

NGHIÊN CỨU XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ HỢP LÝ CỦA MÁY SÀNG VA RUNG PHÂN LOẠI CÁT ẨM

Trần Văn Tuấn^{a,*}

^a*Khoa Cơ khí Xây dựng, Đại học Xây dựng, 55 đường Giải Phóng, quận Hai Bà Trưng, Hà Nội, Việt Nam*

Nhận ngày 23/10/2018, Sửa xong 02/11/2018, Chấp nhận đăng 06/11/2018

Tóm tắt

Máy sàng va rung có nhiều ưu điểm nổi trội về năng suất, hiệu quả phân loại trong một dây chuyền công nghệ nghiền và phân loại vật liệu; để giải quyết hiện tượng kẹt hạt vật liệu tại mắt sàng. Tuy đóng một vai trò rất quan trọng trong một dây chuyền công nghệ như vậy, nhưng lại chưa được nghiên cứu đầy đủ về tính toán, thiết kế phù hợp với điều kiện làm việc là phân loại cát ẩm. Bài báo tiến hành xây dựng mô hình nguyên lý cơ học, thiết lập phương trình vi phân mô tả chuyển động, tìm lời giải và khảo sát các thông số động học, động lực học của máy sàng va rung một phía, một khối lượng làm cơ sở khoa học để xác định các thông số hợp lý, phù hợp với công nghệ phân loại nhằm góp phần thiết kế, chế tạo máy có khả năng tự làm sạch mặt sàng khi phân loại cát ẩm.

Từ khoá: nguyên lý cơ học; phương trình vi phân; các thông số hợp lý; máy sàng va rung; cát ẩm.

STUDYING DETERMINATION THE REASONABLE PARAMETERS OF THE IMPACT – VIBRATION SCREEN FOR CLASSIFICATION OF MOISTURE SANDS

Abstract

The impact-vibration screens have many outstanding advantages in terms of productivity and efficiency in a sorting technology grinding - sorting material and easy to solve the material jam in the sieve. Although playing a very important role in such a technological line, but have not been fully researched on the calculation, design suitable to working conditions is classification of moisture sands. This paper develops the model of mechanical principle, sets the differential equation for motion description, solves and researches the kinetic and dynamical parameters of one-sided impact-vibration screen, one mass as a scientific basis to determine the reasonable parameters, in accordance with the classification technology to contribute to the design and manufacture of machines capable of self cleaning the screen when sorting the moisture sands.

Keywords: mechanical principle; differential equation; the reasonable parameters; the impact-vibration screen; the moisture sands.

[https://doi.org/10.31814/stce.nuce2018-12\(7\)-09](https://doi.org/10.31814/stce.nuce2018-12(7)-09) © 2018 Trường Đại học Xây dựng (NUCE)

1. Đặt vấn đề

Theo [1–5] các máy sàng rung có nhiều ưu điểm nổi trội về chất lượng, năng suất và hiệu quả phân loại nên được nghiên cứu phát triển và sử dụng rộng rãi; nó đóng vai trò rất quan trọng trong dây chuyền công nghệ nghiền – phân loại vật liệu xây dựng, nhưng lại chưa được quan tâm đúng mức trong thiết kế phù hợp với điều kiện làm việc là phân loại cát ẩm. Máy sàng va rung thuộc một lớp máy sàng rung, có khả năng tự làm sạch mặt sàng cao [6]. Vì vậy, khảo sát tìm các thông số hợp lý

*Tác giả chính. Địa chỉ e-mail: tuantv@nuce.edu.vn (Tuấn, T. V.)

của máy sàng va rung phân loại cát, nhằm xác định các cơ sở khoa học để phục vụ cho việc thiết kế, chế tạo máy sàng phù hợp sẽ mang tính khoa học và thực tiễn cao.

