

Nâng cao khả năng nâng của cần trục bánh xích bằng cách cải thiện độ ổn định

Improve the lifting capacity of crawler cranes by improving stability

> TS TRẦN ĐỨC HIẾU

Trường Đại học Xây dựng Hà Nội; Email: hieutd@huce.edu.vn

TÓM TẮT

Khả năng nâng của cần trục bánh xích bị giới hạn bởi độ ổn định và độ bền của kết cấu. Bài báo phân tích việc đánh giá hệ số ổn định của cần trục bánh xích khi khả năng nâng của nó được tăng lên thông qua việc đề xuất sử dụng một khung kết cấu mới nhằm mở rộng đối trọng của cần trục. Trong quá trình đánh giá khả năng nâng, những yếu tố quan trọng như độ ổn định và độ bền của kết cấu cần trục được xem xét một cách kỹ lưỡng. Việc tăng cường khả năng nâng của cần trục chỉ mang ý nghĩa nếu không gây ảnh hưởng đáng kể đến độ ổn định hoặc độ bền của kết cấu. Với đề xuất như vậy, cho thấy khả năng nâng của cần trục bị hạn chế chủ yếu do độ ổn định được tăng lên. Phân tích tĩnh của khung kết cấu mới được xác định thông qua phương pháp cơ học kết cấu.

Từ khóa: Cần trục bánh xích; ổn định; sức nâng; cạnh lật.

ABSTRACT

The lifting capacity of a crawler crane is limited by the stability and strength of the structure. This paper analyzes the evaluation of the stability coefficient of a crawler crane when its lifting capacity is increased by proposing the use of a new structural frame to expand the counterweight of the crane. During the assessment of lifting capacity, important factors such as the stability and durability of the crane structure are carefully considered. Increasing the lifting capacity of a crane only makes sense if it does not significantly affect the stability or durability of the structure. With such a proposal, it is shown that the lifting capacity of the crane is limited mainly due to increased stability. Static analysis of the new structural frame is determined through structural mechanics methods.

Keywords: Crawler crane; stability; lifting capacity; tipping edge.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cần trục được sử dụng rộng rãi trong ngành xây dựng. Các nhà sản xuất cần trục không ngừng nỗ lực để đạt được những tầm cao

mới trong lĩnh vực này, đã sản xuất ra các cần trục có sức nâng lớn ở tầm với nhất định. Việc nâng cao sức nâng của các cần trục hiện có ở tầm với lớn hơn sẽ giảm sự phụ thuộc vào các cần trục có sức nâng lớn hơn, do đó sẽ giảm chi phí xây dựng dự án. Điều này sẽ cắt giảm vốn đầu tư của các công ty xây dựng do tránh được sự cần thiết phải mua các cần trục sức nâng lớn hơn.

Các thiết bị nặng thường được chế tạo và tổ hợp tại các nhà máy hoặc tại công trường trước khi đưa vào vị trí làm việc để đảm bảo chất lượng cũng như tăng năng suất, hạ giá thành và rút ngắn thời gian xây lắp công trình. Tuy nhiên các tổ hợp thiết bị và kết cấu này nhiều khi lại có kích thước và trọng lượng lớn vượt quá khả năng làm việc của cần trục thông thường, đòi hỏi phải có biện pháp kỹ thuật đặc biệt hoặc trang bị cần trục có tính năng kỹ thuật đủ lớn.

