



NGHIÊN CỨU CƠ SỞ TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ BÀN VA RUNG CỘNG HƯỞNG MỘT KHỐI LƯỢNG DẪN ĐỘNG BẰNG KHỐI LỆCH TÂM ĐÚC CẤU KIỆN BÊ TÔNG

Trần Văn Tuấn¹

Tóm tắt: Bài báo trình bày mô hình nguyên lý tính bàn va rung cộng hưởng một khối lượng; xây dựng phương trình vi phân chuyển động và tìm phương pháp giải gần đúng bằng giải tích có sự trợ giúp bằng máy tính và phần mềm MathLab; xác định các thông số động học của máy phù hợp với chế độ làm việc hợp lý nhất trong công nghệ đúc hỗn hợp bê tông cứng có thành phần cốt liệu đa kích thước. Kết quả nghiên cứu làm cơ sở tính toán, thiết kế và chế tạo bàn va rung cộng hưởng đúc cấu kiện bê tông có va chạm đúng một phía, dẫn động bằng khối lệch tâm.

Từ khóa: Bàn va rung cộng hưởng; mô hình tính; thông số động học; hỗn hợp bê tông.

Summary: This paper presents a principle modeling of eccentric impacting vibration table one mass; build differential equations of motion and figure out approximately solution method by mathematical analysis with the help of computers and MathLab software; determine the kinetic parameters of this machine to match with the most reasonable operating conditions in the casting technology of concrete mixture with multiple dimensions of aggregate components. The result of research is used as the basis for calculations, design and manufacture of the eccentric impacting vibration table of resonance one mass.

Keywords: Impacting vibration table resonance; principle modeling; kinetic parameters; concrete mixture.

Nhận ngày 10/12/2015, chỉnh sửa ngày 24/12/2015, chấp nhận đăng 15/3/2016



1. Mở đầu

Nguyên lý hoạt động của các máy va rung đúc cấu kiện bê tông là sự kết hợp giữa dao động của máy rung do bộ gây rung gây ra với sự va chạm giữa các vầu tuyệt đối cứng và gối va chạm đàn hồi tạo ra sự biến thiên gia tốc lớn. Các hạt cốt liệu trong khuôn chịu 2 tác động đồng thời là trọng lượng của bản thân hạt vật liệu trong quá trình dao động và tác động của lực quán tính tại thời điểm va chạm. Do các tác động này mà các hạt cốt liệu trong hỗn hợp bê tông tự lèn chặt vào nhau, đẩy không khí và nước ra ngoài. Để tận dụng được năng lượng cộng hưởng và tăng biên độ dao động, các máy va rung thường được tính toán sao cho chế độ làm việc của nó nằm trong miền cộng hưởng.

Chế độ rung - va chạm một phía tạo ra được hiệu ứng “vận chuyển” cốt liệu, cho phép đúc loại hỗn hợp bê tông cứng, cốt liệu nhỏ, tháo được khuôn ngay sau khi đúc. Ở chế độ làm việc có độ chênh gia tốc sẽ tạo ra lực ép phụ, tương tự như vừa rung vừa ép hỗn hợp bê tông. Chế độ làm việc như vậy gọi là chế độ va rung và công nghệ đúc cấu kiện bê tông đó gọi là công nghệ va rung [7].

Giả thiết hỗn hợp bê tông tham gia dao động cùng khuôn và bàn rung, nhờ có các liên kết đàn nhót mà tất cả các hạt cốt liệu đều tham gia dao động cùng tần số, nhưng với các biên độ dao động khác nhau. Biên độ dao động của các hạt càng lớn khi tần số dao động riêng của chúng càng gần tần số dao động của lực kích thích. Hiển nhiên, nếu tạo ra được dao động đa tần số để có nhiều hạt cốt liệu có kích thước khác nhau dao động cộng hưởng cùng lúc, thì chế độ làm việc như vậy là tối ưu nhất.

¹PGS.TS, Khoa Cơ khí Xây dựng, Trường Đại học Xây dựng. E-mail: tranvantuandhxd@yahoo.com.

