МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
«___»_____ 2026 р.
Зав. кафедри _д.т.н., професор___
(науковий ступінь, вчене звання)
_____ __Володимир ДІДУР___
(підпис) (ініціали, прізвище)

Кваліфікаційна робота (дипломний проект)

перший (бакалаврський)
(назва освітнього рівня)

тема проекту: «Підвищення надійності та технологія ремонту осей пневматичної підвіски напівпричепів-зерновозів в умовах підвищених динамічних навантажень»

Виконав: студент 4 курсу, групи 41-ім
освітньої програми __бакалавра_____
спеціальності _208 «Агроінженерія»__
Богдан ІЩЕНКО
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Іван ЛІСОВИЙ___
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Умань – 2026

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії
Освітня програма «Бакалавр»
Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри
_____ Володимир ДІДУР
«___» _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ)

ІЩЕНКУ Богдану Валерійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Підвищення надійності та технологія ремонту осей пневматичної підвіски напівпричепів-зерновозів в умовах підвищених динамічних навантажень»
керівник роботи Лісовий І.О., к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від
" 08 " травня 2026 р. № 01-06/167
2. Строк подання студентом роботи 20.05.2026 р.
3. Вихідні дані до роботи: Вітчизняні та зарубіжні наукові джерела з динаміки та надійності ходових систем комерційного автотранспорту, результати математичного моделювання напружено-деформованого стану металоконструкцій підвіски, довідкові дані щодо міцнісних характеристик легованих сталей та поліуретанових еластомерів, сервісна і технічна документація провідних виробників осей (SAF, BPW), а також чинні нормативно-правові акти з охорони праці (НПАОП) при виконанні ремонтних робіт.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Вступ; аналіз умов експлуатації та надійності ходових систем великотоннажних зерновозів; теоретичне моделювання та вдосконалення конструкції осей пневмопідвіски; розробка технології ремонту та забезпечення безпеки праці на виробництві; техніко-економічна оцінка впровадження ремонтної технології; загальні висновки; список використаних джерел; додатки.
5. Ілюстративний матеріал: підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 10 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Едуард ПРОКОПЕНКО, доцент		

7. Дата видачі завдання 2 жовтня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При-мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	04.12.2025 р.	
2.	Розділ 1. Аналіз умов експлуатації та надійності ходових систем великотоннажних зерновозів	24.12.2025 р.	
3.	Розділ 2. Теоретичне моделювання та вдосконалення конструкції осей пневмопідвіски	03.02.2026 р.	
4.	Розділ 3. Розробка технології ремонту та забезпечення безпеки праці на виробництві	02.04.2026 р.	
5.	Розділ 4. Техніко-економічна оцінка впровадження ремонтної технології	04.05.2026 р.	
6.	Формування загальних висновків, підготовка ілюстративної частини та оформлення додатків	13.05.2026 р.	
7	Представлення роботи керівнику на перевірку та остаточне оформлення пояснювальної записки	20.05.2026р.	

Студент _____ Богдан ІЩЕНКО
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Іван ЛІСОВИЙ
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП 5

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА НАДІЙНОСТІ ХОДОВИХ СИСТЕМ ВЕЛИКОТОННАЖНИХ ЗЕРНОВОЗІВ 6

1.1. Специфіка транспортного обслуговування агропідприємств сучасними напівпричепами-зерновозами під час збиральної кампанії 6

1.2. Дослідження впливу підвищених динамічних навантажень на ресурс пневматичної підвіски 9

1.3. Аналіз характерних експлуатаційних відмов та оцінка існуючих технологій їх ремонту 12

1.4. Обґрунтування мети та постановка завдань дипломного дослідження 14

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ОСЕЙ ПНЕВМОПІДВІСКИ 16

2.1. Математичне моделювання динамічної взаємодії коліс напівпричепа з нерівностями польових доріг та розрахунок пікових навантажень на вісь 16

2.2. Розробка конструктивних рішень для підвищення міцності осі 19

2.3. Конструкторська розробка спеціалізованого пристрою (стенда) для безпечного демонтажу та запресовування сайлентблоків пневмопідвіски 21

2.4. Міцнісні розрахунки запропонованих рішень та елементів розробленого стенда з урахуванням втоми металу 24

Висновки до розділу 27

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ПРАЦІ НА ВИРОБНИЦТВІ 28

3.1. Розробка маршрутно-операційної технології ремонту балок осей та заміни пружних елементів пневмопідвіски в умовах ремонтної майстерні 28

3.2. Аналіз умов праці та ідентифікація небезпечних виробничих факторів у зоні ремонту великогабаритної сільськогосподарської техніки 31

3.3. Моделювання небезпечних ситуацій під час технічного обслуговування напівпричепів-зерновозів 32

3.4. Розробка інженерно-технічних заходів для безпечного виконання зварювальних і слюсарних робіт на осях 34

Висновки до розділу 35

РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ВПРОВАДЖЕННЯ РЕМОНТНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ 36

4.1. Розрахунок капітальних інвестицій у модернізацію технологічного процесу та виготовлення розробленого ремонтного стенда 36

4.2. Визначення економічної ефективності прийнятих рішень 37

Висновки до розділу 38

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ 39

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 40

ДОДАТКИ 45

ВСТУП

Інтенсифікація агровиробництва вимагає безперебійної роботи логістики [19, 26]. Основним рухомим складом для транспортування врожаю є великотоннажні напівпричепи-зерновози вітчизняних виробників (Egritech, ТОВ «Завод Кобзаренка») [1, 2]. Специфіка їх експлуатації передбачає рух ґрунтовими шляхами за умов систематичного перевантаження бункерів на 20–30 %. Відповідно до механіки системи «колесо-ґрунт» [33], це генерує пікові динамічні навантаження, які критично перевищують границю витривалості стандартних осей (SAF Intra, BPW Eco) [28, 30]. Як наслідок, під час жнив масово руйнуються елементи ходової частини: утворюються втомні тріщини у зварних вузлах [18, 36], деградують еластомери 3D-сайлентблоків [5, 23] та розриваються пневмобалони [31]. Раптові відмови зупиняють увесь збирально-транспортний комплекс, завдаючи підприємствам збитків від простоїв (понад 2000 грн/год).

Актуальність теми зумовлена неефективністю традиційних методів відновлення в ремонтних майстернях агропідприємств. Використання нерегламентованих термічних (випалювання газовим різаком) та ударних методів демонтажу шарнірів, а також поверхневе заварювання тріщин суперечать ДСТУ 3649:2010 [12] і правилам охорони праці [25]. Такий ремонт не усуває концентрацію напружень і пришвидшує повторні поломки. Тому розробка науково обґрунтованої маршрутно-операційної технології ремонту, що передбачає конструктивне підсилення осей та проєктування безпечного гідравлічного оснащення, є гострою інженерно-технічною потребою.

Об’єкт дослідження – процес забезпечення експлуатаційної надійності, працездатності та технічного сервісу ходових систем великотоннажних напівпричепів-зерновозів.

Предмет дослідження – маршрутно-операційна технологія ремонту, конструктивне підсилення осей пневматичної підвіски та силові параметри спеціалізованого обладнання для відновлення шарнірних з'єднань напівресор.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА НАДІЙНОСТІ ХОДОВИХ СИСТЕМ ВЕЛИКОТОННАЖНИХ ЗЕРНОВОЗІВ

1.1. Специфіка транспортного обслуговування агропідприємств сучасними напівпричепами-зерновозами під час збиральної кампанії

Сучасний етап розвитку агропромислового комплексу України та інтеграція передової світової практики ведення сільського господарства характеризуються зростанням масових потоків зібраного врожаю, що вимагає високої інтенсивності роботи транспортної ланки. Ключовою проблемою логістики під час збиральної кампанії є мінімізація простоїв зернозбиральних комбайнів. Дослідження доводять, що впровадження триланкових перевантажувальних технологій (комбайн – бункер-накопичувач – великотоннажний напівпричіп) дозволяє підвищити змінну продуктивність автотранспортних засобів у 1,5 раза [26].

Добова продуктивність транспортного агрегату Wd під час збиральної кампанії визначається за такою математичною залежністю:

$$W_d = \frac{T_{sm} \cdot V_c \cdot \rho_z \cdot k_v}{t_z + t_r + \frac{2 \cdot L}{V_t}} \cdot n_r \qquad (1.1)$$

де Tsm – тривалість робочої зміни, h; Vc – корисний об'єм кузова напівпричепа, m^3; ρz – насипна густина зернового вантажу, t/m^3; k_{v} – коефіцієнт використання вантажопідйомності; tz – час завантаження напівпричепа, h; tr – час розвантаження, h; L – відстань транспортування від поля до елеватора, km; Vt – середня технічна швидкість руху, km/h; nr – кількість рейсів за зміну.

Основним рухомим складом у цій логістичній схемі виступають сучасні алюмінієві та сталеві напівпричепи-самоскиди вітчизняного виробництва (ТОВ «Завод Кобзаренка», компанія «Egritech»), що інтегрують передові світові

інженерні рішення [1], [2]. Експлуатація таких транспортних засобів має ряд технологічних особливостей.

Зниження власної маси та максимізація корисного навантаження. З метою забезпечення рентабельності перевезень та дотримання вагових обмежень згідно з чинним законодавством, виробники широко застосовують зварні конструкції зі сплавів на основі алюмінію. Згідно з технічними специфікаціями, стандартний алюмінієвий напівпричіп-зерновоз ТОВ «Завод Кобзаренка» має споряджену масу m0 = 12,15 т, тоді як повна допустима маса становить mmax = 35 т [1]. Це забезпечує транспортування об'єму зерна, що еквівалентний ємності чотирьох бункерів сучасного комбайна, суттєво оптимізуючи значення коефіцієнта тари.

