



NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN THIẾT KẾ MÁY NGHIỀN BI RUNG TRONG CÔNG NGHỆ NGHIỀN SIÊU MỊN VẬT LIỆU XÂY DỰNG

Nguyễn Quốc Cường¹, Trần Văn Tuấn²

Tóm tắt: Máy nghiền bi rung được sử dụng trong nhiều lĩnh vực, đặc biệt là trong công nghệ nghiền mịn và siêu mịn vật liệu xây dựng, dùng để nghiền các phụ gia trong công nghệ sản xuất xi măng nhằm mang lại hiệu quả kinh tế cao và giúp cải thiện đáng kể chất lượng của xi măng. Tuy nhiên, việc khai thác và sử dụng hiệu quả máy nghiền bi rung ở Việt Nam vẫn còn nhiều hạn chế. Vì vậy việc nghiên cứu chuyên sâu về máy nghiền bi rung để phục vụ cho việc tính toán thiết kế trong nước là hết sức cần thiết. Bài báo này sẽ đi vào phân tích và khảo sát các thông số dao động của máy và hỗn hợp vật nghiền, bi nghiền như biên độ dao động, vận tốc, gia tốc để từ đó làm cơ sở xây dựng phương pháp tính toán thiết kế các loại máy nghiền bi rung.

Từ khóa: Máy nghiền bi rung; thông số dao động.

Summary: Vibrating ball mills widely used in various fields, especially in the technology of construction material ultra-fine and fine grinding to grind additives in cement manufacture with the purpose of achieving high economic efficiency while still ensuring high quality of cement. However, the exploitation and efficient use of vibrating ball mills in Vietnam is still limited. Therefore the in-depth study of vibrating ball mills to serve the domestic calculation and design of the same is essential. This article will focus on the analysis and study of the oscillation parameters of the mills and ground material mix and grinding balls such as fluctuation amplitude, velocity, acceleration, based on which to build the method for calculation and design of vibrating ball mills is established.

Keywords: Vibration ball mills; vibration parameters.

Nhận ngày 14/6/2014, chỉnh sửa ngày 15/8/2014, chấp nhận đăng 31/10/2014



1. Đặt vấn đề

Ngày nay, hàng năm trên thế giới có hàng triệu tấn chất bột được tạo ra với các mục đích sử dụng khác nhau như: vật liệu xây dựng, nhiên liệu cacbon, quặng, khoáng sản, hóa chất, dược phẩm, mỹ phẩm, thực phẩm... chất bột dạng micro có đường kính hạt dưới $1 + 5\mu\text{m}$ và hạt nano có đường kính dưới $50 + 300\text{ nm}$. Hầu hết các loại hạt này được tạo ra từ các hạt chất rắn lớn hơn thông qua một hay nhiều công đoạn nghiền [4]. Trong công nghệ sản xuất vật liệu xây dựng thì độ mịn của vật liệu sau khi nghiền mang một ý nghĩa đặc biệt quan trọng trong việc ứng dụng sản xuất xi măng, đồ gốm, bột sơn... Trong những điều kiện nhất định thì máy nghiền bi rung mang lại những hiệu quả vượt trội hơn so với các loại máy nghiền khác, với kích thước hạt nghiền có thể lên tới $1 + 10\mu\text{m}$ [2]. Các máy nghiền bi rung thường được lắp đặt trong các dây chuyền nghiền làm việc liên tục, theo một chu trình kín, đảm bảo chống bụi và sản phẩm có độ mịn đồng nhất cao [1].

Trong tài liệu [1] tác giả đã đưa ra bài toán rung cộng hưởng trong máy nghiền bi rung và tiến hành khảo sát chế độ làm việc cộng hưởng với điều kiện khảo sát là tỷ số tổng độ cứng lò xo theo hai phương

¹KS, Khoa Xây dựng. Trường Đại học Kiến trúc Hà Nội. Email: quocuong.uce@gmail.com

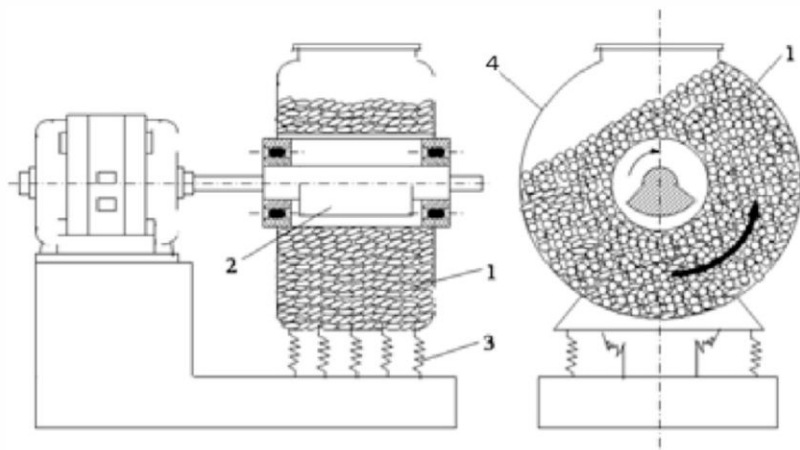
²PGS.TS, Khoa Cơ khí Xây dựng. Trường Đại học Xây dựng.

