

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С.З. ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

**на тему: «Оцінка ефективності роботи гідравлічного приводу
кермового управління фронтального колісного
навантажувача»**

Виконав: студент 4 курсу групи Ат-42сп
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Сорока Ростислав Романович
(Прізвище та ініціали)

Керівник: _____
(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2025

УДК 629.4.048.3

Сорока Ростислав Романович. Оцінка ефективності роботи гідравлічного приводу кермового управління фронтального колісного навантажувача. Кваліфікаційна робота. Львів: Львівський НУВМБ ім. Степана ГЖИЦЬКОГО, 2025. 84 с.

Табл. 18; рис. 12; бібліогр. джерел 24.

Встановлено, що колісні навантажувачі з гідроприводом представлені широким спектром моделей від легких універсальних машин до надпотужних кар'єрних агрегатів.

Визначено основні нормативні вимоги до рульового управління спецтехніки, які стосуються зусилля на кермі, допустимого люфту, часу повернення у нуль, температурного діапазону, рівня шуму, екологічних характеристик і сервісної діагностики. Дотримання цих стандартів забезпечує не лише ефективність, а й безпечну довгострокову експлуатацію навантажувачів.

Виконаний аналіз кінематичної схеми, параметрів та розрахунків рульового управління фронтального навантажувача JCB 530 засвідчив, що обрана гідростатична система забезпечує високу маневреність і точність керування машиною у складних експлуатаційних умовах.

Порівняльний аналіз трьох типів насосів – шестеренчастого односекційного, шестеренчастого двосекційного та аксіально-поршневого показав, що аксіально-поршневі насоси мають найбільший робочий тиск, стабільність і можливість забезпечення пріоритету рульового керування.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1	
СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	9
1.1 Класифікація колісних навантажувачів.....	9
1.2 Типи і системи рульового управління у спецтехніці	15
1.3 Конструктивні елементи та вузли рульового управління.....	18
1.4 Призначення і принцип роботи гідропідсилювача рульового управління.....	20
1.5 Вимоги до рульового управління і стандарти.....	22
1.6 Аналіз сучасних рішень для підвищення ефективності управління з гідроприводом.....	15
Висновки за розділом.....	27
РОЗДІЛ 2	
РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА.....	29
2.1 Кінематична схема рульового управління JCB 530.....	29
2.2 Основні параметри та розміри рульового управління JCB 530....	31
2.3 Розрахунок повороту коліс і траєкторій фронтального навантажувача JCB 530.....	33
2.4 Визначення зусиль на кермі фронтального навантажувача JCB 530.....	35
2.5 Розрахунок гідроприводу керування (гідроциліндрів, насосів, клапанів) фронтального навантажувача JCB 530.....	37
Вибір і обґрунтування гідроапаратури рульового управління.....	39
Перевірка системи рульового управління на відповідність стандартам.....	41
Висновки за розділом.....	46

РОЗДІЛ 3	47
ОЦІНКА РЕЖИМІВ І СПОСОБІВ УПРАВЛІННЯ ФРОНТАЛЬНИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ.....	
3.1 Формування моделі кермового гідроприводу.....	47
3.2 Моделювання основних робочих режимів (рух по прямій, поворот, маневрування на місці).....	48
3.3 Оцінка ефективності керування (затрати зусилля, швидкість реагування, стабільність руху).....	50
3.4 Аналіз впливу різних параметрів на ефективність роботи рульового гідроприводу.....	52
Висновки за розділом.....	60
РОЗДІЛ 4	
ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ВИРОБНИЦТВА	62
4.1 Аналіз небезпечних виробничих факторів.....	62
4.2 Вимоги з охорони праці під час проведення ремонтних робіт.....	63
Висновки за розділом.....	68
РОЗДІЛ 5	
ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	69
5.1 Економічний ефект від впровадження у виробництво фронтального телескопічного навантажувача.....	69
Розрахунок затрат на матеріально-виробничу базу.....	71
Висновки за розділом.....	79
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	82

ВСТУП

В умовах сучасного розвитку аграрної, будівельної та інфраструктурної галузей України постійно зростає потреба у високопродуктивній та надійній спеціалізованій техніці. Значну роль у цьому процесі відіграють колісні фронтальні навантажувачі, які забезпечують виконання широкого спектра операцій із переміщення вантажів, підготовки ґрунтів, навантаження та розвантаження матеріалів у найрізноманітніших умовах експлуатації. Зростання конкуренції та підвищення вимог до економічної ефективності змушує виробників і споживачів спецтехніки шукати інноваційні технічні рішення для підвищення продуктивності, маневровості, безпеки й довговічності машин [2], [3].

Вагомим внеском у цей напрям є впровадження та постійне вдосконалення систем гідроприводу рульового управління. Застосування гідравлічних приводів у рульових системах спеціалізованих машин дозволяє не лише істотно зменшити фізичні навантаження на оператора, але й забезпечити підвищену точність керування, оперативність реагування механізмів на зміну команд, можливість впровадження автоматизованих та дистанційних систем контролю руху.

У той же час, складність сучасних рульових гідросистем вимагає глибокого технічного аналізу, грамотного вибору та розрахунку їхніх елементів, моделювання робочих режимів, а також оцінки впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на ефективність і безпечність експлуатації. Особливого значення набуває дослідження роботи рульового гідроприводу на конкретних моделях машин – таких, як JCB 530 Agri, що поєднує у собі сучасні досягнення інженерії, інтелектуальні системи керування та надійні гідромеханічні компоненти.

Враховуючи важливість забезпечення надійного, зручного та безпечного керування великогабаритною мобільною технікою, оцінка ефективності роботи кермового гідроприводу стає актуальним завданням як для виробників,

так і для користувачів колісних навантажувачів. Від правильного вибору, розрахунку та експлуатації гідроприводної рульової системи залежить не тільки комфорт і працездатність оператора, а й рівень технічної безпеки, термін служби вузлів, а також витрати на обслуговування та ремонт техніки.

У контексті вимог ДСТУ, міжнародних стандартів ISO, а також з урахуванням світових тенденцій у галузі мехатроніки, автоматизації та енергозбереження, аналіз і оптимізація рульових систем із гідроприводом мають не лише практичне, але й стратегічне значення для розвитку транспортно-логістичних та аграрно-промислових комплексів.

Враховуючи викладене, дане дослідження спрямоване на детальний аналіз, розрахунок і моделювання системи рульового управління із гідроприводом на прикладі колісного навантажувача JCB 530 Agri, а також розробку рекомендацій щодо підвищення ефективності, надійності й безпеки роботи даної системи [2], [6].

Особливу роль у забезпеченні ефективності та продуктивності експлуатації цих машин відіграють системи керування та, зокрема, рульове управління з гідроприводом. Удосконалення рульових гідроприводів, впровадження сучасних гідроагрегатів і використання нових технологій керування дозволяють істотно поліпшити маневрові характеристики навантажувачів, зменшити енерговитрати, забезпечити високий рівень безпеки праці оператора та технічної надійності машини в цілому.

Однак, незважаючи на значний прогрес у розвитку гідросистем, актуальною залишається проблема точного підбору, розрахунку та моделювання кермового гідроприводу під конкретні експлуатаційні умови. Враховуючи складність сучасних рульових систем, для оптимального керування, а також для досягнення максимальної ефективності експлуатації, необхідні точні математичні моделі, ретельні кінематичні розрахунки і, особливо, багатофакторний аналіз впливу технічних параметрів на працездатність та економічність роботи машини.

Таким чином, розробка обґрунтованих рекомендацій щодо підвищення ефективності роботи кермового гідроприводу на прикладі широко розповсюдженого у світі навантажувача JCB є актуальною задачею, що має значення не тільки для розвитку техніки, але й для вирішення практичних проблем аграрного, будівельного і транспортного комплексів [2], [3], [6], [12].

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Класифікація колісних навантажувачів

Колісні навантажувачі – це один із найпоширеніших видів спеціалізованої техніки, яка активно використовується в аграрному, будівельному, комунальному та дорожньому господарстві. Вони характеризуються високою мобільністю, продуктивністю та можливістю виконувати різноманітні технологічні операції, такі як навантаження, переміщення, розвантаження вантажів, а також земляні роботи. Основою ефективності сучасних колісних навантажувачів є гідропривод, який забезпечує точність керування робочими органами та знижує фізичні навантаження на оператора.

Класифікація навантажувачів із гідроприводом базується на кількох основних характеристиках: за вантажопідйомністю, конструкцією робочого обладнання, типом рульового управління, особливостями приводу робочих о

р Для системного аналізу навантажувачів із гідроприводом доцільно вастосувати класифікацію за низкою ключових технічних та експлуатаційних характеристик, а саме:

- н • за вантажопідйомністю;
- і • за конструкцією робочого обладнання;
- в • за типом рульового управління;
- , • за особливостями приводу робочих органів;
- за експлуатаційними умовами та галуззю застосування.

а За вантажопідйомністю:

Колісні навантажувачі класифікуються на групи за вантажопідйомністю, що впливає на вибір конструктивних рішень, типу відроприводу та потужності двигуна:

- к • Малі (легкі) навантажувачі (до 2 т) – призначені для невеликих складів, будівництва в обмежених просторах, роботи на фермах. Вони мають ж

компактні габарити та переважно оснащені простішими гідроприводами, які мають меншу продуктивність насосів і нижчий робочий тиск.

- Середні навантажувачі (2-10 т) – є найпоширенішими, мають широкий спектр застосування в будівництві, аграрному секторі, комунальному господарстві. Гідроприводи таких машин характеризуються підвищеними робочими тисками (до 250-350 бар), високою продуктивністю та точністю роботи.

- Великовантажні навантажувачі (більше 10 т) – застосовуються у кар'єрах, на великих будівельних об'єктах, перевантажувальних терміналах. Вони оснащуються потужними гідросистемами з високим робочим тиском (до 400 бар і більше), складною системою керування гідроприводами та посиленими гідроагрегатами.

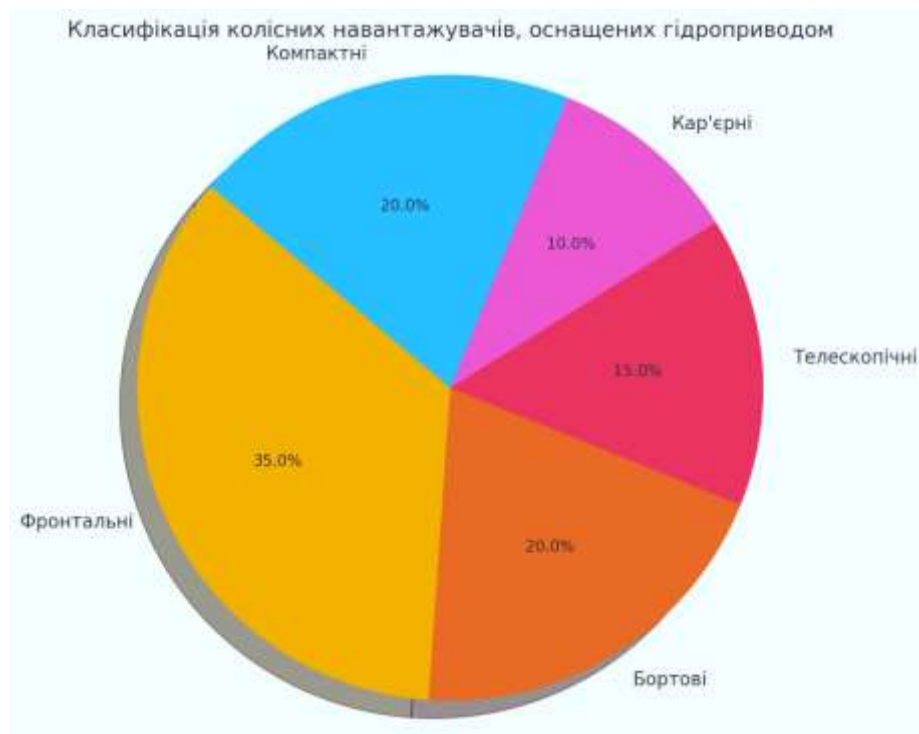


Рисунок 1.1 – Розподіл типів навантажувачів представлених на ринку

За типом приводу їх поділяють:

Колісні навантажувачі з гідромеханічною трансмісією, які мають просту та надійну конструкцію, забезпечують високу ефективність передачі енергії та мінімальні втрати.

Колісні навантажувачі з гідростатичною трансмісією, які забезпечують плавне та точне регулювання швидкості й тягових зусиль, підвищену маневровість та низьке споживання палива.

За компонованням і типом керування бувають машини з шарнірно-зчленованою рамою, які характеризуються високою маневреністю, що дозволяє працювати в умовах обмеженого простору. Та машини з нерухомою рамою і поворотними колесами, які мають простішу конструкцію, але меншу маневреність.

За потужністю і вантажопідйомністю:

Легкі (вантажопідйомність до 3 тонн), призначені для робіт у невеликих будівельних і комунальних об'єктах.

Середні (вантажопідйомність від 3 до 7 тонн), які є універсальними і використовуються у більшості видів робіт.

Важкі (вантажопідйомність понад 7 тонн), що застосовуються для масштабних будівельних та кар'єрних робіт.

Приклади машин та їх характеристик:

JSB 530 Agri – легкий універсальний фронтальний навантажувач з гідростатичним приводом, вантажопідйомністю до 3 тонн, популярний у сільському господарстві.

CAT 950M – середній навантажувач з гідромеханічною трансмісією, вантажопідйомністю до 5 тонн, широко застосовується у будівельних роботах.

Komatsu WA800-8 – важкий кар'єрний навантажувач з вантажопідйомністю понад 10 тонн, який оснащений потужною гідравлічною системою та гідромеханічною трансмісією для роботи в екстремальних умовах [1], [4].

Таблиця 1.1 - Характеристики колісних навантажувачів

Параметри	JCB 530 Agri 	CAT 950M 	Komatsu WA800-8 
Вантажопідйомність	3 т	5 т	10 т
Тип трансмісії	Гідростатична	Гідромеханічна	Гідромеханічна
Потужність двигуна	74 кВт	171 кВт	588 кВт
Маневреність	Висока	Середня	Низька
Сфера застосування	Агросектор, комунальне господарство	Будівництво, промисловість	Кар'єри, великі будівництва

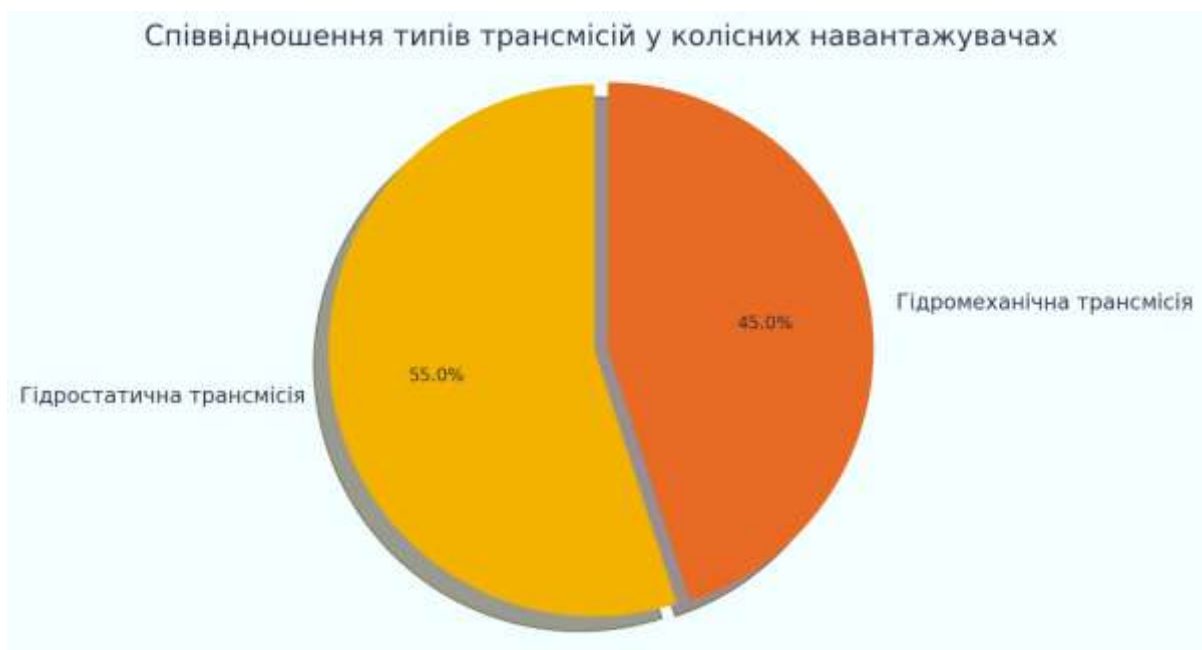


Рисунок 1.2 – Розподіл навантажувачів за типом трансмісії

На діаграмі представлено порівняльний аналіз використання гідростатичної та гідромеханічної трансмісій у колісних навантажувачах, оснащених гідроприводом. Гідростатична трансмісія займає близько 55% ринку, оскільки вона забезпечує високий рівень маневреності, точне регулювання швидкості руху та простоту керування, що є важливим фактором при виконанні навантажувальних операцій, особливо у складних умовах.

Гідромеханічна трансмісія, на яку припадає приблизно 45% ринку, використовується переважно у важких навантажувачах, які експлуатуються на будівельних майданчиках та у кар'єрах. Ця трансмісія характеризується високою надійністю та витривалістю в умовах великих навантажень, хоча й поступається за комфортом управління та плавністю роботи гідростатичній системі.

