

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ІНЕРЦІЙНОГО ВІБРОПРЕС-МОЛОТА З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЮ СИСТЕМОЮ КЕРУВАННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ДЛЯ ФОРМОУТВОРЕННЯ ЗАГОТОВОК З ПОРОШКОВИХ МАТЕРІАЛІВ

У статті представлено удосконалену математичну модель робочих процесів інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування. Наведено спрощені динамічні моделі, на основі яких складено системи рівнянь, що дозволяють прогнозувати зусилля і амплітуду на виконавчому органі (вібростолі). Також представлено результати експериментального дослідження, які підтверджують адекватність розроблених моделей.

Ключові слова: електрогідравлічна система керування, математичне моделювання, експериментальне дослідження, корисні вібрації.

R.D. ISKOVICH-LOTOTSKIY, V.P. MISKOV, Y.V. IVANCHUK
Vinnytsia National Technical University

MATHEMATICAL MODELLING WORKING PROCESSES OF INERTIAL VIBRO-HAMMER WITH ELECTRO HYDRAULIC SYSTEM CONTROL BY PULSE DRIVE FOR FORMING PREFORMS FROM POWDER MATERIALS

The article presents an improved mathematical model working processes of inertial vibro-hammer with electro hydraulic control system. Is a simplified dynamic model on the basis of which is made up of the system, allowing to predict the force and amplitude in the executive body (vibrating table production). Experimental results are also presented, which confirm the adequacy of the developed models.

Key words: electro hydraulic control system, mathematical modelling, experimental investigation, useful vibration.

Постановка проблеми. Питання щодо математичного моделювання робочих процесів інерційного вібропрес-молота не одноразово розглядалися у роботах [1–7]. Однак через складність такої системи виникає необхідність її спрощення шляхом прийняття ряду припущень та розгляду її окремих складових незалежно одна від одної, що дозволить отримати результат максимально наближений експериментальним дослідженням, який можна буде використовувати під час проектування подібного технологічного обладнання чи процесу.

Актуальність дослідження полягає у необхідності теоретичного дослідження взаємодії відомого вібраційного обладнання з новою системою керування для їх подальшого інтегрування у виробничий процес.

Зв'язок авторського доробку із важливими науковими та практичними завданнями. Математичне моделювання робочих процесів у інерційному вібропрес-молоті з електрогідравлічною системою керування дає можливість оцінити вплив електрогідравлічної системи керування на робочі параметри інерційного вібропрес-молота, порівняти їх з відомими та знайти шляхи їх використання у різних технологічних процесах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, математичне моделювання інерційного вібропрес-молота проводилось лише для гідравлічної системи керування, а для електрогідравлічної системи керування через її складність та відсутність необхідного обладнання не проводилось.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. Дана стаття присвячується математичному моделюванню робочих процесів інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування, дослідженню основних технологічних параметрів та їх впливу на роботоздатність обладнання.

Загальнонаукове значення, полягає у теоретичному дослідженні робочих процесів інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода методами математичного моделювання з метою визначення ефективних робочих параметрів для формоутворення заготовок з порошкових матеріалів.

Викладення основного матеріалу

Розробка динамічної моделі інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода є продовженням робіт [1, 2, 6, 7], що проводилась на основі структурно-розрахункової схеми (рис. 1).

На рис. 1 прийняті такі позначення: Q_n – подача гідронасоса; F_{mex} – технологічне зусилля; F_{em} – зусилля, що його розвиває електромагніт; f_n, m_n, y_n – відповідно, площа поперечного перерізу, маса та переміщення поршня виконавчого гідроциліндра; f_3, m_3, y_3 – відповідно, площа поперечного перерізу, маса та переміщення золотника; m_{em}, y_{em} – маса та переміщення якоря електромагніта; W_a – об'єм гідроаккумулятора; W_a – об'єм виконавчого гідроциліндра; $l_1, l_2, l_3, f_1, f_2, f_3$ – відповідні довжини та площі поперечних перерізів гідроліній; k_n – жорсткість пружин; m_c – маса стола, на якому знаходиться заготовка; m_m, y_m – маса та переміщення траверси; $m_{за}$ – маса заготовки; D_1 – давач переміщення; D_2 – давач тиску; $БК$ – блок керування.

