

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ГІДРОПРИВОДУ ПЛИТИ ПРЕСУВАННЯ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІ- ДХОДІВ

© Олег Березюк, Сергій Сторожук, Іван Коц

*Проаналізовано устаткування ущільнення твердих побутових відходів, показана необхідність його подальшого вдосконалення на основі застосування гідроприводу робочих органів, зокрема, вібраційного пресуючого гідроприводу з генератором імпульсів тиску, що збільшує коефіцієнт ущільнення і дозволяє суттєво 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. м<sup>3</sup> твердих побутових відходів (ТПВ), які захоронюються на 770 полігонах загальною площею майже 3 тис. гектарів та частково утилізуються на сміттєспалювальних заводах. Збирання побутових відходів є основним завданням санітарного очищення населених пунктів і здійснюється більше ніж 7,5 тис. спеціальними автомобілями (сміттєвозами) 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 рази, що значно менше ніж на кращих світових зразках цієї техніки.

### Аналіз останніх досліджень

Аналітичне дослідження розробок в галузі 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 сміттевозів за рахунок дооснащення його генератором імпульсів тиску робочої рідини, що надасть можливість здійснення додаткового вібраційного ущільнення твердих побутових відходів і підвищить ефективність використання сміттевозів 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 представлена 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;  $Q_H$  - фактична подача насоса;  $S_P$  - площа умовного проходу отвору розподільника;  $S_\Phi$  - площа поверхні фільтрувального елемента;  $k_\Phi$  - питома пропускна спроможність фільтра (на схемі не вказана);  $\mu_d$  - коефіцієнт динамічної в'язкості (на схемі не вказаний);  $D, d$  - діаметри поршня та штока;  $G_{II}$  - вага плити пресування;  $G_{II}$  - вага гідроциліндра;  $G_{B1}$  - вага частини відходів, що знаходяться над плитою пресування;  $G_{B2}$  - вага частини відходів, що знаходяться поза плитою пресування;  $F_{TP}$  - сила тертя між плитою пресування та напрямними;  $F_{TB}$  - сила тертя між ТПВ і кузовом;  $F_{II}$  - сила, яку розвиває гідроциліндр;  $h_1, h_2$  - висота нижньої та верхньої частини плити пресування;  $b$  - ширина плити пресування (на схемі не вказана);  $\delta$  - товщина плити пресування;  $\alpha$  - кут нахилу плити пресування;  $x$  - переміщення плити пресування;  $y$  - переміщення запірнього елемента ГТДД;  $d_1$  - діаметр плунжера-штоковача;  $d_2$  - 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,  $d_n$  - діаметр прохідного вікна дроселя.

