



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Дніпропетровський національний університет
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ
МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПІДНІМАЛЬНО-
ТРАНСПОРТНИХ, БУДІВЕЛЬНИХ, ДОРОЖНІХ
МАШИН І КОМПЛЕКСІВ**

21–23 травня 2018 р.

Дніпро
2018

Підвищення ефективності піднімально-транспортних, будівельних, дорожніх машин і комплексів [Текст] : Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції / друкується в авторській редакції ; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро : Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2018. – 47 с.

У збірнику представлені матеріали наукових досягнень з питань поліпшення конструкції, раціоналізації технологій використання, технічного обслуговування та ремонту піднімально-транспортних, будівельних, дорожніх машин і комплексів.

ЗМІСТ

Секція «Вантажопіднімальні та транспортуючі машини»	6
Наукові основи створення, аналізу та синтезу металевих конструкцій порталних кранів за критеріями металоємності та рівномірності розподілу напружень <i>Суглобов В. В., Сагіров Ю. Г.</i>	6
Методика кінематичного синтезу пристроїв врівноваження порталних кранів <i>Суглобов В. В., Ткачук К. В., Рахша С. В.</i>	8
Експериментальні дослідження малогабаритного навантажувача <i>Єфименко О. В., Мусаєв З. Р.</i>	9
Підвищення ефективності транспортуючих пристроїв для завантаження зерна в контейнера <i>Муштин Д. І.</i>	10
Повышение эффективности эксплуатации ленточных конвейеров <i>Кузьменко В. И.</i>	11
Якість руху стрижньових механізмів захватів <i>Погребняк Р. П., Коптілий О. В.</i>	12
К вопросу классификации сил при решении задач теории механизмов и машин <i>Добров И. В.</i>	13
Дослідження стійкості стрілових самохідних кранів <i>Єрмакова С. О.</i>	14
Вимушені поперечні коливання канатів вантажотранспортуючих пристроїв з рухо- мим інерційним навантаженням <i>Каряченко Н. В.</i>	15
Позиційне переміщення транспортних роботів на основі лазерних сканерів <i>Михайлов Є. П., Лінгур В. М.</i>	16
Відновлення профілю робочої поверхні колісних пар <i>Рубан В. М.</i>	16
Діагностування технічного стану кранових металоконструкцій <i>Мартовицький Л. М., Сочава А. І., Глушко В. І., Шаніна З. М., Руднєв О. М., Сидоренко М. В.</i>	18
Аналіз залежності технічних характеристик приводу тунельного ескалатору від його проектних параметрів <i>Богомаз В. М., Боренко М. В., Храмцов А. М., Щека І. М.</i>	19
Вплив молекулярних агрегатів присадок в оливах на тертя та зношування в машинах <i>Воронін С. В., Асадов Б. С.</i>	20
Порівняльний аналіз гальмування мостового крана з миттєвим і плавним наростан- ням гальмівної сили <i>Семенюк В. Ф., Вудвуд О. М., Кнюх О. Б.</i>	21
Гасіння коливань вантажопідйомного крана при скиданні вантажу <i>Колісник М. П., Заяць Г. В., Червоноштан А. Л.</i>	21
Оцінка навантаженості телескопічної стріли автогідропідйомника гексагонального профілю <i>Кириченко І. Г., Ярижко О. В., Литвін С. О.</i>	22

Визначення напруження в дроті канату при набіганні на блоки і барабани <i>Фідровська Н. М., Ломакін А. О.</i>	23
Вплив стиків рейкових колій на динаміку пересування мостових кранів <i>Фідровська Н. М., Перевозник І. А.</i>	23
Зменшення динамічних навантажень у канатах барабаних підйомників при перехідних процесах <i>Осіпова Т. М.</i>	24
Секція «Будівельні та дорожні машини»	25
Новий напрямок розвитку землерійних машин – вакуумні екскаватори <i>Шатов С. В., Хмара Л. А.</i>	25
Енергоефективний устрій заглиблень без виїмки ґрунту <i>Хмара Л. А., Пантелєєнко В. І.</i>	26
Вплив динамічного навантаження землерійно-транспортних машин на показники курсової стійкості <i>Чаплигіна О. М.</i>	27
Разработка методики оценки прочности несущих систем спецтехники <i>Щербак О. В.</i>	27
Особенности процесса пересування машин з чотирьохопорним крокуючим механізмом <i>Крупко І. В.</i>	28
Дослідження механічних систем екскаваторів за допомогою моделей <i>Крупко В. Г.</i>	29
Аналіз методів дослідження напівпричіпних пневмоколісних скреперів <i>Кириченко І. Г., Ковалевський С. Г., Безсонов М. М.</i>	29
Дослідження величини кута запізнення відкриття-закриття клапанів диференціального розчинонасоса <i>Надобко В. Б., Васильєв А. В.</i>	30
Експериментальні дослідження проколу ґрунту з корекцією траєкторії руху <i>Балесний С. П.</i>	31
Експериментальні дослідження проколу ґрунту гвинтовим робочим органом <i>Вівчар С. М.</i>	32
Обумовлення параметрів та критичноглибинних режимів роботи багатоскребоквих ланцюгових траншейних екскаваторів <i>Супонєв В. М., Гапонов О. О., Косяк О. В.</i>	33
Наукові основи удосконалення та вибору параметрів ґрунтоущільнюючих машин та технології ущільнення ґрунтів земляного полотна залізниць <i>Главацький К. Ц.</i>	34
Експериментальні дослідження проколу ґрунту наконечником для формування прямокутної порожнини <i>Посмітюха О. П., Кравець С. В.</i>	35
Інтенсифікація бічного транспортування ґрунту відвальним робочим обладнанням землерійно-транспортної машини <i>Хмара Л. А., Голубченко О. І.</i>	37

Розробка перспективних конструкцій робочого обладнання землерийно-транспортних машин безперервної дії <i>Хмара Л. А., Голубченко О. І.</i>	37
Дослідження структури математичної моделі автогрейдера, розробленої у вигляді динамічної системи <i>Лютенко В. Є., Запорожець М. О.</i>	38
Аналіз різних типів підсилювачів рульового приводу <i>Кисельов В. О., Заяць Г. В.</i>	39
Системне представлення ремонтних майстерень автомобільної та шляхо-будівельної техніки <i>Богомаз В. М., Щека І. М., Боренко М. В., Храмцов А. М.</i>	40
Вплив конструктивних схем та динамічних параметрів на коливання системи електродотримача при нестационарному електродинамічному збудженні <i>Власов А. О., Зданевич С. В.</i>	41
Аналіз існуючих електротехнічних систем керування двигуном легкового автомобіля <i>Колеснікова Т. М., Беркут М. О., Скородумова К. Г.</i>	42
Метод визначення ккд землерийно-транспортних машин по техніко-економічним показникам <i>Хмара Л. А., Холодов А. П.</i>	45
Раціональна величина розрахункового радіуса тертя плоских п'ят <i>Главацький К. Ц., Бондаренко Л. М., Черкудінов В. Е.</i>	46

Секція «Вантажопіднімальні та транспортуючі машини»

НАУКОВІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ, АНАЛІЗУ ТА СИНТЕЗУ МЕТАЛЕВИХ КОНСТРУКЦІЙ ПОРТАЛЬНИХ КРАНІВ ЗА КРИТЕРІЯМИ МЕТАЛОЄМНОСТІ ТА РІВНОМІРНОСТІ РОЗПОДІЛУ НАПРУЖЕНЬ

Суглобов В. В., Сагіров Ю. Г.

Приазовський державний технічний університет (м. Маріуполь)

Підйомно-транспортні машини (далі ПТМ) є одним з основних обладнанням виробничого процесу, що визначають ефективність виробництва. Вартість, маса, експлуатаційна надійність ПТМ значною мірою визначаються їх металевими конструкціями. На металоконструкції крану монтується усі механізми, приводи і системи управління. На виготовлення їх витрачається значна кількість металу. Від властивостей металоконструкцій залежить довговічність і надійність роботи механізмів і крану в цілому. Тому створення раціональних конструктивних схем при найвигідніших значеннях їх геометричних параметрів і розмірів окремих елементів є важливим завданням, яке вирішується методами оптимального проектування. Оптимізаційні методи дозволяють вибрати найкращу, прогресивнішу і менш дорожчу металоконструкцію крану з основних різновидів схем металоконструкцій, зокрема, порталних кранів.

Оптимальними слід рахувати конструкції, які при надійній роботі мають мінімальну суму вартості виготовлення і експлуатації. Вартість виготовлення конструкції залежить від вартості матеріалу і трудомісткості виготовлення. Вартість експлуатації – витрати на електроенергію, техобслуговування, корозійний захист. Вартість матеріалу в загальній вартості металевої конструкції складає 70 % і вище, тому металоємність конструкції значною мірою визначає її вартість. На підставі викладеного в якості критерію оптимальності (цільовій функції) пропонується металоємність металоконструкції, залежна нелінійно від довжин і розмірів перерізів її елементів.

Дослідження металоконструкції крану з точки зору набуття найменших значень металоємності вимагає обліку великої кількості умов – міцності, стійкості, статичної і динамічної жорсткості конструкції, виробничих можливостей виготовлення.

Облік обмежень на міцність, стійкість, статичну жорсткість вимагає знання внутрішніх сил і деформацій в елементах металоконструкції, тому при проектуванні особливу увагу необхідно звертати на вдосконалення методів розрахунку їх напружено-деформованого стану. Використання сучасної комп'ютерної техніки дозволило зробити великий крок в цьому напрямі. На зміну класичним методам будівельної механіки прийшли нові методи розрахунку.

Найбільше поширення серед методів розрахунку напружено-деформованого стану металоконструкцій отримав метод кінцевих елементів. Це пояснюється його очевидним зв'язком з методами сил і переміщень з будівельної механіки, пристосованістю до автоматизації усіх етапів розрахунку.

Перед проведенням дослідження напружено-деформованого стану металоконструкції (наприклад, порталу порталного крана) пропонується вводити обмеження – або за рівнем максимальних напружень, значенням мінімального коефіцієнта запасу міцності і т. і.

У разі вирішення завдання оптимізації в якості цільової функції пропонується розглядати металоємність металоконструкції крану. Визначення її мінімуму є завданням з обмеженнями, наприклад обмеження на міцність, загальну і місцеву стійкість, статичну і динамічну жорсткість. Тобто, завдання дослідження напружено-деформованого стану металоконструкції та її оптимізації є пов'язаними між собою.

Основними етапами розрахунку будь-якої конструкції методом кінцевих елементів являються:

1. Розробка та створення тривимірної моделі;
2. Вибір та призначення матеріалу;
3. Визначення параметрів кінцевих елементів;
4. Створення звичайно-елементної сітки кінцевих елементів;
5. Визначення кінематичних граничних умов – закріплень моделі;
6. Визначення силових граничних умов – місць прикладення та напрямків зовнішніх навантажень;
7. Налаштування вирішувача (визначення параметрів розрахунку);
8. Розрахунок конструкції;
9. Перегляд результатів (побудова епюр, ізоліній, графіків, створення звітів);
10. Аналіз результатів;
11. У разі переривання розрахунку або отримання некоректних результатів слід перевірити адекватність моделі і, при необхідності, повторити розрахунок.

Якщо на якомусь з етапів виникають помилки, або модель є неадекватною, то в неї слід внести зміни або побудувати нову.

Виконувати оцінку міцності пропонується по четвертій теорії міцності (гіпотеза енергії формозмінення) [1–4]. Набір інструментів Simulation [5] дозволяє моделювати напружено-деформований стан деталей та складних конструкцій без особливих трудовитрат і проводити їх всебічний аналіз – будувати різні епюри, визначати значення напружень в будь-якій точці деталі/конструкції, як на її поверхні, так і всередині.

Залежно від матеріалу (крихкий або пластичний) порівнювати отримані максимальні значення еквівалентних напружень (напруження Мізеса) необхідно з допустимими напруженнями з урахуванням межі плинності, або з урахуванням межі міцності відповідно.

Більш наочно розглянути і проаналізувати найбільш навантажені ділянки в моделі дозволяє епюра Design Insight – епюра напрямків силових потоків, та епюра розподілу напружень з обмеженням по мінімальному значенню – дозволяє залишити в моделі тільки місця з рівнем напружень, які перевищують задане значення. На епюрах наочно видно місця концентрації напружень та ділянки металокопструкції, значення напружень в яких менше заданого рівня. Багатократне моделювання різних варіантів навантажень і подальший аналіз напружено-деформованого стану дозволяють розробити оптимальні конструктивні рішення по формі, розмірам і місцям розташування елементів металокопструкції.

Таким чином, на підставі викладеного вище, можна виділити два напрями: оптимізація копструкції на стадії проектування та її посилення під час ремонту.

Перший може бути спрямованим на забезпечення плавності силового потоку (рівномірного розподілу напружень), оскільки концентрація напружень є джерелом появи тріщин і руйнування копструкції. Концентрація напружень виникає передусім при різкій зміні товщини (навантаженої площі) металокопструкції. У нашому випадку: ділянки з привареними обичайками - ребрами жорсткості, місця установки дверей в ригелі. Концентрації напружень сприяють не лише різкі зміни поперечних перерізів, але і наявність гострих кутів, виїмок і т. і. на шляху силового потоку - кутові кромки в місцях з'єднання опори з балкою, ригеля з колоною.

Другий – посилення найбільш навантажених ділянок металокопструкції, шляхом встановлення накладок, додаткових ребер жорсткості. Наявність значної кількості елементів металокопструкції в слабо навантажених зонах нераціональне, оскільки ці зони не є такими, що сприймають або передають навантаження по відношенню до прикладеної схеми навантажень і існуючої копструкції порталу.

Висновки:

1. Запропонована методологія дослідження напружено-деформованого металокопструкцій ПТМ.
2. Виконані дослідження напружено - деформованого стану порталу.

3. Отримані результати аналізу дозволять у подальшому оптимізувати конструкції типових елементів за критеріями металоємності, масоємності, максимальних напружень та їх рівномірного розподілу.
4. Запропонована методологія може бути використана при проектуванні металоконструкції та її елементів нових ПТМ, або під час проведення ремонту (реконструкції) вже існуючих.

Список використаних джерел

1. Гребенников М. Н. Теории прочности. Сложное сопротивление [Текст]: учеб. пособие / М. Н. Гребенников, Н. И. Пекельный. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т», 2016. – 140 с.
2. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М.: Наука, 1986. – 512 с.
3. Писаренко Г. С. Сопротивление материалов / Г. С. Писаренко, В. А. Агарев, А. Л. Квитка и др. – К.: Вища шк., 1986. – 775 с.
4. Расчеты на прочность // Теоретические и экспериментальные исследования прочности машиностроительных конструкций. – Москва «Машиностроение», 1976. – Вып. №17. – 333 с.
5. Алямовский А. А. SolidWorks / Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов. – СПб.: БВХ-Петербург. – 2005. – 800 с.

МЕТОДИКА КІНЕМАТИЧНОГО СИНТЕЗУ ПРИСТРОЇВ ВРІВНОВАЖЕННЯ ПОРТАЛЬНИХ КРАНІВ

Суглобов В. В.¹, Ткачук К. В.¹, Ракша С. В.²

¹Приазовський державний технічний університет (м. Маріуполь)

²Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Мета кінематичного синтезу пристроїв врівноваження полягає у визначенні їх параметрів, які реалізують такий закон зміни моменту противаги, який відповідає вимогам раціональної конструкції шарнірно-зчленованих стрілових систем порталних кранів.

Дослідження аналітичного синтезу пристроїв врівноваження розглядаються за двома напрямками: методами синтезу за заданими положеннями та методами математичного програмування. Методи синтезу заданих положень виявились перспективними при розрахунках геометрії руху, але вони не так ефективні, коли конструкція повинна відповідати вимогам та обмеженням у певних діапазонах значень. В цю категорію потрапляють практично всі задачі проектування пристроїв врівноваження. Для їх рішення доцільно застосовувати методи математичного програмування.

За критерій, який характеризує якість врівноваження приймалась структурна помилка, тобто різниця між значеннями заданої (оптимальної) кривою врівноваженості і кривою, яка реалізується пристроєм врівноваження. Цільові функції приймають у вигляді:

$$Z_2 = \sum_{i=1}^k E_i^2, \quad (1)$$

$$E_i = F_o(\alpha_i) - F_{II}(\alpha_i, X)$$

де $F_o(\alpha_i)$ – безрозмірна функція оптимальної врівноваги; $F_{II}(\alpha_i, X)$ – безрозмірна функція моменту противаги; X – вектор варійованих параметрів; k – кількість розрахункових положень.

При виборі параметрів, які можна прийняти у якості варійованих, було досліджено їх вплив на критерій якості врівноваження з метою отримання цільової функції. В результаті дослідження виявлено, що вибір параметрів у вигляді лінійних та кутових величин зумов-

лює спотворення цільової функції. Виправлення можна досягти, якщо у якості варійованих параметрів приймати тільки лінійні величини. Тому пристрої врівноваження було ідентифіковано наступними параметрами: для шостиланкового пристрою – $X = (l, m, b, c, d, l_1, m_1, b_1, d_1, c_1, r, t)$; для чотирьохланкового пристрою (рис. 1) – $X = (l, m, b, c, d, r, t)$; для пристрою з гнучкою тягою – $X = (l, L, m, m)$. Де l – відстань по вертикалі між точкою хитання стріли та точкою хитання коромисла, m – відстань по горизонталі між точкою хитання стріли та точкою хитання коромисла, b – відстань між точкою хитання стріли та точкою тяги протизваги, c – довжина тяги протизваги, d – довжина переднього плеча коромисла, r – відстань між точкою хитання стріли та точкою кріплення протизваги, t – висота коромисла.

