

TÍNH TOÁN THÔNG SỐ VÀ LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ DẪN ĐỘNG MÁY RỬA QUẶNG BÔ XÍT HAI TRỤC VÍT

CALCULATION OF PARAMETERS AND SELECTION OF A DESIGN OPTION FOR A TWO-SCREW BAUXITE WASHING MACHINE DRIVE SYSTEM

Đinh Xuân Dương^{1,2,*},
Trần Ngô Huấn¹, Vương Văn Thanh²

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2024.013>

TÓM TẮT

Trong bài báo này, chúng tôi trình bày các bước tính toán các thông số thiết kế của hệ thống máy rửa quặng bô xít hai trục vít năng suất 60 tấn/h. Thêm vào đó, các phương án lựa chọn hệ dẫn động cho máy cũng được thảo luận chi tiết. Kết quả của nghiên cứu được sử dụng làm cơ sở cho việc thiết kế và chế tạo hệ thống máy rửa quặng bô xít, đáp ứng được nhu cầu nội địa hóa và làm chủ công nghệ sản xuất máy rửa quặng bô xít của Việt Nam.

Từ khóa: Quặng bô xít; máy rửa quặng trục vít; cánh vuông; hệ dẫn động.

ABSTRACT

In this paper, we present the steps to calculate the design parameters of the two-screw bauxite ore washing machine system with a capacity of 60 tons/h. In addition, the options for selecting the drive system for the machine are also discussed in detail. The study results are used as a basis for designing and manufacturing bauxite ore washing machine systems, meeting the needs of localization, and mastering the production technology of ore washing machines in Vietnam.

Keywords: Bauxite ore; screw ore washing machine; square wings; drive system.

¹Viện Khoa học Công nghệ Mỏ - Vinacomín

²Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email: dingxuanduong25081996@gmail.com

Ngày nhận bài: 29/5/2023

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 15/9/2023

Ngày chấp nhận đăng: 20/01/2024

1. GIỚI THIỆU

Theo Quyết định số 167/2007/QĐ-TTg của Thủ tướng Chính phủ về việc phê duyệt quy hoạch phân vùng thăm dò, khai thác, chế biến, sử dụng quặng bô xít giai đoạn 2007 - 2015, có xét đến năm 2025, Việt Nam có nguồn tài nguyên bô xít phong phú khoảng 5,5 tỷ tấn, trong đó vùng khai thác bô xít ở quy mô công nghiệp tập trung chính ở khu vực Tây Nguyên [1]. Trong quá trình khai thác quặng bô xít, công nghệ tuyển rửa có vai trò quyết định chính đến năng suất cũng như chất lượng của quặng được khai thác, nguyên

nhân bởi quặng có hàm lượng đất sét cao và cấp hạt mịn lớn. Thực tế tại một số nhà máy khai thác quặng chính như ở Tân Rai thuộc tỉnh Lâm Đồng và Nhân Cơ ở tỉnh Đắk Nông, công đoạn rửa quặng được thực hiện bằng máy rửa 2 trục vít cánh vuông. Tuy nhiên, tất cả các máy này đều được nhập khẩu từ Trung Quốc. Để đáp ứng được nhu cầu ngày càng tăng của việc khai thác quặng, cũng như làm chủ công nghệ, thiết bị khai thác đã có một số các nghiên cứu đề xuất việc thiết kế và chế tạo máy rửa quặng, và bước đầu đã đạt được một số các kết quả nhất định [2, 3]. Dựa trên máy MRCV 2284 hiện có, các tham số thiết kế chính của máy rửa cánh vuông MRCV 2284 với năng suất 120 tấn/h đã được tính toán và chế tạo thử nghiệm tại Nhà máy tuyển Boxit Tân Rai, Lâm Đồng [2, 3]. Hơn nữa, nhu cầu sử dụng loại máy rửa có công suất trong khoảng 40 đến 60 tấn/h phục vụ cho một số nhà máy có công suất nhỏ và vừa ngày càng nhiều. Do đó, việc tính toán các thông số và lựa chọn các phương án thiết kế hệ dẫn động cho máy rửa đảm bảo được các tiêu chí về năng suất, yêu cầu kỹ thuật và làm chủ được công nghệ sản xuất là việc làm cần thiết.

