



NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN THIẾT KẾ MÁY RÓT THAN DI ĐỘNG XUỐNG TÀU TẠI CẢNG XUẤT THAN VÙNG QUẢNG NINH

Nguyễn Văn Xô^{1,*}, Đặng Vũ Đình¹, Trần Viết Linh¹, Lê Văn Quang¹,
Nguyễn Thế Hoàng¹, Nguyễn Minh Tiến², Đỗ Hải Hùng², Phạm Văn Thắng³

¹Trường Đại học Mỏ-Địa chất, 18 Phố Viên, Bắc Từ Liêm, Hà Nội, Việt Nam

²Công ty Cổ phần Công nghiệp Ô tô-Vinacomin, Cẩm Thịnh, Cẩm Phả, Quảng Ninh

³Viện Nghiên cứu Cơ khí, 4 Phạm Văn Đồng, Hà Nội, Việt Nam

THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 25/3/2025

Ngày nhận bài sửa: 28/4/2025

Ngày chấp nhận đăng: 03/5/2025

*Email: nguyenvanxo@humg.edu.vn

TÓM TẮT

Với ưu điểm chi phí thấp, an toàn, tin cậy, khi khối lượng vận chuyển lớn thì vận tải bằng đường thủy đóng vai trò quan trọng. Tuy nhiên, ở nước ta các nghiên cứu thiết kế, chế tạo thiết bị vận chuyển, bốc dỡ ở các cảng còn hạn chế. Các thiết bị này thường nhập khẩu từ nước ngoài với giá thành cao và trong nước không làm chủ được công nghệ chế tạo. Trong bài viết này nhóm tác giả trình bày một số cơ sở lý thuyết tính toán, thiết kế máy rót than di động, từ đó tính toán thiết kế một máy rót than với năng suất 800 t/h áp dụng trong điều kiện cụ thể tại cảng than vùng Quảng Ninh. Nhóm nghiên cứu đã sử dụng phần mềm thiết kế mô phỏng NX để thiết kế mô hình 3D của máy, sau đó phân tích kiểm nghiệm và tối ưu hóa thiết kế để lựa chọn thông số hợp lý. Kết quả nghiên cứu này có thể là tài liệu tham khảo trong tính toán thiết kế máy rót than

Từ khóa: tính toán thiết kế, máy rót than di động, thiết kế 3D, phân tích tối ưu.

@ Hội Khoa học và Công nghệ Mỏ Việt Nam

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trên thế giới, vận chuyển than từ nơi sản xuất đến các nơi tiêu thụ bằng đường thủy đã có từ lâu. Trong quá trình này, chuyển than xuống tàu sử dụng nhiều phương pháp khác nhau, từ thủ công đến các dây chuyền máy móc hiện đại. Hiện nay, các nước có nền công nghiệp khai thác than phát triển như Nhật Bản, Pháp, Trung Quốc,... đặc biệt quan tâm tới công tác hiện đại hóa khâu chuyển than xuống các phương tiện chuyên chở. Các nước này đã đi sâu nghiên cứu, thiết kế, chế tạo, đưa vào sử dụng nhiều hệ thống rót than di động xuống tàu hiện đại như RC3, RC4 của Nhật Bản, cầu trục portic của Pháp... với ưu điểm làm việc tin cậy, thân thiện với môi trường, ổn định ít phát sinh tiếng ồn [1]. Việt Nam có trữ lượng than lớn, do đó phải có nhiều giải pháp chuyển than xuống tàu. Hiện cũng đã có một số nghiên cứu về vấn đề này: Trong nghiên cứu của Nguyễn Văn Đức đã đề cập

đến nghiên cứu hệ thống cơ giới hóa để vận chuyển than xuống các xà lan ở bến cảng, đã đưa ra được một số cơ sở lý thuyết cho vấn đề nghiên cứu này [2]; Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin đã thực hiện đề tài nghiên cứu phát triển hệ thống rót than qua máng [3], đề tài đã đạt được những kết quả khả quan, tuy nhiên hệ thống này còn có những mặt hạn chế nhất định như năng suất thấp, ô nhiễm môi trường,... Bên cạnh đó, một số đơn vị trong Tập đoàn Công nghiệp Than-Khoáng sản Việt Nam đã thiết kế lắp đặt một số hệ thống rót than cố định như Công ty Chế tạo máy-Vinacomin, Công ty Than Ưng Bí, Công ty Than Hòn Gai,... Mặc dù đã có một số công trình nghiên cứu chế tạo hệ thống rót than xuống phương tiện vận tải thủy nêu trên nhưng hầu hết quy mô chưa lớn, chưa hiện đại và chưa đáp ứng được yêu cầu sản xuất hiện nay. Trong nghiên cứu này nhóm tác giả sẽ đi vào nghiên cứu và tính toán thiết kế hệ

