

**Р. Д. Іскович-Лотоцький, д.т.н., професор,
Я. В. Іванчук, к.т.н., доцент,
Я. П. Веселовський, аспірант**

Вінницький національний технічний університет

МЕТОДИКА ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРЕСОВОГО ОБЛАДНАННЯ НА БАЗІ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА

Розробка ефективних конструкцій пресового обладнання (ПО) на базі гідроімпульсного привода (ГПП) з оптимальними значеннями конструктивних параметрів для виконання поставленої технологічної задачі є актуальною інженерно-конструкторською задачею, що дозволить збільшити продуктивність і знизити енерговитрати при експлуатації даного технологічного обладнання.

У проектуванні пресового обладнання на базі гідроімпульсного привода найчастіше доводиться вирішувати задачу, яка полягає у забезпеченні максимальних значень ряду механічних параметрів машини (переміщення робочої ланки, зусилля на робочій ланці і зусилля пресування) за час одного робочого ходу під дією зовнішньої примусової сили [1, 2] величина і характер прикладання якої визначаються можливостями самого ГПП. Проте, при розв'язанні даної (або зворотної) задачі необхідно враховувати певні обмеження, що накладаються на максимальні значення ряду інших механічних параметрів ПО (переміщення станини, зусилля взаємодії станини з основою) умовами віброізоляції [1].

Аналіз законів руху переміщення станини та зусиль взаємодії станини з основою x_1^* , x_2^* , P_1 , P_2 показує, що в разі визначення даних параметрів для конкретних цільових моделей [1] безпосередньо враховуються значення конструктивних параметрів машини, до яких відносяться жорсткості пружних елементів c_1 , c_2 і маси рухомих ланок \bar{m}_1 , \bar{m}_2 . Тому визначення максимальних значень механічних параметрів ПО з врахуванням накладених обмежень може бути зведено до оптимізації шляхом знаходження значень величин конструктивних параметрів машини (або їх співвідношень), які змінюються в допустимих межах, встановлених умовами розв'язання конкретної задачі проектування.

В загальному вигляді задача оптимізації механічних параметрів ПО отриманих на основі результатів дослідження узагальненої динамічної моделі [1] і поданих у вигляді залежностей законів руху переміщення станини та зусиль взаємодії станини з основою, формулюється таким чином [3]: знайти значення конструктивних параметрів c_1 , c_2 , \bar{m}_1 , \bar{m}_2 або їх співвідношень для яких цільові функції записані у вигляді:

$$x_1^*(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u); x_2^*(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u); P_1(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u); P_2(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u) \quad (1)$$

отримують максимальні значення для функціональних обмежень (рівностей) і обласних обмежень (нерівностей), які встановлені в кожному конкретному випадку при переході від приведених конструктивних параметрів c_1 , c_2 , \bar{m}_1 , \bar{m}_2 до конкретних конструктивних параметрів ПО [1-3].

Аналіз цільових функцій (1), показує, що задача їх оптимізації може бути суттєво спрощена, оскільки в знаменнику виразів знаходиться різниця квадратів власних частот двомасової системи, яку можна описати в загальному вигляді функцією:

$$\Phi(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2) = \omega_2^2 - \omega_1^2. \quad (2)$$

Якщо знайти величини конструктивних параметрів системи (або їх співвідношень), для яких функція $\Phi(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2)$ має мінімальне значення, то механічні параметри цієї системи відповідно матимуть максимальне значення, оскільки незалежно від тривалості одного робочого ходу машини співмножники $\omega_2^2(1 - \cos \omega_1 t) - \omega_1^2(1 - \cos \omega_2 t)$ та $\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t$, які входять до виразів (1) цільових функцій відповідних моделей, обмежені за максимальною величиною.

Представимо функцію (2) з урахуванням виразів для визначення ω_1, ω_2 , основних коливальних частот робочих ланок ІВПМ [1], в загальному вигляді:

$$\Phi(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2) = \sqrt{\frac{c_1^2}{\bar{m}_1^2} + \frac{(c_1 + c_2)^2}{\bar{m}_2^2} + \frac{2c_1(c_1 - c_2)}{\bar{m}_1\bar{m}_2}}. \quad (3)$$

Для зручності дослідження екстремумів функції (3) введемо відповідні заміни: $c_1/c_2 = \bar{n}$, $\bar{m}_1/\bar{m}_2 = \bar{\alpha}$, що дозволяє скоротити загальне число змінних величин.

З урахуванням замін функцію (3) можна записати таким чином: для постійних значень параметрів c_1 та m_1 (c_2, \bar{m}_2 – змінні) – у вигляді:

$$\Phi_1(c_2, \bar{m}_2) = \frac{c_1}{\bar{m}_1} \sqrt{1 + \bar{\alpha}^2 \left(1 + \frac{1}{\bar{n}}\right)^2 + 2\bar{\alpha} \left(1 - \frac{1}{\bar{n}}\right)}, \quad (4)$$

а для постійних значень параметрів c_2 та m_2 (c_1, \bar{m}_1 – змінні) – у вигляді:

$$\Phi_2(c_1, \bar{m}_1) = \frac{c_2}{\bar{m}_2} \sqrt{\frac{\bar{n}_2}{\bar{\alpha}_2} + (\bar{n} + 1)^2 + \frac{2\bar{n}(\bar{n} - 1)}{\bar{\alpha}}}. \quad (5)$$

У випадку варіювання відносного конструктивного параметру n (для $c_2 = var$) функція (4) має екстремальні значення в критичній точці: $\bar{n}_{кр1} = \bar{\alpha} / (1 - \bar{\alpha})$, яка знайдена із умови $\partial\Phi / \partial\bar{n} = 0$ і визначена на інтервалі $0 < \bar{\alpha} < 1$.

