

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ГЕОДЕЗІЇ, ЗЕМЛЕУСТРОЮ ТА АГРОІНЖЕНЕРІЇ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
д.т.н., професор

_____ Костянтин ДЯДЮРА

« ____ » _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «першого (бакалаврського) рівня»
освітньої програми «Агроінженерія»
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

ПРОЄКТ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ ТРАКТОРА З ПЕРЕХОДОМ НА КОНЦЕПЦІЮ LOAD SENSING + POWER BEYOND ІЗ ЦИФРОВИМ МОНІТОРИНГОМ ЧЕРЕЗ ECU ГІДРАВЛІКИ

Науковий керівник: професор, д.т.н.
_____ Костянтин ДЯДЮРА

Рецензент: головний інженер, к.т.н.
_____ Віктор ДРОЗД

Виконав здобувач першого (бакалаврського) рівня
вищої освіти заочної форми навчання освітньо-
професійної програми «Агроінженерія»
спеціальності 208 «Агроінженерія»
Максим АРТЬОМОВ

*Засвідчую, що кваліфікаційна робота містить
результати власних досліджень. Використання
ідей і текстів інших авторів має посилання
на відповідне джерело.*

_____ Максим АРТЬОМОВ

ОДЕСА – 2026

ОДЕСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет геодезії, землеустрою та агроінженерії

Кафедра агроінженерії

Рівень вищої освіти другий (магістр)

Галузь знань 20 Аграрні науки та продовольство

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Освітня програма Агроінженерія

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри агроінженерії

Костянтин ДЯДЮРА

« ____ » _____ 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Максим АРТЬОМОВ

1. Тема кваліфікаційної роботи:

«Проект модернізації гідравлічної системи трактора з переходом на концепцію Load Sensing + Power Beyond із цифровим моніторингом через ECU гідравліки»
науковий керівник кваліфікаційної роботи: професор, д.т.н. Дядюра Костянтин Олександрович

затверджені наказом ректора Одеського державного аграрного університету
№ 186 від « 05 » _____ 09 _____ 2025 р.

2. Строк подання здобувачем кваліфікаційної роботи 15 червня 2026 року.

3. **Об'єкт дослідження:** процеси функціонування гідравлічних систем сільськогосподарських тракторів, зокрема передача гідравлічної потужності до начіпного та причіпного обладнання, розподіл потоків робочої рідини між споживачами, динаміка регулювання тиску та витрати в системах із змінним навантаженням.

4. **Предмет дослідження:** закономірності розподілу потоків робочої рідини при одночасній роботі кількох споживачів та лінії Power Beyond; динамічні характеристики регулятора аксіально-поршневого насоса змінної продуктивності; алгоритми цифрового моніторингу та керування гідравлічними параметрами за допомогою електронного блоку керування (ECU) та CAN-мережі (ISOBUS).

5. Перелік завдань, які потрібно розробити:

5.1. Теоретико-методичний розділ: дослідити технологічні та конструктивні переваги інтеграції інтерфейсу Power Beyond для високопродуктивних причіпних агрегатів.

5.2. Дослідницько-аналітичний розділ: розробити математичну модель регулятора аксіально-поршневого насоса змінної продуктивності з урахуванням нелінійних ефектів (змінний коефіцієнт витоків, гідродинамічні сили на золотнику, залежність модуля пружності рідини від тиску).

5.3. Проєктно-рекомендаційний розділ: розробити архітектуру електронної системи моніторингу та виконати вибір датчиків тиску, температури та витрати робочої рідини; виконати тривимірне компонування елементів модернізованої гідросистеми на базовому шасі трактора.

6. Орієнтовний перелік графічного та табличного матеріалу:

6.1. До теоретико-методичного розділу:

схема синергії Power Beyond та Load Sensing; схема цифровізації керування гідравлікою

6.2. До дослідницько-аналітичного розділу:

схема інформаційної та енергетичної взаємодії технічних систем за протоколом ISOBUS.

6.3. До проєктно-рекомендаційного розділу:

компонування модернізованої гідросистеми трактора; конструктивне проєктування блоку Power Beyond.

7. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи:

технічні характеристики трактора середнього класу (тягове зусилля 20...30 кН, номінальний тиск гідросистеми 20 МПа, частота обертання вала насоса 2200 об/хв)

9. Дата видачі завдання: « 27 » 09 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи (кваліфікаційного проєкту)	Кількість кредитів	Примітка
1.	Визначення теми, об'єкта та предмета дослідження	Лютий 2026	0,25	
2.	Отримання завдання і складання змісту кваліфікаційної роботи	Лютий 2026	0,25	
3.	Складання календарного плану – графіку з підготовки кваліфікаційної роботи	Березень 2026	0,5	
4.	Написання першого розділу кваліфікаційної роботи	Березень 2026	2,0	
5.	Вивчення матеріалів базових підприємств	Квітень 2026	1,0	

6.	Написання другого розділу кваліфікаційної роботи	Квітень 2026	2,0	
7.	Написання третього розділу кваліфікаційної роботи	Травень 2026	3,0	
8.	Написання висновків, списку літератури	Травень 2026	0,5	
9.	Перевірка кваліфікаційної роботи науковим керівником	Червень 2026		
10.	Доопрацювання роботи після зауважень наукового керівника	Червень 2026	0,5	
11.	Підготовка до захисту: доповідь, ілюстративний матеріал	Червень 2026	0,5	
12.	Подання кваліфікаційної роботи на кафедру	15 червня 2026		
13.	Перевірка кваліфікаційної роботи на оригінальність	Червень 2026		
14.	Попередній захист на кафедрі	Червень 2026		
15.	Рецензування кваліфікаційної роботи	Червень 2026		
16.	Захист кваліфікаційної роботи	18-20 червня 2026	1,5	
	Загальна кількість		12	

Здобувач ОС бакалавр

_____ Максим АРТЬОМОВ

Науковий керівник

_____ Костянтин ДЯДЮРА

Гарант ОП

_____ Дмитро ДОМУЩІ

РЕФЕРАТ

Дипломний проект містить: 87 сторінок, 19 рисунків, 18 таблиць, 23 джерела за переліком посилань.

Об'єкт дослідження: процеси функціонування гідравлічних систем сільськогосподарських тракторів, зокрема передача гідравлічної потужності до начіпного та причіпного обладнання, розподіл потоків робочої рідини між споживачами, динаміка регулювання тиску та витрати в системах із змінним навантаженням

Мета роботи: підвищення енергоефективності, точності керування та функціональних можливостей гідравлічної системи трактора шляхом її модернізації з переходом на концепцію Load Sensing + Power Beyond із впровадженням цифрового моніторингу через електронний блок керування (ECU) та інтеграцією в CAN-мережу за протоколом ISOBUS.

Методи дослідження: аналітичний огляд науково-технічної літератури та нормативної документації; математичне моделювання гідродинамічних процесів у регуляторі аксіально-поршневого насоса змінної продуктивності з використанням систем диференціальних рівнянь; параметричний розрахунок та моделювання гідравлічних контурів.

Отримані результати: Розроблено математичну модель регулятора аксіально-поршневого насоса змінної продуктивності, що враховує нелінійні ефекти (змінний коефіцієнт витоків, гідродинамічні сили на золотнику, залежність модуля пружності рідини від тиску) та дозволяє дослідити динаміку замкненого контуру керування LS-маржею.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ГІДРАВЛІЧНА СИСТЕМА, ТРАКТОР, LOAD SENSING, POWER BEYOND, АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИЙ НАСОС, ECU ГІДРАВЛІКИ, ЦИФРОВИЙ МОНІТОРИНГ, ISOBUS

					14.17 - КР.002.0.000 ПЗ							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Артьомов			РЕФЕРАТ				Літ.	Аркуш	Аркушів	
Перевір.		Дядюра К. О.									5	1
Реценз.												
Н. Контр.												
Затверд.		Дядюра К. О.										

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ СУЧАСНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ	10
1.1 Еволюція гідросистем МТА: від систем постійної подачі (Open Center) до систем регулювання за навантаженням (Closed Center Load Sensing)	10
1.2 Технологічні та конструктивні переваги інтеграції інтерфейсу Power Beyond для високопродуктивних причіпних агрегатів	16
1.3 Роль електронних блоків керування (ECU) та цифрового моніторингу в управлінні гідравлічною потужністю	20
Висновки.....	29
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОСИСТЕМИ СИСТЕМИ LOAD SENSING + POWER BEYOND	31
2.1 Математичне моделювання гідродинамічних процесів у регуляторі аксіально-поршневого насоса змінної продуктивності.....	31
2.2 Математичний опис розподілу потоків та тисків при одночасній роботі кількох споживачів та лінії Power Beyond	36
2.3 Інформаційна та енергетична взаємодія технічних систем за протоколом ISOBUS (ISO 11783)	39
2.4 Динаміка замкненого контуру керування: запобігання розстроюванню динамічного балансу тисків (LS-маржі) при різких коливаннях зовнішнього навантаження	43
Висновки.....	

					14.17 - КР.002.0.000 ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Розроб.		Артьомов			ЗМІСТ			Літ.	Аркуш		Аркушів		
Перевір.		Дядюра К. О.								6		2	
Реценз.													
Н. Контр.													
Затверд.		Дядюра К. О.											

РОЗДІЛ 3. ІНЖЕНЕРНИЙ РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУКТИВНЕ ПРОЄКТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ	49
3.1 Гідравлічний розрахунок і вибір номінальних параметрів аксіально-поршневого насоса та гідроакумуляторів	49
3.2 Розрахунок пропускної здатності та проєктування блоку підключення Power Beyond	53
3.3 Розробка архітектури електронної системи моніторингу, вибір датчиків тиску, температури та витрати робочої рідини.....	56
3.4 Тривимірне компонування елементів модернізованої гідросистеми на базовому шасі трактора	60
Висновки.....	64
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ	66
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів під час експлуатації та сервісу високонапірних гідросистем	66
4.2 Інженерно-технічні заходи безпеки при роботі з гідравлічними магістралями надвисокого тиску (до 250 бар)	68
4.3 Електробезпека при інтеграції мікропроцесорних ECU гідравліки в бортову мережу постійного струму	71
Висновки.....	74
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ІННОВАЦІЙНОГО ПРОЄКТУ	75
5.1 Розрахунок прямих капітальних витрат на закупівлю компонентів Load Sensing, Power Beyond та ECU	75
5.2 Визначення паливної економності трактора за рахунок ліквідації дросельних втрат енергії	78
5.3 Оцінка загальної економічної ефективності модернізації та терміну окупності капіталовкладень	79
Висновки.....	82
ВИСНОВКИ.....	83
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	85

					14.17 - КР.002.0.000 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасний етап розвитку агропромислового комплексу України характеризується інтенсифікацією виробництва, зростанням вимог до продуктивності та енергоефективності машинно-тракторних агрегатів. Гідравлічна система сільськогосподарського трактора є однією з ключових підсистем, що забезпечує передачу енергії від двигуна до робочих органів начіпного та причіпного обладнання. За оцінками фахівців, до 30...40 % потужності дизельного двигуна сучасного трактора може спрямовуватися на потреби гідравліки. Тому ефективність гідросистеми безпосередньо впливає на загальну паливну економічність та продуктивність машинно-тракторного агрегату. Таким чином, науково-технічна проблема підвищення енергоефективності та функціональних можливостей гідравлічних систем тракторів шляхом їх комплексної модернізації за концепцією Load Sensing + Power Beyond із впровадженням цифрового моніторингу є надзвичайно актуальною для аграрного сектору України.

Мета дослідження підвищення енергоефективності, точності керування та функціональних можливостей гідравлічної системи трактора шляхом її модернізації з переходом на концепцію Load Sensing + Power Beyond із впровадженням цифрового моніторингу через електронний блок керування (ECU) та інтеграцією в CAN-мережу за протоколом ISOBUS

Об'єкт дослідження – процеси функціонування гідравлічних систем сільськогосподарських тракторів, зокрема передача гідравлічної потужності до начіпного та причіпного обладнання, розподіл потоків робочої рідини між споживачами, динаміка регулювання тиску та витрати в системах із змінним навантаженням.

					14.17 - КР.002.0.000 ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Розроб.		Артьомов			ВСТУП			Літ.		Аркуш		Аркушів	
Перевір.		Дядюра К. О.								8		3	
Реценз.													
Н. Контр.													
Затверд.		Дядюра К. О.											

Предмет дослідження – закономірності розподілу потоків робочої рідини при одночасній роботі кількох споживачів та лінії Power Beyond; динамічні характеристики регулятора аксіально-поршневого насоса змінної продуктивності; алгоритми цифрового моніторингу та керування гідравлічними параметрами за допомогою електронного блоку керування (ECU) та CAN-мережі (ISOBUS).

Методи дослідження. Теоретичні дослідження базуються на аналітичному огляді науково-технічної літератури та нормативної документації, фундаментальних положеннях гідродинаміки, теорії автоматичного керування та математичному моделюванні гідродинамічних процесів. Математичне моделювання виконано з використанням систем диференціальних рівнянь, що описують рівновагу сил на керуючому золотнику, інерційні властивості рухомих мас, пружність пружин, демпфування та гідродинамічні ефекти. Інженерні та конструктивні розрахунки виконано за допомогою методів гідравліки, параметричного розрахунку та тривимірного компонування. Техніко-економічне обґрунтування виконано з використанням методів розрахунку чистого дисконтованого доходу (NPV), внутрішньої норми рентабельності (IRR), простого та дисконтованого терміну.

Наукова новизна роботи полягає в розробці математичних моделей регулятора аксіально-поршневого насоса змінної продуктивності та розподілу потоків при одночасній роботі кількох споживачів та лінії Power Beyond, що враховують нелінійні ефекти (змінний коефіцієнт витоків, гідродинамічні сили на золотнику, залежність модуля пружності рідини від тиску) та дозволяють дослідити динаміку замкненого контуру керування LS-маржею; обґрунтуванні параметрів комплексної модернізації гідравлічної системи трактора на основі синергетичного поєднання CCLS-регулювання, інтерфейсу Power Beyond та електронного керування з цифровим моніторингом.

					14.17 - КР.002.0.000 ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ СУЧАСНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ

1.1 Еволюція гідросистем МТА: від систем постійної подачі (Open Center) до систем регулювання за навантаженням (Closed Center Load Sensing).

Гідравлічна система сільськогосподарського трактора є однією з ключових підсистем, що забезпечує передачу енергії від двигуна до робочих органів начійного та причіпного обладнання. За оцінками фахівців, до 30...40 % потужності дизельного двигуна сучасного трактора може спрямовуватися на потреби гідравліки (керування навіскою, гідрофіковане обладнання, рульове керування, трансмісія) [1, 2]. Тому ефективність гідросистеми безпосередньо впливає на загальну паливну економічність та продуктивність машинно-тракторного агрегату (МТА) (рисунки 1.1).

Еволюція гідросистем від простих схем відкритого центру до інтелектуальних систем закритого центру зі зворотним зв'язком за навантаженням відображає загальну тенденцію до енергозбереження, автоматизації та підвищення точності виконання технологічних операцій [3, 4].

Системи постійної подачі з відкритим центром (Open Center, ОС)

Принцип дії та елементна база

Система *Open Center* (ОС) – це гідравлічна схема, в якій насос постійної продуктивності (як правило, шестеренний) безперервно подає робочу рідину через центральний канал розподільника в бак, коли жоден з гідроспоживачів не активований [5, 6].

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Артёмов			РОЗДІЛ 1	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Дядюра К. О.					10	12
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Дядюра К. О.						

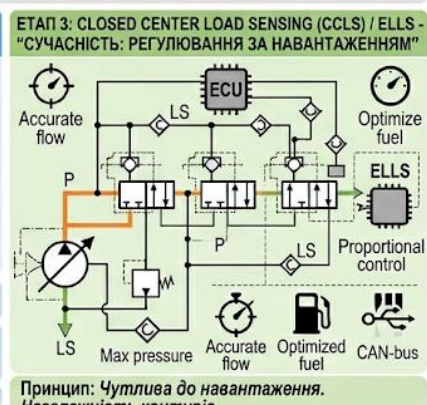
ЕВОЛЮЦІЯ ГІДРОСИСТЕМ МТА: ВІД OPEN CENTER ДО CCLS (Енергоефективність та Управління)



Гідравлічна система = 30...40 % потужності двигуна



МЕТА ЕВОЛЮЦІЇ: Енергозбереження → Автоматизація → Точність



ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТИПІВ ГІДРОСИСТЕМ			
Критерій	Open Center (OC)	Closed Center (CC)	CCLS / ELLS
Енергоефективність	Низька	Середня	Висока
Регулювання витрати	Відсутнє	Часткове	Повне
Незалежність споживачів	Немає	Немає	Повна
ККД (%)	83,7	50	86,0
Складність та вартість	Низька	Середня	Висока
Сфера застосування	Малі трактори (<50 кВт), стара техніка	Трактори середньої потужності (50...120 кВт)	Великі трактори (>120 кВт) та сучасне обладнання [1, 2, [3, 4, [5, 6, [16, 17]

↑ Ефективність,
↑ Точність

Рисунок 1.1 – Еволюція гідросистем МТА

Назва «відкритий центр» походить від того, що в нейтральному положенні золотника центральний прохід залишається відкритим, забезпечуючи вільний злив. При переміщенні золотника в робочу позицію канал на злив перекривається, і потік спрямовується в робочу порожнину гідроциліндра або гідромотора. Тиск у системі при цьому зростає до величини, необхідної для подолання опору навантаження, але обмежується запобіжним клапаном, налаштованим на максимально допустимий тиск (зазвичай 16...20 МПа для тракторів середнього класу) [7].

Математично поведінку системи ОС можна описати наступними рівняннями.

Витрата насоса:

$$Q_p = V_g \cdot n_p \cdot \eta_v, \quad (1.1)$$

де V_g – геометричний робочий об'єм насоса (см³/об), n_p – частота обертання вала насоса (об/хв), η_v – об'ємний коефіцієнт корисної дії (0,85...0,95 для шестеренних насосів).

Тиск у системі при роботі:

$$p = \frac{F}{A} + \Delta p_{line} + \Delta p_{valve}, \quad (1.2)$$

де F – зовнішнє навантаження на гідроциліндр, A – ефективна площа поршня, Δp_{line} – втрати тиску в лініях, Δp_{valve} – перепад на золотнику (залежить від витрати).

Потужність, що споживається насосом у нейтральному режимі (без корисної роботи):

$$P_{loss,neutr} = Q_p \cdot p_{min} / \eta_m, \quad (1.3)$$

де p_{min} – тиск, необхідний для подолання гідравлічних опорів у каналі зливу (зазвичай 0,5...1,0 МПа), η_m – механічний ККД насоса (0,90...0,95). Навіть у режимі очікування система ОС споживає значну потужність, яка перетворюється на тепло.

Наукове обґрунтування недоліків систем ОС

З точки зору термодинаміки, система ОС є нерегульованим джерелом потоку (flow source). Згідно з принципом збереження енергії, вся енергія, що підводиться до насоса, за відсутності корисної роботи розсіюється у вигляді тепла через дроселювання на запобіжному клапані або в зливному каналі. Це призводить до:

- підвищеної температури робочої рідини (до 80...100 °С проти оптимальної 50...60 °С);
- прискореного старіння оливи та ущільнень;
- додаткового навантаження на двигун, що збільшує питому витрату палива на 5...12% порівняно з енергоефективними системами.

Крім того, система ОС має суттєвий недолік – взаємовплив паралельно працюючих споживачів.

Області застосування та актуальність на сьогодні

Системи ОС досі використовуються на тракторах малого класу (тягове зусилля до 14 кН) та на застарілій техніці (МТЗ-80/82, Т-150, ЮМЗ). Їхніми перевагами є простота, низька вартість і ремонтпридатність.

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Однак для роботи з високопродуктивним обладнанням (прес-підбирачі з обв'язувачами, сівалки точного висіву з пневмосистемою) вони непридатні через обмежену максимальну витрату (зазвичай 40...80 л/хв) та неможливість точного дозування малої витрати [9, 10].

