

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ІНЕРЦІЙНОГО ВІБРОПРЕС-МОЛОТА

¹Вінницький національний технічний університет

В статті розглянута методика оптимізації конструктивних параметрів інерційних вібропрес-молотів. На основі результатів теоретичного дослідження законів руху та пружних силових взаємодій між робочими ланками, які описують характер зміни механічних параметрів інерційних вібропрес-молотів, при даних обмеженнях, отримано екстремальні значення критерію цільової функції та напрямки пошуку оптимальних розв'язків для вибору оптимальних конструктивних параметрів інерційних вібропрес-молотів

ВСТУП

Інерційні вібропрес-молоти (ІВПМ) – новий конструктивний підклас, що об'єднує пресове обладнання, створене на базі гідроімпульсного приводу (ГІП) і призначене для формоутворення заготовок виробів з порошкових матеріалів способом віброударного пресування (ВУП). Розробка ефективної конструкції ІВПМ з оптимальними значеннями конструктивних параметрів для виконання поставленої технологічної задачі є актуальною інженерно-конструкторською задачею, що дозволить збільшити продуктивність і знизити енерговитрати при експлуатації цього технологічного обладнання.

ОСНОВНА ЧАСТИНА

У проектуванні ряду типорозмірів ІВПМ, на кафедрі галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету, використовувався принцип конструктивної спадковості, що полягає у подібності принципів гідрокінематичних схем створюваного устаткування, конструктивних рішень його основних вузлів, їх компонування та зовнішнього вигляду. Такий підхід виявився можливим після проведення лабораторних випробувань нових експериментальних конструкцій [1] ІВПМ і експлуатації в умовах виробництва на Броварському заводі (Україна) порошкової металургії ряду їх дослідно-промислових зразків [2]. На основі створених принципів та конструктивних схем [3] даних машин розроблено загальну принципову гідрокінематичну схему (рис. 1), яка використовувалась у проектуванні нормального ряду типорозмірів ІВПМ.

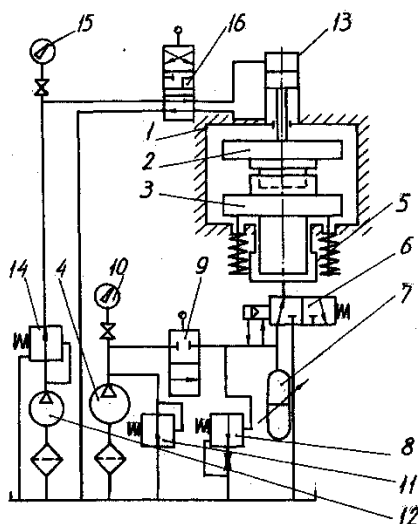


Рисунок 1 – Загальна принципова гідрокінематична схема ІВПМ

В гідросистемі ІВПМ передбачені насосні станції ГІП та допоміжний привід з насосами 4 і 12 постійної подачі відповідно на високий і низький тиск. Насос 4 забезпечує подачу робочої рідини в порожнину одноциклового гідроакумулятора 7, з якої після досягнення розрахункового тиску p_1 спрацьовування вібробуджувача 6, імпульс тиску подається в порожнину гідроциліндра 5 нижнього

приводу робочого столу 3. Періодичне спрацьовування вібробуджувача 6 «на вході» забезпечує автоматичний зворотний зв'язок за тиском. Регулювання величини енергії, що передається з кожним імпульсом тиску p_1 , досягається зміною об'єму акумулятора 7, а для великих подач – додатковим використанням регулятора витрат 8. Для управління ГПП передбачено двоходовий розподільник 9, манометр 10 з краном та запобіжний клапан 11. Тиск настройки запобіжного клапана звичайно вибирається за умовою $p_k=1,1p_1$ [3]. Насос 12 призначений для приведення в дію допоміжного гідроциліндра 13 установочних переміщень рухомої поперечини 2 та створення додаткового статичного зусилля навантаження заготовки. Для регулювання цього зусилля в напірній лінії насоса 12 встановлений редуційний клапан 14, робота якого контролюється манометром 15. Управління робочим циклом гідроциліндра 12 здійснюється за допомогою чотириходового розподільника 16.

