. Việc xây dựng mô hình động lực học và nghiên cứu các đáp ứng của dao động tải trọng đối với các chế độ vận hành khác nhau của cần trục ống lồng đã được đề cập trong

nhiều công bố [2 - 7], trong [2] nhóm tác giả đưa ra mô hình dao động có tính đến sự đàn hồi của cần, trong [3] các tác giả chưa kể đến đàn hồi của cáp nâng tải. Trong các tài liệu [4 - 6] cần trục được mô tả như một chuỗi khớp quay và trượt đơn giản, không xét đến dây treo tải trọng. Hầu hết các công trình đã công bố, mới chỉ xét đến các mô hình phẳng, còn ít công trình đề cập đến mô hình dịch chuyển trong không gian.

Trong nghiên cứu này tập trung xây dựng mô hình động lực học và tính toán dao động cho cần trục ống lồng, sự khác biệt với các công trình đã công bố trước đây là các thành phần chuyển động của cần trục được xem như các vật rắn thực hiện chuyển động trong không gian, đồng thời tính chất đàn hồi của dây cáp tời cũng được tính đến. Các kết quả tính toán được dùng để phân tích các đáp ứng dao động của hệ trong các chế độ vận hành khác nhau của thiết bị.

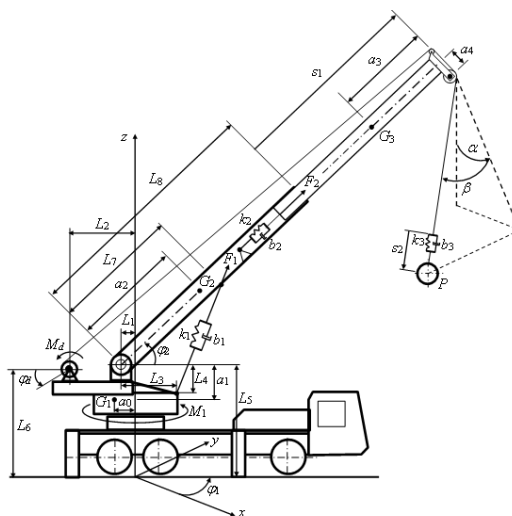
2. Mô hình dao động của cần trục ống lồng

Trên Hình 1 là hình ảnh của một dạng cần trục ống lồng, từ hình ảnh ta thấy, các thành phần chính của cần trục gồm có, xe mang cần trục, đế quay cần, cần cơ sở, các đốt cần lồng và tời kéo tải trọng. Do các đốt cần lồng thực hiện các chuyển động tương tự nhau, do đó không giảm tính tổng quát, ở đây, chỉ xét trường hợp có một đốt cần lồng làm việc. Từ hình ảnh này, một mô hình dao động của cần trục ống lồng trong quá trình làm việc được xây dựng như Hình 2, trong đó, thân xe mang cần trục trong quá trình nâng hạ tải trọng được xem là một vật rắn cố định. Phần đế quay được mô hình hóa bởi vật rắn khối lượng m_1 , khối tâm tại G_1 , quay quanh trục thẳng đứng, chịu tác dụng của ngẫu lực M_1 , cần cơ sở được mô hình hóa bởi vật rắn khối lượng m_2 , khối tâm tại G_2 , chuyển động trong không gian, xi lanh thủy lực đỡ cần cơ sở được mô hình hóa bởi lò xo độ cứng k_1 , phần tử cần hệ số b_1 và lực đẩy F_1 . Đốt cần lồng được mô hình hóa bởi vật rắn khối lượng m_3 , khối tâm tại G_3 , có thể trượt dọc cần cơ sở bởi xi lanh thủy lực, xi lanh thủy lực đẩy cần được mô hình hóa bởi lò xo độ cứng k_2 , phần tử cần hệ số b_2 và lực đẩy F_2 . Tải trọng nâng được coi như một chất điểm có khối lượng m_5 được treo vào dây kéo đàn hồi độ cứng k_3 , đầu còn lại của dây kéo được cuốn vào trống tời có khối lượng m_4 , bán kính R_d , chịu tác dụng của ngẫu lực M_d .

