

1999. – Вип.53. – С.148-155. 10. Ткачук Н.А. Интенсивная схема экспериментальных исследований элементов технологических систем // Сб. научн. тр. “Динамика и прочность машин”. – Харьков: ХГПУ. – 1998. – Вип.56. – С.175-181. 11. Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния элементов сложных механических систем // Динамика и прочность машин. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2002. – С.126-131. 12. Чернышев В.М., Алексеенко А.В., Шаталов Л.Н. Исследование напряжений и расчет элементов рамы инерционных выбивных решеток // Литейное производство. – С.12-13. 13. Целиков А.И. и др., Машины и агрегаты металлургических заводов. – Т.3 – М.: Металлургия. – 1988. – 679с.

УДК 629.114.4

О.В. БЕРЕЗЮК, С.Б. СТОРОЖУК, І.В. КОЦ

Вінницький національний технічний університет

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ГІДРОПРИВОДУ ПЛИТИ ПРЕСУВАННЯ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ

© Березюк О.В., Сторожук С.Б., Коц І.В., 2006

Проаналізовано устаткування ущільнення твердих побутових відходів, показана необхідність його подальшого вдосконалення на основі застосування гідروприводу робочих органів, зокрема, вібраційного пресуючого гідроприводу з генератором імпульсів тиску, що збільшує коефіцієнт ущільнення і дає змогу істотно підвищити продуктивність машин. Запропоновано математичну модель роботи вібраційного гідроприводу та здійснено її експериментальну перевірку. Модель надає можливість вибору раціональних параметрів та характеристик, які забезпечать оптимальні режими експлуатації устаткування.

The equipment of compression of hard domestic wastes is analyzed, the necessity of its further improvement on the basis of application of hydraulic drive of working organs is shown, particularly, vibrating pressing hydraulic drive with generator of impulses of pressure, that multiplies a compression coefficient and allows substantially raising a production of machines. The mathematical model of work of the vibrating hydraulic drive is offered and its experimental verification is carried out. The model gives possibility of choice of rational parameters and characteristics which will supply the optimum modes of equipment exploitation.

Постановка проблеми. У населених пунктах України щороку накопичується близько 35 млн. м³ твердих побутових відходів (ТПВ), які захоронюють на 770 полігонах загальною площею майже 3 тис. гектарів та частково утилізують на сміттєспалювальних заводах. Збирання побутових відходів є основним завданням санітарного очищення населених пунктів і здійснюється більше ніж 7,5 тис. спеціальних автомобілів (сміттєвозів) 56 спеціалізованих автопідприємств та 650 цехами [1], а тому пов'язане із значними фінансовими витратами. Після вивантаження кожного контейнера з ТПВ в бункер сміттєвоза обов'язково виконується операція статичного їх ущільнення. При вищому коефіцієнті ущільнення краще використовується об'єм кузова та вантажопідйомність автомобіля, зменшуються витрати пального, а також і вартість перевезень. У сміттєвозах вітчизняного виробництва, які ущільнюють ТПВ за допомогою гідроприводу в статичний спосіб, відходи вдається ущільнювати в 2,2 раза, що значно менше ніж на кращих світових зразках цієї техніки.

Аналіз останніх досліджень. Аналітичне дослідження розробок з ущільнення ТПВ показало, що поряд із традиційними способами ущільнення ТПВ за допомогою плити пресування, у сміттєвозах, наприклад, ROTOPRESS фірми FAUN KUKA відходи пресуються за допомогою пресового шнека в кузові, який має форму обертового барабана, що приводиться в дію за допомогою гідравлічного приводу, який складається з аксіально-поршневого регульованого насоса і аксіально-поршневого двигуна [2]. Таке технічне вдосконалення підвищує ефективність, але є досить громіздким і складним. Серед відомих в інших галузях промисловості технічних засобів ущільнення різних матеріалів найбільш ефективними виявились вібропресові установки з гідравлічним приводом, дистанційно керовані за допомогою генераторів імпульсів тиску різного конструктивного виконання [5]. Подібного устаткування із використанням додаткового гідравлічного вібраційного приводу для інтенсифікації процесу ущільнення ТПВ не виявлено.

