

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Інженерно-технологічний факультет**

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

**П о я с н ю в а л ь н а   з а п и с к а**

до дипломної роботи

освітнього ступеня «Магістр» на тему

**Підвищення ефективності гідросистеми тракторів загального  
призначення ХТЗ-150К шляхом регулювання температури  
робочої рідини**

**Виконав:** студент 2 курсу, групи МгАІз-1-22

за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

\_\_\_\_\_ Климущка Віктор Анатолійович

**Керівник:** \_\_\_\_\_ Бойко Владислав Борисович

**Рецензент:** \_\_\_\_\_

Дніпро 2024

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

В.о. завідувача кафедри  
тракторів і сільськогосподарських машин

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Теслюк Г.В.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

«\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

**З А В Д А Н Н Я  
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Климушці Віктору Анатолійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

**1. Тема роботи:** Підвищення ефективності гідросистеми тракторів загального призначення ХТЗ-150К шляхом регулювання температури робочої рідини

керівник роботи Бойко Владислав Борисович к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«26» грудня 2023 року № 4084

**2. Строк подання студентом роботи** 8.02.2024 р.

**3. Вихідні дані до роботи** Вихідні дані кафедри ТСГМ. Результати останніх наукових досліджень, літературних джерел, патентів за обраною темою.

**4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки** (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан питання і завдання досліджень. 2. Теоретичні дослідження. 3. Експериментальні дослідження. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 5. Економічна ефективність роботи. Висновки. Список використаних джерел

## 5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі досліджень. Аналіз (2 аркуші, А4). 2. Теоретичні дослідження (4 аркуші, А4). 3. Експериментальні дослідження (4 аркуші, А4) 4. Економічні показники (1 аркуш, А4). 5. Висновки (1 аркуш, А4)

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Бойко В. Б., доцент		
2	Бойко В. Б., доцент		
3	Бойко В. Б., доцент		
4	Бойко В. Б., доцент		
5	Бойко В. Б., доцент		
нормоконтроль	Золотовська О.В., доцент		

7. Дата видачі завдання: 25.11.2023р

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 8.12.2023 р.	Виконано
2	Теоретичний	до 28.12.2023р.	Виконано
3	Експериментальний	до 13.01.2024 р.	Виконано
4	Охорона праці	до 26.01.2024 р.	Виконано
5	Економічний	до 1.02.2024 р.	Виконано
6	Демонстраційна частина	до 7.02.2024 р.	Виконано

Студент

\_\_\_\_\_ ( підпис )

Климушка В.А.

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ ( підпис )

Бойко В.Б.

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)



## АНОТАЦІЯ

Климушка В.А. Підвищення ефективності гідросистеми тракторів загального призначення ХТЗ-150К шляхом регулювання температури робочої рідини / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» – ДДАЕУ, Дніпро, 2024.

Дипломна робота присвячена підвищенню працездатності гідросистеми трактора шляхом терморегулювання робочої рідини системи.

Запропоноване удосконалення дозволить підвищити ресурс роботи основних елементів гідросистеми трактора загального призначення ХТЗ-150К.

Використавши вихідні дані для виконання кваліфікаційної роботи та наукові напрацювання кафедри тракторів і сільськогосподарських машин проведено аналіз базових систем терморегулювання робочої рідини гідросистем врахувавши, який розроблено власну схему терморегуляції рідини гідросистеми трактора ХТЗ-150К. Наведено теоретичні передумови вдосконалення гідравлічної системи тракторів загального призначення. Проведено теоретичні дослідження впливу температури навколишнього середовища на зміну теплового режиму роботи гідросистеми трактора та розрахунки теплообмінника системи регулювання температури робочої рідини.

Розроблено методику та отримано результати досліджень температурних умов роботи оливи в гідросистемі дослідного трактора з використанням системи терморегулювання. Обґрунтовано основні конструктивно-технологічні параметри системи.

Розроблено питання з охорони праці при експлуатації гідросистеми трактора загального призначення. Виконано економічне обґрунтування запропонованого удосконалення.

Ключові слова: гідропривід, розподільник, робоча рідина, дросель, теплообмінник, система терморегулювання робочої рідини.

## ЗМІСТ

Вступ	8
1 Стан питання і завдання досліджень	11
1.1 Аналіз зміни технічного стану гідросистем трактора при експлуатації	11
1.2 Основні фактори, що впливають на надійність гідросистем	15
1.3 Залежність працездатності гідросистеми від температури робочої рідини	17
1.4. Аналіз пристроїв терморегулювання робочої рідини гідросистеми тракторів загального призначення	20
1.5 Висновки	25
1.6 Мета і завдання досліджень	26
2 Теоретичні дослідження	27
2.1 Теоретичні передумови удосконалення гідравлічної системи тракторів загального призначення	27
2.2 Теоретичні дослідження впливу температури навколишнього середовища на зміну теплового режиму роботи гідросистеми трактора	32
2.3 Розрахунок теплообмінника системи регулювання температури робочої рідини гідросистеми	41
2.4 Теоретичне обґрунтування конструктивних параметрів теплообмінника	46
2.5 Висновки	49
3 Експериментальні дослідження	51
3.1 Програма досліджень	51
3.2 Об'єкт досліджень та обладнання для проведення досліджень	51

3.3	Методика досліджень впливу температури робочої рідини на якісні показники роботи гідросистеми трактора	55
3.4	Методика дослідження впливу температури робочої рідини на якісні показники роботи гідросистеми трактора, обладнаної системою терморегулювання	56
3.5	Результати досліджень впливу температури робочої рідини на якісні показники роботи гідросистеми трактора	57
3.6	Аналітична оцінка впливу розробленої системи терморегулювання на паливну економічність трактора	60
3.7	Рекомендації експлуатації системи терморегулювання робочої рідини	64
3.8	Висновки	65
4	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	67
4.1	Вимоги з охорони праці під час експлуатації тракторів загального призначення	67
4.1.1	Загальні положення	67
4.1.2	Вимоги безпеки перед початком роботи трактора	68
4.1.3	Вимоги безпеки під час роботи трактора	69
4.1.4	Вимоги безпеки після закінчення роботи трактора	69
4.1.5	Вимоги безпеки в аварійній ситуації	70
4.2	Висновки	70
5	Техніко-економічне обґрунтування роботи	71
	Висновки	75
	Загальні висновки	76
	Список використаних джерел	78
	Додатки	82

## ВСТУП

*Актуальність теми.* На сьогоднішній день гідрофіковані машини експлуатуються в різних географічних широтах з великим діапазоном температури навколишнього середовища. Досвід експлуатації машин показує, що їхня надійність істотно залежить від клімату. Особливо помітним це стає, якщо машина загалом чи окремі її елементи працюють у кліматичних умовах на, які вони не розраховані. Дослідженнями надійності гідрофікованих машин встановлено, що найбільше відмов складових гідроприводу приходиться на зимовий період експлуатації від 75 до 88% від всіх відмов та поломок елементів гідроприводу.

Знос деталей являється основним фактором, що знижує довговічність елементів гідроприводу. У зв'язку з цим важливим є пошук нових ефективних способів збереження потенційних властивостей конструкції в умовах експлуатації, де доречним і ефективним є забезпечення оптимального режиму змащування поверхонь тертя деталей.

При швидкісних і температурних режимах навантаження, характерних для гідравлічних систем сільськогосподарської техніки і важливим параметром раціонального режиму змащування є зниження швидкості окислення робочої рідини і швидкості накопичення абразивних домішок. Одним із шляхів підвищення зносостійкості вузлів гідросистеми є поліпшення режиму їх змащування за рахунок раціонального використання температур робочої рідини в умовах експлуатації. Це пов'язано з тим, що сучасні сільськогосподарські трактори не мають ефективних засобів підігріву та підтримання температури гідравлічної рідини в оптимальних межах, що впливає на загальну працездатність гідросистеми, а також з тим, що відомі конструкції системи терморегулювання в умовах експлуатації не враховують процеси теплообміну між робочою рідиною гідросистеми трактора та навколишнім середовищем. Це



пов'язано з тим, що не в повній мірі враховуються особливості роботи системи. Впровадження методів терморегулювання в реальні технологічні процеси представляє великий теоретичний і практичний інтерес, оскільки вплив температури робочої рідини на процеси, що змінюють робочі характеристики гідросистем, вивчено недостатньо.

**Мета дослідження** – підвищення працездатності гідросистеми трактора шляхом терморегулювання робочої рідини системи.

**Завдання дослідження:**

- провести аналіз пристроїв терморегулювання робочої рідини гідросистеми тракторів загального призначення
- теоретично обґрунтувати застосування системи терморегулювання робочої рідини у гідросистемі трактора.
- розробити та виготовити теплообмінник, що забезпечує розігрів та підтримання робочої рідини гідросистеми в раціональному інтервалі температур,
- дослідити вплив експлуатаційних факторів на енерговитрати на тертя та знос зразків поверхонь тертя.
- дослідити вплив системи терморегулювання на зміну температури робочої рідини та техніко-економічні показники гідросистеми трактора.
- розробити рекомендації щодо впровадження результатів досліджень у виробництво та провести їх техніко-економічну оцінку.

**Об'єктом досліджень** є гідросистема трактора загального призначення ХТЗ-150К

**Предметом досліджень** є взаємозв'язок між робочою температурою рідини та працездатністю агрегатів гідросистеми трактора.

**Наукова новизна роботи полягає:**

- в розрахунково-теоретичному обґрунтуванні застосування системи терморегулювання робочої рідини гідросистеми трактора тепловою енергією моторної олії системи мащення двигуна;
- в розробці терморегулювання робочої рідини гідросистеми;

- в отриманні результатів теоретичних та експериментальних досліджень гідросистеми трактора обладнаної системою терморегулювання робочої рідини.

**Практичне значення одержаних результатів** полягає в розробці системи регулювання температури гідравлічної рідини, яка зменшує знос поверхонь тертя сполучених деталей гідросистеми трактора на 45%, знижує потужність, необхідну для подолання опору гідросистеми на 36%, зменшує на 3% годинну витрату палива і підвищує об'ємний ККД на 30%.

**Публікації.** За результатами проведеної роботи опубліковано тези.

## **1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ**

### **1.1 Аналіз зміни технічного стану гідросистем трактора при експлуатації**

Сучасні трактори мають дуже складну конструкцію і мають необхідними експлуатаційні властивості. Важливим показником якості тракторів та їх складових частин є надійність, яка відображає службові характеристики цих об'єктів, що закладаються при проектуванні та виготовленні машини, реалізуються в процесі експлуатації та відновлюються шляхом ремонту. [1].

Однією з важливих умов підвищення експлуатаційних та техніко-економічних характеристик сільськогосподарської техніки є застосування гідросистем. Область застосування гідросистем постійно розширюється. В даний час вони використовуються практично у всіх моделях тракторів, а також на багатьох інших сільськогосподарських машинах.

Широке поширення гідравлічних систем пояснюється цілим низка їх переваг у порівнянні з іншими типами приводів: невелика маса, малі розміри, безступінчасте регулювання швидкості робочих органів, незалежне розташування елементів гідросистеми, надійне запобігання навантаженням, зручність обслуговування та управління, легкість автоматизації процесів та ін [2, 3]

Основне призначення гідросистеми – приведення в рух механізмів і машин за допомогою робочої рідини під тиском, або перетворення енергії потоку робочої рідини та передачі її на відстань перетворенням на енергію рушія вихідної ланки [4, 5].

Довговічність гідросистем сільськогосподарської техніки визначається терміном служби її складальних одиниць. В умовах експлуатації ресурс гідросистеми значною мірою характеризується технічним станом найбільш

складних та відповідальних агрегатів – гідронасоса, гідророзподільника, силових циліндрів [6].

Можливі несправності в системах гідропередач поділяють на несправності, які визначаються як неприпустимі кількісні зміни будь-якого параметра агрегату, та інші, що визначаються зміною структурних зв'язків у системі [7, 8]. Навіть за постійного вдосконалення агрегатів гідравлічної системи тракторів, недостатньо високою залишається їх надійність. Наприклад, термін служби гідравлічного розподільника в умовах експлуатації може не досягати 2500 мото-годин, тоді як стандарт становить 6500-8500 мото-годин [3]. Термін служби насосів шестеренних складає від запланованого 41..46 %.

Втрата працездатності гідропередач може відбуватися через вихід будь-якого параметра за межі допустимої величини або внаслідок порушення функціонування гідропередач або їх агрегатів (вигин штока гідроциліндра, розрив манжети, заклинювання перепускного клапана розподільника). Функціональні відмови гідросистеми становлять 60% від загальної кількості відмов, параметричні – 40%.

Порівняльний аналіз (рис. 1.1) показав, що 42% відмов обумовлено зовнішньою негерметичністю, 16% - невідповідністю параметрів, нормованим технічною документацією рівнями, 13% - відсутністю функціонування агрегату або його елементів, 12% - порушенням динамічної стійкості, 10% - порушенням та пошкодженням механічних елементів гідравлічної передачі, 4% - пошкодженням фільтрів [8]. На рисунку 1.2 приведений розподіл несправностей елементів гідроприводу. Одними з основних і найбільш відповідальних агрегатів, що знижують показники надійності гідросистем, є гідророзподільники 37 % за ними на другому місці ідуть шестеренні гідронасоси 26 % шестерні насоси. Основними причинами відмови цих гідромашин є знос прицевійних пар золотник-корпус, торцевих поверхонь сполучення опорних втулок з шестернями, шестерень і шийок валу, знос і втрата еластичності гумових ущільнень, знос та пошкодження манжетного ущільнення. Спостерігається випадки розриву корпусних деталей [9].

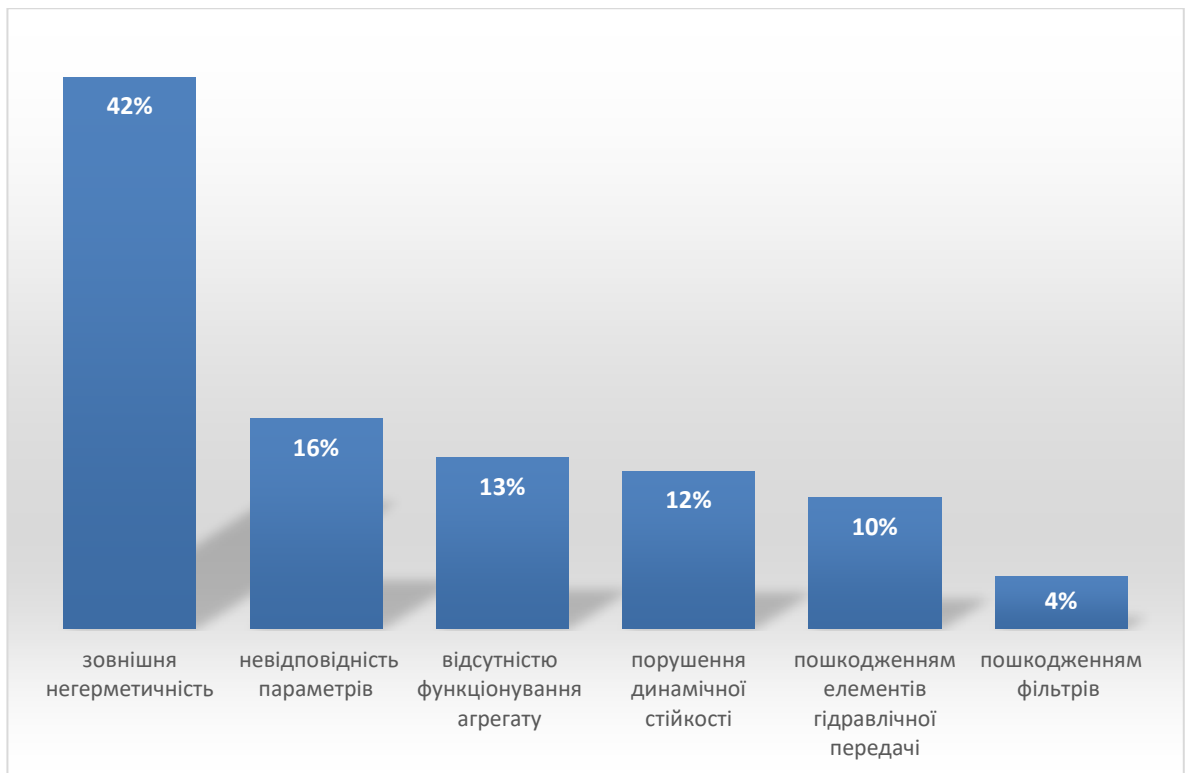


Рисунок 1.1 – Порівняльний аналіз відмов елементів гідроприводу

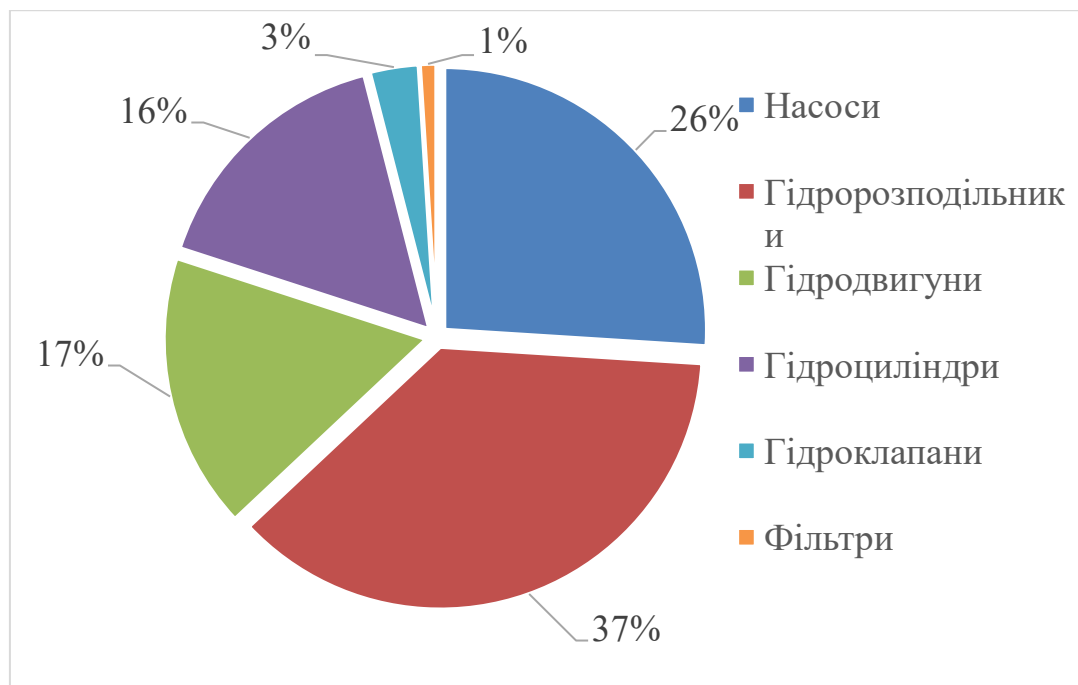


Рисунок 1.2 – Розподіл несправностей елементів гідроприводу, %

Експлуатація гідросистем тракторів неминуче відбувається в умовах підвищеної запиленості навколишнього повітря. Тверді частинки забруднень, потрапляючи в зазори прецизійних з'єднань, призводять до зношування деталей,

що сполучаються, заклинюють в зв'язку з підвищеним тертям елементів розподільної та регулюючого обладнання.

Надійна робота гідросистем сільськогосподарських машин багато в чому залежить від якості робочої рідини. До параметрів гідросистеми, що істотно впливають на зміну фізико-хімічних властивостей робочої рідини, відносять: ступінь аерації та вентиляції бака, температурний та силовий режим роботи гідросистеми.