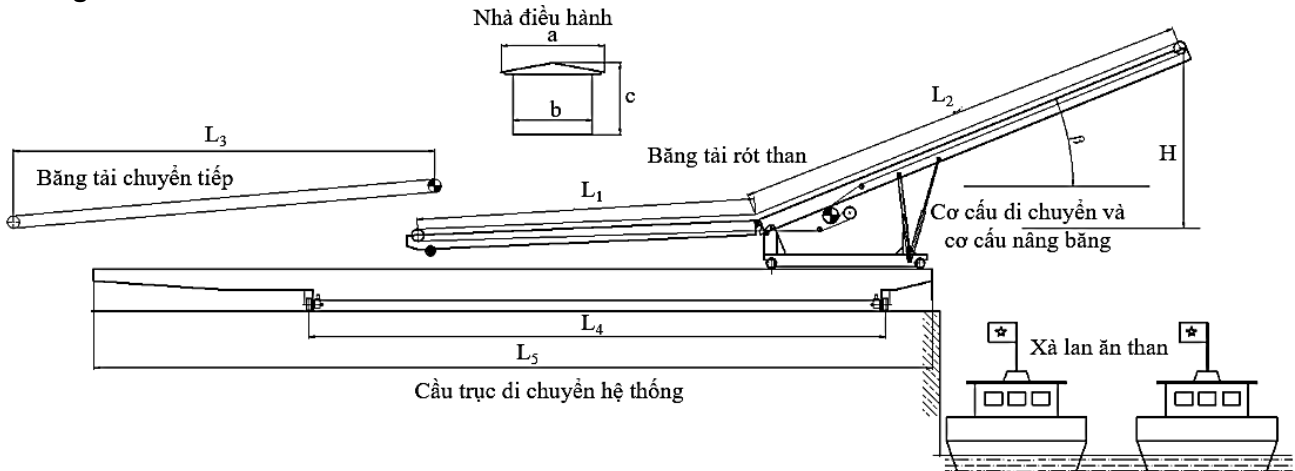


thống rót than di động áp dụng cho một cảng xuất than cụ thể tại vùng Quảng Ninh

2. DỮ LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Giới thiệu chung máy rót than di động xuống tàu

Sơ đồ máy rót than (Hình 1) gồm các bộ phận chính sau: băng tải chuyển tiếp; băng tải rót than; cơ cấu di chuyển băng tải rót than và cơ cấu nâng hạ băng; nhà điều hành; cầu trục di chuyển hệ thống; xà lan ăn than.



Hình 1. Sơ đồ máy rót than di động xuống tàu

Nguyên lý làm việc của máy rót than di động: Băng tải chuyển tiếp nhận than từ các tuyến băng tải trung gian. Than được chất lên băng tải rót than thông qua các máng rót được bố trí dọc theo chiều dài L1, máng cấp liệu được thiết kế phù hợp với quá trình di chuyển của băng tải rót than dựa trên cơ cấu di chuyển được bố trí trên hệ thống (thay đổi tầm với khi chất tải than lên tàu). Trên thực tế, khi chất than lên tàu còn phụ thuộc vào mực nước thủy triều và số lượng tàu cập bến để nhận than. Do đó, trong băng tải rót than bố trí thêm đoạn băng tải L2. Trường hợp muốn thay đổi khẩu độ nâng thì cơ cấu nâng hạ điều chỉnh xylanh hai bên để thực hiện thay đổi chiều cao (sử dụng trong trường hợp thủy triều dâng và tàu chưa có tải). Ngoài thực hiện thay đổi khẩu độ nâng, thay đổi tầm với thì máy rót than còn thiết kế cầu trục nhằm di chuyển hệ thống dọc theo cảng cũng như để dàng chất tải xuống các khoang được bố trí dọc theo tàu.

2.2. Tính toán thiết kế một số bộ phận chính máy rót than di động

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã nghiên cứu cơ sở lý thuyết và đi vào tính toán thiết kế 01 máy rót than di động phù hợp với điều kiện thực tế tại cảng xuất than vùng Quảng Ninh với các thông số cơ bản như sau: Năng suất rót 800 t/h; Chiều cao rót tối đa 7 m; Độ vươn xa tối đa tính từ mép bờ cảng 10,5 m;

2.2.1. Băng tải rót than [4]

Về mặt kết cấu, băng tải rót than chia làm hai phần có chiều dài L1 và L2 (Hình 1). Với phần thứ nhất băng nhận tải có chiều dài L1 đảm bảo chiều cao nhận tải không đổi khi băng tải rót than di chuyển ra vào để thay đổi khoảng cách vươn ra hoặc co vào. Thông qua số liệu khảo sát các loại sà lan vào cảng nhận than thì cần rót than phải có khả năng vươn xa 10,5 m (phụ thuộc vào kích thước lớn nhất sà lan vào cảng). Do đó, lựa chọn sơ bộ đoạn L1 của băng tải rót có chiều dài 14 m (có tính đến chiều dài cần thiết để bố trí các thiết bị khác của băng tải). Phần thứ hai đoạn băng đỡ tải có chiều dài L2 với các thông số cơ bản được xác định theo căn cứ sau: Chiều cao chênh lệch giữa mực thủy triều lên và xuống là 4 m và chiều cao chênh lệch giữa các sà lan vào ăn than là 3 m, vì vậy chọn chiều cao rót tối đa là 7 m. Chiều dài đoạn L2 băng tải rót than có thể được tính theo công thức:

$$L_2 = \frac{7}{\sin \beta} = \frac{7}{\sin 22^\circ} = 18,7 \text{ m} \quad (1)$$

Trong đó: β - Góc dốc lớn nhất của băng tải, độ. Với loại băng tải ngắn, ta có thể lựa chọn góc dốc lớn nhất của băng là $\beta = 22^\circ$. Chọn chiều dài đoạn $L_2 = 20$ m. Vậy tổng chiều dài băng tải rót than là:

$$L = L_1 + L_2 = 14 + 20 = 34 \text{ m} \quad (2)$$

Năng suất làm việc của băng tải :

$$Q_{y/c} = K_{ns} \cdot (0,9B - 0,05)^2 \cdot v \cdot \gamma \cdot C_\beta \text{ (t/h)} \quad (3)$$



Chiều rộng dây băng:

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q_{yc}}{k_{ns} \cdot V \cdot \gamma \cdot C_\beta}} + 0,05 \right), m \quad (4)$$

Vận tốc làm việc của băng:

$$V = \frac{Q_{yc}}{K_{ns}(0,9B - 0,05)^2 \cdot \gamma \cdot C_\beta} \cdot \frac{m}{s} \quad (5)$$

Khối lượng phân bố của một mét dây băng:

$$q_b = B \cdot \Delta \cdot \gamma_b \quad (6)$$

Sức cản chuyển động trên nhánh có tải:

$$W_{ct} = l.g. [(q_b + q + q'_{cl}) \cdot w' \cdot \cos\beta + (q + q_b) \cdot \sin\beta], N \quad (7)$$

Sức cản chuyển động trên nhánh không tải:

$$W_{kt} = l.g. [(q_b + q'_{cl}) \cdot w'' \cdot \cos\beta + q_b \cdot \sin\beta], N \quad (8)$$