Sau khi được tổ hợp tại chỗ hoặc vận chuyển đến vị trí lắp đặt, thiết bị cần được đặt vào vị trí làm việc, quá trình này gọi là quá trình trực lắp thiết bị. Trực lắp thiết bị bằng cần trục có cơ cấu bổ sung nhằm gia tăng sức nâng, tầm với và độ cao nâng. Nguyên tắc chung của phương pháp này là bổ sung một cơ cấu nhờ đó có thể giảm bớt được lực tác dụng lên cần trục hoặc mở rộng phạm vi sử dụng ngoài đặc tính tải cho phép của cần trục. Các phương án kể trong [1, 7] khả thi nhưng rất tốn công sức và công kênh, cần trục không di chuyển được nên trong thi công rất bất tiện. Để nâng cao khai thác cần trục bánh xích tại một số công trường thi công xây dựng tại Việt Nam, đề xuất biện pháp nâng cao sức nâng của cần trục bánh xích bằng cách mở rộng (di chuyển) đối trọng. Toàn bộ các cơ cấu công tác, kết cấu cần trục được giữ nguyên, thiết kế tính toán phần khung mang đối trọng kéo dài, thiết kế xe con mang đối trọng và xilanh thủy lực để di chuyển xe con. Như vậy với phương án thiết kế này, đối trọng được đặt trên xe con và được di chuyển (mở rộng) ra xa tâm quay của máy bằng xilanh thủy lực, đảm bảo cần trục sẽ di chuyển linh hoạt và không mất nhân công lắp đặt như các phương án được trình bày bên trên.

Tải trọng nâng của cần trục bánh xích được xác định bởi độ ổn định của cần trục và độ bền của kết cấu [1, 2]. Đã có những nghiên cứu trước đây về độ ổn định của cần trục và động lực học của cần trục. Rauch và cộng sự [3] đã nghiên cứu phân tích độ ổn định của cần trục di động có tải trọng dao động và trình bày quy trình tiến hành phân tích độ ổn định. Wang và cộng sự [4] đã nghiên cứu sự ổn định của cấu trúc khung thanh mảnh phi tuyến tính về mặt hình học của cần trục bánh xích. Chin và cộng sự [5] đã điều tra tác động của chuyển động bàn quay lên ổn định động cần của cần trục. Các nghiên cứu về động lực học của cần trục trong các chuyển động khác nhau đã được Posiadala nghiên cứu [10, 11], Sun và Kleeberger [12]. Tuy nhiên, nhận thấy rằng các nghiên cứu trong lĩnh vực nâng cao sức nâng của cần trục chưa phát triển đáng kể.

Trong bài báo này, trình bày nghiên cứu để nâng cao sức nâng của cần trục bánh xích bị giới hạn bởi các điều kiện ổn định. Kiểm tra độ ổn định của cần trục bánh xích SCC1000A (SANY) với cần dài 13m với tải trọng nâng lớn nhất ở trạng thái nguy hiểm nhất [6]. Khung kết cấu được đề xuất liên kết với kết cấu phần khung trên bàn quay của cần trục để mở rộng đối trọng, có thể đẩy ra hoặc thu lại. Sức nâng mới của cần trục với đối trọng mở rộng được tính toán và phân tích kết cấu tĩnh được thực hiện cho khung kết cấu bằng cách tính đơn giản (cách tính thông thường bằng tay).

2. NÂNG CAO SỨC NÂNG CẦN TRỤC BÁNH XÍCH

Mô hình ba chiều của cần trục bánh xích được xây dựng bằng phần mềm mô hình hóa như được mô tả trong hình 1. Để thực hiện được cần thu thập dữ liệu kích thước của các bộ phận kết cấu chính của cần trục và kích thước được thực hiện bằng phần mềm Autodesk Autocad.

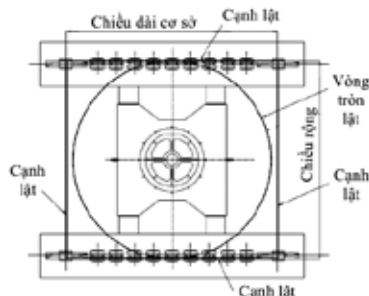
Yếu tố chủ yếu kiểm soát mức tải trọng của cần trục là độ ổn định chống lật. Tải trọng lật là tải trọng nâng ở một bán kính xác định quanh một đường gọi là cạnh lật, làm cho cần trục bị lật. Cần trục sẽ bị lật khi mô men lật (mô men của tải trọng và cần đối với điểm lật) trở nên gần bằng hoặc bằng mô men giữ của cần trục (mô men của trọng lượng máy đối với điểm lật).