Các tham số kích thước và tham số động học được cho như trên Hình 2, trong đó, φ_1 là góc quay của đế mang cần, φ_d là góc quay của tời nâng tải trọng, φ_2 là góc nghiêng cần cơ sở so với phương ngang, s_1 là lượng dịch chuyển dọc cần cơ sở của đốt cần lồng, α và β là góc lắc của dây cáp tời, s_2 là lượng dịch chuyển dọc cáp treo của tải trọng.



Hình 1. Hình ảnh của cần trục ống lồng



Hình 2. Mô hình dao động của cần trục ống lồng

3. Các mối quan hệ động học

3.1. Vị trí của các vật rắn trong không gian

Từ Hình 2 ta thấy hệ có 7 bậc tự do, ta chọn véc tơ các hệ tọa độ suy rộng đủ là:

$$\mathbf{q} = [q_j]_{7 \times 1} = [\varphi_1 \quad \varphi_d \quad \varphi_2 \quad s_1 \quad \alpha \quad \beta \quad s_2]^T \quad (1)$$

Khi đó vị trí của các vật theo các tọa độ suy rộng được xác định như sau: Gọi $\mathbf{r}_i$ và $\mathbf{A}_i$ ($i = 1 \div 5$) lần lượt là véc tơ định vị khối tâm và ma trận cô sin chỉ hướng của đế quay, cần cơ sở, đốt cần lồng, tời nâng tải trọng và tải trọng, từ Hình 2 ta xác định được

$$\mathbf{r}_1 = [-a_0 C_1 \quad -a_0 S_1 \quad L_5 - a_1]^T \quad (2)$$

$$\mathbf{r}_2 = \begin{bmatrix} -C_1(L_1 - a_2 C_3) \\ -S_1(L_1 - a_2 C_3) \\ L_5 + a_2 S_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\mathbf{r}_3 = \begin{bmatrix} -C_1(L_1 - L_8C_3 + a_3C_3 - q_4C_3) \\ -S_1(L_1 - L_8C_3 + a_3C_3 - q_4C_3) \\ L_5 + L_8S_3 - a_3S_3 + q_4S_3 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{r}_4 = [-L_2C_1 \quad -L_2S_1 \quad L_6]^T \quad (5)$$

$$\mathbf{r}_5 = \begin{bmatrix} C_1(L_8C_3 - L_1 + a_4S_3 + q_4C_3) + LC_6S_5 \\ S_1(L_8C_3 - L_1 + a_4S_3 + q_4C_3) - LS_6 \\ L_5 + L_8S_3 - a_4C_3 + q_4S_3 - LC_5C_6 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Với:

$$L = L_0 + q_7 - R_d q_2 \quad (7)$$

Các ma trận cosin chỉ hướng có dạng:

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} C_1 & 0 & S_1 \\ S_1 & 0 & -C_1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\mathbf{A}_2 = \begin{bmatrix} -C_1S_2 & S_1 & C_1C_2 \\ -S_1S_2 & -C_1 & S_1C_2 \\ C_2 & 0 & S_2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\mathbf{A}_3 = \begin{bmatrix} -C_1S_2 & S_1 & C_1C_2 \\ -S_1S_2 & -C_1 & S_1C_2 \\ C_2 & 0 & S_2 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$\mathbf{A}_4 = \begin{bmatrix} -C_1C_2 & C_1S_2 & S_1 \\ -C_2S_1 & -S_1S_2 & -C_1 \\ -S_2 & -C_2 & 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\mathbf{A}_5 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

Chú ý. Ở đây ta sử dụng các ký hiệu $C_j = \cos(q_j)$, $S_j = \sin(q_j)$.

