

---

**Міністерство освіти і науки України  
Національний університет  
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»**



# **Матеріали**

**VII Всеукраїнської науково-технічної конференції  
«Створення, експлуатація і ремонт  
автомобільного транспорту та  
будівельної техніки»  
25 квітня 2024 р.**

**Полтава 2024**

---



---

Матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25 квітня 2024 року, м. Полтава) / ред.: М.М. Нестеренко – Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2024. – 156 с.

У збірнику представлені результати наукових досліджень та розробок із машинобудування, інженерної механіки, експлуатації та будови автомобілів, анонсовані у доповідях VII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», що відбулася 25 квітня 2024 року в Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» у м. Полтаві).

Збірник призначений для інженерних та науково-педагогічних працівників, аспірантів і студентів старших курсів.

Матеріали видаються відповідно до рішення вченої ради Навчально-наукового інституту інформаційних технологій та робототехніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» від 25 квітня 2024 р., протокол № 11.

Відповідальний за випуск – завідувач кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, к.т.н., доцент Орисенко О.В.

Редакційна колегія:

О.В. Орисенко – к.т.н., доцент, завідувач кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки – головний редактор;

М.М. Нестеренко – к.т.н., доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки.

В.В. Вірченко – к.т.н., доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки.

А.І. Криворот – к.т.н., доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки.

Матеріали друкуються в авторській редакції.

© Національний університет  
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2024  
© Автори статей, 2024

*Аніщенко Анна Ігорівна, к.т.н., доцент  
Блажко Володимир Володимирович, к.т.н., доцент  
Харківський національний університет міського господарства  
імені О.М. Бекетова*

## **МЕХАНІЗАЦІЯ ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ РОБІТ З ВИКОРИСТАННЯМ ФІБРОБЕТОННИХ СУМІШЕЙ**

В міській інфраструктурі все частіше відбувається руйнування споруд, які виникають під дією вібрації при розповсюдженні вибухових хвиль. Пошкоджені ділянки будинків потребують відновлення як часткового так і повного, а також проведення робіт з реконструкції. З метою збільшення продуктивності виконання ремонтно-відновлювальних робіт постає питання щодо якісного нанесення бетонної суміші на поверхню, що підлягає відновленню за допомогою спеціального механічного обладнання.

Для покращення фізико - механічних властивостей, до бетонних сумішей пропонується додавати фіброві елементи, такі як синтетичні або металеві фіброві волокна, які збільшують міцність бетону. Під час приготування таких сумішей виникає питання якісного розподілу фібрових елементів по всій бетонній суміші з подальшим його транспортуванням та нанесенням на відновлювальну поверхню.

Пропонується використовувати такі комплекти обладнання, які дозволяють всі операції приготування фібробетонних сумішей виконувати одночасно: автоматом-різчиком, який встановлено в комплекті обладнання, безперервно та рівномірно подавати фібру, що нарізується, в бетонозмішувач, куди паралельно подаються складові бетонної суміші при обертанні його робочого органу. При цьому, пропонуються до використання такі комплекти обладнання, які дозволяють поєднати процеси приготування фібро - бетонних сумішей з процесами їх транспортування та виконання торкрет-робіт в умовах як виробництва, так і в умовах будівельного майданчика.

Технологічні комплекти універсального обладнання, які пропонуються, пройшли випробування під час приготування та транспортування фібро - бетонних сумішей. Комплекти обладнання дозволяють не тільки приготувати якісні однорідні фібро-бетонні суміші, а і транспортувати її за допомогою бетононасосів для проведення торкрет-робіт на відновлювальних поверхнях різної складності.

Комплекти обладнання, які пропонуються для використання, складаються з стрічкового живильника, автомат-різчика фібрових волокон, бетонозмішувача примусової дії, бетононасосу, транспортувального шлангу, торкрет - сопла та компресорної установки.

Особливістю комплекту, що пропонується є використання автомата - різчика фібрових елементів. Завдяки зміні режимів роботи різчика можна корегувати параметри фібрових елементів таких як довжина та маса волокон в бетонній суміші, а найголовніше рівномірно розподіляти фіброві елементи по

всьому об'ємі бетонної суміші без їх комкування. Максимально рівномірний розподіл фібри у загальному об'ємі забезпечує велику площу поверхні їх контакту і більш повне і інтенсивне протікання фізико-хімічних процесів, що відбуваються при формуванні структури майбутньої бетонної поверхні.

Фібробетонні суміші можуть готуватися при використанні наступних технологічних комплектів обладнання.

1. Технологічний комплект обладнання із автоматом-різчиком та тривальним бетонозмішувачем. Такий комплект дозволяє як готувати сухі фібробетонні суміші зі сталевую фіброю, так і з поліпропіленою та поліакриловою фіброю.

2. Технологічний комплект обладнання зі стрічковим живильником та бетонозмішувачем гравітаційно-примусової дії (успішно був використаний для приготування фібробетонних сумішей з поліакриловою фіброю).

3. Технологічний комплект обладнання з двопоршневим розчинобетонасосом та робочим соплом з кільцевим насадком (було використано при бетонуванні оболонок способом мокрого торкретування на бетонних сумішах з базальтовою фіброю).

4. Технологічний комплект обладнання з двороторним турбулентним змішувачем, який призначено для приготування сухих бетонних сумішей, частково, для приготування сухих фібробетонних сумішей з поліпропіленою фіброю.

#### *Література*

1. Устаткування для приготування та ущільнення фібробетонних сумішей :[Текст] / І.А. Ємельянова, В.Ю. Шевченко, В.В. Асанов // *Монографія.* – Харків: Тим Пабліш груп, 2015. – 124 с.

2. Ємельянова І.А. Особливості проведення робіт способом мокрого торкретування під час використання поліакрилової фібри: [Текст] / І.А. Ємельянова, А.А. Задорожний, С.А. Гузенко, В.Ю. Шевченко // *Науковий вісник будівництва* – Харків: ХНУБА, 2012, Вип 70 – С. 218 – 222.

3. Ємельянова І.А. Визначення продуктивності технологічного комплекту обладнання для приготування і транспортування бетонних сумішей з поліпропіленою фіброю: [Текст] / І.А. Ємельянова, В.В. Блажко, В.Ю. Шевченко // *Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво).* – Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, 2014. – Вип. 2(42) - С. 4-11.

4. Пат. 102578 Україна МПК С2 Е02 В 9/00 (2013.01) Спосіб приготування фібробетонних сумішей / Ємельянова І.А., Блажко В.В., Доброходова О.В., Шевченко В.Ю., Плужник О.М., Меленцов М.О. Харківський державний технічний університет будівництва та архітектури.

*Яцун Володимир Володимирович, к.т.н., доцент  
Жалдак Дмитро Юрійович, студент  
Центральноукраїнський національний технічний університет*

## **ІНЖЕНЕРНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КОНСТРУКЦІЙ У РІЗНИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.**

Залізобетоном називають комплексний матеріал, у якому бетон і арматура завдяки їх надійному зчепленню, працюють під навантаженням спільно як єдине монолітне тіло.

Бетон – штучний матеріал, який добре опирається стиску і набагато слабше розтягу. Сталева арматура - міцний пружно пластичний матеріал і однаково добре опирається розтягу і стиску. Відносно подовження сталі при розриві в сотні разів перевищує граничне відносно подовження бетону.

Основою спільної роботи бетону і сталевих арматур є раціональне сполучення фізико-механічних властивостей цих матеріалів:

1. Бетон під час твердіння міцно зчіплюється з арматурними стержнями; під дією зовнішніх сил обидва матеріали деформуються і працюють спільно.

2. Коефіцієнти температурного розширення бетону і сталі близькі за значенням (для бетону  $\alpha_t = 0,00001...0,000015$ ; для сталі  $\alpha_t = 0,000012$ ), внаслідок чого при значних температурних впливах на конструкцію зчеплення між бетоном і арматурою не порушується.

3. Сталева арматура, яка знаходиться в тілі бетону, захищена від корозії та перегріву.

У нормативній літературі і проектній документації використовують скорочену класифікацію бетонів:

важкий середньої щільності  $\rho = 2200...2500$  кг/м<sup>3</sup> (на щільних заповнювачах);

дрібнозернистий щільної структури (групи А, Б, В)  $\rho > 1800$  кг/м<sup>3</sup> ;

легкий бетон щільної і поризованої структури (на пористих заповнювачах)  $\rho = 500...1800$  кг/м<sup>3</sup> ніздрюватий бетон автоклавного і неавтоклавного твердіння  $\rho = 300 ... 500$  кг/м<sup>3</sup>.

Бетон – має складну неоднорідну структуру, утворену зернами дрібного та крупного заповнювачів, зв'язаними між собою затверділим цементним каменем в одне монолітне тіло, яке має велику кількість мікропор і капілярів.

Цементний камінь - складається з пружних кристалічних зростків і в'язкої пористої маси – гелю. Утворення такої складної структури бетону починається з часу приготування бетонної суміші і продовжується у процесі твердіння. Досить тривалі процеси кристалізації і зменшення об'єму геля суттєво впливають на міцність і деформативність бетону. Внаслідок неоднорідності структури бетону при навантаженні виникає складний напружений стан. У бетонному зразку, що зазнає стиску, напруження концентруються на більш жорстких частках заповнювача, які мають більший модуль пружності, внаслідок чого на

площинах з'єднання цих часток виникають зусилля, що намагаються порушити зв'язок між ними.

Одночасно в місцях ослаблення тріщинами і пустотами концентруються стискальні і розтягуючі напруження. Хаотичне розташування зерен заповнювача у затверділому бетоні, пустот і капілярів призводять до суттєвих розбіжностей показників міцності зразків, виготовлених з одного бетону. Тому оцінки міцності бетону ґрунтуються на випробуваннях спеціальних зразків і визначенні їх основних характеристик які приймають як вихідні для розрахунку залізобетонних конструкцій.

Міцність бетону залежить від багатьох факторів: складу і властивості вихідних матеріалів (марки і виду цементу, зернового складу заповнювачів, міцності крупного заповнювача); водоцементного відношення; віку і умов твердіння бетону; виду і характеру напруженого стану (стиск, розтяг, згин, зріз), тривалості дії навантаження (короткочасне чи довгочасне) тощо.

Висновки. Довговічність залізобетонних конструкцій істотно нелінійно залежить від міцності і товщини захисного шару бетону. Призначення раціональної величини захисного шару бетону, заходи щодо забезпечення проектної величини захисного шару при виготовленні залізобетону і підвищення міцності при розтягуванні бетону захисного шару, поряд із щільністю бетону, мають вирішальне значення для підвищення довговічності залізобетонних конструкцій.

#### *Література*

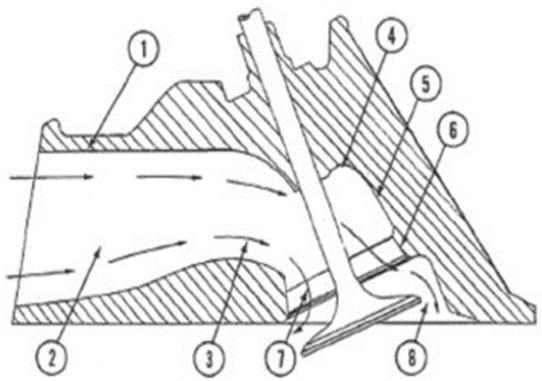
- 1. Вахненко П.Ф. Залізобетонні конструкції. – К.: Урожай, 1995. – 368 с.*
- 2. ДБН В.2.2.1-2006. Навантаження і впливи.*
- 3. ДСТУ Б В.12-3:2006. Прогини і переміщення.*
- Вимоги проектування Мінбудархітектури України. – К.: Сталь, 2006. – 10 с. - Чинний з 1.01.2007.*
- 4. ДСТУ 3760:2006. Прокат арматурний для залізобетонних конструкцій. Загальні технічні умови. Чинний з 10.01.2007.*
- 5. ДБН В.1.2-14-2009. Загальні принципи забезпечення надійності та конструктивної безпеки будівель, споруд, конструкцій та основ. – К.: Мінрегіонбуд України, 2009. – 37 с. - Чинні з 1.12.2009.*
- 6. ДСТУ Б В.2.6-156:2010 «Бетонні та залізобетонні конструкції з важкого бетону. Правила проектування»*
- 7. ДСТУ-Н Б В.1.2-13:2008 «Система надійності та безпеки у будівництві. Основи проектування конструкцій»*

## ПОКРАЩЕННЯ НАПОВНЕННЯ КАМЕРИ ЗГОРАННЯ ДВЗ ШЛЯХОМ КОМПЛЕКСНОГО ДОПРАЦЮВАННЯ ПАРИ КЛАПАН-СІДЛО

Головка блоку циліндрів (ГБЦ) кожного двигуна має свої характеристики пропускної здатності, чисельно їх вимірюють в потоці повітря (flow-cfm cubic feet per minute) на спеціальних продувних стендах.

Таблиця 1 – Основні місця втрат в ГБЦ

№	Джерело втрат	% втрат
1	Тертя об стінки	4
2	Звуження на штовхачі	2
3	Згин на напрямній клапана	11
4	Розширення за напрямною клапана	4
5	Розширення 25 град	12
6	Розширення 30 град	19
7	Згин до виходу клапана	17
8	Розширення після клапана	31



З таблиці 1 очевидно, що точки номер 6, 7 та 8 сумарно становлять 67% втрат потоку в ГБЦ. Усі вони пов'язані з формою сідла клапана та геометрією клапана, тому доробка цих елементів є доцільним для зниження втрат в ГБЦ та поліпшення характеристик ДВЗ в цілому [1 – 3].

Сідло впускного клапана суттєво впливає на ефективність ГБЦ доки клапан не матиме підйом 0,18 (18%) від його діаметру, а на стороні випуску ще більше, до 0,35 (35%) від діаметру випускного клапана. Найпопулярнішою геометрією сідла на даний час є стандартна трифаскова геометрія, де  $45^\circ$  – запірні фаска,  $30^\circ$  – верхня, з'єднує основну фаску з днищем камери згорання і нижня фаска має кут  $60^\circ$ , що з'єднуються під кутом в  $45^\circ$  із горлом каналу. Така схема має ефективність 56% при підйомі клапана 6,35 мм. Якщо виконати правильну трифаскову, чотири-, або навіть п'ятифаскову геометрію сідла, то ефективність реально підвищити до 84% (середні значення від 76% до 84%) [1 – 3].

Виконання запірної фаски під кутом  $30^\circ$  (рис.1) значно покращує наповнення циліндру до 20% за рахунок збільшення умовного проходу щілини клапан – сідло за однакового підйому клапану. Така геометрія дає ефект при малих підйомах клапана, при цьому віддача двигуна на низьких та середніх обертах не погіршується, а лише покращується. При використанні такої схеми

виконання сідла необхідно враховувати деякі відмінності роботи впускного та випускного клапанів, так для випускного клапана запірну фаску необхідно виконувати ширшою для збільшення плями контакту та покращення тепловідведення, а фаску під кутом  $45^\circ$  навпаки, доцільно робити вужчою, це сприятиме меншому утворенню нагару.

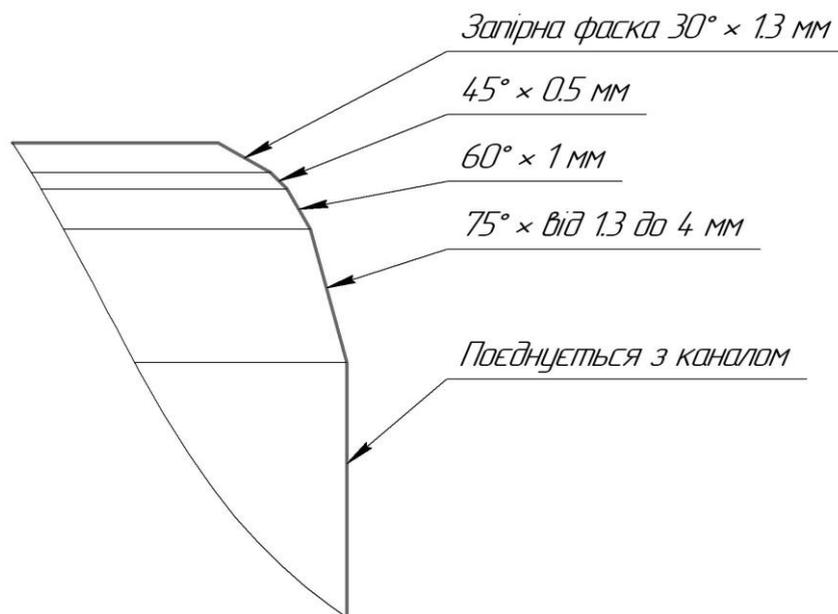


Рисунок 1 – Схема чотирифаскового сідла клапана

Використання 30-ти градусної запірної фаски має й недоліки, серед яких зменшення ширини клину і відповідно погіршення з'єднання сідло-клапан, а також чим більш плоске сідло, тим більше проявляється тенденція відпружинювання клапану від сідла на високих обертах. Для вирішення цієї проблеми, доцільно застосовувати клапанні пружини на 10% жорсткіше, ніж це необхідно для сідла з кутом запірної фаски в  $45^\circ$  [3].

Також не рідкість випадки перегріву клапану на обертах вище 5000 об/хв, особливо це проявляється на високофорсованих двигунах з турбонаддувом [4]. Для підвищення тепловіддачі на лицьовій стороні клапана необхідно виконати кільцеву канавку, або використати спеціальне термічне покриття, що значно знизить його температуру.

#### Література

1. Halderman, J. *Principles, Diagnosis, and Service* /J. Halderman // Pearson Education. - 2012. - 1664 С.
2. *Cosworth: The Search for Power*/ G. Robson// Veloce Publishing Ltd; 6th edition. - 2017. - 256 С.
3. *Internal Combustion Engine Fundamentals* / J. Heywood //McGraw-Hill . - 2018. - 1056 С.
4. *Modifying and Tuning Fiat/Lancia Twin-Cam Engines*/ G. Croft // Hardcover - 1996.- 256 С.

## ПРО РІВНЯННЯ ЛАГРАНЖА ДРУГОГО РОДУ ТА РІВНЯННЯ НІЛЬСЕНА

При складанні математичної моделі вібраційної машини будь-якого технологічного призначення, як механічної системи з багатьма ступенями вільності, вживають відомі з аналітичної механіки рівняння Лагранжа другого роду (які він у своїй роботі «Аналітична механіка» назвав «диференціальними рівняннями для вирішення всіх проблем динаміки»):

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (i = 1, 2, \dots, s), \quad (1)$$

де  $q_i$  і  $\dot{q}_i = \frac{dq_i}{dt}$  – відповідно узагальнені координати й узагальнені швидкості, які є сукупністю незалежних між собою параметрів, що однозначно визначають положення та рух механічної системи в просторі;  $s$  і  $T$  – відповідно кількість ступенів вільності та кінетична енергія механічної системи;  $Q_i$  – узагальнена сила, що відповідає узагальненій координаті  $q_i$ .

Менш відомими та поширеними є рівняння Нільсена, які уперше були опубліковані в 1935 році в Берліні [1] у вигляді

$$\frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{q}_j} - 2 \cdot \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \quad (i = 1, 2, \dots, s), \quad (2)$$

які містять загальну похідну за часом від кінетичної енергії  $\dot{T} = \frac{dT}{dt}$ .

Рівняння (1) і (2) указують порядок і послідовність дій, необхідних для складання диференціальних рівнянь руху матеріальної системи в узагальнених координатах, для чого треба знайти кінетичну енергію цієї системи  $T = f(q_j, \dot{q}_j)$ , як функцію узагальнених координат й швидкостей.

Існує думка, що для механічної системи з  $s$  ступенями вільності рівняння Нільсена дозволяють скоротити кількість операцій диференціювання з  $3s$  (як при застосуванні алгоритму Лагранжа) до  $2s + 1$ . З самих рівнянь (1) і (2) очевидно, що різниця в математичних діях між ними визначається першими

доданками їх лівих частин  $\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right)$  і  $\frac{\partial}{\partial \dot{q}_j} \left( \frac{dT}{dt} \right)$  відповідно.

З'ясуємо це, розглянувши для прикладу вібраційний пристрій, обладнаний керованим механічним дебалансним збуджувачем колових поступальних коливань, як не таку вже й складну механічну систему, що має  $s = 4$  ступені вільності та складається з п'яти матеріальних тіл [2], узагальненими координатами якої є  $q_1 = x_C$ ,  $q_2 = y_C$ ,  $q_3 = \varphi$ ,  $q_4 = \theta$ , а

кінетична енергія визначається 11-а доданками у вигляді:

$$T = \frac{M}{2} \cdot \dot{x}_C^2 + \frac{M}{2} \cdot \dot{y}_C^2 + \frac{I_1}{2} \cdot \dot{\varphi}^2 - I_2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\theta} + \frac{I_2}{2} \cdot \dot{\theta}^2 + \\ + m \cdot e \cdot \dot{x}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos(\varphi - \theta) - m \cdot e \cdot \dot{x}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + m \cdot e \cdot \dot{y}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin(\varphi - \theta) - \\ - m \cdot e \cdot \dot{y}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi - m \cdot e \cdot \dot{x}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(\varphi - \theta) - m \cdot e \cdot \dot{y}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \sin(\varphi - \theta),$$

де  $M$ ,  $m$ ,  $I_1$ ,  $I_2$ ,  $e$  – певні сталі фізичні величини, а кожна узагальнена координата перебуває у функціональній залежності від часу  $t$ .

Для використання алгоритму Лагранжа знайдемо спочатку необхідні

частинні похідні  $\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}$ , а потім похідні за часом  $\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right)$  ( $i = 1, 2, \dots, 4$ ):

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} = \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_C} = M \cdot \dot{x}_C + m \cdot e \cdot [I_1 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos(\varphi - \theta) - I_1 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi - I_1 \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(\varphi - \theta)],$$

..., ...,

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_4} = \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} = I_2 \cdot \dot{\varphi} - I_2 \cdot \dot{\theta} - m \cdot e \cdot [\dot{x}_C \cdot I_1 \cdot \cos(\varphi - \theta) + \dot{y}_C \cdot I_1 \cdot \sin(\varphi - \theta)];$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_C} \right) = M \cdot \ddot{x}_C + m \cdot e \cdot [\ddot{\varphi} \cdot \cos(\varphi - \theta) - \dot{\varphi} \cdot \sin(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) - \\ - \ddot{\theta} \cdot \cos(\varphi - \theta) + \dot{\theta} \cdot \sin(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta})],$$

..., ...,

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_4} \right) = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) = I_2 \cdot \ddot{\varphi} - I_2 \cdot \ddot{\theta} - m \cdot e \cdot [\ddot{x}_C \cdot \cos(\varphi - \theta) - \\ - \dot{x}_C \cdot \sin(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) + \ddot{y}_C \cdot \sin(\varphi - \theta) + \dot{y}_C \cdot \cos(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta})].$$

Підрахувавши здійснені операції диференціювання, встановлюємо, що на етапі знаходження частинних похідних їх виконано 18 разів, а при знаходженні похідних за часом – 50. Тобто для встановлення першого доданка рівняння (1) знадобилося здійснити 68 операцій диференціювання.

При використанні рівнянь Нільсена знайдемо спочатку похідну за часом

$\dot{T} = \frac{dT}{dt}$ , а потім відповідні частинні похідні  $\frac{\partial}{\partial \dot{q}_j} \left( \frac{dT}{dt} \right)$  ( $i = 1, 2, \dots, 4$ ):

$$\frac{dT}{dt} = M \cdot \dot{x}_C \cdot \ddot{x}_C + M \cdot \dot{y}_C \cdot \ddot{y}_C + I_1 \cdot \dot{\varphi} \cdot \ddot{\varphi} - I_2 \cdot (\ddot{\varphi} \cdot \dot{\theta} + \dot{\varphi} \cdot \ddot{\theta}) + I_2 \cdot \dot{\theta} \cdot \ddot{\theta} + \\ + m \cdot e \cdot [\ddot{x}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos(\varphi - \theta) + \dot{x}_C \cdot \ddot{\varphi} \cdot \cos(\varphi - \theta) - \dot{x}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta})] - \\ - m \cdot e \cdot (\ddot{x}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + \dot{x}_C \cdot \ddot{\varphi} \cdot \cos \varphi - \dot{x}_C \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin \varphi) + \\ + m \cdot e \cdot [\ddot{y}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin(\varphi - \theta) + \dot{y}_C \cdot \ddot{\varphi} \cdot \sin(\varphi - \theta) + \dot{y}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta})] - \\ - m \cdot e \cdot (\ddot{y}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi + \dot{y}_C \cdot \ddot{\varphi} \cdot \sin \varphi + \dot{y}_C \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \cos \varphi) - \\ - m \cdot e \cdot [\ddot{x}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(\varphi - \theta) + \dot{x}_C \cdot \ddot{\theta} \cdot \cos(\varphi - \theta) - \dot{x}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \sin(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta})] -$$

$$\begin{aligned}
& -m \cdot e \cdot [\ddot{y}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \sin(\varphi - \theta) + \dot{y}_C \cdot \ddot{\theta} \cdot \sin(\varphi - \theta) + \dot{y}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta})]; \\
\frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{q}_1} &= \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{x}_C} = M \cdot 1 \cdot \ddot{x}_C + m \cdot e \cdot [1 \cdot \ddot{\varphi} \cdot \cos(\varphi - \theta) - 1 \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) - \\
& - 1 \cdot \ddot{\varphi} \cdot \cos \varphi + 1 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin \varphi - 1 \cdot \ddot{\theta} \cdot \cos(\varphi - \theta) + 1 \cdot \dot{\theta} \cdot \sin(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta})], \\
\frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{q}_2} &= \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{y}_C} = M \cdot 1 \cdot \ddot{y}_C + m \cdot e \cdot [1 \cdot \ddot{\varphi} \cdot \sin(\varphi - \theta) + 1 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) - \\
& - 1 \cdot \ddot{\varphi} \cdot \sin \varphi - 1 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \cos \varphi - 1 \cdot \ddot{\theta} \cdot \sin(\varphi - \theta) - 1 \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(\varphi - \theta) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta})], \\
\frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{q}_3} &= \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{\varphi}} = I_1 \cdot 1 \cdot \ddot{\varphi} - I_2 \cdot 1 \cdot \ddot{\theta} + m \cdot e \cdot [\ddot{x}_C \cdot 1 \cdot \cos(\varphi - \theta) - 2 \cdot \dot{x}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin(\varphi - \theta) + \\
& + \dot{x}_C \cdot 1 \cdot \dot{\theta} \cdot \sin(\varphi - \theta) - \ddot{x}_C \cdot 1 \cdot \cos \varphi + 2 \cdot \dot{x}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi + \ddot{y}_C \cdot 1 \cdot \sin(\varphi - \theta) + \\
& + 2 \cdot \dot{y}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos(\varphi - \theta) - \dot{y}_C \cdot 1 \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(\varphi - \theta) - \ddot{y}_C \cdot 1 \cdot \sin \varphi - \\
& - 2 \cdot \dot{y}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + \dot{x}_C \cdot 1 \cdot \dot{\theta} \cdot \sin(\varphi - \theta) - \dot{y}_C \cdot 1 \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(\varphi - \theta)], \\
\frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{q}_4} &= \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{\theta}} = -I_2 \cdot \ddot{\varphi} \cdot 1 + I_2 \cdot 1 \cdot \ddot{\theta} + m \cdot e \cdot [\dot{x}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot 1 \cdot \sin(\varphi - \theta) - \dot{y}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot 1 \cdot \cos(\varphi - \theta) - \\
& - \ddot{x}_C \cdot 1 \cdot \cos(\varphi - \theta) + \dot{x}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot 1 \cdot \sin(\varphi - \theta) - 2 \cdot \dot{x}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \sin(\varphi - \theta) - \\
& - \dot{y}_C \cdot 1 \cdot \sin(\varphi - \theta) - \dot{y}_C \cdot \dot{\varphi} \cdot 1 \cdot \cos(\varphi - \theta) + 2 \cdot \dot{y}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(\varphi - \theta)].
\end{aligned}$$

Неважко бачити, що на етапі знаходження похідної  $\frac{dT}{dt}$  довелося здійснити 38 диференціювань та при знаходженні частинних похідних також 38 подібних дій, через що для встановлення першого доданка рівняння (2) знадобилося здійснити 76 операцій диференціювання.

З'ясована різниця очевидна й твердження, що рівняння Нільсена зменшують кількість операцій диференціювання є безпідставним. Усвідомивши це, варто розуміти, що застосування рівнянь Нільсена скорочує тільки кількість заголовків (або повідомлень) про наміри про взяття потрібних похідних, але обсяг математичних дій, пов'язаних з безпосереднім диференціюванням, збільшується порівняно з рівнянь Лагранжа II-о роду.

#### Література

1. Nielsen I. *Elementare Mechanik*. – Berlin, 1935.
2. Жигилій С.М. До визначення кінетичної енергії вібраційного пристрою з керованим збуджувачем коливань / С.М. Жигилій // Тези 75-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». Том 1. (Полтава, 02 – 25.V.23 р.) – Полтава: Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2023. – С. 127-128.

УДК 666.97.033

*Коротич Юрій Юрійович, PhD, старший викладач*

*Косуков Максим Віталійович, студент*

*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **МАЛОГАБАРИТНЕ ОБЛАДНАННЯ З ВАЖІЛЬНИМ ЗАКРІПЛЕННЯМ ВІБРОЗБУДУВАЧА ДЛЯ ВІБРОФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ ВИРОБІВ**

В результаті проведення теоретичних та експериментальних досліджень створено і впроваджено високоефективне малогабаритне обладнання для віброформування бетонних виробів з важільним закріпленням віброзбудувача (рис. 1).



Рисунок 1. Малогабаритне обладнання для віброформування бетонних виробів з важільним закріпленням віброзбудувача.

Технічна характеристика малогабаритного обладнання для віброформування бетонних виробів з важільним закріпленням віброзбудувача [1] приведена у таблиці 1.

За співвідношенням вимушуючих і власних частот коливань обладнання відноситься до зарезонансних машин, за кількістю коливальних мас до одномасних.

Важіль виготовлений з труби металевої 121×12 мм, його довжина та жорсткість регламентується спеціальними рекомендаціями.

Таблиця 1 – Технічна характеристика

№	Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Значення
1.	Частота коливань	$f$	Гц	50
2.	Амплітуда коливань	$A$	мм	0,5...2,0
3.	Характер коливань	-	-	кругові гармонійні
4.	Вантажопідйомність	$Q$	т	0,3
5.	Потужність	$N$	кВт	0,5
6.	Тип віброзбуджувача	-	-	дебалансний
7.	Загальна маса	$m_v$	т	0,25
8.	Габаритні розміри: довжина ширина висота	$a$ $b$ $h$	м - -	1,6 1,3 0,9
9.	Віброопори: кількість загальна жорсткість матеріал	- - -	шт Н/м -	4 $570 \times 10^3$ гума
10.	Спосіб кріплення форми	-	-	механічний
11.	Рациональна довжина важеля	$l_{\text{важ.}}$	мм	0...300



Рисунок 2. Віброзбуджувач потужністю  $N = 0,5$  кВт з важілем довжиною  $l_{\text{важ.}} = 100$  мм.

Дане віброобладнання може використовуватись для віброформування тротуарних плиток, блоків, бетонної цегли, фігурних елементів мощення [2] та відносяться до малогабаритної вібраційної техніки. Використання важеля дозволяє зменшити енерговитрати при виробництві за рахунок зменшення потужності вібробуджувача.

#### Література

1. Пат. 146691 Україна. МПК В28В 1/08 (2006.01). Вібростіл з важільним закріпленням вібробуджувача / Коробко Б.О., Коротич Ю.Ю., Васильєв Є.А.; власник Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка". – № и 2020 06563; заявл. 12.10.2020; опубл. 10.03.2021, Бюл. № 10.

2. ДСТУ -Н Б А.3.1-34:2016. Настанова з виробництва бетонних і залізобетонних виробів. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017.

**УДК 625**

*Крот Олександр Юлійович, д.т.н., доцент,  
Кузуб Юрій Олегович, аспірант,  
Крючков Олександр Анатолійович, аспірант,  
Росляков Олександр Андрійович, студент,  
Варава Антон Олександрович, студент*

*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

### **НОВА КОНСТРУКЦІЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОВАЛКОВОГО УЩІЛЬНЮВАЧА**

Для ущільнення ґрунту і насипних покриттів при спорудженні доріг застосовуються різноманітні конструкції валків, як статичних, що котяться по основі, притискаючись власною вагою, так і обладнаних додатковим вібраційним пристроєм [1]. Нами запропоновано конструкцію вібровалкового ущільнювача у вигляді двох котків (1 і 5) різних діаметрів, змонтованих на загальній рамі 2. Рама через шарнір 4 зв'язана з тягачем, наприклад, трактором. При горизонтальному розташуванні рами при русі рами спочатку коток меншого діаметру (коток 1) зустрічається з не ущільненим матеріалом, а потім вже частково ущільнений матеріал зустрічається з котком більшого діаметру (коток 5) і більшої ваги. На рамі змонтовано дебалансний навісний вібратор 3, який за рахунок динамічних навантажень інтенсифікує процес ущільнення (рис. 1).

У вертикальному напрямку на систему діють сили  $P_1$ ,  $P_5$ ,  $P_3$  і  $P_2$  – відповідно вага маленького котка 1, великого котка 5, навісного вібратора 3 і рами 2; сили пружності ґрунту  $F_{пружн1}$  і  $F_{пружн5}$ ; реактивні сили  $R_1$  і  $R_5$ ; змушуючи сила навісного вібратора  $F(t)$ . Для спрощення розглядалося переміщення системи не кутове (відносно шарніра 4), а лінійне – вздовж осі  $Y$ . Сили розглядалися у прив'язці до центра валка 1. Заглиблення котка 1 ( $S_{повн1}$ ) складається з статичного заглиблення ( $S_{ст1}$ ) і динамічного ( $S_1$ ) від дії навісного

вібратора. Відповідно переміщення валка 5 –  $S_{повн5}$ ,  $S_{ст5}$  і  $S_5$ .

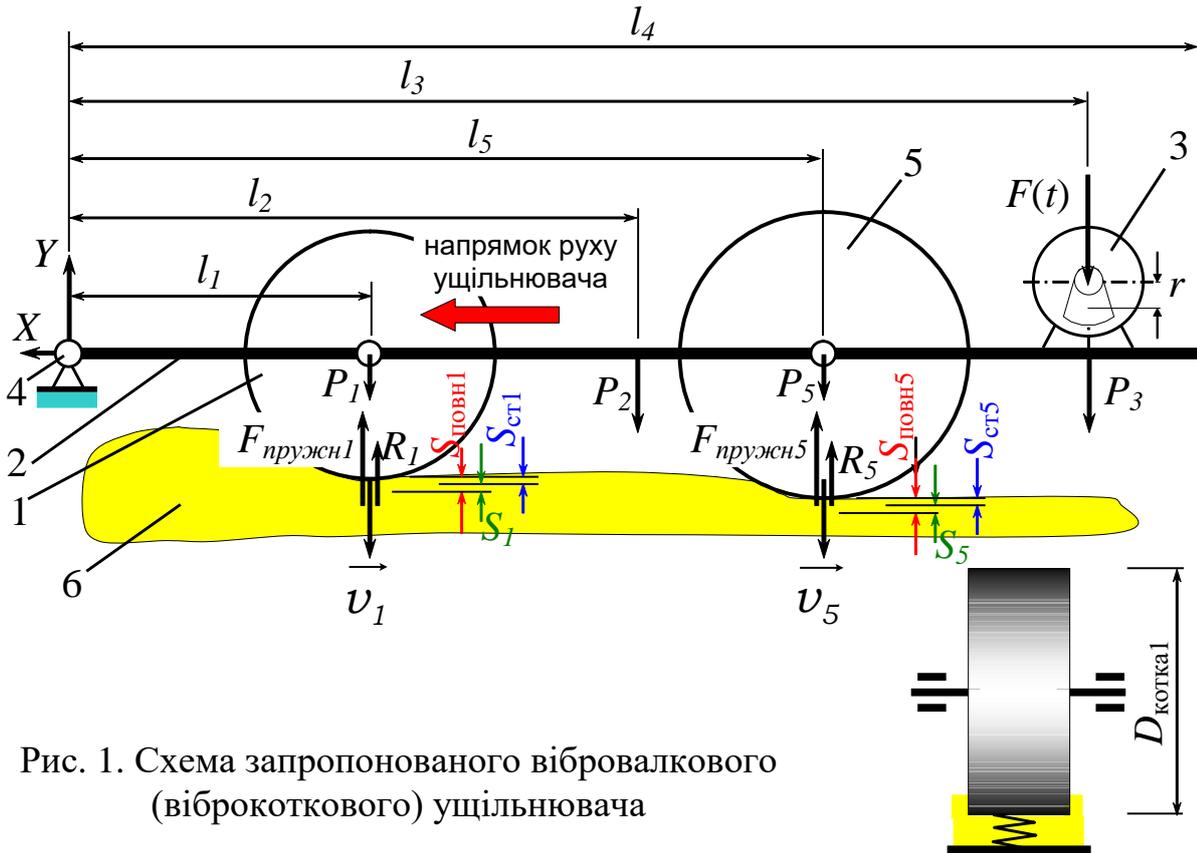


Рис. 1. Схема запропонованого віброріжального (віброріжального) ущільнювача

Масові характеристики елементів 1, 2, 3 і 5, які здійснюють кутові переміщення відносно шарніра 4, враховуються так званою приведеною масою (приведеною до центра котка 1):  $m_{привед} = \frac{J_{C1} + J_{C2} + J_{C3} + J_{C5}}{l_1^2}$ . Реактивна сила  $R_1$

складається з сили інерції  $m_{привед} \ddot{S}_1$ , в'язкої сили  $\mu \cdot \dot{S}_1$ , пружної сили  $c \cdot S \cdot \frac{l_5}{l_1}$ .

Вертикальне прискорення центра котка 1 позначили  $a$ . Вертикальну швидкість центра котка 1 позначили  $v$ . Загальноприйняті позначення (скорочення) мають

певні фізичні властивості.  $k = \sqrt{\frac{c}{m_{привед}}}$  – циклічна кутова швидкість вільних

(власних) коливань (інше поширене позначення цієї величини  $\omega_0$ );  $2n = \frac{\mu}{m_{привед}}$  –

показник ступеня загасання коливань з урахуванням приведеної маси  $m_{привед}$  отримаємо рівняння сил:

$$a + \frac{\mu}{m_{привед}} \cdot v + \frac{\mu}{m_{привед}} \cdot v \cdot \frac{l_5}{l_1} + \frac{c}{m_{привед}} \cdot S + \frac{c}{m_{привед}} \cdot S \cdot \frac{l_5}{l_1} - \frac{1}{m_{привед}} \cdot S \cdot \frac{l_5}{l_1} \cdot F_0 \cdot \sin(\omega t) = 0.$$

Тут  $F_0$  – амплітуда збурюючої сили вібратора;  $F_0 \cdot \sin(\omega t)$  – поточне значення цієї сили;  $\omega$  – кутова швидкість вала вібратора;  $t$  – поточний час.

Після перетворень:

$$a + \frac{\mu}{m_{\text{привед}}} \cdot v \cdot \left(1 + \frac{l_5}{l_1}\right) + \frac{c}{m_{\text{привед}}} \cdot S \cdot \left(1 + \frac{l_5}{l_1}\right) - \frac{1}{m_{\text{привед}}} \cdot \frac{l_3}{l_1} \cdot F_0 \cdot \sin(\omega t) = 0,$$

$$a + 2n \cdot v \cdot \left(1 + \frac{l_5}{l_1}\right) + k^2 \cdot S \cdot \left(1 + \frac{l_5}{l_1}\right) - \frac{1}{m_{\text{привед}}} \cdot \frac{l_3}{l_1} \cdot F_0 \cdot \sin(\omega t) = 0$$

$$\ddot{S} + 2n \cdot \frac{d}{dt} S(t) \cdot \left(1 + \frac{l_5}{l_1}\right) + k^2 \cdot S(t) \cdot \left(1 + \frac{l_5}{l_1}\right) - \frac{1}{m_{\text{привед}}} \cdot \frac{l_3}{l_1} \cdot F_0 \cdot \sin(\omega t) = 0$$

Це диференціальне рівняння руху вібраційної системи. Розв'язання її для вихідних даних, наближених до реальних, дозволило побудувати діаграму коливань.

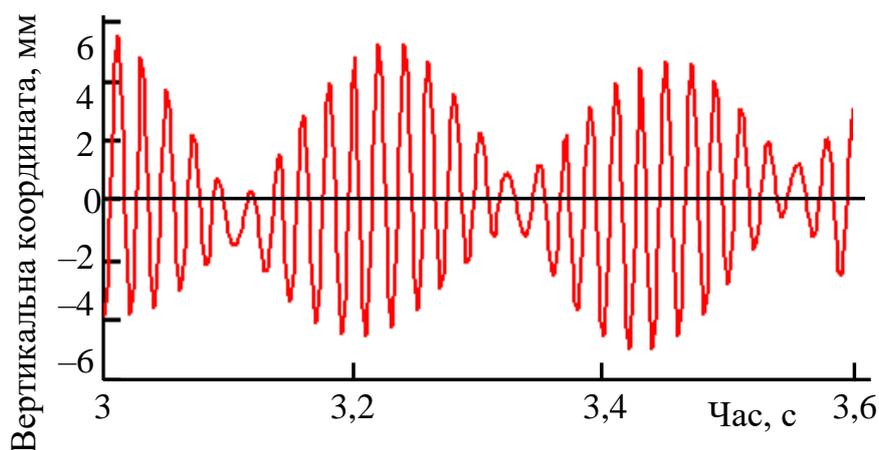


Рис. 2. Діаграма коливань

### Література

1. *Машины для земляных работ: Навчальний посібник / Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010. – 557 с.*

**УДК 691; 679**

*Крот Олександр Юлійович<sup>1</sup>, д.т.н., доцент,*

*Кузуб Юрій Олегович<sup>1</sup>, аспірант,*

*Крючков Олександр Анатолійович<sup>1</sup>, аспірант,*

*Пуховой Олександр Вікторович<sup>2</sup>, аспірант*

<sup>1</sup>*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

<sup>2</sup>*Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова*

## **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШУВАННЯ У СПІРАЛЬНОМУ СТІЧКОВОМУ БЕТОНОЗМІШУВАЧІ**

Змішування будівельних матеріалів – важливий технологічний процес у будівництві і виробництві будівельних виробів. Найбільш затребуваними є бетоно- і розчинозмішувачі. Маючи різні конструкції, вони засновані на принципі розподілу компонентів готового матеріалу в об'ємі змішувача.

На кафедрі галузевого машинобудування та мехатроніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» створено конструкцію спірального стрічкового бетонозмішувача з приводом від колеса мотоблока (рис. 1).



Рис. 1. Фото розчинозмішувача з приводом від колеса мотоблока

Створення нового ефективного обладнання і підбір раціональних режимів змішування базується на моделюванні процесів. Нами здійснено спробу моделювати процес змішування з застосуванням так званих марківських процесів. Марківський процес моделює імовірність  $E$  існування стану системи у випадку, якщо на цю імовірність впливає лише імовірність  $N$  переходу в цей стан і не залежить від перебігу процесу у попередній період. Іншими словами, якщо система характеризується станом з імовірністю  $E_{початкове}$ , то наступний стан системи визначається добутком:  $E_{наступне} = E_{початкове} \cdot N$ . Тут  $E$  – матриця поточного стану системи, а  $N$  – матриця ймовірностей переходів.

На рис. 2 – поперечний переріз змішувача. Порожнина корита, заповнена розчином, розбита на 24 комірки. Спіральна лопать, рухаючись вздовж корита, приводить до переміщення матеріалу. При цьому частина цементу з певною імовірністю переходить з однієї комірки в іншу.

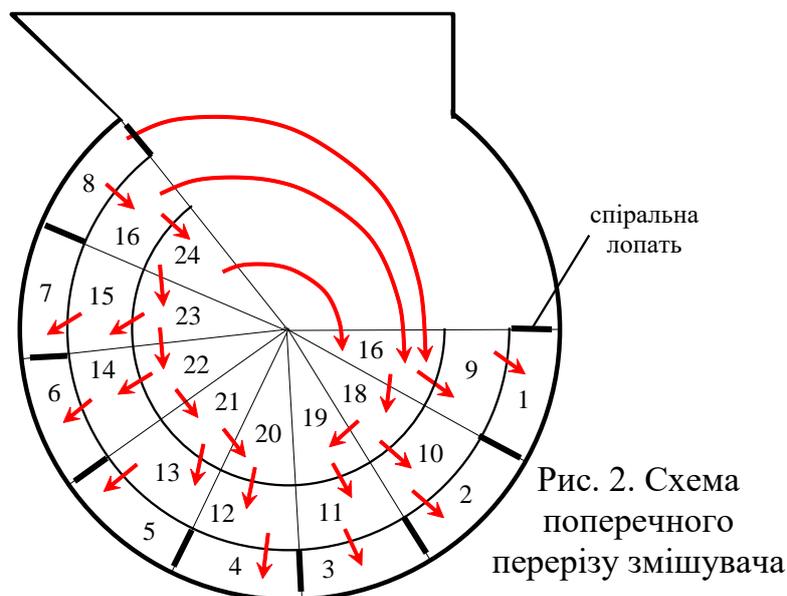


Рис. 2. Схема поперечного перерізу змішувача



---

*Коваленко Валентин Олександрович, доктор  
Олійник Тарас Миколайович, магістр  
Дедіщев Руслан Олександрович, магістр  
Олійник Микола Миколайович, магістр*

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,  
м. Харків та ТОВ «ПСЕ», м. Харків*

## **ЗМЕНШЕННЯ ЧАСУ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА ВИКОНАННЯ РЕМОНТНИХ РОБІТ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ ЗА ДОПОМОГОЮ ПІДЙОМНИКІВ COSE ВАЖКОЇ СЕРІЇ**

Автомобільний підйомник (АП) – це практично незамінне обладнання в роботі кожної сучасної СТО. Підйом автотранспорту забезпечує доступ до його нижньої частини, що дозволяє зручно проводити роботи з технічного обслуговування та ремонту, а саме: несучі елементи кузову, ходова, трансмісія і випускна системи, а також двигунів на пікапах і позашляховиках, що в умовах війни і постійної потреби у відновленні техніки в мінімально можливих термінах роблять їх базовим обладнанням. Застосування АП максимально скорочує час на виконання перелічених робіт з максимальним використанням спеціалізованого обладнання для ремонту і відновлення.

Автомобільні підйомники економлять робочий простір СТО, дозволяють працювати при природному освітленні, створюють комфортні і безпечні умови для персоналу в порівнянні з авто-ямами.

Основні технічні характеристики підйомників:

Кількість стійок: двостійковий або чотирьохстійковий;

Вантажопідймальність (в/п), т;

Швидкість підйому і опускання автомобіля, м/с;

Загальна висота підйому, мм;

Кліренс (мінімальна висота опускання лап), мм;

Тип синхронізації стійок: з синхронізацією – так/ні.

Розглянемо більш докладніше основні типи підйомників.

Автомобільний підйомник чотирьохстійковий: застосовують для ремонту, діагностики і обслуговування вузлів і кузову автомобілів, для контролю кутів установки коліс і їх регулювання (розвал-сходження). Стійки автомобільного чотирьохстійкового підйомника попарно пов'язані платформами. Привід, переважно, електрогідравлічний. Такий підйомник відрізняється значною вантажопідйомністю, може використовуватися як для позашляховиків, пікапів (вага до 3,3 т), так і для сідлових тягачів (вага до 8 т), які використовуються в тому числі і для транспортування пошкодженої техніки на ремонтні підприємства.

Автомобільний підйомник двостійковий: характеризується нескладним монтажем, простотою в експлуатації: автомобіль піднімається надійно спираючись на чотири відкидні лапи, при цьому забезпечується хороший огляд і доступ до машини з усіх боків, є надійним і ергономічним. Залежно від моделі

---

підйомника він може застосовуватися для машин з короткою і довгою базою, спорядженою масою до 5т.

На вимоги часу розроблена та запущена в виробництво важка серія двостійкових підйомників COSE вантажопідймальністю 10 т.

Кожна стійка автомобільного підйомника має свій незалежний гідравлічний привід, що дозволяє використання цих стоек в різноманітних конфігураціях. Вантажопідймальність однієї стійки 5т.

Нижче наведено характеристики підйомника COSE вантажопідймальністю 10 т.



Рисунок 1 Підйомник COSE в/п 10т

#### Технічні характеристики підйомника COSE:

- Вантажопідймальність, т: 10 (2x5 т.);
- Швидкість підймання, м/с: 0,025;
- Швидкість опускання, м/с: 0,041;
- Встановлена потужність, кВт: 5;
- Рід струму: змінний;
- Частота мережі, Гц: 50;
- Напруга, В: 380;
- Привід: електрогідравлічний;
- Місце керування: радіо-пульт та стаціонарна панель з задньої частини підйомника;
- Синхронізація: електрогідравлічна за допомогою датчиків зворотного зв'язку.

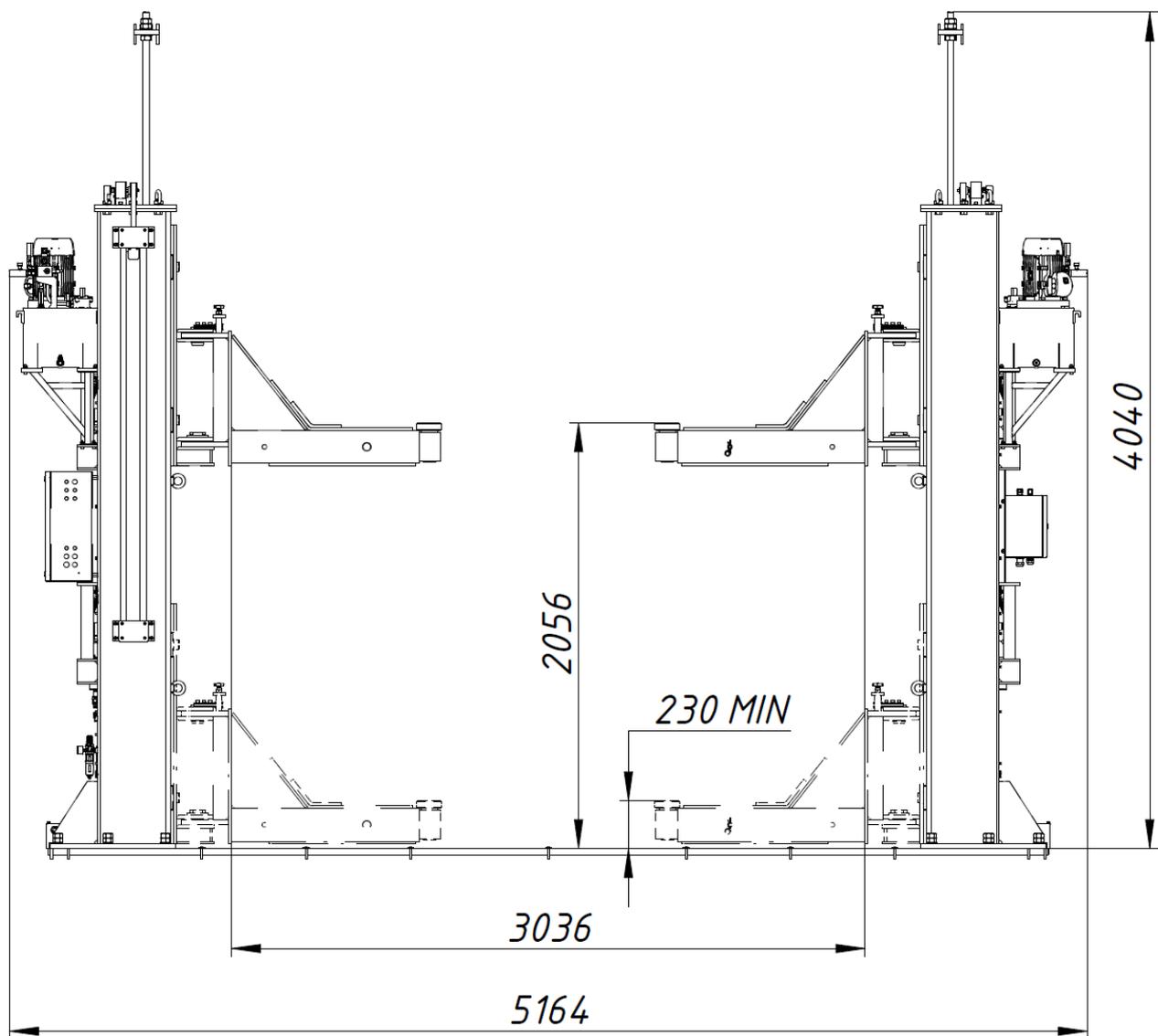


Рисунок 2 Габаритне креслення підйомника COSE в/п 10 т

У порівнянні зі звичайною стійкою підйомника вантажопідймальністю 2,5 т, стійка підйомника вантажопідймальністю 5т потребує більш розвинутого фундаменту. Звертаємо увагу на те, що при проектуванні СТО з застосуванням стоек підйомника вантажопідймальністю 5т кожна, необхідно розробити фундаменти під стійки виходячи з перекидного моменту, який діє на стійки, та несучої спроможності опорної поверхні.

Треба зауважити, що монтаж фундаментів для стоек такого підйомника повинно виконувати Спеціалізоване підприємство (підйомники належать до машин і механізмів підвищеної небезпеки) з видаванням відповідної документації згідно з діючою нормативною базою з обов'язковим долученням Акту прихованих робіт (відповідність фундаменту проектній документації). Це дає підставу для Експертної організації провести випробування і первинне ТО з відповідними відмітками в Паспорті обладнання, а Замовнику експлуатувати обладнання у відповідності до Настанови з експлуатації.



Рисунок 3 Система керування підйомника COSE в/п 10 т

**УДК 666.97.03**

*Рогозін Іван Анатолійович, канд. техн. наук, доцент,  
Жолоб Назар Романович, аспірант,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ІМПЕЛЕРНИХ ЗМІШУВАЧІВ ДЛЯ МЕХАНІЗАЦІЇ ПРАЦІ В БУДІВНИЦТВІ**

Імпелери у змішувачах використовуються для змішування різних матеріалів. Вони набули поширення у хімічній, харчовій, фармацевтичній, паперовій, целюлозній, нафтогазовій і в тому числі й у будівельній галузі та застосовуються у промислових процесах, де важливими факторами є досягнення високої однорідності сумішей та ефективності й продуктивності змішування [1, 2]. Залежно від конструкції імпелерів, кількості їхніх лопатей та особливостей геометрії їх розташування, швидкості руху обертання вони можуть мати різні призначення [3]. Але для багатьох будівельних процесів такі робочі органи змішувачів можуть бути недостатньо ефективними. Тому слід досліджувати та обґрунтовувати доцільність їх застосування.

