

ПЕРСПЕКТИВНИЙ ВІБРОУДАРНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ РОЗВАНТАЖЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Гнатюк О.Ф.

викладач вищої категорії,

викладач спеціальних дисциплін

Житомирський агротехнічний фаховий коледж

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 простой 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 вібро-

ударного 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 приводу 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 напрямом 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.

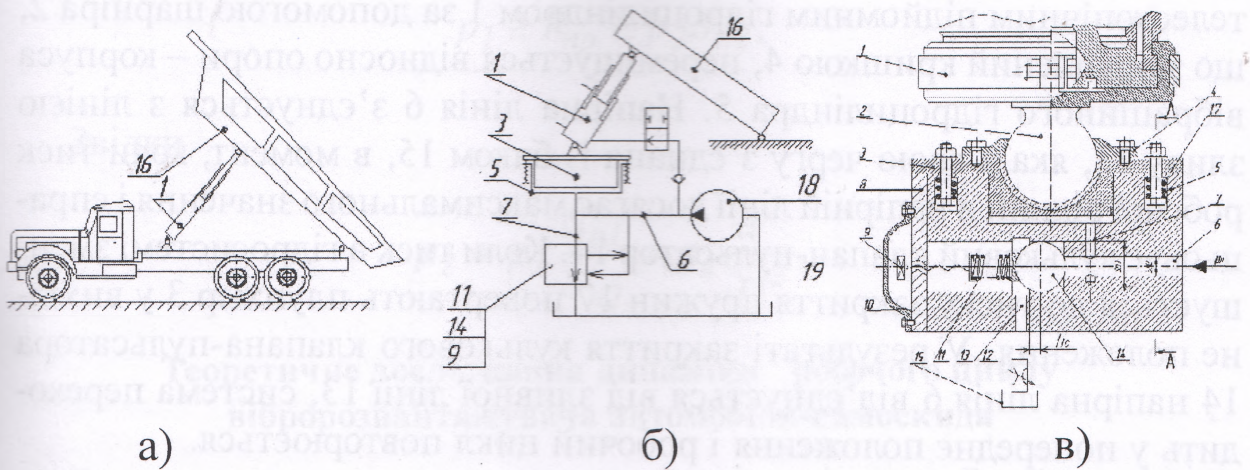


Рис. 1. Гідропривод вібраційного розвантажувача автомобіля-самоскида

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

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.

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 регулювального гвинта 9, що захищений кришкою 10 і проходить гвинтовим з'єднанням через кришку 8 і з'єднується з кульковим клапаном-пульсатором 14 через регулювальну 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 – корпуса 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 ($pH \approx p_1$) при його осьовому зміщенні на величину $hd \leq h_0$. Принцип дії таких віброзбуджувачів гідроімпульсного приводу наочно 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, β – кут на який відкрився кузов 16 автомобіля-самоскида, α – кут нахилу підйомного телескопічного гідроциліндра 1. Загальне рівняння руху плунжера 3, рис. 3:

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

де $p_y(y, t)$ – 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; “ R – сумарна сила опору, яка складається із сили R_{np} стискання пружин 17 на рис. 1в, сил тертя $R_{тр}$ 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.

Тиск $p_y(y, t)$ залежить від зміни об’єму рідини у робочій порожнині вібраційного гідроциліндра 5 вібророзвантажувача по мірі руху вгору плунжера 3:

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

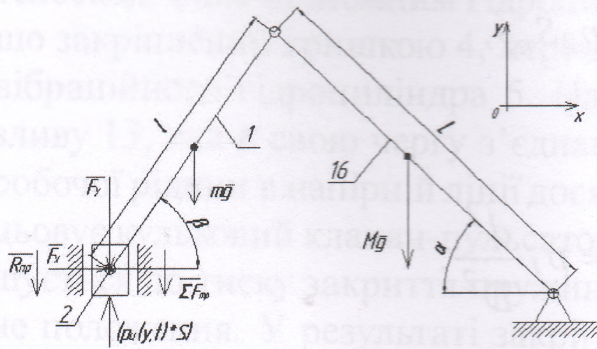


Рис. 2. Розрахункова схема реакцій опори в шарнірі 2 телескопічного підйомного гідроциліндра 1 і вібророзвантажувача

