МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова

Всеукраїнської науково-практичної конференції
здобувачів вищої освіти і молодих учених

«НАУКА ТА ТЕХНОЛОГІЇ У СУЧАСНОМУ РОЗВИТКУ ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ»

Випуск 13

Збірник статей і тез доповідей

21 жовтня 2026
Харків 2026 р.

УДК 394.46+625.08:0.01.8+625.087+621.873/.875+621

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Фідровська Н.М.	професор, д.т.н., ХНАДУ, головний редактор
Кириченко І. Г.	професор, д.т.н., ХНАДУ
Супонев В. М.	професор, д.т.н., ХНАДУ
Щербак О. В.	доцент, к.т.н., ХНАДУ, заст. головного редактора
Пімонов І. Г.	доцент, к.т.н., ХНАДУ заст. головного редактора
Рагулін В. М.	доцент, к.т.н., ХНАДУ заст. головного редактора

EDITORIAL BOARD

N.Fidrovska	Prof., Dr. Sc., Eng., KhNAHU Editor-in-chief
I. Kyrychenko	Prof., Dr. Sc., Eng., KhNAHU
V.Suponev	Prof., Dr. Sc., Eng., KhNAHU
O. Shcherbak	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU, Deputy editor-in- chief
I. Pimonov	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU Deputy editor-in- chief
V. Ragulin	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU Deputy editor-in- chief

З М І С Т

Тімченко О.А. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УНІВЕРСАЛЬНОГО ЕКСКАВАТОРА НА БАЗІ KOBELCO SK260LC	11
Бей В.В. МОДЕЛЮВАННЯ УНІВЕРСАЛЬНОГО ЕКСКАВАТОРА ЗА ПРОТОТИПОМ VOLVO EC250ELR (LONG-REACH)	16
Гурко В.О. КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРОПРИВОДОМ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА.	21
Сидоренко І.С. ДИНАМІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЕКСКАВАТОРА В AUTODESK INVENTOR.	26
Remez E.L. METHODS AND MODELS FOR DETERMINING THE INTERACTION FORCES BETWEEN THE WORKING PARTS OF EARTH-MOVING AND TRANSPORT MACHINES AND THE MATERIAL BEING EXCAVATED. A REVIEW OF FOREIGN SCIENTIFIC AND TECHNICAL SOURCES. PART 1	32
Savich D.V. METHODS AND MODELS FOR DETERMINING THE INTERACTION FORCES BETWEEN THE WORKING PARTS OF EARTH-MOVING AND TRANSPORT MACHINES AND THE MATERIAL BEING EXCAVATED. A REVIEW OF FOREIGN SCIENTIFIC AND TECHNICAL SOURCES. PART 2	37
Radovichenko O.M. METHODS AND MODELS FOR DETERMINING THE INTERACTION FORCES BETWEEN THE WORKING PARTS OF EARTH-MOVING AND TRANSPORT MACHINES AND THE MATERIAL BEING EXCAVATED. A REVIEW OF FOREIGN SCIENTIFIC AND TECHNICAL SOURCES. PART 3	46
Щукіна Ю.О. ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ СУЧАСНИХ МАШИН ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ СНІГУ	54
Постольний І.В. АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ЧИННИКІВ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ЗНОСОСТІЙКІСТЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН	57
Drobakha Ye.O. AGEING OF MOTOR OIL AS FACTOR LIMITING ITS SERVICE LIFE IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES	63

Шестерик Б.О. АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ РІЗАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ІОННО-ПЛАЗМОВИХ ПОКРИТТІВ	67
Бєлов О.Д. ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗНОШУВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН	71
Білан І.В., Нікітін С.А. АНАЛІЗ ТРАНСМІСІЙ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН З ОБ'ЄМНИМИ ГІДРОПРИВОДАМИ	73
Лисяк Б.В.. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ПІВМУФТИ ВАНТАЖНОЇ ЛЕБІДКИ ЗІ КУЛЬКОВОЮ ОБГІННОЮ МУФТОЮ	78
Мудрик В.В., Олексюк А.Ю., Сербін І.С. ЕНТРОПІЙНИЙ ІНДЕКС ЕМЕРДЖЕНТНОСТІ ДЛЯ АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ РЕЖИМАМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ І ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН	83
Щербина Р.О. ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РЕЖИМУ ПІСЛЯРЕМОНТНОЇ ОБКАТКИ ДВИГУНА ЯМЗ-238 ЗА ДИНАМІКОЮ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ	86
Ващенко Д.М. ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ДИНАМІКИ ДІЙСНОЇ ПОДАЧІ ВІДНОВЛЕНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА НШ-50У ПІД ЧАС ПІСЛЯРЕМОНТНОГО ПРИПРАЦЮВАННЯ	91
Бугаєнко Д.В. ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ ОПОРИ БУНКЕРУ ДЛЯ ЗБЕРІГАННЯ ПІСКУ ТА ЩЕБНЮ	98
Чорний Є.Є. ДОСЛІДЖЕННЯ ВІТРОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ, ДІЮЧИХ НА ЄМКІСТЬ ЗБЕРІГАННЯ ЦЕМЕНТУ	101
Рибак Д.І. ДОСЛІДЖЕННЯ РУЙНУВАНЬ ХОДОВИХ ВІЗКІВ КОЗЛОВИХ КРАНІВ	104
Сафонов С.Є. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РОЗМІРУ ЧАСТИНОК ЗАБРУДНЕНЬ НА ПРОТИЗНОШУВАЛЬНІ ВЛАСТИВОСТІ РОБОЧИХ РІДИН ГІДРОПРИВОДІВ БДМ	108

Shkliaruk P.O. DEPENDENCE OF THE SERVICE LIFE OF WORKING FLUIDS ON THE OPERATING MODE OF CONSTRUCTION AND ROAD MACHINES	112
Болгов В.О. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РЕЖИМУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ НА СКЛАД РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРОПРИВОДІВ	115
Буханець В.В. АНАЛІЗ ВІДМОВ ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНИХ МАШИН ЗАЛЕЖНО ВІД ЇХ НАВАНТАЖЕНОСТІ	118
Касянчук М.М. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГУСЕНИЧНОГО ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ АСФАЛЬТОУКЛАДАЛЬНИКА	123
Курган А.В., ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ТРОТУАРНИХ КОТКІВ	128
Шевченко Н.В. ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ ГУСТИНИ ДЕРЕВИНИ НА ПОПЕРЕЧНУ СТІЙКІСТЬ СОРТИМЕНТОВОЗІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ СИСТЕМ ДИНАМІЧНОГО МОНІТОРИНГУ	138
Ткаченко М.А. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕМПЕРАТУРНОЇ ПІДГОТОВКИ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН	142
Калінкіна М.Я. МОДЕЛЮВАННЯ МАШИН ДЛЯ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ РОБІТ НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА	148
Корнєєв В.В. СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДІАГНОСТУВАННЯ ТРАКТОРІВ ДЛЯ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ РОБІТ	154
Пільгуй М.М. ВИПРОБУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН НА БАЗІ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ	158
Ступар В.О. ОПТИМАЛЬНИЙ РОЗМІР З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ ПРИ РЕМОНТІ ТРУДО- ТА МАТЕРІАЛОМІСТКИХ ДЕТАЛЕЙ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ, БУДІВЕЛЬНИХ, ДОРОЖНІХ МАШИН	164
Поляков О.А., Кощій В. ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИ РОБОТІ МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ	172
Пустовий Д. ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ КАНАТНОГО БАРАБАНА ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДА СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ	176
Штода В.С., Педан А. ВИЗАЧЕННЯ ДЕФОМАЦІЇ ЦИЛІНДРИЧОЇ ОБОЛОНКИ КАНАТНОГО БАРАБАНА ПІД ДІЄЮ ЗОВНІШНЬОГО ТИСКУ	182

Скляров І.В. ЦИФРОВЕ ПРОСТОРОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ РЕЛЬЄФУ ЯК ОСНОВА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ	186
Д'яченко Р.К. ОБҐРУНТУВАННЯ ЗУСИЛЬ ПРОДАВЛЮВАННЯ ҐРУНТУ ПРИ БЕЗТРАНШЕЙНОМУ ПРОКЛАДАННІ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ	190
Кафтанов А.О. ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЛОКАЛЬНОГО РОЗГЛЯДУ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ РАДІАЛЬНОЇ РІЗАЛЬНОЇ КРОМКИ ТОРЦЕВОГО ФРЕЗЕРНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА	197
Кисляк О.Ю. ЗАСТОСУВАННЯ МОДУЛЬНИХ ЗНІМНИХ АКУМУЛЯТОРНИХ СИСТЕМ ТА СТАНЦІЙ АВТОМАТИЗОВАНОЇ ЗАМІНИ НА КОМПАКТНІЙ БУДІВЕЛЬНІЙ ТЕХНІЦІ	200
Пацьора Д.І., Сафон Н.А. ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ (ВИНОСУ) ҐРУНТУ БЕЗКІВШЕВИМ РОТОРОМ ТРАНШЕЙНОГО ЕКСКАВАТОРА	203
Ніколаєнко В.А. ОБ'ЄКТНО-ОРІЄНТОВАНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВЗЕМЛЕРИЙНИХ І БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН ЗАСОБАМИ MODELICA	208
Ратушняк Р.Є. ВПЛИВ РОЗТАШУВАННЯ МОЛОТКІВ НА НАВАНТАЖЕННЯ РОТОРА МАШИНИ РОЗМІНУВАННЯ	215
Сивка І.О. ОБҐРУНТУВАННЯ УМОВ ЕФЕКТИВНОГО РОЗВАНТАЖЕННЯ КОВШІВ РОТОРНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА З ЛАНЦЮГОВИМ ДНИЩЕМ	220
Чумак Є.В. ОСОБЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ МАШИНИ ДЛЯ ПРОКЛАДКИ ОПТОВОЛОКОННИХ ЛІНІЙ ЗВ'ЯЗКУ	225
Колодій Е. М. ВПЛИВ КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ ТА МАСИ ПАКЕТА ДЕРЕВИНИ НА ПАРАМЕТРИ І КОЛИВАЛЬНІ ВЛАСТИВОСТІ ФОРВАРДЕРА	229
Волков М. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАТЕРНІВ ВІБРАЦІЙНИХ СИГНАЛІВ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МЕХАНІЧНИХ ВУЗЛІВ МАШИН	234

Вдовіна К. МЕТОД ВИЯВЛЕННЯ ПАТЕРНІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ОБЕРТОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА БАГАТОКАНАЛЬНИМИ ВИМІРЮВАЛЬНИМИ ДАНИМИ	238
Блажко С. МЕТОД КОМПЛЕКСНОГО ОЦІНЮВАННЯ НАВАНТАЖЕНОГО СТАНУ МЕХАНІЧНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ГЕТЕРОГЕННИМИ ВИМІРЮВАЛЬНИМИ ДАНИМИ	245
Талда О. ІНТЕЛЕКТУАЛЬНА ТЕХНОЛОГІЯ ДІАГНОСТУВАННЯ БОРТОВИХ ВИМІРЮВАЛЬНИХ КОМПЛЕКСІВ ЗА БАГАТОПАРАМЕТРИЧНИМИ ПАТЕРНАМИ ВИМІРЮВАЛЬНИХ ДАНИХ	252
Пчельник Б. МЕТОД ВИЯВЛЕННЯ АНОМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ЗА ПАТЕРНАМИ БОРТОВИХ ВИМІРЮВАНЬ	259
Попов Т. ВИЯВЛЕННЯ НЕСТАБІЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ОБЕРТОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИМІРЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ	266
Певний Ю. ДІАГНОСТУВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПРИВОДНИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИМІРЮВАННЯ КРУТНОГО МОМЕНТУ	271
Мельник Ю. ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙ МЕХАНІЧНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДАНИМИ ТЕНЗОМЕТРИЧНИХ ВИМІРЮВАНЬ	275
Макляк В. ВИЯВЛЕННЯ ХАРАКТЕРНИХ ПАТЕРНІВ НАВАНТАЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВУЗЛІВ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИМІРЮВАННЯ СИЛИ	279
Лавров О. ВИЯВЛЕННЯ ПОРУШЕНЬ РОБОТИ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ЗА ПАТЕРНАМИ ЛІНІЙНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ	283
Гросс О. ВИЯВЛЕННЯ АНОМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИМІРЮВАННЯ ТИСКУ	288
Галкіна Т. ВИЯВЛЕННЯ АНОМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ МАШИН ЗА СИГНАЛАМИ ПРИСКОРЕННЯ БОРТОВОГО ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ	293
Варивода Д.О. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МАСИ ГРЕЙФЕРА КОЗЛОВОГО КРАНУ НА ЙОГО ЗАЧЕРПУВАЛЬНУ ЗДІБНІСТЬ	298

Ульянич Л.О. ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИЙ МОНІТОРИНГ І ТЕХНІЧНА ДІАГНОСТИКА ДОРОЖНІХ МАШИН: СУЧАСНІ ПІДХОДИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ	303
Червоноштан А.Л. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАНУРЕННЯ МОДЕЛЕЙ ФУНДАМЕНТ-ОБОЛОНОК В ГРУНТ	306
Богданов З.Є. ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГОЛОВНОЇ БАЛКИ МОСТОВОГО ДВОБАЛКОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 10 Т	311
Дремлюга С.О. ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГОЛОВНОЇ БАЛКИ КОРОБЧАСТОГО ПЕРЕРІЗУ МОСТОВОГО КРАНА	316
Кузнєцов Ю.Ю. ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ КІНЦЕВОЇ БАЛКИ МОСТОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 5 Т	320
Кудімов Є.Д. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ ОДНОБАЛКОВИХ І ДВОБАЛКОВИХ МОСТОВИХ КРАНІВ	324
Нестеренко Д. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ГРАТЧАСТОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГОЛОВНОЇ БАЛКИ МОСТОВОГО КРАНА	329
Іванов В.С. ЗАСТОСУВАННЯ НАВІГАЦІЙНИХ ТА СЕНСОРНИХ ТЕХНОЛОГІЇ В ДОРОЖНІХ МАШИНАХ	334
Щупак А. Л. ЗМІНА СТАНУ ҐРУНТУ ТА СИЛОВИХ І ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РУХУ ПНЕВМАТИЧНОГО КОЛЕСА ЗА ПОВТОРНИХ ПРОЇЗДІВ	337
Маліч Н. М. ОСОБЛИВОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ З ABS КОЛІСНИХ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН НА РОЛИКОВИХ СТЕНДАХ	342
Крайнюк М.Ю. ІНТЕЛЕКТУАЛЬНА СИСТЕМА ПРЕДИКТИВНОГО МОНІТОРИНГУ БЕЗПЕКИ ОПЕРАТОРІВ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН НА БАЗІ МАШИННОГО НАВЧАННЯ ТА VDV-МЕТРИК	347
Сумінов А.В. ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРАПЕЦІЇ ГІДРОЦИЛІНДРІВ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОГО НАВАНТАЖУВАЧА Т-156Б	353

Карасьов Д.О., Стріляний О.О. МЕТОДИКА ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЄКТУВАННЯ НЕСУЧИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ МОСТОВИХ КРАНІВ	357
Гриценко О.В. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА РОЗРОБКОЮ ЗМІННОГО РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ	361
Мельник Б.О. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСКАВАТОРА-НАВАНТАЖУВАЧА ВДОСКОНАЛЕННЯМ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ	365
Костюк А.М., Долотов Е.В., Барський А.В. ВСТАНОВЛЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСУ ЗГИНУ ШТАНҐ ПРИ СТАТИЧНОМУ ПРОКОЛІ ҐРУНТУ ЗАЛЕЖНО ВІД НАХИЛУ ЛОБОВОЇ ПОВЕРХНІ РОБОЧОГО ОРГАНУ	369
Лемець О.О., Макопух Е.В., Куліков М.О., ВИЗНАЧЕННЯ ЛОБОВОГО ОПОРУ ЗАГЛИБЛЕННЮ В ГРУНТ КІЛЬЦЕВОГО НАКОНЕЧНИКА З ЗАГОСТРЕНОЮ РІЖУЧОЮ КРОМКОЮ	375
Фатаймуха І.О. ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ГРАВІТАЦІЙНИХ БУФЕРНИХ ПРИСТРОЇВ	379
Резніченко Д. М. ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БУДІВЕЛЬНОЇ ТА ДОРОЖНЬОЇ ТЕХНІКИ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ МАШИНАМИ ЗІ ШТУЧНИМ ІНТЕЛЕКТОМ	385

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ



МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УНІВЕРСАЛЬНОГО ЕКСКАВАТОРА НА БАЗІ KOBELCO SK260LC

Тімченко О.А. магістрант
Наукові керівники: д-р техн. наук, проф. Кириченко І.Г.,
д-р техн. наук, проф. Черніков О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В теперішній час збільшуються обсяги промислового, цивільного та дорожньо-транспортного будівництва, що висуває високі вимоги до продуктивності та надійності землерийних машин. Для комплексної механізації земляних, планувальних та кар'єрних робіт провідне місце займають універсальні гідравлічні повноповоротні екскаватори середнього розмірного класу масою 25–26 тон, які виконують до 70% усього обсягу земляних робіт.

Сучасний гідравлічний екскаватор є складною динамічною системою, ефективність якої значною мірою визначається досконалістю конструкції робочого обладнання та узгодженістю параметрів гідроприводу. У роботі як базовий прототип обрано гідравлічний екскаватор Kobelco SK260LC (рис. 1). Вибір обумовлений високою жорсткістю зварних металоконструкцій, надійністю Х-подібної ходової рами та ефективною двонасосною гідросистемою з електронним керуванням, що забезпечує точне дозування силових характеристик на робочих органах.

У ході дослідження проаналізовано геометричні та компонувальні схеми стрілових модулів: моноблочна конструкція (для важких кар'єрних і землерийних робіт), подовжена стріла типу Long Reach (для водойм та глибоких виїмок) та шарнірно-зчленована стріла для обмежених міських умов. На основі опорної довжини гусеничного рушія, габаритної ширини та радіуса повороту платформи проведено розрахунки кінематики робочих ходів обладнання.

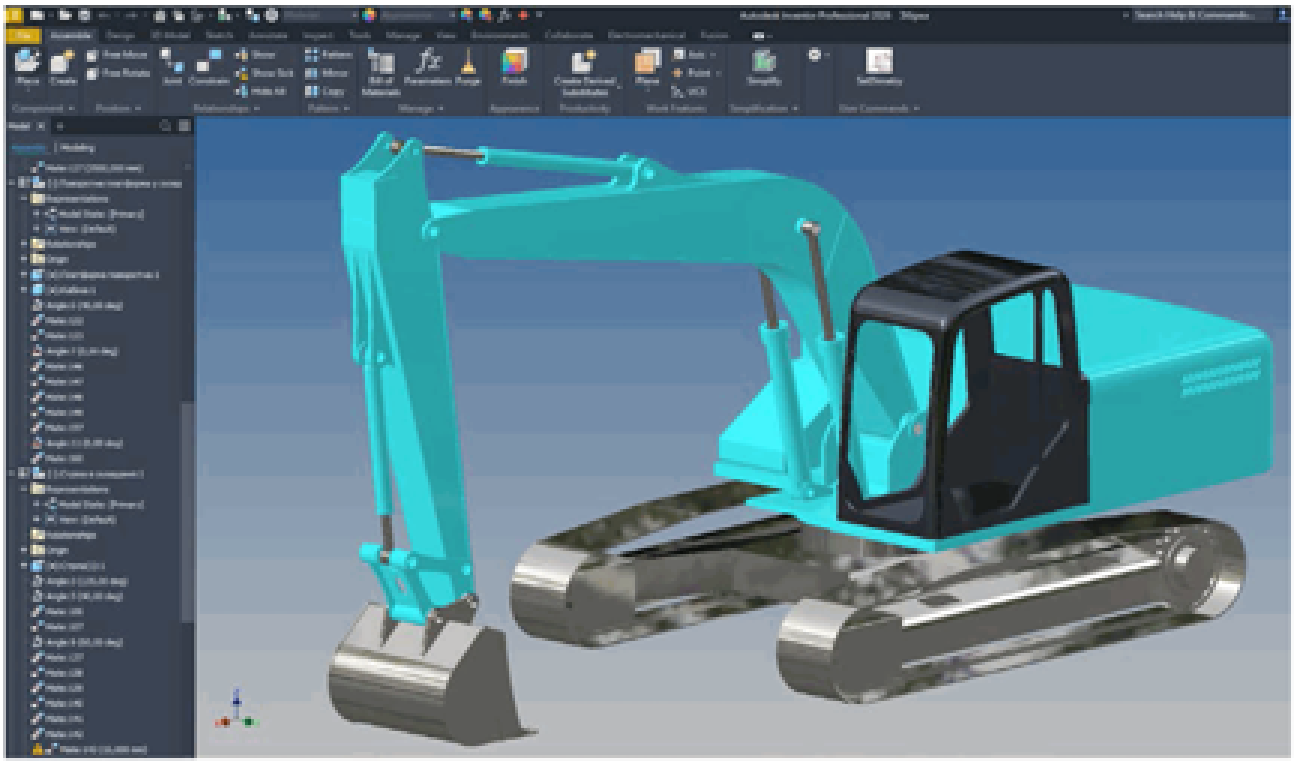


Рисунок 1 – 3D модель екскаватора Kobelco SK260LC

Комп'ютерне тривимірне моделювання виконано у середовищі пакету Autodesk Inventor. Моделювання здійснювалося за модульним принципом: базовою жорстко зафіксованою деталлю виступає Х-подібна ходова рама (рис. 2), відносно якої через шарнірні зв'язки типу «вісь обертання» та геометричні залежності (constraints) послідовно зібрано поворотну платформу, кабіну, противагу, силову установку, стрілу, рукоять, гідроциліндри та ковшові модулі. Рух штоків гідроциліндрів задано залежностями коаксіальності, що дозволило виконати перевірку взаємних переміщень у робочому просторі та виключити геометричні колізії деталей.

На базі отриманої 3D моделі було розроблено кресленик екскаватора (рис. 3), де представлені основні проекції та розміри машини. Наведена компонувальна схема є базою для подальших розрахунків стійкості та прохідності техніки. На кресленику подано габаритну схему гусеничного екскаватора, виконану в трьох базових проекціях із додатковим просторовим 3D-виглядом. Кресленик чітко деталізує кінематику робочого обладнання типу «зворотна лопата» (стріла, рукоять, ківш) і прив'язку гідроциліндрів,

фіксуючи ключові висотні та лінійні габарити, необхідні для аналізу геометрії копання й загальної стійкості машини.

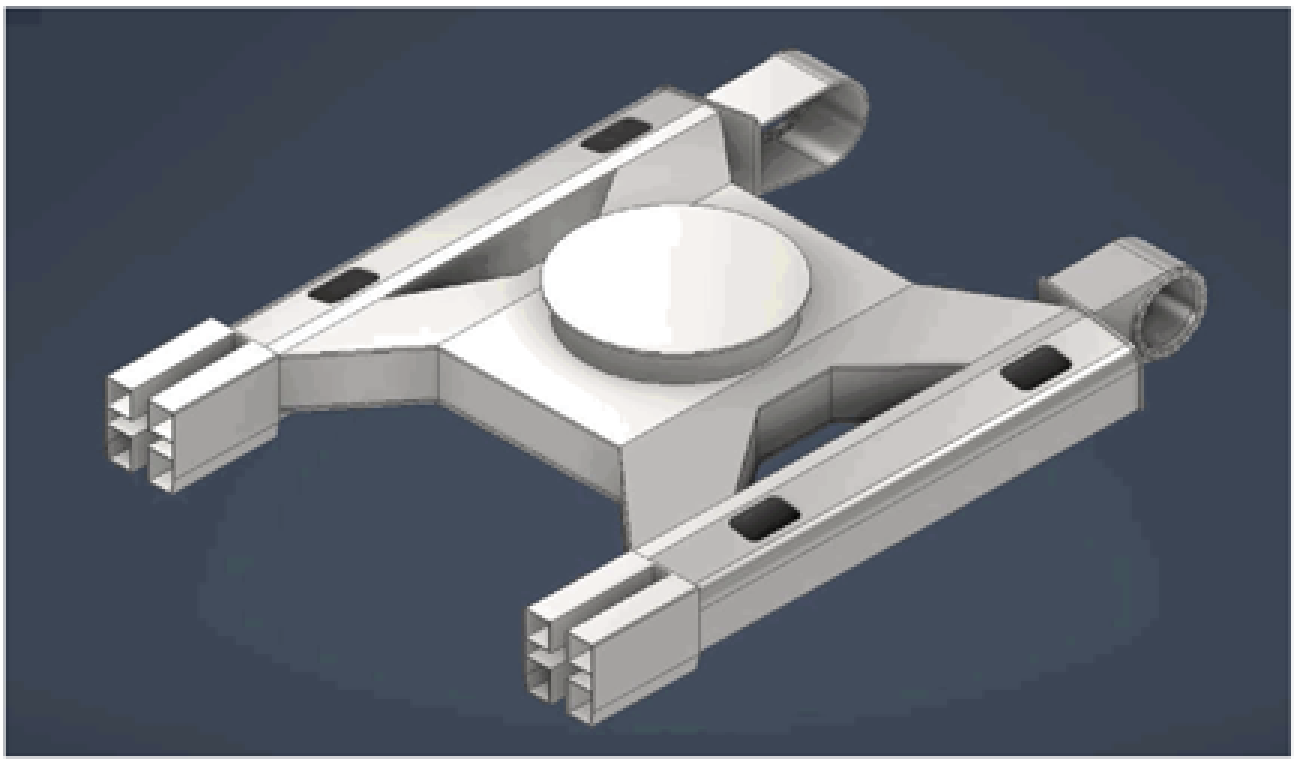


Рисунок 2 – Х-подібна рама ходової частини екскаватора Kobelco SK260LC

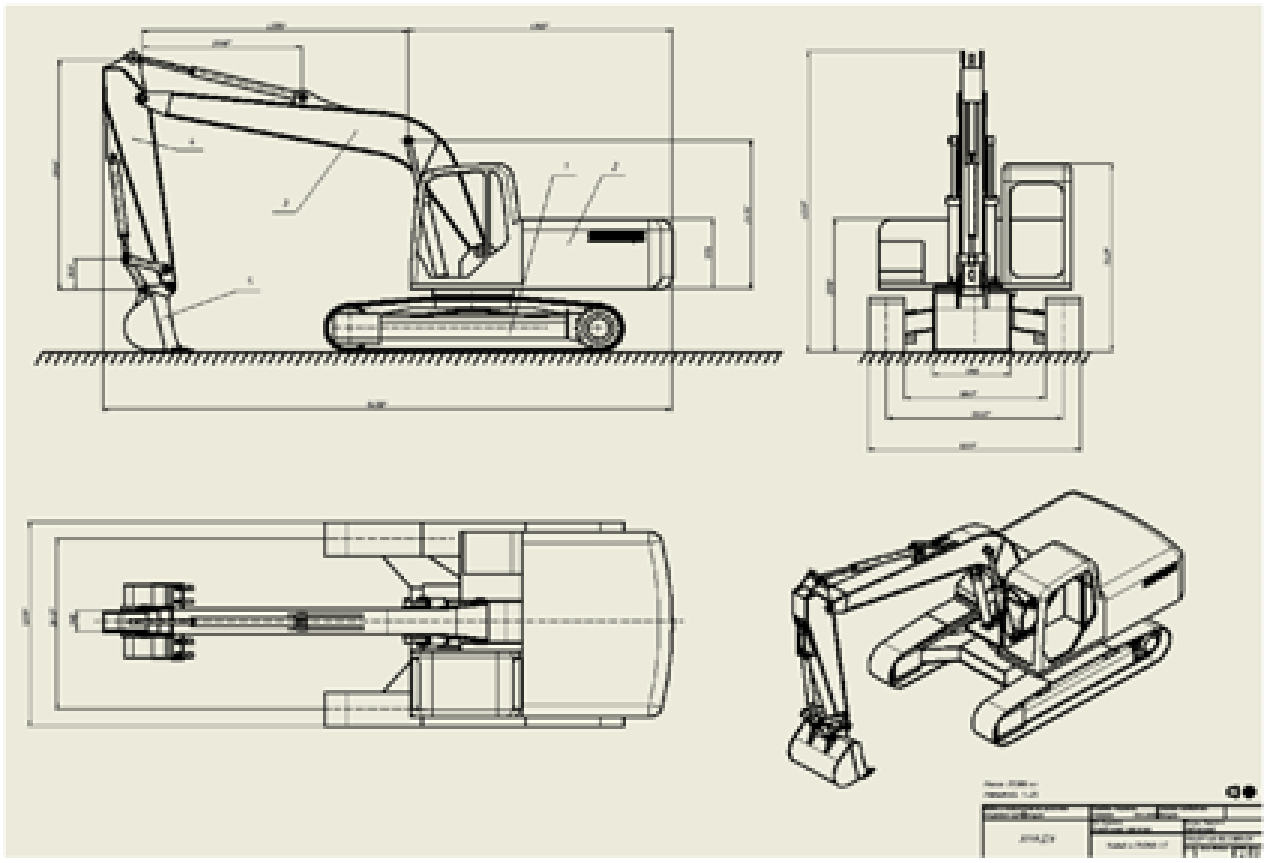


Рисунок 3 – Кресленик екскаватора Kobelco SK-260

Окремий блок дослідження присвячено змінному ковшовому обладнанню екскаватора. Розроблено просторові моделі та конструкторські кресленики чотирьох типів робочих органів (рис. 4):

1. Стандартний ківш – із оптимізованим радіусом криволінійного днища для мінімізації опору різанню ґрунтів I–IV категорій.
2. Траншейний ківш – зменшеної ширини для зниження енергоємності розробки вузьких траншей.
3. Профільний (трапецієподібний) ківш – із похилими бічними стінками для формування укосів каналів і ровів за один робочий прохід.
4. Планувальний ківш – збільшеної ширини із суцільною ріжучою кромкою та підсилюючими ребрами жорсткості днища для фінішного планування майданчиків.

Для зубів стандартного, траншейного та профільного ковшів застосовано швидкознімне болтове кріплення, що забезпечує заміну зношених елементів безпосередньо в польових умовах без застосування зварювальних робіт.

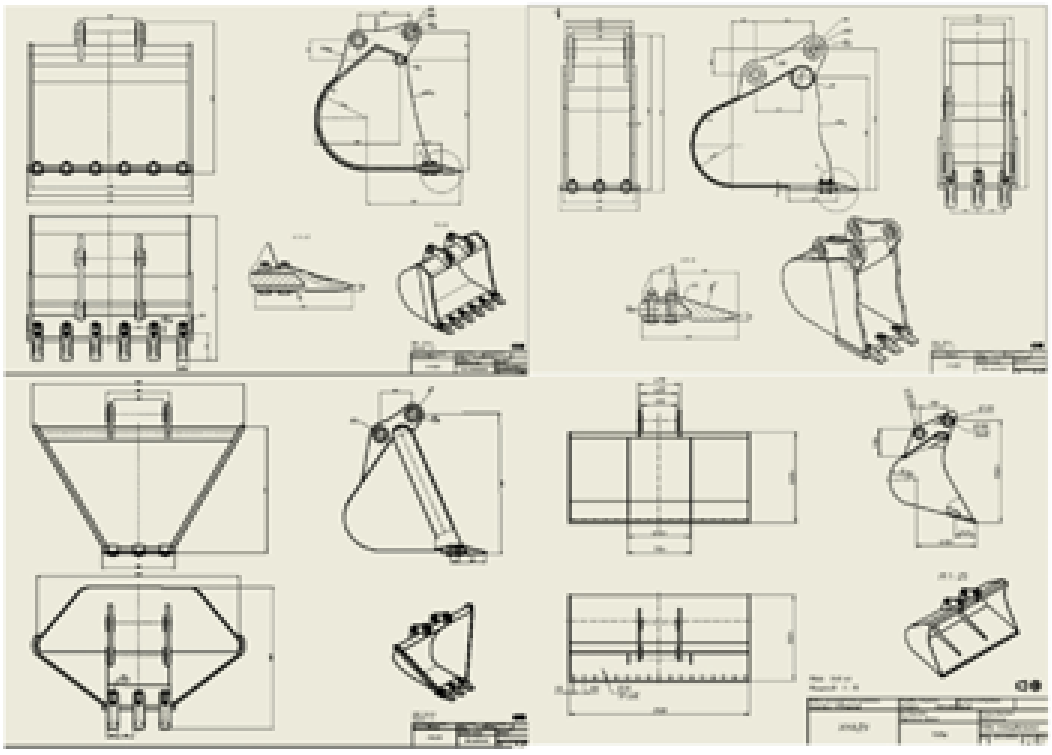


Рисунок 4 – Кресленики комплекту змінного ковшового обладнання екскаватора

Висновки

У роботі виконано комплексний інженерний аналіз та проєктування робочого обладнання гідравлічного екскаватора середнього розмірного класу на базі моделі Kobelco SK260LC. У середовищі Autodesk Inventor створено параметричну 3D-модель машини, проведено кінематичний аналіз робочих зон та усунено ризики перетину металоконструкцій під час руху робочих органів. На базі створених моделей оформлено комплект графічної та робочої конструкторської документації згідно зі стандартами ISO за такими характеристиками:

Експлуатаційна маса екскаватора:– 26 000 кг.

Габаритні розміри базової машини: 10 220 × 3 190 × 3 180 мм .

Місткість базового ковша: – 1,2 м³.

Максимальний радіус копання: до 10 340 мм.

Глибина копання: до 7 000 мм.

Література

1. Черніков О.В., Архіпов О.В., Єрмакова О.А., Корецький Я.С. Застосування генератора компонентів валу для моделювання типових деталей у програмі Autodesk Inventor. Прикладні питання математичного моделювання: науковий журнал. Т. 4, № 2.1. Херсон: Херсонський національний технічний університет, 2021. С. 253- 260. DOI: https://doi.org/10.32782/KNTU2618-0340/2021.4.2.1.27
2. Peter RN Childs Mechanical Design: Engineering Handbook (Second edition). Elsevier: 2019. 982p.
3. Технічні характеристики – SK 260 LC – https://www.lectura-specs.com.ua/ua/model/budivel-na-tehnika/gusenicni-ekskavatori-kobelco/sk-260-lc-10-1162012

МОДЕЛЮВАННЯ УНІВЕРСАЛЬНОГО ЕКСКАВАТОРА ЗА ПРОТОТИПОМ VOLVO EC250ELR (LONG-REACH)

Бей В. В. магістрант
Наукові керівники: д-р техн. наук, проф. Кириченко І.Г.,
д-р техн. наук, проф. Черніков О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В умовах зростання обсягів промислового, цивільного, гідротехнічного та меліоративного будівництва підвищуються вимоги до продуктивності та ефективності землерийної техніки, здатної працювати у важкодоступних зонах без частого переміщення базової машини. Особливого значення це набуває для екскаваторів із збільшеним радіусом дії, які застосовуються при днопоглиблювальних роботах, розробці водних каналів та осушенні заболочених територій. Водночас опанування сучасних CAD-інструментів параметричного тривимірного моделювання є базовою компетенцією інженера-конструктора, що визначає й навчально-методичну актуальність теми.

У ході аналітичного огляду розглянуто продукцію трьох провідних світових виробників гідравлічних екскаваторів – Komatsu (Японія), Volvo Construction Equipment (Швеція) та Caterpillar (США). Встановлено, що лідерські позиції цих компаній забезпечуються поєднанням широкої модельної лінійки, розвиненої дилерської мережі та власних систем телематики й автоматизованого керування (Komatsu KOMTRAX/iMC 2.0, Volvo CareTrack/Dig Assist, Caterpillar VisionLink/Cat Grade). Окремо відзначено подвійну брендову стратегію Volvo CE (преміум-сегмент Volvo та економічний SDLG) і послідовний розвиток компанії за напрямками електрифікації, автономізації та цифровізації техніки.

Як базовий прототип для проєктування обрано гідравлічний екскаватор Volvo EC250ELR у конфігурації Long-Reach (рис. 1). Вибір обумовлений наявністю чітко задокументованих публічних технічних характеристик

машини, відносною рідкістю подовженої конфігурації у ваговому класі 25-31 т (така конфігурація відсутня у базових лінійках Komatsu та Caterpillar цього класу) та прозорою системою номенклатури моделей Volvo, зручною для опису об'єкта дослідження. Моноблочна стріла завдовжки 10,4 м у поєднанні з рукояттю 9 м суттєво розширює зону досяжності робочого обладнання порівняно зі стандартною конфігурацією.

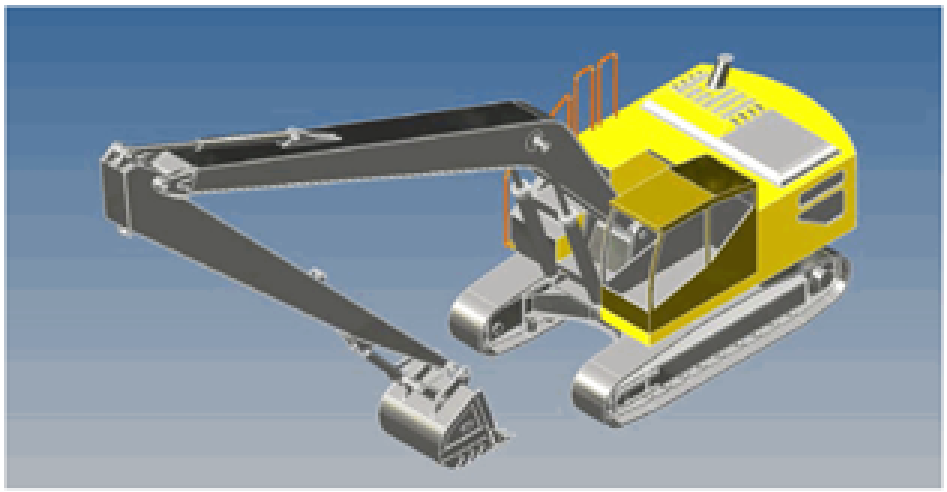


Рисунок 1 – 3D модель екскаватора Volvo EC250ELR

Комп'ютерне тривимірне моделювання виконано у середовищі Autodesk Inventor за модульним принципом. Оскільки повні технічні кресленики виявилися недоступними у відкритих джерелах, вихідну геометрію основних вузлів визначено методом масштабування за фотографіями машини відносно відомого базового розміру (довжини стріли) – це забезпечило точність побудови на рівні ~5%, прийнятну для навчальної CAD-моделі. Побудову виконано за такою послідовністю: 2D-ескізи профілів деталей (середовище Sketch) → формоутворення 3D-тіл (операції Extrude, Revolve, Loft, Sweep, Shell) → складання вузлів через геометричні залежності (constraints) → верифікація на зіткнення та контроль маси → документування у вигляді специфікацій та асоціативних 2D-креслеників. За такою методикою послідовно змодельовано стрілу (10410 мм, коробчаста балка, отримана операцією Shell, з посилюючими вушками та кронштейнами гідроциліндрів),

рукоять (9000 мм, аналогічна технологія), поворотну платформу з кабіною оператора (відповідно до стандарту ROPS) та гусеничну ходову базу (рис. 2).

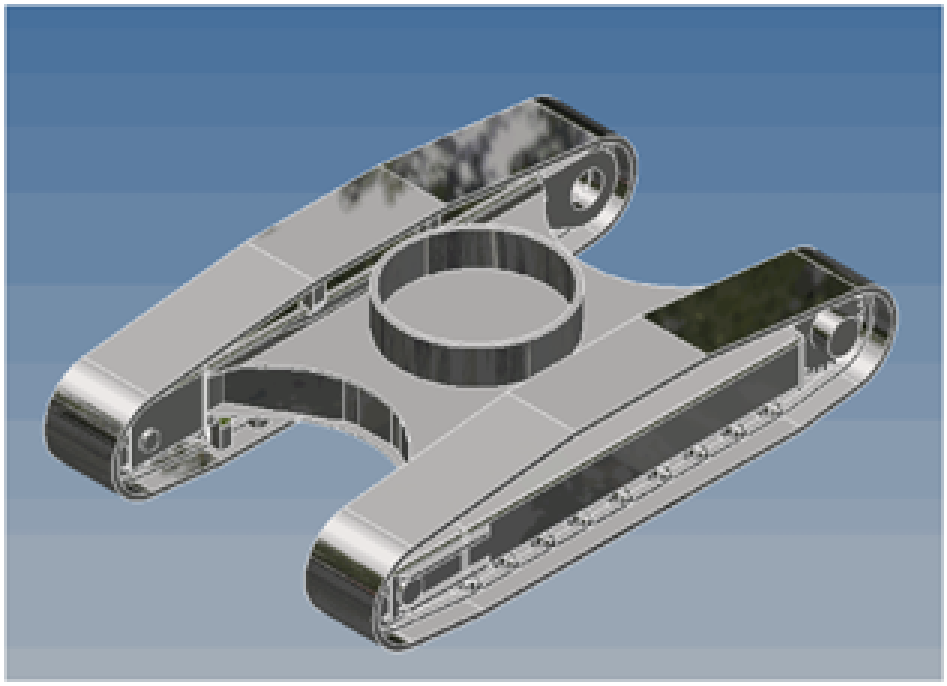


Рисунок 2 – Ходова частина екскаватора Volvo EC250ELR

Окремий блок дослідження присвячено змінному ковшовому обладнанню екскаватора. Розроблено просторові моделі чотирьох типів робочих органів (рис. 3):

1. Стандартний ківш (0,95 м³) – із замкненим профільним ескізом бічних стінок та днищем, з'єднаним із задньою стінкою плавною дугою для мінімізації опору ґрунту; зуби виконано окремою деталлю зі швидкознімним кріпленням.
2. Планувальний ківш – зі змінним двостороннім лезом на болтовому кріпленні: у разі зношування однієї кромки лезо перевертається, що подвоює його ресурс без зупинки на зварювальні роботи.
3. Траншейний ківш – звуженої форми (300–600 мм) з бічними стінками, звуженими донизу, для зменшення опору ґрунту при розробці вузьких траншей під комунікації.
4. Профільний (трапецієподібний) ківш – з несучою трубою-поперечиною та серпоподібними щоками, призначений для формування

трапецеїдальних каналів і укосів за один робочий прохід у меліоративних роботах.

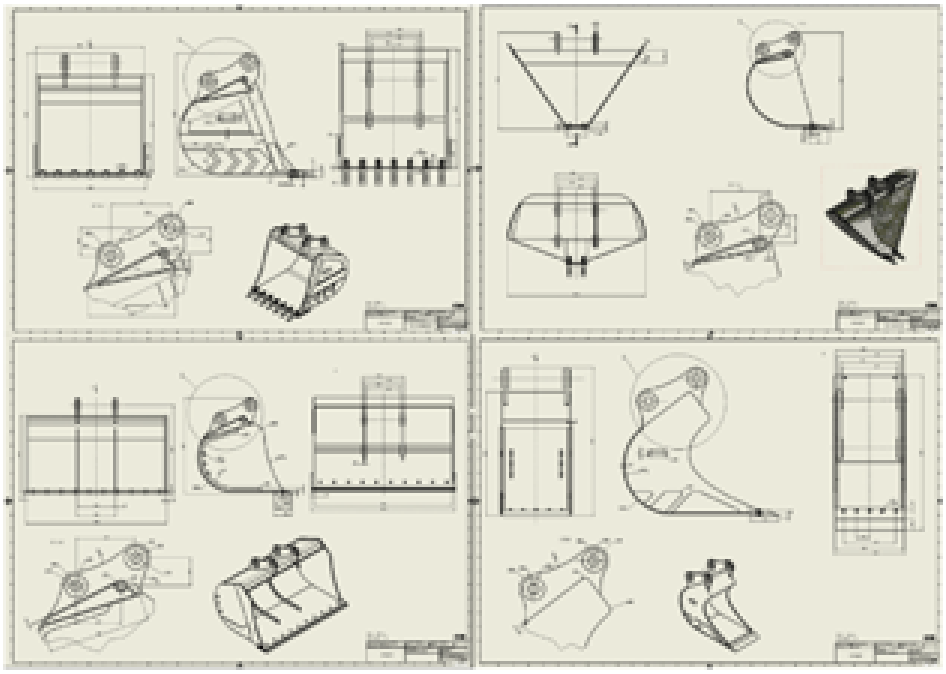


Рисунок 3 – Розроблені типи ківшів для екскаватора Volvo EC250ELR

Складання виконано у файлі .iam через залежності Constraints, шарнірні з'єднання відтворено залежностями Mate з технологічними зазорами 0,5–1 мм на палець. Після кожної зміни конструкції проводився кінематичний прогін граничних положень стріли, рукояті та ковша, що дозволило виявити й усунути колізії металоконструкцій (зміщення осей стріли, перетин сегментів гусениці) ще на етапі проєктування.

Висновки

У роботі виконано комплексний аналіз ринку та інженерне проєктування ковшового робочого обладнання універсального гідравлічного екскаватора підвищеної дальності дії на базі моделі Volvo EC250EL (Long-Reach). У середовищі Autodesk Inventor створено параметричну 3D-модель машини та розроблено комплект з чотирьох змінних робочих органів, проведено кінематичну перевірку робочих зон з усуненням ризиків перетину металоконструкцій під час руху обладнання. Апробовано методику відновлення геометрії деталей масштабуванням за відкритими

фотоматеріалами з точністю ~5%, придатну для навчальних CAD-моделей за відсутності повної заводської документації.

Були прийняті такі характеристики: робоча маса екскаватора (LR-конфігурація): 30 780 кг; двигун: Volvo D8J, 6-циліндровий, 159 кВт при 1800 об/хв; місткість базового ковша: 0,95 м³; максимальний радіус копання: 18 300 мм; максимальна глибина копання: 14 800 мм; зусилля відриву ковша (ISO 6015): 77,8 кН.

Література

1. Хмара Л.А., Кириченко І.Г., Шатов С.В., Голубченко О.І., Кроль Р.М., Холодов А.П. Машини для земляних робіт (Атлас конструкцій). Навчальний посібник. Дніпро-Харків, ПДАБА-ХНАДУ, 2021. 239 с.

2. Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Самородов В.Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин. Харків: ХНАДУ, 2016. 436 с.

3. Шевченко В.О., Рагулін В.М. Машини для земляних робіт: навчальний посібник. Харків: ХНАДУ, 2018. 268 с.

4. Кириченко І.Г., Черніков О.В. Можливості та обмеження комп'ютерного моделювання технологічних машин. Вісник ХНАДУ. Збірник наукових праць. Випуск 101. Том 1. Харків, 2023. С. 53-60.

5. Komatsu (компанія). URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Komatsu

6. Caterpillar: загальні відомості. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Caterpillar

7. Volvo Construction Equipment. URL: https://www.volvoce.com/global/en/

8. Volvo history. URL: https://www.volvoce.com/global/en/about-us/who-we-are/our-history/

9. Технічні характеристики Volvo EC250E. URL: https://www.volvoce.com/global/en/news-and-events/news-and-itories/2014/volvo-ec250e-and-ec300e-excavators/

КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРОПРИВОДОМ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Гурко В.О. аспірант
Науковий керівник д.т.н., професор Кириченко І.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Потреба у підвищенні продуктивності та зменшенні витрат енергії під час виконання будівельних робіт посилює інтерес до автоматизації робочих операцій фронтальних навантажувачів. Одним з найбільш проблемних етапів робочого процесу навантажувача з точки зору автоматизації є наповнення ковша, під час якого виникають пікові навантаження, а характер взаємодії ковша з матеріалом складно передбачити [1]. Крім того, після кожного набору матеріалу змінюється форма штабеля, і наступний цикл виконується вже за інших умов [2]. Тому для автоматизації наповнення ковша необхідно забезпечити керування робочим обладнанням навантажувача з урахуванням зміни навантаження та динамічних властивостей електрогідропривода.

У роботі [3] для керування рухом ковша фронтального навантажувача синтезовано лінійно-квадратичний регулятор з інтегральною складовою (ЛКРІ). Результати моделювання показали, що він усуває статичну похибку за сталого зовнішнього збурення та зменшує похибку за збурення, що зростає. Водночас модель робочого обладнання була дуже спрощена, а дія гідропривода розглядалася як узагальнений керувальний вплив.

У роботі [4] розроблено математичну модель електрогідропривода ковша фронтального навантажувача в просторі станів:

$$
\begin{aligned}
\dot{x}_1(t) &= x_2(t),\\
\dot{x}_2(t) &= \frac{1}{m_v}\left(-(k_v + k_f)x_1(t) - b_v x_2(t) + k_m u(t)\right),\\
\dot{x}_3(t) &= \frac{\beta}{V_{01}}\left(k_q x_1(t) - k_p x_3(t) - A_1 x_6(t)\right),\\
\dot{x}_4(t) &= \frac{\beta}{V_{02}}\left(-k_q x_1(t) - k_p x_4(t) + A_2 x_6(t)\right),\\
\dot{x}_5(t) &= x_6(t),\\
\dot{x}_6(t) &= \frac{1}{m}\left(A_1 x_3(t) - A_2 x_4(t) - c x_5 - b x_6 - w(t)\right)
\end{aligned}
\qquad (1)
$$

де $x_1(t)$ і $x_2(t)$ – переміщення та швидкість золотника гідророзподільника; $x_3(t)$ і $x_4(t)$ – прирости тиску відповідно в поршневій і штоковій порожнинах гідроциліндра; $x_5(t)$ і $x_6(t)$ – переміщення та швидкість штока гідроциліндра; $u(t)$ – керувальний струм; m_v – маса рухомих частин золотника; b_v – коефіцієнт в'язкого тертя золотника; k_v – коефіцієнт жорсткості центрувальної пружини; k_f – коефіцієнт, що враховує гідродинамічну силу потоку робочої рідини; k_m – коефіцієнт підсилення керувального струму; β – модуль об'ємної пружності робочої рідини; k_q – коефіцієнт витрати гідророзподільника; k_p – коефіцієнт внутрішніх витоків у гідросистемі; A_1 і A_2 – ефективні площі поршня з боку поршневої та штокової порожнин; V_{01} і V_{02} – початкові об'єми відповідних порожнин гідроциліндра; m – приведена до штока маса робочого обладнання; b і c – коефіцієнти в'язкого демпфування та жорсткості відповідно; $w(t)$ – сумарне зовнішнє збурення.

Результати імітаційного моделювання підтвердили її адекватність: модель відтворює перехідні процеси в розподільнику та гідроциліндрі, а подання в просторі станів є зручним для розв'язання задач керування. Тому цю модель доцільно використати для вдосконалення регулятора, синтезованого в роботі [3], та перевірки отриманих там результатів з урахуванням динаміки електрогідропривода.

Законом керування, відповідно до ЛКРІ, є

$$u(t) = -K_x\,\mathbf{x}(t) - K_i\,z(t), \qquad (2)$$

де $\mathbf{x}(t) = [x_1(t), \ldots, x_6(t)]^T$ – вектор координат стану, визначений у моделі (1); $z(t)$ – інтеграл похибки положення штока; K_x – вектор коефіцієнтів зворотного зв'язку за станом; K_i – коефіцієнт підсилення інтеграла похибки положення штока.

Інтеграл похибки положення штока визначається рівнянням:

$$\dot{z}(t) = y_3(t) - x_3(t), \qquad (3)$$

де $y_3(t)$ –задане переміщення штока гідроциліндра ковша.

Коефіцієнти K_x та K_i визначено шляхом мінімізації квадратичного критерію якості:

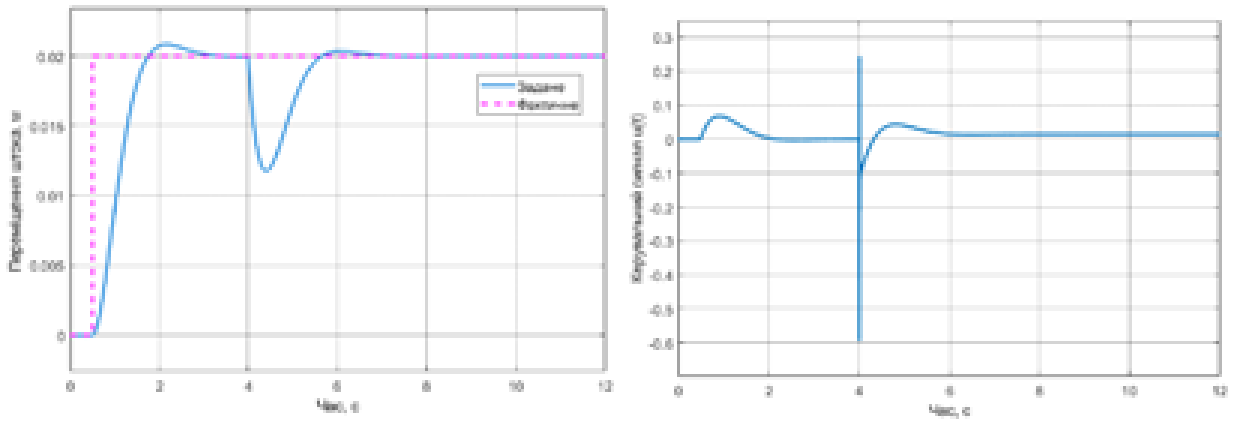
$$J = \int_0^\infty \left(\boldsymbol{\xi}^T(t)\mathbf{Q}\boldsymbol{\xi}(t) + Ru^2(t)\right)dt, \qquad (4)$$

де $\boldsymbol{\xi}(t) = [\mathbf{x}^T(t), z(t)]^T$ – розширений вектор стану; $\mathbf{Q}$ – матриця ваг координат стану та інтеграла похибки; $R > 0$ – ваговий коефіцієнт керувального сигналу.

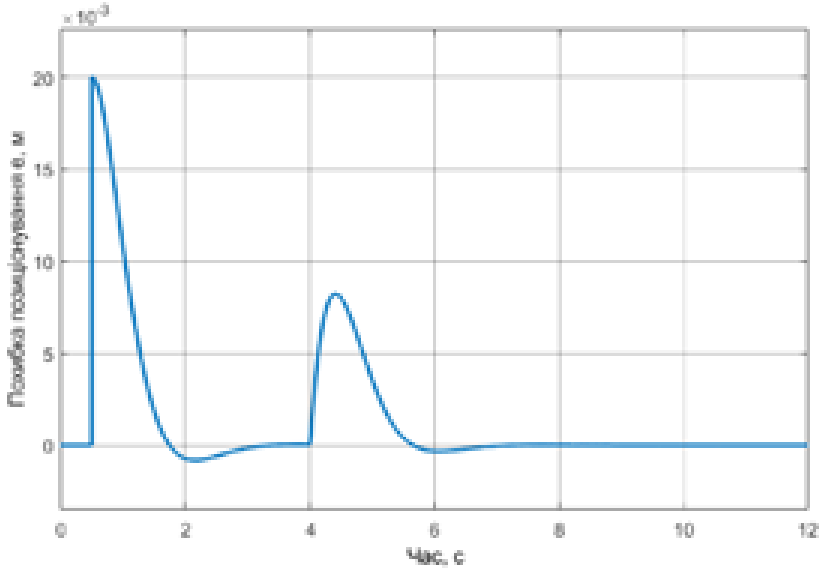
Під час налаштування регулятора координати стану нормовано, щоб урахувати різницю їхніх масштабів. Ваги положення та швидкості штока прийнято рівними 320 і 600 відповідно, вагу керувального сигналу – 1. Вагу інтеграла похибки підібрано чисельно та прийнято рівною $q_i = 3{,}9811 \cdot 10^5$.

Роботу ЛКРІ досліджено на моделі привода гідроциліндра нахилу ковша Bobcat S76. У момент часу 0,5 с задано переміщення штока на 20 мм, що становить близько 6 % його повного ходу. Для перевірки компенсації збурення в момент часу 4 с прикладено додаткову силу опору 5,84 кН.

Результати моделювання наведено на рис. 1.



а б



в

а – бажане та дійсне положення штока гідроциліндра; б – керувальний вплив; в – похибка керування

Рисунок 1 – Результати моделювання рама

Як видно з рис. 1, після подання завдання шток досягає заданого положення з невеликим перерегулюванням. Прикладання додаткової сили опору спричиняє відхилення положення приблизно на 8,2 мм, після чого регулятор повертає шток до заданого положення та усуває усталену похибку. Керувальний сигнал протягом моделювання залишається в межах допустимого діапазону [–1; 1].

Висновки

Отримані результати підтверджують ефективність запропонованого ЛКРІ для керування ковшем навантажувача за наявності сталого збурення. Проте, під час наповнення ковша часто можуть виникати додаткові невизначені збурення. Для їх компенсації необхідно використання інтелектуального керування.

Література

1. Abdolmohammadi A., Mojahed N., Nazari S., Ravani B. Data-Efficient Excavation Force Estimation for Wheel Loaders. arXiv:2506.22579. 2025.

2. Aoshima K., Fälldin A., Wadbro E., Servin M. World Modeling for Autonomous Wheel Loaders. arXiv:2309.12016. 2024.

3. Гурко В. О., Разарьонов Л. В., Аксьонова Л. А. Керування рухом робочого обладнання фронтального навантажувача в процесі навантаження. Вісник ХНАДУ. 2026. Вип. 112.

4. Кириченко І. Г., Гурко В. О. Математична модель електрогідропривода ковша фронтального навантажувача. Машинобудування. 2026. Вип. 37. С. 116–125. DOI: 10.26565/2079-1747-2026-37-10.

5. Bobcat S76 Skid-Steer Loader: specifications. URL: https://www.bobcat.com/eu/en/equipment/loaders/skid-steer-loaders/s76 (дата звернення: 9.09.2026).

ВІРТУЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ КОЛІСНОГО ЕКСКАВАТОРА У СЕРЕДОВИЩІ AUTODESK INVENTOR

Сидоренко І. С., студент 6 курсу
Наукові керівники д.т.н., професор Кириченко І. Г.,
д.т.н., професор Черніков О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Питанням стійкості та розподілу навантажень будівельно-дорожніх машин, а також методам їх комп'ютерного моделювання присвячено ряд сучасних досліджень. У монографії [1] узагальнено сучасні методи моделювання та керування екскаваторами, зокрема підходи до визначення силових параметрів робочого обладнання. У роботі [2] проаналізовано можливості та обмеження засобів комп'ютерного моделювання технологічних машин, що підтверджує доцільність застосування систем автоматизованого проєктування (зокрема Autodesk Inventor) для віртуальних досліджень опорних реакцій без проведення натурних випробувань.

Вплив розташування центра ваги на експлуатаційні характеристики машин розглянуто в роботах [3, 4]. Зокрема, встановлено залежність між положенням центра ваги фронтального навантажувача та розподілом навантаження на його опори [3], а також показано вплив зміщення центра мас на характеристики керованості колісних машин [4]. Водночас зазначені дослідження стосуються переважно впливу положення робочого обладнання (тобто зміщення центра ваги в просторі), а не зміни маси окремих його ланок за незмінного положення.

Методичною основою для проведення власного дослідження слугували підходи до віртуального моделювання екскаваторів у середовищі Autodesk Inventor [5], а також практичні рекомендації щодо визначення параметрів центра мас складальної одиниці в модулі Dynamic Simulation [6].

Водночас, попри значну кількість досліджень з питань стійкості будівельно-дорожніх машин та методів їх комп'ютерного моделювання, питання впливу саме маси окремих ланок робочого обладнання (а не його положення) на перерозподіл опорних реакцій залишається висвітленим недостатньо, що й зумовило напрям даного дослідження.

Стійкість колісного екскаватора під час виконання робочих операцій є одним із визначальних факторів безпечної експлуатації будівельно-дорожніх машин. Це зумовлює актуальність досліджень, спрямованих на вивчення факторів, які впливають на розподіл навантаження між опорами екскаватора в різних режимах роботи.

Одним із факторів, що потенційно впливає на розподіл опорних реакцій, є маса робочого обладнання – зокрема рукояті, яка в процесі експлуатації може змінюватися (налипання ґрунту, заміна елементів, знос). Метою даної роботи є визначення впливу зміни маси рукояті робочого обладнання на перерозподіл опорних реакцій колісного екскаватора під час подолання нерівної поверхні методом комп'ютерного моделювання.

У роботі досліджено вплив маси рукояті робочого обладнання колісного екскаватора на перерозподіл опорних реакцій. Дослідження виконано методом динамічного моделювання в середовищі Autodesk Inventor (модуль Dynamic Simulation). Розглянуто п'ять варіантів маси рукояті (−10 … +30 % від номінального значення), для кожного отримано реакції в точках контакту опор з поверхнею. Встановлено, що в дослідженому діапазоні зміна маси рукояті не спричиняє суттєвого перерозподілу навантаження між опорами машини, що має практичне значення для оцінки експлуатаційної безпеки.

Дослідження виконувалося на 3D-моделі колісного екскаватора, створеній у середовищі Autodesk Inventor, з використанням модуля Dynamic Simulation. Розрахункова схема включала з'єднання ланок робочого обладнання (стріла, рукоять, ківш) та ходової частини відповідними кінематичними парами (обертальні, циліндричні, сферичні шарніри), а привід підйому стріли моделювався гідроциліндром.

Контакт опорних елементів машини (двох задніх виносних точок опори та переднього відвала) з опорною поверхнею задавався як 3D Contact з параметрами: жорсткість контакту 100 000 Н/мм, коефіцієнт демпфування 10 000 Н с/мм, коефіцієнт тертя 0,6. Зазор між опорами та поверхнею на початку симуляції становив 5 мм, час моделювання – 6 с, кількість розрахункових кроків – не менше 2000.

Варійованим параметром обрано масу рукояті робочого обладнання: базове значення (853,8 кг, густина матеріалу 7,85 г/см³) та чотири відхилення від нього – −10 %, +10 %, +20 % та +30 %, що відповідає масі 768,4–1110,0 кг. Решта параметрів моделі (маса стріли, ковша, ходової частини, траєкторія руху) залишалися незмінними для всіх варіантів.

Для кожного варіанта маси в результатах симуляції фіксувалися нормальні реакції в трьох точках контакту (Force_ref1[Z] за кожним 3D Contact). З отриманих часових залежностей для аналізу відбиралася ділянка усталеного руху – інтервал часу від 0,4 до 3,0 с, що відповідає періоду руху машини до початку в'їзду переднього контакту на нерівність (до моменту помітного зменшення реакції F16). Значення реакцій на цій ділянці усереднювалися (41–42 точки на кожен варіант), що дозволило виключити вплив початкового перехідного процесу контактної взаємодії.

Деякі положення машини показані на рис. 1. Результати усереднення опорних реакцій для п'яти досліджених варіантів маси рукояті наведено в таблиці 1.

Аналіз отриманих даних показує, що в усьому дослідженому діапазоні зміни маси рукояті (−10 … +30 %, або 768,4–1110,0 кг) сумарна опорна реакція змінюється в межах 199 066–202 424 Н, тобто відхилення від базового варіанта не перевищує 1,65 %. Розподіл навантаження між опорами також залишається практично стабільним: на передню опору припадає 57–58 % загального навантаження, на дві задні опори разом – 42–43 %, незалежно від варіанта маси рукояті. При цьому чіткої монотонної залежності реакцій від маси рукояті не

встановлено – зміни мають коливний характер у межах вказаного діапазону відхилень.

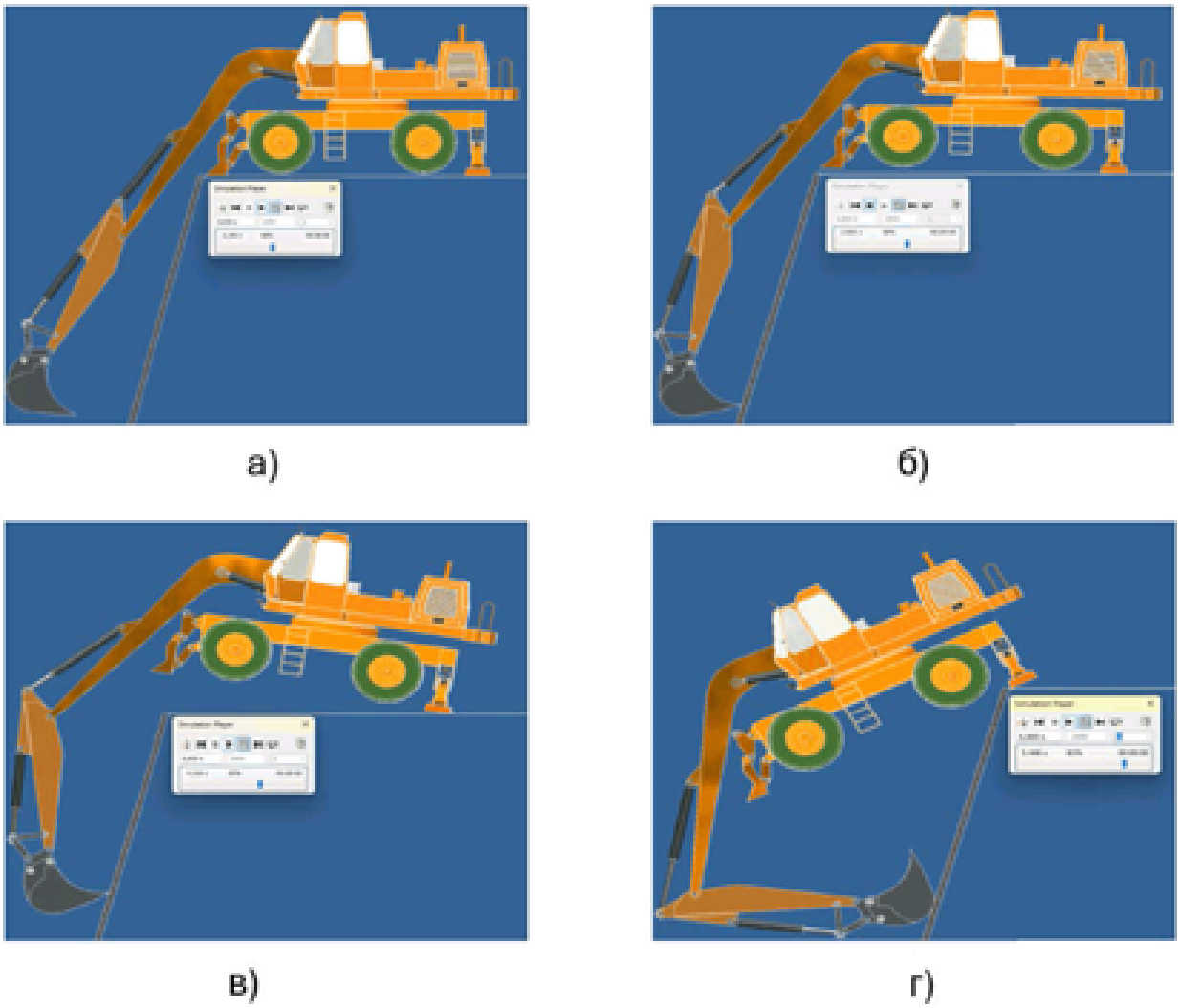


Рисунок 1 – 3D-модель гідравлічного екскаватора на робочій поверхні: а) початок експерименту; б) початок відриву передньої опори від поверхні та втрата стійкості; в) втрата стійкості задніх опор та початок ковзання в напрямку укосу; г) перекидання машини

Таблиця 1 – Опорні реакції екскаватора для різних значень маси рукояті (усереднення на ділянці усталеного руху, t = 0,4–3,0 с)

Маса рукояті, %	Маса, кг	F14, Н	F15, Н	F16, Н	Сума, Н	Відхилення від бази, %
-10	768,4	41 080	44 658	113 329	199 066	-1,65
0 (база)	853,8	40 274	43 850	118 292	202 416	0,00
+10	939,2	40 697	44 241	115 810	200 749	-0,82
+20	1024,6	40 449	44 071	117 049	201 570	-0,42
+30	1110,0	40 295	43 837	118 292	202 424	0,00

Отриманий результат пояснюється співвідношенням мас: варійована маса рукояті (768–1110 кг) становить незначну частку від сумарної маси машини, що відповідає сумарній опорній реакції близько 20 тонн. За такого співвідношення зміна маси одного з елементів робочого обладнання в реалістичних межах не здатна суттєво змістити розподіл навантаження між опорами під час подолання нерівної поверхні.

Висновки

У результаті проведеного дослідження методом динамічного моделювання в Autodesk Inventor встановлено, що зміна маси рукояті робочого обладнання колісного екскаватора в діапазоні −10…+30 % від номінального значення не спричиняє суттєвого перерозподілу опорних реакцій під час подолання нерівної поверхні: максимальне відхилення сумарної реакції від базового варіанта становить 1,65 %, а співвідношення навантаження між передньою та задніми опорами залишається практично незмінним (57–58 % / 42–43 %).

Отримані результати мають практичне значення для оцінки експлуатаційної безпеки: незначні коливання маси робочого обладнання (внаслідок налипання грунту, зношування елементів тощо) самі по собі не створюють додаткового ризику суттєвої втрати стійкості машини.

Перспективним напрямом подальших досліджень є розширення діапазону варіювання маси та розгляд впливу положення робочого обладнання (вильоту, висоти підйому) на перерозподіл опорних реакцій, що дозволить отримати більш повну картину факторів, що впливають на стійкість колісного екскаватора.

Література

1. Гурко О. Г., Кириченко І. Г., Аврунін Г. А., Ярижко О. В. Сучасні методи моделювання та керування екскаваторами: монографія. Харків: ХНАДУ, 2020. 203 с.

2. Кириченко І. Г., Черніков О. В. Можливості та обмеження комп'ютерного моделювання технологічних машин. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2023. Вип. 101, т. 1. С. 53–60. https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.0.53

3. Москаленко А. І., Черніков О. В. Вплив положення центру ваги на роботу фронтального навантажувача. Вісник Національного університету «Львівська політехніка». 2012. № 746. С. 104–107.

4. Yang S., Wang Y., Lu S. Influence of Center of Mass Movement on Steering Characteristics of Front-Wheel Steering Vehicles and Four-Wheel Steering Vehicles. Communications, Signal Processing, and Systems. CSPS 2018. Lecture Notes in Electrical Engineering, vol. 517. Springer, Singapore, 2020. https://doi.org/10.1007/978-981-13-6508-9_64

5. Кириченко І. Г., Черніков О. В., Мілих А. О., Бакаєв Д. І. Віртуальні дослідження екскаваторів в Autodesk Inventor. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2026. Вип. 112. С. 74–81. https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2026.112.0.74

6. Tracing the center of gravity of assembly in a dynamic simulation environment. Inventor Programming Forum, 2018. URL: https://forums.autodesk.com/t5/inventor-programming-forum/tracing-the-center-of-gravity-of-assembly-in-a-dynamic/m-p/7825736 (дата звернення: 26.02.2026).

METHODS AND MODELS FOR DETERMINING THE INTERACTION FORCES BETWEEN THE WORKING PARTS OF EARTH-MOVING AND TRANSPORT MACHINES AND THE MATERIAL BEING EXCAVATED. A REVIEW OF FOREIGN SCIENTIFIC AND TECHNICAL SOURCES. PART 1

Remez E.L. Master's degree
Scientific supervisor, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Shevchenko V.O.
Kharkiv National Automobile and Highway University

1. Introduction

In recent decades, the development of earth-moving and transport machinery has been characterised by a steady trend towards increased productivity, reduced energy consumption and expanded functionality through the introduction of intelligent control systems and the automation of technological processes. At the same time, the efficiency of earthmoving operations is largely determined by the nature of the interaction between the machine's working body and the material being excavated. It is precisely the forces arising at the point of contact between the working body and the ground that have a decisive influence on the tractive load, energy consumption, productivity, the machine's stability, wear on the working bodies and the service life of the main structural components.

Determining the forces of interaction between the working body and the ground is one of the fundamental problems in the theory of earth-moving and transport machinery. Over the course of several decades, a considerable number of analytical, experimental and numerical methods have been developed to estimate these forces. Classical analytical models, based on the principles of soil mechanics and the theory of limit equilibrium, have made it possible to perform engineering calculations of digging resistance given the known physical and mechanical properties of the soil. Subsequently, advances in computing technology have led to the widespread use of the finite element method (FEM), the discrete element method

(DEM), smoothed particle hydrodynamics (SPH) and other numerical approaches, which allow the modelling of complex processes of soil failure and displacement.

Alongside improvements to mathematical models, experimental research methods were also being developed. Modern measurement systems enable the real-time recording of forces acting on working components, pressure in hydraulic systems, torques, deformations of metal structures, accelerations and other parameters of the working process. This has paved the way for the application of methods for identifying digging process parameters and for the adaptive control of earth-moving and transport machinery.

In recent years, researchers have been focusing particularly on integrating physical models of the interaction between the working body and the ground with intelligent data processing methods. To assess the current state of the working process, algorithms for multi-sensor information fusion (Sensor Fusion), state filtering, digital twins, machine learning and predictive control are utilised. Despite significant progress, existing research is, in most cases, focused either on improving the accuracy of determining digging resistance forces or on refining automatic control systems for working equipment. The comprehensive use of models of the interaction between the working body and the ground in adaptive control systems for earth-moving and transport machinery remains underdeveloped.

The aim of this article is to analyse current methodological approaches to determining the forces of interaction between the working parts of earth-moving and transport machinery and the material being excavated, to classify these approaches, to carry out a comparative assessment of their capabilities and limitations, and to identify promising areas for further research relating to the development of adaptive control systems.

2. The evolution of methods for determining the forces of interaction between the working tool and the material being mined

2.1. Background to the development of methods for determining the forces of interaction

The interaction between the working body of an earth-moving and transport machine and the material being excavated is a complex physical and mechanical phenomenon, accompanied by the deformation, failure and displacement of soil under the action of external loads. The forces arising from this process determine virtually all the key performance indicators of the machine: productivity, energy consumption during the digging process, stability of movement, tractive load, the durability of structural components and the quality of the operational tasks performed.

Consequently, the task of determining the forces acting between the working body and the ground has, for many decades, been one of the central issues in the theory of earth-moving machinery. The evolution of scientific research in this field is closely linked to developments in soil mechanics, computing technology, experimental research methods and modern automation techniques.

An analysis of the scientific literature shows that the development of methods for determining interaction forces has proceeded in a step-by-step manner and can be broadly divided into four main stages (Table 1).

Table 1 – Stages of development of methods for determining the forces of interaction of the working bodies of earthmoving machines with the material being mined

Stage	Period	Distinctive features
I	1930–1960	Development of analytical models based on soil mechanics
II	1960–1990	Development of engineering models of digging resistance and experimental verification
III	1990–2015	The application of numerical modelling methods (FEM, DEM, SPH)
IV	2015 – at present	Intelligent methods of identification and adaptive control

Each subsequent stage did not replace the previous one, but rather expanded its capabilities. As a result, analytical, experimental, numerical and intelligent methods are now used simultaneously, differing in their scope of application, accuracy and computational complexity.

2.2. Analytical models

Early scientific research focused on deriving analytical relationships that would enable the digging resistance to be determined on the basis of the soil's physical and mechanical properties, the geometric parameters of the cutting tool, and the machine's operating conditions.

The theoretical basis for this research was provided by work on soil mechanics and the theory of limit equilibrium. The research of Coulomb, Rankine, Terzaghi, Bekker, Reece [1], Hettiaratchi [2] and McKyes [3, 4] had the most significant influence on the development of this field.

A common feature of analytical models is the representation of the resulting resistive force as the sum of several physical components:

$$F = F_c + F_f + F_g + F_i,$$

where F_c — the component attributable to soil adhesion;

F_f — forces of internal and external friction;

F_g — forces associated with the weight of the soil being moved;

F_i — the inertial component taken into account during dynamic operating modes.

Despite the differences between individual models, it is precisely this structure that is retained in virtually all modern engineering calculations of digging resistance.

The models developed by Reece [1] and McKyes [3, 4] are the most widely used, as they allow for the influence of the working body's geometry, digging depth, cutting angle and the physical and mechanical properties of the soil to be taken into account.

For most engineering problems, these models provide satisfactory accuracy at a relatively low computational cost and are therefore widely used in the design of bulldozers, motor graders, front-end loaders and other earth-moving machinery.

2.3. Limitations of analytical models

Despite the widespread use of analytical models, their application is subject to a number of limitations [5, 6, 7].

Firstly, most of these relationships are based on the assumption of soil homogeneity and a steady-state digging process. Under real operating conditions, soil properties vary both with excavation depth and along the machine's trajectory.

Secondly, the model parameters (friction, angle of internal friction, density, and coefficients of interaction with the working body) must be specified in advance, which significantly limits their applicability in the context of continuous process control.

Thirdly, analytical models primarily describe steady-state excavation conditions and do not adequately account for transient processes accompanied by changes in the volume of the drag prism, the formation of localised zones of soil failure and the redistribution of stresses.

Finally, most well-known models are designed to calculate digging resistance as a standalone engineering problem and do not provide for integration with modern automated control systems.

2.4. Interim analysis

The analysis carried out leads to the conclusion that analytical models continue to form the basis of the theory governing the interaction between the working parts of earth-moving and transport machinery and the material being excavated. Their advantages include their physical validity, relatively simple mathematical formulation and suitability for engineering applications at the design stage.

At the same time, recent developments in construction machinery are placing new demands on digging resistance models. Whereas previously the main task was to calculate maximum loads and select optimal parameters for the working equipment, there is now a need for continuous assessment of the forces involved whilst the machine is in operation. This requires a shift from static calculation

models to dynamic models capable of functioning as part of intelligent control systems.

It was precisely this factor that led to further research into the use of numerical modelling methods, which allow for the complex processes of soil failure and displacement to be taken into account whilst relying on far fewer simplifying assumptions.

METHODS AND MODELS FOR DETERMINING THE INTERACTION FORCES BETWEEN THE WORKING PARTS OF EARTH-MOVING AND TRANSPORT MACHINES AND THE MATERIAL BEING EXCAVATED. A REVIEW OF FOREIGN SCIENTIFIC AND TECHNICAL SOURCES. PART 2

Savich D.V., PhD student
Scientific supervisor, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Shevchenko V.A.
Kharkiv National Automobile and Highway University

3. Modern methods for modelling the forces of interaction between the working body and the material being mined

3.1. The transition from analytical models to numerical modelling

Advances in computing technology have significantly transformed approaches to studying the interaction between the working parts of earth-moving and transport machinery and the material being excavated. Whilst classical analytical models focus primarily on deriving empirical relationships between digging resistance and a limited number of physical parameters, modern numerical methods enable the modelling of the spatial stress-strain state of the soil mass, failure processes, the formation of the drag prism and the movement of the excavated material, with virtually no need to introduce a large number of simplifying assumptions.

The main advantage of numerical modelling is the ability to investigate processes that are difficult or impossible to describe analytically. These include non-stationary soil failure, the formation of local zones of plastic deformation, changes in the configuration of the shearing prism, the redistribution of contact stresses, and the influence of the complex geometry of the working body.

It should be noted that modern numerical models do not replace analytical relationships, but rather complement them. Analytical models provide rapid engineering estimates, whilst numerical methods are used for detailed analysis of working processes, refining calculation relationships and investigating new design solutions.

3.2. The finite element method (Finite Element Method, FEM)

The finite element method is one of the most widely used tools for analysing the stress-strain state of a soil mass. Its application is based on discretising the area under investigation into finite elements, within which the displacement field is approximated by specified shape functions [8].

When analysing the interaction processes of the working components of earth-moving and transport machinery, the FEM makes it possible to determine:

1) the distribution of stresses in the soil;
2) zones of plastic deformation;
3) contact stresses between the working component and the soil;
4) the influence of the geometric parameters of the working equipment on the force characteristics of the digging process.

The method is most effective when applied to the analysis of cohesive soils, where deformation processes can be described by continuous models of solid mechanics.

However, the use of the FEM is subject to a number of limitations. Significant deformations accompanying the excavation process cause substantial distortion of the finite element mesh, which requires the use of mesh remeshing procedures or special mesh updating algorithms. This leads to increased computational costs and complicates the modelling of long-duration work processes.

3.3. The discrete element method (Discrete Element Method, DEM)

The development of the discrete element method has become one of the most significant achievements in the field of modelling the interaction between working bodies and free-flowing, unbound materials [9, 10, 11].

Unlike the finite element method, the DEM treats soil as a collection of individual particles interacting with one another via contact forces. The motion of each particle is governed by Newton's laws of motion, whilst contact interactions are described by models of elastic, plastic and viscous deformation.

This approach makes it possible to directly model soil failure processes, crack formation, the movement of individual fragments of material and the formation of a drag prism, without the need to introduce additional assumptions about the nature of the deformation.

DEM is particularly effective when studying:

1) sandy soils;
2) crushed stone materials;
3) loose rock;
4) soil movement processes in front of a bulldozer or motor grader blade;
5) the filling of a front-end loader bucket.

However, the high computational complexity limits the method's application to the real-time modelling of full-scale operational processes.

3.4. The smoothed particle hydrodynamics method (Smoothed Particle Hydrodynamics, SPH)

The SPH method is a mesh-free Lagrangian approach, originally developed for astrophysical problems but subsequently successfully adapted for the study of processes involving large material deformations.

Unlike the FEM, the SPH method does not use a fixed finite-element mesh, which means there are virtually no problems associated with mesh breakdown during significant ground movements [12].

In the context of earth-moving and transport machinery, SPH is used to investigate:

1) the processes involved in cutting water-saturated soils;
2) the interaction of the working body with heterogeneous media;
3) dynamic digging regimes;
4) the formation of soil flow patterns.

However, the accuracy of the calculations depends significantly on the choice of smoothing function, discretisation parameters and contact interaction models.

3.5. Hybrid modelling methods

In recent years, there has been a steady trend towards combining the advantages of different modelling methods. Hybrid models, which combine analytical relationships with numerical calculations, are considered the most promising.

The most common combinations are as follows:

1) analytical model + FEM;
2) analytical model + DEM;
3) DEM + FEM;
4) DEM + SPH;
5) DEM + computational fluid dynamics (CFD) when studying water-saturated soils.

Hybrid models allow analytical relationships to be used to estimate digging resistance in advance, whilst numerical methods are used to refine the stress distribution, analyse soil failure and investigate the local characteristics of the process.

3.6. A comparative analysis of modern modelling methods

A comparison of current approaches shows that each of the methods considered has its own area of appropriate application [13, 14, 15] (Table 2).

Table 2 – Comparative analysis of modern modelling methods

Method	Accuracy	Computational complexity	Large deformations	Real-time mode	Main area of application
Analytical models	Average	Low	Limited	Yes	Engineering calculations
FEM	High	High	Limited	There are practically none	Stress analysis
DEM	Very high	Very high	Yes	No	Soil disruption and displacement
SPH	High	Very high	Yes	Limited	Large deformations and dynamic processes
Hybrid models	Very high	High	Yes	Limited	Scientific research and structural optimisation

The table shows that as the physical accuracy of the models increases, so does their computational complexity. This gives rise to a fundamental contradiction: the methods that most accurately describe the interaction between the working body and the ground are, as a rule, unsuitable for use in real-time control systems. This contradiction defines one of the main areas of contemporary research — the search for models that combine sufficient accuracy with computational efficiency.

3.7. Interim conclusion

The shift from analytical models to numerical methods has significantly expanded the scope for investigating the interaction between the working parts of earth-moving and transport machinery and the material being excavated. However, even the most sophisticated numerical models are primarily geared towards analysing a predefined process, rather than providing real-time assessment of the interaction forces during the execution of a technical operation.

Consequently, the further development of methods for determining interaction forces is linked not so much to increasing the complexity of mathematical models as to their integration with data obtained directly from the machine whilst it is in operation. This has led to the development of experimental measurement

methods, identification algorithms and multi-channel data processing, which will be discussed in the next section.

4. Methods for the experimental determination and identification of the forces of interaction between working parts and the material being processed

4.1. The development of experimental research methods

Despite significant advances in analytical and numerical modelling methods, experimental studies remain the primary source of information on the actual processes involved in the interaction between the working parts of earth-moving and transport machinery and the material being excavated. This is due to the high variability of the physical and mechanical properties of soils, the heterogeneity of their structure and the complex nature of their failure during excavation, which cannot be fully described by computational models.

Initially, experimental studies focused primarily on determining the integral digging resistance forces and verifying the validity of analytical relationships. With the development of measurement technology, the scope of these studies has expanded significantly. Modern experimental set-ups allow dozens of operating parameters to be recorded in real time, which has paved the way for a shift from traditional measurements to the identification of the current state of the 'machine–working tool–material being mined' system.

At present, experimental research fulfils two interrelated functions: firstly, it provides reliable data for verifying mathematical models; and secondly, it forms the information basis for the development of adaptive control systems.

4.2. Direct methods for determining interaction forces

The most reliable information on force interactions is provided by direct measurement methods, which involve recording loads directly within the components of the operating equipment [16, 17].

The most common methods include:

1) tensometric measurement of forces in components of operating equipment;

2) measurement of deformations in load-bearing steel structures;

3) multi-component force transducers;

4) dynamometric links;

5) measuring pins and shafts.

Such methods ensure a high degree of accuracy in load measurement and are widely used in research testing of bulldozers, motor graders and front-end loaders. However, their use in production machines is limited by the need for significant modifications to the design of the working equipment, increased requirements for sensor protection and the complexity of calibration.

Direct methods therefore remain primarily a tool for scientific research and factory testing.

4.3. Indirect methods for determining interaction forces

Virtually all modern adaptive systems use indirect methods to estimate interaction forces. The basic idea behind these is that digging resistance is determined not by direct measurement of the force, but by parameters that are functionally related to the working process.

The most informative parameters are:

1) pressure in the hydraulic cylinders of the working equipment;

2) torque at the drive wheels or the transmission output shaft;

3) engine power;

4) crankshaft speed;

5) the machine's speed;

6) acceleration of structural components;

7) wheel slip;

8) the position of the working tool.

Each of the parameters listed characterises a separate aspect of the interaction between the working body and the ground. However, none of them, taken in isolation, provides sufficient information to reliably assess digging resistance under variable operating conditions.

4.4. The transition from measurement to identification

Recent research indicates a gradual shift in the concept of experimentally determining interaction forces. Whilst traditional methods focused on recording individual parameters of the working process, modern approaches aim to reconstruct the unmeasurable state variables of the system based on the aggregate of available measurement data.

Within this approach, the interaction force between the working element and the material being processed is regarded as a hidden state variable, which is not measured directly but is determined from a set of indirect indicators using mathematical models and identification algorithms.

The following methods are the most widely used:

1) Recursive Least Squares (RLS);
2) Extended Kalman Filter (EKF);
3) Unscented Kalman Filter (UKF);
4) Particle Filter (PF);
5) Bayesian identification methods.

Their use makes it possible not only to evaluate the current values of the interaction forces, but also to adapt the parameters of the mathematical model as the physical and mechanical properties of the material under development change.

4.5. Multi-channel identification

One of the most notable trends in recent years has been the shift from the use of individual measurement channels to the integrated processing of data received simultaneously from several of the machine's subsystems.

In this case, the following data are used to identify the interacting forces:

1) the hydraulic system;
2) the transmission;
3) the power plant;
4) the navigation system;
5) inertial sensors;

6) strain gauge measurements;

7) machine vision systems.

This approach is known as ‘Sensor Fusion’ and enables a significant improvement in the accuracy of process parameter estimates by cross-referencing information from various sources.

It should be emphasised that multi-channel identification differs fundamentally from the traditional approach of simply increasing the number of measured parameters. Its primary aim is not to accumulate data, but to reconstruct a complete picture of the interaction between the working tool and the material being processed, based on the joint processing of information.

4.6. Analytical discussion

An analysis of current research shows that the development of experimental methods is moving not so much towards improving the accuracy of individual measurements as towards increasing the information content of the data obtained.

Over the past few decades, there has been a shift:

1) from measuring individual loads to recording a multitude of interrelated parameters;

2) from stand-alone sensors to integrated measurement systems;

3) from data recording to the identification of hidden state variables;

4) from experimental research — to intelligent monitoring and control systems.

Experimental methods are thus gradually evolving from a tool for scientific research into one of the key elements of the adaptive operation of earth-moving and transport machinery.

4.7. Interim conclusion

The analysis carried out shows that modern methods for the experimental determination of interaction forces are no longer limited to recording the force parameters of the working process. The main trend is a shift towards identifying

unmeasurable state variables based on the comprehensive processing of data received from various machine subsystems.

However, existing methods are primarily aimed at evaluating individual parameters of the digging process and relatively rarely consider the interaction between the working body and the material being excavated as a single object of adaptive control. This circumstance highlights the relevance of further research into the integration of identification methods, physical models of the digging process and intelligent decision-making algorithms.

METHODS AND MODELS FOR DETERMINING THE INTERACTION FORCES BETWEEN THE WORKING PARTS OF EARTH-MOVING AND TRANSPORT MACHINES AND THE MATERIAL BEING EXCAVATED. A REVIEW OF FOREIGN SCIENTIFIC AND TECHNICAL SOURCES. PART 3

Radovichenko O.M., Master's degree
Scientific supervisor, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Shevchenko V.A.
Kharkiv National Automobile and Highway University

5. Intelligent methods for determining interaction forces as the basis for the adaptive operation of earth-moving and transport machinery

5.1. A shift in the scientific paradigm

The current stage in the development of earth-moving and transport machinery is characterised by a shift from the automation of individual functions of the working equipment to the creation of intelligent systems capable of adapting to changing operating conditions. Whilst traditional automatic control systems ensured that pre-set movement parameters of the working body were maintained, modern adaptive systems are designed to continuously assess the current state of the

interaction between the working body and the material being excavated, and to generate control actions based on this information.

In this context, the force of interaction between the working body and the material being mined is no longer regarded solely as a calculated value or the result of an experimental measurement. It becomes an information variable that reflects the current state of the technological process and is used for decision-making within the machine's control system.

Thus, a shift in the scientific paradigm is taking place: from defining interaction forces as a separate problem within soil mechanics to using them as the basis for the adaptive operation of earth-moving and transport machinery.

5.2. Multi-sensor systems for assessing the status of a work process

Modern adaptive control systems are based on the principle of comprehensively utilising information received from various machine subsystems. Rather than directly measuring digging resistance, the state of the process is assessed on the basis of a set of interrelated parameters.

A typical data structure includes:

1) pressure in the hydraulic cylinders of the working equipment;
2) torque and rotational speed of the drive wheels;
3) engine operating parameters;
4) position and speed of the working body;
5) wheel slip;
6) acceleration and vibration of structural components;
7) satellite navigation data (GNSS);
8) measurements from inertial navigation systems (IMU);
9) where necessary, data from computer vision, lidar and radar systems.

The integration of information is carried out using Sensor Fusion algorithms, which enable a consistent assessment of the operational process to be formed. This approach enhances the robustness of the assessment of interaction forces against measurement noise, individual sensor failures and changes in external operating conditions.

It should be emphasised that in most contemporary studies, Sensor Fusion is regarded as a means of improving the accuracy of navigation or positioning of working equipment. At the same time, its potential for identifying the parameters of interaction between the working body and the material being processed has so far only been partially realised.

5.3. Digital twins of the work process

One of the most promising areas is the application of the Digital Twin concept. Unlike a traditional mathematical model, a digital twin is continuously synchronised with the physical machine via a stream of measurement data [18, 19].

In the context of earth-moving and haulage machinery, a digital twin can be used to:

1) predict changes in digging resistance;
2) estimate the volume of the drag prism;
3) predict energy consumption;
4) identifying changes in the physical and mechanical properties of the soil;
5) assessing the technical condition of the working equipment components.

Thus, the digital twin not only performs computational functions but also serves as a tool for operational decision-making support.

However, it should be noted that most existing studies are limited to digital models of individual machine subsystems (engine, hydraulic drive, transmission). Comprehensive digital twins of the interaction between the working body and the ground are still at an early stage of development.

5.4. Predictive and self-learning methods

The next stage in the development of intelligent systems involves Model Predictive Control (MPC) and machine learning methods [20, 21, 22].

Predictive control uses a mathematical model of the process to forecast its behaviour over a given time interval and to select control actions that ensure the

achievement of a specified quality criterion, taking into account technological constraints [23].

In turn, machine learning methods make it possible to identify complex non-linear relationships between measured parameters and interaction forces without explicitly specifying an analytical model. The most promising of these are:

1) artificial neural networks;
2) ensemble learning methods;
3) reinforcement learning;
4) physics-informed neural networks (PINNs).

