

Khảo sát ảnh hưởng của khối lượng vật nâng đến các thông số động lực học cần trục ống lồng khi kể đến biến dạng cần

Lê Văn Dương¹, Chu Văn Đạt¹, Bùi Đức Nho^{2*}

¹Viện Cơ khí động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự;

²Viện Kỹ thuật cơ giới quân sự, Tổng cục Kỹ thuật.

*Email: buiducnhovcg@gmail.com.

Nhận bài: 07/6/2023; Hoàn thiện: 03/8/2023; Chấp nhận đăng: 08/8/2023 ; Xuất bản: 25/8/2023.

DOI: <https://doi.org/10.54939/1859-1043.j.mst.89.2023.166-172>

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu ảnh hưởng của khối lượng vật nâng đến các thông số động lực học (ĐLH) của cần trục ống lồng khi kể đến biến dạng cần. Phương pháp hệ quy chiếu đồng hành với các xấp xỉ Ritz - Galerkin được sử dụng để xây dựng mô hình và hệ phương trình vi phân mô tả ĐLH của cần trục ống lồng với 4 khâu đàn hồi. Trong mô hình động lực học xây dựng có tính đến độ đàn hồi và giảm chấn của cáp và xy lanh thủy lực nâng hạ cần. Trên cơ sở đó, bài báo khảo sát sự phụ thuộc của các thông số ĐLH cần trục ống lồng khi thực hiện nâng hạ cần vào khối lượng vật nâng. Kết quả khảo sát được đưa ra là các thông số chuyển vị, vận tốc, gia tốc dao động đầu cần và lực căng cáp treo vật, đây là cơ sở nâng cao chất lượng vận hành cũng như phục vụ bài toán điều khiển cần trục.

Từ khóa: Cần trục ống lồng; Mô hình cần trục; Động lực học cần trục; Điều khiển cần trục.

1. MỞ ĐẦU

Cần trục thủy lực ống lồng lắp trên xe vận tải là thiết bị nâng-vận chuyển vật có nhiều ưu điểm về kích thước, tải trọng và độ an toàn nên được sử dụng ngày càng phổ biến trong các lĩnh vực khác nhau. Nghiên cứu ĐLH của cần trục là một vấn đề phức tạp và đã có nhiều công bố khoa học về vấn đề này [3-5]. Đã có một số công bố nghiên cứu về ĐLH cần trục thủy lực ống lồng có kể đến biến dạng cần, tuy nhiên, các nghiên cứu này chỉ xét đến vật nâng là tải cố định tại đầu cần mà chưa xét đến quá trình làm việc của cần trục (nâng hạ và di chuyển vật) [6-8].

Trong bài báo này, tác giả tiến hành xây dựng mô hình ĐLH của cần trục ống lồng có kể đến biến dạng cần trong quá trình làm việc, từ đó, nghiên cứu ảnh hưởng của khối lượng vật nâng đến các thông số ĐLH quá trình làm việc của cần trục.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH

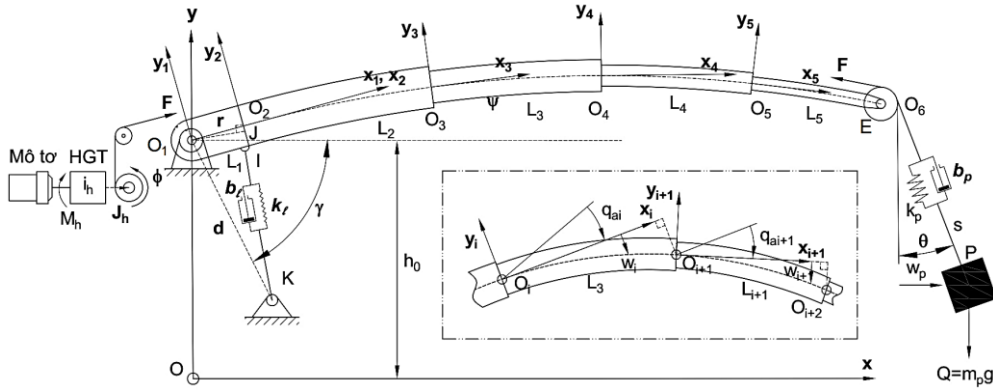
Các giả thiết khi xây dựng mô hình: Vật nâng được coi là một chất điểm có khối lượng là m_p ; Bỏ qua tải trọng gió; Dây cáp có độ cứng quy dẫn là k_p , hệ số dập tắt dao động là b_p ; Xy lanh thủy lực nâng hạ cần được thay thế tương đương bằng lò xo có độ cứng k_1 và giảm chấn với hệ số dập tắt dao động b_1 ; Phần xe cơ sở, cột chân cần được coi là không biến dạng; Các đốt của cần trục được coi là đồng nhất và có tiết diện không đổi trên toàn bộ chiều dài của mỗi đốt; Ống lồng ngoài cùng được chia làm 2 đoạn khác nhau: đoạn đầu ống lồng có khớp bản lề là cứng tuyệt đối, đoạn trên là biến dạng; Liên kết giữa các đốt khi xét là dạng ngàm.

Xây dựng mô hình tính động lực học. Mô hình ĐLH cần trục ống lồng có kể đến biến dạng cần được thể hiện trên hình 1. Mô hình gồm có 5 khâu: Khâu 1 là phần cần cứng tuyệt đối, khâu 2, 3, 4, 5 là các cần ống lồng biến dạng.

Các hệ trục tọa độ: Oxy – Hệ trục tọa độ cố định (Oy đi qua khớp quay cần); $O_ix_iy_i$ – Hệ trục tọa độ địa phương gắn vào các khâu ($i = 1 \div 5$).

Các thông số của mô hình: m_i - Khối lượng khâu thứ i ; L_i - Chiều dài khâu thứ i ; J_1 - Mô men quán tính của khâu 1; J_h - Mô men quán tính của cơ cấu nâng quy dẫn về tang cuốn cáp; M_h

- Mô men tang cuốn cáp; i_h - Tỷ số truyền của hộp giảm tốc cơ cấu nâng; R_h - Bán kính tang cuốn cáp; F_l - Lực của xy lanh thủy lực nâng hạ cần; a - Bội suất palăng cáp nâng vật; q_{ai} - Góc tạo bởi tiếp tuyến tại điểm cuối khâu thứ $(i-1)$ so với trục $O_i x_i$ ($i=2-5$); w_i - Chuyển vị uốn ngang tương đối của khâu thứ i trong hệ quy chiếu đồng hành $O_i x_i y_i$ ($i=2-5$); F - Lực căng nhánh cáp cuốn lên tang; h_0 - Khoảng cách từ khớp quay cần đến trục Ox .



Hình 1. Mô hình ĐLH cần trục ống lồng có kể đến biến dạng cần.

Các tọa độ suy rộng: ψ - Góc nâng cần; ϕ - Góc quay tang cuốn cáp; θ - Góc lắc vật nâng; s - Chiều dài cáp treo vật; q_{ei} - Tọa độ suy rộng đàn hồi khâu i ($i = 2 \div 5$).

Động năng của cơ hệ:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_{load} + T_{hoist} \quad (1)$$

Trong đó: T_1 là động năng của khâu 1; T_{hoist} là động năng của tang cuốn cáp; T_{load} là động năng của vật nâng; T_i là động năng của các khâu đàn hồi thứ i ($i = 2 \div 5$).

$$T_1 = \frac{1}{2} J_1 \dot{\psi}^2; T_{hoist} = \frac{1}{2} J_h \dot{\phi}^2; T_{load} = \frac{1}{2} m_p v_p^2; T_i = \frac{1}{2} \rho_i A_i \int_0^{L_i} v_{pi}^2 dx \quad (2)$$