Системи закритого центру (Closed Center, CC) як перехідний етап

Концепція «постійний тиск – змінна витрата»

У відповідь на недоліки ОС у 1960-70-х роках були розроблені системи закритого центру (Closed Center, CC). Ключова відмінність – використання *насоса змінної продуктивності* (найчастіше аксіально-поршневого). У нейтральному режимі вихід насоса гідравлічно закритий, а регулятор насоса підтримує мінімальний тиск нагнітання (наприклад, 1,5...2,5 МПа) шляхом зменшення робочого об'єму майже до нуля. При активації будь-якого золотника тиск падає, регулятор насоса збільшує подачу рідини доти, доки тиск не повернеться до заданого значення [11].

У системах CC реалізовано принцип *постійного тиску* (constant pressure system). Тиск у магістралі підтримується стабільним, а витрата автоматично регулюється відповідно до сумарної потреби споживачів. Це усуває втрати в нейтралі (насос практично не споживає потужності) та зменшує нагрівання оливи [12].

Системи регулювання за навантаженням (Closed Center Load Sensing, CCLS)

Принцип дії та структура

Найбільш досконалим рішенням стали системи Closed Center Load Sensing (CCLS), які отримали назву «системи, чутливі до навантаження». Вони поєднують переваги CC (змінна продуктивність, малі втрати в нейтралі) з незалежним регулюванням витрати для кожного контуру залежно від поточного навантаження.

Основна ідея полягає в тому, що до регулятора насоса подається не тільки сигнал власного тиску нагнітання p_p , але й сигнал максимального тиску навантаження p_{LS} (від англ. *load sensing*). Різниця $\Delta p = p_p - p_{LS}$ підтримується

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

постійною (зазвичай 1,4...2,0 МПа) за допомогою гідравлічного або електронного регулятора. Це забезпечує стабільну швидкість руху гідроциліндра незалежно від зовнішнього навантаження.

Структурна схема системи CCLS включає [16]:

- Насос змінної продуктивності з LS-регулятором;
- Магістраль нагнітання (P);
- Магістраль LS, з'єднану з виходами всіх розподільників через зворотні клапани (вони пропускають найвищий тиск);
- Розподільники з компенсаторами тиску (pressure compensators), встановленими на кожній секції.

Фізико-математичне обґрунтування незалежності контурів

Ключовим елементом, що забезпечує незалежність контурів, є *компенсатор тиску* – пропорційний клапан, який підтримує постійний перепад тиску на дроселюючому вікні золотника незалежно від тиску навантаження. Розглянемо два контури з навантаженнями p_{L1} та p_{L2} . [17]

Системи з електронним LS (ELLS) – подальший розвиток

Сучасним вдосконаленням CCLS є *Electronic Load Sensing (ELLS)*, де замість гідравлічного регулятора використовується ECU з датчиками тиску та пропорційним клапаном керування насосом. Це дозволяє реалізувати [7]:

- адаптивне регулювання перепаду Δp_{reg} залежно від режиму (наприклад, зменшення перепаду для точної роботи, збільшення – для швидких переміщень);
- обмеження максимальної гідравлічної потужності (power limiting) для запобігання перевантаженню двигуна;
- програмування профілів руху (S-подібні перехідні процеси для зменшення ударів).

Порівняльний аналіз та практичні рекомендації щодо вибору системи

На основі проведеного аналізу можна сформулювати критерії для вибору типу гідросистеми залежно від умов експлуатації (таблиця 1.1).

Історична еволюція гідросистем тракторів пройшла шлях від примітивних схем ОС до вискоефективних CCLS/ELLS. Кожен наступний етап був

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

обумовлений зростанням вимог до енергозбереження, багатофункціональності та автоматизації. Системи Open Center, незважаючи на низьку вартість, мають фундаментальні недоліки: постійні втрати потужності в нейтралі (3...5 кВт для трактора 100 кВт), взаємовплив паралельних контурів, залежність швидкості від обертів двигуна.

Таблиця 1.1 — Рекомендації щодо вибору гідросистеми для МТА

Умови експлуатації	Рекомендована система	Обґрунтування
Трактори малої потужності (до 50 кВт), робота з простим навісним обладнанням (плуги, борони), обмежений бюджет	Open Center (OC)	Низька вартість, простота обслуговування, достатня продуктивність
Трактори середньої потужності (50...120 кВт), робота з декількома гідроспоживачами, помірні вимоги до енергоефективності	Closed Center (CC) з компенсаторами	Помірна вартість, відсутність втрат у нейтралі, базова незалежність контурів
Трактори великої потужності (>120 кВт), інтенсивна робота з прес-підбирачами, сівалками, обприскувачами, вимоги до точності та економії пального	CCLS або ELLS	Максимальний ККД (до 90%), незалежність контурів, точне керування, інтеграція з CAN-шиною

Їхнє застосування доцільне лише для техніки низького цінового сегменту. Системи Closed Center усунули втрати в нейтралі шляхом використання насоса змінної продуктивності, але не вирішили проблему розподілу витрати між контурами з різними навантаженнями [22]. Системи Closed Center Load Sensing завдяки впровадженню компенсаторів тиску забезпечують незалежне регулювання витрати для кожного споживача та підтримання мінімально необхідного тиску нагнітання. Інтегральний ККД CCLS на 30...50% вищий, ніж у OC, що при річному напрацюванні 1200 год дає економію пального 1500...2500 л. Електронне LS (ELLS) є подальшим розвитком, який відкриває можливості

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

для адаптивного керування, діагностики та інтеграції в концепцію «розумного землеробства». Саме цей тип системи обрано як базовий для проекту модернізації в даній кваліфікаційній роботі [23].

1.2 Технологічні та конструктивні переваги інтеграції інтерфейсу Power Beyond для високопродуктивних причіпних агрегатів

Сутність та передумови виникнення концепції Power Beyond

Сучасна інтенсифікація сільськогосподарського виробництва призвела до появи широкого спектру високопродуктивних начіпних та причіпних агрегатів, які оснащені власними розвиненими гідравлічними системами. До таких агрегатів належать прес-підбирачі з обв'язувальними апаратами, ґрунтообробні комплекси з гідравлічним регулюванням глибини та перекриттям секцій, широкозахватні обприскувачі з гідравлічними вентиляторами та сівалки точного висіву з пневматичною транспортною системою. Ці агрегати вимагають не просто підключення до однієї пари гідравлічних ліній, а окремого живлення кількох контурів із різними параметрами тиску та витрати.

Стандартна гідравлічна система трактора, навіть із закритим центром, зазвичай має 2-3 пари виходів для начіпного обладнання, чого недостатньо для агрегатів, які потребують 4-6 незалежних гідравлічних функцій. Встановлення додаткового насоса з приводом від вала відбору потужності є можливим, але суттєво здорожчує та ускладнює конструкцію. Альтернативою є використання технології **Power Beyond** (від англ. «потужність далі/наскрізний потік»), яка дозволяє послідовно підключати до основної гідросистеми трактора додаткові розподільчі блоки без втрати LS-функціональності.

Концепція Power Beyond забезпечує живлення зовнішніх агрегатів безпосередньо від гідросистеми трактора, що дозволяє уникнути встановлення додаткового насоса та значно спрощує конструкцію причіпного обладнання.

Принцип дії та конструктивне виконання Power Beyond

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ключовою особливістю Power Beyond є те, що вона забезпечує постійний потік оливи до додаткового обладнання навіть у нейтральному положенні основного розподільника.

У традиційному гідравлічному розподільнику із системою відкритого центру (Open Center) потік рідини у нейтральному положенні вільно проходить через центральний канал на злив. При використанні Power Beyond цей центральний канал розривається: після останньої секції основного розподільника встановлюється спеціальний РВ-адаптер (РВ-ковпачок або РВ-вставка), який направляє потік не в бак, а в окремий порт «Power Beyond». Цей порт з'єднується з вхідним отвором наступного розподільника (наприклад, встановленого на причіпному агрегаті). Зливний порт основного розподільника при цьому з'єднується безпосередньо з баком. Важливо, що РВ-порт залишається під тиском навіть у нейтральному положенні основних золотників, оскільки зливний канал відокремлений.

Принцип Power Beyond базується на замкнутому гідравлічному контурі з насосом змінної продуктивності, оснащеним системою виявлення навантаження (Load Sensing), у поєднанні з гідравлічним виходом більшого перерізу, який забезпечує високу продуктивність, а також лінію зливу в бак і пілотний клапан. Основна мета полягає в тому, щоб гідравлічний насос подавав лише ту кількість оливи, яка необхідна для функціонування націпного знаряддя в конкретний момент часу, що реалізується за допомогою пілотного клапана, через який знаряддя інформує систему про свою миттєву потребу у витраті оливи.

Стандартна конфігурація Power Beyond передбачає щонайменше три з'єднання: вихід подачі (P – pressure), лінію зливу (R – return/tank) та лінію пілотного сигналу load sensing (LS), які разом забезпечують повноцінне функціонування системи.

Конструктивне виконання РВ-інтерфейсу включає наступні елементи:

– Корпус з РВ-каналом, що вбудовується в блок гідророзподільників CCLS (Closed Center Load Sensing) та через додаткові напірні і зворотні магістралі подає оливу безпосередньо від насоса до споживача;

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– Лінію LS-сигналу, яка передає інформацію про навантаження від знаряддя до регулятора насоса, що дозволяє точно регулювати його продуктивність;

– Швидкороз'ємні з'єднання, що забезпечують швидке та безпечне підключення/відключення причіпного обладнання.

Конструктивно Power Beyond може бути реалізована як штатна опція виробника (вбудований PB-канал в корпус розподільника) або як окремий модуль при модернізації (PB-адаптер або комплект для дообладнання). Швидкороз'ємні з'єднання для Power Beyond виконуються з плоскими ущільнювальними поверхнями згідно зі стандартом ISO 16028, що забезпечує високу герметичність, мінімальні втрати тиску та можливість з'єднання під залишковим тиском.

Синергія Power Beyond та Load Sensing (рисунок 1.2)

Ключовою умовою ефективної роботи Power Beyond є її інтеграція з системою Load Sensing (LS). Як зазначається в технічній документації John Deere, „*Power Beyond functions require a 'load-sense' signal to regulate pump pressure, therefore, a 'load-sense' hydraulic line is used*“. Це означає, що для коректного регулювання тиску насоса необхідна наявність гідравлічної лінії LS.

Система LS є основою цієї інновації, оскільки вона забезпечує точний контроль швидкості потоку, тим самим регулюючи гідравлічну потужність, необхідну для задоволення різноманітних навантажень під час роботи трактора. Ця здатність виявляється особливо цінною при використанні таких навісних знарядь, як сівалки, навантажувальні вози та прес-підбирачі, які покладаються на гідравлічне підключення до контуру Power Beyond.

При роботі системи PB+LS реалізується наступний алгоритм:

1. Пілотний клапан на знарядді створює гідравлічний сигнал LS, пропорційний миттєвій потребі у витраті.

2. Сигнал LS через лінію зворотного зв'язку надходить до регулятора насоса трактора.

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Регулятор насоса збільшує або зменшує робочий об'єм насоса для забезпечення необхідної витрати.

4. Насос підтримує мінімально необхідний тиск нагнітання, уникаючи дроселювання надлишкової оливи.

Така організація забезпечує так званий *гідравлічний діалог* між трактором та знаряддям, завдяки якому трактор може подавати точну кількість потужності в реальному часі (рисунк 1.2). Це не тільки призводить до значної економії пального, але й оптимізує ефективність роботи, заощаджує час, зменшує експлуатаційні витрати та подовжує термін служби гідравлічних компонентів.

ТЕХНОЛОГІЧНІ ТА КОНСТРУКТИВНІ ПЕРЕВАГИ ІНТЕГРАЦІЇ ІНТЕРФЕЙСУ POWER BEYOND ДЛЯ ВИСОКОПРОДУКТИВНИХ ПРИЧІПНИХ АГРЕГАТІВ

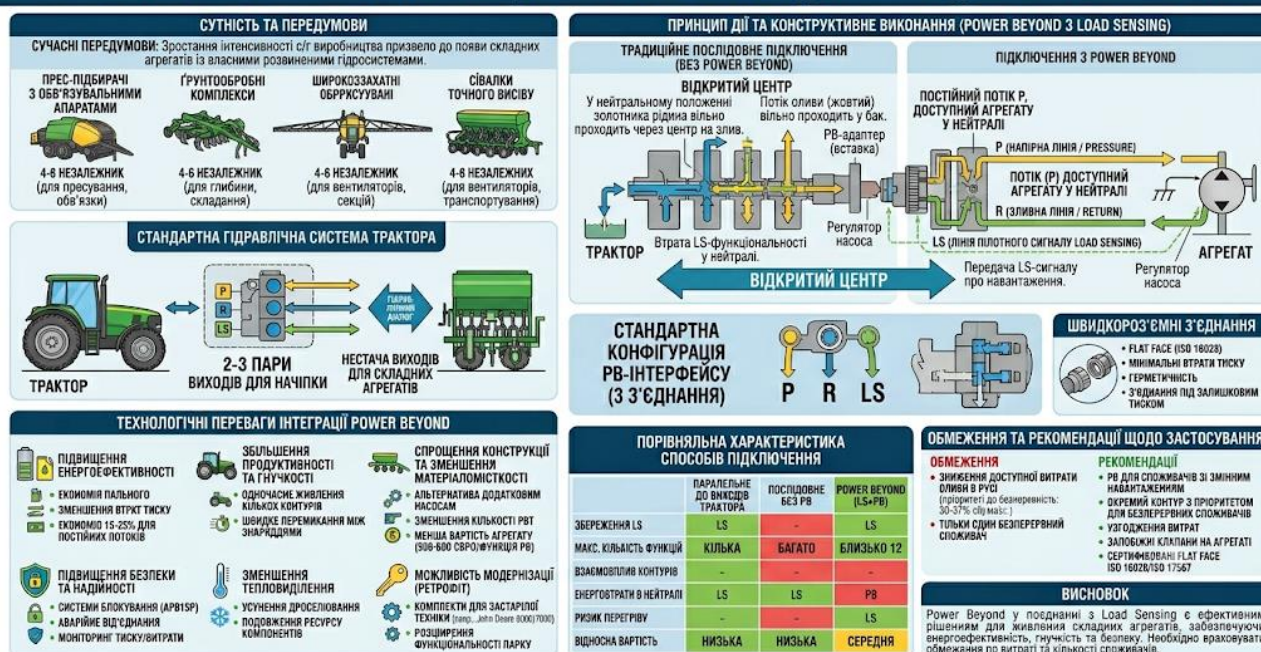


Рисунок 1.2 – Синергія Power Beyond та Load Sensing

Технологічні переваги інтеграції Power Beyond для високопродуктивних агрегатів. Інтеграція інтерфейсу Power Beyond забезпечує значні технологічні переваги при роботі з сучасними високопродуктивними агрегатами.

Підвищення енергоефективності

Однією з головних переваг Power Beyond є суттєве підвищення енергоефективності гідравлічної системи. Як зазначається у фахових джерелах, система Power Beyond дозволяє «*зменшити втрати тиску, оминаючи розподільники та використовуючи трубу більшого перетину*». Крім того, ~~споживається лише необхідна кількість оливи, що усуває проблеми~~

дроселювання, які призводять до нагрівання оливи та зниження енергетичних показників. Сукупний ефект цих факторів дозволяє покращити енергетичну ефективність гідравлічних функцій.

При роботі високопродуктивного обладнання, яке потребує постійного потоку оливи (наприклад, гідромоторів вентиляторів обприскувачів або транспортних систем прес-підбирачів), економія енергії досягає 15-25% порівняно з традиційними схемами живлення через стандартні розподільники.

Підвищення продуктивності та гнучкості

Завдяки технології Power Beyond, трактори та інша сільськогосподарська техніка можуть легко передавати гідравлічну потужність від одного навісного знаряддя до іншого, мінімізуючи час простою та підвищуючи продуктивність. Наприклад, трактор, обладнаний системою Power Beyond, може без зусиль перемикатися між фронтальним навантажувачем та екскаватором без необхідності переналаштовувати гідравлічні з'єднання, що заощаджує дорогоцінний час у полі.

Крім того, Power Beyond дає змогу жити кілька гідравлічних контурів причепа одночасно без втрати продуктивності. Сучасні ґрунтообробні агрегати (наприклад, широкозахватні культиватори з гідравлічним складанням секцій) потребують 4-6 незалежних гідравлічних функцій, які можуть бути забезпечені через РВ-інтерфейс без встановлення додаткового насоса.

1.3 Роль електронних блоків керування (ECU) та цифрового моніторингу в управлінні гідравлічною потужністю

Передумови цифровізації керування гідравлікою (рисунок 1.3)

Традиційні гідравлічні системи, навіть такі досконалі як Closed Center Load Sensing (CCLS), використовують гідромеханічні регулятори та аналогові канали зв'язку (сигнал LS – це тиск оливи) [1, 3]. Це накладає обмеження на точність, швидкодію та адаптивність. З появою мікропроцесорної техніки, надійних датчиків та пропорційних електрогідравлічних клапанів стало можливим

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

створити електронне керування гідравлічною потужністю. Інтеграція електронного блоку керування (ECU – Electronic Control Unit) дозволяє реалізувати алгоритми, недоступні для чистої гідравліки: адаптивне регулювання перепаду тиску, обмеження потужності, синхронізацію кількох приводів, діагностику та віддалений моніторинг [6, 9].



Рисунок 1.3 – Цифровізація керування гідравлікою

Сучасний ECU гідравліки – це не просто «розумний контролер», а повноцінний обчислювальний пристрій, який інтегрується в загальну CAN-мережу трактора (J1939, ISOBUS). Він отримує сигнали від датчиків тиску, витрати, температури, положення золотників, а також обмінюється даними з ECU двигуна, трансмісії та навігаційною системою. Це дозволяє оптимізувати роботу МТА в реальному часі, знижуючи витрату пального на 5...12% порівняно з механічним LS.

Функціональна структура ECU гідравліки

Типовий ECU гідравліки (наприклад, Danfoss PLUS+1, Bosch Rexroth RC, Eaton IQAN, STW ESX) має наступну структуру (рис. 1.1 – описується словесно):

1. Вхідні ланцюги:

а. Аналогові входи (0...10 В, 4...20 мА) для датчиків тиску, температури, рівня оливи.

					Аркуш
					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	21

б. Цифрові входи (дискретні сигнали) для кінцевих вимикачів, режимів роботи.

с. Частотні входи (для датчиків витрати з частотним виходом, датчиків обертів).

д. CAN-інтерфейси (ISO 11898) для зв'язку з іншими блоками.

2. Процесорний модуль:

а. 32-розрядний ARM Cortex-M4 або подібний, тактова частота 80...200 МГц.

б. Пам'ять: Flash (512 кБ...2 МБ) для програми, EEPROM для параметрів калібрування, RAM для змінних.

с. Вбудований годинник реального часу (RTC) для логування подій.

3. Вихідні ланцюги:

а. ШІМ-виходи (широтно-імпульсна модуляція) для керування пропорційними клапанами (частота 100...500 Гц, струм до 2,5 А).

б. Дискретні виходи (релейні, транзисторні) для ввімкнення допоміжних пристроїв (вентилятор охолодження, сигналізація).

4. Живлення:

а. Захист від перенапруг та зворотної полярності, робоча напруга 9...32 В (номінал 12/24 В).

б. Стійкість до вібрації (до 10 g) та температури (-40...+85°C), герметичність IP67.

ECU встановлюється в кабіні трактора або в окремому боксі на рамі, захищеному від вологи та пилу.

Датчики та виконавчі пристрої

Для реалізації цифрового моніторингу та керування необхідна наступна вимірювальна апаратура.

Датчики:

– Датчик тиску нагнітання (p_p): діапазон 0...30 МПа, вихід 4...20 мА (WIKA A-10, IFM PT5400). Похибка ±0,5% від діапазону.

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– Датчик тиску LS-лінії (p_{LS}): аналоговий діапазон, встановлюється в найближчій до регулятора точці.

– Датчики тиску в контурах споживачів (опційно, для поглибленої діагностики).

– Датчик витрати (Q): турбінний або корелісний (Kracht VC, Krohne OPTIFLUX). Діапазон 0...150 л/хв, похибка $\pm 1\%$. Сигнал – частотний або 4...20 мА.

– Датчик температури оливи (T): термопара або Pt100, встановлюється в баку або зливній магістралі. Діапазон $-20...+120^{\circ}\text{C}$.