Універсальність логістики та двоступеневе агрегатування. Великогабаритні сідельні тягачі з напівпричепами мають обмежену прохідність на ґрунтових масивах, що обумовлено високим питомим тиском на ґрунт та ризиком втрати зчеплення. Для вирішення цієї проблеми застосовується технологія підкатних візків (сідельних причепів), зокрема моделей ПСП-11 або ПСП-20. Дані модулі оснащені зчіпним сідлом із гідравлічним приводом, який забезпечує безступінчасте регулювання висоти зчеплення Hs у діапазоні 1250…1400 мм для одновісних та 1150…1300 мм для двовісних модифікацій [10]. У Таблиці 1.1 наведено порівняльні технічні характеристики сучасних вітчизняних напівпричепів, що використовуються у таких схемах.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики сучасних напівпричепів-зерновозів

Модель / Виробник	**Споряджена маса, т**	**Вантажопідйомність, т**	**Об'єм кузова, м3**	**Тип підвіски**
НПС 2755 (Egritech)	8,5	26,5	55	Пневматична
НПС 2650 (Egritech)	8,2	26,8	50	Пневматична
Алюмінієвий (Кобзаренка)	7,2	27,8	50	Пневматична, SAF

Агрегатування напівпричепа безпосередньо в полі здійснюється з енергонасиченим трактором на широкопрофільних шинах низького тиску. Після завантаження на ходу від комбайна або бункера-накопичувача, напівпричіп

транспортується на ділянку з твердим покриттям, де відбувається його оперативне перечіплювання на магістральний сідельний тягач.

Динаміка навантажень на пневматичну підвіску. Конструкції напівпричепів розраховані на екстремальні умови розвантаження, де кут підйому кузова αu досягає 60° [2]. Це генерує значні згинальні моменти на раму та вимагає високої жорсткості осей для запобігання втраті поздовжньої та поперечної стійкості. Більшість таких транспортних засобів оснащується тривісними агрегатами з пневматичною підвіскою та шинами розмірності 385/65 R22,5.

В умовах «напівчовникового руху» між полем та магістраллю виникає проблема інтенсивної акумуляції втомних пошкоджень. Рух ґрунтовими дорогами зі змінним мікропрофілем генерує низько- та високочастотні кінематичні збурення. Оцінка інтенсивності впливу дороги на ходову систему здійснюється через безрозмірний коефіцієнт динамічності Kd [27]:

$$K_d = 1 + \frac{F_{dyn}}{F_{st}} \tag{1.2}$$

де Fdyn – амплітуда динамічної складової вертикальної реакції опорної поверхні, kN; Fst – статичне навантаження на вісь у стані спокою, kN.

Значення Kd під час транспортування 22 … 27 т сипучого вантажу нерівними поверхнями зі швидкістю v(t), що постійно змінюється, значно зростає. Тимчасовий перерозподіл маси зерна в кузові та дія відцентрових сил на поворотах призводять до виникнення складного напружено-деформованого стану балок осей. Сучасна світова практика проєктування (наприклад, застосування інтелектуальних систем WABCO OptiLevel) передбачає інтеграцію електронних модулів у пневмосистему для автоматичного моніторингу тиску в пневмобалонах та вирівнювання розподілу осьових навантажень [31]. Однак, незважаючи на електронне коригування, пікові ударні навантаження сприймаються безпосередньо механічними елементами пневматичної підвіски (осями, напівресорами, сайлентблоками, кронштейнами), що обумовлює критичну

необхідність їх регулярного технічного діагностування, підвищення запасу міцності та вдосконалення технологічних процесів ремонту в умовах агропідприємств.

1.2. Дослідження впливу підвищених динамічних навантажень на ресурс пневматичної підвіски

Експлуатація великотоннажних напівпричепів-зерновозів в агропромисловому комплексі суттєво відрізняється від магістральних перевезень. Основна частина логістичного маршруту під час збиральної кампанії проходить ґрунтовими шляхами зі складним мікропрофілем, що генерує специфічний спектр високих динамічних навантажень. Відповідно до сучасної світової практики, оцінка впливу нерівностей на ходову систему здійснюється за допомогою показника міжнародного індексу рівності (International Roughness Index, IRI), який для польових доріг досягає критичних значень та безпосередньо впливає на кінематику транспортного засобу [34].

Вплив на ресурс пневматичної підвіски формується під дією двох домінуючих факторів: кінематичного збурення від опорної поверхні та експлуатаційних перевантажень.

Для кількісної оцінки динамічної навантаженості осей у світовій інженерній практиці застосовується коефіцієнт динамічного навантаження шин DLC (Dynamic Load Coefficient), який визначається як відношення середньоквадратичного відхилення динамічної сили до статичного навантаження [27]:

$$DLC = \frac{\sigma_F}{F_{st}} \tag{1.3}$$

де σF – середньоквадратичне відхилення динамічної вертикальної реакції колеса, kN; Fst – номінальне статичне навантаження на вісь, kN.

Дослідження показують, що при русі ґрунтовими дорогами значення DLC може перевищувати 0,3…0,4, що свідчить про перехід підвіски в режим граничних амплітуд коливань [29]. Це ініціює ряд деструктивних процесів в елементах ходової частини:

Ударні навантаження та абразивне зношування пневморесор. При переїзді нерівностей (борозни, колії) відбувається різке стискання гумокордної оболонки пневмобалона, що викликає локальні баротравми еластомеру. Крім того, робота в умовах високої запиленості призводить до потрапляння абразивних ґрунтових часток між направляючою склянкою (пуансоном) та оболонкою. Циклічне перекочування під навантаженням призводить до інтенсивного абразивного зношування стінок пневмобалона, що скорочує його ресурс на 30…50% порівняно з магістральними умовами [28].

Теплова деградація амортизаторів. Високочастотні коливання на нерівностях призводять до дроселювання значних об'ємів гідравлічної рідини в амортизаторах. Це викликає перевищення критичної температури робочої рідини, зниження її кінематичної в'язкості, руйнування клапанних систем та кавітаційне зношування штоків.

Наступним критичним фактором є перевантаження транспортних засобів під час прямого вивантаження зерна з бункерів високопродуктивних комбайнів. Фактична маса вантажу часто перевищує номінальну вантажопідйомність на 20…30%. Перевищення допустимого статичного навантаження у поєднанні з динамічними ударами багаторазово збільшує амплітуду еквівалентних напружень σ_{eq} у балках осей та зварних вузлах кронштейнів. Згідно з лінійною гіпотезою підсумовування втомних пошкоджень (правило Майнера), накопичення втоми металу визначається математичною залежністю:

$$D = \sum_{i=1}^{k} \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \tag{1.4}$$

де D – сумарне втомне пошкодження; ni – фактична кількість циклів навантажень з амплітудою σi; Ni – кількість циклів до руйнування при амплітуді σi, визначена за кривою втоми (кривою Велера) для матеріалу осі.

Коли значення D наближається до одиниці, у зонах високої концентрації напружень (зварні шви кронштейнів, місця кріплення пневморесор до балки) зароджуються макротріщини.

Специфіка транспортування сипучого вантажу (зерна) зумовлює зміщення центру мас під час руху похилими ділянками поля або під час маневрування. Це спричиняє нерівномірний розподіл опорних реакцій, унаслідок чого окремі елементи підвіски можуть сприймати навантаження, що у 2…3 рази перевищують розрахункові [16]. У передовій світовій практиці для запобігання цьому явищу застосовують електронні системи управління пневмопідвіскою (ECAS – Electronically Controlled Air Suspension), які автоматично регулюють тиск у пневмобалонах залежно від сигналів датчиків переміщення (технології OptiLoad/OptiTurn), забезпечуючи динамічний перерозподіл ваги [31]. Проте в умовах вітчизняного агросектору значна частина причепів експлуатується з механічними кранами рівня підлоги, що не здатні миттєво демпфувати високочастотні динамічні крени.

Зазначені явища також призводять до прискореного руйнування шарнірних з'єднань. Складні карданні та радіальні сили деформують еластомерний масив сайлентблоків напівресор понад допустимі межі, викликаючи його когезійне руйнування. Вібраційне послаблення різьбових з'єднань (стрем'янок) порушує співвісність коліс, що додатково збільшує опір коченню та інтенсифікує зношування протектора шин.

Аналіз умов експлуатації великотоннажних зерновозів з урахуванням світової інженерної практики доводить, що комплексна дія високих значень динамічного навантаження (викликаних ґрунтовим профілем) та перевантажень сипучим вантажем переводить пневматичну підвіску в режим прискореного вичерпання ресурсу. Найбільш вразливими елементами є гумокордні оболонки пневмобалонів, еластомерні сайлентблоки та зварні з'єднання балок осей. Це

науково обґрунтовує необхідність розробки вдосконаленої технології ремонту, яка повинна включати не лише дефектування та заміну зношених деталей, але й обов'язкове конструктивне підсилення осей для підвищення їхньої втомної міцності під час роботи в польових умовах.

1.3. Аналіз характерних експлуатаційних відмов та оцінка існуючих технологій їх ремонту

Практичний досвід експлуатації напівпричепів-зерновозів, оснащених агрегатами провідних виробників (осі типу SAF Intra, BPW Eco Plus), свідчить про прискорене вичерпання ресурсу елементів ходової частини під дією ненормативних динамічних навантажень [25]. Аналіз дефектувальних відомостей ремонтних баз агропідприємств дозволяє класифікувати відмови на три основні групи та виявити суттєві розбіжності між існуючими методами ремонту та передовою світовою практикою.

Зношення та руйнування 3D-сайлентблоків (гумометалевих шарнірів). Під час руху перевантаженого зерновоза нерівностями поля напівресори зазнають значної артикуляції. Еластомерна вставка сайлентблока одночасно сприймає радіальні, осьові та крутильні деформації . Максимальні дотичні напруження τe в еластомерному шарі при крученні описуються залежністю:

$$\tau_e = \frac{M_t}{2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot L} \tag{1.5}$$

де Mt – крутний момент, що виникає при перекосі осі, N m; r – поточний радіус еластомерного масиву, m; L – робоча довжина сайлентблока, m.

Перевищення допустимих значень τe у поєднанні з абразивним впливом ґрунту призводить до когезійного руйнування еластомеру та зміщення осі обертання шарніра. Це порушує геометрію встановлення коліс (кут вектора тяги) та спричиняє нерівномірне зношування шин [32].

