

NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC TỔ HỢP MÁY NGHIÊN SÀNG DI ĐỘNG

Nguyễn Mạnh Hùng¹, Nguyễn Việt Tân¹, Bùi Khắc Gầy¹

Tóm tắt: Bài báo trình bày phương pháp nghiên cứu mô hình động lực học của tổ hợp máy nghiền sàng di động trên cơ sở sơ đồ nguyên lý của máy thực, xây dựng được hệ phương trình vi phân chuyển động của máy, thiết lập chương trình tính cho phép chạy mô phỏng các thông số động lực học, so sánh kết quả các thông số động lực học của mô hình xây dựng, tính toán lý thuyết với đo đạc bằng thực nghiệm, từ đó đánh giá sự đúng đắn của mô hình lý thuyết, làm cơ sở để tính toán khảo sát tiếp theo phục vụ việc nghiên cứu, thiết kế tổ hợp máy nghiền sàng di động tại Việt Nam.

Từ khóa: Tổ hợp máy nghiền sàng di động, thông số kết cấu, thông số động lực học

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Tổ hợp máy nghiền sàng di động sử dụng hộp sàng rung vô hướng, đây là loại hộp sàng được sử dụng trong nhiều ngành và lĩnh vực như sản xuất vật liệu xây dựng. Tổ hợp máy nghiền sàng di động là tổ hợp máy nghiền sàng chuyên dụng, công suất nghiền sàng vật liệu đá không lớn, đảm bảo tính cơ động, đáp ứng được những yêu cầu trong xây dựng các công trình quân sự đặc biệt như xây dựng đường hầm quân sự tại các vùng rừng núi ở Việt Nam.

Các công trình nghiên cứu về tổ hợp máy nghiền sàng di động ít được công bố, tuy nhiên việc nghiên cứu về máy sàng rung lại thu hút được sự quan tâm của các viện nghiên cứu và rất nhiều các nhà khoa học trên thế giới như công trình nghiên cứu về máy sàng rung (Bauman.V.A, 1977) đã đưa ra mô hình tính toán động lực học của máy sàng rung ở dạng đơn giản, (Сапожников М. Я. 1970) đã trình bày cơ sở khoa học xác định các thông số động học và động lực học của máy phân loại vật liệu sử dụng hiệu ứng rung, (Delxov Nicolaievich, 2015) tính toán nguyên lý rung tự cân bằng trong máy sàng rung, (Sergio Baragetti, 2014) xây dựng phương pháp tối ưu với máy rung lớn, (Nguyễn Văn Vịnh, 2006) đã đưa ra mô hình tính toán động lực học và hệ phương trình chuyển động của máy sàng rung

với 2 bậc tự do theo 2 phương X,Y, (Trần Văn Tuấn, 2005) đã đề cập đến một số bài toán lý thuyết liên quan đến quá trình rung động của máy sàng rung. Do vậy, để nghiên cứu về tổ hợp nhằm nâng cao năng suất và hiệu quả làm việc thì nghiên cứu động lực học của tổ hợp máy nghiền sàng di động là không thể bỏ qua.

Trong phạm vi bài báo sẽ trình bày phương pháp xây dựng mô hình động lực học của tổ hợp máy nghiền sàng di động và khảo sát các thông số động lực học của tổ hợp.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

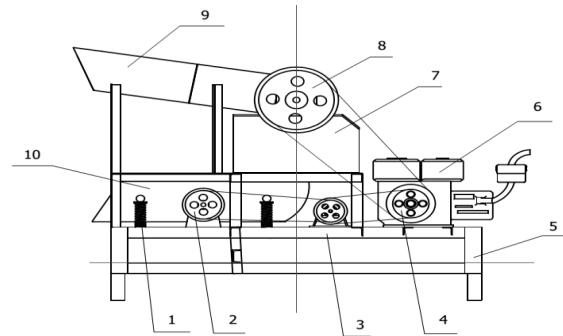
2.1. Giới thiệu nguyên lý kết cấu và làm việc của tổ hợp máy nghiền sàng di động

