

*С.В. Шатов, д.т.н., доцент,  
Л.А. Хмара, д.т.н., професор,  
ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва і архітектури»*

## **ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ЛІКВІДАЦІЇ НАСЛІДКІВ РУЙНУВАННЯ БУДІВЕЛЬ І СПОРУД**

**Проблема.** В Україні щороку реєструється 350 надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру. Матеріальні збитки, завдані надзвичайними ситуаціями за останні 11 років, оцінюються в суму понад 12 млрд. гривень. Під дією аварій, техногенних катастроф або стихійних лих будівлі та споруди руйнуються. Зараз розбирання завалів виконується різноманітною технікою, яка не завжди відповідає вимогам рятувальних або відновлювальних робіт, що призводить до виконання цих робіт за недосконалыми технологічними схемами, а це збільшує терміни та трудомісткість їх ведення. Тому потрібне створення ефективних машин для розбирання завалів та вивезення уламків з пошкоджених або зруйнованих будівельних об'єктів.

**Аналіз публікацій.** Причинами руйнувань та пошкоджень будівель і споруд є: збільшення навантажень на будівлі та споруди понад нормативних значень; проявлення при їх експлуатації непередбачених проектами впливів на конструкції; зниження у процесі експлуатації характеристик на міцність елементів будівель та споруд від дії вологи, механічного зносу тощо [1]. До непередбачених проектами впливів техногенного характеру на конструкції будівель та споруд слід віднести вибухи побутового газу. Великі руйнування через вибухи газу відбулись у м. Дніпро (2007 р.), у м. Євпаторія (2008 р.), а також у 2009 році у м. Луганськ, у 2012 році у м. Харків (двічі) та у 2014 році у м. Миколаїв. Вибух газу у м. Дніпро стався у підвалі та на всіх поверхах третьої секції 10-поверхової панельної будівлі (рис. 1). Велика потужність вибуху призвела до руйнації всіх поверхів третьої секції, значних деформацій поверхів та покрівлі четвертої секції, а також деформацій інших секцій [2].

При розбиранні елементів та конструкцій будинку використовували автокрани, екскаватори, навантажувачі та баштовий кран. Вилучені із завалу та будівлі уламки завантажувалися у транспортні засоби (автосамоскиди) та вивозилися на полігон сміття. Роботи виконувалися в умовах обмеженого простору для маневрування транспорту: був тільки один автомобільний проїзд, с протилежної сторони якого були розташовані приватні житлові будинки. Тому можливо було завантажувати один самоскид, а інші чекали черги, що значно збільшило час та витрати на розбирання завалу. Ефективність робіт також зменшувалася використанням традиційних видів ковшових робочих органів машин (екскаваторів та навантажувачів), які не дозволяли завантажувати великогабаритні уламки. Це вимагало використання інших видів техніки (кранів та гідромолотів).

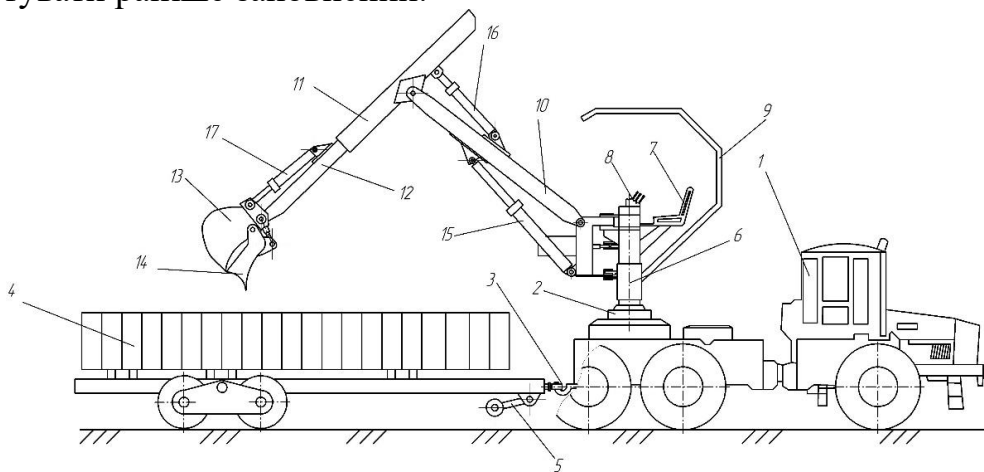
**Метою** досліджень є розробка пропозицій з удосконалення обладнання для

завантаження й вивезення уламків при ліквідації наслідків пошкодження та руйнування будівель і споруд.



Рисунок 1 – Наслідки вибуху газу у житловому будинку у м. Дніпро

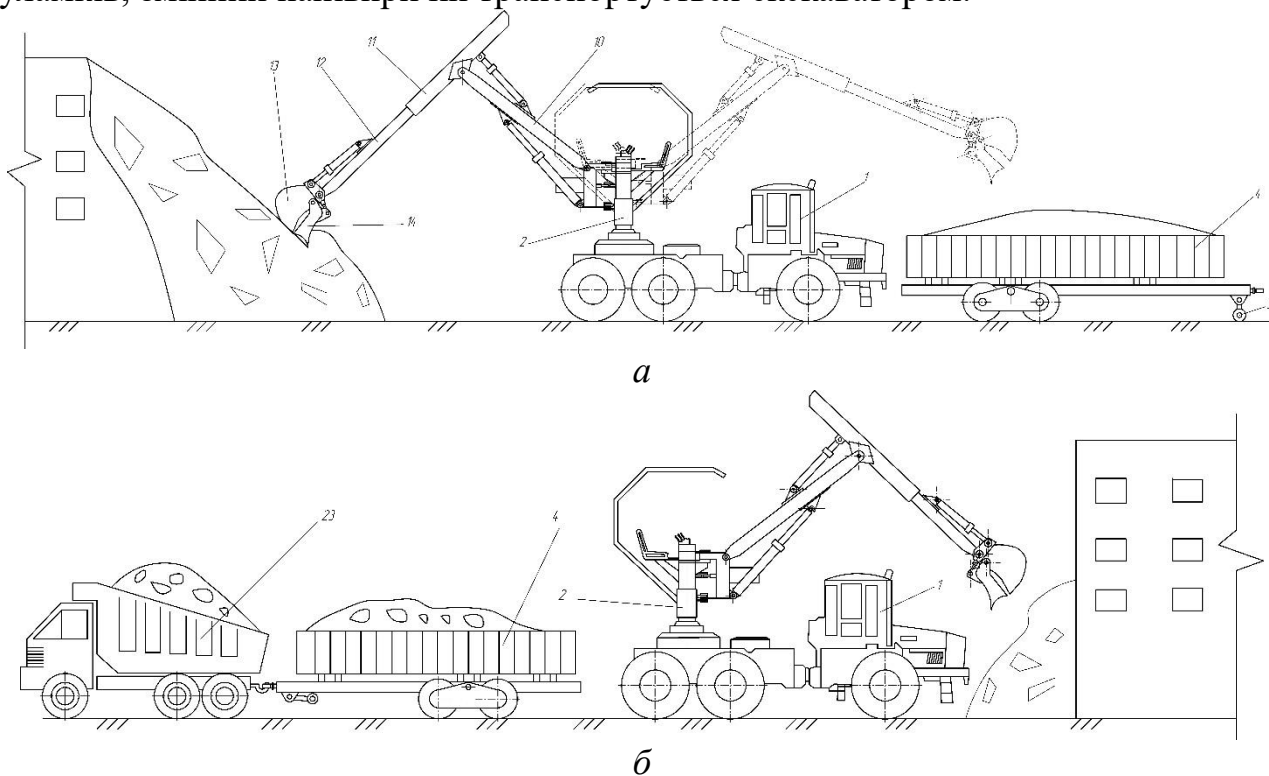
**Результати дослідження.** Для підвищення ефективності робіт із розбирання завалів доцільно використовувати багатоцільові засоби механізації (ківші з щелепою) встановлені на екскаваторах або навантажувачів [3]. Умовою їх ефективного використання є можливість під'їзду автосамоскидів під завантаження. Однак, із-за стиснених умов розбирання завалу при наявності тільки одного напрямку виконання робіт, виникають втрати часу при заміні автосамоскидів під завантаження і на процес заповнення кузова. Доцільно зменшити кількість рейсів транспорту за рахунок збільшення його вантажопідйомності шляхом використання змінних причепів або напівпричепів у складі транспортно – технологічного комплексу (рис. 2) з швидкороз'ємним пристроєм. Це дозволяє, після заповнення кузова автосамоскида уламками, швидко від'єднати порожній напівпричеп, який залишається на завантаження, та транспортувати раніше заповнений.



1 – тягач; 2 – платформа; 3 – причіпний пристрій; 4 – напівпричеп; 5 – опора; 6 – поворотна колона; 7 – сидіння; 8 – пульт керування; 9 – кабіна; 10 – стріла; 11, 12 – рукоять; 13 – ківш; 14 – щелепа; 15, 16, 17 – гідроциліндри

Рисунок 2 – Транспортно-технологічний комплекс для вивезення уламків

За час під'їзду наступного автосамоскида до екскаватора, останній заповнює змінний напівпричіп (рис. 3, а). Цикл роботи повторюється. Таким чином, технологічне обладнання забезпечує безперервну роботу каналу обслуговування (екскаватора) шляхом постійного завантаження уламками транспортних засобів, що підвищує експлуатаційну продуктивність засобів механізації та зменшує собівартість робіт. Після розбирання завалу та вивезення уламків, змінний напівпричіп транспортується екскаватором.



а – завантаження змінного напівпричепи, б – транспортування напівпричепи

Рисунок 3 – Вивезення уламків завалу зруйнованої будівлі з одного напрямку

**Висновки.** Час та витрати на розбирання пошкоджених та зруйнованих будинків і споруд збільшуються при обмеженій кількості транспортних комунікацій (доріг) через низьку ефективність використання обладнання для завантаження та вивезення уламків цих об'єктів.

Розроблена конструкція транспортно-технологічного комплексу для вивезення уламків зруйнованих будинків і споруд із змінним причепом або напівпричепом та швидкороз'ємним пристроєм.

#### Література

1. Казаков Б. Організація та проведення аварійно-рятувальних робіт на житлових будівлях і спорудах / Б. Казаков, Е. Чадов // *Надзвичайна ситуація*. – 2007. – № 6. – С. 44 – 49.

2. Мірошниченко М. Вибух газу – “це урок, який повинна засвоїти держава” / М. Мірошниченко // *Надзвичайна ситуація*. – 2007. – № 10. – С. 8 – 15.

3. Хмара Л. А. Технологічні особливості розбирання завалів зруйнованих

*будівель / Л. А. Хмара, С. В. Шатов // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури: зб. наук. пр. – Дніпропетровськ, 2010. – № 7. – С. 42 – 52.*

**УДК 343.98.062**

*С.О. Шевцов, к.п.н.,  
Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний  
центр МВС України*

## **ПИТАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОСТОВІРНОСТІ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРТИЗИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

На сучасному етапі організації діяльності регіональних Науково-дослідних експертно-криміналістичних центрів (далі – НДЕКЦ), як підрозділів Експертної служби МВС України, основна увага приділяється цілеспрямованому підвищенню якості досліджень, яка повинна гарантувати достовірність отриманих в ході дослідження результатів.

Гарантією достовірності досліджень може виступати комплекс заходів, що вживаються в регіональних НДЕКЦ: 1) організація чіткого функціонування системи підготовки та перепідготовки персоналу; 2) застосування передових методик і методів; 3) упровадження сучасного устаткування, засобів вимірювальної техніки; 4) випробування і налагодження устаткування; 5) участь персоналу у міжлабораторних порівняльних дослідженнях.

Зазначені заходи відповідають принципам системи управління якістю (далі – «СУ») та повинні мати кінцеву реалізацію у вигляді акредитації за міжнародними стандартами якості лабораторій з різною експертною спеціалізацією (лабораторій автотехнічних досліджень у тому числі). Під «СУ» маємо на увазі міжнародний стандарт ISO/IEC 17025/2005 «General requirements for the competence of testing and calibration laboratories». Цей стандарт гармонізований в Україні, як ДСТУ ISO/IEC 17025:2006 «Загальні вимоги до компетентності випробувальних та калібрувальних лабораторій» (далі – ДСТУ) та впроваджений, як національний нормативний документ.

В розрізі напрямків дослідження автотехнічної експертизи актуальності набуває акредитація такого напрямку, як дослідження технічного стану транспортних засобів (далі – ТЗ). У ролі замовника на сучасному етапі виступає слідчий суддя, який виносить ухвалу про призначення експертизи за клопотанням слідчого.

Дослідження технічного стану ТЗ є одним із етапів дослідження ДТП. Без проведення такого дослідження повний і об'єктивний аналіз конкретної дорожньо-транспортної ситуації неможливий. Зазвичай встановлений характер несправності ТЗ визначає і характер подальших слідчих дій, спрямованих на отримання відомостей, необхідних для встановлення дійсних причин події.

У загальному випадку весь комплекс питань, що цікавлять слідчого (та

слідчого суддю), із технічного стану ТЗ (учасників ДТП), незалежно від стану об'єкта дослідження, вирішується у процесі послідовного виконання контрольних і перевірочних робіт в три етапи. Кожен етап призначений для дослідження своїх об'єктів із використанням певних прийомів і способів перевірки.

Для забезпечення достовірності отриманих в ході експертного дослідження результатів, «СУ» передбачає розробку та виконання стандартних операційних процедур (далі – «SOP»), і яких прописуються послідовність та діапазон необхідних до виконання дій. Так для експертизи технічного стану розробляються дві «SOP»: 1) «Експрес-діагностика колісних транспортних засобів категорії М1» [5]; 2) «Контроль температури навколишнього середовища та стану дорожнього покриття на ділянках дороги, де проводиться вимірювання» [6].

Перша процедура («Експрес-діагностика колісних транспортних засобів категорії М1») розробляється для досліджень технічного стану рульового керування, ходової частини, робочої гальмівної системи транспортних засобів категорії М1 шляхом проведення експрес-діагностики.

Експрес-діагностика – діагноз, що формується з найменшого числа загальних діагностичних параметрів. Загальне діагностування може застосовуватись як експрес діагностика систем, що забезпечують безпеку руху, по критеріям ефективності та функціональної працездатності [5, с. 5].

До основних питань, які можуть бути вирішені за допомогою даної процедури відносяться [5, с.3]:

- 1) Чи знаходяться деталі рульового керування ТЗ в працездатному стані?
- 2) Чи знаходяться деталі ходової частини ТЗ в працездатному стані?
- 3) Чи знаходяться деталі робочої гальмівної системи ТЗ в працездатному стані?

На розсуд слідчого судді можуть ставитися й інші питання, які не виходять за межі компетенції експерта-автотехніка.

Слід зазначити, що поняття «працездатність» та «справність» не ідентичні. Працездатний об'єкт на відміну від справного відповідає лише тим вимогам нормативно-технічної документації, які забезпечують його нормальне функціонування та виконання заданих функцій. При цьому може не задовольняти, наприклад, вимогам, що відносяться до зовнішнього вигляду. Працездатний об'єкт може бути несправним, але його несправності не настільки суттєві, щоб порушити нормальне функціонування [2, с. 155; 5, с. 4 – 8].

Згідно визначених в «SOP» термінів: працездатний стан (працездатність) – стан об'єкта, при якому він здатний виконувати задані функції, зберігаючи значення основних вихідних параметрів в межах, встановлених нормативно-технічною документацією; справний стан (справність) – стан об'єкта, при якому він відповідає всім вимогам, встановленим нормативно-технічною документацією.

Друга «SOP» описує процедуру контролю температури навколишнього середовища та стану дорожнього покриття на ділянках дороги, де проводиться

вимірювання при проведенні досліджень.

Основної уваги безумовно потребує перша з розглянутих «SOP» – «Експрес-діагностика колісних транспортних засобів категорії М1». Згідно визначеної в процедурі термінології, під діагностикою технічного стану ТЗ слід розуміти сукупність контрольних технологічних операцій, на основі яких складається висновок. А під діагностуванням – процес визначення та оцінки технічного стану об'єкта дослідження без його розбирання, по сукупності виявлених діагностичних параметрів (симптомів) [5, с. 5].

Експрес-діагностика – це діагноз, що формується з найменшого числа загальних діагностичних параметрів. Основним завданням експрес-діагностики є установлення наявності (відсутності) відмови в системах ТЗ, що забезпечують безпеку руху. У результаті її проведення є можливість переконатися у працездатності систем, а також виявити систему, що знаходиться в стані відмови.

Що стосується порядку проведення експрес-діагностики колісних транспортних засобів категорії М<sub>1</sub>, то під час її проведення застосовуються визначені методи: 1) візуальний метод, 2) функціональне опробування на місці; 3) ходові випробування [4, с. 53; 5, с. 10 – 15].

Стандартні операційні процедури по суті упорядковують, визначають поетапність та послідовність виконання робіт, додають системності дослідженню технічного стану ТЗ та визначають критерії його оцінки.

Впровадження «СУ» за напрямком автотехнічної експертизи підвищує рівень довіри до результатів досліджень та забезпечує прозорість усього комплексу робіт: від реєстрації ухвали слідчого судді до видачі висновку експертизи. В ході цього процесу вживаються дії, які запобігають створенню невідповідностей у процесі виконання досліджень, що підвищує також і конкурентність експертної установи.

#### *Література*

1. ДСТУ 3649:2010 – Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. – К.: Держспоживстандарт України, 2010. – 19 с.

2. Можливості використання спеціальних знань при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод / Авт.-уклад. С.О. Шевцов. – Х.: СПД-ФО Чальцев О.В., 2005 – 308 с.

3. Правила дорожнього руху з коментарями та ілюстраціями (затверджені Постановою КМУ № 1306 від 10.10.2001 – зі змінами). Навчальний посібник. – Х. ТОВ «Видавництво «Моноліт», 2017. – 216 с.

4. Судова автотехнічна експертиза (частина III). Основи судово-експертного дослідження технічного стану транспортних засобів. Під редпкцією Разумова О.Б. Укладач Жилинський Г.В. – К.: КНДІСЕ, 1987 – 158 с.

5. SOP.A.19/121/7-5.4-01 «Експрес-діагностика колісних транспортних засобів категорії М1». – Харківський НДЕКЦ МВС України, 2016. – 18 с.

6. SOP.A.19/121/7-5.3-01 «Контроль температури навколишнього середовища та стану дорожнього покриття на ділянках дороги, де

---

*проводиться вимірювання». – Харківський НДЕКЦ МВС України, 2016. – 5 с.*

**УДК 621.878.2**

*Л.А. Хмара, д.т.н., професор,  
М.А. Спільник, к.т.н., доцент,  
Державний вищий навчальний заклад  
«Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»*

## **ЗАСТОСУВАННЯ КОМПОЗИТНОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ МЕТАЛЕВИХ КОНСТРУКЦІЙ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ЗЕМЛЕРІЙНО- ТРАНСПОРТНИХ МАШИН**

Розвиток машинобудування супроводжується відходом від типових збірних конструкцій з великою металоємністю, що пов'язано із загальною тенденцією на зниження витрат конструкційних матеріалів та світовою економічною ситуацією. Ведеться постійний інтенсивний пошук нових конструктивних рішень [1]. Зростає використання більш потужної обчислювальної техніки, накопичення експериментального матеріалу і багаторічного досвіду спостережень за конструкціями з урахуванням фактичних навантажень та впливів надають можливість поєднувати різні матеріали для підвищення міцності конструкції, (поєднання бетону, сталевих профілей й арматури для раціональної сумісної роботи).

Труробетонні конструкції знайшли широке застосування в світовій будівельній практиці завдяки своїм позитивним якостям [2 – 4]. Труробетон у машинобудуванні та його механічні властивості також набули актуальності останнім часом [5 – 13].

У процесі роботи бульдозера штовхаючий брус сприймає стискаюче зусилля та згинаючий момент. Під дією таких навантажень штовхаючий брус почне змінювати свою початкову геометричну форму, що може спричинити руйнування конструкції.

У результаті прикладення сил до провусин на брусі була складена загальна схема дослідження, яка представлена на рис. 1. На основі проведеного аналізу отримані епюри напружень, епюри переміщень, епюри деформацій досліджуваних елементів. Після аналізу отриманих епюр, прийшли до висновку, що робоче обладнання бульдозера традиційної конструкції є достатньо матеріалоємним та не стійким до великих навантажень, які виникають у процесі роботи землерійно-транспортної машини.

Проведені дослідження показали, що традиційна конструкція штовхаючого бруса потребує удосконалення. Шляхом вирішення даної проблеми може бути використання композитного матеріалу у порожнинах робочого обладнання, наприклад: бетон з армуючими елементами; бетон з домішками (рис. 2).

Проведений аналіз епюр металоконструкції штовхаючого бруса із



заповнювачем у вигляді бетону з армуючими домішками, при використанні заповнювача по усьому об'єму порожнини дозволяє збільшити міцність конструкції на 20...25 %, а також сприяє зменшенню напружень та деформацій конструкції, що підвищує тривалість роботи обладнання. Маса металоконструкції, у порівнянні з традиційною, зменшується на 20 %. Проведений аналіз епюр металоконструкції штовхаючого бруса із заповнювачем у вигляді бетону з армуючими домішками, при використанні заповнювача по усьому об'єму порожнини дозволяє збільшити міцність конструкції на 20...25 %, а також сприяє зменшенню напружень та деформацій конструкції, що підвищує тривалість роботи обладнання. Маса металоконструкції, у порівнянні з традиційною, зменшується на 20 %.

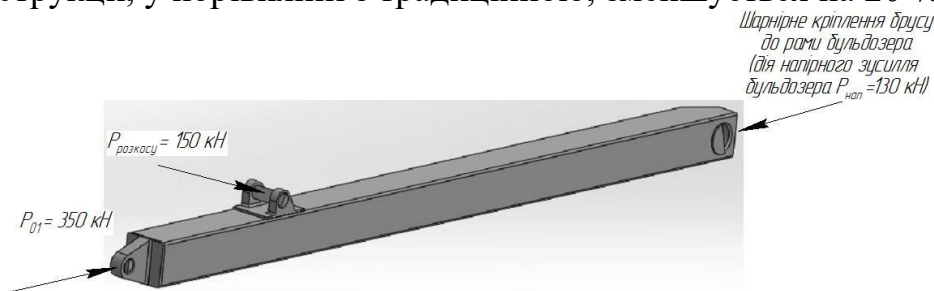
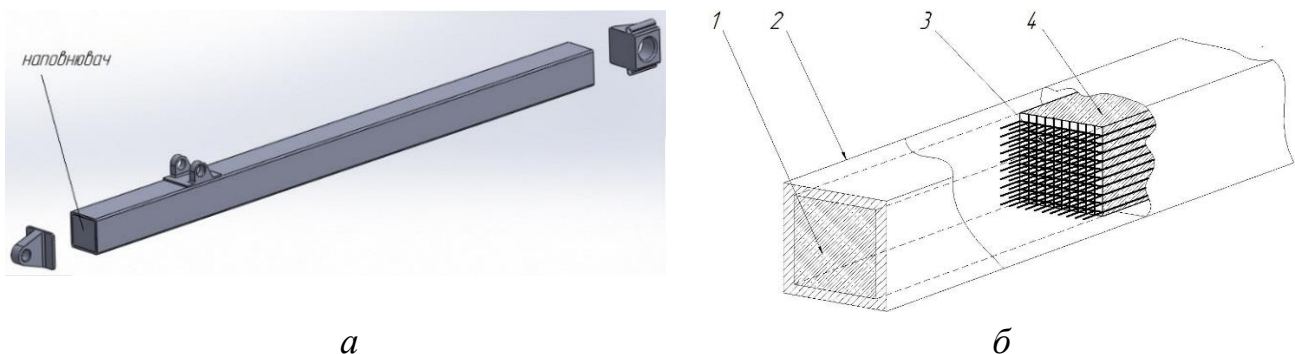


Рисунок 1 – Узагальнена схема дії сил на штовхаючий брус бульдозера



1 – наповнювач; 2 – штовхаючий брус; 3 – армуючі елементи; 4 – бетон

Рисунок 2 – Об'ємна модель штовхаючого бруса: а – рознесений стан моделі з наповнювачем у порожнині труби; б – штовхаючий брус у розрізі

### Література

1. *Машины для земляных работ: Підручник / Л.А.Хмара, С.В.Кравець, М.П.Скоблюк, В.Г.Нікітін, М.І.Дерев'янчук, В.М.Супонев за заг. ред. Л.А.Хмари, С.В.Кравця. — Х: ХНАДУ, 2014. — 548 с.*
2. *Ефименко В.И. Центрифугированные трубобетонные конструкции / В.И.Ефименко. — Кривой Рог: КТУ, 2008 – 257 с.*
3. *Єфіменко В.І. Сталезалізобетонні конструкції: дослідження, проектування, будівництво, експлуатація / Л.І.Стороженко, В.М.Сурдін, В.І.Єфіменко, В.І.Вербицький. — Кривий Ріг: КТУ, 2007. — 448 с.*
4. *Ефименко В.И. Строительные конструкции из стальных труб, заполненных центрифугированным бетоном / Л.И.Стороженко, В.И.Ефименко В.Ф.Пенц. — К.: Четверта хвиля, 2001. —144 с.*



5. Єфіменко В.І. Несучі конструкції зі сталевих труб, заповнених центрифугованим бетоном: дис. док.техн.наук: 05.23.01 – будівельні конструкції, будівлі та споруди / В.І.Єфіменко – Дніпропетровськ, 2009. – 414 с.

6. Стороженко Л.И., Ефименко В.И., Плахотный П.И. Изгибаемые конструкции из трубобетона. – К.: «Будівельник», 1994. – 102 с.

7. Кикин А.И., Санжаровский Р.С., Труль В.А. Конструкции из стальных труб, заполненных бетоном. – М.: Стройиздат, 1974. – 146 с.

8. Стороженко Л.И., Семко А.В., Ефименко В.И. Сталежелезобетонные конструкции. – К.: Четверта хвиля, 1997. – 160 с.

9. Закуренок И.Е. Исследование несущей способности металлоконструкций землеройно-транспортных машин с заполнителями (на примере толкающих брусьев отвала бульдозера): Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харьков, 1981. – 25 с.

10. Хмара Л.А. Інноваційний метод створення елементів робочого обладнання з підвищеною несучою здатністю / Л.А.Хмара, В.О.Талалай // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета: сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб. -дор. ун-т; редкол. Богомолов В.А. (глав. ред.) и др. – Харьков: ХНАДУ, 2014. – Вып. 65-66. – С. 35 – 39

11. Хмара Л.А. Исследование прочностных характеристик традиционного и композиционного бульдозерного рабочего оборудования / Л.А.Хмара В.А.Талалай // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета: сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб. -дор. ун-т; редкол.: Богомолов В.А. (глав. ред.) и др. – Х.: ХНАДУ, 2012. – Вып. 57. – С. 43 – 54.

12. Чихладзе Э.Д., Закуренок И.Е. Толкающие брусья бульдозера с наполнителями. Строительные и дорожные машины, 1975, № 8. – С. 28 – 29.

13. Чихладзе Э.Д., Слюсарев В.К., Закуренок И.Е. Экспериментальные исследования бульдозеров с пустотелыми и заполненными бетоном толкающими брусьями. Строительные и дорожные машины, 1977, №4. – С. 192.

## УДК 629.113

В.П. Сахно<sup>1</sup>, д.т.н., професор  
В.В. Біліченко<sup>2</sup>, д.т.н., професор  
В.М. Поляков<sup>1</sup>, к.т.н., професор  
Є. Омельницький<sup>1</sup>, аспірант

<sup>1</sup> Національний транспортний університет

<sup>2</sup> Вінницький національний технічний університет

## МАНЕВРЕНІСТЬ МЕТРОБУСІВ

Швидкісний автобус, також Метробус (англ. Bus rapid transit, BRT) –

спосіб організації автобусного (або тролейбусного) сполучення, що відрізняється вищими експлуатаційними характеристиками у порівнянні зі звичайними автобусними маршрутами (швидкість, надійність, провізна здатність). За деякими параметрами (зокрема, за швидкістю) системи швидкісного автобусного транспорту порівнянні з системами легкорельсового транспорту (швидкісного трамваю) [1].

BRT є результатом розвитку мережі автобусного суспільного транспорту. В порівнянні з метро цей проект володіє явними перевагами: менша вартість створення мережі, менша вартість рухомого складу, мобільність та інші. [2].

У цій системі все спрямовано на збільшення швидкості руху. Цьому сприяє не тільки ізоляція від заторів на основній дорожній мережі, але і, здавалося б, такі малозначні аспекти, як продаж і валідація квитків до посадки в автобус, співпадаюча висота дверей і посадочного пандуса, зручна і зрозуміла навігація і багато що ін. [3].

Проект BRT припускає рух автобусів по спеціально виділеним і часто обгородженим смугам. Головною перевагою метробуса є його повна ізолюваність на дорозі від решти видів транспорту. Як засіб руху вибираються зчленовані автобуси останнього покоління, оснащені двигунами до 300 к.с. При цьому, як в метро, в салонах метробусів віддається перевага місцям для стояння. Завдяки цьому, тільки один зчленований автобус перевозить до 200 пасажирів [4].

Система BRT має ряд незаперечних переваг, а саме висока пасажиромісткість і висока швидкість пересування, що дозволяє метробусу перевозити вагому частку пасажиропотоку і сприяє зменшенню кількості автомобілів на дорогах міста і, відповідно, зменшенню викидів відпрацьованих газів.

У даний час, все більше міст вибирають систему швидкісного автобусного транспорту, зокрема за такими показниками, як вартість і зручність. У порівнянні, вартість будівництва такого рейкового ширококолісного транспорту, як метро, у 10 разів вище, ніж BRT. Більш того, міста, які вибирають систему BRT, можуть бачити результати своєї праці в дуже короткі терміни, впровадження системи може зайняти 2 роки, а будівництво метро може затягнутися на десятиліття.

З'явиться метробус і в Києві. Перший маршрут пройде від Троєщини до Севастопольської площі. Ємність цієї лінії експерти оцінюють в 140 тисяч пасажирів на добу. Друга лінія пройде по Лівому берегу – від Дарницької площі на Лісовий масив, її ємність оцінюють в 160 тисяч пасажирів на добу.

Пасажиропотік буде порівнянний з тим, що щодня проходить через Сирецько-печерську лінію.

Попередня оцінка бюджету проекту – 100...120 мільйонів доларів. Ця сума включає реконструкцію магістралей, облаштування виділеної смуги з посадочними вузлами, реконструкцію перехресть і закупівлю рухомого складу для метробуса [5].

Підсумовуючи, що можна сказати? Метробусна ідея цілком життєздатна [4]. Проте при реалізації цієї ідеї виникає ряд труднощів, пов'язаних, перш за

все, з прокладенням траси. Визначити радіуси заокруглень і ширину смуги руху такої траси є актуальною задачею. Рішення цієї задачі базується на визначенні показників маневреності дво- і триланкових автобусних поїздів.

Проведеними на-сьогодні дослідженнями встановлено, що на попередньому етапі габаритні радіуси повороту і габаритну смугу руху (ГСР) можна визначати на жорстких у бічному напрямку колесах. Зважаючи на те, що дволанковий автобус можна розглядати як окремий випадок триланкового, подальші дослідження проведені для триланкового метробуса. Елементарні кінематичні ланки (автобус і причепа), що входять до складу триланкового метробуса, розглядаються в подальшому як абсолютно жорсткі тіла, без врахування можливих внутрішніх деформацій пружних елементів, які входять до їх складу, тому вертикальні переміщення центрів мас і нахил підресорених мас виключається.

У такому випадку триланковий метробус можна розділити на дві пари кінематичних ланок – автобус плюс перший причіп і перший причіп плюс другий причіп. Згідно теореми про складання обертання фігури навколо паралельних осей, складний криволінійний рух твердого тіла складається з абсолютного руху в нерухомій (абсолютній) системі координат, відносного руху по відношенню до спряженого з ним ведучого твердого тіла і переносного руху останнього.

При односторонньому криволінійному русі автопоїзд проходить декілька стадій, зокрема стадія початкового прямолінійного руху (перед поворотом), стадія входження в поворот, стадія кругового повороту, стадія виходу з повороту і вихід автобуса на прямолінійну траєкторію [6]. Розглянуті закономірності криволінійного руху першої пари ланок триланкового метробуса, а саме автобус і причіп справедливі і для другої пари – перший і другий причепа.

Аналіз залежностей криволінійного руху метробуса дає чітку картину процесу повороту. Однак практично важливу задачу визначення положення його причіпних ланок на повороті він не вирішує. Для цього необхідно знайти величини кутів складання, які визначають положення ведених причіпних ланок метробуса на повороті.

У роботі [7] отримані рівняння кутів складання для триланкового автопоїзда з двома причепами, що записані у вигляді:

$$\frac{d\gamma_1}{d\gamma_0} = \frac{tg(\gamma_0)}{K_{II} \cdot L_0} \cdot \left( 1 - \frac{L_0}{tg(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1} \right),$$

$$\frac{d\gamma_2}{d\gamma_0} = \frac{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{K_{II} \cdot L_1 \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \left( 1 - \frac{L_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_0)}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_2)}{L_2} \right).$$

Інтегрування рівнянь руху для метробуса з базовими конструктивними параметрами (довжина ланок метробуса  $L_a=9,0$  м;  $L_{n1}=8,0$  м;  $L_{n2}=8,0$  м; база ланок метробуса 5,0 м) для різних стадій повороту виконано з використанням програмного забезпечення Mathcad. Аналіз результатів розрахунків, зокрема показав, що при односторонньому повороті траєкторії причіпних ланок зміщуються по відношенню до траєкторії ведучої ланки до центра повороту,

збільшуючи при цьому габаритну смугу руху, причому зміщення траєкторій і ГСР збільшуються зі збільшення бази причіпних ланок.

У таблиці 1 наведені результати розрахунку зміщення траєкторій окремих ланок дво- і триланкового метробуса для різних стадій повороту, а на рис. 2 – 4 – траєкторії ланок метробусів.

Таблиця 1 – Максимальне зміщення траєкторії причепів щодо траєкторії автобуса

Зміщення траєкторії причепа дволанкового метробуса при повороті / ГСР, м				Зміщення траєкторії другого причепа триланкового метробуса при повороті / ГСР, м			
90 <sup>0</sup>	180 <sup>0</sup>	270 <sup>0</sup>	360 <sup>0</sup>	90 <sup>0</sup>	180 <sup>0</sup>	270 <sup>0</sup>	360 <sup>0</sup>
4,8/7,3	5,6/8,1	5,9/8,4	6,4/8,9	4,3/6,8	5,7/8,2	7,0/9,5	7,4/9,9

Резюмуючи, можна заключити, що максимальне зміщення траєкторії причепів щодо траєкторії автобуса для дво- і триланкових метробусів, а відповідно і їх габаритна смуга руху значно перевищує допустиму за DIRECTIVE 2002/7/ЕС. Зменшити ГСР метробуса можна за рахунок керованих коліс (осі) причепа.

#### Література

1. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://ru.wikipedia.org/wiki>.
2. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://bus10.kz/index.php/menu2-brt>.
3. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://econet.ru/articles/4435-metrobus-ili-novaya-sistema-avtobusnogo-dvizheniya>.
4. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://griphon.livejournal.com/222403.html>.
5. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://ubr.ua>.
6. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я.Х.Закин. – М.: Транспорт, 1967. – 225 с.
7. Сахно В.П. Порівняльна оцінка маневреності триланкових автопоїздів / В.П.Сахно, В.М.Поляков, Р.М.Марчук, П.О.Гуменюк // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – №2(53), 2012. – С. 127 – 134.

*В.П. Сахно<sup>1</sup>, д.т.н., професор,  
В.В. Стельмашук<sup>2</sup>, к.т.н., доцент,  
Р.В. Пазін<sup>2</sup>, аспірант*

*<sup>1</sup> Національний транспортний університет  
<sup>2</sup> Луцький національний технічний університет*

## **МАНЕВРЕНІСТЬ АВТОПОЇЗДА З ПРИЧЕПОМ КАТЕГОРІЇ O2**

Основними конструктивними відзнаками причепів нового покоління категорії O1, O2 є наявність двовісного ходового візка і гальмової системи з приводом інерційного або іншого типу.

Причепи типу ПВБФ (причепи вантажні багатофункціональні), які відносяться до категорії O2, оснащені одинарною або здвоєною віссю і гальмами та призначені для транспортування побутових вантажів, туристських вантажів і обладнання, сільськогосподарської продукції, товарів народного споживання, нових або ушкоджених транспортних і спеціальних засобів і обладнання (легкових автомобілів, мікроавтобусів і фургонів, сільськогосподарської техніки, катерів, яхт, скутерів, човнів і т.і.), вантажів, які швидко псуються, по загальній шляховій мережі.

Основні комплектуючі вироби більшості причепів, що випускаються в Україні (ходова і гальмова системи, зчіпні пристрої, стоянкові стояки, лебідки, елементна база закріплення бортів та дверей і т.і.), виробництва фірм Knott», «Al-Ko Kober», «Reynolds transport systems (Europe)», «Aluvan» та ін. відповідають сучасним сертифікаційним вимогам.

На сучасному етапі для насичування споживчого ринку в Україні освоєні такі моделі причепів як ПГМФ 8309 – бортовий причіп повною масою 1500 кг, ПГМФ 8712 – причіп-фургон повною масою 2000 кг і ПГМФ 8715 – причіп-фургон повною масою 2500 кг, що призначені для транспортування будь-яких вантажів загального призначення [1].

Найбільш поширеними на-сьогодні для транспортування причепів категорії O2 є автомобілі MERCEDES Sprinter 408-D і RENAULT Master Turbo.

Для причепів категорії O1, O2, що експлуатуються, як правило, приватними підприємцями і аматорами, важливим є забезпечення необхідних показників маневреності і стійкості при русі в різноманітних дорожніх умовах.

При русі автопоїзда всі його точки здійснюють поступальне переміщення своїми траєкторіями, що у співкупності утворюють габаритну смугу руху, яку визначити теоретично досить складно і неможливо оцінити невеликим числом параметрів. Тому для оцінки маневреності використовують такі вимірювачі і характеристики: мінімальний і максимальний габаритні радіуси повороту, параметр маневреності при круговому русі, поворотна ширина по сліду коліс, габаритна смуга руху (ГСР), апроксимована ГСР, концентрична апроксимована ГСР, чинник і показник маневреності, під яким розуміється ступінь зсуву траєкторії руху веденої ланки автопоїзда відносно ведучої.

За відомим показником маневреності і заданими геометричними

параметрами автопоїзда можуть бути визначені всі інші вимірювачі маневреності, тому що усі вони визначаються параметрами криволінійного руху автопоїзда. Серед них нормованими є мінімальні зовнішній і внутрішній габаритні радіуси повороту автопоїзда, що не повинні перевищувати 12,5 м і 5,3 м, а відповідно і габаритну смугу руху (ГСР) – 7,2 м [2].

Задовільна маневреність автопоїзда виражається в можливості його вписування в усі повороти, що зустрічаються на маршрутах руху, і маневрування (можливість здійснювати повороти й у разі потреби рухатися заднім ходом) у пунктах навантаження і розвантаження [3, 4].

Таким чином, для визначення ступеня пристосованості конкретного автопоїзда до конкретних умов експлуатації за маневреністю необхідно вивчити передбачувані маршрути руху, розрахувати або експериментально визначити значення показників маневреності і шляхом зіставлення з необхідними значеннями, установленними з аналізу реальних маршрутів, судити про відповідність досягнутого рівня маневреності необхідному.

У більшості робіт, що розглядають питання маневреності автопоїзда, колеса тягового автомобіля і причепа приймають жорсткими у бічному напрямку, що призводить до похибок в межах 12...15 %. Тому у даній роботі визначення показників маневреності автопоїзда з двовісним причепом виконано на еластичних у бічному напрямку колесах. Для цього складені диференціальні рівняння плоскопаралельного руху автопоїзда.

При складанні диференціальних рівнянь руху автопоїзда з двовісним причепом приходиться знаходити компроміс між двома протилежними обставинами: по-перше, математична модель плоскопаралельного руху автопоїзда повинна по можливості, найбільш повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по-друге, складність моделі не повинна бути надто високою, так як це значно знижує потенційні можливості її аналізу.