$k = C_x/C_y = 1$. Hiện nay trên thế giới cũng chưa có nghiên cứu và tính toán cụ thể về tổng độ cứng của lò xo theo hai phương trên máy nghiền bi rung, chính vì vậy bài báo này sẽ đi khảo sát trường hợp phổ biến hơn là $k = C_x/C_y \neq 1$ và mức độ ảnh hưởng của vận tốc góc ω lên biên độ, vận tốc, gia tốc trong quá trình làm việc. Để từ đó làm cơ sở xây dựng phương pháp tính toán thiết kế các loại máy nghiền bi rung.



2. Mô hình máy nghiền bi rung

2.1 Giới thiệu



Hình 1. Sơ đồ cấu tạo của máy nghiền bi rung quán tính [1]
1. Thân máy; 2. Cơ cấu gây rung; 3. Các yếu tố đàn hồi; 4. Vỏ máy

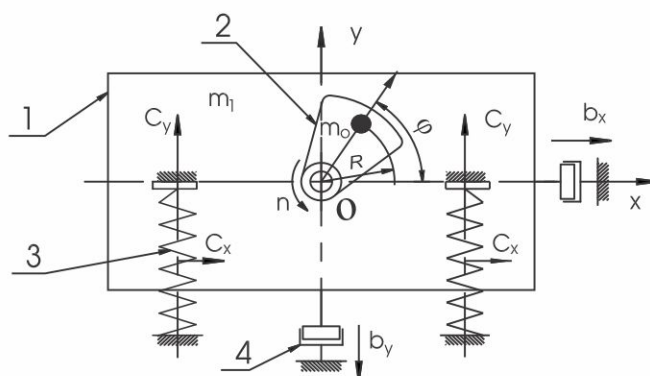
Hình 1 trình bày cấu tạo chung của máy nghiền bi rung bao gồm phần thân máy (1) có chứa 80% thể tích là bi nghiền và vật liệu nghiền. Trục lệch tâm (2) và vỏ máy (4) được đặt trên các lò xo (3) là các phần tử đàn hồi. Trên một số máy các lò xo này có thể được làm bằng cao su hoặc vật liệu có tính chất đàn hồi. Hệ thống dẫn động trục lệch tâm nhờ động cơ thông qua khớp nối mềm. Với tốc độ quay của trục lệch tâm từ 20 ÷ 50 vòng/s, vỏ máy và bi nghiền cùng vật liệu chuyển động theo quỹ đạo gần như là một đường tròn. Loại này được sử dụng trong lĩnh vực sản xuất các hóa chất hóa học công nghiệp, sản xuất xi măng, đồ gốm, bột màu trong sản xuất sơn...

Dòng máy này theo [4, 5] có những ưu điểm sau: Đạt được độ nghiền mịn cao; Sản phẩm thu được sau khi nghiền có độ đồng nhất cao; Cấu tạo đơn giản và vận hành dễ dàng; Chi phí đầu tư, vận hành và bảo trì thấp; Phạm vi sử dụng lớn (có thể dùng nghiền cả vật liệu rắn và vật liệu mềm, được ứng dụng trong cả công nghệ nghiền khô và nghiền ướt).

2.2 Mô hình động lực học máy nghiền bi rung

Tổng khối lượng dao động là M bao gồm khối lượng tang nghiền, trục lệch tâm và khối lượng của hỗn hợp vật nghiền, bi nghiền dao động theo hai phương Ox , Oy quanh vị trí cân bằng O . Mô hình cơ học của tang nghiền được thể hiện ở Hình 2 là cơ hệ dao động một khối lượng hai phương có cản.

trong đó: (1) là khối lượng dao động; (2) là cơ cấu gây rung; (3) là lò xo và (4) là phần tử đàn hồi.



