

Параметрична оптимізація проектного розрахунку основних параметрів вібраційного грохота

Валерій Яковенко, проф., д-р. техн. наук¹ (ORCID: 0000-0002-8759-8652),
Юрій Горпинич, студент¹ (ORCID: 0009-0007-5897-2557)

¹ Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна

АНОТАЦІЯ

Пошук раціонального технічного рішення при обраному фізичному принципі дії здійснюється методами структурного синтезу. Визначення оптимальних значень параметрів елементів технічної системи відомої структури основна задача параметричного синтезу або параметричної оптимізації. Проектування починається зі структурного синтезу, при якому генерується принципове рішення про тип і принципову схему машини. Але конструкції, одержувані на цьому етапі, представляються в параметричному вигляді, тобто без вказівки числових значень параметрів основних елементів. Тому перш ніж приступити до верифікації проектного рішення, потрібно задати або розрахувати значення цих параметрів, тобто виконати параметричний синтез. В практиці проектування машин для виробництва будівельних матеріалів результатами параметричного синтезу є основні геометричні розміри робочого органу, масово інерційні характеристики, раціональний режим роботи машини, навантаження на конструкцію та потужність привода.

Ключові слова: раціональний режим роботи, грохот, параметрична оптимізація, потужність, продуктивність.

1. ВСТУП

В загальному вигляді методика розрахунку основних параметрів вібраційного грохота включає визначення: розміру отворів сит, ефективності грохочення, кута нахилу грохота, площі сита та його розмірів (довжини, ширини), конструктивних і технічних характеристик грохота: маси грохота і матеріалу, пружності опор, статичного моменту маси дебалансів і потужності привода [1,2].

2. МЕТА РОБОТИ

На основі розрахункових параметрів провести параметричну оптимізацію вібраційного грохота.

3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

В результаті проведеного аналізу робіт [3], було встановлено всі вхідні, довідкові (експериментальні) дані та визначені цілі розрахунку. Принципова та розрахункова схема вібраційного грохота, а також множина типорозмірів представлена на рис. 1.

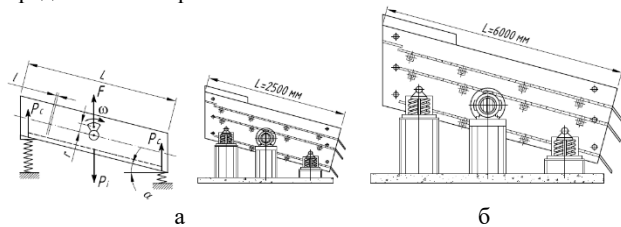


Рисунок 1. Принципова та розрахункова схема вібраційного грохота з круговими коливаннями (а); ряд існуючих моделей віброгрохотів типу ГІЛ та ГІС (б)

Продуктивність вібраційного грохота змінюється прямо пропорційно площі сита при співвідношенні його ширини та довжини 1:2,5. Продуктивність грохоту визначається за формулою [4]:

$$Q = qSmk_1k_2k_3, \quad (1)$$

Виходячи з умови продуктивності після відповідних перетворень запишемо вираз для визначення ширини поверхні грохочення В, м:

$$B = \sqrt{\frac{Q}{2,5qmk_1k_2k_3k_{ва}}}, \quad (2)$$

Кутова частота коливань короба ω , рад/с. Цей параметр визначається з умови швидкості руху поверхні просіювання. В загальному вигляді швидкість руху грохота v_0 визначається за формулою [5]:

$$v_0 = x\omega, \quad (3)$$

де x – амплітуда коливань грохота, м; ω – кутова частота коливань, рад/с.

Амплітуда вібропереміщень x , м. При виборі амплітуди коливань треба враховувати, що прискорення грохота при коливаннях, яке перевищує 80 м/с², приводить до швидкого виходу з ладу елементів грохоту та виникненню тріщин в коробі [2]. Прискорення грохота, м/с²:

$$\psi = \omega^2 x, \quad (4)$$

Використовуючи залежність (3.38) після перетворень отримаємо формулу для знаходження амплітуди коливань x вібраційного похилого грохота з круговими коливаннями, м:

$$x = \frac{s^2 l \cos \alpha}{\psi}, \quad (5)$$

Відцентрова змушуюча сила F , Н. Величина змушуючої сили є головною при розрахунку на міцність вала вібратора та виборі підшипників. Розрахунок дебалансів (визначення їх розмірів) проводиться з врахуванням інерційних сил, які виникають при круговому русі короба грохота з матеріалом навколо точки центра мас грохота. Згідно [5], інерційна сила буде дорівнювати, Н:

$$F_{i,a} = m_e x \omega^2, \quad (6)$$

де m_e – маса, що коливається, кг (це маса яка включає в себе $m_e = m_k + K' m_m$, кг; m_k – маса короба грохота з закріпленими на ньому ситами, кг; m_m – маса матеріалу, яка знаходиться на ситах грохота, кг; K' – коефіцієнт приєднання матеріалу що

сортується, $K'=(0,15\dots0,2)$ за даними [3, 4], в розрахунках приймаємо $K'=0,18$.

Жорсткість пружних опор c, Н/м. Розрахунок пружних амортизаторів зводиться до визначення жорсткості опорних конструкцій та робочих місць обслуговуючого персоналу.