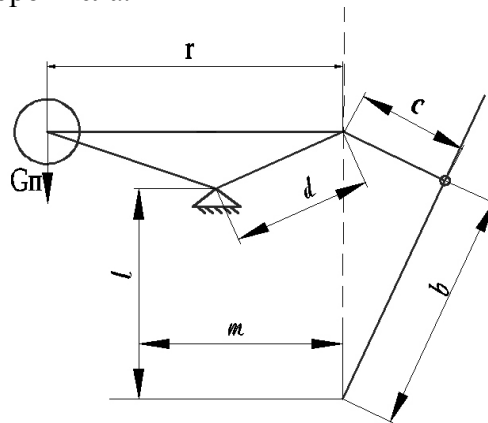


Рис. 1. Структурна схема чотирьохланкового пристрою врівноваження порталних кранів

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Єфименко О. В., Мусаєв З. Р.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Актуальність роботи пов'язана із тенденцією розвитку інформаційних технологій та впровадженні їх у проектування робочих процесів БДМ. Так за допомогою різноманітних програмних продуктів вирішуються складні задачі, що пов'язані із проектуванням машин та механізмів. Впровадження технології аналізу динаміки робочих і транспортних режимів будівельних та дорожніх машин дозволяє вивести рішення завдань динамічного аналізу на новий якісний рівень. Використання методів кінцевих елементів та програмних засобів методики застосування комп'ютерних програм, дозволить моделювати динаміку БДМ та проводити експерименти за допомогою персонального комп'ютера. Зокрема у даній розглянуто малогабаритний навантажувач ПМТС 1200.

Метою роботи є проведення експериментальних досліджень процесу переїзду короткобазового навантажувача через одиночну перешкоду, та за допомогою отриманих експериментальних даних запропонувати рекомендації щодо підвищення ефективності роботи даної машини при приведеному робочому процесі.

Вимірювальна апаратура за допомогою якої було отримано дані з даного дослідження складалася з аналого-цифрового перетворювача, датчиків тиску (один з яких розташовувався на гідроциліндрі підйому стріли, а інший на трансмісії), акселерометрів, тензомостів та відповідно підсилювачів сигналів для них та тахогенератору. Один з акселерометрів розташовувався на основі навантажувача, а інший на стрілі, тахогенератор знаходився на виводі валу бортового редуктора та виконував роль датчику швидкості.

Аналіз даних отриманих експериментально, та на основі комп'ютерного моделювання дозволяє стверджувати, що віртуальна модель робочого процесу переїзду малогабаритного навантажувача через одиночну перешкоду є адекватною на 80 %. Також на основі цих

досліджень було виявлено передумови до створення методичної бази з проектування будівельних і дорожніх машин. Також під час дослідження було розглянуто один з найпоширеніших робочих процесів з якими зустрічаються на практиці, по відношенню до якого було застосовано сучасний метод моделювання.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТУЮЧИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ ЗЕРНА В КОНТЕЙНЕРА

Муштин Д. І.

Національний університет біоресурсів і природокористування України (м. Київ)

З кожним роком в Україні зростає тенденція до перевезення зерна насипом за допомогою стандартних універсальних контейнерів у зв'язку з їхньою ефективністю та рядом переваг: зменшенням кількості перевалок, кращому контролю за збереженістю вантажу, високій ефективності з логістичної точки зору та меншими затратами на доставку вантажу тощо.

Наразі доступно дві основні технології завантаження зерна насипом в стандартні універсальні морські контейнера. Це завантаження в горизонтально або вертикально стоячий контейнер. Серед них найбільш розповсюдженою технологією є завантаження зерна в горизонтально стоячий контейнер. Для завантаження зерна в контейнер можна використовувати наступні машини: зернометачі, стрічкові та шнекові транспортери, а також пневмотранспортери.

Основними проблемами, що виникають при завантаженні зерна насипом в горизонтально стоячий контейнер є:

1. Неповне завантаження контейнера 90–92 %;
2. Низька продуктивність;
3. Ушкодження зерна від самих транспортуючих машин так і від ударів об внутрішні стінки контейнера.

Технологія вертикального завантаження зерна в контейнер має ряд суттєвих переваг порівнюючи з горизонтальною технологією завантаження. Але для переведення контейнера в вертикальне положення необхідне спеціалізоване обладнання так званій кантувач контейнерів.

Основними перевагами даного виду завантаження є:

1. Повне завантаження контейнера;
2. Висока продуктивність.

Основні недоліки:

1. Висока вартість обладнання;
2. Пошкодженість вантажу під час завантаження;
3. Необхідність зняття контейнера з автотранспорту.

Метою дослідження є підвищення ефективності транспортуючих пристроїв для завантаження зерна в контейнери.

У зв'язку з тим, що найбільш розповсюдженою технологією завантаження являється завантаження в горизонтально стоячий контейнер, тому основний акцент буде робитись саме на даній технології. Оскільки не потребує великих капіталовкладень та дозволяє використовувати уніфіковане обладнання.

Основна ідея роботи полягає в тому, що пропонується використовувати дві машини для завантаження. Наприклад, стрічковий транспортер чи зернометач, дані машини дозволяють швидко навантажити контейнер на 90 %, а решту довантажувати за допомогою пневматичного транспортера у якого шланг подачі рухатиметься по певній траєкторії, що дозволить заповнити незаповнені місця в контейнері.

Також розглядаються варіанти нахилу контейнера за допомогою спеціальних пристроїв на кут при якому можна досягти повного завантаження контейнера та невисокого відсотку битого насіння.

Вибір машин необхідно проводити із розрахунку які умови ставляться до процесу завантаження. Якщо це швидкість завантаження, використовують зернометачі та шнекові навантажувачі, дані машини дозволяють швидко звантажити контейнер, але при цьому збільшать травмування зерна.

Якщо стоїть умова мінімального травмування зерна використовують стрічкові транспортери та пневмотранспортери.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Кузьменко В. И.

Донбасский государственный технический университет (г. Алчевск)

Ленточный конвейер – сложная техническая система, обеспечивающая непрерывное перемещение груза и работающая в автономном режиме, в конвейерных линиях, в комплексах поточно-циклической технологии. Анализ структурной схемы ленточного конвейера показал, что его тяговогрузонесущий орган (ТГО) представляет наибольший интерес как с технической точки зрения, выполняя одновременно две функции, так и с экономической – высокая стоимость в пределах 50–60 % стоимости конвейера.

В качестве ТГО в настоящее время применяют в основном многослойные резинотканевые ленты.

Соединение концов лент является наислабейшим звеном в контуре ленточного конвейера. Надежность соединений, количество которых может достигать нескольких десятков в контуре конвейера в зависимости от его длины и при этом последовательно в нем расположенных, в значительной степени определяют эффективность его эксплуатации. Анализ известных подходов в решении этой проблемы позволил установить, что традиционные пути и методы повышения надежности соединений, широко применяемых в настоящее время в отечественной и мировой практике эксплуатации, исчерпали себя и не могут являться эффективной основой для достижения высокого технического уровня ленточных конвейеров.

Повышение надежности ТГО представляется возможным на основе совершенствования соединений, как объекта системного проектирования, базирующегося на новых подходах в конструктивном и технологическом аспектах с учетом особенностей конструкций и условий эксплуатации конвейеров. Разработанные новые подходы в виде: переменной жесткости поперечных сечений несущих элементов; качественно новых поверхностей, соединяемых между собой посредством связующего слоя; дополнительных силовых упругих элементов в конструкциях соединений; комбинированной технологии вулканизации в одном соединении; обработки соединяемых между собой поверхностей «с одной установки» представляют соединение совершенно новой системой, свойства которой до настоящего времени не исследовались.

Все технические решения защищены патентами на изобретения, а проведенное конечно-элементное моделирование напряженного состояния и экспериментальная оценка прочностных характеристик подтверждают их эффективность в совершенствовании соединений.

Разработанные математические модели, описывающие напряженное состояние соединений различных конструктивных и расчетных схем, позволяют проводить анализ напряженного состояния и выполнять прочностной расчет. Адаптация методов структурного и прочностного резервирования дает возможность существенно повысить надежность соединений.

В результате исследований разработаны принципы проектирования соединений с переменной жесткостью несущих элементов многослойных систем, широкий спектр способов и средств для повышения надежности ТГО и эффективности эксплуатации ленточных конвейеров высокого технического уровня.

ЯКІСТЬ РУХУ СТРИЖНЬОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЗАХВАТІВ

Погребняк Р. П., Коптілий О. В.

Національна металургійна академія України (м. Дніпро)

Сьогодні накоплений значний досвід дослідження і проектування різних схем і конструкцій захватів різного призначення [1, 2, 3]. Доцільна розробка та використання універсальних захватних пристроїв, які можуть утримувати різні об'єкти за розмірами, масою і конфігурацією. Захват стає більш гнучким та універсальним, якщо має можливість до затиску деталей значного діапазону розмірів та ваги без переналадки та заміни робочих елементів. Найважливішими вимогами до захватних пристроїв роботів є утримання об'єкту під час розгону та гальмування руки маніпулятора та збереження деталі та її поверхні під час затискання й переміщення.

Важливо щоб швидкість затискних елементів в момент контакту з об'єктом маніпулювання була сталою та мінімально можливою для уникнення динамічних перенавантажень. З цієї ж причини кутові швидкості та кутові пришвидшення вихідних ланок механізму також повинні бути мінімальні. Для захватів, побудованих на основі стрижньових схем, доцільно оптимальне проектування з використанням критеріїв передавання руху [4] або індексів передачі [5]. Існує декілька критеріїв якості передачі руху і в останній час показників пропонується більше: на основі геометричної кінематики, відносних величин реакцій у кінематичних парах, потужностей, кутів тиску та передавання, погіршеностей, чутливість до зміни розмірів ланок механізму, існування збірок механізму, швидкостей, пришвидшень та ривка окремих і вихідних ланок механізму. Між більшістю критеріїв існує безумовний зв'язок. Великі кути передачі (малі кути тиску) практично гарантують невисокі швидкості та пришвидшення і відсутність ривків, нечутливість механізму до відхилення розмірів ланок від номінальних, інших погіршеностей. Щодо енергетичних та силових критеріїв якості руху, то між ними також існує певний зв'язок. Запропонований ще у 1954 році [6] проф. Кожевниковим показник передавання руху значно пізніше знайшов розвиток у роботах [7, 8]. З умови сталості потужностей рухомих сил P_p і сил опору P_o та зневажаючи силами інерції рухомих мас механізму, маємо $P_p \cdot V_{вх} + P_o \cdot V_{вих} = 0$, тобто при $P_o = \text{const}$ зусилля P_p на вході механізму змінюються за законом зміни $U_V = V_{вх}/V_{вих}$ і енергетичні витрати тим менші, чим менше це відношення відрізняється від одиниці $U_V \rightarrow 1$ [6].

Список використаних джерел

1. Monkman G, Hesse S, Steinmann R, Schunk H. Robot grippers. Weinheim: WILEY-VCH; 2007.
2. Боренштейн Ю. П. Исполнительные механизмы захватывающих устройств. – Л.: Машиностроение, 1982. – 302 с.
3. Belfiore N., Pennestri E. An atlas of linkage-type robotic grippers. Mech. Mach. Theory, 1997, 32(7), pp. 811–833.
4. Sutherland G., Roth B. A Transmission Index for Spatial Mechanisms // ASME Journal of Engineering for Industry Transactions of ASME, Ser. B., Vol.95, 1973. &2. P.589-597.
5. Lin C. C. and Chang W. T. The force transmissivity index of planar linkage mechanisms. Mech. Mach. Theory, 2002, 37(12), pp. 1465–1485.
6. Кожевников С. Н. Аппаратура и устройства гидро-пнеumo автоматики. Часть I. Гидроавтоматика. Днепропетровск, 1954, 178 с.

7. Пейсах Э. Е., Нестеров В. А. Система проектирования плоских рычажных механизмов. / Под ред. К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1988. – 232 с.

8. Gosselin C. Optimization of Planar and Spherical Function Generators as Minimum-Defect Linkages. / C. Gosselin, C. Angeles. – Mech. and Mach. Theory. Vol. 24, No. 4, 1986, pp. 293-307.

К ВОПРОСУ КЛАССИФИКАЦИИ СИЛ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Добров И. В.

Национальная металлургическая академия Украины (г. Днепр)

Одними из основных понятий, на которых базируется теория механизмов и машин являются [1, 2]:

- механизм – искусственно созданный объект, характеризующийся определенностью движения его звеньев и предназначенный для передачи движения или усилия;

- машина – искусственно созданный объект, характеризующийся определенностью движения его звеньев и предназначенный для выполнения полезной работы при использовании источника энергии неживого происхождения;

- определение сил, действующих на звенья механизма и машины, по их функциональному назначению независимо от природы этих сил.

В общем случае силы можно разделять на внешние силы, действующие на звено механизма со стороны тел, не принадлежащих механизму, и источник энергии внешних сил находится за пределами машины и внутренние силы, действующие на звенья механизма со стороны других звеньев, принадлежащих механизму. Источник энергии внутренней силы расположен внутри машины.

В свою очередь эти силы подразделяются на активные, которые совершают механическую работу в процессе действия этих сил, и пассивные, которые не совершают механическую работу в процессе действия этих сил.

Активные силы представляют либо силы движения, линии действия которых направлены в направлении скоростей звеньев на которых они действуют, либо силы сопротивления движению, линии действия которых направлены в сторону противоположную скоростям движения тел на которые они действуют.

Активная сила может быть потенциальная, точка приложения которой неподвижна относительно поверхности подвижного звена, на которое действует сила, не изменяя направления линии действия. При этом обеспечивается одно из требований определения потенциальной силы – равенство нулю работы потенциальной силы при движении точки приложения силы по замкнутой траектории. Активная сила может быть непотенциальной. Точка приложения этой силы к подвижному звену перемещается относительно точки поверхности этого звена и (или) направление линии действия силы изменяет свое положение в пространстве.

Пассивные силы подразделяются на диссипативные, нормальные и реакции.

Диссипативная сила – это сила, действующая на тело таким образом, что точка приложения силы перемещается относительно поверхности неподвижного звена, на которое она действует. Сила реакции – это сила, действующая на неподвижное звено, при этом точка приложения силы не перемещается относительно точки поверхности этого звена. Нормальная сила – это сила, действующая на тело в направлении, перпендикулярном перемещению тела.

На основании этих положений показано:

1. Сила инерции является внутренней потенциальной силой звена перемещающегося с неравномерной скоростью и потенциалом этой силы является скорость подвижного звена, а источником энергии силы инерции является кинетическая энергия звена. При этом точкой приложения силы инерции звена, обладающего массой, является центр массы, пред-

ставляючої точку приложення приведених елементарних внутрішніх сил інерції, дійсуючих в подвижному звені [3].

2. Сила трення являється внутрішньою силою спротивлення движению контактируючих между собой звеньев, прижимающихся друг к другу нормальной силой. В зависимости от кинематики относительного движения этих звеньев (тел пары трения) силы трения подразделяются на [4]:

- потенциальную силу (сила трения покоя), когда тела пары трения неподвижны друг относительно друга, как в условиях статики, так и при их движении с одинаковой скоростью;

- диссипативную силу (сила трения движения), когда одно из тел перемещается по другому неподвижному телу;

- непотенциальную силу (сила трения движения), когда ведущее (подвижное) тело перемещается относительно ведомого (подвижного) тела.

Список использованных источников

1. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. Учебное пособие для студентов вузов. Изд. 4-е исправленное / С. Н. Кожевников – М.: «Машиностроение», 1973. – 592 с.

2. Колчин Н. И. Теория механизмов и машин. / Н. И. Колчин, М. С. Мовнин. – Ленинград: «Судпромгиз», 1962. – 616 с.

3. Dobrov I. V. Development of scientific bases of the dynamics of machines as a section of applied mechanics / I. V. Dobrov // Procedia Engineering. – V. 129 – 2015. – P. 863–872.

4. Добров И. В. Физические основы процессов внешнего трения при решении задач прикладной механики / И.В. Добров // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2007. – № 7. – С.3–10.

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ СТІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ

Єрмакова С. О.

Донбаська державна машинобудівна академія (м. Краматорськ)

Стілові самохідні крани зазвичай працюють у важких умовах. Вони виконують роботи з ліквідації аварій та будівельні, монтажні, ремонтні, перевантажувальні роботи. Мобільність цих кранів дозволяють їм працювати в стисних умовах, але зазвичай немає багато часу для підготування робочого майданчика для крану. Тому у таких випадках забезпечення стійкості та безпечності експлуатації даних кранів є актуальною. Втрата стійкості крана може призвести не лише до руйнування машини та будов, а і до людських жертв. Дуже важливим є створення оптимальних умов експлуатації і раціональних параметрів опорних елементів для забезпечення надійності та безпечності для кранівника, оточуючих людей та будов.

Як показав аналіз методик визначення навантажень на опорні елементи та методик визначення стійкості крана в розрахунку ці методики не дозволяють врахувати такі питання як: визначення взаємного впливу зовнішніх навантажень на кран та характеру взаємодії опорних елементів з ґрунтом, що має властивість деформуватися під опорою, при різних умовах роботи.

Метою роботи є дослідження чинників, що впливають на стійкість стрілових кранів, розробка методики розрахунку зміни навантажень на опорні елементи у врахуванням властивостей ґрунту та аналіз існуючих конструкцій опорних елементів та контурів для вибору оптимальних параметрів, які забезпечать надійність роботи кранів в цілому.

На основі аналізу існуючих методик була розроблена математична модель досліджень розподілу навантажень на опорні елементи при роботі на ґрунті, що деформується. За результатами теоретичних досліджень отримали графіки розподілу навантажень між опорами в процесі роботи крана при різних умовах та залежності глибини занурення опор у

грунт в залежності від виду ґрунтів на яких працює стріловий самохідний кран. Дослідження показали, що глибина занурення опори у ґрунт зростає пропорційно величині фактичного тиску на ґрунт та зменшується при збільшенні коефіцієнта опору зминанню та збільшенню площі спирання опор на опорну поверхню. Також змінюється граничні межі перекидання крану, які виникають при можливих перевантаженнях при підніманні вантажу та збільшується коефіцієнт стійкості крану.