Of particular interest is the integration of physical models of the interaction between the working body and the soil with machine learning methods. This approach ensures greater interpretability of the results compared with the use of purely empirical models.

5.5. Analytical discussion

The analysis carried out reveals an important pattern in the development of methods for determining the interaction forces between the working parts of earth-moving and transport machinery and the material being excavated [24].

In the early stages of research, the main focus was on constructing analytical models of digging resistance. Subsequently, the emphasis shifted to improving the accuracy of modelling through the use of numerical methods and experimental verification. The current stage is characterised by a transition to intelligent systems, in which the determination of interaction forces becomes an integral part of the continuous assessment of the working process.

Consequently, the focus of research is gradually shifting from force as a physical quantity to the state of a process as an object of control. It is precisely this shift that defines the current trend in the development of the theory and practice of the adaptive operation of earth-moving and transport machinery.

6. Discussion and future prospects

Based on the analysis carried out, three successive stages in the evolution of scientific approaches to determining the forces of interaction between working bodies and the material being excavated can be identified.

The first stage is associated with the development of analytical models that provided a theoretical description of the excavation process and formed the basis for engineering calculation methods. The second stage is characterised by the widespread use of numerical modelling and experimental studies, which have made it possible to significantly improve the accuracy of estimating interaction forces and to investigate soil failure processes with a minimum number of simplifying assumptions. The current stage is defined by the development of intelligent identification methods, digital twins and adaptive control systems, designed to utilise real-time information on the interaction between the working tool and the soil.

Despite significant progress, the analysis carried out highlights a number of scientific problems that remain relevant.

Firstly, most known models are designed to calculate or predict interaction forces, but not to identify them continuously under real-world operating conditions.

Secondly, modern intelligent control systems are primarily focused on maintaining a specified trajectory for the working equipment, whilst the parameters of interaction between the working body and the material being processed are taken into account only indirectly, or not at all.

Thirdly, methods for the comprehensive integration of physical models of the digging process, multi-channel identification and intelligent control into a single adaptive system have not been sufficiently studied.

In this regard, the most promising area for further research appears to be the development of a methodological framework for determining and utilising the forces of interaction between the working body and the material being excavated as a key information variable in the adaptive control of earth-moving and transport machinery.

Conclusion

The determination of the forces exerted by the working parts of earth-moving and transport machinery on the material being excavated should be regarded not as a separate calculation or measurement task, but as a central element of the information support required for the machine's adaptive operation under variable operating conditions.

References

1. Reece A. R. Paper 2: The Fundamental Equation of Earth-Moving Mechanics // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*. 1964. Vol. 179, No. 6. P. 16–22. DOI 10.1243/PIME_CONF_1964_179_134_02.

2. Hettiaratchi D. R. P., Reece A. R. Symmetrical Three-Dimensional Soil Failure // *Journal of Terramechanics*. 1967. Vol. 4. No. 3. P. 45–67. DOI 10.1016/0022-4898(67)90126-7.

3. McKyes E., Ali O. S. The Cutting of Soil by Narrow Blades // *Journal of Terramechanics*. 1977. Vol. 14. No. 2. P. 43–58. DOI 10.1016/0022-4898(77)90001-5.

4. McKyes E. *Soil Cutting and Tillage*. Amsterdam: Elsevier, 1985. 217 p.

5. Godwin R. J., O'Dogherty M. J. *Integrated Soil Tillage Force Prediction Models: A Review // Journal of Terramechanics*. 2007. Vol. 44.

6. Yang Q., Sun S. *A Soil–Tool Interaction Model for Bulldozer Blades // Journal of Terramechanics*. 1994. Vol. 31. No. 2. P. 55–65. DOI 10.1016/0022-4898(94)90007-8.

7. Jayasuriya H. P. W., Salokhe V. M., Pathirana R. *A Review of Soil–Tine Models for a Range of Soil Conditions // Journal of Agricultural Engineering Research*. 2001.

8. El-Mountassir M., Hamilton R., Boyle J. T. Simulation of Soil–Blade Interaction for Sandy Soil Using Advanced Three-Dimensional Finite Element

Analysis // *Soil and Tillage Research*. 2004. Vol. 75. No. 1. P. 61–73. DOI 10.1016/S0167-1987(03)00156-9.

9. Cundall P. A., Strack O. D. L. A Discrete Numerical Model for Granular Assemblies // *Géotechnique*. 1979. Vol. 29. No. 1. P. 47–65. DOI 10.1680/geot.1979.29.1.47.

10. Cundall P. A. Formulation of a Three-Dimensional Distinct Element Model. Part I. A Scheme to Detect and Represent Contacts in a System Composed of Many Polyhedral Blocks // *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics Abstracts*. 1988. Vol. 25. No. 3. P. 107–116. DOI 10.1016/0148-9062(88)92293-0.

11. O'Sullivan C. *Particulate Discrete Element Modelling: A Geomechanics Perspective*. London: Taylor & Francis, 2011. 587 p.

12. Bui H. H., Fukagawa R., Sako K., Ohno S. Lagrangian Meshfree Particles Method (SPH) for Large Deformation and Failure Flows of Geomaterial Using Elastic–Plastic Soil Constitutive Model // *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*. 2008. Vol. 32. No. 12. P. 1537–1570. DOI 10.1002/nag.688.

13. Zeng Z., Chen Y., Zhang X. *Modelling the Interaction of a Deep Tillage Tool with Heterogeneous Soil // Computers and Electronics in Agriculture*. 2018. DOI: 10.1016/j.compag.2017.10.005.

14. Coetzee C. J. Review: Calibration of the Discrete Element Method // Powder Technology. 2017. Vol. 310. P. 104–142. DOI 10.1016/j.powtec.2017.01.015.

15. Coetzee C. J. Discrete and Continuum Modelling of Soil Cutting // Computational Particle Mechanics. 2014. Vol. 1. No. 4. P. 409–423. DOI 10.1007/s40571-014-0014-7.

16. Stafford J. V. Implement Instrumentation for Soil–Tool Interaction Research // Journal of Agricultural Engineering Research. 1979. Vol. 24. No. 1. P. 41–56.

17. Upadhyaya S. K., Chancellor W. J. Advances in Instrumentation for Measuring Soil Forces // Transactions of the ASAE. 1980. Vol. 23. No. 6. P. 1340–1346.

18. Tao F., Zhang H., Liu A., Nee A. Y. C. Digital Twin in Industry: State-of-the-Art // *IEEE Transactions on Industrial Informatics*. 2019. Vol. 15. No. 4. P. 2405–2415. DOI 10.1109/TII.2018.2873186.

19. Fuller A., Fan Z., Day C., Barlow C. Digital Twin: Enabling Technologies, Challenges and Open Research // *IEEE Access*. 2020. Vol. 8. P. 108952–108971. DOI 10.1109/ACCESS.2020.2998358.

20. Simon D. Optimal State Estimation: Kalman, H∞, and Nonlinear Approaches. Hoboken: John Wiley & Sons, 2006. 552 p.

21. Goodfellow I., Bengio Y., Courville A. *Deep Learning*. Cambridge (MA): MIT Press, 2016. 775 p.

22. Raissi M., Perdikaris P., Karniadakis G. E. Physics-informed Neural Networks: A Deep Learning Framework for Solving Forward and Inverse Problems Involving Nonlinear Partial Differential Equations // *Journal of Computational Physics*. 2019. Vol. 378. P. 686–707. DOI 10.1016/j.jcp.2018.10.045

23. Camacho E. F., Bordons C. *Model Predictive Control*. 2nd ed. London: Springer, 2007. 405 p.

24. Qin S. J., Badgwell T. A. A Survey of Industrial Model Predictive Control Technology // *Control Engineering Practice*. 2003. Vol. 11. No. 7. P. 733–764. DOI 10.1016/S0967-0661(02)00186-7.

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ СУЧАСНИХ МАШИН ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ СНІГУ

Щукіна Ю.О., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Щукін О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Прибирання та вивезення снігу є складним видом клінінгових послуг, оскільки ці роботи постійно виконуються за низьких температур та несприятливих погодних умов. Взимку погода дуже мінлива: снігопади змінюються дощами, потім знову настають морози й утворюється ожеледиця. Усі ці фактори створюють перешкоди для нормального перебігу життєдіяльності населення. Саме тому одним із найважливіших завдань є прибирання снігу з територій, його вивезення та оброблення території протиожеледними реагентами. Такі роботи виконуються або вручну, або за допомогою спеціалізованої техніки.

Для прибирання міських вулиць використовується спеціалізована техніка, однак вона не може повною мірою забезпечити прибирання прибудинкових територій. Спеціалізовані машини можуть прибирати снігову масу лише з відкритих ділянок, проте з часом вільного простору на прибудинкових територіях стає дедалі менше, тому використання спеціальної техніки стає нерентабельним або взагалі неможливим. У зв'язку з цим потреба у використанні ручної праці різко зростає. Для оптимізації процесу прибирання снігової маси з прибудинкових територій пропонується використовувати машини для розтоплення снігової маси з метою економії коштів на вивезенні снігу на звалища та скорочення потреби у використанні спеціалізованої техніки.

Відмінність зимового прибирання міських дворів від прибирання доріг полягає у відсутності місць для складування снігу. Сучасна потужна дорожня техніка здатна перемістити сніг до лоткової частини дороги та відкинути його

на необхідну відстань за межі узбіччя. Однак на прибудинковій території безпосередньо за лотковою частиною розташований тротуар для проходу пішоходів, а за ним – житлові будинки. Тому сніг із міських дворів необхідно вивозити, а це є досить витратним процесом.

Щодо прибирання дворів міста, то вивезення забрудненого снігу до місць його утилізації є дороговартісним. Збільшення відстані перевезення снігу на 10 км за вартістю можна порівняти з витратами на паливо, необхідними для плавлення такої самої кількості снігу у снігоплавильних установках. Крім того, перевезення снігу автотранспортом призводить до додаткового екологічного навантаження на повітряне середовище міста через забруднення його вихлопними газами [1]. Тому доцільно мати мережу споруд для утилізації снігу, відносно рівномірно розподілених по території міста.

Досвід використання снігоплавильних пунктів бере початок із 1928 року. Починаючи з 1933 року, стали застосовуватися стаціонарні сніготаялки, що працювали на відхідних газах котелень: спочатку конструкції теплотехніка Макарова, а потім, із 1939 року, інженерів В. Г. Єфремова та М. . Горбунова. Понад 60 таких установок перебувало в експлуатації. Вони являли собою цегляний підземний резервуар, який завантажувався снігом, через який проходили відхідні гази з котлів.

Проводилися активні пошуки нових конструктивних рішень пересувних (мобільних) сніготаялок. Було виготовлено різні конструкції вугільних пересувних сніготаялок: однобункерна та двобункерна сніготаялки конструкції інженерів П. В. Заколупіна та А. П. Колодея, а також двошатрова сніготаялка конструкції інженерів В. Я. Єлагіна та М. І. Ільїна з використанням електродвигуна і вентилятора для подачі під тиском повітря під колосникову решітку. Вони були випробувані у 1950 році та рекомендовані для застосування як дворові сніготаялки.

У 1966 році було виготовлено експериментальну стаціонарну газову тепловодяну сніготаялку, воду в якій нагрівали три занурені газові пальники [1–4].

Подальшим розвитком системи утилізації снігу стало впровадження позитивного досвіду використання вітчизняних пересувних сніготаялок, отриманого в зимовий період 2017/18 рр.

Досвід використання снігоплавильних установок у зарубіжних країнах, таких як Канада та США, показав, що в них широко застосовуються не лише стаціонарні, а й пересувні сніготаялки [1–4].

Усі сніготаялки, що застосовувалися раніше та експлуатуються нині, можуть бути класифіковані:

1. За способом встановлення: на стаціонарні, прив'язані до обслуговування конкретних територій, та мобільні двох видів – транспортовані та самохідні;

2. За способом завантаження снігу: із завантаженням автовантажувачами (мобільні), із вбудованим або навісним сніговантажувачем (самохідні) та із самоскидним або бульдозерним завантаженням (стаціонарні);

3. За типом теплоносія: такі, що використовують як теплоносій гарячу воду та газоподібні продукти згоряння палива або нагріте повітря;

4. За характером контакту теплоносія зі снігом: із теплоносієм, що контактує зі снігом, та безконтактні, у яких теплоносій не має безпосереднього контакту зі снігом;

5. За джерелом тепла: із власним або зовнішнім джерелом тепла – зануреними пальниками, контактними водонагрівачами, а також із газовими, вугільними або дров'яними топками, змонтованими разом зі снігоплавильною камерою. В іншому випадку тепло для плавлення снігу надходить від зовнішніх джерел, до яких, наприклад, підключена стаціонарна сніготаялка;

6. За способом плавлення снігу: з пасивним плавленням снігу у снігоплавильній камері або активним плавленням із застосуванням механічного перемішування, барботажу та струменевих систем.

Усі сніготаялки, що працюють із використанням вищезазначених конструктивних особливостей, мають різну продуктивність і ККД, а також у

деяких випадках суттєві недоліки. Багато з них уже є надбанням історії та на практиці не використовуються.

Для визначення необхідності використання тієї чи іншої машини для розтоплення снігової маси необхідно виконати розрахунок теплового балансу для обгрунтування доцільності використання снігоплавильного пункту.

Література

1. Liu K., Huang S., Wang F., Xie H., Lu X. Energy consumption and utilization rate analysis of automatically snow-melting system in infrastructures by thermal simulation and melting experiments. Cold Regions Science and Technology. 2017. Vol. 138. – P. 73–83. DOI: 10.1016/j.coldregions.2017.03.009.

2. Gogina E., Deriusheva N. L. Major methods of snow-melting facility design with regard to ecological safety criteria. Water and Ecology. 2016. № 2. P. 58–64.

3. Urban snow and ice removal and storage: A systematic literature review. City and Environment Interactions. 2025. Vol. 27. Article 100213. DOI: 10.1016/j.cacint.2025.100213.

4. Falkovich G. Fluid Mechanics, a short course for physicists. Cambridge University Press, 2011. Pp. 140 – 145.

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ЧИННИКІВ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ЗНОСОСТІЙКІСТЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

Постольний І.В., здобувач

Науковий керівник к.т.н., доцент Щукін О.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Землерийно-транспортні машини (ЗТМ) експлуатуються в умовах значних механічних навантажень, особливо під час взаємодії робочих органів

із грунтовим середовищем. Значна частина відмов таких машин пов'язана з пошкодженням або втратою працездатності їх робочого обладнання [1]. За даними досліджень [1, 2], до 90 % відмов робочих органів може бути спричинено інтенсивним зношуванням ріжучих елементів.

Збільшення ступеня зношування різальних елементів безпосередньо впливає на енергетичні та експлуатаційні характеристики ЗТМ. Зокрема, у міру втрати початкової геометрії ріжучої кромки сила різання може збільшуватися на 60–200 %. Це призводить або до зниження продуктивності машини, або до суттєвого зростання енерговитрат під час виконання робочого процесу [1]. У кінцевому результаті такі явища спричиняють підвищення собівартості виконання земляних робіт. Додатковою проблемою є необхідність регулярної заміни зношених ріжучих елементів, що збільшує експлуатаційні витрати та потребує додаткових витрат матеріалів і робочого часу.

Отже, довговічність робочого обладнання є одним із визначальних показників експлуатаційної ефективності ЗТМ. Підвищення ресурсу ріжучих елементів потребує встановлення основних причин, які визначають інтенсивність їх зношування, а також визначення найбільш вагомих чинників, що призводять до передчасної втрати працездатності.

Процес зношування робочих органів ЗТМ визначається сукупною дією значної кількості чинників. При цьому результати різних досліджень не завжди узгоджуються між собою щодо ступеня впливу окремих параметрів на довговічність ріжучих елементів.

У низці досліджень [2] зазначається, що такі характеристики ґрунту, як його вологість та хімічна активність, за певних умов мають відносно незначний вплив на інтенсивність зношування і тому можуть не враховуватися під час спрощених розрахунків. Водночас найбільш суттєвими чинниками вважаються середній розмір частинок ґрунту, опір його зрушенню та фізико-механічні властивості матеріалу ріжучого елемента [1].

Разом із тим інші дослідники [1] пропонують враховувати значно ширший комплекс параметрів. До них належать структура металу робочого органу, розміри, форма та твердість абразивних частинок, швидкість відносного переміщення металу і ґрунту, контактний тиск на абразивні частинки та інші характеристики процесу взаємодії.

Суперечливими залишаються також результати щодо впливу кінематичних параметрів робочого процесу, зокрема кута та швидкості різання. Частина дослідників [1] вважає їх вплив другорядним, тоді як результати інших робіт свідчать про безпосередню залежність інтенсивності зношування від швидкості переміщення робочого органу. Згідно з [2], збільшення швидкості руху ЗТМ супроводжується зростанням швидкості зношування ріжучого елемента.

Важливу роль відіграють також навантаження, які виникають під час взаємодії робочого органу з ґрунтом. Їх характер може бути статичним, динамічним або змінним у часі. Саме тому оцінювання довговічності ріжучих елементів необхідно проводити з урахуванням не лише величини навантаження, а й характеру його зміни.

Загалом чинники, які визначають інтенсивність зношування ріжучих елементів робочих органів ЗТМ, доцільно об'єднати у чотири основні групи [1–3]:

– фізико-механічні властивості ґрунту, зокрема питоме зчеплення, гранулометричний склад, щільність, вологість, кут внутрішнього тертя, питомий опір різанню, а також кількість, розмір і міцність кам'янистих включень;

– параметри контакту робочого органу з ґрунтом, до яких належать швидкість переміщення, контактний тиск, довжина шляху різання та переміщення ґрунту, а також геометричний кут різання;

– конструктивні та матеріалознавчі характеристики ріжучих елементів, включаючи механічні й хімічні властивості матеріалу, геометричну форму, розміри та параметри ріжучої кромки;

– умови технічного обслуговування і відновлення робочих органів, що визначаються кваліфікацією персоналу, своєчасністю проведення технічного обслуговування та якістю ремонтно-відновлювальних операцій.

Особливості взаємодії ріжучого елемента з грунтом

Особливістю роботи робочих органів ЗТМ є безпосередній контакт їх поверхні з грунтом, який у багатьох випадках являє собою ущільнену або злежану масу. Ґрунт є полідисперсною системою, що складається з основної грунтової маси та твердих абразивних включень.

Абразивні частинки, які містяться у грунті, відрізняються за формою, розмірами та міцністю. За даними [2], міцність окремих мінеральних складових може становити: для вапняку – 1500–2000 МПа, граніту – 2000–8000 МПа, кварцового піску – 8000–10000 МПа. Найбільш небезпечними з точки зору абразивного впливу є кварцові включення.

Кварц є одним із основних компонентів пісків та суглинків і характеризується високою твердістю, яка може досягати близько 10000 МПа. У багатьох випадках цей показник перевищує твердість сталі, з якої виготовляються ріжучі елементи робочих органів. Внаслідок цього під час відносного переміщення абразивні частинки здатні проникати в поверхневий шар металу, утворювати борозни та локальні пошкодження, що поступово призводить до втрати матеріалу.

Додаткову небезпеку становить неоднорідність грунту. Наявність кам'янистих включень невеликих розмірів із гострими гранями призводить до виникнення локальних ударних навантажень. При контакті таких частинок із робочим органом у поверхневому шарі металу можуть формуватися мікротріщини та осередки пластичної деформації.

У таких умовах одним із найбільш характерних механізмів руйнування стає ударно-абразивне зношування. Воно поєднує механічний вплив удару абразивної частинки з подальшим її ковзанням по поверхні ріжучого елемента.

Під час руху робочого органу назустріч твердій частинці, яка знаходиться в грунті, виникає локальна концентрація напружень. У

поверхневому шарі металу формуються мікропошкодження, які поступово розвиваються та взаємодіють між собою. За умови накопичення критичної кількості дефектів відбувається відокремлення окремих мікрооб'ємів металу від поверхні ріжучого елемента.

Одним із основних критеріїв, що характеризує опір матеріалу ударно-абразивному руйнуванню, є енергія удару абразивної частинки. Проте у випадках, коли удар супроводжується ковзанням, оцінювання зносостійкості лише за енергією удару є недостатнім. Необхідно враховувати геометричні параметри робочого органу, зокрема кут різання, твердість і механічні властивості матеріалу, а також величину навантаження, що визначається опором грунту зрушенню.

Характер залежності зносостійкості від механічних властивостей матеріалу істотно змінюється залежно від інтенсивності ударного навантаження. Результати досліджень свідчать, що за відносно невеликих значень питомої енергії удару підвищення твердості матеріалу супроводжується відповідним збільшенням його зносостійкості.

Однак така залежність не є універсальною. При питомих енергіях удару 1,47 Дж/см² та 3,73 Дж/см² твердість матеріалу практично не впливає на його зносостійкість. За значної питомої енергії удару, що становить 24,52 Дж/см², при твердості близько 6000 МПа спостерігається навіть зниження зносостійкості зі збільшенням твердості.

Таким чином, під час ударно-абразивної взаємодії неможливо однозначно пов'язати зносостійкість сталі лише з її твердістю. Значення мають також в'язкість, здатність матеріалу до пластичної деформації, опір поширенню тріщин та інші механічні характеристики. Особливо це проявляється при переході від переважно в'язкого до крихкого характеру руйнування.

Отже, порівняно з абразивним зношуванням без ударних навантажень, ударно-абразивний механізм характеризується значно складнішою залежністю між властивостями матеріалу та його фактичною зносостійкістю.

Важливим конструктивним параметром, що визначає умови роботи ріжучого елемента, є кут різання. Зі збільшенням цього кута, як правило, спостерігається підвищення інтенсивності зношування. Однією з причин цього є зміна характеру тиску ґрунту на нижню поверхню ріжучого елемента.

Під час взаємодії робочого органу з ґрунтом останній зазнає одночасно пружної та пластичної деформації. За малих від'ємних значень заднього кута, характерних для умов $\alpha \geq 22{,}5°$, величина тиску ґрунту на нижню грань ріжучого елемента значною мірою визначається його пружними властивостями.

Зі збільшенням швидкості різання процес відновлення пружної деформації ґрунту певною мірою запізнюється. У результаті цього зменшується питомий тиск ґрунту на нижню поверхню ріжучого елемента, що може сприяти зниженню інтенсивності його зношування.

Для робочих органів ЗТМ рекомендований діапазон кута різання становить $\alpha = 30–60°$. Вибір конкретного значення цього параметра повинен здійснюватися з урахуванням типу ґрунту, конструкції робочого органу, режиму роботи машини та вимог до її продуктивності.

Не менш важливим чинником є навантаження, яке виникає під час різання та переміщення ґрунту. У цьому випадку одним із визначальних параметрів виступає опір ґрунту зрушенню, від якого залежить контактний тиск між ріжучим елементом та ґрунтовим середовищем.

Оскільки навантаження в процесі роботи ЗТМ не є постійним, інтенсивність зношування визначається не лише його середнім значенням. Важливе значення мають амплітуда навантажень, частота їх зміни та співвідношення статичної й динамічної складових.

За результатами досліджень [3], зменшення навантаження на 10 % може забезпечити зниження величини зносу приблизно на 20 %. Це свідчить про нелінійний характер взаємозв'язку між силовими параметрами робочого процесу та швидкістю втрати матеріалу ріжучого елемента.

Особливу увагу під час подальших досліджень необхідно приділити комплексному врахуванню одночасної дії зазначених чинників. Саме встановлення їх взаємного впливу дасть змогу обгрунтовано вибирати матеріали та конструктивні параметри ріжучих елементів, прогнозувати їх ресурс і розробляти ефективні способи підвищення довговічності робочих органів землерийно-транспортних машин.

Література

1. Венцель Є.С., Орел О.В., Щукін О.В. Підвищення якості мастил, палив і трибовузлів машин : монографія. Х.: ФОП Бровін О.В., 2017. 264 с.

2. Technical research and development : collective monograph / Shchukin O., – etc. – International Science Group. Boston : Primedia eLaunch, 2021. 616 p. DOI: 10.46299/ISG.2021.MONO.TECH.I

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

AGEING OF MOTOR OIL AS FACTOR LIMITING ITS SERVICE LIFE IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Drobakha Ye.O., student

Scientific supervisor PhD in engineering, associate Professor Shchukin O.V.

Kharkiv national automobile and highway university

Unlike other components of internal combustion engine motor oil is less stable in its nature. That’s why it has deteriorated during operation. Ageing is aggregate of different processes resulting in alteration of physical and chemical properties of the oil. During ageing it is oxidized, mechanical impurities are accumulated in it and

additives are depleted. Consequently service properties of oil are deteriorated resulting in limiting of its service life.

Ageing of oil is related to instability of its hydrocarbons and induced with high temperatures and also contact with metals (especially non-ferrous ones). Oxidizing takes place as chain reaction with participation of free radicals. First resultants of oxidizing are peroxides. These unstable compounds in due course are transformed in acids and hydroxy acids [1]. As intermediates aldehydes, alcohols and ketones could be generated. At later stage it is generated products of higher polymerization: asphaltic-resinous compounds, carbenes and catbides.

From operational point of view the most hazardous oxidizing products are hydroxy acids and asphaltenes, due to their insolubility in oil and sticking properties they are sealed to metal blocking clearances, grooves of piston rings of engines and etc.

Sources and reasons of oil contamination with mechanical impurities of inorganic origin (dust and wear particles) are [1, 2 and others]:

- Atmospheric dust ingress;
- Insoluble products formation due to metal corrosion;
- Oil charge in dirty vessels, pumping along dirty pipelines;
- Use of oils contaminated during storage and transportation and also use of non-specialized vessels;
- Friction unit wear products ingress into oil;
- Oil contamination with residual products of manufacturing and repair of engine.

Contamination particles of inorganic origin have very high hardness which exceeds considerably hardness of working surfaces of majority of rubbing parts of machines and this intensifies abrasive wear of friction surfaces.

One of the most important parameters of contamination particles is their size, because it determines considerably abrasive and other properties of particles and also it allows determining wear conditions. According to data [1], if wear particles have size nearly 5 μm, then hydrodynamic lubrication should be observed in friction

units. With particle size up to 15 μm it should be observed boundary friction and with size up to 150 μm – friction with breaking of oil film with traces of seizure and with particle size up to 1000 μm it should be observed wear-out failure.

As practice shows the presence of filters in lubrication systems doesn't ensure absence of particles in oil, that maximum size doesn't exceed filter element nominal fine purification value.

Contamination particles in oils during service have caused the following negative effects [1, 2 and others]:

- Intensive abrasive wear;
- Increased oil oxidizing and therefore its viscosity rise due to oxidization;
- Oil film failure and related lubrication deterioration;
- Filtration elements clogging, silting of minor slots resulted in breach of hydrodynamic lubrication of crankshaft bearings.

It is common knowledge now, that alloy additives or composition of additives are added to most of modern lubricating oils. This allows substantially improving oil quality and increasing wear resistance of friction units. However in the course of time additive concentration in oil is reduced due to the following reasons [1, 3 and others]:

- Depletion due to loss of active components of additive, that action is based upon generation of chemical compounds with lubricated surface material in friction zone;
- Oil additive decomposition under influence of high temperature, water presence in oil;
- Polymeric additive destruction, which is observed in viscosity modifiers and pour-point depressants and other additives;
- Additive precipitation;
- Additive absorption at engine parts, filtration element surfaces and contamination particles;
- Additive concentration reduction due leakages.

Anti-oxidizing additive is depleted in cause of its interaction with oxidization products, which are formed most intensively at initial stage of oil service. In the same way it is depleted dispersing additives, that action is based on neutralization of oxidative polymerization products.

Additive degradation under influence of high temperatures is taken place quite intensively in friction zones, when microirregularities contact their tops and cut each other and this induces rapid increase of temperature [3].

Above mentioned ageing processes affect adversely service properties of oil and this in turn limit their service life.

In engine operation guide it is presented oil service life before change either in kilometers driven (car or other vehicle engines), or in machine hours (engines of tractor, building and road construction machines and so on). Normally for car engines oil service life is within range 10–15 thousand km of kilometrage, for engines of tractors, construction and road-building machines – 240-480 machine-hours. [1]. However, given in operation guide information about oil change intervals is reasonable for normal operation conditions and engine normal technical conditions. Under low-duty operation conditions of engines, working on low-sulphur fuel, motor oil ageing rate is reduced and its service life could be extended. Under severe operation conditions and use of high-sulphur fuel, process of oil ageing is intensified and this dramatically reduces oil service before change. Furthermore, engines used at present at operating entities are quite worn-out and this again adversely affects oil ageing processes and results in necessity of oil change in intervals, that don't correspond to standard intervals. For this reason necessity of oil change on fresh one should be determined not by kilometrage or working hours but according to actual condition of oil quality and this would allow not only reducing engine maintenance and repairing costs, but also using more efficiently deficient and costly motor oils. However at present regrettably there are no standard values of parameters of limit state of operating oils on the base of which it is possible to define necessity of their change. There are only some values of averaged parameters of limit state of oils, which are possible to use during operation as reference ones,

because these parameters more or less sum up experience of oil use in engine under different operation conditions.

References

1. Theoretical foundations of engineering. Tasks and problems: collective monograph / Shchukin O., Orel O – etc. – International Science Group. – Boston : Primedia eLaunch, 2021. 485 p. Available at : DOI-10.46299/ISG.2021.MONO.TECH.III

2. Review of the latest opinions and theories regarding the development of technical and agricultural sciences / Shchukin O. – etc. – International Science Group. – Boston : Primedia eLaunch, 2023. 524 p.

3. The Mechanism for Improving Anti-Wear Properties of Oils Using Hydrodynamic Dispersion / O. Shchukin, Ye. Ventsel, O. Orel, N. Saienko, S. Kovalevskyi // Tribology in Industry. – 2020. –Vol. 42, № 4. – P. 621–626. – DOI: 10.24874/ti.905.06.20.10.

АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ РІЗАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ІОННО-ПЛАЗМОВИХ ПОКРИТТІВ

Шестерик Б.О., здобувач

Науковий керівник к.т.н., доцент Щукін О.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Аналіз досвіду роботи різних галузей машинобудування показав істотне підвищення експлуатаційних характеристик матеріалів робочих поверхонь за рахунок нанесення на них плазмових зносостійких матеріалів [1, 2]. Основними методами нанесення таких покриттів є хімічне осадження з газового середовища і конденсація твердої речовини в умовах іонного бомбардування (КІБ) [2]. Найбільш раціональним методом є саме КІБ,

основним достоїнством якого є можливість регулювання температури процесу (~300-800°С).

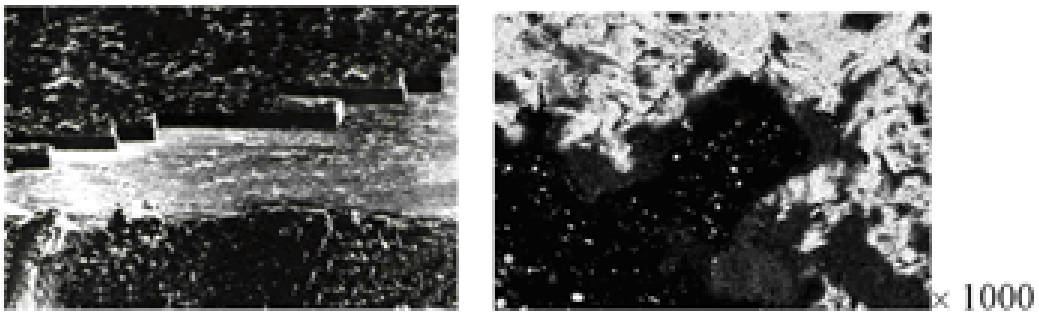
Як показали результати лабораторних випробувань [3], застосування іонно-плазмового покриття TiN-Cr_2N товщиною 4 мкм методом КІБ не тільки дозволяє підвищити зносостійкість ріжучих елементів автогрейдерів, які виготовляються зі сталі 65Г, майже в 2 рази, але і зберегти геометричну форму ножа, а також значення ударної в'язкості матеріалу, з якого він виготовлений. Це важливо при експлуатації автогрейдерів, робочі органи яких працюють в умовах постійно діючого динамічного і знакозмінного навантаження. Тому на наш погляд, доцільно було б дослідити причини збільшення зносостійкості різальних елементів автогрейдерів.

Металографічні дослідження проводили за допомогою мікроскопа МІМ-8 при збільшенні 500, 1000 з подальшим фотографуванням зображення. При цьому металографічні шліфи були отримані в результаті шліфування з використанням алмазної пасти. Разом з тим для виявлення мікроструктури сталі 65Г застосовували хімічне травлення шліфів у 3% спиртовому розчині азотної кислоти (ніталь).

В результаті металографічних досліджень нами було встановлено, що покриття TiN-Cr_2N має найкращу адгезію при товщині від 2 до 5 мікрон, в іншому випадку має місце порушення цілісності поверхневого шару. Як видно з рис. 1а, при товщині покриття понад 5 мікрон в процесі зношування спостерігається його відшарування.

В результаті проведених лабораторних випробувань фрагментів ножа автогрейдера з покриттям TiN-Cr_2N товщиною 1 мікрон спостерігалося його руйнування протягом перших кількох годин роботи (рис. 1б).

Крім того, як видно з рис. 2, покриття TiN-Cr_2N може значно згладити нерівності поверхні, які можуть бути концентраторами напружень.

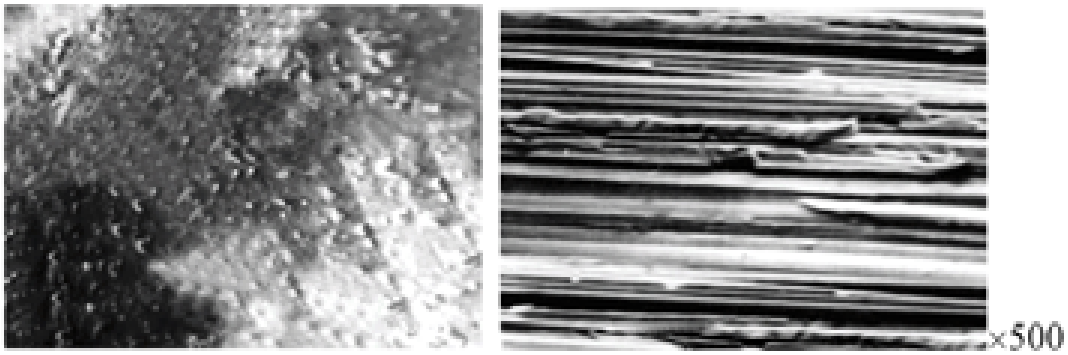


а б

а – відшарування покриття TiN-Cr_2N товщиною 8 мкм;

б – руйнування покриття TiN-Cr_2N товщиною 1 мкм

Рисунок 1 – Порушення цілісності покриття TiN-Cr2N з різною товщиною



а б

а – з покриттям TiN-Cr_2N товщиною 4 мкм;

б – після термообробки та шліфування без покриття

Рисунок 2 – Поверхня фрагмента ножа автогрейдера із сталі 65Г

На цих фотографіях покриття виглядає у якості світлої смуги, яка має чітку межу зі сталлю і при цьому не труїться ніталем (3% HNO_3). За покриттям має місце перехідна зона, яка відрізняється тим, що вона відносно добре труїться ніталем і володіє товщиною 4-5 мкм. При цьому в результаті проведення мікрорентгеноспектрального аналізу встановлено, що переважаюча частина титану знаходиться саме в покритті. Лише деяка її частина розташовується в перехідній зоні.

Висновки

1. Результати рентгенівських досліджень показали, що підвищення зносостійкості покриття TiN-Cr_2N, при встановленому оптимальному значенні товщини 4 мкм, обумовлено наявністю титану, а корозіоностійкості – хрому. Обидва елементи знаходяться в самому покритті і рівномірно розподілені по його структурі.

2. Покриття TiN-Cr2N товщиною 8 мкм схильне до відшарування унаслідок відносно великої товщини. Покриття товщиною 1 мкм не досить надійно для роботи фрагментів ножів автогрейдера в абразивному середовищі через руйнування поверхневої плівки.

Література

1. The Mechanism for Improving Anti-Wear Properties of Oils Using Hydrodynamic Dispersion / O. Shchukin, Ye. Ventsel, O. Orel, N. Saienko, S. Kovalevskyi // Tribology in Industry. 2020. Vol. 42, № 4. P. 621–626. DOI: 10.24874/ti.905.06.20.10. (Scopus)

2. Increasing Tribo Unit Wear Resistance with the Ion-Plasma Coating / Ye. Ventsel, D. Glushkova, O. Orel, O. Shchukin, N. Saienko // Tribology in Industry. 2019. – Vol. 41, № 1. – P. 43–49. – DOI: 10.24874/ti.2019.41.01.05. (Scopus)

3. Shchukin O. Selection of optimal parameters of ion-plasma coating on the surface of motor grader blades / O. Shchukin // Inovative technologies in science and education. Abstracts of IX International Scientific and Practical Conference (March 04 – 06, 2021). Jerusalem, Israel 2021. Pp. 313-315. DOI - 10.46299/ISG.2021.1.IX

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗНОШУВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН

Бєлов О.Д., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Щукін О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Під час роботи будівельних і дорожніх машин, на прикладі землерийно-транспортних машин (ЗТМ), спостерігається постійний вплив на їх робочі органи середовища, яке розробляється. Вони сприймають значні ударні навантаження та швидко зношуються, в результаті чого машина стає непрацездатною [1]. Тому виникає задача підвищити ударну в'язкість і зносостійкість ножів автогрейдера.

Існує багато різноманітних способів значно збільшити зносостійкість ріжучих елементів [2, 3]. Однак, для того щоб оцінити вплив на знос того чи іншого способу необхідно розробити малогабаритну лабораторну установку, яка дозволить в найкоротший час провести експрес-випробування елементів ЗТМ, наприклад, ножів автогрейдера.

В основу запропонованого конструкторського рішення було поставлено завдання вдосконалення способу випробовування на знос робочих органів ЗТМ, у якому завдяки застосування спеціального фіксуючого пристрою – вилки, виникає можливість досліджувати знос реальних ріжучих елементів в абразивному середовищі та максимально наблизити умови дослідження до умов експлуатації робочих органів ЗТМ за рахунок варіювання розмірами абразивних частинок та складом робочого середовища.

Поставлена мета досягається переважно завдяки тому, що до металоконструкції запропонованої установки приєднується завантажувальний бункер, у якому на осі закріплюється вилка, що служить пристроєм для утримання фрагментів реальних робочих органів.

Зважаючи на це, нами була запроектована і виготовлена експериментальна установка (рис. 1), яка складається з електродвигуна 1, вал якого за допомогою муфти 2 сполучений з вихідним валом черв'ячного редуктора 3. Останній за допомогою муфти 4 з'єднується з тихохідним валом, на якому кріпиться вилка 6 для встановлення фрагмента ножа 7. Вилка із закріпленим на ній ножем знаходяться в завантажувальному бункері 5 та обертається в сипкому абразивному середовищі. Число обертів ножа складає 60 об/хв. Час роботи установки, як показали пошукові випробування, повинен складати не менше 50 годин в залежності від категорії грунту.

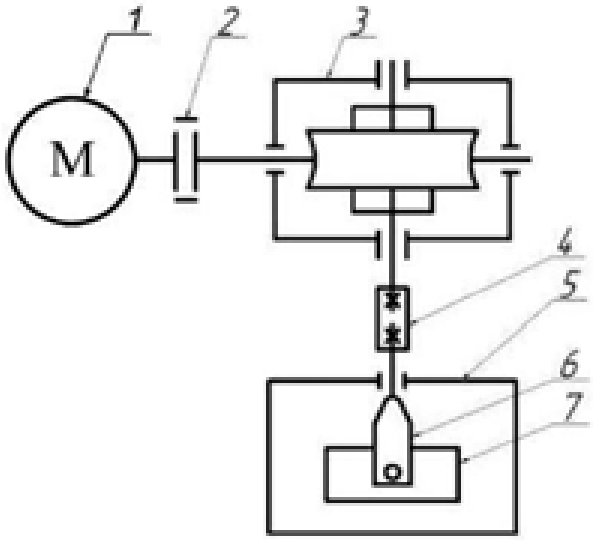


Рисунок 1 – Кінематична схема експериментальної установки

Дана установка імітує реальну роботу ножа і дозволяє випробовувати його фрагмент в умовах сухого абразивного середовища з використанням широкого спектру різноманітних грунтів. До того ж вона дає можливість отримати рівномірний знос по всій поверхні деталі, при цьому забезпечується відсутність глибоких виривів і подряпин на її поверхні. Випробування цієї установки показало можливість використання її для подальших досліджень.

Висновки:

1. Знос ріжучих елементів ЗТМ є однією з основних причин втрати їх працездатності.

2. Розроблена експериментальна установка дозволяє дослідити знос фрагментів ріжучих елементів ЗТМ в різноманітному робочому середовищі, що дає можливість обгрунтувати будь-які заходи щодо підвищення зносостійкості їх ріжучих кромок.

Література

1. Щукін О.В. Закономірність зміни ресурсу різальних елементів автогрейдерів / О.В. Щукін, Є.С. Венцель / Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2016. №73. С. 245–249.

2. Shchukin O. Determination of factors affecting on the wear process of cutting elements of earth-moving machines / O. Shchukin // Science, theory and practice. Abstracts of IV International Scientific and Practical Conference (October 12 – 15, 2021). Tokyo, Japan 2021. Pp. 403-405. DOI: 10.46299/ISG.2021.II.IV.

3. Щукін О. В. Комплексний аналіз причин зниження довговічності ріжучих елементів будівельних і дорожніх машин / Щукін О. В. // Підйомно-транспортна техніка. 2026. №1 (71). С. 136–143. DOI: https://doi.org/10.15276/pidtt.1.71.2026.12

АНАЛІЗ ТРАНСМІСІЙ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН З ОБ'ЄМНИМИ ГІДРОПРИВОДАМИ

Білан І.В., аспірант, Нікітін С.А., аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Аврунін Г.А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В будівельно-дорожніх машинах широко застосовують об'ємні гідроприводи в якості повнопотокових трансмісій з гідромотор-колесами на базі аксіальнопоршневих гідромоторів з редукторами або з високомоментними радіальнопоршневими гідромоторами. Ці трансмісії

мають високі тягово-швидкісні характеристики на режимах зрушування та антибусувальні властивості за допомогою систем електрогідроавтоматики. На рис. 1 приведена схема такої трансмісії для бездоріжжя під назвою «SD-CT-Poclain Hydraulics», яка складається з наступних компонентів: 1…4 – гідромотор-колеса радіальнопоршневі «Poclain Hydraulics»; 5 і 6 – основний аксіальнопоршневий насос та насос підживлення, відповідно; a – один керуючий регулювальний комп'ютер, призначений для системи контролю тяги; b – два подвійні регулювальні клапани (дроселі з пропорційним електромагнітним управлінням), кожний з яких забезпечує регулювання вхідного потоку для двох гідромоторів на одній осі; c – 1 або 2 датчики повороту (потенціометр або датчик увімкнення/вимкнення) для досягнення оптимального контролю тяги на поворотах; d – датчики частоти обертання, які зазвичай встановлені на кожному гідромоторі; e – перемикач (увімкнено/вимкнено), контрольна лампа роботи, індикатор швидкості.

Принцип роботи системи «SD-CT-Poclain Hydraulics» полягає в безперервному автоматичному контролю за частотою обертання гідромотор-колес, які є зворотними зв'язками для електронного блоку «a». Якщо частота обертання одного з гідромоторів суттєво збільшується в порівнянні з іншими, то це вказує на початок буксування колеса. Для запобігання буксуванню дросель «b» гідромотора, до якого надходила робоча ріднина, отримує електричний синал від елетронного блоку для перекриття свого перетину і гідромотор перестає обертатися. В такому випадку вся подача насоса йде до інших гідромоторів, що дає можливість подолати бездоріжжя.

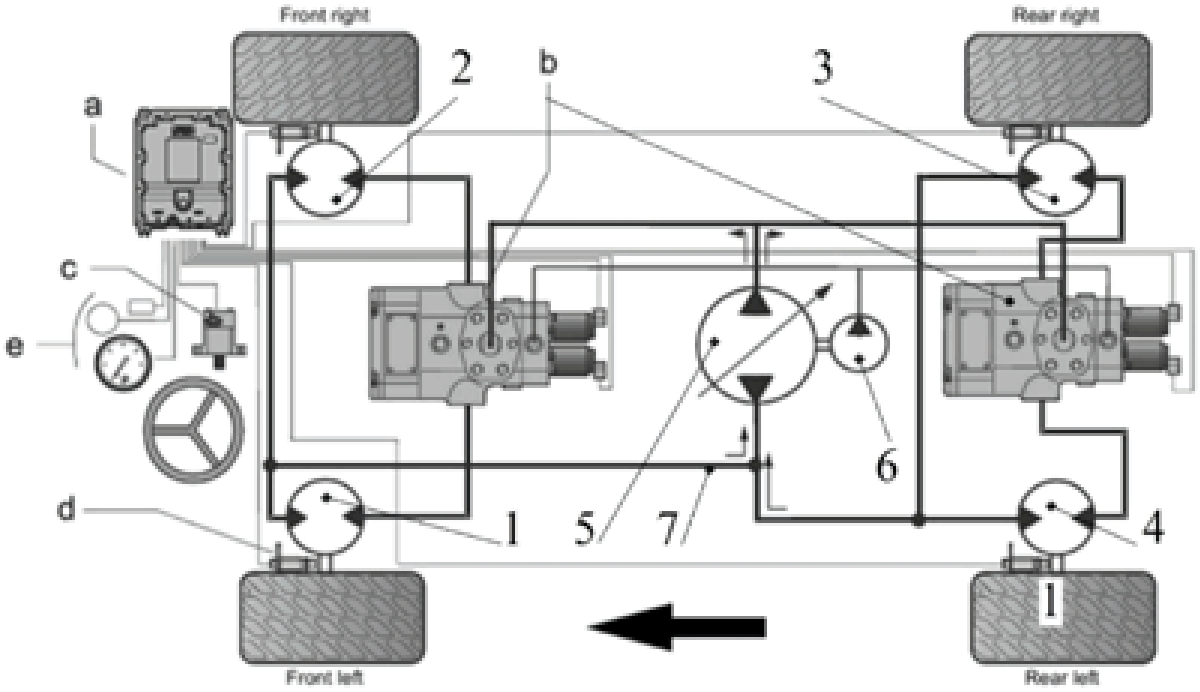


Рисунок – 1 Схема розташування агрегатів гідроприводної трансмісії з протибуксувальною системою «SD-CT-Poclain Hydraulics»

Повнопотокові гідроприводи мають обмеження щодо створення високих швидкостей пересування будівельно-дорожніх машин понад 30 км/год, тому фірма «Poclain Hydraulics» запропонувала концепцію гібридних трансмісій, в яких транспортні (швидкісні) режими забезпечують механічні трансмісії, а на режимах зрушування і «повзучого» маневрування додаткові гідравлічні трансмісії. Особливістю використання додаткових трансмісій є можливість їх вимкнення і таким чином не збільшувати витрати палива в порівнянні з повнопотоковими механічними трансмісіями (провідними осями).

Створення французькою компанією «Poclain Hydraulics» системи «AddiDrive» дало можливості полегшення маневрування вантажівок при роботах в сільському та лісовому господарствах при русі по дорозі і поза нею [2].

Мова йде про те, що за допоміжною гідростатичною системою (об'ємним гідроприводом) вантажні автомобілі тимчасово перетворюють трансмісію з колісною формулою 4х2 або 6х2 на повнопривідну машину. Ця технологія

перетворення колісних формул автомобілей має назву «Poclain Hydrodrive» і отримала власний бренд «Poclain Hydraulics-AddiDrive™» [3]. На рис. 2 представлені компонувальні схеми передніх провідних осей вантажних автомобілей за технологією «AddiDrive-Poclain Hydraulics».



а б

Рисунок – 2 Гідромотор-колеса передньої осі, насос та гідроапаратура додаткового гідропривода «AddiDrive-Poclain Hydraulics» на вантажному автомобілі: а – з паралельною подачею рідини від насосу до гідромотор-колес; б – з індівідувальною подачею до кожного гідромотора

Автовиробники використовують цю технологію під своїми брендами, наприклад, «Hydrodrive» у автомобілях «MAN» і «Mercedes-Benz», «Optitrack» у «Renault Trucks», «X-Track» у «Terberg Techniek» для «Volvo» та «Iveco», «Paul Nutzfahrzeuge» для «DAF» та «TDS» для основних виробників вантажівок у США [4; 5]. Система «AddiDrive» забезпечує оптимальну мобільність для вантажівок, яким також доводиться працювати в суворих погодних умовах та на пересіченій місцевості, такій як поля, ліси та будівельні майданчики.

Висновки

Розглянуті повнопотокові і додаткові гідроприводні трансмісії будівельно-дорожніх машин з високомоментними гідромоторами дають можливість підвищення тягово-швидкісних характеристик на режимах

зрушування і подолання підйомів. Особливостю використання додаткових трансмісій є можливість їх вимкнення на експлуатаційних транспортних режимах і таким чином, не підвищувати втрати потужності і підтримувати оптимальну паливну економічність. Об'ємні гідроприводи для використання в якості додаткових трансмісій можуть бути корисними при проектуванні вітчизняних автомобілів і навчальному процесі для студентів магістрів та аспірантів.

Література

1.SD-CT OFF-ROAD SYSTEM ELECTRONIC TRACTION CONTROL. TECHNIC AL CATALOG. Poclain Hydraulics. B09244W. 24/11/2020. 44 p.

2.https://www.oemoffhighway.com/fluid-power/press-release/11357215/poclain-hydraulics-addidrive-system-eases-on-and-offroad-maneuverability (щодо створення компанією «Poclain Hydraulics» системи «AddiDrive»)

3.https://poclain.com/systems/addidrivetm-truck (система «AddiDrive™» для вантажівок)

4.https://www.google.com/search?client=ms-google-coop&q=x+track+terberg&cx=741251a464fba4b95 (система «X-Track+ Terberg»).

5. https://poclain.com/news/addidrive-optimizes-productivity-geigers-fleet (Система «AddiDrive» для автомгбілей «Geigers»)

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ПІВМУФТИ ВАНТАЖНОЇ ЛЕБІДКИ ЗІ КУЛЬКОВОЮ ОБГІННОЮ МУФТОЮ

Лисяк Б.В., здобувач
Науковий керівник д.т.н., професор Малащенко В.О.
Національний університет Львівська політехніка

Із закордонної практики відома методика не обертати гальмівний барабан вантажних лебідок підчас піднімання ними вантажу та автоматичного підключення до руху гальмівного барабану при зупинках та опусканню вантажів. Таки процеси відбуваються автоматично внаслідок того, що в механічний привод додають роликову обгінну муфту. Відбувається деяке покращення роботи приводів вантажопідйомних механізмів внаслідок часткової зупинки гальмівного масивного барабана тоді, коли не потрібно гальмування основного робочого процесу. Це приводить до деякої економії енергії для підйомних механізмів під час підйому вантажів без зупинок. Таки процеси функціонування вантажних лебідок та деяких кранів є відомими із наукових закордонних робіт. Але там [4] для з'єднання кінематичного ланцюга використовується тертя проміжних елементів, що заклинюють півмуфти так як показано на рисунку 1. Основним недоліком таких конструкцій є можливість проковзування в кінематичних робочих парах та їх нагрів тому, що обертальний момент двигуна передається ними за рахунок тертя. Для його збільшення ролики розміщують у спеціальних замкнених корпусах із тонкого металевого пристрою (рис. 1). Правдиво наголошується в роботі, що це збільшує коефіцієнт тертя між поверхнею каркасу та барабана. Більше того збільшує витрати потужності та нагрівання в контактах пар ковзання. Застосування цієї конструкції викликане збільшення витрат потужності у наслідок збільшення поверхонь тертя та ускладнює конструктивні виконання та монтаж муфти. Основним недоліком цього процесу є те, що кінематичний ланцюг передає рух

за рахунок тертя, підчас якого не гарантована відсутність проковзування. Це приводить до зменшення надійності та строків роботи муфти.

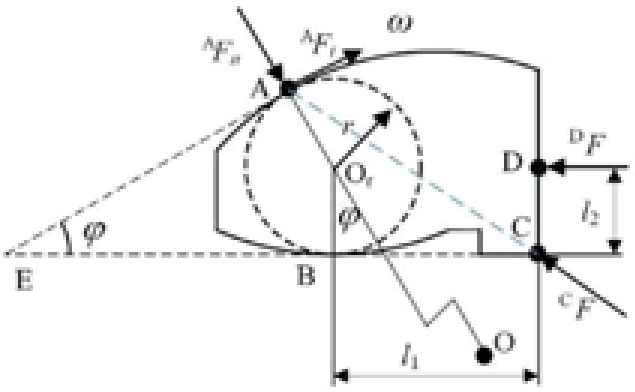


Рисунок – 1 Ролики (показано пунктиром) розміщені в замкнутому каркасу із тонкої сталевої пластини

Нами розроблено нову конструкцію частини привода із застосуванням кулькової обгінної муфти, яка створює кінематичний ланцюг за рахунок процесу зачеплення його робочих кульок. На цій основі нами розроблено декілька конструкцій нових півмуфт із встроєними в них кулькових обгінних муфт. Тут більш повно описуємо одну із них, на яку вже отримано патентне підтвердження. Проведені дослідження запропонованих муфт переконливо підтвердили їхню надійність та роботоздатність для механічних приводів машинобудування. Запатентована муфта наведена на рисунку 2 із необхідними основними номерами деталей, із яких вона складається.

Більш детальнішу опись нової веденої півмуфти зі встроєною кульковою обгінною муфтою можна знайти у патенті 163525 Україна, МПК F 16D 41/06 ВЕДЕНА ПІВМУФТА [UA], заявник і власник патенту НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «Львівська політехніка»(UA), номер бюлетеня: 26/01.07.2026. Загальний вигляд веденої півмуфти зі встроєною в неї кульковою обгінною муфтою в осьовому перерізі наведено на рис. 2; рис. 3 - частина внутрішньої поверхні веденої півмуфти з напрямком похилих під кутом 45^0 пазів; рис. 4 - частина гальмівного барабана з формою прямолінійних внутрішніх пазів.

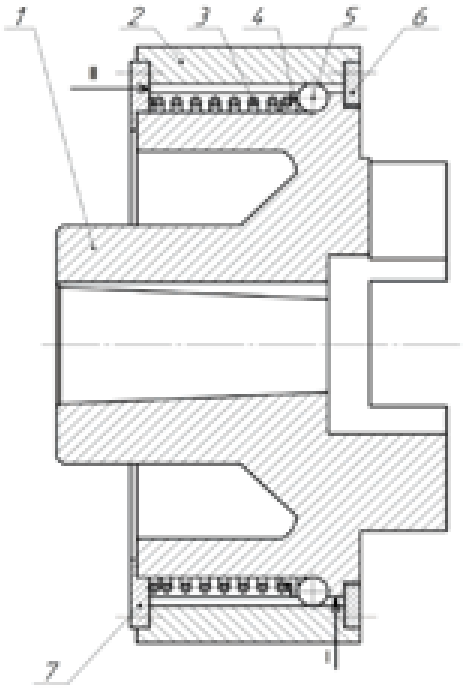


Рисунок – 2 Загальний вигляд запатентованої муфт

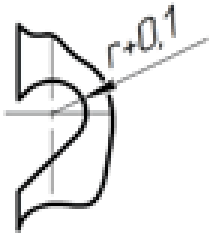


Рисунок – 3 Виляд пазів півмуфти - 1

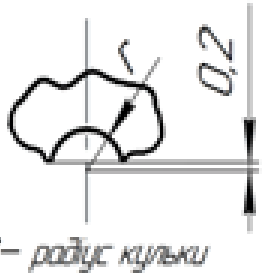


Рисунок – 4. Пазів гальмівного барабана -11

Складальне креслення муфти (рис. 2) має: 1 - ведену півмуфту; 2 – гальмівний барабан; 3 – пружину стиску; 4 – натискне кільце; 5 – кульки; 6 – праве та 7- ліве бокові кільця, що жорстко гвинтами зв'язані з гальмівним барабаном і виконують осеву його фіксацію по відношенню до торців веденої півмуфти. Ведена півмуфта складається із однієї внутрішньої частини зі встроєною в неї кульковою обгінною муфтою (3-5) та гальмівний барабан (2), між ними розміщено пружину, що через натискне кільце діє на кульки, які

постійно знаходяться в прямолінійних пазах гальмівного барабана під час виконання піднімання вантажу. При зупинці та опусканні вантажів кульки миттєво вкочуються в кутові частини пазів півмуфти та приєднують до неї гальмівний барабан, який в осьовому напрямку фіксується по відношенню до внутрішньої частини півмуфти правим 6 та лівим 7 боковими кільцями. Такий є повний опис будови нової веденої півмуфти із встроєною в неї кульковою обгінною муфтою. Ця частина вантажної лебідки підчас трьох основних режимів (піднімання, зупинка і опускання) функціонує наступним чином. Під час піднімання вантажів внутрішня частина півмуфти обертається за годинниковою стрілкою і кульки залишаються тільки в прямолінійних пазах гальмівного барабана і тому він не обертається, бо нема потреби. Рухома ведена півмуфта має контакт з кульками і тому вони можуть тільки обертатися по поверхні пазів гальмівного барабана та поверхнею веденої півмуфти обертаючись відносно власної осі. Тому рухома поверхня веденої півмуфти не може передавати рух до гальмівного барабана.

Підчас опускання вантажу внутрішня частина півмуфти обертається у зворотному напрямку і кульки під дією пружини (3) та кільця (4) вкочуються в пази внутрішньої частини півмуфти (1), що приєднує гальмівний барабан (2) та вможливлює виконання процесів пригальмовування чи повного гальмування.

Отже, запропонована ведена півмуфта зі встроєною кульковою обгінною муфтою покращує спосіб підіймання вантажів без обертання масивного гальмівного барабану, цім спрощує процес підіймання вантажів та автоматично приєднує гальмівний барабан підчас опускання та зупинок піднімального механізму, тому є надійніша та економніша за аналогічні відомі обгінні півмуфти. Головною перевагою розробленої нами муфти є те, що гальмівний барабан надійно з'єднується з веденою півмуфтою зачепленням, а не тертям – як у закордонній практиці (рис. 1), під час здійснення якого можливі проковзування в цих кінематичних парах з роликами, що знижує їхню надійність та довговічність експлуатації. Миттєве з'єднання та роз'єднання елементів веденої півмуфти та гальмівного барабана позитивно впливає на

надійність функціонування кінематичного ланцюга вантажної лебідки. А таке їхнє з'єднання кульками передає потужність за рахунок процесу зачеплення елементів механічного привода. Рух та навантаження такої системи передаються не за рахунок тертя, а за рахунок зачеплення кульок з процесом кочення, що суттєво зменшує витрати енергії приводу особливо при не сталих режимах роботи нових вантажних лебідок. Наведені позитивні показники підйомної системи перевірені і підтверджені експериментально за допомогою спроектованої, виготовленої та використаної експериментальної установки.

Література

1. Лисяк Б.Я., Малащенко В.О. та інші. Пат.163525 Україна, МПК F 16D 41/06 ВЕДЕНА ПІВМУФТА [UA]: заявник і власник патенту НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «Львівська политехника» (UA), номер бюллетеня: 26/2026. 01.07.2026.

2. Лисяк Б.В. , Малащенко В.О., Федик В.В. Застосування веденої півмуфти зі встроєною кульковою обгінною муфтою. ЗБІРНИК ТЕЗ Міжнародної наукової конференції «Нові досягнення в дослідженнях будівельних, дорожніх і підйомно-транспортних машин», - Харків, 21 травня 2026 р., 49-51 с.

3. Малащенко В. О., Кириченко І. Г. Проценко В. О. Лисяк Б. Я. Динаміка механічних приводів з кульковими обгінними муфтами. Вісник ХНАДУ, вип. 101, т. 2, 2023.

4. Малащенко В. О., Семенюк В. Ф., Борис А.О. Лисяк Б. Р. Покращення роботи приводів з кульковими обгінними муфтами. Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка» № 1(69), 2025, - С. 16 -28.

5. Хоу, ХУ; Чжан, Ю.З.; Zhang, Н. Стан дослідження та аналіз тенденцій розвитку обгінної муфти. *Й. Мех. трансм.* **2021** , *12* , 162–169. [**Google Scholar**] [**CrossRef**].

ЕНТРОПІЙНИЙ ІНДЕКС ЕМЕРДЖЕНТНОСТІ ДЛЯ АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ РЕЖИМАМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ І ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

Мудрик В.В., аспірант, Олексюк А.Ю., аспірант, Сербін І.С., аспірант
Науковий керівник Ковалевський С.В., д.т.н., професор
Вінницький національний технічний університет

Експлуатація машин для земляних робіт (МЗР), будівельно-дорожніх (БДМ) і підйомно-транспортних машин (ПТМ) відбувається в умовах змінного, часто стохастичного зовнішнього навантаження. Традиційні системи моніторингу контролюють окремі параметри за пороговим принципом, що не враховує взаємодію підсистем машини (двигун, гідропривід, робоче обладнання, ходова частина), яка визначає фактичну динаміку технічного стану і не зводиться до простої суми показань окремих датчиків.

Метою роботи є перенесення математичного формалізму емерджентної поведінки цифрових двійників виробничих систем, запропонованого в роботі [1], на задачу адаптивного керування режимами експлуатації БДМ і ПТМ.

Машина розглядається як мережа взаємодіючих підсистем — двигун, гідропривід, робоче обладнання, ходова частина, система керування й датчики. Динаміка стану і-ї підсистеми x_i(t) описується рівнянням:

$$dx_i/dt = f_i(x_i, u_i, t) + \Sigma_j a_{ij}\, g(x_i, x_j) \qquad (1)$$

де f_i — власна динаміка підсистеми, u_i — керуючий вплив, $A = [a_{ij}]$ — матриця структурного зв'язку підсистем машини, $g(x_i, x_j)$ — функція взаємного впливу підсистем [1].

Нормований розподіл навантаження між підсистемами:

$$p_i(t) = x_i(t) / \Sigma_k x_k(t) \tag{2}$$

а міра невпорядкованості розподілу навантаження — ентропія Шеннона:

$$H(t) = -\Sigma_i p_i(t) \log p_i(t) \tag{3}$$

Індекс емерджентності визначається як швидкість зміни цієї ентропії:

$$E(t) = \mathrm{d}H(t)/\mathrm{d}t \tag{4}$$

Різке зростання $E(\mathrm{t})$ відповідає перерозподілу навантаження між підсистемами машини (наприклад, різке зростання частки гідроприводу за рахунок двигуна при заклинюванні робочого органу) — саме такі емерджентні переходи, а не порушення окремого порогу, є сигналом наближення до нестабільного або аварійного режиму:

$$|E(t)| > E_{\mathrm{crit}} \tag{5}$$

Ефективність роботи машини пов'язана з індексом емерджентності функціоналом

$$\eta(E) = \eta_{\max} - \beta E^2 \tag{6}$$

де $\beta > 0$; максимальна ефективність досягається лише за умови $E(\mathrm{t}) = 0$, тобто коли розподіл навантаження між підсистемами не змінюється в часі (аналог теореми 3 роботи [1]). Динамічна стійкість машини як системи взаємодіючих підсистем визначається значенням $\lambda_{\max}$ (система асимптотично

стійка за $\lambda_{max} < \alpha$), а колективна (емерджентна) поведінка виникає, коли спектральний радіус матриці взаємодії перевищує критичне значення: $\rho(A) > \alpha$ (теореми 1–2 роботи [1]).

Практично це означає, що адаптивне керування режимом експлуатації БДМ/ПТМ має регулювати керуючі впливи $u(t)$ так, щоб утримувати $E(t)$ поблизу нуля — тобто вирівнювати навантаження між двигуном, гідроприводом і робочим обладнанням, не допускаючи його різкої концентрації на одній підсистемі, що є непрямою ознакою прискореного зносу чи наближення відмови. Індекс $E(t)$ природно вбудовується як внутрішня оцінка стану цифрового двійника машини: оновлення оцінки за розбіжністю між прогнозованим і виміряним $E(t)$ реалізується в режимі Human-in-the-Loop, за аналогією з раніше розробленими нейромережевими цифровими двійниками режимів обробки [2].

Висновки

Запропоновано перенесення ентропійного формалізму емерджентної поведінки цифрових двійників виробничих систем [1] на задачу адаптивного керування режимами експлуатації БДМ і ПТМ. Машину представлено як мережу взаємодіючих підсистем (1), для якої введено індекс емерджентності $E(t) = dH(t)/dt$ (4) на основі ентропії розподілу навантаження (2)–(3). Сформульовано критерій наближення до нестабільного режиму (5) і показано зв'язок індексу з ефективністю роботи машини (6): максимум ефективності досягається за $E(t) = 0$. Показано принцип інтеграції індексу в цифровий двійник машини для прогностичної діагностики. Подальші дослідження — оцінка матриці взаємодії A на реальних даних конкретного класу машини (екскаватор, кран) і перевірка чутливості критерію (5) до розвитку несправностей.

Література

1. Kovalevskyy S. V. Mathematical Formalisation of Emergent Behaviour in Digital Twins of Manufacturing Systems. Interdisciplinary Description of Complex Systems. 2026. Vol. 24, No. 6. P. 752–760. DOI: 10.7906/indecs.24.6.6.
2. Ковалевський С. В. Швидкодіючі моделі штучного інтелекту для реального часу в цифрових двійниках процесів обробки металів тиском. Обробка матеріалів тиском. Materials Working by Pressure. 2025. № 1(54). С. 141–146. DOI: 10.37142/2076-2151/2025-1(54)141.

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РЕЖИМУ ПІСЛЯРЕМОНТНОЇ ОБКАТКИ ДВИГУНА ЯМЗ-238 ЗА ДИНАМІКОЮ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ

Щербина Р. О., бакалавр
Науковий керівник старший викладач Лосіков О. М.
Український державний університет науки і технологій

У системі сервісу будівельних і дорожніх машин якість післяремонтного відновлення силового агрегату визначається не лише точністю ремонтно-складальних операцій, а й перебігом наступної обкатки. У цей період відбувається припрацювання спряжених поверхонь, змінюються тертя, інтенсивність зношування та мікрогеометрія контактів, а сформований стан поверхонь впливає на подальшу роботу трибосистеми [1, 2]. Водночас тривалість обкатки має бути достатньою для стабілізації процесів припрацювання, але не надмірною з погляду технологічного циклу. Тому актуальним є обґрунтування скороченого режиму обкатки за умови контролю стабілізації механічного опору двигуна.

Як інтегральний показник такої стабілізації використано потужність механічних втрат $N_{МВ}$. За однакової контрольної частоти обертання її зниження характеризує зменшення сумарного механічного опору двигуна. Водночас абсолютне значення механічних втрат, визначене під час примусового прокручування, залежить від умов випробування, тому $N_{МВ}$ доцільно використовувати передусім як внутрішній порівняльний критерій для двох режимів, реалізованих за однаковою процедурою [3].

Мета роботи. Порівняти базовий і розроблений режими післяремонтної обкатки двигуна ЯМЗ-238 за структурою режимних етапів, загальною тривалістю та динамікою потужності механічних втрат і визначити, чи супроводжується скорочення технологічного циклу прискореним зниженням інтегрального механічного опору.

Об'єктом дослідження є технологічний процес післяремонтної обкатки двигуна ЯМЗ-238. Порівнювали два ступінчастих режими, що відрізнялися частотою обертання, навантаженням і тривалістю окремих етапів. Контрольні вимірювання для обох режимів виконували за однакової процедури. Частоту обертання контролювали з похибкою $\pm 0{,}5\%$, крутний момент — $\pm 1{,}0\%$. На холодній стадії температура охолоджувальної рідини підтримувалася на рівні $55 \pm 5^{\circ}C$, на гарячій — $70 \pm 10^{\circ}C$; температура оливи при гарячій обкатці становила $80 - 95^{\circ}C$.

Потужність механічних втрат $N_{МВ}$ визначали за контрольної частоти обертання колінчастого вала $n = 500 хв^{-1}$ за співвідношенням:

$$N_{МВ} = \frac{M_{кр} \times n}{9550} \qquad (1)$$

де $M_{кр}$ — крутний момент механічного опору, $Н \times м$;

n — частота обертання колінчастого вала, $хв^{-1}$.

Оскільки частота n у контрольних точках була сталою, зміна $N_{МВ}$ безпосередньо відповідає зміні виміряного моменту механічного опору. Структуру порівнюваних режимів наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Порівняльна тривалість етапів післяремонтної обкатки.

Стадія обкатки	Базовий режим, хв	Розроблений режим, хв	Зміна, хв
Холодна	90	65	−25
Холостий хід	15	10	−5
Гаряча під навантаженням	115	60	−55
Загальна тривалість	220	135	−85

Перебудова режиму полягала не лише у скороченні часових витримок. На холодній стадії вилучено етапи $600-700\,хв^{-1}$ і $1000\,хв^{-1}$, а загальну тривалість цієї стадії зменшено з $90\,хв$ до $65\,хв$. Під час гарячої обкатки під навантаженням тривалість більшості ступенів зменшено до $10\,хв$; за частоти $1600\,хв^{-1}$ підвищено з $36{,}8\,кВт$ до $73{,}6\,кВт$. Загальна тривалість циклу зменшилась з $220\,хв$ до $135\,хв$: $\Delta t = 220-135 = 85\,хв$; $\Delta t = (85/220)\times 100 = 38{,}6\%$. Отже, безпосередньо підтвердженим технологічним ефектом є скорочення часу одного циклу обкатки на $85\,хв$, або $38{,}6\%$.

Для оцінювання перебігу припрацювання використано часові ряди $N_{МВ}$. На початку спостереження, на 10-й хвилині, обидва режими мали однакове значення $22{,}8\,кВт$. Надалі $N_{МВ}$ монотонно знижувалася, однак для розробленого режиму спад відбувався швидше. У зіставному інтервалі $70-130\,хв$ різниця між режимами становила $0{,}7-1{,}1\,кВт$ на користь розробленого режиму. На рисунку 1 наведено повну динаміку $N_{МВ}(t)$ для двох режимів.

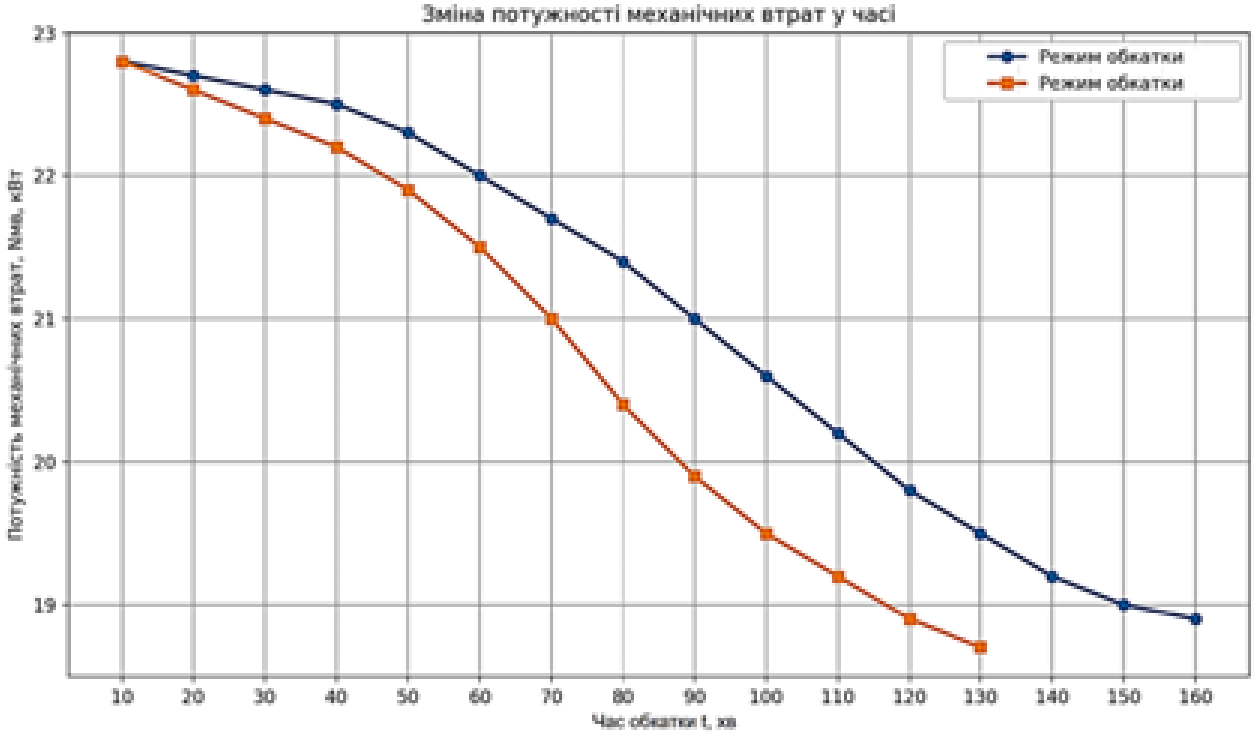


Рисунок 1 – Динаміка потужності механічних втрат у процесі післяремонтної обкатки двигуна ЯМЗ-238

На 100-й хвилині $N_{МВ}$ дорівнювала $20{,}3 кВт$ для базового та $19{,}5 кВт$ для розробленого режиму; різниця становила $0{,}8 кВт$, або приблизно $3{,}9\%$. На 120-й хвилині одержано відповідно $19{,}8 кВт$ і $18{,}9 кВт$, тобто $0{,}9 кВт$, або близько $4{,}5\%$. За отриманими даними скорочений режим не супроводжувався підвищенням інтегрального механічного опору.

Однакове значення $N_{МВ} = 18{,}9 кВт$ за розробленого режиму досягнуто на 120-й хвилині, а за базового — на 160-й хвилині, тобто на $40 хв$ раніше. Це підтверджує більш інтенсивне зниження механічних втрат у процесі післяремонтної обкатки.

Фізично за сталої контрольної частоти $500 хв^{-1}$ зменшення $N_{МВ}$ означає зменшення крутного моменту, необхідного для подолання внутрішнього механічного опору двигуна. Більш швидке зниження цього показника за розробленого режиму узгоджується із сучасним уявленням про

припрацювання як перехідний процес, під час якого характеристики тертя та стан контактних поверхонь поступово стабілізуються [1, 2].

Одержане скорочення тривалості обкатки за порядком величини є близьким до результатів В. А. Войтова та А. В. Войтова [4], які для інших трибосистем за керованої багатоступеневої програми отримали скорочення часу припрацювання на $23{,}0-38{,}4\%$. Таке зіставлення підтверджує доцільність застосування ступінчастого керування режимом припрацювання та узгодженість одержаного результату із сучасними підходами до інтенсифікації цього процесу.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у кількісному оцінюванні динаміки механічних втрат за скороченого ступінчастого режиму післяремонтної обкатки двигуна ЯМЗ-238 та встановленні більш раннього досягнення контрольного рівня $N_{МВ}=18{,}9кВт$ порівняно з базовим режимом.

Практичне значення полягає у можливості використання функції $N_{МВ}(t)$ як контрольного індикатора швидкості стабілізації механічного опору під час сервісного відновлення двигунів.

Висновки

Розроблений режим змінює структуру холодної та гарячої обкатки і скорочує загальну тривалість технологічного циклу з $220хв$ до $135хв$, тобто на $85хв$ або $38{,}6\%$.

У всіх зіставних точках $70-130хв$ потужність механічних втрат за розробленого режиму нижча на $0{,}7-1{,}1кВт$. На 120-й хвилині різниця становить $0{,}9кВт$, або близько $4{,}5\%$.

Рівень $N_{МВ}=18.9кВт$ за розробленого режиму досягнуто на $40хв$ в раніше, ніж за базового, що свідчить про швидшу стабілізацію механічного опору двигуна.

Література

1. Khonsari M. M., Ghatrehsamani S., Akbarzadeh S. On the running-in nature of metallic tribo-components: A review. Wear. 2021. Vol. 474–475. 203871. DOI: 10.1016/j.wear.2021.203871.
2. Miao C., Guo Z., Yuan C. Tribological behavior of co-textured cylinder liner-piston ring during running-in. Friction. 2022. Vol. 10. P. 878–890. DOI: 10.1007/s40544-021-0499-z.
3. Procházka R., Dittrich A., Voženilek R., Beroun S. New Ways to Measure Mechanical Losses by Motoring an ICE with Increased Cylinder Pressure. Applied Sciences. 2022. Vol. 12, No. 4. 2155. DOI: 10.3390/app12042155.
4. Войтов В. А., Войтов А. В. Обгрунтування раціональної програми припрацювання трибосистем. Problems of Tribology. 2023. Т. 28. № 3/109. С. 6–17. DOI: https://doi.org/10.31891/2079-1372-2023-109-3-6-17.

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ДИНАМІКИ ДІЙСНОЇ ПОДАЧІ ВІДНОВЛЕНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА НШ-50У ПІД ЧАС ПІСЛЯРЕМОНТНОГО ПРИПРАЦЮВАННЯ

Ващенко Д. М., магістр

Науковий керівник Лосіков О. М.

Український державний університет науки і технологій

У гідроприводах будівельних, дорожніх і транспортних машин шестеренні насоси працюють у режимах змінного навантаження, а їхня працездатність значною мірою визначається станом ущільнювальних зон. Зношування корпусу, шестерень і опорних втулок збільшує функціональні зазори та інтенсивність внутрішніх витоків, що проявляється зменшенням дійсної подачі. Для шестеренних насосів зовнішнього зчеплення сучасні дослідження підтверджують безпосередній зв’язок між величинами

радіального і торцевого зазорів, внутрішніми витоками та об'ємним коефіцієнтом корисної дії [1].

Після відновлення деталей насос проходить стадію припрацювання. У цей період формується фактичний стан контактних поверхонь і ущільнювальних зон, тому зміна вихідних параметрів у часі може бути використана як функціональний індикатор перебігу післяремонтного припрацювання. Для зовнішніх шестеренних насосів показано, що припрацювання поверхонь впливає на сформований профіль корпусу та подальшу об'ємну ефективність [2]. Окремо встановлено, що зміна програми обкатки може впливати на рівень об'ємної ефективності насоса [3].

Одним із технологічних підходів до відновлення зношених поверхонь є електроіскрове оброблення (ЕІО). Воно дає змогу локально нарощувати та модифікувати поверхневий шар, властивості якого залежать від параметрів процесу, структури та дефектності сформованого покриття [4]. Тому актуальним є оцінювання того, як додаткова фінішна поверхнева модифікація після ЕІО позначається на зміні функціональних параметрів відновленого насоса в процесі післяремонтного припрацювання.

Для насосів типу НШ є опубліковані дані про використання епіламних покриттів. У роботі [5] для насосів НШ-50-2 і НШ-32-2 наведено порівняння зміни коефіцієнта подачі протягом 50–60 год напрацювання, а у [6] розглянуто епіламування відновлених насосів модифікації НШ-К. Разом із тим особливості зміни дійсної подачі НШ-50У під час післяремонтного припрацювання за технологічного маршруту, що поєднує електроіскрове відновлення, фінішну механічну обробку та фторвмісне модифікування СФК-05, потребують окремого оцінювання.

Мета роботи. Порівняти часову зміну дійсної подачі відновленого шестеренного насоса НШ-50У для базового ремонтного маршруту та аналогічного маршруту, доповненого фінішним модифікуванням СФК-05, протягом 60-годинного стендового припрацювання за робочого тиску 16 МПа.

Об’єктом дослідження були відновлені насоси НШ-50У. Базовий технологічний варіант включав ЕІО робочих поверхонь і наступну фінішну механічну обробку. У другому варіанті після тих самих операцій виконували фінішне фторвмісне модифікування СФК-05. Електроіскрове оброблення здійснювали на установці УЕІ-1; для цапф шестерень застосовували електрод ВК8, для колодязів корпусу – Ал-9, для отворів опорних втулок – Б16, для торців шестерень – М1.

Стендовий цикл проводили на КИ-4815М. У вихідних даних для обох варіантів зафіксовано тиск 16,0 МПа, робочий об’єм $50 см^3/об$ і тривалість 60 год. Дійсну подачу qф контролювали через 10, 20, 30, 40, 50 і 60 год.

Первинні значення дійсної подачі та розраховану абсолютну різницю між двома технологічними варіантами наведено в таблиці 1. Абсолютну різницю визначали як $\Delta q_ф = q_{ф.СФК} - q_{ф.баз}$, а її відносне значення — як $\delta_t = (\Delta q_ф / q_{ф.баз}) \times 100\%$.

У першій доступній контрольній точці, після 10 год напрацювання, $q_ф$ становила $43{,}1 см^3/об$ для базового варіанта та $44{,}2 см^3/об$ для варіанта із СФК-05. Різниця дорівнювала $1{,}1 см^3/об$, або $2{,}55\%$ відносно базового значення. Подальшу динаміку дійсної подачі оцінювали відносно значень, зафіксованих на 10-й годині напрацювання.

Таблиця 1 – Динаміка дійсної подачі НШ-50У протягом 60-годинного припрацювання.

Час, год	Без СФК-05, $см^3/об$	Із СФК-05, $см^3/об$	$\Delta q_ф, см^3/об$	δ_t,%
10	43,1	44,2	1,1	2,55
20	42,7	44,0	1,3	3,04
30	42,2	43,8	1,6	3,79
40	41,8	43,7	1,9	4,55
50	41,5	43,7	2,2	5,30
60	41,2	43,6	2,4	5,83

Упродовж 10–60 год дійсна подача зменшувалася для обох технологічних варіантів, але з різною інтенсивністю. Для базового варіанта $q_ф$ змінилася від $43{,}1 см^3/об$ до $41{,}2 см^3/об$. Абсолютне зниження становило $1{,}9 см^3/об$, а відносне – $4{,}41\%$ від значення на 10-й годині. Для варіанта із СФК-05 подача зменшилася від $44{,}2 см^3/об$ до $43{,}6 см^3/об$, тобто на $0{,}6 см^3/об$ або $1{,}36\%$.

Середню інтенсивність зниження $I_{ср}$ дійсної подачі на інтервалі 10–60 год визначали як відношення зменшення $q_ф$ до тривалості цього інтервалу:

$$I_{ср} = \frac{q_{ф.10} - q_{ф.60}}{\Delta t} \qquad (1)$$

де $q_{ф.10}$ і $q_{ф.60}$ – дійсна подача відповідно на 10-й і 60-й годинах, $см^3/об$;

Δt – тривалість досліджуваного інтервалу, $\Delta t = 50 год$.

Для базового варіанта $I_{ср} = 0{,}038 см^3/(об \cdot год)$, для варіанта із СФК-05 - $I_{ср} = 0{,}012 см^3/(об \cdot год)$. Таким чином, середня інтенсивність зниження дійсної подачі для базового варіанта на дослідженому 50-годинному інтервалі була приблизно у 3,17 рази більшою, ніж для варіанта із завершальним модифікуванням СФК-05.

Упродовж дослідженого інтервалу абсолютна різниця між значеннями $q_ф$ для двох технологічних варіантів послідовно збільшувалася: 1,1; 1,3; 1,6; 1,9; 2,2 та 2,4 $см^3/об$. На 60-й годині ця різниця становила 2,4 $см^3/об$, або $5{,}83\%$ відносно базового значення. Отже, величина $5{,}83\%$ характеризує відмінність дійсної подачі двох технологічних варіантів у кінцевій контрольній точці.

На завершальному інтервалі 40–60 год $q_ф$ базового варіанта зменшилася з $41{,}8 см^3/об$ до $41{,}2 см^3/об$, тобто на $0{,}6\ см^3/об$ ($1{,}44\%$). Для варіанта із СФК-05 зміна становила $43{,}7 см^3/об \rightarrow 43{,}6 см^3/об$, або $0{,}1 см^3/об$ ($0{,}23\%$). Отже, на завершальному відрізку дослідженого циклу варіант із СФК-05 характеризувався меншою зміною дійсної подачі.

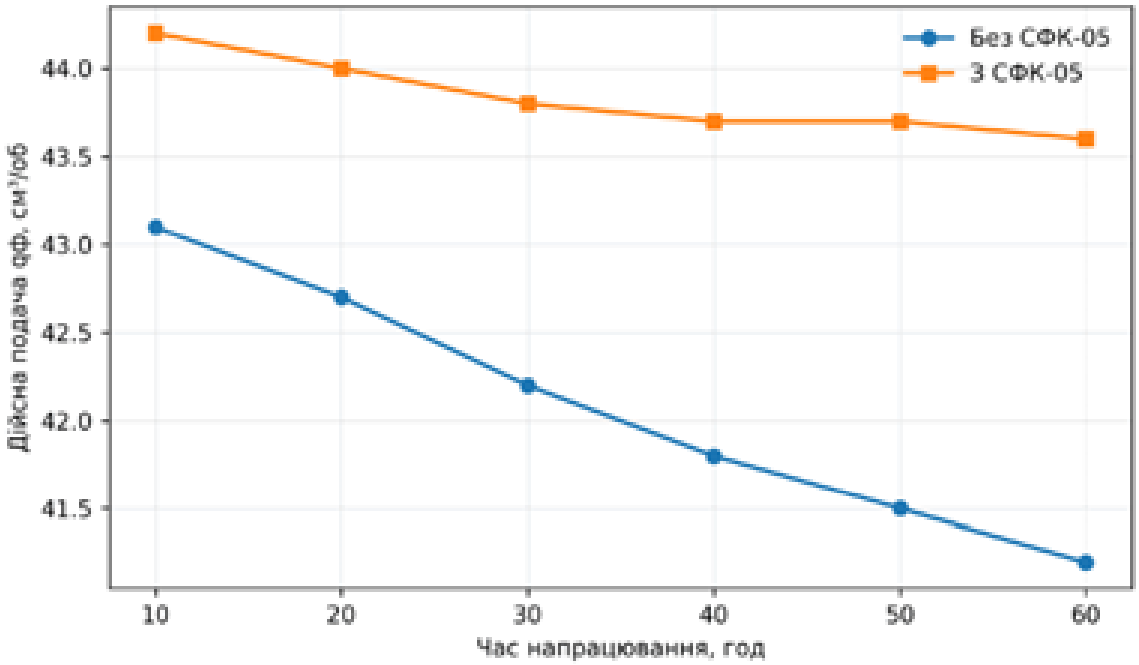


Рисунок 1 – Зміна дійсної подачі НШ-50У залежно від тривалості припрацювання

Графічне представлення даних (рис. 1) показує, що для базового варіанта спад $q_ф$ має більш виражений характер, тоді як після 40 год крива $q_ф(t)$ для варіанта із СФК-05 наближається до горизонтальної ділянки. Така поведінка узгоджується із загальним уявленням про припрацювання як перехідний процес, у якому змінюються стан контактних поверхонь, фактичні ущільнювальні зазори та пов'язані з ними внутрішні витоки [1, 2].

Зіставлення з найближчими аналогами [5, 6] підтверджує спільну тенденцію до повільнішого зниження показника подачі за фінішного

поверхневого модифікування. Для НШ-50-2 [5] після 60 год перевага коефіцієнта подачі становила $^{1,4\%}$, для НШ-50А-2 [6] - близько $^{2,3\%}$, тоді як для досліджуваного НШ-50У різниця між значеннями дійсної подачі двох технологічних варіантів на 60-й годині становила $^{5,83\%}$. Відмінності конструкцій насосів, технологій відновлення, поверхневих композицій і режимів випробувань зумовлюють доцільність зіставлення насамперед напряму виявленої тенденції.

Менш інтенсивне зниження $q_ф$ для варіанта із СФК-05 узгоджується з припущенням про вплив завершального фторвмісного модифікування на стан робочих поверхонь, умови тертя та перебіг формування робочих зазорів у період припрацювання. Детальне встановлення механізму цього впливу потребує подальших досліджень морфології, змочуваності та фізико-хімічного стану модифікованих поверхонь після напрацювання.

Практичне значення одержаних результатів полягає у можливості використання динаміки дійсної подачі $q_ф$ як інтегрального функціонального показника під час порівняльного оцінювання післяремонтного припрацювання шестеренних насосів.

Висновки

Упродовж 10–60 год дійсна подача НШ-50У зменшилася з $^{43,1см^3/об}$ до $^{41,2см^3/об}$ для базового ремонтного варіанта та з $^{44,2см^3/об}$ до $^{43,6см^3/об}$ для варіанта із завершальним модифікуванням СФК-05.

Від першої до останньої контрольної точки зниження $q_ф$ становило $^{1,9см^3/об}$ ($^{4,41\%}$) без СФК-05 та $^{0,6см^3/об}$ ($^{1,36\%}$) із СФК-05. Середній темп зміни дорівнював відповідно $^{0,038см^3/(об\cdot год)}$ і $^{0,012см^3/(об\cdot год)}$.

Абсолютна різниця між значеннями $q_ф$ двох технологічних варіантів збільшилася з $^{1,1см^3/об}$ на 10-й годині до $^{2,4см^3/об}$ на 60-й годині. На

завершенні дослідженого циклу ця різниця становила $5{,}83\%$ відносно базового значення та характеризувала відмінність динаміки дійсної подачі порівнюваних варіантів.

На інтервалі 40–60 год зменшення qф становило $0{,}6 см^3/об$ для базового варіанта і $0{,}1 см^3/об$ для варіанта із СФК-05, що характеризує меншу інтенсивність зміни подачі на завершальній частині дослідженого циклу та тенденцію до її стабілізації.

Література

1. Yang H., Jang H. S., Ji S. Volumetric Efficiency Prediction of External Gear Pumps Using a Leakage Model Based on Dynamic Clearances. Actuators. 2026. Vol. 15, No. 1. 56. DOI: 10.3390/act15010056.

2. Pawar A., Vacca A., Rigosi M. Prediction of External Gear Machine Housing Wear-In and Volumetric Efficiency Considering Deformation Effects. Journal of Tribology. 2026. Vol. 148, No. 7. 071701. DOI: 10.1115/1.4070913.

3. Apuzzo A. R., Bonati S., Frosina E., Riccò L. Enhancing Volumetric Efficiency and Productivity of External Gear Pumps through Optimized Run-In Strategies. 15th International Fluid Power Conference. 2026. Article 43. DOI: 10.13052/rp-9788743814771A43.

4. Barile C., Casavola C., Pappalettera G., Renna G. Advancements in Electrospark Deposition (ESD) Technique: A Short Review. Coatings. 2022. Vol. 12, No. 10. 1536. DOI: 10.3390/coatings12101536.

5. В'юник О. В., Дідур В. В., Сірий І. С. Результати експериментальних досліджень впливу епіламних покриттів на знос деталей шестеренного насосу. Науковий вісник ТДАТУ. 2020. Вип. 10, т. 2. С. 178–191. DOI: 10.31388/2220-8674-2020-2-16.

6. Мельянцов П. Т. Підвищення післяремонтної довговічності гідравлічних насосів модифікації НШ-К застосуванням епіламних покриттів робочих поверхонь деталей. SWorldJournal. 2025. № 31-01, ч. 1. С. 14–26. DOI: 10.30888/2663-5712.2025-31-01-043.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ ОПОРИ БУНКЕРУ ДЛЯ ЗБЕРІГАННЯ ПІСКУ ТА ЩЕБНЮ

Бугаєнко Д.В., аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Ковалевський С.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Бункерне обладнання для зберігання заповнювачів асфальто та цементобетонної суміші – щебня та піску (рис.1) — це спеціалізовані інженерні споруди та пристрої, призначені для приймання, тимчасового зберігання та контрольованого, дозованого відвантаження матеріалів на асфальтобетонних, бетонних заводах, сортувальних лініях та в кар'єрах. Оскільки ці матеріали мають велику об'ємну вагу, до цього типу обладнання висуваються підвищені вимоги щодо міцності металоконструкцій. Таким чином, дослідження навантаження бункерного обладнання є актуальною.



Рисунок 1 – Бункер для зберігання піску та щебню

Для створення моделі опори бункеру, як найбільш навантаженого вузла був використаний один з найбільш прийнятних програмних комплексів для 3D моделювання - Autodesk Inventor, який використовує технологію цифрових

прототипів, що надає комплексний гнучкий набір засобів для 3D проектування, візуалізації, інструментальної обробки, аналізу та розрахунків, а також створення документації.

