

ПЕРСПЕКТИВНИЙ ВІБРОУДАРНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ РОЗВАНТАЖЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Анотація: У зв'язку з ростом об'єму перевезень насипних вантажів автомобільним транспортом потребується підвищення рівня механізації і автоматизації вантажно-розвантажувальних робіт. Для механізації процесів розвантаження в останні роки створенні різні потужні високопродуктивні розвантажувальні машини оригінальних конструкцій (автомобілеперекидачі, віброплощадки, елеватори, тощо). Це надає можливість прискорити розвантаження, знизити затрати і скоротити наднормативні прості автомобілів-самоскидів під розвантаженням.

Ключові слова: віброударне навантаження, гідропривод, клапан-пульсатор.

Постановка проблеми. Впроваджені рекомендації діагностики техніко-технологічних показників роботи розроблені практичні рекомендації по розробці і проектуванні нової конструкції гідроімпульсного привода розвантажувального пристрою для транспортних засобів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

– обґрунтувати доцільність використання вібрацій і ударів та визначити переваги і недоліки існуючих типів віброприводів, що можуть бути використані для підвищення ефективності процесів розвантаження транспортних засобів;

– обґрунтувати вибір конструктивних схем та розробити на їх базі новий гідроімпульсний привод віброударного пристрою для підвищення ефективності розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів;

– розробити математичну модель гідроімпульсного привода віброударного пристрою і ударної взаємодії гідроциліндра із змінними інерційними масами з кузовом автомобіля-самоскида;

– провести дослідження математичних моделей на ЕОМ з визначенням режимів роботи привода.

Формулювання цілей.

- набули подальший розвиток та застосовані основні положення резонансно-структурної теорії щодо поведінки навалочних вантажів під дією вібрацій і ударів;

- вперше розроблена математична модель гідроімпульсного привода віброударного пристрою у вигляді систем нелінійних диференціальних рівнянь, які відображають взаємозв'язок між основними періодами робочого циклу спрацювання запірних елементів автоматичного розподільника з певними початковими та граничними умовами;

- вперше розроблена математична модель процесу передачі енергії удару виконавчим органом віброударного пристрою кузова-самоскида, запропоновано аналітичний критерій оцінки стану його ефективного розвантаження.

Об'єкт дослідження – пристрої для вібраційного і віброударного розвантаження транспортних засобів.

Предмет дослідження – гідроімпульсний привод віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів.

Методи дослідження. До основних методів дослідження входить математичне моделювання процесів в гідроімпульсному приводі віброударного пристрою з урахуванням його конструкційних особливостей і режимів роботи на основі нелінійних диференціальних рівнянь механіки руху твердого та рідинного тіла з використанням числових методів їх розв'язання для визначення в аналітичній і графічній формі основних параметрів гідроімпульсного привода віброударного пристрою і ефективних режимів розвантаження сипучих, великокускових і змерзлих вантажів за допомогою віброударного пристрою. Наукова новизна одержаних результатів.

Наукову новизну складають такі основні її результати і положення:

- набули подальший розвиток та застосування основні положення резонансно-структурної теорії щодо поведінки навалочних вантажів під дією вібрацій і ударів;

- вперше розроблена математична модель гідроімпульсного привода віброударного пристрою у вигляді систем нелінійних диференціальних рівнянь, які відображають взаємозв'язок між основними періодами робочого циклу спрацювання запірних елементів автоматичного розподільника з певними початковими та граничними умовами;

- вперше розроблена математична модель процесу передачі енергії удару виконавчим органом віброударного пристрою кузова-самоскида, запропоновано аналітичний критерій оцінки стану його ефективного розвантаження.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Перспективним напрямком в різних галузях народного господарства є застосування корисних вібраційних і віброударних навантажень. Широкого застосування отримали зазначені технології в розвантажувальних роботах, що дозволяє підвищити продуктивність праці, зекономити матеріальні ресурси, а також покращити умови праці використання даних процесів..

Слід зазначити, що висока ефективність вібраційних і віброударних процесів забезпечується завдяки реалізації найбільш оптимальних силових впливів на об'єкт обробки, а також досягнення в результаті цього його необхідних фізико-механічних параметрів, в тому числі міцності та щільності, а також забезпечення інтенсифікації процесу руйнування при динамічному характері прикладеного до них навантаження.