Аналізуючи отримані дані можна зробити висновок, що для забезпечення безпечної та надійної роботи необхідно розробити раціональні параметри опорних елементів та опорних контурів в залежності від механічних властивостей ґрунтів. Це дозволить підвищити надійність та безпечність стрілових самохідних кранів.

ВИМУШЕНІ ПОПЕРЕЧНІ КОЛИВАННЯ КАНАТІВ ВАНТАЖОТРАНСПОРТУЮЧИХ ПРИСТРОЇВ З РУХОМИМ ІНЕРЦІЙНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

Каряченко Н. В.

Національна металургійна академія України (м. Дніпро)

В роботі розглядається задача про вимушені поперечні коливання канатів вантажотранспортуючих пристроїв, що несуть рухоме дискретне і розподілене інерційне навантаження. Вона зводиться до вирішення лінійних диференціальних рівнянь гіперболічного типу зі змішаною похідною. Застосування класичної схеми розподілу змінних в дійсній області шуканих функцій часто призводить не тільки до кількісних, але й до якісних погіршень. Розподіл змінних неklasичним способом, в основу якого покладено вибір рішення у вигляді спеціального двочленного подання, дозволяє більш точно описати динамічні процеси, що відбуваються в таких системах, без яких неможливе правильне проектування і безпечна експлуатація підйомних і транспортних установок. Вивченню динаміки механічних об'єктів, таких як, канат, струна, балка, що знаходяться під дією рухомого інерційного навантаження, присвячені численні дослідження. Поперечні коливання канатів таких установок досліджені при однохвильовому поданні рішення вирішуваних рівнянь руху, тобто, при поданні рішення у вигляді однієї групи стоячих хвиль. Таке подання дає неповну, і в більшості випадків, помилкову картину протікання динамічних процесів, що відбуваються в таких системах, а саме, коливання в них здійснюються у вигляді суми двох груп стоячих хвиль з однаковими частотами, але різними формами і фазами коливань. Тому, при однохвильовому поданні рішення вирішуваних рівнянь при будь-якому числі утримуваних у рішенні доданків, неможливо повністю описати динамічні процеси, тому що не враховується друга група коливань, пов'язана зі швидкістю руху масового навантаження. У роботах, присвячених дослідженню поперечних коливань канатів вантажотранспортуючих пристроїв з рухомим інерційним навантаженням, де враховується двоххвильовий характер процесів, що відбуваються в них, в основному, розглядаються рішення для систем з рівномірно розподіленим по довжині масовим навантаженням. У той же час, наявність в ньому дискретних мас вантажів має суттєвий вплив на якісну картину і кількісні характеристики динамічних процесів досліджуваних об'єктів.

Отримане рішення дозволяє досліджувати поведінку системи при проходженні її через резонанс в залежності від швидкості руху канатів, співвідношення між власною і вимушеною частотою коливань, кількості вантажів між опорами, значень їх мас і розташування.

ПОЗИЦІЙНЕ ПЕРЕМІЩЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ РОБОТІВ НА ОСНОВІ ЛАЗЕРНИХ СКАНЕРІВ

Михайлов Є. П., Лінгур В. М.

Одеський національний політехнічний інститут

Для встановлення маршруту переміщення мобільних роботів використовують різні засоби локальної та глобальної навігації. При використанні глобальної навігації, яка забезпечує високу точність переміщення, потрібні зовнішні засоби орієнтування, що ускладняє систему керування мобільного робота.

Засоби локальної навігації можуть використовувати як зовнішні так і внутрішні засоби орієнтування.

Так за допомогою лазерних датчиків можна визначати положення робота шляхом вимірювання відносного положення та відстані до рефлекторів, що встановлюють у визначених місцях приміщення, де пересувається робот, а також до перешкод або стін у приміщенні. Для визначення взаємного положення об'єктів відносно положення робота використовують лазерні сканери, що здійснюють сканування шляхом обертання, з вимірюванням кута повороту датчика відносно положення робота.

Лазерні датчики вимірювання відстані мають діапазон вимірювання десятки та сотні метрів та точність вимірювання одиниці та десятки міліметрів.

Так лазерні сканери фірми SICK мають такі характеристики:

LSM151 - робоча зона 50 м, кут огляду 270°, роздільна здатність 0,25° - 0,5°, частота сканування 25 -50 Гц, точність вимірювання ± 30 мм,

LD-ОЕМ робоча зона 0,5 - 250 м, кут огляду 360°, з роздільна здатність 0,125° - 1,5°, частота сканування 5 -15 Гц, точність вимірювання ± 38 мм.

Приклади використання лазерних датчиків для визначення положення транспортного робота, наприклад, автоматичного штабелера, при переміщенні вздовж стелажів на складі за допомогою двох та трьох рефлекторів.

При використанні лазерного сканера достатньо трьох рефлекторів, щоб визначити положення та орієнтацію робота (x_p, y_p, α_p), за допомогою визначених значень відстані ($L1, L2, L3$) та кутів направлення ($\alpha1, \alpha2, \alpha3$) до рефлекторів відносно положення та орієнтації робота.

Використання двох рефлекторів дає два рішення відносно положення транспортного робота, проте при переміщенні вздовж стелажу.

Отримані залежності для визначення положення та орієнтації транспортного робота при використанні лазерного сканера та трьох або двох рефлекторів.

Розглянуті питання використання засобів персональної навігації, а саме одометрії, з метою позиційного переміщення транспортного робота для встановлення вантажу на стелаж, або для зняття вантажу зі стелажу.

Проведене визначення точності переміщення транспортного робота, що залежить від помилок визначення шляху переміщення, а саме, від точності одометричного датчика, помилок встановлення швидкості обертання коліс та помилок повороту рульового колеса.

Отримані результати дають можливість використовувати означені засоби позиційного переміщення транспортних роботів при забезпеченні допустимої помилки маршрутослідування.

ВІДНОВЛЕННЯ ПРОФІЛЮ РОБОЧОЇ ПОВЕРХНІ КОЛІСНИХ ПАР

Рубан В. М.

Національна металургійна академія України (м. Дніпро)

Залізничні колісні пари є важливою частиною рухомого складу, що значною мірою забезпечують ефективну його роботу і безпеку руху. Збільшення рівня навантажень на колісні пари зумовило збільшення останніми роками кількість їх відновлень. Вихід з ладу

колісних пар тягне за собою відмову в експлуатації цілого вагона або локомотива, викликає збільшення часу їх простою в неробочому парку. Відновлювальний ремонт колісних пар в процесі експлуатації в більшості випадків веде до скорочення на 30-40 % розрахункового терміну служби колісних пар через неекономічне відновлення геометричних параметрів профілю катання колісних пар, витрат колісного металу.

Майже всі обточені колісні пари з дефектами: навари, повзуни, вищербини на поверхні кочення колісних пар, ділянки підвищеної твердості. Обробка колісних пар в цих випадках супроводжується великими ударними навантаженнями, що негативно впливають на ріжучий інструмент і обладнання.

Підвищення ефективності роботи транспорту, подальше зниження матеріальних витрат на відновлювальний ремонт, викликає необхідність розробки прогресивних технологічних методів ремонту колісних пар рухомого складу, а також вдосконалення з метою збільшення їх ресурсу, поліпшення працездатності, надійності колісних пар.

Недостатня вивченість технологічних систем механічної обробки колісних пар, питань оброблюваності колісної сталі і надійності використовуваного інструменту ведуть до його поломок. Відомо, що один міліметр товщини обода забезпечує 20...40 тис. км пробігу в залежності від діаметра колеса і умов експлуатації.

Ефективним шляхом підвищення експлуатаційних властивостей колісних пар, зокрема профілю поверхонь катання, є підвищення якості обробленої поверхні катання колісних пар в процесі відновлювального ремонту.

Відновлювальний ремонт колісних пар вагонів і локомотивів має одну принципову відмінність. Велика частина колісних пар локомотивів відновлюється без їх викочування. Це обумовлено тим, що колісна пара є частиною колесомоторного блоку, розбирання якого є досить трудомісткою операцією, що вимагає значних простоїв рухомого складу.

Найбільша кількість колісних пар локомотивів і тягових агрегатів обробляється на колесофрезерних верстатах типу КЖ20 і їх модифікаціях, які встановлюються всередині траншеї під колесами, залишаючи вільним пересування локомотива над верстатом. Використовують в роботі метод швидкісного фрезерування одночасно двох бандажів спеціальними фасонними фрезами. Вказані фасонні фрези використовуються не лише для магістрального транспорту, але і в локомотивному господарстві промислового транспорту. При цьому зазвичай термін служби такого інструменту на промисловому транспорті істотно менший. Це обумовлено складнішими умовами експлуатації локомотивних коліс, що, у свою чергу, призводить до їх передчасного зносу з появою повзунів, наварів та інших дефектів, які вимагають особливих режимів фрезерної обробки колісних пар. В умовах роботи гірничо-металургійного комплексу міжремонтний термін служби збірних фасонних фрез складає 3-6 місяців. Після чого знадобиться ремонт з твердосплавних різців і кропітка робота по налаштуванню фрези за відповідним профілем поверхні кочення.

Конструкція фрези передбачає взаємне перекриття циліндричних різців. Якість робочої поверхні профілю колісної пари залежить в першу чергу від якості даного перекриття. Висота кільцевих нерівностей, що утворюються при обробці колісної пари повинна бути мінімальною. В даному випадку шорсткість обробки підвищується, знижується навантаження на кожен окремий циліндричний різець, якщо частота їх установки збільшується.

В процесі фрезерування колісних пар, при постійних ударах і вібрації послаблюються кріплення циліндричних різців, розбавляються отвори під циліндричними різцями, що призводить до руйнування різальної кромки циліндричних різців, а іноді призводить до руйнування циліндричних різців. Що надалі вимагає проведення ремонтних робіт по заміні ножів фасонної фрези, що вийшли з ладу, і виконання трудомісткої роботи по налаштуванню послідовно працюючих циліндричних різців, а іноді фасонної фрези в цілому.

Однією з найважливіших проблем що визначає термін служби ножа і фасонної фрези в цілому є вибір оптимального розміру між сусідніми циліндричними різцями.

При збільшенні діаметра фасонної фрези і збільшенні кількості циліндричних різців зменшується навантаження, яке припадає на один циліндричний різець, підвищується швидкість різання, зменшується час обробки профілю робочої поверхні колісної пари, збільшується термін служби збірних фасонних фрез в цілому. Відповідно, підвищується продуктивність відновлення профілів коліс в процесі відновлювального ремонту. Після обробки поверхні колісної пари можна проводити зміцнення поверхні катання. Полегшується обслуговування конструкції в процесі ремонту фасонної фрези.

Подальше вдосконалення методів відновлення профілю робочої поверхні колісних пар без викочування дозволить підвищити точність обробки і скоротити час відновлювального ремонту.

ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ КРАНОВИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ

Мартовицький Л. М., Сочава А. І., Глушко В. І., Шаніна З. М.,

Руднев О. М., Сидоренко М. В.

Запорізький національний технічний університет

При експлуатації впродовж терміну служби важкозавантажених кранів необхідно знати фактичний технічний стан металокопункції та її елементів (балок, стрижнів). Для того щоб здійснювати постійний моніторинг технічного стану кранових металокопункцій потрібні практичні та надійні методи контролю технічного стану металокопункцій та попередження небезпеки аварій при їх подальшій експлуатації, або які б дозволяли уникнути аварійного руйнування крана при втомному розриві несучих елементів металокопункції після повного вичерпання ресурсу.

Будь-який захід подовження ресурсу роботи крана тісно пов'язаний з раннім та достовірним діагностуванням стану металокопункції та із заходами, запобігачими катастрофічним руйнуванням.

При експлуатації в стрижнях кранових ферм виникають деформації розтягу та стиску. Різниця в жорсткостях при розтягу та стиску (як відношення сили до деформації) свідчить про наявність пошкоджень в елементі. Чим більше ця різниця, тим більше пошкодження (тріщина) та тим сильніший її вплив на несучу здатність елемента. Найбільшу небезпеку створюють пошкодження, які розміщені перпендикулярно до вектору розтягуючих експлуатаційних навантажень. Такі умови характерні для розтягнутих стрижнів фермених копункцій та нижніх поясів і припоясних зон коробчастих кранових балок. В цьому випадку при стиску елемента тріщини закриваються, та в роботу включається повний перетин елемента. Тріщини, напрям яких співпадає з вектором зовнішнього навантаження, не створюють вирішального впливу на працездатність та живучість елемента. Цей метод можливо використовувати для діагностування всієї копункції, тобто, використовувати як інтегральний метод, так і для діагностування окремих елементів металокопункції.

За іншим методом використовується датчик, який відноситься до техніки діагностування пошкоджень та визначення залишкового ресурсу зварних металокопункцій. Мета розробки – підвищення точності шляхом врахування концентрації напружень зварного шва. При експлуатації копункції реєструють момент руйнування датчика, по якому судять про залишковий ресурс зварної копункції.

Зважаючи на те, що важкі крани у більшості своїй експлуатують до повного вичерпання ресурсу металокопункції, пристрої, які запобігають руйнуванню металокопункцій, набувають особливої важливості. Пристрій для запобігання аварійному руйнуванню металокопункцій вантажопідйомних кранів включає сталеві канати, що встановлені вздовж розтягнутих елементів стрижневої металокопункції, або розтягнутого нижнього поясу балки за допомогою кронштейнів, які розміщуються у вузлах копункції. Канати встановлені з напуском, величина якого дорівнює величині пружної деформації елемента

металоконструкції, та може бути відрегульованою відповідним пристроєм. При розриві розтягнутого стрижня, або розтягнутого нижнього поясу балки канат бере несучі функції розірваних елементів на себе, блокуючи приводи крана та сигналізуючи кранівнику про пошкодження за допомогою датчика.

Встановлення гнучких сталевих канатів в якості запобіжних елементів з напуском та поруч з розтягнутими елементами металоконструкції дозволяє експлуатувати її без порушення умов роботи навіть до руйнування розтягнутого елемента, але без аварії, так як несучі функції розірваного елемента бере на себе канат. Вступ в роботу запобіжного каната відбувається поступово та забезпечується розрахунковим напуском, рівним пружній деформації елемента металоконструкції, та встановлюється, наприклад, регульованим пристроєм з можливістю створення натягу, що зручно і важливо при відновленні несучого елемента за допомогою його ремонту.

Встановлення канатів з напуском дозволяє досягнути того, що канати разом з металоконструкцією не працюють, тобто не втомлюються, а включаються тільки при руйнуванні елемента, що забезпечує тривалу надійну експлуатацію пристрою. Встановлювати запобіжні канати рекомендується після вичерпання металоконструкцією нормативного терміну служби.

Металоконструкція зберігає цілісність та її частини аварійно не падають на землю. Пристрій за рахунок натягу запобіжних канатів може вимкнути та заблокувати приводи крана, при цьому в кабіні кранівника увімкнеться сигнал про руйнування. За рахунок важкого пристрою можна стягнути конструкцію, відновивши її попередню геометрію. Після ремонту пошкодження, якщо це можливо, знову встановлюється заданий напуск каната. Металоконструкцію можна далі експлуатувати без ризику аварії.

Запропонований пристрій раціонально використовувати для запобігання аварійним руйнуванням різних металоконструкцій, що мають велику власну вагу та вартість, аварійні руйнування яких можуть призвести до людських жертв (вантажопідйомних кранів, мостів і ін.).

Надійна та безаварійна робота металоконструкцій важких кранів, навіть в критичному стані, забезпечується комплексно за рахунок постійного моніторингу кількості та рівня пошкоджень розтягнутих зон елементів та запобігання їх аварійному руйнуванню.

АНАЛІЗ ЗАЛЕЖНОСТІ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ ТУНЕЛЬНОГО ЕСКАЛАТОРУ ВІД ЙОГО ПРОЕКТНИХ ПАРАМЕТРІВ

Богомаз В. М., Боренко М. В., Храмцов А. М., Щека І. М.

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

Ескалатор відноситься до класу машин безперервного транспорту, які застосовуються для обслуговування великих пасажиропотоків на станціях метрополітену, в аеропортах і вокзалах, виставкових і громадських центрах.

Ескалатор є різновидом спеціальних пластинчастих конвеєрів, відноситься до вертикальних підйомників та є конвеєром для переміщення пасажирів з одного рівня на інший. Робочий орган ескалатора складається зі сходового полотна та поручнів, безперервно рухомих по замкнутій трасі.

Типова конструкція ескалатору складається зі сходового полотна, шарнірно закріпленого на двох тягових ланцюгах, приводних і натяжних зірочок, приводу, опорно-несучої металоконструкції з напрямними, нижньої і верхньої площадок, балюстради з каркасом і поручневими пристроями.

Залежно від місця встановлення і величини пасажиропотоку розрізняють ескалатори: тунельного типу для метрополітенів та міжповерхові (офісні) для споруд.

Однією з основних технічних характеристик приводу ескалатору є потужність. Для визначення її величини необхідно провести розрахунок навантажень, які діють на тяговий орган, тяговий розрахунок та виконати підбір основних елементів приводу. Слід зауважити, що повна величина потужності приводу складається з потужностей пластинчастого конвеєру (сходового полотна) та двох стрічкових конвеєрів (поручневих пристроїв). Таким чином, необхідно провести тяговий розрахунок трьох конвеєрів, що збільшує час виконання розрахунків.

Метою роботи є аналіз проектних даних ескалатору на величину потужності приводу, побудова аналітичних та графічних залежностей потужності приводу ескалатору від основних проектних характеристик.