Конструктивне виконання ІВПМ показано на рисунку 2, у якого в розточці нерухомого столу 4 закріплений робочий гідроциліндр 2 основного приводу з плунжером, що жорстко зв'язаний з плитою рухомого робочого столу 5. Останній підпружинений пружинами 3 відносно нерухомого столу 4. Шток 10 гідроциліндра 8 допоміжного приводу з'єднаний з рухомою поперечиною 6, яка виконує функції інерційного вантажу і оснащена змінними інерційними масами 11. Звичайно станина ІВПМ виконується з чотирма або двома напрямними колонами 9, що з'єднують нижню 1 і верхню 7 поперечини. Проте конструктивне виконання станини у кожному конкретному випадку визначається габаритом робочої зони і залежить від специфіки технологічного процесу, зокрема, від ступеня його автоматизації, і може бути відповідно відкритого типу (одно- і двостоякові, одно- і двоколонні) або закритого типу (двостоякові, дво- або чотириколонні) [2, 3]. Періодичні зворотно-поступальні переміщення робочого столу 5 відносно нерухомої станини забезпечуються вібробуджувачем 13 та одноцикловим гідроакумулятором 14, які кріпляться впритул до нижнього торця гідроциліндра 2 і поперечини 1 за допомогою монтажної перехідної плити 15.

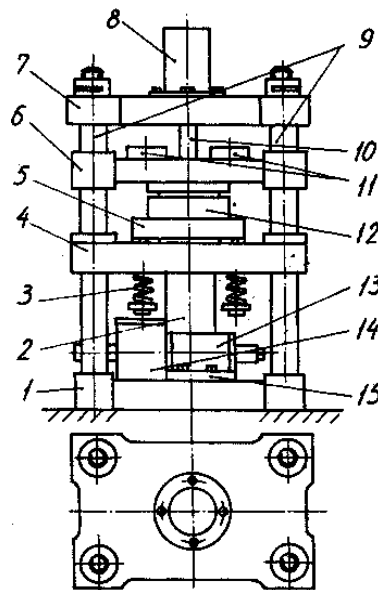


Рисунок 2 – Конструктивне виконання ІВПМ

У проектуванні ІВПМ найчастіше доводиться розв'язувати 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 [4], величина і характер прикладання якої визначаються можливостями ГПП. Проте, при розв'язанні цієї (або зворотної) задачі необхідно враховувати певні обмеження, що накладаються на максимальні значення ряду інших механічних параметрів ІВПМ (переміщення станини, зусилля взаємодії станини з основою) умовами віброізоляції [3].

На основі праць [3, 4] залежності переміщення $x_1^*(t)$, $x_2^*(t)$ та пружних силових взаємодій $P_{y1}(t)$, $P_{y2}(t)$ між робочими ланками ІВПМ, які описують характер зміни механічних параметрів об'єднаної двомасової динамічної моделі ІВПМ під дією зовнішніх сил $P_1(t)$ та $P_2(t)$:

$$x_1^*(t) = \frac{P_1(0)}{\bar{m}_1} \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} (\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t) + \frac{\dot{P}_1(0)}{\bar{m}_1} \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \times \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2} \right) + \int_0^t \left(\frac{1}{\bar{m}_1} \ddot{P}_1(\tau) + \frac{c_1 + c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_1(\tau) + \frac{c_1}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_2(\tau) \right) \times \left(\frac{\sin \omega_1(t - \tau)}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2(t - \tau)}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) d\tau, \quad (1)$$

$$x_2^*(t) = \frac{P_2(0)}{\bar{m}_2} \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} (\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t) + \frac{\dot{P}_2(0)}{\bar{m}_2} \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \times \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2} \right) + \int_0^t \left(\frac{1}{\bar{m}_2} \ddot{P}_2(\tau) + \frac{c_1 + c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_2(\tau) + \frac{c_1}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_1(\tau) \right) \times \left(\frac{\sin \omega_1(t - \tau)}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2(t - \tau)}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) d\tau, \quad (2)$$