На рис. 1, а показано схематичне розташування вузлів гідроприводу, на рис. 2, б гідравлічна схема приводу вібраційного розвантажувача автомобіля-самоскида, на рис. 2. в конструктивна схема вмонтованого клапана-пульсатора гідропривода вібраційного розвантажувача автомобіля-самоскида. [2].

Запропоновано використовувати базовий гідропривод автомобіля-самоскида, в якому за рахунок створення в додатковому робочому вібраційному гідроциліндрі 5 пульсуючого тиску від загального гідронасоса 18, за допомогою спеціального віброзбуджувача, або клапана-пульсатора [3], досягається можливість створення вібрацій кузова 16, що призводить до одночасного його очищення і розвантажування .

Пристрій працює наступним чином. Коли кузов 16 автомобіля-самоскида за допомогою телескопічного підйомного гідроциліндра 1 розвантажувється, робоча рідина під тиском від загального гідронасоса 18 поступає в робочу порожнину вібраційного гідроциліндра 5 по магістралі 7 від напірної лінії 6, до якої підключений розподільний пристрій – кульковий однокаскадний клапан-пульсатор 14. Клапан-пульсатор періодично при досягненні заданого тиску, визначеного за розрахунковим значенням робочого зусилля плунжера 3 вібраційного гідроциліндра 5, з'єднує напірну магістраль 6 зі зливом 13 через дросель 12.

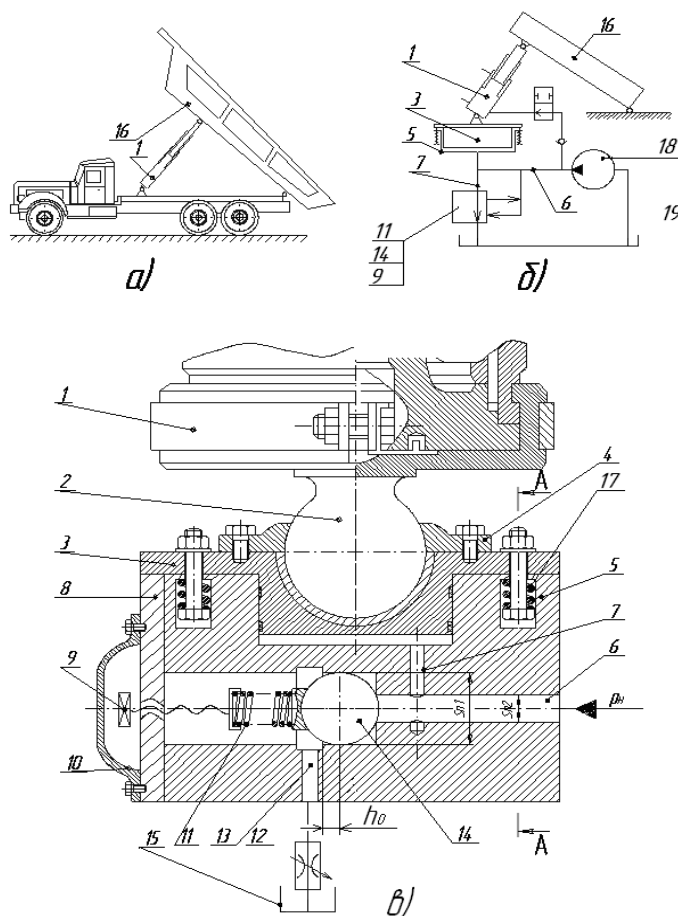


Рис. 1. Гідропривод вібраційного розвантажувача автомобіля-самоскида:
 а) схематичне розташування вузлів гідроприводу;
 б) гідравлічна схема приводу вібраційного розвантажувача автомобіля-самоскида;
 в) конструктивна схема вмонтованого клапана-пульсатора.