Для досягнення мети побудовано аналітичні залежності зусиль в характерних точках траси та величини потужності приводу окремо сходового полотна та поручневих пристроїв від геометричних розмірів його ділянок, погонних навантажень, кута нахилу лінійної частини, швидкості руху. В результаті отримано можливість розрахунку величини повної потужності приводу ескалатору, застосовуючи лише одну формулу, що значно скорочує час на розрахунки при проектуванні приводу ескалаторів.

Для визначення загального характеру залежності величини потужності приводу від проектних параметрів (кута нахилу траси, швидкості переміщення, висоти підйому) побудовано відповідні графічні залежності та проведено їх аналіз.

ВПЛИВ МОЛЕКУЛЯРНИХ АГРЕГАТИВ ПРИСАДОК В ОЛИВАХ НА ТЕРТЯ ТА ЗНОШУВАННЯ В МАШИНАХ

Воронін С. В., Асадов Б. С.

Український державний університет залізничного транспорту (м. Харків)

На сучасному етапі розвитку науки і техніки процеси тертя і зносу в технічних системах слід розглядати з позицій впливу надмолекулярних структур змащувального середовища на механізм формування і властивості змащувальної плівки, сформованої під дією силового поля поверхні тертя. Молекули присадок (поверхнево-активних речовин) в оливах мають «жорсткий» електричний дипольний момент і взаємодіють під впливом теплових і кінетичних процесів. В результаті, в об'ємі оливок формуються різні по будові і властивостям агрегати – надмолекулярні структури, що впливають на процес формування змащувальної плівки як позитивно, так і негативно. Не дивлячись на велику кількість робіт в області трибології, роль надмолекулярних структур рідких мастильних середовищ в процесах формування змащувальної плівки і зношування залишається недостатньо вивченою. Так, найбільш типові представники надмолекулярних структур – міцели, через свою будову не дозволяють молекулам присадок повною мірою виконувати своє функціональне призначення. Тому основною задачею дослідників є розробка методів і засобів зміни будови надмолекулярних структур з метою забезпечення умов ефективного формування змащувальної плівки на поверхнях тертя. Це дозволить значно знизити знос і тертя в технічних системах.

До найбільш ефективних засобів перебудови надмолекулярних структур присадки слід віднести вплив зовнішнього електростатичного поля на змащувальне середовище. Під дією такого поля міцели перетворюються на домени рідких кристалів, які володіють значною, порівняно із поодинокими молекулами присадки, поверхневою активністю. Внаслідок цього на поверхнях тертя формується полімолекулярний граничний змащувальний шар, будова якого наближається до будови твердих та рідких молекулярних кристалів. Утворений граничний шар має анізотропію механічних, електричних та інших властивостей, що дозволяє отримувати низькі значення коефіцієнту тертя при одночасному збільшенні несучої здатності.

Набуті під дією зовнішнього електростатичного поля нові трибологічні характеристики призводять до зменшення інтенсивності зношування деталей технічних систем при використанні рідких змащувальних матеріалів. Як показали результати експериментальних досліджень УкрДУЗТ на машинах тертя, електростатична обробка змащувальних матеріалів дозволяє зменшити знос випробуваних зразків від 2 до 5 разів та зменшити витрати на тертя до 30 %.

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ГАЛЬМУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА З МИТТЕВИМ І ПЛАВНИМ НАРОСТАННЯМ ГАЛЬМІВНОЇ СИЛИ

Семенюк В. Ф., Вудвуд О. М., Кнюх О. Б.

Одеський національний політехнічний університет

Питанням підвищення ефективності і надійності роботи вантажопідіймальних кранів приділяється значна увага. Важливим елементом, що впливає на надійність роботи крана, його довговічність і ефективність є гальмівна система крана і безпосередньо гальмівний пристрій. «Класичні» нормально-замкнуті конструкції кранових гальм в процесі його спрацьовування викликають суттєві навантаження в приводі і металоконструкції крана. У процесі включення гальмівного пристрою, сила притиснення гальмівних колодок до гальмівного шківів нарастає від нуля до максимального значення на яке відрегульовано гальмо. Характер і час наростання гальмівної сили в процесі включення гальм в основному залежить від характеру зміни в часі зусилля вмикання, отже, від системи управління гальм. Для колодкових і дисково-колодкових нормально-замкнутих гальм час спрацьовування малий, і прикладання гальмівного моменту відбувається майже миттєво, викликаючи значні навантаження в крані. Крім того, при гальмуванні фрикційних гальм виділяється значна частина тепла, а в парі тертя протікають складні процеси, що впливають на надійність і довговічність роботи гальмівного пристрою, і відповідно крана.

Для порівняльного аналізу динамічних навантажень, які виникають при гальмуванні мостового крана розроблено методичку визначення динамічних навантажень при плавному наростанні гальмівної сили. За цією методикою визначено, що динамічне навантаження металоконструкції мостового крана вантажопідйомністю 20/5 т при плавному наростанні гальмівної сили в 1,46 рази менше, ніж при миттєвому наростанні, а час гальмування збільшується з 4,2 до 8,4 секунди.

Запропоновано спосіб підвищення ефективності механічного гальмування, який полягає в тому, що гальмівна сила створюється не за рахунок сили тертя у гальмівному пристрої, а за рахунок стиснення пружини, яка у тормозному пристрої сприймає кінетичну енергію переміщення крану. Цей спосіб гальмування реалізує плавне наростання гальмівної сили, а також ліквідує недоліки традиційних гальм.

ГАСІННЯ КОЛИВАНЬ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА ПРИ СКИДАННІ ВАНТАЖУ

Колісник М. П., Заяць Г. В., Червоноштан А. Л.

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури (м. Дніпро)

При роботі вантажопідіймального крана із вантажозахватними органами, а саме: грейфером, електромагнітом, «клин бабою» та інш. має місце режим роботи механізму підйому вантажу, при якому виникає розвантаження крана шляхом часткового або повного скидання вантажу (розвантаження крана), в результаті чого виникають коливання крана із переходом із положення розвантаженого у навантаженого із послідовним, раптовим розвантаженням.

Даний режим характеризується тим, що виникають коливання та значні динамічні навантаження на елементи крана: стрілу, опорно-поворотний пристрій, поворотну платформу, ходову частину та виносні опори.

Зниження динамічних навантажень та амплітуд коливань запропоновано проводити гасінням коливань за рахунок керування процесом розгальмування гальма механізму підйому крана.

В основі цього процесу має місце розгальмування гальма на протязі часу переходу крана із навантаженого положення у не навантажене положення без подальшого переміщення та подальших затухаючих коливань.

Це досягається тим, що робота (або енергія) сили ваги піднятого вантажу накопичена краном, при підйомі гаситься гальмом за півперіод коливань крана.

При цьому робота сил ваги вантажу визначається як інтеграл від нуля до значення кута переміщення крана моменту ваги вантажу перемноженому на косинус кута переміщення крана відносно ребра нахилу.

Одночасно сила ваги крана виконує роботу, що визначається інтегралом в тому ж інтервалі від моменту ваги крана перемноженому на синус кута переміщення крана відносно того самого кута нахилу.

Для гасіння коливань крана або погашення енергії коливань крана необхідно гальму за час терміну скидання всього вантажу виконати роботу яка дорівнює роботі (енергії), що виконав (накопичив) кран. Графічно це півдобуток гальмівного моменту на час гальмування. Такий режим реалізується оснащенням гальма пристроєм який дозволяє керувати процесом розгальмування механізму підйому, збільшуючи його тривалість, до величини яка дорівнює частці від ділення роботи, що накопичив кран, на величину гальмівного моменту і відповідає терміну переходу крана із навантаженого стану у ненавантажений.

Пристрій устатковується на стандартне гальмо, має можливість регулювання терміну розвантаження гальма на певне його значення.

Конструктивно пристрій представляє собою циліндр із поршнем які приєднані до стандартного гальма, у якого надпоршнева і підпоршнева зони заповнені робочою рідиною (мастило) і з'єднані між собою через регулює мий дросель.

Конструкція пристрою не впливає на процес гальмування при підйомі вантажу.

ОЦІНКА НАВАНТАЖЕНОСТІ ТЕЛЕСКОПІЧНОЇ СТРИЛИ АВТОГІДРОПІДЙОМНИКА ГЕКСАГОНАЛЬНОГО ПРОФІЛЮ

Кириченко І. Г., Ярижко О. В., Литвін С. О.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Для оцінки навантаженості елементів конструкції телескопічної стріли автогідропідйомника розроблено тривимірну твердотільну модель і проведемо комп'ютерне моделювання процесів роботи з використанням програми Autodesk Inventor.

Конструкція стріли повинна задовольняти наступним найважливішим вимогам: форма секції повинна бути придатна для економічно виправданого виробництва стріл; для зменшення контактних сил між окремими телескопічними секціями вони повинні бути спроектовані такої форми, щоб в зонах контакту виникали мінімальні додаткові зусилля; між секціями повинні бути передбачені невеликі зазори для забезпечення бічної стійкості і малого кута закручування; для зниження маси можливе використання високоміцних сталей з дрібнозернистою структурою.

В процесі моделювання, задаючись параметрами матеріалу і накладаючи обмеження на функціонування системи, визначаємо значення максимального рівня напруги в елементах конструкції технологічного устаткування. Отримані епюри дозволяють візуалізувати розподіл навантажень, визначати небезпечні перетини.

Розроблена тривимірні параметричні моделі телескопічної стріли автогідропідйомника дозволяють оперативно вносити корективи до конструкцій, опрацьовувати різні композувальні і кінематичні схеми, визначати необхідні додаткові параметри (переміщення

елементів конструкції, розподіл коефіцієнта запасу міцності, частотний і термічний аналізи, випробування на ударне навантаження, в тому і так далі).

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕННЯ В ДРОТІ КАНАТУ ПРИ НАБІГАННІ НА БЛОКИ І БАРАБАНИ

Фідровська Н. М., Ломакін А. О.

Українська інженерно-педагогічна академія (м. Харків)

І. Ф. Нікітін [1] враховував розповсюдження додаткових напружень дротинок не тільки в бік прямої гілки канату, але і в бік блоку. Були розглянуті крайні значення натягнення на довжині кроку каната з урахуванням їх подальшого періодичного повторення. Але ці рішення приводять до дуже складних розрахунків і не дають кінцевих розрахункових формул. Крім цього, вони мають суттєвий недолік – в них відсутні умови сумісності деформації елементів в канаті.

В статті [2] було розглянуто положення дроту в поперечному перерізі канату в полярних координатах r і ϕ .

Якщо елемент канату, який дорівнює чверті кроку канату, тобто $S/4$ починає згинатися на блоці радіусом R , він займає положення на дузі AB . Довжина дротинки змінюється і може бути визначена наступним чином

Ми провели дослідження експериментальних даних, отриманих І. Ф. Нікітіним та побудували графіки залежності зусиль розтягнення в дротинках каната до початку згину і додаткових зусиль при згинанні на блоці.

Ми зробили порівняння значень додаткових зусиль в дротині канату, отриманих в експериментах І. Ф. Нікітіна $\Delta T_{\text{ник}}$ і розрахунками по формулам наведеним в статті [2] $\Delta T_{\text{розн}}$.

Висновки. З результатів порівняння наведених в статті [2] розроблений нами розрахунок дає добре співпадання з експериментальними даними (близько 5 %) Що свідчить про адекватність запропонованої розрахункової методики.

Список використаних джерел

1. Никитин И. Ф. Исследование изгиба каната на блоках / И. Ф. Никитин, О. В. Щербак // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2007. – № 38. – С. 108-110.

2. Фідровська Н. М. Визначення напруження в дроті канату при набіганні на блоки і барабани / Н. М. Фідровська, А. О. Ломакін. // Машинобудування. – 2016. – №18. – С. 29–32.

ВПЛИВ СТИКІВ РЕЙКОВИХ КОЛІЙ НА ДИНАМІКУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ

Фідровська Н. М., Перевозник І. А.

Українська інженерно-педагогічна академія (м. Харків)

При пересуванні кранів рейковими шляхами при наїзді на кінцеві упори і при проході колесами місцевих нерівностей рейок виникають ударні навантаження, які приводять до передчасного викришування матеріалу доріжки кочення ходових коліс і поломці вихідних валів навісних редукторів механізмів пересування кранів. Крім цього, під час удару в зоні контакту колеса з рейкою виникає контактна сила пружної деформації системи колесо-рейка. Ударний імпульс розширюється у вигляді хвилі пружної деформації по всій металоконструкції крана.

Розрахунок таких навантажень являється досить складним, це пояснюється багатофакторністю цього процесу. Питаннями визначення ударних навантажень при переході колеса через стик рейок займалися такі відомі вчені, як М. О. Лобов, С. А. Казак, В. Ф. Гайдамака та інші.

Для вирішення поставленої задачі використовуємо рівняння вимушених коливань стрижня при поперечному пружному ударі $EJw_x^{IV}(x,t) + \mu w_t''(x,t) = P(x,t)$, де

$w(x, t)$ - прогин стрижня в довільному перерізі; x - координата перерізу; t - координата часу; EJ - жорсткість перерізу; μ - маса одиниці довжини стрижня; $P(x, t)$ - збурююче навантаження. Приймаємо функцію прогину стрижня $w(x, t) = w(t) \sin \frac{\pi(l-x)x}{2(l-a)a}$;

де a - відстань від кінця балки до місця удару; l - довжина балки.

Приймаємо значення сили $P(x, t) = F \left(1 + \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}} \right)$, де F - статичне навантаження,

яке відповідає вазі падаючого навантаження; h - висота падіння; δ_c - статична деформація балки.

Після вирішення диференційного рівняння отримаємо вираз для прогину

$$w(x, t) = \frac{P}{b} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{b}{\mu}} t \right), \text{ де } b = \frac{EJ \pi^4 (l-4x)(l-2x)}{4a^4 (l-a)^4} \sin \frac{\pi(l-x)x}{2a(l-a)}$$

Коефіцієнт динамічності можна визначити за формулою $k = 1 + \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}}$.

Розрахунок для мостового крана вантажопідйомністю 12,5 т, прогоном 16,5 м з підкрановою рейкою К70 і навантаженням на колесо 70000 Н дає наступні результати:

при $h = 3$ мм значення коефіцієнта динамічності становить 1,734;

при $h = 5$ мм - 2,106;

при $h = 7$ мм - 2,31.

ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У КАНАТАХ БАРАБАННИХ ПІДЙОМНИКІВ ПРИ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСАХ

Осипова Т. М.

Українська інженерно-педагогічна академія (м. Харків)

Сталевий канат є невід'ємною частиною будь-якого підйомного механізму, а також несучим, найбільш відповідальним елементом підйомної установки, що піддається зношуванню. В умовах роботи сталеві канати піддаються розтяганню й вигину, на них діють часті коливальні навантаження, що викликає утому матеріалу дротів і є однією із причин руйнування канатів при їхній тривалій експлуатації в підйомних машинах. При виникненні дефектів на якій-небудь його ділянці, заміні підлягає весь канат. Вихід з ладу каната раніше встановленого строку збільшує експлуатаційні витрати підприємства.

Підвищити довговічність сталевих канатів можна двома способами:

1) технологічний - зміна властивостей каната (застосування нових матеріалів, удосконалювання конструкції каната, зміни в технології виготовлення каната й т.д.);

2) експлуатаційний - зміна умов експлуатації каната (зниження динамічних навантажень, обслуговування каната й т.д.).

У процесі експлуатації барабанних підйомних установок виникають динамічні навантаження в канатах при перехідних процесах, які приводять до скорочення терміну служби каната. Тому їх необхідно зменшити для підвищення довговічності канатів у підйомниках. Раніше динамічні процеси в канатах підйомних установок розглядалися без застосування пристроїв, що демпфірують, тобто коливання канатів загасали за рахунок їх дисипативних властивостей.

У роботі розглянуті динамічні процеси коливального характеру в канатах підйомних установок з урахуванням ваги каната, віднесеного до дискретних мас. Для зменшення коливань канатів з кінцевим вантажем у конструктивну схему підйомних установок пропонуємо додати пристрій, що демпфірує, розташований між канатом і кінцевим вантажем. Демпфери коливань представляють пристрої, що розсіюють енергію коливань. У канатних механізмах вантажопідйомних машин вони встановлюються між масою каната й кінцевим вантажем, що коливаються, у місцях максимальних амплітуд.

Пропонований в роботі пристрій, що демпфірує, складається з гумових елементів, що працюють на стиск і зрушення, за рахунок чого поглинається енергія коливання каната. Пристрій виконаний так, що при виході з ладу гумових елементів залишається зв'язок між канатом і кінцевим вантажем. Інший пристрій, що демпфірує, складається з увігнутих тарілчастих пружин, в яких за рахунок їхньої деформації й сили тертя між ними поглинаються коливання системи «канат – кінцевий вантаж».

Секція «Будівельні та дорожні машини»

НОВИЙ НАПРЯМОК РОЗВИТКУ ЗЕМЛЕРІЙНИХ МАШИН – ВАКУУМНІ ЕКСКАВАТОРИ

Шатов С. В., Хмара Л. А.

Придніпровська державна академія будівництва і архітектури (м. Дніпро)

У багатьох випадках зведення будівельних об'єктів пов'язано з виконанням земляних робіт. Найбільш поширеними машинами, які використовують для цих робіт є однокішєві екскаватори. Процес розробки ґрунтів полягає у його різанні, заповненні ківша та переміщенні ґрунту у зоні дії робочого обладнання екскаватора. Розвантаження виконується у відвал або у транспортний засіб. Робочий цикл екскаватора передбачає виконання основної технологічної операції (розробка ґрунту) та допоміжних операцій з переміщення ґрунту і повернення обладнання до місця розробки середовища. Підвищити продуктивність екскаваторів можливо за рахунок скорочення часу на допоміжні операції робочого циклу. Тому удосконалення конструкції екскаваторів з метою підвищення ефективного їх використання є актуальною науково - технічною проблемою.