Các đường ray bánh xích được làm bằng thép đúc rời và mục đích của chúng là cung cấp đường ray cho các con lăn và phân bố trọng lượng, tải trọng của cần trục xuống nền. Các con lăn xác định vị trí của điểm tựa bên. Khi vận hành ở phía trước và phía sau, điểm tựa nằm trên các cạnh lật được xác định bởi các đường nối giữa bánh xích dẫn hướng phía trước và bánh xích chủ động phía sau. Các cạnh lật là các đường nối giữa các con lăn hoặc giữa các bánh xích của hai dải xích. Để tính toán hoạt động làm việc của cần trục 3600, điểm lật được coi là nằm trên vòng tròn lật có bán kính là khoảng cách nhỏ nhất giữa tâm quay của cần trục và các cạnh lật khác nhau.

Trọng lượng và vị trí trọng tâm của các bộ phận khác nhau của cần trục được lấy từ mô hình 3D của cần trục. Các cạnh lật và vòng tròn lật của cần trục được thể hiện trên hình 2.



Hình 1. Mô hình 3D cần trục bánh xích



Hình 2. Hình chiếu bằng các cạnh lật của cần trục

Cần trục bánh xích, đối trọng được cố định ở phía sau khung kết cấu trên bàn quay. Khung kết cấu đề xuất được liên kết vào phần dưới của khung kết cấu trên bàn quay cần trục, trong đó đối trọng được đặt lên xe con và có thể mở rộng hoặc thu vào (hình 3). Đối với một tầm với cụ thể, đối trọng được mở rộng tương ứng để có được mô men lớn nhất có xét đến các điều kiện ổn định. Khi tăng tầm với, đối trọng được đẩy ra phía ngoài và nếu giảm tầm với, đối trọng sẽ được thu lại vị trí tương ứng với tầm với đó. Xe con mang đối trọng có thể được đẩy ra hoặc thu lại bằng cách sử dụng xilanh thủy lực (hình 4).

Cần trục phải đảm bảo ổn định (không bị lật) trong cả hai trường hợp: khi có tải (trạng thái làm việc) và khi không tải (trạng thái không làm việc). Mức độ ổn định của cần trục được xác định bằng hệ số ổn định K là tỷ số giữa mô men giữ (mô men chống lật) và mô men lật [8]. Ở mỗi trạng thái, cần trục được kiểm tra ổn định với vị trí và các điều kiện bất lợi nhất.

$$K = \frac{M_G}{M_L}, \quad (1)$$

Trong đó: M_G - Mô men giữ (mô men của trọng lượng các bộ phận cần trục có tính đến tất cả các lực phụ như lực gió, lực quán tính khi mở máy hoặc khi phanh các cơ cấu) đối với trục lật, có chiều ngược với chiều lật cần trục; M_L - Mô men lật đối với trục lật (mô men do tải trọng vật nâng gây ra đối với trục lật đó), có chiều gây lật cần trục.

+ Trị số của hệ số ổn định có tải phải được xác định khi hướng của cần vuông góc với trục lật. Theo [1, 9], trị số này không nhỏ hơn 1,15 ($K_{01} \geq 1,15$). Cần trục nằm trên mặt phẳng nghiêng về phía trục lật, chịu tải gió và quán tính có chiều giảm mô men giữ.

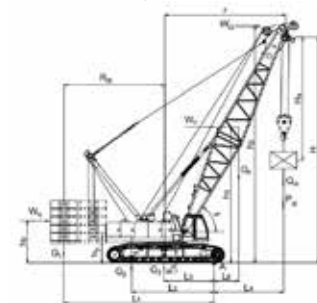
+ Trị số của hệ số ổn định có tải xác định khi không tính đến các lực phụ và không tính đến ảnh hưởng của độ nghiêng mặt nền không được nhỏ hơn 1,4. Hệ số ổn định này còn được gọi là hệ số ổn định tĩnh khi có tải ($K_{02} \geq 1,4$).

+ Trị số của hệ số ổn định khi không tải được xác định khi cần trục ở vị trí bất lợi nhất đối với tác dụng của lực gió ở trạng thái không làm việc. Với cần trục thay đổi tầm với bằng nâng hạ cần, hệ số ổn định khi không tải xác định khi cần ở vị trí làm việc cao nhất dưới tác dụng của lực gió ở trạng thái không làm việc ($K_{03} \geq 1,15$).