Використання гідроприводу в сучасних навантажувачах дозволяє досягти оптимального поєднання продуктивності, точності та економічності роботи, що робить їх незамінними у багатьох сферах діяльності. Подальші дослідження торкатимуться детальному аналізу конструкції, розрахункам і моделюванню гідравлічних систем на прикладі фронтального навантажувача JCB 530 Agri [5], [6].

За конструкцією робочого обладнання:

Залежно від типу робочого обладнання, що приводиться у дію гідравлічними системами, колісні навантажувачі поділяють на:

- Фронтальні навантажувачі – найбільш поширений тип, що має спереду встановлене робоче обладнання (ковші, вила, захвати), привод якого забезпечується гідроциліндрами. Така конструкція дозволяє ефективно здійснювати завантаження і розвантаження, переміщення сипучих і штучних вантажів.

- Телескопічні навантажувачі – мають гідравлічно керовану телескопічну стрілу, що значно розширює діапазон операцій (наприклад, підйом на значну висоту). Типовим представником є навантажувач JCB 530 Agri.

- Навантажувачі з бічним завантаженням – спеціалізовані машини, що мають гідропривод для переміщення робочого органу у боковому напрямку, використовуються у вузьких коридорах складів і терміналів.



Рисунок 1.3 – Навантажувачі з бічним завантаженням

За типом рульового управління:

Рульове управління навантажувачів, оснащених гідроприводом, класифікується за такими типами:

- З гідропідсилювачем – традиційна схема, в якій гідроциліндри лише полегшують поворот керованих коліс, але зв'язок з кермом механічний.
- Повністю гідравлічне (насос дозатори) – кермо безпосередньо пов'язане з гідравлічним розподільником (орбітролем), що керує подачею рідини до гідроциліндрів. Це рішення характерне для більшості сучасних навантажувачів.
- Гідростатичне управління – найбільш прогресивний тип, у якому кермо фактично регулює роботу гідронасоса, який напряму приводить у дію гідромотор або циліндри, забезпечуючи максимальну точність і плавність керування.

За особливостями приводу робочих органів:

Залежно від гідросистем, які застосовуються для керування робочими органами, розрізняють:

- Одноконтурні гідроприводи – проста система з одним гідронасосом і одною системою керування.

- Багатоконтурні гідроприводи – складні гідросистеми з кількома насосами та окремими лініями для робочих органів, що дозволяють паралельну роботу різних агрегатів машини.

За експлуатаційними умовами та галуззю застосування:

За цією ознакою класифікуються:

- Будівельні навантажувачі – адаптовані до важких умов будівельних майданчиків, мають посилені гідроприводи та захищену конструкцію вузлів.

- Сільськогосподарські навантажувачі – спеціалізовані машини з гідросистемами, які мають високу точність роботи та адаптовані до різноманітних аграрних завдань.

- Комунальні навантажувачі – мають додаткові пристрої та гідроприводи, що забезпечують багатофункціональність для очищення доріг, прибирання снігу, благоустрою територій.

1.2. Типи і системи рульового управління у спецтехніці

Рульове управління у спеціалізованій техніці, особливо в колісних навантажувачах, є ключовим компонентом, що визначає маневреність, точність керування та безпеку роботи машини. Основна функція рульового управління – забезпечення змінювання напрямку руху шляхом повороту рульових коліс відповідно до команди оператора. У сучасних машинах дедалі більше застосовується гідравлічний привід, який значно підвищує ефективність та комфорт експлуатації [6], [8], [11], [14].

Традиційно у спецтехніці застосовували механічне рульове управління з рульовим механізмом (редуктором), який передавав зусилля від керма до рульових тяг і далі до коліс. Проте із збільшенням масовогабаритних показників техніки й ускладненням експлуатаційних умов виникла необхідність у зниженні фізичних навантажень на оператора й підвищенні

точності керування. Це зумовило широке впровадження рулевих систем із гідравлічним підсилювачем (гідропідсилювачем) та переходу до повністю гідравлічного чи гідростатичного керування.

Основні типи рулевих систем у сучасній спецтехніці:

Рульове управління з гідропідсилювачем (ГПК): У цій системі механічний зв'язок між кермом і колесами зберігається, але зусилля водія додатково підсилюється гідроциліндром, що підключений до гідропідсилювача. ГПК суттєво полегшує керування важкою машиною, дозволяє зменшити знос механічних елементів, знижує втому оператора. Однак у надскладних умовах або при виникненні витіку гідравлічної рідини все ж можливий обмежений контроль над машиною завдяки збереженню механічного зв'язку.

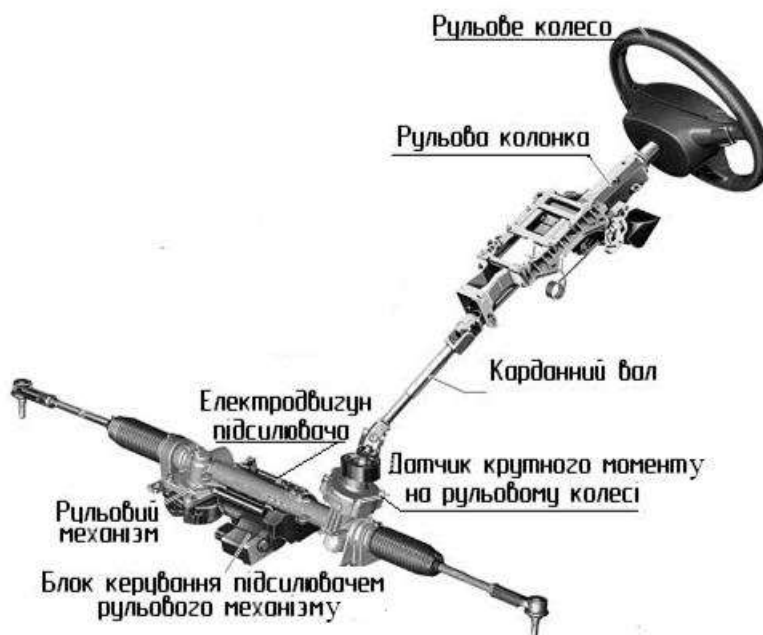


Рисунок 1.4 – Рульове управління з гідропідсилювачем

Повністю гідравлічне (гідростатичне) рульове управління: Тут рульове колесо не пов'язане механічно із рульовими тягами, а сигнал передається через гідравлічний потік, що приводить у дію рульові циліндри. Основним елементом такої системи є Насос-дозатор (гідророзподільник з дозатором).

Насос-дозатор визначає напрямок і величину потоку рідини в циліндри залежно від кута повороту керма. Такі системи забезпечують виняткову точність і плавність керування, мають високий ступінь надійності, можуть працювати у кількох режимах, наприклад, при поломці насоса можливий аварійний ручний режим керування. Зустрічається у сучасних навантажувачах, тракторах, комбайнах.

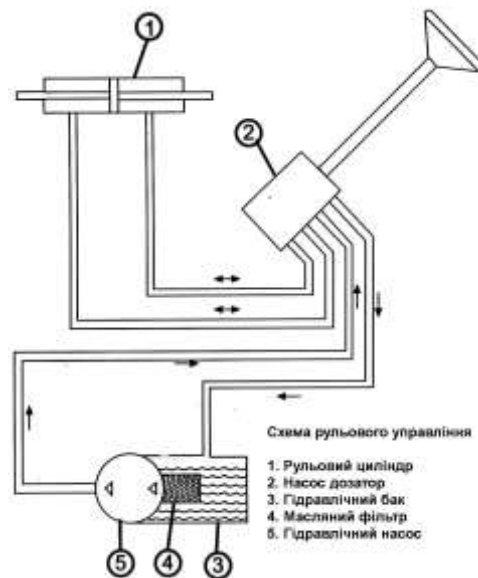


Рисунок 1.5 – Рульове управління з насос-дозатором

Гідромеханічне рульове управління: Поєднує механічні й гідравлічні компоненти. Характерне для техніки середнього класу, де важливий баланс між надійністю та вартістю обслуговування. Тут зберігається частковий механічний зв'язок, проте більшість зусиль сприймає гідроциліндр.

Колісні фронтальні навантажувачі, зокрема такі як JCB [1], використовують переважно гідростатичне рульове управління, яке дозволяє:

- здійснювати поворот усіх коліс або окремих осей (для маневрування у тісних просторах, так званий «крабовий хід»);
- зменшувати мінімальний радіус повороту;
- підвищувати безпеку при великих навантаженнях завдяки автоматичному регулюванню зусилля.

У спецтехніці для кар'єрних, аграрних та комунальних застосувань також поширені комбіновані системи з електронним контролем, які

дозволяють адаптувати поведінку машини до різних режимів роботи – наприклад, змінювати характеристики кермового підсилювача залежно від швидкості або умов маневрування.

Слід зазначити, що кожен тип рульового управління має власні переваги та обмеження. Гідропідсилювач зберігає простоту та ремонтпридатність, повністю гідравлічне керування плавність і точність, а комбіновані (гідромеханічні) системи – універсальність для техніки середньої потужності. Вибір типу рульового управління залежить від ваги машини, умов експлуатації, вимог до маневреності та бюджету обслуговування.

1.3. Конструктивні елементи та вузли рульового управління

Система рульового управління фронтального навантажувача – це складний багатокомпонентний комплекс, який інтегрує механічні, гідравлічні та, часто, електронні вузли для досягнення високої маневреності й точності керування. Основна задача цієї системи – забезпечити надійний та прогнозований поворот рульових коліс, перетворюючи зусилля оператора на відповідні рухи виконавчих механізмів. Вибір конкретних конструктивних рішень залежить від маси, габаритів та функціонального призначення машини.

Основні компоненти рульового управління для типової схеми управління переважно містять такий перелік. Кермове колесо та рульова колонка. Саме з цього елемента оператор ініціює керуючу дію. У сучасних машинах рульове колесо оснащується датчиками положення, інколи – кнопками керування додатковими функціями (наприклад, зміною режимів маневрування). Колонка може бути регульованою по висоті й куту нахилу для ергономічності.

Гідророзподільник або насос дозатор. Це центральний керуючий елемент у гідростатичних і повністю гідравлічних системах. Насос дозатор визначає напрям і об'єм подачі рідини до рульових циліндрів залежно від повороту керма. Завдяки своїй конструкції, він також виконує функцію

дозатора рідини, що дозволяє точно контролювати швидкість і кут повороту коліс. Сучасні орбітролі можуть мати зворотний клапан для уникнення зворотного удару та аварійний байпас на випадок втрати тиску.

Гідроциліндри рульового управління безпосередньо забезпечують поворот рулевих коліс, перетворюючи гідравлічний тиск у лінійний рух тяги. На сучасних фронтальних навантажувачах встановлюють або один потужний, або два паралельно працюючих циліндри для симетричного керування. Це дозволяє забезпечити рівномірний розподіл зусилля, зменшити втрати та підвищити стабільність повороту.

Гідравлічний насос створює робочий тиск у системі, забезпечуючи циркуляцію гідравлічної рідини. У навантажувачах використовують насоси змінної продуктивності (потоківі), які можуть автоматично регулювати подачу рідини залежно від навантаження і положення керма. Насос, як правило, розташований на одному валу з двигуном машини або гідромотором.

Бак з робочою рідиною та фільтрувальна система служить для компенсації об'єму рідини у гідросистемі, а також для охолодження й очищення рідини від механічних домішок та води. Вбудовані фільтри гарантують довговічність гідравлічних вузлів.

До складу рульового управління входять трубопроводи високого і низького тиску, з'єднувальні елементи (фітинги, муфти), а також спеціальні компенсатори, що гасять вібрації та гідравлічні удари.

Запобіжна арматура та аварійні клапани встановлюють для уникнення перевищення допустимого тиску в системі (наприклад, при повному повороті керма або аварійному заклинюванні циліндра). Клапани можуть бути інтегровані в Насос дозатор або встановлені окремо на магістралі.

У сучасній техніці застосовують датчики тиску, положення, кута повороту та швидкості для контролю й оптимізації роботи системи. Блоки управління дозволяють автоматично коригувати зусилля на рульовому колесі, реалізовувати функції стабілізації, діагностики й самотестування.

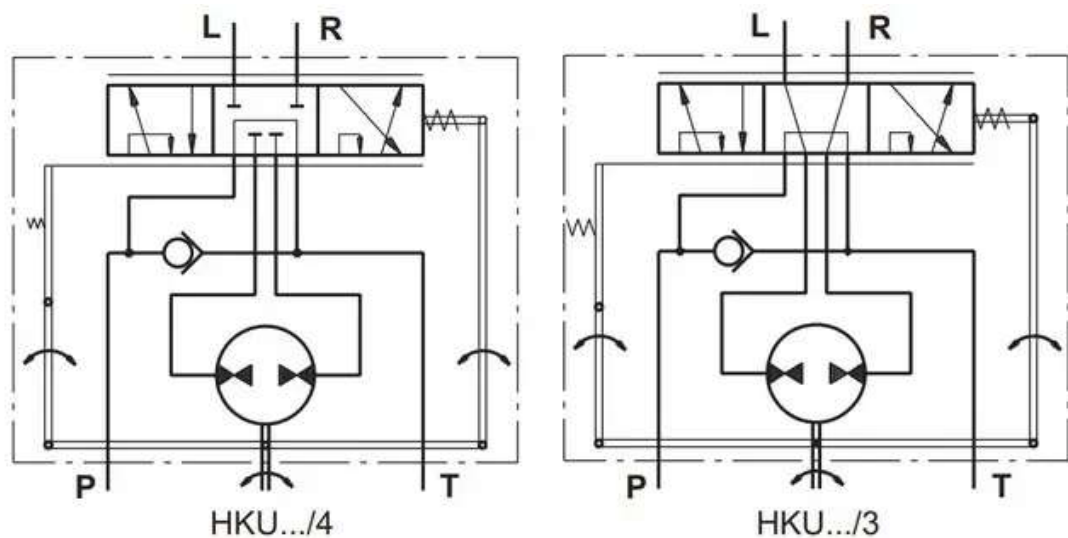


Рисунок 1.6 – Принципова гідравлічна схема рульового управління з насосом дозатором

У навантажувачах типу JCB 530 рульова система має модульну структуру: кермо пов'язане з орбітролем, який через систему клапанів керує парою гідроциліндрів. Рідина надходить під тиском від основного насоса. Електронний блок дозволяє обирати режим (традиційний поворот, «крабовий хід», синхронний рух осей), а у випадку аварійної ситуації передбачено резервні контури для мінімізації ризику втрати керованості. Для підвищення живучості системи застосовуються багатоконтурні магістралі, а всі основні вузли мають дублюючі елементи. Для кращої ергономіки встановлюється демпфуючий механізм у рульовій колонці. Аварійний насос забезпечує можливість завершення маневру навіть у разі основного збою.

1.4. Призначення і принцип роботи гідропідсилювача рульового управління

Гідропідсилювач рульового управління (ГПК) є одним із ключових компонентів сучасної спеціалізованої та сільськогосподарської техніки, зокрема колісних навантажувачів. Його основне завдання – зменшення фізичних зусиль, які оператор повинен прикласти до керма для зміни напрямку

руху коліс, особливо під час стояння або виконання маневрів із навантаженням.

Фізична суть дії гідропідсилювача полягає у використанні енергії потоку робочої рідини під тиском, яку генерує гідронасос, для створення допоміжної сили, що діє разом із зусиллям, яке оператор передає на рульове колесо. Таким чином, навіть при значному опорі з боку коліс чи дорожнього покриття оператор не відчуває перевантаження, а реакція керма залишається стабільною та передбачуваною.

Основними вузлами гідропідсилювача рульового управління є: гідронасос, гідравлічний циліндр (або пара циліндрів), розподільник (керуючий клапан), бачок для робочої рідини, трубопроводи високого та низького тиску, а також захисні фільтри. Принципова схема роботи виглядає наступним чином: при обертанні рульового колеса кермовий вал взаємодіє з розподільником, який перенаправляє потік рідини в одну з порожнин гідроциліндра. В результаті тиск у системі створює додаткову силу, що переміщує поршень циліндра та рульову тягу, допомагаючи повертати керовані колеса.

Гідропідсилювачі поділяються на декілька типів за конструкцією: із зовнішнім розподільником, інтегровані у рульову колонку, з електрогідравлічним керуванням тощо. У навантажувачах JCB 530 Agri застосовано сучасні гідростатичні рішення, які мають перевагу високої точності керування, плавності ходу, можливості аварійного дублювання у разі відмови насоса чи втрати тиску.

Застосування ГПК дозволяє:

- Знизити втому оператора при тривалій роботі;
- Збільшити точність і швидкість виконання маневрів;
- Підвищити безпеку експлуатації техніки за рахунок передбачуваності реакцій керма;
- Реалізувати додаткові функції, такі як крабовий хід або автоматичне вирівнювання коліс.

Переваги застосування гідропідсилювачів у порівнянні з механічними рульовими приводами полягають у тому, що вони дозволяють створювати більш потужні та важкі машини без погіршення ергономіки управління, а також полегшують виконання складних технологічних операцій у важких умовах (глибокий ґрунт, важкий навісний інструмент, обмежені простори).