Однокішєві екскаватори відносяться до машин циклічної дії, в яких основна операція (копання ґрунту) відбувається через визначений час, що зменшує продуктивність цих машин. Цей недолік усуває новий тип екскаватора вакуумного типу. Така техніка виконується на базі вантажного автомобіля та має вакуумний насос, всмоктуючий патрубок з трубопроводом та маніпулятор. За рахунок роботи вакуумного насосу, середовище (ґрунт, щебінь) втягується патрубком у трубопровід та транспортується у кузов автомобіля або у інше місце розвантаження. Маніпулятор на поворотній колонці забезпечує розташування всмоктуючого патрубка улюбій точці робочій зони машини, а також дозволяє виконувати роботи під існуючими конструкціями. Глибина занурення робочого обладнання у середовище, яке розроблюється, може складати до 30 м. Такий екскаватор відноситься до машин неперервної дії, коли розробка та транспортування ґрунту відбувається одночасно. Недоліком є неможливість розробки міцних та мерзлих ґрунтів.

Метою досліджень є розробка пропозицій з удосконалення конструкції вакуумних екскаваторів для підвищення ефективності процесу розробки різних видів матеріалів.

Розроблена конструкція вакуумного екскаватора, яка містить вакуумний насос, трубопроводи, всмоктуючий патрубок, гідромолот та система керування його положенням. За рахунок ударів гідромолота виконується подрібнення ґрунту та втягування цих елементів у всмоктуючий патрубок. Розроблений ґрунт транспортується по трубопроводах до місця його розвантаження – у транспортний засіб або у відвал.

Таким чином, конструкція робочого обладнання вакуумного екскаватора, яка передбачає наявність додатково встановленого гідромолота, дозволяє розроблювати ґрунти значної щільності та міцності, що підвищує ефективність використання екскаватора.

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИЙ УСТРІЙ ЗАГЛИБЛЕНЬ БЕЗ ВИЙМКИ ҐРУНТУ

Хмара Л. А., Пантелеєнко В. І.

Придніпровська державна академія будівництва і архітектури (м. Дніпро)

Актуальність проблеми. У практиці будівництва для влаштування фундаментів без виймки ґрунту широко застосовуються методи, витрамбування і виштампування. Під витрамбуванням мається на увазі утворення заглиблення шляхом спрямованого скидання з певної висоти трамбовки, що має форму майбутнього заглиблення, а під виштампуванням - утворення заглиблень шляхом забивання штампа-шаблону на необхідну глибину з наступним вийманням його з ґрунту. Отримане заглиблення заповнюють бетоном, або в нього встановлюють збірний елемент.

При виштампуванні або витрамбуванні під заглибленням і навколо нього утворюється ущільнена зона. В межах зони знижується просідання і підвищуються міцнісні характеристики ґрунту. Це забезпечує можливість передачі на ущільнений ґрунт значних вертикальних і горизонтальних навантажень.

Мета роботи. Вивчення процесу витрамбування заглиблень робочими органами.

Зміст роботи. Витрамбування заглиблень здійснювалося робочими органами з постійним об'ємом занурюваної частини $V = 200 \text{ см}^3$, при цьому відношення глибини занурення робочих органів до середнього діаметру було приблизно однаковим $h/d_{\text{ср}} = 1,5$. Таке співвідношення відповідає фундаментам мілкого закладення. Робочі органи виконані з різними кутами конусності, відповідні кути конусності застосовуються в практиці використання трамбовок.

В експериментальних дослідженнях використовувався ґрунт з фізико-механічними властивостями, близькими до властивостей лесових просідаючих ґрунтів, що займають близько 15 % території України в різних регіонах. Фізико-механічні властивості використовуваного ґрунту: щільність в сухому стані $\rho_d = 1,5 \dots 1,6 \text{ г/см}^3$, пористість $n = 38 \dots 42 \%$, вологість $W = 6 \dots 8 \%$, ступінь вологості $S = 0,26 \dots 0,32$.

Як функції відгуку розглядалася енергоємність витрамбування заглиблень Нпт, а в якості факторів, що впливають - висота падіння робочого органу H , кут конуса α , питомий статичний тиск робочого органу q .

При дослідженні залежності енергоємності витрамбування заглиблень від кута конуса робочих органів встановлено, що будь-якій швидкості удару v (в розглянутих межах) відповідає оптимальний кут конуса α , при якому енергоємність утворення поглиблення $N_{\text{пт}}$ мінімальна. При цьому значення оптимального кута не залежить від питомого статичного тиску робочого органу. Використання робочого органу з оптимальним кутом конуса $\alpha_{\text{опт}}$ знижує енергоємність витрамбування заглиблень в порівнянні з максимальною енергоємністю при інших значеннях кута конуса на 6-7 % при швидкості удару $v = 2 \text{ м/с}$; на 8-9 % при $v = 3 \text{ м/с}$; на 14-15 % при $v = 4 \text{ м/с}$; на 23-27 % при $v = 5 \text{ м/с}$.

Висновки: 1. Найбільше зниження енергоємності досягається (для різних кутів конуса α) при максимальній швидкості зіткнення 5 м/с і мінімальному статичному тиску $0,03 \text{ МПа}$.

2. Залежність енергоємності $N_{\text{пт}}$ від питомого статичного тиску q показує, що вибором оптимальних значень q і v можна знизити енергоємність на 11-12 %.

3. Визначено, що оптимальна енергія ударів молота при зануренні елементів в суглинки становить $19 \dots 25 \text{ кДж}$.

ВПЛИВ ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН НА ПОКАЗНИКИ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ

Чаплигіна О. М.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В процесі виконання технологічних операцій землерийно-транспортна машина (ЗТМ) зазнає складного режиму навантаження. Процес розробки робочого середовища супроводжується дією на робоче обладнання змінних в часі опорів. У ситуаціях блокування робочих органів, які супроводжуються інтенсивним гальмуванням машини, навантаження на робоче обладнання носять ударний характер і можуть значно перевищити середній рівень звичайних навантажень. Одним з показників курсової стійкості ЗТМ є параметри, що характеризують якість виконаної роботи. Зокрема, для машин, що виконують будівництво земляних насипів, одним з важливих параметрів є показники курсової стійкості, які характеризують відхилення реальної траєкторії руху робочого органу від запланованої. У випадках, якщо траєкторія руху ЗТМ істотно відхиляється від проектною виникає необхідність виконати додаткові проходи, що неминуче призводить до падіння продуктивності і підвищення енергоємності технологічного процесу. З огляду на загальну тенденцію розвитку ЗТМ в напрямку глобальної автоматизації виконання технологічних операцій аж до виключення «людини - оператора» з системи управління, питання стабілізації траєкторії руху в умовах складного зовнішнього силового впливу є актуальними. Аналіз особливостей поведінки ЗТМ в процесі виконання технологічних операцій важливий для дослідження розробки алгоритмів, які дозволяють вирішити проблеми управління машиною за рахунок бортового комп'ютеру.

Динамічна модель руху ЗТМ дозволить врахувати вплив динамічних навантажень на форму траєкторії її руху і виробити рекомендації щодо стабілізації показників її курсової стійкості. Під час виконання технологічних операцій траєкторія руху автогрейдера математично може бути описана за допомогою двох динамічних моделей: плоского руху машини в площині опорної поверхні і обертального руху відносно точки блокування відвалу. А розрахунок чисельних значень коефіцієнтів стійкості руху k_1 і k_2 дозволяє на основі аналітичних розрахунків визначити чи відбудеться відхилення реальної траєкторії руху автогрейдера від запланованої.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ НЕСУЩИХ СИСТЕМ СПЕЦТЕХНИКИ

Щербак О. В.

Харковский национальный автомобильно-дорожный университет

Разработана методика оценки прочности несущих систем дорожно-строительных машин, созданных на базе автомобильных и тракторных шасси. Методика предполагает использование современных компьютерных программ трехмерного моделирования и прочностного конечно-элементного анализа.

Рама грузового автомобиля и тракторов – их базовая конструкция. Разрушение рамы полностью приводит к отказу в работе. Поломка продольных балок рамы вынуждает полностью разбирать машину для ремонта рамы или замены ее на новую. Поэтому рама должна обладать, по сравнению с другими агрегатами, наибольшей долговечностью, быть надежной в эксплуатации в течение всего срока службы и списываться вместе с машиной при ее окончательной выбраковке. Вместе с тем рама не должна иметь излишнего запаса прочности, а рассчитываться на долговечность, соответствующую экономически обоснованному сроку службы машины. На практике рамы часто разрушаются задолго до истечения срока службы и обладают значительно меньшей долговечностью, чем другие агрегаты, не являющиеся базовыми.

В работе предпринята попытка оценить прочность рамы автомобильного подъемника и разрешить в определенной мере следующие задачи: выяснить совокупность причин возникновения многочисленных эксплуатационных разрушений; разработать комплекс виртуальных компьютерных испытаний, позволяющих эффективно контролировать прочность и долговечность рам грузовых автомобилей и их отдельных элементов на всех этапах проектирования, доводки и ремонта конструкции; разработать основы технологии ремонта рам при возникновении типичных усталостных разрушений. Важность разрешения первой из названных задач очевидна: не зная природы эксплуатационных разрушений, не исследовав напряженного состояния рамы в местах возникновения многочисленных разрушений, т.е. не зная действительной загруженности рамы в целом и ее элементов в отдельности, нельзя создать новую или улучшить существующую конструкцию так, чтобы она имела высокую усталостную прочность и долговечность, а также грамотно разработать технологию ее ремонта.

Для оценки напряженно-деформированного состояния была построена расчетная компьютерная модель металлоконструкции автомобильного подъемника. Используя систему ANSYS, выполнен анализ прочности несущей системы автоподъемника. На основании проведенного расчета выполнена конструктивная модернизация рамы и подрамника. Модернизация заключалась в усилении ранее выявленных слабых мест.

Проведенные исследования позволили разработать методику оценки напряженно-деформированного состояния несущих систем дорожно-строительной техники, созданной на базе автомобильных шасси. На основании полученных результатов проведена конструктивная модернизация рамы автоподъемника.

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСУ ПЕРЕСУВАННЯ МАШИН З ЧОТИРЬОХОПОРНИМ КРОКУЮЧИМ МЕХАНІЗМОМ

Крупко І. В.

Донбаська державна машинобудівна академія (м. Краматорськ)

Для потужних землерийних машин в останній час застосовують гусеничне і крокуюче ходове обладнання. Дослідження процесу пересування машин з крокуючим ходом іде по декільком напрямкам, а саме розробка гідравлічних механізмів пересування (на екскаваторах ЕК–15/90, ЕК–100/100 та інш.) та трьохопорних кришипо-важільних механізмів (ЕК–6/45, ЕК–11/70 ЕК–20/50). Розроблено і запатентовано на ПрАТ «НКМЗ» чотирьох опорний механізм пересування, дослідження моделі якого проводились в лабораторії кафедри ПТМ ДДМА. Особливістю привода цього механізму є замкнута кінематична схема привода, в якій від одного двигуна через передатні механізми забезпечується передача крутного моменту на ексцентрики що приводять до переміщення двох опор попарно. В сучасних приводах які працюють в замкнутих кінематичних системах досить складно уникнути додаткових непродуктивних витрат пов'язаних з «перерозподілом силового потоку» в системі двигун-передатний механізм.

Експериментальні дослідження, що проводились на моделі показали, що на передатні механізми діють додаткові навантаження, визвані жорсткістю системи. По нашим спостереженням до такої кінематичної схеми привода слід ввести додаткові пружні (еластичні елементи), або розділити кожен опорний елемент (лижу) на дві симетрично розташовані і з'єднані окремо з виконавчими механізмами – ексцентриками.

Це дає змогу «розділити» силовий потік кожного із приводів на два незалежних один від другого, або зменшити взаємодію між окремими елементами за рахунок пружних елементів.

Таким чином в результаті експериментів встановлено що, застосування чотирьох опорного механізму пересування можливо при удосконаленні кінематичної схеми ексцентрикового привода, та забезпеченні запобіжними елементами.

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ЕКСКАВАТОРІВ ЗА ДОПОМОГОЮ МОДЕЛЕЙ

Крупко В. Г.

Донбаська державна машинобудівна академія (м. Краматорськ)

Одним із напрямків забезпечення ефективної і надійної роботи канатно-механічних екскаваторів є підвищення їх продуктивності і терміну роботи шляхом удосконалення систем за рахунок зниження динамічних характеристик робочого обладнання та підвищення працездатності окремих вузлів механізмів, що неможливо без всебічних теоретичних і експериментальних досліджень цих машин.

На кафедрі ПТМ ДДМА протягом багатьох років проводяться такі дослідження для потужних екскаваторів з місткістю ковша 4 м³ і більше.

Методика досліджень включає наступні основні етапи:

- розробка структурних схем екскаваторів і окремих механізмів з метою виявлення взаємозв'язку між окремими елементами систем і системами механізмів;
- визначення силових і кінематичних параметрів систем, розробка еквівалентних схем і математичних моделей окремих механізмів та уточнення їх ролі в роботі машини;
- розробка математичних (динамічних) і імітаційних моделей з послідовними теоретичними дослідженнями окремих систем;
- обґрунтування визначальних параметрів цих систем та подальшому комп'ютерному моделюванню їх окремих елементів;
- фізичне моделювання механічних систем екскаваторів та зовнішнього середовища з яким вони взаємодіють з послідовними експериментальними дослідженнями;
- перевірка адекватності теоретичних і експериментальних досліджень та розробці відповідних рекомендацій для проектування і експлуатації. Тобто, дослідження механічних систем екскаваторів проводились у відповідності з вимогами теорії подібності і моделювання [1, 2] з виконанням таких умов як: відображення (виконується умова подібності між моделлю і оригіналом); репрезентація (заміна оригінала моделлю); екстраполяція (отримання нової інформації про поведінку оригінала).

Таким чином загальну схему досліджень механічних систем екскаваторів можна представити у вигляді слідкуючої схеми: структура механічної системи → математичні моделі → імітаційні моделі → комп'ютерні моделі окремих елементів → фізичні моделі → результат.

Проведенні дослідження дали змогу знайти цілий ряд нових технічних рішень в розробці механічних систем що дозволяє підвищити ефективність роботи екскаваторів за рахунок: зменшення динамічних навантажень на робоче обладнання, поворотну платформу, механізми пересування; зниження енергоємності робочих процесів мехлопат і драглайнів та процесів їх пересування; підвищення працездатності механізмів та екскаваторів.

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПІВПРИЧІПНИХ ПНЕВМОКОЛІСНИХ СКРЕПЕРІВ

Кириченко І. Г., Ковалевський С. Г., Безсонов М. М.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Для вдосконалення конструкції сучасних скреперів необхідно всебічне дослідження їх характеристик і параметрів в умовах реальної експлуатації. У багатьох випадках експерименти на реальних машинах ускладнені, або взагалі неможливі. Зумовлено це може бути наступним: висока вартість експериментального дослідження, велика тривалість експерименту, висока ймовірність пошкодження або знищення об'єкта дослідження, загроза здоров'ю та життю операторів-дослідників.

У подібних ситуаціях необхідно переходити до вивчення та аналізу моделей реальних машин. На жаль, модель не може бути вичерпно повною, тому перевага віддається тим

моделям, які мають максимально можливий збіг властивостей з реальним об'єктом. Умовно моделі поділяють на фізичні, математичні, комп'ютерні.

В області комп'ютерного моделювання відома група програмних продуктів, що дозволяють конструювати 3D моделі. До таких належать: SolidWorks, Abaqus, Dassault Systemes Catia, Inventor, Algor, Ansys тощо.

Використовуючи таке моделювання можна зробити велику кількість експериментів, як окремих вузлів, так і машини в цілому, проаналізувавши висновки яких конструктор може модернізувати та удосконалити машину ще на стадії проектування без питомих витрат і зусиль.

Для створення комп'ютерної моделі напівпрічипного скрепера була використана програма «Autodesk Inventor Professional», яка, на відміну від інших програм, дозволяє не лише сконструювати 3D-модель, а ще й відтворити віртуальні експерименти за допомогою вмонтованого модулю «Dynamic Simulation». Цей модуль дозволяє моделювати роботу механізмів, прикладати зовнішні сили і моменти до їх вузлів; будувати траєкторії руху точок вузлів; виводити графіки швидкості і прискорення та записувати анімаційні ролики руху механізму.

Випробування на стійкість напівпрічипного скрепера, які були проведені за допомогою створеної моделі та стенду з можливістю зміни куту нахилу полотна показали, що при куті поперечного профілю менше 23° скрепер зберігає стійкість, а при більшій величині кута стійкість втрачається, в результаті ковзання по схилу.

Збільшення величини коефіцієнту зчеплення коліс скрепера з поверхнею стенда приводить до зростання максимально можливого кута нахилу поверхні без втрати стійкості скрепера.

Отримані результати комп'ютерного експерименту мають допустиму похибку з даними математичного моделювання.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕЛИЧИНИ КУТА ЗАПІЗНЕННЯ ВІДКРИТТЯ-ЗАКРИТТЯ КЛАПАНІВ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО РОЗЧИНОНАСОСА

Надобко В. Б., Васильєв А. В.

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

Диференціальні розчинонасоси, розроблені у Полтавському національному технічному університеті імені Юрія Кондратюка, відрізняються від існуючих однопоршневих наявністю крім робочої, ще й компенсаційної камери.

Робота диференціального розчинонасоса полягає у переміщенні розчину з усмоктувального патрубка до робочої камери, відтіля – до компенсаційної та далі, до нагнітального патрубка. Між усмоктувальним патрубком і робочою камерою, а також між нею та компенсаційною камерою встановлені клапани.

Основу об'ємних втрат поршневого розчинонасоса складає зворотний витік розчину, зумовлений запізненням закриття клапанів.

Зменшення часу, що витрачається на їх закриття, дозволяє збільшити ефективність роботи розчинонасоса.