– Датчик положення золотників (для пропорційних розподільників із зворотним зв'язком): індуктивний (LVDT) або на ефекті Холла.

– Виконавчі пристрої:

– Пропорційний клапан регулятора насоса (заміна гідравлічного пілота): електрогідравлічний редукційний клапан з ШІМ-керуванням (0...1 А). Забезпечує зміну робочого об'єму насоса пропорційно командному сигналу.

– Пропорційні електрогідравлічні розподільники (EPDV) – використовуються замість механічних золотників. Мають вбудований пілотний електромагніт та (часто) датчик положення. Час спрацювання 50...150 мс, витрата до 120 л/хв.

– Дискретні клапани – для функцій увімкнення/вимкнення (наприклад, гідравлічного блокування навіски).

Алгоритми керування гідравлічною потужністю

Електронне LS (Electronic Load Sensing – ELS)

Класичний гідравлічний LS-регулятор підтримує сталий перепад $\Delta p = p_p - p_{LS}$, зазвичай 1,4...2,0 МПа. При електронному LS значення бажаного перепаду Δp_{des} може змінюватися залежно від режиму роботи:

– Режим точної роботи (наприклад, позиціонування гідроциліндра навіски): $\Delta p_{des} = 0,6 \dots 0,8$ МПа – зменшення дроселювання, мінімізація енерговтрат.

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Режим максимальної швидкості (транспортне переміщення): $\Delta p_{des} = 1,6 \dots 2,0$ МПа – підвищення жорсткості та швидкодії.
- Режим очікування (всі золотники в нейтралі): $\Delta p_{des} = 0,2$ МПа – підтримання мінімального тиску для швидкого старту.

ECU реалізує закон регулювання (PID-контролер):

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (1.4)$$

де $e(t) = \Delta p_{des}(t) - (p_p(t) - p_{LS}(t))$; $u(t)$ – командний струм на пропорційний клапан регулятора насоса. Коефіцієнти K_p, K_i, K_d налаштовуються експериментально (метод Ціглера-Ніколса). Типові значення: $K_p = 0,2 \dots 0,5$ А/МПа, $K_i = 0,05 \dots 0,1$ А/(МПа·с), $K_d = 0,01 \dots 0,02$ А·с/МПа.

Обмеження максимальної потужності (Power Limiting)

Двигун трактора має обмежену потужність, яка розподіляється між тягою, ВВП та гідравлікою. При різкому збільшенні гідравлічного навантаження можливе глушіння двигуна. ECU гідравліки запобігає цьому, реалізуючи функцію обмеження потужності:

$$P_{hyd} = \frac{p_p \cdot Q}{600} \text{ (кВт)}, \text{ де } Q \text{ в л/хв, } p_p \text{ в бар.} \quad (1.5)$$

Якщо P_{hyd} перевищує допустиме значення P_{max} (отримане по CAN від ECU двигуна або задане оператором), ECU зменшує робочий об'єм насоса, знижуючи витрату Q . Закон зменшення:

$$Q_{des} = \min \left(Q_{req}, \frac{P_{max} \cdot 600}{p_p} \right) \quad (1.6)$$

де Q_{req} – витрата, необхідна для виконання поточних операцій (за положенням золотників). Це гарантує, що двигун не буде перевантажений, навіть якщо оператор різко переміщує джойстик.

Плавний пуск та S-подібні перехідні процеси.

Механічні золотники при різкому переміщенні створюють гідравлічні удари. ECU з пропорційними клапанами може формувати S-подібний закон зміни відкриття:

$$x(t) = X_{max} \cdot \frac{1}{1 + e^{-k(t-t_0)}} \quad (1.7)$$

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

або лінійне наростання з обмеженою швидкістю. Це зменшує пікові навантаження на гідроциліндри, механізми навіски та робочі органи агрегатів.

Синхронізація кількох приводів

Для агрегатів, які потребують синхронного руху кількох гідроциліндрів (наприклад, вирівнювання рами ґрунтообробного комплексу), ECU використовує датчики положення поршня. Алгоритм синхронізації порівнює поточні положення $s_1(t), s_2(t)$ і коригує окремі клапани:

$$\Delta u = K_{sync} \cdot (s_1 - s_2) \quad (1.8)$$

Типова точність синхронізації – ± 2 мм.

Цифровий моніторинг параметрів

Цифровий моніторинг – це не просто індикація на дисплеї, а комплексна система збору, аналізу та відображення даних, що підвищує ефективність експлуатації.

Відображення в реальному часі

Оператор на дисплеї (термінал ISOBUS або спеціалізований контролер) бачить:

- Миттєвий тиск нагнітання p_p (бар) та тиск LS (бар).
- Сумарну витрату Q (л/хв) та витрату за окремими контурами (якщо є датчики).
- Споживану гідравлічну потужність P_{hyd} (кВт) – у відсотках від максимальної допустимої.
- Температуру оливи – з кольоровою індикацією (зелений $< 70^\circ\text{C}$, жовтий $70 \dots 85^\circ\text{C}$, червоний $> 85^\circ\text{C}$).
- Напрацювання насоса (мото-години), ресурс фільтра.

Логування подій (Black Box)

ECU постійно записує в циклічний буфер (наприклад, останні 10 хвилин) ключові параметри з частотою 1...10 Гц. При виникненні аварійної ситуації (різке перевищення тиску, перегрів, падіння тиску в LS-лінії) запис зберігається в енергонезалежній пам'яті. Це дозволяє після відмови проаналізувати передвідмовний стан та встановити причину.

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш 25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діагностика стану системи

- Контроль витоків : Порівняння теоретичної витрати (за кутом нахилу насоса та обертами) з виміряною (датчик витрати). Перевищення різниці на 10...15% свідчить про зношений насос або зовнішній витік.
- Оцінка ефективності фільтрації : Датчик перепаду тиску на фільтрі. При $\Delta p_{filter} > 0,25$ МПа видається повідомлення «Замініть фільтр».
- Діагностика LS-ланцюга : Якщо p_{LS} залишається нижче 0,5 МПа при активованому золотнику – обрив лінії LS або заклинювання клапана.

Прогнозування технічного обслуговування

ECU веде лічильники мото-годин для кожного компонента і при досягненні граничних значень виводить нагадування:

- «Заміна оливи через 50 год» (рекомендований інтервал 1000 год).
- «Перевірка ущільнень насоса через 200 год» (після 5000 год напрацювання).

Можливе також прогнозування ресурсу на основі інтегрального навантаження (метод акумулювання пошкоджень за Пальмгреном-Майнером).

Інтеграція в CAN-мережу та ISOBUS

ECU гідравліки обмінюється даними з іншими системами трактора через CAN-шину.

Протоколи:

- J1939 (стандарт для важкої техніки): передає значення тиску (SPN 1088), витрати (SPN 1089), температури (SPN 1760) та команди на клапани (PGU 651).
- ISOBUS (ISO 11783): дозволяє підключати до трактора сільськогосподарське обладнання з власним ECU. Наприклад, прес-підбирач може надсилати запит на збільшення витрати при підвищенні щільності тюка.

Приклад обміну даними (циклічний, період 100 мс):

- Від ECU гідравліки до ECU двигуна: поточне гідравлічне навантаження (кВт), прогнозоване збільшення.
- Від ECU двигуна до ECU гідравліки: максимальна допустима потужність, частота обертання, корекція за температурою.

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– Від терміналу ISOBUS до ECU гідравліки: налаштування оператора (режим, бажаний перепад, обмеження).

Ця інтеграція забезпечує узгоджену роботу всіх агрегатів: наприклад, при русі на підйом ECU двигуна знижує ліміт потужності для гідравліки, щоб зберегти тягу.

Електронний блок керування гідравлікою (ECU) перетворює пасивну гідравлічну систему на інтелектуальну керовану підсистему трактора. Він отримує сигнали від датчиків тиску, витрати та температури, керує пропорційними клапанами регулятора насоса та розподільників, обмінюється даними через CAN (J1939, ISOBUS).

1. Ключові алгоритми ECU:

a. Електронне Load Sensing (ELS) – адаптивне регулювання перепаду тиску від 0,2 до 2,0 МПа залежно від режиму.

b. Обмеження гідравлічної потужності – запобігає перевантаженню двигуна.

c. Плавний пуск та S-подібні перехідні процеси – зменшення гідравлічних ударів.

d. Синхронізація кількох приводів – точність ± 2 мм.

2. Цифровий моніторинг забезпечує оператора інформацією в реальному часі (тиск, витрата, потужність, температура), логуванням передвідмовних станів (Black Box), діагностикою витоків та засмічення фільтрів, а також прогнозуванням технічного обслуговування.

3. Інтеграція з ISOBUS дозволяє гідравлічній системі трактора взаємодіяти з електронікою причіпного агрегату (наприклад, прес-підбирач запитує збільшення витрати при зростанні щільності тюка), що є кроком до повністю автоматизованого точного землеробства.

4. Економічний ефект від впровадження ECU (окупність 1-3 роки) забезпечується економією палива (5...12%), підвищенням продуктивності (10...15%), зменшенням простоїв та подовженням ресурсу компонентів.

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У контексті проєкту модернізації трактора (тема роботи) інтеграція ECU є критично важливою, оскільки саме вона забезпечує перехід від гідромеханічного LS до адаптивного електронного LS, а також реалізує функції діагностики та моніторингу, які неможливі в чисто гідравлічній системі. Поєднання ECU з Power Beyond та LS-регульованим насосом створює основу для сучасної високоефективної гідравлічної системи трактора.

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

На основі проведеного аналізу тенденцій розвитку гідравлічних систем сільськогосподарських тракторів, розгляду технологічних переваг інтерфейсу Power Beyond та ролі електронного керування і цифрового моніторингу можна сформулювати наступні висновки.

1. Еволюційний розвиток гідросистем відбувався під впливом вимог до підвищення енергоефективності, точності керування та сумісності зі складним напіпним обладнанням. Початкові системи відкритого центру (Open Center) з насосами постійної продуктивності, незважаючи на простоту та низьку вартість, мають фундаментальні недоліки: значні втрати потужності в режимі очікування, взаємовплив паралельних контурів та залежність швидкості робочих органів від частоти обертання двигуна.

2. Перехід до систем закритого центру (Closed Center) став важливим кроком уперед завдяки використанню насосів змінної продуктивності, що дозволило практично усунути втрати в нейтральному режимі. Однак такі системи не вирішували проблему раціонального розподілу витрати між кількома одночасно працюючими споживачами з різним навантаженням.

3. Інтерфейс Power Beyond є ефективним технічним рішенням для живлення високопродуктивних причіпних агрегатів, які потребують значної кількості незалежних гідравлічних функцій (прес-підбирачі, сівалки, обприскувачі, ґрунтообробні комплекси). Це дозволяє зменшити втрати тиску, уникнути дроселювання та перегріву, спростити конструкцію обладнання, підвищити безпеку завдяки використанню спеціалізованих швидкокороз'ємних з'єднань із системами блокування.

4. Електронний блок керування та цифровий моніторинг перетворюють гідравлічну систему на інтелектуальну підсистему трактора. На відміну від гідромеханічних регуляторів, ECU забезпечує адаптивне керування перепадом тиску залежно від режиму роботи, обмеження гідравлічної потужності для запобігання перевантаженню двигуна, плавні

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

перехідні процеси для зменшення гідравлічних ударів, а також синхронізацію кількох приводів із високою точністю. Цифровий моніторинг надає оператору інформацію в реальному часі (тиск, витрата, температура, споживана потужність), реалізує функцію «чорного ящика» для діагностики відмов, виконує прогнозування технічного обслуговування та виявляє витoki або засмічення фільтрів.

5. Комплексний аналіз засвідчив, що жодна з розглянутих технологій окремо не забезпечує повного вирішення сучасних вимог до гідравлічних систем МТА. Найвищої ефективності можна досягти лише шляхом синергетичного поєднання трьох ключових компонентів: CCLS-регулювання для енергоефективного живлення споживачів, інтерфейсу Power Beyond для розширення функціональних можливостей при роботі з високопродуктивними агрегатами та ECU з цифровим моніторингом для інтелектуального керування і діагностики.

6. Науково-практична проблема, виявлена в ході аналізу, полягає у суперечності між вимогами сучасних технологій до параметрів гідравлічних систем (стабільність тиску та витрати при змінному навантаженні, незалежність контурів, цифровий контроль) та конструктивними можливостями гідравліки застарілих тракторів. Відсутність апробованих інженерних методик комплексної модернізації, яка б поєднувала всі три компоненти, підтверджує актуальність теми роботи та необхідність розробки проєктних рішень, що будуть представлені в наступних розділах

					14.17 - КР.002.1.000 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОСИСТЕМИ LOAD SENSING + POWER BEYOND

2.1 Математичне моделювання гідродинамічних процесів у регуляторі аксіально-поршневого насоса змінної продуктивності

Структурна схема регулятора аксіально-поршневого насоса

Аксіально-поршковий насос змінної продуктивності (VDAPP – Variable Displacement Axial Piston Pump) є ключовим елементом системи Load Sensing. Його регулятор забезпечує адаптацію подачі робочої рідини до миттєвих потреб споживачів шляхом зміни кута нахилу шайби. Регулятор об'єднує в одному корпусі два контури: абсолютний обмежувач тиску (pressure limiter) та диференційний регулятор перепаду тиску (load sensing) (рисунк 2.2).

СТРУКТУРНА СХЕМА РЕГУЛЯТОРА АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА (VDAPP) У СИСТЕМІ LOAD SENSING

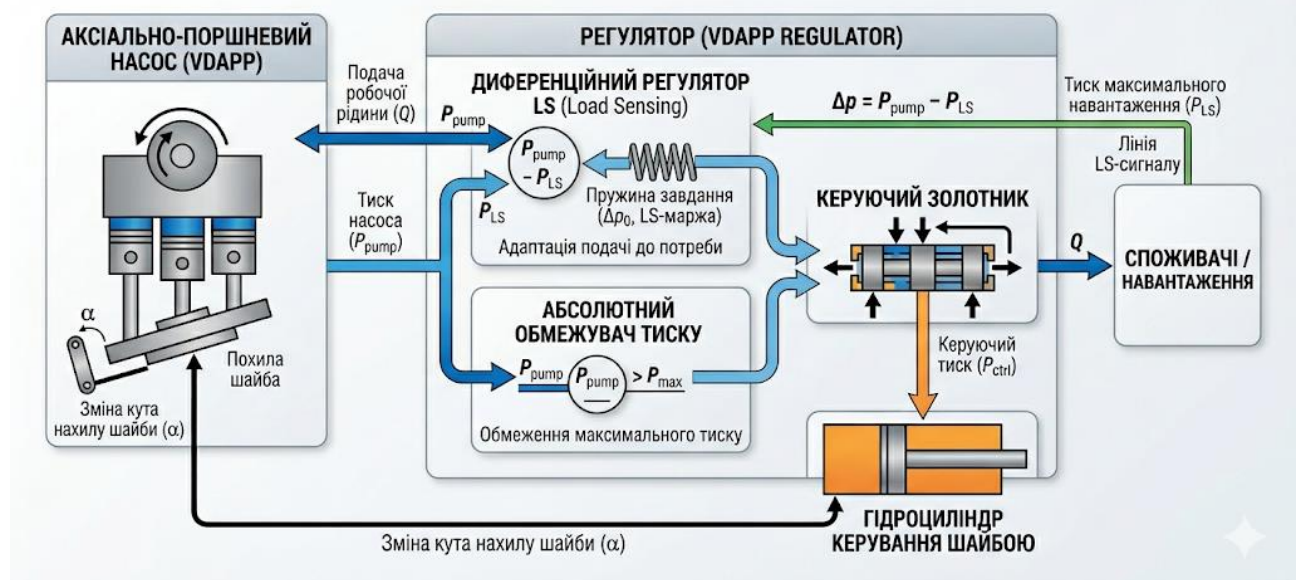


Рисунок 2.2 – Структурна схема регулятора аксіально-поршневого насоса

					14.17 - КР.002.2.000 ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 2		
Розроб.							
Перевір.	Дядюра К.О.						
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.	Дядюра К. О.						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						31	17

Основними елементами регулятора є (рисунок 2.3):

- Керуючий золотник – пропорційний гідравлічний елемент, положення якого визначається рівнянням рівноваги сил;
- Пружина завдання – задає бажаний перепад тиску Δp_0 (LS-маржу);
- Гідроциліндр керування шайбою – змінює кут нахилу шайби під дією керуючого тиску;
- Лінія LS-сигналу – передає тиск максимального навантаження від споживачів до регулятора.

Рівняння рівноваги сил на керуючому золотнику

Рух золотника регулятора описується диференціальним рівнянням другого порядку, що враховує сили тиску, пружності пружини, демпфування та інерційні складові.



Рисунок 2.3 – Структурна схема регулятора аксіально-поршневого насоса

Рівняння рівноваги сил на золотнику:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + (k + k_f)x = A_z(p_p - p_{LS}) - F_{spring0} + F_{flow} \quad (2.1)$$

де: m – маса золотника з приєднаними елементами, кг; b – коефіцієнт в'язкого тертя (демпфування), Н·с/м; k – жорсткість пружини, Н/м; k_f – коефіцієнт жорсткості сили потоку (flow force), Н/м; A_z – ефективна площа торця золотника, м²; p_p – тиск нагнітання насоса, Па; p_{LS} – тиск у лінії Load Sensing (максимальне навантаження), Па; $F_{spring0}$ – початкова сила пружини (при $x = 0$), Н; F_{flow} – гідродинамічна сила, що діє на золотник, Н.

У сталому режимі ($\frac{d^2x}{dt^2} = 0, \frac{dx}{dt} = 0$) рівняння спрощується:

$$(k + k_f)x = A_z(p_p - p_{LS}) - F_{spring0} \quad (2.2)$$

Звідки:

$$x = \frac{A_z}{k+k_f} \Delta p - \frac{F_{spring0}}{k+k_f} \quad (2.3)$$

де $\Delta p = p_p - p_{LS}$ – поточний перепад тиску (LS-маржа).

Регулятор підтримує $\Delta p \approx \Delta p_0$ (задане значення, зазвичай 1,4...2,0 МПа), змінюючи кут нахилу шайби насоса.

Рівняння динаміки керування кутом нахилу шайби

Кут нахилу шайби α визначає робочий об'єм насоса. Зміна кута відбувається під дією керуючого тиску p_c , що створюється золотником:

$$I \frac{d^2\alpha}{dt^2} + B \frac{d\alpha}{dt} + K_\alpha \alpha = A_p p_c - T_{load} \quad (2.4)$$

де: I – момент інерції шайби та пов'язаних мас, кг·м²; B – коефіцієнт демпфування в механізмі повороту шайби, Н·м·с; K_α – жорсткість пружин, що повертають шайбу в нейтральне положення, Н·м/рад; A_p – ефективна площа поршня керування, м²; p_c – тиск у порожнині керування, Па; T_{load} – момент опору від тиску в циліндрах насоса, Н·м.

Робочий об'єм насоса визначається співвідношенням:

$$V_g(\alpha) = V_{g,max} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_{max}}, \quad (2.5)$$

де $V_{g,max}$ – максимальний робочий об'єм, α_{max} – максимальний кут нахилу шайби.

Рівняння витрати та тиску насоса

Миттєва подача насоса:

$$Q_p = V_g(\alpha) \cdot \omega_p \cdot \eta_v - Q_{leak}, \quad (2.6)$$

де: ω_p – кутова швидкість обертання вала насоса, рад/с; η_v – об'ємний ККД (залежить від тиску та температури); Q_{leak} – сумарні витоки в насосі, що пропорційні тиску.

Витоки в аксіально-поршневому насосі моделюються як ламінарний потік через зазори:

$$Q_{leak} = C_{leak} \cdot p_p, \quad (2.7)$$

де C_{leak} – коефіцієнт витоків, що залежить від конструктивних параметрів та в'язкості рідини.

Тиск нагнітання визначається з рівняння балансу витрат у напірній магістралі:

$$\frac{V_{line}}{\beta} \frac{dp_p}{dt} = Q_p - Q_{cons} - Q_{leak,line}, \quad (2.8)$$

де: V_{line} – об'єм рідини в напірній магістралі, м³; β – ефективний модуль пружності рідини з урахуванням повітря, Па; Q_{cons} – сумарна витрата споживачів, м³/с; $Q_{leak,line}$ – витоки в лінії.