Формулювання мети досліджень. Вдосконалення базового гідравлічного приводу серійних сміттєвозів за рахунок дооснащення його генератором імпульсів тиску робочої рідини, що надасть можливість додатково вібраційно ущільнити тверді побутові відходи і підвищить ефективність використання сміттєвозів внаслідок збільшення коефіцієнта ущільнення.

Виклад основного матеріалу. Авторами [3] запропонована схема вібраційного гідроприводу плити пресування, в якій за рахунок введення генератора імпульсів тиску реалізується вібраційний спосіб пресування, що дає змогу підвищити коефіцієнт ущільнення ТПВ. На рис. 1 подана розрахункова схема роботи гідроприводу при вібраційному способі пресування ТПВ з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії (ГТДД) [4]. На схемі представлені такі основні геометричні, кінематичні та силові параметри: p_1, p_2, p_3, p_4 – тиски відповідно на виході насоса, на вході гідроциліндра, на виході гідроциліндра та на вході фільтра; W_1, W_2, W_3, W_4 – об'єми трубопроводів між насосом та гідророзподільником, гідророзподільником та входом гідроциліндра, виходом гідроциліндра та гідророзподільником, гідророзподільником та фільтром; Q_n – фактична подача насоса; S_p – площа умовного проходу отвору розподільника; S_ϕ – площа поверхні фільтрувального елемента; k_ϕ – питома пропускна спроможність фільтра (на схемі не вказана); μ_d – коефіцієнт динамічної в'язкості (на схемі не вказаний); D, d – діаметри поршня та штока; G_n – вага плити пресування; $G_{ц}$ – вага гідроциліндра; $G_{в1}$ – вага частини відходів, що знаходяться над плитою пресування; $G_{в2}$ – вага частини відходів, що знаходяться поза плитою пресування; $F_{тп}$ – сила тертя між плитою пресування та напрямними; $F_{тв}$ – сила тертя між ТПВ і кузовом; $F_{ц}$ – сила, яку розвиває гідроциліндр; h_1, h_2 – висота нижньої та верхньої частини плити пресування; b – ширина плити пресування (на схемі не вказана); δ – товщина плити пресування; α – кут нахилу плити пресування; x – переміщення плити пресування; y – переміщення запірнього елемента ГТДД; d_1 – діаметр плунжера-штовхача; d_2 – діаметр 1-го ступеня запірнього елемента ГТДД; d_3 – діаметр 2-го ступеня запірнього елемента ГТДД; m_k – маса запірнього елемента; c – жорсткість пружини; y_0 – попередня деформація пружини; h_n – додатне перекриття запірнього елемента, d_d – діаметр прохідного вікна дроселя.

Під час розроблення математичної моделі роботи гідроприводу сміттєвоза на операції пресування ТПВ з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії були прийняті такі припущення [5-7]: тиск пресування ТПВ залежить від відносної їх деформації й описується степеневою функцією, рухомі частини робочих органів для пресування ТПВ приймаємо за одномасову систему, оскільки ПП і корпус гідроциліндра жорстко з'єднані між собою, а шток гідроциліндра жорстко з'єднаний з кузовом сміттєвоза, маса якого значно перевищує масу ПП і корпусу гідроциліндра ($m_c=2500$ кг \gg $m_{пп}+m_{гц}=300$ кг), а тому приймається нерухомою; робоча рідина прийнята стисливою і характеризується коефіцієнтом стисливості K ; коефіцієнт стисливості робочої рідини змінюється несуттєво зі зміною тиску і тому вважається постійним; витрати робочої

рідини на перетікання з області високого тиску в область низького тиску прямо пропорційно залежать від перепаду тисків на межі цих областей і характеризується коефіцієнтом перетікання робочої рідини σ , величина тиску в магістралі між фільтром і маслобаком є незначною і до уваги не береться; сухе тертя в рухомих елементах гідроциліндра та ГПТ не враховуються через відсутність нормальних зусиль в парах тертя, в яких використано ущільнення зазором; загальний коефіцієнт тертя ТПВ по сталі, що дорівнює середньому арифметичному складових коефіцієнтів, пропорційний до їх відсоткового вмісту за масою.