Hình 2. Mô hình cơ học của tang nghiền máy nghiền rung thông thường

Hệ phương trình vi phân chuyển động của cơ hệ dao động Hình 2 có dạng:

$$\begin{cases} M.\ddot{x} + b_x.\dot{x} + C_x.x = m_0.R.\omega^2.\cos\omega t \\ M.\ddot{y} + b_y.\dot{y} + C_y.y = m_0.R.\omega^2.\sin\omega t \end{cases} \quad (1)$$

trong đó: M là tổng khối lượng tham gia dao động, $M = m_0 + m_1 + k.(m_2 + m_3)$, (kg); m_0 là khối lượng trục lệch tâm, (kg); m_1 là khối lượng vỏ máy không tính đến bi nghiền, (kg); m_2 là khối lượng bi nghiền, (kg); m_3 là khối lượng vật liệu nghiền, (kg); k là hệ số tham gia dao động của bi nghiền và vật liệu nghiền, $k = 0,25 \div 0,3$; C_x, C_y là tổng độ cứng của lò xo theo 2 phương, (N/m); b_x, b_y là hệ số giảm chấn theo 2 phương, (N.s/m); ω là vận tốc góc của khối gây rung, (rad/s); R là bán kính lệch tâm của khối gây rung, (m); t là thời gian, (s) và $F_a = m_0.R.\omega^2$ là biên độ lực gây rung, (N).

Nghiệm dao động ổn định cưỡng bức của (1) là:

$$x = x_a.\cos(\omega.t - \varphi_x) \quad (2)$$

$$y = y_a.\sin(\omega.t - \varphi_y) \quad (3)$$

$$\text{Với: } x_a = \frac{m_0.R.\omega^2}{\sqrt{(C_x - M.\omega^2)^2 + b_x.\omega^2}}; \quad y_a = \frac{m_0.R.\omega^2}{\sqrt{(C_y - M.\omega^2)^2 + b_y.\omega^2}} \quad (4)$$

$$\varphi_x = \arctan \frac{b_x.\omega}{(\omega_{ox}^2 - \omega^2)}; \quad \varphi_y = \arctan \frac{b_y.\omega}{(\omega_{oy}^2 - \omega^2)} \quad (5)$$

$$\omega_{ox} = \sqrt{\frac{C_x}{M}} \quad \text{là tần số dao động riêng theo phương Ox} \quad (6)$$

$$\omega_{oy} = \sqrt{\frac{C_y}{M}} \quad \text{là tần số dao động riêng theo phương Oy} \quad (7)$$



3. Thiết kế và khảo sát máy nghiền bi rung

3.1 Chọn sơ bộ một số thông số của máy nghiền bi rung

Sau khi tìm hiểu máy nghiền bi rung M10-3 trên thực tế tại Viện Nghiên cứu và Ứng dụng vật liệu xây dựng Nhiệt đới - Trường Đại học Xây dựng. Kết hợp thêm với tính toán sơ bộ ta thu được các thông số kỹ thuật của máy nghiền bi M10-3 như sau: Bán kính lệch tâm của trục gây rung là 0,064 m, khối lượng trục lệch tâm là 0,27 kg, khối lượng bi nghiền là 36 kg và khối lượng vật liệu nghiền là 5 kg.

Theo [1] tổng khối lượng tham gia dao động sẽ là: $M = m_0 + m_1 + k.(m_2 + m_3)$. Với k là hệ số tham gia dao động của bi và vật liệu nghiền, theo kinh nghiệm có thể chọn $k=0,3$. Với trọng lượng của vỏ máy (không tính đến trọng lượng bi nghiền) $m_1 = 10$ (kg), $m_0 = 0,27$ (kg) là khối lượng trục gây rung, thay vào ta có tổng khối lượng tham gia dao động sẽ là:

$$M = 10 + 0,27 + 0,3.(36 + 5) = 22,57 \text{ (kg)}$$

Tần số rung phụ thuộc vào động cơ gây rung. Chọn động cơ có tốc độ $n = 2900$ (vòng/phút) ứng với $\omega_v = n.\pi/30 = 304$ (rad/s).

3.2 Tính toán dao động của máy nghiền bi theo hai phương

3.2.1 Tính toán lò xo

Theo [3] ta có thể xác định được độ cứng của lò xo xoắn trụ theo phương đứng Oy theo công thức gần đúng dưới đây:

$$C_y^{1x} = \frac{d^4.G}{64.n.R_{tb}^3} \quad ; \text{ N/m} \quad (8)$$

trong đó: d là đường kính sợi lò xo, (m); R_{tb} là bán kính trung bình của lò xo, (m); n là số vòng làm việc, (vòng) và G là mô đun trượt ($G = 7,7.10^{10}$ N/m²).