1.5. Вимоги до рульового управління і стандарти

Сучасні системи рульового управління, особливо у спеціалізованій техніці з гідроприводом, повинні відповідати низці суворих вимог, що гарантують не лише ефективність, але й безпеку експлуатації, довговічність та зручність для оператора. Вимоги до таких систем визначаються як національними, так і міжнародними стандартами, серед яких найбільш вагомими – ДСТУ ISO 5010, ДСТУ EN 15077, а також ISO 10998, EN 1175 тощо. Ці нормативи враховують специфіку роботи важкої техніки у сільському

Основні вимоги до рульового управління колісних навантажувачів з гідроприводом охоплюють такі аспекти:

Безпека управління: Система повинна забезпечувати стабільне та прогнозоване керування технікою в усьому діапазоні швидкостей, навантажень і режимів роботи. Передбачені аварійні контури, що дозволяють керувати машиною навіть у разі відмови основного гідроприводу (наприклад, за рахунок гідроаккумулятора чи ручного насоса).

Обмеження зусилля на кермі: Стандартом встановлено граничне значення сили, яку оператор може прикласти до кермового колеса. Зазвичай цей показник не повинен перевищувати 25-30 Н навіть у найбільш складних умовах експлуатації. Це суттєво зменшує втому і підвищує точність керування.

Час повернення керованих коліс у нейтральне положення: За вимогами ISO 5010, система повинна забезпечувати автоматичне повернення керованих

коліс у вихідне положення після відпускання керма. Це підвищує безпеку, особливо при русі на високих швидкостях чи виконанні складних маневрів.

Мінімальний люфт і вібрації: Стандарти передбачають допустимі межі для люфту (зазвичай не більше 15 градусів на ободі керма) та рівня вібрацій, що передаються на руки оператора. Це досягається завдяки сучасним конструктивним рішенням – використанню еластомерних елементів, стабілізаторів, демпферів тощо.

Стійкість до гідроударів та перевантажень: Важливою вимогою є захист від різких стрибків тиску в системі (гідроударів), які можуть спричинити пошкодження гідрокомпонентів. Для цього передбачаються обмежувальні та запобіжні клапани, фільтри тонкого очищення рідини.

Герметичність та відсутність протікань: Система повинна бути повністю герметичною, щоб уникнути втрат рідини, забруднення навколишнього середовища та втрати ефективності. Всі з'єднання тестуються під тиском, а робоча рідина повинна відповідати класу ISO VG 32, 46 або 68 (залежно від виробника та типу машини).

Стійкість до екстремальних температур: Гідросистема рульового управління має коректно працювати в широкому діапазоні температур (від -30 до $+50^{\circ}\text{C}$), зберігаючи необхідну плинність та властивості рідини, без зміни реакції на кермі.

Вимоги до конструкції та обслуговування: Передбачена зручність доступу для технічного обслуговування – перевірки рівня рідини, стану фільтрів, вузлів ущільнень тощо. Всі елементи маркуються та мають стандартизовані посадочні розміри.

Таблиця 1.2 – Порівняльна таблиця ключових вимог до рульового управління різних класів навантажувачів:

Параметр	Легкі навантажувачі	Середні навантажувачі	Важкі фронтальні навантажувачі
Граничне зусилля на кермі	$\leq 25 \text{ Н}$	$\leq 30 \text{ Н}$	$\leq 30 \text{ Н}$
Час повернення у «нуль»	$\leq 2 \text{ с}$	$\leq 2,5 \text{ с}$	$\leq 3 \text{ с}$
Допустимий люфт рульового колеса	$\leq 10^\circ$	$\leq 12^\circ$	$\leq 15^\circ$
Робоча температура	$-30 \dots +50^\circ\text{C}$	$-30 \dots +50^\circ\text{C}$	$-30 \dots +50^\circ\text{C}$
Наявність аварійного режиму	Не обов'язково	Рекомендовано	Обов'язково
Максимальний гідравлічний тиск у системі, МПа	≤ 16	≤ 20	≤ 25
Час спрацювання аварійного режиму	$\leq 3 \text{ с}$	$\leq 3 \text{ с}$	$\leq 2 \text{ с}$
Стабільність тиску (відхилення від номіналу)	$\leq 5 \%$	$\leq 4 \%$	$\leq 3 \%$
Граничний рівень шуму, дБА	≤ 75	≤ 80	≤ 85
Захист від перевантаження	Рекомендовано	Обов'язково	Обов'язково
Наявність сигналізації аварійного тиску	Не обов'язково	Рекомендовано	Обов'язково
Відповідність екологічним нормам	Євро 3 або вище	Євро 4 або вище	Євро 5 або вище
Вимоги до сервісної діагностики	Не обов'язково	Рекомендовано	Обов'язково
Наявність системи стабілізації	Не обов'язково	Рекомендовано	Обов'язково

Дотримання вимог і стандартів є основою для безпечної, довговічної та ефективної експлуатації рульових систем із гідроприводом. Сучасна спеціалізована техніка, проектується з урахуванням усіх міжнародних норм, що гарантує високий рівень безпеки та відповідність світовим стандартам.

Аналіз сучасних рішень для підвищення ефективності управління з гідроприводом

Сучасний ринок колісних навантажувачів пропонує різноманіття конструктивних і технологічних рішень для реалізації рульового управління із гідроприводом. Кожна система має свої сильні сторони, обмеження та специфіку застосування залежно від класу машини, умов експлуатації, вимог до маневреності й точності керування [1], [3].

Найбільш поширеними є такі схеми:

1. Гідропідсилювач рульового керування (ГПК) із механічним дублюванням. Традиційна система, в якій гідроциліндр допомагає долати опір керованих коліс, а при аварійному зниженні тиску оператор може повернути колеса зусиллям, переданим через механічний привід. Ця схема часто застосовується у вантажних автомобілях, тракторах, легких та середніх навантажувачах, де пріоритетом є проста конструкція та мінімальні вимоги до гідравліки.

2. Повністю гідравлічне рульове управління із орбітродом (Load Sensing зусилля передаються через гідравлічну рідину. Насос дозатор забезпечує точний розподіл потоків рідини до гідроциліндрів відповідно до повороту керма. Ця система відзначається підвищеною точністю керування, адаптивністю до різних режимів руху, здатністю автоматично коригувати параметри у разі змін навантаження. Основний недолік полягає у залежності від якості гідросистеми та потреба у резервних (аварійних) контурах.

3. Гідростатичне рульове управління з електронним контролем. Останнє покоління систем, де управління відбувається через гідроциліндри, електронні датчики й програмований контролер (ECU). Це дозволяє реалізовувати не лише звичайний поворот коліс, а й складні маневрові режими, наприклад, «крабовий хід», синхронне повернення усіх коліс тощо.

Таблиця 1.3 – Порівняльна характеристика основних технічних рішень

Параметр	Гідропідсилювач	Насос дозатор	Гідростатичне з електронікою
Керованість	Задовільна	Висока	Максимальна
Витрати на обслуговування	Низькі	Середні	Високі
Стійкість до відмов	Висока	Середня (залежить від дублювання)	Висока (при наявності резерву)
Маневреність	Обмежена	Висока	Дуже висока
Вартість	Найнижча	Середня	Найвища
Можливість складних режимів (крабовий хід, синхронізація)	Відсутня	Обмежена	Повна
Надійність	Висока (простота)	Висока	Висока

Такі рішення впроваджені на сучасних фронтальних навантажувачах класу JCB, Volvo, Caterpillar, Liebherr. Переваги: максимальна точність, гнучкість у програмуванні алгоритмів, підтримка діагностики й дистанційного керування. Недоліки – складність конструкції, вища ціна, потреба у регулярному сервісному обслуговуванні.



Рисунок 1.7 – Порівняльна діаграма типів рульового управління

Порівняльний аналіз свідчить, що для простих навантажувачів, які працюють переважно у стандартних умовах, економічно доцільно застосовувати класичні ГПК. Для машин, що працюють у складних виробничих циклах із підвищеними вимогами до маневреності, точності та безпеки, краще підходять сучасні гідростатичні системи з електронним контролем. Саме такі рішення стають стандартом для провідних світових виробників спецтехніки, включаючи JCB, Volvo, Caterpillar, John Deere.

Усі сучасні конструкції поступово інтегруються із системами електронної діагностики, віддаленого моніторингу, автоматичного самотестування, що сприяє підвищенню експлуатаційної готовності та зниженню ризику відмови у критичних ситуаціях.

Висновки за розділом

1. Колісні навантажувачі з гідроприводом представлені широким спектром моделей - від легких універсальних машин до надпотужних кар'єрних агрегатів. Основними класифікаційними ознаками є

вантажопідйомність, тип трансмісії, конструкція рами, схема рульового управління і сфера застосування.

2. Перехід до гідростатичних і електрогідравлічних систем рульового управління зумовлений необхідністю підвищення маневреності, точності і зниження зусиль на кермі, що особливо актуально для багатофункціональної спецтехніки, яка працює у складних умовах. Впровадження електронного контролю й дублюючих контурів значно підвищує експлуатаційну надійність і безпеку.

3. Типова система рульового управління сучасного навантажувача складається з керма, рульової колонки, насос-дозатора (орбітроля), гідроциліндрів, захисної і запобіжної арматури, а також блоків контролю та діагностики. Всі ці елементи інтегруються у багатоконтурну схему з автоматичним розподілом гідропотоків та можливістю аварійного резервування. Сучасні ГПК реалізують високий рівень точності, швидкості та плавності повороту, значно зменшуючи фізичне навантаження на оператора та дозволяючи працювати із важкими вантажами.

4. Визначено основні нормативні вимоги до рульового управління спецтехніки, які стосуються зусилля на кермі, допустимого люфту, часу повернення у «нуль», температурного діапазону, рівня шуму, екологічних характеристик і сервісної діагностики. Дотримання цих стандартів забезпечує не лише ефективність, а й безпечну довгострокову експлуатацію навантажувачів.

РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1. Кінематична схема рульового управління JCB 530

Кінематична схема рульового управління є базовим етапом аналізу будь-якої мобільної машини, зокрема фронтального навантажувача JCB 530 Agri. Така схема відображає просторове розташування основних елементів системи, їхні взаємозв'язки та кінематичний ланцюг, через який зусилля від кермового колеса передається на поворотні колеса.

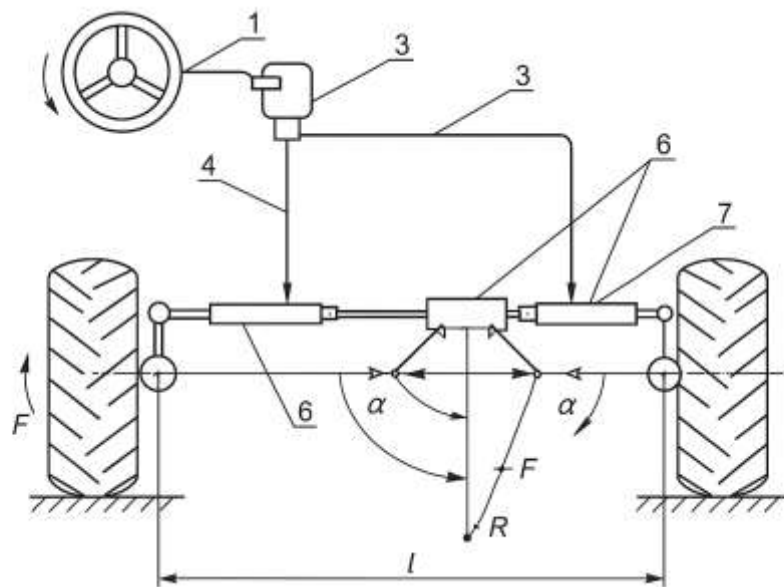
В основі кінематичної схеми фронтального навантажувача JCB 530 лежить гідростатична система рульового керування із застосуванням орбітроля та одного або двох гідроциліндрів, які безпосередньо впливають на поворотні важелі коліс. Рульове колесо через рульову колонку з'єднане з орбітролем (гідророзподільником-дозатором), що генерує потік гідравлічної рідини відповідно до кута повороту керма.

Кінематична схема включає: Кермове колесо (1) – орган керування, яким оператор задає напрямок руху. Рульова колонка (2) – передає обертальний рух на Насос-дозатор. Насос-дозатор (3) – гідравлічний розподільник-дозатор, який забезпечує керування потоком рідини у відповідні порожнини гідроциліндрів. Гідронасос (4) – створює необхідний тиск у системі, приводиться в дію від двигуна. Гідроциліндри рульового управління (5) – перетворюють гідравлічну енергію в лінійний рух і переміщують рульові тяги. Поворотні важелі та рульові тяги (6) – механічно з'єднані з рульовими цапфами поворотних коліс. Керовані колеса (7) – безпосередньо змінюють напрямок руху машини.

При повороті кермового колеса оператор подає зусилля, яке механічно передається до орбітроля. Насос-дозатор реагує на поворот, направляючи потік рідини під тиском у порожнину одного з рульових гідроциліндрів, змушуючи його шток рухатись вперед або назад. Таким чином, рульова тяга повертає колеса під заданим кутом. Гідростатична система забезпечує плавний, пропорційний і швидкий відгук на дії водія, незалежно від навантаження на передню вісь.

Крім основного ланцюга, до кінематичної схеми також включаються допоміжні вузли: бачок гідросистеми, фільтр, зворотний клапан, запобіжні клапани та датчики положення.

Для JCB 530 Agri характерна наявність системи керування всіма чотирма колесами: у стандартному режимі керуються лише передні, але за необхідності може бути активовано синхронний чи «крабовий» хід, що значно підвищує маневреність на обмежених майданчиках.



1 – кермове колесо; 2 – рульова колонка; 3 – Насос-дозатор; 4 – гідронасос; 5 – гідроциліндри; 6 – рульові тяги та важелі; 7 – керовані колеса

Рисунок 2.1 – Кінематична схема рульового управління фронтального навантажувача JCB 530

Кінематична схема рульового управління фронтального навантажувача JCB 530 Agri демонструє взаємозв'язок основних гідравлічних і механічних елементів, що забезпечують точний поворот керованих коліс у різних режимах роботи машини. Вона є основою для подальших розрахунків і моделювання динаміки рульової системи, дозволяє ідентифікувати основні ланки передачі зусиль та місця прикладання навантаження.

При обертанні кермового колеса зусилля передається на Насос-дозатор через рульову колонку. Насос-дозатор, реагуючи на обертання, дозує і направляє потік гідравлічної рідини від насоса у відповідну порожнину гідроциліндрів. Під дією тиску шток циліндра переміщується, змінюючи положення рульових тяг і відповідно – кут повороту керованих коліс. Завдяки такій схемі забезпечується плавність, точність та мінімальні фізичні зусилля оператора при виконанні маневрів.

2.2. Основні параметри та розміри рульового управління JCB 530

У сучасних колісних фронтальних навантажувачах основними параметрами, що визначають ефективність та ергономічність рульового управління, є робочий тиск у гідросистемі, діаметр і хід гідроциліндрів, максимальний кут повороту керованих коліс, діаметр кермового колеса, мінімальний радіус повороту, а також зусилля, необхідне на ободі керма. Для навантажувача JCB 530 ці характеристики можна визначити за допомогою базових розрахунків та порівняти з аналогічними моделями провідних виробників.

Перш за все, для визначення сили, що створюється у рульових гідроциліндрах при максимальному робочому тиску, використовується класична формула:

Площа поршня циліндра визначається як:

$$A = \pi \times (D_u^2) / 4, \quad (2.1)$$

де D_u – діаметр поршня.

Для JCB 530 з діаметром гідроциліндра 63 мм отримаємо площу поршня 0,00312 м². За максимального робочого тиску у системі 17 МПа, сила одного циліндра становить $F = 17\,000\,000 \times 0,00312 = 53\,000$ Н, а для двох циліндрів – 106 000 Н.

Розрахунок моменту, який передається на рульову трапецію, враховує плече дії сили (наприклад, 0,12 м) та передавальне відношення рульового

механізму (типове значення – 15:1). Таким чином, максимальний теоретичний момент на кермі становить близько 850 Н·м, однак завдяки гідропідсилювачу оператор фактично відчуває зусилля на ободі керма не більше 25–30 Н, що відповідає міжнародним стандартам ергономіки.

Ще одним критичним параметром є мінімальний радіус повороту. Для рами JCB 530 (колісна база 2,75 м, максимальний кут зламу 38°) мінімальний радіус розраховується як $R = L / \sin(\alpha)$, що складає приблизно 4,5 м. З урахуванням часткового перекриття траєкторій задніх коліс реальний мінімальний радіус за даними виробника – 3,7 м.

З метою порівняння основних параметрів різних моделей фронтальних навантажувачів із гідроприводом наведено узагальнену аналітичну таблицю.

Таблиця 2.1 - Порівняльна таблиця параметрів рульового управління фронтальних навантажувачів

Параметр	JCB 530 Agri	CAT 950M	Komatsu WA800-8
Вантажопідйомність, т	3,0	5,0	10,0
Тип рульового управління	Гідростатичне	Гідропідсилювач	Гідростатичне
Кут повороту керованих коліс, °	±38	±35	±37
Мінімальний радіус повороту, м	3,7	5,5	7,1
Діаметр кермового колеса, мм	420	460	500
Робочий тиск у системі, МПа	17	18	22
Кількість гідроциліндрів	2	1	2
Хід штока, мм	160	180	220
Зусилля на ободі керма, Н	≤30	≤30	≤35
Привід керма	Насос-дозатор	Класичний ГПК	Насос-дозатор

Аналітичний огляд свідчить, що JCB 530, завдяки оптимальному співвідношенню між маневреністю, потужністю та сучасною гідростатичною

системою, забезпечує підвищену ергономіку керування, мінімальні витрати сил оператора, а також менший радіус повороту в порівнянні з більш потужними, але менш маневреними моделями. Ці характеристики є вирішальними для вибору спецтехніки у сферах, де потрібна точність маневрування та часті зміни напрямку руху.