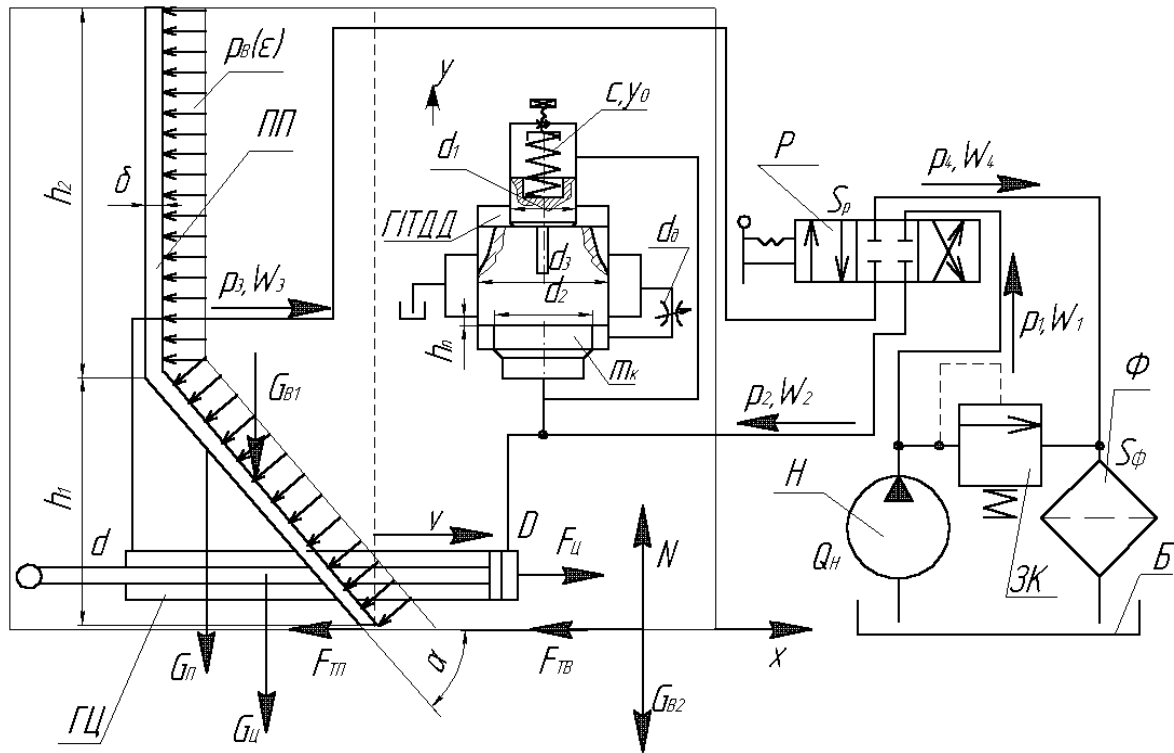


Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу при вібраційному способі пресування ТПВ з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії

З урахуванням припущень робота гідроприводу на операції пресування ТПВ може бути описана відповідною системою диференціальних (1–6) та алгебраїчних рівнянь (7, 8) з відповідними граничними умовами (9). Диференціальне рівняння (1) описує витрати РР на ділянці насос – гідророзподільник і враховує фактичну подачу насоса, витрати РР через розподільник, втрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (2) описує витрати РР на ділянці гідророзподільник – вхід гідроциліндра і враховує витрати РР через розподільник, витрати РР на роботу гідроциліндра, витрати РР при відкритті запірного елемента ГПТ, втрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (3) описує витрати РР на ділянці вихід гідроциліндра – гідророзподільник і враховує витрати РР на роботу гідроциліндра, витрати РР через розподільник, втрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (4) описує витрати РР на ділянці гідророзподільник – фільтр і враховує витрати РР через розподільник, витрати РР при відкритті запірного елемента ГПТ, витрати РР через фільтр, втрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів.