---

Основні функції імпелерів у будівельних змішувачах полягають у безпосередньому змішуванні матеріалів і руйнуванні затверділих частинок та агломерацій наповнювачів й, особливо, в'язучих компонентів. Функція змішування суттєво обмежується високошвидкісними режимами роботи. У такому випадку приготування малорухомих в'язких будівельних розчинних сумішей буде часто неможливим або малоефективним. Тому імпелерні змішувачі повинні працювати із рідкими матеріалами, наприклад, розмішувати чи розчиняти компоненти у воді.

Більш перспективним видається застосування імпелерів для руйнування згустків та агломерацій злежаних матеріалів, зокрема цементу. Адже, руйнування скупчень зерен цементу призводить до збільшення його контактної площі для взаємодії із наповнювачем, відбувається активація в'язучого ефекту, що суттєво підвищує показники міцності та якості затверділого розчину в складі будівельних виробів.

Використання імпелерів для активації цементу дозволяє збільшити продуктивність змішувача, забезпечуючи менші потреби у часі тривалості циклу змішування і, відповідно, більш швидке приготування сумішей заданої якості. Процес активації цементу є менш енергоємним, у порівнянні із перемішуванням компонентів цементно-піщаної суміші. Тому досягається зниження споживання енергії робочого циклу.

Отже, найкраще можливості застосування імпелерних змішувачів розкриваються при роботі із в'язучими компонентами, що дозволяє істотно підвищити їх якість. Якщо розглядати цемент, то це відбувається за рахунок інтенсивного примусового впливу з перемішування. Аерування цементної суміші, тобто введення повітря в її масу. Це поліпшує властивості проникнення та міцність кінцевих виробів. Введення та рівномірний розподіл додаткових компонентів у цементну суміш, наприклад, різних добавок для покращення властивостей цементу або зміцнення його хімічних реакцій. Забезпечення під час змішування й активації цементної суміші розбивання її грудок, котрі можуть виникати під час зберігання або транспортування.

Загалом, імпелери в будівельних змішувачах допомагають покращити процес змішування за рахунок активації цементу, забезпечуючи кращу однорідність суміші, аерування та змішування з додатковими компонентами, що впливає на якість та властивості готових сумішей.

#### *Література*

1. Назаренко І.І. *Машини для виробництва будівельних матеріалів: підручник* / І. І. Назаренко. – К.: КЕУБА, 1999. – 488 с.
  2. Орловський В. М., Білецький В. С., Вітрик В. Г., Сіренко В. І. *Бурове і технологічне обладнання*. Харків: Харківський національний університет міського господарств імені О. М. Бекетова, НТУ «ХП», ТОВ НТП «Бурова техніка», Львів, Видавництво «Новий Світ – 2000», 2021. – 358 с.
  3. Asachi, M. *A review of current techniques for the evaluation of powder mixing* / M. Asachi, E. Nourafkan, A. Hassanpour // *Advanced Powder Technology*. – 2018. – 29. – P. 1525–1549.
-

---

**УДК 693.546.3**

*Рогозін Іван Анатолійович, канд. техн. наук, доцент,  
Тойстер Руслан Володимирович, аспірант,  
Храпач Антон Валерійович, аспірант,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ КОНСТРУКЦІЇ РОЗЧИНОЗМІШУВАЧА З ВЕРТИКАЛЬНИМ ШНЕКОМ ТА ПЛАНЕТАРНИМИ ЛОПАТКАМИ**

Сьогодні вимоги до змішувального обладнання досить широкі. Основними з них є можливість приготування високоякісних однорідних сумішей, відносно низька енерго- і металоємність, висока продуктивність, простота конструкції та експлуатації, універсальність змішувача незалежно від типу і властивостей в'язучих і заповнювачів. Крім того, якість отриманого будівельного матеріалу безпосередньо залежить від типу використовуваного змішувача [1]. Тому оцінка перспектив використання змішувального обладнання для задоволення якомога більшої кількості перерахованих вище вимог при його експлуатації є важливим питанням.

Змішувачі, котрі набули поширення у будівництві, мають велике різноманіття конструкцій [1]. Найбільш часто зустрічаються циклічні змішувачі примусової дії. Вони мають лопатеві елементи або шнеки чи шнекові стрічки з горизонтальним розташуванням валів [2, 3], а також лопатеві роторні й планетарні елементи вертикального розташування [4, 5].

Змішувачі з вертикальними шнеками мають певні переваги перед вищезгаданим обладнанням. У той же час, цей тип машин недостатньо досліджений і вивчений. Відомі лише окремі напрацювання в цьому напрямку [6], але вони не дають повного уявлення про проблеми, котрі виникають при розробці та експлуатації подібного типу машин.

Тому слід розглянути перспективи використання конструкції розчинозмішувача з вертикальним шнеком та планетарними лопатками. На рисунку 1 зображено робочий орган такого змішувача, який передбачає верхнє розташування привода над ємністю змішувача. Він має вертикальний вал 1, котрий нижньою частиною опирається на захищений підшипниковий вузол на дні корпусу. По зовнішньому радіусу змішувача до кронштейнів 2 і 4 на валу прикріплені дві шнекові стрічки 5. У центрі розташовані дві рамки 6, котрі здійснюють планетарний рух. Таким чином їх вертикальні пластини виконують функцію лопатей. Вони мають верхні підшипникові вузли розташовані на кронштейні 3, а нижні – такої ж конструкції, як і у вертикального валу 1, – на кронштейні 4. Складний обертальний рух лопатей 6 здійснюється за допомогою шестерен 7, які входять в зачеплення з центральною нерухомою шестернею 8, що жорстко з'єднана з корпусом змішувача. Кут між площинами рамок з лопатями 6 становить  $90^\circ$  для забезпечення більш рівномірного навантаження на робочий орган протягом робочого циклу.

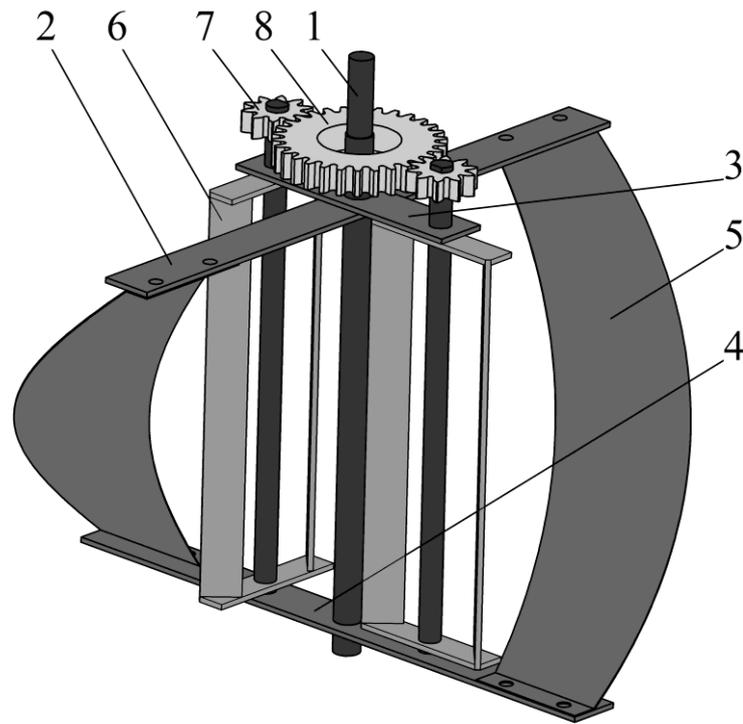


Рисунок 1 – Конструкція розчинозмішувача з вертикальним шнеком та планетарними лопатями

Головною особливістю робочих органів, що поєднують вертикальні шнеки і планетарні лопаті, є уникнення ряду недоліків різних типів найбільш поширених змішувачів. Але при цьому зберігатиметься загальний технічний і технологічний рівень. Наприклад, відсутність складного сальникового вузла для захисту підшипників, що характерно для горизонтальних змішувачів. У порівнянні з вертикальними роторними змішувачами, відсутня необхідність усувати центральну зону низької лінійної швидкості з об'єму ємності, що дозволяє раціонально використовувати робочий простір установки, її площу в плані. При використанні переваг планетарних змішувачів можна уникнути їх недоліку стосовно малої висоти заповнення ємності сумішшю, збільшивши її без наслідків для якості роботи за рахунок вертикальної складової руху від шнекових стрічок, у тому числі покращуючи компактність установки, зменшуючи її габаритні розміри і пов'язану з цим займану площу в порівнянні зі змішувачами планетарного типу тієї ж продуктивності.

Також важливо, що планетарний рух внутрішніх рамок лопатей 6 формується у простіший спосіб і несуттєво ускладнює конструкцію. Це пов'язано з тим, що використовується нерухома центральна шестерня 8, а шестерні 7 на валах рамок просто перекочуються по ній, і обертаються разом зі своїми валами, котрі закріплені на кронштейнах 3 та 4 на робочому органі. Привідна частина залишається повністю незмінною, за винятком необхідності встановлення більш потужного двигуна і відповідного йому редуктора.

Проведений аналіз головних переваг і недоліків різних видів змішувального обладнання демонструє, що розглянута конструкція розчинозмішувача з вертикальним шнеком зовні та планетарними лопатями у

внутрішній частині, має перспективи до ефективної експлуатації. Вона може досягти раціонального співвідношення високої продуктивності, інтенсивності впливу на суміш і доброї якості змішування із потребами у збільшенні потужності привода змішувача, в ускладненні його конструкції та обслуговування, зростання ціни обладнання та експлуатаційних витрат.

#### Література

1. Назаренко І.І. *Машини для виробництва будівельних матеріалів: підручник* / І. І. Назаренко. – К.: КЕУБА, 1999. – 488 с.
2. *Design and Analysis of Powder Mixing Ribbon Blender – A review* / Desai A. T., Kumbhar M. G., Deokar R. H., Mandhare A. M. *Journal of Mechanical and Civil Engineering. 1<sup>st</sup> National Conference On Recent Innovations in Mechanical Engineering.* – 2018. – P. 39–43.
3. Сівко В. Й., Поляченко В. А. *Обладнання підприємств промисловості будівельних матеріалів і виробів: підручн. / за ред. В. Й. Сівка. КНУБА. – Київ: «ТОВ «АВЕГА», 2004. – 276 с.*
4. Онищенко О. Г. *Аналіз утворення та існування «мертвих зон» у змішувачах* / О. Г. Онищенко, І. А. Rogozin, І. О. Іваницька // *Збірник наукових праць (галузеве машино-будування, будівництво).* – Полтава: ПолтНТУ, 2010. – Вип. 1 (26). – С. 24 – 29.
5. Rohozin I., Vasyliiev O., Pavelieva A. *Determination of Building Mortar Mixers Effectiveness. International Journal of Engineering & Technology.* – 2018. – Vol. 7, No 3.2, [S.I. 2]. – P. 360–366.
6. Коробко Б. О., Васильєв О. С., Rogozin I. А. *Аналіз кінематики суміші в корпусі змішувача з вертикальним шнеком зі змінною твірною. Східно-Європейський журнал передових технологій.* – Харків: Технологічний центр, 2015. – Вип. 3/7 (75). – С. 48–52.

## **РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ВІБРОАБРАЗИВНОЇ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ ДЕКОРАТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ З АКТИВНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

Аналіз сучасного обладнання і технологій оздоблювальної обробки дрібних деталей з різних матеріалів та складної форми, в тому числі декоративних елементів, виявив потребу вдосконалення існуючих конструкцій і методів для підвищення якісних показників.

Запропоновано конструктивні схеми установок для віброабразивної обробки з активним горизонтально та вертикально розміщеними робочими органами. Особливістю установок є можливість створювати вібраційні поля різної інтенсивності (керований віброзбуджувач робочої камери) і керування інтенсивністю руху робочого органу. Керування вищевказаними параметрами установки дозволяє адаптувати її під певний технологічний процес і досягти оптимальних техніко-економічних показників віброобробки деталей, зокрема для декоративних елементів, що можуть мати складну форму, невелику масу і розміри, різноманітні характеристики матеріалів – різну твердість і в'язкість, обробка яких може викликати складнощі при застосуванні звичайних методів

Пропонуються дві принципові схеми установок для віброабразивної обробки з горизонтальним (рис.1) та вертикальним (рис.2) розміщенням активного робочого органу. За базу взято керований віброзбуджувач, який знаходиться в лабораторії кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки університету “Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка”, який містить рухомі дебаланси, зовнішнє керування якими дозволяє генерувати вібраційні поля різної інтенсивності.

Основною перевагою таких керованих віброзбуджувачів є зменшення енерговитрат і як наслідок зниження собівартості віброабразивної обробки.

Розглянемо першу схему. Установка складається з станини 1, в якій розміщено асинхронний двигун 2, який за допомогою пасової передачі передає обертаючий момент на вал 4, що закріплений на підшипниках в корпусі 6. Корпус 6 кріпиться за допомогою пружин 3 до станини 1, де закріплені керовані дебаланси 5. Вал 4 містить ходовий гвинт, за допомогою якого через маховичок можна регулювати амплітуду вібрацій. В камеру 7 завантажуються абразивні гранули та оброблювані деталі. Асинхронний двигун 9 обертає вал зі шнеком 8 через муфту 10. Дія вібрації, а також обертання валу 8 зі шнеком, що активно перемішує робоче середовище і створює складні просторові траєкторії, дозволяє підвищити якість оброблюваних деталей складної форми і збільшити продуктивність процесу

---

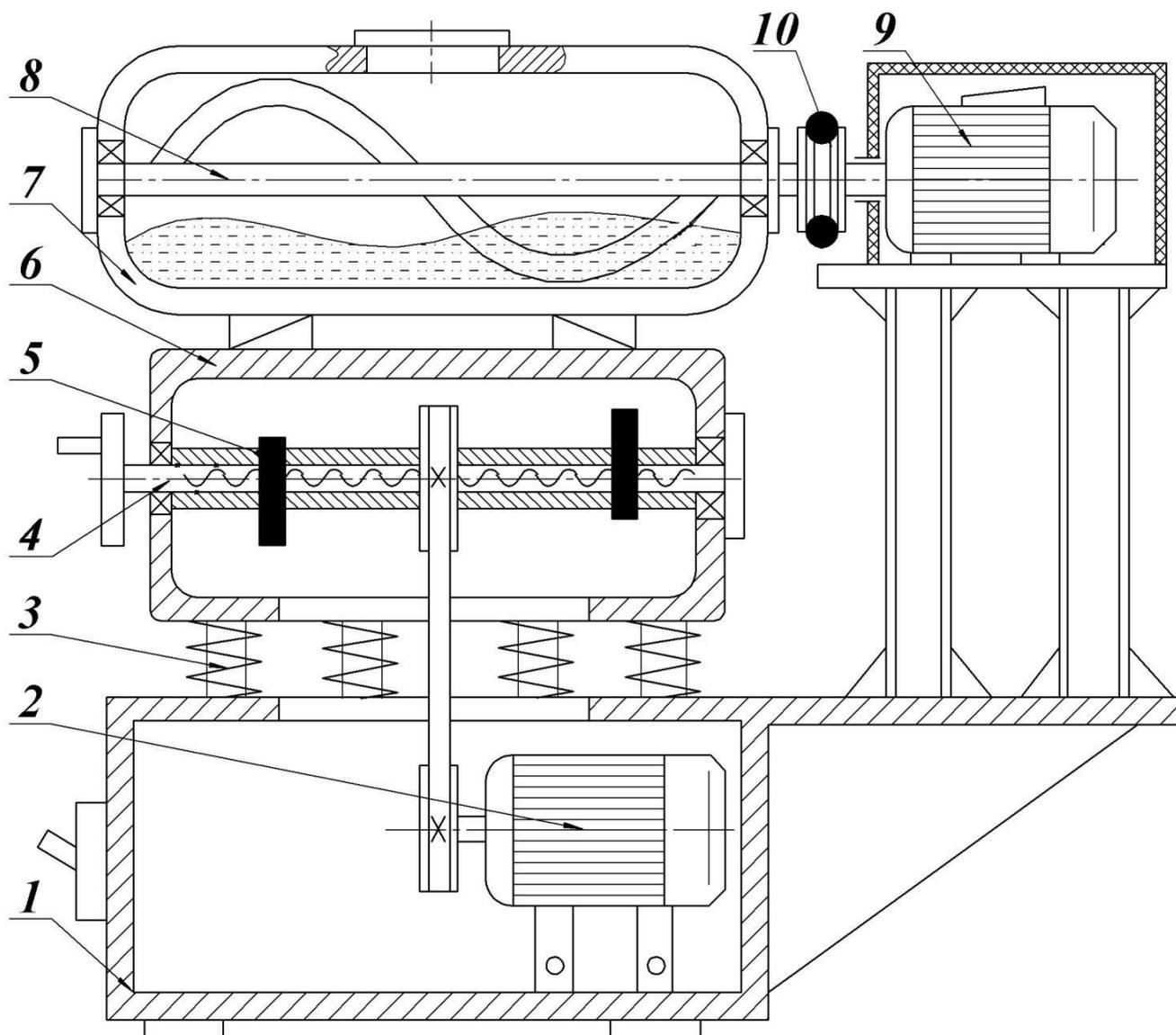


Рисунок 1 – Принципова схема установки для віброабразивної обробки з горизонтальним положенням активного робочого органу

На рис.2. зображено принципову схему установки для віброабразивної обробки з вертикальним положенням активного робочого органу, що має аналогічний принцип дії вищевказаної установки (рис.2), за винятком положення активного робочого органу.

Конструктивно установки складаються з вібруючої камери, що має горизонтальне або вертикальне розміщення, та активного робочого органу, що переміщує робоче середовище і створює складні просторові траєкторії переміщення деталей відносно абразивного середовища. Це дозволяє підвищити інтенсивність процесу при високій якості обробітку.

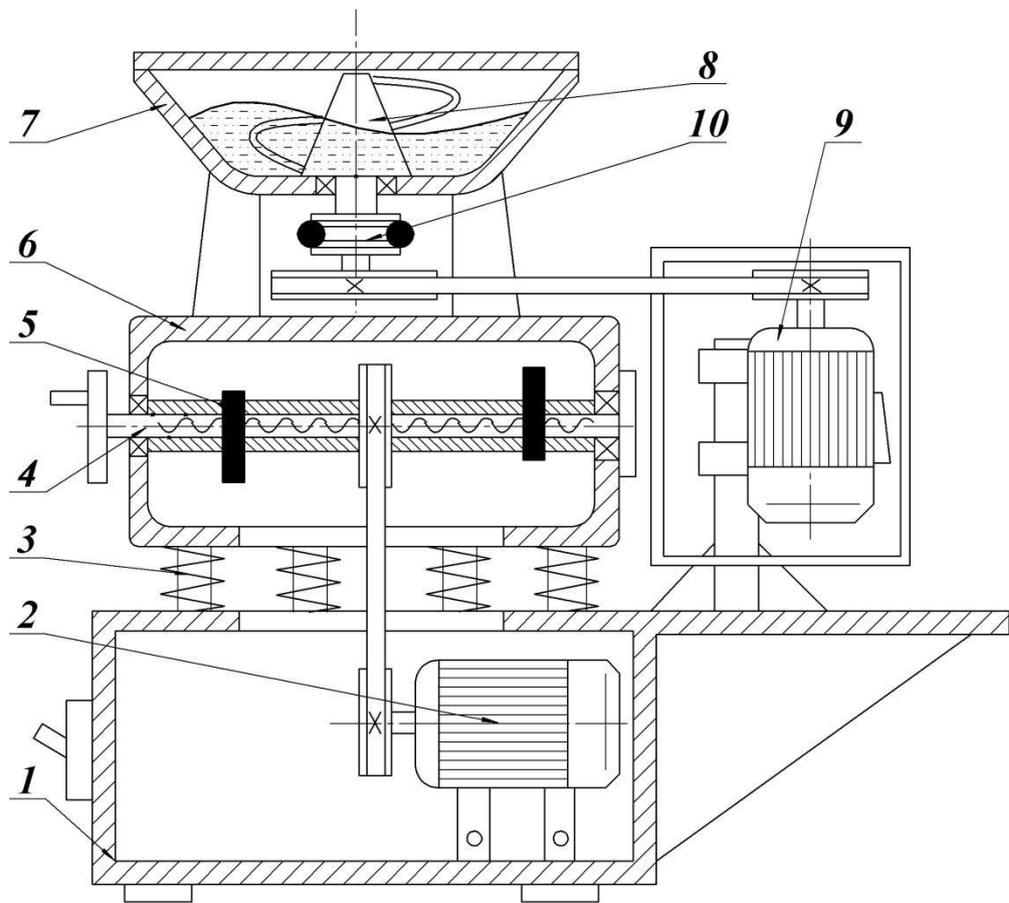


Рисунок 2 – Принципова схема установки для віброабразивної обробки з вертикальним положенням активного робочого органу

### Література

1. Чубик Р. В., Ярошенко Л.В. Керовані вібраційні технологічні машини : монографія. Вінниця: ВНАУ, 2011. 355 с. ISBN978-966-2462-35-7.
2. Ярошенко Л.В. Експериментальні дослідження розподілу динамічного напору циркуляційного руху робочого середовища в тороїдальних контейнерах вібраційних машин. Вібрації в техніці та технологіях. 2019. Вип. 3 (94). С. 33 - 44.
3. Берник П. С., Ярошенко Л.В. Вібраційні технологічні машини з просторовими коливаннями робочих органів : Вінниця, 1998. – 116с.
4. Жигилій С. М. Динаміка дебалансного вала керованого вібробуджувача УВВ-02. Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. Полтава : ПолтНТУ, 2012. Вип. 1 (31). С. 186 – 193.

*Васильєв Олексій Сергійович, к.т.н., доцент,  
Скорик Максим Олексійович, старший викладач,  
Жовноватий Євгеній Віталійович, магістр,  
Курилех Дмитро Сергійович, студент,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **РОЗРОБЛЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ВАРІАНТУ КОНСТРУКЦІЇ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПІДГРІВАЧА (ТАФП) АГРЕГАТИВ АВТОМОБІЛІВ**

Попередні дослідження показали, що найбільш ефективним для передпускової підготовки двигуна буде розігрів оливи. Тому доцільно застосовувати конструкцію підігрівача саме для розігріву оливи, а не охолоджуючої рідини чи безпосередньо самого блоку циліндрів. Існує схема встановлення додаткового резервуара для оливи, в якому встановлюється тепловий акумулятор. Дана конструкція складається з додаткового масляного насоса та трубопроводів, що ускладнює конструкцію [1, 2].

Також існує схема встановлення теплового акумулятора безпосередньо на піддон картера автомобіля двигуна. Плюс такої конструкції полягає у простоті її встановлення, експлуатації та обслуговування, а також невисокій вартості [3].

При розробці конструкції необхідно врахувати параметри, критерії та вимоги до теплового акумулятора фазового переходу. За об'єкт підігріву вибираємо оливу автомобіля із наступних причин:

- олива при низьких температурах має найбільшу теплоємність у тепловому балансі двигуна автомобіля;
- існує можливість розташувати тепловий акумулятор фазового переходу безпосередньо на картер двигуна автомобіля, тим самим спростити конструкцію, виключити додаткові пристрої у вигляді трубопроводів та насоса;
- розташування теплового акумулятора фазового переходу на піддон картера двигуна також вирішує проблему розшаровування матеріалу, що позитивно впливає на його роботу.

Для визначення необхідної кількості теплоакumuлюючого матеріалу у підігрівачі та розмірів корпусу необхідно виконати розрахунки, виходячи із теплового балансу та кількості оливи у двигуні автомобіля.

Із врахуванням основних вимог, які висуваються до системи теплового акумулятора фазового переходу, що проектується, було прийнято такі рішення:

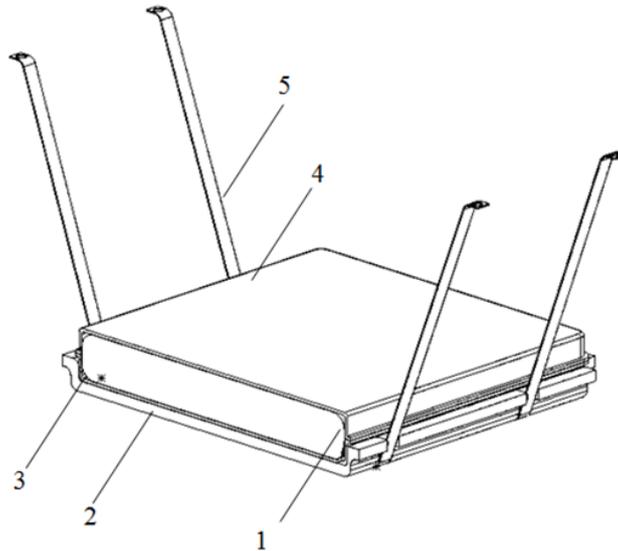
- місце розташування ТАФП – у підкапотному просторі автомобіля, безпосередньо у з'єднанні із піддоном картера двигуна;
- тепловий акумулятор фазового переходу, який проектується, виготовляти у вигляді герметичного корпусу (фальцованого) із порожниною, що заповнена теплоакumuлюючим матеріалом. Верхня поверхня повинна повторювати форму піддону картера, для максимального контакту з поверхнею, яка нагрівається. Нижня частина має бути покрита термоізолюючим матеріалом;
- кріплення акумулятора можна виконати зі смуг листового металу.

Отже, підігрівач встановлюється внизу двигуна безпосередньо на піддоні

---

картера. Нижня частина закривається термоізоляційним матеріалом. Акумулятор із термоізоляцією через кріплення кріпиться до піддону картера двигуна. Кріплення фіксуються за допомогою штатних болтів кріплення піддону картера.

За такої конструкції і розміщення ТАМ підігрівача віддає тепло саме оливі автомобіля. Як описано раніше, температура моторної оливи найбільше впливає на запуск двигуна автомобіля.



*Рисунок 1 – Принципова схема підігрівача (ТАФП), який проектується:  
1 – підігрівач (ТАФП) із ТАМ; 2 – термоізоляційний матеріал; 3 – нижня кришка корпусу; 4 – верхня кришка корпусу; 5 – кріплення акумулятора*

Дана конструкція теплового акумулятора фазового перетворення не займає багато підкапотного простору, як пристрій, описаний у роботі [3]. Це робить запропоновану конструкцію універсальнішою.

#### *Література*

- 1 Система передпускового підігріву двигуна внутрішнього згорання: пат. 12192 Україна. № 99112334/20; заявл. 07.06.1999, опубл. 07.06.1999, Бюл. № 15. 6 с.*
  - 2 Тепловий акумулятор фазового переходу: пат. 65191 Україна. № 2007100281/22; заявл. 09.01.2007, опубл. 27.07.2007, Бюл. № 25. 4 с*
  - 3 Kharnauhov N.N., Pustovalov I.A, Yarkin A.V. Heat storage to maintain the temperature of engine starting during parking building machine in the winter [text] / Industry magazine «Motor transport enterprise», November, 2010. P. 45–48.*
-

УДК 621.694.2

*Срібнюк Степан Михайлович, к.т.н., професор*  
*Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент*  
*Нестеренко Микола Миколайович, к.т.н., доцент*  
*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*  
*Гончаров Артем Григорович*  
*Костенко Євгеній Олександрович*  
*Публічне акціонерне товариство «Полтавський автоагрегатний завод»*

## **ЕЖЕКТОР ПІДВИЩЕНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ**

Ежектори використовуються в промисловості для транспортування чи змішування різних речовин. Їх широко застосовують у хімічній, нафтогазовій промисловості та інших галузях. В будівельній галузі ежектори застосовують для різноманітних цілей, наприклад, таких як видалення води з будівельних ям або тунелів, для очищення водостічних систем, або для змішування газів, рідин чи порошкоподібних матеріалів у великих обсягах.

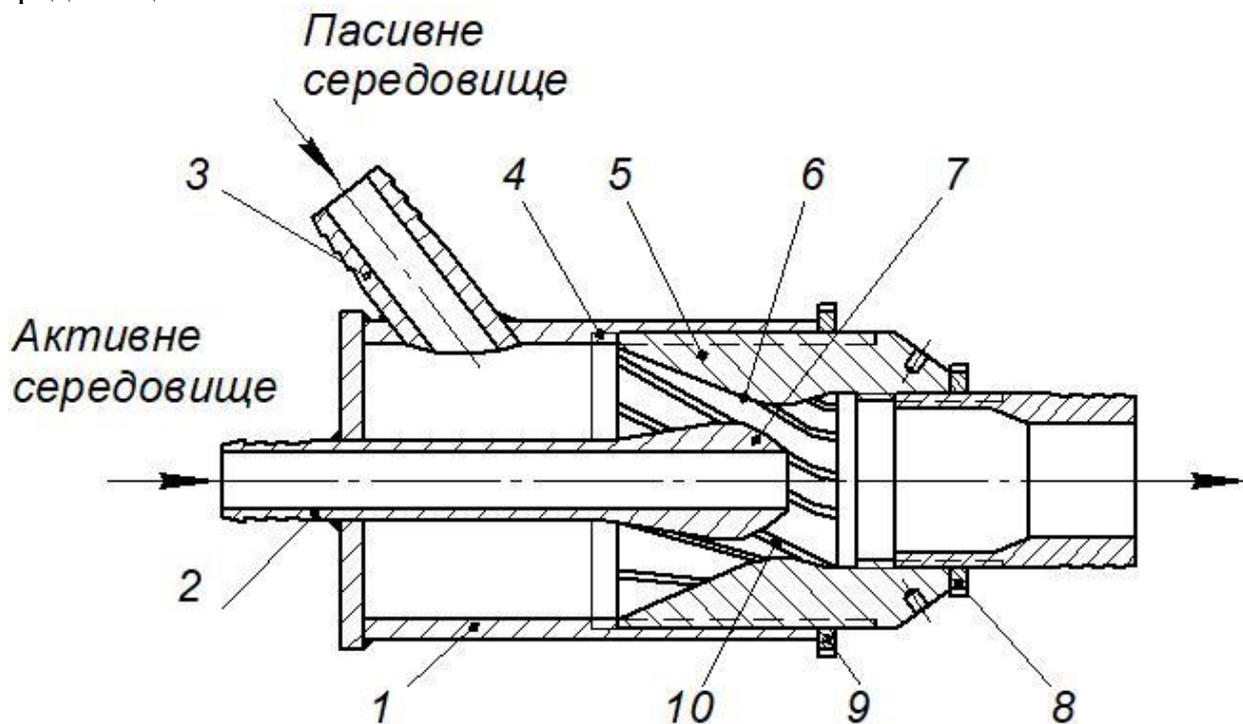
Робота ежектора базується на законі Бернуллі і законі збереження енергії [1, 2]. Закон Бернуллі стверджує, що у струмені рідини або газу зі зменшенням тиску збільшується швидкість руху частинок цієї рідини або газу. У випадку ежектора, високошвидкісний струмінь активного робочого середовища (наприклад, стисненого повітря, пари тощо) проходить через дифузор, де він прискорюється, що призводить до зниження тиску в дифузорі. Це в свою чергу створює зону негативного тиску в ежекторі, яка дозволяє всмоктувати рідину, газ чи сипкий матеріал з іншого контейнера чи системи.

Очевидно, що підвищення швидкості струменя активного середовища в ежекторі зазвичай призводить до покращення його ефективності. Чим вища швидкість струменя, тим більше значення негативного тиску створюється в дифузорі ежектора, що дозволяє більш ефективно всмоктувати рідину, газ чи сипкий матеріал.

Пропонується конструкція ежектора у якому підвищення швидкості активного середовища досягається шляхом створення вихрового потоку в камері змішування. В свою чергу, утворення такого вихрового потоку досягається за рахунок наявності на внутрішній поверхні конфузора гвинтових виступів. Пристрій, який реалізує дане технічне рішення показано на рисунку 1.

Даний пристрій працює наступним чином. Активне середовище, наприклад повітря, під тиском вводиться в патрубок 2, що знаходиться в корпусі 1 і, обходячи кільцевий виступ 7 між кінцем патрубку 2 і поверхнею 6 конфузора 5, потрапляє в щілинний зазор, що утворюється поверхнею конфузора 6 та кільцевого виступу 7. Це призводить до зростання швидкості струменю та, згідно з законом Бернуллі, падіння тиску, що викликає всмоктування пасивного середовища в камеру ежектора. Завдяки наявності на профільній поверхні конфузора 6 гвинтових виступів 10 відбувається закручування потоку активного середовища, що підсилює зростання швидкості струменю та появи додаткового розрідження. Це підсилює зростання швидкості

поток активного середовища на виході патрубка 2 та виникненню додаткового розрідження що, в свою чергу, збільшує всмоктувальну здатність пристрою і підвищує ефективність його роботи. В подальшому, після змішування, пасивне середовище подається до виходу з пристрою за рахунок енергії активного середовища.



1 – корпус; 2 – патрубок подачі активного середовища; 3 – патрубок подачі пасивного середовища; 4 – різьбове з'єднання; 5 – конфузур; 6 – профільний виступ; 7 – кільцевий виступ; 8 – контргайка; 9 – контргайка; 10 – гвинтові виступи

Рисунок 1 – Схема ежектора підвищеної ефективності

Параметри транспортування суміші, наприклад, швидкість, регулюють зміною зазору між поверхнею конфузора 6 та кільцевого виступу 7 шляхом обертання конфузора 5 в ту чи іншу сторону. Відрегульовані положення складових пристрою фіксуються контргайками 8 та 9.

Однак підвищення швидкості також може призвести до збільшення споживання енергії, оскільки потрібно більше енергії для прискорення струменя. Тому важливим питанням є збалансованість швидкості струменя з енергетичними витратами для досягнення оптимальної ефективності ежектора, що потребує подальших досліджень.

#### Література

1 Вамболь, С.О. В 16 Технічна механіка рідини і газу: підручник / С.О. Вамболь, І.В. Міщенко, О.М. Кондратенко. – Х. : НУЦЗУ, 2016. – 300 с.

2 Кулінченко В.Р. Лопатеві і гідроструминні багатофункціональні насосні установки (проекування, розрахунок і експлуатація): Навчальний посібник / В.Р. Кулінченко, О.П. Ломейко. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2011. – 260 с.

*Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент  
Шека Олександр Павлович, аспірант  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВОМАСОВОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧОГО ОРГАНА**

Вібраційні площадки малої вантажопідйомності застосовують для виготовлення малогабаритних бетонних і залізобетонних виробів здебільшого шляхом об'ємного вібраційного формування [1,2].

Під впливом механічних коливань на бетонну суміш остання переходить у стан підвищеної текучості [3]. Внаслідок цього значно знижується сили в'язкого опору і спостерігається процес зближення частинок суміші під дією сил тяжіння та динамічних сил. В кінцевому підсумку внаслідок витіснення повітря відбувається збільшення густини бетонної суміші та зменшення її пористості.

Вібраційні машини із просторовими коливаннями робочих органів є незамінними на операціях об'ємної обробки формувальних деталей [4]. Їхнє широке розповсюдження в будівельній індустрії обумовлене високими показниками продуктивності, компактним виконанням конструкцій із реалізацією циркуляційного руху завантаженого середовища навколо вертикальної осі робочого органу. Конструкції такого типу вібраційних машин на основі інерційного приводу сьогодні є досить поширеними в будівельній практиці [5].

Розробка двомасової вібраційної машини малої вантажопідйомності з просторовим рухом робочого органу з віброзбуджувачем кругових коливань повинна бути достатньо обґрунтована структурою машини, її інерційними параметрами (маса РО і реактивна маса, амплітуда коливань РО, статичний момент та момент інерції дебаланса) та жорсткості пружних елементів. У сукупності це призводить до розгляду механічної коливальної системи (МКС) з багатьма ступенями вільності. Завдання полягає у проведенні розрахунків числових значень жорсткостей пружних елементів вібраційної машини за відомим інерційним значенням її коливної маси для забезпечення роботи машини у далеко зарезонансному режимі.

До основних пружних елементів двомасових вібраційних машин з дебалансним приводом належать металеві плоскі та виті пружини, а також стрижні, що працюють на згин та кручення [6]. Широкого поширення набули також неметалеві пружні елементи, особливо гумові та гумокордні [7].

Силове збурення вимушених коливань в механічній коливній системі відбувається за рахунок примусового обертання з коловою частотою  $\omega$  дебаланса, масою  $m_g$ , розміщеного на відстані  $r$  відносно власної осі симетрії ротора. Цей силовий вплив від дебалансного віброзбуджувача передається на рухому раму, що містить робочий орган. Реактивна коливальна маса за периметром встановлена через віброізолятори із осьовою жорсткістю  $c_{i3}$  на нерухому раму (Рисунок 1).

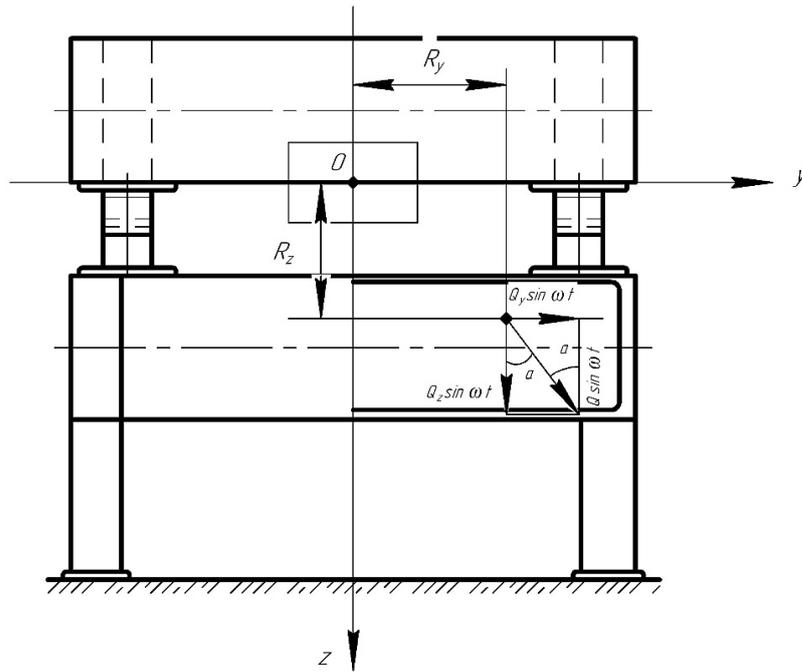


Рисунок 1 – Динамічна схема двомасової вібраційної площадки малої вантажопідйомності

#### Література

- 1 Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навчальний посібник / І.І. Назаренко.- К: КНУБА, 2007. – 230 с.
- 2 Сівко В.Й. Обладнання підприємств промисловості будівельних матеріалів і виробів: Підручн. / В.Й. Сівко , В.А. Поляченко / За ред. В.Й. Сівка. – КНУБА. – К.: "ТОВ "АВЕГА", 2004. – 276.
- 3 Назаренко І.І. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: конструкції та основи експлуатації / І.І. Назаренко, О.В. Туманська. – К.: Вища шк. Вища шк. 2004. – 590 с.
- 4 Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури / М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 16. – С.177 – 181.
- 5 Нестеренко М.П. Прогресивний розвиток вібраційних установок з просторовими коливаннями для формування залізобетонних виробів / М.П. Нестеренко // ACADEMIC JOURNAL Industrial Machine Building, Civil Engineering. – Полтава: ПНТУ, 2017. – Т. 2 (44). – С. 16-23.
- 6 Нестеренко М.П. Розроблення пружних опор вібраційних площадок для формування залізобетонних виробів / М.П. Нестеренко, О.П. Воскобійник, А.М. Павленко // ACADEMIC JOURNAL Industrial Machine Building, Civil Engineering. – Полтава: ПНТУ, 2017. – Т. 1 (43). – С. 238-243.
- 7 Обґрунтування жорсткостей пружних елементів вібраційного синфазного сепаратора / В. Гурський та ін. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів: Видавництво Львівської політехніки 2008. – Т. 1 (42). – С. 31–33.

*Лютенко Василь Єгорович, к.т.н., с.н.с.,  
Погорілий Ігор Вікторович, аспірант,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ МАЛОГАБАРИТНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ З ДЕБАЛАНСНИМ ВІБРАТОРОМ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ ДОРОЖНІХ ОСНОВ І ПОКРИТТІВ**

Одна з найважливіших операцій на будівництві будь-якої земляної споруди – ущільнення. Від якості цієї операції залежить не тільки міцність, стійкість, водонепроникність споруди, а й рівність покриття, термін її служби і безпека. Малогабаритна вібраційна техніка, основу якої складає дебалансний вібратор з змінним або постійним статичним моментом, використовується для ущільнення матеріалу та укладання асфальту на ділянках дорожнього покриття з обмеженою площею. Вона також застосовується при проведенні ремонтних робіт на дорогах, вулицях, тротуарах, велосипедних доріжках та інших об'єктах, де в силу своїх габаритів, не може бути використана велика техніка.

Вібрування є прогресивним методом ущільнення, що отримує значне розповсюдження. Цим і пояснюється наявність у цей час великої кількості різних типів вібромашин. Відсутність ж уточненої класифікації розмаїття сучасних вібраційних машин для поверхневого ущільнення будівельних матеріалів та сумішей ускладнює їхній вибір виробниками при виконанні певних робіт.

Як правило, під час роботи всі вібраційні машини для поверхневого ущільнення мають незмінні, заздалегідь налагоджені режими вібрації, що ускладнює їхню експлуатацію [1–3].

Нерозв'язаній раніше частині загальної проблеми – аналізу основної існуючої малогабаритної вібраційної техніки для ущільнення дорожніх основ і покриттів і присвячується дана робота

Метою роботи є розроблення класифікації сучасних малогабаритних вібраційних машин з дебалансними вібраторами для поверхневого ущільнення матеріалів, а також аналіз конструктивних особливостей даних машин, як передумова створення керованої вібраційної установки для поверхневого ущільнення дорожніх основ і покриттів з можливістю регулювання вимушуючої сили вібратора під час роботи.

Машини цього класу впливають на ґрунт вібрацією (частими коливаннями з малою амплітудою і значним прискоренням, достатнім для переміщення частинок ґрунту в найбільш стійке положення). Збудником цих коливань є дебалансний вібратор (один або декілька), який, вмонтований в корпусі машини, здатний викликати коливання її робочого органу – плити, колеса, вальця і т. ін.

На вібраційних машинах, призначених для ущільнення ґрунту, найбільш широке розповсюдження отримали механічні (дебалансні) вібратори ексцентрикового типу, у яких збуджуючою силою є відцентрова сила інерції.

---

Під збуджуючою силою розуміється сума вертикальних відцентрових сил інерції, що розвиваються при обертанні неврівноважених мас (дебалансів), закріплених на валу.

Кінетична енергія, що передається вібратором, приводить в коливальний рух частинки ґрунту, розташовані в зоні дії вібратора. У коливних частинках виникають сили інерції, прямо пропорційні їх масам. При досить великій різниці сил інерції частинок зв'язок між ними порушується, відбувається відрив часток один від одного, їх відносне переміщення. При цьому дрібні частинки, переміщаючись, заповнюють порожнечі між великими зернами, збільшуючи тим самим щільність ґрунту і рівномірність його ущільнення по глибині шару. Теоретично найбільший ефект ущільнення ґрунту вібрацією досягається при роботі вібраційної машини в резонансі із ґрунтом.

За способом переміщення розрізняють причіпні вібраційні машини, самохідні і переносні. За характером дії сили, що збуджує розрізняють вібраційні машини: а) з направленими коливаннями, у яких збуджуюча сила має постійний напрямок і змінну величину; б) з круговими коливаннями, у яких збуджуюча сила має постійну величину і змінний напрямок.

У віброущільнюючих машинах застосовують дебалансні вібратори з направленими або круговими коливаннями. Вібратори з круговими коливаннями конструктивно простіше вібраторів з направленими коливаннями, але в корисній роботі такого вібратора бере участь лише вертикальна складова сили, що збуджує. Разом з тим, як показує практика, вібратори з направленими коливаннями у порівнянні з вібраторами, що мають кругові коливання, не збільшують ефект ущільнення, за те останні мають значно простішу конструкцію [1–3].

Вібратор працює при великому числі обертів, тому привід дебалансного валу здійснюється через клинопасову передачу. У трансмісії від двигуна до вібратора обов'язково застосовується муфта, призначена для включення і виключення вібратора в процесі роботи.

Для підбору оптимального режиму в конкретних умовах роботи в вібраційних котках передбачається можливість зміни частоти вібрації на 15–20% за рахунок регулювання числа обертів двигуна або зміни передавального відношення в трансмісії (варіатор, коробка зміни передач). Велика увага приділяється також запобіганню передачі вібрації робочого органу рами, на якій знаходиться двигун. У цьому зв'язку важливу роль відіграє підвіска рами до вібровальця.

Для поверхневого ущільнення ґрунтів найбільш широкого поширення набули вібраційні котки з гладкими вальцями.

Вібраційні котки за способом переміщення поділяють на самохідні та причіпні. Ефективність вібраційних котків по глибині і ступеню ущільнення ґрунтів перевищує ефективність котків статичного дії в 8–10 разів. У зв'язку з цим вібраційні котки отримали велике поширення у ряді країн [1–3].

Легкі одновальцеві віброкотки для запобіганню перекидання на стоянках постачають опорними колесами. Важкі котки для цієї ж мети обладнують спеціальним підтримуючим вальцем невеликого розміру або колесом з шиною.

---

В роботі нами виконано детальний аналіз відомої малогабаритної вібраційної техніки з дебалансним вібратором для ущільнення дорожніх основ і покриттів, а також розроблені рекомендації по їх проектуванню та ефективній експлуатації.

Нами також розроблені дві конструкції пов'язані з ущільненням середовищ та віброзануренню паль, основою яких являє дебалансний вібратор зі змінним статичним моментом, котрі захищені Патентами України [4,5].

### *Література*

1. Jagadish, H. P. *Robust Sensorless Speed Control of Induction Motor with DTC and Fuzzy Speed Regulator* / H. P. Jagadish, S. F. Kodad // *International Journal of Electrical and Electronics Engineering*. – 2011. – № 5. – P. 17–27.

2. Kaplan, D. *Understanding Nonlinear Dynamics* / D. Kaplan, L. Glass. – New York: Springer-Verlag, 1995. – 420 p.

3. Назаренко І.І. *Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навчальний посібник* / І.І. Назаренко. – К: КНУБА, 2007. – 230 с.

4. Пат. на винахід 120224 Україна, МПК Е 01 С 19/28 (2006.01). *Ручний вібраційний коток* / Лютенко В.Є., Яковенко А.М.; власник: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (Україна). 25.10.2019, Бюл. № 20. <http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/5605>.

5. Пат. на винахід 147839 Україна, МПК В06В 1/10 (2006.01). В07В 1/40 (2006.01). *Дебалансний вібратор* / Лютенко В.Є., Рудик Р.Ю.; власник: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». – и 2020 08370; заявл. 28.12.2020; опубл. 117.06.2021, Бюл. № 24. <http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/9665>.

## **UDC 62-5**

*Орищенко Сергій Вікторович, к.т.н., доцент,  
Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУЧАСНИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУВ**

В сучасних умовах використання дизельних автомобілів збільшилися вимоги до норм екології [1], тому на сучасних автомобілях встановлюють сажеві фільтри.

Сажеві фільтри ще називають фільтрами твердих часточок. Обладнані цими фільтрами автомобілі продукують менше шкідливих викидів [4-5]. Під час звичайної їзди частинки з вихлопних газів затримуються в сажевому фільтрі.

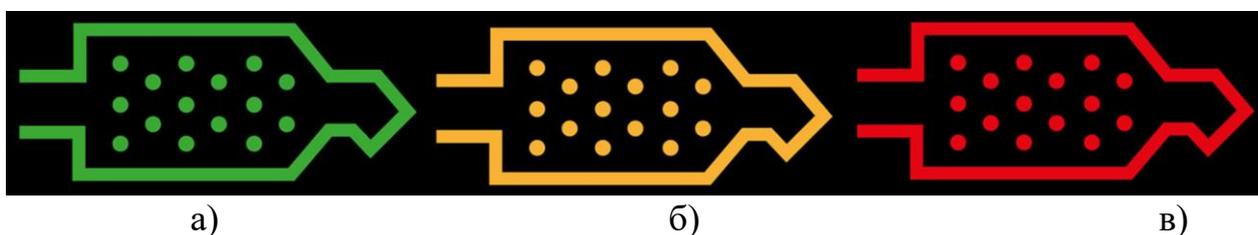
Процес очищення сажевого фільтра також називається регенерацією. Регенерація запускається у автоматичному режимі залежно від умов

---

експлуатації. Самоочищення запускається лише за нормальної робочої температури двигуна[3].

Процес самоочищення відбувається, коли автомобіль рухається неперервно на швидкості від 60 км/год до 112 км/год (від 37 миль/год до 70 миль/год). Процес зазвичай триває 10–20 хвилин. Самоочищення може виконуватись і за нижчої швидкості автомобіля, але за середньої швидкості 50 км/год (30 миль/год) цей процес може тривати довше [3].

Деякі умови експлуатації автомобіля можуть не забезпечувати належних умов для автоматичного запуску самоочищення сажового фільтра. Наприклад, часті поїздки на короткі відстані в повільному потоці транспорту чи в холодну пору року. Якщо не вдається автоматично запустити процедуру самоочищення, на панелі приладів засвічуються вказані далі попереджувальні індикатори рисунок 1.



а) регенерація успішно виконана, б) необхідно зробити регенерацію, в) фільтр заповнений.

Основними факторами які впливають на стан сажового фільтра є справний стан та якість палива. За умови що двигун у справному стані основним чинником є паливо. Якість і специфікації дизельного пального суттєво різняться, залежно від географічного місця розташування. Рекомендовано використовувати високоякісне пальне чи пальне найвищої доступної якості. Високоякісне пальне забезпечить довший термін служби компонентів двигуна.

Використовуючи автомобіль у повсякденному житті у місті процес регенерації сажового фільтра не відбувається, тому що за правилами дорожнього руху обмежено швидкість пересування по місті [2], і через деякий час з'являється помилка на панелі приладів, і автомобіль втрачає свою потужність.

Для прикладу за результатами комп'ютерної діагностики одного із сучасних автомобілів виявлена помилка про засмічений сажовий фільтр, рисунок 2.

За результатами комп'ютерної діагностики було прийняте рішення зробити примусову регенерацію сажового фільтра, отже надійність сучасного автомобіля залежить від умов експлуатації його, за яких необхідно періодично виконувати примусове очищення сажового фільтра, за умов руху на швидкісних дорогах.

---

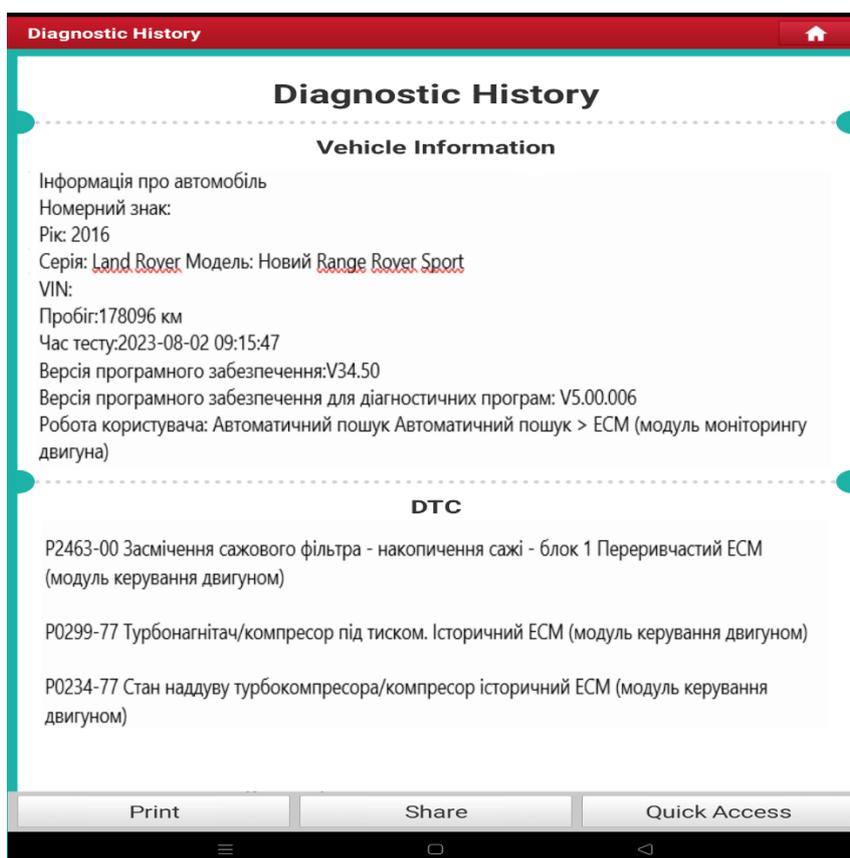


Рисунок 2 – Комп'ютерна діагностика

### Література

1. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2739-15#Text>
2. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1306-2001-п#n16>
3. Інструкція з експлуатації автомобіля, <https://www.ownerinfo.landrover.com/document/3A/2020/1667253/proc/G2149760/G2370616>
4. Davison, Jack, Rose, Rebecca A., Farren, Naomi J. *orcid.org/0000-0002-5668-1648 et al. (4 more authors) (2022) Gasoline and diesel passenger car emissions deterioration using on-road emission measurements and measured mileage. Atmospheric Environment: X. 100162. ISSN 2590-1621*
5. Debora Fino, Samir Bensaid, Marco Piumetti, Nunzio Russo, *A review on the catalytic combustion of soot in Diesel particulate filters for automotive applications: From powder catalysts to structured reactors, 2015. https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0926860X15301939?via%3Dihub*

## **ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ ПРИ ЇХ УЩІЛЬНЕННІ В УМОВАХ ФОРМУВАННЯ ПЛОСКИХ ПОВЕРХОНЬ**

Широке впровадження монолітного будівництва привело до необхідності ущільнення значних за площею поверхонь. Існуючі поверхневі віброущільнювачі, як правило, мають невеликі розміри у плані. Виникає задача створення віброущільнюючих рейок значно їдовжини для забезпечення більшої продуктивності, однак в таких пристроях можливі власні продольні коливання, можливі відривні режими. Тому важливою проблемою на шляху створення віброрейок є уточнені розрахункові схеми «робочий орган – середовище», дослідження взаємодії цих підсистем і, в першу чергу, дослідження реологічних властивостей бетонних сумішей під дією складних вібрацій.