Отримана система рівнянь, що описує плоскопаралельний рух автопоїзда, суттєво нелінійна, і її інтегрування навіть із залученням сучасної обчислювальної техніки визиває певні труднощі. Тому на першому етапі рівняння були спрощені і було прийнято, що автопоїзд у складі тягового автомобіля і двовісного причепа рухається рівномірно ( $\dot{v} = const$ ) і кути повороту зовнішнього і внутрішнього коліс автомобіля-тягача однакові ( $\theta_i = \theta'_i$ ).

На рис. 1 наведені результати розрахунку кутів відведення коліс осей автопоїзда, а на рис. 2 – зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії автомобіля і ГСР в залежності від радіуса повороту автопоїзда.

Як слідує з рис. 1, кути відведення коліс причепа більші у порівнянні з кутами відведення автомобіля, що призводить до збільшення зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії автомобіля і як наслідок – до збільшення габаритної смуги руху, рис. 2 і табл. 1.

Інтегрування лінеаризованої системи рівнянь дозволило визначити показники маневреності автопоїзда і встановити, що врахування бічного відведення шин автомобіля і причепа призводить до збільшення ГСР автопоїзда на 10...14 %. Показано, що маневреність автопоїзда на еластичних у бічному напрямку колесах з урахування усіх його можливих обмежень (бази автомобіля-

тягача, розташування точки зчипки, довжини дишла причепа, бази причепа) може забезпечити автопоїзд, що розглядається.

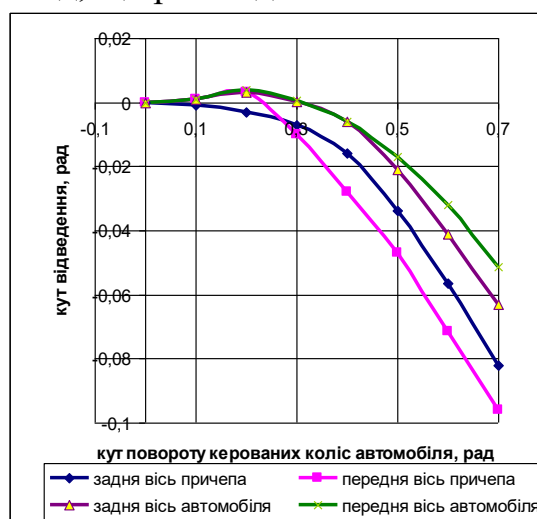


Рисунок 1 – Залежність кутів відведення коліс осей автопоїзда від кута повороту керованих коліс автомобіля

Як слідує з рис. 1, кути відведення коліс причепа більші у порівнянні з кутами відведення автомобіля, що призводить до збільшення зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії автомобіля і як наслідок – до збільшення габаритної смуги руху, табл. 1, що необхідно враховувати при виборі маршрутів руху автопоїздів.

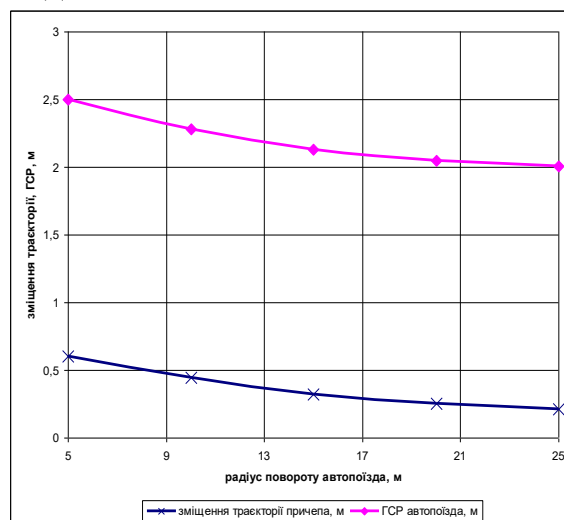


Рисунок 2 – Зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії автомобіля і ГСР в залежності від радіуса повороту автопоїзда

Таблиця 3 – ГСР автопоїзда Mercedes-Benz T1N “Sprinter” + ПВБФ 15

Тип автопоїзда	Габаритна смуга руху ( $R_{zg}=12,5$ м), м		
	Рух по колу	Поворот на $90^0$	Поворот на $180^0$
На жорстких у бічному напрямку колесах	2,119	2,056	2,091
На еластичних у бічному напрямку колесах	2,312	2,213	2,291



### Література

1. Причепи вантажні багатofункціональні: <http://uaz-upi.com/price>.
2. 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.
3. Закин Я Х. Маневренность автомобилей и автопоездов /Я.Х.Закин. – М.: Транспорт, 1986. – 137 с.
4. Поляков В.М. Триланкові автопоїзди. Маневреність: монографія / В.М.Поляков, В.П.Сахно. – Луганськ: Вид-во «Ноулідж», 2014. – 206 с.

**УДК 693.6.002.5**

*С.В. Попов, к.т.н., доцент,  
А.В. Васильєв, к.т.н., доцент*

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

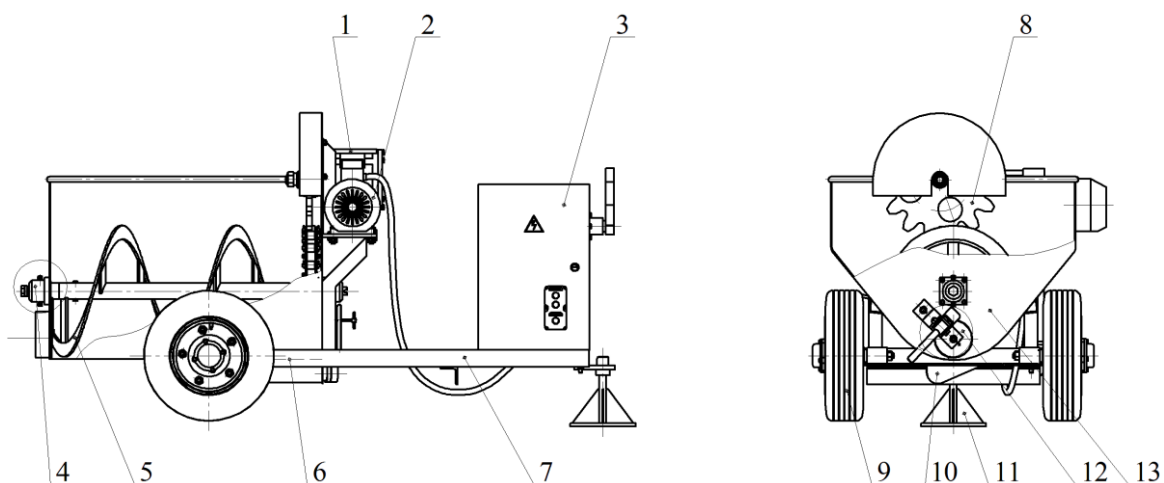
### **УСТАНОВКА ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОЗЧИННИХ СУМІШЕЙ**

Під час будівництва невеликих споруд, а також будинків типу котеджів рекомендується використовувати малогабаритні засоби механізації ручної праці, що дозволяють, наприклад, готувати будівельні розчинні суміші саме на об'єкті будівництва.

Раніше повідомлялося про створення та виробничі випробування універсальної розчинозмішувальної установки УРЗ-3,8 мобільного типу [1]. Перевагою даної конструкції є мобільність за рахунок пневмоколісного ходу, наявність шнекового змішувача для приготування будівельних розчинних сумішей із окремих компонентів, а також проціджувального пристрою. До недоліків слід віднести наступне: конічні опори ковзання робочого органа змішувача протягом тривалої експлуатації зазнають впливу абразивного середовища і суттєво зношуються (це унеможлиблює обертання робочого органу); затвор корпуса з часом втрачає герметичність внаслідок забруднення робочим середовищем та корозії металу.

Пропонується створити нову установку із підвищеним ресурсом роботи конічних опор ковзання, а також із відсутністю протікань будівельної розчинної суміші крізь затвор корпуса (рисунок 1) [2].

Поставлене завдання вирішується тим, що відомий аналог-прототип [1] переобладнується конічними підшипниками ковзання, що здатні до самоочищення (рисунок 2) [3], а також затвором клапанної конструкції [4].

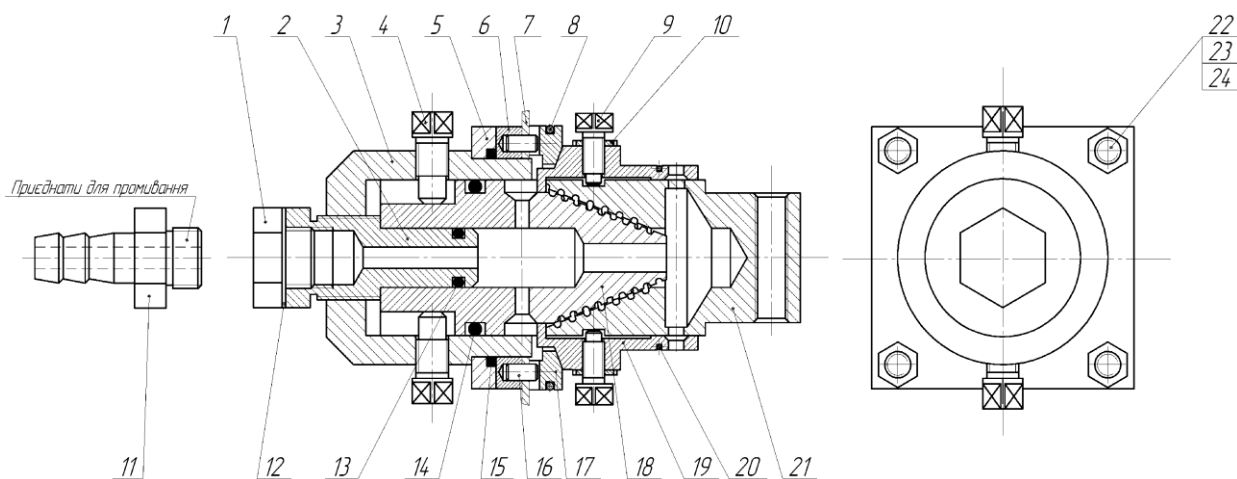


1 – черв'ячний редуктор; 2 – електричний двигун; 3 – електрична шафа; 4 – підшипник ковзання; 5 – змішувач; 6 – решітка проціджувальна; 7 – рама; 8 – цівкова передача; 9 – пневматичне колесо; 10 – камера-живильник; 11 – підставка; 12 – затвор клапанної конструкції; 13 – корпус

Рисунок 1 – Установа для приготування будівельних розчинних сумішей

Установа для приготування будівельних розчинних сумішей має більш надійну конструкцію з наступними параметрами:

– місткість корпусу, м <sup>3</sup>	0,4;
– частота обертання шнекового змішувача, об/хв.	38
– потужність, кВт	2,2;
– габаритні розміри, мм:	
довжина	2370;
ширина	1020;
висота	1120;
– маса, кг	250.



1 – пробка; 2 – втулка; 3 – корпус; 4 – гвинт; 5, 6 – фланець; 7 – корпус установки; 8 – кільце притискне; 9 – гвинт; 10 – контргайка; 11 – штуцер; 12 – прокладка; 13, 14, 15 – кільце; 16 – штифт; 17 – кільце розрізне; 18 – цапфа; 19 – розрізна оболонка; 20 – кільце притискне; 21 – вставка; 22 – шпилька; 23 – гайка; 24 – шайба

Рисунок 2 – Конічний підшипник ковзання, що здатний до самоочищення

Установка може додатково обладнуватись насосом любої конструкції, що розміщується на спільній з нею металевій рамі. Для перекачування будівельної розчинної суміші насосом камера-живильник установки для приготування будівельних розчинних сумішей відкривається. З'єднання патрубків установки і насоса здійснюється за допомогою гнучкого трубопроводу та хомутів.

#### Література

1. Онищенко О.Г. Перспективи використання розчинозмішувальної установки УРЗ-3,8 на будівельних майданчиках України / О.Г.Онищенко, К.М.Ващенко, С.В.Попов // *Современные проблемы строительства*. – Донецьк: Донецкий ПромстройНИИпроект, 2007. – С.138 – 144.

2. Пат. 115726 Україна. МПК (2016) E04G 21/00. Установка розчинозмішувальна / Попов С.В., Васильєв А.В., Морнева М.О.; заявник і патентовласник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю.Кондратюка. – № и2016 11267; заявл. 07.11.2016; опубл. 25.04.2017, Бюл. №8.

3. Зінов'єв Г.С. Підшипник ковзання, здатний до самоочищення / Г.С.Зінов'єв, С.В.Попов, С.А.Бойко // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2011. – №5/1 (53). – С. 68 – 70.

4. Пат. 33680 Україна. МПК (2006) B 65 D 90/22. Затвор / Філенко О.С., Попов С.В., Онищенко О.Г.; заявник і патентовласник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – № и 2008 01584; заявл. 07.02.2008; опубл. 10.07.2008, Бюл. №13.

#### УДК

І.А. Ємельянова<sup>1</sup>, д.т.н., професор,  
Д.О. Чайка<sup>1</sup>, аспірант,  
В.В. Вірченко<sup>2</sup>, к.т.н.,  
О.С. Мачуга<sup>3</sup>, к.ф.-м.н., доцент

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

<sup>2</sup> Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

<sup>3</sup> Національний лісотехнічний університет України

### КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ МОКРОГО ТОРКРЕТУВАННЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОМПЛЕКТУ НОВОГО МАЛОГАБАРИТНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ БЕЗОПАЛУБНОГО БЕТОНУВАННЯ

У даний час застосування мокрого способу набризкбетону в порівнянні з сухим способом є домінуючим в силу його переваг. Перевагами мокрого способу набризкбетону є:

- відскок не перевищує 5...10 % при використанні належного обладнання;
- знижений вміст пилу в навколишньому робочому середовищі;
- поліпшене зчеплення;

- підвищена продуктивність при знижених витратах енергії;
- можливість використання сталеві і синтетичної фібри, різних добавок для підвищення ефективності робочого процесу.

Застосування набризкбетону дозволяє механізувати й автоматизувати виробництво робіт, здійснювати безопалубне бетонування.

Заслугують уваги технологічні комплекти малогабаритного обладнання, призначені для бетонування монолітних залізобетонних покриттів або для виготовлення залізобетонних конструкцій і виробів складної геометричної форми безпосередньо на будівельному майданчику способом мокрого торкретування при безопалубному бетонуванні.

Розроблення тривимірної моделі технологічного комплексу нового малогабаритного обладнання, яка дозволяє повністю виконати робочий цикл при поєднанні в часі всіх технологічних операцій, починаючи від приготування будівельних сумішей і розчинів різного призначення до їх набризку способом мокрого торкретування на споруджувані об'єкти дасть можливість детально дослідити робочі процеси.

Завдяки засобам тривимірного моделювання є можливим розробляти тривимірні 3D моделі нового обладнання, досліджувати ступені свободи всіх його ланок, надійність, металоємність і безпосередньо робочі процеси, які може виконувати кожен вид устаткування окремо і при поєднанні всіх операцій у часі повного робочого циклу.

Результати проведених досліджень дозволяють використовувати його для реалізації способу мокрого торкретування при повній механізації технологічного процесу з можливістю його автоматизації.

Універсальність технологічного комплексу забезпечено наступними особливостями використання:

- нанесення покриттів з набризкбетону і набризксталевіфібробетона, використовуючи метод безопалубного бетонування;
- виготовлення залізобетонних конструкцій і виробів зі складною геометричною формою безпосередньо в умовах будівельного майданчика, використовуючи спосіб мокрого торкретування при безопалубному бетонуванні;
- транспортування будівельних сумішей і розчинів до місця використання;
- приготування будівельних сумішей і розчинів різної міцності і призначення.

Технологічний комплект включає обладнання, яке запатентовано в Україні. Наявність зазначених видів обладнання в комплекті дозволяє з його допомогою виконувати весь робочий цикл, починаючи від приготування бетонної суміші (фібробетонні суміші) і завершуючи окремими роботами, використовуючи торкрет сопло з кільцевих насадкою. При цьому, якщо потрібно готувати фібробетонні суміші, процес починається з нарізання фібрових елементів з одночасної їх подачею в тривальний бетонозмішувач, куди також подаються інші компоненти. Зі змішувача вже готова суміш в цей же час подається в бетононасос і далі по трубопроводу до робочого сопла.

Спираючись на таку послідовність дій і принцип роботи, була розроблена тривимірна динамічна модель нового обладнання у вигляді технологічного

комплекту для проведення мокрого торкретування, до складу якої входить стріла-маніпулятор з розміщеним на ній соплом

Завдяки засобам тривимірного моделювання стало можливим врахувати ступеня свободи кожної ланки механізму, перевірити стійкість обладнання при різних положеннях маніпулятора і візуалізувати роботу технологічного комплекту під час виконання торкрет робіт.

Завдяки засобам і можливостям тривимірного моделювання дуже зручною і необхідною є можливість перевірити роботу системи, яка спроектована для різних умов при сумішах різної рухливості і складі торкрет-бетону або інших особливостях робочого процесу: швидкостях нанесення суміші, насадках на сопло, відстані до оброблюваної поверхні і інше.

За допомогою засобів комп'ютерного управління і автоматизації існує можливість забезпечення автоматичної роботи по переміщенню всіх ланок системи так, щоб забезпечити якомога більш ефективний рух стріли-маніпулятора в усіх площинах з урахуванням особливостей конкретного робочого майданчика, робочих умов і властивостей робочого середовища, яке наноситься на поверхню.

При цьому, можна задати умови, при яких сопло завжди знаходиться по нормалі до оброблюваної поверхні.

Таким чином, розроблена комп'ютерна 3D модель нового обладнання дозволяє побудувати обґрунтований і ефективний процес набризкбетонування способом мокрого торкретування при безопалубному бетонуванні як при укладанні монолітного залізобетону, так і при виготовленні конструкцій і виробів прямо на будівельному майданчику.

**УДК 666.97.052**

*И.А. Емельянова, д.т.н., професор,  
А.И. Анищенко, к.т.н., доцент*

*Харьковский национальный университет строительства и архитектуры*

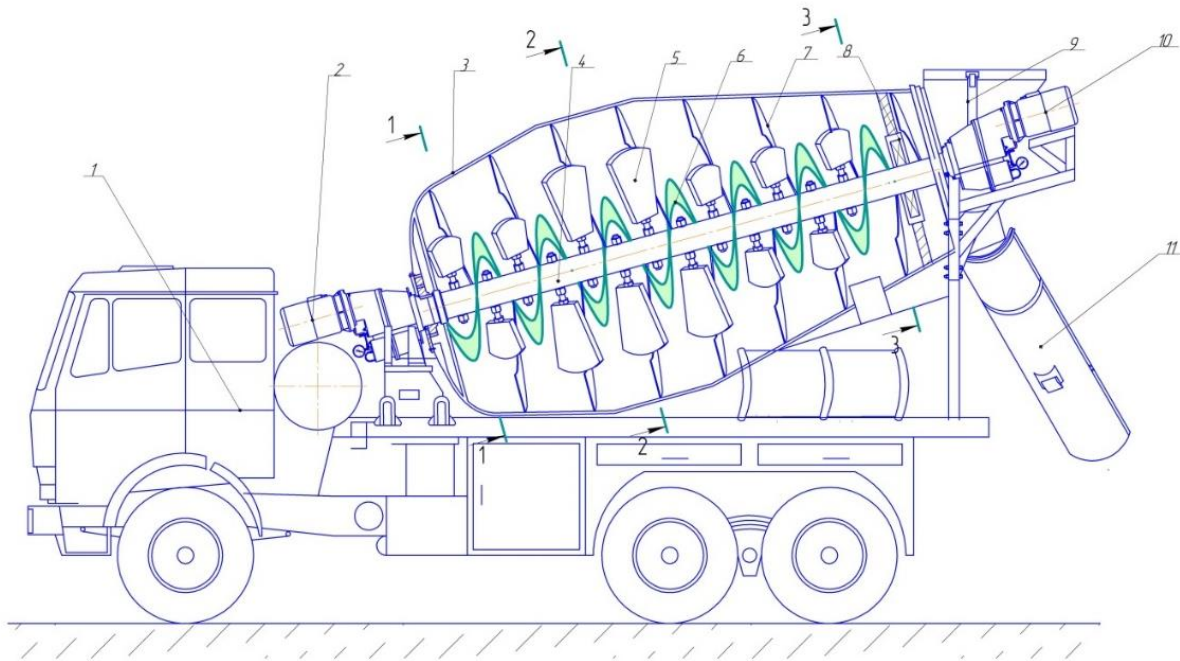
## **ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ АВТОБЕТОНОСМЕСИТЕЛЯ ГРАВИТАЦИОННО-ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ**

Существенным недостатком работы действующих автобетоносмесителя является их низкая усреднительная способность как на макроуровне, так и на микроуровне. Невозможность готовить в таких машинах малоподвижные смеси требует совершенствования их конструкций. С этих позиций заслуживает внимания каскадный режим работы машин, который позволяет создавать смесители с широкими возможностями приготовления смесей различной подвижности.

Такой принцип приготовления бетонных смесей обеспечивает рабочий орган автобетоносмесителя (рис. 1), в котором на всю его длину

устанавливается спирально-лопастной вал, на внутренней поверхности барабана которого закреплены винтовые лопатки. При вращении барабана автобетоносмесителя и спирально-лопастного вала в противоположные стороны процесс приготовления смеси интенсифицируется. Об этом свидетельствуют траектории движения частиц бетонной смеси в рабочем пространстве машины: все участки рабочей зоны барабана автобетоносмесителя находятся в идентичных условиях, что позволяет готовить смеси с высокой степенью однородности.

Для построения траектории движения частиц бетонной смеси после схода с винтовых лопаток барабана, а также спирально-лопастного вала автобетоносмесителя может быть использована система уравнений с учетом конструктивных особенностей автобетоносмесителя:



1 – базовая машина; 2 – гидромотор привода вращения барабана; 3 – барабан; 4 – вал; 5 – лопатки вала; 6 – спиральная лента вала; 7 – винтовые лопасти на корпусе барабана; 8 – стойки для закрепления спирально-лопастного вала; 9 – загрузочный бункер; 10 – гидромотор вращения спирально-лопастного вала; 11 – выгрузочный лоток

Рисунок 1 – Автобетоносмеситель гравитационно-принудительного действия со спирально-лопастным валом

– без учета сопротивления окружающей среды (рис. 2):

=

=

, М

– при учете сопротивления окружающей среды (рис. 3):

=

, М

На рисунке 2 и 3 представлена траектории движения частиц бетонной



смеси в сечении 2-2 барабана автобетоносмесителя, представленного на рис. 1.

Из анализа графических зависимостей на рис. 2 и 3 видно, что в случае работы автобетоносмесителя в каскадном режиме, частицы бетонной смеси сбрасываются с поверхностей винтовых лопаток вращающегося барабана в зоны действия лопаток вала. Такая ситуация имеет место как при учете во время сбрасывания частиц смеси сопротивления окружающей среды, так и без него. Также видно, что частицы бетонной смеси сбрасываются со спирально-лопастного вала в зону действия винтовых лопаток вращающегося барабана.

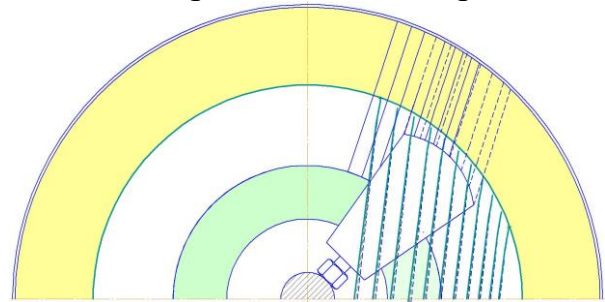
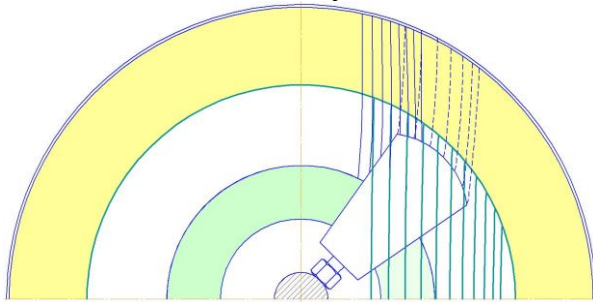


Рисунок 2 – Траектории движения частицы бетонной смеси при сходе с винтовых лопаток барабана и спирально-лопастного вала автобетоносмесителя без учета сопротивления окружающей среды в трех разных сечениях барабана

Рисунок 3 – Траектория движения частицы бетонной смеси при сходе с винтовых лопаток барабана и спирально-лопастного вала автобетоносмесителя с учетом сопротивления окружающей среды в трех разных сечениях

— траектория движения частиц со спирали; - - - - - траектория движения частиц с лопаток вала; — траектория движения частиц с лопаток барабана

Следовательно, показанные траектории движения частиц смеси, построенные по расчетным данным при решении систем уравнений, иллюстрируют наличие каскадного режима работы автобетоносмесителя, а его конструктивные особенности позволяют существенно увеличить рабочее пространство ликвидировав свободные зоны, в результате чего при идентичных условиях осуществляется перемешивание компонентов во всем объеме барабана, что позволяет готовить бетонные смеси с высокой степенью однородности.

#### Литература

1. Заявка на отримання патенту України на винахід № а 2017 05208 від 29.05.2017 р. «Автобетонозмішувачгравітаційно-примусовоїдії», Ємельянова І.А., Аніщенко А.І.
2. Емельянова И.А. Особенности работы бетоносмесителя гравитационно-принудительного действия в каскадном режиме. / И.А.Емельянова, А.И.Анищенко // Научно-производственный периодический журнал «Наука в центральной России», 2013. – № 2. – С. 36 – 41.



*С.Г. Ясько, ст. викладач,  
С.І. Кравченко, к.т.н. доцент  
Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## **ЗАСТОСУВАННЯ У АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ ТЕХНОЛОГІЙ АДИТИВНОГО ПРОТОТИПУВАННЯ І ВИСОКОШВИДКІСНОГО ШТАМПУВАННЯ**

Методами швидкого прототипування зараз виготовляються комерційні товарні вироби, які вже не можна назвати прототипами – автомобільні деталі, інструменти, штампове оснащення та форми для лиття тощо.

При використанні аддитивних технологій (в англійській літературі – аддитивне виробництво, аддитивне виготовлення, або AM-, AF-technologies) всі етапи реалізації проекту від ідеї до матеріалізації в будь-якому вигляді (в проміжному або у вигляді готової продукції) знаходяться в об'єднаному технологічному середовищі, в єдиній технологічній ланцюзі, в якій кожна технологічна операція також виконується із застосуванням CAD/CAM/CAE систем. Серед останніх передові місця останнім часом у світі займає компанія AUTODESK (США).

Особливу увагу приділено розвитку технологій DMF (Direct. Direct Metal Fabrication), безпосереднього "вирощування" з металу, який розглядається як одна з стратегічних для освоєння, насамперед, в аерокосмічній та автомобільній галузях для виготовлення виробів зі складною геометрією. Устаткування для аддитивних технологій дозволяє виготовляти деталі, які неможливо отримати іншим способом. Наприклад, деталь всередині іншої деталі. Або дуже складні системи охолодження на основі сітчастих конструкцій (цього не отримати ні литтям, ні штампуванням).

У доповіді наведена класифікація аддитивних методів, переваги, недоліки і межі застосування кожного з них. Розглянуто конкретні приклади застосування. Зокрема відзначається перспективність застосування цих методів для виготовлення штампувального оснащення для високошвидкісного штампування.

Штампування рухомими середовищами, зокрема пневмоударне штампування рідиною або еластичним середовищем, найбільш ефективно при поєднанні різних технологічних операцій (витягування, рельєфне формування, місцеве підштамповування або пробивання, вирубування) в одній матриці, для отримання деталей складної форми [1, 2].

Розглянуті конкретні приклади застосування CAD/CAM/CAE систем AUTODESK та комбінування технологій DMF з обробкою різанням на оброблювальних центрах фірми DMG (Німеччина) для виготовлення штампового оснащення для пневмоударного штампування.

Особливостями розрахунку параметрів комбінованого суміщеного штампування є врахування історії і спадковості процесу деформування заготовки на попередніх операціях [3, 4]. Крім того, деформування заготовки на

окремих операціях вимагає певного поля тиску, що забезпечує максимальний тиск в зоні осередку деформації. Для завершення розрахунку необхідно також мати дані про тиск в пневмоударному блоці і залежності тиску в передавальному середовищі при ударі бойка від часу і її зв'язок з параметрами пневмоударного обладнання.

На першому етапі розраховується напружено-деформований стан заготовки, оцінюється можливість отримання деталі заданої форми з точки зору граничного ступеня формоутворення, а також визначається тиск, необхідний для виконання поєднаних або здійснюваних послідовних операції деформування матеріалу [5].

За величиною потрібного тиску обирається схема навантаження, а з урахуванням піддатливості заготовки визначається величина споживаної енергії пневмоударного обладнання.

Дана розрахункова методика побудована на використанні прикладних програм чисельного рішення диференціальних рівнянь в часткових похідних, що описують деформування заготовки складної форми. Крім того, використовуються емпіричні залежності отримані нами для оцінки штампувальної здатності пневмоударного штампуванням рідиною і еластичним середовищем різних конструкційних матеріалів.

Запропонована розрахункова методика використана при розробці та впровадженні технологічних процесів комбінованого пневмоударного штампування на обладнанні, що випускається серійно моделей Т-1324 (штампування рідиною) і ТА-1324 (штампування еластичним середовищем).

### Література

1. Кривцов В.С. Состояние и перспективы применения импульсных источников энергии для технологических процессов обработки металлов / В.С.Кривцов, В.К.Борисевич // *Авиационно-космическая техника и технология: тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»*. – Вып. 11/47. – Х., 2007. – С. 10 – 18.
2. Кириченко Л.Р. Конкурентоспособность импульсной обработки металлов / Л.Р.Кириченко // *Авиационно-космическая техника и технология: тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»*. – Вып. 11/47. – Х., 2007. – С. 240 – 245.
3. Фролов Е.А. Показатели качества современных технологических систем импульсного формообразования сложнорельефных деталей [Текст] / Е.А.Фролов // *Технологические системы*. – 2002. – № 6. – С. 23 – 26.
4. Фролов Е.А. Пневмоударная штамповка сложнопрофильных листовых деталей / Е.А.Фролов, М.М.Буденный, И.В.Манаенков // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. праць НТУ «ХПІ»*. – Вып. 32. – Х., 2009. – С. 57 – 62.

## КЕРУВАННЯ ЯКІСТЮ ПОВЕРХНОСНОГО ШАРУ ДЕТАЛЕЙ ПРИ АЛМАЗНОМУ ШЛІФУВАННІ

Такі характеристики поверхонь деталей з важкооброблюваних матеріалів як точність розмірів, шорсткість, фізичний стан поверхневого шару визначаються в основному при виконанні фінішних операцій, в якості яких найчастіше застосовується алмазне шліфування. Вібраційна стабільність шліфування в поєднанні з підтриманням високої ріжучої здатності кругів є одним з головних чинників забезпечення ефективності обробки.

Розроблено спосіб шліфування, що передбачає зниження амплітуди радіальних коливань при плоскому алмазному шліфуванні периферією круга в умовах забезпечення підтримки розвиненості рельєфу робочої поверхні інструменту. Даний спосіб реалізується шляхом формування заданої хвилястості поздовжнього профілю інструменту. Раціональний крок хвилястості повинен забезпечувати додаткову пульсацію збуджуючої сили з частотою, що перевищує частоту власних коливань системи. Формування рельєфу поздовжнього профілю здійснюється електроерозійним руйнуванням струмопровідної зв'язки круга.

Для забезпечення реалізації даного способу шліфувальний круг був електрично ізольований від верстата. В процесі обробки в зону різання подається МОР. З джерела імпульсного струму подається напруга між шліфувальним кругом і оброблюваної струмопровідної деталлю. При цьому відбувається електроерозійне вплив на металеву зв'язку круга і деталь. Модулем вимірювання вібрацій фіксуються амплітуда і частота коливань шліфувального круга і генерується аналоговий сигнал, який після обробки АЦП-ЦАП перетворювачем m-DAQ12/DAC, надсилається на комп'ютер і аналізується спеціальним програмним модулем. Якщо значення величин амплітуди і частоти коливань виходять за межі заданого діапазону, то програма генерує керуючий цифровий сигнал, який за допомогою m-DAQ12/DAC перетворюється в аналоговий. Він коригує роботу генератора для зміни сили струму і частоти керуючих імпульсів. Модуль синхронізації забезпечує задане співвідношення частоти подачі керуючих імпульсів і обертання круга для досягнення необхідного кроку хвилястості поздовжнього профілю. Рівень електроерозійного впливу на зв'язку шліфувального круга повинен забезпечувати значиму для впливу на коливальну систему різання висоту хвилястості профілю і підбирається експериментально.

### Література

1. Доброскок В.Л. *Научные основы формирования рабочей поверхности кругов на токопроводных связках в процессе шлифования: Дис. ... докт. техн. наук: 05.03.01. – Харьков, 2001. – 447 с.*

2. Лавриненко В.И. Особенности шлифования кругами из сверхтвердых материалов при дополнительном электрофизическом воздействии на контактные поверхности круга и детали / В.И.Лавриненко, И.В.Ещук, О.О.Пасичный, А.А.Девуцкий, В.В.Смоквица // *Инструментальный світ.* – № 1 (53), 2012. – С. 36 – 41.

3. Доброскок В.Л. Влияние продольного профиля круга на характер динамических явлений при шлифовании // *Резание и инструмент в технологических системах: Межд. научн.-техн. сборник.* – Вып. 52. – Харьков: ХГПУ, 1998. – С. 234 – 236.

4. Вейц В.Л. Вынужденные колебания в металлорежущих станках / В.Л.Вейц, В.К.Доншанский, В.И.Чиряев. – Л.: Машгиз, 1959. – 287 с.

5. Абразивная и алмазная обработка материалов: Справочник / Под ред. д-ра техн. наук проф. А.Н.Резникова. – М.: Машиностроение, 1977. – 391 с.

6. Байкалов А.К. Введение в теорию шлифования материалов / А.К.Байкалов. – К.: Наукова думка, 1978. – 207 с.

## УДК 693.542

*В.М. Шатохин, д.т.н., профессор,  
Б.Ф. Гранько, доцент,  
Д.О. Чайка, аспирант*

*Харківський національний університет будівництва та архітектури*

### **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ШЛАНГОВОГО БЕТОНОНАСОСА З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ**

Монолітне бетонування займає одну із провідних позицій у сучасному будівництві. Добре зарекомендували в цій області безпоршневі бетононасоси [1]. Створення машин для виконання таких робіт, методів раціонального вибору їх параметрів є актуальною задачею.

Доповідь присвячена викладу результатів досліджень по розробленню математичної моделі динамічних процесів у шланговому бетононасосі з гідравлічним приводом [2]. Розрахункова схема бетононасоса показана на рис. 1. Прийнято наступні позначення: 1 – вал насоса; 2 – обойма; 3 – центральний ролик; 4 – бічний ролик; 5 – пристрій для зміни радіуса контакту поверхонь роликів зі шлангом 6; 7 – будівельна суміш.

1. Створено математичну модель динамічних процесів у шланговому бетононасосі з гідравлічним приводом у формі диференціального рівняння відносно кута повороту ротора. Модель містить основні геометричні, масові характеристики ротора, динамічну характеристику гідромотора, параметри шланга, будівельної суміші.

2. Запропоновано підхід по формуванню моменту опору на роторі насоса від роликів, що деформують шланг; встановлено, що він істотно відрізняється від постійного на інтервалі оберту.

3. Запропоновано модель сили опору руху будівельної суміші; сила пропорційна довжині шланга і кутовій швидкості ротора.

4. Отримано вираз для узагальненої сили, що відповідає силам ваги частинок суміші у відповідній частині шланга і вигнутої частини шланга на роторі; встановлені якісні особливості впливу зазначеної сили на динамічні процеси.

5. Були використані дані каталогу для подання моменту гідромотора як функції кутової швидкості його ротора.

6. Проведені розрахункові дослідження динамічних процесів за допомогою створеної моделі дозволили встановити наступні закономірності: кутова швидкість ротора може мати значну змінну складову; кутова швидкість ротора і продуктивність насоса зростають при зменшенні довжини відповідного шланга, зменшенні коефіцієнтів тертя кочення для роликів, відмова від бічних роликів.

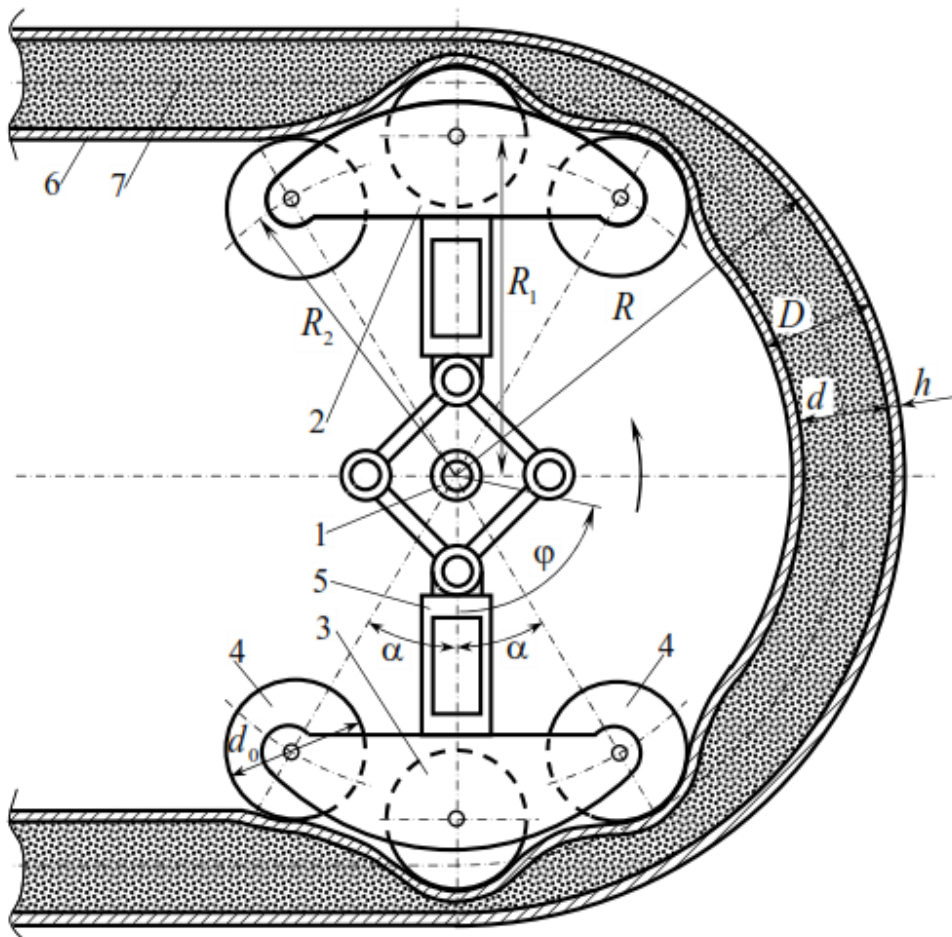


Рисунок 1 – Розрахункова схема бетононасоса

Характерна залежність кутової швидкості ротора від часу при пуску насоса показана на рис. 2. Декілька основних параметрів моделі (див. рис. 1) мають такі значення:  $d=0,05\text{м}$ ;  $R=0,32\text{м}$ ;  $R_1=0,237\text{м}$ ;  $R_2=0,218\text{м}$ ;  $h=0,015\text{м}$ ;  $M_m=400\text{Н}\cdot\text{м}$  – момент на роторі гідромотора.

Запропонована модель при наявності експериментальних даних,

необхідних для уточнення параметрів, перспективна для вибору раціональних параметрів пристрою.

