

Міністерство освіти і науки України

Полтавський національний технічний університет
імені Юрія Кондратюка



Матеріали

III Всеукраїнської науково-технічної конференції
«Створення, експлуатація і
ремонт автомобільного
транспорту та будівельної
техніки»

24 – 25 квітня 2019 року



Полтава 2019

Матеріали ІІІ Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (24 – 25 квітня 2019 року, м. Полтава) / ред.: М.П. Нестеренко, В.Б. Надобко. – Полтава : ПолтНТУ, 2019. – 180 с.

У збірнику представлені результати наукових досліджень та розробок із машинобудування, інженерної механіки, експлуатації та будови автомобілів, анонсовані у доповідях ІІІ Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», що відбулася 24 – 25 квітня 2019 року в Полтавському національному технічному університеті імені Юрія Кондратюка у м. Полтаві).

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

Матеріали видаються відповідно до рішення вченої ради навчально-наукового інституту інформаційних технологій та механотроніки ПолтНТУ від 13.06.2019 р., протокол № 10.

Відповідальний за випуск – в.о. завідувача кафедри будівельних машин та обладнання, д.т.н., проф. Нестеренко М.П.

Редакційна колегія:

М.П. Нестеренко – д.т.н., проф., в.о. завідувача кафедри будівельних машин та обладнання – головний редактор;

В.Б. Надобко – к.т.н., доц., доцент кафедри будівельних машин та обладнання.

Матеріали друкуються в авторській редакції.

© Полтавський національний технічний університет
імені Юрія Кондратюка, 2019

© Автори статей, 2019

НАУКОВО-НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Полтавський національний технічний університет
імені Юрія Кондратюка

Матеріали III Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (24 – 25 квітня 2019 року, м. Полтава) / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

Видається відповідно до рішення вченої ради навчально-наукового інституту інформаційних технологій та механотроніки ПолтНТУ від 13.06.2019 р., протокол № 10.

Полтава: ПолтНТУ

Матеріали друкуються в авторській редакції
Художній редактор *В.Б. Надобко*
Технічний редактор *В.Б. Надобко*

Макет виготовлено на кафедрі будівельних машин та обладнання ПолтНТУ

Формат А5. Папір ксероксний.
Друк лазерний. Тираж 30 прим.

Кафедра будівельних машин та обладнання,
Полтавський національний технічний університет
імені Юрія Кондратюка,
Першотравневий проспект, буд 24,
36000, м. Полтава, Україна

Матеріали III Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (24 – 25 квітня 2019 року, м. Полтава) / ред.: М.П. Нестеренко, В.Б. Надобко. – Полтава : ПолтНТУ, 2019. – 180 с.

У збірнику представлені результати наукових досліджень та розробок із машинобудування, інженерної механіки, експлуатації та будови автомобілів, анонсовані у доповідях III Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», що відбулася 24 – 25 квітня 2019 року в Полтавському національному технічному університеті імені Юрія Кондратюка у м. Полтаві).

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

УДК 621.22

Дослідження об'ємного гідропривода двопотокової безступінчастої трансмісії

Г.А. Аврунін

Харківський національний автомобільно-дорожній університет ХНАДУ

<https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>

В.Б. Самородов

Харківський національний технічний університет НТУ «ХП»

<https://orcid.org/0000-0002-2965-5460>

І.І. Мороз

Харківський національний автомобільно-дорожній університет ХНАДУ

<https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>

Статтю присвячено порівняльному аналізу конструкцій гідромеханічних передач мобільних машин, зокрема з гідродинамічними трансформаторами та двопотоковими на базі об'ємних гідроприводів з машинним керуванням, а також можливості оцінки динамічних характеристик за допомогою сучасних пакетів прикладних програм. Об'єктом дослідження є об'ємний гідропривод двопотокової трансмісії залізничного мотовозу, який складається з аксіально-поршневих гідромашин в складі насоса з похилим диском та регульованим робочим об'ємом з системою електрогідравлічного пропорційного управління та гідромотора з похилим блоком циліндрів та з нерегульованим робочим об'ємом. Результати математичного моделювання об'ємного гідропривода дають можливість завдання режиму підвищення витрати робочої рідини насосом, що не дає суттєвих коливань частоти обертання гідромотора та тиску в гідроприводі.

Ключові слова: об'ємний гідропривод, двопотокова трансмісія, гідротрансформатор, насос, гідромотор, робоча рідина, тиск, витрата, динамічні характеристики гідроприводу.

Вступ. В останній час в трансмісіях мобільних машин, крім гідромеханічних передач, оснащених гідродинамічними комплексними трансформаторами, стали створюватись двопотокові коробки передач, в яких безступінчасте обертання вихідного валу забезпечується машинним керуванням об'ємного гідропривода (ОГП) з регульованими насосами, або також і гідромоторами.

Для експлуатації мобільних машин, зокрема на залізницях, широко використовуються мотовози з оснащенням гідромеханічними трансмісіями з комплексними гідротрансформаторами в якості перетворювача крутного моменту і частоти обертання вихідного валу. В Україні такі трансмісії не випускаються і тому виникає проблема забезпечення ремонту і закупівлі для них комплектуючих. У той же час останніми роками отримали поширення двопотокові гідромеханічні трансмісії із забезпеченням безступеневого регулювання частоти обертання і крутного моменту, шляхом використання в паралельному потоці потужності ОГП, і що дістали скорочену назву ГОМТ. Сферою застосування двопотокових трансмісій стали сільськогосподарські і

промислові трактори, будівельно-дорожні і військові машини. Першою вітчизняною безступеневою гідромеханічною двопотоковою трансмісією з ОГП з'явилась розробка ХКБМ ім. О.О. Морозова для залізничного мотовоза МТ-1 фірми «Крокус». Успішні випробування дослідного зразка трансмісії стали основою для створення двопотокової трансмісії для колісного трактора ХТЗ. Позитивні результати випробувань двопотокових об'ємногідромеханічних трансмісій є основою для проведення порівняльного аналізу гідромеханічних трансмісій і оцінки перспективності їх подальшого використання.

В технічній літературі приведені теоретичні основи створення двопотокових трансмісій і досвід їх використання в тракторах іноземних фірм [1; 2]. В роботах [3; 4] приведені відомості про конструкції і дан аналіз роботи двопотокової трансмісії ГОМТ мотовоза моделі МТ-1 «Крокус» (скорочена назва: ГТБ – двопотоковий гідромеханічний трансмісійний блок), а також приведені значення зміни ККД і тисків в ОГП на різних швидкісних і тягових режимах роботи. Там же приведені основні результати натурних випробувань мотовоза МТ-1. Методика статичного розрахунку ОГП і вибору робочих об'ємів гідромашин для мотовоза МТ-1 приведена в роботі [5].

Постановка проблеми. Невирішеною частиною роботи по створенню двопотокових трансмісій є відсутність даних по динамічним навантаженням в період розгону транспортного засобу, що може суттєво і негативно впливати на довговічність гідромашин. Тому в даній статті прийняте рішення про проведення аналізу конструктивних особливостей гідромеханічних трансмісій та можливості оцінки динамічних характеристик ОГП конкретної трансмісії залізничного мотовозу вітчизняної розробки.

Основні матеріали та результати. На рисунку 1 представлені структурні схеми гідромеханічних передач мотовозів. Гідропередача ГП-300 з комплексним гідротрансформатором ГТК для мотовоза МПТ-6 масою 28,5 т (рисунок 1, а) включає приводний двигун ДВЗ, планетарну коробку передач ПКП-ГП, коробку відбору потужності КОМ, шестеренний насос Н1 системи мастила, управління і охолодження (НШ50А-4) і ОГП ходозменшувача, що включає регульований аксіально-поршневий насос Н2 моделі ВМІЖ 063.234.016 і радіально-поршневий гідромотор одноциклової дії М1 (модель МРФ-400/25М1) або планетарно-роторний моделі ГПР-630. Необхідність використання як додаткового приводу для ходозменшувача (у цій конструкції ОГП) обумовлена тим, що гідротрансформатор не забезпечує швидкість мотовоза близько 2 км/год.

Двопотокова трансмісія ГОМТ-ГТБ для мотовоза МТ-1 «Крокус» (рисунок 1, б) включає аксіально-поршневі насос Н3 з регульованим робочим об'ємом і гідромотор М2 з постійним робочим об'ємом, планетарну коробку передач ПКП-ГОМТ, коробку відбору потужності КОМ-ГОМТ, шестеренні насоси Н4 управління і мастила вузлів тертя, і Н5 відкачування РР з корпусу ГОМТ. ОГП має замкнений ланцюг циркуляції робочої рідини (РР). При роботі ОГП в повному потоці потужності забезпечуються зрушення з місця і низькі швидкості мотовоза шляхом зменшення частоти обертання гідромотора М2 до 200 хв^{-1} , що відповідає швидкості пересування мотовоза в 2 км/год. Подальше збільшення частоти обертання гідромотора М2 до 2100 хв^{-1} у поєднанні зі

встановленим діапазоном в планетарній коробці передач ПКП-ГОМТ забезпечує швидкість мотовоза МТ-1 до 100 км/год.

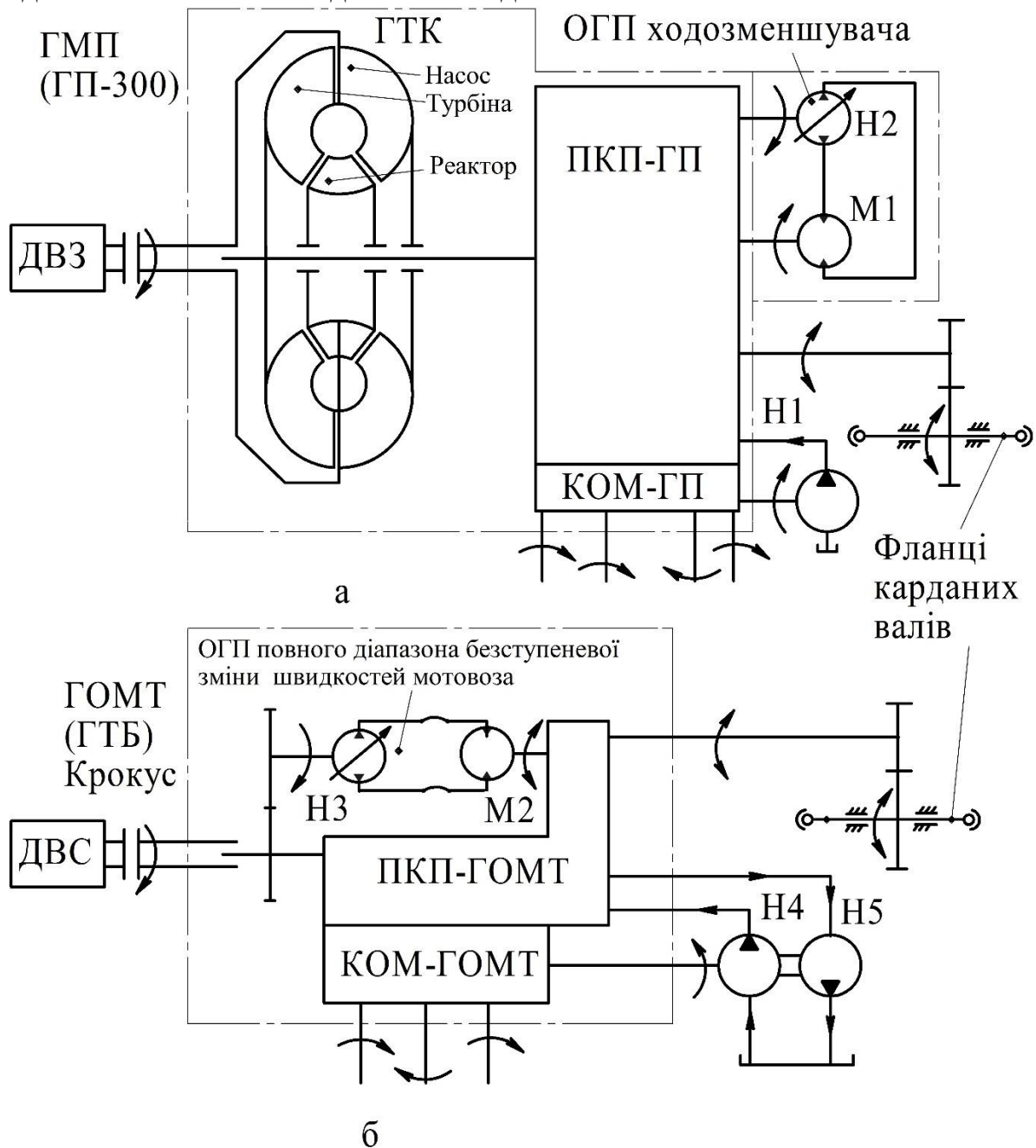


Рисунок 1 – Структурні схеми гідромеханічних передач ГМП (ГП-300) з гідротрансформатором (а) та ГОМТ с об'ємним гідроприводом (б)

Таким чином, в трансмісії з ГОМТ об'ємний гідропривод реалізує повний діапазон швидкостей, а в трансмісії ГП-300 з ГТК необхідно встановлювати додатково об'ємний гідропривод ходозменшувача.

На рисунку 2 приведена принципова кінематична схема двопотокової трансмісії ГОМТ-ГТБ [4], встановленою на мотовозі МТ-1.

ГТБ включає планетарну коробку передач ПКП, ОГП з двох аксіально-поршневих гідромашин з машинним способом регулювання (насос Н з регульованим робочим об'ємом і гідромотор М з постійним робочим об'ємом), реверсивне облаштування РУ з блоком насосів БН управління і відкачки РР, і

коробку роздавальну РК. За допомогою датчиків ДЧВ1 і ДЧВ2 контролюють частоту обертання гідромотора і карданних валів. ГТБ забезпечує три діапазони – технологічний, маневровий і транспортний. Принцип роботи ГТБ полягає в реалізації особливого способу складання потоків потужності від ДВЗ і гідромотора планетарними рядами РУ і ПКП на різних режимах роботи.

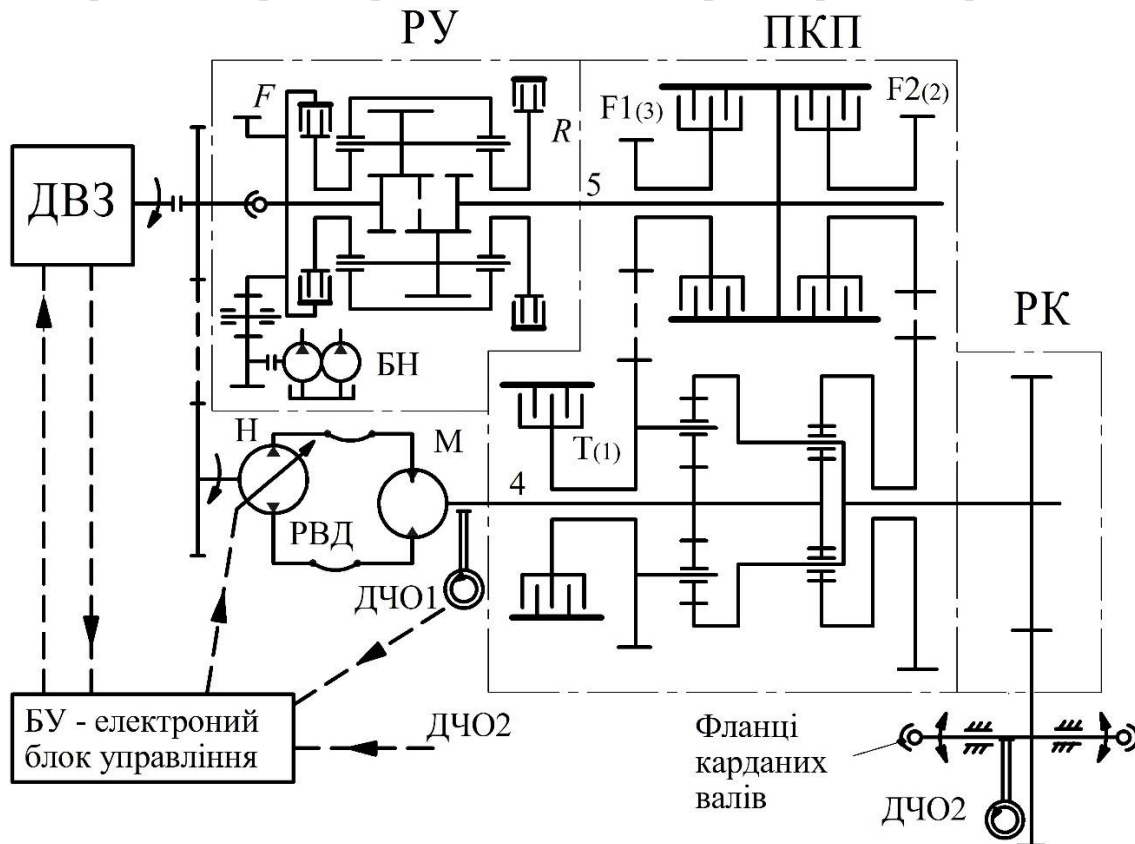


Рисунок 2– Кінематична схема двопотокового ГОМТ-ГТБ мотовоза МТ-1

Реверсивне облаштування РУ складається з 2-х планетарних лав, двох фрикціонів переднього (F) і заднього (R) ходу, ПКП виконана за двовальною схемою (вали 4 і 5) і складається з двох планетарних лав, двох знижуючих редукторів і трьох фрикціонів (1, 2, 3) перемикання діапазонів. Перемикання діапазонів робиться за сигналами від електронного блоку управління і регулюється клапанним пристроєм, забезпечуючи тиск 1,6 МПа в порожнині бустерів відповідних фрикціонів РУ і ПКП. При цьому фрикціони включаються в наступному порядку згідно з діапазонами:

– при русі вперед: технологічний 1-2; маневровий 2-F і транспортний режим 3-F;

– при русі назад: технологічний 1-2; маневровий 2-R і транспортний 3-R.

Алгоритм управління трансмісією сформований з урахуванням максимально можливого використання двигуна в зоні частот обертання колінвала, що відповідає найбільшому рівню паливної економічності. Для двигуна «DEUTZ» потужністю 330 кВт, встановленого на МТ-1, робочий діапазон частот обертання складає 1400...2100 хв⁻¹. Для ОГП ГТБ мотовоза вибрані аксіально-поршневі гідромашини фірми «Rexroth Bosch Group» – здвоєний («тандем») насос 2xA4VG180 з електрогідравлічним пропорційним

регулятором робочого об'єму і гідромотор A2FM355 з постійним робочим об'ємом.

Поглиблене вивчення робочих параметрів ГОМТ на основі матричного аналізу за допомогою спеціалізованого програмного продукту TRANS розробки кафедри «Автомобіле- і тракторобудування» НТУ «ХП» [4], дозволило оптимізувати роботу ГОМТ у складі мотовоза МТ-1.

Для аналізу динамічних характеристик ОГП – залежностей зміни витрати насоса, тиску і частоти обертання гідромотора на пусковому режимі, використовується математичне моделювання за допомогою пакету обчислювальних блоків VisSim. Результати розрахунків для ОГП приведені на осцилограмах (рисунок 3), що показують на те, що зниження часу виходу на максимальну витрату насоса дозволяє зменшити суттєво максимальну амплітуду частоти обертання гідромотора.

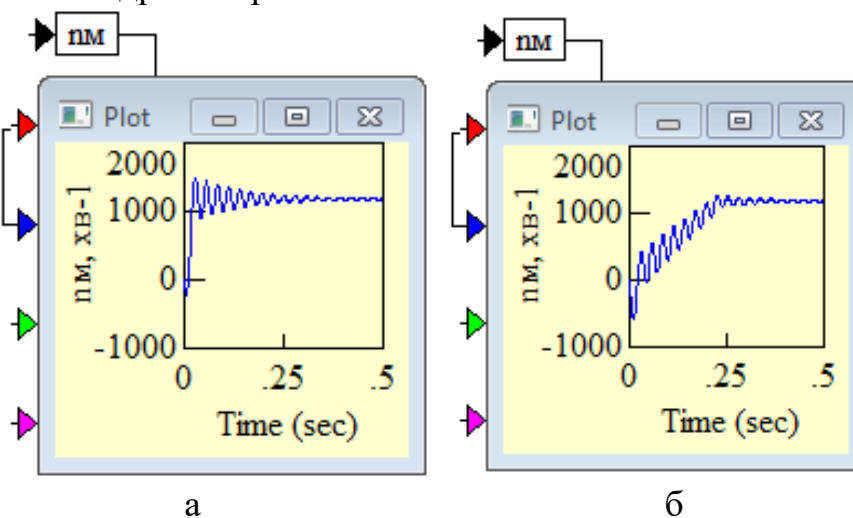


Рисунок 3 – Зміна частоти обертання гідромотора при розгоні гідромотора залежно від часу надання насосом повної витрати: а – за 0,02 с; б – за 0,23 с

У математичній моделі [6] були наступні допущення: крутний момент опору робочого органу, що створюється гідромотором ОГП, приймається постійним; хвилові процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку їх незначною протяжністю; тиск на виході гідромотора (на злив) приймається постійним. Змінними параметрами в ОГП можуть являтися стисливість РР, об'ємний ККД гідромотора і коефіцієнт витрати насоса; гідромеханічний ККД гідромотора; момент інерції гідромотора і приєднаних до нього мас робочого органу, і швидкодія насоса.

Для ОГП розрахункові рівняння для визначення динамічних характеристик тиску і швидкості обертання гідромотора мають вигляд

$$\frac{dp_H}{dt} \frac{V_{0H}}{E} = W_H \omega_H - p_H C_{H.уп} - W_M \omega_M - p_H C_{M.уп},$$

$$p_H = \int_0^t \frac{E}{V_{0H}} \cdot [W_H \omega_H - W_M \omega_M - p_H (C_{H.уп} + C_{M.уп})] dt,$$
(1)

$$M_M - M_c = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_M}{dt}; \quad W_M \cdot p_M \cdot \eta_{МГМ} - M_c = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_M}{dt}, \quad (2)$$

$$\omega_M = \int_0^t \frac{1}{J_{\Sigma}} [W_M \cdot p_M \cdot \eta_{МГМ} - M_c] dt,$$

де p_H и p_M – тиск нагнітання насоса і гідромотора (при коротких довжинах трубопроводів приймають $p_M \approx p_H$),

V_{0H} – об'єм РР в вихідній порожнині насоса (трубопроводі між насосом і гідромотором і «мертвих» об'ємів останніх),

$W_H = V_{pH} / 2\pi$ и $W_M = V_{pM} / 2\pi$ – характерні об'єми насоса і гідромотора з робочим об'ємом V_{pH} і V_{pM} , см³/рад,

$\omega_H = 2\pi \cdot n_H / 60$ – кутова швидкість насоса, рад/с, (n_H – частота обертання насоса, хв⁻¹),

$C_{H.уп}$ и $C_{M.уп}$ – коефіцієнти зовнішніх та внутрішніх витоків РР в насосі і гідромоторі, відповідно, см³/с.МПа,

M_c и $M_M = W_M \cdot p_M \cdot \eta_{МГМ}$ – момент опору (навантаження від робочого органу [Н.м]) і крутного моменту, що розвивається гідромотором з гідромеханічним ККД ($\eta_{МГМ}$), Н.м/рад,

J_{Σ} – сумарний момент інерції гідромотора і робочого органа, зведений до вала гідромотора, Н.м.с²/рад².

Для аналізу зміни вихідних параметрів гідромотора при зниженні ККД при експлуатації залучим формули для розрахунку коефіцієнтів витоків через значення коефіцієнта витрати насоса і об'ємного ККД гідромотора з позначкою перепаду тисків $\Delta p_H = (p_H - p_{сл})$ та віднесенням цього перепаду до значень витоків

$$\eta_{HO} = \frac{q_H}{q_{HT}} = \frac{q_{HT} - \Delta q_{H.уп}}{q_{HT}} = 1 - \frac{\Delta q_{H.уп}}{q_{HT}}, \quad (3)$$

$$\Delta q_{H.уп} = q_{HT} (1 - \eta_{HO}), \quad C_{H.уп} = \frac{\Delta q_{H.уп}}{\Delta p_H} = \frac{q_{HT} (1 - \eta_{HO})}{\Delta p_H},$$

$$\eta_{MO} = \frac{q_M}{q_M + \Delta q_{M.уп}}; \quad \eta_{MO} \cdot q_M + \eta_{MO} \cdot \Delta q_{M.уп} = q_M; \quad (4)$$

$$\Delta q_{M.уп} = \frac{q_M (1 - \eta_{MO})}{\eta_{MO}}; \quad C_{M.уп} = \frac{q_M (1 - \eta_{MO})}{\eta_{MO} \cdot \Delta p_H},$$

де η_{HO} і η_{MO} – коефіцієнт витрати та об'ємний ККД гідромотора, відповідно.

Для спрощення розрахунків коефіцієнтів витоків приймаємо допущення $q_{HT} = q_M$ та залучаємо формули для подальшого аналізу

$$C_{H.уп} = \frac{q_{HT} (1 - \eta_{HO})}{\Delta p_H}; \quad C_{M.уп} = \frac{q_{HT} (1 - \eta_{MO})}{\eta_{MO} \cdot \Delta p_H}. \quad (5)$$

Висновки.

1. Двопотокова гідромеханічна передача на базі об'ємного гідропривода забезпечує повний діапазон швидкостей залізничного мотовоза и не потребує установки додаткових гідроприсроїв для роботи в режимі ходозменшувача (насоса і гідромотора) в порівнянні з мотовозом МПТ-6 з гідротрансформатором.

2. Математична модель об'ємного гідропривода дозволяє за допомогою пакета прикладних програм VisSim аналізувати динамічні процеси на режимі розгону мотовоза.

Література

1. Объёмные гидромеханические передачи (1987): Расчёт и конструирование / О.М. Бабаев, Л.Н. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др. ; Под общ. ред. Е.С. Кисточкина. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с.
2. Щельцын Н.А. (2011). Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Н.А. Щельцын, Л.А. Фрумкин, И.В. Иванов. – Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 11. – С. 18 – 26.
3. Двухпоточный гидромеханический трансмиссионный блок. (2013). Руководство по эксплуатации Н2218 РЭ. – КП ХКБМ им. А.А. Морозова. – Харьков, 2005. – 80 с.
4. Самородов В.Б. (2012). Бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для мотовоза МТ-1: от патента до испытаний и эксплуатации / В.Б. Самородов, О.И. Деркач // Научно-технический журнал «Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті», 2012, № 3. – С. 21 – 26.
5. Аврунин Г.А. (2009). Методика расчета объемного гидропривода для двухпоточной гидромеханической коробки передач / Г.А. Аврунин, А.И. Веретенников, О.И. Деркач и др. // Промислова гідраліка і пневматика, 2009, № 1(23). – С. 15 – 20.
6. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: Учебн. Пособие (2006). / З.Л. Финкельштейн, О.М. Яхно, В.Г. Чебан, З.Я. Лурье, И.А. Чекмасова. – Киев.: НТУ «КПИ», 2006. – 216 с.

УДК 624.132.3

Л.Є. Пелевін, к.т.н., професор, зав. кафедри

Є.В. Горбатюк, к.т.н., доцент

А.В. Азенко, аспірант

Київський національний університет будівництва і архітектури

УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Землерийна техніка у високорозвинутих країнах займає ведуче місце серед всієї самохідної і причіпної техніки різного призначення. При розробці мерзлих та високоміцних ґрунтів широке застосування знайшли машини як з начіпним, так і причіпним робочим обладнанням низькошвидкісної (“статичної”) та динамічної дії. Однак, розробка ґрунтів такими робочими органами пов’язана з

великими затратами енергії, бо при цьому необхідні додаткові прилади для його екскавації.

Робочі органи машин безперервної дії мають можливість розробки міцних ґрунтів без попереднього розпушення.

Однім з основних шляхів інтенсифікації розробки міцних ґрунтів є використання машин безперервної дії.

Машини безперервної дії – це такі машини, у яких робочий орган протягом всього часу роботи дотикається з об'єктом впливу (ґрунтом) і всі технологічні операції виконуються водночас та безперервно.

При роботі машин безперервної дії процес їх роботи поділяється на два процеси: процес різання ґрунту у забої та процес екскавації ґрунту з зони різання, з подальшим його викиданням з забою.

Одним з шляхів інтенсифікації розробки міцних ґрунтів є використання машин безперервної дії побудованих на принципах динамічного руйнування ґрунтів, найчастіше за все з дисковими робочими органами.

Метою роботи є аналіз робочих органів машин безперервної дії та розробка рекомендацій щодо вдосконалення їх конструкцій з метою зменшення енергоємності розробки ґрунту.

При виготовленні траншей для укладання інженерних комунікацій (електричних та телеграфних кабелів, трубопроводів) та протипожежних траншей застосовують одноківшеві, ланцюгові та роторні екскаватори, які мають або велику металоємність або малу продуктивність та велику енергоємність.

На кафедрі будівельних машин, КНУБА вирішується задача створення траншеєкопачів безперервної дії, що мають мінімальну енергоємність розробки ґрунту.

Секторний робочий орган зображений на рисунку 1, що складається з диску 1, на якому виконані прорізи 2, що поділяють його на сектори 3, при чому на диску 1 встановлені різальні елементи 4. Таким чином, перевагою такого робочого органу є зменшення енергоємності розробки ґрунту, яке досягається за рахунок створення додатково напруженого стану в ґрунті.

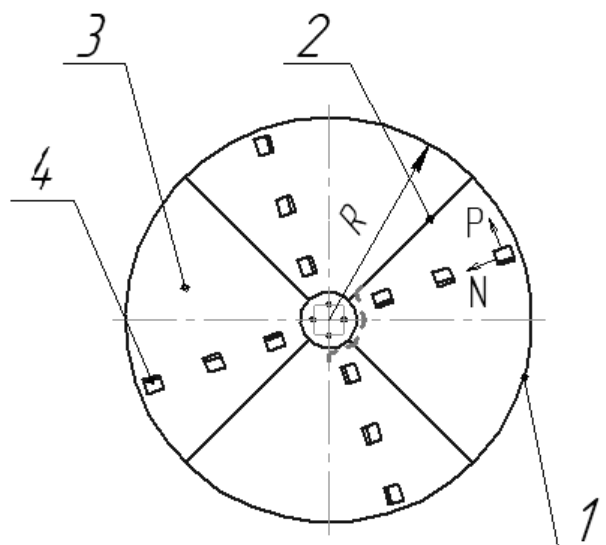


Рисунок 1 – Секторний робочий орган

Робочий орган з клиновидними зубцями наведений на рисунку 2 складається з диску 1 на якому встановлені ґрунтовиносні елементи 2, силове кільце 3 та клиновидні зубці 4.

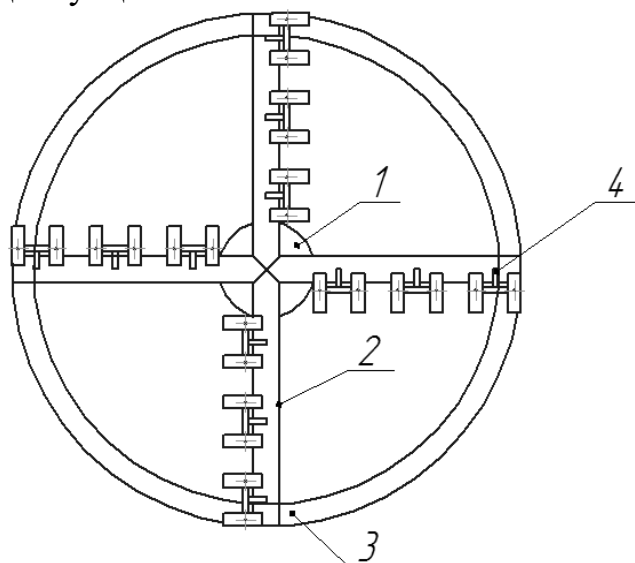


Рисунок 2 – Робочий орган з клиновидними зубцями

Перевагою такого робочого органу є те, що робочий орган автоматично регулює ширину прорізу у ґрунтах за рахунок конструкції клиновидних зубців, чим досягається максимально можлива продуктивність робочого органу в залежності від міцності ґрунту, що розробляється.

В результаті аналізу та синтезу існуючих конструкцій робочих органів машин безперервної дії, було розроблено новий робочий орган траншеєкопача, зображений на рисунку 3.

При русі базової машини, на якій встановлено траншеєкопач, стійка опускається, вал гідромотору обертає диск 1.

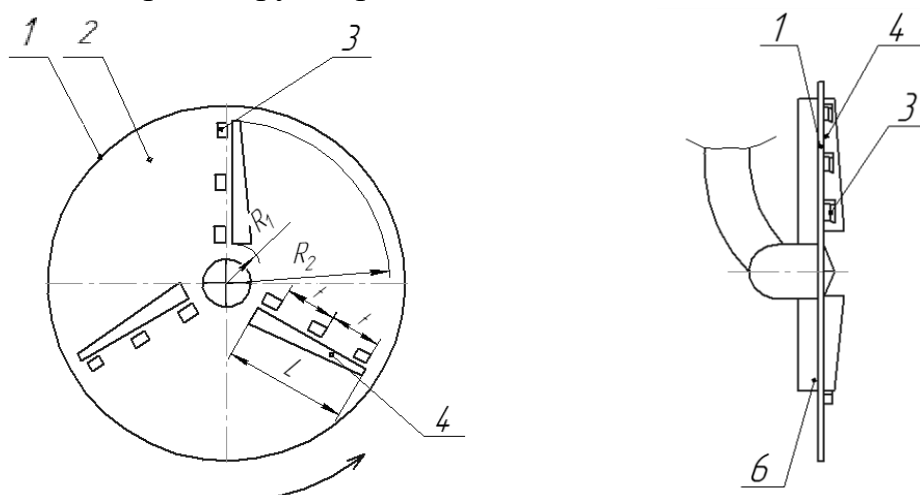


Рисунок 3 – Робочий орган траншеєкопача

Диск 1 робочою площиною 2 заглиблюється у ґрунт і різальні елементи 3 своїми робочими кромками зрізують шар ґрунту.

Площина зрізу кожного різального елемента 3 по мірі віддалення від центру диска 1 зменшується, у зв'язку зі зменшенням глибини різання

різальними елементами 3. Відомо, що сила різання ґрунту залежить від площини зрізу, тобто дотична сила різання, що припадає на кожен різальний елемент 3 буде зменшуватись пропорційно величині віддалення різального елемента 3 від центру диску 1, що дозволяє на кожній траєкторії різання відтворити однаковий крутний момент відносно центру обертання диску 1, тим самим зменшивши динаміку навантаження на диск 1.

Оскільки, весь ґрунт, що зрізується різальними елементами 3, видаляється забірними лопатками 4 і поступає крізь радіальні прорізи 5, які знаходяться під забірними лопатками 4 (на рисунку не показано) на ґрунтовиносні елементи 6, де за рахунок відцентрових сил видаляється з траншеї.

Таким чином, в результаті дослідження робочих органів машин безперервної дії зроблено висновок, що їх основним спільним недоліком є неможливість повного виносу ґрунту із зони різання робочого органу.

Розроблений вдосконалений робочий орган машин безперервної дії зі зменшеною енергоємністю розробки ґрунту на основі аналізу існуючих робочих органів, з урахуванням їх недоліків та переваг.

Надалі шляхами вдосконалення робочих органів машин безперервної дії є:

- 1) зменшення сили взаємодії різальних елементів з ґрунтом;
- 2) видаленням розробленого ґрунту із зони різання;
- 3) симбіозом обох попередніх факторів.

В подальшому будуть розроблені та приведені як теоретичні, так і інженерні розрахунки вдосконалених робочих органів машин безперервної дії.

УДК 666.983

І.А. Ємельянова, д.т.н., професор

В.В. Блажко, к.т.н., доцент

А.І. Аніщенко, к.т.н.

Харківський національний університет будівництва та архітектури

СУЧАСНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ В УМОВАХ БУДІВЕЛЬНОГО МАЙДАНЧИКА

У зв'язку з воєнними діями на території України та інших держав спостерігається руйнування інфраструктури та житлового фонду, що потребує проведення масових об'ємів ремонтних та відбудовчих робіт. В цих умовах використання технологічних комплектів малогабаритного обладнання, яке дозволяє комплексно увесь цикл робіт в умовах будівельного майданчика, є дуже актуальною проблемою.

Таке обладнання з успіхом може бути використано в багатопверховому, сільськогосподарському та котеджному будівництві. Технологічні комплекти, що пропонуються, запатентовані в Україні, пройшли широку апробацію в умовах сучасного вітчизняного будівництва, в залежності від конкретних умов можуть бути використаними з різними складовими видами нового обладнання, яке після створення на даний час пройшло удосконалення.

До такого обладнання слід віднести:

- двопоршневі розчинобетонасоси прямоточні та протитечійні з шаровими та тарілчастими клапанами, які можуть працювати на бетонних сумішах різної рухомості та призначення з максимальним розміром заповнювача до 20 мм;

- бетонозмішувачі нового покоління, які працюють у каскадному режимі і які за короткий час дозволяють готувати суміші різного призначення: рухомі і малорухомі, фібробетонні та сухі, з легким заповнювачем і холоднотвердіючі для ливарного виробництва та ін.;

- обладнання для приготування фібробетонних сумішей в умовах будівельного майданчика з виконанням повного робочого циклу при сумісництві усіх технологічних операцій у часі, починаючи від нарізання фібрових елементів до приготування та транспортування сумішей;

- обладнання для приготування сухих будівельних сумішей, до якого слід віднести тривальний бетонозмішувач, бетонозмішувач гравітаційно-примусової дії, турбулентний двомоторний змішувач – машини, що працюють у каскадному режимі;

- робочі сопла з кільцевим насадком нової конструкції для виконання робіт способом мокрого торкретування з максимальним відскоком від поверхні, що обробляється, 5...10 % [1];

Технологічні комплекти малогабаритного обладнання створені на базі вищевказаних машин та обладнання, які після свого початкового конструктивного рішення і впровадження при виконанні ремонтних робіт на будівельних об'єктах пройшли удосконалення, що дозволило розширити галузі їх використання. Крім того, створення на їх основі технологічних комплектів дозволяє значно поліпшити організацію робіт, скоротити час робочого циклу та підвищити ефективність експлуатації такого обладнання.

Крім технологічних комплектів вказаного обладнання розроблено новий технологічний комплект обладнання із двомоторним турбулентним змішувачем для приготування сухих будівельних сумішей, який може бути рекомендованим для впровадження у будівництво безпосередньо для виконання невеликих об'ємів робіт в умовах будівельного майданчика.

Таким чином, при різних комбінаціях приведенного вище обладнання, технологічні комплекти, як показав досвід їх використання, ефективно працюють на будівельних майданчиках різних галузей будівництва; використовуючи наступні роботи:

- громадське та промислове будівництво;
- гідротехнічне будівництво;
- ремонтні роботи;
- реконструкція діючих будинків та споруд;
- бетонування підлог, сейфів;
- безопалубочне бетонування нетрадиційних конструкцій та споруд;
- приготування бетонних сумішей різної рухливості та призначення;
- використання обладнання в ливарному виробництві.

Порівняно з традиційним обладнанням нові технологічні комплекти

дозволяють:

- готувати суміші рухомістю $P=4...10$ см з максимальним розміром заповнювача 10 мм, фібробетонні та сухі будівельні суміші, будівельні розчини;
- скоротити час приготування будівельних сумішей на 15...20 %;
- збільшити коефіцієнт заповнення об'єму змішувачів до 0,70...0,75;
- з'єднати процеси перемішування компонентів суміші з активацією її складових;
- транспортувати і виконувати торкрет-роботи на будівельних сумішах широкої гама рухливостей ($P=6...14$ см);
- знизити витрати потужності на 15...20 %;
- виконувати бетонні роботи в стиснутих умовах, як на будівельному майданчику, так і усередині будинків;
- у 1,2...1,5 разів збільшити шлях транспортування малорухомих сумішей;
- організувати в умовах будівельного майданчика повністю механізоване виконання робіт з завершенням штукатурними операціями;
- при повній комп'ютеризації робочого процесу з можливістю автоматизації технологічних процесів.

УДК 621.878

Є.С. Венцель, д.т.н., професор

О.В. Орел, к.т.н., доцент

О.В. Щукін, к.т.н., доцент

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВСТАНОВЛЕННЯ КРИТЕРІЮ ТЕРМІНУ СЛУЖБИ РОБОЧИХ РІДИН З УРАХУВАННЯМ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

З часом протизносні властивості робочих рідин в силу цілого ряду причин погіршуються, що призводить до інтенсивного зносу елементів гідроприводу.

В даний час терміни служби робочих рідин гідроприводів визначаються згідно відповідних інструкцій з експлуатації. Але на термін служби робочих рідин впливають такі важливі експлуатаційні фактори, як завантаженість роботи, температура і забрудненість навколишнього середовища тощо. Ці фактори, на жаль, не враховуються інструкціями з експлуатації, тобто незалежно від ступеня тяжкості експлуатаційних умов робочі рідини підлягають заміні в строго однаковий термін.

Метою роботи є встановлення інтегрального критерію термінів служби робочих рідин, який би повною мірою характеризував їх експлуатаційні властивості.

Для оцінки термінів служби робочих рідин гідроприводів використовується кілька способів, але у кожного з них є ті чи інші недоліки.

Найбільшого поширення набула методика визначення класу чистоти, яка була розроблена ВНДП гідропривод, що дозволяє встановити чистоту робочих рідин в межах 8-17 класів. Згідно з цією методикою проводиться підрахунок

числа частинок забруднень в кожному інтервалі розмірів і визначення індексу забруднення робочої рідини [1].

$$Z = 10^{-3}(n_{5-10} \cdot 10 + n_{10-25} \cdot 25 + n_{25-50} \cdot 50 + n_{50-100} \cdot 100 + n_{100-200} \cdot 200 + n_B \cdot 400),$$

де n_{5-10} ; n_{10-25} ; n_B і т. д. – число частинок забруднень розміром понад 5 і до 10 мкм, понад 10 і до 25 мкм, волокна тощо у 100 см^3 робочої рідини для кожного з 10 класів за ДСТУ ГОСТ 17216:2004 (від 8-го до 17-го).

Але в цьому виразі відсутній облік числа частинок забруднень розміром 5 мкм і менше, а саме вони здатні:

- зменшити електростатичний знос в результаті підвищення електропровідності масляних плівок [2, 3];
- завдяки розвиненій питомій поверхні адсорбувати на собі продукти окислення мастила, перетворюючись таким чином в природну протизносну присадку [2, 3];
- нівелювати шорсткості поверхонь, зменшуючи тиск у з'єднаннях, а отже, можливість мікросхватування [2, 3].

На підставі цього можна сказати, що протизносні властивості робочих рідин з урахуванням гранулометричного складу частинок забруднень слід описувати коефіцієнтом протизносних властивостей, який можна вважати критерієм оцінки термінів служби робочих рідин гідроприводів і який визначається співвідношенням

$$K_j = \frac{n_5 \cdot 5}{n_{5-10} \cdot 10 + n_{10-25} \cdot 25 + n_{25-50} \cdot 50 + n_{50-100} \cdot 100 + n_{100-200} \cdot 200 + n_B \cdot 400},$$

а з огляду на вираз [1] отримуємо

$$K_j = \frac{0,005n_5}{Z}.$$

Для підтвердження впливу коефіцієнта протизносних властивостей на оцінку терміну служби робочої рідини були проведені експлуатаційні випробування двох скреперів Д-357, в гідросистему одного з яких встановлено диспергуючий пристрій, який призначено для штучного підвищення в робочій рідині кількості частинок розміром 5 мкм і менше.

Результати досліджень показали, що величина K_j в робочій рідині, яка застосовувалася в скрепері з серійним гідроприводом, лінійно знижується, а в скрепері, який працював з диспергуючим пристроєм, коефіцієнт підвищується. Збільшення в початковий період значення K_j пояснюється штучним диспергуванням, а отже, ростом числа частинок розміром 5 мкм і менше.

Якщо прийняти, що величина коефіцієнта протизносних властивостей робочої рідини, яка працювала у скрепері з серійною гідросистемою протягом 960 годин, є граничним бракувальним показником, то згідно з отриманими результатами досліджень, при величині K_j рівній 0,455, термін служби робочої рідини може бути збільшено до 2400 годин, тобто в 2,5 раза.

Висновки.

1. Існуючі методи визначення термінів служби робочих рідин в

гідроприводах будівельних і дорожніх машин мають певні недоліки і не відображають фактичний стан робочих рідин.

2. Коефіцієнт K_j в повній мірі визначає терміни служби робочих рідин в експлуатації у зв'язку з їх протизносними властивостями.

Література

1. Чистота промислова; Класи чистоти рідин: ДСТУ ГОСТ 17216:2004. – Офіц. вид – К. : Держспоживстандарт України, 2004. – 7 с.

2. Венцель Е.С. Улучшение эксплуатационных свойств масел и топлив: монографія / Е.С. Венцель. – Харьков: ХНАДУ, 2010. – 224 с.

3. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания / С.В. Венцель. – М.: Химия, 1979. – 240 с.

УДК 622.684:629.353

А.В. Веснін, к.т.н., доцент

О.Д. Почужевський, к.т.н., доцент

Ю.Л. Почужевська, студентка

Криворізький національний університет

ФОРМУВАННЯ ПОКАЗНИКА ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

На сьогодні автомобілебудування є наукомісткою галуззю світової промисловості з високою часткою випуску інноваційної продукції. Однією з головних проблем при цьому є формування методики визначення показника ефективності роботи (коефіцієнта корисної дії) вантажних автомобілів.

На сьогоднішній день великий внесок в розвиток даного напрямку досліджень, внесли вчені: О.А. Токарев, Є.І. Наркевич, М.І. Погосбеков, П.П. Євсєєв, В.С. Карабцев, Д.Х. Валеев, С.М. Мочалін, Д.І. Заруднев та ін. При цьому ефективність автомобілів (машин), визначають залежно від умов проведення транспортного процесу й розв'язуваного завдання.

Однак використовувати існуючі методики, у більшості випадків досить складно, а часом і взагалі неможливо. Це пов'язане з тим, що деякі з них не дозволяють здійснювати розрахунки для порожніх їздок, або ж загальний процес визначення порушує фізичну сутність транспортного процесу; відбувається використання постійних коефіцієнтів, які в дійсності можуть бути змінними; проведення розрахунків вимагає проведення додаткових досліджень; неможливо проводити порівняння загальної ефективності роботи вантажних автомобілів, які експлуатуються в різних дорожньо-транспортних умовах. У цілому це приводить до збільшення трудомісткості розрахунків і зниженню вірогідності отриманих результатів. У зв'язку із цим виникла необхідність у формуванні нового підходу для визначення єдиного показника ефективності експлуатації (роботи) вантажних автомобілів.

Враховуючи недоліки існуючих методик, у загальну концепцію створення

нового показника, було закладено наступне правило: показники які будуть використані в ході розрахунків, а також кінцевий результат обчислення, повинні мати високу достовірність. У зв'язку із цим, показник ефективності експлуатації, пропонується визначати з урахуванням основної теореми подоби й розмірності.

У якості фізичних величин, які визначають характеристики й параметри транспортної машини й усього процесу (використовуються у розрахунках), прийнято: споряджена маса машини (M) та маса вантажу (m), загальна витрата палива на маршруті (Q) та середньотехнічна швидкість руху (V).

$$E = (V / Q) / ((M + m) / M).$$

Однак даний підхід, не дозволяє проводити порівняння загальної ефективності роботи вантажних автомобілів, які експлуатуються в різних дорожньо-транспортних умовах. Особливо це стосується кар'єрних автодоріг, які характеризуються своєю складністю форми як в профілі так і в плані. Найбільш вагомим чинником є перший показник, адже він відображає профіль автодороги.

Для ліквідації цього недоліку, введено коефіцієнт який характеризує складність дорожніх умов руху (профілю автодороги). Він розроблений на основі геоінформаційних методів моделювання трас автодоріг (використовується апроксимація закономірностей зміни коефіцієнта сумарного дорожнього опору руху на протязі всього маршруту руху). Допустима достовірність апроксимації приймається в межах 2...3 %, але може бути змінена залежно від показників річних планів гірничих робіт підприємства де експлуатуються вантажні автомобілі.

Таким чином показник який характеризує складність дорожніх умов руху, пропонується визначати з виразу:

$$K = p \cdot c,$$

де p – показник, який характеризує величину та частоту (амплітуду) зміни коефіцієнта сумарного опору руху протягом розглянутій (апроксимуючої) ділянки маршруту;

c – враховує величину зміни коефіцієнта сумарного опору руху протягом всього маршруту руху.

Розроблений показник дозволяє скорегувати сформований коефіцієнт ефективності роботи вантажних автомобілів відносно специфіки умов руху.

Загальний коефіцієнт ефективності експлуатації вантажних автомобілів визначається з виразу:

$$E = \left(\frac{m + M}{M} \right) \cdot \frac{V}{Q} \cdot K = \left(\frac{m + M}{M} \right) \cdot \frac{V}{Q} \cdot \left[\left(l / \sum_{i=1}^n k_i \right) \cdot \left(l / \sum_{i=1}^n \left| \frac{\psi_i}{l_i} \right| \right) \right]$$

де M – споряджена маса машини;

m – маса вантажу;

Q – загальна витрата палива по маршруту;

V – середньотехнічна швидкість руху;

l – загальна довжина маршруту руху;

ψ – коефіцієнт сумарного опору руху;

k – коефіцієнт складності траси;

i – обрана ділянка апроксимації зміни коефіцієнта сумарного опору руху;
 n – загальна кількість обраних ділянок апроксимації.

Таким чином функція показника ефективності має вигляд:

$$E(m, M, V, Q, k) \rightarrow \max.$$

Запропонований підхід до оцінки ефективності експлуатації вантажних автомобілів відрізняється від існуючих тим, що завдяки використанню коефіцієнта складності траси, а також локальних показників, що характеризують увесь процес транспортування вантажу (обсяг перевезень, коефіцієнт використання вантажопідйомності, швидкість рух, витрати палива) – більш повно враховується вплив специфіки умов транспортування вантажу на властивості (показники роботи) вантажних автомобілів.

Наступні напрямки досліджень передбачають удосконалювання показника ефективності експлуатації вантажних автомобілів, а також коефіцієнта враховуючого складність дорожньо-транспортних умов руху.

Література

1. С.М. Мочалин, В.И. Заруднев. *Об оценке эффективности автотранспортных средств // Мир транспорта.* – 2009. – №2. – С. 71 – 73.
2. В.С. Карабцев, Д.Х. Валеев. *О КПД и коэффициенте эффективности автотранспортного средства // Автомобильная промышленность.* – 2002. – № 10. – С. 16 – 19.

УДК 621.89

*С.В. Воронін, д.т.н., професор
 Д.С. Івчук, студент*

Український державний університет залізничного транспорту

ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГІДРАВЛІЧНИХ ОЛИВ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН ШЛЯХОМ ДОДАВАННЯ ВУГЛЕЦЕВИХ НАНОПРИСАДОК

В сучасних гідрофікованих будівельних машинах основною причиною підвищеного зносу гідроапаратури є низька мастильна здатність гідравлічних олів, особливо при використанні групи індустріальних олів за ГОСТ 20799-88. Одним з перспективних методів підвищення мастильної здатності індустріальних олів є додавання в них продуктів випаровування вуглецю – фулеренів та нанотрубок, які за малих концентрацій сприяють суттєвій модифікації олів та поверхонь тертя, як наслідок зменшується сила тертя та знос рухомих з'єднань.

Метою дослідження є покращення антифрикційних властивостей оливи И-30А шляхом додавання вуглецевої сажі (ВС), яка містить мікро- та наночастинки вуглецю, отриманої методом випаровування графіту, та встановлення закономірностей впливу концентрації ВС на тертя та знос деталей. Дослідження виконувались на машині тертя СМЦ-2 по схемі тертя «нерухома колодка – ролик». Колодка виготовлена з бронзи Бр.АЖ 9-4, рухомий ролик – зі

сталі 38Х2МЮА. Такі матеріали широко застосовуються для виготовлення деталей поршневих гідромашин. ВС отримувалась та готувалась до випробувань згідно рекомендацій роботи [1]. Отримані результати наведені на рис. 1.

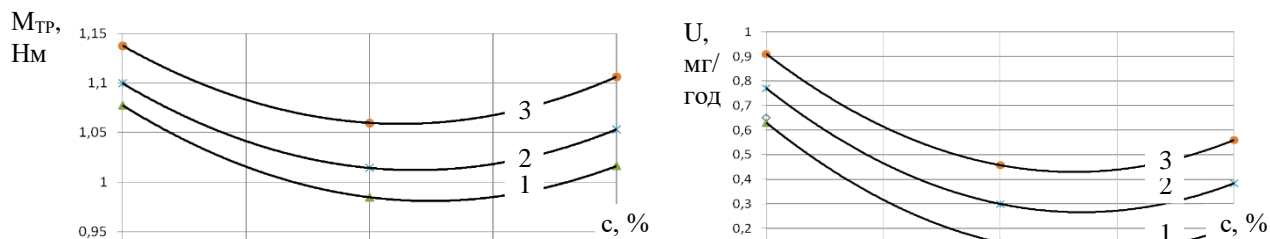


Рисунок 1 – Зміна моменту тертя та зносу в досліджуваній парі: 1 – $P_H = 800 \text{ Н}$ (5,16 МПа); 2 – $P_H = 1000 \text{ Н}$ (6,45 МПа); 3 – $P_H = 1200 \text{ Н}$ (7,74 МПа)

Як видно з рис. 1, додавання ВС до індустріальної оливи призводить до зменшення тертя та зношування, при цьому встановлене значення раціональної концентрації ВС в оливі И-30А, яке складає 0,11...0,12 %.

Література

1. Воронін С.В. Лабораторний пристрій для отримання наночасток вуглецю / С.В. Воронін, О.В. Суранов, О.О. Суранов, В.М. Куц // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – Вип. 148. – Ч.1. – С. 74 – 78.

УДК 621.928

М.П. Ремарчук, д.т.н., професор¹

О.О. Галицький, інженер²

Т.О. Ворожченко, студент¹

¹Український державний університет залізничного транспорту

²Регіональна філія «Південна залізниця»

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ПОДРІБНЕННЯ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ НА ОСНОВІ ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМНОГО ПІДХОДУ

Подрібнення сипких матеріалів це процес зменшення їх розмірів шляхом механічного впливу на них. У млинах здрібнення відбувається при дії одночасно декількох способів. Для зменшення складових елементів в конструкції млина широко застосовують валкові млини з наріжним і внутрішнім здрібненням матеріалів з пошуком ефективних засобів здрібнення матеріалів [1, 2]. Суттєвим недоліком валкової конструкції млина є неефективне використання рухомої робочої поверхні такого млина. Для усунення цього недоліку рухому робочу поверхню млина виконують складної форми [3], як це показано на рис. 1.

Для зображення колових розгортки обох робочих поверхонь млина використано декартову систему координат. Конструктивне рішення каналів у вигляді конфузотно-дифузотної і конфузотної форми виконання [3, 4], представлено, відповідно, на рис. 2 і 3.

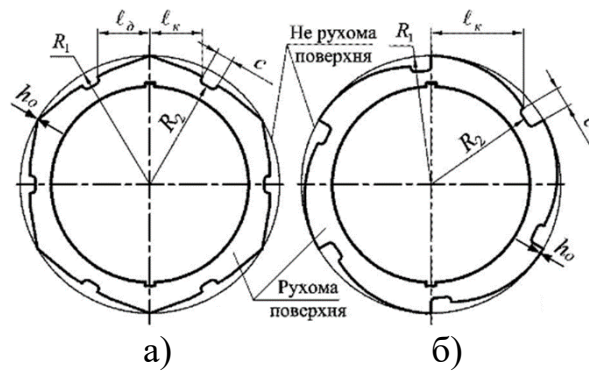


Рисунок 1 – Конструктивне виконання робочих поверхнь млина для здрібнення матеріалів: а) з реверсивним б) неревверсивним рухом

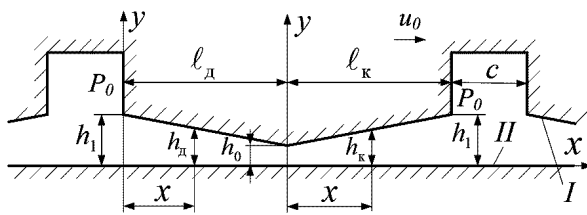


Рисунок 2 – Розгортка поверхнь з конфузорно-дифузорними каналами

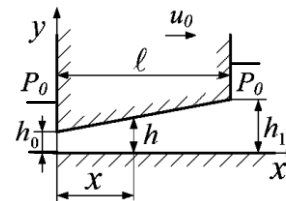


Рисунок 3 – Розгортка поверхнь з конфузорними каналами

Позначення на рис. 2 і 3 характеризують наступне: x , y – декартові системи координат; u_0 – швидкість переміщення рухомої поверхні млина; l , $l_{к(д)}$ – довжина клинових каналів; h_0 , h_1 – мінімальне і максимальне значення каналу між двома робочими поверхнями млина; h – поточне значення відстані між двома робочими поверхнями млина по координаті x ; P_0 – тиск на вході і виході конфузорно-дифузорного і конфузорного каналів. Для схеми див. рис. 2 кількість і довжина каналів l_k і l_d на робочій поверхні I залежить від їх власної довжини і кількості проточок довжиною c , що можуть бути виготовленими по периметру кола з радіусом R_1 . Рівняння по визначенню кількості каналів z з довжиною l_k і l_d має вигляд

$$(l_k + l_d + c) \cdot z = 2 \cdot \pi \cdot R_1. \quad (1)$$

Для схеми див. рис. 3 рівняння для визначення кількості каналів z з довжиною конфузорного каналу l_k , має вигляд

$$(l_k + c) \cdot z = 2 \cdot \pi \cdot R_1. \quad (2)$$

При виконанні з'ємних кілець млина поверхні I і II (рис. 2 і 3), що здрібнюють матеріали, створений млин [3], вигляд якого наведено на рис. 4.

Мета і постановка задачі. Метою роботи є встановлення оцінки для визначення ефективності здрібнення сипких матеріалів.

Для досягнення поставленої мети скористаємось системним підходом при умові представлення процесу подрібнення матеріалу між робочими поверхнями млина як складної системи з входом, виходом і внутрішнім станом системи.



а)



б)

Рисунок 4 – Загальний вигляд млина з електроприводом: а) вигляд збоку; б) вигляд зверху

Виклад матеріалів дослідження. Процес здрібнення матеріалу за рахунок тертя, роздавлювання і розколювання при зменшенні розмірів від початкового значення h_1 до кінцевого розміру h_0 див. рис. 2 і 3 характеризується величиною ступеня здрібнення, який визначається як відношення розмірів матеріалу виходу до входу, тобто $i_3 = h_0/h_1$. На підставі наведеного ступінь здрібнення матеріалу i_3 характеризується величиною меншою від одиниці. Коефіцієнт корисної дії (ККД) процесу здрібнення матеріалу, позначений як η_3 , представляє собою відношення корисної потужності на виході N_k до потужності на вході млина, яка визначається як різниця потужності електродвигуна в робочому N_e і холостому N_{xp} (неробочому) режимах, тобто $N_e - N_{xp}$. Тоді ККД млина визначатиметься за формулою $\eta_3 = N_k / (N_e - N_{xp})$. Оскільки параметри i_3 і η_3 відносяться до однієї і тієї ж системи, то, згідно прийнятої гіпотези з достатньою вірогідністю, можна записати у вигляді рівняння

$$\eta_3 = i_3. \quad (3)$$

Якщо відомими є потужність на вході млина $N_e - N_{xp}$ і внутрішній стан у вигляді i_3 , а також об'єм матеріалу V_3 , що подрібнюється за деякий термін часу t_3 , тобто відомими є продуктивність млина Π , яка визначається за формулою $\Pi = V_3/t_3$, тоді можна визначити величину питомого зусилля, що витрачається на забезпечення процесу подрібнення матеріалу з позначенням як R_{Π} . Тоді величина питомого зусилля процесу подрібнення матеріалу R_{Π} визначатиметься за формулою

$$R_{\Pi} = [i_3 \cdot t_3 \cdot (N_e - N_{xp})] / V_3. \quad (4)$$

Конструкція млина, у якого по периметру рухомої робочої поверхні виконана деяка кількість z клиноподібних поверхонь довжиною $\ell_{(к, д)}$ з урахуванням проточок довжиною s , то процес здрібнення матеріалів таким млином можна характеризувати узагальненим показником k_{Π} , що визначатиметься за формулою

$$k_{\Pi} = (2 \cdot \pi \cdot R_1) / (N_e - N_{xp}) \rightarrow \min. \quad (5)$$

Якщо ця умова виконується, то конструктивне виконання рухомої робочої

поверхні млина є раціональним.

Висновки. На основі системного підходу отримана залежність для визначення величини загального ККД процесу здрібнення матеріалів в режимі гідродинамічного тертя. Для підтвердження гіпотези про її достовірність необхідно виконати ряд досліджень на основі застосування теорії планування експериментальних досліджень і провести відповідний їх аналіз, що дасть можливість визначити питому величину процесу здрібнення матеріалів.

Література

1. Кузнецова М.М. *Определение энергоэффективности режимов измельчения твердых материалов в шаровой мельнице* / М.М. Кузнецова, В.Е. Ведь, С.А. Вамболь // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий Eastern-European journal of enterprise technologies*. – 2014. – № 2/1(68). – С. 20 – 23.

2. Беляков А.Н. *Анализ энергетической эффективности процесса измельчения на основе термодинамического похода* / А.Н. Беляков, В.П. Жуков, Н. Отвіпowski, Д.В. Тупицын // *Вестник ИГЭУ*. – 2014. – Вып. 2. – С. 4 – 10.