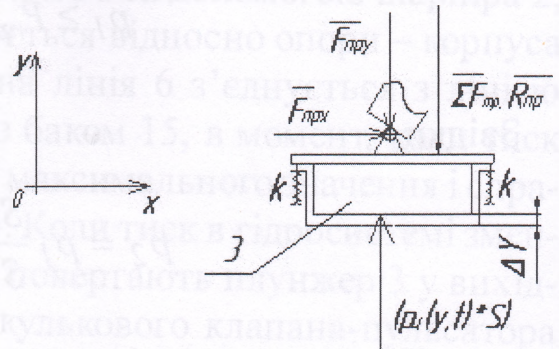


Рис. 3. Розрахункова схема для дослідження закону руху плунжера 3 вібророзвантажувача

де ΔV – сумарна зміна об'єму рідини в гідросистемі за рахуно 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 стискування пружин:

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

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:

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

де $\vartheta = f_3(\alpha, \beta)$; $\xi = f_4(\alpha, \beta)$.

На попередньому етапі проектування нам достатньо розрахувати максимальне значення F_x , F_y при визначених кутах β та α і розглянути рух плунжера 3 під дією приведених сил $F_{нpx}$, $F_{нpy}$.

Підставивши значення R_{np} , R_{np} , $F_{нpy}$, $F_{нpx}$ у вираз (1) отримуємо:

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

Після ведення позначень:

$$\frac{Q_H}{V_o} E_{np} S = q,$$

$$m_n = A,$$

$$\frac{S^2}{V_o} E_{np} = w,$$

$$B = f \sigma - \vartheta,$$

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 нахиленій 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 простої 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. Зворотньо-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.

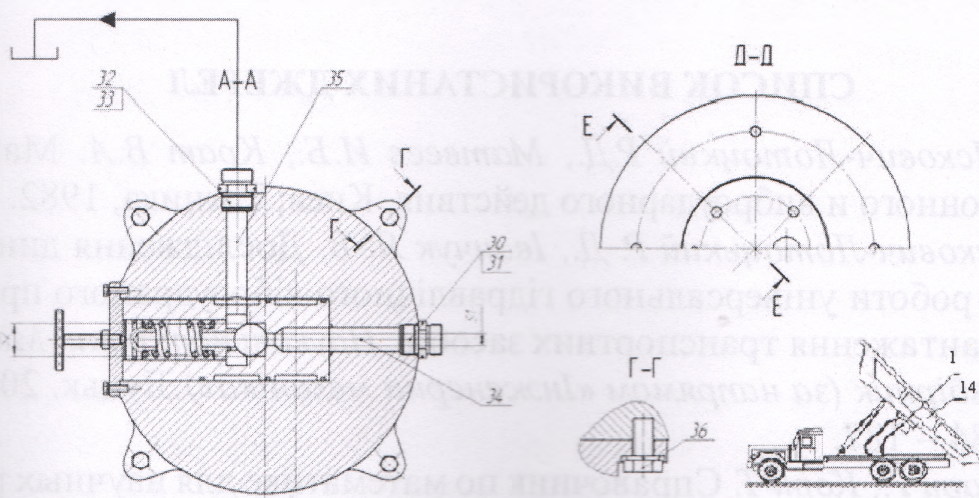


Рис. 4. Конструктивна схема перспективного гідроімпульсного віброударного пристрою для розвантаження кузовів – самоскидів транспортних засобів

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. *Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А.* Машины вибрационного и виброударного действия. Киев; Техника, 1982. 208 с.
2. *Искович-Лотоцкий Р. Д., Иванчук 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 привода 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.