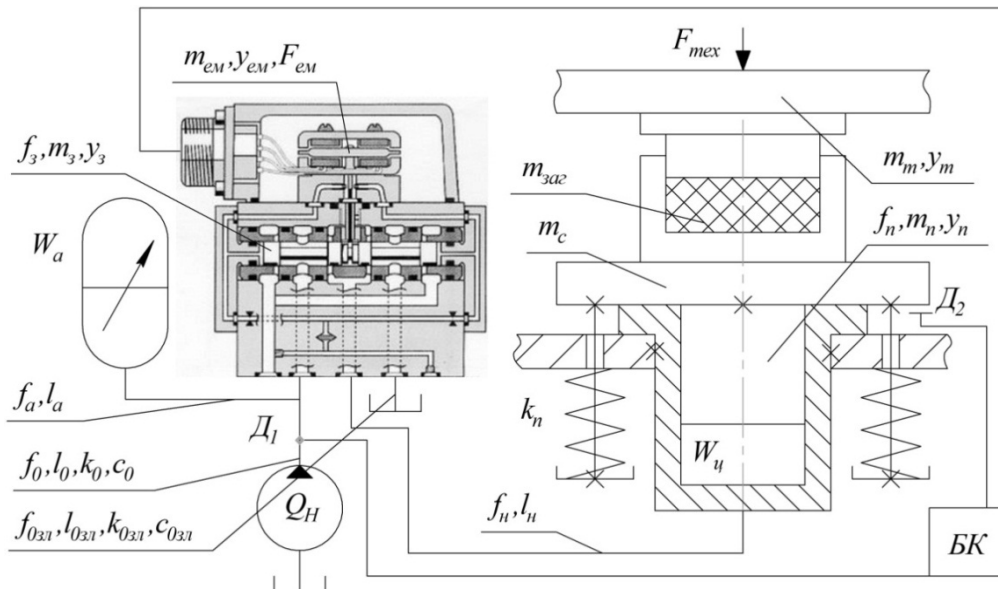


Рис. 1. Структурно-розрахункова схема інерційного вібропрес-молота з електрогідрравлічною системою керування

Динамічна модель інерційного вібропрес-молота з електрогідрравлічною системою керування гідроімпульсного привода під час керування «за тиском» відповідає багатомасовій динамічній моделі ІВПМ-16 з ГТТ [3]. Однак для розв’язання конкретних задач багатомасову динамічну модель ІВПМ можна спростити (з урахуванням особливостей його роботи) до тримасової динамічної моделі взаємодії виконавчих ланок ІВПМ (рис. 2), розв’язком якої є система трьох диференціальних рівнянь другого порядку (1).

На рис. 2 прийняті такі позначення: m_1 – маса робочої ланки ІВПМ, що враховує маси поршня, стола, контейнера прес-форми і заготовки; m_2 – маса рухомої поперечини, що враховує маси змінних інерційних вантажів і пуансона; m_3 – маса верхньої і нижньої поперечин ІВПМ, що складають масу станини; P_{cm} – додаткове статичне притискання рухомої траверси; c_y – жорсткість пружин повернення; c_3 – умовна жорсткість заготовки; c_6, b_6, R_6 – відповідно, еквівалентні жорсткість, коефіцієнт в’язкого демпфування і сила сухого тертя в обоймах віброізолятора; b_n – коефіцієнт в’язкого демпфування в ущільненнях штока; b_y – коефіцієнт в’язкого демпфування в ущільненнях плунжера головного привода; b_3 – коефіцієнт в’язкого демпфування заготовки під час тертя об стінки контейнера прес-форми; $P(t)$ – зовнішня продукувальна сила; x_3, x_2, x_1 – відповідні переміщення мас m_1, m_2, m_3 ; R_n – сила сухого тертя в напрямних рухомої поперечини.