Trong bài báo này, chúng tôi trình bày các bước tính toán các thông số thiết kế, cũng như lựa chọn phương án thiết kế hệ dẫn động cho máy rửa quặng hai trục vít cánh vuông sử dụng cho các nhà máy tuyển quặng. Nội dung của bài báo gồm các phần như sau: phần 1 giới thiệu, phần 2 trình bày cơ sở lý thuyết, phần 3 trình bày kết quả tính toán và phần 4 là kết luận.

2. TÍNH TOÁN THÔNG SỐ THIẾT KẾ MÁY RỬA QUẶNG TRỤC VÍT CẢNH VUÔNG

2.1. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động

Hình 1 biểu diễn sơ đồ cấu tạo của máy rửa quặng cánh vuông MR 2294 [2], bao gồm các cụm chi tiết: Cụm chi tiết số 1 là máng rửa quặng được bố trí so với phương nằm ngang một góc β^0 , 2 là khung đỡ của máy, 3 là trục vít xoắn cánh vuông, 4 là động cơ điện, 5 là hộp giảm tốc bánh răng, 6 là bộ truyền bánh răng, và chi tiết số 7 và 8 là gối đỡ trên và dưới tương ứng. Hai trục vít xoắn quay ngược chiều nhau được dẫn động từ động cơ điện số 4 qua hệ thống truyền động cơ khí. Quá trình rửa quặng được thực hiện theo các

bước: ban đầu cấp quặng và nước vào máng, trục cánh vít quay có tác dụng đánh toại và làm sạch quặng. Sau khi quặng được rửa sẽ vận chuyển lên phía trên ở cửa ra của máy.

Trong đó: Q là năng suất lớn nhất của máy (tấn/h); m là số trục vít xoắn. Hệ số α là tỷ số diện tích hiệu quả vận chuyển quặng của cánh vít xoắn, $\alpha \leq 0,5$. β_0 là hệ số ảnh hưởng của góc nghiêng máng và được tính theo công thức:

$$\beta_0 = 1 - 0,02.\beta \quad (2)$$

Ở đây, β là góc nghiêng của máng rửa (hình 1).

Hệ số điền đầy ψ được chọn phụ thuộc vào khối lượng riêng và tính mài mòn của quặng. $\psi = 0,4$ (quặng nhẹ và không mài mòn); $\psi = 0,32$ (quặng nhẹ và có tính mài mòn thấp); $\psi = 0,125$ (quặng nặng và có tính mài mòn cao); $\psi = 0,25$ (quặng nặng và có tính mài mòn thấp).

Đường kính D ban đầu được chọn sơ bộ dựa vào kích thước lớn nhất của hạt quặng (a_{max}) và được tính theo:

$$D > 10.a_{max} \quad (3)$$

Với kích thước lớn nhất của hạt quặng $a_{max} = 50\text{mm}$, theo công thức số (3) suy ra $D > 500\text{mm}$. Vận tốc v của trục vít được chọn theo đường kính vít xoắn D. Đường kính vít xoắn D là $508 \div 1016\text{mm}$, vận tốc v được chọn trong phạm vi từ 42,7 đến 57,9m/ph [2, 4].

Sau khi chọn sơ bộ đường kính D và vận tốc vòng của trục vít, số vòng quay n của trục vít được xác định theo D và v theo công thức:

$$n = \frac{v}{\pi D} \quad (4)$$

Bước vít s (hình 1) được xác định:

$$s = (0,25 \div 0,5).D \quad (5)$$

s_0 là hành trình vít xoắn được tính là:

$$s_0 = 2.s \quad (6)$$

θ và γ lần lượt là hệ số điền đầy và khối lượng riêng của quặng.