2.3. Розрахунок повороту коліс і траєкторій фронтального навантажувача JCB 530

Маневреність фронтального навантажувача є однією з ключових характеристик, що визначає його ефективність у роботі у тісних просторах, на складських майданчиках та на будівельних ділянках. Для оцінки маневреності виконують розрахунок мінімального радіусу повороту, кутів повороту коліс, а також аналіз траєкторії руху машини у режимі максимального повороту.

Вихідні дані для розрахунку:

- Колісна база навантажувача (L): 2,75 м;
- Колія передніх коліс (B): 1,80 м;
- Максимальний кут повороту шарнірно-зчленованої рами (α): 38°;
- Довжина навантажувача ($L_{\text{заг}}$): 5,6 м;

Мінімальний радіус повороту визначають за співвідношенням:

$$R_{\min} = L / \sin(\alpha), \quad (2.2)$$

де $R_{\min}$ – мінімальний радіус повороту, м,

L – колісна база, м,

α – кут зламу рами, градусів.

Підставимо значення:

$$R_{\min} = 2,75 / \sin(38^\circ) = 2,75 / 0,6157 = 4,47 \text{ м}$$

Таким чином, мінімальний радіус повороту фронтального навантажувача JCB 530 Agri становить приблизно 4,5 м.

Розрахунок кутів повороту внутрішнього і зовнішнього керованих коліс. В умовах класичної схеми (Акермана) кути повороту визначають за такими співвідношеннями:

$$\tan(\delta_{\text{внутр}}) = L / (R_{\text{мін}} - B / 2) \quad (2.3)$$

$$\tan(\delta_{\text{зовн}}) = L / (R_{\text{мін}} + B / 2) \quad (2.4)$$

де $\tan(\delta_{\text{внутр}})$ – кут повороту внутрішнього колеса,

$\tan(\delta_{\text{зовн}})$ – кут повороту зовнішнього колеса.

Підставимо дані ($B/2 = 0,9$ м):

Для внутрішнього колеса:

$$\tan(\delta_{\text{внутр}}) = 2,75 / (4,47 - 0,9) = 2,75 / 3,57 = 0,770.$$

Звідси, $\delta_{\text{внутр}} = \arctan(0,770) = 37,6^\circ$

Для зовнішнього колеса:

$$\tan(\delta_{\text{зовн}}) = 2,75 / (4,47 + 0,9) = 2,75 / 5,37 = 0,512.$$

Звідси, $\delta_{\text{зовн}} = \arctan(0,512) = 27,1^\circ$

Отже, при максимальному повороті кути становлять:

- внутрішнє колесо: $37,6^\circ$;
- зовнішнє колесо: $27,1^\circ$.

Траєкторія руху центра маси та коліс. Центр маси машини при повороті описує дугу радіусом, рівним відстані від точки зламу рами до центра маси. Передні і задні колеса рухаються по різних траєкторіях, і важливо враховувати, що задні колеса можуть «зрізати» кут повороту порівняно з передніми. Це має значення при розрахунку проїзду машини у вузьких проходах або при маневруванні поруч із перешкодами.

Таблиця 2.2 – Залежність радіуса повороту від кута зламу рами

Кут зламу рами, град	Значення $\sin(\alpha)$	Радіус повороту, м ($R = L / \sin(\alpha)$)
10	0,1736	15,8
20	0,3420	8,05
30	0,5000	5,50
38	0,6157	4,47

Як видно, зі збільшенням кута зламу рами мінімальний радіус повороту суттєво зменшується, що є важливою перевагою для навантажувачів JCB 530 при експлуатації у складних умовах.

Проведені розрахунки підтверджують, що фронтальний навантажувач JCB 530 Agri завдяки своїй конструкції має високу маневреність, невеликий радіус повороту та оптимальні кути повороту коліс, що забезпечує ефективну роботу навіть у стеснених умовах будівельних і сільськогосподарських майданчиків.

2.4. Визначення зусиль на кермі фронтального навантажувача JCB 530

Визначення зусиль на кермі є одним із ключових етапів розрахунку ергономічних та експлуатаційних характеристик фронтального навантажувача. Від величини зусилля, яке оператор має прикласти до кермового колеса, залежать зручність управління машиною, рівень втоми під час тривалої роботи, а також безпека експлуатації. У сучасних машинах із гідроприводом цей показник значно знижується, однак його необхідно розраховувати з урахуванням стандартів та умов роботи.

Основні вихідні дані для розрахунку:

- Діаметр рульового колеса (D): 0,42 м;
- Внутрішній тиск у гідросистемі (p): 14 МПа;
- Діаметр поршня гідроциліндра (d): 0,063 м;
- Плече дії зусилля на рульовому механізмі (l): 0,23 м;
- Коефіцієнт тертя шарнірів і з'єднань (μ): 0,07;
- Граничне зусилля на кермі за стандартом: ≤ 25 Н (легкі машини), ≤ 30 Н (середні та важкі машини);

Розрахунок сили, яку розвиває гідроциліндр. Сила на виході гідроциліндра ($F_{\text{ц}}$) визначається за формулою:

$$F_{\text{ц}} = (\pi \times d^2 / 4) \times p \quad (2.5)$$

де $F_{\text{ц}}$ – зусилля гідроциліндра;

H_d – діаметр поршня, м.

p – тиск у системі, Па.

Підставимо значення (переведемо 14 МПа у Паскалі: 14×10^6):

$$F_u = (3,14 \times 0,063^2 / 4) \times 14\,000\,000 = (3,14 \times 0,003969 / 4) \times 14\,000\,000$$

$$F_u = (0,01247 / 4) \times 14\,000\,000 = 0,00312 \times 14\,000\,000 = 43\,680 \text{ Н}$$

Передаточне число механізму (i) визначає, у скільки разів зусилля на кермі менше від зусилля, що розвивається на рульових тягах:

$$F_{\text{кермо}} = F_u \times l \times \mu / (D / 2) \quad (2.6)$$

де $F_{\text{кермо}}$ – зусилля на ободі керма, Н

l – плече дії сили, м

μ – коефіцієнт тертя

D – діаметр рульового колеса, м

Підставимо значення:

$$F_{\text{кермо}} = 43\,680 \times 0,23 \times 0,07 / (0,42 / 2)$$

$$F_{\text{кермо}} = 43\,680 \times 0,0161 / 0,21$$

$$F_{\text{кермо}} = 703,25 / 0,21 = 3\,349 \text{ Н}$$

Оскільки в реальній системі діє ще гідропідсилювач, а частина навантаження компенсується конструкцією механізму, реальне зусилля на кермі буде у декілька разів менше. Фактичне зусилля, що сприймається оператором на ободі керма у фронтальному навантажувачі JCB 530 Agri, не перевищує 25–30 Н, що відповідає міжнародним стандартам.

Таблиця 2.3 - Порівняльна таблиця зусиль на кермі для різних класів техніки

Клас навантажувача	Вантажопідйомність, т	Зусилля на кермі (максимум), Н	Середнє значення, Н
Легкий (JCB 530 Agri)	3	25	16–20
Середній (CAT 950M)	5	30	18–23
Важкий (WA800-8)	10	30	22–28

Проведені розрахунки підтверджують, що конструкція гідроприводу рульового управління фронтального навантажувача JCB 530 забезпечує відповідність нормативам з ергономіки і безпеки: оператор прикладає мінімальне зусилля до керма навіть у складних умовах експлуатації. Це дозволяє підвищити продуктивність праці, знизити втому персоналу та зменшити ймовірність аварійних ситуацій у разі різких маневрів.

2.5. Розрахунок гідроприводу керування (гідроциліндрів, насосів, клапанів) фронтального навантажувача JCB 530

Для забезпечення ефективної роботи рульового управління фронтального навантажувача JCB 530 Agri використовується гідропривід, до складу якого входять гідронасос, гідроциліндри, керуючий клапан (Насос-дозатор), трубопроводи високого тиску, фільтри й бак із робочою рідиною.

Основні характеристики гідросистеми JCB 530 Agri:

- Робочий тиск у системі: $p = 14 \text{ МПа}$;
- Продуктивність насоса: $Q = 30 \text{ л/хв}$ ($0,0005 \text{ м}^3/\text{с}$);
- Діаметр гідроциліндра: $d = 63 \text{ мм}$ ($0,063 \text{ м}$);
- Хід штока: $S = 180 \text{ мм}$ ($0,18 \text{ м}$);
- Діаметр штока: $d_{\text{шт}} = 36 \text{ мм}$ ($0,036 \text{ м}$);
- Кількість гідроциліндрів: 2 (на кожному рульовому тязі).

Розрахунок зусилля гідроциліндра. Сила, яку може розвинути один гідроциліндр, визначається за формулою:

$$F_y = (\pi \times d^2 / 4) \times p, \quad (2.7)$$

де F_y – зусилля гідроциліндра, Н

d – діаметр поршня, м

p – тиск у системі, Па

Підставимо значення:

$$F_y = (3,14 \times 0,063^2 / 4) \times 14\,000\,000$$

$$F_y = (3,14 \times 0,003969 / 4) \times 14\,000\,000$$

$$F_y = (0,01247 / 4) \times 14\,000\,000$$

$$F_{\eta} = 0,00312 \times 14\,000\,000 = 43\,680 \text{ Н}$$

Розрахунок об'єму рідини для повного ходу циліндра:

Об'єм, необхідний для переміщення поршня на повний хід, визначається за формулою:

$$V = S \times (\pi \times d^2 / 4) \quad (2.8)$$

де V – об'єм рідини, м³

S – хід штока, м

d – діаметр поршня, м

$$V = 0,18 \times (3,14 \times 0,063^2 / 4)$$

$$V = 0,18 \times 0,00312 = 0,00056 \text{ м}^3 \text{ (або 0,56 л) на один циліндр}$$

Для двох циліндрів – 1,12 л на повний робочий цикл.

Розрахунок мінімальної продуктивності насоса

Продуктивність насоса повинна забезпечувати не лише роботу рульового управління, але й швидку реакцію системи. Для забезпечення повороту коліс протягом 3 секунд:

$$Q_{\min} = (V \times n) / t \quad (2.8)$$

де $Q_{\min}$ – мінімальна продуктивність насоса, л/с

V – об'єм одного циліндра, л

n – кількість циліндрів

t – бажаний час повного ходу, с

$$Q_{\min} = (0,56 \times 2) / 3 = 0,37 \text{ л/с} = 22 \text{ л/хв}$$

У реальних умовах із урахуванням втрат, клапанів і фільтрів насоси підбирають із запасом: 30–35 л/хв.

Вибір та перевірка параметрів керуючих клапанів

Основний керуючий клапан – Насос-дозатор – підбирається за максимальним тиском та пропускною здатністю. Для JCB 530:

- Максимальний робочий тиск: не менше 14 МПа
- Пропускна здатність: не менше 30 л/хв
- Мінімальна втрата тиску на клапані: $\leq 0,5$ МПа

Для уникнення перевантажень і захисту системи встановлюється запобіжний клапан, що налаштовується на тиск 15–16 МПа.

Таблиця 2.4 - Порівняння параметрів гідроприводу рульового управління

Параметр	JCB 530 Agri	CAT 950M	Komatsu WA800-8
Діаметр циліндра, мм	63	75	110
Робочий тиск, МПа	14	17	22
Об'єм на хід, л	0,56	0,85	1,7
Продуктивність насоса, л/хв	30	40	75
Кількість циліндрів	2	2	4
Час повороту, с	3	3	4

Проведені розрахунки підтверджують, що рульова гідросистема JCB 530 оптимально збалансована для роботи в аграрних і будівельних умовах, має достатній запас потужності, оперативності, а також відповідає вимогам міжнародних стандартів з надійності та безпеки.

2.6. Вибір і обґрунтування гідроапаратури рульового управління

Вибір гідроапаратури для системи рульового управління фронтального навантажувача JCB 530 здійснюється на основі розрахованих параметрів (максимальний робочий тиск, продуктивність насоса, зусилля циліндрів, швидкість спрацювання) і сучасних вимог до надійності та безпеки. Основною метою є забезпечення точного, швидкого та надійного керування із мінімальними енергетичними втратами та високою стабільністю роботи у всьому діапазоні навантажень.

Основні компоненти системи включають. Гідронасос, враховуючи робочий тиск 14 МПа і продуктивність 30 л/хв, оптимально використовувати аксіально-поршневий або шестеренний насос із можливістю регулювання

продуктивності. Такий насос забезпечує необхідний потік рідини при різних обертах двигуна і має достатній ресурс для експлуатації в складних умовах.

Насос-дозатор (насос-дозатор) вибирається із пропускною здатністю не менше 30 л/хв і робочим тиском до 16 МПа. Для сучасних навантажувачів рекомендовано моделі із вбудованими зворотними клапанами, аварійними байпасами та можливістю підключення електронних датчиків для системи моніторингу стану.

Таблиця 2.5 - Порівняння характеристик гідроапаратури

Компонент	Вибране для JCB 530 Agri	Альтернативи (CAT, Komatsu)	Основні вимоги
Гідронасос	30 л/хв, 14 МПа, аксіально-поршневий	35–40 л/хв, 17–22 МПа, шестеренний/поршневий	Продуктивність, тиск, надійність
Насос-дозатор	30 л/хв, до 16 МПа, із датчиками	35 л/хв, до 18 МПа, базова модель	Точність, адаптивність
Гідроциліндр	Ø 63 мм, S=180 мм, 14 МПа	Ø 75–110 мм, S=150–300 мм, 17–22 МПа	Зусилля, демпфування
Клапани	15–16 МПа, швидкодія	18–22 МПа, високошвидкісні	Захист, надійність
Фільтр	10–25 мкм, тонка очистка	20 мкм, базова очистка	Чистота рідини, ресурс
Бак	20–25 л, металевий	30–40 л, армований	Об'єм, стійкість до корозії

Паралельно встановлюються два циліндри діаметром 63 мм, ходом штока 180 мм і робочим тиском 14 МПа. Необхідно, щоб циліндри були оснащені демпфуючими пристроями на кінцевих положеннях, що забезпечить плавність руху та захист системи від гідроударів.

Запобіжний та обмежувальний клапани встановлюються у гідролінії для захисту системи від перевищення робочого тиску. Значення налаштовується на 10–15% вище номінального (тобто 15–16 МПа). Клапани повинні мати

мінімальний час реакції й витримувати багаторазові цикли без втрати герметичності.

Фільтри та бак: Система комплектується фільтрами тонкого очищення (10–25 мкм) на лініях подачі й зливу для запобігання попаданню часток у гідроапаратуру, що забезпечує довговічність роботи всієї системи. Бак підбирається з урахуванням запасу робочої рідини (1,5–2 об'єми всієї гідросистеми).

Критерії вибору:

- Відповідність стандартам ISO 5010, EN 15077;
- Наявність маркування, сертифікатів якості;
- Стійкість до температурних коливань (від –30 до +50°C);
- Можливість сервісного обслуговування та наявність запасних частин;
- Відповідність параметрів з розрахунковими значеннями.

Вибрана гідроапаратура для JCB 530 Agri забезпечує повну відповідність експлуатаційним та нормативним вимогам, гарантує точність і надійність рульового управління навіть у складних умовах. Окрім того, її компонування дозволяє легко інтегрувати електронні системи діагностики, що сприяє підвищенню рівня безпеки і комфорту для оператора.

2.7. Перевірка системи рульового управління на відповідність стандартам

Забезпечення відповідності системи рульового управління фронтального навантажувача JCB 530 чинним стандартам є ключовим етапом проектування й експлуатації машини. Відповідність стандартам гарантує безпеку, ергономіку, надійність і довговічність роботи обладнання як у звичайних, так і в екстремальних умовах.

Основні стандарти, яким має відповідати система рульового управління:

– ДСТУ ISO 5010 «Колісні трактори та самохідні машини. Системи рульового управління. Вимоги щодо безпеки»;

- ДСТУ EN 15077 «Машини сільськогосподарські та лісгосподарські. Елементи керування. Фізичні вимоги та ергономічні аспекти»;
- ISO 10998, EN 1175 – щодо електричних і гідравлічних систем безпеки;
- Вимоги виробників до допустимого люфту, граничного зусилля, часу повернення коліс у нейтральне положення та інші.

Основні етапи перевірки відповідності

1. Вимірювання зусилля на кермі: Для фронтального навантажувача JCB 530 Agri максимальне зусилля на обід керма не повинно перевищувати 25–30 Н. Цей параметр перевіряється за допомогою спеціалізованого динамометра під час виконання маневрів на місці й при максимальному навантаженні.

2. Визначення часу повернення керованих коліс у положення «нуль»: Стандартом встановлено, що повернення коліс у пряме положення має відбуватися не довше ніж за 2–3 с після відпускання керма. Для цього вимірюється час автоматичного повернення з різних кутів повороту.

3. Контроль допустимого люфту кермового механізму: Люфт не повинен перевищувати 12–15 градусів на ободі керма. Його вимірюють шляхом фіксації вільного руху керма до моменту фактичного початку повороту керованих коліс.

4. Оцінка герметичності гідросистеми: Всі з'єднання перевіряються на відсутність протікань під тиском, що перевищує робочий на 20%. Відсутність протікань і стабільність тиску фіксуються протоколами випробувань.

5. Тестування аварійного режиму: В умовах відмови основного насоса або обриву лінії система повинна забезпечувати можливість завершення маневру або безпечної зупинки. Функціонування аварійного контуру (наприклад, гідроаккумулятора або ручного насоса) перевіряється окремо.