Суміші, що підлягають ущільненню при формуванні горизонтальних поверхонь, проявляють реологічні властивості, до яких відносяться пружні, в'язкі та пластичні властивості. При цьому в літературі існують різні, часто суперечливі думки [1]. Так зміна сил внутрішнього опору трактується як результат тиксотропії [2] або зміною величин сухого тертя [3]. За результатами досліджень виявлено, що зміна реологічних властивостей рухомих сумішей може бути описана рівнянням Бінгама-Шведова [4]:

$$\tau = \tau_0 + \eta_{\text{пл}} \frac{\partial v}{\partial t} \quad (1)$$

де  $\tau$  - дотичне напруження,  $\tau_0$  - граничне напруження зсуву;  $\eta_{\text{пл}}$  – пластична в'язкість при зсуві,  $\frac{\partial v}{\partial t}$  - швидкість деформації зсуву.

Рух жорстких бетонних сумішей при ущільненні описано рівнянням Кулона:

$$\tau = \sigma \cdot \text{tg}\varphi + C, \quad (2)$$

де  $\sigma$  - тиск,  $\text{tg}\varphi$  - тангенс кута внутрішнього тертя,  $C$  - зчеплення.

З рівнянь (1) і (2) слідує, що в рівнянні Бінгама-Шведова опір зсуву пропорційно пластичної в'язкості і швидкості деформації зсуву, а в рівнянні Кулона – тиску і тангенсу кута внутрішнього тертя. Характер деформацій при цьому також є різним: відбуваються безперервні деформації в об'ємі матеріалу без руйнування його суцільності (1) і зсув шарів матеріалу по контактних площинах (2).

Практичне застосування рівнянь (1) або (2) залежить від вибору моделі середовища. За умови, що суміш являє собою суцільне середовище і опір при зсуві його має в'язку природу і при цьому пропорційне швидкості деформації зсуву – використовується рівняння (1). У випадку, коли суміш являє собою дискретне середовище, яке від зовнішньої дії реагує у вигляді сухого

контактного тертя, що пропорційне тиску, яке перпендикулярне площині зсуву, то можна застосовувати рівняння (2). При цьому опір зсуву змінюється не внаслідок переходу сухого тертя у в'язке, як це приймається в роботі [1], а в результаті чисто механічних ефектів [5], які призводять до зміни ефективного коефіцієнта сухого тертя. Якщо прийняти, що реалізуються три стадії поведінки бетонної суміші в процесі її ущільнення, то очевидним є те, що опір зсуву складається з сил в'язкого і сухого тертя і пропорційний швидкості зсуву і нормального тиску [4]:

$$\tau = \eta_{\text{еф}} \cdot \frac{\partial v}{\partial t} + f_{\text{еф}} + \sigma \cdot f_{\text{еф}}, \quad (3)$$

де  $f_{\text{еф}}$  - ефективний коефіцієнт тертя.

Ефективне значення в'язкості можна знайти за формулою [4]:

$$\eta_{\text{еф}} = \frac{\tau - \tau_0}{\dot{\gamma}} = \mu \cdot \frac{\tau - \tau_0}{(\tau^{1/n} - \tau_0^{1/n})^m}. \quad (4)$$

При  $\tau \rightarrow \infty$  маємо:

$$\eta_{\text{еф}} = \mu \cdot \tau^{1-m/n}, \quad (5)$$

де  $\eta_{\text{еф}} \rightarrow \mu$  при  $m=n$ ,  $\eta_{\text{еф}} \rightarrow 0$  при  $m>n$ ,  $\eta_{\text{еф}} \rightarrow \infty$  при  $m<n$ . Параметри нелінійності  $m$  і  $n$  залежать від складу бетонної суміші і її структури. При  $m=n$  параметр не лінійності не залежить від швидкості зсуву  $\dot{\gamma}$ . Для загального випадку ( $m=n$ ,  $\tau_0 = 0$ ):

$$\frac{d\tau}{d\dot{\gamma}} = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \cdot \frac{(\mu \cdot \dot{\gamma})^{1/n}}{(\mu \cdot \dot{\gamma})^{1/n}} = \frac{\tau}{\dot{\gamma}}, \quad (6)$$

або:

$$n = \lg \left\{ \frac{\tau^{1/n}}{\frac{d \lg \tau}{d \lg \dot{\gamma}}} \right\}^{-1} \cdot \lg \tau. \quad (7)$$

Замінюючи в (1.51)  $f_{\text{еф}} \cdot \sigma$  на  $\tau_0$  можна отримати модель Бінгама–течії бетонної суміші. Отже модель (3) може бути взята за базову модель для бетонної суміші.

При описі реологічних властивостей бетонних сумішей зазвичай використовують поняття пружності, пластичності і в'язкості. Модель Бінгама–Шведова, що представляє собою послідовне з'єднання пружного, пластичного і в'язкого елементів і рекомендується для визначення стану бетонної суміші. Рівняння стану суміші можна представити в наступному вигляді [4]:

$$\begin{cases} \varepsilon = \frac{\sigma}{E} & \text{при } \sigma < \sigma_m; \\ \varepsilon = \frac{(\sigma - \sigma_m) \cdot t}{\nu} + \frac{\sigma}{E} & \text{при } \sigma > \sigma_m, \end{cases} \quad (8)$$

де  $\varepsilon$  - деформація,  $\sigma$  - напруження,  $E$  - модуль пружності бетонної суміші,  $\nu$  - коефіцієнт в'язкості системи,  $\sigma_m$  - граничний стан суміші.

Таким чином використовуючи залежності (6 – 8) представляється

---

можливість визначити напружено-деформований стан бетонної суміші в умовах її ущільнення з урахуванням реологічних властивостей.

Отримані залежності є передумовою визначення загального опору середовища і розробки інженерної методики розрахунку основних параметрів вібропристрою для формування горизонтальних поверхонь.

Таким чином, визначені фізико-механічні властивості бетонної суміші, які впливають на процес її ущільнення і дають можливість врахувати в оцінці загального опору середовища. Також рівняння суміші в процесі її ущільнення описується моделлю Бінгама і може слугувати складовою загальної моделі системи «вібропристрій – оброблювальне середовище», використання якої дає можливість розробити алгоритм розрахунку основних параметрів робочого органа.

#### *Література*

- 1. Гіриштель Г.Б. Про фізичну природу вібраційного впливу на ущільнювані суміші / Г.Б. Гіриштель. К.: Будівельник. В зб. «Технологія бетону і залізобетонних конструкцій». 1972. – С.21-36.*
  - 2. Десов А.Є. Про структуру в'язкості цементного тіста, розчинів і бетонів / А.Є. Десов. «Колоїдний журнал», т.12, вип. 5. 1951. – с.346 – 356.*
  - 3. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навчальний посібник / І.І. Назаренко. – К: КНУБА, 2007. – 230 с.*
  - 4. Овчинников П.Ф. Виброреологія / П.Ф. Овчинников. К.:Наукова думка. 1983. 272с.*
  - 5. Сукач М.К. Будівельна техніка: навчальний посібник / М.К. Сукач, І.В. Ніколенко, О.Ю. Вольтерс. – Київ Сімферополь: КНУБА – НАПКС, 2010. – 296с.*
-

---

**UDC 621.86**

*Коваленко Валентин Олександрович, к.т.н., професор,  
Стрелков Максим Борисович, аспірант,  
Стрижак Всеволод Вікторович, к.т.н., доцент,  
Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ МОСТОВИМИ КРАНАМИ**

Мостові крани відіграють ключову роль в індустрії, забезпечуючи підйом та переміщення важких вантажів. Покращення енергоефективності систем керування цих кранів є важливим завданням для зменшення споживання енергії та витрат пального, підвищення екологічної безпеки та зниження вартості експлуатації.

Сучасною тенденцією є застосування частотно-регульованого приводу кранових механізмів, що, як відомо з числених джерел, призводить до зменшення динамічних навантажень та зменшення споживання енергії. Така тенденція зберігається достатньо давно і за цей час накопичений досвід створення кранів, які спроектовані і побудовані з урахуванням живлення приводів від частотного перетворювача. Таким чином можна відслідкувати яким чином змінились загальні параметри таких кранів в порівнянні з такими ж параметрами діючих кранів з традиційним і більш простим приводом від двигуна з фазним ротором, який і в наш час продовжує експлуатуватись.

В якості порівняльного експерименту, проведено дослідження роботи двох кранів, працюючих в одному виробничому цеху на одному прольоті в м. Харків на виробничих потужностях ТОВ «ПТЕ-КРАН» (рис. 1).

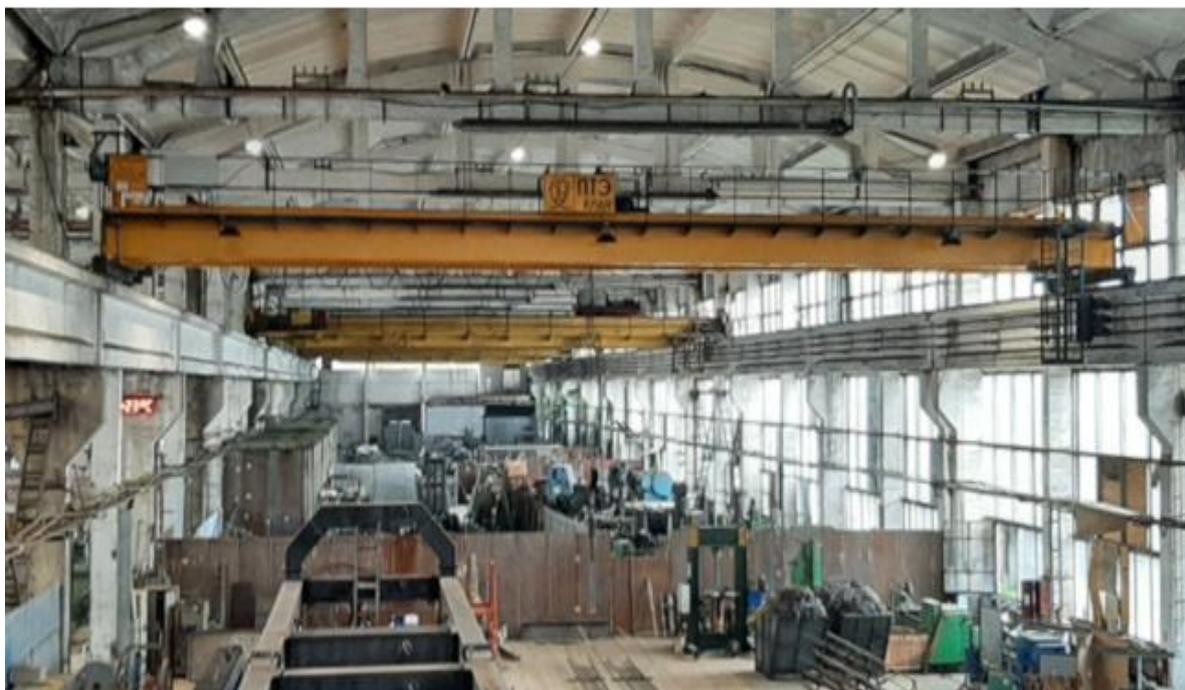


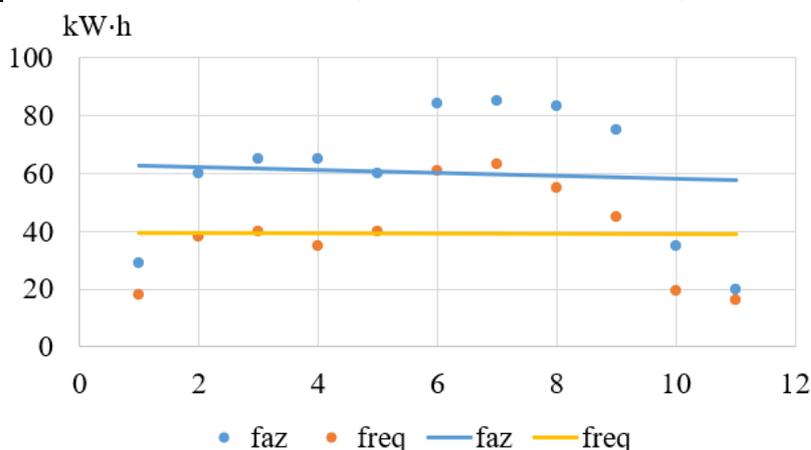
Рисунок 1 – Фото сучасного та існуючого кранів

Крани працюють на ділянці з виготовлення металоконструкцій. В таблиці 1 наведено їх характеристики.

Крім порівняння параметрів кранів проведено вимірювання спожитої енергії. Вимірювання робились один раз на місяць лічильниками, кожен з яких встановлений на відповідному досліджуваному крані. Результати вимірювань представлені у вигляді графіків лінійної апроксимації точкових результатів вимірювань (рис. 2).

Таблиця 1. Порівняння параметрів досліджуваних кранів

№	Найменування	Кран існуючий	Сучасний кран
1	Вантажопідйомність крана, т.	10,0	10,0
2	Проліт, м.	22,5	22,5
3	Діапазон підйому, м.	12,0	12,0
4	Маса крану, т	17,8	12,2
5	Швидкість підйому/пересування візка/ пересування крану, м/хв	7,0/36,0/50,0	5,0/25,0/33,0
6	Тип та потужність двигуна механізму підйому	МТН-411-8 , P <sub>н</sub> =15кВт	DRS132M4BE11, P <sub>н</sub> =7,5кВт
7	Тип та потужність двигуна механізму пересування візка	МТ-11-6 , P <sub>н</sub> =2x2,2кВт	DR2S71M4, P <sub>н</sub> =2x0,5кВт
8	Тип та потужність двигуна механізму пересування крану	МТВ-311-8 , P <sub>н</sub> =2x7,5кВт	DRS90M4 P <sub>н</sub> =2x1,5кВт
9	Система керування	фазний ротор	перетворювачі частоти



faz – кран обладнаний двигунами з фазним ротором, freq - кран обладнаний частотно-регульованим приводом

Рисунк 2 – Порівняльний аналіз вимірювань спожитої електричної енергії

Порівняльний аналіз вимірювань свідчить про суттєве зменшення спожитої енергії при застосуванні частотного перетворювача замість двигунів з фазним ротором (в середньому на 35-40%). Ці дані є важливими для фактичної оцінки збільшення енергоефективності при переході на частотний привід. Крім того, кран з частотним приводом має суттєво менші значення ваги і встановленої потужності електричних двигунів. Обґрунтування і кількісна оцінка зменшення цих параметрів може бути предметом подальших досліджень.

## **ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ КОМБІНОВАНИХ КОМПЕНСАТОРІВ ДЛЯ ЗИЖЕННЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У ПОРШНЕВИХ РОЗЧИНОНАСОСАХ ОДИНАРНОЇ ДІЇ**

З метою зниження пульсацій та підвищення надійності роботи поршневого розчинонасоса [1, 2], пропонуються нові конструкції компенсаторів (рис. 4). Аналіз роботи розчинонасоса з кожним з приведених компенсаторів дозволить виявити найбільш ефективний варіант конструкції за для забезпечення низького рівня ступеня пульсацій тиску. Нові конструкції компенсаторів можуть нівелювати недоліки конструкцій компенсаторів, що використовуються в сучасному насособудуванні, а саме у розчинонасосах для перекачування будівельних сумішей. Пропонуються комбіновані компенсатори закритого типу з використанням пневмобалонів (рис.1) автомобілів різних конструкцій залежно від об'єму та конструкції вільної камери.

Але спочатку розглянемо конструкції пневмобаланів (рис. 1, 2), які можливо використати у вигляді замкненої камери.

Пневмоболон (рис. 1, 2) представляє собою замкнену гумово-армовану ємність з фланцями кріплення по торцях та витримує значні навантаження, під час роботи тому, що у конструкції використовується високоякісний каучук під час виробництва деталі. Ємність пневмобалона зклеюється з двох частин. Така пневмопідвіска може використовуватися в задній підвісці тільки в автомобілях із роздільною пружиною й амортизатором (цей варіант використовується на більшості автомобілів).

Функціонально пневмобалон здійснює утримання кузова авто щодо поверхні в певному положенні досягається шляхом зміни тиску повітря в його порожнині. Основними комплектуючими пристрою пневмосистеми є компресор і ресивер, перший подає стиснене повітря, другий – грає роль накопичувача стисненого повітря. Пневмобалон виступає в якості пружного елемента, що приймає на себе коливання.

Зрозуміло, що у автомобілі пневмоболон працює не в таких умовах, як би він працював компенсуючим пристроєм під час перекачування абразивних вологих середовищ. Для вирішення цієї задачі необхідно підібрати ряд пневмобаланів, які б могли перш за все ефективно згладжувати пульсації тиску розчинних середовищ, а також були довговічними під час експлуатації. Тому стало актуальним питання дослідження роботи подібних елементів у конструкції комбінованих компенсаторів, які мають різні геометричні параметри. Також слід зауважити, що ефективність роботи компенсатора залежить від спрацювання замкненої камери у вигляді пневмобалона, а саме спроможності деформуватися чи демпферувати під час зростання тиску подачі розчинної суміші. Розглянемо

---

## конструктивні особливості пневмобалонів.

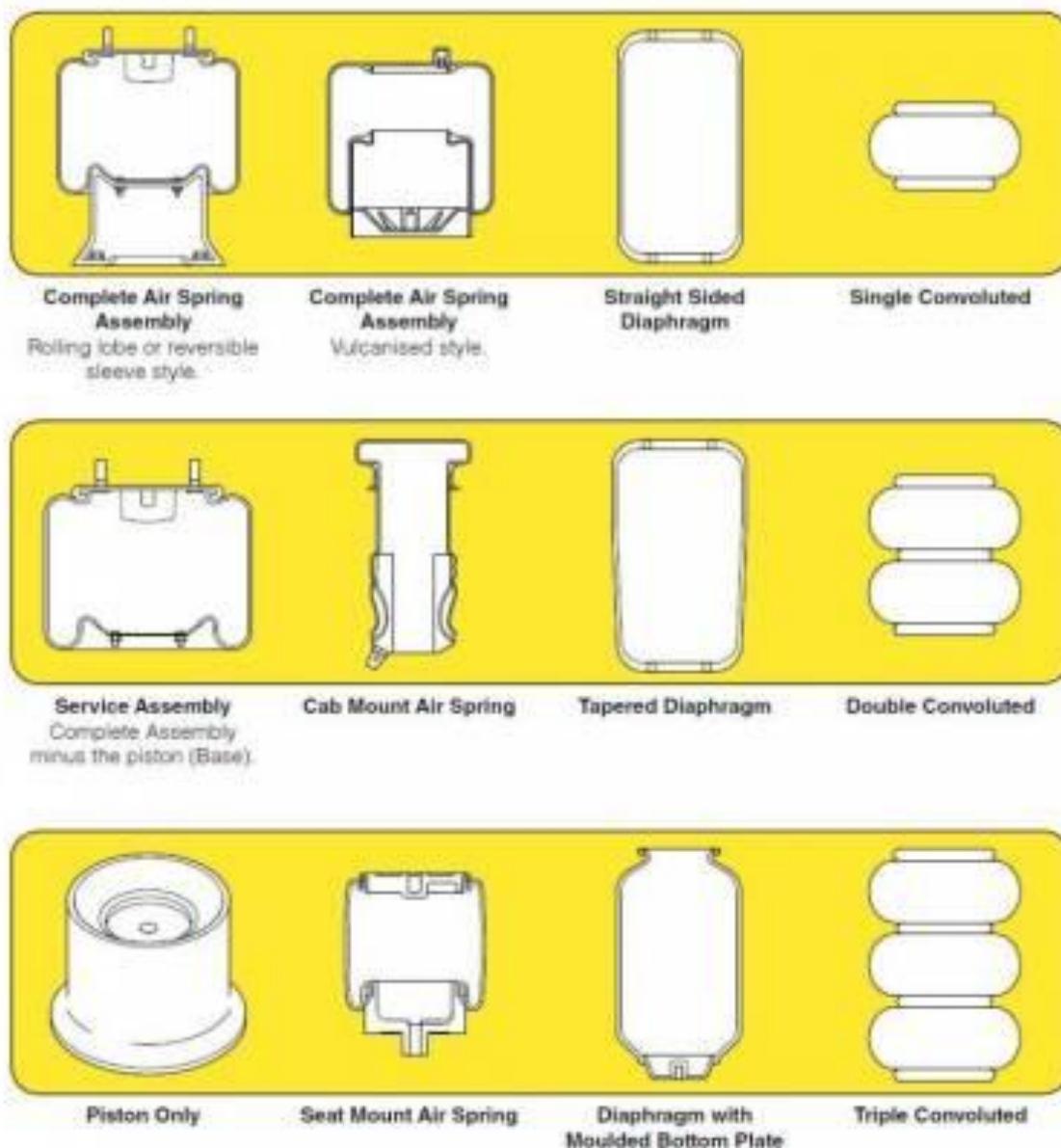


Рисунок 1 – Форми пневмобалонів

Пневмобалони (пневморесори) затосовуються в якості більш ефективної альтернативи металевим пружним елементам – пружинам і торсіонам. Конструктивно пневмопідвіска авто є герметичний балон або рукав, виготовлений зі спеціальної армованої гуми. У цьому балоні під тиском знаходиться повітря. Принцип роботи пневмобалона полягає в тому, що тиснувши вантажем зверху стиснене повітря відповідає зворотною дією, величина якого визначає несучу здатність пневмобалона. Ця величина залежить від об'єму повітря, закачаного в пневмобалон та внутрішнього тиску. При стисненні пневморесори під тиском вантажу вона сама прагне відновити первісний тиск, повертаючись в нейтральний стан. При цьому протидія повітря зростає в міру збільшення впливу навантаження. Ця властивість дозволяє запобігти пробією гумової оболонки.

Незважаючи на простий принцип дії і відносно просту конструкцію,

---

пневморессори являють собою досить складний елемент. В процесі експлуатації пневмопідвіска постійно зазнає значних статичні і динамічні навантаження. Крім цього, зона розташування пневморессор обумовлює постійний вплив пилу, дорожнього бруду і води.



Рисунок 2 – Пневмобалони: а) пневморессора 3В-300 для вантажних НУД; б) пневмобалони (пневмоподушки) гофровані АТС Air Suspension Products (Пневмобаллон задній лівий Audi А7 Sportback (2011-2018)); в) пневмоподушка задня ліва МАТОМІ 48090-35011; г) пневморессора зі стаканом (пластик) (виробництво Sampra) SP 554156-КР; д) пневмобалон (пневмоподушка) для автомобіля Mercedes-Benz, моделі E Class, серії W212 виробництва польської компанії Limak є якісним недорогим аналогом оригінальних пневмобалонів; е) пневмоподушка (балон) Mercedes 975N, W010950437 320x81.2x140 (975N) (Contech | 97500)

Усе представлені пневмоподушки, виготовлені зі стійких до зносу і різних погодних умов матеріалів. Конструкції пневмобалонів зображено на рис. 1, здебільшого це балони циліндричної форми виготовлений з еластомірів на основі каучука з армуванням здебільшого синтетичними нитками. Також існують пневмобалони грушевидної секційної конструкції (рис. 2, а) та у вигляді гофр (сільфонів) (рис. 2, б, в).

Пневмобалони (пневмоподушки) АТС Air Suspension Products повністю замінюють оригінальну запчастину автомобіля та гарантують зручність водіння разом із високою довговічністю. Безпека, точність та якість виробів на високому рівні. Кожна пневмоподушка поставляється з відбійником, кільцем ущільнювача круглого перерізу, верхнім кріпленням, клапаном утримання залишкового тиску і монтажним болтом.

Продукція фірми АТС Air Suspension виготовляється з високоякісних еластомірних матеріалів на основі каучуку. Кільця на пневморессорах обжаті з використанням спеціальної технології для забезпечення надійної роботи та

герметичності.

Розглянемо пневмоболони конструкцій зображених на рис. 3.

Як видно з зображень рис. 3 конструктивні особливості пневмобалонів є різними, що дає загальну картину їх використання у вигляді замкненої камери компенсаторів. Також їх спрацювання в компенсаторі теж буде відбуватися по різному. Так наприклад пневмобалон рис. 3, а буде зтискатись при зростанні тиску подачі вище рівня у пневмобалоні радіально перпендикулярно вісі і тільки частково паралельно їй. Такий характер зміни об'єму повітря пневмобалону стосуватиметься і конструкції пневмобалонів зображених на рис. 3 б, д. Дещо інший характер спрацювання пневмобалонів рис. 3 в, г, а саме зменшення об'єму при зростанні тиску вище рівня закачаного будуть відбуватися значні деформації паралельно вісі. Хоча картина роботи пневмобалона може змінитися, якщо розчин буде впливатиме (тиснути) по всій поверхні пневмобалона.

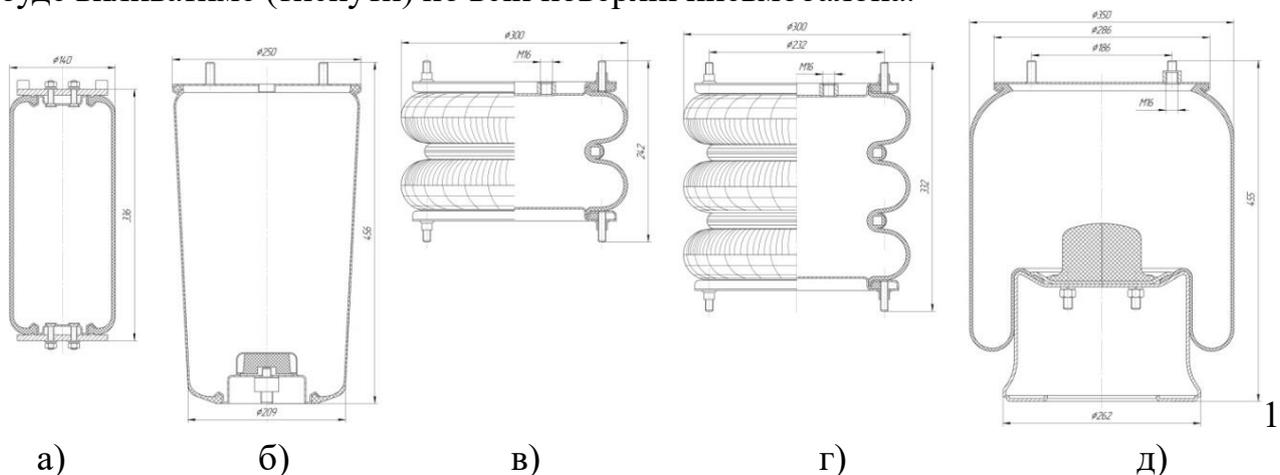


Рисунок 3 – Пневмобалони, що використовувались для дослідження у компенсаторах розчинонасоса

Чому вирішено модернізувати компенсатори залежно від форми вільної камери? Це рішення прийнято за рядом переваг, як з конструктивної так і експлуатаційної точки зору.

Далі розглянемо доцільність використання автомобільних пневмобалонів у комбінованих компенсаторах у вигляді замкненої камери.

До переваг використання пневмобалонів можна віднести:

- збільшення об'єму замкненої камери, що суттєво вплине на зниження ступеня пульсацій тиску підвищеного рівня вище 0,7 МПа;
- збільшується об'єм контакту замкненої камери з перекачуваним розчином за рахунок циліндричної форми пневмобалону, що теж позитивно впливає на зниження ступеня пульсацій тиску;
- скорочується час на промивання вільної камери компенсатора після циклу роботи;
- зменшуються витрати на обслуговування компенсатора в цілому;
- краща ремонтпридатність комперансатора.

На рис. 4 зображено однопоршневий розчинонасос з комбінованими компенсаторами з різними конструкціями замкненої камери у вигляді пневмобалонів, які потребують в перспективі експериментальних досліджень для визначення технічних параметрів та надання пріоритетів у практичному

використанні кращого обладнання на будівельному майданчику.

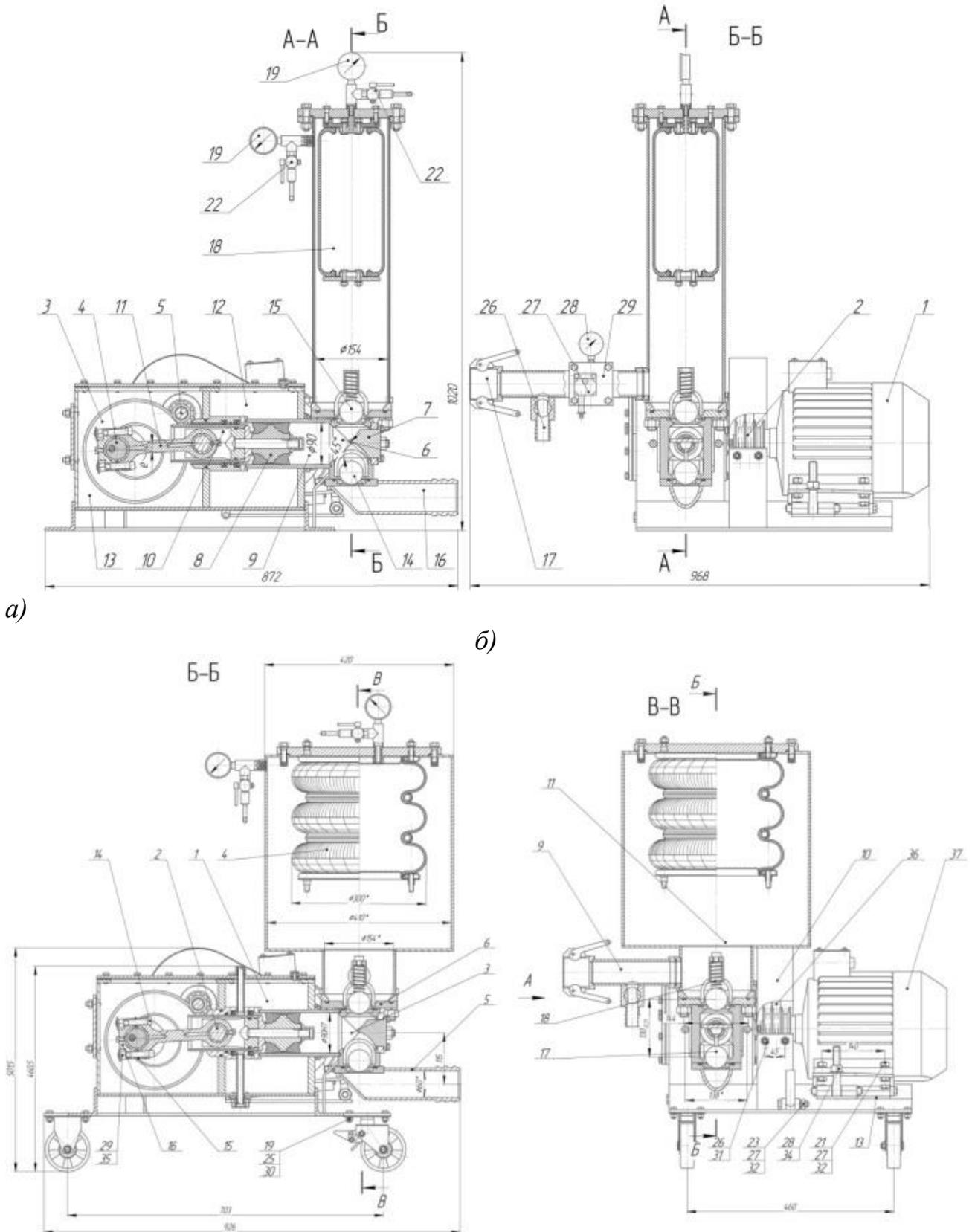


Рисунок 4 – Розчинонасос: а) з комбінованим компенсатором №1; б) з комбінованим компенсатором №2

---

### Література

1. Шаповал М.В. Вплив конструктивних рішень компенсаторів на енергоефективність роботи розчинонасоса / М.В. Шаповал, В.В. Вірченко, А.І. Криворот, М.О. Скорик // Автоматика, комп'ютерно-інтегровані технології та проблеми енергоефективності в промисловості і сільському господарстві (АКІТ-2022): матеріали міжнар. наук.-техн. конф. – Кропивницький : Ексклюзив-Систем, 2022. – С. 101–103.  
<http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/11056>

2. Bogdan Korobko, Viktor Virchenko, Mykola Shapoval. Feed Solution in the Pipeline aith the Compensators Mortar Pump of Various Design Solutions Pressure Pulsations Degree Determination // International Journal of Engineering & Technology, Vol 7, № 3.2 (2018). – P. 195 – 202. Published on: 20-06-2018.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PolNTU/4946>

<https://www.sciencepubco.com/index.php/ijet/article/view/14402>

<https://doi.org/10.14419/ijet.v7i3.2.14402>

Scopus, Google Scholar та ін.

Яцун Володимир Володимирович, к.т.н., доцент

Васильченко Євген Олегович, студент

Центральноукраїнський національний технічний університет

## **ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ МЕХАНІЗАЦІЇ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ У БУДІВНИЦТВІ**

Будівництво – одина із важливих галузей народного господарства, від якої залежить ефективність функціонування всієї системи господарства в країні. Капітальне будівництво створює велику кількість робочих місць. До війни ВВП будівництва в Україні становило 8%. Будівельний комплекс тісно пов'язаний з іншими галузями господарства, такими як: хімічна, машинобудівна, деревообробна, транспортна та інші. Розвиток будівельної галузі сприятиме удосконаленню виробництва будівельних матеріалів і відповідного обладнання, впровадженню новітніх технологій у машинобудівній і нафтохімічній галузі, металургії та металообробці, виробництві скла, деревообробній і фарфоро-фаянсовій промисловості, транспортній інфраструктурі, енергетиці тощо. Будівництво сприяє розвитку підприємств малого бізнесу, особливо того, який спеціалізується на ремонтних та оздоблювальних роботах, на виробництві та встановленні вбудованих меблів, металоконструкцій та інше.

Сучасне будівництво – одна з найбільш механізованих галузей народного господарства. Будівельні машини використовуються на всіх етапах будівельного виробництва. Основною проблемою розвитку будівництва залишається збільшення собівартості робіт через подорожчання основних складових будівництва. З метою підтримки рівня рентабельності будівельні компанії вимушені підвищувати вартість робіт та послуг, що в результаті негативно впливає на динаміку попиту з боку замовників (інвесторів). На сьогоднішній день

---

вітчизняна будівельна галузь перебуває у стадії глибокої рецесії. Війна та девальвація зробили фінансово-економічну кризу особливо болючою для більшості підприємств будівельної галузі.

Серед основних проблем, що перешкоджають зміцненню конкурентоспроможності будівельної галузі, доцільно виокремити: відсутність джерел фінансування будівництва; високий ступінь зносу основних фондів; бюрократичні перешкоди на шляху реалізації інвестиційних проєктів; недосконала система механізмів нормативно-правового регулювання та ціноутворення; низький рівень інвестиційної активності будівельних підприємств.

Одним із важливих завдань для подальшого розвитку будівельної галузі є її механізація, необхідність розроблення нових різновидів машин для комплексної механізації та автоматизації будівельного виробництва.

Для досягнення успіху у механізації виробничих процесів необхідно впроваджувати сучасні технології, максимально скоротити обсяги робіт із застосуванням ручної праці, удосконалити структуру парку машин задіяних у будівничому процесі.

Особливої уваги заслуговує розвиток нових форм забезпечення будівельних підприємств засобами механізації: лізинг будівельної техніки, продаж машин і механізмів у кредит, розвиток вторинного ринку засобів механізації, прокат будівельної техніки, її ремонт та виробництво запасних частин для машин, що знаходяться в експлуатації. В регіонах країни доцільно створити машино-технічні підприємства з сервісного технічного обслуговування, ремонту і прокату будівельних машин і засобів малої механізації. Будівельним підприємствам необхідно розширити та укріпити, а за необхідності і створити нову базу ремонту засобів малої механізації. Застосування засобів малої механізації разом із вдосконаленням технологічних процесів сприяє зниженню трудомісткості і собівартості будівельно-монтажних робіт.

В теперішній час в області механізації будівництва вирішуються проблеми високого технічного рівня:

у сфері підвищення ефективності механізованого будівельного виробництва – створення технологічних комплектів і комплексів машин, які цілком забезпечують повну механізацію технологічних процесів і найвищу продуктивність використання будівельної техніки при мінімальних трудових витратах;

у соціальній сфері – забезпечення комфортних умов для персоналу, що обслуговує будівельні машини, широке впровадження автоматизованих систем управління для полегшення ручної праці робітників, скорочення строків будівництва, трудових і матеріальних витрат, підвищення якості будівельно-монтажних робіт.

Наразі у будівництві все більше використовуються обладнання та машини, що відповідають світовому рівню, що в свою чергу сприяє механізації будівельних процесів, але водночас вимагає високого рівня кваліфікації від працівників, які їх обслуговують.

Одним з найважливіших напрямів удосконалення конструкцій будівельних машин є створення універсальних машин із максимальною кількістю знімного

---

змінного робочого обладнання. Вони легші і менш потужні порівняно зі спеціалізованими машинами звичайного розміру, однак для багатоцільового застосування їх можна використовувати з більшою інтенсивністю, ніж спеціалізовані машини.

Під час виконання земляних, монтажних, бетонних та інших робіт використовуються роботизовані технологічні комплекси. Поширення набуває використання будівельних машин багатофункціонального призначення, обладнаних спеціальними робочими пристроями, що дає змогу виконувати декілька робочих операцій за допомогою однієї машини.

В даний час для виконання одних і тих же видів будівельних робіт використовуються різні типи і моделі машин. При плануванні організації робіт доводиться вирішувати задачі оптимального вибору засобів механізації для найбільш ефективного виконання будівельних робіт.

Ефективність комплектної механізації забезпечується не кількістю машин в комплекті, а ступенем їхнього використання за призначенням та своєчасним оновленням комплексу сучасними машинами та обладнанням. Важливим є раціональний вибір транспортних засобів. Він сприяє зменшенню витрат на перевезення вантажів, забезпечує мінімальні загальні витрати на технологічні процеси та збільшення продуктивності.

У сучасному будівництві застосовують систему централізованих перевезень, що дає можливість більш раціонально використовувати транспортні засоби внаслідок скорочення неробочих пробігів та зменшення простоювань під час вантажно-розвантажувальних робіт. Важливим завданням механізації будівництва є підвищення технічного рівня машин і формування раціональної структури парку машин, що забезпечує виконання запланованого обсягу робіт у встановлені терміни із найменшими витратами. Необхідно впроваджувати раціональні комплекти машин і механізмів та схем перевезень для поліпшення умов праці та зменшення обсягів ручної праці.

Сформовані напрями активізації будівництва будуть використані при розробці стратегії розвитку регіону. Інтенсифікація будівельного комплексу дозволить підвищити валовий регіональний продукт, сприятиме покращенню умов праці, збільшенню кількості робочих місць, зменшенню забруднення навколишнього середовища.

#### *Література*

- 1. Качура А.О. Механізація та автоматизація будівництва та ремонтно-будівельних робіт: конспект лекцій/А.О. Качура, О.М. Болотських; Харків. нац. акад. міськ. госп-ва. – Харків: ХНАМГ, 2010. – 136 с.*
  - 2. Якименко О.В. Технологія будівельного виробництва: навч. посібник/О.В. Якименко; Харків. нац. ун-т. міськ. госп-ва. ім. О.М. Бекетова. – Харків: ХНАМГ ім. О.М. Бекетова, 2016. – 411 с.*
  - 3. Кондращенко О.В. Матеріалознавство: навч. посібник/О.В. Кондращенко; Харків. нац. акад. міськ. госп-ва. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 182 с.*
-

4. Панченко В.О. *Технологія і механізація будівельних процесів: навч. метод. посібник*/ В.О. Панченко, М.Г. Костюк, А.О. Качура, Л.М. Окуневський; Харків. нац. акад. міськ. госп-ва. – Харків: ХНАМГ, 2005. – 243 с.
5. Бубенко О.П. *Інноваційні складові підвищення ефективності будівельних підприємств*/О.П. Бубенко/БізнесІнформ. – 2012. – №12. – с. 156-161.
6. Вознюк Ю.В. *Джерела фінансового забезпечення будівельного процесу*/ Ю.В. Вознюк/Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2007. – Вип. 3 (39). – с. 46-51.
7. Волк О.М. *Проблеми та перспективи інноваційної діяльності у будівельній галузі України*/ О.М. Волк, М.В. Шашко/Вісник СумДУ. – 2012. – №1. – с. 115-121.
8. Єсипенко А.Д. *Інвестиційний та інноваційний розвиток будівельної галузі України в умовах світової фінансової та економічної кризи*/А.Д. Єсипенко/Сучасні технології, матеріали і конструкції у будівництві. – 2009. – №2. – Т.7. – с. 120-122.

**UDC 699.842**

*Дедов Олег Павлович, д-р.т.н., доцент,  
Київський національний університет будівництва і архітектури*

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ ВІДГУКІВ НА ВИПАДКОВІ ДИНАМІЧНІ ВПЛИВИ**

В сучасних умовах тенденції створення нових об'єктів будівництва спрямовані на застосування новітніх технологій та дозволяють виконувати будівельні роботи у щільно забудованих місцях. Як правило, взаємний вплив між існуючими спорудами та побудованими об'єктами не підлягає аналізу належним чином. Тому мають місце статичні і динамічні впливи на існуючі споруди від факторів різної природи. Проблемне питання полягає у еволюційному руйнуванні несучих конструкцій та оздоблювальних матеріалів під дією динамічних навантажень. У випадках, коли фактори (причини) динамічного впливу невідомі, завдання децю ускладнюються. Насамперед необхідно визначити джерела такого впливу, особливо це стосується складних систем де потенційних джерел декілька, і вирішальним може виявитись не одиначне вібраційне джерело, а сукупність декількох.

Особливим випадком є об'єкти культурної спадщини, які перебувають в аварійному або близькому до аварійного стану [1]. При попередніх обстеженнях будівлі виявлена велика кількість деформацій у внутрішніх і зовнішніх стінах в наслідок минулих подій. В зв'язку з комплексом існуючих і нових вібраційних навантажень, запропоноване гіпотетичне припущення про можливий вплив динамічних явищ на споруду. Так, в роботі [2-3] наведені результати дослідження моделі ґрунту, яка може бути застосована для опису динамічних впливів з врахуванням неоднорідності ґрунтового

масиву. Результати цих досліджень вказують на наявність багаточастотних коливань. В роботі [4] запропонований метод пошуку і аналізу важливих точок на основі побудови спектру записів осцилограм. Цілком очевидно, що загальна система передбачає визначення основних частот коливань та визначення відгуку такої системи на зовнішню вібраційну дію.

Для кожного рівня були отримані осцилограми мікроколивань собору, на основі яких визначені власні частоти зі спектрів коливань споруди. Спектральний аналіз по компонентних записів віброприскорень на різних рівнях дозволив отримати амплітудно-частотні характеристики та визначити основні гармоніки коливань споруди.

Зареєстровані дані показують наявність динамічної дії з чіткою періодичністю (рис. 1), які носять вплив техногенного характеру, оскільки віброграма має запис у час інтенсивної життєдіяльності.

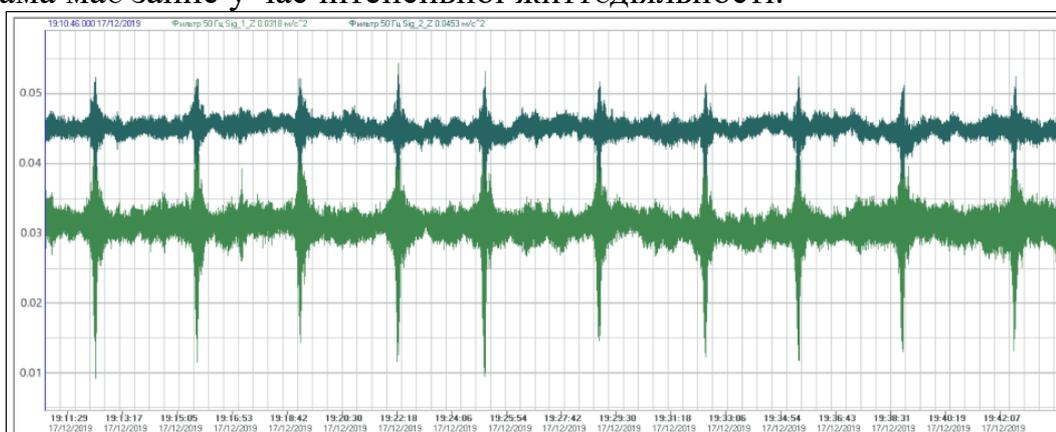


Рисунок 1 – Осцилограми записів, контрольні точки ТК0, ТК2

Проведення масових заходів при святкуванні є ще одним джерелом динамічного впливу на споруду архітектурних пам'яток. Отримані результати такого впливу (рис.2).

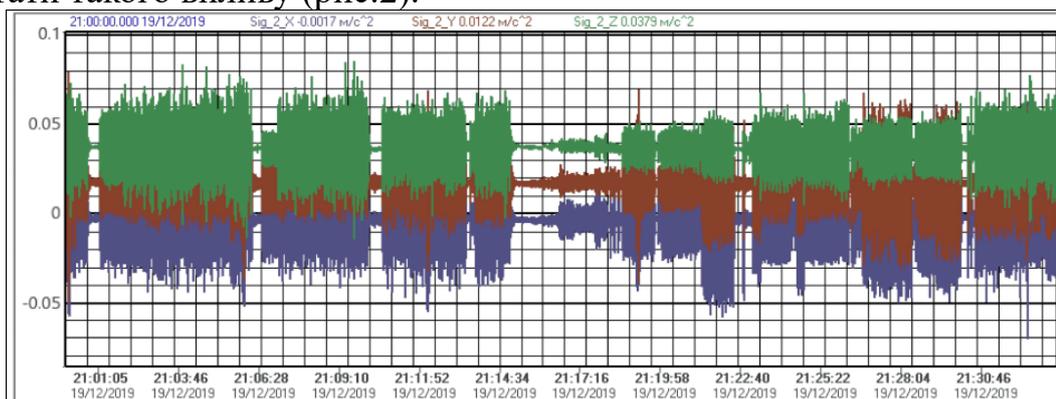


Рисунок 2 – Осцилограми записів, точки контролю ТК0

Отримані результати демонструють наявність коливань у широкому спектрі коливань (рис.3). Тобто конструкція споруди сприймає багатоконцентні коливання різної природи. Числові значення зафіксованих впливів не виходять за межі допустимих значень. Але наявність широкосмугових коливань може бути причиною виникнення близьких до резонансних явищ окремих елементів конструкцій у тому числі і оздоблюваних шарів.

На основі чисельного моделювання встановлені форми коливань та їх

частоти. За кількісними показниками такі форми коливань можуть потрапляти у діапазон експериментальних частот. Такі режим є небезпечними з точки зору виникнення хоч і короточасних, але близьких до резонансних явищ.

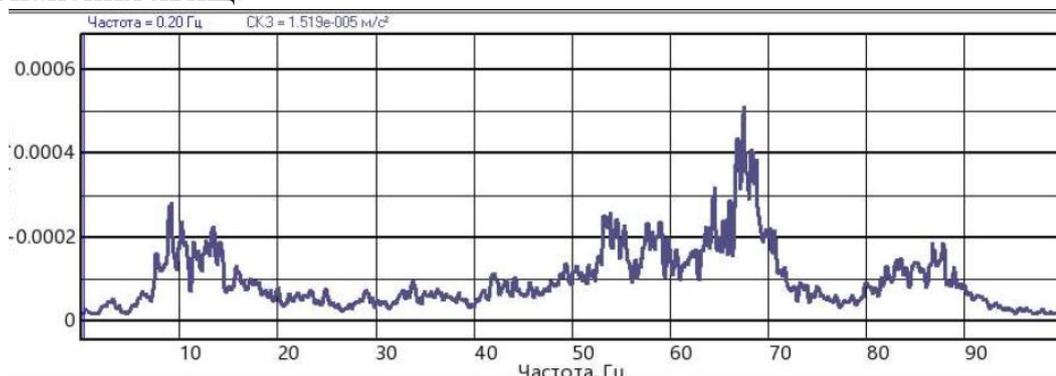


Рисунок 3 – Спектрограма записів, точка контролю ТК0

Таким чином, динамічний моніторинг з врахування «моніторингової» моделі технічних об'єктів дозволяє виявити наявність додаткових динамічних впливів, що викликані вібраціями, ударами та іншими чинниками. Використання фонового методу, що полягає в реєстрації мікроколивань споруди від фонового вібраційного впливу, викликаного проїжджаючим транспортом, вітровими імпульсами, мікросейсмічними коливаннями та іншим, базується на його простоті і доступності. Дуже часто цей метод є єдино можливим, наприклад, при моніторингу об'єктів атомної енергетики або заселених житлових будинків. Такий підхід дозволить виявляти навіть такі незначні порушення, як ослаблення болтових з'єднань, виникнення додаткових, непередбачених розрахунковою схемою рухомих шарнірів в з'єднаннях, ослаблення жорстких защемлень колон тощо.

#### Література

1. С.В. Щербіна, О.І. Бріцький, В.А. Ільєнко, І.Д. Белов, В.В. Остапенко, Ю.В. Лісовий, О.А. Цубін, О.П. Дедов, П.Г. Пігулевський. (2017). Дослідження провальних явищ в історичній частині Києва на території національного заповідника «Софія Київська», *Геоінформатика*, 2017, 2, С.68–78.
2. Laura Damas Mollá, Maialen Sagarna, Ane Zabaleta, Arantza Aranburu, Iñaki Antigüedad, Jesus A. Uriarte *aMethodology for assessing the vulnerability of built cultural heritage. Science of The Total Environment*, 2022, Volume 845, 157314.
3. Sergii Skurativskiy, Oleksandr Kendzera, Sergiy Mykulyak, Yuliia Semenova, Inna Skurativska. *Seismic response assessment of a weakly nonlinear soil deposit. Journal of Applied Geophysics*, 2023, Volume 211, 104970.
4. Pierfrancesco Cacciola, Nataša Banjanac, Alessandro Tombari. *Vibration Control of an existing building through the Vibrating Barrier. Procedia Engineering*, 2017, 199, P. 1598–1603.

## **ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

До показників надійності відносяться: коефіцієнт готовності, коефіцієнт технічного використання і коефіцієнт оперативної готовності. Процес функціонування будівельної машини можна представити як послідовність чергування інтервалів працездатності і відновлення (простою). На основі загальних законів теорії надійності [1-3] можна визначити наступні стани:

– робочий стан, коли машина виконує потрібну функцію, бажано з оптимальною продуктивністю. Очевидно, що при цьому будівельна машина БМ знаходиться в працездатному стані і забезпечена необхідними зовнішніми ресурсами;

– запланований неробочий стан машини, що обумовлений певними перервами викликаний запланованими простоями та інших причин;

– непрацездатний стан, який часто називають "внутрішнім" неробочим станом, обумовленим відмовою роботи, внаслідок нездатності виконувати необхідну функцію протягом превентивного обслуговування. Цей стан може бути: станом відмови (тобто не запланований простій) і станом незавершеності технічного, тобто стан превентивного обслуговування, виконуваного за планами – графіками технічного обслуговування;

- відсутність використання працездатного стану.

Це стан, коли технічно справна машина не використовується по призначенню, який може бути:

стан чергування, коли машина запланована для роботи в протягом заданого проміжку часу й перебуває в стані готовності до роботи (тобто в резерві або в запасі). Часто машина у цьому стані вважається працюючою, але її напруження в одиницях продукції може бути відсутнім, тобто немає корисного результату роботи у фізичних одиницях, наприклад, т, м<sup>3</sup> і т.д.;

"зовнішнє" неробочий стан, коли має місце недолік необхідних зовнішніх ресурсів або машина не може використана по призначенню протягом непланових і планових дій, крім технічного обслуговування й ремонтів. Прикладом можуть бути відсутність палива, непланові перебазування будівельної машини, адміністративні й оперативні втручання в робочі процеси. Отже, в результаті розглянутого визначення станів можна записати:

$$T_{з\sum} = T_{L_{я.п.}} + T_{L_{з.н.с.}} + T_{L_{н.с.}} + T_{L_{н.п.с.}} \quad (1)$$

де  $T_{я.п.}$  - втрати робочого часу будівельної машини, зв'язані зближенням якості й продуктивності роботи. Це звичайно розрахункові величини у практиці експлуатації машин;  $T_{L_{з.н.с.}}$ ,  $T_{L_{н.с.}}$  і  $T_{L_{н.п.с.}}$  – втрати часу, які зв'язані з перебуванням будівельної машини в стані  $S_{L_{з.н.с.}}$ ,  $S_{L_{н.с.}}$ ,  $S_{L_{н.п.с.}}$  тривалості відповідно запланованих неробочих періодів, перебування будівельної машини у непрацездатному стані (внутрішній неробочий стан), простоїв працездатної

БМ (зовнішній неробочий стан). Відповідно до встановлених станів для оцінки рівня ефективності доцільна класифікація часу будівельної машини (рис.1), де у вигляді діаграми показана відповідність категорій часу роботи будівельної машини і втрат ефективності за залежністю (1).

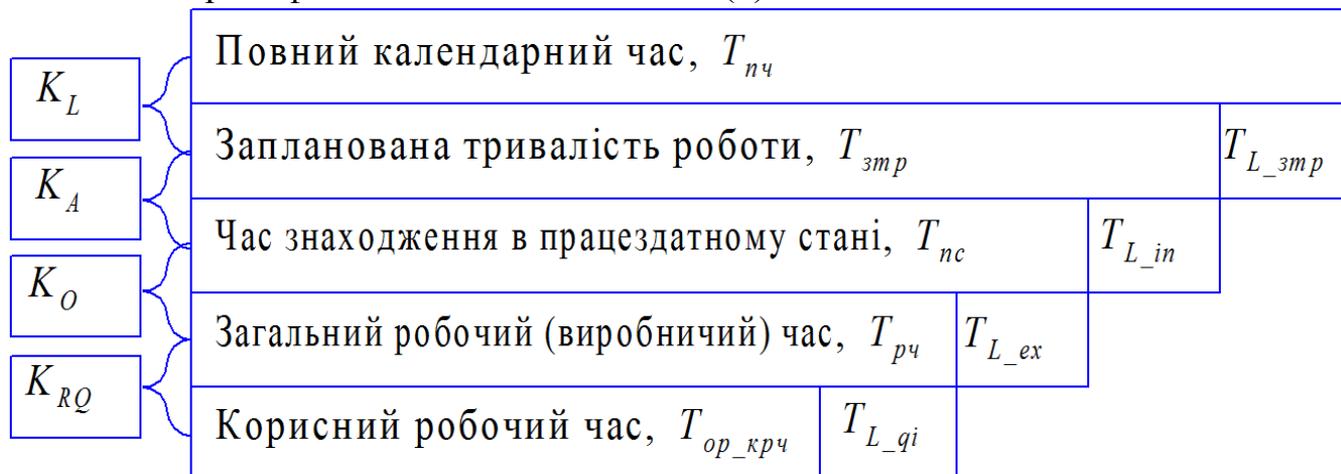


Рисунок 1. – Схема використання часу роботи будівельної машини.