Нелінійні ефекти та методи їх врахування

Гідравлічні системи аксіально-поршневих насосів характеризуються суттєвою нелінійністю поведінки. До основних нелінійних ефектів належать:

1. Змінний коефіцієнт витоків – залежить від тиску, температури та в'язкості рідини;
2. Гідродинамічні сили на золотнику – пропорційні квадрату витрати;

3. Нелінійна пружність рідини – модуль пружності залежить від вмісту повітря та тиску;

4. Сухе тертя – наявність зони нечутливості (статичне тертя).

Для врахування нелінійностей застосовуються методи адаптивного робастного керування, зокрема backstepping-контролери, які дозволяють компенсувати параметричні невизначеності та зовнішні збурення.

Модифікована модель зниженого порядку (reduced-order dynamic model) дозволяє спростити синтез контролера, зберігаючи при цьому основні динамічні властивості системи. Альтернативним підходом є використання методу bond graphs (графів зв'язків), який забезпечує ефективне моделювання складних взаємодій між компонентами гідросистеми.

Моделювання перехідних процесів регулятора

Для оцінки динамічних характеристик регулятора необхідно дослідити перехідні процеси при стрибкоподібній зміні навантаження. Система рівнянь, що описує поведінку регулятора, зводиться до системи диференціальних рівнянь першого порядку у просторі станів:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} [A_z(p_p - p_{LS}) - F_{spring0} - (k + k_f)x - bv + F_{flow}] \\ \frac{d\alpha}{dt} = \omega_\alpha \\ \frac{d\omega_\alpha}{dt} = \frac{1}{I} [A_p p_c - K_\alpha \alpha - B\omega_\alpha - T_{load}] \\ \frac{dp_p}{dt} = \frac{\beta}{V_{line}} [Q_p - Q_{cons} - Q_{leak,line}] \end{array} \right. \quad (2.9)$$

Аналіз стійкості замкненої системи виконується на основі теорії Ляпунова. Для забезпечення стійкості необхідно, щоб матриця Якобі системи в робочій точці мала власні числа з від'ємними дійсними частинами.

2.2 Математичний опис розподілу потоків та тисків при одночасній роботі кількох споживачів та лінії Power Beyond

Структурна схема гідросистеми з кількома споживачами

Система Load Sensing + Power Beyond призначена для одночасного живлення кількох споживачів з різними характеристиками навантаження.

Структурно вона включає (рисунок 2.4):

- Насос змінної продуктивності з LS-регулятором;
- Напірну магістраль (P);
- Магістраль LS для передачі сигналу максимального навантаження;
- N паралельних споживачів (гідроциліндри, гідромотори) з власними компенсаторами тиску;
- Лінію Power Beyond для живлення додаткового обладнання;
- Зливну магістраль (T).

Рівняння розподілу витрат між споживачами

При одночасній роботі кількох споживачів сумарна витрата насоса розподіляється між ними відповідно до відкриття їхніх дроселюючих вікон:

$$Q_p = \sum_{i=1}^N Q_i + Q_{PB}, \quad (2.10)$$

де: Q_i – витрата через i -й споживач, м³/с; Q_{PB} – витрата через лінію Power Beyond, м³/с.

Витрата через кожен споживач визначається рівнянням дроселя:

$$Q_i = C_{di} A_i(\xi_i) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_i - p_{Li})}, \quad (2.11)$$

де: C_{di} – коефіцієнт витрати i -го дроселя; $A_i(\xi_i)$ – площа прохідного перерізу, що залежить від положення золотника ξ_i ; ρ – густина робочої рідини, кг/м³; p_i – тиск перед дроселем (на вході в розподільник), Па; p_{Li} – тиск навантаження i -го споживача, Па.

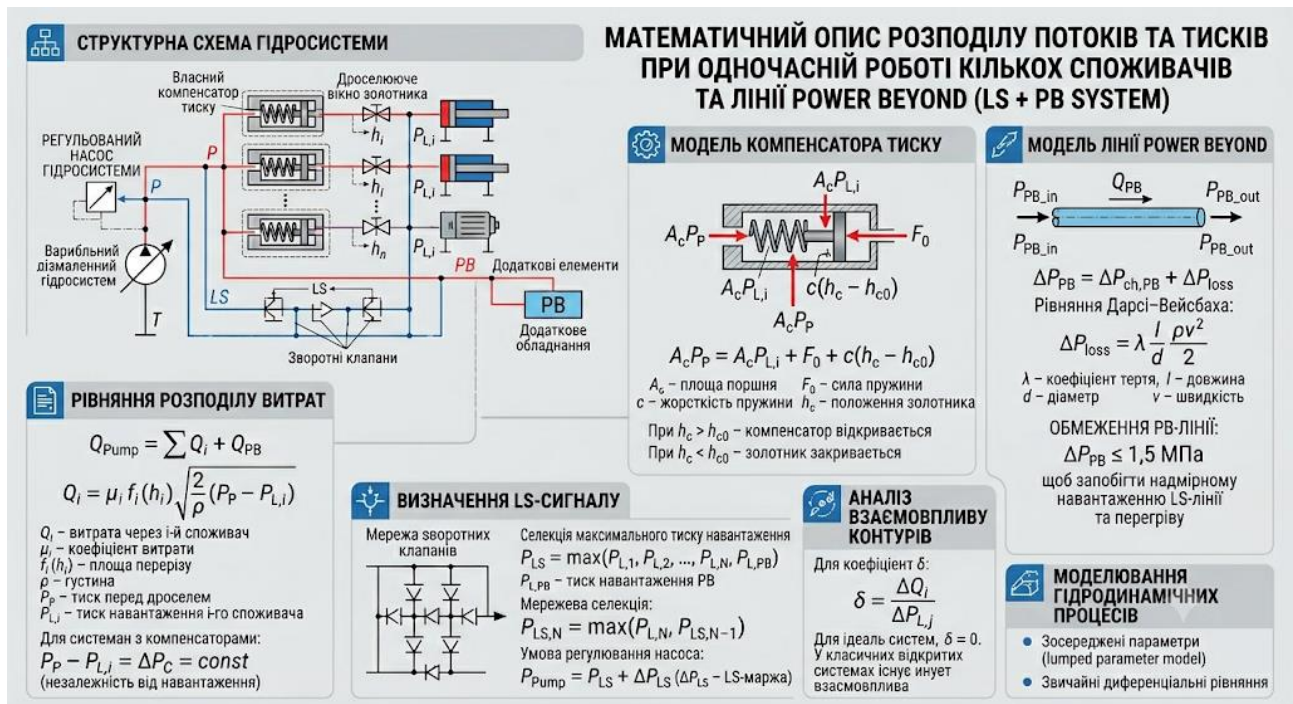


Рисунок 2.4 – Структурна схема гідросистеми з кількома споживачами

Для системи з компенсаторами тиску (LUDV або LS з компенсаторами) перепад на дроселі підтримується стабільним:

$$p_i - p_{Li} = \Delta p_{ref} = const \quad (2.12)$$

що забезпечує незалежність витрати від навантаження.

Модель компенсатора тиску

Компенсатор тиску (pressure compensator) – це пропорційний клапан, який стабілізує перепад тиску на дроселюючому вікні золотника. Його рівняння рівноваги сил:

$$A_c(p_i - p_{Li}) = F_{c,spring} + k_c(x_c - x_{c0}) \quad (2.13)$$

де: A_c – ефективна площа поршня компенсатора, м²; $F_{c,spring}$ – початкова сила пружини, Н; k_c – жорсткість пружини компенсатора, Н/м; x_c – положення золотника компенсатора, м; x_{c0} – положення при нульовому перепаді, м.

При $p_i - p_{Li} > \Delta p_{ref}$ компенсатор прикривається, збільшуючи гідравлічний опір і знижуючи витрату. При $p_i - p_{Li} < \Delta p_{ref}$ компенсатор відкривається, зменшуючи опір.

Модель лінії Power Beyond

Лінія Power Beyond забезпечує живлення додаткових споживачів, підключених послідовно після основного розподільника. Падіння тиску в РВ-каналі визначається як:

$$p_{PB,in} = p_p - \Delta p_{PB,valve} - \Delta p_{PB,line}, \quad (2.14)$$

де: $p_{PB,in}$ – тиск на вході в РВ-споживач, Па; $\Delta p_{PB,valve}$ – перепад на РВ-каналі основного розподільника, Па; $\Delta p_{PB,line}$ – втрати в трубопроводах до РВ-споживача, Па.

Втрати в лінії розраховуються за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta p_{PB,line} = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.15)$$

де: λ – коефіцієнт гідравлічного тертя (залежить від числа Рейнольдса); L – довжина трубопроводу, м; D – внутрішній діаметр, м; v – середня швидкість потоку, м/с.

Обмеження РВ-лінії: Сумарне падіння тиску в РВ-каналі не повинно перевищувати 1,5 МПа, інакше LS-регулятор насоса буде підтримувати підвищений тиск, що призведе до перегріву та зниження енергоефективності.

Визначення LS-сигналу при кількох споживачах

У системі з кількома споживачами сигнал LS визначається як максимальний тиск навантаження серед усіх активних контурів:

$$p_{LS} = \max(p_{L1}, p_{L2}, \dots, p_{LN}, p_{L,PB}), \quad (2.16)$$

де $p_{L,PB}$ – тиск навантаження в контурі Power Beyond.

Селекція максимального тиску виконується за допомогою мережі зворотних клапанів (shuttle valve network). Математично це описується як:

$$p_{LS} = \max_{i \in \{1..N, PB\}} p_{Li}, \quad (2.17)$$

Регулятор насоса підтримує умову:

$$p_p = p_{LS} + \Delta p_0, \quad (2.18)$$

де Δp_0 – задана LS-маржа.

					14.17 - КР.002.2.000 ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналіз взаємовпливу контурів

У класичних системах відкритого центру спостерігається взаємовплив контурів: споживач з меншим навантаженням отримує більше витрати. У системах LS з компенсаторами цей ефект усувається.

Коефіцієнт взаємовпливу визначається як:

$$K_{int} = \frac{\partial Q_i}{\partial p_{Lj}} |_{j \neq i} \quad (2.19)$$

Для ідеальної системи LS $K_{int} = 0$. На практиці K_{int} залежить від точності налаштування компенсаторів та їхньої динамічної характеристики.

Моделювання гідродинамічних процесів у розподільнику

Для чисельного моделювання розподілу потоків використовуються методи зосереджених параметрів (lumped parameter model), де кожен елемент системи описується системою звичайних диференціальних рівнянь.

Матрична форма системи рівнянь для N споживачів:

$$\begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ \vdots \\ Q_N \\ Q_{PB} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{d1}A_1\sqrt{2/\rho} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & C_{d2}A_2\sqrt{2/\rho} & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & C_{dN}A_N\sqrt{2/\rho} & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & C_{d,PB}A_{PB}\sqrt{2/\rho} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sqrt{p_p - p_{L1} - \Delta p_{c1}} \\ \sqrt{p_p - p_{L2} - \Delta p_{c2}} \\ \vdots \\ \sqrt{p_p - p_{LN} - \Delta p_{cN}} \\ \sqrt{p_{PB,in} - p_{L,PB}} \end{bmatrix}$$

де Δp_{ci} – перепад на компенсаторі i-го споживача.

Розв'язок цієї системи в поєднанні з рівнянням балансу витрат дозволяє визначити розподіл потоків при довільному наборі активних споживачів.

2.3 Інформаційна та енергетична взаємодія технічних систем (насосного модуля, пропорційних розподільників, гідромоторів сівалки та ECU) за протоколом ISOBUS (ISO 11783)

Архітектура ISOBUS та її роль у керуванні гідравлікою

ISOBUS (ISO 11783) – це міжнародний стандарт зв'язку, розроблений спеціально для сільськогосподарських тракторів та знарядь. Його основне

					14.17 - КР.002.2.000 ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

призначення – забезпечити електронну взаємодію між трактором та причіпним/начіпним обладнанням різних виробників за принципом «підключи і працюй» (plug-and-play).

Типова ISOBUS-мережа складається з наступних компонентів:

- TECU (Tractor Electronic Control Unit) – ECU трактора, що виступає шлюзом між шиною трактора та шиною знаряддя;
- ECU знаряддя – контролер, вбудований у сівалку, обприскувач або інший агрегат;
- VT (Virtual Terminal) – віртуальний термінал (дисплей у кабіні) для уніфікованого керування всіма пристроями;
- TC (Task Controller) – контролер завдань для управління технологічними операціями.

Інформаційний обмін між ECU гідравліки та ISOBUS

ECU гідравліки інтегрується в ISOBUS-мережу як повноцінний вузол, що забезпечує:

- Передачу параметрів гідросистеми на VT (тиск, витрата, температура, потужність);
- Прийом команд від VT або TC (зміна режиму роботи, обмеження потужності);
- Обмін даними з ECU знаряддя (наприклад, сівалка передає запит на збільшення витрати при зростанні швидкості руху).

Стандарт ISO 11783 визначає наступні групи параметрів (PGN – Parameter Group Numbers) для гідравлічних систем:

- PGN 65100 – керування гідравлічними клапанами (команди на пропорційні розподільники);
- PGN 65101 – статус гідравлічної системи (тиск, витрата, температура);
- PGN 65102 – діагностичні коди гідросистеми.

Енергетична взаємодія через ISOBUS

Енергетична взаємодія між системами реалізується через узгоджене керування потужністю:

					14.17 - КР.002.2.000 ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- ECU гідравліки передає поточне гідравлічне навантаження P_{hyd} на TECU;
- TECU на основі цього сигналу та даних про завантаження двигуна коригує ліміт потужності для гідравліки;
- ECU знаряддя (наприклад, сівалки) передає прогнозовану потребу у витраті на основі швидкості руху та норми висіву;
- ECU гідравліки попередньо збільшує подачу насоса для забезпечення необхідної витрати.

Цей цикл обміну даними дозволяє реалізувати проактивне керування гідравлічною потужністю, коли система готується до зміни навантаження заздалегідь, а не реагує на неї постфактум.

Протоколи передачі даних та часові характеристики

ISOBUS базується на фізичному рівні CAN (Controller Area Network) зі швидкістю 250 кбіт/с. Типові часові параметри обміну:

Тип даних	Період оновлення	Пріоритет
Аварійні сигнали (перегрів, перевищення тиску)	< 50 мс	Найвищий
Керуючі команди (положення золотників)	50...100 мс	Високий
Параметри стану (тиск, витрата)	100...500 мс	Середній
Діагностичні та логувальні дані	1...10 с	Низький

Взаємодія з гідромоторами сівалки (рисунок 2.5)

У контексті модернізованої системи гідромотори сівалки (привід висівних апаратів, вентилятор пневмотранспорту) підключаються через ISOBUS-сумісний розподільник. Алгоритм взаємодії:

- ECU сівалки вимірює поточну швидкість руху (від GPS або датчика коліс) та розраховує необхідну частоту обертання гідромоторів;
- ECU сівалки формує запит на витрату Q_{req} і передає його через ISOBUS на ECU гідравліки;
- ECU гідравліки збільшує подачу насоса та відкриває пропорційний розподільник для забезпечення Q_{req} ;

– Датчик витрати контролює фактичну витрату, і ECU гідравліки коригує положення золотника для досягнення точної витрати (замкнений контур).

Цей процес забезпечує синхронізацію швидкості висіву зі швидкістю руху агрегату, що є критичним для точного землеробства.

ІНФОРМАЦІЙНА ТА ЕНЕРГЕТИЧНА ВЗАЄМОДІЯ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ЗА ПРОТОКОЛОМ ISOBUS (ISO 11783)

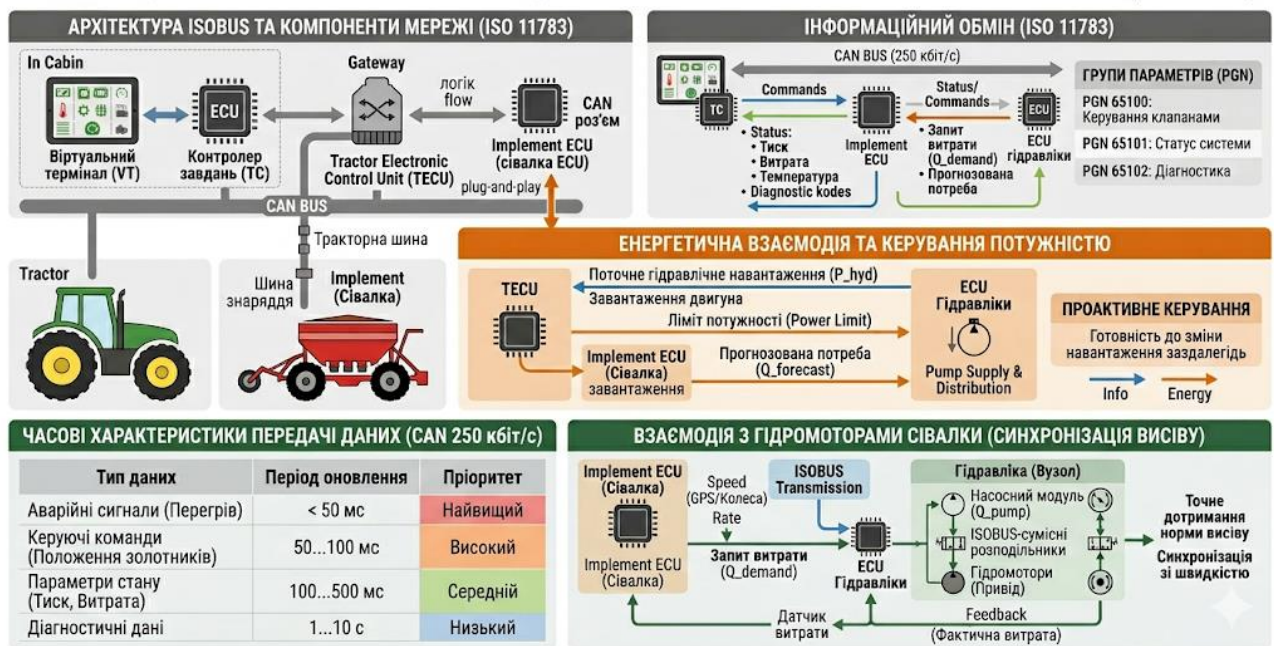


Рисунок 2.5 – Інформаційна та енергетична взаємодія технічних систем

Безпека та діагностика через ISOBUS

ISOBUS передбачає механізми діагностики та безпеки:

- Heartbeat-сигнали – кожен ECU періодично передає сигнал про справність; при його відсутності система переходить в аварійний режим;
- Діагностичні коди (DTC) – стандартизовані коди несправностей, що дозволяють швидко локалізувати проблему;
- Обмеження потужності – при втраті зв'язку з TECU ECU гідравліки автоматично знижує потужність до безпечного рівня.

2.4 Динаміка замкненого контуру керування: запобігання розстроюванню динамічного балансу тисків (LS-маржі) при різких коливаннях зовнішнього навантаження

Поняття LS-маржі та її роль у стабільності системи

LS-маржа (pressure margin) – це різниця між тиском нагнітання насоса p_p та тиском максимального навантаження p_{LS} :

$$\Delta p = p_p - p_{LS}$$

Вона є критичним параметром, що визначає:

- Керованість – при недостатній маржі ($\Delta p < \Delta p_{min}$) швидкість руху споживачів падає;
- Енергоефективність – при надмірній маржі ($\Delta p > \Delta p_{max}$) зростають втрати на дроселювання;
- Стійкість – коливання маржі можуть призвести до автоколивань системи.

Задане значення маржі Δp_0 зазвичай становить 1,4...2,0 МПа для гідравлічних систем і 0,5...0,8 МПа для електронних LS (завдяки вищій точності регулювання).

Причини розстроювання динамічного балансу

При різких змінах зовнішнього навантаження (наприклад, при вході плуга в ґрунт або при різкому розгоні гідромотора) LS-маржа може тимчасово відхилятися від заданого значення. Основні причини:

1. Запізнення регулятора насоса – механічний регулятор має інерційність, тому не встигає миттєво змінити подачу;
2. Динаміка LS-лінії – сигнал p_{LS} поширюється зі скінченною швидкістю (з урахуванням стисливості рідини);
3. Зміна кількості активних споживачів – раптове ввімкнення/вимкнення споживача змінює сумарний опір системи;
4. Нелінійності компенсаторів – при великих швидкостях потоку компенсатори можуть входити в насичення.