Можливість моделювання руху в Autodesk Inventor використовує складальні залежності 3D моделі для визначення жорстких тіл, генерації рухомих з'єднань і розрахунку динамічної поведінки. Це дозволяє вивчити поведінку об'єкта, зокрема розташування, швидкості і прискорення рухомих деталей. Можливість задавати зусилля і моменти різних типів, зокрема змінні в часі, дозволяє оцінити поведінку об'єкта під різними режимами навантаження.

Візуалізація моделі допомагає точно оцінити взаємодію компонентів та визначити експлуатаційні характеристики машини. Inventor дозволяє виконувати анімовану візуалізацію цифрового прототипу. Така візуалізація грунтується на моделях і заданих навантаженнях.

Моделювання динамічних характеристик механізмів і виконавчих пристроїв машин різного призначення на стадії їх проектування дозволяє визначити, наскільки ефективно буде функціонувати проектована машина в реальних умовах, і вжити при необхідності коригувальні дії, щоб забезпечити правильність роботи, міцність і довговічність механізмів та їх компонентів.

Модель опори та схема докладання сили та моменту зображені на рис. 2.

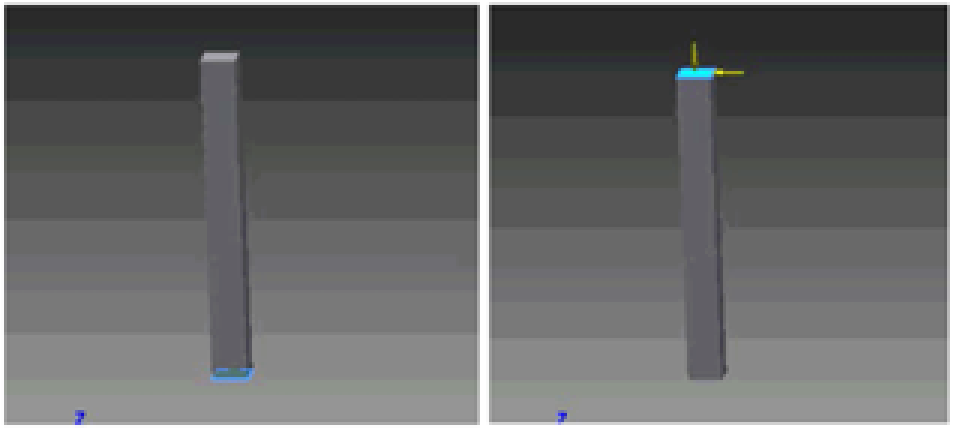


Рисунок 2 – Модель опори та схема докладання сили та моменту

Результати моделювання навантаження опори бункера наведені на рис. 3.

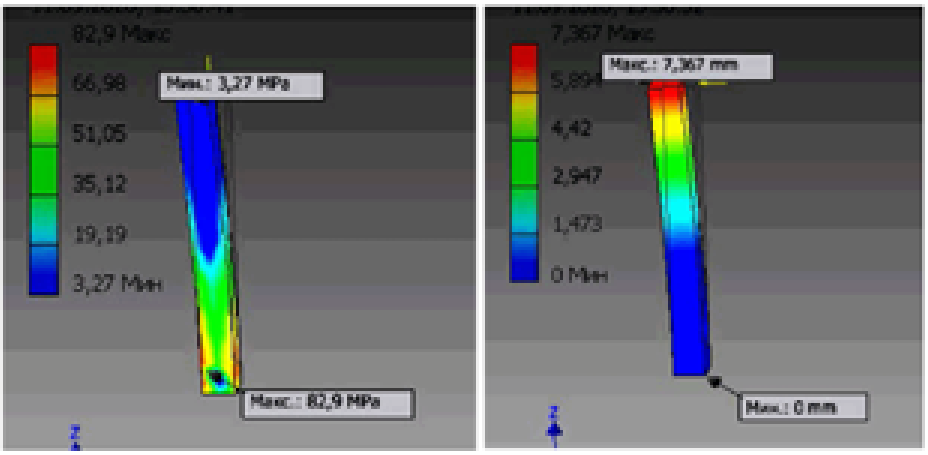


Рисунок 3 – Результати моделювання

Аналіз отриманих результатів свідчить, що максимальні значення напруги виникають в місці закріплення опори до фундаменту та складає 82,9МПа, похибка з аналітичним розрахунком складає 1,5%.

Максимальні деформації виникають в верхній частині опори та складають 7,4мм, що при загальній довжині опори 1,9м, є цілком прийнятним і говорить про достатню жорсткість конструкції. Похибка з аналітичним розрахунком складає 14%. Коефіцієнт запасу міцності розрахований по комп'ютерної моделі склав 2,5, а за розрахунком – 2,68, таким чином похибка складає – 11%.

Таким чином, можна зробити висновок, що створена комп'ютерна модель опори бункеру зберігання піску та щебеню є цілком прийнятною для проведення наукових досліджень та інженерних розрахунків.

Література

1. Докуніхін В.З. Технічний контроль стану дорожніх машин / В.З. Докуніхін, В.В. Малишев – К. Університет «Україна», 2022. -252 с.
2. Кузенко Л.М. Дорожньо-будівельні машини. Навчальний посібник / Л.М. Кузенко, З.З. Вантух – К. Кондор, 2021. - 236 с.
3. Сукач М.К. Будівельні машини та обладнання / М.К. Сукач – К., 2022 – 390 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІТРОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ, ДІЮЧИХ НА ЄМКІСТЬ ЗБЕРІГАННЯ ЦЕМЕНТУ

Чорний Є.Є., аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Ковалевський С.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Ємкості для зберігання цементу, який використовується для виготовлення цементобетонної суміші (рис.1) — це спеціалізовані інженерні споруди та пристрої, призначені для приймання, тимчасового зберігання та контрольованого, дозованого відвантаження матеріалу на бетонних заводах.

Особливостю цих конструкцій є велика площа бічної поверхні, завдяки чому на ємкість діють великі вітрові навантаження. Таким чином, дослідження вітрових навантажень, діючих на ємкості для зберігання цементу є актуальними.



Рисунок 1 – Ємкості для зберігання цементу

Для визначення повного навантаження конструкції необхідно визначити вітрове навантаження на її бокову поверхню.

Вітрове навантаження на бокову поверхню ємкості для зберігання цементу визначається за формулою:

$$P=q\cdot n\cdot C\cdot r\cdot \beta\cdot F, \quad (1)$$

де:q - швидкісний тиск вітру на висоті до 20 м над поверхнею землі;

n – поправочний коефіцієнт на зростання швидкісного напору в залежності від висоти над поверхнею землі, n= 1,32;

C - аеродинамічний коефіцієнт;

β - коефіцієнт динамічності, β= 1;

F – навітряна площа конструкції, F = 29м^2

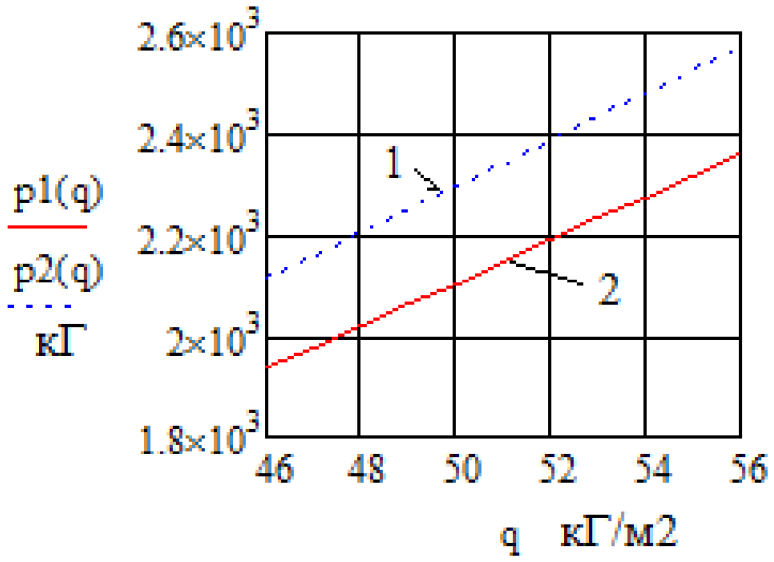
Визначимо повне вітрове навантаження на бокову поверхню ємкості в залежності від швидкісного тиску вітру на висоті до 20 м над поверхнею землі, який приймемо в межах від 46 до 56кг/м^2, також для динамічних коефіцієнтів, які дорівнювали 1.1 та 1,2.

Розрахунки виконаноно в програмі Mathcad, результати приведені на рис. 2.

$$p1(q)=\begin{pmatrix} 1.937\times10^3 \\ 1.979\times10^3 \\ 2.021\times10^3 \\ 2.063\times10^3 \\ 2.105\times10^3 \\ 2.148\times10^3 \\ 2.19\times10^3 \\ 2.232\times10^3 \\ 2.274\times10^3 \\ 2.316\times10^3 \\ 2.358\times10^3 \end{pmatrix} \quad p2(q)=\begin{pmatrix} 2.113\times10^3 \\ 2.159\times10^3 \\ 2.205\times10^3 \\ 2.251\times10^3 \\ 2.297\times10^3 \\ 2.343\times10^3 \\ 2.389\times10^3 \\ 2.435\times10^3 \\ 2.481\times10^3 \\ 2.526\times10^3 \\ 2.572\times10^3 \end{pmatrix}$$

Рисунок 2 – Результати розрахунку вітрового навантаження

Залежність вітрового навантаження від швидкісного тиску вітру q та аеродинамічного коефіцієнта С приведена на рис.3.



1 – С = 1,2, 2 – С = 1,1

Рисунок 3 – Залежність вітрового навантаження від швидкісного тиску вітру q та аеродинамічного коефіцієнта С

Аналіз проведенних досліджень показав, що вітрове навантаження зростає з збільшеням швидкісного тиску вітру q та аеродинамічного коефіцієнта С та досягає 2600кГ при q = 56 кГ/м^2, С = 1,2.

Отримані результати треба врахувати при розрахунках вузлів металоконструкції ємкості для зберігання цементу на міцність та жорсткість.

Література

1. Докуніхін В.З. Технічний контроль стану дорожніх машин / В.З. Докуніхін, В.В. Малишев – К. Університет «Україна», 2022. -252 с.

2. Кузенко Л.М. Дорожньо-будівельні машини. Навчальний посібник / Л.М. Кузенко, З.З. Вантух – К. Кондор, 2021. - 236 с.

3. Сукач М.К. Будівельні машини та обладнання / М.К. Сукач – К., 2022 – 390 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ РУЙНУВАНЬ ХОДОВИХ ВІЗКІВ КОЗЛОВИХ КРАНІВ

Рибак Д.І., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Орел О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Ходові візки є одними з найбільш відповідальних елементів конструкції козлового крана, оскільки через них навантаження від металоконструкції та вантажу передаються на ходові колеса, рейкову колію та основу. Під час роботи візки сприймають вертикальні сили від власної маси крана та вантажу, горизонтальні сили, що виникають під час руху, пуску і гальмування, а також додаткові навантаження, пов'язані з нерівномірністю рейкової колії та перекосами конструкції. Чинний в Україні ДСТУ EN 15011:2022 поширюється безпосередньо на мостові та козлові крани й встановлює вимоги щодо безпеки таких машин [1].

Особливістю ходового візка є те, що його елементи працюють в умовах багаторазового циклічного навантаження. На відміну від статичної конструкції, у якій основним критерієм працездатності може бути максимальне напруження, для ходового візка суттєве значення має накопичення втомних пошкоджень. Під час кожного циклу переміщення крана відбувається зміна навантаження на колеса та елементи рами. Додаткові навантаження виникають під час пуску та гальмування, зміни швидкості руху, проходження стиків рейок та інших нерівностей.

Вертикальне навантаження на ходовий візок визначається масою вантажу, масою металоконструкції та механізмів крана. Однак фактичне експлуатаційне навантаження може перевищувати статичне внаслідок динамічних ефектів. У спрощеному вигляді максимальне навантаження можна визначити за залежністю

$$F_{max} = K_d F_{st}$$

де F_{max} — максимальне експлуатаційне навантаження;

F_{ct} — статичне навантаження;

K_d — коефіцієнт динамічності.

Збільшення коефіцієнта динамічності призводить до підвищення напружень у рамі ходового візка, осях і валах ходових коліс. Особливо небезпечними є повторні динамічні впливи, оскільки вони можуть призводити до виникнення втомних тріщин навіть у конструкції, яка за статичного навантаження має достатній запас міцності.

Одним із найбільш поширених видів пошкодження рами ходового візка є утворення тріщин у зварних з'єднаннях. Підвищена концентрація напружень виникає в місцях приєднання кронштейнів ходових коліс, ребер жорсткості, поперечних балок та інших конструктивних елементів. Наявність геометричних концентраторів напружень у поєднанні з циклічним навантаженням створює умови для зародження втомної тріщини.

Дослідження дефектів металоконструкцій вантажопідіймальних кранів показують, що до найбільш характерних пошкоджень належать тріщини, деформації та корозійні пошкодження. Для кранів, які тривалий час перебувають в експлуатації, особливого значення набуває періодичний контроль стану металоконструкцій і зварних з'єднань [3].

Важливим фактором руйнування ходового візка є нерівномірний розподіл навантаження між ходовими колесами. У реальних умовах експлуатації навантаження на окремі колеса може відрізнятися внаслідок перекосів, відхилень геометрії рами, нерівностей рейкової колії, різниці діаметрів коліс та неоднакового стану їхніх поверхонь кочення. Якщо частина коліс сприймає підвищене навантаження, у відповідних ділянках рами та осях виникають додаткові напруження.

Одним із небезпечних дефектів ходових коліс є втомне руйнування робочої поверхні. При багаторазовому контакті колеса з рейкою виникають змінні контактні напруження, які можуть призводити до утворення поверхневих і підповерхневих тріщин, викришування металу та утворення раковин. Дослідження передчасного руйнування сталевих коліс козлових кранів показують, що пошкодження може бути пов'язане не тільки з експлуатаційним навантаженням, а й з недостатньою твердістю робочої поверхні після термічної обробки [5].

Відповідно до українських вимог безпеки експлуатації вантажопідіймальних кранів, ходові колеса кранів і візків підлягають вибракуванню, зокрема, за наявності тріщин будь-яких розмірів, значного вироблення реборди або поверхні кочення, а також за надмірної різниці діаметрів кінематично пов'язаних коліс [2]. Це підкреслює важливість своєчасного виявлення дефектів, оскільки пошкодження ходового колеса може змінити розподіл навантажень у всьому ходовому візку.

Окремим видом пошкодження є руйнування осей і валів ходових коліс. Ці елементи сприймають значні згинальні та, залежно від конструкції приводу, крутильні навантаження. У місцях переходу діаметрів, шпонкових пазів, посадочних поверхонь і різьбових ділянок виникають концентрації напружень. При циклічній дії навантаження вони можуть стати місцями зародження втомних тріщин.

Імовірність втомного руйнування зростає зі збільшенням кількості циклів навантаження. Для орієнтовного опису впливу режиму експлуатації на ресурс елемента можна використати залежність:

$$N_f = f(\sigma_a, N_c)$$

де N_f — кількість циклів до втомного руйнування;

σ_a — амплітуда змінного напруження;

N_c — кількість фактично реалізованих циклів навантаження.

За збільшення амплітуди змінного напруження кількість циклів до руйнування, як правило, зменшується. Тому ходовий візок, який працює з частими пусками та гальмуваннями, переміщує великі вантажі та експлуатується на рейковій колії з відхиленнями геометрії, може мати істотно менший фактичний ресурс порівняно з конструкцією, яка працює у більш сприятливих умовах.

Важливе значення має також стан рейкової колії. Нерівності, стики, зміщення рейок та відхилення їх взаємного положення спричиняють додаткові динамічні та горизонтальні сили. Дослідження втомної роботи кранових колій показують, що зосереджені колісні навантаження формують складний напружений стан, у якому одночасно діють локальні та глобальні компоненти напружень [6]. Для ходового візка це означає виникнення додаткових навантажень у колесах, осях, підшипниках та рамі.

Небезпечним фактором є також різниця діаметрів ходових коліс, особливо якщо колеса об'єднані кінематично. Різниця геометричних параметрів призводить до різної лінійної швидкості точок контакту коліс із рейкою. У результаті виникає прослизання, підвищується опір руху та збільшується бічне навантаження. Згодом це може спричинити прискорене зношування коліс і рейок та підвищення навантаженості приводу.

Таким чином, руйнування ходових візків козлових кранів має комплексний характер. Воно формується під впливом вертикальних і горизонтальних навантажень, динамічних ефектів, циклічності роботи, перекосів, нерівномірного розподілу навантаження між колесами, зношування та дефектів зварних з'єднань. В окремих випадках первинною причиною пошкодження може бути невеликий дефект, який при багаторазовій дії навантаження поступово розвивається до критичного стану.

Література

1. ДСТУ EN 15011:2022 (EN 15011:2020, IDT). Крани вантажопідіймальні. Мостові та козлові крани. Чинний в Україні з 20.09.2022.

2. НПАОП 0.00-1.01-07. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. Наказ Держгірпромнагляду України № 132 від 18.06.2007.

3. Стрельбіцький В. В., Яременко В. А. Аналіз дефектів металоконструкцій автомобільних кранів. Вісник Одеського національного морського університету. 2024. № 73. С. 66–72. DOI: 10.47049/2226-1893-2024-2-66-72.

4. Kopnov V. A. Fatigue life prediction of the metalwork of a travelling gantry crane. Engineering Failure Analysis. 1999. Vol. 6, Issue 3. P. 131–141. DOI: 10.1016/S1350-6307(98)00041-7.

5. Vernon E. E., Stevenson M. E., McDougall J. L. Premature failure of steel gantry crane wheels. Journal of Failure Analysis and Prevention. 2004. Vol. 4, No. 5. P. 16–18. DOI: 10.1361/15477020420783.

6. Crane runways – Fatigue evaluation of crane rail welds using local concepts. International Journal of Fatigue. 2011. Vol. 33, Issue 8. P. 1118–1126. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2011.02.010.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РОЗМІРУ ЧАСТИНОК ЗАБРУДНЕНЬ НА ПРОТИЗНОШУВАЛЬНІ ВЛАСТИВОСТІ РОБОЧИХ РІДИН ГІДРОПРИВОДІВ БДМ

Сафонов С. Є., здобувач

Науковий керівник – к.т.н., доцент Орел О.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Надійність та довговічність гідроприводів будівельних і дорожніх машин значною мірою визначаються станом робочої рідини. Під час

експлуатації гідравлічної системи до робочої рідини потрапляють механічні домішки, продукти зношування деталей, частинки ґрунту, пил та інші забруднення. При цьому небезпека для гідравлічного обладнання визначається не тільки загальною концентрацією забруднень, а й гранулометричним складом частинок. Розмір частинок безпосередньо пов'язаний з їх здатністю проникати у зазори рухомих сполучень та спричиняти механічне пошкодження поверхонь.

У гідроприводах БДМ найбільш чутливими до забруднення є насоси, гідромотори, гідророзподільники, клапани та інші агрегати, у яких функціонування визначається точністю взаємного переміщення деталей і величиною робочих зазорів. Якщо розмір частинки є значно більшим за робочий зазор, вона може затримуватися фільтрувальним елементом або не проникати безпосередньо в зону тертя. Якщо ж розмір частинки порівнянний із зазором, вона здатна потрапити між поверхнями тертя, порушити режим мащення та створити умови для інтенсивного зношування.

Таким чином, збільшення концентрації частинок саме по собі не характеризує повною мірою небезпечність забруднення. Дві робочі рідини з однаковою кількістю частинок можуть мати суттєво різний вплив на зношування гідроагрегатів, якщо їх гранулометричний склад відрізняється.

Особливе значення мають частинки середнього та великого розміру, які здатні діяти як абразив у зоні контакту поверхонь. При переміщенні таких частинок між деталями виникає механізм трибозношування за участю третього тіла. Тверда частинка може переміщуватися між поверхнями, утворювати подряпини, борозни та локальні пластичні деформації. За достатньої твердості частинок відбувається руйнування поверхневого шару металу, унаслідок чого утворюються нові частинки зношування.

Для оцінювання забрудненості робочих рідин широко використовується класифікація ISO 4406, яка враховує кількість частинок у заданих діапазонах розмірів. Контролювання частинок різних розмірних груп дає змогу оцінити не тільки загальну чистоту робочої рідини, а й характер її забруднення.

Водночас для оцінювання протизношувальних властивостей робочої рідини доцільно враховувати й дрібнодисперсні частинки. Вони здатні тривалий час циркулювати в об'ємі робочої рідини, проникати у прецизійні зазори та впливати на процеси формування граничних плівок. Їх дія залежить від матеріалу, твердості, концентрації та умов роботи гідроагрегату.

Для характеристики протизношувальної здатності робочої рідини може використовуватися коефіцієнт протизношувальних властивостей

$$K_j = I_{(зн.б)} / I_{(зн.ф)},$$

де $I_{(зн.б)}$ – інтенсивність зношування за прийнятого базового стану робочої рідини;

$I_{(зн.ф)}$ – інтенсивність зношування за фактичного стану робочої рідини.

Зменшення K_j у процесі експлуатації може свідчити про погіршення протизношувальних властивостей рідини внаслідок накопичення продуктів зношування, твердих забруднень та виснаження функціональних присадок.

Важливим є те, що великі частинки можуть спричиняти безпосереднє абразивне пошкодження, тоді як дрібні частинки здатні тривалий час циркулювати в робочій рідині та проникати в прецизійні зазори. Тому найбільш несприятливим є не максимальний розмір частинок сам по собі, а його відповідність геометрії конкретної пари тертя.

Для будівельних і дорожніх машин ця проблема набуває особливого значення через експлуатацію в умовах значної запиленості, контакту з грунтом та значних навантажень на гідравлічне обладнання. Потрапляння забруднень через ущільнення штоків гідроциліндрів, вентиляційні пристрої баків, неякісно очищену робочу рідину або під час технічного обслуговування створює додаткове джерело твердих частинок.

Отже, дослідження впливу розміру частинок забруднень на протизношувальні властивості робочих рідин має важливе значення для підвищення довговічності гідроприводів БДМ. Для об'єктивного визначення

експлуатаційного стану робочої рідини необхідно контролювати не лише загальний рівень її забруднення, а й кількість частинок у різних розмірних діапазонах. Особливу увагу слід приділяти частинкам, розміри яких є співмірними з робочими зазорами прецизійних пар.

Розмір частинок забруднення є одним із ключових факторів, що визначає протизношувальні властивості робочих рідин гідроприводів будівельних і дорожніх машин. Зі збільшенням кількості частинок, розміри яких відповідають або наближаються до робочих зазорів, зростає ймовірність їх потрапляння в зону тертя та розвитку абразивного зношування. Тому оцінювання стану робочої рідини повинно базуватися на комплексному контролі концентрації та гранулометричного складу забруднень.

Література

1. Орел О. В., Варфоломеєв Ю. М. Дослідження впливу частинок забруднення розміром 5 мкм і менше на протизношувальні властивості робочих рідин гідроприводів будівельних і дорожніх машин. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2023. № 101, т. 2. С. 53–58. DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.53-58.

2. ДСТУ ГОСТ 17216:2004. Чистота промислова. Класи чистоти рідин. Класифікація та методи визначення. Київ : Держспоживстандарт України, 2005.

3. ДСТУ ISO 4406:2008. Гідроприводи об'ємні. Рідини. Метод кодування рівня забрудненості частинками. Київ : Держспоживстандарт України, 2009.

4. Novak N., Trajkovski A., Kalin M., Majdič F. Degradation of Hydraulic System due to Wear Particles or Medium Test Dust. Applied Sciences. 2023. Vol. 13, No. 13. 7777. DOI: 10.3390/app13137777.

5. Wear of hydraulic pump with real particles and medium test dust. Wear. 2023. Vol. 532–533. Article 205101. DOI: 10.1016/j.wear.2023.205101.

6. Degradation Processes of Transmission–Hydraulic Fluid During an Operational Trial. Lubricants. 2025. Vol. 13, No. 11. 477. DOI: 10.3390/lubricants13110477.

DEPENDENCE OF THE SERVICE LIFE OF WORKING FLUIDS ON THE OPERATING MODE OF CONSTRUCTION AND ROAD MACHINES

Shkliaruk P.O., student
Scientific supervisor: PhD in Engineering, Associate Professor Orel O.V.
Kharkiv National Automobile and Highway University

Hydraulic drives are among the main systems of modern construction and road machines. They ensure energy transmission, control of working equipment, and performance of technological operations with the required speed and accuracy. The reliability and service life of a hydraulic drive are largely determined by the technical condition of the working fluid [1, 2, 3].

During operation, the working fluid gradually loses its initial operational properties. The main causes of this process are oxidation, thermal aging, mechanical contamination, accumulation of wear products from hydraulic drive components, as well as depletion of functional additives. At the same time, the rate of degradation of the working fluid directly depends on the operating mode of the machine [2,3].

The same working fluid may have significantly different actual service lives under different operating conditions. Therefore, establishing the relationship between the operating mode of a machine and the duration of working fluid use is an important task for improving the efficiency of hydraulic system maintenance [2,3].

The operating mode of a construction or road machine is characterized by a set of parameters, among which the most important are the load on the hydraulic drive, the frequency of operating cycles, the duration of continuous operation, the temperature of the working fluid, and the nature of the technological operations performed [2,4].

When a machine operates under significant loads, the pressure in the hydraulic system increases, as do the flow velocities of the working fluid and energy losses

caused by hydraulic resistance. As a result, the temperature of the working fluid rises, accelerating oxidation and thermal aging processes [5].

Particularly unfavorable is a mode in which the machine operates for a long time under high loads with frequent activation and switching of working equipment. Under such conditions, the working fluid is subjected to significant mechanical and thermal effects. At the same time, the wear intensity of hydraulic drive components increases, resulting in the accumulation of metal particles in the fluid [5].

Temperature is an important factor. An increase in temperature accelerates chemical oxidation reactions and shortens the period of effective action of antioxidant and antiwear additives. As a result, the viscosity of the working fluid changes, the amount of oxidation products increases, and its lubricating and antiwear properties deteriorate [5].

The operating mode of construction and road machines has a direct impact on the service life of hydraulic drive working fluids. The most significant factors are load level, temperature, operating duration, frequency of operating cycles, and contamination intensity [6].

It has been established that operating a machine under severe conditions causes accelerated aging of the working fluid, depletion of additives, and an increase in the amount of wear products. Therefore, the use of a fixed working fluid replacement interval without considering actual operating conditions may be insufficiently effective [6].

A rational approach to improving the efficiency of hydraulic drive operation is to determine the service life of working fluids based on their actual technical condition using diagnostic parameters. This will make it possible to identify the loss of operational properties of the working fluid in a timely manner, reduce maintenance costs, and increase the reliability of construction and road machines [6].

$$K_н = p_{сг} / p_{ном},$$

де $K_н$ — коефіцієнт інтенсивності навантаження;

$p_{сг}$ — середній робочий тиск у гідравлічній системі, МПа;

$p_{ном}$ — номінальний тиск гідросистеми, МПа.

$$T_{sl} = T_\beta / (K_n \cdot K_t \cdot K_z),$$

де T_{sl} — прогнозований строк служби робочої рідини, мото-год;

T_β — базовий строк служби за стандартних умов експлуатації, мото-год;

K_n — коефіцієнт інтенсивності навантаження;

K_t — коефіцієнт температурного впливу;

K_z — коефіцієнт впливу забруднення робочої рідини.

References

1. Abramov, E.I., Kolesnichenko, K.A., & Maslov, V.T. Hydraulic Drive Components: Reference Book. Kyiv: Tekhnika, 1977. 320 p.

2. Ventsel, Ye.S. Improvement of the Operational Properties of Lubricants and Fuels: Monograph. Kharkiv: KhNAHU, 2003. 226 p.

3. Bashta, T.M. Engineering Hydraulics: Reference Manual. Kyiv: Mashynobuduvannia, 1991. 672 p.

4. Hydraulic Drives of Mobile Machines: Textbook, edited by A.S. Vedenyapin. Kyiv: Mashynobuduvannia, 2008. 304 p.

5. Avrunin, H.A., & Moroz, I.I. Analysis of the Application of Working Fluids in Positive-Displacement Hydraulic Drives of Mobile Machines. Bulletin of NTU “KhPI”, 2018, No. 46.

6. Orel, O.V., & Varfolomieiev, Yu.M. Study of the Effect of Contaminant Particles of 5 μm and Less on the Antiwear Properties and Service Life of Working Fluids in Hydraulic Drives of Construction and Road Machines. Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University, 2023, No. 101, pp. 53–58. DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.53-58.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РЕЖИМУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ НА СКЛАД РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРОПРИВОДІВ

Болгов В.О., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Орел О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сучасна будівельна та дорожня техніка значною мірою використовує гідравлічні приводи для реалізації робочих і транспортних операцій. Гідросистеми екскаваторів, навантажувачів, автокранів, бульдозерів, дорожніх машин та іншого обладнання працюють у широкому діапазоні навантажень і температур. При цьому надійність гідроприводу значною мірою визначається не тільки технічним станом насосів, гідромоторів, гідроциліндрів і розподільної апаратури, але й станом робочої рідини.

Робоча рідина одночасно виконує декілька функцій: передає енергію від насоса до виконавчих механізмів, забезпечує змащування поверхонь тертя, відводить тепло, захищає металеві поверхні від корозії та забезпечує ущільнення робочих зазорів. Тому зміна її властивостей може спричинити погіршення роботи всієї гідравлічної системи.

Особливо актуальною є проблема визначення впливу режиму експлуатації будівельної машини на склад і властивості робочої рідини. Одна й та сама гідравлічна олива може мати суттєво різний строк служби залежно від фактичного навантаження, температурного режиму, тривалості робочих циклів та умов навколишнього середовища.

У процесі експлуатації гідроприводу склад робочої рідини поступово змінюється. Умовно ці зміни можна поділити на три основні групи: механічні, фізичні та хімічні.

До механічних змін належить накопичення частинок металу, пилу, продуктів зношування ущільнень та інших сторонніх домішок. Джерелом

металевих частинок переважно є пари тертя гідронасосів, гідромоторів, золотникових механізмів та інших елементів.

Фізичні зміни характеризуються зміною в'язкості, густини, температури та інших властивостей рідини. Особливе значення має в'язкість, оскільки надмірне її зниження може призвести до погіршення змащування та збільшення внутрішніх витоків, а надмірне підвищення — до зростання гідравлічних втрат і погіршення запуску системи.

Хімічні зміни пов'язані насамперед з окисненням базової оливи та витрачанням функціональних присадок. Підвищена температура істотно прискорює ці процеси. У результаті можуть утворюватися кислотні сполуки, шлам і лакоподібні відкладення, які негативно впливають на роботу клапанів і золотників.

Особливу роль відіграє режим навантаження машини. При виконанні важких робочих операцій насос працює при підвищеному тиску, збільшується потужність, що передається через гідросистему, а відповідно зростає тепловиділення.

Для оцінювання питомого теплового навантаження гідроприводу може бути використана залежність:

$$q = N_{вт} / V, \qquad (1)$$

де q — питомий рівень теплового навантаження робочої рідини, Вт/м³;
$N_{вт}$ — потужність, що перетворюється в теплоту в гідросистемі, Вт;
V — об'єм робочої рідини в системі, м³.

Зі збільшенням навантаження та тривалості безперервної роботи підвищується температура оливи. Якщо система охолодження не забезпечує достатнього відведення теплоти, температура робочої рідини може тривалий час залишатися підвищеною. Це прискорює процеси окиснення та старіння присадок.

Таким чином, режим роботи будівельної машини можна характеризувати не тільки середнім навантаженням, але й часткою часу роботи під максимальним або близьким до максимального навантаженням.

Наприклад, для екскаватора характерним є чергування режимів копання, повороту платформи, підйому вантажу та холостого ходу. Для навантажувача значну частину циклу можуть становити операції підйому ківша з вантажем та переміщення машини. Для крана характерні тривалі періоди роботи під значним навантаженням гідроприводу підіймального механізму.

Отже, однакове календарне напрацювання двох машин не означає однаковий ступінь старіння робочої рідини.

Література

1. Liu K., Huang S., Wang F., Xie H., Lu X. Energy consumption and utilization rate analysis of automatically snow-melting system in infrastructures by thermal simulation and melting experiments. Cold Regions Science and Technology. 2017. Vol. 138. – P. 73–83. DOI: 10.1016/j.coldregions.2017.03.009.

2. Gogina E., Deriusheva N. L. Major methods of snow-melting facility design with regard to ecological safety criteria. Water and Ecology. 2016. № 2. P. 58–64.

3. Urban snow and ice removal and storage: A systematic literature review. City and Environment Interactions. 2025. Vol. 27. Article 100213. DOI: 10.1016/j.cacint.2025.100213.

4. Falkovich G. Fluid Mechanics, a short course for physicists. Cambridge University Press, 2011. Pp. 140 – 145.

АНАЛІЗ ВІДМОВ ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНИХ МАШИН ЗАЛЕЖНО ВІД ЇХ НАВАНТАЖЕНОСТІ

Буханець В.В., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Орел О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Надійність вантажопідіймальних машин значною мірою визначається умовами їх фактичної експлуатації. Особливістю таких машин є циклічний характер роботи, за якого конструктивні елементи багаторазово сприймають навантаження різної величини. Саме тому під час оцінювання режиму роботи необхідно враховувати не тільки номінальну вантажопідіймальність, а й кількість робочих циклів та спектр навантажень. Такий підхід відповідає загальним принципам класифікації кранів, встановленим ISO 4301-1, де режим експлуатації характеризується, зокрема, загальною кількістю робочих циклів і спектром навантаження [1].

Номінальна вантажопідіймальність не завжди характеризує реальний рівень навантаженості машини, оскільки під час експлуатації виникають динамічні навантаження, зумовлені пуском і зупинкою механізмів, нерівномірністю руху вантажу, коливаннями металоконструкції, ударними навантаженнями та іншими перехідними процесами. Українські нормативні документи також передбачають урахування режиму навантаження та кількості циклів під час класифікації вантажопідіймальних кранів і механізмів [2].

Збільшення навантаження призводить до підвищення напружень у деталях і елементах конструкції. Для оцінювання впливу динамічних процесів максимальне навантаження можна представити залежністю:

$$F_{max} = K_d F_{st}$$

де Fmax – максимальне експлуатаційне навантаження;

F_{cr} – статичне навантаження від вантажу;

K_d – коефіцієнт динамічності, який враховує додаткові навантаження під час пуску, гальмування, зміни швидкості руху та інших перехідних процесів.

Таким чином, навіть за роботи з вантажем, маса якого не перевищує номінальної вантажопідіймальності, фактичне навантаження на окремі елементи може бути суттєво більшим за статичне. Особливо це характерно для механізмів підйому, канатів, гальмівних пристроїв, зубчастих передач і металоконструкцій. Чим більша інтенсивність динамічних навантажень, тим швидше відбувається накопичення втомних пошкоджень і зношування деталей.

Одними з найбільш характерних відмов вантажопідіймальних машин є пошкодження металоконструкцій. У процесі тривалої експлуатації в елементах конструкції виникають циклічні напруження, які можуть призводити до появи втомних тріщин. Найбільш небезпечними є зони концентрації напружень: місця зварних з'єднань, отвори, різкі переходи перерізів, місця кріплення механізмів і ділянки з локальними деформаціями. Аналіз дефектів металоконструкцій автомобільних кранів показує актуальність контролю тріщин, деформацій та інших пошкоджень під час технічного діагностування машин, особливо після відпрацювання нормативного строку експлуатації [3].

При збільшенні навантаження амплітуда циклічних напружень зростає, що прискорює процес розвитку втомних пошкоджень. За повторної дії навантаження локальні дефекти можуть поступово розвиватися до небезпечних тріщин, що знижує несучу здатність конструктивного елемента. Тому контроль металоконструкцій повинен бути спрямований не тільки на виявлення вже сформованих пошкоджень, а й на своєчасне встановлення тенденції до їх розвитку.

Значний вплив навантаженість має на механізм підйому. Основними причинами його відмов можуть бути зношування зубчастих передач,

пошкодження валів, підшипників, муфт, гальмівних елементів та інших деталей. При роботі з великими вантажами збільшуються сили в кінематичних парах, а отже, зростають контактні та згинальні напруження. Повторюваність таких навантажень сприяє розвитку втомних пошкоджень, пластичних деформацій і прискореного зношування.

Окремо необхідно виділити канати, які працюють в умовах постійного повторного згинання, розтягування та контакту з блоками й барабанами. Підвищення навантаження збільшує натяг каната, що сприяє інтенсивнішому руйнуванню дротинок. Додатковими причинами втрати працездатності є корозія, недостатнє змащування, порушення геометрії канатної системи та неправильне намотування каната на барабан. Дослідження відмов канатів вантажопідіймальних машин свідчать про важливу роль втоми, зношування, корозії та повторного навантаження у формуванні граничного стану каната [4, 5].

Важливим елементом забезпечення безпечної роботи є гальмівна система. Під час зупинки вантажу кінетична енергія рухомих мас перетворюється переважно в теплоту, яка відводиться через гальмівні елементи. При частих пусках і гальмуваннях, а також під час переміщення вантажів, близьких до максимально допустимих, зростає теплова та механічна навантаженість гальм. Це може спричиняти перегрівання, прискорене зношування фрикційних накладок, зменшення коефіцієнта тертя та порушення регулювання гальмівного механізму.

Підшипникові вузли також характеризуються підвищеною чутливістю до зміни навантаження. Зі збільшенням радіальних або осьових сил зростають контактні напруження між тілами кочення та доріжками кочення. При недостатньому змащуванні або забрудненні мастильного матеріалу це може супроводжуватися утворенням втомних раковин, задирів і локального руйнування робочих поверхонь. Аналогічні процеси спостерігаються в зубчастих передачах, де підвищення навантаження сприяє розвитку контактної втоми, викришування робочих поверхонь зубців і їх руйнування.

Комплексний аналіз відмов вантажопідіймального обладнання охоплює саме такі елементи, як зубчасті передачі, вали, барабани, блоки, гальма, муфти, підшипники, канати та гаки [4].

Важливим фактором є не тільки величина навантаження, а й кількість його повторень. Один короткочасний випадок роботи з підвищеним навантаженням не завжди призводить до негайної відмови, однак багаторазова дія аналогічних навантажень сприяє накопиченню пошкоджень. Загальну залежність ресурсу елемента від рівня навантаження та кількості циклів доцільно представити у вигляді

$$L = f(F, N),$$

де L — ресурс елемента вантажопідіймальної машини;

F — рівень експлуатаційного навантаження;

N — кількість циклів навантаження.

Ця залежність показує, що оцінювання довговічності окремого елемента повинно проводитися з урахуванням не тільки максимального навантаження, а й історії його зміни протягом експлуатації. Зі збільшенням кількості циклів навантаження накопичуються втомні пошкодження, а за підвищених значень навантаження процес їх накопичення відбувається інтенсивніше. Саме врахування кількості циклів і спектра навантаження є одним із базових принципів сучасної класифікації режимів роботи кранів [1].

Особливо небезпечними є режими, за яких машина систематично працює поблизу граничної вантажопідіймальності або допускаються перевантаження. У такому випадку зменшується запас міцності конструктивних елементів, підвищується температура та інтенсивність зношування деталей механізмів, збільшується ймовірність появи тріщин і деформацій металоконструкцій. Якщо одночасно з високим навантаженням мають місце часті пуски, гальмування та зміна напрямку руху, негативний вплив на ресурс додатково посилюється.

Отже, найбільш поширені відмови вантажопідіймальних машин безпосередньо пов'язані з характером їх навантаженості. Для металоконструкцій визначальними є циклічні та динамічні напруження, для механізмів підйому — підвищені сили та моменти, для канатів — повторне розтягування і згинання, для гальм — теплова та механічна навантаженість, а для підшипників і зубчастих передач — контактні та втомні навантаження.

Практичним напрямом підвищення безпеки та довговічності є перехід від контролю лише факту досягнення граничного стану до систематичного контролю технічного стану найбільш навантажених елементів. Проведення періодичної діагностики металоконструкцій, канатів, гальмівних пристроїв, підшипників і механізмів підйому дозволяє своєчасно виявляти початкові ознаки пошкоджень та визначати необхідність технічного обслуговування або ремонту. Урахування фактичної навантаженості під час оцінювання залишкового ресурсу дає можливість підвищити обґрунтованість експлуатаційних рішень і зменшити ймовірність раптових відмов вантажопідіймальних машин.

Література

1. ISO 4301-1:2016. Cranes — Classification — Part 1: General. International Organization for Standardization, 2016.

2. НПАОП 0.00-1.01-07. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. Наказ Держгірпромнагляду України № 132 від 18.06.2007.

3. Стрельбіцький В. В., Яременко В. А. Аналіз дефектів металоконструкцій автомобільних кранів. Вісник Одеського національного морського університету. 2024. DOI: 10.47049/2226-1893-2024-2-66-72.

4. Akyuz B., Steinhoff N. Failures of Cranes and Lifting Equipment. ASM Handbook, Volume 11A: Failure Analysis and Prevention of Component and Equipment Failures. ASM International, 2021. P. 415–434.

5. Torkar M., Arzenšek B. Failure of crane wire rope. Engineering Failure Analysis. 2002. Vol. 9, No. 2. P. 227–233. DOI: 10.1016/S1350-6307(00)00047-9.
6. Failure analysis of steel wire rope used in overhead crane system. Engineering Failure Analysis. 2021.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГУСЕНИЧНОГО ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ АСФАЛЬТОУКЛАДАЛЬНИКА

Касянчук М.М., бакалавр
Науковий керівник к.т.н., доцент Ковалевський С.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Гусеничні асфальтоукладальники, до недавнього часу відносилися до категорії машин з великою продуктивністю, великою шириною укладання і важким робочим обладнанням. Сучасний модельний ряд гусеничних асфальтоукладальників від різних виробників характеризується наявністю не тільки надпотужних високопродуктивних машин, але і компактних тротуарних асфальтоукладальників з мінімальною шириною укладання від 60 см для робіт пов'язаних з асфальтуванням тротуарів, пішохідних і велосипедних доріжок [2].

Гусеничні асфальтоукладальники поділяються на двоопорні і чотирьохколісні. Основна маса гусеничних асфальтоукладальників є двохопорними. Чотирьохколісні характерні для асфальтоукладальників з великою шириною укладання, де потрібно максимально точне дотримання рівня поверхні при асфальтування. Щоб уникнути пошкодження поверхні під час роботи асфальтоукладача, надання йому більш м'якого ходу, підвищення зчеплення з поверхнею і збільшення транспортного швидкості, траки гусеничних асфальтоукладальників виготовляють з гуми або забезпечують гумовими накладками. Так як гумові гусениці з часом піддаються

розтягуванню, асфальтоукладальник оснащують гідроциліндрами автоматичного натягу гусеничних траків [3].

У якості зразка, що моделюється, був вибраний асфальтоукладальник Dynapac F5CS (рис.1).

Асфальтоукладальники бренду Dynapac випускає французька промислова група FAYAT Group, якій належить цей бренд. Підприємство випускає техніку для укладання, фрезерування та ущільнення асфальту й грунту:асфальтоукладальники, котки, перевантажувачі, тощо.



Рисунок 1 - Асфальтоукладальник Dynapac

Для подальшого розвитку економіки, зокрема, для будівництва доріг, необхідно розробляти нові, сучасні машини, скорочувати час їхнього проектування й точно закладати необхідні технічні характеристики й припустимі режими роботи.

Як було відзначено, для виконання подібних досліджень все частіше використовуються тривимірні (цифрові) моделі та проведення з ними віртуальних експериментів за допомогою комп'ютерних програм, тому комп’ютерне моделювання гусеничного обладнання є актуальним завданням.

Для моделювання був обраний потужний пакет твердотільного моделювання Autodesk Inventor, у тому числі й завдяки можливості його

безкоштовного використання для навчальних цілей. Запропонована в ньому технологія цифрових прототипів надає комплексний гнучкий набір засобів для 3D проектування, візуалізації, інструментальної обробки, аналізу і розрахунків, а також створення документації [1,4].

Ця програма дозволяє враховувати характеристики матеріалів, задавати навантаження, модифікувати параметри сітки кінцевих елементів, що дозволяє підвищити якість рішення, розглянути їхні різні варіанти. Крім того, підтримується виконання декількох динамічних аналізів, у тому числі вибір автоматичного або ручного способу завдання контактів.

Візуалізація моделі допомагає оцінити взаємодію компонентів при роботі машини та визначити її експлуатаційні характеристики.

При створенні моделі були застосовані різні види тривимірного моделювання.

Ходова частина асфальтоукладальника складається з таких частин, як рама, гусениця, ведена колесо, ведуча зірочка.

В Autodesk Inventor було розроблена 3D модель для кожної частини (рис. 2).

Визначення залежностей в середовищі складання. У середовищі «Складання» проводилась компонування розроблених деталей ходової частини з накладенням відповідних залежностей. Основні з них «вставка» та «дотичність»

«Вставка» (рис. 3) – залежність з'єднання із вставкою, що є комбінацією обмеження суміщенням по поверхні для площин і обмеженням суміщення за осями двох компонентів.

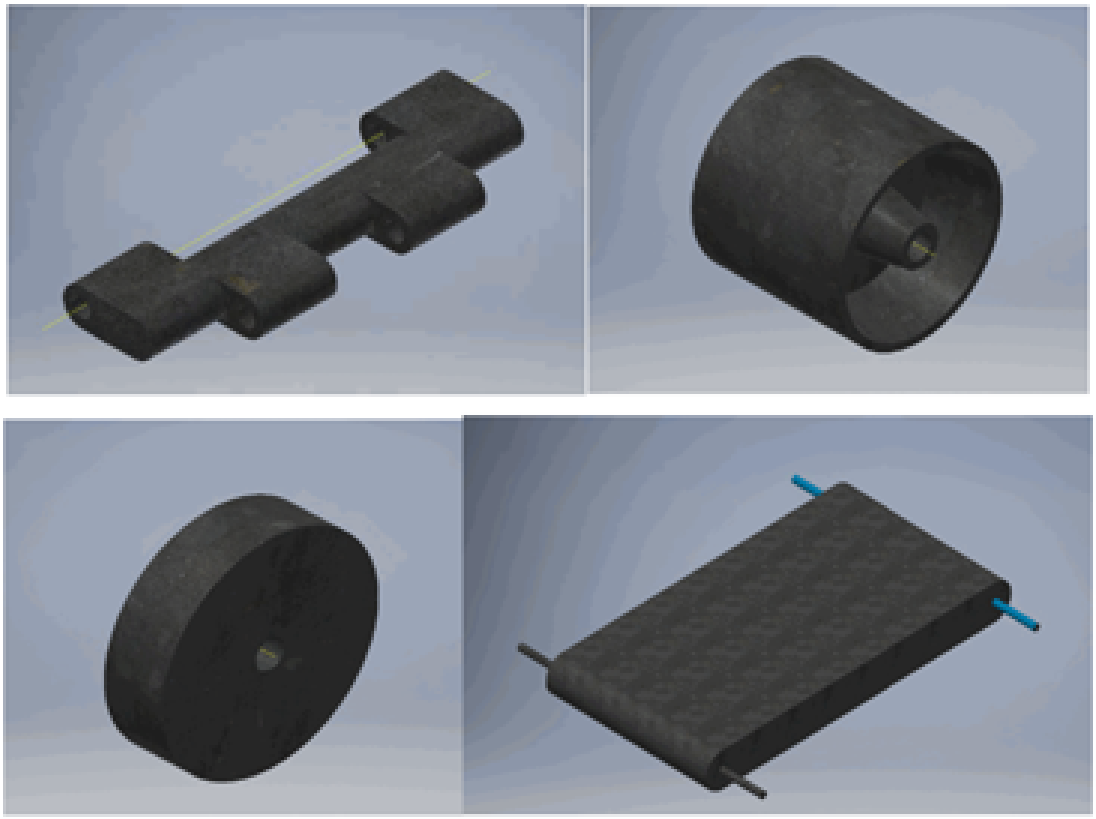


Рисунок 2 – Складові частини ходової частини асфальтоукладальника

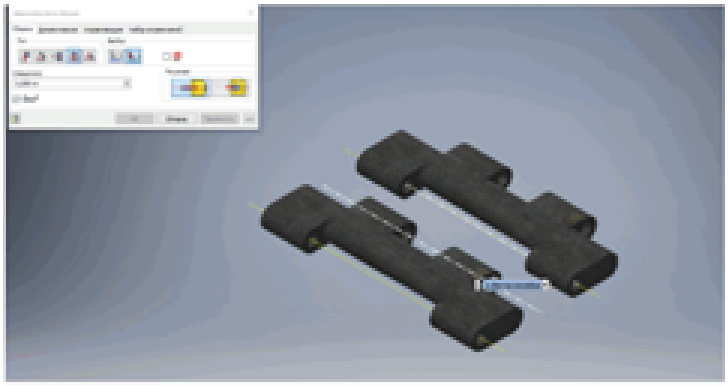


Рисунок 3 – Вставка траків

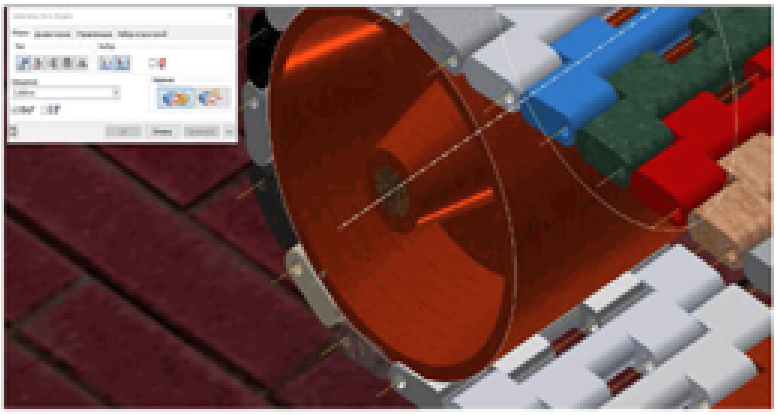


Рисунок 4 – Дотичність трака і колеса

Результати моделювання складання приведені на рис. 5.



Рисунок 5 – Результати моделювання складання

Розроблена комп'ютерна модель гусеничного ходового обладнання асфальтоукладальника дозволяє провести віртуальне проектування, тестування та оптимізацію конструкції, ще до початку виробництва її реальних прототипів, суттєво скоротити фінансові витрати, зменшити час розробки та підвищити безпеку й ефективність машини.

В подальшому планується провести дослідження руху гусениці по поверхні, яке в реальних умовах було б важко досягти за рахунок багатьох факторів, зокрема: високої вартості проведення досліджень на реальній машині та відсутності матеріальної бази в сучасних умовах.

Література

1. Кириченко І.Г., Черніков О.В. Можливості та обмеження комп'ютерного моделювання технологічних машин. / Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Вип. 101. - Харків. ХНАДУ. 2023.- С. 56-60.

2. Кузенко Л.М. Дорожньо-будівельні машини. Навчальний посібник / Л.М. Кузенко, З.З. Вантух – К. Кондор, 2021. - 236 с.

3. Сукач М.К. Будівельні машини та обладнання / М.К. Сукач – К., 2022 – 390 с.

4. About Dynamic Simulation Kinematics: Autodesk Inventor Tutorials help.autodesk.com/view/INVENTOR/2023/ENU/?guid=GUID-2D2E9683-

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ТРОТУАРНИХ КОТКІВ

Курган А.В., студент
Науковий керивник доцент Рукавишніков Ю.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Лідером світових виробників обладнання та технологій для ущільнення будівельних матеріалів вже давно став німецький концерн BOMAG. Компанія, що входить до холдингу FAYAT Group, постачає на міжнародний ринок великий спектр продукції від віброплит, вібротрамбовок, комбінованих, ручних, пневмоколісних та грунтових котків, багатоцільових ущільнювачів до асфальтоукладальників, ущільнювачів сміття, щебнерозподільників, дорожніх фрез.

Відмінною особливістю всіх тротуарних котків BOMAG [1] є оснащення запатентованою системою ECONOMIZER. Ця система є щільноміром з датчиком температури асфальту, що безперервно показує поточний ступінь

ущільнення. Ця система дозволяє оптимізувати кількість проходів, визначити ділянки покриття, що вимагають додаткового ущільнення та уникнути переущільнення. Робота з системою вкрай проста, ніяких налаштувань та калібрування не потрібно. ECONOMIZER автоматично визначає ступінь ущільнення. Світлодіодна шкала нагадує оператору, коли процес ущільнення закінчено, застерігаючи від переущільнення. Сигнальна лампа вчасно сигналізує про можливе переущільнення. Система ECONOMIZER може застосовуватися не тільки для всіх типів асфальту, які дозволяють працювати з вібрацією, але й для грунтів.

В даний час BOMAG випускає 23 моделі легких котків 5 покоління масою до 5 т. як у двовальцевому (тандемному) виконанні, так і в комбінованому виконанні (валець + пневматичні шини). Також є моделі з одностороннім кріпленням вальця, конструкція забезпечує винесення вальця за габарит машини, що дозволяє ущільнювати асфальт біля бордюру, стін та інших перешкод з нульовим зазором.



Рисунок 1 – Тротуарний коток BOMAG BW 90 SC-5

Котки 5-го покоління розроблені для будівництва та ремонту на малих та середніх об'єктах. Котки відрізняються маневреністю та відмінним оглядом з місця оператора. Незважаючи на свої компактні розміри, всі моделі обладнані просторим майданчиком для ніг. Односторонній коток BW 90 SC-5

(рис.1) масою 1650 кг має зміщення рами у бік на 60 мм, завдяки цьому робоча ширина може становити 96 см. Завдяки економічному двигуну KUBOTA D 902 потужністю 15,1 кВт (20,2 к.с) та ECO-режиму, який можна використовувати для простих робіт, споживання палива буде зведено до мінімального.

Особливість цього котка в тому, що вальці кріпляться до рами тільки з одного боку і оператор може їхати впритул уздовж стіни будинку або бордюру не руйнуючи його, при цьому динамічне віброущільнення матеріалу цілком можна порівняти з роботою його більш важких «побратимів». Оператор має можливість вибрати одну з двох частот коливання вальця 63 Гц або 42 Гц, які дозволяють отримати зусилля, що ущільнюють, в 40 або 74 кН відповідно.

У стандартній комплектації коток обладнано інтелектуальною системою вібрації IVC (Intelligent Vibration Control), яка автоматично включає вібрацію при швидкості руху машини в 1 км/год і оптимізує робочу швидкість в режимі вібрації для рівномірного ущільнення, а також вимикає вібрацію при досягненні котком швидкості 5 км/год. Машиніст у цьому випадку лише вибирає необхідну йому схему вібрації: заднього, переднього чи обох барабанів котка. Це гарантує однакову якість ущільнення. На додаток до вібрації покращено і систему зрошення. Завдяки мембранному насосу, функції економії води з потрійною фільтрацією, захищеними від вітру струменями води та автоматичною системою зрошення гарантується відмінне змочування вальців водою.

Завдяки придбанню у 2017 році шведської компанії DYNAPAC, холдинг FAYAT Group ще більше зміцнює свої позиції у сегменті обладнання для дорожнього будівництва. Програму випуску тротуарних котків DYNAPAC становлять 11 моделей. Котки DYNAPAC [2] завжди відрізнялися від продукції інших марок вищою частотою вібрації при малій амплітуді. Таке рішення пояснюється тим, що сучасні тонкі шари асфальту швидше остигають, тому їх необхідно ущільнювати оперативно. Навпаки, велика

амплітуда дозволяє заощадити час на ущільнення, але може спричинити руйнування мінерального матеріалу заповнювача.

На нових моделях встановлена, розроблена DYNAPAC, система контролю за ущільненням (Dynapac Compaction Analyzer for Asphalt), яка забезпечує точну та своєчасну інформацію про укочування, дозволяючи планувати наступні проходи виходячи з поточної температури асфальту в кожній зоні.

На котках DYNAPAC, у якості силової установки використовуються найсучасніші дизельні двигуни KUBOTA, які відрізняють високу паливну економічність, низький рівень шуму, впевнений запуск в будь-яких умовах і тривалий ресурс. KUBOTA пропонує альтернативні варіанти двигунів, які відповідають жорстким регіональним нормам викиду в атмосферу всіх світових ринків.

Шосте покоління малих асфальтових котків DYNAPAC CC1100/CC1200/CC1300/CC1400 спеціально спроектоване для відповідності найжорсткішим умовам будівництва. Нове покоління котків має унікальний дизайн із поперечно розташованим двигуном, у поєднанні з чудовою оглядовістю з робочого місця оператора.

Котки забезпечують високочастотне ущільнення з можливістю вибору між двома частотами вібрації, залежно від умов об'єкта. Можливість бокового зміщення вальців є стандартним оснащенням. Для покращення технологічних можливостей на більш важких котках CC1300 VI та CC1400 VI опціонально доступні дві амплітуди вібрації.

Котки обладнані системою зрошення вальців під тиском. Автоматичне керування системою зрошення є стандартним оснащенням усіх котків.

Новий компактний асфальтовий коток моделі CC1100 VI тандемного типу масою 2400 кг (рис.2), призначено для ущільнення покриття на міських вулицях та дворових територіях, де основне значення мають невеликі габарити та малошумність. Повністю перемістивши бак для води в задню частину котка,

вдалося реалізувати поперечне компонування двигуна, забезпечивши відмінну видимість над поверхнями вальців.



Рисунок 2 - Коток DYNAPAC CC1100 VI

На коток встановлено дизельний двигун KUBOTA D1703-M (IIIA) потужністю 26 кВт (35 к.с) з водяним охолодженням і рівнем викидів які відповідають вимогам Stage IIIA, для котків, що поставляються на ринки Європи та Північної Америки, можливе встановлення двигуна KUBOTA D1703-DI (T4) потужністю 28 кВт (37,5 л.с) із сажевим фільтром DPF.

Коток має барабани діаметром 680 мм та шириною 1070 мм, які можуть вібрувати з частотою 68/61 Гц, з відцентровою силою 29/25 кН. Нова модель має можливість встановлення спереду праворуч обрізувач/формувач, який допоможе остаточно сформувати і ущільнити бічну кромку покриття. Відрізний диск має глибину різання до 50 мм. Можливе оснащення котків розподільником кам'яної крихти, за допомогою якого можна змінити колір покриття, наприклад, при ущільненні велосипедних доріжок, або надати покриттю підвищених зчіпних можливостей.

Опціонально крісло, що зсувається на 210 мм, в комбінації з покращеним дизайном капота, забезпечує оператору кращу оглядовість робочої зони. Опціональні світлодіодні робочі фари, що встановлюються на

каркас системи ROPS, забезпечують додатковий комфорт під час роботи у нічний час.

Основний конкурент холдингу FAYAT Group на ринку котків компанія HAMM AG (входить до Wirtgen Group) [3]. Компанія HAMM пропонує величезний (понад 200 моделей) вибір техніки для дорожнього будівництва, садово-ландшафтних та земляних робіт.

HAMM випускає 16 моделей компактних катків із шарнірно-зчленованою рамою серії HD CompactLine, що мають ширину вальців від 0,8 м до 1,38 м, експлуатаційною масою від 1,4 до 4,5 т, які призначені для ущільнення будь-яких будівельних матеріалів у дорожньому та ландшафтному будівництві. Вони відрізняються виключно простим управлінням, забезпечують оптимальний огляд і мають чудові ходові якості і керованість завдяки 3-точковому шарнірному з'єднанню напіврам котка.

Котки оснащено двигунами KUBOTA потужністю 16,1; 22,9 та 34,6 кВт., які відповідають екологічним нормам Stage IIIA. Вальці «старших» моделей HD 13 VV і HD 14 VV оснащені двочастотними, двоамплітудними вібромеханізмами, решта працюють на одній частоті та амплітуді, крім того, ці моделі можуть комплектуватися осцилювальним вальцем.

Тандемний коток Hamm HD 10 VV (рис.3) масою 2475 кг та шириною ущільнення 1 м, має зчленовану раму та призначено для використання на малих будівельних ділянках, при будівництві тротуарів та пішохідних доріжок, при ландшафтних роботах. Малогабаритні котки розраховані на виконання ущільнення навіть у дуже обмежених умовах. На коток встановлено дизельний двигун KUBOTA D1105 потужністю 16,1 кВт, передача моменту, що крутить, здійснюється гідростатичною трансмісією на обидва вальці. Привід коливальної системи також гідравлічний забезпечує можливість коливання вальця з часткою 51/65 Гц і амплітудою 0,45 мм, і може бути включений як для обох бандажів, так і для кожного окремо, в ручному або автоматичному режимі.



Рисунок 3 - Тандемний коток Hamm HD 10 VV

Одна з найбільших виробників будівельної техніки, компанія Caterpillar випускає лінійку легких котків, що складається з 12 моделей. На всіх моделях встановлені економічні двигуни трьох марок C1.1, C1.5, C1.7, C2.2 потужністю від 18,4 кВт до 36,6 кВт, і всі відповідають нормам Stage IIIA. Маса котків коливається від 1605 кг до 3803 кг, а ширина смуги що ущільняються від 900 мм до 1400 мм.

Нещодавно виробник розширив асортимент продукції трьома новими тандемними та комбінованими котками загального призначення, які забезпечують підвищену продуктивність, неперевершену ефективність, простоту експлуатації та обслуговування. Нова лінійка включає зміни номенклатури моделей на основі їхньої маси, де новий Cat CB2.5 GC замінює модель CB2.5, CB2.7 GC замінює CB2.7, а новий CC2.7 GC (рис.4) замінює CC2.6. Ці універсальні котки можна використовувати на ґрунті та асфальті, включаючи паркування, проїзди, міські вулиці, ландшафтний дизайн та невеликі будівельні майданчики.

Нові моделі CB2.5 GC, CB2.7 GC та CC2.7 GC, оснащені двигуном Cat C1.7T з турбонаддувом потужністю 18,4 кВт, які відповідають стандартам викидів Stage V ЄС без системи додаткової обробки, що спрощує технічне обслуговування та знижує витрати на нього. Удосконалена гідравліка та

ексклюзивне програмне забезпечення Eco Mode для керування живленням, дозволяє досягти економії палива та ресурсу двигуна.



Рисунок 4 – Коток Caterpillar CC2.7 GC

Система вібрації оснащена функцією автоматичного вимкнення у випадку, якщо важіль ходу встановлено у нейтральне положення. Система вібрації доступна для передніх, задніх чи обох вальців. Додаткове значення вимірювання ущільнення (CMV) показує оператору показник жорсткості матеріалу, покращуючи характеристики ущільнення, усуваючи непотрібні проходи та покращуючи стабільність покриття. Вал ексцентрикових противаг ексклюзивної конструкції забезпечує швидкий запуск та зупинку, а міжсервісний інтервал для підшипників становить 3 роки або 3000 годин.

Пропонуючи ширину ущільнення від 1000 до 1300 мм, нові універсальні катки Cat мають великий діаметр барабана 720 мм для отримання гладкого асфальтового покриття. Більш товсті 14-міліметрові корпуси барабанів забезпечують додаткову міцність та більше зусилля ущільнення за рахунок збільшеної ваги. Зсув барабана у бік на 50 мм підвищує ефективність ущільнення при ущільнюванні вздовж бордюру. Вузька конструкція рами забезпечує покращений огляд робочої поверхні та кромки барабана. Нові моделі серії GC мають датчик води в резервуарі для безперервного моніторингу з робочого місця оператора. Краще розташування форсунок на

розбризкувачах покращує зрошення барабана та запобігає налипанню матеріалу покриття.

Для полегшення обслуговування, нова лінійка котків оснащена стандартним діагностичним програмним забезпеченням Cat ET. При підключенні до електронного модуля управління (ECM) Cat ET отримує доступ до діагностичної інформації, такої як відображення параметрів стану котка, перегляд активних та зареєстрованих діагностичних кодів, а також діагностичних тестів та калібрування, щоб допомогти виявити проблеми з машиною. Телематична технологія Standard Product Link дозволяє збирати критично важливі робочі дані, коди несправностей та інформацію про місцезнаходження машин для підвищення ефективності керування парком машин.

Сходинки та платформа з протиковзким покриттям допомагають підвищити безпеку експлуатації. Датчик присутності оператора запобігає несанкціонованому руху котка, якщо оператор не зайняв своє місце.

Компанія AMMANN одна з найстаріших на ринку машин, що ущільнюють, ще в 1911 році компанією був створений перший статичний каток. В даний час AMMANN продовжує збільшувати номенклатуру котків [5], додаючи нові моделі легкого класу до існуючих тандемних шарнірно-зчленованих котків.



Рисунок 5 – Коток AMMANN ARX 40

Ряд легких котків включає 19 різних моделей, які змонтовані на трьох базових шасі. Робоча маса машин знаходиться в межах від 1,4 до 4,5 т, а ширина смуги, що ущільнюється змінюється - від 820 до 1380 мм. Ці універсальні машини підходять для використання у широкому діапазоні при невеликих та середніх обсягах робіт. В якості силової установки приймають двигуни YANMAR, які економічні, вимагають мінімального обслуговування та відповідають сучасним нормам щодо викидів для Європи та США. Для забезпечення якості ущільнення оптимізовано плавність ходу в моменти старту та зупинки. Моделі ARX 36, ARX 40 та ARX 45 пропонуються з подвійною амплітудою та подвійною частотою ущільнення, що розширює сферу застосування цих машин. У шарнірно-сполученій рамі моделей ARX встановлені підшипники ковзання з тефлоновим покриттям, що не потребують ручного змащування. Котки ARX також поставляються з автоматичною системою контролю вібрації Ammann AVC, яка відключає вібрацію при зупинці котка, при цьому система AVC допомагає забезпечити однорідність ущільнення. Котки мають електронний джойстик управління ходом, кромки вальців добре проглядаються з робочого місця завдяки звуженій конструкції рами.

Література

1. Bomag – Режим доступу: https://www.bomag.com/ww-en/machinery/categories/asphalt-rollers/

2. Dynapac – Режим доступу: https://dynapac.com/en/products/compaction?tab=products

3. Wirtgen-group – Режим доступу: https://www.wirtgen-group.com/en-ua/company/hamm/

4. Caterpillar – Режим доступу: https://www.cat.com/en_GB/products/new/equipment/compactors/tandem-vibratory-rollers.html

5. Ammann – Режим доступу: https://www.ammann.com/en-GB/machines/soil-and-asphalt-compactors/tandem-rollers/

ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ ГУСТИНИ ДЕРЕВИНИ НА ПОПЕРЕЧНУ СТІЙКІСТЬ СОРТИМЕНТОВОЗІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ СИСТЕМ ДИНАМІЧНОГО МОНІТОРИНГУ

Шевченко Н.В., канд. техн. наук, доцент
Бляшинець Ю. І., доктор філософії, асистент
Національний лісотехнічний університет України

Транспортування деревини в складних умовах лісового рельєфу супроводжується високим ризиком втрати поперечної стійкості [1]. Одним із важливих, але часто недооцінених факторів, що впливають на безпеку руху сортиментовозів, є варіативність густини транспортованої деревини. Застаріла техніка часто не має систем активної безпеки, тому існує гостра потреба у впровадженні систем динамічного моніторингу для контролю просторового положення машини залежно від характеристик вантажу.

Порода деревини, її вологість, форма стовбурів (конусність) безпосередньо впливають на висоту центра ваги лісової машини [2]. Це створює суттєву різницю в стійкості навіть при однаковому об'ємі завантаження (табл. 1). Дослідження показало, що чим менша густина деревини (наприклад, ялина чи сосна), тим більший об'єм вона займає при тій самій масі. Це змушує формувати вищий штабель, що значно піднімає загальний центр ваги машини і різко збільшує ризик перекидання. Натомість важкі породи (дуб, граб) дозволяють укладати вантаж нижче, що гарантує кращу стабільність на косогорах.

Оцінити вплив густини порід деревини на поперечну стійкість лісовозів та підвищити безпеку їх експлуатування можна шляхом застосування розробленої системи динамічного моніторингу кута нахилу [3]. Для практичного контролю параметрів стійкості було розроблено портативну систему динамічного моніторингу на базі мікроконтролера ESP32, давача нахилу MPU6050 та модуля GPS [4]. Пристрій встановлюється в кабіні і

попереджає водія звуковим та візуальним сигналом про наближення до критичного кута нахилу (рис.1).

Таблиця 1 - Параметри густини (щільності) різних порід деревини та їх вплив на стійкість сортиментовоза

Порода деревини	Стан	Середня густина, кг/м³	Вплив на центр ваги (ЦВ)	Рівень стійкості машини	Особливості завантаження
Граб	Свіжий	1050	Максимально зміщує ЦВ вниз	Висока	Досягає ліміту маси при низькому штабелі
Дуб	Свіжий	1000-1100	Дуже низький ЦВ	Дуже висока	Стабільна поведінка на косогорах
Бук	Свіжий	950-1050	Низький ЦВ	Дуже висока	Висока щільність при невеликому об'ємі
Береза	Свіжа	800-920	Помірний ЦВ	Висока	Оптимальне співвід-ношення маси та об'єму
Сосна	Свіжа	800-900	Високий ЦВ	Середня	Потребує високого штабеля для повної ваги
Ялина (смерека)	Свіжа	750-820	Дуже високий ЦВ	Задовільна	Схильна до сильного розгойдування
Береза	Суха	650	Критично високий ЦВ	Низька	Максимальна висота штабеля; небезпека перекидання



Рисунок 1 – Колісний сортиментовоз на базі автомобіля Урал-4320 під час польових тестів та пристрій для вимірювання кута поперечного нахилу

Адекватність математичної моделі та ефективність системи моніторингу
було перевірено під час польових експериментів із сортиментовозом (рис.2).



Рисунок 2 – Порівняльна характеристика значень кута нахилу залежно від типу дорожнього покриття та навантаження

Визначені реальні межі безпеки засвідчили, що під час руху зі швидкістю 10–15 км/год грунтовою лісовою дорогою критичний кут нахилу для граба становить близько 20°, тоді як для сосни він знижується до 17,8°. Низькочастотні коливання високої пачки, додатковий момент інерції від стріли маніпулятора та динамічна деформація шин здатні миттєво довантажити колеса однієї сторони і перекинути лісову машину. Тому будь-який ухил рельєфу понад 15° класифікується як зона підвищеної небезпеки перекидання.

Висновки

Доведено, що густина транспортованої деревини має значний вплив на поперечну стійкість сортиментовоза: легкі породи вимагають формування вищого штабеля, що суттєво піднімає центр ваги та підвищує ризик перекидання порівняно з важкими породами. Удосконалена математична

модель дозволяє точно розрахувати критичний кут поперечного нахилу в динаміці, враховуючи просторове положення центру мас, яке безпосередньо залежить від масово-геометричних параметрів вантажу. Застосування розробленої системи динамічного моніторингу забезпечує безперервний контроль просторового положення машини, що дозволяє водію оперативно реагувати на критичні нахили та мінімізувати аварійні ситуації на складному рельєфі.

Література

1. Библюк Н. І. Лісотранспортні засоби: конструкція і розрахунок. Частина 1. Загальне компонування. Спеціальне обладнання. Навчальний посібник / Библюк Н. І., Герис М. І., Бойко М. М., Щупак А. Л., Шевченко Н. В.] –Львів: РВВ НЛТУ України, 2014. – 400 с.

2. Миронюк В. В., Свинчук В. А., Білоус А. М., Василишин Р. Д. Лісова таксація : навчальний посібник. Київ: НУБіП України, – 2019. – 220 с.

3. Шевченко Н. В., Бляшинець Ю. І. Системи захисту від перекидання та перспективи застосування у лісотранспортній техніці. *XXIV Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика».* Київ, 26-27 грудня 2024р. : м-ли конф. «Глобус-Прес», 2024. – 118-122 с. http://ggs.nau.edu.ua/ahps2024/

4. Бляшинець Ю. Оцінювання стійкості автомобіля за допомогою портативного вимірювального пристрою. *Вісник Херсонського національного технічного університету.* – Херсон: ХНТУ, 2025. – Випуск 4(95), Ч.1. – С. 57–62. DOI: https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2025.4.1.7

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕМПЕРАТУРНОЇ ПІДГОТОВКИ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Ткаченко М.А. аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Пімонов І.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Гідравлічні приводи є одним із ключових елементів сучасних мобільних машин, що застосовуються у дорожньо-будівельній, лісовій, сільськогосподарській, гірничодобувній та інших галузях. Широке використання гідроприводів зумовлене їх здатністю забезпечувати значні силові та швидкісні характеристики, плавність регулювання робочих органів, компактність силових установок і можливість централізованого керування виконавчими механізмами.

У сучасних гідрофікованих машинах гідропривід є одним із основних споживачів потужності приводного двигуна, а в окремих режимах його енергоспоживання може досягати практично всієї доступної потужності силової установки. Тому технічний стан і ефективність функціонування гідроприводу безпосередньо впливають на продуктивність, енергоефективність, надійність та експлуатаційні характеристики мобільної машини.

Забезпечення необхідної ефективності та довговічності гідроприводу визначається комплексом взаємопов'язаних факторів, серед яких особливе значення мають обґрунтоване проєктування, якість виготовлення та монтажу, дотримання встановлених режимів експлуатації, своєчасне технічне обслуговування і ремонт. Важливу роль відіграє застосування сучасних методів технічного діагностування, які дають змогу своєчасно виявляти відхилення параметрів від нормативних значень та прогнозувати розвиток несправностей.

Одним із визначальних чинників надійної роботи гідроприводу є забезпечення необхідної чистоти робочої рідини. Наявність механічних домішок та продуктів зношування призводить до прискореного спрацювання прецизійних пар, зниження об'ємного та механічного ККД, порушення роботи гідроапаратури та скорочення ресурсу компонентів системи.

Не менш важливим є забезпечення раціонального теплового режиму гідроприводу. Температура робочої рідини визначає її в'язкість, умови мащення, гідравлічні втрати, інтенсивність зношування та стабільність функціонування основних елементів системи. Надмірне нагрівання або недостатня температура робочої рідини можуть спричиняти погіршення експлуатаційних характеристик і зниження надійності гідроприводу.

Отже, забезпечення ефективної роботи гідроприводу мобільних машин потребує комплексного контролю його технічного, гідравлічного та теплового стану, що створює передумови для розроблення сучасних систем моніторингу, адаптивного керування та інтелектуального технічного діагностування. Працездатність гідропривода за низьких температур визначається абсолютним тиском у всмоктувальній камері насоса. Мінімальний тиск на вході в шестерінчасті насоси із зовнішнім зачепленням рв = 0,07 МПа, а для насосів із внутрішнім зачепленням і аксіально-поршневих рв = 0,08 МПа [1, 2].

Згідно з рівнянням Бернуллі, абсолютний тиск у всмоктувальному трубопроводі насоса визначається

$$\begin{aligned} p &= p_0 + \gamma \cdot h - p_{0\text{-}1} = \\ &= p_0 + \gamma \cdot h - (p_1 + p_2 + p_3) = \\ &= p_0 \pm \gamma \cdot h - \frac{\rho \cdot u^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1 + \zeta_1 \cdot b + \zeta_2 \cdot b\right) - , \\ &- \frac{75 \cdot L \cdot \nu}{2 \cdot d^2 \cdot u} \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot \frac{\left(n \cdot q_0 \cdot 10^{-6}\right)^2}{f^2} \end{aligned} \qquad (1)$$

де p_0 – атмосферний тиск, Па; p_{0-1} – допустимі втрати тиску у всмоктувальній магістралі насоса, Па; p_1, p_2, p_3 – відповідно складові допустимих втрат на вході у всмоктувальну магістраль, на лінійній ділянці всмоктувального трубопроводу і на вході в насос, Па; γ – питома вага рідини, $\frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$; h – висота бака над насосом, м^3; ρ – щільність робочої рідини, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; u – допустима швидкість руху робочої рідини у всмоктувальній магістралі, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$; ξ_1 – коефіцієнт опір на вході всмоктувального трубопроводу насоса; ξ_2 – коефіцієнт місцевих опорів на вході в насос і в самому насосі; λ – коефіцієнт тертя рідини об стінки трубопроводу; L – довжина всмоктувального патрубка, м; d – діаметр трубопроводу гідроприводу, м; q_0 – робочий об'єм насоса, м^3; n – частота обертання валу, $\frac{\text{об}}{\text{с}}$; f – площа перерізу всмоктувального трубопроводу, м^2; ν – в'язкість робочої рідини, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$; g – прискорення сили тяжіння, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$; $b(Re)$ - поправочний коефіцієнт, що враховують зміну значень місцевих втрат від числа Рейнольдса.

За чисел Re ≥ 2300 b=1 за Re<2300 коефіцієнт b знаходять за графіками [2]. На підставі залежності (1) можливі такі основні технічні рішення, що сприятимуть зниженню втрат тиску у всмоктувальній магістралі насоса на етапі розігрівання робочої рідини до значень, які забезпечують можливість тривалої роботи гідропривода (+50^{0}С, 500сСт): збільшення висоти всмоктування (h) або застосування наддування над рідинною поверхнею гідробака інертним газом або повітрям; зменшення швидкості руху рідини у всмоктувальному трубопроводі за рахунок збільшення діаметру d усмоктувального трубопроводу; зменшення довжини усмоктувального трубопроводу до значень, які забезпечують можливість довгострокової роботи гідроприводу (+50^{0}С, +500сСт).

Знаходимо час нагрівання робочої рідини за постійної частоти обертання вала насоса [2],

$$\tau = \frac{m_{гп} \cdot c_{гп}}{K_{гп} \cdot F_{гп}} \cdot \ln\left(\frac{Q_{гп}}{K_{гп} \cdot F_{гп} \cdot (T_0 - T) + Q_{гп}}\right) = \\ = \frac{m_{гп} \cdot c_{гп}}{K_{гп} \cdot F_{гп}} \cdot \ln\left(\frac{n \cdot q_0 \cdot p \cdot (1 - \eta_{об})}{K_{гп} \cdot F_{гп} \cdot (T_0 - T) + Q_{гп}}\right) \quad (2)$$

де τ - час нагрівання, с; n - частота обертання валу насоса, $\frac{об}{с}$; q_0 - робочий об'єм насоса, $м^3$; $\eta_{об}$ - загальний коефіцієнт корисної дії гідроприводу; p - тиск гідросистеми, Па; T - температура робочої рідини, К; T_0 - початкова температура робочої рідини, К; $k_{гп}$ - коефіцієнт теплопередачі, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$; $F_{гп}$ - площа теплообміну, $м^2$; $m_{гп}$ - маса гідроприводу, кг;

$$m_{ГП} = m_{го} + m_{рр}, \quad (3)$$

де $m_{го}$ - маса гідрообладнання, кг; $m_{рж}$ - маса робочої рідини, кг; $c_{гп}$ - теплоємність гідропривода, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$;

$$c_{гп} = \frac{c_р \cdot m_{рр} + c_{го} \cdot m_{го}}{m_{рр} + m_{го}} \quad (4)$$

де $c_р$ – теплоємність робочої рідини, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$; $c_{го}$ – теплоємність гідрообладнання, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$;

Використовуючи формулу (2) визначається вплив на час нагрівання робочої рідини основних параметрів гідроприводу за їхньої однакової відносної зміни.

Ступінь впливу параметрів гідроприводу на час нагрівання оцінювали за формулою (5).

$$\frac{\tau_{max}}{\tau_{min}} \qquad (5)$$

Час нагріву робочої рідини гідроприводу екскаватора ЕО-4325 на задані інтервали температур розраховано за формулою (2) за постійної частоти обертання вала насоса. Відповідну залежність наведено на рисунку 1.

Результати визначення та порівняння ступеня впливу параметрів гідроприводу на час розігріву за формулами (2, 5) наведено на рис. 2.

Порівняння результатів показує, що за однакової відносної зміни параметрів гідроприводу, найбільший вплив на час розігріву робочої рідини чинять загальний ККД гідроприводу і тиск (утричі-вчетверо більший, ніж площа тепловіддачі та коефіцієнт теплопередачі).

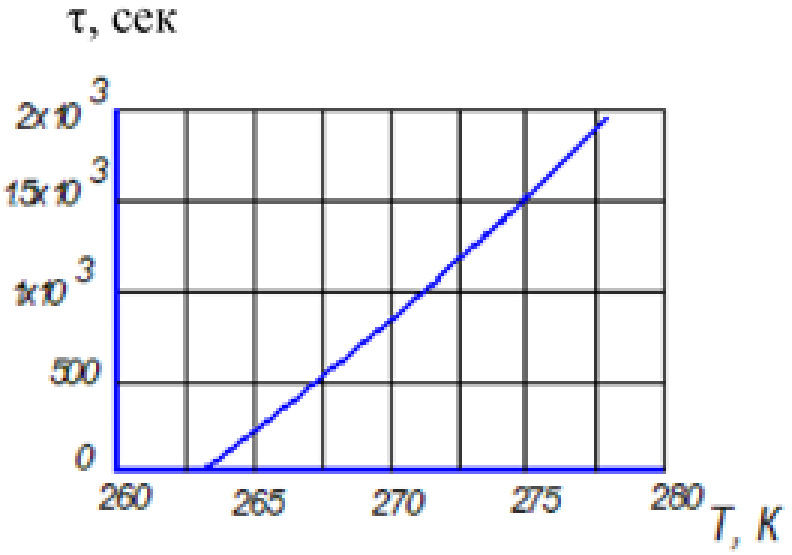


Рисунок 1 – Час температурної підготовки робочої рідини за постійної подачі

Параметри на малюнку 2 розставлені за зменшенням ступеня їхнього впливу на час розігріву робочої рідини.

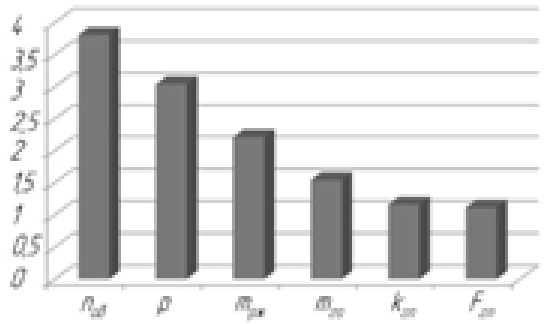


Рисунок 2 - Вплив параметрів гідроприводу на час розігріву робочої рідини за постійної подачі

Висновки

Отримано аналітичну залежність, що пов'язує час розігріву робочої рідини на необхідний інтервал температур з основними параметрами гідроприводу за умови забезпечення постійного тиску на вході насоса на всьому протязі розігріву. Здійснення розігріву робочої рідини з постійним допустимим тиском на вході насоса, що досягається за рахунок збільшення подачі в міру розігріву робочої рідини, дає змогу скоротити час температурної підготовки гідропривода до роботи на 40...60 % і відповідно скоротити енерговитрати цього процесу.

Література

1. Пімонов І.Г. Обгрунтування технічних рішень з енергозбереження в гідроприводах БДМ їх температурним режимом / І.Г. Пімонов // Міжнародна науково – практична конференція «Проблеми розвитку дорожньо – транспортного і будівельного комплексів» (03 – 05 жовтня 2013 р.) Збірник статей і доповідей. Кіровоград, 2013 – С. 104 – 106.

2. Pimonov I.G., Kernitsky Ya.O. Studying the system of diagnostic parameters of the hydraulic drive taking into account the measurement error. *Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University*, 2023, no.101, pp. 86–91.

3. Michael, P, Dai, C, Rodriguez, K. Fluid Property Effects on Power Consumption in a Hydraulic System at Low Temperatures. *Proceedings of the BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control. BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control*. Virtual, Online. September 9–11, 2020. V001T01A021. ASME.

МОДЕЛЮВАННЯ МАШИН ДЛЯ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ РОБІТ НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

Калінкіна М.Я, здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Шевченко І.О.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сучасні будівельні, дорожні та комунальні роботи вимагають використання універсальної, мобільної та економічно ефективної спеціальної техніки. У цьому контексті машини, створені на базі серійних колісних тракторів (екскаватори-навантажувачі, бульдозери-планувальники, траншеєкопачі), займають провідні позиції на ринку [1]. Їхньою головною перевагою є багатофункціональність, можливість швидкої заміни навісного обладнання, висока маневреність та здатність пересуватися дорогами загального користування без ризику пошкодження асфальтового покриття. Однак, агрегатування колісного трактора важким технологічним обладнанням суттєво змінює його масово-геометричні, тягові та динамічні характеристики [2]. Це вимагає комплексного, науково обґрунтованого підходу до проектування з використанням сучасних методів комп'ютерного моделювання.



Рисунок 1 – Будівельна машина на базі колісного трактора

Актуальність дослідження та проблематика. Під час виконання земляних робіт – копання траншей, планування територій, навантаження сипучих матеріалів – базове шасі трактора та просторова конструкція навісного обладнання зазнають значних пікових і циклічних динамічних навантажень [1]. Некоректний розрахунок цих навантажень на стадії проектування призводить до передчасного втомного руйнування металоконструкцій, зниження поздовжньої та поперечної стійкості машини (ризик перекидання), а також до зниження загальної продуктивності через нераціональне використання потужності дизельного двигуна та гідравлічної системи.

Використання сучасних методів 3D-моделювання (CAD), інженерного міцнісного аналізу (CAE) та імітаційного динамічного моделювання дозволяє комплексно вирішити ці проблеми ще на віртуальній стадії проектування, тим самим уникаючи дороговартісних натурних випробувань фізичних прототипів і суттєво прискорюючи вихід техніки на ринок [3].

Мета та завдання моделювання. Головною метою комп'ютерного моделювання є багатокритеріальна оптимізація параметрів будівельно-дорожньої машини для забезпечення її надійності, стійкості, безпеки

оператора та максимальної енергетичної ефективності. Для досягнення цієї мети вирішуються такі ключові завдання:

1. Створення параметричної тривимірної твердотільної моделі базового трактора та навісного робочого обладнання (наприклад, фронтального вантажного ковша або зворотної лопати) [3].

2. Проведення кінематичного аналізу просторових механізмів підйому та повороту робочого органу.

3. Визначення напружено-деформованого стану (НДС) найбільш навантажених елементів конструкції за допомогою методу кінцевих елементів (МКЕ).

4. Побудова математичної моделі взаємодії робочого органу з грунтовим середовищем та оцінка динамічної реакції базового шасі під час робочих циклів.



Рисунок 2 – CAD-модель екскаватора-навантажувача

Методологія 3D-моделювання та кінематичного аналізу. Першим етапом віртуального інжинірингу є розробка твердотільних геометричних моделей у середовищах автоматизованого проектування (наприклад, SolidWorks, Autodesk Inventor, Siemens NX). Повна цифрова модель машини концептуально розбивається на ключові вузли: несуча рама трактора (напіврама), передній міст, задній міст, стріла, рукоять, ківш, система важелів та гідроциліндри.

Під час кінематичного аналізу визначаються критичні просторові параметри машини: траєкторії руху ріжучої кромки ковша, кінематичні робочі зони екскаваторного обладнання, кути розвантаження сипучого матеріалу та максимальна висота підйому. Важливим аспектом є моделювання гідравлічної системи: визначаються необхідні зусилля на штоках гідроциліндрів стріли та ковша для подолання опору ґрунту при копанні на різних глибинах [1].

Зусилля копання P_{01} можна описати математично через загальне рівняння опору середовища:

$$P_{01} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4,$$

де W_1 – опір безпосередньому різанню ґрунту ріжучою кромкою та зубами ковша; W_2 – опір переміщенню так званої призми волочіння ґрунту перед ковшем; W_3 – опір тертя ґрунту по внутрішніх і зовнішніх стінках ковша; W_4 – опір переміщенню (вага) самого металевого робочого органу з ґрунтом. Ця аналітична залежність інтегрується в цифрову модель для розрахунку граничних зусиль, які передаються на стрілу та лонжерони рами трактора через шарніри.

Аналіз міцності методом кінцевих елементів. Після визначення максимальних зовнішніх навантажень, які діють на робочий орган у найнесприятливіших режимах (наприклад, стопорний режим при раптовій зустрічі ковша з нездоланною перешкодою у вигляді скельного уламка або труби), проводиться аналіз міцності конструкції [3].

За допомогою розрахункових програмних комплексів (ANSYS, Abaqus) виконується дискретизація моделі – генерація сітки кінцевих елементів [4]. Для складних зварних металоконструкцій стріли та рукояті найчастіше застосовуються оболонкові (shell) або об'ємні (solid) тетраедричні елементи високого порядку.

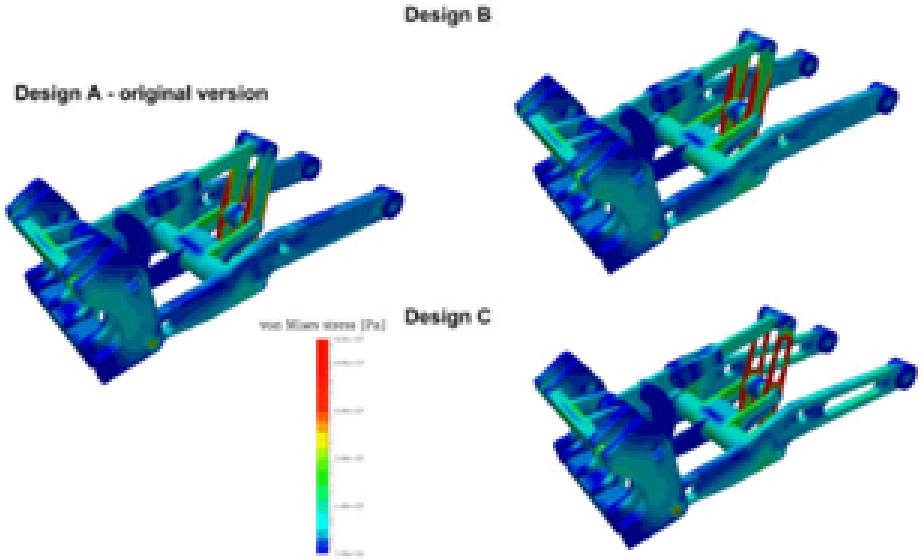


Рисунок 3 – Кінцево-елементний аналіз (FEA) стріли

Граничні умови задаються шляхом жорсткої або пружної фіксації шарнірних з'єднань кріплення рами навантажувача до базового шасі трактора, а розрахункові сили прикладаються до вузлів кріплення гідроциліндрів та вздовж ріжучої кромки. Оцінка міцності здійснюється за еквівалентними напруженнями фон Мізеса (von Mises yield criterion). Візуалізація результатів моделювання дозволяє чітко ідентифікувати локальні зони концентрації напружень (зазвичай це зони зварних швів, місця кріплення вушок гідроциліндрів та кореневі перерізи стріли) [4]. Це дає інженеру можливість цілеспрямовано оптимізувати товщину листового металопрокату, змінити геометрію або додати підсилювальні косинки, уникаючи загального обважнення конструкції [3].

Динамічне моделювання та забезпечення стійкості. Колісний трактор, дообладнаний важким фронтальним навантажувачем спереду та екскаваторною установкою позаду, має суттєво зміщений центр мас порівняно з базовою сільськогосподарською конфігурацією. Це критично впливає на поздовжню та поперечну стійкість машини під час роботи та пересування з вантажем [2].

Динамічна модель машини представляється у вигляді складної багатомасової системи. Диференціальне рівняння руху для такої системи в матричній формі має вигляд [2]:

$$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{x\}=\{F(t)\},$$

де $[M]$ – матриця інерції та мас (включає масу трактора, обладнання та корисного вантажу); $[C]$ – матриця демпфування (враховує в'язко-пружні властивості пневматичних шин та властивості гідравлічної рідини); $[K]$ – матриця жорсткості системи; $\{F(t)\}$ – вектор зовнішніх динамічних навантажень, що змінюються в часі (рельєф поверхні, зусилля на ковші).

Моделювання в середовищах типу MSC Adams або Matlab/Simulink дозволяє дослідити коливальні процеси (галопування) при русі трактора по нерівностях дороги, розрахувати перерозподіл ваги між осями, визначити оптимальний тиск у шинах та обгрунтувати необхідну масу додаткових противаг або конфігурацію виносних гідравлічних аутригерів для забезпечення жорсткої опорної бази при екскавації [2].