Sau khi tìm hiểu lò xo trên thực tế, kết hợp thêm với tính toán sơ bộ và đo đạc lại độ cứng lò xo tại phòng thí nghiệm ta chọn lò xo có các thông số như sau:

Bảng 1. Các thông số của lò xo

Đường kính dây lò xo d (m)	Đường kính trung bình D_{tb} (m)	Bán kính trung bình R_{tb} (m)	Số vòng làm việc của lò xo n (vòng)	Chiều dài tự nhiên L_0 (m)	Độ cứng 1 lò xo C (N/m)	Số lượng m (chiếc)
0,008	0,032	0,016	8	0,088	150390,6	8

Thay các giá trị vào (8) ta có:

$$C_y^{1lx} = \frac{0,008^4 \cdot 7,7 \cdot 10^{10}}{64 \cdot 8 \cdot 0,016^3} = 150390,6 \quad (\text{N/m})$$

Theo phương Oy ta bố trí 8 lò xo đứng, nên tổng độ cứng của lò xo theo phương đứng là:

$$\sum C_y = C_y^{1lx} \cdot 8 = 150390,6 \cdot 8 = 1203124,8 \quad (\text{N/m})$$

Theo tài liệu [3] độ cứng của một lò xo theo phương đứng Oy tác dụng lên phương ngang Ox được tính theo công thức sau:

$$C_x^{1lx} = \frac{F_y}{L_y \left[\left(1 + \frac{F_y}{S_y} \right) \cdot \frac{\tan \theta}{\theta} - 1 \right]} \quad (9)$$

trong đó: F_y là lực tác dụng lên một lò xo đứng, gồm có 1/8 trọng lượng bản thân khối lượng dao động F_b , lực xiết một lò xo đứng $F_{xiết(y)}$ (nếu có) và 1/8 lực kích rung F_a .

$$F_y = 1/8 \cdot F_b + F_{xiết(y)} + 1/8 \cdot F_a \quad (10)$$

$$\text{Với: } F_b = M \cdot g = 22,57 \cdot 10 = 225,7 \quad (\text{N}) \quad (11)$$

$$F_{xiết(y)} = C_y^{1lx} \cdot \Delta Y_{xiết} \quad (12)$$

$$C_y^{1lx} = 150390,6 \quad (\text{N/m}); \Delta Y_{xiết} \text{ là độ biến dạng của lò xo đứng khi xiết, } \Delta Y_{xiết} = 0,001 \quad (\text{m}); F_{xiết(y)} = C_y^{1lx} \cdot \Delta Y_{xiết} = 150390,6 \cdot 0,001 = 150,3906 \quad (\text{N}).$$

F_a là lực kích rung được tính như sau:

$$F_a = m_0 \cdot R \cdot \omega^2 = 0,27 \cdot 0,064 \cdot 3042^2 = 1597 \quad (\text{N}) \quad (13)$$

Thay (11), (12), (13) vào (10) ta có:

$$F_y = 1/8 \cdot F_b + F_{xiết(y)} + 1/8 \cdot F_a = 1/8 \cdot 225,7 + 150,3906 + 1/8 \cdot 1597 = 377,6 \quad (\text{N}) \quad (14)$$

L_y là chiều dài làm việc của lò xo đứng:

$$L_y = L_{oy} - \frac{F_y}{C_y} - d_y = 0,088 - \frac{377,6}{150390,6} - 0,008 = 0,07749 \quad (\text{m}) \quad (15)$$

B_y - Độ cứng uốn của lò xo đứng, theo [3] độ cứng uốn được tính như sau:

$$B_y = \frac{1+\nu}{2 \cdot (2+\nu)} \cdot D_{tb}^2 \cdot C_y \cdot L_y \quad (\text{N.m}^2) \quad (16)$$

B_y - Độ cứng uốn của lò xo đứng, theo [3] độ cứng uốn được tính như sau:

trong đó: ν là hệ số co giãn ngang, với thép $\nu \approx 0,3$; $D_{tb} = 0,032 \quad (\text{m})$ là đường kính trung bình của lò xo đứng; $C_y = 150390,6 \quad (\text{N/m})$ là độ cứng của một lò xo theo phương đứng; $L_y = 0,07749 \quad (\text{m})$ là chiều dài làm việc của lò xo đứng.

$$\text{Thay vào (16) ta có: } B_y = \frac{(1 + 0,3) \cdot 0,032^2 \cdot 150390,6 \cdot 0,07749}{2 \cdot (2 + 0,3)} = 3,37 \quad (\text{N.m}^2)$$

S_y là độ cứng trượt của lò xo đứng, theo [3] độ cứng trượt được tính như sau:

$$S_y = 2 \cdot (1 + \nu) \cdot C_y \cdot L_y \quad (\text{N}) \quad (17)$$

trong đó: ν là hệ số co giãn ngang, với thép $\nu \approx 0,3$; $C_y = 150390,6 \quad (\text{N/m})$ là độ cứng của một lò xo theo phương đứng; $L_y = 0,07749 \quad (\text{m})$ là chiều dài làm việc của lò xo đứng

$$S_y = 2 \cdot (1 + 0,3) \cdot 150390,6 \cdot 0,07749 = 30299,8 \text{ (N)} \quad (18)$$

$$\theta = \frac{L_y}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_y}{B_y} \cdot \left(1 - \frac{F_y}{S_y}\right)} = \frac{0,07749}{2} \cdot \sqrt{\frac{377,6}{3,37} \cdot \left(1 - \frac{377,6}{30299,8}\right)} = 0,41 \quad (19)$$