3.2. Vận tốc góc của các vật rắn

Ta gọi ω_i ($i = 1 \div 5$) lần lượt là véc tơ vận tốc góc của đế quay mang cần, cần cơ sở, đốt cần lồng, tời nâng và tải trọng, khi đó ta tính được

$$\omega_1 = [0 \quad 0 \quad \dot{q}_1]^T \quad (13)$$

$$\omega_2 = [\dot{q}_3S_1 \quad -\dot{q}_3C_1 \quad \dot{q}_1]^T \quad (14)$$

$$\omega_3 = [\dot{q}_3S_1 \quad -\dot{q}_3C_1 \quad \dot{q}_1]^T \quad (15)$$

$$\omega_4 = [\dot{q}_2S_1 \quad -\dot{q}_2C_1 \quad \dot{q}_1]^T \quad (16)$$

$$\omega_5 = [0 \quad 0 \quad 0]^T \quad (17)$$

4. Phương trình động lực học

Để thiết lập phương trình vi phân chuyển động cho hệ cần trục ống lồng theo véc tơ tọa độ suy rộng đủ $\mathbf{q}$, ta áp dụng phương trình Lagrange loại II [1] có dạng:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \mathbf{q}} \right) = - \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{q}} \right) - \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \mathbf{q}} \right) + \mathbf{Q}^* \quad (18)$$

Trong đó, T là động năng, Π là thế năng và Φ là hàm hao tán của hệ dao động. Các đại lượng này được xác định như sau:

Áp dụng lý thuyết về động lực học vật rắn chuyển động không gian [1], động năng của hệ dao động được xác định bởi:

$$T = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \left[\sum_{i=1}^5 (m_i \mathbf{J}_{T_i}^T \mathbf{J}_{T_i} + \mathbf{J}_{R_i}^T \mathbf{A}_i \mathbf{I}_i \mathbf{A}_i^T \mathbf{J}_{R_i}) \right] \dot{\mathbf{q}} \quad (19)$$

Trong đó: Các ma trận jacobii tịnh tiến $\mathbf{J}_{T_i}$ và các ma trận jacobii quay $\mathbf{J}_{R_i}$ được xác định bởi công thức

$$\mathbf{J}_{T_i} = \frac{\partial \mathbf{r}_i}{\partial \mathbf{q}}, \quad \mathbf{J}_{R_i} = \frac{\partial \omega_i}{\partial \dot{\mathbf{q}}}, \quad i = 1 \div 5 \quad (20)$$

$\mathbf{I}_i$ ($i = 1 \div 5$) là các ma trận của ten xơ quán tính khối của các vật rắn đối với hệ quy chiếu quán tính chính của nó, có dạng

$$\mathbf{I}_i = \begin{bmatrix} I_{x_i} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y_i} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z_i} \end{bmatrix} \quad (21)$$

Ta đưa vào ký hiệu:

$$\mathbf{M} = \sum_{i=1}^5 (m_i \mathbf{J}_{T_i}^T \mathbf{J}_{T_i} + \mathbf{J}_{R_i}^T \mathbf{A}_i \mathbf{I}_i \mathbf{A}_i^T \mathbf{J}_{R_i}) \quad (22)$$

Khi đó ta có:

$$T = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}} \quad (23)$$

Thế năng của hệ được xác định bởi:

$$\begin{aligned} \Pi = & m_1 g (L_5 - a_1) + m_2 g (L_5 + a_2 S_3) \\ & + m_3 g (L_5 + (L_8 + q_4 - a_3) S_3) + m_4 g L_6 \\ & + m_p g (L_5 + L_8 S_3 - a_4 C_3 + q_4 S_3) \\ & - m_p g C_5 C_6 (L_0 + q_7 - R_d q_2) + k_1 \Delta^2 / 2 \\ & + k_2 (q_4 - q_{40})^2 / 2 + k_3 (q_7 - q_{70})^2 / 2 \end{aligned} \quad (24)$$