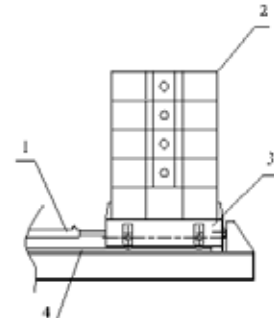
Theo [9] khi thử tải trọng tĩnh lấy 125% Q , thử tải trọng động lấy 110% Q , để đảm bảo các cơ cấu hoạt động bình thường và các kết cấu chịu lực của cần trục có đủ độ bền. Khi đề xuất phương án mở rộng đối trọng nhằm tăng tải trọng nâng nhằm đảm bảo các điều kiện an toàn, tác giả đã tính toán trọng lượng vật nâng tăng lên 10%, $Q = 110(T) = 1079100(N)$ thì cần đẩy đối trọng ra 0,5m nghĩa là $R_{dr} = 4,4 + 0,5 = 4,9(m)$, khi đó mô men tải $M = 410(Tm) = 4100580(Nm)$.

Trọng lượng xe con và kết cấu khung mở rộng đối trọng (phần này không trình bày trong bài báo chỉ đưa ra số liệu đã được tác giả tính toán trong khi cải tạo nâng cao sức nâng của cần trục): $G_{xc} = 32030(N)$.

Kích thước của các bộ phận kết cấu chính của máy và các bản vẽ kích thước đã được thực hiện bằng phần mềm Autocad, thực hiện phương án mở rộng đối trọng đối với cần trục bánh xích SCC1000A (SANY), các thông số trong bảng 1 khi chưa mở rộng đối trọng được lấy theo catalog SCC1000A (SANY) [6].



Hình 3. Cần trục bánh xích với phương án để mở rộng đối trọng



Hình 4. Hệ thống di chuyển đối trọng

Bảng 1. Các thông số của cần trục SCC1000A (SANY) khi mở rộng đối trọng

Ký hiệu	Tên gọi	Giá trị
G_1	Trọng lượng đối trọng + khung kết cấu+ xe con	446012 (N)
G_2	Trọng lượng cabin, máy bao gồm cả giá chữ A	257022 (N)
G_3	Trọng lượng phần không quay (gồm trọng lượng kết cấu bộ đỡ bàn quay, kết cấu khung và thiết bị di chuyển)	348255 (N)
G_c	Trọng lượng của cần, với cần dài 13m	31882,5 (N)
S	Bề rộng của cần trục (tính đến mép ngoài 2 dải xích)	5,1 (m)
L_1	Khoảng cách từ đối trọng đến cạnh lật	Phụ thuộc vào vị trí tính
L_2	Khoảng cách từ trọng lượng cabin máy đến cạnh lật	
L_3	Khoảng cách từ trọng lượng phần không quay đến cạnh lật	
L_4	Khoảng cách từ trọng lượng vật nâng đến cạnh lật	
L_5	Khoảng cách từ trọng lượng cần đến cạnh lật	
h_0	Chiều cao tải trọng gió tác dụng lên đối trọng	2,2 (m)
h_1	Chiều cao trọng lượng cần	Phụ thuộc vào vị trí tính
h_2	Chiều cao tải trọng gió tác dụng lên vật nâng quy về đầu cần	
h_3	Chiều cao trọng lượng cabin, máy, giá chữ A	1,6 (m)
h_4	Chiều cao trọng lượng phần không quay	1,0 (m)
R_{dt}	Bán kính quay của đối trọng: + Chưa mở rộng đối trọng	4,4 (m)
	+ Mở rộng đối trọng	4,9 (m)
Q	Trọng lượng nâng danh nghĩa: + Chưa mở rộng đối trọng	100 (T)
	+ Mở rộng đối trọng	110 (T)
M	Mô men tải: + Chưa mở rộng đối trọng	380 (T.m)
	+ Mở rộng đối trọng	418 (T.m)