Таким чином, у робочій порожнині вібраційного гідроциліндра 5 амплітудне значення тиску рідини змінюється із визначеною періодичністю (частотою) від мінімального до максимального значення, який регулюється за допомогою регульовального гвинта 9, що захищений кришкою 10 і проходить гвинтовим з'єднанням через кришку 8 і з'єднується з кульковим клапаном-пульсатором 14 через регульовальну пружину 11. У проміжок часу, коли кульковий клапан-пульсатор 14 закритий і напірна лінія 6 відділена від лінії зливу 13, гідронасос 18 подає робочу рідину під тиском в робочу порожнину вібраційного гідроциліндра 5. Під дією тиску рідини плунжер 3, з'єднаний з телескопічним підйомним гідроциліндром 1 за допомогою шарніра 2, що закріплений кришкою 4, переміщується відносно опори – корпусу вібраційного гідроциліндра 5. Напірна лінія 6 з'єднується з лінією зливу 13, яка в свою чергу з'єднана із баком 15, в момент, коли тиск робочої рідини в напірній лінії досягає максимального значення і спрацьовує кульковий клапан-пульсатор 14. Коли тиск в гідросистемі зменшується до тиску закриття пружин 17 повертають плунжер 3 у вихідне положення. У результаті закриття кулькового клапана-пульсатора 14 напірна лінія 6 від'єднується від зливної лінії 13, система переходить у попереднє положення і робочий цикл повторюється.

Принцип дії віброзбуджувача, що входить у даний запропонований пристрій гідропривода вібраційного розвантажувача автомобіля-самоскида, оснований на миттєвому збільшенні зусилля P_{n1} відкриття його рухомого запірного елемента у виді кулькового клапану-пульсатора, яке створюється тиском p_1 на площі підйому S_{n1} ($P_{n1}=p_1 \cdot S_{n1}$), до величини P_{n2} ($P_{n2}>P_{n1}$). Це збільшення відбувається за рахунок ступінчастої зміни площі підйому від S_{n1} до S_{n2} ($S_{n2} >S_{n1}$) в момент порушення герметизації посадки запірного елемента на сідло. Зусилля $P_{n2}=p_1 \cdot S_{n2}$ перевищує зусилля налагодження пружини $P_{np}=P_{n1}$, що притискає запірний елемент клапана до сідла вібраційного гідроциліндра у вихідному положенні, і може утримувати його у відкритому стані, забезпечуючи доступ рідини із напірної лінії на злив протягом часу падіння тиску в гідросистемі до величини p_2 . При цьому тискові зусилля на запірному елементі зменшаться до значення $P_{n1}=p_2 \cdot S_{n2}$ і пружина 11 зможе повернути його у вихідне положення, притиснувши до сідла вібраційного гідроциліндра.

Миттєве збільшення зусилля відкриття P_{n1} запірного елемента до P_{n2} при ступінчастому збільшенні площі підйому від S_{n1} до S_{n2} забезпечує герметизуюче перекриття h_0 , завдяки якому тиск в гідросистемі в момент порушення герметизації посадки запірного елемента на сідло лишається незмінним ($p \approx p_1$) при його осьовому зміщенні на величину $h \leq h_0$. Принцип дії таких віброзбуджувачів гідроімпульсного приводу наглядно ілюструють типові графіки зміни їх основних параметрів, побудовані на основі відповідних осцилограм, отриманих при проведенні експериментальних досліджень [3, 4].

Для попередньої оцінки конструктивних параметрів віброзбуджувачів із зворотним зв'язком по тиску можна використати співвідношення [5]:

$$p_1 \geq P_{np} \geq p_2 S_{n2},$$

Звідки

$$p_2 = p_1 \frac{S_{n1}}{S_{n2}} = p_1 \frac{d^2}{D^2}.$$

Теоретичне дослідження динаміки робочого циклу вібророзвантажувача автомобіля-самоскида

Розглянемо закон руху плунжера 3 при русі вгору. Знайдемо сили реакції опори в шарнірі 2 підйомного телескопічного гідроциліндра 1 і плунжера 3. На рис. 2 зображена схема для знаходження сил реакції опори в шарнірі 2, де кузов 16 знаходиться у положенні розвантаження. Де l – довжина телескопічного підйомного гідроциліндра 1, L – довжина кузова 16, α – кут на який відкрився кузов 16 автомобіля-самоскида, β – кут нахилу підйомного телескопічного гідроциліндра 1. Загальне рівняння руху плунжера 3, рис. 3:

$$(m_n) \frac{d^2 y}{dt^2} = p_u(y, t) S - \sum R - F_y, \quad (1)$$

де $p_u(y, t)$ - поточне значення тиску в порожнині гідроциліндра у вібророзвантажувача (y і t – поточні координати положення кузова 16 і підйомного телескопічного гідроциліндра 1 та часу); m_n – маса плунжера 3; m - маса підйомного телескопічного гідроциліндра 1; M - маса кузова із залишками вантажу 16; $\sum R$ – сумарна сила опору, яка складається із сили R_{np} стискання пружин 17 на рис. 1в, сил тертя R_{mp} у рухомих з'єднаннях і в'язкого опору руху; F_y – сила реакції опори 2 підйомного телескопічного гідроциліндра 1 на плунжер 3, що з'єднаний із кузовом 16.

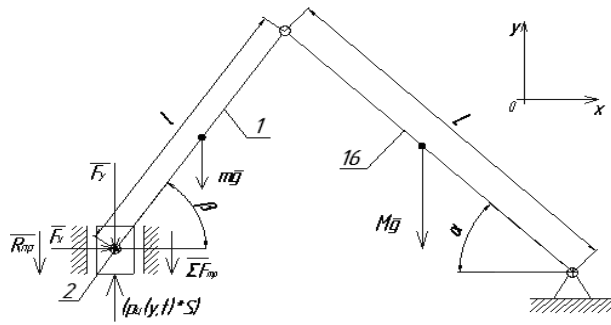


Рис. 2. Розрахункова схема реакцій опори в шарнірі 2 телескопічного підйомного гідроциліндра 1 і вібророзвантажувача.

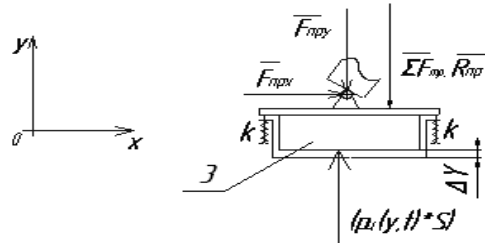


Рис. 3. Розрахункова схема для дослідження закону руху плунжера 3 вібророзвантажувач Тиск $p_u(y, t)$ залежить від зміни об'єму рідини у робочій порожнині вібраційного гідроциліндра 5 вібророзвантажувача по мірі руху вгору плунжера 3:

$$p_u(y, t) = \frac{\Delta V}{V_o} E_{np}, \quad (2)$$

де ΔV - сумарна зміна об'єму рідини в гідросистемі за рахунок деформації напірних трубопроводів, вібраційного гідроциліндра і самої рідини; V_o - початковий об'єм рідини в гідросистемі (у вібраційному гідроциліндрі і у підводящих трубопроводах, що відповідають початку руху плунжера 3); E_{np} - приведений модуль пружності системи.

Сумарна зміна об'єму рідини в гідросистемі ΔV залежить від зміни об'єму при переміщенні плунжера:

$$\Delta V = S \cdot y,$$

де S - повна площа нижньої основи плунжера 3.

Тоді тиск в системі буде змінюватись по закону

$$p_u(y, t) = \frac{Q_H t + S y}{V_o} E_{np}, \quad (3)$$

де Q_H - подача рідини насосом.

Сила стискання пружин:

$$R_{np} = k y,$$

де k - коефіцієнт жорсткості пружин,

а сила опору в'язкому тертю:

$$R_{mp} = \mu \frac{dy}{dt}, \quad (4)$$

де μ - коефіцієнт пропорційності.

Сила тертя ковзання від дії горизонтальної складової F_x сили реакції опори гідроциліндра на плунжер 3

$$F_{mp} = f F_x,$$

де f - коефіцієнт тертя ковзання.

Горизонтальна складова F_x

$$F_x = \sigma - \eta \frac{d^2 y}{dt^2},$$

де $\sigma = f(\alpha, \beta)$; $\eta = f_1(\alpha, \beta)$.

Вертикальна складова сили реакції опори підйомного телескопічного гідроциліндра 1 на плунжер 3:

$$F_y = \mathcal{G} - \xi \frac{d^2 y}{dt^2},$$

де $\mathcal{G} = f_3(\alpha, \beta)$; $\xi = f_4(\alpha, \beta)$.