3. Ремарчук М.П. *Визначення величини тиску між двома поверхнями при здрібненні сипкого матеріалу в режимі гідродинамічного тертя* / М.П. Ремарчук, Я.А. Ковальова // *Проблеми трибології. Міжнародний науковий журнал*. – Хмельницький: ХНУ. – 2015. – №4(78) – С. 86 – 91.

УДК 625.73

К.Ц. Главацький, к.т.н., доцент

В.Е. Черкудінов, асистент

*Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна*

ФІЗИКО-МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТІВ ҐРУНТОУЩІЛЬНЮЮЧИМ ОБЛАДНАННЯМ З ПОВЕРХНЯМИ БЛОКУЮЧОГО ТИПУ

При розробці математичної моделі ущільнення ґрунту ґрунтоущільнюючим обладнанням з поверхнями блокуючого типу слід врахувати деякі чинники, а саме співвідношення дотичних і нормальних напружень в місцях контакту поверхні робочого органу з ґрунтом, врахування впливу режиму роботи поверхні через коефіцієнт зниження нормального питомого опору ґрунту при ущільненні його на певну глибину залежно від ковзання сумарної площі поверхні робочого органу по ґрунту і зміні питомого тиску при контакті робочого органу, з урахуванням глибини занурення в ґрунт блокуючих елементів.

У науково-технічній літературі розглядаються математичні моделі взаємодії ґрунтоущільнюючого обладнання тільки з традиційним плоским виконанням поверхні робочої плити. Відомості щодо профільного виконання робочої поверхні з акцентом на блокуючу дію на ґрунт відсутні.

Під час складання фізико-математичної моделі слід врахувати зміни жорсткісних характеристик матеріалу через його деформації та гістерезисні втрати, викликані спрацюванням робочого органа в процесі тривалої експлуатації, а також ряд інших чинників.

При побудові фізико-математичної моделі слід прийняти наступні обмеження і припущення:

- розглядається рівномірне переміщення поверхні робочого органу по рівній горизонтальній ділянці ґрунту зі швидкістю близько 1 м/с;
- тиск у зоні контакту робочого органу з ґрунтом розподіляється рівномірно за всією площею контакту.

Таким чином, математичний опис процесу взаємодії ґрунтоущільнюючого робочого органу з ґрунтом при відомих розмірних параметрах навантажень, а також фізико-механічних властивостей ґрунту, дозволяє розрахунковим шляхом визначити всі оцінювальні показники і характеристики цього процесу у функції параметрів навантаження, глибини ущільнення і т.д.

На основі аналізу науково-технічної літератури передбачається, що ефективна робота по ущільненню здійснюється при коефіцієнтах ущільнення $k_{ущ} = 0,90 \dots 0,92$, які повинні поступово підвищуватися для забезпечення зростання щільності ґрунту з постійною і максимальною для вибраного режиму швидкістю, при цьому робота повинна проходити в стійкому режимі.

Отримані результати дадуть можливість оцінити ступінь ущільнення ґрунтів профільними поверхнями і порівняти її з показниками існуючих машин. Також при обробці результатів, можна виділити параметри, що дозволяють оптимізувати процес ущільнення ґрунту.

Література

1. Герасимов Ю.Ю., Сюнев В.С. *Экологическая оптимизация технологических процессов и машин для лесозаготовок.* – Йоэнсуу: Изд-во университета Йоэнсуу, 1998. – С. 178.
2. Лобанов В.Н. *Оценка степени уплотнения лесных почв гусеничными машинами.* Сб. научных трудов «Актуальные проблемы лесного комплекса», В.4. – Брянск: БГИТА, 2001. – С. 86 – 88.
3. Агейкин Я.С. *Вездеходные и комбинированные движители (теория и расчет).* – М.: Машиностроение, 1972. – С. 184.
4. Лобанов В.Н. *Исследование взаимодействия гусеничного движителя с деформируемым ґрунтом.* Материалы симпозиума по террамеханике «Оптимальное взаимодействие». – Суздаль: 1992. – С. 93 – 97.
5. В.Ф. Бабков, В.М. Безрук. *Основы ґрунтоведения и механики ґрунтов.* – М.: Высшая школа, 1976. – С. 328.
6. Лобанов В.Н. *Определение напряжений в толще ґрунта под движителем гусеничных машин.* Материалы НТК «Вклад ученых и специалистов в национальную экономику», т.1. – Брянск, БГИТА, 2001. – С. 95.

СТВОРЕННЯ ПОТОКОРОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ РОТОРНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

У процесі проектування і експлуатації складних гідравлічних приводів актуальними є питання надійності та управління потокорозподільними системами з метою забезпечення раціонального процесу роботи. В сучасній техніці потокорозподілення здійснюється за допомогою систем автоматичного керування (САК).

Сучасні гідравлічні приводи будівельних машин складні та розгалужені системи, внаслідок чого робочі органи, які мають працювати одночасно (паралельно), живляться від різних джерел (гідронасосів). Це призводить до збою в їхній роботі і тому виникає потреба в стабілізації шляхом встановлення в гідравлічну систему слідкуючого гідравлічного стабілізатора. Одними з таких машин є роторні землерийні машини з декількома робочими органами [1, 2]. Для стабілізації роботи цих машин оптимальним варіантом є встановлення гідравлічного стабілізатора із слідкуючим пристроєм.

У слідкуючих гідроприводах, особливо в системах автоматичного регулювання і управління, застосовують слідкуючі пристрої, за допомогою яких виконуючий орган (вихід) відтворює переміщення заданого або чутливого елементу системи (входу). Як правило, потужність на виході має бути більше потужності на вході, тому в слідкуючу систему включають підсилювальну ланку. У підсилювальній ланці слідкуючого гідроприводу завдяки сторонньому джерелу енергії вхідний сигнал зазнає багатократне посилення, а між входом і виходом забезпечується з певною точністю слідкуючий рух, при якому вихід слідкує за переміщенням входу. У системах слідкуючих гідроприводів із замкнутим контуром вихід пов'язаний з входом, і тому вихідна ланка надає на вхід зворотній зв'язок.

За своєю структурою гідравлічні слідкуючі приводи належать до систем автоматичного керування (САК), в яких необхідні характеристики можуть бути забезпечені за допомогою розімкнутого чи замкнутого ланцюга керування.

Необхідної характеристики керування, тобто строгої відповідності між входом та виходом, можна досягти за допомогою замкнутого ланцюга керування (компенсаційна схема), в якому результат регулювання, що надходить по лінії зворотного зв'язку, автоматично порівнюється із сигналом керування (програмою), а отримуване неузгодження викликає дію, яка автоматично компенсує це неузгодження.

На основі досліджень була спроектована схема слідкуючого гідравлічного стабілізатора, зображена на рисунку 1 [3].

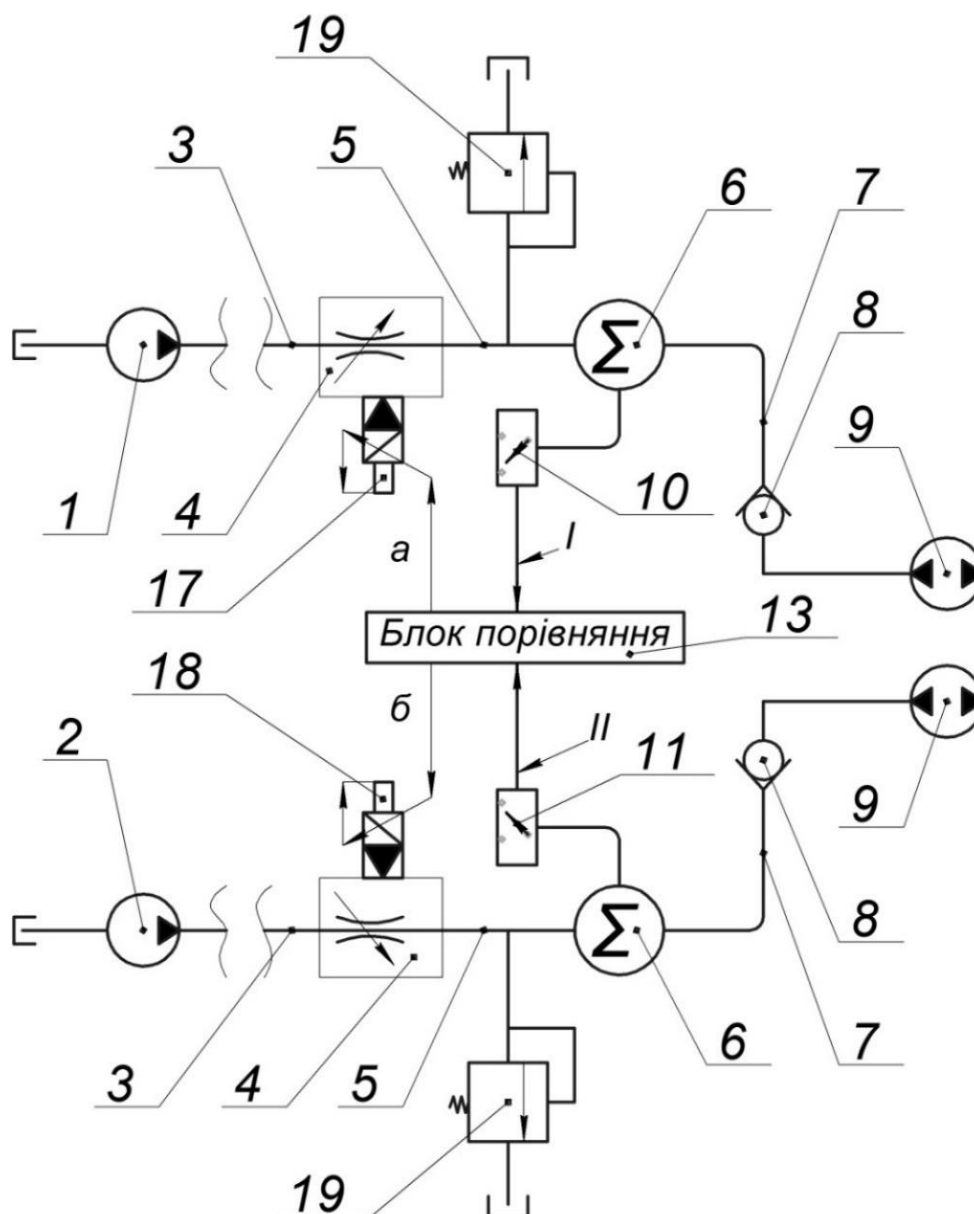


Рисунок 1 – Слідкуючий гідравлічний стабілізатор: 1, 2 – насоси; 3 – магістраль; 4 – регульовані дроселі; 5 – напірна магістраль; 6 – електричний витратомір; 7 – робоча магістраль; 8 – зворотні клапани; 9 – гідромотори; 10, 11 – прилади відліку часу; 13 – блок порівняння; 19 – запобіжний клапан

Функціональна схема слідкуючого гідравлічного стабілізатора є схемою системи автоматичного керування. Як і САК, гідравлічний слідкуючий стабілізатор складається з трьох основних вузлів: вузла вводу інформації, гідропідсилювача та виконавчого механізму.

Вузол вводу інформації має пристрій, що задає програму роботи робочого органа. Завданням його є формування керуючого сигналу на вході гідропідсилювача відповідно до заданої програми. У гідравлічному слідкуючому стабілізаторі керуючий сигнал надходить до виконавчого механізму не безпосередньо, а через підсилювач, що має джерело потужності.

При переміщенні робочого органа у просторі формується керуючий сигнал, який надходить у порівнюючий пристрій, де порівнюються сигнали, що

надходять ланцюгами зв'язку. При неузгодженні цих сигналів елемент порівнюючого пристрою зміщується із нейтрального положення, причому сигнал, що є пропорційним похибці, надходить далі де і відпрацьовується до повного зникнення, в результаті чого робочий орган переміщується із швидкістю слідкуючої подачі.

Таким чином, сукупність двох швидкостей переміщення – подачі, що задається, та слідкуючої подачі робочого органа – забезпечує стабільний потік паралельних ліній гідроприводу.

Завдяки зворотному зв'язку слідкуючої система забезпечується, з певною точністю, відповідність входу і виходу.

Точність системи визначається помилкою (похибкою), з якою виконавчий орган (вихід) відтворює переміщення чутливого елементу у часі.

У гідравлічному слідкуючому стабілізаторі керуючий сигнал надходить до виконавчого механізму не безпосередньо, а через підсилювач, що має джерело потужності.

В даному випадку в залежності від типу робочого органа, для кожного індивідуально підбираються параметри для визначення положення.

Після визначення похибки узгоджується її постійна зміна у часі, що дає змогу аналізувати систему на точність.

Якщо система реагує на зміни, то при цьому похибка постійно прямує до нуля, після зміни параметрів система вважається точною.

Чутливість відповідних дії характеризується часом, протягом якого вихідна ланка реагує на переміщення чутливого елементу і характеризується часом запізнення спрацювання дроселів відносно зміни чутливого елемента.

Для зменшення часу запізнення спрацювання необхідно, щоб:

- 1) робочі канали і трубопроводи були максимально короткими і жорсткими;
- 2) об'ємні втрати були знижені до мінімуму;
- 3) подача насоса повинна бути значною.

Чутливість стабілізатора визначається для кожної конкретної системи за умови, що сигнал може передаватися з визначеним запізненням. Але чутливість стабілізатора повинна бути такою, щоб не порушувати стабільності роботи усього контуру.

Висновки. Слідкуючий гідравлічний стабілізатор володіє достатньою точністю, так як після зміни параметрів системи похибка постійно прямує до нуля, та чутливістю, так як система чутливо реагує на зміни вихідного елемента. Також час запізнення спрацювання із збільшенням подачі зменшується, що приводить до швидшого реагування на зміну положення та стабілізації відповідно до вимог. Завдяки цьому робочі органи землерийної машини працюють синхронно та не відбувається збоїв у їх роботі, внаслідок чого зменшується енергоємність розробки ґрунту та збільшується продуктивність роторної землерийної машини.

Література

1. *Інженерна машина: пат. України на корисну модель № 98595. МПК E02F 5/30 / Пелевін Л.Є., Карпенко М.М., Лаврик С.В. – опубл. 27.04.2015; Бюл.*

№ 8. – 6 с.

2. Пелевін Л.Є. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика: Підручник / Л.Є. Пелевін, Д.О. Міщук, В.П. Рашківський, Є.В. Горбатюк, Г.О. Аржаєв, В.Ф. Красніков – К.: КНУБА, МОНУ, 2015. – 340 с.

3. Pelevin L., Karpenko M. / MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 16, No. 8. LUBLIN-RZESZOW 2014. – P. 119-126 (ISSN 1730-8658).

УДК 62-192

Обґрунтування методики експериментальних досліджень на надійність вібраційних майданчиків будівельної індустрії

М.М. Делембовський

Київський національний університету будівництва і архітектури

<https://orcid.org/0000-0002-6543-0701>

М.М. Клименко

Київський національний університету будівництва і архітектури

<https://orcid.org/0000-0002-6166-8966>

This work is devoted to the study and justification of improving the reliability and efficiency of vibrating machines for compacting building mixtures. On the basis of theoretical studies, a mathematical model of a vibration machine has been developed for calculating the reliability of operation at the operation stage.

The studies made it possible to identify the main groups of structural elements of vibration pads, which in turn affect their trouble-free operation.

Keywords: vibration platforms, increase of reliability, vibration system, quality, criteria.

Вступ. 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. Тому дослідження надійності на стадії експлуатації вібромашин представляє собою актуальну задачу, що і є предметом даних досліджень.

Огляд останніх досліджень та публікацій. Аспекти теорії надійності, що приведені в роботах [1, 2] сконцентровані на викладені фізичних основ теорії, оцінці показників відмов, визначенню параметрів та законів їх розподілу. В

роботі [3] приведені результати досліджень, що присвячені розвитку теорії надійності в частині забезпечення показників надійності на стадії проектування, в тому числі підшипникових вузлів. Разом з тим, практично відсутні дослідження надійності вібраційної техніки, яка працює в значних силових навантаженнях на деталі, збірні одиниці і на машину в цілому. Саме тому ця техніка потребує визначення термінів ефективної роботи збірних одиниць і машин в цілому. В роботі [4] на прикладі вібраційної системи з однією ступеню волі розглянута методика розрахунку надійності на стадії створення вібраційної машини. Дослідження надійності на стадії експлуатації вібраційних потребує спеціальних досліджень, що і є предметом цих досліджень.

Визначення невирішених аспектів проблеми. На теперішній час відсутні статистичні дані надійності вібраційних майданчиків та їх вузлів, експлуатації на підприємствах з виробництва залізобетонних конструкцій. та отримані достатні емпіричні та аналітичні залежності, які можуть бути використані для визначення показників надійності.

Відповідно це зумовлено різними умовами експлуатації вібраційних майданчиків на підприємствах з виробництва залізобетонних конструкцій так і складними характеристиками взаємного впливу надійності одних елементів вібраційної машини на надійність інших. Окрім того, існує вплив на надійність вібраційної машини під час режиму виконання формування виробу, так і в процесі технічного обслуговування. Результати промислового дослідження надійності вібраційних майданчиків без врахування вказаних факторів, побудовано лише на загальній статистиці даних і, як правило, на фізичних моделях відмов, приводить до значних похибок.

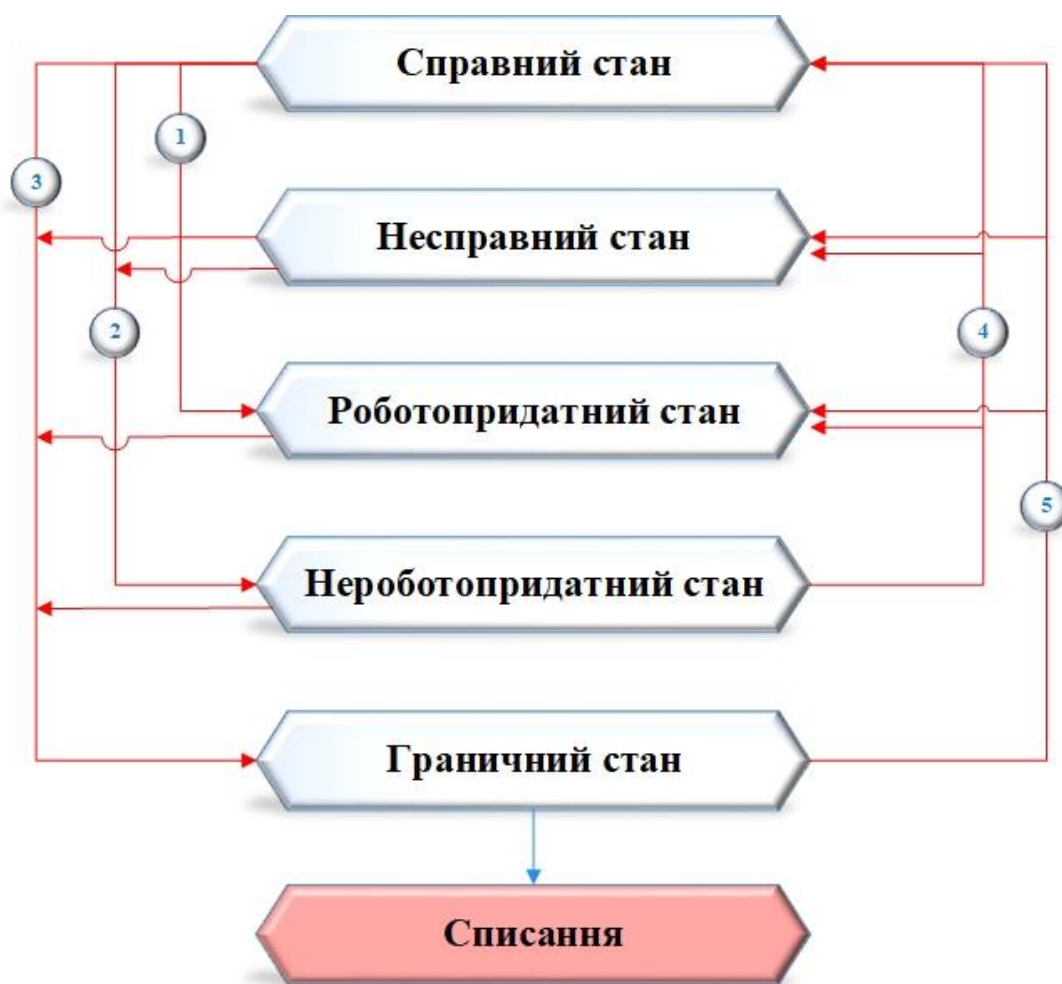
Постановка проблеми. Проблематика роботи полягає у дослідженні параметрів і характеристик відмов елементів вібромашини на стадії експлуатації з метою розробки рекомендацій для визначення показників надійності вузлів та деталей вібраційних машин з підвищенням їх ефективності.

Для досягнення означеної мети запропоновано та вирішено такі задачі:

- проведення експериментальних досліджень на діючих у заводських умовах вібраційних майданчиках з визначення напрацювання на відмову їхніх збірних одиниць і деталей;
- визначення основних критеріїв, які впливають на показники надійності вібраційних майданчиків;
- розроблення основної методики визначення показників надійності шляхом напрацювання вібраційних майданчиків на відмову.

Основні матеріали та результати. В результаті виконаних досліджень виявлено, що надійність вібраційних майданчиків знаходиться в одному з таких станів: справному, несправному, працездатному, непрацездатному і граничному (рис. 1).

За результатами досліджень, які виконані в заводських умовах, проведено групування фактичних відмов вібраційних майданчиків з подальшим визначенням критеріїв граничного стану складових частин вібраційного майданчика (табл. 1)



**Рисунок 1 – Схема основних станів вібраційних майданчиків та їх подій:
1 – пошкодження; 2 – відмова; 3 – перехід в граничний стан; 4 –
відновлення; 5 – ремонт**

Таким чином, властивість вібраційного майданчика безперебійно зберігати працездатний стан упродовж деякого часу або деякого напрацювання називається безвідмовністю.

Першоступеневе значення безвідмовності є відмова, яка викликає перебіг в роботі вібраційного майданчика (рис.2).

Відповідно до вище вказаного, запропоновано основну класифікацію відмов як характер виникнення і особистого протікання процесів, що призводять до відмови (рис. 3).

Підвищення надійності вібраційного майданчика залежить від багатьох причин, основна з яких – якість вібраційного устаткування. Невід’ємною частиною якості є клас точності вібраційного майданчика або погрішність, з якою моделюються коливання. Тому основне завдання даної роботи є підвищення якості як існуючих моделей, так і створюваних вібраційних майданчиків. Для цього пропонується сукупність критеріїв:

- оцінки якості вібраційних майданчиків; відображається зв’язок вимірювальної техніки із завданням підвищення їх якості;
- розглядаються погрішності, що виникають на етапах проектування, виготовлення і експлуатації;

– розглядається зв'язок погрішностей, які виникають, з їх якістю;
 – пропонується, які завдання необхідно вирішувати на кожному з етапів, які аналізуються, щоб отримати зниження наявних погрішностей, а також отримати підвищення якості таких вібраційних майданчиків.

Як методику та результати для оцінки якості вібраційних майданчиків пропонується застосовувати такі критерії:

ψ – відповідність вібраційних майданчиків рівню завдань, що покладаються на нього;

δ – відповідність вібраційних майданчиків своєму технічному проекту;

ζ – відповідність технічного проекту вібраційних майданчиків досягненням науки і техніки;

η – відповідність вібраційних майданчиків необхідній експлуатаційній надійності.

Таблиця 1 – Критерії граничного стану складових частин вібраційного майданчика

Найменування агрегату чи вузла	Критерії граничного стану
Рамні конструкції	1. Втомлювальні поперечні тріщини по периметру більші 40 %; 2. Увігнутість, закручування та інші пошкодження, що перевищують допустимі границі, для ліквідації яких необхідно повністю демонтувати рамну конструкцію.
Зубчасті передачі	1. Граничне зношування зубців; 2. Викришування робочої поверхні зуба загальною площею більше 25 %.
Муфта щеплення	Зношування шліців або посадочного місця під підшипники на валу чи злам валу, за якого необхідна його заміна.
Карданний вал	1. Тріщина в трубах, вилках по зварних швах; 2. Граничний знос шліцевих з'єднань; 3. Граничний знос отворів під стакани підшипників.

Введемо деякі поняття і позначення, що використовуватимуться надалі.

Еталонна модель – це модель, в якій відсутній цілий ряд частковостей, врахування яких є необхідною умовою при проектуванні реальної машини. Абстрагуючись від конкретних конструктивних схем, машини, що описуються найбільш наближеними до реальних умов суттєво нелінійними дискретно-континуальними рівняннями [7], і застосовуючи апарат теорії оптимальних систем [6], виникає необхідність говорити про оптимальність об'єкту.

Загальним елементом вібраційних майданчиків є збудник коливань – робочий орган – середовище. Отже, в певному сенсі якість структури системи залежить від сукупності і взаємозв'язку тих елементів, які утворюють керуючу частину (силові пружно-інерційні, енергетичні й інші характеристики) і

визначають характер позитивного зворотного зв'язку, забезпечують заданий закон коливання.



Рисунок 2 – Фактичні відмови в процесі роботи вібраційних майданчиків



Рисунок 3 – Класифікація відмов

Отже, конкретне визначення еталонної моделі полягає у формуванні умов та з'ясуванні сенсу оптимального керування. Іншими словами, оптимальне керування є найнеобхіднішою інформацією для здійснення структурного і динамічного синтезу системи.

Ідеальні керування прийнято називати еталонними, тобто такими, які слугують зразком при пошуку реальних конструктивних схем технічних об'єктів із параметрами, що є близькими до оптимальних. Отже, виходячи з цього, еталонна модель – це математична модель, в якій керування є оптимальним в сенсі прийнятого критерію при встановлених обмеженнях.

Таким чином, еталонна модель – виріб, у якого критерії оцінки якості відповідно $\psi = \psi_0$; $\delta = \delta_0$; $\eta = \eta_0$; $\zeta = \zeta_0$, де ψ_0 δ_0

$$M = \phi(N). \quad (1)$$

Вид цієї залежності різний, наприклад, в роботі $M = N^{-1}$.

Наведемо декілька припущень:

1. Зразку відповідає максимальна точність:

$$M(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0) = M_{\max}. \quad (2)$$

2. Зразку відповідає мінімальна похибка:

$$N(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0) = N_{\min}. \quad (3)$$

3. Зразку відповідає найвища якість:

$$K(M_{\max}) = K(N_{\min}) = K_{\max}. \quad (4)$$

Всі три припущення цілком природні. Їх формалізація необхідна для постановки основного завдання, а також ряду завдань, і залучення до їх рішення відповідного математичного апарату.

На підставі наведених припущень, сформульовані такі умови ефективності роботи вібраційних майданчиків:

1. Для забезпечення найвищої якості вібраційних майданчиків, необхідно і достатньо, щоб вона мала найвищу точність (найменшу похибку) виготовлення (моделювання).

Необхідна умова: вібраційний майданчик має найвищу якість K_{\max} . Доведемо, що вона має найвищу точність або найменшу похибку. Оскільки вібраційний майданчик має K_{\max} , то за припущенням (4) його можна прийняти за зразок. Зразку відповідає рівність критеріїв $\psi = \psi_0, \zeta = \zeta_0, \eta = \eta_0$. З припущення (2,3) впливає найвища точність $M(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0)$, найменша похибка $N(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0) = N_{\min}$. Тоді маємо умову забезпечення якості:

$$K_{\max} \rightarrow \text{вібромайданчик} : \psi = \psi_0, \delta = \delta_0, \zeta = \zeta_0, \eta = \eta_0 \rightarrow M_{\max}, N_{\min}. \quad (5)$$

Таким чином, необхідна умова забезпечується.

2. Вібраційний майданчик повинен мати найвищу точність M_{\max} (найменшу похибку N_{\min}). Забезпечення досягається шляхом забезпечення найвищої якості:

$$M_{\max} \rightarrow M_{\max} = M(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0) \rightarrow \text{вібромайданчик} \rightarrow K_{\max}, \quad (6)$$

$$N_{\min} \rightarrow N_{\min} = N(\psi_0, \delta_0, \zeta_0, \eta_0). \quad (7)$$

Отже, підвищення якості вібраційного майданчика може бути забезпечено при виготовленні її в максимальному наближенні до еталону, тобто при прагненні кількісних значень критеріїв якості до заданих значень $\psi \rightarrow \psi_0, \delta \rightarrow \delta_0, \zeta \rightarrow \zeta_0, \eta \rightarrow \eta_0$.

З технічної точки зору вирішення задачі з підвищення якості вібраційних майданчиків пов'язано з виявленням, вимірюванням, аналізом і мінімізацією похибки на безлічі введених критеріїв $\{\psi, \delta, \zeta, \eta\}$ для всіх етапів створення та експлуатації вібраційних майданчиків.

Висновки. Враховуючи відповідні дослідження, надійність вібраційних майданчиків на етапі експлуатації може перебувати в одному з таких станів: справному, несправному, працездатному, непрацездатному і граничному.

Для чіткого розуміння граничних станів елементів вібраційних майданчиків у роботі запропоновані критерії граничного стану цих елементів.

Сформульовано визначення та впливи на процеси надійності відмов, які спричиняють збій в роботі вібраційного майданчика. Відмови розділені за

причиною виникнення, характером прояву, взаємозв'язком, групами складності і способом прояву.

Основне завдання цієї роботи – підвищення якості як існуючих, так і створених вібраційних майданчиків. Методикою та результатами для оцінки якості вібраційних майданчиків запропоновані вище вказані критерії.

Відповідно, проведені дослідження дають змогу виділити основні групи елементів конструкцій вібраційних майданчиків, що впливають на надійність їх безвідмовної роботи, зокрема: вузли та деталі, робочий орган, пружинні елементи.

Література

1. Ручинський М.М. Модель та методика розрахунку надійності вібраційних площадок будівельної індустрії / М.М. Ручинський, М.М. Делембовський // Техніка будівництва. Науково-технічний журнал. Київ: КНУБА, 2014. № 32. – С. 72 – 77.
2. Свідерський А.Т. Критерії оцінки якості віброплощадок / А.Т. Свідерський, М.М. Делембовський // Техніка будівництва. Науково-технічний журнал. – Київ: КНУБА, 2010. № 24. – С. 24 – 27.
3. Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А. Справочник по расчету машин на стадии проектирования. Москва: Машиностроение, 1986. – С. 224.
4. Назаренко І.І. Основи проектування і конструювання машин та обладнання переробних виробництв / І.І. Назаренко, І.М. Берник. – К.: Видавництво Аграр Медіа Груп, 2013. – 544 с.
5. Назаренко І.І. Дослідження надійності карданних валів вібромашин будівельної індустрії / І.І. Назаренко, А.Т. Свідерський, М.М. Делембовський // Вібрації в техніці та технологіях. № 3 (71). – ВНАУ. 2013. – С. 72 – 77.
6. Назаренко І.І. Забезпечення надійності віброущільнюючих машин при проектуванні, конструюванні, виготовленні та експлуатації / І.І. Назаренко, М.М. Делембовський // Техніка будівництва. Науково-технічний журнал. Київ: КНУБА, 2013. № 11. – С. 60 – 64.
7. Назаренко И.И. Исследование надежности вибромашин строительной индустрии / И.И. Назаренко А.Т. Свидерский, М.М. Делембовский // Механизация строительства. № 3 (849). – Москва: БИБЛИО-ГЛОБУС, 2015. – С. 44 – 49.
8. Ловеikin В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: учеб. пособие для вузов. – Киев: УМК ВО Украины, 1990. – 166 с.
9. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных машин. – Киев: ИСИО, 1993. – 216 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ФОРМОУТВОРЮЮЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ ІЗ ПРОСТОРОВИМИ КОЛИВАННЯМИ

Вібраційні машини із гармонійним зарезонансним режимом руху потенційно себе вичерпали. Обумовлюється це тим, що машини цієї групи є енерговитратними і пошук підвищення їх ефективності не має сенсу. Більш ефективними є машини, створені на основі застосування ефекту резонансу, який дає можливість значно зменшити енергоємність робочого процесу. Теорія робочого процесу лінійних резонансних машин достатньо розроблена. Однак утримання режиму в зоні, що є близькою до резонансу (співвідношення частот вимушених і власних коливань в межах $0,95 \dots 0,97$) є проблемою, оскільки навіть незначні коливання розрахункових пружно-інерційних характеристик (пружних зв'язків та мас) можуть привести до виходу із режиму і, як наслідок, невідповідності заданого технологією амплітудно-частотного спектру коливань.

Розрахунки та створення вібраційної техніки базувалася на дискретних моделях із застосуванням емпіричних залежностей. Такий підхід давав бажанні результати тільки в рамках проведених досліджень. З розвитком теорії коливань дискретно-континуальних систем виникла ідея можливого спільного цілеспрямованого використання внутрішніх властивостей машини і середовища. Виникла задача розробки таких розрахункових моделей, які враховують взаємний вплив машини і середовища на загальний рух системи машина – середовище.

Розрахункова модель створювалася за умови максимального наближення моделі до реального процесу. Основою для обґрунтування моделі являлося оцінка співвідношення часу вібродії за період до часу розповсюдження хвилі. Формоутворююча поверхня моделюється системою з розподіленими параметрами, враховуються не тільки пружні, а і дисипативні властивості.

У ході дослідження використовувалися записи безперервної фіксації розподілення активних коливань формоутворюючої поверхні. Дослідження та визначення напружень і деформацій у часі підтвердили гіпотезу про суттєвий вплив на процес. Отримано принципово новий результат, який полягає в тому, що перехідний процес передбачено враховувати при визначенні параметрів та місць розташування вібраторів. Завдяки цьому реалізуються форми власних коливань системи з більшими за значенням амплітудами коливань та відповідно нижчою частотою.

Досліджені режими руху перевірені на експериментальних установках – резонансній для формування фундаментних блоків та ущільнення ґрунтів в стислих умовах. Перевірка експериментальним шляхом результатів досліджень підтвердила адекватність прийнятих моделей вібростеми їх реальним умовам роботи. Встановлені закономірності дозволили сформулювати основні положення розрахунку подібного класу машин та визначити напрямки їх проектування.

МЕТОДИ ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦІЙ ВІБРОМАЙДАНЧИКІВ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Вібраційні машини і процеси займають істотне місце в будівництві при виробництві будівельних матеріалів і конструкцій. Вони широко використовуються для ущільнення бетонних і залізобетонних сумішей і кінцевого формування поверхонь дорожніх і будівельних бетонних елементів. Вібраційний метод ущільнення бетонних сумішей являє собою одну з найбільш відповідальних операцій. Тому до машин, які при цьому використовують пред'являють високі вимоги, такі як: простота конструкції і висока надійність, відносна невелика металоємність і низька енергоємність і забезпечення високої ефективності ущільнення. При масовому виробництві залізобетонних виробів, вони мають забезпечувати ущільнення із малорухомих, жорстких цементобетонних сумішей, що сприяє скороченню витрати цементу, термінів термовологісної обробки і підвищенню міцності виробу.

За попередньо проведеними дослідженнями конструкцій віброустановок [1] та на основі проведеного аналізу робіт [2 – 5] було виявлено, що рамні вібромайданчики мають переваги у надійності, вантажопідйомності і дозволяють досягти низького рівня шуму на робочих місцях. Однак серед недоліків варто відмітити високу вагу рами, яка має забезпечувати достатню жорсткість для передачі коливань від вібратора до виробу, наявність точок зниженої ефективності вібрації. Ці недоліки можна виправити завдяки встановленню навісних вібраторів на рамі віброустановки, що дозволить зменшити її вагу, підвищити рівномірність розподілу амплітуд коливань і дозволить виключити наявність зон зниженої ефективності дії вібрації на виріб. Тому з точки зору ефективності і надійності серед можливих варіантів конструкцій вібраційної установки було обрано одномасову рамну конструкцію з навісними віброзбудниками коливань. Схему даної установки представлено на рисунку 1. Вона складається з рами 1, яку встановлено на пружних опорах 2. Установка приводиться у дію навісними збудниками коливань 3, які встановлено несиметрично на рамі установки. Рама установки безпосередньо і є піддоном, на якому виконують ущільнення бетонних виробів 4.

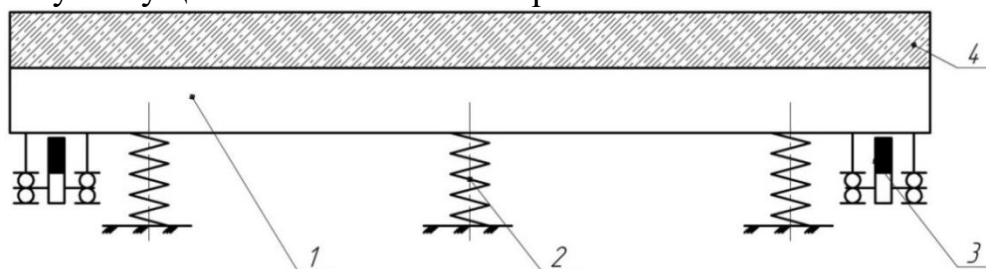


Рисунок 1 – Схема вібраційної установки з навісними віброзбуджувачами коливань

Детальному огляду підлягали і режими роботи в яких має працювати досліджувана установка. Ідеї одночасного накладання різних частот коливань на бетонну суміш (двочастотні, полічастотні режими) або поступове ущільнення при різних режимах роботи майданчика (багаторежимне ущільнення) існували досить давно.

За виконаними дослідженнями і припущеннями виникла ідея створення вібраційної установки з просторовими коливаннями, яка б давала змогу реалізувати багаточастотний (поліфазний) режим вібрування сумішей (рис.2).

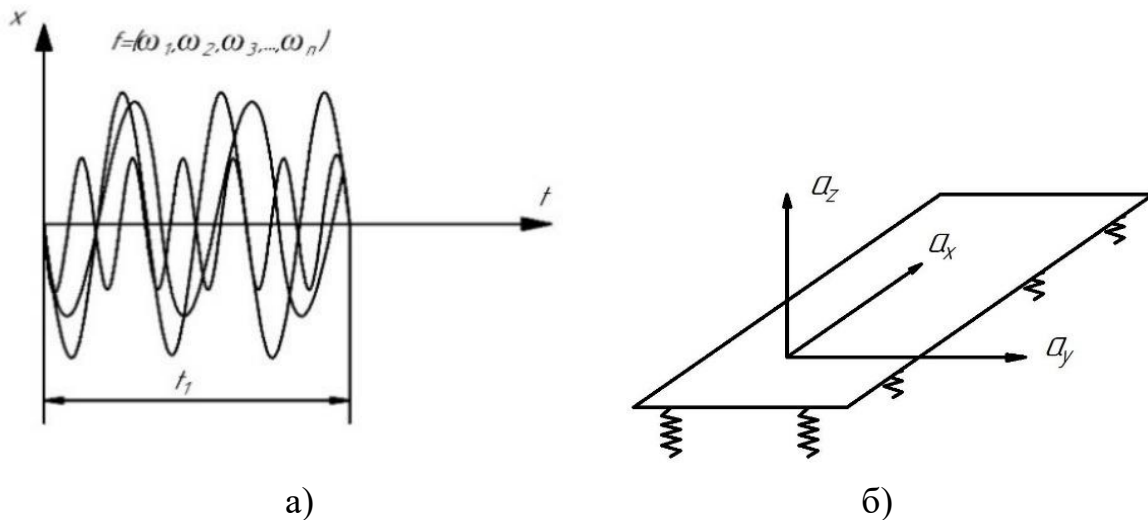


Рисунок 2 – Графік багаточастотного режиму вібрування (а) та пропонується схема вібраційної установки з просторовими коливаннями (б)

Реалізація багаточастотного режиму вібрування в цій установці здійснюється завдяки несиметричному встановленню вібраторів на рамі, а також резонансних явищ в конструкції при зміні частот коливань. Це дозволяє отримувати коливання з різними амплітудами і частотами в вертикальному, повздовжньому і поперечному напрямках. Також конструкція має можливість зміни режиму роботи за допомогою зміни частоти коливань вібраційних збудників коливань.

Обрана конструкція установки для об'ємного ущільнення з навісними віброзбудниками коливань і багаточастотним режимом вібрування має на меті покращити розподілення амплітуд коливань по площі формуючої плити і, як наслідок, покращити ефективність і якість ущільнення, зменшити витрати на одиницю виготовленої продукції, а також підвищити надійність конструкції.

Література

1. Назаренко І.І. Огляд і аналіз вібраційного обладнання для формування плоских плит залізобетонних виробів / І.І. Назаренко, О.П. Дедов, О.С. Дьяченко, А.Т. Свідерський // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, Вип. 90, 2018. – С. 49 – 58.

2. Иткин А.Ф. Вибрационные машины для формирования бетонных изделий. – Київ: «МП Леся», 2009 – 152 с.

3. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний

посібник (2-е видання). – Київ: Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440 с.

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

5. Олехнович К.А. Выбор конструктивной схемы виброплощадки с многокомпонентным характером колебаний / К.А. Олехнович, К.С. Дейнеко // Известия вузов: Строительство и архитектура, № 12, 1981. – С. 113 – 116.

УДК 621.878.4

О.В. Єфименко, к.т.н., доцент

З.Р. Мусаєв, асистент

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

РОЗРОБЛЕННЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДЛЯ ЗАПОБІГАННЯ ВТРАТИ СТІЙКОСТІ КОРОТКОБАЗОВОГО НАВАНТАЖУВАЧА ПРИ ПЕРЕЇЗДІ ЧЕРЕЗ ОДИНОЧНУ ПЕРЕШКОДУ

У даній роботі розглядається методика підвищення ефективності роботи коротко базового навантажувача (КБН), яка полягає в створенні інтелектуальної системи керування. За даною методикою визначаються параметри, при яких забезпечується стійкість КБН при переїзді через одиничну нерівність із оцінкою умов можливої її втрати.

Методика пропонується вперше й базується на результатах теоретичних та експериментальних досліджень виконаних авторами дійсної роботи на учбово-виробничій базі Харківського національного автомобільно-дорожнього університету [1]. Її доцільно використовувати на стадії розробки технічного завдання й при проектуванні навантажувачів розглянутого типу. За результатами дослідження встановлено, що рекомендовані значення транспортних швидкостей повинні знаходитися в межах, вказаних в табл.1.

Таблиця 1 – Рекомендовані значення транспортних швидкостей КБН

Вантажопідйомність Q, кг.	Діапазон швидкості руху навантажувача, м/с
400	$\geq 0,8$
800	$\geq 0,6$
1200	$\geq 0,4$

Аналіз показав, що швидкості робочих переміщень всіх короткобазових машин коливаються від 11 до 13 км/год при русі в перед і до 9,0 км/год при русі заднім ходом, а прискорення розгону до 1,4 раза менше прискорення гальмування.

Головним лінійним параметром, що визначає динамічну стійкість КБН, при переїзді через перешкоду є переміщення його центра мас у горизонтальній і вертикальній площинах. Виникає задача дослідження та оптимізації транспортного режиму навантажувача [2, 3]. В роботі запропоновано використовувати інтелектуальну систему керування з метою поліпшення ефективності роботи КБН.

Розроблено систему керування, яка повідомляє оператору машини

рекомендовану швидкість або автоматично її знижує, якщо машина наближається до перешкоди. Для дослідження процесу запропоновано фізичну модель (рис. 1)

Фізичну модель побудовано на апаратній платформі Arduino UNO, яка зображена на рис. 2, на базі мікроконтролера Atmega328. Це відкрита програмувальна апаратна платформа для роботи з різними фізичними об'єктами і являє собою просту плату з мікроконтролером, а також спеціальне середовище розробки для написання програмного алгоритму.

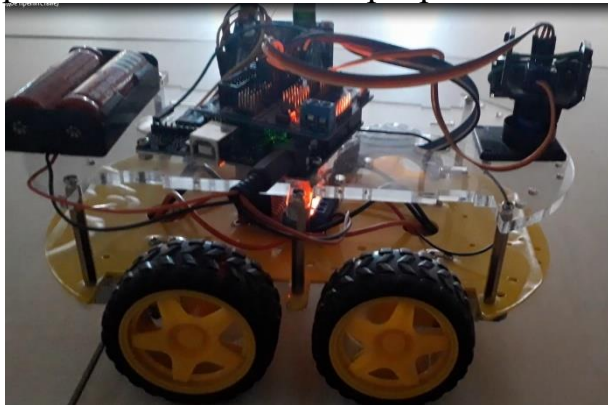


Рисунок 1 – Фізична модель навантажувача з використанням інтелектуальної систем керування

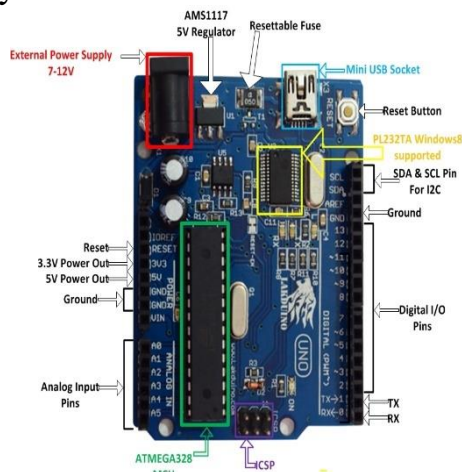


Рисунок 2 – Схема плати Arduino UNO

Система для фізичного моделювання процесу складалася з наступних елементів:

- Arduino UNO R3;
- шасі (або датчики положення коліс) 4 Wheel Drive Mobile Robot Platform Smart Car Chassis Arduino Compatible;
- мотори постійного струму з обертянням в обидві сторони – 4 шт.;
- плата для керування 4-ма DC моторами Motor Drive Shield L293D;
- ультразвуковий вимірювач відстані HC-SR04 Ultrasonic Module Distance Measuring Sensor;
- акумулятори Ni-MH 3,5 В – 2 шт.

На підставі отриманих результатів дослідження було отримано практичні рекомендації що до підвищення ефективності роботи КБН у транспортному режимі із використанням датчиків і алгоритмів керування.

Література

1. Єфименко О.В. Оцінка адекватності розрахункової моделі натурної машини короткобазового колісного навантажувача / О.В. Єфименко, Т.В. Плузіна, З.Р. Мусаєв // НТЖ Технологія приборостроєння. Харків. 2018 – Вип. №2, п. 60 – 64.

2. Гурко А. Г. Повышение точности оценки состояния динамических объектов комплексом Matlab-Arduino при проектировании шибер-физических систем А. Г. Гурко. А. П. Плахтеев. П. А. Плахтеев // Радиоэлектроника,

інформатика, управління. – 2016. № 1. с. 84 – 91.

3. Плугіна Т.В. Задача інтелектуалізації сучасних будівельно-дорожніх машин / Т.В. Плугіна, В.О. Стоцький // НТЖ Технологія приборостроєння, Спец. вип., 2014. – с. 40 – 43.

УДК 693.52

І.А. Ємельянова, д.т.н., професор
Д.О. Чайка, асистент

Харківський національний університет будівництва та архітектури

РЕГУЛЯТОР ПРОДУКТИВНОСТІ УНІВЕРСАЛЬНОГО ШЛАНГОВОГО БЕТОНОНАСОСА З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

При виконанні бетонних робіт на будівельному майданчику важливим питанням є застосування обладнання для приготування і транспортування будівельних сумішей. Вибір обладнання для транспортування сумішей слід проводити виходячи з продуктивності бетононасоса. Сучасні бетононасоси поділяються на машини малої, середньої та високої продуктивності. Однією із умов при виконанні бетонних робіт на будівельному об'єкті з'являється необхідність використання бетононасосів з різною продуктивністю. Для вирішення цієї проблеми пропонується використання універсального шлангового бетононасоса із гідравлічним приводом, який має можливість роботи на шлангах різного діаметра ($d_{\text{шл}} = 32, 50, 75 \text{ мм}$) з відповідною продуктивністю $P_{\text{техн}} = 5 \dots 15 \text{ м}^3/\text{год}$ [1, 2].

Встановлення гнучкого шлангу потрібного діаметра в корпусі бетононасоса залежно від необхідної продуктивності забезпечується за допомогою гідравлічного регулятора, який показано на рис. 1.

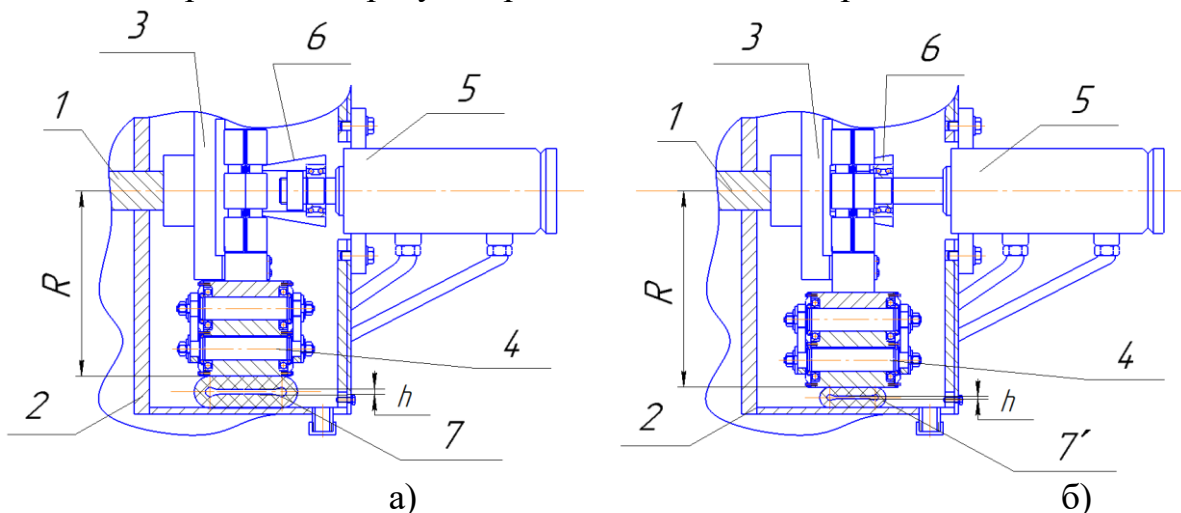


Рисунок 1 – Гідравлічний регулятор продуктивності універсального шлангового бетононасоса: 1 – приводний вал бетононасоса; 2 – корпус бетононасоса; 3 – ротор бетононасоса; 4 – притискні ролики; 5 – гідроциліндр регулятора продуктивності; 6 – конічна втулка; 7, 7' – відповідно гнучкий еластичний шланг діаметрами 75 мм (а) та 32 мм (б).

Робота регулятора продуктивності відбувається наступним чином: при заміні гнучкого шлангу 7 в корпусі бетононасоса 2 конічна втулка 6 за допомогою гідроциліндра 5 переміщується в крайнє праве положення (рис. 1). При цьому, дві траверси ротора 3 з притискними роликками 4, які знаходяться відносно одна одної під кутом 180° та з'єднані між собою на підпружинених шарнірах зводяться до мінімального радіуса R . Після встановлення гнучкого шлангу необхідного діаметра шток регулятора продуктивності при русі вліво (рис. 1 б) забезпечує зміщення в тому ж напрямі конічної втулки 6, завдяки якій траверси з притискними роликками висуваються до потрібного радіуса R .

Потрібна продуктивність бетононасоса встановлюється зміною радіуса R для забезпечення відповідного зазору в гнучкому деформованому шлангу h , а також частотою обертання приводного вала бетононасоса 1.

Продуктивність універсального шлангового бетононасоса визначена за залежністю [3]:

$$P_{\text{техн}} = 3600 \cdot S_{\text{шл}} \cdot v_{\text{ср}} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \quad (1)$$

де $S_{\text{шл}}$ – площа поперечного перерізу по внутрішньому діаметру шлангу, який укладено в корпусі бетононасоса, м^2 ;

$v_{\text{ср}}$ – середня швидкість руху бетонної суміші по гнучкому шлангу, м/с ;

k_1 – коефіцієнт, який враховує наявність пульсацій тиску нагнітання при використанні шлангових бетононасосів різних конструктивних рішень робочого органу (коефіцієнт k_1 визначається експериментальним шляхом);

k_2 – коефіцієнт, що враховує умови подачі суміші бетононасосом по гнучкому шлангу з урахуванням її властивостей;

k_3 – коефіцієнт, що враховує надійність роботи шлангової частини універсального шлангового бетононасоса з урахуванням виникаючих в ній напружень і граничного стану на розрив.

Таким чином використання універсального безпоршневого шлангового бетононасоса із гідравлічним приводом при виконанні бетонних робіт в умовах будівельного майданчика дає можливість працювати у широкому діапазоні продуктивностей при плавному керуванні робочим процесом.

Література

1. Пат. 112585 Україна, МПК F04 B43/12 (2006.01), F04 B15/02 (2006.01) Універсальний шланговий бетононасос / І.А. Ємельянова, А.О. Задорожний, М.В. Клименко, Д.О. Чайка (Україна); заявник і патентовласник Харк. нац. ун-т будівн. та архіт., № а 2014 13692; заявл. 22.12.2014; опубл. 26.09.2016, Бюл. № 18.

2. Ємельянова І.А., Чайка Д.О. До питання визначення раціональних режимів роботи універсального безпоршневого шлангового бетононасоса. Науковий вісник будівництва. Т. 93. № 3. – Харків: ХНУБА, 2018. – С. 199 – 205.

3. Чайка Д.О. Розробка універсального безпоршневого шлангового бетононасоса із гідравлічним приводом для умов будівельного майданчика: дис. ... канд. техн. наук. – Харків, 2018. – 238 с.

*С.В. Зайченко, д.т.н., професор
С.П. Шевчук, д.т.н., професор
Національний технічний університет України «Київський політехнічний
інститут імені Ігоря Сікорського»*

СТВОРЕННЯ СИСТЕМИ СТАБІЛІЗАЦІЇ ШВИДКОСТІ ВНУТРІШНЬОТРУБНИХ ПРИСТРІВ

Продукти газових свердловин, залежно від складу, містить певну кількість домішок, які призводять до утворення відкладів у вигляді складних сполук – гідратів. Основним способом, який забезпечує високі економічні і екологічні показники транспортування вуглеводнів, залишається трубопровідний транспорт. Дані відкладення призводять до збільшення гідравлічного опору у магістральних трубопроводах і, як наслідок, до зменшення продуктивності. Серед поширених способів видалення гідратів є зниження тиску нижче рівноважного при заданій температурі, підвищення температури, введення інгібіторів, сублімація гідратів і комбінація різних методів. Дані методи мають ряд недоліків, які пов'язані з їх енерго- і матеріалоемністю, низькою ефективністю.

Разом з цим, при очистці і діагностуванні нафтових трубопроводів широко використовують внутрішньотрубні пристрої, які рухаються за рахунок гідравлічної енергії продукту. Дані пристрої мають високі економічні і екологічні показники і забезпечують високу гарантовану якість очистки від парафіністих і смолистих відкладів [1]. Причиною використання даного способу очистки газопроводів є висока швидкість руху газу (до 25 м/с) і здатність газу накопичувати енергію. Здатність газу накопичувати енергію при використанні внутрішньотрубних пристроїв поршневого типу у випадку тимчасової зупинки призведе до розгону пристрою з подальшим руйнуванням елементів системи.

Рішенням, щодо використання поршневих внутрішньотрубних пристроїв для газопроводів є створення системи стабілізації швидкості руху. Головне призначення даної системи – запобігання зупинки пристрою і надмірного розгону.

Метою даного дослідження є розробка і обґрунтування параметрів системи стабілізації швидкості поршневих внутрішньотрубних пристроїв.

Для рішення даної проблеми розроблено механічну систему стабілізації швидкості, основними елементами якої є: механічний акумулятор енергії, мультиплікатор і колісний привід. Особливістю даної системи є частковий відбір енергії газів, що транспортується. Частковий відбір енергії газів, що транспортується дозволить зменшити швидкість руху поршневих внутрішньотрубних пристроїв до 1...2 м/с.

Література

1. Шевчук С.П., Зайченко С.В., Стрельцова И.М. Устройство для очистки магистрального нефтепровода от асфальтосмолопарафиновых обложений /

УДК 621.777.01

Я.В. Іванчук, к.т.н., доцент
Вінницький національний технічний університет

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКОЇ ПОРОДИ ВІБРОУДАРНИМ ПРИСТРОЄМ

Застосування ударних машин для руйнування гірських порід відкрило шлях, на якому суттєвий продуктивності досягається не за рахунок нарощування потужності базових машин, а за рахунок збільшення енергії одиничних ударів, нарощування частоти ударів при повному використанні потужності базових машин. Проте досвід застосування машин ударної дії спонукав до створення розв'язку ряду проблем, розуміння яких неможливо без аналізу впливу на ударних імпульсів на руйнуюче середовище, без аналізу динаміки навісного обладнання і всієї машини під дією навантажень від робочого ударного механізму [1, 2]. Тому побудова математичної моделі, яка дозволить досліджувати технологічний процес руйнування гірської породи при імпульсному навантаженні на різних режимах роботи гідроімпульсного привода віброударного пристрою з метою визначення основних робочих характеристик є актуальною задачею.

У Вінницькому національному технічному університеті на кафедрі галузевого машинобудування для ефективного руйнування гірських порід на базі гідроімпульсного привода (ГІП) з двокаскадним клапаном пульсатором [3, 4]. На рисунку 1 представлена тривимірна САD-модель навісного віброударного пристрою на базі ГІП.

Навісний віброударний пристрій складається із робочого органу 1 (долото із конічним наконечником) на верхню основу якого прикладається періодичне ударне навантаження ударною масою 2 під дією сил тяжіння і сил повернення пружного елемента 3. Зворотньо-поступальний рух ударної маси 2 відбувається за рахунок дії гідроімпульсного привода, який складається із гідроциліндра 4 і генератора імпульсів тиску 5 (двокаскадного клапана-пульсатора). У робочій порожнині (див. рис. 1) гідроциліндра 4 створюється періодична зміна тиску амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$, яка передається на плунжера гідроциліндра 7. У свою чергу плунжера, під дією поточного тиску в порожнині 6 гідроциліндра 4, переміщує ударну масу 2, що спричиняє деформацію пружного елемента 3 і накопиченню потенційної енергії від сил тяжіння. Після відкриття клапану другого каскаду 8 відбувається злив робочої рідини, що спричиняє падіння тиску у робочій порожнині гідроциліндра 4. При цьому відбувається переміщення ударної маси 2 у початкове положення, що спричиняє ударну взаємодію із робочим органом 1. Енергія ударної взаємодії складається із потенційної енергії сил повернення пружного елемента 3 і сил тяжіння ударної маси 2. Налагодження

тиску спрацювання p_2 генератора імпульсів тиску 5 залежить від налагодження пружини 10, а регулювання з'єднанням напірної гідролінії зі зливною клапаном другого каскаду 8 (скидання робочого тиску до тиску p_1) відбувається за допомогою запірною елементу 9 (клапана першого каскаду) у вигляді золотника.

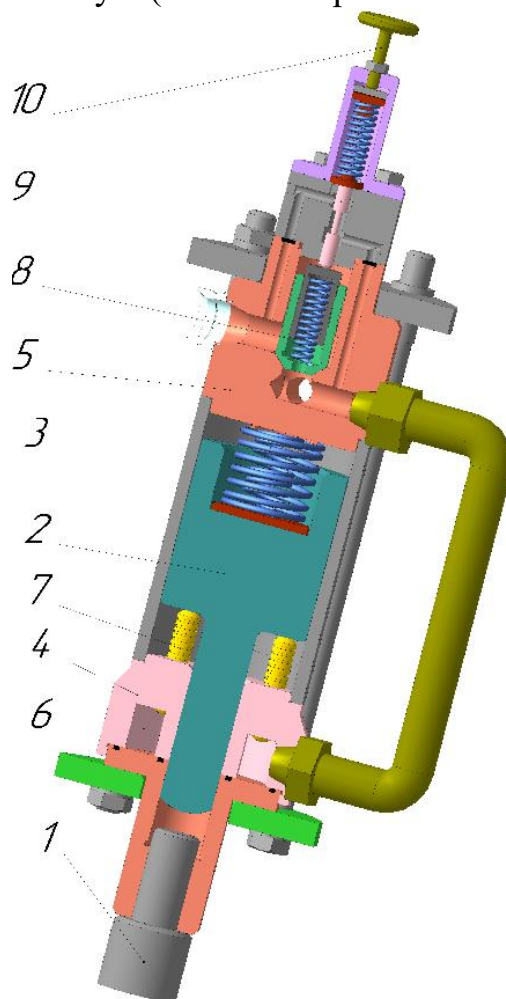


Рисунок 1 – Тривимірна модель навісного віброударного пристрою на базі ГПП

Загальне математична модель технологічного процесу руйнування гірської породи за допомогою віброударного пристрою на базі ГПП складається окремо із математичної моделі гідродинамічних процесів в ГПП [5], математичної моделі ударної взаємодії робочого органу і ударної маси на базі моделі Сірса [6], а також математичної моделі напружено-деформованого стану гірської породи і самого робочого органу.

За допомогою сучасних комп'ютерних систем на потужностях обчислювальних кластерів КС Інституту кібернетики ім. В.М. Глушкова НАН України за допомогою методами чисельного моделювання на базі відомих програмних комплексів FlowVision [1], Matlab Simulink [2, 7] і APM Structure [5, 7] були реалізовані наведені вище математичні моделі. Результатами моделювання є розподіл тиску в робочій порожнині ГПП віброударного пристрою, а також її швидкості (рис. 2).

Наступними результатами розрахунку є діаграми робочих параметрів ГПП (рис. 3), а саме: діаграми зміни переміщення (рис. 3, а) і швидкості (рис. 3, б) відповідних рухомих елементів ГПП.