Tác giả [4] đã nghiên cứu xác định được một số đặc tính hữu ích của máy sàng hoạt động theo nguyên lý va rung. Cụ thể:

a) Khối lượng vật liệu nằm trên mặt sàng dao động tách khỏi mặt sàng sẽ hiệu quả hơn khi dao động cùng mặt sàng.

b) Hạt vật liệu trên mặt sàng tham gia vào hai chuyển động đồng thời là chìm trong đồng vật liệu và chuyển động dọc mặt sàng để chui qua lỗ sàng với thời gian hợp lý cho sàng va rung T_d là từ 20 s đến 40 s. Xuất phát từ thực nghiệm, để đạt được hiệu quả sàng $E > 80\%$ nên chọn chiều rộng mặt sàng B bằng chiều rộng cửa xả của thiết bị nạp; chiều dài mặt sàng $L \approx 2B$; chiều cao vật liệu chỗ nạp nên chọn từ 40 mm đến 60 mm đối với cát.

c) Độ ẩm vật liệu ảnh hưởng lớn tới hiệu quả sàng E và tốc độ di chuyển dọc sàng. Ẩm do hơi nước hoặc do tạp chất làm tắc lỗ sàng khi phân loại cát. Thực nghiệm chỉ ra rằng khi phân loại cát bằng rung, vật liệu tạo ẩm tăng 4% quá trình phân loại cát có mô đun 2,5 mm sẽ ngừng. Vấn đề làm sạch lỗ sàng, chống tắc nhờ va rung một phía tạo ra độ chênh gia tốc, làm xuất hiện lực động bổ sung F_{bx} có giá trị lớn hơn lực cản ma sát giữa hạt kẹt với lỗ sàng sẽ làm hạt thoát khỏi lỗ bị kẹt, $F_{bx} = \Delta X m_1$, N; ở đây ΔX là độ chênh gia tốc, m_1 là khối lượng hạt đang bị kẹt trong lỗ sàng.

d) Về lý thuyết, tăng tần số sẽ tăng lực quán tính; tăng tốc độ làm tăng khả năng làm sạch lỗ sàng nhưng dẫn đến giảm hiệu quả sàng E vì khi tăng tốc độ mà chiều dài mặt sàng L cố định sẽ giảm số lần tiếp xúc hạt với lỗ sàng dẫn đến E giảm. Như vậy, tồn tại giá trị biên độ, tần số rung hợp lý đảm bảo tăng độ làm sạch mặt sàng.

e) Năng suất sàng cát phụ thuộc vào quá trình hạt vật liệu di chuyển qua hai giai đoạn: Giai đoạn một chìm trong đồng vật liệu nạp sàng và giai đoạn hai chui qua lỗ sàng. Hạt vật liệu có kích thước lớn hơn lỗ sàng (trên sàng) phải di chuyển hết chiều dài mặt sàng do rung động; các hạt vật liệu có kích thước nhỏ hơn lỗ sàng (dưới sàng) di chuyển chủ yếu giai đoạn một qua chiều dày lượng vật liệu nhờ trọng lực và lực quán tính. Năng suất sàng có thể xác định nhờ biểu thức sau: $Q = \frac{3600Bh_1L}{T_d}$;

(m^3/h); trong đó B là chiều rộng mặt lưới sàng có đơn vị là mét; h_1 là chiều cao vật liệu chỗ nạp đơn vị là mét; L là chiều dài mặt lưới sàng đơn vị là mét; T_d là thời gian hạt vật liệu trên sàng đi hết chiều dài mặt sàng. Thời gian T_d là thời gian công nghệ, đảm bảo quá trình sàng đạt hiệu quả E , được xác định bằng thực nghiệm.

Nghiên cứu của tác giả [4] cũng đã chỉ ra rằng, để phân loại cát xây dựng bằng máy sàng va rung nên sử dụng các thông số công nghệ hợp lý sau: Biên độ dao động X_a của hệ có giá trị từ 2 mm đến 3 mm; gia tốc dao động $\ddot{X}_a \leq 100 m/s^2$. Tuy nhiên, tác giả không cho biết quy trình và cách xác định các thông số động học và động lực học của máy sàng va rung để đạt được các thông số công nghệ hợp lý.