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 giảm chấn của lò xo và bê tông tham gia dao động; b_s là hệ số giảm chấn của cao su làm gối và chạm và C_1, C_s là độ cứng của lò xo và gối va chạm cao su.

Dòng đầu tiên trong ngoặc móc của hệ số cản đàn hồi (**) và lực đàn hồi (***) tương ứng với khoảng thời gian không tiếp xúc của bàn rung (bộ phận công tác) với gối va chạm; dòng dưới tương ứng với khoảng thời gian tiếp xúc giữa chúng. Đối với máy va rung làm việc ở gần điểm cộng hưởng - miền cộng hưởng, có thể sử dụng phương pháp cân bằng hàm điều hòa dựa trên cơ sở giả thiết rằng: chế độ làm việc theo chu kỳ, hàm điều hòa chính (tần số ω) là cộng hưởng, nghiệm tìm được thỏa mãn phương trình vi phân xuất phát ban đầu (1) và ngoài hàm điều hòa chính phải tính tới các hàm điều hòa bậc cao hơn. Phương trình vi phân phi tuyến [3] dạng tuyến tính từng đoạn có thể giải gần đúng bằng xây dựng nghiệm tuần hoàn dạng chuỗi lượng giác (2) dưới đây. Cụ thể, nghiệm của (1) có dạng [6]:

$$x = \sum_{i=0}^n u_i = \sum_{i=0}^n A_i \cos(\omega t - \gamma); T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (2)$$

Do quá trình chuyển tiếp xảy ra rất nhanh, nên cho phép xem xét cơ hệ trong giai đoạn chuyển động bình ổn, bỏ qua giai đoạn chuyển tiếp hệ cơ và hệ điện. Mặt khác, do liên kết đàn hồi không đối xứng, nên tọa độ trọng tâm dao động của hệ bị dịch chuyển một đoạn A_0 , được tìm từ điều kiện cân bằng thế năng ở các vị trí ngoài cùng của dao động và dừng gần đúng bậc nhất ta có [6]:

$$\int_{A_0 - \sum_{i=1}^n A_i}^{A_0 + \sum_{i=1}^n A_i} P(x) dx = \int_{A_0 - \sum_{i=1}^n A_i}^{\delta} \frac{c_1(\delta + x) + c_s x}{m} dx + \int_{\delta}^{A_0 + \sum_{i=1}^n A_i} \frac{c_1}{m} x dx = 0$$

$$A_0 = \frac{1}{c_s} \left[(2A_1 c_1 + c_s A_1 - \delta c_1) - \sqrt{2\delta(c_1 + c_s) + [c_1(2A_1 - \delta) + A_1 c_s]^2} \right] \quad (3)$$

Xây dựng một hệ các phương trình vi phân tuyến tính với hệ số không đổi, tương đương phương trình vi phân phi tuyến đầu (1). Chú ý hệ tương đương quan tâm tới dao động cộng hưởng chính ($\omega_0 = \sqrt{k} \approx \omega_{0n}$) cho nên phương trình vi phân đầu là của dao động cộng hưởng chính phải có lực cản; các dao động bậc cao thuộc dạng dao động bảo toàn, vậy ta có:

$$\begin{cases} \ddot{u}_1 + 9\dot{u}_1 + ku_1 = G \cos(\omega t) \\ \ddot{u}_j + ku_j = Q_j \cos(\omega t - \gamma) \quad j = 2, 3 \dots n \end{cases} \quad (4)$$

Chú ý tới điều kiện (2) thay việc tìm hằng số chưa biết A_i ($i=1, 2, 3 \dots n$) bằng việc tìm các ẩn số mới $k, 9, Q_j$ ($j = 2, 3, 4 \dots$); thành phần vận tốc $\dot{u}_1$ dừng bậc nhất, cộng hai phương trình (4) và chú ý điều kiện (2) ta có:

$$\ddot{x} + 9\dot{x} + kx = G \cos \omega t + \sum_{j=2}^n Q_j \cos(\omega t - \gamma) \quad (5)$$