Tổ hợp máy nghiền sàng di động sử dụng nguyên lý rung tần số cao đối với hộp sàng và mặt sàng. Vật liệu đá học sau khi được chuyển vào khoang nghiền của máy nghiền sẽ rơi thẳng xuống mặt sàng của hộp sàng rung. Nhờ lực rung mạnh vật liệu vừa chuyển động vừa “nhảy” trên mặt sàng tạo ra quá trình phân loại vật liệu. Sơ đồ kết cấu của tổ hợp máy nghiền sàng di động được thể hiện chi tiết trên hình 1. Khi động cơ 6 làm việc sẽ truyền chuyển động quay cho bánh đà 8 của máy nghiền 7 và trục lệch tâm 2 của hộp sàng 10, bánh đà quay sẽ tạo ra lực nghiền đá của hàm nghiền, trục lệch tâm trên hộp sàng khi quay sẽ tạo ra lực ly tâm tác dụng lên hộp sàng, hộp sàng được tựa trên 4 gối lò xo 1 đặt trên khung 3 nên sẽ tạo ra một hệ dao động vô hướng.

¹ Khoa động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự



a)



b)

Hình 1. a. Hình ảnh; b. Sơ đồ kết cấu tổ hợp máy nghiền sàng di động.

1- Lò xo hộp sàng; 2- Cụm gậy rung hộp sàng; 3- Khung máy; 4- Cụm bánh dẫn động của động cơ; 5 - Chân khung; 6 - Động cơ dẫn động; 7- Máy nghiền; 8 - Bánh đà máy nghiền; 9 - Máng vật liệu; 10- Hộp sàng rung vô hướng.

2.2. Xây dựng mô hình động lực học của tổ hợp máy nghiền sàng di động

a. Các giả thiết để xây dựng mô hình

Để xây dựng được mô hình động lực học sát với thực tế, ta chấp nhận các giả thiết sau:

- Khung máy cứng tuyệt đối. Máy nghiền và động cơ dẫn động được gắn cứng lên khung máy, hộp sàng được gắn trên 4 lò xo đặt trên khung máy, toàn bộ khung máy đứng trên 4 chân đàn hồi;

- Phần khối lượng lệch tâm trên máy nghiền rất nhỏ so với khối lượng quay của bánh đà nên có thể quy dẫn về khối lượng bánh đà và có tâm quay là trục bánh đà; Khối lượng còn lại của máy nghiền và động cơ dẫn động được quy dẫn về khối lượng khung máy; Trọng tâm máy nghiền nằm trùng tâm trục quay bánh đà, lực nghiền đá đặt tại trọng tâm máy nghiền;

- Coi khối tâm của hộp sàng không trùng với tâm hình học: Cụ thể khối tâm cách cạnh trái của hộp sàng là l_1 và cạnh phải là l_2 và cạnh trên là b_1 , cạnh dưới là b_2 ;

- Dây đai của bộ truyền lực đủ căng để không xảy ra hiện tượng trượt, tần số dao động của hộp sàng không thay đổi, công suất động cơ đủ cho quá trình nghiền sàng đồng thời, tốc độ vòng quay động cơ ổn định trong quá trình làm việc;

- Coi toàn bộ máy bố trí trên khung đối xứng theo trục dọc máy.

- Coi 1/3 khối lượng vật liệu trên sàng dao động cùng với sàng (lấy theo kinh nghiệm về máy sàng và một số tài liệu đã tính toán (Trần Minh Tuấn, Bùi Khắc Gây, 2013).

b. Xây dựng mô hình động lực học

Để thuận lợi cho việc thiết lập mô hình toán ta đặt hệ tọa độ gốc XOY trên mặt đất tại chân khung trước (hình 2) vị trí ban đầu của máy.

$X_k C_k Y_k$ - Hệ trục tọa độ có tâm trùng với trọng tâm khung máy tại thời điểm ban đầu;

J_k - Mô men quán tính khối lượng tổ hợp máy nghiền sàng di động;

$x C'_{x,y}$ - Hệ trục tọa độ di động gắn với hộp sàng;

x_s, y_s - Độ dịch chuyển của trọng tâm hộp sàng theo phương x, y ;

$x C'_{k,y}$ - Hệ trục tọa độ di động gắn với khung máy;

x_k, y_k - Độ dịch chuyển của trọng tâm khung máy theo phương x, y ;

L_p, L_{ny}, L_d, L_{dc} - Khoảng cách từ trọng tâm của máy đến tâm quay của trục tâm bánh đà máy nghiền và tâm động cơ theo phương x, y ;

R_{bd} - Bán kính của bánh đà máy nghiền;