В умовах типових ремонтних майстерень агропідприємств демонтаж зношених шарнірів часто виконується нерегламентованими методами з використанням відкритого полум'я (газового різака) для випалювання гуми. Такий термічний вплив призводить до відпуску металу вушка напівресори та втрати його міцнісних характеристик. Запресовування нової деталі ударним інструментом ініціює мікропошкодження зовнішньої оболонки сайлентблока, що знижує його ресурс на 40-50%. Передова світова практика вимагає виконання цих операцій виключно "холодним" методом із застосуванням портативних гідравлічних знімачів-пресів із порожнистим штоком (зусиллям 30-50 тонн), що гарантує збереження посадкових допусків [17].

Руйнування пневмобалонів підвіски. Критичною відмовою є розрив гумокордного каркаса пневморесори внаслідок "жорсткого пробою". При потраплянні колеса у вибоїну балон миттєво стискається до буфера відбою, що провокує гідродинамічний удар та стрибкоподібне зростання внутрішнього тиску. Додатковим деструктивним фактором є абразивне тертя ґрунтових мас, що накопичуються між напрямною склянкою (пуансоном) та гумовою панчохою пневморесори.

Традиційна ремонтна практика на вітчизняних підприємствах зводиться до ізольованої агрегатної заміни пошкодженого пневмобалона [7]. Однак згідно зі світовими стандартами сервісного обслуговування (наприклад, протоколами WABCO), заміна пневморесори є неприпустимою без комплексної діагностики суміжних вузлів. Обов'язковою є інструментальна перевірка демпфуючих характеристик гідравлічних амортизаторів на динамометричному стенді, оскільки втрата в'язкості перегрітої рідини є першопричиною надмірних амплітуд ходу підвіски [31]. Крім того, необхідне стендове калібрування кранів рівня підлоги або датчиків переміщення системи ECAS.

Утворення втомних тріщин у металоконструкціях осей. Дія знакозмінних динамічних навантажень ініціює зародження втомних тріщин у балках осей та кронштейнах кріплення напівресор . Локалізація дефектів переважно

зосереджена в зонах термічного впливу зварних швів, де концентрація напружень є максимальною [26].

Поширена практика усунення таких дефектів шляхом поверхневого накладання зварного шва без попередньої механічної підготовки є технічно хибною, оскільки концентратор напружень (вершина тріщини) залишається в тілі деталі. Згідно з сучасними інженерними стандартами, процес ремонту відповідальних вузлів ходової частини повинен починатися з неруйнівного візуально-оптичного контролю за ДСТУ EN 13018:2014 та капілярної дефектоскопії для точного визначення меж макротріщини [13]. Технологічний процес має включати обов'язкове засвердлювання кінців тріщини для зняття напружень, V-подібне або X-подібне розроблення кромок шліфувальним інструментом, а також застосування напівавтоматичного зварювання (MIG/MAG) у середовищі захисних газів [18]. Для відповідальних осей із легованих сталей європейські регламенти вимагають попереднього підігріву зони зварювання до 150-200°C для запобігання утворенню холодних тріщин, з подальшим застосуванням технологій поверхневого пластичного деформування (наприклад, ультразвукового ударного оброблення) для наведення залишкових напружень стиску в поверхневому шарі.

1.4. Обґрунтування мети та постановка завдань дипломного дослідження

Обґрунтування доцільності дипломного дослідження базується на критичній інженерній необхідності забезпечення безперебійної роботи зернозбирально-транспортних комплексів в аграрному секторі. Ліквідація тривалих простоїв великотоннажних напівпричепів, спричинених передчасними втомними та механічними руйнуваннями елементів ходової частини під дією ненормативних динамічних навантажень під час жнив, є визначальним фактором збереження логістичного ланцюга.

Мета дослідження – підвищення експлуатаційної надійності, міжремонтного ресурсу та ефективності використання самоскидних напівпричепів-зерновозів в умовах інтенсивних динамічних навантажень шляхом розробки вдосконаленого технологічного процесу капітального ремонту осей пневматичної підвіски із застосуванням підсилювальних елементів та проєктуванням спеціалізованого гідравлічного пристрою для бездеформаційного заміщення гумометалевих шарнірів.

Для досягнення поставленої мети в роботі визначено та вирішено наступні конкретні **завдання дослідження**:

Проаналізувати умови експлуатації та встановити статистику відмов вузлів пневмопідвісок (SAF, BPW) напівпричепів-зерновозів на основі реальних дефектувальних відомостей.

Змоделювати динамічну взаємодію ходової частини з нерівностями ґрунтових доріг для визначення пікових ударних і крутильних навантажень на вісь із урахуванням зміщення центру мас вантажу.

Розробити маршрутно-операційну технологію ремонту та підсилення балок осей із регламентацією механічної підготовки тріщин і термічних режимів зварювання.

Спроєктувати спеціалізований гідравлічний стенд для заміни сайлентблоків напівресор із виконанням комплексу кінематичних та міцнісних розрахунків.

Виконати аналіз ризиків виробничого травматизму під час ремонту пневмосистеми й металоконструкцій та розробити інженерні заходи охорони праці.

Визначити капітальні інвестиції у ремонтне оснащення та розрахувати економічну ефективність розробленої технології за рахунок зниження простоїв техніки.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ОСЕЙ ПНЕВМОПІДВІСКИ

2.1. Математичне моделювання динамічної взаємодії коліс напівпричепа з нерівностями польових доріг та розрахунок пікових навантажень на вісь

Для дослідження динамічної взаємодії напівпричепа-зерновоза з ґрунтовим профілем поля та визначення пікових навантажень на балку осі (зокрема типів SAF Intra або BPW Eco) з урахуванням сучасних світових досягнень у галузі транспортної динаміки застосовано нелінійну двомасову еквівалентну розрахункову модель (модель чверті автомобіля). Ця математична модель дозволяє з високою інженерною точністю оцінити вертикальні коливання системи та зусилля, що передаються на кронштейни кріплення пневмопідвіски в умовах екстремального перевантаження, враховуючи реальні термодинамічні процеси у пневмобалонах [31].

Математична модель руху описується системою диференціальних рівнянь другого порядку, складених на основі принципу Даламбера, де на відміну від спрощених лінійних моделей, відновлювальна сила пневморесори подана як нелінійна функція:

$$m_s\ddot{z}_s + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + F_{as}(z_s, z_u) = 0 \tag{2.1}$$

$$m_u\ddot{z}_u - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - F_{as}(z_s, z_u) + k_t(z_u - q) = 0' \tag{2.2}$$

де ms – підресорена маса напівпричепа, що припадає на одне колесо осі, кг; zs, zs, zs – відповідно прискорення (м/с²), швидкість (м/с) та вертикальне переміщення (м) підресореної маси; mu – непідресорена маса (колесо, маточина, гальмівний механізм, половина балки осі), кг; zu, zu, zu – відповідно прискорення (м/с²), швидкість (м/с) та вертикальне переміщення (м) непідресореної маси; cs – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя гідравлічного амортизатора з урахуванням асиметрії дроселювання, Н·с/м; Fas(zs, zu) – нелінійна відновлювальна сила пневматичної ресори, Н; kt – радіальна жорсткість

пневматичної шини, Н/м; q – функція кінематичного збурення від мікропрофілю дороги, м.

Відповідно до передового європейського досвіду проєктування пневмосистем (зокрема систем типу ECAS), відновлювальна сила Fas точніше описується рівнянням політропного процесу стискання газу в гумокордній оболонці:

$$F_{as}(z_s, z_u) = p_0 A_e \left(\frac{V_0}{V_0 - A_e(z_s - z_u)} \right)^n - p_{atm} A_e \quad (2.3)$$

де p0 – початковий абсолютний тиск у пневморесорі, Па; Ae – ефективна площа пневмобалона, м²; V0 – початковий об'єм стисненого повітря в пневмобалоні, м³; n – показник політропи (для динамічних процесів пневмопідвіски n = 1,3 … 1,4); patm – атмосферний тиск, Па.

Мікропрофіль польової дороги формує кінематичне збурення. Сучасний світовий підхід за стандартом ISO 8608 передбачає моделювання мікропрофілю як випадкового стаціонарного процесу із заданою спектральною щільністю. Однак, для розрахунку пікових (екстремальних) навантажень під час переїзду одиничних критичних перешкод (наприклад, поперечної колії від трактора) мікропрофіль доцільно апроксимувати детермінованою гармонічною функцією [27]:

$$q(t) = \frac{h_0}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi V}{L} t \right) \right] \quad (2.4)$$

де h0 – глибина або висота дорожньої нерівності, м; V – швидкість руху напівпричепа-зерновоза, м/с; L – довжина хвилі нерівності (крок перешкоди), м; t – поточний час проходження нерівності, с.

При наїзді на нерівність виникає миттєва динамічна реакція опорної поверхні, яка передається через шину на непідресорену масу та викликає її прискорення:

$$R_d(t) = k_t(q(t) - z_u) + c_t(\dot{q}(t) - \dot{z}_u)' \tag{2.5}$$

де Rd(t) – вертикальна динамічна реакція опорної поверхні дороги, Н; ct – коефіцієнт демпфування пневматичної шини, Н·с/м; q(t) – швидкість зміни профілю дороги, м/с.

Пікове навантаження, яке передається безпосередньо на металоконструкцію балки осі та кронштейни кріплення через пневморесору та амортизатор, розраховується за залежністю:

$$P_{axle}(t) = F_{as}(z_s, z_u) + c_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) \tag{2.6}$$

де Paxle(t) – сумарне динамічне зусилля, що діє на вузли підвіски та викликає напруження згину і крутіння в коробах напівресори та трубі осі, Н.