So sánh với phương trình đầu: $\ddot{x} + f(x)\dot{x} + p(x) = G \cos \omega t + f_1$; có nghĩa so sánh (1) và (5) ta có:

$$9 \equiv f(x); \quad kx - \sum_{j=2}^n Q_j \cos(\omega t - \gamma) \equiv p(x) - f_1$$

Khi tính $9, k, Q_j$ sẽ xuất phát từ các điều kiện tối thiểu hóa tích phân bình phương các sai lệch, xây dựng các hàm I_1, I_2 theo tài liệu [6]:

$$I_1 = \int_0^{2\pi} (f(x) - 9)^2 \sin^2 \psi d\psi; \quad I_2 = \int_0^{2\pi} [p(x) - f_1 - kx + \sum_{j=2}^n Q_j \cos j\psi]^2 d\psi$$

$$x = \sum_{i=0}^n A_i \cos i\psi; \quad \psi = (\omega t - \gamma)$$

Hệ dao động theo chu kỳ, nghiệm gần đúng dừng ở bậc nhất, nên ta có thể viết:

$$P(x) = \begin{cases} \frac{c_1}{m} (A_0 + A_1 \cos \psi); & 0 < \psi < \psi_0 \\ \frac{c_1 + c_s}{m} (A_0 + A_1 \cos \psi); & \psi_0 < \psi < 2\pi - \psi_0 \\ \frac{c_1}{m} (A_0 + A_1 \cos \psi); & 2\pi - \psi_0 < \psi < 2\pi \end{cases}; \quad f(x) = \begin{cases} \frac{b_1}{m} & 0 < \psi < \psi_0 \\ \frac{b_1 + b_s}{m} & \psi_0 < \psi < 2\pi - \psi_0 \\ \frac{b_1}{m} & 2\pi - \psi_0 < \psi < 2\pi \end{cases}$$

Tìm ϑ, k, Q_j bằng phương trình đạo hàm riêng:

$$\frac{\partial l_1}{\partial \vartheta} = 0 \Rightarrow \vartheta; \frac{\partial l_2}{\partial k} = 0 \Rightarrow k; \frac{\partial l_2}{\partial Q_j} = 0 \quad (j=2,3,4...) \Rightarrow Q_j \quad (6)$$

Từ lý thuyết dao động tuyến tính và chú ý tính tương đương của các hàm điều hòa ở (2) ta có:

$$\left[(k - \omega^2)^2 + \vartheta^2 \omega^2 \right] A_1^2 = G^2 \Rightarrow A_1 = \frac{m_0 r \omega^2}{m \sqrt{(k - \omega^2)^2 + \vartheta^2 \omega^2}} \quad (7a)$$

$$(k - j^2 \omega^2) A_j = Q_j \quad (j=2,3,4...) \quad (7b)$$

Khảo sát cực trị hàm A_1 ; $\left(\frac{\partial A_1}{\partial \omega} = 0 \right)$ ta có:

$$\text{- Tần số cộng hưởng } \omega_{ch} = \frac{\sqrt{2} \cdot k}{\sqrt{2k - \vartheta^2}} \quad (8)$$

$$\text{- Góc lệch pha } (\gamma) \text{ giữa dao động và lực kích rung } \operatorname{tg} \gamma = \frac{\vartheta \omega}{k - \omega^2} \quad (9)$$

$$\text{Thay vào } \frac{\partial l_1}{\partial \vartheta} = 0 \text{ ta có } \vartheta = \frac{2\pi b_1 + b_s (2\pi + \sin(2\psi_0) - 2\psi_0)}{2m\pi} \quad (10)$$

Khi xét quá trình làm việc bình ổn của hệ với chu kỳ $T = \frac{2\pi}{\omega}$; biết rằng ψ_0 là nghiệm nhỏ nhất của phương trình $\delta = A_1 \cos \psi_0$ (11)