Визначати час відкриття-закриття клапанів пропонується шляхом аналізу змін тиску у трьох характерних точках насосної колонки: в усмоктувальному та нагнітальному патрубках і в робочій камері.

Для можливості проведення порівняльного аналізу часу відкриття-закриття клапанів запропоновано оперувати поняттям «кута запізнення відкриття-закриття клапана», тобто значенням кута повороту колінчатого вала привода від моменту проходження поршнем «мертвої» точки до моменту повного відкриття, або відповідно, закриття клапана. Цей кут не пов'язаний зі швидкістю обертання колінчастого вала й тому може бути порівняний із аналогічними даними інших насосів.

Тиск, що виникає в камерах насоса під час його роботи, носить динамічний характер і потребує для реєстрації малоінерційної апаратури. Для виміру та реєстрації тиску використовувався принцип діафрагмових перетворювачів з наклеєними тензометричними датчиками сумісно з високочастотним тензопідсилювачем «Топаз-3» та швидкодіючим самописним приладом для швидкоплинних процесів Н3031. У якості тензодатчиків використовувалися тензорезистори типу ПКБ з базою 20 мм.

Аналіз записаних діаграм дозволив встановити, що збільшення швидкості руху поршня в межах від 100 до 130 хід/хв практично не впливає на кут запізнення закриття клапанів, а зменшення об'ємного коефіцієнта корисної дії розчинонасоса при цьому зумовлене тільки погіршенням умов наповнюваності робочої камери.

Потреба у збільшенні швидкості руху поршня зумовлена необхідністю зниження рівня пульсації подачі суміші трубопроводами.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОКОЛУ ҐРУНТУ З КОРЕКЦІЄЮ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ

Балесний С. П.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Методи безтраншейного прокладання інженерних комунікацій знаходять саме широке використання у всіх країнах світу. В силу своєї простоти конструкції та технології використання при створенні свердловин в ґрунті – метод статичного проколу особливо популярний. Головним недоліком методу традиційного проколу є недостатня точність траєкторії руху в ґрунті проколюючої головки, що значно обмежує його застосування в межах коротких ділянок до 15–20 м. При більшій довжині її ефективна робота можлива шляхом застосування установки для корекції траєкторії при русі проколюючої головки в ґрунті, запропонованої в патенті [1], яка працює спільно з головою й адаптованим наконечником [2].

Конструкція проколюючої головки повинна забезпечувати можливість руху по траєкторії, максимально наближеної до заданої. А при корекції траєкторії робоча частина головки повинна бути у вигляді скошеної площадки, що повернута в протилежну сторону від можливого відходу в сторону.

Це уявлення про корекцію проколу було покладено в основу створення експериментального обладнання. Особливістю силового приводу комплексу для проколу ґрунту є наявність усередині силового циліндра несамогальмуючої пари. Таке технічне рішення забезпечує не тільки поступальний рух штока гідроциліндра, а й в необхідний момент - його обертання, яке необхідно для позиціонування напрямку скосу наконечника. Забезпечується шляхом фіксації гвинта стопорним пристроєм.

Проведеними польовими випробуваннями підтверджена працездатність установки і можливість застосування методу статичного проколу ґрунту на дистанції до 50 м і більше шляхом корекції осьового переміщення робочого органу в ґрунті. Отримало підтвердження теоретичне обґрунтування осьової та відхиляючої сили опору ґрунту при проколі в залежності від нахилу площадки і типу ґрунту [3]. Встановлено залежність кута нахилу скосу наконечника від коефіцієнта зовнішнього тертя ґрунту, який знаходиться в межах $55^\circ \dots 85^\circ$ при зміні коефіцієнта тертя від 0,7 до 0,1.

Список використаних джерел

1. Пат. 95501 Україна, МПК E02F 5/18. Установка для керованого проколу ґрунту / Балесний С. П. заявник і патентовласник Харківський нац. автомоб.-дорожній ун-т. – № u201407764; заявл. 10.07.2014; опубл. 25.12.2014. Бюл. № 24.

2. Пат. 116258 Україна, МПК E21B 7/04. Пілотна ґрунтопроколююча головка для керованого проколу / Пенчук В. О., Супонев В. М., Балесний С. П. та інші; заявник і патен-

товласник Харківський нац. автомоб.-дорожній ун-т. – № u201612583; заявл. 09.12.2016; опубл. 10.05.2017. Бюл. № 9.

3. Балесный С. П. Особенности процессов статического прокола грунта / Балесный С. П. // Весник ХНАДУ, вып. 76, 2017 – С.138-141.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОКОЛУ ҐРУНТУ ҐВИНТОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

Вівчар С. М.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Метою роботи є експериментальне підтвердження теоретичного обґрунтування параметрів обладнання для проколу ґрунту з використанням осьової сили, що тягне, пари «ґвинтова лопать-ґрунт».

В основі експериментального комплексу лежить спосіб [1], який базується на гіпотезі формування горизонтальної свердловини шляхом радіального ущільнення ґрунту при переміщенні в ньому ґвинтового робочого органу.

Процес утворення свердловини розрахований на ефекті самопереміщення проколюючої головки в ґрунті тільки за рахунок її обертання, без додавання до неї зовнішніх осьових напірних зусиль. Цей принцип застосовується при закручуванні паль і анкерів, і добре описаний, наприклад в [2].

Визначення крутного моменту здійснювалося за допомогою спеціально розробленого автономного вимірювального комплексу, який встановлений на проміжній муфті, перетворює і реєструє отримані сигнали в цифровий формат.

Для реєстрації показань датчиків, наклеєних на муфті, використовувався спеціально розроблений вимірювальний комплекс на базі мікроконтролера ATmega 128, що дозволяє перетворювати напругу з тензомоста, в цифровий сигнал, який записується на Flash SD карту з розширенням файлу *.dat. Частота опитування каналу може варіюватися від 1 Гц до 1 кГц. Після здійснення запису сигналів на Flash SD-карту, вона витягується і переноситься в стаціонарний комп'ютер, де дані обробляються в програмних продуктах, таких як Mathcad, Matlab і ін.

Для дослідження процесів проколу ґрунту були виготовлені ґвинтові проколюючі робочі органи з заданими параметрами щодо діаметра проколюючого стрижня, що в 2,5 рази менший діаметра ґвинтових лопатей.

За підсумками випробувань було встановлено, що відхилення свердловини від розрахункової траєкторії на виході знаходилося в межах 0,3 м при довжині проходки 12 м, що відповідає прийнятним значенням в практиці будівництва. Свердловини вийшли з добре ущільненими і стійкими стінками, що дозволяють прокладати в них кабелі і трубопроводи. Технічна продуктивність проколу на заліковій ділянці склала 0,8 м/хв, що в 2–3 рази вище за статичні або динамічні методи отримання свердловин.

Заміри обертових моментів при розробці свердловини моделями робочих органів показали, що при збільшенні діаметра свердловини в 1,7 рази їх величина зросла більш ніж в 2,5 рази.

Отримані результати досліджень необхідно враховувати при виборі параметрів силової установки і розрахунку її приводу та бурових штанг.

Список використаних джерел

1. Пат. 61710 Україна. МПК E21B 10/44 (2006.01). Обладнання для без траншейної прокладки трубопроводів / Пінчук В. О., Водолажченко О. Г., Гулаков О. О.; заявник та патентовласник Пінчук В. О., Водолажченко О. Г., Гулаков О. О. – № 61710; заявл. 14.01.2011; опубл. 25.01.2011, Бюл. № 14, 2011 р.

2. Пенчук В. А. Винтовые сваи и анкера для опор: монография / Пенчук В. А. – Донецк: изд-во «Ноулидж». – 2010. – 179 с.

ОБУМОВЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА КРИТИЧНОГЛИБИННИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ БАГАТОСКРЕБКОВИХ ЛАНЦЮГОВИХ ТРАНШЕЙНИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Супонєв В. М.¹, Гапонов О. О.¹, Косяк О. В.²

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Національний університет водного господарства та природокористування (м. Рівне)

Робочі органи багатоскребкових ланцюгових траншейних екскаваторів представляють собою систему тягових ланцюгів і скребків (балок), на яких у визначеному порядку розставлені та закріплені різці з відомими геометричними параметрами. Аналіз і узагальнення літературних та інших джерел інформації по конструкціях багатоскребкових екскаваторів [1...4] дозволило розробити класифікаційну блок-схему розстановки ґрунторозробних і транспортуючих елементів на ланцюгових багатоскребкових екскаваторах.

Встановлено [1], що від форми різців, їх кількості та розстановки залежить енергоємність, динамічні навантаження на ланцюги та продуктивність робочого процесу екскаватора. Вибір схеми розміщення різців, їх кількість залежать, як правило, від ширини траншеї і форми різців [3], а не від ґрунтових умов і критеріїв раціональності розміщення різців. Це основний недолік існуючих методик вибору та розрахунку параметрів багатоскребкових ланцюгових траншейних екскаваторів. Відомі аналітично-експериментальні моделі взаємодії таких екскаваторів з ґрунтом не визначають параметри і режими їх роботи на основі критично глибинного різання ґрунтів, а тому не забезпечують мінімальну енергоємність і максимальну продуктивність робочого процесу.

Проведений аналіз досліджень показав, що не існує методики проектування та створення багатоскребкових ланцюгових траншейних екскаваторів, які б забезпечували критичну глибину різання, мінімальну енергоємність робочого процесу та максимальну продуктивність машини в залежності від ґрунтових умов і геометричних параметрів різця. Відомі дві методики визначення параметрів і режимів роботи даних траншеєкопачів. Одна з них пропонує визначати конструктивні параметри різців на основі заданої потужності двигуна базової машини та параметрів траншеї [4]. Інша на основі технічної продуктивності, питомого опору копанню ґрунту та розмірів траншеї дозволяє визначити необхідну потужність двигуна базової машини [6]. Ці методики не гарантують, що робочий процес буде здійснюватися із споживанням мінімальної питомої енергоємності.

Висновок. 1. Математичні моделі для визначення критичної глибини різання розроблені для блокуваного, напівблокуваного та комбінованого різання, яке здійснюють середні різці ланцюгових траншейних екскаваторів. Крайні бокові різці працюють в умовах блокування різця з однієї сторони вертикальною стінкою траншеї, а з іншої сторони ґрунтом, що руйнується з можливістю вільного виходу на денну поверхню. Несиметричне блокування крайніх бокових різців не дозволяє визначити їх критичну глибину різання та довжину лемеша різців за відомими моделями. Не визначені ці параметри для крайніх різців також і для напівблокуваного різання.

2. Необхідно розробити алгоритм визначення параметрів та режимів роботи на основі критично глибинного різання ґрунтів всіма різцями, що знаходяться в забої, у залежності від їх геометричних параметрів, умов гравітаційного розвантаження скребків та фізико-механічних властивостей ґрунтів.

Список використаних джерел

1. Мусійко В. Д. Екскаватори поздовжнього копання. Навч. посібник – К.: НТУ, ЗАТ «Віпол», 2008. – 240 с.
2. Мусійко В. Д. Теорія та створення інноваційних землерийних машин безперервної дії: монографія. – К.: НТУ, СПД Чалчинська Н. В., 2016. – 208 с.

3. Машини для земляних робіт. підручник / Л. А. Хмара, С. В. Кравець, М. П. Скоблюк та ін.; за заг. ред. д. т. н., проф. Л. А. Хмари та д. т. н., проф. С. В. Кравця. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 548 с.

4. Летопольский А. Б. Выбор и обоснование конструктивных параметров режущих рабочих органов траншейного цепного экскаватора [Текст]: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.04 / А. Б. Летопольский, Сибирск. гос. автомобильно-дорожная акад. – Омск 2011. – 22 с.

5. Кравець С. В. Наукові основи створення землерийно-ярусних машин і підземно рухомих пристроїв: монографія / С. В. Кравець, В. В. Кованько, О. П. Лук'янчук. – Рівне: НУВГП, 2015. – 322 с.

НАУКОВІ ОСНОВИ УДОСКОНАЛЕННЯ ТА ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ҐРУНТОУЩІЛЬНЮЮЧИХ МАШИН ТА ТЕХНОЛОГІЇ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТІВ ЗЕМЛЯНОГО ПОЛОТНА ЗАЛІЗНИЦЬ

Главацький К. Ц.

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

При виборі ґрунтоущільнюючих машин (ГУМ) для їх використання у технологічному процесі ущільнення ґрунтових споруд земляного полотна залізниць визначальними факторами є забезпечення максимально можливої у даних обставинах продуктивності та мінімальної собівартості виконання робіт.

Це можливо за рахунок прискорення ущільнення ґрунту шляхом скорочення витрат часу та енергоносії і зменшення загальної кількості машин, задіяних у технологічному процесі ущільнення. Скорочення витрат часу та енергоносіїв можна досягти підвищивши інтенсивність ущільнення ґрунту, тобто активізувавши ущільнювальну дію на нього робочих органів (РО) ГУМ, наприклад, використовуючи РО блокуючої дії на ґрунт і змінюючи в широкому діапазоні загальне привантаження РО. Зменшити загальну кількість ГУМ (котків, віброплит, трамбівок) можна шляхом створення машин нового покоління, компоновальні структурні схеми яких включали б РО коткового і площадкового пересувного типу статичної і динамічної дії.

Дослідженнями встановлено, що традиційні групи ГУМ, що випускаються різними фірмами-виробниками, мають досить розрізнені діапазони абсолютних і відносних показників, обумовлені певними типорозмірними рядами машин та рекомендованою областю їх раціонального застосування.

На практиці це призводить до використання у машинному комплексі для ущільнення ґрунту одночасно декількох типів ГУМ.

Щоб порівняти ефективність роботи різних груп ГУМ різних виробників запропонована методика визначення відносних та узагальнюючих показників даних машин на основі відомих їх технічних характеристик. При цьому, на основі узагальнюючих показників роботи ГУМ рекомендовані зміни розрахункових діапазонів їх основних і допоміжних параметрів на стадії проектування з метою розширення області раціонального використання машини при ущільненні ґрунту за різними технологічними схемами.

Розрахунок і вибір раціональних діапазонів параметрів ГУМ виконується на основі математичного моделювання їх ефективної взаємодії з ґрунтом.

Розширення діапазону застосування ГУМ забезпечує введення в їх структуру вібраційних систем (ВС). Традиційні ГУМ мають, переважно ВС з жорстко фіксованими параметрами (вектор збурюючої сили, амплітуда, частота коливань), що суттєво обмежує технологічні умови їх використання. У сучасних ГУМ комбіноване застосування різнотипних РО обмежене, як правило, спільним типом, до якого вони відносяться (наприклад, для котків застосовуються тільки вальці, що відрізняються конфігурацією зовнішньої поверхні: циліндричні гладенькі, решітчасті, кулачкові, пневматики і т. ін.).

Виконані дослідження, систематизація і наглядне представлення співвідношень між технологічними параметрами віброкотків для визначення діапазонів їх раціональних значень і оптимальних показників роботи.

Вихідними даними до аналізу їх параметрів є: основні, допоміжні, абсолютні і відносні, а також узагальнюючі показники. Зокрема, до основних показників відносяться: вага котка і його основних частин, потужність двигуна, геометричні розміри робочих органів, частота і амплітуда коливань, збурююча сила. До допоміжних параметрів роботи котків відносять: швидкість руху, розподіл мас між окремими частинами котка, додаткові розміри складових частин котка, кількість проходів, а також ряд параметрів, пов'язаних з ґрунтом таких як: гранулометричний склад, вологість щільність.

До абсолютних параметрів відносяться всі ті які мають прості стандартні одиниці вимірювання (с, м, кг, Н, Вт, Гц, тощо). До відносних техніко економічних показників входять ті, що є співвідношенням двох чи більше абсолютних. Наприклад: співвідношення ваги вальця до потужності двигуна – є питомою енергоємністю машини; співвідношення ваги вальця до амплітуди коливань – питомою рухливістю вальця котка; співвідношення збурюючої сили вібраторів до потужності двигуна – питомою динамічністю катка; співвідношення частоти до амплітуди коливань – циклічністю роботи машини; співвідношення ваги вальця до амплітуди – питомою матеріалоємністю.

Для дослідження залежностей між параметрами віброкотків наведена вибірка машин шести найбільш поширених фірм-виробників даної техніки, таких як AMMANN, BOMAG, DYNAPAK, JCB VIBROMAX, HAMMAG, VOLVO (ABG). На основі даної вибірки виконана систематизація їх технічних характеристик, таких як експлуатаційна маса, габаритні розміри, розподіл загальної ваги між осями вібровальцевого та тягового модулів, вага вібровальця G_v , потужність двигуна N_d , ширина та діаметр вальця, кількість кулачків на вальці, висота кулачка, площа контакту кулачка A_k , номінальна амплітуда коливань вальця A , частота коливань f , відцентрова збурююча сила вібраторів F_v .

Використовуючи дані технічні характеристики визначені характеристичні співвідношення: 1) G_v/N_d , (кН/кВт); 2) G_v/A_k , (кН/м²); 3) F_v/N_d , (кН/кВт); 4) f/A , (Гц/мм); 5) f/G_v , (Гц/кН); 6) G_v/A , (кН/мм), а також узагальнюючий показник для кожної з наведених машин, P_y – як добуток перерахованих співвідношень, середній узагальнюючий показник для груп машин кожної з шести фірм $P_{y(ср)}$, статичний узагальнюючий показник $P_{ст}$, який є результатом добутку співвідношень між статичними параметрами машин, а також динамічний узагальнюючий показник $P_{віб}$, який враховує динамічні характеристики віброкотків.