Trong đó: v_p là vận tốc của vật nâng; ρ_i là khối lượng riêng của vật liệu chế tạo khâu đàn hồi thứ i ; A_i là diện tích mặt cắt ngang của khâu đàn hồi thứ i ; v_{pi} là vận tốc tại điểm bắt P_i trên khâu đàn hồi thứ i ;

Xác định vị trí, vận tốc và gia tốc các điểm:

Vị trí gốc tọa độ của các hệ trục tọa độ địa phương, ($i = 2 \div 5$):

$$\mathbf{r}_{O_1} = \begin{bmatrix} 0 \\ h_0 \end{bmatrix}; \mathbf{r}_{O_2} = \mathbf{r}_{O_1} + \begin{bmatrix} L_1 \cos \psi \\ L_1 \sin \psi \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\mathbf{r}_{O_{i+1}} = \mathbf{r}_{O_i} + \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_i \\ w_i(L_i, t) \end{bmatrix} \quad (4)$$

Vị trí điểm P_i bất kỳ trên khâu i ($i = 2 \div 5$):

$$\mathbf{r}_{P_i} = \mathbf{r}_{O_i} + \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w_i(x, t) \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\theta_i = \theta_{i-1} + q_{ai}; \theta_1 = \psi; q_{a2} = 0 \quad (6)$$

Trong đó: r_{O_i} là véc tơ tọa độ điểm gốc tọa độ địa phương; q_{ai} là góc tạo bởi tiếp tuyến tại điểm cuối khâu thứ $(i-1)$ so với trục $O_i x_i$; $w_i(x, t)$ là chuyển vị uốn ngang tương đối của khâu thứ i trong hệ quy chiếu đồng hành $O_i x_i y_i$; x là tọa độ điểm P_i trên khâu thứ i trong hệ quy chiếu đồng hành $O_i x_i y_i$.

$$q_{ai} = w'_{i-1}(L_{i-1}, t), (i = \overline{3, 5}) \quad (7)$$

Vị trí vật nâng được xác định bởi biểu thức:

$$\mathbf{r}_p = \mathbf{r}_{O_6} + \begin{bmatrix} s \sin \theta \\ -s \cos \theta \end{bmatrix} \quad (8)$$

Đạo hàm các biểu thức (3), (4), (5), (8) để xác định vận tốc của các điểm.

$$\dot{\mathbf{r}}_{O_1} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \dot{\mathbf{r}}_{O_2} = \dot{\mathbf{r}}_{O_1} + \begin{bmatrix} -L_1 \dot{\psi} \sin \psi \\ L_1 \dot{\psi} \cos \psi \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{O_{i+1}} = \dot{\mathbf{r}}_{O_i} + \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{w}_i(L_i, t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\sin \theta_i & -\cos \theta_i \\ \cos \theta_i & -\sin \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_i \\ w_i(L_i, t) \end{bmatrix} \dot{\theta}_i \quad (10)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_p = \dot{\mathbf{r}}_{O_i} + \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{w}_i(x, t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\sin \theta_i & -\cos \theta_i \\ \cos \theta_i & -\sin \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w_i(x, t) \end{bmatrix} \dot{\theta}_i \quad (11)$$

Vận tốc của vật nâng được xác định bởi biểu thức:

$$\dot{\mathbf{r}}_p = \dot{\mathbf{r}}_{O_6} + \begin{bmatrix} \dot{s} \sin \theta + \dot{\theta} s \cos \theta \\ -\dot{s} \cos \theta + \dot{\theta} s \sin \theta \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$v_p^2 = \dot{x}_p^2 + \dot{y}_p^2; v_p^2 = \dot{x}_p^2 + \dot{y}_p^2 \quad (13)$$

Thế (13) vào (2) xác định được động năng của khâu đàn hồi thứ i và của vật nâng:

$$T_i = \frac{1}{2} \rho_i A_i \int_0^{L_i} (\dot{x}_p^2 + \dot{y}_p^2) dx; T_{load} = \frac{1}{2} m_p (\dot{x}_p^2 + \dot{y}_p^2) \quad (14)$$