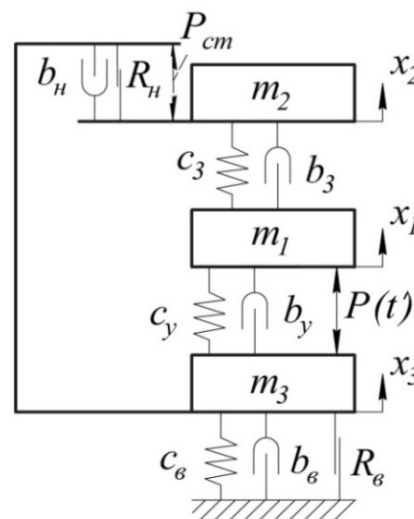


Рис. 2. Тримасова динамічна модель взаємодії виконавчих ланок ІВПМ

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + b_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_y(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_3(x_1 - x_2) + c_y(x_1 - x_3) = P(t); \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + b_n(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_3(x_2 - x_1) + P_{cm} = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_6 \dot{x}_3 + b_n(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + b_y(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + c_6 x_3 + c_y(x_3 - x_1) - P_{cm} = -P(t). \end{cases} \quad (1)$$

На основі структурно-розрахункової схеми (рис. 1), тримасової динамічної моделі взаємодії виконавчих ланок ІВПМ (рис. 2) та низки припущень побудована тримасова динамічна модель – золотник-плунжер (маса якого подана сумою мас плунжера, заготовки, стола та нижньої частини прес-форми)–траверса (рис. 3,а), в якій гідрравлічна ланка подана у вигляді в’язко-пружної моделі енергоносія, складеної з паралельно з’єднаних безінерційних пружного k_0 та дисипативного c_0 елементів (тіло Кельвіна-Фохта) [1, 2, 4].

Розглядаючи тримасову динамічну модель (рис. 3,а), слід зауважити, що переміщення золотника електрогідрравлічного розподільника (ЕГР) залежить від сигналу з БК, який є функцією від тиску $F(p)$ під час керування «за тиском» та функцією часу $F(t)$ під час керування «за частотою», і в заданому діапазоні його технологічних параметрів спрацьовує автоматично, а його маса не впливає на режим роботи вібраційного обладнання, тому масою золотника можна знехтувати, що дозволяє тримасову динамічну модель інерційного вібропрес-молота з електрогідрравлічною системою керування гідроімпульсного привода подати двомасовою, яка зображена на рисунку 3,б.

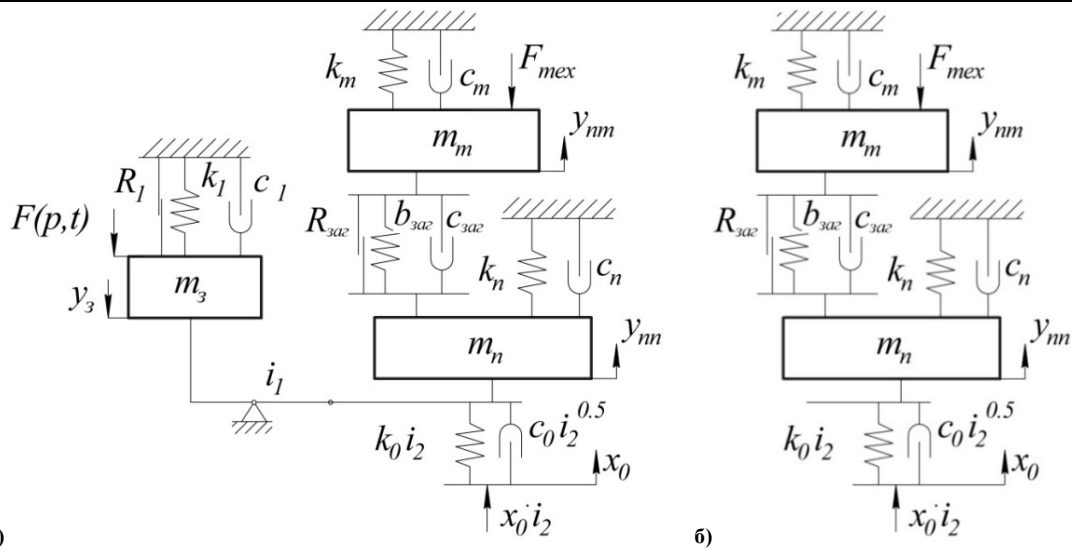


Рис. 3. Спрощені тримасова а) та двомасова б) динамічні моделі інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода

На рис. 3 прийняті такі позначення: R_{3az} – коефіцієнт, який враховує сухе тертя; b_{3az} – коефіцієнт бокового в'язкого тертя; c_{3az} – коефіцієнт, який характеризує навантаження заготовки; R_{3az} – постійна складова сухого тертя в заготовці; c_n – коефіцієнт в'язкого опору у виконавчому гідроциліндрі; k_m, c_m – жорсткість та в'язкість допоміжної гідравлічної системи; i_1, i_2 – передаточне відношення, що залежать від площ поперечних перерізів каналів гідросистеми.