При оцінці різноманітних простоїв використання будівельної машини актуальним є передбачити процес моніторингу її показників під час експлуатації. Першочерговою задачею моніторингу експлуатаційних показників будівельної машини можна виділити ряд витрат, які знижують ефективність використання: втрати якості та продуктивності, втрати через простої з технічних та зовнішніх причин. Така ситуація може привести до втрати продуктивності, тобто якщо протягом деякого періоду безперервної роботи будівельної машини вихід продукції буде менше запланованої. У більшості випадків ці втрати пов'язані з нераціональними параметрами, неузгодженістю продуктивності основного і допоміжного обладнання, не синхронністю робочих процесів і т.п. Наприклад, кран піднімає баддю із бетонною сумішшю на робочому майданчику протягом 5 хв. Тоді протягом цього часу автобетонозмішувачі, які доставляють суміш на робочий майданчик, знаходяться в працездатному стані і фактично використовуються за призначенням, але еталонна їх продуктивність не досягається, так як вони простоюють в черзі для вивантаження суміші. Інша ситуація, наприклад, із екскаватором - зниження потужності двигуна і проблем з гідросистемою, екскаватор працює із збільшеною на 10% тривалістю робочого циклу. Тобто екскаватор працездатний і фактично експлуатується, проте еталонна його продуктивність не досягається. В даний час багато виробників оснащують будівельну машину бортовими комп'ютерами, які за допомогою системи датчиків постійно фіксують стан агрегатів і систем. Основне призначення таких бортових комп'ютерів - посприяти оператору в оцінці стану будівельної машини. Набори даних, способи їх зберігання і обробки визначаються специфікою завдань виготовлювача будівельної машини. Використання ж цих даних для оцінки ефективності експлуатації будівельної машини, як правило, важко і тому для моніторингу потрібні спеціальні індивідуальні вимірювальні системи

безперервного вимірювання і запису фізичних параметрів. При цьому, є ще одна важлива причина незапланованого простою, наприклад, через її відмову тобто вихід із ладу деталі або збірної одиниці, який може бути і раптовим, тобто непередбачуваним. В роботі використано існуючі відмови, що мають місце в будівельних машинах різного технологічного призначення [ 4] (рис. 2).



Рисунок 2 – Види відмов.

Таким чином, можна зробити наступні висновки.

1. Здійснена оцінка показників експлуатаційної надійності елементів будівельної техніки технологічного призначення.

2. Сформульовано основні положення методів організації ефективного управління роботою будівельної машини із аналізом можливих втрат продуктивності.

3. В подальших дослідженнях передбачено врахування реальних складових часу робочого процесу будівельної машини на основі моніторингу робочого процесу та розробки програми забезпечення запасних деталей та збірних одиниць будівельної техніки технологічного призначення.

#### Література

1. Надійність техніки. Системи технологічні. Терміни та визначення: ДСТУ 2470-94. - К.: Держстандарт України, 1995. – 28 с.

2. Павлюк О. М., Медиковський М. О., Лиса Н. К., Ізонін І. В. Основи теорії надійності технічних систем. Навчальний посібник. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2021. 208 с.

3. Черновол М.І., Черкун В.Ю., Аулін В.В. та ін. Надійність сільськогосподарської техніки: Підручник. Кіровоград: ТОВ «КОД», 2010. – 320с.

4. Назаренко І.І., Берник І.М. Основи проектування і конструювання машин та обладнання переробних виробництв: навчальний посібник для вищих навчальних закладів. К.: «Видавничий Дім»: «Слово», 2012.- 590 с.

*Слюсар Володимир Васильович, аспірант  
Київський національний університет будівництва і архітектури*

## ПОРІВНЯННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ДИСИПАТИВНОГО ОПОРУ ЗА РІЗНИХ ГІПОТЕЗ ЇХНЬОЇ ЗМІНИ ПРИ УЩІЛЬНЕННІ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ.

**Анотація.** В роботі проведено дослідження визначенню розсіяння енергії в дисперсних середовищах за різних гіпотез їхньої зміни на прикладі бетонної суміші при її ущільненні із використанням змішаної дискретно-континуальної моделі. Дослідження розсіяння енергії в бетонній суміші здійснено за лінійним законом навантаження на основі використання петлі гістерезису та фазового методу. Виявлено, що форма петлі гістерезису залежить певною мірою від закону зміни навантаження за цикл. Запропоновано аналітичні залежності для визначення енергії за різних гіпотез зміни властивостей, які можуть бути використаними для будь якого середовища або матеріалу, яке володіє пружно-в'язкими, пластичними властивостями та сухого тертя. За фізичним сенсом ці формули визначають витрати енергії на одиницю об'єму матеріалу і є енергетичними критеріями розсіяння енергії в дисперсних середовищах.

**Ключові слова:** дисперсні середовища, ущільнення, коефіцієнти дисипативного опору розсіяння енергії, в'язке тертя, сухе тертя, параметри, фазовий метод, амплітуда та частота коливань

**Викладення основного матеріалу.** Енергія вібрації виражає суму впливів енергії на дисперсні середовища при їх ущільненні, найбільш вживаним є бетонна суміш. Потужність електродвигуна вібратора, тобто кількісний параметр, не є показником ефективності вібрації, при якій бетонна суміш ущільнюється. Потужність вібрації інтерпретувалася в літературі з різних точок зору. Наприклад, вирішальна роль приписувалася параметрам синусоїдальних коливань, тобто амплітуді і частоті, або ж ці величини з різними показниками ступеня з'єднувалися в загальний вираз  $A\omega$  (швидкість),  $A\omega^2$  (прискорення),  $A^2\omega^2$  (питома енергія[1-3]). В даний час можна констатувати, що кожний з параметрів окремо не відіграє вирішального ролі, але потужність вібрації, як енергія, що протікає через одиницю обсягу бетонної суміші, є узагальненим виразом обох параметрів, кожен з яких надає специфічний вплив на процес ущільнення в залежності від складу суміші.

**Мета дослідження.** Мета дослідження – провести аналіз визначення коефіцієнтів дисипативного опору за різних гіпотез їхньої зміни при ущільненні бетонної суміші, яка є класичним прикладом дисперсних середовищ.

Для оцінки енергетичної оцінки сил опору в роботі розглядаються вільні коливання системи з одним ступенем свободи з урахуванням коефіцієнтів дисипативного опору за різних гіпотез їхньої зміни:

$$m\ddot{x} + cx + R = 0, \quad (1)$$

де  $m$ - сумарна маса вібраційної системи «вібраційна машина ( $m_m$ ) – форма ( $m_f$ ) –бетонна суміш ( $m_{б.с}$ )»:  $m = m_m + m_f + d m_{б.с}$ ,  $d$  - коефіцієнт, який враховує

---

хвильові процеси в бетонній суміші [2]:

$$d = \frac{\alpha_n \sin 2\beta_n h - \beta_n \sin 2\alpha_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2)[ch2\alpha_n h + \cos 2\beta_n h]}.$$

Тут  $\alpha$  та  $\beta$  - коефіцієнти, що враховують розсіяння енергії в бетонній суміші;  $c$  - коефіцієнт, що враховує пружні властивості у вібраційній системі;  $R$  - сила дисипативного опору дисперсного середовища. Відмінність рівняння (1) від звичайного рівняння полягає в тому, що воно відображає рух системи з дискретними і розподіленими параметрами, обумовленого наявністю коефіцієнта, який враховує хвильові процеси в бетонній суміші.

Залежність сили тертя  $R$  від переміщення або швидкості руху визначається фізичним характером зміни. Найпростішим випадком є так зване в'язке тертя, коли сила тертя пропорційна швидкості руху  $R = a\dot{x}$ . Сила опору, пропорційна швидкості руху, застосовується, наприклад, в деяких роботах в бетонних сумішах при їх ущільненні, гумових амортизаторах, що є опорами вібромайданчиків, і інших технічних пристроях.

Напишемо рівняння (1) у вигляді:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p^2x = 0, \quad (2)$$

де

$$n = \frac{\alpha}{2m}, \quad p^2 = \frac{c}{m}.$$

Розглянемо один  $k$ -й період згасання вільних коливань системи. На початку періоду відхилення максимальне і дорівнює  $A$ , а в кінці відхилення знову максимальне і дорівнює  $A_{k+1}$ .

Так як в розглянутих положеннях швидкість дорівнює нулю, то вся енергія системи є енергією деформації пружного зв'язку:

$$W_k = \frac{1}{2}cA_k^2, \quad W_{k+1} = \frac{1}{2}cA_{k+1}^2. \quad (3)$$

Таким чином, енергія розсіюється протягом періоду

$$\Delta W = \frac{1}{2}c(A_k^2 - A_{k+1}^2). \quad (4)$$

Якщо загасання не дуже велике, то рух протягом одного періоду мало відрізняється від гармонійних коливань із середньою амплітудою

$$A = \frac{1}{2}(A_k + A_{k+1}),$$

що відповідає середній енергії

$$W = \frac{1}{2}cA^2.$$

Перетворивши формулу (4), знаходимо:

$$\Delta W = \frac{1}{2}c(A_k + A_{k+1})(A_k - A_{k+1}) = cA\Delta A = 2\Delta W \frac{\Delta A}{A}, \quad (5)$$

де  $\Delta A = A_k - A_{k+1}$  - зменшення амплітуди коливань за один період.

Зменшення енергії  $\Delta W$ , з іншого боку, можна з високою точністю

---

обчислити як роботу сил опору за один період стаціонарних коливань з амплітудою  $A$ .

Відношення енергії, що розсіюється за один період гармонійних коливань, до максимальної енергії пружності називається коефіцієнтом поглинання і позначається коефіцієнтом:

$$\psi = \frac{\Delta W}{W} \quad (6)$$

Залежно від характеру сил тертя величина  $\psi$  може так чи інакше залежати від амплітуди і частоти коливань. Застосовуючи виведені наближені формули до випадку в'язкого опору при гармонійних коливаннях отримаємо, що за один період

$$\Delta W = \int_0^{\omega} R \dot{x} dt = \alpha \int_0^{\omega} \dot{x}^2 dt = \alpha A^2 \omega^2 \int_0^{\omega} \sin^2 \omega t dt = \pi \alpha A^2 \omega. \quad (7)$$

Враховуючи, що максимальна енергії  $W = \frac{1}{2} c A^2$  знаходимо коефіцієнтом поглинання:

$$\psi = \frac{\pi \alpha A^2 \omega}{\frac{1}{2} c A^2} = 2\pi \frac{\alpha}{c} \omega = 4\pi \frac{n\omega}{p^2}. \quad (8)$$

Таким чином, при в'язкому терті відносний гістерезис не залежить від амплітуди і прямо пропорційний частоті. Отже, енергетичний підхід, як і точний розв'язок, приводить до висновку про те, що амплітуди коливань при в'язкому терті зменшуються за експоненціальним законом.

Надалі застосуємо енергетичний метод для дослідження коефіцієнта дисипативного опору за гіпотези його зміни сухим тертям. Так, по аналогії із підходом до визначення коефіцієнту дисипативного опору в'язкого опору, отримаємо вираз розсіяння енергій за гіпотези його зміни за законом сухим тертям за період коливань

$$\Delta W = 4RA. \quad (9)$$

Тоді коефіцієнт поглинання:

$$\psi = \frac{\Delta W}{W} = \frac{4RA}{\frac{1}{2} c A^2} = 8 \frac{R}{cA} = 8 \frac{a}{A}. \quad (10)$$

В даному випадку  $\psi$  залежить від амплітуди і не є постійним. Коефіцієнт поглинання  $\psi$  в конструкціях елементів вібраційних машин (рами, металевих опор, форми, збудника коливань), як правило не залежить від частоти коливань, а залежить від амплітуди зміни напружень[ ]. Залежність  $\psi(\sigma)$ , щодо поглинання енергії  $W$  за цикл деформації у всьому обсязі  $V$ :

$$\Delta W = \int_V \psi(\sigma) \frac{\sigma^2}{2E} dV, \quad (11)$$

де  $\sigma$  - величина напруження в даній точці деталі.

Коефіцієнт поглинання визначається як відношення  $\Delta W$  до максимальної енергії пружності  $W$  :

$$\psi = \frac{\Delta W}{W} = \int_V \frac{\sigma^2}{2E} dV. \quad (12)$$

Слід зазначити, що для металоконструкцій елементів вібраційних машин розрахунки внутрішнього тертя є незначними, так як це тертя невелике і зазвичай покривається втратами на тертя в місцях з'єднання деталей - так званім структурним гістерезисом. Внутрішнє тертя набагато важливіше для опор вібраційних машин із гуми. Для цих матеріалів коефіцієнт поглинання  $\psi$  не сильно залежить від амплітуди напружень, але істотно залежить від температури і в деяких діапазонах від частоти коливань. Наприклад, для наповнених гум  $\psi$  вона становить близько 0,1 до 1,0, що приблизно в 100 разів перевищує значення коефіцієнта поглинання для сталей.

Одним із поширених методів визначення коефіцієнта поглинання  $\psi$  є метод петлі гістерезису фазовий метод[4]. Сутність фазового методу заснований на залежності кута зсуву фази  $\varphi$  між зовнішньою гармонійною силою й викликуваним нею переміщенням (деформацією) системи від рівня розсіювання енергії при коливаннях. Розрахункова залежність для визначення відносного розсіювання енергії в матеріалі при частотно - незалежному опорі[2,3]:

$$\psi = 2\pi \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right) \operatorname{tg} \varphi, \quad (13)$$

де  $\omega$  – частота змушуючої сили,  $\omega_0$  – власна частота пружної системи.

Часто в дослідженнях застосовується формула (14):

$$\psi = 2\pi \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right) \frac{\omega_0}{\omega} \operatorname{tg} \varphi. \quad (14)$$

При в'язкому опорі відносно розсіювання енергії:

$$\psi_0 = 2 \frac{\pi h}{\omega_0}, \quad (15)$$

де  $h = \frac{b}{2m}$  – коефіцієнт, що характеризує в'язкі властивості. При вимушених коливаннях із частотою  $\omega \neq \omega_0$  коефіцієнт поглинання визначиться наступним вираженням:

$$\psi = 2 \frac{\pi h}{\omega^2} \omega = \psi_0 \frac{\omega}{\omega_0}, \quad (16)$$

Використовуючи співвідношення для системи із в'язким тертям:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{h\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}, \quad (17)$$

Коефіцієнт розсіяння енергії  $\psi$  визначається виразами (6), (12.), (13) та (14).

### Висновки.

1. Здійснено порівняльний аналіз коефіцієнтів дисипативного опорі за різних гіпотез їхньої зміни. З'ясовано, що основними показниками та параметрами впливу на коефіцієнти дисипативного опорі є амплітуда і частота коливань та хвильових коефіцієнтів, що враховують розсіяння енергії в бетонній суміші.

2. Амплітуда і частота коливань, або ж ці величини, які з різними показниками ступеня впливу з'єднувалися в загальний вираз у вигляді швидкості, прискорення не відіграють вирішального ролі.
3. Потужність вібрації, як енергія, що протікає через одиницю об'єму дисперсного середовища є узагальненим виразом та критерієм для оцінки опору за різних гіпотез їхньої зміни при ущільненні дисперсних середовищ.

### *Література*

1. Назаренко І.І. *Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії. Навчальний посібник.* К: КНУБА, 2007. – 229 с.
2. Назаренко І.І. *Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-ге видання).* - К.: Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440с
3. Володимир Слюсар. *Загальні підходи до визначення енергії на деформування матеріалу.* Збірник: «Будівлі та споруди спеціального призначення: сучасні матеріали та конструкції» К: КНУБА, 2023, ст. 130-131.
4. Ivan Nazarenko, Oleg Dedov, Iryna Bernyk, Ivan Rogovskii, Andrii Bondarenk, Andrii Zapryvoda, Volodymyr Slipetskyi, Liudmyla Titova. *Determining the regions of stability in the motion regimes and parameters of vibratory machines for different technological purposes. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 2020. Vol 6, No 7 (108). P. 71–79. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217747>.

### УДК [681.58](#)

*Дрючко Олександр Григорович, к.х.н, доцент;  
Шефер Олександр Віталійович, д.т.н., професор,  
Галай Василь Миколайович, к. т. н., доцент;  
Троянський Віталій Ігорович, студент  
Жданов Вадим Вадимович, студент  
Гладкий Станіслав Станіславович, студент*

*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ПРО ОПТИМІЗАЦІЮ КОНСТРУКЦІЇ МАГНІТНОГО З'ЄДНУВАЧА ДЛЯ БЕЗДРОТОВОГО ЗАРЯДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ**

Збільшення кількості автономних електричних транспортних засобів (маршрутних автобусів, вантажівок, прибиральних комунальних машин, легкових автомобілів, виробничих внутрішньо-об'єктових та інших) потребує використання широкої інтелектуальної зарядної інфраструктури на основі технології бездротової передачі енергії. Застосування такої технології в електромобілях, особливо технології індуктивної передачі енергії, ефективно скорочує ручне втручання, роблячи процес заряджання більш безпечним, ефективним та зручним. При існуванні численних видів засобів виникає потреба в універсальності. Існує також проблема дизайну через різні форми

шасі, що використовуються в комерційних та легкових автомобілях. Електричні комерційні автомобілі мають більш високе шасі та велику вагу, що вимагає більшої потужності зарядки при нижчій точності положення при паркуванні. Тому потрібні системи високої потужності та сумісність їх складових.

Студентами – членами наукового гуртка „Інновації в автоматизованих системах управління” на кафедрі автоматики, електроніки та телекомунікацій творчо досліджується і проаналізований досвід [1, 2] сучасної реалізації інноваційних інженерно-технічних рішень за вище вказаною непростою, але актуальною і перспективною проблематикою.

Для багатьох потужних систем бездротової зарядки електромобілів більш придатною є найпростіша компенсаційна послідовно-послідовна топологія (S-S) з новим типом багаторядної уніполярної котушки (MS) [2]. Однак ступінь свободи налаштування параметрів схеми компенсації обмежена, і на продуктивність системи легко впливає зміна коефіцієнта взаємозв'язку, яка є неминучою через відхилення від позиціонування. Із визначення взаємної індуктивності можна зрозуміти, що величина взаємної індуктивності залежить від ефективного магнітного потоку через котушку. Щоб збільшити взаємну індуктивність у напрямку  $Y$ , необхідно збільшити магнітне поле у напрямку  $Y$ . Найпростіший спосіб – додати додаткові котушки у напрямку  $Y$ , щоб посилити навколишнє магнітне поле.

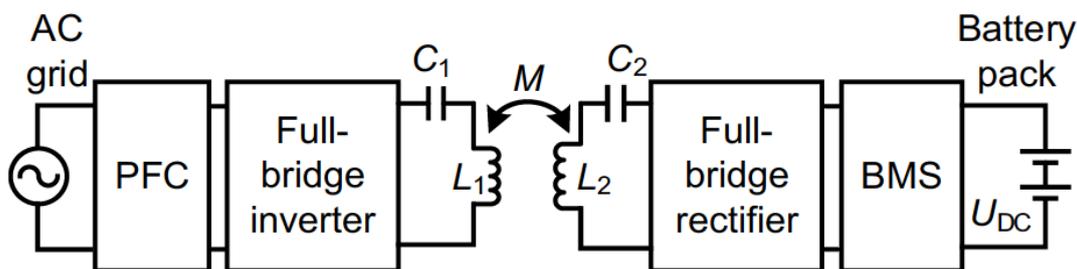


Рис. Схема системи ППЕ з компенсацією S-S

(Примітка. PFC – вузол корекції коефіцієнта потужності; Full bridge inverter – повномостовий інвертор на MOSFET ключах; Full bridge rectifier - повномостовий випрямляч на MOSFET ключах; BMS – система управління батареями.

При номінальній вихідній потужності 30 кВт і вихідній напрузі постійного струму 400-600 В. Максимальне значення  $I_1$  становить 120 А, максимальне значення  $I_2$  – 80 А. При густині струму менше 5 А/мм<sup>2</sup> для первинної котушки використовується 0,1 × 5000 витків літцендрата, для вторинної котушки – 0,1 × 2500 витків літцендрата. Повітряний зазор магнітної муфти становить 150 мм, робоча частота системи – 85 кГц, необхідний допуск розміщення по осі  $Y$  – 150 мм;  $n_1=7$ ;  $n_2=4$ ;  $L_1=75$  мкГн;  $k=0,18$  [2]).

Щоб збільшити допуск на неспіввідношення потужного зарядного бездротового пристрою, необхідно оптимізувати надійність магнітного з'єднувача. Виходячи з аналізу вже накопиченого досвіду у роботі пропонується використання нового типу уніполярного відгалужувача, який складається з трьох послідовно з'єднаних котушок. Розмірна конфігурація котушок аналізується й оптимізується шляхом використання методу скінчених елементів. Знайдені характерні параметри котушки ототожнюються з їх впливом на самоіндукцію та коефіцієнт зв'язку. Будується експертна модель, здійсненність якої може бути перевірена у цільовій галузі проектування.

У роботі проведено аналіз основних складових бездротової зарядки акумуляторів ТЗ, враховуючи різні рівні потужності. Особливу увагу приділено електричним та магнітним колам індуктивних систем передачі енергії. Теоретично досліджено альтернативні варіанти котушок побудованих за DD системою з метою встановлення найкращої конструкції з точки зору ефективності системи та стійкості до просторових зміщень між котушками. Підвищити надійність системи можна шляхом збільшення розміру або кількості первинних котушок. Проаналізовано зміни взаємоіндукції, в залежності від взаємного розташування котушок та при різних повітряних зазорах. Встановлено, що найменш чутливі до цих змін котушки побудовані за DD системою.

#### *Література*

1. Budhia, M., Boys, J.T., Covic, G.A. and Huang, C.-Y. *Development of a Single-Sided Flux Magnetic Coupler for Electric Vehicle IPT Charging Systems. Industrial Electronics, IEEE Transactions on.* 60(1), 318–328 (2013).

2. Wang, Z., Li, L., Deng, J., Zhang, B., Wang, S. *Magnetic Coupler Robust Optimization Design for Electric Vehicle Wireless Charger Based on Improved Simulated Annealing Algorithm. Automotive Innovation.* 5, 29–42 (2022).

**УДК 621.355.9**

*Дрючко Олександр Григорович, к.х.н, доцент;  
Шефер Олександр Віталійович, д.т.н., професор,  
Боряк Богдан Радиславович, к.т.н.,  
Захарченко Руслан Володимирович, к.т.н., доцент,  
Іванов Олексій Анатолійович, студент,  
Тітов Владислав Олегович, студент*

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

### **ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ЗАСОБІВ УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ ЗАРЯДУ І РОЗРЯДУ ЛІТІЄВИХ АКУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЙ**

Нині дуже широке застосування у різних прикладних технічних сферах знаходять акумулятори на основі літію [1-3]. Переваги літієвих акумуляторів очевидні: вони мають велику питому енергетичну ємність (150-250 Вт·год. / кг проти 40-80 Вт·год. / кг у основних конкурентів - нікель-кадмієвих або нікельметалогідридних акумуляторів); витримують великі імпульсні розрядні струми - 20-40 С, мають низький саморозряд (1 % / міс. проти 20 % / міс. у нікелькадмієвих). Серйозною перевагою літієвих акумуляторів є відсутність «ефекту пам'яті», а також високе значення електрорушійної сили (ЕРС) одиничного осередку (3,6 В проти 1,2 В у нікель-кадмієвих).

Однак є й деякі технічні проблеми, якими супроводжується експлуатація літієвих акумуляторів. Насамперед це стосується чутливості цих акумуляторів до глибокого розряду та надмірного перезаряду. Неприпустимий також перегрів

---

або механічні пошкодження акумуляторних осередків. Невиконання цих умов іноді призводить до спалаху або вибуху акумуляторів.

У багатьох випадках джерела живлення є не поодинокі акумуляторні осередки, а набори таких осередків - багатосекційні батареї. Особливості електрохімічних процесів, що протікають в акумуляторних осередках, призводять до того, що осередки з часом починають відрізнятися один від одного за енергетичною ємністю та внутрішнім опором, що призводить до розбалансу – нерівномірного розподілу напруги по секціях. Згодом, якщо не вживати спеціальних заходів, це може призвести як мінімум до зниження ефективності використання батареї (невикористання її ємності), а в гіршому випадку до глибокого розряду або перезаряду окремих секцій, їх перегріву та виходу з ладу.

Для дотримання безпечних режимів заряду та розряду акумуляторних батарей (АКБ) необхідно обладнувати їх спеціальними електронними пристроями, що забезпечують контроль та вирівнювання напруги на окремих секціях. Це особливо актуально для високоенергоємних батарей із ємностями осередків понад 5 А·год.

Пристрої контролю та управління процесами заряду-розряду в АКБ побудовані, як правило, на базі мікроконтролерів та спеціалізованих мікросхем. Ці пристрої можуть бути вбудовані в саму АКБ, або зовнішні сервісні блоки, наприклад, в зарядні пристрої.

Типовий алгоритм заряду осередку літій-іонного акумулятора розбитий на 3 фази. Перша фаза, так званий попередній заряд, включається не завжди, а лише в тих випадках, коли акумулятор сильно розряджений. Якщо напруга осередку нижче 2,8, то її не можна відразу заряджати номінальним струмом заряду  $I_{z,ном}$ . це вкрай негативно позначиться на терміні служби акумулятора. Тому комірку заряджають спочатку малим струмом приблизно до 3,0 В, і лише потім – номінальним струмом. У другій фазі зарядний пристрій працює як джерело постійного струму. При цьому напруга акумулятора поступово зростає до 4,2 В. Акумулятор на такий момент заряджений приблизно на 70% своєї ємності. Щоб зарядити комірку до значень ємності, близьких до 100%, необхідно перейти до третьої фази: тут зарядний пристрій працює як джерело постійної напруги. На цьому етапі до комірки прикладено постійну напругу 4,2, а зарядний струм зменшується від максимуму до деякого заздалегідь заданого мінімального значення. У той момент, коли значення струму зменшується до цієї межі, заряджання акумулятора вважається закінченим і процес завершується.

Розглянутий алгоритм заряду реалізований у багатьох мікросхемах, призначених для зарядних пристроїв односекційних літійєвих батарей. Наприклад контролер заряду STC4054 компанії ST Microelectronics.

Пристрої, подібні до описаного, призначені, в основному, для побудови окремих зарядних пристроїв для АКБ, які на час зарядки відключені від навантаження. Якщо ж це не так, то частина зарядного струму витікатиме в навантаження, що в першій фазі зарядки (якщо акумулятор сильно розряджений) може уповільнити процес заряджання або зовсім зробити його

---

неможливим. Для уникнення таких проблем необхідно передбачати у схемах заряджання ключові елементи, які поділяють шляхи протікання струмів заряджання та навантаження. Така технологія використовується при побудові мікросхем контролерів багатьма фірмами.

Деякі інші призначення мають так звані захисні контролери (PCM Protection Circuit Module або PCB-Protection Circuit Board), мініатюрні плати яких вбудовують безпосередньо в корпус акумулятора. Вони також засновані на спеціалізованих мікросхемах. Як приклад мікросхема DW01-P виробництва фірми Fortune Semiconductor (Тайвань).

Мікросхема за допомогою двох зовнішніх MOSFET-транзисторів здійснює контроль та управління в ситуаціях перерозряду (OD-Overdischarge) та перезаряду (OC-Overcharge). Якщо напруга на комірці впаде нижче 2,5 В, то контролер закриває транзистор FET1 (але заряд при цьому можливий через вбудований діод), а якщо воно буде вище 4,2 В, то закриється транзистор FET2 (але розряд при цьому можливий через вбудований діод цього транзистора). Крім того, контролер закриває FET1 при надмірному струмі розряду. Величина струму розряду, а також наявність зарядного пристрою визначається падінням напруги на опорному резисторі. Таким чином запобігають аварійним режимам роботи.

Мікросхеми PCM, подібні до описаної, зараз масово випускають велика кількість фірм. Причому серед них є контролери, призначені для захисту осередків багатосекційних батарей.

Виробники літєвих АКБ зазвичай комплектують батареї з близькими спеціально підібраними за параметрами осередків. Однак невеликі відмінності в параметрах окремих осередків залишаються, згодом вони збільшуються.

У багатьох захисних та зарядних контролерах повний заряд АКБ визначається за сумарною напругою всієї батареї послідовно включених осередків. Тому напруга заряду окремих осередків може змінюватися в широких межах, проте вона не може перевищувати порогового значення напруги, при якому включається захист від перезаряду (зазвичай 4,25 В). Однак у якійсь слабкій ланці-осередку з малою ємністю чи великим внутрішнім опором – напруга може бути вищою, ніж інших повністю заряджених осередків.

Висока напруга такого осередку після завершення заряду говорить про її прискорену деградацію. При розряді на навантаження такий осередок швидше за інших втрачатиме напругу. Таким чином, при заряді на слабкому осередку може спрацювати захист від перенапруги, тоді як решта осередків батареї ще не буде заряджена повністю. Це призведе до недовикористання ресурсів АКБ. Тобто дисбаланс осередків зменшує час роботи пристроїв без підзарядки та термін служби батареї.

Існують два методи балансування батарей – пасивний та активний. Пасивний метод здійснюється за рахунок підключення в потрібні моменти часу розрядних резисторів, що шунтують осередки, а активний за рахунок перетікання енергії між осередками через реактивні елементи. Відомі та інші технічні рішення.

Висновки

---

• Управління процесами заряду-розряду літієвих АКБ – досить складне та відповідальне завдання.

• На сьогодні вирішення зазначеного непростого технічного завдання багато в чому полегшується завдяки наявності на ринку великої кількості різноманітних пристроїв контролю та управління процесами заряду-розряду в АКБ побудованих, як правило, на базі мікроконтролерів та спеціалізованих модулів чи мікросхем.

#### *Література:*

1. Fedorets S.G., Fedorov S.I., Bozhok I.M., Mazan N.M. *Розвиток Electric Power Supply Sources для Electric Cars "Granite of science"/ Scientific and popular journal (від 03.04.2023.)*

2. Рогоза М.А., Бородай В.А., Нестерова Є.Ю., Кошеленко Є.В., Федоров С.І. *Швидкісне обслуговування тягових акумуляторів сучасних транспортних засобів. Проблеми використання інформаційних технологій в освіті, науці та промисловості: XVII міжнар.конф. (24 листопада 2022 р., Дніпро): зб. наук. пр/ред.кол.: А.А.Азюковський та ін.: М-во освіти та науки України, Нац. Техн. Ун-т «Дніпровська півтехніка». Дніпро: НТУ «ДП», 2022, № 7.С.57-58.*

3. Сліпченко М.І., Письменецький В.А., Гуртовий М.Ю. *Дослідження режимів роботи АКБ та суперконденсатора у системі енергозабезпечення електромобіля. Східно-Європейський журнал передових технологій. 2012, 4/8 (5), с. 31-35.*

*Дрючко Олександр Григорович, канд. хім. наук, доцент;  
Бунякіна Наталія Володимирівна., канд. хім. наук, доцент;  
Соловійов Веніамін Васильович, докт. хім. наук, професор*

*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка  
e-mail: dog.chemistry@gmail.com*

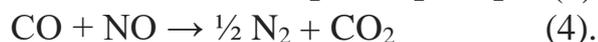
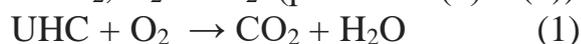
### **ТРИКОМПОНЕНТНІ АВТОМОБІЛЬНІ КОНВЕРТОРИ НА ОСНОВІ ПЕРОВСКІТІВ РІДКІСНОЗЕМЕЛЬНИХ І ПЕРЕХІДНИХ ЕЛЕМЕНТІВ**

Нині розробка і вдосконалення автомобільних трикомпонентних каталізаторів, як і раніше, залишається важливою тематикою сучасних досліджень [1] через жорсткість норм викидів та збільшення ціни і дефіциту дорогоцінних металів. Встановлено, що серед інших класів каталітичних матеріалів, перовскітні оксиди є цінними альтернативами традиційно використовуваним композиціям на основі платини, паладію, родію. Вони демонструють свою придатність для широкого спектра автомобільних застосувань. Інтерес до цих каталізаторів за останні десять років активізувався за рахунок відкриття можливості їх регенерації і самовідновлення властивостей (яка, в принципі, добре застосовна і до інших каталітичних процесів на їх основі), а також можливості зменшення кількості використання критичних елементів без серйозного зниження каталітичних характеристик.

Незгорілі вуглеводні (УНС), монооксид вуглецю (СО) і оксиди азоту

---

(NO<sub>x</sub>) є основними шкідливими газами, присутніми у вихлопі двигунів внутрішнього згорання. Щоб відповідати суворим рівням норм викидів (вводяться законодавчо), ці сполуки мають бути усунені (конвертовані) до того, як вони будуть випущені в навколишнє середовище. Для цієї мети транспортні засоби оснащені трьома каталітичними перетворювачами, по одному на кожну речовину, кількість якої необхідно знизити – конструктивно, трикомпонентним (триходовим) каталітичним перетворювачем. Це досконалий пристрій з багатьма функціями і можливістю управління у вихлопній системі автомобіля призначений для зниження токсичних викидів в атмосферу шляхом відновлення оксидів азоту і допалення чадного газу і недогорілих вуглеводнів. Він складається з суміші каталітично активних компонентів, нанесених на монолітний стільниковий субстрат, який дозволяє одночасне перетворення UHC, CO і NO<sub>x</sub> у безпечні CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O і N<sub>2</sub> (рівняння (1) – (4)):



РЗЕ-вмісні оксиди перовскітного типу, виявляючи високу активність і стабільність, відповідають комплексу вимог для практичної функціональної, технічної і конструкторської реалізації у таких конверторах.

Для отримання активних фаз перовскітного типу провідні фірми-виробники використовують занурення (просочування) структурованих носіїв стільникового чи кулько-подібного типу у водний розчин попередників – солей нітратів заданого складу (можливе нанесення способом розпилення чи іншим) за відсутності будь-яких добавок або в присутності хелатуючих агентів (наприклад, лимонної кислоти (метод Пекіні)), що дозволяють отримувати об'ємно-асоційовані (полімеризовані) висококонцентровані гомогенні розчини нітратних прекурсорів. Послідує двох стадійне термооброблення – сушка у звичайній печі (80 – 200 °C) або в мікрохвильовій печі (забезпечує однорідну сушку, запобігаючи перерозподіл активної компоненти і, отже, забезпечуючи її гарний розподіл на носії) та подальше прожарювання при 700 – 1100 °C – перетворює попередники в заданий оксид перовскітного типу. Зазвичай отримують фазово-чисті матеріали. Їх активний фазовий шар товщиною 2 – 160 мкм, що покриває стінки структурованого носія, демонструє високу продуктивність через добру доступність до його активних ділянок.

Гарною альтернативою раніше описаним процедурам є синтез методом спалювання розчину. Він дозволяє отримувати пористий добре зафіксований перовскітний шар з меншим числом технологічних ступеней. Після занурення у водний розчин, що містить попередники – нітрати відповідних елементів (окисники), сечовину, гліцин (паливо) і нітрат амонію (прискорювач горіння), структурований носій піддають нагріванню до самозаймання системи (200 – 300 °C). Протягом декількох хвилин теплота, що виділяється при спалюванні палива (гліцину), дозволяє перетворювати попередники нітратів у фазу чистого оксиду перовскітного типу. Виділення великих кількостей газоподібних продуктів за дуже короткий проміжок часу під час згорання дає товсте, дуже

---

пористе і губчасте покриття товщиною 40 – 100 мкм з високою питомою поверхнею ( $4 - 30 \text{ м}^2 \cdot \text{г}^{-1}$ ). Така структура мінімізує падіння тиску газового потоку і покращує масоперенос. Покриття, отримані за такою процедурою, демонструють відмінну адгезію. Їх термічне старіння при температурах до  $850 \text{ }^\circ\text{C}$  в присутності  $\text{SO}_2$  або води не створює значної дезактивації, і ніяких хімічних взаємодій між активною фазою і структурованим носієм не виявлено.

У ході дослідження:

- вивчено існуючі технології формування перовскітоподібних фаз для розв'язання новітніх прикладних завдань по створенню структурованих каталізаторів обробки вихлопних газів двигунів внутрішнього згоряння з використанням нітратних прекурсорів перехідних, рідкісноземельних, лужних, лужноземельних елементів; з'ясовано умови їх проведення та особливості;
- сформульовані функціональні, технічні, технологічні, експлуатаційні вимоги до вибору таких матеріалів, їх стійкості, стабільності, відтворюваності;
- вивчено можливі способи формування монофазних перовскітоподібних оксидних функціональних матеріалів; переваги і недоліки кожного із них;
- досліджуються способи керування технічними параметрами таких матеріалів шляхом вибору складу, умов синтезу і послідуєчого оброблення [2, 3];
- з'ясовано можливості застосування перовскітоподібних РЗЕ-вмісних оксидних фаз як альтернатив до конкретних сфер їх використання в автомобілебудуванні;
- вивчено позитивний досвід практичного використання перовскітоподібних РЗЕ-вмісних оксидних фаз у каталітичних конверторах відпрацьованих газів у сучасних вихлопних системах автомобілів;
- з'ясовуються можливості використання набутих знань для керування вказаними процесами й одержання матеріалів із заданим набором структурно-чутливих характеристик.

#### *Література*

1. *Structured catalysts based on perovskite and their use as three-way catalytic converters-Overview* / Sylvain Kiv, Santosh Kumar Matam, David Ferry and Anke Weidenkaff // *Catalysts* 2014, 4 (3), P. 226-255.
  2. *Структурированные катализаторы на основе перовскита и их использование в качестве трехсторонних каталитических нейтрализаторов-Обзор* / Сильвен Кив, Сантош Кумар Матам, Дэвид Ферри и Анке Вайденакфф // *Катализаторы* 2014, 4 (3), с. 226-255.
  3. *Особливості перетворень у РЗЕ-вмісних системах нітратних прекурсорів у підготовчих процесах формування перовскітоподібних оксидних матеріалів.* / О.Г. Дрючко, Д.О. Стороженко, Н.В. Бунякіна та ін. // *Вісник НТУ «ХПІ»*. – 2016. – № 22 (1194). – С. 63–71.
  4. *Storozhenko D.O., Dryuchko O.G., Bunyakina N.V., Ivanitckaia I.O. Phase Formation in REE-Containing Water-Salt Systems at the Preparatory Stages of the Multicomponent Oxide Functional Materials Formation. Innovations in Corrosion and Materials Science. 2015, vol. 5, no. 2, pp. 80–84.*
-

**УДК 62-1/-9**

*Васильєв Євген Анатолійович, к.т.н., доц.,  
доцент кафедри и галузевого машинобудування та мехатроніки,  
Тараненко Дмитро Валерійович, аспірант  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

**ПЕРСПЕКТИВНА КОНСТРУКЦІЯ МОБІЛЬНОГО ГРАВІТАЦІЙНОГО  
БЕТОНОЗМІШУВАЧА ПРИМУСОВОЇ ДІЇ**

Розширення будівельної галузі не лише викликає збільшений попит на бетонні конструкції, але й ставить задачі балансу між ефективністю та вартістю конструкції [1]. Отже пошук більш ефективних та економічно зручних технологій виробництва бетонних елементів є актуальним. Технологічні інновації, такі як розвиток нових конструкцій або вдосконалення їх процесів виробництва, можуть задовольнити ці виклики, забезпечуючи якісними інструментами за прийнятніші витрати [2].

Одним із таких інструментів в нашому сьогоденні може стати мобільний гравітаційний [4] бетонозмішувач примусової [3] дії. Зазначена конструкція малогабаритного гравітаційно-примусового бетонозмішувача виявляється перспективною та інноваційною у сфері будівельних технологій. Її унікальність полягає в тому, що вона успішно поєднує переваги як гравітаційних, так і примусових бетонозмішувачів, а також ефективно вирішує проблеми, що виникають при їхньому застосуванні на будівельних майданчиках.

Робота змішувача відбувається наступним чином (рис. 1). У барабані 2 знаходиться суміш, яка попередньо завантажена і підлягає перемішуванню. Залежно від технологічних потреб (рецептури суміші) встановлюється кількість і місце розташування змінних лопатей 7 (змішування може відбуватися взагалі без лопатей у гравітаційному режимі). Зміною положення рухомої рами 1 встановлюється потрібний кут нахилу барабана. Він повинен бути таким, щоб суміш всередині бака накривала лопаті барабана для можливості обертання суміші разом із барабаном. Нерухомі лопаті барабану 8 унеможливають проковзування суміші вздовж внутрішніх стінок барабана. Суміш рухається разом із барабаном, причому лопаті траверси 6 нерухомі і починають примусово перемішувати суміш. Одночасно, крім примусового перемішування, завдяки лопатям траверси продовжується процес гравітаційного перемішування суміші за допомогою лопатей барабана. Таким чином, з'являється можливість забезпечити високу ефективність перемішування за скорочений проміжок часу.

Розглянувши переваги запропонованої конструкції мобільного гравітаційного бетонозмішувача примусової дії, з'ясуємо, що конструкція при невеликій металоемності має високу надійність: барабан обертається на жорстко встановленій осі і опирається на дві вальниці, які максимально рознесені одна від одної, що забезпечує вкрай стабільні умови роботи конічної передачі, особливо при повному навантаженні.

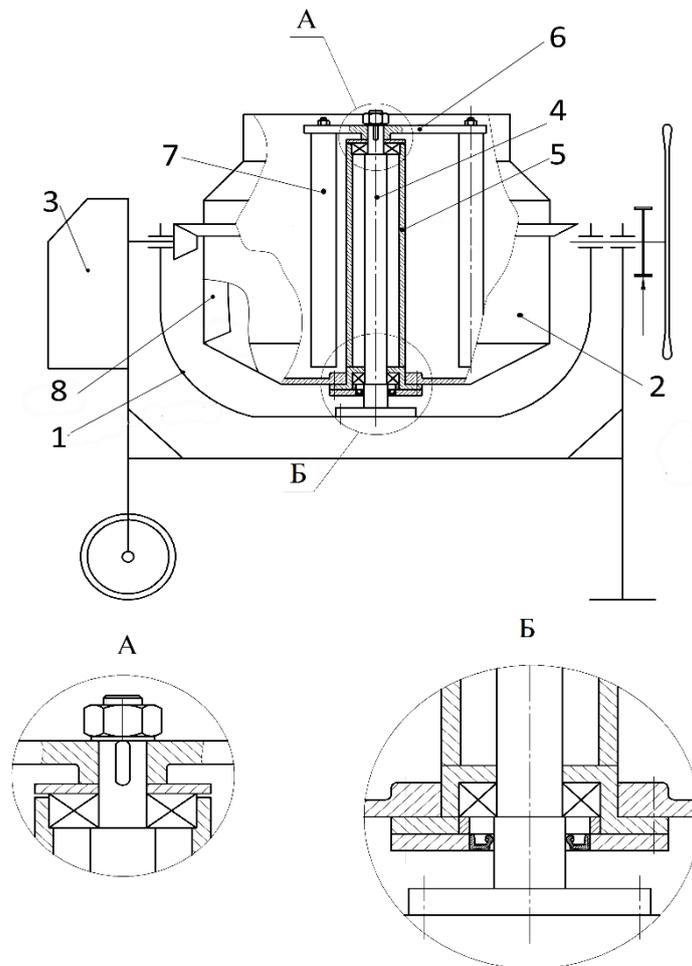


Рисунок 1 – Мобільний гравітаційний бетонозмішувач примусової дії: 1 – рухома рама; 2 – барабан; 3 – електродвигун; 4 – центральна вісь; 5 – центральна пустотіла труба; 6 – траверса; 7 – змінні лопаті; 8 – незмінні лопаті барабану

#### Література

1. Newaz, M. T., Ershadi, M., Jefferies, M., Pillay, M., & Davis, P. A systematic review of contemporary safety management research: A multi-level approach to identifying trending domains in the construction industry. *Construction management and economics*. 2023. Vol 41. №2. P. 97-115.
2. Desai, A., Bhutani, H., Chavan, A., Chitnis, A., & Chowdhary, D. Design and Analysis of a Portable Concrete Mixer. *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol 8. № 7. P. 4371-4376.
3. Бетонозмішувач примусовий, Розчинозмішувач, Бетонозмішувач на 100 л. Краснопільський завод бетонозмішуючого обладнання : веб-сайт. URL: <https://4build-krasnopilly.com.ua> (дата звернення: 25.01.2024).
4. Бетонозмішувач гравітаційний, Бетонозмішувач на 180 л. Машини та обладнання для будівельних робіт: веб-сайт. URL: <https://prom.ua> (дата звернення: 25.01.2024).

*Дураченко Георгій Федорович, старший викладач,  
кафедри и галузевого машинобудування та мехатроніки,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗБІЛЬШЕННЯ ДІАПАЗОНУ ХОДУ ІСНУЮЧИХ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ**

Розвиток автомобілебудування з двигунами внутрішнього згорання у світовій практиці свідчить про значне зростання використання витрат вуглеводородного палива і як наслідок виснаження обмежених нафтових ресурсів і природного газу та значного негативного впливу на довкілля особливо у великих містах.

Основною альтернативою усунення таких негативних наслідків є використання електроавтомобілів. Головною складовою розробки електромобіля є правильний вибір та розрахунок усіх компонентів силової енергетичної установки з метою збільшення ходу електромобілей.

Недоліком існуючих електромобілей порівняльно з автомобілями з ДВЗ є: - обмежений діапазон ходу, вони можуть проїхати меншу відстань між зарядкою силової акумуляторної батареї. (наприклад запас ходу на одній зарядці деяких сучасних електромобілей становить Kia EV6 -370 км., Hyundai Ioniq 5 – 354 км. (1), Chevrolet Bolt EUV -397км., BMW i3 M50 - 394км., Volkswagen ID.4 - 482км.). Ці обмеження не дозволяють використовувати такі автомобілі на великі відстані; - час зарядки займає більше часу порівняно з заправкою автомобіля паливом; - значні незручності при повністю розрядженій акумуляторній батареї, якщо відстань до зарядної станції становить 20-50 і більше км.; -негативна інфраструктура зарядних станцій (відстані між зарядними станціями значно більші ніж існуючі АЗС).

Може трапитися таке питання , що робити якщо акумуляторна батарея на Вашому електромобілі повністю розрядилася, а зарядна станція розташована за 20-50 км.

Найбільшим оригінальним технічним рішенням для усунення цієї проблеми є встановлення на електромобіль додаткового джерела електричного струму – теплового (розігрівного) хімічного джерела струму (РДС).

Хімічні джерела струму грають важливу роль в різних галузях техніки: системах зв'язку та сигналізації, системах аварійного та автономного електропостачання, різних системах озброєння.

Особливе значення мають резервні джерела струму (РДС), що активуються теплом спеціальної піротехніки. Вони мають високу питому ємність та великий термін збереження без самозарядки (до 25 років). Для отримання високих негативних потенціалів аноду в них використовується літійвмісний матеріал, а в якості електроліту – розплави суміші солей літія. Особливості конструкцій таких РДС визначаються умовами їх експлуатації, пред'явленими вимогами та технологічними рішеннями.

В якості електричної схеми автомобіля пропонується використати функціональну схему електроприводу з суперконденсаторною батареєю, що

наведена в статті Ломака Р. О. «Рекуперативні режими мехатронного модуля електромобіля з суперконденсаторною батареєю» (2).

Теплові (розігрівні) джерела струму виконуються в окремому блоці (модулі) та встановлюються на автомобіль в легко доступному місці, що дає змогу водію без спеціальних інструментів провести заміну використаного РДС на запасний і можуть бути використані водієм в окремій аварійній ситуації (при повністю розрядженій акумуляторній батареї, щоб доїхати своїм ходом до зарядної станції чи станції технічного обслуговування). Використання РДС дає можливість значно збільшити діапазон ходу автомобіля.

Функціональна схема на рисунку 1.

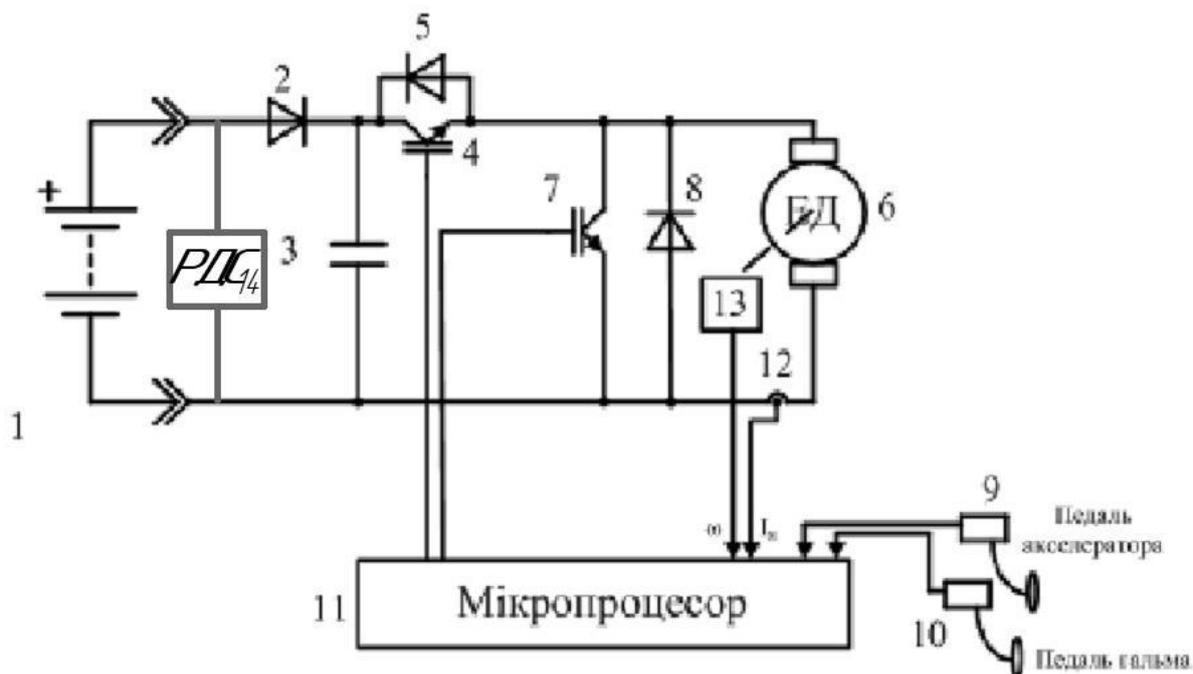


Рисунок 1 – Функціональна схема електроприводу

- |   |                              |
|---|------------------------------|
| 1 - акумуляторна батарея;               | 8 - шунтуючий діод;          |
| 2 - блокуючий діод;                     | 9 - педаль акселератора;     |
| 3 - батарея суперконденсаторів;         | 10 - педаль гальма;          |
| 4 - напівпровідниковий ключ;            | 11 - керуючий мікропроцесор; |
| 5 - зворотний діод;                     | 12 - датчик струму;          |
| 6 - електродвигун постійного струму;    | 13 - датчик швидкості;       |
| 7 - гальмівний напівпровідниковий ключ; | 14- РДС.                     |

Введення в дії РДС здійснюється мікропроцесором при повністю розрядженій основній акумуляторній батареї. З метою не санкціонованого введення в дії РДС в електричну схему встановлюється механічне блокування (встановлення на панелі приладів механічного вимикача). Таким чином мікропроцесор зможе видати команду на запуск РДС тільки при відключенні водієм системи блокування.

Працює така електросхема наступним чином. При розрядженій до мінімального значення акумуляторної батареї мікропроцесор видає команду на

запуск РДС (за умови вимкнення блокувального пристрою). Після запуску РДС мікропроцесор подає струм на електродвигун постійного струму автомобіля та одночасно на зарядку акумуляторної та суперконденсаторної батареї. Дальше електросхема автомобіля працює в звичайному штатному режимі.

### *Література*

1. <https://internetua.com/10-avtovirobnikiv-sxo-vipuskauat-naikrasxi-elektromobili>
2. <https://prisma-electric.com/ua/articles/rekuperativni-rezhimi-mexatronnogo-modulya-elektromobilya-z-superkondensatornoyu-batareyeyu>
3. Закон України від 23.02.2006 № 3503-IV Про хімічні джерела струму
4. Лебідь В. І. Фізична хімія : підручник. Харків : Фоліо, 2005. 478 с.

### **UDC 624.1**

*Васильєв Олексій Сергійович , к.т.н., доцент,  
Яковенко Андрій Михайлович, аспірант,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ЗМІННІ РОБОЧІ ОРГАНИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ РІЗНИХ ПОВЕРХОНЬ**

Вібраційна плита є невід'ємною частиною будівельної техніки, яка використовується для ущільнення різних матеріалів у будівництві. Це механізоване обладнання незамінне при обробці піску, гравію, бітуму та інших сумішей, які використовуються в дорожньому покритті, засипці траншей, ландшафтному дизайні, виробництві тротуарної плитки, бруківки та інших сферах, де ущільнення має важливе значення [1].

При виборі вібраційної плити для конкретного завдання важливо враховувати тип матеріалу, який потребує ущільнення, та характеристики робочого майданчика, щоб забезпечити оптимальну продуктивність та якість виконаних робіт [2,3].

Для виконання робіт з ущільнення ґрунту на основі результатів теоретичних досліджень та конструкторських розробок нами була розроблена вібраційна машина зі змінними робочими органами, як показана на рисунку 1.



Рисунок 1 – Вібраційна плита (натурний зразок)

Підсумовуючи процес ущільнення, можна сказати, що його основна мета полягає в тому, щоб прикласти певне навантаження до поверхні структурного шару будівельного майданчика, яке зменшує пористість, зближуючи мінеральні частинки і приводячи їх у більш ущільнений стан. Ступінь ущільнення оцінюється з урахуванням щільності та пористості структурного шару на місці [4,5].

Під час вивчення вібраційної плити для ущільнення матеріалів у будівельній галузі можна виділити проблему вивчення форми робочого органу та його вплив на різні типи ущільнюючого матеріалу.

Розроблена нами вібраційна плита має змінний робочий орган. На рисунку 3 показані приклади різних змінних робочих органів цієї вібраційної установки.

Для операцій з ущільнення ґрунту розроблено вібраційну машину із змінним робочим органом, що дозволяє вибирати оптимальні режими роботи для різних типів матеріалу та підвищує якість ущільнення. Дослідження спрямовані на вдосконалення вибору конструкції вібраційної плити з урахуванням конкретних властивостей та типів матеріалу.

Подальше розширення наших досліджень спрямоване на глибше розуміння впливу робочого органу вібраційної плити на різні типи матеріалу під час ущільнення. Аналіз та створення різних типів робочих органів для різних поверхонь, адаптованих під кожен конкретний тип матеріалу, може покращити процес ущільнення, забезпечуючи оптимальні умови для різних будівельних матеріалів і враховуючи їх унікальні характеристики.