З аерацією та вентиляцією бака пов'язані: збільшення притоку та дифузія повітря у робочу рідину. Це посилює його розчинність у робочій рідині і, отже, прискорює окислення рідини, і засмічення її частинками пилу, що знаходяться у повітрі. Так, при оранці за семигодинною робочий день у бак гідросистеми трактора класу 1,4-3,0 надходить повітря, що містить від 0,2 до 3,4 г/м<sup>3</sup> пилу [11, 12]. За даними досліджень в гідробакові трактора загального призначення за напрацювання 600 мото-годин в середньому накопичується до 5,6 г пилу [13]. Забруднення робочих олив механічними домішками являється досить шкідливим явищем в процесі експлуатації гідравлічної системи сільськогосподарських тракторів. Зношування елементів за рахунок механічних домішок в робочій рідині за поширенням та негативними наслідками являється однією з основних причин, що стримує технічний прогрес.

Проведені досліджень дають підстави стверджувати, що в результаті зношування деталі гідроагрегатів змінюють свої початкові розміри та геометричну форму, а також порушується їх регулювання тощо. Зношення поверхонь, що сполучаються, можуть порушувати взаємне розташування деталей, а також посадки в з'єднаннях, що призводить до зміни режимів роботи гідроагрегатів, додатковим втратам та зниження їх коефіцієнтів подачі.

Таким чином, основним видом зношування деталей гідроагрегатів є абразивне зношування. Цьому зношуванню піддаються корпуси, втулки та цапфи шестеренних насосів, прецизійні деталі розподільчих пристроїв, ущільнення, штоки гідроциліндрів та ін.

## 1.2 Основні фактори, що впливають на надійність гідросистем

На працездатність гідросистеми впливає безліч випадкових факторів, які передбачити неможливо.

Незважаючи на це, що виникають у процесі експлуатації впливу на елементи гідросистеми можна розділити на три види: процеси, що швидко протікають, середньої швидкості і повільно протікають [14].

Процеси, що швидко протікають, характеризуються великими швидкостями та періодичністю зміни параметрів, що визначаються частками секунд. До таких процесам відносяться вібрації елементів, резонансне збудження, пульсації тиску в робочих порожнинах та трактах та ін.. Як правило, вони призводять до раптових відмов.

Процеси середньої швидкості протікають в процесі виконання технологічного циклу машини, тривалість може становити від хвилин до годин. Це процеси пов'язані з змінами вологості, температури навколишнього середовища і робочих елементів, фізичних властивостей робочої рідини та ін. За таких процесів трапляються поступові відмови.

Процеси, що повільно протікають, діють протягом усього періоду експлуатації машини. До них відносяться зношування деталей, що труться, природне старіння і втома матеріалів, сезонна зміна температури і вологості. Вони є зазвичай причинами поступових відмов.

За фізичною природою всі фактори, що впливають на надійність приводу в процесі експлуатації, можна поділити на три групи: кліматичні, гідравлічні та механічні [14].

До механічних факторів відносяться удари, навантаження та вібрація, що виникають у гідросистемі внаслідок взаємодії з навколишнім середовищем.

До гідравлічних факторів відносяться: частота пульсацій, температура, газонасиченість та старіння робочої рідини.

Робоча рідина в гідросистемі є носієм енергії, тому будь-який вплив, що призводить до зміни її характеристик, може стати причиною відмови.

Кліматичні чинники активно впливають на зміну характеристик робочої рідини та елементів гідросистеми в цілому. До них відносяться - температура, вологість, сонячна радіація та запиленість навколишнього середовища.

Надійна робота гідросистеми сільськогосподарської машини багато в чому залежить від якості робочої рідини. У гідросистемі тракторів та інших сільськогосподарських машин як робочу рідину застосовують гідравлічні, моторні та індустріальні оливи (таблиця 1.1) [15, 16].

Таблиця 1.1 – Основні показники робочих рідин гідросистем

Марка масла	Щільність при 20°C, кг/м <sup>3</sup>	В'язкість, 10 <sup>-6</sup> мм <sup>2</sup> /с		Експлуатаційна температура, °C
		при 50°C	при 0°C	
АМГ-10	870	10	42	-45...+60
ВМГЗ (МГ-15)	860	10	66	-40...+35
МГ-20	885	20	300	-15...+50
МГ-30 (МГ-46-Б)	890	30	760	-10...+60
М-10В <sub>2</sub>	890	82	7000	-10...+90
М-8В <sub>2</sub>	886	52	2500	-20...+50
ІС-20	890	20	300	-10...+60
ІС-30	890	28	760	-10...+60
АУ (МГ-22-А)	890	12	190	-15...+60

При роботі гідросистеми в робочу рідину безперервно надходять продукти зношування деталей, що сполучаються, а також відбувається дифузія у ній запиленого повітря, що відзначалося вже раніше. При забрудненні робочої рідини спостерігається інтенсивне зношування розподільчих пристроїв, насосів, у результаті знижується об'ємний ККД. При тиску рідини з великою швидкістю механічні домішки у вигляді твердих частинок діють на поверхні деталей подібно абразивної емульсії. З плином часу збільшуються зазори, зменшуються перекриття, змінюються коефіцієнти витрат дроселів. При збільшенні витоків



рідини через зношування елементів приводу зменшується жорсткість системи та швидкість руху виконавчих органів. При забрудненнях різко зростають зусилля, необхідні переміщення золотників розподільників, що, своєю чергою, може викликати відмову.

Температурний режим роботи гідросистеми визначається в'язкістю. однією з найважливіших характеристик робочої рідини, що зумовлює внутрішнє тертя рідини [17].

Зі збільшенням температури в'язкість олії зменшується, зростають витоки через ущільнення та сполучення агрегатів. Час підйому навісного механізму збільшується, швидкодія гідросистем знижується. Значне підвищення температури може призвести до руйнування масляної плівки між поверхнями, що труться, задирам сполучень і виходу з ладу гідронасос. Руйнування масляної плівки призводить до напівсухого тертя, що ще більше сприяє перегріву поверхонь, що труться. При зниженні температури в'язкість збільшується, проте збільшуються і опори потоку олії в трубопроводах, погіршується заповнення всмоктувальної порожнини насоса. Може місце інтенсивне піноутворення, продуктивність насоса знижується [17].

Отже, на гідросистему впливає безліч несприятливих факторів, що призводять до погіршення експлуатаційних та техніко-економічних показників гідрофікованої машини, але можна виділити найбільш значущі - це чистота та температурні умови роботи робочої рідини, які можуть призвести до значного, у кілька разів, зменшенню термінів служби гідроагрегатів.

### **1.3 Залежність працездатності гідросистеми від температури робочої рідини**

При зниженні температури робочої рідини збільшується максимальний піковий тиск у насосі та гідромоторі. За даними досліджень отриманих Каверзіним С.В. [19], при випробуванні гідросистеми механізму повороту платформи екскаватора ЕО-4121А встановлено, що при зниженні температури робочої рідини від +40°C до – 10°C середньостатистичний тиск у напірній лінії

збільшується в 2 рази, тиск у гідромоторі в період розгону - в 2,6 рази, а в період гальмування – 2,3 рази.

Існує така гранична температура, після зниження, якої відбувається різке зростання втрат тиску, що негативно позначається на продуктивності машин та працездатності загалом. Зменшити цей негативний вплив можна за допомогою оптимізації теплового режиму робочої рідини. Процес зношування при низькій температурі дуже складний і змінюється в залежності від умов взаємодії поверхонь, а також фізико-механічні властивості. До теперішнього часу не встановлено кількісного зв'язку між температурою та інтенсивністю зношування.

Більшість учених все ж таки вважає, що зі зниженням температури інтенсивність зношування збільшується [19]. Низькі температури повітря викликають багаторазове збільшення в'язкості мастильних матеріалів та технічних рідин. Так, робоча низькотемпературна рідина АМГ-10 за температури 50 °С має в'язкість  $10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , а при температурі мінус 50 °С -  $9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Таке збільшення в'язкості мастильних матеріалів знижує їх рухливість, в результаті чого надходження мастильних матеріалів до вузлів тертя знижується чи може повністю припинитися. Під дією низьких температур волога, що міститься в мастильних матеріалах, кристалізується, що разом із зміною властивостей самих матеріалів знижує їх змащувальні властивості і тим самим, провокує виникнення сухого або напівсухого режиму тертя і, як результат, підвищення інтенсивності зношування.

У технічних рідин, що використовуються в гідравлічних і гальмівних системах машин, з підвищенням температури знижується в'язкість, зростають витоки рідини з гідросистеми, що погіршує змащування поверхонь тертя і збільшує знос деталей гідравлічних двигунів, циліндрів та гідроапаратури.

Однак, основною причиною підвищення інтенсивності зношування, слід вважати погіршення умов тертя – проникнення абразивних частинок у зону контакту деталей елементів гідросистем, ослаблення захисних властивостей

мастила, зміна зазорів спряжень, обумовлених зміною температури робочої рідини гідросистеми. За низьких температур частина потоку рідин проходить через переливний клапан фільтра, не фільтруючись. Крім того, у більш в'язкої рідини абразивні частинки легше утримуються у зваженому стані та транспортуються гідросистемою.

Інтенсивність зношування деталей суттєво залежить від температури, причому температури нижче  $0^{\circ}\text{C}$  найбільше впливають на зношування елементів гідросистем. Наприклад, при зміні температури від  $+20$  до  $-30^{\circ}\text{C}$  знос манжетних ущільнень збільшується в 5,6 рази, а кілець круглого поперечного перерізу – у 5,4 рази. Підвищення температури від  $+20$  до  $+80^{\circ}\text{C}$  майже 12 разів знижує знос манжетних ущільнень і в 10 разів кілець круглого перерізу .

Металеві деталі за температур від  $+20$  до  $-30^{\circ}\text{C}$  зношуються в 1,25 рази швидше, що пов'язано з інтенсивною взаємодією контактуючих поверхонь деталей.

За температури від  $+10$  до  $+50^{\circ}\text{C}$  спостерігається найменший знос деталей. У цьому інтервалі температури поверхні тертя найбільш повно поділяються шаром робочої рідини.

Температура навколишнього середовища та робочої рідини є головним фактором, що визначає техніко-економічні показники гідрофікованих машин.

Таким чином, зміна температури, впливаючи на стан робочої рідини, зазори та натяги у з'єднаннях та фізико-механічні властивості матеріалів, що призводить до погіршення стану елементів гідрообладнання, яке зрештою веде до зменшення експлуатаційної продуктивності гідрофікованих самохідних машин.

Підвищити експлуатаційну продуктивність можна підтриманням у раціональному діапазоні стану робочої рідини, зазорів та натягів та фізико-механічних властивостей матеріалів гідрообладнання Технічно це найпростіше здійснити штучним регулюванням температури робочої рідини [18].

#### **1.4. Аналіз пристроїв терморегулювання робочої рідини гідросистеми тракторів загального призначення**

Аналіз раніше виконаних досліджень показав, що економічна робота гідросистеми трактора можлива тільки при раціональному тепловому режимі. Сучасні трактори не мають системи терморегулювання робочої рідини в агрегатах гідросистеми [17]. Її відсутність позначається в основному при експлуатації тракторів у зимовий час.

З небагатьох способів підігріву робочої рідини гідросистеми слід відзначити наступні: гарячим повітрям, теплом інфрачервоних випромінювачів, дроселюванням, зміною площі теплообміну, електронагрівальними елементами, за рахунок тепла, що виділяється двигуном внутрішнього згоряння.

Розігрів агрегатів гідросистеми газовими пальниками інфрачервоними випромінювачами також не набув широкого поширення через низький ККД цих установок та необхідності додаткових витрат.

Розглянемо системи розігріву робочої рідини за рахунок зменшення місткості гідробака та площі тепловіддачі, які включають малий та великий баки, основний та додатковий розподільники, насос, термодатчик, гідродвигун. На рисунку (рис. 1.3) [20] наведено систему з використання двох гідробаків основного 1 і додаткового 2 з електромагнітним керуванням двопозиційним гідророзподільником 3. Система підтримання температурного режиму роботи гідросистеми працює наступним чином. З гідробака 1 робоча рідина надходить за допомогою насоса 5 до чотиріпозиційного гідророзподільника 6 який здійснює керування основним гідроциліндром 7. В залежності від заданої температури датчик 4 перемикає електромагніт розподільника 3 системи підтримання теплового режиму на мале коло за нормальної температури робочої рідини, або велике коло через додатковий бак 2 за підвищення температури. Рідина, що проходить по великому колові охолоджується в гідробакові 2 та надходить до основного гідробака а далі через насос і розподільник 6 до виконавчого механізму, а саме до силового циліндра.

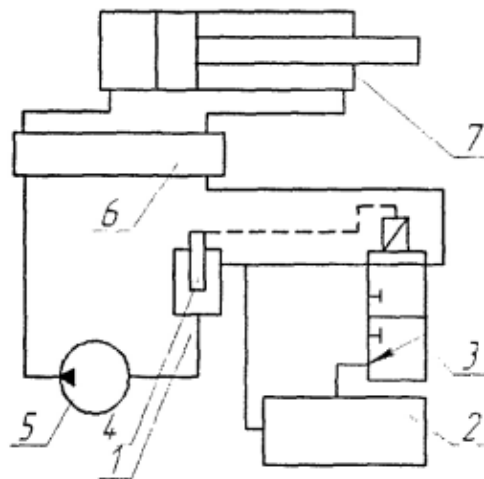


Рисунок 1.3 – Система підтримання температури з використанням електромагнітного керування

До переваг даної системи можна віднести простоту конструкції та забезпечення зниження температури при перегріві робочої рідини гідросистеми. Недоліками являється висока інерційність системи зміни температур робочої рідини, що пов'язано з особливістю процесу охолодження.

Підтримання теплового режиму за рахунок зміни площі теплообмінника реалізовано в конструктивному рішенні авторське свідоцтво №800442 (рис. 1.4)[21].

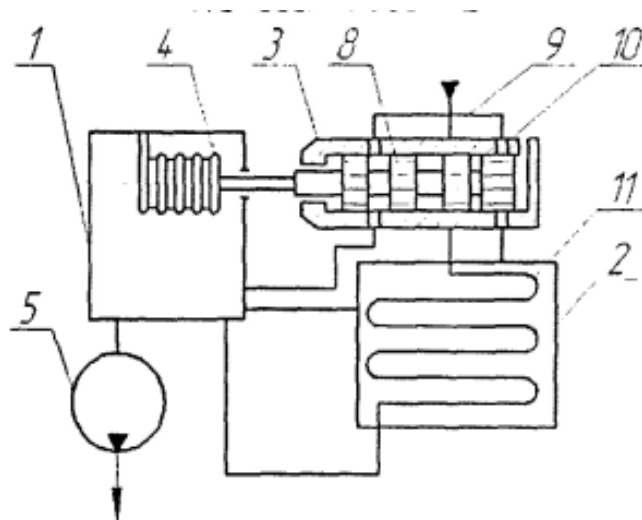


Рисунок 1.4 – Система підтримання температури гідросистеми А.с. №800442

Недоліком цих систем є те, що після досягнення оптимальної температури під час роботи на малому баку при підключенні великого бака температура робочої рідини різко знижується і стає значно нижчою за раціональну, так як

температура маса холодного олії значно більше маси гарячої олії. Крім того, цей напрямок терморегулювання робочої рідини вимагає досить суттєвих конструктивних змін гідросистеми, що тягне за собою ускладнення технології виготовлення, збільшення габаритів, маси та вартості машини.

Системи розігріву робочої рідини дроселюванням, засновані на тому, що при проходженні рідини через дросель з перепадом тисків, вона нагрівається. Нагрів робочої рідини в результаті дроселювання відбувається при проходженні рідини через гідравлічний опір (дросель) за рахунок втрати тиску в процесі деформації рідини та перетворення механічної енергії на теплову.

На особливу увагу заслуговує конструктивне рішення запропоноване в авторському свідоцтві А.с. №1008515 (рис. 1.5) [22]. Підтримання необхідного теплового режиму здійснюється за допомогою дросельного керування. Підтримання заданої температури гідросистеми здійснюється за допомогою блока керування 15. В залежності від температури робочої рідини блок 15 перемикає лінію зливу після чотирипозиційного розподільника 3 на гідробак за умов нормальної температури, або через регулюючий дросель 12 для забезпечення додаткового нагріву робочої рідини.

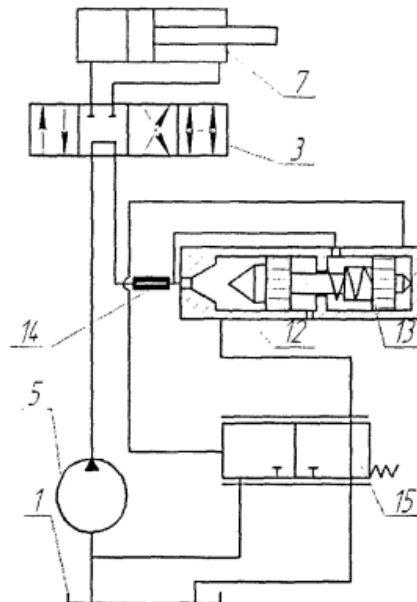


Рисунок 1.5 – Гідропривод з дросельним розігрівом робочої рідини

Ас СССР N1008515

До переваг системи можна віднести швидке прогрівання робочої рідини. Недоліком запропонованої системи підігріву робочої рідини, являється зростання додаткового навантаження на зливну лінію за рахунок опорів, які створює регульований гідродросель.

На рисунку 1.6 наведено ще один варіант конструкції системи підтримання температури робочої рідини шляхом дроселювання [23].

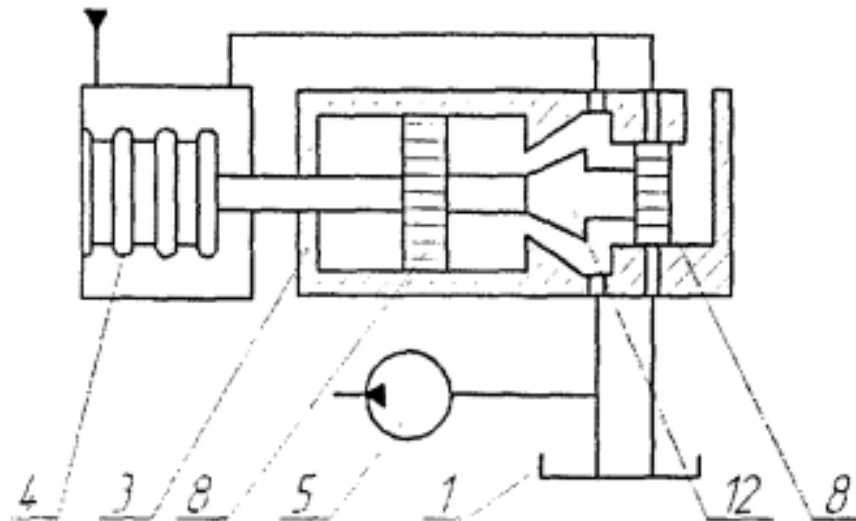


Рисунок 1.6 – Система підтримання температури робочої рідини А.с. 821776

Недоліком цих систем є те, що під час проходження рідини під тиском з високою швидкістю через канали та зазори прямої та регулюючої гідроапаратури та інші місцеві опори відбувається багаторазове стискання рідини, що дуже шкідливо впливає на фізико-хімічні властивості робочої рідини, У процесі дроселювання оливи при великих тисках відбувається деструкція молекулярних ланцюжків, в результаті зменшується в'язкість, погіршуються змащувальні властивості, і спостерігається потемніння оливи.

Конструкція пристрою для розігріву робочої рідини за рахунок тепла, що виділяється двигуном внутрішнього згорання ДВЗ (рис. 1.7) [24] використано в конструкції трактора МТЗ-1221 і складається з трубчастого теплообмінника 1 і кришки, що кріпиться до блок-картера двигуна при допомозі болтів. Олива, що подається гідронасосом 5, нагрівається в теплообміннику за рахунок тепла ДВЗ.

Керуванням подачі теплоносія від ДВЗ 17 до теплообмінника 1 здійснюється за допомогою заслінки 18.