$$P_{y1}(t) = \left(\frac{c_1}{\bar{m}_1} P_1(0) - \frac{c_1}{\bar{m}_2} P_2(0) \right) \left[\frac{\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) \right] + \int_0^t \left(\frac{c_1}{\bar{m}_1} \ddot{P}_1(y) - \frac{c_1}{\bar{m}_2} \ddot{P}_2(y) + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_1(y) \right) \left(\frac{\sin \omega_1(t - y)}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2(t - y)}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) dy; \quad (3)$$

$$P_{y2}(t) = \frac{c_2}{\bar{m}_2} P_2(0) \frac{\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \frac{c_2}{\bar{m}_2} \dot{P}_2(0) \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) + \int_0^t \left(\frac{c_2}{\bar{m}_2} \ddot{P}_2(y) + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_2(y) + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_1(y) \right) \times \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) dy; \quad (4)$$

де \bar{m}_1, \bar{m}_2 – приведені маси робочих ланок ІВПМ; c_1, c_2 – приведені жорсткості пружних елементів ІВПМ, що враховують жорсткість заготовки, пружин пружного повернення 3, віброізоляторів, на яких встановлена монтажна перехідна плита 15 (рис. 2); ω_1, ω_2 – основні коливальні частоти робочих ланок ІВПМ.

Аналіз залежностей (1)–(4) показує, що в разі визначення цих параметрів для конкретних цільових моделей [3] 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 ІВПМ 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 ІВПМ, отриманих на основі результатів дослідження узагальненої динамічної моделі [3] і поданих у вигляді залежностей (1)–(4), формулюється таким чином [5]: знайти значення конструктивних параметрів $c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2$ або їх співвідношень для яких цільові функції записані у вигляді:

$$x_1^*(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u); x_2^*(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u); P_1(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u); P_2(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u), \quad (5)$$

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

Аналіз цільових функцій (1)–(4), 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

$$\Phi(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2) = \omega_2^2 - \omega_1^2. \quad (6)$$

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)–(4) цільових функцій відповідних моделей, обмежені за максимальною величиною.

Представимо функцію (6) з урахуванням виразів для визначення ω_1, ω_2 , основних коливальних частот робочих ланок ІВПМ [3], в загальному вигляді:

$$\Phi(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2) = \sqrt{\frac{c_1^2}{\bar{m}_1^2} + \frac{(c_1 + c_2)^2}{\bar{m}_2^2} + \frac{2c_1(c_1 - c_2)}{\bar{m}_1 \bar{m}_2}}. \quad (7)$$

Для зручності дослідження екстремумів функції (7) 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 (7) для постійних значень параметрів c_1 та m_1 (c_2, \bar{m}_2 – змінні) можна записати таким чином:

$$\Phi_1(c_2, \bar{m}_2) = \frac{c_1}{\bar{m}_1} \sqrt{1 + \bar{\alpha}^2 \left(1 + \frac{1}{\bar{n}}\right)^2 + 2\bar{\alpha} \left(1 - \frac{1}{\bar{n}}\right)}, \quad (8)$$

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

$$\Phi_2(c_1, \bar{m}_1) = \frac{c_2}{\bar{m}_2} \sqrt{\frac{\bar{n}_2}{\bar{\alpha}_2} + (\bar{n} + 1)^2 + \frac{2\bar{n}(\bar{n} - 1)}{\bar{\alpha}}}. \quad (9)$$

У випадку варіювання відносного конструктивного параметра n (для $c_2=var$) функція (8) має екстремальні значення в критичній точці: $\bar{n}_{кр1} = \bar{\alpha}/(1-\bar{\alpha})$, яку знайдено з умови $\partial\Phi/\partial\bar{n} = 0$ і визначено на інтервалі $0 < \bar{\alpha} < 1$.