а)



б)



в)

Рисунок 2 –Робочі органи вібраційної плити

а) гладка поверхня; б) рифлена поверхня з проточками в) плита з вальцями

#### Література

1. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навчальний посібник / І.І. Назаренко. – К: КНУБА, 2007. – 230 с.
2. Ярошевич М.П. Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом / М.П. Ярошевич, Т.С. Ярошевич. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 220 с.
3. Ланець О.С. Високоєфективні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення). Вид-во НУ «Львівська політехніка» Львів. 2008. – 324с.
4. Сукач М.К. Будівельна техніка: навчальний посібник / М.К. Сукач, І.В. Ніколенко, О.Ю. Вольтерс. – Київ Сімферополь: КНУБА – НАПКС, 2010. – 296с.
5. Свідерський А.Т., Дедов О.П. Визначення конструктивних параметрів три масної трамбовки / А.Т. Свідерський, О.П. Дедов – Полтава: Збірник наукових праць, серія —Галузеве машинобудування, будівництво, випуск 23, том 2, 2009 – с. 119- 127.

*Криворот Анатолій Ігорович, к.т.н., доцент,  
Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент,  
Митрофанов Павло Борисович, к.т.н., доцент,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ OPEL VIVARO

Було виконано оригінальне експериментальне дослідження, а саме визначення жорсткості пружних елементів: металевої та пневматичного рукава зачочування який масово використовується при переобладнанні пружинної підвіски Opel Vivaro. Під час проведення експериментальних досліджень використовувалися наступне обладнання: стенд для перевірки жорсткості пружних елементів автомобільної підвіски (рисунок 1); домкрат гідравлічний; манометр гідравлічний; манометр пневматичний.



Рисунок 1 – Стенд для перевірки жорсткості пружних елементів

Що ж таке жорсткості. Жорсткість – це особливість і здатність деталі (з чогось) чинити опір прикладеним зовнішнім силам і, якщо можливо, зберігати при цьому свої геометричні форми. Основною властивістю жорсткості і є коефіцієнт жорсткості. Відповідно до закону Гука [1]:

$$F = k \cdot L, \quad (1)$$

де  $F$  – зусилля, Н;

$k$  – коефіцієнт жорсткості, Н/мм;

$L$  – лінійне видовження, мм.

Щоб знайти коефіцієнт жорсткості, потрібно розділити силу стискування досліджуваних пружних елементів на величину стискування.

$$k = \frac{F}{L}, \quad (2)$$

Зауважимо, що коли пружний елемент деформується, виникає сила, яка намагається повернути її початковий розмір і форму. Ця сила спричинена електромагнітними ефектами зв'язку між атомами та молекулами матеріалу, з якого складається пружний елемент. Ця сила називається силою пружності [2].

Процес дослідження виконувався так, спочатку було виміряно початкові лінійні розміри пружних елементів (для металевого пружного елемента –  $l_0=350$  мм, для пневматичного пружного елемента  $l_0=323$  мм) процес зображено на рисунку 2.



Рисунок 2 – Визначення початкових лінійних розмірів пружних елементів

Під час дослідів проводилося навантаження пружного елемента за допомогою гідравлічного домкрата з вмонтованим манометром (рис. 1). Лінійні розміри стискування знімалися через крок показника манометра у 0,2 МПа починаючи з 0,4 МПа (це початковий показник манометра). Виміри знімалися до тиску у 4 МПа (це максимальне значення показника манометра). Для того щоб перевести тиск у зусилля, яке необхідне для визначення коефіцієнта жорсткості, необхідно знати діаметр плунжера (в нашому випадку  $d=28$  мм). Виміри для пневматичного пружного елемента проводилися до внутрішнього тиску у 2,5 атм. Всі досліди виконувалися тричі. Для наочності зміни коефіцієнта жорсткості, відтворимо отримані експериментальні дані у графічних виглядах, по осі абсцис відкладаємо значення показника манометра, а по осі ординат сам коефіцієнт жорсткості.

З рисунка 3 видно, що характер зміни коефіцієнта жорсткості металевого пружного елемента має параболічний вигляд, тому для підтвердження якості проведених вимірювань було прийнято рішення провести апроксимацію отриманих даних за квадратичною регресією.

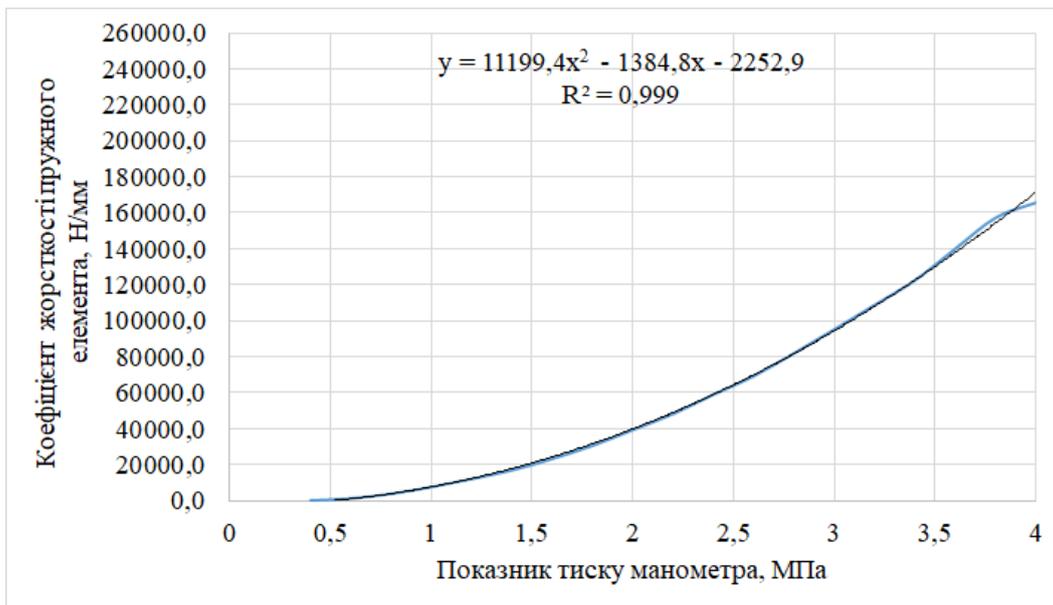


Рисунок 3 – Залежність зміни коефіцієнта жорсткості металевого пружного елемента задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

Для пневматичного пружного елемента, при різних тисках повітря в балоні, наведено лише графічні залежності коефіцієнта жорсткості на рисунках 4 – 8.

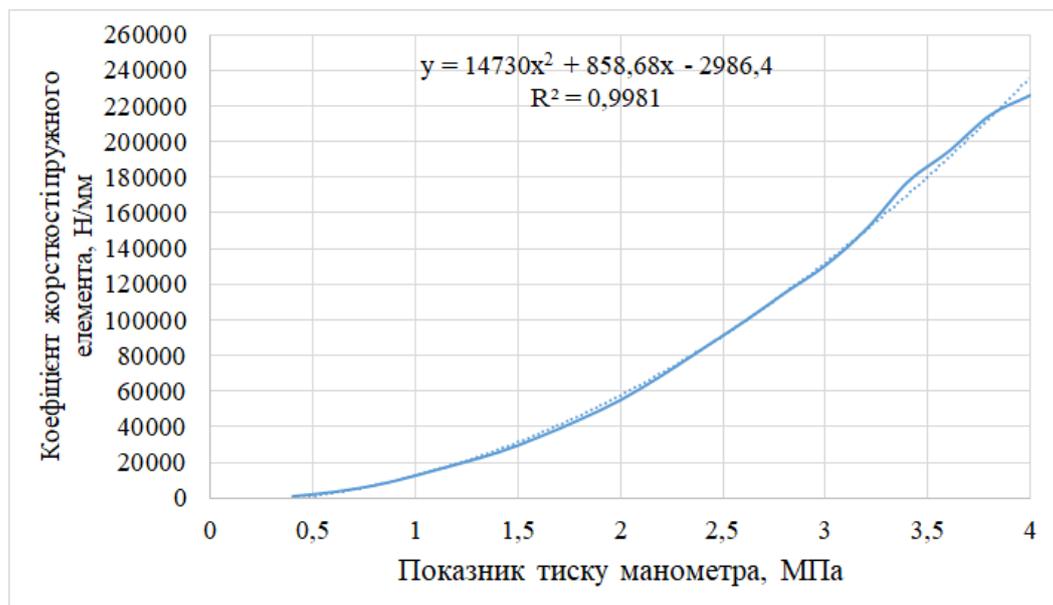


Рисунок 4 – Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елемента ( $P_B=0,5$  атм) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

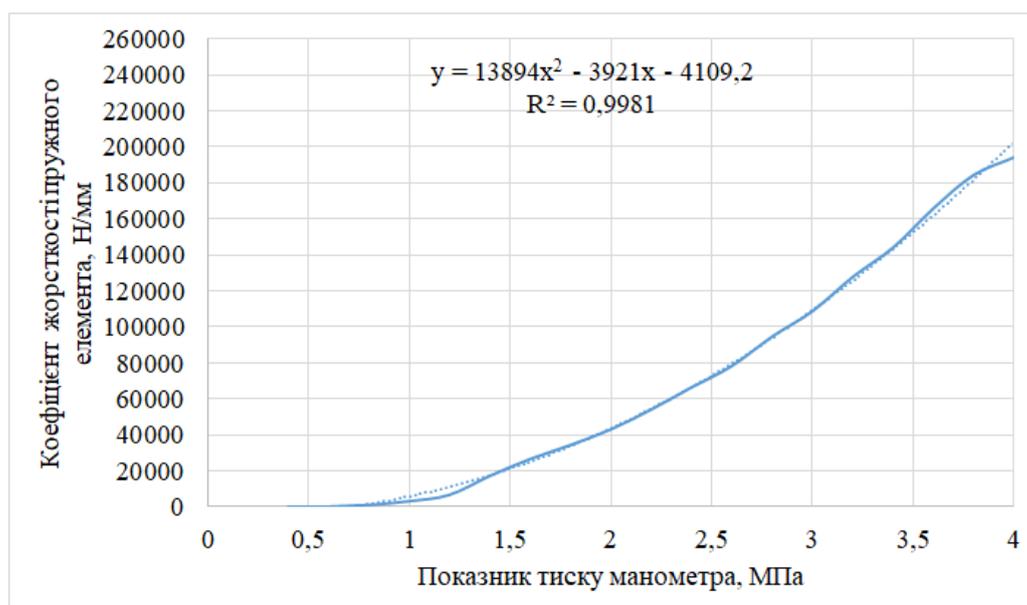


Рисунок 5 – Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елемента ( $P_B=1$  атм) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

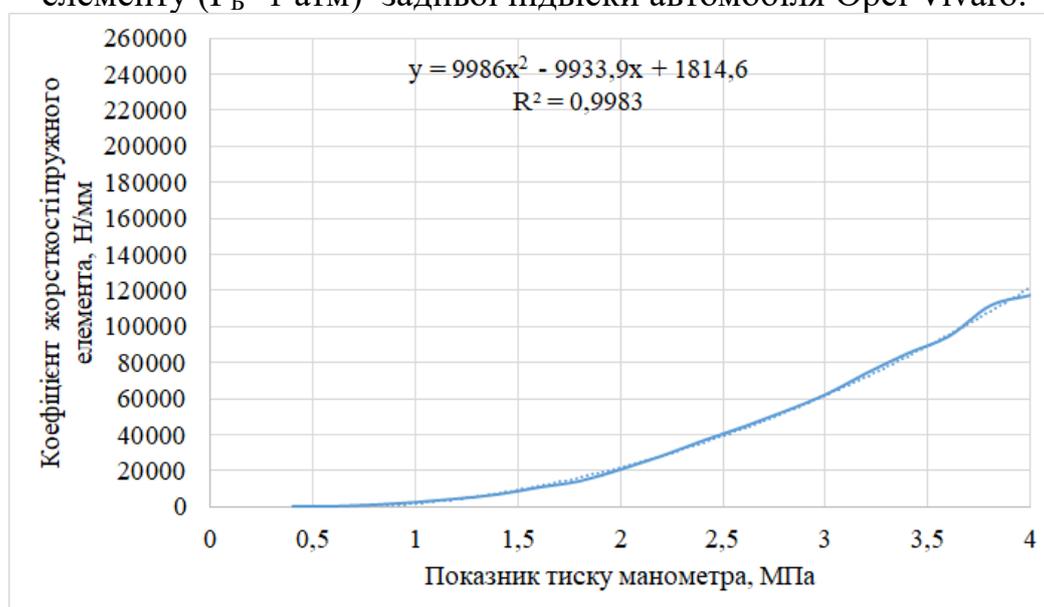


Рисунок 6 – Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елемента ( $P_B=1,5$  атм) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

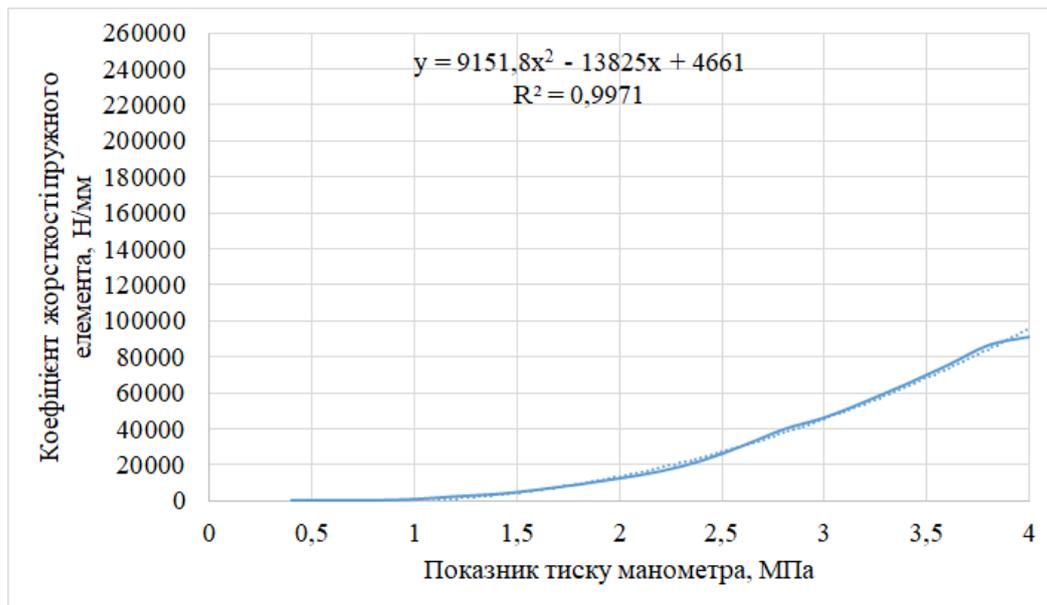


Рисунок 7 – Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елемента ( $P_B=2$  атм) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

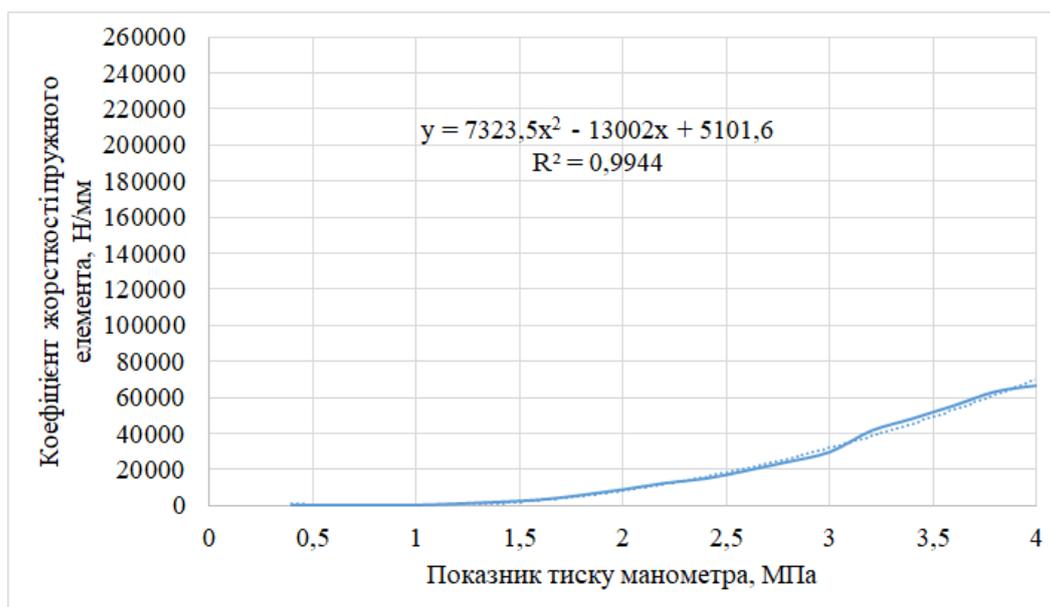


Рисунок 8 – Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елемента ( $P_B=2,5$  атм) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

Аналізуючи рисунки 4 – 8 приходимо до висновку, що експериментальні дослідження виконані з мінімальними похибками, про що свідчить коефіцієнт детермінації. Досліджуваний максимальний коефіцієнт жорсткості пневматичного пружного елемента при відповідних показниках тисків на манометрі домкрату змінюється у довільній формі для всіх тисків у пневмобалоні, без ніякого закону (лінійного, гіперболічного, арифметичної чи геометричної прогресії) і складає, наприклад, для тиску у домкраті 4 МПа:

– при внутрішньому тиску пневматичного пружного елемента у 0,5 атм  $k=226481,9$  Н/мм;

– при внутрішньому тиску пневматичного пружного елемента у 1 атм

$k=194479$  Н/мм;

– при внутрішньому тиску пневматичного пружного елемента у 1,5 атм  
 $k=117343,9$  Н/мм;

– при внутрішньому тиску пневматичного пружного елемента у 2 атм  
 $k=91085,12$  Н/мм;

– при внутрішньому тиску пневматичного пружного елемента у 2,5 атм  
 $k=66467,52$  Н/мм;

На це безсумнівно додатково впливають гістерезисні властивості гуми з якої зроблений пневматичний пружний елемент та термодинамічні процеси стиску і розширення повітря в ньому.

### *Література*

1. *Гука закон // Термінологічний словник-довідник з будівництва та архітектури / Р.А. Шмиг, В.М. Боярчук, І.М. Добрянський, В.М. Барабаш ; за заг. ред. Р.А. Шмига. — Львів, 2010. — С. 74. — ISBN 978-966-7407-83-4.*

2. *Опір матеріалів: Навч. посіб. для студентів ВНЗ. Рекомендовано МОН / Шваб'юк В. І. — К., 2009. — 380 с.*

### **УДК 629.113**

*Сахно Володимир Прохорович, д.т.н., професор  
Національний транспортний університет*

*Криворот Анатолій Ігорович, к.т.н., доцент,*

*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ДО ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ЗАТУХАННЯ КОЛИВАНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ**

На комфорт водіїв і пасажирів можуть впливати різні фактори, такі як нерівність дороги, система підвіски автомобіля, система підвіски сидінь і система підвіски кабіни (для вантажних транспортних засобів (ТЗ)) [1]. З огляду на значний вплив вібрації на здоров'я людини, автомобільна промисловість надає великого значення проектуванню, переобладнання існуючих типів підвісок ТЗ так і виробництву нових, що знижують вібрацію до мінімуму. Деякі дослідники зосереджуються на вдосконаленні основної системи підвіски автомобіля для зменшення вхідної вібрації від дороги через шасі до тіла людини [2–4], тоді як інші прагнуть покращити конструкцію підвіски автомобільних сидінь [5]. Основним засобом ізоляції вібрації в автомобільних транспортних засобах є певна форма пружинного елемента (циліндри та еліпсоїди), причому найпоширенішими типами є металеві пружини, гідравлічні елементи та пневматичні пружні елементи. Пневматичні пружні елементи вважаються найбільш універсальними серед усіх, і очікується, що пневматична підвіска буде найбільш швидкозростаючим ринком порівняно з іншими системами підвіски.

Мета даної роботи полягає в дослідженні та порівнянні робочих процесів затухання коливань пружинної та пневматичної підвіски транспортних засобів

---

категорії N1 на прикладі автомобіля Opel Vivaro.

Коли пружиний елемент деформується, то виникає сила, яка намагається повернути його в початковий розмір і форму. Ця сила спричинена електромагнітними ефектами між атомами та молекулами матеріалу, з якого складається пружиний елемент. Ця сила називається силою пружності. В залежності від величини цієї сили і буде змінюватися вібропоглинання, або швидкість затухання коливань. Для визначення вібропоглинання було проведено експериментальне дослідження, а саме навантаження пружного елемента тягарцями у 16 кг і додаткове скидання тягарця у 4 кг з висоти у 30 см (рис. 1).



*Рисунок 1 – Процес зняття діаграм затухання.*

Детальне вивчення графічних залежностей на рисунках 2 – 3 дає дійсний час затухання. Для металевого пружного елемента час рівний 3,05 с, а для пневматичного пружного елемента при внутрішньому тиску в 1 атм к – 1,1 с. Аналіз даних показує, що процес затухання у пневматичному пружному елементі при всіх тиска відбувається майже втричі швидше.

---

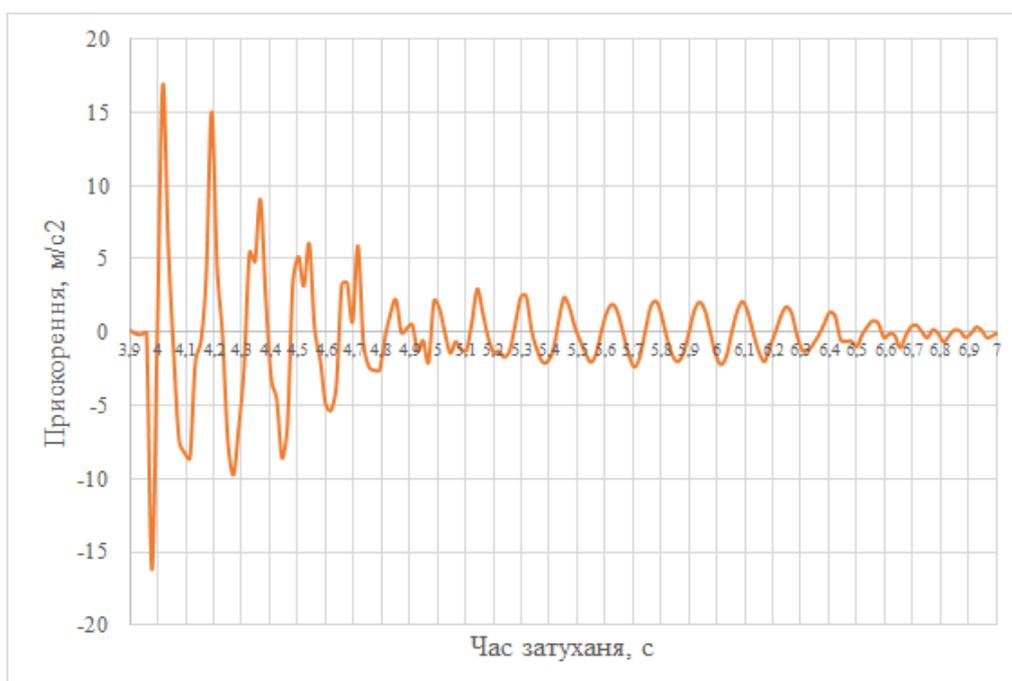


Рисунок 2 – Експериментально визначений процес затухання вертикальних коливань у металевому пружному елементу задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

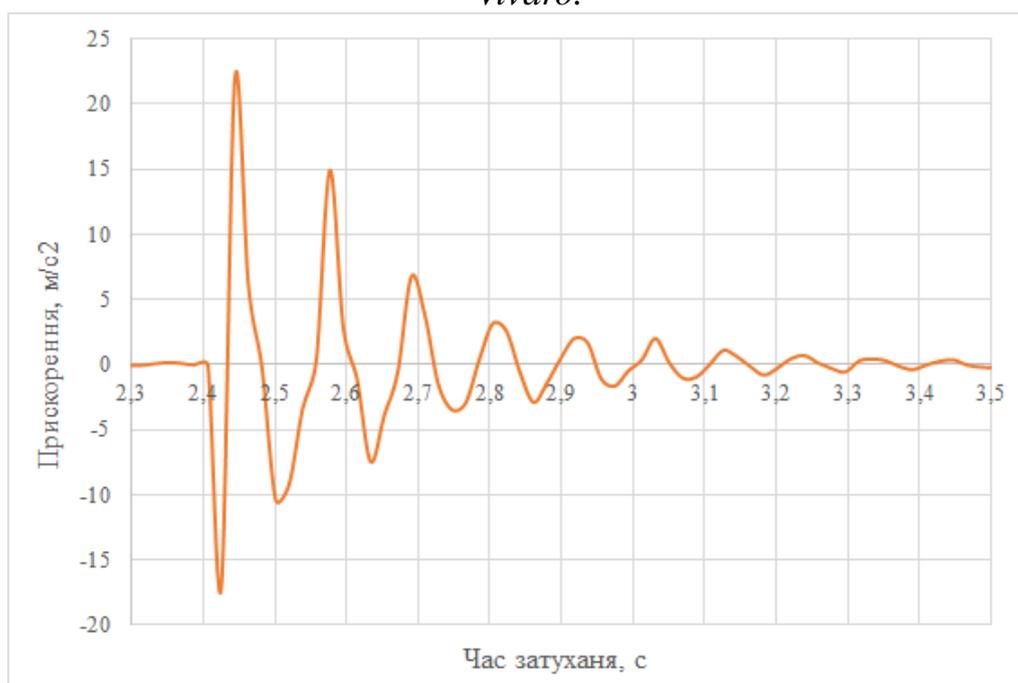


Рисунок 3 – Експериментально визначений процес затухання вертикальних коливань у пневматичного пружного елементу (РБ=1 атм) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

З отриманих експериментальних даних було виведено диференціальні рівняння (1) для металевого пружного елементу і (2) для пневматичного пружного елементу, які описують процес затухання коливань.

$$x(t) = e^{-3,101t} (-16,19 \cdot \cos 43,04 \cdot t - 1,167 \cdot \sin 43,04 \cdot t) \quad (1)$$

$$x(t) = e^{-5,68t} (-17,07 \cdot \cos 65,45 \cdot t - 1,481 \cdot \sin 65,696 \cdot t) \quad (2)$$

---

Графічне відображення рішення рівнянь (1) і (2) представлено на рисунках 3 4 і 5 відповідно.

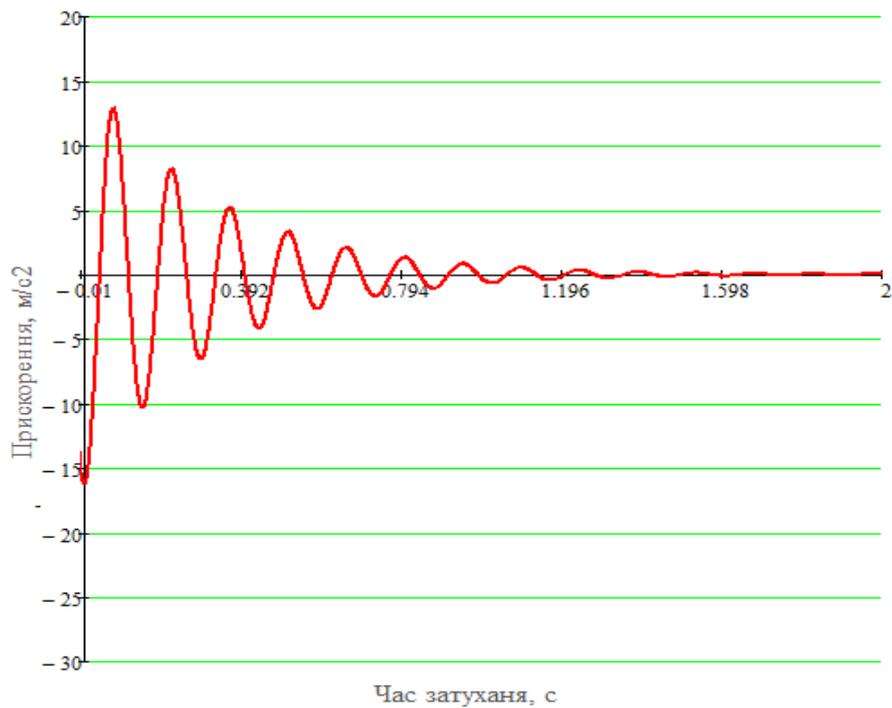


Рисунок 4 – Математично визначений процес згасання вертикальних коливань металевого пружного елемента задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

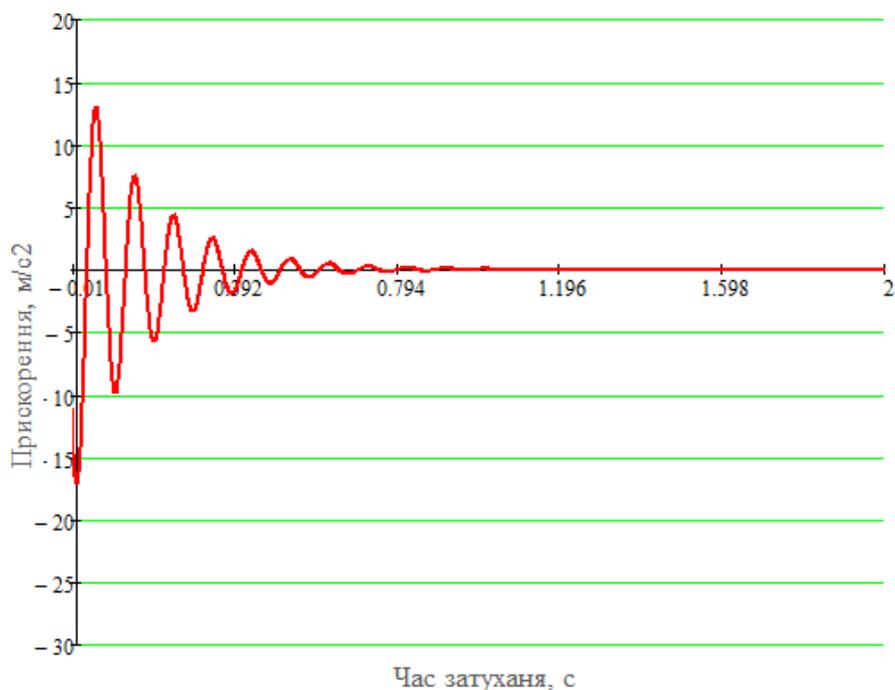


Рисунок 5 – Математично визначений процес згасання вертикальних коливань у пневматичного пружного елемента ( $P_B=1$  атм) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

Отримані результати досліджень доводять ефективність використання

---

пневматичних підвісок для всіх категорій автомобілів. Переобладнання підвісок автомобілів Opel Vivaro на пневматичні пружні елементи відбувається із-за старіння металевих пружних елементів, які під час експлуатації з часом просідають від навантаження і вже не витримують постійний дорожній просвіт. Тим більше, за рахунок використання пневматичного пружного елемента, типу рукав закручування, дозволяє змінювати: кліренс, жорсткість і пружність підвіски лише зміною внутрішнього тиску пневмоелементу, що додатково створює комфортне перебування як водія так і пасажирів з вантажем в даному автомобілі.

Проведені дослідження показали, що процес затухання коливань у пневматичному пружному елементі при всіх тиска відбувається майже втричі швидше ніж у металевому пружному елементі та додатково зменшуються амплітуди коливань.

#### *Література*

1. *INFLUENCE OF THE TECHNICAL CONDITION OF THE RUNNING SYSTEM OF ARTICULATED BUSES ON STABILITY OF THEIR STRAIGHT-LINE MOTION*, Sakhno, V., Polyakov, V., Murovanyi, I., Timkov, O., Mialkovska, L., Popovych, P., Poberezhnyi, L., 2023 , *Communications - Scientific Letters of the University of Žilina* , (1) , B52-B61

2. S. Wen, M. Z. Q. Chen, Z. Zeng, X. Yu, and T. Huang, "Fuzzy control for uncertain vehicle active suspension systems via dynamic sliding-mode approach," *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*, vol. 47, no. 1, pp. 24–32, 2017.

3. Y. Huang, J. Na, X. Wu, X. Liu, and Y. Guo, "Adaptive control of nonlinear uncertain active suspension systems with prescribed performance," *ISA Transactions*, vol. 54, pp. 145–155, 2015.

4. F. Zhao, S. S. Ge, F. Tu, Y. Qin, and M. Dong, "Adaptive neural network control for active suspension system with actuator saturation," *IET Control :eory and Applications*, vol. 10, no. 14, pp. 1696–1705, 2016.

5. D. Ning, H. Du, S. Sun, W. Li, and W. Li, "An energy saving variable damping seat suspension system with regeneration capability," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 65, no. 10, pp. 8080–8091, 2018.

## **ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ НОВИХ МЕХАНІЗМІВ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ СХЕМ**

При визначенні техніко-економічної ефективності застосування нових механізмів і технологічних схем найбільш часто застосовують показник продуктивності, або узагальнені показники до складу яких входить продуктивність.

Наприклад при порівнянні проекрованої машини з існуючими аналогами часто користуються одиничними та узагальненими показниками [1].

Втім при визначенні цих показників не завжди показується як нові технічні рішення дозволяють підвищити технологічну ефективність завдяки скороченню підготовчо-заклучних операцій.

На основі теоретичних досліджень були отримані залежності які дозволяють визначити технологічну ефективність застосування нової техніки.

Передбачувана продуктивність за відсутністю скорочених підготовчо-заклучних технологічних операцій при застосуванні нової техніки вирішується за формулою

$$\Pi_0 = \Pi_{\text{мес}} \cdot K_{\text{Т.Е.}} / (K_{\text{Т.Е.}} - \Pi_{\text{мес}}), \quad (1)$$

де  $K_{\text{Т.Е.}}$  - коефіцієнт технологічної ефективності застосування нової техніки;  $\Pi_{\text{мес}}$  - місячна продуктивність при використанні базової техніки по традиційній технології.

$$K_{\text{Т.Е.}} = (C_{\text{мес}} - C_{\text{рем}}) \cdot q \cdot t_{\text{ЗМ}} / t_{\text{П.З.}} \quad (2)$$

де  $C_{\text{мес}}$  – кількість змін в місяці;  $C_{\text{рем}}$  - кількість ремонтних змін в місяці,  $q$  - об'єм продукції отриманої базовою технікою до моменту підготовчо-заклучних операцій;  $t_{\text{ЗМ}}$  - тривалість зміни;  $t_{\text{П.З.}}$  - тривалість підготовчо-заклучних операцій.

Наведено практичний приклад застосування отриманих залежностей, а саме визначення передбачуваної швидкості проведення тунелю при застосуванні стрічкового конвеєра працюючих при змінній довжині транспортування [2].

Такий конвеєр дозволяє збільшити швидкість проведення тунелю завдяки скороченню монтажно-демонтажних робіт кінцевої станції під час подовження конвеєра.

На рисунку 1 наведено технологічні схеми транспортування породи з забою традиційним способом з застосуванням стрічкових (рис.1а) і скребкових (рис.1в) перевантажувачів і не традиційним з застосуванням конвеєра зі змінною довжиною транспортування (рис. 1 б, г).

---

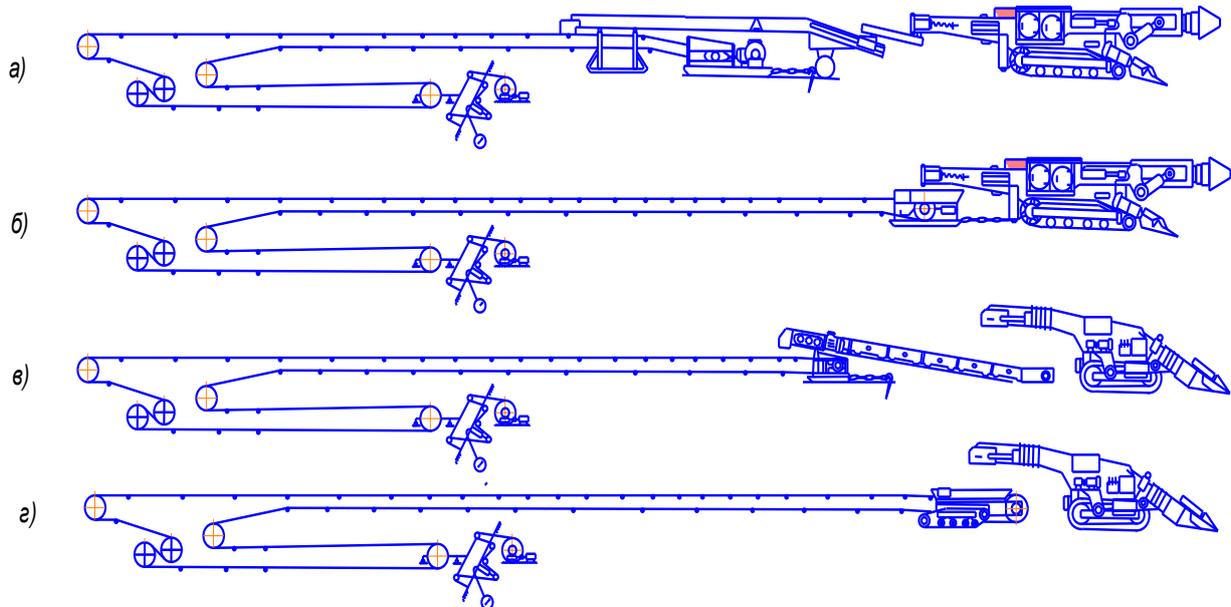


Рисунок 1 – Схеми транспортування породи з забою при проведенню тунелю:  
 а - традиційна схема при комбайновому способі проведенню тунелю;  
 б - не традиційна схема з при комбайновому способі проведення тунелю;  
 в - традиційна схема при буропідривному способі проведення тунелю;  
 г - не традиційна схема при буропідривному способі проведення тунелю.

Передбачувана швидкість (продуктивність) проведення тунелю за відсутністю монтажних-демонтажних робіт (підготовчо-заключних операцій) складе

$$V_0 = V_{мес} \cdot K_{Т.Е.} / (K_{Т.Е.} - V_{мес}), \text{ м/міс} \quad (3)$$

$$K_{Т.Е.} = (C_{мес} - C_{рем}) \cdot l \cdot t_{ЗМ} / t_{мон.}, \text{ м/міс} \quad (4)$$

де  $V_{мес}$  - місячна швидкість проведення тунелю при використанні базової техніки по традиційній технології.

В даному випадку час підготовчо-заключних операцій будуть дорівнювати часу монтажних-демонтажних робіт кінцевої станції під час подовження конвеєра по традиційній схемі  $t_{П.З.} = t_{мон.}$ . Об'єм продукції отриманої базовою технікою до моменту підготовчо-заключних операцій буде дорівнювати кроку перенесення кінцевої станції стрічкового конвеєра по традиційній схемі  $q = l$ , де  $l$  - ефективна довжина стрічкового перевантажувача при використанні стрічкових перевантажувачів, або загальна довжина рештаків скребкового перевантажувача, що нарошуються під час монтажних-демонтажних робіт, м.

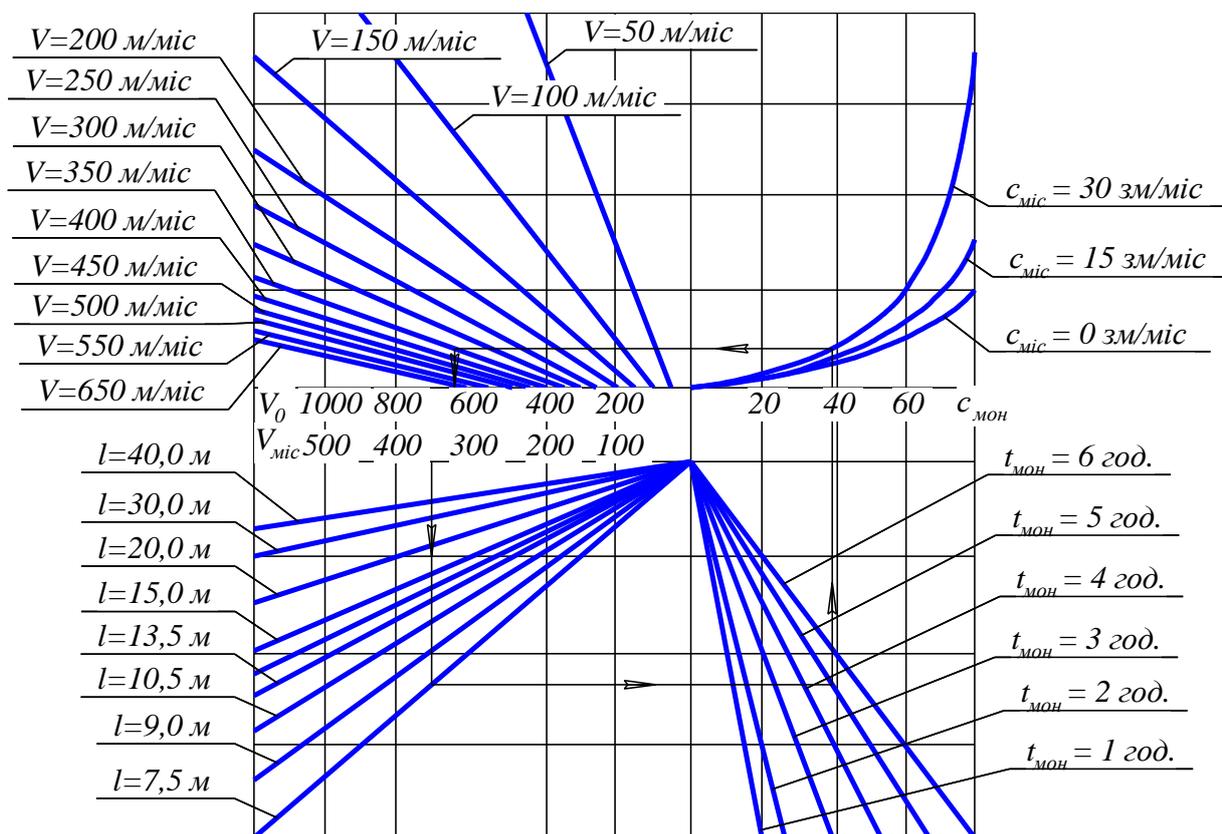


Рисунок 2 – Номограма визначення очікуваної швидкості проведення тунелю

За допомогою отриманих залежностей складена номограма, що дозволяє визначити збільшення швидкості проведення тунелю при використанні стрічкового конвеєра зі змінною довжиною транспортування (рис.2).

Порядок користування номограмою показано стрілками.

Наведено приклад розрахунку можливої швидкості проведення тунелю для не традиційної схеми транспортування породи з забою (рис.1,а). При проведенні тунелю по традиційній схемі швидкість складала 150 м/міс, довжина стрічкового перевантажувача 30 м (рис.1,б).

По результатам розрахунку машинний час комбайна при не традиційній схемі збільшився завдяки відсутності монтажно-демонтажних операціях по подовженню конвеєра при традиційній технології на декілька збережених протягом місяця монтажно-демонтажних змін

$$C_{\text{мон}} = \frac{V_{\text{міс}} \cdot t_{\text{мон}}}{l \cdot t_{\text{зм}}} = \frac{150 \cdot 1,851}{30 \cdot 6} = 1,543 \text{ зм}$$

де  $t_{\text{мон}} = 1,851$  - час на монтажно-демонтажні роботи по кінцевій станції при традиційній технології (розраховувався з урахуванням норм виробітки на одного робітника [3]).

$$K_{\text{Т.Е.}} = \frac{120 \cdot 30 \cdot 6}{1,851} = 11669,36 \text{ м/міс}; \quad V_0 = \frac{150 \cdot 11669,36}{11669,36 - 150} = 152 \text{ м/міс}$$

Результат передбачуваної швидкості проведення тунелю за місяць отриманий за допомогою номограми має той же результат.

### Література

1. Хмара Л.А. *Машини для земляних робіт: Навчальний посібник* / Л.А. Хмара, С.В. Кравець, В.В. Нічке, Л.В. Назаров, М.П. Скоблюк, В.Г. Нікітін - Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. 2010. - 557 с.

2. Гаврюков О.В. *Теорія і практика використання стрічкових конвеєрів, що працюють при довжині, що змінюється: монографія* / А.В. Гаврюков - Макіївка: ДонНАБА, 2007. - 119с.

**УДК 629.113**

*Сахно Володимир Прохорович, д.т.н., професор  
Поляков Віктор Михайлович, к.т.н., професор,  
Паламарчук Олексій Васильович, аспірант  
Національний транспортний університет*

## ДО ВИЗНАЧЕННЯ МАНЕВРНОСТІ ТРИЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ ТИПУ В-TRIPLE

**Вступ.** За останні роки потужним імпульсом для збільшення довжини АТЗ, особливо автопоїздів, послужив розвиток перевезень вантажів у контейнерах, що змусило ці довжини погоджувати з розмірами універсальних контейнерів ISO [1]. Контейнер є найбільш перспективним і поширеним мультимодальним транспортним засобом. Контейнерні вантажопереваження дволанковими, а в останні роки і триланковими автопоїздами є найбільш популярними. Це пов'язано з відомими перевагами триланкових автопоїздів у порівнянні з дволанковими [2]. Серед триланкових автопоїздів перспективними можуть стати 35-метрові автопоїзди з двома причепами або напівпричепами, здатними перевозити три контейнери [3].

Зазначимо, що повні маси, габарити і допустимі навантаження для вантажних транспортних засобів у Європі регламентуються DIRECTIVE 2002/7/EC [4], у якій максимальна повна маса дволанкового автопоїзда з напівпричепом на пневматичній підвісці не може перевищувати 44 т. У разі застосування триланкових автопоїздів загальна маса автопоїзда  $G_{ап}$  збільшується до 60 т, а багатоланкових – до 100 т. Таке збільшення маси багатоланкового автопоїзда потребує застосування багатовісного автомобіля-тягача або гібридного силового приводу автопоїзда.

На сьогодні у конструкціях багатоланкових автопоїздів використовують, як правило, дві основні компоувальні схеми – причіпні (автомобіль +  $n$  причепів) і напівпричіпні (автомобіль-тягач +  $n$  напівпричепів). У зв'язку з цим **метою роботи** є порівняльна оцінка багатоланкових автопоїздів-контейнеровозів різних компоувальних схем за показниками маневреності.

Габаритна смуга криволінійного руху багатоланкового автопоїзда на відміну від смуги прямолінійного руху має складну форму, обмежену проекціями траєкторій на горизонтальну площину зовнішнього, стосовно центра повороту, крила автомобіля-тягача і заднього кінця причепа чи

напівпричепа. Габаритну смугу руху (ГСР) автопоїзда на повороті визначає основна траєкторія автомобіля-тягача і зміщення траєкторії причепа чи напівпричепа від основної траєкторії до центра повороту. ГСР і габаритний коридор (частина простору, займана автопоїздом на повороті) досягають свого максимуму на сталій криволінійній, тобто на круговій траєкторії. Саме на цій траєкторії і слід визначати ГСР багатоланкового автопоїзда. У роботі [5] показано, що показники маневреності автопоїздів (при русі зі швидкостями, що не перевищують 10 м/с) можна визначати на жорстких у бічному напрямку колесах, тобто за кінематичними моделями.

Розглянемо кінематику повороту триланкового автопоїзда типу V-triple, рис.1

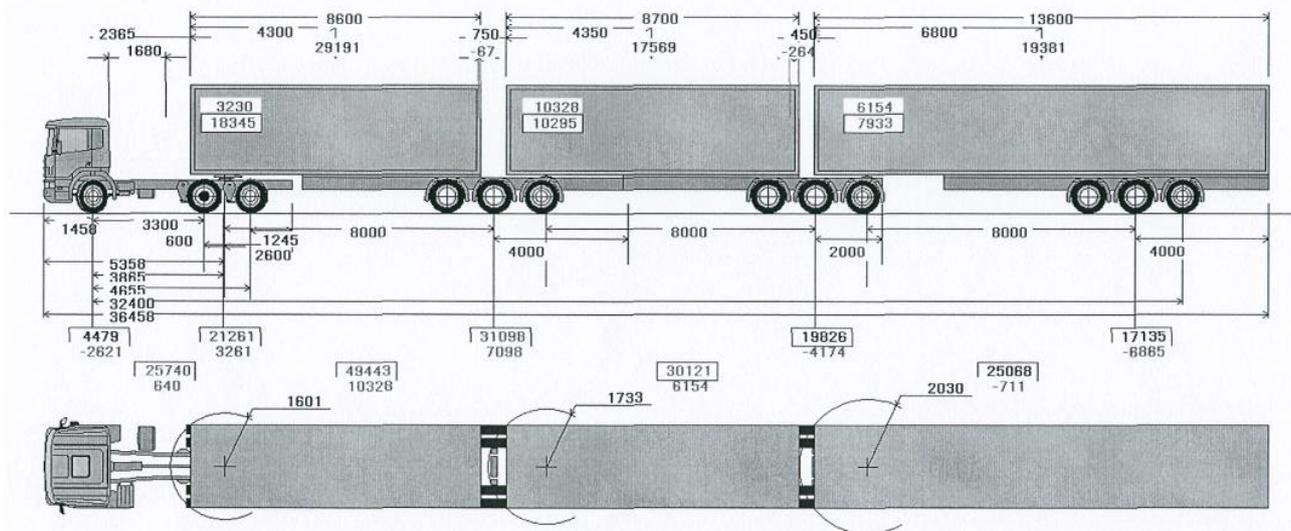


Рисунок 1 - Триланковий автопоїзд типу V-triple

Проведеними раніше дослідженнями доведено, що автопоїзди типу V-triple за некерованих причіпних ланок, а також за керованих причіпних ланок з прямим приводом управління на керовані осі напівпричепів не задовольняють вимогам нормативних документів.

Одним із можливих шляхів поліпшення таких автопоїздів може бути застосування подвійного приводу управління [6] на керовані осі візків напівпричепів, кут повороту яких визначається як

$$\theta = u_2 \varphi_2 - u_1 \varphi_1, \quad (1)$$

де  $u_1, u_2$  – передаточні відношення прямого і зворотного приводу;

$\varphi_1, \varphi_2$  - перший (кут між поздовжньою віссю тягового автомобіля, першої ланки, і поздовжньою віссю напівпричепа, другої ланки) і другий (кут між поздовжньою віссю напівпричепа, другої ланки, і поздовжньою віссю возика напівпричепа) кути складання.

Попередніми дослідженнями [6] доведено, що маневреність триланкового автопоїзда типу V-triple визначається, в основному, зміщеннями траєкторій другого і третього напівпричепів щодо траєкторії тягача з першим напівпричепом. У такому випадку при визначенні кутів складання

триланкового автопоїзда типу В-triple розглянемо послідовно системи, що складаються із автомобіля-тягача і першого напівпричепа, першого напівпричепа з другим напівприцепом, а потім другого і третього напівпричепа.

Кути складання ланок автопоїзда і повороту керованих осей, які визначають собою передаточні відношення подвійного приводу управління доцільно визначати за колового руху автопоїзда. У цьому випадку розрахункові формули для визначення кутів складання і кутів повороту керованих осей напівприцепів визначаються геометричними параметрами ланок і задаючим параметром – кутом повороту відповідної ланки. У табл. 1 наведені залежності для визначення кутів складання і кутів повороту керованих осей напівприцепів як з приводом на передню, так і задню вісь.

Таблиця 1 - Кути складання і повороту керованих осей напівприцепів

Привід на передню вісь возика напівпричепа	Привід на задню вісь возика напівпричепа
$\varphi_1 = \arcsin \frac{L_1^2 + c_0^2 - b^2}{2L_1 \times \sqrt{l^2 \operatorname{ctg}^2 \theta + c_0^2}} - \operatorname{arctg} \frac{c_0}{l \operatorname{ctg} \theta}$	$\varphi_1 = \arcsin \frac{L_1^2 + c_0^2 - b^2}{2L_1 \times \sqrt{l^2 \operatorname{ctg}^2 \theta + c_0^2}} - \operatorname{arctg} \frac{c_0}{l \operatorname{ctg} \theta}$
$\varphi_2 = \arcsin \frac{L_1^2 - c_0^2 + b^2}{2L_1 \times \sqrt{l_1^2 \operatorname{ctg}^2 \theta + b^2}} + \operatorname{arctg} \frac{b}{L_1 \operatorname{ctg} \theta}$	$\varphi_2 = \arcsin \frac{L_1^2 - c_0^2 + a^2}{2L_1 \times \sqrt{l_1^2 \operatorname{ctg}^2 \theta + a^2}} - \operatorname{arctg} \frac{a}{L_1 \operatorname{ctg} \theta}$
$\varphi_3 = \arcsin \frac{L_2^2 + c_1^2 - b_1^2}{2L_2 \times \sqrt{l_2^2 \operatorname{ctg}^2 \theta_1 + c_1^2}} - \operatorname{arctg} \frac{c_1}{L_2 \operatorname{ctg} \theta_1}$	$\varphi_3 = \arcsin \frac{L_2^2 + c_0^2 - a_1^2}{2L_1 \times \sqrt{l_1^2 \operatorname{ctg}^2 \theta_1 + c_1^2}} - \operatorname{arctg} \frac{c_1}{L_2 \operatorname{ctg} \theta_1}$
$\varphi_4 = \arcsin \frac{L_2^2 - c_1^2 + b_2^2}{2L_2 \times \sqrt{l_2^2 \operatorname{ctg}^2 \theta_2 + b_1^2}} + \operatorname{arctg} \frac{b_2}{L_2 \operatorname{ctg} \theta_2}$	$\varphi_4 = \arcsin \frac{L_2^2 - c_1^2 + a_1^2}{2L_2 \times \sqrt{l_2^2 \operatorname{ctg}^2 \theta_1 + a_1^2}} - \operatorname{arctg} \frac{a_2}{L_2 \operatorname{ctg} \theta_2}$
$\varphi_5 = \arcsin \frac{L_3^2 + c_3^2 - b_3^2}{2L_3 \times \sqrt{l_3^2 \operatorname{ctg}^2 \theta_2 + c_3^2}} - \operatorname{arctg} \frac{c_3}{L_2 \operatorname{ctg} \theta_2}$	$\varphi_5 = \arcsin \frac{L_3^2 + c_3^2 - a_3^2}{2L_1 \times \sqrt{l_2^2 \operatorname{ctg}^2 \theta_2 + c_3^2}} - \operatorname{arctg} \frac{c_3}{L_2 \operatorname{ctg} \theta_2}$
$\varphi_6 = \arcsin \frac{L_3^2 - c_2^2 + b_3^2}{2L_3 \times \sqrt{l_3^2 \operatorname{ctg}^2 \theta_3 + b_3^2}} + \operatorname{arctg} \frac{b_3}{L_2 \operatorname{ctg} \theta_2}$	$\varphi_6 = \arcsin \frac{L_2^2 - c_1^2 + a_1^2}{2L_3 \times \sqrt{l_3^2 \operatorname{ctg}^2 \theta_3 + a_3^2}} - \operatorname{arctg} \frac{b_3}{L_2 \operatorname{ctg} \theta_2}$
$\theta_i = \operatorname{arctg} \frac{L_i}{L \operatorname{ctg} \theta}$	$\theta_j = \operatorname{arctg} \frac{L_j}{L \operatorname{ctg} \theta}$

Кути складання ланок автопоїзда і повороту керованих осей напівприцепів дозволяють визначити передаточні відношення приводу системи подвійного управління. За визначеними кутами складання ланок автопоїзда і передаточними відношеннями приводу управління, а відповідно і кутів повороту керованих осей напівприцепів, визначалися зміщення траєкторій ланок, рис.5(а), і габаритна смуга руху автопоїзда, рис. 5(б), при повороті на  $90^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $270^\circ$  і  $360^\circ$  за тих же вихідних даних, що і для некерованих напівприцепів. При цьому вважалося, що автомобіль-тягач входить в поворот і далі рухається коловою траєкторією за зовнішнього габаритного радіусу повороту  $R_{зр}=12,5$  м, а причіпні ланки – перехідними траєкторіями.