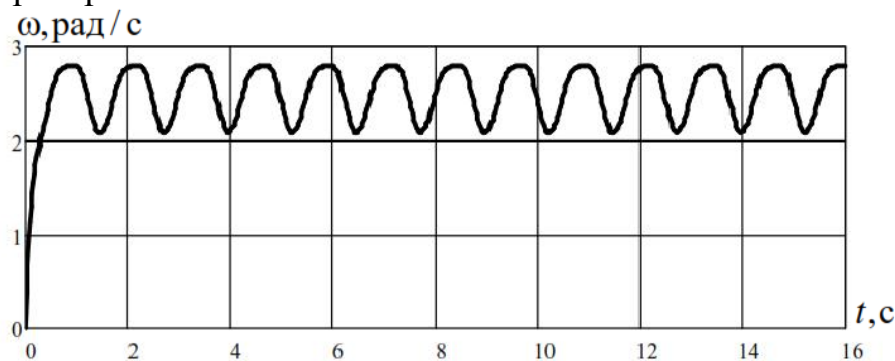


Рисунок 2 – Кутова швидкість ротора в залежності від часу

### Література

1. József klespitz, levente kovács. *Peristaltic pumps – a review on working and control possibilities / SAMI 2014, IEEE 12th international symposium on applied machine intelligence and informatics, January 23 – 25, 2014, Herl’any, Slovakia, pages 191 – 194.*

2. Пат. 112 Україна F04 B43/12 (2006.01), F04 B15/02 (2006.01) *Універсальний шланговий бетононасос / Ємельянова І.А., Задорожний А.О., Клименко М.В., Чайка Д.О. – Харківський національний університет будівництва та архітектури.*

УДК 621.926.5

*В.М. Шатохін, д.т.н., професор,  
М.І. Дерев’янка, к.т.н., професор,  
В.М. Соболев, к.т.н., доцент*

*Харківський національний університет будівництва та архітектури*

## МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У КУЛЬОВОМУ МЛИНІ

У сучасних умовах будівництво сприяє пошуку нових механізмів, що знижують витрати і підвищують продуктивність виготовлення будівельних матеріалів. Зокрема це відноситься до кульових млинів, які широко використовуються для різних цілей у багатьох галузях виробництва. Поширення одержали трубні кульові млини, для яких характерні ударний водоспадний режим, “мертва зона” для частини оброблюваної сировини, складна конфігурація футеровки [1, 2].

Доповідь присвячена викладу результатів досліджень по розробці математичної моделі динамічних процесів у новій моделі кульового млина, конструкція якої описана в статті [3] (рис. 1): 1 – нерухома опора; 2 – вал; 3, 6 – зубчасте колесо; 4 – ведуче зубчасте колесо; 5 – привод відносного обертання;

7 – рама (вал); 8 – привод обертання; 9, 15 – кривошип; 10 – платформа; 11 – кришка; 12 – куля; 13 – оболонка; 14 – матеріал (клинкер). Пропонована схема виключає ударний вплив і “мертву зону”. Створення методів раціонального вибору параметрів пристрою представляє актуальну задачу.

Розрахункова схема рух кулі радіусом  $r$  у сферичній камері із центром у точці  $A$  і радіусом  $R$ , яка робить заданий поступальний рух показана на рис. 2.

Складання рівнянь Аппеля вдалося істотно спростити, використовуючи замість узагальнених прискорень квазіприскорення.

Деякі результати розрахунків за допомогою комп'ютерної програми, яка створена засобами математичного пакета MathCAD, представлені на рис. 3, 4. Наведено характерні залежності координат точки торкання кулі і сфери для моделі з параметрами:  $r=0,025\text{м}$ ;  $R=0,25\text{м}$ ;  $l=0,5\text{м}$  – довжина кривошипа;  $n_0=60\text{хв}^{-1}$  – стала частота обертання кривошипа;  $t_l=5\text{с}$  – час руху до встановлення.

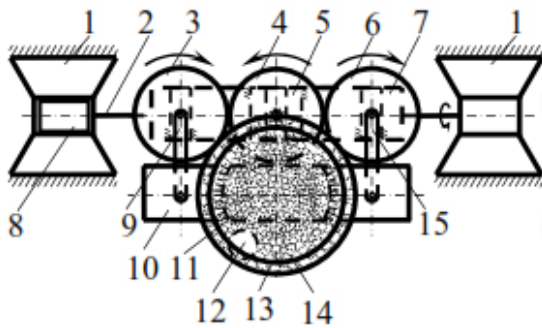


Рисунок 1 – Схема кульового млина (вид у плані)

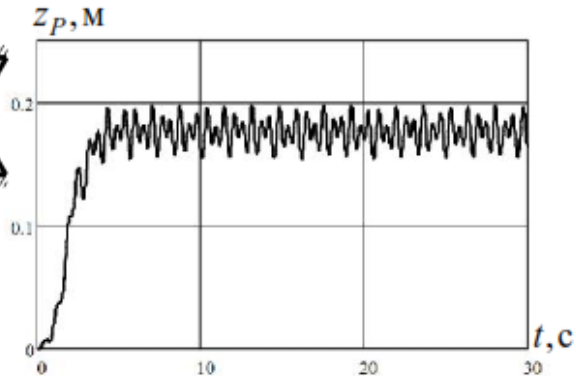


Рисунок 3 – Залежність  $z_p$  від часу

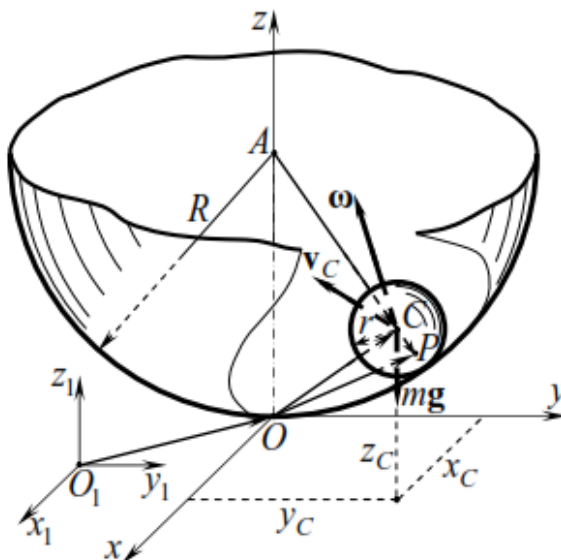


Рисунок 2 – Схема руху кулі в сферичній камері

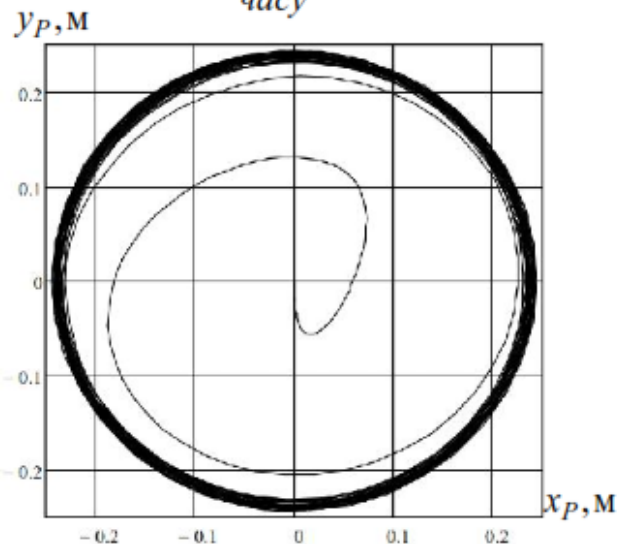


Рисунок 4 – Траєкторія руху точки контакту кулі і сфери в проекції на площину  $Oxy$

1. Створено математичну модель динамічних процесів у кульовому млині: отримані диференціальні рівняння рух кулі в сферичній оболонці, що робить круговий поступальний рух (механічна система має п'ять незалежних



узагальнених координат; наявність двох неголономних в'язей знижує кількість степенів вільності системи до трьох).

2. Рівняння руху записані у формі рівнянь Аппеля; при записі функції прискорень виявилось ефективним використовувати квазішвидкості.

3. Запропоновано алгоритм перетворення рівнянь Аппеля до диференціальних рівнянь першого порядку у формі Коші.

4. Проведені розрахункові дослідження динамічних процесів за допомогою створеної моделі дозволили встановити наступні закономірності:

– ширина “кільця” траєкторій (каустики) тим більше, чим швидше здійснюється вихід на сталу кутову швидкість;

– ”висота” розташування кільця тим більше, чим більше кутова швидкість сталого обертання камери;

– ширина “кільця” траєкторій (каустики) тим менше, чим більш плавним є перехід на сталу кутову швидкість.

Запропонована модель перспективна для вибору раціональних параметрів і режимів роботи пристрою.

#### *Література*

1. Иванов А.Н. Интенсификация работы шаров в трубных мельницах / А.Н.Иванов, М.М.Шовкун // *Научный вестник строительства*. – № 1, 2015. – С. 193 – 197.

2. Балера Н.Д. Комплекс для тонкого измельчения материалов / Н.Д.Балера, А.Т.Гордиенко, С.А.Касай // *Научный вестник строительства*. – Т. 89, № 3, 2017. – С. 248 – 252.

3. Клименко М.В. К устройству шаровой мельницы с дополнительной функцией / М.В.Клименко // *Научный вестник строительства*. – № 69, 2012. – С. 245 – 250.

4. Балера Н.Д. Комплекс для тонкого измельчения материалов / Н.Д.Балера, А.Т.Гордиенко, С.А.Касай // *Научный вестник строительства*. – Т. 89, № 3, 2017. – С. 248 – 252.

**УДК 629.33.016.3:528.42**

*М.А. Чумак, студент,  
Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»*

## **СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО ТОПОГРАФІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ**

Як доведено практикою країн, що мають найбезпечніші дороги, високий рівень безпеки – це сумарний результат зусиль, що одночасно додаються у трьох напрямках: людина, автомобіль, дорожня інфраструктура. Транспорт, будучи необхідною умовою існування і економічного розвитку сучасного

суспільства, одночасно є істотним джерелом економічних витрат, що виникають в наслідок дорожньої перевантаженості, аварійних ситуацій, шкідливого впливу дорожнього руху на навколишнє середовище і здоров'я населення [1]. У сучасному світі спостерігається розвиток загальних тенденцій і проблем у сфері автодорожнього транспорту. Період нарощування чисельності парку автотранспортних засобів неминуче супроводжується посиленням перевантаженості дорожніх мереж, загостренням проблем дорожньої аварійності і посиленням навантаження на навколишнє середовище, що призводить до суттєвих економічних втрат [2].

Проаналізовано статистику та основні причини аварійності у дорожньо-транспортному середовищі у світі та в Україні. Розглянуто сучасний стан проблеми запобігання наїзду на пішохода та існуючі сьогодні інтелектуальні системи підтримки діяльності водія. Виявлено, що проблеми та недоліки існуючих прототипів у більшості пов'язана з суттєвим впливом людського чинника на процес керування автомобілем, та, як наслідок, на безпеку в системі «водій-автомобіль-дорога-середовище» [3].

Сучасні системи GPS навігації дозволяють із великою точністю визначати місце розташування автомобіля на карті, а бортові комп'ютери мають широкий спектр можливостей управління системами автомобіля без участі водія. Задля максимального зниження впливу людського чинника на швидкісний режим руху на дорозі розроблено систему автоматичного топографічного регулювання руху автомобіля САТРРА, яка об'єднує у собі декілька інтелектуальних транспортних систем [4]. Для початку в базу даних GPS карт інтегрується інформація щодо максимальної дозволеної швидкості на кожній ділянці дороги відповідно топографічним особливостями виникнення ДТП (райони щільної забудови, дороги поблизу шкіл, торгових центрів, пішохідних переходах та ін.) Система аналізує інформацію про максимально допустиму швидкість на певній ділянці дороги у даний момент. GPS навігатор передає інформацію бортовому комп'ютеру автомобіля, який оцінює швидкість автомобіля у поточний момент і в разі перевищення швидкості пригальмовує автомобіль за допомогою регулювання параметрів роботи гальмівної системи, двигуна внутрішнього згоряння або електродвигуна [5].

САТРРА також дозволяє інтегрувати у базу даних GPS карт ділянки вулиць, проїзних частин, тротуарів, паркових та інших зон, де паркування заборонене. Коли GPS навігатор буде передавати інформацію про знаходження автомобіля у таких місцях бортовому комп'ютеру автомобіля, той унеможливить вимкнення двигуна автомобіля. Тобто бортовий комп'ютер автомобіля отримує інформацію від GPS навігатора про заборону паркування на даній ділянці дороги. Встановлений у крісло водія п'єзометричний датчик сигналізуватиме, що водій залишив салон. Далі бортовий комп'ютер автомобіля надає сигнали у агрегати автомобіля, які відповідають за запуск двигуна (стартер свічки запалювання, паливні форсунки, електродвигун), що в цілому приведе до примусового запуску двигуна без участі водія [6]. Такі заходи не надто жорсткі і дозволяють водіям робити вкрай необхідні зупинки, а також залишить можливим зупинки аварійного та громадського транспорту.

Переваги САТРРА: невеликі трудові та матеріальні ресурси для реалізації; можливість як випуску нових моделей автомобілів з даною системою, так й переобладнання існуючих моделей; конструктивна універсальність для різних типів і моделей авто.

**Висновки.** Більшість сучасних систем запобігання наїзду на пішохода не запобігають утворенню аварійної ситуації на дорозі, а тільки сигналізують про неї водію та намагаються зменшити чи взагалі уникнути аварійної ситуації уже тільки після її настання. САТРРА суттєво може впливати на ситуацію безпеки на дорогах України. Система суттєво знижує найчастішу причину виникнення ДТП на сучасних дорогах – людський чинник. Також запровадження системи САТРРА прибере одну з доволі частих причин виникнення аварійних ситуацій на дорогах – паркування автомобіля у забороненому місці.

Запровадження САТРРА може суттєво спростити законодавчий бік питання у регулюванні швидкості руху на дорозі та паркування транспорту, зменшити навантаження на правоохоронні органи та побічно зменшити рівень корупції. Крім того, наведена система зменшує рівень навантаження на водія при керуванні, тим самим підвищуючи рівень комфортності керування, що, в свою чергу, може збільшити купівельний попит автомобілів з даною системою.

#### Література

1. *Безпека пішоходів. Керівництво з безпеки дорожнього руху для керівників та фахівців.* – Всесвітня організація охорони здоров'я, 2013. <http://www.who.int/roadsafety/projects/manuals/pedestrian/ru/>  
[http://apps.who.int/iris/bitstream/10665/79753/10/9789244505359\\_rus.pdf](http://apps.who.int/iris/bitstream/10665/79753/10/9789244505359_rus.pdf).
2. Офіційний сайт Європейської Програми з оцінки безпеки нових автомобілів // електронний ресурс [[www.euroncap.com](http://www.euroncap.com)]
3. *Європейська доповідь про стан безпеки дорожнього руху, Копенгаген, Європейське регіональне бюро ВОЗ, 2009* // електронний ресурс. [<http://www.euro.who.int/PubRequest>].
4. *Системи підтримки водіїв на основі вимірювання психофізіологічних показників* // електронний ресурс [<https://geektimes.ru/post/252840>].
5. Патентний архів // Електронний ресурс [[patents.google.com](http://patents.google.com)].
6. Чумак М.А. Система автоматичного топографічного регулювання швидкості автомобіля / М.А.Чумак. // «Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии»: зб. наук. пр. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т «ХАІ». – Вип. 75, 2017. – С. 158 – 162.

*Л.А. Хмара, д.т.н., професор  
ДВНЗ "Придніпровська державна академія будівництва та архітектури"  
А.П. Холодов, к.т.н., доцент  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## ВИЗНАЧЕННЯ ЗАГАЛЬНОГО ККД ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ПО ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИМ ПОКАЗНИКАМ

Корисне використання енергії або палива залежить від конкретних умов роботи машини, фізико-механічних властивостей ґрунтів, конструктивних особливостей робочих органів, методів організації виробничого процесу і т.п., в зв'язку з чим особливо важливим є визначення та контроль невиробничих витрат енергії в процесі експлуатації машин.

Пропонується метод визначення ККД по техніко-економічними показниками землерийно-транспортних машин за наступною послідовністю.

1. Визначення енергетичного ККД для машин, оснащених гібридними приводами,

$$\eta_{\text{he}} = \frac{E_{\text{общ}} - E_{\text{xx}}}{E_{\text{двс}}},$$

де  $E_{\text{общ}}$  – загальна енергія, що витрачається в робочому циклі ЗТМ;

$E_{\text{xx}}$  – енергія, що витрачається на холостому ході ЗТМ;

$E_{\text{двс}}$  – енергія, що витрачається двигуном.

У цьому випадку, тому що присутній додатковий двигун (гідроаккумулятор, електродвигун і т.п.), який включається в роботу на навантажених режимах роботи, загальна витрата енергії  $E_{\text{общ}}$  буде розраховуватися за формулою

$$E_{\text{общ}} = E_{\text{двс}} + E_{\text{he}},$$

де  $E_{\text{he}}$  – енергія, що виробляється допоміжним двигуном.

Енергетичний ККД машини з гібридним приводом

$$\eta_{\text{he}} = \frac{E_{\text{общ}} - E_{\text{xx}}}{E_{\text{двс}}}.$$

2. Визначення енергетичного ККД для машин, не оснащених гібридними приводами,

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{E_{\text{общ}} - E_{\text{xx}}}{E_{\text{двс}}}.$$

У цьому випадку загальна енергія  $E_{\text{общ}}$ , що витрачається на виконання всіх операцій, буде дорівнювати потужності, що витрачається двигуном, тобто  $E_{\text{общ}} = E_{\text{двс}}$ . Тоді

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{E_{\text{общ}} - E_{\text{xx}}}{E_{\text{двс}}} = \frac{E_{\text{двс}} - E_{\text{xx}}}{E_{\text{двс}}} = 1 - \frac{E_{\text{xx}}}{E_{\text{двс}}}.$$

### 3. Визначення ККД по витраті палива

$$\eta_{Qf} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{двс}}},$$

де  $Q_{\text{пол}}$  – обсяг палива, що витрачається на виконання корисної роботи;

$Q_{\text{двс}}$  – загальний обсяг палива, що витрачається двигуном.

Якщо машина не оснащена гібридним двигуном,  $Q_{\text{пол}}$  розраховується:

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{двс}} - Q_{\text{хх}}.$$

Тоді

$$\eta_{Qf} = \frac{Q_{\text{двс}} - Q_{\text{хх}}}{Q_{\text{двс}}}.$$

Для машин з гібридними силовими установками корисна витрата палива буде складатися з декількох складових: витрата палива на режимі копання  $Q_{\text{коп}}$ , транспортування  $Q_{\text{пер}}$  і вивантаження ґрунту  $Q_{\text{выгр}}$ , а також витрата палива на зарядку додаткового двигуна  $Q_{\text{хх.пол}}$  (гідроаккумулятора, електродвигуна), тому що ці витрати можна вважати корисним тому як енергія повертається в систему для виконання корисної роботи.

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{коп}} + Q_{\text{пер}} + Q_{\text{выгр}} + Q_{\text{хх.пол}},$$

$$\eta_{Qf} = \frac{Q_{\text{коп}} + Q_{\text{пер}} + Q_{\text{выгр}} + Q_{\text{хх.пол}}}{Q_{\text{двс}}}.$$

### 4. Визначення ККД по потужності

$$\eta_N = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{двс}}}$$

де  $N_{\text{пол}}$  – корисна потужність витрачається машиною, для традиційних машин визначається як  $N_{\text{пол}} = N_{\text{общ}} - N_{\text{хх}}$ ;

$N_{\text{двс}}$  – потужність, що виробляється двигуном в робочому циклі машини;

$N_{\text{хх}}$  – потужність, що витрачається на холостий хід.

Тоді

$$\eta_N = \frac{N_{\text{общ}} - N_{\text{хх}}}{N_{\text{двс}}}.$$

$N_{\text{пол}}$  для машин з гібридними силовими установками

$$N_{\text{пол}} = N_{\text{коп}} + N_{\text{пер}} + N_{\text{выгр}} + N_{\text{хх.пол}}$$

де  $N_{\text{коп}}$  – потужність, що витрачається на копання ґрунту;

$N_{\text{пер}}$  – потужність, що витрачається на переміщення ґрунту;

$N_{\text{выгр}}$  – потужність, що витрачається на вивантаження ґрунту;

$N_{\text{хх.пол}}$  – потужність, що витрачається на зарядку акумулятора на холостому ході.

Тоді

$$\eta_N = \frac{N_{\text{коп}} + N_{\text{пер}} + N_{\text{выгр}} + N_{\text{хх.пол}}}{N_{\text{двс}}}.$$

5. Визначення ККД за значенням маси

$$\eta_G = \frac{m_{\text{гр}}}{m_{\text{общ}}} = \frac{m_{\text{гр}}}{m_{\text{гр}} + m_{\text{к}}},$$

де  $m_{\text{гр}}$  – маса ґрунту;  $m_{\text{общ}}$  – загальна маса машини;  $m_{\text{к}}$  – маса ковша.

6. Визначення ККД за значенням місткості ковша

$$\eta_q = \frac{q_{\text{к}}}{q_{\text{маш}}},$$

де  $q_{\text{к}}$  – об'єм ковша;  $q_{\text{маш}}$  – геометричний об'єм машини.

7. Визначення ККД по тривалості робочого циклу

$$\eta_{T_{\text{ц}}} = \frac{t_{\text{ц}}}{T_{\text{ц}}},$$

де  $t_{\text{ц}}$  – час, що витрачається на виконання корисної роботи;

$T_{\text{ц}}$  – загальний час циклу.

8. Визначення ККД за виконаною роботою

$$\eta = \frac{A_{\text{пол}}}{A_{\text{общ}}},$$

де  $A_{\text{пол}}$  – корисна робота за одиницю часу;  $A_{\text{общ}}$  – загальний обсяг виконаної роботи.

$$A_{\text{общ}} = A_{\text{коп}} + A_{\text{пер.гр.}} + A_{\text{пер.раб.орг.}} + A_{\text{пер.маш.}} + A_{\text{гп}} + A_{\text{трєн}} + A_{\text{хх}},$$

де  $A_{\text{коп}}$  – робота, що витрачається на копання;  $A_{\text{пер.гр.}}$  – робота, що витрачається на переміщення ґрунту;  $A_{\text{пер.раб.орг.}}$  – робота, що витрачається на привод робочого обладнання;  $A_{\text{пер.маш.}}$  – робота, що витрачається на переміщення машини;  $A_{\text{гп}}$  – робота, що витрачається на гідропривід;  $A_{\text{трєн}}$  – робота, що витрачається на подолання опору тертя;  $A_{\text{хх}}$  – робота, що витрачається на переміщення на холостому ході.

Оскільки ефективність роботи машини визначається за обсягом переробленого ґрунту за одиницю часу, то корисною роботою слід вважати роботу по переміщенню ґрунту  $A_{\text{пер.гр.}}$ . Тоді можна записати

$$\eta = \frac{A_{\text{пер.гр.}}}{A_{\text{общ}}}.$$

## Висновки.

1. Запропоновано математичний опис методу визначення загального ККД по техніко-економічним показникам.

2. Встановлено, що більш високий повний ККД і, відповідно, меншу відносну використану потужність мають машини оснащені гібридними приводами і гідроакумлючими системами.

3. Розроблений метод розрахунку ККД можна застосовувати до проєктованих і експлуатованих машин.

#### *Література*

1. Лацных А.А., Пулин В.М., Тыщенко Ю.И. Влияние энергетических показателей на эффективность транспортных и погрузочно разгрузочных машин. "Промышленный транспорт", 1978. – № 5. – С. 12.

2. Гене В.М., Пулин В.П. Определение оптимальной нагрузки строительных машин / Тезисы докладов конференции "Технический процесс основа повышения эффективности производства". – Днепропетровск, 1969. – С. 194 – 195.

3. Ярошев Д.М. Проблемы комплексной механизации и энергетический метод. – М.: Стройиздат, 1964. – 187 с.

4. Хмара Л.А. Энергоэффективные машины для земляных работ / Л.А.Хмара, А.П.Холодов. – Х.: ФОП Бровин О.В., 2016. – 142 с.

**УДК 629.113**

*В.М. Поляков, к.т.н., доцент,  
О.О. Разбойников, асистент  
Національний транспортний університет  
А.В. Гортинюк, к.т.н.  
ДП «ДержавтотрансНДІпроект»*

### **ДО ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА МОДЕЛІ АВТОМОБІЛЯ**

Пневматичні шини є тим елементом колісного транспортного засобу, завдяки якому відбувається його взаємодія з опорною поверхнею. Від характеру взаємодії колісного транспортного засобу з опорною поверхнею залежать показники його експлуатаційних властивостей. Під дією динамічних навантажень, що виникають в контактні автомобільного колеса з опорною поверхнею, еластична шина деформується в радіальному, тангенційному та бічному напрямках. Крім того, еластична шина може «закручуватись» в плямі контакту. Звісно, що ці процеси супроводжуються силами та моментами, які діють на підвіску та керуючий колісний модуль автомобіля і, як наслідок, призводять до зміни характеру його руху.

Відомо, що при теоретичному дослідженні експлуатаційних властивостей автомобіля використовують розрахункові схеми та математичні моделі різного ступеня складності. Так, наприклад, для більш повного математичного опису динаміки руху автомобіля враховують параметри його еластичного колеса. Тому виникає необхідність у визначенні параметрів особливостей конструкції автотранспортного засобу експериментальним шляхом, які є вихідними даними для розрахунку на математичній моделі. Зазвичай експериментальні



дослідження проводять на натурних зразках або їх фізичних моделях. Останні мають певні переваги: значне зменшення на виконання роботи витрат часу та матеріальних витрат, можливість відносно швидко змінювати умови проведення експерименту, можливість оцінювати ефективність технічних рішень до реалізації їх в реальних конструкціях автотранспортних засобів тощо.

Для експериментального визначення параметрів еластичного колеса моделі автомобіля розроблено універсальний стенд. Конструкція цього стенда дає можливість визначати геометричні параметри та параметри мас, а також характеристики (нормальної, тангенціальної і бокової) жорсткості та бокового відведення еластичного колеса фізичної моделі автомобіля.

Використання зазначеного стенду дозволяє скоротити час на виконання проміжних експериментальних досліджень щодо визначення параметрів еластичного колеса фізичної моделі автомобіля, які необхідні для більш точного математичного опису динаміки руху автотранспортного засобу.

### *Література*

1. Поляков В.М. Визначення рівнодіючої сил взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги / В.М.Поляков, О.О.Разбойніков // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2017. – Вип. 1 (37). – С. 329 – 338.

**УДК 621.87**

*О.Б. Неженцев, к.т.н., доцент  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»*

## **АНАЛІЗ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ТА ВТРАТ ЕНЕРГІЇ МОСТОВИХ КРАНІВ ВІД НОМІНАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ**

Досліджено вплив номінальної швидкості пересування мостового крана на його динамічні навантаження та втрати енергії. Для цього на прикладі мостового крана вантажопідйомністю 20 т, представленого тримасовою динамічною моделлю [1, 2], розглянуто процеси його розгону (шляхом переключення за нелінійними механічними характеристиками асинхронного електропривода) до різних номінальних швидкостей, обумовлених передаточними числами редуктора  $u_m$  з параметричного ряду, і переміщення крана на усереднену відстань, рівну 30 м. За результатами інтегрування системи нелінійних диференціальних рівнянь [1, 2], що описують зазначену модель, були побудовані залежності максимальних динамічних навантажень на металоконструкцію крана та вантаж, часу розгону, а також загальної тривалості переміщення крана від передаточного числа  $u_m$ .

Аналіз залежностей показав, що, змінюючи величину номінальної

швидкості крана можна більш ніж у чотири рази зменшити втрати енергії при переміщенні вантажу на задану відстань. Разом з тим навіть незначне підвищення продуктивності крана, що обумовлене збільшенням його швидкості, супроводжується істотним зростанням втрат енергії. Крім того, зниження втрат енергії крана за рахунок збільшення  $u_m$  призводить до зростання динамічних навантажень і амплітуди розгойдування вантажу.

Оскільки зміни  $u_m$  призводять до поліпшення одних показників крана і погіршенню інших, то проблема забезпечення його максимальної продуктивності при мінімумі енергоспоживання може бути вирішена шляхом оптимізації параметрів крана за узагальненим критерієм, що містить: максимальні динамічні навантаження на металоконструкцію крана, час пересування крана, амплітуду розгойдування вантажу та втрати енергії.

### *Література*

1. Неженцев А.Б. Моделирование потерь энергии при передвижении грузоподъемного крана / А.Б.Неженцев // Вісник Східноукраїнського національного ун-ту ім. В.Даля, № 10 (56). – Луганськ: Вид-во СНУ, 2002. – С. 179 – 185.

2. Аветисян С.М. Программное обеспечение для исследования переходных процессов грузоподъемных кранов (часть 1: при работе механизмов передвижения) / С.М. Аветисян, А.Б.Неженцев. // Підйомно-транспортна техніка. – 2003. – №4. – С. 33 – 48.

**УДК 629.083**

*О.І. Назаров, к.т.н., доцент,  
П.М. Демчук, бакалавр*

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДЕТАЛЕЙ, ВІДНОВЛЕНИХ ЗА ДОПОМОГОЮ АДИТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Застосування нових технологій – головний тренд останніх років в будь-якій сфері промислового виробництва. Кожне підприємство на Україні й в світі прагне створювати більш дешеву, надійну та якісну продукцію, використовуючи найдосконаліші методи і матеріали. Використання адитивних технологій – це один з найяскравіших прикладів того, як нові розробки і обладнання можуть істотно поліпшувати традиційне виробництво.

Адитивні технології виробництва дозволяють виготовляти будь-який виріб пошарово на основі комп'ютерної 3D-моделі. Такий процес створення об'єкта також називають «вирощуванням» через поступовість виготовлення. Якщо при традиційному виробництві на початку ми маємо заготовку, від якої відсікаємо все зайве, або деформуємо її, то у випадку з адитивними

технологіями з аморфного витратного матеріалу вибудовується новий виріб. Залежно від технології, об'єкт може будуватися знизу-вгору або навпаки, мати різні властивості.

Коротко описати принцип роботи установки для адитивного виробництва за допомогою лазерного випромінювання можна наступним чином. Пристрій для нанесення й вирівнювання шару порошку знімає шар порошку з живильника і рівномірним шаром розподіляє його по поверхні підкладки. Після чого лазерний промінь сканує поверхню даного шару порошку і шляхом оплавлення або спікання формує виріб. По закінченню сканування порошкового шару платформа з виробом опускається на товщину шару, що наноситься, а платформа з порошком піднімається, й процес нанесення шару порошку і сканування повторюється. Після завершення процесу платформа з виробом піднімається і очищається від невикористаного порошку [1, 2].

Встановлено, що використання лазерів з довжиною хвилі 1,0...1,1 мкм для нагрівання металів і карбідів доцільніше, оскільки вони на 25...65 % краще поглинають випромінювання, що генерується лазером. У той же час, використання лазера з довжиною хвилі 10,64 мкм найбільш краще підходить для таких матеріалів, як полімери і оксидна кераміка [1, 2].

Заходи, передбачені системою технічного обслуговування й ремонту дорожніх транспортних засобів різних категорій [3, 4], виконуються в основному через строго певний пробіг, тобто в плановому порядку. Однак при більш широкому впровадженні сучасних методів і засобів технічного діагностування з'являється можливість виконувати ремонтні роботи не в строго відведений час, а тоді, коли цього вимагає технічний стан складових частин автомобілів. У цьому випадку в плановому порядку здійснюється тільки контроль за їх станом, а самі роботи виконуються при необхідності.

Крім того, відновлення деталей необхідно вести такими способами, які при найменшій витраті праці та засобів забезпечують довговічність деталей таку ж або більш високу, в порівнянні з довговічністю, відповідної нової деталі [5]. Способи усунення механічних та корозійних пошкоджень деталей легко визначаються характером самого дефекту, матеріалом і конфігурацією деталі та мають обмежене число факторів, що визначають якість деталі. Кожен із способів відновлення зношених деталей має свої технологічні особливості й властивості та по-різному може впливати на якість відновленої деталі. Тому відновлення зношених деталей необхідно здійснювати не тільки найбільш раціональними способами, а й шляхом спрямованого формування експлуатаційних властивостей деталі за весь період технологічного процесу відновлення.

Отже, для кожного з методів і способів характерні свої технологічні фактори, що впливають на експлуатаційні властивості відновлених деталей, які і визначають їх довговічність [3 – 6].

Так, наприклад, при відновленні деталей за допомогою адитивних технологій велике значення в забезпеченні якості відновлюваних поверхонь відіграє підготовка самих деталей, вибір відновлювального матеріалу і режимів його нанесення, що має особливо важливе значення для забезпечення високої

міцності зчеплення покриття з основним металом. При цьому для різних способів виконання адитивної технології число і характер підготовчих операцій різко відрізняються. Однак у всіх випадках підготовка поверхонь деталі до нанесення покриттів грає велику роль в отриманні їх високої якості. Крім того, величезний вплив на якість відновлення деталей надають режими і регулювання процесу нанесення покриттів. Невідповідність матеріалу, що наноситься на відновлювані поверхні деталей різними способами, умовам роботи деталей в експлуатації приводить до швидкого виходу їх з ладу через низьку зносостійкість або втрату міцності. Недотримання технологічних режимів відновлення деталей металопокривами викликає виникнення великих розтягувальних залишкових напружень, що негативно впливають на втрату міцності деталей, які працюють в умовах знакозмінних навантажень.

Тому для забезпечення високої довговічності деталей нерідко доцільним є зміцнення деталей.

Структура і мікротвердість металу поверхневого шару є основними фізичними параметрами, що впливають на всі експлуатаційні властивості деталей.

Підвищення твердості шляхом застосування більш твердих матеріалів без термічної обробки збільшує зносостійкість пропорційно твердості. А збільшення твердості за рахунок термічної обробки сталей підвищує зносостійкість, але в меншій мірі.

Збільшення твердості за рахунок поверхневої пластичної деформації не позначається на підвищенні зносостійкості [5].

Однак підвищення твердості поверхонь сталевих деталей тільки за рахунок зміни хімічного складу недостатньо для забезпечення необхідної зносостійкості деталей. Тому в залежності від умов роботи деталі в процесі відновлення її піддають різній термічній або хіміко-термічній обробці, домагаючись тим самим необхідної твердості і відповідно зносостійкості.

Механічна обробка деталей все ж покликана забезпечити в початковій стадії технологічного процесу вимоги до геометричної форми відновлених поверхонь, а в завершальній – вимоги до точності і шорсткості.

Концентрація й спеціалізація авторемонтного виробництва дозволяють організувати ремонт автомобілів на сучасному рівні, поліпшити технологічні процеси контролю й сортування деталей, впровадити і розвинути найбільш прогресивні способи відновлення деталей, вдосконалити складання та випробування, а також контроль на всіх стадіях ремонту. Крім того, спеціалізація ремонтного виробництва сприяє поліпшенню організації матеріально-технічного постачання, спрощення технічної документації та впровадження в практику і технологію ремонту автомобілів досягнень науки і досвіду автобудівних підприємств [3 – 6].

#### *Література*

1. Лысыч М.Н., Шабанов М.Л., Овчарова А.М. Использование технологии 3D печати в современном производстве // Молодой ученый. – 2014. – №20. – С. 172 – 175. – Режим доступа: <https://moluch.ru/archive/79/12582/>.

2. Згонников Артем. *Современные аддитивные технологии* / Артем Згонников. – Режим доступа: <http://blog.iqb-tech.ru/additive-technologies-in-production>.

3. Лудченко О.А. *Технічне обслуговування та ремонт автомобілів [Підручник]* / О.А.Лудченко. – К.: Знання-Прес, 2003. – 511 с. – Режим доступу: <http://www.twirpx.com/file/1242270/>.

4. Бакунов А.С. *Техника транспорта. Обслуживание и ремонт [Курс лекций]* / А.С. Бакунов. – Омск: СибАДИ, 2009. – 80 с. – Режим доступа: <http://www.twirpx.com/file/1242270/>.

5. Виноградов В.М. *Технологические процессы ремонта автомобилей* / В.М.Виноградов. – М.: Транспорт, 2012. – 334 с.

6. *Обеспечение качества при восстановлении работоспособности тягово-транспортных машин* / О.І.Назаров, О.С.Полянський // *Тракторна енергетика у рослинництві*. – Харків: ХНТУСХ, 2009. – Вип. 89. – С. 209 – 215.

**УДК 629.083**

*О.І. Назаров, к.т.н., доцент,  
Є.О. Максименко, бакалавр*

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ АГРЕГАТІВ, ВІДНОВЛЕНИХ ЗА РАХУНОК РВС-ТЕХНОЛОГІЙ**

У рішеннях завдань щодо підвищення ефективності використання ресурсів і максимальному зниженню матеріалоемності продукції, що мають велике народногосподарське значення, держава приділяє величезну увагу питанням відновлення деталей. Після розбирання агрегатів, які надійшли в капітальний ремонт, близько 50 % деталей придатних до відновлення [1].

При відновленні деталей вирішується завдання забезпечення початкового заданого конструктором зазору або натягу посадки.

Це завдання вирішується трьома методами:

– за першим методом відновлюється форма, розмір і шорсткість поверхонь деталей до стану нових деталей при частковому або повному розбиранні агрегатів (таке відновлення будемо називати відновленням без зміни початкової геометрії спряження).

– за другим методом відновлюється лише форма і шорсткість поверхні, а розмір змінюється в залежності від розміру відповідної спряженої деталі, яка випускається в якості ремонтної, виготовленої заводом-виробником, з урахуванням зазору або натягу при частковому або повному розбиранні агрегатів (таке відновлення деталей будемо називати відновленням зі зміною початкової геометрії спряження).

– за третім методом відновлюється форма і розмір поверхонь без роз'єднання спряжених деталей (таке відновлення деталей будемо називати

самовідновленням).

За класичними методами (першим і другим), як правило та деталь, що має низьку ціну, випускається ремонтного розміру заводом-виробником, а базова, має більш високу вартість, відновлюється на ремонтному заводі. Так відновлюються блок циліндрів, колінчастий і розподільний вали, гільзи циліндрів, а пов'язані з ними поршні замінюються на нові з номінальними розмірами або нові ремонтного розміру. Існуючі способи відновлення деталей механічною обробкою, нарощуванням наплавленням і металізацією, гальванічним покриттям та клейовими композиціями постійно удосконалюються [1 – 4].

Все таки застосований третій метод самовідновлення спряжених деталей за рахунок РВС-технологій є переважнішим, оскільки відновлення деталей здійснюється в процесі експлуатації автомобілів. Це стало можливим за рахунок спеціальних компонентів (присадок), які добавляються в оливне середовище та утворюють на зношених поверхнях деталей, так звані, серпентиніти, що підвищують твердість відновлених поверхонь та зменшують швидкість їх зношування.

Відповідно до технології РВС (частки зеленого кольору) додаються в носій, в даному випадку – олива, причому не нова, а та, що вже має в своєму складі продукти тертя (сірого кольору). Якщо умовно розділити процеси, що протікають, на етапи, то можна уявити собі картину в такий спосіб. За рахунок високих абразивних властивостей РВС в місцях контакту відбувається суперфінішна обробка поверхонь тертя – очищення нагару, оксидів, деструктурованої оливи. У місцях локального контакту в мікрооб'ємах виникають високі температури (до 1000 °С і більше), що призводить до ініціації мірометалургічних процесів мікросхоплення, мікрозварювання й шаржування. В результаті відбувається приплавлення частинок РВС до кристалічної решітки поверхневого шару поверхні. Практично одночасно з цим відбувається нагартівка неспрацьованих частинок РВС, частинок металу та інших продуктів тертя на глибині мікрорельєфу. Оскільки елементи РВС працюють як каталізатори, остільки в місцях нагартівки створюються умови для активного протікання окислювально-відновних процесів, то у результаті цих реакцій матеріали РВС дифундують в підкладку, зміцнюючи її поверхневий шар [5].

Зараз на ринку можна нарахувати більше трьох десятків так званих «присадок» до оливи.

У роботі [5] зазначається, що така термінологія не зовсім вірна, однак термін прижився. Однак стандартів на їх випробування немає, як на разі немає спеціальних лабораторій для випробування такої автохімії.