3. KIỂM TRA ỔN ĐỊNH CỦA CẦN TRỤC VỚI KẾT CẤU ĐỀ XUẤT

3.1. Kiểm tra ổn định cần trục ở trạng thái làm việc

3.1.1. Trường hợp có tải (ổn định động) [1, 9]

Ổn định động khi có tải là trạng thái mà cần trục được đặt trên mặt phẳng nghiêng một góc α về phía trước, cần vuông góc với trục dọc của máy có tâm với lớn nhất, cần trục mang tải bằng tải trọng danh nghĩa, cần trục chịu lực gió lớn nhất ở trạng thái làm việc tác dụng song song với mặt đường và theo chiều lật cần trục, cần trục chịu các lực quán tính bất lợi cho ổn định khi phanh các chuyển động nâng hạ vật. Khi tính toán coi gần đúng $\cos \alpha \approx 1$; $\alpha = 5^\circ$. Dưới tác dụng các thành phần tải trọng cần trục có xu hướng lật quanh A (hình 5). lấy mô men các lực với cạnh lật A, hệ số ổn định được xác định theo công thức:

$$K_{01} = \frac{M_G - (G_1 \cdot h_0 + G_2 \cdot h_3 + G_3 \cdot h_4) \sin \alpha - M_C - M_g - M_{qt}}{M_Q} \geq 1,15 \quad (2)$$

Trong đó: M_Q - mô men lật do tải trọng nâng Q gây ra; M_G - mô men giữ (mô men chống lật); M_C - mô men lật do trọng lượng cần gây ra; M_g - mô men lật do gió gây ra; M_{qt} - tổng mô men lật do các lực quán tính gây ra.

+ Xác định mô men lật do tải trọng nâng Q gây ra:

$$M_Q = Q_{0i} \cdot L_4, (Nm) \quad (3)$$

Trong đó: Q_{0i} - tải trọng nâng lớn nhất ứng với tâm với được xác định theo đường đặc tính tải trọng, (N); theo đường đặc tính tải trọng, với cần dài nhất 13m, có tâm với lớn nhất $r = 12,5(m)$:

$$Q_{0i} = 328046,4(N); L_4 = r - L_3 = 12,5 - 2,55 = 9,55 \approx 10(m)$$

Thay các giá trị vào công thức (3) ta có: $M_Q = 3280464(Nm)$

+ Xác định mô men giữ:

$$M_G = G_1 \cdot L_1 + G_2 \cdot L_2 + G_3 \cdot L_3, (Nm) \quad (4)$$

Trong

$$\text{đó: } L_1 = R_{dt} + S / 2 = 7,45(m); L_2 = 4(m); L_3 = S / 2 = 2,55(m)$$

Thay các giá trị trên vào công thức (4) ta có:

$$M_G = 5238927,65(Nm)$$

+ Xác định mô men lật do trọng lượng cần gây ra:

$$M_C = G_c \cdot L_5, (Nm) \quad (5)$$

$$G_c = 31882,5(N); L_5 = \frac{L_c \cdot \cos 30}{2} + 1,2 = 6,8(m) \text{ thay giá trị}$$

vào công thức (5) ta có:

$$M_C = 216801, (Nm)$$

+ Xác định mô men lật do gió gây ra, gió ở trạng thái làm việc:

$$M_g = W_q \cdot h_0 + W_c \cdot h_1 + W_Q \cdot h_2, (Nm) \quad (6)$$

Trong đó: W_q - tải trọng gió tác động lên phần quay của cần trục; W_c - tải trọng gió tác động lên cần; W_Q - tải trọng gió tác động lên vật nâng.