При варіюванні відносного конструктивного параметра α , що відповідає $\bar{m}_2 = var$, екстремум функції (8) знаходиться в критичній точці $\bar{\alpha}_{кр1} = \bar{n}(1-\bar{n})/(1+\bar{n})^2$, знайдену з умови $\partial\Phi_1/\partial\bar{\alpha} = 0$ і визначену 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 (9) для випадку $c_1=var$:

$$\bar{n}_{кр2} = \frac{\bar{\alpha}(1-\bar{\alpha})}{(1+\bar{\alpha})^2}, \text{ якщо } 0 < \bar{\alpha} < 1; \quad (10)$$

для випадку $\bar{m}_1 = var$:

$$\bar{\alpha}_{кр2} = \frac{\bar{n}}{1-\bar{n}}, \text{ якщо } 0 < \bar{n} < 1. \quad (11)$$

Досліджуючи зміни знаку похідних функцій (10) і (11) при переході через критичні точки $\bar{n}_{кр1,2}$ та $\bar{\alpha}_{кр1,2}$ [6] можна показати, що в цих точках Φ_1 і Φ_2 мають мінімуми (рис. 3).

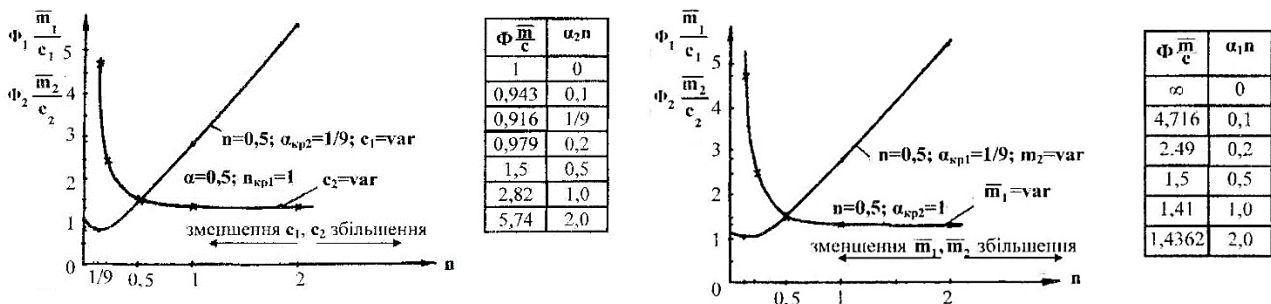


Рисунок 3 – Графіки цільових функцій та напрямки пошуку оптимальних розв’язків

На основі вищесказаного, оптимізацію механічних параметрів ІВПМ можна забезпечити шляхом вибору конструктивного параметра машини, на який не накладено обмеження графіків оптимізації (рис. 4), що побудовані на основі наведених залежностей для $\bar{n}_{кр1,2}$ та $\bar{\alpha}_{кр1,2}$ в координатах $\alpha-n$.

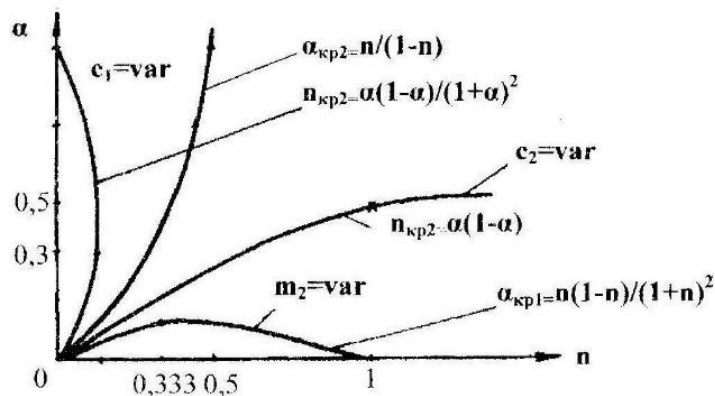


Рисунок 4 – Графіки для вибору оптимальних конструктивних параметрів ІВПМ

Для конкретних цільових моделей ІВПМ [3] при розв’язанні задач оптимізації функціональні і обласні обмеження встановлюються таким чином. Наприклад, у проектуванні ІВПМ 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 [7, 8]. Вихідними (заданими) конструктивними параметрами ІВПМ беруться: маса робочої ланки m_{np} 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 [3], тоді як функціональні обмеження пов’язані із допустимою величиною сумарної маси рухомих ланок машини:

$$[m] = m_{np} + m_3, \quad (12)$$

яка, згідно із відомою методикою [3], 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 $\bar{\alpha}_p = m_{np} / m_3$, знаходиться з виразу (12) у вигляді: $\alpha_p = m_{np} / m - m_{np}$.

Далі за допомогою графіка (див. рис. 4) або залежністю для $\bar{n}_{кр1}$ 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 ІВПМ, 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 $m_3 = \bar{m}_2$ (рис. 3), залишаючи незмінними решту конструктивних параметрів машини.

ВИСНОВКИ

Запропонована методика синтезу дозволила отримати оптимальні значення конструктивних параметрів ІВПМ на базі ГПП при заданих технологічних умовах експлуатації і відповідності з вимогами норм вібрації на робочих місцях.

Запропонована методика дозволяє не тільки технічно обґрунтовано обрати критерії оптимізації, але й швидко із мінімальними витратами визначити оптимальні конструктивні значення ІВПМ на базі ГПП для формоутворення заготовок виробів з порошкових матеріалів способом віброударного пресування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. А. с. 863125 СССР, М. Кл.³ В21 j 9/06. Вибрационный пресс / Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев (СССР). – №2622503/25-27 ; заявлено 02.06.78 ; опубл. 15.09.81, Бюл. № 34. – 4 с.: ил.
2. Опытнo-промышленный образец вибропресса усилием 20 тс. / И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх и др. // Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. – № 5. – С. 34 – 37.
3. Искович-Лотоцкий Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування : монографія / Р. Д. Искович-Лотоцкий. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 338 с.
4. Искович-Лотоцкий Р. Д. Математическое моделирование усилия на рабочем органе вибропресса с гидроимпульсным приводом / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Я. В. Иванчук, Я. П. Веселовский // Сборник трудов по материалам международного научного симпозиума технологoв-машинoстроителей «Перспективные направления развития финишных методов обработки деталей; виброволновые технологии»: (Ростов-на-Дону, 14–17 сентября 2016 г.). – Ростов н/Д : ДГТУ, 2016. – С. 64–68.
5. Залесский В. Н. Оборудование кузнечно-прессовых цехов / В. Н. Залесский. – М. : Высшая школа, 1973. – 630 с.
6. Хог Э. Прикладное оптимальное проектирование / Э. Хог, Я. Арора. – М. : Мир, 1983. – 478 с.
7. Искович-Лотоцкий Р. Д. Математичне моделювання робочих процесів інерційного вибропрес-молота з електрогидравлічною системою керування гідроімпульсного привода для формoутворення заготовок з порошкових матеріалів / Р. Д. Искович-Лотоцкий, В. П. Міськов, Я. В. Иванчук // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки. – 2016, – № 3(237). – С. 176–180.
8. Искович-Лотоцкий Р. Д. Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів : монографія / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Я. В. Иванчук. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2012. – 156 с.