$$Q_H = \mu S_p \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_{pp}}} + \sigma(p_1 - p_2) + KW_1 \dot{p}_1; \quad (1)$$

$$\mu S_p \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_{pp}}} = \dot{x} S_{II1} + \sigma(p_2 - p_3) + KW_2 \dot{p}_2 + \dot{y} \pi \frac{d_3^2 - d_1^2}{4} + 1(y - h_n) \mu \pi d_3 (y - h_n) \sqrt{\frac{2p_2}{\rho_{pp}}} + 1(y) \mu \pi \frac{d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2p_2}{\rho_{pp}}}; \quad (2)$$

$$\dot{x} S_{II2} = \mu S_p \sqrt{\frac{2(p_3 - p_4)}{\rho_{pp}}} + \sigma(p_3 - p_4) + KW_3 \dot{p}_3; \quad (3)$$

$$\mu S_p \sqrt{\frac{2(p_3 - p_4)}{\rho_{pp}}} = k_\Phi \frac{p_4}{\mu_{II}} S_\Phi + \sigma p_4 + KW_4 \dot{p}_4; \quad (4)$$

$$p_2 S_{II1} - p_3 S_{II2} = m_p \ddot{x} + \pi DL \frac{V\rho}{\Delta} \dot{x} + p_B(\varepsilon) S_{II1} + \text{Sign}(\dot{x})(F_{TII} + F_{TIB}); \quad (5)$$

$$p_2 \left[1(y) \frac{\pi(d_3^2 - d_2^2)}{4} + \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4} \right] = m_k (\ddot{y} + g) + \pi d_3 L_1 \frac{V\rho}{\Delta_1} (\dot{y})^2 + c(y + y_0); \quad (6)$$

$$p_B(\varepsilon) = 1774,117 + 0,09206\rho - 0,00257 p_{кп1} \frac{S_{II1}}{S_{II}} - 38 \frac{Q_H^2}{S_{II}^2} - 0,4854 \frac{x_{max}^2}{S_{II}} - \quad (7)$$

$$-0,001576\rho^2 - 63,06 \frac{S_{дп}^2}{S_1^2} - 1,066 \cdot 10^{-10} p_{кп1}^2 \frac{S_{II1}^2}{S_{II}^2} + 9813,11 + 223,1 \frac{x_{max}}{\sqrt{S_{II}}}$$

$$-0,8612 p_{кп1} \frac{S_{II1}}{S_{II}} - 8189 \frac{Q_H^2}{S_{II}^2} - 114,7 \frac{x_{max}^2}{S_{II}} - 0,03341\rho^2 - 12806 \frac{S_{дп}^2}{S_1^2} - 2,3 \cdot 10^{-8} p_{кп1}^2 \frac{S_{II1}^2}{S_{II}^2} \varepsilon^N;$$

$$S_{II1} = b(h_1 \text{tg}\alpha + h_2); \quad F_{TII} = f_C(G_{B1} + G_{II} + G_{II} + p_B(\varepsilon) S_{II2}); \quad F_{TIB} = f_B(G_B - G_{B1} + p_B(\varepsilon) S_\Phi); \quad S_{II2} = \frac{bh_1}{\text{tg}\alpha};$$

$$S_B = \frac{(V_K - V)(b + 2(h_1 + h_2))}{b(h_1 + h_2)}; \quad G_{B1} = \frac{hb(h_2 + h_1/2)\rho_B g}{\text{tg}\alpha}; \quad G_{II} = (h_2 + h_1/\sin\alpha)b\delta\rho_c g;$$