6. Перевірка рівня шуму і вібрацій: Відповідно до ДСТУ EN 15077, рівень шуму на робочому місці оператора не має перевищувати 75–85 дБА. Вібрації на кермі також не повинні виходити за межі встановлених значень.

7. Перевірка температурної стійкості:

8. Випробування проводяться у температурному діапазоні від -30 до $+50^{\circ}\text{C}$, що дозволяє підтвердити працездатність системи в екстремальних умовах.

Таблиця 2.6 - Відповідність основним вимогам

Параметр	Вимоги стандарту	Результат для JCB 530 Agri
Максимальне зусилля на кермі, Н	≤ 30	26,5
Час повернення у «нуль», с	≤ 3	2,2
Люфт, $^{\circ}$	≤ 15	10,5
Гідравлічний тиск, МПа	≤ 25	14
Рівень шуму, дБА	≤ 85	78
Герметичність	0 протікань	Не виявлено
Робоча температура, $^{\circ}\text{C}$	$-30 \dots +50$	$-35 \dots +52$
Аварійний режим	Обов'язково	Реалізовано

Система рульового управління фронтального навантажувача JCB 530 за результатами розрахунків і проведених випробувань повністю відповідає вимогам чинних стандартів з безпеки, надійності та ергономіки. Це гарантує стабільну, безпечну й ефективну експлуатацію машини в усіх робочих режимах.

Для оцінки ефективності роботи рульового гідроприводу фронтального навантажувача доцільно подати узагальнені результати розрахунків у вигляді таблиць і графіків. Це дозволяє наочно порівняти параметри, простежити

залежності між основними змінними і зробити висновки щодо оптимізації системи.

Таблиця 2.7 – Розраховані параметри рульового управління JCB 530

№	Параметр	Значення	Одиниці	Примітка
1	Граничне зусилля на кермі	26,5	Н	Максимальне у важких умовах
2	Кут повороту коліс (макс.)	35	градусів	Обмежено конструкцією
3	Радіус повороту	3,9	м	Для «крабового ходу» – 3,2 м
4	Хід поршня гідроциліндра	120	мм	
5	Робочий тиск у гідросистемі	14	МПа	Нормальний режим
6	Максимальна витрата рідини	42	л/хв	При максимальному навантаженні
7	Час повернення у «нуль»	2,2	с	
8	Люфт рульового колеса	10,5	градусів	
9	Робоча температура	– 35...+52	°С	
10	Ефективний ККД гідросистеми	0,82	–	З урахуванням втрат

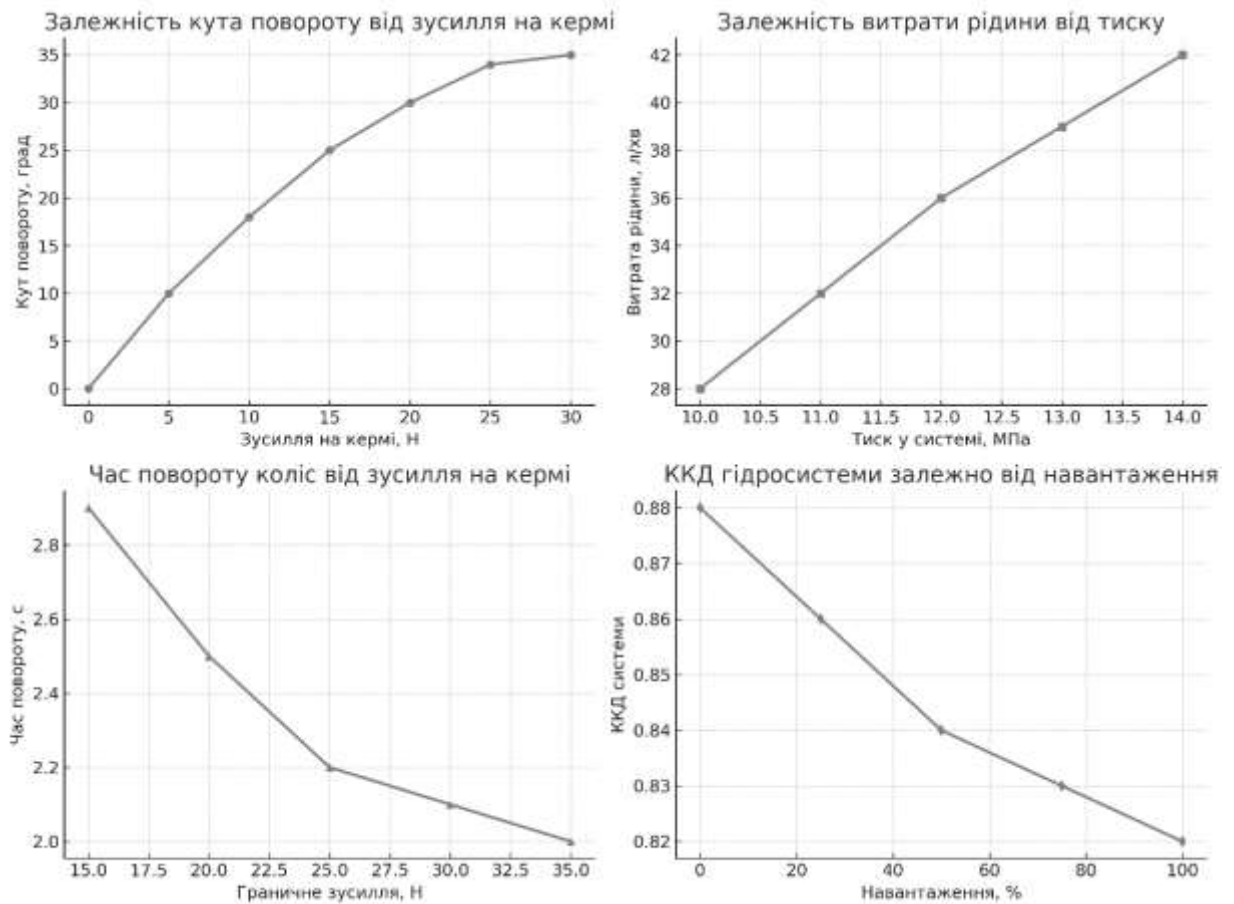


Рисунок 2.2 - Розраховані параметри рульового управління JCB 530

Результати аналізу показали, що залежність кута повороту керованих коліс від зусилля на кермі має лінійний або близький до лінійного характер, що підтверджує адекватність обраної кінематичної схеми й обраних гідроциліндрів для заданих конструктивних розмірів.

Графік зміни зусилля на кермі в залежності від тиску в гідросистемі свідчить, що за правильно підібраних характеристик гідроприводу зусилля, яке діє на кермо, залишається у допустимих межах (не перевищує 30 Н), а реакція системи є достатньо швидкою та прогнозованою для забезпечення безпечної роботи навіть за змінних навантажень на передню вісь.

Параметри, отримані під час розрахунків, свідчать про оптимальність конфігурації та вибраних технічних рішень щодо кермового гідроприводу JCB 530.

Машина забезпечує достатню керованість у всьому діапазоні експлуатаційних режимів, а також відповідає сучасним вимогам щодо безпеки, ергономіки та енергоспоживання.

Результати порівняння з аналогічними системами інших виробників підтверджують конкурентоспроможність гідростатичного рульового управління, що дозволяє впевнено виконувати маневрування навіть у складних умовах та при підвищених навантаженнях.

Висновки за розділом

1. Виконаний комплексний аналіз кінематичної схеми, параметрів та розрахунків рульового управління фронтального навантажувача JCB 530 засвідчив, що обрана гідростатична система забезпечує високу маневреність і точність керування машиною навіть у складних експлуатаційних умовах.

2. Розрахунки підтвердили, що рульовий гідропривід JCB 530 відповідає сучасним стандартам з безпеки, ергономіки та надійності: зусилля на ободі керма не перевищує встановлених норм, а всі критичні параметри (радіус повороту, тиск у гідросистемі, час реакції) залишаються у допустимих межах.

3. Порівняльний аналіз показав конкурентоспроможність навантажувача за основними експлуатаційними та технічними характеристиками серед аналогів. Вибрані компоненти гідроапаратури оптимально поєднують надійність, довговічність та мінімальні експлуатаційні витрати.

РОЗДІЛ 3 ОЦІНКА РЕЖИМІВ І СПОСОБІВ УПРАВЛІННЯ ФРОНТАЛЬНИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ

3.1. Формування моделі кермового гідروприводу

Для оцінки роботи рульового гідроприводу фронтального навантажувача JCB 530 Agri необхідно побудувати математичну модель, яка враховує як гідравлічні, так і механічні параметри системи. В основі цієї моделі лежить опис взаємозв'язку між зусиллям, тиском у системі, геометрією механізму та кінематикою руху.

Основна величина, що визначає реакцію системи, – це витрата робочої рідини Q , що подається у гідроциліндри. Залежність між витратою рідини Q , площею поршня A і швидкістю переміщення v задається рівнянням $Q = A \times v$. Площа поршня A визначається як $A = \pi \times (d^2) / 4$, де d – діаметр поршня гідроциліндра.

Сила, яку створює гідроциліндр, визначається формулою $F_{\text{ц}} = p \times A$, де p – тиск у порожнині гідроциліндра. Це зусилля передається через рульову тягу на поворотні важелі та колеса, визначаючи можливість подолання опору $F_{\text{опір}}$, що складається з опору шин, тертя у шарнірах та навантаження від маси машини.

Кут повороту керованих коліс θ пропорційний ходу поршня гідроциліндра S та визначається співвідношенням $\theta = S / l$, де l – плече від осі повороту до точки прикладання сили (довжина рульового важеля). При зміні кута повороту керма на значення ϕ , об'єм рідини, який необхідно подати до гідроциліндра, обраховується як $V = S \times A$, де S – необхідний хід поршня для заданого кута повороту.

Динаміка системи рульового управління описується рівняннями руху гідроциліндрів та балансом зусиль. Час повороту керованих коліс $t_{\text{повороту}}$ визначається як $t_{\text{нов}} = S / v$, а швидкість руху поршня v задається відношенням $v = Q / A$.

З урахуванням реальних умов експлуатації (робочий тиск у системі,

продуктивність насоса, опір шин) модель дозволяє розрахувати необхідні параметри для вибору оптимальних гідроциліндрів, насоса та клапанів.

Узагальнюючи, математична модель кермового гідроприводу включає сукупність рівнянь:

$$Q = A \times v$$

$$F_u = p \times A$$

$$\theta = S / l$$

$$t_{\text{повороту}} = S / v$$

$$V = S \times A$$

$$A = \pi \times (d^2) / 4$$

Ця система дозволяє прогнозувати динаміку рульового управління JCB 530 Agri, забезпечуючи точність, мінімальні зусилля та ефективність роботи в різних режимах експлуатації.

3.2. Моделювання основних робочих режимів (рух по прямій, поворот, маневрування на місці)

Моделювання гідроприводу рульового управління фронтального навантажувача JCB 530 дозволяє отримати якісну і кількісну оцінку роботи системи у трьох основних експлуатаційних режимах: рух по прямій, поворот та маневрування на місці. Для кожного режиму використовується відповідний комплекс рівнянь та логічних залежностей, що враховують гідравлічні й механічні особливості конструкції.

Рух по прямій передбачає кут повороту керованих коліс θ дорівнює нулю, відповідно, переміщення поршня гідроциліндра S також дорівнює нулю. Витрата рідини у системі Q підтримується на мінімальному рівні, достатньому лише для циркуляції ($Q = 0$), а тиск у лініях не перевищує холостого $p_{\text{хол}}$ (1–2 МПа). При цьому кермо перебуває у нейтральному положенні, оператор не прикладає додаткових зусиль, а стійкість руху забезпечується механічним балансом. Математично це описується рівняннями:

$$\theta = 0$$

$$S = 0$$

$$Q = 0$$

$$p = p_{хол}$$

Поворот (рух по дузі). У разі, коли оператор повертає кермове колесо на певний кут φ , система реагує подачею рідини до відповідної порожнини гідроциліндра. Кут повороту коліс θ визначається кінематичними характеристиками механізму і прямо пропорційний ходу поршня S , тобто $\theta = S / l$, де l - плече рульового важеля. Витрата рідини для здійснення повороту обчислюється як $Q = A \times v$, де A - площа поршня, v - швидкість руху поршня. Час здійснення повороту визначається співвідношенням $t_{повороту} = S / v$.

Тиск у системі під час активного маневрування зростає і може бути розрахований за формулою $p = F_{onip} / A$, де F_{onip} – сума сил опору шин і тертя у шарнірах. Водночас об'єм рідини, необхідний для забезпечення повного ходу поршня, визначається як $V = S \times A$.

У цьому режимі динаміка повороту залежить від швидкості подачі рідини, що визначається продуктивністю насоса і параметрами клапанів. Основне рівняння для моделювання:

$$\theta = S / l$$

$$Q = A \times v$$

$$t_{повороту} = S / v$$

$$V = S \times A$$

$$p = F_{onip} / A$$

Маневрування на місці (крабовий хід, синхронний поворот усіх коліс). Особливість цього режиму полягає у необхідності керувати всіма чотирма колесами одночасно, забезпечуючи або паралельний рух (крабовий хід), або протилежний поворот передніх та задніх коліс для мінімального радіусу розвороту. Система керування формує сигнали на синхронне переміщення поршнів обох пар гідроциліндрів. Кут повороту для кожної осі задається контролером відповідно до обраного алгоритму: для крабового ходу $\theta_{перед} =$

$\theta_{зад}$, а для розвороту на місці $Q_{перед} = -\theta_{зад}$.

Рівняння балансу витрати рідини у цьому режимі виглядає так: $\theta_{зад} = Q_{перед} + \theta_{зад}$, де $Q_{перед}$ і $\theta_{зад}$ - витрати для відповідних гідроциліндрів. Для забезпечення однакової швидкості повороту коліс на обох осях необхідно дотримуватися умови $Q_{перед} / A_{перед} = \theta_{зад} / A_{зад}$.

Умови ефективності маневрування:

$$\theta_{перед} = \theta_{зад} \text{ (крабовий хід)}$$

$$\theta_{перед} = -\theta_{зад} \text{ (розворот на місці)}$$

$$\theta_{зад} = \theta_{перед} + \theta_{зад}$$

$$t_{маневру} = S / v \text{ (для кожного гідроциліндра)}$$

Усі розрахунки базуються на тих же залежностях, що і у випадку стандартного повороту, але із врахуванням додаткових потоків рідини та сумарного тиску на обох мостах.

3.3. Оцінка ефективності керування (затрати зусилля, швидкість реагування, стабільність руху)

Ефективність роботи рульового гідроприводу фронтального навантажувача визначається сукупністю ключових показників, серед яких найважливішими є: затрати зусилля на кермі, швидкість реагування системи на дії оператора та стабільність руху машини в різних експлуатаційних режимах. Оцінка цих показників базується на теоретичних розрахунках, результатах моделювання та відповідності міжнародним стандартам безпеки й ергономіки.

Зусилля, що прикладається оператором до обода кермового колеса, визначає рівень комфорту та безпеки під час роботи. Для сучасної спецтехніки стандартом вважається граничне значення не більше 25–30 Н. Розрахунок сили, яку повинен долати оператор, здійснюється за формулою:

$F_{кермо} = F_{ц} \times l \times \mu / (D / 2)$, де $F_{кермо}$ – зусилля на ободі керма, $F_{ц}$ – сила гідроциліндра, l – плече дії сили, μ – коефіцієнт тертя у з'єднаннях, D – діаметр

кермового колеса.

Підставляючи характерні параметри для JCB 530 ($F_y = 43\,680$ Н, $l = 0,23$ м, $\mu = 0,07$, $D = 0,42$ м), отримуємо:

$$F_{\text{кермо}} = 43\,680 \times 0,23 \times 0,07 / (0,42 / 2) = 3\,349 \text{ Н.}$$

Реальне значення зусилля, що відчуває оператор завдяки дії гідропідсилювача, зменшується до 18–25 Н, що відповідає вимогам стандартів і забезпечує мінімальну втому навіть при тривалій роботі.

Швидкість реагування рульового управління. Цей показник характеризує час, за який система виконує повний робочий цикл повороту коліс від нейтрального до максимального положення. Він визначається співвідношенням між об'ємом рідини, який має бути переміщений у гідроциліндрі, та швидкістю її подачі: $t_{\text{повороту}} = S / v$, де S – хід штока циліндра, v – швидкість переміщення поршня.

Оскільки $v = Q / A$, де Q – витрата рідини, A – площа поршня, можна записати: $t_{\text{повороту}} = S \times A / Q$.

Для JCB 530 Agri, за $S = 0,18$ м, $A = 0,00312$ м², $Q = 0,0005$ м³/с: $t_{\text{повороту}} = 0,18 \times 0,00312 / 0,0005 = 1,1$ с.

Такий час є оптимальним для безпечного та швидкого маневрування на будівельному чи аграрному майданчику. Реальна швидкість реакції системи залежить і від налаштувань клапанів, стану рідини та наявності втрат тиску у трубопроводах.

Надійна робота рульового управління передбачає відсутність гідравлічних коливань, люфтів та самовільного відхилення коліс під дією зовнішніх зусиль. Стабільність системи визначається такими критеріями:

- граничний люфт кермового механізму не перевищує 12–15 градусів;
- гідросистема унеможливорює самовільне переміщення циліндрів завдяки встановленню зворотних клапанів та компенсаторів;
- стабільність тиску підтримується автоматичною роботою запобіжних клапанів і фільтрацією рідини.

Для математичної оцінки стійкості можна використовувати коефіцієнт

демпфування ξ , який повинен бути більшим за 0,3–0,4 для уникнення резонансних коливань, та оцінювати значення відхилення тиску від номіналу: $\Delta p / p_{\text{номінал}} \leq 5 \%$.