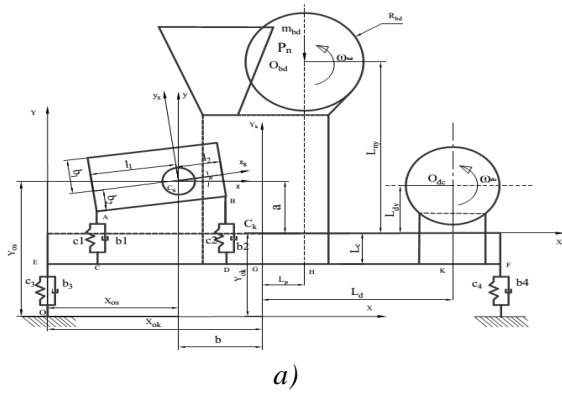
$\omega, \omega_{bd}, \omega_{dc}$ - Vận tốc góc của trục lệch tâm hộp sàng, bánh đà máy nghiền và động cơ;

P_n - Lực kích động máy nghiền theo phương thẳng đứng (phương y) lên khung;

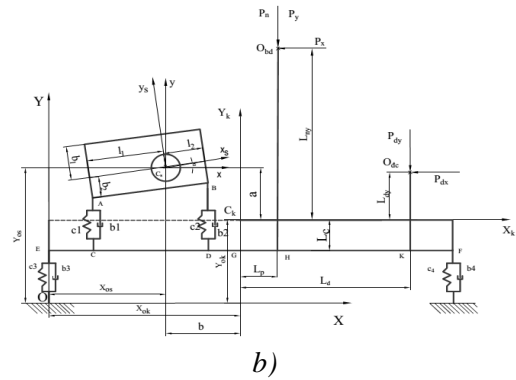
$C_{y3} (= C_{y4}), b_{y3}, b_{y4}$ - Độ cứng và hệ số dập tắt dao động theo phương đứng của lò xo bên trái và lò xo bên phải chân khung máy;

$C_{x3} (= C_{x4}), b_{x3}, b_{x4}$ - Độ cứng và hệ số dập tắt dao động của lò xo theo phương ngang bên trái và bên phải của chân khung máy;

Độ cứng và hệ số dập tắt dao động của các lò xo hộp sàng được đặc trưng bằng các độ cứng C và các giảm chấn giả định là b .



a) Mô hình động lực học



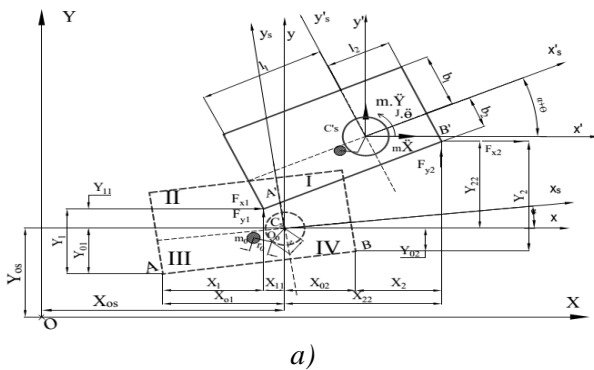
b) Mô hình động lực học tương đương

3. THIẾT LẬP PHƯƠNG TRÌNH VI PHÂN CHUYÊN ĐỘNG

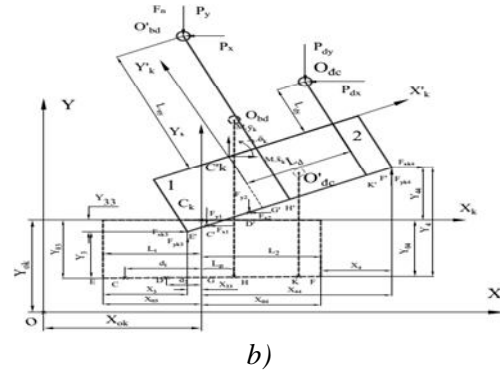
Ta sử dụng phương pháp D'alambert để thiết lập phương trình vi phân chuyên động của tổ hợp máy

ngiên sàng di động.

Đưa thêm các thành phần lực quán tính theo phương X,Y và mô men quán tính theo trục Z vào tổ hợp các lực tác dụng lên hộp sàng và khung máy (hình 3).



a) Sơ đồ lực tác dụng lên hộp sàng;



b) Sơ đồ lực tác dụng lên khung máy

Tiến hành viết các phương trình tác dụng lực lên hộp sàng rung và khung:

Đặt $u_1=2C_{x3}$; $u_2=2b_{x3}$, ..., $u_{62}=b_{y3}(q_3d_1+q_4d_2)-b_{x3}L_c(q_1+q_2)$ là các giá trị hằng số theo các biến động

lập trong hệ phương trình được lấy từ các tham số thực của máy làm thực nghiệm.