$$G_{II} = (m_{II} + S_{II1} x \rho_{pp}) g; \quad G_B = V_K \rho_B g;$$

$$m_p = \frac{G_B + G_{II} + G_{II}}{g}; \quad S_{II1} = \frac{\pi D^2}{4}; \quad S_{II2} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}; \quad (8)$$

$$0 \leq \{p_1, p_2, p_3, p_4\} \leq p_{зк}; \quad 0 \leq x \leq x_{max}; \quad 0 \leq y \leq y_{max}; \quad (9)$$

$$N = 5586 - 18,6\rho - 1199 \frac{Q_H^2}{S_{II}^2} - 0,005134\rho^2 - 1942 \frac{S_{дп}^2}{S_1^2} - 3,306 \cdot 10^{-9} p_{кп1}^2 \frac{S_{II1}^2}{S_{II}^2}, \quad (10)$$

де $\mathbf{1}()$ – одинична функція; $\text{Sign}()$ – функція знака; $p_{зк}$ – тиск спрацювання запобіжного клапана; x_{max} – максимальний хід гідроциліндра; y_{max} – максимальне переміщення запірнього елемента ГПТ до упора; Δ_1 – величина зазору між запірнім елементом і корпусом ГПТ; L_1 – довжина поверхні тертя запірнього елемента ГПТ.

Диференціальне рівняння (5) описує рух плити пресування і враховує силу, що розвиває гідроциліндр; силу інерції рухомих елементів; силу в'язкого тертя; силу опору ТПВ при їх ущільненні; сили сухого тертя плити пресування та ТПВ. Диференціальне рівняння (6) описує рух запірнього елемента ГПТ і враховує силу, створену тиском p_2 ; силу інерції запірнього елемента; силу в'язкого тертя; силу пружності пружини; вагу запірнього елемента. Залежність (7) тиску пресування p_B ТПВ від їх відносної деформації ε з врахуванням основних параметрів вібраційного гідроприводу пресування отримана експериментально [6].

Під час імітаційного моделювання на ЕОМ, використовуючи числовий метод Рунге-Кутта-Фельберга та описану вище математичну модель, отримано результати чисельного дослідження процесів в гідроприводі при вібраційному пресуванні ТПВ з використанням ГПТ диференціальної дії, зображені на рис. 2 та 3. При моделюванні розглядалися два варіанти конструктивного виконання вібраційного гідроприводу плити пресування при використанні гідрозамка (для запобігання

пружному поверненню плити) та без використання гідрозамка. Аналіз результатів (рис. 3) показав, що більший коефіцієнт ущільнення k_y ТПВ досягається у разі використання гідрозамка у вібраційному гідроприводі плити пресування.