Thay (14), (15), (16), (18), (19) vào (9) ta có:

$$C_x^{1lx} = \frac{F_y}{L_y \left[\left(1 + \frac{F_y}{S_y}\right) \cdot \frac{\tan \theta}{\theta} - 1 \right]} = \frac{377,6}{0,07749 \cdot \left[\left(1 + \frac{377,6}{30299,8}\right) \cdot \frac{\tan 0,41}{0,41} - 1 \right]} = 65725,6 \text{ (N/m)} \quad (20)$$

Vậy tổng độ cứng của lò xo thực theo phương đứng Oy tác dụng lên phương ngang Ox là:

$$\sum C_x = m_y \cdot C_x^{1lx} = 8 \cdot 65725,6 = 525804,8 \text{ (N/m)} \quad (21)$$

Tần số dao động theo phương Ox được tính theo công thức:

$$\omega_{ox} = \sqrt{\frac{\sum C_x}{M}} = \sqrt{\frac{525804,8}{22,57}} = 152,6 \text{ (rad/s)} \quad (22)$$

Tần số dao động theo phương Oy được tính theo công thức:

$$\omega_{oy} = \sqrt{\frac{\sum C_y}{M}} = \sqrt{\frac{1203124,8}{22,57}} = 230,8 \text{ (rad/s)} \quad (23)$$

3.2.2 Biên độ dao động

- Biên độ dao động ngang theo phương Ox được xác định theo biểu thức:

$$X_a = \frac{1000 \cdot m_0 \cdot R \cdot \omega_{lv}^2}{M \cdot \sqrt{(\omega_{ox}^2 - \omega_{lv}^2)^2 + 4 \cdot h_x^2 \cdot \omega_{lv}^2}}, \text{ (mm)} \quad (24)$$

Theo [6], [7] hệ số cản $h_x = 10 \div 100$ (1/s), giả thiết hệ số cản h_x không thay đổi trong quá trình nghiên cứu vật liệu và chọn $h_x = 50$ (1/s).

Thay vào (23) ta có:

$$X_a = \frac{1000 \cdot m_0 \cdot R \cdot \omega_{lv}^2}{M \cdot \sqrt{(\omega_{ox}^2 - \omega_{lv}^2)^2 + 4 \cdot h_x^2 \cdot \omega_{lv}^2}} = \frac{1000 \cdot 0,27 \cdot 0,064 \cdot 304^2}{22,57 \cdot \sqrt{(152,6^2 - 304^2)^2 + 4 \cdot 50^2 \cdot 304^2}} = 0,93 \text{ (mm)}$$

- Biên độ dao động dọc theo phương Oy được xác định theo biểu thức:

$$Y_a = \frac{1000 \cdot m_0 \cdot R \cdot \omega_{lv}^2}{M \cdot \sqrt{(\omega_{oy}^2 - \omega_{lv}^2)^2 + 4 \cdot h_y^2 \cdot \omega_{lv}^2}}, \text{ (mm)} \quad (25)$$

Theo [6], [7] hệ số cản $h_y = 10 \div 100$ (1/s), giả thiết hệ số cản h_y không thay đổi trong quá trình nghiên cứu vật liệu và chọn $h_y = 90$ (1/s).

Thay vào (24) ta có:

$$Y_a = \frac{1000 \cdot m_0 \cdot R \cdot \omega_{lv}^2}{M \cdot \sqrt{(\omega_{oy}^2 - \omega_{lv}^2)^2 + 4 \cdot h_y^2 \cdot \omega_{lv}^2}} = \frac{1000 \cdot 0,27 \cdot 0,064 \cdot 304^2}{22,57 \cdot \sqrt{(230,8^2 - 304^2)^2 + 4 \cdot 90^2 \cdot 304^2}} = 1,05 \text{ (mm)}$$

3.2.3 Biên độ vận tốc

- Vận tốc dao động theo phương ngang được xác định theo công thức:

$$V_{ax} = \omega \cdot X_a, \text{ (mm/s)} \quad (26)$$

Thay $\omega = \omega_{lv} = 304$ (rad/s), $X_a = 0,93$ (mm) vào (25) ta có:

$$V_{ax} = 304 \cdot 0,93 = 284,6 \text{ (mm/s)}$$

- Vận tốc dao động theo phương đứng được xác định theo công thức:

$$V_{ay} = \omega \cdot Y_a, \text{ (mm/s)} \quad (27)$$

Thay $\omega = \omega_{lv} = 304$ (rad/s), $Y_a = 1,05$ (mm) vào (26) ta có:

$$V_{ay} = 304 \cdot 1,05 = 319,2 \text{ (mm/s)}$$

3.2.4 Biên độ gia tốc

- Gia tốc dao động theo phương ngang được xác định theo công thức:

$$\ddot{X}_a = a_{ax} = \frac{X_a \cdot \omega^2}{1000}, \text{ (m/s}^2\text{)} \quad (27)$$