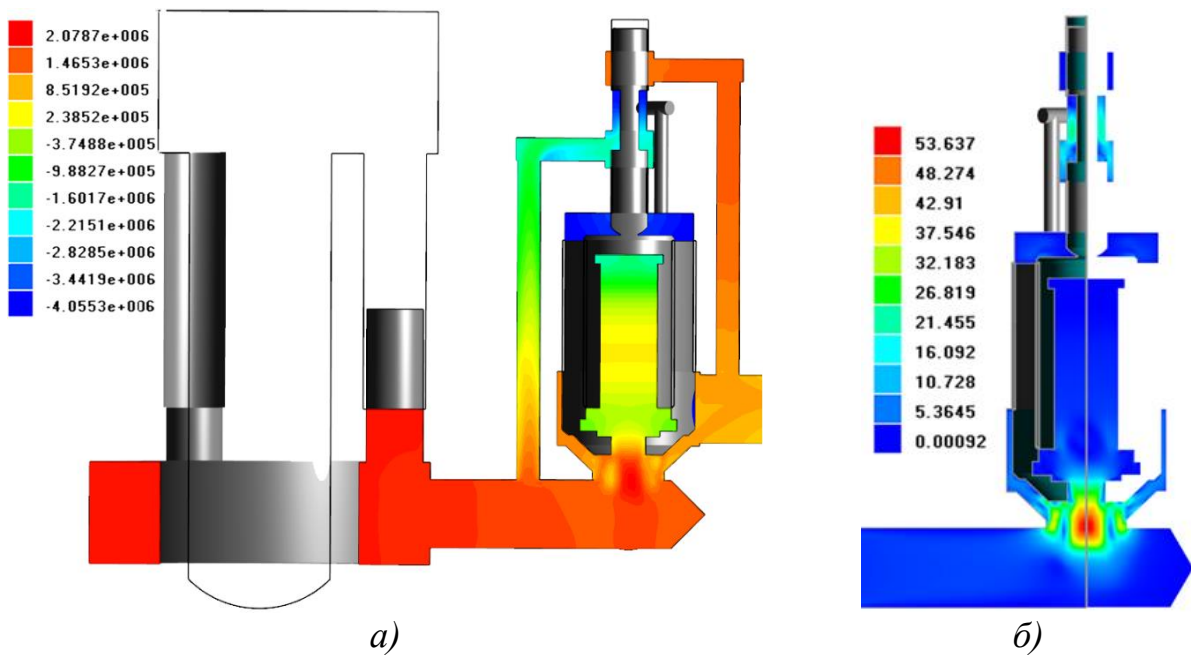
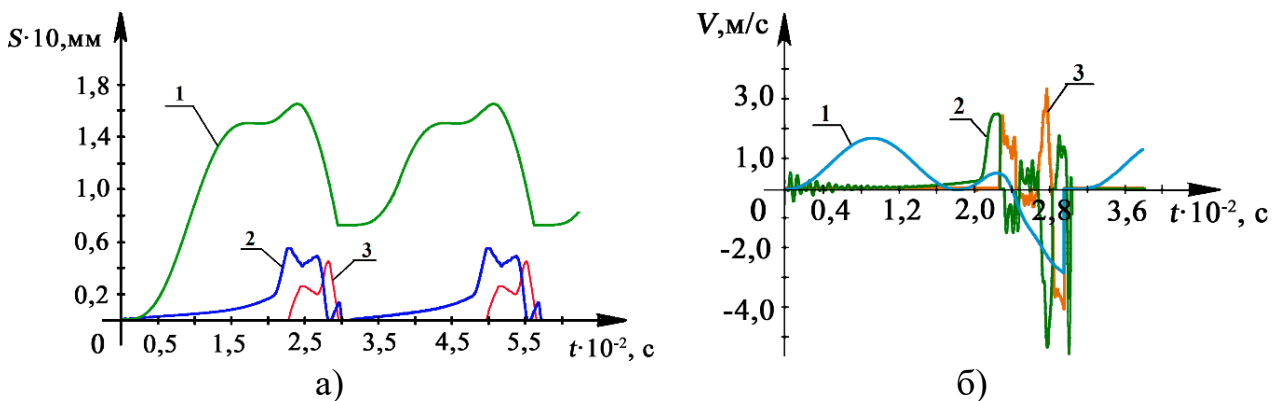


Рисунок 2 – Розподіл тиску (а) і швидкості (б) в робочій порожнині ГПП віброударного пристрою



1 – ударна маса; 2 – клапан першого каскаду; 3 – клапан другого каскаду
Рисунок 3 – Діаграми зміни робочих параметрів ГПП: а) зміни переміщення;
б) зміни швидкості

На основі приведених розрахунків елементів ГПП за допомогою технології FSI [5, 7, 8] в програмі APM Structure визначили напружено-деформований стан виконавчого органу віброударного пристрою (рис. 4, а) і самої оброблювальної породи (рис. 4, б).

Порівнюючи власні частоти коливань виконавчого органу (163 Hz, 344 Hz) віброударного пристрою (див. рис. 4, а) і частоту роботи самого пристрою (34 Hz) можна прийти до висновку, що негативні резонансні явища не спостерігаються. Також можна замітити виникнення екстремальних напружень у самій гірській породі, що піддається віброударному руйнуванню.

Висновки. Розроблено ефективну конструкцію віброударного пристрою на базі ГПП в основі якого є двокаскадний клапан-пульсатор, для реалізації найбільш ефективних режимів імпульсного впливу на оброблювані середовища.

Отримані результати чисельного моделювання технологічних процесів віброударного руйнування гірських порід віброударним пристроєм на базі ГПП,

показав переваги обраного підходу до проектування, а також дозволив довести ефективність розробленої конструкції ГПІ, на базі двокаскадного клапана-пульсатора.

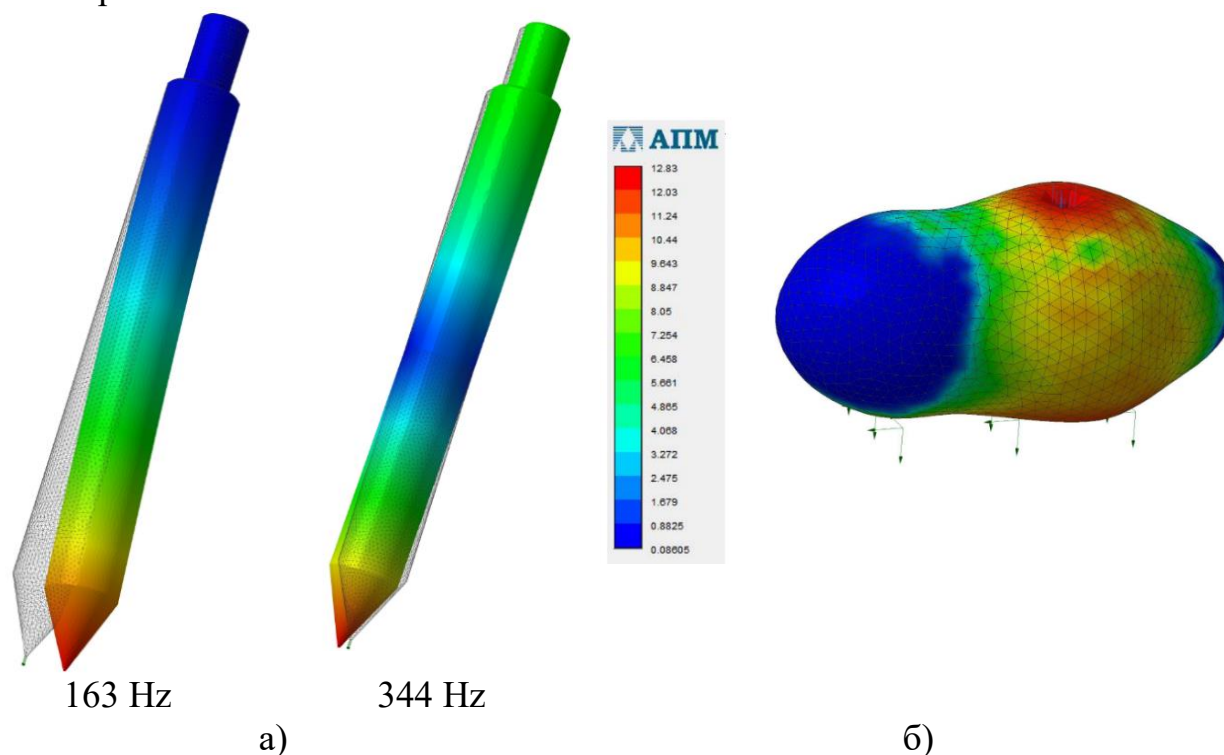


Рисунок 4 – Напружено-деформований стан елементів віброударного пристрою: а) власні частоти коливань робочого органу; б) гірської породи

Література

1. Іскович-Лотоцький Р.Д. Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів : монографія / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Я.В. Іванчук. – Вінниця : Вінниця, 2012. – 155 с.
2. Іскович-Лотоцький Р.Д. Технологія моделювання оцінки параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні з гідроімпульсним приводом : монографія / Р.Д. Іскович-Лотоцький, О.В. Зелінська, Я.В. Іванчук. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 152 с.
3. Веселовська Н.Р. Загальні принципи побудови і дослідження детермінованих моделей вібраційних та віброударних машин з гідроімпульсним приводом / Н.Р. Веселовська, О.В. Зелінська, Я.В. Іванчук // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця, 2018. – № 4 (91). – С. 21 – 28.
4. Іванчук Я.В. Математичний метод визначення стійкості коливальних систем під дією зовнішнього вібраційного навантаження / Я.В. Іванчук // Технічні науки та технології : науковий журнал / Чернігів. нац. техн. ун-т. – Чернігів : ЧНТУ, 2018. – № 2 (12). – с. 25 – 33 . doi: 10.25140/2411-5363-2018-2(12)-25-33.
5. Іскович-Лотоцький Р.Д. Моделювання процесу оброблення дрібнодисперсних деревинних матеріалів під дією вібраційного і віброударного навантаження / Р.Д. Іскович–Лотоцький, Я.В. Іванчук, Я.П. Веселовський // Науковий вісник НЛТУ України: збірник наукових праць. – Львів. – 2018. – Том

28, № 5. – С. 124 – 129. doi: 10.15421/40280526.

6. Іскович–Лотоцький Р.Д. Оптимізація конструктивних параметрів інерційного вібропрес–молота // Р.Д. Іскович–Лотоцький, Я.В. Іванчук, Я.П. Веселовський // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – №2. – С. 43 – 50.

7. Іскович–Лотоцький Р.Д. Моделювання робочих процесів в піролізній установці для утилізації відходів / Р.Д. Іскович–Лотоцький, Я.В. Іванчук, Я.П. Веселовський // Східно–європейський журнал передових технологій. – Харків, 2016. – Том 1, № 8(79). – С.11 – 20. doi: 10.15587/1729-4061.2016.59419.

8. Іскович–Лотоцький Р.Д. Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором [Текст] / Р.Д. Іскович–Лотоцький, Я.В. Іванчук, Я.П. Веселовський // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця, 2017. – № 3(86). – С.10 – 19.

УДК 693.542.523

*І.І. Назаренко, д.т.н., професор
М.О. Клименко, к.т.н., доцент
В.І. Лесько, доцент
А.І. Чичур, к.т.н.*

Київський національний університет будівництва і архітектури

ІМОВІРНІСНА ПРОСТОРОВА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ПЕРЕМІШУВАННЯ В ГРАВІТАЦІЙНИХ БЕТНОЗМІШУВАЧАХ

Попередні дослідження з підвищення ефективності бетонозмішувачів гравітаційного та примусового перемішування [3] вказують, що суттєвого поліпшення можна досягти шляхом застосування раціональних конструкторських і технологічних параметрів змішувачів, а саме форма і кут нахилу змішувального барабана, змішувальних лопатей тощо.

Розміри і кут нахилу барабана приймається основною варіативною складовою процесу перемішування, який і визначає продуктивність змішувача і, як наслідок, його технічні параметри: потужність привода, геометрію змішувальної камери, тощо. На характер роботи гравітаційного змішувача впливають крім того розміри, кут нахилу і форма лопатей.

Таким чином, до основних показників ефективності роботи гравітаційного барабанного змішувача, що підлягають визначенню в процесі теоретичних та експериментальних досліджень, відносяться:

- розміри і форма барабана;
- кут нахилу барабана;
- частота обертання барабана та час, за який досягається однорідність;
- потужність привода на перемішування.

Оскільки розміри і кут нахилу барабана є технологічними параметрами і безпосередньо впливають на якість суміші і переміщення перемішувального середовища, то в процесі теоретичного дослідження визначаються їх раціональна

область значень, що визначить технологічний режим роботи змішувача.

Отже, спочатку досліджувався характер переміщення середовища в змішувачі із нахилом барабана 0° , виходячи із припущення, що це положення є абсолютним початком координат в дослідженні, і оцінка ефективності режиму роботи, якості суміші, в результаті повороту і відхилення барабана, а також зміни його форми, вестиметься відносно нього.

Після цього визначається характер взаємодії змішувача із робочими органами змішувача в залежності від обраної схеми потокоутворення, форми змішувального барабана і кута його повороту. Оскільки рух середовища носить випадковий характер, то імовірність переміщення середовища є визначальною. Досліджені параметри порівнювались із теоретичними розрахунками і припущеннями. Також досліджувалась якість суміші, виходячи із часу перемішування.

Для визначення характеру режиму роботи барабанного бетонозмішувача була розглянута ефективність його роботи в рамках стохастичної моделі, в якій переміщення оброблюваного середовища носить випадковий характер і описується імовірнісними методами.

Для цього весь об'єм змішувача розбивається на ряд однакових елементарних об'ємів – зон. Для початку, був виокремлений елементарний об'єм – циліндр, що утворюється поверхнею барабана.

Далі циліндри розбиваються на змішувальні зони, кількість яких відповідає прийнятому числу змішувальних елементарних об'ємів.

Для опису руху системи були використані неоднорідні ланцюги Маркова, тобто перехідні імовірності $q_{ij}(t)$, які залежать від часу, і, отже, існує такий момент часу t , який відповідає певному переходу n , за якого матриця перехідних імовірностей є незмінною. Цей стан системи має відповідати часу t_2 , який визначає початок останнього періоду на кінетичній кривій процесу перемішування, за якого швидкість змішування дорівнює швидкості сегрегації, тобто V_c не змінюється з часом.

Спираючись на загальну теорію ланцюгів Маркова [1, 2], початковий стан можна охарактеризувати вектором $G(0)$, кожна складова $g_j(0)$ якого є імовірністю знаходження одного із компонентів суміші в j -й змішувальній зоні:

$$G(0) = [g_1(0), g_2(0), \dots, g_k(0)], \quad (1)$$

де k – число змішувальних зон.

Потім задається імовірність переходу частинки з i -ї змішувальної зони в j -у, що утворює матрицю перехідних імовірностей (з'єднань). Згідно теорії Маркова, після n переходів (обертів валів) розподіл речовини по змішувальним зонам може бути записано у вигляді матричного добутку

$$G(n) = G(0)p^n, \quad (2)$$

де p – матриця ймовірностей переходу розмірності $k \times k$;

$G(n) = [g_1(n), g_2(n), \dots, g_k(n)]$ – вектор стану системи після n переходів.

Для оцінки неоднорідності $V_n, \%$, розподілу речовини після переходів використовується залежність:

$$V_n = 100k \sqrt{\frac{1}{k-1} \sum_{i=1}^k \left[g_i(n) - \frac{1}{k} \right]^2}. \quad (3)$$

Для визначення імовірності переходу оброблюваного середовища в тому чи іншому напрямку можуть бути використані найбільш розповсюджені схеми потокоутворення: кільцева і перехресна, які наведені на рис. 1. Вважається, що за один оберт барабана середовище із імовірністю p перейде в сусідній осередок, з імовірністю q в опозитний та із імовірністю r залишиться в ньому:

$$p + q + r = 1. \quad (4)$$

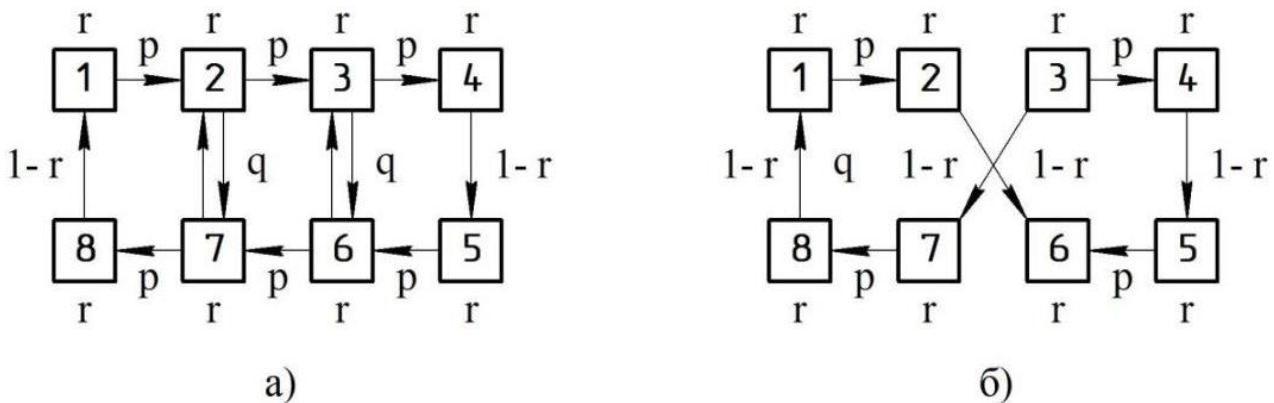


Рисунок 1 – Схема переходів речовини для робочого об'єму змішувача за схеми потокоутворення: а) кільцевій, б) перехресній

Розглядаючи просторову схему руху середовища і переміщення частинок в змішувачі, імовірність залишання в тій самій змішувальній зоні представляється, як сукупна імовірність переміщення речовини в радіальному S та коловому C напрямку:

– радіальний напрямок – являє собою переміщення середовища в межах рядів робочих органів змішувача, в напрямку від осі до найбільшого радіусу (барабана змішувача) і в зворотному напрямку. Кожна із змішувальних зон, розбивається послідовно в радіальному напрямку на N_S рівних кілець;

– коловий напрямок – являє собою переміщення речовини в межах рядів робочих органів змішувача, по замкнутому циркуляційному контуру. Кожна із змішувальних зон, розбивається в коловому напрямку на C_R рівних секторів.

Описана математична модель дозволяє вираховувати час переходу, після якого матриця перехідних імовірностей перестане змінюватись в часі, і це означитиме, що система набула стаціонарного стану, а отже є привід стверджувати, що суміш найбільш досяжної якості вже готова.

Цей підхід значно підвищує ефективність роботи машини визначаючи оптимальний час перемішування, а отже, забезпечуючи зменшення тривалості циклу приготування суміші.

Література

1. Гнеденко Б.В., Коваленко И.Н. Введение в теорию массового обслуживания. – Изд. 4-е, испр. – М.: Издательство ЛКИ, 2007. – 400 с.
2. Кельберт М. Я., Сухов Ю. М. Вероятность и статистика в примерах и

задачах. Т. II: Марковские цепи как отправная точка теории случайных процессов и их приложения. – М.: МЦНМО, 2010. – 295 с.

3. Чичур А. І., Назаренко І. І. Дослідження процесу переміщення матеріалу в двовальних горизонтальних бетонозмішувачах примусової дії на основі стохастичного підходу // Техніка будівництва: науково-технічний журнал. – 2014. – № 33. – С. 51 – 57.

УДК 621

В.Б. Косолапов, доцент

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОТИЗНОСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАСТИЛЬНОЇ ПЛІВКИ РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРОПРИВОДУ МАШИН У ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Постановка проблеми. За даними чисельних досліджень встановлено, що до 70 % відмов у роботі гідронасичених підйомно-транспортних машин (ПТМ) припадає гідропривід [1, 2]. Ресурс гідроприводів ПТМ багато в чому визначається фізико-хімічними властивостями робочої рідини (РР) [3].

З погляду зношування поверхонь гідроприводу найнебезпечнішим є граничний режим змащення. Цей режим реалізується в умовах високих контактних навантажень, низьких швидкостей переміщення поверхонь, а також, при підвищених температурах РР. За таких умов відбувається руйнування мастильної плівки РР, що приводить до безпосереднього контакту поверхонь тертя по окремих мікронерівностях, що приводить до їхнього підвищеного зношування [4].

Основний матеріал. Усі гідроагрегати ПТМ періодично працюють у несталих режимах, тому РР повинна бути здатна утворювати на поверхнях тертя міцний мастильний шар, що працює при різних умовах навантаження. На сьогоднішній день недостатньо вивчений вплив складу, структури та режимів навантаження на протизносні властивості РР.

Метою даної роботи є дослідження протизносних властивостей мастильної плівки РР гідроприводу ПТМ у процесі експлуатації в режимі граничного тертя.

Завданням дослідження є визначення впливу наробітку РР і навантаження в контактні поверхонь у режимі граничного тертя на протизносні властивості мастильної плівки РР з урахуванням терміну її експлуатації у гідроприводі машини.

У якості досліджуваної змащувальної рідини застосовувалося гідравлічне масло Mobil DTE 25 з різним наробітком. Властивості РР відповідають стандарту DIN 51524 Part 2 (2006), ISO 11158 L-HM (2006). Дослідження проводилися на чотирикульковій машині тертя. У піраміді використовувалися кульки діаметром 7,938 мм. Температура РР при випробуваннях підтримувалася за допомогою регульованого нагрівального пристрою. Момент переходу пари тертя в режим граничного змащення відповідає виникненню металевому контакту поверхонь по

окремих мікронерівностях. Величина електричного опору, при цьому досягає мінімального значення, яке фіксується омметром 8.

Для проведення прискорених випробувань на зношування поверхонь тертя необхідно визначити діапазон навантаження, при якому в режимі металевого контактування проявляється вплив адсорбційної плівки. Діапазон навантажень варіювався від моменту роздавлювання адсорбційного шару ПАР до моменту, коли плівка не виявляє істотного впливу на зношування поверхонь.

З метою встановлення діапазону зміни навантаження й частоти обертання кульки були проведені попередні випробування. При температурі РР $t = 323$ °К варіювалося навантаження й частота обертання кульки, поки не була визначена крапка переходу від рідинного виду змащення до граничного й крапка, при якій плівка не відіграє істотної ролі. У результаті випробувань встановлено, що перша крапка визначена значеннями $N = 0,5$ Н, $n = 0,4$ з-1 ($v = 1,84 \times 10^{-3}$ м/с); друга крапка – $N = 2,5$ Н, $n = 0,4$ з-1.

При проведенні досліджень клас чистоти РР, швидкість переміщення поверхонь і температура РР підтримувалися постійними. Забруднення РР була не гірше десятого класу чистоти за ДСТ 17216-2001.

Експериментальні дослідження з визначення залежності зношування поверхонь тертя від навантаження в контакт в режимі граничного тертя в процесі експлуатації РР проводилися при наступних умовах: температура РР, $t = 323$ °К; швидкість обертання кульки, $v = 1,84 \cdot 10^{-3}$ м/с; навантаження в контакт варіювалася в межах $N = 0,5 \dots 2,5$ Н із кроком 1 Н; наробіток РР варіювалася в межах $T = 0 \dots 1000$ мото-год із кроком 500 мото-год; чистота РР не нижче 10 класу за ДСТ 17216-2001; час навантаження пари тертя ухвалювалося рівним 1800 с. Результати проведених експериментальних досліджень наведені на графіках рис. 1.

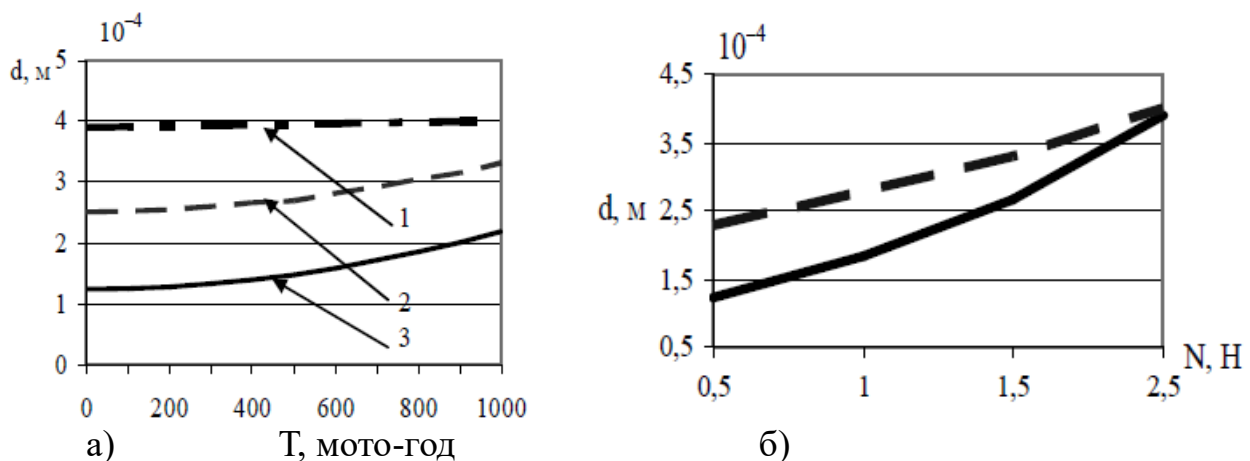


Рисунок 1 – Графік залежності діаметра плями зношування а) від наробітку РР та б) від навантаження в контакт ($v = 1,84 \times 10^{-3}$ м/с, $t = 323$ °К): 1 – навантаження в контакт 2,5 Н; 2 – навантаження в контакт 1,5 Н; 3 – навантаження в контакт 0,5 Н, – – наробіток РР 1000 мото-год; – наробіток РР 0 мото-год

Аналіз результатів випробувань гідравлічного масла Mobil DTE 25 на рис. 1, а показав, що функція зношування від наробітку при навантаженні в

контакті 0,5 і 1,5 Н носить нелінійний характер, а при навантаженні 2,5 Н функція стає близькою до лінійної.

Крім цього слід помітити, що при збільшенні наробітку РР у діапазоні навантажень у контакті 0,5 і 1,5 Н відбувається збільшення зношування. При цьому, чим більше навантаження в контакті, тем менш істотний вплив на зношування виявляє мастильна плівка. Так для при навантаженні 0,5 Н величина приросту зношування поверхонь пара тертя в досліджуваному діапазоні наробітку РР становить 75 %, при навантаженні 1,5 Н зношування збільшується на 32 %, а при навантаженні 2,5 Н усього на 2,5 %. Дана обставина свідчить про зниження несучої здатності мастильної плівки РР у процесі експлуатації й руйнуванні мастильного шару на мікронерівностях зі збільшенням навантаження.

Аналіз функцій зношування на рис. 3, б) від навантаження в контакті при граничних значеннях наробітку РР (0 і 1000 мото-год) показав, що функція зношування від навантаження в контакті при різному наробітку РР у режимі граничного тертя носить нелінійний характер.

При збільшенні навантаження діаметр плями зношування збільшується. З підвищенням наробітку РР вплив навантаження на діаметр плями зношування зменшується, так для РР із наробітком 0 мото-год. величина зношування в досліджуваному діапазоні навантажень збільшилася в 3,2 раза, а з наробітком 1000 мото-год збільшилася в 1,74 раза.

Висновки. З наробітком РР спостерігається ріст зношування поверхонь тертя, приріст якого, у порівнянні із РР у стані поставки, у досліджуваному діапазоні становить до 75 %, залежно від навантаження в контакті поверхонь тертя. Такий істотний приріст пояснюється тим, що в процесі експлуатації відбувається спрацьовування присадок, що формують мастильний шар на поверхнях тертя.

При підвищенні навантаження в контакті зношування поверхонь тертя збільшується. При цьому зі збільшенням навантаження вплив її на зношування зменшується. Це обумовлене зниженням несучої здатності плівки й руйнуванням мастильного шару на мікронерівностях.

Таким чином, для запобігання підвищеного зношування поверхонь тертя гідроприводу ПТМ необхідне застосування РР із достатньою несучою здатністю мастильної плівки.

Література

1. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л.А.Кондаков. – М.: Машиностроение, 1982. – 216 с.
2. Надежность объёмных гидроприводов и их элементов / Ю.А.Беленков, В.Г.Нейман, М.П.Селиванов, Ю.В.Точилин. – М: Машиностроение, 1977. – 167 с.
3. Проников А.С. Параметрическая надёжность машин / А.С.Проников. – М: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002. – 560 с.
4. Чичинадзе А.В. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М.Берлинер, Э.Д.Браун. – М: Машиностроение, 2003. – 576 с.

*Р.А. Хабутдінов, д.т.н., професор
Т.О. Костюк, аспірантка
Національний транспортний університет (м. Київ)*

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВАНТАЖНИХ МІЖНАРОДНИХ АВТОПОЇЗДІВ ЗГІДНО КОНЦЕПЦІЇ ІННОВАЦІЙНО- ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ НА АВТОТРАНСПОРТІ

На автотранспорті (АТ) актуальна концепція технологічно-інноваційного енергозбереження. Проте існуючий метод підвищення противитратної ефективності автомобільних перевезень не відповідає цій концепції через те, що його розрахункова схема транспортної операції [1] має істотні методологічні недоліки. По-перше, в ній використовується принцип FUT (freezing undescribed technology), який обумовлює незмінність параметрів транспортних засобів та технологій в часі. По-друге, АТ розглядається як нематеріальна сфера транспортного обслуговування, що дозволило в теорії [1] використати модель віртуального транспортування автомобіля без врахування проявів його ресурсно-технічних властивостей в транспортних операціях, а також впливу технологічних процедур і процесів енергетичного перетворення технологічних ресурсів АТ на енергоефективність перевезень. По-третє, відсутні математичні моделі та показники аналізу матеріально-виробничої компоненти автотранспортних технологій [1, 2]. Внаслідок вищезгаданих недоліків і негативно-фрагментуючого впливу технологічних парадоксів АТ [2] теорія противитратної організації автомобільних перевезень є: невиробничою, нетехнічною, нетехнологічною, неенергетичною, неінноваційною, неконцептуальною і несистемною (види знань в транспортній теорії є фрагментарними).

Для можливості реалізації актуальної концепції технологічно-інноваційного енергозбереження на АТ [2, 3] в НТУ розроблено теорія та методи комплексного підвищення енергоресурсної ефективності автомобіля (ЕРЕА) узагальненого типу, а також методи імітаційно-тестового формування енергозберігаючих автотранспортних технологій. При цьому використаний новий науковий принцип інноваційного розвитку технологій DDIT (developed and described innovating technology) що дозволяє прогнозувати вплив техніко-технологічних інновацій на енергоефективність нових автомобілів і транспортних процесів з урахуванням технічних, дорожніх та експлуатаційних факторів технологічних проектів автомобільних перевезень. В теорії ЕРЕА в математичних моделях аналізу транспортної енергоефективності автомобіля узагальненого типу описується новаційна модель структурно-параметричної організації конструктивного базису автомобіля (СПОКА). Це дозволяє врахувати:

а) комплекс його ресурсно-технічних властивостей (складної транспортної машини, об'єкту керування рухом, перевізного засобу, знаряддя технологічних дій та інші);

б) енергоефективність технологічних процедур і процесів в транспортному процесі. В якості прикладу використання методів ЕРЕА в статті представлені

результати імітаційно-тестового моделювання та аналізу транспортної енергоефективності автопоїзду для міжнародних автомобільних перевезень.

Проаналізовано технічні характеристики автопоїзду та отримано кількісні характеристики впливу різних експлуатаційних факторів на показники їх енергоефективності та запропонована методика еталонно-порівнювального аналізу енергоефективності нових автопоїздів як ресурсно-технічних засобів транспортного виробництва та транспортних технологій.

Література

1. Воркут А.И. Грузовые автомобильные перевозки. – К.: Вища школа, 1986. – 447 с.

2. Хабутдінов Р.А., Коцюк О.Я. Энергоресурсна ефективність автомобіля. – К.: УТУ, 1997. – 197 с.

3. Хабутдінов Р.А. Транстехнологічна парадигма теорії управління на транспорті та методи системного експлуатаційно-технологічного ресурсозбереження / Вісник НТУ. Вип.28. – К.: НТУ, 2013. – С. 483 – 489.

УДК 622.339

С.В. Кравець, д.т.н., професор

О.З. Бундза, к.т.н., доцент

Національний університет водного господарства та природокористування (м. Рівне)

ВИЗНАЧЕННЯ ДОВЖИНИ ЛЕМЕША ТА СИЛИ РІЗАННЯ ҐРУНТУ РІЗЦЯМИ (ЗУБАМИ) ТРАНШЕЙНИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Лемешем називається нижня частина різця біля різальної кромки, що контактує з ґрунтом непорушеної структури в момент відділення елемента стружки від масиву. Від його геометричних параметрів (довжини, ширини та кута різання) значною мірою залежить опір різанню різця.

Аналіз літературних джерел інформації по різанню ґрунтів ножами на глибину сумірну з критичною показав, що довжина лемеша визначалася в основному експериментально, а єдиної методики визначення довжини лемеша не існує.

З метою визначення геометричних параметрів лемеша, що здійснює асиметричне блоковане різання ґрунту, розроблена розрахункова схема (рис. 1).

Система рівнянь рівноваги всіх сил на нормальну (n) і дотичну (τ) осі до площини руйнування мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} \sum P_n = dN_c + dN' \cos(\alpha_p + \phi + \psi) = 0 \\ \sum P_\tau = dT_c + dT_{бок1} \cos \delta + dT_{бок2} - dN' \sin(\alpha_p + \phi + \psi) = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

де α_p – кут різання різця;

ψ – кут зсуву ґрунту в поздовжній площині.

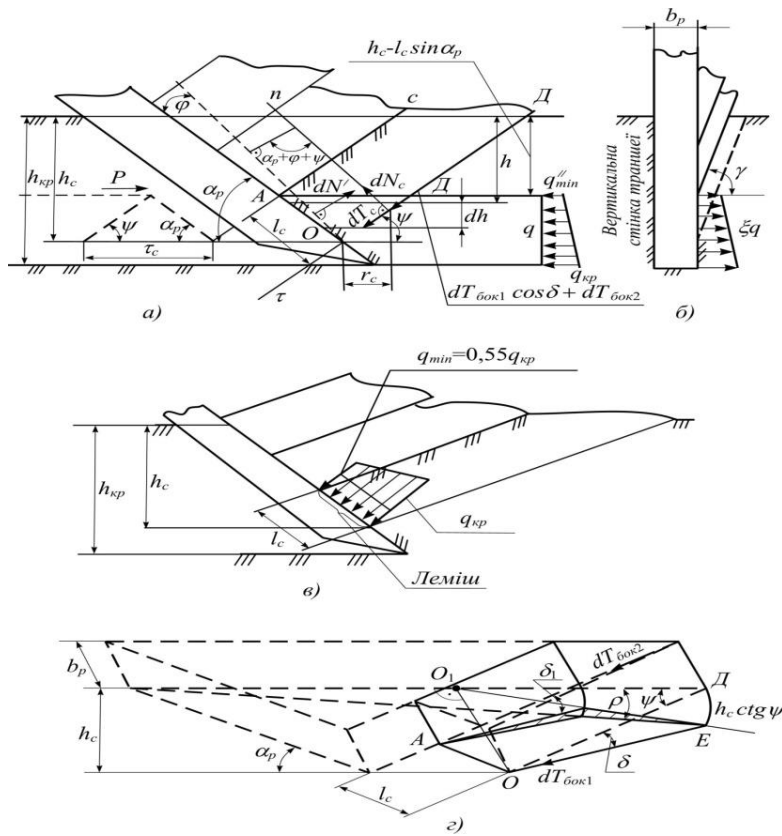


Рисунок 1 – схема для визначення довжини лемеша різців багатоскребоквих траншейних екскаваторів: а, б – схеми дії сил на елемент стружки у профільній і фронтальній площинах; в – схема розподілу тиску на різець; г – форма елемента стружки при сталому режимі різання

Після проведення проміжних математичних перетворень отримаємо квадратне рівняння для визначення довжини лемеша в перехідній зоні верхнього ярусу.

$$\frac{\sin^2 \alpha_p}{2} (\operatorname{ctg} \alpha_p + \operatorname{ctg} \psi) (\xi q_{сеп} \operatorname{tg} \varphi_0 (1 + \cos \delta) - 2c) l_c^2 + \left[2 \sin \alpha_p (\operatorname{ctg} \alpha_p + \operatorname{ctg} \psi) c h_c - \frac{\sin(\alpha_p + \varphi + \varphi_0 + \psi)}{\cos \varphi \cos \varphi_0} q_{сеп} b_p \right] l_c + \frac{c h_c}{\sin \psi} \left(b_p + \frac{\rho h_c}{2} \operatorname{ctg} \psi \right) = 0 \quad (2)$$

Дійсне рішення рівняння (2), що відповідає фізичній суті та реальним параметрам процесу різання запишеться у наступному вигляді

$$l_c = \frac{-B_* - \sqrt{B_*^2 - 4A_*C_*}}{2A_*}, \quad (3)$$

$$\text{де } \begin{cases} A_* = \frac{\sin^2 \alpha_p}{2} (\operatorname{ctg} \alpha_p + \operatorname{ctg} \psi) (\xi q_{\text{сеп}} \operatorname{tg} \varphi_0 (1 + \cos \delta) - 2c); \\ B_* = 2 \sin \alpha_p (\operatorname{ctg} \alpha_p + \operatorname{ctg} \psi) c \cdot h_c - \frac{\sin(\alpha_p + \varphi + \varphi_0 + \psi)}{\cos \varphi \cos \varphi_0} q_{\text{сеп}} b'_p; \\ C_* = \frac{ch_c}{\sin \psi} \left(b'_p + \frac{\rho h_c}{2} \operatorname{ctg} \psi \right) \end{cases} \quad (4)$$

b'_p – ширина крайніх бокових різців.

Характерні залежності довжини лемеша від кутів зсуву елементів стружки ґрунтів для різних кутів різання різців приведені на рис. 2.

l'_c , м

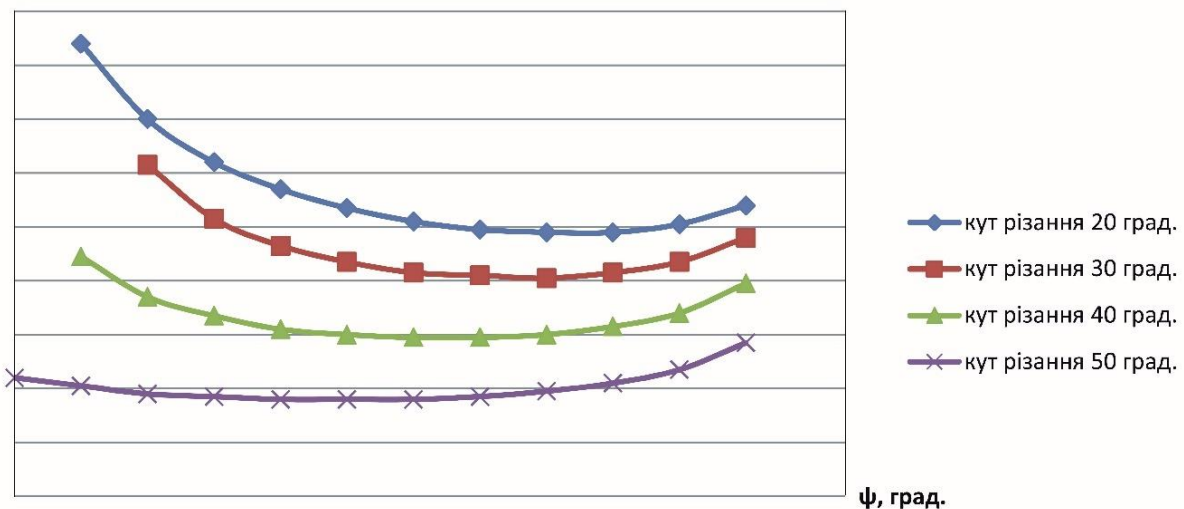


Рисунок 2 – Залежність довжини лемеша різців від кута зсуву елементів ґрунтової стружки

Отже, отримані залежності для визначення довжини лемеша на критичній глибині різання різців, що дасть можливість визначити їх опір різанню.

UDC 550+346.24

*M.P. Kuzminets, DSci, Associate Professor
Yu.I. Dubovenko, PhD, Associate Professor
National Transport University of Ukraine*

METHODOLOGY THE ECOLOGICAL MONITORING OF ECOTOPES ON THE TRANSPORT HIGHWAYS

The domestic economy of Ukraine faces the latest challenges in the context of global globalization and the global division of the consumption markets. Among these, one of the prominent places holds the intensification of cargo flows and passenger traffic both inside the country and abroad. Such a trend is observed in all kinds of

transport and leads to a crucial increase in the environmental burden on the environment of the main transport routes of the country. Such a hard traffic load leads to the accelerated ecological degradation of the surrounding areas and, as a result, to the reduction of gross economic indicators for cargo flows and decreases the possibility of restoring of the environment.

The intensive use of the railroads is accompanied by man-made degradation of its environment. The proved requirements for implementation of the sustainable development of the railway industry require the constant monitoring of the quality of environmental protection to be carried out. This kind of stable control is provided by a complex monitoring system, which includes various means, such as: the measurement, collection, delivery and the processing of information obtained; the decision-making tools; the service applications. Therefore, such a complex system of links between the environment parameters being monitored produces the need to create a coherent mathematical model for monitoring natural complexes along the railways taking into account the technogenic specificity of the railway economy. How to take into account in full measure the main factors in such a model? Results and discussions. Proceeding from the above mentioned mathematical model of the ecotope around the railway, it is necessary to carry out a consistent ecological analysis of the state of the ecotope in strictly prescribed time intervals. At the same time, the greatest contribution to the man-made degradation of the ecotope will be carried out by the traffic of rail and motor vehicles.

Ecological analysis of ecotope for the achievement of the ecological safety at the railway includes the identification of the ecotope itself (the recognition of the planting as an ecotope items); the assessment of the potential of the ecotope (the stocks and facilities for fulfilling its safety functions); the classification of full-profile and incomplete ecotopes (for simple view, the structure of planting strips); the establishment of the ecological capacity (maximum technogenic load, which will sustain the ecotope for a long time without breaking of its structure and functions); the estimation of the spatial and functional role of ecotope, the observance of known ecological norms in the use of ecotope resources; the appropriate substantiation of completeness and efficiency of measures on ecological safety at the railway.

The ecological monitoring of the ecotope increases the follow values: the adequacy of the model of the ecological state of the railway; the authenticity of the monitoring data. The reliability of information is provided by these aspects of study: the use of comparative statistics, the taking into account the reaction of ecotopes to external influences; the identification of the influence of specific external factors on the state of the railways; the studying of the influence of the interconnections of various parameters and their variability in time and space.

The designing of the new ecotopes (as well as the optimizing of the existing ones) involves a number of actions. The main of them are listed above:

- the optimization of the structure (search of the optimal variant through comparison of all possible variants);
- the statistical analysis of ecotope blocks (related by the input / output flows of the matter and/or energy);
- the soil phytorezoremediation (cultivation of the complex of remediate:

mycorrhizal fungi, associated plant microorganisms with the potential of rhizosphere biological regulation of the soil);

– the bioengineering structures (plantations that, while intensifying the railways traffic, may preserve the biotransformation and landscape diversity, increase the productivity of the ecotope, self-recover themselves, provide the ecological safety of the natural site, and preserve the ability of the ecotope to fulfill the economic and ecological functions of the railway).

– the minimization of pollution and environmental risks, the ecotope protection, ecotourism ecotope creation.

Accordingly to all of the cited above, we conclude that the ecologically balanced solutions for the optimal railway management should be as follows:

– the complete and balanced ones (the indicators allow to use the chosen assessment strategy, meet the monitoring objectives, determine the degree of emission of pollutants or other environmental problems);

– the sensitive ones (each variable have its own range of values, the correct methods of their determination are used, the correlation exists between the state of the system and the ecotope);

– interpretable ones (the transparent, accessible, reliable, scalable to increase the amount of environmental information while maintaining costs).

The creation of a comprehensive mathematical model of environmental monitoring as a basis for a system of support for decision-making on environmental safety in railway transport is one of the important components of the national transport safety system. The prospect of further research in this direction may be the follow: we need to integrate all the collected data into the GIS environment. In particular, an automated system for processing and interpreting environmental monitoring data should be developed on the basis of ArcGIS. The next step will be summarizing the data studied and the creation of a knowledge base and an expert information and analytical system of nature management on the railway transport.

УДК 621.879

*С.Х. Медвідь, к.т.н., доцент
Національний університет водного господарства та
природокористування (м. Рівне)*

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОГРЕЙДЕРА З ЗАТУПЛЕНИМ НОЖОМ

Одним із критеріїв, що впливає на ефективність роботи землерийних машин є опір різання ґрунту, який залежить від ряду факторів, в тому числі і затуплення ріжучої крайки робочого органа.

Проведені дослідження впливу затуплення на опір різання, продуктивність, енергетичні параметри не дають можливості повністю оцінити ефективність роботи машини залежно від стану ріжучої крайки.

Метою даної роботи є визначення граничної величини затуплення ріжучої

крайки ножа автогрейдера з умови рентабельності виконання робіт при розробленні ґрунту з бокових резервів.

Критерієм оцінювання затуплення ріжучої крайки вибрано запропонований Зеленим А.Н. безрозмірний коефіцієнт затуплення Δ та величину площадки затуплення S .

Як показали виконані раніше дослідження, при наявності затуплення, сила опору різання визначається за формулою

$$P = P_0 + P_{зат}, \quad (1)$$

де P_0 – сила, опору різання гострим ножом;

$P_{зат}$ – додатковий опір від затуплення.

З метою спрощення розрахунків Зеленин А.М. пропонує користуватись безрозмірним коефіцієнтом затуплення Δ .

Тоді опір сили різання затупленим ножом буде

$$P = P_0 \Delta. \quad (2)$$

Для автогрейдера сила опору різання при розробці ґрунту з бокових резервів гострим ножом визначається відомою формулою:

$$P_0 = klh \sin \alpha / 4 \cos \delta. \quad (3)$$

Приймаючи $l \sin \alpha / 4 \cos \delta = B$ отримаємо:

$$P_0 = k \cdot h \cdot B \quad (4)$$

Для затупленого ножа:

$$P = k \cdot h \cdot B \cdot \Delta \quad (5)$$

Для нормальної роботи автогрейдера необхідно, щоб сила тяги рушія P_T була більшою сили опору копання ґрунту P_k . В граничному випадку повинен виконуватись баланс тяги, тобто:

$$P_T = P_k \quad (6)$$

де P_T – сила тяги рушія;

P_k – сила опору копання.

Приймаючи до уваги, що при розробленні ґрунту сила різання є основною, можна вважати, що:

$$P_T = P_0 \quad (7)$$

Для колісних машин сила тяги обмежується зчепленням рушія з поверхнею.

При затупленні ножа зростає сила різання ґрунту, що приводить до порушення балансу сил, і сила тяги по зчепленню стає меншою сили опору різання:

$$P_{зч} < P \quad (8)$$

В результаті цього стає неможливим виконання робочого процесу автогрейдером. Щоб запобігти останньому слід зменшити товщину стружки, до величини, це визначається залежністю:

$$h_{зат} = Mg \psi \Theta / Bk \Delta \quad (9)$$

З врахуванням коефіцієнта затуплення Δ та максимальної сили тяги по зчепленню, продуктивність автогрейдера при розробленні ґрунту з бокових резервів можна вирахувати за формулою:

$$\Pi = 3600 \frac{Mg\psi\theta L_{\partial}}{k\Delta(L_{\partial}/g_p + 2t_n)}. \quad (10)$$

Як видно з наведеної формули зі збільшенням затуплення ножа продуктивність зменшується.

Зменшення продуктивності при незмінних затратах призводить до зменшення доходу на одиницю продукції.

В свою чергу дохід на одиницю продукції від експлуатації машини є різниця між ціною продукції C_{np} і питомими приведеними затратами на одиницю продукції C_{num} :

$$D = C_{np} - C_{num}. \quad (11)$$

Експлуатація машини з економічної точки зору вигідна до тих пір, поки можна отримувати дохід, або граничним є випадок коли $C_{np} = C_{num}$.

З врахуванням виразу для розрахунку C_{np} та рівності $C_{np} = C_{num}$ отримаємо:

$$\Pi = \frac{\Sigma Z}{C_{np}}. \quad (12)$$

Прирівнюючи вираз для визначення продуктивності за формулою (10) і продуктивності економічного розрахунку (12) отримаємо формулу для розрахунку граничної величини коефіцієнта затуплення Δ_{ep} для конкретного автогрейдера і умов його роботи:

$$\Delta_{ep} = \frac{3600Mg\psi\theta L_{\partial} C_{np}}{k(L_{\partial}/g_p + 2t_n)\Sigma Z}.$$

Таким чином, значення коефіцієнта затуплення Δ ріжучої крайки автогрейдера регламентується кон'юнктурою ринку, властивостями ґрунту та питомими зведеними витратами.

УДК 339.03:621.86667.1

*М.І. Назаренко, к.т.н.
ТОВ Академбудсервіс (м. Київ)*

МЕТОДОЛОГІЯ ФОРМУВАННЯ КОМПЛЕКСІВ І КОМПЛЕКТІВ МАШИН БУДІВНИЦТВА

Процес комплексної механізації – це складний динамічний процес, який характеризується великою кількістю різноманітних ситуацій, ймовірнісним характером подій, що виникають в процесі будівництва [1]. Причому зростають вимоги до рентабельності, що особливо важливо в сучасних ринкових відношеннях.

Залежно від типу і типорозмірів машин, що входять в комплекти та комплекси машин, виділено такі класи задач.

1. Задачі, де розглядаються робота машин і механізмів різних типів, які мають корінні відмінності у функціонуванні. Наприклад: при будівництві будинків для виконання земляних робіт використовують бульдозери і

екскаватори.

2. Задачі, де розглядаються робота машин і механізмів одного типу, які не мають суттєвої відмінності у функціонуванні, але різних типорозмірів. Наприклад: крани різної вантажопідйомності, екскаватори з різною місткістю ковша.

3. Задачі, де розглядаються робота машин і механізмів одного типу і одного типорозміру.

Задачі першого класу характеризуються неможливістю повної заміни одного типу машин і механізмів іншими, а інколи неможливістю функціонування одного типу машин без другої. Наприклад, при роботі екскаватора необхідно мати бульдозер і автосамоскид. До особливостей задач першого класу також відносяться неможливість розгляду всіх одиниць машин і механізмів внаслідок великої масштабності задач і тоді приймаються оптимальні типорозміри кожного типу; необхідність застосування комплектів машин і механізмів різних типів. При вирішенні таких задач необхідно користуватися інформацією, що отримана із задач інших класів, де вибрані оптимальні комбінації засобів кожного типу.

До особливостей задач другого класу відносяться: необхідність інформації про об'єм робіт, які виконуються машинами і механізмами даного типу, що отримані із рішення задач першого класу, оскільки машини одного типу але різних типорозмірів, як правило, виконують не весь об'єм робіт при будівництві того чи іншого об'єкта, а тільки його частини (визначення оптимальних параметрів комплексу машин кожного типу, оптимального насичення машинами заданих об'єктів будівництва і визначення об'ємів робіт).

Задачі третього класу мають такі особливості: необхідність інформації про об'єми робіт, що отримані при вирішенні задач другого класу; визначення оптимальних параметрів машин і механізмів при заданих основних характеристиках об'єкта будівництва. Задачі цього класу є узагальненими задачами оптимального вибору.

Існує взаємозв'язок між задачами всіх класів: так, для вирішення задачі першого класу, необхідно мати інформацію, отриману при вирішенні задач другого класу і навпаки.

Задачі за оптимальним використанням машин і комплектів машин можна розділити на три типи:

– заданий об'єкт будівництва, відомі тип і типорозмір машин, що застосовуються на об'єкті. Необхідно організувати роботу таким чином (вибрати схему, розміщення), щоб ефект був максимальним;

– заданий об'єкт будівництва і деякі обмеження на засоби механізації (наприклад, тип машин, схема роботи). Необхідно підібрати оптимальні типорозміри машин за умовою максимального ефекту;

– заданий об'єкт будівництва, необхідно підібрати тип, типорозмір машин і схеми їх роботи за умовою максимального ефекту. Зазначені задачі формування комплексів і комплектів машин будівництва мають бути органічно вписуватися в основні принципи інформаційного підходу до проектування та подальшого здійснення етапу будівництва: тривимірне представлення об'єкта; автоматичне отримання креслень на основі сукупності параметрів об'єкта та його елементів;

параметризація об'єктів і створення відповідних баз даних; розподіл комплексів і комплектів машин на етапі процесу будівництва. В роботі [1] розроблена методологія практичного використання оптимізації вибору та комплектування машин і механізмів у відповідності до вимог будівельного проекту [2].

Література

1. Назаренко М.І. Організаційно-технологічні моделі та методи ефективного використання засобів механізації в будівництві / М.І. Назаренко. – К: «МП Леся», 2015. – 152 с.

2. Антупенко Є.Ю. Організаційно-технічне моделювання підготовки та впровадження будівельних проектів: Монографія / Є.Ю. Антупенко. – Запоріжжя: "РДЦ Дизайн Груп", 2010. – 386 с.

УДК 534

І.І. Назаренко, д.т.н., професор¹

В.В. Сліпецький, аспірант¹

М.М. Нестеренко, к.т.н.²

¹Київський національний університет будівництва і архітектури

²Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ ТА ОЦІНЮВАННЯ ПРУЖНО-ІНЕРЦІЙНИХ ТА ДИСИПАТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ

Вібраційні системи (машина – середовище), що підлягають дослідженню, мають різну фізичну природу за своєю структурою, але характеризуються загальними пружно – інерційними та дисипативними характеристиками. Теорія вібраційних систем базується на основних засадах класичної теорії механічних коливань, теорії подібності і розмінностей, механіки суцільних середовищ. Існують різні методи дослідження пружно-інерційних та дисипативних характеристик, що визначають стан та рух таких систем.

Введення комплексних величин дозволяє просто, точно й коротко характеризувати коливальні властивості системи з погляду змущених коливань. Сутність такого методу полягає в наступному. Пружно-інерційні та дисипативні властивості представляються як сума трьох жорсткостей K : динамічної жорсткості маси – $m\omega^2$, жорсткості пружини c , динамічної жорсткості опору $ib\omega$. Фізична сутність їх полягає в наступному. Нехай на масу m діє сила $F_0 \cos \omega t$, маса ізольована ($c = 0, b = 0$): тоді, коливання x будуть у протифазі із силою й амплітуда їх дорівнює $F_0/m\omega^2$. Динамічна жорсткість маси зростає з збільшенням частоти. Тоді при великій частоті сила кінцевої амплітуди спричинить незначне переміщення маси, «маса погано передає коливання великої частоти».

Пружина – це елемент системи, для якого статична й динамічна жорсткості однакові й рівні c . Динамічна жорсткість пружини постійна й не залежить від частоти. Фізично така ідеалізація припустима тільки для таких частот, при яких

ще можна зневажити масою й тертям пружини при коливаннях.

Елемент лінійного опору, під яким ми розуміємо частину пристрою системи, що визначає силу опору $b\dot{x}$, має динамічну жорсткість $i\omega b$. Динамічна жорсткість елемента опору відносна; це значить, що в системі, у якій переважає сила опору ($c = 0$, $m = 0$), зовнішня сила буде випереджати по фазі на 90° амплітуди коливання. Динамічна жорсткість елемента опору зростає по модулю із збільшенням частоти, вплив сил тертя із збільшенням частоти зростає.

Механічну коливальну систему (рис. 1, а), де елемент b є елементом лінійного опору з коефіцієнтом b , можна схематично зобразити у вигляді (рис. 1, б).

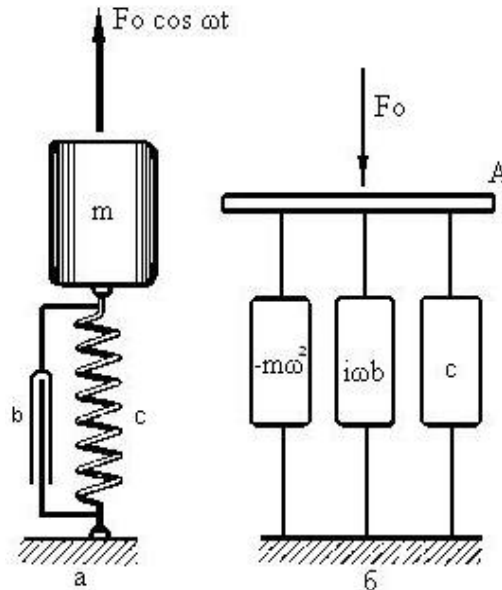


Рисунок 1 – Розрахункова схема вібросистеми: а – модель; б – комплексні параметри моделі

Елемент A , припускає тільки вертикальне переміщення, знаходиться під дією сили F_0 й «підпирається» трьома «пружними» елементами, жорсткість яких записана на них. Цю схему можна розглядати формально як статичну систему, у якій всі «пружні» елементи «працюють» паралельно, і, отже, жорсткості окремих елементів складаються при визначенні жорсткості всієї системи. Такі «статичні» схеми коливальних систем можуть бути побудовані й у більш складних випадках. Якщо за змінну величину, що характеризує коливальний процес, взяти не зсув, а швидкість, то з'єднання між комплексною амплітудою швидкості \bar{X} й амплітудою сили виразиться через іншу комплексну величину, названу *комплексним коефіцієнтом опору* (або механічним імпеданцем). По визначенні, комплексний коефіцієнт опору \bar{Z} повинен задовольняти наступній рівності:

$$\bar{X} \cdot \bar{Z} = F_0. \quad (1)$$

Із цієї рівності легко встановити зв'язок між комплексним коефіцієнтом опору і динамічною жорсткістю. Дійсно, $\bar{X} = i\omega \bar{X}$; підставивши це в (1), отримаємо:

$$i\omega \bar{X} \cdot \bar{Z} = F_0,$$

Тоді динамічна жорсткість Z :

$$\bar{Z} = \frac{\bar{K}}{i\omega}. \quad (2)$$

Комплексний коефіцієнт опору дорівнює динамічній жорсткості, що поділена на $i\omega$.

Даний метод є зручним при дослідженні як одно масових так багато масових вібраційних систем.

Коефіцієнт опору b на частоту власних коливань істотного впливу не здійснює. Так, у реальних вібромашинах $q = 0,98\omega_0$. Це є підставою використовувати в інженерних розрахунках частоту власних коливань, не враховуючи згасання.

Разом з тим для резонансних вібросистем коефіцієнт опору b є важливим і впливовим параметром. Коефіцієнт опору можна визначити по згасаючій синусоїді вільних коливань вібросистеми. Вона характеризує ступінь (швидкість) згасання, що залежить від опору системи. Розглянемо послідовність зменшення амплітуд коливань за один період:

$$\frac{x_{01}}{x_{02}} = \frac{x_{0n}}{x_{0(n+1)}} = \frac{e^{-\frac{bt}{2m}}}{e^{-\frac{b(t+T)}{2m}}} = e^{\frac{bT}{2m}} = const.$$

Тобто амплітуди зменшуються у геометричній прогресії.

Тоді із цього співвідношення отримаємо:

$$\ln \frac{x_{0n}}{x_{0(n+1)}} = \frac{bT}{2m} = \delta, \text{ звідки } b = \frac{2\delta m}{T} \quad (3)$$

Параметр δ є логарифмічним декрементом коливань, який і визначає ступінь згасання й дає можливість знайти коефіцієнт опору b .

Існують й інші способи визначення опору коливальних систем, наприклад: по площі динамічної петлі гістерезису; по куту зсуву фаз між зовнішньою силою і переміщенням маси, що здійснює коливання [1].

Параметрами, що визначають дисипативні характеристики і знайдені різними методами знаходяться між собою в наступних співвідношеннях:

$$\gamma = \frac{\delta}{\pi} = \frac{\psi}{2\pi} = \frac{bT}{2\pi m} = \frac{T}{\pi\tau} \quad (4)$$

де γ – коефіцієнт опору;

$\psi = \Delta w / w$ – коефіцієнт поглинання енергії за один період;

Δw – енергія, що розсіюється;

w – енергія, що підводиться до системи;

m – маса, що коливається;

τ – час релаксації системи при зменшенні амплітуди коливань в e разів.

Наведені методи дозволяють аналітичним та експериментальним шляхом визначити й оцінити пружно-інерційні та дисипативні характеристики вібраційних систем, які є вихідною інформацією для створення методів розрахунку вібраційних машин різного технологічного призначення.

Література

1. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем: Навчальний посібник (2-е видання) / І.І. Назаренко. – К.: КНУБА, 2007. – 252 с.

UDC 629.083**Improvement of brake properties of cars equipped by electronic tracking systems braking process****A.I. Nazarov**

Kharkov National Automobile and Highway University

<https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>**I.A. Nazarov**

Kharkov National Automobile and Highway University

E.M. Shpinda

Kharkov National Automobile and Highway University

N.E. Sergienko

Kharkov National Technical University "KhPI"

The article addresses issues related to ensuring the safe use of cars equipped with ABS and retarded in various operating conditions, by improving their properties by reducing brake stops braking distance that can be achieved with the changing normal reaction wheel left and right side. Through the use of advanced structures existing brake actuators that provide brake force distribution, not only between the axles, but also between the sides of cars, are the conditions for the implementation of the most delayed braking in the given conditions.

Keywords: passenger car, ultimate stopping distance, improved brake actuator.

УДК 629.083**Покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів, обладнаних електронними системами стеження за процесом гальмування****О.І. Назаров**

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

<https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>**І.О. Назаров**

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Є.М. Шпінда

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

М.Є. Сергієнко

Харківський національний технічний університет «ХПІ»

У статті розглядаються питання, пов'язані із забезпеченням безпечного використання легкових автомобілів, оснащених АБС і загальмовуваних у різних умовах експлуатації, за рахунок підвищення їх гальмівних властивостей шляхом зменшення граничного гальмівного шляху, що може бути досягнуто з урахуванням зміни нормальних реакцій коліс лівого і правого борту. За рахунок

використання удосконалених конструкцій існуючих гальмівних приводів, які забезпечують розподіл гальмівних сил, не тільки між осями, але і між бортами легкових автомобілів, будуть виконані умови для реалізації найбільших уповільнень у заданих умовах гальмування.