Trong đó

$$\Delta = L_{BC} - L_{BC0} \quad (25)$$

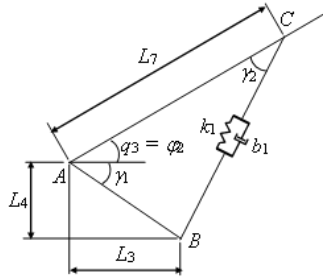
Từ Hình 3 ta có:

$$L_{BC} = \sqrt{L_{AB}^2 + L_{AC}^2 - 2L_{AB}L_{AC} \cos(q_3 + \gamma_1)} \quad (26)$$

$$L_{BC0} = \sqrt{L_{AB}^2 + L_{AC}^2 - 2L_{AB}L_{AC} \cos(q_{30} + \gamma_1)} \quad (27)$$

Với:

$$L_{AB} = \sqrt{L_3^2 + L_4^2}; L_{AC} = L_7; \gamma_1 = \text{atan}(L_3 / L_4) \quad (28)$$



Hình 3. Quan hệ hình học của cần cơ sở với xi lanh nâng cần

Hàm hao tán có dạng:

$$\Phi = b_0 \dot{q}_1^2 / 2 + b_d \dot{q}_2^2 / 2 + b_1 \dot{L}_{BC}^2 / 2 + b_2 \dot{q}_4^2 / 2 + b_3 \dot{q}_7^2 / 2 \quad (29)$$

Từ (26), ta tính được:

$$\dot{L}_{BC} = \frac{L_{AB}L_{AC}}{L_{BC}} \dot{q}_3 \sin(q_3 + \gamma_1) \quad (30)$$

Các lực suy rộng có dạng:

$$\mathbf{Q}^* = [M_1, M_d, F_1 L_7 \sin \gamma_2, F_2 - F_L, 0, 0, 0]^T \quad (31)$$

Trong đó:

$$\cos \gamma_2 = \frac{L_{AC} - L_{AB} \cos(q_3 + \gamma_1)}{L_{BC}} \quad (32)$$

$$\sin \gamma_2 = \sqrt{1 - \cos^2 \gamma_2} \quad (33)$$

F_L là lực căng của cáp nâng tải trọng, để xác định lực căng này, ta xét riêng tời kéo cáp, áp dụng định lý biến thiên mô men động lượng [1], ta có:

$$J_d \ddot{q}_2 = M_d - R_d F_L \quad (34)$$

Từ đó ta suy ra:

$$F_L = \frac{M_d}{R_d} - \frac{J_d}{R_d} \ddot{q}_2 \quad (35)$$

Thay động năng T, thế năng Π và hàm hao tán Φ vào (18), ta được hệ phương trình vi phân có dạng như sau:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} + \mathbf{G} = \mathbf{Q}^* \quad (36)$$

Trong đó:

$$\mathbf{B} = \frac{\partial(\partial\Phi / \partial\dot{\mathbf{q}})^T}{\partial\dot{\mathbf{q}}} \quad (37)$$

$$\mathbf{C} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right)^T - \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} - \left(\frac{\partial T}{\partial \mathbf{q}} \right)^T \quad (38)$$

$$\mathbf{G} = \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{q}} \right)^T \quad (39)$$

Hệ phương trình động lực học (36) mô tả chuyển động của hệ cần trục ống lồng khi thực hiện dịch chuyển tải trọng trong không gian. Hệ phương trình này là cơ sở để phân tích dao động của cần trục ống lồng.