На попередньому етапі проектування нам достатньо розрахувати максимальне значення F_x , F_y при визначених кутах α та β і розглядати рух плунжера 3 під дією приведених сил $F_{np\kappa}$, $F_{np\gamma}$.

Тоді підставивши значення R_{mp} , R_{np} , $F_{np\gamma}$, F_{mp} у вираз (1) отримуємо:

$$\begin{aligned} (m_n) \frac{d^2 y}{dt^2} &= \left(\frac{Q_H t + S y}{V_o} E_{np} \right) \times S - \\ &- \mu \frac{dy}{dt} + k y + f\sigma - \mathcal{G} = \\ &= \frac{Q_H t}{V_o} E_{np} S + \frac{S^2 y}{V_o} E_{np} - \mu \frac{dy}{dt} + \\ &+ k y + f\sigma - \mathcal{G}. \end{aligned} \quad (5)$$

Після ведення позначень:

$$\begin{aligned} \frac{Q_H}{V_o} E_{np} S &= q, \\ m_n &= A, \\ \frac{S^2}{V_o} E_{np} &= w, \\ B &= f\sigma - \mathcal{G}, \end{aligned}$$

і перетворень виразу (2) отримуємо вихідне диференціальне рівняння виду

$$A \frac{d^2 y}{dt^2} + \mu \frac{dy}{dt} + (k + w)y = qt + B. \quad (6)$$

У загальному випадку розв'язок рівняння (6) відомий [3, 4].

Використовуючи принцип суперпозиції, аналогічно можна розглянути рух кузова вниз при падінні тиску в порожнині гідроциліндра 5 від p_1 до p_2 .

Вплив коливального руху кузова автомобіля на залишки вантажу, що знаходяться у ньому, можна розглянути як вплив вібрацій на частинки речовини, що знаходяться на нахилений поверхні. Ці питання розглянуті у працях [5], а їх розв'язок можна застосувати для подальших досліджень.

При розвантаженні навалочних вантажів в залежності від їхньої вологості, температури, гранулометричного складу частина вантажів залишається на кузові. В залежності від типу вантажу і його складу залишки коливаються в межах від 2 т до 10 т. Тому впровадження нових сучасних технологій у вантажно-розвантажувальних роботах на автомобільному транспорті дає можливість прискорити розвантаження, знизити затрати і скоротити наднормативні простой транспортних засобів при розвантажувальних роботах.

З метою створення розвантажувального пристрою для широкого спектра застосування, була розроблена конструкція перспективного універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою (рис. 4), який задовольняє вимоги як до параметрів розвантаження різних видів вантажів, так і до технічних і конструктивних параметрів гідравлічних навісних пристроїв.

В основу розробки покладено задачу створення ефективного вібраційного і віброударного пристрою для розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів, що живиться від гідросистеми автомобіля-самоскида і має можливість дистанційного незалежного регулювання режимів роботи розвантаження цього пристрою (бігармонічні коливання та ударні імпульси), за рахунок створення в робочому гідроциліндрі пульсуючого тиску спеціальним клапаном-пульсатором. Зворотно-поступальний рух змінних інерційних мас створює вібрації, які передаються кузову автомобіля-самоскида із вантажем, що приводить до одночасної очистки і розвантаження кузова.

Пристрій працює наступним чином. Перед початком роботи пристрою клапан 38 відкривається і робоча рідина гідронасосом 37 через напірну гідролінію 34 подається в порожнину 39, що утворюється між кришкою 12, яка закриває гідроциліндр 10, і поршнем 11. Під дією тиску рідини в порожнині 39 на нижню поверхню гідроциліндра 10, площа якого S_1 утворюється сила, яка змушує гідроциліндр 10 переміщуватись, стискаючи тарілчасті пружини 19, що з'єднані з поршнем 11 і гідроциліндром 10. У

свою чергу тиск рідини одночасно діє на нижню основу S_1 керуючого кулькового запірнього елемента 3. При досягненні тиску утворюється сила, що діє на площу S_1 керуючого кулькового запірнього елемента 3 зрівнюється із силою натягу регулювальної пружини 5 і керуючий кульковий запірний елемент 3 розпочинає рух. При цьому відбувається відкриття керуючого кулькового запірнього елемента 3 і тиск робочої рідини починає діяти на повну площину S_2 керуючого кулькового запірнього елемента 3. При дії тиску на повну площину S_2 керуючого кулькового запірнього елемента 3 виникає миттєва сила, яка різко переміщує керуючий кульковий запірний елемент 3 і сполучає напірну гідролінію 34 із зливною гідролінією 35. При цьому відбувається злив і падіння тиску робочої рідини в порожнині 39 і в гідросистемі в цілому. В наслідок чого тарілчасті пружини 19 переміщують гідроциліндр 10 із інерційними масами 13 у початкове положення, в якому гідроциліндр 10 входить в контакт із демпфером 9 і відбувається удар, що передається на днище кузова.