Висновки

Комплексне комп'ютерне моделювання спеціальних машин для будівельно-дорожніх робіт на базі колісних тракторів є безальтернативним інструментом сучасного інноваційного машинобудування. Синергетичне поєднання тривимірного геометричного проектування, кінематичного синтезу механізмів, кінцево-елементного аналізу міцності та імітаційного динамічного моделювання дозволяє:

Знизити загальну металоємність конструкції навісного обладнання на 10-15% без жодної втрати надійності та довговічності [3].

Значно підвищити продуктивність будівельної машини за рахунок оптимізації робочих траєкторій ковша та налаштувань гідроприводу [1].

Гарантувати необхідний запас поздовжньої та поперечної стійкості, що є критичним фактором безпеки оператора та оточуючих [2].

Суттєво скоротити часові та фінансові витрати на етапі розробки, мінімізуючи потребу в багатократній побудові фізичних дослідних зразків.

Література

1. Хмара, Л.А. (2014). Машини для земляних робіт: теорія, розрахунок, проектування. Київ: Будівельник. 576 с.

2. Сукач М.К. (2016). Будівельні машини і обладнання: підручник. К.: Видавництво. Ліра-К. 390 с.

3. Смірнов, В.М., & Коваль, О.В. (2021). Застосування CAE-систем для оптимізації металоконструкцій навісного обладнання тракторів. Вісник машинобудування, 4(12), 45-52.

4. Zienkiewicz, O. C., & Taylor, R. L. (2000). The Finite Element Method: Volume 1: The Basis. Butterworth-Heinemann. 689 p.

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДІАГНОСТУВАННЯ ТРАКТОРІВ ДЛЯ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ РОБІТ

Корнєєв В.В., здобувач

Науковий керівник к.т.н., доцент Шевченко І.О.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Будівельно-дорожнє будівництво належить до галузей з найвищими вимогами до надійності та витривалості техніки. Простої важких колісних та гусеничних тракторів, які використовуються як базові машини для бульдозерів, розпушувачів, скреперів та тягачів, призводять до значних фінансових збитків і порушення графіків виконання робіт [1].

Традиційні методи технічного обслуговування за напрацюванням (планово-попереджувальні) поступово поступаються місцем концепції обслуговування за фактичним станом (Condition-Based Maintenance, CBM) та прогнозованому ремонту (Predictive Maintenance). Це стало можливим завдяки стрімкому розвитку сучасних цифрових, телематичних та інструментальних технологій діагностування [2].

1. Комп'ютерна діагностика та бортові CAN-мережі. Основу сучасної системи діагностування будівельно-дорожніх тракторів становить електронне управління агрегатами через внутрішньобортову шину даних CAN (Controller Area Network) за протоколом SAE J1939 [3].

Електронні блоки управління (ECU) двигуна, трансмісії, гідравлічної системи та гальмівного комплексу безперервно опитують десятки датчиків.

Комп'ютерна діагностика дозволяє виявляти відхилення від норми на ранніх стадіях шляхом:

– зчитування та розшифровки кодів помилок (DTC – Diagnostic Trouble Codes);

– моніторингу параметрів у реальному часі (тиск у паливній рампі Common Rail, температура робочої рідини, частота обертання валів);

– проведення активних тестів виконавчих механізмів (відключення циліндрів, перевірка клапанів гідророзподільника) [3, 4].

Завдяки використанню портативних сервісних сканерів та спеціалізованого програмного забезпечення інженер-діагност може швидко локалізувати несправність без розбирання складних вузлів.

2. Телематичні системи та віддалений моніторинг. Інтеграція GPS/GSM-модулів у конструкцію будівельних тракторів зумовила перехід від локальної діагностики до глобального телематичного моніторингу [5]. Сучасні системи (зокрема JD Link, Caterpillar VisionLink, Komatsu KOMTRAX) дозволяють передавати діагностичні дані з бортового комп'ютера безпосередньо на хмарні сервери сервісних служб.

Ключові можливості телематичного діагностування:

Безперервний дистанційний аналіз: Відстеження навантаження на двигун, витрати палива та температурних режимів.

Автоматичні сповіщення: Миттєве виявлення критичних відхилень (наприклад, падіння тиску в гідросистемі) з відправкою повідомлень оператору та механіку.

Предиктивна аналітика: Застосування алгоритмів машинного навчання для прогнозування залишкового ресурсу вузлів на основі накопиченої статистики [2, 5].

Метод діагностики	**Об'єкт перевірки**	**Інформативність та виявлені дефекти**
Тепловізійний контроль	Гідророзподільники, підшипникові вузли, радіатори, гальмівні системи	Виявлення локального перегріву, витоків через заклинені клапани, дроселювання рідини, засмічення охолоджувальних каналів [7].
Віброакустичний аналіз	Підшипники кочення, підшипники ковзання, зубасті передачі КПП та бортових редукторів	Фіксація спектра вібрацій дозволяє виявити раковини на бігових доріжках, знос зубців та неузгодженість валів задовго до появи відчутного шуму чи руйнування [1, 7].

3. Експрес-діагностика гідравлічних систем та органолептичний аналіз продуктів зносу. Гідравлічний привод є найважливішим і найбільш

вразливим елементом будівельно-дорожнього трактора. Сучасний комплекс діагностування гідросистем включає:

Портативні гідравлічні тестери (флоуметри):

Вимірюють об'ємну подачу насосів, тиск та температуру під навантаженням без демонтажу елементів [6].

Трибодіагностику (аналіз машинної оливи):

Лабораторний та експрес-аналіз змащувальних матеріалів за допомогою оптичних спектрометрів та лічильників частинок.

Визначення концентрації заліза, міді, кремнію дозволяє встановити елемент, що зазнає підвищеного зносу (підшипники, фрикційні диски, поршневі кільця) [4, 6].

4. Термографічний та вібраційний контроль. Для неруйнівного контролю механічних та гідравлічних вузлів активно застосовуються тепловізори та віброаналізатори.

Висновки

Сучасні технології діагностування тракторів для будівельно-дорожніх робіт пройшли еволюцію від візуально-інструментального огляду до інтелектуальних цифрових комплексів.

Поєднання бортових CAN-систем, телематики, трибодіагностики та неруйнівного контролю дозволяє сформувати цілісну систему предиктивного обслуговування.

Впровадження цих методів знижує експлуатаційні витрати на 15–25%, мінімізує ризик аварійних відмов на будівельному майданчику та значно подовжує загальний термін служби важкої техніки.

Література

1. Гаврилов К.В., Сидоренко О.М. Обслуговування та діагностика будівельних і дорожніх машин. К.: Техніка, 2020. 248 с.

2. ISO 13381-1:2015. Condition monitoring and diagnostics of machines – Prognostics – Part 1: General guidelines.

3. Zhao J., Wang X., Zhang Y. Advanced Diagnostic Protocols for Heavy Duty Off-Highway Vehicles via CAN Bus and SAE J1939 // Journal of Terramechanics. 2021. Vol. 94. P. 45–58.

4. Мельник В. П., Кравченко С. О. Комп'ютеризовані системи контролю та діагностування мобільних робочих машин: Навч. посібник. Харків: ХНАДУ, 2022. 192 с.

5. Caterpillar Inc. Telematics and Predictive Maintenance in Heavy Equipment: Technical White Paper. Peoria, IL, USA, 2022. 34 p.

6. Тарасенко О. І. Трибодіагностика та аналіз робочих рідин гідросистем будівельної техніки. Вісник машинобудування. 2021. № 4. С. 112–118.

7. Bauer M., Schmidt K. Non-Destructive Testing Methods for Construction Machinery Diagnostics // Automation in Construction. 2023. Vol. 145. Art. 104620.

ВИПРОБУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН НА БАЗІ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

Пільгуй М.М., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Шевченко І.О.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сучасне будівництво, комунальне та дорожнє господарство неможливо уявити без використання універсальних та мобільних машин, базою для яких слугують колісні трактори різних тягових класів [1, 5]. Завдяки агрегатуванню з широким спектром змінного робочого обладнання (екскаваторним, навантажувальним, бульдозерним, фрезерним, щітковим тощо) серійний трактор перетворюється на багатофункціональний комплекс. До основних переваг такої техніки належать висока транспортна швидкість,

маневреність та здатність самостійно переміщуватися дорогами загального користування без залучення спеціальних тралів [5].



Рисунок 1 – Колісний трактор з екскаваторно-навантажувальним обладнанням

Проте, специфіка виконання земляних, вантажно-розвантажувальних чи дорожньо-будівельних робіт створює високі динамічні, вібраційні та статичні навантаження на базове шасі. Рама трактора, його трансмісія та ходова частина зазнають впливу зусиль, нехарактерних для звичайних сільськогосподарських робіт [1]. Саме тому комплексне випробування таких машин є критично важливим етапом їх розробки та постановки на серійне виробництво, що гарантує надійність, безпеку оператора та економічну ефективність експлуатації [1, 3].

Метою роботи є аналіз сучасних методологічних підходів і нормативно-технічної бази щодо проведення випробувань будівельних та дорожніх машин, змонтованих на базі колісних тракторів. До основних завдань дослідження входить визначення ключових етапів тестування, оцінка тягово-динамічних та експлуатаційних параметрів, аналіз показників

безпеки, а також огляд інноваційних технологій збору й обробки експериментальних даних [1].

Нормативно-правова база випробувань. Проведення випробувальних робіт регламентується національними та міжнародними стандартами. В Україні активно впроваджуються гармонізовані нормативи, що відповідають сучасним вимогам інженерії та безпеки. Зокрема, загальні методики тестування визначаються стандартом ДСТУ ISO 789-4:2005 щодо сільськогосподарських та промислових тракторів під час проведення дорожніх випробувань. Окрему увагу приділяють безпеці оператора та надійності систем керування згідно з ДСТУ EN 16590-1:2015, який регламентує елементи безпеки систем керування тракторів та спеціальних машин [3].

Оскільки встановлення важкого навісного обладнання (наприклад, зворотної лопати та фронтального ковша) суттєво змінює розподіл мас, критично важливим є визначення геометричних параметрів, зокрема центру ваги, що здійснюється відповідно до методик ДСТУ ISO 789-6:2005 [2]. Перевірка параметрів гідравлічної системи, яка є основним виконавчим механізмом для робочого обладнання, проводиться з урахуванням ДСТУ 4973:2008, що регламентує технічне діагностування, параметри та якісні ознаки технічного стану тракторів [4].

Класифікація та основні етапи випробувань. Процес комплексної оцінки технічного стану, робочих характеристик та ресурсу машини поділяється на кілька послідовних етапів [1]: попередні (заводські) випробування – проводяться заводом-виробником для перевірки працездатності дослідного зразка, налаштування гідравліки та визначення відповідності розробленої конструкції вихідному технічному завданню [1]; приймальні та сертифікаційні випробування – здійснюються акредитованими незалежними випробувальними центрами для допуску техніки до серійного виробництва та підтвердження її безпеки для людей і довкілля [3]; експлуатаційні (ресурсні) випробування – довготривала оцінка машини в

реальних важких умовах будівельного майданчика або виконання дорожніх робіт [5].



Рисунок 2 – Дорожньо-будівельна машина в умовах експлуатаційних випробувань

Методика проведення полігонних і стендових досліджень. На етапі стендових і лабораторних випробувань перевіряються окремі агрегати та вузли. Особлива увага приділяється гідроприводу, оскільки специфічне навісне обладнання дорожніх машин (наприклад, дорожніх фрез чи гідромолотів) вимагає значного відбору потужності від двигуна трактора та забезпечення стабільного тиску і потоку робочої рідини [4, 5]. На спеціалізованих стендах перевіряють міцність металоконструкцій (стріли, рами навантажувача, аутригерів) шляхом прикладання статичних та динамічних перевантажень, а також ефективність робочої та стоянкової гальмівних систем [1].

Тягово-динамічні (полігонні) випробування є найважливішим етапом комплексної оцінки колісних дорожніх машин [1, 5]. Під час цих тестів на спеціально обладнаних полігонах визначаються:

Тягово-зчіпні властивості пневмоколісного рушія на різних типах ґрунтів (суглинок, пісок, пухкий ґрунт) та твердих покриттях (асфальт, бетон) [1].

Показники поздовжньої та поперечної стійкості машини. Це вкрай важливо для екскаваторів-навантажувачів, оскільки зміщений центр ваги під час роботи з піднятим навантаженим ковшем створює значний ризик перекидання [2, 5].

Динамічні напруження в елементах кріплення робочого обладнання до напіврами трактора, що фіксуються за допомогою тензометрування [1].

Ергономічні та санітарно-гігієнічні показники: рівень вібрації на сидінні та органах керування, рівень шуму всередині кабіни, мікроклімат та оглядовість з робочого місця оператора [3].

Для реєстрації параметрів у польових умовах сьогодні застосовують сучасні мобільні інформаційно-вимірювальні комплекси. Вони складаються з датчиків тиску гідросистеми, тензорезисторів для вимірювання деформацій металу, акселерометрів, датчиків витрати палива та GPS/GNSS-приймачів для контролю траєкторії, швидкості й величини буксування рушіїв. Багатоканальні аналого-цифрові перетворювачі передають дані на портативні ПК або у хмарне середовище за допомогою телеметрії в режимі реального часу. Це дозволяє дослідникам отримувати точні картини реальних навантажень під час копання траншей, планування ґрунту чи навантаження інертних матеріалів [1, 5].

Експлуатаційні випробування та надійність. Після успішного проходження стендових і полігонних тестів, дослідна партія дорожньо-будівельної техніки направляється на тривалі експлуатаційні випробування. Їх головна мета – визначення показників безвідмовності, довговічності, ремонтопридатності та загальної вартості життєвого циклу техніки. На цьому етапі фіксуються такі критичні параметри, як питома витрата палива на одиницю виконаної роботи (наприклад, літрів на кубічний метр переміщеного ґрунту або на квадратний метр очищеної дороги), годинна та змінна продуктивність машини. Також детально досліджується знос робочих

органів: зубів ковшів, ріжучих кромок, ножів відвалів, шарнірних з'єднань, гідроциліндрів та ущільнень [4, 5].

Сучасний підхід до розробки та випробувань все частіше поєднує натурні експерименти з методами віртуального моделювання. Використання технологій цифрових двійників (Digital Twins) та інженерного CAE-аналізу (наприклад, методу скінченних елементів) дозволяє ще на етапі проектування розрахувати напружено-деформований стан конструкції та кінематику навісного обладнання. Віртуальні краш-тести конструкцій ROPS/FOPS (захист кабіни при перекиданні та від падіння предметів) суттєво скорочують витрати на тривалі та руйнівні фізичні випробування [3, 5].

Висновки

Випробування будівельних і дорожніх машин, змонтованих на шасі колісних тракторів, є складним і багатокомпонентним науково-технічним процесом. Він вимагає застосування високоточної вимірювальної апаратури, відповідних полігонів та суворого дотримання вимог міжнародних і національних стандартів. Узгодження вітчизняних методик випробувань з європейськими нормами (зокрема стандартами серії ISO та EN) є необхідною умовою для підвищення безпеки, екологічності та конкурентоспроможності такої техніки на внутрішньому та зовнішніх ринках. Подальший розвиток галузі випробувань безперечно пов'язаний із розширенням використання телеметричних систем для безперервного моніторингу стану вузлів, а також інтеграцією систем віртуального моделювання з натурними польовими дослідженнями, що дозволить створювати значно надійнішу, безпечнішу та енергоефективнішу техніку [1, 5].

Література

1. Полянський О.С. Випробування автотракторної техніки : конспект лекцій. Суми: СНАУ, 2023. 120 с.

2. ДСТУ ISO 789-6:2005 Сільськогосподарські трактори. Методики випробування. Частина 6. Центр ваги (ISO 789-6:1982, IDT). Київ: Держспоживстандарт України, 2006. 8 с

3. ДСТУ EN 16590-1:2015 Трактори та машини для сільського та лісового господарства. Елементи безпеки систем керування. Частина 1. Загальні принципи проектування та розробки (EN 16590-1:2014, IDT). Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2016. 31 с.

4. ДСТУ 4973:2008 Трактори. Технічне діагностування. Параметри та якісні ознаки технічного стану. Київ: Держспоживстандарт України, 2008. 13 с.

5. Хмара Л.А. Будівельні машини : Підручник / Л.А. Хмара, С.В. Кравець та ін. Рівне : НУВГП, 2014. 435 с.

ОПТИМАЛЬНИЙ РОЗМІР З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ ПРИ РЕМОНТІ ТРУДО- ТА МАТЕРІАЛОМІСТКИХ ДЕТАЛЕЙ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ, БУДІВЕЛЬНИХ, ДОРОЖНІХ МАШИН

Ступар В.О., здобувач

Науковий керівник к.т.н., доц. Смирнов І.П.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Ключові проблеми якості ремонту підйомно-транспортної, будівельної та дорожньої техніки, що забезпечують її надійність, пов'язані з високою складністю сучасного обладнання. Вимушений перестій техніки, висока трудомісткість відновлення зношених вузлів і деталей зрештою призводять до високих витрат ремонтних робіт і вимагає модернізації ремонтної бази

Наша мета - створення ремонтопридатних конструкцій машин, розвиток одного з принципів конструювання великогабаритних деталей машин для поліпшення якості проектованого виробу, а саме - підвищення його ремонтопридатності, і виявлення найбільш технологічних рішень для реалізації цього принципу.

Предмет дослідження – ремонтопридатність конструкцій великогабаритних деталей підйомно-транспортних, будівельно-дорожних, меліоративних машин і обладнання.

Розвиток і вдосконалення технологій дозволяє виготовляти нові деталі і стандартні вузли відносно недорогими за собівартістю. За рахунок відносної дешевизни їх ремонт проводиться простою заміною деталей та вузлів, що вийшли з ладу, та виключає з технології ремонтних робіт їх відновлення. Так вчиняють при заміні підшипників, кульових шарнірів, невеликих зубчастих коліс, кріпильних деталей та інших [1].

Проте, даний метод модульного ремонту, не можна вважати економічно доцільним у випадку, якщо ремонт викликаний виходом з ладу трудо- і матеріалоємних деталей, собівартість виготовлення яких досить велика. В цьому випадку більш раціональним є шлях відновлення працездатності негідних до подальшої експлуатації деталей для повторного їх використання.

Для здійснення такого відновлення при проектуванні трудо- і матеріалоємних деталей необхідно заздалегідь враховувати в їх конструкції можливість їх повторного використання після ліквідації причини, що викликала втрату ними працездатності.

При різних розрахунках конструкції конкретної деталі на міцність та довговічність коефіцієнти запасу по різних видах напруженого стану виходять різними, і при втраті працездатності по одному з них, деталь залишається працездатною за іншими. Коли деталь працює в умовах складного напруженого стану (наприклад, одночасно зазнає згину, кручення та розтягу), для кожного виду напруження або для кожного потенційного критерію відмови розраховується свій окремий коефіцієнт запасу міцності.

Ось чому так відбувається та які це має наслідки:

- нерівномірність навантаження - різні зони деталі сприймають різні види навантажень. наприклад, при згині максимальні напруження виникають у поверхневих волокнах, а при розтягу — розподіляються рівномірно по перерізу.
- локальний характер відмови - якщо коефіцієнт запасу за одним із видів

напружень падає нижче допустимого рівня, деталь починає руйнуватися або пластично деформуватися саме в тій зоні й від того типу навантаження, де запас виявився найменшим.

- загальний (еквівалентний) запас міцності - для оцінки надійності деталі в цілому використовують теорії міцності, які об'єднують різні напруження в одне еквівалентне. Розрахунковий результуючий коефіцієнт запасу міцності завжди лімітується найслабшою ланкою.

Так, наприклад, якщо у валу, який працює на згин та кручення, коефіцієнт запасу по згину дорівнює 1,2 (небезпечно мало), а по крученню — 4,5 (надлишкове багато), то деталь вийде з ладу через втому від згину, попри те, що її здатність чинити опір крученню ще далеко не вичерпана.

Найбільш часто причиною втрати працездатності механізму або машини в цілому є граничне спрацювання однією з робочих поверхонь деталі однією зі складових його деталей. Граничне зношування (спрацювання) однієї або кількох робочих поверхонь деталей є головною причиною втрати працездатності машин та механізмів (на це припадає до 80–85% усіх відмов).

Коли зношування досягає граничного значення, це призводить до таких наслідків:

- порушення посадок і зазорів - збільшуються люфти в підшипниках, зубчастих зачепленнях та поршневих групах.
- зниження ККД - через втрату герметичності або підвищене тертя механізм витрачає більше енергії.
- динамічні навантаження - з'являються надмірні вібрації, шуми та удари, що прискорюють руйнування інших вузлів.
- аварійні поломки - перевищення граничного зносу часто веде до заклинювання, зламу зубів або повного руйнування деталі.

Основні види зношування робочих поверхонь:

- абразивне - руйнування поверхні твердими частинками (пил, бруд, продукти зносу в мастилі).
- адгезійне (схоплювання) - виникає за умов високого тиску й

недостатнього мастила, коли мікронерівності поверхонь "зварюються" між собою та вириваються з м'ясива деталі.

- втомне (пітінг) - поява мікротріщин і викочування частинок металу через циклічні навантаження (характерно для підшипників кочення та зубчастих коліс).
- корозійно-механічне - поєднання хімічного впливу середовища (окиснення) та механічного тертя.

Якщо до втрати працездатності спричинило спрацювання унікальних, великогабаритних або дуже дорогих компонентів промислового обладнання, трудо- і матеріаломістких деталей, то знизити витрати на їх відновлення і функціонування можна відновивши тільки ту поверхню деталі, яка піддалася граничному спрацюванню.

Застосовувані в даний час методи ремонту граничного спрацювання поверхні деталі припускають натоплювання, налютування, наварювання зношеної поверхні з подальшою механічною обробкою до номінальних розмірів.

Цей підхід є класичною і найбільш поширеною технологією відновлення деталей до номінальних розмірів і зазвичай складається з двох основних етапів: нарощування матеріалу (компенсація зносу) і механічна обробка.

Так відновлюють, наприклад, зношені шийки колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння, ходові колеса, посадкові місця під вальниці, триби, корпуса та інші.

Для відновлення працездатності такої деталі та зниження собівартості її ремонту при проектуванні трудо- і матеріалосмних деталей необхідно заздалегідь проєктувати цю деталь складовою з можливістю заміни тільки тієї її частини, яка за прогнозами має вийти з ладу першою або у якої найнижчий коефіцієнт запасу, тобто заздалегідь враховувати в їх конструкції можливість їх повторного використання після ліквідації причини, що викликала втрату ними працездатності.

При цьому складова деталь повинна відповідати наступним вимогам:

- за характеристиками міцності і геометричним параметрам вона не повинна істотно відрізнятися від цільної;
- конструкція з'єднання повинна передбачати можливість розбирання, причому

частина, що залишається для повторного використання, не повинна мати ушкоджень контактних поверхонь;

- процес розбирання і з'єднання складових елементів повинен бути досить технологічним не тільки на підприємстві-виготовлювачі, але і в умовах ремонтного виробництва.

Найбільш прийнятним і таким, що задовольняє перерахованим вище вимогам, є з'єднання складових деталей по посадці з натягом.

При проектуванні з'єднань по посадці з натягом виникає питання вибору номінального розміру діаметру посадочної поверхні.

Саме тут конструктор-проектувальник стикається з необхідністю вибору номінального розміру діаметру посадочної поверхні d, по якій буде відбуватися сполучення складеної деталі, при цьому його вибір не завжди виявляється оптимальним.

До цього розміру пред'являються дві протилежні вимоги. Цей розмір має бути як можна більш великим для отримання максимальної площі сполучення і, як наслідок, збільшення сил тертя F (Н), що видно з формули

$$F = \pi d L P_k f, \qquad (1)$$

де d- номінальний діаметр сполучення, м;

L - довжина сполучення, м;

P_k - контактний тиск, Па;

f - коефіцієнт тертя.

З іншого боку, розмір має бути якомога менше для збільшення контактного тиску P_k (Па), що видно з формули

$$P_k = \frac{\delta E}{d\left(1 + \frac{1 + \left(d/D\right)^2}{1 - \left(d/D\right)^2}\right)}, \qquad (2)$$

де δ – натяг, м;

E - модуль пружності, Па;

D - зовнішній діаметр деталі, м

Підставивши формулу (2) у формулу (1) і помноживши на радіус тертя отримаємо формулу моменту тертя

$$M_{mp} = \frac{\pi d L \delta E f}{2\left(1 + \frac{1 + \left(d/D\right)^2}{1 - \left(d/D\right)^2}\right)} = KL\delta Ef \tag{3}$$

де K - величина, що залежить від діаметрів деталі, що охоплюється, м

$$K = \frac{\pi d}{2\left(1 + \frac{1 + \left(d/D\right)^2}{1 - \left(d/D\right)^2}\right)} = \frac{\pi d}{4}\left[1 - \left(d/D\right)^2\right] \tag{4}$$

Як бачимо, момент тертя залежить від величини коефіцієнта K, який, своєю чергою, залежить від діаметра сполучення d. Для надійного з'єднання деталей необхідно знайти такий розмір діаметра сполучення d, при якому момент тертя M_{mp} матиме максимальне значення.

На рисунку 1 наведено графік залежності величини K від діаметра сполучення d при різних зовнішніх діаметрах D деталі, що охоплює, згідно з яким у статті [2] і рекомендується вибирати діаметр сполучення при максимальному K.

Даний графік наведений тільки для діапазону значень зовнішнього діаметра D деталі, що охоплює, від 50 до 300 мм з дискретністю розміру 50 мм

і виявляється недостатньо інформативним для інших значень D.

На рисунку 1 наведено графік залежності величини K від діаметра сполучення d [2].

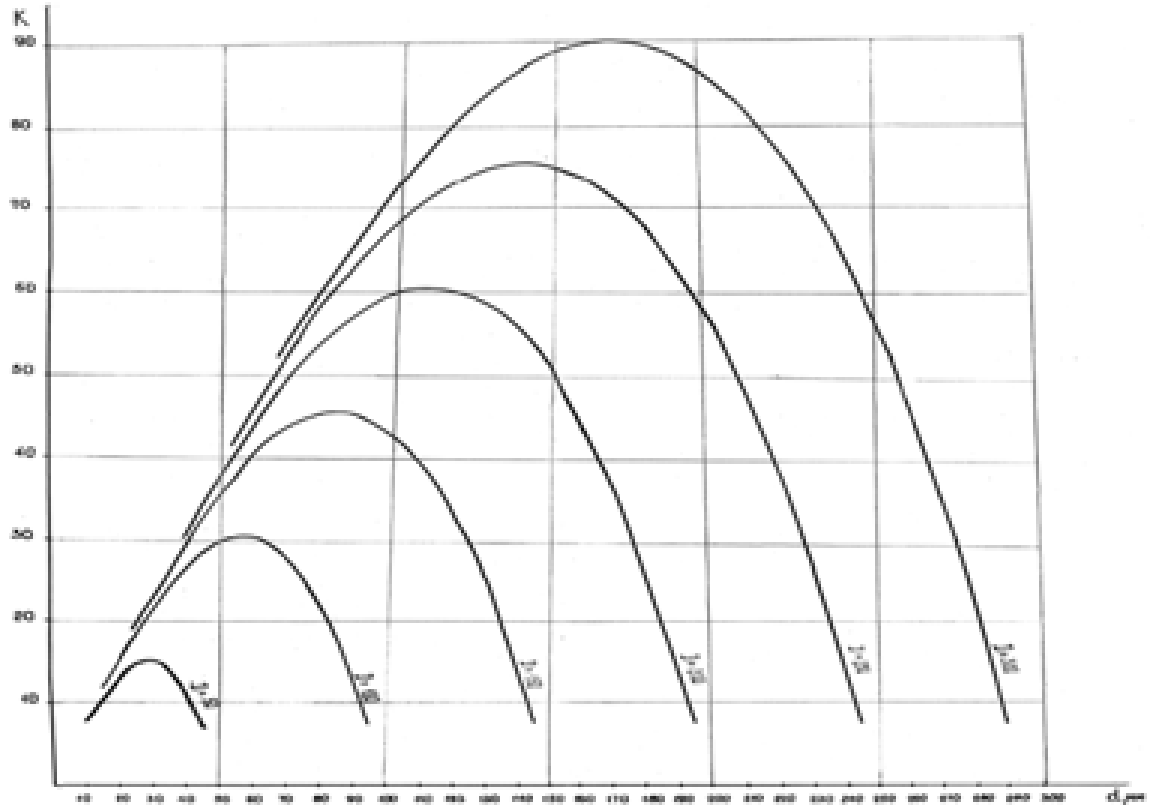


Рисунок 1 - Графік залежності величини «K» від діаметра сполучення d деталі, що охоплюється по [2]

Для отримання залежності розміру діаметра сполучення d від зовнішнього діаметра деталі D при максимальних значеннях величин K для будь-яких розмірів візьмемо похідну щодо змінної d у рівнянні (4) і прирівняємо її до нуля

$$K' = \left[\frac{\pi d}{4} - \frac{\pi d}{4}\left(d/D\right)^2\right]' = \frac{\pi}{4} - \frac{3\pi d^2}{4D^2} = \frac{\pi}{4}\left(1 - 3\frac{d^2}{D^2}\right) = 0.$$

Після перетворень отримаємо залежність оптимального діаметра

сполучення $d_{опт}$ від величини зовнішнього діаметра D, мм

$$d_{опт} = D/\sqrt{3} \approx 0{,}577D\,. \tag{5}$$

При цьому максимальне значення K дорівнює, мм

$$K_{max} = \frac{\pi d}{4}\left[1 - \left(d/D\right)^2\right] = \frac{\pi d}{6} \approx 0{,}5236d. \tag{6}$$

Максимальний момент тертя можна знайти по залежності, Нм

$$M_{max} = \frac{\pi}{6} dL\delta Ef \approx 0{,}5236dL\delta Ef\,. \tag{7}$$

Таким чином, для підвищення якості виробу при проектуванні конструкції великогабаритних деталей машин, що піддаються інтенсивному зношуванню, враховуючи їх значну трудо- і матеріалоємність, слід брати до уваги технологічність їх ремонту, для чого необхідно виконати наступні умови:

- для можливості повторного використання елементів деталі після заміни тільки той частини, що зносилася в процесі експлуатації слід заздалегідь проектувати таку деталь складовою з двох частин і з'єднувати ці частини по посадці з натягом;
- з метою отримання в з'єднанні з натягом максимального моменту тертя оптимальний розмір діаметра сполучення слід брати по знайденої залежності (5);

Практичне значення отриманих результатів:

По-перше - для інженерних розрахунків визначено оптимального розміру діаметру з'єднання з натягом з метою отримання в сполученні максимального моменту тертя.

І по друге - за рахунок збірної конструкції деталі знижена технологічна собівартість ремонту трудо- та матеріаломістких деталей підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх машин.

Література

1. Рязанцев Р.Ю. Експлуатація та ремонт підйомно – транспортних, будівельних і дорожніх машин і обладнання: Навчальний посібник . – Бар, 2017. – 297 с. URL:https://vspbfktbntu.com.ua/uploads/Pocibnuk_ekcplyataciya_ta_remont.pdf

2.Маліцький І.Ф., Смирнов І.П. Технологічність конструкції вал-шестерні екскаватора ЕКГ8, УІПА, Збірник праць «Машинобудування», 2016, №17, С.124-133.

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИ РОБОТІ МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ

Поляков О.А., асп., Кощій В., здобувач
Науковий керівник д.т.н., проф. Фідровська Н.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Динамічні навантаження залежать від висоти сходинки, швидкості пересування і жорсткості ходової системи.

Для вирішення цієї задачі була розглянута наступна схема (рис. 1.), в якій є дві пружні зв'язки і дві маси , де m_1 - маса мосту, яка приведена в середині прогону і маса візка, m_2 - маса вантажу, C_1, C_2 -коефіцієнти жорсткості мосту і канатної підвіски, Q – вага вантажу, G – приведена вага.

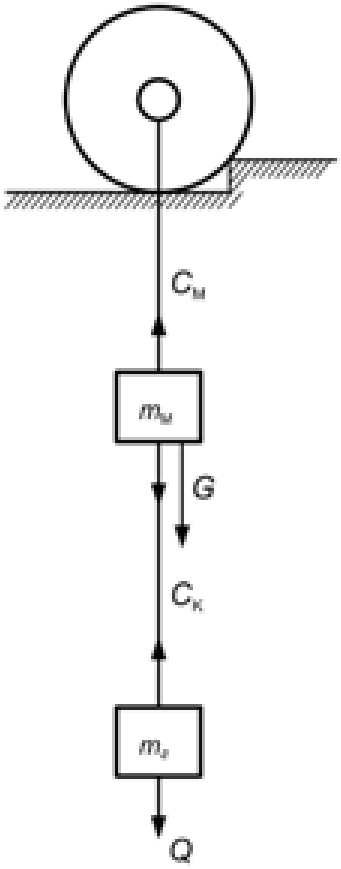


Рисунок 1 – Розрахункова схема

Рівняння руху під час підйому коліс на сходинку

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 = F_m - F_k - G \\ m_2\ddot{x}_2 = F_k - Q \\ F_m = G + Q + C_1\left(x_0 - x_1\right) \\ F_k = Q + C_2\left(x_1 - x_2\right) \end{cases} \quad (1)$$

Вертикальні переміщення x_0 ведучої маси мосту, яка приведена до ходової частини крана, визначається наступною формулою

$$x_0 = \frac{r\left[\cos\left(\alpha - \omega t\right) - \cos\alpha\right]}{i_b},$$

де $\cos\alpha = 1 - \frac{h}{r}$

h- висота сходинки;

r – радіус колеса;

i_b - передаточне число балансирної підвіски ходових коліс;

$\omega = \frac{v}{r}$ - кутова швидкість обертання коліс;

v - швидкість пересування крана

Представимо систему (1) у вигляді

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 = C_1(x_0 - x_1) - C_2(x_1 - x_2) \\ m_2\ddot{x}_2 = C_2(x_1 - x_2) \end{cases} \quad (2)$$

З другого рівняння системи знаходимо

$$x_1 = \frac{m_2\ddot{x}_2}{C_2} + x_2$$

Підставляємо це значення x_1 у перше рівняння системи (2) і отримаємо диференційне рівняння четвертого ступеню

$$\ddot{\ddot{x}}_2 + a_1\ddot{x}_2 + a_2x_2 = \frac{C_1^2}{m_1m_2}x_0 \quad (3)$$

Рішення цього рівняння знаходимо у вигляді

$$x_2 = K_{11}\cos k_1 t + L_{11}\sin k_1 t + K_{21}\cos k_2 t + L_{21}\sin k_2 t + x_{2hast} \quad (4).$$

де $k_{1,2} = -\frac{a_1}{2} \pm \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}$; $a_1 = \frac{C_2 m_1 + (C_1 + C_2) m_2}{m_1 m_2}$; $a_2 = \frac{C_2^2}{m_1 m_2}$,

Вважаючи на те, що $\frac{a_1^2}{4} \gg a_2$, то більш суттєвим являється корінь $k_1 = -\frac{a_1}{2} - \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}$.

Тоді рівняння (4) приймає вигляд

$$x_2 = K_{11}\cos k_1 t + L_{11}\sin k_1 t + x_{2hast} \quad (5).$$

x_{2hast} знаходимо у вигляді $x_{2hast} = A\cos(\alpha - \omega t) - B\cos\alpha$

Де $A = \frac{C_1^2 r}{i_b} \frac{1}{C_2^2 + \omega^4 m_1 m_2 - \omega^2 \left[C_2 m_1 + (C_1 + C_2) m_2\right]}$; $B = \frac{C_1^2 r}{m_1 m_2 j_b}$,

Коефіцієнти K_{11}, L_{11} отримаємо з початкових умов:

$x_2(0) = 0, \dot{x}_2(0) = 0$

Тоді отримаємо $K_{11} = (B - A)\cos\beta$; $L_{11} = \frac{A\omega\cos\alpha}{k_1}$.

Знаходимо значення x_1.

$$x_1 = (K_{11}\cos k_1 t + L_{11}\sin k_1 t)\left(1 - \frac{m_2 k_1^2}{C_2}\right) + A\cos(\alpha - \omega t) - B\cos\alpha$$

Тоді можемо отримати значення сил

$$F_m = G + Q + C_1 \left\{ \begin{array}{l} \dfrac{r\left[\cos(\alpha - \omega t) - \cos\alpha\right]}{i_b} - \\ -\left(K_{11}\cos k_1 t + L_{11}\sin k_1 t\right)\left(1 - \dfrac{m_2 k_1^2}{C_2}\right) + \\ +A\cos(\alpha - \omega t) - B\cos\alpha \end{array} \right\} \quad (6)$$

$$F_k = Q + m_2 k_1^2 \left(K_{11}\cos k_1 t + L_{11}\sin k_1 t\right) \quad (7)$$

ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ КАНАТНОГО БАРАБАНА ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДА СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Пустовий Д. здобувач
Науковий керівник д.т.н., проф. Фідровська Н.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Міцність стінок канатного барабана забезпечує в певній мірі надійність роботи механізму підйому. Крім цього, визначення геометричних та вагових параметрів барабана також залежить від забезпечення його міцності та сталості. Методика розрахунку міцності канатного барабана базується на формулі Ламе для товстостінної безкінечної труби.

Великий внесок в теорію канатних барабанів зробили такі вчені, як Б.С. Ковальський, С.В. Кожин, Б.А. Морозов та інші.

При розрахунку канатного барабана вважається, що канат при навивці під натягом Т створює радіальний тиск на стінку, який визначається за формулою

$$\rho = \frac{T}{R} \quad (1)$$

де R – радіус барабана.

У багатьох авторів розрахунок спрощується і циліндрична стінка барабана замінюється нескінченною балкою на пружній основі.

Розглянемо барабан як балку кінцевої довжини, защемлену з обох кінців і навантажену постійним зовнішнім тиском.

Ця система буде статично невизначена, тому застосовуємо для її вирішення метод скінчених елементів.

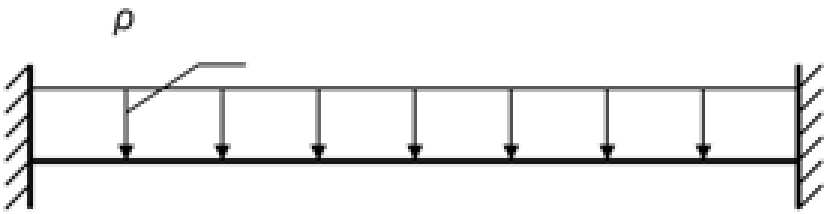


Рисунок 1 - Розрахункова схема

Ділимо балку на чотири однакових скінчених елемента. У кожному вузлі визначають лінійні та кутові переміщення.

За граничних вимог випливає що

$w_1 = 0 \qquad w_1 = 0$

Із симетрії балки і навантаження маємо

$\omega_2 = \omega_4 \qquad \varphi_2 = -\varphi_4 \qquad \varphi_1 = -\varphi_5 \qquad \varphi_3 = 0$

Зусилля в додаткових в'язах визначаємо за формулою

$$\begin{Bmatrix} R_i \\ M_i \\ R_j \\ M_j \end{Bmatrix} = EI \begin{Bmatrix} \frac{12}{l^3} & \frac{6}{l^2} & -\frac{12}{l^3} & \frac{6}{l^2} \\ \frac{6}{l^2} & \frac{4}{l} & -\frac{6}{l^2} & \frac{2}{l} \\ -\frac{12}{l^3} & -\frac{6}{l^2} & \frac{12}{l^3} & -\frac{6}{l^2} \\ \frac{6}{l^2} & \frac{2}{l} & -\frac{6}{l^2} & \frac{4}{l} \end{Bmatrix} \qquad (2)$$

де E – модуль пружності;

I – момент інерції.

Визначаємо зусилля які діють у вузлах скінчених елементів

$$F_1 = \frac{\rho l}{2} \tag{3}$$

$$F_2 = \frac{\rho l}{2} + \frac{\rho l}{2} = \rho l \tag{4}$$

$$F_3 = \frac{\rho l}{2} + \frac{\rho l}{2} = \rho l \tag{5}$$

$$F_4 = F_2 \tag{6}$$

$$F_5 = F_1 \tag{7}$$

$$\Sigma R_2 = F_2 = R_2^1 + R_2^2 \tag{8}$$

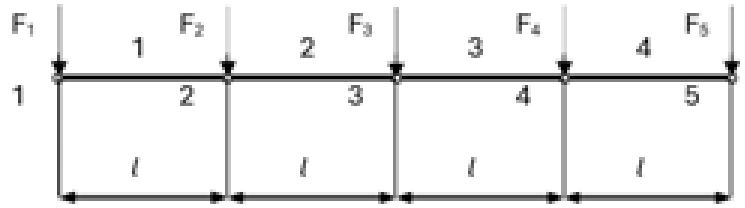


Рисунок.2 - Замінена балка

Згибаючи моменти у вузлах

$$M_1 = \frac{\rho l^2}{12} \tag{9}$$

$$M_2 = \frac{\rho l^2}{12} - \frac{\rho l^2}{12} = 0 \tag{10}$$

$$M_4 = -M_2 \tag{11}$$

Вектори вузлових переміщень відповідно для першого і другого скінчених елементів

$$\{\delta\}^1 = \begin{Bmatrix} 0 \\ \varphi_1 \\ \omega_2 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} \tag{12}$$

$$\{\delta\}^2 = \begin{Bmatrix} \omega_2 \\ \varphi_2 \\ \omega_3 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{13}$$

Тоді отримаємо

$$R_1^{\,1} = EI\left(\frac{12}{l^3}\cdot 0 + \frac{6}{l^2}\varphi_1 - \frac{12}{l^3}\omega_2 + \frac{6}{l^2}\varphi_2\right) = EI\left(\frac{6}{l^2}\varphi_1 - \frac{12}{l^3}\omega_2 + \frac{6}{l^2}\varphi_2\right) \tag{14}$$

$$R_2^{\,1} = EI\left(-\frac{12}{l^3}\cdot 0 - \frac{6}{l^2}\varphi_1 + \frac{12}{l^3}\omega_2 - \frac{6}{l^2}\varphi_2\right) = EI\left(-\frac{6}{l^2}\varphi_1 + \frac{12}{l^3}\omega_2 - \frac{6}{l^2}\varphi_2\right) \tag{15}$$

$$R_2^{\,2} = EI\left(\frac{12}{l^3}\omega_2 + \frac{6}{l^2}\varphi_2 - \frac{12}{l^3}\omega_3 + \frac{6}{l^2}\cdot 0\right) = EI\left(\frac{12}{l^3}\omega_2 + \frac{6}{l^2}\varphi_2 - \frac{12}{l^3}\omega_3\right) \tag{16}$$

$$R_2^{\,1} + R_2^{\,2} = EI\left(-\frac{6}{l^2}\varphi_1 + \frac{24}{l^3}\omega_2 - \frac{12}{l^3}\omega_3\right) \tag{17}$$

$$M_1^{\,1} = EI\left(\frac{6}{l^2}\cdot 0 + \frac{4}{l}\varphi_1 - \frac{6}{l^2}\omega_2 + \frac{2}{l}\varphi_2\right) = EI\left(\frac{4}{l}\varphi_1 - \frac{6}{l^2}\omega_2 + \frac{2}{l}\varphi_2\right) \tag{18}$$

$$M_2^{\,1} = EI\left(\frac{6}{l^2}\cdot 0 + \frac{2}{l}\varphi_1 - \frac{6}{l^2}\omega_2 + \frac{4}{l}\varphi_2\right) = EI\left(\frac{2}{l}\varphi_1 - \frac{6}{l^2}\omega_2 + \frac{4}{l}\varphi_2\right) \tag{19}$$

$$M_2^{\,2} = EI\left(\frac{6}{l^2}\omega_2 + \frac{4}{l}\varphi_2 - \frac{6}{l^2}\omega_3 + \frac{2}{l}\cdot 0\right) = EI\left(\frac{6}{l^2}\omega_2 + \frac{4}{l}\varphi_2 - \frac{6}{l^2}\omega_3\right) \tag{20}$$

$$M_2^{\,1} + M_2^{\,2} = EI\left(\frac{2}{l}\varphi_1 + \frac{8}{l}\varphi_2 - \frac{6}{l^2}\omega_3\right) \tag{21}$$

Складаємо систему з чотирьох рівнянь

$$\begin{cases} EI\left(\frac{6}{l^2}\varphi_1 - \frac{12}{l^3}\omega_2 + \frac{6}{l^2}\varphi_2\right) = \frac{\rho l}{2} \\ EI\left(-\frac{6}{l^2}\varphi_1 + \frac{24}{l^3}\omega_2 - \frac{12}{l^3}\omega_3\right) = \rho l \\ EI\left(\frac{4}{l}\varphi_1 - \frac{6}{l^2}\omega_2 + \frac{2}{l}\varphi_2\right) = \frac{\rho l^2}{12} \\ EI\left(\frac{2}{l}\varphi_1 + \frac{8}{l}\varphi_2 - \frac{6}{l^2}\omega_3\right) = 0 \end{cases} \quad (22)$$

Розв'язуючи її, дістаємо

$$\varphi_1 = \frac{\rho l^3}{EI} \quad (23)$$

$$\omega_2 = \frac{1{,}33\rho l^3}{EI} \quad (24)$$

$$\varphi_2 = \frac{8{,}7\rho l^3}{EI} \quad (25)$$

$$\omega_3 = \frac{2\rho l^3}{EI} \quad (26)$$

Зробимо розрахунок, якщо $\rho = 15\frac{\hat{e}\acute{I}}{\grave{i}}$, а l=25H.

Тоді перший кінцевий елемент буде мати вигляд

$$\begin{Bmatrix} R_1^1 \\ M_1^1 \\ R_2^1 \\ M_2^1 \end{Bmatrix} = EI \begin{bmatrix} 768 & 96 & -768 & 96 \\ 96 & 16 & -96 & 8 \\ -768 & -96 & 768 & -96 \\ 96 & 8 & -96 & 16 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{0{,}015}{EI} \\ \frac{0{,}02}{EI} \\ \frac{0{,}13}{EI} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -2{,}8 \\ -0{,}88 \\ 2{,}8 \\ 0{,}14 \end{Bmatrix} \quad (27)$$

Другий скінчений елемент

$$\begin{Bmatrix} R_2^2 \\ M_2^2 \\ R_3^2 \\ M_3^2 \end{Bmatrix} = EI \begin{bmatrix} 768 & 96 & -768 & 96 \\ 96 & 16 & -96 & 8 \\ -768 & -96 & 768 & -96 \\ 96 & 8 & -96 & 16 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{0,02}{EI} \\ \frac{0,13}{EI} \\ \frac{0,03}{EI} \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 4,7 \\ 1,11 \\ -4,7 \\ 0,08 \end{Bmatrix} \quad (28)$$

Будуємо епюри поперечних сил згибних моментів та переміщень

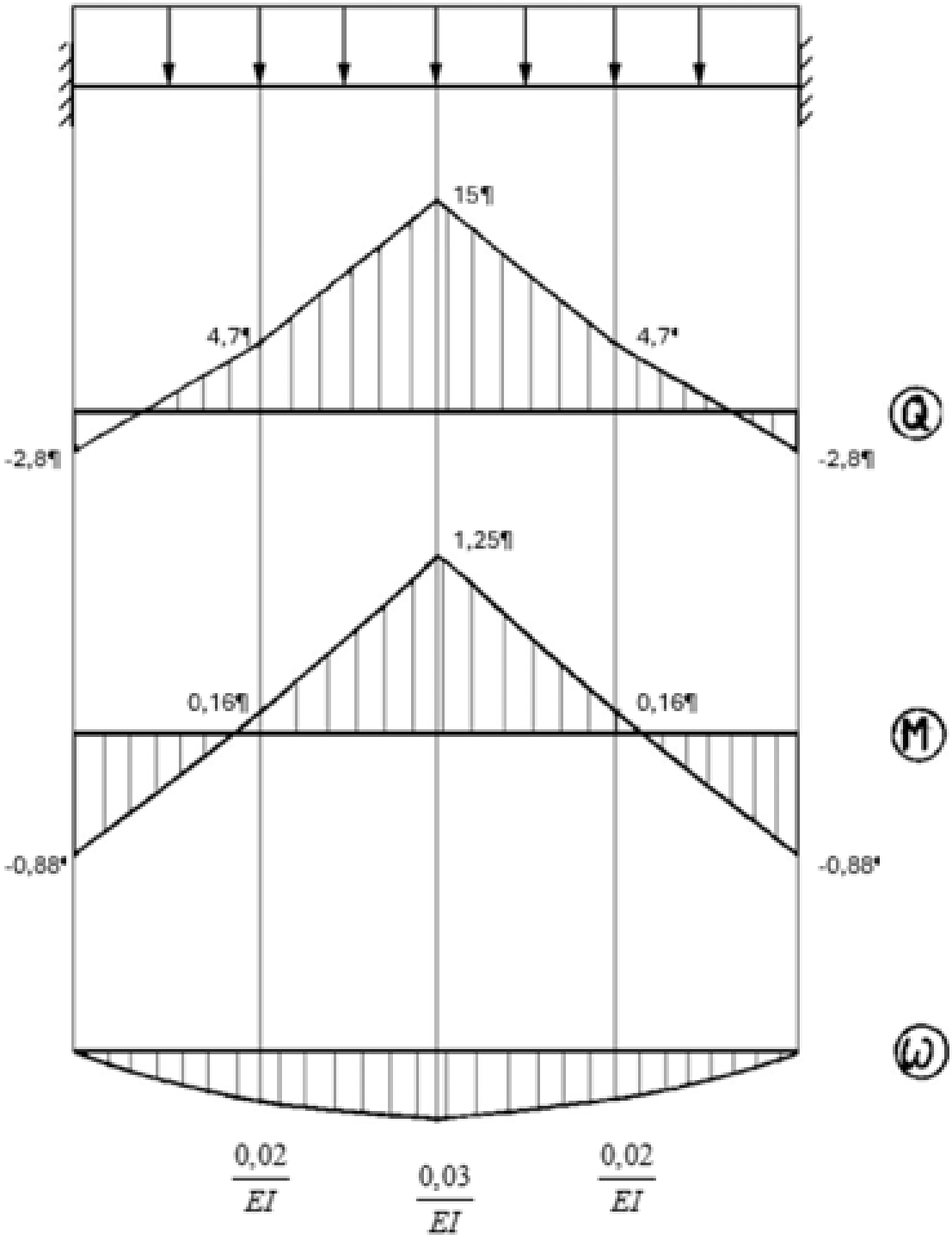


Рисунок 3 - Епюри поперечних сил згибних моментів та переміщень

ВИЗАЧЕННЯ ДЕФОМАЦІЇ ЦИЛІНДРИЧОЇ ОБОЛОНКИ КАНАТНОГО БАРАБАНА ПІД ДІЄЮ ЗОВНІШНЬОГО ТИСКУ

Штода В.С., аспірант, Педан А. здобувач
Науковий керівник д.т.н., проф. Фідровська Н.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Поперечний згин циліндричної оболонки являється досить складною задачею, над вирішенням якої працювали багато дослідників: Тимошенко С.Л., Власов В.З., Кан С.Н. та інші. В.З. Власовим була розроблена теорія розрахунку просторових систем, яка дозволяє визначити напружений стан різних конструкцій. Оболонка розглядається як багатократно статично невизначена система. Але якщо розглядати її як систему з напруженим станом, який виникає в тонкостінній банці з недеформованим періодом, то можна визначити нормальні напруження і дотичні зусилля в елементах поперечних перерізів.

С.Н. Кан запропонував спростити рішення задачі, якщо виразити всі невідомі внутрішні зусилля через повні згибні моменти:

$$m_{\varphi} = m_{\varphi o} + m_{\varphi дод}$$

або через повні радіусні зміщення ω.Цей метод розрахунку будується на застосуванні закону Гука і двох гіпотез.

В першій гіпотезі приймається, що здвиги в серединній поверхні тонкостінної конструкції відсутні. В другій гіпотезі передбачається нерозтяженність оболонки в коловому напрямку.

Наявність дотичних зусиль $q_{дод}$ і кільцевих нормальних напружень $\sigma_{\varphi дод}$, які визначаються рівнянням рівноваги, вказує на дуже велику наближеність цих гіпотез. На це вказують і результати експериментів.

При симетричному навантаженні оболонки відносно осі X окремі її елементи мають радіальні зміщення ω, подовжні u і колові υ. Розглянемо елемент циліндричної оболонки , де

$$\left\{\begin{array}{l} N_x = \dfrac{E\delta}{1-\nu^2} * \left[\dfrac{\partial u}{\partial x} + \dfrac{\nu}{R} * \left(\omega + \dfrac{\partial \upsilon}{\partial \varphi}\right)\right] \\ N_\varphi = \dfrac{E\delta}{1-\nu^2} * \left[\dfrac{1}{R} * \left(\omega + \dfrac{\partial \upsilon}{\partial \varphi}\right) + \nu * \dfrac{\partial u}{\partial x}\right] \\ m_x = D * \left(\chi_x + \nu * \chi_\varphi\right) \\ m_\varphi = D * \left(\chi_\varphi + \nu * \chi_x\right) \\ q_x = q_\varphi = \dfrac{\gamma E\delta}{2 * (1+\nu)} \\ m_{x\varphi} = m_{\varphi x} = D * (1-\nu) * \chi_{x\varphi} \end{array}\right\} \quad (1)$$

де E – модуль пружності матеріалу оболонки; ν – коефіцієнт Пуассона; R – радіус серединної поверхні оболонки; χ_x – кривизна в напрямку твірної; χ_φ – кривизна в коловому напрямку; q_x і q_φ – дотичне навантаження; δ – товщина оболонки; $m_{x\varphi}$ і $m_{\varphi x}$ – згибні моменти;

D – циліндрична жорсткість стінки оболонки; γ – деформація здвигу серединної поверхні.

Розглянемо канатний барабан як циліндричну оболонку, наватажену несиметричним зовнішнім тиском, який виникає від дії намотаного каната (рис. 1). Канат намотується на барабан по гвинтовій лінії. У більшості випадків барабан виготовляється профілюванням. Якщо розкласти силу натяження каната на дві складові – повздовжню і поперечну (рис. 3), то можна записати

$$T_1 = T*\cos\beta, \quad (2)$$

$$T_2 = T*\sin\beta, \quad (3)$$

де β – кут девіації.

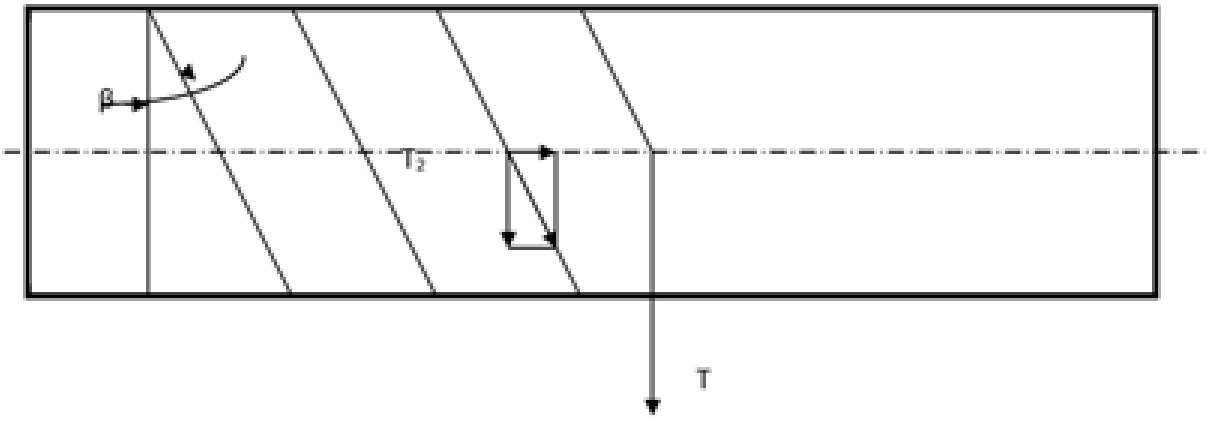


Рисунок 3 – Розрахункова схема

Ці сили будуть діяти на гребні профільованого барабану, в самій стінці вони будуть менші. Тобто, якщо ми приймемо, що сили N_φ і N_x дорівнюють T_1 і T_2, то ця похибка буде йти в запас міцності барабана.

Тоді маємо

$$\left\{\begin{array}{l} \dfrac{E\delta}{1-\nu^2}*\left[\dfrac{\partial u}{\partial x}+\dfrac{\nu}{R}*\left(\omega+\dfrac{\partial \upsilon}{\partial \varphi}\right)\right]=T*\sin\beta \\ \dfrac{E\delta}{1-\nu^2}*\left[\dfrac{1}{R}*\left(\omega+\dfrac{\partial \upsilon}{\partial \varphi}\right)+\nu*\dfrac{\partial u}{\partial x}\right]=T*\cos\beta \end{array}\right\} \quad (4)$$

Припустимо що радіальні переміщення змінюються по слідуючому закону

$$\omega = f(x)*\cos n\varphi, \quad (5)$$

де f(x) – пермінна по довжині оболонки функція;

φ – кут, який відраховується від вертикальної осі y;

n – 2, 3, 4 – числа натурального ряду.

Навитаження каната не буде постійним, воно змінюється в залежності від багатьох факторів і кута навивки φ, коефіцієнта тертя μ, геометричних і пружніх властивостей каната і барабана.

Приймаємо слідуючий закон зміни натягу канату

$$T = T_0 * e^{-k*\mu*(l-x)/h*2\pi}, \quad (6)$$

де D_0 – максимальний натяг каната (в точці збігу каната з барабаном);

k – коефіцієнт, який залежить від геометричних і пружніх властивостей каната і барабана

$$\kappa = \frac{E_k * F_k}{8E} * \frac{\delta}{R}, \quad (7)$$

де $E_к$ – модуль пружності каната;

$F_к$ – площа перрізу каната;

l – довжина навивки каната;

μ – кофіцієнт тертя між канатом і барабаном;

h – крок навивки каната.

Підставляємо вирази (5) і (6) в систему рівнянь (4). Після вирішення одержимо

$$\upsilon = \frac{T_0 * e^{\kappa\mu^{\frac{l-x}{h}*2\pi}}}{E\delta} * (\sin\beta - \nu\cos\beta) * (\varphi - \pi) - \frac{f(x)\sin * n\varphi}{h}, \quad (8)$$

$$u = \frac{T_0(1-\nu) * h * e^{-k\mu^{\frac{l}{h}*2\pi}}}{2\pi * E * k * \mu * \delta}\left[\cos\beta - \frac{\nu}{1-\nu^2}(\sin\beta - \nu\cos\beta)\right] * \left(l^{\frac{2\pi*k*\mu}{h}} - 1\right), \quad (9)$$

Таким чином, ми отримаємо формули всіх трьох переміщень в залежності від однієї функції f(x). Для знаходження її використаємо теорему мінімума потенційної енергії.

$$f(x) = A * e^{k*\mu^{\frac{l-x}{h}*2\pi}} + c_1 * e^{\sqrt{a_1*x}} + c_2 * e^{-\sqrt{a_1*x}} + c_3 * x + c_4, \quad (10)$$

де $A = \frac{a_3 * h^4}{4\pi^2 * k^2 * \mu^2 * (4\pi^2 * k^2 * \mu^2 - a_1 * h^2)}$.

Коефіцієнти c_1, c_2, c_3 і c_4 знаходимо з початкових умов.

ЦИФРОВЕ ПРОСТОРОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ РЕЛЬЄФУ ЯК ОСНОВА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

Скляров І.В. аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Смирнов І.П.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Під час виконання земляних робіт важливо враховувати фактичний стан поверхні та його відповідність проєктним відміткам. За традиційної організації робіт необхідні дані отримують шляхом геодезичних вимірювань. На невеликих ділянках це не становить значної проблеми, однак при збільшенні площі об'єкта зростає і кількість контрольних вимірювань. Відповідно, збільшується час на геодезичне супроводження робіт. Додаткові вимірювання також потрібні у процесі виконання робіт, оскільки поверхня ділянки поступово змінюється.

Одним із варіантів вирішення цієї проблеми є використання цифрових моделей рельєфу. У цифровому вигляді можна представити як існуючу поверхню ділянки, так і поверхню, яка повинна бути сформована за проєктом. Для отримання таких даних можуть використовуватися результати геодезичної зйомки, лазерного сканування, фотограмметрії та інших видів просторових вимірювань. У результаті отримується набір координат і висотних відміток, який надалі можна використовувати для побудови цифрової поверхні.

Для такої побудови може застосовуватися нерегулярна тріангуляційна мережа (TIN). Вона складається з просторових точок, між якими формуються трикутні елементи. Такий спосіб представлення дозволяє описувати форму рельєфу на заданій ділянці та працювати з її висотними характеристиками. Побудована модель може використовуватися для подальшого аналізу поверхні та її порівняння з проєктними даними.

Практичне значення має порівняння існуючої та проєктної поверхонь. Існуюча поверхня характеризує фактичний стан ділянки, а проєктна визначає, якою вона повинна бути після виконання робіт. Різниця між цими поверхнями показує місця, де необхідно зняти ґрунт, а також ділянки, де потрібно виконати насип.

За результатами порівняння можна оцінити обсяги ґрунту, які необхідно перемістити. Для окремої ділянки визначається різниця висот між існуючою та проєктною поверхнями. З урахуванням площі можна отримати приблизний обсяг виїмки або насипу. Такі дані потрібні ще до початку основних робіт, оскільки за ними можна оцінити загальний обсяг завдання та визначити, яка техніка буде необхідна.

Цифрову модель можна використовувати не тільки на етапі підготовки робіт, вона може застосовуватися і під час безпосередньої роботи машин. У сучасних системах машинного контролю положення машини та її робочого обладнання визначається відносно заданої цифрової поверхні. Для цього, зокрема, використовуються GNSS-приймачі. Оператор при цьому отримує інформацію про положення робочого органу відносно проєктної поверхні. Це особливо важливо під час планування та профілювання, коли необхідно витримувати певні висотні відмітки.

Для позиціонування можуть використовуватися різні технічні рішення. Зокрема, системи Topcon 3D-MC передбачають використання GNSS у режимі RTK. За сприятливих умов та стабільного отримання поправок точність позиціонування може становити близько +2 см [1]. Якщо супутниковий сигнал є нестабільним або його використання ускладнене умовами роботи, можуть застосовуватися локальні системи позиціонування з роботизованими тахеометрами [1].

При цьому цифрова модель не визначає режим роботи машини. Вона задає необхідну форму поверхні, але спосіб її формування залежить від конкретної техніки та умов роботи. Значення мають тип машини, конструкція робочого обладнання, швидкість руху, властивості ґрунту та товщина шару,

який потрібно зняти або перемістити. Наприклад, при збільшенні глибини різання зростає опір робочому органу. Через це машина може працювати з меншою швидкістю або з більшим навантаженням на силову установку. Якщо такі зміни не враховувати, фактична продуктивність може відрізнятися від очікуваної. Тому цифрову модель доцільно розглядати не окремо від машини, а разом із її основними експлуатаційними характеристиками.

Це саме стосується випадків, коли на одному об'єкті працює декілька машин. Земляні роботи можуть включати розроблення та переміщення грунту, його транспортування, відсипання і подальше планування поверхні. Для цих операцій застосовуються різні типи техніки. Відповідно, склад системи машин залежить від обсягів робіт і конкретних умов ділянки. Інформація про рельєф у такому випадку може бути використана для визначення розподілу робіт між машинами. Наприклад, значні обсяги виїмки потребують відповідної продуктивності землерийної техніки та транспортних засобів. На завершальному етапі, коли основний обсяг грунту вже переміщений, більш важливим стає точне планування поверхні.

Ще одним фактором є зміна поверхні під час виконання робіт. Після проходу машини фактичний рельєф вже відрізняється від початкового. Тому дані, отримані на початку робіт, не завжди повністю характеризують поточний стан ділянки. За наявності нових просторових вимірювань цифрову модель можна оновити та використовувати для наступного етапу. Це має значення при послідовній роботі декількох машин. Результат роботи однієї машини змінює поверхню, з якою далі працює інша. Наприклад, після основного переміщення грунту може виконуватися планування та доведення поверхні до проєктних відміток. У такому випадку актуальна інформація про рельєф потрібна для кожного наступного етапу.

Практичні результати застосування систем цифрового машинного контролю наводяться в матеріалах виробників такого обладнання. Для Trimble Earthworks зазначається можливість скорочення загального часу виконання робіт на 25-30 % та зменшення витрат палива на 10-15 % [2]. Для Topcon

3DMC вказується можливість виконання окремих операцій профілювання до 50 % швидше та економії матеріалів на 10-15 % [1]. Наведені показники не можна переносити на будь-який об'єкт без урахування його умов. Результат залежить від виду земляних робіт, типу машин, властивостей грунту, організації процесу та інших факторів. Тому наведені значення доцільно розглядати як показники, які характеризують можливий ефект від використання систем машинного контролю.

Важливо також, що підвищення ефективності пов'язане не тільки з точністю визначення положення робочого органу. Якщо система використовується лише для контролю висотних відміток, її можливості використовуються не повністю. Дані про поверхню можуть бути корисними і під час планування складу машин та вибору режимів їх роботи. Таким чином, цифрове моделювання рельєфу може використовуватися на різних етапах земляних робіт. На початковому етапі цифрова модель описує фактичний стан ділянки. Порівняння за проєктною поверхнею дозволяє визначити ділянки виїмки та насипу і оцінити необхідні обсяги грунту. Під час роботи машин ці дані можуть використовуватися для контролю положення робочого обладнання та дотримання заданих відміток.

Наступним етапом є використання просторової інформації під час формування системи машин. Якщо відомі обсяги робіт, їх розташування та характеристики доступної техніки, можна визначати доцільний склад машин для виконання конкретних операцій. Аналогічно можна розглядати режими роботи окремих машин з урахуванням умов ділянки.

У подальшому цифрові моделі рельєфу можуть бути пов'язані з параметрами роботи машин. До таких параметрів належать швидкість руху, обсяг переміщуваного грунту, характеристики робочого обладнання та інші показники. Це дозволяє перейти від використання цифрової моделі лише як засобу контролю до її використання у задачах вибору структури та режимів роботи системи машин.

Отже, цифрове просторове моделювання рельєфу є одним із способів поєднання геодезичної інформації з практичними задачами земляних робіт. Цифрова модель може використовуватися для опису фактичної поверхні, порівняння її з проєктними відмітками, визначення обсягів виїмки та насипу, а також контролю роботи машин. Подальше врахування характеристик техніки та умов виконання робіт створює можливість використовувати ці дані для обґрунтування складу системи машин і вибору їх робочих режимів.

Література

1. Topcon 3DMC - Machine Control for Smart Construction [Електронний ресурс] // A-bots. - Режим доступу до ресурсу: https://a-bots.com/blog/topcon-3 dmc|
2. Unlocking Precision Earthmoving: How Trimble Earthworks... [Електронний ресурс] // A-bots. - Режим доступу до ресурсу: https://a-bots.com/blog/trimble-earthworks

ОБҐРУНТУВАННЯ ЗУСИЛЬ ПРОДАВЛЮВАННЯ ҐРУНТУ ПРИ БЕЗТРАНШЕЙНОМУ ПРОКЛАДАННІ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ

Д'яченко Р.К., магістрант
Науковий керівник к.т.н., доцент Хачатурян С.Л.
Центральноукраїнський національний технічний університет

Розвиток міської інфраструктури, збільшення щільності забудови та необхідність реконструкції існуючих інженерних мереж зумовлюють широке застосування безтраншейних технологій прокладання підземних комунікацій. Особливої актуальності набуває використання таких технологій у місцях перетину автомобільних і залізничних шляхів, під існуючими будівлями, тротуарами, площами, інженерними спорудами та поблизу діючих підземних

комунікацій. На відміну від відкритого способу, безтраншейне прокладання дає змогу істотно скоротити обсяг розкриття земної поверхні та зменшити порушення функціонування міської території.

Одним із найбільш поширених статичних способів формування підземної порожнини є продавлювання труб. Технологія полягає у вдавлюванні труби відкритим кінцем у грунтовий масив за допомогою гідравлічної домкратної установки. Ґрунт, що потрапляє у внутрішню порожнину труби, утворює керн, який у процесі роботи розробляється та видаляється. При цьому на робочий орган і трубопровід діє комплекс сил опору, подолання яких забезпечує переміщення труби в заданому напрямку.

Зусилля продавлювання є одним із основних параметрів, що визначає вибір силового обладнання, кількість гідравлічних домкратів, параметри упорної стінки та технологічні режими виконання робіт. У навчальній та виробничій практиці величина необхідного зусилля нерідко визначається за спрощеними емпіричними залежностями, що не завжди враховують конкретні інженерно-геологічні умови. Водночас сучасні дослідження показують, що загальне зусилля продавлювання формується переважно за рахунок лобового опору та тертя трубопроводу об грунт, причому співвідношення цих складових змінюється залежно від довжини проходки, глибини залягання, властивостей грунту, діаметра труби та умов контакту поверхні труби з грунтом [1, с. 119-130; 2, с. 1-7].

Отже, актуальним науково-практичним завданням є обгрунтування розрахункової залежності для визначення зусилля продавлювання, яка дає змогу врахувати основні фактори, що впливають на опір переміщенню трубопроводу в грунті.

Фізична модель процесу продавлювання передбачає переміщення трубопроводу в грунтовому масиві під дією осьового зусилля F. У загальному випадку опір переміщенню можна представити як суму лобового опору забою та опору тертя по поверхні трубопроводу:

$$F = F_л + F_{тр},$$

де $F_л$ – лобовий опір ґрунту в зоні забою, кН;

$F_{тр}$ – опір тертя трубопроводу об ґрунт, кН.

Загальна схема дії сил наведена на рис. 1.

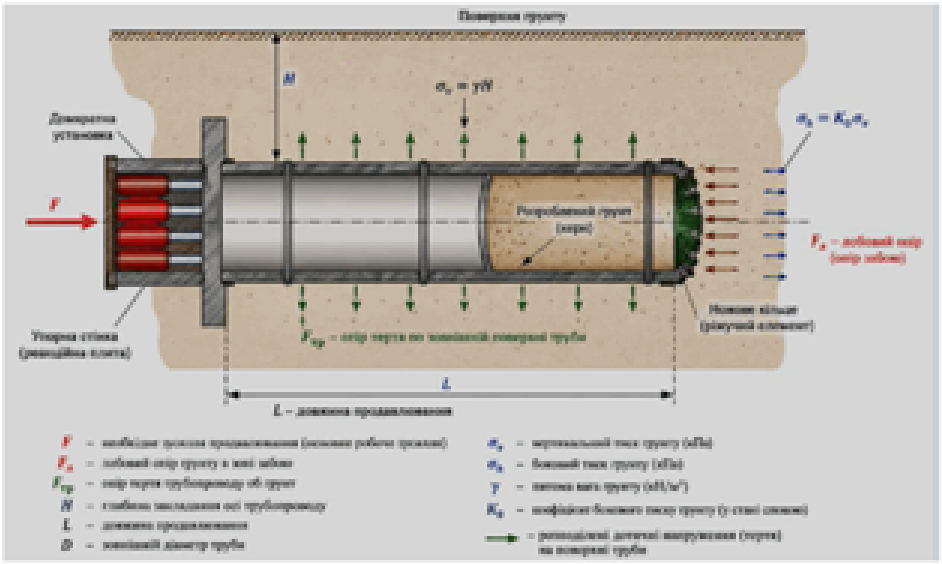


Рисунок 1 – Розрахункова схема визначення зусилля продавлювання трубопроводу

При збільшенні глибини закладання зростає вертикальний тиск ґрунту на трубу, а відповідно – нормальна сила на поверхні контакту «труба–ґрунт». Це призводить до збільшення фрикційного опору. Аналогічна залежність спостерігається при збільшенні довжини проходки: чим більша довжина контакту труби з ґрунтом, тим більша сумарна сила тертя [1, с. 119-130; 2, с. 5-7].

Для інженерної оцінки сили тертя доцільно використати залежність

$$f_0=\beta[(\pi \cdot D \cdot q+W)\mu+\pi \cdot D \cdot C],$$

де f_0 – питомий опір переміщенню труби, кН/м;

β – коефіцієнт зниження сили продавлювання, який враховує особливості контакту труби з ґрунтом;

D – зовнішній діаметр труби, м;

q – рівномірне навантаження, що передається ґрунтом на трубу, кН/м²;

W – вага труби на одиницю довжини, кН/м;

μ – коефіцієнт тертя між поверхнею труби та ґрунтом;

C – питоме зчеплення ґрунту з поверхнею труби, кПа.

Тоді сила опору тертя на довжині L визначається:

$$F_{тр}=f_0 \cdot L.$$

Для попереднього розрахунку рівномірне вертикальне навантаження від грунту може бути прийняте як

$$q=\gamma \cdot H,$$

де γ – питома вага грунту, кН/м³;

H – глибина закладання осі трубопроводу, м.

З урахуванням цього

$$f_0=\beta[(\pi \cdot D \cdot \gamma \cdot H+W)\mu+\pi \cdot D \cdot C].$$

Таким чином, фрикційна складова набуває вигляду

$$F_{тр}=\beta \cdot L[(\pi \cdot D \cdot \gamma \cdot H+W)\mu+\pi \cdot D \cdot C].$$

Отримана залежність демонструє принципово важливу закономірність: за інших однакових умов сила тертя приблизно лінійно зростає зі збільшенням глибини закладання H та довжини продавлювання L.

Подібний підхід використовується у сучасних моделях pipe jacking, де сила тертя визначається як добуток коефіцієнта тертя, нормального тиску та площі контакту труби з грунтом [2, с. 5-7]. Для різних типів контакту значення коефіцієнта тертя можуть суттєво відрізнятися, що пояснює необхідність врахування фактичного стану грунту та можливого використання мастильних матеріалів [3, с. 469-477].

Лобова складова зусилля формується внаслідок врізання ножової частини труби в грунтовий масив та його розроблення. У загальному випадку її можна записати як

$$F_л=p_л A,$$

де $p_л$ – середній питомий опір грунту в зоні забою, кПа;

A – площа поперечного перерізу вибою, м².

Для круглої труби

$$A=\pi D^2/4.$$

Тоді

$$F_л=p_л \cdot \pi \cdot D^2/4.$$

Фізичний зміст цього співвідношення полягає в тому, що зі збільшенням діаметра труби лобовий опір зростає пропорційно квадрату діаметра. Саме тому збільшення діаметра трубопроводу може призвести до істотного збільшення вимог до потужності продавлювальної установки.

З урахуванням розглянутих складових загальне розрахункове зусилля може бути визначене за залежністю

$$F=F_л+F_{тр}.$$

Після підстановки отримуємо

$$F=p_л\cdot\pi\cdot D^2/4+\beta\cdot L[(\pi\cdot D\cdot\gamma\cdot H+W)\mu+\pi\cdot D\cdot C].$$

Для забезпечення необхідного запасу за потужністю привода доцільно використовувати розрахункове зусилля

$$F_p=k\cdot F,$$

де k – коефіцієнт запасу.

У сучасних моделях pipe jacking коефіцієнт запасу часто приймається в межах 1,2÷1,5 залежно від умов виконання робіт та прийнятої методики розрахунку [2, с. 2-3].

Отже, остаточна розрахункова залежність набуває вигляду

$$F_p=k[p_л\cdot\pi\cdot D^2/4+\beta\cdot L[(\pi\cdot D\cdot\gamma\cdot H+W)\mu+\pi\cdot D\cdot C)].$$

Запропонована залежність має практичне значення, оскільки дозволяє безпосередньо простежити вплив основних технологічних та ґрунтових параметрів на необхідне зусилля продавлювання.

Залежність $F_{тр}=f_0\cdot L$ показує, що збільшення довжини проходки безпосередньо збільшує необхідне зусилля. Саме тому під час виконання довгих продавлювань доцільно передбачати проміжні домкратні станції або застосовувати технологічні заходи зі зменшення тертя.

Одним із таких заходів є використання мастильної суспензії. Її функція полягає у формуванні прошарку між поверхнею труби та ґрунтом, що знижує коефіцієнт тертя та відповідно необхідне зусилля продавлювання. Експериментальні дослідження Shou K., Yen J. і Liu M. підтверджують

суттєвий вплив властивостей мастила на характер взаємодії «грунт–труба» та величину сили тертя [3, с. 469-477].

Зменшення коефіцієнта тертя з μ_1 до μ_2 дає змогу оцінити ефект мастил за виразом

$$\Delta F_{тр}=\beta \cdot L \cdot \pi \cdot D \cdot \gamma \cdot H(\mu_1-\mu_2).$$

Отримане співвідношення дозволяє оцінювати ефективність застосування мастильної суспензії ще на етапі технологічного проєктування. Іншим важливим фактором є відхилення трубопроводу від проектної осі. Нерівномірний контакт може збільшувати нормальні сили на окремих ділянках та викликати додатковий опір. Лі Х. та співавтори відзначають необхідність врахування кутових відхилень трубопроводу при оцінюванні фактичного зусилля продавлювання [1, с. 119-130].

Отримане розрахункове зусилля F_p повинно бути основою для вибору гідравлічної домкратної установки. Сумарне номінальне зусилля домкратів має перевищувати розрахункове значення з урахуванням особливостей конкретної установки.

Якщо один домкрат створює максимальне зусилля $F_д$, мінімальна кількість домкратів може бути орієнтовно визначена як

$$n \geq F_p / F_д.$$

На практиці необхідно додатково враховувати нерівномірність розподілу навантаження між домкратами, втрати тиску в гідравлічній системі, міцність упорної стінки, несучу здатність напрямних та міцність стикувальних елементів труб.

Особливе значення має забезпечення співвісності системи «домкратна установка – труба – напрямні». Навіть невелике відхилення осі може призвести до нерівномірного розподілу контактного тиску та локального збільшення сили тертя.

Для довгих проходок доцільно застосовувати технологічні рішення, що обмежують накопичення зусилля в трубній нитці. До них належать використання мастильних матеріалів, проміжних домкратних станцій,

оптимізація геометрії ріжучої частини та забезпечення точного контролю траєкторії.

Отже, вибір продавлювальної установки повинен виконуватися не лише за максимальним зусиллям, а як комплексна перевірка всієї технологічної системи.

Висновки

Встановлено, що основними складовими опору при безтраншейному продавлюванні підземних комунікацій є лобовий опір ґрунту в зоні забою та фрикційний опір переміщенню труби в ґрунтовому масиві. Загальне зусилля продавлювання доцільно визначати як суму зазначених складових.

Запропоновано розрахункову залежність, яка враховує діаметр трубопроводу, довжину проходки, глибину закладання, питому вагу ґрунту, коефіцієнт тертя, зчеплення ґрунту з поверхнею труби, вагу трубопроводу, питомий опір ґрунту в зоні забою та коефіцієнт запасу.

Встановлено, що зі збільшенням глибини закладання та довжини проходки найбільш суттєво зростає фрикційна складова опору.

Для довгих проходок фрикційний опір може значно перевищувати лобовий опір. Тому визначення потужності домкратної установки лише за опором забою може призводити до недооцінювання необхідного зусилля продавлювання.

Величина коефіцієнта тертя є одним із найбільш впливових параметрів розрахунку. Застосування мастильної суспензії, яка зменшує тертя між трубою та ґрунтом, може істотно знизити необхідне зусилля продавлювання, особливо при значній довжині проходки [3, с. 469-477].

Для підвищення достовірності розрахунку необхідно враховувати реальні інженерно-геологічні умови, неоднорідність ґрунтового масиву, наявність ґрунтових вод, фактичний стан контакту «труба–ґрунт», відхилення траси від проектної осі та технологію розроблення ґрунту.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на встановлення залежності коефіцієнта зниження опору β та коефіцієнта тертя μ від типу

грунту, глибини прокладання, діаметра труби й режиму роботи робочого органу. Це дасть змогу підвищити точність визначення необхідного зусилля та обґрунтувати параметри силового обладнання для безтраншейного прокладання комунікацій поблизу існуючих інженерних мереж.

Література

1. Ji X., Zhao W., Ni P., Barla M., Han J., Jia P., Chen Y., Zhang C. A method to estimate the jacking force for pipe jacking in sandy soils. Tunnelling and Underground Space Technology. 2019. Vol. 90. P. 119-130. DOI: 10.1016/j.tust.2019.04.002.
2. Kong C., Guan G., Gu S., Zhou Z., Wang H. Frictional resistance calculation and jacking force prediction of rectangular pipe jacking. Scientific Reports. 2023. Vol. 13. Article 14992. P. 1-13. DOI: 10.1038/s41598-023-42189-9.
3. Shou K., Yen J., Liu M. On the frictional property of lubricants and its impact on jacking force and soil-pipe interaction of pipe-jacking. Tunnelling and Underground Space Technology. 2010. Vol. 25, No. 4. P. 469-477. DOI: 10.1016/j.tust.2010.02.009.

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЛОКАЛЬНОГО РОЗГЛЯДУ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ РАДІАЛЬНОЇ РІЗАЛЬНОЇ КРОМКИ ТОРЦЕВОГО ФРЕЗЕРНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА

Кафтанов А.О. аспірант,
Науковий керівник к.т.н., доцент Коваль А.Б.

Силові характеристики робочого процесу, поряд із конструктивними та кінематичними параметрами робочого обладнання, суттєво впливають на ефективність землерийних машин [1]. Тому визначення сил опору різанню та моменту сил опору відносно осі обертання є одним із важливих етапів розрахунку фрезерних робочих органів.

Особливий випадок становлять торцеві фрезерні робочі органи з протяжними радіальними різальними кромками. Окремі ділянки такої кромки розташовані на різних радіусах відносно осі обертання, унаслідок чого їх кінематичні умови роботи відрізняються. Це ставить питання про доцільність використання одного характерного радіуса, усередненої товщини стружки та єдиного значення сили опору для всієї довжини кромки.

При одночасному обертанні фрези та її поступальній подачі осьова складова швидкості є однаковою для всіх точок різальної кромки, тоді як окружна складова збільшується пропорційно радіусу. У результаті вздовж кромки змінюються величина результуючої швидкості та напрям фактичної траєкторії окремих її точок.

Кінематичний аналіз показує, що зміна радіального положення точки впливає також на геометричні параметри зрізуваного шару. За однакового поступального переміщення між проходженнями послідовних різців товщина стружки, визначена нормально до фактичної траєкторії руху, змінюється вздовж кромки та збільшується у напрямку зовнішнього радіуса.

Від радіального положення залежить і фактичний робочий кут різання. Конструктивний кут установлення різця залишається незмінним, однак напрям руху кромки відносно ґрунту змінюється вздовж її довжини. Тому внутрішня та зовнішня ділянки одного радіального різця працюють за різних кінематичних умов.

Наявність зазначених відмінностей дає підстави розглядати можливість переходу від усередненого представлення радіальної різальної кромки до її локального аналізу. У такому випадку кромка представляється як сукупність елементарних радіальних ділянок, для кожної з яких окремо визначаються кінематичні параметри та відповідні складові сил опору різанню [2].

Локальний підхід дозволяє аналізувати не лише інтегральну силу, що діє на різець, а й внесок окремих ділянок кромки у її формування. Для кожної ділянки можуть бути визначені окружна та осьова складові сили опору, після

чого загальні силові характеристики різця отримуються їх інтегруванням уздовж робочої кромки.

Попередній аналіз математичної моделі вказує на можливість нерівномірного розподілу силового навантаження вздовж радіальної кромки. Зі збільшенням радіуса зростає окружна складова сили опору. Водночас внесок окремої ділянки у момент опору обертанню залежить не лише від величини локальної сили, а й від відстані точки її прикладання до осі обертання.

Через це однакові за довжиною внутрішня та зовнішня ділянки різальної кромки потенційно можуть створювати різний внесок у загальний момент опору обертанню. Теоретичні залежності вказують на збільшення ролі зовнішніх ділянок кромки у формуванні цього моменту.

Характер зміни осьової складової сили є складнішим. Зі збільшенням радіуса одночасно змінюються товщина зрізуваного шару та напрям результуючої швидкості. Тому максимальне локальне осьове зусилля теоретично може формуватися не безпосередньо на зовнішньому кінці кромки, а в певній проміжній радіальній зоні.

Отримані теоретичні залежності дають підстави розглядати силовий стан протяжної радіальної кромки не лише за інтегральними значеннями сили та моменту, а й за характером формування цих величин уздовж її робочої довжини. Такий підхід потенційно дозволяє визначати найбільш навантажені ділянки різця та оцінювати їх внесок у загальні силові характеристики.

Водночас зроблені висновки мають теоретичний характер і потребують експериментальної перевірки. Для цього радіальну різальну кромку доцільно поділити на кілька послідовних ділянок та окремо визначати створювані ними осьові зусилля і моменти опору за однакових режимів роботи та фізико-механічних властивостей грунтового середовища.

Порівняння результатів для внутрішньої, проміжної та зовнішньої частин кромки дозволить визначити фактичний характер розподілу силових параметрів та оцінити відповідність експериментальних даних результатам

математичного моделювання. Окремий інтерес становить перевірка зміни внеску радіальних ділянок у загальний момент опору обертанню та встановлення положення зони найбільшого осьового зусилля.

Висновки

Проведений теоретичний аналіз вказує на наявність передумов для доцільності локального розгляду радіальної різальної кромки при визначенні її силових параметрів. Зміна кінематичних умов уздовж кромки може спричиняти нерівномірний розподіл сил опору та різний внесок окремих ділянок у момент опору обертанню. Остаточна оцінка доцільності такого підходу потребує експериментального підтвердження характеру розподілу навантажень та зіставлення отриманих результатів із розрахунковими залежностями.

Література

1. Лазарук Ю. В. Підвищення ефективності універсальних землерийних машин удосконаленням конструктивних та кінематичних параметрів : дис. … канд. техн. наук : 133 «Галузеве машинобудування». Київ, 2023. 230 с.

ЗАСТОСУВАННЯ МОДУЛЬНИХ ЗНІМНИХ АКУМУЛЯТОРНИХ СИСТЕМ ТА СТАНЦІЙ АВТОМАТИЗОВАНОЇ ЗАМІНИ НА КОМПАКТНІЙ БУДІВЕЛЬНІЙ ТЕХНІЦІ

Кисляк О.Ю. аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Коваль А.Б.
Національний транспортний університет

Сучасні вимоги до виконання будівельних і реноваційних робіт у щільній міській забудові, а також всередині закритих приміщень висувають жорсткі обмеження щодо рівня шуму та викидів шкідливих речовин. Використання традиційних дизельних міні-екскаваторів і навантажувачів у

таких умовах ускладнене через високу загазованість та необхідність потужної примусової вентиляції. Перехід на акумуляторний електричний привід у сегменті компактної спецтехніки є ефективним шляхом вирішення цих екологічних та технологічних викликів.

Однак повноцінна експлуатаційна ефективність такої техніки стримується її обмеженою автономністю та необхідністю регулярного і тривалого заряджання, що призводить до вимушених простоїв і знижує коефіцієнт використання машин на об'єкті. У зв'язку з цим впровадження модульних знімних джерел живлення та технологій швидкої заміни батарей є перспективним рішенням для забезпечення безперервного технологічного циклу [1].

Мета роботи: Обгрунтування ефективності використання знімних акумуляторних модулів різної ємності та док-станцій або роботизованих комплексів заміни акумуляторних блоків для підвищення коефіцієнта використання компактної будівельної техніки.

Перехід від вбудованих акумуляторів до концепції знімних енергетичних блоків реалізується за такими основними напрямками та прикладами світових виробників:

- Модульність та уніфікація батарей: можливість використання знімних блоків різної ємності залежно від завдань (наприклад, 2–3 години роботи чи повна зміна). Яскравим прикладом є партнерство Komatsu та Honda, які розробили мікро-екскаватор PC01E на базі уніфікованих знімних блоків Honda Mobile Power Pack [1]. Також альянс BatteryOne (за участі Wacker Neuson, BOMAG, Mikasa) створив єдиний стандарт акумуляторів, що підходять для віброплит, трамбовок і легких навантажувачів різних брендів [2].
- Роботизована заміна та автоматичні станції заміни акумуляторів (Battery Swap Stations, BSS): концепція швидкої роботизованої заміни акумулятора за 3–5 хвилин без участі оператора. Подібні автоматизовані

комплекси та сервісні машини вже активно впроваджуються компаніями SANY та XCMG для важкої будівельної та кар'єрної техніки [3].

- Гнучкість та зниження сукупної вартості володіння: клієнт має можливість купувати батареї потрібної ємності окремо під свої потреби, а заряджання в оптимальних умовах док-станції (із контролем температури) суттєво подовжує термін служби акумуляторних осередків.

Висновки

Концепція модульних знімних акумуляторів у поєднанні з автоматизованими док-станціями вирішує ключову проблему електричної спецтехніки — вимушені простої під час заряджання. Досвід провідних брендів (Komatsu, Wacker Neuson, SANY) доводить, що даний підхід дозволяє досягти коефіцієнта технічного використання, порівнянного з дизельними аналогами.

Література

1. Honda Motor Co.,Ltd. Honda and Komatsu Announce the Start of Joint Development of Micro Excavators Powered by Swappable Batteries | Honda Global Corporate Website [Електронний ресурс] / Honda Motor Co.,Ltd. // Honda Global. – Режим доступу: https://global.honda/en/newsroom/news/2021/c210610eng.html (дата звернення: 01.09.2026). – Назва з екрана.

2. Battery One: Universal, vendor-agnostic construction equipment battery [Електронний ресурс] // Wacker Neuson Group. – Режим доступу: https://wackerneusongroup.com/en/wacker-neuson-group/presse-und-news/news-display-en/battery-one-kompatibler-baugeraete-akku-mehrerer-hersteller (дата звернення: 01.09.2026). – Назва з екрана.

3.SANY's first intelligent battery swapping station debuts [Електронний ресурс] // SANY Group Home| Industrial & Construction Equipment | Excavators & Cranes & Concrete Machinery. – Режим доступу: https://www.sanyglobal.com/press_releases/729/ (дата звернення: 01.09.2026). – Назва з екрана.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ (ВИНОСУ) ҐРУНТУ БЕЗКІВШЕВИМ РОТОРОМ ТРАНШЕЙНОГО ЕКСКАВАТОРА

Пацьора Д.І.. аспірант, Сафон Н.А., студент
Наукові керівники: д.т.н., професор Мусійко В.Д.,
к.т.н., доцент Коваль А.Б.
Національний транспортний університет

З метою розв'язання проблеми підвищення продуктивності роботи екскаваторів поздовжнього копання шляхом використання в якості їх грунторозробних робочих органів безківшевих роторів з модернізованою конструкцією вузла розвантаження було поставлено завдання визначення фізичних особливостей та закономірностей транспортування (виносу) розробленого в процесі копання траншеї безківшевим ротором ґрунту із забою в зону розвантаження робочого органа [1].

Для об'єктивного обґрунтування припущень, прийнятих в процесі виконання теоретичних досліджень транспортування розробленого ґрунту безківшевим ротором із забою на розвантаження прийнято метод швидкісної відео- та фотозйомки. Дослідження транспортування ґрунту проводилось з використанням ґрунтового каналу лабораторії фізико-математичного моделювання робочих процесів землерийних машин безперервної дії кафедри інженерії машин транспортного будівництва Національного транспортного університету.

Для цього в ґрунті, розміщеному в ґрунтовому каналі (рис. 1), фізичною моделлю безківшевого роторного робочого органа (рис. 2) відкопувалась траншея прямокутної форми заданої глибини. Після цього стенд відводився на вихідну позицію в ґрунтовому каналі, одна з ґрунтових стінок відкопаної траншеї прибиралась, а на її місце встановлювалась прозора стінка із загартованого скла. Заново утворена траншея послідовно і пошарово з

ущільненням заповнювалась шарами грунту світлого і темного відтінків. Ґрунт в траншеї ущільнювався (рис. 3).