Thay $\omega = \omega_{lv} = 304 \text{ (rad/s)}$, $X_a = 0,93 \text{ (mm)}$ vào (27) ta có:

$$a_{ax} = \frac{X_a \cdot \omega^2}{1000} = \frac{0,93 \cdot 304^2}{1000} = 85,9 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

- Gia tốc dao động theo phương đứng được xác định theo công thức:

$$\ddot{Y}_a = a_{ay} = \frac{Y_a \cdot \omega^2}{1000}, \text{ (m/s}^2\text{)} \quad (28)$$

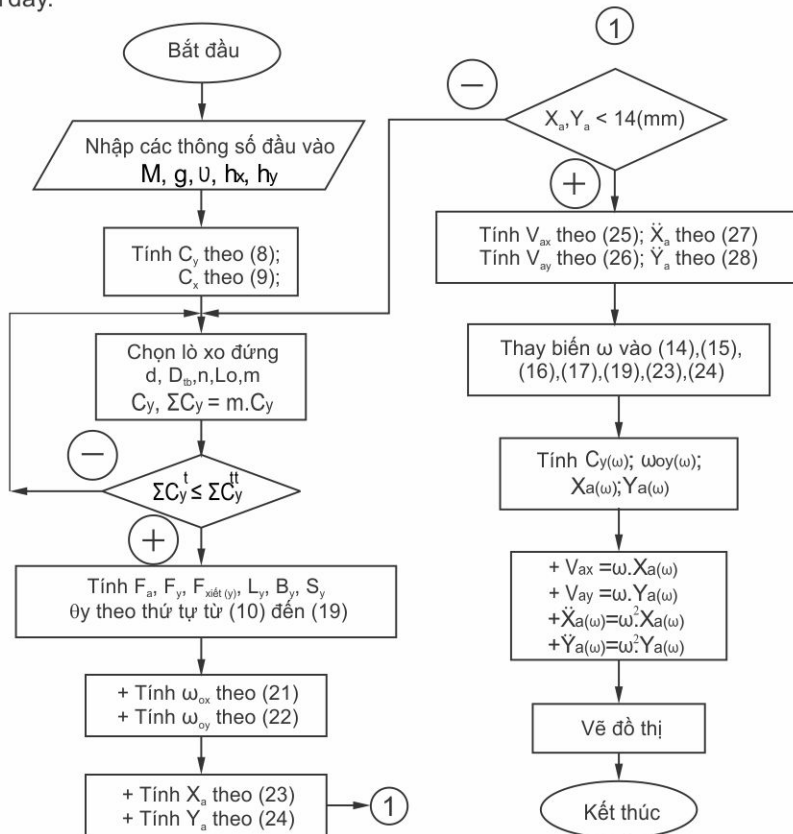
Thay $\omega = \omega_{lv} = 304 \text{ (rad/s)}$, $Y_a = 1,05 \text{ (mm)}$ vào (28) ta có:

$$a_{ay} = \frac{Y_a \cdot \omega^2}{1000} = \frac{1,05 \cdot 304^2}{1000} = 97 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

Theo tài liệu [1] đã chỉ ra rằng để máy làm việc ổn định thì biên độ dao động của máy nên nhỏ hơn 14 (mm). Như vậy, theo các giá trị tính toán ở trên ta thấy các giá trị X_a , Y_a , V_{ax} , V_{ay} , a_{ax} , a_{ay} đều có giá trị nằm trong miền biên độ làm việc hợp lý của máy, các thông số của hệ lò xo là hoàn toàn hợp lý.

3.3 Sơ đồ khối quy trình tính toán

Sau khi lựa chọn và tính toán sơ bộ các thông số ban đầu của máy nghiền bi rung sẽ tiến hành tính toán và khảo sát sự phụ thuộc của biên độ, vận tốc, gia tốc vào tốc độ góc trong quá trình làm việc từ đó tìm ra quy luật biến thiên của các thông số của máy nghiền bi rung. Quy trình được thực hiện theo như sơ đồ khối Hình 3 dưới đây.