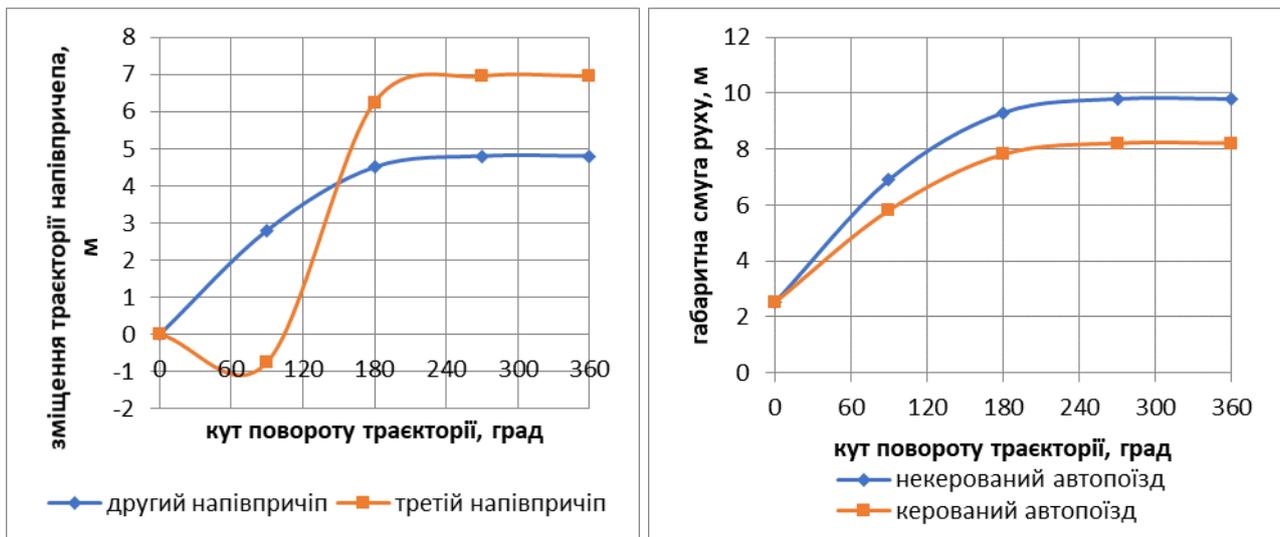


Рисунок 2 – Зміщення траєкторій напівпричепів (а) і габаритна смуга руху автопоїзда (б)

Як слідує з рис. 2а, при вході в поворот третій напівпричіп змістився щодо траєкторії другого напівпричепу у протилежну сторону. Пояснюється роботою подвійного приводу управління. При незначних відмінностях у третьому і четвертому кутах складання за передаточного відношення приводу управління керованою віссю третього напівпричепу меншого одиниці кут повороту керованої осі  $\theta_2$  набуває від'ємного значення, тобто керована вісь третього напівпричепу повертається в сторону протилежну напрямку повороту, зменшуючи тим самим габаритну смугу руху.

Висновки. Проведеними дослідженнями встановлено:

- для причіпних автопоїздів з двома причепами як з рознесеними осями і передньою керованою віссю, так і причепами з наближеними осями за тих же умов будь-які комбінації не можуть забезпечити нормовані значення габаритних радіусів і габаритної смуги руху, які змінюються відповідно в межах від 14,452 і 9,152 для двох причепів з наближеними осями до 13,067 і 7,767 м – для причепів з рознесеними осями і передньою керованою віссю;

- для автопоїздів типу «В-triple», показники маневреності за обох некерованих напівпричепів гірші у порівнянні з причіпними і складають  $R_{зг}=14,871$  м і  $V_T=9,671$  м. Застосування подвійного приводу керування на задні осі візків напівпричепів покращує показники маневреності автопоїзда. При цьому зовнішній габаритний радіус повороту автопоїзда  $R_{зг}$  зменшується до 12,631 м, проте не забезпечує їх нормовані значення.

Напрямок подальших досліджень може бути пошук конструктивних і компоновальних параметрів автопоїзда, а також систем управління поворотом напівпричепів, за яких будуть виконуватися вимоги нормативних документів щодо маневреності.

#### Література

1. Lovska, A, Gerlici, J., Dižo, J., Kravchenko, O., Analysis of the strength of a hopper-type container when transported by a semi-trailer. *Transport & Logistics: the International Journal*, 2023; Volume 23, Issue 55, December 2023, ISSN 2406-1069

[https://www.researchgate.net/publication/376480999\\_Analysis\\_of\\_the\\_Strength\\_of\\_a\\_Hopper-Type\\_Container\\_when\\_Transported\\_by\\_a\\_Semi-Trailer](https://www.researchgate.net/publication/376480999_Analysis_of_the_Strength_of_a_Hopper-Type_Container_when_Transported_by_a_Semi-Trailer) [accessed Dec 18 2023].

3. У Європі з'являться 35-метрові фури з трьома причепами//E-mail: [inform@newsyou.info](mailto:inform@newsyou.info)

4. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.

5. V. Sakhno, et al. To the comparative evaluation of three-unit lorry convoys of the different component systems by maneuverability// Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria Transport Volume 121 2023 p-ISSN: 0209-3324 e-ISSN: 2450-1549 DOI: <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.121.12> Journal homepage: <http://sjsutst.polsl.pl>

6. В.М.Поляков, В.П.Сахно. Триланкові автопоїзди. Маневреність. Київ. Національний транспортний університет. 2013. – 200 с.: іл.

**УДК 621.807.212.7**

Гаврюков Олександр Володимирович д.т.н., доцент<sup>1</sup>

Колесніков Михайло Юрійович магістр<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Київський національний університет будівництва і архітектури

<sup>2</sup> Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНОГО ПРОЦЕСУ СХОДУ СТРІЧКИ НА БАРАБАНИ, ЩО МАЄ НЕ ЗНАЧНУ КРИВОЛІНІЙНІСТЬ ТВІРНОЇ**

Відомо, що бокове сходження стрічки при розвороті барабана буде менше, якщо барабан має криволінійну твірну.

В результаті виконаних досліджень отримано залежності для визначення перехідного процесу бокового сходження стрічки з барабана, що має не значну криволінійну твірну.

Не значна криволінійність твірної барабана обумовлена виконаними дослідженнями в роботі [1] в якій вказується, що кут нахилу до осі конвеєра утворюючих кінцевих ділянок барабана не повинен перевищувати кут тертя стрічки по поверхні барабана. При порушенні цієї вимоги криволінійна поверхня барабанів не лише не відновлює центральний хід стрічки, а, навпаки, сприяє її відведенню убік. Діапазон зміни цього показника, залежить від циліндричної жорсткості її механічних властивостей і геометричних параметрів стрічки.

Теоретичні дослідження здійснено в декілька етапів.

На першому етапі теоретичних досліджень з'ясовано, що нормальний тиск за відсутності проковзувань стрічки по барабану не впливає на дотичне навантаження

взаємодії стрічки з барабаном під час його розвороту [2].

На другому етапі теоретичних досліджень з'ясовано, який вигляд має залежність перехідного процесу сходу стрічки на повернутому барабані із не значною криволінійністю твірної, в криволінійній системі координат  $lO_s$ , якщо вплив ваги і тертя-ковзання стрічки на роликівих опорах не враховувати [2] (рис.1).

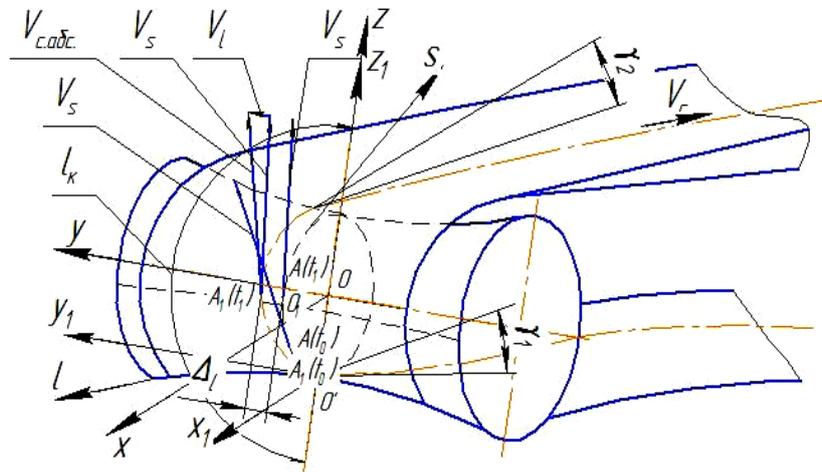


Рисунок 1 – Розрахункова схема визначення швидкості ковзання по довжині контакту стрічки з барабаном  $V_l$  і швидкості бокового сходження стрічки з барабана  $V_{б.сх.}$

На третьому етапі теоретичних досліджень з'ясовано, який вигляд має залежність перехідного процесу сходу стрічки на повернутому барабані із не значною криволінійністю твірної в декартовій системі координат  $zxy$ , якщо вплив ваги і тертя-ковзання стрічки на роликівих опорах не враховується [2].

На четвертому етапі теоретичних досліджень для практично важливого випадку з'ясовано, який вигляд має залежність перехідного процесу сходу стрічки на повернутому барабані із не значною криволінійністю твірної в декартовій системі координат  $zxy$  з врахуванням впливу ваги і тертя-ковзання стрічки на роликівих опорах [2].

Встановлено, що боковий схід стрічки на обвідних барабанах завжди має місце за відсутності перпендикулярності осі стрічки відносно осі барабана (рис.2).

Перехідний процес сходу стрічки на повернутому барабані із не значною криволінійністю твірної описується рівнянням, відповідним аперіодичній ланці першого порядку.

$$(T_0^{ел.} \lambda + 1) y = K_0 \alpha_{нов.}$$

де  $T_0^{ел.} = S_c (K_{кривол.}^{параб.} + 1) / (q_c \cdot g \cdot c_{т.к.} \cdot V_c)$  – постійна часу об'єкта регулювання (стрічки),  $s$ ;  $\lambda = d / dt$  – оператор диференціювання,  $s^{-1}$ ;  $K_0 = S_c / (q_c \cdot g \cdot c_{т.к.})$  – коефіцієнт передачі по куту повороту барабана,  $m$ ;  $K_{кривол.}^{параб.}$  – коефіцієнт криволінійності барабана, що має параболічну твірну;  $c_{т.к.}$  – тангенс кута нахилу лінійної частини графіка залежності коефіцієнта тертя від ковзання стрічки по роликівих опорах;  $q_c$  – погонна маса стрічки,  $кг/м$ ;  $V_c$  – швидкість руху стрічки,

$m/s$ ;  $g$  - прискорення вільного падіння,  $m/s^2$ ;  $S_c$  - натягнення стрічки,  $H$ .

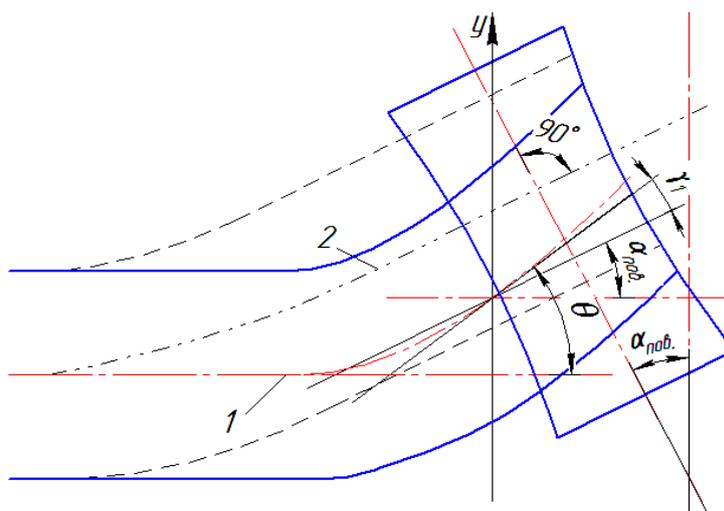


Рисунок 2 – Схема поперечного зміщення стрічки на барабані: 1 – положення стрічки в перехідному режимі; 2 – положення стрічки в стабільному режимі

#### Література

1. Гринько П.А. Барабан циліндро-криволінійний увігнутий / П.А. Гринько, О.М. Щеглов., В.В. Суглобов. - *Справжні дослідження та розвиток 2012: Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції (Болгарія, м. Софія, 17-25 січня 2012 р.): зб. матеріалів - Софія: Бял ГРАД-БГ., 2012. - Т. 20. - С. 24-26.*
2. Гаврюков О.В. *Розвиток теорії трубчастих стрічкових конвеєрів: монографія / Гаврюков О.В. – Краматорськ: ДонНАБА, 2017. – 279с.*

## **ШНЕКО-ЛОПАТЕВИЙ ЗМІШУВАЧ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БАГАТОФАЗНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІДИН**

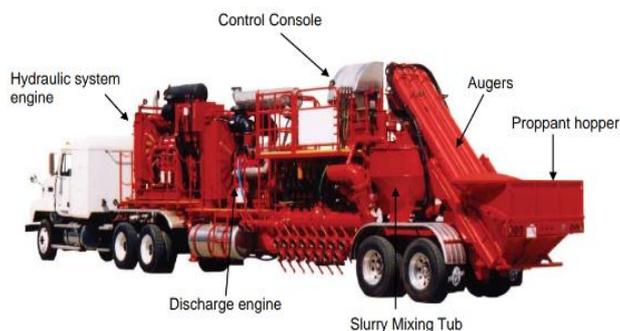
Шнеко-лопатевий змішувач - це пристрій для змішування матеріалів за допомогою спеціальної конструкції з лопатями і шнеком. Він використовується у різних галузях промисловості, включаючи харчову, фармацевтичну, хімічну та будівельну.

Основна ідея полягає в тому, що лопаті змішують матеріали, а шнек відповідає за їх переміщення. Комбінація рухомих частин дозволяє рівномірно змішувати компоненти, навіть якщо вони мають різну консистенцію або в'язкість.

Шнеко-лопатеві змішувачі можуть мати різні конструкції в залежності від потреб виробництва. Деякі з них можуть бути вертикальними, інші - горизонтальними. Вони також можуть мати різні об'ємні потужності, швидкості змішування та інші характеристики, які відповідають конкретним вимогам виробництва.

Ці пристрої застосовуються в широкому спектрі процесів, від виготовлення продуктів харчування до виробництва будівельних матеріалів, та вони є важливою складовою багатьох виробничих ліній. [1].

Одним із методів інтенсифікації видобутку вуглеводнів є гідравлічний розрив пласта (ГРП). Метод ГРП широко використовується для збільшення дебіту газу або нафти, шляхом створення додаткових тріщин (які закріплюються за допомогою пропанту). Основним обладнанням для ГРП, крім насосів, є блендер [2] (рис. 1). Який і можна вважати в цілому шнеко-лопатевим змішувачем.



**Рисунок 1 – Блендер ГРП**

Його призначення – перемішування лінійного гелю (який складається з води та гуару, що подається на блендер в готовому вигляді з гідратаційної установки) разом з боратним зшивачем, для утворення зшитого гелю (багатофазна технологічна рідина). Це відбувається в “ванні” блендера (tub) за допомогою обертового лопатевого вузла (rotating paddle assy), який в свою чергу складається з лопатевого змішувача (рис. 2). Після цього в “ванну”

---

блендера до багатофазної технологічної рідини подається пропант (пропант при роботі подається в хопер за допомогою установки піску) за допомогою двох шнекових змішувачів/шнеків (augers) (рис. 3). Крім цього в будові блендера присутні два завантажуючі пристрої для сухої хімії (dry chemical feeders) (рис. 4). Наприклад деструкторів (брейкерів) – для руйнування зшитого гелю після проведення операції, всередині яких знаходиться шнекові змішувачі.

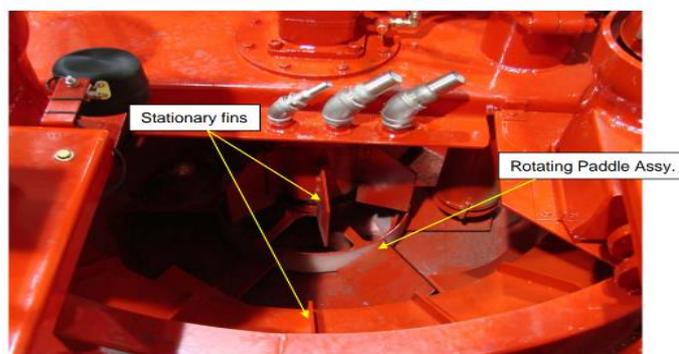


Рисунок 2 – “Ванна” блендера з лопатевим змішувачем



Рисунок 3 – Вигляд блендера збоку



Рисунок 4 - Завантажуючі пристрої для сухої хімії зі шнековим змішувачем

---

Блендер ГРП в свою чергу дуже складний за будовою. Проте, всі процеси здійснюються за рахунок різних змішувачів, такі як шнекові та лопатеві.

Тому, після розгляду шнеко-лопатевих змішувачів, можна зробити ряд висновків, а саме:

- шнеко-лопатеві змішувачі є важливою технологічною складовою у багатьох галузях промисловості. Вони забезпечують ефективно змішування різних матеріалів за рахунок комбінації рухомих частин: лопаті для змішування і шнеку для переміщення. Ці пристрої дозволяють забезпечувати рівномірність і консистенцію змішуваних матеріалів навіть у випадках, коли вони мають різну в'язкість або консистенцію;
- основні переваги шнеко-лопатевих змішувачів включають високу ефективність змішування, можливість роботи з різноманітними матеріалами, а також простоту обслуговування та обслуговування. Вони застосовуються в різних галузях, включаючи харчову, фармацевтичну, хімічну, будівельну, нафтогазову і інші промислові галузі;
- крім того, шнеко-лопатеві змішувачі можуть бути адаптовані до різних потреб виробництва за допомогою різних конструкцій, об'ємних потужностей та швидкостей змішування. Вони сприяють підвищенню ефективності виробничих процесів і допомагають забезпечувати високу якість виробів.

Отже, шнеко-лопатеві змішувачі є важливими технологічними рішеннями, які забезпечують ефективно змішування різних матеріалів у промисловому виробництві.

#### *Література*

1. Назаренко І.І., Туманська О.В. *Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструкції та основи експлуатації Підруч. для студ. вищ. техн. навч. закл.* — К. : Вища школа, 2004. — 590 с.

2. *Інструкція по обладнанню ГРП, фірми Stewart E Steveson, AccuFrac User's Guide: Introduction to AccuFrac, 2010, rev0, 140 pages.*

---

---

**UDC 691.2:666.972**

*Рудик Ростислав Юрійович, аспірант,  
Сальніков Роман Юрійович, аспірант,  
Біданець Сергій Сергійович, аспірант,  
Вірченко Віктор Вікторович, к.т.н., доцент,*

*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ВИВЧЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БЕТОННИХ РОЗЧИНІВ**

Виробництво різноманітних виробів з бетону в Україні в наш час потребує особливої уваги. Зазвичай виробництво бетонних сумішей та будівельних розчинів відбувається на сучасних підприємствах, обладнаних високоефективними механізованими засобами, або ж безпосередньо на будівельному майданчику.

Традиційні методи виробництва бетону мають ряд недоліків, такі як низька точність дозування компонентів, нестабільна якість продукції, великі витрати ресурсів та часу [1].

У світовій інженерній галузі будівництва обладнання для приготування бетону різних характеристик та призначень використовують у залежності від особливостей його подальшого використання.

Це відкриває можливості для оптимізації процесу будівництва та забезпечує високу якість бетонних конструкцій. Різні типи змішувачів використовуються в залежності від конкретних вимог та потреб будівельного проекту.

Сучасні технології автоматизації виробництва бетону на будівельних майданчиках пропонують широкий спектр інноваційних рішень, спрямованих на оптимізацію процесів приготування та подачі бетонної суміші [2]. Дослідження та розвиток в цій галузі сприяють підвищенню якості, ефективності та безпеки будівельних робіт.

### *Література*

- 1. Rudyk R., Kuzub Yu (2022). Justification of new equipment development for preparing concrete solutions. Academic journal. Industrial Machine Building, Civil Engineering, 1 (59), 11-16. <https://doi.org/10.26906/znp.2022.58.3077>*
- 2. Inga Emeljanova, Viktor Virchenko, Denys Chayka (2018). Wet Shot-crete Process Using a New Set of Small-Sized Equipment for Concreting Form-less Computer Simulation. International Journal of Engineering & Technology, 7 (3.2) 97-101. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i3.2.14382>.*

*Рудик Ростислав Юрійович, аспірант,  
Сальніков Роман Юрійович, аспірант,  
Біданець Сергій Сергійович, аспірант,  
Вірченко Віктор Вікторович, к.т.н., доцент,*

*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГВИНТОВОГОВУЗЛА ШТУКАТУРНИХ УСТАНОВОК**

Підвищення ефективності роботи гвинтового вузла малогабаритних штукатурних установок для перекачування будівельних розчинів є актуальною проблемою в галузі будівельних технологій та інженерії.

Забезпечення якісної і продуктивної роботи цих установок має важливе значення для будівельної індустрії, яка постійно розвивається та вдосконалюється. Сучасний будівельний сектор стикається з рядом викликів, включаючи підвищену конкуренцію, необхідність в зменшенні витрат і збільшенні продуктивності робіт [1].

Одним із шляхів вирішення цих завдань є вдосконалення обладнання та технологій, які використовуються на будівельних об'єктах. Гвинтові вузли у малогабаритних штукатурних установках є ключовим компонентом для подачі будівельних розчинів, і їх ефективність може суттєво вплинути на продуктивність робочого процесу. Однак, для досягнення максимальної продуктивності та якості роботи необхідно враховувати різні аспекти, такі як конструкція гвинтового вузла, властивості будівельних розчинів, параметри робочого середовища та інші фактори. Важливим є також підбір раціональних матеріалів і технологій виготовлення компонентів гвинтового вузла [2,3].

### *Література*

- 1. Кучеренко Л.В. Сучасні підходи підвищення ефективності виконання тонкошарового штукатурного покриття / Кучеренко Л.В., Рабоча Т.В., Стрілець Я.О. // Науково-технічний збірник “Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві”. – В.: ВНТУ, 2013 – Т.14, №1. – С.47-50.*
  - 2. Онищенко О.Г., Драченко Б.Ф., Головкін О.В. Механізація опоряджувальних робіт у будівництві. – К.: Урожай, 1998. – 320 с.*
  - 3. Підвищення ефективності роботи гвинтового вузла штукатурних установок / Roman Salnikov, Rostyslav Rudyk // ACADEMIC JOURNAL Industrial Machine Building, Civil Engineering. – Полтава: ПНТУ, 2023. – Т. 1 (60). – С. 31-37. – doi:<https://doi.org/10.26906/znp.2023.60.3184>*
-

УДК 69.017.16:620.18

*Глушкова Діана Борисівна, д.т.н., професор  
Багров Валерій Анатолієвич, к.т.н., доцент  
Сумінов Андрій Володимирович, асистент  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЛОПАТОК ПАРОВИХ ТУРБІН ЕЛЕКТРОІСКРОВИМ ЛЕГУВАННЯМ**

Способи поверхневого зміцнення і відновлення зношених деталей пов'язані з формуванням структури металу в умовах високої нерівномірності процесів. Ефективність кожного методу і можливість використання конкретних покриттів, поряд з іншими факторами, в значній мірі обумовлені наявністю інформації про зміни структури і властивостей даних матеріалів в умовах експлуатації. Для підвищення зносостійкості, жаростійкості, корозійної стійкості найбільш результативне використання багатокомпонентних покриттів, для яких не завжди можна теоретично спрогнозувати структуру і властивості.

У зв'язку з цим встановлення теоретичних і технологічних основ формування прогнозованих структури і властивостей відповідальних деталей будівельних машин при високоенергетичному впливі для підвищення їх зносостійкості і довговічності є важливою і актуальною проблемою.

Рішення даної проблеми відкриває широкі можливості прогнозування та управління функціональними характеристиками відповідальних деталей будівельних машин в широкому діапазоні умов експлуатації і забезпечить значне підвищення їх довговічності.

Найбільш важливі частини гідромолота - це робочий бойок і направляючі втулки показані на рисунку 1.

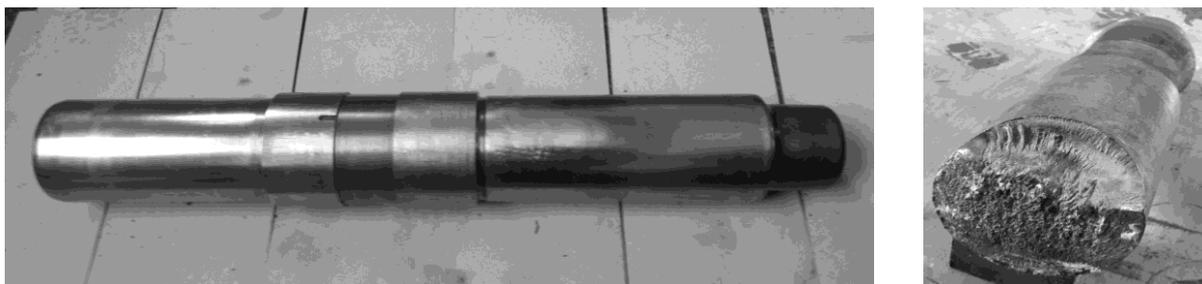


Рисунок 1 – Бойок гідромолота (загальний вигляд) і втомне руйнування бойка гідромолота в процесі експлуатації.

Всі деталі зміцнювали електроіскровим легуванням вольфрамом. Потужність струму обробки становила 1 кВт. Крім зміцнення вольфрамом, додатково обробляли електроіскровим легуванням хромом при потужності струму 1,5 кВт. Оброблені електроіскровим легуванням поверхні шліфували до отримання шорсткості зміцнених поверхонь деталей Ra 0,4-0,8.

При мікродослідженні зміцнених ЕІЛ ділянок, які знаходяться поза зоною

навантаження при випробуванні, встановлено, що на корпусі і втулки зміцнені ЕІЛ ділянки мають товщину 10-40 мкм і твердість HV 600-650. На бойках вихідна товщина зміцненого шару 20 мкм з твердістю HV 600-650. Зміцнені зони в перетині мають вигляд дугоподібних, впроваджених в поверхневі шари металу деталей, фаз. Будь-яких структурних змін під цією зоною в основному металі не відзначається.

Дослідження зносостійкості деталей, зміцнених ЕІЛ, виконано за стандартною методикою.

Випробування проводили до утворення в порожнинах корпусу і втулки, на бойку і піку картини зносу, аналогічної отриманої на деталях, виготовлених без додаткового зміцнення (див. рис. 2 і 3). Початкові ознаки зносу деталей прорисують у вигляді дрібних рисунків-задірів виявлені на піку в зонах «М» і «F» (див. рисунок. 2) після 300 циклів навантаження, на втулці після 450 циклів, на бойку і корпусі відповідно після 350 і 500 циклів.

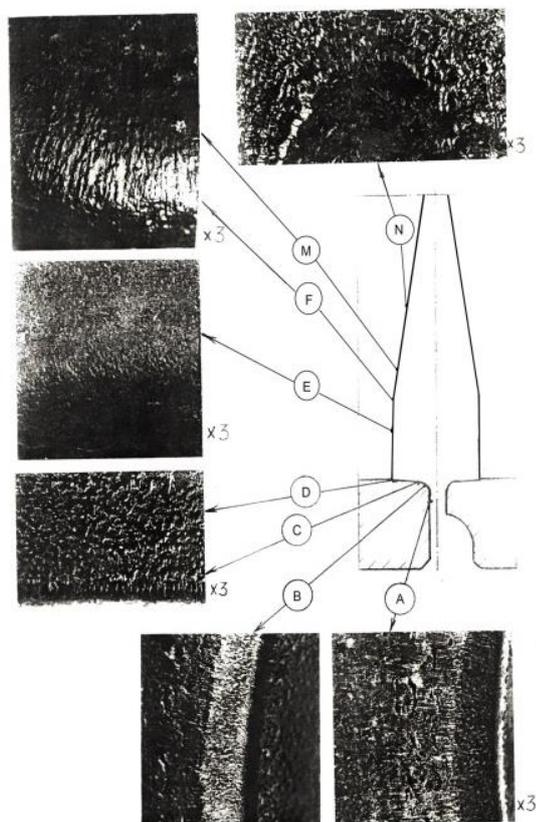


Рисунок 2 – Пошкодження поверхонь піку і втулки, зміцнених ЕІЛ

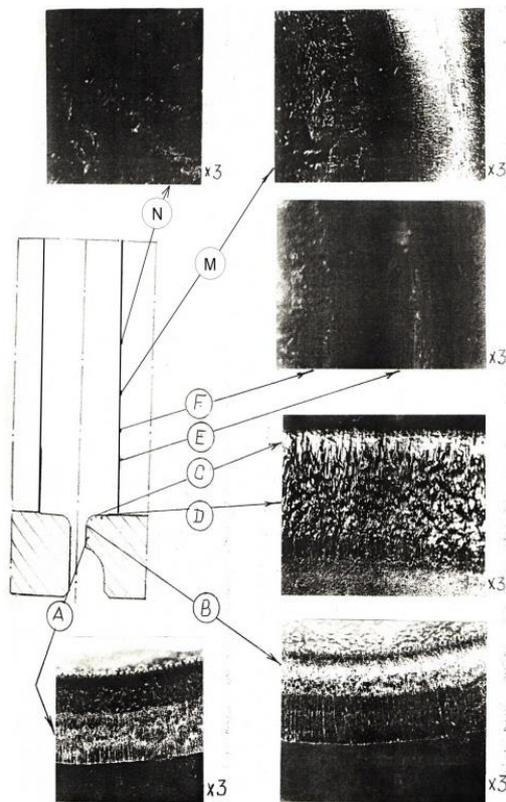


Рисунок 3 – Пошкодження поверхонь корпусу і бойка, зміцнених ЕІЛ

Після 1300 циклів навантаження характер і ступінь пошкодження деталей відповідали отриманим на незміцненому комплекті. Наведений діаметр каналів корпусу в зоні зріза збільшився до 125,5 мм, бойок в зоні «N» зносився на 0,35 мм, в зоні «F» - на 0,55 мм. Знос піку становить відповідно 0,35 і 1,15 мм.

На робочих поверхнях випробуваних деталей відзначається зніс зміцнених електроіскровий обробкою поверхневих обсягів металу (рисунок 4, 5). Можливі

тріщини; метал по стінках тріщин гладкий, покритий щільним шаром окислів. На корпусі і втулки тріщини глибиною 0,1-0,3 мм зосереджені в зонах «В». На бойку і піку тріщини сітчастої орієнтації глибиною 0,1-0,3 мм відзначаються в зонах «N», «M» і «F». Найбільша глибина тріщин має місце в зонах «M» - 0,3 мм на бойку і 0,1 мм на піку.

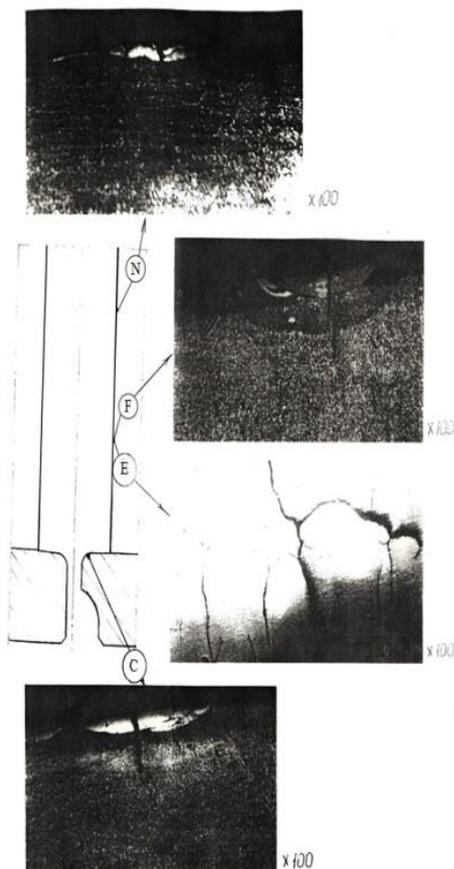


Рисунок 4 – Структурні зміни матеріалів втулки і піки

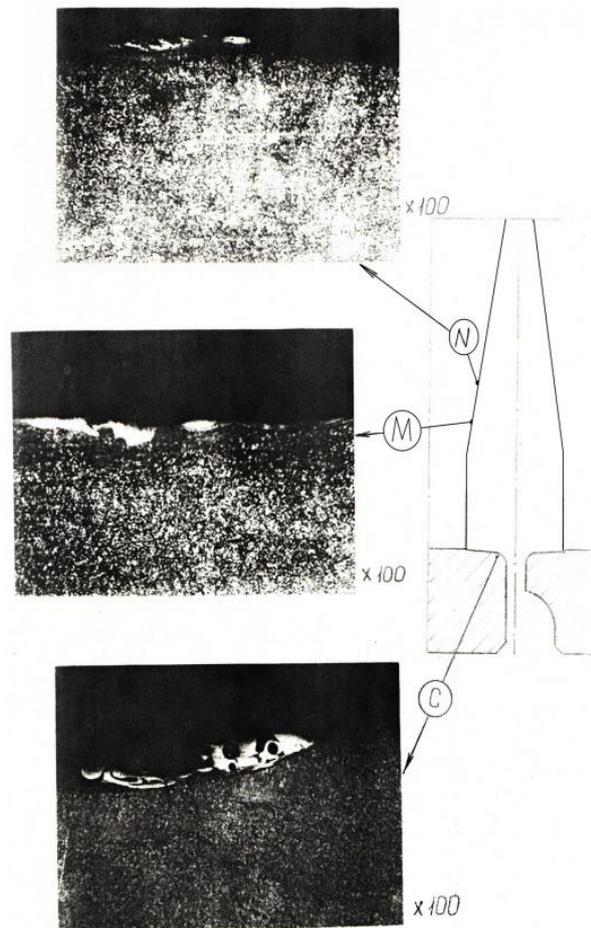


Рисунок 5 – Структурні зміни матеріалів корпусу і бойка

В якості аналізу досліджуваних матеріалів деталей можна відмітити наступне.

По перетину деталей твердість практично постійна і складає: корпус-HRC 45; бойок - HRC 45; втулка -HRC 45; піка - HRC 40.

Мікроструктура основного металу складається з сорбіту. Механічні властивості матеріалу деталей визначали при температурі 20 °С на зразках, вирізаних в осьовому і тангенціальному напрямках. Механічні властивості матеріалів досліджуваних деталей, зміцнених ЕІЛ наведені в таблиці 1.

Механічні властивості матеріалу піки, отримані на зразках, вирізаних в осьовому напрямку, в повному обсязі задовольняють вимогам, що пред'являються.

Механічні властивості матеріалів досліджуваних деталей, зміцнених ЕІЛ

Найменування деталі	Напрям. вирізання зразків	Механічні властивості			
		$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %
корпус бойка	осьове	1475–1485	1430–1510	13,0	56,0
	тангенціальное	1480–1490	1400–1410	12,5–13,0	48,0
бойок	осьове	1485–1400	1360–1375	14,0–14,5	54,0
	тангенціальное	1490	1330–1365	9,0–10,0	29,5
втулка	осьове	1470	1400–1410	12,0–13,0	54,0–59,0
	тангенціальное	1470–1480	1340–1390	12,0–13,0	42,0–51,0
піка	осьове	1070–1080	1015–1035	14,0–15,0	64,0
	тангенціальное	1330–1340	1250–1260	14,0–16,0	38,0–59,0

Електроіскрове легування вольфрамом і хромом при потужності обробки 1-1,5 кВт забезпечує локальне зміцнення поверхневих обсягів матеріалу деталей на глибину 10-40 мкм і твердість HV 600-650. При цьому результати випробувань деталей, зміцнених ЕІЛ, свідчать, що досягається підвищення зносостійкості деталей в 1,3 рази в порівнянні з вихідним (без додаткового зміцнення) варіантом. Місця розташування зон ушкоджень і їх характер на деталях, зміцнених ЕІЛ, ідентичні тим, які спостерігалися на випробуваних деталях, виготовлених без додаткового зміцнення. Структурні зміни, що відбуваються в процесі випробування в поверхневих шарах деталей, характерні для явищ вторинного гартування з отриманням більш низького рівня твердості, ніж на деталях попередніх варіантів.

Література

1. Терао Н. Методи аналізу поверхонь / / Н. Терао, пер. з англ. – Мир, 2009. – 582с.
2. Ziegler J.E. The stopping and ranges of ions in matter /J.E. Ziegler. New York. – 2007. – p. 307.
3. Ключников А.А. Методи аналізу на пучках заряджених частинок / А.А. Ключников, И.М. Пучеров. – Київ: Наукова думка, 2007. – 152 с.
4. Кесаев І.Г. Катодні процеси електричної дуги / І.Г. Кесаев – : Наука, 2008. – 243 с.
5. Венцель Е.С., Глушкова Д.Б. Визначення оптимальних параметрів електроіскрового легування на поверхні ріжучих елементів землерийно-транспортних машин // Вістник ХНАДУ, 2013.-Вип. 6.-С. 53-58.,
6. Глушкова Д.Б. Візуалізація поверхонь тертя// Наука у Європі-2012: матеріали межд. науково-практичний. конф. – Варшава, 2012. – Т.46. – С. 60–65.

УДК 621.791.725

*Глушкова Діана Борисівна, д.т.н., професор  
Багров Валерій Анатолієвич, к.т.н., доцент  
Сумінов Андрій Володимирович, асистент  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ХОЛОДНЕ ЗВАРЮВАННЯ ЧАВУНУ**

Завдання цієї роботи – розробити електроди для холодного зварювання чавуну на дроті Св-08А з карбідоутворювальним покриттям, що містить нову систему легування V-Si-PЗМ, а як шлакотворні і стабілізуючі елементи польовий шпат, калій хромокислий і слюду.

Актуальність теми роботи полягає в необхідності розробки нових економнолегованих електродів для електродугового зварювання дефектів у чавунних виливках із сірого й високоміцного чавуну.

Для рішення цієї проблеми в роботі проведені експериментальні дослідження по розробці нових зварювальних електродів й випробування їх властивостей, механічних характеристик металу шва й твердості наплавленого металу.

Запропонований новий склад покриття електродів, що має нову систему легування наплавленого металу РЗМ.

Чавун – широко вживаний конструкційний матеріал, що відрізняється хорошими ливарними властивостями і малим коефіцієнтом лінійного розширення, високою зносостійкістю і оброблюваністю. У чавунних відливаннях на різних стадіях обробки виявляються різні дефекти. Крім того, знижена міцність і висока крихкість сірих чавунів наводять в окремих випадках до поломки в процесі експлуатації виготовлених з них деталей, а це у свою чергу наводить до виходу з буд або простою устаткування. Поломки можуть бути також викликані додатком до деталей навантажень, що перевищують розрахункові, попаданням в механізми чужорідних тіл, утворенням тріщин із-за нерівномірного нагріву і так далі [1].

В більшості випадків дефекти в чавунних деталях і відливаннях можна усунути. При правильному виборі способів усунення дефектів і їх ретельному виконанні якість відновлених деталей, як правило, відповідає вимогам експлуатації.

Для усунення дефектів в чавунних відливаннях і при ремонті деталей, що вийшли з буд, широко застосовують зварювальні процеси.

Чавун має невелику усадку, приблизно у два рази меншу, ніж у сталі. Тому ймовірність утворення тріщин у випадку більших обсягів наплавленого металу у вигляді чавуну зменшується. Високий вміст С у зварювальній ванні при цьому сприяє зменшенню кількості цементиту й ледебуриту в зоні сплавлення. Відбіл наплавленого чавуну виключається при зварюванні з нагріванням виробу до температури 600—700 °С. Наступне охолодження виробів зі швидкістю не більш 50—100°С/год гарантує відсутність цементиту й мартенситу не тільки в структурі наплавленого чавуну, але й ЗТВ (зоні термічного впливу).

Для холодного зварювання найбільш широко розповсюдженні електроди ЦЧ-4, які відносяться до основного виду і містить в своєму складі ферованадій як основний карбідоутворюючий елемент. Карбіди ванадію, що утворюються в процесі зварювання чавуну, знаходяться в шві у вигляді дисперсних включень. Зварне з'єднання характеризується наявністю мартенситного прошарку.

Недоліком вказаних електродів є:

- Низькі зварювально-технологічні властивості електродів, що виявляються в схильності до утворення пор в зварних швах;
- Наявність прошарків мартенситу шириною 0,6-1 мм і нестабільність здобуття необхідної твердості наплавленого металу;
- Утворення тріщин в наплавленому металі при одношаровому зварюванні швами завдовжки більше 100 мм.

З метою усунення вказаних недоліків до складу покриття електродів ЦЧ-4, що містить мармур, плавиковий шпат, феросиліцій, ферованадій і слюду додатково ввели польовий шпат, лігатуру рідкоземельних металів (РЗМ), калій хромокислий і соду. При цьому компоненти покриття вводяться в наступній кількості, мас. %:

Мармур	16,5-20,0
Плавиковий шпат	8,0-12,0
Польовий шпат	4,0-6,0
Феросиліцій	5,0-11,0
Ферованадій	45,0-55,0
Лігатура РЗМ	0,9-1,1
Калій хромокислий	0,5-1,5
Слюда	3,5-5,0
Сода	0,4-0,6

Зварювання зразків з високоміцного і звичайного сірого чавуну здійснювалося без попереднього підігріву на постійному струмі зворотної полярності. Результати випробування механічних властивостей при випробуваннях на розрив і вигин, а також твердість наплавленого металу і перехідної зони приведені в таблицях 1, 2.

Таблиця 1– Механічні властивості зварних з'єднань

Матеріал зразка	Межа міцності при розриві МПа	Межа текучості МПа	Межа міцності при вигині МПа	Відносне. подовження %	Ударна в'язк. в Дж/см <sup>2</sup>
ВЧ-40-5	417-428	270-360	-	6,5-8,7	18-26
СЧ-32	313-345	-	517-541	1,6-2,0	-
СЧ-18	190-200	-	-	-	-
СЧ-15	168-194	-	325-330	-	-
ВЧ –40-5 і сталь 22К	409-412	263-306	-	12,7-195	-
Метал шва	496-512	213-291	-	29,7-30,5	38-42

Таблиця 2 – Твердість металу зварного з'єднання.

Матеріал зразка	Твердість, НВ	
	наплавленого металу	перехідної зони
ВЧ-40-5	190-220	480-490
СЧ-32	185-210	450-460
СЧ-18	180-210	460-465
СЧ-15	180-200	450-470
Метал шва	170-180	-

Для дослідження міри науглецювання металу шва при багатошаровій заварці дефектів в чавунних відливаннях було проведено багатошарове наплавлення висотою 20 мм досліджуваними електродами на поверхню пластини з сірого чавуну СЧ 21 і проведено пошаровий хімічний аналіз по глибині з кроком в 1мм від верху наплавлення до основного металу. Результати визначення пошарового хімічного складу наплавленого металу приведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Склад наплавленого металу.

Відстань від основного металу	Вміст елементів %					
	С	Mn	Si	V	P	S
Основн. метал	3,5	0,58	2,29	-	0,095	0,088
1	2,5	0,38	1,85	6,8	0,045	0,051
2	1,82	0,35	1,23	8,2	0,38	0,41
3	1,55	0,32	0,88	8,5	0,35	0,38
4	1,12	0,32	0,75	8,8	0,31	0,35
5	0,75	0,31	0,72	8,9	0,31	0,32
7	0,55	0,31	0,7	9,0	0,31	0,32
8	0,21	0,31	0,68	9,0	0,32	0,32
9	0,12	0,31	0,68	9,0	0,32	0,31
10	0,09	0,30	0,68	9,0	0,32	0,31
11-20	0,08	0,30	0,68	9,0	0,32	0,31
	0,08	0,30	0,68	9,0	0,32	0,31

Як видно з таблиці 3 у міру наплавлення шарів вміст вуглецю в них різко знижується, а кількість ванадію збільшується, досягаючи максимального значення 9 %. Починаючи з висоти наплавлення 8 мм (практично це другий прохід електродом діаметром 4 мм) така кількість ванадію вже не потрібна для скріплення надлишкового вуглецю в міцний карбід V<sub>4</sub>C<sub>3</sub>. Тому розроблені електроди рекомендується використовувати для облицювання кромки оброблення або поверхні дефекту, а останню кількість металу наплавити електродами, призначеними для зварювання вуглецевих конструкційних сталей.

В якості висновки по даній роботі можливо відмітити наступне.

Якість наплавленого металу висока, без пор і тріщин.

Твердість наплавленого металу змінюється по висоті наплавленого металу

---

від HB 217 у верхніх шарах до HB 269-277 – поблизу зони сплаву. У зоні термовпливу спостерігається підвищення твердості до HB 269-352. Глибина зони цементита-ледебурита рівна 0,5 мм.

Стабільність дуги висока, віддільність шлаку хороша, формування шва відмінне, оброблюваність ріжучим інструментом шва хороша.

Розроблена технологія багатошарового холодного зварювання чавунних деталей і заварки дефектів у відливках.

Впровадження розроблених електродів дозволить виправляти ливарні дефекти у відливках і відновлювати поламані чавунні деталі.

### *Література*

1. *Основи металургійного виробництва металів і сплавів / Чернега Д. Ф., Богушевський В. С., Готвянський Ю. Я. та ін.; за ред. Д. Ф. Чернеги, Ю. Я. Готвянського. — К. : Вища школа, 2006. — 503 с. — ISBN 966-642-310-3*

2. *Електроди з чавуну ЦЧ-4: <https://zpsplav.com.ua/cch4-4mm.html> (дата звернення: 19.04.2024)*

**УДК 621.793**

*Глушкова Діана Борисівна, д.т.н., професор*

*Багров Валерій Анатолієвич, к.т.н., доцент*

*Сумінов Андрій Володимирович, асистент*

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЗУБІВ КОВШІВ ЕКСКАВАТОРІВ**

Технологія машинобудування – область технічної науки, що займається вивченням зв'язків і встановленням закономірностей в процесі виготовлення машин. Вона покликана розробити теорію технологічного забезпечення та підвищення якості виробів машинобудування з найменшою собівартістю їх випуску.

При виборі матеріалу та методів його зміцнення в першу чергу потрібно всебічно розглянути умови його роботи і ранжувати фактори, що впливають на матеріал, за ступенем їх впливу на надійність машини або механізму. Необхідно формувати технічні вимоги до матеріалу на підставі трибологічних випробувань, а також на основі стендових та промислових випробувань.

Правильний вибір матеріалу, для виготовлення розглянутих деталей також метод їх зміцнення актуальною та важливою задачею [1].

Мета і завдання даної роботи є розробка технологічних основ застосування іонно-плазмового хромування для підвищення зносостійкості зубів ковшів екскаваторів на основі управління параметрами структури та функціональних властивостей покриттів для забезпечення їх довговічності.

Об'єкт дослідження – процеси формування структури і властивостей зубів ковшів екскаваторів

---

Предмет дослідження – закономірності формування структури і властивостей поверхневих шарів зубів ковшів екскаваторів.

Зуб відноситься до конструктивних елементів екскаваторів і інших землерийних машин, а саме до деталей їх робочих органів та способів їх виготовлення. Зуб ковша екскаватора складається з адаптера, хвостовик якого має відповідні прорізи для кріплення на ковші екскаватора рисунок 1, 2.

Згідно практичним спостереженнями, після вироблення 35 тис. куб. м піщано-щебневих ґрунтів зуби ковша екскаватора знаходяться в стадії повного зносу. Їх кут загострення збільшується в 2,5 рази, а робоча довжина зменшується більш, ніж в 3 рази [2].

Подібний стан робочого органу різко знижує загальну продуктивність будівельної спецтехніки, оскільки вся енергія двигуна екскаватора спрямована не на роботу, а на подолання нових перешкод.



Рисунок 1 – Загальний вигляд ковша



Рисунок 2 – Зуб ковша

---

Практика експлуатації машин та іншого обладнання показує, що більша його частина втрачає працездатність не внаслідок поломок, а в результаті зносу окремих деталей.

Ефективно захистити металеву зношувану поверхню від абразивного зношування використання сталі з підвищеними характеристиками міцності

Досвід промислових підприємств в останній час довів доцільність підвищення довговічності розглядаємих деталей, за рахунок застосування методів поверхневого зміцнення.

В машинобудуванні застосовуються такі методи нанесення покриттів, як процес електролітичного нанесення хрому та обробка струмами високої частоти.

Але нажаль ці методи не дають стійких промислових результатів. Тому в останній час найбільш перспективним методом нанесення захисних покриттів є плазмове напилення, при якому нагрів, плавлення, розпорошення і перенесення напилюваного матеріалу здійснюються плазмовим струменем, отриманої нагріванням потоку газу в електричному дуговому розряді. Плазмове напилення досить широко застосовується для відновлення і зміцнення поверхонь деталей в багатьох галузях промисловості [3]. У цій роботі нами застосована методика іонно-плазмових покриттів для підвищення довговічності зубів ковшів екскаваторів.

В якості оптимальних параметрів нанесення підбирали тиск реакційного газу в камері установки, температуру розігрів підложки на яку наноситься покриття, та час осадження.

Для визначення необхідного тиску азоту, який забезпечує на робочих поверхнях зубів ковшів екскаваторів покриття з найкращими експлуатаційними характеристиками, нітрид хрому наноситься при різних парціальних тисках азоту від  $3 \cdot 10^{-3}$  до 1 Па. Цей діапазон тиску азоту було вибрано на основі літературних джерел про ефективність роботи деталей і інструмента з плазмовими покриттями. Покриття одержане при різних тисках азоту, відрізняється кількістю і розмірами крапельної фази. Найбільша кількість крапельної фази спостерігається в покриттях одержаних при тиску азоту  $3 \cdot 10^{-3}$ .

З підвищенням тиску азоту кількість капельної фази помітно зменшується. Найбільшу мікротвердість мають покриття одержані при тисках азоту  $3 \cdot 10^{-3}$  з ростом тиску зменшуються та складає 1 Па.

Збільшення тиску до 1 Па значно зменшує рівень мікрозмін кристалевої решітки у покритті, зростає його пластичність, при цьому знижується крихкість покриття при достатній його твердості. Мікроструктура покриття нітриду хрому при отриманих при різних парціальних тисках азоту приведена на рисунку 3.

---

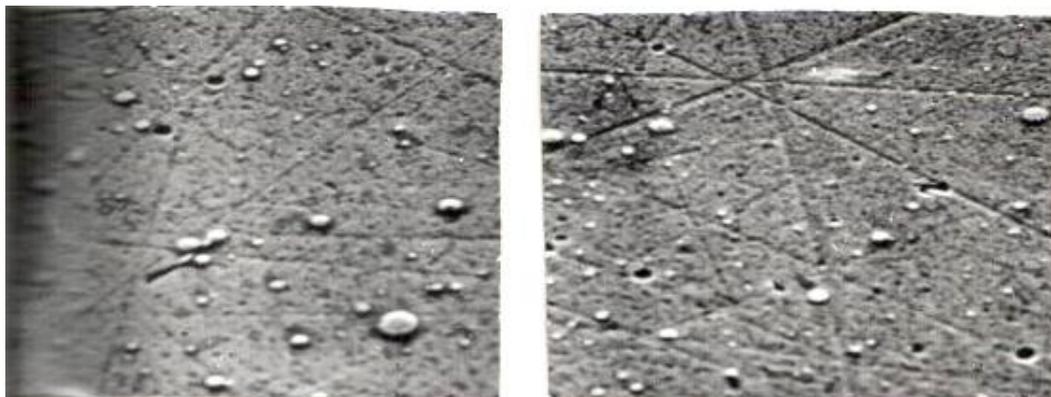


Рисунок 2 – Мікроструктура покриття нітриду хрому при отриманих при різних парціальних тисках азоту  
тиск азоту а –  $3 \cdot 10^{-2}$  Па; б – 1,0 Па

Іонне бомбардування позитивно впливає на деталь при її температурі 500-800 С°. що відповідає саме сталі 09Г2С та дає найкращу адгезію покриття з деталлю та відповідно найбільшу зносостійкість деталей з таким покриттям при експлуатації.

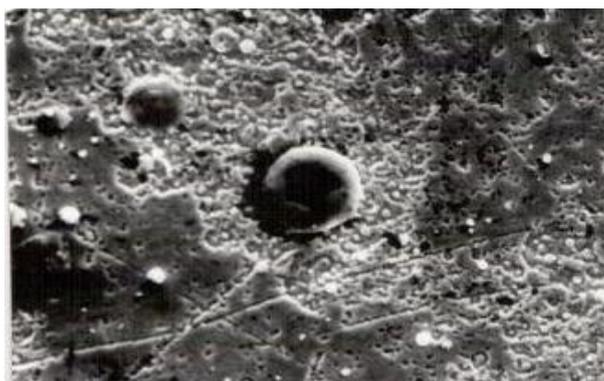


Рисунок 3 – Поверхня сталі після бомбардування іонами хрому,  $\times 1000$

Час нанесення покриттів також є важливим параметром, який підлягає оптимізації.



Рисунок 4 – Початкова стадія відшаровування,  $\times 1000$

---

Час нанесення покриття CrN 10 мкм/год. Приймаючи до уваги, що найбільшою адгезійною активністю підложки з покриттям, володіють покриття нітриду хрому товщиною від 2 до 5 мікрон, час нанесення покриття коливався від 12 до 30 хвилин.

При нанесенні покриттів нітриду хрому на робочі поверхні зубів, виготовлених зі сталі 09Г2С, найкраща адгезія.

Значне підвищення зносостійкості досягається при розігріві підложки до температури 500 С°.

