

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Покращення роботи системи паливоподачі трактора
при низьких температурах»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В.

(ПІБ)

(підпис)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

(підпис)

Виконав

Красоха Аліна Олександрівна

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Красоха Аліна Олександрівна

(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення роботи системи паливоподачі трактора при низьких температурах»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості систем паливоподачі, що використовуються на тракторах універсально-просапних та загального призначення

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1 Особливості експлуатації тракторів сільськогосподарського призначення в зимовий період

2 Математична модель розрахунку динаміки зміни температур палива та елементів системи паливоподачі

3 Запропонований варіант підтримки температури дизельного палива в процесі експлуатації трактора в зимових умовах

4 Розрахунок економічної ефективності

Висновки _____

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання та аналіз існуючих досліджень. Теоретичні дослідження. Запропоноване технічне рішення. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Калінін Є.І.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Красоха А.О.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 67 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 37 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Покращення роботи системи паливоподачі трактора при низьких температурах».

У ході виконання дипломного проекту було встановлено, що температура дизельного палива суттєво впливає на його теплофізичні властивості: теплоємність, теплопровідність, густину та в'язкість. Використання теорії критеріїв подібності дозволяє розраховувати коефіцієнти теплообміну в баку та паливопроводах, а також оцінювати теплові втрати на окремих ділянках системи.

Ефективність методу значною мірою визначається створюваним тиском і, відповідно, потужністю насоса. При цьому підігрів палива переливанням відбувається інтенсивніше, ніж у традиційних теплообмінних пристроях.

Вагомий вплив на теплообмін має швидкість вітру: збільшення швидкості з 1 м/с до 5 м/с призводить до зменшення інтенсивності нагрівання дизельного палива приблизно у 3 рази.

Ключові слова: паливоподача; низька температура; двигун внутрішнього згоряння; теплофізичні властивості; трактор.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАКТОРІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ В ЗИМОВИЙ ПЕРІОД	8
1.1 Оцінка працездатності сільськогосподарських тракторів у період зимової експлуатації.....	10
1.2 Оцінка якості роботи системи живлення сільськогосподарських тракторів у період зимової експлуатації	13
1.3 Фізичні властивості дизельного палива.....	16
1.3.1 Основні вимоги до дизельного палива.....	16
1.3.2 Низькотемпературні властивості дизельного палива.....	16
1.4 Поліпшення якості роботи системи паливоподачі тракторів у період зимової експлуатації.....	22
1.4.1 Підігрів палива з використанням теплоти надлишків палива в головці паливного насоса	23
1.4.2 Використання теплоти відпрацьованих газів для підігріву палива	23
1.4.3 Підігрів палива з використанням теплоти охолоджувальної рідини.....	24
1.4.4 Підігрів палива за допомогою електричних нагрівальних елементів	24
1.4.5 Присадки до дизельного палива	26
РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУР ПАЛИВА ТА ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ	29
2.1 Узагальнений образ технологічної системи.....	29
2.2 Вплив температури дизельного палива на його теплофізичні властивості	31
2.3 Теоретичне визначення коефіцієнтів теплопередачі.....	33
2.3.1 Теплообмін при природній конвекції на плоскій стінці	37
2.3.2 Теплообмін при вимушеному русі в трубах.....	38
2.4 Теплообмін із внутрішнім джерелом теплоти.....	40
2.5 Вплив швидкості циркуляції вітру на процес теплообміну між баком і навколишнім повітрям.....	47

РОЗДІЛ 3 ЗАПРОПОНОВАНИЙ ВАРІАНТ ПІДТРИМКИ ТЕМПЕРАТУРИ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАКТОРА В ЗИМОВИХ УМОВАХ	47
3.1 Підігрів дизельного палива методом дроселювання	47
3.2 Підігрів дизельного палива в живильному паливопроводі за рахунок перепуску його надлишків із лінії низького тиску системи живлення на вхід живильного паливопроводу	54
РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	59
4.1 Продуктивність агрегату	59
4.2 Визначення капітальних вкладень і приведених витрат	61
ВИСНОВКИ.....	63
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	64
ДОДАТКИ.....	66

ВСТУП

До основних завдань розвитку агропромислового комплексу (АПК), поряд із технічним переоснащенням, належать підтримання машинно-тракторного агрегату (МТА) у працездатному стані та його ефективне використання. Лише за дотримання цих умов можна досягти високої якості виконання сільськогосподарських робіт.

Застосування багатьох машин у господарствах протягом усього року зумовлене безперервністю виробничого процесу окремих сільськогосподарських робіт. До них належать роботи з доставки кормів на тваринницькі ферми, вивезення органічних добрив, вапнування кислих ґрунтів, снігозатримання, перевезення продукції тваринництва та інших сільськогосподарських вантажів. Обсяг робіт, що виконуються в зимовий період, досягає 40% річного.