В роботі [5] приводяться результати дослідження Центру сертифікації паливно-енергетичних ресурсів в місті Санкт-Петербург, отримані при використанні методики, яка застосовується Центром при проведенні процедури сертифікації подібних препаратів.

Складність завдання полягає в тому, що препарати, як правило, мають різний механізм дії. Наприклад, одні треба постійно тримати в двигуні, інші вводять туди тільки на період обробки. У одних заявлений більш виражений

протизносний і антифрикційний ефект, у інших – лише відновлювальний або і те та інше. При цьому деякі препарати обіцяють миттєвий ефект, інші - через певний пробіг.

Задача дослідження – встановлення дії порівнювальних препаратів, запропонованих виробником кожної присадки, на двигун легкового автомобіля.

Для випробувань [6] кожної присадки використовувались три легкові автомобілі ВАЗ-11193 з восьмиклапанними двигунами робочим об'ємом 1,6 л. Пробіг кожного – за 100000 км. Перед випробуваннями всі двигуни були розібрані, шийки колінчастих та розподільних валів, а також робочі поверхні гільз циліндрів і поршнів дефектовані та обміряні.

Перед проведенням досліджень діагностувалося зниження потужності, підвищені витрати палива і токсичність. Тиск у системі мащення двигунів і компресія були зниженими.

В процесі досліджень у відповідності до розробленої методики спостерігали зміну стану двигунів, проводячи контрольні виміри через кожні 200 км. По закінченню пробігу, рівному 5000 км – новий цикл вимірів: розбирання двигуна, дефектовка і обмірювання деталей.

Оскільки різні присадки вимагають різного часу для досягнення максимального ефекту, то пробіг становив 30000 км.

Під час досліджень застосовувались від «геомодифікаторів тертя» український препарат «ХАДО», «синтезатор металів» – препарат російського виробництва «Форсан». З партії «кондиціонерів металу» використовувались SMT-2 і «Реноме», пропоновані на ринку компанією «АГА». З групи реметалізаторів застосовувались «Ресурс» пітерської компанії «ВМП-Авто» і швейцарський Metalyz-6. В якості, так званих, «шаруватих модифікаторів» використовувався російський препарат «СУМР» і німецький Liqui Moly.

Під час проведення досліджень всього було застосовано вісім препаратів, 95-ий бензин і моторна олива – 10W30. Це зроблено спеціально, адже модифікувати будемо поверхні тертя, а саме при малов'язких оливах очікуваний ефект повинен бути більшим.

При застосуванні синтезатора металів «Форсан» виявлено зростання компресії в середньому на 0,02 МПа, збільшення потужності на 6 %, зниження витрати палива на 7 %. Поліпшення токсичності за усередненим показником на 2,5 %. Зміну розмірів поверхонь деталей не виявлено.

При застосуванні препарату «Сурм» мало місце зростання компресії в середньому по всіх циліндрах на 0,03 МПа, збільшення потужності двигуна на 2,5 %, зниження витрати палива на 3,5 %. Рівень токсичності за усередненим показником практично зберігся. Зміну розміру деталей не виявлено.

При застосуванні українського препарату «ХАДО» спостерігається зростання компресії в середньому – на 0,04 МПа, збільшення потужності двигуна до 1 %, зниження витрати палива на 3 %. Слабко виражене поліпшення токсичності за усередненим показником на 2,5 %. Зміна розміру деталей не виявлена.

При застосуванні реметалізатора «Ресурс» спостерігається зростання компресії в середньому по всіх циліндрах на 0,05 МПа, збільшення потужності



двигуна на 1 %, зниження витрати палива на 5 %. Слабко виражене поліпшення токсичності за усередненим показником – в межах похибки вимірювання. Зміна розміру деталей не виявлена. При розбиранні двигуна був виявлений металевий наліт червоного кольору на поверхнях поршнів і головки блоку циліндрів. При використанні старих свічок запалювання можливий їх прискорений вихід з ладу. У піддоні виявлено темно-коричневі відкладення, змиті сильними розчинниками.

При застосуванні синтетичного кондиціонера металів 5MT-2 має місце збільшення потужності на 6 %, зниження витрати палива на 5 %, поліпшення токсичності за усередненим показником на 2,5 %. Зміна розміру деталей не виявлена.

При застосуванні ремонтно-відновлювальної присадки «RENOM Engine» спостерігається зростання компресії в середньому по всіх циліндрах на 0,03 МПа, збільшення потужності двигуна на 2 %, зниження витрати палива на 5 %. Погіршення токсичності за усередненим показником на 10 %. Має місце зміна розміру деталей і слабкий знос поршневих кілець, зольні відкладення на свічках і випускних клапанах, виражені аномалії згоряння на режимах великих навантажень, що говорить про зниження ефекту і зростання зносів в міру напрацювання двигуна з присадкою.

При застосуванні антифрикційної присадки «Liqui Moly» має місце зростання компресії в середньому в межах похибки виміру, збільшення потужності двигуна на 1 %, зміна витрати палива в межах похибки вимірювання. Рівень токсичності практично зберігся. Зміну розміру деталей не виявлено.

При застосуванні реметалізатора двигуна Metalyz-6 спостерігається зростання компресії в середньому по всіх циліндрах на 0,04 МПа, зниження потужності двигуна на 2 %, збільшення витрати палива на 6 %, порушення в роботі свічок запалювання (ізолятори почервоніли). Виражене поліпшення токсичності за усередненим показником. Зміна розміру деталей не виявлена.

**Висновки.** У результаті проведення досліджень встановлено, що в більшості випадків певний позитивний ефект відновлення має місце. Але збільшення розмірів відновлювальних поверхонь деталей не виявлено ні за яких присадок.

Ефект відновлення має місце у результаті очищення двигуна і його масляної системи, а також деякого «самовідновлення» його поверхонь тертя.

Встановлено, що сама технологія застосування присадок повинна бути різною для двигунів з різним ступенем зносу.

#### *Література*

1. Бакунов А.С. *Техника транспорта. Обслуживание и ремонт* / А.С.Бакунов. – Омск: СибАДИ, 2009. – 80 с. – Режим доступу: <http://www.twirpx.com/file/1242270/>.
2. Виноградов В.М. *Технологические процессы ремонта автомобилей* / В.М.Виноградов. – М.: Транспорт, 2012. – 334 с.
3. Костенко В.И. *Основы технологии производства и ремонт*

автомобилей / В.И.Костенко, А.Б.Егоров, А.В.Терентьев. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2013. – 100 с.

4. Назаров О.І. Обеспечение качества при восстановлении работоспособности тягово-транспортных машин / О.І.Назаров, О.С.Полянський // Тракторна енергетика у рослинництві. – Харків: ХНТУСХ, 2009. – Вип. 89. – С. 209 – 215.

5. Технология безразборного ремонта, восстановления и защиты деталей для бензиновых и дизельных двигателей. – Режим доступу: <http://rvs.at.ua/index/produkcija/0-4>.

6. Назаров О.І. Управление факторами, влияющими на качество ремонта автомобилей / О.І.Назаров, О.С.Полянський // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХП», 2010. – №2. – С. 69 – 79.

**УДК 629.083**

*О.І. Назаров, к.т.н., доцент,  
К.О. Івахненко, бакалавр*

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ПОКРАЩЕННЯ ПРИПРАЦЮВАННЯ СПРЯЖЕНИХ ДЕТАЛЕЙ АГРЕГАТИВ В ПЕРІОД ЗАВОДСЬКОЇ ОБКАТКИ**

Створення науково обґрунтованої системи випробувань, ефективно об'єднує методичні та організаційні прийоми, може сприяти прискоренню робіт по доведенню конструкцій нових або модернізованих моделей агрегатів автомобілів.

Основою об'єднання методів і прийомів доведення конструкції агрегату в єдиний комплекс може служити системний підхід до вирішення складних проблем.

Основними елементами будь-якої системи випробувань є випробовувані об'єкти, засоби випробувань і відповідне методичне забезпечення. Розробка методичного забезпечення повинна входити в теорію випробувань даного виду агрегатів.

В якості вихідної теоретичної основи були прийняті методи системного підходу до вирішення складних проблем; методи економічної оцінки ефективності конструкції в залежності від рівня її доведення; критерії ефективності різних видів випробувань і системи випробувань в цілому; методи скорочення обсягу і тривалості виконання всього комплексу дослідження; методи планування та постановки експерименту [1, 2].

Планування випробувань включає вибір критеріїв ефективності системи випробувань; розробку моделей системи, випробувань; розробку моделей об'єктів випробувань; вибір оціночних показників об'єктів випробувань; вибір необхідних видів випробувань; розробку програм і методик випробувань; розробку мережевого графіка випробувань; розробку структурно-

функціональної схеми системи випробувань.

Проведення випробувань полягає в реалізації режимів випробувань, передбачених програмою-методикою.

Для обробки результатів випробувань необхідно відповідне математичне забезпечення та вибір форм представлення результатів експерименту.

Критеріями ефективності тієї чи іншої системи випробувань і доведення конструкції агрегатів повинні бути: відповідність показників технічним завданням; календарна тривалість всього комплексу робіт, трудомісткість і собівартість проведених випробувань [3].

Особливість першого етапу із доведення відремонтованих агрегатів полягає в дослідному характері випробувань. Результати цих випробувань є найважливішою інформацією для підсистеми розробки технічної документації та для оптимізації параметрів, загального компонування і функціональних якостей дослідних зразків для випробувань. Крім того, їх використовують для уточнення розрахунків конструкції і обґрунтування режимів прискорених стендових, полігонних та інших видів випробувань трактора і його елементів, що відрізняються від експлуатаційних, які в подальшому для стислості будемо називати імітаційними.

Особливістю другого етапу випробувань є те, що для досягнення необхідних показників дослідні зразки піддають послідовному доведенню в процесі випробувань. Покращені зразки проходять випробування, обсяг і зміст яких визначаються характером внесених змін.

Приймальні випробування відремонтованих агрегатів - третій етап випробувань з доведення.

Для оцінки ефективності присадки ДК-8 на ремонтному підприємстві проведено порівняльні випробування двигунів ЯМЗ, обкатаних без присадки, з присадкою АЛП-2 в паливі, з присадкою ДК-8 в паливі і оливі.

Відомо, що присадка АЛП-2 прискорює припрацювання спряжень за рахунок підвищеного початкової зносу їх спряжених деталей, а сірковмісні присадки ДК-8 – за рахунок більш сприятливого перебігу процесу припрацювання спряжень. Тому присадка ДК-8 в порівнянні з АЛП-2 дозволяє отримати більший ефект припрацювання при меншому початковому зносі. Вона збільшує міжремонтний ресурс двигунів не тільки за рахунок зменшення початкового зносу, але і через те, що перші ресурсні відмови у двигунів, обкатаних без присадки, часто настають при малих напрацюваннях.

Для підвищення ступеня припрацювання та експлуатаційної безвідмовності автомобільних двигунів пропонується поряд із застосуванням присадки ДК-8 збільшити тривалість заводської обкатки. При обґрунтуванні раціональної тривалості враховувалися ступінь припрацювання та повні витрати на заводську обкатку.

Припрацювання спряжень оцінювалося комплексним показником, що включає ефективну потужність, величину механічних витрат, витрат палива, оливи й інші параметри, які визначаються в кінці заводської обкатки.

Встановлено, що зі збільшенням тривалості заводської обкатки зростає комплексний показник ступеня обкатки, так як у міру обкатки зменшуються

швидкість зносу, втрати на тертя й питома витрата палива та збільшується номінальна ефективна потужність двигуна. При більш тривалій заводській обкатки кількість відмов у гарантійний період експлуатації зменшується, оскільки більшість їх буде виявлено та усунуто в період заводської обкатки.

### *Література*

1. Маллинз П. Автоматизированные комплексы испытаний двигателей / П.Маллинз // *Автомобильная промышленность*. – США, 1988. – №1. – С.18 – 19.
2. Гаенко Л.М. Приработка и испытание автомобильных двигателей после ремонта / Л.М. Гаенко. – М.: Автотранспорт, 1961. – 137 с.
3. Левитанус А.Д. Ускоренные доводочные испытания тракторов [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.:Машиностроение, 1983. – 181 с.

**УДК 621.874**

*Л.М. Мартовицький, к.т.н., доцент,  
А.І.Сочава, к.т.н., доцент,  
О.М. Руднев, к.т.н., доцент,  
В.І. Глушко, к.т.н., доцент*

*Запорізький національний технічний університет*

## **ПОДОВЖЕННЯ РЕСУРСУ ВАЖКОЗАВАНТАЖЕНИХ ПРОГІННИХ КРАНОВИХ БАЛОК**

На діючих підприємствах заміна кранів та їх елементів, особливо з видатними технічними характеристиками, які є надзвичайно металоемкими конструкціями, являється високовартісною операцією, і тому проходить повільно. В зв'язку із різким зниженням темпів оновлення працюючих важких кранів мостового типу, як найбільш поширеного класу, основним елементом металокопструкції яких є прогінні балки, особливу актуальність набуває розробка методів подовження ресурсу важкозавантажених прогінних кранових балок. В своїй більшості рішення про подовження експлуатації металокопструкцій базується на результатах технічного обстеження стану кранів, основну частину якого складає візуальний огляд. Технічне заключення, в даному випадку є не досить об'єктивним та обґрунтованим, оскільки не базується на точних замірах та апаратних дослідженнях. Збільшення ресурсу роботи крана дозволяє зекономити значні ресурси, еквівалентні в окремих випадках затратам на виробництво нових аналогічних кранів. Отже, оцінка залишкового та подовження експлуатаційного ресурсу прогінних кранових балок представляє значний резерв заощадження коштів, матеріалів, енергії та трудовитрат.

Поширеним в машинобудуванні методом подовження ресурсу роботи відповідальних, циклічно завантажених деталей, є надання їм тренувальних або зміцнюючих навантажень в напрямку дії експлуатаційних навантажень. Такі

способи реалізують із зняттям деталей з експлуатаційної зони або без цього. Зміцнення здійснюють напруженнями, що досягають 0,9 від руйнуючих, до експлуатації або під час експлуатації деталі зовнішніми механічними діями циклічно чи статично із застосуванням спеціальних пристроїв.

У важкозавантажених кранах мостового типу прогінні та кінцеві балки впродовж терміну експлуатації працюють переважно на циклічний згин. При цьому верхні пояси зони балок (пояси та при пояси зони стінок) працюють на циклічні напруження стиску, а нижні – на розтяг. Коли напруження досягають границі текучості, що часто буває в реальних умовах експлуатації металоконструкцій, відбувається зміцнення зовнішніх волокон стиснутої зони, що супроводжуються стабілізацією кристалічної ґратки. Все це, в свою чергу, зменшує можливість виникнення втомних тріщин стиснутої зони, а відтак збільшує її довговічність.

На основі вивчення та аналізу існуючих методів подовження ресурсу роботи циклічно-завантажених деталей та масштабних досліджень відмов та пошкоджень прогінних кранових балок важких кранів, виникла гіпотеза про те, що можливо подовжити термін експлуатації деталі, яка напрацювала певну кількість циклів із знакопостійними або віднульовими циклічними напруженнями розтягу або стиску, змусити її далі працювати з такими ж віднульовими або знакопостійними циклічними напруженнями, але з протилежним знаком. При цьому сумарна довговічність деталі значно зросте.

Технічним результатом вищенаведеної наукової гіпотези є створення простого у реалізації, мало затратного способу подовження терміну експлуатації важкозавантажених прогінних балок кранів мостового типу за рахунок зміни знака циклічності напружень поясних зон шляхом перевертання балки на  $180^\circ$  уздовж осі (рис.1).

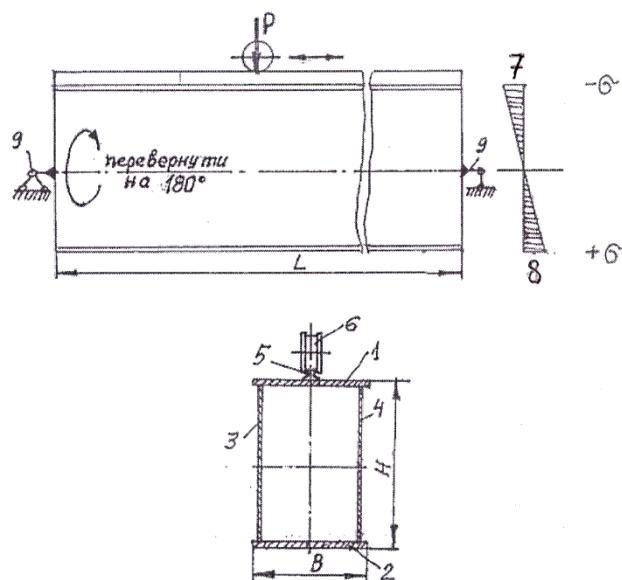


Рисунок 1 – Прогінна кранова балка з можливістю перевертання

Сутність способу пояснюється схемою, де зображена кранова балка прогоном  $L$  з можливістю її перевертання на  $180^\circ$  уздовж осі та циклічним завантаженням поясних зон.

Під час експлуатації верхні пояси зони прогінної балки потерпають від знакопостійного циклічного напруження стиску 7, а нижні – від знакопостійного циклічного напруження розтягу 8. При цьому пояс 1, який був верхнім, після перевертання стане нижнім, а нижній пояс 2 стане верхнім. Підвізкову рейку 5 слід переставити на пояс 2, який став верхнім після перевертання. Перевернуту балку можна далі експлуатувати в паспортному режимі до повного вичерпання ресурсу. При цьому кожний пояс балки буде отримувати циклічні знакопостійні або віднульові напруження протилежні за знаком відносно циклічних напружень попереднього напрацювання балки (до її перевертання).

Новизна технічного рішення характеризується тим, що розроблений спосіб дозволяє пояси зони важких прогінних кранових балок, які працюють при найбільших знакопостійних циклічних напруженнях, не доводять до повного вичерпання їхнього втомного ресурсу, а після напрацювання ними 0,7...0,9 від граничної кількості циклів продовжують експлуатувати з протилежними за знаком знакопостійними циклічними напруженнями шляхом простого перевертання балки на 180° уздовж осі без додаткових тренувальних навантажень та зміцнюючих конструктивних заходів. Створювана таким чином зміна знаку циклічності сприяє подовженню сумарного терміну експлуатації балки аналогічно штучним тренувальним навантаженням, але які здійснюються природнім шляхом в процесі експлуатації.

**УДК 621.878**

*Л.А. Хмара, д.т.н., професор,*

*Р.М. Кроль, к.т.н., доцент,*

*Р.І. Головка, магістр*

*ДВНЗ "Придніпровська державна академія будівництва та архітектури*

## **ТЕЛЕСКОПІЧНЕ РОБОЧЕ ОБЛАДНАННЯ ВІДВАЛЬНОГО ТА КОВШОВОГО ТИПУ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН**

Робочий процес землерийно-транспортних машин по копанню ґрунту залежить від повної реалізації потужності силового обладнання та тягових характеристик ходового обладнання під час виконання цієї операції. Найбільш ефективним режимом копання ґрунту це реалізація номінальної потужності силового обладнання коли ходове обладнання має максимальний тяговий ККД при якому буксування рушія не перевищує визначене допустиме значення. Але, для традиційних конструкцій землерийно-транспортних машин циклічної дії для таких, як бульдозер, скрепер важко реалізувати ці умови.

Адаптувати робочий орган землерийно-транспортних машин до різних ґрунтових умов дозволяє використання телескопічного робочого обладнання, котре дає змогу змінювати його геометричні параметри та дозволить більш повно, протягом всього робочого циклу, використовувати потужність силового

обладнання.

На рисунку 1 представлено бульдозерне обладнання телескопічного типу, що складається із штовхаючих брусів 1, що приварені до основного відвала 2. У внутрішній порожнині основного відвала 2, по обидві його бічні сторони, встановлені, із можливістю осьового переміщення, допоміжні відвали 3. Осьове переміщення допоміжних відвалів 3 здійснюється за допомогою двохштокового гідроциліндра 4, котрий закріплено на основному відвалі 2 в кронштейнах 5.

На внутрішній стороні основного відвала 2, за допомогою болтових з'єднань, закріплені напрямні 6 виконані із бронзи по котрим переміщуються допоміжні відвали 3. В свою чергу, тильна сторона допоміжних відвалів 3 має коробки 7, 8 та 9 із напрямляючими 10, 11 та 12. Короби 7, 8 та 9 контактують із відповідними коробами 13, 14 та 15 основного відвала 2.

Така конструкція дозволяє переміщувати допоміжні відвали 2 без значного опору осьового переміщення, а наявність внутрішніх коробів забезпечує достатню жорсткість основного та допоміжних відвалів при максимальному вильоту останніх.

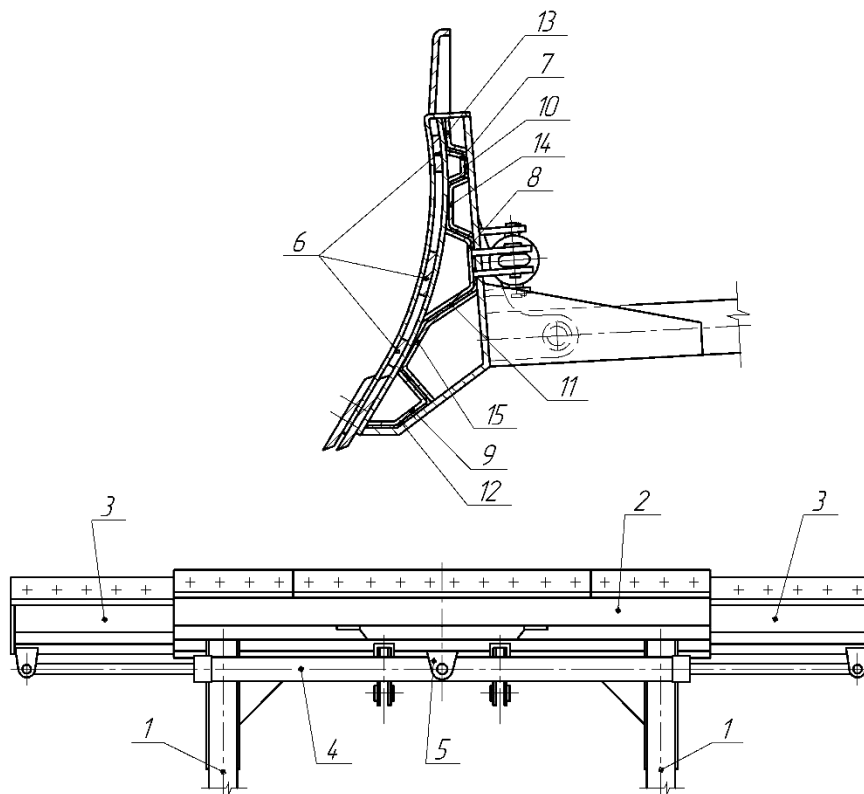


Рисунок 1 – Бульдозерне обладнання телескопічного типу

На рисунку 2 представлено робоче обладнання скрепера телескопічного типу, що складається з ковша 1, шарнірно з'єданого з тяговою рамою 2, передньої заслінки 3, задньої стінки 4, телескопічної секції 5 ковша. Телескопічна секція 5 переміщується у внутрішній порожнині ковша 1 за допомогою гідроциліндрів 6 керування по напрямним та має ребордні колеса 7 й опорні ролики.

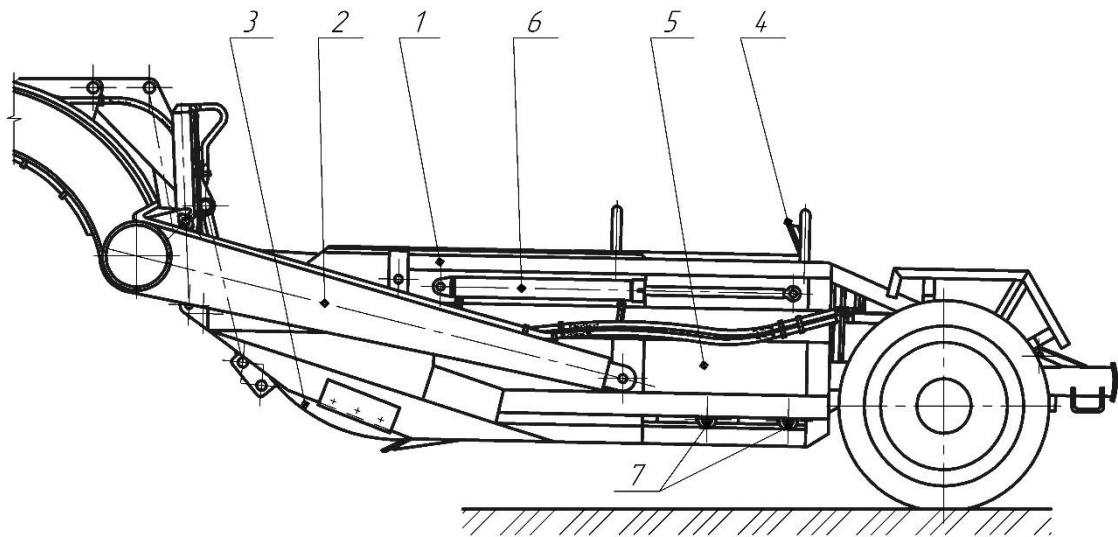


Рисунок 2 – Робоче обладнання скрепера телескопічного типу

Заповнення ковша виконується наступним чином. На початку процесу заповнення ковша 1 телескопічна секція 5 знаходиться в крайньому лівому положенні, задня стінка 4 – над ножовою системою, виконується заповнення передньої заслінки 3. Потім, задня стінка 4 за допомогою телескопічного гідроциліндра її керування, відводиться в кінець телескопічної секції 5, котра залишається в тому ж положення. Виконується заповнення телескопічної секції 5 ґрунтом. Після її заповнення, за допомогою гідроциліндрів 6 телескопічна секція 5 та задня стінка 4 переміщуються в крайнє праве положення, виконується заповнення ґрунтом середньої частини ковша 1.

Дане технічне рішення дозволяє самостійно заповнювати ківш за рахунок тягового зусилля базового трактора по трьох стадійній технології його заповнення, а збільшена геометрична місткість – підвищити продуктивність скрепера.

#### Література

1. *Машины для земляных работ: Пѣдручник / Л.А.Хмара, С.В.Кравець, М.П.Скоблюк та ін.; за заг. ред. д.т.н., проф. Л.А.Хмари та д.т.н., проф. С.В.Кравця. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 548 с.*

УДК 621.878

Л.А. Хмара, д.т.н., професор,  
О.І. Голубченко, к.т.н., доцент  
ДВНЗ "Придніпровська державна академія будівництва та архітектури"

## ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Технологія виконання земляних робіт при спорудженні протяжних



будівельних об'єктів, таких як насипи або виїмки при будівництві автомобільних і залізничних доріг; вскришних земляних роботах при ремонті трубопроводів, зворотній засипки ґрунтом траншей після прокладки комунікацій, будівництві меліоративних споруд, передбачає бічне переміщення ґрунту відносно напрямку споруди.

Для механізації вказаних видів земляних робіт найбільш поширено використовуються серійні землерійно-транспортні машини у вигляді бульдозерів з прямим або косовстановленим відвалом. Бульдозер з прямим відвалом є машиною циклічної дії, що знижує продуктивність виконання робіт, підвищує їх енергоємність за рахунок наявності холостих ходів. Косовстановлений відвал здійснює безперервне бічне транспортування ґрунту. Однак, суттєвим недоліком даного бульдозерного обладнання є неможливість переміщення ґрунту на значну відстань за його межі. Підвищити продуктивність та збільшити відстань бічного транспортування ґрунту дозволяють спеціалізовані машини для земляних робіт. Але вони не виробляються серійно, мають високу матеріалоемність і відповідно вартість. Тому актуальним є питання створення робочого обладнання землерійно-транспортних машин для ефективного бічного транспортування ґрунту на достатню відстань на базі серійних бульдозерів або промислових тракторів.

Для примусового переміщення ґрунту із зони різання у машинах для земляних робіт застосовують різні транспортувальні пристрої у вигляді стрічкових, гвинтових, скребкових та інших видів конвеєрів, довжина яких повинна відповідати відстані транспортування. Уникнути цього недоліку дозволяє використання металевих пристроїв, які здійснюють вільне переміщення ґрунту по параболічній траєкторії. Регулювання кінематичних та геометричних параметрів металевих пристроїв дозволяє в широких межах змінювати відстань та напрям переміщення ґрунту.

Для реалізації цього принципу на рисунку 1 запропоноване технічне рішення робочого обладнання землерійно-транспортної машини для бічного транспортування ґрунту, яке складається із відвала 1 з ножем 2, горизонтального шнекового металевика у вигляді встановлених дискретно по гвинтовим лініям навколо привідного вала 3 радіальних лопатей 4 з похилими до них різальними ножами 5. Опори 6 шнекового металевика змонтовані на бічних стінках відвала 1, а також він має обертальний привід 7. Радіальні лопаті 4 з ножами 5 вздовж гвинтових ліній на привідному валу 3 встановлені з перекриттям на відстані  $a$ .

При поступальному русі робочого обладнання та обертанні шнекового металевика різальні ножі 5 захоплюють ґрунт з насипу або ґрунт, зрізаний ножем 2, і транспортують його вздовж робочої поверхні відвала. Порції ґрунту, що знаходяться на ножах 5, отримують колову швидкість  $V_0$  та за рахунок нахилу ножів 5 і дії сили тертя між ґрунтом та відвальною поверхнею отримують осьову швидкість  $V_b$ . Таким чином, вектор абсолютної швидкості  $V$  ґрунту при виході із зони взаємодії з відвалом дорівнює сумі векторів колової швидкості  $V_0$  та осьової  $V_b$  і має напрям у горизонтальній площині під кутом  $\alpha$

до напрямку руху робочого обладнання. Подальше бічне транспортування ґрунту здійснюється за рахунок його метання та вільного переміщення у просторі.

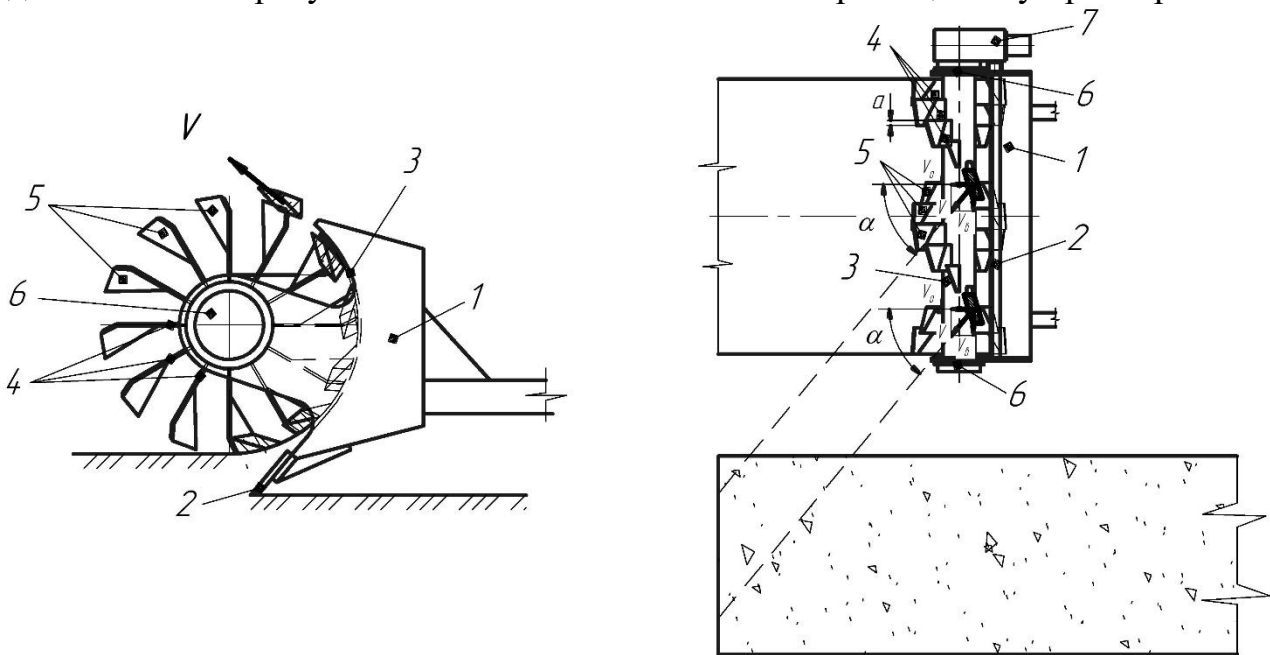


Рисунок 1 – Відвальне робоче обладнання землерийно-транспортної машини з шнековим метальником для бічного транспортування ґрунту

Виконані теоретичні дослідження робочого процесу гвинтового метальника дозволяє отримати математичні залежності для визначення значення та напрямку абсолютної швидкості метання ґрунту, відстані бічного транспортування ґрунту в залежності від геометричних та кінематичних параметрів шнекового метальника, продуктивності робочого обладнання, а також фізико-механічних властивостей ґрунту.

#### Література

1. Баловнев В.И. Интенсификация земляных работ в дорожном строительстве / В.И.Баловнев, Л.А.Хмара. – М.: Транспорт, 1983. – 383 с.
2. Хмара Л.А. Модернізація та підвищення продуктивності будівельних машин / Л.А.Хмара, М.П.Колісник, В.П.Станевський. – Київ: Будівельник, 1992. – 152 с.
3. Кавалеров А.А. Роторные метатели ґрунтов: Обзор / А.А.Кавалеров. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1969. – 38 с.
4. Голубченко О.І. Розробка робочого обладнання землерийно-транспортної машини безперервної дії / О.І.Голубченко, М.Е.Хожило // *Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. Вып. 51, 2009.* – С. 110 – 113.
5. Голубченко О.І. Огляд та пропозиції конструкцій активного робочого обладнання, землерийно-транспортних машин безперервної дії / О.І. олубченко, М.Е. ожило // *Вісник придніпровської державної академії будівництва та архітектури, 2011.* – № 6 – 7. – С. 48 – 55.

## **УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ УНІВЕРСАЛЬНИХ ЗБІРНО-РОЗБІРНИХ ПРИСТОСУВАНЬ ДЛЯ ЗВАРЮВАЛЬНИХ РОБІТ**

Для оснащення складально-зварювальних операцій в умовах серійного виробництва автомобільного транспорту та будівельної техніки ефективним видом технологічної оснастки є універсальні збірно-розбірні пристосування.

Конструктивною особливістю системи універсальних збірно-розбірних пристосувань (УЗРП) є наявність наскрізних овальних пазів в елементах, через які останні з'єднуються між собою [1 – 3]. Геометричні розміри і розташування наскрізних пазів забезпечують установку і закріплення елементів УЗРП в будь-яких місцях і положеннях, що значно розширює і полегшує можливості конструювання пристосувань.

Стабільність розмірів пристосувань УЗРП, а з тим самим і точність складання зварних вузлів в цих пристроях, визначається двома основними факторами:

а) жорсткістю самих елементів УЗРП (в першу чергу базових і опорно-корпусних);

б) жорсткістю їх з'єднання і фіксації в пристроях.

Жорстка фіксація елементів УЗРП між собою досягається використанням беззазорного або клинового з'єднання.

Беззазорне з'єднання елементів УЗРП забезпечується шляхом заповнення наскрізних овальних пазів, в яких встановлені стандартні елементи кріплення, наповнювачем який швидко затвердіває. В результаті чого усуваються зазори між поверхнями пазів і кріпильних елементів і останні працюють як установочні пальці або штифти.

При клиновому з'єднанні в елементах УЗРП пази виконуються конусними, в які встановлюються набори спеціальних кріпильних елементів, що складаються з болтів з призматичної (або конусної) голівкою, клинових сухарів і гайок. При створенні необхідного зусилля затягування на робочих клинових поверхнях елементів з'єднання виникають досить значні сили тертя, що перешкоджають їх відносному переміщенню при дії зовнішніх зусиль.

Проведені експериментальні дослідження показали можливість застосування беззазорного і клинового з'єднання для забезпечення жорсткої фіксації елементів УЗРП в пристроях. В якості наповнювача для беззазорного з'єднання доцільно використовувати сплав олова з вісмутом у ваговому співвідношенні 1:1.

З запропонованих варіантів клинового з'єднання на особливу увагу заслуговує з'єднання з призматичними сухарями. Для зменшення зазору в з'єднанні «болт-сухар» призматичні сухарі рекомендується робити розрізними, забезпечуючи при цьому необхідне зусилля затягування  $Q = 3$  кН.

Для практичного використання доцільно застосовувати клинове з'єднання, яке в порівнянні з безззорним забезпечує простоту і мінімальний час складання пристосування.

#### Література

1. Глущенко В.И. Система обратимой переналаживаемой сборочно-сварочной оснастки для серийно производства / В.И.Глущенко, Л.С.Филатов, А.П.Лазаренко // ПТБ. – 1979. – № 11.

2. Филатов Л.С. Исследование жесткости базовых и опорно-корпусных элементов УСПС-С. / Л.С.Филатов, В.И.Глущенко, А.Д.Батычев // ВОТ. – 1981. – Сер. XVII, Вып. 135.

3. Глущенко В.И. Работоспособность соединения элементов универсальных сборно-разборных приспособлений (УСПС-С) / В.И.Глущенко, А.Я.Мовшович, Ю.А.Черная // Вестник НТУ «ХПИ». – X., 2012. – Высокие технологии в машиностроении. – С. 42 – 47.

УДК 623.3.011

Б.Г. Болілий, аспірант,  
Б.В. Корнійчук, к.т.н., доцент  
Київський національний університет будівництва і архітектури

### ОЦІНЮВАННЯ ІСНУЮЧОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ОБ'ЄМНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Об'ємні елементи займають суттєве місце в будівництві. Існуючі методи формування виробів реалізуються в основному на застосуванні стаціонарних форм, на яких закріплені вібратори, що здійснюють коливання в горизонтальній або вертикальній площинах. Найбільш ефективним є спосіб передачі енергії безпосередньо на внутрішню формоутворюючу поверхню. Тому дослідження такої схеми формування є актуальною задачею у вирішенні проблеми підвищення ефективності процесу формування.

Методикою було передбачено вибрати основні параметри віброустановки (табл. 1) та здійснити оцінку за такими критеріями, як матеріалоемність, енергоемність та динамічними параметрами робочого процесу (1 – 5).

$$1) K_1 = \frac{P}{\Pi}; 2) K_2 = \frac{P}{m}; 3) K_3 = \frac{\Pi}{m}; 4) K_4 = \frac{a}{g} = \frac{x_0 \omega^2}{g}; 5) K_5 = \frac{F}{mg};$$

де  $P$  – потужність, кВт;

$\Pi$  – продуктивність, шт./год;

$m$  – маса, кг;

$a$  – прискорення, м/с<sup>2</sup>;



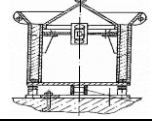
$g$  – прискорення сили тяжіння, м/с<sup>2</sup>;  $g=9,81$ ;

$x_0$  – амплітуда коливань, мм;

$\omega$  – частота, рад/с;

$F$  – вимушуюча сила, Н.

Таблиця 1 – Технічні характеристики обладнання для формування об'ємних елементів

№	Обладнання для формування об'ємних елементів	Технічні характеристики					
		Маса $m$ , кг	Потужність $P$ , кВт	Продуктивність, шт./год	Амплітуда коливань $X_0$ , мм	Частота $\omega$ , рад/с	Вимушуюча сила $F_0$ , кН
1		200	0,55	3,00	0,26	290	5,00
2		430	1.80	3,00	0,30	300	11,30
3		1500	7,40	3,75	—	—	—
4		1500	7.10	5,00	0,13	300	20,00
5		300	0,94	—	0,44	300	10,12
6		1500	1.10	—	0,60	290	6,25

Таблиця 2 – Критерії оцінки характеристик обладнання для формування об'ємних елементів

Тип обладнання	Критерії				
	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_4$	$K_5$
1	183,3	2,750	0,0150	2,33	2,55
2	600,0	4,190	0,0070	2,75	2,68
3	1973,3	4,930	0,0025	—	—
4	1420,0	4,730	0,0033	1,19	1,36
5	—	3,130	—	4,03	3,44
6	—	0,733	—	5,14	0,42

Як слідує із числових критеріїв (табл. 2), значення критеріїв мають широку гаму. Так, наприклад, критерій для першої установки має значення

183,3, а для другої це значення складає 600, що засвідчує розбіжність в 3 рази. Або критерій для третьої установки має значення 0,0025, тоді як для четвертої це значення дорівнює 0,0033, що показує розбіжність в 1,3 рази.