Під час розробки динамічної та математичної моделей інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода прийнято низку припущень: фізичні параметри гідравлічної ланки (зведений модуль пружності, густина, динамічна в'язкість) постійні на всіх фазах робочого циклу; через малу довжину гідроканалів у вібропрес-молоті з електрогідравлічною системою керування хвильовими процесами можна знехтувати; коефіцієнти витрат через відповідні перерізи є сталими величинами; термодинамічний процес в гідросистемі – ізотермічний; зміна тиску в керівних порожнинах внаслідок малого їх об'єму відбувається миттєво; витоки рідини через золотникові перекриття і зазори між поверхнями напрямних частин та спряженими з ними поверхнями малі в порівнянні з потоками під час комутації розподільних елементів і у рівняннях витрат не враховуються.

На підставі викладених міркувань і прийнятої системи припущень динамічні моделі прямого та зворотного ходів ланок інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода (рис. 4), шляхом зведення гідравлічної ланки привода до його рухомих ланок, подані у вигляді моделей прямого та зворотного ходів (2, 3).

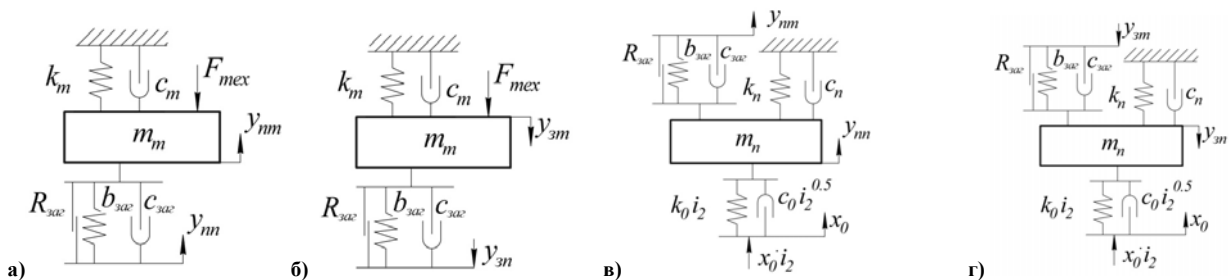


Рис. 4. Спрощені динамічні моделі інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсним приводом для: а), в) – прямого; б), г) – зворотного ходу

Для прямого ходу:

$$\begin{cases} m_n \ddot{y}_{nm} = k_0 i_2 (x_0 - y_{nm}) - k_n y_{nm} - c_0 i_2^{0.5} (\dot{x}_0 - \dot{y}_{nm}) - c_n \dot{y}_{nm} - b_{3az} (y_{nm} - y_m) - c_{3az} (\dot{y}_{nm} - \dot{y}_m) - R_{3az} \text{sing}(\dot{y}_{nm} - \dot{y}_m); \\ m_m \ddot{y}_{nm} - k_m y_{nm} - c_m \dot{y}_{nm} - b_{3az} (y_{nm} - y_m) - c_{3az} (\dot{y}_{nm} - \dot{y}_m) - R_{3az} \text{sing}(\dot{y}_{nm} - \dot{y}_m) - F_{mex} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Для зворотного ходу:

$$\begin{cases} m_n \ddot{y}_{3n} = k_n y_{3n} - k_0 i_2 (x_0 - y_{3n}) - c_0 i_2^{0.5} (\dot{x}_0 - \dot{y}_{3n}) - c_n \dot{y}_{3n} - b_{3az} (y_{3n} - y_{3m}) - c_{3az} (\dot{y}_{3n} - \dot{y}_{3m}) - R_{3az} \text{sing}(\dot{y}_{3n} - \dot{y}_{3m}); \\ m_m \ddot{y}_{3m} = k_m y_{3m} + F_{mex} - c_m \dot{y}_{3m} - b_{3az} (y_{3m} - y_{3n}) - c_{3az} (\dot{y}_{3m} - \dot{y}_{3n}) - R_{3az} \text{sing}(\dot{y}_{3m} - \dot{y}_{3n}). \end{cases} \quad (3)$$

Вихідні математичні моделі (2, 3), складені на основі структурно-розрахункової схеми інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода (рис. 3), його двомасової динамічної моделі (рис. 5,б) та принципу Д'Аламбера за методикою, розробленою Р. Д.