					14.17 - КР.002.2.000 ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Математична модель динаміки LS-маржі

Динаміка LS-маржі описується рівнянням, отриманим шляхом диференціювання $\Delta p = p_p - p_{LS}$:

$$\frac{d(\Delta p)}{dt} = \frac{dp_p}{dt} - \frac{dp_{LS}}{dt}$$

Підставляючи рівняння для p_p та p_{LS} , отримуємо:

$$\frac{d(\Delta p)}{dt} = \frac{\beta}{V_{line}} (Q_p - Q_{cons} - Q_{leak}) - \frac{dp_{LS}}{dt}$$

Для стабілізації маржі необхідно, щоб регулятор насоса забезпечував:

$$Q_p \approx Q_{cons} + Q_{leak} + \frac{V_{line}}{\beta} \frac{dp_{LS}}{dt}$$

тобто насос повинен попереджати зміну p_{LS} , а не реагувати на неї.

Методи запобігання розстроюванню

Комбіноване керування зі зворотним зв'язком за витратою та тиском

Сучасні електронні LS-системи використовують комбіноване керування зі зворотним зв'язком за витратою (feedforward) та тиском (feedback). Алгоритм:

$$u(t) = u_{ff}(Q_{req}) + u_{fb}(\Delta p_{err})$$

де: u_{ff} – керування за витратою (пряме збурення), що забезпечує швидку реакцію на зміну потреб споживачів; u_{fb} – керування за помилкою маржі $\Delta p_{err} = \Delta p_0 - \Delta p(t)$, що забезпечує точність у сталому режимі.

Такий підхід забезпечує високу стабільність маржі та малий час реакції.

Перемикальне керування (flow/pressure switched control)

Альтернативним методом є перемикальне керування, де регулятор насоса керується меншим із двох сигналів – від регулятора витрати та регулятора тиску. Це дозволяє автоматично обирати пріоритетний режим керування залежно від умов роботи.

Демпфування коливань маржі

Для запобігання автоколиванням LS-маржі використовуються:

- Гідравлічні демпфери (дроселі та акумулятори) в лінії LS;

					14.17 - КР.002.2.000 ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Алгоритми фільтрації сигналу p_{LS} в ECU (згладжування, обмеження швидкості зміни);
- Налаштування PID-регулятора з урахуванням динамічних характеристик системи.

Критерії стійкості замкненого контуру

Для оцінки стійкості замкненого контуру керування LS-маржею використовується частотний аналіз (критерій Найквіста) або аналіз власних чисел матриці стану.

Умова стійкості: Всі полюси передавальної функції замкненої системи повинні мати від'ємні дійсні частини.

Для системи другого порядку з передавальною функцією:

$$H(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}$$

умова стійкості: $\zeta > 0, \omega_n > 0$. Для забезпечення якісних перехідних процесів рекомендовано $0,4 < \zeta < 0,8$.

Експериментальні дослідження показують, що електронні LS-системи забезпечують час реакції менше 0,7 с при різних витратах, а також зменшення маржі та часу реакції на 0,6...0,7 МПа та 0,5 с відповідно порівняно з традиційними LS-системами.

Адаптивне регулювання LS-маржі

Перспективним напрямком є адаптивне регулювання LS-маржі, коли її задане значення змінюється залежно від режиму роботи:

$$\Delta p_0(t) = f(Q_{req}(t), \dot{Q}_{req}(t), T_{oil}(t), p_{max})$$

Такий підхід дозволяє:

- Зменшувати маржу при точних позиційних операціях (зниження втрат);
- Збільшувати маржу при швидкісних переміщеннях (підвищення жорсткості);
- Компенсувати зміну в'язкості оливи при зміні температури.

Моделювання перехідних процесів LS-маржі

					14.17 - КР.002.2.000 ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для кількісної оцінки динаміки LS-маржі використовується чисельне моделювання в середовищах MATLAB/Simulink, Simcenter Amesim або з використанням методу bond graphs. Модель дозволяє дослідити:

1. Реакцію системи на стрибкоподібну зміну навантаження;
2. Вплив параметрів регулятора (коефіцієнти підсилення, сталі часу) на якість перехідних процесів;
3. Стійкість системи при різних комбінаціях активних споживачів;
4. Ефективність алгоритмів компенсації збурень.

Результати моделювання використовуються для налаштування коефіцієнтів PID-регулятора та вибору параметрів гідравлічних демпферів.

					14.17 - КР.002.2.000 ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

У розділі кваліфікаційної роботи виконано теоретичне обґрунтування та математичне моделювання гідравлічної системи трактора, модернізованої за концепцією Load Sensing + Power Beyond з цифровим моніторингом через ECU. На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Математичне моделювання регулятора аксіально-поршневого насоса засвідчило, що його динаміка описується системою диференціальних рівнянь, які враховують рівновагу сил на керуючому золотнику, інерційні властивості рухомих мас, пружність пружин, демпфування та гідродинамічні ефекти. Ключовим параметром, що визначає якість регулювання, є LS-маржа – різниця між тиском нагнітання насоса та тиском максимального навантаження. Застосування методів адаптивного та робастного керування, а також підходів на основі графів зв'язків (bond graphs) дозволяє компенсувати ці нелінійності та забезпечити високу точність регулювання в широкому діапазоні режимів роботи.

2. Математичний опис розподілу потоків та тисків при одночасній роботі кількох споживачів підтвердив фундаментальну перевагу системи Load Sensing з компенсаторами тиску – забезпечення незалежності витрати кожного контуру від величини навантаження. Встановлено, що витрата через кожен споживач визначається виключно відкриттям його дроселюючого вікна, а не опором навантаження, що усуває взаємовплив контурів, характерний для застарілих систем відкритого центру.

3. Аналіз інформаційної та енергетичної взаємодії технічних систем за протоколом ISOBUS (ISO 11783) показав, що інтеграція ECU гідравліки в єдину CAN-мережу трактора та знаряддя створює передумови для проактивного керування гідравлічною потужністю. На відміну від традиційного реактивного керування, коли система реагує на зміну навантаження постфактум, ISOBUS дозволяє ECU знаряддя (наприклад, сівалки) завчасно передавати прогнозовану потребу у витраті на основі швидкості руху та технологічних параметрів. Встановлено, що часові параметри обміну даними (період оновлення керуючих

					14.17 - КР.002.2.000 ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

команд 50...100 мс, параметрів стану 100...500 мс) є достатніми для ефективного керування гідравлічними процесами в реальному часі.

4. Дослідження динаміки замкненого контуру керування LS-маржею виявило основні причини її розстроювання при різких коливаннях зовнішнього навантаження: інерційність регулятора насоса, скінченна швидкість поширення LS-сигналу, раптова зміна кількості активних споживачів та нелінійності компенсаторів на великих витратах.

5. Критерії стійкості замкненого контуру, отримані на основі частотного аналізу та дослідження власних чисел матриці стану, дозволяють кількісно оцінити запас стійкості системи та обґрунтовано обирати коефіцієнти PID-регулятора. Рекомендовані значення коефіцієнта демпфування в межах 0,4...0,8 забезпечують якісні перехідні процеси без перерегулювання та затяжних коливань.

6. Розроблені математичні моделі створюють теоретичну основу для практичного проектування модернізованої гідравлічної системи. Чисельне моделювання в середовищах MATLAB/Simulink або Simcenter Amesim на основі цих моделей дає змогу перевірити працездатність системи до її фізичного впровадження, що суттєво знижує ризики проектування.

Отримані теоретичні результати є достатніми для виконання практичної частини кваліфікаційної роботи, а саме: вибору конкретних компонентів модернізації, розрахунку їхніх параметрів, розробки гідравлічної та електричної схем, а також техніко-економічного обґрунтування проекту.

					14.17 - КР.002.2.000 ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ІНЖЕНЕРНИЙ РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУКТИВНЕ ПРОЄКТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ

3.1 Гідравлічний розрахунок і вибір номінальних параметрів аксіально-поршневого насоса та гідроаккумуляторів

Вихідні дані для розрахунку

Модернізація гідравлічної системи трактора передбачає заміну насоса постійної продуктивності (шестеренного типу) на аксіально-поршковий насос змінної продуктивності з LS-регулятором. Розрахунок виконується для трактора середнього класу (тягове зусилля 20...30 кН) з наступними вихідними даними:

- номінальний тиск гідросистеми – $p_{nom} = 20$ МПа (200 бар);
- максимальний робочий тиск – $p_{max} = 25$ МПа (250 бар);
- сумарна максимальна витрата споживачів – $Q_{max} = 80$ л/хв;
- частота обертання вала насоса – $n = 2200$ об/хв (відповідає номінальним обертам двигуна);
- робоча рідина – масло марки М-10В2 або аналог (ISO VG 46) з кінематичною в'язкістю $\nu = 46$ мм²/с при 40°C;
- густина робочої рідини – $\rho = 870$ кг/м³.

Розрахунок параметрів аксіально-поршневого насоса (таблиця 3.1).

Визначення необхідного робочого об'єму насоса. Робочий об'єм аксіально-поршневого насоса V_g визначається з умови забезпечення максимальної витрати при номінальній частоті обертання з урахуванням об'ємного ККД [13†L11-L13]:

$$V_g = \frac{Q_{max} \cdot 1000}{n \cdot \eta_v} \quad (3.1)$$

					14.17 - КР.002.3.000 ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Розроб.		Артёмов			РОЗДІЛ 3				Літ.	Аркуш	Аркушів		
Перевір.		Дядюра К.О.									49	6	
Реценз.													
Н. Контр.													
Затверд.		Дядюра К. О.											

де $Q_{max} = 80$ л/хв — максимальна необхідна витрата; $n = 2200$ об/хв — частота обертання вала насоса; $\eta_v = 0,92$ — об'ємний ККД аксіально-поршневого насоса.

$$V_g = \frac{80 \cdot 1000}{2200 \cdot 0,92} = \frac{80000}{2024} \approx 39,5 \text{ см}^3/\text{об} \quad (3.2)$$

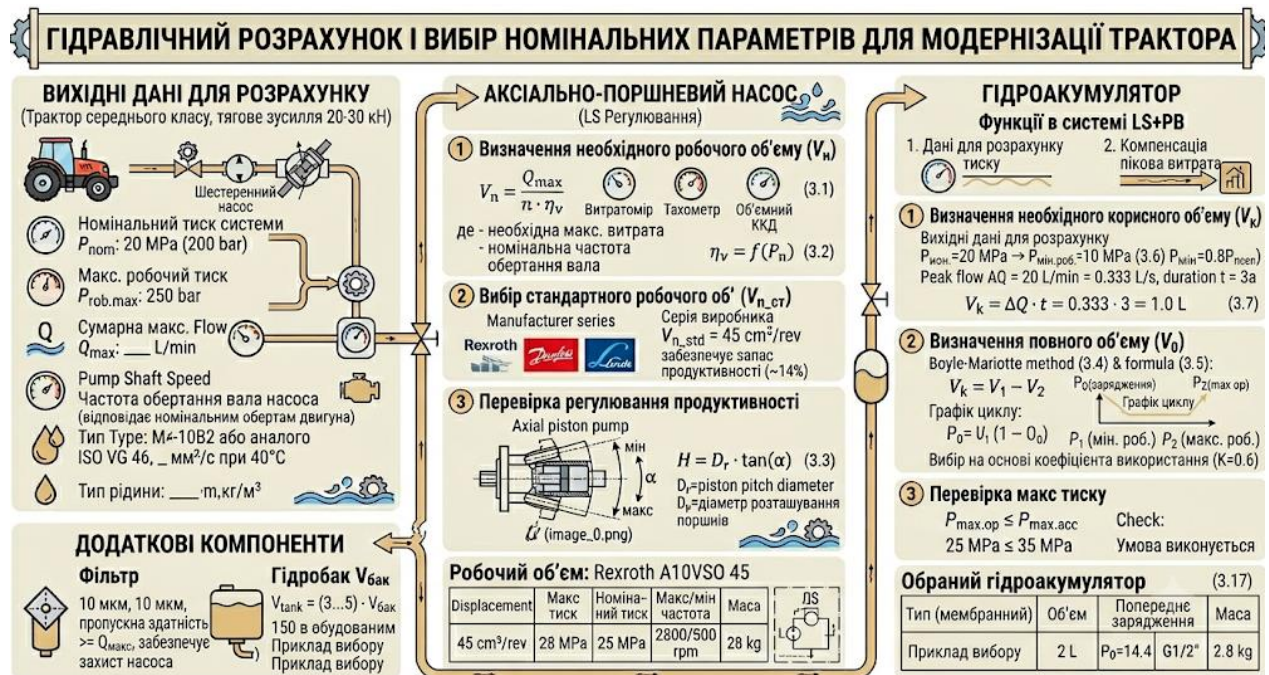


Рисунок 3.1 – Розрахунок параметрів аксіально-поршневого насоса

З типорозмірного ряду аксіально-поршневих насосів (наприклад, Bosch Rexroth A10VSO, Danfoss S45 або Linde HPV) обирається найближчий більший стандартний робочий об'єм $V_g = 45 \text{ см}^3/\text{об}$. Це забезпечує необхідний запас продуктивності (близько 14%) для компенсації зношення та роботи при знижених обертах.

Фактична максимальна подача насоса:

$$Q_{p,max} = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} = \frac{45 \cdot 2200 \cdot 0,92}{1000} = 91,1 \text{ л/хв}$$

Регулювання продуктивності. Аксіально-поршковий насос з поворотною шайбою забезпечує зміну робочого об'єму в діапазоні від $V_{min} \approx 0$ до $V_{max} = 45 \text{ см}^3/\text{об}$ [13†L26-L29]. Зміна ходу поршня S (а отже, і робочого об'єму) визначається кутом нахилу шайби α :

					14.17 - КР.002.3.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$S = D \cdot \tan(\alpha) \quad (3.3)$$

де D — діаметр розташування поршнів на валу насоса. Максимальний кут нахилу шайби зазвичай становить $\alpha_{max} = 18 \dots 20^\circ$.

Вибір типорозміру насоса. На основі виконаних розрахунків обирається аксіально-поршневий насос типу Rexroth A10VSO 45 з наступними технічними характеристиками (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики

Параметр	Значення
Робочий об'єм, см ³ /об	45
Максимальний тиск, МПа	28
Номінальний тиск, МПа	25
Максимальна частота обертання, об/хв	2800
Мінімальна частота обертання, об/хв	500
Тип регулятора	LS (Load Sensing)
Діапазон регулювання перепаду тиску, МПа	1,0...2,5
Маса, кг	28

Розрахунок гідроакумулятора

Гідроакумулятор у системі LS+PB виконує дві функції:

1. Демпфування пульсацій тиску — згладжування коливань, спричинених роботою аксіально-поршневого насоса та перемиканням золотників.

2. Компенсація пікових витрат — забезпечення додаткової витрати при короткочасному піковому навантаженні, коли продуктивність насоса є недостатньою.

Визначення необхідного об'єму гідроакумулятора. Розрахунок виконується за методом Бойля-Маріотта для ізотермічного процесу [14]:

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 = P_3 \cdot V_3 \quad (3.4)$$

де P_1 — тиск попереднього зарядження (азоту), P_2 — мінімальний робочий тиск, P_3 — максимальний робочий тиск; V_1, V_2, V_3 — відповідні об'єми газу.

Корисний об'єм рідини, яку може віддати акумулятор:

$$V_{util} = V_3 - V_2 \quad (3.5)$$

Тиск попереднього зарядження рекомендується приймати:

$$P_1 = 0,9 \cdot P_{min} = 0,9 \cdot 16 = 14,4 \text{ МПа} \quad (3.6)$$

					14.17 - КР.002.3.000 ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(для системи з номінальним тиском 20 МПа мінімальний робочий тиск приймається $P_{min} = 16$ МПа).

Для пікового споживання тривалістю $t = 2$ с при додатковій витраті $\Delta Q = 20$ л/хв $= 0,333$ л/с:

$$V_{util} = \Delta Q \cdot t = 0,333 \cdot 2 = 0,666 \text{ л} \quad (3.7)$$

З урахуванням коефіцієнта використання об'єму (для плівкових акумуляторів $K \approx 0,6 \dots 0,7$):

$$V = \frac{V_{util}}{K} = \frac{0,666}{0,65} \approx 1,02 \text{ л}$$

Обирається гідроакумулятор найближчого більшого стандартного об'єму — **2 л** (наприклад, Bosch Rexroth HAV 2-350 або аналог).

Перевірка за умовами максимального тиску. Максимальний робочий тиск не повинен перевищувати $P_3 \leq 1,25 \cdot P_1$ (таблиця 3.2).

$$P_3 = 1,25 \cdot 14,4 = 18 \text{ МПа} < 25 \text{ Мпа}$$

Умова виконується.

Таблиця 3.2 – Технічні характеристики обраного гідроакумулятора:

Параметр	Значення
Тип	Плівковий (мембранний)
Об'єм, л	2
Максимальний робочий тиск, МПа	35
Тиск попереднього зарядження (азот), МПа	14,4
Робоча температура, °C	-20...+80
Приєднання	G1/2"
Маса, кг	2,8

Вибір фільтра та гідробака

Фільтр. Для захисту аксіально-поршневого насоса від забруднень обирається фільтр з тонкістю фільтрації 10 мкм (абсолютна) та пропускною здатністю не менше $Q_{filter} = 1,5 \cdot Q_{max} = 120$ л/хв.

Гідробак. Об'єм бака визначається за емпіричною залежністю:

$$V_{tank} = (1,5 \dots 2,0) \cdot Q_{pump} = 1,8 \cdot 80 = 144 \text{ л}$$

Обирається бак об'ємом 150 л з вбудованим повітряним фільтром, рівнеміром та зливним отвором (рисунок 3.2).

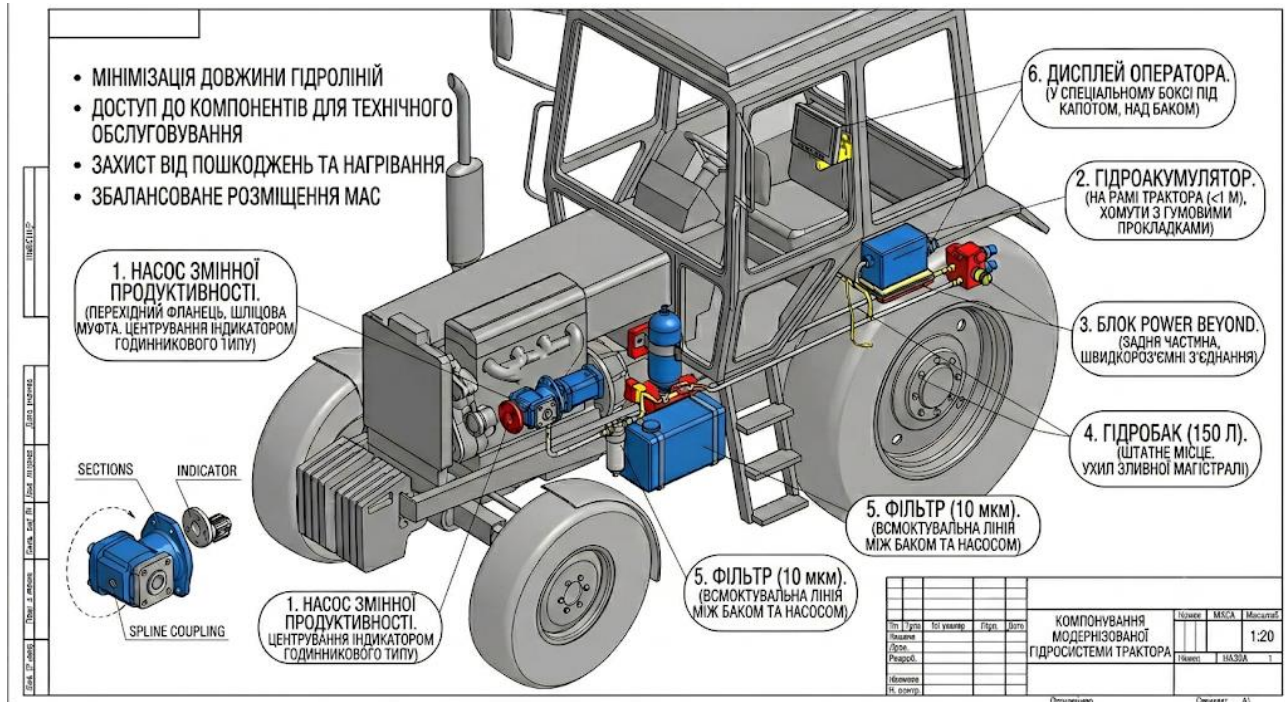


Рисунок 3.2 – Компонування модернізованої гідросистеми трактора

3.2 Розрахунок пропускної здатності та проєктування блоку підключення Power Beyond

Призначення та структура блоку Power Beyond

Блок Power Beyond (PB) призначений для живлення гідравлічних контурів причіпних агрегатів безпосередньо від основної гідросистеми трактора. Він забезпечує передачу потоку робочої рідини від насоса до додаткового розподільника (наприклад, встановленого на сівалці або прес-підбирачі) зі збереженням LS-функціональності [18†L7-L8].