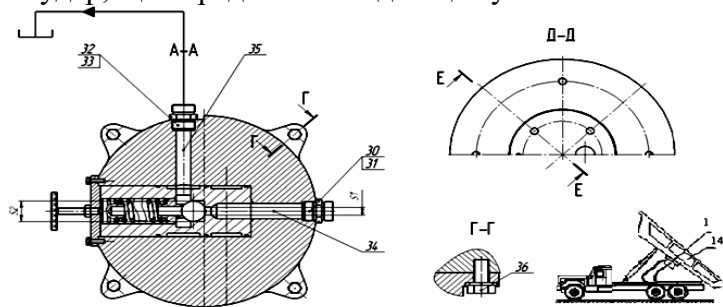


Рис. 4. Конструктивна схема перспективного гідроімпульсного віброударного пристрою для розвантаження кузовів – самоскидів транспортних засобів

Ця ударна взаємодія по днищу кузова призводить до одночасної очистки та розвантаження автомобіля – самоскида. Після чого керуючий кульковий запірний елемент 3 повертається у вихідне положення і від'єднує зливну гідролінію 35 від напірної гідролінії 34. Відповідно керуючий кульковий запірний елемент 3 і система віброударного пристрою повертається у початкове положення.

Висновки з досліджень й перспективи

Нові конструкції вібраційних приводів, які розширюють технологічні можливості автомобільного транспорту можуть знайти своє призначення у народному господарстві.

Завдяки простоті регулювання параметрів вібрацій, гвинтовим з'єднанням, ми отримали простоту регулювання параметрів вібрацій, компактність конструкції. Застосування однокаскадного клапана-пульсатора в якості регулювальної апаратури дає можливість збільшення потужності і одночасно спрощує конструкцію гідропривода вібраційного розвантажувача автомобіля-самоскида. Використання гідроімпульсних приводів у виробництві вібраційних та віброударних розвантажувальних пристроїв, які реалізуються за допомогою пристроїв з різними типами приводів (механічним, електричним, гідравлічним, пневматичним, комбінованим), в даний час є перспективним і відносяться до найбільш ефективних та енергозощаджувальних технологій, що обумовлене простотою конструкції, компактністю, високою енергоємністю, широким діапазоном регулювання робочих параметрів та можливістю роботи в автоматизованому режимі.

Список використаних джерел

1. Іскович-Лотоцький Р. Д., Матвеев І. Б., Крат В. А. Машины вибрационного и виброударного действия. Киев; Техника, 1982. 208 с.
2. Іскович-Лотоцький Р. Д., Іванчук Я. В. Дослідження динаміки процесу роботи універсального гідравлічного віброударного приводу для розвантаження транспортних засобів. *Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»)*. Луцьк. 2007. № 20. С. 184 – 187.
3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука. 1974. 832 с.
4. Iskovych-Lototsky, R., Zelinska, O., Ivanchuk, Y., Veselovska, N. Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials. *East European Journal of advanced technologies*. 2017. 2(85). Pp 43 –46.
5. Іскович-Лотоцький Р. Д., Іванчук Я. В. Застосування вібраційного гідроімпульсного приводу в будівельних і дорожніх машинах. *Збірник наукових праць Харківської державної академії залізничного транспорту*. Харків. 2008. № 88. С. 48 – 54.
6. Іскович-Лотоцький Р. Д., Іванчук Я. В. Підвищення ефективності розвантаження матеріалів під дією періодичних ударних імпульсів. *Вібрації в техніці і технологіях*. 2008. №2(51). С. 8 – 11.