5. Kết quả tính toán và phân tích

Để tìm nghiệm của hệ phương trình vi phân (36), một chương trình tính toán đã được thiết lập dựa trên thuật toán tích phân số Newmark [1]. Để tính toán, giá trị các tham số của hệ được lấy như trong Bảng 1. Các lực tác dụng trong (31) được lấy theo [3], có dạng như sau:

$$M_1 = \begin{cases} M_{1t} + (M_{1kd} - M_{1t})(1 - \frac{t}{t_{kd}}); & t < t_{kd} \\ M_{1t} & ; t \geq t_{kd} \end{cases} \quad (40)$$

$$M_d = \begin{cases} M_{dt} + (M_{dkd} - M_{dt})(1 - \frac{t}{t_{kd}}); & t < t_{kd} \\ M_{dt} & ; t \geq t_{kd} \end{cases} \quad (41)$$

$$F_1 = \begin{cases} F_{1t} + (F_{1kd} - F_{1t})(1 - \frac{t}{t_{kd}}); & t < t_{kd} \\ F_{1t} & ; t \geq t_{kd} \end{cases} \quad (42)$$

$$F_2 = \begin{cases} F_{2t} + (F_{2kd} - F_{2t})(1 - \frac{t}{t_{kd}}); & t < t_{kd} \\ F_{2t} & ; t \geq t_{kd} \end{cases} \quad (43)$$

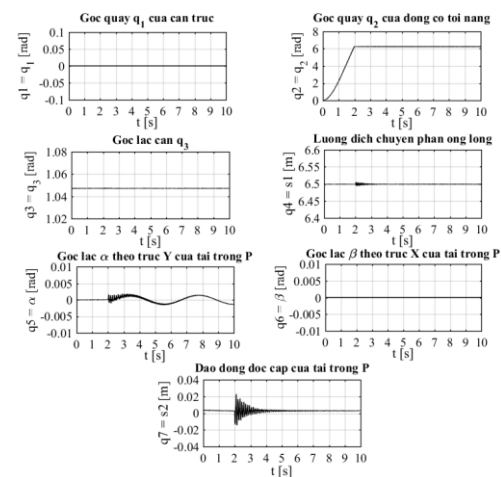
Trong đó t_{kd} là thời gian khởi động, F_{1t} , F_{2t} , M_{1t} , M_{dt} là các lực tĩnh và ngẫu lực tĩnh, F_{1kd} , F_{2kd} , M_{1kd} , M_{dkd} là các lực tĩnh và ngẫu lực khi khởi động. Giá trị các tham số này cũng được cho trong Bảng 1.

Với các số liệu như Bảng 1, sau khi tính toán, ta được một số kết quả cho trong các Hình 4 - 7. Hình 4 là kết quả tính toán trong trường hợp chỉ quay tời nâng tải trọng đến một vị trí nào đó rồi dừng lại, trong trường hợp vận hành này, chỉ gây ra dao động dọc cáp

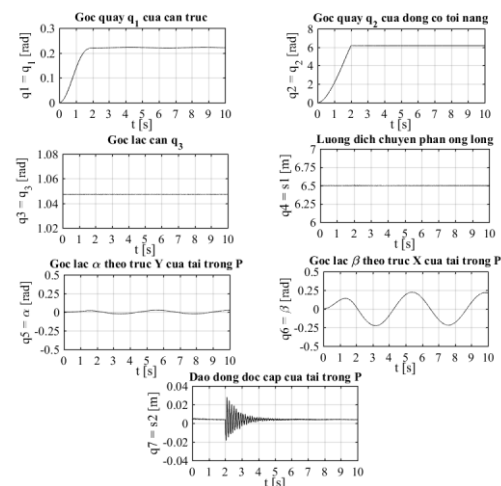
treo của tải trọng, dây cáp treo lắc không đáng kể. Hình 5 là kết quả tính toán trong trường hợp vừa quay để mang cần vừa quay tời kéo tải trọng. Trong trường hợp vận hành này, đã gây ra dao động tổng hợp cho tải trọng, tải trọng vừa dao động dọc cáp treo vừa lắc theo dây cáp. Hình 6 là kết quả tính toán trong trường hợp vừa quay để mang cần vừa quay tời nâng tải trọng, đồng thời đẩy đột cần lồng. Hình 7 là kết quả tính toán trong trường hợp quay để mang cần, nâng cần cơ sở, trượt đột cần lồng và quay tời nâng tải trọng đồng thời. Trong cả hai trường hợp vận hành cho trong các Hình 6 và 7, đều làm xuất hiện đồng thời cả dao động dọc cáp treo và dao động lắc của dây cáp treo tải trọng, các dao động này phức tạp và lớn hơn so với các trường hợp vận hành cho trong các Hình 4 và 5.