Sau khi tính toán rút gọn ta thu được hệ phương trình (1) gồm 6 phương trình vi phân

$$\begin{cases}
 m \cdot \ddot{X} + u_1 \cdot \dot{x}_s + u_2 \cdot \dot{x}_s + u_3 \cdot \theta + u_4 \cdot \dot{\theta} = u_5 \cdot \sin(\omega t) \\
 m \cdot \ddot{Y} + u_6 \cdot \dot{y}_s + u_7 \cdot \dot{y}_s + u_8 \cdot \theta + u_9 \cdot \dot{\theta} = u_5 \cdot (\omega t) \\
 J \cdot \ddot{\theta} + (u_{16} \cdot \theta + u_{17}) \cdot \dot{\theta} + (u_{10} \cdot \theta + u_{11} + u_{12} \cdot y_s + u_{13} \cdot x_s + u_{14} \cdot \dot{y}_s + u_{15} \cdot \dot{x}_s) \cdot \theta + u_{18} \cdot x_s + u_{19} \cdot \dot{x}_s + u_{20} \cdot y_s + u_{21} \cdot \dot{y}_s = u_{22} \cdot \sin(\omega t) \\
 M \cdot \ddot{X}_{ck} + u_{23} \cdot x_k + u_{24} \cdot \dot{x}_k + u_{25} \cdot \theta_k + u_{26} \cdot \dot{\theta}_k + u_{27} \cdot x_s + u_{28} \cdot \dot{x}_s + u_{29} \cdot \theta + u_{30} \cdot \dot{\theta} = 0 \\
 M \cdot \ddot{Y}_{ck} + u_{31} \cdot y_k + u_{32} \cdot \dot{y}_k + u_{33} \cdot \theta_k + u_{34} \cdot \dot{\theta}_k + u_{35} \cdot y_s + u_{36} \cdot \dot{y}_s + u_{37} \cdot \theta + u_{38} \cdot \dot{\theta} - \frac{P_n}{2} \cdot [\sin(\omega_{bd} t) + | \sin(\omega_{bd} t) |] = 0 \\
 J_k \cdot \ddot{\theta}_k + (u_{49} \cdot \theta_k + u_{56}) \cdot \dot{\theta}_k + (u_{39} \cdot \theta_k + u_{40} x_k + u_{41} \cdot y_k + u_{42} \cdot \dot{x}_k + u_{43} \cdot \dot{y}_k + u_{44} \cdot x_s + u_{45} \cdot y_s + u_{46} \cdot \dot{x}_s + u_{47} \cdot \dot{y}_s + u_{48} \cdot \theta + u_{49} \cdot \dot{\theta}_k + u_{50} \cdot \dot{\theta} + u_{51}) \cdot \theta_k + u_{52} \cdot x_k + u_{53} \cdot y_k + u_{54} \cdot \dot{x}_k + u_{55} \cdot \dot{y}_k + u_{57} \cdot x_s + u_{58} \cdot y_s + u_{59} \cdot \dot{x}_s + u_{60} \cdot \dot{y}_s + u_{61} \cdot \theta + u_{62} \cdot \dot{\theta} - \frac{P_n}{2} \cdot [\sin(\omega_{bd} t) + | \sin(\omega_{bd} t) |] \cdot J \cdot d_p = 0
 \end{cases} \quad (1)$$

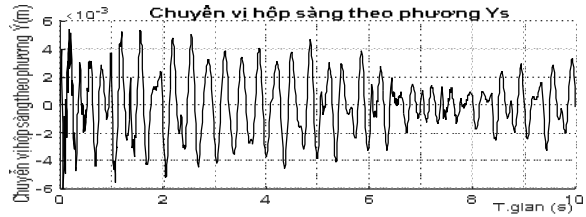
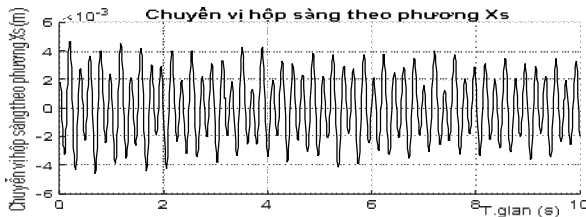
Trong đó: $X_{ck} = X_{ok} + x_k$; $Y_{ck} = Y_{ok} + y_k$;
 $X = X_{os} + b.\theta_k + x_k + x_s$; $Y = Y_{os} + a.\theta_k + y_k + y_s$

4. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN LÝ THUYẾT MỘT SỐ THÔNG SỐ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA HỘP SÀNG

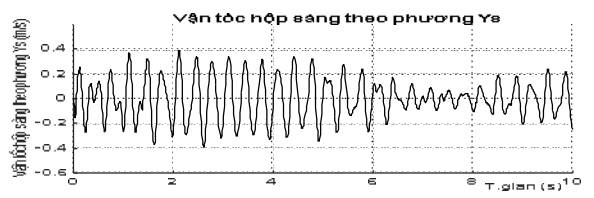
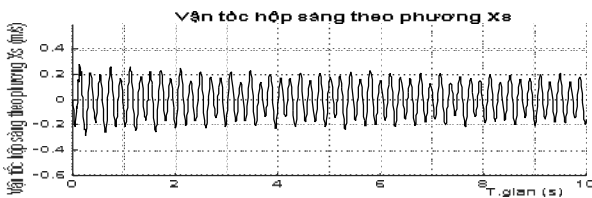
Tiến hành chạy chương trình với bộ thông số của tổ hợp máy nghiền sàng di động với phần hộp sàng theo nguyên mẫu máy sàng rung thực tế sử dụng trên công trường mã số NLS-382/3 (Trần Minh Tuấn,

2013) đang sử dụng tại công trường Lữ đoàn 72-BTL Công binh khi thông số làm việc ở vận tốc trục lệch tâm hộp sàng $\omega = 125$ rad/s.

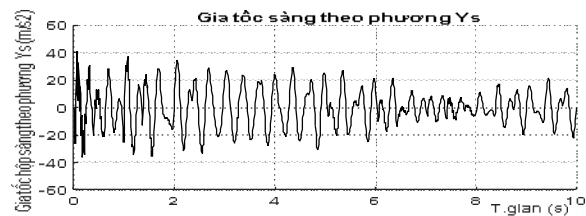
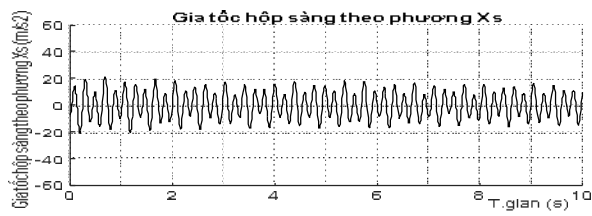
Trong phạm vi bài báo chỉ khảo sát các thông số động lực học về chuyển vị, vận tốc và gia tốc của hộp sàng sẽ cho ta kết quả biểu diễn trên các đồ thị hình 4, 5, và 6 như sau:



Hình 4. Đồ thị lý thuyết chuyển vị hộp sàng rung theo phương x và phương y



Hình 5. Đồ thị lý thuyết vận tốc hộp sàng rung theo phương x và phương y



Hình 6. Đồ thị lý thuyết gia tốc hộp sàng rung theo phương x và phương y

Sử dụng phương pháp hồi qui tổng bình phương giá trị, tiến hành hồi qui giá trị chuyển vị, vận tốc và gia tốc hộp sàng. Giả sử với chuyển vị lớn nhất của hộp sàng $a(m)$, ta xác nhận các giá trị lớn nhất của chuyển vị theo các chu kỳ khác nhau trên đồ thị là a_1, a_2, \dots, a_n , với n đủ lớn, khi đó chuyển vị hộp sàng được xác định theo công thức sau:

$$a = \sqrt{\frac{a_1^2 + a_2^2 + \dots + a_n^2}{n}} \quad (2)$$

Tương tự ta cũng tính các giá trị vận tốc và gia tốc của hộp sàng; Tọa độ trọng tâm hộp sàng khi đứng yên (vị trí ban đầu) là 0, tính toán cho kết quả

chuyển vị của hộp sàng rung theo phương x từ $-4.0 \times 10^{-3} \div 4.0 \times 10^{-3}$ (m), theo phương y từ $-5.0 \times 10^{-3} \div 5.0 \times 10^{-3}$ (m); Vận tốc của hộp sàng rung theo phương x từ $-0.25 \div 0.25$ (m/s), theo phương y từ $-0.38 \div 0.38$ (m/s); Gia tốc của hộp sàng rung theo phương x từ $-20 \div 20$ (m/s²), theo phương y từ $-36 \div 36$ (m/s²).