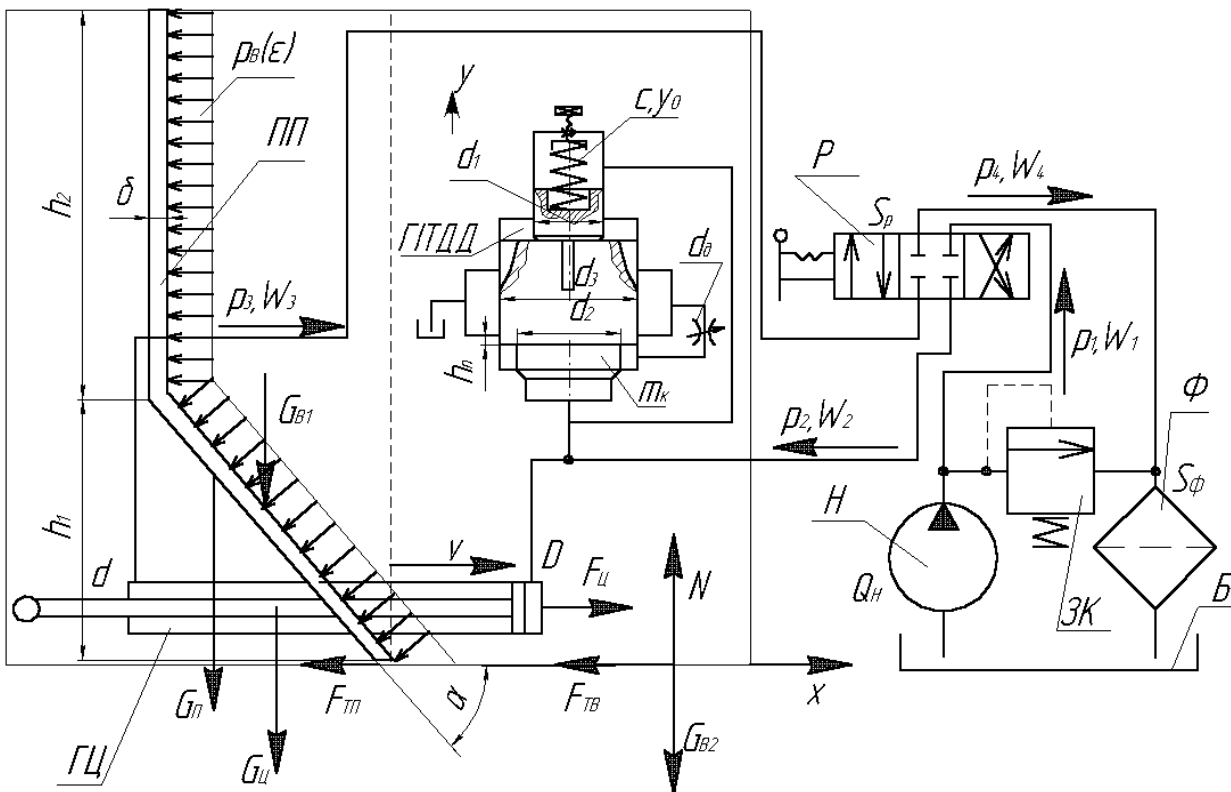


Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу при вібраційному способі пресування ТПВ з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії

При розробці 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 прямопропорційно залежать від перепаду тисків на межі цих областей характеризується коефіцієнтом перетікання робочої рідини  $\sigma$ , величина тиску в магістралі між фільтром і маслобаком є незначною і до уваги не приймається; 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.

З врахуванням 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.

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

$$\mu S_P \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_{PP}}} = \dot{x}_{S_{II1}} + \sigma(p_2 - p_3) + KW_2 \dot{p}_2 + \dot{y} \pi \frac{d_3^2 - d_1^2}{4} + 1(y - h_u) \mu \pi d_3 (y - h_u) \sqrt{\frac{2p_2}{\rho_{PP}}} + 1(y) \mu \pi \frac{d_2^2}{4} \sqrt{\frac{2p_2}{\rho_{PP}}}; \quad (2)$$

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

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

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

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

$$p_B(\varepsilon) = 1774,117 + 0,09206\rho - 0,00257 p_{кн1} \frac{S_{II1}}{S_{II}} - 38 \frac{Q_H^2}{S_{II}^2} - 0,4854 \frac{x_{\max}^2}{S_{II}} - 0,001576\rho^2 - 63,06 \frac{S_{\text{дп}}^2}{S_1^2} - 1,066 \cdot 10^{-10} p_{кн1}^2 \frac{S_{II1}^2}{S_{II}^2} + 9813,11 + 223,1 \frac{x_{\max}}{\sqrt{S_{II}}}; \quad (7)$$

$$-0,8612 p_{кн1} \frac{S_{II1}}{S_{II}} - 8189 \frac{Q_H^2}{S_{II}^2} - 114,7 \frac{x_{\max}^2}{S_{II}} - 0,03341\rho^2 - 12806 \frac{S_{\text{дп}}^2}{S_1^2} - 2,3 \cdot 10^{-8} p_{кн1}^2 \frac{S_{II1}^2}{S_{II}^2} \varepsilon^N;$$

$$S_{II1} = b(h_1 \text{tg} \alpha + h_2); \quad F_{TII} = f_c(G_{B1} + G_{II} + G_{II} + p_B(\varepsilon) S_{II2}); \quad F_{TB} = f_b(G_B - G_{B1} + p_B(\varepsilon) S_\sigma); \quad S_{II2} = \frac{bh_1}{\text{tg} \alpha};$$

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

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

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

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

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

де  $\mathbf{1}()$  - одинична функція;  $Sign()$  - функція знаку;  $p_{зк}$  - тиск спрацювання запобіжного клапана;  $x_{max}$  - максимальний хід гідроциліндра;  $y_{max}$  - максимальне переміщення запірнього елемента ГТ до упора;  $\Delta_1$  - величина зазору між запірнім елементом і корпусом ГТ;  $L_1$  - довжина поверхні тертя запірнього елемента ГТ.

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 ГТ 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  $\varepsilon$  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 ГТ диференціальної дії, зображені на рис. 2 та 3. При моделюванні розглядалися два варіанти конструктивного виконання вібраційного гідроприводу плити пресування при використанні гідрозамка (для запобігання пружного повернення плити) та без використання гідрозамка. Аналіз результатів, зображених на рис. 3 показав, що більший коефіцієнт ущільнення  $k_y$  ТПВ досягається при використанні гідрозамка у вібраційному гідроприводі плити пресування.