REFERENCES

1. A. s. 863125 SSSR, M. Kl.3 V21 j 9/06. Vybratsyonnyy press / R. D. Yskovych-Lototskiy, Y. B. Matveev (SSSR). – №2622503/25-27; Zayavleno 02.06.78; Opubl. 15.09.81, Byul. 34. – 4 s.: yl.
2. Matveev Y. B. Oпитno-promishlenniy obrazets vybropressa usulyem 20 ts./ Y. B. Matveev, R. D. Yskovych-Lototskiy, R. R. Obertyukh y dr. // Kuznechno-shtampovochnoe proyzvodstvo. – 1978. – №5. – S. 34 – 37.
3. Iskovych-Lototskiy R. D. Osnovy teoriiy rozrakhunku ta rozrobka protsesiv i oblalnannya dlya vibroudarnoho presuvannya. Monohrafiya / R. D. Iskovych-Lototskiy – Vinnytsya: UNIVERSUM-Vinnytsya, 2006. – 338 s.
4. Yskovych-Lototskiy R. D. Matematycheskoe modelyrovanye usulyya na rabochem orhane vybropressa s hydroympul'snym pryvodom / R. D. Yskovych-Lototskiy, Ya. V. Yvanchuk, Ya. P. Veselovskyy // Sbornyk trudov po materyalam mezhdunarodnoho nauchnoho sympozyuma tekhnolohov-mashynostroyteley «Perspektyvnie napravlenyya razvytyya fynyshnikh metodov obrabotky detaley; vybrolvolnovie tekhnolohyy»: (Rostov-na-Donu, 14-17 sentyabrya 2016h.). – Rostov n/D: DHTU, 2016. – S. 64-68.
5. Zalesskiy V. N. Oborudovanye kuznechno-pressovikh tsekhov / V. N. Zalesskiy – M.: Vysshaya shkola, 1973. – 630 s.
6. Khoh Э. Prykladnoe optymal'noe proektyrovanye / Э. Khoh, Ya. Arora // Per. s anhl. – M.: Myr, 1983. – 478 s.
7. Iskovych-Lotots'kiy R. D. Matematychnе modelyuvannya robochykh protsesiv inertsiynoho vibropres-molota z elektrohidravllichnoyu systemoyu keruvannya hidroimpul'snoo pryvoda dlya formoutvorennya zahotvok z poroshkovykh materialiv / R.D. Iskovych-Lotots'kiy, V.P. Miskov, Ya.V. Ivanchuk // Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky. – 2016, – №3(237). – S. 176 – 180.
8. Iskovych-Lototskiy R. D. Vibratsiyni ta vibroudarni prystroyi dlya rozvantazhennya transportnykh zasobiv / R. D. Iskovych-Lotots'kiy, Ya. V. Ivanchuk // Monohrafiya. – Monohrafiya. – Vinnytsya: UNIVERSUM-Vinnytsya, 2012. – 156 s.

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ІНЕРЦІЙНОГО ВІБРОПРЕС-МОЛОТА

¹Вінницький національний технічний університет

Об'єкт дослідження – інерційний вібропрес-молот.

Мета роботи – розробка методики оптимізації конструктивних параметрів інерційного вібропрес-молота.

Розробка ефективної конструкції ІВПМ з оптимальними значеннями конструктивних параметрів для виконання поставленої технологічної задачі є актуальною інженерно-конструкторською задачею, що дозволить збільшити продуктивність і знизити енерговитрати при експлуатації цього технологічного обладнання.

В статті розглянуто методику оптимізації конструктивних параметрів інерційних вібропрес-молотів. На основі результатів теоретичного дослідження законів руху та пружних силових взаємодій між робочими ланками, які описують характер зміни механічних параметрів інерційних вібропрес-молотів, при даних обмеженнях, отримано екстремальні значення критерію цільової функції та напрямки пошуку оптимальних розв'язків для вибору оптимальних конструктивних параметрів інерційних вібропрес-молотів.

Запропонована методика синтезу дозволила отримати оптимальні значення конструктивних параметрів ІВПМ на базі ГПП при заданих технологічних умовах експлуатації і відповідності з вимогами норм вібрації на робочих місцях.

Запропонована методика дозволяє не тільки технічно обґрунтовано обрати критерії оптимізації, але й швидко із мінімальними витратами визначити оптимальні конструктивні значення ІВПМ на базі ГПТ для формоутворення заготовок виробів з порошкових матеріалів способом віброударного пресування.

Ключові слова: оптимізація; конструктивні параметри; цільова функція; вібрації; прес-молот.

Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедру галузевого машинобудування, Вінницький національний технічний університет, e-mail: islord@vntu.edu.ua

Іванчук Ярослав Володимирович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування, Вінницький національний технічний університет, e-mail: ivanchuck@ukr.net

Веселовський Ярослав Петрович, аспірант кафедри галузевого машинобудування, Вінницький національний технічний університет, e-mail: slavaveselovsky@yandex.ru

R. Iskovych-Lototsky¹, Y. Ivanchuk¹, Y. Veselovsky¹

OPTIMIZATION OF DESIGN DATA INERTIAL VIBROPRESS-HAMMER

¹ Vinnitsya National Technical University

Target of the research – inertial vibropress-hammer (IVH).

Aim of the research – to develop a methodology for optimize the design parameters of the inertial vibro-hammer.

Developing an effective design IVH with optimal values of design parameters to accomplish the technological problem is an actual engineering design challenge, which will increase productivity and reduce energy consumption in the operation of the technological equipment.

The article describes the method to optimize design parameters of inertial vibro-hammers. Based on the results of theoretical research the laws of motion and the elastic force interactions between the operating units that describe the behavior of the mechanical parameters of inertial vibro-hammers, under these restrictions, received the extreme values of the criterion of the objective function and the direction of the search for optimal solutions to choose the optimal design parameters of inertial vibro-hammers .

The proposed method makes it possible not only to select technically sound optimization criteria, but also quickly with minimal cost to determine the optimum design value IVH based on hydraulic pulse drive for shaping blanks products from powder materials by vibro compaction.

Key words: optimization; design parameters; objective function; vibration; press the hammer.

Iskovych-Lototsky Rostislav, Doctor of technical sciences, Professor, Head of the industrial engineering department, Vinnitsya National Technical University, e-mail: islord@vntu.edu.ua

Ivanchuk Yaroslav, Ass. professor, Cand. Sc. (Eng.), The Industrial Engineering Department, Vinnitsya National Technical University, e-mail: ivanchuck@ukr.net

Veselovsky Yaroslav, PhD student, The Industrial Engineering Department, Vinnitsya National Technical University, e-mail: slavaveselovsky@yandex.ru

Р. Д. Искович-Лотоцкий¹, Я. В. Иванчук¹, Я. П. Веселовский¹

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИНЕРЦИОННОГО ВИБРОПРЕСС-МОЛОТА

¹Винницкий национальный технический университет

Объект исследования – инерционный вибропресс-молот.

Цель работы – разработка методики оптимизации конструктивных параметров инерционного вибропресс-молота.

Разработка эффективной конструкции ИВПМ с оптимальными значениями конструктивных параметров для выполнения поставленной технологической задачи является актуальной инженерно-конструкторской задачей, что позволит увеличить производительность и снизить энергозатраты при эксплуатации данного технологического оборудования.

В статье рассмотрена методика оптимизации конструктивных параметров инерционных вибропресс-молотов. На основе результатов теоретического исследования законов движения и упругих силовых взаимодействий между рабочими звеньями, которые описывают характер изменения механических параметров инерционных вибропресс-молотов, при данных ограничениях, получено экстремальные значения критерия целевой функции и направления поиска оптимальных решений для выбора оптимальных конструктивных параметров инерционных вибропресс-молотов.

Предложенная методика позволяет не только технически обоснованно выбрать критерии оптимизации, но и быстро с минимальными затратами определить оптимальные конструктивные значение ИВПМ на базе гидроимпульсного привода для формообразования заготовок изделий из порошковых материалов способом виброударного прессования.

Ключевые слова: оптимизация; конструктивные параметры; целевая функция; вибрации; пресс-молот.

Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой отраслевого машиностроения, Винницкий национальный технический университет, e-mail: islord@vntu.edu.ua

Иванчук Ярослав Владимирович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры отраслевого машиностроения, Винницкий национальный технический университет, e-mail: ivanchuck@ukr.net

Веселовский Ярослав Петрович, аспирант кафедры отраслевого машиностроения, Винницкий национальный технический университет, e-mail: slavaveselovsky@yandex.ru