Результати випробувань зубів ковшів екскаваторів, підсилених іонно-плазмовим хромуванням методом конденсації речовини в умовах іонного бомбардування (КІБ) свідчать, що забезпечується підвищення їх зносостійкості в 1,75 рази порівняно з вихідними, не підданими спеціальному зміцненню.

Проведені дослідження дозволили встановити, що оптимальними технологічними параметрами нанесення плазмових покриттів на зуби ковшів екскаваторів являється парціальний тиск азоту 1 Па, температура розігріву поверхні 500–550 С°. Шорсткість поверхні на яку наноситься покриття, Ra= 016 мкм, товщина нанесеного покриття – 5 мкм.

Удосконалена технологія іонно-плазмового хромування забезпечує роботу зміцнених деталей без сколів і викришуванню покриття.

Зносостійкість досліджених деталей підвищилась в 1,75 рази.

### *Література*

1. Сильман, Г.І. Діаграма стану сплавів системи Fe-C-Mn і деякі структурні ефекти в цій системі. Частина 2. Розрахунок і побудова ізотермічних розрізів діаграми Текст. / Г.І. Сильман // *Металознавство та термічна обробка*. 2005. № 4. С. 3-10.

2. Артеменко, Ю.А. Дослідження процесів кристалізації при наплавленні зносостійких сплавів на прозорих сольових моделях Текст. / Ю.А. Артеменко, Д.В.Бартенев, АВ Макушенко та ін. // *Технологія металів*. 2008. №8. С.41-42.

3. Шурин, АК Діаграми стану заліза з фазами впровадження як основа розробки зносостійких евтектичних сталей Текст. / А.К. Шурин, Панарін В.Е. // *Металознавство і термічна обробка*. 1984. № 2. С. 55-57.

---

УДК 624.04 (075)

*Саленко Юлія Сергіївна, д.т.н., професор  
Вакуленко Роман Андрійович, к.т.н., доцент  
Шевчук Олександр Юрійович, аспірант  
Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського*

## **РОЗРОБКА НИЗЬКОЧАСТОТНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ЗБУДНИКА КОЛИВАНЬ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ**

Вібраційні збудники коливань є основними вузлами вібраційних площадок для формування цементобетонних сумішей [1, 2]. Їх конструктивне виконання істотно впливає на працездатність, загальний пристрій і конструкцію, а також на енергоємність і металомісткість вібраційних площадок. Вібраційні збудники коливань повинні легко вбудовуватися в конструкцію віброплощадок, бути компактними, мати невелику металомісткість, мати порівняно просту конструкцію і легкість в обслуговуванні при експлуатації, а також генерувати в певному напрямку досить потужний вимушуючий вплив за певним законом. На основі цих вимог нами були розроблені віброзбудники коливань з дебалансними валами, ротаційні та планетарні віброзбудники коливань, призначені для використання на вібраційних площадках горизонтальної та просторової дії з одно- та двочастотним вібраційним впливом на ущільнюваний бетон.

Для приводу вібраційних площадок з горизонтальними та просторовими коливаннями рухомої рами було розроблено вібраційний збудник (рис. 1) з низькою частотою коливань, який встановлюється на віброплощадки вантажопідйомністю 5–40 тонн, призначених для формування бетонних виробів різної конфігурації з пластів бетонної суміші.

Низькочастотний вібраційний збудник коливань (рис. 1) відрізняється від високочастотного віброзбудника коливань конструктивним виконанням. У ньому використовуються лише 2 радіальних сферичних дворядних роликотітшипників і застосовані регульовані дебаланси, що дозволяють змінювати амплітуду вимушуючої сили.

Регулювання амплітуди вимушуючої сили, здійснюється таким чином. Спочатку викручуються болти 14 і 15. Потім дебаланси 5 розвертаються щодо дебалансів 6 і закріплюються в одному з чотирьох положень. Для цього дебаланси 5 вільно посаджені на валу 3 і в них виконано чотири отвори, а дебаланси 6 з'єднані з валом 3 за допомогою шпонкових з'єднань.

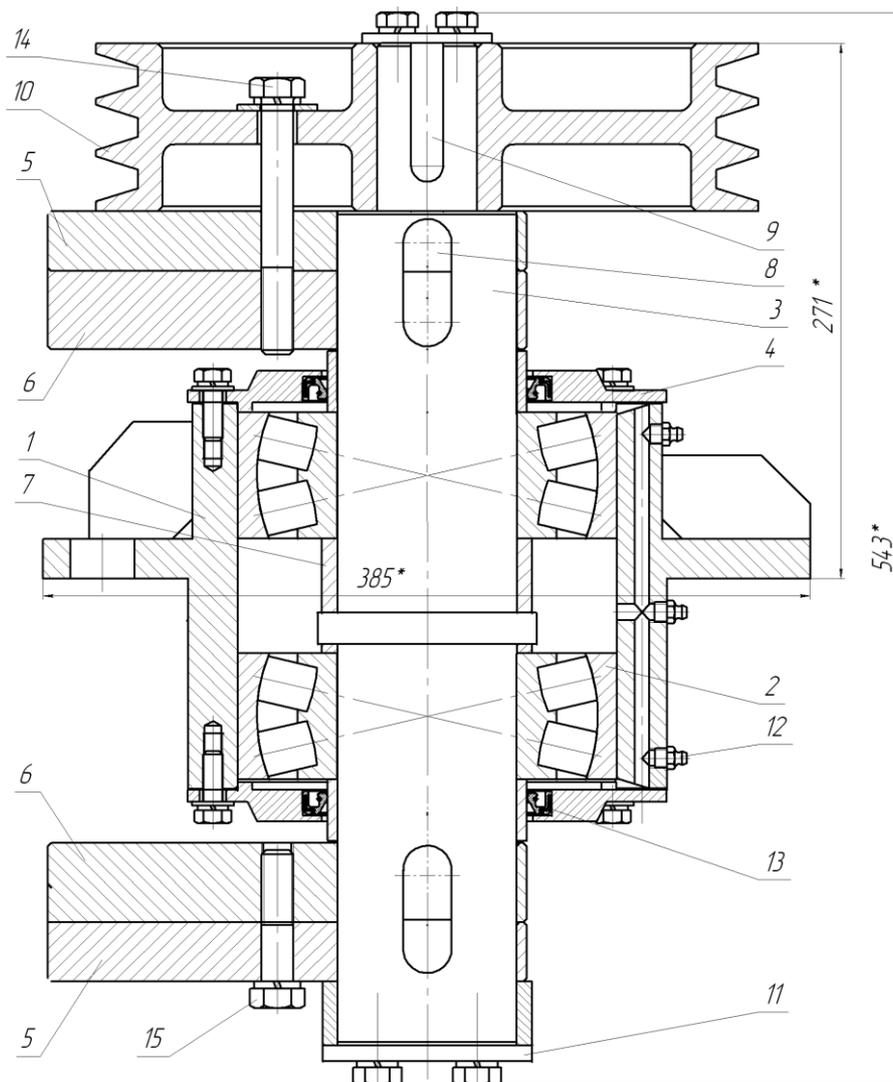


Рисунок 1 – Низькочастотний вібраційний збудник коливань:  
 1 – корпус; 2 – підшипник; 3 – вал; 4 – кришка підшипника прохідна;  
 5 – дебаланс, що повертається на валу; 6 – нерухомий дебаланс;  
 7 – розпірна втулка; 8 – спеціальна шпонка; 9 – шпонка; 10 – шків;  
 11 – торцева шайба; 12 – масленичка; 13 – манжета;  
 14, 15 – регулювальні болти

Динамічна вантажопідйомність підшипника визначається за відомою залежністю:

$$C = P_{екв} \sqrt[n]{L}, \quad (1)$$

де  $P_{екв}$  – еквівалентне динамічне навантаження;  $L$  – довговічність підшипника в мільйонах обертів;  $n$  – показник ступеня, для роликот підшипників  $n = 10/3$ .

При розрахунку віброзбудників коливань було прийнято 90% ймовірність безвідмовної роботи підшипників, що необхідно для опор машин загального призначення, і важкий режим їх роботи. Тоді еквівалентне динамічне навантаження може бути визначене з наступної залежності:

$$P_{екв} = \frac{Q}{z} V_n K_E K_b, \quad (2)$$

де  $Q$  – амплітуда вимушуючої сили віброзбудника коливань, Н;  $z$  – кількість

несучих підшипників у віброзбуднику коливань;  $K_E$  – коефіцієнт режиму роботи, для важкого режиму роботи  $K_E=0,8$ ;  $K_b$  – коефіцієнт безпеки,  $K_b=1,3$ ;  $V_n$  – коефіцієнт, що враховує обертання зовнішнього кільця підшипника.

Розрахункова довговічність підшипника в мільйонах обертів

$$L = 573\omega \cdot t \cdot 10^{-6}, \quad (3)$$

де  $\omega$  – кутова частота вимушених коливань, рад/с;  $t$  – розрахункова довговічність роботи підшипника в годинах.

Підставляючи вирази (2) і (3) у залежність (1), визначимо амплітуду вимушеної сили  $Q$  вібраційного збудника коливань залежно від типорозміру вибраних підшипників та їх кількості у вібраційному збуднику

$$Q = \frac{C_r z}{V_n K_E K_b \sqrt[n]{573\omega t 10^{-6}}}, \quad (4)$$

де  $C_r$  – динамічна вантажопідйомність певного типорозміру підшипника.

Завдяки компактній конструкції та симетричному розташуванню дебалансів щодо фланцевих опор вони при роботі не створюють перекидальних моментів, забезпечуючи тим самим рівномірність амплітуд коливань рухомої рами віброплощадки по всій її довжині, що позитивно впливає на якість виробу.

#### Література

1. Maslov, A.G., Salenko, Y.S. *Vibratsionnyie mashinyi i protsessyi v dorozhno-stroitel'nom proizvodstve: monografiya [Vibrating machines and processes in road construction industry: monograph]*, PP Cherbatyh, Kremenchuk, Ukraine, 2014. – 262 p.
2. Маслов О.Г., Саленко Ю.С., Маслова Н.О. Дослідження взаємодії віброуючої плити з цементобетонною сумішшю // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ. – 2011. – Вип. 2 (67). Частина 1. – С 93 – 98.
3. Вакуленко Р.А., Воробйов В.В. Ахметова Л.М. Дослідження діючих сил і моментів у планетарному вібраційному збуджувачі коливань // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ, 2017. – Випуск 6(107) ч. 1. – С. 110 – 115

---

*Дощечкіна Ірина Василівна, професор, к.т.н., доцент.  
Дуліч Дарина Владиславівна, магістр  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО РЕСУРСУ СПРЯЖЕНИХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ, ЩО ПІДДАЮТЬСЯ ТАКОЖ ЦИКЛІЧНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ**

Автори [1,с.226] зазначають, що у більшості випадків (75 до 90 %) передчасного виходу з ладу машини є значне зношування деталей. і лише 10 - 15 % це поломки. При цьому встановлено, що доля відмов силового агрегату складає 32 – 37 %, з них 25– 30 % припадає на двигун, а саме на деталі циліндро - поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму [2, с. 102]. Значна кількість деталей основних конструктивних вузлів двигунів піддаються дії циклічних навантажень і працюють в умовах втоми, та і знос також має втомну природу, то цілком доцільно приділяти увагу також питанню підвищення втомної міцності, як ще одному з головних критеріїв довговічності.

Експлуатаційні навантаження на більшість деталей передусім сприймаються їх поверхнею і забезпечення зносостійкості, циклічно довговічності, опору корозії залежить від стану поверхні. Підвищення опору деталей таким поширеним деструктивним процесам як спрацювання спряжених поверхонь та втомне руйнування досягається удосконаленням існуючих і розробкою нових технологічних методів підвищення якості і зносостійкості поверхневих шарів. Всі ці заходи не є вичерпними для підвищення зносостійкості, хоча і досягають певної ефективності, однак потребують спеціального обладнання, значних енергетичних витрат, що суттєво впливає на вартість виробу.

При достроковій відмові деталей машин метою поточного ремонту, як правило, є досягнення лише певного заданого рівня їх роботоздатності, що дозволить запобігти чергової можливої передчасної відмові в експлуатації. Ремонтні роботи потребують значних фінансових та трудових витрат і при цьому не завжди задовольняються технічні вимоги до післяремонтного ресурсу. Тому підвищення довговічності деталей після ремонту при як найменших витратах є актуальним питанням.

Застосування інноваційних технологій дозволяє одержати поверхню із практично будь-якими істотно поліпшеними експлуатаційними характеристиками. В даній роботі з метою збільшення післяремонтного ресурсу спряжених деталей двигуна використана сучасна нанотехнологія - епіламування робочих поверхонь виробів, яка останнім часом займає впевнені позиції в різних галузях промисловості і набуває все зростаючого використання для підвищення важливих експлуатаційних властивостей – трибологічних показників, втомної міцності, корозійної стійкості для виробів різного призначення [3, с 93-94; 4, с.211-214]. Епілами – це розчини фторвмісних поверхнево-активних речовин (фторПАР) у різних легколетючих

---

хладонах. При епіламуванні на робочі поверхні утворюється нанорозмірна багатофункціональна плівка певним чином орієнтованих молекул поверхнево-активної речовини (ПАР), яка істотно зменшує енергію поверхневого шару і надає йому нові властивості.

У даній роботі на поверхню сталевих зразків зі сталі 40Х, які випробовувались на зносостійкість, циклічну довговічність та розтягання, після ретельного знежирення та очищення наносили плівку епіламу марки СФК-05. Обробку проводили зануренням зразків на 15 хвилин у гарячу ванну при температурі 50 – 55 °С. Нанесення плівки ФторПАВ внаслідок її дуже низького поверхневого натягу і високої проникаючої здатності зменшило шорсткість поверхні Ra з 1,26 до 0,18 мкм, заповнюючи та дегазуючи найдрібніші нерівності поверхні – наслідки зношування, що утворилися у процесі експлуатації двигуна. Між поверхнями тертя утворюється розділовий бар'єрний шар дуже тонкої мономолекулярної плівки із низькою поверхневою енергією, наявність якої зменшила адгезію контактуючих матеріалів, істотно знизила коефіцієнт тертя, що позитивно вплинуло на зносостійкості третьових поверхонь. Результати досліджень зафіксували у п'ять разів менший знос зразків з поверхнею обробленою епіламом. Ефект «заліковування» поверхневих дефектів позначився на збільшенні циклічну довговічності, яка підвищилася в 4 - 4,5 рази в залежності від навантаження.

#### *Література*

1. Ренський В.О. Дослідження довговічності двигунів внутрішнього згорання та шляхи її підвищення / В.О. Ренський, Є.В. Калганков // *Інтеграція світових наукових процесів як основа суспільного прогресу : Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції Київ : ГО «Інститут інноваційної освіти», 2019. 248 с.*

2. Терехов В. Ю. Визначення технічного стану моторного масла та його вплив на трибоспряження двигуна / В. Ю. Терехов, Є. В. Калганков, В. І. Дурда. // *Zbiór raportów naukowych. „Inżynieria i technologia. 2014. osiągnięć, projektu hipotezę. Warszawa: Wydawca: Sp. z o.o. «Diamondtrading tour», 2014. 114 str*

3. Трошін О.М. Розробка технології епіламування силових елементів транспортних засобів / О. М. Трошін, М. Г. Стадніченко, В. В. Парфіло // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.. Вип. 192. 2018. 345с.*

4. Кузьменко Б.В. Управління процесами тертя в опорах валів судових допоміжних механізмів / Б.В. Кузьменко, Є.О. Шендерей, В.П. Кардаш // *Матеріали наук.-техн. конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", Одеса: НУ «ОМА», 2021. 241 с.*

---

*Васильєв Олексій Сергійович, к.т.н., доцент,  
Кулай Володимир Павлович, аспірант,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,*

## **ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОЗЧИНІВ РОЗРІДЖЕНИХ ІНЕРТНИМИ ГАЗАМИ**

В сучасному будівельному виробництві широке застосування отримав такий матеріал, як пінобетон. Вироби з якого використовують для зведення житлових і промислових будівель висотою до чотирьох поверхів

Пінобетон є різновидом пористого бетону. Для його виготовлення використовують пісок, піноутворювач, цемент і воду. У деяких випадках допускається добавка пластифікаторів, а також закріплювача і фібри, щоб поліпшити характеристики піноблоку, а також підвищити його міцність.

У будівництві, для створення однорідної маси з декількох складових, використовують змішувальні пристрої. Ці пристрої забезпечують максимально повний та рівномірний контакт між реагуючими компонентами на всьому об'ємі.

Змішування - це процес об'єднання різних складових або компонентів разом, щоб створити однорідну суміш. Цей процес зазвичай використовується для забезпечення рівномірного розподілу складових у суміші та забезпечення максимального контакту між ними для досягнення бажаної реакції чи результату.

Для змішування компонентів у технологічній лінії виготовлення пінобетону використовується пінобетонозмішувач (див. рисунок 1).

Пінобетонозмішувач - це спеціальне обладнання, яке використовується для виробництва пінобетону, легкого матеріалу, що складається з цементу (або іншого в'язучого матеріалу), піни (зазвичай поліуретанової) і води. Змішувач працює на принципі комбінування цих компонентів в спеціальному співвідношенні, щоб створити однорідну масу.

Запропонований пінобетонозмішувач складається з таких 12 елементів:

1 – штуцер подачі інертного газу або повітря — це з'єднувальний елемент, призначений для підведення інертного газу (наприклад, аргону або гелію) або повітря при розвантаженні змішувального контейнера;

2 – змішувальний контейнер – контейнер циліндричної форми, в нижній частині конусоподібний, який використовується для змішування різних компонентів чи речовин для створення однорідної суміші;

3 – кришка – елемент, який накриває змішувальний контейнер для запобігання втраті матеріалу під час процесу змішування та для забезпечення безпеки;

4 – запірний механізм – механізм, призначений для відкривання та закривання доступу до змішувального контейнера, щоб контролювати процес змішування;

5 – направляюча – система, яка забезпечує правильну орієнтацію та рух матеріалу в змішувальному контейнері під час процесу приготування суміші в вертикальній площині;

---

6 – вивантажувальний жолоб – механізм, який використовується для вивантаження одержаної суміші з контейнера після завершення процесу змішування;

7 – опорні колеса – колеса, які використовуються для підтримки та переміщення змішувального пристрою;

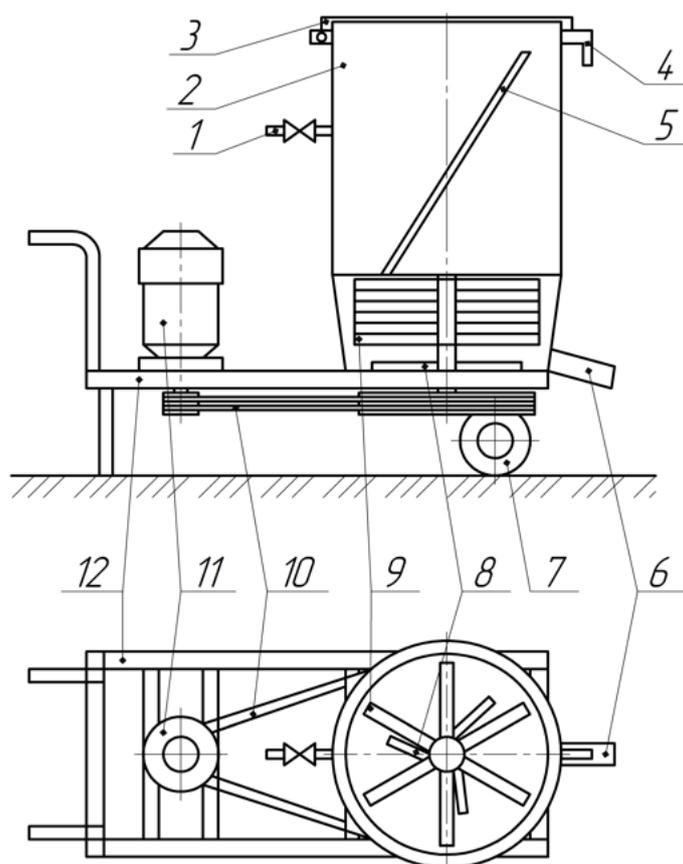
8 – горизонтальні направляючі – система, яка забезпечує правильну орієнтацію та рух матеріалу в змішувальному контейнері під час процесу приготування суміші в горизонтальній площині;

9 – змішувальна лопатка – лопатка або механізм, який використовується для змішування компонентів у змішувальному контейнері;

10 – привід – механізм або система, яка надає енергію для приведення в рух змішувального пристрою;

11 – двигун – електричний або механічний пристрій, який використовується для приводу змішувального механізму;

12 – рама – каркас або конструкція, на якій розміщені інші компоненти змішувального пристрою для підтримки та стабілізації всієї системи.



- 1 – Штуцер подачі інертного газу, або повітря;  
 2 – Змішувальний контейнер; 3 – Кришка;  
 4 – Запірний механізм; 5 – Направляюча;  
 6 – Вивантажувальний жолоб; 7 – Опорні колеса;  
 8 – Горизонтальні направляючі; 9 – Змішувальна лопатка;  
 10 – Привід; 11 – Двигун; 12 – Рама.

Рисунок 1 – Пінобетнозмішувач

---

### Технічна характеристика пінобетонозмішувача

1 Об'єм змішувального контейнера	- 0,15 м <sup>3</sup>
2 Об'єм готової суміші на виході	- 0,12 м <sup>3</sup>
3 Діаметр завантажувального отвору змішувального контейнера	- 0,55 м
4 Поперечне січення вивантажувального жолоба	- квадрат 0,1 м
5 Робочий тиск в змішувальному контейнері	- до 0,1 Мпа
6 Частота обертів змішувальної лопатки	- 250 хв <sup>-1</sup>
7 Час змішування до виливання в форму	- 2 хв
8 Тип привода	- пасовий
9 Передатне число привода	- 6
10 Кількість пасів	- 3
11 Потужність двигуна	- 1,5 кВт
12 Кількість обертів двигуна	- 1500 хв <sup>-1</sup>
13 Можливість транспортування	- так
14 Вага	- 90 кг
15 Габаритні розміри:	
довжина	- 1,2 м
ширина	- 0,6 м
висота	- 1,2 м

### Література

1. Пінкера В.А. Пінобетон в сучасному будівництві / В.А. Пінкера Будівельна альтернатива. – 2002. – № 3.
  2. Будівельне матеріалознавство / за ред. П.В. Кривенко. — К. : Ліра-К, 2012 — 624 с.
  3. ДСТУ Б В.2.7-137:2008 Будівельні матеріали. Блоки із ніздрюватого бетону стінові дрібні. Технічні умови (41007).
  4. Мосьпан В.І. Підвищення стійкості пінив бетонній суміші / В.І. Мосьпан // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури – Дніпропетровськ: ПДАБА, 2011 - № 1-2. – С. 73-76.
  5. Сівко В.Й. Обладнання підприємств промисловості будівельних матеріалів і виробів: Підручн. / В.Й. Сівко , В.А. Поляченко / За ред. В.Й. Сівка – КНУБА. – К.: ТОВ “АВЕГА”, 2004. – 276.
-

*Блажко Володимир Володимирович , к.т.н., доцент  
Аніщенко Анна Ігорівна, к.т.н., доцент  
Григорків Олексій Борисович, аспірант  
Харківський національний університет міського господарства  
імені О.М. Бекетова*

## **ОЦІНКА ВПЛИВУ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ ЗМІШУВАЧА НА ЯКІСТЬ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

Питання актуальності зведення захисних укриттів в період війни має велике значення, особливо в контексті сучасних конфліктів, де цивільні населення і інфраструктура стають прямими мішенями [1].

Для зведення захисних та фортифікаційних споруд, як правило, рекомендують використовувати високоміцні бетони марок С50 - С 60, які можуть витримувати великі механічні навантаження та забезпечувати надійність і довговічність споруд. [2].

Враховуючи значну вартість та важливість бетонної суміші спеціального призначення при її використанні велика увага приділяється контролю якості компонентів, процесу змішування та затвердіння, щоб забезпечити високу якість кінцевого продукту.

Одним з ключових факторів у питанні якісного приготування бетонної суміші марки С50 – С 60 є вибір типу змішувача та оптимізація його робочих параметрів.

Бетони марок С 50 – С 60 відносять до важких бетонів, щільність яких становить  $\rho = 2450 \text{ кг/м}^3$  з низьким водоцементним відношенням В/Ц = 0,34..35. Такі характеристики бетонної суміші в значній мірі накладають на елементи конструкції робочого органу змішувача значне навантаження у вигляді питомого опору з боку компонентів суміші та вимагають значних зусиль та потужності на реалізацію процесу якісного перемішування (усереднення) компонентів бетонної суміші, що можливо тільки при використанні змішувача примусової дії.

Для підтвердження гіпотези про доцільність та ефективність застосування саме змішувачів примусової дії, проведені дослідження, які довели ефективність змішувачів примусової дії з робочим органом у вигляді лопатевих валів розташованих в горизонтальній площині для приготування бетонних сумішей спеціального призначення [3].

Дослідження проведені із застосуванням планового факторного експерименту, із дотриманням вимог ДСТУ 9208:2022 [4].

У якості дослідної функції була обрана якість приготовленої бетонної суміші, що оцінювалась по показникам міцності сформованих зразків бетону при їх витриманні (твердінні) у продовж 28 діб.

Для дотримання рецептури бетонної суміші С-50 були використані наступні складові бетонної суміші:

- Сталево волокно. Довжина 40 мм, діаметр 0,8 мм;
- Цемент. Портландцемент М500.

- 
- Дрібний заповнювач. Розсіяний пісок з контрольованим модулем крупності у межах від 2,3 до 3,0;
  - Грубий заповнювач. Гранітний з розміром частинок від 5 мм до 20 мм
  - Домішка. В якості домішки використовувався полікарбосилатний суперпластифікатор, зі зменшенням води не менше 25%. Кількість домішки складала 0,5%~1% від вмісту цементу.

У якості факторів, що впливають на процес приготування бетонної суміші обрані:

- частота обертання робочого органу (лопатевих валів);
- кількість лопаток встановлених на робочому органі;
- кут встановлення (атаки) лопаток;
- час перемішування компонентів;
- коефіцієнт наповнення робочої зони змішувача;
- розмір лопаток встановлених на валу.

Обробка одержаних результатів дало змогу визначити раціональні режими роботи змішувачів примусової дії та розробити рекомендації щодо застосування змішувачів з горизонтальними лопатевими валами при приготуванні високоміцних бетонів.

- Досягнення найбільшої однорідності важкої, малорухомої бетонної суміші рекомендується експлуатація змішувачів примусової дії спостерігалось при:
- частоті обертання робочого органу  $n = 23-25$  хв-1;
- кут встановлення (атаки) лпаток на робочому органі  $\alpha_1 = 42-45^\circ$ ;
- кількість лопаток робочого органу  $z = 16-18$  шт.;
- площа лопатки  $F = 0,06$  м<sup>2</sup>.;
- час на приготування суміші спеціального призначення 180-200 с.;
- коефіцієнт наповнення робочої зони змішувача  $K_z = 0,35-38$  підчас приготування малорухомих сумішей
- Встановлено, що двухстадійне приготування малорухомих бетонних сумішей з використанням сталеві фібри значно прискорює її усереднення в загальному об'ємі суміші, що готується.

#### *Література*

1. Сайт «Intercrefax Ukraine». [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://interfax.com.ua/news/general/950820.html/>. 28.11.2023 р.
  2. Сайт «Портал єдиної державної електронної системи у сфері будівництва». [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/ssslk/>. 15.04.2024 р.
  3. Бетонозмішувачі з каскадним принципом перемішування. Монографія / І.А. Ємельянова, А.І. Аніщенко, С.М. Євель, В.В. Блажко, О.В. Доброходова, Н.А. Меленцов – Харків: Пабліш Груп, 2012 – 146 с.
  4. Сайт «Будстандарт». [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/ssslld/>. 24.09.2023 р.
-

*Коробко Богдан Олегович, д.т.н., професор,  
Бережний Владислав Олегович, аспірант*

*Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка"*

### **ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ККД ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО ДІАФРАГМОВОГО БЕТНОНАСОСА З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ**

Кожна будівельна машина характеризується своїми технічними параметрами, які залежать від типу обладнання та його конструкційних особливостей. Наприклад, робота бетононасоса визначається рядом техніко-економічних параметрів, серед яких основні такі: продуктивність (подача), створений тиск, дальність транспортування, споживана потужність, надійність у роботі, всмоктувальна здатність, пульсація подачі та об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД). Саме об'ємний ККД потребує більш детального аналізу. Цей показник визначає ефективність транспортування будівельних сумішей і виражається як співвідношення фактичної подачі до теоретичної. Фактична подача завжди менша за теоретичну через об'ємні втрати розчину під час транспортування за допомогою бетононасосів. Аналіз недавніх досліджень та виділення нерозв'язаних аспектів загальної проблеми підтверджують складність гідравлічних процесів у робочій камері бетононасоса і необхідність використання експериментальних даних для визначення об'ємного ККД [1, 2, 3]. Визначення об'ємного ККД вимагає урахування як властивостей середовища, що транспортується, так і конструктивних особливостей обладнання. Випробування бетононасосів у лабораторних умовах і під час експлуатації на виробництві свідчать про зменшення об'ємного ККД при зниженні рухливості розчинної суміші. Об'ємні втрати в насосі можна поділити на кілька компонентів:

$$\Delta Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3 + \Delta Q_4 + \Delta Q_5,$$

$\Delta Q_1$  – втрати через наявність повітря у всмоктувальному розчині;

$\Delta Q_2$  – втрати через зворотні витоки розчину при закритті клапанів;

$\Delta Q_3$  – втрати через стисливість рідини в просторі робочої камери;

$\Delta Q_4$  – втрати через деформацію стінок робочої камери;

$\Delta Q_5$  – втрати через витоки рідини через зазори в ущільненнях клапанного вузла і циліндро-поршневої групи.

Ці компоненти мають різний вплив на загальну величину втрат. Аналіз механізму впливу компонент  $\Delta Q_1$ ,  $\Delta Q_2$ ,  $\Delta Q_3$  висвітлено в певних дослідженнях [2]. При оцінці втрат розчину при роботі бетононасоса під номінальним тиском до 5 МПа, який вважається низьким, втратами  $\Delta Q_4$  можна ігнорувати. Витоки через ущільнення  $\Delta Q_5$  для функціонуючого бетононасоса при зазначеному робочому тиску також не вважаються значущими порівняно з іншими втратами, проте зношування ущільнень може призвести до збільшення цих витоків і, відповідно, вплинути на ефективність роботи обладнання.

---

### Література

1. Онищенко О.Г. Методика розрахунку зворотних втрат розчину через усмоктуючий клапан вертикального диференціального розчинонасоса / О.Г. Онищенко, А.Т. Кукоба, В.У. Уст'янець // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПДТУ, 1998. – Вип. 3. – С. 3 – 6.

2. Онищенко О. Г. Вплив об'ємного розширення розчину на ефективність роботи розчинонасоса / О.Г. Онищенко, А.В. Васильєв, Б.О. Коробко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПДТУ, 1999. – Вип.4. – С. 3 – 9.

3. Баладінський В.Л. Будівельна техніка / В.Л. Баладінський, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – Київ-Полтава: КНУБА-ПНТУ, 2002. – 463 с.

*Нестеренко Микола Миколайович, к.т.н., доцент,*

*Панфілов Олександр Іванович, аспірант,*

*Пирлик Максим Олександрович, аспірант,*

*Ведмідь Василь Васильович, аспірант,*

*Маргарян Ален Сейранович, магістр*

*Прилепа Олександр Антонович Concrete Plus, м. Таллінн, Естонія  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ВИКОРИСТАННЯ ІМПУЛЬСНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ПРИВАНТАЖУВАЧА ДЛЯ ДОУЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ**

При виготовленні стінових панелей високої готовності (рисунок 1) [1] виникає потреба у використанні вібраційної площадки на яку будуть встановлюватися змінні форми та привантажувач для доущільнення суміші.



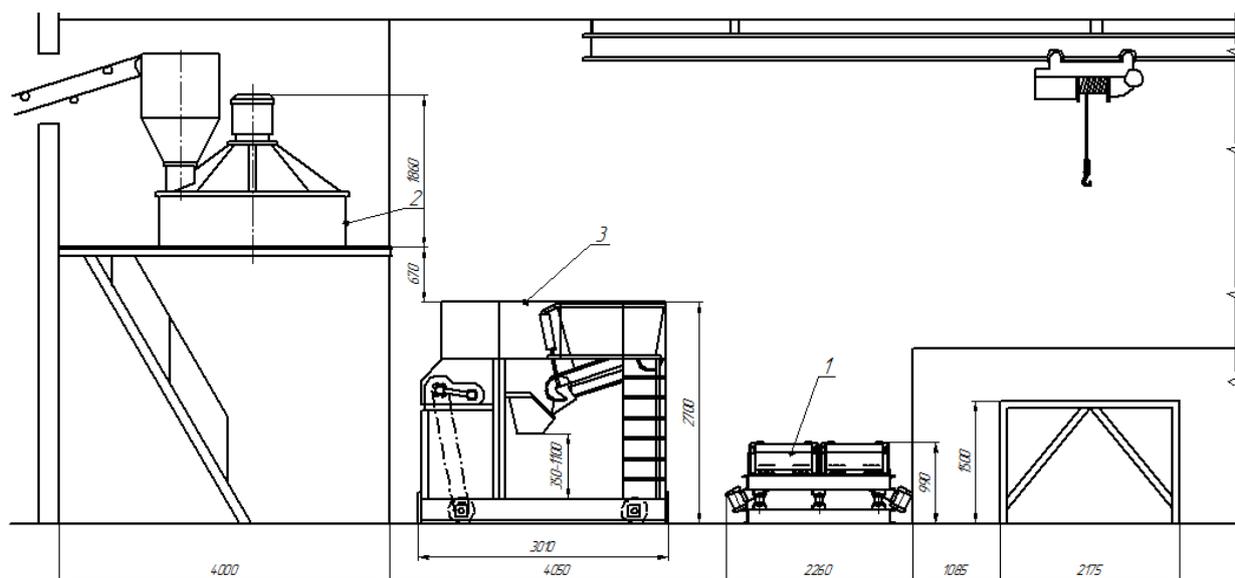
Рисунок 1 – Зразки стінових панелей

Схема обладнання для ущільнення панелей зображено на рисунку 2 -3.

Привантажувач складається з коробчастої конструкції в якій розміщуються ударні елементи та додатковий вібробуджувач.

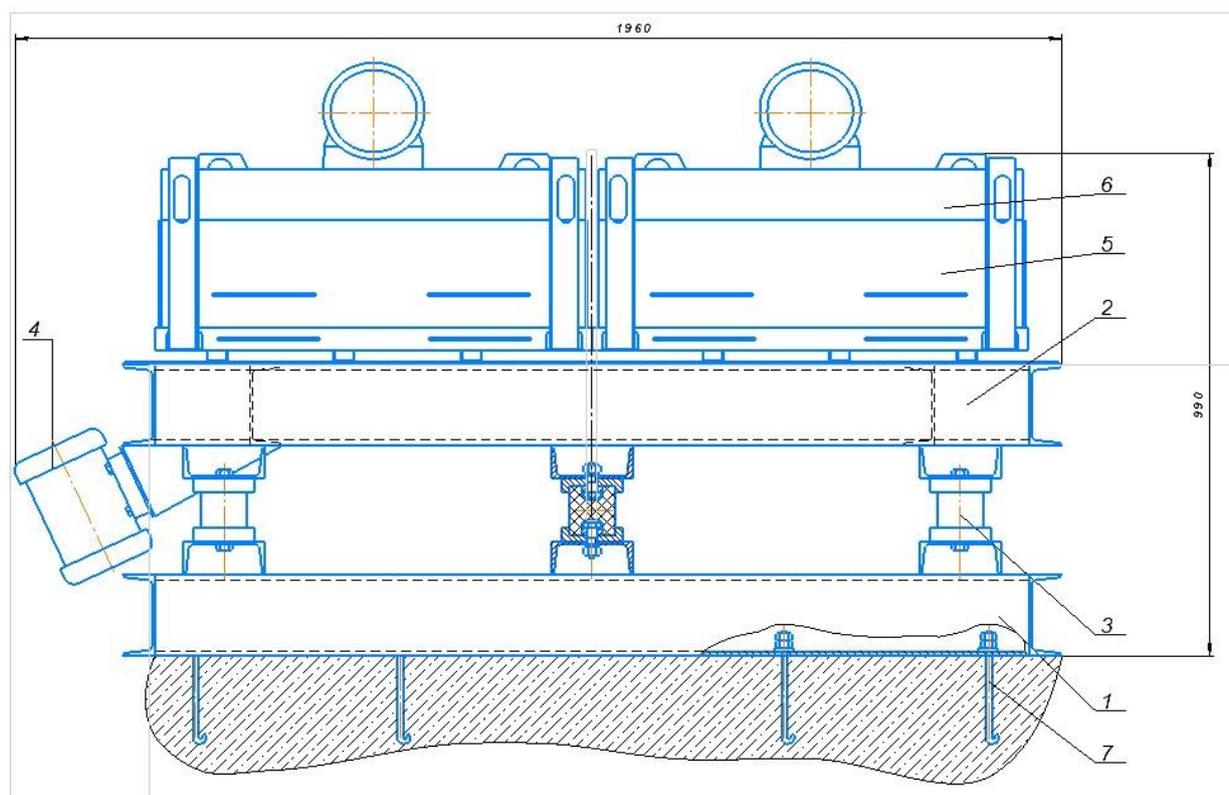
Імпульсні вібраційні привантажувачі працюють за принципом нанесення швидких ударів або імпульсів, які передаються до бетонної суміші. Ці удари допомагають забезпечити більш ефективне доущільнення, а також допомагають видалити повітряні мішки та порожнечу з бетону.

---



1 – вібраційна площадка, 2 – змішувач, 3 – сумішо укладальник.

Рисунок 2 – Лінія виробництва стінових панелей



1 – нерухома рама, 2 – рухома рама, 3 – вібраційні опори, 4 – віброзбуджувачі,  
5 – форма, 6 – привантажувач, 7 – анкери

Рисунок 3 – Віброплощадка з встановленими привантажувачами

Імпульсні вібраційні привантажувачі можуть мати різні конструкції, включаючи пристрої з різними формами і розмірами, які прикріплюються до вібраційної площадки або рухаються над нею. Деякі моделі мають автоматичну регулювання сили удару або імпульсу, що дозволяє керувати процесом доущільнення в залежності від вимог проекту та властивостей бетонної суміші.

---

Загалом, використання імпульсного вібраційного привантажувача має значний вплив на якість та продуктивність будівельних проектів, дозволяючи швидше та ефективніше ущільнювати бетонні суміші. Це допомагає збільшити швидкість виконання робіт та знизити час, необхідний для досягнення необхідної міцності бетону. Оптимальне ущільнення забезпечує високу якість поверхні бетону, що особливо важливо для проектів, де вимагається гладка та однорідна фінішна обробка.

#### *Література*

1. Сайт «Sdsenjiasheng» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.sdsenjiasheng.com/jbklqzfhgqb/> 20.04.2024 р.

*Левченко Олександр Петрович, аспірант,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

### **ПРИСТОСУВАННЯ ДЛЯ ОБВАЛЕННЯ СКЛЕПІНЬ СИПКОВОГО МАТЕРІАЛУ В БУНКЕРАХ**

При дозуванні цементу та інших сипких будівельних матеріалів може виникати утворення склепів. Утворення склепів залежить як від характеристик самого матеріалу, його зміни з часом, так і від параметрів бункера. Запобігання утворенню склепів можна досягти шляхом правильної конструкції бункера (рисунок 1-2) та використання механізмів, що забезпечують постійний потік сипкого матеріалу.

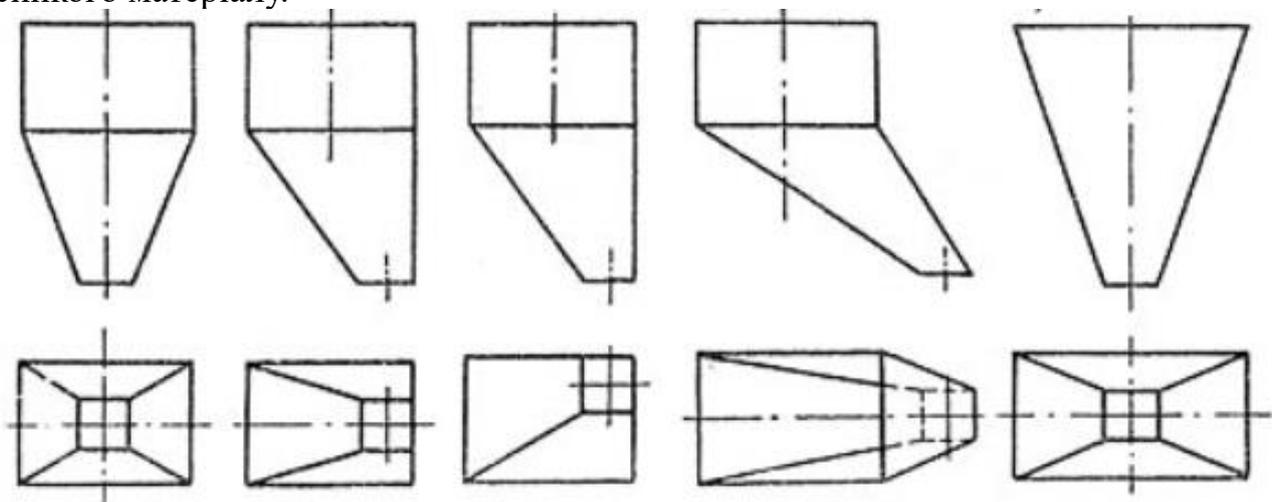


Рисунок 1 – Конструкції бункерів - поєднанні з форм призми і пірамід прямої або похилої

Характер витікання сипких матеріалів із ємності відрізняється від характеру витікання рідин, оскільки розподіл тиску сипкого матеріалу і рідини за висотою ємності має різні закономірності. Міцність, яку може набувати сипкий матеріал у будь-якій точці ємності, є функцією найбільшого тиску в цій точці.

---

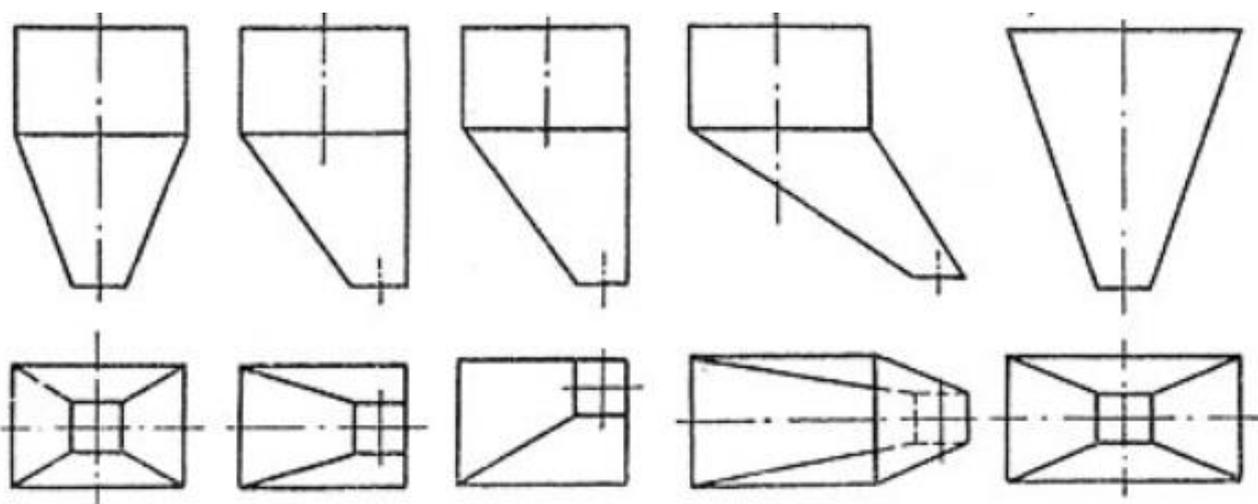


Рисунок 2 – Конструкції бункерів - утворені поєднанням циліндра і конуса — кругового та еліптичного.

Для оцінки ступеня зміни щільності сипкого матеріалу в бункері необхідно знати розподіл вертикального ущільнюючого тиску за висотою ємності та співвідношення між вертикальним і бічним тиском сипкого матеріалу.

У контексті цементу та інших сипких будівельних матеріалів важливо правильно проектувати бункери та використовувати системи переміщення матеріалу, які допоможуть уникнути склепоутворення і забезпечать рівномірний потік матеріалу.

Процес витікання сипких будівельних матеріалів відбувається приблизно так, як показано на рисунку 3, а, б: вертикальний стовп матеріалу над отвором приводиться в рух, створюючи воронку, через яку сипкі частинки поступово висипаються.

На рисунку 3, а та б, показано витікання сипких матеріалів з бункера, коли через отвір у центрі бункера спершу висипається частина 1, яка має форму конуса або клина, потім частина 2, що нагадує еліпсоїд. Далі зсуваються частини 3 і 4, утворюючи воронку. До моменту закінчення процесу в нижній частині бункера залишається "мертва" зона, заповнена частинами 5.

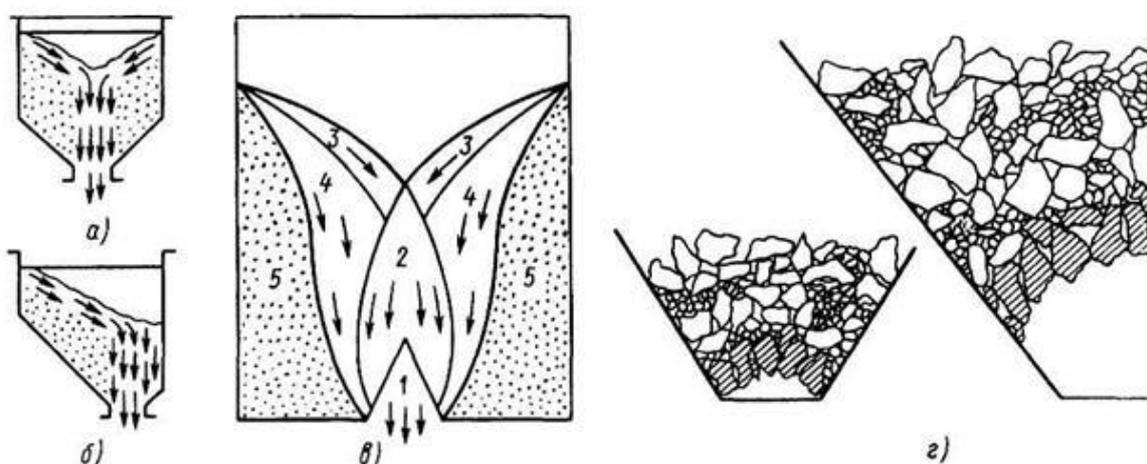
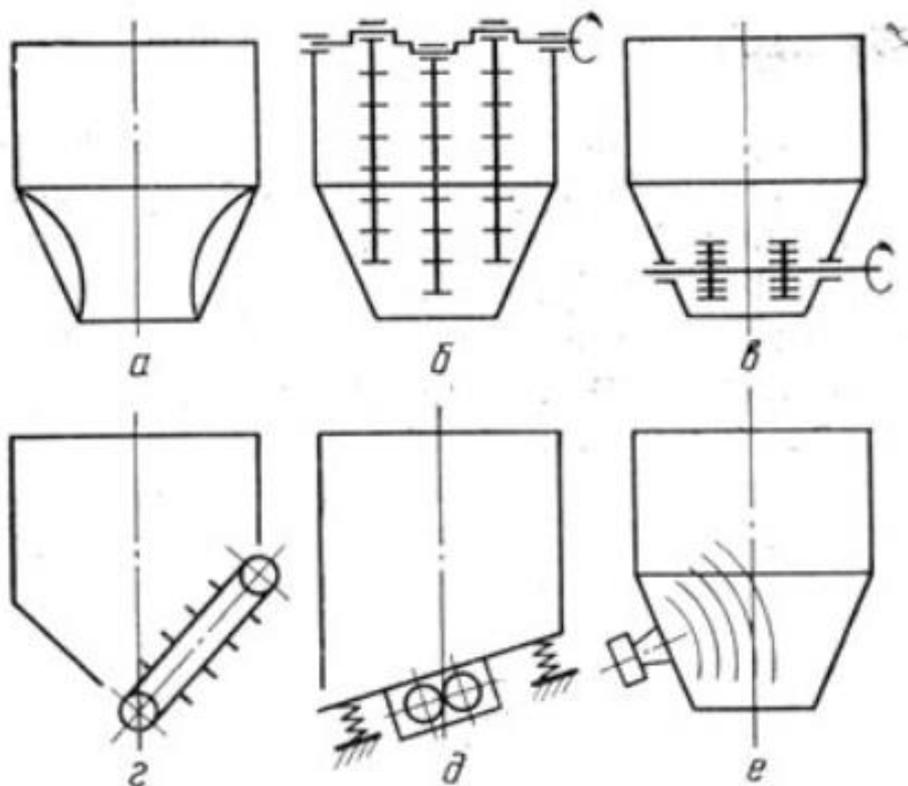


Рисунок 3 – Показано процес витікання сипких матеріалів з бункера

Мінімальний кут нахилу стінок, при якому "мертвої" зони не утворюється, залежить від коефіцієнта тертя матеріалу об стінки бункера.

При висипанні сипких будівельних матеріалів часто виникає проблема утворення склепіння, яке виглядає як купол або арка над випускним отвором. Це явище характерне для кускових матеріалів, але також може траплятися з дрібнозернистими матеріалами, особливо якщо вони вологі або злежані. Для вирішення цієї проблеми використовують різні ручні та механічні засоби (рисунок 4).



- а — параболоїдальної форми; б — механічний штанговий;  
в — механічний ротаційний; г — скребковий живильник;  
д — вібраційний; е — пневматичний (аерація).

Рисунок 4 – Пристосування для забезпечення висипання сипких будівельних матеріалів

Ручні методи включають розбивання склепіння через спеціальні отвори в стінках бункера.

Механічні методи використовують підвішений на ланцюгу вантаж або лопаткове колесо.

Додаткові рішення можуть включати вібратори, які активують лише при відкритому випускному отворі, або використання стисненого повітря, яке вводять через форсунки, розташовані внизу бункера (рисунок 5-7).



Рисунок 3 .- Використання пневмоатичних молотків для руйнування склепінь сипкого матеріалу в бункерах [1]



Рисунок 4 .- Використання вібраційного впливу для руйнування склепінь сипкого матеріалу в бункерах

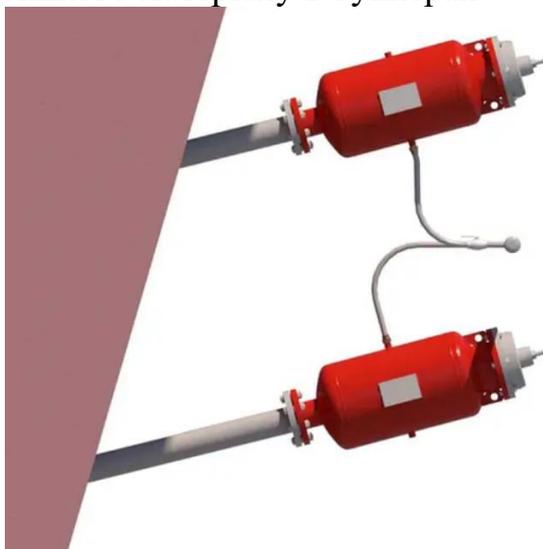


Рисунок 5 .- Використання пневмо пушки для руйнування склепінь сипкого матеріалу в бункерах

#### *Література*

1. Сайт «WAM France» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://wamgroup.fr/fr-FR/WAMFR/Product/PJ/Vibrateurs-Combines> 20.04.2024 р.

---

*Івахно Олександр Володимирович, аспірант,  
Корольов Андрій Олександрович, аспірант,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
Панфілов Олександр Іванович, директор  
Рябуха Віталій Євгенович, головний інженер,  
КП "ПІДПРИЄМСТВО"ТЕПЛОТЕХБУД"*

## **ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ТА КУТА ВСТАНОВЛЕННЯ ЛОПАТОК ЗМІШУВАЧА ПРИМУСОВОЇ ДІЇ**

Для отримання глибшого розуміння впливу кута встановлення лопаток змішувача примусової дії на рух суміші в змішувачі можна використовувати технологію тривимірного моделювання в програмному комплексі SOLIDWORKS.

Створена 3D модель змішувача (рисунок 1) дозволила провести детальне аналітичне дослідження руху лопаток змішувача та їхню взаємодію з сумішшю. Визначення оптимального кута встановлення лопаток виявилось ключовим аспектом для оптимізації процесу перемішування.

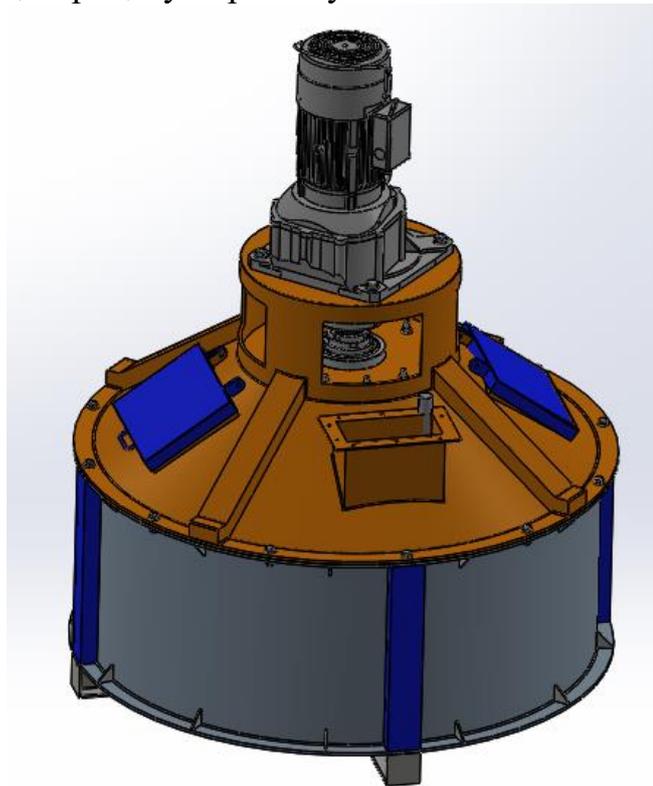


Рисунок 1 – 3D модель змішувача

При моделюванні швидкість руху лопаток бетонозмішувача становила 0.66 м/с.