Очевидно така розбіжність обумовлена різними підходами та методами розрахунків, що потребує вдосконалення.

Аналіз за критеріями оцінки показує, що існує певна розбіжність між критеріями внаслідок застосування різних методів їх визначення. Однією із задач подальших досліджень є встановлення законів зміни динамічних параметрів віброустановки в залежності від характеристик установки та реологічних властивостей ущільнюючої бетонної суміші.

#### *Література*

1. Корнійчук Б.В. Вибір та обґрунтування конструктивної схеми віброустановки для формування залізобетонних кілець / Б.В.Корнійчук // *Техніка будівництва*. – 2007. – № 20. – С. 67 – 74.

2. [http://www.znaytovar.ru/gost/2/Posobie\\_k\\_SNiP\\_3090185\\_Posobie4.html](http://www.znaytovar.ru/gost/2/Posobie_k_SNiP_3090185_Posobie4.html).

3. Орисенко О.В. Розроблення установки для формування залізобетонних кілець із просторовим коливанням робочого органа / О.В.Орисенко, М.П.Нестеренко // *Галузеве машинобудування, будівництво*. – Полтава: ПДТУ ім. Юрія Кондратюка. 2000. – С. 38 – 46.

#### **УДК 69.002.5**

*І.І. Назаренко, д.т.н., професор,  
О.П. Дедов, к.т.н., доцент*

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

### **ЦІЛЕСПРЯМОВАНЕ ЗАСТОСУВАННЯ ФОРМИ КОЛИВАНЬ ФОРМОУТВОРЮЮЧОЇ ПОВЕРХНІ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ПОЛІЧАСТОТНОГО РЕЖИМУ УЩІЛЬНЕННЯ**

Розвиток машинобудування на сьогоднішній день спрямований на зменшення затрат енергетичних і трудових ресурсів. Сучасна вібраційна техніка будівельної індустрії не в повній мірі відповідає. Вирішення такої проблеми лежить у пошуку підвищення ефективності робочого процесу ущільнення бетонної суміші. Виявлення нових явищ при роботі ущільнюючих машин та врахування їх при моделюванні робочих процесів. Удосконалення моделей, які адекватно відповідають реальним умовам руху вібраційної машини.

Ущільнення будівельних сумішей є невід'ємним робочим процесом при виготовленні бетонних конструкцій і виробів та пов'язаний з роботою вібраційних машин, які суттєво відрізняються за характером здійснення коливань і передачі енергії від робочого органу до середовища. При дослідженні вібраційних машин для ущільнення виявлені основні переваги та встановлений ряд закономірностей,

що описують технологічний процес застосування таких машин. Поряд з тим останнім часом напрямок наукових досліджень лежить у вивченні машин із складними просторовими коливаннями, як перспективними і гнучкими, з точки зору реалізації різних режимів і параметрів, системами [1].

Одним із методів підвищення ефективності та якості процесу ущільнення є забезпечення необхідних параметрів і режимів роботи ущільнювального обладнання, а зменшення енергоємності і металоємності вібромашин можна досягнути шляхом застосування системного підходу на основі розгляду системи «машина – оброблювальне середовище» як єдиної системи [2], елементи якої підпорядковані певним закономірностям і перебувають у взаємному узгодженні, що спрямоване на виявлення і застосування явищ, притаманних даній системі, і за рахунок яких досягається ефект зменшення енергозатрат при забезпеченні необхідної якості процесу ущільнення. Ефективність вібраційної дії може бути визначена на основі застосування критеріїв, які лежать у полі задач системного аналізу із застосуванням синтезу структурних та динамічних систем [3]. Інший метод дослідження динамічних систем [4], який полягає у розгляді енергетичного балансу динамічних процесів. Такий підхід доцільно застосовувати для моделей з невеликою кількістю невідомих при дослідженні нелінійних динамічних процесів. Дослідження конструкцій плоских елементів [5] виконані, як правило, для часткових випадків, а методи оптимізації можуть бути застосовані при дослідженні невеликих і нескладних виробів. Напружено-деформований стан конструкцій при динамічному аналізі є доволі складним і потребує забагато ресурсів, тому для складних розрахункових моделей автори рекомендують застосовувати моделювання скінченними елементами.

Застосування такого підходу передбачає адаптацією амплітудно-частотного спектру машини до створюваного напружено-деформованого стану середовища, що забезпечує максимальний ефект вібраційної дії.

Метою роботи є визначення основних форм та частот коливань рамної конструкції віброустановки для інтенсифікації робочого процесу ущільнення бетонних сумішей.

Математична модель конструкції віброустановки будується за наступних припущень. Рама установки являється формоутворюючою поверхнею і моделюється розподіленими параметрами. Металоконструкції сприймають лише пружні деформації. В рівняннях руху загальної системи «віброустановка – бетонна суміш» враховується конструктивна маса та маса бетонної суміші. Маса бетонної суміші враховується хвильовими коефіцієнтами. Моделювання робочого процесу вібраційної установки виконується на основі використання методу скінченних елементів із застосуванням розрахункового комплексу MSC.NASTRAN (MSC.Software, Німеччина).

При створенні комп'ютерної моделі досліджуваної системи застосовуються принципи, які забезпечать простоту та адекватність моделі, а також можливість подальших досліджень – розв'язування інших типів задач.

Визначені в результаті досліджень основних форм коливань рамної конструкції установки значно розширяють спектр використання як формоутворюючої поверхні. Новий результат і уявлення про можливість

створення вібраційних систем нового покоління базується на підході, який передбачає врахування не тільки вихідних числових значень амплітудно-частотного режиму збудника коливань, а і форму коливань яка при цьому реалізується. Формоутворююча рама, будучи в контакті із сумішшю, генерує відмінні від основної інші частоти коливань. Внаслідок цього відбувається зменшення енерговитрат. Використання таких ефектів залежить від конкретної розрахункової схеми віброустановки та виду майбутнього виробу. Саме такі режими є принципово новими у реалізації вібромашин подібного класу.

#### Література

1. Нестеренко М.П. Прогресивний розвиток вібраційних установок з просторовими коливаннями для формування залізобетонних виробів / М.П.Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2015. – Вип. 44. – С. 177 – 181.
2. Nazarenko I.I. Research of stress-strain state of metal constructions for static and dynamic loads machinery [Text] / I.I.Nazarenko, O.P.Dedov, I.I.Zalisko // The IX International Conference HEAVY MACHINERY HM 2017, Zlatibor, Serbia. – P. 13 – 14, 2017.
3. Nazarenko I.I. Investigation of vibration machine movement with a multimode oscillation spectrum [Text] / I.I.Nazarenko, V.V.Gaidaichuk O.P.Dedov, O.S.Diachenko // EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies, 2017. – V. 6, 1 (90). – P. 28 – 36.
4. Pawelczyk M. Wrona Impact of boundary conditions on shaping frequency response of a vibrating plate – modeling, optimization, and simulation [Text] / M.Pawelczyk, S.Wrona // Procedia Computer Science, 2016. – V. 80. – P. 1170 – 1179.
5. Akbarzade M. Application of the Hamiltonian approach to nonlinear vibrating equations / M.Akbarzade, A.Kargar // Mathematical and Computer Modelling, 2011. – 54. – P. 2504 – 2514.

УДК 667.1

I.I. Назаренко, д.т.н., професор,  
O.P. Дедов, к.т.н., доцент,  
O.C. Дьяченко, аспірант

Київський національний університет будівництва і архітектури

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ З ПНЕВМАТИЧНИМИ ЗБУДНИКАМИ КОЛИВАНЬ

Машини для формування і ущільнення бетонної суміші отримали велике поширення на заводах будіндустрії при виготовленні різних типів бетонних і залізобетонних виробів. В основному це машини які за своєю конструкцією здатні створювати звичайні гармонійні режими руху, рідше це машини, що



реалізують вібраційно-ударні режими руху. Поряд із реалізацією цих двох режимів перспективними є машини з просторовими коливаннями, що створюють коливання одночасно в декількох площинах [1]. Подібний режим руху реалізується шляхом збудження коливань формуютьуючої плити за допомогою встановлення віброзбудників коливань і з певною їх орієнтацією у просторі.

Головною вимогою до ущільнення бетонної суміші є забезпечення максимальної щільності сформованого виробу, що досягається в два етапи: ущільнення і формоутворення [2]. Процес ущільнення умовно розділяється на три стадії: укладка складових, їх зближення і компресійне доущільнення. При цьому для кожної стадії ущільнення необхідно задавати різний режим руху вібромашини, і відповідно частоту і амплітуду коливань.

Забезпечення значної технологічності вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей, значною мірою залежить від вибору правильної фізичної та математичної моделей вібросистеми «машина – оброблюване середовище», яка адекватно відповідає реальним умовам робочого процесу [3]. Найбільші труднощі виникають при виборі моделі бетонної суміші, що обумовлено відсутністю загально-прийнятого підходу до визначення її характеристик, функціональних залежностей від параметрів вібрації. Складність процесів, що відбуваються при ущільненні будівельних сумішей безумовно утруднює вирішення задач вибору та обґрунтування моделей ущільнюючих машин, а тим паче дати однозначну відповідь щодо режимів роботи таких машин. Методи рішення таких задач пов'язані з розв'язком диференціальних рівнянь, які лише для найпростіших динамічних систем мають аналітичний розв'язок, а в інших випадках розв'язку не існує, або він надто громіздкий. Аналітичний розв'язок таких рівнянь не завжди відображає реальні процеси і не дає можливості наочно побачити картину процесу ущільнення. На даний час існує два основні підходи до моделювання бетонної суміші: моделювання інерційно-пружних та дисипативних властивостей, які притаманні будь-якій вібраційній системі, дискретними або розподіленими параметрами.

Дослідженню руху вібраційних систем присвячені роботи [4, 5]. Найбільш загальними є припущення щодо моделі системи «вібромашина – оброблювальне середовище», яка представляється дискретною. В роботі [3] зроблено уточнення моделі, де запропоновано методіку переходу від дискретно-континуальних систем (дискретна – машина, континуальна – середовище) до суто дискретних з урахуванням хвильових явищ у бетонній суміші. Була досліджена фізика процесу ущільнення бетонної суміші, зміни її властивостей із початковою до кінцевого стану ущільнення. Ці дослідження стали основою для створення принципово нової конструкції вібраційної установки [Патент України №117955, В28В 1/08, 2017]. Введено новий спосіб передачі керованих у часі і просторі коливань. Для збудження коливань використовуються вібраційні навісні пневматичні вібратори, які кріпляться безпосередньо на піддон установки. Розроблена віброустановка реалізує різні режими коливань, за допомогою поетапного увімкнення вібраторів, що встановлено на віброустановці, а також зміни їхньої частоти коливань, в

залежності від стадії ущільнення бетонної суміші. В процесі вибору схеми установки, був виконаний аналіз і оцінка основних конструкцій навісних збудників коливань, види приведення їх в дію. При порівнянні характеристик вібраторів, що представлені на ринку, виявилось що пневматичні планетарні вібратори мають найменший критерій мас неврівноважених частин, переваги в відношеннях змушуючої сили, що генерується на одиницю маси, а також вищі показники критерію динамічності, в порівнянні з електричними і гідравлічними відцентровими аналогами. Також пневматичні вібратори дають змогу змінювати частоту обертання за рахунок зміни тиску в пневмосистемі.

Таким чином, було обрано найбільш ефективний варіант з несиметричним встановленням на рамі вібраційних пневматичних збудників коливань, що має на меті покращити розподілення амплітуд коливань по площі формують формують плити, і, як наслідок покращити ефективність і якість ущільнення, зменшити витрати на одиницю виготовленої продукції, а також підвищити надійність.

### Література

1. Нестеренко М.П. Оцінка конструктивно-технологічних параметрів та експлуатаційних якостей вібраційних машин для формування залізобетонних виробів / М.П.Нестеренко, В.С.Білецький, О.В.Семко // Збірник наукових праць(галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2015. – Вип. 1 (43). – С. 231 – 237.

2. Мартинюк І.Ю. Оцінка властивостей зміни характеристик бетонної суміші на ефективність її ущільнення / І.Ю.Мартинюк // Теорія і практика будівництва. – Київ: КНУБА, 2013. – Вип.11. – С. 64 – 67.

3. Research and the creation of energy-efficient vibration machines based on the stress-strain state of metal and technological environments / I.I.Nazarenko, A.T.Sviderski, N.N.Ruchinski, O.P.Dedov // The VIII International Conference HEAVY MACHINERY HM 2014, Kraljevo, Serbia. – A – P. 85 – 89, 2014.

4. Nesterenko M.P. Study of vibrations of plate of oscillation cassette setting as active working organ / M.P.Nesterenko, P.O.Molchanov // Conference reports materials «Problems of energ and nature use 2013» (Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University, University of Tuzla, China University of Petroleum). – Budapest, 2014. – P. 146 – 151.

5. Nazarenko I.I. Investigation of vibration machine movement with a multimode oscillation spectrum / I.I.Nazarenko, V.V.Gaidaichuk, O.P.Dedov, O.S.Diachenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6/1 (90), P. 28 – 36, 2017.

## **ОСНОВИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ І ЕФЕКТИВНОСТІ ВІБРОМАШИН БУДІВЕЛЬНОЇ ІНДУСТРІЇ**

Вібраційні машини широко використовуються в будівельній індустрії при виготовленні бетонних та залізобетонних виробів. Домінуюче місце серед вібраційних машин займають вібраційні майданчики. Ефективність їх роботи в значній мірі залежить від достатньо конкретного врахування діючих сил системи та надійності роботи елементів вібромашин. Підвищення надійності і ефективності вібромашин досягається впровадженням комплексу заходів на всіх етапах створення (проектування, конструювання, виготовлення та експлуатації) вібромашин. Одним із важливих аспектів забезпечення надійності вібромашин являється визначення напрацювання на відмову елементів машини на стадії експлуатації та розробка на цій основі відповідних рекомендацій. Разом з тим на сучасному етапі рекомендації щодо надійності вібраційної техніки практично відсутні. В результаті такого положення відформовані вироби можуть бути бракованими. Тому неспівпадання розрахунків обумовлене неточними моделями, що відображають даний робочий процес. Таким чином, дослідження надійності на стадії експлуатації вібромашин представляє собою актуальну задачу, що і є предметом даних досліджень.

Підвищення надійності і ефективності вібромашин будівельної індустрії досягається впровадженням комплексу заходів на всіх етапах створення (проектування, конструювання, виготовлення та експлуатації) вібромашин – від проведення досліджень робочого процесу створюваної вібромашини до експлуатації серійних машин. Комплекс повинен передбачати узгоджені впливи на показники надійності на всіх етапах створення вібромашин.

Підвищення надійності вібромашин можна здійснити шляхом спрощення конструкції машини і підвищення її стійкості до зовнішніх впливів. Це досягається за рахунок вибору більш простих схем машин з обмеженим числом складальних одиниць, деталей і їх раціональної конструкції, а також за рахунок застосування матеріалів з більш високою міцністю, зносостійкістю, антикорозійні за рахунок застосування більш досконалої технології виготовлення і її стабільності. Нестабільність технологічних процесів, коли матеріал, з якого конструюють вібромашини та їх складальні одиниці і деталі, може відхилитися від заданих технічних умов виготовлення.

Для конструюванні будь-якого елемента вібромашини необхідно починати з вибору відповідного матеріалу, так як це дає можливість визначити її надійність, термін служби та економічні показники. Необхідно мати на увазі, що вартість матеріалів складає значну частину вартості всієї вібромашини (в вібромашинах вартість матеріалів складає приблизно 70...75 %). Велику роль також відіграє спосіб виготовлення відповідних деталей так як в більшості випадків на стружку (відходи) уходить майже 40 % металу, що в свою чергу

впливає на вартість вібромашини в цілому.

При конструюванні і виготовленні вібромашини повинні суворо дотримуватися Державні стандарти (ДСТУ, ГОСТи), технічні умови (ТУ).

Застосування в машині стандартних деталей і вузлів зменшує кількість типорозмірів, забезпечує взаємозамінність, дозволяє швидко і дешево виготовляти нові машини, а в період експлуатації полегшує їх ремонт. Виготовлення стандартних деталей і вузлів вібромашин проводиться в спеціалізованих цехах і на заводах, що підвищує їх якість і знижує собівартість.

Надійність, закладена у вібромашинах на стадіях проектування, конструювання та виготовлення повинно забезпечуватись і в період їх експлуатації.

Основною характеристикою, що визначає той чи інший стан вібромашини в період експлуатації, є відмова, що являє собою подію, що призводить до порушення працездатності виробу і класифікується за рядом ознак.

Під експлуатацією вібромашин розуміється весь строк їх існування від випуску до зняття з експлуатації, яка може складатись з окремих періодів. Методи і можливості по підвищенню надійності вібромашин різні і пов'язані з всіма етапами проектування, конструювання, виготовлення та експлуатації.

Отже, розрахунок і прогнозування надійності, регламентація і забезпечення показників надійності, нормування швидкості протікання процесів старіння, визначених ще на стадії проектування та уточнення на стадії створення дослідного зразка вібромашини її роботопридатності і стану – всі ці умови необхідні для вирішення відповідних задач надійності.

#### *Література*

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

2. Назаренко І.І. *Прикладні задачі теорії вібрації системи: навчальний посібник (2-е видання)* / І.І.Назаренко. – Київ: Видавничий дім «Слово», 2010. – 440 с.

3. Проников А.С. *Параметрическая надежность машин* / А.С.Проников. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002. – 560 с.

4. Проников А.С. *Надежность машин* / А.С.Проников. – М: Машиностр., 1978. – 592 с.

5. Хазов Б.Ф. *Справочник по расчёту машин на стадии проектирования* / Б.Ф.Хазов, Б.А.Дидусев. – Москва: Машиностроение, 1986. – 224 с.

*С.В. Данець, завідувач сектору автотехнічних досліджень  
Харківський ДНДЕКЦ МВС України  
О.В. Сараєв, д.т.н., доцент  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ $N_1$ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ДОРОЖНЬО- ТРАНСПОРТНОЇ ПРИГОДИ**

Згідно систематизованим табличним даним, які використовуються у експертній практиці, одні з найгірших показники за динамікою гальмування мають ТЗ категорії  $N_1$  – це  $5,6 \text{ м/с}^2$  на сухому рівному асфальтобетонному покритті у спорядженому стані. Ці дані були отримані науковцями у 80 роках минулого століття на підставі випробувань автомобілів ИЖ, УАЗ, ЕрАЗ та ін [1].

У теперішній час не можна вважати ці дані повністю об'єктивними, оскільки, наприклад, за експертними даними сповільнення вантажних автомобілів збільшується з  $5,6 \text{ м/с}^2$  до  $6,1 \text{ м/с}^2$  в міру зростання категорії від  $N_1$  до  $N_3$ . Тобто, на практиці це означає, що автомобіль КамАЗ-5320, який належить до категорії  $N_3$ , буде ефективніше гальмувати ніж автомобіль Ford Transit або Mercedes Vito, які відносяться до категорії  $N_1$ . Але у дійсності це не так.

Протягом 2015-2018 років експертами Державних науково-дослідних експертно-криміналістичних центрів МВС України, таких міст, як Київ, Харків, Дніпропетровськ, Черкаси, Одеса, Львів та ін. здійснювався збір експериментальних даних за динамікою гальмування ТЗ. Ці данні отримувались за допомогою спеціальних сучасних приладів: VZM-300, Ефект 2, АМХ-520, ЕФТОР – 2. Експериментальні дослідження проводилися з виїздом на місце ДТП в дорожніх умовах наближених до ДТП [2]. Особливу увагу було приділено ТЗ категорії  $N_1$ .

У зібраних статистичних даних зафіксовано тип приладу, яким було оцінено ефективність гальмування, модель і рік випуску ТЗ та марка встановлених шин, також тип та стан дорожнього покриття, рівень завантаження ТЗ і основні характеристики його гальмівної системи. Технічний стан цих ТЗ відповідав вимогам правил дорожнього руху, а саме автомобілі перебували в справному технічному стані. Зі всієї кількості були вибрані ті ТЗ категорії  $N_1$ , які були обладнанні АБС. Загальна кількість отриманих результатів на сухому рівному асфальтобетонному покритті склала 80 вимірювань величини усталеного сповільнення ТЗ. Згідно цим даним випадкова величина усталеного сповільнення на сухому асфальтобетонному покритті у ТЗ категорії  $N_1$ , обладнаних АБС, може коливатися у достатньо широкому діапазоні від  $5,64$  до  $9,19 \text{ м/с}^2$ . Статистична гістограма емпіричного розподілу випадкової величини усталеного сповільнення має вигляд нормального закону розподілу (рис. 1).

За експериментальними даними статистичне середнє (математичне очікування) випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ категорії  $N_1$ , які

обладнанні АБС, становить  $\bar{x} = 7,3 \text{ м/с}^2$ . Характеристиками розкиду випадкової величини є розмах розсіювання  $R$ , середнє квадратичне відхилення  $\sigma$ , дисперсія  $\sigma^2$  і коефіцієнт варіації  $V$ . Для випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ категорії  $N_1$  становить: розмах розсіювання  $R=3,55 \text{ м/с}^2$ ; середньоквадратичне відхилення  $\sigma = 0,76 \text{ м/с}^2$ ; дисперсія (розсіювання)  $\sigma^2 = 0,57 \text{ (м/с}^2)^2$ ; коефіцієнт варіації (середньоквадратичне відхилення від середньоарифметичного у відсотках)  $V=10,41 \%$ .

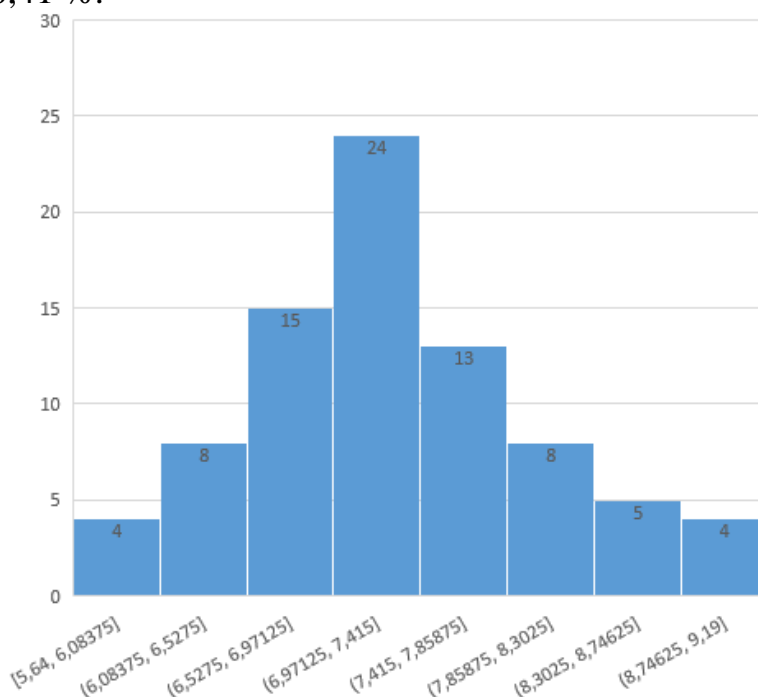


Рисунок 1 – Статистична гістограма щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ категорії  $N_1$ , обладнаних АБС

#### Література

1. Туренко А.Н. Исследование тормозной динамики автомобиля при анализе дорожно-транспортного происшествия /А.Н.Туренко, В.И.Клименко, А.В.Сараев, А.О.Малявин // *Автомобильный транспорт: сб. научн. тр.* – 2010. – Вып. 26. – С. 17 – 22.

2. Клименко В.І. Дослідження впливу антиблокувальної системи на ефективність гальмування легкового автомобіля / В.І.Клименко, І.А.Давіденко, О.В.Сараєв // *Автомобильный транспорт: сб. научн. тр.* – 2011. – Вып. 29. – С. 245 – 249.

*В.М. Поляков, к.т.н., доцент,  
Г.А. Філіпова, к.т.н., доцент,  
Д.К. Гірман, аспірант  
Національний транспортний університет*

## **ПІДВИЩЕННЯ МАНЕВРНОСТІ АВТОПОЇЗДА ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ ДИНАМІЧНОЇ СТАБІЛІЗАЦІЇ РУХУ**

Значну частину вантажних перевезень здійснює автомобільний транспорт. Для підвищення ефективності його роботи зазвичай використовують автопоїзди, до складу яких входять автомобілі-тягачі та причіпні ланки (причепи та напівпричепи). Відомо, що продуктивність використання автопоїздів перш за все залежить від кількості вантажу, що перевозиться. З метою підвищення вантажопідйомності до складу автопоїздів додають причіпні ланки, що призводить до збільшення габаритної довжини зазначених автотранспортних засобів (АТЗ). В свою чергу збільшення довжини та числа ланок призводить до погіршення стійкості руху та маневреності автопоїзда. Це безпосередньо впливає на безпеку дорожнього руху, сповільнює проїзд по автомобільним шляхам, та знижує середньотехнічну швидкість руху як автопоїзда, так і усього транспортного потоку.

При русі по заокругленнях доріг збільшується габаритна смуга руху (ГСР) автопоїзда. Слід зазначити, що показники маси та геометричних параметрів автопоїздів обмежені нормативними документами. Так, наприклад, для забезпечення необхідних показників маневреності кожен елемент автопоїзда повинен вписуватись у коло з внутрішнім радіусом 5,3 м і зовнішнім – 12,5 м. Практикою доведено, що для досягнення задовільних показників маневреності в конструкціях автопоїздів застосовують системи керування причіпними ланками. Існує два способи повороту АТЗ – кінематичний (поворотом коліс або вісі) та динамічний (зміною крутного моменту на колесах бортів).

Розвиток мікропроцесорної техніки обумовлює використання електронних блоків керування з запрограмованими алгоритмами реагування на фактори зовнішнього середовища, які пріоритетні до дій водія. Реалізацією динамічного регулювання стійкості руху причіпної ланки автопоїзду є впровадження системи ESP (Electronic Stability Programme). Шляхом контролю розподілення гальмівних зусиль по колесах, системи ESP підтримує задану водієм траєкторію руху [1].

Застосування систем динамічної стабілізації є одним із напрямків вирішення проблеми підвищення маневреності багатоланкових автопоїздів шляхом зміни алгоритму реагування виконавчих пристроїв (колісних гальм) на основі отриманих сигналів від датчиків, що відстежують параметри кінематики повороту ланок АТЗ, що розглядається.

### *Література*

- 1. Иванов А.М. Основы конструкции современного автомобиля /*

*А.М.Иванов, А.Н.Солнцев, В.В.Гаевский, П.Н.Клюкин, В.И.Осипов, А.И.Попов. – М.: ООО «Издательство «За рулем», 2012. – 336 с.*

**УДК 624.132.3**

*Є.В. Горбатюк, к.т.н., доцент,  
А.В. Азенко, аспірант*

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ РОЗПУШУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ**

Найбільш ефективним способом руйнування мерзлих та міцних ґрунтів з точки зору продуктивності машин і собівартості розробки ґрунту є горизонтальне пошарове розпушування навісними розпушувачами на базі потужних тракторів [1].

Розпушування ґрунту в порівнянні з буропідривним методом забезпечує зниження витрат, сприяє підвищенню якості робіт і є менш небезпечним для довкілля [2].

Актуальною проблемою є вдосконалення систем керування розпушувальних агрегатів, що частково або повністю виключає людину-оператора з контурів управління двигунами внутрішнього згоряння і положенням робочого органу.

Основним завданням роботи є аналіз впливу параметрів гідроприводу та систем керування на ефективність роботи розпушувального агрегату та складання методики вибору основних параметрів системи керування розпушувальним агрегатом.

Метою роботи є підвищення ефективності розпушувального агрегату шляхом удосконалення його системи керування.

У відповідності з прийнятими задачами теоретичних досліджень [3] необхідно визначення параметрів пропонованої системи керування розпушувального агрегату, при яких буде дотримуватися прийнятий в роботі критерій ефективності  $E_n$ . Виходячи з визначення ефективності робочого процесу землерийної машини як критерій ефективності використовується відношення експлуатаційної продуктивності до годинного розходу палива. Критерій ефективності використовується для оцінки ефективності робочого процесу розпушувального агрегату. Збільшення ефективності розпушувального агрегату можливе зниженням дисперсії коливань робочого обладнання. Таким чином, збільшується значення ефективної глибини розпушування, а відповідно, і об'єм ґрунту, який розроблюється.

Проведені дослідження залежності  $E_n$  від часу запізнювання гідроприводу дозволяють скласти методику вибору основних параметрів системи керування розпушувальним агрегатом, яка складається з двох частин:

1) визначення робочої точки системи керування розпушувальним



агрегатом;

2) визначення основних параметрів системи керування розпушувальним агрегатом.

Моделювання на комп'ютері робочого процесу розпушувального агрегату робилося з використанням пакету програм для інженерних і наукових розрахунків MATLAB 6.5. Найбільш відомі сфери застосування системи MATLAB [4]:

- математика і обчислення;
- розроблення алгоритмів;
- обчислювальний експеримент, імітаційне моделювання, макетування;
- аналіз даних, дослідження і візуалізація результатів;
- наукова і інженерна графіка;
- розроблення додатків, включаючи графічний інтерфейс користувача.

Безпосередньо для моделювання робочого процесу розпушувального агрегату використовувався додаток MATLAB Simulink версії 5.0, призначений для імітаційного моделювання. При моделюванні в Simulink використовується принцип візуального програмування, відповідно до якого користувач на екрані з бібліотеки стандартних блоків створює модель пристрою і здійснює розрахунки [5].

Алгоритм визначення раціональних параметрів системи керування розпушувального агрегату був реалізований на мові MATLAB, при цьому робилося завдання параметрів моделі, запуск моделювання і аналіз отриманих даних.

Аналіз випадкових процесів робився за допомогою пакету програм Statistics Toolbox, що входить до складу MATLAB. Визначення максимуму функцій, а також їх апроксимація робилися за допомогою пакету програм Optimization Toolbox, що також входить до складу MATLAB.

Характеристики гідроприводу є визначальними при виборі параметрів системи керування розпушувального агрегату.

Основним визначальним параметром є час запізнювання гідроприводу, оскільки цей параметр впливає на характер залежностей показника ефективності як від швидкості руху штока гідроприводу, так і від параметрів системи керування.

Швидкість руху штока гідроприводу визначає характер залежностей показника ефективності від параметрів системи керування.

Застосування вдосконаленої системи керування розпушувального агрегату дозволяє підвищити його ефективність на 17...20 % [3].

#### *Література*

1. *Будівельна техніка: підручник / О.М.Лівінський, А.Д.Єсипенко, О.І.Курок і ін.; під заг. ред. О.М.Лівінського. – К.: КНУБА, Українська академія наук, "МП Леся", 2013. – 614 с.*

2. *Road and Bridge Construction Equipment. – Satya Narayan Shah: B.Sc. In Mechanical Engineering (India) MS in Manufacturing Engineering & Management (UK), January, 2012, 1. – 112 p.*

3. Pelevin L. *Developing a mathematical substantiation for the physical modelling of the soil-ripping equipment work process* / L.Pelevin, Ie.Gorbatyuk, S.Zaichenko, V.Shalenko // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2017. – vol. 6, no. 2 (90): *Information technology. Industry control systems*. – pp. 52 – 60.

4. Дьяконов В.П. *MATLAB R2006/2007/2008 + Simulink 5/6/7. Основы применения* / В.П.Дьяконов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: СОЛОН-ПРЕСС, 2010. – 800 с.

5. Черных И.В. *Simulink: среда создания инженерных приложений* / Под. общ. ред. В.Г.Потемкина – М.: Диалог-МИФИ. – 2003. – 496 с.

**УДК 629.365**

*М.В. Голотюк, к.т.н., доцент*

*Національний університет водного господарства та природокористування*

## **ПЕРСПЕКТИВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ГУСЕНИЧНОЇ ХОДОВОЇ СИСТЕМИ МАШИН**

На даний час гусеничними рушіями оснащено понад чверть усіх транспортно-технологічних машин [1]. Даний тип рушія добре зарекомендував себе за умови роботи машин, зокрема тракторів сільськогосподарського призначення, на полях із складним рельєфом, перезволожених ґрунтах.

Гусеничний рушій почали застосовувати ще у 19-му столітті. Конструкція рушія остаточно була розроблена на початку 20-го століття, коли було встановлено переваги гусеничного рушія над колісним. Паралельно з цим формується концепція напівгусеничних рушіїв (комбінування коліс із гусеницями та лиж із гусеницями).

Гусеничні рушії мають різні конструктивні виконання. До складу рушіїв входять гусениці, ведуче колесо (зірочка), напрямне колесо, ролики підтримуючі, опорні котки, які встановлені на рамі на спеціальних каретках, що часто оснащують амортизаторами.

Вага трактора, оснащеного гусеничним рушієм, передається через підвіску на опорні котки та гусениці й далі на ґрунт. Ведучі колеса обертаються та приводять у рух гусеничні ланцюги, по внутрішній стороні яких перекочуються опорні котки з несучою системою машини. По мірі перекочування опорних котків задні ланки (траки) гусеничного ланцюга переходять на верхню вітку гусениці, а далі знову вступають у контакт з поверхнею опорної основи, що розташована під передньою частиною машини.

Недоліками гусеничних рушіїв є: швидке зношування деталей тертя (провушини, пальці); злам траків за умови нерівномірного навантаження; потрапляння камінців між гусеницями та котками.

Особливе місце у виконанні технологічних операцій гусеничними машинами відводиться забезпеченню прохідності, плавності ходу і

поворотності. Аналіз напрямків вирішення цих завдань та усунення вищезначених недоліків дозволить обґрунтувати концепцію удосконалення конструкції гусеничних рушіїв.

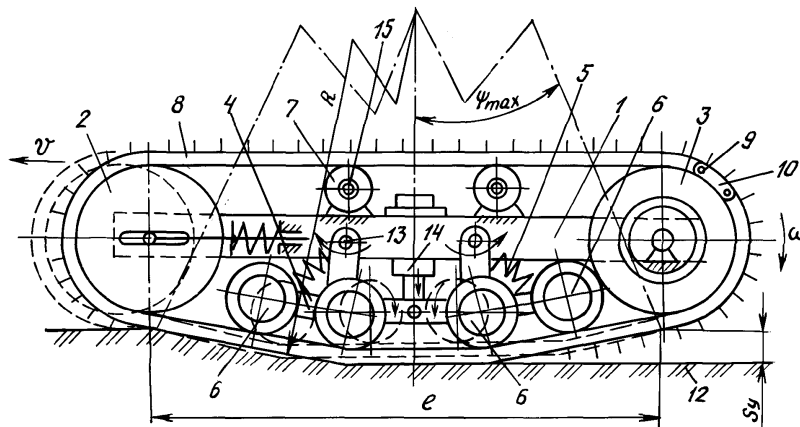
Згідно досліджень [1 – 3] одним із напрямків розвитку конструкцій гусеничних тракторів, яке направлено на зменшення ущільнюючої дії на ґрунт є застосування гумоармованих гусениць. У даний час багато закордонних фірм розширюють ринки збуту тракторів, комбайнів, та інших технічних засобів, обладнаних ходовими системами з гумоармованими гусеницями (рис. 1).

Дослідження машин на гумовоармованих гусеницях виявили їхні переваги перед металогусеничним рушієм:

- зростає надійність гусеничної ходової системи та машини вцілому;
- ресурс до граничного стану гумовоармованих гусениць у порівнянні з металевими у 4,5 рази більший;
- напрацювання на відмову зростає у 3,0...4,7 рази;
- зменшується максимальний тиск на ґрунт; коефіцієнт нерівномірності розподілу тиску ходової системи з гумовоармованими гусеницями у 1,70...2,02 рази нижчий, ніж з металевими.

Поряд з перевагами застосування гусеничних рушіїв із гумовоармованими гусеницями веде до зростання маси машини, що потребує збільшення потужності на її переміщення.

Ряд відомих нових конструктивних рішень спрямовано на підвищення прохідності тракторів із гусеничними рушіями. Доцільно запропонувати вирішити дану проблему за рахунок збільшення опорної поверхні кожної гусениці шляхом збільшення ширини на основах з низькою несучою здатністю, надання скосів опорної поверхні траків на краях гусениць.



1 – рама, 2 – направляюче колесо, 3 – колесо кінцевої передачі, 4 – каретка, 5 – амортизатор, 6 – опорні катки, 7 – підтримуючі ролики, 8 – гусениці, 9 – пальці траків, 10 – траки, 11 – бічна відбортовка траків, 12 – ґрунт, 13 – осі рами, 14 – силові циліндри

Рисунок 1 – Схема гусеничного рушія збільшеної прохідності

Аналіз напрямків розвитку конструкцій ходових систем гусеничних тракторів виявив, що розвиток конструкцій спрямовано на зменшення ущільнюючої дії рушія на ґрунт, підвищення прохідності, плавності ходу та тягово-зчіпних властивостей машин. Подальші дослідження конструкцій

гусеничних рушіїв, на наш погляд, доцільно проводити за наступними напрямками: удосконалення ходової системи з трикутною формою гусеничного обводу, яка може широко застосовуватись для мінітракторів, які працюють на перезволожених ґрунтах; розробка конструкцій гумових пружних елементів для рушія; удосконалення систем натягу та амортизаційних елементів.

#### *Література*

1. Ребров А.Ю. Показатели воздействия ходовых систем гусеничных тракторов семейства Т-150 на почву // *Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов.* – Харьков: ХНАДУ. – 2005. – Вып. 16. – С. 224 – 227.

2. Колодійчук С.А. Вплив кількості провушин на надійність ланок гусениць трактора // *Вісник Луцького державного технічного університету: Зб. наук. пр.* – Вип. 11 – Луцьк: Вид. відділ ЛДТУ. – 2002. – С. 199 – 201.

3. Jerzy Walentyłowicz. Гибридный и электроэнергетический привод боевых машин // *Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1 2011* p. 471 – 478.

**УДК 621.9:622.411.52**

*В.Б. Гого, д.т.н., професор,  
В.О. Сироватченко, інженер,  
О.І. Михайлов, студент*

*Донецький національний технічний університет (м. Покровськ)*

### **ПЕРСПЕКТИВНЕ УДОСКОНАЛЕННЯ ЗРОШУВАЛЬНИХ ЗАСОБІВ БОРОТЬБИ З ПИЛОМ ДЛЯ ГІРНИЧИХ МАШИН**

Сучасні гірничі машини – автоматизовані комплекси та очисні й прохідницькі комбайни оснащуються гідродинамічними засобами зрошування для боротьби з пилом, що утворюється внаслідок великих швидкостях дії робочих органів комбайну в процесах руйнування гірничого масиву. Системи і засоби зрошування оснащені датчиками, що мають видавати необхідну інформацію для моніторингу ефективності придушення пилу відповідно до режимів роботи комбайну за вимогами охорони праці гірників, а тому дуже важливо для перспективного удосконалення мати динамічні характеристики гідродинамічних засобів для підвищення ефективності зрошування.

**Ключові слова:** комбайн, гірничий комплекс, пил, захист, зрошування.

**Вступ.** Актуальність проблеми розвитку паливно-енергетичного комплексу України, а також підземного видобутку вугілля, руди, сировини будматеріалів тощо потребує впровадження сучасних механізованих комплексів, оснащених ефективними системами боротьби з пилом для підвищення ефективності заходів з охорони праці.

Питання підвищення ефективності зрошування шляхом удосконалення

гідродинамічних засобів зрошування в системах механізованих комплексів також є актуальним, зокрема, у видобутку будівельних матеріалів – гравію, піску та іншої сировини, що мають переважно пластову структуру залягання. Застосування комбайнів та механізованих комплексів дозволяє поєднувати в часі основні операції видобутку сировини: виїмку, доставку, кріплення, а також здійснювати боротьбу з пилом, що утворюється в процесах руйнування і транспортування сировинних матеріалів.