Từ điều kiện làm việc cộng hưởng của dao động chính ($\omega_{ch} = \omega \approx \sqrt{k}$) cho phép chọn gần đúng hệ số đàn hồi k theo biểu thức (8); góc lệch pha γ xác định trạng thái của hệ khi bắt đầu chu kỳ của quá trình làm việc bình ổn. Cuối cùng nghiệm của phương trình gốc tìm được bằng cách giải hệ phương trình đại số các hàm siêu việt sau:

$$\psi_0(A_1, \delta); (\vartheta, \psi_0); A_0 \left(\sum_{i=1}^n A_i \right); k(\vartheta, \omega_{ch}); \gamma(k, \vartheta, \omega); Q_j(k, \omega_{ch}, A_j). \quad (12)$$

Với các thông số đầu vào là: $m; C_1; C_s; b_s; b_1; \delta; F; m_0 r$; ω giải tìm nghiệm, dừng ở mức gần đúng bậc nhất, ta có các quan hệ sau:

$$\psi_0(A_1, \delta); \vartheta(\psi_0, m, b_1, b_s); k(\vartheta, \omega_{ch}); \gamma(k, \vartheta, \omega_{ch}); A_1(m_0 r, k, \vartheta, \omega_{ch}); A_0(\delta, c_1, c_s, A_1) \quad (13)$$

Từ (13) ta có 6 ẩn số chưa biết $\psi_0; \vartheta; k; \gamma; A_1; A_0$ với 06 hàm siêu việt (11); (10); (9); (8); (7a); (3). Sử dụng phần mềm [4] tiên tiến MATLAB 2015a và sự trợ giúp của máy tính sẽ tìm được 06 ẩn chưa biết đó. Cụ thể, cho biến là thời gian, tính các thông số động học cho hai chu kỳ liên tiếp với thời gian thực là $2T_0 = 2 \cdot \frac{2\pi}{\omega} = 2 \cdot \frac{2,3,14}{100} = 2,0,0628$ giây. Theo [2], để dễ dàng điều chỉnh trong sử dụng máy, cần xét trường hợp đặc biệt $\delta = 0; F = 0$, khi đó $\psi_0 = \pi/2$. Từ thực nghiệm và các giả thiết khi xây dựng mô hình tính, các thông số đầu vào phù hợp với công nghệ và rung đúc cấu kiện bê tông [1], để tính toán theo sơ đồ khối Hình 2. Ví dụ tính chọn các thông số đầu vào như sau:

Từ yêu cầu công nghệ và rung, cho biết khối lượng bê tông $m_b = 3000\text{kg}$; tần số của lực kích rung $\omega_{cn} = (100-157)\text{rad/s}$. Theo [8] khối lượng rung của hệ là: $m = m_{br} + k_p m_b = (3300 + 0,6 \cdot 3000)\text{kg} = 5100\text{kg}$; trong đó $m_{br} = 3300\text{kg}$ là khối lượng mặt bàn rung cùng khuôn; $k_p = 0,6$ là hệ số khối lượng hỗn hợp bê tông tham gia dao động cùng khuôn; mômen tĩnh gây rung theo tài liệu [8] xác định theo công thức $m_0 r = \frac{mg}{q\omega_{cn}^2}$, trong đó $q = 0,9 \div 1,7$, g là gia tốc trọng trường; $m_0 r = (1,2-3,1)\text{kg} \cdot \text{m}$.