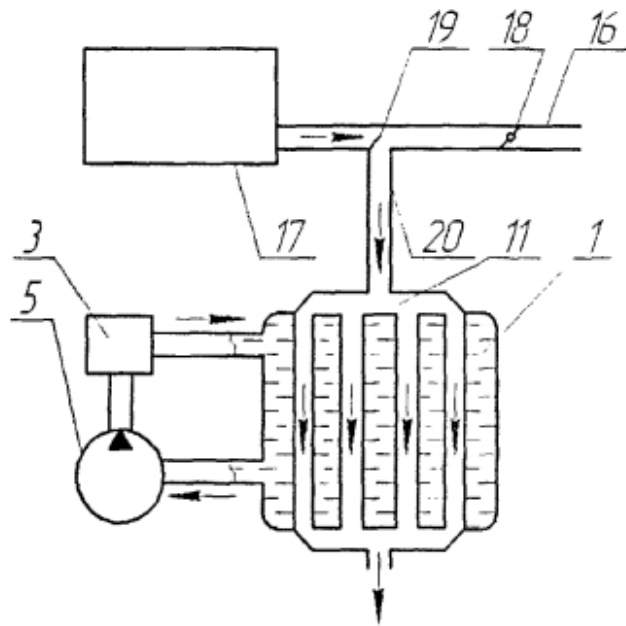


Рисунок 1.7 – Пристрій розігріву робочої рідини гідросистеми за рахунок тепла ДВЗ

До недоліків даного способу слід віднести те, що на початку прокачування оливи через теплообмінник температура корпусних деталей двигуна залишається досить низькою. Розігрів робочої рідини здійснюється лише за рахунок її перемішування та барботування шестеренним насосом, що прискорює зношення елементів насосу.

Схему електричного способу розігріву робочої рідини представлено на рисунку 1.8 [25].

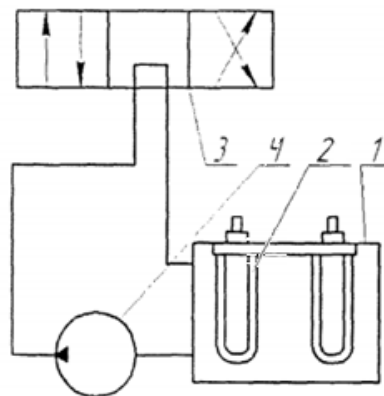


Рисунок 1.8 – Електричний пристрій для нагріву оливи в гідросистемі



Робота пристрою відбувається наступним чином, робоча рідина в гідрокаві 1 нагрівається за допомогою нагрівних елементів 2 і прокачується насосом 4 до розподільника 3 а далі подається до виконавчих механізмів (на малюнку не вказані). Перевагами такого пристрою являється простота конструкції та регулювання температури робочої рідини. Основним недоліком систем нагріву робочої рідини електорнагрівальними елементами є обов'язкова наявність потужного джерела електроенергії .

Відомі також системи розігріву робочої рідини відпрацьованими газами ДВЗ [26]. Дані системи не отримали широке поширення через не стабільність процесу теплообміну особливо при розігріванні робочої рідини гідросистеми до робочих температур, з'являються часті локальні перегріву що нешгативно впливає на якісні показники рідини.

За результатами проведеного аналізу жоден із способів повною мірою не задовольняє вимоги, які ставляться до пристрої підтримання робочої температури гідросистеми.

Тому виникає потреба в розробці власної системи для терморегулювання рідини гідросистеми. Система повинна забезпечити як підігрів так і охолодження робочої рідини гідросистеми.

Дана система дозволить усунути недоліки притаманні розглянутим пристроям для підігріву оливи за рахунок удосконалення гідравлічної системи на прикладі трактора ХТЗ-150К (додаток А) шляхом розробки системи терморегулювання робочої рідини.

## **1.5 Висновки**

1. Температура робочої рідини гідросистеми змінюється в широкому діапазоні в залежності від кліматичних умов та експлуатаційних режимів роботи. Серійні роздільно-агрегатні гідросистеми тракторів за низьких температур навколишнього середовища не забезпечують оптимальний температурний режим роботи 20...50 градусів вузлів тертя.

2. Зниження температури навколишнього середовища призводить до зростання інтенсивності зношування за рахунок погіршення умов тертя, проникнення механічних домішок у зону контакту деталей, зниження захисних властивостей оливо. Усунути дані проблеми можливо а рахунок оптимізації теплового режиму робочої рідини гідросистеми.

3. Найбільш кращим та раціональним способом підігріву робочої рідини є підігрів за рахунок використання теплової енергії ДВЗ з використанням в якості теплоносія моторної оливи, що забезпечить розігрів робочої рідини та її терморегулювання в процесі експлуатації гідросистеми трактора.

### **1.6 Мета і завдання досліджень**

*Мета дослідження* – підвищення працездатності гідросистеми трактора терморегулювання робочої рідини.

На підставі викладеної мети намічено вирішення наступних завдань:

- теоретично обґрунтувати застосування системи терморегулювання робочої рідини у гідросистемі трактора.
- розробити та виготовити теплообмінник, що забезпечує підігрів та підтримання робочої рідини гідросистеми в оптимальному інтервалі температур,
- дослідити вплив експлуатаційних факторів на енерговитрати на тертя та знос зразків поверхонь тертя.
- дослідити вплив системи терморегулювання на зміну температури робочої рідини та техніко-економічні показники гідросистеми трактора.
- розробити рекомендації щодо впровадження результатів досліджень у виробництво та провести їх техніко-економічну оцінку.

## 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 2.1 Теоретичні передумови удосконалення гідравлічної системи тракторів загального призначення

Провівши аналіз способів терморегулювання робочої рідини врахувавши їх переваги та недоліки для нашої гідравлічної системи найбільш оптимальним буде варіант з підтриманням робочої температури оливи гідравлічної системи шляхом використання системи мащення двигуна внутрішнього згорання. Даний спосіб дозволяє в короткий термін після запуску ДВЗ розігріти оливу гідросистеми до робочої температури. Розглянемо теоретичні передумови удосконалення гідравлічної системи трактора шляхом використання системи мащення ДВЗ. Для цього розглянемо структурні зв'язки між температурою що виділяє ДВЗ та масляним радіатором, що її відводить в навколишнє середовище. Кінцевим критерієм цієї взаємодії слід прийняти тепловий стан двигуна, що визначається температурою моторної оливи  $t'_w$  (при певній температурі навколишнього середовища  $t'_L$ ) [27] за умови, що кількість теплоти, яку віддає двигун в моторну оливу буде дорівнювати кількості теплоти, яку розсіює радіатор:

$$Q_{\text{дв}} = Q_{\text{р}} \quad (2.1)$$

де  $Q_{\text{дв}}$  – кількість теплоти, яку віддає двигун в моторну оливу, кДж/с;

$Q_{\text{р}}$  - кількість теплоти, яку розсіює радіатор, кДж/с.

Аналітично цю умову з позиції системного підходу [27] можна виразити залежністю:

$$t'_w = f[K_n; B_x; K_y; B_{\text{доп}}; G_a; P_v; B_{\text{атм}}; O(B; A); C_m], \quad (2.2)$$

де  $K_n$  – конструкційні параметри радіатора;

$B_x$  - вихідні параметри робочого процесу;

$K_y$  - конструкційні параметри, які характеризують умови роботи радіатора на даному тракторі;

$B_{дор}$  – властивості ґрунту, дороги;

$G_a$  – сила тяги на гаку;

$P_v$  – режим руху: швидкість, прискорення та ін.;

$B_{атм}$  – погодні та кліматичні умови (вологість, температура, запиленість навколишнього повітря, швидкість і напрям вітру, барометричний тиск та ін.);

$O$  – регулювання інтенсивності тепловідведення радіатором;

$A$  – автоматичне регулювання температурного режиму;

$B$  – вплив механізатора на робочий процес радіатора (регулювання жалюзі, вимикання вентилятора, використання утеплення та ін.);

$C_m$  – інші експлуатаційні фактори (ступінь забруднення радіатора, властивості використовуваної охолоджуючої рідини та ін.)

Кількість теплоти, яку віддає двигун моторній оливі, визначимо за рівнянням [28]

$$Q_{о\epsilon} = (0,015...0,03)Q_o \quad (2.3)$$

де  $Q_o$  – кількість теплоти, що виділяє паливо за 1 с, кДж/с (для дизелів з наддувом  $Q_o = 604,3$  кДж/с);

$$Q_{о\epsilon} = 0,024 \cdot 604,3 = 14,5 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти  $Q_p$ , яка відводиться радіатором в навколишнє середовище, визначимо використавши рівняння Ньютона [29]

$$Q_{vp} = k \cdot F_L \cdot \Delta \bar{t}_{\text{лог}} = k \cdot F_L \cdot \frac{t_L'' - t_L'}{\ln \frac{t_{wc\rho} - t_L'}{t_{wc\rho} - t_L''}} \quad (2.4)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м<sup>2</sup> · °С;

$t_L'$  – температура повітря на вході в радіатор, °С;

$t_{wcp}$  – середня температура моторної оливи в радіаторі, °С;

$F_L$  – площа радіатора, м<sup>2</sup> (для трактора ХТЗ-150К  $F_L = 2,4$  м<sup>2</sup>);

$t_L''$  – температура повітря на виході з радіатора, °С;

$\Delta t_{лог}$  – середня логарифмічна різниця температур в радіаторі, °С.

Значення коефіцієнтів теплопередачі приймаємо за номограмою [27], за умови прийняття значеннями масової швидкості повітря перед радіатором  $\gamma v_L$  швидкістю рідини в каналі  $v_w$ .

Визначимо  $\gamma v_L$  врахувавши щільність повітряного потоку на вході ( $\gamma = 1,29$  кг/м<sup>3</sup> [30]) і швидкість руху трактора  $v_L$  приймаємо 15 км/год, тоді

$$\gamma v_L = 1,09 \cdot 15 \cdot 10^3 / 3600 = 4,5 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

Швидкість руху рідини у каналі визначимо за формулою:

$$v_w = \frac{V_u}{\gamma_w \cdot f_k} = \frac{4V_u}{\gamma_w \cdot \pi \cdot d_k^2} \quad (2.5)$$

де  $f_k$  – площа поперечного перерізу каналу, м<sup>2</sup>;

$V_u$  – циркуляційна витрата оливи, м<sup>3</sup>/с;

$\gamma_w$  – щільність моторної оливи, 870 кг/м<sup>3</sup> за температури 80 °С [31]);

$d_k$  – діаметр каналу, згідно додатку А  $d_k = 0,004$  м.

$$f_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,004^2}{4} = 0,013 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (2.6)$$

Циркуляційна витрата оливи [28, 31]:

$$V_u = V_p \cdot \eta_{об} \quad (2.7)$$

де  $V_p$  - витрата насоса, м<sup>3</sup>/с, згідно додатку А  $V_p = 0,0185$  м<sup>3</sup>/с;  
 $\eta_{об}$  – об'ємний ККД насоса, згідно додатку А  $\eta_{об} = 0,8$ .

$$V_u = 0,0185 \cdot 0,8 = 0,0148 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$$v_w = \frac{0,0148}{870 \cdot 0,013 \cdot 10^{-3}} = 1,3 \text{ м} / \text{с}$$

Отримавши швидкість повітря перед радіатором  $v_{vL}$  і швидкість рідини в каналі  $v_w$  значення коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати  $k = 118 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{г} \cdot ^\circ\text{C}) = 137,2 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ .

Розв'язок рівняння (2.4) пов'язаний з деякими труднощами, які виникають із-за невідомих значень середніх температур рідини і повітря на виході. Вирішити дану проблему можливо перейшовши від середнього логарифмічного температурного напору до початкового, який є досить зручним параметром для оцінки теплової ефективності радіатора [27]

$$Q_p = \frac{c_{\rho L} \cdot G_L \cdot (1 - e^{-N_m})}{1 + [c_{\rho L} \cdot G_L / (2c_{\rho W} \cdot G_W)] \cdot (1 - e^{-N_m})} \cdot \Delta t_{нач} \quad (2.8)$$

де  $\Delta t_n$  – початкова різниця температур повітря та рідини в радіаторі,  $^\circ\text{C}$ ;  
 $c_{\rho W}$  – питома теплоємність рідини, кДж/кг $\cdot$  $^\circ\text{C}$  ( $C_{\rho W} = 2,053$  кДж/кг $\cdot$  $^\circ\text{C}$  [27]);  
 $G_w$  – витрата робочої рідини радіатора, кг/с;  
 $c_{\rho L}$  – питома теплоємність повітря, кДж / кг $\cdot$  $^\circ\text{C}$  (1,005 кДж / кг $\cdot$  $^\circ\text{C}$  [27]);  
 $N_m$ , – кількість перенесеної теплоти;

$G_L$  - витрата набігаючого повітря, кг/с.

$$G_W = \gamma_W \cdot V_\rho \cdot \eta_{об} = 870 \cdot 0,0185 \cdot 0,8 = 12,9 \text{ кг/с} \quad (2.9)$$

$$G_L = \gamma \cdot \nu_L \cdot F_L = 4,5 \cdot 2,4 = 10,8 \text{ кг/с} \quad (2.10)$$

Використавши середньоарифметичну різницю температур отримаємо рівняння

$$Q_\rho = \frac{\Delta t_{нач}}{\frac{1}{k \cdot F_L} + \frac{1}{2 \cdot c_{\rho L} \cdot G_L} + \frac{1}{2 \cdot c_{\rho W} \cdot G_W}} \quad (2.11)$$

Провівши математичні перетворення рівняння (2.6) та (2.9) отримаємо

$$Q_\rho = \frac{c_{\rho L} \cdot G_L \cdot (1 - e^{-N_m})}{1 + [c_{\rho L} \cdot G_L / (2c_{\rho W} \cdot G_W)] \cdot (1 - e^{-N_m})} \cdot \Delta t_{нач} \approx \frac{1}{1/(k \cdot F_L) + 1/(2c_{\rho L} \cdot G_L) + 1/(2 \cdot c_{\rho W} \cdot G_W)} \quad (2.12)$$

Дане рівняння враховує фактори, які впливають на загальний показник температурно-динамічної характеристики системи мащення двигуна трактора а саме: потужність двигуна ( $N_e$ ), природно-кліматичні умови ( $\epsilon'$ ,  $c_{\rho L}$ ), властивості моторної оливи ( $c_{\rho W}$ ) та конструкційні фактори ( $a$ ,  $G_L$ ,  $k$ ,  $F_a$ ,  $x_\Sigma$ ,  $G_w$ ).

$$Q_\rho = \frac{1}{1/(137,2 \cdot 2,4) + 1/(2 \cdot 1,005 \cdot 10,8) + 1/(2 \cdot 2,053 \cdot 12,9)} = 14,7 \text{ кВт}$$

Таким чином, в результаті проведених розрахунків отримали, що моторна олива може являтися хорошим теплоносієм та може віддати частину тепла робочій рідині гідросистеми трактора. За результатами розрахунків масляний радіатор трактора ХТЗ-150К забезпечує надійне тепловідведення в навколишнє середовище, тобто умова виконується  $Q_{де} = Q_\rho$ .

## 2.2 Теоретичні дослідження впливу температури навколишнього середовища на зміну теплового режиму роботи гідросистеми трактора

В холодну пору за низьких температур робоча рідина гідросистеми трактора нагрівається за рахунок тертя рідини об стінки трубопроводів, за рахунок зовнішніх чинників або за використання обох джерел. Розрахунок роздільно-агрегатної гідросистеми трактора проведемо з використанням обох джерел теплообміну для забезпечення працездатності системи за низьких температур експлуатації. В якості робочої рідини використовуємо оливу М-10Г<sub>2</sub>, з робочою температурою експлуатації від +15 до +84<sup>0</sup>С.

Поточне значення температури робочої рідини визначаємо через приріст часу  $\Delta r_i$ ,

$$T_{i+1} = T_i + \Delta T_i(\Delta \tau_i, \dots), \quad (2.13)$$

де  $T_{i+1}$  – температура через пройдений час  $\Delta \tau_i$ , <sup>0</sup>С;

$\Delta T_i(\Delta \tau_i, \dots)$  – збільшення температури, яке проходить за час  $\Delta \tau_i$ , і залежить від інтервалу  $\Delta \tau_i$ , і ряду інших факторів, <sup>0</sup>С.

У формулі (2.13) перше значення  $T_i$ , відомо  $T_i = T_o$

де  $T_o$  - температура навколишнього середовища або температура охолонувшого ДВЗ, <sup>0</sup>С.

Збільшення температури, яке проходить за час  $\Delta \tau_i$ ,

$$\Delta T_i = \frac{Q_{нагрі}^{en}}{c_{ж} \cdot m_{ж} + c_{zo} \cdot m_{zo}} \quad (2.14)$$

де  $Q_{нагрі}^{en}$  – теплота, яка йде на нагрів гідросистеми за час  $\Delta \tau_i$ , , кДж;

$c_{ж}$  і  $c_{zo}$  – питомі теплоємності відповідно робочої рідини та матеріалу виготовлення гідравлічного обладнання, кДж/кг<sup>0</sup>С;



$m_{жс}$  і  $m_{гг}$  – маса відповідно робочої рідини та гідравлічного обладнання, кг.

Параметри  $c_{жс}$ ,  $c_{гг}$ ,  $m_{жс}$ ,  $m_{гг}$  визначаються константами. Нагріті маси мають два значення: перше значення відповідає руху рідини і малому колу насос-розподільник-бак; друге значення відповідає руху рідини по великому колу, а саме насос-розподільник-гідродвигун-розподільник-фільтр-бак.

Теплота нагріву гідросистеми

$$Q_{нагр}^{ен} = Q_{ни} + Q_{упі} - Q_{узлі} \quad (2.15)$$

де  $Q_{ни}$  – теплота, яку отримала гідросистема за час  $\Delta\tau_i$ , кДж;

$Q_{узлі}$  – теплота від гідросистеми що надходить в навколишнє середовище за час  $\Delta\tau_i$ , кДж,

$$Q_{узлі} = k_{ен} \cdot F_{ен} \cdot (T_i - T_o) \cdot \Delta\tau_i, \quad (2.16)$$

де  $k_{ен}$  – коефіцієнт теплопередачі від елементів гідросистеми в навколишнє середовище, Вт/м<sup>2</sup>·°С

$F_{ен}$  – площа поверхонь гідросистеми, м<sup>2</sup>.

Теплота, одержувана гідросистемою за час  $\Delta\tau_i$ , кВт

$$Q_{ни} = N_{нагр} \cdot \Delta\tau_i \quad (2.17)$$

де  $N_{нагр}$  – втрати потужності на нагрів елементів гідросистеми, кВт;

Втрати потужності на нагрів елементів гідросистеми визначимо за формулою:

$$N_{нагр} = N_{ни} + N_{пр} + N_{пц} + N_{птр} + N_{пок} + N_{пф}, \quad (2.18)$$

де  $N_{nh}$ ,  $N_{np}$ ,  $N_{tp}$ ,  $N_{ntr}$ ,  $N_{нок}$ ,  $N_{нф}$  – втрати потужності відповідно в насосі, розподільнику, гідроциліндрі, трубопроводах, зворотному клапані та фільтрі.