Рисунок 1 – Стенд з моделлю робочого органа на грунтовому каналі

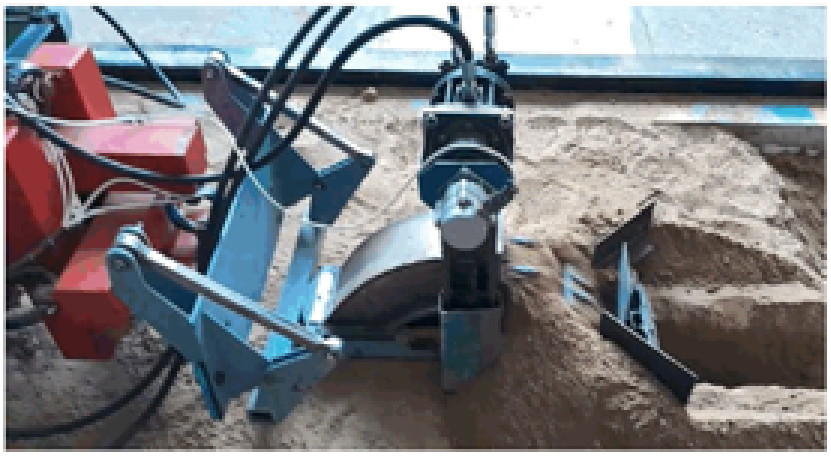


Рисунок 2 – Робоче обладнання в процесі розробки траншеї



Рисунок 3 – Траншея з прозорою бічною стінкою

З боку скляної стінки встановлювалась швидкісна відеокамера для запису фізичної картини копання та переміщення розробленого ґрунту на розвантаження по робочим поверхням внутрішніх кільцевих порожнин ротора.

Під час проведення експериментальних досліджень стенд з досліджуваною конструкцією робочого органа рухався по направляючих ходових рейках таким чином, щоб торці траверс ротора при його обертанні в режимі копання ґрунту проходили в безпосередній близькості від прозорої стінки, через яку можна спостерігати і фіксувати процес копання та переміщення розробленого ґрунту ротором на розвантаження.

Фіксація процесу розробки і транспортування ґрунту здійснювалась відеокамерою з частотою 240 кадрів за секунду. Типові кадри процесу транспортування ґрунту в забої представлено на рис. 4, де видно формування потоку ґрунту що переміщується на розвантаження у внутрішній кільцевій порожнині ротора.



Рисунок 4 – Формування потоку ґрунту що переміщується у внутрішній кільцевій порожнині роторна на розвантаження

Під час проведення цього дослідження швидкість різання ґрунту змінювалась від межах від 1,5 м/с до 3,5 м/с, швидкість подачі – межах від 0,069 м/с (250 м/год.) до 0,25 м/с (900 м/год.) в перерахунку на «натуру».

Аналіз отриманих даних проводиться за допомогою програми Tracker – безкоштовного інструменту для аналізу та моделювання відео, побудованого на Java-фреймворку Open Source Physics (OSP) [2]. Ця програми дозволяє

прослідкувати та побудувати траєкторії руху часток ґрунту в режимі переміщення, визначити їхню швидкість переміщення.

Для побудови трасограм руху часток ґрунту у внутрішній кільцевій порожнині безківшевого ротора в серії послідовних кадрів вибиралась частка ґрунту, рух якої можна прослідкувати. Одночасно фіксувались трасограми переміщення характерних точок конструкції ротора. Обробка трасограм дозволила визначити зміну у часі координат дослідних точок ґрунту та металоконструкції ротора, визначити їхню кутову швидкість. Різниця кутових швидкостей ротора і сталого потоку ґрунту, що переноситься на розвантаження безківшевим ротором у внутрішній кільцевій порожнині, визначає величину проковзування ґрунту. Проковзування ґрунту оцінюємо коефіцієнтом проковзування, що визначається як співвідношення кутових швидкостей характерних точок ротора і потоку ґрунту:

$$k_{\text{п}} = \frac{\omega_{\text{г}}}{\omega_{\text{р}}},$$

де $k_{\text{п}}$ – коефіцієнт проковзування,

$\omega_{\text{г}}$ – кутова швидкість потоку ґрунту, що переноситься на розвантаження безківшевим ротором, $с^{-1}$;

$\omega_{\text{р}}$ – кутова швидкість ротора, $с^{-1}$.

Під час проведення кожного окремого досліду частота обертання ротора підтримувалась стабільною, відповідно і кутова швидкість його була не змінною (рис. 5). При повороті ротора більше 40° від вертикалі завершується формування сталого потоку ґрунту. Рух часток цього потоку ґрунту, що піднімається з забою у внутрішній кільцевій порожнині безківшевого ротора, можна відслідкувати.

Подальший рух сформованого потоку ґрунту характеризується збільшенням його кутової швидкості за рахунок ущільнення ґрунту. За умови повороту ротора на кут близько до 70° процес стабілізується, водночас стабілізується і співвідношення кутових швидкостей ґрунту і ротора, а коефіцієнт проковзування досягає величини близько 0,9 (рис. 6). Стабілізація

величини коефіцієнта проковзування свідчить, що грунт рухається в роторі на розвантаження сформованим суцільним потоком.

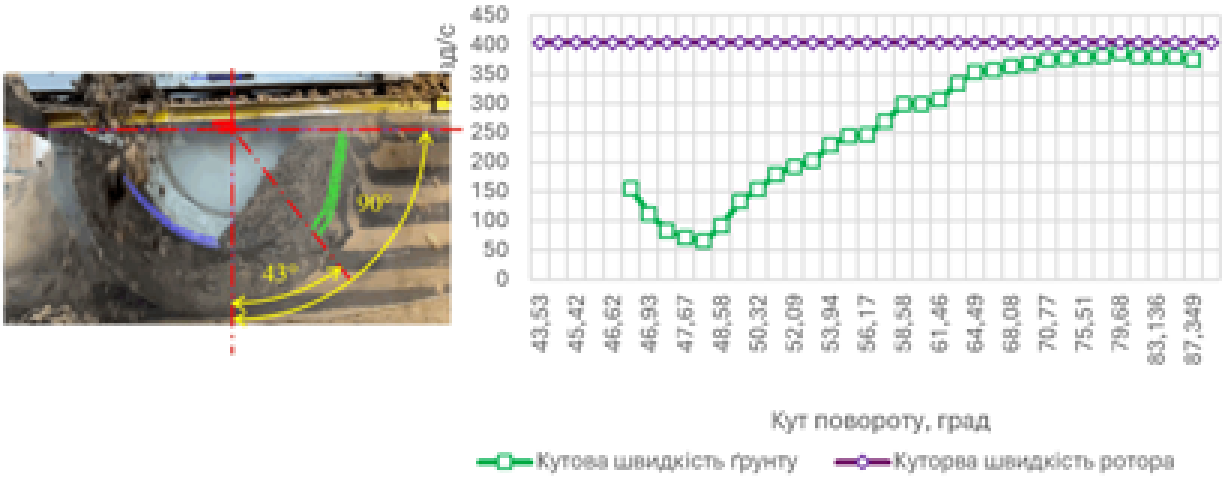


Рисунок 5 – Транспортування розробленого грунту із забою безківшевим ротором: V_p = 3,9 м/с, V_e = 256 м/год.



Рисунок 6 – Співвідношення кутової швидкості грунту у внутрішній кільцевій порожнині ротора та кутової швидкості ротора для режиму: V_p = 3,9 м/с, V_e = 256 м/год.

Висновки

Дослідження процесу транспортування грунту на розвантаження у внутрішній кільцевій порожнині безківшевого ротора підтверджує, що формування сталого потоку грунту відбувається впродовж повороту ротора

від вертикалі на кут близько 40°. Подальший рух грунту характеризується його ущільненням та збільшенням кутової швидкості переміщення і по досягненню кута повороту ротора близько 70° стабілізується. Коефіцієнт проковзування грунту, визначений як співвідношення кутових швидкостей переміщення потоку грунту і характерних точок ротора, стабілізується перед виходом з забою на рівні 0,85…0,9.

Література

1.Коваль А.Б., Пацьора Д.І., Сафон Н.О. Дослідження процесу виносу грунту із забою безківшевим роторним робочим органом траншейного екскаватора // Інновації в агропромисловому комплексі, машинобудуванні та транспорті : збірник тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції (22–23 квітня 2026 р.) [Електронне видання]. Рівне : НУВГП, 2026. С. 127–129. URL: https://drive.google.com/file/d/1fvh4C7HmltDHfOl6c524JLtz3jz-SGnr/view?usp=sharing

2. Tracker. URL: https://opensourcephysics.github.io/tracker-website/

ОБ'ЄКТНО-ОРІЄНТОВАНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ ЗЕМЛЕРИЙНИХ І БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН ЗАСОБАМИ MODELICA

Ніколаєнко В. А., канд. техн. наук, доцент
Національний транспортний університет, м. Київ

Гідропривід землерийної або будівельно-дорожньої машини на першому етапі проектується шляхом узгодженого визначення витрат, тиску та параметрів обладнання. Для схеми з великою кількістю контурів необхідно враховувати розподіл споживачів між джерелами та їх об'єднання. Зміна однієї робочої дії або компонента змінює подачу насоса, діаметри трубопроводів, потужність приводу та місткість баку.

Для практичних розрахунків можна виділити кілька способів їх організації. Послідовний розрахунок передбачає вибір номінального тиску, визначення параметрів гідроциліндрів і гідромоторів, групування одночасно працюючих споживачів, підбір насосів, розрахунок трубопроводів та допоміжного обладнання [1]. Розрахункові значення зіставляють з каталогом, а після вибору типорозмірів уточнюють витрати, тиски та потужності. Такий підхід зручний для визначення параметрів окремої схеми, в якій простежується послідовність розрахунків.

Автоматизація такої послідовності можлива в електронних таблицях або розрахункових програмах. Формулювання та пошук у каталозі прискорюють вибір параметрів за незмінною структурою схеми. Для іншої кількості виконавчих механізмів або їх перегрупування між насосами необхідно відповідно змінювати зв'язки комірок, вирази або алгоритм програми, якщо ці зміни заздалегідь не передбачені. Графічна гідросхема та її розрахунок за такої організації ведуться окремо.

Компонентне фізичне моделювання пов'язує структуру схеми з математичним описом: рівняння зберігаються в моделях елементів, а рівняння взаємодії формуються їх з'єднаннями. Застосування Modelica до гідросистем та поєднання гідравлічної і механічної частин машини розглянуто в роботах [2, 3]. Для перевірочного моделювання задають характеристики обладнання та досліджують поведінку системи. У задачі параметричного синтезу вихідними є вимоги до робочих рухів, а шуканими – розміри та характеристики обладнання. Поєднання компонентного опису з каталоговим підбором дає змогу реалізувати цю задачу безпосередньо у складеній схемі.

Метою роботи є розроблення бібліотеки Modelica, яка поєднує компонентний опис гідравлічної схеми зі статичним розрахунком та підбором основного обладнання за заданими вимогами до виконавчих механізмів землерийних та будівельно-дорожніх машин.

В основу розроблення покладено компонентний принцип Modelica, застосований також у роботах із моделювання гідравлічних систем і машин [2,

3]. Кожний елемент має гідравлічні порти з потенціальною змінною – тиском p та потоковою змінною – об’ємною витратою Q. З’єднання компонентів формує умови рівності вузлових тисків і балансу витрат. Структура розрахункової моделі, таким чином, відповідає структурі складеної гідросхеми.

Розроблена бібліотека HydSyn2 версії 2.0 призначена для статичного розрахунку та параметричного синтезу гідроприводу. Вихідними даними є задані зусилля, моменти, швидкості руху, частоти обертання і прийнятий тиск системи. За ними визначаються потрібні витрати, геометричні параметри виконавчих механізмів та характеристики насосного обладнання. Прямий, реверсний і нейтральний режими задаються як окремі розрахункові випадки.

Перевага запропонованого підходу полягає в збереженні відповідності між схемою та розрахунком під час її зміни. Додавання споживача до насосного контуру змінює потребу в подачі через портові з’єднання; користувачеві не потрібно окремо переписувати формулу її сумування. Один опис циліндра, мотора чи лінії повторно використовується в різних гілках. Оновлення розрахункової залежності в класі компонента поширюється на його екземпляри, а зміна даних з каталогу виконується окремо від рівнянь.

Зв’язок підбору з розрахунком важливий через дискретність типорозмірів. Наприклад, округлення діаметра поршня до більшого значення змінює потрібну витрату за заданої швидкості, ця витрата враховується під час вибору насоса та гідроліній. Отже, бібліотека об’єднує визначення потреби, вибір типорозміру та подальший розрахунок пов’язаних елементів. Інженер задає структуру, розрахункові режими і критерії оцінювання, а бібліотека виконує реалізовані операції підбору для кожного варіанта.

До складу бібліотеки входять вісім основних компонентів (табл. 1). Спільні параметри задають тиск системи, густину та кінематичну в’язкість робочої рідини. Підпакет Interfaces містить з’єднувачі, функції підбору, приклади схем.

Таблиця 1 – Основні компоненти бібліотеки HydSyn2

Компонент	**Призначення та основні результати**
Pump	Підбір насоса за потрібною подачею та заданим тиском; робочий об'єм, частота обертання, потужність на валу.
Motor	Підбір гідромотора; потрібні витрата і перепад тиску, корисна потужність, перевірка тиску.
Cylinder	Розрахунок одного циліндра: діаметри поршня і штока, витрати для висування та втягування.
PairCylinder	Пара однакових циліндрів із заданою однаковою швидкістю; сумарні витрата та потужність.
DirectionalValve4_3	Задання прямого, реверсного або нейтрального розрахункового режиму.
LineAA	Вибір діаметра лінії за рекомендованою швидкістю; розрахунок втрат тиску з урахуванням напрямку потоку.
LineBB	Аналогічний розрахунок лінії з іншою рекомендованою швидкістю, прийнятою для зливу.
Tank	Задання тиску бака, вибір місткості, обчислення ккд системи та оцінка потреби в охолодженні.

Підбір насоса здійснюється за заданим тиском і сумарною потребою підключених споживачів. Для кожного кандидата з каталогу визначається частота обертання, необхідна для забезпечення потрібної подачі з урахуванням робочого об'єму та об'ємного ккд. Серед насосів, що задовольняють прийняті критерії підбору, вибирається варіант із розрахунковою частотою обертання, найближчою до бажаної. Підбір виконується під час ініціалізації моделі для заданого розрахункового режиму.

Для гідроциліндра за потрібним зусиллям, розрахунковим тиском і механічним ккд визначається діаметр поршня з округленням у більший бік до значення з прийнятого ряду. За вибраними розмірами поршня і штока та заданою швидкістю руху обчислюються витрати в напірній і зливній порожнинах з урахуванням напрямку руху та об'ємного ккд. Корисна потужність визначається потрібним зусиллям і швидкістю штока. Для пари однакових циліндрів, які працюють з однаковими навантаженнями та швидкостями, сумарні витрата і потужність подвоюються.

Гідролінії підбираються за витратою та рекомендованою швидкістю рідини. Після вибору діаметра визначаються фактична швидкість, число Рейнольдса і втрати тиску на тертя та місцеві опори. Додаткові потокові змінні передають через з'єднання облікові величини енергії насоса та накопичених втрат на одиницю об'єму рідини. Модель бака використовує їх для узагальнення показників системи. При цьому користувач працює зі схемою та параметрами компонентів, а рівняння зв'язків формуються середовищем автоматично.

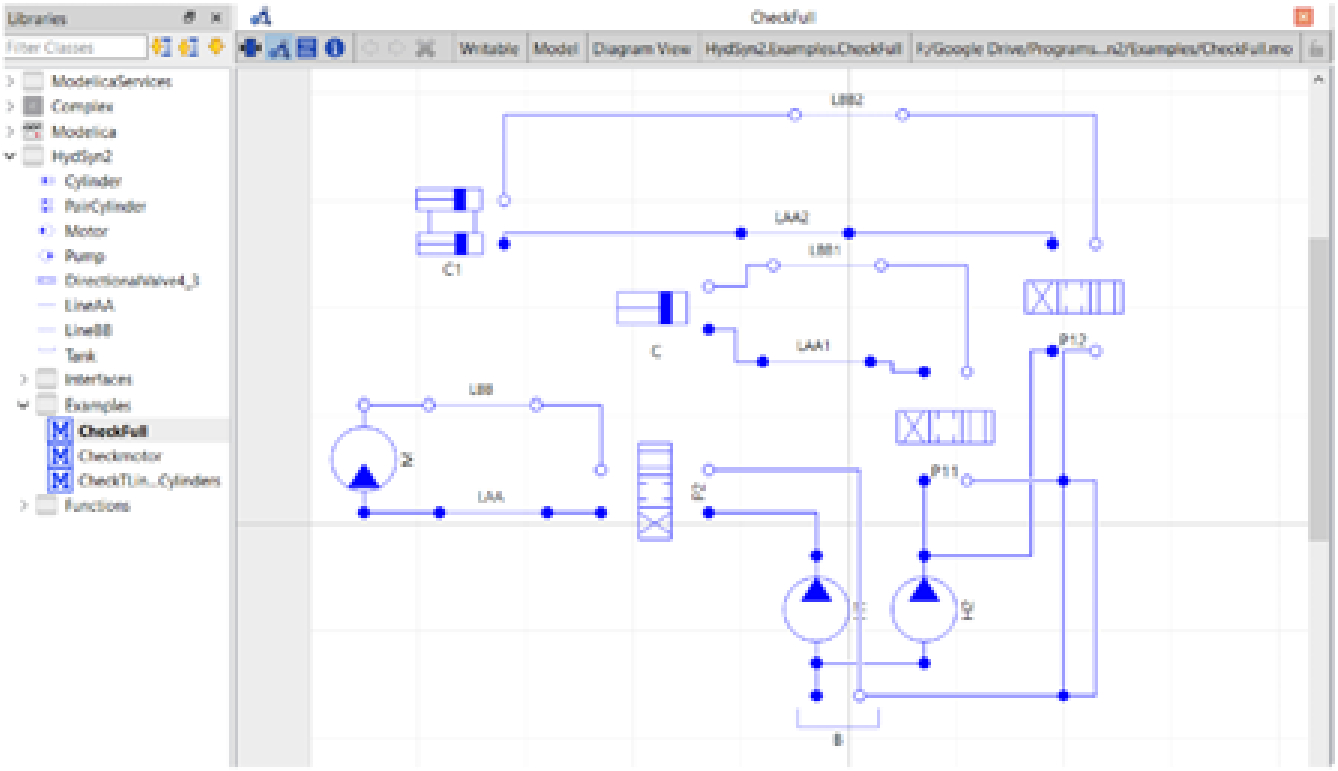


Рисунок 1 – Функціональна структура прикладу CheckFull

Приклад застосування розглянуто на схемі CheckFull, що входить до бібліотеки (рис. 1). Насос H1 живить гідромотор M через розподільник P2. До насоса H2 підключені дві паралельні гілки: одиночний циліндр C із розподільником P11 та пара циліндрів C1 із розподільником P12. Обидва насосні контури використовують спільний бак B. Між розподільниками і споживачами встановлені компоненти LineAA та LineBB.

Для розрахунку прийнято тиск насосів 16 МПа, густину рідини 860 кг/м^3 і кінематичну в’язкість 10^{-5} м^2/с. Гідромотор повинен розвивати момент 2600 Нм за частоти 80 хв$^{-1}$. Для кожного зі спарених циліндрів задано зусилля 115 кН і швидкість 0,06 м/с; для одиночного циліндра 220 кН та 0,055 м/с. У вибраному режимі P2 = +1, P12 = +1, P11 = 0: працюють гідромотор і пара циліндрів, а одиночний циліндр вимкнений. Довжини ліній LineAA і LineBB становлять відповідно 7,0 та 5,4 м; рекомендовані швидкості 6 та 2 м/с.

Наведені в табл. 2 результати отримано прямим обчисленням статичних залежностей і відтворенням алгоритмів підбору за каталогами HydSyn2 для зазначених параметрів. Вони характеризують один розрахунковий режим схеми; часові перехідні процеси в цьому прикладі не розглядаються.

Таблиця 2 – Розрахункові результати для схеми CheckFull

Показник	**Контур H1 – M**	**Контур H2 – C1**
Робочий об’єм гідромотора, см^3/об	1809	-
Діаметр поршня / штока, мм	-	100 / 50
Потрібна подача насоса, л/с	2,513	0,961
Робочий об’єм насоса, см^3/об	98,8	31,7
Ідентифікатор насоса в каталозі	15	32
Розрахункова частота насоса, хв$^{-1}$	1623	1978
Потужність на валу насоса, кВт	47,29	18,76
Корисна потужність споживачів, кВт	21,78	13,80
Діаметр LineAA / LineBB, мм	25 / 50	16 / 25
Втрати тиску в LineAA / LineBB, бар	2,292 / 0,097	2,637 / 0,168

У розглянутому режимі сумарна подача насосів становить 208,42 л/хв, а потрібна потужність на їхніх валах 66,05 кВт. За прийнятого двохвилинного запасу рідини розрахункова місткість бака дорівнює 416,85 л; із заданого ряду вибирається бак 500 л. Одиночний циліндр в нейтралі не додає витрати до потреби насоса H2. Його ввімкнення потребує окремого розрахунку сумарної подачі та повторного узгодження обладнання.

У цьому режимі гідромотор потребує більшої подачі, ніж пара циліндрів, що визначає більший робочий об'єм насоса H1 та діаметри його ліній. Розрахункова частота насоса може відрізнятися від бажаної. Вибрані параметри оцінюються разом з ознаками достатності тиску та відповідності каталожним умовам.

Основне призначення HydSyn2 це попереднє параметричне опрацювання гідроприводу: визначення типорозмірів і потрібної потужності, порівняння варіантів розподілу споживачів між насосами, оцінювання наслідків зміни зусиль та швидкостей. Під час модернізації за новими вимогами можна визначити зміну потреби в обладнанні та зіставити її з характеристиками встановленого привода. Для кількох робочих операцій режими розраховуються окремо, після чого інженер узгоджує спільний комплект обладнання за сукупністю вимог.

У навчальному процесі бібліотека придатна для курсового проектування та практичних занять із розрахунку об'ємних гідроприводів. Студент складає схему, обґрунтовує вихідні дані й аналізує, як навантаження та суміщення рухів впливають на параметри обладнання. Отримані типорозміри й робочі точки також можуть слугувати вихідними даними для подальшого деталізованого моделювання конкретного привода.

Висновки

Розроблено бібліотеку HydSyn2, у якій компонентний опис гідроприводу поєднано зі статичним розрахунком і каталоговим підбором обладнання. Підхід забезпечує перенесення змін структури та параметрів схеми у відповідні розрахункові зв'язки та повторне використання моделей елементів. Приклад ілюструє визначення потреби двох насосних контурів за заданим складом активних споживачів. Практичне призначення бібліотеки – попередній синтез, зіставлення варіантів і навчальне проектування гідроприводів землерийних та будівельно-дорожніх машин.

Література

1. Високович Є. В., Мусійко В. Д. Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Гідропривод дорожніх машин і тягачів». Київ : НТУ, 2022. 28 с.

2. Beater P. Modeling and Digital Simulation of Hydraulic Systems in Design and Engineering Education using Modelica and HyLib. Proceedings of the Modelica Workshop 2000. Lund, 2000. P. 33–40.

3. Beater P., Otter M. Multi-Domain Simulation: Mechanics and Hydraulics of an Excavator. Proceedings of the 3rd International Modelica Conference. Linköping, 2003. P. 331–340.

ВПЛИВ РОЗТАШУВАННЯ МОЛОТКІВ НА НАВАНТАЖЕННЯ РОТОРА МАШИНИ РОЗМІНУВАННЯ

Ратушняк Р.Є. магістр

Науковий керівник к.т.н., доцент Ніколаєнко В.А.

Національний транспортний університет

Ланцюгово-молоткові робочі органи машин для розмінування взаємодіють з ґрунтом послідовними ударами молотків, прикріплених до ротора ланцюгами. Кожний окремий удар молотка триває короткий час, тому можна стверджувати, що момент опору на роторі не буде постійним протягом одного повного оберту ротора. Збіг у часі навантажень від кількох молотків збільшує амплітуду моменту. Зменшення амплітуд є важливим для оцінки навантажувальної здатності привода та його елементів.

У праці D. У Mikulić [1] розглянуто сили взаємодії молотків із ґрунтом, їхнє спіральне розташування, фазовий крок і кількість молотків у зоні забою. Ці положення є основою для оцінки сумарного навантаження, оскільки кількість молотків у контакті не є єдиним фактором, що визначає піковий

момент, і необхідно враховувати величину навантаження кожного молотка на його фазі робочого циклу.

Метою роботи є вивчення впливу кутового розташування молотків на максимальний момент і неоднорідність навантаження ротора за однакових умов їх взаємодії з грунтом. На першому етапі обговорюється модель, що дозволяє відокремити вплив фаз розташування молотків від впливу форми молотка та властивостей грунту.

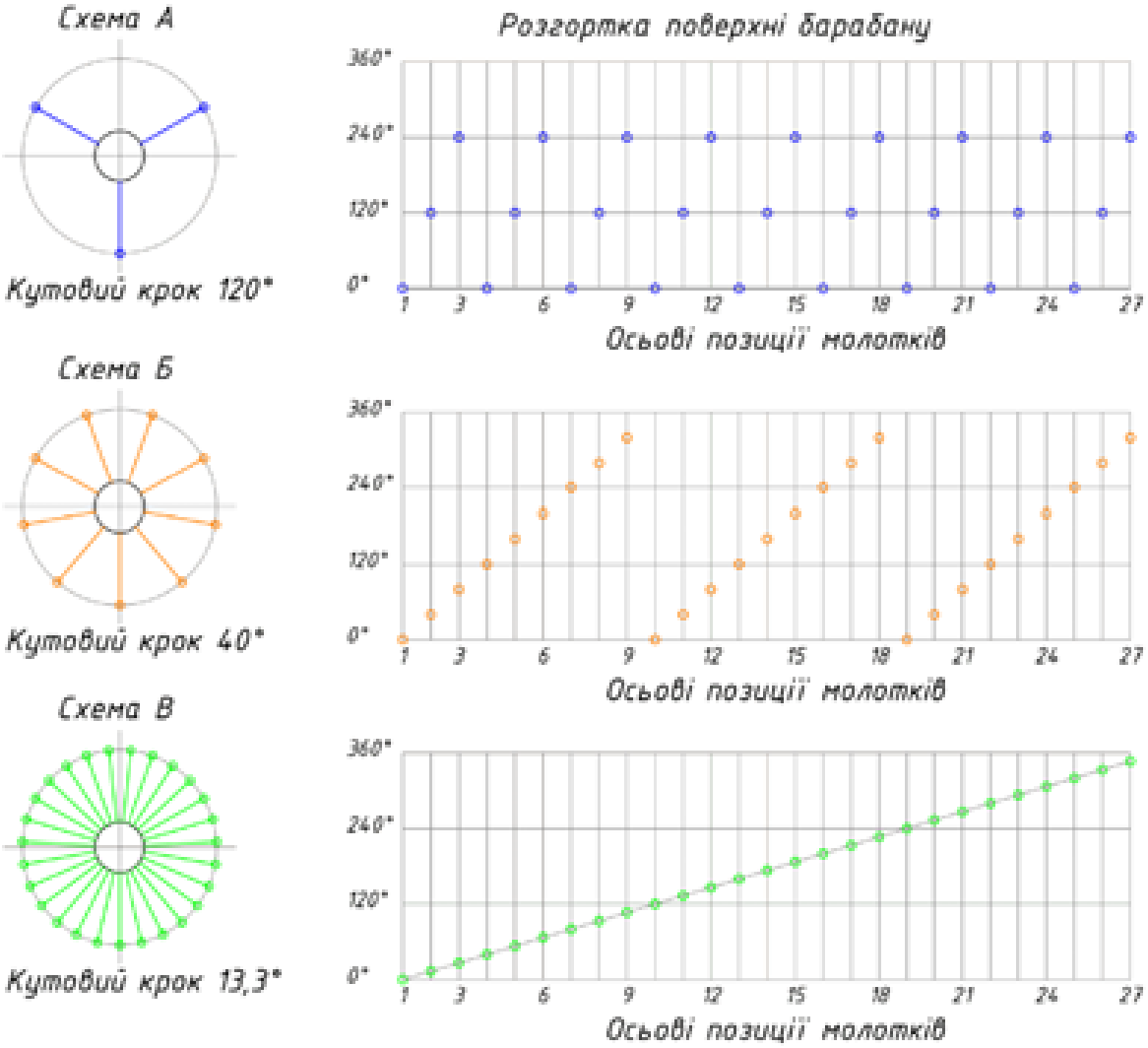


Рисунок 1. – Схеми розташування молотків

Як вихідні дані прийнято 27 однакових молотків, сталу кутову швидкість ротора та один імпульс моменту опору від кожного молотка за оберт. Одиничний імпульс задано додатною півхвилею синуса з амплітудою M_0 та

кутовим кроком δ. Поза цим кроком момент опору від одиночного молотка дорівнює нулю. Закон синусу вважається прийнятним наближенням, проте амплітуда і крок не були визначені експериментально.

Сумарний момент в кожному кутовому положенні визначається як сума 27 одиничних моментів з відповідними фазовими зсувами. Незалежність цих навантажень є припущенням моделі; взаємний вплив молотків на грунт, деформації ланцюгів, повторний розгін і деформації ланцюгів на цьому етапі не враховуються

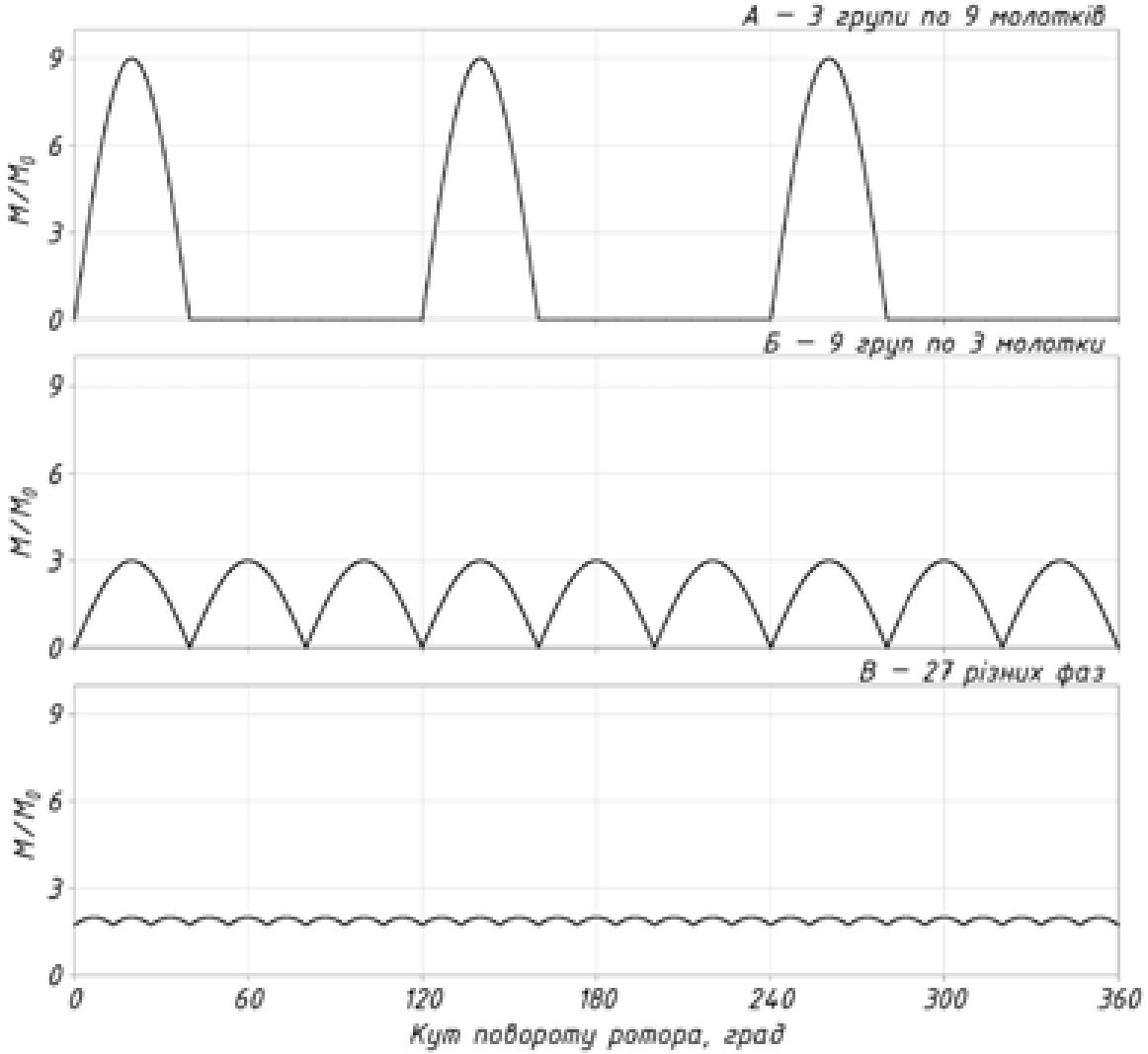


Рисунок 1 - Зміна відносного моменту за оберт для δ = 40°

Порівняно три схеми (див. рисунок 1), які складаються:

A, з трьох груп по дев'ять молотків з інтервалами 120^0 між групами;

B, з дев'яти груп по три молотки з інтервалами 40^0;

C, з 27 окремих ударників із рівномірним кроком $13{,}3^0$.

Схеми A, B і C визначають різні способи розподілу навантажень за кутом повороту ротора

Розрахунок виконано з тривалістю імпульсу $\delta=40°$. Оцінювання проводилося для максимальних, середніх та середньоквадратичних моментів з визначенням коефіцієнта нерівномірності, як відношення різниці найбільшого й найменшого моментів до середнього значення. Результати наведені на рисунку 2 та в таблиці 1.

Таблиця 1 - Показники навантаження ротора для $\delta = 40°$

Схема	Ммакс / M_0	Мср / M_0	Мскв / M_0	Коефіцієнт нерівномірності
А	9,000	1,910	3,674	4,712
Б	3,000	1,910	2,121	1,571
В	2,000	1,910	1,912	0,140

За схемою В три або менше імпульсів накладаються, проте їхні максимуми не збігаються. Тому найбільший сумарний момент дорівнює $2M_0$. Таким чином, порівняно з схемою А, піковий момент зменшується на 78%. Різниця середнього квадратичного моменту схеми В зменшується до $1{,}9M_0$, а коефіцієнт нерівномірності зменшується до 0,140.

Середній момент у всіх трьох випадках становить $1{,}910M_0$. Цей результат перевірено інтегруванням: площа одиничної півхвилі не змінюється при її зсуві за кутом. За однакової кількості молотків і незмінного одиничного імпульсу робота за один оберт однакова. Відповідно, за сталою кутовою швидкістю однаковою залишається і середня потужність. Зменшення пікового моменту не слід трактувати як зменшення витрат енергії на руйнування грунту.

Результати показують, що ефект визначається співвідношенням кутової тривалості навантаження та інтервалу між сусідніми фазами. Для практичного компонування ротора доцільно оцінювати весь графік сумарного моменту. Зміна кутового розташування має одночасно забезпечувати необхідне перекриття слідів від ударів молотків по ширині та вздовж руху машини; осьове розташування і робоча швидкість машини у наведеному порівнянні не оптимізувалися.

Висновки

У межах прийнятої моделі кількісно визначено вплив фазового розподілу 27 молотків на навантаження ротора машини розмінування. За тривалості одиничного імпульсу 40^0 рівномірне розташування фаз зменшує піковий момент на 77,8 % порівняно з трьома синфазними групами по дев'ять молотків. Середня робота за оберт і середня потужність при цьому не змінюються.

Практичне значення результату полягає в можливості попереднього порівняння схем ротора за піковим навантаженням привода. Для переходу до величин моментів і вибору конструктивних параметрів необхідно визначити одиничне навантаження з урахуванням властивостей грунту, глибини обробки, форми молотка та його руху після удару. Отримане зниження піка є результатом розрахункової моделі й не характеризує повноту знешкодження мін.

Література

1. Mikulić D. Mechanics of Machine Demining. Design of Demining Machines. London : Springer, 2013. P. 29–73. DOI: 10.1007/978-1-4471-4504-2_2.

ОБҐРУНТУВАННЯ УМОВ ЕФЕКТИВНОГО РОЗВАНТАЖЕННЯ КОВШІВ РОТОРНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА З ЛАНЦЮГОВИМ ДНИЩЕМ

Сивка І.О. аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Ніколаєнко В.А.
Національний транспортний університет

Ефективність роботи роторних землерийних машин значною мірою визначається повнотою циклу «наповнення - транспортування - розвантаження» ковшів. Під час розробки вологих ґрунтів можливе налипання матеріалу на внутрішні поверхні ківша та утворення залишкової маси після проходження зони розвантаження.

Одним із конструктивних засобів підвищення повноти розвантаження є застосування гнучкого ланцюгового днища. На відміну від суцільної жорсткої задньої стінки ківша, ланцюгове днище здатне змінювати свою конфігурацію залежно від кутового положення ковша. У зоні розвантаження ланцюгове сплетіння переміщується відносно бокових стінок, руйнує контакт між налиплим ґрунтом і поверхнею ківша та створює ефект його самоочищення.

Практичне застосування такої конструкції має тривалу історію. У патенті F. F. Kolbe на самоочисний ківш роторного екскаватора задню стінку виконано у вигляді гнучкого рухомого ланцюгового сплетіння. Під час переходу ківша в положення розвантаження центральна частина сплетіння під дією сили тяжіння переміщується всередину ківша, набуває швидкості, після обмеження переміщення відбувається його зворотний рух і струшування. Одночасно крайні ланцюги переміщуються відносно бокових стінок, сприяючи їх очищенню.

Особливе значення таке рішення має під час роботи з липкими матеріалами. У дослідженні A. Andras, F. Faur та M. Risteiu зазначено, що для

забезпечення розвантаження дуже липких порід застосовуються ланцюгові днища, які сприяють видаленню матеріалу за рахунок власної ваги. При цьому автори звертають увагу, що зі збільшенням частоти обертання ротора ефективність такого днища знижується внаслідок зростання відцентрової сили.

Таким чином, ланцюгове днище доцільно розглядати не тільки як засіб механічного самоочищення ківша, але й як рухомий елемент, працездатність якого визначається кінематичним режимом роторного робочого органу.

Метою роботи є теоретичне обґрунтування впливу частоти обертання ротора на умови переміщення ланцюгового днища та ефективність розвантаження ківша.

Розглянемо ланцюгове днище масою $m_л$, центр мас якого розташований на відстані $r_л$ від осі ротора. На нього діє сила тяжіння

$$G_л = m_л g,$$

де g — прискорення вільного падіння.

При обертанні ротора виникає відцентрова сила

$$F_ц = m_л \omega^2 r_л$$

де ω — кутова швидкість ротора:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60},$$

де n — частота обертання ротора, $хв^{-1}$.

Гравітаційна дія сприяє провисанню та зміні конфігурації ланцюгового днища під час переходу ківша до зони розвантаження. Відцентрова дія,

навпаки, прагне утримувати його в напрямку від осі обертання. Тому зі збільшенням частоти обертання співвідношення між цими складовими змінюється.

Для порівняльної оцінки режиму роботи ланцюгового днища запропоновано використовувати безрозмірний параметр:

$$П = \frac{F_ц}{G_л} = \frac{\omega^2 r_л}{g}.$$

Параметр П характеризує співвідношення відцентрової та гравітаційної дії на рухомі елементи днища. При відносно малих значеннях П вплив сили тяжіння є більш суттєвим, тому ланцюгове полотнище має більшу можливість змінювати свою конфігурацію в зоні розвантаження. Зі збільшенням П зростає роль відцентрової складової, що може обмежувати гравітаційне переміщення днища всередину ківша.

При цьому значення П не слід розглядати як єдиний критерій розвантаження, оскільки фактичний рух ланцюгового днища залежить також від його довжини, величини провисання, геометрії ківша, кутового положення, сил тертя та фізико-механічних властивостей грунту. Однак цей параметр дозволяє кількісно характеризувати зміну співвідношення основних інерційно-гравітаційних факторів при варіюванні швидкості ротора.

Ефект рухомого ланцюгового днища може бути додатково посилений його струшуванням. Відомі конструкції роторних робочих органів, у яких просторовий каркас ковша виконується рухомим відносно його основи. При переході в зону розвантаження каркас різко змінює положення та взаємодіє з упорами, внаслідок чого ланцюгове днище струшується. Для такої конструкції автори безпосередньо пов'язують струшування днища з інтенсифікацією розвантаження ковша та зменшенням необхідного кута зони розвантаження.

Для оцінювання результативності процесу доцільно використовувати коефіцієнт повноти розвантаження

$$k_p = 1 - \frac{m_{зал}}{m_0}$$

де $m_{зал}$ — маса ґрунту, що залишилась у ківші після проходження зони розвантаження; m_0 — маса ґрунту перед початком розвантаження.

Зростання залишкової маси призводить до зменшення k_p. У першому наближенні, за однакового початкового наповнення ківшів, масову продуктивність процесу розвантаження можна представити залежністю

$$Q_m = \frac{znm_0k_p}{60}$$

де z — кількість ківшів ротора.

Залежність показує, що за незмінних параметрів ротора зменшення залишкової маси безпосередньо збільшує кількість ґрунту, що фактично вивантажується за одиницю часу. Крім того, повніше очищення ківша забезпечує більший вільний об'єм перед його наступним входженням у забій.

Додатковим наслідком неповного розвантаження може бути нерівномірний розподіл залишкової маси по колу ротора. Якщо в окремому ківші після розвантаження залишається додаткова маса Δm, вона створює відцентрову силу

$$F_{\Delta m} = \Delta m\omega^2 R$$

де R — радіус розташування центра мас залишкового ґрунту. Тому зменшення та вирівнювання залишкової маси в ковшах потенційно сприяє стабілізації масового розподілу роторного робочого органу. Однак кількісне визначення цього ефекту потребує окремого динамічного дослідження.

Таким чином, застосування ланцюгового днища забезпечує декілька взаємопов'язаних ефектів: зменшення площі постійного контакту ґрунту з жорсткою поверхнею ківша, зміну конфігурації опорної поверхні під час розвантаження, механічне руйнування адгезійних зв'язків і самоочищення ківша. Водночас ефективність зазначених процесів залежить від частоти обертання ротора.

Висновки. Встановлено, що ланцюгове днище є ефективним конструктивним засобом інтенсифікації розвантаження ківшів, особливо під час роботи зі зв'язними та липкими ґрунтами. Основний ефект забезпечується рухомістю днища, його гравітаційним переміщенням, деформацією та струшуванням у зоні розвантаження. Для характеристики впливу швидкісного режиму запропоновано параметр $П = \omega^2 r_л/g$, який визначає співвідношення відцентрової та гравітаційної дії. Зростання частоти обертання збільшує відцентрову складову та може погіршувати здатність ланцюгового днища до вільної деформації. Подальші дослідження доцільно спрямувати на встановлення залежності $k_p = f(П)$ для різних конструктивних параметрів ланцюгового днища та фізико-механічних характеристик ґрунту.

Література

1. Kolbe F. F. Self-cleaning digging wheel buckets. United States Patent US2834127A. Publication date: 13.05.1958.
2. Andras A., Faur F., Risteiu M. Overview of the Unwanted Effects of Unmineable Rock Formations on the Mining System of Bucket Wheel Excavator During the Excavation Process. 17th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM 2017. Vol. 17, Issue 13. P. 637–644. DOI: 10.5593/sgem2017/13/S03.081.
3. Andras I., Radu S. M., Andras A. Study Regarding the Bucket-Wheel Excavators Used in Hard Rock Excavations. Annals of the University of Petroşani, Mechanical Engineering. 2016. Vol. 18. P. 11–22.

ОСОБЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ МАШИНИ ДЛЯ ПРОКЛАДКИ ОПТОВОЛОКОННИХ ЛІНІЙ ЗВ'ЯЗКУ

Чумак Є.В. аспірант
Науковий керівник д.т.н., професор Мусійко В.Д.
Національний транспортний університет, м. Київ

Запропоновані технічні рішення конструкції машини для прокладки оптоволоконних ліній зв'язку спираються на досвід проєктування землерийно-транспортних машин, узагальнений у фахових джерелах [1]. Особливість запропонованої схеми полягає у тому, що піднятий з траншеї грунт зберігає структуру, придатну для безпосереднього повернення без додаткового подрібнення, на відміну від ланцюгових траншеєкопачів, у яких грунт значно перемішується та розпушується. Це підвищує коефіцієнт повернення матеріалу і зменшує потребу в привізному грунті для досипання, що відповідає принципам ресурсоощадності, закладеним у настановах з організації земляних робіт.

Проведений аналіз нормативно-технічних вимог, серійних землерийних машин і конструктивних рішень робочих органів безперервної дії дозволив виявити шість системних обмежень існуючих рішень, які формують поле наукової проблематики дисертаційного дослідження.

Перше обмеження – відсутність серійних рішень з дисковим робочим органом для глибин 0,7–1,2 м, що відповідають нормативним вимогам до магістральних і місцевих ОВЛЗ. Серійні мікротраншеєри (Ditch Witch MT26, Vermeer RTX550+MTR16, Marais Sidecut SC3C) обмежені глибиною 0,43–0,66 м, що відповідає мікротраншейній технології у міському середовищі. Серійні рішення для глибин 0,7–1,2 м (Tesmec 950R, Mastenbroek 10/12D, Vermeer RTX1250i2) грунтуються переважно на ланцюговому робочому органі з шириною траншеї 200–450 мм, що в 2,5–3 рази перевищує технологічно необхідну для оптичного кабелю.

Друге обмеження – відсутність штатних систем автоматизованої дозованої зворотної засипки у конструкціях, орієнтованих на колісні трактори. Серійні рішення з автоматизованою засипкою (Tesmec 950R) реалізовано на важких гусеничних носіях масою 20–26 т, що значно перевищує можливості середнього підрядника та потребує спеціалізованої транспортної логістики. Навісні модулі на колісних тракторах (Lancier CABLE GmbH) автоматизованої засипки не передбачають, унаслідок чого зворотна засипка виконується вручну або з використанням додаткової машини, що подовжує цикл робіт у 1,5–2 рази.

Третє обмеження – недостатня дослідженість процесу різання дисковим робочим органом у ґрунтах III–IV категорій. Опубліковані теоретичні моделі різання, узагальнені у працях Хмари, Назаренка, Горбатюка та інших авторів, переважно описують пухкі ґрунти I–II категорій, тоді як значна частина траси ОВЛЗ в Україні проходить у важких суглинках лесового походження III–IV категорій. Адекватний опис енергетичних показників, моментів опору обертанню та зношування різцій у цих ґрунтах потребує додаткового математичного моделювання та експериментальної верифікації [2].

Четверте обмеження – відсутність узгоджених критеріїв вибору геометрії дискового робочого органа (діаметра D, кута атаки θ, кроку різців t_z) під сукупні вимоги: нормативні (глибина 0,7–1,2 м, R_{min} кабелю), енергетичні (мінімальна питома енергоємність) та кінематичні (узгоджений діапазон ω і $v_м$). У відкритій науковій літературі представлено окремі рекомендації за кожним критерієм, але багатокритеріальна оптимізація геометрії під сценарій ОВЛЗ дотепер не виконувалася [4].

П’яте обмеження – слабка узгодженість контурів керування глибиною прокладання та траєкторного укладання кабелю у безперервному процесі. Серійні машини застосовують або суто механічне копіювання поверхні (полоза), або суто електронне керування за датчиками глибини. Гібридні схеми з паралелограмною підвіскою та інтегрованим керуванням за даними

IMU і датчика натягу кабелю у відкритих джерелах не представлені, попри потенціал зниження відхилень глибини на 25–40 % і покращення дотримання [3] R_min.

Шосте обмеження – відсутність єдиної конструктивно-технологічної схеми навісного модуля, у якій інтегровано дисковий робочий орган, напрямну укладки кабелю та трирівневу систему зворотної засипки (піщана постіль – основний грунт – сигнальна стрічка), розрахована на серійні колісні трактори класу 1,4–2,0. Розроблення такої схеми потребує комплексного підходу, який поєднує математичне моделювання, конструктивний синтез і експериментальну верифікацію [5].

Додатковим чинником, що ускладнює застосування існуючих серійних рішень в українських умовах, є невідповідність складу машинного парку підрядних організацій типорозмірам базових носіїв провідних виробників. Спеціалізовані гусеничні платформи Tesmec, Mastenbroek та Vermeer орієнтовані на ринок Західної Європи та Північної Америки, де середній рівень капіталізації підрядника істотно вищий. Українські підрядники мають значний парк колісних тракторів класу 1,4–2,0 (МТЗ-80/82, John Deere 5E, Case IH JX, New Holland TD), але переважно не мають потужних спеціалізованих гусеничних носіїв. У такій ситуації навісний модуль, сумісний з колісним трактором, технічно й економічно більш виправданий, ніж придбання спеціалізованої гусеничної машини; до того ж, навісне обладнання після завершення робіт може зберігатися без зайнятого тягачем гаражного боксу, що скорочує постійні витрати.

На основі систематизації шести обмежень сформульовано наукову проблему дисертаційного дослідження: відсутність науково обґрунтованих принципів проєктування та керування землерийною машиною безперервної дії з дисковим робочим органом, інтегрованою з системою автоматизованої зворотної засипки і пристосованою для встановлення на серійний колісний трактор, для прокладання ОВЛЗ у грунтах I–IV категорій з дотриманням вимог чинних національних та галузевих стандартів.

Методологічну основу роботи становить системний підхід до проєктування землерийних машин, який поєднує теоретико-аналітичні методи, математичне та чисельне моделювання, а також планований стендовий і полігонний експеримент. Систематизація наукових джерел і нормативних документів виконується методами критичного аналізу та порівняльного зіставлення. Розрахункові залежності виводяться засобами теоретичної механіки, теорії різання ґрунту та теорії автоматичного керування. Обробка експериментальних даних здійснюється методами планування експерименту та регресійного аналізу з оцінюванням похибок і довірчих інтервалів.

Висновки

Сформульовано шість системних обмежень існуючих рішень, які формують поле наукової проблематики дослідження створення машини для прокладки оптоволоконних ліній зв'язку. Найважливішими є: відсутність серійних рішень з дисковим робочим органом для глибин 0,7–1,2 м; відсутність штатних систем автоматизованої зворотної засипки у конструкціях для колісних тракторів; недостатня дослідженість процесу різання у ґрунтах III–IV категорій; відсутність узгоджених критеріїв багатокритеріальної оптимізації геометрії дискового робочого органа під сценарій ОВЛЗ..

Література

1. Кравець С. В. Землерийно-транспортні машини : підручник / С. В. Кравець, Є. В. Малахов. – Рівне : НУВГП, 2013. – 320 с.

2. Кравець С. В. Теорія різання та копання ґрунтів : монографія / С. В. Кравець, В. М. Нічке. – Рівне : НУВГП, 2014. – 280 с.

3. Ловейкін В. С. Динаміка та оптимізація режимів руху будівельних машин : монографія / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. – Київ : НУБіП України, 2017. – 318 с.

4. Малахов Є. В. Обґрунтування параметрів дискових робочих органів землерийних машин / Є. В. Малахов // Вісник НУВГП. Технічні науки. – Рівне : НУВГП, 2017. – Вип. 1 (77). – С. 145–153.

5. Пелевін Л. Є. Робочі органи землерийних машин з інтенсифікаторами руйнування ґрунту : монографія / Л. Є. Пелевін, Є. В. Горбатюк, К. І. Почка. – Київ : КНУБА, 2017. – 208 с.

ВПЛИВ КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ ТА МАСИ ПАКЕТА ДЕРЕВИНИ НА ПАРАМЕТРИ І КОЛИВАЛЬНІ ВЛАСТИВОСТІ ФОРВАРДЕРА

Колодій Е. М., магістр

Науковий керівник к. т. н., доцент Шевченко Н. В.

Національний лісотехнічний університет України

Вертикальні коливання лісових машин спричиняють динамічні навантаження на їхні вузли, зменшуючи довговічність, примушують водія знижувати швидкість руху, що в свою чергу викликає неоправдане зниження продуктивності, незалежно від потужності і тягових можливостей машини та шкідливо впливають на здоров'я водія, викликаючи втому [1].

Сучасні методи розроблення колісних транспортних машин вже на стадії проєктування дають змогу досліджувати та вдосконалювати компонувальні параметри, оцінювати показники плавності руху та навантаженість несучої системи шляхом проведення математичного моделювання їх руху [2] .

Коливання форвардера впливають практично на усі основні експлуатаційні властивості машини: комфортабельність і плавність руху, стійкість і керованість та навіть витрату палива. Коливання зростають із збільшенням швидкості руху, підвищенням потужності двигуна, істотний вплив на них мають тип і стан дорожнього покриття.

Зміна положення гідроманіпулятора (ГМ) на напівсекціях може істотно вплинути на коливальні параметри форвардера внаслідок відповідної зміни моменту інерції, координат центра ваги підресореної маси машини та коефіцієнта розподілу її мас. Головною задачею виконаного дослідження є обчислення цих параметрів та оцінка плавності руху форвардера для двох варіантів розміщення гідроманіпулятора і наявності чи відсутності пакету сортиментів.

Для оцінки коливальних властивостей було прийнято досліджувати двохосьовий форвардер білоруського виробництва марки МЛПТ-354М1, такі лісові машини експлуатуються у лісових господарствах західного регіону України [3].

Щоб визначити вплив компонування форвардера на його коливальні властивості і плавність руху потрібно розрахувати моменти інерції та коефіцієнт розподілу для машини з пакетом сортиментів і без нього, коли маніпулятор розташований спереду на платформі (одразу за кабіною), та маніпулятором на задньому звисі (в кінці платформи) (рис.1, 2) [4,5].

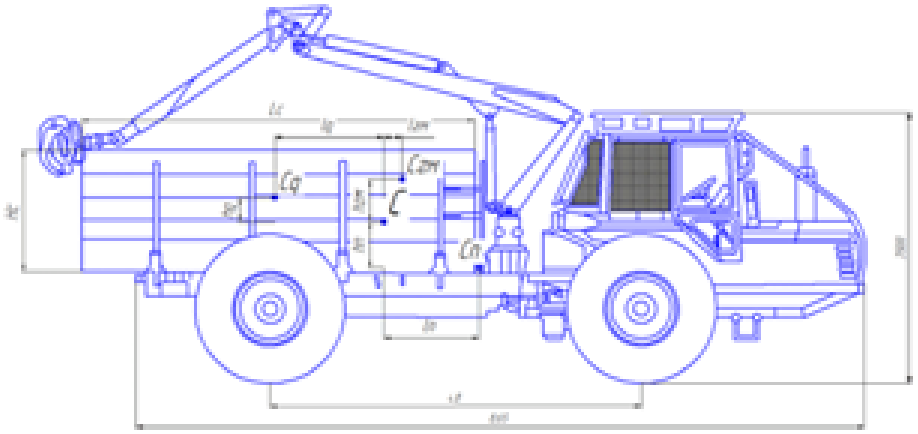
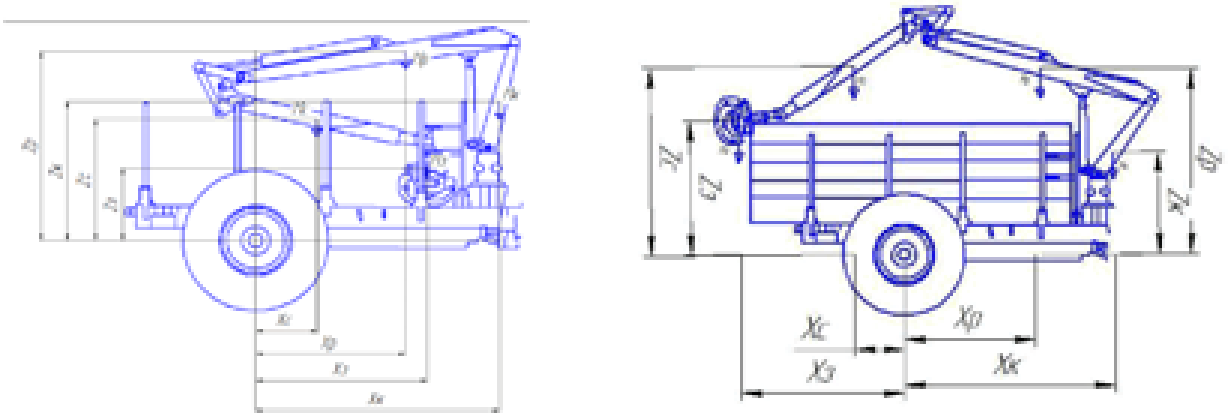


Рисунок 1 - Розрахункова схема форвардера завантаженого сортиментами із маніпулятором на платформі позаду кабіни



а) *б)*

Рисунок 2 - Розрахункові схеми для визначення відстаней частин маніпулятора відносно заднього колеса: *а)* - без вантажу; *б)* - з вантажем

Було визначено моменти інерції і координати центра мас гідроманіпулятора в транспортному положенні з вантажем та без вантажу (рис. 2). Для визначення моменту інерції гідроманіпулятора у заданому положенні відносно центра ваги його мас обчислено віддалі від центрів ваги окремих елементів ГМ до точки C_{zm}. Ідеалізуючи форму частин ГМ і розглядаючи їх як прямокутні паралелепіпеди обчислено моменти інерції кожного елементу відносно поперечних осей *y*, що проходять через їхні центри ваги.

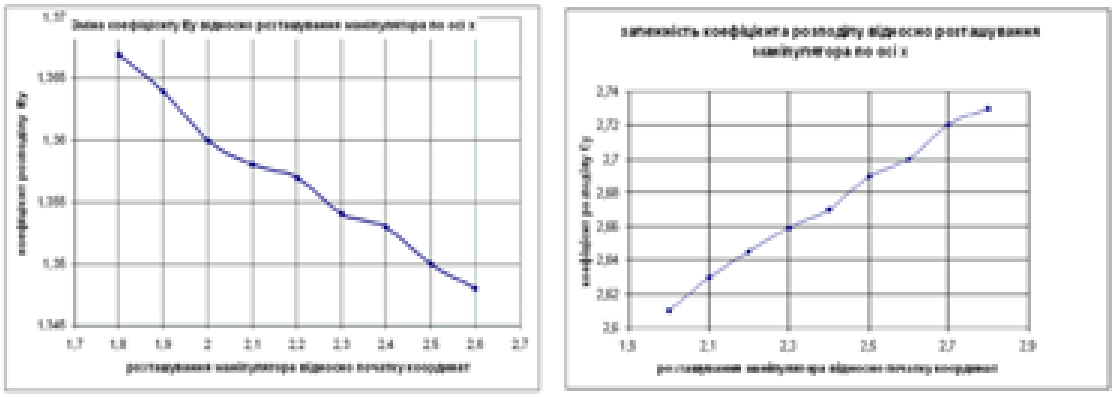
Наступний крок – знаходження моменту інерції усього гідроманіпулятора відносно поперечної осі, що проходять через його центри ваги C_{zm}, моменту інерції пакету деревини та моменту інерції J_y загальної підресореної маси машини з пакетом і без нього.

Коефіцієнт розподілу ε_y сумарної підресореної маси машини з гідроманіпулятором обчислюється за формулою

$$\varepsilon_y = \frac{J_y}{m_{mid} a \cdot b},$$

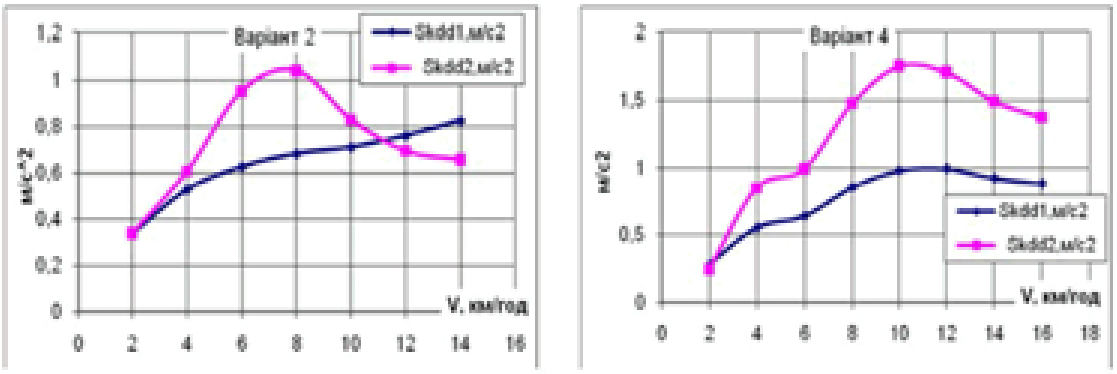
де m_{mid} - підресорена маса форвардера; a, b - координати центра ваги.

Дослідження показали, що при збільшенні маси пакета деревини коефіцієнт розподілу зменшується. Також зі збільшенням відстані розташування маніпулятора відносно початку координат (заднього колеса) по осі *x* коефіцієнт розподілу зменшується для завантаженої машини та зростає без вантажу (рис.3).



а) *б)*

Рисунок 3 - Залежність коефіцієнта розподілу від розташування маніпулятора відносно початку координат: *а)* - без вантажу; *б)* - з вантажем



а) *б)*

Рисунок 4 - Залежність середньоквадратичних пришвидшень вертикальних коливань форвардера з базою 5,45 м від швидкості руху по мікропрофілю №2 з гідроманіпулятором за кабіною: *а)* - з вантажем; *б)* - без вантажу

Проведено серію випробувань руху форвардера двома випадковими мікропрофілями з урахуванням чотирьох варіантів компонування (рис.4) та з використанням комп'ютерної програми. Довжина нерівностей поверхні обох мікропрофілів коливається в межах 0,5... 5,0 м. Середня довжина нерівностей 2,73 м. Висота нерівностей у межах − -5,0…+6,0 см для мікропрофіля №1 (

$h_{сер}$ = 3,93см) і -10,0…+12,0 см ($h_{сер}$ = 7,92см) – для мікропрофіля №2, тобто другий мікропрофіль мав значно більші нерівності.

Отже, компонування форвардера має значний вплив на його коливальні властивості і плавність руху. Визначені моменти інерції і коефіцієнт розподілу у 4-х положеннях форвардера, дають підставу стверджувати, що якщо маніпулятор віддаляти до кабіни то при завантаженній машині коефіцієнт розподілу зменшується і навпаки – без вантажу збільшується. Також коефіцієнт розподілу зменшується при збільшенні маси пакета деревини. Числові експерименти дослідження руху форвардера двома мікропрофілями підтверджують, що середньоквадратичні пришвидшення істотно зростають без навантаження і значно залежать від швидкості руху та нерівностей мікропрофілю.

Література

1. Білик Б. В., Адамовський М. Г. Теорія самохідних лісових машин: Навч. посібник. – Київ-Львів: ІЗМН, 1998. – 208 с.
2. Борис М. М., Мачуга О. С., Шевченко Н. В., Библюк Н. І. Науково-методичні підходи до обгрунтування енергоощадних та екологобезпечних параметрів лісових машин // Наукові праці ЛАНУ: зб. наук. праць.–Львів: РВВ НЛТУ України. – 2019.– Вип.19. С. 201-210.
3. O. Styranivsky, N. Shevchenko. Justification of the type of wood-harvesting machines for forestry enterprises of Ukraine.// Mobile energy systems – hydraulics – environment – ergonomics of mobile machines: Peer – reviewed Proceedings. – Technicka univerzita vo Zvolene, 2023. – P. 157-164.
4. N. Byblyuk, N. Shevchenko, A. Freydun. Design parameters effect on the intensity of log truck heave vibrations. Polska Akademia Umiejetnosci Prace Komisji Nauk Rolniczych, Lesnych I Weterynaryjnych. – Krakow, 2013.– NR 18.– 305-312 s.
5. Білик Б. В., Шевченко Н. В. Моделювання вертикальних коливань лісовозного автопотяга з урахуванням інерційних моментів пакета напівстовбурів. Науковий вісник НЛТУ України: зб. наук.-техн. праць. – Львів : НЛТУ України, 2013. – Вип. 23.12. – С. 165-171.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАТЕРНІВ ВІБРАЦІЙНИХ СИГНАЛІВ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МЕХАНІЧНИХ ВУЗЛІВ МАШИН

Волков Максим, студент
Науковий керівник: к.т.н., доц. Коваль О. А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Вібраційні сигнали є інформативним джерелом даних про технічний стан механічних вузлів машин. Для дорожньо-будівельної техніки аналіз ускладнюється тим, що у сигналі одночасно проявляються власні коливання конструкції, змінний опір грунту, швидкість руху, положення робочого органу та короткочасні ударні дії. Тому перспективним є не контроль одного амплітудного показника, а виявлення патернів – характерних поєднань часових, амплітудних і спектральних ознак.

Мета роботи – дослідити закономірності формування вібраційних патернів механічного вузла дорожньої машини (відвала автогрейдера) та оцінити можливість автоматичного виділення ударних подій. У моделі змінюються навантаження (від 40 кН до 160 кН), швидкість (від 2 км/год до 12 км/год), кут атаки (від 15° до 60°), кут повороту відвала (від 0° до 60°), матеріал поверхні (пісок, суглинок, глина, щільний грунт, щебінь) та її сезонний стан (сухий, вологий, сніг, ущільнений сніг, замерзлий грунт/лід) на ділянці довжиною 50 м.

Динамічний зв’язок між змінною силою взаємодії робочого органу із середовищем та віброприскоренням описано еквівалентною одномасовою моделлю

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t), \qquad (1)$$

де m – приведена маса відвала та частини механізму кріплення;

c – коефіцієнт демпфування;

k – жорсткість;

$F(t)$ – сила взаємодії;

x – переміщення точки контролю.

Прийнято $m = 1450$ кг, $f_0 = 7{,}2$ Гц, $\zeta = 0{,}16$ (модельні значення). Уздовж траєкторії випадково формуються локальні включення (каміння, коріння, ущільнені грудки) з випадковими координатою, типом і розміром; параметр seed дозволяє повторити реалізацію і змінювати лише один досліджуваний фактор.

Вимірюваною величиною є віброприскорення $a(t) = \ddot{x}(t)$. Його енергетичний рівень оцінюється середньоквадратичним значенням

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} a_i^2}, \tag{2}$$

а імпульсний характер сигналу – пік-фактором

$$C_f = \frac{\max|a_i|}{a_{RMS}}. \tag{3}$$

Для автоматичного виявлення ударних патернів застосовано адаптивний пороговий критерій: поріг вибирається як більше з двох значень – $2{,}8a_{RMS}$ та 97% процентиля модуля віброприскорення. Подія фіксується, якщо локальний максимум $|a(t)|$ перевищує поріг і виконується умова мінімального часового рознесення сусідніх максимумів.

Для демонстраційного чисельного експерименту встановлено: навантаження 90 кН, кут атаки 35°, кут повороту 30°, швидкість 6 км/год, поверхня – сухий суглинок, кількість випадкових локальних включень – 6. Частота дискретизації становила 500 Гц. У цій реалізації отримано $a_{RMS} = 28.78$ м/с², максимальне абсолютне віброприскорення 92.49 м/с², пік-фактор 3.21, а адаптивний поріг – ±80.58 м/с². Алгоритм виділив 7 ударних патернів. На рис. 1

крапками позначено локальні максимуми, що задовольняють пороговий критерій. Їх кількість не ов'язково дорівнює кількості включень (одне включення може дати кілька максимумів, слабке – не перевищити поріг), тому аналізувати слід не лише кількість піків, а їх амплітуду, часову структуру та спектральний склад.

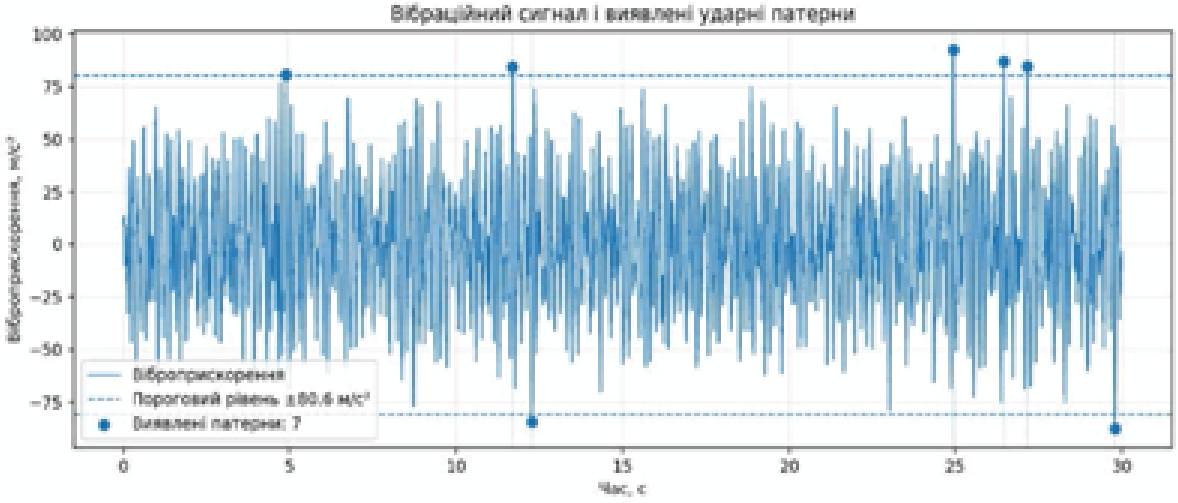


Рисунок 1 – Вібраційний сигнал і виявлені ударні патерни

Спектральний аналіз виконано з вікном Ганна у діапазоні від 0,5 Гц до 40 Гц (рис. 2).

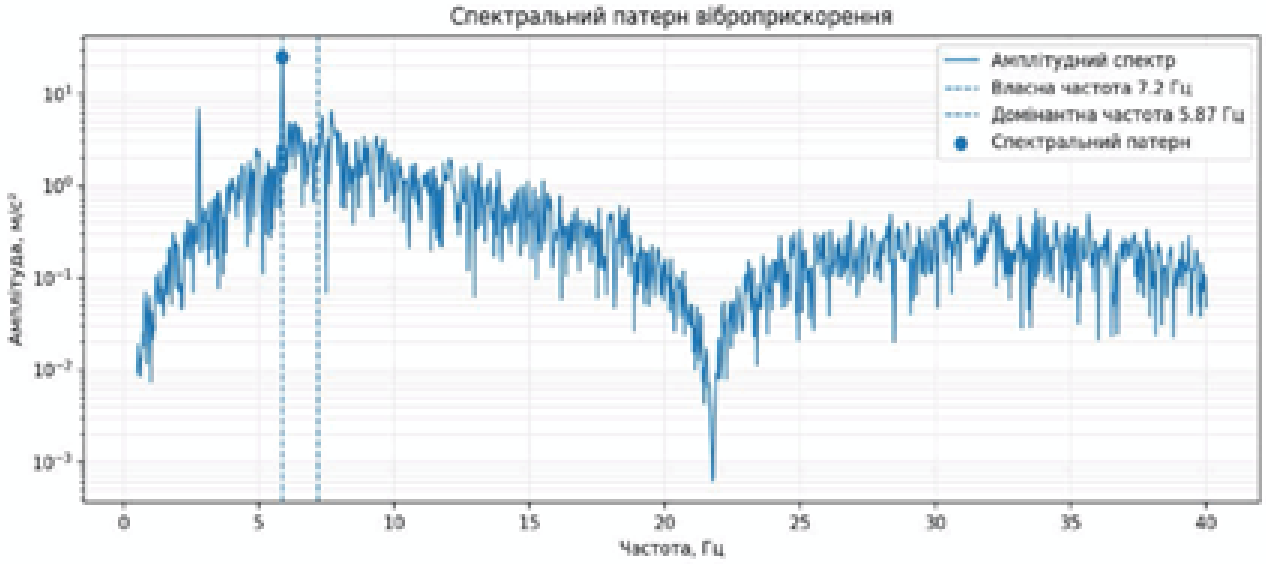


Рисунок 2 – Спектральний патерн віброприскорення

Домінантна частота становить 5,87 Гц при модельній власній частоті 7,2 Гц. Універсальний амплітудний поріг для спектра не вводиться, оскільки без натурного калібрування він був би необґрунтованим; спектральний патерн оцінюється за положенням і амплітудою домінантних максимумів та їх близькістю до власної частоти.

За принципом «один фактор за один раз» встановлено: збільшення навантаження та кута атаки підвищує середньоквадратичне значення і пікові значення, а кут повороту змінює ефективну складову сили – отже, зміна амплітуди може бути наслідком штатного переналаштування робочого органу. Швидкість змінює не лише амплітуду, а й спектральну структуру сигналу, тому спектри за різних швидкостей не можна порівнювати без урахування режиму руху. Щебінь і замерзлий грунт посилюють ударну складову, сніг формує м'який режим.

Отже, для бортового діагностування доцільно використовувати сукупність ознак: a_{RMS}, максимальне прискорення, пік-фактор, адаптивний поріг, кількість ударних подій, домінантну частоту та характер спектра. Ознаки доцільно синхронізувати зі швидкістю, положенням відвала та пройденою координатою. Вибір типу акселерометра визначається частотним діапазоном і умовами монтажу [1], ISO 20816-1 [3] слугує методичним підґрунтям вимірювання, а не джерелом допустимих порогів, а накопичення реалізацій створює основу для методів розпізнавання образів [2].

Висновки

Запропонована модель забезпечує інтерактивне дослідження вібраційних патернів робочого органу автогрейдера при зміні навантаження, положення відвала, швидкості, типу та сезонного стану поверхні і кількості випадкових включень. Показано можливість автоматичного виділення ударних подій за адаптивним пороговим критерієм та їх характеристики часовими і спектральними ознаками. Результати отримано власним чисельним моделюванням; модель може бути основою для формування навчальної

вибірки патернів і розроблення алгоритмів діагностування механічних вузлів дорожніх машин.

Література

1. Hassan I. U., Panduru K., Walsh J. An In-Depth Study of Vibration Sensors for Condition Monitoring. *Sensors*. 2024. Vol. 24, No. 3. Art. 740. DOI: 10.3390/s24030740. URL: https://doi.org/10.3390/s24030740 (дата звернення: 23.09.2026).
2. Matania O., Bachar L., Bechhoefer E., Bortman J. Signal Processing for the Condition-Based Maintenance of Rotating Machines via Vibration Analysis: A Tutorial. *Sensors*. 2024. Vol. 24, No. 2. Art. 454. DOI: 10.3390/s24020454. URL: https://doi.org/10.3390/s24020454 (дата звернення: 23.09.2026).
3. ISO 20816-1:2016. *Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration – Part 1: General guidelines*. Geneva : International Organization for Standardization, 2016. URL: https://www.iso.org/standard/63180.html (дата звернення: 23.09.2026).

МЕТОД ВИЯВЛЕННЯ ПАТЕРНІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ОБЕРТОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА БАГАТОКАНАЛЬНИМИ ВИМІРЮВАЛЬНИМИ ДАНИМИ

Вдовіна Катерина, студентка
Науковий керівник: к.т.н., доц. Коваль А. О.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Діагностування обертових механізмів за одним вимірювальним каналом має принципове обмеження: різні порушення можуть формувати близькі значення окремої ознаки. Підвищення вібрації, наприклад, може супроводжувати дисбаланс, порушення центрування або деградацію підшипникового вузла. Водночас температура та нестабільність частоти

обертання реагують на ці стани по-різному. Тому перспективним є перехід від окремих порогових критеріїв до спільного аналізу багатоканальних вимірювальних даних. Сучасні дослідження підтверджують активний розвиток багаторівневого та мультимодального злиття даних для діагностування обертових машин [1-4].

Мета роботи – розробити та дослідити метод виявлення патернів технічного стану обертового механізму за сукупністю взаємопов'язаних вимірювальних ознак із урахуванням їх масштабу та кореляційної структури.

У роботі використано чотири ознаки: середньоквадратичне значення віброшвидкості, амплітуду складової на частоті обертання, стандартне відхилення частоти обертання та температуру підшипникового вузла. Вони мають різні фізичні одиниці та числові масштаби, тому безпосереднє обчислення евклідової відстані є некоректним. На першому етапі пропонується робастне нормування відносно вибірки справного стану:

$$z_j = \frac{x_j - \mathrm{med}(x_j^0)}{1.4826\,\mathrm{med}\left(\left|x_j^0 - \mathrm{med}(x_j^0)\right|\right)}, \qquad j = 1, \dots, m, \tag{1}$$

де x_j – поточне значення j-ї діагностичної ознаки;

x_j^0 – значення цієї ознаки у навчальній вибірці нормального технічного стану;

$\mathrm{med}(\cdot)$ – медіана;

m – кількість ознак; коефіцієнт 1,4826 приводить медіанне абсолютне відхилення до масштабу стандартного відхилення для нормального розподілу.

Після такого перетворення вектор $\boldsymbol{z}$ є безрозмірним, а ознаки з різними фізичними одиницями можуть аналізуватися спільно. Робастне масштабування також зменшує вплив одиничних викидів у базовій вибірці.

Другим етапом є формування узагальненого показника технічного стану на основі відстані Махаланобіса:

$$D = \sqrt{(\boldsymbol{z} - \boldsymbol{\mu}_0)^T \boldsymbol{\Sigma}_0^{-1} (\boldsymbol{z} - \boldsymbol{\mu}_0)}, \quad (2)$$

де D – безрозмірний інтегральний показник відхилення технічного стану;

$\boldsymbol{\mu}_0$ – вектор середніх нормованих ознак нормального стану;

$\boldsymbol{\Sigma}_0$ – коваріаційна матриця нормованих ознак нормального стану;

T позначає транспонування;

$\boldsymbol{\Sigma}_0^{-1}$ – обернена коваріаційна матриця.

На відміну від суми незалежних відхилень, цей критерій враховує взаємну кореляцію каналів. Порогове значення інтегрального показника відхилення технічного стану у чисельному експерименті визначалося за 0,99-квантилем вибірки нормального стану, тобто є статистичним дослідницьким критерієм, а не нормативною межею.

Для перевірки методу сформовано по 160 реалізацій чотирьох станів: нормальний стан, дисбаланс, порушення центрування та деградація підшипникового вузла. Моделювання не претендує на відтворення конкретної машини; параметри підібрані так, щоб фізично відобразити різну чутливість каналів до типів порушення. Для дисбалансу домінує зростання вібрації та складової на частоті обертання; порушення центрування додатково збільшує нестабільність швидкості; деградація підшипника супроводжується одночасним підвищенням вібрації, температури та варіації частоти обертання.



Рисунок 1 – Проєкція багатоканальних патернів технічного стану на площину «віброшвидкість – температура»

На рис. 1 наведено лише двовимірну проєкцію чотиривимірного простору ознак. Нормальний стан концентрується поблизу віброшвидкості 1,8 мм/с і температури 48 °C. Дисбаланс формує переважне зміщення вздовж вібраційної координати, тоді як деградація підшипникового вузла одночасно зміщує реалізації у напрямку більших вібрації та температури. Порушення центрування займає проміжну область. Часткове перекриття проєкцій є важливим результатом: двох каналів недостатньо для однозначного розділення всіх станів, тому до аналізу додаються амплітуда обертової складової та нестабільність частоти обертання. Такий підхід відповідає сучасній тенденції переходу до багатосенсорного злиття інформації [1, 2].

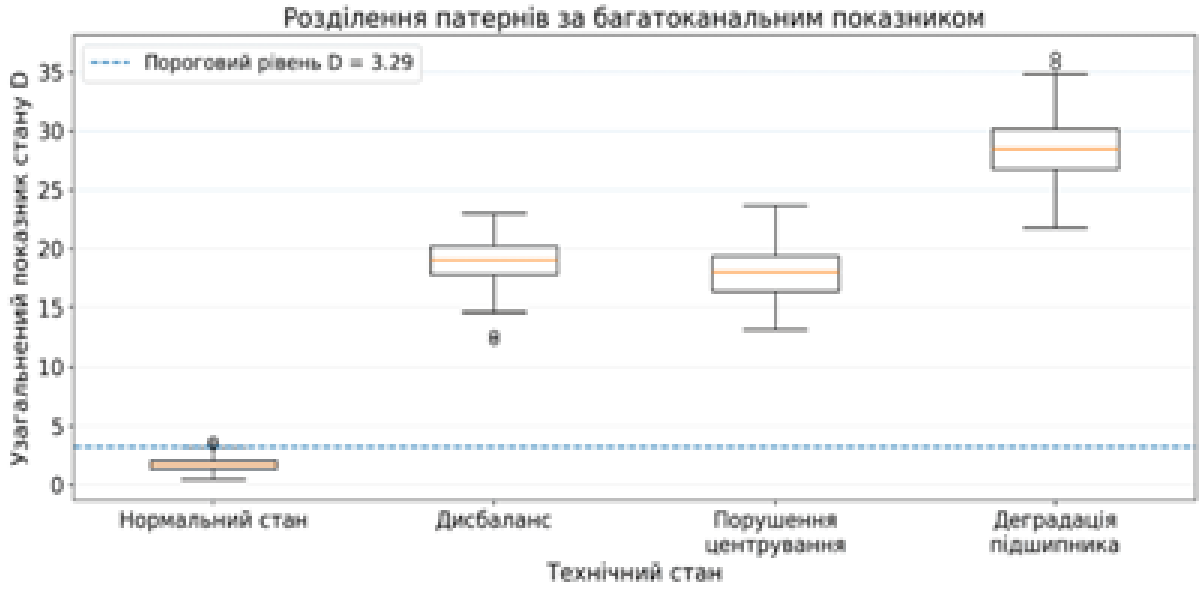


Рисунок 2 – Розділення патернів технічного стану за узагальненим показником *D*

Результати на рис. 2 демонструють суттєве розділення станів у просторі нормованих і скорельованих ознак. Для базового експерименту середні значення *D* становлять приблизно 1,8 для нормального стану, 18,96 для дисбалансу, 17,86 для порушення центрування та 28,54 для деградації підшипника. Пороговий рівень, сформований за нормальною вибіркою, становить 3,29. Частка реалізацій вище цього порога дорівнює відповідно 1,2

%, 100%, 100 % та 100 %. Таким чином, метод перетворює різнорідні вимірювальні дані в єдину кількісну шкалу відхилення від базового стану.

Дослідницький інтерес становить чутливість методу до міжканальної кореляції, вимірювального шуму та зміни робочого режиму. В інтерактивній моделі, яка була розроблена для експерименту, можна змінювати нормальний рівень вібрації, приріст вібрації для дисбалансу і порушення центрування, приріст температури підшипника, нестабільність частоти обертання, рівень шуму, коефіцієнт міжканальної кореляції та квантиль формування порога. Це дозволяє дослідити не тільки «ідеальне» розділення класів, а й випадки, коли кластери зближуються. Зі збільшенням шуму дисперсія D зростає; за зміни кореляції змінюється геометрія багатовимірної області нормального стану. Саме тут відстань Махаланобіса має перевагу над незалежними порогами, оскільки враховує орієнтацію та форму хмари нормальних даних.

Запропонований метод не є готовим класифікатором конкретних несправностей. Значення D насамперед відповідає на питання, наскільки поточний багатоканальний патерн відрізняється від еталонного стану. Для наступного етапу дослідження доцільно формувати локальні еталони для різних частот обертання і навантажень, досліджувати адаптивне оновлення $\boldsymbol{\mu}_0$ та $\boldsymbol{\Sigma}_0$, а після виявлення аномалії виконувати класифікацію її типу. Така дворівнева схема «виявлення відхилення – розпізнавання стану» зменшує залежність первинного контролю від наявності великої кількості розмічених аварійних даних.

Метрологічна складова багатоканального підходу також є принциповою. ISO 13373-1:2002 містить загальні рекомендації щодо вимірювання та збору вібраційних даних і прямо зазначає, що повний моніторинг машин може включати, крім вібрації, температуру та інші параметри [7]. Чинний ISO 20816-1:2016 визначає загальні умови вимірювання й оцінювання вібрації машин; станом на вересень 2026 року підготовлено його друге видання на стадії фінального проєкту [8]. Це означає, що для практичної реалізації необхідно

окремо нормувати метрологічні характеристики кожного каналу та не переносити модельний поріг D безпосередньо на реальне обладнання.

Висновки

Запропоновано метод виявлення патернів технічного стану обертових механізмів, який поєднує робастне нормування різнорідних вимірювальних ознак із багатовимірним критерієм, що враховує їх кореляцію. Чисельний експеримент показав можливість відокремлення нормального стану від характерних змін, пов'язаних із дисбалансом, порушенням центрування та деградацією підшипникового вузла. Науково-практичний розвиток методу доцільно спрямувати на адаптацію еталонної моделі до частоти обертання і навантаження, оцінювання невизначеності інтегрального показника та подальшу класифікацію типу виявленого порушення.

Література

1. Kibrete F., Woldemichael D. E., Gebremedhen H. S. Multi-Sensor data fusion in intelligent fault diagnosis of rotating machines: A comprehensive review. *Measurement*. 2024. Art. 114658. DOI: 10.1016/j.measurement.2024.114658. URL: https://doi.org/10.1016/j.measurement.2024.114658 (дата звернення: 22.09.2026).
2. Xiao X., Li C., He H., Huang J., Yu T. Rotating machinery fault diagnosis method based on multi-level fusion framework of multi-sensor information. *Information Fusion*. 2025. Vol. 113. Art. 102621. DOI: 10.1016/j.inffus.2024.102621. URL: https://doi.org/10.1016/j.inffus.2024.102621 (дата звернення: 22.09.2026).
3. Sun D., Li Y., Liu Z., Jia S., Noman K. Physics-inspired multimodal machine learning for adaptive correlation fusion based rotating machinery fault diagnosis. *Information Fusion*. 2024. Vol. 108. Art. 102394. DOI: 10.1016/j.inffus.2024.102394. URL: https://doi.org/10.1016/j.inffus.2024.102394 (дата звернення: 22.09.2026).

4. Li X., Wang Y., Yao J., Li M., Gao Z. Multi-sensor fusion fault diagnosis method of wind turbine bearing based on adaptive convergent viewable neural networks. *Reliability Engineering & System Safety*. 2024. Art. 109980. DOI: 10.1016/j.ress.2024.109980. URL: https://doi.org/10.1016/j.ress.2024.109980 (дата звернення: 22.09.2026).
5. Bearing Fault Diagnosis with Multi-source Information Fusion and Deep Transfer Learning. *2024 7th International Conference on Robotics, Control and Automation Engineering (RCAE)*. IEEE, 2024. DOI: 10.1109/RCAE62637.2024.10834180. URL: https://doi.org/10.1109/RCAE62637.2024.10834180 (дата звернення: 22.09.2026).
6. ISO 13373-3:2015. *Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 3: Guidelines for vibration diagnosis*. Geneva : International Organization for Standardization, 2015. URL: https://www.iso.org/standard/51450.html (дата звернення: 22.09.2026).
7. ISO 13373-1:2002. *Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 1: General procedures*. Geneva : International Organization for Standardization, 2002. Повторно підтверджено у 2024 р. URL: https://www.iso.org/standard/21831.html (дата звернення: 22.09.2026).
8. ISO 20816-1:2016. *Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration – Part 1: General guidelines*. Geneva : International Organization for Standardization, 2016. URL: https://www.iso.org/standard/63180.html (дата звернення: 22.09.2026).

МЕТОД КОМПЛЕКСНОГО ОЦІНЮВАННЯ НАВАНТАЖЕНОГО СТАНУ МЕХАНІЧНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ГЕТЕРОГЕННИМИ ВИМІРЮВАЛЬНИМИ ДАНИМИ

Блажко Сергій, студент
Науковий керівник: к.т.н., доц. Коваль А. О.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Оцінювання навантаженого стану механічних конструкцій за одним фізичним параметром не завжди забезпечує достатню інформативність. Сила характеризує зовнішнє навантаження, деформація – локальну реакцію матеріалу, переміщення – зміну геометричного стану конструкції, а вібрація – інтенсивність динамічної складової процесу. За нерівномірного або динамічного навантаження ці параметри змінюються неоднаково, тому однаковий рівень сили може відповідати різним станам конструкції. Перспективним напрямом є комплексне опрацювання гетерогенних даних, отриманих від датчиків різної фізичної природи, з урахуванням їх масштабів, невизначеності та взаємної кореляції. Сучасні дослідження структурного моніторингу підтверджують доцільність багатосенсорного злиття даних та переходу від окремих вимірювальних каналів до узагальненого опису стану конструкції [1-5].

Мета роботи – розробити та дослідити метод комплексного оцінювання навантаженого стану механічної конструкції за гетерогенними вимірювальними даними з урахуванням невизначеності окремих каналів та кореляції між їх показами.

У роботі сформовано чотириканальну модель, що об’єднує вимірювання деформації, сили, лінійного переміщення та середньоквадратичного значення вібраційного прискорення. Гетерогенність даних полягає не лише у різних фізичних одиницях, а й у різних діапазонах зміни, дисперсіях, динамічних властивостях і метрологічних характеристиках каналів. Тому пряме додавання

або усереднення їх показів не має фізичного змісту.

На першому етапі кожний вимірювальний канал переводиться у безрозмірну шкалу відхилення від номінального стану:

$$z_i = \frac{x_i - x_{0i}}{\sqrt{s_{0i}^2 + u_i^2}}, \qquad i = 1, \dots, m, \tag{1}$$

де z_i – нормоване відхилення для i-го каналу;

x_i – поточний результат вимірювання;

x_{0i} – опорне значення параметра для номінального навантаженого стану;

s_{0i} – експериментальне стандартне відхилення показів каналу в номінальному стані;

u_i – характеристика стандартної невизначеності або еквівалентна оцінка метрологічного розсіювання каналу;

m – кількість гетерогенних каналів.

Знаменник одночасно враховує природну мінливість процесу та метрологічну складову, тому однакове абсолютне відхилення має різну діагностичну значущість для точного та шумного каналів.

На другому етапі нормовані дані об'єднуються в інтегральний показник навантаженого стану:

$$J = \sqrt{\frac{z^T W^{1/2} R^{-1} W^{1/2} z}{\sum_{i=1}^{m} w_i}}, \qquad w_i = \frac{1}{1 + (u_i / s_{0i})^2}, \tag{2}$$

де J – безрозмірний інтегральний показник;

z – вектор нормованих відхилень;

R – кореляційна матриця каналів у номінальному стані;

R^{-1} – її обернена матриця;

W – діагональна матриця ваг w_i;

w_i – коефіцієнт довіри до каналу, що зменшується зі зростанням

невизначеності відносно природного розсіювання;

T означає транспонування.

На відміну від простого зваженого середнього, запропонований показник враховує взаємозалежність вимірювальних каналів і не допускає повторного «підсилення» інформації від сильно корельованих ознак.

Для дослідження методу сформовано по 180 реалізацій чотирьох станів: номінального навантаження, нерівномірного навантаження, динамічного навантаження та локального перевантаження. Для базового режиму прийнято деформацію 420 мкм/м, силу 82 кН, переміщення 2,8 мм і середньоквадратичне вібраційне прискорення 0,75 м/с². Значення є параметрами модельного експерименту, а не нормативними межами конкретної конструкції.