Ключові слова: легковий автомобіль, граничний гальмівний шлях, вдосконалений гальмівний привод.

Introduction. An increase in the intensity and speed of vehicles, in particular, passenger cars equipped with electronic tracking systems during the braking process, can be achieved through a series of measures, including the provision of a minimum permissible distance between individual vehicles moving in a single flow. This is possible provided that the greatest amount of deceleration in the given operational conditions of braking of passenger cars is realized due to the improvement of the structures of existing brake drives.

The work was carried out on the basis of the agreement of 01.09.2018 on creative cooperation between the Kharkov National Automobile and Road University and the Design and Experimental Department of the Zaporozhe Automobile Building Plant.

Analysis of publications and recent achievements. It is established [1 – 3] that, in order to ensure the safe movement of passenger cars, taking into account the predicted dynamic growth of the speed of motion, the extreme brake path for emergency braking at an initial speed of 100 km/h according to the requirements of domestic standards [1, 2] must be at least in 1,5...2,0 times less. In addition, all cars with a braking distance of more than 40 m on the road with dry asphalt concrete, according to the requirements of the European standard of quality ISO 9001 and according to the electronic resource, are "dangerous".

The reduction of the braking distance of cars equipped ABS can be achieved by taking into account the change in the normal reactions of the wheels on each side of the car braked under different operating conditions [3] and the forces of aerodynamic resistance to the motor.

Taking into account [4] that the car performs emergency braking without locking the wheels (first phase of braking), the ideal coefficient of distribution of braking forces between the axles

$$\beta_{iД} = \frac{\frac{b+z}{L} \cdot \frac{h-r_{Д}}{L} - \Phi_e \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot b - h}{L}}{1 - \lambda_z \cdot \Phi_e}, \quad (1)$$

where $z = \frac{j}{g}$ – braking rate;

$\Phi_e = \frac{K_0 \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2}{m_a \cdot g}$ – aerodynamic factor;

K_0 – coefficient of vibration of the car body;

F_w – cross-sectional area of the car;

ϑ_0 – initial speed of braking of a car;

m_a – weight of the car;

λ_z – share of the vertical component in the strength of the frontal support;

h_w – high position of metacenter of the car;

h – the high position of the center of the car's masses;

b – horizontal coordinate of the position of the center of the car's mass from the rear axle;

L – longitudinal between the wheelbase of the car;

r_d – dynamic wheel radius.

Neglecting an aerodynamic factor, in the case of braking with non-blocked wheels, we get

$$\beta_{iA} = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h-r_d}{L}. \quad (2)$$

It should be noted that the aerodynamic factor is zero only in the case of a stationary vehicle, since the force of the wind propulsion motion is zero when the speed of the car is zero.

In the case of braking with locked wheels [3], the ideal coefficient of distribution of braking forces between the axles of a car (according to the classical theory [4]) is defined as

$$\beta_{iA} = \frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h}{L}, \quad (3)$$

where $\varphi = z$ – wheel coupling factor with road surface.

It should be noted that the coefficient of adhesion of the wheels with the road surface is equal to the braking coefficient only in exceptional cases.

Comparing the obtained expressions (2) and (3), we arrive at the conclusion that in the case of braking a car with non-blocked wheels, the coefficient of distribution of braking forces between the axles takes less importance than in the case of locked wheels.

Based on the calculated data, the graphic dependences of the ideal coefficient of force distribution between the axes of the Lanos car on the braking coefficient shown in Fig. 1, where curve 1 corresponds to braking without locking the wheels (refined theory), and curve 2 – for all locked wheels (classical theory).

The analysis of the obtained curves suggests that, taking into account only the phases of the braking process (the period of locked and non-blocked wheels) under the same operating conditions of braking the car, for example, at $z=0,8$, the choice of the coefficient of distribution of brake forces between the axes of Lanos according to the refined theory, compared with the classical, allows you to reduce the value of the coefficient of distribution of braking forces between the axles by 10 % and, accordingly, increase the braking torque on the wheels of the rear axle by the same magnitude.

Given the effect of the aerodynamic factor (see (1)), the braking torque on the wheels of the rear axle can be even greater.

The analysis of inhibition of cars shows that, in addition to the braking phases, the braking dynamics is influenced by the coordination of the limiting braking forces [3] from the change of normal reactions on the wheels of different sides, which occurs when driving on roads under different operating conditions.

Consequently, in the phase of braking a car with non-blocked wheels with a device that responds to a change in their normal reactions, it is possible to realize a greater braking torque on the wheels of the rear axle than in the phase of braking with locked wheels, whose angular velocity is monitored by the electronic system.

Thus, in order to improve the brake properties of passenger cars under operating

conditions, it is necessary to introduce into the design of their brake actuators a device that would be able not only to monitor the phases of the braking process (locking and unlocking periods), but also to change the normal load on the front and / or rear axles.

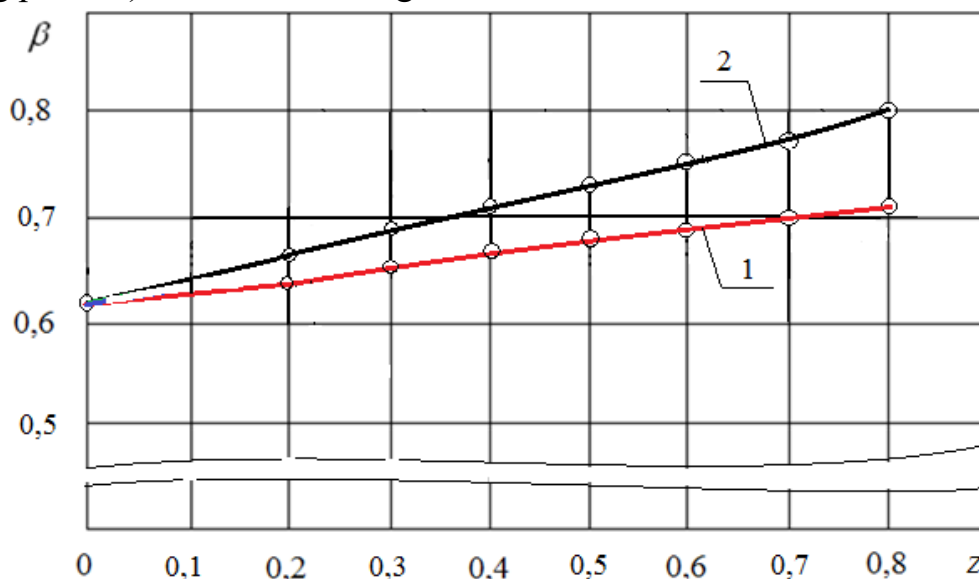


Figure 1 – Dependence of the coefficient of distribution of braking forces between the axles of the Lanos car and the braking rate

Consequently, such a device must monitor the on-board unevenness of normal reactions that arises under different operating conditions, requiring a combined or on-board (part of a combined) circuit for connecting the brake circuits [3].

In most cases, in the braking systems of passenger cars [3], the axial or diagonal circuit diagram of the brake circuits is structurally applied.

However, neither the axial nor the diagonal circuit of the engagement of the brake actuator is not capable of fully implementing the change in the vehicle's onboard load, since it essentially ensures braking of the vehicle in the application of contours, including in the first case either the front or rear braking mechanisms, in The second one has one front left and rear right and one front right and rear left braking mechanisms.

In any case, this does not allow simultaneous implementation of different braking forces on their wheels under operating braking conditions, when normal reactions on the left and right wheels of the same axes are not equal.

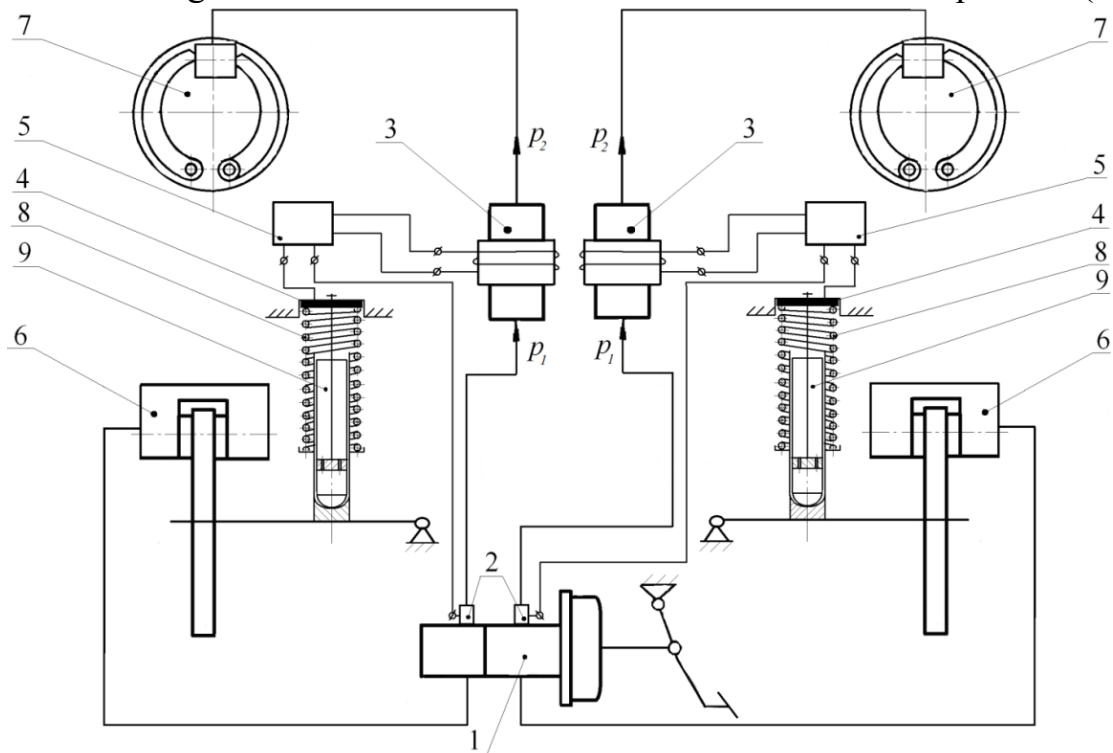
It should be noted that the standard [3], the unevenness of the specific braking forces on the wheels of the car of the same name, the braking system of which is equipped with disc brakes, must not exceed 20 %, and drum – 25 %.

According to theoretical studies [4 – 6] for the Lanos car (with full weight), the value of on-board unevenness of axial normal reactions during emergency braking at an initial speed of 80...150 km/h under the action of the longitudinal and lateral components of the aerodynamic force may be:

- on a horizontal road with a transverse slope of 3,5 %: 12...21 %;
- on a horizontal road with a radius of curvature $R=350$ m: 19...26 %;
- on the road with a longitudinal slope of 10 %: on the slope 17...24 %; on the rise of 21...28 %.

Goal and task statement. The purpose of the work is to improve the braking properties of passenger cars equipped with electronic monitoring systems during the braking process, improving the design of their braking actuators, which provide the interlocking distribution of braking forces.

Mathematical model and algorithm for solving the problem. In order to improve the braking properties of passenger cars, it is proposed to use an advanced brake actuator [8], the contours of which are connected through the circuitry of connecting the circuits together with two dynamic regulators of braking forces that have an electromagnetic connection with the elements of the front suspension (Fig. 2).



1 – main brake cylinder; 2 – pressure sensors; 3 – pressure regulator with electromagnetic control; 4 – load sensor; 5 – electronic control unit; 6 – brake mechanisms of the front axle of the car; 7 – brake mechanisms of the rear axle of the car; 8 – spring of a forward suspension bracket; 9 – shock absorbers

Figure 2 – Scheme of a hydraulic brake actuator of a car, executed behind the circuitry of connection of circuits [8]

Dynamic brake force regulators, providing automatic control of drive pressure in the circuits, connect the brake mechanisms of the front and rear wheels to each side of the vehicle.

In principle, the work of the developed pressure regulators is based on the method [7] of the interlocking distribution of the braking forces (Fig. 3). A distinctive feature of the method of cross-sectional distribution of braking forces from existing ones is that it provides simultaneous differential change in drive pressure in the contours of rear brake mechanisms, both left and right wheels, proportional to the change in normal load on the corresponding wheels of the front axle of the car.

This will allow for the most specific airborne brake forces to be used for any loading car of the car and, as a result, increase the realized deceleration and reduce the

braking distance under different operating conditions for emergency braking.

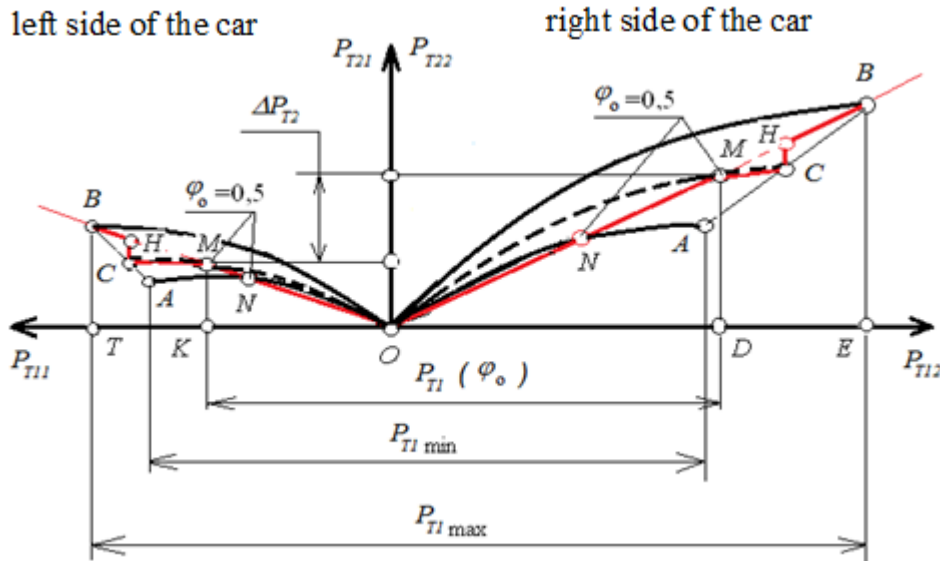


Figure 3 – Method of interlocking distribution of braking forces [7]

The goal is achieved by the fact that the hydraulic brake actuator of passenger cars (see Fig. 3), which contains the system of pipelines, brake mechanisms 6 and 7 with their working cylinders installed in them, the main brake cylinder 1 with installed pressure regulators 3 for working cylinders Brake mechanisms 7 of the rear axle.

Each pressure regulator (Fig. 4) contains a differential piston that performs longitudinal reciprocating displacements under the action of an electrical signal amplified by an electronic unit coming from the load cell mounted above the spring of the front suspension to the electromagnetic winding of the differential piston and adjusts the drive pressure in the contours of the rear braking mechanisms in a manner [8].

An electromagnetic pressure regulator (see Fig. 4), which comprises a housing 1 and a nut-fitting 2 with differential piston 3 located therein, reacting to the electromagnetic force excited by the current in the winding 11 with a cylindrical spring 4, a control valve 5 with a conical spring 6, rings sealing 7 and 8, separating cavities A and B, and rings 9 and 10.

The value of the pre-deformation of the spring 4 (see Fig. 4) is taken so that the pressure of the working fluid transmitted from the control cylinder to the regulator cavity corresponds to the pressure of the working fluid in the line of the front braking mechanisms, which ensures the locking of the front wheels of the vehicle when braking with the optimum the coefficient of adhesion $\varphi_0 = 0,5$ (points N and M of the intersection of the curves of the ideal distribution with the direct OB constant distribution of the brake forces of the car, see Fig. 3).

In the absence of action on the brake pedal, that is, when the vehicle is in a state of accelerated or uniform motion, the pressure in the cavity A of the regulator provided by the main brake cylinder is zero, a gap is formed between the differential piston 3 and the valve 5 of operation (see Fig. 4, a). Differential piston 3 with its hole rests on the end of the nut-fitting 2.

This position of the differential piston 3 and the actuation valve 5 (see Fig. 4, a)

corresponds to the point O about the intersection of the characteristics of the ideal distribution of the braking forces OA and OB between the wheels of the left and right sides of the vehicle in different weight conditions and direct distribution in the event of their not uniform load during emergency braking under operating conditions (see Figure 3).

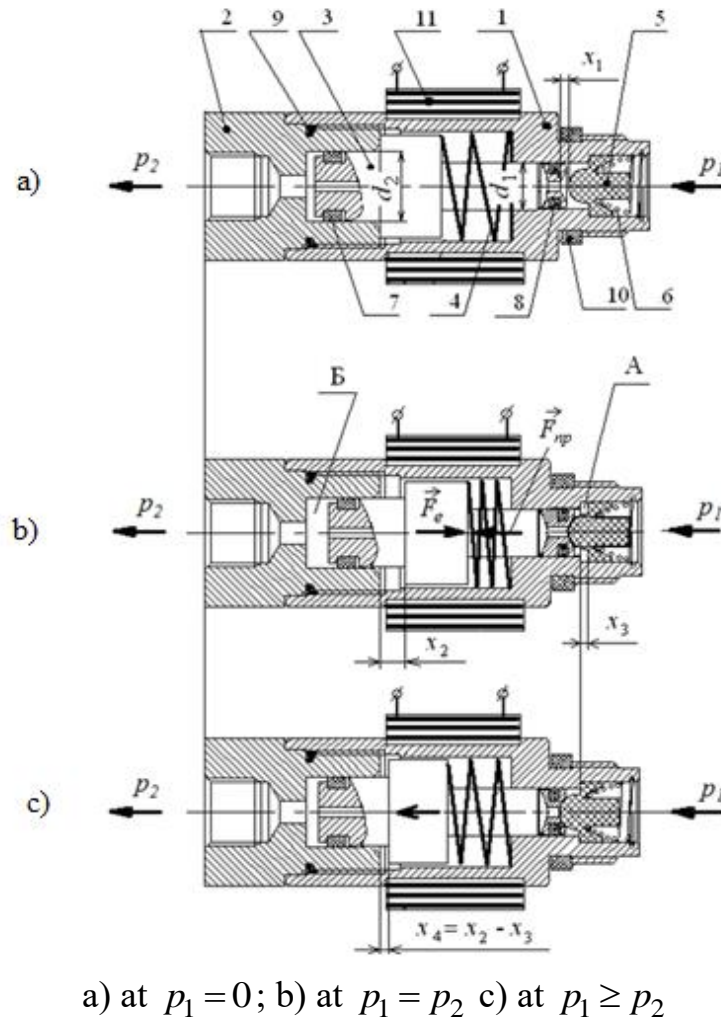


Figure 4 – Scheme of electromagnetic pressure regulator [8]

When pressed on the brake pedal pressure of the brake fluid from the main brake cylinder is transmitted through the canals and pipelines directly into the working cylinders of the brake mechanisms of the front wheels, pressure regulators and in the working cylinders of the brake mechanisms of the rear wheels. There is a braking of a car, which leads to a change in normal loads on its wheels. As a result, normal reactions on the wheels of the front axle increase, the rear axle decreases.

At the same time, the drive pressure, this is created at the input of the regulators, increases as a result of which the corresponding electrical signals are fed to the electromagnetic windings of the pressure regulators. The electric current is proportional to the magnitude of the normal load on the corresponding rear wheel of the vehicle.

Under the action of the electromagnetic field that occurs as a result of this (see Fig. 4, b), the differential piston 3 shifts to the right in magnitude x_2 facing a

cylindrical spring 4 designed to provide a guaranteed gap x_1 between the control valve 5 and the differential piston 3 in the case of the withdrawal of the drive pressure (released brake pedal), moves the control valve 5 by the value x_3 , completely covering the central hole of the differential piston 3. With $p_1 = p_2$.

This position of the differential piston 3 and the control valve 5 corresponds to the first point of the regulator's operation (see Fig. 4, b), that is, the point M of the intersection of the operator curves, the ideal distribution of the braking forces with the direct OB of the constant distribution of the braking forces between the axles of the car with the i-weighty condition during emergency braking under operating conditions (see Figure 3).

With further pressing of the brake pedal pressure p_2 , which is created in the cavity B of the regulator (in the contours of the rear braking mechanisms), less than the driving pressure p_1 , which is created in the cavity A of the regulator.

The differential piston 3 under the action of the rising pressure of the working fluid (see Fig. 4, c) moves to the left with the control valve 5 by the value x_3 (the course of pressure regulation) until it stops in the bout of housing 1, forming a gap x_4 with the end of the nut-fitting 2 and changing the pressure in the contours of the rear braking mechanisms.

The pattern of increasing the pressure of the working fluid in the working cylinders of each rear braking mechanism is characterized by a segment (see Fig. 3), which corresponds to the next dependence

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 - \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_e - F_{np}}{d_2^2} R'_{z_i} = \left(0,5 - \frac{\epsilon}{B}\right) \cdot R_{z_i}, \quad (4)$$

where p_1 – pressure in the main brake cylinder line;

d_1 – the diameter of the differential piston 3 from the cavity A of the pressure regulator;

d_2 – the diameter of the differential piston 3 from the cavity B of the regulator;

F_e – force of the electromagnetic field acting on the differential piston 3;

F_{np} – force of spring compression 4 (see Fig. 4, a).

When pressure is reached p_2 the working fluid in the cavity B of the regulator of the maximum value determined by the effort of the electromagnetic field, the control valve 5 stops, reaching the bar of the housing 1, and then opens the central opening of the differential valve 3.

This position of the differential piston 3 and the control valve 5 corresponds to the second point of the regulator's operation, that is, the point C of the intersection of the straight MS with the operator curves for the ideal distribution of the braking forces of the passenger car with an i-weight condition during the emergency braking operation under operating conditions, ensuring the existing permanent distribution of the braking forces (straight, see Fig. 3).

During disengagement of the system, the pressure of the working fluid in the cavities A and B of the regulators and in the contours of the rear braking mechanisms is reduced to zero. Under the action of a cylindrical spring, the differential piston 3 is

moved to the left until it stops at the end of the nuts-nozzle 2, forming a gap with the spherical part of the control valve 5 (see Fig. 4, a).

The proposed brake actuator can increase the efficiency of both emergency and service braking of passenger cars with different weight conditions under different operating conditions.

Evaluation of the results of experimental studies. To register the size of the deceleration and brake lane of the Lanos car with an ABS, the braking system which was equipped with the driven drive [12], the equipment of the design and operation department of the Zaporizhzhya Automobile Building Plant ZAZ was used: the decalometer with the built-in printer Maha VZM 300, the anemometer MAS-13 ГОСТ 6376-52.

For a relative assessment of the minimum change in braking properties, the Lanos passenger car with an ABS, the braking system of which was equipped with an actuator [7, 8], braked on a flat horizontal road with a dry asphalt concrete coating at an initial speed ranging from 80...170 km/h. At the same time, the wind speed was about 0,3 m/s.

Emergency braking of the Lanos car with ABS, the braking system of which was equipped with a driven drive [12, 13], were performed in both directions.

The relative values of the deceleration were taken as the estimated values δ_j and a relative reduction of the braking distance δ_{s_T} .

The averaged values of the estimated values for initial velocities within the range of 80...150 km/h are given in Table. 1.

For initial speeds up to 80 km/h and over 150 km/h, the estimated values in Table 1 are not given in view of the relative smallness of their quantities.

As shown by the analysis of the relative theoretical values of the deceleration and limiting braking distance of the studied passenger cars (see Table 1), at the initial braking rate within the range of 80...150 km/h, the values of the braking parameters obtained increase.

Table 1 – Relative estimation of deceleration and braking distance

Car	Mass	Indicators of relative estimation, %			
		at initial braking rate, km/h			
		80	100	130	150
Lanos	fitted out	4,33 / 1,72	6,36 / 2,73	10,31 / 4,72	11,31 / 5,95
	full	2,67 / 12,10	5,63 / 12,80	7,67 / 13,90	20,64 / 15,05

Note. The numerator has a value δ_j , in denominator – δ_{s_T} .

Thus, when braking the cars of Lanos with the loaded weight (see Table 1) on a flat horizontal road of category 1 with a dry asphalt concrete coating at an initial braking rate of 100 km/h, the realized deceleration increases by 6,36 %, which is 0,53 m/s², while the braking distance decreases by 2,73 %, which in absolute units is 2,33 m. For such a vehicle with a full weight, the limiting deceleration increases by 5,63 % (0.44 m/s²), the braking distance thus decreases by 12,8 % (12,13 m).

In the case of the braking of Lanos cars equipped with mass (see Table 1) at an

initial speed of 130 km/h, the limiting deceleration, as compared with the Lanos basic vehicle, increases by 10,31 % (1,03 m/s²), with this braking distance decreases by 4,72 % (4,53 m). For such a vehicle with a full weight, the limiting deceleration increases by 7,67 % (0,64 m/s²), while the braking distance decreases by 13,9 % (13,1 m).

When performing emergency braking with Lanos light-weight vehicles (see Table 1) under the same operating conditions, but with an initial braking rate of 150 km/h, the limiting deceleration, as compared with the classical approach, increases by 11,31 % (1,17 m/s²), while the braking distance decreases by 5,95 % (13,1 m). In the case of a full mass, the magnitude of the relative increase in the limiting deceleration reaches a maximum value of 20,64 % (2,28 m/s²), and the value of the relative reduction of the braking distance with the minimum value of 15,05 % (14,65 m).

Consequently, with an increase in the initial braking rate of Lanos vehicles with ABS within the range of 80...150 km/h, the relative braking distance decreases with increasing decelerations, which is possible with the application of the developed brake actuator.

However, with a further increase in the initial speed of Lanos passenger braking, there is a reverse effect due to the exhaust of the limit of the possible value of the specific braking force on the wheels of the rear axle and the decrease in the coefficient of engagement of the wheels with the support surface of the road due to increased speed and growth of normal reaction on the rear axle.

Conclusions. To improve the braking properties of passenger cars, the braking systems of which are equipped with electronic monitoring systems for the braking process, it is necessary to use a combination of dynamic hydraulic devices with electromagnetic control, which provide the distribution of brake forces and can more fully implement the specific braking power on the wheels of each side of the car due to the implementation relatively large normal reactions that arise during emergency braking under different operating conditions from the intake the aerodynamic factor and phases of the braking process of the car – due to ABS work.

A distinctive feature of the method of cross-sectional distribution of braking forces from existing ones is that it provides a simultaneous differential change in drive pressure in the contours of rear brake mechanisms in proportion to the change in normal load on the corresponding wheels of the front axle of the vehicle, which allows the implementation of the largest specific airborne braking forces and, as a result, increase the realized deceleration and reduce the braking distance under different operating conditions of emergency braking.

The experimental data obtained confirm the potential for increasing the effectiveness of emergency braking of Lanos cars equipped with a developed brake actuator at an interval of 80...150 km/h.

Reference

1. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N, і О стосовно гальмування (*Правила ЕЭК ООН 13-09:2000, IDT*): ДСТУ UN/ECER 13-09-2002. – [Чинний від 01.07.2005].

– Офіц. вид. – (Державний стандарт України).

2. Ярещенко, Н. В. (1999). Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми». Харків, Україна, 16 с.
3. Агейкин, Я. С. & Вольская, Н. С. (2008). *Теория автомобиля* [Электронный ресурс]: учеб. пособ. Москва, Россия: МГИУ, 318 с. Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.
4. Назаров, І. О., Назаров, О. І., & Назаров, В. І. (2017, березень, 20). Підвищення динаміки екстрених гальмувань легкових автомобілів, не обладнаних АБС, вдосконаленням гальмівного привода. Праці Всеукраїнської науково-технічної Інтернет-конференції молодих учених та студентів «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки». Полтава, Україна: ПолтНТУ. Узято з http://konf.nadobko.com/15_2/3.html.
5. Parashev, O. Kh., Filipenko, S. V., Podrigalo, M. A., Volkov, V. P., & Nazarov, A. I. (2004). Regulators of brake forces of passenger automobiles. *Avtomobilnaya Promyshlennost*, Moskau, 2004, № 12, pp. 17 – 19.
6. Назаров, А. И., Назаров, И. А., & Назаров, В. И. (2015). Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны: збірник наук. праць. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- і тракторобудування. Харків, Україна: НТУ «ХПІ», № 8 (1117), 42-50.
7. Подригало, М. А., Назаров, В. І., Назаров, О. І., & Назаров, І. О. (2012, листопад, 26). Пат. № 75406 Україна, МПК 2012.01, В60Т 11/00. Спосіб регулювання гальмівних сил між осями легкового автомобіля. Заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет № u201207282, Бюл. № 22.
8. Назаров, О. І., Назаров, І. О., Назаров, В. І., & Ємельянов, В. Л. (2017, червень, 26). Пат. № 117343 Україна, МПК В60Т8/1766 В60Т8/30. Гідравлічний гальмівний привод легкових автомобілів. Заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет № u201613490, Бюл. № 12.

УДК 622.73:621.926.678:026

*В.А. Настоящий, к.т.н., професор
Центральноукраїнський національний технічний університет*

ПРО МЕХАНІЗМ УТВОРЕННЯ ПОЧАТКОВИХ ВТОМНИХ УШКОДЖЕНЬ ГУМОВИХ ФУТЕРОВОК ТЕХНОЛОГІЧНОГО ТА ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ ПІДПРИЄМСТВ БУДІВЕЛЬНОЇ ІНДУСТРІЇ

В якості футерувальних матеріалів поверхонь, які безпосередньо контактують з матеріалом, що переробляється, у млинах, живильниках, бункерах, перевантажувальних вузлах на підприємствах будівельної індустрії широко використовуються зносостійкі гуми [1].

Подальше впровадження гумованих покриттів замість металевих стримується відсутністю методик інженерних розрахунків, що обґрунтовують умови, при яких зносостійкість гумових покриттів поверхонь технологічного та транспортного обладнання підприємств будівельної індустрії та гірничо-металургійного комплексу, які працюють в умовах ударного абразивного навантаження.

В роботі обґрунтовується припущення про те, що процес зношування полімерних матеріалів робочих поверхонь не є чисто механічним, а включає термічні перетворення матеріалу. Припущення базується на дослідженнях [2, 3], де висловлюються міркування щодо можливості розігріву локальних вогнищ на фронті ініціюючого ударного імпульсу внаслідок перерозподілу кінетичної енергії масового руху речовини, що концентрується в околиці розсіяних в матеріалі мікрокаверн, що закриваються.

Розглянемо схему удару абразивної макрочастки по шару полімерного покриття.

У момент удару частинки зі швидкістю V від точки контакту починає поширюватися хвиля пружних напружень з інтенсивністю, що залежить від величини швидкості V і механічних характеристик матеріалу.

В діапазоні помірних швидкостей удару можна використовувати для оцінки величини пружних напружень стискання σ поблизу точки O схему зіткнення абсолютно жорсткого тіла з пружним півпростором, що характеризується модулем пружності E і щільністю ρ [4]. Відповідне вираз має вигляд

$$\sigma = V \sqrt{\rho E}, \quad (1)$$

Можна вважати для термопластів, що будь-який процес розвитку тріщини пов'язаний з перетворенням енергії з однієї форми в іншу. Відповідно до першого закону термодинаміки, величину поверхневої енергії вихідної тріщини можна вважати мінімальною оцінкою енергії, яка пішла на розігрів матеріалу в зоні контакту, що дозволяє відразу записати елементарну оцінку величини підйому температури в разі сферичної мікрокаверни з радіусом R , вважаючи, в першому наближенні питому теплоємність матеріалу з постійною величиною [5]:

$$\Delta T = \frac{3\gamma}{\rho c R} \quad (2)$$

де ρ – питома поверхнева енергія матеріалу.

Оцінимо за допомогою (2) локальний розігрів для типового полімеру ($\rho = 1,8 \text{ г/см}^3$, $c = 0,3 \text{ кал/г.гр}$), узявши в якості R значення 10^{-3} мм і скориставшись для γ усередненої експериментальної оцінкою $\gamma \cong 5 \cdot 10^5 \text{ ерг/см}^2$ [6]. Підставляючи вказані значення в формулу (1), прийдемо до оцінки $\Delta T \sim 600 \text{ }^\circ\text{C}$.

Отриманий результат можна розглядати як вказівку на той факт, що при ударному контакті внаслідок удару підйом температури, що виникає в локальному осередку розігріву, може досягати декількох сотень градусів. Оскільки при таких температурах вуглеводневі пластики зазнають термічний піроліз, розпадаючись на елементарні компоненти аж до газоподібного водню і сажі [6], природно припустити, що удар абразивної частинки здатний приводити

до піролітичним перетворенням полімерного покриття в місцях існування локальних вогнищ розігріву поблизу точки зіткнення. Ця гіпотеза може бути покладена в основу пояснення фізичної природи втоми полімерного матеріалу, що піддається процесу ерозії під дією багаторазових ударів абразивних частинок і шматків.

Дійсно, з цієї точки зору, початковий індуктивний період процесу зношування може полягати в накопиченні мікроскопічних порожнин, заповнених деструктивними продуктами термічного піролізу. Подібне накопичення при стаціонарному процесі зношування має тривати без видимих макроскопічних ушкоджень аж до критичного моменту, коли матеріал покриття виявляється «поїденим», тобто насиченим мікрокавернами, що містять продукти піролізу, до такої міри, що його механічна міцність виявляється недостатньою для підтримки цілісності покриття. З цього моменту швидкість зношування починає різко зростати, а його результати виявляються все більш помітними і приводять зрештою конструкції до виходу з ладу.

Таким чином може знайти пояснення той факт, що за інших рівних умов більше зносостійкими виявляються полімери, що володіють підвищеною термічною стійкістю, які і можуть бути рекомендовані в якості футерувальних матеріалів робочих поверхонь млинів, живильників, бункерів, перевантажувальних вузлів та інших агрегатів та обладнання підприємств будівельної індустрії та гірничо-металургійного комплексу.

Література

1. Рабочие поверхности и футеровки барабанных и вибрационных мельниц / Франчук В.П., Настоящий В.А., Маркелов А.Е., Чижик Е.Ф. // Комсомольськ-Кременчук: Науково-виробниче видання, 2008. – 382 с.

2. Баранов Е.Г., Оберемок О.Н., Семенюк Е.А. Роль поверхностной энергии при разогреве горячих точек // Физика горения и взрыва. – 1981. – № 5. – С. 85 – 92.

3. Дырда В.И. Исследование локальных экзотермических эффектов при разрушении резины // Проблемы прочности. – 1982. – № 7. – С. 102 – 104.

4. Эрдоган Ф. Теория распространения трещин // Разрушение; ред. Г. Либовиц. – М., 1975. – Т. 2. – С. 372 – 430.

5. Бартнев Г.М., Лаврентьев В.В. Трение и износ полимеров. – Л.: Химия, 1972. – 250 с.

6. Берри Дж. Разрушение стеклообразных полимеров // Разрушение; ред. Г. Либовиц. – М., 1976. – Т. 7. – С. 7– 66.

ПРО ВИБІР КОМПЛЕКТІВ ОПАЛУБКИ ДЛЯ ЗВЕДЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ МОНОЛІТНИХ КАРКАСНИХ БУДІВЕЛЬ

Сьогодні основними інвесторами будівництва є недержавні структури та приватний капітал, тому ефективне використання капіталовкладень є важливим аспектом будівництва. Велике значення в зв'язку з цим набувають питання організації, планування і управління будівництвом.

Застосування сучасних опалубочних систем при монолітному будівництві значно підвищує його технологічність. Терміни та якість зведення конструкцій багато в чому визначає опалубка, яка застосовується. Сучасні опалубочні системи можна класифікувати за різними критеріями. По функціональному призначенню опалубку класифікують від типу конструкцій, що бетонуються: для вертикальних поверхонь (стіл, колон тощо), для горизонтальних і похилих поверхонь, для одночасного бетонування стін і перекриттів, для бетонування криволінійних поверхонь.

Серед різноманіття опалубочних систем важко без додаткових розрахунків обрати найбільш технологічні, економічні та ефективні опалубки.

В статті розглянуто декілька варіантів зведення монолітних конструкцій в опалубках різних типів та прораховано за техніко-економічними показниками найбільш ефективний варіант. Для досягнення цієї мети складені кошторисні розрахунки прямих витрат за допомогою сучасного автоматизованого комплексу АВК5 версії 3.0.8 з використанням Державних будівельних норм і Державних будівельних стандартів України.

Для обрання оптимального варіанту зведення монолітних конструкцій розглянемо такі поєднання опалубних систем:

Варіант 1: для стін та пілонів – щитова опалубка «Дока», для перекриття – опалубка типу «балка-стійка».

Варіант 2: для стін та пілонів – щитова опалубка «Дока», для перекриття – опалубка типу «опалубний стіл».

Варіант 3: для стін та пілонів – блокова опалубка «Outinord», для перекриття – опалубка типу «балка-стійка».

Варіант 4: для стін та пілонів – блокова опалубка «Outinord», для перекриття – опалубка типу «опалубний стіл».

Варіант 5: для стін та пілонів – підйомно-переставна опалубка «Дока», для перекриття – опалубка типу «балка-стійка».

Варіант 6: для стін та пілонів – підйомно-переставна опалубка «Дока», для перекриття – опалубка типу «опалубний стіл».

Варіант 7: для стін та пілонів – ковзна опалубка, для перекриття – опалубка типу «балка-стійка».

Варіант 8: для стін та пілонів – ковзна опалубка, для перекриття – опалубка

типу «опалубний стіл».

Кошторисні розрахунки прямих витрат для порівняння поєднання опалубних систем виконані на 100 м² стін та перекриття товщиною 200 мм. Вартість опалубки прийнята з урахуванням часу на виконання повного комплексу робіт: монтаж опалубки стін, установлення арматурних каркасів в опалубку, бетонування стін товщиною 200 мм, демонтаж опалубки стін, монтаж опалубки перекриття, укладання арматурних каркасів в опалубку перекриття, бетонування перекриття товщиною 200 мм, демонтаж опалубки перекриття.

Згідно виконаних економічних розрахунків і проаналізувавши технологію виконання монолітних робіт відповідно до кожного варіанту прийнятої опалубки побудовано графічну залежність вартості виконання монолітних робіт від варіанту прийнятих опалубочних систем (рис. 1).

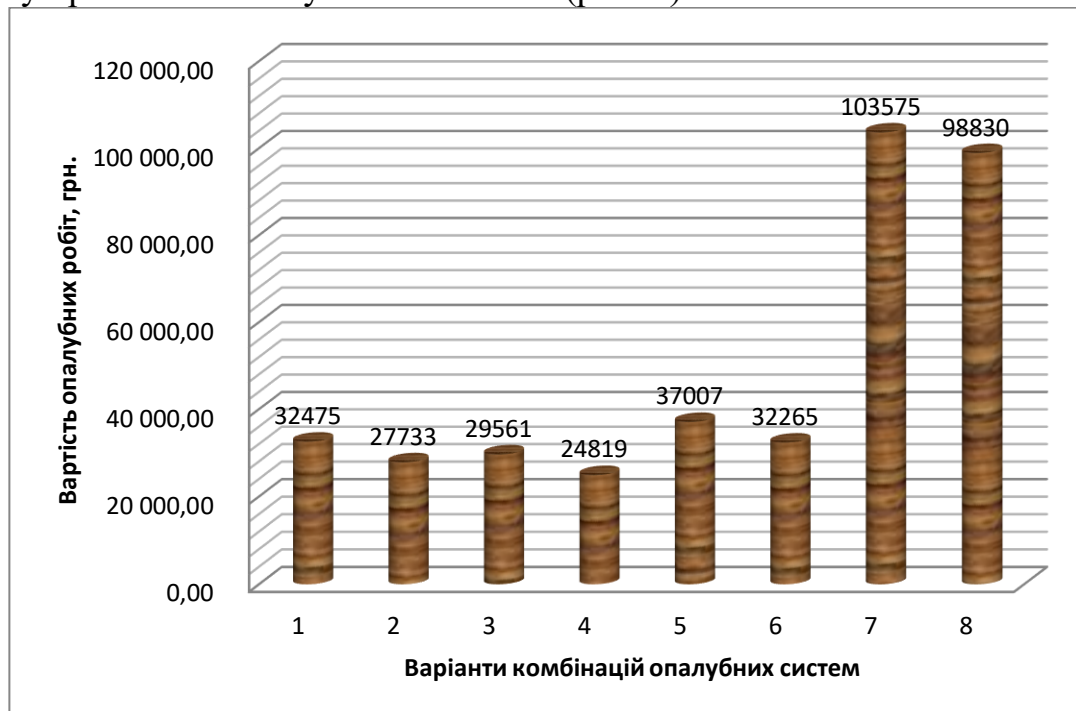


Рисунок 1 – Графічна залежність вартості виконання монолітних робіт від варіанту прийнятих опалубочних систем

Висновок. Таким чином, виходячи з вартостей використання варіантів комбінацій опалубних систем, отриманих при розрахунках кошторисів, очевидно, що зведення монолітних несучих конструкцій будівель в опалубних системах за варіантом № 4 є економічно доцільним.

Література

1. Атаев С.С. Технология строительного производства: Учебник для вузов / Атаев С.С., Данилов Н.Н., Прыкин Б.В. – М.: Высшая школа, 1984. – 599 с.
2. Бондаренко В.М. Железобетонные и каменные конструкции: Учебн. для строит. спец. вузов / Бондаренко В.М., Бакиров Р.О., Назаренко В.Г., Римшин В.И. – М.: Высшая школа, 2004. – 876 с.
3. Анпилов С.М. Опалубочные системы для монолитного строительства: Учебное издание / Анпилов С.М. – М.: Издательство АСВ, 2005. – 280 с.
4. Афанасьев А.А. Бетонные работы: Учебник для проф. обучения рабочих

на пр-ве / Афанасьев А.А. – М.: Высшая школа, 1991. – 288 с.

5. Автоматизований випуск кошторисів АВК®5, версія 3.0.8., НПФ «Созидатель». Свідоцтво про реєстрацію авторського права № 25594 від 09.09.2008 р.

УДК 621.87

*Д.А. Паламарчук, к.т.н., доцент
Київський національний університет будівництва і архітектури*

ВПЛИВ РОЗГОЙДУВАННЯ ВАНТАЖУ НА ЖОРСТКУ ВІДТЯЖКУ, ПІД ЧАС РОБОТИ КРАНА З ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЮ СТІЛОВОЮ СИСТЕМОЮ

Крани із шарнірно-зчленованою стріловою системою широко застосовуються в різних галузях народного господарства. Одним з недоліків таких стрілових систем є нелінійна залежність між кутом повороту стріли та горизонтальною координатою переміщення вантажу. Тобто, при рівномірному повороті стріли на деякий кут – вантаж рухається нерівномірно, що призводить до виникнення динамічних навантажень і, як наслідок, до розгойдування вантажу на гнучкому підвісі. Розгойдування вантажу також виникає ще й під час перехідних режимів руху механізму зміни вильоту стрілової системи (пуск, гальмування). то проблема усунення або суттєвого зменшення коливань вантажу при його переміщенні є актуальною. Вирішення цієї задачі дозволить більш ефективно використовувати крани із такою стріловою системою, покращити умови роботи обслуговуючого персоналу крана, а також здійснити вдосконалення існуючих та провести розробку нових кранів, які відповідатимуть поставленим вимогам.

Основним призначенням шарнірно-зчленованої стрілової системи є забезпечення горизонтальної траєкторії кінця хобота, а відповідно і вантажу, без застосування допоміжних механізмів. Для забезпечення горизонтального переміщення вантажу повинно бути жорстке співвідношення між довжинами ланок стрілової системи: стрілою, відтяжкою, хоботом та контр хоботом [1].

В наш час випускаються дві конструкції стрілових систем з жорсткою відтяжкою (рисунок 1): вантажний канат паралельний до осі стріли (а), вантажний канат паралельний до осі відтяжки (б). В першій схемі вантажний канат додатково стискає стрілу, що небажано, оскільки стріла зазнає ще й стискаючих зусиль від ваги хобота. В другому випадку вантажний канат стискає відтяжку, чим зменшує її навантаження на розтяг. Виходячи з цього, більш раціонально розміщувати вантажний канат паралельно до осі відтяжки.

Однак, під час руху стрілової системи коливання вантажу спричиняють постійну зміну внутрішніх напружень у відтяжці. Для визначення характеру зміни напружень потрібно дослідити розгойдування вантажу при звичайній роботі крана з такою стріловою системою [1, 2].

Тому, виникає потреба у визначенні кінематичних та динамічних

характеристик елементів механізму зміни вильоту стрілової системи, як на перехідних ділянках руху так і під час усталеного руху.

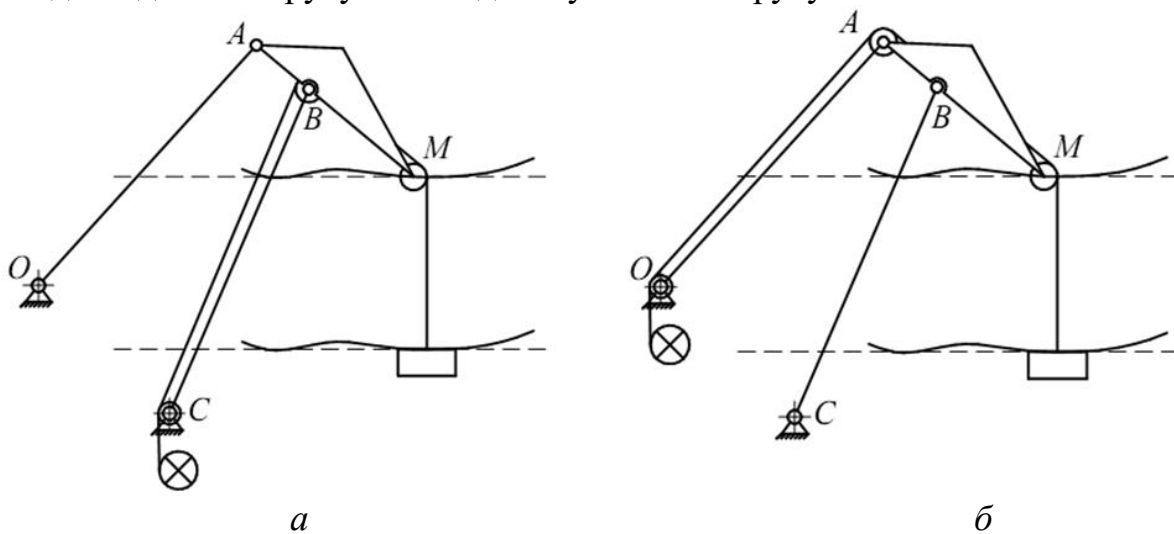


Рисунок 1 – Схеми конструкцій стрілових систем з жорсткою відтяжкою

Для проведення динамічного аналізу руху використана динамічна модель стрілової системи з трьома ступенями вільності. При побудові динамічної моделі прийнято припущення [3]. В цій моделі, в якості узагальнених координат прийнято кутову координату стріли, лінійну горизонтальну координату вантажу та лінійну зміну довжини відтяжки, яка є відображенням зміни пружності ланки під час роботи.

Спираючись на динамічну модель стрілової системи записано математичну модель руху на основі рівнянь Лагранжа другого роду:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_{\alpha} \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\Delta}} - \frac{\partial T}{\partial \Delta} = Q_{\Delta} \end{cases}, \quad (1)$$

де t – час;

α, x, Δ – узагальнені координати системи;

$\dot{\alpha}, \dot{x}, \dot{\Delta}$ – їхні швидкості;

T – кінетична енергія системи;

$Q_{\alpha}, Q_x, Q_{\Delta}$ – узагальнені сили, які відповідають узагальненим координатам, відповідно α, x та Δ .

Наведена система рівнянь (1) зводиться до системи диференціальних рівнянь, яку можна розв'язати чисельним методом. Для визначення кінетичної енергії всієї системи використовуються реальні параметри крана [4]. Для визначення узагальнених сил використано залежності, що враховують привідні сили та моменти.

Після розв'язку системи рівнянь, будуються графіки зміни кутової координати стріли, лінійної координати вантажу та зміни лінійної довжини

відтяжки в залежності від реального часу.

Під час аналізу руху стрілової системи встановлено, що коливання вантажу на підвісі виникають на початку розгону і продовжуються після зупинки стрілової системи. Коливання вантажу спричиняють зміну внутрішніх напружень в перерізі відтяжки. Крім того, збільшення динамічних навантажень у відтяжці посилюється при русі стрілової системи від мінімального вильоту до максимального. Для зменшення динамічних навантажень у ланках стрілової системи, а зокрема, у відтяжці слід забезпечити керування моментом двигуна, як на перехідних ділянках, так і під час усталеного руху.

Література

1. Петухов П.З. Специальные краны / П.З. Петухов, Г.П. Ксюнин, Л.Г. Серлин. – М. : Машиностроение, 1985. – 248 с.
2. Бортяков Д.Е. Специальные грузоподъемные машины. Портальные, судовые и плавучие краны : учеб. пособие / Д.Е. Бортяков, А.Н. Орлов; под ред. проф. К.Д. Никитина. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 160 с.
3. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана : монографія / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук. – К. : «ЦП КОМПРИНТ», 2015. – 224 с.
4. Erkki Salminen Big is Beautiful / Erkki Salminen // *Konecranes' world*. – 2002. – №7. – pp. 3 – 5.

УДК 621

І.Г. Пімонов, к.т.н., доцент

Ю.В. Рукавішніков, доцент

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ЛОГІСТИЧНИЙ ПІДХІД ДО ФОРМУВАННЯ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН

Постановка проблеми. За останні роки зросла номенклатура нових будівельно-дорожніх машин (БДМ), а також розмаїтість виробників, експлуатаційних і обслуговуючих організацій, це приводить до необхідності систематизації та логістичному керуванню систем будівельно-дорожньої галузі.

Основний матеріал. Логістична система БДМ це складна організаційно-завершена система, яка складається з ланок, взаємозв'язаних у єдиному процесі керування. Існує два основних підходи до формування системи - традиційний у якому розглядаються планові показники та логістичні зі створенням вартісних функцій, які залежать від показників часу при одержанні максимального прибутку (доходів). При вивченні поняття «Логістична система БДМ» необхідно проаналізувати етапи, що формують цю систему, її властивості та зв'язки. Основні етапи для формування та створення логістичної системи БДМ – конструювання і експлуатація.

Конструктивний підхід до створення логістичної системи БДМ має на увазі

комплексний підхід для зроблених наукомістких машин, які мають властивості високих енергозберігаючих технологій створення та інноваційну організацію виробництва, при якій обов'язковою частиною буде підвищення продуктивності є збереження параметрів надійності машин. При проектуванні необхідна практика 3D-моделювання, яка дозволяє створювати конкурентоспроможною продукцію в умовах ринку, яка постійно розвивається для нових сучасних машин. Створення сучасних машин має на увазі необхідність переходу від автоматизованих систем керування до інтелектуального, що дозволить самостійно вирішувати завдання стосовно області застосування машин.

Експлуатаційний підхід логістичної системи забезпечує максимальну ефективність при заданому рівні якості експлуатації машин, а також безпечності працюючих та охорони навколишнього середовища. Початком і кінцем експлуатації є відповідно дати їхнього введення й зняття з експлуатації. Логістична експлуатація БДМ включає наступні етапи:

- використання $C_{\text{вик}} (f_{\text{вик}})$;
- транспортування $C_{\text{тр}} (f_{\text{тр}})$;
- технічне обслуговування та ремонт $C_{\text{тор}} (f_{\text{тор}})$;
- зберігання $C_{\text{зб}} (f_{\text{зб}})$.

Використання машини може встановлюватись за різними параметрами. Одним з найпоширеніших є час.

$$K_{\text{вр}} = \frac{K_{\text{факт}}}{K_{\text{норм}}} \quad (1)$$

де $K_{\text{факт}}$ – кількість фактично відпрацьованого машиною часу за звітний період;

$K_{\text{норм}}$ – нормативний час роботи машини за той же період.

Перекидання машин на дальні та ближні відстані, по фронту робіт, з одного об'єкта на іншій, в ремонт або на зберігання є важливим етапом при транспортуванні машин. Машини транспортуються своїм ходом або із залученням допоміжного транспорту. Транспортування машин проводиться відповідно до вимог заводу-виробника та обліком відповідних умов на даному підприємстві.

Під системою технічного обслуговування та ремонту машин розуміється сукупність взаємозалежних засобів документації технічного обслуговування та ремонту виконавців, які необхідні для підтримки і відновлення якості машин, які входять у цю систему. Одним з найважливіших і перспективних з погляду логістичного підходу показників при проведенні технічного обслуговування є діагностування.

Правильне зберігання машин є одним з важливих етапів в експлуатації, машина повинна виявитися в працездатному стані в зазначений момент часу. Розрізняють такі типи зберігання: міжзмінне, короткострокове (2...3 місяці) і тривале (консервація більше 6 міс.).

Таким чином, якщо представити етапи формування БДМ у вигляді логістичної системи рівнянь, то це дозволить проаналізувати вартість необхідних витрат і часу на виконання операцій:

$$\begin{cases} C_{\text{констр}} f_{\text{констр}} = \text{const} \\ C_{\text{исп}} f_{\text{исп}} \rightarrow \max \\ C_{\text{трансп}} f_{\text{трансп}}, C_{\text{тор}} f_{\text{тор}}, C_{\text{хран}} f_{\text{хран}} \rightarrow \min \end{cases} \quad (2)$$

Висновки. Введення принципів логістичного підходу дає можливість одержання максимального ефекту від впровадження логістичної системи БДМ при мінімізації функцій $C_{\text{тр}}(f_{\text{тр}})$, $C_{\text{тор}}(f_{\text{тор}})$, $C_{\text{зб}}(f_{\text{зб}})$ зі збільшенням функції $C_{\text{вик}}(f_{\text{вик}})$, а відповідно збільшення фактично відпрацьованого машиною часу за звітний період.

Література

1. Галанов, В.А. *Логистика : учебник для студентов учреждений среднего профессионального образования* / В.А. Галанов. – М. : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2012. – 271 с.
2. Гриневич, М.Н. *Логистика : в 2 ч. Ч.1: Основы логистики* / М.Н. Гриневич, В.И. Похабов, А.М. Темичев ; Белорусская государственная политехническая академия. – Минск : ВУЗ-ЮНИТИ, 2001. – 219 с.
3. Холодов А.М., Ничке В.В., Назаров Л.В. *Землеройно-транспортные машины*. Харьков, Вища школа, 1982.- 191 с.

УДК 621.867.82

Дослідження процесу формування структури аеросумішей у завантажувальному пристрої

О.В. Гушин

Східно-Український національний університет ім. В. Даля

Р.І. Рибалко

Приватне виробничо-комерційне підприємство «Фірма «РІФ»

У статті розглянуто особливості формування структури аеросуміші у завантажувальному пристрої під впливом повітряних потоків та її течії на ділянці входу в пневматичний трубопровід. Результати досліджень свідчать про перспективність використання дії повітряних променів на сипкий матеріал при розробці нових типів завантажувальних пристроїв для пневмотранспортних установок, що працюють при структурованих режимах течії аеросуміші.

Ключові слова: аеросуміш, завантажувальний пристрій, пневмотранспорт, живильник, струмінь, сипкий матеріал.

Investigation of the formation of the structure of aerosomes in the loading device O. Guschin, R. Rybalko

The features of structure formation of fuel mixture in the boot device under the influence of air flow and its flow at the site entrance to the pneumatic conveying pipeline. The research results show the availability of the action of the airjetson the

bulk material in the development of new types of loading devices for pneumatic conveying systems operating under framed mode aeromixture flow.

Keywords: aerosmese, charding device, pneumatic transport, feeder, jet, the bulk material.

Вступ та огляд останніх досліджень. Вивчення режимів руху аеросумішей в пневмотранспортному трубопроводі наочно свідчить, що при режимі руху часток матеріалу суцільним потоком в аерованому стані об'ємна, а, отже, й масова їх концентрація практично досягає своїх граничних значень. Дослідні перевірки довели неприйнятність традиційних завантажувальних пристроїв для установок, працюючих при порційному та хвильовому режимах руху суміші. Тому розробку нових високоефективних енергозберігаючих засобів переміщення сипких матеріалів з використанням нетрадиційних режимів руху аеросуміші в транспортному трубопроводі можна рахувати одним з напрямків подальшого розвитку та удосконалення пневматичного транспорту [1-3]. Трансформація структури течії аеросумішей шляхом керованої генерації вихрових структур дозволяє інтенсифікувати процеси масопереносу [4]. Основою розробки нових типів завантажувальних пристроїв для установок з порційним і хвильовим рухом аеросуміші є використання явища надтекучості сипких матеріалів, що має місце при впливові на них потоків та струменів, ефекту вібрації або об'єднаної дії цих факторів [5, 6].

У живильнику, що досліджується, передача енергії двох додаткових повітряних потоків основному повздовжньому потоку аеросуміші здійснюється шляхом їх турбулентного змішування. Механіка турбулентного змішування для пристроїв із центральним соплом достатньо докладно розглянуто в роботах Абрамовича Г.Н. [7, 8]. Втрати кінетичної енергії при турбулентному змішуванні повітряних потоків для даних типів установок оцінено Соколовим Ю.Я. і Зінгером М.М. в роботі [9]. Питання дослідження кута взаємодії газових потоків при їх змішуванні у кільцевому ежекторі з урахуванням конструктивних і технологічних параметрів розглянуто в роботі [10].

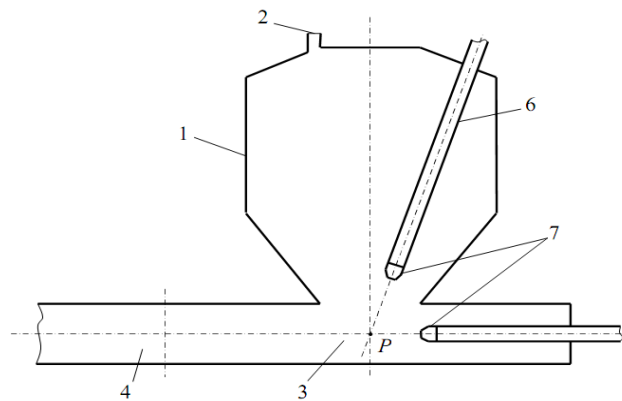
Постановка проблеми. Аналіз виконаних досліджень виявив невивченість даних процесів стосовно завантажувальних пристроїв пневматичного транспорту сипких матеріалів. Дослідження процесів, що протікають в області камери змішування, входження аеросуміші в трубопровід та її руху на початковій ділянці є актуальною задачею. Розширення камери змішування дозволить створити ряд завантажувальних пристроїв нового типу, що загалом дозволить підвищити ефективність пневмотранспорту сипких матеріалів.

Метою даної статті є дослідження механіки взаємодії повітряних струменів і формування потоку аеросуміші у живильнику – змішувачі інжекційного типу з додатковим повітряним побудником.

Основні матеріали та результати. Особливістю конструкції аераційно-ежекційного живильника (рисунок 1) є використання двох повітряних струменів (горизонтального і похило-вертикального) для створення ефекту надтекучості або псевдозрідження сипкого матеріалу в області камери змушування и формування стійкої структури аеросумішей. В області камери змішування на

сипкий матеріал впливають два струменя, що аерують та спрямовують його в транспортний трубопровід із властивістю над сипучості. Один спрямований вздовж осі змішувальної камери і матеріалопроводу, інший під кутом γ до їх повздовжньої осі. Живильний пристрій, що досліджується, складається із завантажувального бункера 1, до якого подається надлишковий тиск через канал 2, камери змішування 3, яка з'єднана з розвантажувальним патрубком 4, стисле повітря потрапляє в живильник крізь горизонтальний 5 та допоміжний нахилений 6 повітряпідвідні патрубки, на кінцях яких встановлено сопла 7.

Таким чином, вирішується задача зменшення коефіцієнту внутрішнього тертя сипкого матеріалу та підвищення його рухомості для поліпшення умов його руху в змішувальній камері з метою підвищення продуктивності у порівнянні з існуючим зразком.



1 – завантажувальний бункер; 2 – канал для надлишкового тиску; 3 – камера змішування; 4 – розвантажувальний патрубок; 5 – горизонтальний повітряпідвідний патрубок; 6 – допоміжний нахилений повітряпідвідний патрубок; 7 – сопла

Рисунок 1 – Схема камерного ежекційного живильника, що обладнаний додатковим повітряним соплом-збудником

Робота живильника розглядається як та, що складається з двох послідовних етапів. Перший етап – вихід сипкого матеріалу з бункера, його входження до змішувальної камери. Другий етап – формування аеросуміші в камері змішування двома повітряними струменями та її входження в транспортний трубопровід. Відстань сопла від камери змішування визначається з умови, що при розрахунковому коефіцієнті інжекції кінцевий переріз вільного струменю дорівнює вхідному перерізу камери змішування. Вибір положення робочого сопла визначається двома розмірами вільного струменю (рисунок 2): довжиною робочого струменю l_{c1} та діаметром вільного струменю d_4 на відстані l_{c1} від вихідного перерізу сопла.

Довжина струменю l_{c1} може бути визначеною наступними наближеними залежностями:

– при коефіцієнті інжекції $u \leq 0,5$, тобто коли вільний струмінь не виходить за межі початкової ділянки:

$$l_{c1} = \left[\sqrt{0.083 + 0.7u} - 0.29 \right] \frac{d_1}{2\alpha}; \quad (1)$$

– при коефіцієнті інжекції $u > 0,5$, тобто коли вільний струмінь включає не тільки початкову, але й частково, основну ділянку:

$$l_{c1} = \frac{0.37 + u}{4.4\alpha} d_1, \quad (2)$$

де d_1 – вихідний діаметр робочого сопла; α – дослідна константа, що знаходиться в межах 0,07...0,09.