Thế năng của cơ hệ: Thế năng của cơ hệ bằng tổng thế năng đàn hồi (Π_s) và thế năng trọng lực (Π_g):

$$\Pi = \Pi_g + \Pi_s = \Pi_1 + \Pi_p + \Pi_2 + \Pi_3 + \Pi_4 + \Pi_5 + \Pi_r + \Pi_l \quad (15)$$

Trong đó, Π_1, Π_p là thế năng do trọng lực của khâu 1 và vật nâng:

$$\Pi_1 = m_1 g l_{C_1} \sin \psi; \Pi_p = m_p g y_p \quad (16)$$

Trong đó: g là gia tốc trọng trường; l_{C_1} là khoảng cách từ trọng tâm khâu 1 đến khớp nối chân cân; y_p là chiều cao của vật nâng (xác định theo công thức 8).

Thế năng biến dạng đàn hồi của khâu đàn hồi thứ i ($i = 2 \div 5$) được xác định theo công thức:

$$\Pi_i = \frac{1}{2} E_i I_i \int_0^{L_i} \left(\frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (17)$$

Trong đó, E_i và I_i là mô đun đàn hồi của vật liệu và mô men quán tính mặt cắt ngang của khâu thứ i .

Thế năng biến dạng đàn hồi của cáp:

$$\Pi_r = \frac{1}{2} k_p \Delta l_p^2 = \frac{1}{2} k_p (\Delta l_{ps} + \Delta l_{pd})^2 \quad (18)$$

Trong đó: Δl_p là biến dạng đàn hồi của cáp; $\Delta l_{ps}, \Delta l_{pd}$ là biến dạng tĩnh và động của cáp tương ứng.

$$\Delta l_{ps} = \frac{m_p g}{a k_p}; \Delta l_{pd} = a(s - s_0) + R_h(\phi - \phi_0) \quad (19)$$

Trong đó, s_0 và ϕ_0 là chiều dài cáp treo vật và góc quay tang cuốn cáp tương ứng tại thời điểm ban đầu.

Thế năng biến dạng đàn hồi của xy lanh thủy lực nâng hạ cần:

$$\Pi_l = \frac{1}{2}k_l \Delta l_l^2 = \frac{1}{2}k_l (KI(\psi) - KI(\psi_0))^2 \quad (20)$$

Trong đó: Δl_l là biến dạng đàn hồi của xy lanh; $KI(\psi)$, $KI(\psi_0)$ là chiều dài của xy lanh nâng hạ cần tại thời điểm ban đầu và tại thời điểm xét.

$$KI(\psi_0) = \sqrt{d^2 + n^2 - 2dn \cos(\psi_0 + \gamma)}; KI(\psi) = \sqrt{d^2 + n^2 - 2dn \cos(\psi + \gamma)} \quad (21)$$

với d, n, γ là các thông số kết cấu (hình 1).

Hàm hao tán của cơ hệ: Hàm hao tán của cơ hệ bao gồm hàm hao tán của cáp nâng vật (Φ_r) và hàm hao tán của xy lanh thủy lực (Φ_l):

$$\Phi = \Phi_r + \Phi_l \quad (22)$$

$$\Phi_r = \frac{1}{2}b_p \dot{\Delta l}_p^2 = \frac{1}{2}b_p (a\dot{s} + R_h \dot{\phi})^2 \quad (23)$$

$$\Phi_l = \frac{1}{2}b_l \dot{\Delta l}_l^2 = \frac{1}{2}b_l \left(\frac{dn \sin(\psi + \gamma) \dot{\psi}}{\sqrt{d^2 + n^2 - 2dn \cos(\psi + \gamma)}} \right)^2 \quad (24)$$

Lực suy rộng của các lực hoạt động không thế:

$$Q_\psi = F_l \cos \psi, Q_\phi = M_h, Q_\theta = Q_s = Q_{qe2} = Q_{qe3} = Q_{qe4} = Q_{qe5} = 0 \quad (25)$$