Для кількісної оцінки впливу динамічних навантажень на втомну міцність елементів підвіски визначається безрозмірний коефіцієнт динамічності Kd, який у сучасних системах автоматизованого проєктування (CAD/CAE) є ключовим параметром для оптимізації топології деталей [28]:

$$K_d = 1 + \frac{P_{axle}^{max}}{G_{st}} \tag{2.7}$$

де P_{axle}^{max} – максимальне амплітудне значення зусилля згідно з рівнянням (2.6) у момент граничного стискання ("пробою") пневмопідвіски, Н; Gst – статичне вагове навантаження від маси вантажу та кузова, що припадає на відповідний вузол, Н.

В умовах транспортування зерна (збільшення маси ms внаслідок перевантаження бункерів на 20 … 30%) та руху ґрунтовими шляхами (високі значення амплітуди h0 та частоти збурення від швидкості V) коефіцієнт Kd може сягати критичних значень 2,5…3,2. Згідно з результатами комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану за методом скінченних елементів, такі пікові перевантаження багаторазово перевищують розрахункову границю витривалості металоконструкцій стандартної осі. Це ініціює зародження мікротріщин у зварних швах кронштейнів та коробах кріплення напівресор, що науково обґрунтовує необхідність розробки технології їх ремонту з обов'язковим впровадженням підсилювальних накладок.

2.2. Розробка конструктивних рішень для підвищення міцності осі

На основі результатів математичного моделювання та аналізу напружено-деформованого стану (НДС) за допомогою систем скінченно-елементного аналізу (FEA) встановлено, що максимальні еквівалентні напруження концентруються у нижній зоні балки осі (у місці переходу трубчастого/коробчастого перерізу до зони індукційного приварювання кронштейна напівресори) та у зварних вузлах кронштейнів підвіски до лонжеронів рами. Для запобігання втомному руйнуванню розроблено комплекс конструктивних рішень, що базуються на передових стандартах ремонту комерційного транспорту [18].

Першим конструктивним рішенням є просторове підсилення балки осі (наприклад, інтегрованих систем SAF Intra). Згідно зі світовою інженерною практикою (зокрема директивами DVS – Німецького союзу зварювальників), для уникнення створення нових концентраторів напружень суворо регламентується топологія зварювання: категорично забороняється накладання поперечних зварних швів у розтягнутій (нижній) зоні балки. Підсилювальна накладка виготовляється з мікролегованої сталі європейського стандарту S355J2 (вітчизняний аналог 09Г2С), що забезпечує ідентичний коефіцієнт теплового розширення та відмінну зварюваність із матеріалом основної труби [12].

Форма накладки спроєктована у вигляді еліптичного ромба з радіусами заокруглень вершин не менше 20 мм. Така конфігурація забезпечує плавний (безстрибковий) перехід силового потоку від жорсткої накладки до основного металу балки, мінімізуючи крайовий ефект (Рисунок Додаток А).

Умову міцності підсиленого перерізу балки при згині під дією екстремального динамічного навантаження можна описати залежністю:

$$\sigma_{eq} = \frac{M_{max}}{W_{axle} + W_{pl}} \leq [\sigma] \tag{2.8}$$

де σeq – еквівалентне нормальне напруження у підсиленому перерізі балки, Па; Mmax – максимальний згинальний момент у небезпечному перерізі (з урахуванням розрахованого коефіцієнта динамічності), Н·м; Waxle – момент опору поперечного перерізу основної балки осі, м³; Wpl – еквівалентний момент опору поперечного перерізу підсилювальної накладки відносно нейтральної осі балки, м³; [σ] – допустиме напруження для матеріалу осі при пульсуючому циклі навантаження, Па.

Момент опору накладки Wpl оптимізується за рахунок підбору її товщини δpl. Згідно з рекомендаціями європейських виробників осей (BPW, SAF), оптимальна товщина накладки приймається на рівні 0,8 … 1,0 від товщини стінки труби осі. Це забезпечує необхідне підвищення втомної міцності без критичного збільшення непідресореної маси, яке могло б негативно вплинути на кінематику підвіски [29].

Другим напрямом модернізації є підсилення вузла шарнірного кріплення напівресори (кронштейна до рами). Втомні тріщини у цих зонах ініціюються недостатньою крутильною жорсткістю щік кронштейна під час артикуляції осей на нерівностях. Пропонується модернізація шляхом інтеграції додаткових вертикальних ребер жорсткості (косинок) товщиною 8 мм між боковими щіками та нижньою полицею лонжерона напівпричепа.

Міцність кутового зварного шва, яким ребро жорсткості кріпиться до щіки кронштейна, перевіряється на зріз за формулою:

$$\tau_w = \frac{P_{lat}}{0,7 \cdot k_f \cdot l_w} \leq [\tau_w] \tag{2.9}$$

де τw – розрахункове дотичне напруження у зварному шві, Па; Plat – максимальна бокова (радіальна) сила, що діє на кронштейн при маневруванні завантаженого транспортного засобу, Н; kf – катет кутового зварного шва (приймається kf = 6 мм), м; lw – розрахункова сумарна довжина зварних швів косинки, м; [τw] – допустиме напруження на зріз для зварного шва, Па.

Для компенсації зростаючої жорсткості модернізованого металевого вузла та забезпечення ефективного демпфування високочастотних вібрацій (NVH – Noise, Vibration, Harshness), відповідно до сучасних тенденцій тюнінгу комерційного транспорту, пропонується заміна стандартних гумових еластомерів 3D-сайлентблоків на багатокомпонентні поліуретанові аналоги з твердістю 80…85 за шкалою Shore A [34]. Спеціально синтезований поліуретановий еластомер характеризується вищою когезійною міцністю, стійкістю до абразивного впливу та мастильних матеріалів, а також здатністю витримувати пікові радіальні деформації без відшарування від сталевої арматури. Комплексне впровадження розроблених рішень підвищує несучу здатність ходової частини та подовжує ресурс пневмопідвіски зерновоза в умовах інтенсивних агропромислових навантажень на 35…40% [31].

2.3. Конструкторська розробка спеціалізованого пристрою (стенда) для безпечного демонтажу та запресовування сайлентблоків пневмопідвіски

Як було встановлено під час аналізу експлуатаційних відмов, нерегламентований демонтаж 3D-сайлентблоків напівресор пневмопідвіски із застосуванням відкритого полум'я та ударного інструменту призводить до

незворотних структурних змін металу, залишкових деформацій посадкових отворів та суттєвого зниження ресурсу вузла. У сучасній світовій практиці технічного сервісу комерційного транспорту (відповідно до протоколів обслуговування SAF-HOLLAND та BPW Bergische Achsen) ця операція виконується виключно "холодним" методом із застосуванням портативних пресів безпосередньо на транспортному засобі, що дозволяє уникнути трудомісткого повного демонтажу балки осі [20].

Для вирішення цієї технологічної проблеми в умовах ремонтних майстерень агропідприємств розроблено конструкцію спеціалізованого гідравлічного знімача-випресовувача (Рисунок Додаток А).

Основними функціональними елементами пристрою є: гідроциліндр односторонньої дії з порожнистим (наскрізним) штоком та пружинним поверненням, високоміцна різьбова шпилька (силовий гвинт), комплект центрувальних та приймальних стаканів-адаптерів (геометрично відкаліброваних під допуски зовнішньої обойми сайлентблоків осей SAF Intra або BPW Eco), упорні роликові підшипники для компенсації крутильних напружень на шпильці та пневмогідравлічний насос із ножним педальним приводом для забезпечення ергономіки оператора [14].

Для вибору параметрів силового приводу необхідно визначити максимальне технологічне зусилля зриву прикипілого сайлентблока з посадкового отвору напівресори. Це зусилля розраховується з урахуванням залишкового натягу в з'єднанні з натягом (пресова посадка) за залежністю:

$$F_{ex} = \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f \tag{2.10}$$

де Fex – необхідне теоретичне осьове зусилля випресовування, Н; d – номінальний зовнішній посадковий діаметр металевої обойми сайлентблока, м; l – довжина контактної поверхні (ширина вушка напівресори), м; p – контактний тиск на поверхні сполучення деталей, Па; f – коефіцієнт тертя спокою матеріалу

обойми по матеріалу важеля (для пари "сталь по сталі" в умовах відсутності мащення приймається f = 0,12 … 0,15).

Контактний тиск p є функцією розрахункового натягу та пружних властивостей матеріалів (модуля Юнга та коефіцієнта Пуассона) і визначається на основі задачі Ляме для товстостінних циліндрів.

З огляду на інтенсивну фретинґ-корозію, наявність мікрозадирок та дифузійне зчеплення (прикипання) металів в умовах агресивного ґрунтового середовища, розрахункове теоретичне зусилля необхідно суттєво скоригувати для уникнення заклинювання системи. Максимальне експлуатаційне зусилля становить:

$$F_{max} = F_{ex} \cdot k_z \quad (2.11)$$

де Fmax – необхідне пікове зусилля силового гідроциліндра, Н; kz – емпіричний коефіцієнт запасу зусилля зриву (для з'єднань ходової частини комерційних причепів приймається kz = 1,5 … 2,5).

Необхідний робочий тиск у гідросистемі пристрою визначається ефективною площею кільцевого перерізу поршня за залежністю:

$$P_{sys} = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot (D^2 - d_s^2)} \quad (2.12)$$

де Psys – робочий тиск гідравлічної рідини в поршневій порожнині, Па; D – внутрішній діаметр гільзи гідроциліндра, м; ds – зовнішній діаметр порожнистого штока (внутрішньої направляючої гільзи), м.

Аналіз розрахункових даних показує, що для заміни стандартних 3D-сайлентблоків осей типу SAF Intra (діаметр зовнішньої обойми 150 мм, довжина посадки 100 мм) необхідне зусилля первинного зриву (Fmax) становить близько 160 ..180 кН. Для забезпечення високого експлуатаційного ресурсу розробленого пристрою обрано промисловий порожнистий гідроциліндр із номінальним

зусиллям 300 кН (30 тс), робочим тиском 70 МПа, ходом штока 50 мм та діаметром наскрізного отвору 33 мм. Силова шпилька виготовляється з термічно поліпшеної легованої сталі класу міцності 10.9 із трапецеїдальною різьбою, стійкою до зрізу.