Втрату потужності на насосі визначимо за рівнянням:

$$N_{nh} = (1 - \eta_{гмн} \cdot \eta_{обн}) \cdot N_n \quad (2.19)$$

де  $N_n$  – втрати потужності на подолання втрат насоса

$\eta_{обн}$  – об'ємний ККД насоса, приймаємо 0,94 [додаток Б];

$\eta_{гмн}$  – гідромеханічний ККД насоса,

$$N_n = q_n \cdot \omega_n \cdot P_n \quad (2.20)$$

де  $q_n$  - робочий об'єм насоса, м<sup>3</sup>/об, приймаємо 50 см<sup>3</sup>/об [додаток Б];

$\omega_n$  - кутова швидкість валу насоса, с<sup>-1</sup>, приймаємо 40 с<sup>-1</sup> [додаток Б];

$P_n$  - номінальний тиск насоса, МПа, приймаємо 16 МПа [додаток Б].

$$N_n = 50 \cdot 40 \cdot 16 = 32 \text{ кВт}$$

$$\eta_{гмн} = \eta_{мехн} \cdot \eta_{гз}, \quad (2.21)$$

де  $\eta_{мехн}$  – механічний ККД гідронасосу;

$\eta_{гз}$  – гідравлічний ККД насоса.

$$\eta_{мехн} = N_z / N, \quad (2.22)$$

де  $N_z$  – гідравлічна потужність, кВт;

$N$  – номінальна потужність насоса, кВт, приймаємо 41,5 кВт [додаток Б].

$$N_z = \gamma_{ж} \cdot g \cdot H_T \cdot Q_T, \quad (2.23)$$

де  $\gamma_p$  – щільність робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>, приймаємо 889 кг/ м<sup>3</sup> [додаток Б];

$H_T$  – теоретичний напор насоса ( $\text{Нс}^2$ )/кг;

$Q_T$  – теоретична подача насоса, л/хв, 107,4 л/хв або  $0,00179 \text{ м}^3/\text{с}$  [додаток Б].

$$H_T = P_H / (\gamma_{\text{ж}} \cdot g) \quad (2.24)$$

$$H_T = (16 \cdot 10^6) / (889 \cdot 9,8) = 1,80 (\text{кН} \cdot \text{с}^2) / \text{кг}$$

$$N_z = 889 \cdot 9,8 \cdot 1800 \cdot 0,00179 \cdot 10^{-3} = 28,1 \text{кВт}$$

$$\eta_{\text{мехн}} = 28,1 / 41,5 = 0,69$$

$$\eta_{\text{мехн}} = \frac{P_H - \Delta P_H}{P_H} \quad (2.25)$$

де  $\Delta P_H$  – втрати тиску в гідронаосі, МПа,

$$\Delta P_H = \frac{\xi_H \cdot \gamma_{\text{ж}} \cdot v_{\text{тр.н.}}^2}{2} \quad (2.26)$$

де  $\xi_H$  – коефіцієнт місцевих втрат у насосі, 0,8 ... 0,9 [17];

$g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;

$v_{\text{тр.н.}}$  – швидкість потоку рідини у трубопроводі на виході з насоса,  $\text{м}/\text{с}$

$$v_{\text{тр.н.}} = \frac{4 \cdot q_H \cdot w_H \cdot \eta_{\text{обн}}}{\pi \cdot d_{\text{тр.н.}}^2} \quad (2.27)$$

де  $d_{\text{тр.н.}}$  – діаметр трубопроводу на виході з насоса,  $\text{м}$ ,  $16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

$$v_{\text{тр.н.}} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^{-6} \cdot 40 \cdot 0,94}{3,14 \cdot (16 \cdot 10^{-3})^2} = 9,3 \text{ м}/\text{с}$$

$$\Delta P_H = \frac{0,8 \cdot 889 \cdot 9,3^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,031 \text{ МПа}$$

$$\eta_{\text{гн}} = \frac{16 - 0,031}{16} = 0,99$$

$$\eta_{\text{змн}} = 0,99 \cdot 0,69 = 0,68$$

$$N_{\text{нн}} = (1 - 0,68 \cdot 0,94) \cdot 32 = 11,3 \text{ кВт}$$

Втрати потужності у нагнітальному трубопроводі

$$N_{\text{ттр.н.}} = q_n \cdot w_n \cdot \eta_{\text{обн}} \cdot \Delta P_{\text{ттр.н.}}, \quad (2.28)$$

де  $\Delta P_{\text{ттр.н.}}$  – втрати тиску в нагнітальному трубопроводі, МПа.

$$\Delta P_{\text{ттр.н.}} = \Delta P_{\text{ттр.н.}} + \Delta P_{\text{мтр.н.}} \quad (2.29)$$

де  $\Delta P_{\text{ттр.н.}}$  та  $\Delta P_{\text{мтр.н.}}$  – втрати тиску відповідно дорожні та місцеві в нагнітальному трубопроводі, МПа.

$$\Delta P_{\text{ттр.н.}} = \frac{\lambda_{\text{ттр.н.}} \cdot \gamma_{\text{ж}} \cdot l_{\text{ттр.н.}} \cdot v_{\text{ттр.н.}}^2}{2 \cdot d_{\text{ттр.н.}}}, \quad (2.30)$$

де  $l_{\text{ттр.н.}}$  - довжина нагнітального трубопроводу, приймаємо 0,5 м [додаток Б];

$\lambda_{\text{ттр.н.}}$  – коефіцієнт тертя оливи в трубопроводі, розраховуємо за формулою

Блазіуса:

для турбулентного  $\lambda_{\text{ттр.н.}} = 0,3164 \cdot Re_{\text{ттр.н.}}^{-0,25}$ ,

для ламінарного режиму  $\lambda_{\text{ттр.н.}} = 75 / Re$ ,

де  $Re_{\text{ттр.н.}}$  – число Рейнольдса:

$$Re_{\text{ттр.н.}} = \frac{v_{\text{ттр.н.}} \cdot d_{\text{ттр.н.}}}{\nu} \quad (2.31)$$

де  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини,  $\text{м}^2/\text{с}$ ,  $76 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  [27].

Середня швидкість робочої рідини в нагнітальному трубопроводі, знаходиться в межах 5...6 м/с, приймаємо  $\nu = 6$

$$\text{Re}_{\text{тр.н.}} = \frac{6 \cdot 16 \cdot 10^{-3}}{76 \cdot 10^{-6}} = 1263,2$$

Згідно умови  $\text{Re} < 2300$ , режим течії рідини – ламінарний, тоді:

$$\lambda_{\text{тр.н.}} = 75 / 1263,3 = 0,06$$

$$\Delta P_{\text{нтр.н.}} = \frac{0,06 \cdot 889 \cdot 0,5 \cdot 6^2}{2 \cdot 0,016} \cdot 10^{-6} = 0,03 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{\text{мнтр.н.}} = \frac{\xi_{\text{тр.н.}} \cdot \gamma_{\text{ж}} \cdot l_{\text{тр.н.}} \cdot \nu_{\text{тр.н.}}^2}{2} \quad (3.32)$$

де  $\xi_{\text{тр.н.}}$  – коефіцієнт місцевих втрат у нагнітальному трубопроводі, 0,5...0,7

$$\Delta P_{\text{мнтр.н.}} = \frac{0,5 \cdot 889 \cdot 6^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,01 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{\text{тр.н.}} = 0,03 + 0,01 = 0,04 \text{ МПа}$$

$$N_{\text{нтр.н.}} = 50 \cdot 40 \cdot 0,94 \cdot 0,04 = 75,2 \text{ Вт}$$

В інших трубопроводах гідросистеми розрахунок втрат потужності виконуємо аналогічно.

Втрати потужності в розподільнику визначимо за рівнянням:

$$N_{\text{пр}} = (1 - \eta_{\text{зпр}}) \cdot [(1 - \eta_{\text{зпр}}) \cdot N_{\text{н}} - N_{\text{нтр.н.}}], \quad (2.33)$$

де  $\eta_{гмр}$  - гідромеханічний коефіцієнт корисної дії розподільника.

Гідромеханічний коефіцієнт корисної дії розподільника

$$\eta_{гмр} = \eta_{обцр} / (\eta_{гпр} \cdot \eta_{обр}) \quad (2.34)$$

де  $\eta_{обц}$  – загальний коефіцієнт корисної дії гідророзподільника, 0,6...0,8 ;

$\eta_{гпр}$  – гідравлічний коефіцієнт корисної дії розподільника.

$$\eta_{гпр} = \frac{P_n - \Delta P_n - P_p}{P_n - P_p} \quad (2.35)$$

де  $\Delta P_p$  – втрати тиску у розподільнику, МПа.

$$\Delta P_p = \frac{\xi_p \cdot \gamma_{ж} \cdot v_p^2}{2}, \quad (2.36)$$

де  $\xi_p$  – коефіцієнт місцевих втрат у розподільнику, 2...2,5 [17];

$$\Delta P_p = \frac{2,5 \cdot 889 \cdot 6^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,04 \text{ МПа}$$

$$\eta_{гпр} = \frac{16 - 0,04 - 0,04}{16 - 0,04} = 0,99$$

$$\eta_{гмр} = 0,6 / (0,99 \cdot 0,94) = 0,73$$

$$N_{нр} = (1 - 0,73) \cdot [(1 - 0,67) \cdot 41,5 \cdot 10^3 - 75,2] = 3,67 \text{ кВт}$$

Втрати потужності в гідроциліндрі визначимо за рівнянням:

$$N_{нцл} = (1 - \eta_{гмцл}) \cdot N_{ц} \quad (2.37)$$

де  $N_{ц}$  – потужність гідроциліндра, кВт;

$\eta_{змц}$  - гідромеханічний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра.

$$\eta_{змц} = \eta_{мцц} \cdot \eta_{цц}$$

Згідно [17, 32] і  $\eta_{змц} = 0,93...0,97$ , тоді:

$$\eta_{цц} = \frac{P_n - \Delta P_{тр.н.} - \Delta P_{\rho} - \Delta P_{мпл} - \Delta P_{цл}}{P_n - \Delta P_{тр.н.} - \Delta P_{\rho} - \Delta P_{мпл}} \quad (2.38)$$

де  $\Delta P_{цл}$  - втрати тиску на виході з гідроциліндра, МПа.

$$\Delta P_{цл} = \frac{\xi_{цл} \cdot \gamma_{жс} \cdot v_{мп2}^2}{2} \quad (2.39)$$

$$\Delta P_{цл} = \frac{0,8 \cdot 889 \cdot 6^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,01 \text{ МПа}$$

$$\eta_{цц} = \frac{16 - 0,04 - 0,04 - 0,1 - 0,01}{16 - 0,04 - 0,04 - 0,1} = 0,99$$

$$\eta_{змц} = 0,93 \cdot 0,99 = 0,92$$

$$N_{цл} = (P_n - \Delta P_{тр.н.} - \Delta P_{\rho} - \Delta P_{мпл}) \cdot q_n \cdot w_n \cdot \eta_{обн} \quad (2.40)$$

$$N_{цл} = (16 - 0,04 - 0,04 - 0,1) \cdot 50 \cdot 40 \cdot 0,94 = 29,7 \text{ кВт}$$

$$N_{нцл} = (1 - 0,92) \cdot 29,7 = 2,3 \text{ кВт}$$

Стандартно трактор ХТЗ-150К випускається з одним основним гідроциліндром Ц-125, але гідрообладнання розраховане на установку ще двох

додаткових гідроциліндрів Ц-75. Розрахунок втрат в додаткових гідроциліндрах виконується аналогічно.

Втрати потужності у зворотному клапані

$$N_{нок} = \Delta P_{ок} \cdot q_n \cdot w_n \cdot \eta_{обн} \quad (2.41)$$

$$\Delta P_{ок} = \frac{\xi_{ок} \cdot \gamma_{жс} \cdot v_{тр4}^2}{2} \quad (2.42)$$

де  $\xi_{ок}$  – коефіцієнт місцевого опору зворотного клапана, 2...3 [32].

Середня швидкість для зливних ліній [32] становить  $v = 2$  м/с.

$$\Delta P_{ок} = \frac{3 \cdot 889 \cdot 2^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,005 \text{ МПа}$$

$$N_{нок} = 0,005 \cdot 50 \cdot 40 \cdot 0,94 = 9,4 \text{ Вт}$$

Втрати потужності у фільтрах

$$N_{нф} = \Delta P_{\phi} \cdot q_n \cdot w_n \cdot \eta_{обн} \quad (2.43)$$

$$\Delta P_{\phi} = \frac{\xi_{\phi} \cdot \gamma_{жс} \cdot v_{тр5}^2}{2} \quad (2.44)$$

де  $\xi_{\phi}$  - коефіцієнт місцевого опору фільтра, 0,8 ... 0,9 [32]

$$\Delta P_{\phi} = \frac{0,9 \cdot 889 \cdot 2^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,002 \text{ МПа}$$

$$N_{нф} = 0,002 \cdot 50 \cdot 40 \cdot 0,94 = 3,8 \text{ Вт}$$

Підставимо в рівняння (2.20) отримані значення втрат потужності:

$$N_{нагр} = (11,3 + 3,7 + 2,3) \cdot 10^3 + (75,2 + 184,6 + 176,9 + 40,8 + 6,5) + 9,4 + 3,8 = 17,8 \text{ кВт}$$



Отже кількість теплоти, що одержить робоча рідина гідросистеми трактора становитиме –  $Q_{ni} = 17,8$  кДж.

### **2.3 Розрахунок теплообмінника системи регулювання температури робочої рідини гідросистеми**

Розрахунок теплового режиму гідросистеми виконуємо окремими частинами, з розрахунком кількості теплоти від системи мащення ДВЗ. Кількість теплоти, що отримає робоча рідина гідросистеми трактора в теплообміннику за рахунок розігрітої оливи системи мащення визначимо за формулою [29]:

$$Q_2 = k_T \cdot F_T \cdot (t_{1-2} - t_3), \quad (2.45)$$

де  $k_T$  – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника;

$F_T$  – площа тепловіддачі теплообмінника, м

$t_{1-2}$  – температура теплоносія перед теплообмінником, °С;

$t_3$  – температура теплоносія після теплообмінника, °С.

Теплообмінник конструктивно являє собою гідропосудину в якій розміщено два трубчасті теплообмінні елементи. В теплообміннику використовуємо протиточну схему циркуляції рідини, яка забезпечує найбільш ефективну роботу теплообмінника, оскільки при однакових температурах вхідних і вихідних теплоносіїв ( $\Delta t$ ) при протитоці завжди більше, ніж при прямотоці. Така схема дозволяє забезпечити передачу теплового потоку за меншої площі теплообмінника, та забезпечить виконання умови  $t''_2 > t''_1$  коли вихідна температура  $t''_2$  робочої рідини гідросистем перевищує значення температури теплоносія на виході  $t''_1$ , що нагріває її (рис. 2.2).

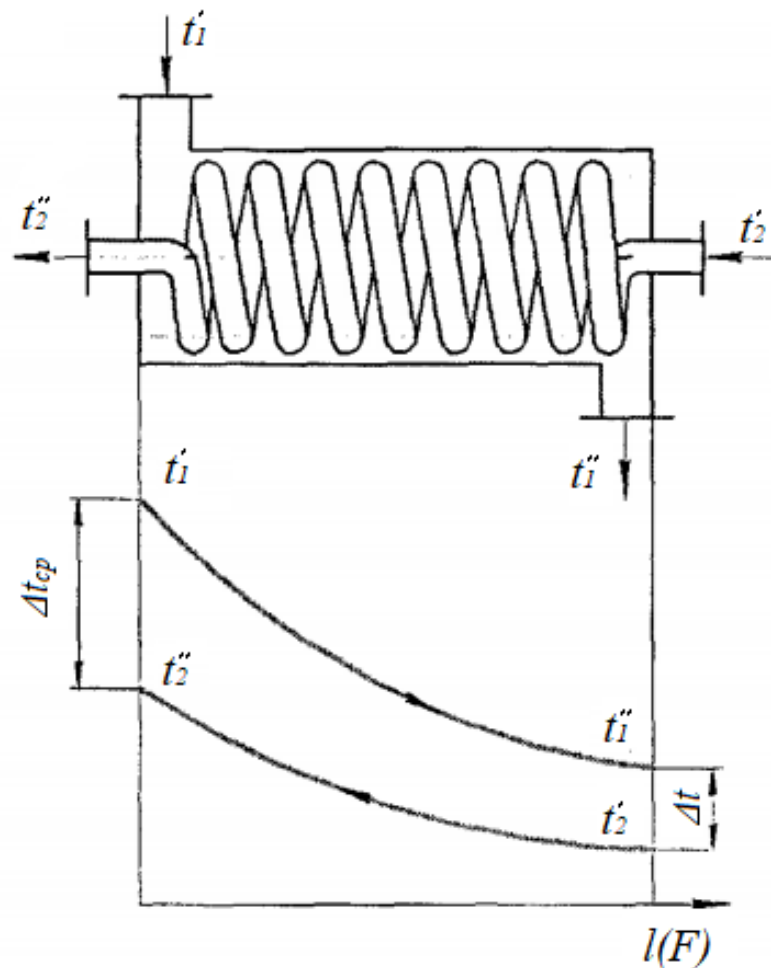


Рисунок 2.2 – Схема руху теплоносіїв в протиточному теплообміннику

Враховавши особливості процесу тепловіддачі приймаємо перехресну схему руху теплоносіїв з кількістю ходів більше трьох. Один із елементів теплообмінника виконуватиме роль нагрівача а інший охолоджувача для підтримання сталої температури робочої рідини. Послідовно включений нагрівний елемент в систему мащення може частково виконувати функцію штатного радіатора системи мащення ДВЗ. Охолоджуючий елемент теплообмінника з'єднаний з ресивером пневмосистеми на вході гідропосудини і вільно з'єднаний з атмосферою на виході.

Для спрощення розрахунків розділимо магістралі на ділянки з приблизно однаковими діаметрами (рис. 2.3).

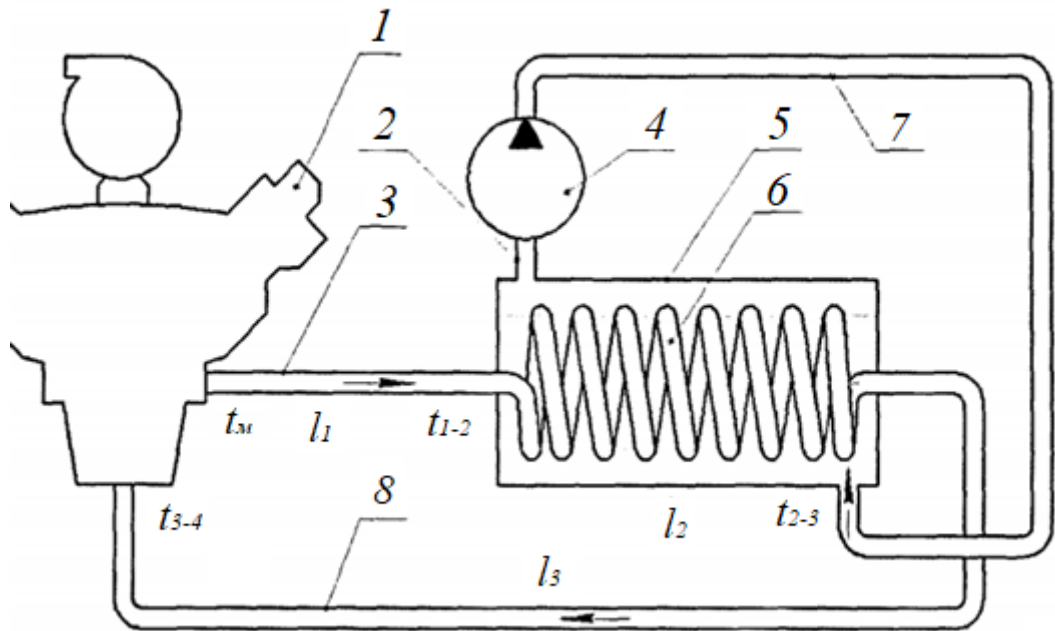


Рисунок 2.3 Терморегулювання робочої рідини гідросистеми трактора

- 1 – двигун; 2 – всмоктувальна гідролінія; 3 – напірна гідролінія;  
 4 – шестеренний насос; 5 – корпус теплообмінника; 6 – змійовик;  
 7 – нагнітальна гідролінія; 8 – лінія зливу

Теплообмін на ділянках 1-2 і 3-4 між моторною оливою і навколишнім середовищем, де рух рідини відбувається по магістралям виконаним з використанням гумових армованих рукавів можна знехтувати і в розрахунках не враховувати. Температуру оливи на вході в теплообмінник можна вважати рівною температурі оливи на виході з двигуна  $t_m = t_{1-2} = 80 \pm 5^\circ\text{C}$ .