Динамічні зв'язки робочих органів комбайнів і механізмів видобувних комплексів забезпечують узгоджені циклічні режими дії засобів зрошування і всього обладнання, що мінімізує утворення шкідливого пилу аерозольних фракцій, що створює складні умови праці. Так, наприклад, у вугільних та рудних шахтах очисні механізовані комплекси складаються з виймальних машин, комплектів секцій гідравлічного пересувного забійного кріплення, забійних пересувних конвеєрів тощо та обладнання для гідродинамічної боротьби з пилом на основі системи зрошування. Моніторинг якості повітря відбувається з контролем концентрацій пилу в забоїв та гірничих виробок, а також з контролем, кількості метану в пилових сумішах.

Особливою конструктивною вимогою до гірничих механізованих комплексів та систем боротьби з пилом є забезпечення тривалої, стійкої, високопродуктивної і безпечної роботи в умовах, що швидко змінюються, зокрема стосовно запиленості повітря у видобувному забої. Тому кожен засіб, модуль або елемент, що входить у комплекс, має бути надійним і безпечним особливо у вибухозахисному варіанті, що, насамперед, досягається конструктивними та технологічними виконаннями засобів зрошування.

При розробці сучасних конструкцій гідродинамічних засобів зрошування основним напрямом є дотримання чинних правил безпеки у вугільних шахтах і рудниках, а також ряду інших галузевих нормативних документів і вказівок стосовно боротьби з пилом, метаном та іншими шкідливими факторами. В загальних конструктивних та експлуатаційних вимогах до засобів боротьби з пилом має бути відображено основні ознаки безпечного виконання механічного та електричного устаткування гірничого комплексу.

У вугільній промисловості України застосовуються головним чином гірничі машини та механізовані комплекси для відпрацювання пластів з кутами падіння  $0...35^\circ$ . Тут слід зазначити раціональність переходу на відпрацювання лав зі збільшеними довжини до 250...400 м, що дозволяє значно скоротити процеси утворення пилу у підготовчих роботах.

**Аналіз попередніх досліджень** дає підстави стверджувати, що стосовно потужних високопродуктивних комбайнів, що утворюють значну кількість пилу з концентраціями понад  $300 \text{ мг/м}^3$ , передбачається перехід від систем електропостачання енергії з напругою 660 В на напруги 1140, 2300, 4160 В, як, наприклад, комбайни серії «Електра», німецької фірми DBT, а в подальшому на напругу 6...10 кВ. При цьому у залежності від типорозміру і комплектації вага потужних комбайнів змінюється від 3...5 т (для тонких пластів) до 30...50 т – для виїмки вугілля з пластів середньої потужності і до 75...100 т – для потужних пластів. Все це вимагає підвищити ефективність систем придушення

пилу гідравлічним зрошуванням тому, що в 2...3 рази підвищується пилоутворення від потужного руйнування пластів.

**Мета статті** – обґрунтувати перспективні напрямки розробки засобів і систем гідравлічного придушення пилу для сучасних гірничих машин і комплексів на основі зрошення.

**Основний матеріал і результати дослідження.** На підставі результатів аналізу конструктивних особливостей систем боротьби з пилом, що застосовуються у сучасних гірничих машинах і комбайнах, як наприклад у комплексі КМ138, визначимо основні ознаки для перспективного удосконалення системи гідравлічного зрошування у напрямі підвищення ефективності пило придушення, особливо аерозольного пилу.

Модульне компонування системи зрошування у сучасних гірничих машинах і комбайнах з наявністю однієї основної несучої рами, до якої кріпляться усі блоки та системи комбайну, у тому числі, й систем зрошування, що забезпечує швидкий монтаж та вузлову заміну з виключенням необхідності проведення ремонту в шахтних умовах. Все це призводить до підвищення надійності роботи усіх систем комбайну та зниженню витрат на обслуговування, особливо стосовно систем і засобів придушення пилу гідродинамічним зрошуванням.

Сучасні очисні комбайни оснащуються системами безпосереднього дистанційного управління і контролю та програмного автоматизованого управління. Це дуже важливо при великих швидкостях подачі комбайну, що перевищують середні швидкості дій з переміщень операторів-машиністів. Системи датчиків моніторингу концентрації пилу у повітрі, параметрів зрошування й стану вузлів гідросистеми зрошування мають видавати необхідну оперативну інформацію диспетчеру, що важливо для охорони і безпеки праці. З цих причин перспективне удосконалення систем і засобів зрошування має бути першочерговим в заходах з модернізації гірничих машин і комплексів з позицій підвищення ефективності захисту від пилу.

Система боротьби з пилом складається із гідравлічної зрошувальної установки, наприклад НУМС200С, гідравлічних та відповідних електричних зведень тощо. У забої комбайн руйнує пласт, знімаючи смуги вугілля, що спричиняє утворення пилу різних фракцій. Також пил активно утворюється коли секції пересування механізованого кріплення забезпечують рух та кріплення у забої. Найбільш поширеними технологічними зонами пилоутворення при дії комбайну є кінцеві операції, що входить до зарубки та підготовки для руху комбайну у протилежному напрямку.

Інтенсивне утворення пилу в процесі зарубки робочих органів комбайну спричиняється спеціальною технологією виїмки вугілля та складом відповідного устаткування: комбайновий комплекс, забійний скребковий конвеєр, кабелеукладач, кріплення сполучення, енергопоїзд управління, насосні станції і насосна установка датчиків, мікропроцесорне обладнання вузлів, систем комбайна, контролю й оцінки необхідної інформації машиністу комбайна тощо. Характерні технологічні схеми дії гідродинамічних систем зрошування сформовані на основі сучасних технологічних схем роботи

механізованого комплексу. Ця обставина потребує, перш за все, відповідних взаємопов'язаних операцій, що спрямовані на видобуток вугілля та придушення пилу. Тому гідравлічна система зрошування комбайну є активною в процесах виконання кінцевих робіт у лаві. Послідовність роботи комбайну також здійснює перегін з попутною зачисткою проходу, а при цьому конвеєр залишається на холостому перегоні гірничої машини, що спричиняє значне утворення пилу.

Перспективним напрямом для підвищення ефективності дії системи зрошування, має стати операція одностороннього фронтального пересування конвеєру, що дає прохід комбайну з нормованим зрошуванням зони пересування. При цьому відмінною особливістю дії комплексу має бути як технологія, так і обладнання, що реалізує схеми зарубки комбайну косими заїздами. Фронтальні зарубки є трудомісткими, немеханізованими і небезпечними для проведення робіт в лаві, тому застосовують два способи зарубки косими заїздами з активним гідравлічним придушенням пилу.

Фронтальна зарубка комбайну у косих заїздах здійснюється у лаві, де оголюється порівняно нестійка порода покрівлі. Тому необхідно, щоб напірні зусилля гідродомкратів механізованого кріплення очисних операцій здійснювались надійно при інтенсивному зрошуванні гірничої маси для придушення пилу.

В обґрунтуванні перспективних напрямів підвищення ефективності зрошування будемо виходити з аналізу усієї сукупності гірничих робіт комбайну в лаві, де привертає увагу виконання кінцевих операцій, що вимагають інтенсивного зрошування, коли комбайн починає послідовність нових технологічних операцій. Якщо комбайн працює по односторонній схемі, то прямо здійснюється виїмка масиву, а у зворотному русі – зачистка гірничої маси. Як і в першій дії при роботі комбайну з виїмки пересування залишається у початковому положенні, а пересуваються тільки перегоні машини. Треба зазначити, що в обох випадках здійснюється пересування конвеєру одночасно по всьому штреку, що утворює значну кількість пилу.

Джерелом гідравлічної енергії у складі гідроприводу є насосні станції, які, забезпечують дію усіх виконавчих гідроциліндрів кріплення робочою рідиною з необхідною подачею і заданим тиском. Комплекс очисний КМ138 призначений для механізації робіт в лавах на пластах потужністю (1,4...2,1) м з кутом падіння до 25° і ґрунті з несучою здатністю не менше 2,5 МПа. До складу комплексу входять: кріплення механізоване М138, комбайн очисний РКУ13 або РКУ16, конвеєр скребковий СПЦ271, а консоль перекриття керована.

Отже, модернізація систем і засобів зрошування має відбуватися з врахуванням того, що гірничі машини та очисні комплекси забезпечують фронтальне відпрацювання вугільного вибою одночасно за всією довжиною очисного вибою, на всю потужність пласту з безперервною подачею робочого відбійного органу агрегату на забій, що супроводжується інтенсивним утворенням пилу.

В технологічних операціях роботи комбайну пересування груп секції кріплення по всій довжині очисного вибою відбувається з дистанційним

керуванням агрегатом, що знаходиться в штреку пульта управління. Ця обставина полегшує проведення зрошування без додаткової дії води та пилу на процесорні механізми. При дії агрегату разом з направляючими виконавчими органами комбайн рухається на забій, відштовхуючись секційними домкратами від секцій, а вугілля відбивається кільцевими струговими виконавчими органами, від яких відбита гірнична маса самопливом транспортується до штрекового перевантажувача. Пил, що інтенсивно утворюється в цих рухах придушється зрошуванням, спеціальні форсунки якого мають бути керованими.

### **Висновки.**

1. Оснащення гірничих комбайнів, а також механізованих комплексів гідравлічною системою пило придушення на основі спеціального зрошування підвищує ефективність боротьби з пилом та є важливим захистом від іскріння під час різання пласту, що запобігає займанню пило повітряної суміші та рудникового газу – метану.

2. Основним перспективним напрямом розробки гідравлічних систем зрошування для гірничих машин і комбайнів, а також механізованих комплексів має бути інноваційне удосконалення гідравлічних форсунок та керованих засобів подачі води або емульсії, наприклад, частотними імпульсами, що утворюють імпульсно-хвильове зрошення тощо.

### *Література*

1. Гого В.Б. Гідродинамічне подавлення пилу в умовах вугільних шахт: теорія і технічні рішення / В.Б. Гого, В.Б.Малєєв. – Донецьк: ДонНТУ, 2008. – 240 с.

2. Гого В.Б. Гідромеханіка стохастичних процесів уловлювання частинок пилу краплями рідини / В.Б.Гого, В.Б.Малєєв // Наукові праці Донецького національного технічного університету. – 2007. – 14 (127). – С. 61 – 67.

3. Гого В.Б. Обґрунтування параметрів дифузор-конфузорних елементів гідродинамічної установки пиловловлювання / В.Б. Гого, В.Б.Малєєв, А.С.Булич // Наукові праці Донецького національного технічного університету. – 2007. – № 13 (123). – С. 40 – 44.

4. Гого В.Б. Гідромеханічні аспекти підвищення ефективності процесу уловлювання пилу / В.Б.Гого // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – № 4 (18). – С. 41 – 42.



*В.Н. Болдовский, к.т.н., доцент,  
А.С. Устименко, ведущий инженер  
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ»*

## **МОДЕРНИЗАЦИЯ СТЕНДА «РАЗВАЛ-СХОЖДЕНИЕ» ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТ ПО УГЛАМ УСТАНОВКИ КОЛЕС ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

Безопасность движения автомобилей зависит от различных факторов, одним из которых является углы установки колес (УУК) передней и задней осей. В соответствии с определенной периодичностью каждый автомобиль необходимо технически обслуживать и выполнять работы по регулировке «развал-схождение». Правильно выставленные УУК обеспечивают хорошую управляемость автомобилем и устойчивость его движения, а также оказывают влияние на интенсивность износа шин и расход топлива. Следовательно, при эксплуатации автомобилей необходимо через определенный пробег проводить работы по контролю и регулировке углов установки колес [1]. Выполнение данных видов работ проводится на специальных производственных участках – рабочих постах, оборудованных всеми типами необходимого технологического оборудования. Для базирования автомобилей на участке установки углов колес применяются два вида расположения – на осмотровой яме и на специальных двух- или четырехстоечных подъемниках [2].

В ХАИ на кафедре автомобилей и транспортной инфраструктуры спроектирована и построена Т-образная осмотровая яма с двумя симметричными входами-выходами. Конструкция данной осмотровой ямы позволяет выполнять работы по проверке и регулировке углов установки колес (лазерный и компьютерный развал-схождение) большинства моделей автомобилей, при этом максимальная колесная база обслуживаемых автомобилей на осмотровой яме ХАИ достигает 4680 мм, а минимальная – 1800 мм. Также данный участок оснащен дополнительным комплектом измерительной аппаратуры, позволяющей выполнять контроль и регулировку углов установки одновременно колес передней и задней осей большинства моделей легковых автомобилей.

С целью расширения модельного ряда автомобилей, для которых выполняются работы по УУК, проведена оптимизация конструкции осмотровой ямы, заключающаяся в создании специальных передвижных – подкатных платформ, на которых установлены задние поворотные платформы под задние колеса автомобиля. Оптимизированная осмотровая яма позволит выполнять работы по углам установки колес всего модельного ряда легковых автомобилей, в том числе и лимузинов.

### *Литература*

*1. Малкин В.С. Техническая эксплуатация автомобилей. / В.С.Малкин. – М.: Академия, 2007. – 288 с.*

2. Кузнецов Е.С. *Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и дополн.* / Е.С.Кузнецов. – М.: Наука, 2001. – 535 с.

УДК 621.22

Г.А. Аврунін, к.т.н., доцент  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## СУЧАСНІ ДОСЯГНЕННЯ В ТРАНСМІСІЯХ ТА НАВІСНОМУ ОБЛАДНАННІ ТРАКТОРІВ ХТЗ

Харківський тракторний завод провів модернізацію колісних тракторів шляхом розробки нової сучасної безступеневої двопотокової об'ємно-гідромеханічної трансмісії та навісного технологічного обладнання з підвищеним тиском та витратами робочої рідини, а також з функцією енергозбереження та більшою кількістю отворів для підключення к гідроагрегатам зовнішньої навіски.

Гідромеханічні коробки передач на базі об'ємних гідроприводів (ОГП) набувають поширення в тракторах, будівельно-дорожніх та військових машинах завдяки можливості забезпечення безступінчастої зміни швидкості транспортного засобу, створення високих тягових зусиль у зоні мінімальних (повзучих) швидкостей пересування і в той же час високого ККД при русі на транспортних (максимальних) швидкостях завдяки використанню планетарних коробок передач з мінімальним рівнем втрат потужності. Принцип роботи двопотокової об'ємно-гідромеханічної трансмісії полягає в реалізації особливого способу підсумування потоків потужності від двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) і гідромотора з планетарними ступеневими передачами на різних режимах роботи. Для колісних тракторів ХТЗ були використані вітчизняні аксіальнопоршневі гідромашини виробництва ОАО «Гідросила» (м. Кропивницький), зокрема насоси з гідромеханічною та електрогідролічною пропорційною безступеневою системами регулювання робочого об'єму. Науково-дослідні та проектно-конструкторські роботи зі створення двопотокових об'ємно-гідромеханічних безступінчастих трансмісій для колісних тракторів ведуться у Харківському національному технічному університеті «ХНТУ-ХП» під науковим керівництвом д.т.н., проф. В.Б. Самородова. Ведучі позиції в розробках гідромеханічних двопотокових трансмісій за кордоном займають такі фірми як John Deere та Fendt.

Аналіз узагальнених даних за низкою параметрів ОГП навісного обладнання тракторів і співвідношення настановних потужностей ДВЗ дають такі висновки:

– тиск РР в ОГП для малих потужностей ДВЗ (17...51 кВт) знаходиться в діапазоні 12...20 МПа, для більш високих значень в 53...386 кВт знаходиться у вузькому діапазоні 18...21 МПа;

– настановна потужність ОГП в цілому зростає від 4 до 94 кВт

пропорційно настановної потужності ДВЗ від 17 до 386 кВт;

– за зусиллям в ОГП навісного обладнання спостерігається загальна тенденція до його збільшення від 4 до 120 кН із зростанням потужності тракторів, проте вже при досягненні потужності ДВЗ в 90 кВт зростання тягового зусилля практично не підвищується;

– у цілому співвідношення настановних потужностей ОГП і ДВЗ знаходиться в діапазоні 0,14...0,72, причому нижнє значення для всіх груп тракторів становить 0,14...0,31, а верхнє 0,24...0,72.

На цей час ХТЗ провів модернізацію ОГП навісного обладнання шляхом заміни моноблочних гідророзподільників Р80 на секційні з пропорційним керуванням і енергозберігальною системою LS типу 5РПС100 виробництва ВАТ «Будгідравліка» і LSC90 фірми «Bondioli & Pavesi» і шестеренних насосів НШ50А-3Л на насоси в чавунному корпусі НРГ-356. Для рульового керування застосовують насос-дозатор SUB-400-S1 фірми «LIFAM» (Сербія), який забезпечує роботу рульового керування і навісного обладнання від одного насосу за рахунок використання клапана пріоритету.

Всі сучасні досягнення в трансмісіях та навісному обладнанні тракторів увійшли в підручник «Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин (БДМ)» для студентів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ), які навчаються за напрямком «Машинобудування» спеціальності «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні та меліоративні машини і обладнання», а також при вивченні дисциплін «Проектування та іспити гідроприводів», «Конструювання і розрахунок систем самохідних машин» і «Проектування трактора» для студентів Харківського національного політехнічного університету НТУ «ХП». Зміст підручника включає теоретичний матеріал з вивчення конструкцій і методів розрахунку ОГП та принципових типових гідравлічних схем мобільних машин сумісно з пристроями гідропневмоавтоматики, а також контрольні запитання для самоперевірки з кожного розділу. Згідно з навчальною програмою передбачено виконання студентами курсової роботи, тому в підручнику наведені типові алгоритми розрахунку і вибору гідроприводів поступального й обертального руху з відповідними інформаційними матеріалами.

Базується підручник на матеріалах навчально-методичної літератури та наукових дослідженнях в галузі ОГП провідних вчених, інформаційних матеріалах та навчальних курсах передових зарубіжних фірм, що спеціалізуються в галузі ОГП, каталогах виробників гідрообладнання, а також багаторічному досвіді роботи авторів у галузі проектування, виготовлення, досліджень, експлуатаційних спостережень і викладання дисциплін, пов'язаних з ОГП у вищих навчальних закладах України та курсах підвищення кваліфікації фахівців народного господарства при науково-дослідному інституті «ВНДГідропривод» (нині в ХНАДУ).

#### *Література*

*1. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г.А.Аврунін, І.Г.Кириченко, В.Б.Самородов); під ред. Г.А.Авруніна. –*

## УДК 625.73

*К.Ц. Главацький, д.т.н., доцент,  
В.Е. Черкудінов, асистент, пошукач  
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту  
імені академіка В. Лазаряна*

## ТЕХНОЛОГІЯ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТІВ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ ВІБРОПЛИТИ БЛОКУЮЧОГО ТИПУ

Технологія та способи ущільнення ґрунтів робочими органами віброплити блокуючого типу залежать від деяких факторів. Правильно її організувати можна лише при повному всебічному врахуванні: особливостей укладання ґрунтів, кліматичних умов, вимог, що пред'являються до споруди, строків її зведення і т. ін.

У зв'язку з цим, актуальним напрямком є розгляд і аналіз впливових факторів на процес ущільнення ґрунтів робочими органами віброплити з поверхнями блокуючого типу. Також актуальним напрямком є розробка методів ущільнення ґрунту динамічним способом [3] та вибір форми і геометричних параметрів робочого органа блокуючого типу, а також значення навантаження.

Як відомо з літератури [2] в основу технології ущільнення ґрунтів покладене розбивка насипу на ділянки невеликої довжини, на яких послідовно проводять операції з ущільнення ґрунту (табл. 1).

Таблиця 1 – Види робіт на окремих ділянках

Ділянки	Послідовність робіт			
1	Укладання	Розрівнювання	Вистоювання	Ущільнення
2	Розрівнювання	Вистоювання	Ущільнення	Укладання
3	Вистоювання	Ущільнення	Укладання	Розрівнювання
4	Ущільнення	Укладання	Розрівнювання	Вистоювання

Кількість ділянок, що одночасно використовуються для укладання ґрунту, залежить від об'єму робіт, наявності обладнання, сезону проведення робіт та може змінюватися в межах від 4 до 2. У літній час найбільшої продуктивності можна досягти, якщо вести роботи на 4-х ділянках. У зимовий час число ділянок слід приймати не більше двох.

Розміри ділянок визначають: конкретними умовами проекту споруди, видом профілю поверхонь робочих органів блокуючого типу, що застосовуються на даній стадії і умовами виконання робіт.

Довжина ділянки ущільнення ґрунту для віброплит з поверхнями блокуючого типу при ущільненні ґрунтів рекомендується не менше 20 м. [4]. Це обумовлено, тим що шлях ущільнення  $l$  складається з деяких ділянок: початкова

ділянка  $l_1$ , основна ділянка  $l_2$  та кінцева ділянка  $l_3$ . У початковій та кінцевій ділянках можливо ґрунт не достатньо ущільнений або ущільнюється за іншою технологією (наприклад зі змінним кутом розташування робочого органу до горизонту) (рис. 1).

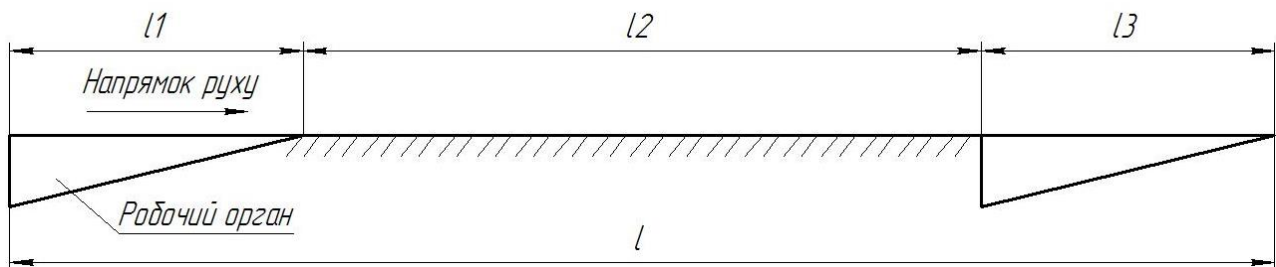


Рисунок 1 – Схема шляху ущільнення

Ширину насипу, як і ширину ділянок ущільнення ґрунту, беруть з умов безпечного ведення робіт ущільнюючою машиною [5], яка повинна знаходитися від брівки насипу на відстані, безпечному проти її сповзання на укіс. Усі ділянки з однаковими умовами виробництва робіт повинні бути рівновеликими по площі.

Товщину шарів ґрунту приймають за табл. 2.

Певний вплив на структурні властивості ущільненого ґрунту створює швидкість руху віброплити. Так, з підвищенням швидкості з 1,5 до 8,0 км/год на 20...30 % знижується модуль деформації ґрунту, в той час як щільність його суттєво не змінюється. Для підвищення якості ущільнення слід швидкість руху віброплити встановити до 1 м/с.

Накопичення пластичної деформації ґрунту пов'язане з числом прикладення навантаження наступною залежністю (рис. 2) [5].

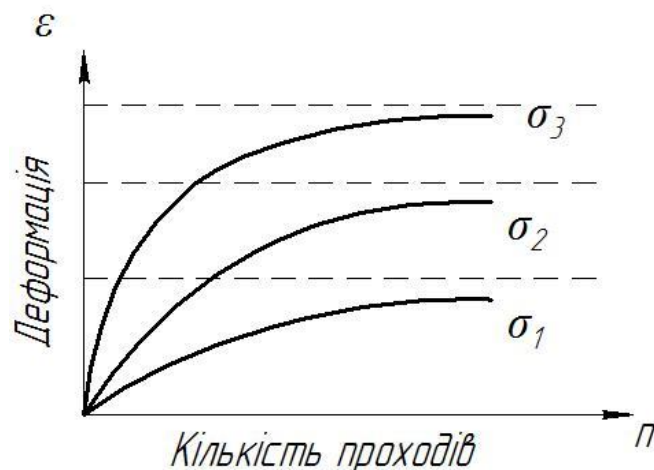


Рисунок 2 – Зміна деформації ґрунту залежно від кількості прикладення навантаження

Звідси, по початковій та необхідній щільності ґрунту можна визначити необхідне число проходів.

Для отримання ущільненого ґрунту з коефіцієнтом ущільнення вище 0,8

необхідно зменшити товщину ущільнюваного шару. При зменшенні товщини шару на 10...55 % число проходів плити зменшується у 2...3 рази.

На великих площах при виконанні робіт причіпною віброплитою, де можливі повороти віброплити, рекомендується застосовувати схему руху віброплит по замкнутому колу. На насипах, де неможливий поворот віброплити, слід застосовувати човникову схему руху, згідно якої у кінці ділянки тягач відчіпляють від віброплити і приєднують до неї з іншого боку або тягач піднімає віброплиту над поверхнею ґрунту та маневрує.

При ущільненні ґрунтів у стислих умовах також часто використовують віброплощинки.

Деформація ущільнення ґрунту при використанні поверхонь блокуючого типу, є функцією не тільки величини напруження, але і часу дії навантаження, тобто ущільнення пропорційне до питомого імпульсу сили (імпульсу напруження).

У [3] встановлені найбільш ефективні значення граничних питомих імпульсів для ущільнення насипних ґрунтів до щільності 0,95 від максимальної стандартної, кНс/см:

- ґрунти малозв'язні (піщані) ..... 0,5...0,7;
- ґрунти середньої зв'язності (суглинні) ..... 0,7...1,2;
- ґрунти високозв'язні (важкосуглинисті)..... 1,2...2,0;
- ґрунти зв'язні (глинисті)..... 2,0...2,7.

Для ефективного ущільнення ґрунту вібротрамбівкою необхідно вибирати вигляд та геометричні параметри робочого органу блокуючого типу, а також значення навантаження.

Однак товщина ущільнення, задана габаритними розмірами основи робочого органу віброплити, може бути реалізована лише у тому випадку, якщо ущільнююче навантаження відповідає необхідному. При зниженні навантаження глибина ущільнення зменшується.

#### *Література*

1. Хархута Н.Я., Васильев И.М. *Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог.* – М., Транспорт, 1975.

2. *Технологические карты на уплотнение грунта обратных засыпок в стеснённых условиях промышленного и гражданского строительства. Выпуск I и II. Бюро внедрения ЦНИИОМТП Госстроя СССР. Москва 1978, 1980.3. Институт горного дела Сибирского отделения Российской Академии наук [Электронный ресурс].* – Режим доступу:

<http://www.misd.ru/cooperation/commercial/10103>. – Усиление фундаментов набивными сваями. Глубинное уплотнение грунтов.

4. *Указания по проектированию земляного полотна автомобильных дорог. СН 449-72.* – М., Стройиздат, 1973.

5. <http://stroy-technics.ru>

## **ЗМІНА РОБОТИ ДВИГУНА КОЛІСНОЇ МАШИНИ ПРИ ВІДКЛЮЧЕННІ ЦИЛІНДРІВ**

Необхідність підвищення ефективності роботи двигуна в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів сприяє як пошуку нових технічних рішень, так і розвитку раніше відомих, що добре себе зарекомендували. Це пов'язано в першу чергу з вимогами до паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів, а в ряді випадків з необхідністю поліпшення перехідних процесів у двигуні із збереженням інших характеристик на колишньому рівні чи навіть їх покращення.

При зниженні навантаження [1] двигуна з 100 % до 30 % частка механічних втрат в індикаторній роботі підвищується з 12 % до 33 %, а механічний ККД падає з 88 % до 67 %. Величина потужності, що дорівнює 30 % від максимальної, може бути досягнута при роботі тільки двох циліндрів чотирициліндрового двигуна.

Теоретично максимальної економічності можна домогтися [2 – 3], якщо плавно розганяти машину до максимально дозволеної швидкості, після чого вимкнути передачу і запалювання і котитися, поки швидкість не впаде занадто низько. Однак на практиці цей метод не тільки непридатний, але й небезпечний.

При відключенні частини циліндрів двигуна в процесі його роботи індикаторна потужність двигуна зменшується, в результаті чого знижується частота обертання колінчастого валу і крутний момент двигуна. Для їх підтримки на колишньому рівні в працюючі циліндри необхідно збільшувати циклову подачу палива. При більшій цикловій подачі в працюючих циліндрах збільшується середня індикаторне тиск і покращується процес згорання.

Відключення циліндрів дозволяє іншим працювати більш ефективно. Якщо у восьмициліндровому двигуні чотири циліндра відключити, а все повітря, що проходить через дросельну заслінку, направити решті чотирьом, їх навантаження зросте в два рази, а ККД підвищиться.

Крім того, вимкнені циліндри не несуть насосних втрат, так як не подають повітря у випускний колектор, а при русі накатом створюють набагато менший опір.

У результаті витрата пального може знизитися на 25 %. Особливо відчутна різниця у витраті палива при русі в міському циклі.

### *Література*

*1. Подригало М.А. Оценка дополнительных энергетических потер при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин / М.А.Подригало, Н.П.Артёмов, Д.В.Абрамов, М.Л.Шуляк // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 9 (1118), 2015. – С. 98 – 107.*

2. *Режимы работы двигателя энергосредства с учётом эксплуатационных показателей МТА / А.П.Уханов, В.Стрельцов, Р.Н.Мустякимов // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – №11. – С. 20 – 22.*

3. *Патрахальцев Н.Н. Регулирование дизеля методом отключения-включения цилиндров или циклов / Н.Н.Патрахальцев, С.В.Страинов, Б.П.Корнев, И.С.Мельник // Двигателестроение. – 2011. – № 3. – С. 7 – 11.*

**УДК 621.65.001.5:621.651: 693.6.002.5:691**

*В.Б. Надобко, к.т.н., доц.*

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## **СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО КЛАСИФІКАЦІЇ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОЗЧИНІВ ТРУБОПРОВОДАМИ**

Будівельні розчини, як середовище для транспортування по трубопроводах, мають рядом особливостей, що значно ускладнюють роботу насосів.

Ці властивості будівельних розчинів та умови роботи деталей насоса обов'язково повинні враховуватися як при проектуванні розчинонасосів і розчинопроводів, так і в процесі їх експлуатації.

Проведені натурні обстеження застосовуваного обладнання для транспортування розчинів по трубах на будівельних майданчиках, досвід авторського нагляду за виготовленням розчинонасосів, вивчення досвіду виробництва розчинонасосів, дослідження, проведені по літературних джерелах, показали, що проведення штукатурних робіт за сучасною технологією, виконання інших операцій, пов'язаних з подачею будівельних розчинів по трубопроводах, а також необхідність забезпечення безпечних умов праці будівельників висувають до розчинонасосів низку специфічних вимог.

Найбільш раціональний підхід до оцінювання конструкції розчинонасосів при укладанні їх класифікації можна виробити з урахуванням тільки всього комплексу викладених вище проблем, що виникають при трубопровідному транспортуванні розчинів.

Деякі з існуючих насосів є оригінальними, але більшість їх конструкцій схожі. Деякі з цих розчинонасосів виготовляються серійно, інші існують у одиничних екземплярах, а деякі – лише у вигляді оформлених патентів чи авторських свідоцтв. Велика кількість конструктивних рішень пояснюється прагненням створити розчинонасос, який найкраще задовольняє зростаючі вимоги будівельного виробництва.

Запропонована Є.П.Парфоновим класифікація існуючих розчинонасосів сьогодні є неповною.

У результаті узагальнення проаналізованих конструкцій за принциповою різницею будови нами виділено шість різновидів насосів:

– поршневі;



- гвинтові;
- рукавні;
- перистальтичні;
- роторно-поршневі;
- гідроімпульсні.

Найбільш масово використовуються на будівельних майданчиках поршневі насоси, що й стало причиною їх більш докладної класифікації за такими напрямками:

- за способом впливу витискувача на перекачуваний розчин;
- за будовою витискувача;
- за кількістю витискувачів;
- за кратністю дії витискувачів;
- за різновидом приводу витискувачів;
- за напрямом руху розчину в робочій камері насоса;
- за розташуванням осі витискувачів;
- за кількістю клапанів;
- за типом клапанів;
- за принципом дії клапанів.

Наведена класифікація буде корисною під час розроблення технічного завдання на створення найбільш раціональної конструкції сучасного розчинонасоса для потреб будівельних організацій.

**УДК 621.879.32: 624.014.078.45**

*О.В. Орисенко, к.т.н., доцент,  
О.Г. Фенко, к.т.н., доцент,  
М.Л. Зоценко, д.т.н., професор,  
Ю.Л. Винников, д.т.н., професор,  
М.О. Харченко, к.т.н., доцент*

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## **ОПОРА ДЛЯ РЕМОНТУ ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ КАР'ЄРНОГО ЕКСКАВАТОРА**

Під час процесу розробки ґрунту та переміщення машини ходове обладнання кар'єрних екскаваторів зазнає значних навантажень та впливу на металеві поверхні гусеничного рушія вологи й абразивного середовища. В результаті дії цих факторів елементи ходового обладнання спрацьовуються, що призводить до необхідності проведення ремонтних робіт.

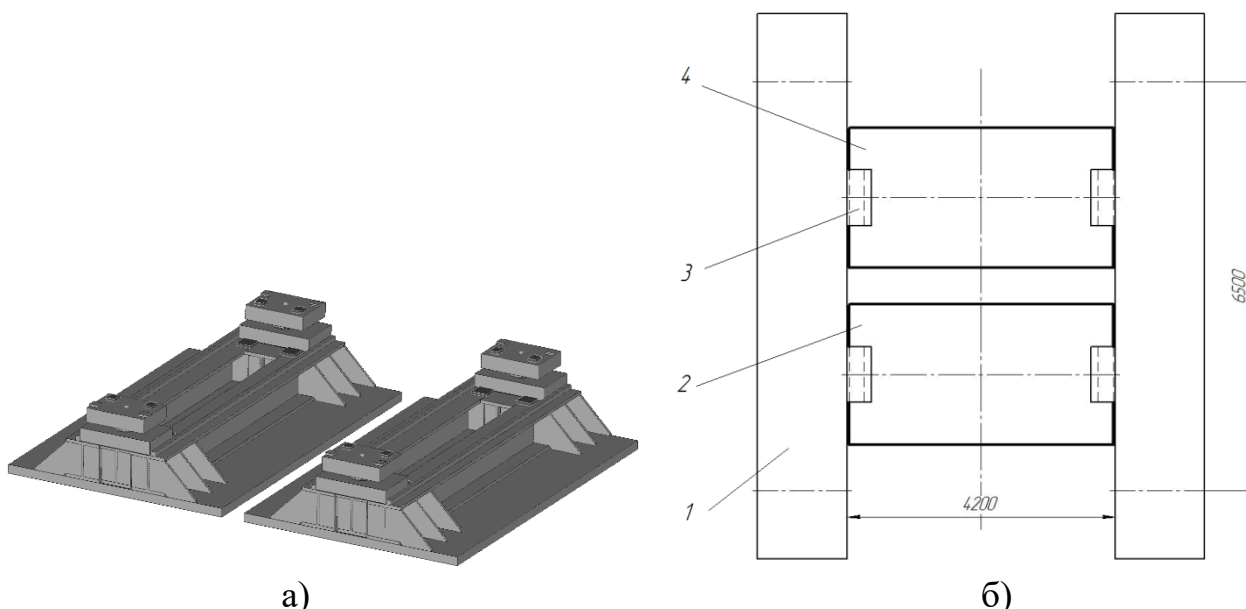
Доставка гусеничного екскаватора в цілому чи його окремого елемента в сервісний центр або, навіть, на спеціально обладнану для ремонту площадку є складною задачею. Тому стає актуальним обслуговування та ремонт екскаватора безпосередньо на місці виконання робіт. В свою чергу, ці види технологічного впливу часто пов'язані з необхідністю розвантаження ходового обладнання,

тобто з частковим, або повним виважуванням машини [1].

Практика виконання такого виду робіт базується на від'єднанні поворотної частини екскаватора шляхом її підйому над неповоротною за допомогою потужних гідравлічних домкратів [2, 3]. Проте, здійснити такий підйом можна лише у випадку, коли габаритні розміри поворотної платформи в плані, хоча б в одному з її положень перевищують габаритні розміри гусеничного рушія. У екскаваторів ряду моделей, наприклад, Висurgus RH340 і Terex RH200 [4, 5] поворотна платформа не виходить за межі ходового обладнання і підвести під неї домкрати неможливо. Отже в такому випадку слід застосувати інші способи розвантаження ходового обладнання, зокрема, виважувати екскаватор у цілому.

Зусиль робочого обладнання екскаваторів вказаних моделей цілком достатньо для часткового виваження машини над опорною поверхнею [8], але досягти повного розвантаження всього ходового обладнання при цьому не вдається. Утримувати машину у виваженому стані при виконанні ремонтних робіт вкрай небезпечно. Отже, задача полягає у створенні опорної конструкції необхідної вантажопідйомності, яка підводиться під екскаватор не одночасно, а послідовно по мірі часткового виважування машини за допомогою власного робочого обладнання.

Було прийнято рішення про розташування опорної конструкції під екскаватором між гусеничними стрічками (рис. 1). Саму ж опорну конструкцію запропоновано виготовити з двох однакових фрагментів з метою її уніфікації щодо бази екскаваторів та зручності транспортування до місця проведення робіт.



1 – гусенична стрічка; 2, 4 – фрагменти опорної конструкції; 3 – опорні площадки траверси екскаватора

Рисунок 1 – Будова а) та розташування опорної конструкції під екскаватором б) (показано потовщеною лінією)

Руйнування чи пошкодження опори може призвести до втрати стійкості екскаватора і його падіння, що, в свою чергу, нанесе значні матеріальні збитки та є небезпечним для здоров'я та життя обслуговуючого персоналу. Це пояснює високі вимоги до проведення розрахунків.

Використання традиційних аналітичних методів теоретичної механіки та опору матеріалів для виконання точного аналізу напружено-деформованого стану (НДС) опорної конструкції не представляється можливим через практичну неможливість визначення точних значень напружень у зонах їх можливих концентрацій.

Дослідження НДС опорної конструкції, проведено з використанням скінчено-елементного аналізу, перспективність якого при вирішенні різноманітних завдань механіки деформівного твердого тіла останнім часом знаходить все більш широке підтвердження в роботах як зарубіжних, так і вітчизняних авторів [6].

Ідея методу скінчених елементів (МСЕ) полягає в поданні геометрії опорної конструкції у вигляді сукупності окремих елементів досить простих геометричних форм, НДС яких описується загальновідомими теоретичними й експериментальними залежностями механіки деформівного твердого тіла. Поєднання сполучення елементів здійснюється шляхом задоволення умов нерозривності переміщень і умов рівноваги. При цьому використовується три групи рівнянь: статичні, що описують рівноважний стан системи; геометричні, що зв'язують деформації і переміщення; і фізичні, які пов'язують між собою сили і деформації.

Розрахунки міцності запропонованої опорної конструкції виконані для таких варіантів її завантаження:

- одностороннє підняття та встановлення екскаватора на опорну конструкцію;
- спирання однієї сторони екскаватора на опорну конструкцію та виважування іншої сторони робочим обладнанням екскаватора;
- можливість появи сейсмічних навантажень при проведенні вибухових робіт протягом перебування екскаватора на опорній конструкції;
- відрізняється від попереднього варіанту лише напрямком горизонтального навантаження від сейсмічних впливів, який прийнятий перпендикулярно до осі руху екскаватора.

#### *Література*

1. Квагинидзе В.С. *Экскаваторы на карьерах. Конструкции, эксплуатация, расчет* // В.С.Квагинидзе, Ю.А.Антонов, В.Б.Корецкий, Н.Н.Чупейкина / *Успехи современного естествознания*. – 2010. – № 9. – С. 66 – 67.

2. Пат. 14664 Україна, МПК (2006) E 21C 29/00. *Спосіб виваження модулів важкого кар'єрного обладнання* / Ковальов В.І.; власник Ковальов В.І. – u200511942; заявл. 13.12.2005; опубл. 15.05.2006, Бюл. №5.