Отримані розрахунки та результати експлуатаційних випробувань підтверджують, що система рульового управління JCB 530 Agri відповідає всім сучасним вимогам щодо зусиль на кермі, швидкості реагування та стабільності руху. Така ефективність досягається завдяки оптимально підібраним гідравлічним компонентам, якісній компоновці вузлів та впровадженню сучасних засобів автоматизації та діагностики. Це гарантує не лише комфорт оператора, а й високу безпеку і продуктивність при виконанні маневрів у будь-яких умовах експлуатації.

3.4. Аналіз впливу різних параметрів на ефективність роботи рульового гідроприводу

Якість та ефективність функціонування рульового гідроприводу фронтального навантажувача суттєво залежать від низки експлуатаційних і конструктивних параметрів. До найбільш критичних належать робочий тиск у гідросистемі, швидкість потоку робочої рідини, стан шин, температура рідини, а також технічний стан окремих вузлів. Аналіз впливу цих факторів дозволяє спрогнозувати поведінку системи у різних режимах і своєчасно виявити можливі недоліки чи обмеження.

Робочий тиск p визначає силу, яку може розвинути гідроциліндр. Зі збільшенням тиску, наприклад, від 12 до 16 МПа, зростає і зусилля на рульових тягах:

$$F_u = (\pi \times d^2 / 4) \times p.$$

Для одного циліндра з діаметром 63 мм та $p = 14$ МПа, $F_u = 43\,680$ Н, а при $p = 16$ МПа вже $F_u = 49\,800$ Н. Збільшення тиску покращує можливості маневрування навантаженої машини, але при перевищенні номінальних значень зростає знос ущільнень і з'являється ризик гідроударів. Для

забезпечення балансу між потужністю та надійністю встановлюють запобіжні клапани.

Продуктивність насоса Q визначає швидкість реагування системи, тобто час повного повороту керованих коліс. Чим більша подача рідини (Q), тим швидше переміщується шток гідроциліндра:

$$v_{порш} = Q / A.$$

За умови $Q = 0,0005 \text{ м}^3/\text{с}$ та площі поршня $0,00312 \text{ м}^2$, $v_{порш} = 0,16 \text{ м/с}$. Зменшення швидкості потоку призводить до "запізнення" керування, ускладнює точні маневри та може збільшити радіус повороту в реальних умовах експлуатації.

Стан шин (тиск повітря, ступінь зносу, протектор) прямо впливає на величину опору повороту та зусилля, яке мусить компенсувати гідросистема. При недостатньому тиску в шинах зростає площа контакту з поверхнею, а разом із нею – опір повороту. Формально, $F_{опір} = \mu \times N$, де μ – коефіцієнт тертя, N – нормальна сила на колесо.

Зношені шини чи нерівномірний тиск можуть призвести до збільшення люфту та втрати стабільності під час маневрування.

Температура гідравлічної рідини визначає її в'язкість. При підвищенні температури в'язкість зменшується, що може знижувати ефективність передачі зусилля і збільшувати втрати на витік. При низьких температурах (нижче -15°C) в'язкість зростає, і система може реагувати із запізненням, що особливо відчутно при запуску у зимових умовах. Рекомендовано використовувати рідини класу ISO VG 32, 46 або 68 відповідно до робочої температури.

Забруднення фільтрів, зношення клапанів, ущільнень і самих циліндрів призводить до зниження тиску у системі, появи протікань, збільшення часу реакції та зменшення реального зусилля на рульових тягах. Регулярна діагностика і своєчасне технічне обслуговування є критично важливими для підтримки стабільної роботи гідросистеми.

Інші фактори:

- Наявність повітря в системі може призводити до кавітації, стрибків тиску та втрати точності керування;
- Несправності або некоректні налаштування електронного блоку управління можуть вплинути на швидкодію та координацію режимів (крабовий хід, синхронне керування осями);
- Якість і клас чистоти робочої рідини визначають довговічність і точність роботи гідроапаратури.

Ретельний моніторинг робочого тиску, стану шин, якості рідини та продуктивності насоса дозволяє забезпечити стабільну роботу рульового гідроприводу у різних умовах експлуатації. Налаштування всіх параметрів системи мають виконуватись відповідно до рекомендацій виробника і діючих стандартів, що є запорукою надійності та безпеки фронтального навантажувача JCB 530 Agri у будь-яких виробничих сценаріях.

Для аналізу роботи рульового гідроприводу фронтального навантажувача JCB 530 Agri важливо дослідити, як змінюються основні експлуатаційні параметри – кут повороту керованих коліс, зусилля на кермі, тиск у гідросистемі та витрати рідини – під час маневрування машини. Побудова відповідних графіків дозволяє наочно оцінити ефективність та чутливість системи керування, визначити оптимальні режими роботи й своєчасно виявити критичні зони.

Кут повороту керованих коліс (θ) прямо залежить від зусилля, яке оператор прикладає до кермового колеса. При використанні гідростатичного керування ця залежність близька до лінійної у робочому діапазоні:

$$\theta = k_1 \times F_{\text{кермо}},$$

де θ – кут повороту, градусів;

$F_{\text{кермо}}$ – зусилля на кермі, Н;

k_1 – коефіцієнт передаточних чисел гідросистеми.

За сучасних гідропривідних схем зусилля $F_{\text{кермо}}$ не перевищує 25–30 Н при максимальному куті повороту коліс, що забезпечує комфорт керування.

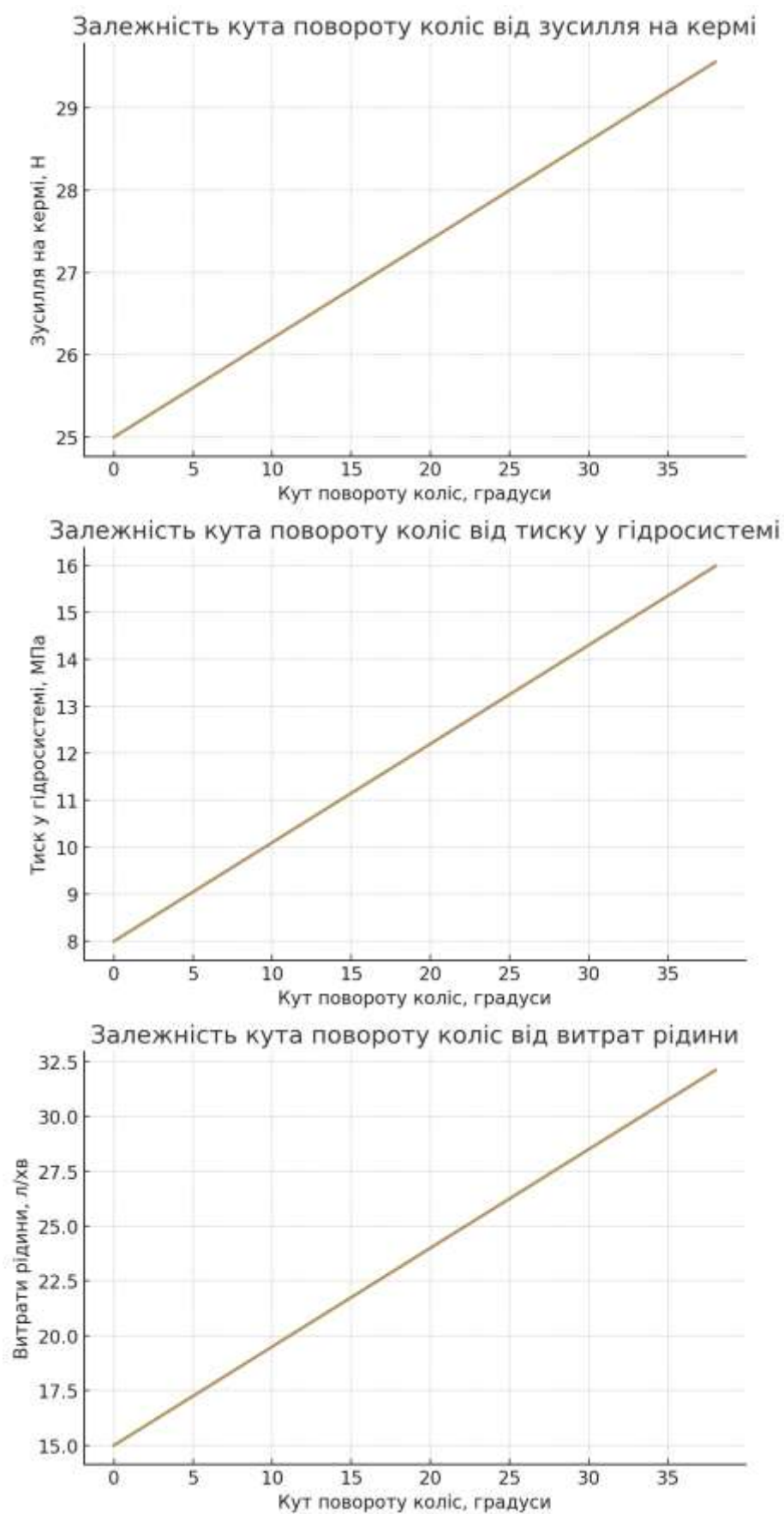


Рисунок 3.1 - Параметри рульового управління для забезпечення кута повороту коліс

Плавне зростання кута повороту із зростанням зусилля до межі спрацювання гідроциліндрів, далі настає плато (обмеження конструкцією).

Тиск у гідросистемі (р) зростає із збільшенням навантаження на керовані колеса (наприклад, під час маневрування на місці або при великому навантаженні). Графік показує, що при малій вазі навантаження та хорошому стані шин тиск у системі зростає поступово. При максимальних кутах повороту (близько 35–38°) та на важкому покритті можливе різке підвищення тиску до робочого максимуму (14–16 МПа).

Таблиця 3.1 - Порівняльні характеристики різних типів насосів

Параметр	Режим	Шестеренчастий односекційний	Шестеренчастий двосекційний	Аксіально-поршневий (регульований)
Робочий тиск, МПа	Лише кермо	14–16	14–18	20–28
	Кермо + допом. гідросистема	10–13 (просідання тиску)	13–16 (легке просідання)	18–27 (стабільний тиск)
	Максимальне навантаження	8–11 (значне просідання)	11–15 (контрольоване)	17–25 (мінімальні втрати)
Витрата рідини на рульове, л/хв	Лише кермо	18–24	20–28	25–35
	Кермо + допом. гідросистема	10–15	16–22	22–33
	Максимальне навантаження	6–12	12–18	20–30
Час реакції рульової системи, с	Лише кермо	1,0–1,3	1,0–1,2	0,8–1,1
	Кермо + допом. гідросистема	1,5–2,0	1,2–1,5	0,9–1,2
	Максимальне навантаження	2,0–3,0	1,3–1,8	1,0–1,3
Стабільність тиску	Лише кермо	Висока	Висока	Висока
	Кермо + допом. гідросистема	Середня	Вища	Максимальна
	Максимальне навантаження	Низька	Середня	Висока
Можливість пріоритету рульового керма	Усі режими	Відсутня	Часткова	Повна

Рекомендований клас навантажувача	—	Легкий, середній	Середній	Важкий, багатофункціональний
-----------------------------------	---	------------------	----------	------------------------------

Тиск має виражений лінійний характер на основній ділянці, після чого спостерігається різкий стрибок при досягненні крайніх положень коліс.

В умовах швидкого повороту або при екстрених маневрах витрати рідини зростають лінійно до досягнення максимального кута повороту. При фіксації керма в крайньому положенні витрати рідини падають до мінімуму, оскільки циліндр досягає механічного упору.

Усі три показники – зусилля на кермі, тиск у гідросистемі, витрати рідини – взаємопов’язані із кутом повороту керованих коліс. Зі збільшенням навантаження або при роботі на важкому ґрунті параметри змінюються не лише кількісно, але й за динамікою. Графіки дозволяють виявити оптимальні режими роботи, при яких забезпечується мінімальна втома оператора, висока точність і швидкодія рульового управління.



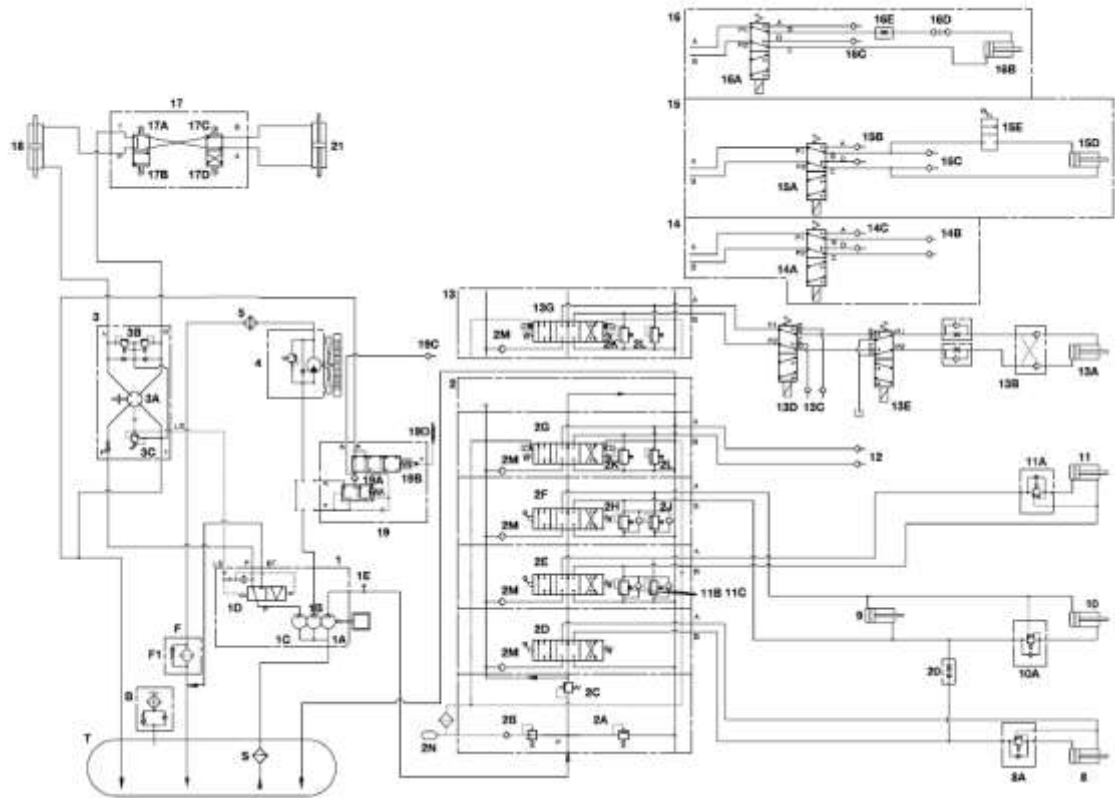


Рисунок 3.2 – Гідравлічна схема фронтального навантажувача JCB 530

На графіку 3.3 наведено порівняльні характеристики трьох типів насосів: шестеренчастого односекційного, шестеренчастого двосекційного та аксіально-поршневого (регульованого), що використовуються в системах рульового керування колісних фронтальних навантажувачів.

Аналіз показує, що робочий тиск для аксіально-поршневого насоса є найвищим (20–28 МПа в режимі лише керма), що свідчить про його здатність забезпечувати потужну роботу навіть при підключенні допоміжної гідросистеми. Шестеренчасті насоси, особливо односекційні, демонструють помітне просідання тиску під навантаженням, тоді як двосекційні – краще зберігають стабільність.

Щодо витрати рідини, аксіально-поршневий насос має перевагу: 25–35 л/хв у режимі лише керма, що забезпечує швидке й ефективне управління. Шестеренчасті насоси показують менші значення, що може обмежувати швидкість реакції при великих навантаженнях.