Xác định lực căng trong nhánh cáp thép treo vật:

$$F_c = k_p \Delta l_p + b_p \dot{\Delta l}_p = k_p \left(\frac{m_p g}{ak_p} + a(s - s_0) + R_h (\phi - \phi_0) \right) + b_p (a\dot{s} + R_h \dot{\phi}) \quad (26)$$

Phương trình vi phân chuyển động:

Chuyển vị uốn ngang tương đối $w_i(x, t)$ trong hệ quy chiếu đồng hành $O_i x_i y_i$ được biểu diễn:

$$w_i(x, t) = X_i(x) q_{ei}(t), (i = \overline{2, 5}) \quad (27)$$

với $X_i(x)$ là các hàm thỏa mãn điều kiện biên của khâu đàn hồi.

Theo phương pháp Ritz – Galerkin trong trường hợp thanh một đầu ngàm một đầu tự do thì $X_i(x)$ có phương trình đặc trưng:

$$1 + \cos \beta_i L_i \cosh \beta_i L_i = 0 \quad (28)$$

Theo tài liệu [1], giải hệ phương trình (28) ta nhận được giá trị riêng thứ nhất tương ứng với dạng dao động riêng cơ bản: $\beta_i L_i = 1,875 (i = 2 \div 5)$. Từ đó, ta có các hàm $X_i(x)$ có dạng:

$$X_i(x) = \cos(\beta_i x) - \cosh(\beta_i x) + \frac{\cos \beta_i L_i + \cosh \beta_i L_i}{\sin \beta_i L_i + \sinh \beta_i L_i} (-\sin(\beta_i x) + \sinh(\beta_i x)) \quad (29)$$

Thế biểu thức (27) vào biểu thức (7) ta nhận được:

$$q_{ai}(t) = w'_{i-1}(L_{i-1}, t) = X'_{i-1}(L_{i-1}) q_{e(i-1)}(t), (i = \overline{3, 5}) \quad (30)$$

Thế biểu thức (27) vào biểu thức (10), ($i = 2 \div 5$):

$$\dot{\mathbf{r}}_{O_{i+1}} = \dot{\mathbf{r}}_{O_i} + \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ X_i(L_i) \dot{q}_{ei}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\sin \theta_i & -\cos \theta_i \\ \cos \theta_i & -\sin \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_i \\ X_i(L_i) q_{ei}(t) \end{bmatrix} \dot{\theta}_i \quad (31)$$

Thế biểu thức (27) vào biểu thức (11), ($i = 2 \div 5$):

$$\dot{\mathbf{r}}_{P_i} = \dot{\mathbf{r}}_{O_i} + \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ X_i(x) \dot{q}_{ei}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\sin \theta_i & -\cos \theta_i \\ \cos \theta_i & -\sin \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ X_i(x) \dot{q}_{ei}(t) \end{bmatrix} \dot{\theta}_i \quad (32)$$

Áp dụng phương trình Lagrange loại II cho cơ hệ để viết hệ phương trình vi phân chuyển động [2]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right)^T - \left(\frac{\partial T}{\partial \mathbf{q}} \right)^T + \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{q}} \right)^T + \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right)^T = \mathbf{Q} \quad (33)$$

Thế các giá trị động năng, thế năng, hàm hao tán vào phương trình (33), nhận được hệ phương trình vi phân chuyển động mô tả quá trình làm việc của cần trục được viết dưới dạng ma trận:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(\mathbf{q}) = \mathbf{Q} \quad (34)$$

Toạ độ suy rộng: $\mathbf{q} = [q_i]^T = [\psi \ q_{e2} \ q_{e3} \ q_{e4} \ q_{e5} \ s \ \theta \ \phi]^T, (i = \overline{1,8})$

Ma trận khối lượng suy rộng: $\mathbf{M}(\mathbf{q}) = [m_{ij}], (i, j = \overline{1,8})$

Ma trận quán tính ly tâm và Coriolis: $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = [c_{ij}], (i, j = \overline{1,8})$

Ma trận cản: $\mathbf{D}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = [d_{ij}], (i, j = \overline{1,8})$

Véc tơ lực có thể: $\mathbf{D} = [d_{ij}], (i, j = \overline{1,8})$

Ma trận lực suy rộng: $\mathbf{g} = [g_i]^T, (i = \overline{1,8})$

Các giá trị của ma trận khối lượng, ma trận quán tính ly tâm và Coriolis, ma trận cản, véc tơ lực thế được xác định trong phần mềm tính toán Maple.