Використовуючи рівняння теплового балансу та теплопередачі [29, 30], виконаємо розрахунок теплообмінника. Розрахунок кінцевих температур теплоносіїв виконаємо відповідно за формулами:

$$t_{2-3} = t_m - (t_m - t_o) \cdot Z \quad (2.46)$$

$$t_{2-3} = t_o + (t_m - t_o) \cdot Z \cdot \frac{G_m \cdot c_{pm}}{G_o \cdot c_{po}} \quad (2.47)$$

де  $T_o$  – температура робочої рідини в корпусі теплообмінника,  $^\circ\text{C}$ ;

$T_m$  – температура моторної оливи на вході в теплообмінник,  $^\circ\text{C}$ ;

$Z$  – дослідний коефіцієнт [додаток Б];

$G_M$  – масова витрата моторної оливи,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$G_0$  – масова витрата робочої рідини гідросистеми,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$c_{pm}$  – питома теплоємність при постійному тиску моторної оливи,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$

$c_{po}$  – питома теплоємність при постійному тиску робочої рідини,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ .

Розглянемо межі зміни, вибір та розрахунок змінних величин, що входять до рівнянь (2.46) та (2.47). Температуру моторної оливи на виході з двигуна приймаємо згідно технічної характеристики ДВЗ

Згідно проведених досліджень температура моторної оливи на вигрітому двигуні за від'ємних температур навколишнього середовища не повинна бути нижче  $40^\circ\text{C}$ . Зниження даного показника призводить до перевитрати пального на 5..7% та втрати стійкості роботи на холостому режимі роботи ДВЗ.

Найменш завантаженим трактор вважається в зимовий період, але тим не менш і в цей період трактор досить активно експлуатується наприклад: на розчищенні доріг від снігу, виконанні транспортних перевезень в господарстві, виконання розвантажувально-навантажувальні робіт. Виконання цих операцій з переїздами від місця стоянки техніки до місця проведення робіт – машинний двір, ферма, поле, тік, тощо. Все це дозволяє використати цей час переїзд техніки для підігрівання робочої рідини гідросистеми трактора перед початком її інтенсивної експлуатації.

При виконанні розрахунків приймаємо, що температура теплоносія моторної оливи до початку процесу теплообміну буде становити  $80 \pm 5^\circ\text{C}$ .

В кожному конкретному випадку вихідні параметри для розрахунку теплообміннику, а саме діаметр, довжину ділянок магістралей обираємо індивідуально з врахуванням габаритних розмірів машини, літражу та потужності двигуна, а також від розташування корпусу теплообмінника на тракторі.

Згідно [29] коефіцієнт теплопередачі ділянки труби зміювика визначимо за рівнянням:

$$k_1 = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} \quad (2.48)$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі моторної оливи двигуна, Вт/м<sup>2</sup>·°С;

$\delta$  – середня товщина стінки ділянки труби, м;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності стінки труби, Вт/м<sup>2</sup>·°С;

$\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до повітря, Вт/м<sup>2</sup>·°С.

Згідно джерелу [29] коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  для турбулентного режиму течії оливи визначимо за рівнянням:

$$Nu_m = 0,021 \cdot Re_m^{0,8} \cdot Pr_m^{0,43} \cdot (Pr_m / Pr_c)^{0,25} \cdot \xi_1, \quad (2.49)$$

$$Nu = \frac{\alpha_1 \cdot d_n}{\lambda_m}$$

де  $Nu$  – число Нуссельта

$Pr$  – число Прандтля, [30];

$\xi_1$  – поправочний коефіцієнт, згідно [30];

$d_b$  – внутрішній діаметр труби, м;

$\lambda_m$  – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, Вт/м<sup>2</sup>·°С

$v_m$  – швидкість течії моторної оливи в гідролінії, м/с.

$\nu_m$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості теплоносія, м<sup>2</sup>/с.

Швидкість руху оливи у трубопроводі визначимо за рівнянням (2.5).

Розрахунок виконаємо використавши метод послідовних наближень [29].

Прийнявши значення температури моторної оливи до теплообмінника  $t_{1-2}$  та після теплообмінника  $t_{2-3}$ , визначимо кількість теплоти  $Q_{yp}$ , що отримаємо від моторної оливи ДВЗ:

$$Q_c = 4260,27 \cdot 0,18 \cdot (90 - 80) = 7668,49 \text{ Вт}$$

Згідно рівняння (2.15), визначимо кількість теплоти витрачену на нагрів робочої рідини гідросистеми трактора:

$$Q_{\text{нагрі}}^{\text{сп}} = 17,8 + 7,7 = 25,5 \text{Вт}$$

Запропонований теплообмінник за своїми властивостями наближений до конструкції масляного радіатора системи мащення. За такого теплообміну температурний режим моторної оливи ДВЗ не порушується, при цьому температура робочої рідини гідросистеми підтримується в бажаному інтервалі. Нагрів робочої рідини гідросистеми трактора відбувається комбіновано в результаті її тертя об стінки трубопроводів та гідроагрегатів, та запропонованої системи терморегулювання, що виправдовує її застосування.

#### **2.4 Теоретичне обґрунтування конструктивних параметрів теплообмінника**

Врахувавши вимоги, що ставляться до систем терморегулювання наведені в попередньому розділі розроблено конструкцію системи регулювання температури робочої рідини гідроприводу колісного трактора загального призначення ХТЗ-150К. Система складається з гідронасоса, з'єднаного з агрегатами гідросистеми і теплообмінником, в якому розміщено два елементи - змійовик для підігріву і радіатор для охолодження робочої рідини.

До основних параметрів теплообмінника системи терморегулювання відносяться: довжина витка теплообмінника  $l$ , загальна довжина змійовика теплообмінника  $L$ , висота змійовика теплообмінника  $H$ , поверхня нагріву теплообмінника  $F$ , число витків теплообмінника  $n$ . Виконаємо розрахунки основних параметрів теплообмінника [29].

Довжину одного витка змійовика теплообмінника  $l$  визначимо за рівнянням:

$$l = \pi \cdot D_{зм} \quad (2.50)$$

де  $D_{зм}$  – діаметр витка змійовика, приймаємо 0,15 м;

$$l = 3,14 \cdot 0,15 = 0,47 \text{ м}$$

Поверхню нагрівання теплообмінника  $F$  визначимо за рівнянням:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta \bar{t}_{\text{ср.лог}}}, \quad (2.51)$$

де  $Q$  – потенційна теплова потужність, кВт,  $Q = 14,7$  кВт;

$k$  – коефіцієнт теплопередачі через стінку трубки змійовика, 4260 Вт/м<sup>2</sup>·°С

$\Delta \bar{t}_{\text{ср.лог}}$  – середньо логарифмічна різниця температури теплоносіїв, °С;

$$\Delta \bar{t}_{\text{ср.лог}} = \frac{t_o'' - t_o'}{\ln \frac{t_{\text{мер}} - t_o'}{t_{\text{мер}} - t_o''}} \quad (2.52)$$

де  $t_{\text{мер}}$  – середня температура моторної оливи теплоносія, 85 °С ;

$t_o'$  – початкова температура робочої рідини, що нагрівається, 5 °С ;

$t_o''$  – кінцева температура робочої рідини, що нагрівається, 40 °С.

$$\Delta \bar{t}_{\text{ср.лог}} = \frac{40 - 5}{\ln \frac{85 - 5}{85 - 40}} = 42,3 \text{ °С}$$

$$F = \frac{14,7 \cdot 10^3}{4260,27 \cdot 42,3} = 0,18 \text{ м}^2 \quad (2.53)$$

Загальну довжину змійовика  $L$  визначимо за рівнянням:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d} \quad (2.54)$$

де  $d$  – зовнішній діаметр труби змійовика, 0,016 м;

$$L = \frac{0,18}{3,14 \cdot 0,016} = 3,58 \text{ м}$$

Число витків теплообмінника  $n$  визначимо за рівнянням:

$$n = \frac{L}{l} = \frac{3,58}{0,47} \approx 8 \quad (2.55)$$

Загальну висоту змійовика  $H$  визначимо за рівнянням:

$$H = n \cdot h \quad (2.56)$$

де  $h$  – відстань між витками теплообмінника, 0,1 м;

$$H = 8 \cdot 0,10 = 0,8 \text{ м}$$

Загальний вигляд розрахованого та виготовленого теплообмінника системи терморегулювання робочої рідини з визначеними конструктивними параметрами наведено на рисунку 2.4 (Додаток В).



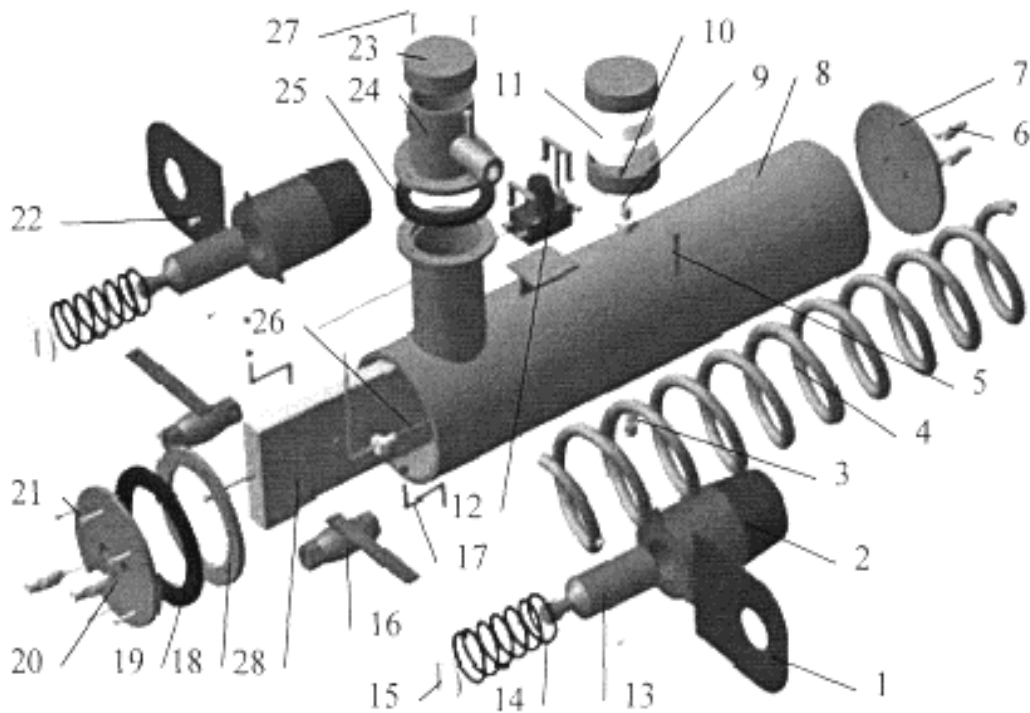


Рисунок 2.4 – Теплообмінник системи терморегулювання

- 1 – кронштейн; 2 – реле; 3 – штуцер зливний; 4 – змієвик; 5 – скоба;  
 6 – штуцер; 7 – кришка задня; 8 – корпус; 9 – штуцер сапуна; 10 – сапун;  
 11 – фільтруючі елементи; 12 – терморегулятор; 13 – сердечник;  
 14 – пружина; 15 – стопор; 16 – шаровий кран; 17 – важіль; 18 – кільце;  
 19 – прокладка; 20 – кришка передня; 21 – болт;  
 22 – гвинт; 23 – кришка горловини; 24 – горловина;  
 25 – прокладання; 26 – термопара; 27 – болт М6х12 ;  
 28 – радіатор охолодження

## 2.5 Висновки

1. За результатами теоретичних досліджень встановлено , що масляний радіатор колісного трактора ХТЗ-150К забезпечує надійне відведення теплоти від моторної оливи з деяким запасом.

3 Запропонований теплообмінник за своїми властивостями наближений до конструкції масляного радіатора системи мащення. За такого теплообміну

температурний режим моторної оливи ДВЗ не порушується, при цьому температура робочої рідини гідросистеми підтримується в бажаному інтервалі. Нагрів робочої рідини гідросистеми трактора відбувається комбіновано в результаті її тертя об стінки трубопроводів та гідроагрегатів, та запропонованої системи терморегулювання, що виправдовує її застосування.

3. Врахувавши вимоги, що ставляться до систем терморегулювання наведені в попередньому розділі розроблено конструкцію системи регулювання температури робочої рідини гідроприводу колісного трактора загального призначення ХТЗ-150К. Проведено розрахунки основних конструктивних параметрів теплообмінника системи терморегулювання.

## **3 ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

### **3.2 Програма досліджень**

Для встановлення ефективності запропонованого удосконалення гідравлічної системи тракторів загального призначення та підтвердження запропонованих теоретичних положень використавши відомі методики експериментальних досліджень [31, 32] розроблено програму досліджень, яка складається з наступних питань:

- дослідження впливу розробленої системи терморегулювання на динаміку температури моторного масла в експлуатаційних умовах;
- дослідження впливу системи терморегулювання на експлуатаційні показники робочої рідини гідросистеми дослідного трактора;
- дослідження впливу температури робочої рідини на об'ємний ККД гідронасоса
- дослідження впливу системи терморегулювання на зміну техніко-економічних показників тракторних гідроагрегатів за умов експлуатації.

### **3.2 Об'єкт досліджень та обладнання для проведення досліджень**

Для підігріву робочої рідини в гідросистемі тракторів на кафедрі «ТСГМ» Дніпровського державного аграрно-економічного університету розроблена система терморегулювання робочої рідини тракторів загального призначення ХТЗ-150К (рис. 3.1). Вона може використовуватися як для підігріву робочої рідини в процесі роботи двигуна, з метою підготовки агрегатів гідросистеми до сприйняття експлуатаційних навантажень, так і для охолодження робочої рідини в умовах підвищених температур.

Система регулювання температури робочої рідини складається з гідронасоса 1, з'єданого напірною гідролінією 3 з агрегатами гідросистеми і баком-теплообмінником 15, в якому розташовані два теплоелементи - змійовик

7 і радіатор 6 для підігріву та охолодження робочої рідини. Масляний насос 10 системи мащення ДВЗ по радіаторній гідролінії 11 подає гаряче моторне масло з двигуна в змійовик теплообмінника, де воно вихолоняє до робочої температури, нагріваючи в той же час робочу рідину гідросистеми і потім по зливній гідролінії 8 надходить назад до картера двигуна. Ресивер 4 пневмосистеми трактора, з'єднаний з радіатором теплообмінника для подачі повітря у разі перегріву роочної рідини гідросистеми вище рекомендованої температури.

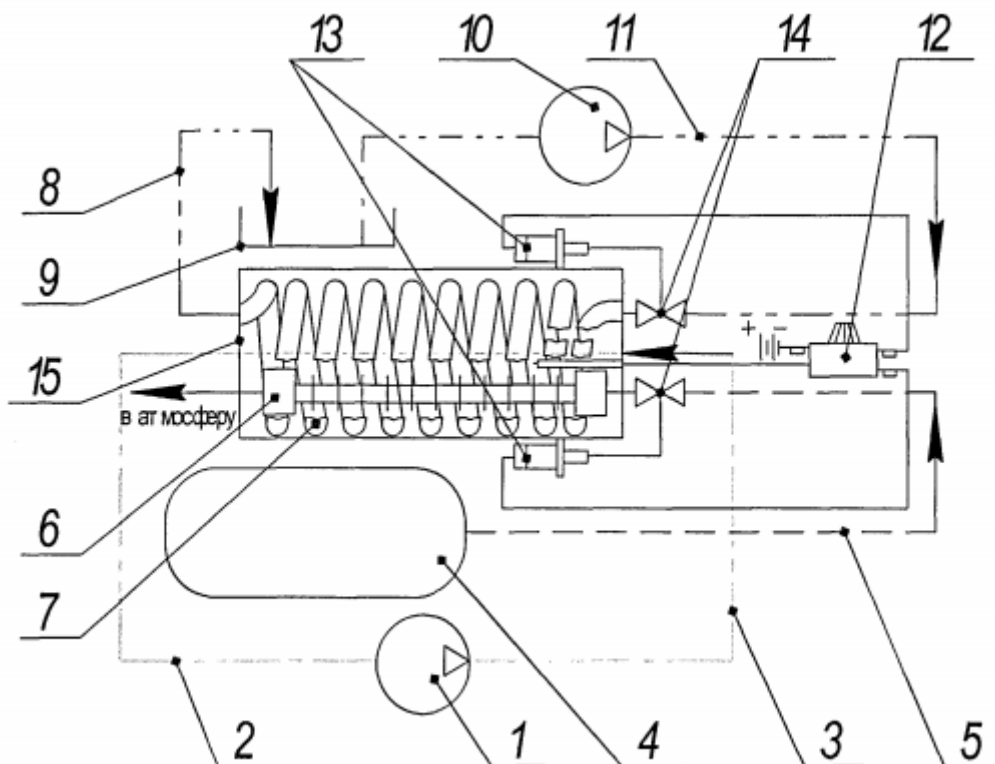


Рисунок 3.1 – Система терморегулювання гідросистеми трактора ХТЗ-150К  
 1 – насос шестеренний НШ; 2 – забірна гідролінія; 3 – напірна гідролінія;  
 4 – ресивер пневмосистеми; 5 – нагнітальна пневмолінія; 6 – радіатор охолодження;  
 7 – змійовик; 8 – зливна гідролінія; 9 – піддон картера ДВЗ;  
 10 – масляний насос; 11 – радіаторна гідролінія масляного насоса;  
 12 – терморегулятор; 13-електромагнітні реле; 14 – шарові крани;  
 15 – теплообмінник

Температуру масла всередині бака-теплообмінника реєструє терморегулятор 12, який впливає на роботу електромагнітних реле 13, що являють собою електромагнітні котушки з пружними сердечниками, які у свою чергу керують відкриттям шарових кранів 14, змінюючи напрямок руху теплоносіїв і тим самим, регулюючи температуру робочої рідини.

Запропонована система терморегулювання гідросистеми встановлюється на тракторах загального призначення ХТЗ-150К (рис. 3.2). Гідросистема трактора включає в себе шестеренний насос, всмоктуючу гідролінію з'єднану з гідробаком, напірну гідролінію з'єднану через розподільник з силовими виконавчими органами – гідроциліндрами. Трактор цієї марки широко використовується при виконанні енергонасичених сільськогосподарських робіт, а його гідросистема є типовою для гідросистем, що застосовуються в конструкціях сучасних тракторів.

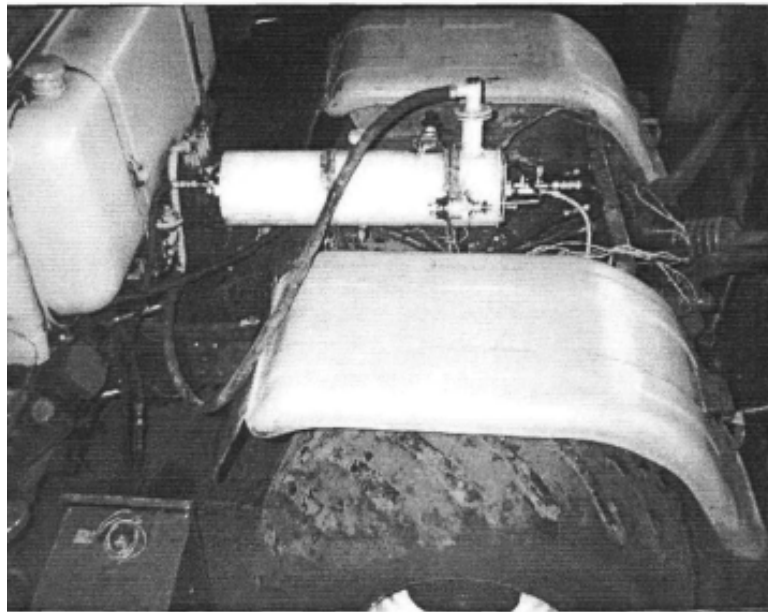


Рисунок 3.2 – Загальний вигляд трактора ХТЗ-150К з встановленою системою терморегулювання робочої рідини гідросистеми

Для вимірювання температури навколишнього повітря та температури робочої рідини в гідробаці трактора використовуються хромель-копелеві термопарами типу ТХК з діапазоном вимірювання  $-50...+600^{\circ}\text{C}$ . Для реєстрації показників термодатчиків використовуємо електронний дванадцяти точковий потенціометр КСП-4 з ціною поділок  $2^{\circ}\text{C}$ . Прилад обладнано перетворювачами

напруги з 12 до 220 В із частотою струму 50 Гц (рис. 3.3). Це дозволяло використовувати мережу трактора для живлення потенціометра.