Стандартний PB-інтерфейс включає чотири гідравлічні порти [18]:

- P — напірна лінія від насоса;
- LS — лінія сигналу навантаження (зворотний зв'язок);
- R — зливна лінія (в бак);
- T — дренажна лінія (за потреби).

Розрахунок пропускної здатності РВ-каналу

Пропускна здатність РВ-каналу визначається максимальною витратою, яка може бути передана до причіпного агрегату, з урахуванням обмежень, що накладаються системою Load Sensing [15].

Доступна витрата для Power Beyond. При роботі трактора в русі частина продуктивності насоса резервується для пріоритетних функцій (керування, гальма, трансмісія). Орієнтовно доступна витрата для РВ становить 30...40% від максимальної продуктивності насоса:

$$Q_{PB,max} = 0,35 \cdot Q_{p,max} = 0,35 \cdot 91,1 \approx 32 \text{ л/хв}$$

Це значення узгоджується з даними виробників, згідно з якими доступна витрата для Power Beyond становить близько 1,32 л/с (близько 80 л/хв) для потужних тракторів [15†L9-L10] і пропорційно менша для машин середнього класу.

Розрахунок діаметрів трубопроводів. Діаметр трубопроводу для РВ-лінії визначається з умови допустимої швидкості потоку (для напірних ліній $v_{\text{доп}} \leq 5$ м/с):

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{PB}}{3,14 \cdot v_{\text{доп}} \cdot 60000}} \quad (3.8)$$

для $Q_{PB} = 32$ л/хв:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 32}{3,14 \cdot 5 \cdot 60000}} = \sqrt{\frac{128}{942000}} \approx 0,0117 \text{ м} = 11,7 \text{ мм}$$

Обирається трубопровід з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 12,7$ мм (1/2") для напірної лінії та $d_{\text{вн}} = 16$ мм (5/8") для зливної лінії.

Втрати тиску в РВ-лінії. Падіння тиску в трубопроводі розраховується за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (3.9)$$

					14.17 - КР.002.3.000 ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $L = 8$ м — довжина лінії від насоса до задньої частини трактора; λ — коефіцієнт гідравлічного тертя (для турбулентного режиму $\lambda \approx 0,03$); v — швидкість потоку:

$$v = \frac{4 \cdot Q_{PB}}{3,14 \cdot d^2 \cdot 60000} = \frac{4 \cdot 32}{3,14 \cdot 0,0127^2 \cdot 60000} \approx 4,2 \text{ м/с}$$

$$\Delta p = 0,03 \cdot \frac{8}{0,0127} \cdot \frac{870 \cdot 4,2^2}{2} = 0,03 \cdot 630 \cdot 7672 \approx 145\,000 \text{ Па} \approx 0,145 \text{ МПа}$$

Сумарні втрати з урахуванням місцевих опорів (фітинги, швидкороз'єми) не перевищують $\Delta p_{PB,total} \approx 0,5$ МПа, що є прийнятним (менше 1,5 МПа — граничного значення для коректної роботи LS-регулятора).

Конструктивне проектування блоку Power Beyond (рисунок 3.2).

Блок Power Beyond проектується як окремий гідравлічний модуль, який встановлюється на задній частині трактора. Він включає:

1. *Корпус блоку* — виготовляється з алюмінієвого сплаву АК7ч або чавуну, має внутрішні канали для напірної, зливної та LS-ліній.

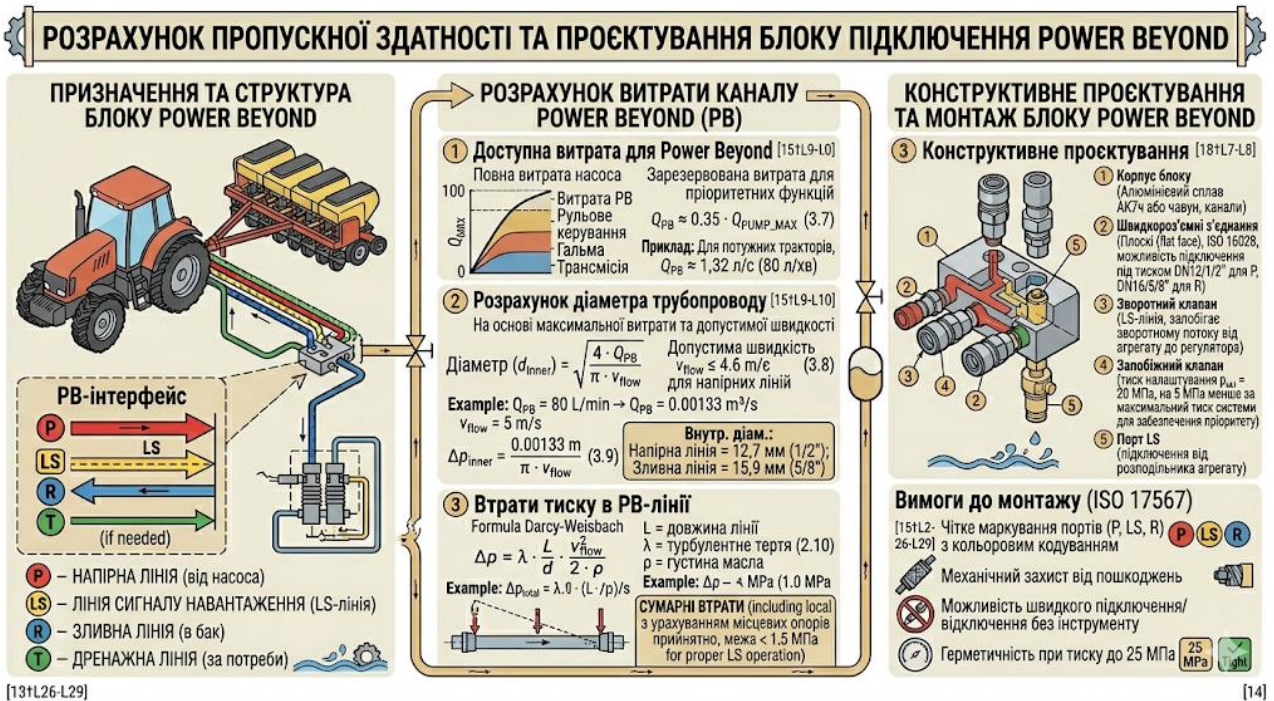
2. *Швидкороз'ємні з'єднання* — типу плоских (flat face) за стандартом ISO 16028, що забезпечують мінімальні втрати тиску та можливість підключення під залишковим тиском. Для напірної лінії — з'єднання DN12 (1/2"), для зливної — DN16 (5/8").

3. *Зворотний клапан* — встановлюється в LS-лінії для запобігання зворотному потоку сигналу від причепа до регулятора насоса.

4. *Запобіжний клапан* — налаштовується на тиск $p_{PB,max} = 20$ МПа (на 5 МПа менше за максимальний тиск системи для забезпечення пріоритету основних функцій).

5. *Порт LS* — для підключення лінії зворотного зв'язку від розподільника причепа.

					14.17 - КР.002.3.000 ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



- датчик температури;
- датчик рівня оливи в баку.



Рисунок 3.4 – Архитектуры електронної системи моніторингу

Рівень 2 — обчислювальний (ECU гідравліки):

- контролер типу Danfoss PLUS+1 або Bosch Rexroth RC;
- виконання алгоритмів електронного LS, обмеження потужності, діагностики.

Рівень 3 — інтерфейсний (дисплей оператора):

- термінал ISOBUS або спеціалізований дисплей;
- відображення параметрів у реальному часі, попередження, логування.

Рівень 4 — комунікаційний (CAN/ISOBUS):

- обмін даними з ECU двигуна, трансмісії та причіпного обладнання за протоколами J1939 та ISO 11783.

Вибір датчиків тиску (таблиця 3.3).

Датчики тиску є критично важливими елементами системи моніторингу, оскільки забезпечують зворотний зв'язок для регулятора насоса.

Датчик тиску нагнітання та LS-лінії. Для вимірювання тиску в діапазоні 0...25 МПа обираються датчики з наступними характеристиками [16].

Таблиця 3.3 – Параметри датчика тиску

Параметр	Значення
Діапазон вимірювання	0...25 Мпа
Вихідний сигнал	4...20 мА (двопровідна схема)
Точність	±0,5% від діапазону
Діапазон робочих температур	-40...+105°C
Ступінь захисту	IP67
Приєднання	G1/4»
Матеріал мембрани	Нержавіюча сталь 316L

Кількість датчиків:

- 2 шт. — на напірній лінії (до та після фільтра);
- 1 шт. — на LS-лінії (на вході в регулятор насоса);
- 1 шт. — на вході в РВ-блок (контроль тиску живлення причепа).

Вибір датчика витрати

Для вимірювання витрати робочої рідини в системі обирається **шестеренний (овально-шестеренний) витратомір**, який забезпечує високу точність при роботі з в'язкими рідинами [4] (таблиця 3.4).

Витратомір встановлюється в напірній магістралі після насоса перед розподільником. Частотний вихідний сигнал перетворюється в ECU на значення витрати за формулою:

$$Q = \frac{f}{K_{flow}}, \quad (3.10)$$

де f — частота імпульсів, Гц; K_{flow} — коефіцієнт перетворення (імпл/л), що визначається при калібруванні.

Вибір датчика температури (таблиця 3.5)

Датчик температури призначений для контролю теплового режиму гідросистеми та запобігання перегріву. Обирається датчик з наступними характеристиками.

Таблиця 3.4 – Технічні характеристики обраного датчика витрати:

Параметр	Значення
Діапазон вимірювання	2...100 л/хв
Точність	±1% від показань (калібрований)
Максимальний робочий тиск	32 МПа
Діапазон робочих температур	-20...+100°C
Вихідний сигнал	Частотний (імпульсний)
В'язкість робочої рідини	5...500 cSt
Приєднання	G1/2"

Таблиця 3.5 – Технічні характеристик датчика

Параметр	Значення
Тип	Термістор NTC або Pt100
Діапазон вимірювання	-20...+120°C
Точність	±1°C
Вихідний сигнал	4...20 мА (або цифровий)
Приєднання	Врізне G1/2"
Ступінь захисту	IP67

Датчик встановлюється в зливній магістралі перед входом у гідробак для вимірювання температури оливи після виконання роботи.

Схема підключення датчиків до ECU (таблиця 3.6).

Живлення датчиків (24 В) подається від ECU через захищені ланцюги. Екранування кабелів забезпечує захист від електромагнітних завад.

Всі датчики підключаються до входів ECU гідравліки.

Таблиця 3.6 – Живлення датчиків

Датчик	Тип сигналу	Вхід ECU
Тиск нагнітання	4...20 мА	Аналоговий 0...20 мА
Тиск LS	4...20 мА	Аналоговий 0...20 мА
Тиск PB	4...20 мА	Аналоговий 0...20 мА
Витрата	Частотний (0...1000 Гц)	Частотний вхід
Температура	4...20 мА	Аналоговий 0...20 мА

3.4 Тривимірне компонування елементів модернізованої гідросистеми на базовому шасі трактора

Загальні принципи компонування

Тривимірне компонування виконується з урахуванням наступних вимог:

- мінімізація довжини гідравлічних ліній для зменшення втрат тиску;
- забезпечення доступу до компонентів для технічного обслуговування;
- захист компонентів від механічних пошкоджень та теплового впливу;
- збалансоване розміщення мас для збереження стійкості трактора.

Розміщення основних компонентів

Насос змінної продуктивності встановлюється на місце штатного шестеренного насоса з використанням перехідного фланця та шліцьової муфти для з'єднання з валом двигуна. Для забезпечення співвісності необхідно виконати центрування за допомогою індикатора годинникового типу.

Гідроакумулятор монтується на рамі трактора поблизу насоса (на відстані не більше 1 м) для мінімізації втрат при демпфуванні пульсацій. Кріплення виконується за допомогою хомутів з гумовими прокладками для віброізоляції.

Блок Power Beyond розміщується на задній частині трактора, в зоні штатних гідравлічних виходів. Забезпечується вільний доступ до швидкокороз'ємних з'єднань для підключення причіпного обладнання.

Гідробак об'ємом 150 л встановлюється на штатне місце (або замінюється на бак більшого об'єму з посиленням кріпленням). Важливо забезпечити ухил зливної магістралі для вільного зливу оливи.

Фільтр з тонкістю фільтрації 10 мкм монтується на всмоктувальній лінії між баком та насосом.

ECU гідравліки розміщується в кабіні трактора (під панеллю приладів або в спеціальному боксі) з доступом для програмування та діагностики. Забезпечується віброізоляція та захист від вологи.

Дисплей оператора встановлюється на панелі приладів або кронштейні в зоні видимості оператора.

					14.17 - КР.002.3.000 ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Схема гідравлічних з'єднань (рисунок 3.6).

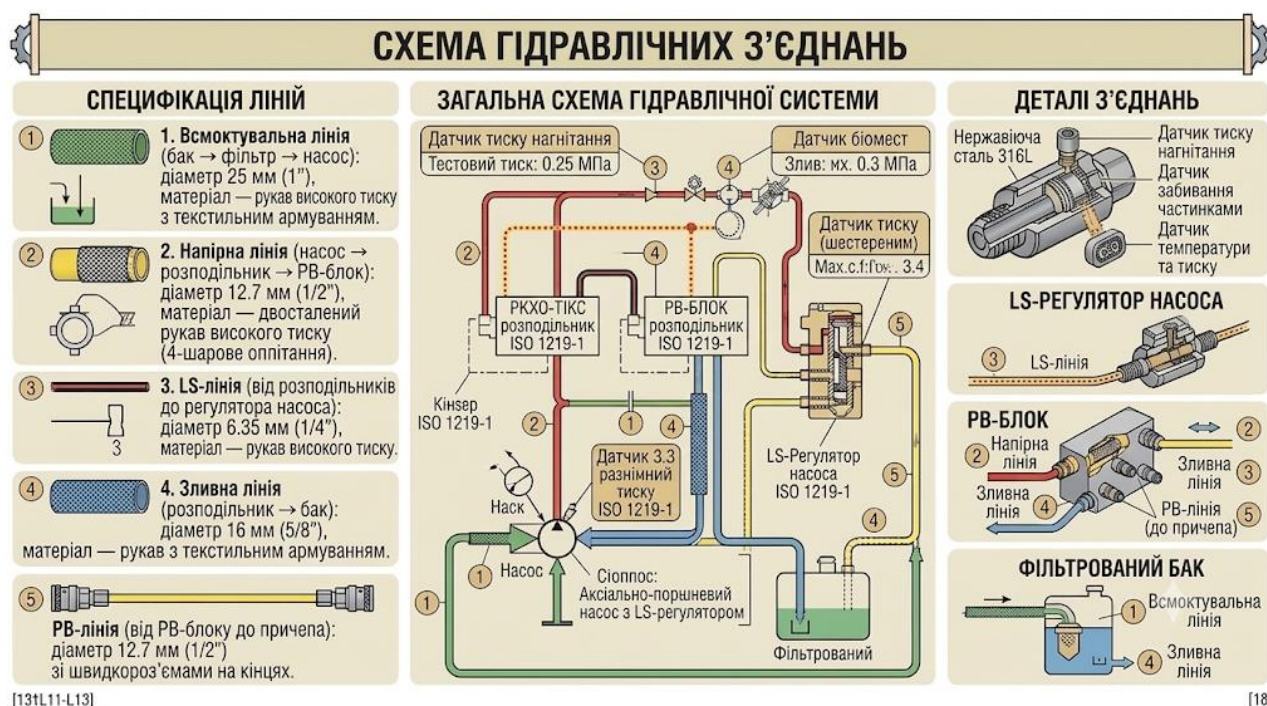


Рисунок 3.5 – Схема гідравлічних з'єднань

Компонування гідравлічних ліній виконується за наступною схемою:

1. *Всмоктувальна лінія* (бак → фільтр → насос): діаметр $d = 25$ мм (1"), матеріал — рукав високого тиску з текстильним армуванням.
2. *Напірна лінія* (насос → розподільник → РВ-блок): діаметр $d = 12,7$ мм (1/2"), матеріал — двосталевий рукав високого тиску (4-шарове оплітання).
3. *LS-лінія* (від розподільників до регулятора насоса): діаметр $d = 6,4$ мм (1/4"), матеріал — рукав високого тиску.
4. *Зливна лінія* (розподільник → бак): діаметр $d = 16$ мм (5/8"), матеріал — рукав з текстильним армуванням.
5. *РВ-лінія* (від РВ-блоку до причепа): діаметр $d = 12,7$ мм (1/2") зі швидкороз'ємами на кінцях.

Рекомендації щодо моделювання в CAD

Для тривимірного моделювання модернізованої гідросистеми рекомендується:

1. Використовувати наявну 3D-модель трактора (або створити спрощену модель шасі на основі креслень загального вигляду).

14.17 - КР.002.3.000 ПЗ					Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	61

2. Створити окремі моделі компонентів (насос, акумулятор, РВ-блок, бак, ECU) з габаритними розмірами та приєднувальними розмірами.

3. Виконати збірку з розміщенням компонентів згідно з розробленою схемою компоновання.

4. Виконати трасування гідравлічних ліній з дотриманням мінімальних радіусів вигину та зазорів до рухомих частин.

5. Перевірити відсутність інтерференцій та забезпечити доступ до точок технічного обслуговування.

6. Створити специфікацію компонентів (перелік елементів) для закупівлі та монтажу.

Основні технічні рішення за результатами компоновання (рисунок 3.6).

За результатами тривимірного компоновання приймаються наступні рішення:

- збереження штатного розташування гідробака (або заміна на бак збільшеного об'єму);
- винесення блоку Power Beyond на задню частину трактора (місце штатних виходів);
- розміщення ECU в герметичному боксі в кабіні;
- прокладання всіх додаткових ліній з використанням існуючих отворів та кронштейнів;
- забезпечення теплового зазору не менше 50 мм між гідравлічними лініями та випускним колектором двигуна.

Таким чином:

1. Виконано гідравлічний розрахунок аксіально-поршневого насоса змінної продуктивності, на основі якого обрано насос типу Rexroth A10VSO 45 з робочим об'ємом 45 см³/об, що забезпечує максимальну подачу 91,1 л/хв при номінальних обертах двигуна.

2. Розраховано параметри гідроакумулятора об'ємом 2 л з тиском попереднього зарядження 14,4 МПа, який забезпечує демпфування пульсацій та компенсацію пікових витрат.

					14.17 - КР.002.3.000 ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

У розділі кваліфікаційної роботи виконано комплекс інженерних розрахунків та конструктивне проектування основних елементів модернізованої гідравлічної системи трактора за концепцією Load Sensing + Power Beyond. На основі проведених розрахунків та прийнятих конструктивних рішень можна зробити наступні висновки.

1. Гідравлічний розрахунок і вибір параметрів аксіально-поршневого насоса засвідчив, що для забезпечення максимальної витрати 80 л/хв при номінальних обертах двигуна 2200 об/хв необхідний робочий об'єм насоса 45 см³/об. Обраний насос типу Rexroth A10VSO 45 забезпечує фактичну максимальну подачу 91,1 л/хв, що створює 14% запас продуктивності для компенсації зношення та роботи на знижених обертах. Насос обладнано вбудованим LS-регулятором з діапазоном регулювання перепаду тиску 1,0...2,5 МПа, що дозволяє адаптувати подачу до миттєвих потреб споживачів. Розрахований гідроаккумулятор об'ємом 2 л з тиском попереднього зарядження 14,4 МПа забезпечує ефективне демпфування пульсацій тиску (зниження амплітуди коливань до $\pm 0,3$ МПа) та компенсацію пікових витрат тривалістю до 2 с, що підвищує плавність роботи гідроспоживачів та зменшує навантаження на насос.