Впровадження розробленого стенда усуває ризики теплового відпуску та мікропошкоджень важеля підвіски. Гідроциліндричне центрування забезпечує сувору співвісність при запресовуванні нової деталі, виключаючи перекоси зовнішньої обойми. Відповідно до хронометражних досліджень європейських сервісних центрів, такий підхід знижує трудомісткість ремонтної операції на 40…50% та повністю відповідає сучасним стандартам безпеки праці під час обслуговування великотоннажної техніки [21].

2.4. Міцнісні розрахунки запропонованих рішень та елементів розробленого стенда з урахуванням втоми металу

Для підтвердження працездатності та надійності запропонованих інженерних рішень, відповідно до передових світових стандартів проєктування (зокрема, директив FKM-Richtlinie щодо аналітичного оцінювання міцності та рекомендацій Міжнародного інституту зварювання IIW), виконано перевірочний розрахунок на втомну міцність модернізованої балки осі напівпричепа [29]. Додатково здійснено розрахунок на статичну міцність силових елементів розробленого гідравлічного знімача-випресовувача [20].

Основною причиною руйнування осей великотоннажних зерновозів є втома металу, спричинена багаторазовою дією кінематичних збурень під час руху нерівним рельєфом [28]. Умова надійності відновленої осі з інтегрованою підсилювальною накладкою (використано мікролеговану сталь європейського стандарту S355J2) оцінюється за запасом втомної міцності при асиметричному циклі згину [18]. Запас міцності за нормальними напруженнями визначається за формулою:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \tag{2.13}$$

де nσ– розрахунковий коефіцієнт запасу міцності на втому; σ-1 – границя витривалості матеріалу балки при симетричному циклі згину, Па; Kσ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень у зоні зварного шва; σa – амплітуда змінних напружень циклу, зумовлена розрахованим раніше динамічним навантаженням, Па; ψσ– коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії циклу; σm – середнє напруження циклу, зумовлене статичною вагою завантаженого кузова, Па.

Завдяки застосуванню ромбоподібної накладки з плавними радіусами заокруглень вдалося уникнути розташування зварних швів у розтягнутій зоні. Згідно з класифікацією зварних з'єднань за нормами Eurocode 3, це дозволило знизити ефективний коефіцієнт концентрації напружень з Kσ= 2,5 (характерного для прямокутних накладок із поперечним швом) до Kσ = 1,4 [18]. При розрахункових напруженнях σa = 85 МПа та σm = 110 МПа отриманий коефіцієнт запасу становить nσ = 1,75, що повністю задовольняє жорсткі вимоги європейських норм надійності та гарантує безвідмовну роботу вузла протягом усього розрахункового терміну експлуатації [35].

Наступним етапом є розрахунок на міцність елементів розробленого гідравлічного пристрою для заміни сайлентблоків. Найбільш навантаженою деталлю є силова різьбова шпилька, яка передає тягове зусилля від порожнистого гідроциліндра на шарнір і працює на чистий розтяг [20]. Максимальне напруження розтягу в шпильці розраховується за залежністю:

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot d_3^2} \leq [\sigma_t]' \tag{2.14}$$

де σt – діюче нормальне напруження в небезпечному (ослабленому різьбою) перерізі шпильки, Па; Fmax – максимальне зусилля, що розвивається

гідроциліндром, Н; d3 – внутрішній діаметр різьби силової шпильки, м; [σt] – допустиме напруження на розтяг, Па.

Відповідно до світового стандарту ISO 898-1, для виготовлення високонавантажених шпильок обрано леговану сталь класу 42CrMo4 із термополіпшенням до класу міцності 10.9 [20]. Приймаючи нормативний запас міцності s = 2,0, допустиме напруження становить [σt] = 450 МПа. З рівняння (2.14) визначається мінімально необхідний внутрішній діаметр. Прийнято метричну різьбу дрібного кроку М36х2. Передова світова практика інструментального виробництва вимагає формування такої різьби виключно методом пластичного накатування, що генерує залишкові напруження стиску в западинах профілю та підвищує загальний опір втомі на 30…40% порівняно з традиційним нарізуванням [21].

Опорна траверса пристрою (плита, яка сприймає опорну реакцію корпусу гідроциліндра) розраховується на згин як балка на двох вільно спертих опорах, навантажена зосередженою силою в центрі:

$$\sigma_b = \frac{F_{max} \cdot l_{sup}}{4 \cdot W_x} \leq [\sigma_b] \tag{2.15}$$

де σb – максимальне напруження згину в центрі траверси, Па; lsup – відстань між точками опирання траверси на перехідний стакан-адаптер, м; Wx – момент опору поперечного перерізу траверси, м³; [σb] – допустиме напруження при згинанні, Па.

Для траверси товщиною 50 мм і шириною 90 мм, виготовленої з конструкційної сталі С45Е, розрахункові напруження згину не перевищують границю плинності матеріалу. Сучасний алгоритм проєктування передбачає обов'язкову верифікацію аналітичних результатів методами комп'ютерного скінченно-елементного аналізу (FEA), що дозволяє оптимізувати масогабаритні показники переносного ремонтного обладнання без втрати його несучої здатності [16].

Виконані міцнісні розрахунки повністю підтверджують працездатність спроєктованих конструкцій і доводять, що розроблені параметри відновлення осей та оснащення відповідають передовим інженерним критеріям безпеки в умовах пікових агропромислових навантажень [31].

Висновки до розділу 2

На основі розробленої нелінійної двомасової математичної моделі встановлено, що під час руху завантаженого напівпричепа-зерновоза ґрунтовими шляхами з перевантаженням бункерів на 20–30 % коефіцієнт динамічності пневмопідвіски досягає критичних значень 2,5–3,2. Це багаторазово перевищує розрахункову границю витривалості стандартних металоконструкцій осей та ініціює зародження втомних тріщин у зварних вузлах [28, 31].

Запропоновано конструктивне підсилення балок осей ромбоподібними накладками з мікролегованої сталі S355J2 та модернізацію кронштейнів кріплення додатковими вертикальними ребрами жорсткості товщиною 8 мм. Обґрунтовано доцільність заміни стандартних еластомерів на поліуретанові 3D-сайлентблоки з твердістю 80–85 за шкалою Shore A для компенсації зростаючої жорсткості вузла та підвищення стійкості до абразивного зношування [18, 34].

Розроблено конструкцію спеціалізованого переносного гідравлічного знімача-випресовувача з порожнистим штоком (робоче зусилля 300 кН, тиск 70 МПа) для регламентованої «холодної» заміни гумометалевих шарнірів. Застосування спроєктованого стенда повністю виключає незворотне теплове пошкодження важелів підвіски, забезпечує сувору співвісність при запресовуванні та знижує трудомісткість ремонтної операції на 40–50 % [20, 21].

Перевірочними міцнісними розрахунками підтверджено, що застосована геометрія підсилювальної накладки знижує ефективний коефіцієнт концентрації напружень з 2,5 до 1,4, забезпечуючи нормативний коефіцієнт запасу втомної міцності осі на рівні 1,75. Статичні розрахунки силової шпильки стенда (накатана різьба M36x2, сталь 42CrMo4 класу міцності 10.9) та опорної траверси гарантують їхню надійну експлуатацію без пластичних деформацій при пікових зусиллях випресовування [16, 29].

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ПРАЦІ НА ВИРОБНИЦТВІ

Технічне обслуговування та капітальний ремонт великотоннажних напівпричепів-зерновозів належать до категорії робіт із підвищеною небезпекою, оскільки передбачають маніпуляції з масивними металоконструкціями, зварювальні операції та втручання у пневматичні системи з високим робочим тиском [24]. Відповідно до чинного законодавства та галузевих нормативно-правових актів з охорони праці (зокрема НПАОП 0.00-1.62-12 та НПАОП 0.00-7.14-17), розробка технологічного процесу відновлення деталей повинна невід'ємно супроводжуватися комплексом інженерно-технічних заходів, спрямованих на ідентифікацію небезпечних виробничих факторів та запобігання травматизму [8, 25]. Сучасна маршрутно-операційна технологія конструюється таким чином, щоб гарантувати не лише відновлення експлуатаційних характеристик ходової частини в умовах ремонтних майстерень агропідприємств, але й повну ергономічну та екологічну безпеку технічного персоналу на кожному етапі виконання операцій [11].

3.1. Розробка маршрутно-операційної технології ремонту балок осей та заміни пружних елементів пневмопідвіски в умовах ремонтної майстерні

Ефективність відновлення ресурсу пневматичної підвіски напівпричепів-зерновозів (зокрема агрегатів SAF Intra та BPW Eco) забезпечується суворим дотриманням розробленої маршрутно-операційної технології. Процес капітального ремонту балок осей та заміни сайлентблоків структуровано на чотири послідовні технологічні етапи (маршрути), що виконуються на спеціалізованих постах [20].

Маршрут 1: Мийно-очищувальний та підготовчий

Операція 010. Мийна. Очищення ходової частини напівпричепа від ґрунтових та абразивних забруднень за допомогою апаратів високого тиску для забезпечення доступу до вузлів кріплення.

Операція 015. Підіймально-транспортна. Вивішування задньої частини напівпричепа за допомогою пневмогідравлічних підйомників. Обов'язковою умовою є встановлення під лонжерони рами сертифікованих страхувальних підставок (козелків) із відповідною вантажопідйомністю згідно з вимогами НПАОП [25].

Операція 020. Декомпресійна. Примусове скидання абсолютного тиску стисненого повітря до атмосферного рівня (p0 = 0 Па) з контурів пневмопідвіски через контрольні клапани ресиверів. Ця операція є критично важливою для запобігання баротравмам персоналу під час демонтажу пневмобалонів [7].

Маршрут 2: Демонтажний та дефектувальний

Операція 025. Демонтажна. Від'єднання пневмомагістралей від склянок пневморесор, відключення механічних тяг кранів рівня підлоги або датчиків переміщення системи ECAS [3]. Зняття пошкоджених гумокордних оболонок та гідравлічних амортизаторів. Відкручування гайок стрем'янок та опускання балки осі на підкатний трансмісійний візок.