5. KẾT QUẢ KHẢO SÁT THỰC NGHIỆM MỘT SỐ THÔNG SỐ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA HỘP SÀNG

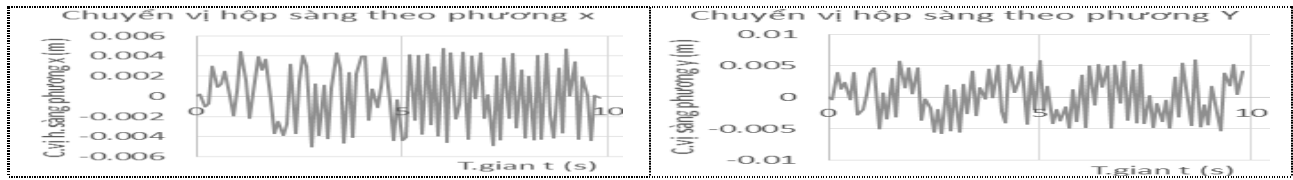
a. Điều kiện làm thực nghiệm

- Làm thực nghiệm trên máy thực tại công trường

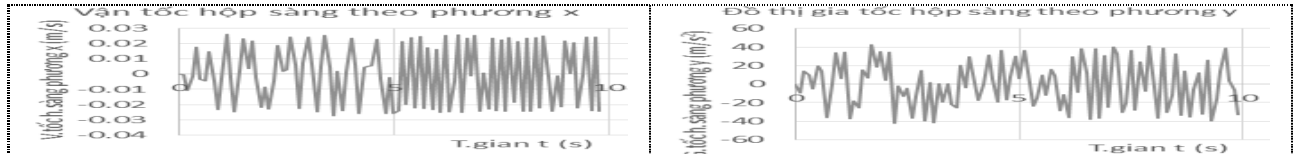
thi công, máy được đặt trên nền bê tông nên có thể coi như cứng tuyệt đối. Đá học đem nghiền sàng có độ cứng trung bình $\sigma_n = 200$ Mpa.

b. Kết quả thực nghiệm

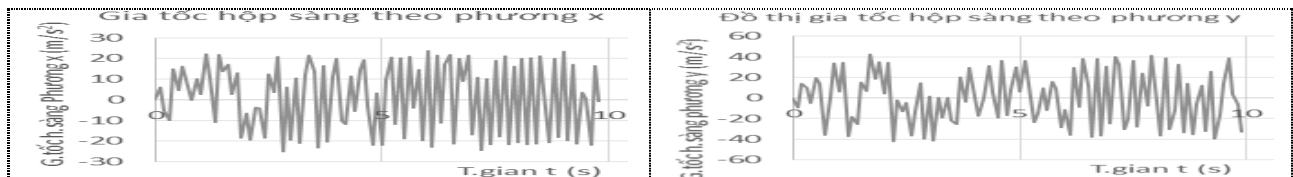
Kết quả tiến hành đo đạc thực nghiệm trên máy thực ở chế độ làm việc vận tốc trục lệch tâm hộp sàng $\omega = 125$ rad/s cho ta kết quả biểu diễn dưới dạng đồ thị dưới đây:



Hình 7. Đồ thị thực nghiệm chuyển vị hộp sàng rung theo phương x và phương y



Hình 8. Đồ thị thực nghiệm vận tốc hộp sàng rung theo phương x và phương y



Hình 9. Đồ thị thực nghiệm gia tốc hộp sàng rung theo phương x và phương y

Khi tiến hành xây dựng bài toán động lực học của tổ hợp máy nghiền sàng di động ta tiến hành thực hiện so sánh các kết quả của tất cả các thông số động lực học của tổ hợp máy và thực hiện ở một số chế độ làm việc đặc trưng mà thiết bị thường được sử dụng trong quá trình hoạt động. Bài báo chỉ thể hiện một phần các kết quả tính toán.

Nhận xét:

- Về kiểu dáng đồ thị các thông số động lực học

của tổ hợp máy nghiền sàng di động nhận thấy có sự tương đồng giữa tính toán lý thuyết và thực tiễn; Các thông số động lực học theo phương x ổn định hơn phương y.