Bảng 1. Giá trị các tham số của mô hình dao động

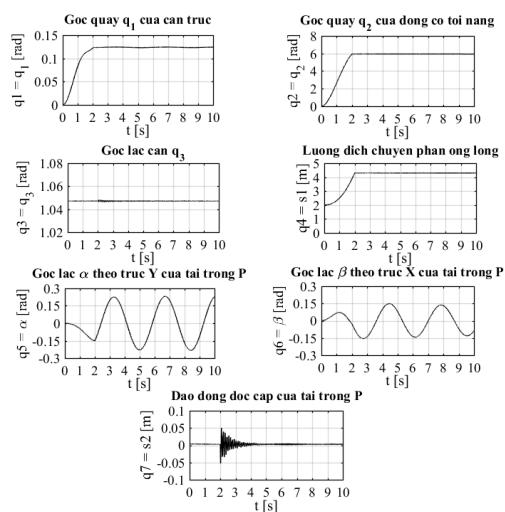
Tham số	Giá trị	Đơn vị	Tham số	Giá trị	Đơn vị
m_1	7600	kg	R_d	0.4	m
m_2	1120	kg	a_0	0	m
m_3	900	kg	a_1	1.1	m
m_4	800	kg	a_2	4.7	m
m_5	1000	kg	a_3	3.8	m
b_0	50	Ns/m	a_4	0.4	m
b_1	50	Ns/m	I_{x1}	500	kg.m ²
b_2	20	Ns/m	I_{y1}	400	kg.m ²
b_3	10	Ns/m	I_{z1}	780	kg.m ²
b_d	50	Ns/m	I_{x2}	$8.1 \cdot 10^3$	kg.m ²
k_1	$3.4 \cdot 10^8$	N/m	I_{y2}	$8.1 \cdot 10^3$	kg.m ²
k_2	$2.6 \cdot 10^7$	N/m	I_{z2}	0	kg.m ²
k_3	$8.5 \cdot 10^6$	N/m	I_{x3}	$5.2 \cdot 10^3$	kg.m ²
L_1	1.9	m	I_{y3}	$5.2 \cdot 10^3$	kg.m ²
L_2	2.4	m	I_{z3}	0	kg.m ²
L_3	2.4	m	I_{x4}	96	kg.m ²
L_4	1.2	m	I_{y4}	96	kg.m ²
L_5	3.3	m	I_{z4}	50	kg.m ²
L_6	3.4	m	I_{x5}	0	kg.m ²
L_7	3.5	m	I_{y5}	0	kg.m ²
L_8	9.4	m	I_{z5}	0	kg.m ²
L_9	7.5	m	t_{kd}	2	s
F_{1t}	82534	N	F_{1kd}	90787	N
F_{2t}	16183	N	F_{2kd}	17802	N
M_{1t}	0	Nm	M_{1kd}	43852	Nm
M_{dt}	34335	Nm	M_{dkd}	4463.6	Nm



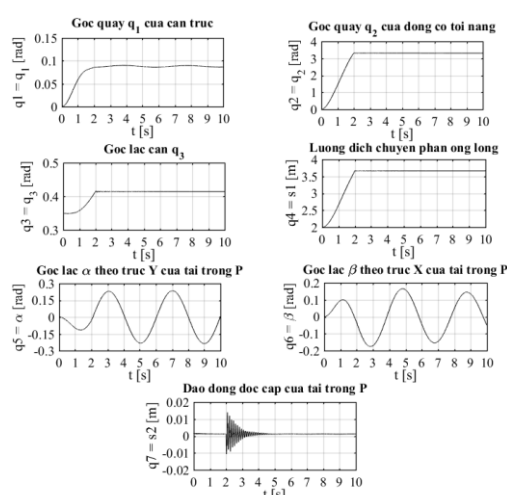
Hình 4. Kết quả tính toán trong trường hợp chỉ quay tời nâng tải trọng