Ісковичем-Лотоцьким, Р. Р. Обертюхом та ін. [3, 4, 6, 7].

Також на основі загальноприйнятих залежностей (законів), що враховують динаміку руху, розроблено математичні моделі, які можуть бути використанні під час проектного розрахунку відповідного вібраційного обладнання, що зведено до систем рівнянь, які описують фазу підняття (4) і опускання (5) поршня виконавчого гідроциліндра з урахуванням зміни тиску у напірній гідролінії.

Фаза підняття поршня виконавчого гідроциліндра описується системою

$$\begin{cases} m \frac{d^2 y}{dt^2} = p_u f_u - F_{mex} - k_n y_n - \beta \frac{dy}{dt}; \\ \beta W_n \frac{dp_n}{dt} = Q_n - k \pi f_3 \frac{t^4 k_2 U^2 l_u \delta}{6 \omega m l_j} \sqrt{\frac{2 p_n - p_u}{\rho}}; \\ \beta W_\Sigma \frac{dp_u}{dt} = k \pi f_3 \frac{t^4 k_2 U^2 l_u \delta}{6 \omega m l_j} \sqrt{\frac{2 p_n - p_u}{\rho}} - F \frac{dy}{dt}, \end{cases} \quad (4)$$

де p_u – тиск у порожнині виконавчого гідроциліндра, β – податливість системи, яка залежить від значення тиску p ; k – коефіцієнт витрат рідини через розподілювач; p_u і p_n – відповідно, тиск у напірній гідролінії і у порожнині виконавчого гідроциліндра; ρ – густина мастила; δ – зазор між магнітами; l_j – довжина якоря; l_u – довжина штовхача; k_2 – постійний коефіцієнт, що враховує зміну напруги; m – маса якоря; ω – число витків обмотки; U – сигнал на вході в ЕМП; t – час, W_n – об'єм напірної гідролінії, W_Σ – об'єм гідросистеми.

Фаза опускання поршня виконавчого гідроциліндра описується системою

$$\begin{cases} m \frac{d^2 y}{dt^2} = F_{mex} + k_n y_n - \alpha \frac{dy}{dt} - p_u f_u; \\ \beta W_u \frac{dp_u}{dt} = f \frac{dy}{dt} - k \pi f_3 \frac{t^4 k_2 U^2 l_u \delta}{6 \omega m l_j} \sqrt{\frac{2 p_u}{\rho}}. \end{cases} \quad (5)$$

Дослідження систем рівнянь 4, 5 виконано на ПК за допомогою прикладної програми MATLAB Simulink. За результатами дослідження розроблених математичних моделей шляхом варіювання початкових даних отримано графіки залежностей зміни в часі переміщень виконавчого гідроциліндра $y_u(t)$ та зміни тиску $p_n(t)$ у напірній гідролінії (рис. 5).

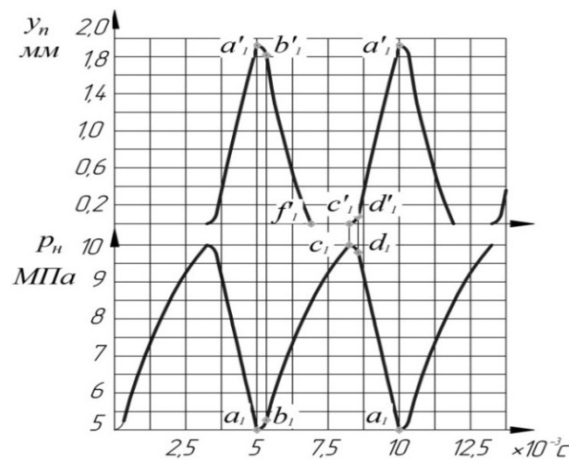


Рис. 5. Графіки зміни тиску у напірній гідролінії $p_n(t)$ та переміщення поршня виконавчого гідроциліндра $y_u(t)$ з частотою $\nu = 20$ Гц, скважністю 65%, $p_a = 10$ МПа, $p_s = 5$ МПа, $QH = 1,1 \cdot 10^{-3}$ м³/с