Sức cản ở vị trí chất tải:

$$W_{ch} = W_{ch1} + W_{ch2} + W_{ch3}, N \quad (9)$$

Sức cản do cơ cấu làm sạch băng:

$$W_{ls} = W_s \cdot B, N \quad (10)$$

Bảng 1. Bảng thông số kết quả tính toán băng tải rót than

TT	Tên gọi	Ký hiệu	Kích thước	Đơn vị
1	Năng suất yêu cầu	Q_{yc}	800	t/h
2	Chiều dài băng	L	34	m
3	Chiều rộng băng	B	1200	mm
4	Vận tốc băng	V	2	m/s
5	Khối lượng 1 mét băng	q_b	23,76	kg/m
6	Sức cản chuyển động nhánh có tải	W_{ct}	10102	N
7	Sức cản chuyển động nhánh không tải	W_{kt}	405,3	N
8	Sức cản ở vị trí chất tải	W_{ch}	572,74	N
9	Sức cản do cơ cấu làm sạch băng	W_{ls}	10567	N
10	Hệ số năng suất băng	K_{ns}	480	
11	Khối lượng riêng dây băng	γ	1,1	t/m ³
12	Hệ số kể đến ảnh hưởng của góc dốc	C_β	0.95	
13	Chiều dày tấm băng	Δ	18	mm
14	Khối lượng phần quay con lăn trên nhánh có tải	q'_l	36	kg/m
15	Khối lượng phần quay con lăn trên nhánh không tải	q''_l	10	kg/m

2.2.2. Băng tải chuyển tiếp [4]

Do hành trình vươn dài của băng tải rót than là 10,5 m, vì vậy chiều dài băng tải chuyển tiếp phải lớn hơn hành trình di chuyển của băng tải rót, theo kinh nghiệm thiết kế chọn chiều dài tuyến băng

17,5 m để đảm bảo đủ không gian bố trí các tang chủ động, bị động, cơ cấu làm sạch, cơ cấu kéo căng, khu vực nhận tải và rót tải... (Hình 1). Tương tự như băng tải rót than, có thông số tính toán băng tải chuyển tiếp (Bảng 2).

Bảng 2. Bảng thông số kết quả tính toán băng tải rót than

TT	Tên gọi	Ký hiệu	Kích thước	Đơn vị
1	Năng suất yêu cầu	Q_{yc}	800	t/h
2	Chiều dài băng	L	17,5	m
3	Chiều rộng băng	B	1200	mm
4	Vận tốc băng	V	2	m/s
5	Khối lượng vật liệu trên 1 mét băng	q	111,1	kg/m
6	Khối lượng 1 mét băng	q_b	23,76	kg/m



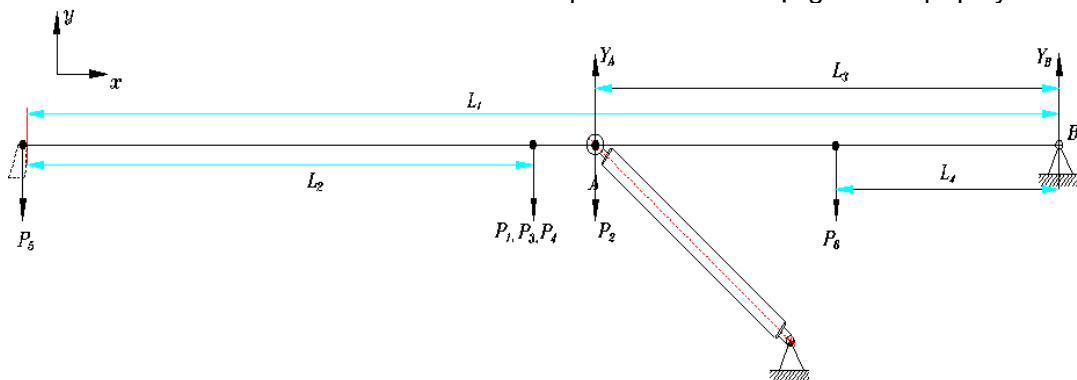
TT	Tên gọi	Ký hiệu	Kích thước	Đơn vị
7	Sức cản chuyển động nhánh có tải	W_{ct}	3044	N
8	Sức cản chuyển động nhánh không tải	W_{kt}	236	N
9	Sức cản ở vị trí chất tải	W_{ch}	572,74	N
10	Sức cản do cơ cấu làm sạch băng	W_{ls}	360	N
11	Hệ số năng suất băng	K_{ns}	480	
12	Khối lượng riêng vật liệu làm băng	γ	1,1	t/m ³
13	Hệ số kể đến ảnh hưởng của góc dốc	C_{β}	0,97	
14	Chiều dày tấm băng	Δ	18	mm
15	Khối lượng phần quay con lăn trên nhánh có tải	q'_l	36	kg/m
16	Khối lượng phần quay con lăn trên nhánh không tải	q''_l	10	kg/m

2.2.3. Cơ cấu nâng hạ băng tải rót than [5]

Trong quá trình làm việc, băng tải rót than rót than trực tiếp lên sà lan có hai chế độ làm việc: nằm ngang với độ vươn xa rót than là 10,5 m; và có thể nâng cao được chiều cao rót tối đa $H = 7$ m, nhờ hai xy lanh đẩy hai bên (Hình 2). Trong trường hợp này hành trình làm việc của xy lanh nâng được

giới hạn bởi cơ cấu hãm. Độ cao nâng được giới hạn với chiều cao nâng tối đa $H = 7$ m, điều này liên quan đến hiện tượng trượt của vật liệu (than).

Khi băng tải rót than khi làm việc ở vị trí nằm ngang, áp suất dầu cung cấp cho xy lanh để giữ là lớn nhất. Sau đó áp suất cung cấp cho xy lanh giảm dần, do một phần trọng lượng nâng được phân bố và tác dụng lên khớp quay B.