Bước 2: Xác định kích thước máng rửa:

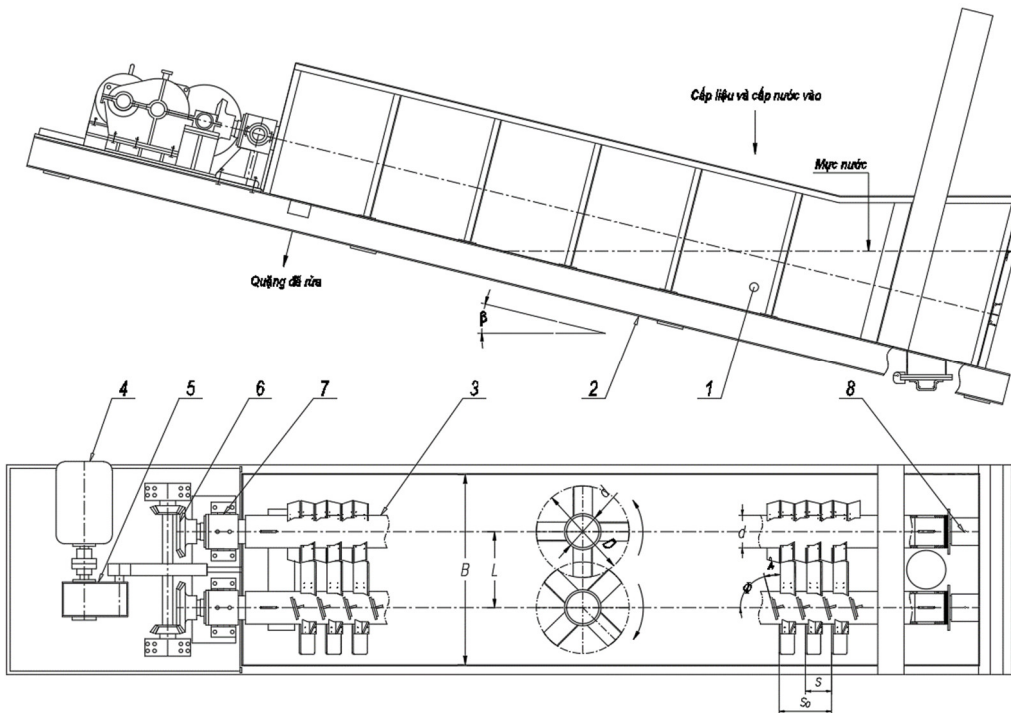
Khoảng cách giữa tâm hai trục L phải nhỏ hơn đường kính vít xoắn, khiến cho cánh của hai vít xoắn sẽ chồng tiếp lên nhau trong khoảng từ 50 đến 200 mm (hình 2).

$$\text{Khoảng cách hai trục vít: } L = D - (50 \div 200) \quad (7)$$

$$\text{Bề rộng máng rửa } B: B = L + D + 2.(80 \div 140) \quad (8)$$

Thời gian tuyến rửa xác định theo công thức [2]:

$$t = \frac{L_1}{\theta.s_0.n} \quad (\text{phút}) \quad (9)$$



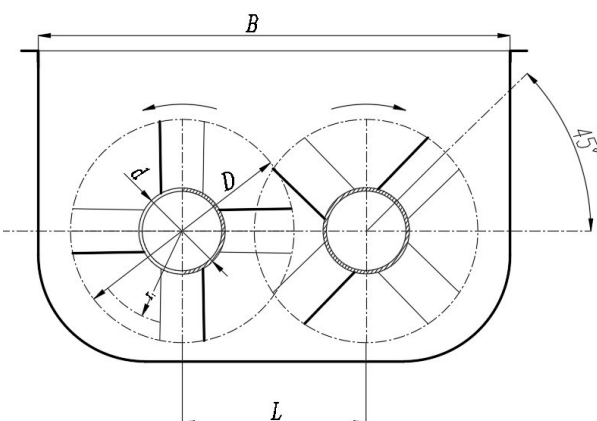
Hình 1. Sơ đồ cấu tạo máy rửa quặng cánh vuông MR 2284 [2]

2.2. Cơ sở lý thuyết

Hình 2 biểu diễn mặt cắt ngang của máng máy rửa quặng, bao gồm mặt cắt của hai trục vít cánh vuông quay ngược chiều nhau. Trong đó, D là đường kính vít xoắn, d là đường kính trục vít, L là khoảng cách giữa hai trục và B là bề rộng của máng rửa máy. Các thông số tính toán của máy rửa lần lượt được thực hiện theo các bước sau:

2.2.1. Xác định các thông số hình học

Bước 1. Xác định đường kính vít xoắn D:

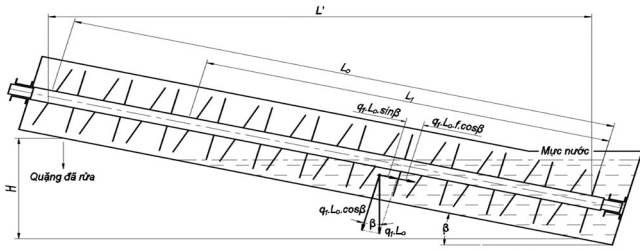


Hình 2. Mặt cắt ngang của máng máy rửa

Đường kính D được tính theo công thức sau [2]:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{47.m.\alpha.\beta_0.\psi.s_0.\theta.n.\gamma}} \quad (\text{mm}) \quad (1)$$

Ở đây, θ là hệ số chuyển động của quặng trong máng nghiêng có bùn phụ thuộc vào góc nghiêng β của máng. Khi $\beta = (0 - 20^\circ)$ thì $\theta = (0,5 \div 0,35)$.



Hình 3. Mặt cắt bố trí máng rửa quặng

Hình 3 biểu diễn kích thước và vị trí của máng rửa so với phương nằm ngang. Chiều dài máng L_0 thì có thể tham khảo chiều dài thoát nước ước tính là $(1/3 \div 1/2)$ toàn bộ chiều dài L_1 :

$$L_0 = \frac{3}{2} L_1 \text{ (mm)} \quad (10)$$

2.2.2. Xác định công suất làm việc của máy rửa

- Lực cản ma sát giữa quặng và máng nghiêng được xác định theo công thức sau [2]:

$$p = q_1 \cdot L_0 \cdot (\sin\beta + f \cdot \cos\beta) \text{ (kG)} \quad (11)$$

trong đó, f là hệ số ma sát giữa quặng và đáy máng ($f = 1,19$).

- Lực cản chuyển động của quặng trong máng là:

$$p_1 = k_0 \cdot p = k_0 \cdot q_1 \cdot L_0 \cdot (\sin\beta + f \cdot \cos\beta) \text{ (kG)} \quad (12)$$

ở đây, k_0 là hệ số lực cản của cánh vít xoắn đối với quặng kim loại. Đối với quặng kim loại đen: $k_0 = 3,5 \div 4,0$; quặng nặng tính đập tách cao: $k_0 = 1,8 \div 2,0$; quặng dạng hạt trọng lượng tương đối lớn và tính đập tách thấp: $k_0 = 1,2 \div 1,6$.

- Mô men xoắn M cần để khắc phục lực cản chuyển động:

$$M = p_1 \cdot r_1 \cdot \tan(\lambda + \rho) \text{ (kG.m)} \quad (13)$$

Thay p_1 trong công thức (12) vào (13), mô men xoắn M được viết lại như sau:

$$M = k_0 \cdot q_1 \cdot L_0 \cdot (\sin\beta + f \cdot \cos\beta) \cdot r_1 \cdot \tan(\lambda + \rho) \text{ (kG.m)} \quad (14)$$

trong đó, khoảng cách từ đường tâm vít xoắn đến điểm đặt lực trên cánh xoắn r_1 (hình 2) được xác định theo công thức:

$$r_1 = k_1 \cdot D / 2 \text{ (m)} \quad (15)$$

Ở đây, k_1 là hệ số điện đẩy, $k_1 = 0,7 \div 0,9$.

Góc nâng xoắn vít là:

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{s_0}{\pi k_1 \cdot D} \text{ (độ)} \quad (16)$$

trong đó, s_0 là hành trình vít xoắn được tính theo công thức (6), D là đường kính cánh vít tính theo công thức số (1) và k_1 là hệ số điện đẩy ở trên.