Hình 3. Sơ đồ khối quy trình tính toán

3.4 Kết quả khảo sát

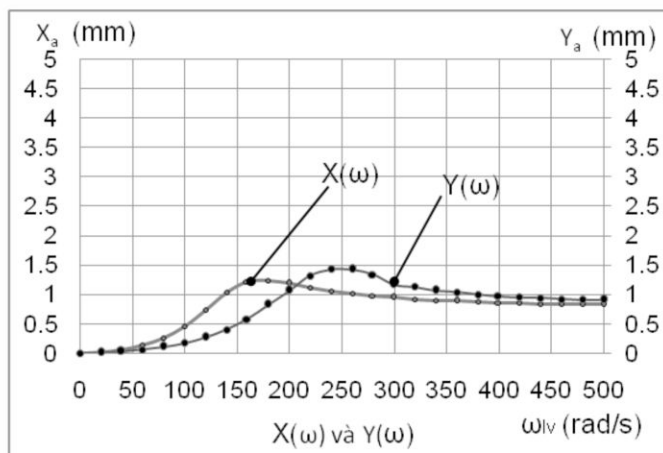
Các thông số đầu vào của máy nghiền bi rung: Tổng khối lượng tham gia dao động M là 22,57 kg, hệ số cản theo phương ngang h_x là 50 1/s, hệ số cản theo phương đứng h_y là 90 1/s và hệ số poisson ν là 0,3.

Với sự hỗ trợ của phần mềm Microsoft Excel ta tiến hành khảo sát cơ hệ theo các bước được trình bày trong sơ đồ khối hình 3 và thu được các kết quả dưới đây:

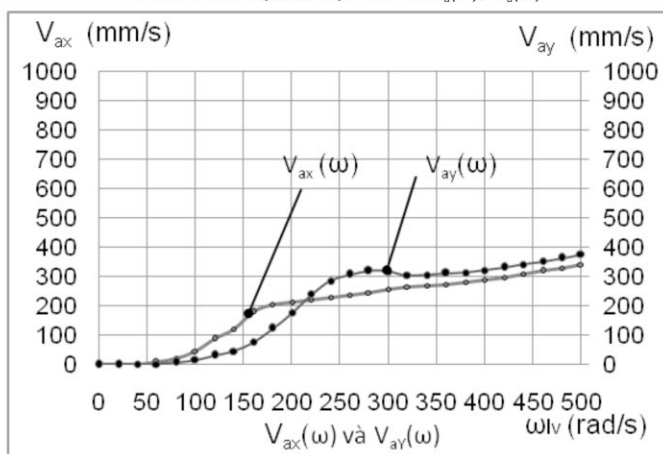
Theo đồ thị Hình 4 ta thấy rằng biên độ dao động của cơ hệ theo hai phương tại trạng thái làm việc $\omega_{lv} = 304$ rad/s là $X_a = 0,93$ mm và $Y_a = 1,05$ mm nằm trong miền biên độ làm việc hợp lý của máy, phù hợp với quá trình nghiền vật liệu. Sự chênh lệch về các giá trị biên độ dao động theo hai phương là không đáng kể. Đảm bảo ổn định quỹ đạo chuyển động của bi nghiền gần như là đường tròn.

Theo nguyên lý nghiền, vật nghiền được ép và miết vỡ do chuyển động tương đối giữa vật liệu và bi nghiền, đồng thời nhờ lực ma sát với vỏ máy và lực ly tâm một số vật nghiền được nâng lên đến độ cao nhất định và rơi xuống để nghiền nhỏ vật liệu [2]. Như vậy từ đồ thị Hình 5 ta thấy để tạo được lực nghiền và sự va chạm tương đối giữa bi - vật liệu - tang nghiền tại giá trị $\omega_{lv} = 304$ rad/s thì vận tốc theo phương ngang sẽ nhỏ gấp $284,6/319,2 = 0,89$ lần phương đứng, đảm bảo hiệu quả trong quá trình nghiền.

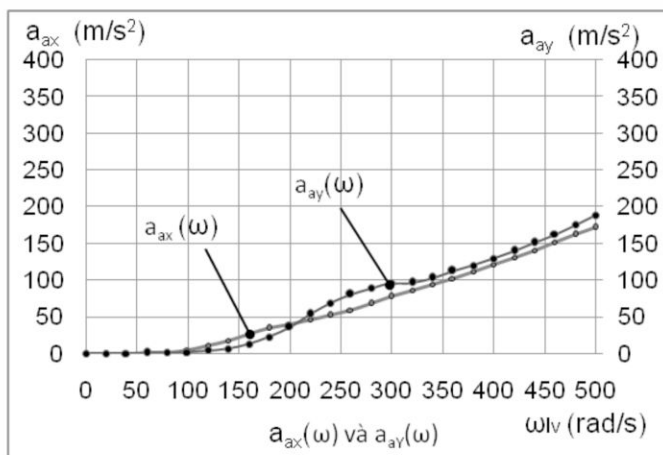
Theo [4] gia tốc chuyển động của máy nghiền bi rung nên nằm trong khoảng từ $60 \div 300$ (m/s^2). Như vậy Hình 6 cho thấy tỷ số gia tốc theo hai phương tại tần số làm việc $\omega_{lv} = 304$ rad/s là $a_{ax}/a_{ay} = 85,9 / 97 = 0,88$ có tác dụng làm tăng hiệu quả trong quá trình nghiền và các giá trị này đều nằm trong khoảng biên độ gia tốc làm việc hợp lý.