Hình 2. Băng tải rót than ở vị trí nằm ngang

Để xác định các lực tác động lên đầu pít tông (A) và vị trí chốt quay (B), trước hết cần xác định các lực tác dụng lên điểm A và điểm B theo trong hai vị trí: vị trí nằm ngang và vị trí nâng với khẩu độ nâng $H = 7$ m. Các lực tác dụng lên điểm A và điểm B bao gồm: trọng lượng P_1 của 02 dầm chính; trọng lượng P_2 của cáp và cột giữ; trọng lượng P_3 của con lăn và giá đỡ; trọng lượng P_4 của than và băng tải tương ứng với khẩu độ 10 m; trọng lượng P_5 của xy lanh nâng hạ phễu rót, trọng lượng phễu rót than, trọng lượng của dây dẫn hệ thống thủy lực, trọng lượng P_6 của trạm dẫn động băng tải. Từ đó ta có:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 \cdot N \quad (11)$$

Lực tác dụng theo phương dọc trục của xy lanh:

$$P = \frac{Y_A}{\cos(\alpha)} \cdot N \quad (12)$$

Trong đó: α là góc nghiêng giữa xy lanh và phương thẳng đứng: $\alpha = 51,82^\circ$. Hệ thống nâng sử dụng 02 xy lanh, do đó lực tác dụng lên 01 xy lanh là:

$$P_{xl} = P/2, N \quad (13)$$

Lưu lượng cung cấp cho xy lanh:

$$Q = Q_1 + Q_2 = 2 \cdot S \cdot V_{xl}, m^3/s \quad (14)$$

Mặt khác ta có hành trình cử xy lanh $\Delta_{xl} = 2034$ mm, thời gian nâng để đạt khẩu độ $H = 7$ m với $t = 60$ s. Do đó, vận tốc xy lanh được xác định theo công thức:



$$V_{xl} = \frac{\Delta_{xl}}{60}, m/s \quad (15)$$

Đường kính cán piston:

$$d = \frac{D}{\sqrt{2}}, mm \quad (16)$$

Chiều dày thành xy lanh:

$$S = \frac{p.D}{\left(\frac{4}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\delta_{ch}}{n} \right)^{\psi}} + c, mm \quad (17)$$

Chiều dày đáy thành xy lanh:

$$S_d = 0,405 D \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma_k}}, mm \quad (18)$$

Các thông số tính toán cơ cấu nâng hạ được thể hiện trong Bảng 3.

Bảng 3. Bảng thông số kết quả tính toán cơ cấu nâng hạ

TT	Tên gọi	Ký hiệu	Kích thước	Đơn vị
1	Đường kính trong xy lanh	D	140	mm
2	Đường kính cán pít tông	d	100	mm
3	Chiều dày thành xy lanh	S	10	mm
4	Chiều dày đáy xy lanh	S _d	14	mm
5	Hành trình xy lanh	Δ _{xl}	2034	mm
6	Lực tác dụng lên xy lanh	P	103254	N
7	Áp suất trong xy lanh	P _{lv}	12	N/mm ²
8	Lưu lượng cung cấp cho xy lanh	Q	62,4	lít/phút
9	Ứng suất kĐo cho phĐp	[δ] _k	200	N/mm ²
10	Hệ số bền xy lanh (ống liền)	ψ	1	
11	Vận tốc xy lanh	V _{xl}	0,034	m/s

2.2.4. Cơ cấu di chuyển [6,7]

• Di chuyển ra vào băng tải rót than

Tốc độ di chuyển băng tải rót than (tốc độ đang nói đến là tốc độ của toàn bộ băng tải rót di động trên cầu trục) hiện nay thông thường có 3 loại: 1 tốc độ, 2 tốc độ và điều chỉnh vô cấp. Việc tăng số cấp di chuyển của máy giúp tăng khả năng linh hoạt của nó, tuy nhiên kết cấu phức tạp, đòi hỏi độ chính xác cao, chi phí sẽ tăng so với loại 1 tốc độ tiêu chuẩn. Hiện nay, thông dụng nhất là 8,5 m/phút, 13 m/phút hoặc 20 m/phút. Ngoài ra, cũng có thể tích hợp biến tần điều khiển tốc độ dễ dàng và ổn định hơn.

• Di chuyển dọc cang

Tốc độ di chuyển của máy rót than hay còn gọi là tốc độ di chuyển dọc cang của máy. Để xác định tốc độ di chuyển cần thiết chúng ta căn cứ vào chiều dài cang và nhu cầu sử dụng. Theo các tài liệu [6], [7], có thể chọn như sau:

Cang dài từ 10 ÷ 50 m thì chọn tốc độ nhanh nhất 24 m/phút.

Cang dài từ 50 ÷ 100 m thì chọn tốc độ nhanh nhất 30 ÷ 40 m/phút.

2.2.5. Nhà điều hành

Tải trọng tác dụng lên nhà điều hành bao gồm tải trọng bản thân của nhà điều hành, tải trọng của thiết bị, tải trọng của người. Ngoài ra còn có tải trọng rung động do các thiết bị do các thiết bị trong quá trình làm việc gây nên.

Khối lượng của người M₁ = 90 x 3 = 270 kg. Khối lượng của thiết bị được chọn sơ bộ R = 200 kg. Tải trọng gió được xác định dựa vào kích thước bao hình của nhà điều hành. Từ việc khảo sát và tham khảo các mẫu máy đang sử dụng trên thế giới và vùng Quảng Ninh ta lựa chọn các thông số cơ bản của nhà điều hành như sau: 3300 x 3000 x 4300 m.

Tải trọng gió được xác định theo công thức:

$$W = \sqrt{W_t^2 + W_d^2}, N/m^2 \quad (19)$$

Trong đó:

W_t - thành phần tải trọng tĩnh và được tính theo công thức:

$$W_t = W_0 \cdot k_g \cdot c, N/m^2 \quad (20)$$

W₀ - Giá trị của áp lực gió lấy theo bản đồ phân vùng; k_g - Hệ số tính đến sự thay đổi của áp lực gió theo độ cao; c - Hệ số khí động.