На рисунку 2 зображено спрощену конструкцію змішувача а саме корпус змішувальної камери та робочі органи. Конструкція складається з двох лопаток які направляють потік суміші з дна корпусу змішувача однієї лопатки вертикальної яка направляє розчин від внутрішньої стінки в центр та однієї центробіжної вертикальної крильчатки.

---

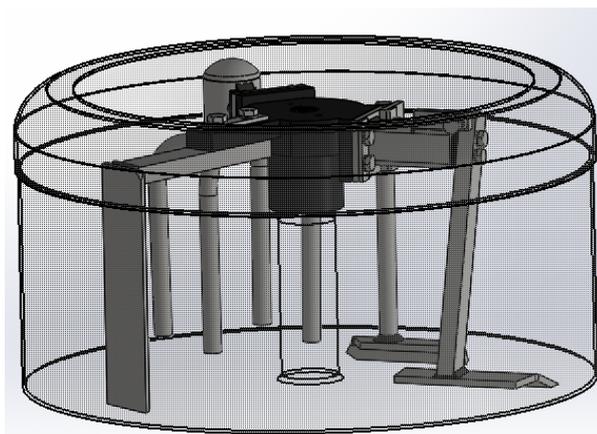


Рисунок 2 – Спрощена конструкція моделі змішувача

При моделюванні було задано параметри суміші полістиролбетону D400 (цифровий індекс - маса кубометру в кілограмах,  $\text{кг/м}^3$ ) Клас міцності на стискання В 1,0.

Ми проводили моделювання роботи лопатки яка відкидає потік суміші від внутрішнього корпусу змішувача. Було промодельовано три типи лопаток.

На рисунку 3-6 показано розподіл швидкості руху суміші в корпусі змішувача при звичайній лопатці. З діаграми швидкостей можна побачити, що є максимальні швидкості руху частинок суміші і вони складають 1.65 м/с. при ширині лопатки 100 мм та кут встановленні  $20^\circ$ .

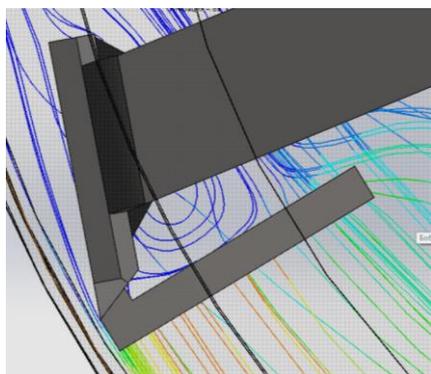


Рисунок 3 – Кут лопатки  $20^\circ$

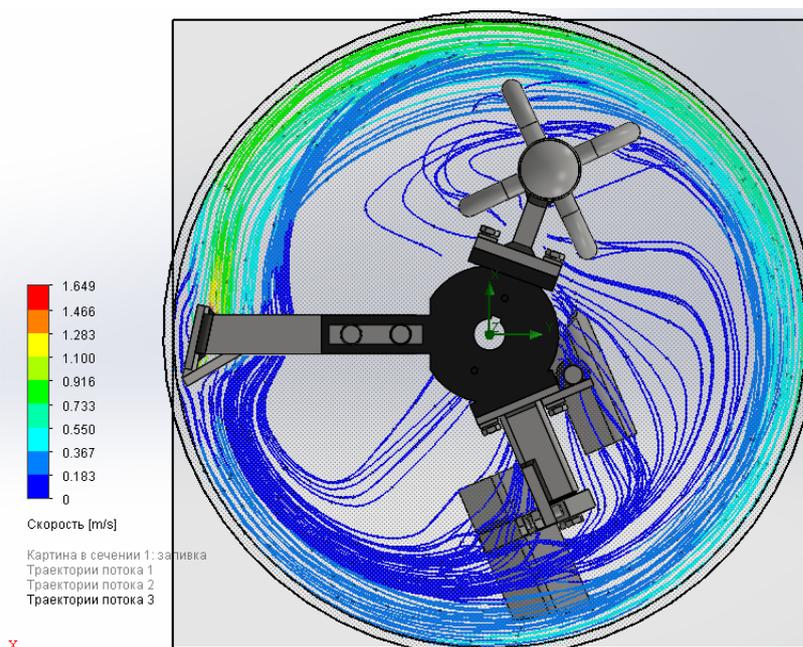


Рисунок 4 – Розподіл швидкості руху суміші в корпусі змішувача при звичайній лопатці, ширина 100 мм. Кут  $20^\circ$

Наступний етап це моделювання ширина лопатки 100 мм та кут встановленні  $20^\circ$ . (рисунок 2.6).

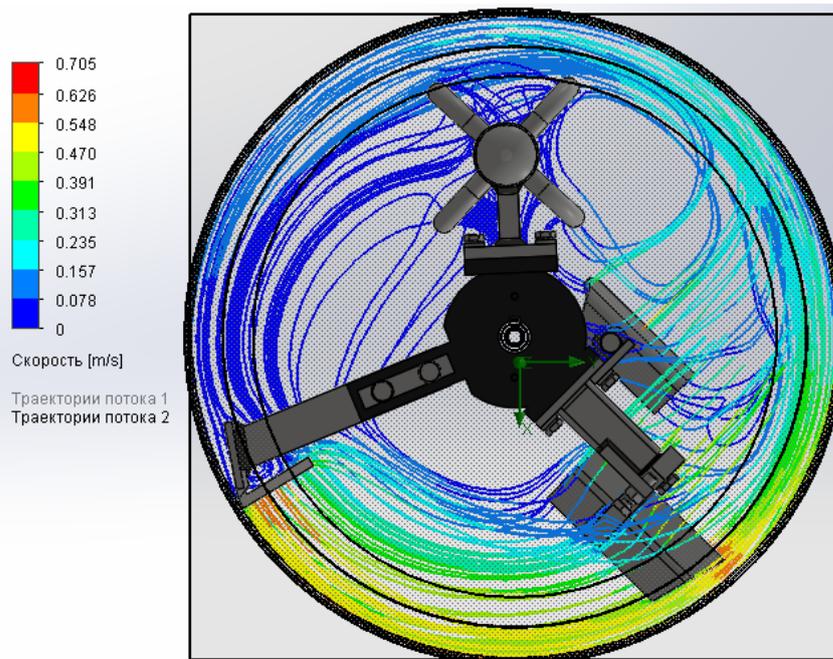


Рисунок 4 – Розподіл швидкості руху суміші в корпусі змішувача при звичайній лопатці ширина 100 мм. Кут  $10^0$

З діаграми швидкостей можна побачити, що є максимальні швидкості руху частинок суміші і вони складають до 0,7 м/с. при ширині лопатки 100 мм та куті встановленні  $10^0$ . В даній моделі спостерігається краще перемішування суміші.

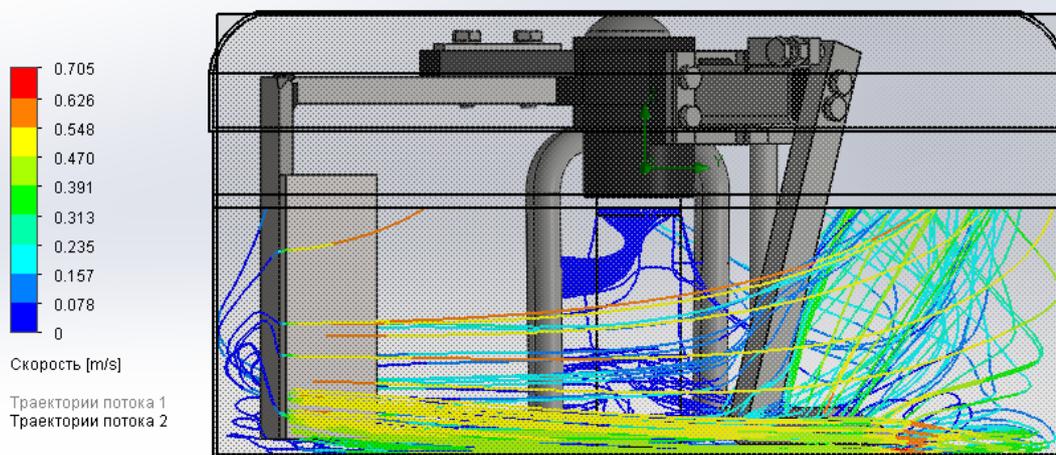


Рисунок 2.6 – Просторова діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача при звичайній лопатці ширина 100 мм. Кут  $10^0$

Відповідно до просторової діаграми можна побачити, що переміщення розчину нерівномірне по висоті.

За даною методикою можна провести моделювання різних конструкцій лопаток змішувача та кутів їх встановлення.

*Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент*  
*Нестеренко Микола Миколайович, к.т.н., доцент*  
*Сідан Денис Олександрович, аспірант,*  
*Жила Ігор Варійович, магістр*  
 Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
*Назаренко Іван Іванович, д.т.н., професор,*  
*Київський національний університет будівництва і архітектури,*

## ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ШНЕКА ПОДАЧІ СУМІШІ ДЛЯ ДРУКУ БУДІВЕЛЬНИМ 3D ПРИНТЕРОМ

В якості початкового параметра для розрахунку 3d будівельного принтера встановлюється основний параметр - діаметр шнека  $D$ .

Якщо він не заданий, його можна взяти з технічних характеристик передбаченої технологічної лінії для 3d друку або приблизно розрахувати за відповідністю (в мм).

$$Q = 0,68D^{2,5}, \quad (1)$$

де  $Q$  - об'ємна продуктивність,  $\text{мм}^3/\text{с}$ . Отримане значення діаметра шнека округлюють до найближчого більшого числа зі стандартного ряду діаметрів шнеків для конкретного типу полімерного матеріалу, враховуючи вимоги 3D-принтера. Після вибору діаметра і відношення  $L/D$  приступають до визначення інших параметрів, що враховують особливості 3D-друку, такі як швидкість подачі матеріалу та необхідність точності друку.

Крок нарізки  $t$  та глибина витка  $h$  суттєво впливають на продуктивність шнекової машини 3D-принтера. Крок витка в зоні завантаження визначається не тільки коефіцієнтом тертя матеріалу о шнек і стінки матеріального циліндра, але й швидкістю подачі матеріалу для друку та вимогами щодо якості друку. Для зони завантаження рекомендується приймати крок від  $0,7$  до  $1,5D$ , з урахуванням специфічних вимог 3D-принтера.

Для зони дозування нарізка шнека може враховувати властивості матеріалів, які використовуються в 3D-друці, такі як температурна чутливість, і забезпечувати необхідну точність друку. Рекомендується враховувати основні параметри: швидкість та стабільність подачі матеріалу для друку при виборі кроку нарізки  $t$ .

Додатково, при роботі з цементною або гіпсовою сумішшю, важливо враховувати їхні особливості, такі як в'язкість та температурні умови для досягнення оптимальних результатів друку. Також слід розглядати вибір матеріалів шнека та конструктивні особливості з урахуванням вимог, що стосуються обробки цементної або гіпсової суміші.

$$t = (0,8...1,2)D \quad (2)$$

У контексті 3D-принтера, де точність і рівномірність подачі матеріалу є критичними факторами для якості друку, обрання кроку нарізки  $t$  рівним діаметру шнека ( $t = D$ ) може бути важливим кроком для забезпечення

---

оптимальних умов друку. Це дозволяє досягти не тільки стабільної і рівномірної подачі матеріалу, але також спрощує технологічний процес виготовлення шнека для 3D-принтера.

Додатково, для досягнення високих ступенів стиснення матеріалу при друці можуть бути використані шнеки зі змінним за довжиною кроком нарізки. Це може бути корисно для регулювання параметрів друку в залежності від властивостей конкретного матеріалу та вимог до якості друку.

При виборі глибини гвинтового каналу важливо враховувати особливості матеріалу, які використовується у 3D-друці, такі як температурна чутливість та потреба в точності друку. Рекомендації щодо глибини гвинтового каналу можуть бути адаптовані з урахуванням конкретних умов та вимог, характерних для 3D-принтера та матеріалів, які використовуються.

Для 3D-принтера важливим є не лише оптимальна глибина гвинтового каналу в зонах питання та дозування, але і врахування особливостей процесу друку.

**У зоні завантаження**, глибина гвинтового каналу також повинна враховувати можливі варіації властивостей матеріалу та його подачу в принтер.

$$h_1 = (0.12...0.16)D: \quad (2.3)$$

**В зоні дозування** для 3D-принтера, крім забезпечення точності друку, важливо враховувати потреби в рівномірній подачі матеріалу та можливість швидкого регулювання глибини винтового каналу для адаптації до різних умов друку та властивостей матеріалу.

$$h_3 = 0.5 \left[ D - \sqrt{D^2 - \frac{4h_1}{i}(D - h_1)} \right] \quad (2.4)$$

Вибір ступеня стиснення матеріалу ( $i$ ) на основі таблиці 1 визначається врахуванням конкретних рекомендацій для кожного матеріалу та виду виробу.

Вибір ступеня стиснення матеріалу (іноді також називається "ступенем живлення") для цементних або гіпсових сумішей може залежати від типу шнеку та його конструктивних параметрів. У загальному випадку, ступінь стиснення визначається відношенням глибини каналу в зоні живлення (поживлення) до глибини каналу в зоні дозування.

Ступінь стиснення цементної або гіпсової суміші залежить від декількох факторів, включаючи тип шнека. Шнек - це обертовий елемент, який використовується для перемішування та подачі матеріалу. Тип шнека може впливати на ступінь стиснення суміші наступними способами:

**Діаметр шнека:** Шнек з меншим діаметром створює більший тиск на суміш, що може призвести до підвищення ступеня стиснення.

**Швидкість шнека:** Шнек з більшою швидкістю створює більший відцентровий тиск на суміш, що також може призвести до підвищення ступеня стиснення.

---

Кут нахилу шнека: Шнек з більшим кутом нахилу створює більший обертовий момент, що також може призвести до підвищення ступеня стиснення.

Загалом, шнеки з меншим діаметром, більшою швидкістю та більшим кутом нахилу будуть створювати більший тиск на суміш, що може призвести до підвищення ступеня стиснення.

Однак, важливо зазначити, що тип шнека не є єдиним фактором, який впливає на ступінь стиснення. Інші фактори, які можуть впливати на вибір ступеня стиснення, включають швидкість виходу матеріалу, величину і тип зерен матеріалу, його вологості та інші властивості.

З Таблиці 1 можна взяти значення середнього градієнта швидкості зсуву  $\gamma$ , числа витків в зоні дозування, і відношення глибини каналу в зоні живлення та дозування для конкретного матеріалу та типу виробу.

Загальною метою визначення глибини гвинтового каналу для 3D-принтера є забезпечення стабільної та точної подачі матеріалу в процесі друку, що є ключовим для отримання високоякісних та деталізованих друкованих будівельних конструкцій.

Таблиця 1 – Конструктивні параметри шнеків для використання в 3D-принтерах

Полімерний матеріал	Середній градієнт швидкості зсуву $\gamma$ , $\text{с}^{-1}$	Число витків в зоні дозування	Коефіцієнт стиснення (відношення глибини каналу в зоні живлення та дозування)
Гіпсова суміш	15...20	4...6	1,1...1,35
Цементна суміш	10...23	3...6	1,05...1,25

У таблиці подано рекомендовані конструктивні параметри шнеків для обробки різних полімерних матеріалів та виготовлення різних видів виробів. Глибина гвинтового каналу, кількість витків та коефіцієнт стиснення визначаються з урахуванням властивостей конкретного матеріалу та типу виробу для досягнення оптимальних умов обробки.

У зоні пластифікації (стиснення).

$$h_2 = h_1 - \frac{h_1 - h_3}{L} L_0 \quad (2.5)$$

$$L_0 = L - L_H \quad (2.6)$$

де  $L$  – довжина шнека, см;

$L_0$  – довжина шнека до зони стиснення, см;

$L_H$  – довжина тискавої частини шнека, см.

$$L_H = (0.4...0.6)L \quad (2.7)$$

Ширина гребня витка шнека  $e$  рекомендується приймати такою, щоб уникнути збільшення потужності, оскільки збільшення товщини витка

---

призводить до зростання витрати енергії, тоді як зменшення її може призвести до утворення значного потоку витoku через зазор між внутрішньою поверхнею матеріального циліндра та зовнішньою поверхнею витка шнека.

$$e = (0,06 \dots 0,1)D. \quad (2.8)$$

Менші значення рекомендується приймати для діаметрів шнека більше 125 мм, тоді як більші значення - для діаметрів менше 125 мм. Радіальний зазор між внутрішньою поверхнею матеріального циліндра та зовнішньою поверхнею витка шнека рекомендується приймати

$$\delta = (0,002 \dots 0,005)D. \quad (2.9)$$

При цьому менші значення приймаються для великих діаметрів шнеків. Частота обертання шнека суттєво впливає на продуктивність шнекових машин. Її зростання спостерігається до певного значення частоти обертання шнека (критичного), після чого починається нестійке рух матеріалу (частинки матеріалу припиняють рухатися в осьовому напрямку і лише обертаються разом із шнеком). Це призводить до зменшення продуктивності, збільшення споживаної потужності та збільшеного зносу робочих частин машини.

Величину критичної частоти обертання шнека в зоні завантаження шнекової машини можна визначити за наступним співвідношенням ( $\text{с}^{-1}$ ):

$$n_{\text{крит}} = \frac{42,2}{60\sqrt{D}} \quad (2.10)$$

де  $D$  - діаметр шнека, м

В зонах стиснення і дозування допустиму частоту обертання шнеків значно зменшують, щоб уникнути через мірного витіснення суміші.

Робоча частота обертання шнека дорівнює

$$n_p = (0,2 \dots 0,7) n_{\text{кри}}, \quad (2.11)$$

де нижні значення числових коефіцієнтів приймаються для малих діаметрів шнеків, верхні - для великих значень. На практиці частота обертання знаходиться в межах від 0,08 до 4,2  $\text{с}^{-1}$ .

*Тікан Юрій Миколайович, аспірант,  
Нестеренко Микола Миколайович, к.т.н., доцент*

*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ВІБРАЦІЙНІ БУНКЕРНІ ЖИВИЛЬНИКИ**

Вібраційні бункерні живильники є ключовим компонентом у багатьох автоматизованих системах, використовуючи принципи вібраційної механіки для орієнтації та подачі заготовок і деталей різного технічного призначення. Ці пристрої призначені для забезпечення поштучної подачі матеріалів на подальші технологічні операції, такі як складання, обробка або упаковка.

---

Конструктивно живильник складається з чаші, яка має гвинтову доріжку на своїй внутрішній або зовнішній поверхні (рисунок 1). Це інженерне рішення ґрунтується на принципі резонансних коливань, що створюються за допомогою електромагнітних або електромеханічних вібраторів. Коли вібрація передається до чаші, деталі, розміщені в її основі, починають рухатися по гвинтовій доріжці, що дозволяє їм поступово підніматися й одночасно орієнтуватися у певному напрямку.



Рисунок 1 – Вібраційний бункерний живильник

Такий механізм вібраційного руху дозволяє ефективно сортувати та орієнтувати деталі, враховуючи їхню форму, розмір та інші геометричні характеристики (рисунок 2). Це досягається через поєднання вертикальних та горизонтальних компонентів вібрації, які підштовхують деталі по гвинтовій траєкторії до виходу, де вони вишиковуються в ряд у потрібній орієнтації.



Рисунок 2 –Вібраційний бункерний живильник для ефективно сортувати та орієнтувати деталі

---

Регулювання інтенсивності вібрації дозволяє змінювати продуктивність живильника, адаптуючи його до різних потреб виробничого процесу. Завдяки цій гнучкості, вібраційні бункерні живильники використовуються в багатьох галузях, включаючи автомобільну промисловість, електроніку та харчову промисловість. Вони є невід'ємною частиною сучасних автоматизованих ліній, забезпечуючи високу ефективність та стабільність процесів оброблення і складання деталей.

*Гавріков Володимир Володимирович, аспірант,  
Скляренко Тарас Олександрович, к.т.н., доцент,  
Нестеренко Тетяна Миколаївна, к.т.н., доцент,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
Дьяченко Олександр Сергійович, к.т.н., доцент  
Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **УТВОРЕННЯ ГРУНТОЦЕМЕНТНИХ ПАЛЬ ЗА ДОПОМОГО ГЛИБИННИХ ВІБРОНАКОНЕЧНИКІВ**

Утворення ґрунтоцементних паль за допомогою глибинних вібронаконечників або віброзаміщення є технологією вдосконалення структури ґрунту, що передбачає створення паль-колон з складових ґрунту та цементу із заповнювачем за допомогою глибинного вібратора, закріпленого на крані. Цей метод використовується для зміцнення різних типів ґрунту. Колони, що утворюються при віброзаміщенні, створюються двома основними методами: з верхньою подачею з водою та з нижньою подачею без води.

При використанні методу мокрої верхньої подачі (Рисунок 1-2), вібратор проникає на задану глибину завдяки власній вазі та вібрації з подачею води. Кам'яний матеріал (подрібнене каміння або перероблений бетон) та цементне молочко подається в кільцевий простір навколо вібратора, утворений під дією водяних струменів. Каміння спускається через кільцевий простір до кінця вібратора, де воно заповнює порожнину, яка утворюється при підйомі вібратора. Далі вібратор знову опускається, ущільнюючи та зміцнюючи структуру, і процес повторюється, поки не буде створено щільну колону від дна до поверхні (Рисунок 2).

У сухому методі нижньої подачі, кам'яний матеріал подається через трубу, закріплену до вібратора, без використання водяних струменів. У цьому випадку може бути необхідне попереднє буріння твердих шарів на місці розташування колони, щоб вібратор міг проникнути на потрібну глибину. Обидва методи забезпечують створення колон, які мають високий модуль пружності,.

---



Рисунок 1 – Використання глибокого вібратора для облаштування ґрунтоцементних паль методом мокрої верхньої подачі

Віброзаміщення використовується для збільшення несучої здатності ґрунту, зменшення осідання для різноманітних конструкцій, таких як будівлі, насипи, дамби (рисунок 3), резервуари.

Обладнання для віброзаміщення може бути оснащене бортовими комп'ютерними системами, що дозволяють контролювати різні параметри під час будівництва.

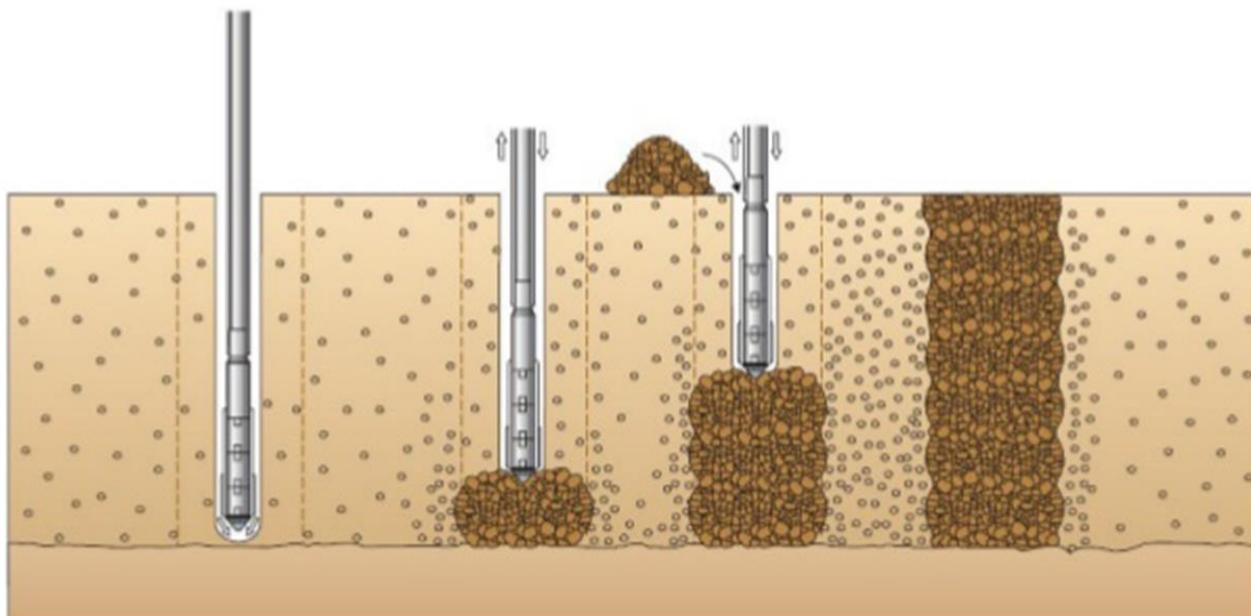


Рисунок 2 – Технологія використання глибокого вібратора для облаштування ґрунтоцементних паль



Рисунок 3 – Використання глибинного вібратора для облаштування ґрунтоцементних паль при будівництві дамби

*Коваленко Богдан Валерійович, інженер,  
Сердюк Вадим Олександрович, інженер,  
Асоціація KONSORT (СМС Системи модернізації складів)  
Нестеренко Микола Миколайович, к.т.н., доц.,  
Кобилінський Максим Валерійович, магістр.*

*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **ОБЛАДНАННЯ ТА ЛІНІЇ ДЛЯ СОРТУВАННЯ СМІТТЯ (ТПВ) ЗАВОДУ KONSORT**

KONSORT – це український завод, спеціалізований на виготовленні обладнання для автоматизації виробництва, сортування та логістики підприємств. Компанія є технологічним партнером, готовим допомогти у вдосконаленні бізнесу та піднесенні його на новий рівень розвитку. Спеціалізується на розробці та виготовленні рішень для автоматизації, серед яких конвеєрні системи, рольганги, калібратори, комплексні лінії виробництва, сортування та переробки – все те, що може знадобитися для оптимізації виробничих процесів. Завжди відкриті до нових ідей та викликів, готові реалізувати технічно складні проекти та сприяти розвитку бізнесу [1].

Одним із напрямків роботи заводу є випуск обладнання для сортування сміття.

Роторний калібратор - це обладнання у вигляді великого барабана з отворами різного розміру. до цього барабану завантажується продукт, він обертається і під час руху проходить в отвори, в залежності від розміру, а також відсівається сміття та інший бруд (рисунок 1). На виході - ви отримуєте

---

відсортований за розмірами продукт, який можна фасувати або відправляти на подальшу обробку, згідно вашого технологічного процесу.



Рисунок 1. – Роторний калібратор

Технічні характеристики

Діаметр ротора 630 мм.

Загальна довжина 5 500 мм.

Товщина стінки барабана 4 мм.

Розмір фракції 27мм, 30мм, 32мм, 35мм, 38мм.

Мотор – редуктор 1,5 кВт.

Лінія для сортування ТПВ об'ємом до 150 000 тонн (рисунок 2) щорічно складається з сортувального комплексу твердих побутових відходів, спроектованого для відбору цінної вторинної сировини та її подальшої відправки на кінцеві пункти переробки.

Процес розпочинається в приймальному відділенні, де тверді побутові відходи (ТПВ) надходять у спеціально відведені приямки. Приймальні транспортери типу L подають сміття на барабанні сепаратори (грохоти), де відбувається відділення дрібної фракції, такої як органіка та земля. Грохоти, зроблені із сітчастого барабану, обладнані системою розривання пакетів.

Під грохотами розташовані транспортери для відведення дрібної фракції у спеціальні контейнери. Сировина, відібрана з грохотів, подається в кімнату відбору корисної фракції через похилі транспортери. Ця кімната обладнана утепленням із сендвіч-панелей, металопластиковими вікнами та дверима, системою витяжної вентиляції, освітленням і можливістю підключення електрообігрівачів.

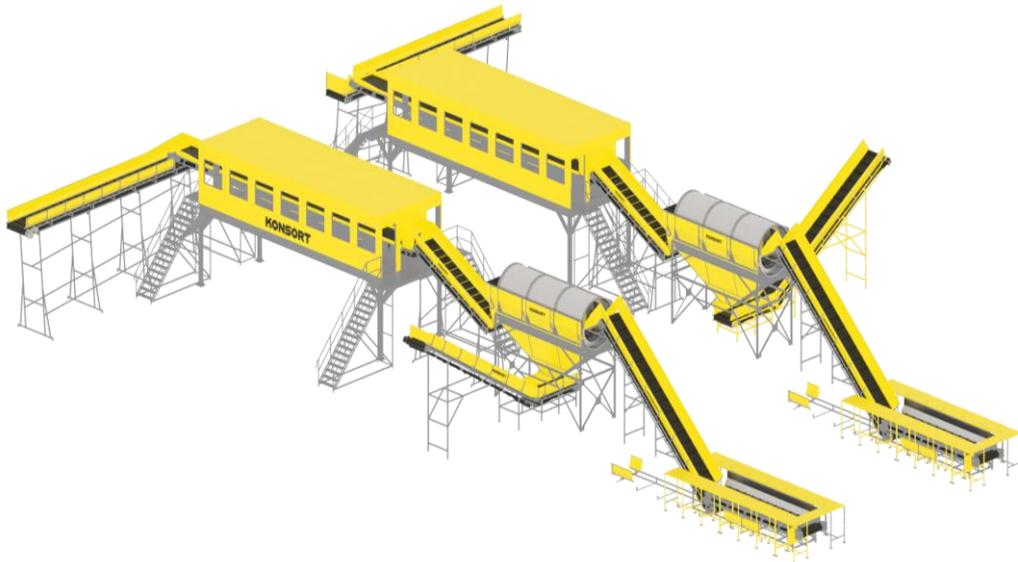


Рисунок 2 – Лінія для сортування сміття до 150 000 тон в рік

У кімнаті відбору корисної фракції розташовано сортувальне відділення з інспекційними (сортувальними) конвеєрами для ручного сортування цінної вторинної сировини. З інспекційних конвеєрів сміття подається на конвеєр відводу хвостів, над яким розташований залізовідділювач. За допомогою магнітного сепаратору здійснюється відокремлення металевих виробів, які потрапляють окремо в контейнер.

Під кімнатою відбору корисної фракції розташовані спеціальні конвеєри для подачі ТПВ на прес, де вони готуються до подальшого перероблення.

Лінія для сортування сміття (ТПВ) обсягом до 10 000 тон щорічно (рисунок 3) представляє собою сортувальний комплекс твердих побутових відходів, спроектований для відбору цінної вторинної сировини з подальшою відправкою на кінцеві пункти переробки.



Рисунок 3 – Лінія для сортування сміття обсягом до 10 000 тон щорічно

Процес розпочинається в приймальному відділенні, де ТПВ поступають у спеціально відведений приямок, обладнаний приймальним транспортером типу L. Далі сировина направляєтся на інспекційний (сортувальний) конвейер для ручного сортування корисної вторинної сировини.

Після ручного сортування, сировина переміщується через похилий транспортер інспекційним (сортувальним) конвеєром для подальшого ручного сортування корисної вторинної сировини. Під інспекційним столом розташовані спеціальні контейнери для збору ТПВ, забезпечуючи зручну та ефективну систему збору вторинних матеріалів.

Ця лінія призначена для оптимізації процесу сортування сміття, надаючи можливість відділення цінних компонентів та збереження їх для подальшої переробки.

Мобільна сортувальна лінія (рисунок 4, 5) призначена для ручного сортування твердих побутових відходів (ТПВ), з виділенням ресурсоцінних компонентів, таких як чорні та кольорові метали, скло, полімери, деревина та папір. Ця лінія відрізняється відмінною мобільністю, відсутністю прив'язки до конкретного місця накопичення ТПВ і можливістю ефективно та швидко переміщатися з одного місця на інше.

Мобільна сортувальна лінія обладнана на базі вантажного причепа, який має колеса для транспортування. Транспортування може здійснюватися за допомогою тягача або трактора з підкатним візком. Проект причепа відповідає всім ергономічним нормам праці та має зручну комплектацію для виконання сортування:

- Вікна, двері та система вентиляції.
- Освітлення для забезпечення робочих умов.
- Електрощит з пультом управління для зручності обслуговування.
- Отвори для відсортовування з кріпленнями для мішків біг-бег.
- Бактерицидні лампи для забезпечення гігієнічних умов роботи.

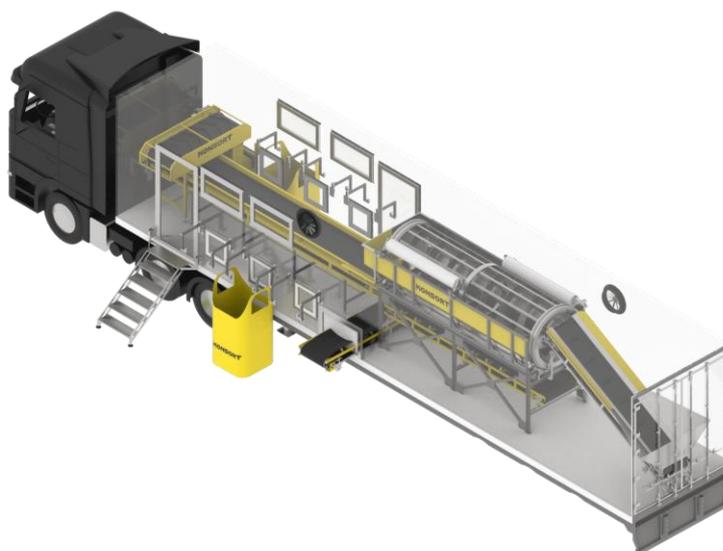


Рисунок 4 – Мобільна сортувальна лінія



Рисунок 5 – Мобільна сортувальна лінія обладнана барабанним грохотом

Збір корисної фракції здійснюється в біг-беги, а лінія працює від електромережі напругою 380 В (від щитової або генератора). Ця мобільна сортувальна лінія є зручним та ефективним рішенням для сортування відходів в різних місцях, де це потрібно.

#### *Література*

1. Сайт «KONSORT — український завод». [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://konsort.com.ua/>. 20.04.2024 р.
2. Сайт «Лінія для сортування ТПВ до 50 000 тон в рік» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://flagma.ua/liniia-dlia-sortuvannia-tpv-do-50-000-ton-v-rik-o16078648.html> 20.04.2024 р.

**УДК 621**

*Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент  
Клименко Андрій Олегович, аспірант  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

## **УСТАНОВКА ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ ЗАПОВНЮВАЧА АРБОЛІТОВИХ ВИРОБІВ**

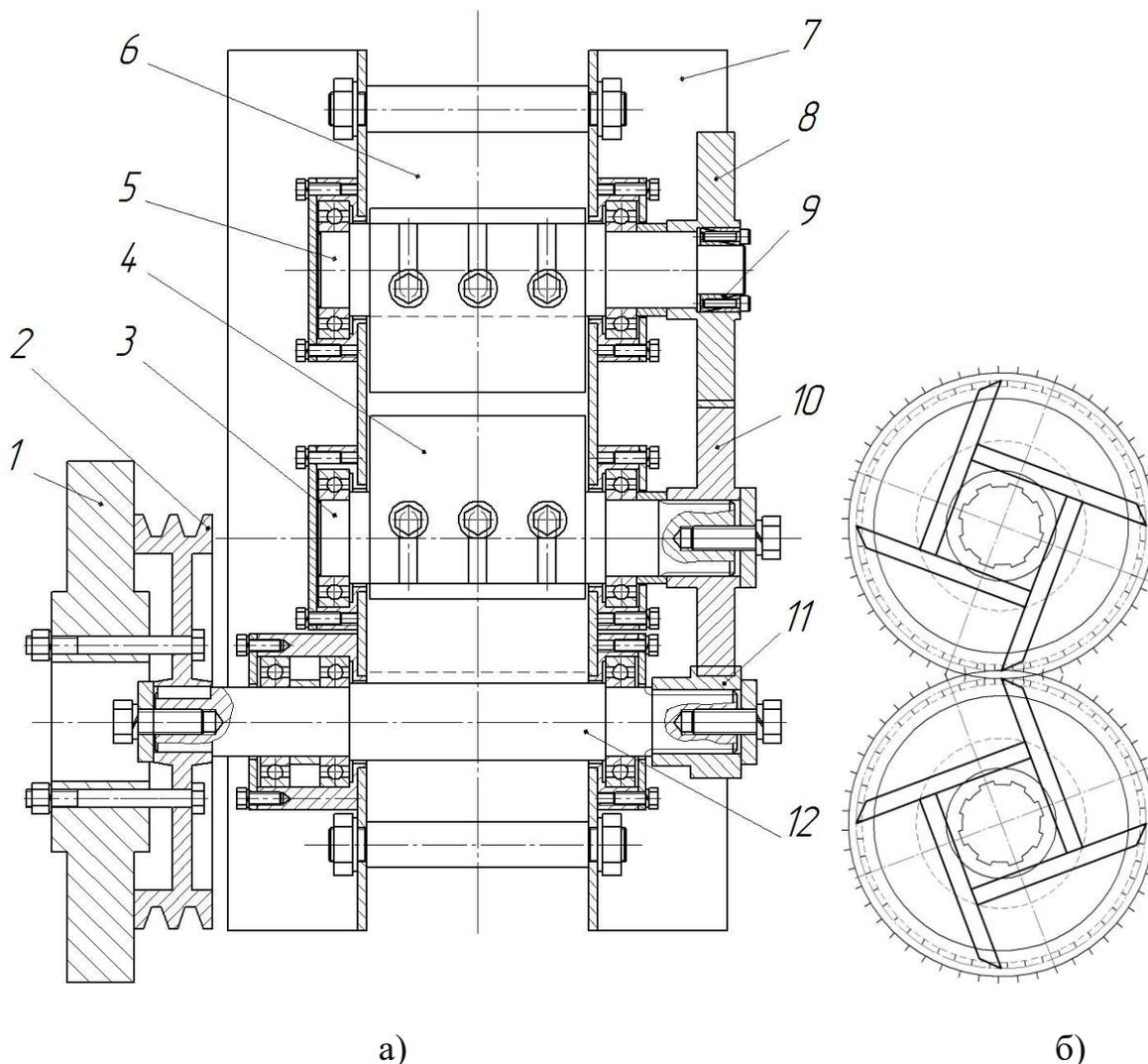
Арболіт – це будівельний матеріал, який складається з цементу, піску, деревної стружки або деревних подрібнених матеріалів. Цей матеріал володіє досить високою міцністю, довговічністю та здатністю до теплоізоляції. Його використовують для будівництва стін та перегородок в житлових будинках, а також в інших місцях, де потрібна помірна стійкість до вологи та теплоізоляція [1, 2]. Також однією з переваг даного матеріалу є легкість його оброблення.

На якісні характеристики арболіту суттєво впливає матеріал заповнювача, оскільки від його властивостей значною мірою залежать і якісні показники самого бетону.

Однією з вимог до заповнювача арболіту є дотримання розмірів деревної стружки чи подрібненої деревини. Це забезпечує однорідність та міцність

матеріалу. Рекомендується використовувати стружку або волокна довжиною до 50 мм.

Для виготовлення заповнювача пропонується застосувати спеціально розроблену установку, робочий орган якої являє собою двохвальний подрібнювач (Рис. 1).



а) 1 – маховик; 2 – шків; 3, 5 – вали ведені; 4, 6 – ножі змінні; 7 – рама; 8, 10, 11 – зубчасті передачі; 9 – муфта конічна; 12 – вал ведучий

Рисунок 1 – Установка для подрібнення деревини

а) Поперечний переріз; б) Схема синхронізації ведених валів

В запропонованій установці подрібнення матеріалу здійснюється за рахунок його відрізання від основної частини за допомогою ножів 4 та 6, які встановлені на ведених валах 3 та 5. Вказані вали за допомогою зубчастої передачі 8 і 10 обертаються з однаковою кутовою швидкістю в протилежних напрямках. Необхідне розташування протилежних ножів досягається за допомогою конічної муфти 9. З метою урівноваження оберտального руху валів установки та запобігання виникненню ударних навантажень на привод на ведучому валу 12 встановлено маховик 1.

Перевагами даної установки є можливість отримувати заповнювач з чітко

---

фіксованими розмірами. Приведення в дію даної машини можна здійснювати від електродвигуна, двигуна внутрішнього згорання чи валу відбору потужності мотоблока або трактора.

*Література*

1 Сердюк В. Р. Економічні аспекти вибору сучасних стінових матеріалів / В.Р. Сердюк, І.В. Заюков // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. – Том 18. – № 1. – 2015. – С. 160-164.

2 Друкований, М.Ф. Застосування арболіту в конструкціях стінових матеріалів / М.Ф. Друкований, В.В. Швець, Р.Є. Козюк, О.І. Логоша, // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. Том 20. № 1. – 2016. – С. 17–20.

---

## ЗМІСТ

<i>Аніщенко Анна Ігорівна, Блажко Володимир Володимирович</i> МЕХАНІЗАЦІЯ ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ РОБІТ З ВИКОРИСТАННЯМ ФІБРОБЕТОННИХ СУМІШЕЙ .....	4
<i>Яцун Володимир Володимирович, Жалдак Дмитро Юрійович</i> ІНЖЕНЕРНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КОНСТРУКЦІЙ У РІЗНИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ. ....	6
<i>Поліщук Леонід Клавдійович, Кудраш Віталій Олександрович</i> ПОКРАЩЕННЯ НАПОВНЕННЯ КАМЕРИ ЗГОРАННЯ ДВЗ ШЛЯХОМ КОМПЛЕСНОГО ДОПРАЦЮВАННЯ ПАРИ КЛАПАН-СІДЛО .....	8
<i>Жигилій Сергій Михайлович</i> ПРО РІВНЯННЯ ЛАГРАНЖА ДРУГОГО РОДУ ТА РІВНЯННЯ НІЛЬСЕНА .....	10
<i>Коротич Юрій Юрійович, Косуков Максим Віталійович</i> МАЛОГАБАРИТНЕ ОБЛАДНАННЯ З ВАЖІЛЬНИМ ЗАКРІПЛЕННЯМ ВІБРОЗБУДЖУВАЧА ДЛЯ ВІБРОФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ ВИРОБІВ	13
<i>Крот Олександр Юлійович, Кузуб Юрій Олегович, Крючков Олександр Анатолійович, Росляков Олександр Андрійович, Варава Антон Олександрович</i> НОВА КОНСТРУКЦІЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОВАЛКОВОГО УЩІЛЬНЮВАЧА .....	15
<i>Крот Олександр Юлійович, Кузуб Юрій Олегович , Крючков Олександр Анатолійович, Пуховой Олександр Вікторович</i> МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШУВАННЯ У СПІРАЛЬНОМУ СТРІЧКОВОМУ БЕТОНОЗМІШУВАЧІ .....	17
<i>Коваленко Валентин Олександрович, Олійник Тарас Миколайович, Дедіщев Руслан Олександрович, Олійник Микола Миколайович</i> ЗМЕНЬШЕННЯ ЧАСУ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА ВИКОНАННЯ РЕМОНТНИХ РОБІТ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ ЗА ДОПОМОГОЮ ПІДЙОМНИКІВ COSE ВАЖКОЇ СЕРІЇ .....	20
<i>Рогозін Іван Анатолійович, Жолоб Назар Романович</i> МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ІМПЕЛЕРНИХ ЗМІШУВАЧІВ ДЛЯ МЕХАНІЗАЦІЇ ПРАЦІ В БУДІВНИЦТВІ .....	23
<i>Рогозін Іван Анатолійович, Тойстер Руслан Володимирович, Храпач Антон Валерійович</i> ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ КОНСТРУКЦІЇ РОЗЧИНОЗМІШУВАЧА З ВЕРТИКАЛЬНИМ ШНЕКОМ ТА ПЛАНЕТАРНИМИ ЛОПАТКАМИ .....	25
<i>Коробко Богдан Олегович, Бугров Дмитро Юрійович</i> РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ВІБРОАБРАЗИВНОЇ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ ДЕКОРАТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ З АКТИВНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ .....	28

---

<i>Васильєв Олексій Сергійович, Скорик Максим Олексійович, Жовноватий Євгеній Віталійович, Курилах Дмитро Сергійович</i> РОЗРОБЛЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ВАРІАНТУ КОНСТРУКЦІЇ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПІДГРІВАЧА (ТАФП) АГРЕГАТИВ АВТОМОБІЛІВ .31	
<i>Срібнюк Степан Михайлович, Орисенко Олександр Вікторович, Нестеренко Микола Миколайович, Гончаров Артем Григорович, Костенко Євгеній Олександрович</i> ЕЖЕКТОР ПІДВИЩЕНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ .....33	31
<i>Орисенко Олександр Вікторович, Шека Олександр Павлович</i> ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВОМАСОВОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧОГО ОРГАНА .....35	33
<i>Лютенко Василь Єгорович, Погорілий Ігор Вікторович</i> ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ МАЛОГАБАРИТНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ З ДЕБАЛАНСНИМ ВІБРАТОРОМ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ ДОРОЖНІХ ОСНОВ І ПОКРИТТІВ .....37	35
<i>Орищенко Сергій Вікторович</i> ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУЧАСНИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУВ .....39	37
<i>Ручинський Микола Миколайович, Болгарова Наталія Миколаївна</i> ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ ПРИ ЇХ УЩІЛЬНЕННІ В УМОВАХ ФОРМУВАННЯ ПЛОСКИХ ПОВЕРХОНЬ.....42	39
<i>Коваленко Валентин Олександрович, Стрелков Максим Борисович, Стрижак Всеволод Вікторович</i> ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ МОСТОВИМИ КРАНАМИ .....45	42
<i>Шаповал Микола Віталійович, Сальніков Роман Юрійович, Михайлик Вадим Григорович</i> ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ КОМБІНОВАНИХ КОМПЕНСАТОРІВ ДЛЯ ЗИЖЕННЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У ПОРШНЕВИХ РОЗЧИНОНАСОСАХ ОДИНАРНОЇ ДІЇ.....47	45
<i>Яцун Володимир Володимирович, Васильченко Євген Олегович</i> ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ МЕХАНІЗАЦІЇ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ У БУДІВНИЦТВІ.....52	47
<i>Дєдов Олег Павлович</i> ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ ВІДГУКІВ НА ВИПАДКОВІ ДИНАМІЧНІ ВПЛИВИ .....55	52
<i>Нечипорук Віктор Григорович</i> ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ .....58	55
<i>Слюсар Володимир Васильович</i> ПОРІВНЯННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ДИСИПАТИВНОГО ОПОРУ ЗА РІЗНИХ ГІПОТЕЗ ЇХНЬОЇ ЗМІНИ ПРИ УЩІЛЬНЕННІ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ.....61	58

---

<i>Дрючко Олександр Григорович, Шефер Олександр Віталійович, Галай Василь Миколайович, Троянський Віталій Ігорович, Жданов Вадим Вадимович, Гладкий Станіслав Станіславович</i>	ПРО ОПТИМІЗАЦІЮ КОНСТРУКЦІЇ МАГНІТНОГО З'ЄДНУВАЧА ДЛЯ БЕЗДРОТОВОГО ЗАРЯДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ .....	65
<i>Дрючко Олександр Григорович, Шефер Олександр Віталійович, Боряк Богдан Радиславович, Захарченко Руслан Володимирович, Іванов Олексій Анатолійович, Тітов Владислав Олегович</i>	ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ЗАСОБІВ УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ ЗАРЯДУ І РОЗРЯДУ ЛІТІЄВИХ АКУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЙ.....	67
<i>Дрючко Олександр Григорович, Бунякіна Наталія Володимирівна, Соловійов Веніамін Васильович</i>	ТРИКОМПОНЕНТНІ АВТОМОБІЛЬНІ КОНВЕРТОРИ НА ОСНОВІ ПЕРОВСКІТІВ РІДКІСНОЗЕМЕЛЬНИХ І ПЕРЕХІДНИХ ЕЛЕМЕНТІВ .....	70
<i>Васильєв Євген Анатолійович, Тараненко Дмитро Валерійович</i>	ПЕРСПЕКТИВНА КОНСТРУКЦІЯ МОБІЛЬНОГО ГРАВІТАЦІЙНОГО БЕТОНОЗМІШУВАЧА ПРИМУСОВОЇ ДІЇ .....	73
<i>Дураченко Георгій Федорович</i>	ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗБІЛЬШЕННЯ ДІАПАЗОНУ ХОДУ ІСНУЮЧИХ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ .....	75
<i>Васильєв Олексій Сергійович, Яковенко Андрій Михайлович</i>	ЗМІННІ РОБОЧІ ОРГАНИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ РІЗНИХ ПОВЕРХОНЬ.....	77
<i>Криворот Анатолій Ігорович, Орисенко Олександр Вікторович, Митрофанов Павло Борисович</i>	ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ OPEL VIVARO .....	80
<i>Сахно Володимир Прохорович, Криворот Анатолій Ігорович</i>	ДО ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ЗАТУХАННЯ КОЛИВАНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ.....	85
<i>Колесніков Михайло Юрійович</i>	ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ НОВИХ МЕХАНІЗМІВ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ СХЕМ .....	90
<i>Сахно Володимир Прохорович, Поляков Віктор Михайлович, Паламарчук Олексій Васильович,</i>	ДО ВИЗНАЧЕННЯ МАНЕВРНОСТІ ТРИЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ ТИПУ B-TRIPLE .....	93
<i>Гаврюков Олександр Володимирович, Колесніков Михайло Юрійович</i>	ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНОГО ПРОЦЕСУ СХОДУ СТРІЧКИ НА БАРАБАНИ, ЩО МАЄ НЕ ЗНАЧНУ КРИВОЛІНІЙНІСТЬ ТВІРНОЇ.....	97
<i>Коробко Богдан Олегович, Храпач Антон Валерійович</i>	ШНЕКО-ЛОПАТЕВИЙ ЗМІШУВАЧ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БАГАТОФАЗНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІДИН.....	100

---

<i>Рудик Ростислав Юрійович, Сальніков Роман Юрійович, Біданець Сергій Сергійович, Вірченко Віктор Вікторович</i> ВИВЧЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БЕТОННИХ РОЗЧИНІВ .....	103
<i>Рудик Ростислав Юрійович, Сальніков Роман Юрійович, Біданець Сергій Сергійович, Вірченко Віктор Вікторович</i> ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГВИНТОВОГО ВУЗЛА ШТУКАТУРНИХ УСТАНОВОК .....	104
<i>Глушкова Діана Борисівна, Багров Валерій Анатолієвич, Сумінов Андрій Володимирович</i> ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЛОПАТОК ПАРОВИХ ТУРБІН ЕЛЕКТРОІСКРОВИМ ЛЕГУВАННЯМ.....	105
<i>Глушкова Діана Борисівна, Багров Валерій Анатолієвич, Сумінов Андрій Володимирович</i> ХОЛОДНЕ ЗВАРЮВАННЯ ЧАВУНУ .....	109
<i>Глушкова Діана Борисівна, Багров Валерій Анатолієвич, Сумінов Андрій Володимирович</i> ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЗУБІВ КОВШІВ ЕКСКАВАТОРІВ .....	112
<i>Саленко Юлія Сергіївна, Вакуленко Роман Андрійович, Шевчук Олександр Юрійович</i> РОЗРОБКА НИЗЬКОЧАСТОТНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ЗБУДНИКА КОЛИВАНЬ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ.....	117
<i>Дощечкіна Ірина Василівна, Дуліч Дарина Владиславівна</i> ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО РЕСУРСУ СПРЯЖЕНИХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ, ЩО ПІДДАЮТЬСЯ ТАКОЖ ЦИКЛІЧНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ.....	120
<i>Васильєв Олексій Сергійович, Кулай Володимир Павлович</i> ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОЗЧИНІВ РОЗРІДЖЕНИХ ІНЕРТНИМИ ГАЗАМИ .....	122
<i>Блажко Володимир Володимирович, Аніщенко Анна Ігорівна, Григорків Олексій Борисович</i> ОЦІНКА ВПЛИВУ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ ЗМІШУВАЧА НА ЯКІСТЬ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ.....	125
<i>Коробко Богдан Олегович, Бережний Владислав Олегович</i> ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ККД ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО ДІАФРАГМОВОГО БЕТНОНАСОСА З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ.	127
<i>Нестеренко Микола Миколайович, Панфілов Олександр Іванович, Пирлик Максим Олександрович, Ведмідь Василь Василівич, Маргарян Ален Сейранович, Прилепа Олександр Антонович</i> ВИКОРИСТАННЯ ІМПУЛЬСНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ПРИВАНТАЖУВАЧА ДЛЯ ДОУЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ .....	128
<i>Левченко Олександр Петрович</i> ПРИСТОСУВАННЯ ДЛЯ ОБВАЛЕННЯ СКЛЕПІНЬ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ В БУНКЕРАХ .....	130

---

---

<i>Івахно Олександр Володимирович, Корольов Андрій Олександрович, Панфілов Олександр Іванович, Рябуха Віталій Євгенович</i>	
ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ТА КУТА ВСТАНОВЛЕННЯ ЛОПАТОК ЗМІШУВАЧА ПРИМУСОВОЇ ДІЇ .....	134
<i>Орисенко Олександр Вікторович, Нестеренко Микола Миколайович, Сідан Денис Олександрович, Жила Ігор Варійович, Назаренко Іван Іванович</i>	
ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ШНЕКА ПОДАЧІ СУМІШІ ДЛЯ ДРУКУ БУДІВЕЛЬНИМ 3D ПРИНТЕРОМ .....	137
<i>Тікан Юрій Миколайович, Нестеренко Микола Миколайович</i>	
ВІБРАЦІЙНІ БУНКЕРНІ ЖИВИЛЬНИКИ .....	140
<i>Гавріков Володимир Володимирович, Склярєнко Тарас Олександрович, Нестеренко Тетяна Миколаївна, Дьяченко Олександр Сергійович</i>	
УТВОРЕННЯ ГРУНТОЦЕМЕНТНИХ ПАЛЬ ЗА ДОПОМОГО ГЛИБИННИХ ВІБРОНАКОНЕЧНИКІВ .....	142
<i>Коваленко Богдан Валерійович, Сердюк Вадим Олександрович, Нестеренко Микола Миколайович, Кобилінський Максим Валерійович</i>	
ОБЛАДНАННЯ ТА ЛІНІЇ ДЛЯ СОРТУВАННЯ СМІТТЯ (ТПВ) ЗАВОДУ KONSORT .....	144
<i>Орисенко Олександр Вікторович, Клименко Андрій Олегович</i>	
УСТАНОВКА ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ ЗАПОВНЮВАЧА АРБОЛІТОВИХ ВИРОБІВ .....	148

---

НАУКОВО-НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Національний університет  
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

---

**Матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25 квітня 2024 р. м. Полтава) Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»**

Видається відповідно до рішення вченої ради Навчально-наукового інституту інформаційних технологій та робототехніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» від 25.04.2024 р., протокол №11.

Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Матеріали друкуються в авторській редакції  
Художні редактори *М.М. Нестеренко, О.В. Орисенко, В.В. Вірченко, А.І. Криворот*  
Технічний редактор *М.М. Нестеренко*.

Макет виготовлено на кафедрі галузевого машинобудування та мехатроніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Формат А5. Папір ксероксний.  
Друк лазерний. Тираж 10 прим.

---

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки,  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» Першотравневий проспект, буд 24,  
36000, м. Полтава, Україна

---