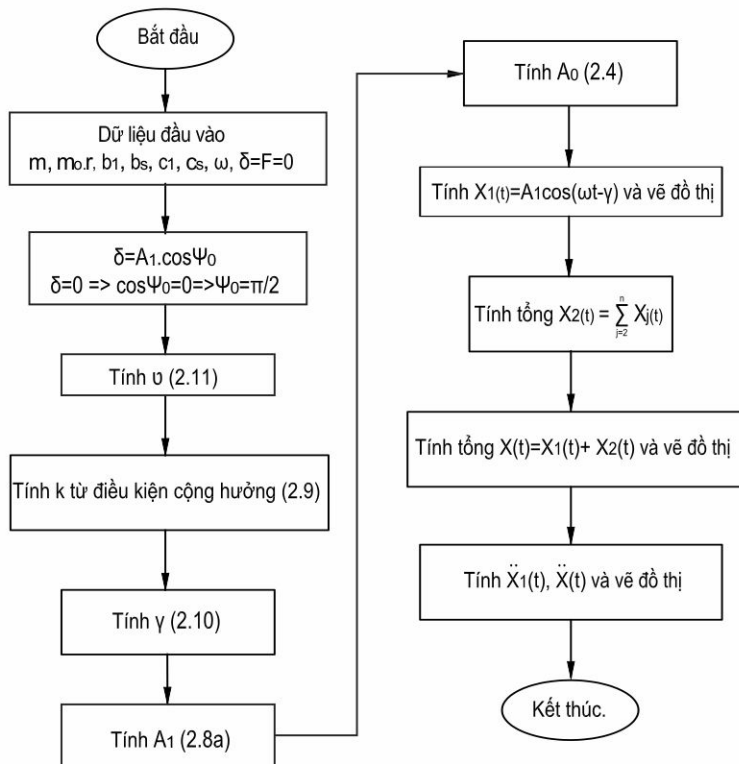
Độ cứng của các gối và chạm đàn hồi theo [8] xác định như sau $C_s = (1 - \alpha^2) \mu^2 m \omega_{cn}^2$, trong đó các hệ số $\mu = 1,3 \div 1,6$; $\alpha = (0,3 \div 0,6)$, khi $\alpha = 0,5$; $\mu = 1,6$ thì có thể tính chọn $C_s = 972 \cdot 10^5 \text{N/m}$. Độ cứng của các lò xo theo [10] tính chọn bởi công thức $C_i = C_j / k_c$ N/m, $k_c = 3 \div 20$, chọn $C_i = 945 \cdot 10^4 \text{N/m}$.

Hệ số giảm chấn của các gối và chạm đàn hồi cao su, theo [9] xác định theo công thức: $b_s = 2m\nu \sqrt{\frac{C_s}{m}}$, trong đó $\nu = 0,03 \div 0,07$ được xác định bằng thực nghiệm; ứng với các thông số C_s , m đã chọn, có thể tính chọn được $b_s = 99000 \text{N} \cdot \text{s/m}$.

Theo [7, 10] hệ số giảm chấn của các lò xo và của hỗn hợp bê tông tham gia dao động được xác định theo biểu thức: $b_l = b_s / k_{cs}$, N.s/m, trong đó $k_{cs} = (2 \div 8)$ là hệ số tỷ lệ, chọn $b_l = 27000 \text{ N.s/m}$, ứng với $k_{cs} = 99/27$. Ta có bộ thông số khảo sát sau:

$m = 5100 \text{ kg}$; $m_0 r = 1,2 \text{ kg.m}$; $\omega = 100 \text{ rad/s}$; $b_l = 27000 \text{ N.s/m}$; $b_s = 99000 \text{ N.s/m}$; $c_1 = 945 \cdot 10^4 \text{ N/m}$; $c_s = 972 \cdot 10^5 \text{ N/m}$

Tính toán nhờ phần mềm MathLab 2015a và vẽ đường đặc tính của nghiệm các phương trình vi phân tuyến tính tương đương $X_{(t)}$; với thời gian chạy từ 0 đến $t > 2\pi/\omega$. Xem Hình 3, Hình 4.