W_d - thành phần tải trọng động và được tính theo công thức:

$$W_d = W \cdot \zeta \cdot V \quad (21)$$



ζ - Hệ số áp lực động phụ thuộc vào các dạng địa hình; W - Giá trị tiêu chuẩn thành phần tĩnh của

tải trọng gió; V - Hệ số tương quan không gian áp lực động của tải trọng gió.

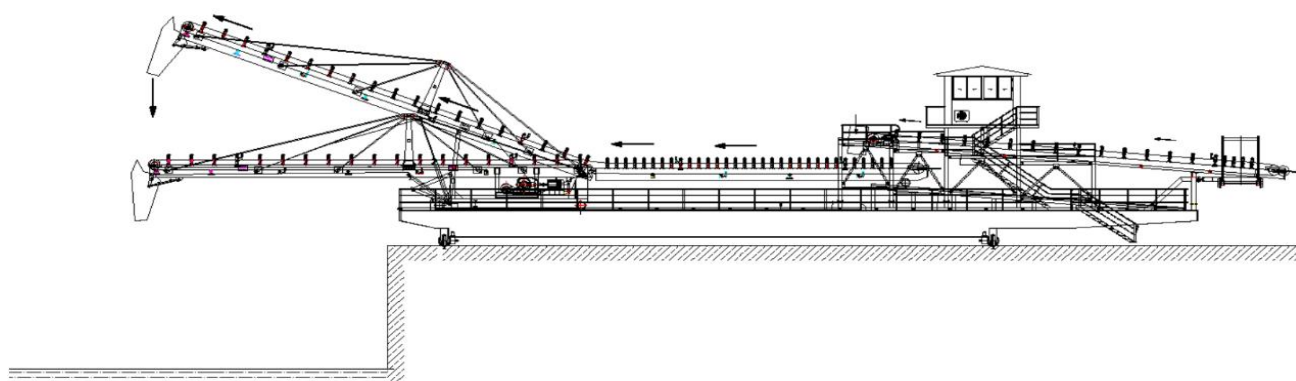
Bảng 4. Kết quả tính toán khối lượng và tải trọng của gió

TT	Tên gọi	Ký hiệu	Kích thước	Đơn vị
1	Khối lượng của người	M_1	270	kg
2	Khối lượng thiết bị	R	200	kg
3	Tải trọng gió	W	50,08	N/m ²

2.2.6. Ứng dụng phần mềm NX thiết kế 3D và phân tích mô phỏng kết cấu chi tiết, cụm chi tiết [8]

Thông qua kết quả tính toán lý thuyết và điều kiện cụ thể khi hệ thống máy rót than làm việc, nhóm nghiên cứu đã tính toán thiết kế được hệ

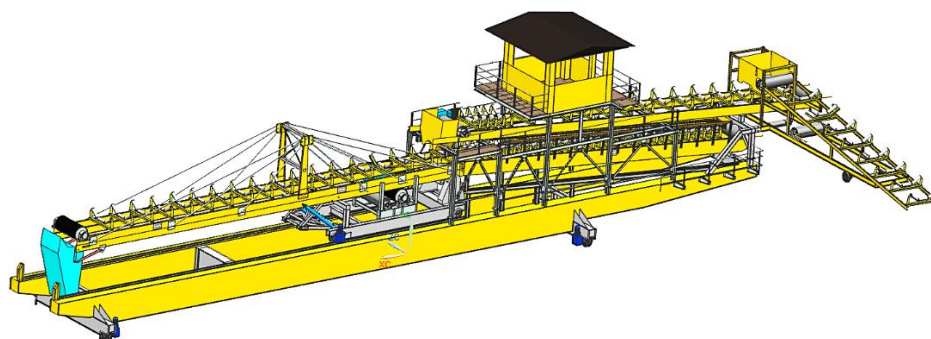
thống máy rót than di động có các thông số như trong Bảng 5 và kết cấu thể hiện trên Hình 3, Hình 4, sau đó sử dụng phần mềm NX để phân tích kết cấu để kiểm tra bền của chi tiết, cụm chi tiết. Một số kết quả thể hiện trên các Hình 5 ÷ Hình 14



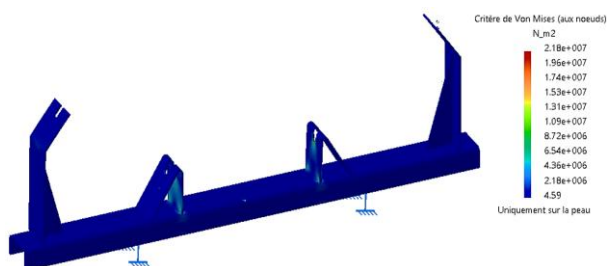
Hình 3. Bản vẽ tổng thể thiết kế 2D của máy rót than di động

Bảng 5. Thông số cơ bản của hệ thống máy rót than

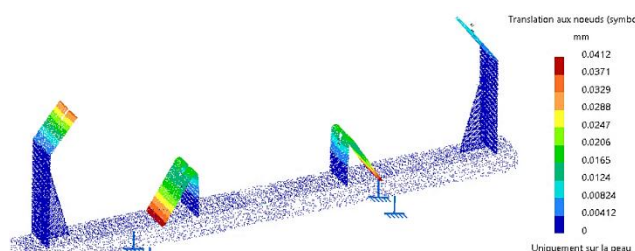
TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Năng suất máy rót than	Q_m	t/h	800
2	Chiều dài băng tải chuyển tiếp	L_{ct}	m	17,5
3	Chiều dài băng tải rót than	L_{rt}	m	34
4	Chiều cao rót tối đa	H	m	7
5	Độ vươn xa tối đa		m	10,5
6	Vận tốc xe con	V_{xc}	m/ph	20
7	Vận tốc di chuyển cầu trục	V_{ct}	m/ph	35
8	Thông số cơ bản của nhà điều hành	a x b x c	m	3300x3000x4300