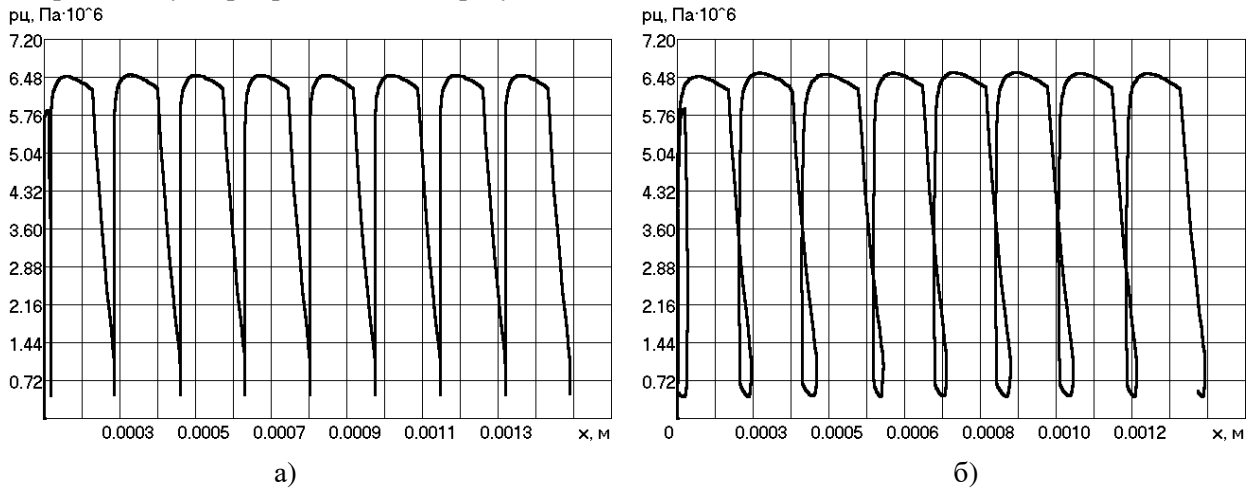


Рис. 2. Графіки взаємозалежності “тиск в напірній порожнині гідроциліндра  $p_{II}$  - переміщення плити пресування  $x$ ”: а) при використанні гідрозамка; б) без використання гідрозамка

На рис. 4. показано порівняння статичного та вібраційного способів пресування ТПВ, в результаті чого 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 (еконія пального 2,2 т/рік на один автомобіль) за рахунок кращої наповненості кузова.

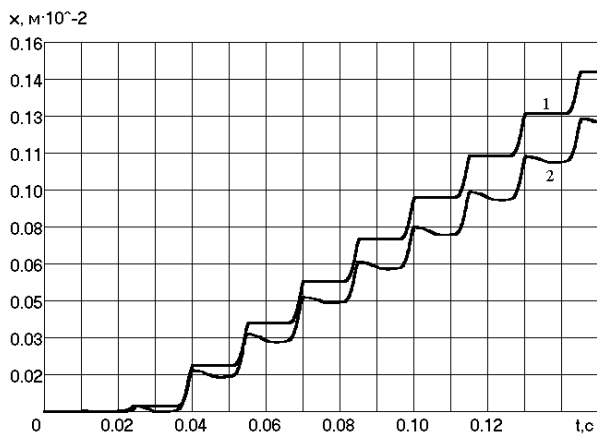


Рис. 3. Переміщення плити пресування при використанні гідрозамка (1) та без використання гідрозамка (2)

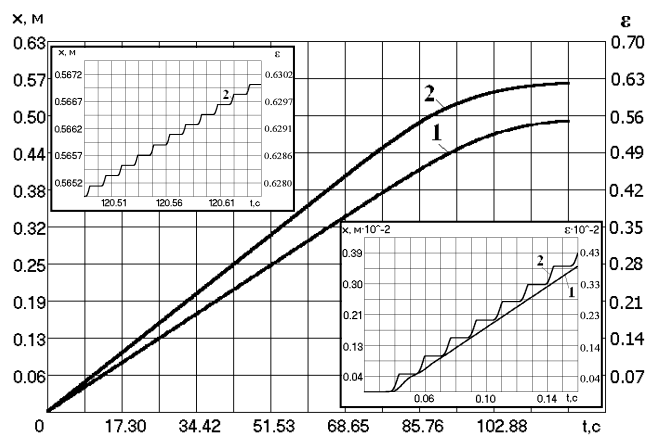


Рис. 4. Порівняння способів пресування ТПВ: 1-статичний ( $k_{\gamma}=2,256$ ); 2-вібраційний ( $k_{\gamma}=2,671$ )

### 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 проведення 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.

### Список літератури

1. Постанова Кабінету Міністрів України від 4 березня 2004 року № 265 "Про затвердження Програми поводження з твердими побутовими відходами".
2. Pressmullfahrzeuge Faun Kuka 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 В 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. - Вінниця, 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.