Góc ma sát ρ :

$$\rho = \tan^{-1} \mu \quad (17)$$

Với μ là hệ số ma sát giữa quặng và cánh xoắn

$$\mu = 0,57 \div 0,84.$$

q_1 được xác định theo công thức [4]:

$$q_1 = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (18)$$

$$v = \frac{s_0 \cdot n}{60} \text{ (m/s)} \quad (19)$$

$$s_0 = \pi \cdot k_1 \cdot D \cdot \tan(\lambda) \quad (20)$$

Mô men xoắn M được tính theo công thức (14) được viết lại thành:

$$M = \frac{60 \cdot k_0 \cdot Q \cdot L_0 \cdot (\sin\beta + f \cdot \cos\beta) \cdot \tan(\lambda + \rho)}{7,2 \cdot \pi \cdot n \cdot \tan\lambda} \text{ (kG.m)} \quad (21)$$

Công suất cần thiết để thắng lực cản chuyển động là:

$$P_{IV} = M \cdot \omega \quad (22)$$

Với $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ (rad/s), phương trình (22) được viết lại là:

$$P_{IV} = \frac{k_0 \cdot Q \cdot L_0 \cdot (\sin\beta + f \cdot \cos\beta) \cdot \tan(\lambda + \rho)}{3,6 \cdot \tan\lambda} \text{ (kG.m/s)} \quad (23)$$

Hiệu suất vít xoắn η_{tv} xác định theo công thức:

$$\eta_{tv} = \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda + \rho)} \quad (24)$$

Từ phương trình số (23) và (24), công suất làm việc của máy rửa là:

$$P_{IV} = \frac{k_0 \cdot Q \cdot L_0 \cdot (\sin\beta + f \cdot \cos\beta)}{3,6 \cdot 102 \cdot \eta_{tv}} = \frac{k_0 \cdot Q \cdot L_0 \cdot (\sin\beta + f \cdot \cos\beta)}{367 \cdot \eta_{tv}} \text{ (kW)} \quad (25)$$

2.2.3. Tính toán công suất yêu cầu

Công suất yêu cầu của máy rửa quặng được xác định theo công thức:

$$P_{yc} = P_{IV} / \eta_{\Sigma} \quad (26)$$

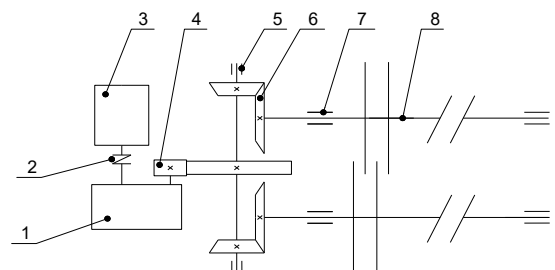
trong đó, P_{IV} là công suất làm việc của máy được xác định theo công thức (25) và η_{Σ} là hiệu suất của hệ dẫn động.

Một số các phương án bố trí hệ dẫn động của máy:

Phương án 1: Sơ đồ hệ dẫn động được biểu diễn như hình 4, bao gồm hai cặp bánh răng côn răng thẳng, cặp bánh răng trụ răng thẳng, hộp giảm tốc và động cơ điện.

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{kn} \cdot \eta_{HGT} \cdot \eta_{br} \cdot \eta_{ol} \cdot \eta_{brc} \cdot \eta_{ot} \quad (27)$$

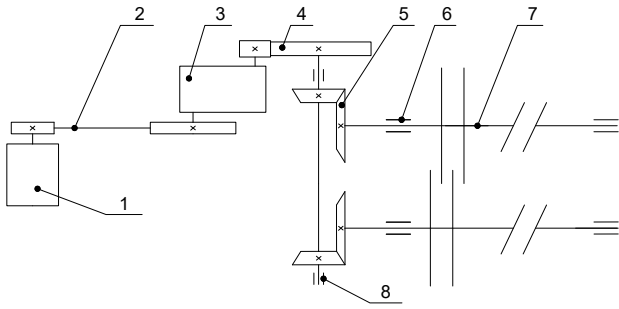
Trong đó: η_{kn} là hiệu suất của khớp nối; η_{HGT} là hiệu suất của hộp giảm tốc; η_{br} là hiệu suất của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng; η_{ol} là hiệu suất của ổ lăn; η_{brc} là hiệu suất của bộ truyền bánh răng côn; η_{ot} là hiệu suất của ổ trượt.