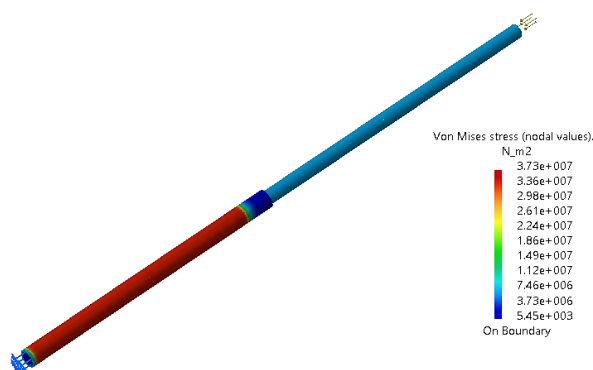
Hình 4. Bản vẽ tổng thể thiết kế 3D hệ thống máy rót than xuống sà lan



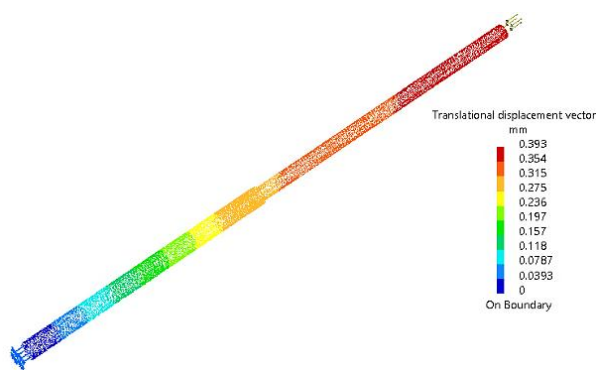
Hình 5. Kết quả phân tích ứng suất giá đỡ con lăn nhánh có tải bằng tải rớt than



Hình 6. Kết quả phân tích chuyển vị giá đỡ con lăn nhánh có tải bằng tải rớt than



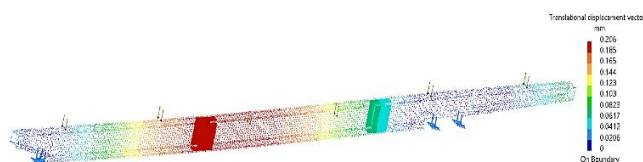
Hình 7. Kết quả phân tích chuyển vị xy lanh nâng hạ bằng tải rớt than



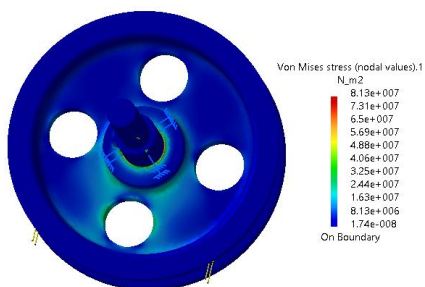
Hình 8. Kết quả phân tích ứng suất xy lanh nâng hạ bằng tải rớt than



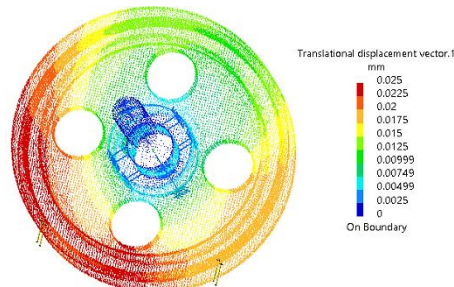
Hình 9. Kết quả phân tích ứng suất dầm cầu trục



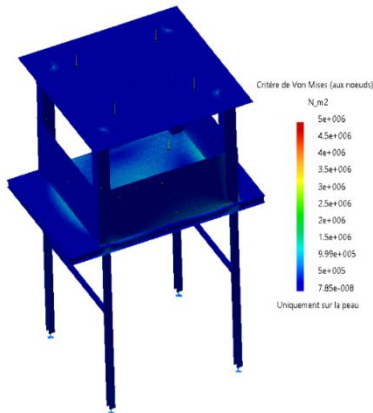
Hình 10. Kết quả phân tích chuyển vị dầm cầu trục



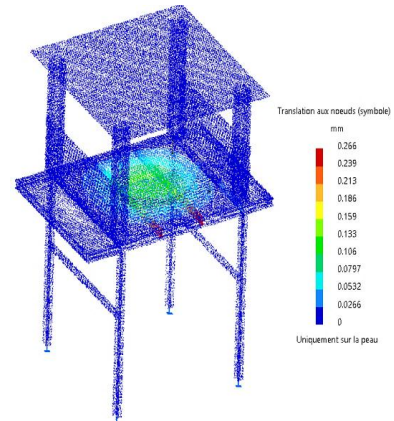
Hình 11. Kết quả phân tích ứng suất bánh xe dẫn động cầu trục



Hình 12. Kết quả phân tích chuyển vị bánh xe dẫn động cầu trục



Hình 13. Kết quả phân tích ứng suất nhà điều hành



Hình 14. Kết quả phân tích chuyển vị nhà điều hành

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Thông qua các số liệu tính toán trong các Bảng 1 ÷ Bảng 5 và kết quả mô phỏng ta có thấy:

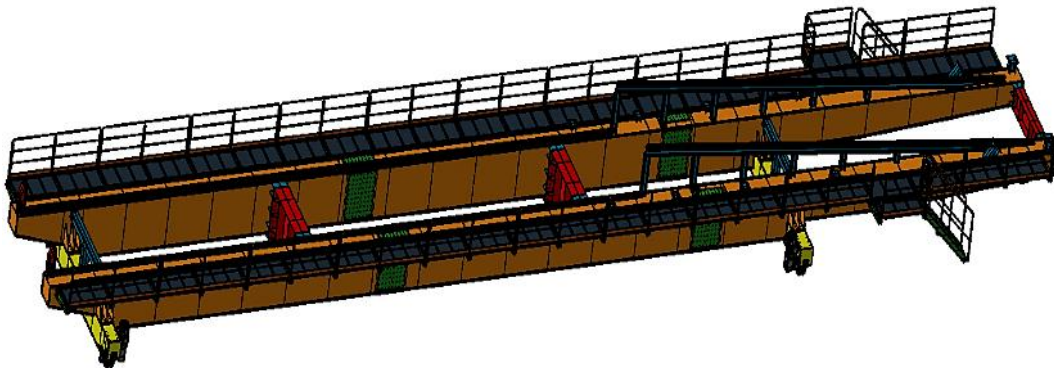
Ở giá đỡ ba con lăn lòng máng, tải trọng tác dụng lên con lăn giữa bằng chiếm khoảng 70%, lên con lăn bên hông khoảng 15% tải trọng chung. Trong các băng tải, có giá đỡ con lăn trên nhánh có tải và không tải. Ngoài ra, ta có 3 loại kết cấu giá đỡ con lăn với góc nghiêng con lăn hông 10° , 20° , và 30° . Trong đó giá đỡ với góc nghiêng con lăn hông 30° thì con lăn ở giữa chịu tải trọng nặng nhất và cũng là trường hợp được xem xét kiểm tra điều kiện bền trong quá trình làm việc.