Hình 5. Kết quả tính toán trong trường hợp vận hành quay để mang cần và quay tời đồng thời



Hình 6. Kết quả tính toán trong trường hợp quay để, đẩy đột cần lồng và quay tời đồng thời



Hình 7. Kết quả tính toán trong trường hợp quay để, nâng cần cơ sở, đẩy dót cần lồng và quay tời đồng thời

Từ các kết quả tính toán có được, ta thấy, trong mọi trường hợp vận hành, từ đơn giản đến phức tạp, nếu không có một chế độ vận hành hợp lý đều gây ra các dao động không mong muốn cho tải trọng, các dao động này sẽ làm mất an toàn và giảm hiệu suất khi vận hành thiết bị.

6. Kết luận

Trong nghiên cứu này đã tập trung xây dựng mô hình động lực học cho cần trục ống lồng khi thực hiện dịch chuyển tải trọng trong không gian. Từ các phương trình có được, một chương trình tính toán số đã được xây dựng để tính toán và phân tích dao động của hệ cần trục ống lồng trong một số trường hợp. Dựa vào kết quả tính toán, ta đi phân tích các đáp ứng dao động của tải trọng, thể hiện qua góc lắc của dây cáp tời và dao động dọc cáp của tải trọng. Qua các phân tích cho thấy, trong mọi trường hợp vận hành, từ đơn giản đến phức tạp, nếu không có phương pháp vận hành hợp lý, đều gây ra các dao động cho tải trọng, điều này sẽ làm mất an toàn và giảm hiệu suất vận hành thiết bị. Do đó, việc nghiên cứu để tìm ra các phương pháp vận hành hợp lý, nhằm khắc phục các vấn đề nêu trên là rất cần thiết và cần tiếp tục được nghiên cứu.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi chương trình học bổng đào tạo thạc sĩ, tiến sĩ trong nước của Quỹ Đổi mới sáng tạo Vingroup (VINIF), mã số VINIF.2024.TS.087.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Văn Khang (2017), *Động lực học hệ nhiều vật*, NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [2] Bùi Đức Nho, Chu Văn Đạt, Lê Văn Dường (2023), *ảnh hưởng của biến dạng cần đến dao động vật nâng của cần trục ống lồng*, Tạp chí Khoa học Hàng hải, Số 75, pp.58-64.
- [3] Lê Văn Dường, Nguyễn Minh Kha (2024), *phân tích động lực học cần trục thủy lực có cần ống lồng gặp thân khi vận hành nâng tải*, tạp chí Khoa học và Kỹ thuật, Vol.19, No.01.
- [4] Andrzej URBAŚ, Grzegorz STANCLIK, Jacek KŁOSIŃSKI (2016), *Dynamics Analysis of a Truck-Mounted Crane with the LuGre Friction Model in the Joints*, Vibrations in Physical Systems Vol.27.
- [5] Andrzej Urbaś, Krzysztof Augustynek and Jacek Stadnicki (2022), *Kinetic Energy-Based Indicators to Compare Different Load Models of a Mobile Crane*, Materials, Vol.15, p.8156.
<https://doi.org/10.3390/ma15228156>.
- [6] Andrzej Urbaś, Krzysztof Augustynek, Jacek Stadnicki (2024), *Dynamics analysis of a crane with consideration of a load geometry and a rope sling system*, Journal of Sound and Vibration, Vol.572, p.118133.
- [7] Arkadiusz Trąbka (2014), *Dynamics of telescopic cranes with flexible structural components*, International Journal of Mechanical Sciences, Vol.88, pp.162-174.

Ngày nhận bài:	09/07/2025
Ngày nhận bản sửa:	11/08/2025
Ngày duyệt đăng:	11/09/2025