3. Пат. 33450 Україна, МПК E21C 35/06 (2008.1). *Пристрій для підйому екскаватора над його ходовою частиною* / Турченко О.В., Солоніченко Ю.М.,

Білай В.І., Микитась А.П., Черноусов А.М., Мелащенко В.А.; власник Солоніченко Ю.М. – № u200801416; заявл. 04.02.2008; опубл. 25.06.2008, Бюл. № 12.

4. RH200 Hydraulic mining excavator. Режим доступу: [https://www.eltrakbulgaria.com/uploads/Terex/RH200\\_DataSheet\\_english.pdf](https://www.eltrakbulgaria.com/uploads/Terex/RH200_DataSheet_english.pdf).

5. RH340 Hydraulic mining excavator. Режим доступу: [http://www.haein.com/userfiles/haein/RH340\\_DataSheet.pdf](http://www.haein.com/userfiles/haein/RH340_DataSheet.pdf).

6. Рычков С.П. Моделирование конструкций в среде Femap with NX Nastran. – М.: ДМК Пресс, 2013. – 784 с.

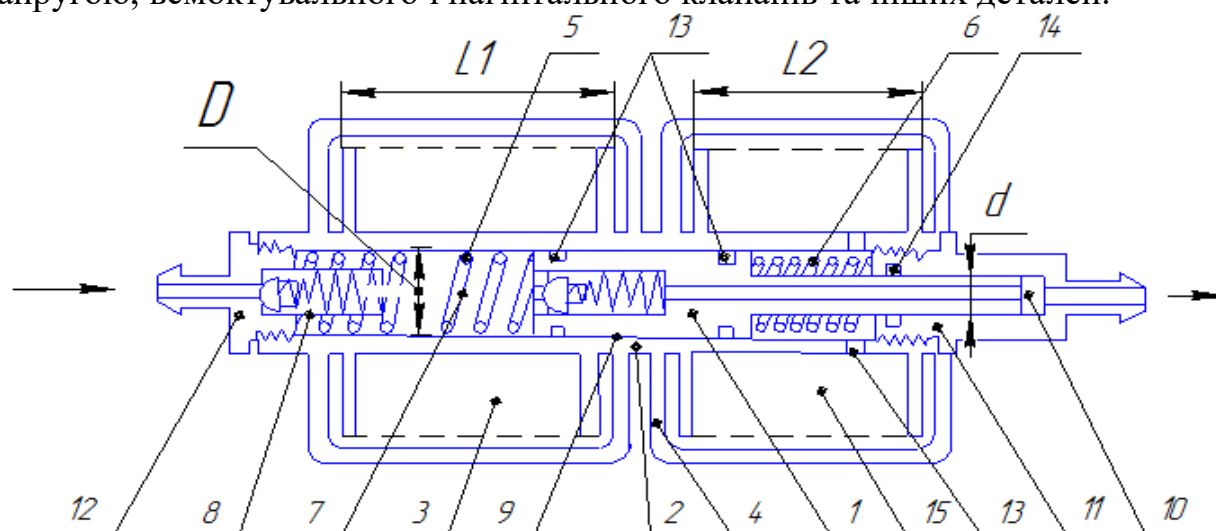
УДК 369.013

Б.О. Коробко, д.т.н. доцент,  
А.В. Ківишук, аспірант

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

## ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО НАСОСА З КЕРОВАНИМ МАГНІТНИМ ПОЛЕМ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ РІДКОГО ОЗДОБЛЮВАЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ

Нами запропонована конструкція диференціального насоса з керованим магнітним полем для перекачування рідкого оздоблювального матеріалу. Даний насос зображений на рис. 1 і складається з двох котушок живлення постійною напругою, всмоктувального і нагнітального клапанів та інших деталей.



1 – плунжер; 2 – корпус; 15, 3 – котушка; 4 – магнітопровід котушки; 5 – усмоктувальна порожнина; 6 – компенсаційна пружина; 7 – робоча пружина; 8 – усмоктувальний клапан; 9 – нагнітальний клапан; 10 – компенсаційна камера; 11, 12 – нагнітальний і всмоктувальні штуцери; 13, 14 – манжетні ущільнення

Рисунок 1 – Вібраційний насос подвійної дії

Живлення котушок відбувається поперемінно – спочатку одна, потім інша. Нагнітальний клапан вмонтований у плунжер. Насос працює наступним

чином: електропривод, який складається з симісторного ключа, періодично подає перервну напругу то на одну котушку, то на іншу, таким чином магнітне поле діє на плунжер по черзі, ніби розхитуючи його то в правий бік, то в лівий. Тим самим забезпечуючи рух плунжера то вправо, то вліво. Коли спрацьовує права котушка, вона своїм магнітним полем змушує плунжер рухатися праворуч, тим самим відкриваючи нагнітальний клапан і змушуючи рідину зайти в лівий бік. Коли спрацьовує ліва котушка, вона своїм магнітним полем притягує плунжер ліворуч, змушуючи рідину рухатись в правий бік насоса. Потім знову процес повторюється.

### *Література*

1. Бауман В.А. *Вибрационные машины и процессы в строительстве. Учебное пособие для студентов строительных и автомобильно-дорожных вузов* / В.А.Бауман, И.И.Быховский. – М.: Высш. школа, 1977. – 255 с.

2. Герасимов Г.Г. *Нагнітачі та теплові двигуни. Навчальний посібник* / Г.Г.Герасимов. – Рівне: НУВГП, 2012. – 552 с.

3. Мандрус В.І. *Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси вентилятори, газодувки, компресори): Підручник.* – Львів: „Магнолія плюс”, видавець В.М. Піча, 2005. – 340 с.

4. *Насосы. Вентиляторы. Кондиционеры: Справочник* / Е.М.Росляков, Н.В.Коченов, И.В.Золотухин и др. – С-Пб: Политехника, 2006. – 882 с.

5. Срібнюк С.М. *Гідравлічні та аеродинамічні машини. Основи теорії і застосування: Навчальний посібник* / С.М.Срібнюк. – Київ: Центр навчальної літератури, 2004. – 328 с.

6. Усаковский В.М. *Инерционные насосы* / В.М.Усаковский. – М.: «Машиностроение», 1973. – 200 с.

7. Яременко О.В. *Испытание насосов [Текст]: справ. пос.* / О.В.Яременко. – М.: Машиностроение, 1976. – 225с.

**УДК 504.058**

*В.І. Белов, старший викладач  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ГЕНЕРАТОРІВ ВОДНЮ БРАУНА ДЛЯ ДВИГУНІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ**

Найбільш увагу різних дослідницьких центрів, компаній вчених притягують особливості Газу Брауна, продовжуються експерименти по одержанню та його застосуванню, розробці нових генераторів Газу Брауна. В цілому накоплено експериментальний і практичний матеріал, який свідчить про можливість використання Газу Брауна в таких напрямках:

- як каталізатор горіння;
- як паливо в освітлювальних приладах.

Особлива увага до використання Газу Брауна в паливній сфері. Газ Брауна застосований в якості домішок до паливної суміші, забезпечує більш повне згоряння палива. Збільшується потужність двигуна, досягається значна економія палива, зменшується забруднення повітря. Деякі ефекти Газу Брауна важко пояснити з відомих позицій оцінки поняття цього газу.

Останні дослідження дозволяють в певній ступені пояснити результати його дії.

Відомо, що ступінь досконалості любого двигуна визначається тим, наскільки його реальний цикл відповідає теоретичному. В цьому плані реальний цикл двигуна при роботі з домішками водню, знаходиться ближче до теоретичного, ніж при роботі на будь-якому вуглеводневому паливі.

Широкі концентраційні межі і висока швидкість згоряння водню в повітрі дають можливість організувати якісне регулювання робочого процесу двигуна. Порівнюючи ККД бензинового двигуна, для якого оптимальний коефіцієнт надлишку повітря дорівнює 0,85...0,90, і водневого двигуна, можна відмітити, що теоретичний ККД останнього повинен бути на 10...15 % вище.

Найбільш ефективна робота двигуна з домішками водню на режимах часткових навантажень, які є переважними в умовах міського руху. За рахунок якісного регулювання ( $\lambda > 1,5$ ), можна різко знизити емісію оксидів азоту до незначного рівня, при цьому наявність інших токсичних речовин в відпрацьованих газах практично неможлива.

Враховуючи широкі концентраційні межі та високу швидкість згоряння водню, його високий коефіцієнт дифузії, він ініціює процес згоряння бідних вуглеповітряних сумішей.

Для визначення характеристик генератора Газу Брауна застосовуємо лабораторний стенд. Він дозволяє переконатися в наступному:

– інтенсивність вироблення газу прямо пропорційна силі струму

$$Q [\text{л/хв}] \sim I [\text{А}];$$

– зі зростанням температури падає супротив чаклунки;

– ККД чаклунки збільшується зі зростанням температури;

– супротив чаклунки зменшується при збільшенні площі пластин.

Всі ці виміри допомагають оцінити:

– кількість чаклунок для вашого автомобіля;

– корисну площу пластин генератора;

– температурний режим, при якому досягається максимальний ККД чаклунки.

Як визначити потрібний об'єм газу.

Для автомобіля Toyota Camry 2AZ 2,4 л встановлено, що при струмі 9 А (0,5 л/хв Газу Брауна) на холостому ході та 22 А (1,2 л/хв Газу Брауна) при 2500 об/хв досягається максимальна ефективність водневого генератора для даного автомобіля. Це дозволяє визначити коефіцієнт споживання бензинового двигуна: 1,2 л/хв / 2,4 л  $\sim$  0,5 л/хв на кожний літр двигуна.

Ці данні справедливі для помірних обертів двигуна.

Якщо розглядається генератор для гоночного автомобіля, то необхідно збільшувати коефіцієнт прямо пропорційно обертам двигуна.

Таким чином необхідно:

- зробити водневий генератор з найбільшим ККД;
- підібрати оптимальне вироблення газу.

Підбір оптимального вироблення газу здійснюється електронним блоком, який забезпечує регулювання струму використання енергії. Це дозволяє розвантажити електричний генератор без шкоди для ефективності системи.

Застосування водню в якості домішок до бензину для автомобільних двигунів дає можливість нового підходу до організації робочого процесу.

При мінімальному втручанні в конструкцію сучасного бензинового двигуна, можливо значно підвищити його паливну економічність і знизити рівень токсичності відпрацьованих газів.

#### *Література*

1. Дружинин Н.В., Мельников В.А. *Работа двигателя внутреннего сгорания на водороде.* – ВИТУ, Санкт-Петербург, 2014.

2. *Электронный ресурс.* <http://www.cleandex.ru/articles120101081051>  
*Перспективы внедрения водорода на автомобильном транспорте.*

**УДК 621.1.018.7**

*Ю.О. Давиденко, к.т.н., доцент  
М.В. Пенц, студентка*

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

### **ЗАЛЕЖНІСТЬ ЕНЕРГЕТИКИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ВІД ДОВАНТАЖЕННЯ**

Було помічено, що при формуванні бетонних виробів використання безінерційного довантажувача призводить до підвищення міцності готових виробів. Пізніше технологи-машинобудівники звернули увагу на позитивний ефект при вібраційній обробці металевих виробів в середовищі вільного абразиву з певним підтисканням середовища. Підвищується продуктивність процесу, знижується час обробки.

Досліджуючи баланс потужностей вібраційної машини, нами було показано, що заневолювання оброблюваного середовища приводить не тільки до збільшення дисипації енергії в оброблюваному середовищі, про що свідчать відмічені вище явища, але і помітно знижує споживану потужність приводного двигуна вібромашини. Іншими словами, коефіцієнт корисної дії машини від заневолювання середовища зростає з двох сторін: менше енергії споживається з мережі і більше її розсіюється в оброблюваному середовищі.

Зниження споживаної потужності пов'язане з тим, що заневолювання середовища призводить до зменшення або повного виключення відриву середовища від днища контейнера і до зменшення ударних явищ, що призводять до деформацій тіл кочення і бігових доріжок підшипників кочення, а

також зростання опору обертанню дебалансного вала.

Дослідження в галузі вібраційних технологій показали, що заневолювання оброблюваного середовища позитивно впливає на кінцевий результат вібраційної обробки. Особливо це помітно при вібраційному ущільненні легкобетонних виробів та виробів з жорстких бетонних сумішей. Якісне ущільнення та задовільну лицеву поверхню для цих виробів важко забезпечити без довантаження відкритої поверхні виробів. На основі лабораторних досліджень та виробничого досвіду було встановлено, що величина довантаження в цих випадках повинна становити 0,025...0,100 МПа. Якщо такі значення довантаження створювати більш простими довантажувачами, зокрема інерційними, це суттєво збільшить загальну масу обладнання й потребуватиме значного збільшення сумарної змушуючої сили віброзбуджувачів. А це, в свою чергу, погіршить енергетику вібраційної машини, збільшить енергозатрати на одиницю продукції.

Заневолювання оброблюваного середовища запобігає його розпушуванню, зменшує час безконтактних відносних переміщень окремих часток і, тим самим, призводить до збільшення розсіювання енергії в оброблюваному середовищі.

На прикладі вібраційної машини для ущільнення бетонних сумішей показана можливість теоретичного визначення величини тиску в пневматичному довантажувачі залежно від параметрів виробу і самої вібраційної машини, що забезпечує безвідривний рух

$$q \geq h \cdot \rho \cdot g \left( \frac{Q_\phi}{Q_\delta} + 1 \right) \cdot \left( \frac{\Phi}{Q_k} - 1 \right),$$

де  $h$  – товщина виробу;

$\rho$  – щільність матеріалу виробу;

$Q_\phi$  – вага форми;

$Q_\delta$  – вага бетону у виробі;

$Q_k$  – вага частин, що коливаються;

$\Phi$  – максимальне значення змушуючої сили віброзбуджувача.

### Література

1. Эффективное виброформовочное оборудование для заводов и полигонов сборного железобетона: Альбом-справочник под ред. К.А. Олехновича. – Полтава, 1997. – 29 с.

2. Сердюк Л.И. Основы теории, расчет и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями: Дис. ... докт. техн. наук. – Харьков, 1991. – 301 с.

3. Брауде Ф.Г. Сравнительное исследование процесса уплотнения бетонных смесей на вибрационных, вибрационно-ударных и ударных столах // Вопросы проектирования и расчета машин для формирования железобетонных изделий: Сборник трудов ВНИИГС, № 20. – М. – 1962. – С. 25 – 62.



*О.О. Густелєв, магістр,  
В.О. Осипов, магістр  
Комунальна корпорація «Київавтодор»*

## **ЩОДО ВПЛИВУ ШТУЧНИХ НЕРІВНОСТЕЙ ПОКРИТТЯ АВТОДОРІГ НА КУРСОВУ СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛІВ**

**Актуальність проблеми.** Останнім часом багато уваги приділяється дослідженням у сфері безпеки дорожнього руху. Особливу увагу дослідники приділяють підсистемі автомобіль – дорога (А-Д) у системі водій – автомобіль – дорога – середовище (В-А-Д-С).

Неможливо заперечувати той факт, що геометричні параметри автомобільних доріг та вулиць мають прямий вплив на ризик виникнення дорожньо-транспортних пригод у випадку невідповідності вказаних параметрів існуючим нормативним документам, у тому числі у сфері безпеки дорожнього руху. Низкою дослідників вивчено питання залежності стану покриття проїзної частини (рівність, шорсткість тощо) на ймовірність потрапляння у ДТП автомобільного транспорту. Проте підлягає додатковому вивченню питання залежності збільшення аварійності під впливом окремих технічних засобів організації дорожнього руху та інженерного обладнання автомобільних доріг.

На сьогодні у світі активно використовуються нові технічні засоби організації дорожнього руху, частково ця робота проходить і на території України, зокрема у м. Києві. Вже на сьогодні впроваджуються світлоповертальні елементи нового типу, що встановлюються на бар'єрному огороженні. Завдяки двом факторам - мікропризматичній плівці та особливій «гофрованій» конфігурації досягається важливий результат – елемент помітний в умовах недостатньої видимості під любым кутом зору водія.

Тривають експериментальні роботи з розміткою: влаштовуються так звані «3-D» пішохідні переходи, влаштовується новий тип вертикальної розмітки на опорах шляхопроводів тощо. Останньою інновацією є влаштування у м. Києві підвищених пішохідних переходів – технічних засобів, які за своєю конструкцією повинні замінити так званих «лежачих поліцейських». До того ж такий перехід дозволить безпечно перетинати дорогу особам із вадами зору: конструкція надає можливість задавати пряму тактильну траєкторію його перетину.

**Попередні висновки.** Робочою гіпотезою роботи є ствердження, що автомобіль значно втрачає свою стійкість через дію дестабілізуючого моменту у вигляді підвищеного пішохідного переходу, який на сьогодні в якості експерименту впроваджено на окремих ділянках доріг м. Києва. Метою роботи є визначення оптимальних геометричних характеристик переходу (висота, кут наїзду, довжина розгону) для забезпечення безпечного проїзду ним автомобіля без втрати курсової стійкості.

### Література

1. Густелєв О.О. Вивчення впливу підвищених пішохідних переходів на курсову стійкість автомобілів / О.О.Густелєв, В.О.Осипов // Наукові праці Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції, присвяченої 85-річчю з Дня народження А.Б.Гредескула, «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців» 20 – 21 жовтня 2016 р. – Харків, ХНАДУ, 2016. – С. 76.
2. Густелєв О.О. Огляд інженерних рішень, які спроможні мінімізувати аварійність за участю автомобільного транспорту / О.О.Густелєв, В.О.Осипов // Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції з нагоди Дня автомобіліста і дорожника, присвяченої 50-річчю кафедри ДВЗ, 19 – 20 жовтня 2017 р. – Харків, ХНАДУ, 2017. – С. 81 – 82.

**УДК 621.01.001**

*С.М. Жигилій, к.т.н., доцент,  
І.О. Богатирчук, студент,  
М.С. Педько, студент*

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

### **ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ КЕРОВАНОГО ЗБУДЖУВАЧА КОЛИВАНЬ НА РУХ ОБРОБЛЮВАНОЇ СУМІШІ ВІБРАЦІЙНОГО ЗМІШУВАЧА З ТОРОВОЮ РОБОЧОЮ КАМЕРОЮ**

Вібраційний змішувач з механічним збуджувачем коливань – це складна електромеханічна система, всі складові елементи якої характеризуються своїми параметрами, які перебувають у певній взаємодії та залежать від багатьох факторів, змінюючись у часі за більш чи менш складними закономірностями. У цьому полягає одна з головних особливостей вібраційного змішувача та пов'язана з цим складність теоретичного дослідження його багатфакторної динаміки. Але у будь-якому разі першоджерелом функціонування вібраційного змішувача є обертання дебалансного вала збуджувача коливань, параметричні характеристики якого повністю визначають структуру, величину та ефективність динамічної дії змішувача на оброблюване середовище. Привід у рух таких змішувачів здійснюється збуджувачами коливань, дебалансні вали яких можуть бути розташованими як горизонтально, так і вертикально.

На рисунку 1 наведено конструктивну схему вібраційного змішувача, який має торову робочу камеру 1 та обладнаний керованим механічним відцентровим дебалансним збуджувачем коливань (КМВДЗК) УВВ-05-270° з вертикально розташованим дебалансним валом 2. Рухомі дебаланси 3 і 4 за рахунок незалежної зовнішньої дії, спричиненої механізмом керування рухомими дебалансами, мають можливість синхронізовано змінювати свої положення на дебалансному валу 2 безпосередньо під час роботи змішувача.

Відцентрові сили інерції нерухомого 5 та рухомих 3 і 4 дебалансів утворюють *силовий гвинт*, який обертається разом із дебалансним валом 2, спричиняючи відповідну динамічну дію на цей вал, яка через опорні підшипники 6 передається на робочу камеру 1, а від її стінок – на оброблювану суміш 7.

*КМВДЗК УВВ-05-270°*

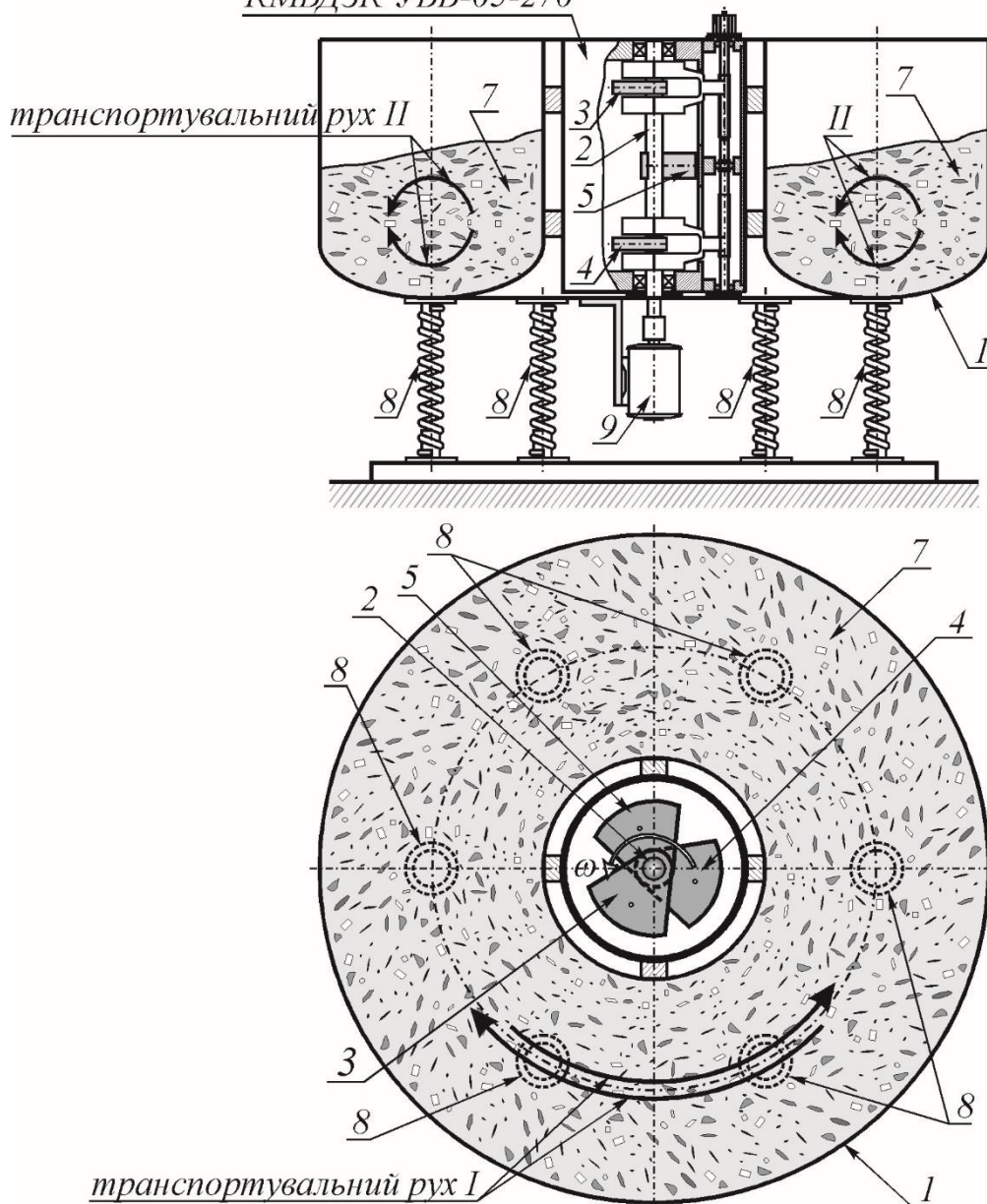


Рисунок 1 – Вібраційний змішувач з торовою робочою камерою

Силовий гвинт складається з головного вектора  $\vec{\Phi}^*$  і головного моменту  $\vec{M}$ , модулі яких визначають залежності:

$$\Phi^* = 2me\omega^2 \cdot \sin^2 \frac{\theta}{2} \quad \text{і} \quad M = me\omega^2 \frac{d}{2 \cdot \operatorname{tg} \gamma} \cdot \theta \cdot \sin \theta,$$

звідки видно, що головний вектор та головний момент, повністю визначаючи структуру, величину та ефективність динамічної дії змішувача на оброблювану суміш 7, перебувають у функціональній залежності від кута  $\theta$  повороту рухомих дебалансів 3 і 4 від своїх початкових положень, а характер зміни  $\Phi^*$  і

$M$  визначають функції  $f_1 = \sin^2 \frac{\theta}{2}$  і  $f_2 = \theta \cdot \sin \theta$ , відповідно.

У результаті цієї дії частинки оброблюваної суміші приходять у направлений по певним траєкторіям складний рух, який зручно розглядати, розділяючи його на транспортувальний рух  $I$  уздовж кільцевої осі тороїдального контейнера  $I$  та транспортувальний рух  $II$  навколо кільцевої осі контейнера у площині, перпендикулярній до цієї осі. Ці транспортувальні рухи кожної частинки суміші спричиняють загальний спіралевидний циркуляційний рух оброблюваної суміші  $\Gamma$  по об'єму робочого контейнера  $I$ .

**Висновки.** Розглянутий змішувач, обладнаний КМВДЗК УВВ-05-270°, дозволяє реалізовувати різноманітні технологічні режими без будь-якого «демонтажу-монтажу» елементів збуджувача коливань та (або) самого змішувача. Залежно від значення кута  $\theta$  повороту рухомих дебалансів від своїх початкових положень збуджувач коливань: а) перебуває у динамічно зрівноваженому стані; б) генерує поступальне силове поле; в) генерує гвинтові силові поля того чи іншого напрямку. Застосування КМВДЗК повністю виключає переходи через проміжні резонансні частоти, оскільки його пуск и зупинення відбувається у динамічно зрівноваженому стані, що повністю виключає можливість прояву шкідливого для приводного двигуна  $\mathcal{D}$  «ефекту Зоммерфельда», значно підвищує конструктивну надійність вібраційного змішувача, збільшує його довговічність и працездатність.

УДК 530.17:621.002

*С.М. Жигилий, к.т.н., доцент,  
Кієу Ван Куанг, студент*

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## ПРИМЕНЕНИЕ $\pi$ -ТЕОРЕМЫ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ВИБРОМАШИНЫ

В общем случае теория подобия – это теория, дающая возможность установить наличие подобия или разработать способы получения его. Выявляемые теорией подобия соотношения между моделью и натурой чаще всего имеют вид критериев подобия (КП) – сложных функциональных зависимостей между параметрами исследуемых систем. Воспользуемся некоторыми положениями теории подобия, разработанными и предложенными в своё время проф. П.М.Алабушевым [1], для оптимизационного исследования и моделирования работы вибрационного смесителя, математическая модель которого представлена в работе [2]. Получим с помощью  $\pi$ -теоремы, учитывая, что динамическое подобие предполагает выполнение геометрического подобия, получим КП, которые однозначно определяют безусловные соотношения между соответствующими параметрами состояния рассматриваемого вибрационного

смесителя и имеют одни и те же значения (*idem*) для подобных машин:

$$\Pi_1 = \frac{(M + 2m)x}{me} = idem, \quad \Pi_2 = \frac{\alpha_x xt}{me} = idem, \quad \Pi_3 = \frac{c_x xt^2}{me} = idem, \quad \dots,$$

$$\Pi_7 = \frac{meg}{M_{\text{дв.}}} = idem, \quad \Pi_8 = \frac{(M + 2m)x}{me} \cdot \frac{M_{\text{дв.}}}{meg} = idem,$$

где  $M$  – масса рабочего корпуса вибромашины;

$m$  и  $e$  – масса и эксцентриситет дебаланса;

$c_x$  – жёсткость упругой связи;

$\alpha_x$  – коэффициент упругого сопротивления демпфера;

$M_{\text{дв.}}$  – приведенный к валу вибровозбудителя вращающий момент приводного двигателя.

Из [1] известно, что вместо текущих значений координат, скорости, времени в КП можно подставлять их определённые характерные значения (например, максимальное значение координаты – амплитуду  $A$  колебаний, максимальную скорость или период  $T$  колебаний), т.е. те параметры состояния исследуемых вибромашин, которые могут быть получены экспериментальным путём или же путём каких-либо уместных аналитических рассуждений. Также известно, что  $me = S$  и мощность приводного двигателя  $N_{\text{дв.}} = M_{\text{дв.}} \cdot \omega$ , где  $S$  – статический момент подвижного дебаланса относительно оси его вращения, а  $\omega$  – угловая скорость вращения дебалансного вала. Учтя изложенное и значение  $\Pi_6$ , представим  $\Pi_1$  и  $\Pi_8$  в виде:

$$\Pi_1 = \frac{\Pi_6 \cdot M_{\text{о.с.}} \cdot A}{S} = idem, \quad \Pi_8 = \frac{\Pi_6 \cdot M_{\text{о.с.}} \cdot A \cdot N_{\text{дв.}}}{S^2 \cdot \omega \cdot g} = idem.$$

Выразив массу обрабатываемой среды  $M_{\text{о.с.}}$  через объём рабочего контейнера  $V_k$  и плотность  $\rho$  обрабатываемой среды в виде  $M_{\text{о.с.}} = V_k \cdot \rho$ , окончательно получим:

$$\Pi_9 = \frac{\Pi_6 \cdot V_k \cdot \rho \cdot A}{S} = idem,$$

$$\Pi_{10} = \frac{\Pi_6 \cdot V_k \cdot \rho \cdot A \cdot N_{\text{дв.}}}{S^2 \cdot \omega \cdot g} = idem.$$

Для оптимизационного исследования за модель примем вибрационный станок ВИО-8: объём рабочих камер равен 8 литров; амплитуда в крайнем неуравновешенном состоянии – 0,4 мм; рабочая частота – 2800 об/мин; статический момент подвижного дебаланса – 0,083 кг·м; мощность приводного двигателя – 0,37 кВт.

При моделировании будем оставлять неизменными амплитуду  $A$  и частоту  $\omega$  колебаний, а также плотность  $\rho$  обрабатываемой среды. Тогда

$$\Pi'_9 = \Pi_6 \rho A \cdot \frac{V_k}{S} = C_1 \cdot \frac{V_k}{S} = idem, \quad \Pi'_{10} = \frac{\Pi_6 \rho A}{\omega g} \cdot \frac{V_k \cdot N_{\text{дв.}}}{S^2} = C_2 \cdot \frac{V_k \cdot N_{\text{дв.}}}{S^2} = idem,$$

где  $C_1 = \Pi_6 \rho A$  и  $C_2 = \frac{\Pi_6 \rho A}{\omega g}$  – некоторые константы.

Для принятой модели

$$P'_9 = C_1 \cdot \frac{V_{к.м}}{S_m} = C_1 \cdot \frac{0,008}{0,083} = C_1 \cdot 0,0964,$$

$$P'_{10} = C_2 \cdot \frac{V_{к.м} \cdot N_{дв.м}}{S_m^2} = C_2 \cdot \frac{0,008 \cdot 370}{0,083^2} = C_2 \cdot 430.$$

Определим необходимые значения статического момента массы дебалансов и мощности приводного двигателя для машины с объёмом камеры 200 л:

$$S_n = \frac{C_1 \cdot V_{к.н}}{P'_9} = \frac{C_1 \cdot 0,2}{C_1 \cdot 0,0964} = 2 \text{ кг} \cdot \text{м},$$

$$N_{дв.н} = \frac{P'_{10} \cdot S_n^2}{C_2 \cdot V_{к.н}} = \frac{C_2 \cdot 430 \cdot 2^2}{C_2 \cdot 0,2} = 8600 \text{ Вт} = 8,6 \text{ кВт}.$$

В действительности вибрационную машину с объёмом камеры 200 л комплектуют приводным двигателем мощностью порядка 40 кВт. Такая мощность определяется условиями пуска дебалансного вала «традиционного» вибровозбудителя, которые предусматривают необходимость выполнения работы, связанной с преодолением действия силы тяжести дебалансов. Применение же управляемого механического центробежного дебалансного возбудителя колебаний, которым оборудован принятый в качестве модели вибрационный станок ВИО-8, позволяет производить пуск в уравновешенном состоянии вращающихся частей, что приводит к существенному снижению необходимой мощности  $N_{дв.}$  приводного двигателя.

#### Література

1. Алабужев П.М. *Лекции по основам теории подобия и моделирования* / П.М.Алабужев. – Новосибирск: НИИЖТ, 1968. – 36 с.
2. Сердюк Л.И. *Математическая модель управляемого вибросмесителя* / Л.И.Сердюк, Л.М.Осина // *Вибрации в технике и технологиях*. – Винница: 1999, № 2 (11). – С.13 – 16.

#### УДК 621-05

*І.В. Погорілий, викладач вищої категорії, викладач-методист,  
К.В. Семенко, викладач вищої категорії, викладач-методист,  
Д.С. Циплухін, викладач вищої категорії, викладач-методист  
Полтавський будівельний технікум транспортного будівництва*

### ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ У ПІДГОТОВЦІ ФАХІВЦІВ В ГАЛУЗІ МАШИНОБУДУВАННЯ

Спеціаліст, затребуваний у сучасному транспортному машинобудуванні,

галузях експлуатації та ремонту машин, повинен володіти компетенціями у сфері інформатики, комп'ютерної та інженерної графіки, технічної механіки. Вміти створювати конструкторську і технологічну документацію за допомогою автоматизованих комп'ютерних систем, діагностувати та змінювати керуючі параметри роботи машин і механізмів. Ці вимоги знаходять відображення у змісті стандартів освіти для спеціальностей металообробної галузі, таких як «Технологія машинобудування», «Експлуатація та ремонт машин», «Обробка металів» і т.ін. Одна із загальних компетенцій для цієї групи спеціальностей – «... використовувати інформаційно-комунікаційні технології в професійній діяльності ...».

Фахівець повинен володіти професійними компетенціями, що відповідають основним видам його професійної діяльності, серед яких:

- використовувати системи автоматизованого проектування технологічних процесів обробки деталей;
- здійснювати розробку і оформлення графічних, обчислювальних і проектних робіт з використанням інформаційно-комп'ютерних технологій;
- використовувати інформаційні технології для вирішення прикладних завдань за фахом.

Незважаючи на вочевидь необхідне освоєння CAD/CAM/CAPP систем в професійній освіті, їх використання на сьогоднішній день стримується через наступні чинники:

- дефіцит підготовлених викладачів, здатних організувати навчальний процес зі свого предмета з використанням CAD/CAM /CAPP систем;
- невідповідність навчальних програм, що розробляються на місцях, вимогам сучасного виробництва з урахуванням використання CAD/CAM/CAPP систем;
- обмежена кількість навчальних годин у робочих програмах, що відводиться на практичне освоєння CAD/CAM/CAPP систем;
- відсутність методичних розробок для освоєння CAD/CAM/CAPP систем в умовах професійної освітньої організації;
- застаріле матеріальне забезпечення практичної підготовки фахівців.

Отже, для України особливе значення має досвід формування і становлення концепції підтримання "сучасності" у процесі підготовки конкурентоспроможного фахівця.

#### *Література*

1. *Освітні стандарти України* / <https://mon.gov.ua/ua/osvita/profesijno-tehnicna-osvita/derzhavni-standarti-navchalni-plani-ta-programi>.
2. *Кривецький І.О. Аналізування стану та тенденцій розвитку машинобудівних підприємств в Україні* / І.О.Кривецький. – Національний університет «Львівська політехніка», 2014.

*С.В. Кравець, д.т.н., професор,  
О.В. Косяк, старший викладач  
Національний університет водного господарства та  
природокористування*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО І ЕКВІВАЛЕНТНОГО ДІАМЕТРІВ КОНІЧНО-ЦИЛІНДРИЧНОГО НАКОНЕЧНИКА З ВИСТУПАМИ ДЛЯ ПРОКОЛЮВАННЯ ГРУНТОВОГО СЕРЕДОВИЩА**

Зношеність комунального господарства та збільшення енергоспоживання у великих містах змушують комунальників модернізувати свої старі мережі й створювати нові. Виконання монтажних робіт в умовах сучасного мегаполісу вимагає широкого використання безтраншейних технологій, які широко представлені на ринку послуг. Основним недоліком цих технологій є їхня вартість, що впливає з високої вартості бурового обладнання та собівартості виконання робіт. З різноманіття представлених на ринку методів отримання технологічних порожнин у ґрунті найбільш простим та дешевим є статичний прокол. Його використовують для безтраншейного прокладання розподільних інженерних мереж під дорогами або іншими перешкодами на шляху траси для створення горизонтальних свердловин широко використовується метод статичного проколу ґрунту. Простота обладнання, мінімальні експлуатаційні витрати та простота експлуатації сприяють швидкому поширенню даного методу. Метод полягає в силовому проникненні крізь ґрунт проколюючого робочого органу, параметри якого визначають його опір, який у свою чергу впливає на параметри приводу силової установки. Таким чином визначення еквівалентного діаметра конічного наконечника від діаметра свердловини та отримання теоретичного способу розрахунку оптимальних параметрів ґрунтопроколюючої головки є актуальною задачею.

Метою роботи є теоретичне визначення еквівалентного діаметра конічного наконечника в залежності від діаметра свердловини та способу розрахунку оптимальних параметрів ґрунтопроколюючої головки.

Загальні закономірності процесів проколу ґрунту та формування горизонтально спрямованої свердловин викладені у роботах [1; 2; 3]. Результати досліджень впливу конструктивних параметрів конусного робочого органу на процес проколу ґрунту та пошук раціональних кутів конуса викладено в роботах [5; 6; 7; 9; 10; 11; 13]. Зміни якостей ґрунту в навколишньому просторі свердловини під час статичного проколу ґрунту та їх вплив на процеси формування лідерної свердловини та її розширення були розглянуті у роботах [3; 4; 8; 12]. Досліджень по визначенню еквівалентного діаметра конічно-циліндричного наконечника в залежності від діаметра свердловини та теоретичний спосіб розрахунку оптимальних параметрів ґрунтопроколюючої головки не виявлено.

На основі проведених нами досліджень можна зробити наступний висновок. Встановлено залежність еквівалентного діаметра основи конуса від діаметра циліндричної частини наконечника проколюючої головки, яка дозволяє



усунути із процесу статичного проколювання сили тертя на бічній циліндричній поверхні наконечника.

Встановлено, що якщо діаметр конуса більший максимально-граничного діаметра свердловини (грунтової порожнини), то лобовий опір конічно-циліндричного наконечника зростає інтенсивніше за опір циліндричної частини наконечника і тому ґрунтову порожнину необхідно утворювати способом протискування. Максимальне зниження зусилля проколювання має місце для ґрунтової порожнини діаметр якої у 2 рази менший за максимально-граничний діаметр.

### Література

1. Гольдштейн П.Н. *Механические свойства грунтов: напряженно-деформированные характеристики грунтов* / П.Н. Гольдштейн – М.: Стройиздат, 1979. – 304 с.
2. Бабич Є.М. *Механіка ґрунтів, основи та фундаменти: підручник для студ. вищих навч. закл., які навчаються за напрямом "Водні ресурси"* / Є.М.Бабич, Ю.О.Крусь. – Рівне: Видавництво РДТУ, 2001. – 367 с.
3. Кравець С.В. *Теорія руйнування робочих середовищ: навч. Посіб.* / С.В.Кравець. – НУВГП. Рівне: 2008. – 124 с.
4. Вялов С.С. *Реологические основы механики грунтов: Учеб. пособие для строительных вузов* / С.С.Вялов. – М.: Высш. шк., 1978. – 447 с.
5. Кравець С.В. *Наукові основи створення землерийно-ярусних машин і підземно рухомих пристроїв: Монографія* / С.В.Кравець., В.В.Кованько., О.П.Лук'яничук. – Рівне: НУВГП, 2015. – 319 с.
6. Ешуткин Д.Н. *Высокопроизводительные гидронеуматические ударные машины для прокладки инженерных коммуникаций* / Д.Н.Ешуткин, Ю.П.Смирнов, В.И.Цой, В.Л.Исаев. под ред. Д.Н.Ешуткин. – М.: Стройиздат, 1990. – 176 с.
7. Полтавцев И.С. *Специальные землеройные машины и механизмы для городского строительства* / И.С.Полтавцев, В.Б.Орлов. И.Ф.Ляхович – К.: Будівельник, 1977. – 136 с.
8. Рубинштейн А.Л. *Грунтоведение, основания и фундаменты: Учеб. пособие для вузов* / А.Л.Рубинштейн. – М.: Сельхозгиз, 1961. – 312 с.
9. Тимошенко В.К. *Определение формы наконечника, обеспечивающей минимальное усилие прокола* / В.К.Тимошенко. *Строительство трубопроводов.* – 1969. – №3. – С. 18 – 20.
10. Ромакин Н.Е. *Усилие внедрения и оптимальный угол заострения рабочего наконечника при статическом проколе ґрунта* / Н.Е.Ромакин, Н.В.Малкова // *Строительные и дорожные машины.* – 2006. – № 10. – С. 35 – 37.
11. Земсков В.М. *Анализ исследования лобового сопротивления при бестраншейной прокладке трубопроводов методом прокола* / В.М.Земсков, А.В.Судаков. *Известия ТулГУ. Серия «Подъёмно-транспортные машины и оборудование».* – Тула: ТулГУ, 2005. Вып. 6. – С. 35 – 38.
12. Супонев В.Н. *Исследование процесса изменения состояния ґрунта*

вокруг горизонтальной скважины после её формирования методом статического прокола грунта / В.Н.Супонев, С.Л.Хачатурян, В.И.Олексин. – Вестник ХНАДУ. Сборник научных статей. – Харьков, ХНАДУ. – Выпуск № 73, 2016. – С. 196 – 202.