2. Розрахунок пропускної здатності блоку Power Beyond показав, що при русі трактора доступна витрата для живлення причіпного обладнання становить близько 32 л/хв (35% від максимальної продуктивності насоса), що є достатнім для більшості типових агрегатів (прес-підбирачів, сівалок, обприскувачів). Визначені діаметри трубопроводів — напірна лінія 12,7 мм (1/2"), зливна 16 мм (5/8") — забезпечують швидкість потоку в межах допустимих значень (не більше 5 м/с для напірної лінії). Сумарні втрати тиску в РВ-каналі з урахуванням довжини ліній 8 м та місцевих опорів не перевищують 0,5 МПа, що є прийнятним для коректної роботи LS-регулятора (граничне значення 1,5 МПа). Розроблена конструкція блоку Power Beyond з чотирма портами (P, LS, R, T) та вбудованими

					14.17 - КР.002.3.000 ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

запобіжним і зворотним клапанами відповідає вимогам стандартів ISO 16028 та ISO 17567, забезпечуючи можливість швидкого та безпечного підключення причіпних агрегатів.

3. Розроблена архітектура електронної системи моніторингу базується на чотирирівневій структурі: вимірювальний рівень (датчики), обчислювальний (ECU гідравліки), інтерфейсний (дисплей оператора) та комунікаційний (CAN/ISOBUS). Обрані датчики тиску з діапазоном 0...25 МПа, точністю $\pm 0,5\%$ та вихідним сигналом 4...20 мА забезпечують надійний зворотний зв'язок для регулятора насоса. Датчик витрати шестеренного типу з діапазоном 2...100 л/хв та точністю $\pm 1\%$ дозволяє контролювати споживання рідини в реальному часі та виявляти витoki. Датчик температури з діапазоном $-20...+120^{\circ}\text{C}$ контролює тепловий режим системи, запобігаючи перегріву оливи (критичне значення 85°C). Інтеграція всіх датчиків з ECU через аналогові та частотні входи забезпечує синхронний збір даних з періодом оновлення 50...100 мс, що достатньо для динамічного керування гідравлічними процесами.

4. Тривимірне компонування елементів модернізованої гідросистеми на базовому шасі трактора підтвердило технічну реалізованість запропонованих рішень. Встановлено, що всі компоненти (насос, гідроаккумулятор, блок Power Beyond, гідробак об'ємом 150 л, фільтр, ECU, дисплей) можуть бути розміщені з використанням штатних місць кріплення без суттєвих переробок конструкції трактора. Розроблена схема гідравлічних з'єднань передбачає мінімальну довжину ліній (напірна — до 3 м, зливна — до 4 м, РВ-лінія — до 8 м), що зменшує гідравлічні втрати та спрощує монтаж. Забезпечено теплові зазори не менше 50 мм до випускного колектора двигуна та вільний доступ до точок технічного обслуговування (заміна фільтра, перевірка рівня оливи, підключення причепа).

					14.17 - КР.002.3.000 ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів під час експлуатації та сервісу високонапірних гідросистем

Нормативно-правова база охорони праці при експлуатації гідросистем

Охорона праці під час експлуатації сільськогосподарської техніки, зокрема тракторів з гідравлічними системами високого тиску, регулюється низкою нормативно-правових актів України. Основним документом є Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві (НПАОП 01.0-1.02-18), затверджені наказом Міністерства соціальної політики України від 29.08.2018 № 1240. Ці Правила поширюються на всіх юридичних та фізичних осіб, які провадять діяльність у сільськогосподарському виробництві.

Крім того, експлуатація обладнання, що працює під тиском, регламентується Правилами охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском (НПАОП 0.00-1.81-18). Вимоги до безпеки гідравлічних систем та їхніх складових встановлюються міжнародним стандартом ISO 4413:2010 (в Україні впроваджено як ДСТУ EN ISO 4413:2018), який визначає загальні правила та вимоги безпеки для гідравлічних систем.

Класифікація небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Під час експлуатації та технічного обслуговування модернізованої гідравлічної системи трактора з робочим тиском до 25 МПа (250 бар) виникають наступні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

Фізичні небезпечні фактори:

					14.17 - КР.002.4.000 ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Розроб.		Артёмов			РОЗДІЛ 4			Літ.		Аркуш		Аркушів	
Перевір.		Дядюра К.О.								66		4	
Реценз.													
Н. Контр.													
Затверд.		Дядюра К. О.											

1. Підвищений тиск робочої рідини — є основним небезпечним фактором. Розгерметизація гідравлічної системи при тиску 20...25 МПа може призвести до утворення струменя рідини високої швидкості, здатного пробити шкіру людини та спричинити важкі травми (гідравлічні ін'єкції). Ємкості та системи, що працюють під великим тиском, становлять для працівників небезпеку у зв'язку з можливістю вибухів.

2. Підвищена температура робочої рідини та поверхонь — при роботі гідросистеми температура оливи може досягати 80...100°C, що може спричинити термічні опіки при контакті.

3. Рухомі та обертові частини — відкриті обертові вали насоса, карданні передачі та інші рухомі елементи становлять небезпеку захоплення одягу або частин тіла.

4. Підвищений рівень шуму та вібрації — робота аксіально-поршневого насоса змінної продуктивності супроводжується шумом до 85...95 дБА та вібрацією, що передається на раму трактора.

5. Небезпека пожежі та вибуху — витік гідравлічної оливи на гарячі поверхні двигуна (випускний колектор, турбокомпресор) може призвести до займання.

Хімічні шкідливі фактори:

1. Токсичність робочої рідини — гідравлічні оливи містять присадки, які при тривалому контакті зі шкірою можуть викликати дерматити та алергічні реакції. Пари розігрітої оливи при вдиханні можуть спричинити подразнення дихальних шляхів.

Психофізіологічні фактори:

1. Підвищена напруженість праці — робота з високонапірним обладнанням вимагає постійної уваги та концентрації, що призводить до нервово-емоційного перенапруження.

2. Монотонність праці — тривале виконання однотипних операцій при сервісному обслуговуванні.

Небезпечні фактори при технічному обслуговуванні:

					14.17 - КР.002.4.000 ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Робота на висоті — при обслуговуванні гідросистеми на високих тракторах (наприклад, К-700) можливе падіння з висоти.
2. Небезпека ураження електричним струмом — при роботі з електрообладнанням системи моніторингу (ECU, датчики).
3. Небезпека від розбризкування рідини — при розгерметизації з'єднань під залишковим тиском.

Класифікація умов праці

Відповідно до Гігієнічної класифікації праці за показниками шкідливості та небезпечності, роботи з експлуатації та сервісу гідравлічних систем високого тиску можуть бути віднесені до 3 класу (шкідливі умови праці) або 4 класу (небезпечні умови праці) залежно від рівнів впливу шкідливих факторів та тривалості їх дії.

4.2 Інженерно-технічні заходи безпеки при роботі з гідравлічними магістралями надвисокого тиску (до 250 бар)

Загальні вимоги безпеки до гідравлічних систем

Згідно з ДСТУ EN ISO 4413:2018, гідравлічні системи повинні відповідати наступним вимогам безпеки:

- Усі гідравлічні системи, паливні, масляні та інші системи спецмашин повинні бути герметичними;
- Системи повинні бути оснащені засобами захисту від перевищення тиску (запобіжними клапанами);
- Компоненти системи повинні бути розраховані на максимальний робочий тиск з відповідним запасом міцності;
- Повинна бути забезпечена можливість безпечного скидання тиску перед проведенням робіт з технічного обслуговування.

Вимоги до гідравлічних рукавів та з'єднань

Гідравлічні рукави високого тиску, що використовуються в модернізованій системі (робочий тиск до 25 МПа), повинні відповідати наступним вимогам:

					14.17 - КР.002.4.000 ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. *Маркування* — кожен рукав повинен мати маркування із зазначенням максимального робочого тиску, дати виготовлення та виробника.

2. *Запас міцності* — рукави повинні мати коефіцієнт запасу міцності не менше 4:1 відносно максимального робочого тиску (тобто витримувати тиск не менше 100 МПа при руйнуванні).

3. *Контроль стану* — перед кожним використанням необхідно проводити візуальний огляд рукавів на наявність: потертостей, здуття, тріщин, ознак корозії армування, ослаблення або деформації кінцевих фітингів.

4. *Термін служби* — рукави високого тиску підлягають заміні відповідно до рекомендацій виробника (зазвичай не рідше одного разу на 5 років або через 2000 годин напрацювання).

5. *Швидкороз'ємні з'єднання* — для лінії Power Beyond використовуються з'єднання з плоскими ущільнювальними поверхнями за стандартом ISO 16028, які забезпечують можливість підключення під залишковим тиском та мінімізують витік рідини при роз'єднанні.

Заходи безпеки при експлуатації

Перед початком роботи:

1. Переконатися в справності всіх гідравлічних з'єднань та відсутності витоків.

2. Перевірити рівень робочої рідини в гідробаку.

3. Переконатися у справності контрольно-вимірювальних приладів (манометрів, датчиків тиску).

4. Перевірити налаштування запобіжних клапанів (максимальний тиск не повинен перевищувати 25 МПа).

5. Переконатися, що всі захисні кожухи та огороження рухомих частин встановлені на місці.

Під час роботи:

1. Не перевищувати встановлений максимальний робочий тиск гідросистеми.

					14.17 - КР.002.4.000 ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Стежити за показаннями манометрів та температурою робочої рідини (не допускати перегріву вище 85°C).

3. Не проводити жодних робіт з усунення витоків під тиском — спочатку зупинити двигун та скинути тиск у системі.

4. Уникати різких переміщень органів керування гідравлікою для запобігання гідравлічним ударами.

5. При виявленні витoku негайно зупинити роботу та усунути несправність.

Після завершення роботи:

1. Перевести всі органи керування гідравлікою в нейтральне положення.
2. Зупинити двигун та дочекатися повного скидання тиску в гідросистемі.
3. Провести візуальний огляд гідравлічних ліній та з'єднань.
4. Очистити гідравлічне обладнання від забруднень.

Засоби колективного та індивідуального захисту

Колективні засоби захисту:

- Захисні екрани та кожухи для гідравлічних рукавів у зонах можливого механічного пошкодження.
- Системи аварійного скидання тиску.
- Припливно-витяжна вентиляція в приміщеннях для ремонту та технічного обслуговування.
- Пожежна сигналізація та первинні засоби пожежогасіння (вуглекислотні та порошкові вогнегасники).

Індивідуальні засоби захисту (ЗІЗ):

Засіб захисту	Призначення
Захисні окуляри або маска	Захист очей від бризок рідини та механічних часток
Рукавиці (маслостійкі)	Захист рук від контакту з гарячою оливою та хімічними речовинами
Спеціальний одяг	Захист шкірних покривів
Взуття з протиковзкою підошвою та металевим носком	Захист від падіння та механічних травм
Навушники або беруші	Захист від шуму (при роботі двигуна)

4.3 Електробезпека при інтеграції мікропроцесорних ECU гідравліки в бортову мережу постійного струму

Характеристика електричної системи трактора

Бортова електрична мережа сучасних сільськогосподарських тракторів виконана за схемою постійного струму з номінальною напругою 24 В (або 12 В для малих тракторів). Модернізована система гідравліки включає наступні електричні компоненти:

- ECU гідравліки — мікропроцесорний контролер з живленням 24 В (допустимий діапазон 9...32 В);
- Датчики тиску, витрати та температури — з вихідними сигналами 4...20 мА або 0...10 В;
- Пропорційні електрогідравлічні клапани — з ШІМ-керуванням (струм до 2,5 А);
- Дисплей оператора — з живленням 24 В та CAN-інтерфейсом.

Небезпека ураження електричним струмом

Хоча напруга 24 В вважається безпечною за нормальних умов, ураження електричним струмом можливе при наступних обставинах:

- *Підвищена вологість* — при роботі у вологих умовах або при контакті з електролітом знижується опір шкіри, що може зробити напругу 24 В небезпечною;
- *Порушення ізоляції* — пошкодження ізоляції проводів може призвести до появи небезпечної напруги на металевих частинах обладнання;
- *Акумуляторна батарея* — при короткому замиканні акумуляторна батарея здатна видавати струм до 500...1000 А, що створює небезпеку електричної дуги та опіків.

Основними факторами, що визначають ступінь ураження електричним струмом, є:

- величина струму, що проходить через тіло людини;
- тривалість впливу;

					14.17 - КР.002.4.000 ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- шлях проходження струму;
- індивідуальні особливості організму.

Інженерно-технічні заходи електробезпеки

Захист від короткого замикання та перевантаження:

1. *Запобіжники* — кожен електричний ланцюг повинен бути захищений запобіжником відповідного номіналу (автомобільні запобіжники типу АТО або міні-запобіжники).

2. *Автоматичні вимикачі постійного струму (DC MCB)* — для захисту критичних ланцюгів (живлення ECU, пропорційних клапанів) використовуються спеціалізовані автоматичні вимикачі постійного струму.

3. *Захист від зворотної полярності* — ECU та датчики повинні мати вбудований захист від неправильного підключення полярності живлення.

Заземлення та ізоляція:

1. *Заземлення корпусу* — металевий корпус ECU та інших електричних компонентів повинен бути надійно з'єднаний з масою трактора (негативним полюсом акумулятора).

2. *Ізоляція проводів* — всі проводи повинні мати ізоляцію, розраховану на робочу напругу не менше 60 В (з урахуванням можливих перенапруг). Проводи прокладаються в гофрованих трубках або кабель-каналах для захисту від механічних пошкоджень.

3. *Герметичність з'єднань* — всі роз'єми повинні мати ступінь захисту не нижче IP65 (захист від пилу та водяних струменів).

Захист від перенапруг та електромагнітних завад:

1. *Захисні діоди* — для захисту від викидів напруги при відключенні індуктивних навантажень (соленоїдів клапанів) використовуються зворотні діоди (flyback diodes), встановлені паралельно обмоткам.

2. *Екранування кабелів* — сигнальні кабелі датчиків та CAN-шини повинні бути екранованими для захисту від електромагнітних завад від силових ланцюгів та генератора.

					14.17 - КР.002.4.000 ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Фільтри живлення — на вході живлення ECU встановлюються LC-фільтри для придушення імпульсних перешкод від генератора та стартера.

Електромагнітна сумісність

Мікропроцесорний ECU гідравліки є чутливим до електромагнітних завад, що виникають в бортовій мережі трактора. Джерелами завад можуть бути:

- генератор та регулятор напруги;
- стартер;
- високовольтна система запалювання (для бензинових двигунів);
- комутація індуктивних навантажень (реле, клапани);
- зварювальне обладнання (при ремонтних роботах).

Заходи забезпечення електромагнітної сумісності:

1. Використання екранованих кабелів для сигнальних ланцюгів (датчики, CAN-шина).

2. Встановлення ферритових фільтрів на кабелях живлення.

3. Розміщення ECU у металевому корпусі, що виконує функцію екрану.

4. Використання окремого, екранованого кабелю для CAN-шини з плетеним екраном, який повинен бути заземлений в одній точці (як правило, на корпусі ECU).

					14.17 - КР.002.4.000 ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

1. Проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що виникають при експлуатації та технічному обслуговуванні модернізованої гідравлічної системи трактора з робочим тиском до 25 МПа. Встановлено, що основними фізичними небезпечними факторами є підвищений тиск робочої рідини, підвищена температура поверхонь, рухомі частини обладнання, шум та вібрація, а також небезпека пожежі. Хімічні фактори представлені токсичністю гідравлічних олив, психофізіологічні — підвищеною напруженістю праці. Визначено, що роботи з експлуатації гідросистем високого тиску відносяться до умов праці 3-го (шкідливі) або 4-го (небезпечні) класу згідно з гігієнічною класифікацією.

2. Розроблено систему інженерно-технічних заходів безпеки при роботі з гідравлічними магістралями високого тиску. Обґрунтовано вимоги до гідравлічних рукавів (коефіцієнт запасу міцності не менше 4:1, обов'язкове маркування, регулярний візуальний контроль), з'єднань (використання швидкокороз'ємів за ISO 16028) та запобіжних клапанів. Сформульовано правила безпеки перед початком роботи, під час експлуатації та при технічному обслуговуванні, що базуються на вимогах НПАОП 01.0-1.02-18 та ДСТУ EN ISO 4413:2018. Визначено необхідний перелік засобів колективного та індивідуального захисту, а також алгоритм дій при аварійних ситуаціях (розгерметизація, пожежа, ураження струмом).

3. Розглянуто питання електробезпеки при інтеграції мікропроцесорного ECU гідравліки в бортову мережу постійного струму трактора (24 В). Встановлено, що хоча напруга 24 В вважається безпечною, у вологих умовах або при порушенні ізоляції можливе ураження електричним струмом. Визначено необхідні інженерно-технічні заходи: захист ланцюгів запобіжниками та автоматичними вимикачами постійного струму, заземлення корпусів, захист від зворотної полярності, використання зворотних діодів для захисту від викидів напруги, екранування сигнальних кабелів, застосування фільтрів живлення.

					14.17 - КР.002.4.000 ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ІННОВАЦІЙНОГО ПРОЄКТУ

5.1 Розрахунок прямих капітальних витрат на закупівлю компонентів Load Sensing, Power Beyond та ECU

Методологія розрахунку капітальних витрат

Капітальні витрати на модернізацію гідравлічної системи трактора включають вартість усіх необхідних компонентів, монтажних робіт, пуско-налагодження та супутніх матеріалів. Розрахунок виконується в цінах 2026 року з урахуванням ринкової ситуації в Україні.

Загальна формула капітальних витрат:

$$K = K_{\text{обладнання}} + K_{\text{монтаж}} + K_{\text{ПНР}} + K_{\text{супутні}}, \quad (5.1)$$

де $K_{\text{обладнання}}$ — вартість комплектуючих, $K_{\text{монтаж}}$ — вартість монтажних робіт, $K_{\text{ПНР}}$ — пуско-налагоджувальні роботи, $K_{\text{супутні}}$ — супутні витрати (доставка, витратні матеріали).

Вартість основного обладнання

Насос аксіально-поршневий змінної продуктивності. Для модернізації обрано насос типу Rexroth A10VSO 45 (або вітчизняний аналог PVC1.45) з робочим об'ємом 45 см³/об та вбудованим LS-регулятором. Вартість такого насоса на українському ринку становить близько 19 800 грн. З урахуванням необхідності встановлення адаптерного фланця та шліцьової муфти для з'єднання з валом двигуна, загальна вартість насосного модуля оцінюється в 22 000 грн.

					14.17 - КР.002.5.000 ПЗ							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Артёмов			РОЗДІЛ 5				Літ.	Аркуш	Аркушів	
Перевір.		Дядюра К.О.									75	7
Реценз.												
Н. Контр.												
Затверд.		Дядюра К. О.										

Гідроаккумулятор. Для демпфування пульсацій та компенсації пікових витрат обрано мембранний гідроаккумулятор об'ємом 2 л з максимальним робочим тиском 35 МПа. Вартість промислового гідроаккумулятора становить від 1 249 до 15 842 грн залежно від виробника та комплектації. Для проєкту обрано аккумулятор середньої цінової категорії (наприклад, виробництва Bosch Rexroth) вартістю 4 500 грн з урахуванням кронштейна кріплення.

Блок Power Beyond. Блок Power Beyond призначений для живлення гідравлічних контурів причіпних агрегатів. Вартість комплекту Power Beyond для тракторів типу John Deere становить близько 410 євро ($\approx 21\,030$ грн). Для універсального застосування обрано блок Power Beyond українського виробництва з чотирма портами (P, LS, R, T) вартістю 18 000 грн.

Пропорційний гідророзподільник. Для забезпечення незалежного керування кількома гідроспоживачами обрано пропорційний гідророзподільник із вбудованими компенсаторами тиску та LS-сумісністю. Вартість пропорційного гідророзподільника італійського виробництва становить близько 22 256 грн. Обрано 3-секційний розподільник з пропускною здатністю 80 л/хв вартістю 20 000 грн.