Hình 4. Đồ thị biên độ - tần số $X_a(\omega)$, $Y_a(\omega)$

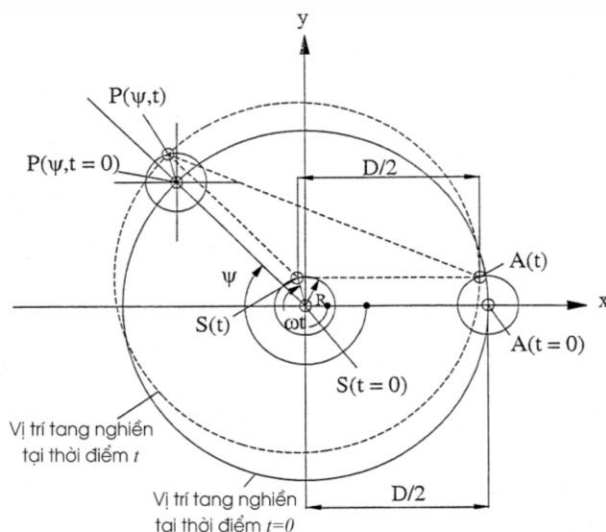


Hình 5. Đồ thị vận tốc - tần số $V_{ax}(\omega)$, $V_{ay}(\omega)$



Hình 6. Đồ thị gia tốc - tần số $a_{ax}(\omega)$, $a_{ay}(\omega)$

Quỹ đạo chuyển động của tang nghiền và vật nghiền được thể hiện ở trên Hình 7.



Hình 7. Quỹ đạo chuyển động của tang nghiền [5]

Do quỹ đạo chuyển động của tang nghiền gần tròn, nên theo [5] một số nghiên cứu về máy nghiền bi rung cho thấy các xung lực chủ yếu được tạo ra dưới những tác động thông thường, các vật nghiền chủ yếu là chịu tác động của ứng suất. Sự phân bố các tác động này lên bề mặt tang nghiền có tính chất chu kỳ, không đồng nhất, nó tập trung trong phạm vi từ $90^\circ \leq \psi \leq 180^\circ$. Mặt khác, khu vực chịu tác động của lực ma sát lại được xếp nhỏ hơn so với các tác động thông thường này với một giá trị tối đa trong phạm vi $0^\circ \leq \psi \leq 90^\circ$. Với những rung động tròn đồng nhất này sẽ giúp quá trình chuyển động và biên độ dao động của hỗn hợp vật nghiền, bi nghiền ổn định, máy làm việc hiệu quả hơn.

4. Kết luận

Trong giới hạn nghiên cứu của bài báo, với các kết quả nghiên cứu lý thuyết và khảo sát bằng số thu được trên máy thực, đã xác định được quy trình tính toán các thông số dao động của máy nghiền bi rung cũng như tìm ra quy luật biến thiên của các thông số này. Từ đó làm cơ sở cho việc tính toán thiết kế, chế tạo và thử nghiệm máy nghiền bi rung trong công nghệ nghiền siêu mịn vật liệu xây dựng tại Việt Nam.

Tài liệu tham khảo

1. Trần Văn Tuấn (2008), "Tính toán cơ bản và quy trình thiết kế máy nghiền bi rung cộng hưởng trong tổ hợp nghiền vật liệu xây dựng mịn và siêu mịn", Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng, số 3, trang 23-27, Trường Đại học Xây dựng.
2. Vũ Liêm Chính (2013), *Máy và thiết bị sản xuất vật liệu và cấu kiện xây dựng*, Nhà xuất bản Xây dựng.
3. Franz Holzweibig, Hans Dresig, Lehrbuch der Maschinendynamik, Người dịch: Vũ Liêm Chính, Phan Nguyên Di, Người hiệu đính: Nguyễn Văn Khang (2002), *Động lực học máy*, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật.
4. Jan Sidor (2010), "A mechanical layered model of a vibratory mill", Mechanic and control, Faculty of Mechanical Engineering and Robotics, AGH University of Science and Technology, Krakow, Poland.
5. Eberhard Gock, Karl-Eugen Kurrer (1999), "Eccentric vibratory mills - theory and practice - Powder Technology".
6. Г. Д. Федоров; А. Н. Иванов; А. Г. Савченко (1986), *Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий из них*. Вища школа.
7. Силенок С.Г.; А. А. Борщевский (1990), *Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций*. Москва.