13. Михельсон И.С. Определение напряжений в грунте при внедрении рабочего инструмента бестраншейной прокладывающей машины / И.С.Михельсон. Вестник СГТУ. – Саратов, 2011. Вып. 1.

**УДК 629.363**

*О.С. Васильев, к.т.н., доцент  
І.А. Рогозін, старший викладач*

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## **ПЕРЕСУВНА РЕМОНТНА МАЙСТЕРНЯ ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ**

Пересувна ремонтна майстерня застосовується для проведення технічного обслуговування та поточного ремонту автомобілів та обладнання, що на них розташоване в умовах віддаленості від бази розташування, тобто в польових умовах. Отже вимоги до даного типу спеціального автомобіля є особливі.

Автотранспортне підприємство, що розробляється обслуговує транспортні засоби нафтогазового комплексу. Отже, основні об'єкти, де використовується парк машин для обслуговування пересувною ремонтною майстернею, – це місця з важкими дорожніми умовами та малонаселені території [1, 2].

Тому, перша вимога стосується базового шасі – це повинен бути автомобіль з достатньою вантажопідйомністю та всюдихідними властивостями, оскільки під'їзд до об'єктів може бути відсутнім. Найбільш підходящим під ці вимоги є автомобіль КрАЗ-65053 з колісною формулою 6×6, який виробляється на Україні, що дає змогу зменшення вартості виготовлення для потреб внутрішнього ринку.

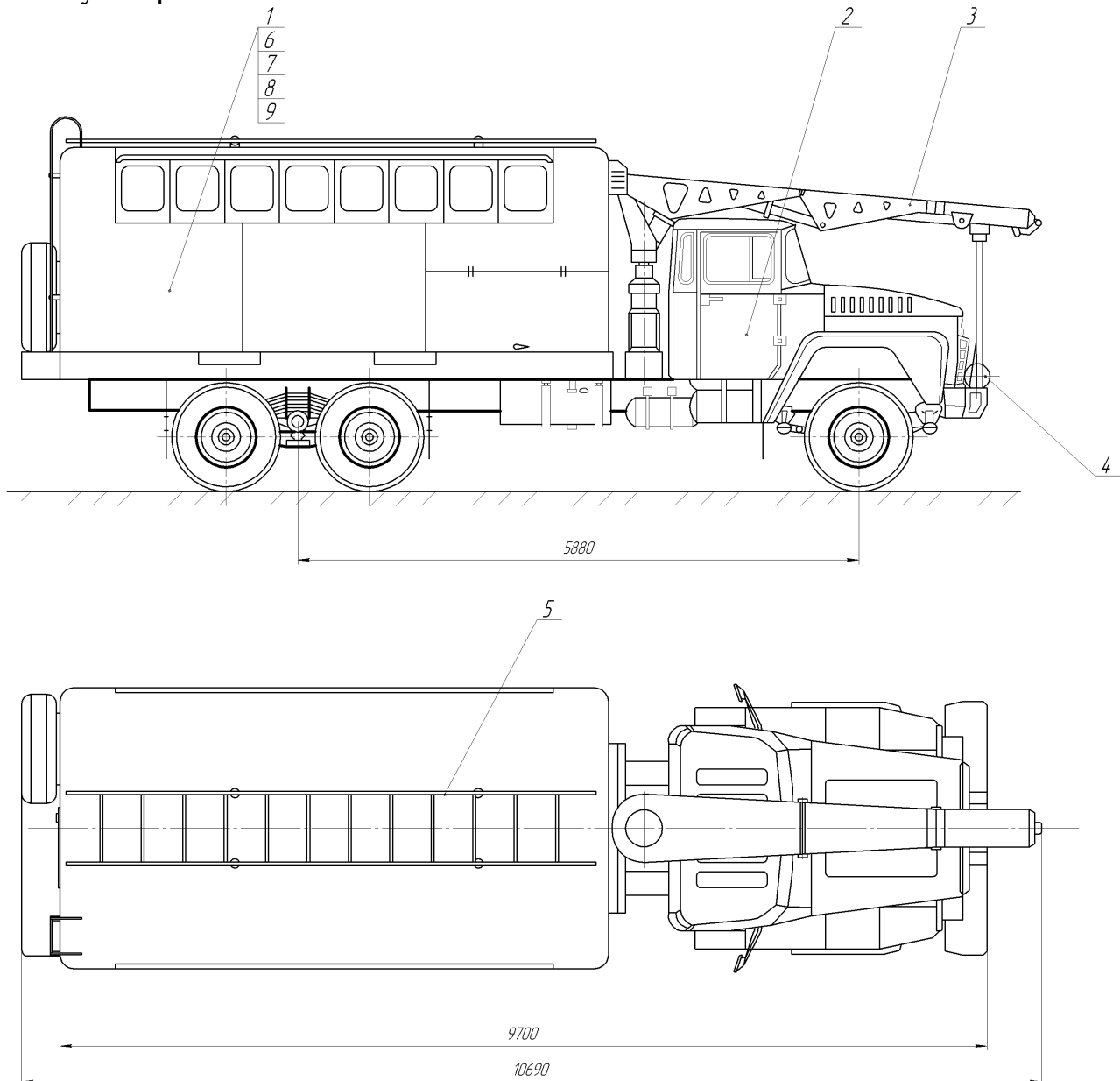
Друга вимога стосується змісту внутрішнього обладнання та пристосувань, що є в наявності у майстерні. Тобто важливу роль виконує перелік можливих операцій, які необхідно виконати в польових умовах для найкращого обслуговування машин. Пересувна майстерня повинна бути обладнана згідно з вимогами, які висунуті для автомобілів, що обслуговують нафтогазовий комплекс [2].

Часто поруч з технічним обслуговуванням та заміною вузлів автомобілів та технологічного обладнання необхідно виконувати дрібний ремонт, який доцільно проводити на місці без перебазування на автотранспортне підприємство [3, 4].

Згідно висунутих вимог було запропоновано конструкцію пересувної майстерні (рисунок 1) для обслуговування автомобілів нафтогазодобувного комплексу, які працюють на об'єктах віддалених від основної бази.

На базовий автомобіль КрАЗ-65053 було встановлено кунг, в якому розташоване обладнання для проведення технічного обслуговування та поточного ремонту, перелік якого відповідає видам операцій, що необхідно виконувати в польових умовах.

Для проведення завантажувально-розвантажувальних робіт та для інших робіт пов'язаних з необхідністю підйомних операцій на рами змонтовано кран-маніпулятор. Це дозволяє виконувати дрібний ремонт, а також проводити монтажні роботи без залучання додаткового обладнання. Наприклад якщо виникла необхідність заміни силового агрегату, то це можливо за допомогою маніпулятора.



*Рисунок 1 – Загальний вигляд пересувної ремонтної майстерні:  
1 – кунг-майстерня; 2 – базовий автомобіль КрАЗ-65053; 3 – кран-маніпулятор; 4 – лебідка; 5 – драбина монтажна; 6, 7, 8, 9 – пристосування, що використовуються при технічному обслуговуванні та ремонті*

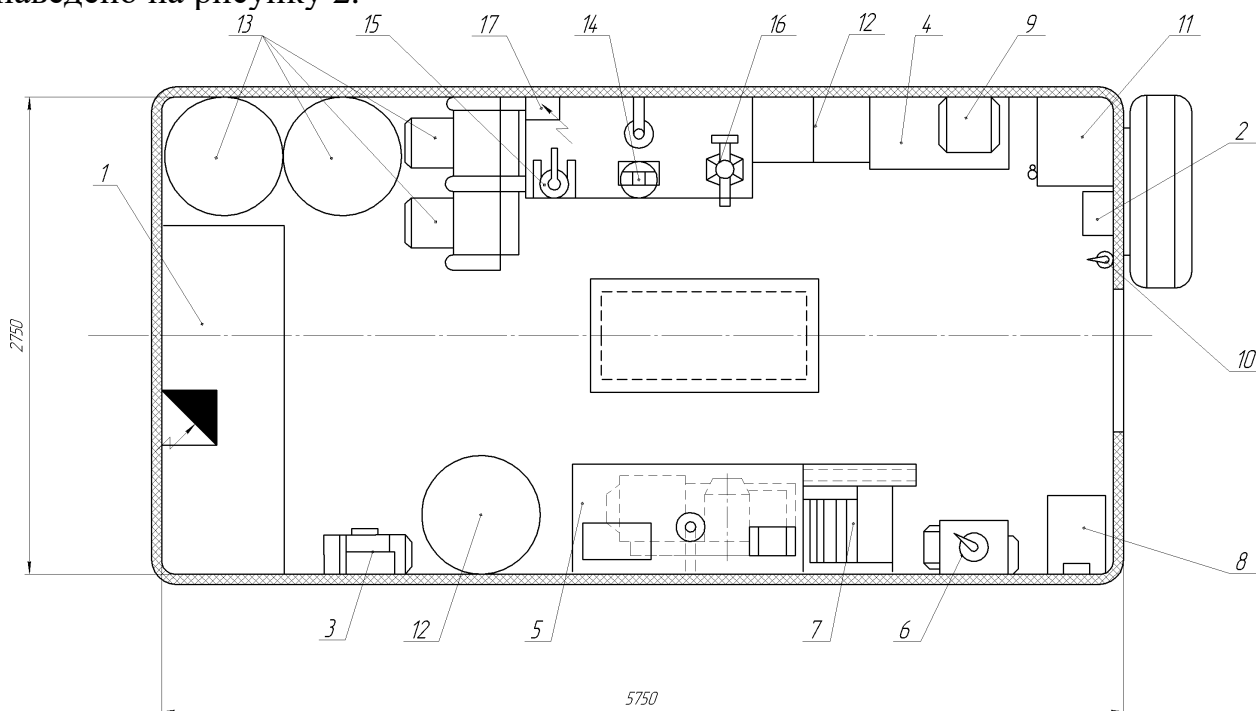
При обслуговуванні навісного обладнання не завжди є можливість

доступу до якогось вузла тому на кунгу зверху розташована драбина монтажна.

Якщо при пересуванні по бездоріжжю виникла ситуація, коли майстерня застрягла, то на виручку прийде лебідка, розташована попереду на рамі.

Фургон пересувної авторемонтної майстерні має довжину 5,75 м, ширину – 2,75 м, висоту – 2 м (внутрішня висота – 1,85 м). Доступ у фургон здійснюється через задні 1,5-стулкові двері, під якими розташовані висувні сходи. Вікна пересувної майстерні розташовані таким чином: два розсувних - на лівому борту, одне розсувне і одне глухе – на правому борту. Шафи з газовими балонами розміщені горизонтально по типу торпедного апарату з лівого боку кузова, вони оснащені загальним люком, розташованим на задній стінці фургона. Балони в шафах розміщені на роликах, що спрощує їх заміну і використання. На правому борту фургона розташований люк для доступу до зварювального випрямляча. В підлозі фургона передбачений люк для доступу до синхронного електрогенератора потужністю 20 кВт з приводом від коробки відбору потужності автомобіля. Під фургоном розміщений сталевий ящик з люком для інструменту.

Розташування робочого обладнання та інструменту пересувної майстерні наведено на рисунку 2.



**Рисунок 2 – Розташування обладнання в пересувній ремонтній майстерні:**  
 1 – верстат токарний (JET 1330 A); 2 – обігрівач; 3 – компресор (ОКС 7523);  
 4 – устаткування для миття (ОМ 830); 5 – верстак слюсарний (ОРГ-1468-01-060А); 6 – стіл для електрозварювальних робіт (ГОСНИТИ 1136); 7 – генератор (ЕСС); 8 – шафа для інструментів (ОРГ-1468-07-040); 9 – бак для води; 10 – вогнегасник; 11 – рукоійник; 12 – солідолонагнітач (НИИАТ 390); 13 – ємності для технічних рідин; 14 – апарат точильний (ТА 255), 15 – верстат свердлильний (ІЭ); 16 – лещата поворотні слюсарні (тип 1 ГОСТ 4045-85); 17 – щит електричний

Обслуговує таку майстерну бригада у складі трьох-чотирьох чоловік: слюсар по ремонту паливної апаратури, зварювач (він же слюсар-ремонтник), токар. Водієм може бути один із майстрів або окрема людина.

#### *Література*

1. Копылов Ю.М. *Передвижные мастерские сельскохозяйственного назначения* / Ю.М. Копылов, Ф.Н. Пуховицкий. – М.: Россельхозиздат, 1980. – 126 с.

2. Агафонов Н.И. *Организация технического обслуживания машин в полеводстве* / Н.И. Агафонов, В.М. Рудик, Н.И. Чупринин. – М.: Россельхозиздат, 1971. – 127 с.

3. Баладінський В. Л. *Будівельна техніка: підручник* / В.Л. Баладінський, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – Київ-Полтава: КНУБА-ПДТУ, 2001. – 463 с.

4. Козаченко О. В. *Практикум з технічної експлуатації сільськогосподарської техніки: монографія* / О. В. Козаченко, І. П. Сичов та ін. ; [за ред. О. В. Козаченко]. - Харків : ХДТУСГ ; Торнадо, 2001. - 374 с.

#### **УДК 629.353**

*О.С. Васильєв, к.т.н., доцент  
І.А. Rogozin, старший викладач  
В.І. Кекало, магістр*

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

### **МАЛОТОНАЖНИЙ СІДЕЛЬНИЙ АВТОПОЇЗД**

За роки переходу нашої держави до ринкової економіки відбулися істотні зміни в структурі перевізників: замість декількох десятків великих транспортних підприємств з'явилися тисячі власників індивідуальних комерційних автомобілів. У цих умовах з 1990 року, по даним Міністерства транспорту, знизилася середньодобовий пробіг (з 132 до 73 км) і середня маса перевезеного вантажу (з 8,88 до 5,30 т), при цьому загальне число автомобілів виросло незначно – в основному за рахунок засобів малої (до 1,5 т) і великої (понад 8 т) вантажопідйомності. Основні перевезення як і раніше виконуються великовантажними автомобілями, хоча середня маса вантажу, перевезеного за рейс, різко впала [1].

Сідельні автопоїзди мають переваги перед причіпними, тому що при тій же вантажопідйомності мають меншу довжину, менше піддані впливлю, конструктивно більш прості й мають менший коефіцієнт металоемності. Крім того, використання сідельних автопоїздів дозволяє підвищити коефіцієнт пробігу, скоротити простої під навантаженням і розвантаженням за рахунок експлуатації його із двома або більше напівпричепами й сам головне – розширює можливості спеціалізації автопоїздів. Номінальна вантажопідйомність причіпного автопоїзда вище, ніж аналогічного сідельного

автопоїзда, на 10...15 %, автомобіль-тягач є самостійною транспортною одиницею [2, 3].

Цей напрямок в автомобільній промисловості сьогодні розвивається дуже бурхливо [4, 5]. Досить сказати, що в Європі за останні п'ять років число автомобілів даного класу зросло на 53 % і продовжує збільшуватися. Спостерігається зростання і в інших частинах світу, але меншими темпами. Наприклад, відомо, що в Північній Америці виробництво малотоннажних тягачів збільшилося на 7 %. Така різниця легко з'ясовна – за океаном виробництво подібних автопоїздів у масовому порядку почалося більше півстоліття назад, а в Європі відносно недавно, хоча саме тут з'явилися перші тягачі малої вантажопідйомності [3, 4].

Малотонажники, як правило, застосовують для перевезення легких, але об'ємних вантажів. Американці, наприклад, що працюють у сільському господарстві, перевозять на напівпричепках з пікапом брикетоване сіно, солону тощо. Виявляється, це в багато разів вигідніше, ніж використати більші вантажівки. Наймані сезонні перевізники коштують ще дорожче. Простіше взяти для цього власний пікап, що легко перетворюється в легку вантажівку.

Для початку хоча б приблизно спробуємо класифікувати такі автомобілі поза залежністю від їхньої вантажопідйомності. Чому? Відповідь проста. Наприклад, до автомобіля Volkswagen Taro вантажопідйомністю 995 кг можна причепити величезний напівпричіп повною масою 50 000 кг. При цьому навантаження на сидло тягача складе всього 1 кг, тому що осі напівпричепи розташовані точно посередині.

Ситуація смішна, але цілком можлива. Правда, у такому випадку ведуча ланка й, природно, весь автопоїзд будуть зовсім некерованими. В автомобіля й напівпричепи є кілька параметрів, які повинні повністю відповідати один одному й конструкції автомобіля, тому навантаження на сидло не повинно перевищувати вантажопідйомності автомобіля [2].

На оптимізацію використання характеристик транспортного засобу (об'єм кузова, вантажопідйомність) і орієнтовано створення автопоїзда на базі малотоннажного вантажного автомобіля "Газель".

Універсальний сидельний тягач на базі автомобіля "Газель" (рисунок 1), що пропонується, являє собою базове шасі ГАЗ-3302, на якому змонтований сидельно-зчіпний пристрій. Він може працювати з напівпричепами будь-якого призначення: вантажна платформа, промтоварний і ізотермічний фургони, рефрижератор, евакуатор легкового автотранспорту, причіп для перевезення коней тощо.

Досить перспективним є також застосування запропонованого автопоїзда для малих фермерських підприємств. Один автомобіль-тягач дозволяє, залежно від виду напівпричепу (місткість, тентований причіп, відкрита платформа), виконувати різні задачі по перевезенню.

Напівпричіп – це металева зварена платформа з відкидними заднім і бічним бортами, комплектується дугами й тентом, висота з тентом до 1750 мм. Вантажопідйомність напівпричепи 5000 кг, споряджена маса 1050 кг. Повна маса автопоїзда 7300 кг.

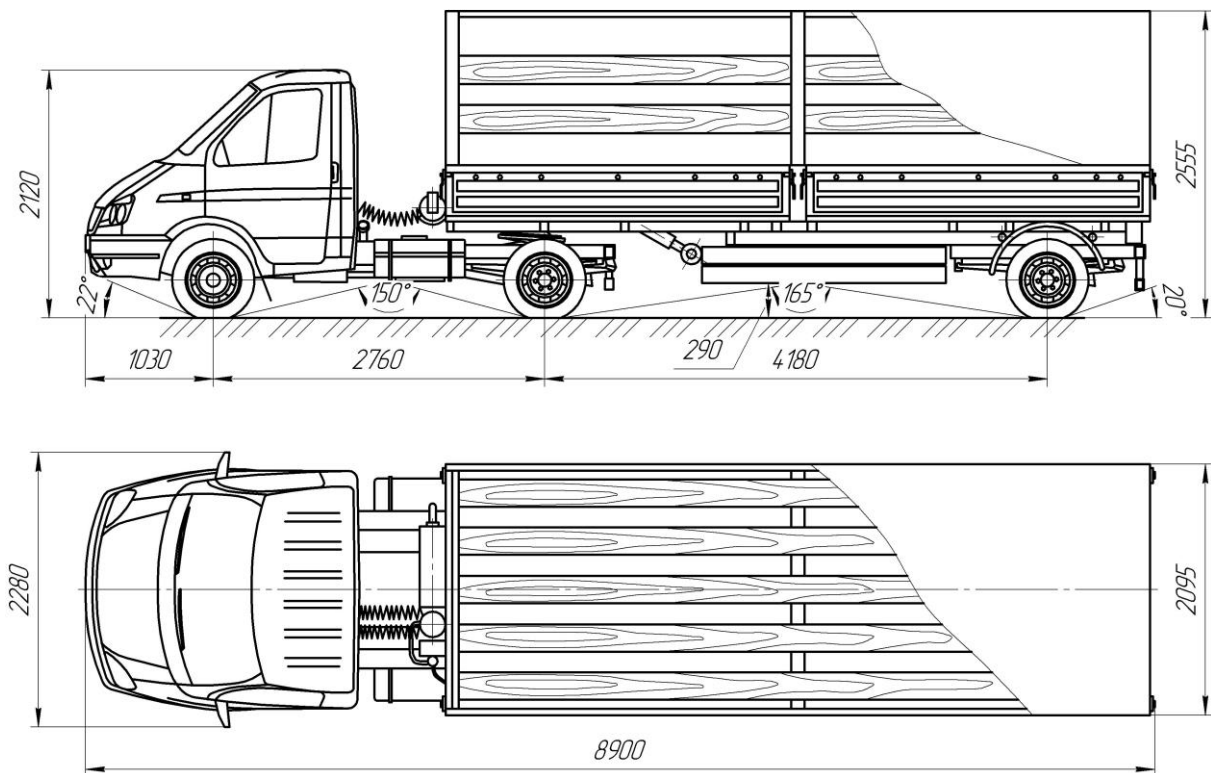


Рисунок 1 – Загальний вигляд автопоїзда з зазначенням основних розмірів

Автопоїзд призначений для перевезення довгомірних вантажів (до 5,7 м) обмеженої ваги (до 5,0 т) в умовах адміністративно-територіальних обмежень, накладених на використання великовантажного транспорту з порівнянною довжиною вантажної платформи (забезпечення будівництва й постачання організацій у центральній частині міста), невеликих партій будматеріалів (дошки, труби, арматури, утеплювач і т.п.), домашніх і офісних меблів у зібраному виді або нестандартних розмірах, просторових конструкцій промислового або декоративного призначення з легких сплавів, пластику або дерева. При цьому важливу роль повинна відігравати невелика (до 980 мм) навантажувальна висота напівпричепа.

#### Література

1. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнеровоза/ В.П. Сахно, Р.М. Кузнецов, Р.М. Марчук, В.П. Онищук // Проблеми транспорту: Збірник наукових праць: Випуск 8. – Київ: НТУ, 2011. – С. 157–165.
2. Селиванов И.И. Специализированные автомобили и автопоезда. – М.: Машиностроение, 1964.
3. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
4. Михайловский Е.В. Устройство автомобиля / Е.В. Михайловский, К.Б. Серебряков, Е.Я. Тур. Учебник. – М.: “Машиностроение”, 1987. – 350 с.
5. Роговцев В.Л. Устройство и эксплуатация автотранспортных средств / В.Л. Роговцев, А.Г. Пузанков, В.Д. Олدفильд. Учебник. – М.: “Транспорт” 1996. – 430 с.

## СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПРИВОДУ ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОМОБІЛЯ

Процес управління зчепленням – невід’ємна частина процесу управління автомобілем, яка значно впливає на умови роботи водія. Одним з основних шляхів удосконалення приводів зчеплення є використання різних підсилювачів, застосування нових джерел енергії. Останнім етапом у розвитку створення автомобілів стало впровадження електрогідравлічних і електропневматичних приводів зчеплення, що дозволило ще більше полегшити роботу водія, дозволити зосереджувати його увагу на інших обставинах, що особливо важливо за умов використання у зоні бойових дій, і поліпшити процес компоновання елементів трансмісії транспортних засобів.

Аналіз останніх досліджень показав, що системи управління електропневматичних приводів зчеплення найчастіше працюють за рахунок електропневматичних клапанів (одного, двох і т.д.) або крокових електродвигунів [1, 2]. Основними факторами, за якими оцінюють ефективність роботи приводу зчеплення, є його швидкодія і точність позиціонування штока виконавчого механізму, залежно від керуючих впливів. Також регламентується зусилля на педалі зчеплення і величина її ходу [3,4].

У літературних джерелах згадуються показники швидкодії приводу при вимкненні зчеплення в межах 0,15...0,25 с [5], мається на увазі час, за який зчеплення гарантовано вимикається, незалежно від частоти обертання двигуна. При цьому не акцентується увага на ступені зносу самого механізму зчеплення.

Вплив зносу фрикційних накладок веденого диска зчеплення на швидкодію приводу чітко проглядається, якщо розглядати його з урахуванням кінематики приводу, передавальних чисел окремих елементів. Дводискове зчеплення вантажного автомобіля (рисунок 1) має два ведені диска 1, відповідно чотири пари тертя.

При поступовому зносі фрикційних накладок натискний диск 2 наближається до маховика 3. Через віджимний важіль 4 це призводить до зміщення витискного підшипника 5 вправо, поршень виконавчого механізму приводу вимикання зчеплення 6 при цьому зміщується вліво, щодо свого корпусу 7 під дією вилки вимикання зчеплення 8. Зміна вихідного положення поршня 6 призводить до поступового зменшення початкового об’єму  $V_0$  силової порожнини виконавчого механізму приводу вимикання зчеплення.

Величина переміщення поршня виконавчого механізму  $\Delta X_{порш}$  при зносі фрикційних накладок на 1 мм

$$\Delta X_{порш} = 4\Delta X \cdot i_{вжс} \cdot i_{вл} = 4 \cdot 1 \cdot 4,85 \cdot 1,6 \approx 31 \text{ мм}, \quad (1)$$

де  $\Delta X_{порш}$  – величина спрацювання однієї фрикційної накладки, мм;



$i_{вж}$  – передаточне число витискного важеля механізму зчеплення;  
 $i_{вл}$  – передаточне число вилки вимикання зчеплення.

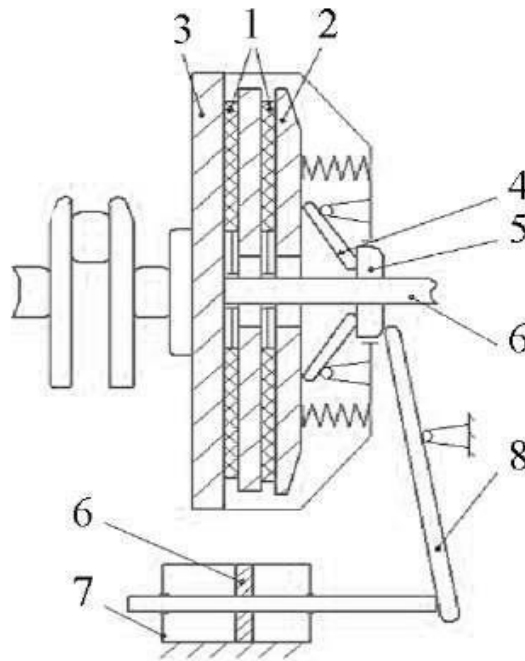


Рисунок 1 – Принципова схема зчеплення, що досліджується

Із залежності (1) отримуємо, що знос кожної фрикційної накладки на 1 мм призведе до переміщення поршня виконавчого механізму приводу зчеплення на 31 мм.

Для перевірки впливу зносу фрикційних накладок зчеплення на швидкодію електропневматичного приводу зчеплення створений експериментальний стенд (рисунок 2).

Даний експериментальний стенд дозволяє записати у вигляді осцилограми процес переміщення штока виконавчого механізму при вимкненні зчеплення, наростання тиску в силовій порожнині виконавчого механізму електропневматичного приводу зчеплення і в керуючій порожнині прискорювального клапана, момент подачі напруги на електропневматичні клапани. В якості виконавчого механізму електропневматичного приводу зчеплення використовувалася конструкція, запропонована для переобладнання автомобіля.

Для імітації зносу механізму зчеплення штовхач 16 був зроблений розрізним, зміна його довжини дозволяє змінювати початкове положення поршня 17 виконавчого механізму електропневматичного приводу зчеплення щодо його корпусу.

Для імітації нового механізму зчеплення поршень виконавчого механізму був виставлений у положення  $X_{порш} = 4$  см. При цьому початковий об'єм  $V_{0max}$  порожнини виконавчого механізму визначається як

$$V_{0max} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot X_{порш} = \frac{3,14(10^2 - 2,5^2)}{4} \cdot 4 = 294,4 \text{ см}^3, \quad (2)$$

де  $D$  – діаметр поршня виконавчого механізму, см;

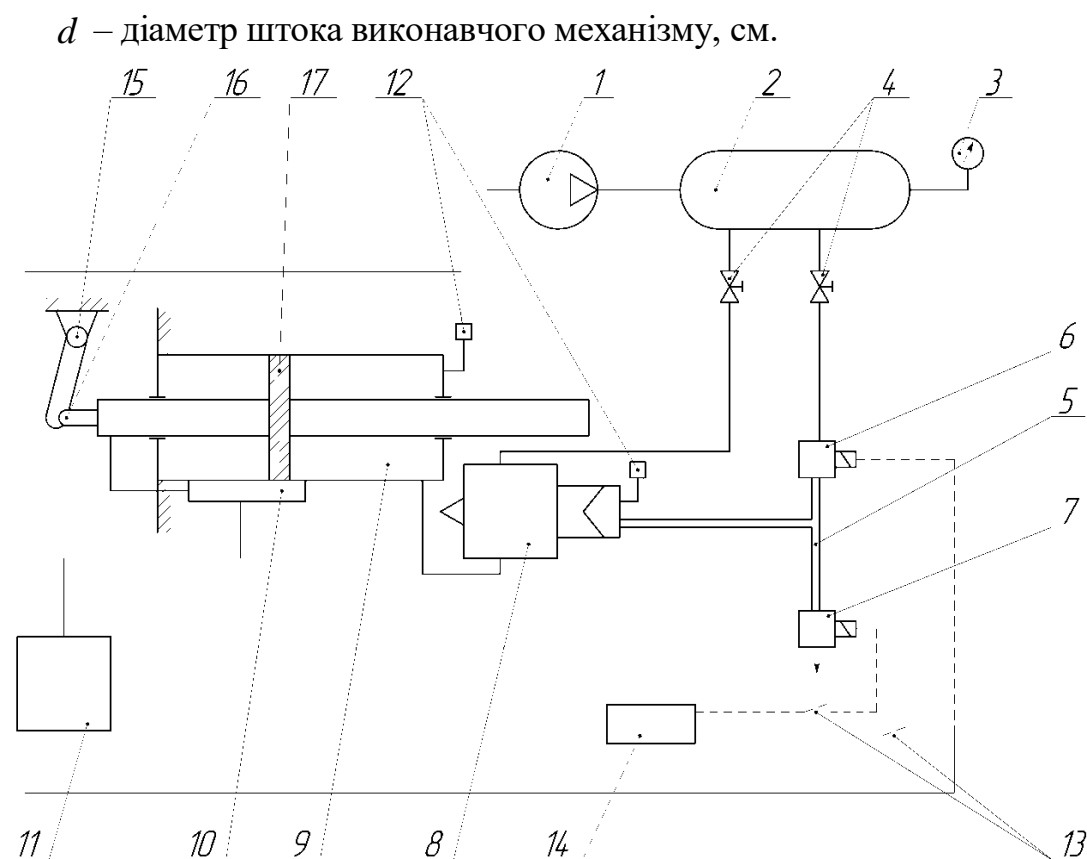


Рисунок 2 – Схема експериментального стенда:

1 – компресор; 2 – ресивер; 3 – манометр; 4 – кран; 5 – трійник; 6 – впускний клапан; 7 – випускний клапан; 8 – прискорювальний клапан; 9 – виконавчий механізм; 10 – датчик положення штока; 11 – вимірювальний комплекс; 12 – датчик тиску; 13 – вимикач; 14 – блок живлення; 15 – вилка вимикання зчеплення; 16 – штовхач; 17 – поршень виконавчого механізму приводу зчеплення

#### Література

1. <https://auto.today/bok/3507-mufta-scepleniya.html>.
2. Михайловский Е.В. Устройство автомобиля / Е.В. Михайловский, К.Б. Серебряков, Е.Я. Тур. Учебник. – М.: “Машиностроение”, 1987. – 350 с.
3. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А.С.Литвинов, Я.Е.Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
4. <https://autoshkola.com.ua/blog/kak-rabotaet-stseplenie>.

## ЗМІСТ

***С.В. Шатов, Л.А. Хмара***

Транспортно-технологічний комплекс для ліквідації наслідків руйнування будівель і споруд ..... 3 – 6

***С.О. Шевцов***

Питання забезпечення достовірності результатів експертизи технічного стану транспортних засобів ..... 6 – 9

***Л.А. Хмара, М.А. Спільник***

Застосування композитного матеріалу для металевих конструкцій робочого обладнання землерийно-транспортних машин.....9 – 11

***В.П. Сахно, В.В. Біліченко, В.М. Поляков, Є. Омельницький***

Маневреність метробусів.....11 – 14

***В.П. Сахно, В.В. Стельмащук, Р.В. Пазін***

Маневреність автопоїзда з причепом категорії О2..... 15 – 18

***С.В. Попов, А.В. Васильєв***

Установка для приготування будівельних розчинних сумішей ..... 18 – 20

***І.А. Ємельянова, Д.О. Чайка, В.В. Вірченко, О.С. Мачуга***

Комп'ютерне моделювання процесу мокрого торкретування при використанні технологічного комплексу нового малогабаритного обладнання для безопалубного бетонування ..... 20 – 22

***І.А. Ємельянова, А.И. Анищенко***

Обоснование эффективности работы автобетоносмесителя гравитационно-принудительного действия ..... 22 – 24

***С.Г. Ясько, С.І. Кравченко***

Застосування у автомобілебудуванні технологій адитивного прототипування і високошвидкісного штампування ..... 25 – 26

***А.М. Шпилька***

Керування якістю поверхночного шару деталей при алмазному шліфуванні..... 27 – 28

***В.М. Шатохін, Б.Ф. Гранько, Д.О. Чайка***

Математична модель шлангового бетононасоса з гідравлічним приводом ..... 28 – 30

***В.М. Шатохін, М.І. Дерев'янка, В.М. Соболев***

Моделювання динамічних процесів у кульовому млині..... 30 – 32

***М.А. Чумак***

Система автоматичного топографічного регулювання руху автомобіля..... 32 – 34

**Л.А. Хмара, А.П. Холодов**

Визначення загального ккд землерийно-транспортних машин по техніко-економічним показникам..... 35 – 38

**В.М. Поляков, О.О. Разбойніков, А.В. Горпинюк**

До експериментального визначення параметрів еластичного колеса моделі автомобіля..... 38 – 39

**О.Б. Неженцев**

Аналіз залежностей динамічних навантажень та втрат енергії мостових кранів від номінальної швидкості ..... 39 – 40

**О.І. Назаров, П.М. Демчук**

Підвищення довговічності деталей, відновлених за допомогою адитивних технологій ..... 40 – 43

**О.І. Назаров, Є.О. Максименко**

Підвищення ресурсу агрегатів, відновлених за рахунок РВС-технологій ..... 43 – 47

**О.І. Назаров, К.О. Івахненко**

Покращення припрацювання спряжених деталей агрегатів в період заводської обкатки ..... 47 – 49

**Л.М. Мартовичський, А.І. Сочава, О.М. Руднєв, В.І. Глушко**

Подовження ресурсу важкозавантажених прогінних кранових балок..... 49 – 51

**Л.А. Хмара, Р.М. Кроль, Р.І. Головка**

Телескопічне робоче обладнання відвального та ковшового типу землерийно-транспортних машин..... 51 – 53

**Л.А. Хмара, О.І. Голубченко**

Вдосконалення конструкції землерийно-транспортних машин безперервної дії..... 53 – 55

**С.І. Кравченко, С.Г. Ясько**

Удосконалення конструкції універсальних збірно-розбірних пристосувань для зварювальних робіт ..... 56 – 57

**Б.Г. Болілий, Б.В. Корнійчук**

Оцінювання існуючого обладнання для формування об'ємних елементів ..... 57 – 59

**І.І. Назаренко, О.П. Дєдов**

Цілеспрямоване застосування форми коливань формоутворюючої поверхні вібраційної установки для реалізації полічастотного режиму ущільнення ..... 59 – 61

**І.І. Назаренко, О.П. Дєдов, О.С. Дьяченко**

Дослідження параметрів вібраційної установки з пневматичними збудниками коливань..... 61 – 63

**М.М. Делембовський**

Основи підвищення надійності і ефективності вібротранспорту будівельної індустрії ..... 64 – 65

**С.В. Данець, О.В. Сараєв**

Визначення динаміки гальмування транспортних засобів категорії N1 при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди ..... 66 – 67

**В.М. Поляков, Г.А. Філіпова, Д.К. Гірман**

Підвищення маневреності автопоїзда із застосуванням електронної системи динамічної стабілізації руху..... 68 – 69

**Є.В. Горбатюк, А.В. Азенко**

Основні параметри системи керування розпушувального агрегату..... 69 – 71

**М.В. Голотюк**

Перспективи вдосконалення гусеничної ходової системи машин ..... 71 – 73

**В.Б. Гого, В.О. Сироватченко, О.І. Михайлов**

Перспективне удосконалення зрошувальних засобів боротьби з пилом для гірничих машин..... 73 – 77

**В.Н. Болдовский, А.С. Устименко**

Модернізація стенда «развал-схождение» для виконання робіт по углам установки колес легкових автомобілей ..... 78 – 79

**Г.А. Аврунін**

Сучасні досягнення в трансмісіях та навісному обладнанні тракторів ХТЗ..... 79 – 81

**К.Ц. Главацький, В.Е. Черкудінов**

Технологія ущільнення ґрунтів робочими органами віброплити блокуючого типу ..... 81 – 83

**А.О. Молодан**

Зміна роботи двигуна колісної машини при відключенні циліндрів ..... 84 – 85

**В.Б. Надобко**

Сучасні підходи до класифікації засобів транспортування будівельних розчинів трубопроводами ..... 85 – 86

**О.В. Орисенко, О.Г. Фенко, М.Л. Зоценко, Ю.Л. Винников, М.О. Харченко**

Опора для ремонту ходового обладнання кар'єрного екскаватора..... 86 – 89

**Б.О. Коробко, А.В. Ківшик**

Дослідження конструкції диференціального насоса з керованим магнітним полем для перекачування рідкого оздоблювального матеріалу..... 89 – 90

**В.І. Белов**

Вибір параметрів генераторів водню Брауна для двигунів легкових автомобілів..... 90 – 92

**Ю.О. Давиденко, М.В. Пенц**

Залежність енергетики вібраційної машини від довантаження..... 92 – 93

**О.О. Густєєв, В.О. Осипов**

Щодо впливу штучних нерівностей покриття автодоріг на курсову стійкість автомобілів..... 94 – 95

**С.М. Жигилій, І.О. Богатирчук, М.С. Педько**

Вплив параметрів керованого збуджувача коливань на рух оброблюваної суміші вібраційного змішувача з торовою робочою камерою ..... 95 – 97

**С.М. Жигилій, Киеу Ван Куанг**

Применение  $\pi$ -теоремы для оптимизационного исследования математической модели технологической вибромашины..... 97 – 99

**І.В. Погорілий, К.В. Семенко, Д.С. Циплукін**

Практичне застосування сучасних технологій у підготовці фахівців в галузі машинобудування .....99 – 100

**С.В. Кравець, О.В. Косяк**

Дослідження оптимального і еквівалентного діаметрів конічно-циліндричного наконечника з виступами для проколювання ґрунтового середовища .....101 – 103

**О.С. Васильєв, І.А. Rogozin**

Пересувна ремонтна майстерня для обслуговування автомобільного транспорту .....103 – 106

**О.С. Васильєв, І.А. Rogozin, В.І. Кекало**

Малотонажний сидельний автопоїзд .....106 – 108

**О.С. Васильєв, І.А. Rogozin**

Стенд для дослідження ефективності роботи приводу зчеплення автомобіля..... 109 – 111