2. Xây dựng mô hình nguyên lý cơ học và tính toán động học, động lực học của máy sàng va rung một phía

2.1. Xây dựng mô hình nguyên lý cơ học, thiết lập phương trình vi phân chuyển động và tìm lời giải

Xây dựng mô hình nguyên lý cơ học của máy sàng rung và va rung, theo các tác giả [7–10] dựa trên một số giả thiết sau:

Hộp sàng được coi là tuyệt đối cứng; khối lượng lò xo coi như không tham gia dao động; đường đặc tính của lò xo được coi là tuyến tính; bỏ qua thành phần phi tuyến độ cứng của gối va chạm đàn

hồi; bỏ qua ảnh hưởng của hệ dao động đến chuyển động quay đều của động cơ và khối lệnh tâm; khối lượng tham gia dao động bao gồm: khối lượng hộp sàng với lưới sàng, khối lượng bộ gây rung, khối lượng cát.

Ở đây, khung sàng rung (1) được coi như là một vật thể tuyệt đối cứng thực hiện dao động trên các lò xo (2). Trong quá trình dao động theo từng thời điểm, hộp sàng khi tiếp xúc với gối và chạm (3) đặt ở phía trên hoặc khi tách ra khỏi chúng và chịu lực kích động hàm điều hoà $P_t = G \cos(\omega t)$. Giảm chấn (5) đặc trưng cho độ cản chuyển động của vật liệu trong quá trình tham gia dao động và của lò xo, đặc trưng cho phần tử đàn hồi.

Khi bộ phận công tác làm việc (dao động) thì độ cứng tương đương của cả cụm lò xo $C_1 = C_{11} + C_{12}$, có nghĩa lò xo C_{11} và lò xo C_{12} mắc song song; khi điều chỉnh thì lò xo C_{11} và lò xo C_{12} mắc nối tiếp. Chúng ta xét trường hợp giữa bộ phận công tác và gối va chạm có khe hở $\delta \geq 0$. Do mắc nối tiếp nên nội lực trong lò xo điều chỉnh C_{12} và lò xo dưới C_{11} bằng nhau, có nghĩa là $F = C_{12} \cdot \delta_2 = C_{11} \cdot \delta_1$. Trong đó F là lực nén ban đầu của các lò xo điều chỉnh; C_{11} là độ cứng của các lò xo đỡ; C_{12} là độ cứng của các lò xo điều chỉnh; δ_1 là độ chuyển dịch các lò xo đỡ; δ_2 là độ chuyển dịch đầu trên của các lò xo điều chỉnh nhờ đó mà thực hiện được việc nén sơ bộ đối với tất cả các lò xo. Chọn gốc tọa độ 0 nằm trên bề mặt gối va chạm (Hình 1).

Phương trình vi phân chuyển động cưỡng bức có cản của hệ (Hình 1), theo phương pháp Lagrange II được viết dưới dạng sau:

$$\ddot{x} + f(x)\dot{x} + p(x) = G \cos \omega t + f_1 \quad (1)$$

trong đó

$$f(x) = \begin{cases} b_1/m, & \text{khi } x < 0 \\ (b_1 + b_s)/m, & \text{khi } x \geq 0 \end{cases} \quad (2)$$

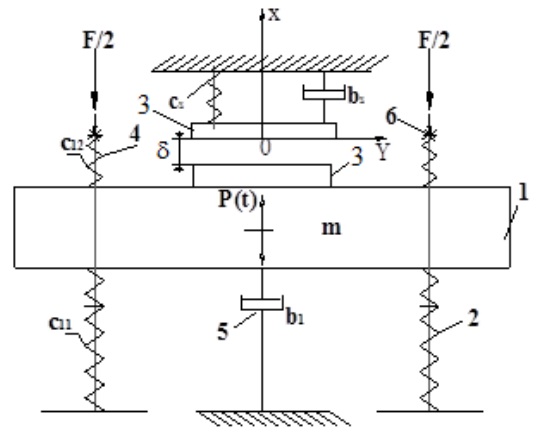
$$p(x) = \begin{cases} C_1 x/m, & \text{khi } x < 0 \\ (C_1 + C_s)x/m, & \text{khi } x \geq 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$G = \frac{m_0 r \omega^2}{m}; \quad f_1 = F/m$$