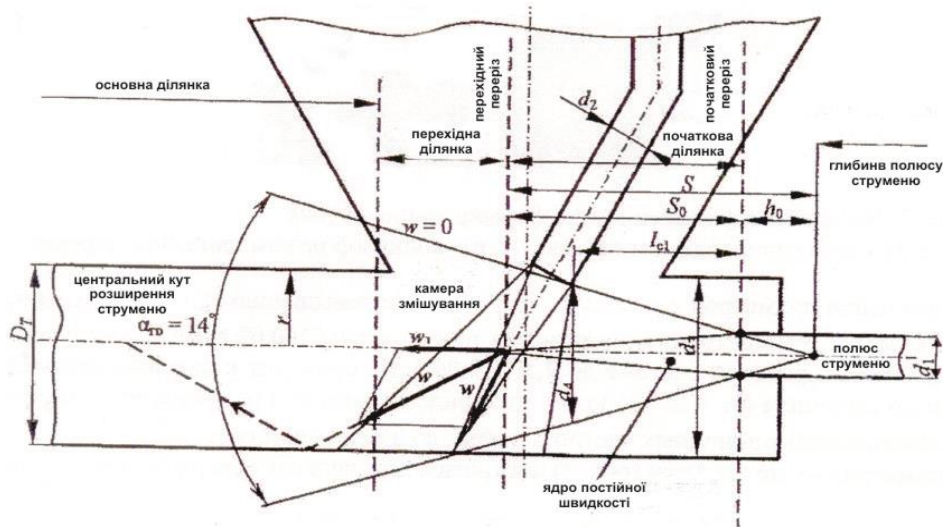


Рисунок 2 – Схема взаємодії повітряних потоків на ділянці входження аерованого потоку в пневмотранспортний трубопровід

Діаметр вільного струменя d_4 на відстані l_{c1} від вихідного перерізу сопла:

– при коефіцієнті інжекції

$$u \leq 0,5 \quad d_4 = 3,4d_1 \sqrt{0.083 + 0.76}; \quad (3)$$

– при коефіцієнті інжекції

$$u > 0,5 \quad d_4 = 1.55d_1(1 + u). \quad (4)$$

Складання двох взаємодіючих струменів представляється як результат складання двох відомих течій [7]. Вектор швидкості \vec{w}_1 нової течії визначається як складання векторів \vec{w}_1 і \vec{w}_2 двох потоків $\vec{w} = \vec{w}_1 + \vec{w}_2$.

Максимальне значення швидкості вздовж осі струменя:

$$w_m = 0.45433 \sqrt{\frac{I_0^2}{\rho^2 v x}}. \quad (5)$$

Експериментально на моделі досліджено: рух сипкого матеріалу в камері змішування при впливі на нього двох повітряних потоків, спрямованих під визначеним кутом один відносно іншого; вплив подачі надлишкового тиску в частину бункеру, що звільняється, на процес витікання; вплив діаметру сопел та місця установки горизонтального та вертикального сопел на процес витікання; змінення масової концентрації в залежності від величини надлишкового тиску; оцінка загальних втрат тиску в завантажувальній пристрої.

Початкові зрушення матеріалу в камері змішування і початковій ділянці трубопроводу спостерігалися при надлишковому тиску 0,01...0,012 МПа. При тиску близько 0,02 МПа має місце стійкий рух аеросуміші. При цьому в безпосередній близькості від камери змішування сипкий матеріал на початковій

ділянці трубопроводу рухається у щільному керованому стані (рисунок 3, а), а на деякій відстані – формується стійкий хвильовий рух аеросуміші (рисунок 3, б), що далі переходить в порційний режим.

Збільшення діаметрів сопел d_1 і d_2 призводить до підвищення продуктивності витікання. Массова концентрація досягається при $P_{\text{над.}} = 0,01 \dots 0,02$ МПа. Збільшення надлишкового тиску в робочій системі до $0,03 \dots 0,04$ МПа призводить к падінню масової концентрації до величини ($\mu = 20 \dots 25$ кг/м), що свідчить про перехід роботи установки в режим переміщення одиночних часток у польоті в зваженому стані.

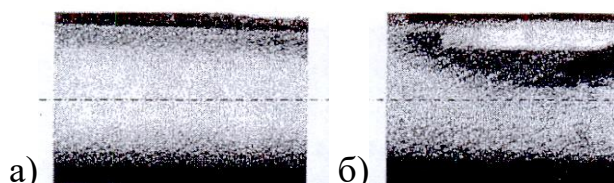
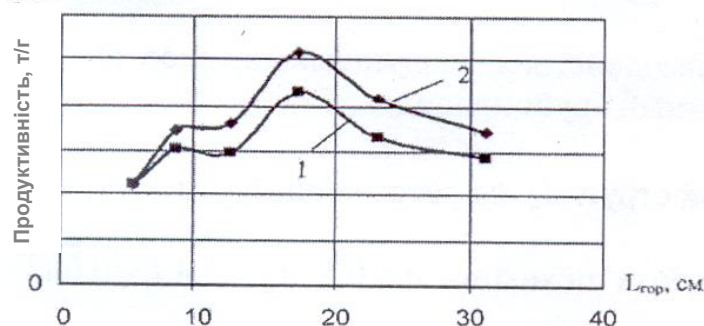


Рисунок 3 – Рух аеросуміші в зоні формування потоку: а – у щільному керованому стані; б – хвильовий режим руху аеросуміші

Збільшення діаметрів сопел d_1 і d_2 призводить до підвищення продуктивності витікання. Массова концентрація досягається при $P_{\text{над.}} = 0,01 \dots 0,02$ МПа. Збільшення надлишкового тиску в робочій системі до $0,03 \dots 0,04$ МПа призводить до падіння масової концентрації до величини ($\mu = 20 \dots 25$ кг/м), що свідчить про перехід роботи установки в режим переміщення одиночних часток в польоті у зваженому стані.

Графіки, що розглядаються (рисунок 4), побудовані для двох випадків роботи живильника. Криву 1 отримано для випадку, коли у верхню частину бункеру, що звільнилася, в процесі витікання не подається стисле повітря, тобто у верхній частині бункера $P_{\text{над.}} = 0$ МПа; криву 2 отримано, коли у верхню частину бункеру, що звільняється, подається стисле повітря, тиск якого дорівнює величині надлишкового тиску у робочій системі.



1 – $P_{\text{над.}} = 0$ МПа; 2 – $P_{\text{над.}} = 0,02$ МПа

Рисунок 4 – Вплив $L_{\text{гор}}$ на продуктивність витікання сипкого матеріалу

Графіки (рисунок 5), побудовані при надлишковому тиску (а – $P_{\text{над.}} = 0$ МПа; б – $P_{\text{над.}} = 0,02$ МПа) у залежності від відстані установки горизонтального сопла до осі камери змішування ($L_{\text{гор}}$) для різних діаметрів, носять аналогічний характер. Підтримання $P_{\text{над.}} > 0$ зберігає ті ж $15 \dots 20$ % збільшення продуктивності.

Аналіз кривих демонструє, що максимальних значень продуктивність досягає при величині $L_{\text{гор}} = 170$ мм від осі камери змішування.

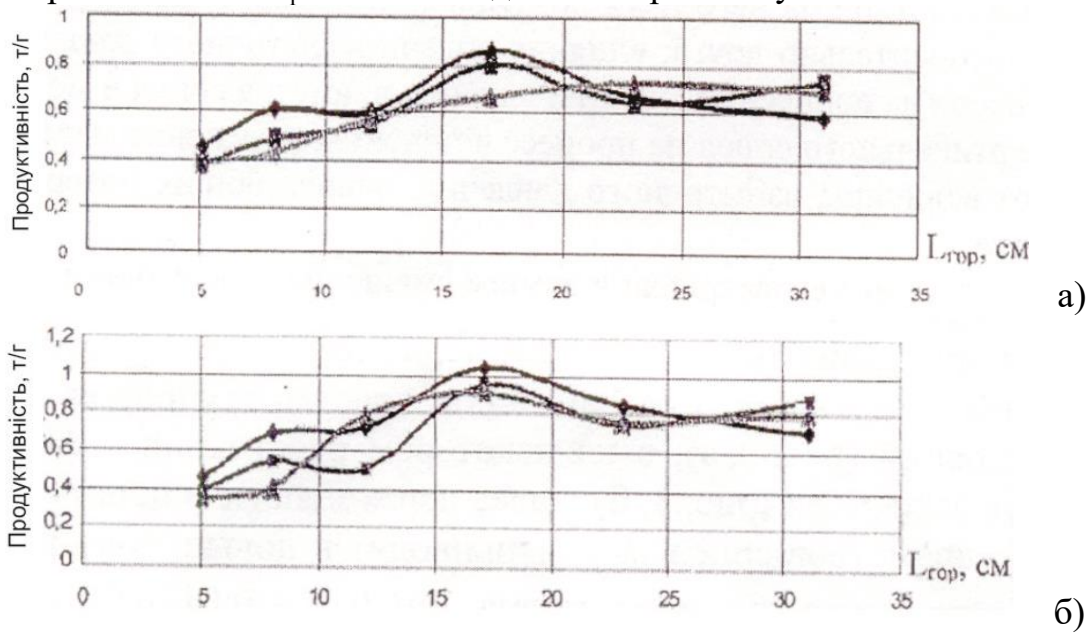


Рисунок 5 – Змінення продуктивності витікання сипкого матеріалу для різних діаметрів горизонтальних насадок при а) $P_{\text{над}} = 0$ МПа; б) $P_{\text{над}} = 0,02$ МПа

Збільшення діаметрів сопел d_1 і d_2 призводить до підвищення продуктивності витікання. Графік змінення масової концентрації $\mu = f(\Delta P)$ (рисунок 6) показує, що її максимальне значення для випадку, що розглядається, отримуються при $P_{\text{над}} = 0,01 \dots 0,02$ МПа.

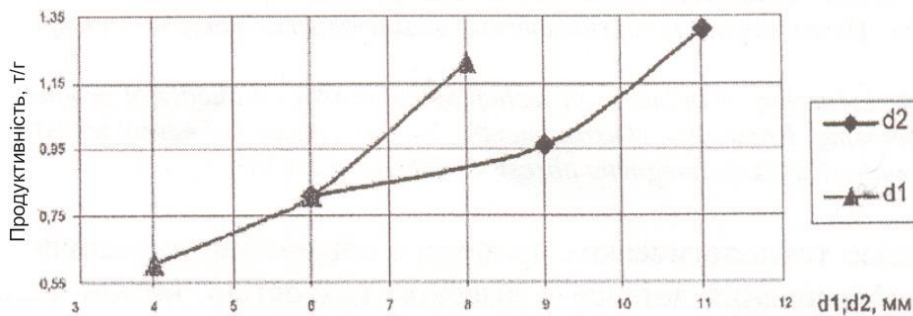


Рисунок 6 – Вплив діаметру горизонтального (d_1) і (d_2) вертикального сопел на продуктивність живильника при $d_1 = 11$ мм, $d_2 = 8$ мм, $L_{\text{гор}} = 170$ мм, $L_{\text{верт.}} = 0$ мм

Збільшення надлишкового тиску в робочій системі до $0,03 \dots 0,04$ МПа приводить до падіння масової концентрації до величини $\mu = 20 \dots 25$ кг/кг.

Висновки. Дослідження поведінки сипкого матеріалу в камері змішування при впливі на нього двох взаємодіючих повітряних струменів, вплив величини діаметрів сопел (ежекторів) та їх відстань від камери на процес витікання сипких матеріалів з випускного отвору бункера на ділянці його введення в матеріалопровід, показали, що в безпосередній близькості від камери після його виходу в матеріалопровід сипкий матеріал рухається у двох режимах: у щільному

аерованому потоці або хвильовому режимі, який далі в трубопроводі трансформується в порційний режим руху. Експериментальні дослідження ежекційного живильника з додатковим повітряним побудником, що виконано на моделі, підтвердили його добру працездатність. Застосування живильників даного типу в нових високоефективних пневмотранспортних установках з хвильовим та порційним режимами руху аеросуміші дозволить вирішити задачу подальшого розвитку та удосконалення пневмотранспорту сипких матеріалів.

Література

1. Волошин А.И., Механика пневмотранспортирования сыпучих материалов / А.И. Волошин, Б.В. Пономарев. – К: Наук. думка, 2001. – 519 с.
2. Математическое моделирование на транспорте: процессы и структуры: монография / П.Б. Комов, А.Б. Комов, И.В. Грицук, Ю.В. Прилепский, В.М. Гуцин, Р.И. Рыбалко, В.В. Коломиец. – Донецк: Изд-во «Ноулидж» (Донецкое отделение), 2012. – 328с.
3. Гуцин В.М. Движение частиц сыпучего материала в пневмотранспортном трубопроводе при вращательном режиме перемещения аэросмесей / В.М. Гуцин, Р.И. Рыбалко, О.В. Гуцин. – Промислова гідравліка і пневматика. – 2011. – № 3(33). – С.41 – 46.
4. Гуцин В.М. Управление и интенсификация процессов пневматического транспортирования сыпучих материалов струйным воздействием воздушного потока / В.М. Гуцин, О.В. Гуцин. // Теорія і практика будівництва. – 2009. – № 5. – С.6 – 15.
5. Гуцин В.М. Интенсификация процессов пневматического транспортирования сыпучих материалов / В.М. Гуцин // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004, – № 2 (4). – С.29 – 32.
6. Програмний комплекс для досліджень та розробки пневмотранспортних установок з переміщення сипких матеріалів. / Гуцин В.М., Рыбалко Р.І., Гуцин О.В. – Св-во про внесення відомостей до Реєстру виробників та розповсюджувачів програмного забезпечення (Державна служба інтелектуальної власності України). Серія ВР, № 01582.
7. Абрамович Н.Г. Теория турбулентных струй / Н.Г. Абрамович. – М.: Гл. ред. физ-мат. лит-ры., 1984. – 716 с.
8. Разумов И.М. Псевдооживление и пневматический транспорт сыпучих материалов / И.М. Разумов. – М.: Химия, 1984. – 346 с.
9. Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.Г. Зингер. – М.: Энергия, 1970. – 278 с.
10. Пономаренко С.Н., Исследование угла взаимодействия газовых потоков при их смешивании в кольцевом эжекторе / С.Н. Пономаренко // Вісник ДДМА: Краматорськ, 2005. – № 2. – С. 174 – 179.

ВПЛИВ РЕОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ПАРАМЕТРИ РУХУ ВІБРОПРИСТРОЮ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ

З розвитком монолітного будівництва широкого застосування набула потреба в формуванні горизонтальних поверхонь значних розмірів у плані як в самій будівлі так і при улаштуванні підземних гаражів, складів, тощо. Тому актуальною є тема вдосконалення конструктивних та технологічних параметрів, що обумовлено стабілізацією режиму роботи віброустановки.

Метою дослідження являється визначення параметрів та режимів вібропристрою для формування горизонтальних поверхонь на основі врахування реологічних властивостей оброблювального середовища.

Поряд із корпускулярною теорією процесу ущільнення поверхневими вібропристроями застосовувалась континуальна модель. Можливість відривних коливань вібратора визначається значеннями активних і реактивних компонентів суміші, які, в свою чергу, залежать від реологічних та акустичних параметрів: щільності, пористості, швидкості звуку в суміші та його модуля пружності.

Таким чином можна визначити наступні параметри поверхневої віброустановки, які для зручності представимо в безрозмірному вигляді

$$\left. \begin{aligned} k_y &= \rho / \rho_0 \\ n_g &= fl / v \\ k_F &= F_0 / mg \\ k_p &= p / \rho_0 h \\ k_n &= e / h \\ \bar{X} &= m_0 r_0 / mh \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де k_y –ні ущільнюючої суміші;

k_F – коефіцієнт вібрації;

k_p – коефіцієнт тиску;

k_n – коефіцієнт відносного переміщення;

\bar{X} – відносна амплітуда коливань;

ρ, ρ_0 – кінцева і початкова щільність;

f, l, v – відповідно, частота коливань вібратора, довжина поверхні в напрямку переміщення вібропристрою і швидкість переміщення вібропристрою;

F_0, mg – амплітуда змушуючої сили і вага вібропристрою;

p, h – відповідно, тиск на суміш і її висота;

$m_0 r$ – статичний момент маси дебалансів;

m – маса вібропристрою.

Для розрахунку параметрів вібропристрою необхідно знати числові значення відповідних параметрів, серед яких найбільш важливими є частота

коливань і швидкість переміщення віброоргана.

УДК 629.113

До аналізу конструкцій колісних транспортних засобів для міських перевезень пасажирів

В.П. Сахно

Національний транспортний університет

<https://orcid.org/0000-0003-3031-8012>

В.М. Поляков

Національний транспортний університет

<https://orcid.org/0000-0001-7042-3066>

І.С. Мурований

Луцький національний технічний університет

<https://orcid.org/0000-0002-9749-980X>

В статті розглянуті варіанти пасажирських транспортних засобів для вирішення транспортної проблеми великих міст України, зокрема, системи BRT, напрямні і рейкові автобуси. Показані переваги і недоліки кожного з цих видів транспорту та невирішені проблеми для їх впровадження в структуру міського пасажирського транспорту.

Ключові слова: автобус, метробус, напрямний автобус, рейковий автобус, смуга руху, пасажиромісткість

Вступ. Однією з головних проблем сучасного великого міста є глобальна криза нормального функціонування міського середовища внаслідок структурного росту рівня автомобілізації, перенасичення дорожньо-вуличної мережі транспортними потоками. Це приводить до різкого погіршення показників транспортного обслуговування населення, виникненню транспортних заторів, росту рівня шуму і забруднення повітряного басейну, практичного падіння швидкості пересування, зростанню енергетичних витрат, збільшенню числа жертв дорожньо-транспортних подій [1].

За даними міжнародного союзу громадського транспорту, міський наземний громадський транспорт вимагає при однаковій провізній спроможності в 20 разів менше площі дорожньої мережі в порівнянні з індивідуальними легковими автомобілями. Сучасний автобус у 5 разів менше забруднює атмосферу і вимагає в 3 рази менше енергетичних витрат у розрахунку на одного перевезеного пасажирів в порівнянні з індивідуальним легковим автомобілем [1].

Огляд останніх досліджень та публікацій. Безпечні системи громадського транспорту все більше розглядаються як важливий засіб безпечного підвищення мобільності населення, особливо в міських районах, які страждають від зростаючих транспортних заторів. У багатьох містах з високими доходами особливо акцентується політика скорочення використання особистого автомобільного транспорту за допомогою інвестицій в розвиток мереж

громадського транспорту. Інвестиції в безпечний громадський транспорт розглядаються також як механізм, що стимулює зростання фізичної активності і, отже, сприяє зміцненню здоров'я населення.

Метробус або "Швидкісний автобусний транспорт" (Bus Rapid Transport, BRT) або метробус (metrobus) – таку назву носить складна система автобусного руху [2]. Проект BRT передбачає рух автобусів по спеціально виділеним і часто обгородженим смугам. Головною перевагою метробуса є його повна ізоляваність на дорозі від інших видів транспорту. Як засіб руху вибираються зчленовані автобуси останнього покоління, оснащені двигунами до 300 кВт. При цьому, як в метро, в салонах метробуса перевага віддається місцям для стояння. Завдяки цьому, тільки один зчленований дволанковий автобусний поїзд перевозить до 200 пасажирів.

Метробус рекордної місткості, наддовгий трисекційний марки AKIA, призначений для перевезення майже трьох сотень пасажирів, презентували на виставці Busworld Turkey 2016 Стамбулі. Метробус AKIA Ultra LF25 має довжину 25 метрів і може перевозити рекордну в даному класі число пасажирів – 290. Місць для сидіння – 29. Ця машина розроблена спеціально для виділеної лінії швидкісного автобусного сполучення BRT, що успішно функціонує сьогодні в ряді найбільших міст світу, в тому числі і в Стамбулі. Технічних характеристик метробуса поки небагато – відомо лише, що він оснащується турбодизельним двигуном Mercedes-Benz екологічного стандарту Євро 6. Наддовгий метробус Ultra LF25 може також випускатися не тільки з дизельною, але і з гібридною силовою установкою. Більш того, можливий і варіант тролейбуса. В останньому випадку він оснащується двома тяговими електромоторами потужністю по 160 кВт і штангами на даху [3]. Проте найбільший у світі метробус показали у Швеції. Шведський автовиробник Scania представив модель трисекційного автобуса, двигун якого працює на природному газі. Модель відповідає нормам Євро-6. Її представили під час міжнародної виставки Busworld Latin America у колумбійському місті Меделлін. Шасі автобусу має довжина 28 метрів. Кузов для нього виготовила Бразильська компанія Busscar. В салоні транспортного засобу може розміститися до 300 пасажирів.

Система BRT має ряд незаперечних переваг:

- висока пасажиромісткість і ефективні платіжні системи забезпечують недорогий проїзд;
- висока швидкість пересування дозволяє метробусу перевозити вагому частку пасажиропотоку, що сприяє зменшенню кількості авто на дорогах міста і, відповідно, зменшенню викидів вихлопних газів;
- розширена інформаційна система інформує пасажирів про розклад маршрутів.

У даний час, все більше міст вибирають систему швидкісного автобусного транспорту з важливих причин, таким як вартість і зручність. Вартість будівництва такого рейкового ширококолісного транспорту, як метро, у 10 разів вища, ніж BRT. Більш того, установка системи у містах, які вибирають систему BRT, може зайняти 2 роки, а будівництво метро може затягнутися десятиліттями.

Сьогодні, метробуси працюють в декількох країнах: США, Бразилія,

Венесуела, Колумбія, Гватемала, Канада, Мексика, Австралія, Нова Зеландія, Японія, Іран, Туреччина, Франція, Чехія та ін. Цей список швидко оновлюється, так як все більше міст приймає рішення на користь системи BRT. У різних містах і країнах система може виглядати по-різному: десь будують спеціальні пункти зупинки з платформою, в інших використовують невеликі станції зупинки. Єдиного стандарту ніде немає, кожне місто вирішує свої проблеми за своїм досвідом, з огляду на географічне положення міста, рух пасажиропотоку, забудову міста. Але всі сходяться в одному – BRT відмінний помічник у вирішенні екологічної та транспортної задачі [4]. Але для її реалізації необхідно вирішення низки проблем, пов'язаних з вибором траси для руху метробуса, вибором рухомого складу і т.п.

Рухомий склад, що використовується в системі BRT, двох видів: перший – класичний, дволанковий метробус з двигуном, що працює як на дизельному, так і на газовому паливі; другий варіант – триланковий метробус нового покоління з гібридним електро-газовим двигуном. Ці два варіанти притаманні зчленованим автобусам, 18-ти і 24-х метрової довжини [4].

Проте ідея триланкового міського транспорту на противагу метрополітену та трамваям активно розвивалася і раніше. Так, фірма Ikarus у 1988 році створила дослідну модель Ikarus-293, здатну перевозити відразу 229 пасажирів. Проте її дослідна експлуатація у двох містах Угорщини виявила складнощі у керуванні в умовах міста та відсутності окремої смуги. Проект було закрито, а у 1992 році Ikarus-293 було продано у Тегеран, де він довгий час використовувався на лінії BRT до 2005 року.

Та найбільшого поширення метробуси отримали у країнах Південної Америки, та Азії (рис. 1).



Рисунок 1 – Трисекційні зчленовані автобуси (метробуси) на маршруті (Південна Америка)

Найбільш поширені у цих країнах трисекційні метробуси виготовляють на шасі Mercedes-Benz, Scania та Volvo місцеві виробники.

Такі метробуси мають певні специфічні конструкції, бо інколи адаптовані під висоту посадкових платформ на станціях (рис. 2).

У Європі та країнах Азії метробуси також набули значного поширення і вже давно виконують функцію метрополітену або доповнюють його маршрути. Наприклад, у Стамбулі лінія метробуса стала справжньою альтернативою метрополітену та допомогла 10-мільйонному місту не захлинутися у

транспортному колапсі. У Європейських містах саме BRT-транспорт рятує від стояння у заторах. Крім того будівництво лінії BRT у тричі дешевше, ніж лінії трамваю. А вартість автобусів у 3–4 рази менша, ніж відповідних трамваїв. У порівнянні з будівництвом метрополітену, лінія метробусу дешевша у сотні разів. Саме тому, зараз BRT-системи набули поширення у 200 мегаполісах світу. В США існує навіть Національний інститут BRT, який досліджує ефективність таких систем по всьому світу. Тому більшість даних для BRT (метробусів) мають міжнародні статистичні данні. Останнім часом почали активно запроваджувати метробуси і в країнах СНД (РФ, Казахстані, Азербайджані). Та широкого поширення вони ще не набули.



Рисунок 2 - Конструкція метробуса, адаптована під висоту посадкової платформи на станції

Визначення невирішених аспектів проблеми. Поряд з незаперечними перевагами метробусу притаманні і недоліки [4].

1. Автобус – найнеекономічніший вид наземного транспорту. Трамвай, або навіть тролейбус, на таких масових перевезеннях були б куди ефективніше. Крім того, не забуваємо і про екологію.

2. У разі метробуса втрачається одна з основних переваг автобуса над іншими видами транспорту – маневреність, і можливість проїзду по будь-яких вулицях без створення додаткової інфраструктури. Насправді, тут автобус йде по одній лінії, можливість повертати вправо-вліво не використовує, на інші вулиці не виїжджає.

3. Автобуси маломісткі. Місткість двосекційного автобуса приблизно дорівнює місткості одного трамвайного вагону (150 – 180 чоловік), у разі низькопідлогових автобусів – ще менше. Трисекційний автобус вміщатиме трохи більше пасажирів. Все це обумовлює пошук нових видів міського пасажирського транспорту.

Основні матеріали та результати. Недоліків метробусів, у певній мірі, позбавлені напрямні і рейкові автобуси. Направний автобус (англ. Guided bus), або шпурбус (нім. Spurbus) – вид громадського транспорту, при якому транспортний засіб (автобус, тролейбус, дуобус, в останніх двох випадках для

позначення також використовуються комбіновані терміни шпуртролейбус або шпурдубус) автоматично утримується на траєкторії свого руху по маршруту спеціальними напрямними (іноді у вигляді рейок, рідше – оптичними або магнітними системами). Смуга руху напрямного автобуса відокремлена від решти транспорту. Напрячний автобус покликаний з'єднати переваги автобуса (тролейбуса) і трамвая [5].

Конструкція напрямного автобуса, рис.3, була розроблена в Німеччині в 1970-х роках компанією «Мерседес-Бенц». Розвиток проекту підтримував федеральний уряд. Первинною метою було забезпечення можливості безаварійної експлуатації автобусів (тролейбусів) в тунелях вузького габариту. Система з напрямними роликами дозволяє використовувати звичайні автобуси, при цьому процес їх переобладнання не дуже складний [6]. Система чисто механічна, без складних і потенційно ненадійних електронних і комп'ютерних компонентів.

Смуга руху такого автобуса з обох сторін обмежена вертикальними напрямними, що представляють собою елементи металевого бордюру. Встановлені на автобусі напрямні ролики, рис.4, будучи притиснутими до напрямних, коригують через рульову систему курс автобуса. За межами обладнаної таким чином смуги напрямний екіпаж керується водієм як звичайний автобус. Необхідність влаштовувати поздовжні напрямні вздовж траси ускладнює будівництво трас напрямного автобуса такого типу в містах.



Рисунок 3 – Напрячний автобус

У м. Ессені шпурдубуси використовувалися в одному тунелі з трамваем з початку 1980-х років до 1998 року, коли експлуатація їх була припинена внаслідок численних проблем технічного характеру. У Маннгеймі протягом тривалого часу траса напрямного автобуса на протязі декількох сотень метрів була поєднана з трамвайною колією. Ця ситуація існувала з травня 1992 року до вересня 2005 року. У вересні 2005 року автобуси, обладнані напрямними роликами, були списані по старості, в той час як нові автобуси цієї системою не обладнувалися [5].

У даний час напрямні автобуси найбільш активно розвиваються у Франції. Суть технології: автобуси зі швидкістю до 100 км/год курсують по спеціальних трасах з бетонними рейками, рис.5. При цьому водій майже не використовує рульове колесо, тому що автобуси обладнані додатковими «бічними роликами», які утримують автобус на трасі. При такому підході поєднуються переваги

автобуса і поїзда – виходить швидкісний громадський транспорт без пробок і заторів. Транспортний засіб зовні нагадує зчленований трамвай, в той же час технічно він ближчий до тролейбуса, ніж до трамвая, тому що не спирається на рейки. Проте, розробник називає систему «трамвай на шинах» (фр. Tramway sur pneus). Цей «трамвай» працює у двох французьких містах: Нансі (з 2000 року) і Кані (з 2002 року). У Кані до 2018 року він буде перероблений у звичайний трамвай [5]. У Нансі транспортні засоби живляться від дводротової контактної мережі, аналогічній тролейбусній, у Кані – від однопровідної (через пантограф), роль другого проводу грає напрямна рейка. Ці транспортні засоби відомі у Франції під назвою Transport sur Voie Réservée. Замість незручних вертикальних поздовжніх направляючих у центрі смуги покладена напрямна рейка. Посередині під підлогою транспортного засобу розташоване напрямне колесо, що котиться по рейці, проте ведучими є колеса автобусного типу з шинами.



Рисунок 4 – Направляючий ролик автобуса

Існує і інша подібна система – фр. translohr (за назвою її розробника фірми «Lohr Industrie» зі Страсбурга). Тут також використовується центральна напрямна рейка, але, на відміну від систем Нансі і Кана, транспортний засіб має два напрямних колеса, які не просто котяться по рейці, а «тримаються» за неї. Очевидно, це пов'язано з тим, що в Нансі тролейбуси кілька разів сходили з рейок (система translohr була розроблена пізніше).

Найдовшою у світі трасою для напрямних автобусів вважається сервіс «The Busway» довжиною 25 км у Кембриджі, Великобританія [7]. Між Кембриджем, Хантінгтоном і Сент-Івсом в Англії є унікальна дорога, створена спеціально для руху автобусів. Спеціальне шосе складається з двох вузьких бетонних рейок замість класичної асфальтованої дороги. Автобуси переміщуються по паралельних рейках, точно так же, як поїзд або трамвай. Вони розвивають швидкість до 90 км/год, а водіям потрібно просто рівно тримати рульове колесо. Автобуси оснащені спеціальними напрямними колесами, які будучи притиснутими до напрямних, коригують курс автобуса. На звичайній дорозі автобус поводить як звичайний автобус зі звичайним керуванням.

Щорічно близько 2,5 мільйонів пасажирів користуються такими напрямними автобусами. За даними Кембріджської влади, 24 % громадян відмовились від поїздок на роботу на автомобілях після введення маршруту.

У німецькому місті Мангеймі з 1992 до 2005 року траса напрямного автобуса протягом декількох сотень метрів була поєднана з трамвайною колією, дозволяючи транспортному засобу не стояти в пробці. Лінія була виведена з

експлуатації після того, як автобус, обладнаний направляючими колесами, був списаний через старість.



Рисунок 5 – Напрямний автобус на дорозі з бетонними рейками

На-сьогодні найдовша і високошвидкісна траса напрямного автобуса в світі О-Бан (нім. O-Bahn) [7] розташована в південноавстралійській столиці Аделаїді. Назва О-Бан походить від латинського «*omnibus*» («для всіх») і німецького «*bahn*» («шлях» або «дорога»). Спочатку була розроблена концерном Даймлер-Бенц, щоб дати автобусам можливість уникнути пробок, використовуючи трамвайні тунелі у німецькому місті Ессен. Траса була запущена у 1986 році, щоб обслуговувати швидко зростаючі північно-східні передмістя, і замінила початкові плани щодо продовження на північний схід лінії трамвая.

Конструкція О-Бана є унікальною в системі громадського транспорту: зазвичай для автобусів виділяють окремі смуги або проїзди, однак О-Бан являє собою спеціально сконструйовану трасу, в якій поєднуються елементи автобусного і залізничного транспорту. Довжина траси становить 12 км. На трасі розташовується одна зупинка і дві станції пересадок. Станції пересадок дозволяють автобусам виїжджати з траси і продовжувати рух по міських маршрутах без необхідності посадки-висадки пасажирів. Максимальна швидкість руху по трасі складає 100 км/год. Траса здатна пропускати 18 000 пасажирів на годину. Час руху з центральної частини міста до крайньої зупинки становить 15 хв.

У перший рік після завершення будівництва першої черги траси в 1986 році було перевезено понад 4 мільйони пасажирів. Ця кількість збільшилася на 30 % протягом другого року. Коли в 1989 році будівництво було завершено, пасажиропотік зріс ще на 17 %. У 2001 р. щодня перевозилося 22 000 пасажирів (8 мільйонів на рік). Передбачалося, що кількість людей, які щодня будуть користуватися громадським транспортом в Аделаїді, подвоїться до 2018 року.

Дорожнє покриття траси О-Бана, рис.6, виготовлено з бетону і підняте над поверхнею землі через низьку якість ґрунту в районі річки Торренс, яка часто зміщується через сейсмічну активність. Великі бетонні пілони утвинчені в ґрунт на глибину до 4 метрів, щоб забезпечити стабільність конструкції. На пілонах

розташовані бетонні шпали, на яких покоються елементи траси. Було встановлено 5 600 пілонів, які підтримують 5 600 шпал і 4200 Г-подібних заготовок покриття, розташованих з інтервалом 12 м. Ширина проїжджої частини на шпалах становить 6,2 м.



Рисунок 6 - Дорожнє покриття О-Бана

Інші машини також теоретично можуть в'їхати на О-Бан з центрального в'їзду або будь-якої станції пересадок, рис.7. Про небезпеку водіїв попереджає велика кількість знаків, а також спеціальний пристрій, що руйнує картер автомобіля, який намагається в'їхати на трасу. В середньому в рік на О-Бан намагається в'їхати чотири машини, які доводиться прибирати за допомогою кранів.



Рисунок 7 – З'їзд автобуса з траси на дорогу

Першими автобусами, придбаними для використання на О-Бані, були модифіковані моделі Mercedes-Benz O305. Було придбано всього 41 одинарний і 51 зчленований автобус, їх вартість увійшла в спочатку закладені в бюджет 98 мільйонів австралійських доларів. Шасі були привезені з Німеччини і серйозно

модифіковані на заводі «Mitsubishi» в передмісті Аделаїди Тонслі. Потужність одинарних автобусів була збільшена до 240 к.с. (177 кВт), а здвоєних – до 280 к.с. (207 кВт). Це були перші автобуси, здатні розвивати швидкість 100 км/год на міських маршрутах. Пізніше з'явилися модифіковані автобуси Scania і MAN. Всі машини обладнані системою АБС, їх гальмівний шлях до повної зупинки – менше двох довжин автобусів.

Напрямні колеса, що виступають по обидва боки і служать для позиціонування автобуса на трасі, рис. 8, є його найбільш важливою частиною, що забезпечує рух по О-Бану. Сполучене безпосередньо з рульовим механізмом, воно «керує» автобусом на трасі і не дає основним колесам тертися об борти. При цьому водій не впливає на рульове колесо під час руху по О-Бану, проте процедури забезпечення безпеки вимагають, щоб він зберігав контроль над ситуацією при підході до станції. Перед кожною станцією розташована віброділянка траси, яка нагадує водієві про те, що треба брати керування автобусом до своїх рук.



Рисунок 8 – Напрямне колесо

Напрямне колесо – найбільш тонка частина всієї конструкції і спроектовано так, щоб відскакувати від перешкоди в результаті різкого зіткнення. Тому ще до відкриття О-Бану напрямні колеса були встановлені на деякі автобуси звичайних маршрутів, щоб перевірити їх витривалість. Водіям довелося бути більш обережними на звичайних міських маршрутах, особливо після безлічі зіткнень напрямних коліс з бордюрами. У 2018 році було побудовано додаткову ділянку, що включає в себе 670-метровий тунель. Загальна протяжність траси з бетонними рейками становить 12 км, щодня обслуговується понад 31 тис. пасажирів [7].

Серед конструкцій напрямних автобусів існують системи, де відсутній механічний контакт автобуса з напрямним пристроєм. У Лас-Вегасі (США) з 2004 р. експлуатується напрямний автобус, що керується двома відеокамерами, що стежать за білими смугами на дорозі. Ця система називається Civis, вона була розроблена компаніями «Irisbus» (група «Iveco») і «Matra Transport International» (концерн «Siemens»), рис. 9.

Крім того, нідерландська фірма «2Getthere» розробила систему FROG (free

ranging on grid). Маршрут прямування закладений в бортовий комп'ютер автобуса, який визначає своє місце розташування по магнітним мітках на дорозі [8]. Систему FROG використовують автоматичні мікроавтобуси ParkShuttle в Роттердамі і система Филеас в Ейндховені.



Рисунок 9 - Напрямний автобус, що керується двома відеокамерами

Іншою різновидністю системи BRT є рейковий автобус, рис.10, рідше і скорочено рейкобус, англ. railbus, нім. Schienenbus, гібрид автобуса і залізничного вагона, автобус, переобладнаний для руху по залізниці, а також автобус на комбінованому залізничному ході [9]. Рейкові автобуси відносяться до моторвагонного рухомого складу (МВРС).



Рисунок 10 – Рейковий автобус

Сучасні рейкові автобуси, як правило, представляють собою двосторонній (з двома кабінами) дизельний МВРС і призначені для забезпечення приміських пасажирських перевезень на неелектрифікованих ділянках залізниць у вигляді автономного одиночного пасажирського транспортного засобу.

Раніше існували односторонні рейкові автобуси, реверсування яких здійснювалося за допомогою поворотних кіл, стрілок або спеціальних підрамних

поворотних пристроїв-домкратів. Такі рейкові автобуси обладнувалися бензиновими і навіть гіроскопічними двигунами (рейкові гіробуси або автомотриси з маховиком).

У даний час рейкобуси не є самостійним видом (класом) залізничного рухомого складу. Використання терміну «рейковий автобус» не схвалюється більшістю фахівців. Більш коректні терміни – «автомотриса» або «дизель-потяг». Однак, в документах Пасажирської дирекції ВАТ «РЖД» дизельні автомотриси РА-1 і РА-2 виробництва заводу Метровагонмаш у місті Митищі класифікуються саме як «рейкові автобуси». На кінець 2008 р в дирекції було 142 рейкових автобуси, у тому числі, в експлуатації 100. Останнім часом плануються до створення міської рейкової транспортної системи. а сьогодні в м. Києві налагоджена експлуатація рейкового автобуса на маршруті залізничний вокзал Центральний – аеропорт. Рейковий автобус являє собою відремонтований локомотив польської марки PESA, рис. 11. Наразі на маршруті курсує 27 пар потягів [10].



Рисуюнок 11 – Рейковий автобус на трасі Київ - Бориспіль

Відзначимо, що рейкові автобуси даної польської марки вже були поставлені в Україну кілька років тому і експлуатувалися на ряді маршрутів. Рейковий автобус PESA в односекційному варіанті має довжину вагона 27 м, максимальну пасажиромісткість 110 чоловік. Робоча маса – 50 т. Конструкційна швидкість – до 120 км /год.

Станом на 29 грудня 2018 року загалом «Kyiv Boruspil Express» здійснив понад 1,5 тис. рейсів та перевіз більше 50 тис. пасажирів. 26 січня 2019 року «Kyiv Boruspil Express» подолав 100-тисячний рубіж менш, ніж за два місяці. В середньому за добу потяг перевозить близько 2 тисяч пасажирів в аеропорт «Бориспіль» і назад. Експрес працює в цілодобовому режимі і виконує 27 рейсів на добу [11].

Висновки. Аналіз питань зі стійкості та динаміки КТЗ, що рухаються по спеціальному шляхопроводу, вказує на вкрай обмежений інформаційний ресурс. Переважна більшість робіт присвячені питанням вертикальної динаміки,

питання ж поперечної динаміки та поперечної силової взаємодії направляючого модуля зі шляхопроводом висвітлені недостатньо. Так само залишається мало висвітленим питання з використання тієї чи іншої моделі відведення шин при моделюванні руху пружного колеса та практичних рекомендацій щодо вибору типорозміру несучих та направляючих коліс в залежності від характеру та величини динамічних навантажень, що забезпечував би необхідний рівень безпеки та комфорту.

Поява нових колісних транспортних засобів (КТЗ), що рухаються по спеціальному шляхопроводу (аналог монорейкової системи) у великих містах, зможе налагодити систему переміщень пасажирів в окрузі міста, що насамперед зменшить час їх переміщення зі спальних районів до центру міста. Для забезпечення безпечних умов транспортування пасажирів цим транспортом постає питання дослідження динаміки та стійкості руху моделі колісного транспортного засобу як при прямолінійному русі, так і в криволінійних ділянках шляху.

Література

1. Балабаева, И. Перспективы развития пассажирских перевозок в мегаполисе // *Автомобильный транспорт*. 2003. – №4. – С. 28 – 29.
2. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://ru.wikipedia.org/wiki>.
3. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://bus10.kz/index.php/menu2-brt>
4. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://econet.ru/articles/4435-metrobus-ili-novaya-sistema-avtobusnogo-dvizheniya>
5. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://griphon.livejournal.com/222403.html>
6. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу https://ru.wikipedia.org/wiki/Направляемый_автобус.
7. [Електронний ресурс]–Ресурс доступу <https://gre4ark.livejournal.com/130310.html>.
8. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу https://www.yakhnov.ru/o_bahn_dusway
9. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу https://ru.wikipedia.org/wiki/Рельсовый_автобус
10. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://ru.wikipedia.org/wiki/О-Бан>
11. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу https://uk.wikipedia.org/wiki/Kyiv_Boryspil_Express

УДК 621.86

А.Т. Свідерський, к.т.н., професор

Київський національний університет будівництва і архітектури

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ДИНАМІКИ КОЛИВАЛЬНОГО РУХУ ВІБРО-УДАРНИХ МАШИН З ГІДРОПРИВОДОМ

У сучасних умовах для інтенсифікації виробничих процесів почали широко

використовуватись ударно-вібраційні машини і механізми з гідравлічним виконуючим механізмом. Сьогодні вони зайняли свою нішу і розширюють типаж новими конструкціями машин. Відносна складність подібних машин та підвищена собівартість сьогодні відступають на другий план у порівнянні з можливостями використання значних конструктивних переваг, розширення функціональних можливостей подібних машин а також можливості автоматизації робочого процесу. Покращення конструкцій цих машин рухається у напрямку реалізації безвідривних вібраційних, полі фазних, віброударних та комбінованих методів ущільнення однією окремо взятою, фактично універсальною установкою, з можливістю зміни в широких межах частоти коливань та статичного моменту коливальних мас. Одним із пріоритетних та перспективних напрямків розвитку цієї теми є створення віброущільнюючого обладнання з гідравлічним приводом, які теоретично якнайкраще підходять для вирішення цієї технічної проблеми і мають принципову можливість до створення само адаптованих систем та до зменшення маси ущільнюючого механізму при максимальному використанні потужності базової машини.

Даний підхід використовується і при розрахунку ущільнюючих машин з гідроприводом, при цьому додається гідравлічне рівняння зв'язку.

У результаті аналізу та моделювання дослідних даних на ЕОМ створені автоколивальний ГВМ та ГВМ пульсаторного типу з ротаційним розподільником примусової дії, які легко регулюються у широкому діапазоні частот та створюють поряд з основною частотою високочастотні складові вібрації. Для розв'язування рівнянь динаміки, досліджуваної системи, особливо у перехідних режимах, визначались коефіцієнти та початкові значення параметрів, такі як номінальний тиск у гідросистемі базової машини або стану p_n , номінальна подача гідронасосу Q_n , закон зміни частота коливань f , або межі частот f_{min}, f_{max} , або закон $f(t)$ зміни в часі ударів, бажана амплітуда коливань при оптимальній частоті. Корективи у диференційні рівняння коливань машини у взаємодії з середовищем вносять:

- 1) Конструкція машини (одно-, дво-, тримасна) – від неї залежить кількість.
- 2) Характер динамічної вимушеної сили F_z -змінює рівняння самої сили.
- 3) Характеристики середовища – k_z, B_z .
- 4) Для більш точного розрахунку коливань системи “машина-середовище”

вводять поняття приєднаної маси $m_{пр}$, яка для різних будівельних сумішей розраховується по-різному. У загальному випадку:

$$m_{пр} = \rho_{гр} \cdot c_v \cdot S_{шл} / \omega.$$

Вплив будівельної суміші враховується інерційно-пружними та дисипативними силами, а також характеристиками середовища: межею міцності σ_p , допустимим ударним імпульсом i_p , власною частотою коливань ω_0 , швидкістю зміни напруженого стану V_u , закономірністю зміни навантажень в часі $\sigma = f(t)$ та загальним часом напруженого стану та удару $t_{y\delta}$. Аналіз отриманих залежностей дозволяє визначити оптимальні межі значень коефіцієнтів та констант, які необхідні для розрахунку параметрів вібраційної системи.

ОСОБЛИВОСТІ КОНУСНОЇ ФРЕЗИ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ З ҐРУНТОМ

Особливістю роботи високошвидкісних периферійних робочих органів, до яких належить конусна фреза (рис. 1) є складний просторовий рух траєкторії різання, за якою рухається різальний елемент, у поєднанні з умовами і характеристиками динамічного руйнування ґрунту.

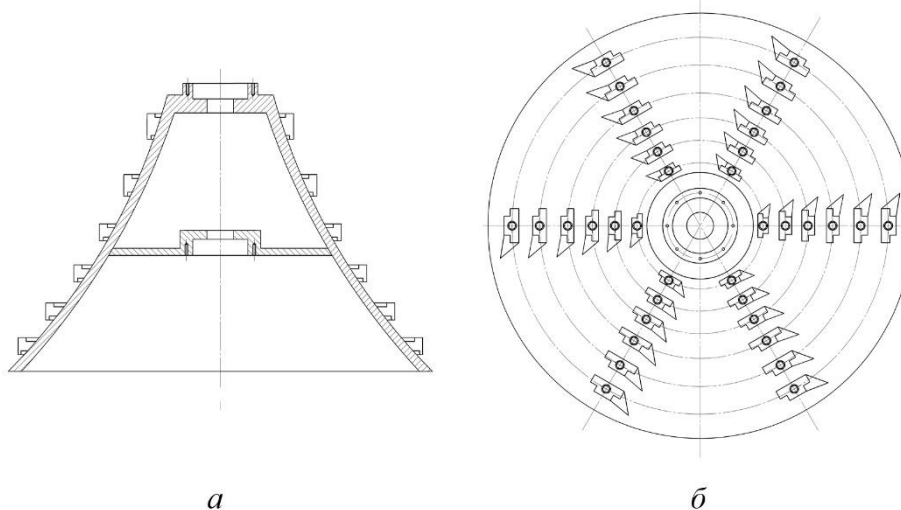


Рисунок 1 – Зовнішній вигляд конусної фрези, що планується

При цьому геометричні параметри робочого процесу (такі як глибина різання та площа контакту різальних елементів з робочим середовищем) визначаються по-різному в залежності від технології роботи робочого органа. Умовно можна розрізнити два види робочих органів: периферійний (рис. 2, а) і торцеві. Торцеві робочі органи, в свою чергу, поділяються на торцевий орган першого типу (рис. 2, б) і торцевий робочий орган другого типу (рис. 2, в).

До периферійних робочих органів відносяться робочі органи у яких твірна робочої поверхні робочого середовища паралельна осі обертання робочого органа. У торцевих робочих органів твірна робочої поверхні робочого середовища перпендикулярна до осі обертання робочого органа. При цьому у торцевого робочого органа першого типу швидкість подачі перпендикулярна до осі обертання робочого органа, а у торцевого робочого органа другого типу вона паралельна цій осі. Треба відзначити, що формування геометричних і кінематичних параметрів розробки робочого середовища у периферійних робочих органів і торцевих робочих органів першого типу ідентичне.

Глибина різання h для прямолінійної траєкторії різального елемента стала, для периферійних робочих органів і торцевих робочих органів першого типу глибина різання змінна і для i -го різального елемента буде дорівнювати

$$h = \frac{\phi V_{\Pi} \sin \phi_i}{\omega},$$

де ϕ – кут контакту робочого органа з робочим середовищем;

$V_{\text{п}}$ – швидкість подачі робочого органа на робоче середовище;

ω – кутова швидкість обертання робочого органа;

ϕ_i – кут контакту робочого органа з робочим середовищем, що вимірюється від входу робочого органа в забій і до i -го різального елемента.

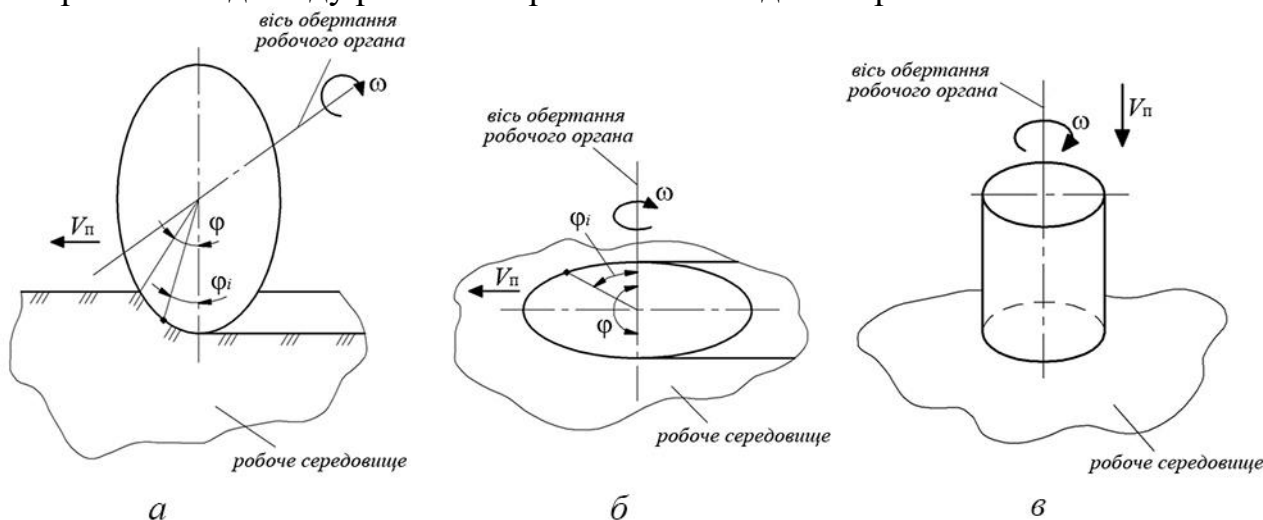


Рисунок 2 – Технологічні особливості роботи динамічних робочих органів: а – периферійний робочий орган, б – торцевий робочий орган першого типу, в – торцевий робочий орган другого типу

Для торцевих робочих органів другого типу за сталого кроку розташування різальних елементів для всіх різальних елементів h стала і дорівнює

$$h = \frac{2\pi V_{\text{п}} \cos(\arctg \frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{к}}})}{\omega z},$$

де $V_{\text{к}} = \omega R_i$ – колова швидкість обертання різального елемента (тут R_i – радіус, що вимірюється від осі обертання до середини різальної крайки i -го різального елемента);

z – кількість різальних елементів у лінії різання (лінію різання складають елементи, що мають однаковий параметр R_i).

Треба відзначити, що при визначенні площі контакту різальних елементів з робочим середовищем для периферійних робочих органів і торцевих робочих органів другого типу параметр b застосовується у якості ширини різальних елементів, в той час як для торцевих робочих органів першого типу параметр b визначає товщину матеріалу, що знімається за один прохід робочого органа по робочому середовищу.

В подальшому для оптимізації робочого процесу конусної фрези буде враховуватися взаємне розташування різальних елементів на робочому органі. Також необхідно враховувати, що при високошвидкісному руйнуванні в робочому середовищі накопичуються втомлювальні деформації. Геометричні та кінематичні характеристики робочого органу будуть обрані таким чином, щоб число сколів відповідало базовому числу навантажень, що буде забезпечувати

виникнення явищ втоми при руйнуванні ґрунтового масиву і, відповідно, буде зменшувати енергоємність робочого процесу.

*А.П. Холодов, к.т.н., доцент
Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

ВІРТУАЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТЯГОВІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОГРЕЙДЕРА

Величезні обсяги земляних робіт виконуються різними землерийними машинами, але, перш за все, це – скрепери, бульдозери, навантажувачі, екскаватори, автогрейдери. Помітне місце в парку землерийних машин займають колісні машини, що відрізняються високою мобільністю, низькою металоємністю, простотою конструкції. Застосовувані на сучасних колісних ЗТМ великогабаритні пневматичні шини поза шляхового типу в значній мірі визначають техніко-економічні показники цих машин. Потреба в таких шинах постійно зростає. Найбільшу питому вагу 91...92 % в споживанні шин поза шляхового типу займають сільськогосподарські шини, проте, за темпами зростання споживання перевагу мають великогабаритні будівельні і дорожні машини.

Усе це свідчить про актуальність питань, пов'язаних з дослідженням роботи колісного рушія, які в кінцевому підсумку, спрямовані на підвищення ефективності колісних ЗТМ.

Запропоновано модель удосконаленого рушія автогрейдера (рис. 1), в якому наявність нових конструктивних елементів забезпечує підвищення ефективності процесу переміщення рушія за рахунок використання декількох балансирних підвісок з різними діаметрами пневмоколісних шин.

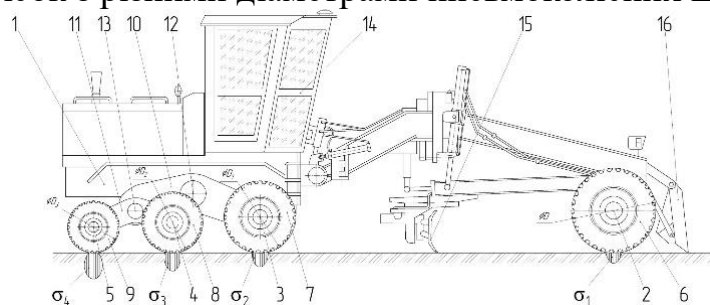


Рисунок 1 – Модель удосконаленого рушія автогрейдера

Для дослідження характеристик колеса на тягові характеристики автогрейдера створено 3D модель і проведено віртуальні експериментальні дослідження. За прототип було взято шину для важкого автогрейдера Дз98 – Я-140, яка представлена на рис. 2.

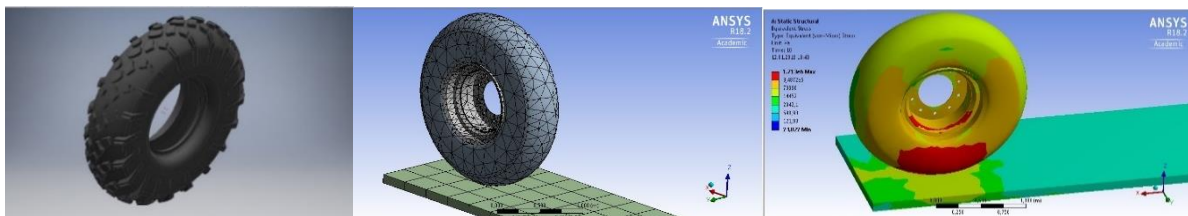


Рисунок 2 – Дослідження шини в середовищі для 3D моделювання «AUTODESK Inventor»

УДК 631.3:631.17

Концепція мобільного енергетичного засобу для внутрішньоцехових робіт

П.В. Хорсєв

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет (ДДАЕУ)

В.О. Улексін

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет (ДДАЕУ)

О.Б. Стремоухов

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет (ДДАЕУ)

У статті обґрунтовані параметри енергетичного засобу з гібридним приводом для роботи на обмежених територіях: на будівельних майданчиках, у виробничих приміщеннях, у теплицях, для комунальних робіт, на сільськогосподарських угіддях з координатно-транспортною системою мостового землеробства. Пропонується оригінальний економічний спосіб повороту мобільного енергетичного засобу з всіма керованими мотор-колесами.

Ключові слова: мобільний енергетичний засіб, гібридний привод, рульове керування, спосіб повороту колісної машини

Вступ. Для роботи на обмежених територіях (у теплицях, на будівельних майданчиках, для комунальних робіт і т. п.) потрібні мобільні енергетичні засоби зі специфічними властивостями:

- малі габарити і незначна вантажопідйомність;
- обмежена швидкість руху;
- мінімальна площа для маневрування;
- незначна середня але суттєва максимальна потужність;
- жорсткі норми на показники екологічності;
- мінімальні витрати на обслуговування та експлуатацію;
- висока готовність до роботи та простота керування.

Ці енергетичні засоби правомірно називати засобами для внутрішньоцехових робіт.

Огляд останніх досліджень та публікацій. Сучасні енергетичні засоби для внутрішньоцехових робіт мають шасі, як правило, у вигляді чотириколісної машини з всіма ведучими колесами, мінімальною базою та бортовим способом повороту. Розширюється застосування машин з акумуляторним електричним приводом (електрокари), що вирішує проблеми екологічності при роботі всередині приміщень. Застосовують також колісні машини з всіма керованими

колесами, що дозволяє здійснювати різні способи руху: звичайний з поворотом коліс обох мостів разом і окремо, рух «крабом», «собачий» хід, бортовий розворот («на місці»). Керування цих машин здійснюється двома важелями (подібно до керування гусеничним трактором системи Caterpillar) або одним важелем-штурвалом (подібно керуванню літаком).

Аналіз будови сучасного цехового транспорту [4, 5] показує доцільність застосування гібридного приводу, який включає первинний двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) з генератором, акумуляторну батарею та вже добре відпрацьовані електрифіковані мотор-колеса для електромобілів (наприклад, MICHELIN Active Wheel) [8]. Не зважаючи на підвищену складність гібридної силової установки, вона виявляється привабливою для внутрішньоцехових машин [7], яким властиві помірні, переважно постійні швидкості руху, що не залежать від обмежень з боку транспортного потоку міської вулиці чи від вимог автостради, а технологічний транспортний процес здійснюється на території, обладнаній розгалуженою електромережою. На шасі машини може встановлюватися спеціалізоване технологічне обладнання.

Постановка проблеми. Визначення невирішених аспектів проблеми.

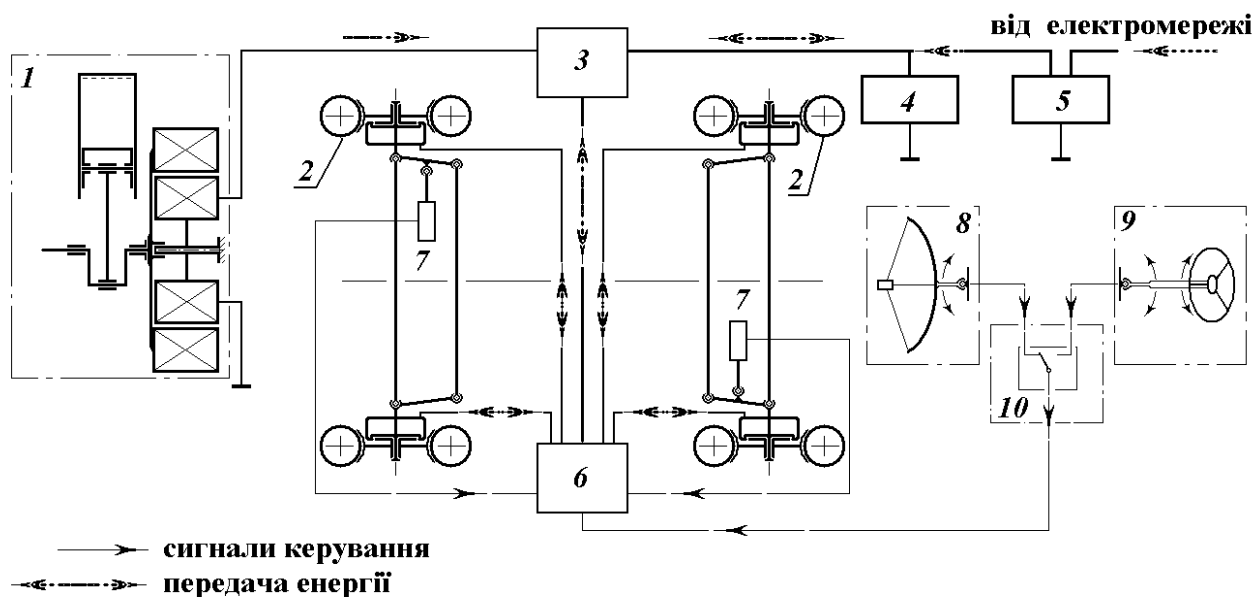
Переваги гібридної силової установки в порівнянні з традиційними приводами від ДВЗ чи тягового акумуляторного електродвигуна полягають у наступному: мінімізація витрати палива нафтового походження за рахунок використання переважно електричної енергії з електромережі; зменшення маси в порівнянні з суто акумуляторними системами; застосування спрощеного мотор-генератора на основі ДВЗ і його робота у фіксованому економічному режимі; спрощення трансмісії машини; рекуперація енергії при гальмуванні; зручність керування машиною і можливість повної автоматизації процесу керування. Невирішеними залишаються задачі вибору оптимальних параметрів силової установки та раціональної будови рульового керування.

Основні матеріали та результати. Варіант можливої схеми гібридного приводу автоматизованої мобільної машини приведено на рис. 1.

Мотор-генератор 1 складається з ДВЗ, маховиком якого являється ротор електричної машини, що може працювати і як генератор, і як електростартер. Статор електричної машини з'єднаний із блоком керування 3, який здійснює контроль за витратою енергії та узгоджує роботу генератора з акумулятором 4. При підключенні до електромережі погоджувальний пристрій 5 забезпечує зарядку акумулятора та живлення мотор-коліс 2 без використання енергії мотор-генератора 1.