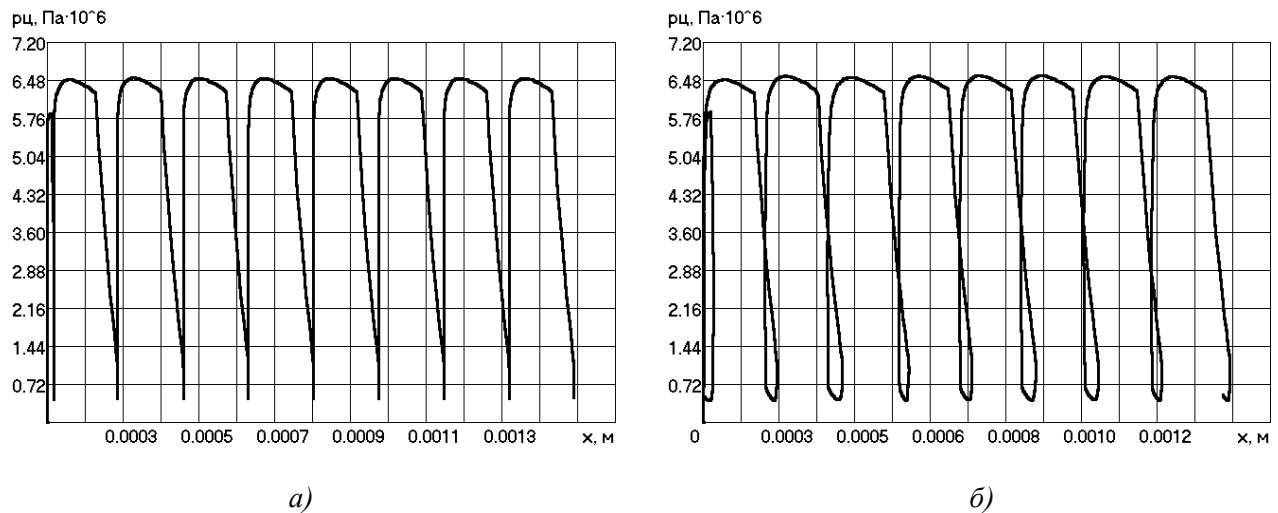


Рис. 2. Графіки взаємозалежності “тиск в напірній порожнині гідроциліндра p_c – переміщення плити пресування x ”: а) при використанні гідрозамка; б) без використання гідрозамка

На рис. 4. показано порівняння статичного та вібраційного способів пресування ТПВ, в результаті якого можна зробити висновок, що теоретично вібраційний спосіб пресування ТПВ збільшує їх коефіцієнт ущільнення на 24-26% порівняно із статичним способом, що також підтверджено експериментально [6]. Це дозволить суттєво підвищити продуктивність сміттєвозів в цілому (економія пального 2,2 т/рік на один автомобіль) за рахунок кращої наповненості кузова.

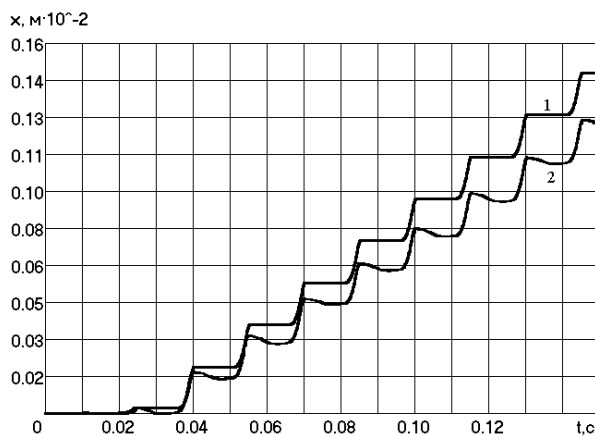


Рис. 3. Переміщення плити пресування при використанні гідрозамка (1) та без використання гідрозамка (2)

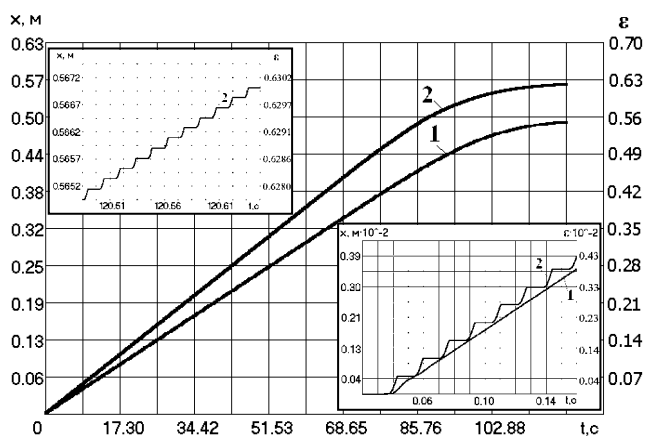


Рис. 4. Порівняння способів пресування ТПВ: 1 – статичний ($k_y=2,256$); 2 – вібраційний ($k_y=2,671$)

Висновки

1. Створена математична модель вібраційного гідроприводу пресування з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії, яка дає змогу досліджувати динаміку вказаного гідроприводу для вибору більш раціонального способу пресування ТПВ.