При варіюванні відносного конструктивного параметра α , що відповідає $\bar{m}_2 = var$, екстремум функції (4) знаходиться в критичній точці $\bar{\alpha}_{кр1} = \bar{n}(1 - \bar{n}) / (1 + \bar{n})^2$, знайдена з умови $\partial\Phi_1 / \partial\bar{\alpha} = 0$ і визначена на інтервалі $0 < \bar{n} < 1$.

Аналогічно з умов $\partial\Phi / \partial\bar{n} = 0$ та $\partial\Phi_1 / \partial\bar{\alpha} = 0$ знаходяться критичні точки функції (5)

для випадку $c_1 = var$:
$$\bar{n}_{кр2} = \frac{\bar{\alpha}(1 - \bar{\alpha})}{(1 + \bar{\alpha})^2}, \text{ якщо } 0 < \bar{\alpha} < 1; \quad (6)$$

для випадку $\bar{m}_1 = var$:
$$\bar{\alpha}_{кр2} = \frac{\bar{n}}{1 - \bar{n}}, \text{ якщо } 0 < \bar{n} < 1. \quad (7)$$

Досліджуючи зміни знаку похідних функцій (6) і (7) при переході через критичні точки $\bar{n}_{кр1,2}$ та $\bar{\alpha}_{кр1,2}$ [4] можна показати, що в цих точках Φ_1 і Φ_2 мають мінімуми.

На основі вищесказаного, оптимізацію механічних параметрів ПО можна забезпечити шляхом вибору конструктивного параметра машини, на який не накладено обмеження на основі приведених залежностей для $\bar{n}_{кр1,2}$ та $\bar{\alpha}_{кр1,2}$.

Для конкретних цільових моделей ПО на базі ГП [1] при розв'язанні задач оптимізації функціональні і обласні обмеження встановлюються таким чином. Наприклад, у проектуванні ПО часто доводиться визначати масу станини з блоком фундаменту m з

врахуванням забезпечення вимог віброізоляції з кінцевим значенням піддатливості, що підтримує конструкцію при дії імпульсного навантаження [5, 6]. Вихідними (заданими) конструктивними параметрами ІВПМ приймаються маса робочої ланки $m_{\bar{n}p}$ і зведена жорсткість c_{np} . Обласні обмеження накладаються на допустимі переміщення $x_3(t) \leq [x_3]_{\max}$ маси m_3 у відповідності з вимогами норм вібрації на робочих місцях [1], тоді як функціональні обмеження пов'язані із допустимою величиною сумарної маси рухомих ланок машини:

$$[m] = m_{\bar{n}p} + m_3, \quad (8)$$

яка згідно із відомою методикою [1] визначається в розрахунку віброізоляції підтримувальної конструкції.

В результаті задача оптимізації зводиться до вибору одного конструктивного параметра машини – жорсткості віброізоляторів, в якій переміщення зведеної робочої ланки $x_{np}(t)$ і розвинена на ній сила $P_{y1-3}(t)$ досягають максимальних значень.

Розрахункове значення відносного конструктивного параметра $\bar{\alpha}_p = m_{\bar{n}p} / m_3$, знаходиться з виразу (8) у вигляді: $\alpha_p = m_{\bar{n}p} / m - m_{\bar{n}p}$.

Далі за залежністю для \bar{n}_{kp1} визначається відповідне α_p значення відносного конструктивного параметра $n_p = c_n / c_e$, звідки $c_e = c_n / n_p$.

У випадку необхідності зменшення максимальних значень величин механічних параметрів ПО, наприклад, у зв'язку з вимогами зниження допустимих переміщень станини $[x_3]_{\max}$ при зміні умов віброізоляції, достатньо збільшити жорсткість віброізоляторів $c_e = c_2$, або масу станини $m_3 = \bar{m}_2$, залишаючи незмінними решту конструктивних параметрів машини.

Література

1. Іскович-Лотоцький Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування. Монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 338 с.
2. Іскович-Лотоцький Р. Д. Математическое моделирование усилия на рабочем органе вибропресса с гидроимпульсным приводом / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовский // Сборник трудов по материалам международного научного симпозиума технологов-машинистроителей «Перспективные направления развития финишных методов обработки деталей; виброволновые технологии»: (Ростов-на-Дону, 14-17 сентября 2016г.). – Ростов н/Д: ДГТУ, 2016. – С. 64-68.
3. Залесский В. Н. Оборудование кузнечно-прессовых цехов / В. Н. Залесский – М. : Высшая школа, 1973. – 630 с.
4. Хог Э. Прикладное оптимальное проектирование / Э. Хог, Я. Арора // Пер. с англ. – М.: Мир, 1983. – 478 с.
5. Іскович-Лотоцький Р. Д. Математичне моделювання робочих процесів інерційного вибропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсною привода для формоутворення заготовок з порошкових матеріалів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. П. Міськов, Я.В. Іванчук // Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки». – 2016, – № 3(237). – С. 176–180.
6. Іскович-Лотоцький Р. Д. Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Монографія. – Монографія. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2012. – 156 с.