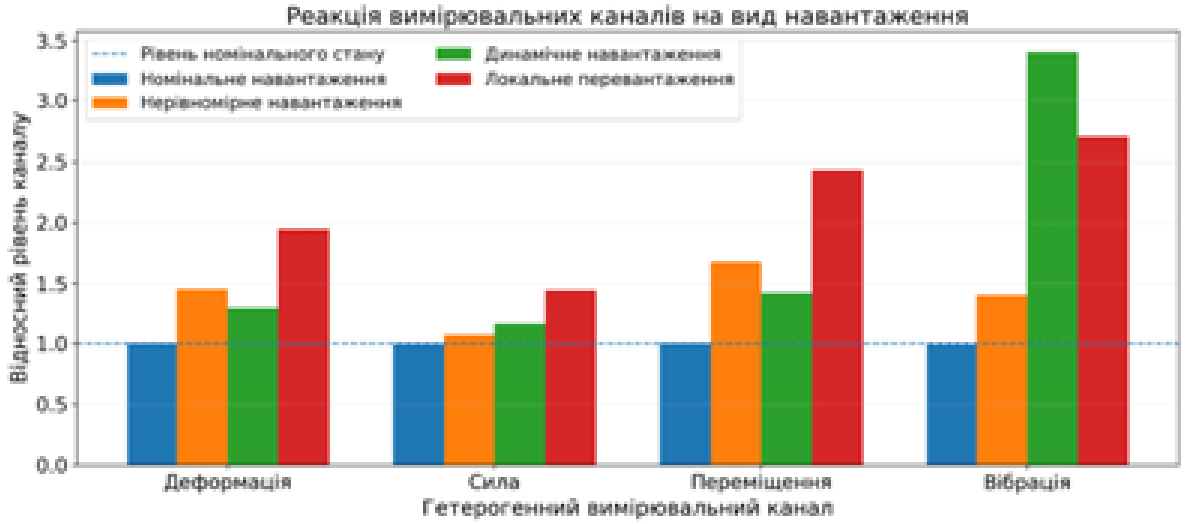


Рисунок 1 – Відносна реакція гетерогенних вимірювальних каналів на різні види навантаженого стану

Результати на рис. 1 показують, що різні види навантаження формують різні багатоканальні патерни. За нерівномірного навантаження найбільш помітно зростають деформація та переміщення, тоді як сила змінюється відносно слабше. Динамічний режим характеризується найбільшим відносним зростанням вібраційного каналу – приблизно у 3,4 рази порівняно з

номінальним станом. За локального перевантаження одночасно суттєво зростають деформація, сила і переміщення. Отже, одна й та сама величина окремого параметра не є достатньою для однозначної характеристики виду навантаження.

Важливо, що гетерогенні канали є взаємодоповнювальними. Деформаційний канал краще реагує на локальну концентрацію напруженого стану, силовий характеризує загальне зовнішнє навантаження, канал переміщення відображає інтегральну геометричну реакцію, а вібраційний канал є найбільш чутливим до динамічної складової. Саме така комплементарність є основою інформаційного виграшу від злиття даних. У сучасних системах структурного моніторингу аналогічний підхід використовується для об'єднання різнотипних сенсорних даних і відновлення стану конструкцій [1-4].

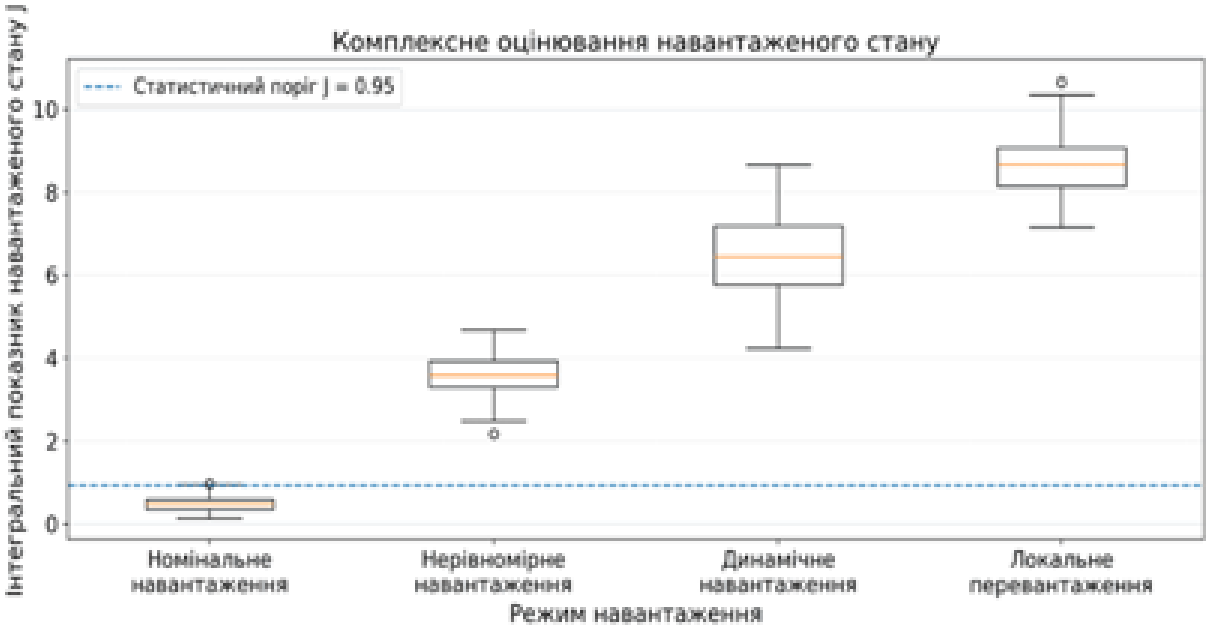


Рисунок 2 – Розподіл інтегрального показника для досліджуваних навантажених станів

На рис. 2 наведено результати переходу від чотирьох різнорідних фізичних параметрів до єдиного показника J. Для базового чисельного

експерименту середнє значення J становить близько 0,50 для номінального стану, 3,59 для нерівномірного навантаження, 6,47 для динамічного режиму та 8,64 для локального перевантаження. Статистичний поріг, визначений за 0,99-квантилем вибірки номінального стану, становить 0,95. Вище цього рівня знаходиться близько 1,1 % номінальних реалізацій і всі реалізації трьох змодельованих змінених станів. Такий результат не слід трактувати як універсальну точність діагностування: він характеризує саме заданий модельний експеримент і показує принципову роздільність сформованих патернів.

Дослідницька складова роботи полягає також в аналізі стійкості інтегральної оцінки до погіршення якості окремих каналів. В інтерактивному блокноті Google Colab змінюється множник невизначеності вимірювань. Його збільшення одночасно розширює масштаб нормування та зменшує вагу відповідного інформаційного внеску. Це дозволяє моделювати ситуацію, коли, наприклад, вібраційний канал працює за підвищеного шуму або деформаційний канал має гіршу метрологічну стабільність. Додатково змінюється міжканальна кореляція. За її збільшення незалежний інформаційний внесок близьких каналів зменшується, що враховується через обернену кореляційну матрицю.

Інтерактивна модель дає можливість змінювати номінальну деформацію, силу, переміщення і вібрацію, коефіцієнт динамічної вібрації, коефіцієнт локального перевантаження, рівень невизначеності, міжканальну кореляцію та квантиль статистичного порога. Тому під час дослідження можна дослідити не лише готовий результат, а й чутливість методу до структури вхідних даних. Це принципово відрізняє комплексне оцінювання від звичайного порогового контролю кожного каналу.

Подальший розвиток методу доцільно спрямувати на адаптивне визначення опорного вектора $\boldsymbol{x}_0$ залежно від режиму роботи конструкції, урахування різної частоти дискретизації гетерогенних каналів та часової несинхронності. Проблема асинхронних багатошвидкісних сенсорних даних є

актуальною для реальних систем структурного моніторингу [3]. Перспективним є також перехід від фіксованих ваг до їх байєсівського або інформаційного оцінювання, а також формування довірчого інтервалу для J. У цьому випадку результатом буде не тільки точкова комплексна оцінка, а й кількісна характеристика достовірності прийнятого рішення.

З погляду інформаційної архітектури запропонований підхід відповідає загальній логіці ISO 13374, де дані від засобів моніторингу послідовно проходять етапи отримання, перетворення, виявлення стану та подальшого формування інформації для прийняття рішень [7, 8]. Практична реалізація потребує попередньої метрологічної перевірки кожного вимірювального каналу, синхронізації даних та експериментального формування статистичної моделі номінального стану конкретної конструкції.

Висновки

Запропоновано метод комплексного оцінювання навантаженого стану механічної конструкції, який об’єднує гетерогенні вимірювальні дані після їх нормування та враховує невизначеність і кореляцію каналів. Модельний експеримент показав, що різні види навантаження формують відмінні багатоканальні патерни, а інтегральний показник забезпечує їх подання в єдиній безрозмірній шкалі. Подальші дослідження доцільно спрямувати на оцінювання невизначеності комплексного показника, роботу з асинхронними даними та адаптацію еталонного стану до змінних режимів експлуатації.

Література

1. Hassani S., Dackermann U., Mousavi M., Li J. A systematic review of data fusion techniques for optimized structural health monitoring. *Information Fusion*. 2024. Art. 102136. DOI: 10.1016/j.inffus.2023.102136. URL: https://doi.org/10.1016/j.inffus.2023.102136 (дата звернення: 22.09.2026).

2. Sun L., Sun H., Zhang W., Li Y. Hybrid monitoring methodology: A model-data integrated digital twin framework for structural health monitoring and full-field

virtual sensing. *Advanced Engineering Informatics*. 2024. Vol. 60. Art. 102386. DOI: 10.1016/j.aei.2024.102386. URL: https://doi.org/10.1016/j.aei.2024.102386 (дата звернення: 22.09.2026).

3. Asynchronous multi-rate multi-type sensing data fusion under unknown inputs as virtual sensing technique. *Engineering Structures*. 2024. Vol. 321. Art. 118846. DOI: 10.1016/j.engstruct.2024.118846. URL: https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2024.118846 (дата звернення: 22.09.2026).

4. Li H., Zhao H., Shen Y., Zheng S., Zhang R. Structural Health Monitoring and Failure Analysis of Large-Scale Hydro-Steel Structures, Based on Multi-Sensor Information Fusion. *Water*. 2024. Vol. 16, No. 22. Art. 3167. DOI: 10.3390/w16223167. URL: https://doi.org/10.3390/w16223167 (дата звернення: 22.09.2026).

5. Jia J., Li Y. Deep Learning for Structural Health Monitoring: Data, Algorithms, Applications, Challenges, and Trends. *Sensors*. 2023. Vol. 23, No. 21. Art. 8824. DOI: 10.3390/s23218824. URL: https://doi.org/10.3390/s23218824 (дата звернення: 22.09.2026).

6. Yang X., Fang C., Kundu P., Yang J., Chronopoulos D. A decision-level sensor fusion scheme integrating ultrasonic guided wave and vibration measurements for damage identification. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2024. Vol. 219. Art. 111597. DOI: 10.1016/j.ymssp.2024.111597. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2024.111597 (дата звернення: 22.09.2026).

7. ISO 13374-1:2003. *Condition monitoring and diagnostics of machines – Data processing, communication and presentation – Part 1: General guidelines*. Geneva International Organization for Standardization, 2003. URL: https://www.iso.org/standard/21832.html (дата звернення: 22.09.2026).

8. ISO 13374-2:2007. *Condition monitoring and diagnostics of machines – Data processing, communication and presentation – Part 2: Data processing*. Geneva : International Organization for Standardization, 2007. URL: https://www.iso.org/standard/37611.html (дата звернення: 22.09.2026).

ІНТЕЛЕКТУАЛЬНА ТЕХНОЛОГІЯ ДІАГНОСТУВАННЯ БОРТОВИХ ВИМІРЮВАЛЬНИХ КОМПЛЕКСІВ ЗА БАГАТОПАРАМЕТРИЧНИМИ ПАТЕРНАМИ ВИМІРЮВАЛЬНИХ ДАНИХ

Талда Олександр, студент
Науковий керівник: к.т.н., доц. Коваль О. А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сучасний бортовий вимірювальний комплекс є багатоканальною системою, у якій результати вимірювань формуються сукупністю датчиків, пристроїв нормування, аналого-цифрового перетворення, часової синхронізації, передавання та програмного опрацювання даних. Порушення працездатності такого комплексу не завжди проявляється повною відмовою одного каналу. Значно складнішими для виявлення є поступовий дрейф показів, зростання шуму, порушення часової синхронізації та втрата узгодженості між каналами. За цих умов окремий результат вимірювання може залишатися в допустимому діапазоні, хоча структура багатоканальних даних уже відрізняється від штатної.

Перехід від контролю окремих параметрів до багатосенсорного злиття інформації є одним із сучасних напрямів інтелектуального діагностування. Огляди 2024-2025 років показують, що багатосенсорний підхід дозволяє використовувати взаємодоповнювальність сигналів та їх кореляційні зв'язки, а злиття може виконуватися на рівні даних, ознак або рішень [1, 2]. Для мультимодальних сигналів особливе значення має також часове узгодження фрагментів даних [3].

Мета роботи – розробити та дослідити інтелектуальну технологію діагностування бортового вимірювального комплексу за багатопараметричними патернами вимірювальних даних, яка забезпечує виявлення відхилення від штатного стану з урахуванням статистичних і міжканальних зв'язків.

На відміну від попередніх задач, де діагностувався безпосередньо механічний або гідромеханічний об’єкт, у цій роботі об’єктом діагностування є сам бортовий вимірювальний комплекс. Це дозволяє розмежувати дві причини зміни даних: реальну зміну стану машини та порушення у вимірювальному тракті. У модельному експерименті використовуються чотири узагальнені діагностичні ознаки: нормоване зміщення показів, рівень шуму, часова неузгодженість каналів та втрата міжканальної узгодженості.

На першому етапі формується робастний багатопараметричний вектор ознак:

$$z_i = \frac{f_i - \mathrm{med}\left(f_i^{(0)}\right)}{1.4826\,\mathrm{med}\left(\left|f_i^{(0)} - \mathrm{med}\left(f_i^{(0)}\right)\right|\right)}, \qquad i = 1, \dots, m, \tag{1}$$

де z_i – нормоване значення i-ї діагностичної ознаки;

f_i – її поточне значення;

$f_i^{(0)}$ – вибірка цієї ознаки для штатного стану;

$\mathrm{med}(\cdot)$ – медіана;

m – кількість ознак.

Множник 1,4826 використовується для приведення медіанного абсолютного відхилення до масштабу стандартного відхилення за нормального розподілу. Робастне перетворення вибране тому, що поодинокий викид не повинен істотно зміщувати еталонну модель справного комплексу.

Однак лише віддаленість кожної ознаки від її номінального рівня не враховує структуру багатоканальної інформації. Тому другий етап технології передбачає формування інтегрального показника діагностичного стану:

$$I = \sqrt{\boldsymbol{z}^T \boldsymbol{\Sigma}_0^{-1} \boldsymbol{z} + \lambda(\alpha z_\tau + (1-\alpha) z_c)^2}, \tag{2}$$

де I – безрозмірний інтегральний показник;

$\boldsymbol{z}$ – вектор нормованих ознак;

$\boldsymbol{\Sigma}_0$ – коваріаційна матриця ознак штатного стану;

$\boldsymbol{\Sigma}_0^{-1}$ – її обернена матриця;

z_τ – нормована ознака часової неузгодженості;

z_c – нормована ознака порушення міжканальної узгодженості;

λ – ваговий коефіцієнт додаткової перевірки когерентності;

α – коефіцієнт розподілу внеску між часовою та міжканальною складовими.

Перша частина показника характеризує загальне багатовимірне відхилення від еталона, а друга підсилює діагностичну значущість спільного порушення часової та інформаційної узгодженості каналів.

Таким чином, поняття «інтелектуальна технологія» у роботі пов'язується не просто з пороговим контролем, а з послідовністю: формування багатопараметричних ознак → робастне нормування → урахування кореляційної структури → злиття ознак → статистичне виявлення відхилення → інтерпретація характерного патерну. Така структура узгоджується із сучасними підходами до багатосенсорного інтелектуального діагностування, де результат формується на основі взаємодії кількох інформаційних джерел.

Для чисельного дослідження сформовано по 180 реалізацій чотирьох станів: штатний стан, дрейф датчика, зашумлення каналу та розсинхронізація каналів. Ці класи не охоплюють усіх можливих відмов бортового комплексу, але представляють принципово різні механізми спотворення вимірювальної інформації. Дрейф насамперед змінює систематичну складову, зашумлення збільшує випадкову мінливість, а розсинхронізація порушує часову відповідність даних різних каналів.

На рис. 1 показано проєкцію чотиривимірного простору на площину «рівень шуму – часова неузгодженість». Штатні реалізації утворюють компактну область поблизу малих значень обох ознак. Зашумлення зміщує дані переважно вздовж горизонтальної координати, а розсинхронізація – вздовж вертикальної. Для дрейфу датчика ці дві координати змінюються відносно

слабко, оскільки його основною ознакою є зміщення результатів вимірювання, яке не показане на цій двовимірній проєкції. Саме цей результат демонструє обмеження візуального або порогового аналізу двох параметрів і необхідність використання повного багатовимірного вектора.



Рисунок 1 – Проєкція багатопараметричних патернів стану бортового вимірювального комплексу

У реальному комплексі важливо також відрізняти несправність датчика від реальної зміни вимірюваної величини. Якщо одночасно змінюються фізично пов’язані канали зі збереженням характерних співвідношень, це може бути наслідком зміни режиму машини. Якщо ж один канал поступово зміщується без відповідної реакції пов’язаних каналів, зростає ймовірність порушення вимірювального тракту. Отже, міжканальна узгодженість може бути самостійним джерелом діагностичної інформації.

На рис. 2 наведено результати комплексного оцінювання. Для базового експерименту середнє значення I становить приблизно 1,82 для штатного стану, 20,48 для дрейфу датчика, 23 для зашумлення каналу та 30,28 для розсинхронізації. Статистичний поріг за 0,99-квантилем штатної вибірки становить 3,31. Вище нього знаходиться близько 1,1 % штатних реалізацій і всі реалізації трьох змодельованих порушень. Ці значення характеризують

роздільність саме заданого чисельного експерименту та не є нормативними межами реального бортового комплексу.

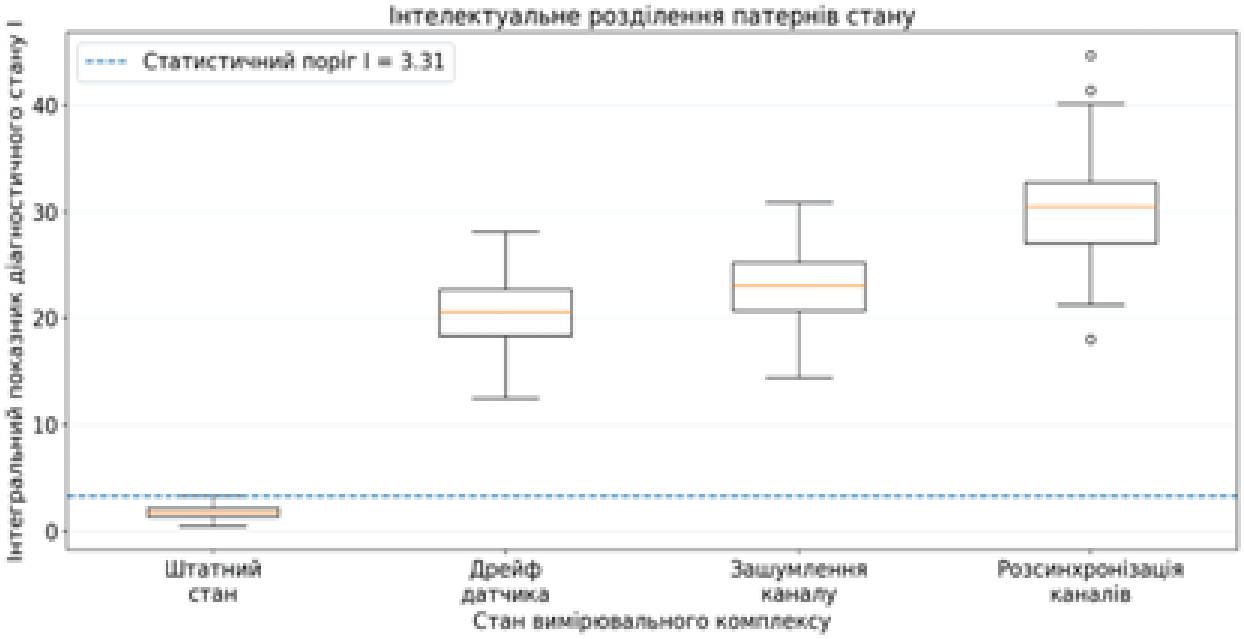


Рисунок 2 – Розділення патернів за інтегральним показником діагностичного стану

Дослідницька складова роботи полягає не лише у формуванні чотирьох добре розділених класів. В інтерактивному блокноті можна зменшувати інтенсивність дрейфу, шуму або розсинхронізації до значень, за яких області починають зближуватися. Одночасно змінюються вимірювальне розсіювання, взаємний вплив часових каналів, вага міжканальної узгодженості та квантиль статистичного порога. Це дозволяє дослідити граничну чутливість технології, а не лише продемонструвати заздалегідь сформовану класифікацію.

Особливе значення має часова синхронізація. Сучасні мультимодальні методи діагностування приділяють увагу вирівнюванню даних різних модальностей у спільних часових сегментах, оскільки порушення локальної часової відповідності погіршує формування спільних ознак [3]. □cite□turn1search0□ Для бортового комплексу це означає, що часова похибка сама може бути діагностичною ознакою: сигнали можуть залишатися чисельно

правдоподібними, але їх взаємна фазова або подієва відповідність порушується.

Наступним етапом розвитку запропонованої технології доцільно зробити дворівневу інтелектуальну схему. Перший рівень повинен без учителя виявляти відхилення від еталонної багатовимірної області, що зменшує потребу у великій кількості прикладів усіх можливих відмов. Другий рівень після виявлення відхилення може класифікувати його як дрейф, підвищений шум, часову неузгодженість або комбіноване порушення. Для цього можуть використовуватися методи машинного навчання, але їх застосування доцільне після метрологічно обгрунтованого формування ознак.

Такий підхід відповідає загальній тенденції сучасних досліджень. Систематичний огляд публікацій 2025 року свідчить про розробку рівнів, операцій та стратегії багатосенсорного злиття для діагностування обладнання [2], а робота Lin та співавторів демонструє адаптивне багатосенсорне злиття з автоматичним пошуком архітектури діагностичної моделі [4]. Водночас для бортового вимірювального комплексу важливо не втратити метрологічну інтерпретованість: інтелектуальна модель повинна показувати, які саме ознаки спричинили діагностичне рішення.

З погляду архітектури систем моніторингу запропонована послідовність узгоджується із загальними принципами ISO 13374. Частина 1 встановлює загальні настанови щодо програмних специфікацій для оброблення, обміну та подання діагностичної інформації; її редакцію 2003 року повторно підтверджено у 2025 році. Частина 2 визначає еталонні інформаційну та процесну моделі для відкритої архітектури моніторингу стану. ISO 13379-1:2025, у свою чергу, визначає загальні принципи інтерпретації даних і побудови систем діагностування машинних систем.

Висновки

Розроблено структуру інтелектуальної технології діагностування бортового вимірювального комплексу за багатопараметричними патернами вимірювальних даних. Запропонований підхід поєднує робастне нормування,

аналіз коваріаційної структури та оцінювання часової й міжканальної узгодженості. Модельне дослідження показало можливість розділення штатного стану, дрейфу датчика, підвищеного шуму та розсинхронізації каналів. Подальший розвиток доцільно спрямувати на дослідження комбінованих порушень, адаптивне оновлення еталонної моделі, оцінювання невизначеності діагностичного рішення та експериментальну перевірку на даних реального бортового комплексу.

Література

1. Kibrete F., Woldemichael D. E., Gebremedhen H. S. Multi-Sensor data fusion in intelligent fault diagnosis of rotating machines: A comprehensive review. *Measurement*. 2024. Vol. 232. Art. 114658. DOI: 10.1016/j.measurement.2024.114658. URL: https://doi.org/10.1016/j.measurement.2024.114658 (дата звернення: 22.09.2026).

2.Lin T., Ren Z., Zhu L., Zhu Y., Feng K., Ding W., Yan K., Beer M. A Systematic Review of Multi-Sensor Information Fusion for Equipment Fault Diagnosis. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*. 2025. Vol. 74. Art. 3507848. DOI: 10.1109/TIM.2025.3529577. URL: https://doi.org/10.1109/TIM.2025.3529577 (дата звернення: 22.09.2026).

3. Zhang X., Wang H., Wang C., Liu M., Xu G. Time-segment-wise feature fusion transformer for multi-modal fault diagnosis. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*. 2024. Vol. 138, Part A. Art. 109358. DOI: 10.1016/j.engappai.2024.109358. URL: https://doi.org/10.1016/j.engappai.2024.109358 (дата звернення: 22.09.2026).

4. Lin T., Ren Z., Zhu L., Huang K., Zhu Y., Zeng L., Wan J. Neural architecture search for multi-sensor information fusion-based intelligent fault diagnosis. *Advanced Engineering Informatics*. 2024. Vol. 62, Part C. Art. 102776. DOI: 10.1016/j.aei.2024.102776. URL: https://doi.org/10.1016/j.aei.2024.102776 (дата звернення: 22.09.2026).

5. ISO 13374-1:2003. *Condition monitoring and diagnostics of machines –*

Data processing, communication and presentation – Part 1: General guidelines. Geneva : International Organization for Standardization, 2003. URL: https://www.iso.org/standard/21832.html (дата звернення: 22.09.2026).

6. ISO 13374-2:2007. *Condition monitoring and diagnostics of machines – Data processing, communication and presentation – Part 2: Data processing*. Geneva : International Organization for Standardization, 2007. URL: https://www.iso.org/standard/36645.html (дата звернення: 22.09.2026).

7. ISO 13379-1:2025. *Condition monitoring and diagnostics of machine systems – Data interpretation and diagnostics techniques – Part 1: General guidelines*. 2nd ed. Geneva : International Organization for Standardization, 2025. URL: https://www.iso.org/standard/88027.html (дата звернення: 22.09.2026).

8. ISO/TC 108/SC 5. *Condition monitoring and diagnostics of machine systems: standards catalogue*. International Organization for Standardization. URL: https://committee.iso.org/home/tc108sc5 (дата звернення: 22.09.2026).

МЕТОД ВИЯВЛЕННЯ АНОМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ЗА ПАТЕРНАМИ БОРТОВИХ ВИМІРЮВАНЬ

Пчельник Богдан, студент

Науковий керівник: к.т.н., доц. Коваль О. А.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Гідромеханічні системи мобільних і технологічних машин працюють за змінних навантажень, частот обертання приводів та температурних умов. У таких системах аномальний режим рідко проявляється зміною лише одного параметра. Зниження тиску може супроводжуватися зміною витрати, зростанням вібрації та температури робочої рідини, а підвищення тиску не

завжди означає перевантаження, оскільки воно може бути пов'язане зі зміною гідравлічного опору. Тому для бортового діагностування доцільно аналізувати не окремі сигнали, а багатоканальні патерни їх спільної зміни. Сучасні роботи з діагностування гідравлічних систем використовують багатосенсорні дані, зокрема тиск, температуру, витрату та вібрацію, а також методи злиття ознак [1-5].

Мета роботи – розробити та дослідити метод виявлення аномальних режимів гідромеханічної системи за багатовимірними патернами бортових вимірювань із урахуванням статистичної структури нормального режиму та фізичної узгодженості вимірювальних каналів.

Для модельного дослідження використано чотири бортові параметри: тиск у напірній магістралі, витрату робочої рідини, середньоквадратичне значення вібраційного прискорення та температуру робочої рідини. Такий набір дозволяє одночасно характеризувати енергетичний, гідравлічний, динамічний і тепловий прояви стану системи. Формується вектор вимірювальних ознак $\boldsymbol{x} = [p, Q, a, T]^T$, де p – тиск, Q – витрата, a – вібраційне прискорення, T – температура.

Оскільки фізичні величини мають різні одиниці та масштаби, на першому етапі виконується робастне нормування відносно вибірки нормального режиму:

$$z_i = \frac{x_i - \mathrm{med}(x_i^{(0)})}{1.4826\,\mathrm{med}\left(\left|x_i^{(0)} - \mathrm{med}(x_i^{(0)})\right|\right)}, \qquad i = 1, \dots, m, \tag{1}$$

де z_i – безрозмірна нормована ознака;

x_i – поточне значення параметра;

$x_i^{(0)}$ – його значення у вибірці нормального режиму;

$\mathrm{med}(\cdot)$ – медіана;

m – кількість вимірювальних каналів;

множник 1,4826 приводить медіанне абсолютне відхилення до масштабу

стандартного відхилення для нормального розподілу.

Робастне нормування зменшує вплив одиничних викидів у базовій вибірці та забезпечує спільний аналіз різнорідних величин.

Для виявлення аномалії запропоновано комплексний показник, який поєднує багатовимірне статистичне відхилення та додаткову ознаку узгодженості тиску і витрати:

$$A = \sqrt{\mathbf{z}^T \boldsymbol{\Sigma}_0^{-1} \mathbf{z} + \lambda \left(z_p + \beta z_Q \right)^2}, \qquad (2)$$

де A – безрозмірний комплексний показник аномальності;

$\boldsymbol{z}$ – вектор нормованих бортових ознак;

$\boldsymbol{\Sigma}_0$ – коваріаційна матриця нормованих даних нормального режиму;

$\boldsymbol{\Sigma}_0^{-1}$ – обернена коваріаційна матриця;

z_p і z_Q – нормовані відхилення тиску та витрати;

λ – ваговий коефіцієнт фізичної узгодженості каналів;

β – коефіцієнт відносного внеску витрати.

Перша складова є багатовимірною мірою віддалення від нормального стану, а друга підсилює випадки, коли спільна зміна тиску та витрати формує нетиповий для базового режиму патерн. Значення λ і β у реальній системі мають визначатися за експериментальними даними конкретного гідроприводу.

Чисельний експеримент охоплює чотири стани: нормальний режим, кавітаційний патерн, патерн дроселювання або засмічення та патерн внутрішнього перетікання. Назви аномальних класів у цій роботі описують модельні патерни, а не остаточний діагноз конкретного вузла. Це принципово важливо: подібна комбінація бортових ознак може мати декілька фізичних причин, тому після первинного виявлення потрібна додаткова діагностична перевірка.



Рисунок 1 – Проєкція патернів бортових вимірювань на площину «тиск – витрата»

На рис. 1 наведено двовимірну проєкцію чотиривимірного простору. Для нормального режиму середні значення становлять приблизно 16 МПа та 82 л/хв. Кавітаційний патерн зміщує робочу область до нижчих значень тиску й витрати та водночас характеризується суттєвим зростанням вібраційної складової, яка на цій проєкції не показана. Для дроселювання характерним є поєднання підвищеного тиску з помітним зниженням витрати. Патерн внутрішнього перетікання, навпаки, супроводжується зниженням підтримуваного тиску та витрати й підвищенням температури. Таким чином, навіть площина «тиск – витрата» вже містить інформацію про структуру режиму, однак для більш надійного рішення використовуються всі чотири канали.

Дослідницький інтерес полягає в тому, що окремі одномірні діапазони можуть перекриватися. Наприклад, зниження витрати спостерігається як за дроселювання, так і за внутрішнього перетікання, але напрям зміни тиску та температури для цих модельних режимів відрізняється. Аналогічно підвищена вібрація сама по собі не є достатньою ознакою кавітації. Саме спільна

конфігурація каналів формує патерн, придатний для первинного виявлення аномального режиму.

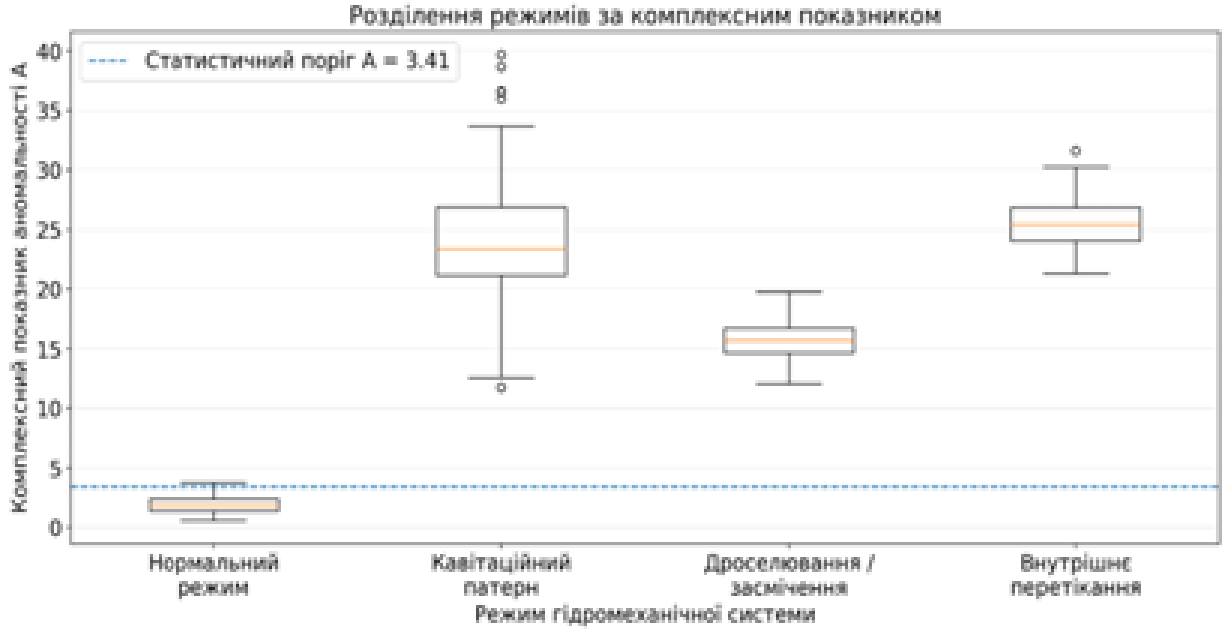


Рисунок 2 – Розподіл комплексного показника аномальності для досліджуваних режимів

На рис. 2 показано результат багатоканального перетворення. У базовому експерименті середнє значення *A* дорівнює приблизно 1,88 для нормального режиму, 24,01 для кавітаційного патерну, 15,76 для дроселювання та 25,46 для внутрішнього перетікання. Статистичний поріг, визначений за 0,99-квантилем вибірки нормального режиму, становить близько 3,41. Вище нього знаходиться близько 1,1 % нормальних реалізацій та всі реалізації трьох змодельованих аномальних класів. Такий результат демонструє принципову роздільність сформованих патернів, але не є оцінкою діагностичної точності для реальної машини.

Інтерактивна модель дозволяє змінювати номінальні тиск, витрату, вібрацію і температуру, інтенсивність кавітаційного патерну, коефіцієнти витрати для дроселювання та внутрішнього перетікання, рівень вимірювального шуму, вагу узгодженості каналів і квантиль статистичного

порога. Тому можна дослідити, за яких умов кластери зближуються та як змінюється показник A.

Окремим напрямом дослідження є стійкість методу до зміни робочої точки. Якщо навантаження машини закономірно змінює тиск і витрату, незмінний еталон може помилково трактувати новий штатний режим як аномалію. Тому для практичної реалізації доцільно використовувати умовну еталонну модель $\boldsymbol{\mu}_0(\boldsymbol{r})$ та $\boldsymbol{\Sigma}_0(\boldsymbol{r})$, параметризовану вектором режимних змінних $\boldsymbol{r}$, наприклад частотою обертання приводу, командою керування та зовнішнім навантаженням. Наступним кроком може бути адаптивне оновлення еталонної області лише за підтверджених штатних режимів.

Сучасні дослідження підтверджують актуальність такого напряму. У роботі Zhang та ін. для діагностування гідравлічних компонентів використовуються шість фізичних або віртуальних сенсорних параметрів, серед яких тиск, температура, витрата та вібрація [1]. Інший підхід реалізує діагностування в реальному часі на основі багатосенсорної згорткової нейронної мережі [2]. Для одночасних несправностей гідросистем запропоновано багатошвидкісне злиття сенсорних даних і багатозадачне навчання [3], а для аксіально-поршневих насосів – просторово-часове об'єднання інформації від декількох сенсорів за обмеженої кількості навчальних даних [4]. Це підтверджує перехід від аналізу одного сигналу до структури взаємопов'язаних вимірювань.

З позицій побудови бортової діагностичної системи запропонований метод відповідає загальній логіці стандартів ISO щодо моніторингу стану. ISO 13374-1 визначає загальні принципи оброблення, обміну та подання інформації про технічний стан і був повторно підтверджений у 2025 році [6]. ISO 13379-1:2025 встановлює загальні принципи інтерпретації даних і вибору діагностичного підходу для машинних систем [7]. Отже, модельний показник аномальності доцільно розглядати як один з елементів послідовності «отримання даних – формування ознак – виявлення стану – діагностична

інтерпретація», а не як автономний остаточний діагноз.

Висновки

Запропоновано метод виявлення аномальних режимів гідромеханічної системи за спільними патернами тиску, витрати, вібрації та температури. Метод поєднує робастне нормування, урахування коваріаційної структури нормального режиму та додаткову перевірку фізичної узгодженості гідравлічних каналів. Модельний експеримент показав можливість відокремлення різних типів аномальних патернів від штатного стану. Подальші дослідження доцільно спрямувати на адаптацію еталонної моделі до режиму навантаження, оцінювання невизначеності показника аномальності та перевірку методу на синхронізованих даних реального бортового вимірювального комплексу.

Література

1. Zhang D., Zheng K., Liu F., et al. Fault Diagnosis of Hydraulic Components Based on Multi-Sensor Information Fusion Using Improved TSO-CNN-BiLSTM. *Sensors*. 2024. Vol. 24, No. 8. Art. 2661. DOI: 10.3390/s24082661. URL: https://doi.org/10.3390/s24082661 (дата звернення: 23.09.2026).

2. Tao H., Jia P., Wang X., et al. Real-Time Fault Diagnosis for Hydraulic System Based on Multi-Sensor Convolutional Neural Network. *Sensors*. 2024. Vol. 24, No. 2. Art. 353. DOI: 10.3390/s24020353. URL: https://doi.org/10.3390/s24020353 (дата звернення: 22.09.2026).

3. A multi-rate sensor fusion and multi-task learning network for concurrent fault diagnosis of hydraulic systems. *Digital Signal Processing*. 2025. Vol. 156, Part A. Art. 104796. DOI: 10.1016/j.dsp.2024.104796. URL: https://doi.org/10.1016/j.dsp.2024.104796 (дата звернення: 22.09.2026).

4. Liang P., Wang X., Ai C., Hou D., Liu S. SRSGCN: A novel multi-sensor fault diagnosis method for hydraulic axial piston pump with limited data. *Reliability Engineering & System Safety*. 2025. DOI: 10.1016/j.ress.2024.110563.

URL: https://doi.org/10.1016/j.ress.2024.110563 (дата звернення: 22.09.2026).

5. Qi J., Qi Y., Luo S., Zhang J. Hydraulic System Fault Diagnosis Based on Dual-Channel Convolutional Neural Network and Improved D-S Evidence Theory. *Shock and Vibration*. 2024. Vol. 2024. Art. 1528224. DOI: 10.1155/vib/1528224. URL: https://doi.org/10.1155/vib/1528224 (дата звернення: 22.09.2026).

6. ISO 13374-1:2003. *Condition monitoring and diagnostics of machines – Data processing, communication and presentation – Part 1: General guidelines*. Geneva : International Organization for Standardization, 2003. URL: https://www.iso.org/standard/21832.html (дата звернення: 22.09.2026).

7. ISO 13379-1:2025. *Condition monitoring and diagnostics of machine systems – Data interpretation and diagnostics techniques – Part 1: General guidelines*. 2nd ed. Geneva : International Organization for Standardization, 2025. URL: https://www.iso.org/standard/88027.html (дата звернення: 22.09.2026).

8. ISO 13374-2:2007. *Condition monitoring and diagnostics of machines – Data processing, communication and presentation – Part 2: Data processing*. Geneva : International Organization for Standardization, 2007. URL: https://www.iso.org/standard/36645.html (дата звернення: 22.09.2026).

ВИЯВЛЕННЯ НЕСТАБІЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ОБЕРТОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИМІРЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ

Попов Тимур, студент

Науковий керівник: к.т.н., доц. Коваль А. О.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Частота обертання є одним із безпосередніх параметрів режиму роботи обертового механізму. Її миттєві зміни несуть інформацію про

нестаціонарність навантаження, перехідні процеси та порушення рівномірності руху. Тому вимірювання миттєвої частоти обертання використовується у задачах моніторингу та діагностування машин, особливо за змінної швидкості [1-3]. Сучасні дослідження також розглядають оцінювання частоти обертання за вібраційними сигналами, коли встановлення тахометра або енкодера ускладнене [4, 5].

Мета роботи – дослідити можливість виявлення нестабільних режимів обертового механізму за часовою структурою та статистичними характеристиками виміряної частоти обертання.

Зміна частоти обертання може бути наслідком коливань навантаження, нерівномірності передавання крутного моменту, короткочасного гальмування робочого органу або нестійкості системи регулювання привода. Тому діагностично важливим є не тільки середнє значення частоти обертання, а й характер її зміни у часі. У роботі нестабільний режим розглядається як такий, для якого зростає розсіювання виміряних значень, виникають локальні провали або спостерігається систематичний дрейф відносно номінального рівня.

У чисельній моделі сформовано чотири характерні режими: стабільний, періодичні коливання, короткочасні провали та нестабільний режим із дрейфом. Для кожного інтервалу визначаються середнє значення, стандартне відхилення, діапазон зміни та максимальне відхилення від середнього. Відносне відхилення частоти обертання визначається як

$$\delta_n = \frac{n - n_0}{n_0} \cdot 100\%, \qquad (1)$$

де δ_n – відносне відхилення частоти обертання, %;

n – поточне виміряне значення, об/хв;

n_0 – номінальна частота обертання, об/хв.

Ця характеристика дозволяє порівнювати нестабільність механізмів із

різними номінальними швидкостями.

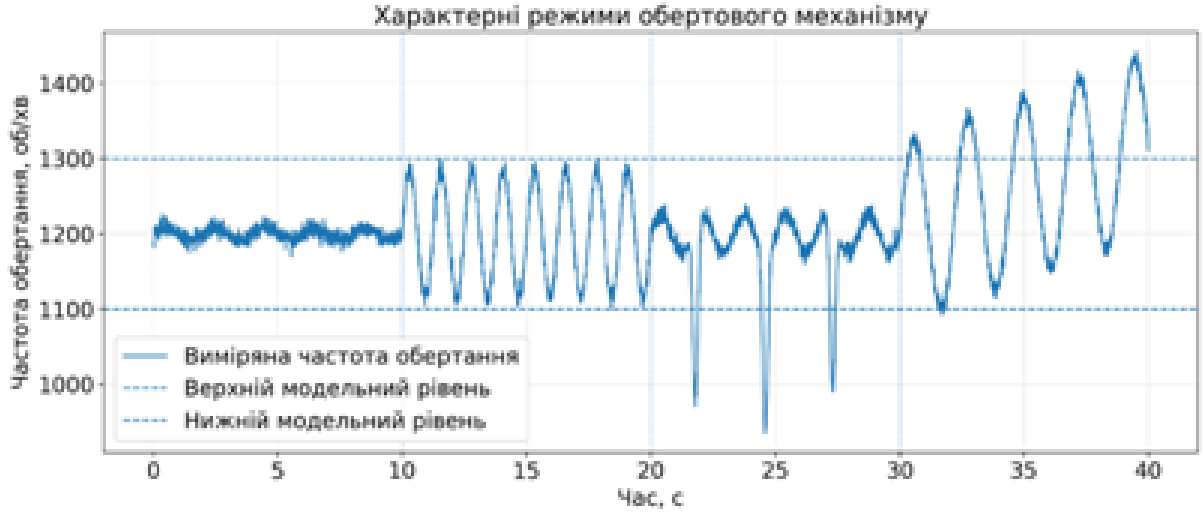


Рисунок 1 – Зміна частоти обертання для характерних режимів роботи механізму

Як видно з рис. 1, стабільний режим характеризується малими випадковими відхиленнями від 1200 об/хв. Періодичний режим має регулярні коливання, режим короткочасних провалів – локальні зменшення швидкості, а нестабільний режим поєднує коливання з поступовим дрейфом середнього рівня. Модельні межі від 1100 об/хв до 1300 об/хв використані лише як дослідницький критерій і не є нормативними межами конкретної машини. У стабільному режимі стандартне відхилення становить близько 8,3 об/хв, тоді як за періодичних коливань воно збільшується до 60,4 об/хв. Для режиму з короткочасними провалами характерне зниження частоти обертання окремими імпульсними подіями, які значно відрізняються від звичайних випадкових коливань сигналу.

Кількісне порівняння на рис. 2 показує, що стабільний режим має найменше стандартне відхилення і найменший діапазон зміни. Періодичні коливання збільшують стандартне відхилення до 60,4 об/хв, але зберігають приблизно сталий середній рівень. Для режиму з короткочасними провалами максимальне відхилення від середнього досягає близько 247,3 об/хв, що робить цю характеристику інформативною для виявлення локальних порушень. Нестабільний режим із дрейфом має найбільше стандартне

відхилення – близько 91,3 об/хв, а повний діапазон зміни частоти обертання становить близько 350,2 об/хв.

Таким чином, окремі діагностичні характеристики по-різному реагують на характер нестабільності. Стандартне відхилення добре відображає тривалі коливання, максимальне відхилення – короткочасні провали, а діапазон зміни є узагальненою характеристикою нестійкості процесу. Їх спільне використання дозволяє не тільки зафіксувати вихід частоти обертання за встановлену область, а й попередньо визначити характер нестабільного режиму.



Рисунок 2 – Статистичні ознаки нестабільності частоти обертання

Розроблена інтерактивна модель дозволяє змінювати номінальну частоту обертання, амплітуду та частоту періодичних коливань, глибину короткочасного провалу, швидкість дрейфу, амплітуду нестабільних коливань і вимірювальний шум. Окремо задається модельне допустиме відхилення від номінальної частоти обертання. Це дає змогу під час досліджень простежити, як одна й та сама система діагностичних ознак реагує на різні причини нестабільності.

Для бортового вимірювального комплексу такий підхід може бути

реалізований як послідовність операцій: реєстрація миттєвої частоти обертання, виділення часового вікна, розрахунок статистичних характеристик і формування ознаки нестабільного режиму. Перевагою є можливість первинного діагностування без складної моделі конкретного механізму. Водночас для практичного застосування порогові значення необхідно визначати окремо для конкретного типу привода, його робочої частоти обертання та допустимих динамічних режимів.

Висновки

Результати моделювання показали, що нестабільні режими обертових механізмів можуть бути виявлені за сукупністю статистичних характеристик виміряної частоти обертання. Стандартне відхилення характеризує загальну мінливість процесу, діапазон зміни – його повний розмах, а максимальне відхилення дає змогу виділити короткочасні провали. Комплексне використання цих ознак може бути основою алгоритму первинного діагностування обертових механізмів у складі бортового вимірювального комплексу.

Література

1. Jdia Y., Guedira S. A review of fault diagnosis techniques using instantaneous angular speed. *EPJ Web of Conferences*. 2025. Vol. 330. Art. 05004. DOI: 10.1051/epjconf/202533005004. URL: https://doi.org/10.1051/epjconf/202533005004 (дата звернення: 23.09.2026).
2. Rémond D., Antoni J., Randall R. B. Instantaneous Angular Speed processing and related angular applications. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2014. Vol. 45, No. 1. P. 24–27. DOI: 10.1016/j.ymssp.2013.10.015. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.10.015 (дата звернення: 23.09.2026).
3. Li Y., Gu F., Harris G., Ball A., Bennett N., Travis K. The measurement of instantaneous angular speed. *Mechanical Systems and Signal Processing*.

2005. Vol. 19, No. 4. P. 786–805. DOI: 10.1016/j.ymssp.2004.04.003. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2004.04.003 (дата звернення: 23.09.2026).

4. Li Y., Geng C., Zuo M. J., Liang X. Use of vibration signal to estimate instantaneous angular frequency under strong nonstationary regimes. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2023. Vol. 200. Art. 110571. DOI: 10.1016/j.ymssp.2023.110571. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2023.110571 (дата звернення: 23.09.2026).
5. Yoo J., Park J., Kim T., Ha J. M., Youn B. D. Weighted multi-order Viterbi algorithm: Instantaneous angular speed estimation under harsh conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2024. Vol. 211. Art. 111187. DOI: 10.1016/j.ymssp.2024.111187. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2024.111187 (дата звернення: 23.09.2026).
6. A review on the use of angle measurements in gear condition monitoring and fault detection. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2025. Vol. 225. Art. 112254. DOI: 10.1016/j.ymssp.2024.112254. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2024.112254 (дата звернення: 23.09.2026).

ДІАГНОСТУВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПРИВОДНИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИМІРЮВАННЯ КРУТНОГО МОМЕНТУ

Певний Юрій, студент

Науковий керівник: к.т.н., доц. Коваль А. О.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Крутний момент – це, по суті, пряма міра того, наскільки навантажений приводний тракт. Якщо уважно стежити за ним, можна помітити не тільки те, що навантаження зросло чи знизилося, а й періодичні коливання, короткі перехідні сплески та затяжне перевантаження. Для реальних приводів це найважливіше саме в динаміці: статичне калібрування не відтворює повністю

тих умов, у яких насправді працює обертовий перетворювач [1–3].

Мета роботи – з'ясувати, чи можна розпізнати режим роботи приводного механізму, аналізуючи, як виміряний крутний момент змінюється в часі та які в нього статистичні характеристики.

Для перевірки була розроблена інтерактивна модель в Python. В ній моделюються чотири режими: сталий, періодичний, перехідний та перевантаження. На кожному часовому інтервалі обчислюються три величини: середній і максимальний крутний момент та стандартне відхилення. Крім того, була врахована механічну потужність

$$P = M\omega, \tag{1}$$

де P – механічна потужність, Вт;

M – крутний момент, Н·м;

ω – кутова швидкість вала, рад/с.

З формули видно просту, але важливу річ: той самий крутний момент за різної частоти обертання означає зовсім різну передану потужність, а отже, і різний режим роботи.

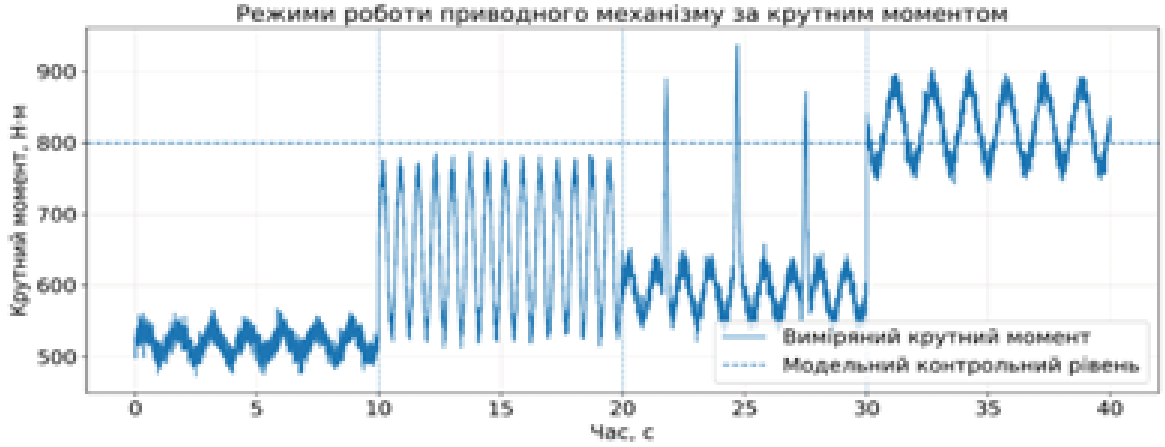


Рисунок 1 – Зміна крутного моменту для характерних режимів роботи привода

Добре видно, як поводиться сигнал у кожному режимі (рис. 1). У сталому режимі момент майже не змінюється, у періодичному – рівномірно коливається, у перехідному з'являються короткі піки, а під час перевантаження сигнал надовго «зсувається» вгору. У базовому експерименті середні значення моменту для цих режимів склали відповідно 520 Н·м, 650 Н·м, 604 Н·м та 822 Н·м. Найбільший пік припадає на перехідний режим – 938 Н·м. Пунктирна лінія на графіку – лише умовний контрольний рівень моделі, а не нормативна межа для якогось конкретного привода.

Якщо порівняти режими в цифрах (рис. 2), картина стає ще чіткішою. Сталий режим найменш мінливий. Періодичний вирізняється більшим стандартним відхиленням. Перехідний має високий максимум, хоча середній рівень у нього помірний. А перевантаження дає найбільший середній момент. Тобто одного лише факту перевищення порога замало – надійніше дивитися на кілька ознак одночасно. Щоб перевірити це на різних умовах, ми зробили модель інтерактивною: у ній можна змінювати базовий момент, амплітуду й частоту періодичної складової, висоту перехідного піка, рівень перевантаження, частоту обертання та вимірювальний шум.

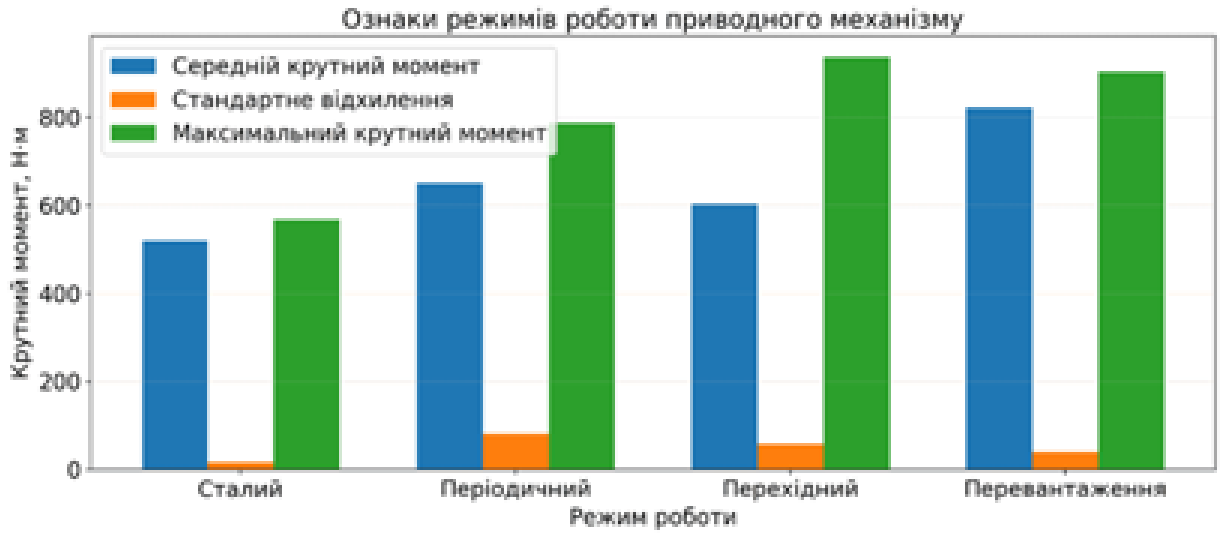


Рисунок 2 – Статистичні ознаки режимів роботи приводного механізму

Окремо варто сказати про метрологічний бік справи. Як забезпечити

точність динамічних вимірювань крутного моменту – питання досі відкрите: у сучасних роботах, наприклад, пропонують динамічне калібрування з гармонічним збудженням і компенсацію похибок кутових вимірювань [1, 2, 4]. ISO 6789-2:2017 стосується статичного та квазістатичного калібрування засобів вимірювання крутного моменту для ручного інструменту. До того ж зараз його переглядають, тож вважати його стандартом динамічного калібрування промислових приводів не можна [5, 6].

Висновки

Моделювання показало, що сталий, періодичний, перехідний режими та перевантаження справді можна розрізнити за характеристиками крутного моменту – якщо розглядати їх разом. Найкраще працює поєднання трьох ознак: середнього значення, стандартного відхилення та максимального моменту. На нашу думку, такий підхід може стати основою для первинного діагностування приводних механізмів у бортовому вимірювальному комплексі.

Література

1. Klaus L., Kobusch M. The 20 N·m dynamic torque calibration device at PTB. *Measurement: Sensors*. 2022. Vol. 22. Art. 100370. DOI: 10.1016/j.measen.2022.100370. URL: https://doi.org/10.1016/j.measen.2022.100370 (дата звернення: 22.09.2026).
2. Du Y., Yuan F., Jiang Z. et al. Strategy to Decrease the Angle Measurement Error Introduced by the Use of Circular Grating in Dynamic Torque Calibration. *Sensors*. 2021. Vol. 21, No. 22. Art. 7599. DOI: 10.3390/s21227599. URL: https://doi.org/10.3390/s21227599 (дата звернення: 22.09.2026).
3. Kvasnikov V., Kvashuk D., Prygara M., Siryy D., Shelukha O. Devising a technique for assessing the accuracy of measuring electric motor torque. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2024. Vol. 2, No. 5

(128). P. 42–49. DOI: 10.15587/1729-4061.2024.302378. URL: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.302378 (дата звернення: 22.09.2026).

4. Klaus L., Kobusch M. A new dynamic torque calibration device at PTB. *Measurement: Sensors*. 2021. Vol. 18. Art. 100149. DOI: 10.1016/j.measen.2021.100149. URL: https://doi.org/10.1016/j.measen.2021.100149 (дата звернення: 22.09.2026).
5. ISO 6789-2:2017. *Assembly tools for screws and nuts – Hand torque tools – Part 2: Requirements for calibration and determination of measurement uncertainty*. Geneva : International Organization for Standardization, 2017. URL: https://www.iso.org/standard/62550.html (дата звернення: 22.09.2026).
6. ISO/CD 6789-2.3. *Assembly tools for screws and nuts – Hand torque tools – Part 2: Requirements for calibration and determination of measurement uncertainty*. Edition 2. Committee Draft. International Organization for Standardization, 2026. URL: https://www.iso.org/standard/86708.html (дата звернення: 22.09.2026).

ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙ МЕХАНІЧНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДАНИМИ ТЕНЗОМЕТРИЧНИХ ВИМІРЮВАНЬ

Мельник Юрій, студент

Науковий керівник: к.т.н, доц. Коваль О. А.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Тензометричні вимірювання дають змогу безпосередньо контролювати локальну деформацію навантажених елементів і залишаються важливою складовою систем моніторингу технічного стану конструкцій [1, 2]. Сучасні

дослідження розвивають як традиційні резистивні, так і гнучкі та волоконно-оптичні сенсори, однак для бортових механічних систем важливими залишаються правильне розміщення датчиків, температурна компенсація та інтерпретація виміряної деформації [1-4].

Мета роботи – дослідити розподіл деформації навантаженого елемента механічної конструкції та оцінити можливість визначення критичної зони за даними декількох тензометричних каналів.

Як модельний об'єкт використано сталеву балку прямокутного перерізу, навантажену поперечною силою. Відносна деформація поверхні при пружному згині визначається як

$$\varepsilon(x) = \frac{M(x)y}{EI}, \tag{1}$$

де $\varepsilon(x)$ – відносна деформація у координаті x;

$M(x)$ – згинальний момент, Н·м;

y – відстань від нейтральної осі до місця встановлення тензорезистора, м;

E – модуль пружності матеріалу, Па;

I – осьовий момент інерції поперечного перерізу, м⁴. Для прямокутного перерізу $I = bh^3/12$, де b – ширина, а h – висота перерізу.

У базовому чисельному експерименті прийнято довжину балки 2,4 м, переріз 120×18 мм, модуль пружності 210 ГПа, центральне навантаження 18 кН і сім тензометричних каналів. До модельних показань додано випадкову складову зі стандартним відхиленням 3 мкм/м.

Максимальна деформація для базового режиму становить 7920,6 мкм/м, а відповідне нормальне напруження – 1663,3 МПа. Максимум виникає у центральному перерізі, де згинальний момент найбільший. Дискретні тензометричні канали відтворюють просторовий профіль із похибкою, зумовленою модельним вимірювальним шумом.



Рисунок 1 – Розподіл деформації

Другий рисунок показує майже лінійну залежність деформації від сили у пружній області. Пунктиром наведено демонстраційний контрольний рівень, прийнятий як 60 % деформації, що відповідає границі текучості сталі 355 МПа; цей рівень не слід трактувати як універсальну експлуатаційну норму. Стандарт ISO 376:2011 [5], чинність якого підтверджено у 2026 році, також базується на визначенні сили через пружну деформацію навантаженого елемента або пропорційну їй величину.

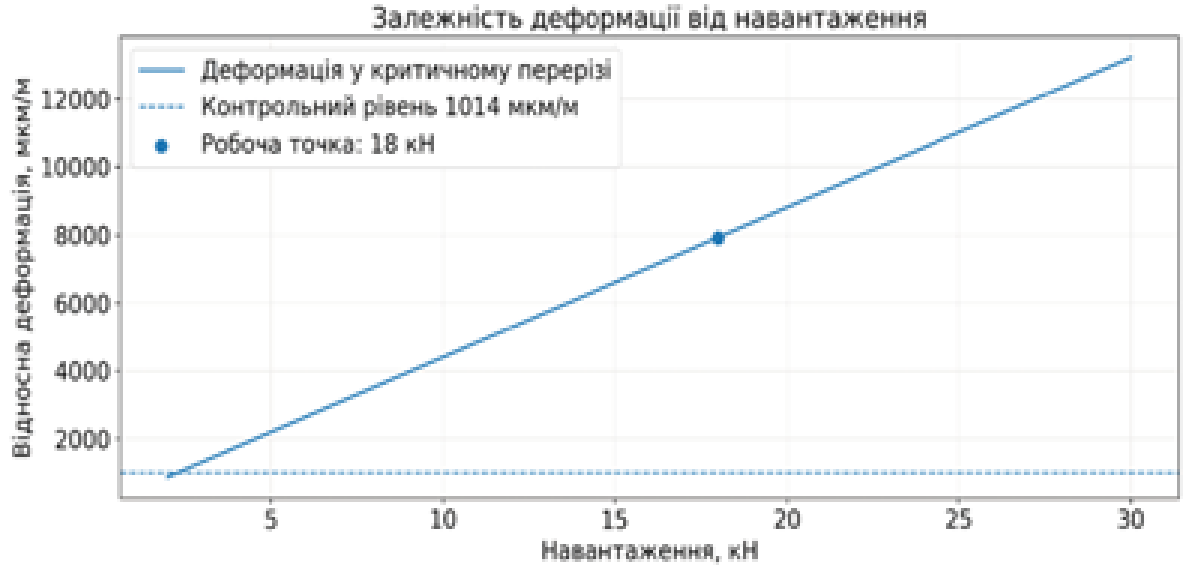


Рисунок 2 – Залежність деформації від навантаження

Висновки

Просторово розподілені тензометричні вимірювання дозволяють визначати зону максимальної деформації та простежувати її зміну зі зростанням навантаження. Інтерактивна модель дає змогу дослідити вплив сили, геометрії перерізу, модуля пружності, кількості датчиків і вимірювального шуму на результат контролю.

Література

1. Sensing Techniques for Structural Health Monitoring: A State-of-the-Art Review on Performance Criteria and New-Generation Technologies. *Sensors*. 2025. Vol. 25. Art. 1424. DOI: 10.3390/s25051424. URL: https://doi.org/10.3390/s25051424 (дата звернення: 23.09.2026).
2. A flexible resistive strain gauge with reduced temperature effect via thermal expansion anisotropic composite substrate. *Microsystems & Nanoengineering*. 2024. Vol. 10. Art. 129. URL: https://www.nature.com/articles/s41378-024-00762-w (дата звернення: 23.09.2026).
3. Fiber Bragg grating based sensors: a review of technology and recent applications in structural health monitoring of civil engineering structures. *Discover Civil Engineering*. 2024. DOI: 10.1007/s44290-024-00141-4. URL: https://doi.org/10.1007/s44290-024-00141-4 (дата звернення: 23.09.2026).
4. Weil M., Weijtjens W., Devriendt C. Data-driven temperature compensation of strain measurements using particle filters. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2025. Vol. 241. Art. 113316. DOI: 10.1016/j.ymssp.2025.113316. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2025.113316 (дата звернення: 23.09.2026).
5. ISO 376:2011. *Metallic materials – Calibration of force-proving instruments used for the verification of uniaxial testing machines*. Geneva : ISO, 2011. URL: https://www.iso.org/standard/44661.html (дата звернення: 23.09.2026).

ВИЯВЛЕННЯ ХАРАКТЕРНИХ ПАТЕРНІВ НАВАНТАЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВУЗЛІВ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИМІРЮВАННЯ СИЛИ

Макляк Василь, студент
Науковий керівник: к.т.н., доц. Коваль О. А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Вимірювання сили у механічних вузлах дає змогу контролювати не лише рівень, а й характер зміни навантаження у часі. Для діагностики важливо розрізняти тривале перевантаження, періодичний процес і короткочасні ударні події. Сучасні дослідження динамічних навантажень підтверджують актуальність аналізу часової структури силових впливів, урахування вимірювального шуму та застосування методів ідентифікації навантажень за виміряними сигналами [1, 2, 4].

Мета роботи – дослідити можливість виявлення характерних патернів навантаження механічного вузла за статистичними ознаками виміряного сигналу сили.

У чисельному експерименті сформовано чотири режими: сталий, періодичний, ударний та перевантаження. Для кожного інтервалу визначаються середня сила, стандартне відхилення та максимальна сила. Середнє значення визначається як

$$\overline{F} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} F_i, \qquad (1)$$

де $\overline{F}$ – середня сила, кН;

F_i – сила для i-го відліку, кН;

N – кількість відліків.

Середня сила характеризує тривалий рівень навантаження, стандартне відхилення – його мінливість, максимальна сила – інтенсивність локальних

піків.



Рисунок 1 – Характерні патерни навантаження

Як видно з рис. 1, сформовані режими мають принципово різну часову структуру. Сталий режим характеризується незначними випадковими коливаннями відносно постійного рівня. На ділянці періодичного навантаження з'являються регулярні коливання сили, тоді як ударний режим містить короткочасні локальні максимуми. Для перевантаження характерним є тривале зміщення сигналу в область підвищених значень.

У базовій реалізації середня сила становить: сталий режим – 28,0 кН, періодичний – 34,0 кН, ударний – 32,0 кН, перевантаження – 47,7 кН. При цьому в ударному режимі максимальна сила досягає 57,7 кН. Отже, сам факт перевищення заданого контрольного рівня ще не визначає тип силового впливу: на рис. 1 видно, що короткочасний удар і тривале перевантаження можуть формувати великі значення сили, але суттєво відрізняються тривалістю та структурою сигналу. Наведені контрольні рівні є модельними критеріями і не розглядаються як нормативні межі для конкретної машини.

Кількісне порівняння режимів наведено на рис. 2. Підвищене середнє значення найбільш характерне для тривалого перевантаження, тоді як ударний режим виділяється найбільшим максимальним значенням сили за значно

меншого середнього рівня.



Рисунок 2 – Числові ознаки патернів

Для періодичного режиму характерне збільшення стандартного відхилення, що відображає регулярну зміну сили відносно середнього значення. Таким чином, рис. 2 підтверджує, що використання лише максимальної сили недостатнє для надійного розпізнавання патерну. Спільний аналіз середнього значення, стандартного відхилення та максимуму дозволяє розділити фізично різні режими силового навантаження. Для складніших випадків сучасні методи доповнюють статистичні ознаки розпізнаванням патернів та реконструкцією ударних навантажень [5].

Зв'язок між рис. 1 і рис. 2 полягає в переході від часової форми виміряного сигналу до набору його числових ознак. Саме така послідовність може бути використана в бортовому вимірювальному комплексі: спочатку реєструється сигнал сили, далі для вибраного часового інтервалу обчислюються його характеристики, після чого виконується віднесення режиму до певного класу навантаження. Розроблена інтерактивна модель дозволяє змінювати базову силу, амплітуду і частоту періодичної складової, інтенсивність удару, рівень перевантаження та вимірювальний шум і безпосередньо спостерігати зміну обох рисунків. Для практичного

застосування силовимірювальний канал потребує метрологічного забезпечення; ISO 376:2011 регламентує статичне калібрування силовимірювальних приладів [3]. Для динамічних вимірювань суттєвими є також динамічна жорсткість, чутливість перетворювача та вплив частоти навантаження, що показано у сучасних метрологічних дослідженнях [2, 6].

Висновки

Результати моделювання показали, що для виявлення характерних патернів навантаження механічних вузлів недостатньо контролювати лише факт перевищення заданого порогового рівня сили. Більш інформативним є комплексне використання часових і статистичних ознак вимірювального сигналу, зокрема середнього значення, стандартного відхилення та максимального значення сили. Запропонований підхід дає змогу розрізняти сталий, періодичний та ударний режими, а також тривале перевантаження і може бути використаний як основа алгоритму первинної діагностики механічних вузлів у складі бортового вимірювального комплексу.

Література

1. Zhou Y., Cai W., Chi M., Liang S., Xu W. An improved vehicle dynamic load identification method with optimal sensor placement strategy based on augmented Kalman filter. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2025. Vol. 225. Art. 112234. DOI: 10.1016/j.ymssp.2024.112234. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2024.112234 (дата звернення: 23.09.2026).

2. Static, continuous and dynamic calibration of force transducers: A comparative study on a low-force strain-gauge measuring device. *Measurement: Sensors*. 2025. Vol. 38, Suppl. Art. 101337. DOI: 10.1016/j.measen.2024.101337. URL: https://doi.org/10.1016/j.measen.2024.101337 (дата звернення: 23.09.2026).

3. ISO 376:2011. *Metallic materials – Calibration of force-proving instruments used for the verification of uniaxial testing machines*. Geneva : International Organization for Standardization, 2011. URL:

https://www.iso.org/standard/44661.html (дата звернення: 22.09.2026).

4. Wang L., Zhang H., Wang Y., Wu D. A data-driven force-thermal coupling load identification method considering multi-source uncertainties of structural characteristics and measuring noises. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 2024. Vol. 425. Art. 116937. DOI: 10.1016/j.cma.2024.116937. URL: https://doi.org/10.1016/j.cma.2024.116937 (дата звернення: 22.09.2026).

5. Zhou J., Cai Y., Dong L., Zhang B., Peng Z. Data-physics hybrid-driven deep learning method for impact force identification. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2024. Art. 111238. DOI: 10.1016/j.ymssp.2024.111238. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2024.111238 (дата звернення: 23.09.2026).

6. Ammar M. M., Mohamed M. I., Mahmoud G. M., Kumme R., Zakaria H. M., Gaafer A. M. Identification of load cells parameters under applying creep and dynamic force for dynamic force calibrations. *Measurement*. 2024. Vol. 224. Art. 113851. DOI: 10.1016/j.measurement.2023.113851. URL: https://doi.org/10.1016/j.measurement.2023.113851 (дата звернення: 22.09.2026).

ВИЯВЛЕННЯ ПОРУШЕНЬ РОБОТИ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ЗА ПАТЕРНАМИ ЛІНІЙНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ

Лавров Олександр, студент

Науковий керівник: к.т.н., доц. Коваль А. О.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Лінійне переміщення є безпосередньою характеристикою руху штоків, повзунів, напрямних, виконавчих механізмів та інших рухомих елементів машин. Відхилення часової форми переміщення від характерного робочого циклу може свідчити про збільшення люфту, локальне заїдання, порушення кінематики або поступове зміщення робочого положення. Сучасні засоби вимірювання переміщення охоплюють контактні, індуктивні, оптичні, магнітні

та комбіновані методи; вибір принципу вимірювання визначається діапазоном, точністю, динамікою та умовами експлуатації [1-3].

Мета роботи – дослідити можливість виявлення характерних порушень роботи механічної системи за часовими патернами та числовими характеристиками лінійного переміщення.

У чисельному експерименті сформовано чотири режими: нормальний циклічний рух, рух із проявом люфту, локальне заїдання та дрейф робочого положення. Такий підхід дозволяє розглядати не лише вихід рухомого елемента за встановлені межі, а й зміну самої форми траєкторії. Для кожного режиму визначаються середнє положення, стандартне відхилення, діапазон переміщення та максимальна швидкість. Швидкість рухомого елемента визначається як

$$v(t) = \frac{dx(t)}{dt}, \tag{1}$$

де $v(t)$ – миттєва швидкість лінійного руху, мм/с;

$x(t)$ – виміряне лінійне переміщення, мм;

t – час, с.

Одночасний аналіз переміщення та швидкості дає змогу виявляти ділянки зупинки, різкого відновлення руху та зміни характеру робочого циклу.

Як видно з рис. 1, нормальний режим має плавну повторювану траєкторію відносно середнього положення 50 мм. Прояв люфту змінює форму сигналу поблизу ділянок реверсу, де напрям руху змінюється. Заїдання моделюється короткочасним утриманням рухомого елемента у майже незмінному положенні з подальшим відновленням руху. Для дрейфу характерне поступове зміщення середнього положення при збереженні циклічної складової. Модельні рівні 15 мм і 85 мм використані тільки як дослідницькі межі та не є нормативними значеннями для конкретного механізму.

Кількісне порівняння на рис. 2 показує, що різні порушення по-різному змінюють характеристики сигналу. Для нормального режиму стандартне відхилення становить близько 20,9 мм, а діапазон переміщення – 61,8 мм. Люфт змінює локальну форму траєкторії, тому його доцільно виявляти не лише за загальним діапазоном, а й за поведінкою сигналу поблизу реверсу. Заїдання створює інтервали малої швидкості та подальші переходи до нормального руху. У режимі дрейфу середнє положення зміщується до 59,8 мм, що є інформативною ознакою поступової зміни кінематичного стану системи.

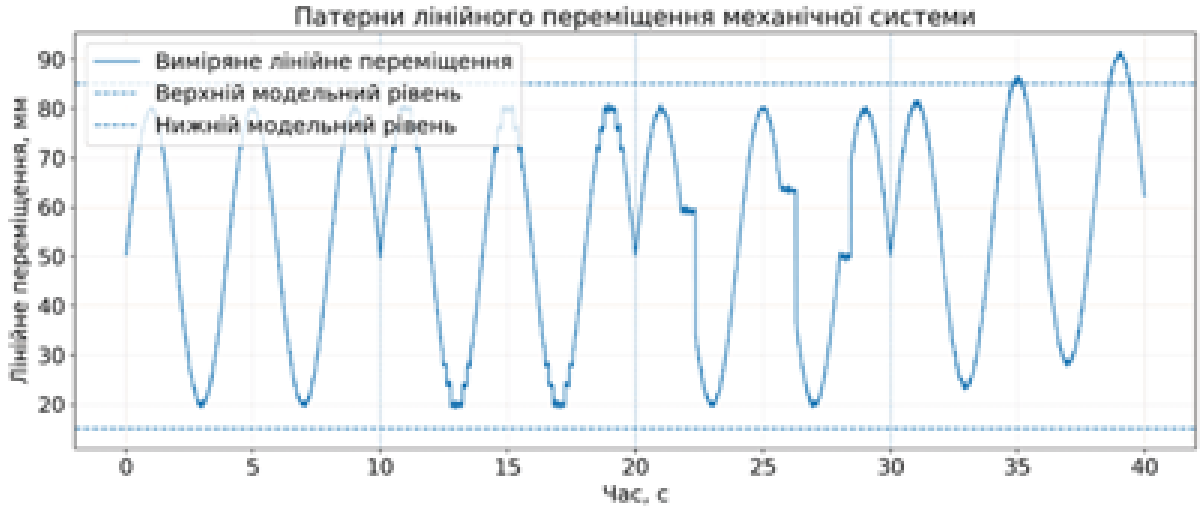


Рисунок 1 – Характерні патерни лінійного переміщення механічної системи

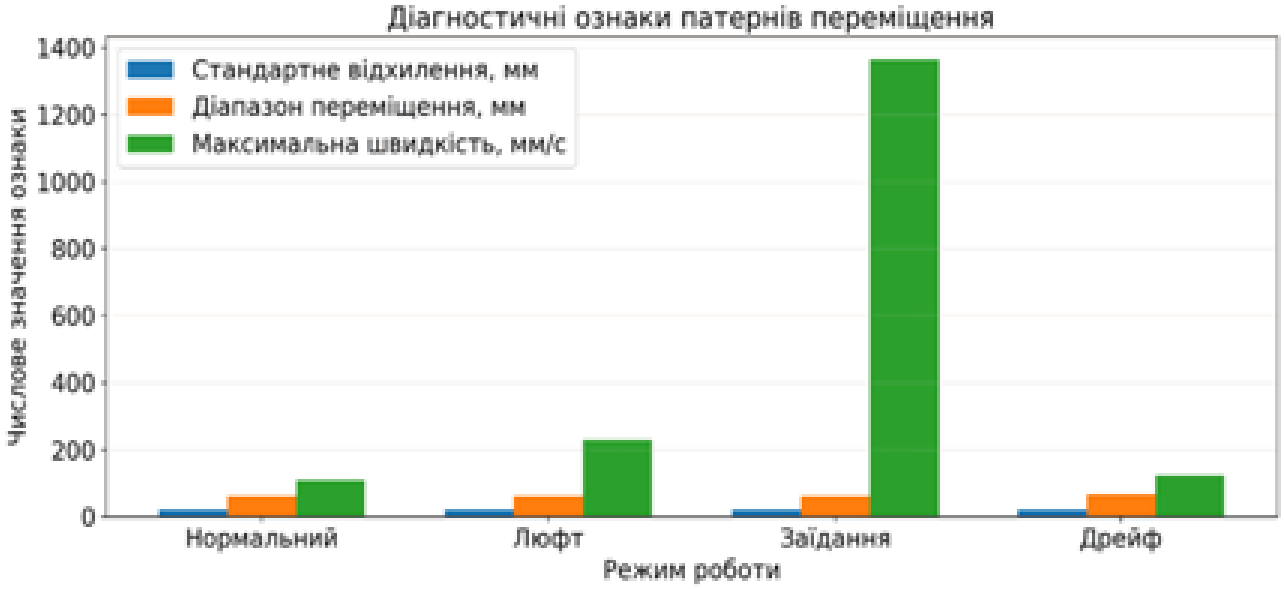


Рисунок 2 – Числові діагностичні ознаки патернів лінійного переміщення

Аналіз рис. 2 показує, що різні порушення по-різному змінюють характеристики сигналу. Для нормального режиму стандартне відхилення становить близько 20,9 мм, а діапазон переміщення – 61,8 мм. Люфт змінює локальну форму траєкторії, тому його доцільно виявляти не лише за загальним діапазоном, а й за поведінкою сигналу поблизу реверсу. Заїдання створює інтервали малої швидкості та подальші переходи до нормального руху. У режимі дрейфу середнє положення зміщується до 59,8 мм, що є інформативною ознакою поступової зміни кінематичного стану системи.

Зв'язок між двома рисунками полягає у переході від безпосередньої часової реалізації переміщення до набору числових діагностичних ознак. Один поріг положення може не виявити люфт або короткочасне заїдання, якщо переміщення залишається в допустимій області. Тому доцільно спільно аналізувати середнє положення, розсіювання, діапазон і похідну переміщення. Аналогічний принцип аналізу часових представлень вимірювальних сигналів використовується у моніторингу стану машин [4].

Інтерактивна модель дозволяє змінювати середнє положення, амплітуду та частоту циклічного руху, характерний люфт, тривалість заїдання, швидкість дрейфу, вимірювальний шум і модельне допустиме відхилення. Це дає змогу дослідити, які порушення помітні за абсолютним переміщенням, а які потребують аналізу форми сигналу. Сучасні дослідження підтверджують розвиток високоточних датчиків лінійного переміщення та методів динамічного оцінювання переміщень із використанням комбінованих вимірювальних даних [2, 5].

Для практичного застосування необхідно враховувати похибку датчика, частоту дискретизації, місце встановлення та робочий діапазон. ISO 13373-1:2002, повторно підтверджений у 2024 році, зазначає лінійне переміщення серед вимірюваних величин під час моніторингу машин та регламентує загальні питання вибору перетворювачів, їх розташування і збору даних [6].

Висновки

Результати моделювання показали, що порушення роботи механічних систем доцільно визначати не лише за виходом лінійного переміщення за встановлені межі, а й за зміною часової форми руху. Сукупне використання середнього положення, стандартного відхилення, діапазону переміщення та швидкості дозволяє виділяти ознаки люфту, локального заїдання і поступового дрейфу. Запропонований підхід може бути використаний як основа первинного діагностування лінійних виконавчих механізмів у складі бортового вимірювального комплексу.

Література

1. Zhou Y., Liu J., Li H., Li Z., Li S., Lai T. High-precision displacement sensor in advanced manufacturing: Principle and application. *Measurement*. 2025. Vol. 242, Part B. Art. 115988. DOI: 10.1016/j.measurement.2024.115988. URL: https://doi.org/10.1016/j.measurement.2024.115988 (дата звернення: 22.09.2026).
2. Peng K., Wang Z., Fan X., Yu Z., Wang H. Design and optimization of large-range absolute linear displacement sensors based on splicing technology. *Measurement*. 2025. Art. 115943. DOI: 10.1016/j.measurement.2024.115943. URL: https://doi.org/10.1016/j.measurement.2024.115943 (дата звернення: 22.09.2026).
3. Ma Z., Choi J., Sohn H. Structural displacement sensing techniques for civil infrastructure: A review. *Journal of Infrastructure Intelligence and Resilience*. 2023. Vol. 2, No. 3. Art. 100041. DOI: 10.1016/j.iintel.2023.100041. URL: https://doi.org/10.1016/j.iintel.2023.100041 (дата звернення: 22.09.2026).
4. ISO 13373-2:2016. *Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 2: Processing, analysis and presentation of vibration data*. Geneva : International Organization for Standardization, 2016. URL: https://www.iso.org/standard/68128.html (дата

звернення: 22.09.2026).

5. Jin Z., Chen G., Niu Y., Zhang C., Zhang X., Shu J. Variational mode decomposition-based multirate data-fusion framework for estimating structural dynamic displacement by integrating vision- and acceleration-based measurements. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2024. Vol. 211. Art. 111252. DOI: 10.1016/j.ymssp.2024.111252. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2024.111252 (дата звернення: 22.09.2026).
6. ISO 13373-1:2002. *Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 1: General procedures*. Geneva : International Organization for Standardization, 2002. Повторно підтверджено у 2024 р. URL: https://www.iso.org/standard/21831.html (дата звернення: 22.09.2026).

ВИЯВЛЕННЯ АНОМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИМІРЮВАННЯ ТИСКУ

Гросс Олексій, студент

Науковий керівник: к.т.н., доц. Коваль А. О.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Гідравліка працює в приводах робочих органів багатьох мобільних і технологічних машин. Про стан такої системи найбільше може розповісти тиск робочої рідини. У тому, як він змінюється в часі, відбивається все одразу: навантаження на виконавчий механізм, робота насоса й розподільної апаратури, перехідні процеси. Тому корисну для діагностики інформацію несе не лише середній рівень тиску, а й пульсації, короткі стрибки та повільний дрейф робочого рівня. Не дивно, що в сучасних дослідженнях сигнали тиску та їхню динаміку вважають одним із головних джерел даних для моніторингу стану й пошуку несправностей [1-4].

Мета роботи – з'ясувати, чи можна помітити аномальний режим роботи гідравлічної системи, аналізуючи форму сигналу виміряного тиску та його числові характеристики.

Для перевірки було на інтерактивному віртуальному стенді змодельовано чотири режими: нормальний режим, підвищені пульсації тиску, короткочасні стрибки тиску та поступове падіння робочого тиску. Останній режим у моделі може означати втрату продуктивності, внутрішні перетікання чи будь-який інший процес, через який система не втримує потрібний тиск. Варто одразу застерегти: лише за сигналом тиску точну фізичну причину не визначити. Тому ми свідомо розділяємо два кроки – спершу помітити аномальний патерн, а вже потім шукати, який саме вузол несправний.

Для кожного режиму обчислювали чотири характеристики: середнє значення тиску, стандартне відхилення, діапазон зміни та максимальну швидкість зміни. Останню знаходимо як

$$r_p(t) = \frac{dp(t)}{dt}, \tag{1}$$

де $r_p(t)$ – швидкість зміни тиску, МПа/с;

$p(t)$ – виміряне значення тиску, МПа;

t – час, с.

Якщо швидкість зміни тиску велика – у системі відбувається швидкий перехідний процес. А от тривалі пульсації краще «ловить» стандартне відхилення.

Графіки на рис. 1 показують, як поводиться тиск у кожному режимі. У нормальному режимі він тримається близько 16 МПа і лише трохи коливається. На другому інтервалі пульсації помітно посилюються. Для гідравліки це цілком звичне явище: такі пульсації виникають, зокрема, через нерівномірну подачу об'ємного насоса та динаміку регулювальних елементів [2, 5]. На третьому інтервалі з'являються короткі стрибки – так імітуються швидкі

перехідні процеси. А в четвертому режимі середній тиск повільно, але неухильно знижується. Рівні 13 Мпа і 19 МПа на графіку – лише умовні межі для нашого дослідження, а не нормативні значення для якоїсь конкретної гідросистеми.

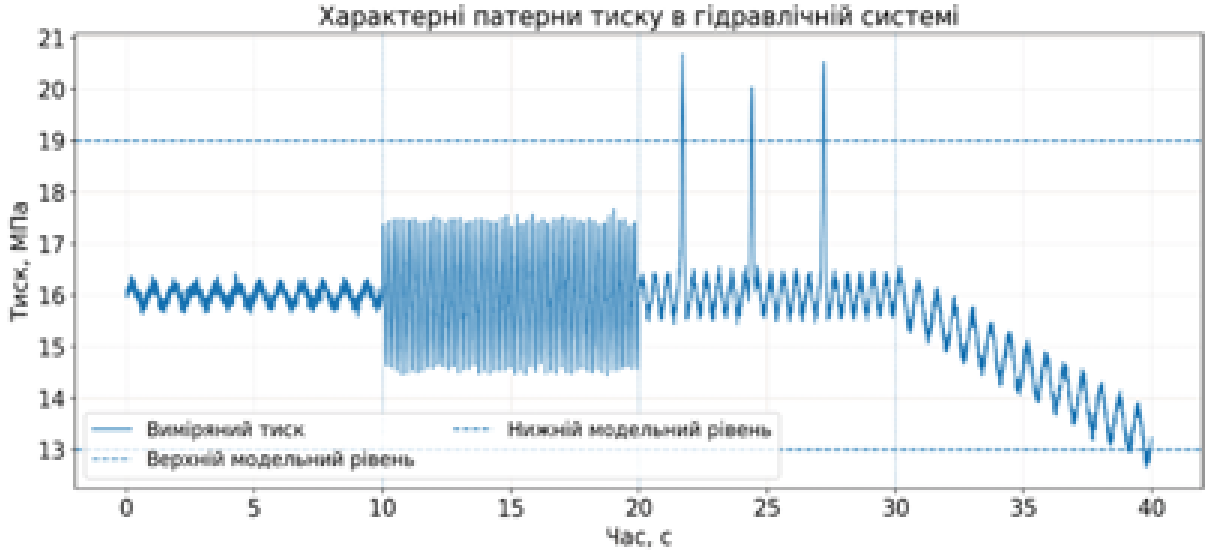


Рисунок 1 – Характерні патерни тиску для різних режимів роботи гідравлічної системи



Рисунок 2 – Числові діагностичні ознаки патернів тиску

Аналіз рис. 2 показує, що кожна ознака «відгукується» на свій тип аномалії. У нормальному режимі стандартне відхилення становить приблизно

0,15 МПа, а за посилених пульсацій зростає приблизно до 0,92 МПа. Короткі стрибки найкраще видно за діапазоном тиску та максимальною швидкістю його зміни. Під час поступового падіння тиску стандартне відхилення теж дещо зростає через тренд, проте головне тут інше – зсувається середній рівень. У базовому експерименті середній тиск на цьому інтервалі опустився приблизно до 14,60 МПа.

Звідси випливає простий висновок: одного порогу замало, щоб розрізнити всі аномальні режими. Сильні пульсації можуть довго не виходити за допустимі межі, а короткий стрибок перетне їх за мить. Якщо ж дивитися одночасно на середнє значення, стандартне відхилення, діапазон і швидкість зміни тиску, картина стану стає значно повнішою. Саме в цьому напрямі й розвиваються сучасні методи діагностування гідросистем – вони поєднують багатоканальні часові дані, злиття інформації та машинне навчання [1, 3, 4].

Щоб усе це можна було перевірити наживо, ми зробили інтерактивну модель у Google Colab. У ній можна змінювати робочий тиск, амплітуду й частоту пульсацій, висоту короткого стрибка, швидкість падіння тиску, амплітуду коливань у режимі втрати тиску, вимірювальний шум і допустиме відхилення. Щойно параметри змінено, обидва графіки та всі числові характеристики перераховуються. Тож можна дослідити, як зміна фізики процесу позначається на формі сигналу та його діагностичних ознаках.

На практиці, звісно, доведеться врахувати більше чинників: діапазон і динамічні властивості перетворювача тиску, частоту дискретизації, місце встановлення датчика, а також те, як гідравлічна лінія спотворює вимірюваний сигнал. Загальні правила та вимоги безпеки для гідросистем і їхніх компонентів задає ISO 4413:2010, чинне видання якого підтверджене у 2021 році [6]. Тому діагностичний алгоритм слід розглядати як доповнення до нормативних вимог експлуатації, а не як заміну систем захисту.

Висновки

Моделювання показало, що аномальні режими гідравлічної системи найкраще виявляти не за однією, а за кількома характеристиками тиску разом. Посилені пульсації видно за зростанням розкиду сигналу, швидкі перехідні процеси – за більшим діапазоном і швидкістю зміни тиску, а поступову втрату тиску – за зсувом його середнього рівня. Поєднання цих ознак може стати основою для первинного виявлення аномальних режимів гідроприводів у бортовому вимірювальному комплексі.

Література

1. Wang H., Zhou J., Chen H., Xu B., Shen Z. Hydraulic system fault diagnosis decoupling method based on 2D time-series modeling and self-attention fusion. *Scientific Reports*. 2024. Vol. 14. Art. 15620. DOI: 10.1038/s41598-024-66541-9. URL: https://doi.org/10.1038/s41598-024-66541-9 (дата звернення: 23.09.2026).
2. Dong C., Tao J., Sun H., Chao Q., Liu C. Inverse transient analysis based calibration of surrogate pipeline model for fault simulation of axial piston pumps. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2023. Vol. 205. Art. 110829. DOI: 10.1016/j.ymssp.2023.110829. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2023.110829 (дата звернення: 23.09.2026).
3. Qiu Z., Li W., Tang T., Wang D., Wang Q. Denoising graph neural network based hydraulic component fault diagnosis method. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2023. Vol. 204. Art. 110828. DOI: 10.1016/j.ymssp.2023.110828. URL: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2023.110828 (дата звернення: 23.09.2026).
4. Tao H., Jia P., Wang X. et al. Real-Time Fault Diagnosis for Hydraulic System Based on Multi-Sensor Convolutional Neural Network. *Sensors*. 2024. Vol. 24, No. 2. Art. 353. DOI: 10.3390/s24020353. URL: https://doi.org/10.3390/s24020353 (дата звернення: 23.09.2026).
5. Stosiak M., Karpenko M., Skačkauskas P., Deptuła A. Identification of

pressure pulsation spectrum in a hydraulic system with a vibrating proportional valve. *Journal of Vibration and Control*. 2024. Vol. 30, No. 21–22. DOI: 10.1177/10775463231215103. URL: https://doi.org/10.1177/10775463231215103 (дата звернення: 23.09.2026).

6. ISO 4413:2010. *Hydraulic fluid power – General rules and safety requirements for systems and their components*. Geneva : International Organization for Standardization, 2010. URL: https://www.iso.org/standard/44781.html (дата звернення: 28.09.2026).

ВИЯВЛЕННЯ АНОМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ МАШИН ЗА СИГНАЛАМИ ПРИСКОРЕННЯ БОРТОВОГО ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ

Галкіна Тетяна, студентка

Науковий керівник: к.т.н., доц. Коваль О. А.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сучасні мобільні та дорожньо-будівельні машини працюють у змінних режимах навантаження, тому контроль їх технічного стану лише за середніми значеннями експлуатаційних параметрів не завжди дає змогу своєчасно виділити короткочасні аномальні процеси. Одним із найбільш інформативних джерел даних бортового вимірювального комплексу є сигнали прискорення. Акселерометри придатні для безперервного контролю механічних коливань, ударів та перехідних процесів; сучасні системи condition monitoring широко використовують вібраційні вимірювання для оцінювання стану важкої та транспортної техніки [1]. На відміну від попереднього дослідження патернів вібрації робочого органу, у цій роботі основна увага приділяється виявленню моменту переходу машини від нормального режиму до аномального за даними бортового акселерометричного каналу.

Мета роботи – дослідити метод виявлення аномальних режимів роботи машини за зміною статистичних характеристик сигналу прискорення та сформувати критерій, придатний для реалізації у бортовому вимірювальному комплексі.