Hình 2. Sơ đồ khối tính và khảo sát hệ khi $\delta = 0$; $F = 0$

Đây là các nghiệm của hệ tuyến tính, cho phép cộng nghiệm:

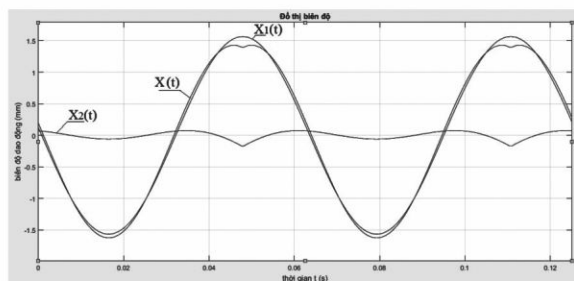
$$X(t) = X_{1(t)} + X_{j(t)}; \quad \dot{X}(t) = \dot{X}_{1(t)} + \dot{X}_{j(t)}; \quad \ddot{X}(t) = \ddot{X}_{1(t)} + \ddot{X}_{j(t)}$$

Trong đó $X(t)$ là nghiệm tổng hợp của cả hệ (1). Nghiệm bình ổn của dao động chính cộng hưởng:

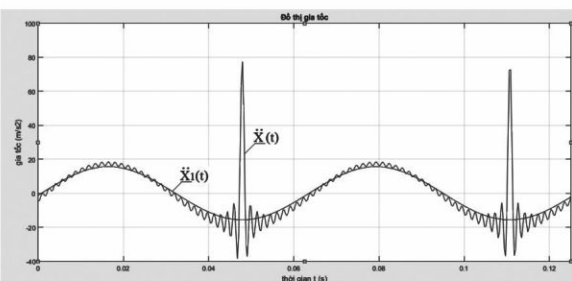
$$X_{1(t)} = \frac{m_0 r \omega_{ch}^2 \cdot \cos(\omega_{ch} t - \gamma)}{m \cdot \sqrt{(k - \omega_{ch}^2)^2 + 9 \omega_{ch}^2}}$$

$$\text{Nghiệm bình ổn của dao động bậc cao: } X_{j(t)} = \frac{m_0 r \omega_{ch}^2}{m \cdot [k - (j \omega_{ch})^2]} \cos(j \omega_{ch} t - \gamma); \quad j = 2, 3, 4, \dots, n; \quad \ddot{X}_{(t)}; \quad \ddot{X}_{1(t)};$$

$\ddot{X}_{j(t)}$ là gia tốc của các dao động thành phần tương ứng.



Hình 3. Đồ thị dao động của hệ với bộ thông số



Hình 4. Đồ thị gia tốc dao động của hệ với bộ thông số

$m = 5100\text{kg}$; $m_r = 1,2\text{kg.m}$; $\delta = 0$; $F = 0$; $\omega = 100 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$; $b_1 = 27000 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$; $b_s = 99000 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$; $c_1 = 945.10^4 \text{N/m}$; $c_s = 972.10^5 \text{N/m}$ trong đó $X_{(t)}$ là đường cong biên độ dao động cộng hưởng chính; $X_{2(t)}$ là đường cong tổng biên độ dao động các tần số cao; $X(t)$ là đường cong tổng biên độ dao động của cả hệ.

$m = 5100\text{kg}$; $m_r = 1,2\text{kg.m}$; $\delta = 0$; $F = 0$; $\omega = 100 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$; $b_1 = 27000 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$; $b_s = 99000 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$; $c_1 = 945.10^4 \text{N/m}$; $c_s = 972.10^5 \text{N/m}$ trong đó $\dot{X}_{1(t)}$ là đường cong biên độ gia tốc dao động cộng hưởng chính; $\dot{X}_{(t)}$ là đường cong tổng biên độ gia tốc dao động của cả hệ.

Nhận xét:

- Từ đồ thị dao động Hình 3 cho thấy giá trị biên độ dao động chính cộng hưởng $X_{1(t)}$ khoảng 1,6 mm; tổng biên độ dao động $X_{2(t)}$ của các hàm điều hòa bậc cao có giá trị rất nhỏ; đường cong dao động tổng $X_{(t)}$ có giá trị biên độ gần giá trị biên độ dao động chính cộng hưởng phù hợp với công nghệ và rung đúc cầu kiện bê tông [1, 7].