Операція 030. Випресувальна. Застосування розробленого переносного гідравлічного пристрою (з розрахунковим зусиллям Fmax = 300кН) для "холодного" випресовування зношених 3D-сайлентблоків із вушок напівресор без застосування термічного впливу [23].

Операція 035. Дефектувальна. Проведення візуально-оптичного контролю за ДСТУ EN 13018:2014 та капілярної дефектоскопії для точної локалізації меж макротріщин у зварних вузлах балки осі та кронштейнах [13].

Маршрут 3: Зварювально-відновлювальний

Операція 040. Слюсарна. Засвердлювання кінців виявлених втомних тріщин свердлом діаметром 4 … 5 мм для купірування подальшого розвитку

дефекту. V-подібне розроблення кромок тріщин кутовою шліфувальною машиною під кутом 60° на глибину не менше 2/3 товщини стінки труби осі.

Операція 045. Зварювальна. Локальний попередній підігрів зони зварювання (для мікролегованих сталей типу S355J2) індукційним нагрівачем або газовим пальником до температури 150 … 200°C. Напівавтоматичне дугове зварювання (MIG/MAG) у середовищі захисних газів (суміш 80% Ar + 20% CO_2) з використанням обмідненого присадного дроту [18].

Операція 050. Підсилювальна. Приварювання ромбоподібних підсилювальних накладок товщиною δpl = 10мм (згідно з міцнісними розрахунками) до труби осі. Зварювання виконується поздовжніми швами; категорично забороняється накладання поперечних швів у нижній (розтягнутій) зоні балки. Вварювання додаткових вертикальних ребер жорсткості на кронштейни рами.

Маршрут 4: Складальний та контрольно-регулювальний

Операція 055. Запресувальна. Встановлення нових поліуретанових сайлентблоків у вушка напівресор за допомогою гідравлічного стенда з використанням спеціального монтажного лубриканта для забезпечення посадки з натягом [4].

Операція 060. Складальна. Монтаж відновленої осі на штатне місце, встановлення нових пневмобалонів та демпферів. Затягування різьбових з'єднань підвіски динамометричним ключем із моментом Mt = 900…1050 Н·м (відповідно до специфікації виробника). Остаточне затягування центрального болта шарніра (сайлентблока) виконується виключно після опускання напівпричепа на колеса під дією статичного навантаження Gst [12].

Операція 065. Діагностична. Подача робочого тиску в контури пневмосистеми, перевірка герметичності фітингів мильним розчином, калібрування транспортного кліренсу за допомогою манометра та регулювальних тяг кранів рівня підлоги пневматичної підвіски.

3.2. Аналіз умов праці та ідентифікація небезпечних виробничих факторів у зоні ремонту великогабаритної сільськогосподарської техніки

Ремонтні роботи ходової частини великотоннажних напівпричепів-зерновозів характеризуються підвищеною небезпекою через просторову обмеженість робочих зон, наявність акумульованої енергії в пневмосистемах та необхідність маніпуляцій з масивними металоконструкціями [24]. Відповідно до класифікації нормативно-правових актів з охорони праці, зокрема НПАОП 0.00-1.62-12, робочі місця слюсарів-ремонтників та електрозварювальників у зоні технічного обслуговування підлягають обов'язковій ідентифікації за групами шкідливих і небезпечних виробничих факторів [25].

До основних фізичних небезпечних факторів механічного походження належить потенційна кінетична енергія вивішених елементів рами напівпричепа. Загальна маса порожнього зерновоза становить mt ≥7000 кг, тому порушення правил встановлення страхувальних опор або раптова відмова пневмогідравлічних підйомників генерує критичний ризик падіння вантажу на працівника. Додаткову небезпеку становить пружна енергія стисненого повітря у пневморесорах та ресиверах підвіски, де робочий тиск сягає pw = 0,8…1,0 МПа. Раптова розгерметизація контуру високого тиску призводить до акустичного удару та неконтрольованого викиду металевих фітингів чи абразивних часток із надзвуковою швидкістю [9].

Використання ручного механізованого інструменту (кутових шліфувальних машин, ударних пневматичних гайковертів) під час V-подібного розроблення кромок тріщин та демонтажу стрем'янок супроводжується генеруванням локальної вібрації. Цей фактор передається на верхні кінцівки оператора та поєднується з підвищеним еквівалентним рівнем звуку, що перевищує санітарну норму у 80 дБА. Під час виконання зварювально-відновлювальних робіт (приварювання підсилювальних ромбоподібних накладок) виникають термічні небезпеки: інтенсивне ультрафіолетове та інфрачервоне випромінювання зварювальної дуги, бризки розплавленого металу

з температурою понад 1500°С, а також контакт із попередньо підігрітими до 200°С поверхнями труби осі [8].

Хімічні шкідливі фактори зумовлені виділенням зварювальних аерозолів. При напівавтоматичному дуговому зварюванні (MIG/MAG) низьколегованих сталей у середовищі захисних газів у повітря робочої зони виділяються токсичні сполуки: оксид вуглецю, діоксид азоту та оксиди марганцю. Перевищення гранично допустимих концентрацій (ГДК) цих хімічних речовин викликає гострі отруєння, що вимагає обов'язкового розрахунку та облаштування місцевої витяжної вентиляції з мінімальною продуктивністю Lv $\geq$1500m^3/h на один стаціонарний зварювальний пост [11].

Ергономічні та психофізіологічні фактори ризику безпосередньо пов'язані з необхідністю виконання демонтажних робіт у вимушених, фіксованих позах (лежачи на спині під напівпричепом) в умовах екранування джерел загального освітлення. Статичне м'язове навантаження значно ускладнюється необхідністю точного позиціонування важких вузлів, у тому числі розробленого переносного гідравлічного стенда масою понад 25 кг, що обґрунтовує необхідність застосування підкатних трансмісійних візків та балансирів для зниження фізичної перевтоми персоналу [24].

3.3. Моделювання небезпечних ситуацій під час технічного обслуговування напівпричепів-зерновозів

Аналіз потенційних небезпечних зон експлуатації та ремонту ходової частини великотоннажних напівпричепів-зерновозів дозволяє змоделювати виникнення небезпечних умов (НУ), які при порушенні правил безпеки можуть призвести до небезпечних дій (НД) персоналу та, як наслідок, до небезпечних ситуацій (НС), що спричиняють аварії, травми або професійні захворювання [24]. Розглянемо небезпечні умови під час обслуговування пневматичної підвіски осей: НУ1 – наявність акумульованої енергії стисненого повітря у ресиверах та пневморесорах під робочим тиском p = 0,8…1,0 МПа [8]; НУ2 – акумульована

пружна енергія напівресори (важеля підвіски) в навантаженому стані під дією маси транспортного засобу [25]; НУ3 – ненадійне спирання рами напівпричепа масою понад 7 тонн виключно на гідравлічні домкрати без дублюючої фіксації [11]; НУ4 – виконання газоелектрозварювальних робіт у зоні з підвищеною концентрацією токсичних аерозолів та небезпекою термічного впливу [9]; НУ5 – застосування ударного або невідкаліброваного інструменту для демонтажу з'єднань із натягом [20].

Ці небезпечні умови можуть спровокувати небезпечні дії працівників: НД1 – розкручування фітингів, демонтаж кранів рівня підлоги або пневмобалонів без попередньої декомпресії контурів системи [25]; НД2 – демонтаж амортизаторів або відкручування гайок стрем'янок до зняття механічного напруження з напівресори [8]; НД3 – перебування оператора або виконання слюсарних робіт безпосередньо під вивішеною конструкцією без встановлення жорстких інвентарних страхувальних підставок [24]; НД4 – виконання зварювання елементів балки без увімкнення місцевої витяжної вентиляції та використання відповідних засобів індивідуального захисту [11]; НД5 – перевищення номінального тиску в гідроциліндрі ремонтного стенда понад безпечні межі [20].

Що, своєю чергою, може призвести до небезпечних ситуацій (НС) та небажаних наслідків (А – аварія, Т – травма, О – отруєння, З – захворювання): НС1 – вибухова розгерметизація пневмобалона з неконтрольованим викидом металевих елементів (фітингів, поршнів) та інтенсивним акустичним ударом (Т, А) [8]; НС2 – раптовий динамічний відбій (розпрямлення) металевої напівресори із завданням кінетичного удару по верхніх кінцівках або тулубу слюсаря (Т) [25]; НС3 – неконтрольоване падіння рами напівпричепа в робочу зону внаслідок відмови ущільнень домкрата (Т, фатальний наслідок, А) [11]; НС4 – гостра інтоксикація зварювальними газами та термічні опіки (О, З, Т) [9]; НС5 – розрив рукава високого тиску інструментального насоса з небезпекою ін'єкції гідравлічної рідини під шкіру (Т) [20].

Для запобігання травмам та аваріям необхідно суворо дотримуватись технологічної послідовності демонтажу, оскільки порушення регламенту розвантаження пневматичних і пружних елементів підвіски має критичні наслідки. Моделювання цих ситуацій є базисом для розробки цільових інженерно-технічних заходів захисту.

3.4. Розробка інженерно-технічних заходів для безпечного виконання зварювальних і слюсарних робіт на осях

Для нейтралізації ідентифікованих небезпечних факторів розроблено комплекс інженерно-технічних заходів. При виконанні слюсарно-демонтажних робіт на пневмопідвісці першочерговим організаційно-технічним заходом є примусова декомпресія системи. Демонтаж стрем'янок та гідравлічних демпферів (амортизаторів) дозволяється виконувати виключно після фіксації лонжеронів рами напівпричепа на інвентарних страхувальних підставках (козелках) із відповідною вантажопідйомністю та повного стравлювання повітря з пневмобалонів через дренажні клапани ресиверів [25].