Для дослідження розглянуто сигнал тривісного акселерометра, жорстко встановленого на контрольованому елементі несної конструкції машини. Вимірювання за трьома координатами дає змогу врахувати зміну просторового напрямку коливань, а для інтегрального контролю використовується модуль результуючого прискорення

$$a_{\Sigma}(t) = \sqrt{a_x^2(t) + a_y^2(t) + a_z^2(t)}, \qquad (1)$$

де $a_{\Sigma}(t)$ – результуюче прискорення контрольованого механічного вузла в момент часу t, м/с²;

$a_x(t)$ – складова прискорення вздовж поздовжньої осі машини, м/с²;

$a_y(t)$ – складова прискорення вздовж поперечної осі машини, м/с²;

$a_z(t)$ – складова прискорення вздовж вертикальної осі, м/с²;

t – час спостереження, с.

У нормальному режимі сигнал містить коливання, зумовлені рухом машини, роботою силового агрегату, трансмісії та взаємодією ходової частини з поверхнею. Аномальний режим моделюється зміною амплітуди, дисперсії та частотного складу сигналу, а також появою ударних подій. Завдання алгоритму полягає у виявленні статистично значущого відхилення від еталонного нормального режиму.

Для формування еталона використовується фрагмент сигналу, що відповідає завідомо нормальній роботі. У ковзному часовому вікні визначаються середньоквадратичне прискорення, стандартне відхилення, максимальне абсолютне значення та пік-фактор. Основною енергетичною характеристикою є

$$a_{\text{с.к.}} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} a_{\Sigma,i}^2}, \quad (2)$$

де $a_{\text{с.к.}}$ – середньоквадратичне значення результуючого прискорення в межах поточного часового вікна, м/с²;

N – кількість дискретних відліків прискорення у часовому вікні;

i – порядковий номер відліку;

$a_{\Sigma,i}$ – значення результуючого прискорення для i-го відліку, м/с². Середньоквадратичне значення характеризує енергетичний рівень механічних коливань і використовується як основна ознака зміни режиму роботи.

Поточне значення середньоквадратичного значення порівнюється не з довільною сталою межею, а з характеристиками еталонного режиму. Порогове значення задається як

$$T_{\text{с.к.}} = \mu_0 + 3\sigma_0, \quad (3)$$

де $T_{\text{с.к.}}$ – адаптивне порогове значення середньоквадратичного прискорення, м/с²;

μ_0 – середнє значення середньоквадратичного прискорення, визначене за сукупністю часових вікон еталонного нормального режиму, м/с²;

σ_0 – стандартне відхилення середньоквадратичного прискорення для еталонного нормального режиму, м/с²;

множник 3 задає ширину допустимої області відносно середнього еталонного рівня.

Перевищення величиною $a_{\text{с.к.}}$ порога $T_{\text{с.к.}}$ розглядається як ознака статистично значущої зміни режиму роботи. Перевищення порога розглядається як ознака аномального режиму. Додатково перевіряються максимальне прискорення та пік-фактор, що дає змогу відрізнити тривале підвищення вібраційного рівня від короткочасної ударної події.

Для демонстраційної реалізації прийнято тривалість спостереження 60

с, частоту дискретизації 200 Гц та аномальний інтервал від 24 с до 40 с. Середнє ковзне середньоквадратичне значення нормальної ділянки становить 0,633 м/с², в аномальному режимі – 1,902 м/с², а максимальне результуюче прискорення – 9,420 м/с².

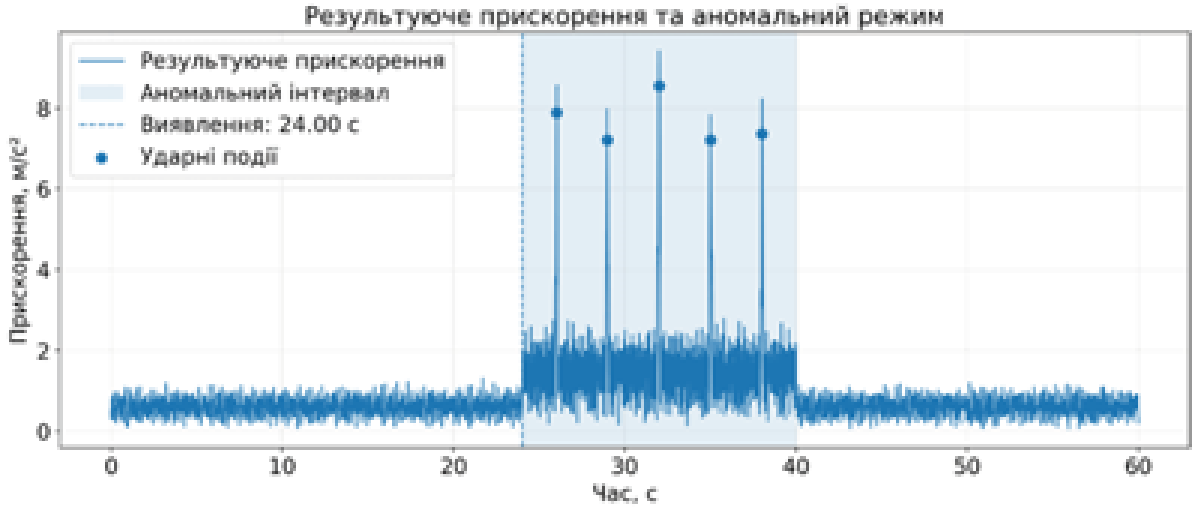


Рисунок 1 – Результуюче прискорення та аномальний режим

На рис. 1 показано перехід від фонового коливального процесу до ділянки зі зміненою амплітудно-часовою структурою. Для цієї реалізації адаптивний поріг становить 0,663 м/с², а перше перевищення після початку аномального режиму зафіксовано у момент 24 с, тобто із затримкою близько 0 с.

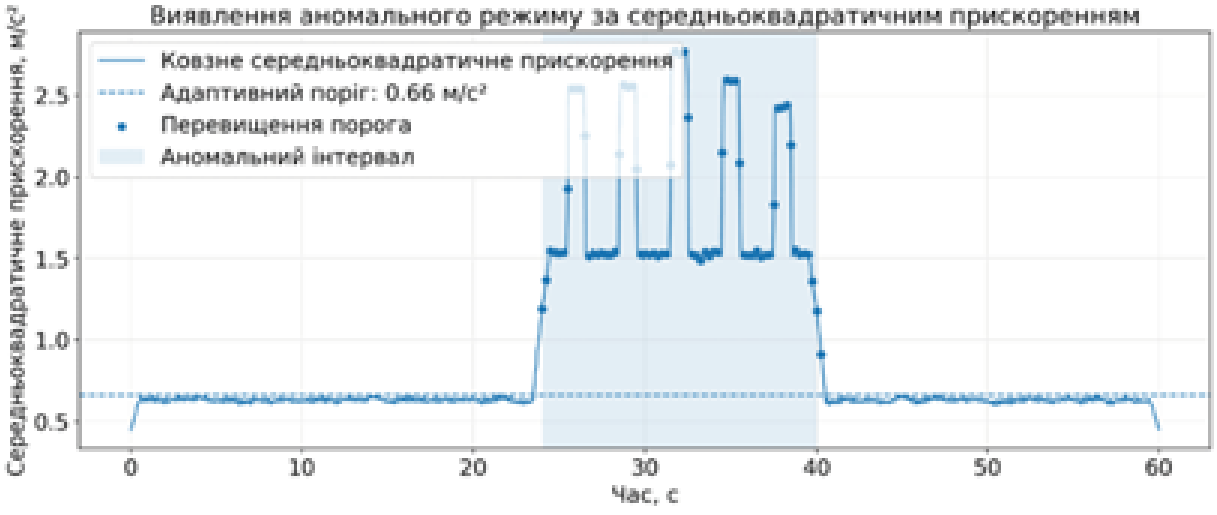


Рисунок 2 – Ковзне середньоквадратичне прискорення та адаптивний поріг

На рис. 2 маркерами показано часові вікна, для яких середньоквадратичного значення перевищує адаптивну межу. Інтерактивний блокнот дозволяє змінювати фоновий рівень, інтенсивність і тривалість аномалії, кількість ударних подій, вимірювальний шум, довжину вікна середньоквадратичного значення та випадкову реалізацію.

Для бортового застосування необхідно враховувати залежність прискорення від швидкості, навантаження та стану поверхні. Тому доцільно формувати еталонні характеристики для характерних експлуатаційних режимів. Аномалією при цьому вважається не просто велике прискорення, а відхилення від статистично характерного рівня для поточного режиму роботи.

Висновки

Запропоновано метод виявлення аномальних режимів роботи машини за тривісними сигналами прискорення. Рішення формується шляхом порівняння поточного середньоквадратичного прискорення з адаптивним порогом, визначеним за еталонним нормальним режимом. Чисельне моделювання показує можливість виявлення переходу до аномального стану та оцінювання затримки спрацювання. Для практичного бортового застосування порогові характеристики необхідно адаптувати до швидкості, навантаження та умов руху.

Література

1. Hassan I. U., Panduru K., Walsh J. An In-Depth Study of Vibration Sensors for Condition Monitoring. *Sensors*. 2024. Vol. 24, No. 3. Art. 740. DOI: 10.3390/s24030740. URL: https://doi.org/10.3390/s24030740 (дата звернення: 23.09.2026).
2. Vibration-Based Multicomponent Condition Monitoring and Diagnostics Approach for Elevator Door System. *Journal of Sensor and Actuator Networks*. 2026. Vol. 9, No. 3. Art. 56. URL: https://www.mdpi.com/2571-631X/9/3/56 (дата звернення: 23.09.2026).

3. Intelligent Fault Detection in the Mechanical Structure of a Wheeled Mobile Robot. *Technologies*. 2026. Vol. 14, No. 1. Art. 25. URL: https://www.mdpi.com/2227-7080/14/1/25 (дата звернення: 23.09.2026).
4. ISO 20816-1:2016. *Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration – Part 1: General guidelines*. Geneva : International Organization for Standardization, 2016. URL: https://www.iso.org/standard/63180.html (дата звернення: 23.09.2026).
5. Developing IoT Sensing System for Construction-Induced Vibration Monitoring and Impact Assessment. *Sensors*. 2020. Vol. 20, No. 21. Art. 6120. URL: https://www.mdpi.com/1424-8220/20/21/6120 (дата звернення: 23.09.2026).

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МАСИ ГРЕЙФЕРА КОЗЛОВОГО КРАНУ НА ЙОГО ЗАЧЕРПУВАЛЬНУ ЗДІБНІСТЬ

Варивода Д.О., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Іваненко О.І.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Вантажопідйомні і транспортуючі машини є невід'ємною частиною сучасного виробництва, оскільки з їх допомогою здійснюється механізація основних технологічних процесів і допоміжних робіт. У поточних і автоматизованих лініях роль підйомно-транспортних машин кількісно зросла, і вони стали частиною технологічного обладнання, а їх вплив на техніко-економічні показники підприємства стало досить істотним.

Мостові крани є одним з найбільш поширених засобів механізації різних виробництв, вантажно-розвантажувальних і складських робіт. Переміщаючись по шляхах, розташованих над землею, вони не займають корисної площі цеху або складу, забезпечуючи в той же час обслуговування практично будь-якого

його місця. Вони застосовуються в усіх галузях промисловості і призначені для переміщення вантажів у виробничих вузлах, складах і т.д.

Одним із засобів вирішення питань комплексної механізації і автоматизації вантажно-розвантажувальних і складських робіт з сипучими матеріалами в усіх галузях народного господарства є грейферні механізми. Вони широко застосовуються при перевантаженні насипних вантажів в морських і річкових портах, при їх переробці на металургійних підприємствах і будівництві. В цілому, як в Україні так і за кордоном грейферними механізмами оброблюються мільярди тон насипних матеріалів.

Питання вдосконалення конструкції грейферних механізмів, підвищення їх продуктивності і надійності мають важливе народо-господарче значення.

Статистичні методи визначення маси грейфера не дають можливості вести проектування грейферів на основі раціонального вибору основних параметрів (маси, геометричних розмірів, силових) для інтенсифікації процесу зачерпування. Труднощі аналітичного визначення необхідної мінімальної власної маси привели до того, що для грейферів загальнопромислового призначення маса грейфера також приведена у вигляді емпіричних коэффициентів, які зв'язують , рід матеріалу і умови ведення процессу зачерпування.

Відомі наступні методи вибору власної маси грейфера $m_{гр}$ по масі зачерпуваного матеріалу: по основній масі грейфера; по методу Робіна; за типом грейфера; по вибору маси экскаваційних грейферів; по методу розрахункових коефіцієнтів.

Впливу власної маси грейфера на зачерпуючу здібність, присвячені роботи М. Н. Берлова, С. Л. Маку, Л. І. Малєєва, О. В. Карського і ін. Раніше цей вплив був досліджений в роботах Пфаля і Німана і ін. [1-4].

Були проведені досліди з грейфером, масу якого змінювали шляхом навішування на головку або траверсу вантажів різної маси визначали відношення m м/с. Вплив маси головки і траверси грейфера на його зачерпувальну здатність, показаний на рис. 1. Досліди показали, що збільшення маси головки доцільніше, ніж збільшення маси траверси:

наприклад, зростання власної маси грейфера на 33% завдяки збільшенню маси головки (крива 2) приводить до збільшення маси зачерпуваного матеріалу на 26 3%- Зростання власної маси грейфера також на 33% шляхом збільшення маси траверси (крива 1) приводить до зростання маси зачерпуваного матеріалу лише на 18%. Проте власна маса грейфера збільшується швидше, ніж маса зачерпуваного матеріалу. Крім того, були проведені досліди по зменшенню маси грейфера. Встановлено, що зменшення власної маси грейфера (крива 1) веде до зменшення кількості зачерпуваного матеріалу, причому значення цього зменшення залежить від маси головки (крива 2) або траверси (крива 3).

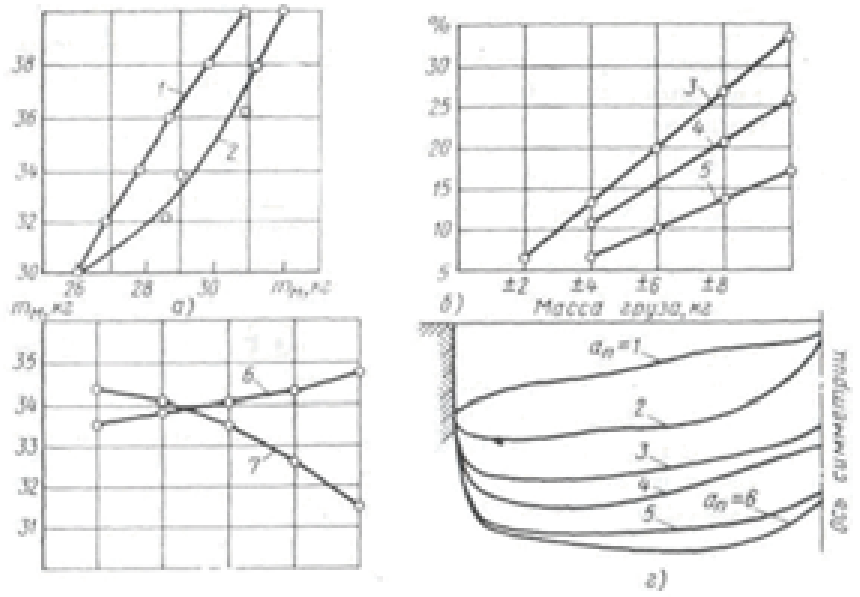


Рисунок 1 ¬ Вплив маси грейфера на зачерпувальну здатність:

а - вплив збільшення маси траверси і головки на зачерпувальну здатність; б - вплив маси грейфера на зачерпувальну здатність [по осі ординат показано збільшення маси (у %) до її первинного об'єму]; у - вплив зміни маси головки і траверси зачерпувальну здатність; г - вплив кратності поліспасту на криві зачерпування; 1 - збільшення маси траверси; 2 - збільшення маси головки; 3 - зміна маси грейфера; 4 - зміна маси матеріалу, який зачерується, при збільшенні маси головки; 5 - зміна маси матеріалу, який зачерується, при збільшенні маси траверси; 6 - зміна зачерпувальної здатності, що зачерпує, при зменшенні маси траверси і збільшенні маси головки; 7 - зміна зачерпувальної здатності, при зменшенні маси головки і збільшенні маси траверси.

Переміщення вантажів однакової маси з траверси на головку (крива 1) приводить до збільшення mм, переміщення вантажів однакової маси з головки на траверсу приводить до зменшення mм (крива 2). Дослідами встановлено що у всіх випадках доцільніше збільшувати масу (або щелеп). Доцільність збільшення маси , а не траверси підтверджена також дослідами на працюючих грейферах і аналітичними розрахунками.

До теперішнього часу широко застосовували збільшення маси грейферів шляхом навішування на траверсу додаткових вантажів різної маси. Проте такий метод має бути визнаний неправильним, оскільки при його використанні погіршується зачерпувальна здатність, і збільшуються енерговитрати. Масу траверси повинно встановлювати, лише з умови забезпечення розмаху щелеп порожнього грейфера. Дослідним шляхом встановлено, що за наявності підшипників кочення в блоках поліспасту мінімальна маса траверси повинна складати (0,14...0,15) $m_{гр}$, а за наявності підшипників ковзання (0,16...0,18) $m_{гр}$ (тут $m_{гр}$ — маса грейфера) [9].

Була проведена серія дослідів, яка дозволила встановити вплив кратності поліспасту, зачерпувальну здатність грейфера незмінної маси. В міру збільшення кратності поліспасту і, отже, більшого виграшу в силі, опір стискуванню матеріалу, охопленого челюстями долається меншим зусиллям в замикаючому канаті. Залежність між загальною масою грейфера, масою його окремих частині кратністю поліспасту може бути врахована аналітично. Ця задача є аналітичною, яка дозволяє використовувати для отримання розрахунків комп'ютерної техніки.

Висновки.

1. Вагові параметри грейфера визначають зусилля в замикаючому канаті і зачерпуючу здатність грейфера.

2. Вибір раціональних параметрів елементів грейферу при проектуванні дозволяє зменшити енергоємність процесу зачерпування з 5,5 кНм до 4,9 кНм (11.8 %)

Література

1. Коваль В. О., Коротенко А. А. Стан розвитку грейферних робочих органів. Modern research in science and education : proceedings of the 5th International scientific and practical conference, Chicago, USA, January 11–13, 2024. Chicago : BoScience Publisher, 2024. С. 36–38. https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2024/01/MODERN-RESEARCH-IN-SCIENCE-AND-EDUCATION-11-13.01.24.pdf?utm_source=chatgpt.com

2. Стрельбіцький В. В. Дослідження експлуатаційних динамічних навантажень у механізмі підйому портального крану «Ганц» при перевантаженні сипких вантажів. Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. 2024. № 6. Т. 1. С. 323–326. DOI: 10.31891/2307-5732-2024-343-6-48.

3. Семенов П. О., Пустовий В. М. Комплексне діагностування стану експлуатованих елементів грейферного перевантажувача. Фізико-хімічна механіка матеріалів. 2020. Т. 56, № 2. С. 39–45. Бібліографічне підтвердження – запис № 11241. https://www.ukrbook.net/litopys/jurnal/2020/LJ_18_2020.pdf?utm_source=chatgpt.com

4. Жигулін О. А., Махмудов І. І., Жигуліна Н. О. Підйомно-транспортні машини : навчальний посібник. Ніжин, 2020. 150 с. https://dspace.onua.edu.ua/items/6bee1e88-a630-40d7-a53e-05fac228376e/full?utm_source=chatgpt.com

ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИЙ МОНІТОРИНГ І ТЕХНІЧНА ДІАГНОСТИКА ДОРОЖНІХ МАШИН: СУЧАСНІ ПІДХОДИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ

Ульянич Л.О. студентка
Науковий керівник к.т.н., професор Яцун В.В.
Центральноукраїнський національний технічний університет

Сучасна дорожня машина - це складна мехатронна система, де механічні, гідравлічні й електронні вузли працюють в одній зв'язці. Обмін даними між бортовими блоками спирається на стандартизовані протоколи, зокрема серію SAE J1939 [1], яка охоплює транспорт і техніку - як дорожню, так і позашляхову, включно з будівельними машинами.

Телематичний моніторинг здійснюється, коли дані про машину передаються на сервер, і диспетчер, механік чи керівник підприємства можуть дистанційно бачити місцезнаходження техніки, тривалість і режим її роботи, наявні попередження й коди несправностей, терміни обслуговування, таким чином контроль перестає бути прив'язаним до конкретного місця.

Досвід провідних виробників це добре ілюструє, зокрема, Caterpillar пропонує платформу VisionLink [3], яка об'єднує дані про місцезнаходження, використання техніки, рівень пального, технічний стан, коди несправностей та результати аналізу робочих рідин, причому працює і з технікою інших брендів, що зручно для підприємств зі змішаним парком. Схожий підхід у Volvo Construction Equipment: система ActiveCare отримує дані через телематику CareTrack [4], які надходять до центрів моніторингу, а звідти, за потреби, до дилера, тобто автоматизований збір даних тут поєднується з роботою фахівця, який їх інтерпретує. Komatsu пропонує систему KOMTRAX [5] із доступом через комп'ютер, планшет або смартфон і аналітикою, здатною працювати з технікою різних виробників. У John Deere телематика, дистанційна діагностика та аналітика об'єднані в системі Operations Center PRO Service [6], де інженери й фахівці з data science аналізують дані для формування

рекомендацій щодо стану машин.

Загалом закордонний досвід показує спільну тенденцію: діагностика переходить від окремого приладу чи процедури до цифрової екосистеми, де дані накопичуються, порівнюються з попередніми значеннями й дають змогу прогнозувати несправність ще до її появи, наприклад, коли якийсь параметр поступово змінюється протягом сотень мотогодин.

Для України ця тема особливо актуальна, оскільки в галузі одночасно експлуатується і нова техніка з розвиненою електронікою, і чимало машин зі значним строком служби.

З економічної точки зору, встановлення датчиків, придбання програмного забезпечення й організація обміну даними коштують грошей, і для невеликого підприємства повноцінна цифрова система може виявитися надто дорогою. Тому доцільний модульний принцип: починати з найважливіших параметрів (місцезнаходження, мотогодини, витрата пального, коди несправностей, ключові показники двигуна) і поступово розширювати систему.

Окремо варто розглянути штучний інтелект і машинне навчання. На відміну від простого порогового контролю, такі алгоритми можуть аналізувати сукупність параметрів і виявляти нетипові комбінації: підвищена температура двигуна сама собою ще не проблема, але якщо одночасно змінюються температура, витрата пального, навантаження й частота обертання, це вже привід для перевірки. Це відкриває шлях до обслуговування за фактичним технічним станом і прогнозування залишкового ресурсу вузлів. Штучний інтелект варто розглядати радше як інструмент підтримки рішення інженера, а не його заміну.

Важливо враховувати стандартизацію й сумісність даних, адже на одному підприємстві можуть працювати машини Caterpillar, Volvo, Komatsu, John Deere, Wirtgen та інших виробників, кожен зі своїм форматом даних. Ключову роль відіграє стандарт ISO/TS 15143-3 [2], що визначає передавання даних від телематичних систем мобільних машин до прикладних програм через інтернет.

Висновки

Отже, інтелектуальний моніторинг дорожніх машин варто розглядати не як окрему технологію, а як комплексний процес, що поєднує технічні засоби вимірювання, телематику, цифрові платформи, аналітичні алгоритми та рішення фахівців.

Разом з тим лишаються невирішені питання: вартість обладнання, захист даних, сумісність систем, кваліфікація персоналу, якість датчиків і каналів зв'язку, достовірність прогнозів. Окремої уваги потребує адаптація моделей до українських умов експлуатації, адже результати, отримані на даних закордонних підприємств, не завжди можна прямо переносити на вітчизняні об'єкти. Тому подальші дослідження варто спрямувати на комплексні моделі моніторингу, що враховують не лише технічні параметри машини, а й режим роботи, навантаження, дорожні та погодні умови, кваліфікацію оператора.

Література

1. SAE International. J1939_202306: Serial Control and Communications Heavy-Duty Vehicle Network - Top-Level Document, 2023. URL: https://saemobilus.sae.org/standards/j1939_202306-serial-control-communications-heavy-duty-vehicle-network-top-level-document
2. ISO/TS 15143-3:2020. Earth-moving machinery and mobile road construction machinery - Worksite data exchange - Part 3: Telematics data. URL: https://www.iso.org/standard/76394.html
3. Caterpillar Inc. VisionLink - Digital Solutions. URL: https://digital.cat.com/applications/visionlinkr
4. Volvo Construction Equipment. CareTrack - телематична система. URL: https://www.volvoce.com/europe/en/volvo-services/caretrack
5. Komatsu Ltd. Komtrax - система дистанційного моніторингу техніки. URL: https://www.komatsu.com/en/komtrax
6. John Deere. John Deere Launches Enhanced Digital Self-Repair Tool (Operations Center PRO Service) URL: https://www.deere.com/en/news/all-news/enhanced-digital-self-repair-tool

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАНУРЕННЯ МОДЕЛЕЙ ФУНДАМЕНТ-ОБОЛОНОК В ГРУНТ

Червоноштан А.Л., аспірант
канд. техн. наук, доцент Пантелеєнко В.І.
Український державний університет науки і технологій, ННІ
«Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»
канд. техн наук, доцент Карпушин С.О.
Центральноукраїнський національний технічний університет

При зведені будівель з кількістю поверхів 1-3, доцільно використовувати фундаменти-оболонки (пустотілі конічні цільноформовані бетонні блоки). Застосування таких фундаментів дозволяє в 3…4 рази скоротити об'єм земляних робіт, майже повністю виключити опалубні роботи в порівнянні із звичайними стрічковими, стовпчиковими і палями, понизити витрату бетону в 2…2,5, металу в 2 рази, трудовитрати і кошторисну вартість робіт нульового циклу на 40% [1 – 3].

При зануренні фундаментів-оболонок під ними і навколо них утворюється ущільнена зона з підвищеною міцністю за рахунок чого істотно підвищується їх несуча здатність [3, 4].

Проте процес занурення бетонних блоків (фундаментів-оболонок), вивчений недостатньо добре з погляду взаємодії з грунтом і ефективного використання різноманітного обладнання для їх занурення. Мало вивчені фізичні умови процесу занурення, зокрема, вплив різноманітних факторів на ефективність процесу занурення і формування ущільненої зони [1, 2].

Дослідження процесу моделей оболонок з грунтом в процесі їх занурення вивчалося в лабораторних умовах за допомогою спеціально спроектованого та виготовленого стенду [5]. Зусилля занурення реєструвалися за допомогою кільцеподібної тензометричної ланки, що закріплена на штоці занурюючого гідроциліндра.

Випробувані моделі оболонок формувалися з гіпсу в спеціально виготовленій металевій формі в яку попередньо встановлювався дротяний каркас для збільшення міцності моделі. Модель оболонки формувалася пустотілою з товщиною стінки 10 мм. Для з'ясування фізичної сутності процесу занурення оболонок, що полягає в особливостях формування ущільнених зон при різних способах занурення, застосовувалися моделі у вигляді усіченого конуса типу ФК (фундамент конічний) в масштабі 1:10.

На рис. 1. показані графіки, залежності зусиль занурення моделі оболонки типу ФК в суглинки з замикаючим сердечником і без нього в масштабі 1:10.

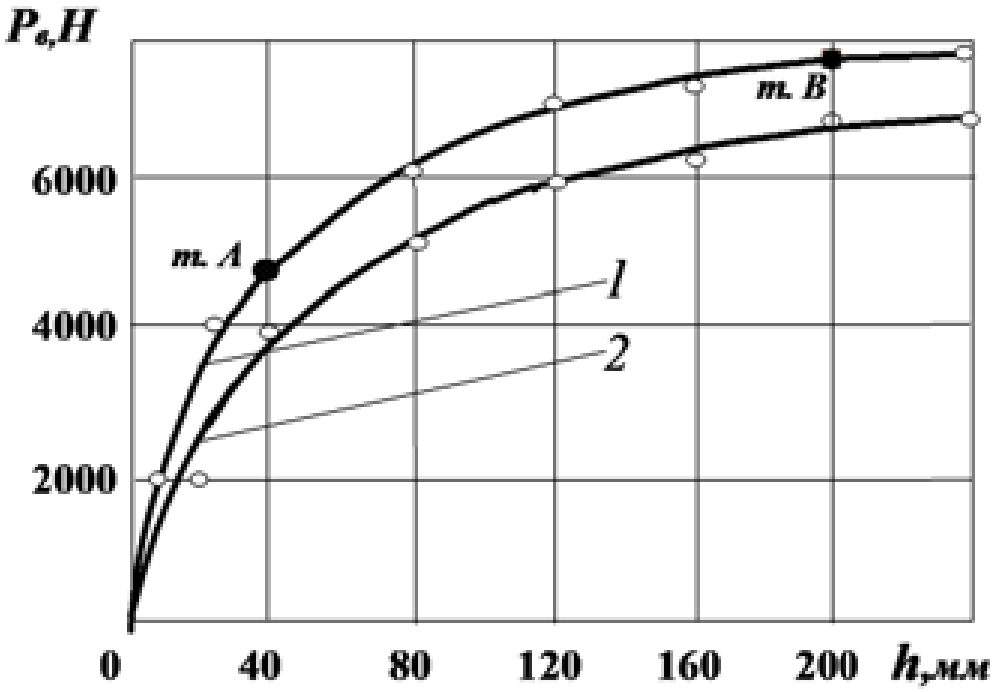


Рисунок 1 – Залежність зусиль вдавлювання *Рв* від глибини занурення *h* для оболонок типу ФК у вигляді усіченого конуса: 1 – занурення із сердечником; 2 – без сердечника

Замикаючий сердечник закриває отвір у нижній частині оболонки, що унеможливлює попадання грунту в середину оболонки. При цьому під оболонкою утворюється ущільнена зона, яка має більші розміри, що підвищує її несучу здатність в межах 15…20%.

З графіків (див. рис. 1) слідує, що характер кривої для фундаменту з замикаючим сердечником відрізняється від кривої для оболонки, зануреної в грунт без його використання. Наростання опору зі збільшенням глибини занурення більш помітно для першого випадку, і зі збільшенням глибини занурення приріст опору виявляється більшим, ніж для фундаменту, впровадженого в грунт без використання замикаючого сердечника. В кінці занурення, тобто в момент стабілізації деформації грунту та закінчення формування ущільненої зони, опір грунту в першому випадку (див. рис. 1, крива 1) виявляється більшим, ніж у другому (див. рис. 1, крива 2), приблизно на 1000 ... 1100Н.

Враховуючи, що занурення фундаментів-оболонок з використанням замикаючого сердечника істотно підвищує бездефектність занурення, а також те, що несуча здатність оболонки при такому зануренні буде вищою, економічно доцільно застосування при зануренні оболонок та інших елементів у формі усіченого конуса замикаючого сердечника.

На рис. 2. представлені графіки залежності зусилля вдавлювання від глибини занурення моделі ФК (М 1:10) різними способами в грунти з різною міцністю.

З графіків слідує, що зі збільшенням щільності грунту характер залежності зусилля від глибини занурення дещо змінюється у бік більш інтенсивного наростання на початковому етапі занурення.

З графіків (див. рис. 1, 2) слідує, що при зануренні оболонок одного типу, з використанням замикаючого сердечника приріст опору для моделі 1:10 при щільності $C_{уд}$ =1,2,3 удару щільність, відповідно становить 1000 до 1100 Н. При зануренні моделей у масштабі 1:12 з міцністю $C_{уд}$ =1,2,3, удару щільного приріст опору знаходиться в тих же межах. Це підтверджує припущення про те, що застосування замикаючого сердечника має ряд переваг, що виражаються в підвищенні несучої здатності та бездефектності занурення. За необхідності більш суттєвого підвищення несучої здібності оболонок в грунтах I і II категорії по просіданню необхідно застосування конусоподібних насадок.

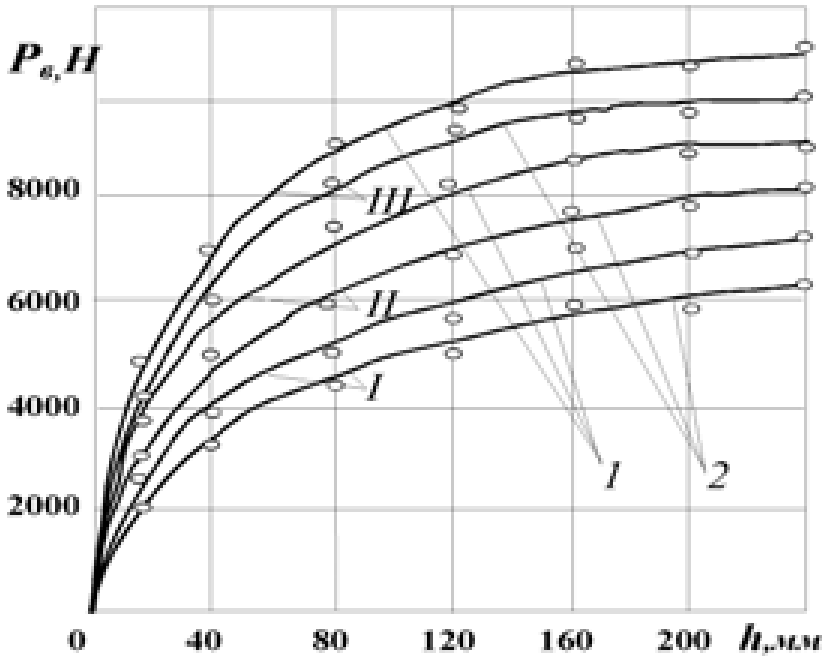


Рисунок 2 – Залежність зусиль вдавлювання $P_в$ від глибини занурення h; при різній міцності ґрунту $C_{уд}$ для моделі оболонки ФК (М1:10); I $C_{уд}$ =1; II $C_{уд}$ =2; III $C_{уд}$ =3. 1 – занурення із сердечником; 2 – занурення без сердечника.

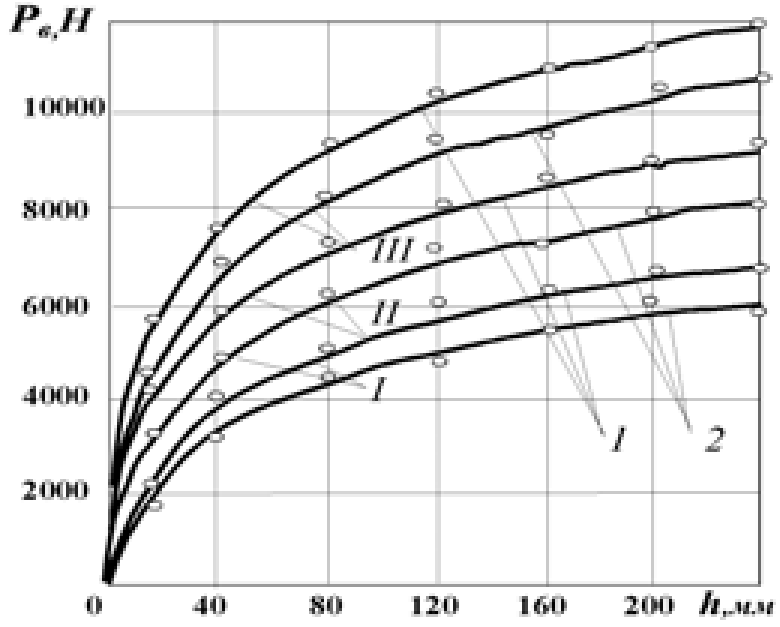


Рисунок 3 – Залежність зусиль вдавлювання $P_в$ від глибини занурення h: при різній міцності ґрунту $C_{уд}$ для моделі ФК (М 1:12); I $C_{уд}$ = 1; II $C_{уд}$ = 2; III $C_{уд}$ = 3; 1 – занурення із сердечником; 2 – занурення без сердечника.

Надалі необхідно було встановити характер залежності опору зануренню від масштабного фактору конічної моделі оболонки (рис. 3 і 2). З цією метою були використані моделі, відповідно, у масштабі 1:10, 1:12. Моделі занурювалися у підготовлену грунтову основу по центру металевого контейнера.

Висновки

1. В результаті дослідних занурень було встановлено, що питомий опір вдавлювання практично не залежить від площі поперечного перерізу оболонки, тобто, залишається постійним при зміні масштабного фактору.

2. Досліди показали, що характер кривої для фундаменту з замикаючим сердечником відрізняється від кривої для оболонки, зануреної в грунт без його використання. Наростання опору зі збільшенням глибини занурення більш помітно для першого випадку, і зі збільшенням глибини занурення приріст опору виявляється більшим, а тому при зануренні фундаментів-оболонок у формі усіченого конуса, з економічної точки зору доцільно застосувати замикаючий сердечник.

Література

1. Panteleienko, V., Karpushyn, S., Chervonoshtan, A. (2023). Interaction of conical monolithic thin-walled reinforced concrete shells with the soil of the foundation. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. P. 1-10.

2. Machines and equipment for the arrangement of recess for foundations of quickly installed technological mining facilities without diggisn: Monograph /V.I. Panteleienko, S.O. Karpyshyn – Petrosani, Romania: UNIVERSITAS Publishing, 2022. – 63 p.

3. Пантелеєнко В.І, Голубченко О.І., Карпушин С.О., Червоноштан А.Л. Дослідження процесу занурення у грунт конічних бетонних блоків при споруджені будівель / Науковий вісник будівництва. Науково-технічний збірник Харківського національного університету міського господарства імені

О.М. Бекетова. Випуск 111. – Харків: ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, 2024. – С 97-104.

4. Фундаменти, що споруджуються без виймання грунту: Монографія / М.Л. Зоценко, Ю.Л. Винников. – Полтава: ПолтНТУ імені Юрія Кондратюка, 2019. – 346 с.

5. Пат. 144354 Україна, МПК E 05 D 13/00. Стенд для дослідження процесу занурення моделей оболонок в грунт / Пантелеєнко В.І., Червоноштан А.Л. № u202001989; заявл. 23.03.2020; опубл. 25.09.2020, Бюл. №18.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГОЛОВНОЇ БАЛКИ МОСТОВОГО ДВОБАЛКОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 10 Т

Богданов З.Є., здобувач

Науковий керівник к.т.н., доцент Мусаєв З.Р.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Мостові крани широко застосовуються на промислових підприємствах, у виробничих та складських приміщеннях, ремонтних цехах, на підприємствах машинобудівної галузі та інших об'єктах, де виникає необхідність у переміщенні вантажів значної маси. Використання мостових кранів дозволяє механізувати вантажно-розвантажувальні та транспортні операції, скоротити частку ручної праці та забезпечити переміщення вантажів[1] у межах значної робочої зони.

Одним із поширених типів вантажопідіймального обладнання є мостовий двобалковий кран. Його несуча металоконструкція складається з двох головних балок, з'єднаних між собою кінцевими балками. Кран переміщується вздовж підкранових колій, а вздовж його мосту пересувається вантажний візок із механізмом підйому вантажу. Така конструктивна схема

дозволяє здійснювати переміщення вантажу у вертикальному напрямку, а також у двох взаємно перпендикулярних горизонтальних напрямках, забезпечуючи обслуговування практично всієї робочої зони виробничого приміщення[2].

Двобалкова конструкція мостового крана широко використовується у випадках, коли необхідно забезпечити достатню вантажопідйомність, жорсткість та надійність металоконструкції. Одним із найбільш відповідальних елементів такого крана є головні балки мосту. Вони сприймають навантаження від власної маси конструкції, вантажного візка, механізмів крана та вантажу, що підіймається. Через головні та кінцеві балки ці навантаження передаються на ходові колеса крана, а далі – на підкранові колії та несучі конструкції будівлі.

У процесі експлуатації мостового крана навантаження на головні балки постійно змінюється. Це пов'язано насамперед із переміщенням вантажного візка вздовж прольоту крана, підніманням і опусканням вантажу, розгоном та гальмуванням механізмів, а також переміщенням самого крана вздовж підкранових колій. Унаслідок цього в елементах металоконструкції виникають згинальні та крутні моменти, поперечні та поздовжні сили, що спричиняють появу напружень і деформацій.

Особливе значення для забезпечення працездатності мостового крана має жорсткість його головних балок. Під дією вертикальних навантажень балки деформуються, внаслідок чого виникають їх прогини. Надмірні деформації можуть негативно впливати не лише на міцність металоконструкції, але й на нормальну роботу вантажного візка та інших механізмів крана. Тому під час проєктування мостових кранів необхідно враховувати одночасно вимоги міцності, жорсткості, стійкості та довговічності несучих елементів.

Для мостового двобалкового крана вантажопідйомністю 10 т питання оцінювання напружено-деформованого стану головних балок має важливе практичне значення. Такі крани можуть використовуватися для виконання

широкого спектра вантажно-розвантажувальних і технологічних операцій, а їх несучі конструкції в процесі експлуатації зазнають багаторазової дії змінних навантажень. Від правильного вибору конструктивної схеми та геометричних параметрів головних балок значною мірою залежать надійність, довговічність і безпечність роботи всього крана.

Таким чином, дослідження напружено-деформованого стану головної балки дозволяє визначити характер її роботи під дією експлуатаційних навантажень, встановити найбільш навантажені ділянки конструкції та оцінити відповідність її параметрів умовам роботи мостового крана[3].

Головні балки мостових двобалкових кранів можуть мати різне конструктивне виконання, яке визначається вантажопідйомністю крана, величиною прольоту, режимом роботи та умовами експлуатації. Для виготовлення несучих металоконструкцій мостових кранів застосовують зварні балки, конструктивні параметри яких повинні забезпечувати необхідну міцність і жорсткість за мінімально можливої маси конструкції.

Одним із поширених конструктивних рішень є головна балка коробчастого перерізу. Така балка складається з вертикальних стінок та горизонтальних поясів, які утворюють замкнений поперечний переріз. Коробчаста конструкція характеризується достатньою жорсткістю при дії вертикальних і горизонтальних навантажень та дозволяє забезпечити необхідні характеристики несучої металоконструкції мостового крана.

Під час роботи крана головна балка сприймає постійні та змінні навантаження. До постійних насамперед належать навантаження від власної маси металоконструкції мосту та встановленого на ній обладнання. Змінна складова навантаження значною мірою визначається масою вантажного візка, положенням візка відносно опор мосту та масою вантажу, що переміщується. Внаслідок пересування візка характер розподілу сил уздовж головної балки змінюється, тому її окремі ділянки в різні моменти часу працюють у різних умовах навантаження.

Найбільший вплив на деформування головної балки мають вертикальні навантаження від вантажного візка та вантажу. При переміщенні візка від однієї кінцевої частини мосту до іншої змінюються величини опорних реакцій, згинальних моментів і поперечних сил. Одним із найбільш несприятливих положень є розташування вантажного візка з вантажем у центральній частині прольоту, де за певних умов можуть виникати значні згинальні моменти та найбільші вертикальні переміщення балки.

Разом із вертикальними навантаженнями на металоконструкцію мостового крана діють горизонтальні сили. Вони можуть виникати під час розгону та гальмування механізмів пересування крана і вантажного візка, а також унаслідок особливостей взаємодії ходових коліс із підкрановими коліями[4]. Сумісна дія вертикальних і горизонтальних навантажень формує складний напружено-деформований стан металоконструкції та повинна враховуватися під час оцінювання її працездатності.

Важливою особливістю роботи головної балки є циклічний характер навантаження. У процесі експлуатації крана операції підйому, переміщення та опускання вантажів багаторазово повторюються. Відповідно, напруження в елементах металоконструкції також змінюються протягом усього терміну експлуатації. Особливої уваги потребують зварні з'єднання, місця зміни геометричних параметрів елементів та інші ділянки, у яких можливе виникнення підвищених місцевих напружень [5].

Оцінювання напружено-деформованого стану передбачає визначення напружень, що виникають у конструкції, а також переміщень і деформацій її окремих елементів. Отримані значення дозволяють встановити найбільш навантажені ділянки головної балки та оцінити характер розподілу напружень уздовж її довжини. При цьому важливим є не тільки максимальне значення напружень, але й характер деформування всієї несучої конструкції.

Для головної балки мостового двобалкового крана важливим показником є величина вертикального прогину. Недостатня жорсткість балки може призводити до збільшення її деформацій під навантаженням. Це, у свою

чергу, здатне погіршувати умови пересування вантажного візка та впливати на роботу інших елементів крана. Збільшення жорсткості балки може бути досягнуто зміною її геометричних параметрів, однак необґрунтоване збільшення розмірів поперечного перерізу призводить до зростання маси металоконструкції.

Таким чином, під час вибору параметрів головної балки необхідно забезпечити раціональне співвідношення між її міцністю, жорсткістю та масою. Конструкція повинна сприймати експлуатаційні навантаження без виникнення неприпустимих напружень і деформацій та водночас не мати надлишкової металоємності. Саме тому дослідження напружено-деформованого стану є одним із важливих етапів оцінювання конструктивних параметрів головної балки мостового двобалкового крана.

Література

1. Özhan Doğan S. Design and analysis of double girder overhead crane system. Journal of Radiation Research and Applied Sciences. 2023. Vol. 16, Issue 4. Article 100701. DOI: 10.1016/j.jrras.2023.100701.

2. Hrabovský L., Čepica D., Frydrýšek K. Detection of Mechanical Stress in the Steel Structure of a Bridge Crane. Theoretical & Applied Mechanics Letters. 2021. Vol. 11, Issue 6. Article 100299. DOI: 10.1016/j.taml.2021.100299.

3. Albar Y., Onur Y. A. Analytical Investigation and Optimum Design of a Double Girder Overhead Crane. Journal of Mechanical Engineering and Technology. 2023. Vol. 15, No. 2. P. 53–65. DOI: 10.54554/jmet.2023.15.02.005.

4. Mohamed H. S., Abdelwahab S. A. Double-Girder Overhead Crane Optimum Design Using Weighted Decision Matrix and Finite Element Analysis. Journal of The Institution of Engineers (India): Series C. 2021. Vol. 102. DOI: 10.1007/s40032-020-00652-w.

5. Hectors K., Chaudhuri S., De Waele W. Fracture mechanics and hot spot stress-based fatigue life calculation: Case study for a crane runway girder. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. 2022. Vol. 45, Issue 9. P. 2662–2675. DOI: 10.1111/ffe.13729.

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГОЛОВНОЇ БАЛКИ КОРОБЧАСТОГО ПЕРЕРІЗУ МОСТОВОГО КРАНА

Дремлюга С.О., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Мусаєв З.Р.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Мостові крани широко застосовуються для виконання вантажно-розвантажувальних і технологічних операцій на промислових підприємствах, у виробничих та ремонтних цехах, складських комплексах та інших об'єктах. Їх використання забезпечує механізацію процесів підйому та переміщення вантажів і дозволяє обслуговувати значну площу виробничого приміщення. Одним із найбільш відповідальних елементів мостового крана є його несуча металоконструкція, від параметрів якої залежать міцність [1], жорсткість, надійність та загальна маса машини.

Основними несучими елементами мосту крана є головні балки, які сприймають навантаження від власної маси конструкції, вантажного візка, встановлених механізмів та вантажу, що переміщується. У процесі експлуатації положення вантажного візка відносно головних балок постійно змінюється, внаслідок чого змінюється характер їх навантаження. При цьому головна балка повинна мати достатню міцність і жорсткість та забезпечувати нормальну роботу крана протягом установленого терміну експлуатації [2].

Для мостових кранів значного поширення набули головні балки коробчастого поперечного перерізу. Така конструкція утворюється горизонтальними поясами та вертикальними стінками, з'єднаними між собою переважно за допомогою зварювання. Для забезпечення місцевої стійкості окремих елементів конструкції можуть використовуватися поперечні та поздовжні ребра жорсткості. Замкнений коробчастий переріз дозволяє отримати достатню жорсткість конструкції при дії вертикальних і

горизонтальних навантажень та широко використовується в конструкціях мостових кранів різної вантажопідйомності.

Основними геометричними параметрами коробчастої головної балки є її висота та ширина, товщина вертикальних стінок, товщина верхнього і нижнього поясів, а також параметри та розташування елементів жорсткості [3]. Сукупність цих параметрів визначає площу поперечного перерізу, масу балки, її жорсткість та здатність сприймати експлуатаційні навантаження. Тому вибір геометричних розмірів окремих елементів є важливим етапом проєктування несучої металоконструкції мостового крана.

Збільшення геометричних розмірів поперечного перерізу або товщини його елементів, як правило, сприяє підвищенню міцності та жорсткості головної балки. Однак одночасно з цим збільшується власна маса металоконструкції. Надмірна маса головної балки призводить до збільшення навантаження на кінцеві балки, ходові колеса, підкранові колії та інші елементи крана. Крім того, збільшення металоємності конструкції впливає на витрати матеріалів, вартість виготовлення та енергетичні витрати, пов'язані з переміщенням крана.

З іншого боку, необгрунтоване зменшення геометричних розмірів головної балки також є небажаним. Зменшення висоти перерізу або товщини його елементів може призводити до зниження жорсткості конструкції, збільшення прогинів і напружень, а також створювати передумови для втрати місцевої стійкості окремих елементів коробчастого перерізу. Особливо це стосується тонкостінних вертикальних стінок та стиснутих елементів конструкції[4].

Таким чином, вибір геометричних параметрів головної балки не повинен грунтуватися лише на прагненні забезпечити максимальну міцність конструкції шляхом збільшення її розмірів. Раціональною можна вважати таку конструкцію, яка за мінімально необхідної металоємності забезпечує виконання вимог щодо міцності, жорсткості та стійкості. Саме пошук такого співвідношення між геометричними параметрами поперечного перерізу та

характеристиками роботи балки становить одну з основних задач удосконалення металоконструкцій мостових кранів.

Важливим параметром коробчастої балки є висота її поперечного перерізу. Зміна висоти істотно впливає на характеристики балки при згині та, відповідно, на величину напружень і вертикальних деформацій, що виникають під дією навантаження. Водночас надмірне збільшення висоти балки може призводити до збільшення її габаритів і маси та потребувати додаткового забезпечення стійкості вертикальних стінок.

Не менш важливим параметром є ширина коробчастого перерізу. Вона впливає на просторову жорсткість конструкції та умови роботи її окремих елементів. Співвідношення між висотою і шириною балки повинно обиратися з урахуванням величини прольоту мостового крана, вантажопідйомності, характеру прикладання навантажень та конструктивного виконання вантажного візка.

Окремим напрямом обґрунтування раціональних параметрів є вибір товщини листових елементів коробчастої балки. Верхній і нижній пояси та вертикальні стінки виконують різні функції у сприйнятті навантажень, тому використання однакової товщини для всіх елементів не завжди є раціональним. Зменшення товщини листів дозволяє знизити масу металоконструкції, однак можливість такого зменшення обмежується вимогами міцності та місцевої стійкості.

Отже, геометричні параметри головної балки коробчастого перерізу є взаємопов'язаними, а зміна одного з них може впливати одразу на декілька характеристик конструкції. Тому обґрунтування раціональних параметрів потребує комплексного врахування міцності, жорсткості, стійкості та металоємності головної балки.

Таким чином, раціональний вибір геометричних параметрів головної балки коробчастого перерізу дозволяє забезпечити необхідні показники міцності, жорсткості та стійкості конструкції при одночасному зниженні її металоємності. Вибір висоти та ширини поперечного перерізу, товщини поясів

і вертикальних стінок повинен здійснюватися комплексно з урахуванням умов навантаження та конструктивних особливостей мостового крана. Подальше удосконалення параметрів головних балок доцільно спрямовувати на пошук конструктивних рішень, які забезпечують надійну роботу металоконструкції при мінімально необхідній її масі.

Література

1. Kulka J., Mantič M., Grega R., Siman M., Kopas M., Maláková S. Optimisation of Box Girder Design of Overhead Cranes. Applied Sciences. 2024. Vol. 14, Issue 21. Article 9926. DOI: 10.3390/app14219926.

2. Albar Y., Onur Y. A. Analytical Investigation and Optimum Design of a Double Girder Overhead Crane. Journal of Mechanical Engineering and Technology. 2023. Vol. 15, No. 2. P. 53–65. DOI: 10.54554/jmet.2023.15.02.005.

3. Mohamed H. S., Abdelwahab S. A. Double-Girder Overhead Crane Optimum Design Using Weighted Decision Matrix and Finite Element Analysis. Journal of The Institution of Engineers (India): Series C. 2021. Vol. 102, Issue 2. P. 283–304. DOI: 10.1007/s40032-020-00652-w.

4. Pástor M., Lengvarský P., Hagara M., Kuľka J. Experimental Investigation of the Fatigue Life of a Bridge Crane Girder Using SN Method. Applied Sciences. 2022. Vol. 12, Issue 20. Article 10319. DOI: 10.3390/app122010319.

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ КІНЦЕВОЇ БАЛКИ МОСТОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 5 Т

Кузнєцов Ю.Ю., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Мусаєв З.Р.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Мостові крани широко застосовуються на промислових підприємствах, у виробничих і ремонтних цехах, складських комплексах та інших об'єктах для виконання вантажно-розвантажувальних і технологічних операцій. Конструкція мостового крана забезпечує можливість підйому вантажу, його переміщення вздовж прольоту та пересування всього крана вздовж підкранових колій. Завдяки цьому забезпечується обслуговування значної робочої зони при відносно компактному розміщенні вантажопідіймального обладнання.

Несуча металоконструкція мостового крана складається з головних та кінцевих балок, які утворюють просторову конструкцію мосту. Головні балки розташовуються вздовж прольоту крана та безпосередньо сприймають значну частину навантажень від вантажного візка і вантажу. Кінцеві балки розташовуються в поперечному напрямку та з'єднують головні балки між собою. Водночас вони є важливими елементами ходової частини крана, оскільки на них встановлюються ходові колеса та елементи механізму пересування[1].

Кінцева балка виконує декілька важливих функцій. Вона забезпечує з'єднання головних балок мосту в єдину конструкцію, сприймає та передає навантаження на ходові колеса, а також бере участь у забезпеченні необхідної геометричної незмінності мосту. Через ходові колеса навантаження від металоконструкції, вантажного візка та вантажу передаються на підкранові

колії. Тому конструктивні параметри кінцевої балки безпосередньо впливають на працездатність і надійність мостового крана.

Для мостового крана вантажопідйомністю 5 т кінцеві балки повинні мати достатню міцність і жорсткість при відносно невеликій власній масі. Надмірне збільшення маси металоконструкції призводить до зростання навантаження на ходові колеса та підкранові конструкції, а також збільшує опір пересуванню крана. Водночас необґрунтоване зменшення розмірів перерізу кінцевої балки може призвести до збільшення напружень і деформацій та зниження надійності конструкції.

Конструктивне виконання кінцевих балок залежить від вантажопідйомності та прольоту мостового крана, конструкції головних балок, кількості й розташування ходових коліс, типу механізму пересування та інших параметрів. Кінцева балка являє собою металеву несучу конструкцію, до якої приєднуються головні балки мосту та в якій передбачаються вузли для встановлення ходових коліс. Її конструкція повинна забезпечувати правильне взаємне розташування коліс та передачу навантажень між окремими елементами мосту.

До основних конструктивних параметрів кінцевої балки можна віднести її довжину, висоту і ширину поперечного перерізу, товщину окремих елементів, відстань між ходовими колесами, а також конструктивне виконання ділянок з'єднання з головними балками. Важливе значення має взаємне розташування цих параметрів, оскільки вони визначають характер передачі навантажень та впливають на загальну жорсткість металоконструкції мосту.

Одним із параметрів, що характеризує конструктивну схему кінцевої балки, є її довжина. Вона пов'язана з розташуванням головних балок та ходових коліс крана. Відстань між осями ходових коліс повинна забезпечувати стійке переміщення мосту вздовж підкранових колій та відповідати загальній конструктивній схемі крана. При цьому необхідно враховувати можливість розміщення приводних елементів механізму пересування та забезпечення доступу до ходової частини під час технічного обслуговування.

Висота та ширина поперечного перерізу кінцевої балки визначають її здатність сприймати навантаження, що виникають під час експлуатації крана. Збільшення висоти перерізу дозволяє підвищити жорсткість конструкції, однак одночасно може призводити до збільшення її габаритів та маси. Тому вибір розмірів поперечного перерізу повинен здійснюватися з урахуванням фактичних умов навантаження та конструктивних обмежень[2].

Важливим елементом кінцевої балки є вузли встановлення ходових коліс. Ходові колеса забезпечують передачу вертикальних навантажень на підкранові колії та пересування мостового крана. Навантаження на окремі колеса не є постійним і залежить від положення вантажного візка та вантажу відносно прольоту мосту. При наближенні візка до однієї зі сторін мосту навантаження на відповідні ходові колеса збільшується, тоді як на протилежній стороні воно зменшується.

У процесі роботи крана кінцева балка сприймає не тільки вертикальні, але й горизонтальні навантаження. Горизонтальні сили можуть виникати під час розгону та гальмування крана, взаємодії реборд ходових коліс із рейками, а також при можливих відхиленнях у взаємному розташуванні елементів ходової частини. Дія таких сил впливає на напружений стан кінцевої балки та вузлів її з'єднання з іншими елементами металоконструкції.

Особливої уваги потребують ділянки приєднання головних балок до кінцевих. Через ці вузли здійснюється передача значної частини навантажень від головних балок до ходової частини крана. Конструкція з'єднань повинна забезпечувати необхідну жорсткість мосту та збереження його геометричних параметрів у процесі експлуатації. Недостатня жорсткість або деформування таких ділянок може негативно впливати на взаємне розташування ходових коліс і умови пересування крана по підкранових коліях.

Під час визначення конструктивних параметрів кінцевої балки необхідно також враховувати динамічний характер роботи мостового крана. Розгін і гальмування механізмів, початок підйому вантажу, його опускання та переміщення вантажного візка супроводжуються зміною величини та

характеру навантажень. Багаторазове повторення робочих циклів обумовлює необхідність забезпечення не тільки статичної міцності, але й достатньої довговічності металоконструкції.

Раціональний вибір конструктивних параметрів кінцевої балки повинен забезпечувати необхідну міцність і жорсткість при мінімально необхідній металоємності. Надмірне збільшення товщини стінок та інших елементів конструкції підвищує її масу, але не завжди забезпечує пропорційне покращення експлуатаційних характеристик[3]. Тому при проєктуванні доцільно враховувати характер розподілу навантажень і визначати найбільш навантажені ділянки конструкції.

Для мостового крана вантажопідйомністю 5 т конструкція кінцевої балки повинна відповідати параметрам головних балок, ходової частини та механізму пересування. При цьому важливим завданням є забезпечення раціонального співвідношення між геометричними розмірами, масою та несучою здатністю конструкції. Це дозволяє зменшити металоємність крана без погіршення показників його надійності та працездатності [4].

Таким чином, кінцева балка є одним із важливих елементів несучої металоконструкції мостового крана, який забезпечує з'єднання головних балок, передачу навантажень на ходові колеса та необхідну геометричну незмінність мосту. Її конструктивні параметри повинні обиратися з урахуванням вантажопідйомності крана, розташування ходових коліс, характеру експлуатаційних навантажень та конструкції суміжних елементів. Раціональний вибір цих параметрів дозволяє забезпечити необхідні показники міцності, жорсткості та довговічності при обмеженні власної маси металоконструкції.

Література

1. Molnár D., Blatnický M., Barta D., Grenčík J. Design and strength analysis of the end carriage beam for the single girder bridge crane of a 500 kg load capacity. Mechanization in Agriculture & Conserving of the Resources. 2023. Vol. 69, Issue

3. P. 89–94.

2. Pamungkas A., Sartua I. B. S., Fahmi M. M. Analisis Tegangan Struktur Bridge Crane Kapasitas 2 Ton Dengan Bantuan Software Ansys. Prosiding Industrial Research Workshop and National Seminar. 2022. Vol. 13, No. 1. DOI: 10.35313/irwns.v13i01.4198.

3. Özhan Doğan S. Design and analysis of double girder overhead crane system. Journal of Radiation Research and Applied Sciences. 2023. Vol. 16, Issue 4. Article 100701. DOI: 10.1016/j.jrras.2023.100701.

4. Albar Y., Onur Y. A. Analytical Investigation and Optimum Design of a Double Girder Overhead Crane. Journal of Mechanical Engineering and Technology. 2023. Vol. 15, No. 2. P. 53–65. DOI: 10.54554/jmet.2023.15.02.005.

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ ОДНОБАЛКОВИХ І ДВОБАЛКОВИХ МОСТОВИХ КРАНІВ

Кудімов Є.Д., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Мусаєв З.Р.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Мостові крани є одним із найбільш поширених видів вантажопідіймального обладнання, що використовується на промислових підприємствах, у виробничих і ремонтних цехах, складських комплексах та інших об'єктах. Їх конструктивна схема забезпечує можливість підйому вантажу, його переміщення вздовж прольоту та пересування всього мосту вздовж підкранових колій. Завдяки цьому мостові крани дозволяють обслуговувати значну робочу зону та виконувати широкий спектр вантажно-розвантажувальних і технологічних операцій.

Залежно від конструктивного виконання мосту крани можуть бути однобалковими та двобалковими. Обидві конструктивні схеми мають однакове загальне призначення, однак відрізняються будовою несучої металоконструкції, розташуванням вантажопідіймального механізму, масою, жорсткістю та можливими умовами застосування. Вибір між однобалковою і двобалковою конструкцією здійснюється з урахуванням вантажопідйомності, величини прольоту, режиму роботи, необхідної висоти підйому вантажу та особливостей виробничого об'єкта.

Несуча металоконструкція однобалкового мостового крана складається з однієї головної балки, з'єднаної з кінцевими балками. На кінцевих балках розміщуються ходові колеса, через які навантаження від мосту передається на підкранові колії. Для підйому та переміщення вантажу вздовж головної балки, як правило, використовується електричний таль або інший компактний вантажопідіймальний механізм.

Однією з основних переваг однобалкової конструкції є відносна простота металоконструкції. Використання однієї головної балки дозволяє зменшити кількість металу, необхідного для виготовлення мосту, знизити його власну масу та спростити процес виробництва і монтажу. Зменшення маси мосту також сприяє зниженню навантажень, що передаються через ходові колеса на підкранові колії та несучі конструкції будівлі.

Головна балка однобалкового крана повинна мати достатню міцність і жорсткість для сприйняття навантажень від власної маси, вантажопідіймального механізму та вантажу. При збільшенні прольоту або вантажопідйомності вимоги до несучої здатності головної балки зростають. У таких умовах може виникати необхідність збільшення її геометричних розмірів і маси, що частково зменшує переваги однобалкової конструктивної схеми.

Двобалковий мостовий кран має дві паралельно розташовані головні балки, які з'єднуються між собою кінцевими балками та утворюють просторову несучу систему. Вантажний візок із механізмом підйому

переміщується вздовж мосту з опиранням на обидві головні балки. Завдяки такій конструкції навантаження від вантажного візка і вантажу розподіляється між двома несучими елементами[1].

Наявність двох головних балок дозволяє сформувати більш жорстку металоконструкцію та забезпечити сприйняття значних експлуатаційних навантажень. Двобалкова схема широко застосовується у мостових кранах середньої та великої вантажопідйомності, а також при значних прольотах і важких режимах експлуатації. При цьому конкретні параметри головних балок визначаються вантажопідйомністю, прольотом, режимом роботи та конструкцією вантажного візка.

Порівняно з однобалковою конструкцією двобалкова металоконструкція має більшу кількість несучих елементів та, як правило, більшу власну масу. Це призводить до збільшення навантаження на ходові колеса та підкранові конструкції. Крім того, виготовлення двобалкового мосту потребує забезпечення необхідної точності взаємного розташування головних балок, кінцевих балок і рейкових шляхів вантажного візка.

Одним із важливих критеріїв порівняння однобалкових і двобалкових мостових кранів є металоємність конструкції. За однакових або близьких умов роботи однобалкова схема може мати меншу масу завдяки меншій кількості основних несучих елементів. Це є особливо важливим для кранів невеликої та середньої вантажопідйомності, де застосування складнішої двобалкової конструкції не завжди є необхідним.

Разом із цим оцінювати ефективність металоконструкції лише за її масою недоцільно. Зменшення металоємності повинно здійснюватися без погіршення міцності, жорсткості та надійності крана. При значному прольоті одна головна балка може потребувати збільшення висоти поперечного перерізу або товщини окремих елементів для обмеження напружень і вертикальних прогинів. У таких випадках перевага однобалкової схеми за масою може зменшуватися.

Важливим показником роботи металоконструкції є її жорсткість. Під дією маси вантажу, вантажопідіймального обладнання та власної маси мосту головні балки деформуються. Надмірні прогини можуть негативно впливати на нормальне переміщення вантажного візка або талі та загальну працездатність крана. Двобалкова конструкція дозволяє розподіляти навантаження між двома головними балками, що створює сприятливі умови для забезпечення необхідної жорсткості мосту при значних навантаженнях[2].

Однобалкова конструкція, у свою чергу, має переваги, пов'язані з простотою виготовлення, монтажу та технічного обслуговування. Менша кількість основних елементів і зварних з'єднань спрощує виробництво металоконструкції. Відносно невелика маса мосту також може знижувати вимоги до приводу механізму пересування крана та навантаження на елементи будівлі.

При порівнянні двох конструктивних схем необхідно враховувати і особливості розташування вантажопідіймального обладнання. В однобалкових кранах таль часто переміщується по нижній частині головної балки. У двобалкових кранах вантажний візок переміщується по рейках, розташованих на головних балках. Таке компонування дозволяє використовувати більш потужні механізми підйому та забезпечувати роботу з вантажами значної маси.

Вибір конструктивної схеми також залежить від необхідної висоти підйому вантажу та наявного простору виробничого приміщення. Розташування механізму підйому відносно головних балок впливає на положення гака та можливість використання вертикального простору. Тому при виборі типу мостового крана необхідно враховувати не тільки характеристики металоконструкції, але й умови його розміщення на конкретному об'єкті.

Однобалкові мостові крани доцільно застосовувати у випадках, коли необхідно забезпечити відносно невелику або середню вантажопідйомність при обмеженні власної маси, вартості та складності конструкції. Вони можуть ефективно використовуватися у ремонтних майстернях[3], складських

приміщеннях та виробничих цехах, де умови роботи не потребують застосування важкого вантажопідіймального обладнання.

Двобалкові мостові крани є доцільними при необхідності переміщення більш важких вантажів, значних прольотах та інтенсивних режимах експлуатації. Наявність двох головних балок дозволяє створити жорстку несучу систему та використовувати вантажні візки з потужними механізмами підйому. Разом із цим така конструкція характеризується більшою металоємністю та складністю виготовлення[4].

Таким чином, однобалкова та двобалкова конструктивні схеми мають власні особливості, переваги та обмеження. Однобалкова металоконструкція характеризується відносною простотою, меншою кількістю несучих елементів та можливістю зниження власної маси крана. Двобалкова конструкція забезпечує сприятливі умови для сприйняття значних навантажень, підвищення жорсткості мосту та застосування кранів більшої вантажопідйомності. Тому вибір конструктивної схеми повинен здійснюватися з урахуванням вантажопідйомності, прольоту, режиму роботи, необхідної жорсткості, металоємності та конкретних умов експлуатації мостового крана.

Література

1. Asmara I. P. S., Hamzah F., Susanti L. F. Structural analysis of single girder overhead crane using SS400 and ST52-3 steel plate. Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1450. Article 012130. DOI: 10.1088/1742-6596/1450/1/012130.

2. Özhan Doğan S. Design and analysis of double girder overhead crane system. Journal of Radiation Research and Applied Sciences. 2023. Vol. 16, Issue 4. Article 100701. DOI: 10.1016/j.jrras.2023.100701.

3. Albar Y., Onur Y. A. Analytical Investigation and Optimum Design of a Double Girder Overhead Crane. Journal of Mechanical Engineering and Technology. 2023. Vol. 15, No. 2. P. 53–65. DOI: 10.54554/jmet.2023.15.02.005.

4. Kulka J., Mantič M., Grega R., Siman M., Kopas M., Maláková S. Optimisation of Box Girder Design of Overhead Cranes. Applied Sciences. 2024. Vol. 14, Issue 21. Article 9926. DOI: 10.3390/app14219926.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ГРАТЧАСТОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГОЛОВНОЇ БАЛКИ МОСТОВОГО КРАНА

Нестеренко Д., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Мусаєв З.Р.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Мостові крани широко застосовуються для механізації вантажно-розвантажувальних і технологічних процесів на промислових підприємствах, у виробничих цехах, складських комплексах та інших об'єктах. Одним із найбільш відповідальних елементів мостового крана є його несуча металоконструкція, яка сприймає навантаження від власної маси, вантажного візка, механізмів та вантажу, що переміщується. Конструктивне виконання головних балок значною мірою визначає масу, жорсткість, міцність та експлуатаційні характеристики всього крана.

Головні балки мостових кранів можуть мати різне конструктивне виконання. Поряд зі сплошностінчастими та коробчастими балками для певних умов експлуатації можуть застосовуватися гратчасті конструкції. Особливістю гратчастої балки є те, що її несуча система формується окремими стрижневими елементами, з'єднаними між собою у вузлах. Така конструкція складається з верхнього та нижнього поясів, а також системи розкосів і, залежно від прийнятої схеми, вертикальних елементів.

Принцип роботи гратчастої балки відрізняється від роботи балки зі суцільною стінкою. У гратчастій конструкції значна частина навантаження сприймається стрижневими елементами, які переважно працюють на розтяг або стиск. Верхній і нижній пояси сприймають зусилля, що виникають у результаті загального згину конструкції, а елементи решітки забезпечують взаємодію поясів та передачу зусиль між ними.

Однією з передумов використання гратчастих конструкцій є можливість раціонального розподілу матеріалу відповідно до характеру діючих зусиль. У суцільностінчастій або коробчастій балці значна кількість металу використовується для формування стінок, які з'єднують верхній та нижній пояси. У гратчастій конструкції суцільна стінка замінюється системою окремих стрижневих елементів. За відповідного вибору конструктивної схеми це може створювати передумови для зниження власної маси несучої конструкції.

Зменшення власної маси головної балки має важливе значення для мостового крана. Маса мосту формує постійне навантаження, яке сприймається кінцевими балками, ходовими колесами та підкрановими конструкціями. Тому зменшення маси головних балок дозволяє знижувати постійне навантаження на інші елементи крана та несучі конструкції будівлі. Особливо актуальним питання металоємності стає при збільшенні прольоту крана, коли власна маса головних балок може становити значну частину загальної маси мосту.

Ефективність гратчастої конструкції значною мірою залежить від її геометричної схеми. До основних параметрів належать висота балки, відстань між вузлами, кількість панелей, кути нахилу розкосів, поперечні перерізи поясів і елементів решітки. Зміна цих параметрів впливає на величину зусиль у стрижнях, жорсткість конструкції, її масу та особливості виготовлення.

Важливим параметром є висота гратчастої балки. Збільшення відстані між верхнім та нижнім поясами за певних умов дозволяє зменшити зусилля, що виникають у поясах від загального згину. Водночас надмірне збільшення висоти призводить до збільшення габаритів металоконструкції та довжини елементів решітки. Тому висота головної балки повинна обиратися з урахуванням прольоту, величини навантажень та конструктивних обмежень конкретного мостового крана[1].

Значний вплив на роботу гратчастої балки має схема розташування розкосів. Елементи решітки передають зусилля між верхнім і нижнім поясами

та забезпечують спільну роботу всієї конструкції. Залежно від напрямку та величини навантажень окремі розкоси можуть працювати переважно на розтяг або стиск. При цьому стиснуті елементи повинні мати достатню стійкість, оскільки при значній довжині та недостатній жорсткості може виникати небезпека втрати їх стійкості.

Окремої уваги потребують вузли з'єднання елементів гратчастої балки. На відміну від балки зі суцільною стінкою, гратчаста конструкція має значну кількість місць з'єднання поясів, розкосів та вертикальних елементів. Через ці вузли здійснюється передача зусиль між окремими стрижнями, тому їх конструктивне виконання впливає на загальну надійність несучої системи. Наявність великої кількості вузлів також підвищує вимоги до точності виготовлення та складання металоконструкції.

Таким чином, зменшення витрат металу безпосередньо на основні несучі елементи не означає автоматичного спрощення конструкції. Гратчаста балка може містити значну кількість окремих деталей та з'єднань, виготовлення яких потребує додаткових технологічних операцій. Тому оцінювання її ефективності повинно здійснюватися не тільки за масою металоконструкції, але й з урахуванням складності виготовлення, монтажу та подальшого технічного обслуговування.

Порівняно з гратчастою конструкцією коробчаста головна балка характеризується відносно простою зовнішньою геометрією та високою просторовою жорсткістю. Замкнений поперечний переріз дозволяє ефективно сприймати вертикальні й горизонтальні навантаження, а також крутні моменти. Саме тому коробчасті балки набули значного поширення в конструкціях сучасних мостових кранів.

Разом із тим збільшення прольоту та власної маси мосту створює передумови для пошуку конструктивних рішень, спрямованих на зменшення металоємності[2]. Одним із таких рішень може бути використання гратчастої несучої системи. Відсутність суцільної стінки дозволяє розташувати основний

матеріал у поясах і стрижневих елементах відповідно до характеру сприйняття навантаження.

При оцінюванні ефективності гратчастої головної балки необхідно також враховувати її жорсткість. Зменшення маси конструкції не повинно призводити до появи надмірних вертикальних або горизонтальних переміщень. Під дією вантажу та власної маси мосту головна балка деформується, тому її геометричні параметри повинні забезпечувати допустимі значення прогинів протягом усього періоду експлуатації крана.

Не менш важливим є характер змінного навантаження. Робота мостового крана пов'язана з багаторазовим підйомом і переміщенням вантажів, пересуванням вантажного візка та самого мосту[3]. У результаті зусилля в елементах металоконструкції багаторазово змінюються. Для гратчастої конструкції особливого значення набуває робота вузлових з'єднань та ділянок, у яких можливе виникнення концентрації напружень.

До переваг гратчастої конструкції головної балки можна віднести можливість раціонального використання матеріалу та потенційного зниження власної маси при значних прольотах. До її недоліків належать більша кількість окремих конструктивних елементів і вузлових з'єднань, підвищені вимоги до виготовлення, а також необхідність забезпечення стійкості стиснутих стрижнів і просторової жорсткості всієї системи.

Отже, доцільність використання гратчастої головної балки повинна визначатися для конкретних параметрів мостового крана. При відносно невеликих прольотах і навантаженнях застосування більш простої суцільностінчастої або коробчастої конструкції може бути конструктивно виправданим. Зі збільшенням прольоту та власної маси мосту переваги раціонально спроєктованої гратчастої системи можуть ставати більш суттєвими.

Таким чином, ефективність застосування гратчастої конструкції головної балки мостового крана визначається сукупністю конструктивних та експлуатаційних факторів[4]. Її оцінювання повинно враховувати не тільки

можливість зменшення металоємності, але й міцність, жорсткість, стійкість елементів, особливості вузлових з'єднань та складність виготовлення. Раціональний вибір геометричної схеми гратчастої балки може забезпечити ефективне використання матеріалу та зниження власної маси несучої металоконструкції, особливо для мостових кранів зі значними прольотами.

Література

1. Ahmmed M. A., Al.Khuzaie H. M. A., Abbas A. S. Comparative Study of Pratt Truss, Vierendeel Structure, and Plate Girder for Overhead Crane Girder. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021. Vol. 1090. Article 012058. DOI: 10.1088/1757-899X/1090/1/012058.

2. Pervan N., Muminovic A. J., Mesic E., Colic M., Hadziabdic V. Dimensional Structural Mass Optimization of a Welded I-Profile Bridge Crane Girder. Technical Journal. 2020. Vol. 14, No. 2. P. 186–193. DOI: 10.31803/tg-20191106234034.

3. Qi Q., Yu Y., Dong Q., Xu G., Xin Y. Lightweight and green design of general bridge crane structure based on multi-specular reflection algorithm. Advances in Mechanical Engineering. 2021. DOI: 10.1177/16878140211051220.

4. Application of Segmented and Prestressed Supporting Structures in Bridge Crane Systems: Potentials and Challenges. Applied System Innovation. 2023. Vol. 6, Issue 6. Article 105.

ЗАСТОСУВАННЯ НАВІГАЦІЙНИХ ТА СЕНСОРНИХ ТЕХНОЛОГІЇ В ДОРОЖНІХ МАШИНАХ

Іванов В.С. студент
Науковий керівник к.т.н., професор Яцун В.В.
Центральноукраїнський національний технічний університет

Навігаційні та сенсорні технології в дорожніх машинах – це основа сучасної автоматизації, яка перетворює традиційну спецтехніку (асфальтоукладачі, катки, грейдери, фрези) на високоточних роботів. Використання цих технологій дозволяє досягти міліметрової точності в будівництві доріг, зменшити витрати матеріалів та мінімізувати людський фактор. Нижче наведено детальний огляд ключових технологій, які використовуються в сучасній дорожньо-будівельній техніці.

1. Позиціювання та керування (Навігаційні технології).

Ці системи відповідають за визначення точних координат машини на будмайданчику та автоматичне керування її робочими органами (наприклад, відвалом грейдера чи плитою асфальтоукладача).

Глобальні навігаційні супутникові системи (GNSS / GPS / RTK) – антени на машині приймають сигнали від супутників. Для підвищення точності використовується технологія RTK (Real-Time Kinematic) із базовою станцією на землі, що дозволяє позиціонувати техніку з точністю до 1-2 сантиметрів.

Доцільно застосовувати при виконанні земляних робіт, профілювання території грейдерами, цифрове картографування.

2. Роботизовані тахометри (LPS - Local Positioning Systems)

Наземний лазерний тахеометр автоматично стежить за активною призмою (мішенню), встановленою на дорожній машині. Найвища точність – до 2-5 мм. Застосовується при фінішному укладанні асфальту, високоточному фрезеруванні старих покриттів, де супутниковий сигнал може перекриватись деревами чи будівлями.

3. Інерційні навігаційні системи.

Датчики кутової швидкості та акселерометри вимірюють нахил, крен, поворот та прискорення машини. Допомагають підтримувати точність навігації, коли супутниковий сигнал тимчасово зникає (наприклад, під мостами).

4. Сенсорні технології (Збір даних та контроль якості).

Сенсори виступають «органами чуття» дорожньої машини. Вони контролюють як навколишнє середовище, так і технологічні параметри матеріалів.

Контроль профілю та геометрії:

- ультразвукові датчики (Sonic Ski). Випромінюють ультразвукові хвилі для вимірювання відстані до опорної поверхні (натягнутої струни, бордюру або сусідньої смуги асфальту). Використовуються для копіювання поздовжнього профілю;

- лазерні нівеліри (ротаційні лазери). Створюють лазерну площину над майданчиком, яку вловлюють приймачі на машині, автоматично регулюючи висоту робочого органу;

Контроль параметрів матеріалу та ущільнення;

- інфрачервоні температурні датчики та пірометри. Безперервно вимірюють температуру асфальтобетонної суміші під час укладання та ущільнення. Це критично, оскільки занадто холодний асфальт неможливо якісно ущільнити;

- інфочервоні термічні профілометри (Thermal Profiling) – сканують ширину укладеної смуги, створюючи теплову карту в реальному часі для виявлення зон термічної сегрегації (де асфальт охолов швидше);

- акселерометри для інтелектуального ущільнення (Intelligent Compaction - IC): Монтуються на вальці катків. Вони вимірюють реакцію (відскік) покриття на вібрацію катка, що дозволяє в реальному часі визначати ступінь щільності грунту чи асфальту і зупиняти роботу, коли потрібне ущільнення досягнуто.

Безпека та сканування простору.

Лідари (LiDAR) та 3D-камери. Сканують простір навколо машини, створюючи хмару точок. Використовуються для побудови цифрових моделей рельєфу та виявлення перешкод.

Радари та ультразвукові датчики сліпих зон. Попереджають оператора про наявність робітників або іншої техніки в небезпечній зоні.

Висновки

Відпадає потреба в ручному встановленні колишніх копірних струн та постійній роботі геодезистів з віхами, тобто висока економічна ефективність.

Економія матеріалів - точність до міліметрів виключає перевитрату дорогого асфальтобетону чи щебеню. Збільшення строку служби доріг завдяки рівномірному ущільненню та дотриманню температурного режиму дороги не руйнуються завчасно. Безпеку роботи. Менше людей перебуває безпосередньо біля рухомої важкої техніки, що забезпечує безпеку під час виконання технологічних операцій.

Література

1. Siciliano B., Khatib O. (eds.). Springer Handbook of Robotics. 2nd ed. Cham : Springer, 2016. 2227 p. DOI: 10.1007/978-3-319-32552-1.

2. Siegwart R., Nourbakhsh I. R., Scaramuzza D. Introduction to Autonomous Mobile Robots. 2nd ed. Cambridge, MA : MIT Press, 2011. 472 p.

3. Thrun S., Burgard W., Fox D. Probabilistic Robotics. Cambridge, MA : MIT Press, 2005. 647 p.

4. Rajamani R. Vehicle Dynamics and Control. 2nd ed. New York : Springer, 2012. 496 p.

ЗМІНА СТАНУ ҐРУНТУ ТА СИЛОВИХ І ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РУХУ ПНЕВМАТИЧНОГО КОЛЕСА ЗА ПОВТОРНИХ ПРОЇЗДІВ

А. Л. Щупак,
старший викладач кафедри лісових машин і автомобільного транспорту,
Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна

Рух лісових машин за технологічними шляхами супроводжується повторними проїздами коліс тією самою колією, що зумовлює ущільнення ґрунту, переміщення ґрунтової маси та інтенсивне утворення колії. Наслідком є порушення структури ґрунту, зниження водопроникності та аерації, підвищення опору руху і, відповідно, зростання паливно-енергетичних витрат. За повторних проїздів кожний наступний контакт колеса відбувається з уже зміненою опорною поверхнею, тому характеристики процесу за перших проїздів і за стабілізованого руху принципово відрізняються [1].

Практичні рекомендації щодо допустимої кількості проїздів лісових машин, як правило, формулюються за глибиною колії або за масою машини. У фінських нормативних і практичних документах глибина близько 10 см використовується як орієнтир для визначення переходу від прийнятного стану колії до стану, що вимагає обмеження або зміни режиму роботи машини [2]. Застосування цього порогу до лабораторної взаємодії окремого колеса з підготовленим ґрунтом потребує додаткового обґрунтування. У цій роботі значення 10 см розглядається лише як умовний рівень для порівняння розрахункових залежностей. Водночас відомо, що глибина колії не розділяє ущільнення ґрунту та його переміщення, а отже не відображає ні фактичного механічного стану ґрунтового шару, ні енергетичного навантаження. Залишається недостатньо дослідженим питання взаємозв'язку між енергетичними показниками руху колеса та зміною міцнісних характеристик ґрунту в циклі повторних проїздів.

Мета роботи – проаналізувати динаміку силових і енергетичних показників руху пневматичного колеса та зміну механічного стану ґрунту за повторних проїздів і встановити закономірності їхньої взаємної відповідності. Для досягнення мети поставлено такі завдання: визначити зміну потужності та зусилля тяги залежно від номера проїзду та вертикального навантаження; оцінити зміну опору зсуву та динамічного проникнення ґрунту за того самого циклу проїздів; порівняти характер зміни енергетичних показників руху та опору ґрунту зсуву й проникненню; обґрунтувати склад показників для оцінювання допустимої кількості повторних проїздів.

Беккер і Вонг заклали теоретичні основи аналізу взаємодії колеса з ґрунтом, що деформується через опір кочення, зчеплення та буксування [3, 4]. Холм одним із перших показав, що кожний наступний проїзд відбувається за інших умов ґрунту, ніж попередній [5]. Веннік та співавтори пов'язали глибину колії з показниками міцності ґрунту [6], а Патель і Мані – із кількістю проїздів і вертикальним навантаженням [7]. Крослі та співавтори пов'язали колієутворення з опором кочення на ґрунтових дорогах [8]. У працях для лісових ґрунтів доведено, що основна частка ущільнення формується за перших проїздів, а подальші проїзди мають дедалі менший вплив [1, 9]. Водночас у переважній більшості досліджень енергетичні характеристики (потужність, робота руху) аналізуються окремо від міцнісних характеристик ґрунту (опір зсуву, проникнення), а їхня взаємна динаміка в єдиному циклі повторних проїздів лишається малодослідженою.

Методика і матеріали.

Експерименти виконано на спеціалізованому стенді «ґрунтовий канал» технічного університету м. Зволен (Словаччина) [1, 10]. Ґрунтову масу підготовлено з верхнього мінерального горизонту лісового ґрунту (0–0,15 м) – суглинок пилуватий; середня вологість під час основних серій становила ≈ 30,6 %, що відповідає пластичному стану ґрунту. Перед кожною серією ґрунт розпушували, вирівнювали та зволожували до цільового стану, що забезпечувало однакові початкові умови.

Досліджували ведучий рух пневматичного колеса Alliance 280/70 R18 за трьох вертикальних навантажень – 4,84; 6,94; 8,75 кН – без гілкового настилу, а також за навантаження 8,75 кН із гілковим настилом (5–10 см). Контрольна ділянка – 2 м; після кожного проїзду фіксували глибину колії h, опір динамічного проникнення H_d (ударний твердомір ДОРНИИ, площа наконечника 2 см², кількість ударів на 10 см), опір зсуву τ (Hand Shear Vane Tester 32×16 мм, діапазон 0–240 кПа), час проїзження ділянки t та потужність N (давач моменту на валу двигуна, похибка не більш як ±5 %). Роботу руху обчислювали як $A = N \cdot t$, роботу на одиницю довжини – $A_L = A/L$. Кожну серію виконували без незалежного повторення; три точки вимірювання вздовж ділянки розглядали як просторові підвибірки, а послідовні проїзди – як повторні спостереження на тій самій зміненій поверхні. Зв'язок параметрів із номером проїзду n описували логарифмічною моделлю $y = a \cdot \ln n + b$, оцінювали за R^2 та RMSE.

Результати. *Енергетичні показники.* У всіх серіях без гілкового настилу найбільш енергоємним був перший проїзд: потужність становила 505 Вт (4,84 кН), 641 Вт (6,94 кН) та 762 Вт (8,75 кН), а робота руху – 8,23; 11,21 та 13,23 кДж відповідно. Починаючи з 3–4-го проїзду потужність знижувалась або стабілізувалась у діапазоні 405–618 Вт. Аналогічну закономірність – максимум сили тяги на першому проїзді на рівні 48–50 % від стабілізованого значення з подальшим вирівнюванням – підтверджено й у попередніх серіях на шинах ВКТ та Continental [10]. Зростання вертикального навантаження супроводжувалося зростанням роботи на 1 м шляху A_L. Пояснення полягає в тому, що перший проїзд відбувається по підготовленій, неущільненій поверхні, а наступні – по вже сформованій колії.

Геометричні показники. Глибина колії зростала нелінійно: за 10 проїздів від 3,8 до 8,1 см (4,84 кН), до 9,2 см (6,94 кН) та за 8 проїздів до 9,9 см (8,75 кН); найбільші прирости припадали на початкові проїзди. Логарифмічна модель описувала накопичення колії з $R^2 = 0{,}95–0{,}98$ та RMSE = 0,19–0,34 см. За гілкового настилу при 8,75 кН після 8 проїздів сумарне заглиблення

становило 8,3 см проти 9,9 см без нього (≈ 16 %), але вимір включав також осідання й руйнування самого настилу.

Міцнісні показники ґрунту. За повторних проїздів опір зсуву τ мав лише слабку тенденцію до зростання (R^2 = 0,33; 0,20; 0,17 для 4,84; 6,94; 8,75 кН відповідно). Опір динамічного проникнення H_d загалом був вищим за більшого навантаження (середні діапазони 6,3–7,7; 6,7–9,0 та 8,5–9,7 ударів на 10 см), проте зміна всередині серії була нерегулярною.

У досліджених серіях спостерігався різний характер зміни енергетичних, геометричних і міцнісних показників. Після початкових проїздів потужність переважно знижувалася або змінювалася менш інтенсивно, тоді як глибина колії продовжувала зростати зі зменшенням приростів. Для опору зсуву та динамічного проникнення чіткої односпрямованої тенденції в межах виконаних серій не виявлено. Це вказує на доцільність спільного аналізу зазначених показників, оскільки зниження енерговитрат руху не є достатнім свідченням припинення змін стану ґрунту.

За екстраполяцією логарифмічних залежностей умовному рівню заглиблення 10 см відповідають приблизно 9, 15 і 35 проїздів за навантажень 8,75; 6,94 і 4,84 кН без настилу відповідно. Для серії з настилом аналогічна оцінка сумарного заглиблення становить близько 26 проїздів. Усі ці значення виходять за межі виконаних серій і характеризують лише продовження апроксимувальних кривих; їх застосування для визначення обмежень руху потребує експериментальної перевірки.

Висновки. Доведено, що за повторних проїздів силові та енергетичні показники (потужність, зусилля тяги, робота руху) мають виражений максимум на першому проїзді та стабілізуються до 3–4-го проїзду; енерговитрати зростають із вертикальним навантаженням.

Встановлено, що опір зсуву та опір динамічного проникнення ґрунту змінюються за циклу повторних проїздів неупорядковано ($R^2 \leq 0{,}33$) і не досягають сталого стану навіть тоді, коли енергетичні показники вже стабілізувалися.

Показано, що досягнення ґрунтом межі накопичення енергії від взаємодії з колесом з ґрунтом випереджає міцнісне: глибина колії та енерговитрати не можуть замінювати прямих вимірювань опору зсуву й проникненню при оцінюванні стану ґрунту.

Отримані результати вказують на доцільність спільного використання глибини колії, опору зсуву, опору проникненню та енергетичних показників для характеристики змін ґрунту за повторних проїздів. Застосування цих залежностей для обґрунтування допустимої кількості проїздів лісової машини потребує перевірки у відповідних польових умовах. У межах виконаного лабораторного дослідження значення глибини колії 10 см має лише порівняльне розрахункове значення.

Обмеженнями роботи є лабораторний характер досліджень (один тип ґрунту та шини, відсутність незалежних повторень, 8–10 проїздів на серію) та те, що обчислена робота характеризує сумарні витрати енергії руху, а не роботу винятково на колієутворення. Перспективою є польова верифікація залежностей із прямими вимірюваннями густини ґрунту, буксування, тягового зусилля та тиску в плямі контакту.

Література

1. Machuga O., Shchupak A., Styranivskiy O., Krilek J., Helexa M., Kováč J., Kuvik T., Mancel V., Findura P. Field and Laboratory Research of the Rut Development Process on Forest Roads. Forests. 2024. Vol. 15, No. 1. № 74.

2. Suomen Metsäkeskus. *Tarkastusohje*. Finland: Suomen Metsäkeskus, 2023. 64 с. URL: https://www.metsakeskus.fi/sites/default/files/document/tarkastusohje.pdf (дата звернення: 15.06.2026).

3. Bekker M. G. Introduction to Terrain-Vehicle Systems. Ann Arbor: University of Michigan Press, 1969.

4. Wong J. Y. Theory of Ground Vehicles. 4th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2008.

5. Holm I. C. Multi-pass behaviour of pneumatic tires. Journal of Terramechanics. 1969. Vol. 6. P. 47–71.

6. Vennik K., Keller T., Kukk P., Krebstein K., Reintam E. Soil rut depth prediction based on soil strength measurements on typical Estonian soils. Biosystems Engineering. 2017. Vol. 163. P. 78–86.

7. Patel S. K., Mani I. Effect of multiple passes of tractor with varying normal load on subsoil compaction. Journal of Terramechanics. 2011. Vol. 48. P. 277–284.

8. Crossley C. P., Kibiwot V. N., Reynolds A. J., Rickson R. J. Rut formation and rolling resistance on earth roads. Journal of Agricultural Engineering Research. 2001. Vol. 78. P. 99–107.

9. Toivio J., Helmisaari H.-S., Palviainen M., Lindeman H., Ala-Ilomäki J., Sirén M., Uusitalo J. Impacts of timber forwarding on physical properties of forest soils in southern Finland. Forest Ecology and Management. 2017. Vol. 405. P. 22–30.