В результаті експериментальних досліджень були отримані осцилограми зміни тиску і переміщення вібростолу [5], що дозволило їх порівняти з теоретичними дослідженнями (рис. 5). Після детального дослідження та порівняння експериментальних і розрахункових даних було встановлено, що різнобіжність між показниками теоретичних і експериментальних досліджень не перевищує 10% (рис. 6), що підтверджує адекватність розроблених математичних моделей і дозволяє використати отримані математичні моделі для проектного розрахунку інерційних вібропрес-молотів з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода.

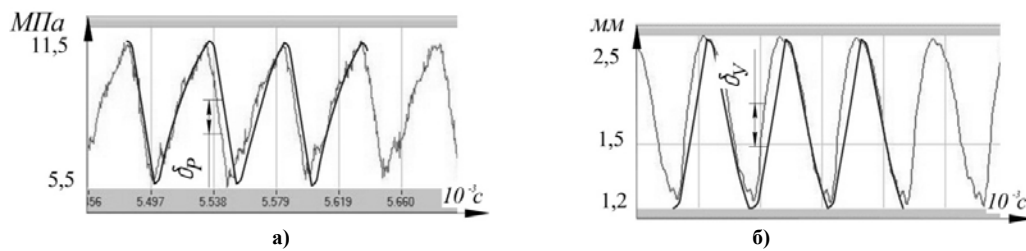


Рис. 6. Графік порівняння експериментальних і теоретичних даних на частоті 20 Гц, скважності 65%, для: а) тиску; б) переміщення, де δ_p і δ_y – відповідно, різниця між теоретичними і експериментальними даними тиску і частоти

Висновки

В статті описано процес побудови динамічної моделі інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування, для цього багатомасову динамічну модель ІВПМ подано у вигляді тримасової динамічної моделі взаємодії виконавчих ланок ІВПМ, розв'язком якої є система трьох диференціальних рівнянь другого порядку. Було представлено динамічні моделі прямого та зворотного ходів ланок інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода, а їх розв'язок подано у вигляді моделей прямого та зворотного ходів. Також складено системи рівнянь, які описують фазу підняття і опускання поршня виконавчого гідроциліндра, що дозволило провести дослідження даних на ПК за допомогою прикладної програми MATLAB Simulink. Отримані результати математичного дослідження були порівнянні з експериментальними даними, які підтвердили адекватність розроблених моделей. В подальшому дані математичні моделі можуть бути використанні для проектного розрахунку вібропресового обладнання з електрогідравлічною системою керування.

Література

1. Іскович-Лотоцький Р. Д. Динамічна та математична моделі вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням / Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. П. Міськов, А. В. Слабкий // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів : Львівська політехніка, 2014. – № 48. – С. 3–10. – ISSN 0320-6947
2. Іскович-Лотоцький Р. Д. Математичне моделювання динамічних процесів вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням для формоутворення порошкових матеріалів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. П. Міськов // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький, 2015. – № 2. – С. 17–20. – ISSN 2307-5732
3. Іскович-Лотоцький Р. Д. Основы теории расчета и разработка процессов и оборудования для виброударного прессования заготовок изделий из порошковых материалов : дис. ... доктора. техн. наук : 05.03.05. / Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитриевич. – М., 1987. – 424 с.
4. Іскович-Лотоцький Р. Д. / Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин : монографія / Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008 – 171 с.
5. Іскович-Лотоцький Р. Д. Результати експериментального дослідження вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням для формоутворення заготовок порошкових матеріалів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, В. П. Міськов, А. В. Слабкий // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Технічні науки. – Вінниця, 2015. – Випуск 1(89) Том 1. – С. 17–21. – ISSN 2306-756X
6. Іскович-Лотоцький Р. Д. Аналіз використання гідроімпульсних вібророзвантажувальних пристроїв на автомобільному транспорті / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2011. – № 6. – С. 228–231.
7. Іскович-Лотоцький Р. Д. Основы резонансно-структурной теории виброударного розвантаження транспортних засобів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2014.

Рецензія/Peer review : 20.5.2016 р.

Надрукована/Printed : 7.6.2016 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Сивак І.О.