trong đó $m_0 r$ là mô men tĩnh lệch tâm; m là khối lượng tham gia dao động; ω là tần số của lực kích động; b_1 là hệ số cản đàn hồi của lò xo và cát tham gia dao động; b_s là hệ số cản đàn hồi của cao su làm gối va chạm. Dòng đầu tiên trong ngoặc móc của hệ số cản đàn hồi (2) và lực đàn hồi (3) tương ứng với khoảng thời gian không tiếp xúc của hộp sàng hay bộ phận công tác với gối va chạm; dòng dưới tương ứng với khoảng thời gian tiếp xúc giữa chúng. Phương trình vi phân (1) chuyển động cưỡng bức có cản của cơ hệ Hình 1 sử dụng phương pháp số Newmark - tính tích phân trực tiếp để giải. Biểu thức cơ bản của phương pháp Newmark [11] đưa ra mối liên hệ giữa véc tơ tọa độ, vận tốc và gia tốc tại các thời điểm t ; $t + \Delta t$, điều kiện đầu $t = 0$; $x = \delta$; $\dot{x} = 0$; $\ddot{x} = 0$.

$$\begin{aligned} \left[m + \delta_1 \Delta t f(x) + \alpha \Delta t^2 p(x) \right] \ddot{x}_{t+\Delta t} = G \cos(\omega(t + \Delta t)) + f_1 - p(x)x_t - (f(x) + p(x)\Delta t)\dot{x}_t \\ - \left[(1 - \delta_1) f(x) + \left(\frac{1}{2} - \alpha \right) \Delta t p(x) \right] \Delta t \ddot{x}_t \end{aligned} \quad (4)$$

$$\dot{x}_{t+\Delta t} = \dot{x}_t + [(1 - \delta_1) \ddot{x}_t + \delta_1 \ddot{x}_{t+\Delta t}] \Delta t; \quad x_{t+\Delta t} = x_t + \Delta t \dot{x}_t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha \right) \ddot{x}_t + \alpha \ddot{x}_{t+\Delta t} \right] \Delta t^2$$



1 - Hộp sàng; 2 - Lò xo đỡ; 3 - Gối va chạm; 4 - Lò xo điều chỉnh; 5 - Giảm chấn của lò xo cùng vật liệu; 6 - Đai ốc điều chỉnh

Hình 1. Mô hình cơ học sàng và rung một khối lượng

trong đó, theo [11] đối với các hệ cơ học thông thường thì chọn $\delta_1 = 1/2$; $\alpha = 1/4$. Hệ phương trình (4) tìm nghiệm nhờ phần mềm MATLAB với biến là thời gian, tính các thông số động học, động lực học và vẽ đồ thị cho hai chu kỳ bình ổn liên tiếp với thời gian thực là $2T_0 = 2\frac{2\pi}{\omega} = 0,1256$ s, trong đó $\omega = 100$ rad/s.

2.2. Tính toán động học và động lực học máy sàng và rung

a. Tính chọn các thông số đầu vào để khảo sát

Khối lượng tham gia dao động theo tài liệu [6, 7] có thể chọn giá trị ban đầu $m = m_1 + m_2 = 350$ kg; m_1 là khối lượng phần rung thuộc máy, kg; m_2 là khối lượng cát tham gia rung, kg; tần số kích rung và $\omega = 100$ rad/s. Độ cứng của cụm lò xo liên kết C_1 được chọn từ điều kiện cộng hưởng ở giai đoạn không có va chạm, có nghĩa tần số dao động riêng bằng tần số kích rung $\omega_0 = \omega = \sqrt{\frac{C_1}{m}} = 100$ rad/s $\Rightarrow C_1 = m\omega^2 = 35.10^5$ N/m. Hệ số cản dao động b_1 thuộc giai đoạn không va chạm, theo thực nghiệm [5, 7] khi hệ số giảm dao động h có giá trị từ 10/s đến 30/s, thì $b_1 = 2hm = 14000$ N.s/m, ở đây chọn $h = 20$ /s. Độ cứng của gối đàn hồi và chạm được mô hình hóa gồm một lò xo có độ cứng C_s và phần tử giảm chấn b_s . Độ cứng gối và chạm theo [5] từ thực nghiệm có nghĩa $C_s = 42.10^6$ N/m; Hệ số (giảm chấn) cản của gối và chạm tính chọn theo tài liệu [7] là tổn hao năng lượng trong va chạm gấp 8 lần khi không có va chạm, nên ta có $b_s = 8b_1 = 112000$ N.s/m. Lực nén ban đầu $F = \Delta f C_{td}$; Δf là độ nén lò xo. Mô men tĩnh $mX_a^{\max} = m_0r = 1,05$ kg.m, ở đây biên độ dao động bình ổn lớn nhất của máy khi làm việc X_a^{\max} có giá trị 0,003 m; m_0r là mô men tĩnh khối gây rung. Để cho dễ cân chỉnh trong khai thác máy, theo [7], nên chọn $F = 0$ và khe hở ban đầu $\delta = 0$.