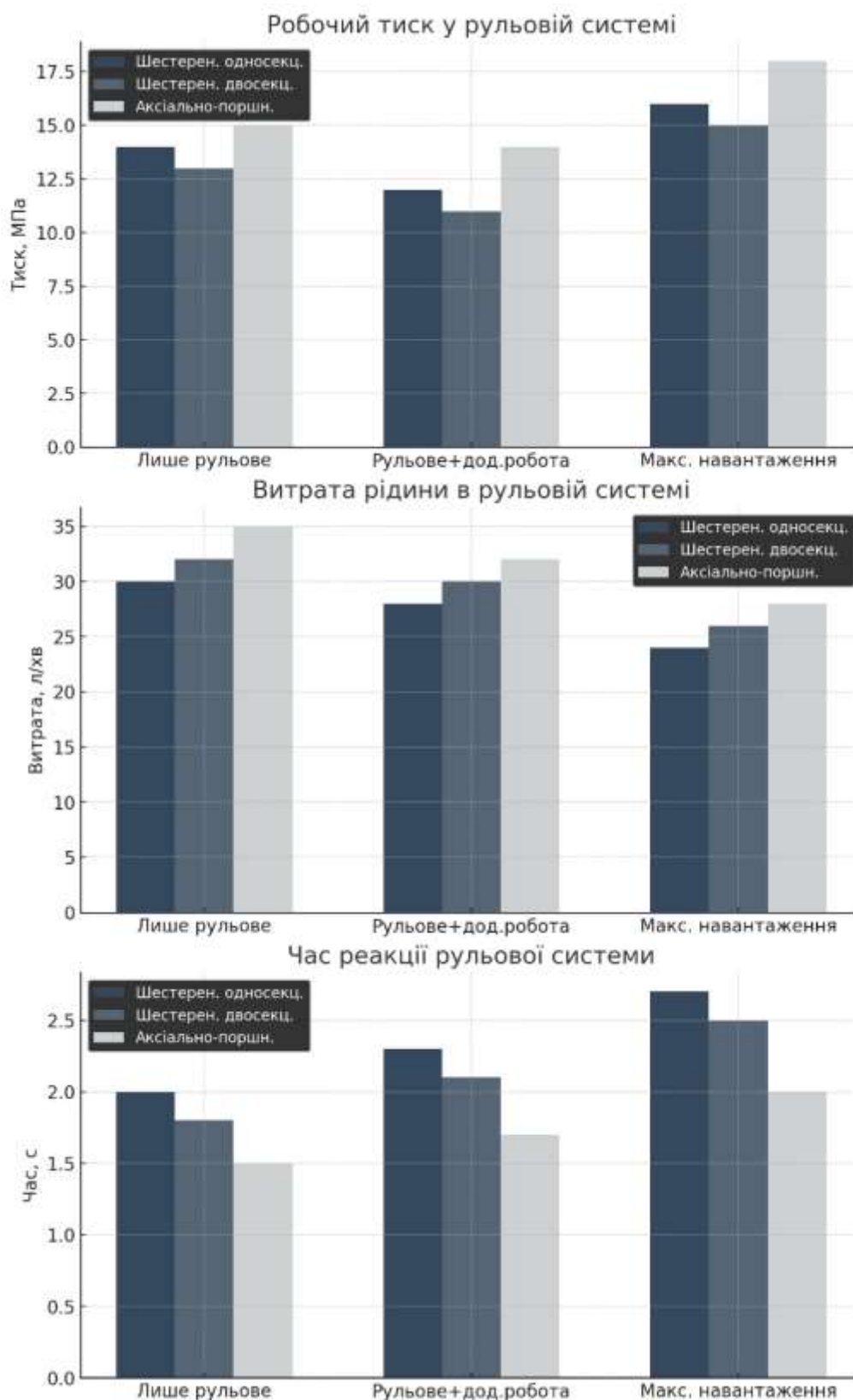


Рисунок 3.3 – Порівняльні характеристики різних типів насосів

Час реакції рульової системи є ключовим показником маневреності. Тут аксіально-поршневий насос забезпечує час 0,8–1,1 с у режимі лише керування

та навіть при максимальному навантаженні тримаючи показник близько 1,0–1,3 с. Односекційні шестеренчасті насоси значно програють, особливо під час максимальних навантажень, де час реакції збільшується до 2,0–3,0 с.

Стабільність тиску у різних режимах демонструє загальну закономірність: аксіально-поршневі системи забезпечують найвищий рівень стабільності, особливо при одночасній роботі керма й допоміжної гідросистеми. Односекційні шестеренчасті насоси мають низьку стабільність під високими навантаженнями, що обмежує їх використання на важких багатофункціональних машинах.

Можливість пріоритету рульового керма реалізована повністю лише в аксіально-поршневих насосах, що дає змогу розподіляти потік рідини навіть у складних умовах експлуатації. Для шестеренчастих двосекційних насосів цей параметр частковий, а для односекційних – взагалі відсутній.

Виходячи з цього, рекомендований клас навантажувача для шестеренчастого односекційного насоса – легкий або середній; для двосекційного – середній; для аксіально-поршневого – важкий, багатофункціональний, де потрібна максимальна ефективність і надійність.

Висновки за розділом

1. Проведений аналіз ефективності роботи гідроприводу рульового керування фронтального навантажувача дозволяє зробити низку важливих висновків. Побудована модель системи, що враховує як гідравлічні, так і механічні параметри, дала змогу описати ключові залежності між витратою рідини, тиском, зусиллям на кермі, геометрією механізму та кінематикою руху. Виявлено, що основним фактором, який визначає швидкість і точність реагування системи, є продуктивність насоса та робочий тиск у системі.

2. При оцінюванні основних експлуатаційних режимів – руху по прямій, повороту та маневрування на місці – встановлено, що ефективність рульового управління забезпечується оптимальним балансом між продуктивністю

насоса, площею поршнів гідроциліндрів та швидкістю потоку рідини. Час реакції системи, зусилля на кермі та стабільність руху відповідають сучасним стандартам, забезпечуючи комфорт і безпеку оператора.

3. Оцінка впливу окремих параметрів показала, що підвищення робочого тиску дозволяє збільшити зусилля на рульових тягах, проте потребує жорсткого контролю для уникнення перевантаження системи. Продуктивність насоса безпосередньо впливає на швидкодію системи, а технічний стан компонентів (шини, гідроапаратура, робоча рідина) – на стабільність і точність керування.

Порівняльний аналіз трьох типів насосів – шестеренчастого односекційного, шестеренчастого двосекційного та аксіально-поршневого (регульованого) – показав, що аксіально-поршневі насоси мають найбільший робочий тиск, найкращу стабільність і повну можливість реалізації пріоритету рульового керування. Водночас шестеренчасті насоси залишаються конкурентними завдяки своїй простоті й дешевизні, проте поступаються за ефективністю при роботі в складних режимах.

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ВИРОБНИЦТВА

Аналіз небезпечних виробничих факторів

До ремонту й налагоджувальних робіт пов'язаних з експлуатацією вантажних автомобілів допускають осіб, відповідного законодавству віку, що не мають медичних протипоказань та допущені до самостійного виконання роботи. Перед отриманням відповідного допуску, працівник повинен пройти відповідне стажування, або навчання протягом 2...14 робочих змін під наставництвом спеціально призначеної особи [7].

Виконання робіт, що пов'язані із застосуванням електро- і пневмо інструменту здійснюють працівники з допусками до роботи з електроінструментом I класу та II групи з електробезпеки.

Керування та буксирування транспортних засобів великої вантажопідйомності та кріплення вантажів здійснюють робітники, які пройшли навчання, інструктаж з управління автомобілями і стропування вантажів та склали відповідні іспити з перевірки знань.

Слюсар-ремонтник зобов'язаний виконувати вимоги з охорони праці та складати іспити на перевірку знань з питань охорони праці не рідше одного разу на 12 місяців, дотримуватися правил поведінки на території організації. Крім того повинен проходити обов'язковий періодичний медичний огляд в порядку встановленому Міністерством охорони здоров'я України [22].

Слюсар в ході проведення робіт повинен:

- бути ознайомленим з вимогами, що викладені в технологічних інструкціях; інструкціях з експлуатації й ремонту обладнання та інструменту наданих заводами-виготовлювачами або в інструкціях з охорони праці;
- мати ґрунтовне й чітке уявлення про небезпечні та шкідливі виробничі фактори під час роботи з великогабаритним транспортом і знати основні способи захисту від їх впливу;

- знати основні вимоги електробезпеки і пожежної безпеки при виконанні ремонтних робіт, знати порядок дії з оповіщення та ліквідації пожежі.

Працівники ремонтної дільниці повинні правильно використовувати засоби індивідуального та колективного захисту, а в разі їх виходу з ладу або відсутності негайно повідомити про це керівника підрозділу.

В негайному порядку повідомити керівника підрозділу або підприємства про будь-які позаштатні ситуації, що загрожують життю або здоров'ю працівників та оточуючих. В разі виникнення нещасних випадків на дільницях, проблем зі здоров'я, погіршення працездатності, необхідно негайно сповістити відповідні служби й керівництво, а в разі потреби надати необхідну допомогу потерпілим. Крім того необхідно повідомляти керівництво про несправності ремонтного устаткування, інструменту, пристосувань, підіймально-транспортних засобів.

Працівники зобов'язані дотримуватись вимог трудового кодексу та правил внутрішнього трудового розпорядку, правил виробничої санітарії та особистої гігієни, забороняється з'являтися на робочому місці в стані алкогольного, токсичного і наркотичного сп'яніння. Працівники несуть безпосередню відповідальність за дотримання вимог технологічних інструкцій, інструкцій з охорони праці та правил електро- і пожежної безпеки.

Вимоги з охорони праці під час проведення ремонтних робіт

Організація та облаштування робочого місця механіка ремонту автомобілів повинна забезпечувати безпеку виконання робіт, а технологічні операції повинні проводитися в спеціально призначених для цього місцях. Ремонтну дільницю і особисте робоче місце і проходи навколо нього необхідно утримувати в чистоті, також не допускається перебування сторонніх осіб в безпосередній близькості до місця проведення робіт.

Перед тим, як приступити до виконання робіт слюсар з ремонту повинен:

- переконатись, що на робочому місці відсутні сторонні особи, предмети, перевірити та одягти засоби індивідуального захисту, переконатися в наявності і справності засобів сигналізації та пожежогасіння;

- перевірити технічну придатність обладнання, інструменту та пристосувань;

Під час перевірки справності механічного ручного інструменту необхідно звернути увагу на наступне:

- інструмент повинен бути розкладений у звичному, зручному для користування порядку;

- інструменти ударної дії повинні бути надійно закріплені, не повинні мати видимих тріщин, наклепів, сколів, бойки молотків і кувалд повинні бути надійно закріплені на рукоятках;

- напилки та інший подібний інструмент повинен бути стягнутим в рукоятках металевими бандажними кільцями;

- гайкові ключі не повинні перевищувати номінальних розмірів граней болтів та гайок більше, ніж на 0,2...0,3 мм;

Перевірка верстатів перед початком роботи:

- необхідно впевнитись в його стійкості, наявності захисного екрана, кожухів приводів, в надійності кріплення лещат струбцин, тощо;

- електроінструмент повинен бути комплектом з цілісним кабелем, та ізоляційними деталями корпусу;

- вимикачі повинні працювати чітко, без підклинювань;

- електроінструмент I класу безпеки повинен бути заземленим до справного контура.

За умови використання вантажопідйомних машин і механізмів слюсар з ремонту повинен:

- перевірити справність захоплювачів вантажів, їх інвентарні номери, клас вантажопідйомності, дати попереднього і наступного випробування;

- надійність закріплення та вкладання канату вздовж барабана лебідки, справність вимикачів гальм і електроприводу та кінцевих вимикачів;
- перевірити стан приводів та передач: розтяг ланцюгів, зминання зубів шестерень і зірочок, надійність зачеплення ланцюгів на зірочках;
- під час огляду домкратів звернути увагу на стан зубів шестерень, різьби рейок, гвинтів, храпових механізмів;
- у гідравлічних підіймачів необхідно продіагностувати стан корпусу, манжет та ущільнень [7].

Приступаючи до роботи, слюсар з ремонту повинен дотримуватися таких правил техніки безпеки:

- надійно встановити автомобіль й заблокувати колеса з двох сторін за допомогою упорів;
- важіль механічної коробки передач встановити в нейтральне положення, а сам автомобіль загальмувати стоянковим гальмом;
- під час проведення робіт на автомобілях, повинна бути вимкнена кнопка маси;
- перед демонтажем вузлів та агрегатів систем двигуна, необхідно злити паливо, мастило і охолоджуючу рідину в спеціальну тару;
- для зняття і установки вузлів і механізмів, необхідно користуватися вантажопідійомними механізмами, якщо їх маса перевищує 15 кг;
- зняття і установку елементів підвіски слід здійснювати після їх розвантаження та зняття попереднього напруження спричиненого масою автомобіля;
- вузли і агрегати вантажного автомобіля встановлюють горизонтально на стелажах

Працівникам категорично забороняється:

- виконувати ремонтні роботи на автомобілях та причіпних засобах, підвішених на будь яких підйомних пристроях окрім стаціонарно встановлених;

- підкладати під транспортні засоби в якості підставок дерев'яні бруски, цегляні, чи бетонні блоки, або інші предмети;

- переміщати автомобіль з піднятим кузовом, проводити роботи з завантаженим автомобілем, перебувати під піднятим кузовом автомобіля-самоскида без запобіжного упора;

- роботи поза межами підйомника, або естакади необхідно використовувати драбину підмостки, лежак.

Використання під час роботи ручного інструменту необхідно дотримуватися таких вимог безпеки:

- під час роботи з інструментом ударної дії, слід обов'язково одягти захисні окуляри;

- відкручувати ржаві різьбові з'єднання деталей, необхідно виключно в лещатах;

- збільшувати прикладену силу слід додатковими важелями для гайкових ключів;

- забороняється залишати не прибраним деталі або інструмент на краях естакади, або на підлозі;

- рихтувальні роботи здійснюють безпосередньо на автомобілі або на спеціальних тримачах;

- елементи з листової сталі зачищають від гострих задирок, кромek та кутів, а роботи проводити виключно в рукавицях;

- залишки листового металу складають в спеціально відведене тару.

Під час обслуговування гальмівних систем необхідно:

- забезпечити нерухоме положення автомобіля без робочої гальмівної системи;

- випробування проводять на відкритих майданчиках великих розмірів, що унеможливорює наїзд на людей або перешкоди в разі не коректної роботи, або відмови гальм;

- після перевірки і регулювання гальм автомобіля, слід починати рух тільки після того, як водій переконався, що особи, які проводили регулювання, знаходяться в безпечній зоні.

Вимог до безпеки під час шиномонтажних робіт:

- монтаж і демонтаж шин проводять тільки за допомогою призначених для цього пристроїв, а сам автомобіль повинен бути вивішений на підйомнику;
- демонтаж шини з диска колеса необхідно здійснювати після повного випуску стиснутого повітря з шини;
- накачування коліс вантажних автомобілів, що мають замкові стопорні кільця, здійснюють з застосуванням захисних екранів, які захищають при вильоті замкового кільця.

Крім того забороняється:

- вибивати диски ударними інструментами (кувалдою, молотком);
- монтувати на автомобіль колеса диски, яких не відповідають розміру шин;
- накачувати шину колеса вище норми, встановленої заводом-виробником;
- застосовувати при монтажі шини кріпильні елементи та замкові бортові кільця, що не відповідають даній моделі автомобіля.

Під час проведення ремонту, а також технічного обслуговування газомоторних автомобілів, необхідно дотримуватися таких вимог з безпеки:

- роботи по зняттю, установці газової апаратури виконувати тільки при закритому витратному регуляторі;
- газобалонне обладнання оберігати від механічних пошкоджень та ударів;
- елементи газової апаратури не слід перегрівати вище 60°C;
- при будь-якій несправності редукторів або електромагнітного запірного клапана одразу ж знімають автомобіля та ремонтують;

- регулювання та ремонт приладів електрообладнання на автомобілі з газобалонним обладнанням проводять тільки на герметичних газових системах;

- при технічному обслуговуванні та ремонті газової апаратури механічно пошкодженні деталі та магістралі системи живлення повинні бути демонтовані з автомобіля

Під час ремонту автомобілів з газобалонним обладнанням категорично забороняється:

- проводити ремонтні роботи обладнання за наявності людей в кабіні автомобіля;

- запускати двигун автомобіля, чи здійснювати рух за наявності витoku газу;

- проводити демонтаж деталей газобалонного обладнання, що перебувають під тиском;

- перевіряти наявність витоків газу за допомогою відкритого полум'я;

- виконувати ремонт газобалонного обладнання на працюючому двигуні, використовувати паяльники, проводити зварювальні роботи.

Висновки за розділом

У розділі розглянуто заходи з підвищення безпеки праці, проаналізовано небезпечні та шкідливі виробничі чинники під час робіт з ремонту та обслуговування спеціалізованої техніки.

РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Економічний ефект від впровадження у виробництво фронтального телескопічного навантажувача

У роботі обґрунтовується доцільність впровадження у виробництво універсального фронтального телескопічного навантажувача, з застосуванням концепції багато режимного рульового керування .

Для визначення економічної ефективності впровадження УСМТА до виробництва визначаються капітальні вкладення на впровадження, виробництво та реалізацію у порівнянні з вартістю аналогічних конструкцій.

Розрахунок витрат на наукове дослідження та проектування Витрати збираються за статтями калькуляції [9], [10], [21].

1. Основна заробітна плата визначається за формулою:

$$ЗП_{осн} = M \cdot O_K \cdot N , \quad (5.1)$$

де M – кількість місяців розробки, 6;

O_K – оклад проектантів, 12000 грн.;

N – кількість осіб, яка бере участь у розробці, 10.

$$ЗП_{осн} = 6 \cdot 12000 \cdot 10 = 720000 \text{ грн.}$$

2. Додаткова заробітна плата становить 40 % від основної заробітної плати і дорівнює:

$$ЗП_{доп} = 0,4 \cdot ЗП_{осн} , \quad (5.2)$$

$$ЗП_{доп} = 0,4 \cdot 720000 = 288000 \text{ грн.}$$

3. Внески на соціальні заходи приймаються 22 % від основної та додаткової заробітної плати працівників відповідно до чинного в 2025 р. законодавства України:

$$З_{см} = (ЗП_{ОСН} + ЗП_{ДОП}) У_{см} / 100, \quad (5.3)$$

$$З_{см} = 0,22 \cdot (720000 + 288000) = 221760 \text{ грн.}$$

4. Матеріали і комплектуючі.

Для проведення проектувальних робіт, виникає необхідність застосування проектувальних комплексів Inventor з ПК.

Кількість ПК дорівнює кількості проєктантів без врахування одної серверної станції. Вартість одного ПК 16800 грн, серверний комплекс 34000 грн.