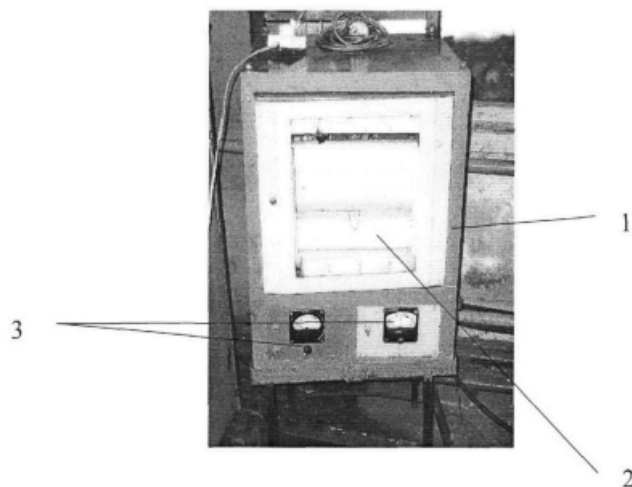


Рисунок 3.3 – Електронний потенціометр КСП-4

1 – корпус; 2 – потенціометр КСП-4; 3 – перетворювачі напруги

Термопари встановлювалися на кабіні (рис. 3.4, а) трактора, на вході (рис. 3.4, в) та виході (рис. 3.4, б) з теплообмінника та в зливний отвір гідробака (рис. 3.4, г) і підключалися до колодок потенціометра, розташованих на задній стінці.

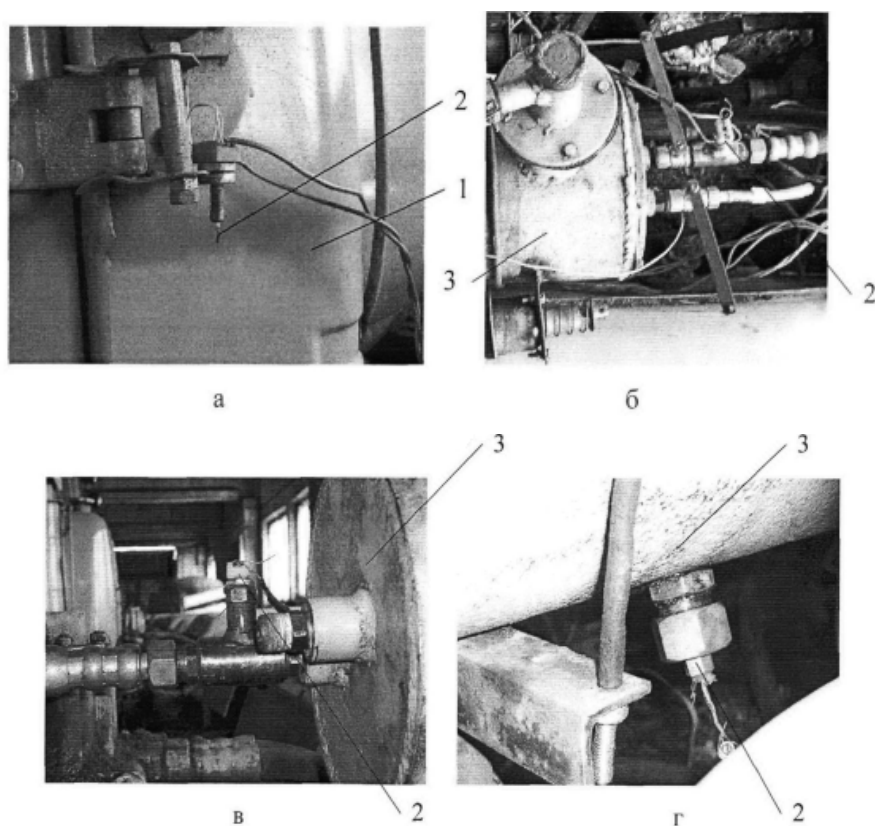


Рисунок 3.4 – Місця розташування термопар

За допомогою дросель-витратоміра ДР-90 (рис. 3.5) здійснювався контроль техніко-економічних параметрів роботи гідросистеми трактора.

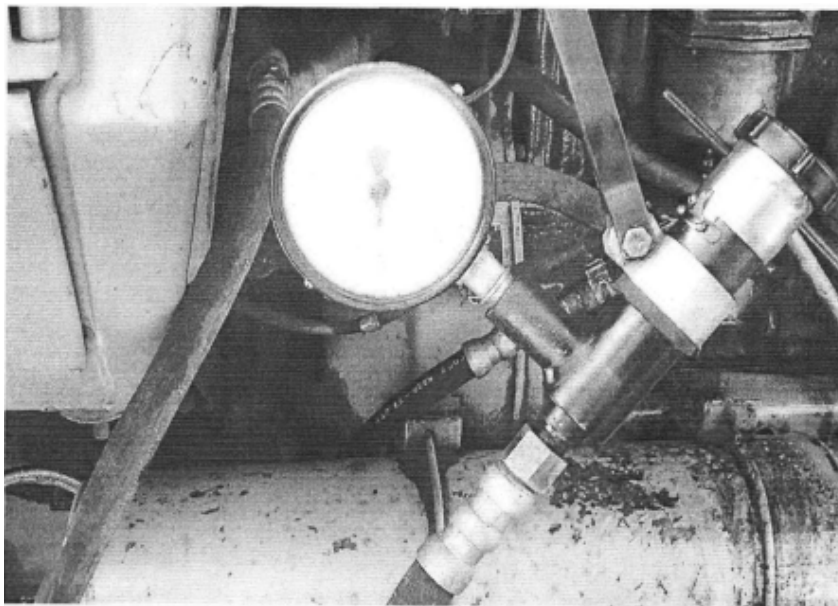


Рисунок 3.5 – Загальний вигляд дросель-витратоміра ДР-90

### **3.3 Методика досліджень впливу температури робочої рідини на якісні показники роботи гідросистеми трактора**

Вивчення динаміки зміни температури робочої рідини М-10Г<sub>2</sub>[33] в гідросистемі трактора проводилося за різних температур навколишнього середовища з використанням класичного однофакторного експерименту:

- при прогріві двигуна, при середній частоті обертання колінчастого валу на холостому ході;
- під час випробування трактора ХТЗ-150К-09 в умовах загальної експлуатації.

Після тривалої стоянки, коли температура робочої рідини дорівнювала температурі навколишнього середовища від -20 до 0°C, запускаємо двигун і виграємо. Робоча рідина при цьому прогрівалася за рахунок її прокачування шестернями гідронасоса, і тертя рідини об стінки шестерень і трубопроводів. Двигун вигравали до досягнення температури моторного масла 40°C після чого

ДВЗ можна навантажувати. При цьому тривалість підготовки двигуна до роботи під навантаженням, незалежно від температури навколишнього середовища, не перевищувала 15 хвилин, у тому числі час необхідний для розігріву двигуна, його пуску та роботи на холостому ходу [34, 35].

Експлуатаційні випробування трактора проводились за ДСТУ 7057-2003 [36] на роботах переважно пов'язаних із буртуванням снігу. Випробування проводилися до настання сталої температури робочої рідини в гідросистемі протягом 3...3,5 годин.

### **3.4 Методика дослідження впливу температури робочої рідини на якісні показники роботи гідросистеми трактора, обладнаної системою терморегулювання**

Після тривалої стоянки двигун запускався і прогрівався (дослідження проводили за низьких температур). Режим роботи двигуна, час та кінцева температура після прогріву відповідали показникам описаним в попередньому пункті.

Робоча рідина гідросистеми розігрівалася за рахунок її тертя об шестерні насоса, стінки трубопроводів та під впливом системи терморегулювання.

Дослідження проводилися протягом 3...3,5 годин до досягнення сталої температури робочої рідини гідросистеми, на роботах в основному пов'язаних з буртуванням снігу.

У ході проведення досліджень контролювалися наступні параметри: час нагрівання робочої рідини від початкової температури, що дорівнює температурі навколишнього середовища, до максимально встановленої температури в гідробаку; динаміка температури робочої рідини при різних температурах навколишнього середовища; техніко-економічні параметри гідросистеми – зміна подачі та об'ємного ККД гідронасосу, падіння тиску, герметичність, тиск спрацьовування повернення золотників і запобіжного клапана гідророзподільника.



Дослідження проводилися з використанням методу класичного однофакторного експерименту.

### 3.5 Результати досліджень впливу температури робочої рідини на якісні показники роботи гідросистеми трактора

Результати випробувань часу нагрівання робочої рідини в гідросистемі трактора від початкової температури, що дорівнює температурі навколишнього середовища, до температури в  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  за допомогою системи терморегулювання та без неї наведено на рисунку 3.6.

Встановлено, що без участі системи терморегулювання під час роботи гідроагрегатів понад 2 години при температурах навколишнього середовища від мінус  $20$  до мінус  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура робочої рідини так і не досягла рекомендованої температури в  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Час нагріву робочої рідини до зазначеної температури з використанням системи терморегулювання становить: при початковій температурі робочої рідини  $-20\text{ }^{\circ}\text{C} = 82\text{ хв}$ ,  $-10\text{ }^{\circ}\text{C} = 67\text{ хв}$ ,  $0\text{ }^{\circ}\text{C} = 23\text{ хв}$ .

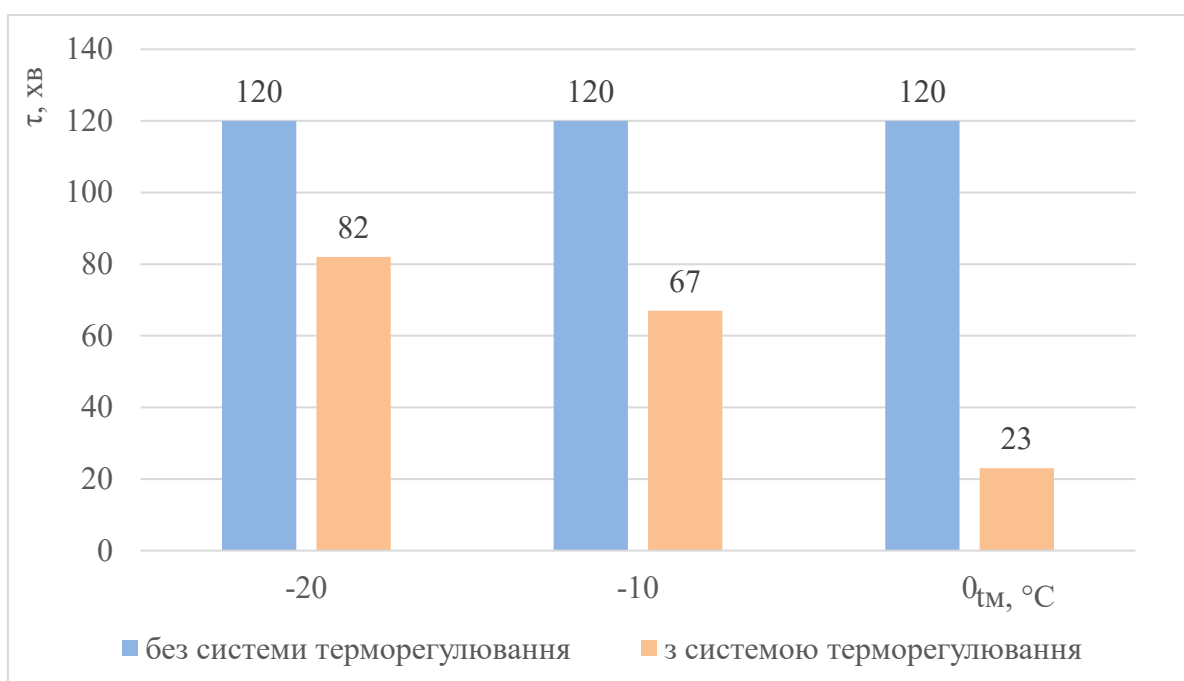


Рисунок 3.6 – Час розігріву робочої рідини гідросистеми до  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  при різних температурах навколишнього середовища

Динаміка зміни температури робочої рідини має той самий характер, що й при стендових дослідженнях.

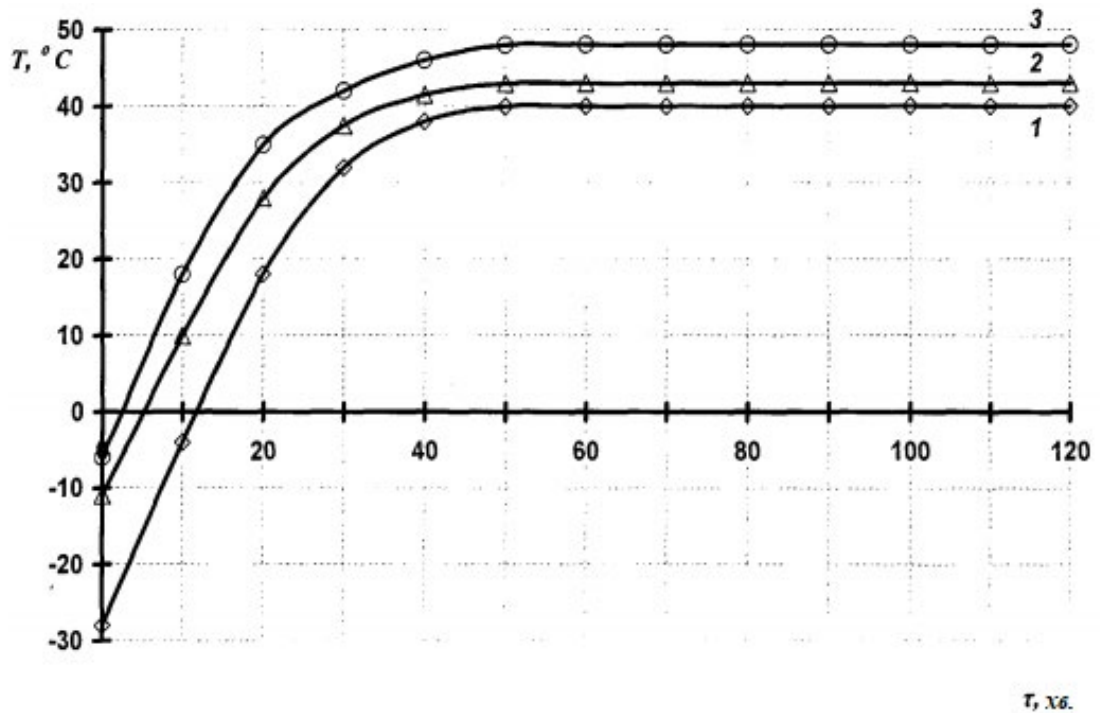


Рисунок 3.7 – Динаміка температури робочої рідини у гідросистемі трактора ХТЗ-150К-09 обладнаною системою терморегулювання, при від’ємних температурах навколишнього середовища

1 – при  $t_b = -20\text{ }^\circ\text{C}$   $T = 0,1568 \tau^3 - 4,273 \tau^2 + 36,947 \tau - 60,364$ ;

2 – при  $t_b = -10\text{ }^\circ\text{C}$   $T = 0,131 \tau^3 - 3,5189 \tau^2 + 29,861 \tau - 36,15$ ;

3 – при  $t_b = 0\text{ }^\circ\text{C}$   $T = 0,1323 \tau^3 - 3,5242 \tau^2 + 29,597 \tau + 29,497$

Експлуатаційні дослідження показали, що фактична подача та ККД насоса змінювалися залежно від температури робочої рідини.

Максимальні значення подачі та ККД спостерігалися в інтервалі температур робочої рідини гідросистеми  $35\text{...}50\text{ }^\circ\text{C}$  і становили  $Q_\phi = 92,4\text{...}95,6$  л/хв і  $\eta_{об} \sim 0,86\text{...}0,89$ . Найменші значення фактичної подачі ( $Q_\phi = 67,7$  л/хв) і ККД ( $\eta_{об} = 0,63$ ) насоса спостерігалися при температурі робочої рідини  $80\text{ }^\circ\text{C}$ , що можна пояснити зниженням в'язкості гідравлічного масла та різкого зростання об'ємних втрат - зовнішніх витоків та внутрішніх перетікань робочої рідини з порожнин з високим тиском в порожнина з нижчим тиском.

Таблиця 3.1 – Зміна основних параметрів гідроагрегатів

Температура рідини, °С	5	20	35	50	65	80
Падіння тиску, $\Delta P$ , МПа	0	0	0	0	0	0,5
Фактична подача робочої рідини, $Q_{\phi}$ , л/хв	82,7	92,4	100,9	103,1	88,1	67,7
Тиск спрацювання, МПа: - автомата повернення золотника	11,0	11,0	10,9	10,8	10,9	10,9
- запобіжного клапана	13,1	13,1	13,0	13,0	13,0	13,1
Об'ємний ККД, $\eta_{об}$	0,77	0,86	0,94	0,96	0,82	0,63

При зниженні температури робочої рідини до 5 °С, величина подачі і ККД також знижується до  $Q_{\phi} = 82,7$  л/хв і  $\eta_{об} = 0,77$ , що пов'язано зі зростанням в'язкості робочої рідини та збільшенням опору потоку рідини в трубопроводах, а також погіршенням заповнення всмоктувальної порожнини насоса.

Падіння тиску, щодо номінального створюваного гідронасосом, тиску спрацювання автомата повернення золотників і запобіжного клапана практично не змінилися. Розподільник працював нормально, витоків робочої рідини через нього не спостерігалось.

Отже отримані дані експериментальних досліджень гідросистеми показують, що зі зміною температури робочої рідини об'ємний ККД гідронасоса знижується - при зміні з 50 до 5 °С в 1,25 рази, з 50 °С до 80 в 1,5 рази, що

безпосередньо впливає на працездатність гідросистеми трактора. Підтримка температури робочої рідини в інтервалі, що забезпечує найбільші показники працездатності гідроагрегатів, є обов'язковим заходом, що сприяє підвищенню продуктивності та працездатності гідросистеми.

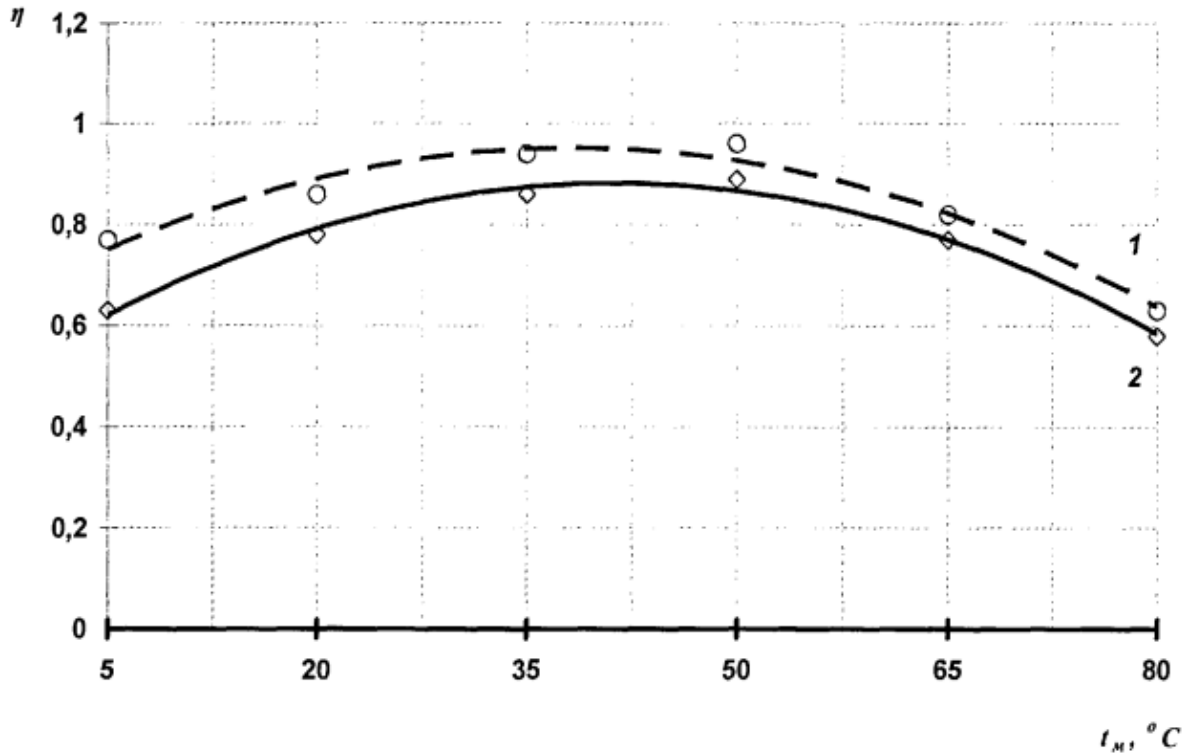


Рисунок 3.8 – Вплив температури на об'ємний ККД гідронасосу

1 – з використанням системи терморегулювання, 2 – без використання системи терморегулювання

### 3.6 Аналітична оцінка впливу розробленої системи терморегулювання на паливну економічність трактора

Використавши теоретичні положення розрахунку ДВЗ [37] годинну витрату палива  $G_2$  визначимо за формулою:

$$G_2 = g_{en} \cdot N_{en} \cdot 10^{-3}, \quad (3.1)$$

де  $G_2$  - годинна витрата палива, кг/год;

$g_{en}$  - питома ефективна витрата палива за номінальної потужності двигуна, 220 г/кВт-год;

$N_{en}$  - ефективна потужність двигуна на швидкісному режимі, 128,7 кВт.

$$N_{en} = N_{mp} + N_{\delta i} + N_{ff} + N_{zn}, \quad (3.2)$$

де  $N_{mp}$  – потужність, що витрачається на подолання механічних втрат трансмісії, кВт;

$N_{\delta i}$  – потужність, що витрачається на подолання буксування ведучих двигунів, кВт,

$N_{ff}$  - потужність, що витрачається на кочення трактора, кВт;

$N_{zn}$  – потужність, що витрачається на подолання опорів у гідросистемі, кВт.