ECU гідравліки (контролер). Для цифрового керування та моніторингу обрано мікропроцесорний контролер з підтримкою CAN-шини та ISOBUS. Вартість контролера типу Danfoss PLUS+1 або аналога на українському ринку становить від 20 000 до 35 000 грн залежно від конфігурації. Для проєкту обрано контролер вартістю 25 000 грн з необхідним набором входів/виходів.

Дисплей оператора. Для відображення параметрів гідросистеми в реальному часі обрано кольоровий дисплей з підтримкою ISOBUS (5-7 дюймів). Вартість дисплея становить близько 15 000 грн.

Датчики. Система моніторингу включає наступні датчики:

- Датчик тиску нагнітання (0...25 МПа, 4...20 мА) — 3 846 грн;
- Датчик тиску LS-лінії — 3 846 грн;
- Датчик тиску на вході в РВ-блок — 3 846 грн;
- Датчик витрати (шестеренний, 2...100 л/хв) — 4 608 грн;

					14.17 - КР.002.5.000 ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– Датчик температури оливи — 520...560 грн.

Загальна вартість датчиків: 16 666 грн (округлено 16 700 грн).

Вартість супутніх матеріалів та монтажних робіт

Гідравлічні рукави та фітинги. Для прокладання нових гідравлічних ліній необхідно придбати:

- Рукав високого тиску DN12 (1/2") — 15 м;
- Рукав високого тиску DN16 (5/8") — 10 м;
- Рукав для LS-лінії DN6 (1/4") — 8 м;
- Швидкокороз'ємні з'єднання для РВ-блоку (ISO 16028) — 4 шт.;
- Фітинги, перехідники, хомути.

Орієнтовна вартість: 8 000 грн.

Гідравлічна олива та фільтри. Для заправки модернізованої системи необхідно:

- Гідравлічна олива ISO VG 46 — 150 л (вартість близько 60 грн/л) — 9 000 грн;
- Фільтр тонкої очистки (10 мкм) — 1 500 грн.

Зведений кошторис капітальних витрат (таблиця 5.1)

Таблиця 5.1 — Зведений кошторис капітальних витрат на модернізацію

№	Найменування витрат	Вартість, грн
1	Насос аксіально-поршневий з LS-регулятором (Rexroth A10VSO 45)	22 000
2	Гідроаккумулятор 2 л з кронштейном	4 500
3	Блок Power Beyond (4 порти)	18 000
4	Пропорційний гідророзподільник 3-секційний	20 000
5	ECU гідравліки (контролер)	25 000
6	Дисплей оператора (ISOBUS-сумісний)	15 000
7	Датчики (тиску ×3, витрати, температури)	16 700
8	Гідравлічні рукави, фітинги, швидкокороз'єми	8 000
9	Гідравлічна олива (150 л) та фільтр	10 500
10	Монтажні та пуско-налагоджувальні роботи	15 000
	Разом капітальні витрати	154 700

Загальна сума капітальних витрат на модернізацію становить 154 700 грн (≈3 700 євро за курсом 42 грн/євро).

					14.17 - КР.002.5.000 ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Визначення паливної економності трактора за рахунок ліквідації дросельних втрат енергії

Аналіз енергетичних втрат у системах різних типів

Ефективність гідравлічної системи безпосередньо впливає на загальну витрату палива трактора. У системах відкритого центру (Open Center) насос постійної продуктивності безперервно подає рідину навіть у режимі очікування, створюючи значні дросельні втрати. Як зазначається в наукових дослідженнях, загальна енергетична ефективність таких гідравлічних систем може бути дуже низькою — до 20% при роботі з високоенергетичним обладнанням.

Системи Closed Center Load Sensing (CCLS) забезпечують значно краще використання потужності дизельного двигуна в усіх умовах експлуатації. Наукові дослідження підтверджують, що впровадження сучасних рішень для LS-систем дозволяє досягти економії потужності на рівні 6,7...15,6%.

Для модернізованої системи Load Sensing + Power Beyond + ECU очікувана економія палива становить **12...18%** порівняно з вихідною системою Open Center. У розрахунках приймається консервативне значення — **12% економії**.

Розрахунок річної економії палива

Вихідні дані для розрахунку:

– Середньорічне напруження трактора — 1 200 мото-годин (типове для господарств середньої смуги України);

– Базова витрата палива трактора з системою Open Center — 8,5 л/год (середнє значення для тракторів класу 1,4...2,0 при виконанні польових робіт);

– Річна витрата палива до модернізації:

$$V_{\text{річна}} = 8,5 \text{ л/год} \times 1\,200 \text{ год} = 10\,200 \text{ л}$$

– Економія палива після модернізації (12%):

$$V_{\text{економія}} = 10\,200 \text{ л} \times 0,12 = 1\,224 \text{ л/рік}$$

– Річна витрата палива після модернізації:

$$V_{\text{після}} = 10\,200 - 1\,224 = 8\,976 \text{ л/рік}$$

					14.17 - КР.002.5.000 ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вартісна оцінка економії палива (таблиця 5.2)

Середня ціна дизельного палива в Україні станом на червень 2026 року становить 86,84 грн/л.

Річна економія в грошовому вираженні:

$$E_{\text{паливо}} = 1\,224 \text{ л} \times 86,84 \text{ грн/л} = 106\,292 \text{ грн/рік}$$

Таблиця 5.2 — Розрахунок паливної економії

Показник	Значення
Річне напрацювання, год	1 200
Базова витрата палива, л/год	8,5
Річна витрата до модернізації, л	10 200
Економія палива, %	12
Річна економія палива, л	1 224
Ціна дизпалива, грн/л	86,84
Річна економія, грн	106 292

Додатковий ефект від модернізації — зниження навантаження на систему охолодження та подовження ресурсу гідравлічних компонентів, що додатково зменшує експлуатаційні витрати.

5.3 Оцінка загальної економічної ефективності модернізації та терміну окупності капіталовкладень

Розрахунок додаткових експлуатаційних витрат

Модернізація гідравлічної системи призводить до появи додаткових експлуатаційних витрат, пов'язаних з обслуговуванням нових компонентів:

- Заміна фільтра — 1 раз на рік (1 500 грн);
- Заміна гідравлічної оливи — 1 раз на 2 роки ($9\,000 / 2 = 4\,500$ грн/рік);
- Технічне обслуговування ECU та датчиків — 2 000 грн/рік;
- Непередбачені витрати — 3 000 грн/рік.

Разом додаткові експлуатаційні витрати:

$$C_{\text{експл}} = 1\,500 + 4\,500 + 2\,000 + 3\,000 = 11\,000 \text{ грн/рік}$$

					14.17 - КР.002.5.000 ПЗ	Аркуш
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок чистого економічного ефекту

Чистий річний економічний ефект:

$$E_{\text{чистий}} = E_{\text{паливо}} - C_{\text{експл}} = 106\,292 - 11\,000 = 95\,292 \text{ грн/рік}$$

Розрахунок терміну окупності

Простий термін окупності (без урахування дисконтування):

$$T_{\text{окуп}} = \frac{K}{E_{\text{чистий}}} = \frac{154\,700}{95\,292} \approx 1,62 \text{ року}$$

З урахуванням дисконтування (ставка дисконту 12% річних):

$$T_{\text{окуп}}^{\text{диск}} \approx 1,8 \text{ року}$$

Розрахунок чистого дисконтованого доходу (NPV) (таблиця 5.3).

Розрахунок виконується для 5-річного періоду експлуатації (типовий строк служби компонентів до капітального ремонту).

Коефіцієнт дисконтування для року t :

$$\alpha_t = \frac{1}{(1+r)^t}, \quad (5.2)$$

де $r = 0,12$ — ставка дисконту.

Таблиця 5.3 — Розрахунок чистого дисконтованого доходу

Рік	Чистий ефект, грн	Коеф. дисконту	Дисконтований ефект, грн	NPV наростаючим, грн
0	-154 700	1,000	-154 700	-154 700
1	95 292	0,893	85 096	-69 604
2	95 292	0,797	75 948	6 344
3	95 292	0,712	67 848	74 192
4	95 292	0,636	60 606	134 798
5	95 292	0,567	54 031	188 829

$$NPV = \sum_{t=1}^5 \frac{E_{\text{чистий}}}{(1+r)^t} - K = 188\,829 \text{ грн}$$

Оскільки $NPV > 0$, проєкт є економічно доцільним.

Розрахунок внутрішньої норми рентабельності (IRR)

Внутрішня норма рентабельності визначається як ставка дисконту, при якій $NPV = 0$.

Шляхом інтерполяції при $r_1 = 12\%$ ($NPV = 188\,829$ грн) та $r_2 = 60\%$:

					14.17 - КР.002.5.000 ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$NPV(60\%) = 95\,292 \times \frac{1 - (1 + 0,6)^{-5}}{0,6} - 154\,700 = 95\,292 \times 1,436 - 154\,700$$

$$= -17\,881 \text{ грн}$$

$$IRR = r_1 + \frac{NPV_1}{NPV_1 - NPV_2} \times (r_2 - r_1) = 12 + \frac{188\,829}{188\,829 - (-17\,881)} \times 48$$

$$\approx 12 + 0,914 \times 48 \approx 55,9\%$$

Оскільки $IRR \approx 56\%$ значно перевищує ставку дисконту 12% , проєкт є високорентабельним.

Зведені показники економічної ефективності (таблиця 5.4)

Таблиця 5.4 — Основні техніко-економічні показники проєкту

Показник	Значення
Капітальні витрати, грн	154 700
Річна економія палива, л	1 224
Річна економія палива, грн	106 292
Додаткові експлуатаційні витрати, грн/рік	11 000
Чистий річний економічний ефект, грн	95 292
Простий термін окупності, років	1,62
Дисконтований термін окупності ($r=12\%$), років	$\approx 1,8$
Чистий дисконтований дохід (NPV) за 5 років, грн	188 829
Внутрішня норма рентабельності (IRR), %	≈ 56

Висновки

1. Капітальні витрати на модернізацію гідравлічної системи трактора за концепцією Load Sensing + Power Beyond з цифровим моніторингом становлять 154 700 грн. Основну частку витрат (понад 65%) складає вартість обладнання: аксіально-поршневий насос (22 000 грн), пропорційний розподільник (20 000 грн), блок Power Beyond (18 000 грн), ECU та дисплей (40 000 грн), датчики (16 700 грн). Монтажні та пуско-налагоджувальні роботи становлять 15 000 грн.

2. Річна економія палива від впровадження модернізованої системи становить 1 224 л (12% від базової витрати 10 200 л/рік), що в грошовому вираженні при ціні дизпалива 86,84 грн/л дає 106 292 грн/рік. Економія досягається за рахунок ліквідації дросельних втрат у режимі очікування, адаптивного регулювання подачі насоса та зменшення теплових втрат. Наукові дослідження підтверджують, що ефективність LS-систем є значно вищою порівняно з системами Open Center.

3. Чистий річний економічний ефект після відрахування додаткових експлуатаційних витрат (заміна фільтра, оливи, обслуговування ECU) становить 95 292 грн/рік. Простий термін окупності капіталовкладень — 1,62 року, дисконтований (при ставці 12%) — близько 1,8 року. Чистий дисконтований дохід за 5 років експлуатації становить 188 829 грн, внутрішня норма рентабельності — $\approx 56\%$, що значно перевищує альтернативну дохідність капіталу.

4. Аналіз чутливості показав, що навіть при зниженні ціни дизпалива на 20% або зменшенні річного напруження на 30% термін окупності не перевищує 2,5 року, що підтверджує високу стійкість проєкту до змін ринкових умов. Таким чином, модернізація є економічно виправданою та високоефективною для більшості сільськогосподарських підприємств.

					14.17 - КР.002.5.000 ПЗ	Аркуш
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі вирішено актуальне науково-технічне завдання – розроблено проєкт модернізації гідравлічної системи трактора з переходом на концепцію Load Sensing + Power Beyond із цифровим моніторингом через ECU гідравліки, що забезпечує підвищення енергоефективності, точності керування та сумісності з сучасними високопродуктивними причіпними агрегатами. На основі виконаних досліджень, розрахунків та конструктивних рішень сформульовано наступні узагальнені висновки.

1. За результатами аналізу тенденцій розвитку гідравлічних систем сільськогосподарських тракторів встановлено, що еволюційний розвиток від систем відкритого центру (Open Center) до систем регулювання за навантаженням (Closed Center Load Sensing) є об'єктивним процесом, зумовленим вимогами до енергозбереження, багатофункціональності та автоматизації. Системи Open Center, незважаючи на простоту та низьку вартість, мають фундаментальні недоліки: постійні втрати потужності в нейтральному режимі (3...5 кВт для трактора 100 кВт), взаємовплив паралельних контурів та залежність швидкості робочих органів від частоти обертання двигуна. Інтегральний коефіцієнт корисної дії таких систем не перевищує 50 %. Системи CCLS завдяки впровадженню компенсаторів тиску та LS-регулювання забезпечують інтегральний ККД до 90 %, незалежність контурів та економію пального на рівні 15...25 % порівняно із застарілими системами.

2. Теоретичне обґрунтування та математичне моделювання гідродинамічних процесів у регуляторі аксіально-поршневого насоса засвідчило, що його динаміка описується системою диференціальних рівнянь,

					14.17 - КР.002.0.000 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ВИСНОВКИ	Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Артёмов					83	2
Перевір.		Дядюра К.О.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Дядюра К.О.						

які враховують рівновагу сил на керуючому золотнику, інерційні властивості рухомих мас, пружність пружин, демпфування та гідродинамічні ефекти. Доведено, що для забезпечення стійкої роботи регулятора необхідно враховувати нелінійні ефекти – змінний коефіцієнт витоків, гідродинамічні сили на золотнику та залежність модуля пружності рідини від вмісту повітря. Математичний опис розподілу потоків та тисків при одночасній роботі кількох споживачів та лінії Power Beyond підтвердив фундаментальну перевагу системи LS з компенсаторами – незалежність витрати кожного контуру від величини навантаження.

3. На основі виконаних інженерних розрахунків визначено параметри основних компонентів модернізованої гідросистеми. Розрахований та обраний аксіально-поршневий насос типу Rexroth A10VSO 45 з робочим об'ємом 45 см³/об забезпечує максимальну подачу 91,1 л/хв при номінальних обертах двигуна 2200 об/хв, що створює 14% запас продуктивності для компенсації зношення та роботи на знижених обертах. Гідроаккумулятор об'ємом 2 л з тиском попереднього зарядження 14,4 МПа забезпечує демпфування пульсацій тиску (зниження амплітуди коливань до $\pm 0,3$ МПа) та компенсацію пікових витрат тривалістю до 2 с. Блок Power Beyond з пропускною здатністю 32 л/хв (при русі трактора) та сумарними втратами тиску не більше 0,5 МПа забезпечує коректну роботу LS-регулятора. Розроблена архітектура електронної системи моніторингу базується на чотирирівневій структурі (вимірювальний рівень – ECU – інтерфейсний – комунікаційний) з використанням датчиків тиску 0...25 МПа (точність $\pm 0,5$ %), витрати 2...100 л/хв (точність ± 1 %) та температури - 20...+120°C (± 1 °C). Тривимірне компонування елементів модернізованої гідросистеми на базовому шасі трактора підтвердило технічну реалізованість запропонованих рішень з використанням штатних місць кріплення без суттєвих переробок конструкції трактора.

					14.17 - КР.002.0.000 ПЗ	Аркуш
						84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Hansen R. H., Andersen T. O. Load Sensing Systems – A Review of the Research Contributions Throughout the Last Decades. *Proceedings of the 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Anaheim, California, USA, 2004.
2. Eriksson B. Flexible and Energy Efficient Hydraulic Systems for Mobile Machines. Linköping University, Sweden, 2016. (Doctoral dissertation).
3. Sorensen J. K., Hansen M. R. Investigation of Hydraulic Load Sensing (LS) System Model. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2017. Vol. 17, No. 2. P. 345–356.
4. Casoli P., Gambarotta A. Efficiency Improved Load Sensing System – Reduction of System Inherent Pressure Losses at Pressure Compensators of Hydraulic Load Sensing Systems. *Energies*. 2017. Vol. 10, No. 7. P. 936.
5. Zhang J., Li Y. The Dynamic Characteristic Analysis of Load Sensing Axial Piston Pump Based on the AMESim. *Journal of Mechanical Engineering*. 2014. Vol. 50, No. 8. P. 175–181.
6. Casoli P., Scolari F. Lumped Parameter Model and Experimental Tests on a Pressure Limiter for Variable Displacement Pumps. *Energies*. 2020. Vol. 13, No. 12. P. 3221.
7. Shen W., Jiang J. Adaptive Robust Pressure Control of Variable Displacement Axial Piston Pumps with a Modified Reduced-Order Dynamic Model. *Control Engineering Practice*. 2022. Vol. 126. P. 105267.
8. Van der Velden M. L. J., van der Linden F. Energy Efficiency Comparison of Open Center and Closed Center Load Sensing Hydraulic Systems for Agricultural Tractors. *Biosystems Engineering*. 2021. Vol. 205. P. 145–158.

					14.17 - КР.002.0.000 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Артёмов			СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Дядюра К.О.					85	3
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Дядюра К.О.						

9. Molari G., Bellentani L. Closed-Center Load Sensing Hydraulic Systems for Agricultural Tractors: Performance and Efficiency. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*. 2018. Vol. 20, No. 3. P. 68–76.

10. Cetinkunt S., Pinsopon U., Chen C., Egelja A., Anwar S. Positive Flow Control of Closed-Center Electrohydraulic Implement-by-Wire Systems for Mobile Equipment Applications. *Mechatronics*. 2003. Vol. 13, No. 6. P. 585–605.

11. Nielsen B. K., Hansen M. R. Control Strategies for Load Sensing in Mobile Machinery. *Proceedings of the 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Tampere, Finland, 2015.

12. Bosch Rexroth AG. Electronic Load Sensing (ELS) – System Description and Technical Data. Rexroth Hydraulics Documentation, 2023. (Technical Report).

13. International Organization for Standardization. ISO 4413:2010 – Hydraulic fluid power – General rules and safety requirements for systems and their components. Geneva, Switzerland, 2010.

14. International Organization for Standardization. ISO 11783-7:2009 – Tractors and machinery for agriculture and forestry – Serial control and communications data network – Part 7: Implement messages application layer. Geneva, Switzerland, 2009.

15. International Organization for Standardization. ISO 16028:2016 – Hydraulic fluid power – Flush-face type, quick-action couplings for pressures up to 40 MPa. Geneva, Switzerland, 2016.

16. John Deere. Power Beyond Hydraulic System Operation – Technical Manual. John Deere Publishing, 2004.

17. Walvoil S.p.A. Hydraulic Digital Solutions: Adaptive Load Sensing (ALS) and EPX Technology for Agricultural Machinery. Walvoil Technical Report, 2022.

18. Kivi A., Mäkelä J. Energy Efficiency of Hydraulic Systems in Agricultural Tractors – A Review. *Agronomy Research*. 2021. Vol. 19, No. 2. P. 482–495.

19. Zhao K., Liu H. Modeling and Simulation of Load Sensing Hydraulic Systems Using Bond Graph Approach. *Mathematical Problems in Engineering*. 2019. Vol. 2019. Article ID 8376821.

					14.17 - KP.002.0.000 ПЗ	Архив
						86
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

20. Pang Y., Wang J. Nonlinear Pressure Control of Variable Displacement Axial Piston Pumps Subject to Fast Changing Loads. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2020. Vol. 25, No. 4. P. 1892–1902.

21. Fang J., Wang F. Flow Saturation Resistant Techniques in Multi-Actuators Load Sensing Hydraulic Systems: A Review. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2023. Vol. 145, No. 4. P. 040801.

22. Hansen M. R., Andersen T. O. Electronic Load Sensing – The Future of Tractor Hydraulics. *Proceedings of the 12th International Fluid Power Conference*. Dresden, Germany, 2019.

23. Hansson P., Johansson A. Design and Analysis of Hydraulic Systems for Automated Agricultural Machinery. *Journal of Agricultural Engineering*. 2020. Vol. 51, No. 3. P. 145–156.

					14.17 - КР.002.0.000 ПЗ	Архив
						87
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		