Hình 4. Sơ đồ hệ dẫn động dùng bộ truyền bánh răng côn

1- Hộp giảm tốc; 2- Khớp nối; 3- Động cơ điện; 4- Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng; 5- Ổ lăn; 6- Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng; 7- Ổ trượt; 8- Trục vít

Phương án 2: Sơ đồ hệ dẫn động được biểu diễn như hình 5, bao gồm 02 cặp bánh răng côn răng thẳng, cặp bánh răng trụ răng thẳng, hộp giảm tốc, bộ truyền đai thang và động cơ điện.



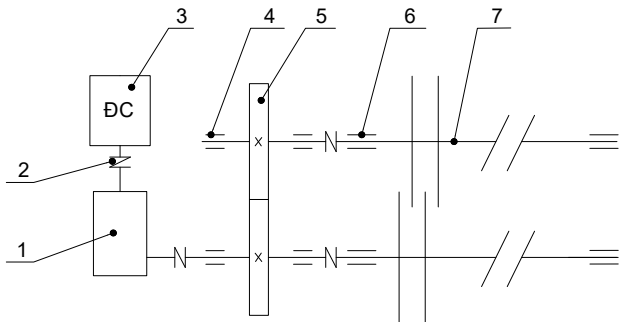
Hình 5. Sơ đồ hệ dẫn động dùng bộ truyền bánh răng côn kết hợp với bộ truyền ngoài đai

1- Động cơ điện; 2- Bộ truyền đai; 3- Hộp giảm tốc; 4- Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng; 5- Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng; 6- Ổ trượt; 7- Trục cánh vít; 8- Ổ lăn

$$\text{Hiệu suất của hệ: } \eta_{\Sigma} = \eta_d \cdot \eta_{HGT} \cdot \eta_{br} \cdot \eta_{ol} \cdot \eta_{brc} \cdot \eta_{ot} \quad (28)$$

Trong đó: η_d là hiệu suất của bộ truyền đai thang; η_{HGT} là hiệu suất của hộp giảm tốc; η_{br} là hiệu suất của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng; η_{ol} là hiệu suất của ổ lăn; η_{brc} là hiệu suất của bộ truyền bánh răng côn; η_{ot} là hiệu suất của ổ trượt.

Phương án 3: Sơ đồ hệ dẫn động được biểu diễn như hình 6, bao gồm cặp bánh răng trụ răng thẳng, hộp giảm tốc và động cơ điện.



Hình 6. Sơ đồ máy với hệ dẫn động là bộ truyền bánh răng trụ

1- Hộp giảm tốc; 2- Khớp nối; 3- Động cơ điện; 4- Ổ lăn; 5- Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng; 6- Ổ trượt; 7- Trục cánh vít

$$\text{Hiệu suất của hệ: } \eta_{\Sigma} = \eta_{kn}^3 \cdot \eta_{HGT} \cdot \eta_{br} \cdot \eta_{ot} \quad (29)$$

Trong đó: η_{kn} là hiệu suất của khớp nối; η_{HGT} là hiệu suất của hộp giảm tốc; η_{br} là hiệu suất của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng; η_{ot} là hiệu suất của ổ trượt.

3. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN

Áp dụng tính toán thông số thiết kế của máy rửa cánh vuông.

Thông số đầu vào: Năng suất yêu cầu $Q = 60$ tấn/h, cỡ hạt lớn nhất $a_{max} = 50$ mm, số trục xoắn vít $m = 2$ trục và góc nghiêng của máng $\beta = 14^\circ$.

Áp dụng các bước tính toán trong mục 2 với các bộ thông số đầu vào thiết kế đã cho, kết quả tính toán các thông số hình học và công suất yêu cầu của máy rửa quặng theo các phương án khác nhau được liệt kê trong bảng 1.