При поєднанні в одній ГУМ РО різних типів (котків, віброплощадок, трамбівок) суттєво зміняться її технологічні можливості, а також скоротиться парк ГУМ. Прикладом нових видів ГУМ з комбінованими РО є ряд запатентованих автором технічних рішень. Особливістю запропонованих конструкцій РО ГУМ є їх універсальність, яка, крім іншого, передбачає можливість блокування ущільнення ґрунту, що безумовно призведе до збільшення їх продуктивності за рахунок збільшення питомого тиску на ґрунт РО з ВС і створення умов не вислизання ґрунту з-під контактуючої з ним поверхні РО.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОКОЛУ ҐРУНТУ НАКОНЕЧНИКОМ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ПРЯМОКУТНОЇ ПОРОЖНИНИ

Посмітюха О. П.¹, Кравець С. В.²

¹*Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна*

²*Національний університет водного господарства та природокористування (м. Рівне)*

Стрімкий розвиток міст України потребує швидкого будівництва нових та ремонту старих підземних комунікацій, що поряд із заборонаю відкритої розробки ґрунту змушує

будівельників звертатись до безтраншейних технологій. Статичний прокол ґрунту для безтраншейного прокладання підземних розподільних комунікацій, на невеликі відстані, є найбільш ефективним методом формування горизонтальної свердловини [1].

Метою роботи є експериментальне підтвердження теоретичного обґрунтування параметрів робочого органу складної прямокутної форми зі округленими кінцями та клиновим наконечником з кінчними сторонами.

В попередніх роботах [3, 4] автори запропонували теорію для визначення опору проколювання ґрунту конусним наконечником, що залежить від типу ґрунту та його стандартних характеристик взятих зі стандарту й вологості, що визначена стандартними методами. Розрахунки та геометрична побудова показує, що при груповому прокладанні комунікацій значна частина отвору залишається пустою. При чому розрахунки показують, що при збільшенні футлярів, що поміщаються в одному проколі до семи зусилля проколу конусним робочим органом та запропонованим майже збігаються, а при подальшому збільшенні різниця знову стає суттєвою.

Окрім цього при статичному проколі суттєво змінюється ґрунтовий масив навколо проколу і за твердженням [1, 5] і напруження та мікро переміщення часток зі збільшенням тиску на сусідні комунікації, відстань може сягати шести діаметрів отвору.

Запропонована нами форма робочого органу поєднує в собі конусну та клинову частини, а також прямокутну калібруючу частину, яка має меншу товщину, що в свою чергу зменшить зону впливу робочого органу на масив ґрунту. Окрім цього зменшення лобового зусилля дасть змогу більш повного використання існуючих малогабаритних установок для проколу ґрунту.

Перші експериментальні дослідження в лабораторії кафедри підтвердили теоретичні дослідження і показали зменшення зусилля протягування до двох разів.

Отримані математичні залежності дають змогу виконати попередні розрахунки потужності приводу, варіанти зменшення зусилля проколювання, та можливості об'єднання деяких робочих рухів при використанні конкретного обладнання.

Список використаних джерел

1. Михельсон И. С. Определение напряжений в грунте при внедрении рабочего инструмента бестраншейной прокладывающей машины / И. С. Михельсон // Вестн. Саратов. гос. техн. ун-та. – Саратов, 2011. – Вып. 1. – С. 80–84.

2. Кравець С. В. Наукові основи створення землерийно-ярусних машин і підземно рухомих пристроїв: монографія / С. В. Кравець, В. В. Кованько, О. П. Лук'янчук. – Рівне: НУВГП, 2015. – 319 с.

3. Кравець С. В. Аналітичний спосіб визначення опору занурення конусного наконечника в ґрунт / С. В. Кравець, О. П. Посмітюха, В. Н. Супонев // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование : сб. науч. тр. / Приднепров. гос. акад. стр.-ва и архитектуры. – Днепро, 2017. – Вып. 103. – С. 91–98.

4. Кравець С. В. Визначення еквівалентного і оптимального діаметрів кінцевого наконечника з виступами для проколювання ґрунту. / С. В. Кравець, О. П. Посмітюха, В. Н. Супонев. // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – Дніпро: ДНУЗТ – 2017. – № 4 (70). – С. 89–98.

5. Супонев В. Н. Исследование процесса изменения состояния грунта вокруг горизонтальной скважины после её формирования методом статического прокола грунта / В. Н. Супонев, С. Л. Хачатурян, В. И. Олексин // Вестн. Харьков. нац. автомоб.-дор. ун-та : сб. науч. тр. / Харьков. нац. автомоб.-дор. ун-т, Сев.-Вост. науч. центр трансп. акад. Украины. – Харьков, 2016. – Вып. 73. – С. 196–202.

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ БІЧНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ ҐРУНТУ ВІДВАЛЬНИМ РОБОЧИМ ОБЛАДНАННЯМ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ

Хмара Л. А., Голубченко О. І.

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури (м. Дніпро)

Однією з найбільш поширених операцій земляних робіт при будівництві протяжних об'єктів таких, як автомобільні та залізничні дороги, меліоративні споруди, роботи по зворотній засипки траншей, при устрій оборонних споруд, пошаровому добуванні корисних копалин, є бічне переміщення ґрунту відносно напрямку земляної споруди. Для виконання даних земляних робіт широко використовуються серійні землерийно-транспортні машини у вигляді бульдозерів, автогрейдерів, до недоліків яких відносяться циклічність роботи, неможливість бічного транспортування ґрунту на значну відстань при використанні косовстановленого відвала.

Перспективним шляхом з мінімальними витратами матеріальних ресурсів підвищення ефективності бічного транспортування ґрунту серійними землерийно-транспортними машинами є використання на їх робочому обладнанні механічних інтенсифікаторів робочого процесу.

Запропонована конструкція механічного інтенсифікатора відвального робочого органа для бічного транспортування ґрунту за рахунок його метання у вигляді дискретно розташованих по гвинтовим лініям навколо горизонтального привідного вала радіальних лопастей з похилими різальними ножами. За рахунок обертання похилих ножів ґрунт отримує радіальну швидкість, а також осьову швидкість від переміщення по поверхні різальних ножів. Після виходу ґрунту із зони контакту з відвальною поверхнею відбувається його метання під кутом до напрямку поступового переміщення базової машини.

Встановлені залежності для визначення геометричних параметрів лопастей з ножами в залежності від кута нахилу та ширини ножа. Виконані теоретичні дослідження процесу транспортування ґрунту вздовж відвальної поверхні з метою визначення радіальної та вісьової швидкості руху ґрунту. Розроблені математичні моделі розрахунку об'єму ґрунту на різальних ножах та його геометричних параметрів. Встановлені залежності для визначення кута розвантаження інтенсифікатора, початкових швидкостей метання ґрунту та максимальної і мінімальної відстані бічного транспортування ґрунту.

На базі отриманих математичних моделей побудовані графічні залежності з метою встановлення раціональних параметрів робочого процесу.

РОЗРОБКА ПЕРСПЕКТИВНИХ КОНСТРУКЦІЙ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Хмара Л. А., Голубченко О. І.

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури (м. Дніпро)

Найвищої продуктивності виконання земляних робіт досягають машини безперервної дії. Але серед землерийно-транспортних машин їх парк дуже обмежений. Із серійних відомі грейдер-елеватори, струги – металники, але з їх високої матеріалоемкості, низької маневреності, стійкості, неможливості здійснювати транспортування ґрунту на значну відстань, вони зняті з виробництва. Високопродуктивні землерийно-транспортні машини безперервної дії не виробляються серійно, потребують спеціальних базових машин, виконують специфічні види земляних робіт і тому мають високу вартість. Тому, актуально вдосконалення серійних землерийно – транспортних машин, таких як бульдозер, автогрейдер з метою безперервного виконання робочого процесу.

У зв'язку з цим запропоновані варіанти технічних рішень відвального робочого органа з використанням радіальних металників різного виконання, які встановлені з боку косовстановленого відвала. Застосування металника сферичної форми з приводом повороту

навколо вертикальної вісі дозволяє змінювати напрям та відстань бічного транспортування ґрунту.

Для можливості одночасного різання ґрунту або його захоплення з насипа при зворотній засипці траншей та подальшого його транспортування запропоновані технічні рішення різально-метальних інтенсифікаторів різного виконання для відвальних робочих органів. Особливість цих конструкцій полягає у розташуванні на привідному валу лопатей з різальними ножами, що здійснюють послідовне руйнування ґрунту та його транспортування.

Передбачено виконання інтенсифікаторів циліндричної, конічної, та двобічної дії та їх застосування на прямих та косовстановлених відвалах різної конфігурації. Це дозволяє в широких межах змінювати відстань та напрям бічного транспортування ґрунту.

Для бічного транспортування ґрунту а напрямі руху землерийно-транспортної машини на значні відстані (до 15 м) запропоновано технічне рішення робочого обладнання яке поєднує використання різально-метального робочого органа та стрічкового металника. Особливість металника полягає в його дугоподібній формі та наявності по бокам стрічки напрямних з якими контактують опорні ролики для зберігання форми стрічки. Робота металника характеризується зниженням енергоємності процесу транспортування ґрунту у порівнянні з традиційним лопатевим металником з нерухомим кожухом за рахунок відсутності сил тертя по ньому.

ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ АВТОГРЕЙДЕРА, РОЗРОБЛЕНОЇ У ВИГЛЯДІ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ

Лютенко В. Є., Запорожець М. О.

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

Поперечне переміщення ґрунту займає основну частину робочого часу автогрейдера. Зазвичай на один прохід на заріз потрібно до п'яти проходів з переміщенням вирізаного валика ґрунту. Доведено, що режим найбільш повного використання тягових можливостей машини та найкращої паливної економічності відповідає роботі при номінальній силі тяги і номінальній (максимальній) тяговій потужності. Робочі опори, що виникають при переміщенні ґрунту, набагато менше сил, що виникають при зарізанні. Створена нами математична модель процесу переміщення ґрунту автогрейдером призначена для визначення раціональної довжини відвалу і опору переміщенню ґрунту, а також пов'язаної з ними величини і характеру зміни тягової потужності.

Мета роботи полягає у дослідженні залежності нелінійних механічних характеристик та нелінійної залежності буксування від сил опору переміщення ґрунту, інерційності агрегату при змінному навантаженні на відвал.

Дослідженню та аналізу автогрейдера присвятили праці наступні зарубіжні та вітчизняні науковці у своїх роботах, такі як Амельченко В. Ф., Антипов В. І., Гуревич А. М., Денисов В. П., Крившин А. П., Барський І. Б., Аналович В. Я., Кутьков Г. Н., Волков Д. П., Холодов А. М., Ветров Ю. А., Станевський В. П., Нічке В. В., Назаров Л. В., Кириченко І. Г., Шевченко В. А., Кравець С. В., Хмара Л. А., Блохін В. С., Маліч М. Г.

Робочі опори, що виникають у процесі переміщення ґрунту автогрейдером, носять змінний характер. Тому для дослідженні тягових властивостей автогрейдера розроблена динамічна модель. Значення параметрів моделі відповідають автогрейдеру ДЗ-143-1 з механічною трансмісією.

Входом математичної моделі є залежність сили опору переміщенню ґрунту P від часу t . Вихідна величина – значення тягової потужності N , що витрачається на переміщення ґрунту.

Перетворення вихідного сигналу P в моделі відбувається наступним чином. До сили опору переміщенню ґрунту P додається сила опору перекочування машини P_f . Сумарний опір руху машини створює на колісному рушії момент опору M_k .

У моделі врахована інерційність обертових мас двигуна, трансмісії і коліс автогрейдера, а також інерційність руху автогрейдера разом з призмою волочиння.

Математична модель процесу переміщення ґрунту автогрейдером представлена у вигляді динамічної системи зі змінною структурою і враховує нелінійну механічну характеристику двигуна і змінну інерційність автогрейдера.

АНАЛІЗ РІЗНИХ ТИПІВ ПІДСИЛЮВАЧІВ РУЛЬОВОГО ПРИВОДУ

Кисельов В. О., Заяць Г. В.

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури (м. Дніпро)

Сучасний етап інтенсивного розвитку новітніх технологій надав можливість впровадження найбільш безпечних, ергономічних, економічних та екологічних системи керування колісними транспортними засобами.

Підсилювачі рульового приводу, що використовуються в конструкціях різних видів, типів і моделей колісних транспортних засобів повинні забезпечувати легкість повороту керованих коліс, необхідну залежність кута повороту керованих коліс від кута повороту рульового колеса, а також підвищувати безпеку руху, наприклад в разі пошкодження пневматичних шин ти ін.

Різноманітність розроблених компоновочних схем гідропідсилювачів рульового приводу (ГРП) забезпечили їх широке використання як в автомобільному транспорті, так і у конструкції колісних будівельних, дорожніх та піднімально-транспортних машин.

Найбільшого розповсюдження знайшли ГРП із стежачим гідростатичним приводом. Разом з перевагами, такими як задовільна керованість, великі значення зусиль та простота конструкції вони мають недоліки: значні габаритні розміри; наявність оливи в системі; підвищена витрата палива; ускладнення при роботі в зимовий період, регламентований термін роботи.

Електрогідропідсилювачі рульового приводу (ЕГРП), є результатом удосконалення ГРП, але перевагою є тільки заміна ремінного приводу гідронасосу на електродвигун з можливістю його вимикання при роботі ДВЗ на холостому ходу.

Останнім часом якнайкращим технічним та економічним показникам відповідають електромеханічні підсилювачі рульового управління.

Вони відрізняються позитивними перевагами, як достатнє значення зусилля, диференційоване «почуття керма» з можливістю роботи на двох режимах (силовий, швидкісний), відсутність оливи, невисока витрата палива (потребує встановлення генератора підвищеної потужності), можливість інтегрування в інші системи, невеликі габаритні розміри, висока надійність.

Як основний елемент системи електромеханічного підсилювача керма виступає електродвигун. В даний час широкого поширення набули вентильно-індукторні двигуни, які не мають щітково-колекторного вузла і обмотки на роторі. Застосування такого двигуна в приводі підсилювача рульового управління дозволить підвищити надійність, зменшити втрати і підвищити ККД системи.

Дослідження електромеханічних підсилювачів проходять або в руслі дослідження електроприводу для підсилювача рульового управління, де не враховуються параметри колісного (транспортного чи іншого) засобу, або рульового управління з електродвигуном, де не проводяться дослідження самого приводу.

Таким чином стає актуальною мета дослідження системи електромеханічного підсилювача з різними видами приводних електродвигунів, а також взаємодія електроприводу з рульовим управлінням колісного (транспортного чи іншого) засобу, що дозволить поліпшити техніко-економічні показники останнього.

СИСТЕМНЕ ПРЕДСТАВЛЕННЯ РЕМОНТНИХ МАЙСТЕРЕНЬ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТА ШЛЯХО-БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Богомаз В. М., Щека І. М., Боренко М. В., Храмцов А. М.

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

Аналіз стану наявних засобів ремонту та технологій ремонту ремонтних майстерень автомобільної та шляхобудівельної техніки (АТ та ШБТ) в структурних підрозділах Державної спеціальної служби транспорту і особливостей їх застосування під час виконання завдань за призначенням в зоні проведення антитерористичної операції показує значне зниження ефективності у зв'язку з критичним фізичним і моральним зносом устаткування, великої уразливості автомобілів із-за великих габаритів, великого розходу палива, обмеженої маневреності. Наприклад, машини технічного обслуговування на базі ЗІЛ-131 виявилися непристосованими для забезпечення бойових дій військ. Доцільність застосування майстерень виявилось ефективним тільки в місцях постійної дислокації та на збірних пунктах пошкоджених машин. Дефіцит коштів на нове обладнання вимагає пошук виходу з ситуації. Одним з таких напрямків роботи є застосування системного підходу до рішення задач оцінки, аналізу та розробки пропозицій по підвищенню технологічного рівня ремонтних майстерень.

Ремонтна майстерня представляється як відносно ізольована технічна система, де під вхідними впливами змінюється її стан (технологічний рівень) і в результаті цього з'являються матеріальні засоби, які залишаються всередині системи або залишають її у формі вихідних впливів, тобто виходять у зовнішню середу.

Впливи на ремонтну майстерню можуть здійснюватися:

певними ресурсами (люди, АТ та ШБТ, інші технічні засоби), які можна розглядати як входи технічної системи;

небажані та не завжди визначенні побічні дії оточення (перешкоди).

Кожному впливу на технічну систему відповідає дія технічної системи. До складу системи входять підсистема «технології ремонту» та підсистема «технічні засоби ремонту» з їх зв'язками. За допомогою технічної системи виконуються функції, причому ці функції залежать від відношень вхід-вихід і від вибраного способу дії (технології ремонту). Операндом системи є АТ та ШБТ та їх стани, що піддаються цілеспрямованому перетворенню. Перетворення є наслідком певних дій і описуються технологією ремонту (відновлення справного стану).

Властивості системи пропонується визначати узагальненим показником технологічного рівня. Технологічний рівень ремонтних майстерень визначається сукупністю показників технологічної підготовки виробництва: Р1 - показник стану обладнання, Р2 - показник стану технологічних процесів, Р3 - показник стану технологічного забезпечення, Р4 - показник стану складності робіт, Р5 - показник стану кваліфікації і підготовки кадрів. Ці показники характеризують властивості технологічного стану ремонтної майстерні і визначають формування якісних і кількісних показників її працездатності, тобто вихідних показників системи.

Вихідними показниками системи є коефіцієнт технічної готовності машин, які пройшли ремонт і знаходяться в експлуатації, вартість ремонту, час ремонту. Взаємозв'язки між даними структурами системи легко зрозуміти, використовуючи відношення «мета-засіб». Призначення технічної системи (як мета) забезпечується певною функціональною

структурою (як засобом). Функціональна структура може бути реалізована різними органо-структурами, органоструктури можуть бути реалізовані різними конструктивними схемами.

Таким чином, системне представлення ремонтних майстерень автомобільної та шляхо-будівельної техніки, оцінка показників технологічного рівня дозволяє перейти до можливих змін, тобто удосконаленню елементів структури або синтезу нових елементів технічної системи з метою покращення її вихідних показників.