Tải trọng gió lớn nhất trong trạng thái làm việc [1,9] tính theo công thức:

$$W_g = q \cdot n \cdot c \cdot \beta \cdot A \quad W_q = 250 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 25 \cdot 5 = 1875(N);$$

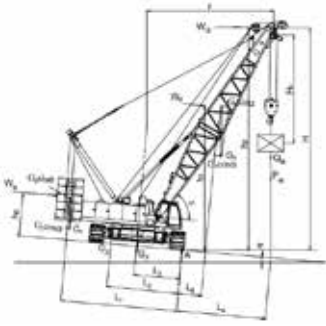
$$W_c = 250 \cdot 1 \cdot 32 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 25 \cdot 3 \cdot 68 = 1821,6(N)$$

$$W_Q = 250 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 25 \cdot 10 = 3750(N);$$

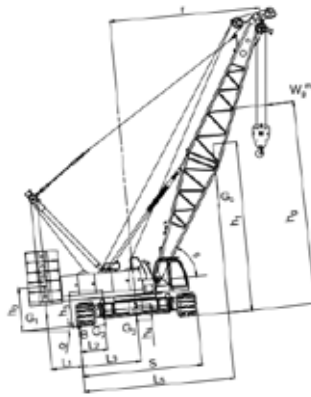
$$h_0 = 2,2(m); h_1 = 5,4(m); h_2 = 9(m)$$

Thay các giá trị này vào công thức (6) ta có: $M_g = 47711,64(Nm)$

+ Xác định mô men lật do các lực quán tính của tải trọng nâng Q và thiết bị mang gây ra [1,10]:



Hình 5. Sơ đồ tính ổn định cần trục ở trạng thái làm việc



Hình 6. Sơ đồ tính ổn định cần trục ở trạng thái không làm việc

$$M_{qt} = P_{qt} \cdot L_4 = \frac{Q_{0i} \cdot V_n}{g \cdot t} \cdot L_4, (Nm) \quad (7)$$

Trong đó: t - thời gian khởi động cơ cấu nâng, $t = 5s$; $g = 9,81m/s^2$ là gia tốc trọng trường; V_n - vận tốc hạ vật nâng, $V_n = 3m/ph = 0,05 (m/s)$.

Thay các giá trị trên vào công thức (7) ta có: $M_{qt} = 3344(Nm)$

Thay các giá trị trên vào công thức (2) ta có: $K_{01} = 1,469 > 1,15$, thỏa mãn điều kiện ổn định.

3.1.2. Trường hợp ổn định tĩnh khi có tải [1, 9]

Ổn định tĩnh khi có tải là trạng thái mà cần trục nằm trên mặt phẳng ngang, cần có tâm với lớn nhất, cần trục mang tải bằng tải trọng danh nghĩa và không chịu các lực gió và quán tính. A là cạnh lật, lấy mô men các lực với cạnh lật A. Khi tính toán coi gần đúng $\cos \alpha \approx 1$. Trong trường hợp này, hệ số ổn định tĩnh khi có tải phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$K_{02} = \frac{M_G - M_C}{M_Q} \geq 1,4 \quad (8)$$

Thay các giá trị trên vào công thức (8) ta có:

$$K_{02} = 1,53 > 1,4 \text{ thỏa mãn điều kiện ổn định.}$$

3.2. Kiểm tra ổn định cần trục ở trạng thái không làm việc [1, 9]

Trường hợp này được xác định trong trạng thái: cần của cần trục ở tầm với nhỏ nhất (góc β là lớn nhất); cần trục không mang tải, nghiêng về phía sau một góc α ; lực gió lớn nhất trong trạng thái gió không làm việc theo hướng bất lợi, cạnh lật là cạnh B (hình 6). $\beta = 80^\circ$; $\alpha = 5^\circ$. Khi tính toán coi gần đúng $\cos \alpha \approx 1$.

$$K_{03} = \frac{M_G - M_L}{M_g} \geq 1,15 \quad (9)$$

Trong đó: $M_G = G_3 \cdot \cos \alpha \cdot \frac{S}{2} + G_2 \cdot \cos \alpha \cdot L_2 + G_C \cdot \cos \alpha \cdot L_5$;

$M_L = G_1 \cdot (L_1 + h_0 \cdot \sin \alpha) + G_2 \cdot \sin \alpha \cdot h_3 + G_3 \cdot \sin \alpha \cdot h_4 + G_C \cdot \sin \alpha \cdot h_1$;