Bảng 1. Các bước tính toán các thông số hình học và công suất yêu cầu của máy rửa quặng

<p>Bước 1: Tính toán các thông số hình học của máy rửa:</p> <ul style="list-style-type: none"> - $\beta = 14^\circ$, tính hệ số ảnh hưởng của góc nghiêng máng β_0 theo công thức số (2): $\beta_0 = 1 - 0,02 \cdot \beta = 0,995$ - Chọn sơ bộ đường kính vít D theo công thức (3): $D > 10 \cdot a_{max} = 10 \cdot 50 = 500$mm. Chọn sơ bộ đường kính vít $D = 600$mm. - Chọn sơ bộ vận tốc vòng v theo D, với $D = 508 \div 1016$mm, vận tốc vòng v trong phạm vi (42,7 ÷ 57,9) m/ph [2, 4]. - Tính số vòng quay sơ bộ n theo công thức số (4), với $v = (42,7 \div 57,9)$ m/ph, suy ra $n = 22,7 \div 30,7$ (v/ph). Chọn $n = 23$ (v/ph) - Theo công thức (5): Bước vít $s = (0,25 \div 0,5) \cdot D = 150 \div 300$ (mm); Chọn $s = 150$ (mm). - Theo công thức (6), $s_0 = 2 \cdot s = 2 \cdot 150 = 300$ (mm) - Hệ số chuyển động của quặng trong máng nghiêng có bùn quặng $\theta = 0,42$. - Hệ số $\alpha = 0,35$. - Khối lượng riêng của quặng $\gamma = 1,68$ tấn/m³ - Đường kính xoắn vít D được tính theo công thức số (1): $D = \sqrt{\frac{Q}{47 \cdot m \cdot \alpha \cdot \beta_0 \cdot \psi \cdot s_0 \cdot \theta \cdot n \cdot \gamma}} = 1,085$ m; Chọn $D = 1085$mm. - Khoảng cách hai trục vít tính theo công thức (7): $L = D - (50 \div 200) = 1035 \div 885$ (mm); Chọn $L = 900$ (mm) - Bề rộng máng rửa được xác định theo công thức (8): $B = L + D + 2 \cdot (80 \div 140) = 2145 \div 2265$ (mm); Chọn $B = 2150$ (mm) - Chọn thời gian tuyển $t = 1,5$ phút, thay số vào công thức (9): $L_1 = \theta \cdot s_0 \cdot n \cdot t = 4,3$ (m). - Chiều dài máng rửa L_0 được tính theo công thức (10): $L_0 = \frac{3}{2} L_1 = 1,5 \cdot 4,3 = 6,5$ (m); Chọn $L_0 = 6,5$ (m) 	<p>Bước 2. Xác định công suất làm việc của máy rửa quặng:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hệ số điện đẩy $k_1 = 0,7 \div 0,9$ - Hệ số lực cản $k_0 = 3,5$ - Góc nâng đường vít xoắn λ tính theo công thức (16): $\lambda = \tan^{-1} \frac{s_0}{\pi k_1 \cdot D} = 13,9^\circ \div 17,9^\circ$; Chọn $\lambda = 14^\circ$ - Hệ số ma sát $\mu = 0,8$ - Góc ma sát ρ tính theo công thức (17): $\rho = \tan^{-1} \mu = 0,67$ - Hiệu suất vít xoắn xác định theo công thức (24): $\eta_{tv} = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho)} = 0,19$ - Công suất làm việc của trục cánh vít tính theo công thức (25): $P_{lv} = \frac{k_0 \cdot Q \cdot L_0 \cdot (\sin \beta + f \cdot \cos \beta)}{367 \cdot \eta_{tv}} = 54$ kW. - Tính toán công suất yêu cầu P_{yc}: <p>+ Phương án 1:</p> <ul style="list-style-type: none"> $\eta_{kn} = 1$; $\eta_{HGT} = 0,9$; $\eta_{br} = 0,97$; $\eta_{ol} = 0,995$; $\eta_{brc} = 0,96$; $\eta_{ot} = 0,99$; Hiệu suất tổng của hệ tính theo công thức (27): $\eta_{\Sigma} = \eta_{kn} \cdot \eta_{HGT} \cdot \eta_{br} \cdot \eta_{ol} \cdot \eta_{brc} \cdot \eta_{ot} = 0,83$ Công suất yêu cầu P_{yc} tính theo công thức (26): $P_{yc} = P_{lv} / \eta_{\Sigma} = 54 / 0,83 = 65$ (kW) <p>+ Phương án 2:</p> <ul style="list-style-type: none"> $\eta_d = 0,95$; $\eta_{HGT} = 0,9$; $\eta_{br} = 0,97$; $\eta_{ol} = 0,995$; $\eta_{brc} = 0,96$; $\eta_{ot} = 0,99$; Hiệu suất tổng của hệ tính theo công thức (28): $\eta_{\Sigma} = \eta_d \cdot \eta_{HGT} \cdot \eta_{br} \cdot \eta_{ol} \cdot \eta_{brc} \cdot \eta_{ot} = 0,78$ Công suất yêu cầu P_{yc} tính theo công thức (26): $P_{yc} = P_{lv} / \eta_{\Sigma} = 54 / 0,78 = 69,2$ (kW) <p>+ Phương án 3:</p> <ul style="list-style-type: none"> $\eta_{kn} = 1$; $\eta_{HGT} = 0,9$; $\eta_{br} = 0,97$; $\eta_{ol} = 0,995$; $\eta_{ot} = 0,99$; Hiệu suất tổng của hệ tính theo công thức (29): $\eta_{\Sigma} = \eta_{kn}^3 \cdot \eta_{HGT} \cdot \eta_{br} \cdot \eta_{ol} = 0,864$ Công suất yêu cầu P_{yc} tính theo công thức (26): $P_{yc} = P_{lv} / \eta_{\Sigma} = 54 / 0,864 = 62,5$ (kW)
---	---