b. Xác định các thông số động học và động lực học của máy sàng và rung

Dòng trên trong ngoặc móc của hệ số cản đàn hồi thuộc biểu thức (2) và lực đàn hồi thuộc biểu thức (3) tương ứng với khoảng thời gian không tiếp xúc của bộ phận công tác với gối và chạm; dòng dưới trong ngoặc móc tương ứng với khoảng thời gian tiếp xúc giữa chúng, nên phương trình vi phân phi tuyến (1) thuộc dạng tuyến tính từng đoạn. Khi tìm các thông số động học và động lực học đặc trưng cho trạng thái hệ của từng đoạn tuyến tính, sử dụng phương pháp giải bằng phương pháp số - phương pháp Newmark [11]. Sử dụng phần mềm MATLAB để tính và vẽ đường đặc tính chuyển vị, vận tốc và gia tốc của hệ trong khoảng thời gian hai chu kỳ liên tiếp là 0,1256 s, khi hệ làm việc bình ổn và theo chu kỳ.

Kết quả khảo sát và nhận xét:

Khảo sát 05 phương án (PA1-PA5), đặc biệt lưu ý tới sự ảnh hưởng của các thông số động lực học có thể thay đổi được trong quá trình khai thác máy, như $m_0.r$ là mô men tĩnh khối gây rung, ω là tần số của lực kích rung và độ cứng của các lò xo và các gối và chạm. Kết quả khảo sát cho tại Bảng 1. Cụ thể:

Phương án 1 (PA1) không thỏa mãn yêu cầu công nghệ, do biên độ dao động nhỏ ($X_a = 1,25$ mm < 3 mm); phương án 3 (PA3), phương án 4 (PA4) và phương án 5 (PA5) đều không thỏa mãn yêu cầu do gia tốc lớn ($\ddot{X}_a > 100$ m/s²). Phương án 2 (PA2) đáp ứng đầy đủ các yêu cầu, xem Hình 2.

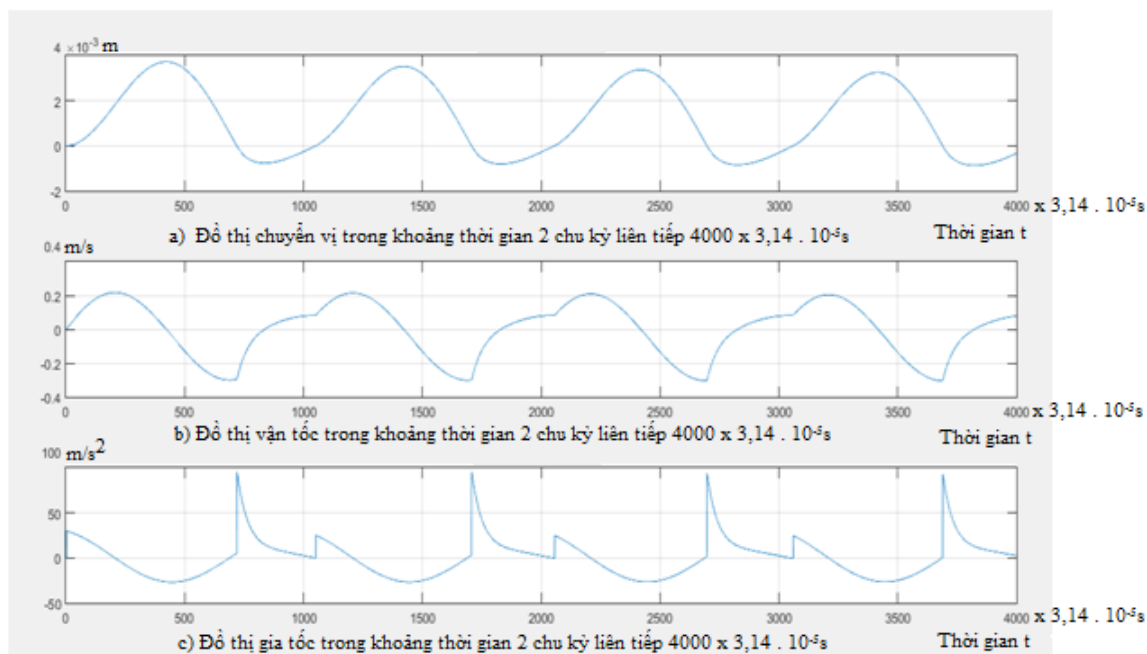
Phương án 2: $m = 350$ kg; $\omega = 100$ rad/s; $m_0r = 1,05$ kg.m; $C_1 = 3500000$ N/m; $b_1 = 14000$ N.s/m; $C_s = 42000000$ N/m; $b_s = 112000$ N.s/m; khe hở $d = 0$; lực nén lò xo ban đầu $F_n = 0$.