Складові рівняння (3.2), не впливають на зміну годинної витрати палива окрім втрат потужності пов'язаних з подоланням опорів у гідросистемі, які залежать від температури навколишнього середовища та робочої рідини гідросистеми трактора.

Визначимо значення потужності, що споживається гідросистемою [17], за рівнянням:

$$N_{zn} = \frac{P_n \cdot Q_n}{1000 \cdot \eta_{об}}, \quad (3.3)$$

де  $P_n$  - номінальний тиск, що розвивається насосом, Па (для насоса НШ-50А-3Л становить 16МПа);

$Q_n$  – номінальна подача насоса, л/хв (для НШ-50А-3Л становить 107,4 л/хв);

$\eta_{об}$  – об'ємний ККД гідронасосу,

Об'ємний ККД з урахуванням зміни температури робочої рідини  $t_m$  визначимо за рівнянням:

$$\eta_{об} = -0,0002 \cdot t_m^2 + 0,0164 t_m + 0,5437. \quad (3.4)$$

Тоді, рівняння розрахунку потужності, що споживається гідросистемою трактора матиме вигляд:

$$N_{zn} = \frac{P_n \cdot Q_n}{1000 \cdot (-0,0002t_m^2 + 0,0164t_m + 0,5437)}, \quad (3.5)$$

Розрахункові показники потужності та годинної витрати пального трактором ХТЗ-150К залежно від температури робочої рідини наведено в таблиці 3.2

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку годинної витрати палива та потужності

Показники	Температура робочої рідини, °С	На номінальному швидкісному режимі $n_{en} = 2100 \text{ хв}^{-1}$
Годинна витрата палива, $G_z$ , кг/год	5 °С	28,3
	25 °С	27,5
	45 °С	27,45
	65 °С	27,6
	85 °С	27,83
Потужність, що споживається гідросистемою, $N_{zn}$ , кВт	5 °С	2,72
	25 °С	2,05
	45 °С	1,79
	65 °С	1,73
	85 °С	1,83

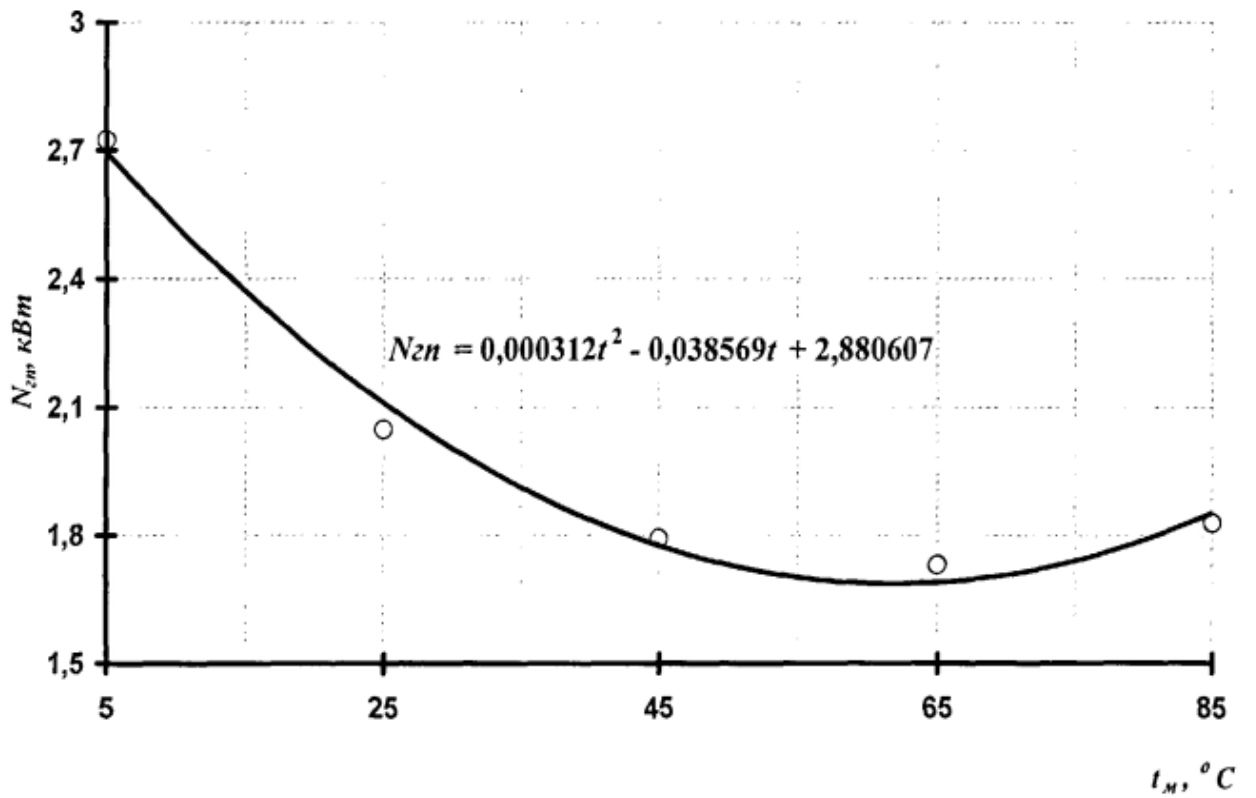


Рисунок 3.9 – Залежність потужності  $N_{2m}$  від температури робочої рідини  $t_m$

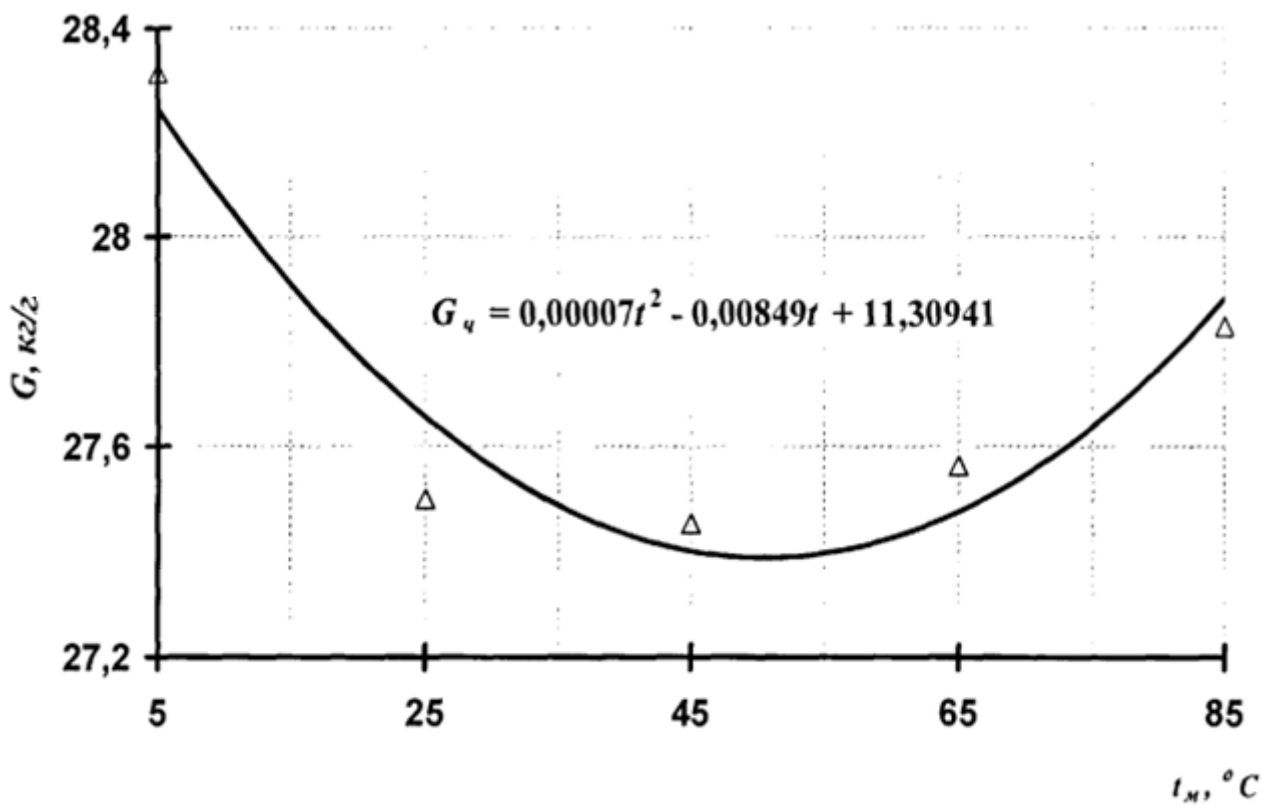


Рисунок 3.10 – Залежність годинної витрати палива  $G_q$  від температури робочої рідини гідросистеми

Розрахувавши вираз (3.1) з урахуванням втрати потужності на привід гідронасоса в залежності від температури робочої рідини, та провівши математичні перетворення, отримуємо значення зниження годинної витрати палива за температури 45°C  $G_{245}$  та годинної витрати палива за темп. 5°C  $G_{25}$

$$G_{245} / G_{25} = 0,02$$

Впровадження запропонованого удосконалення гідравлічної системи трактора ХТЗ-150К дозволяє знизити годинну витрату палива трактора на 7% при роботі двигуна на номінальному швидкісному режимі.

### **3.7 Рекомендації експлуатації системи терморегулювання робочої рідини**

На підставі проведених випробувань встановлено, що для підвищення інтенсивності розігріву робочої рідини та якнайшвидшого досягнення раціонального інтервалу її температур, а також для зниження інтенсивності зношування агрегатів гідросистеми трактора та підвищення паливної економічності дизеля, при низьких температурах навколишнього повітря, можна рекомендувати:

- для підігріву робочої рідини в гідросистемі в процесі прогріву двигуна при середній частоті обертання колінчастого валу на холостому ході, його перемішування та прокачування гідронасосом разом з роботою системи терморегулювання робочої рідини;

- використовувати час, що витрачається на переїзд техніки до місця проведення робіт, для розігріву робочої рідини;

- для підігріву оливи в експлуатаційних умовах використовувати систему терморегулювання робочої рідини гідросистеми.

Застосування запропонованих способів підігріву забезпечує:

- розігрів робочої рідини до 40°C під час роботи системи терморегулювання робочої рідини протягом 82 хв при температурі - 20°C, 67 хв



при температурі - 10°C, 23 хв при температурі 0°C в умовах зберігання трактора в міжзмінний час на відкритому майданчику під навісом (у зимових умовах),

- зниження тривалості розігріву робочої рідини гідросистеми на 70...80 % у процесі прогріву двигуна та одночасної роботі гідронасосу та системи терморегулювання (в зимових умовах).

- зниження тривалості розігріву та стабілізацію температури робочої рідини гідросистеми в експлуатаційних умовах – при роботі системи терморегулювання (у зимових та літніх умовах).

Система терморегулювання робочої рідини також може бути рекомендована і в літніх умовах експлуатації. Крім того, через інтенсивний впливу на гідросистему трактора сонячної радіації, навантажувально-швидкісних факторів, температура робочої рідини може стрімко зростати під час проведення літніх робіт. Це сприяє зростанню витоків, інтенсифікації процесу окислення та старіння олій. Тому для запобігання цим явищам систему терморегулювання в літній час можна використовувати для охолодження робочої рідини гідросистеми.

Розроблена система терморегулювання рекомендується для роздільно-агрегатних гідросистем сільськогосподарських, промислових тракторів та дорожньо-будівельної техніки, що працюють у важких кліматичних умовах за великих перепадів температури навколишнього повітря.

Для цього необхідне коригування конструкції та продуктивності теплообмінника системи терморегулювання для кожної конкретної схеми гідросистеми.

### **3.8 Висновки**

1. Серійна гідросистема трактора ХТЗ-150К в експлуатаційних умовах (особливо при низьких температурах навколишнього середовища) не забезпечує необхідний температурний режим роботи робочої рідини, що позначається на

зношуванні пар гідроагрегатів і техніко-економічних показниках роботи трактора.

2. За результатами проведених досліджень розробленої системи терморегулювання робочої рідини встановлено наступне: система забезпечує зниження годинної витрати палива до 7 %, вихід на робочу температуру оливи гідросистеми в 40 °С скорочується з 120 хв до 67 хв за температури навколишнього середовища близько мінус 10 градусів і з 120 хв до 23 хв за нульової температури навколишнього середовища.

3. Дослідженнями встановлено, що зі зміною температури робочої рідини об'ємний ККД гідронасоса знижується - при зміні з 50 до 5 °С в 1,25 рази, з 50 °С до 80 в 1,5 рази, що безпосередньо впливає на працездатність гідросистеми трактора. Підтримка температури робочої рідини в інтервалі, що забезпечує найбільші показники працездатності гідроагрегатів, є обов'язковим заходом, що сприяє підвищенню продуктивності та працездатності гідросистеми.

4. За незначного переобладнання запропоновану систему можна рекомендувати для встановлення на енергонасичені трактори загального призначення.

## **4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **4.1 Вимоги з охорони праці під час експлуатації тракторів загального призначення [38, 39]**

#### **4.1.1 Загальні положення**

1. Дана інструкція поширюється на підрозділи господарства де відбувається експлуатація тракторів загального призначення.

2. Згідно положень з охорони праці по підприємству тракторист-машиніст повинен проходити інструктаж перед початком виконання технологічної операції та через кожні 3 місяці повторно, з записом в журналі реєстрації інструктажів.

3. Тракторист повинен мати страховий поліс на випадок травмування чи профзахворювань, фінансові витрати на оформлення полісу несе господарство.

4. За порушення правил охорони праці на працівника накладається матеріальна, адміністративна, дисциплінарна або кримінальна відповідальність.

5. До керування трактором загального призначення допускаються особи, які мають посвідчення тракториста-машиніста категорії А2, які не мають протипоказань з боку здоров'я.

6. Тракторист зобов'язаний:

6.1. Дотримуватися трудового розпорядку господарства.

6.2. Виконувати роботу, що входить до його обов'язків.

6.3. Завжди пам'ятати про відповідальність, яка на нього покладається.

6.4. Мати навички з надання першої медичної допомоги.

6.5. Мати навички з користування засобами пожежогашіння.

7. Підтримувати в належному порядку робоче місце (кабіну).

8. Заправка трактора повинна здійснюватися з використанням паливо-заправного обладнання стаціонарного або мобільного типу.

9. Необхідно проводити періодичний моніторинг заправних ємностей (паливних баків) на герметичність.

10. Забороняється експлуатація трактора з несправним освітлювальним та обладнанням сигналізації.

11. Залишати трактор або заходити до кабіни знаходиться категорично заборонено.

12. Заборонено перевозити в кабіні сторонніх осіб, які не пов'язані з виконанням технологічних операцій.

13. Категорично заборонено виконувати ремонтні чи регулювальні роботи машино-тракторного агрегату при працюючому двигуну.

14. Використання інструменту та пристроїв здійснюється тільки за призначенням.

15. Тракторист повинен неухильно виконувати вимоги правил експлуатації встановлених заводом-виробником.

#### **4.1.2 Вимоги безпеки перед початком роботи трактора**

1. Перед початком роботи необхідно одягти захисний комбінезон.

2. Отримати завдання від керівника підрозділу.

3. Робота розпочинається з попереднього огляду всіх вузлів машино-тракторного агрегату, електрообладнання, прилади освітлення і сигналізацію.

4. При виконанні обслуговування системи охолодження заправка охолоджуючої рідини виконується з використанням спеціально призначеного посуду.

5. Запуск двигуна в зимовий час або за низьких температур виконуємо з використанням декомпресійного механізму.

6. Категорично заборонено використовувати відкрите полум'я з метою розігріву піддону та картера двигуна для полегшення пуску.

7. Запуск двигуна поза межами кабіни категорично заборонено.

8. Необхідно обов'язково користуватися сигналами сигналізації при зміні руху чи зупинки трактора, під час руху в реверсивному режимі з метою попередження інших робітників про небезпек, яка пов'язана з даними діями.

### **4.1.3 Вимоги безпеки під час роботи трактора**

1. З метою зменшення зношення головної муфти зчеплення необхідно забезпечити повне його включення або виключення.

2. Робота трактора з причіпними машинами виконується за умови встановлення розтяжок навісного механізму в положення яке унеможливить їх зачіпання з причіпною скобою, нижні тяги підняти в верхнє крайнє положення а верхню тягу встановити в транспортне положення та прикріпити за допомогою спеціального пристрою.

3. Категорично забороняється агрегування трактора з причіпною машиною за включеної передачі.

4. Підчас роботи тракторист повинен постійно моніторити контрольні-вимірювальні прилади: тиск в системі мащення 3-5 кгс/см<sup>2</sup>, робочу температуру ДВЗ 80-98 °С,

5. Додавання охолоджуючої рідини виконується з використанням захисних рукавиць, стоячи з боку від заливної горловини радіатора з навітряного боку.

6. Мінімальна відстань між машно-тракторними агрегатами за одночасної роботи допускається близько 25 м, а інтервал від 10м і більше.

7. Категорично забороняється передавати керування трактором сторонній особі. Під час роботи трактора забороняється:

8. Залишати трактор з працюючим ДВЗ.

9. Перевозити сторонніх осіб в кабіні машини.

10. Забороняється торкатися елементів розігрітого ДВЗ (патрубків системи охолодження, картера, колектрів та ін.).

### **4.1.4 Вимоги безпеки після закінчення роботи трактора**

1. З метою підвищення ресурсу роботи елементів наддуву дизеля трактора категорично заборонено миттєво зупиняти ДВЗ окрім аварійних ситуацій. Зупинка ДВЗ повинна відбуватися поступово спочатку ДВЗ переводимо на середні а потім

на оберти холостого ходу і так працює протягом 5 хв, після чого виконуємо зупинку ДВЗ.

2. Після завершення роботи виконується візуальний огляд, за потреби необхідно провести технічне обслуговування, та миття трактора.

3. За низьких температур необхідно провести злив води, що застосовується в системі охолодження.

4. По завершенню роботи тракторист повинен зняти робочий одяг та передати його на прання. Вимити руки, обличчя теплою водою з милом, за потреби прийняти душ.

5. Повідомити керівника про виявлені несправності встановлені при огляді чи виявлені під час роботи трактора.