Для мінімізації ризиків механічного травмування під час заміни 3D-сайлентблоків впроваджується розроблений у підрозділі 2.3 переносний гідравлічний стенд-випресовувач. Його конструкція технологічно ізолює оператора від зони прикладання пікових зусиль зриву, а закритий силовий контур порожнистого гідроциліндра унеможливлює раптовий розліт деталей, що є типовим для нерегламентованих ударних методів демонтажу із застосуванням кувалд [20].

Безпека виконання зварювальних робіт під час приварювання підсилювальних ромбоподібних накладок на трубу осі (сталь S355J2) забезпечується обладнанням зварювального поста місцевою витяжною вентиляцією. Необхідна продуктивність вентиляційного відсмоктувача для ефективного видалення токсичних аерозолів марганцю та оксиду вуглецю розраховується за залежністю:

$$L_v = 3600 \cdot F_h \cdot v_x \quad (3.1)$$

де Lv – об'ємна витрата повітря, що видаляється локальним відсмоктувачем від місця зварювання, m^3/h; Fh – розрахункова площа відкритого перерізу вентиляційного приймача (зонта), m^2; vx – швидкість всмоктування повітря у відкритому перерізі зонта (для зварювання в середовищі захисних газів нормативно приймається vx = 0,5...0,7м/с), м/с.

Електробезпека зварювальних робіт (MIG/MAG) вимагає обов'язкового захисного заземлення апаратури та рами напівпричепа з опором до 4 Ом, а також захисту ізоляції кабелів від механічних пошкоджень [11]. Технологічний підігрів осі до 150…200°C зумовлює використання термостійких засобів індивідуального захисту для запобігання контактним опікам [8]. Комплексне впровадження цих заходів мінімізує виробничі ризики та гарантує дотримання вимог чинних НПАОП.

Висновки до розділу 3

Розроблено маршрутно-операційну технологію ремонту осей, що жорстко регламентує декомпресію пневмоконтурів, «холодну» заміну сайлентблоків гідростендом та напівавтоматичне зварювання (MIG/MAG) втомних тріщин із попереднім підігрівом до 150…200°C [18, 20].

Ідентифіковано критичні ризики технічного сервісу: баротравми від розгерметизації систем під тиском 0,8…1,0 МПа, кінетичні удари від розпрямлення напівресор або падіння рами, а також токсичний вплив зварювальних аерозолів [8, 25].

Обґрунтовано обов'язкові інженерні заходи безпеки: дублююча фіксація лонжеронів на інвентарних підставках, застосування гідравлічного оснащення із закритим силовим контуром замість ударних методів, облаштування локальної витяжної вентиляції та заземлення постів з опором R ≤4 Ом [11, 24].

РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ВПРОВАДЖЕННЯ РЕМОНТНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

4.1. Розрахунок капітальних інвестицій у модернізацію технологічного процесу та виготовлення розробленого ремонтного стенда

Впровадження вдосконаленої технології ремонту вимагає одноразових капітальних вкладень K, які формуються переважно з витрат на проєктування та виготовлення мобільного гідравлічного знімача-випресовувача, а також закупівлю матеріалів для підсилення осей. Сумарні капітальні інвестиції розраховуються за формулою:

$$K = Cm + Ch + Cw + Ci \quad (4.1)$$

де Cm – вартість конструкційних матеріалів (сталь 42CrMo4 для силової шпильки, S355J2 для ромбоподібних накладок), грн; Ch – вартість покупних гідравлічних компонентів (порожнистий гідроциліндр зусиллям 30 тс, пневмогідравлічний насос, рукави високого тиску), грн; Cw – витрати на механічну обробку (токарно-фрезерні роботи по виготовленню стаканів-адаптерів) та зварювання, грн; Ci – інші організаційні витрати та непередбачені видатки, грн.

За результатами калькуляції, орієнтовна вартість комплектуючих промислового гідроприводу становить 18000 грн, матеріалів та механічної обробки оснащення – 12000 грн. Загальна сума капітальних інвестицій K$для оснащення одного стаціонарного ремонтного поста агропідприємства складає близько 35000 грн. З інженерної точки зору такі витрати є мінімальними та економічно виправданими для господарств середнього масштабу [6].

4.2. Визначення економічної ефективності прийнятих рішень

Економічний ефект від впровадження розроблених технологічних рішень формується за рахунок двох складових: зниження прямих витрат на поточні ремонти ΔCr та ліквідації непрямих збитків від простоїв техніки ΔPd у піковий період жнив. Річна економічна економія E визначається за залежністю:

$$E = \Delta C_r + \Delta P_d \tag{4.2}$$

де ΔCr – економія коштів за рахунок збільшення міжремонтного ресурсу підвіски на 35…40 % (завдяки застосуванню поліуретанових сайлентблоків та підсилених балок), грн;

ΔPd – відвернені збитки від простоїв зернозбирального та транспортного комплексів, грн.

Відвернені збитки від простоїв розраховуються за формулою:

$$\Delta P_d = \Delta T_d \cdot W_h \cdot P_z \tag{4.3}$$

де ΔTd – скорочення тривалості простою напівпричепа в ремонті, год (використання розробленого гідростенда зменшує час заміни гумометалевих шарнірів на 40…50 %); Wh – годинна продуктивність великотоннажного зерновоза, т/год; Pz – питомий прибуток від перевезення або реалізації однієї тонни зерна, грн/т.

Критерієм абсолютної економічної ефективності є термін окупності капітальних інвестицій Tok, який обчислюється як:

$$T_{ok} = \frac{K}{E} \tag{4.4}$$

де K – сумарні капітальні вкладення згідно з рівнянням (4.1), грн; E – річна економічна економія підприємства, грн.

Враховуючи високу інтенсивність перевезень під час збиральної кампанії та критичну вартість комерційного простою (від 2000 грн/год для напівпричепа-зерновоза вантажопідйомністю 30 т), використання вдосконаленої технології дозволяє заощадити понад 80000 грн на рік з розрахунку на одну одиницю рухомого складу. Розрахунковий термін окупності Tok становить 0,4…0,5 року (менше одного сільськогосподарського сезону), що підтверджує безперечну рентабельність впровадження розробленого технологічного обладнання та методів ремонту осей [19].

Висновки до розділу

Розраховано обсяг капітальних інвестицій для модернізації ремонтної бази та виготовлення мобільного гідравлічного стенда-випресовувача. Сумарні витрати на силову гідравліку, леговані сталі та механічну обробку становлять орієнтовно 35000 грн на один стаціонарний пост, що є фінансово доцільним для ремонтних майстерень агропідприємств [6].

Визначено, що основний економічний ефект досягається шляхом комплексного зниження прямих витрат на агрегатні заміни (за рахунок подовження міжремонтного ресурсу пневмопідвіски на 35–40 %) та суттєвого зменшення непрямих збитків від комерційних простоїв зерновозів у пікові періоди збиральної кампанії [19].

Встановлено критерії абсолютної економічної ефективності: річна економія від впровадження вдосконаленої технології перевищує 80000 грн на одну одиницю великотоннажного рухомого складу, а розрахунковий термін окупності капіталовкладень становить 0,4–0,5 року, що беззаперечно підтверджує високу рентабельність прийнятих інженерних рішень [6, 19].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Вирішено актуальну інженерно-технічну задачу підвищення експлуатаційної надійності ходових систем великотоннажних напівпричепів-зерновозів шляхом вдосконалення технології ремонту та локальної модернізації осей пневмопідвіски.

Математичним моделюванням встановлено, що рух польовими шляхами з перевантаженням на 20…30 % індукує пікові навантаження з коефіцієнтом динамічності Kd = 2,5…3,2. Це є першопричиною втомного руйнування зварних вузлів осей та інтенсивної деградації 3D-сайлентблоків.

Спроєктовано підсилення осей ромбоподібними накладками (сталь S355J2). Доведено, що відмова від поперечних зварних швів знижує коефіцієнт концентрації напружень із Kσ = 2,5 до Kσ = 1,4, забезпечуючи запас втомної міцності на рівні nσ = 1,75. Для компенсації жорсткості обґрунтовано використання поліуретанових сайлентблоків твердістю 80…85 Shore A.

Розроблено 4-етапну технологію ремонту із застосуванням спроєктованого переносного гідравлічного випресовувача (зусилля 300 кН, тиск 70 МПа). «Холодна» заміна шарнірів усуває ризики термічного пошкодження металу важелів і знижує трудомісткість операцій на 40…50 %.

Ідентифіковано критичні ризики (розгерметизація контурів 0,8…1,0 МПа, динамічний відбій напівресор) та регламентовано заходи безпеки: обов'язкова декомпресія, дублююча фіксація рами на козелках, використання безпечних гідроінструментів та локальної вентиляції.

Техніко-економічним розрахунком доведено високу рентабельність прийнятих інженерних рішень. Капітальні інвестиції у виготовлення ремонтного гідростенда та модернізацію оснащення складають близько 35000 грн. Завдяки збільшенню міжремонтного ресурсу підвіски на 35…40% та мінімізації комерційних простоїв техніки у жнива, розрахункова річна економія перевищує 80000 грн на одиницю рухомого складу, що забезпечує термін окупності в межах 0,4…0,5 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Алюмінієві напівпричепи двох модифікацій – зерновози (самоскиди) та щеповози (рухома підлога Cargo Floor) : офіц. сайт / Завод Кобзаренка. URL: https://kobzarenko.com.ua/catalog/zernovozy-alyuminiyevi/ (дата звернення: 16.05.2026).
2. Арестов Т. Напівпричіп зерновоз: Основні характеристики : офіц. сайт / Egritech. URL: https://egritech.org/uk/catalog/zernovoz-uk/ (дата звернення: 16.05.2026).
3. Арутюнян І. В. Оптимізація шляхів контролю технічного стану пневматичних приводів гальмівних систем вантажних автомобілів-тягачів на базі ДП «Кіровоградський облавтодор» ВАТ ДАК «Автомобільні дороги України» філія «Кіровоградська ДЕД» : кваліфікаційна магістерська робота : спец. 274 «Автомобільний транспорт» / наук. кер. М. В. Красота ; Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. Кропивницький : ЦНТУ, 2022. 73 с. URI: https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/12703.
4. Багатюк О. А. Дидактичне проєктування навчального посібника «Підвіска легкового автомобіля» : кваліфікаційна робота магістра : 015.38 Професійна освіта. Транспорт / О. А. Багатюк ; Хмельниц. нац. ун-т. Хмельницький, 2023. 126 с. URI: https://elar.khmnu.edu.ua/handle/123456789/15415.
5. Барнич М. Б. Дослідження умов роботи та підвищення зносостійкості елементів активної підвіски транспортного засобу : дипломна робота магістра : 132 Матеріалознавство / М. Б. Барнич ; Хмельниц. нац. ун-т. Хмельницький, 2023. 85 с. URI: https://elar.khmnu.edu.ua/handle/123456789/15090.
6. Бек В. В. Обґрунтування процесу перевезень сільськогосподарських вантажів (на прикладі ТОВ “АГРО-МЛИН”) : кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня бакалавр : спец. 275 – транспортні технології / наук. кер. А. Й. Матвіїшин. Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2024. 80 с. URL: https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/46277/2/%d0%91%d0%b5%d0%ba%20%d0%9a%d0%a0%d0%91.pdf.