Розподіл енергії між мотор-колесами здійснює блок керування 6, який управляється сигналами керування від блока вибору режимів 10 та сигналами датчиків 7 зворотного зв'язку по положенню мотор-коліс. Сигнали керування можуть формуватися у ручному режимі – рульовим керуванням 9 або у автоматичному режимі – командоапаратом системи навігації 8. Автоматичний режим керування повинен передбачатися для можливості підвищення ефективності цехового транспорту, особливо у системі мостового землеробства при обслуговуванні полів з координатно-транспортною системою [7]. Рульове керування повинно забезпечувати контроль швидкості та корекцію напрямку

руху поворотом чи «крабовим» ходом.



1 – мотор-генератор на основі ДВЗ; 2 – мотор-колеса; 3 – блок керування мотор-генератором; 4 – акумуляторна батарея; 5 – погоджувальний пристрій; 6 – блок керування мотор-колесами; 7 – датчики положення коліс; 8 – локатор та командоапарат системи навігації; 9 – ручне рульове керування; 10 – блок вибору режимів керування

Рисунок 1 – Схема гібридного приводу внутрішньоцехової машини

Силова установка працює наступним чином. На стоянках транспортний засіб підключається до електромережі кабелем і через погоджувальний пристрій 5 відбувається зарядка акумуляторних батарей 4. При русі на короткі відстані мотор-генератор 1 може не пускатися в роботу, і рух транспортного засобу забезпечується лише живленням від акумуляторних батарей чи від електромережі. При відсутності з'єднання з електромережею та при розряді акумуляторних батарей, блоком керування 3 автоматично пускається в роботу ДВЗ мотор-генератора 1, який заряджає акумулятори та живить мотор-колеса. Мотор-генератор працює при фіксованій частоті обертання та при постійному навантаженні, яке забезпечується роботою акумулятора як буферного пристрою. Це дозволяє оптимізувати параметри як ДВЗ, так і електричної машини-генератора і досягти максимальної економічності.

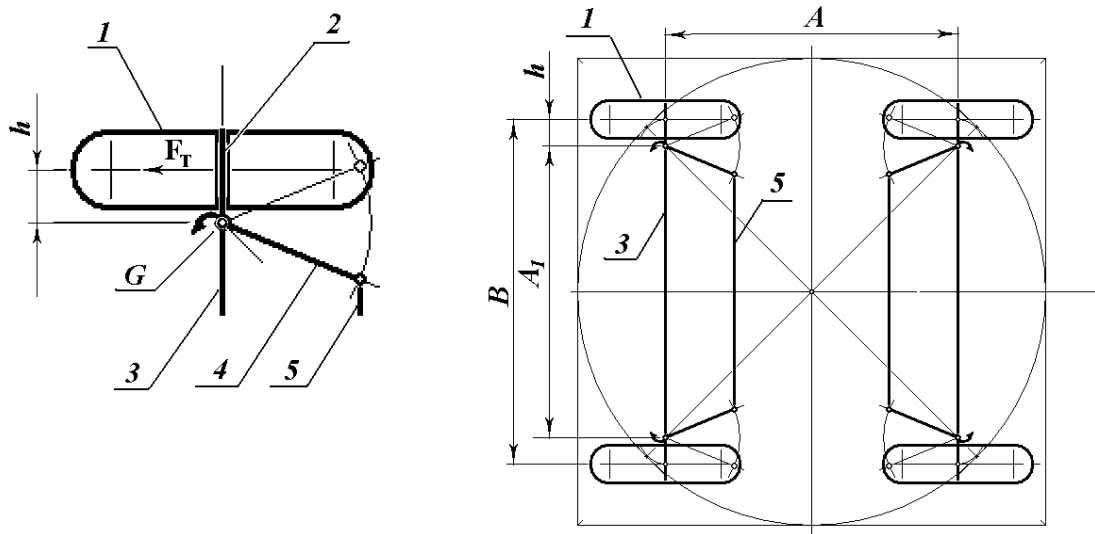
Дія рульового керування колісної машини з чотирма мотор-колесами для управління різними способами детально розглянуті в [6, 7]. Принцип створення керуючих впливів полягає у наступному.

Як видно з рис. 2 зміщення осі повороту G правого переднього керованого мотор-колеса 1 з радіусом r відносно площини його симетрії на величину h , зумовлює появу у активному (тяговому чи гальмівному) режимі моменту «керування» $M_{рк}$, що визначається підведеним до колеса моментом M_k :

$$M_{рк} = F_T \cdot h = (M_k - N_f s) \cdot h/r.$$

Цей момент намагається повернути колесо навколо осі G в ту чи іншу сторону. При симетричному розміщенні правого і лівого мотор-колес, зв'язаних

між собою поперечною тягою 5, та при однакових підведених моментах ($M_{кл} = M_{кп}$), виникаючі моменти керування правого і лівого коліс ($M_{ркл} = M_{ркп}$) урівноважуються, створюючи напруження у рульовій трапеції. Для стабілізації прямолінійного руху керовані колеса повинні встановлюватися одним з відомих способів таким чином, щоб забезпечувалося створення стабілізуючого моменту $M_{ст}$, що повертає відхилені колеса у положення прямолінійного руху (наприклад встановленням осі G з поперечним та поздовжнім нахилом [1, 2]). Причому, величина стабілізуючого моменту, пропорційного середньому відхиленню коліс $\alpha_{ср}$ від положення прямолінійного руху ($M_{ст} = k_p \cdot \alpha_{ср}$, де k_p – коефіцієнт чутливості або жорсткості рульового приводу, Нм/рад), повинна бути суттєвою.



1 – мотор-колесо; 2 – вісь колеса; 3 – балка моста; 4 – поворотний важіль; 5 – поперечна тяга

Рисунок 2 – Об'єднання керованих мотор-колес рульовими трапеціями

За таких умов для повороту керованих коліс на кут $\alpha_{ср}$ від положення прямолінійного руху достатньо підвести різні ведучі моменти до правого і лівого коліс, які забезпечать виникнення сумарного моменту керування, рівного стабілізуючому моменту:

$$(M_{ркл} - M_{ркп}) = (M_{кл} - M_{кп}) \cdot h/r = k_p \cdot \alpha_{ср}.$$

На відміну від звичаєних способів дії рульового керування транспортних колісних машин з жорстким *кінематичним* зв'язком між положенням рульового колеса та положенням направляючих коліс (кінематичний поворот), у даному випадку має місце *силовий* зв'язок при відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між положенням органа керування та положенням направляючих коліс. Такий зв'язок має місце у машин з чисто бортовим (силовим) поворотом, у яких стабілізуючий момент, обумовлений боковою еластичністю шин та параметрами зчеплення коліс з дорогою, має максимально можливе значення. Недостатність величини стабілізуючого моменту у запропонованій схемі рульового керування з всіма керованими мотор-колесами буде проявлятися у більшій невизначеності положень керованих коліс від величини керуючої дії – різниці ведучих моментів, підведених до правих і лівих коліс, що може призводити до втрати керованості

або до появи автоколивань коліс (шиммі). Цей недолік компенсується введенням у систему керування зворотного зв'язку по положенню керованих коліс (датчики 7 на рис. 1).

Наявність двох керованих мостів у схемі з всіма керованими мотор-колесами (рис. 1) дозволяє одержати суттєві переваги у порівнянні з чисто бортовим або чисто кінематичним видами повороту. Зокрема, перерозподіл крутних моментів, підведених до ведучих коліс, забезпечує всі необхідні режими коригування прямолінійної траєкторії в автоматичному режимі – рух «слід у слід», «крабом» чи «собачий хід» [6, 7].

Наприклад, при

$$\left. \begin{aligned} (M_{кпл} - M_{кпп}) &= (M_{кзп} - M_{кзл}) \\ (M_{кпл} < M_{кпп}) \\ (M_{кзп} < M_{кзл}) \end{aligned} \right\}$$

буде здійснюватися лівий поворот машини навколо миттєвого центра, розташованого на осі поперечної симетрії машини («слід у слід»), тобто, як при звичайному бортовому (силовому) повороті, але **без суттєвих витрат енергії**, як при чисто кінематичному повороті.

Суттєвою відмінністю розглянутого рульового приводу від існуючих приводів є **наявність двох незалежних інформаційних «входів»** – можливість незалежного керування поворотом коліс переднього і заднього мостів шляхом підведення різних ведучих моментів $M_{кпл}$, $M_{кпп}$ та $M_{кзл}$, $M_{кзп}$, **що забезпечує вибір режиму повороту без зупинки машини – на ходу**. Крім того, при реверсуванні машини керованість повністю зберігається без необхідності будь-якого переналагоджування, з'являється можливість повної уніфікації мостів.

Ці властивості рульового керування з всіма керованими мотор-колесами повинні бути визначальними при виборі типу рульового приводу для автоматичного керування прямолінійним рухом цехових транспортних засобів, особливо у межах координатно-транспортної системи мостового рослинництва [2].

При виборі потужності мотор-генератора слід орієнтуватися на номінальну швидкість руху порожнього енергетичного засобу по поверхні з удосконаленим покриттям. Такий режим буде характерним при переїздах.

Для обчислення мінімальної необхідної потужності первинного двигуна (ДВЗ) N_e застосуємо відому [3] залежність номінальної потужності автомобільного двигуна від умов руху:

$$N_e = \frac{(P_{\psi} + P_w) \cdot V_{max}}{3600 \cdot \eta_T}, \text{ кВт}, \quad (1)$$

де $P_{\psi} = m \cdot g \cdot (f \cos \alpha + \sin \alpha)$ – сила опору коченню (Н);

m – маса спорядженого транспортного засобу, (кг), може прийматися для випадку переїздів рівною номінальній вантажопідйомності m_b (тобто, при коефіцієнті вантажопідйомності $\eta_m = m_b/m = 1$);

g – прискорення сили тяжіння $9,81 \text{ м/с}^2$;

f – коефіцієнт опору коченню, може бути прийнятим постійним, $f = 0,04$;

α – ухил дороги, для наших умов $\alpha \leq 3^\circ$;

P_w – сила опору повітря (Н), яку при швидкостях менше 50 км/год не враховують;

$V_{\max} = 30$ км/год – максимальна швидкість при переїздах;

$\eta_T = \eta_r \cdot \eta_d \cdot \eta_m = 0,8$ – ККД передачі між первинним двигуном та колесами, може прийматися як для електричної трансмісії, що включає електричні генератор, двигун і механічний редуктор між електродвигуном і колесом, з характерними коефіцієнтами корисної дії $\eta_r = \eta_d = \eta_m = 0,93$.

З урахуванням $P_w \approx 0$ формула (1) запишеться як

$$N_e = m \cdot g \cdot (f \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot V_{\max} / (3600 \cdot \eta_T) = m \cdot P_n, \quad (2)$$

де $P_n = g \cdot (f \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot V_{\max} / (3600 \cdot \eta_T)$ – питома потужність двигуна у кВт на 1 кг вантажопідйомності.

Підставляючи у (2) значення всіх коефіцієнтів знаходимо:

$$N_e = m_b \cdot 9,81 \cdot (0,04 \cdot \cos 3^\circ + \sin 3^\circ) \cdot 30 / 3600 / 0,8 = 0,00942 \cdot m_b \approx 0,01 \cdot m_b, \text{ кВт},$$

тобто, для переїздів порожнього транспортного засобу з гібридним приводом з швидкістю 30 км/год необхідна питома потужність первинного ДВЗ, рівна 10 кВт на кожні 1000 кг вантажопідйомності. При цьому мінімальна розрахункова вихідна електрична потужність генератора становить 9,3 кВт на кожні 1000 кг вантажопідйомності.

Номінальну потужність електричних двигунів мотор-коліс слід вибирати для реалізації максимального навантаження. Приймаючи масу спорядженого транспортного засобу $m = 2 \cdot m_b$, номінальну робочу швидкість 25 км/год, коефіцієнт опору коченню $f = 0,05$, ухил дороги $\alpha \leq 2^\circ$, ККД передачі між електродвигунами моторколіс та власне колесами $\eta_m = 0,93$, знаходимо:

$N_e = 2 \cdot m_b \cdot 9,81 \cdot (0,05 \cdot \cos 2^\circ + \sin 2^\circ) \cdot 25 / 3600 / 0,93 = 0,01243 \cdot m_b \approx 0,0125 \cdot m_b, \text{ кВт}$, або $P_n = 12,5$ кВт сумарної механічної потужності всіх двигунів мотор-коліс на кожні 1000 кг вантажопідйомності.

Зважаючи на необхідність перерозподілу потужності між мотор-колесами правого і лівого борту для здійснення задекларованого повороту у співвідношенні:

$$k_p = N_{\max} / N_{\min} = 1,5,$$

що потребує збільшення потужності забігаючого колеса на 20% при зменшенні на таку ж величину потужності відстаючого колеса ($k_p = 1,2 / 0,8 = 1,5$ при незмінній середній потужності $(1,2 + 0,8) / 2 = 1$), знаходимо необхідну механічну потужність електродвигуна одного мотор-колеса:

$$N_{e1} = 1,2 \cdot (P_n / 4) = 0,3 \cdot 12,5 = 3,75 \text{ кВт на } 1000 \text{ кг вантажопідйомності.}$$

Сумарна механічна потужність електродвигунів чотирьох мотор-коліс N_{em} становить:

$$N_{em} = N_{e1} \cdot 4 = 3,75 \cdot 4 = 15 \text{ кВт на } 1000 \text{ кг вантажопідйомності.}$$

При цьому максимальна електрична потужність, яка може споживатися всіма мотор-колесами для усталеного руху, не повинна перевищувати:

$$N_{\max} = N_{em} / \eta_d = 15 / 0,93 = 16,2 \text{ кВт на } 1000 \text{ кг вантажопідйомності.}$$

Останній показник необхідний для обґрунтування вибору батарей і апаратури керування електричними двигунами.

Висновки

1. Реалізація запропонованої конструктивної схеми електрифікованого шасі з всіма керованими мотор-колесами дозволяє побудувати економічний цеховий транспорт, придатний для роботи і в системі мостового землеробства.

2. Застосування гібридного приводу відкриває можливості оптимізації питомих показників мобільного енергетичного засобу.

3. Розглянутий комбінований (кінематично-силовий) спосіб повороту шасі з всіма керованими мотор-колесами спрощує автоматизацію водіння мобільного енергетичного засобу.

Література

1. Илларионов В.А. Стабилизация управляемых колес автомобиля. – М.: «Транспорт», 1966. – 168 с.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление / Пер. с нем. В.Н. Пальянова; Под ред. А.А. Гальбрейха. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
4. Улексін В.О. Силові установки транспортних засобів для села. Вісник ХНТУСГ ім. П.М.Василенка. Випуск 44 „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том 2. – Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 122 – 126.
5. Улексін В.О. Транспортні засоби для мостового землеробства та внутрішньогосподарських перевезень. Наукові праці Полтавської державної аграрної академії. Том 6(25): Механізація та електрифікація сільського господарства. – Полтава: РВВ ПДАА, 2007. – С. 153 – 157.
6. Улексін В.О. Автоматизація керування транспортним засобом у мостовому землеробстві. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Випуск 107: Том 1. – Харків, 2010. – С. 101 – 110.
7. Улексин В.А. Автоматизация вождения машинно-тракторных агрегатов. Аграрная наука – основа успешного развития АПК и сохранения экосистем: Материалы Международной научно-практической конференции (31.01 2012 г.). Том 3. – Волгоград: ФГБОУ ВПО Волгоградский ГАУ, 2012. – С. 258 – 263.
8. Моторизованные колёса MICHELIN Active Wheel. Узято з **Ошибка! Недопустимый объект гиперссылки.**

УДК 621.878

О.М. Чаплигіна, асистент

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

КРИТЕРІЙ ОЦІНЮВАННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОГРЕЙДЕРА

Для оцінювання ступеня впливу експлуатаційних факторів на показники курсової стійкості автогрейдера розроблено та проведено повнофакторний

експеримент типу 2^k [1]. Отримано рівняння регресії бокового зміщення і кута повороту поздовжньої осі машини щодо початкової траєкторії руху. Проведено дисперсійний аналіз, що дозволив оцінити ступінь впливу експлуатаційних факторів на процес бокового зміщення і повороту автогрейдера.

Рівняння регресії [2, 3] в натуральному вигляді після перекодування і обліку значимості мають такий вигляд:

$$H(\varphi, k, \gamma, \rho) = 2,6589 - 0,1538\varphi + 0,7015k - 0,80095\gamma + \\ + 0,1441\rho - 0,4219\varphi k + 0,0208\varphi\gamma - 0,0343\varphi\rho + 0,505k\gamma - \\ - 0,4967k\rho - 0,0343\gamma\rho + 0,035\varphi k\gamma + 0,0948\varphi k\rho + \\ + 0,0064\varphi\gamma\rho - 0,0033k\gamma\rho - 0,0124\varphi k\gamma\rho.$$

$$\beta(\varphi, k, \gamma, \rho) = 3,6875 + 0,875\varphi + 5k - 2,2\gamma + 0,5333\rho - \\ - 2,8125\varphi k + 0,04375\varphi\gamma + 0,3\varphi\rho + 1,25k\gamma - 1,0833k\rho - \\ - 0,04\gamma\rho + 0,1094\varphi k\gamma + 0,5104\varphi k\rho + 0,0413\varphi\gamma\rho - \\ - 0,0417k\gamma\rho - 0,0604\varphi k\gamma\rho.$$

На підставі проведених досліджень встановлено:

1. Курсову стійкість доцільно оцінювати за двома критеріями: бічним зміщенням (H) машини стосовно запланованої прямолінійної траєкторії руху і куту повороту поздовжньої осі машини (β) відносно тієї ж траєкторії, що викликає необхідність одночасного розгляду двох рівнянь регресії.

2. Всі виділені чинники мають вплив на курсову стійкість. Так, найбільше впливає кут повороту передніх коліс в горизонтальній площині, в меншій мірі - кут нахилу передніх коліс у вертикальній площині, найменше - ухил поверхні і коефіцієнт зчеплення коліс по бортах. Крім того, істотний вплив роблять спільне вплив факторів коефіцієнтів зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею під правим і лівим бортами машини і кута повороту передніх коліс в горизонтальній площині, вплив ухилу поверхні машини і кута повороту передніх коліс в горизонтальній площині.

Література

1. Чаплыгина А.М. Экспериментальное исследование показателей курсовой устойчивости автогрейдера / А.М. Чаплыгина // Вісник національного університету водного господарства та природокористування. Збірник наукових праць. – Рівне : НУВГП, 2015 – Вып. 2(70) – С. 342 – 353.

2. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – Изд. 2-е, доп. и перераб. – М.: Наука, 1977. – 280 с.

3. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М.С. Винарский, М.В. Лурье. – К.: Техника, 1975. – 168 с.

МЕТОДИ АДАПТАЦІЇ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

Експлуатація сучасних землерийно-транспортних машин (ЗТМ) характеризується цілим рядом особливостей, до яких слід віднести: різноманітність виконуваних технологічних операцій, використання додаткового навісного устаткування, варіацію властивостей середовища, що розробляється, наявність значної кількості індивідуальних прийомів виконання конкретних робочих операцій водієм і так далі. Усе це призводить до зміни силової картини навантаження ЗТМ, а саме: варіації значень, напряму, координат прикладання головного вектору зовнішніх опорів, а також до зміни тимчасових закономірностей варіації вказаних параметрів. Існуючі підходи і методики проектування ЗТМ, як правило, не враховують цих особливостей, оскільки виконуються на базі усереднених показників середовища, що розробляється, для типової робочої операції, що виконується основним робочим органом. Машина, спроектована таким чином, здатна показати високі показники ефективності при роботі з розрахунковим середовищем, що рухається, на типових технологічних операціях. Відхилення умов експлуатації від типових приводить до погіршення показників ефективності роботи таких машин.

Щоб уникнути подібного явища пропонується проектувати і виготовляти ЗТМ, здатні адаптуватися до змінних умов експлуатації, з метою збереження високого рівня показників ефективності роботи. Аналіз науково-дослідної інформації і результатів експериментальних досліджень дозволив виявити критерії, алгоритми і методи адаптації машин. У алгоритмі розглядається декілька рівнів адаптації: адаптація параметрів ЗТМ, адаптація структури ЗТМ, адаптація параметрів навколишнього середовища і адаптація критеріїв. Для ухвалення рішень щодо адаптації пропонуються розроблені аналітичні і експериментальні методики, які базуються на теоріях дисперсійного і регресійного аналізу, багатовимірній багатокритерійній оптимізації і динамічному аналізі навантаження і поведінки ЗТМ.

Література

1. Тертычный-Даури В.Ю. *Адаптивная механика*. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во «Факториал Пресс», 2003. – 464 с.
2. Мещеряков В.А. *Адаптивное управление рабочими процессами землеройно-транспортных машин*. – Автореф. дис. на соиск. уч. степени доктора технических наук. – Омск, 2007. – 42 с.

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ПРОЕКТУВАННЯ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ ШАРНІРНИХ МАШИН

Якість автомобільних доріг по всій території України не відповідає стандартам. Не краще положення міських магістралей, причому як великих обласних центрів, так і невеликих міст. Деякі дороги районних центрів і сіл, взагалі не мають доріг із твердим покриттям. Це створює відомі проблеми: підвищену аварійність; низьку пропускну здатність; передчасне зношування транспортних засобів. Проблему будівництва й відновлення магістралей можна вирішити, маючи спеціальну дорожню техніку, що на цей час в Україні практично не випускається.

У роботі [1, 2] представлені матеріали, де на базі трактора К-701 з шарнірно-з'єднаною рамою, створений комплекс машин для будівництва доріг.

На Харківському тракторному заводі вже майже п'ятдесят років випускаються шарнірні трактора Т-150К. Використовуючи потужності підприємства можна також побудувати комплекс машин для будівництва та обслуговування доріг [3].

Для створення згаданого комплексу на базі колісного трактору Т-150К необхідно дослідження можливостей його ходової і несучої систем при виконанні машинами різноманітних технологічних операцій.

Основними етапами вирішення задачі є теоретичні та експериментальні дослідження [4], що дозволить створити високопродуктивні машини із заданим рівнем надійності.

Однак такі машини повинні бути доопрацьовані відповідно до особливостей технологічного процесу будівництва з урахуванням експлуатаційних режимів навантаження.

Як показали експериментальні дослідження [4] найбільш навантаженою машиною комплексу, яка сприймає значні динамічні навантаження є фронтальний навантажувач. Особливістю робочого циклу фронтального навантажувача є занурення ковша в штабель розроблювального матеріалу за рахунок напірного зусилля, що розвиває рушій і запасу кінетичної енергії, яка отримана в процесі розгону. При виконанні технологічної операції можливе різке стопоріння машини, іноді супроводжуване ударом, викликаним зустріччю ківшу з перешкодою яку важко подолати. При цьому виникають значні динамічні навантаження, що передаються на конструктивні елементи машини.

При оцінці динамічного навантаження в якості розрахункового був прийнятий випадок, коли навантажувач при виконанні операції набору ґрунту зустрічається ківшом із перешкодою яку важко подолати.

Навантаження, які сприймає навантажувач у цьому випадку, максимальні, а іноді близькі до аварійних. Ударна взаємодія передається на шарнірне з'єднання напіврам і гідروциліндри рульового керування, викликаючи їхнє передчасне

руйнування. Тому проведено всебічне дослідження цього режиму.

За результатами досліджень встановлено, що використовувати стандартну раму (рис. 1) на машинах напірного дії не доцільно. На всій дорожньо-будівельній техніці, створеної на базі колісного шарнірно-зчленованого тягача застосовується рама сільськогосподарського трактора Т-150К з невеликими доробками, що полягають в блокуванні або виключення горизонтального шарніра. Дана доробка мало ефективна і не дозволяє домогтися необхідної надійності і ефективності виконання робіт.

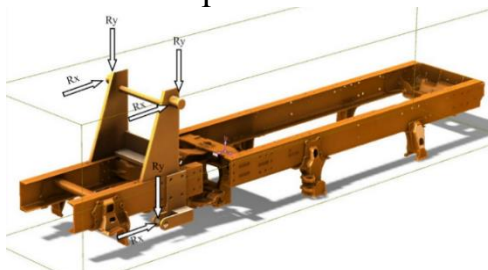


Рисунок 1 – Серійна рама фронтального навантажувача

Нами була запропонована нова конструкція рами (рис. 2).

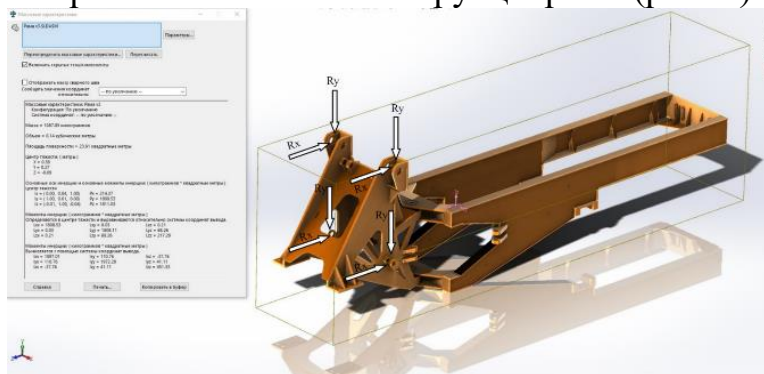


Рисунок 2 – Модернізована конструкція рами

Методом комп'ютерного моделювання в середовищі ANSYS 19 була досліджена модернізована рама (рис. 3, 4).

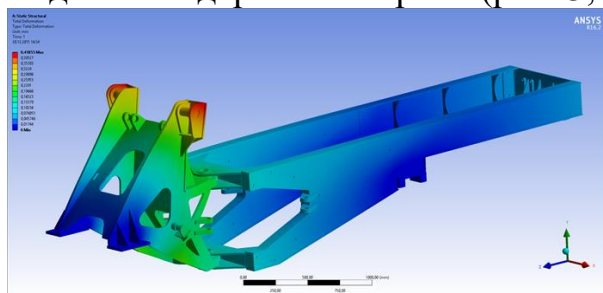


Рисунок 3 – Деформації нової рами

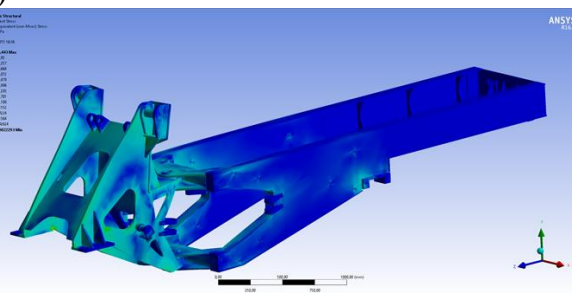


Рисунок 4 – Напруження нової рами

Максимальні деформації 0,41855 мм, максимальні напруження 55,443 МПа.

Висновок. Як показали результати моделювання, нова конструкція рами дозволяє в кілька разів зменшити динамічні навантаження, що діють на раму, що позначиться позитивним чином на довговічності несучої системи і машини в цілому. У новій конструкції відсутній горизонтальний шарнір і відстань між

осями вертикального шарніру.

Література

1. Попов Н.С., Баловнев В.И. Развитие дорожно-строительного машиностроения на конвертируемых предприятиях // Строительные и дорожные машины. – 1994. – № 10. – С. 2 – 8.
2. Попов Н.С., Баловнев В.И. Перспективные отечественные дорожно-строительные машины и комплексы // Строительные и дорожные машины. – 1996. – № 6. – С. 2 – 6.
3. Кухтов В.Г., Щербак О.В. Модульное формирования строительно-дорожных машин // Труды первой город. конф. Актуальні проблеми сучасної науки у дослідженнях молодих вчених м. Харкова. – Харків: АТ "Бізнес Інформ". – 1997. – С. 50 – 52.
4. Щербак О.В. Разработка рациональных параметров соединительно-управляющего модуля фронтального погрузчика: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04. – Харьков, 2000. – 130 с.
5. Проскуряков В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин / В.Б. Проскуряков. – Л.: Машиностроение, 1972. – 227 с.

УДК 624.132.6

*С.О. Карпушин, к.т.н., доцент
Центральноукраїнський національний технічний університет
А.С. Карпушин студент
Національний університет Львівська політехніка*

ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ СПРЯМОВАНИХ НА ВСТАНОВЛЕННЯ ФІЗИЧНОЇ СУТНОСТІ ПРОЦЕСІВ НАЛИПАННЯ ТА НАМЕРЗАННЯ ГРУНТУ НА КОВШОВІ РОБОЧІ ОРГАНИ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

В технологічних процесах, пов'язаних з розробкою ґрунтів, переміщенням і транспортуванням вологих матеріалів, в агрофізичних процесах переміщення вологи, в процесах корозії робочих органів і гідромеліоративних споруд, що контактують з вологими ґрунтами, важливе значення мають фізико-механічні та фізико-хімічні властивості ґрунтів, особливо у вологому стані (адгезія, когезія, тертя).

Під **адгезією** розуміють явище виникнення зв'язків, що перешкоджають взаємному роз'єднання двох різнорідних тіл (або фаз), обумовлених поверхневою взаємодією цих тіл при їх контактуванні.

Когезія – притягання між частками одного і того ж твердого тіла або рідини, що обумовлена силами міжмолекулярної взаємодії, що приводить до об'єднання часток в єдине тіло.

Підвищення продуктивності та якості робіт при розробці вологих дисперсних мас типу ґрунтів є актуальною проблемою. Відомо, що при розробці глинистих ґрунтів значної вологості скрепери, навантажувачі та одноківшеві

екскаватори знижують продуктивність або практично непрацездатні. Велике значення сили тертя мають при транспортуванні вологих ґрунтів і матеріалів (бетони, будівельні суміші, добрива), зануренні паль, підземної прокладки труб і ряді інших процесів. При цьому значно зростає енергоємність робіт.

Незважаючи на те, що існує велика кількість досліджень за цими напрямками, питання оцінки енергетичних потенціалів (електричних, капілярних) різних ґрунтів вивчені недостатньо, особливо при контактних взаємодіях з робочими поверхнями землерийних і меліоративних машин. У зв'язку з цим проблеми експериментального вивчення закономірностей зміни контактних потенціалів і енергетичних характеристик вологих ґрунтів представляють науковий і практичний інтерес, оскільки, дають можливість більш обґрунтовано підійти до питань оцінки енергетики розробки ґрунтів при взаємодії їх з різними робочими поверхнями машин. Окрім того, природні різниці потенціалів, що виникають при цьому контакті, впливають на зміну фізико-механічних властивостей (тертя, прилипання та ін.), Переміщення вологи і т.п.

В цілому, знання цих потенціалів і оцінка енергетичних параметрів ґрунтів (як складної багатофазної системи) може істотно відбитися на подальшому поглибленому розумінні механізмів деформування ґрунтів, зниження енергоємності їх обробки, екогеологічних процесів, підвищення довговічності машин, підземних трубопроводів та інших споруд.

Так само недостатньо вивчені питання механіки процесів транспортування і вивантаження вологих ґрунтів; захисту від налипання та підвищення ефективності робочих процесів розробки липких важких ґрунтів при зниженій температурі; застосування електроосмосу для полегшення транспортування і вивантаження дисперсних мас з великим вмістом колоїдних частинок високої вологості; більш детальне вивчення електричного потенціалу в зв'язку з оцінкою енергоємності меліоративних робіт.

На практиці основними робочими поверхнями є метали, високо та низьковуглецеві сталі, сплави. Тому, найбільш важливо вивчити зміну контактних потенціалів при взаємодії ґрунтів з цими поверхнями при зміні вологості і температури.

Перспективним напрямом вдосконалення екскаваторів є створення адаптивних робочих органів інтенсифікуючої дії. Успіх розвитку досліджень в цьому напрямку залежить від вирішення проблеми збільшення ефективності машин з робочими органами, оснащеними різними інтенсифікаторами, що забезпечують виконання операцій з високою продуктивністю і меншими питомими показниками енергоємності, металоємності і трудових витрат.

Особливість використання екскаваторів в меліоративному виробництві - робота в складних умовах з вологим ґрунтом, який постійно налипає на днище і бічні стінки ковшів. При низьких температурах ґрунт намерзає на стінки, внаслідок чого обсяг і наповнення ковша значно зменшується. У літню пору вже через 40...45 хв роботи екскаватора обсяг налиплого ґрунту зменшує місткість ковша на 10...11 %, отже, на стільки ж знижується продуктивність машини і збільшується питома енергоємність процесу розроблення ґрунту.

Взимку характерно і налипання, і намерзання ґрунту на поверхні робочих органів. Таким чином, очищення ковша є актуальною і важливою задачею, рішення якої дозволить підвищити продуктивність екскаваторів і знизити енерговитрати. Питання, що стосуються зниження налипання, намерзання і тертя на робочих органах землерийних машин частково відображені в літературі.

Сила прилипання – це практичний термін, величина якого характеризує кількісну сторону адгезійно-когезійної взаємодії. Збільшення вологості до певних меж призводить до збільшення сил прилипання.

На даний час відомі такі способи зниження прилипання при механізованій розробці ґрунтів: застосування зовнішнього теплового, вібраційного, електромагнітного, або радіаційного впливу; добавки поверхнево-активних речовин, що зв'язують воду (окис кальцію, гідросилікат) або надають масі гідрофобні властивості (кремнійорганічні сполуки); раціональний вибір конструктивних факторів (оптимальні радіуси кривизни робочих поверхонь, зменшення площі контакту, вибір кута тиску на ґрунт, що забезпечує можливість самоочищення, розділення ковша на ріжучо-метальну частину і безпосередньо ковшову, зміна шорсткості і структури поверхні або насичення матеріалами типу бор, сірка, хром, що сприяють зниженню адгезії); застосування комбінованих методів: наприклад, одночасна дія вібрації і теплового впливу, вібрації і електроосмосу і т. п.; механічні способи: застосування скребків, ножів, щіток, рухливих стінок, лопатей, гнучких днищ з ефектом інерційного розвантаження і т. п.

При розвантаженні ковшів і кузовів автосамоскидів виникають умови невивантаження. При цьому застосування виштовхуючих стінок, наприклад, в скреперах вимагає значних зусиль, особливо для тонкодисперсних вологих ґрунтів.

Відрив від поверхні тіла (ґрунту) може бути адгезійним, когезійним і змішаним. При адгезійному відриві робочого диска приладу від ґрунту його поверхня не залипає (роз'єднання по площині розділу фаз). При когезійному відриві поверхня робочого диска повністю залипає ґрунтом (роз'єднання відбувається по одній фазі – по ґрунту).

Для глинистих ґрунтів існує критична вологість, що характеризує перехід адгезійного відриву в когезійний.

Істотний вплив на зв'язність ґрунту надають органічні речовини, при цьому наявність перегною у важких суглинних і глинистих ґрунтах зменшує їх зв'язність, в легких піщаних – підсилює.

Великий вплив на підвищення зв'язності ґрунту надає поглинений катіон натрію, особливо на ґрунтах, бідних перегноем. Тому солончаковий ґрунт, в комплексі якого міститься поглинений натрій, завжди відрізняються сильно вираженою зв'язністю. Структурний стан робити ґрунт рихлим, зменшує його зв'язність і тим самим значно полегшує його обробку.

Пластичність і прилипання (адгезія) ґрунту. Під **пластичністю** ґрунту розуміється здатність ґрунту ліпитися у вологому стані і зберігати надану йому форму. Пластичність ґрунту обумовлюється різними причинами, головним чином присутністю в ґрунті колоїдів. Чим більше міститься в тому чи іншому

ґрунті колоїдів, тим краще виражена в ньому пластичність. З цього стає зрозумілим, що глинисті і суглинні ґрунти володіють незрівнянно більшою пластичністю, ніж ґрунти піщані і супіщані. Пластичність виявляють тільки частинки дрібніше 0,002 мм у діаметрі.

У безпосередньому зв'язку з пластичністю знаходиться і липкість, або прилипання (адгезія), ґрунту.

В основі прилипання лежать адгезійні сили взаємного тяжіння молекул на дотичних поверхнях (сили Ван-дер-Ваальса).

Ступінь прилипання ґрунту залежить переважно від механічного складу.

Липкість зростає від насичення ґрунту натрієм.

Прилипання ґрунтів підвищується в міру їх зволоження приблизно до 90 % від повного насичення водою, а потім починає зменшуватися.

Виходячи з цього, обробку бажано проводити при такому стані вологості, коли ґрунт добре розпушується, не розмазується, не прилипає до знарядь обробки, тобто знаходиться в стані так званої – фізичної стиглості.

Величина липкості вимірюється навантаженням, необхідним для відриву ґрунту від поверхні прилипання, і виражається в кг(Н) на 1см^2 .

УДК 633.853.32

В.В. Яцун, к.т.н., доцент

Центральноукраїнський національний технічний університет

ВИКОРИСТАННЯ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ КАНАТНИХ ГРЕЙФЕРІВ НА МІЦНІСТЬ

У роботі розглянуто можливості САПР "SOLID WORKS" для дослідження напруженого стану та оптимізації конструкції грейфера. До створеної моделі несучих структур грейфера були прикладені навантаження, що діють на грейфер в процесі виконання робочих операцій.

Зокрема, кінцевоелементна модель щелепи (рис. 1) складається з 32128 кінцевих елементів і 65050 вузлів. Після рішення систем лінійних алгебраїчних рівнянь (методом Холецького) програмою були визначені всі параметри напруженого й деформованого стану несучих структур грейфера. На рисунку 2 показана епюра розподілу еквівалентних напружень у щелепі.



Рисунок 1 – Кінцевоелементна модель щелепи

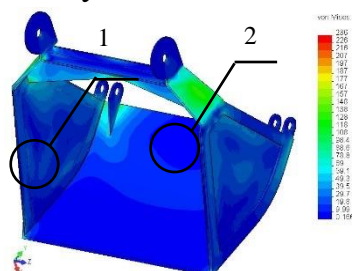


Рисунок 2 – Епюра еквівалентних напружень щелепи

Найбільші напруження в щелепі виникають поблизу з'єднання боковини з поперечною стяжкою (зона 2): $\sigma_{ekv_2}^{pozp} = 152(\text{МПа})$. В інших зонах напруження незначні.

Отримана епюра напружень (рис. 2) дозволяє розробити рекомендації для зниження навантаженості щелепи: наприклад – додати ребра жорсткості й накладки чи змінити конструкцію поперечної стяжки (рис. 3). Максимальні напруження зменшуються в 1,41 рази (рис. 4).

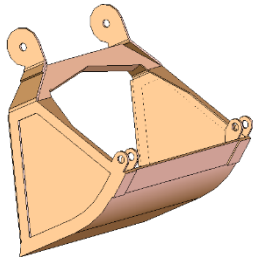


Рисунок 3 – Об'ємна геометрична модель модернізованої щелепи

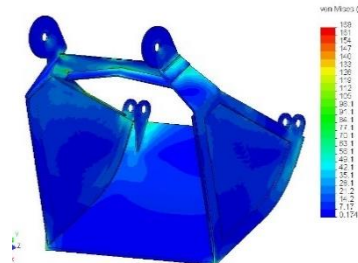


Рисунок 4 – Епюра еквівалентних напружень модернізованої щелепи

Використання САПР "SOLID WORKS" дозволить спростити автоматизацію проектування складних виробів у машинобудуванні й в інших областях промисловості.

Література

1. Прерис А.М. *SolidWorks. Учебный Курс. Питер, 2006. – 528 с.*

УДК 622.648+622.647.2:621.867.84

В.В. Яцун, к.т.н., доцент

Центральноукраїнський національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІКИ РУХУ ЦЕМЕНТНОЇ АЕРОСУМІШІ В ЕЖЕКТОРНИХ ПНЕВОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВКАХ З УРАХУВАННЯМ ІНТЕГРАЛЬНОГО КОЕФІЦІЄНТУ ОПОРУ ПРИ РОЗВАНТАЖЕННІ ЗАЛІЗНИЧНИХ ВАГОНІВ

Одним з важливих параметрів процесу пневмотранспортування двофазних потоків являється швидкість переміщення сипкого матеріалу. Визначення швидкості потрібне для розрахунків гідравлічного опору, щільності потоку і інших характеристик пневмотранспортування. Дослідженню швидкості матеріалу приділяється значна увага як вітчизняних так і зарубіжних вчених, однак до цього часу, в зв'язку зі складністю явищ, що мають місце при передачі енергії дисперсним частинкам, не розкриті її основні закономірності.

До питання визначання впливу різних факторів на значення швидкості транспортування в теоретичному і експериментальному напрямках присвячено багато досліджень, які виконуються з метою отримання інженерної залежності, яка б достовірно описувала зону мінімальних енерговитрат при переміщенні

сипких матеріалів в транспортних трубопроводах.

В ЦНТУ спільно лабораторією “Геодинамічних систем і вібраційних технологій” ІГТМ НАН України проведені роботи по створенню пневмотранспортних установок з використанням ежекторних пристроїв, які дозволяють знизити енерговитрати на транспортування сипкого матеріалу за рахунок використання енергії повітря, що ежекується з атмосфери. Однак, як показали експериментальні дослідження її промислова експлуатація установок даного типу, при незмінних енерговитратах довжину транспортного трубопроводу можливо збільшувати лише до визначеної межі. Тому однією з головних задач теоретичних і експериментальних досліджень є отримання критеріальної залежності для опису механізму руху аеросуміші по трубопроводу з ежекуванням повітря з атмосфери з урахуванням всіх видів опору.

В результаті математичних перетворень рівнянь, що описують рух аеросуміші по горизонтальному трубопроводу в ежекторних пневмотранспортних установках, отримано наступну залежність:

$$V_2 = \left\{ \frac{\rho_3 f_3 \cdot (1 - \alpha_3)}{2 \rho_2 f_2 \cdot (1 - \alpha_2)} \cdot \left[\frac{2 \cdot (P_3^0 - P_K^0)}{\rho_3 \cdot \left(K_{об} \frac{l}{d} + \xi \right)} \right]^{\frac{3}{2}} - \frac{\rho_1 f_1 V_1^3}{\rho_2 f_2 \cdot (1 - \alpha_2)} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

де V_1, ρ_1, V_2, ρ_2 – швидкість і щільність відповідно ежекуючого і ежекуемого потоків повітря;

ρ_3, P_3^0, P_K^0 – щільність і повний тиск повітряного потоку, відповідно, на початку транспортного трубопроводу і на виході з нього;

f_1, f_2, f_3 – площі перерізів, відповідно кільцевої щілини ежектора, завантажувальної ділянки установки і транспортного трубопроводу;

α_2, α_3 – коефіцієнти заповнення сипким матеріалом відповідних перерізів;

l, d – довжина і діаметр трубопроводу;

$K_{об}$ – інтегральний коефіцієнт опору, що визначається як

$$K_{об} = \lambda + \xi_{cp} \cdot \phi^2 \cdot \mu;$$

λ – коефіцієнт опору руху для чистого повітря;

ξ_{cp} – середнє значення коефіцієнта аеродинамічного опору матеріалу;

ϕ – коефіцієнт відносної швидкості руху аеросуміші;

μ – масова концентрація аеросуміші.

Отримана критеріальна залежність дозволяє описати процес руху аеросуміші по горизонтальному трубопроводу в нормальному режимі з ежекуванням повітря з атмосфери ($V_2 > 0$), момент закінчення ежекції ($V_2 = 0$) і виникнення зворотного потоку аеросуміші ($V_2 < 0$). При цьому, значення максимально можливої довжини транспортного трубопроводу, перевищення якої

призводить до утворення закупорок, виникненню зворотних потоків і викидів сипкого матеріалу через завантажувальну воронку, дорівнює

$$l_{\max} = \frac{d}{K_{об}} \left\{ \frac{2 \cdot (P_3^0 - P_K^0)}{\rho_3 V_1^2} \left[\frac{\rho_3 f_3 \cdot (1 - \alpha_3)}{\rho_1 f_1} \right]^{\frac{2}{3}} - \xi \right\}.$$

Наведена вище критеріальна залежність розкриває умови закупорки трубопроводу, з якої для різних витрат повітря визначається мінімально допустима швидкість в залежності від ефективного коефіцієнта тертя.

Результати досліджень можуть бути використані при створенні і удосконаленні пневмотранспортних ежекторних машин, окремих агрегатів установок і робочих органів, що застосовуються в технологічних операціях фасування цементу, виробництві будівельних матеріалів і т.п.

Література

1. Потураев В.Н., Волошин А.И., Пономарев Б.В. *Вибрационно-пневматическое транспортирование сыпучих материалов.* – Киев: Наук. думка, 1989. – 248 с.

2. Исследование механики движения кусковых материалов на разгонных участках в вибропневмотранспортных установках циклического действия / Волошин А.И., Пономарев Б.В., Яцун В.В. // *Вибрационные эффекты в процессах добычи и переработки минерального сырья: Сб. научн. тр. ИГТМ АН УССР* – Киев: Наук. думка, 1991. – С. 142 – 149.

3. Tsuji Y., Morikawa Y., & Tanaka L. *Numerical simulation of gas-solid two-phase flow in a two-dimensional horizontal channel* // *Int. J. Multiphase Flow.* – 2002. – 13, № 5. – P. 671 – 6.

УДК 62-82

Методика проектування гідравлічних систем технологічних комплектів для виготовлення і подачі будівельних сумішей

П.М. Андренко

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
<https://orcid.org/0000-0002-6377-6020>

І.А. Емельянова

Харківський національний університет будівництва та архітектури
<https://orcid.org/0000-0002-3883-8883>

Д.О. Чайка

Харківський національний університет будівництва та архітектури
<https://orcid.org/0000-0001-8338-7105>

Д.Ю. Субота

Харківський національний університет будівництва та архітектури
<https://orcid.org/0000-0002-8400-9998>

На основі системного аналізу роботи нового технологічного

малогабаритного обладнання для умов будівельного майданчика [1] розроблена методика проектування гідравлічної системи технологічного комплексу для виготовлення і подачі будівельних сумішей та розчинів при зведенні будівельних об'єктів. Обґрунтовано принцип побудови гідравлічної системи та спосіб її регулювання. Наведені математичні залежності для визначення основних параметрів елементів гідравлічної системи та загальна методика її синтезу.

Ключові слова: гідравлічна система; методика проектування; технологічний комплект; розчинонасос; бетононасос; гідроапаратура; гідромотор; гідроциліндр.

Вступ. Технічний прогрес технологічних комплектів (ТК) для подачі бетонних сумішей та розчинів при бетонуванні та виконанні штукатурних робіт неможливий без застосування гідравлічних систем, які забезпечують поліпшення їх робочих характеристик, підвищення енергоефективності, надійності, технічного рівня й конкурентоспроможності. Використання на будівельних майданчиках таких комплектів дозволяє не тільки автоматизувати процес приготування бетонних сумішей та штукатурних розчинів, а й забезпечити їх сталий відсотковий склад, завдяки чому підвищується якість бетону та штукатурного покриття. Основними напрямками розвитку гідравлічних систем (ГС) таких ТК є: інтенсивне зрошування гідросистем з електронними системами управління, застосування «інтелектуальних» гідроапаратів з вбудованою електронікою та стандартних комунікаційних засобів з відкритою структурою; підвищення робочого тиску від 30 до 70 МПа; енергозбереження за рахунок підвищення ККД та використання новітніх систем управління; зниження металоємності та габаритів при одночасному зростанні питомих потужностей [1].

Блочно-модульний підхід до проектування гідравлічних систем дозволяє проводити їх декомпозицію, зменшити кількість ступенів вільності, отримати ієрархічну структуру, провести структурний синтез та спростити схемну реалізацію за рахунок мінімізації внутрішніх зворотних зв'язків, які можна отримати з інформаційної моделі, підпорядкувати структуру об'єкта процесу функціонування, використовувати типові модулі при їх побудові. Застосування модульного принципу побудови гідравлічних систем дозволяє досконало вивчити окремі модулі, причому аналіз і синтез таких модулів базується на математичних моделях їх робочого процесу.

Огляд останніх досліджень та публікацій. Методика проектування гідравлічних систем будівельних машин та їх елементів базується на фундаментальних дослідженнях таких вчених як Т.М. Башта, М.С. Гаминін, Г.Й. Зайончковський, Б.Л. Коробочкін, В.А. Лещенко, З.Я. Лур'є, К.Л. Навроцький, В.М. Прокоф'єв, Д.М. Попов, В.Б. Струтинський, З.Л. Фінкельштейн, Е.М. Хаймович, В.А. Хохлов, Ю.І. Чупраков, J.F. Blackburn, M. Guillon, W. Mednis й інші. Вона базується на системному аналізі, який відкриває можливість їх декомпозиції на основні вузли з урахуванням взаємозв'язків усіх елементів. Технологічний комплект для приготування та подачі бетонних сумішей та розчинів складається з пристроїв: дозування та

зважування компонентів сумішей; приготування бетонної суміші (розчину) в змішувачах; перекачування бетонної суміші (розчину) бетононасосом (розчинонасосом); допоміжного технологічного обладнання для виконання торкет-робіт. У загальному випадку ГС такого ТК містить: насосну станцію; гідравлічні виконавчі механізми (гідромотори, гідроциліндри); розподільчу та управляючу апаратуру; трубопроводи; робочу рідину; кондиціонери робочої рідини.

Аналіз останніх досліджень в сфері проектування технологічного обладнання для будівельних робіт виявив, що більшість з них присвячені розробці розчинонасосів, окремих елементів такого обладнання. Так в роботі [2] описано однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором підвищеної ефективності з електромеханічним приводом. Робота [3] присвячена використанню шлангового бетононасоса в технологічних комплектах малогабаритного обладнання. В статті [4] розглядається математична модель ГС універсального шлангового бетононасоса, а в [5] математична модель його робочого процесу. В монографії [6] розглянуті особливості конструкції безпоршневого шлангового бетононасоса із гідравлічним приводом та його основні показники ефективної роботи в умовах будівельного майданчика. В монографії [7] розроблено наукові основи створення енергоефективних технологічних комплектів обладнання для виконання штукатурних робіт у результаті розкриття механізму процесів приготування, перекачування та нанесення штукатурних розчинів, які поєднуються у часі з урахуванням реологічних характеристик робочого середовища. В цих та інших роботах, посвячених розробці ТК обладнання для приготування та подачі бетонних сумішей і розчинів не виявлено методики проектування їх ГС, відсутнє обґрунтування вибору насосних станцій.

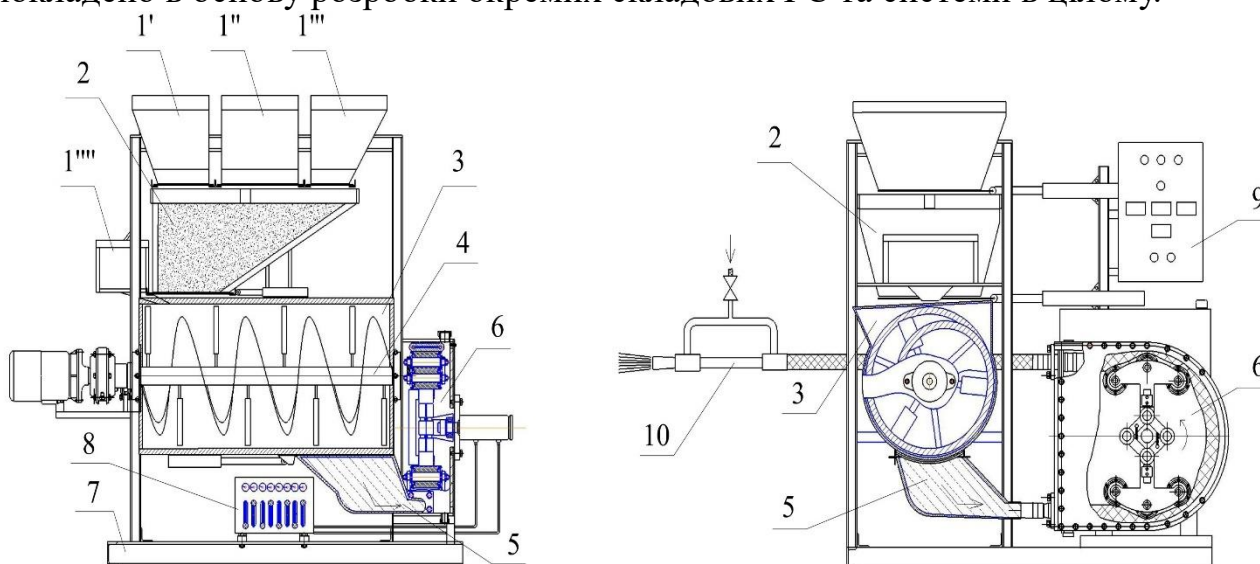
Постановка проблеми. Аналіз значної кількості обладнання для виготовлення і подачі бетонних сумішей та розчинів для виконання бетонних та штукатурних робіт дозволив встановити, що в літературних джерелах відсутнє обґрунтування схемного рішення реалізації їх ГС, оцінка її енергетичної ефективності, не обґрунтовано тип управління ГС, відсутня методика розрахунку та вибору елементної бази для її реалізації. Викладене вище обумовлює актуальність науково-практичної проблеми якій присвячена дана стаття, а саме – розробці методики проектування гідравлічних систем ТК для приготування та подачі бетонних сумішей та розчинів для бетонування і виконання штукатурних робіт.

Методика проектування гідравлічних систем обладнання для виготовлення і подачі бетонних сумішей та розчинів для виконання будівельних робіт розроблена на прикладі технологічного комплексу малогабаритного обладнання для умов будівельного майданчика, схема якого показана на рис. 1 [8].

Гідравлічна схема для керування новим універсальним технологічним комплектом малогабаритного обладнання представлена на рис. 2.

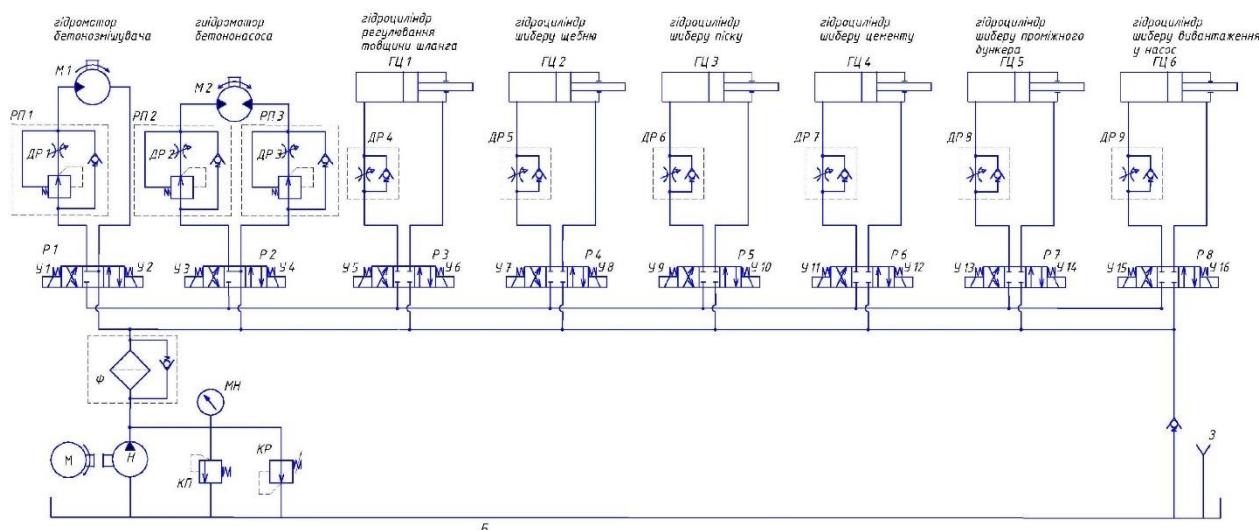
Методика базується на системному аналізі методів гідромеханіки, твердого тіла, теорії автоматичного управління та математичного моделювання, які

покладено в основу розробки окремих складових ГС та системи в цілому.



1 – дозувальний вузол: 1' – щебня, 1'' – піску, 1''' – цементу; 2 – проміжний бункер; 3 – бетонозмішувач; 4 – стрічково-лопатовий вал змішувача; 5 – приймальний лоток; 6 – універсальний шланговий бетононасос; 7 – рама; 8 – гідророзподільчий вузол; 9 – щит автоматизованим керуванням комплектом; 10 – торкрет-сопло з кільцевим насадком

**Рисунок 1 – Новий універсальний технологічний комплект
малогабаритного обладнання для умов будівельного майданчика**



Б – бак; М – електродвигун; Н – насос; КП – запобіжний клапан; КР – клапан регулюючий; Ф – фільтр; МН – манометр; Р1, Р2, Р3 – гідророзподільники (чотирьохлінійні, трьохпозиційні з електрокеруванням); Р4-Р8 – гідророзподільники (дволінійні, двохпозиційні з електрокеруванням); РП – регулятор потоку; М1, М2 – високомоментні гідромотори; ГЦ – гідроциліндр; КО – зворотний клапан; З – заливна горловина

**Рисунок 2 – Схема гідравлічна принципова універсального технологічного
комплекта малогабаритного обладнання**

Аналіз робочого процесу обладнання для виготовлення і подачі бетонних сумішей та розчинів дозволив встановити, що їх виконавчі механізми здійснюють обертальний та зворотно-поступальний рух, причому максимальна потужність витрачається механізмами на здійснення процесів приготування та транспортування бетонних сумішей та розчинів. Для управління механізмами, які здійснюють дозування та зважування компонентів сумішей використовують механізми, що виконують зворотно-поступальний рух, тобто мають два фіксовані положення, тому згідно з [9] їх ГС має бути цикловою. Отже, для ГС такого ТК доцільно будувати циклограму – зображення для кожного виконавчого механізму в координатах: t – час, y – переміщення вихідної ланки виконавчого механізму. Для реалізації такої системи раціонально використовувати дискретні елементи з електричним управлінням [10]. Це дозволяє автоматизувати технологічний процес, отримати суміші з заданим відсотковим вмістом компонентів.

На першому етапі, згідно з описом роботи ТК для виготовлення і подачі бетонних сумішей та розчинів для, розробляється його гідравлічна схема [11] та описується її робота.

Вихідними даними для розрахунку гідравлічної схеми технологічного комплексу є: середня щільність бетонної суміші – $\rho_{0\text{сум}}$, кг/м³; діаметр шланга – $d_{\text{шл}}$, мм в разі використання шлангового бетононасоса; крутний момент на валу бетонозмішувача – $M_{\text{бз}}$, Н·м; крутний момент на валу бетононасоса – $M_{\text{бн}}$, Н·м; висота суміші в дозуючому бункері – $h_{\text{сум}}$, мм; розміри засувки бункера, мм. Далі визначається сила яка діє з боку суміші в бункері на i -ту засувку

$$F_i = \rho_{0\text{сум}} g h_{\text{сум}} A_i, \text{ Н},$$

де g – прискорення вільного падіння;

A_i – площа i -ї засувки.

Визначається сила тертя (сила, яка діє на шток гідроциліндра в напрямку його осі)

$$F_{i\text{тер}} = k_{\text{тер}} F_i, \text{ Н},$$

де $k_{\text{тер}}$ – коефіцієнт тертя [12]; приймаємо $k_{\text{тер}} = 0,2$ – залізо по залізу.

Визначається сила на штоці i -го гідроциліндра.

$$F_{1\text{тер}} = k_{\text{тер}} \rho g h_{\text{сум}} A, \text{ Н}.$$

Розрахунки зводяться до таблиці.

На другому етапі вибирається номінальний тиск гідропривода, який залежить від його потужності.

Вихідна потужність гідроциліндра, Вт

$$P_{\text{гц вих}} = F_{\text{гц max}} V_{\text{гц max}}, \quad (1)$$

де $F_{\text{гц max}}$ – максимальне зусилля на штоці гідроциліндра, Н;

$V_{\text{гц max}}$ – максимальна швидкість гідроциліндра, м/с. На попередньому

етапі розрахунку приймається $V_{\text{гц max}} = 0,05$ м/с.

Вихідна потужність гідромотора, Вт

$$P_{\text{гм вих}} = 2M_{\text{гм max}} \pi n_{\text{гм max}}, \quad (2)$$

де $M_{\text{ГМ max}}$ – максимальний крутний момент на валу гідромотора, Н·м;

$n_{\text{ГМ max}}$ – максимальна частота обертання вала гідромотора, об/с. Для розчинонасоса та розчинозмішувача $n_{1 \text{ ГМ max}} = 1,0$ об/с, для шлангового бетононасоса $n_{2 \text{ ГМ max}} = 0,75$ об/с.

Вихідна потужність гідропривода

$$P_{\text{вих}} = \sum_{i=1}^{z_1} P_{\text{ГЦ вих}} + \sum_{i=1}^{z_2} P_{\text{ГМ вих}}, \quad (3)$$

де z_1 і z_2 – кількість одночасно працюючих гідроциліндрів і гідромоторів відповідно, які встановлюємо з циклограми роботи ТК.

Номінальний робочий тиск гідропривода встановлюється залежно від його потужності зі стандартного ряду, МПа: 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10, 012,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0, табл. 1 [13].

Таблиця 1 – Значення номінального тиску гідропривода залежно від його потужності

P , кВт	до 0,1	0,1...1,0	1,0...5,0	5,0...20,0	більше за 20,0
p , МПа	1,0	1,0...6,3	6,3...10,0	10,0...16,0	16,0...20,0

На третьому етапі виконуються розрахунок і вибір гідромоторів ТК. Розраховуємо робочий об'єм гідромотора [13]

$$q'_{\text{ГМ}} = \frac{2\pi M_{\text{кр max}} \eta'_{\text{ГМ о}}}{\Delta p_{\text{ГМ н пред}} \eta'_{\text{ГМ}}}, \text{ м}^3, \quad (4)$$

де $\Delta p_{\text{ГМ н пред}}$ – попередньо заданий перепад тиску на гідромоторі, Па.