10. Helexa M., Krilek J., Kováč J., Kuvik T., Mancel V., Abrahám R., Majdan R. Comparison of radial ply and cross ply tire in terms of achieved rolling resistance and soil compaction in a soil test channel. Forests. 2024. Vol. 15. № 1397.

ОСОБЛИВОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ З ABS КОЛІСНИХ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН НА РОЛИКОВИХ СТЕНДАХ

Маліч Н. М., магістр

Науковий керівник старший викладач Лосіков О. М.

Український державний університет науки і технологій

Надійність гальмівної системи безпосередньо визначає безпеку експлуатації колісних будівельних і дорожніх машин у транспортних режимах руху. У роботі розглядаються транспортно-технологічні машини, конструкцією яких передбачена ABS (Anti-lock Braking System -

антиблокувальна система гальмування). До них належать, зокрема, мобільний кран Grove GMK3060-1 та багатоцільовий носій змінного обладнання Mercedes-Benz Unimog [1, 2]. Це підтверджує доцільність розгляду ABS саме в контексті окремої групи колісних будівельних і дорожньо-комунальних машин.

Метою роботи є аналіз особливостей стендового діагностування гальмівних систем з ABS та обґрунтування структури комплексного контролю для колісних будівельних і дорожніх машин, оснащених такою системою. На основі порівняльного аналізу нормативних вимог, наукових публікацій і технічної документації виробників [1–5] систематизовано діагностичні параметри та сформовано структуру комплексного контролю гальмівної системи з ABS.

Роликовий гальмівний стенд дає змогу створювати відтворюваний тестовий режим обертання коліс та визначати гальмівні сили. ISO 21069-1:2004 установлює процедуру роликового контролю для дорожніх транспортних засобів максимальною дозволеною масою понад 3,5 т із пневматичними гальмівними системами та поширюється також на електронні гальмівні системи [3]. Чинна редакція Правил ООН № 13 установлює вимоги до гальмування транспортних засобів категорій M2, M3, N та O, у тому числі вимоги до антиблокувальних систем [4]. Для спеціальної машини застосовність конкретної процедури слід визначати з урахуванням категорії, конструкції машини та документації виробника. У роботі І. А. Мармута запропоновано поєднувати результати стендових вимірювань з інформацією електронної системи автомобіля [5].

Таке поєднання передбачає, зокрема, оцінювання кінематичних параметрів обертання колеса під час гальмування. Оскільки функціонування ABS безпосередньо пов’язане з недопущенням блокування коліс, одним із ключових кінематичних параметрів стендового контролю є відносне ковзання колеса. У спрощеній постановці для прямолінійного руху під час гальмування коефіцієнт відносного ковзання s визначається як:

$$s = \frac{v - \omega \times r_d}{v} \quad (1)$$

де v - поступальна швидкість машини, м/с;

ω - кутова швидкість колеса, рад/с;

r_d - динамічний радіус колеса, м.

За чистого кочення $s = 0$, а зі зменшенням периферійної швидкості колеса $\omega \times r_d$ відносно поступальної швидкості машини v величина s зростає. Тому зіставлення v та $\omega \times r_d$ дає змогу оцінювати ступінь поздовжнього ковзання і наближення колеса до блокування, а в поєднанні з інформацією ECU — аналізувати спрацювання ABS.

За результатами аналізу діагностичну інформацію пропонується структурно поділяти на три взаємопов'язані контури (рис. 1). Силовий контур характеризує гальмівні сили окремих коліс, їх нерівномірність та ефективність гальмування. Кінематичний контур відображає швидкість машини, кутові швидкості коліс і розрахункове ковзання. Електронний контур охоплює сигнали датчиків, ECU (Electronic Control Unit - електронний блок керування), реакцію модулятора тиску, індикацію ABS та DTC (Diagnostic Trouble Code - діагностичний код несправності). Таке структурування є аналітичним узагальненням і не замінює процедур, установлених виробником конкретної машини.



Рисунок 1 - Структура комплексного діагностування гальмівної системи з ABS колісної машини на роликовому стенді

Особливості будівельних і дорожніх машин потребують окремого врахування під час стендового контролю. Мобільні крани характеризуються значною масою, багатовісним шасі та складними схемами привода і керування. Так, у Grove GMK3060-1 двоконтурна пневматична робоча гальмівна система діє на всі колеса та оснащена ABS [1]. Для Mercedes-Benz Unimog - багатоцільового носія змінного обладнання (implement carrier) — виробник зазначає пневматичну гальмівну систему високого тиску, дискові гальма всіх коліс і чотириканальну ABS для позашляхових режимів руху (off-road ABS) [2]. Отже, під час вибору роликового стенда необхідно враховувати допустиме осьове навантаження, схему трансмісії, можливість коректного відтворення режимів обертання коліс і передбачений виробником діагностичний режим, а не лише максимальну вимірювану гальмівну силу.

Висновки

Діагностування гальмівної системи на роликовому стенді доцільно здійснювати комплексно, поєднуючи силові, кінематичні та електронні діагностичні параметри. Запропоноване структурування дає змогу доповнити оцінювання гальмівних сил контролем характеру обертання коліс і діагностичною інформацією ABS, а під час вибору стендового обладнання враховувати осьове навантаження, схему трансмісії та регламентований виробником режим діагностування.

Література

1. Grove GMK3060-1. Product Guide. Manitowoc, 2020.

2. Mercedes-Benz Special Trucks. Unimog implement carrier. Technical data: equipment — brakes. Daimler Truck AG.

3. ISO 21069-1:2004. Road vehicles — Test of braking systems on vehicles with a maximum authorized total mass of over 3,5 t using a roller brake tester — Part 1: Pneumatic braking systems. ISO, 2004.

4. UN Regulation No. 13 — Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking [2026/746]. Official Journal of the European Union, 13.04.2026.

5. Мармут І. А. Удосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів з АБС на роликових стендах. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. 2015. № 10 (1119). С. 83–88.

ІНТЕЛЕКТУАЛЬНА СИСТЕМА ПРЕДИКТИВНОГО МОНІТОРИНГУ БЕЗПЕКИ ОПЕРАТОРІВ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН НА БАЗІ МАШИННОГО НАВЧАННЯ ТА VDV-МЕТРИК

Крайнюк М.Ю. аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Щербак О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сучасна експлуатація будівельних і дорожніх машин (БДМ), зокрема екскаваторів та автогрейдерів, відбувається в умовах інтенсивних нестаціонарних і стохастичних навантажень [1, 2]. Традиційні підходи до оцінки умов праці операторів, які базуються на середньоквадратичних значеннях віброприскорення (RMS), часто занижують реальні професійні ризики через згладжування короткочасних амплітудних сплесків. Метою даного дослідження є розробка інтелектуальної системи предиктивного моніторингу, яка об'єднує класифікацію технологічних режимів на базі методів машинного навчання з розрахунком кумулятивної втоми оператора в реальному часі [3].

Для адекватної оцінки інтенсивних ударних навантажень (що виникають під час врізання ковша в грунт із пік-фактором CF > 9) у математичній моделі використано енергетичний показник дози вібрації VDV (Vibration Dose Value) згідно зі стандартом ISO 2631-1 [4]:

$$VDV = (\int_0^T a_w^4(t)dt)^{1/4}$$

Використання інтеграла четвертого степеня робить модель у 16 разів чутливішою до пікових імпульсів порівняно з RMS, що дозволяє коректно описувати процес накопичення мікротравм у міжхребцевих дисках оператора. Експериментально встановлено, що фактичні рівні віброприскорення на

сидінні (0,69 м/с²) та підлозі кабіни (0,74 м/с²) перевищують гранично допустимі норми, через що безпечний час роботи скорочується з 8 годин до 4,6–6,0 годин.

Для опису динаміки психофізіологічного стану оператора в реальному часі запропоновано диференціальне рівняння першого порядку, яке відображає баланс між накопиченням втоми та природною релаксацією [5]:

$$\frac{dF}{dt} = \alpha \cdot \bar{a}_w^2(t) - \beta(F(t) - F_0)$$

де α – коефіцієнт інтенсивності впливу (залежить від підвіски кабіни);

β – коефіцієнт релаксації під час технологічних пауз;

F_0 – базовий рівень напруження.

Крім того, для комплексної оцінки розроблено інтегральний показник безпеки робочого місця K_{safe}, який синтезує синергетичний вплив низькочастотного акустичного шуму (до 104 дБ) та вібраційного навантаження (до 2,9 м/с² на важелях):

$$K_{safe} = \sqrt{w_1 \cdot \left(\frac{L_{Aeq}}{L_{limit}}\right)^2 + w_2 \cdot \left(\frac{VDV_{actual}}{VDV_{limit}}\right)^4}$$

Для автоматизації процесу моніторингу розроблено програмний модуль у середовищі Python. Логіку роботи системи предиктивного моніторингу відображено на блок-схемі (рис. 1). Алгоритм реалізує наступне:

1. Цифрова фільтрація та препроцесинг сигналів здійснюються за допомогою смугового фільтра Баттерворта 4-го порядку в діапазоні 0,5-80 Гц, Z-score нормалізації та віконізації даних із використанням вікна Хеннінга тривалістю 2 секунди при частоті дискретизації f = 2000 Гц.

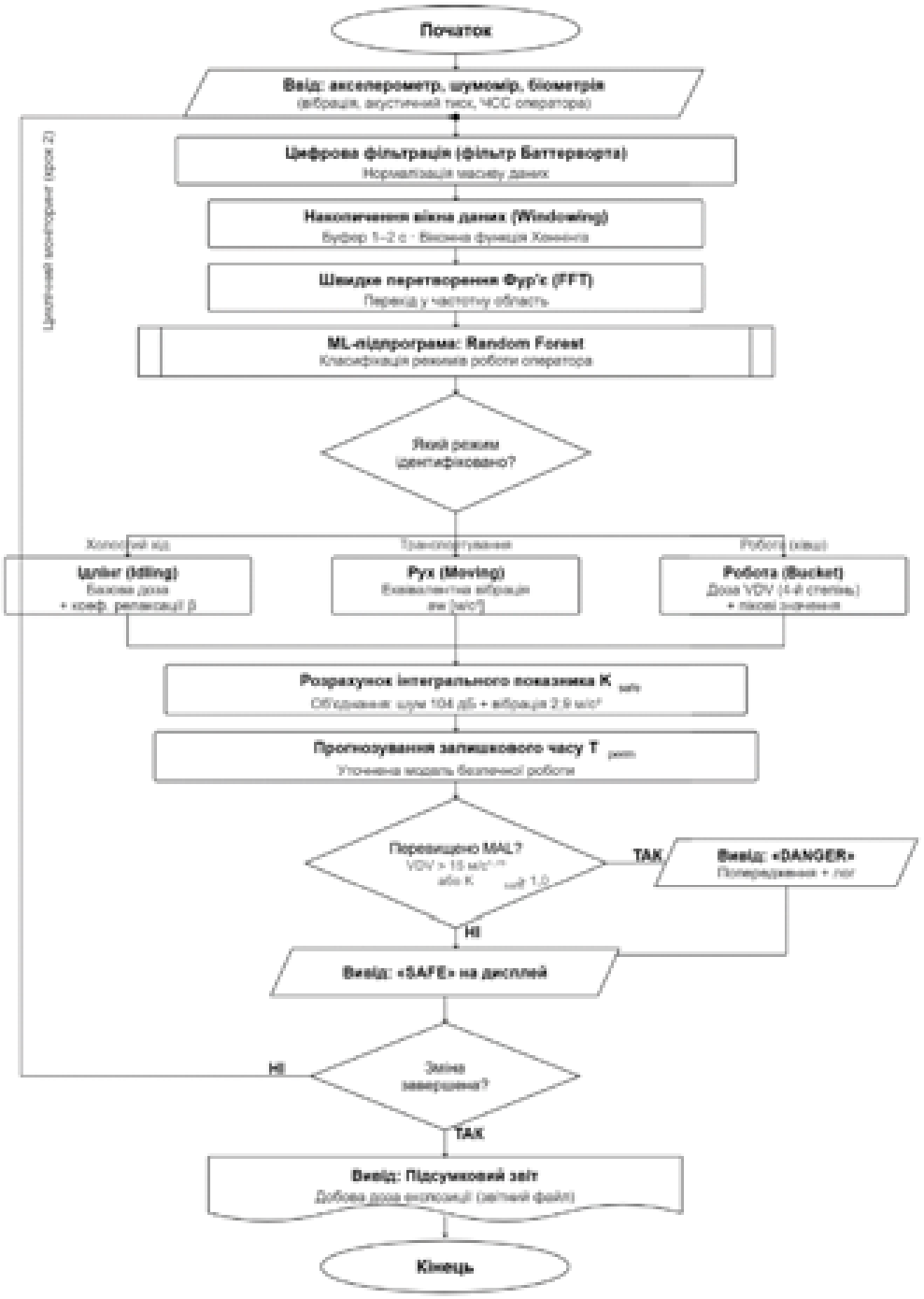


Рисунок 1 – Блок-схема алгоритму інтелектуального моніторингу та прогнозування безпечних умов праці оператора ДБМ

2. Спектральний аналіз методом швидкого перетворення Фур'є та виділення діагностичних ознак базуються на визначенні енергії в критичній низькочастотній зоні 20-40 Гц, де фіксуються максимальні енергетичні сплески (рис. 2), а також на обчисленні пік-фактора.

3. Машинне навчання та класифікація технологічних станів реалізовані за допомогою ансамблевого методу випадкового лісу (Random Forest) із кількістю 100 дерев рішень, що забезпечує ідентифікацію трьох базових режимів («Холостий хід», «Транспортування» та «Робота робочим органом») у реальному часі з високою точністю (r = 0,99).

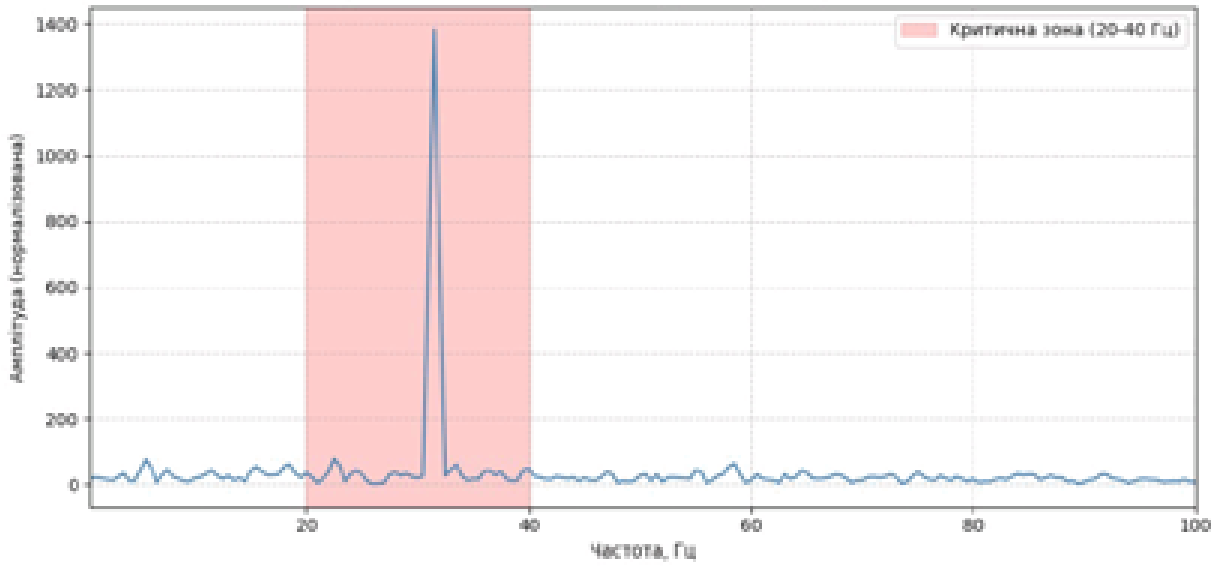


Рисунок 2 – Спектральний портрет вібрації в режимі активного навантаження (клас "Bucket") з виділеною критичною зоною 20-40 Гц

Як свідчить проведений спектральний аналіз, саме діапазон 20-40 Гц є ключовим «цифровим відбитком» інтенсивної роботи екскаватора. Для забезпечення коректної роботи ML-класифікатора вхідні параметри проходять процедуру нормалізації та масштабування значень. Розподіл усереднених нормалізованих значень вектора ознак наведено як теплову карту (рис. 3).

Аналіз теплової карти (рис. 3) підтверджує, що перехід машини від холостого ходу («Idling») до активного черпання грунту («Bucket») супроводжується стрімким зростанням пік-фактора з 1,10 до 4,80. Завдяки ідентифікації цих станів система забезпечує диференційований підхід: під час

технологічних пауз активується коефіцієнт релаксації β, а в режимі активної роботи - експоненціальне накопичення дози вібрації.

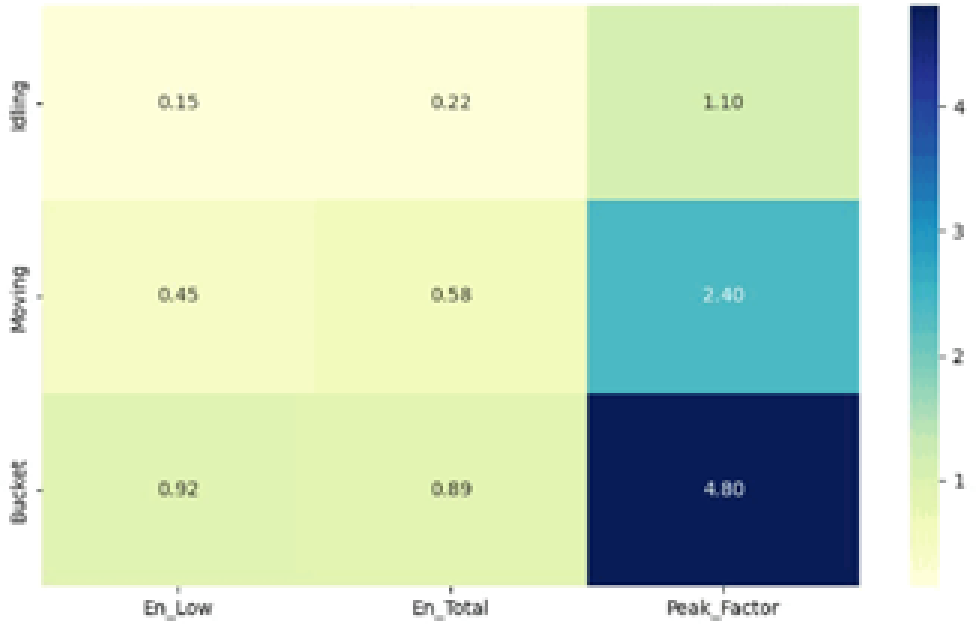


Рисунок 3 – Теплова карта розподілу діагностичних ознак для ML-класифікатора

Висновок. Застосування розробленої інтелектуальної системи предиктивного моніторингу дозволяє здійснити перехід від пасивного реактивного обслуговування до проактивного управління промисловою безпекою в рамках концепції Industry 4.0. Інтеграція алгоритмів машинного навчання (Random Forest) із динамічними математичними моделями (VDV, K_{safe}) забезпечує завчасне розпізнавання критичної втоми оператора БДМ, динамічний перерахунок залишкового безпечного часу роботи (до настання незворотних фізіологічних змін) та ефективне запобігання професійним захворюванням у реальному часі.

Література

1. Krainiuk, M., Shcherbak, O. (2025). Intelligent Technologies for Optimising the Workplaces of Tractor Drivers: Safety and Comfort in Modern

Machine and Tractor Units. In: Slavinska, O., Danchuk, V., Kunytska, O., Hulchak, O. (eds) Intelligent Transport Systems: Ecology, Safety, Quality, Comfort. ITSESQC 2024. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 1335. pp.211-222. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-87376-8_19

2. Крайнюк М. Ю., Щербак О. В. Застосування інтелектуальних вимірювальних технологій для аналізу експлуатаційних параметрів дорожньо-будівельних машин // Комунальне господарство міст. 2025. Т. 1, № 189. С. 13–20.

3. Крайнюк М. Ю. Використання інтелектуальних систем для підвищення безпеки та ефективності роботи будівельних і дорожніх машин // Інноваційні рішення по підвищенню ефективності будівельних, дорожніх і підйомно-транспортних машин: зб. статей і тез доповідей. Харків, 2024. С. 214-217.

4. ISO 2631-1:1997. Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole-body vibration — Part 1: General requirements. Geneva: International Organization for Standardization, 1997.

5. Інтелектуальна система моніторингу психофізіологічного стану операторів дорожньо-будівельних машин на основі носимих сенсорів / М. Ю. Крайнюк, О. В. Щербак, Ю. В. Буц, О. В. Крайнюк // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. 2026. Вип. 216. С. 356–365.

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРАПЕЦІЇ ГІДРОЦИЛІНДРІВ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОГО НАВАНТАЖУВАЧА Т-156Б

Сумінов А.В. аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Щербак О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Шарнірно-зчленовані навантажувачі широко застосовуються під час виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і землерийних робіт завдяки своїй маневреності та здатності працювати в обмеженому просторі. Одним із основних механізмів, що визначає маневреність машини, є механізм повороту, який забезпечує взаємне кутове переміщення передньої та задньої напіврам. Ефективність його роботи значною мірою залежить від геометричних параметрів розташування гідроциліндрів повороту та точок їхнього приєднання до напіврам.

Раціональний вибір геометричних параметрів трапеції гідроциліндрів дає змогу забезпечити необхідний діапазон кутів повороту напіврам, ефективне використання робочого ходу гідроциліндрів і сприятливі умови передавання зусиль на елементи конструкції. Невідповідність геометричних параметрів заданим умовам роботи може призводити до зниження ефективності механізму, збільшення навантажень на його елементи та погіршення експлуатаційних характеристик навантажувача.

У зв’язку з цим актуальним є дослідження геометричних параметрів трапеції гідроциліндрів механізму повороту передньої та задньої напіврам навантажувача Т-156Б з метою визначення їхніх раціональних значень і підвищення ефективності функціонування механізму.

У роботі розглянуто обґрунтування раціональних геометричних параметрів трапеції гідроциліндрів механізму повороту шарнірно-

зчленованого навантажувача Т-156Б на основі аналізу його геометричних і кінематичних характеристик.

Основним завданням є встановлення залежності між геометричними параметрами розташування гідроциліндрів і кутом взаємного повороту напіврам. При цьому робочий хід гідроциліндрів приймається як задана величина, а геометричні параметри точок їхнього приєднання розглядаються як змінні проєктні параметри.

Для розв'язання поставленого завдання необхідно побудувати геометричну модель механізму повороту, визначити залежність довжини гідроциліндрів від кута повороту напіврам та дослідити вплив зміни геометрії механізму на його кінематичні характеристики. За результатами дослідження передбачається визначити такі параметри розташування гідроциліндрів, за яких забезпечуватиметься необхідний кут повороту напіврам у межах заданого робочого ходу штоків. Механізм повороту шарнірно-зчленованого навантажувача Т-156Б забезпечує зміну взаємного положення передньої та задньої напіврам за допомогою гідроциліндрів. Його геометрична схема визначається розташуванням шарніра зчленування, точок кріплення корпусів гідроциліндрів і точок приєднання штоків до відповідних напіврам. Сукупність цих параметрів визначає кінематичні характеристики механізму та характер зміни довжини гідроциліндрів під час повороту машини.

Для дослідження механізму доцільно розробити його розрахункову геометричну модель (рис.1), у якій основними змінними параметрами є кути α , β , відстані a , b . На основі такої моделі можна встановити залежність між геометричними параметрами механізму.

Раціональні геометричні параметри доцільно визначати з урахуванням заданого діапазону кутів повороту, обмежень на розміщення гідроциліндрів, конструктивних габаритів і допустимих положень шарнірних з'єднань. Додатковими критеріями можуть бути рівномірність зміни кута повороту

залежно від переміщення штока та ефективність передавання зусилля гідроциліндрів на напіврами.

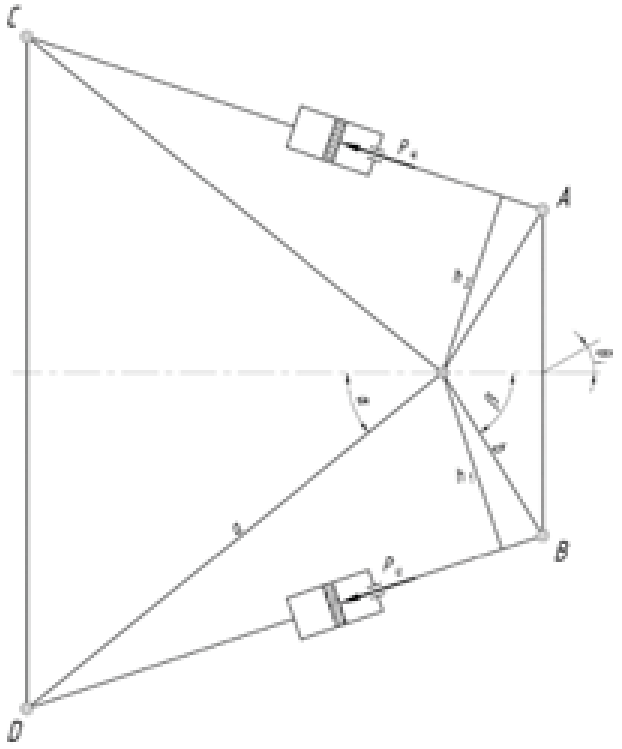


Рисунок 1 – Кінематична схема механізму керування

Раціональність геометричних параметрів механізму доцільно оцінювати за сукупністю критеріїв, зокрема забезпеченням заданого кута повороту напіврам, відповідністю необхідного переміщення штоків доступному робочому ходу гідроциліндрів, відсутністю небажаних кінематичних положень і забезпеченням достатнього запасу до граничних положень механізму. Додатково, за наявності відповідних вихідних даних, може бути виконано аналіз силових характеристик механізму для оцінювання ефективності передавання зусилля від гідроциліндрів до напіврам.

Таким чином, геометричне моделювання механізму повороту дає змогу встановити взаємозв'язок між параметрами розташування гідроциліндрів, кутом повороту напіврам і необхідним робочим ходом штоків. Це створює передумови для порівняння різних конструктивних варіантів і вибору раціональної геометричної схеми механізму повороту навантажувача Т-156Б.

Висновки

За результатами розрахункового дослідження обґрунтовано раціональні геометричні параметри трапеції гідроциліндрів механізму повороту передньої та задньої напіврам шарнірно-зчленованого навантажувача Т-156Б. Встановлено, що вибір геометричних параметрів впливає на плече прикладання сили гідроциліндрів і, відповідно, на крутний момент, який вони створюють відносно осі повороту. Порівняння розрахункових значень тиску та крутного моменту на початку складання напіврам і в положенні максимального складання дає змогу оцінити ефективність запропонованої геометричної схеми. Отримані результати можуть бути використані для вдосконалення механізму повороту навантажувача Т-156Б з метою поліпшення його силових характеристик.

Література

1. Zhang, Q., Wang, X., Tong, Z., Cheng, Z., Liu, X. Experimental Study on Structure Optimization and Dynamic Characteristics of Articulated Steering for Hydrogen Fuel Cell Engineering Vehicles. World Electric Vehicle Journal, 2024, 15(7), 306.

2. Wang, Y., Liu, X., Chen, J., Chen, W., Li, C., Huo, D. Design and control performance optimization of dual-mode hydraulic steering system for wheel loader. Automation in Construction, 2022, vol. 143, article 104539.

МЕТОДИКА ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЄКТУВАННЯ НЕСУЧИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ МОСТОВИХ КРАНІВ

Карасьов Д.О., здобувач, Стріляний О.О., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Щербак О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Мостові крани є основними вантажопідйомними машинами на промислових підприємствах, у складських комплексах та ремонтних цехах. Ефективність функціонування кранового обладнання суттєво впливає на ритмічність виробничих процесів, а сукупні витрати на його виготовлення, монтаж та експлуатацію значною мірою визначаються параметрами несучої металоконструкції.

Головні балки мостового крана становлять до 60–70% від загальної маси металоконструкції всієї машини. У сучасних умовах зростання вартості конструкційних матеріалів та енергоресурсів підвищення конструктивативної досконалості мостових кранів шляхом зниження їх металоємності є надзвичайно актуальною задачею. Проте будь-яке зменшення товщини елементів або зміна геометричних параметрів перерізу має бути суворо обґрунтованим, оскільки металоконструкція піддається тривалій дії циклічних та динамічних навантажень.

Аналіз останніх досліджень і постановка проблеми. Традиційні методи проєктування мостових кранів базуються на нормативних методах розрахунку (за допустимими напруженнями або граничними станами) з використанням уніфікованих типових перерізів головних балок коробчастого або гратчастого типу. Такий підхід зазвичай забезпечує необхідний запас міцності, однак призводить до надмірної матеріаломісткості та збільшення власної маси пролітної будови. Це, у свою чергу, викликає додаткові навантаження на підкранові колії та будівельні конструкції цеху.

Сучасні методи автоматизованого проєктування (CAD/CAE) дозволяють здійснювати параметричну оптимізацію геометричних характеристик елементів металоконструкцій. Разом із тим, наявні підходи часто обмежуються лише однокритеріальною оптимізацією (наприклад, тільки за масою) без належного врахування комплексу обмежень за прогином, стійкістю стінок та втомною міцністю в зонах концентрації напружень.

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є розробка методики оптимального проєктування несучих металоконструкцій мостового крана, яка дозволяє мінімізувати металоємність пролітної будови при обов'язковому дотриманні вимог щодо міцності, жорсткості та загальної стійкості.

Для досягнення поставленої мети сформульовано такі завдання:

1. Сформулювати математичну модель задачі багатокритеріальної оптимізації геометричних параметрів перерізу головних балок.
2. Визначити цільову функцію та систему конструктивно-технологічних обмежень.
3. Розробити алгоритм інтеграції аналітичних розрахунків з комп'ютерним скінченноелементним аналізом (МСЕ).

Основний зміст дослідження та результати. Запропонована методика оптимального проєктування базується на багаторівневому підході, який об'єднує параметричну оптимізацію та верифікацію результатів за допомогою числового моделювання.

Математична постановка задачі оптимізації.

Як вектор варійованих змінних $X = \{h_w, t_w, b_f, t_f, L_s\}$ обираються геометричні параметри коробчастого перерізу головної балки:

- h_w, t_w — висота та товщина вертикальних стінок;
- b_f, t_f — ширина та товщина горизонтальних поясів;
- L_s — крок установлення внутрішніх ребер жорсткості.

Як цільову функцію прийнято матеріаломісткість (масу) пролітної будови:

$$F(X) = \rho \cdot A(X) \cdot L \to \min$$

де—ρ густина сталі; A(X) — площа поперечного перерізу балки; L — проліт крана.

Система обмежень включає три основні групи умов:

1. *Умови міцності:* Максимальні еквівалентні напруження в елементах балки при несприятливих поєднаннях навантажень не повинні перевищувати допустимих: $\sigma_{max} \leq [\sigma]$.
2. *Умови жорсткості:* Статичний та динамічний прогини головної балки під дією номінального вантажу не повинні перевищувати нормативних значень: $f_{stat} \leq = L / (700 \ldots 1000)$.
3. *Умови місцевої та загальної стійкості:* Вертикальні стінки та пояси повинні зберігати стійкість під дією стискальних та зсувних напружень: $\sigma_{comp} \leq \sigma_{cr}$.

Алгоритм реалізації методики:

1. Початковий етап: Введення вихідних даних (вантажопідйомність, режим роботи, проліт, швидкість підйому та пересування). Формування початкового наближення геометрії перерізу.
2. Параметричний оптимізаційний пошук: Використання градієнтних методів або генетичних алгоритмів для пошуку мінімуму цільової функції у допустимій області змінних.
3. Побудова 3D-моделі та МСЕ-аналіз: Автоматична генерація деталізованої скінченноелементної моделі знайденої оптимальної конфігурації.
4. Перевірка напружено-деформованого стану (НДС): Визначення зон концентрації напружень біля вузлів кріплення кінцевих балок та під крановою рейкою.
5. Оцінка втомної довговічності: Перевірка витривалості зварних швів та зон підвищеної концентрації напружень у режимах циклічного навантаження.

Застосування розробленої методики дозволяє зменшити масу металоконструкції головних балок мостового крана на 12–18% порівняно з традиційними типовими рішеннями без втрати несучої спроможності.

Висновки.

1. Запропоновано комплексну методику оптимального проєктування несучих металоконструкцій мостових кранів, яка поєднує математичне програмування та скінченноелементний аналіз.
2. Встановлено, що формування раціональних геометричних параметрів коробчастого перерізу з урахуванням оптимального розміщення ребер жорсткості дозволяє значно знизити металоємність пролітної будови.
3. Перспективи подальших досліджень полягають у розширенні методики для врахування топологічної оптимізації перфорованих та комбінованих несучих елементів із застосуванням високоміцних марок сталей.

Література

1. Григоров О. В., Стрижак В. В., Дружков Л. В. Розрахунок та оптимізація вантажопідйомних машин : навчальний посібник. Харків : НТУ «ХПІ», 2017. 192 с.

2. Ловейкін В. С., Почка К. І. Динамічна оптимізація вантажопідйомних машин. Київ : НУБіП України, 2019. 280 с.

3. ДСТУ EN 13001-1:2018. Крани вантажопідіймальні. Загальні положення конструювання. Частина 1. Загальні принципи та вимоги (EN 13001-1:2015, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018. 38 с.

4. Loveikin V., Pochka K., Loveikin A. Optimization of the movement mode of the crane trolley for changing the boom length. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 3, No. 7 (105). P. 42–50.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА РОЗРОБКОЮ ЗМІННОГО РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ

Гриценко О.В., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Щербак О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. У статті розглянуто питання підвищення універсальності та функціональної ефективності малогабаритних навантажувачів шляхом розробки та обгрунтування раціональних параметрів змінного робочого обладнання. Проаналізовано робочі процеси взаємодії спеціалізованих робочих органів із середовищем, запропоновано підхід до математичного моделювання кінематики і динаміки важільних систем та наведено критерії оптимізації конструктивних рішень.

Вступ У сучасних умовах будівництва, комунального господарства, складської логістики та агропромислового комплексу зростає потреба у застосуванні малогабаритної спеціалізованої техніки. Малогабаритні навантажувачі (з бортовим поворотом або шарнірно-зчленованою рамою) завдяки високій маневреності, компактності та порівняно низькій енергоємності є незамінними при виконанні робіт у стиснених умовах (на міських вулицях, усередині складських приміщень, тваринницьких комплексів, котлованів тощо).

Економічна доцільність використання малогабаритних навантажувачів значною мірою залежить від коефіцієнта їх річного використання. Використання машини лише з одним базовим робочим органом (наприклад, стандартним ковшем) істотно обмежує її функціональні можливості. Забезпечення багатофункціональності шляхом створення широкої номенклатури швидкозмінних робочих органів (щелепних ковшів, поворотно-

відвального обладнання, вилкових захватів, гідравлічних бурів, розпушувачів тощо) є одним із найбільш ефективних шляхів підвищення техніко-економічних показників малогабаритної техніки.

Питанням удосконалення конструкцій та підвищення ефективності експлуатації будівельних і дорожньо-транспортних машин присвячено чимало праць провідних науковців. У більшості з них висвітлено питання загальної динаміки та розрахунку базових машин. Разом із тим, специфіка роботи малогабаритних навантажувачів зі змінним робочим обладнанням має низку особливих рис, які потребують додаткового дослідження.

Справа в тому, що встановлення нового типу робочого обладнання змінює масово-інерційні характеристики всієї машини, координати центра ваги, а також викликам піддається статична та динамічна стійкість. Існуючі методи розрахунку часто оцінюють змінне обладнання локально, без урахування його інтегрованої взаємодії з гідроприводом і базовою важільною системою навантажувача. Це призводить або до недостатньої продуктивності, або до передчасного зносу вузлів зчленування та елементів гідроприводу.

Метою роботи є підвищення експлуатаційної ефективності та універсальності малогабаритного навантажувача шляхом обґрунтування раціональних параметрів та створення інноваційних конструкцій змінного робочого обладнання.

Для досягнення мета передбачає розв'язання таких завдань:

1. Проаналізувати умови експлуатації та сформувати вимоги до конструктивно-технологічних схем змінного робочого обладнання.
2. Розробити математичну модель кінематичного та силового аналізу важільної системи змінного робочого обладнання з урахуванням обмежувальних чинників стійкості машини.
3. Обґрунтувати критерії оптимізації геометричних і силових параметрів робочих органів для забезпечення максимальної продуктивності при заданій енергоозброєності.

Підвищення ефективності малогабаритного навантажувача досягається за рахунок створення синтезованої методики проєктування змінного обладнання, яка охоплює три основні блоки:

1. Аналіз робочого процесу та взаємодії із середовищем.

Залежно від призначення змінного обладнання (копання, зачерпування, підйом, планування чи розпушування) визначаються характер і значення силових опорів. Наприклад, для щелепного ковша важливим є врахування зусиль стискання та впровадження у середовище, а для вилкового захвату — збереження горизонтального положення вантажу при підйомі стріли.

2. Математичне моделювання та оптимізація геометрії.

Складається система рівнянь кінематики та динаміки важільного механізму підйому й перекидання робочого органу. Цільовою функцією оптимізації є мінімізація маси самого обладнання при забезпеченні максимального траєкторного зусилля на кромці робочого органу F_{tg}

$$F_{tg}(q) = \frac{M_{hydr}(q) \cdot \eta}{L_{eff}(q)} \rightarrow max$$

де $M_{hydr}(q)$ — момент, створюваний гідроциліндрами робочого обладнання залежно від обобщеної координати η — ККД механізму; $L_{eff}(q)$— ефективне плече прикладення сили.

Система обмежень охоплює:

- умови збереження поздовжньої та поперечної стійкості навантажувача ($K_{st} \geq [K_{st}]$);
- граничну вантажопідйомність за умовами спрацювання гідрозахисту;
- забезпечення заданих кінематичних кутів зачерпування та розвантаження у крайніх положеннях.

Створення швидкісного адаптивного адаптера (квік-куплера).

Важливим чинником ефективності є час, що витрачається на зміну робочих органів. Застосування швидкорознімного механічного або гідравлічного замка дозволяє оператору виконувати заміну обладнання без виходу з кабіни, що підвищує змінну продуктивність техніки на 15–20%.

Практичне значення результатів:

Розробка нових схем змінного обладнання (наприклад, комбінованого ковша-відвалу або адаптивного захвату) у поєднанні з оптимізованими геометричними параметрами дозволяє зменшити матеріаломісткість обладнання на 8–12% та розширити технологічні можливості малогабаритного навантажувача без збільшення потужності силової установки.

Висновки

1. Застосування номенклатури адаптованого змінного робочого обладнання є ключовим напрямом підвищення коефіцієнта використання та загальної економічної ефективності малогабаритних навантажувачів.

2. Розроблена математична модель дозволяє на етапі проєктування узгодити силові характеристики гідроприводу, геометричні параметри важільної системи та масово-інерційні обмеження базової машини.

3. Перспективи подальших досліджень полягають у проведенні комп'ютерного скінченноелементного аналізу розроблених металоконструкцій змінного обладнання на міцність і втомну довговічність, а також проведенні натурних експериментальних досліджень дослідних зразків.

Література

1. Ловейкін В. С., Почка К. І., Почка О. В. Динамічний аналіз механізму підйому вантажу крана-маніпулятора. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та будівельного комплексів*. 2018. № 11. С. 138–146.

2. Григоров О. В., Окунєв О. В., Стрижак В. В. Аналіз сучасних напрямів удосконалення конструкцій вантажопідйомних машин. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. 2018. № 26 (1302). С. 18–24.

3. Loveikin V., Pochka K., Rogatynska O. Optimization of the regime of movement of the cargo lifting mechanism of the boom crane. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 2, No. 7 (98). P. 48–56.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСКАВАТОРА-НАВАНТАЖУВАЧА ВДОСКОНАЛЕННЯМ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ

Мельник Б.О., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Щербак О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. У статті розглянуто напрями підвищення функціональної ефективності та продуктивності екскаватора-навантажувача шляхом удосконалення конструктивно-кінематичних схем і параметрів фронтального та екскаваційного робочого обладнання. Запропоновано математичну модель оптимізації зусиль копання з урахуванням висунення телескопічної рукояті та втрат на тертя, а також обгрунтовано доцільність застосування швидкорознімних систем і двощелепних ковшів.

Ключові слова: екскаватор-навантажувач, робоче обладнання, телескопічна рукоять, двощелепний ківш, квік-куплер, оптимізація, сила тертя.

Вступ та актуальність теми

Екскаватори-навантажувачі є одним із найпопулярніших типів універсальної будівельної техніки завдяки поєднанню функцій двох самостійних машин: фронтального навантажувача та одноковшевого екскаватора. Вони широко використовуються в міському будівництві, комунальному та дорожньому господарствах, а також під час виконання аварійно-відновлювальних робіт у стиснених умовах.

Разом із тим, підвищення вимог до ресурсозбереження, швидкодії та універсальності висуває нові завдання щодо вдосконалення їхньої конструкції. Ефективність роботи екскаватора-навантажувача безпосередньо залежить від технічного рівня його робочого обладнання — як фронтального

навантажувального, так і заднього екскаваційного. Вдосконалення геометрії важільних систем, застосування телескопічних елементів і швидкозмінних адаптерів дозволяє істотно розширити технологічні можливості техніки та знизити питомі енерговитрати на одиницю розробленого грунту чи переміщеного вантажу.

Аналіз останніх досліджень і постановка проблеми

Аналіз сучасних конструкцій екскаваторів-навантажувачів свідчить, що традиційні схеми робочого обладнання нерідко мають обмеження за траєкторією руху ковша, діапазоном кутів повороту та розподілом зусиль на гідроциліндрах у різних положеннях стріли.

Використання типових трикутних та чотириланкових важелів без належної адаптації під змінні навантаження призводить до того, що на певних етапах копання або підйому максимальне зусилля гідроприводу реалізується некоректно. Окремою проблемою є підвищене тертя в направляючих елементах телескопічної рукояті при її висуванні під навантаженням. Крім того, тривалий час, який витрачається на ручну зміну робочих органів (ковшів різної ширини, гідромолота, бура тощо), знижує коефіцієнт змінного використання машини.

Мета та завдання дослідження

Метою роботи є підвищення експлуатаційної ефективності екскаватора-навантажувача за рахунок удосконалення конструктивно-кінематичних схем та оптимізації параметрів фронтального й екскаваційного робочого обладнання.

Для досягнення поставленої мети сформульовано такі завдання:

1. Проаналізувати робочі процеси та визначити критичні режими навантаження фронтального та екскаваційного обладнання.
2. Розробити математичну модель силового аналізу з урахуванням висунення телескопічної рукояті та опорів тертя в її направляючих.

3. Обгрунтувати конструктивні рішення щодо впровадження багатофункціонального двощелепного ковша з гідравлічним квік-куплером.

Підвищення ефективності екскаватора-навантажувача досягається шляхом комплексного вдосконалення обох компонентів робочого обладнання:

1. Математична модель силового аналізу телескопічного обладнання:

При використанні телескопічної рукояті корисне зусилля копання на кромці ковша змінюється залежно від величини її висунення s та сили тертя F_{fr} у направляючих супорта.

Цільова функція оптимізації геометрії важільного механізму та вильоту рукояті описується виразом:

$$F_{sum}(q,s) = \frac{M_{hydr}(q) \cdot \eta - F_{fr} \cdot s}{L_{eff}(q) + s} \rightarrow max$$

де $M_{hydr}(q)$— момент, створюваний гідроциліндрами рукояті та ковша залежно від узагальненої координати q; η — механічний ККД; F_{fr} — сила тертя в направляючих телескопічного висувного елемента; s — величина висунення телескопічної рукояті; $L_{eff}(q)$ + s — динамічно змінне плече дії сил з урахуванням поточного вильоту обладнання.

Вдосконалення фронтального навантажувального та екскаваційного обладнання:

Двощелепний ківш (типу «4 в 1»): суміщає функції стандартного ковша, відвалу, грейфера та челюстного захвату.

Вигнута геометрична форма стріли: зменшує габаритну висоту у транспортному положенні та полегшує виконання робіт поблизу перешкод.

Швидкорознімний адаптер (квік-куплер): дає змогу оператору здійснювати заміну робочих органів за 1–2 хвилини безпосередньо з кабіни.

Результати та економічний ефект:

Завдяки реалізації вдосконалених схем досягається зменшення тривалості робочого циклу на 10–12%, розширюється зона обслуговування з однієї стоянки на 20–25%, а також зменшується питома витрата палива на 8–10% за рахунок раціональнішого використання потужності гідроприводу.

Висновки

1. Удосконалення робочого обладнання екскаватора-навантажувача є основним резервом підвищення його техніко-економічних показників та універсальності.
2. Запропонована математична модель враховує вплив висунення телескопічної рукояті та втрат на тертя, що дозволяє точніше розраховувати силі копання у різних зонах робочого простору.
3. Перспективи подальших досліджень полягають у проведенні комп'ютерного скінченноелементного аналізу металоконструкції телескопічної рукояті на міцність і втомну довговічність при різній величині її висунення.

Література

1. Ловейкін В.С., Почка К.І., Почка О.В. Динамічний аналіз механізму підйому вантажу крана-маніпулятора. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та будівельного комплексів.* 2018. № 11. С. 138–146.

2. Григоров О.В., Окунєв О.В., Стрижак В.В. Аналіз сучасних напрямів удосконалення конструкцій вантажопідйомних машин. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях.* 2018. № 26 (1302). С. 18–24.

3. Ловейкін В.С., Рогатинська О.Р., Рогатинський Р.М. Оптимізація режиму повернення робочого обладнання одноковшевого екскаватора. *Науковий вісник будівництва.* 2019. Т. 97, № 3. С. 185–192.

ВСТАНОВЛЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСУ ЗГИНУ ШТАНГ ПРИ СТАТИЧНОМУ ПРОКОЛІ ҐРУНТУ ЗАЛЕЖНО ВІД НАХИЛУ ЛОБОВОЇ ПОВЕРХНІ РОБОЧОГО ОРГАНУ

Костюк А.М., аспірант, Долотов Е.В., аспірант, Барський А.В., аспірант
Науковий керівник: д-р техн. наук, проф. Супонєв В.М.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Серед існуючих методів формування свердловин в ґрунті для безтраншейного прокладання інженерних комунікацій найбільш поширеним є метод статичного проколу ґрунту. Метод полягає у силовому задавлюванні в ґрунт робочого органу конічно-циліндричної форми, який формує свердловину шляхом його радіального радіальному витиснення навколо свердловини. Передача зусилля відбувається від гідроциліндрів силової установки, або машини. Просування робочого органу відбувається нарощування штанг по мірі просування обладнання в ґрунті. Прокладання інженерних комунікацій вимагає мінімізувати радіуси свердловини при перетинанні перешкод, які трапляються на шляху траси. Оскільки довжина прольотів свердловини може досягати десятків метрів, то виникає вірогідність втрати їх стійкості та поламки штанг при їх згинанні. Зміна траєкторії руху траєкторії свердловини відбувається керуванням напряму руху головки за рахунок зміни положення її асиметричного наконечника. Очевидно, що чим меншим буде радіус свердловини тим коротша буде довжина прольоту свердловини при огинанні перешкод в ґрунті. Таким чином надійність роботи обладнання напряму залежить від вибору штанг, їх геометричних параметрів та матеріалу, з якого вони виготовлені. Тому визначення максимально допустимого значення згину штанг та їх прив'язка до радіусу проколу ґрунту головки з асиметричним наконечником є актуальною задачею.

Метою роботи є отримання залежності для визначення допустимого значення згину штанги при керованому проколі грунту.

Статичним проколом грунту займалися різні дослідники [1-3]. Процеси отримали математичне моделювання та описані у таких працях, як [4-6]. Запропоновані в роботах [6-9] конструкції грунтопроколюючих наконечників забезпечують керування траєкторією руху. Однак аналіз умов роботи штанг, які виникають керованому проколі грунту в цих роботах не проводився.

З логіки попередніх досліджень, якщо порівняти максимально допустиму силу поперечного задавлювання штовхаючої штанги, або труби-футляру з поперечним зусиллям, що виникає на проколюючої головки з асиметричним наконечником у якого лобова поверхня має вигляд скошеною площини можна отримати залежність для визначення критичного куту нахилу цієї поверхні. Проведеними дослідженнями умов роботи такого наконечника дозволили отримати наступну залежність, яка має вигляд

$$\beta_{кр} = arcctg\left(f_{тер} + \frac{8W\left[\sigma_{з}\right] - qL_{\min}^{2}}{1{,}44E_{гр}D^{2}L_{\min}} \right),$$

де $f_{тер}$ - сила тертя головки о грунт;

W– статичний момент перетину труби

$$W = \frac{\pi D^{3}\left(1-\alpha^{4}\right)}{32},$$

де α – відношення внутрішнього діаметру трубопроводу d до зовнішнього D,

$[\sigma_{з}]$ - межа витривалості на згин матеріалу штанги на згин, Н/м^2;

q - погонна вага штанги, кГ/м^2;

$E_{гр}$- модуль деформації грунту, Н/м^2;

D - зовнішній діаметр наконечника;

L_{min} - мінімальна довжина лінії прогину штанги, м.

$$l_{min} = \sqrt{R_{min} f_{max} - \frac{1}{4} f_{max}^2},$$

де R_{min} - мінімальний радіус згину

$$R_{min} = \frac{ED}{2[\sigma_u]}$$

де E – модуль пружності матеріалу штанг, Н/м^2.

Для розрахунку формули (1) приймемо наступні вихідні дані.

Зовнішній діаметр штанги D=0,0635 м, внутрішній d=0,040 м, довжина l=0,5 м. Матеріал штанги - сталь 45, погонна вага: q=140 Н/м.п.; межа витривалості сталі на згин $[\sigma_u]$= 250…340·10^6 Н/м^2; модуль пружності сталі E=21·10^{10} Н.

Вихідні властивості для типових грунтів наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Вихідні дані властивостей грунтів для визначення критичного куту нахилу наконечника

Властивості грунту	Одиниці вимірювання,	Тип грунту		
		Тугопластична глина	Напівтвердий суглинок	Твердий супісок
Модуль деформації, $E_{гр}$	Н/м^2	63,1·10^4	89.2·10^4	139,0·10^4
Коефіцієнт тертя, $f_{тер}$	-	0,325	0,424	0,532

Проведені розрахунки для обраних даних показали наступне.

Мінімальний радіус згину штанги із залежності (4) буде складати - 22,4м.

Мінімальна довжину лінії прогину під дією перетинної сили з формули (3) із умови відхилення від осі на 0,3 м буде – 8,2м.

Статичний момент перетину штанги, згідно з (2) буде – 0,0022м^3.

Максимальне критичний кут нахилу лобової поверхні робочого органу для різних типів ґрунтів буде:

- для тугопластичної глини – 79,24;
- для напівтвердого суглинку – 71,84;
- для напівтвердого суглинку – 64,7 .

Промисловістю виготовляються ціла низка різних штанг для буріння нафтових свердловин, які можуть бути рекомендовані для використовування при бурінні свердловин машинами різних типів та принципу дії (рис.1).





Рисунок 1 – Типові бурові штанги для буріння нафтових свердловин

В таблиці 2 приведені характеристики бурових штанг з даними про їх мінімальний радіус згину відповідно до максимального критичного кута нахилу лобової поверхні грунтопроколюючого робочого органу.

Таблиця 2 - Характеристики та розміри бурових штанг для установок ГНБ

Тип бурової установки, (тяглове зусилля)	Зовнішній діаметр замкової частини, мм	Зовнішній діаметр тіла штанги, мм	Товщина стінки тіла штанги, мм	Довжина, мм	Радіус згину, м	Марка міцності
Від 150 кН до 200кН	68	60,3	7,2	3000, 4570	45	G105, S135
Від 200 кН до 320кН	79	73	8	3000	60	G105, S135
	82	73	08-10	3000, 4570	65-70	G105, S135
Від 320 кН до 450кН	92	88,9	10	4570	80	G105, S135
	105	88,9	10	4570, 6000	85-90	G105, S135
Від 450 кН до 600кН	127	102	10	6000	95	G105, S135
Св. 600кН	127	114,3	11,5	6000	98	G105, S135

Отримані результати дозволяють підвищити ефективність керованого проколу грунту за рахунок зменшення радіусу траєкторії руху проколюючої головки зі скошеною лобовою площиною. Отримана розрахункова залежність надає можливість вичислити мінімальний кут нахилу лобової поверхні робочого органу відповідно до максимально можливого згину штовхаючої штанги з урахуванням фізико-механічних властивостей грунту. Результати можуть бути рекомендовані до практичного впровадження при виборі траєкторії проколу грунту на стадії проектування траси та вибору робочого обладнання для безтраншейного прокладання інженерних комунікацій.

Література

1. Мусійко В.Д. Визначення силового навантаження базового шасі універсальної землерийної машини з віяльно-поступальною подачею її робочого обладнання на забій / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машын. – Дніпропетровськ: ПГСА, 2014. – Вип. 79 – С. 133-139
2. Ткачук М.М., Филипчук В.Л., Якимчук Б.Н. Будівництво зовнішніх мереж і монтаж санітарно-технічного обладнання будівель: Навчальний. посібник. – Рівне: НУВГП, 2013. – 391 с.
3. Tong, H.; Shao, Y. Mechanical Analysis of DS in Horizontal Directional Drilling. Appl. Sci. 2022, 12, 3145. [CrossRef]
4. Mohammad Najafi. Trenchless technology piping. Installation and inspection / ASCEpress, WEF Press Water Environment Federation Alexandria, Virginia, 2010. 482 c.
5. Jian Xin (2014). Application of Trenchless Pipeline Rehabilitation Technology // International Conference on Pipelines and Trenchless Technology. https://doi.org/10.1061/9780784413821.051
6. Erez N. Allouche, Samuel T. Ariaratnam, State-Of-The-Art-Review Of No-Dig Technologies for New Installations. Published online: April 26. 2012. URL: https://doi.org/10.1061/40641(2002)55.

ВИЗНАЧЕННЯ ЛОБОВОГО ОПОРУ ЗАГЛИБЛЕННЮ В ГРУНТ КІЛЬЦЕВОГО НАКОНЕЧНИКА З ЗАГОСТРЕНОЮ РІЖУЧОЮ КРОМКОЮ

Лемець О.О., аспірант, Макопух Е.В., аспірант, Куліков М.О., здобувач
Наукові керівники: д-р техн. наук, проф. Супонєв В.М.,
к.т.н., доцент Рагулін В.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Одним з напрямів формування горизонтальних свердловин в грунті для безтраншейного прокладання підземних комунікацій є технологія продавлювання. Метод умовно відноситься до статичних та полягає у силовому заглибленні у грунт циліндричної оболонки с наступним видаленням штроби після її проходки. [1, 2,]. Позитивною особливістю методу є те, що при продавлюванні грунту трубою навколо свердловини не виникає його ущільнення, як у інших технологіях, яке призводить до руйнування дорожньої основи, або прилеглих комунікацій.

Питання встановлення закономірностей процесу взаємодії кільцевого робочого органу з грунтом та отримання математичного моделювання взаємодії обладнання з грунтом при формуванні горизонтальної свердловини є актуальною задачею.

Аналіз досліджень показав, що більшість запропонованих розрахунків базуються лише на експериментальних даних. Відсутність аналітичної залежности для визначення сил опору втиснення труби не дають можливості отримати раціональних параметрів наконечника залежно від фізико-механічних властивостей грунту.

Процес втиснення наконечника у грунт супроводжується радіальним зовнішнім та внутрішнім ущільненням грунту по мірі занурення конусної частині наконечника. При цьому на поверхнях конусу виникає змінний тиск

грунту, який визначається його напруженністю. Його величина буде тим більше, чим більше відбувається ущільнення грунту. Після втиснення конусної частини насадки у грунт ущільнений він створює тиск на її зовнішню і внутрішню циліндричні поверхні. Розрахунок сили опору просуванню грунту по внутрішній циліндричній частині насадки є окремою самостійною задачею і в статті не розглядатиметься.

Описаний процес пояснюється розрахунковою схемою взаємодії кільцеподібного наконечника з грунтом, що наведений на рисунку 1.

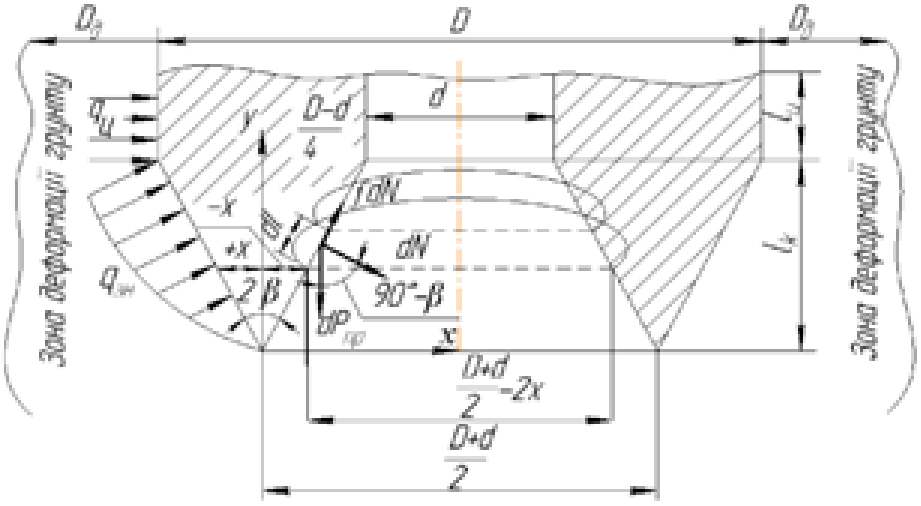


Рисунок 1 – Схема взаємодії кільцеподібного наконечника з грунтом

Закономірності зміни нормального тиску грунту на бічні поверхні зовнішнього і внутрішнього конусів було отримано на основі закону рівності його мас до та після ущільнення та уявлення про фізико-механічні властивості грунту [8; 9], який має вигляд для зовнішньої (1) та внутрішньої (2) поверхнях:

$$q_{зн} = \frac{\rho_{зн}(1+\omega)}{C_k \rho_{гр}} \left[1 - \frac{1 - \left(\frac{D+d+4x}{2D} \right)^2}{1 - \left(\frac{D+d}{2D} \right)^2} \right] ;$$

$$q_{вн} = \frac{\rho_{вн}(1+\omega)}{C_k \rho_{гр}} \left[1 - \left(1 - \frac{4x}{D+d} \right)^2 \right] .$$

Встановлені закони дозволили отримати аналітичні залежності розрахунку сил опору при продавлюванні грунту, як з двоконусною формою $P_{2к}$, так і з одноконусною формою $P_{к}$.

$$P_{2к} = \pi E_{гр}\left(1 + f\operatorname{ctg}\beta\right)\left[\frac{\gamma^2-1}{4} - \frac{\gamma^2-2\gamma-1}{16\left[1-\left(\frac{\gamma+1}{2\gamma}\right)^2\right]} - \frac{(\gamma+1)^4}{128\left[1-\left(\frac{\gamma+1}{2\gamma}\right)^2\right]\gamma^2} - \frac{(\gamma+1)^2}{32} + \frac{1}{2(\gamma+1)^2}\right]\frac{D^2}{\gamma^2}$$

,

де: γ - відношення зовнішнього до внутрішнього діаметру D і d;

f – коефіцієнт тертя сталі по грунту;

β – кут загострення наконечника;

$E_{гр}$ – модуль компресійної кривої, МПа, яке визначається по залежності (4):

$$E_{гр} = \frac{(1+\omega)\rho_{гв}}{C_k \rho_{гр}},$$

де: $\rho_{гв}$- щільність твердої фази грунту при умові,що відсутні пори;

ω - вологість грунту;

$\rho_{гр}$ - щільність грунту в природньому непорушеному стані;

ρ - змінна щільність грунту пропорційна зміні площі поперечного перерізу зовнішнього або внутрішнього кільцевих конусів;

C_k - коефіцієнт компресії грунту, (C_k = 0,07…0,09·($\omega_т$ -10), МПа$^{-1}$),

$\omega_т$ - границя текучості грунту.

З одноконусним наконечником математична модель буде мати наступний вигляд:

$$P_z = \pi E_{гр}(1 + f\operatorname{ctg}\beta)\left(\frac{3\gamma^2 - 2\gamma - 1}{16} - \frac{\gamma^2 - 2\gamma - 1}{16\left[1 - \left(\frac{\gamma+1}{2\gamma}\right)^2\right]} - \frac{\frac{(\gamma+1)^4}{\gamma^2}}{128\left[1 - \left(\frac{\gamma+1}{2\gamma}\right)^2\right]^2}\right)\frac{D^2}{\gamma^2}$$

Аналіз розрахунків дозволяє зробити наступні висновки. У всіх випадках зі збільшенням діаметру наконечника сили опору грунту зростають. При цьому збільшення діаметра, наприклад в 2 рази від 0,2 м до 0,4 м, призводить до зростання сили опору грунту майже в 3 рази.

Збільшення відношення зовнішнього до внутрішнього діаметру від γ=1,2 до γ=1,7 призводить до зростання сил опору грунту для двоконусного наконечника в 2,8-3,0 рази, а для одноконусного в 2,1-2,4. Це пояснюється збільшенням лобової площі наконечника на фронтальну площину. При однакових умовах конструкція одноконусного наконечника майже на 30% ефективніше. Зіставлення сил опору грунту втисненню одноконусного наконечника з двоконусним показав, що перший також ефективніший більш ніж на 25%.

Встановлено, що сила опору грунту протискування двоконусним кільцем при однакових умовах порівняно з одноконусною насадкою буде більшою на 25…30%. У зв'язку з тим, що двоконусний наконечник створює додатковий опір від деформування грунту внутрішнім конусом для зменшення зусилля продавлювання більш ефективною буде схема наконечника тільки із зовнішнім конусом.

Література

1. Кравець С.В., Супонєв В.М., Посмітюха О.П., Балесний С.П. Наукові основи та практика створення мінімальноенергоємних робочих органів для формування комунікаційних порожнин в грунті. Монографія. Харків, ХНАДУ, 2021. 304 с.

2. Lebedev, S.V. Torque and Axial Force at the Surface of a Blade in a Conical Helical Anchor / Russian Engineering Research. - 2011. - Vol. 31. - No. 5. - pp. 424-427. - ISSN 1068- 798X (© Allerton Press, Inc., 2011).

3. Auger Boring Machines Barbco offers several types of auger boring machines. Режим доступа к журналу: http://www.barbco.com.

4. BM 600 LS Haupteinsatzgebiet [Электронный ресурс]. – Режим доступа к журналу: http://www.bohrtec.de.

5. Construction, installation and protection of cables and other elements of outside plant. Use of trenchless techniques for the construction of underground infrastructures for communication cable installation. – ITU-T – Recommendation L.38. – Switzerland, Geneva, 1999. – 41 с.

6. Gold medal for green pipeline / Trenchless international. – 2010. №8. – С. 26 – 27.

ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ГРАВІТАЦІЙНИХ БУФЕРНИХ ПРИСТРОЇВ

Фатаймуха І.О., здобувач

Науковий керівник к.т.н., доцент Іваненко О.І.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Для безпеки роботи на кранах і візках, що мають швидкість пересування 32 м/хв і більше і керовані з кабіни, установлюють обмежники пересування – пристрої, що автоматично відключають, при необхідності, механізми пересування. Обмежники повинні бути встановлені так, щоб відключення двигуна механізму пересування відбувалося на відстані до упору, рівному не менш половини гальмівного шляху, а при підході одного крана до іншого – на відстані не більше 0,5 м.

Для кранів з високими швидкостями пересування обмежники зближення повинні додатково бути обладнані надійно діючими буферними пристроями. При цьому допускається можливість зіткнення кранів на зниженій швидкості.

Обмежники зближення кранів розділяють на електромеханічні, електричні і з спрямованим випромінюванням. Майже всі відомі конструкції обмежників можуть бути використані як датчики сигнальних пристроїв і як пристрої автоматичного відключення приводних електродвигунів механізму пересування. Обмежник повинен мати шунтувальний вимикач [1], що допускає можливість робочих рухів крана на ділянці дії обмежника, наприклад при перевантаженні великогабаритних вантажів, двома кранами. Крім того, електрична схема обмежника повинна забезпечувати його дію незалежно від наявності або відсутності напруги в схемі живлення й керування сусіднього крана.

Великою надійністю в порівнянні із пристроями, обладнаними лінійками, що відключають, володіють обмежники зближення кранів з допоміжними канатами. Такі системи вимагають додаткових пристроїв для відключення привода механізму пересування сусіднього крана, тому що кінцевий вимикач є тільки в ланцюзі керування механізмом пересування крана з канатним барабаном.

Електричні обмежники зближення кранів залежно від принципу дії можна розділити на чотири основних групи: секційні тролейні обмежники в ланцюзі керування; комбіновані струмонесучі тролейні обмежники, що контролюють фактичне положення крана, і тролейні обмежники для передачі керуючого сигналу; провід з високим питомим опором, розташований у поздовжньому напрямку щодо кранових шляхів; крокові перемикачі з потенціометрами.

Секційні тролейні обмежники із двома сигнальними тролеями, встановлюються попарно в поздовжньому напрямку щодо кранового шляху. Зі струмоведучими лініями цих тролів контактують струмознімачі, закріплені на сусідніх кранах. Якщо струмознімачі обох кранів стосуються тої самої

ділянки тролів, то замикається сигнальний ланцюг, або ланцюг керування приводом механізму пересування крана. Недоліком таких обмежників зближення кранів є те, що замикання керуючого ланцюга здійснюється на певній відстані між кранами, що може змінюватися й становити половину довжини секції тролейного обмежника.

У комбінованих обмежниках із тролеями для контролю фактичного положення кранів і подачі керуючого сигналу застосовують електричну схему блокування.

Недоліком обмежників із секційними тролеями є висока чутливість до зміни опору в зоні контакту струмознімачів із тролеями. Робота обмежників порушується при виході з ладу або відході струмознімачів від тролеїв.

У резисторних обмежниках провід високого опору на ізолюючіх опорах, встановлених у поздовжньому напрямку щодо кранових шляхів і може підніматися над ними. Провід підключений до мережі постійного струму низької напруги (до 42 В). Електрична схема з'єднання проводу з ланцюгами живлення й сигналізації виконана з використанням кабелю з мідними й алюмінієвими проводами. Струмознімачі кранів контактують з проводом і шунтирують його ділянку, розташовану між кранами. Зі зменшенням відстані між кранами при їхньому зближенні зростає загальний опір вільної ділянки проводу. У результаті знижується сила струму в ланцюзі сигналізації обмежника. При певній силі струму відключається реле, що нормально закритими контактами включає сигнальну лампу.

Крокові перемикачі або потенціометричні пристрої в обмежниках зближення кранів перетворюють поступальний рух крана в кутове переміщення движка вимірювального вузла. При цьому кут повороту движка пропорційний переміщенню крана від заданої нерухомої точки кранового шляху. Відстань між кранами контролюється по числу крокових перемикачів або опору потенціометра.

Такі обмежники застосовують в основному для виключення ушкоджень кранів, що працюють на кранових шляхах в одному прольоті, але на різних

рівнях. Точність спрацьовування таких обмежників залежить від пробуксовки ходових коліс кранів, і важко піддається регулюванню.

В обмежниках зі спрямованим або неуважним випромінюванням використовують фотоелектричні, радіоактивні й інші датчики, які контролюють відстань між кранами, що зближаються, при спрямованому випромінюванні по куту відбиття випромінюваного потоку, а при розсіюваному випромінюванні – по інтенсивності відбитого потоку. Обмежник з фотоелектричним датчиком спрямованого випромінювання має оптичну головку із джерелом світла з фотоелектричним перетворювачем, що виконує роль приймача світла. Приймач підключений до системи, що модулює, з мікропроцесорним блоком керування. Головка закріплена на одному із кранів на стійці, з регулюванням по висоті. На іншому крані встановлений відбивач спрямованої дії. Модулятор перетворить світловий потік джерела світла в спрямоване випромінювання із власною частотою 3,9 кГц і додатковий світловий потік тиску із частотою 1,5 кГц.

Наявність двох світлових потоків різної частоти виключає спрацьовування обмежника від сторонніх джерел світла. При зближенні кранів на розрахункову відстань Sα відбитий промінь попадає на фотоелектричний перетворювач, де рівняється з потоком основної частоти. При збігу частот випромінюваного й відбитого потоку спрацьовує реле в схемі сигналізації або керування приводом пересування крана. Ушкодження джерела світла в оптичній головці приводить до автоматичного відключення електродвигуна привода пересування крана. На надійність обмежника з фотоелектричним датчиком істотно впливає забруднення оптичної головки, а також можливість поглинання світлового потоку щільним проміжним середовищем, наприклад, водяними парами, пилом і т. п. Обмежник може не відбивати на дві зони дії, при цьому допускає відстань, що повинна бути між кранами від 2,5 до 30 м. При такому зближенні кранів включається сигнальний пристрій або

знижується швидкість крана, а наприкінці – відключається електродвигун механізму пересування й накладається гальмо.

Обмежник з ультразвуковим радаром містить [2] джерело 2 (рис. 1) ультразвукових коливань, підсилювачі й фільтри, установлені на одному із сусідніх кранів. На іншому крані встановлений відбивач у вигляді сталевого листа 1 розмірами 1,5×1,5 м. Відбитий звуковий потік джерела 2 перетворить електричний сигнал, у той що згладжує, проходить через фільтр, і надходить в електронний блок 3. Блок 3 перетворить сигнал, що надійшов, в імпульси електричного струму, тривалість якого пропорційна відстані між кранами. Виконавче реле в ланцюзі сигналізації включає в кабіні машиніста відповідні лампи 4, які вказують на відстань між кранами, рівну відповідно 3 і 15 м. Якщо в зоні роботи кранів діють сторонні джерела шуму із частотою, близькою до частоти джерела 2, то включення лампи сигнальної 4 відбувається з деяким відбиттям.

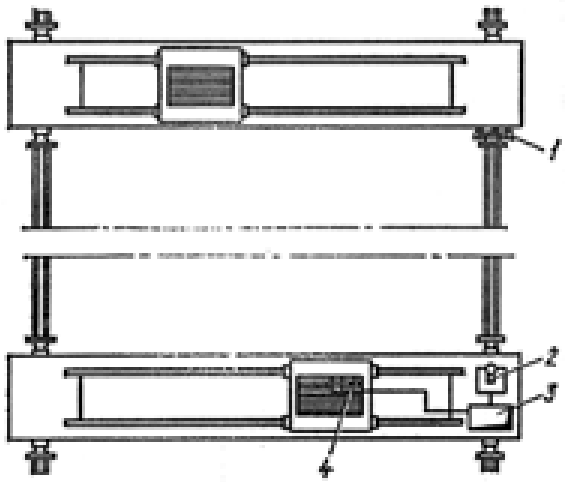


Рисунок 1 - Ультразвуковий обмежник зближення кранів

Відомі випадки застосування обмежників зближення кранів з радіоактивними датчиками [3] спрямованого або розсіюванного випромінювання. Недоліком таких обмежників є складність експлуатації у зв'язку з необхідністю застосування спеціального захисту обслуговуючого персоналу при технічному обслуговуванні.

Буфери призначені для зм'якшення можливого удару вантажопідйомної машини об упори та ін. Вони можуть бути виконані еластичними пружинними, пружинно-фрикційними й гідравлічними. Залежно від місця установки буфери можуть бути рухливими, нерухомими й комбінованими. Рухливі буфери кріплять до кінцевих балок кранових мостів або рами ходових балансирних візків. На вантажних візках кранів рухливі буфери встановлюють на упорах і монтують наприкінці кранового шляху. Комбіновані буфери являють собою рухливі (установлені на крані, що рухається) і нерухомі (установлені жорстко на кранових шляхах) буфера.

На основі проведеного аналізу зроблено висновок, що ефективне підвищення безпеки роботи вантажопідйомних кранів можливе лише за умови комплексного застосування сучасних обмежників зближення у поєднанні з буферними пристроями підвищеної енергоємності. Це дозволяє знизити ймовірність зіткнень, зменшити динамічні навантаження на конструктивні елементи кранів та підвищити загальний рівень безпеки їх експлуатації.

Література

1. Yong Y. P., Lee J., Kim H. Object detection and distance measurement algorithm for crane safety. *Buildings*. 2023. Vol. 13, No. 10. P. 2551. URL: https://doi.org/10.3390/buildings13102551

2. European Committee for Standardization. Cranes — Tower cranes — Anti-collision devices and systems : EN 17076:2020. Brussels : CEN, 2020. 58 p. URL: https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/en-17076-2020

3. European Committee for Standardization. Cranes — Bridge and gantry cranes : EN 15011:2020. Brussels : CEN, 2020. 82 p. URL: https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/en-15011-2020

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БУДІВЕЛЬНОЇ ТА ДОРОЖНЬОЇ ТЕХНІКИ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ МАШИНАМИ ЗІ ШТУЧНИМ ІНТЕЛЕКТОМ

Резніченко Д. М. здобувач
Наукові керівники: доц.. Пімонов І.Г.,
ас. Салій Ю.Л.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сучасна будівельна та дорожня техніка функціонує в умовах змінного навантаження, неоднорідності робочого середовища, температурних впливів, непостійності кваліфікаційних характеристик оператора та нерівномірного зношування вузлів. За традиційного підходу значна частина рішень щодо режимів роботи, діагностування й технічного обслуговування приймається за фіксованими картами регулювання або за фактом виникнення несправності. Така схема обмежує можливість своєчасно враховувати фактичний технічний стан і прогнозувати його зміну.

Актуальним напрямом є перехід від реактивної експлуатації до предиктивної та адаптивної, коли дані датчиків, бортової електроніки, телематики, навігаційних систем і журналів технічного стану об'єднуються в єдиний інформаційний контур. Огляд сучасних досліджень показує, що ШІ в будівельній техніці розвивається за трьома взаємопов'язаними напрямами: prognostics and health management, сприйняття середовища та автоматизація керування [1,2].

Для мобільної техніки важливо також стандартизувати обмін телематичними даними. ISO/TS 15143-3:2020 описує схему передачі даних про стан землерийних і мобільних дорожньо-будівельних машин для аналізу експлуатації та технічного обслуговування; станом на 2026 р. готується нова редакція стандарту ISO/CD TS 15143-3[3,4].

Мета роботи полягає у розробленні науково-методичного підходу до підвищення якості експлуатації будівельних і дорожніх машин шляхом замикання контуру: моніторинг - прогнозування - оптимізація - керування - оцінювання результату на основі алгоритмів ШІ.

Для досягнення мети сформульовано такі завдання:

- сформувати структуру інформаційно-керуючої системи машини з використанням багатоканального сенсорного моніторингу;

- визначити комплексний індекс якості експлуатації машини та критерії його оптимізації;

- сформувати математичну модель адаптивного керування з коригувальним сигналом ШІ;

- розробити підхід до оцінювання ризику відмови та прогнозування технічного обслуговування;

- виконати імітаційне порівняння базової та ШІ-орієнтованої стратегій керування.

Архітектуру запропонованої системи доцільно будувати як багаторівневу систему з локальним контуром керування та верхнім інтелектуальним контуром. На нижньому рівні виконуються стабілізація тиску, швидкості, положення робочого органа та інші швидкодійні функції. На верхньому рівні алгоритми машинного навчання оцінюють стан, прогнозують навантаження та формують адаптивні уставки.

Сенсори - збір даних - попередня обробка - модель стану - прогноз - оптимізатор - контролер - виконавчі механізми.

Як джерела даних можуть використовуватися тиск і температура робочої рідини, температура масла та агрегатів, частота обертання, положення робочих органів, швидкість машини, навантаження двигуна, вібраційні ознаки, координати GNSS, параметри робочого циклу й історія сервісних подій. Інтеграція сенсорів та інтелектуального програмного керування є характерною тенденцією розвитку програмованої гідравліки будівельних машин [2].

Для інтегральної оцінки запропоновано безрозмірний індекс якості експлуатації Q від 0 до 1, який об'єднує декілька нормованих показників.

$$Q = w_1 q_1 + w_2 q_2 + w_3 q_3 + ... \sum w_i = 1 \qquad (1)$$

де q_1 - якість виконання технологічної операції; q_2 - енергоефективність; q_3 - технічна справність; q_4 - безпечність та стабільність роботи; w_i - вагові коефіцієнти.

Для показника точності стеження за заданою траєкторією можна використати нормовану величину:

$$q_1 = \exp\left(\frac{-\tilde{e}}{e_o}\right) \qquad (2)$$

де $\tilde{e}$ - середня абсолютна похибка; e_0 - масштабний коефіцієнт чутливості.

Енергоефективність може визначатися як:

$$q_2 = 1 - \frac{E - E_{\min}}{E_{\max} - E_{\min}}, \qquad (3)$$

де E - фактичні енергетичні витрати на виконання технологічного циклу.

У базовому контурі застосовується модельний регулятор, а ШІ забезпечує корекцію керуючої дії залежно від поточного стану й прогнозу навантаження:

$$u(t) = uo(t) + \Delta u_AI(t), \qquad (4)$$

$$\Delta u_AI(t) = fo\left[x(t), \dot{x}(t), r(t), h(t) \right], \tag{5}$$

де $x(t)$ - вектор параметрів стану машини; $r(t)$ - задана траєкторія; $h(t)$ - контекст експлуатації; f_θ - апроксиматор, параметри якого θ ідентифікуються за даними.

Для навчання моделі доцільно використовувати комбінацію даних нормальної експлуатації та сценаріїв підвищеного навантаження. Під час впровадження критичною є перевірка моделі поза навчальною вибіркою, контроль дрейфу даних і обмеження діапазону керуючих впливів фізичними та безпечними межами.

Для прогнозної експлуатації доцільно формувати оцінку ризику відмови R(t) і залишкового ресурсу RUL. Базова форма оцінки ризику може бути задана логістичною моделлю:

$$R(t) = \frac{1}{1 + \exp\left(-\frac{z(t) - z_o}{s} \right)}, \tag{6}$$

де $z(t)$ - латентний індикатор деградації, отриманий із сенсорних даних; z_0 - поріг переходу до зони підвищеного ризику; s - масштаб параметра.

Після досягнення порогу R система генерує рекомендацію щодо діагностування або планового технічного обслуговування. Машинне навчання широко досліджується для predictive maintenance; систематичний огляд підтверджує різноманітність підходів ML і важливість правильного вибору методу для конкретного типу даних і задачі [5].

Для гідравлічних екскаваторів і спорідненої будівельної техніки вже опубліковано дослідження, де алгоритми машинного навчання застосовуються для predictive maintenance, що підтверджує практичну актуальність такого підходу [7].

Для демонстрації працездатності запропонованої методики сформовано умовний сценарій роботи мобільної машини з циклічним навантаженням. Моделювалося виконання технологічної операції протягом 10 год експлуатації. Порівнювалися базове керування та адаптивна стратегія з коригуванням ШІ.

Наведені нижче дані є результатами числової імітації, а не натурного експерименту. Їх призначення - показати структуру оцінювання і очікуваний характер змін параметрів.

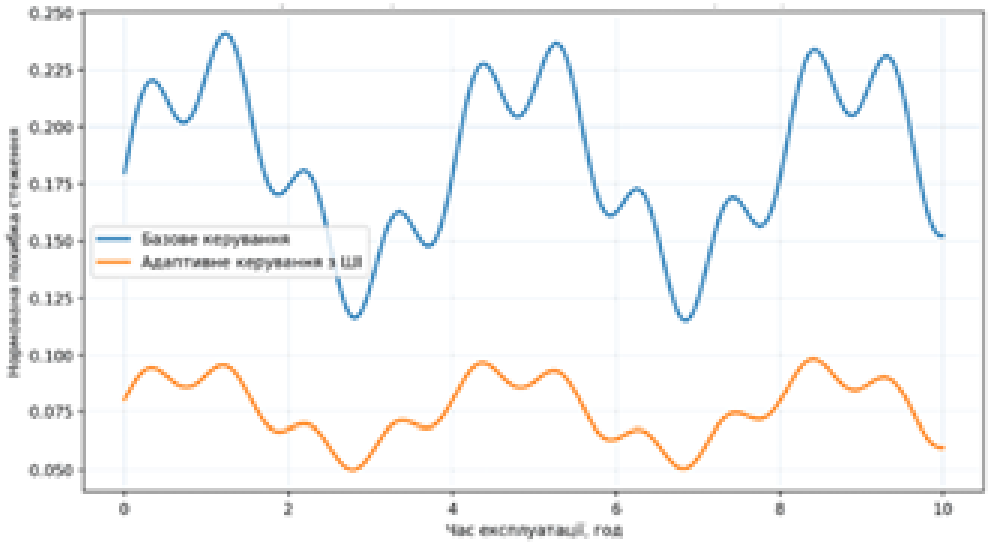


Рисунок 1 – Порівняння похибки стеження за траєкторією

На імітаційній моделі впровадження адаптивної корекції зменшує коливання похибки та наближає керовану координату до заданої траєкторії. В експериментальній роботі цей ефект має бути перевірений за RMSE, MAE, перерегулюванням і часом встановлення.

Модель передбачає зменшення відносних енергетичних витрат через вибір режимів, що краще відповідають фактичному навантаженню. Експериментальна перевірка може виконуватися за питомою витратою пального на кубічний метр переміщеного ґрунту, тонну ущільненого матеріалу або іншу технологічну одиницю.

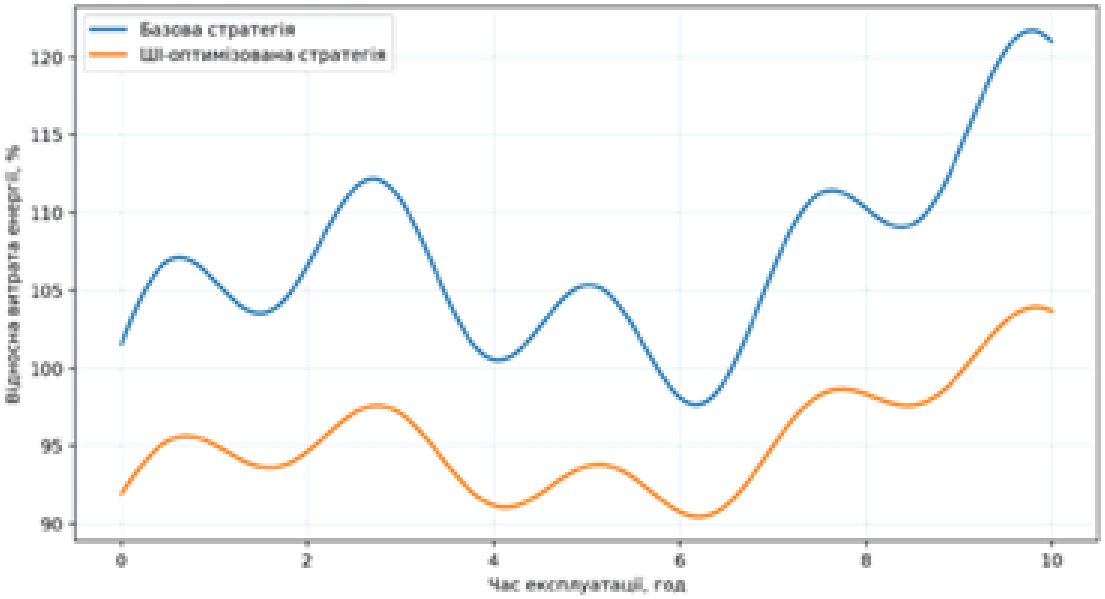


Рисунок 2 – Імітаційна оцінка енергоефективності

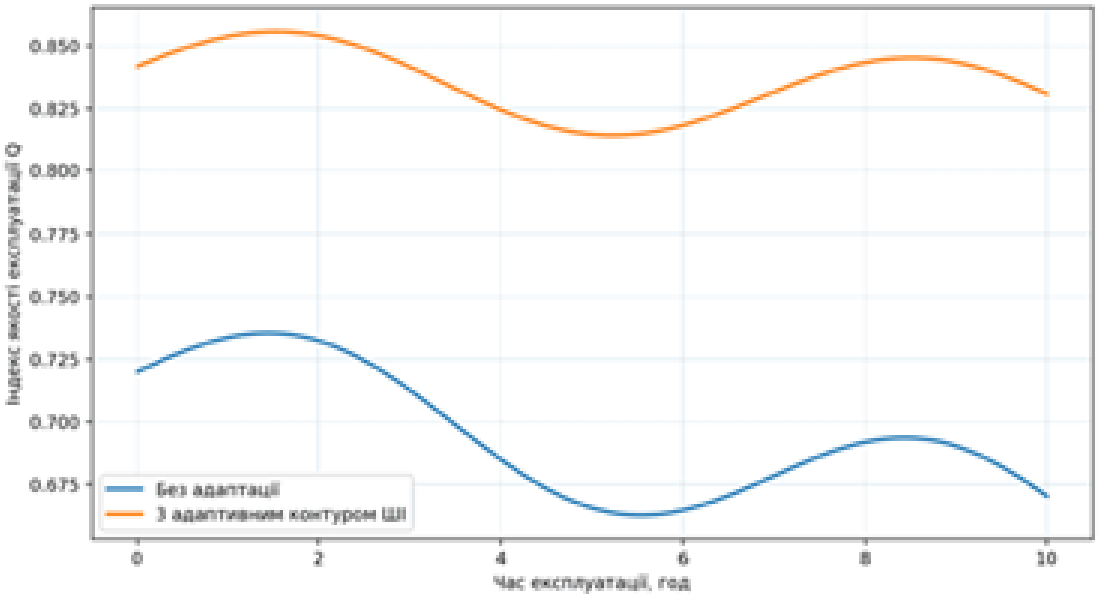


Рисунок 3 – Динаміка комплексного індексу якості експлуатації

Підвищення Q формується не лише за рахунок точності керування. Система отримує виграш від одночасної стабілізації технологічного процесу, зменшення енергетичних втрат і перенесення технічного обслуговування з аварійного сценарію у плановий.

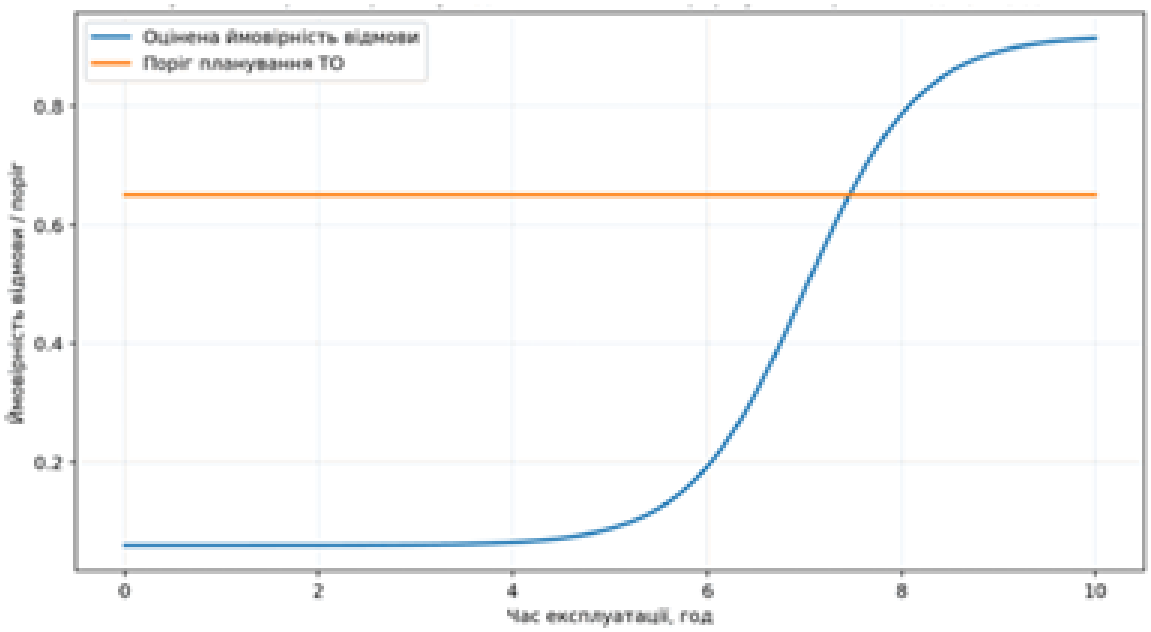


Рисунок 4 – Прогноз ризику відмови та момент формування рекомендації щодо ТО

Таблиця 1 – Комплексна оцінка ефекту (імітаційні дані)

Показник	Базова стратегія	Стратегія з ШІ	Напрям зміни
Середня похибка стеження, ум. од.	0.186	0.077	зменшення
Середній енергетичний індекс, %	107.1	95.4	зменшення
Середній індекс Q	0.695	0.836	збільшення
Формування рекомендації ТО	за регламентом	за прогнозом ризику	адаптація

У табл. 1 узагальнено імітаційні тенденції. Числові величини не слід переносити безпосередньо на конкретну машину: для реальної системи параметри повинні бути ідентифіковані за вимірюваннями, паспортними характеристиками та даними експлуатації.

Запропонована архітектура може бути реалізована на автогрейдері, екскаваторі, навантажувачі, котку або іншій машині шляхом поетапного впровадження.

I рівень - встановлення або інтеграція датчиків тиску, температури, положення, частоти обертання, вібрації та GNSS;

II рівень - бортова обробка, фільтрація, синхронізація та контроль якості даних;

III рівень - цифрова модель стану і прогнозування технічних параметрів;

IV рівень - оптимізація режимів роботи та формування керуючих впливів;

V рівень - телематичний моніторинг, аналітика та планування технічного обслуговування.

Висновки

Підвищення якості експлуатації будівельних і дорожніх машин доцільно розглядати як результат спільної оптимізації точності технологічної операції, енергоефективності, технічної справності та стабільності роботи. Запропоновано структуру інтелектуальної системи управління, у якій алгоритми ШІ виконують оцінювання стану, прогнозування навантаження, адаптивну корекцію керування та підтримку рішень щодо технічного обслуговування. Розроблено математичний опис комплексного індексу якості та адаптивного керуючого сигналу. Модель придатна для подальшої ідентифікації за експериментальними даними конкретних машин. Імітаційні результати демонструють очікувану тенденцію до зменшення похибки стеження, скорочення енергетичних витрат і підвищення інтегрального індексу якості. Для наукового підтвердження ці тенденції потрібні натурні або стендові експерименти.

Перспективним напрямом є створення цифрового двійника будівельної чи дорожньої машини з мультисенсорною діагностикою, прогнозуванням залишкового ресурсу та замкненим адаптивним контуром керування, який може працювати локально на борту машини з передаванням агрегованих даних у хмарну систему управління парком.

Літаратура

1. Liang K., Zhao J., Zhang Z., Guan W., Pan M., Li M. Data-driven AI algorithms for construction machinery. Automation in Construction. 2024. Vol. 167. Article 105648. DOI: 10.1016/j.autcon.2024.105648.

2. Ding R., Zhang J., Xu B., Cheng M. Programmable hydraulic control technique in construction machinery: Status, challenges and countermeasures. Automation in Construction. 2018. Vol. 95. P. 172–192. DOI: 10.1016/j.autcon.2018.08.001.

3. ISO/TS 15143-3:2020. Earth-moving machinery and mobile road construction machinery - Worksite data exchange - Part 3: Telematics data. ISO, 2020.

4. ISO/CD TS 15143-3. Earth-moving machinery and mobile road construction machinery - Worksite data exchange - Part 3: Telematics data. Committee Draft, 2026.

5. Carvalho T. P. et al. A systematic literature review of machine learning methods applied to predictive maintenance. Computers & Industrial Engineering. 2019. Vol. 137. Article 106024. DOI: 10.1016/j.cie.2019.106024.

6. Xi H., Zhang D., Liu X., Hao J., Li Z. et al. Deep Learning Techniques and Attention Mechanisms in Fault Diagnosis and Predictive Maintenance: A Review. International Journal of Computational Intelligence Systems. 2026. Vol. 19. Article 336.

7. Alshboul O., Albtousha F. Integrated machine learning algorithms for predictive maintenance of construction equipment. International Journal of Construction Management. Published online 4 March 2026. DOI: 10.1080/15623599.2026.2636983.