3. KẾT QUẢ KHẢO SÁT

Hệ phương trình (34) là hệ phương trình vi phân cấp 2 phi tuyến mô tả ĐLH quá trình làm việc của cần trục kể đến biến dạng cần. Trong bài báo, tác giả khảo sát một số thông số ĐLH cần trục khi chỉ có cơ cấu nâng cần làm việc (góc quay tang cuốn cáp: $\phi = \phi_0 = 0$).

Thông số đầu vào. Bài báo tiến hành khảo sát động lực học của cần trục lắp trên xe vận tải UNIC 344 với bộ thông số đầu vào như sau: $m_l = 102,671$ kg; $J_l = 17,032$ Nm; $J_h = 15050$ Nm; $i_h = 11/216$; $R_h = 0,15$ m; $a = 4$; $k_p = 3 \times 10^4$ N/m; $b_p = 100$ Ns/m; $k_l = 22 \times 10^4$ N/m; $b_l = 500$ Ns/m; $E = 210$ Gpa; $\rho = 7860$ Kg/m³; $A_2 = 10,662 \times 10^{-3}$ m²; $A_3 = 8,861 \times 10^{-3}$ m²; $A_4 = 7,28 \times 10^{-3}$ m²; $A_5 = 5,948 \times 10^{-3}$ m²; $I_2 = 19,768 \times 10^{-5}$ m⁴; $I_3 = 14,352 \times 10^{-5}$ m⁴; $I_4 = 10,322 \times 10^{-5}$ m⁴; $I_5 = 7,512 \times 10^{-5}$ m⁴; $L_1 = 0,66$ m; $L_2 = 2,4843$ m; $L_3 = 2,2903$ m; $L_4 = 2,1303$ m; $L_5 = 2,2451$ m; $h_0 = 0$.

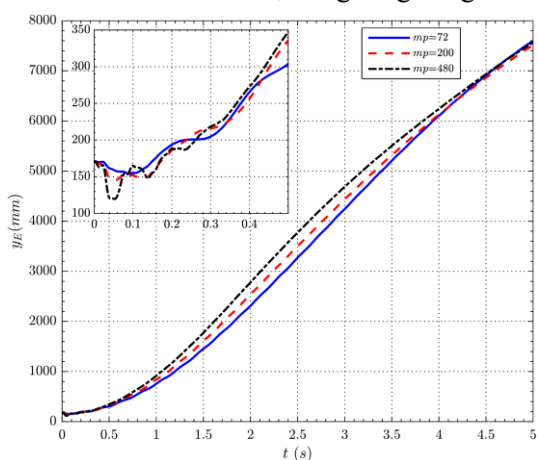
Vận tốc ban đầu bằng của các khâu bằng 0. Góc nâng cần ban đầu $\psi_0 = 1^\circ$; Khối lượng vật nâng thay đổi $m_p = 72$ kg, 200 kg, 480 kg; Vận tốc nâng cần là bằng nhau khi thay đổi khối lượng vật nâng. Với bộ số liệu nêu trên, sử dụng phương pháp số tính toán trên phần mềm Maple và Matlab để giải phương trình (34) nhận được kết quả mô phỏng các thông số ĐLH cơ hệ. Trong khuôn khổ bài báo, nhóm tác giả chỉ xem xét các giá trị chuyển vị, vận tốc, gia tốc của điểm đầu cần (điểm E) và lực căng cáp. Kết quả thu được thể hiện ở các hình 2÷5.