При розрахунку в формулі (4) попередньо приймається для всіх гідромоторів об'ємний ККД $\eta'_{\text{ГМ о}}$ з діапазону 0,9...0,97, а загальний ККД $\eta'_{\text{ГМ}}$ - з діапазону 0,75...0,85. Необхідний робочий об'єм гідромотора $q_{\text{ГМ}}$ приймається, як мінімум на 10 % більше розрахункового $q'_{\text{ГМ}}$. Отриманий робочий об'єм гідромотора округляється до найближчого значення із номенклатурного ряду гідромоторів [14]. За параметрами: $q_{\text{ГМ}}$, $M_{\text{кр}}$, номінального тиску та бажаної частоті обертання обирається гідромотор. При виборі гідромотора особлива увага приділяється його частоті обертання. Якщо частота обертання співпадає, або шляхом регулювання може бути отримана відповідною до необхідної частоти обертання, то відпадає необхідність у встановленні редуктора. Гідромотори приймаються нерегульовані. Технічні параметри гідромоторів заносяться до таблиці.

Дійсний тиск в гідромоторі визначається відповідно залежності, Па:

$$\Delta p_{\text{ГМ}} = \frac{2\pi M_{\text{кр max}} \eta_{\text{ГМ о}}}{q_{\text{ГМ}} \eta_{\text{ГМ}}}, \quad (5)$$

де $q_{\text{ГМ}}$ – дійсне значення робочого об'єму гідромотора, м³;

$\eta_{\text{ГМ о}}$ і $\eta_{\text{ГМ}}$ – дійсні значення об'ємного і загального ККД гідромотора.

Значення крутного моменту повинно бути вказано у завданні. Якщо

значення об'ємного ККД гідромотора не наведено, його визначають за залежністю

$$\eta_{\text{ГМО}} = \frac{\eta_{\text{ГМ}}}{\eta_{\text{ГМГМех}}},$$

де $\eta_{\text{ГМГМех}}$ – гідромеханічний ККД.

Максимальні витрати рідини гідромотора при заданій частоті обертання, м³/с, знаходяться як:

$$Q_{\text{ГМ max}} = \frac{q_{\text{ГМ}} n_{\text{ГМ max}}}{\eta_{\text{ГМО}}}. \quad (6)$$

На четвертому етапі слід вибрати гідроциліндри ТК. При цьому, діаметр поршня гідроциліндра визначається із залежності

$$D'_{\text{ГЦ}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{ГЦ max}}}{\pi p_{\text{НОМ}} \eta_{\text{ГЦ}}}}, \text{ м}, \quad (7)$$

де $F_{\text{ГЦ max}}$ – максимальне зусилля на штоці гідроциліндра, Н;

$p_{\text{НОМ}}$ – тиск в гідросистемі, Па;

$\eta_{\text{ГЦ}}$ – гідромеханічний ККД гідроциліндра ($\eta_{\text{ГЦ}} = 0,93 \dots 0,97$).

Дані розрахунку заносяться до таблиці. Необхідний стандартний діаметр поршня $D_{\text{ГЦ}}$ повинен, як мінімум на 10 %, бути більше $D'_{\text{ГЦ}}$. Його значення приймається із стандартного ряду [15]. Конструктивні розміри гідроциліндра обираються із каталогу.

Дійсний тиск в гідроциліндрі визначається відповідно залежності:

$$p_{\text{ГЦ}} = \frac{4F_{\text{ГЦ max}}}{\pi D_{\text{ГЦ}}^2 \eta_{\text{ГЦ}}}, \text{ Па}.$$

Максимальна витрата, яка споживається гідроциліндром, може бути знайденою як:

$$Q_{\text{ГЦ max}} = \frac{\pi D_{\text{ГЦ}}^2}{4} \cdot \frac{v_{\text{ГЦ max}}}{\eta_{\text{ГЦо}}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

де $\eta_{\text{ГЦо}}$ – об'ємний ККД гідроциліндра $\eta_{\text{ГЦо}} = 0,98 \dots 0,99$.

На п'ятому етапі вибираються насос та гідроаккумулятор. Продуктивність насоса обирається по середній витраті привода

$$Q_{\text{Н}} = Q_{\text{ср}};$$

$$Q_{\text{ср}} = \sum_{i=1}^{z_1} Q_{i \text{ ГЦ max}} + \sum_{i=1}^{z_2} Q_{i \text{ ГМ max}}, \quad (8)$$

де z_1 і z_2 – кількість гідроциліндрів і гідромоторів в ТК.

За відомими значеннями $Q_{\text{ср}}$ та $p_{\text{Н}}$ з каталогу вибирається насос, характеристика якого представлена в таблиці. Для запропонованого ТК обрано шестерневий насос [16].

Розрахункова частота обертання вала насоса

$$n'_H = \frac{60 Q_{cp} k_{yt}}{q_H \eta_{обн}}, \text{ об/хв}, \quad (9)$$

де k_{yt} – коефіцієнт, який враховує витоки робочої рідини (РР) у гідроапаратах; $k_{yt} = 1,05 \dots 1,10$;

q_H – робочий об'єм насоса, м³;

$\eta_{обн}$ – об'ємний ККД насоса.

За розрахунковою частотою обертання n'_H обирається найближча стандартна синхронізована частота обертання вихідного вала електродвигуна n_c ($n_c = 750, 1000, 1500, 2400, 3000$ об/хв). Дійсна частота обертання вала насоса визначається як:

$$n_H = n_c (1 - s), \text{ об/хв}, \quad (10)$$

де s – ковзання електродвигуна; $s \approx 0,03 \dots 0,04$.

Дійсна подача нерегулюємого насоса знаходиться як:

$$Q_H = \frac{q_H n_H \eta_{обн}}{60}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (11)$$

Вибір гідроаккумулятора. Згідно з циклограмою роботи ТК будується діаграма необхідних витрат в координатах $Q - t$. Значення Q_{cp} відкладається на діаграмі необхідних витрат і будується діаграма різниці витрат:

$$\Delta Q_i = Q_{cp} - Q_i,$$

де ΔQ_i – відхилення витрат від середньої величини витрат.

Вибирається гідроаккумулятор. Об'єм рідини в ньому для i -го циклу визначається як:

$$\Delta W_i = \sum_{i=1}^k \Delta Q_i t_i,$$

де k – кількість циклів.

Визначається об'єм рідини в гідроаккумуляторі:

$$W_p = \Delta Q' t' + \Delta Q'' t'', \quad (12)$$

де W_p – маневровий об'єм гідроаккумулятора;

$\Delta Q' t'$ – максимальне позитивне відхилення об'єму гідроаккумулятора;

$\Delta Q'' t''$ – максимальне негативне відхилення об'єму гідроаккумулятора.

Повний геометричний об'єм гідроаккумулятора:

$$W_{ак} = W_p \left(\beta + \frac{1}{\sqrt[n]{\psi + 1} - 1} \right), \quad (13)$$

де β, n, ψ – коефіцієнти, знайдені експериментально; $\beta=1,4$; $n=1,2$; $\psi=0,2$.

W_p можна також взяти з діаграми зміни рідини в гідроаккумуляторі.

Для вибору гідроаккумулятора приймають $w_{ак}$ з стандартної місткості гідроаккумулятора. По знайденому об'єму знаходиться пневмогідроаккумулятор з каталогу.

Шостий етап посвячено вибору робочої рідини (РР). Вона виконує у гідравлічних системах важливі та різносторонні функції, головна з яких – передача енергії, а також функції змащування та охолодження, захист деталі від корозії, евакуація продуктів відпрацювання [17]. Розповсюдження ГС в значній мірі зобов'язано наявністю асортименту РР, які в певній мірі задовільняють поставленим задачам. РР повинна бути дешевою, доступною (забезпеченою сировинними ресурсами) і прийнятною для зберігання і експлуатації (нетоксичною, вибухобезпечною, теплостійкою та ін.). РР не повинна негативно впливати на ущільнення і ущільнюючі матеріали. Зі збільшенням тиску та розширенням діапазону температур та інших параметрів гідросистеми значимість параметрів РР зростає [18]. Робочих рідин універсального призначення поки не створено, оскільки вони повинні задовольняти широкий ряд найчастіше суперечливих вимог. Основні характеристики РР та вимоги до них, докладно описані в роботах [15, 18]. Останнім часом все більшого поширення набувають негорючі РР типу FH-42 та створені на основі води – водна гідравліка.

Властивості РР суттєво впливають на характеристики ГС, які необхідно враховувати при їх розрахунках та проектуванні. В процесі функціонування гідроагрегата внаслідок дроселювання РР змінюється її температура. З підвищенням температури зменшується її в'язкість, що призводить до збільшення витоків та погіршення змащувальних властивостей. При збільшенні в'язкості РР у гідросистемі зростають втрати тиску. Це призводить до зменшення її ККД. Ось чому для отримання гідросистем зі стабільними характеристиками важливим є забезпечення відповідного температурного режиму РР. Як правило, температура РР у гідросистемі з водяним охолодженням знаходиться у межах від 50 до 60 °С, а з повітряним – від 70 до 80 °С [15]. Зазвичай приймають температуру РР – 55 °С і всі розрахунки проводять для цієї температури.

РР містить розчинене та нерозчинене повітря, причому останнє суттєво впливає на її властивості. Середнє значення газовмісту РР у гідросистемі становить (0,1...5,0) % [17], тому при розрахунках параметрів РР його приймають у межах наведеного діапазону.

Як правило, розрахунок гідросистем ведуть при деяких середніх параметрах РР, температури, густині, в'язкості, модулі об'ємної пружності. Як правило, в гідросистемах будівельних машин використовують мінеральні мастила в'язкістю від 10 до 250 сСт, при її температурі 10...60 °С і довкілля – 10...45 °С. Марки масел, що рекомендуються: індустріальне ІПП-30 ТУ 38 101413-78; ВНІНП – 403 ГОСТ 16728 та інші.

На сьомому етапі здійснюється вибір гідроапаратури. При її виборі слід орієнтуватися на номінальне значення тиску та витрат, які мають місце в гідросистемі або її ділянці, що з'єднує гідростанцію та виконавчий механізм. Для того, щоб не було втрати тиску в ГС, виникнення тупикових та застійних зон, необхідно обирати гідроапарати на окремих її ділянках з однаковим умовним проходом. Це забезпечить вищий показник уніфікації, який характеризує ступінь насиченості гідросистеми стандартизованими і уніфікованими пристроями – коефіцієнт використання, який визначається на підставі даних конструкторської документації [18].

Вибір діаметрів умовного проходу гідроапаратів – D_y проводять з їх номінального ряду, причому вони повинні співпадати з діаметрами ділянок трубопроводів. Номінальні витрати рідини через гідроапарат, в першу чергу, залежать від D_y та його типу (таблиця 2).

Таблиця 2 – Витрати рідини у гідроапараті залежно від D_y

D_y , мм	6	10	16	20	32
$Q_{\text{сер}}$, л/хв	12,5...30,0	32,0...100,0	63,0...120,0	120,0...250,0	250,0...700,0

Гідроапарати: всмоктуючий фільтр, запобіжний клапан, гідро розподільники та інші згідно ГС, обираються з каталогів [15, 16, 19 – 22]. Гідророзподільники, які змінюють напрямок потоку рідини – трьохпозиційні, чотирихлінійні, з електричним управлінням, виконаними за схемою № 34 або № 44. Для управління частотою обертання гідромоторів застосовуються регулятори витрат з зворотним клапаном. Швидкість переміщення гідроциліндрами здійснюється дроселем зі зворотним клапаном. Технічні характеристики вибраних гідроапаратів наводяться у відповідних таблицях. Для зменшення втрати тиску на відповідних ділянках трубопроводу умовні проходи регуляторів витрат з зворотним клапаном, дроселів з зворотним клапаном обирають не меншими, ніж умовні проходи гідророзподільників, за якими вони встановлені.

На восьмому етапі розраховуються діаметри ділянок трубопроводів та втрат тиску в них. Згідно ГС розбивається трубопровід на наступні ділянки: всмоктуючу; напірні I, II, ..., N, зливну. Довжини відповідних ділянок обирають з конструктивних міркувань та заносять до таблиці. За відомими витратами РР на ділянці трубопроводу та прийнятій швидкості її течії визначається внутрішній діаметр

$$d_{\text{тp } i} = \sqrt{\frac{4Q_i}{\pi v_{\text{сp } i}}}, \quad (14)$$

де Q_i – максимальні витрати на i -тій ділянці трубопроводу, м³/с;

$v_{\text{сp } i}$ середня швидкість робочої рідини на i -тій ділянці трубопроводу, м/с.

Рекомендуються наступні швидкості РР в трубопроводах: всмоктуючий – 0,5...1,5 м/с; напірний – 3...6 м/с; зливний – 1,4...2,2. Результати розрахунку внутрішніх діаметрів трубопроводів зводяться до таблиці. Вразі потреби проводяться узгодження умовних проходів гідроапаратів та трубопроводів. Визначаються мінімально необхідні товщини стінки труби

$$\delta = \frac{p_p d_{\text{тp}}^n}{2\sigma_{\text{доп}}}, \quad (15)$$

де $p_p = 1,2 p_{\text{ном}}$ – розрахунковий збитковий тиск в трубопроводі;

$n = 3$ – коефіцієнт запасу міцності;

$\sigma_{\text{доп}}$ – тимчасовий опір розриву матеріалу стінки труби (σ – приймається з стандартизованого ряду).

Швидкість течії робочої рідини в трубопроводі визначається з залежності

$$V_i = \frac{4 Q_i}{\pi d_i^2}, \text{ м/с.} \quad (16)$$

Число Рейнольдса знаходиться як:

$$\text{Re} = \frac{V_i \cdot d_{\text{тp}i}}{V_t}. \quad (17)$$

Коефіцієнт втрат на тертя, залежно від числа Рейнольдса визначається за наступними залежностями

$$\text{при } \text{Re} < 2320 \quad \lambda_i = \frac{64}{\text{Re}_i};$$

$$\text{при } \text{Re} > 2320 \quad \lambda_i = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}_i} + \frac{\Delta}{d_{\text{тp}i}} \right)^{0,25},$$

де Δ – еквівалентна шорсткість труби.

Коефіцієнт втрат для гідравлічної гладкої труби $\lambda_i = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}_i}}$.

Втрати тиску на ділянці трубопровода складаються з втрат по довжині трубопровода та втрат на подолання місцевих опорів (Па):

$$\Delta p_i = \lambda_i \frac{l_i}{d_{\text{тp}i}} \frac{\rho \cdot v_i^2}{2} + (\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_k) \frac{\rho \cdot v_i^2}{2}, \quad (18)$$

де l_i – довжина даного відтинку трубопровода, м;

ζ_k – коефіцієнт місцевого опору, розташованого на даній ділянці трубопровода, визначається з [23].

Розраховуються втрати тиску у магістральному трубопроводі (Па)

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta p_i, \quad (19)$$

де n – кількість ділянок магістрального трубопровода, включених послідовно (якщо в гідросистемі є паралельні з'єднання ділянок трубопровода, то при розрахунках необхідно врахувати втрату тільки для однієї ділянки).

Результати розрахунку ділянок магістрального трубопровода записуються до таблиці. Для визначення значення залишкового тиску проводиться сумування втрат тиску на відповідних ділянках трубопровода та віднімання їх від номінального тиску гідросистеми. Якщо отримане значення перевищує тиск, необхідний для роботи виконавчих механізмів, то гідросистема спроектована правильно. Будується робоча характеристика трубопровода з використанням методики роботи [24].

Дев'ятий етап присвячується тепловому розрахунку гідравлічної мережі та вибору об'єму гідравлічного бака.

Кількість тепла Q , кДж/с, яку отримує РР в одиницю часу і яка дорівнює втраченій в гідросистемі потужності, визначається за формулою

$$Q = (1 - \eta_{\text{заг}}) N_{\text{вх}} \kappa_{\text{п}}, \quad (20)$$

де $N_{\text{вх}}$ – вхідна потужність гідросистеми, кВт;

$\kappa_{\text{п}}$ – коефіцієнт, що враховує час роботи гідросистеми під навантаженням ($\kappa_{\text{п}} = 0,7$).

З аналізу роботи ГС, на попередньому етапі, приймається $\eta_{\text{заг}} = 0,5$ (ККД насоса, гідромотора, гідроапаратури).

Максимальна температура РР, °С, яка досягається через одну годину після початку роботи ГС, визначається за формулою

$$t = t_{\text{пов}} + \frac{Q}{\kappa F}, \quad (21)$$

де $t_{\text{пов}}$ – максимальна температура оточуючого повітря;

κ – коефіцієнт теплопередачі від гідравлічного бака до оточуючого середовища ($\kappa = 0,0175 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{град}}$);

F – розрахункова поверхня гідравлічного бака, м²;

$$F = 0,063 \sqrt[3]{V_6^2}, \quad (22)$$

де V_6 – місткість гідравлічного бака, л.

Також, місткість гідравлічного бака може бути розрахована виходячи з трихвилинного видатку насоса, яку округляють до найближчого стандартного значення $V_6' = 3Q_{\text{н}}$ л.

Вибирається стандартне значення місткості гідравлічного бака ГОСТ 12448-80. та розраховується її поверхня. Визначається кількість тепла, яку отримує РР в одиницю часу за формулою (20).

Приймається, що $t_{\text{пов}} = 25$, °С та за формулою (21) розраховується максимальна температура робочої рідини, яка досягається через одну годину після початку роботи ГС. Якщо температура РР не перевищує максимально допустиму +70 °С, то установка теплообмінника не передбачається. Вразі потреби, вибирається теплообмінний апарат [13, 15, 19].

Висновки. Вперше розроблена методика проектування гідравлічної системи технологічного комплексу для виготовлення і подачі будівельних сумішей при зведенні будівельних об'єктів, яка базується на системному аналізі, декомпозиції гідросистеми на окремі структурні елементи і врахуванні робочих процесів, що відбуваються в них. Обґрунтовано побудову принципової гідравлічної схеми такого комплексу, встановлено спосіб його регулювання. Доведено, що його насосна станція повинна містити гідроаккумулятор. Наведені математичні залежності, які дозволяють обґрунтовано вибрати елементи гідравлічної системи, отримати систему технологічного комплексу з бажаними статичними та динамічними характеристиками.

Література

1. Андренко П.Н., Тенденции развития объемных гидроприводов / П.Н. Андренко, З.Я. Лурье // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2013. – № 3 (41). – С. – 3 – 12.
2. Емельянова І.А. Визначення продуктивності та об'ємного ККД розчинонасоса залежно від геометричних параметрів усмоктувальної камери та компенсаторів різних конструктивних рішень / І.А. Емельянова, М.В. Шаповал // Науковий вісник будівництва. Т.88, №2. – Харків, 2017. – С. 195 – 203.
3. Емельянова И.А. Перспективы использования универсального шлангового бетононасоса с гидравлическим приводом при востановлении и возведении зданий и сооружений из монолитного железобетона. / И.А. Емельянова, Д.О. Чайка // Науковий вісник будівництва. Харків: ХНУБА, 2017. Т. 88. №2. – С. 165 – 170.
4. Чайка Д.О. Розробка математичної моделі гідравлічної системи універсального шлангового бетононасоса / Д.О. Чайка, І.А. Ємельянова, П.М. Андренко // Східноєвропейський журнал передових технологій. – Х. : ЧП “Технологический центр”. № 2/7 (80), 2016. – С. 32 – 42.
5. Inga Emeljanova, Aleksander Grigoryev, Pavel Andrenko, & Denys Chayka. «Modeling of the Supplying Process of Building Mixture by Using of Peristaltic Concrete Pump», International Journal of Engineering Research in Africa, Vol. 38, pp. 46 – 59, 2018.
6. И.А. Емельянова, И.В. Шумаков, А.Б. Савин, О.В. Доброхотов Машины и оборудование для укладки и уплотнения бетонных смесей. – Харьков: ФЛП Бровин А.В., 2019. – 238 с.
7. Коробко Б.О. Створення та дослідження розчинонасосів нового покоління: монографія / Б.О. Коробко. – Полтава: поліграф центр Полтавського національного технічного університету імені Ю. Кондратюка, 2016. – 252 с.
8. Ємельянова І. А. Особливості виконання бетонних робіт в умовах будівельного майданчика / І.А. Ємельянова, А.Т. Гордієнко, Д.Ю. Субота // Науковий вісник будівництва. – 2018. –Т. 93, № 3. – С. 205 – 214.
9. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение. 1991. – 384 с.
10. Андренко П.Н. Направление развития объемного гидропривода / П.Н. Андренко, З.Я. Лурье // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця ВНАУ, 2016. – №2(52). – С. 3 – 14.
11. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные (ГОСТ 2.781-96 ЕСКД). – [Введен с 1998-01-01.]. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 108 с.
12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т2. – 8-е изд. перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М: Машиностроение, 2001. – 912 с.
13. Финкельштейн З.Л., Яхно О.М. и др. Расчет проектирование и эксплуатация объемного гидропривода. К.: НТУУ «КПИ», 2006. – 216 с.
14. Аврунин Г.А., Кириченко И.Г., Самородов В.Б. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин, под ред. Г.А. Аврунина. Харків: ХНАДУ, 2012. – 464 с.

15. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.
16. Гидросила. Каталог. Hydrosil@kw.ukrel.net.
17. Андренко П.М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем: навч. посіб. / П.М. Андренко. – Харків : Видавничий центр НТУ «ХП», 2014. – 188 с.
18. Рабочие жидкости систем гидропривода: учеб. пособие / Трофимов В.А., Яхно О.М., Губарев А.П., Соломин Р.И. – К. : НТУУ «КПИ», 2009. – 184 с.
19. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества: ОСТ2 Н06–35–84. – [Введен 01.01.85]. – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с.
20. Гидравлическое оборудование: каталог. – М.: ВНИИТЭМР, 1988. – 308 с.
21. Гидравлика Bosch Rexroth – Euromash.net. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://euromash.net/bosch-rexroth-hydraulics>.
22. Промышленная гидравлика Компоненты и системне решения. Каталог. / Компания «Паркер Ханнифин Корпорейшн», 2005. – 51 с. <http://www.parker.com>
23. Приходько О.А. Технічна аерогідромеханіка: навч. посіб. / О.А. Приходько, Д.О. Сьомін. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2002. – 170 с.
24. Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки: навч. посібн. / В.П. Бочаров, М.М. Глазков, Г.Й. Зайончковский та ін. К. : НАУ, 2011 – 472 с.

УДК 330.332

В.В. Биба, к.т.н., доцент

І.В. Міняйленко, ст. викладач

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ ЕНЕРГОМЕНЕДЖМЕНТУ ЯК СТРАТЕГІЧНИЙ ВЕКТОР ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО РОЗВИТКУ ДЕРЖАВИ

Світова практика показує, що підвищення енергоефективності досягається здебільшого за рахунок організаційних змін у системі управління енергоспоживанням підприємства, міста, регіону та впровадження системи енергоменеджменту.

Енергетичний менеджмент – це спосіб управління енергоспоживанням на підприємстві або в муніципалітетах, що дозволяє значно оптимізувати обсяги енерговитрат [1].

Енергоменеджмент (ЕМ) включає в себе набір заходів, спрямованих на економію енергетичних ресурсів:

- моніторинг енергоспоживання;
- розробку енергетичних бюджетів;
- аналіз існуючих показників як основи складання нових бюджетів;
- розроблення енергетичної політики;
- планування нових енергозберігаючих заходів тощо.

Запровадивши систему енергоменеджменту можна без великих фінансових

втрат досягти значної економії енергії в 3...5 % за 1...2 роки.

Однією з головних причин необхідності підвищення енергоефективності та енергозбереження є виснаженість природних ресурсів. В даний час обмеженість енергоресурсів, так чи інакше, зачіпає всі держави і стає проблемою глобального масштабу. Актуальність зміни ставлення до енергоресурсів пов'язана з високою енергоємністю продукції.

Ця проблема в свою чергу тягне за собою такі наслідки як:

- неефективність економіки;
- неконкурентоспроможність продукції;
- мала реалізація на світових і внутрішніх ринках;
- витрати на експорт;
- закриття малоефективних підприємств та ін.

Ще однією важливою причиною підвищення енергоефективності та енергозбереження є забруднення навколишнього середовища, зокрема, гази виділяються в атмосферу при спалюванні викопного вуглеводневого палива здатні викликати парниковий ефект.

Важливим пріоритетом сталого розвитку територіальних громад з питань енергоефективності та енергозбереження є впровадження системи енергоменеджменту.

Визначено, що етапами впровадження системи енергоменеджменту є:

- створення багаторівневої системи адміністрування та управління енергоносіями та енергоресурсами.
- проведення підбору осіб, які будуть виконувати функції енергоменеджера міста та енергоменеджерів в структурних підрозділах (управліннях освіти, охорони здоров'я культури та інші);
- призначення осіб, відповідальних за збір показників приладів обліку (лічильників), фіксації їх в журналах і внесення в спеціалізовану програму.

Для реалізації системи енергоменеджменту необхідно:

- придбати спеціалізовану програму для ведення енергетичного моніторингу;
- провести навчання щодо практичних навиків роботи з програмою ЕМ для енергоменеджерів різних рівнів управління;
- визначити часові рамки і сферу охоплення;
- зібрати і проаналізувати дані щодо споживання енергоресурсів за попередні роки (не менше як 3 роки);
- сформувати початковий енергетичний профіль для ефективного проведення моніторингу;
- провести енергетичну інвентаризацію об'єктів, що потрапили під ЕМ;
- організувати моніторинг споживання енергії установами, що потрапили під ЕМ;
- проведення ранжирування об'єктів за параметрами енергетичного функціонування і привабливості для залучення інвестицій;
- розробити системи формування лімітів споживання енергоресурсів і енергоносіїв установами, що потрапили під ЕМ і контроль за їх дотриманням;
- розробити систему мотивації персоналу та керівництва установ до

економії та раціонального споживання;

- розширити сфери дії енергоменеджменту на території ОТГ;
- розробити короткострокові та довгострокові енергетичні плани;
- популяризувати впровадження системи енергоменеджменту [2].

Енергоменеджмент – фундамент, на якому потрібно будувати майбутню роботу з ефективного використання енергоресурсів. Як відомо, завдяки лише енергоменеджменту, без додаткових капіталовкладень, можна досягти до 20% зменшення енергоспоживання в установах.

Література

1. Закон України «Про енергетичну ефективність будівель» [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2118-19>

2. Енергетична ефективність України. Крайні проектні ідеї [електронне видання]: Проект «Професіоналізація та стабілізація енергетичного менеджменту в Україні» / Уклад.: С.П. Денисюк, О.В. Коцар, Ю.В. Чернецька. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2016. – 79 с.

УДК 621.7.07

Є.А. Васильєв, к.т.н., доцент¹

М.М. Шпилька, к.т.н., доцент²

А.В. Васильєв, к.т.н., доцент¹

¹*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

²*Полтавська державна аграрна академія*

ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБУ ВИГОТОВЛЕННЯ ПРОФІЛЬНИХ ОТВОРІВ ШЛЯХОМ РОТАЦІЙНОГО НАКОЧУВАННЯ

При ремонті машин інколи виникає необхідність виготовити нову деталь із внутрішнім шестикутником. Крім того, існує безліч різновидів поглиблень на крипіжі (гвинті або болті), таких як Torx, п'ятикутний Torx, Torx Plus та ін. Зазвичай виготовлення профільних отворів здійснюється в умовах масового виробництва шляхом гарячого висаджування, що є неможливим для умов ремонтного виробництва. Для можливості прийняття технічного рішення що до створення конструкції, яка б дозволила спростити процес виготовлення профільних отворів нами була проаналізована конструкція ротаційної головки для верстатів токарної групи. Як спрощений варіант ротаційної головки можна розглянути використання заднього обертового центра, який зображений на рисунку 1.

Проведені дослідження підтвердили доцільність використання способу ротаційного накочування профільних отворів, який ґрунтується на самоцентруванні інструменту відносно отвору заготовки. Це дозволило суттєво спростити конструкцію обладнання для здійснення ротаційного накочування. У якості інструменту для ротаційного накочування були використані звичайні біти без будь – якого доопрацювання.



а)



б)

Рисунок 1 – Спосіб виготовлення профільних отворів шляхом ротаційного накочування: а – вигляд ротаційної голівки; б – спосіб закріплення у різцетримачі

УДК 621.577

В.П. Вовченко, викладач¹

С. Кононенко¹

А.В. Васильєв, к.т.н., доцент²

¹*Полтавський коледж нафти і газу*

²*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБУ ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ З РОЗШИРЕНИМ ДІАПАЗОНОМ ВИМІРЮВАНЬ

Розвиток промисловості, наукових досліджень, становлення нових галузей виробництва тощо неможливий без впровадження високоточних вимірювальних систем та швидкодіючих і надійних автоматизованих систем керування. Своєю чергою, для забезпечення точності, швидкодії та надійності цих систем необхідне випереджуюче розроблення нових та досконаліших методів вимірювання параметрів різноманітних функціональних процесів та відповідних сенсорів. Нами проведені роботи щодо дослідження тензометричного методу знаходження зусилля з розробкою конструкції стенду для вимірювання з розширеним діапазоном вимірювання.

У якості базового елемента нами використаний найбільш поширений тензодатчик з діапазоном вимірювання 1...10 кг, вартість якого незначна, лише 1,43 у.о. Його умовне зображення наведена на рисунку 1. Він широко розповсюджений, але діапазон вимірювання обмежений. Використання тензодатчиків з більшим значенням вимірюваного зусилля, наприклад, у діапазоні до 100 кг обумовлена вартістю 13,3 у.о. Але розширити діапазон вимірювання звичайного датчика можливе за рахунок консольного підтримування (див. рисунок 1). Запропонована конструкція підтвердила можливість розширення діапазону вимірювання прямо пропорційне до

збільшення жорсткості опори консольного підтримування. Таким чином, використовуючи звичайні широко розповсюджені тензодатчики з обмеженим діапазоном вимірювання, конструктивно змінюючи спосіб закріплення, можна прогнозувати необхідний діапазон вимірювання.

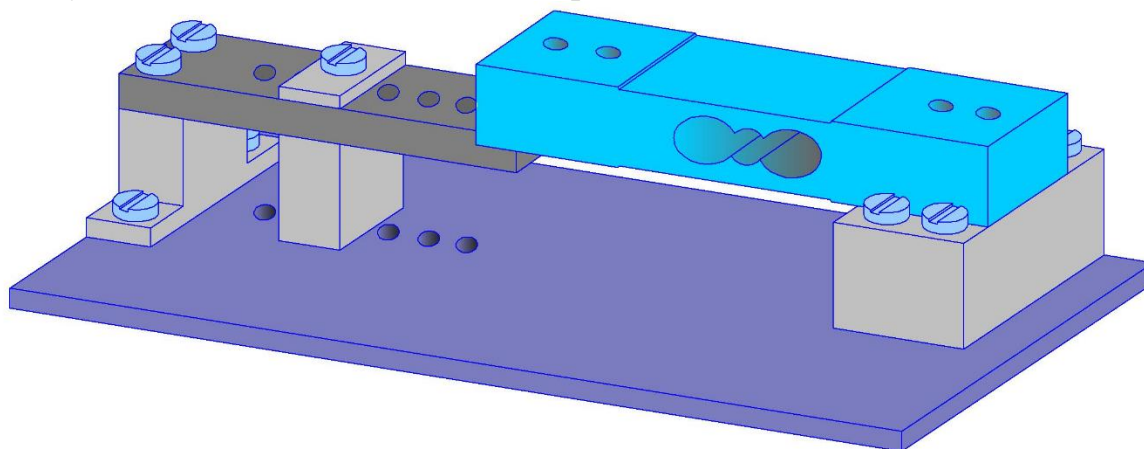


Рисунок 1 – Спосіб підвищення жорсткості тензодатчика

УДК 621.030

Ю.О. Давиденко, к.т.н., доцент

Ю.О. Голік, студент

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ МІЦНОСТІ ВІД ЧАСУ УЩІЛНЕННЯ НЕСТАЦІОНАРНИМ ВІБРАЦІЙНИМ ПОЛЕМ

Для досягнення максимальної міцності легким бетоном необхідно, щоб його ніздрюватість була мінімальною. А це означає, що до легкобетонної суміші потрібно не тільки застосувати оптимальну вібрацію, але і знати час, упродовж якого буде ефективно діяти силове вібраційне поле. Якщо ж це поле нестационарне, то вимоги до тривалості віброобробітку ще більше зростають.

Розглянемо характер впливу гармонійних нестационарних коливань. У стані спокою на кожну елементарну часточку суміші, яка знаходиться у формі, діють сили ваги, тертя і зчеплення в точках контакту з іншими часточками або стінками форми. При застосуванні довантаження додатково діє його притискаюча сила.

Пуск та зупинка керованого віброзбудника відбувається в урівноваженому стані, тому при роботі віброплощадки в зарезонансних режимах виключаються негативні явища, пов'язані з проходженням через проміжні резонанси. Некероване проходження через резонанс, пов'язане зі зривами амплітуди, негативно впливає як на деталі та вузли віброзбуджувача, всієї машини, суттєво знижуючи міцність та надійність конструкції, так і на оброблюване середовище – в даному випадку легкобетонну суміш.

Після включення віброзбуджувача будемо плавно збільшувати прискорення коливань. Спочатку часточки суміші залишаться нерухомими

відносно стінок форми і збережуть свою стійкість. При подальшому зростанні параметрів вібрації в якийсь момент сили інерції досягнуть такої величини, що часточки найбільшої маси або з найслабшим контактом почнуть коливатися навколо середнього положення і змінювати свою орієнтацію відносно інших часточок. Коливанню часточок протидіють сили тертя в точках контакту та в'язкого опору рідкої фази, а сприяють коливанням сили пружності рідкої фази, яка насичена повітрям.

При подальшому збільшенні віброприскорення коливань усе більша кількість часточок включається в коливальний рух з різним розмахом і в різних фазах. Це призводить до безперервного хаотичного руху, обертання та зіткнення часточок між собою і стінками форми, в результаті чого часточки втрачають взаємну стійкість, відбувається тиксотропне розрідження суміші. Її поверхня починає осідати і, залежно від ступеня розрідження, виникає динамічний та гідростатичний тиск на стінки форми. Його можна змінювати, керуючи інтенсивністю вібраційного поля і величиною довантаження. Під впливом постійно діючої сили ваги часточки переукладаються, намагаючись зайняти найбільш щільне положення. Рідка фаза та пухирці повітря достатньої величини фільтруються до відкритої поверхні й до стінок форми, при цьому вони утримують у підвішеному стані часточки заповнювача. В міру зменшення пористості зростають сили тертя в точках контакту, переукладка часточок сповільнюється, і скелет суміші частково або повністю відновлює свою стійкість, процес ущільнення суміші припиняється. Після того, як легкобетонна суміш набуде максимальної густини для даного гранулометричного складу, подальший вібраційний вплив призводить не до ущільнення, а до розшарування суміші.

Але при цьому процес формування можна уявити як дві стадії, кожна з яких визначається різним фізичним станом бетонної суміші та особливим характером взаємодії з віброплощадкою.

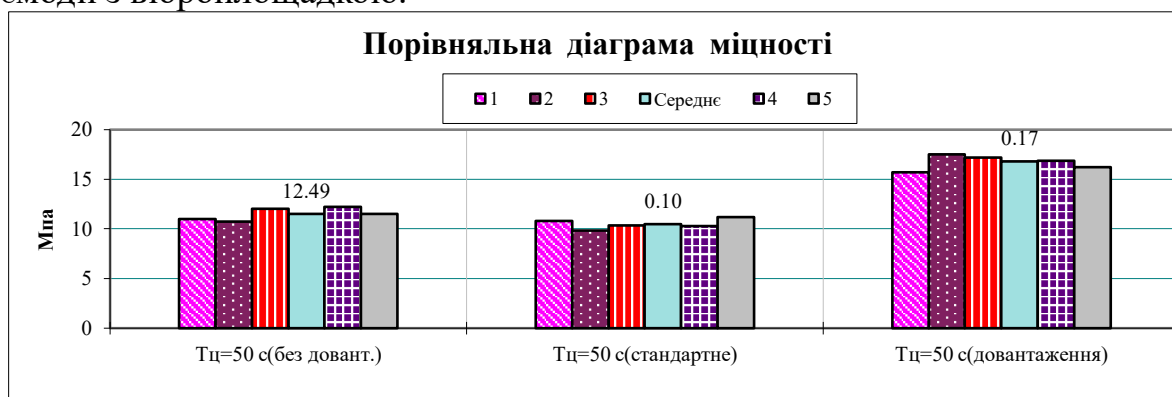


Рисунок 1 – Порівняльна діаграма міцності

Помічено, що до $t_v = 40$ с середня міцність зростає і в цілому перевищує міцність зразків, відформованих на стандартній віброплощадці приблизно на 10...25 %; а при $t_v > 40$ с (досліджувалися режими 45 с, 50 с, 60 с) міцність починає зменшуватися (рис. 2). Це можна пояснити двома причинами: по-перше, розшаруванням легкобетонної суміші за рахунок тиксотропного розрідження і виринання крупного наповнювача; по-друге – відривом суміші від дна форми і як наслідок – заповненням суміші повітрям. Обидва фактори негативно впливають

на міцність легкобетонних зразків.

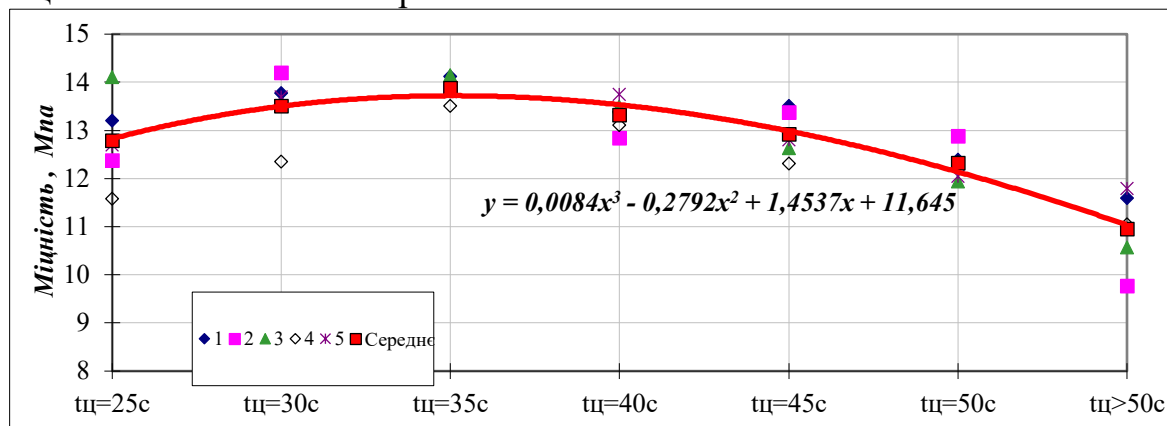


Рисунок 2 – Залежність міцності від часу формування

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РІВНЯ ЗАВАНТАЖЕНОСТІ РОБОЧИХ КОНТЕЙНЕРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ НА ЇЇ ПРОДУКТИВНІСТЬ

Вібраційні машини й пристрої для фінішної обробки м'яких виробів і деталей у середовищі вільного абразиву мають широке застосування у різних галузях народного господарства. Робочим органом таких машин є один (або декілька) контейнерів, у якому (яких) і здійснюється та чи інша технологічна операція (полірування, шліфування, зняття задирок й ін.), пов'язана із вібраційною дією, що генерується приводом цих машин, на оброблюване середовище.

Дослідження впливу рівня завантаженості робочих контейнерів машини на її продуктивність здійснювалося у лабораторії вібраційних техніки й технології кафедри БіТМ ПНТУ ім. Ю. Кондратюка. Зазначені дослідження проводилися із застосуванням вібраційного верстату ВІО-8, який має шість робочих контейнерів загальною ємністю 8дм³, симетрично розташованих у два ряди уздовж корпусу верстата, та приводом якого є керований механічний відцентровий дебалансний збуджувач коливань (КМВДЗК) УВВ-05-270° з горизонтально розташованим дебалансним валом. Робоче абразивне середовище складалося з гранул розміром 5...15мм, які були сумішшю: а) електрокорунду нормального твердістю СТ1 на керамічній зв'язці зернистістю 16 (15 %), 25 (40 %) і 40 (20 %); б) електрокорунду білого твердістю Т на вулканічній зв'язці зернистістю 16 (10 %); в) карбіду чорного твердістю ВТ на керамічній зв'язці зернистістю 8 (15 %). Кожний робочий контейнер, що застосовувався при проведенні дослідження, був циліндричної форми з внутрішнім діаметром

100 мм з напівсферичним днищем і мав кільцеві мітки 1, 2, 3, 4, які визначали чотири рівні завантаженості й відповідно визначали масу абразивного середовища у 1,2 кг, 1,05 кг, 0,86 кг і 0,73 кг. У якості дослідних деталей були обрані серійні деталі одного з підприємств електронної галузі промисловості м. Полтави з латуні ЛС–59. Вибір матеріалу, з якого були виготовлені експериментальні деталі, був зумовлений тим, що при інших рівних умовах знімання металу з латунних виробів є більшим, що дозволяло більш точно (з меншими похибками) встановлювати досліджувані характерні параметри. Усі деталі були виготовлені шляхом холодної штамповки з одного рулону матеріалу й, отже, мали однакові хімічний склад і основні фізичні, механічні та технологічні властивості. Маса кожної деталі дорівнювала $\approx 1,15$ г, товщина $\delta \approx 0,5$ мм. Деталям, які за виробничими технологічними вимогами мали плоску форму, надавалися форми: а) дугоподібна; б) П-подібна; в) Г-подібна. Результати проведених попередніх експериментів показали, що, якщо обрати за 100% знімання металу з плоских деталей, то при усіх інших однакових умовах знімання металу з дугоподібних складає 125%, з П-подібних – 137%, а з Г-подібних – 108%. Це факт пояснюється різним ступенем «пакування деталей» різної форми під час вібраційної обробки. Для усунення явища «пакування» всі інші дослідження проводилися з використанням тільки дугоподібних деталей.

У кожній серії експерименту в кожний робочий контейнер завантажувалися 30 дослідних деталей, які попередньо маркувалися, промивалися, висушувалися й зважувалися на аналітичних вагах моделі АДВ–200М з точністю 0,1 мг. Робочі контейнери заповнювалися до необхідного рівня гранулами абразивного середовища, яке зважувалося на вагах технічних ВТ–2 з точністю 0,1 г. Протягом віброобробки, яка здійснювалася при неперервній промивці проточною водою, через певні проміжки часу марковані деталі виймалися, оглядалися, промивалися, висушувалися й зважувалися; спрацювання (зношення) абразивного матеріалу, видаленого з кожного робочого контейнера проточною водою, заповнювалося необхідною кількістю свіжого абразиву.

Збуджувач коливань УВВ-05-270°, дозволяє реалізовувати різноманітні вібраційні режими й залежно від значення кута повороту рухомих дебалансів від своїх початкових положень перебуває або у динамічно зрівноваженому стані, або генерує поступальні чи гвинтові силові поля того чи іншого напрямку.

Усі дослідження були проведені на одному віброрежимі, який характеризувався динамічним силовим гвинтом, у якого головний вектор $\Phi^* = 1788$ Н, а головний момент $M = 204$ Н·м.

Було проведено 18 серій експерименту (по 6 серій при трьох різних значеннях коефіцієнта C_i жорсткості підвіски корпусу вібраційного верстату). В усіх випадках загальна маса, що коливалася, складала $m_{\text{кол}} = 57,7$ кг, а кутова швидкість обертання дебалансного вала – $\omega = 207,3$ с⁻¹. При коефіцієнті

жорсткості $C_{10} = 238673 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ власна частота коливань $k_{10} = \sqrt{\frac{C_{10}}{m_{\text{кол}}}} \approx 64,3$ с⁻¹, що

відповідає коефіцієнту розстроювання $\gamma_{10} = \frac{\omega}{k_{10}} \approx 3,2$; при $C_8 = 193304 \text{ Н/м}$ – $k_8 \approx 57,9 \text{ с}^{-1}$, а $\gamma_8 \approx 3,6$; при $C_4 = 98791 \text{ Н/м}$ – $k_4 \approx 41,4 \text{ с}^{-1}$, а $\gamma_4 \approx 5,0$.

Комплексний аналіз усіх отриманих результатів дозволив сформулювати висновки:

1) завантаженість робочого контейнера у межах $0,5 \div 0,85$ його об'єму (рівні 4, 3 і 2) майже не впливає на продуктивність вібраційної машини;

2) знімання металу з поверхонь оброблюваних деталей у робочих контейнерах невеликої ємності при дії вібраційного силового поля гвинтової структури практично не залежить від рівня завантаженості;

3) оскільки продуктивність вібраційної машини для фінішної обробки м'яких виробів і деталей у середовищі вільного абразиву визначається кількістю одночасно оброблюваних одиниць, то найдоречніше максимально використовувати весь об'єм робочого контейнера.

УДК 621.01.001

С.М. Жигилій, к.т.н., доцент

Д.М. Лазарєв, к.т.н., доцент

О.М. Шитова, студентка

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ВСТАНОВЛЕННЯ МІНІМАЛЬНОЇ РУШІЙНОЇ СИЛИ, НЕОБХІДНОЇ ДЛЯ УСТАЛЕНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ РУХОМОГО ДЕБАЛАНСУ

Головною конструктивною особливістю керованого механічного відцентрового дебалансного збуджувача коливань (КМВДЗК) будь-якого технологічного призначення є наявність одного або двох рухомих дебалансів. У всіх випадках кінематичний зв'язок рухомого дебалансу з дебалансним валом здійснюється двома кульковими шпонками, які симетрично розташовані діаметрально протилежно відносно вала. Кожна кулька знаходиться у напівсферичному гнізді на внутрішній поверхні рухомого дебалансу й має можливість перекинутися по гвинтовим канавкам напівкруглого перерізу, які є на поверхні дебалансного вала, що забезпечує для цього дебалансу переміщення його вздовж повздовжньої осі вала з одночасним поворотом від свого початкового положення на кут θ . При конструюванні конкретного КМВДЗК залежно від максимального значення кута θ_{\max} встановлюють необхідне значення кута γ нахилу гвинтових канавок до повздовжньої осі вала, яке, певна річ, впливає на величину (модуль) F рушійної сили, необхідної для усталеного переміщення рухомого дебалансу.

Встановимо мінімальне значення цієї сили. Для цього дослідимо відносний рух кулькової шпонки, у першому наближенні вважаючи, що вона не перекинується по поверхні гвинтової канавки, а ковзає нею (таке припущення

призводить до певного запасу надійності роботи зазначеної кінематичної пари). Розглядаючи кульку як матеріальну точку масою m_κ , зобразимо діючі на неї сили: \vec{F} – рушійна сила; $\vec{G} = m_\kappa \vec{g}$ – вага кульки; $\vec{\Phi}$ – відцентрова сила інерції рухомого дебалансу, модуль якої $\Phi = m \cdot e \cdot \omega^2$ (де m і e – маса та ексцентриситет відносно осі обертання дебалансу, ω – кутова швидкість обертання дебалансного вала); \vec{R} – повна реакція поверхні гвинтової канавки, яку розкладемо на її складові – силу тертя \vec{F}_{mp} і нормальну реакцію \vec{N} (рис. 1).

Розглядаючи на рисунку 1, а положення кульки у довільний момент часу, застосуємо для дослідження її руху теорему про зміну кінетичної енергії точки у диференціальній формі запису:

$$d\left(\frac{m \cdot U^2}{2}\right) = \sum_{i=1}^n \delta A(\vec{F}_i) = \sum_{i=1}^n (\vec{F}_i \cdot \Delta \vec{r}_i),$$

де n – кількість діючих сил;

$\delta A(\vec{F}_i) = \vec{F}_i \cdot \Delta \vec{r}_i$ – елементарна робота i -тої сили \vec{F}_i ;

$\Delta \vec{r}_i$ – приріст радіус-вектора \vec{r}_i .

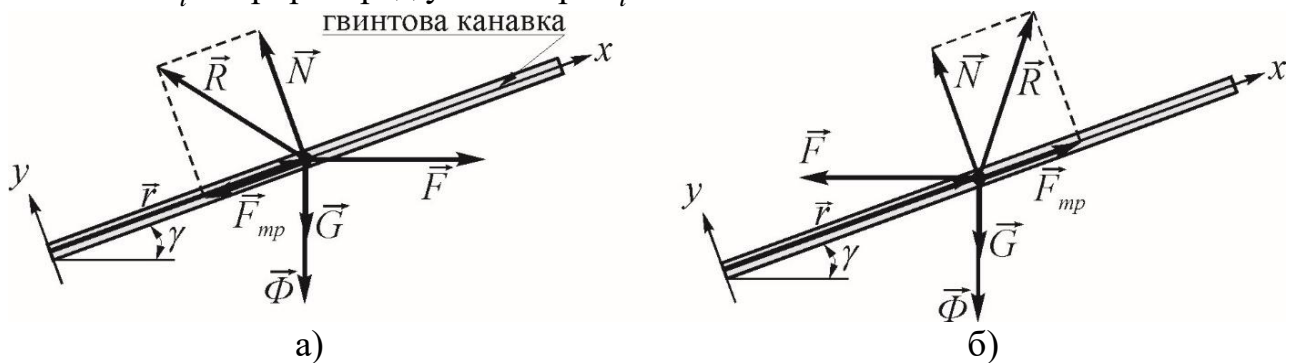


Рисунок 1 – а) рух кулькової шпонки «вгору»; б) рух кулькової шпонки «вниз»

Якщо знехтувати різницею між поняттями приросту $\Delta \vec{r}_i$ і диференціалу $d\vec{r}_i$ (як нескінченно малою величиною вищого порядку), то

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n \delta A(\vec{F}_i) &= \sum_{i=1}^n (\vec{F}_i \cdot d\vec{r}_i) = \vec{F} \cdot d\vec{r} + \vec{G} \cdot d\vec{r} + \vec{\Phi} \cdot d\vec{r} + \vec{F}_{mp} \cdot d\vec{r} + \vec{N} \cdot d\vec{r} = \\ &= F \cdot dx \cdot \cos \gamma - F_{mp} \cdot dx - \Phi \cdot dx \cdot \sin \gamma - m_\kappa g \cdot dx \cdot \sin \gamma. \end{aligned}$$

Оскільки модуль сили тертя ковзання $F_{mp} = f \cdot N$, то, встановивши значення нормальної реакції із умови відсутності руху кульки уздовж осі Oy ($N = \Phi \cdot \cos \gamma + m_\kappa g \cdot \cos \gamma + F \cdot \sin \gamma$) і виконавши відповідні перетворення, дістанемо рівняння теорему про зміну кінетичної енергії у вигляді

$$d\left(\frac{m \cdot U^2}{2}\right) = [F \cdot (\cos \gamma - f \cdot \sin \gamma) - (\Phi + m_\kappa \cdot g) \cdot (\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma)] \cdot dx.$$

Враховуючи, що математично-механічною умовою руху кульки є

зростання кінетичної енергії (тобто, $d\left(\frac{m \cdot v^2}{2}\right) > 0$), приходимо до висновку, що значення рушійної сили має відповідати нерівності

$$F > (\Phi + m_{\kappa}g) \cdot \frac{\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma}{\cos \gamma - f \cdot \sin \gamma}$$

або (після нескладних перетворень)

$$F > (\Phi + m_{\kappa}g) \cdot \frac{f + tg\gamma}{1 - f \cdot tg\gamma},$$

яка є аналітичною умовою руху кульки «вгору».

Якщо аналогічно дослідити на рисунку 1, б рух кульки «вниз» і узагальнити отримані умови руху кульки, то остаточно мінімальне значення рушійної сили визначає формула

$$F_{\min} = \Phi \cdot f \cdot \frac{1 + tg^2\gamma}{1 - f^2 \cdot tg^2\gamma}.$$

При практичних розрахунках необхідно брати до уваги, що вібрації суттєво (на порядок і більше) зменшують коефіцієнт тертя ковзання f , що відповідним чином треба враховувати при знаходженні характеризуючих параметрів.

УДК 621.65/.69

Б.О. Коробко, д.т.н. доцент

А.В. Ківишук, аспірант

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

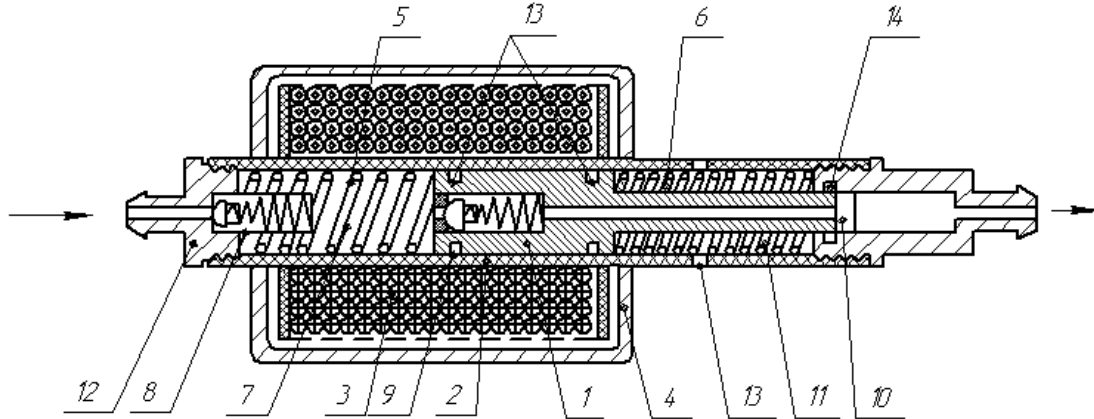
ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ЖОРСТКОСТІ РОБОЧОЇ ТА КОМПЕНСАЦІЙНОЇ ПРУЖИН ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО НАСОСА ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ ДІЇ ВІД ТИСКУ ПЕРЕКАЧУВАНОВОГО ОЗДОБЛЮВАЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ

Диференціальний насос електромагнітної дії, що зображений на рисунку 1, може перекачувати наступні матеріали: гашене вапно, крейду з пластифікатором НК-1(BV), Lacrysil, MasterSilk, MasterBazze; клейову суміш (крохмаль), гіпс, гіпс із пластифікатором Fluid Premia 503, суміш цементу з пластифікатором Litokol IDROSTUK, водоемульсійну фарбу, мідний купорос. Процес перекачування рідин зумовлений роботою котушки, а також деформацією робочої і компенсаційної пружин, роботу яких представлено в вигляді графіка на рисунку 2. Від жорсткості цих пружин залежить продуктивність диференціального насоса.

У момент подання струму плунжер втягується в котушку, тим самим стискаючи робочу пружину та розпрямляючи компенсаційну пружину. Даний процес формулюється за законом Гука. Відповідно до закону Гука модулі сил пружності $\vec{F}_{\text{пр.7}}$ і $\vec{F}_{\text{пр.6}}$ пружин 7 і 6 визначають залежності

$$F_{\text{пр.7}} = C_7 * \Delta l_7 \quad \text{і} \quad F_{\text{пр.6}} = C_6 * \Delta l_6 ,$$

де C_7 і C_6 – коефіцієнти жорсткості пружин 7 і 6, а Δl_7 і Δl_6 – їх деформації у розглядуваному на рисунку 2 положенні матеріальної точки у довільний момент часу t . Описаний процес вказаний на графіку як «назад». Потім струм зникає, і плунжер рухається праворуч, тим самим розпрямляючи робочу пружину та стискаючи компенсаційну. Даний процес зображений на графіку як «вперед».



1 – плунжер, 2 – корпус; 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 – Будова диференціального насоса електромагнітної дії для перекачування будівельної суміші

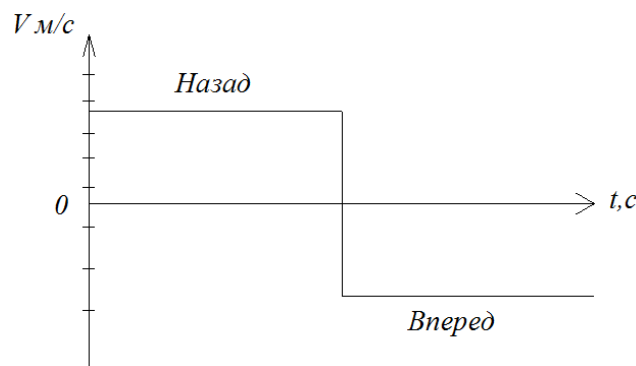


Рисунок 2 – Прогноз роботи компенсаційної та робочої пружин

Представленими дослідженнями встановлено та теоретично обґрунтовано залежність жорсткості робочої та компенсаційної пружин від тиску перекачуваного оздоблювального матеріалу.

Література

1. Побезниченко Г. Экономия и жизненный цикл насосов: циркуляционные насосы для системы отопления и ГВС. – М.: АКВА – ТЕРМ, 2015. – № 5. – 26 с.
2. Мандус В.І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори). – М.: Львів: Магнолія (Вища освіта в Україні), 2015. – 339 с.
3. Срібнюк С.М. Насоси і насосні установки. Розрахунки, застосування та

випробування. – К.: Центр учбової літератури, 2016. – 318 с.

4. Шевченко Н.Г. Вплив глибини спуску насоса у свердловину на експлуатаційні показники роботи глибинної штангової насосної установки / Н.Г. Шевченко, Н.М. Фатєєва, А.О. Лазаренко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – 9 с.

УДК 629.331.5

Аналіз електричних приводних систем електромобіля

В.Є. Лютенко

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

<https://orcid.org/0000-0002-2131-25078>

В.В. Лисенко

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

Статтю присвячено сучасним електричним приводним системам електромобілів і проведеному їх аналізу.

Ключові слова: аналіз, електрична приводна система, електромобіль, електродвигун, акумуляторна батарея.

Вступ. Питання розроблення нових електромобілів сьогодні одне з найважливіших у автомобілебудівній галузі. По-перше, вичерпуються запаси нафти. По-друге, постійно зростають вимоги до екологічності автомобілів. Якщо зрівняти електромобіль зі звичайним авто, де використовується ДВЗ, то він характеризується більш простою схемою, мінімальним числом елементів, що рухаються. Тому електромобіль є більш надійною конструкцією. Конструкції електромобілів бувають різні, але загальноприйнята класифікація, на даний час, ще не існує. Можна виділити головні складові електромобіля це: безпосередньо електродвигун; акумуляторні батареї; спрощена трансмісія; інвертор; зарядний пристрій на борту; електронна система керування елементами конструкції; перетворювач. Тому дослідження складових електромобіля, в тому числі проведення аналізу і порівняння їх характеристик, є актуальним.

Мета публікації. Мета статті полягає в проведенні аналізу сучасних електричних приводних систем електромобілів.

Огляд останніх досліджень та публікацій. Створення сучасних електромобілів є прогресивним напрямом автомобілебудування, що отримує значне їх розповсюдження. Цим і пояснюється наявність великої кількості різних типів електромобілів і їх приводів. Відсутність ж уточненої методики розрахунку електромобілів, в тому числі і аналізу їх приводів, ускладнює їхнє проектування і експлуатацію.

Дослідженню та аналізу електро та гібридних автомобілів, в тому числі і їх приводів присвячені праці науковців Бахмутова С.В., Каруніна А.Л., Крутова А.В., Капустіна А.А., Ракова В.А., Умяшкіна В.А., Фількіна Н.М., Музафарова Р.С., Бажинова О.В., Смирнова О.П., Серікова С.А., Гнатова А.В., Колеснікова А.В. та ін. У цих роботах електро та гібридні автомобілі описувалися різними розрахунковими схемами і їх динамічні системи розглядалися і

аналізувались [1, 2, 3].

Основні матеріали та результати. Вирішення екологічних та економічних проблем у сучасному автомобілебудуванні здійснюється за рахунок використання електричного приводу, який застосовується в електромобілях. Автотранспортні засоби з електричною тягою мають важливу перевагу – відсутність шкідливих викидів. Також, необхідно відмітити, що коефіцієнт корисної дії сучасних електричних двигунів досягає 95 %, так як ККД бензинового двигуна в оптимальному режимі не перевищує 30 %, дизельного – 40 %, паливних елементів на водню – 60 %. Тому електромобілі відрізняються низькою собівартістю експлуатації.

Електромобілі також класифікуються за видом джерела живлення: літій-іонові акумуляторні батареї, водневі паливні елементи, суперконденсатори. За видом силового агрегату (електродвигуна): постійного і змінного струму; мотор-колеса. За кількістю силових агрегатів (електродвигунів): з одним, двома, трьома і чотирма електродвигунами. За наявністю і відсутністю понижувальних передач (редукторів, автоматичних коробок передач). За наявністю і відсутністю додаткових джерел енергії: сонячних батарей, вітрових установок, індуктивних приймачів енергії від зовнішніх джерел (закладених кабелів у дорогу).

Перспективним напрямом також є розроблення і удосконалення мотор-колес електромобіля, які мають багато переваг: їх застосування спрощує конструкцію автомобіля, досягається висока плавність ходу, відмінна динаміка, вони здатні розвивати крутний момент до 700 Н·м.

Від електродвигунів, що використовуються на виробництві, агрегат для авто відрізняється малими габаритами, але підвищеною потужністю. Характеристиками приводів електромобілей є не тільки показники потужності, крутного моменту, але і частота обертів, сила струму і напруга, тому що від цих даних залежить пересування і обслуговування авто.

Розглянемо класифікацію електродвигунів, що використовуються в приводах електромобілей.

По типу струму:

- обладнання змінного струму;
- конструкції постійного струму;
- рішення універсального зразка (способи функціонування від постійного і змінного струму).

В свою чергу, електродвигуни змінного струму діляться на наступні групи:

- асинхронні – швидкість обертання магнітного поля статора вище швидкості обертання ротора;
- синхронні – частота обертання магнітного поля статора і ротора співпадають.

З урахуванням використання кількості фаз, електричне обладнання розділяють на: одно-, дво-, трифазне.

Якщо привести реальні зразки, які використовуються відомими автовиробниками, то хороший приклад використання трифазного електродвигуна асинхронного типу – Volt от Chevrolet. Цей автомобіль є гібридним. Приклад трифазного синхронного електродвигуна – i-MiEV от

Mitsubishi. А цей автомобіль є виключно електричним. Необхідно відмітити, що в різних виробників різні електродвигуни, які відрізняються масою, потужністю і габаритами.