2. В результаті математичного моделювання встановлено, що вібраційний спосіб пресування ТПВ збільшує їх коефіцієнт ущільнення на 24-26% порівняно із статичним способом, що дозволить

суттєво підвищити продуктивність сміттєвозів в цілому (економія пального 2,2 т/рік на один автомобіль) за рахунок кращої наповненості кузова.

1. Постанова Кабінету Міністрів України від 4 березня 2004 року № 265 “Про затвердження Програми поводження з твердими побутовими відходами”. 2. *Pressmullfahrzeuge Faun Kuca Rotopress*. – Osterholz-Scharmbeck, 1995. – С. 2-3. 3. Патент України № 61580 А, МПК7 В 65 F 3/20. Гідропривод ущільнюючої плити сміттєвоза / В.І. Савуляк, О.В. Березюк – 2003032027; Заявл. 07.03.2003. Опубл. 17.11.2003, Бюл. № 11. – С.22. 4. Патент України № 5076 U, МПК7 F 15 B 21/12. Клапан-пульсатор диференціальної дії / О.В. Березюк – 20040705249; Заявл. 01.07.2004. Опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2. – С.41. 5. Коц И.В. Разработка и исследование клапанов-пульсаторов для гидравлических приводов вибрационных горных машин. – Дис... канд. техн. наук: 05.02.03. – Винница, 1994. – 227 с. 6. Березюк О.В. Вібраційний гідропривод плити пресування твердих побутових відходів у сміттєвозах: Дис... канд. техн. наук: 05.02.03. – Винница, 2005. – 217 с. 7. Гідропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / М.Е. Иванов, И.Б. Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий, В.А. Пишенин, И.В. Коц. – М.: Машиностроение, 1977. – 174 с.

УДК 629.3.03:62-837:62-531.7

П.С. БЕРНИК, Р.В. ЧУБИК

Вінницький державний аграрний університет

ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ У ВІБРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИНАХ ІЗ ДЕБАЛАНСНИМ ПРИВОДОМ

© Берник П.С., Чубик Р.В., 2006

Розглянуто перехідні процеси у вібраційних технологічних машинах із дебалансним приводом. За допомогою експериментально отриманих характеристик обґрунтовано методику, що дозволяє одержати мінімальні перехідні процеси в момент запуску та зупинки (АВТМ ВТМ) із дебалансним приводом.

In this article the analysis of transitional processes is conducted in the technological machines of vibrations from where by occasion. On the base of analysis of the experimentally got descriptions grounded method, that allows to get minimum transitional processes in the moment of start and stop from where by occasion.

Постановка проблеми. Практично всі вібраційні технологічні машини (ВТМ) із дебалансним приводом [1] працюють в резонансному режимі. В момент запуску та зупинки таких ВТМ відбувається перехід ВТМ через резонанс, що супроводжується 2-3-кратним зростанням амплітуди. Як наслідок виникають значні перевантаження в пружній системі ВТМ та в підшипниках дебалансного вала.

Аналіз останніх досліджень. Для зменшення перехідних процесів у вібраційних технологічних машинах із дебалансним приводом широко застосовуються керовані дебалансні вібробудувачі [2]. Принцип дії таких вібробудувачів полягає в тому, що при виході кутової швидкості дебалансного вала віброприводу на задані технологічно обумовлені частоти обертання, які відповідають зарезонансному режиму роботи ВТМ, відбувається збільшення ексцентриситету дебалансної маси віброприводу в діапазоні від 0 (мм) до заданого значення. Така реалізація приводу ВТМ дозволяє проводити запуск в резонансному режимі. Досконалішими за керовані дебалансні вібробудувачі є ВТМ із адаптивними системами управління параметрами приводу (адаптивні вібра-