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ТА ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НА КОЛИВАННЯ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОДОТРИМАЧА ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНОМУ ЗБУДЖЕННІ

Власов А. О.¹, Зданевич С. В.²

¹*Запорізька державна інженерна академія*

²*Національна металургійна академія України (м. Дніпро)*

При експлуатації систем механізмів переміщення електродів (МПЕ) трифазних дугових сталеплавильних печей (ДСП), має місце витрата графітових електродів у результаті їхніх поломок у результаті ударного, згинального, а також вібраційного навантаження. Розглянути МПЕ ДСП з гідравлічним приводом вертикального переміщення рухливої стійки електродотримача і напрямними роликами.

Система електродотримачів трифазних ДСП представляє складну просторову коливальну систему, що включає три металоконструкції консольних електродотримачів з електродами, які об'єднані взаємним електродинамічним впливом у струмоведучих контурах від трифазного електричного струму.

Електродинамічна взаємодія струмопроводів і електродів сусідніх фаз, збуджує механічні згинальні та крутильні коливання в системі «електрод - електродотримач – стійка», що приводить до просторового переміщення електродів і впливає на струм дуги, порушує роботу системи автоматичного регулювання ДСП, викликає ослаблення ніпельних з'єднань секцій електродів та може привести до їх руйнування.

Характеристика зовнішнього збурення і зіставлення з динамічними параметрами складної коливальної системи «електрод – електродотримач» необхідна умова оцінки навантаження та електродинамічної стійкості елементів системи для безаварійної експлуатації електродів.

У діючих системах МПЕ ДСП застосовують демпферні роликові опори рухливих стійок електродотримачів, які мають нелінійну пружну характеристику, що сприяє інтенсивному розсіюванню енергії коливань та суттєво знижує амплітуду коливань електродотримача. Отримані пружні характеристики крутильної системи «стійка - роликові опори» в функції вільної довжини стійки з урахуванням умов заземлення стійки та зазорів в напрямних опорних роликах.

Для зменшення амплітуди коливань електродів трифазної ДСП у режимах змушених коливань під дією електродинамічних сил при коротких замиканнях (КЗ), так і при вільних пружних коливаннях електродотримача після розриву дуги, запропонована шарнірна система кріплення струмоведучого рукава на стійці електродотримача з демпфером сухого тертя або гасителем коливань на основі ортогонального клинового механізму з лінійними пружними елементами та їх початковим натягом.

Встановлено основні складові еквівалентного напруги в небезпечному перерізі електрода при можливому напрямку і сполученні електродинамічних і інерційних складових навантаження при консольному розташуванні електрода. За умови міцності ніпельного з'єднання електрода визначені граничні амплітуди коливань електродотримача.

З умови гранично припустимого відхилення від вихідного положення вузла кріплення електрода в горизонтальній площині при впливі електродинамічних сил на струмоведучий контур системи «рукав електродотримача – електрод» отримані залежності для вибору мі-

сця розташування шарнірної опори і гасителя коливань при заданих геометричних розмірах електродотримача і стійки, з урахуванням довжини електрода. Визначено раціональне значення жорсткості пружного елемента гасителя коливань і необхідні характеристики сухого тертя.

На основі конструкції електродотримача ДСП-50Н2 визначені динамічні параметри розрахункової схеми з урахуванням зміни робочої довжини електрода та зазорів в системі опорних роликів стійки електродотримача. На підставі експериментальних даних визначений діапазон значень і частотний спектр електродинамічного впливу, що змушує коливання, на струмоведучі частини електродотримача.

Для дослідження коливань електрода в горизонтальній площині розроблена приведена двомасова динамічна модель системи балансірного електродотримача на основі подвійного фізичного маятника з пружними зв'язками між ланками та демпферами нелінійного тертя. Складені диференціальні рівняння руху приведеної коливальної системи, визначені власні частоти і коефіцієнти форм вільних коливань у діапазоні зміни динамічних параметрів, амплітудно-частотна характеристика системи.

Результати імітаційного моделювання коливань системи балансірного електродотримача підтверджують зниження рівня амплітуд коливань електрода в горизонтальній площині в порівнянні з вихідною конструкцією з жорстким з'єднанням рукава зі стійкою електродотримача.

Розроблена математична модель і отримані розрахункові залежності параметрів коливальної системи можуть бути використані для аналізу динамічних процесів у системі балансірного електродотримача та МПЕ ДСП з метою оцінки вібраційного навантаження на електрод при дії нестационарного електродинамічного збурення, в режимах КЗ або при вільних коливаннях системи після скидання навантаження.

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ДВИГУНОМ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

Колеснікова Т. М., Беркут М. О., Скородумова К. Г.

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури (м. Дніпро)

Підвищення якості функціонування сучасного легкового автомобіля нерозривно пов'язане з вирішенням комплексу завдань щодо поліпшення безпеки, надійності, комфорту, економічності і екологічності при одночасному збереженні динамічних характеристик.

Для вирішення цих завдань автовиробники активно займаються розробкою і впровадженням електротехнічних систем управління, які забезпечують їх ефективне рішення.

Якість функціонування автомобіля визначається рядом технічних параметрів, істотна частина з яких забезпечує ефективність роботи двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ).

На сьогоднішній день на автомобілях активно впроваджується і вдосконалюється комплекс електронної педалі акселератора і електронного приводу дросельної заслінки, розробляється нова система регулювання фаз газорозподілу ДВЗ, реалізується система «Старт-стоп» і обґрунтовуються принципи регулювання швидкості легкового автомобіля.

Таким чином, стає актуальною задача по розробці математичних моделей новітніх систем регулювання фаз газорозподілу двигуна внутрішнього згоряння, системи «Старт-стоп» і системи регулювання швидкості руху легкового автомобіля, в режимах підтримки і обмеження швидкості з оптимальними параметрами і систем визначення в'язкості моторного масла.

Для досягнення поставленої задачі необхідно розглянути розвиток електротехнічних систем управління двигунів внутрішнього згоряння, провести аналіз концепцій існуючих систем для подальшого математичного моделювання цих систем.

Основними функціями мікропроцесорних систем управління є: пуск двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), управління моментом займання паливно-повітряної суміші, за-

безпечення комфортного середовища в салоні автомобіля, передача інформації про маневри автомобіля, контроль роботи агрегатів і вузлів, а також автомобіля в цілому.

Система зміни фаз газорозподілу (Variable Valve Timing, VVT) призначена для регулювання параметрів роботи газорозподільного механізму в залежності від режимів роботи двигуна. Застосування даної системи забезпечує підвищення потужності й крутного моменту двигуна, паливну економічність і зниження шкідливих викидів [1].

До регульованих параметрів роботи газорозподільного механізму відносяться: момент відкриття (закриття) клапанів; тривалість відкриття клапанів; висота підйому клапанів [2].

Залежно від регульованих параметрів роботи газорозподільного механізму розрізняють наступні способи змінюваних фаз газорозподілу: поворот розподільного вала; застосування кулачків з різним профілем; зміна висоти підйому клапанів [3].

Найбільш поширеними є системи зміни фаз газорозподілу, що використовують поворот розподільного вала.

Найбільш досконалий, з конструктивної точки зору, різновид системи зміни фаз газорозподілу заснован на регулюванні висоти підйому клапанів. Дана система дозволяє відмовитися від дросельної заслінки на більшості режимів роботи двигуна. Піонером у цій галузі є компанія BMW і її система Valvetronic.

Система «Старт-стоп» призначена для зниження шкідливого техногенного впливу на навколишнє середовище шляхом оптимізації роботи двигуна внутрішнього згоряння і для зниження витрати палива. Досягається це, головним чином, за рахунок скорочення часу роботи двигуна в режимі холостого ходу і часткової рекуперації енергії при русі накатом або при гальмуванні автомобіля.

Система «Start-Stop» дозволяє виконувати швидкі і оптимальні пуски, в результаті яких знижується кількість техногенних викидів і зменшується час прокрутки стартером, проводиться подача паливо-повітряної суміші з необхідним співвідношенням і коректно розраховується час накопичення і момент подачі іскри запалювання.

Компанія Toyota розробила систему «Start-Stop», яка дозволила досягти економії палива в 10 % в умовах пробок в Токіо. Через деякий час компанія Honda також стала застосовувати дану технологію. Автомобільні компанії Fiat і Volkswagen з розробленими системами «Start-Stop» дозволили істотно знизити витрату палива на автомобілях з двигунами робочим об'ємом більше 2 літрів. Компанія Citroen представила принципово нову розробку системи «Start-Stop» – комбінування системи роботизованої трансмісії SensoDrive зі стартером і генератором, об'єднавши в один блок ISG, також відомий, як «інтегрований стартер-генератор».

Використання рекуперації енергії при гальмуванні застосувала компанія BMW розробивши систему, що дозволяє не використовувати генератор при роботі двигуна.

Реалізація функції рекуперативного гальмування послужило поштовхом для створення комбінованих систем управління. Головною задачею компанії BMW було зниження втрат в ДВЗ.

Компанія Mazda представила власну систему i-Stop, основою якої став генератор змінного напруги, що працює в процесі уповільнення руху автомобіля.

General Motors спроектувала автомобіль, оснащений системою «Start-Stop» з технологією рекуперативного гальмування і електронним турбонадувом. В цьому ж році компанії Hyundai і KIA стали випускати автомобілі, оснащені системою ISG (Intelligent Stop & Go).

Системи регулювання швидкості руху автомобіля стали активно застосовуватися ближче до початку 90-х років. У цей час спостерігається зростання числа розробок, спрямованих на створення не тільки системи підтримки швидкості, але і системи, що володіє більш широким функціоналом, здатної здійснювати збільшення і зменшення заданої швидкості. Компанія Siemens продемонструвала електронну систему, здатну підтримувати швидкість автомобіля, а також здійснювати збільшення або зменшення її уставки. Пред-

ставлена система була здатна відновлювати раніше встановлене значення швидкості з пам'яті контролера і забезпечувати її подальше підтримання.

Після появи електронної педалі акселератора E-GAS, системи регулювання швидкості отримали стрімкий розвиток, принцип контролю швидкості і підтримки, який використовується на перших системах, отримав подальший розвиток, в результаті чого з'явилася система адаптивної підтримки заданої швидкості [4].

Система адаптивного регулювання швидкості отримала назву адаптивний круїз-контроль (з англійської Adaptive Cruise Control) і представляла собою сукупність пристроїв, що підтримують змінну швидкість руху, дотримуючись заданої дистанції віддалення до попереду рухомого транспортного засобу.

Вперше система адаптивної підтримки швидкості (Preview Distance Control) була продемонстрована компанією Mitsubishi на автомобілі, оснащеному лазерними датчиками. Система виконувала функцію відкриття і закриття дросельної заслінки і управляла перемиканням передач на автоматичній трансмісії.

Компанія Toyota і BMW запропонували покупцям адаптивний круїз, який працює з датчиками-радарми.

Компанія Mercedes представила свою версію під назвою Distronic. Основна відмінність представленої адаптивної системи регулювання швидкості від традиційної системи її підтримки полягало в здатності коригувати уставку швидкості автомобіля в залежності від дорожньої обстановки та від швидкості попереду їдущого транспортного засобу.

Аналіз розвитку електротехнічних систем управління двигуном внутрішнього згоряння показав: регулювання фаз газорозподілу забезпечує підвищення швидкості досягнення необхідного моменту ДВЗ автомобіля на 12 % і розширює діапазон частот обертання двигуна з отриманням максимального крутного моменту, поліпшення паливної економічності на 10 %; застосування системи «Старт-стоп» з функцією швидкий запуск ДВЗ з мінімальними енергетичними втратами забезпечує економію палива, скорочення шкідливих викидів в атмосферу, тишу (не чути гулу мотора) в автомобілі в пробках і на світлофорах.

До мінусів можна віднести підвищене навантаження на стартер і акумуляторну батарею, втома від функціонування системи при довгому знаходженні в пробках, що легко усувається примусовим відключенням системи; регулювання швидкості автомобіля дозволяє управляти кутом відкриття дросельної заслінки через контролер системи управління ДВЗ без застосування додаткових блоків управління, із забезпеченням безпосереднього впливу на виконавчі механізми.

Таким чином, розробка електротехнічних систем управління двигуном легкового автомобіля є перспективною науково-технічною завданням, рішення якої дозволить поліпшити експлуатаційні показники автомобілів.

Список використаних джерел

1. Васильев А. В. Повышение эффективности и надежности механизма газораспределения двигателя [Текст] / А. В. Васильев // Труды международной научно-практической конференции по силовым агрегатам. КамАЗ, Набережные Челны, 2004. – С. 18–26.
2. Корчемный Л. В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика. [Текст] / Л. В. Корчемный. – М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.
3. Корчемный Л. В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя [Текст] / Л. В. Корчемный. – М.: Машиностроение, 1981. – 192 с.
4. Науменко Б. С. Бортовые автоматизированные системы управления скоростью транспортной машины [Текст] / Б. С. Науменко – Ставрополь: 1999. – 245 с.

**МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ККД ЗЕМЛЕРІЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН
ПО ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИМ ПОКАЗНИКАМ**

Хмара Л. А., Холодов А. П.

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури (м. Дніпро)

Незважаючи на деякі роботи по дослідженню енергетичної ефективності ЗТМ, вони не знайшли ще широкого застосування в практиці проектування. Це пояснюється тим, що ці дослідження носили експериментальний характер і не були доопрацьовані до інженерних методів розрахунку.

Основним завданням роботи є дослідження енергетичної ефективності ЗТМ з метою створення інженерних методів визначення невиробничих витрат енергія в механізмах і робочих органах ЗТМ при проектуванні і в процесі експлуатації з урахуванням впливу різних чинників на ефективність їх роботи. Вирішення цих питань пов'язано з удосконаленням конструктивних якостей ЗТМ шляхом вибору оптимальних режимів їх роботи і визначенням умов їх ефективного застосування про метою забезпечення розробки ґрунту з мінімальними експлуатаційними витратами.

Пропонується метод визначення ККД по техніко-економічним показникам землерійно-транспортних машин за послідовністю:

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

$$\eta_{\text{ге}} = \frac{E_{\text{обш}} - E_{\text{xx}}}{E_{\text{двс}}}.$$

Енергетичний ККД машини з гібридним приводом:

$$\eta_{\text{ге}} = \frac{E_{\text{обш}} - E_{\text{xx}}}{E_{\text{двс}}}.$$

2. Визначення енергетичного ККД для машин, не

них гібридними приводами $\eta_{\text{тр}} = \frac{E_{\text{обш}} - E_{\text{xx}}}{E_{\text{двс}}}.$

оснащені-

3. Визначення ККД по витраті палива $\eta_{\text{Qf}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{двс}}}.$

4. Визначення ККД по потужності $\eta_N = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{двс}}}.$

5. Визначення ККД за значенням маси $\eta_G = \frac{m_{\text{гр}}}{m_{\text{обш}}} = \frac{m_{\text{гр}}}{m_{\text{гр}} + m_{\text{к}}}.$

6. Визначення ККД за значенням місткості ковша $\eta_q = \frac{q_{\text{к}}}{q_{\text{маш}}}.$

7. Визначення ККД по тривалості робочого циклу $\eta_{T_{\text{ц}}} = \frac{t_{\text{ц}}}{T_{\text{ц}}}.$

8. Визначення ККД за виконаною роботою $\eta = \frac{A_{\text{пол}}}{A_{\text{обш}}}.$

РАЦІОНАЛЬНА ВЕЛИЧИНА РОЗРАХУНКОВОГО РАДІУСА ТЕРТЯ ПЛОСКИХ П'ЯТ

Главацький К. Ц., Бондаренко Л. М., Черкудінов В. Е.

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

Підп'ятники (опорні підшипники) служать для підтримки обертових осей і валів при дії навантажень, спрямованих уздовж осі обертання (при осьовому навантаженні). Вони можуть бути з плоскою, кільцевою та гребінцевою п'ятами.

Величина моменту сил тертя, що виникають під дією осьової сили при ковзанні п'яти з підп'ятнику, залежить від закону розподілу питомого тиску на опорній поверхні. Вважається, що для нових п'ят питомий тиск розподіляється рівномірно, а для припрацьованих їх умови однакового зносу в усіх точках поверхні.

Момент тертя знаходиться виходячи з рівнодіючої розподіленого навантаження. Більш логічно розрахунок треба було б вести через середній радіус тертя, який знаходиться з рівності робіт сил тертя.

Мета – визначити становище середнього радіусу тертя знайденого рівності робіт сил тертя на і під його положенням, що дозволить судити про середніх величинах зносу, температури, тиску.

Середній радіус тертя, отриманий виходячи з радіуса дії всіх елементарних сил по площі тертя інтегруванням моменту тертя, що виникає по кільцевій площі тертя завширшки на відстані від осі обертання і при тиску на цій площі.

Аналіз виконаної роботи дозволяє зробити наступні висновки:

– при рівномірному розподілі питомого тиску для кільцевої суцільний п'яти середні значення радіусів тиску, моментів тертя більш коректно визначити з рівності робіт щодо умовного середнього радіусу, оскільки існуючі формули припускають лінійну залежність між площею і розмірами;

– у вирішенні завдань при розподілі тиску для випадку однакового зносу у всіх точках п'яти більш точно знаходити рівності площ прямокутника і фігури обмеженою рівнянням, що визначає питомий тиск на встановленому відстані від центру п'яти.

Наукове видання

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПІДНІМАЛЬНО-
ТРАНСПОРТНИХ, БУДІВЕЛЬНИХ, ДОРОЖНІХ МАШИН І
КОМПЛЕКСІВ**

Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції

Українською та російською мовами

Друкуються в авторській редакції

Відповідальний за випуск *С. В. Ракша*

Комп'ютерна верстка *О. С. Куроп'ятник*