Жорсткість опорних пружин (Н/м):

$$c = m_6 \left(\frac{\omega}{4} \right)^2, \tag{7}$$

В загальному вигляді потужність електродвигуна привода вібраційного грохота витрачається на коливання коробка грохота з матеріалом та на подолання опорів в підшипниках грохота [2], тобто:

$$P_{\text{дог}} = \frac{P_c + P_{mp}}{\eta}, \tag{8}$$

де P_c – потужність, яка витрачається на сортування та пересування матеріалу в грохоті, Bm ; P_{mp} – потужність що витрачається на тертя в підшипниках, Bm ; η – ККД приводу.

За розробленою системною методикою були проведені розрахунки множини типорозмірів вібраційних грохотів з круговими коливаннями. В якості вхідних даних (Q, l_{tp}, α) задавалися значення, що відповідають паспортним даним вібраційних грохотів типу ГЛЛ та ГПС. Результати розрахунків за системною методикою та порівняння з існуючими методиками представлені на графіках а-г рис. 2.

Побудова цільової функції для проведення параметричної оптимізації для окремо взятого типорозміру машини відбувається наступним чином.

Формуються списки параметрів і розрахункових залежностей:

$$Q, l_{sp}, \alpha, p, q, k_1, k_2, k_3, m, k_{\text{вн}}, \psi, s, n, \lambda, u, d_u, \mu, \eta$$

$$l = l(p, l_{sp}); B = B(Q, q, m, k_1, k_2, k_3, k_{\text{вн}});$$

$$L = L(B); x = x(s, l, \alpha, \psi); \omega = \omega(s, l, \alpha, x); \tag{9}$$

$$F = F(\lambda, B, L, n, x, \omega); c = c(B, L, h, \gamma, \omega);$$

$$P_p = P_p(F, \omega, u, \eta, x, \mu, d_u); l, B, L, x, \omega, F, c, P_p.$$

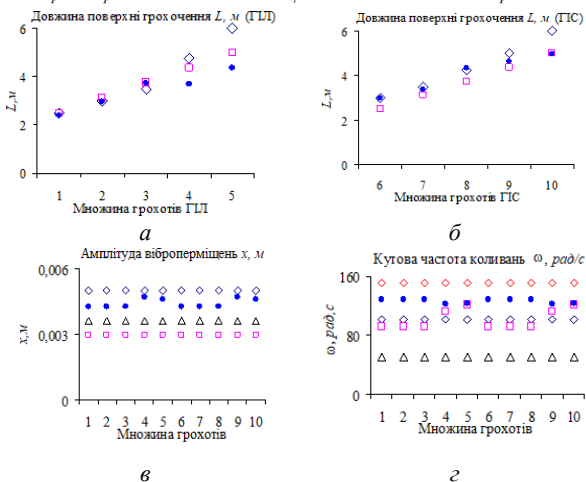


Рисунок 2. Результати розрахунку основних параметрів вібраційних грохотів за системною методикою, існуючими методиками та їх порівнянні з паспортними даними реальних моделей грохотів

Список параметрів сортується за ознаками системної моделі машини (U,X,Y). Формується вектор вхідних параметрів $U=(u_1, u_2, u_3, \dots, u_k)$, у нашому випадку $u_1=(Q, l_{tp}, \alpha)$ $u_2=(p, k_1, k_2, k_3, m, s)$, $u_k=(q, \lambda)$, $u_3=(n, u, d_u, \mu, \eta)$.

Формується стан $X=(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$, як множина функцій перетворення вхідних параметрів у вихідні

$$x_1 = pl_{sp}; x_2 = \sqrt{\frac{Q}{2,5qmk_1k_2k_3k_{\text{вн}}}}; x_3 = 2,5B; \tag{10}$$

$$x_4 = \frac{s^2 l \cos \alpha}{\psi}; x_5 = \frac{s \sqrt{l \cos \alpha}}{x}; x_6 = 70 \cdot \lambda \cdot BLnx \omega^2.$$

Формується вектор вихідних параметрів $Y=Y(y_1, y_2, y_3, y_4)$.

Згортаючи всі залежності стану X у одну інтегральну залежність для розрахункової потужності і враховуючи, те що за продуктивністю Q можна з технічних характеристик визначити P_n паспортну потужність двигуна прототипу будемо цільову функцію для параметричної оптимізації:

$$F(U) = \Delta Y = k_1 k_2 P_n - P_p \rightarrow \min, \tag{11}$$

4. ВИСНОВКИ

З побудованих графіків (рис. 2) видно, що результати розрахунку основних параметрів вібраційних грохотів отримані за системною методикою є більш точні і максимально наближені до значень паспортних даних. Результати розрахунку раціонального режиму роботи та потужності приводу підтверджують спроможність нової системної методики охопити множину типорозмірів вібраційних грохотів.

Список літератури

- [1] Назаренко І. І., Гарнец В. М., Свідерській А. Т., Пентюк Б. М. Системний аналіз технічних об'єктів : навчальний посібник. Київ : КНУБА, 2009. 164 с.
- [2] Назаренко І. І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. Київ : КНУБА, 1999. 488 с.
- [3] Назаренко І. І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: Навчальний посібник. Київ : КНУБА, 2007. 230 с.
- [4] Сурмин Ю. П. Теорія систем и системний аналіз: Навч. посібник. Київ : МАУП, 2003. 368 с.
- [5] Забродський М. М. Системне моделювання проектного розрахунку вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями. *Техніка будівництва, науково-технічний журнал*. 2010. Вип. 25. С. 92-99.

ⁱ Робота виконана під керівництвом Євгена Міщука, доц., доц. кафедри МОТП.