Nhận xét: Phương án 1 và 2 có sử dụng bộ truyền ngoài là bánh răng côn, do đó yêu cầu độ chính xác chế tạo và lắp đặt cao. Trong khi đó, phương án 3 chỉ dùng bộ truyền ngoài là bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, do đó dễ dàng cho việc lắp đặt hơn so với phương án 1 và 2. Hơn nữa, công suất yêu cầu tính theo phương án 3 nhỏ hơn so với phương án 1 và 2. Dựa trên kết quả tính toán này, phương án 3 sẽ được lựa chọn cho việc tính toán thiết kế hệ thống máy rửa quặng.

4. KẾT LUẬN

Trong bài báo này, chúng tôi đã trình bày trình tự tính toán các thông số thiết kế của hệ thống máy rửa quặng bột xít hai trục vít cánh vuông có năng suất 60 tấn/h. Công suất yêu cầu của máy theo các phương án bố trí hệ dẫn động khác nhau cũng đã được tính toán. Kết quả của bài báo có thể được dùng làm cơ sở để tính toán các thông số hình học và công suất yêu cầu của máy, phục vụ cho việc thiết kế và chế tạo máy rửa quặng bột xít. Trong tương lai có thể chế tạo hệ thống máy rửa quặng dựa trên các kết quả nghiên cứu này, trên cơ sở đó có thể đánh giá và hiệu chỉnh và hoàn thiện thiết kế hệ thống máy rửa quặng bột xít.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Decision No. 167/2007/QĐ-TTg of the Prime Minister of Socialist Republic of Viet Nam approving the zoning plan for exploration, mining, processing and use of bauxite ore in the 2007-2015 period with a vision to 2025 taken into consideration

[2]. Tran Ngo Huan, Nguyen Van Dong, "Calculation of design parameters of the MRCV 2284 type square-wing two-screw ore washer 2284 in the bauxite ore processing plant", *Mining Science and Technology, No. 2 - Underground Mining Technology*, 30-37, 2021.

[3]. Tran Ngo Huan, Doan Ngoc Canh, Tran Kim Tuyen, Dinh Xuan Duong, "Fabrication and testing of two-screw square-wing ore washing machine MRCV 2284 used in bauxite ore beneficiation plant," *Mining Industry Journal*, 1, 63-66, 2023.

[4]. Huang Muli, *Determination of design parameters and transmission power calculation of double spiral trough ore washing machine*. Changsha Ferrous Metallurgical Mine Design and Research Institute, 2002.

AUTHORS INFORMATION

Dinh Xuan Duong^{1,2}, Tran Ngo Huan¹, Vuong Van Thanh²

¹Institute of Mining Science and Technology - Vinacomin, Vietnam

²School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology, Vietnam