- Về giá trị các thông số động lực học của tổ hợp máy có sai khác nhất định, nguyên nhân sự sai khác này là do các giả thiết cần thiết để giải bài toán động lực học mà không ảnh hưởng đến tính tổng quát của mô hình, giá trị sai khác được thể hiện ở bảng 1 dưới đây.

Bảng 1. So sánh sai khác giá trị thông số động lực học lý thuyết và thực tế

ω [rad/s]	Biên độ				Vận tốc				Gia tốc			
	$A_x [10^{-3}m]$		$A_y [10^{-3}m]$		$v_x [m/s]$		$v_y [m/s]$		$a_x [m/s^2]$		$a_y [m/s^2]$	
	LT	TT	LT	TT	LT	TT	LT	TT	LT	TT	LT	TT
125	8	8.6	10	11	0,25	0,28	0,38	0,42	20	22	36	40
Sai khác (%)	7		9.1		10.7		9.5		9.1		10	

Nhìn vào bảng 1 thấy sự sai khác của các thông số động lực học nhỏ nhất là 7% và lớn nhất là 10.7%. Như vậy, các kết quả tính toán lý thuyết so với các kết quả đo thực nghiệm có sai số nằm trong phạm vi cho phép (<15%). Điều đó chứng tỏ mô hình và kết quả tính toán lý thuyết là phù hợp và có thể sử dụng để tính toán thiết kế tổ hợp máy nghiền

sàng di động.

6. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày phương pháp xây dựng mô hình động lực học của tổ hợp máy nghiền sàng di động, kết quả các thông số động lực học nhận được trong quá trình xây dựng mô hình được so sánh với các kết quả đo đạc thực nghiệm.

Đồ thị biểu diễn các thông số động lực học của tổ hợp máy nghiền sàng di động có sự tương đồng giữa kết quả tính lý thuyết và thực tiễn. Về giá trị thì sự sai khác của giá trị các thông số lý thuyết và thực tiễn nằm trong phạm vi cho phép (7÷10.7%). Các giá trị động lực học của hộp sàng rung vô hướng trong tổ hợp máy nằm trong vùng giá trị tính toán thực tế của

máy sàng rung vô hướng khi làm việc độc lập.

Kết quả bài báo có thể sử dụng mô hình tính toán động lực học của tổ hợp máy nghiền sàng di động, đây là tiền đề xác định các thông số động lực học của tổ hợp máy nghiền sàng di động, làm cơ sở tính toán thiết kế hợp lý cho tổ hợp máy nghiền sàng di động ở Việt Nam.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Trần Văn Tuấn, (2005), *Cơ sở kỹ thuật rung trong xây dựng và sản xuất vật liệu xây dựng*, Nhà xuất bản xây dựng.
- Trần Minh Tuấn, Chu Văn Đạt, Bùi Khắc Gầy, (2013), *Máy sản xuất vật liệu xây dựng*, Học viện KTQS .
- Nguyễn Văn Vịnh, (2006), *Động lực học máy xây dựng và xếp dỡ*, Trường Đại học Giao thông vận tải.
- Бауман В. А. и И. И. Быховский, (1977), *Вибрационные машины и процессы в строительстве*, Москва.
- Сапожников М. Я. (1970), *Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций*, Москва.
- Delhov Nicolaievich, (2015), *Динамика вибрационного прохота на комбинационном параметрическом резонансе*, ижний Новгород.
- Zhao, Y., Liu, C., He, X., Zang, C., Wang, Y., Ren, Z, (2009), *Dynamic design theory and application of large vibratingscreen*, Procedia Earth Planet. Sci. 1(1), 776–784.
- Sergio Baragetti, (2014), *A dynamic optimization theoretical method for heavy loaded vibrating screens*, Springer Science+Business Media Dordrecht.

Abstract:

DYNAMICS RESEARCH OF MOBILE SCREEN CRUSHER COMPLEX

The paper presents the method of studying the dynamic model of the mobile screen crusher complex on the basis of the principle diagram of the real machine, building the system of moving differential equations of the machine, setting up the calculation program allowing simulation of dynamic parameters, comparing the dynamic parameters of construction model, theoretical calculation with experimental measurements, thereby assessing the correctness of the model theory, serving as a basis for calculating the next survey for the research and design of mobile screen crusher complexes in Vietnam.

Keywords: The mobile screen crusher complex, structural parameters, dynamic parameters

Ngày nhận bài: 16/5/2019

Ngày chấp nhận đăng: 17/8/2019