- Từ đồ thị Hình 4 cho thấy giá trị biên độ gia tốc dao động chính cộng hưởng $\dot{X}_{1(t)} \approx 18 \text{ m/s}^2$. Tuy tổng giá trị biên độ dao động của các hàm điều hòa bậc cao có trị số rất nhỏ $\dot{X}_{2(t)} \approx 0$, nhưng tổng giá trị biên độ gia tốc $\dot{X}_{(t)}$ lại đủ lớn, đáp ứng đầy đủ cho công nghệ và rung đúc cầu kiện bê tông, cụ thể $\dot{X}_{(t)}^{\max} \approx 72 \text{ m/s}^2$; $\dot{X}_{(t)}^{\min} \approx 36 \text{ m/s}^2$; độ chênh gia tốc do va chạm tạo ra là $\Delta \ddot{X} = \ddot{X}_{(t)}^{\max} - \ddot{X}_{(t)}^{\min} = 36 \text{ m/s}^2$. Độ chênh gia tốc này tạo ra lực ép động $F_d = m \cdot \Delta \ddot{X} = (5100 \text{ kg}) \cdot (36 \text{ m/s}^2) = 183600 \text{ N}$, làm các hạt cốt liệu ép chặt vào nhau, tăng đáng kể chất lượng đúc cầu kiện bê tông và cho phép tháo khuôn ngay [2, 7].



3. Kết luận

Bài báo đã trình bày cơ sở tính và thiết kế các thông số kết cấu máy; đã tiến hành khảo sát các thông số động học, đảm bảo cho máy va rung một khối lượng làm việc bình ổn trong miền dao động cộng hưởng chính, cùng với các dao động điều hòa bảo toàn bậc cao, tạo lực ép động lớn nhờ độ chênh gia tốc phù hợp với công nghệ đúc cầu kiện xây dựng từ hỗn hợp bê tông cường bằng công nghệ va rung.

Phương pháp xác định các thông số động học bằng giải tích này giúp cho người thiết kế, chế tạo và khai thác máy va rung cộng hưởng có thể lựa chọn, điều chỉnh các thông số như: tần số của lực kích động, mô men tĩnh lệch tâm, độ cứng của các chi tiết đàn hồi,... một cách nhanh chóng, phù hợp với công nghệ đúc cầu kiện bê tông tháo khuôn ngay, làm tăng năng suất và chất lượng sản phẩm so với phương pháp đúc bằng rung thường truyền thống.

Tài liệu tham khảo

1. Trần Văn Tuấn (2005), *Cơ sở kỹ thuật rung trong xây dựng và sản xuất vật liệu xây dựng*, NXB Xây dựng, Hà Nội.
2. Trần Văn Tuấn (1997), *"Nghiên cứu thiết kế, chế tạo máy va rung tạo hình và làm chặt hỗn hợp bê tông cường, cốt liệu nhỏ"*, Đề tài KHCN trọng điểm cấp Bộ GD&ĐT, mã số B96 - 34 - 04 TĐ.
3. BaBacop I.M (1997), *Lý thuyết dao động*, NXB Đại học và trung học chuyên nghiệp, Hà Nội.
4. Phần mềm MathLab 2015a.
5. Быховский И. И. (1969), *Теория вибрационной техники*, Москва.
6. Крюков Б. И. (1967), *Динамика машин резонансного типа*, Киев.
7. Гусев Б. В. (1982), *Ударно вибрационная технология уплотнения бетонных смесей*, Москва.
8. Осмаков С.А., лялинов А.Н.(1969), *резонансные виброплощадки с упругими прокладками*, Ленинград
9. Franz Holzweibig, Hans Dresig, *Lehrbuch der Maschinendynamik* (2002), *Giáo trình Động lực học máy*, Người dịch: PGS.TS Vũ Liêm Chính, PGS. TS Phan Nguyên Di, Người hiệu đính: GS.TSKH Nguyễn Văn Khang, Hà Nội.
10. Савинов О. А. (1972), *Теория и методы вибрационного формования железобетонных изделий*. Ленинград.