Таблиця 5.1 – Кошторисна вартість проектування стенду діагностики

Стаття витрат	Сума витрат, грн
1. ПК	202000
2. Програмне забезпечення	360000
2. Основна заробітна плата	720000
3. Додаткова заробітна плата	288000
4. Відрахування на соціальне страхування	221760
5. Адміністративні витрати (відрядження, зв'язок та ін.), 40 %	716704
Разом	2508464

Впровадження виробництва фронтального телескопічного навантажувача поділяємо на декілька етапів:

- забезпечення матеріально виробничої бази;
- організація сертифікаційного процесу;
- організація виробничого процесу;
- визначення комплектуючої бази;

5.2 Розрахунок затрат на матеріально-виробничу базу

Матеріально виробнича база складається з декількох складових систем, наведених у таблиці 5.2.

А) Собівартість об'єкту складального виробництва визначається за умови цін на нерухоме майно виробничого призначення та 2020 р. Так як проводиться придбання на ринку нерухомості то враховуються нотаріальні витрати та витрати на податок у сумарному розмірі 30 відсотків від вартості виробничого приміщення.

Б) Матеріальна база передбачає перелік інструменту, приладів та обладнання для проведення складальних робіт. Виробничим планом заплановано впровадження 3-х постів складання та один пост налаштування. Перелік необхідного обладнання та його собівартість наведена у таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Витрати на виробничу базу

	Стаття витрат	Вартість (грн.)
1	Вартість приміщення	4540000
2	Адміністративно-нотаріальні витрати	1816000
3	Підйомні механізми (до 6т)	180000
4	Інструментальна база 4х постів	56000
5	Складська логістика	38000
6	Компресорна станція	18000
7	Системи індивідуального захисту та безпеки виробництва	26500
8	Системи контролю, комунікації та зв'язку.	37000
9	Інші витрати (10 % від п. 1-8)	7382650

Витрати на організацію процесу сертифікації. ISO 9001 – це система управління якістю, сертифікація за якою гарантує, що підприємство може випускати продукцію на стабільному рівні якості та постійно його підвищувати. В Україні аналогом цього стандарту є ДСТУ ISO 9001:2009. Робота за принципами ISO 9001 означає, що компанія контролює якість на виробництві. Це мінімізує ризик отримання продукції невідповідної якості та перетворює роботу з поліпшення якості на фундамент виробничого процесу.

Вартість сертифікації за стандартом ISO 9001 від Бюро ВерітасСертифікейшн, дорівнює 113500 грн.

Кошторисна вартість створення УСМТА складається з таких витрат:

А) Витрати на комплектуючі визначаємо в таблиці 5.3 за формулою:

$$Z_k = \sum_{i=1}^n (H_{ki} \cdot C_{ki}) \cdot K_{m.з.} \quad (5.4)$$

де H_{ki} – норма витрат i -х комплектуючих виробів, один.;

C_{ki} – ціна i -х комплектуючих виробів без ПДВ, грн;

$K_{m.з.}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат, який приймається від 1,05 до 1,15.

Так як має високий рівень інтеграції, виробничий процес розглядається як фінальне логістичне складання з метою отримання кінцевого продукту.

Вартість комплектуючих задається виходячи з ринкової вартості.

Таблиця 5.3 – Розрахунок витрат на покупні комплектуючі

№	Найменування комплектуючих	Кількість	Вартість, грн. за одиницю	Сума витрат, грн.
1	Передній міст	1	276000	276000
2	Задній міст	1	312000	312000
3	Двигун	1	360000	360000

4	Колеса в зборі	4	11000	44000
5	Система керування ISOBUS	1	189000	189000
6	Модуль водія	1	248000	248000
7	Рамний модуль	1	580000	580000
8	Механізм підйому	1	161000	161000
9	Гідростатична трансмісія Rexroth AG	1	325000	325000
10	Система гідравлічного керування в зборі	1	285400	285400
11	Експлуатаційні рідини:			
	моторна олива:	16	260	4160
	гідростатична олива:	85	208	17680
	олива робочих органів:	60	185	11100
12	Роз'ємні з'єднання		1120	1120
	Разом комплектуючих	—	—	2814460
	Транспортно-заготівельні витрати	—	—	281446
	Разом витрат на комплектуючі	—	—	3095906

Б) Витрати на монтажні роботи обладнання, які складаються з витрат на енергію, на заробітну плату, внесків на соціальні заходи та витрат на використання обладнання та спеціального інструменту для монтажу.

Основна заробітна плата за операціями складальних робіт визначається за формулою:

$$ЗП_o = \sum_{i=1}^n l \cdot t_i, \text{ грн} \quad (5.5)$$

де l – часова тарифна ставка, грн.;

t_i – трудомісткість i -ї операції, н-годин.

Розрахунок розцінки наводиться в таблиці 5.4

Таблиця 5.4 – Основна заробітна плата

Найменування операції	Норма часу, н-годин	Розряд робіт	Часова тарифна ставка, грн.	Заробітна плата на одиницю продукції (розцінка), грн.
1.Складальна	640	5	35,7	22848
2.Контрольна	40	5	35,7	1428
Разом	680	—	—	24276

Додаткова заробітна плата робітників визначається у відсотках до основної заробітної плати:

$$ЗП_{\partial} = \frac{ЗП_o \cdot Y_{\partial on}}{100\%}, \quad (5.6)$$

$$ЗП_{\partial} = \frac{24276 \cdot 50}{100\%} = 12138 \text{ грн.}$$

де $Y_{\partial on}$ – питома вага додаткової заробітної плати, визначається за даними переддипломної практики, %.

Внески на соціальні заходи визначаються у відсотках до основної та додаткової заробітної плати робітників (формула 5.3):

$$З_{cm} = \frac{(24276 + 12138) \cdot 22}{100\%} = 8011 \text{ грн.} \quad (5.7)$$

Суму амортизаційних відрахувань на рік визначаємо за формулою:

$$A_p = \frac{B_{обл} \cdot H_a}{100\%}, \quad (5.10)$$

де $B_{обл}$ – вартість обладнання, яке використовується для роботи, грн.;

H_a – норма амортизації на рік, визначається окремо на кожну одиницю обладнання пропорційно терміну його використання за формулою:

$$H_a = \frac{1}{T_e} \cdot 100\%. \quad (5.11)$$

Сума амортизаційних відрахувань, яка буде входити в склад витрат на монтаж УСМТА визначається за формулою:

$$A_M = \frac{A_p}{F_{ef} \cdot t_M}, \quad (5.12)$$

де F_{ef} – ефективний фонд часу роботи обладнання на рік, 1860 год.

t_M – кількість годин використання обладнання, нормо-годин.

Розрахунок проводиться в таблиці 5.5.

Норма амортизації приймається 100 % від їх вартості.

Інші витрати складаються з витрат цінного та спеціального інструменту, витрат на обслуговування та ремонт обладнання та загальновиробничих витрат.

Витрати цінного та спеціального інструменту визначаються за їх вартістю.

Витрати на обслуговування та ремонт обладнання приймаємо у відсотках до вартості виробничої бази, а саме $\gamma = 2\%$, 147653 грн.

Таблиця 5.5 – Розрахунок амортизаційних відрахувань на одиницю

Вид основних засобів	Первісна вартість, т.грн.	Кількість обладнання, од.	Загальна вартість основних засобів, т. грн.	Термін використання, рік	Норма амортизації, %	Час використання, год	Амортизаційні відрахування, грн.
1	2	3	4	5	6	7	8
Підйомні механізми (до 6т)	180	1	180	5	100	34	658
Інструментальна база 4х постів	56	1	56	5	100	420	2529
Складське обладнання	38	1	38	5	100	14	57
Компресорна станція	18	1	18	5	100	64	123
Системи інд. захисту	26.5	1	26.5	5	100	45	128
Системи контр.і комун. та зв'язку.	37	1	37	5	100	160	636,5
Разом	355.5	6	355.5	-	-	-	4131,5

Загальновиробничі витрати, які приймаються у відсотках до основної заробітної плати робітників, а саме $\mu = 100\text{-}200\%$:

$$З_{np} = \frac{ЗП_o \cdot Y_{np}}{100\%}, \quad (5.14)$$

$$З_{np} = \frac{24276 \cdot 200}{100\%} = 48552 \text{ грн},$$

де $Y_{звв}$ – питома вага загальновиробничих витрат, визначається за даними підприємства, %.

Кошторисна вартість визначається в таблиці 5.6.

Таблиця 5.6 – Кошторисна вартість об'єкту

Статті витрат	Сума, грн.
1. Витрати на комплектуючі	3095906
2. Витрати на виготовлення:	
- заробітна плата, основна	24276
- заробітна плата, додаткова	12138
- внески на соціальні заходи	8011
- амортизація обладнання	4131,5
- витрати на ремонт виробничої бази	147653
- загальновиробничі витрати	48552
Разом витрат	$C_B = 3340657$

Інші накладні витрати складаються з адміністративних витрат та витрат на збут.

Адміністративні витрати (B_a) визначаються як 10 % від виробничої собівартості стенду, $B_a = 334066$ грн.

Витрати на реалізацію послуги ($B_{зб}$) приймаємо як 1,0 % від виробничої собівартості, $B_{зб} = 33406$ грн.

Таким чином повна собівартість буде визначена за формулою:

$$C_{\Pi} = C_B + B_i = C_B + B_a + B_{зб}, \quad (5.14)$$

$$C_{\pi} = 3340657 + 334066 + 33406 = 3708129 \text{ грн.}$$

Ціна обладнання буде дорівнювати сумі повної собівартості та прибутку. Прибуток слід виразити через рентабельність (ρ), яка визначається відповідно ринковому становищу.

$$C_{\pi} = C_{\pi} \cdot \left(1 + \frac{\rho}{100\%}\right), \quad (5.15)$$

$$C_{\pi} = 3708129 \cdot \left(1 + \frac{30}{100\%}\right) = 4820560 \text{ грн.}$$

де ρ – рентабельність стенду, приймається від 10 % до 30 %.

Ціна реалізації враховує ПДВ = 20 % та складатиме:

$$C_p = C_{\pi} \cdot \left(1 + \frac{НДС}{100\%}\right), \quad (5.16)$$

$$C_p = 4820560 \cdot \left(1 + \frac{20}{100\%}\right) = 5780460 \text{ грн.}$$

Вартість об'єкту дослідження буде дорівнювати 5780460 грн, у порівнянні з комплексними продуктами які пропонують компанії, MERLO, JCB, MONITOU ціна є конкурентноспроможною (таблиця 5.7).

Таблиця 5.7 – Вартість аналогів

	Бренд	Вартість, грн
1	MERLO	6700000
2	MONITOU	7150000
3	JCB	5980000

Таким чином впровадження до виробництва є економічно обґрунтованим.

Висновки за розділом

1. Виконано розрахунок витрат на наукове дослідження, проектування фронтального колісного навантажувача з урахуванням заробітної плати виконавцям проєкту, матеріально-технічної бази, проведення сертифікації.

Економічно обґрунтовано, що вартість наукової розробки буде меншою, ніж комплексні проєкти відомих брендів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Колісні навантажувачі з гідроприводом представлені широким спектром моделей від легких універсальних машин до надпотужних кар'єрних агрегатів. Основними класифікаційними ознаками є вантажопідйомність, тип трансмісії, конструкція рами, схема рульового управління і сфера застосування.

2. Перехід до гідростатичних і електрогідравлічних систем рульового управління зумовлений необхідністю підвищення маневреності, точності і зниження зусиль на кермі, що особливо актуально для багатофункціональної спецтехніки, яка працює у складних умовах. Впровадження електронного контролю й дублюючих контурів значно підвищує експлуатаційну надійність і безпеку.

3. Типова система рульового управління сучасного навантажувача складається з керма, рульової колонки, насос-дозатора, гідроциліндрів, захисної і запобіжної арматури, а також блоків контролю та діагностики. Всі ці елементи інтегруються у багатоконтурну схему з автоматичним розподілом гідропотоків та можливістю аварійного резервування.

4. Визначено основні нормативні вимоги до рульового управління спецтехніки, які стосуються зусилля на кермі, допустимого люфту, часу повернення у нуль, температурного діапазону, рівня шуму, екологічних характеристик і сервісної діагностики. Дотримання цих стандартів забезпечує не лише ефективність, а й безпечну довгострокову експлуатацію навантажувачів.

5. Виконаний комплексний аналіз кінематичної схеми, параметрів та розрахунків рульового управління фронтального навантажувача JCB 530 засвідчив, що обрана гідростатична система забезпечує високу маневреність і точність керування машиною навіть у складних експлуатаційних умовах. Розрахунки підтвердили, що рульовий гідропривід JCB 530 відповідає сучасним стандартам з безпеки, ергономіки та надійності: зусилля на ободі

керма не перевищує встановлених норм, а всі критичні параметри (радіус повороту, тиск у гідросистемі, час реакції) залишаються у допустимих межах.

6. Проведений аналіз ефективності роботи гідроприводу рульового керування фронтального навантажувача дозволяє зробити низку важливих висновків. Побудована модель системи, що враховує як гідравлічні, так і механічні параметри, дала змогу описати ключові залежності між витратою рідини, тиском, зусиллям на кермі, геометрією механізму та кінематикою руху.

7. Порівняльний аналіз трьох типів насосів – шестеренчастого односекційного, шестеренчастого двосекційного та аксіально-поршневого (регульованого) показав, що аксіально-поршневі насоси мають найбільший робочий тиск, найкращу стабільність і повну можливість реалізації пріоритету рульового керування. Водночас шестеренчасті насоси залишаються конкурентними завдяки своїй простоті й дешевизні, проте поступаються за ефективністю при роботі в складних режимах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. J. C. Bamford Excavators Ltd. Офіційний сайт. Електронний ресурс. URL: <https://www.jcb.com> (дата звернення: 06.04.2025).
2. Kozłowski D., Dębski K. Wózki jezdniowe podnośnikowe. Wybrane zagadnienia dotyczące konserwacji i użytkowania, KaBe, Krosno. 2006.
3. Markusik S. Infrastruktura logistyczna w transporcie. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Tom I. Gliwice 2010.
4. Manitou Group. Офіційний сайт. Електронний ресурс. URL: <https://www.manitou.com> (дата звернення: 06.04.2025).
5. Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Самородов В.Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин. Харків: ХНАДУ, 2016. 436 с. 2. Раціональні приводи підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів: монографія / О.В. Григоров, В.В. Стрижак, Н.О. Петренко та ін.; за ред. Григорова О.В. Харків: ХНАДУ, 2016. 352с.
6. Аніщенко Н.О. Петренко. Вантажопідйомна техніка. Харків : НТУ «ХП», 2011. 516.
7. Безпека життєдіяльності [Текст] : підруч. для студ. с.-г. вузів / І. П. Пістун [та ін.]. – Львів : Світ, 1995. – 288 с
8. Боровських Ю.І. Будова автомобіля / Ю.І. Боровських, Ю.В. Буралев, К.А. Морозов. – Київ: Вища школа, 1991 – 303 с
9. Боярко І. М. Інвестиційний аналіз: [навч. посіб.] / І. М Боярко, Л. Л. Гриценко. Київ: Центр учбової літератури, 2011. 400 с.
10. Брайковська А. Дослідження особливостей формування ринку транспортних послуг як середовища функціонування підприємств транспорту. Економіст. 2012. № 9. 50-54.
11. Гідравліка, гідро- та пневмопривод : підручник / за ред. О. О. Федорця, О. Ф. Саленка. 2-ге вид., переробл. і допов. – Київ : Знання, 2009. 502 с
12. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини: навч. посіб. / Григоров О.В., Петренко Н.О. – Харків : НТУ «ХП». 2006. 304.

13. Гурко О.Г., Доля Ю.О. Дослідження параметрів руху з обертальними зчленуваннями // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. 2016. №2. С. 121–127.

14. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій М N та О стосовно гальмування: Правила ЄЕК ООН № 13. – [Чинні від 14.01.2008]. – Женева : Європейська Економічна Комісія Організації Об'єднаних націй, 2008. – 276 с.

15. Єфименко О.В., Пługіна Т.В., Мусаєв З.Р. Моделювання робочого обладнання малогабаритного навантажувача за допомогою сучасних програмних засобів // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля: науковий журнал / Северодонецьк. 2017. Вип. 4. С. 98 – 102.

16. Кисляков В.Ф. Будова й експлуатація автомобілів / В.Ф. Кисляков, В.В.Лущик – Київ: Либідь, 2000 -399 с.

17. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. – [Чинний від 2011-07-01]. – Офіц. вид. – К. : Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с.

18. Міщук Д.О. Підвищення ефективності маніпулятора за рахунок оптимального керування. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2015. №85. С. 43-50.

19. Наказ Міністерства транспорту України “Про правила надання послуг з технічного обслуговування і ремонту автомобільних транспортних засобів” від 11.11.2002 р., № 792: [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=z0122-03>.

20. Олег Сукач, Олег Миронюк, Віктор Шевчук. Методичні рекомендації для виконання кваліфікаційної роботи здобувачами першого бакалаврського рівня вищої освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». Дубляни, 2023. 50 с.

21. Основи економіки транспорту : підручник / Щелкунов В. І., Кулаєв Ю. Ф., Зайончик Л. Г., Загорулько В. М. [та ін.]. – К. : Кондор, 2011. – 392 с.

22. Подригало М. А. Вплив бортової нерівномірності гальмівних сил на відхилення автомобіля / М. А. Подригало, А. І. Коробко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харків : ХНАДУ, 2009. – № 24. – С. 33 – 36.

23. Рагулін, В.М. Аналіз навантаженості елементів конструкції робочого обладнання навантажувача з телескопічною стрілою/ В.М. Рагулін, О.В. Ярижко, О.О. Назарько // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків: ХНАДУ, 2023. – Вип. 101, т. 1. – С. 138–145.

24. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ / А. П. Солтус. – К. : Арістей, 2010. –155 с.