Nhận xét: Biên độ dao động trung bình $X_a = X_{tb} = (X_+ + X_-)/2 = (3,5 + 1)/2 = 2,25$ mm. Vận tốc dao động lớn nhất $\dot{X}_{\max} = 0,3$ m/s. Gia tốc dao động lớn nhất $\ddot{X}_a = 95$ m/s² < 100 m/s². Độ chênh gia tốc $\Delta\ddot{X}_{\max} = (95 - 25)$ m/s² = 70 m/s². Theo [6], công suất $N = m_0r\omega^2\dot{X}_{\max} = 3150$ W.

Bảng 1. Bảng thông số và kết quả khảo sát của 05 phương án

STT	Thông số máy	Thông số máy				
		PA1	PA2	PA3	PA4	PA5
1	Thông số	PA1	PA2	PA3	PA4	PA5
2	Khối lượng m , kg	350	350	350	350	350
3	Lực nén ban đầu F_n , N	0	0	0	0	0
4	Tần số kích rung ω , rad/s	100	100	157	157	314
5	Độ cứng lò xo C_1 , N/m	$35 \cdot 10^5$	$35 \cdot 10^5$	8627150	8627150	34508600
6	Độ cứng gối chệm C_s , N/m	$42 \cdot 10^6$	$42 \cdot 10^6$	103525800	103525800	414103200
7	Hệ số cản b_1 , N.s/m	14000	14000	14000	14000	14000
8	Hệ số cản b_s , N.s/m	$112 \cdot 10^3$	$112 \cdot 10^3$	$112 \cdot 10^3$	$112 \cdot 10^3$	$112 \cdot 10^3$
9	Mô men tĩnh m_0r , kg.m	0,55	1,05	1,55	1,05	1,05
10	Khe hở ban đầu δ , m	0	0	0	0	0

Kết quả khảo sát						
1	Biên độ dao động trung bình X_{tb} , m	1,25	2,25	2,75	2,75	2,75
2	Vận tốc dao động lớn nhất \dot{X}_{max} , m/s	0,1	0,3	0,45	0,45	0,8
3	Gia tốc dao động lớn nhất \ddot{X}_{max} , m/s ²	50	95	140	170	450
4	Độ chênh gia tốc $\Delta\ddot{X}_{max}$, m/s ²	35	70	115	100	200
5	Công suất N , W	550	3150	13671	11700	82820



Hình 2. Đồ thị đặc tính dao động trong 02 chu kỳ liên tiếp theo phương án PA2.

a) Đồ thị chuyển vị trong khoảng thời gian 02 chu kỳ là $4000 \cdot (3,14) \cdot 10^{-5} s = 0,1256 s$, có 2000 bước tính trong một chu kỳ với số gia thời gian một bước là $\Delta t = 3,14 \cdot 10^{-5} s$; b) Đồ thị vận tốc trong khoảng thời gian 02 chu kỳ; c) Đồ thị gia tốc trong khoảng thời gian 02 chu kỳ