7. Іскович–Лотоцький Р. Д., Іванчук Я. В. Віброударний пристрій для розвантаження кузовів самоскидів. *Вібрації в техніці і технологіях*. 2009. №4 (56). С. 14-18.

Список джерел у транслітерації

1. Iskovych-Lototsky, R., Matveev, I., Krat, V. (1982) Mashyny vybratsyonnoho y vybraudarnoho deystviya [Machines of vibration and vibration impact]. Tekhnika, 208p.[in Russian].

2. Iskovych-Lototsky, R., Ivanchuk, Y. (2007) Doslidzhennya dynamiky protsesu roboty universal'noho hidravlichnoho vibroudarnoho pryvodu dlya rozvantazhennya transportnykh zasobiv [Investigation of the dynamics of the universal hydraulic vibration drive for unloading vehicles] Naukovi notatky. 20.184 – 187pp. [in Ukrainian].

3. Korn H., Korn, T. (1974) Spravochnyk po matematyke dlya nauchnykh robotnykov y ynzhenarov. [Mathematics Handbook for Scientists and Engineers]Moscow: Nauka. [in Russian].

4. Iskovych-Lototsky, R., Zelinska, O., Ivanchuk, Y., Veselovska, N. (2017) Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials. East European Journal of advanced technologies 2(85). 43 –46pp.[in Ukrainian].

5. Iskovych-Lototsky, R., Ivanchuk, Y. (2008) Zastosuvannya vibratsiynoho hidroimpul'snoho pryvoda v budivel'nykh i dorozhnikh mashynakh [The Application of a Vibrating Hydraulic Impulse Drive in Construction and Road Machines]. Kharkiv, 88. 48 – 54pp.[in Ukrainian].

6. Iskovych-Lototsky, R., Ivanchuk, Y. (2008) Pidvyshchennya efektyvnosti rozvantazhennya materialiv pid diyeyu periodychnykh udarnykh impul'siv. [Improving the efficiency of material unloading under the action of periodic shock pulses]. Vibratsiyi v tekhnitsi i tekhnolohiyakh. №2(51). 8 – 11pp .[in Ukrainian].

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЖИТОМИРСЬКИЙ АГРОТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ



ЗБІРНИК ТЕЗ

XI Міжнародної науково-практичної конференції
**«Перспективи і тенденції розвитку конструкцій
та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»**

<https://doi.org/10.64165/proceeding-ptdstsamt.2025>



11 квітня 2025 року
м. Житомир

<https://doi.org/10.64165/proceeding-ptdstsamt.2025>

УДК 631.2:621.017:615.281:340(477)

Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь. PTDSTSAMT-2025» з нагоди 30-річчя започаткування підготовки ОС «Бакалавр» за спеціальністю «Агроінженерія». 11 квітня 2025 року. МОН України. Житомирський агротехнічний фаховий коледж. Житомир. 2025. 333 с. <https://doi.org/10.64165/proceeding-ptdstsamt.2025>.

Рекомендовано до друку методичною радою Житомирського агротехнічного фахового коледжу МОН України (протокол від 10.04.2025 р. № 6)

Proceedings of the XI International Scientific and Practical Conference "Prospects and Trends in Development of Structures and Technical Service of Agricultural Machinery and Tools. PTDSTSAMT-2025." on occasion of the 30th anniversary of the initiation of the preparation of the Bachelor's Entity in the specialty "AgroEngineering". April 11, 2025. Ministry of Education and Science of Ukraine. Zhytomyr Agrotechnical Professional College. Zhytomyr. 2025. 333 p. <https://doi.org/10.64165/proceeding-ptdstsamt.2025>.

В збірнику представлені тези доповідей науково-педагогічних працівників, наукових співробітників, аспірантів та студентів Житомирського агротехнічного фахового коледжу, провідних вітчизняних і закордонних закладів вищої освіти та наукових установ, в яких розглядаються завершені етапи розробок.

The collection presents abstracts of reports by scientific and pedagogical workers, researchers, postgraduates and students of the Zhytomyr Agrotechnical Professional College, leading domestic and foreign higher educational institutions and scientific institutions, which consider the completed stages of development.

Передрук або інше відтворення в будь-якій формі в цілому або частково матеріалів, опублікованих у цьому віданні, дозволено лише за посиланням на джерело і дотриманням вимог законодавства