#### **4.1.5 Вимоги безпеки в аварійній ситуації**

1. За виявлення стуків і шумів в механізмах ДВЗ необхідно зупинити двигун до усунення несправності. В випадку появи розносу ДВЗ потрібно негайно перекрити подачу палива та повітря.

2. Екстрена зупинка трактора виконується з ввімкненою передачею та натисканням на педаль зчеплення

3. Категорично забороняється повторне вмикання стартера при працюючому ДВЗ.

4. Категорично заборонено рух трактора поперек крутого схилу вище 17°, порушення вимоги призведе до перекидування трактора з послідовними наслідками

5. За виникнення нещасного випадку надати потерпілому першу меддопомогу за потреби викликати швидку, та повідомити про подію керівництво.

#### **4.2 Висновки**

Розроблені вимоги з охорони праці під час експлуатації тракторів загального призначення дозволять зменшити травматизм при їх експлуатації та підвищать рівень працездатності працівників, що керують та обслуговують техніку.

## 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ

На підставі проведених досліджень встановлено, що для підвищення працездатності тракторної гідросистеми терморегулюванням в умовах змінної температури навколишнього повітря можна рекомендувати використання системи регулювання температури робочої рідини.

Застосування запропонованої системи забезпечує зменшення зносу ресурсовизначальних сполучень гідросистеми в 1,47 рази (на 47%) та згідно з проведеною аналітичною оцінкою годинна витрата палива дизеля знизиться на 2%.

Для оцінки економічної ефективності від використання запропонованого удосконалення гідравлічної системи проведено розрахунок підвищення ресурсу агрегатів гідросистеми (на прикладі гідронасоса). Техніко-економічні показники розраховано за загальноприйнятою методикою [40]. Вихідні дані для виконання розрахунку наведено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для проведення розрахунку

Показники	Варіант	
	Базовий	Модернізований
Трактор	ХТЗ-150К	ХТЗ-150КМ
Середньорічна кількість годин роботи трактора	1350	1350
Вартість пального (дизельне паливо), грн	50	50
Годинна витрата палива, кг/год	18,3	-
Вартість капітального ремонту гідронасосу трактора, грн	2860	2860
Напрацювання до капітального ремонту, год	6000	-
Витрати на модернізацію, грн	-	23600

Комплексна річна економія від модернізації гідросистеми визначається за такою формулою:

$$E_p = E_1 + E_2, \quad (5.1)$$

де  $E_1$  – економія від збільшення ресурсу гідросистеми трактора, грн.;

$E_2$  – економія від зниження годинної витрати палива, грн.

Річна економія від модернізації гідравлічної системи трактора пов'язана із збільшенням ресурсу її гідроагрегатів у розрахунку на один трактор

$$E_1 = I_c - I_m, \quad (5.2)$$

де  $I_c, I_m$  – річні витрати на проведення капітального ремонту гідросистеми трактора, відповідно базові та після модернізації, грн.

$$I_{B,M} = \frac{C_k \cdot t_2}{T_{K_{B,M}}}, \quad (5.3)$$

де  $C_k$  - вартість капітального ремонту гідронасосу трактора, грн;

$t_2$  – середньорічна кількість годин роботи гідросистеми, год.

Згідно з попередньо проведеними дослідженнями агрегати гідросистеми працюють під навантаженням лише до 65% часу роботи трактора, тому

$$t_2 = 0,65 \cdot t_{200}, \quad (5.4)$$

де  $t_{200}$  – середньорічна кількість годин роботи трактора,  $t_{200} = 1350$  год.;

$$t_r = 0,65 \cdot 1350 = 877,5 \text{ год.}$$



$T_c, T_m$  – напрацювання до капітального ремонту, відповідно базове та після модернізації гідросистеми відповідно, год.

Згідно проведених досліджень  $T_{кБ} = 6000$  год.

Після проведеної модернізації гідросистеми потреба у капітальному ремонті виникатиме через:

$$T_m = 1,47 \cdot T_c = 1,47 \cdot 6000 = 8820 \text{ год.} \quad (5.5)$$

Тоді:

$$I_B = \frac{2860 \cdot 887,5}{6000} = 423,04 \text{ грн.}$$

$$I_M = \frac{2860 \cdot 887,5}{8820} = 287,78 \text{ грн.}$$

$$E_1 = 423,04 - 287,78 = 135,26 \text{ грн.}$$

$E_2$  визначаємо за формулою:

$$E_2 = 0,02 \cdot (G_{год} \cdot t_{год} \cdot Ц), \quad (5.6)$$

де  $G_{год}$  – годинна витрата палива,  $G_{год} = 18,3$  кг/год;

$Ц$  – комплексна ціна 1 кг дизельного палива,  $Ц = 50$  грн.

$$E_2 = 0,02 \cdot (18,3 \cdot 877,5 \cdot 50) = 16058,25 \text{ грн.}$$

Таким чином,  $E_p = 135,26 + 16058,25 = 16193,51$  грн.

Окупність додаткових витрат на модернізацію гідросистеми одного трактора

$$O_B = \frac{E_p}{\Delta E} = \frac{16193,51}{23600} \cdot 100 = 68,6\% \quad (5.7)$$

$\Delta E$  – витрати на модернізацію гідравлічної системи трактора, грн.

Строк окупності додаткових капітальних вкладень

$$T = \frac{\Delta E}{E_p} = \frac{23600}{16193,51} = 1,46 \text{ року.} \quad (5.8)$$

Результати розрахунку показників економічної ефективності модернізації гідравлічної системи трактора наведено в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Економічна оцінка модернізації

Показники	Варіант	
	Базовий	Модернізований
Трактор	ХТЗ-150К	ХТЗ-150КМ
Середньорічна кількість годин роботи трактора	1350	1350
Вартість пального (дизельне паливо), грн	50	50
Годинна витрата палива, кг/год	18,3	18,3
Вартість капітального ремонту гідронасосу трактора, грн	2860	2860
Напрацювання до капітального ремонту, год	6000	8820
Збільшення ресурсу гідросистеми трактора до капітального ремонту, %	-	47
Підвищення паливної економічності, %	-	2
Витрати на модернізацію, грн	-	23600
Економічний ефект від збільшення ресурсу, грн	-	135,26
Економічний ефект від економії пального, грн	-	16058,25
Загальний річний економічний ефект, грн	-	16193,51
Термін окупності проекту, років	1,46	

### **Висновки:**

1. Економічне обґрунтування результатів досліджень підтверджує ефективність модернізації гідросистеми трактора ХТЗ-150К за рахунок застосування розробленої системи терморегулювання.

2. Комплексна річна економія від збільшення ресурсу гідросистеми до капітального ремонту та збільшення паливної економічності дизеля склала 16193,51 грн на один трактор. Термін окупності 1,46 року.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Зниження температури робочої рідини призводить до зростання інтенсивності зношування робочих поверхонь деталей елементів гідросистеми трактора за рахунок погіршення умов тертя, проникнення механічних домішок у зону контакту деталей. Усунути дані проблеми можливо а рахунок оптимізації теплового режиму робочої рідини гідросистеми.

Найкращим та раціональним способом підігріву робочої рідини є підігрів за рахунок використання теплової енергії ДВЗ з використанням в якості теплоносія моторної оливи, що забезпечить розігрів робочої рідини та її терморегулювання в процесі експлуатації гідросистеми трактора.

2. За результатами теоретичних досліджень:

- встановлено , що масляний радіатор колісного трактора ХТЗ-150К забезпечує надійне відведення теплоти від моторної оливи з деяким запасом.
- запропонований теплообмінник за своїми властивостями наближений до конструкції масляного радіатора системи мащення. За такого теплообміну температурний режим моторної оливи ДВЗ не порушується, при цьому температура робочої рідини гідросистеми підтримується в бажаному інтервалі.
- розроблено конструкцію системи регулювання температури робочої рідини гідроприводу колісного трактора загального призначення ХТЗ-150К. Проведено розрахунки основних конструктивних параметрів теплообмінника системи терморегулювання.

3. За результатами експериментальних досліджень:

- встановлено наступне: система забезпечує зниження годинної витрати палива до 7 %, вихід на робочу температуру оливи гідросистеми в 40 °С скорочується з 120 хв до 67 хв за температури навколишнього середовища близько мінус 10 градусів і з 120 хв до 23 хв за нульової температури навколишнього середовища.

- встановлено, що зі зміною температури робочої рідини об'ємний ККД гідронасоса знижується - при зміні з 50 до 5 °С в 1,25 рази, з 50 °С до 80 в 1,5 рази, що безпосередньо впливає на працездатність гідросистеми трактора.

- встановлено, що за незначного переобладнання запропоновану систему можна рекомендувати для встановлення на енергонасичені трактори загального призначення.

4. Розроблені вимоги з охорони праці під час експлуатації тракторів загального призначення дозволять зменшити травматизм при їх експлуатації та підвищать рівень працездатності працівників, що керують та обслуговують техніку.

5. Економічне обґрунтування результатів досліджень підтверджує ефективність запропонованої модернізації гідросистеми трактора ХТЗ-150К. Річний економічний ефект склав 16193,51 грн на один трактор, а термін окупності 1,46 року.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лебедєв А. Т. Трактори та автомобілі. Шасі. К.: Вища освіта, 2004. Ч.3. 336 с.
2. Спритні, З.В. Гідроприводи сільськогосподарської техніки: конструкція та розрахунок / З.В. Спритні. - М: Агропромиздат, 1990. - 239 с.
3. Дідур, В.А. Експлуатація гідроприводів сільськогосподарських машин / В.А. Дідур, Ю.С Малий. - М.: Россільгоспвидав, 1982. - 127 с.
4. Черкун, В.Є. Ремонт тракторних гідравлічних систем/В.Є. Черкун. – К.:Колос.-1984.-253с.120
5. Кальбус, Г.Л. Гідропривід та навісні пристрої тракторів / Г.Л. Кальбус.- К.: Колос, 1982.-287 с.
6. Величко, С.А. Відновлення та зміцнення електроіскровою наплавкою зношених отворів чавунних корпусів гідророзподільників (наприклад корпусу гідророзподільник Р-75): Автореф. дис....канд. техн. наук/С.А. Величко С.А.. – Мелітополь, 2000. – 16 с
7. Горбатов, В.В. Чому низька надійність гідрооб'ємного приводу/В.В. Горбат // Техніка в сільському господарстві. – 1987. – №9. – С. 43.
8. Башта, Т.М. Об'ємні гідравлічні приводи/Т.М. Башта. - М: Машинобудування, 1968. - 628 с.
9. Герш, Г.І. Влаштування та експлуатація гідравлічного обладнання тракторів та сільськогосподарських машин / Г.І. Герш, І.С. Білоусов. -К.: Нива, 1971.
11. Матвієнко, А.С. Вплив режимів мастила на роботу гідроагрегатів / О.С. Матвеев А. З - К.: Нива, 1976.
12. Сорокін, Г.М. Питання методології при дослідженні зношування абразивом/Г.М. Сорокін // Тертя та знос. – 1988. – №5, т.9. - с.779-786
13. Власов, П.А. Надійність сільськогосподарської техніки/П.А. Власов. – Херсон. : ОЛДІ, 2001.-124 с.

14. Сирицин, Т.А. Експлуатація та надійність гідро- та пневмоприводів / Т.А. Сирицин. - К: Машинобудування, 1990. - 248 с.
15. Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали : навч.-метод. посіб. / За ред. І. М. Бендери, В. І. Луганця. Кам'янець-Подільський : ФОП Сисин Я.І., 2016. 420 с.
16. Окоча А. І., Білоконь Я. Ю. Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали. Київ : Укр. центр духовної культури, 2004. 448 с.
17. О.М. Погорілець. Гідропривід сільськогосподарської техніки.: Навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко. К.: Вища освіта, 2004. 368 с.
18. Каверзін, СВ. Забезпечення працездатності гідравлічного приводу за низьких температур / С.В. Каверзін, В.П. Лебедев, Є.А. Сорокін. – Харків, 1997. – 240 с.
19. Кох, П.І. Клімат та надійність машин / П.І. Кох П.І. - М: Машинобудування, 1981. - 175 с
20. А.с. № 939852 МКІ F15B 21/04. Система регулювання температури робочої рідини в гідроприводі/С.В. Каверзін, С.І. Васільєв, В.А. Мальцев. - 2 с: іл. Бюлетень № 24 від 30.06.92.
21. А.с. № 800442 МКІ F15B 13/02. Система регулювання температури робочої рідини в гідроприводі / В.А. Дмитрієв, С.І. Васільєв, С.А. - 3 с : Бюлетень №4 від 30.01.91.
22. А.с. №1008515 МКІ F15B 21/04. Гідропривід із дросельним розігрівом робочої рідини / А.І. Хороший. - 2 с: іл. Бюлетень №12 від 30.03.93.
23. А.с. № 821776 МКІ F15B 21/04. Система регулювання температури робочої рідини в гідроприводі/С І. Васільєв, В.А. Дмитрієв, В.А., В.П. Павлов. - 2 с: іл. Бюлетень №14 від 15.04.91.
24. Трактори Білорус МТЗ-1221.2, 1221В.2, 1221.3. Керівництво з експлуатації. – Мінськ, 2009. – 116 с.
25. Власов, П.А. Оливу підігрієш - паливо заощадиш / П.А. Власов, А.А. Горіхів // Сільський механізатор. - 2001. - №12, С.25

26. А.с. № 909373 МКІ F15В 13/02. Система регулювання температури робочої рідини гідроприводу/В.В. Мінін. - 2 с: іл. Бюлетень №8 від 28.02.92.
27. Буряк В.В. Автотракторні радіатори/В.В. Буряк.–Л.: Машинобудування., 1978. - 216 с.
28. Захарчук В.І. Основи теорії, конструкції та розрахунку автомобільних двигунів: Навч. посібн. Луцьк: ЛДТУ, 2007. 216 с.
29. Теплотехніка: підручник / Б. Х. Драганов, О. С. Бессараб, А. А. Долінський, В. О. Лазоренко, А. В. Міщенко, О. В. Шеліманова ; за ред. Б. Х. Драганова ; 2-е вид., перероб. і доп. - К. : ІНКОС, 2005. - 400 с.
30. Обертюх Р. Р. Теоретичні основи теплотехніки: навч. посібник / Р. Р. Обертюх. - Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2009. - 165 с.
31. Адлер Ю.П., Маркова Є.В., Грановський Ю.В. Планування експерименту під час пошуку оптимальних умов. М: Наука. 1976. 280 с.
32. Надикто В.Т. Основи наукових досліджень. Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС. 2019. 268 с.
33. Окоча А.І., Білоконь Я.Ю. Автотракторні витратні матеріали. Довідник. - К.:ФАДА, ЛТД,2002. - 102 с.
34. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навч. посібн. для студентів ЗВО. Видавництво «Каравела», 2022, 232 с.
35. Дідур В.А., Савченко О.Д., Пастушенко С.І., Мовчан С.І. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. Запоріжжя: Прем'єр, 2005. -464 с.
36. ДСТУ 7057-2003 Трактори сільськогосподарські. Методи випробувань (ДСТУ 7057-2001, ІДТ)
37. Шкарівський Г.В. Основи теорії мобільних машин: Навчальний посібник. К.: ФОП Ямчинський О.М., 2019. 723 с.
38. Закон України “Про охорону праці” / Законодавство України про охорону праці. - К. 2002 р.



39. Законодавча база. Інструкція з охорони праці для тракториста машиніста №31872. <https://dnaop.com/html/31872/doc-instrukcijaz-ohoroni-pracidlya-mashinista-traktora-traktorista>

40. Вовк М.А. Економічна оцінка інженерних проектів (методика та приклади розрахунків на ЕОМ): Навчальний посібник/ М.А. Вовк, В.В. Коновалов, І. А. Гончар. – Вінниця, 2002. – 242 с

# *ДОДАТКИ*

Додаток А

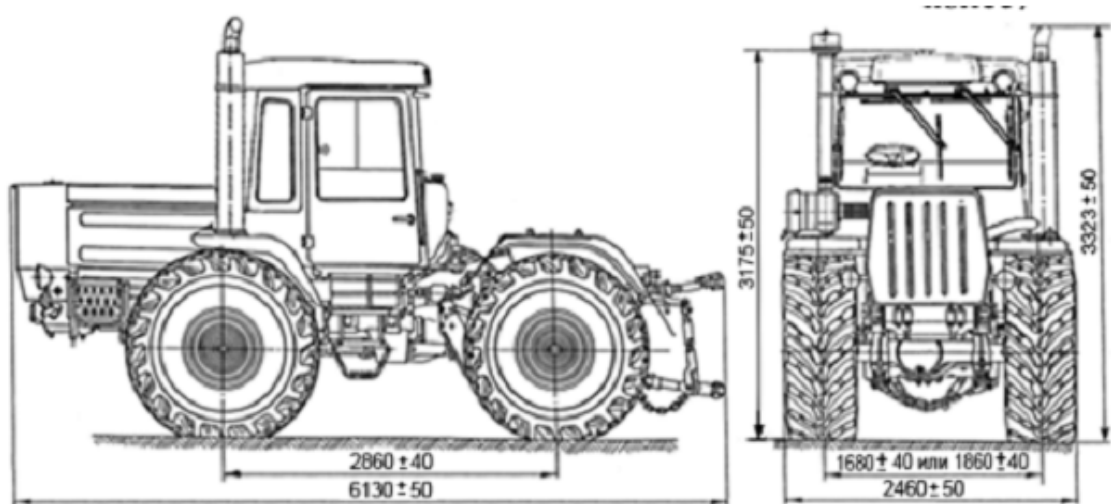


Рисунок А1 – Загальний вигляд трактора ХТЗ-150К

Таблиця А1 – Вихідні дані для розрахунку стяжок пристрою здвоєння коліс

Показник	Значення
Марка двигуна	ЯМЗ-236
Номінальна потужність, кВт	132,4
Крутний момент двигуна, Н·м	693
Кількість діапазонів/передач – вперед/назад	3/12 - 1/4
Передаточне число трансмісії на першій передачі	52,3
Частота обертання валу відбору потужності, хв <sup>-1</sup>	540/1000
Номінальне тягове зусилля, кН	30
Радіус обода колеса, м	0,30
База, мм	2860
Кліренс, мм	400
Маса, кг	8400
Діаметр вставки, мм	457
Кількість стяжок, шт	8
Коефіцієнт тертя сталі по сталі	0,19

## Додаток Б

### Вихідні дані для розрахунку теплообмінника

Показник	Позн.	Значення
Насос гідравлічний		НШ-50
Довжина нагнітального трубопроводу, приймаємо, м	$l_{тр.н.}$	0,5
Об'ємний ККД насоса	$\eta_{обн}$	0,92-0,94
Робочий об'єм насоса, м <sup>3</sup> /об,	$q_n$	50
Кутова швидкість валу насоса, с <sup>-1</sup> ,	$\omega_n$	40
Номінальний тиск насоса, МПа	$P_n$	16
Номінальна потужність насоса, кВт	$N$	41,5
Щільність робочої рідини, кг/м <sup>3</sup>	$\gamma_p$	889
Теоретична подача насоса, л/хв	$Q_T$	107,4

## Додаток В

### Технічна характеристика теплообмінника

Показник	Позн.	Значення
Загальну довжину змійовика, м	$L$	3,58
Довжину одного витка змійовика теплообмінника, м	$l$	0,47
Діаметр витка змійовика, м;	$D_{зм}$	0,15
Загальну висоту змійовика, м	$H$	0,8
Поверхня нагрівання теплообмінника, м <sup>2</sup>	$F$	0,18
Потенційна теплова потужність, кВт,	$Q$	14,7 кВт;
Коефіцієнт теплопередачі через стінку трубки змійовика, Вт/м <sup>2</sup> ·°С	$k$	4260
Число витків теплообмінника	$n$	8
Середньо логарифмічна різниця температури теплоносіїв, °С;	$\Delta t_{ср.лог}$	42,3
Відстань між витками теплообмінника, м;	$h$	0,1
Зовнішній діаметр труби змійовика, м;	$d$	0,016