І ще одна класифікація – за конструкцією щітково-колекторного вузла. Такі електродвигуни бувають наступні:

- безколекторні. Представляють собою замкнуту систему, в яку входять: перетворювач координат, інвертор і повідомлювач положення;
- колекторні. Щітково-колекторний вузол грає роль в такій конструкції одночасно і повідомлювачем положення ротора, і перемикачем струму в обмотках. В основному використовується струм постійної частоти.

В конструкціях електромобілів часто задіюють колекторні електродвигуни. Як варіант – електромобіль «Санрейсер», в якому встановлений безколекторний електродвигун від компанії General Motors. При масі 3,6 кг його ККД становить 92 %.

Успішне використання системи мотор-колеса здійснено в спорт-карі Volage. В такій конструкції є можливість рекуперації енергії при гальмуванні. Для цього використовується тяговий електродвигун Active Wheel. Він важить всього 7 кг, що дозволило добитися маси колеса – 11 кг.

Висновки. Розглянуті сучасні електричні привідні системи електромобілів і проведений їх аналіз. Наведені приклади використання різних приводів, які розроблені відомими автовиробниками.

Література

1. Бахмутов С.В. Конструктивные схемы автомобилей с гибридными силовыми установками: учебное пособие / С.В. Бахмутов, А.Л. Карунин, А.В. Круташов. – М: МГТУ «МАМИ», 2007. – 71 с.
2. Капустин А.А. Гибридные автомобили: учебное пособие / А.А. Капустин, В.А. Раков; М-во образ. и науки РФ, Вологод. гос. ун-т. – Вологда: ВоГУ, 2006. – 96 с.
3. Умняшкин В.А. Теория автомобиля: учеб. пособие / В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин, Р.С. Музафаров. – Ижевск. Изд-во ИжГТУ, 2006. – 272 с.

УДК 625.032.43

*В.Є.Лютенко, к.т.н., доцент
Є.О. Сушко, магістрант*

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ ГРУНТОУЩІЛЬЮЮЧИХ МАШИН

Сучасні ґрунтоущільнюючі машини здебільшого мають робочі органи традиційного типу з простим чи рельєфним профілем робочої поверхні. Ці ґрунтоущільнюючі машини мають віброконтур з постійним вектором вібрації і регульованою змушуючою силою, що інтенсифікує ущільнення ґрунту.

При роботі таких ґрунтоущільнюючих машин їх робочі органи обмежені у

своїй силовій дії на ґрунт, на його фізико-механічні властивості і здатність вислизати з-під робочих органів.

Дослідження питань, що зазначені вище, знайшло своє рішення в роботі. Але вивчення питань, пов'язаних зі зміною профілю поверхні робочих органів ґрунтоущільнювача, раціональним поєднанням у одній машині різних їх типів безпосередньо пов'язане з підвищенням продуктивності роботи цих машини, їх ефективним використанням і економією енергоресурсів.

Мета роботи – обґрунтування умов прискореного ущільнення ґрунту шляхом блокування його розсування з-під робочих органів ґрунтоущільнюючої машини під час прискореного ущільнення.

В даній роботі йдеться про принципові вдосконалення ґрунтоущільнюючих машин для менш затратного і більш продуктивного ущільнення ґрунту. Таким чином треба відзначити роботу в цьому напрямку Главацького К.Ц. який знайшов рішення проблеми в даній сфері шляхом вдосконалення ґрунтоущільнюючих машин, ставленням допоміжних органів для ущільнення, комбінуючи різні варіанти трамбування ґрунту. Застосування даних методів зменшує енергозатратність машин, а також підвищує рівень ущільнення за один прохід ґрунтоущільнюючої машини.

Для ефективного виконання процесу ущільнення ґрунту необхідно, щоб робочі органи ґрунтоущільнюючої машини (коток, плита) адаптувалися до необхідних технологічних умов виконання робіт, а саме оперативно змінювали свою масу, розміри, профіль поверхні для того, щоб ефективність ущільнення ґрунту за один прохід робочих органів була максимально можливою для ґрунту у даному його стані. Залежно від розміру елементів робочих органів порівняно з шириною ущільнюваної смуги ґрунту їх можна використовувати як самостійні, так і об'єднавши декілька елементів у один.

Таким чином, обґрунтовані умови прискореного ущільнення ґрунту шляхом блокування його розсування з-під робочих органів ґрунтоущільнюючих машин під час прискореного ущільнення. Основні дослідження спрямовані на створення необхідного профілю робочого органу на основі бажаної глибини ущільнення і структурної формули робочого органа.

УДК 622.24

М.П. Нестеренко, д.т.н., професор

П.О. Молчанов, к.т.н., доцент

Т.М. Нестеренко, к.т.н., доцент

Хагр Мохамед Хані, студент

Гонім Ахмед, студент

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка
**ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ БЛОКУ ОЧИЩЕННЯ БУРОВИХ РОЗЧИНІВ
УСТАНОВКИ ДЛЯ БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН ІЗ УДОСКОНАЛЕННЯМ
ВІБРОСИТА**

Ступінь якості очищення промивальної рідини напряму залежить від часу

її перебування на поверхні сітки вібросита. Основними недоліками аналога є низька продуктивність і ефективність очищення розчинів від твердої фази через забивання шламом сіток з малими отворами. Причиною цього є недостатнє віброприскорення ситової поверхні, основного параметра сита, що визначає його продуктивність і ефективність очищення розчину від шламу, а також подальшого зневоднювання відділеного шламу. Крім цього, недоліком вібросита є відсутність можливості регулювання віброприскорення просіваючої поверхні.

Задачею є збільшення продуктивності і ефективності очищення розчинів від шламу й зменшення вологості відділеного шламу за рахунок дії на розчин складної вібрації, яка має низькочастотну та високочастотну складові.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що вібраційне сито містить станину, вібраційну раму, яка з'єднана зі станиною через амортизатори, збудник коливань вібраційної рами, ситову касету в рамі, ситова поверхня якої має сідлоподібну форму і складається з накладених одна на одну просіваючої і підтримуючої сіток, пристрій для натягу сіток, струни, які натягнуті між протилежними балками рами касети й охоплюють ситову поверхню з опуклої сторони її перерізу, вібратори закріплені на струнах і сітці.

Модернізоване вібраційне сито дозволяє суттєво збільшити продуктивність і ефективність відділення шламу від розчинів і зменшити вологість відділених шламів.

Суть технічного рішення з модернізації вібраційного сита полягає в тому, що порівняно з аналогом у модернізованому віброситі ситова касета містить струни, пристрій для натягу струн, вібратори, причому струни натягнуті між протилежними балками рами касети й охоплюють ситову поверхню з опуклої сторони її перетину, а вібратори закріплені на струнах і сітці. При використанні пропонованого вдосконалення суттєво збільшується продуктивність і ефективність відділення шламу від розчинів і зменшується вологість відділеного шламу.

Література

1. Буровые технологии / Э.В. Бабаян, В.И. Мищенко, Т.Л. Тамамянц и др. – Краснодар: Советская Кубань, 2009. – 896 с.
2. Радченко С.Г. Устойчивые методы оценивания статистических моделей / С.Г. Радченко. – К.: Санспарель, 2005. – 504 с.
3. Проектування бурового і нафтогазопромислового обладнання: навчальний посібник / В.С. Білецький, В.Г. Вітрик, А.М. Матвієнко та ін. // Полтава, ПолтНТУ, 2015. – 196 с.
4. Типовий проект безпечної організації вишкомонтажних робіт при монтажі, демонтажі бурової установки БУ-6500 ДГ. Загальні вимоги. – Чернігів, 2002. – 30 с.
5. Організація і планування операційної діяльності нафтогазових підприємств: Навч. посіб. / Я.С. Витвицький, І.В. Андрійчук, О.І. Лесюк, У.Я. Витвицька, В.М. Чарковський. За ред. М.О. Данилюк. – Івано-Франківськ, 2009. – 364 с.

РОЗРОБЛЕННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ РОЗВАНТАЖЕННЯ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ ГУСЕНИЧНОГО КАР'ЄРНОГО ЕКСКАВАТОРА

На відміну від пневмоколісної техніки доставка гусеничного кар'єрного 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. У свою чергу, ці види технологічного впливу часто пов'язані з необхідністю розвантаження ходового обладнання, тобто з частковим, або повним виважуванням машини.

Враховуючи даний факт, розвантаження ходового пристрою екскаватора вирішено здійснювати шляхом його встановлення на спеціальну опорну конструкцію. Підйом екскаватора на необхідну висоту для підведення опорної конструкції під траверсу здійснюється за допомогою його ж власного робочого обладнання.

Опорну конструкцію запропоновано виготовити з двох однакових фрагментів з метою її уніфікації щодо бази екскаваторів та зручності при транспортуванні до місця проведення робіт (рис. 1).

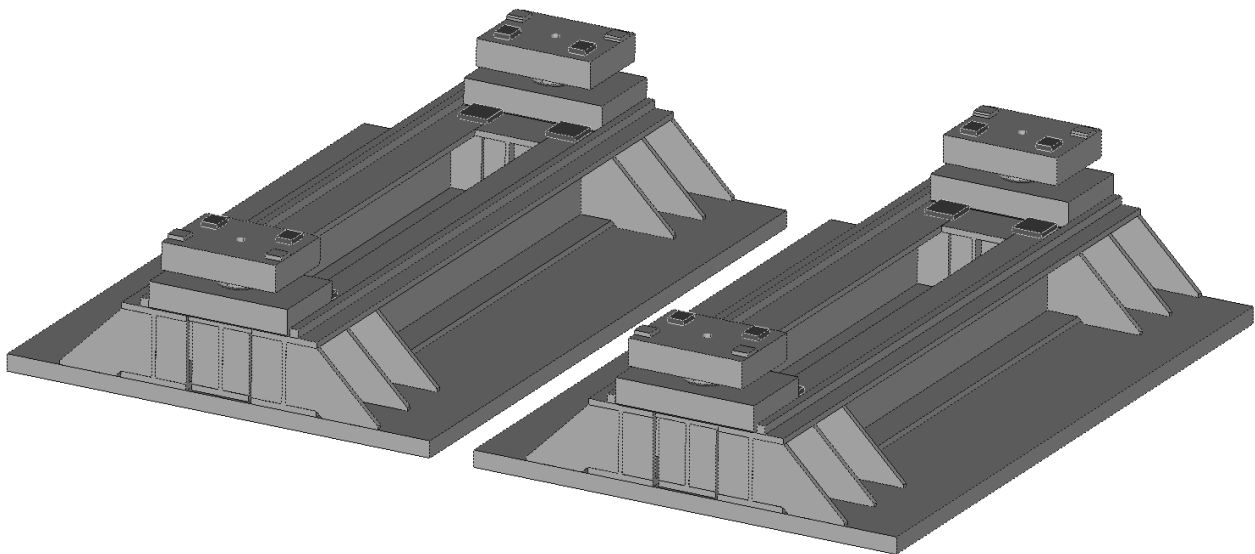


Рисунок 1 – Будова опорної конструкції під траверсу екскаватора

Запропонована опорна конструкція дозволяє виконувати ремонт та обслуговування ходового обладнання кар'єрних екскаваторів моделей Bucyrus RH340 і Terex RH200 безпосередньо на місці відкритих гірничих виробок, встановлюючи машину на опорну конструкцію за допомогою власного робочого обладнання.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ТИСКУ В ШИНІ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА
ЗАЛЕЖНО ВІД ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА**

Довговічність автомобільних пневматичних шин істотно залежить від багатьох факторів, одним із яких є тиск повітря в шині. У той же час відомо, що в 60...90 % шин при експлуатації тиск не відповідає нормі, а це призводить до втрат 6...15 % ресурсу шин і 1,5...3,0 % палива. При цьому найбільші відхилення тиску в шинах від норми спостерігаються в зимовий період.

Таким чином, існує проблема забезпечення експлуатації шин з нормативним тиском. Дослідження процесу зміни тиску повітря в шинах і розробка заходів, що забезпечують зменшення його відхилень від норми й зниження на цій основі витрат на експлуатацію автомобілів є актуальною задачею.

В умовах СТО закачування повітря в шину здійснюється, як правило, в приміщенні, де температура повітря згідно з нормами становить 18...20 °С. Після встановлення шини на автомобіль вона найчастіше експлуатується при температурах навколишнього середовища, що відрізняються від температури в приміщенні. Згідно із законами термодинаміки при температурі 20 °С в шину закачується певна маса повітря, яка при цій же температурі і визначає тиск у колесі. Згідно до тих же законів одна і та ж маса повітря при різних температурах створюватиме різний тиск. Тому при зміні температури навколишнього середовища змінюватиметься і тиск у колесі.

Для виведення математичного виразу, який встановлює залежність між тиском, температурою закачування повітря в шину та температурою експлуатації шини застосовуємо математико-статистичні методи, які широко використовуються при плануванні експериментів та обробці експериментальних даних.

В результаті реалізації трифакторного трирівневого плану експерименту встановлено математичну залежність, яка пов'язує між собою тиск у шині при різних температурах навколишнього середовища та необхідний тиск закачування при певній температурі закачуваного повітря.

$$P_k = 5,69 + 0,971 \cdot P_3 - 0,53 \cdot t_z + 0,027 \cdot t_c + 0,0035 \cdot P_3 \cdot t_c.$$

Факторами, що варіюються при цьому є: тиск закачування повітря в шину P , кПа (кгс/см²), температура при якій здійснюється закачування t_z , °С (К), температура навколишнього середовища при якій експлуатується шина °С (К).

ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕКСКАВАТОРА З КОВШЕМ-ЗАХОПЛЮВАЧЕМ

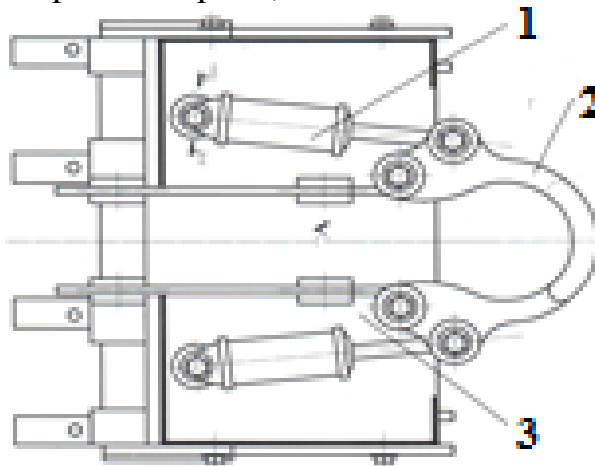
У даний час для виконання земляних робіт у будівництві широко застосовуються екскаватори, які постійно удосконалюються шляхом прийняття та впровадження нових конструктивних технічних рішень. Встановлення парканів, огорож та стовпів електроліній потребує окрім екскаватора також вантажопідйомний кран, а це в свою чергу збільшення числа робітників та витрат на паливо і т. ін.

Мета роботи полягає у дослідженні доцільності використання на монтажних роботах ковша-захоплювача. Огляд змін до екскаватора для встановлення навісного обладнання.

При монтажі опор електроліній, встановленні парканів, та подібних конструкцій часто використовують екскаватор в парі з вантажопідйомним краном. Використання вантажопідйомного крана потребує додаткових витрат, працівників, також в деяких ситуаціях його використання неможливе. Саме тому використання ковша-захоплювача на екскаваторі дозволить вирішити названу проблему.

Робоче обладнання екскаватора для монтажу та встановлення опор та стовпів включає ківш, рукоять і стрілу із гідроциліндрами керування. Замість основного ковша встановлюється ківш-захоплювач, який зображений на рисунку. Традиційний ківш 3 (див. рисунок 1) обладнується двома захоплюючими важелями (щелепами) 2, які приводяться в рух гідроциліндрами 1.

Робоче обладнання діє наступним чином : стріла та рукоять за допомогою відповідних гідроциліндрів встановлюється у вихідне положення, щоб опора яка підлягає монтажу знаходилася у робочій зоні обладнання. Потім робочий орган обладнання, що включає неповоротний захоплювач жорстко прикріплений до ківша, за допомогою гідроциліндрів 1, щелепів 2 захоплює опору або трубу.



1 – гідроциліндр; 2 – захоплюючі важелі; 3 – ківш (основний)

Рисунок 1 – Ківш-захоплювач

УДК 541.123 : 546.175 : 546.65

Д.О. Стороженко, к.х.н., доцент

О.Г. Дрючко, к.х.н., доцент

Н.В. Бунякіна, к.х.н., доцент

І.О. Іваницька, к.х.н., доцент

К.О. Китайгора, студентка

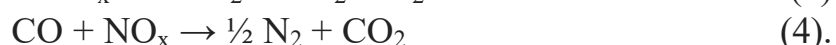
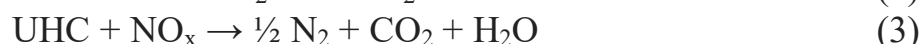
В.О. Ханюков, студент

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ФОРМУВАННЯ КАТАЛІТИЧНОАКТИВНИХ ШАРІВ АВТОМОБІЛЬНИХ СТРУКТУРОВАНИХ КОНВЕРТОРІВ НА ОСНОВІ ПЕРОВСКІТІВ ЛАНТАНОЇДІВ І ПЕРЕХІДНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

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

Незгорілі вуглеводні (УНС), монооксид вуглецю (СО) і оксиди азоту (NO_x) є основними шкідливими газами, присутніми у вихлопі двигунів внутрішнього згоряння. Щоб відповідати суворим рівням норм викидів (що вводяться законодавчо), ці сполуки мають бути усунені (конвертовані) до того, як вони будуть випущені в навколишнє середовище. Для цієї мети транспортні засоби оснащені трьома каталітичними перетворювачами, по одному на кожну речовину, кількість якої необхідно знизити, – конструктивно, трикомпонентним (триходовим) каталітичним перетворювачем. Це досконалий пристрій з багатьма функціями і можливістю управління у вихлопній системі автомобіля призначений для зниження токсичних викидів в атмосферу шляхом відновлення оксидів азоту і допалення чадного газу і недогорілих вуглеводнів. Він складається з системи каталітично активних компонентів, нанесених на монолітний стільниковий субстрат, який дозволяє одночасне перетворення УНС, СО і NO_x у безпечні СО₂, Н₂О і N₂ (схеми реакцій (1) – (4)):



РЗЕ-вмісні оксиди перовскітного типу, виявляючи високу активність і стабільність, відповідають комплексу вимог для практичної функціональної,

технічної і конструкторської реалізації у таких конверторах.

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

Гарною альтернативою раніше описаним процедурам є синтез методом спалювання розчину. Він дозволяє отримувати пористий добре зафіксований перовскітний шар з меншим числом технологічних ступеней. Після занурення у водний розчин, що містить попередники – нітрати відповідних елементів (окисники), сечовину, гліцин (паливо) і нітрат амонію (прискорювач горіння), структурований носій піддають нагріванню до самозаймання системи (200...300 °С). Протягом декількох хвилин теплота, що виділяється при спалюванні палива (гліцину), дозволяє перетворювати попередники нітратів у фазу чистого оксиду перовскітного типу. Виділення великих кількостей газоподібних продуктів за дуже короткий проміжок часу під час згорання дає товсте, дуже пористе і губчасте покриття товщиною 40...100 мкм з високою питомою поверхнею (4...30 м²·г⁻¹). Така структура мінімізує падіння тиску газового потоку і покращує масоперенос. Покриття, отримані за такою процедурою, демонструють відмінну адгезію. Їх термічне старіння при температурах до 850 °С в присутності SO₂ або води не створює значної дезактивації, і ніяких хімічних взаємодій між активною фазою і структурованим носієм не виявлено.

У ході дослідження:

- вивчено існуючі технології формування перовскітоподібних фаз для розв'язання новітніх прикладних завдань по створенню структурованих каталізаторів обробки вихлопних газів двигунів внутрішнього згорання з використанням нітратних прекурсорів перехідних, рідкісноземельних, лужних, лужноземельних елементів; з'ясовано умови їх проведення та особливості;
- сформульовані функціональні, технічні, технологічні, експлуатаційні вимоги до вибору таких матеріалів, їх стійкості, стабільності, відтворюваності;
- вивчено можливі способи формування монофазних перовскітоподібних оксидних функціональних матеріалів; переваги і недоліки кожного із них;
- досліджуються способи керування технічними параметрами таких матеріалів шляхом вибору складу, умов синтезу і послідуєчого оброблення [2, 3];

– з'ясовано можливості застосування перовскітоподібних РЗЕ-вмісних оксидних фаз як альтернатив до конкретних сфер їх використання в автомобілебудуванні;

– вивчено позитивний досвід практичного використання перовскітоподібних РЗЕ-вмісних оксидних фаз у каталітичних конверторах відпрацьованих газів у сучасних вихлопних системах автомобілів;

– з'ясовуються можливості використання набутих знань для керування вказаними процесами й одержання матеріалів із заданим набором структурно-чутливих характеристик.

Виявлено, що процеси одержання каталітичноактивних оксидних РЗЕ-вмісних функціональних матеріалів із використанням нітратів елементів різної електронної структури хімічним змішуванням вихідних компонентів при спільному виділенні продуктів із рідкої фази послідовним чи сумісним осадженням з наступним термообробленням відбуваються стадійно, через утворення низки проміжних фаз. Їхній склад, вміст і поведінка в кожному конкретному випадку потребують попередніх системних емпіричних знань про їхню сумісну поведінку в повних концентраційних співвідношеннях у заданому температурному інтервалі. Встановлено відмінності в поведінці структурних компонентів у системах лантанодів церієвої й ітрієвої підгруп, у їхньому характері взаємодії, стадійності, особливостях і закономірностях перебігу.

Одержані нові знання становлять основу для:

– пошуку способів збільшення активності Ln-форм;

– з'ясування природи послідовних термічних перетворень у нітратних РЗЕ-вмісних багатокомпонентних системах різних агрегатних станів у ході їхнього термооброблення; умов утворення й існування, властивостей проміжних фаз; впливаючих факторів; можливих способів керування одержання цільового продукту;

– у разі створення сучасних досконалих низькозатратних технологій синтезу функціональних матеріалів різного призначення із відтворювальними властивостями.

Література

1. *Structured catalysts based on perovskite and their use as three-way catalytic converters-Overviewю / Sylvain Kiv, Santosh Kumar Matam, David Ferry and Anke Weidenkaff // Catalysts 2014, 4 (3), P. 226 – 255.*

2. *Особливості перетворень у РЗЕ-вмісних системах нітратних прекурсорів у підготовчих процесах формування перовскітоподібних оксидних матеріалів / О.Г. Дрючко, Д.О. Стороженко, Н.В. Бунякіна та ін. // Вісник НТУ «ХПІ». – 2016. – № 22 (1194). – С. 63 – 71.*

3. *Storozhenko D.O., Dryuchko O.G., Bunyakina N.V., Ivanitckaia I.O. Phase Formation in REE-Containing Water-Salt Systems at the Preparatory Stages of the Multicomponent Oxide Functional Materials Formation. Innovations in Corrosion and Materials Science. 2015, vol. 5, no. 2, pp. 80 – 84.*

UDK 620.9(477)*Chichulina Kseniia, PhD, Associate professor¹**Chichulin Viktor, PhD, Associate professor¹**Vitalii Sichevskiy, Financial Director²**¹Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University**²LLC "Planet Equipment"*

PECULIARITIES OF REGULATION IN THE PRODUCTION AND HANDLING OF BIODIESEL

Legislative regulation at the state level with the use of various approaches to stimulate producers and consumers of a particular sector of the economy indicates an interest in positive results and the expansion of a specific market in the future. Consider the energy industry, which is engaged in the production of biodiesel. A number of tax levers are provided to reduce tax pressure on entities involved in this process. The establishment of special approaches to taxation is an argument for determining the important role of the bioenergy industry for Ukraine as a whole.

Biodiesel – methyl and / or ethyl ethers of the higher organic acids, derived from vegetable oils or animal fats used as biofuels or biocomponents. In Ukraine, the production and turnover of biofuels is regulated by many laws of Ukraine and regulations (Table 1).

We will characterize the activities of international organizations in the field of technical regulation of biodiesel. In particular, the National Biodiesel Fund (NBF) was established in 1994 to support and promote the coverage, education, science and demonstration activities of biodiesel and its by-products to improve national security, air quality and the environment. Financing of the project is provided by state subsidies, charitable organizations, as well as legal entities and individuals.

International world organization ISO. The ISO/IEC system is the largest of the existing international technical organizations and extends its activities to all sectors of the economy and science – from standard registration forms to currency codes, from construction to road vehicles. Joint ISO/IEC activities are designed to technically ensure effective international cooperation between countries. Therefore, they primarily regulate the compatibility and interchangeability of products, methods of testing, classification and designations, transportation, storage.

The National Biofuel Council (NBC) is an American commercial trade Association that represents the biofuel industry for research and development in the United States. Its mission is to promote the interests of members by creating sustainable growth of the biofuel industry. The NBC works to remove barriers in industry and educate the public about biofuels. It offers regulatory, technical communications, education and oil outreach programs.

Table 1 – Characteristics of technical regulation in the production and circulation of biodiesel

Source	Features of regulation
Tax code of Ukraine dated 02.12.2010 (with the latest amendments and additions dated 01.03.2019)	It is the main regulatory document regulating the taxation of agricultural producers (engaged in the cultivation of bioenergy crops). And also regulates economic entities that use the raw material base for the production and use of finished products in the form of biofuels
Law of Ukraine "On energy saving" dated 01.07.1994 № 74/94-BP (with the latest amendments and additions dated 23.07.2017)	The purpose of energy saving legislation is to regulate relations between economic entities, as well as between the state and legal entities and individuals in the field of energy saving. The relations are related to the extraction, processing, transportation, storage, production and use of fuel and energy resources
Law of Ukraine "On alternative fuels" from 14.01.2000 № 1391-XIV (with the latest amendments and additions dated 21.07.2012)	The law defines the legal, social, economic, environmental and organizational basis for the production (extraction) and use of alternative fuels. As well as stimulating an increase in the share of their use to 20 percent of the total fuel consumption in Ukraine until 2020
Law of Ukraine "On alternative energy sources" dated 20.02.2003 № 555-IV (with the latest amendments and additions dated 11.06.2017)	The law defines the legal, economic, environmental and organizational basis for the use of alternative energy sources and the promotion of their use in the fuel and energy sector
Resolution of the Cabinet of Ministers of Ukraine "On approval of the program of development of production of diesel biofuel" from 22.12.2006 № 1774	According to EU requirements, the share of the use of biological and other fuels from renewable resources in the energy consumption of the EU countries will be 2.75 and 5.75 per cent by the end of 2006 and 2010. With this in mind, Ukraine, which intends to cooperate with the EU, should be produced and consumed in 2010 at least 520 thousand tons of all biofuels
Renewable Energy Directive 2009/28 / EC	It applies to all 27 member countries. The Directive sets out the following goals until 2020: 1) to achieve a 20 % share of RES (biomass, biofuels, biogas) in the total final energy consumption of the EU; 2) to achieve a 10 % share of biofuels used in the transport sector; 3) to reduce greenhouse gas emissions using biofuels by 6 %

<p>Directive (EU) 2018/2001 on the promotion of the use of energy from renewable sources</p>	<p>The so-called RES Directive includes a binding renewable energy target for the European Union for 2030 of 32 % with an upwards revision clause by 2023. The rules serve also to create an enabling environment to accelerate public and private investment in innovation and modernisation in all key sectors. It aims to provide guiding principles on financial support schemes for RES, renewable energy self-consumption, energy communities and district heating. It seeks to enhance mechanisms for cross-border cooperation, simplify administrative processes, strengthen the sustainability and greenhouse gas emissions-savings criteria for biofuels, and mainstream the use of RES in the transport sector and in the heating and cooling sector</p>
<p>Directive (EU) 2018/2001 on the promotion of the use of energy from renewable sources</p>	<p>The proposal was put forward as a recast on 30 November 2016 by the European Commission as part of the <u>Clean Energy Package</u>. The goal to increase renewable energy share in energy usage across the European Union was <u>established by the European Council in October 2014</u>. The EU's Renewable Energy Directive (2009/28/EC) already set a binding target of 20 % final energy consumption from renewable sources by 2020. A general approach was approved by the Council of the European Union on 18 December 2017, while the European Parliament's plenary session backed a negotiating position on 17 January 2018. Trilogue negotiations were launched in February and an informal agreement between the institutions was reached on 14 June. The Directive was adopted on 11 December 2018 and Member States must transpose the revised directive into national law by 30 June 2021</p>

Directive 2003/30/EC of the European Parliament and the Council of 8 May 2003 on the promotion of the use of biofuels or other renewable fuels for transport	This directive is one component of an active European energy policy that seeks to optimise energy use by safeguarding the energy supplies needed to fuel Europe's socioeconomic growth and to promote sustainability. Renewable energy sources and energy efficiency both play a role in this. The EU has adopted a series of directives to promote renewable energy sources and to encourage energy efficiency. These directives set legislative frameworks for Member State action to meet a range of energy objectives in sectors such as heating, electricity and transport. The biofuels directive, explained here, is one such directive
Directive 2003/96/EC of the Council of 27 October 2003 restructuring the Community framework for the taxation of energy products and electricity	This directive sets indicative targets for biofuel substitution and then gives a legal framework for fiscal and other national measures to promote biofuels. Biofuels serve European energy policy in a number of areas. As they are easy to produce in Europe they contribute to the diversification of energy sources, and thus, to the security of supply. In addition, because of their non-fossil origin, biofuels are better for the environment and they help Europe meet climate change commitments

Within the framework of a project EU Erasmus+: "The challenges of energy efficiency: cooperation of Ukraine with the EU", № 599740-EPP-1-2018-1-UA-EPPJMO-MODULE.

УДК 621.251:676.971

В.Б. Надобко, к.т.н., доцент

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

СУЧАСНІ ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ РОЗЧИНОНАСОСІВ ПРИ ВИКОНАННІ ШТУКАТУРНИХ РОБІТ У БУДІВНИЦТВІ

Маючи великий позитивний досвід створення сучасних розчинонасосів, штукатурних станцій і агрегатів [1 – 14], науковці кафедри будівельних машин та обладнання Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка прийшли до висновку, що найбільш просто вирішити проблему автоматизації подачі перекачуваного середовища можна шляхом застосування гідравлічного приводу розчинонасоса. За основу було взято насосну частину розроблених цими ж науковцями вертикальних одноплунжерних диференціальних розчинонасосів із механічним приводом [5 – 14], які

щонайкраще зарекомендували себе на будівельних майданчиках. Новий насос, представлений на рисунку 1, отримав назву «Гідропривідний розчинонасос РНГ-4».

Цей насос призначений для подачі трубопроводами та механізованого нанесення на оброблювані поверхні будівель штукатурних розчинів (у тому числі, зниженої рухомості) способом безкомпресорного соплування, а також дозволяє заливати стяжки під підлоги чи покрівлі цементно-піщаними розчинами. При цьому забезпечується плавне регулювання подачі, підвищений тиск нагнітання, знижена пульсація подачі. Може використовуватися як у складі штукатурних станцій, так і автономно. Розчинонасос дозволяє виконувати механізоване обштукатурювання поверхонь будівельних конструкцій вапняно-піщаними та цементно-піщаними штукатурними розчинами за мінімальну кількість проходів, розширяти межі застосування механізованих операцій за рахунок плавного й оперативного регулювання подачі. Гідравлічний привід дозволяє забезпечити зворотній зв'язок між розчинонасосом і робочим органом, що є необхідною функцією будь-яких автоматизованих систем.



Рисунок 1 – Гідропривідний розчинонасос РНГ-4

Розчинонасос РНГ-4 має ефективну систему охолодження масла за рахунок перекачуваного розчину. Зменшений об'єм усмоктувальної камери забезпечує високу всмоктувальну здатність і підвищений об'ємний ККД, а розташування приводного гідроциліндра автоматичної дії співвідносно з насосною колонкою спрощує привід проточного поршня насоса та усуває бокові зусилля на тертьових деталях поршневої групи. Це підвищує ресурс роботи таких деталей і надійність розчинонасоса в цілому.

Конструктивна новизна технічних рішень, використаних під час створення розчинонасоса, підтверджена патентом України № 38154А від 15.05.2001 р.

Література

1. Надобко В. Б. Проблеми транспортування будівельних розчинів по трубопроводах / В. Б. Надобко, Є. А. Фролов // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. Редколегія: С. Ф. Пічугін (головний редактор) та ін. – Вип. 1 (36), т. 2. – Полтава: ПолтНТУ, 2013. – С. 143 – 149.

2. Надобко Віталій. Транспортування будівельних розчинів трубопроводами [Електронний ресурс] / Віталій Надобко // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Всеукраїнська науково-технічна Інтернет-конференція молодих учених та студентів: Праці / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. – Режим доступу: http://konf.nadobko.com/15_1/2.html. – Дата публікації: 22 листопада 2015. – Назва з екрана.

3. Надобко В. Б. Класифікація насосів для транспортування будівельних розчинових сумішей трубопроводами / В. Б. Надобко // Ефективні організаційно-технологічні рішення та енергозберігаючі технології в будівництві: матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції 21 – 22 березня 2018 р. – Харків : ФОРМ Бровін О.В., 2018. – С. 42 – 43.

4. Надобко В. Б. Сучасні підходи до класифікації засобів транспортування будівельних розчинів трубопроводами / В. Б. Надобко // Матеріали II Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25 – 26 квітня 2018 року, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, м. Полтава) / Редколегія: О. В. Орисенко (гол. ред.), Б. О. Коробко, М. П. Нестеренко, В. С. Блохін, В. Б. Надобко. – Полтава: ПолтНТУ, 2018. – С. 83 – 84.

5. Надобко В. Б. Перспективы использования одноплунжерных растворонасосов двойного действия / В. Б. Надобко, А. Г. Онищенко, В. У. Устьянцев // Повышение эффективности сельскохозяйственного строительства на основе механизации трудоёмких работ и сокращения затрат ручного труда: Тез. докл. Респ. научн.-техн. конф. – Полтава, 1985. – С. 47 – 48.

6. Малоимпульсные дифференциальные растворонасосы / В. У. Устьянцев, А. Г. Онищенко, И. Я. Виноходов, В. П. Вовченко, В. Б. Надобко // Механизация строительства. – 1990. – № 7. – С. 5 – 6.

7. Направления конструирования средств малой механизации штукатурных работ / А. Г. Онищенко, В. Б. Надобко, Б. О. Коробко, Н. В. Шаповал // Прогресивна техніка і технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва: Праці Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 100-річчю механіко-машинобудівного і 50-річчю зварювального факультетів, 25 – 28 травня 1998 р. Редкол.: Н.І. Бобир (відп. ред.) та інші. – Том 1. – Київ: Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», 1998. – С. 94 – 99.

8. *Онищенко О. Г. Диференціальний розчинонасос РН 2-4 / О. Г. Онищенко, В. Б. Надобко // Каталог сучасних наукових розроблень. – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – С. 14.*

9. *Надобко В. Б. Піввіковий ювілей кафедри / В. Б. Надобко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. Редколегія: С. Ф. Пічугін (головний редактор) та інші. – Вип. 1 (31). – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – С. 3 – 14.*

10. *Надобко Віталій. Ювілей кафедри [Електронний ресурс] / Віталій Надобко // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Всеукраїнська науково-технічна Інтернет-конференція молодих учених та студентів: Праці / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. – Режим доступу: http://konf.nadobko.com/15_1/1.html. – Дата публікації: 19 листопада 2015. – Назва з екрана.*

11. *Онищенко А. Г. Комплексная механизация трудоёмких работ в сельском строительстве: справочник / А. Г. Онищенко, М. Н. Рябов, Б. Ф. Драченко. – К.: Урожай, 1991. – 216 с.*

12. *Онищенко А. Г. Отделочные работы в строительстве: учеб. пособие для вузов по спец. "Пром. и гражд. строит." / А. Г. Онищенко. – М.: Высш. шк., 1989. – 272 с.*

13. *Онищенко О. Г. Створення та дослідження розчинонасосів нового покоління: монографія / О. Г. Онищенко, І. О. Іваницька. За заг. ред. проф. Онищенко О. Г. – Полтава: ПолтНТУ, 2010. – 134 с.*

14. *Онищенко В. О. Високоєфективні технології та комплексні конструкції в промисловому й цивільному будівництві: монографія / В. О. Онищенко, О. Г. Онищенко, С. Ф. Пічугін, Л. І. Стороженко, О. В. Семко, Ю. С. Слюсаренко, І. А. Ємельянова. – Вид. 2-ге, доповнене. – Полтава: ТОВ "АСМІ", 2011. – 520 с.*

УДК 629.357

О.С. Васильєв, к.т.н., доцент

І.А. Rogozin, старший викладач

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

АВТОПОЇЗД З МЕХАНІЗОВАНИМ ПРИЧЕПОМ-РОЗПУСКОМ

Призначення автопоїзда – перевезення довгомірних вантажів (труб, турбобурів і ін.) із механізованим завантаженням шляхом підтягування канатами по похилим металевим накатам.

Завантаження довгомірів може виконуватися як зі спеціальних стелажів, так і з землі. При завантаженні з землі мінімальна відстань від автомобіля до довгоміра, що завантажується, повинна бути не менше 3 м для можливості встановлення накатів) [1, 2].

Автопоїзд (рисунок 1) складається із тягача, причепа-розпуска,

магістрального шланга і коників. Тягач представляє собою шасі трьохосного автомобіля Івеко-КрАЗ-4100 з коробкою відбору потужності та з додатково встановленим технологічним обладнанням. Додатково встановлені: монтажна рама, генератор, щит запобіжний, пульт керування, поворотний коник, електрообладнання.

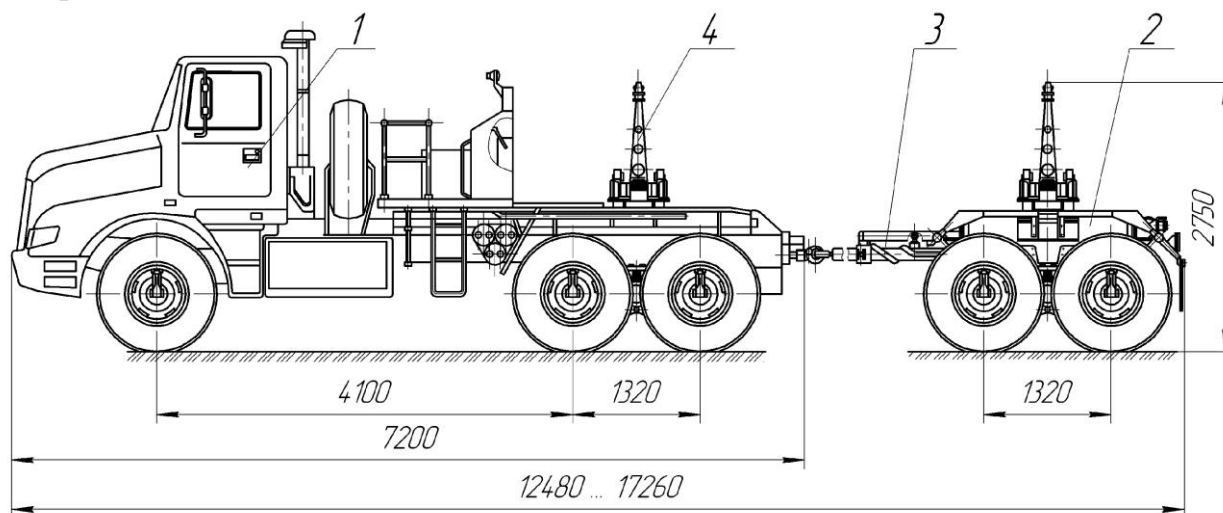


Рисунок 1 – Автопоїзд з причепом-розпуском
1 – тягач, 2 – розпуск-причеп, 3 – шланг магістральний, 4 – коник

Технічна характеристика автопоїзда наведена у таблиці 1.

Монтажна рама – це зварна металоконструкція, вона кріпиться до шасі автомобіля за допомогою стрем'янок. Між шасі автомобіля і рамою встановлені дерев'яні бруси.

Генератор призначений для живлення трифазним змінним струмом електродвигунів тягових лебідок. Він змонтований на спеціальній рамі. Привод генератора здійснюється від коробки відбору потужності через карданний вал і клинопасову передачу. Для захисту генератора від атмосферних опадів передбачений знімний кожух. Необхідне число обертів і, відповідно, напруга генератора підтримується педаллю керування подачею палива.

Таблиця 1 – Технічна характеристика автопоїзда

Показник	Значення
Вантажопідйомність, кг	10000
Максимальна швидкість при русі по горизонтальній ділянці сухого рівного асфальтованого шосе, км/год	60
Мінімальна довжина довгомірів, що перевозяться, м	7
Максимальна допустима довжина довгомірів, що перевозяться, м	13
Середня швидкість завантаження, м/с	0,2
Максимальна відстань до довгомірів, що завантажуються, м	
без застосування канатів-подовжувачів	15
із застосуванням канатів-подовжувачів	30

Габаритні розміри, мм	
довжина	
при максимально розширеному дишлі	17260
при мінімально розширеному дишлі	12480
ширина	2500
висота без вантажу	3090
Вантажна ширина поперечини, мм	1650
Маса автопоїзда із вантажем при рухові по дорогах із асфальтовим і бетонним покриттям і розподілення маси по осях, кг:	
передній міст	4647
задній візок	9812
візок розпуску	9613
повна маса автопоїзда	24070
Колія коліс, мм	2010
Розмір шин, мм	1220x400-533
Тиск у шинах, кгс/см	3,0
Дорожній просвіт, мм	365
Найменший радіус повороту, м	8
Використовуваний тягач	Івеко-КрАЗ-4100

Запобіжний щит змонтований на монтажній рамі і призначений для обмеження пересування вантажу вперед. На кронштейні, привареному до стойки запобіжного щита змонтована поворотна фара для освітлення робочого місця при роботі у нічний час.

Пульт призначений для керування роботою трубовоза і контролю за виконуваними операціями. Він встановлений на запобіжному щиті зліва по ходу автомобіля. На пульті керування встановлені вольтметр, амперметр, кнопка сигналу. Всередині розміщені запобіжники і перемикачі для керування електродвигунами лебідок. Для захисту приборів від безпосереднього попадання опадів та від механічних пошкоджень на пульті керування встановлена відкидна захисна кришка.

Література

1. Селиванов И.И. Специализированные автомобили и автопоезда. – М.: Машиностроение, 1964.
2. Бондаренко А.Є. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники стійкості автопоїзда у неусталених режимах руху / А.Є.Бондаренко // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2008. – Випуск 17. – С.101-108.
3. Сахно В.П. До визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза / В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.П. Онищук, В.М. Придюк // Вісник Житомирського державного технологічного

університету. – №2(53) 2010. – С. 127–134.

4. 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.

УДК 629.3.067

О.С. Васильев, к.т.н., доцент
І.А. Rogozin, старший викладач
В.С. Луговий, магістр

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ПЕРЕВАГИ ВСТАНОВЛЕННЯ РЕТАРДЕРА НА АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ

Останніми роками постійно зростає комерційний тиск на транспортну галузь – потрібно: підвищення завантаження, збільшення пробігу і середньої швидкості руху. Безперервно зростає потужність двигунів. В результаті: робочі гальма вже досягли меж своїх можливостей. Наслідки: безпека для водіїв, транспортних засобів і вантажів стає все менш здійсненна [1].

На рисунку 1 наочно зображено залежність теплової енергії витраченої на гальмування до швидкості транспортного засобу. Так точки А відповідають такі усереднені значення: рік – 1960, потужність двигуна – 240 к.с., середня швидкість руху – 45 км/год, вантажопідйомність 38 т. Точки В відповідають такі усереднені значення: рік – 2018, потужність двигуна – більше 600 к.с., середня швидкість руху – близько 80 км/год, вантажопідйомність 44 т [2, 3].

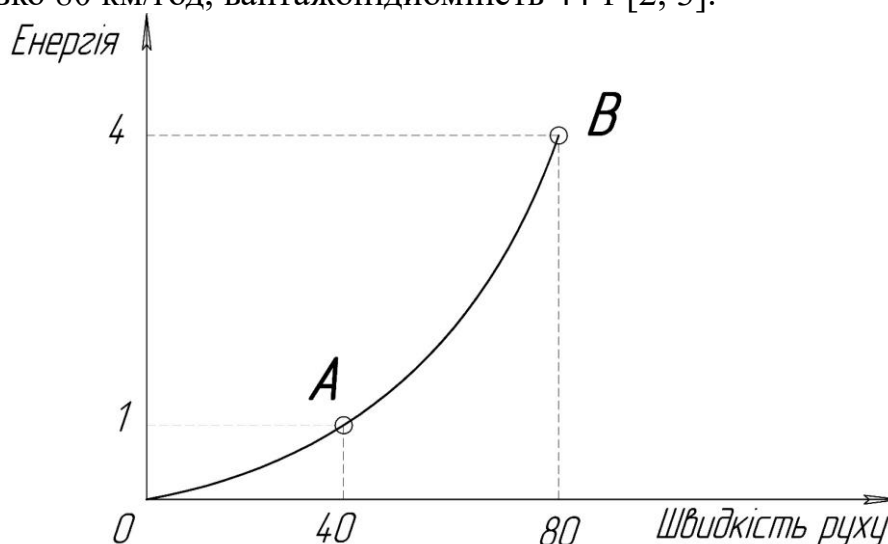


Рисунок 1 – Залежність теплової енергії, витраченої на гальмування, до швидкості транспортного засобу

Подвоєння швидкості руху вимагає перетворення в тепло в чотири рази більшої кількості енергії при гальмуванні до повної зупинки, згідно відомої залежності

$$E = \frac{m \cdot v^2}{2}, \quad (1)$$

де m – маса,
 v – швидкість.

Особливо тоді, коли вони необхідні найбільше, тобто на високих швидкостях, ретардери забезпечують величезні гальмівні зусилля (до 700 кВт / 950 к.с.). Маючи високі гальмівні моменти і низьку вагою, вони ефективно перетворюють величезну кількість енергії в найкоротший час. І тому, що у ретардерів є своя власна система подачі масла, масло – робоче середовище – може бути використано до його найвищого допустимого діапазону робочої температури [4].

Фрикційні (робочі) гальма при тривалій активації досягають температур до 1000 °С. В результаті їх гальмівні властивості швидко знижуються, прискорюється розвиток тріщин і знос гальмівних накладок. Як справжні зносостійкі гальма, ретардер пропонує величезний резерв безпеки і там, де це дійсно має значення: на затяжних спусках, на автострадах і в міському (старт-стоп) циклі руху. Моторне гальмо і сповільнювач ідеально доповнюють один одного, тому що їх гальмівна сила складається. В результаті виникає оптимальна гальмівна сила, в усьому діапазоні швидкостей – від низької до високої. З вторинними сповільнювачами під час перемикавання передач гальмівне зусилля не переривається – безсумнівний плюс для безпеки. На рисунку 2 показано приблизний взаємозв'язок [5, 6].

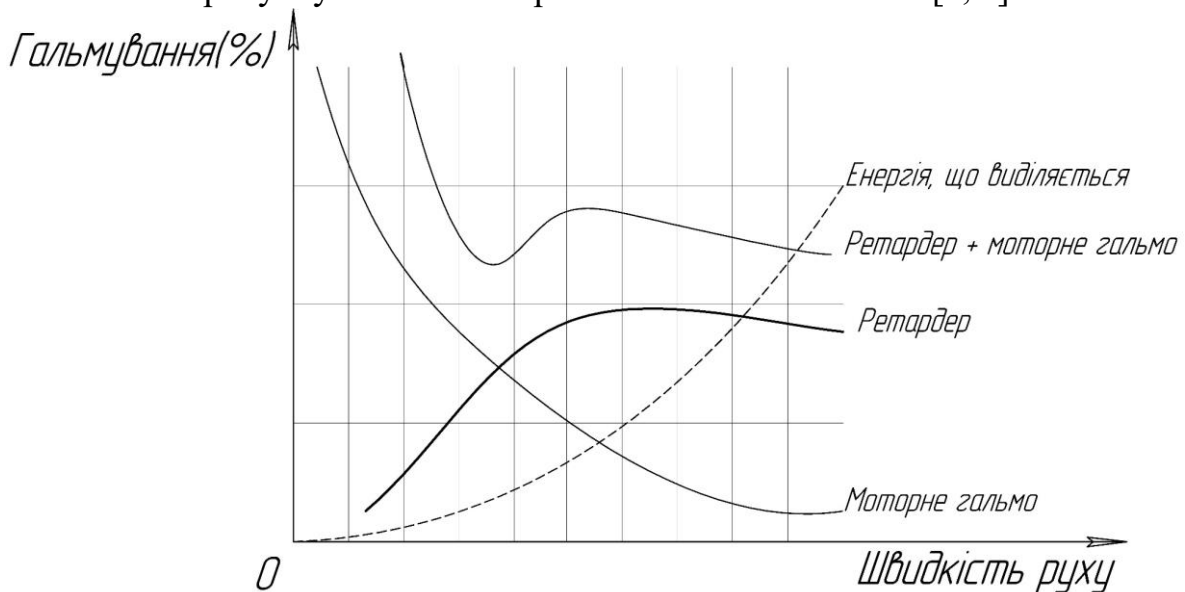


Рисунок 2 – Залежність величини гальмування до швидкості транспортного засобу

З підвищенням температури гальмівних накладок знос та витрати стрімко зростають (рисунок 3).

Отже, на основі наведених вище даних можна сформулювати основні переваги використання допоміжної гальмівної системи.

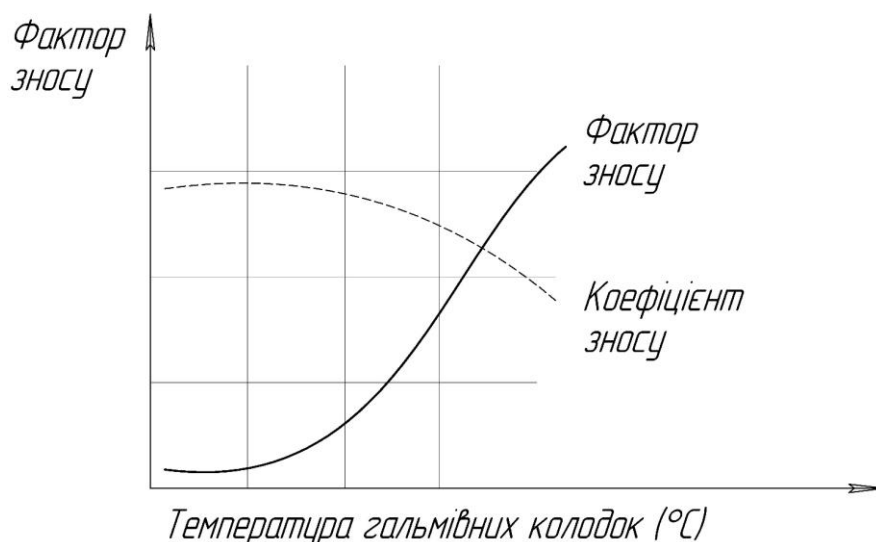


Рисунок 3 – Залежність зносу гальмівних колодок від температури

Для перевізника:

- ретардер окупає себе найчастіше менш ніж за 2 роки;
- сповільнювач є найлегшим серед зносостійких гальмівних систем. У результаті отримується перевага за рахунок більшої величини корисного вантажу;

- більш висока і рівномірна середня швидкість при збільшенні безпеки;
- робочі гальма захищені, гальмівні колодки служать до 8 разів довше;
- активне використання ретардера економить паливо і час;
- поліпшено надійність і точність;
- знижені експлуатаційні витрати.

Для водія:

- вище безпека на затяжних спусках і при адаптивному гальмуванні;
- холодні і максимально функціональні робочі гальма в екстрених ситуаціях;
- високий комфорт водіння;
- підтримка постійної швидкості (круїз-контроль) на спуску;
- плавно підвищуване безперервно ефективне гальмівне зусилля.

Література

1. <https://www.drive2.ru/b/1973854/>.
2. <http://www.motorindiaonline.in/buses/voiths-renewed-thrust-on-drive-braking-solutions/>.
3. Lindzus E. HRB – Hydrostatic Regenerative Braking System: The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power. – Sweden, 2009.
4. Гулиа Н. В. Накопители энергии / Н.В. Гулиа. – М. : Наука. 1980. – 151 с.
5. <https://docplayer.ru/35637270-Posredstvom-tormozheniya-bystrye-k-mestunaznacheniya-retarder.html>.
6. <https://voith.com/corp-en/braking-systems/retarders-trucks.html>.

ЗМІСТ

Г.А. Аврунін, В.Б. Самородов, І.І. Мороз Дослідження об'ємного гідропривода дво потокової безступінчастої трансмісії	3 – 9
Л.Є. Пелевін, Є.В. Горбатюк, А.В. Азенко Удосконалення робочих органів машин безперервної дії	9 – 12
І.А. Ємельянова, В.В. Блажко, А.І. Аніщенко Сучасне обладнання для приготування будівельних сумішей в умовах будівельного майданчика	12 – 14
Є.С. Венцель, О.В. Орел, О.В. Щукін Встановлення критерію терміну служби робочих рідин з урахуванням їх експлуатаційних властивостей	14 – 16
А.В. Веснін, О.Д. Почужевський, Ю.Л. Почужевська Формування показника оцінки ефективності використання вантажних автомобілів	16 – 18
С.В. Воронін, Д.С. Івчук Покращення експлуатаційних властивостей гідравлічних олиव будівельних машин шляхом додавання вуглецевих наноприсадок	18 – 19
М.П. Ремарчук, О.О. Галицький, Т.О. Ворожченко Оцінка ефективності подрібнення сипкого матеріалу на основі застосування системного підходу	19 – 22
К.Ц. Главацький, В.Е. Черкудінов Фізико-математична модель ущільнення ґрунтів ґрунтоущільнюючим обладнанням з поверхнями блокуючого типу	22 – 23
Є.В. Горбатюк Створення потокорозподільної системи роторних землерийних машин	24 – 27
М.М. Делембовський, М.М. Клименко Обґрунтування методики експериментальних досліджень на надійність вібраційних майданчиків будівельної індустрії	27 – 33
О.П. Дєдов Дослідження формоутворюючої конструкції із просторовими коливаннями.....	34
О.С. Дьяченко Методи покращення характеристик конструкцій вібромайданчиків для ущільнення бетонних сумішей	35 – 37
О.В. Єфименко, З.Р. Мусаєв Розроблення інтелектуальної системи керування для запобігання втрати стійкості короткобазового навантажувача при переїзді через одиночну перешкоду	37 – 39
І.А. Ємельянова, Д.О. Чайка Регулятор продуктивності універсального шлангового бетононасоса з гідравлічним приводом	39 – 40
С.В. Зайченко, С.П. Шевчук Створення системи стабілізації швидкості внутрішньотрубних пристрів..	41 – 42

Я.В. Іванчук

Математичне моделювання технологічного процесу руйнування гірської породи віброударним пристроєм 42 – 46

І.І. Назаренко, М.О. Клименко, В.І. Лесько, А.І. Чичур

Імовірнісна просторова модель процесу перемішування в гравітаційних бетонозмішувачах..... 46 – 49

В.Б. Косолапов

Дослідження протизносних властивостей мастильної плівки робочої рідини гідроприводу машин у процесі експлуатації 49 – 51

Р.А. Хабутдінов, Т.О. Костюк

Підвищення енергетичної ефективності вантажних міжнародних автопоїздів згідно концепції інноваційно-технологічного енергозбереження на автотранспорті..... 52 – 53

С.В. Кравець, О.З. Бундза

Визначення довжини лемеша та сили різання ґрунту різцями (зубами) траншейних екскаваторів..... 53 – 55

М.Р. Kuzminets, Yu.I. Dubovenko

Methodology the ecological monitoring of ecotopes on the transport highways..... 55 – 57

С.Х. Медвідь

Обґрунтування доцільності експлуатації автогрейдера з затупленим ножом..... 57 – 59

М.І. Назаренко

Методологія формування комплексів і комплектів машин будіндустрії 59 – 61

І.І. Назаренко, В.В. Слінецький, М.М. Нестеренко

Методи визначення та оцінювання пружно-інерційних та дисипативних характеристик вібраційних систем..... 61 – 64

А.І. Nazarov, I.A. Nazarov, E.M. Shpinda, N.E. Sergienko

Improvement of brake properties of cars equipped by electronic tracking systems braking process 64 – 74

В.А. Настоящий

Про механізм утворення початкових втомних ушкоджень гумових футеровок технологічного та транспортного обладнання підприємств будівельної індустрії 74 – 76

С.О. Джирма, О.В. Лізунков

Про вибір комплектів опалубки для зведення конструкцій монолітних каркасних будівель 77 – 79

Д.А. Паламарчук

Вплив розгойдування вантажу на жорстку відтяжку, під час роботи крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою 79 – 81

І.Г. Пімонов, Ю.В. Рукавішніков

Логістичний підхід до формування будівельно-дорожніх машин..... 81 – 83

О.В. Гуцин, Р.І. Рибалко

Дослідження процесу формування структури аеросумішей у завантажувальному пристрої..... 83 – 89

М.М. Ручинський

Вплив реологічних характеристик на параметри руху вібропристрою для формування горизонтальних поверхонь 90 – 91

В.П. Сахно, В.М. Поляков, І.С. Мурований

До аналізу конструкцій колісних транспортних засобів для міських перевезень пасажирів.....91 – 102

А.Т. Свідерський

Дослідження перехідних процесів динаміки коливального руху вібро-ударних машин з гідроприводом102 – 103

О.А. Тетерятник

Особливості конусної фрези при взаємодії з ґрунтом.....104 – 106

А.П. Холодов

Віртуальне моделювання впливу параметрів ходового обладнання на тягові властивості автогрейдера106 – 107

П.В. Хорсєв, В.О. Улексін, О.Б. Стремоухов

Концепція мобільного енергетичного засобу для внутрішньоцехових робіт107 – 113

О.М. Чаплигіна

Критерії оцінювання курсової стійкості автогрейдера113 – 114

В.О. Шевченко

Методи адаптації землерийно-транспортних машин115

О.В. Щербак

Вдосконалення методики проектування несучої системи шарнірних машин.....116 – 118

С.О. Карпушин, А.С. Карпушин

Огляд досліджень спрямованих на встановлення фізичної сутності процесів налипання та намерзання ґрунту на ковшові робочі органи землерийних машин118 – 121

В.В. Яцун

Використання комп'ютерного моделювання для розрахунку канатних грейферів на міцність.....121 – 122

В.В. Яцун

Дослідження механіки руху цементної аеросуміші в ежекторних пневмотранспортних установках з урахуванням інтегрального коефіцієнту опору при розвантаженні залізничних вагонів122 – 124

П.М. Андренко, І.А. Емельянова, Д.О. Чайка, Д.Ю. Субота

Методика проектування гідравлічних систем технологічних комплектів для виготовлення і подачі будівельних сумішей124 – 137

В.В. Биба, І.В. Міняйленко

Впровадження системи енергоменеджменту як стратегічний вектор енергоефективного розвитку держави137 – 139

Є.А. Васильєв, М.М. Шпилька, А.В. Васильєв

Дослідження способу виготовлення профільних отворів шляхом ротаційного накочування139 – 140

В.П. Вовченко, С. Кононенко, А.В. Васильєв Дослідження способу визначення зусиль з розширеним діапазоном вимірювань.....	140 – 141
Ю.О. Давиденко, Ю.О. Голік Дослідження залежності міцності від часу ущільнення нестационарним вібраційним полем.....	141 – 143
С.М. Жигилій, І.О. Богатирчук, М.С. Педько Дослідження впливу рівня завантаженості робочих контейнерів вібраційної машини на її продуктивність	143 – 145
С.М. Жигилій, Д.М. Лазарєв, О.М. Шитова Встановлення мінімальної рушійної сили, необхідної для усталеного переміщення рухомого дебалансу.....	145 – 147
Б.О. Коробко, А.В. Ківшик Визначення залежності жорсткості робочої та компенсаційної пружин диференціального насоса електромагнітної дії від тиску перекачуваного оздоблювального матеріалу	147 – 149
В.Є. Лютенко, В.В. Лисенко Аналіз електричних привідних систем електромобіля	149 – 151
В.Є. Лютенко, Є.О. Сушко Напрямки удосконалення ґрунтоущільнюючих машин	151 – 152
М.П. Нестеренко, П.О. Молчанов, Т.М. Нестеренко, Хагр Мохамед Хані, Гонім Ахмед Дослідження роботи блоку очищення бурових розчинів установки для буріння свердловин із удосконаленням віброосита.....	152 – 153
О.В. Орисенко Розроблення пристрою для розвантаження ходової частини гусеничного кар'єрного екскаватора	154
О.В. Орисенко Дослідження зміни тиску в шині автомобільного колеса залежно від температури навколишнього середовища	155
В.Є. Лютенко, М.О. Пономаренко Вдосконалення екскаватора з ковшем-захоплювачем	156
Д.О. Стороженко, О.Г. Дрючко, Н.В. Бунякіна, І.О. Іваницька, К.О. Китайгора, В.О. Ханюков Формування каталітичноактивних шарів автомобільних структурованих конверторів на основі перовскітів лантаноїдів і перехідних елементів	157 – 159
Chichulina Kseniia, Chichulin Viktor, Vitalii Sichevskiy Peculiarities of regulation in the production and handling of biodiesel.....	160 – 163
В.Б. Надобко Сучасні перспективи застосування розчинонасосів при виконанні штукатурних робіт у будівництві.....	163 – 166
О.С. Васильєв, І.А. Rogozin Автопоїзд з механізованим причепом-розпуском	166 – 169

О.С. Васильєв, І.А. Рогозін, В.С. Луговий

Переваги встановлення ретардера на автомобільний транспорт.....169 – 171