Từ kết quả thu được nhận thấy rằng: Chuyển vị đầu cần y_E (chuyển vị của điểm E) dao động với tần số tăng khi khối lượng vật nâng m_p tăng. Chuyển vị đầu cần do tính đàn hồi của xylanh thủy lực nâng hạ cần và tính đàn hồi của cần. Với khối lượng vật nâng 480 kg (khối lượng nâng định mức khi góc nâng cần 1°), ban đầu cần bị cong xuống một đoạn lớn, sau đó tăng dần và dao động ổn định. Với khối lượng vật nâng 72 kg (khối lượng nhỏ), dao động đầu cần là rất nhỏ.

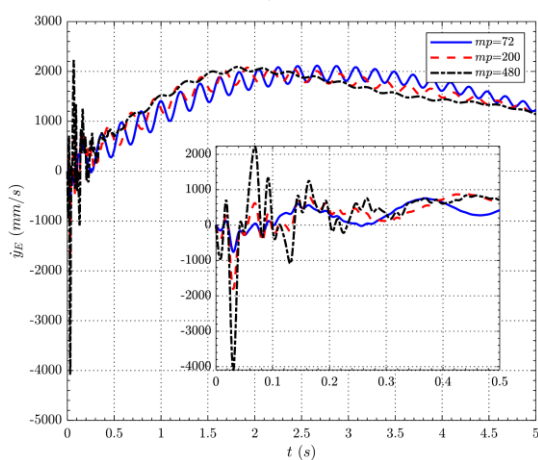
Đối với vận tốc và gia tốc dao động đầu cần: Tại thời điểm ban đầu (khi khởi động), biên độ của vận tốc và gia tốc dao động đầu cần sẽ tăng khi khối lượng vật nâng tăng. Tuy nhiên, khi đến giai đoạn bình ổn, biên độ và tần số dao động của vận tốc và gia tốc dao động đầu cần lại giảm khi tăng khối lượng vật nâng.

Lực căng cáp treo vật dao động xung quanh giá trị lực căng cáp tĩnh và có biên độ dao động giảm dần. Tuy nhiên, khi khối lượng vật nâng tăng thì biên độ dao động tăng và tần số dao động giảm. Đặc biệt, khi khối lượng vật nâng càng nhỏ, biên độ dao động của lực căng cáp càng nhỏ, tức lực căng cáp càng gần với giá trị lực căng cáp khi cần không biến dạng.

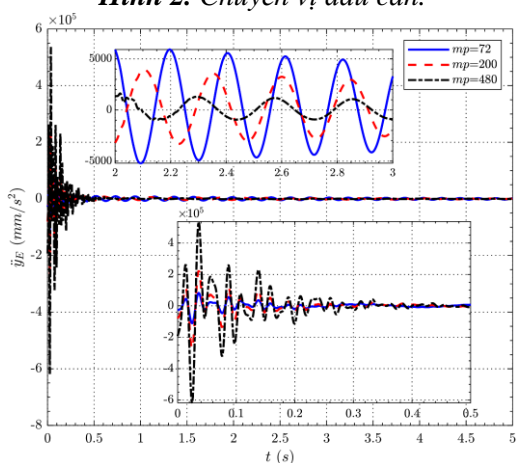
Như vậy, yếu tố biến dạng của cần đối với cần trục ống lồng có ảnh hưởng đến các thông số ĐLH cần trục, đặc biệt khi khối lượng vật nâng càng lớn. Điều này có ý nghĩa quan trọng khi tính toán thiết kế cần trục ống lồng cũng như bài toán điều khiển cần trục.