$M_g = W_g^m \cdot h_g = W_{gu} \cdot h_g$;

$L_1 = 2,35(m)$; $L_2 = 1,1(m)$; $L_5 = 4,88(m)$; $h_1 = 8,55(m)$; $h_g = 10(m)$

Tải trọng gió trong trạng thái không làm việc của cần trục:

$$W_{gu} = q_{II} \cdot n \cdot c \cdot \beta \cdot A = 800 \cdot 1,32 \cdot 1,1 \cdot 25,5 \cdot 65 = 7458(N)$$

Thay các giá trị trên vào công thức (9) ta có $K_{03} = 1,37 > 1,15$ thỏa mãn điều kiện.

Kết quả nghiên cứu cho thấy rằng với khung kết cấu mới được đề xuất để mở rộng đối trọng, khả năng nâng của cần trục được tăng lên mà không ảnh hưởng đáng kể đến độ ổn định của cần

trục. Điều này đồng nghĩa với việc cần trục có thể nâng được tải trọng lớn hơn trước mà không gặp vấn đề gì về độ ổn định.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã đề xuất một giải pháp để nâng cao khả năng khai thác cần trục bánh xích bằng cách tăng sức nâng của cần trục nhờ cải thiện độ ổn định thông qua phương án mở rộng đối trọng. Khung kết cấu đề xuất để kéo dài và thu lại đối trọng cần trục tương ứng với tầm với cụ thể. Việc thay đổi đối trọng cố định thành đối trọng di động được đề xuất đã được kiểm tra hệ số ổn định của cần trục. Khả năng nâng của cần trục bị giới hạn bởi sự ổn định được tăng lên khi sử dụng khung kết cấu được đề xuất. Kết quả cho thấy rằng khả năng nâng của cần trục giới hạn bởi tính ổn định có thể tăng lên 10% khi sử dụng đối trọng mở rộng và tuân thủ các điều kiện ổn định, đảm bảo an toàn. Kết quả trên cho phép cần trục có cơ cấu bổ sung mở rộng đối trọng nhằm gia tăng sức nâng, tầm với và độ cao nâng có ý nghĩa thực tiễn trong việc nâng cao hiệu quả cần trục, nhằm giảm vốn đầu tư của các công ty xây dựng do tránh được sự cần thiết phải mua các cần trục sức nâng lớn hơn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Trương Quốc Thành, *Máy nâng và cơ giới hóa công tác lắp ghép*, NXBXD, 2012.
- [2]. Towarek Z., *The dynamic stability of a crane standing on soil during rotation of the boom*, International Journal of Mechanical Sciences 1998, 40(6), pp.557-574.
- [3]. Rauch A., Sighose W., Fujioka D., Jones T., 2013, *Tip-over stability analysis of mobile boom cranes with swinging payloads*, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 135, 3, 0310081-6.
- [4]. Wang G., Qi Z., Kong X., 2015, *Geometrical nonlinear and stability analysis for slender frame structures of crawler cranes*, engineering Structures, 83, pp.209-222.
- [5]. Chin C., Nayfeh A.H., Abdel-Rahman E., 2001, *Nonlinear dynamics of a boom crane*, Journal of Vibration and Control, 7, pp.199-220.
- [6]. Catalog SCC1000A.
- [7]. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов по специальности "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование". - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989.
- [8]. Trần Đức Hiếu, *Phân tích các phương pháp ổn định cần trục bánh lốp*, Tạp chí Xây dựng số 12 (2021), 68-72.
- [9]. Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 4244-2005.
- [10]. Posiadała B., Skalmierski B., Tomski L., 1991, *Vibration of load lifted by a truck crane with consideration of physical properties of rope*, Machine Dynamics Problems, 2, pp.85-104.
- [11]. Posiadała B., 1997, *Influence of crane support system on motion of the lifted load*, Mechanism, and Machine Theory, 32, 1, 9-20.
- [12]. Sun G., Kleeberger M., Liu J., 2005, *Complete dynamic calculation of mobile crane during hoisting motion*, Mechanism and Machine Theory, 40, 447-466.