Vật liệu sử dụng để chế tạo khung giá đỡ con lăn là thép SS400, có giới hạn bền là 235 MPa (235 N/mm^2). Kết quả phân tích giá trị áp suất và độ dịch chuyển được thể hiện trên Hình 5 và Hình 6. Giá trị ứng lớn nhất $2,18\text{e}+007 \text{ N/m}^2$ ($21,8 \text{ N/mm}^2$) giá trị này nhỏ hơn giá trị ứng suất tính toán cho phép của vật liệu chế tạo khung 235 N/mm^2 . Ngoài ra, độ chuyển vị lớn nhất là $0,041 \text{ mm}$ (độ chuyển vị này rất nhỏ nên có thể bỏ qua). Do vậy kết cấu của giá đỡ con lăn đảm bảo điều kiện bền khi làm việc.

Trên Hình 7 và Hình 8 là giá trị ứng suất và chuyển vị của xy lanh nâng hạ băng tải rớt than.

Kết quả phân tích cho thấy giá trị ứng lớn nhất $3,73\text{e}+007 \text{ N/m}^2$ ($37,3 \text{ N/mm}^2$) giá trị này nhỏ hơn giá trị ứng suất tính toán cho phép của vật liệu chế tạo xy lanh thép C45 (360 N/mm^2). Ngoài ra, độ chuyển vị lớn nhất là $0,393 \text{ mm}$, độ chuyển vị này tương đối nhỏ so với chiều dài của xy lanh. Do vậy cụm xy lanh nâng hạ đảm bảo điều kiện bền khi làm việc.

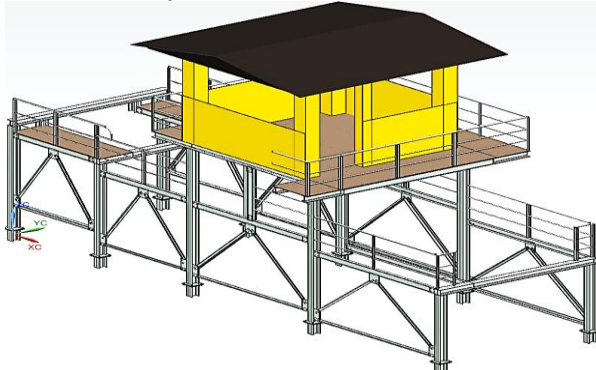
Vật liệu chế tạo khung được sử dụng cơ bản là thép tấm SS400. Kết quả phân tích giá trị áp suất và độ dịch chuyển được thể hiện trên Hình 9, Hình 10. Phân tích ứng suất lớn nhất tập trung tại vị trí cụm dầm ngang có gắn bánh xe di chuyển cầu trục. Giá trị ứng lớn nhất $1,9\text{e}+007 \text{ N/m}^2$ (19 N/mm^2) giá trị này nhỏ hơn nhiều giá trị ứng suất tính toán cho phép của vật liệu chế tạo khung cầu trục (235 N/mm^2). Ngoài ra, độ chuyển vị lớn nhất của khung dầm là $0,21 \text{ mm}$. Độ chuyển vị này tương đối nhỏ so với chiều dài của dầm nên khung dầm đảm bảo điều kiện bền. Tuy nhiên, do khối lượng của toàn bộ máy rớt than rất lớn và tập trung chủ yếu lên khung cầu trục và các cặp bánh xe di chuyển. Vì vậy, khung cầu trục được tăng cường bởi các hộp liên kết ngang và các gân cứng vững để đảm bảo điều kiện an toàn, ổn định trong quá trình làm việc của hệ thống máy rớt than (Hình 15).



Hình 15. Kết cấu khung dầm cầu trục được gia cố thêm gân cứng vững và các thanh liên kết



Kết quả phân tích giá trị áp suất và độ dịch chuyển của bánh xe di chuyển cầu trục được thể hiện trên Hình 11 và Hình 12. Phân tích ứng suất lớn nhất tập trung tại gần ổ bi đỡ. Giá trị ứng suất lớn nhất $8,13e+007 \text{ N/m}^2$ ($81,3 \text{ N/mm}^2$) giá trị này nhỏ hơn giá trị ứng suất tính toán cho phép của vật liệu chế tạo bánh xe là (GX21-40) 120 N/mm^2 . Ngoài ra, độ chuyển vị lớn nhất xảy ra tại vị trí bánh xe tiếp xúc với đường ray dẫn hướng là $0,025 \text{ mm}$ (độ chuyển vị này rất nhỏ nên có thể bỏ qua). Do vậy bánh xe di chuyển cầu trục đảm bảo điều kiện bền khi làm việc.