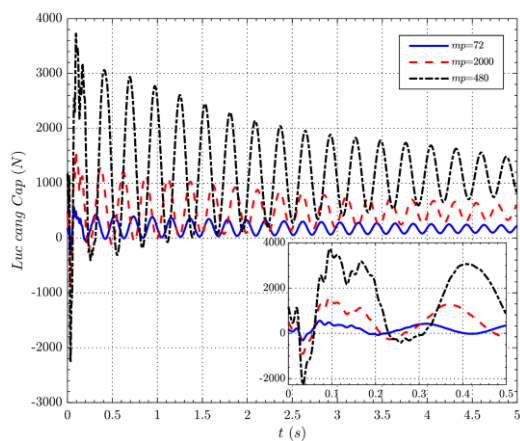
Hình 2. Chuyển vị đầu cần.



Hình 3. Vận tốc dao động đầu cần.



Hình 4. Gia tốc dao động đầu cần.



Hình 5. Lực căng cáp.

4. KẾT LUẬN

Như vậy, bài báo đã xây dựng được mô hình ĐLH và hệ phương trình vi phân mô tả quá trình làm việc của cần trục ống lồng khi kể đến biến dạng cần với 4 khâu đàn hồi. Mô hình xây dựng cho phép khảo sát các thông số ĐLH cần trục ống lồng khi kết hợp cả cơ cấu nâng hạ vật và cơ cấu nâng cần làm việc đồng thời hoặc từng cơ cấu làm việc riêng lẻ. Ngoài ra, bài báo tiến hành khảo sát ảnh hưởng của khối lượng vật nâng đến các thông số ĐLH cần trục khi chỉ có cơ cấu nâng cần làm việc. Kết quả đạt được của bài báo có thể làm cơ sở cho bài toán tính toán thiết kế hoặc xây dựng và thiết kế hệ thống điều khiển cho cần trục ống lồng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Văn Khang, “*Dao động kỹ thuật*,” (in lần thứ 4), NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội (2005).
- [2]. Nguyễn Văn Khang, “*Động lực học hệ nhiều vật*,” NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, (2017).
- [3]. Bozhidar GRIGOROV, Rosen MITREV, “*Dynamic behavior of a hydraulic crane operating a freely suspended payload*,” J. Zhejiang Univ-Sci A (Appl Phys & Eng), 18(4):268-281, (2017).
- [4]. A. Maczynski, S. Wojciech, “*Dynamics of a Mobile Crane and Optimisation of the Slewing Motion of Its Upper Structure*,” Nonlinear Dynamics, 32: 259–290, (2003).
- [5]. Radomir Mijailović, “*Modelling the dynamic behaviour of the truck-crane*,” Transport, Volume 26, Issue 4, (2011).
- [6]. Arkadiusz Trąbka, “*Dynamics of telescopic cranes with flexible structural components*,” International Journal of Mechanical Sciences, 88: 162–174, (2014).
- [7]. Bogdan Posiadala, Dawid Cekus, “*Discrete model of vibration of truck crane telescopic boom with consideration of the hydraulic cylinder of crane radius change in the rotary plane*,” Automation in Construction, 17: 245–250, (2008).
- [8]. Hiroki Fujita, Hiroyuki Sugiyama, “*Development of flexible telescopic boom model using absolute nodal coordinate formulation sliding joint constraints with LuGre friction*,” Theoretical & Applied mechanics letters, 2, 063005, (2012).

ABSTRACT

Research on the influence of lifting mass on dynamic responses of telescopic cranes considering boom deformation

The paper studies the influence of lifting mass on the dynamic responses (DRs) of telescopic cranes with consideration of boom deformation. The companion coordinate method with Ritz-Galerkin approximation is used to build the model and the differential equations describing the DRs of a telescopic crane with four elastic joints. In the generated dynamic model, the stiffness and damping coefficients of the cable and the hydraulic cylinder for lifting and lowering the boom are considered. Based on this, the paper investigates the dependence of the DPs of the telescopic crane when lifting and lowering the boom on the lifting mass. The investigation results are the system dynamic responses such as the displacement, velocity, acceleration of the boom oscillation, and the tension of the cable hanging the payload, which is the basis for improving the operating quality and serving the control problem of the crane.

Keywords: Telescopic cranes; Crane modeling; Crane dynamics; Control of cranes.