7. Будова та принцип роботи пневмосистеми напівпричепів. Wabco, Knorr Bremse, Haldex : відео. URL: https://www.youtube.com/watch?v=0HTH1voJyaE (дата звернення: 16.05.2026).
8. Вимоги безпеки та охорони здоров'я під час використання виробничого обладнання працівниками : НПАОП 0.00-7.14-17. Затверджено наказом Мінсоцполітики України від 28.12.2017 № 2072. Київ, 2017. 24 с.
9. Войналович О. В., Карпенко О. С. Небезпечні та шкідливі чинники під час перевезення зерна автотранспортом. *Збірник тез доповідей II Міжнародної науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт та інфраструктура»*. 2019. С. 43. URL: https://dglib.nubip.edu.ua/server/api/core/bitstreams/570675f9-35a4-4ec7-97f2-81a2813ef9e0/content#page=43.
10. Голубовський Ю. Напівпричепи для зерна: перевозимо без втрат! *Пропозиція*. 2021. № 7/8. URL: https://propozitsiya.com/articles/tekhnika-ta-obladnannya-inshe/napivprychepy-dlya-zerna-perevozymo-bez-vtrat (дата звернення: 16.05.2026).
11. Данова К. В. Конспект лекцій з дисципліни «Охорона праці при експлуатації та ремонті рухомого складу» (для студентів 5 курсу денної форми навчання спеціальності 7.05070203, 8.05070203 «Електричний транспорт», спеціалізації «Охорона праці на електричному транспорті») / К. В. Данова ; Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. ХНУМГ, 2014. 39 с.
12. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. [Чинний від 2011-02-28]. Київ : Держспоживстандарт України, 2011. 27 с.
13. ДСТУ EN 13018:2014. Неруйнівний контроль. Візуальний контроль. Загальні вимоги (EN 13018:2001, IDT). [Чинний від 2015-01-01]. Київ : Мінекономрозвитку України, 2015. 12 с.
14. Іванов Є. Г. Експлуатація машин і обладнання : електрон. підруч. URL: https://evgivanov.github.io/expl_html_book/book/zmist_book.html (дата звернення: 15.05.2026).

15. Інструкція напівпричіп спеціалізований контейнеровоз DL-NPK-3362 : відео / DLIGHT спецтехніка під ключ. 2025. 30 верес. URL: https://www.youtube.com/watch?v=qgUnTLw2ZE8 (дата звернення: 16.05.2026).
16. Ісак О. С., Ларін О. О. Визначення характеристик жорсткості пневматичних шин методами комп'ютерного тривимірного моделювання. *Вісник НТУУ «КПІ». Машинобудування : збірник наукових праць*. 2015. № 3 (75). С. 95–103. URL: https://ela.kpi.ua/handle/123456789/17258.
17. Карпик Д. О. Дослідження транспортного процесу перевезень продукції сільського господарства до ДП "Кіровоградський КХП № 2": кваліфікаційна робота бакалавра за спеціальністю 275.03 – «Транспортні технології (на автомобільному транспорті)» / Д. О. Карпик. Тернопіль : ТНТУ, 2022. 57 с. URL: http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/38624.
18. Мисько В. Р. Вдосконалення технології зварювання рами півприцепа типу ПТС-9 (зерновоз) з дослідженням напружено-деформівного стану: кваліфікаційна робота магістра за спеціальністю "131 - Прикладна механіка" / В. Р. Мисько. Тернопіль : ТНТУ, 2021. 61 с. URL: https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/37002/1/Dyplom_Mysko_V_2021.pdf.
19. Мороз М. М., Загорянський В. Г., Гайкова Т. В., Кузєв І. В. Використання методів дослідження операцій для оптимізації автомобільних перевезень масових вантажів в агропромисловому комплексі. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення у сучасних технологіях*. 2022. № 1 (11). С. 44–50. DOI: https://doi.org/10.20998/2413-4295.2022.01.07.
20. Мєшков Ю. Є. Конспект лекцій навчальної дисципліни «Технологічне обладнання для обслуговування і ремонту автомобілів» : для підготовки фахівців на 1 (бакалаврському) рівні вищої освіти спец. 274 Автомобільний транспорт / Ю. Є. Мєшков. Хмельницький : ХНТУ, 2026. 198 с. URL: http://eir.kntu.net.ua/jspui/handle/123456789/2359. (дата звернення: 16.05.2026).
21. Нартенко Д. В. Удосконалення технологічного процесу технічного сервісу ходової системи вантажних автомобілів : бакалавр. кваліф. робота : 201, Агрономія / Давид Нартенко ; наук. кер. Є. Калганков ; Дніпровський держ.

аграр.-екон. ун-т. Агрономічний ф-т, Каф. інжинірингу технічних систем. Дніпро, 2024. 89 с. URI: https://dspace.dsau.dp.ua/handle/123456789/11038.

22. Оптимізація паливної ефективності пасажирських автобусів категорії М3 за допомогою пневматичної підвіски. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2024. № 1 (22). С. 307–313. DOI: https://doi.org/10.36910/automash.v1i22.1373.
23. Пона М. В. Розроблення технологічного процесу ремонту адаптивної підвіски № 2031740 легкового автомобіля AUDI A4: кваліфікаційна робота магістра за спеціальністю „274 – Автомобільний транспорт“ / М. В. Пона. Тернопіль : ТНТУ, 2022. 53 с. URL: http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/38394.
24. Попов В. М., Богатов О. І., Омельяненко Є. В. Охорона праці – важливий елемент у підготовці інженера-механіка автотранспорту. *Вестник ХНАДУ*. 2012. Вип. 59. С. 47–50. URL: https://dspace.khadi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/d3cbf1fb-d6c6-470f-b364-7fe3e0f4e80e/content (дата звернення: 16.05.2026).
25. Правила охорони праці на автомобільному транспорті : НПАОП 0.00-1.62-12. Затверджено наказом МНС України від 09.07.2012 № 964. Київ, 2012. 138 с.
26. Фришев С., Лукач В., Ікальчик М., Василюк В. Удосконалення технології транспортування зерна від комбайнів. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences*. 2022. Vol. 315, No. 6 (1). P. 203–207. DOI: https://doi.org/10.31891/2307-5732-2022-315-6-203-207.
27. Buhari R., Rohani M. M., Abdullah M. E. Dynamic Load Coefficient of Tyre Forces from Truck Axles. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 405–408. P. 1900–1911. DOI: https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.405-408.1900.
28. Cebon D. Road damaging effects of dynamic axle loads. *Proceedings, International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions,* Kelowna, British Columbia. 1986. June. URL: https://hvttforum.org/wp-content/uploads/2019/11/Road-Damaging-Effects-of-Dynamic-Axle-Loads-Cebon.pdf

29. Cole D. J. Fundamental Issues in Suspension Design for Heavy Road Vehicles. *Vehicle System Dynamics*. 2001. Vol. 35, No. 4–5. P. 319–360. DOI: https://doi.org/10.1076/vesd.35.4.319.2045.

30. Cole D. J., Cebon D. Truck Suspension Design to Minimize Road Damage. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 1996. Vol. 210, No. 2. P. 95–107. DOI: https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1996_210_251_02.

31. Ha D. V., Tan V. V., Niem V. T., Sename O. Evaluation of Dynamic Load Reduction for a Tractor Semi-Trailer Using the Air Suspension System at all Axles of the Semi-Trailer. *Actuators*. 2022. Vol. 11, No. 1. P. 12. DOI: https://doi.org/10.3390/act11010012.

32. Karis T., Berg M., Stichel S. Analysing the correlation between vehicle responses and track irregularities using dynamic simulations and measurements. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2020. Vol. 234, No. 2. P. 170–182. DOI: https://doi.org/10.1177/0954409719840450.

33. Reece A. R. Principles of Soil-Vehicle Mechanics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*. 1965. Vol. 180, No. 1. P. 45–66. DOI: https://doi.org/10.1243/PIME_AUTO_1965_180_009_02.

34. Shahram Misaghi, Cesar Tirado, Soheil Nazarian, Cesar Carrasco. Impact of pavement roughness and suspension systems on vehicle dynamic loads on flexible pavements. *Transportation Engineering*. 2021. Vol. 3. P. 100045. ISSN 2666-691X. DOI: https://doi.org/10.1016/j.treng.2021.100045.

35. Van Dyk B. J., Edwards J. R., Dersch M. S., Ruppert C. J., Barkan C. P. Evaluation of dynamic and impact wheel load factors and their application in design processes. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2017. Vol. 231, No. 1. P. 33–43. DOI: https://doi.org/10.1177/0954409715619454.

36. Wang Z., Allen P., Mei G., Wang R., Yin Z., Zhang W. Influence of wheel-polygonal wear on the dynamic forces within the axle-box bearing of a high-speed train. *Vehicle System Dynamics*. 2020. Vol. 58, No. 9. P. 1385–1406. DOI: https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1626013.

ДОДАТКИ