c. Kiểm tra hệ số động của phương án đã chọn

Theo [4] khối lượng vật liệu nằm trên sàng có thể dao động cùng mặt sàng hoặc tách khỏi mặt sàng phụ thuộc vào hệ số động K của máy. Nó xác định theo biểu thức sau $K = \frac{X_{tb}\omega^2 \sin\beta}{g \cos\alpha} = 2,1$. Để hộp sàng ít hỏng $K \leq 8$; vật liệu chỉ dịch chuyển dọc mặt sàng và không tách khỏi mặt sàng $K < 1$; vật liệu có tách khỏi mặt sàng $K > 1$; biên độ dao động $X_{tb} = 2,25$ mm; tần số dao động $\omega = 100$ rad/s; góc tạo phương ngang của lực kích rung $\beta = 55^\circ$; với sàng va rung có hướng $\infty = 0^\circ$; g là gia tốc trọng trường. Theo kết quả thu được của phương án 2, hệ số động cụ thể là $2,1 < 8$. Vậy đảm bảo điều kiện cát tách khỏi mặt sàng đảm bảo chế độ rung hợp lý.

3. Kết luận

Đã xây dựng được mô hình tính, gồm sơ đồ nguyên lý cơ học và phương trình vi phân chuyển động, nhờ phương pháp số Newmark và phần mềm Matlab khảo sát tìm được bộ thông số ban đầu gồm $m = 350$ kg; $C_1 = 35 \cdot 10^5$ N/m; $C_s = 42 \cdot 10^6$ N/m; $b_1 = 14000 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}}$; $b_s = 112 \cdot 10^3 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}}$; $m_{0r} = 1,05$ kg.m; $\omega = 100 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ khe hở ban đầu δ và lực nén F ban đầu bằng 0. Đáp ứng được các thông số công nghệ hợp lý cho sàng cát ẩm với biên độ dao động $X_a = 2,25$ mm; gia tốc $\ddot{X}_a = 95$ m/s² < 100 m/s² đảm bảo cho máy đủ độ tin cậy trong quá trình khai thác.

Từ việc phân tích, tổng hợp bài báo đã đưa ra được tính cấp thiết của việc nghiên cứu cơ sở lý thuyết để thiết kế, chế tạo máy sàng và rung có khả năng tự làm sạch mặt sàng nhờ va chạm một phía tạo ra độ chênh gia tốc, có nghĩa tạo ra lực động bổ sung làm các hạt bị mắc ở các lỗ sàng có thể thoát ra khỏi hiện tượng kẹt.

Tài liệu tham khảo

- [1] Chính, V. L., Anh, N. K., Mai, N. T. T., Ngô, Đ. T., Tuấn, T. V., Xuân, N. T. (2013). *Máy và thiết bị sản xuất vật liệu và cấu kiện xây dựng*. Nhà xuất bản Xây dựng.
- [2] Quý, T. Q., Vịnh, N. V., Bình, N. (2001). *Máy và thiết bị sản xuất vật liệu xây dựng*. Nhà xuất bản Giao thông vận tải.
- [3] Tuấn, T. M., Đạt, C. V., Gày, B. K. (2013). *Máy sản xuất vật liệu xây dựng*. Nhà xuất bản Học viện kỹ thuật quân sự.
- [4] Шкрипилов, А. Р. (2013). Методика определения эффективных параметров виброударного грохота для рационализации строительных песков. Санкт - Петербург.
- [5] Крюков, Б. И. (1967). Динамика машин резонансного тип. Киев.
- [6] Денцов, Н.Н (2015). Динамика вибрационного грохота на комбинационном параметрическом резонансе. Ижний Новгород.
- [7] Tuấn, T. V. (2005). *Cơ sở kỹ thuật rung trong xây dựng và sản xuất vật liệu xây dựng*. Nhà xuất bản Xây dựng.
- [8] He, X. M., Liu, C. S. (2009). [Dynamics and screening characteristics of a vibrating screen with variable elliptical trace](#). *Mining Science and Technology (China)*, 19(4):508–513.
- [9] Liu, C. S., Zhang, S. M., Zhou, H. P. (2012). *Dynamic analysis and simulation of four-axis forced synchronizing banana vibrating screen of variable linear trajectory*. School of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221008, China.
- [10] Быховский, И. И. (1969). Теория вибрационной техники. Москва.
- [11] Phong, Đ. V. (1999). *Phương pháp số trong cơ học*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.