Hình 16. Kết cấu nhà điều hành được gia cố thêm bởi các thanh liên kết dưới sàn

Trong hệ thống máy rót than ngoài các bộ phận chính hỗ trợ vận chuyển, vận tải than xuống tàu thì nhà điều hành đóng một vài trò quan trọng. Ngoài vấn đề điều hành, điều chỉnh các thông số làm việc của hệ thống thì nhà điều hành cần đảm bảo các yếu tố an toàn, độ tin cậy trong quá trình vận hành. Kết quả phân tích giá trị áp suất và độ dịch chuyển được thể hiện trên Hình 13 và Hình 14. Phân tích ứng suất lớn nhất tập trung tại vị trí chân cột đỡ chính và sàn. Giá trị ứng lớn nhất $5e+006 \text{ N/m}^2$ (5

N/mm^2) giá trị này nhỏ hơn nhiều giá trị ứng suất tính toán cho phép của vật liệu chế tạo là thép tấm SS400 (235 N/mm^2). Ngoài ra, độ chuyển vị lớn nhất xảy ra tại sàn làm việc là $0,266 \text{ mm}$, độ chuyển vị này là tương đối nhỏ nên có thể bỏ qua. Tuy nhiên, để đảm bảo điều kiện làm việc ổn định thì kết cấu của sàn phải được gia cố thêm bởi các thanh liên kết dưới sàn (Hình 16).

4. KẾT LUẬN

➤ Bài báo đã trình bày đặc điểm cấu tạo và nguyên lý làm việc của máy rót than di động điển hình, và đưa ra được cơ sở lý thuyết tính toán các bộ phận chính trong hệ thống máy rót than di động: băng tải chuyển tiếp, băng tải rót than, cơ cấu nâng hạ băng, cơ cấu di chuyển, nhà điều hành,... sau đó đã đi tính toán thiết kế 01 hệ thống máy rót than có năng suất 800 t/h , chiều cao rót tối đa 7 m và độ vươn xa tính từ mép cảng $10,5 \text{ m}$ phù hợp với điều kiện cụ thể tại cảng xuất than vùng Quảng Ninh;

➤ Sử dụng phần mềm NX để thiết kế 3D, phân tích kiểm tra kết cấu và tối ưu hóa máy rót than đã thiết kế. Kết quả phân tích cho thấy các chi tiết trong hệ thống đảm bảo điều kiện làm việc cũng như độ bền trong quá trình làm việc. Thông qua kết quả mô phỏng cũng đã đề xuất được các dạng kết cấu phù hợp để tăng độ cứng vững cũng như khả năng vận hành linh hoạt của hệ thống máy rót than;

➤ Kết quả nghiên cứu này là cơ sở để thực hiện các bước chế tạo, lắp đặt và vận hành hệ thống máy rót than. Kết quả nghiên cứu có thể tham khảo trong tính toán thiết kế và chế tạo hệ thống máy rót than di động, có thể là tài liệu cho các nhà thiết kế tham khảo trong quá trình tính toán thiết kế máy rót than □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Văn Xô, (2020). *Một số vấn đề trong tính toán thiết kế máy rót than xuống tàu cảng*. Hội nghị Khoa học toàn quốc về cơ khí - MEAE.
- [2]. Nguyễn Văn Đức (2010). *Nghiên cứu hệ thống thiết bị cơ giới hóa rót than xuống xà lan 500 tấn trên các bến cảng Quảng Ninh, phụ thuộc nước thủy triều*. Luận văn thạc sỹ kỹ thuật, Trường Đại học Mỏ - Địa chất.
- [3]. Vũ Đức Quảng (2015). *Báo cáo đề tài cấp Bộ "Nghiên cứu thiết kế hệ thống rót than tại cầu cảng"*. Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin
- [4]. Nguyễn Văn Kháng, (2005). *Máy và tổ hợp thiết bị vận tải mỏ*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật. Hà Nội.
- [5]. Nguyễn Văn Xô, Nguyễn Văn Kháng, (2019). *Máy nâng – Máy xếp dỡ*. Nhà xuất bản Giao thông vận tải. Hà Nội
- [6]. Bộ Lao động, Thương binh và Xã hội (2016). *Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia QCVN 30:2016/BLĐTBXH về An toàn lao động đối với cầu trục, cổng trục*.
- [7]. Bộ Khoa học và Công nghệ (2015). *Tiêu chuẩn quốc gia TCVN 11077:2015 (ISO 22986:2007) Tiêu chuẩn độ cứng cầu trục, cổng trục*.
- [8]. Hoàng Ngọc Hà (2020). *NX 10-11-12-Thiết kế cơ bản (Basic Design)*, Viettechview



LỜI CẢM ƠN

Nội dung bài báo được hỗ trợ kinh phí cho từ Đề tài khoa học công nghệ cấp Quốc gia, mã số 169.2020.CNKK.QG.

RESEARCH ON CALCULATIONS AND DESIGN OF MOBILE COAL SHIP LOADING MACHINE AT THE COAL LOADING PORT IN QUANG NINH REGION

Xo Van Nguyen ^{1,*}, Dinh Vu Dang ¹, Linh Viet Tran ¹, Quang Van Le ¹, Hoang The Nguyen ¹,
Tien Minh Nguyen ², Hung Hai Do ², Thang Van Pham ³

¹Hanoi University of Mining and Geology, 18 Vien St., Ha Noi, Vietnam

²Vinacomin- Machinery JSC, Cam Pha, Quang Ninh, Vietnam

³National Research Institute of Mechanical Engineering, 4 Pham Van Dong, Hà Nội, Viet Nam

ARTICLE INFOR

TYPE: Research Article

Received: 25/3/2025

Revised: 28/4/2025

Accepted: 03/5/2025

^{1,*} Corresponding author:

Email: nguyenvanxo@humg.edu.vn

ABSTRACT

With the advantages of low cost, safety, and reliability, when the transporting volume is large, waterway transport plays an important role. However, in our country, research on the design and manufacture of transporting and unloading equipments at ports is still limited. These equipments are often imported from abroad with high costs and domestic machinery industry does not master the manufacturing technology. In this article, the authors present some theoretical bases for calculating and designing mobile coal ship loading machine, from which calculated and designed the mobile coal ship loading machine with a capacity of 800 t/h applied in specific conditions at a coal port in Quang Ninh region. The research team used NX simulation design software to design a 3D model of the machine, then analyzed, tested and optimized the design to select reasonable parameters. The results of this research can be a reference in calculating the design of coal pouring machines.

Keywords: design calculation, mobile coal ship loading machine, 3D design, optimal analysis.

@ Vietnam Mining Science and Technology Association