Відомо, що експлуатація сільськогосподарських машин узимку значно складніша, ніж улітку, що зумовлено суворими кліматичними умовами. У деяких регіонах морозний період триває від 3 до 4 місяців, при середніх температурах січня $-15\ldots-25^{\circ}\text{C}$, а мінімальні температури досягають $-30\ldots-35^{\circ}\text{C}$.

Під час експлуатації тракторів у зимових умовах, як правило, не дотримуються оптимальні температурний і навантажувальний режими роботи двигуна та трансмісії.

Низька температура навколишнього повітря спричиняє зміну фізичних властивостей мастильних матеріалів, палива, охолоджувальної рідини, що ускладнює запуск і роботу двигуна та механізмів силової передачі.

У зимовий період через комплексний вплив зовнішнього середовища суттєво знижуються експлуатаційні показники МТА та значно зростає кількість відмов машин порівняно з літнім періодом через виникнення технічних і технологічних несправностей.

Одним із найважливіших агрегатів, що впливає на працездатність і економічність сучасних тракторів, є система паливоподачі. При зниженні

температури навколишнього середовища нижче $-20...-25^{\circ}\text{C}$ значно зростає кількість відмов цієї системи.

Це пов'язано насамперед із недостатнім рівнем знань механізаторів щодо підготовки та експлуатації техніки в зимовий період, застосуванням неякісних паливно-мастильних матеріалів, що не відповідають кліматичним умовам, а також недосконалістю конструкції тракторів, тобто недостатньою пристосованістю машин до експлуатації в заданих умовах.

Наразі недостатньо уваги приділяється особливостям роботи машинно-тракторних агрегатів у зимовий період.

РОЗДІЛ 1 ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАКТОРІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ В ЗИМОВИЙ ПЕРІОД

У зв'язку з розвитком науково-технічного прогресу та розширенням номенклатури робіт, що виконуються в зимовий період, питанням зимової експлуатації машин приділяється значна увага.

Якісні та техніко-економічні показники роботи машин у зимових умовах залежать від численних факторів, явищ і процесів, які потребують ретельного вивчення шляхом теоретичних та експериментальних досліджень. Дослідження у сфері експлуатації машинно-тракторного парку в зимових умовах можна представити у вигляді кількох напрямів, наведених на рис. 1.1.



Рисунок 1.1 – Дослідження у сфері експлуатації МТА в зимових умовах

Питаннями зимової експлуатації сільськогосподарської техніки займаються не лише окремі дослідники, а й цілі наукові колективи та установи. Багато досліджень, спрямованих на покращення експлуатаційних показників і

підвищення надійності сільськогосподарських тракторів, що працюють при низьких температурах навколишнього повітря, зосереджені на вирішенні конкретних завдань щодо вдосконалення роботи однієї або кількох систем трактора залежно від ряду параметрів.

Комплексні дослідження з оцінювання впливу всіх факторів на надійність машини в цілому (трактора) в період зимової експлуатації найбільш повно відображені в працях [5, 8, 9, 11, 14].

Серед усіх наукових робіт, спрямованих на покращення експлуатаційних показників сільськогосподарських тракторів при низьких температурах (рис. 1.1), більшість досліджень присвячена підвищенню ефективності режимів роботи трансмісії [6, 8], вивченню температурного режиму системи мащення [9, 10] та передпускових параметрів тракторного дизеля [6, 7, 10, 12].

Дослідження процесу паливоподачі переважно розглядаються з точки зору впливу температури палива в головці паливного насоса на величину циклової подачі та якість його розпилення форсунками [5]. Водночас практично відсутні дослідження процесу подачі палива до двигуна при експлуатації сільськогосподарських тракторів в умовах низьких температур навколишнього повітря. Особливо актуальною ця проблема є в міжсезонний період (осінньо-зимовий, зимово-весняний), який характеризується значними коливаннями температур, коли техніка ще не перейшла з літніх сортів палива на зимові або відбувається передчасний перехід із зимового палива на літнє.

Крім того, спостерігаються випадки постачання дизельного палива до сільськогосподарських підприємств, яке не відповідає чинним вимогам якості (за вмістом сірки, низькотемпературними властивостями, вмістом води тощо).

Аналіз літературних джерел показав, що процес паливоподачі сільськогосподарських тракторів в умовах зимової експлуатації досліджено недостатньо, а також не встановлено кількісного впливу основних факторів, що визначають цей процес.

Процес забезпечення паливоподачі є одним із ключових показників безвідмовності роботи системи живлення сільськогосподарських тракторів у

зимових умовах. Водночас на надійність системи живлення значно впливають як зовнішні фактори (погодні умови), так і внутрішні – фізико-хімічні властивості дизельного палива.

Тому дослідження процесів паливоподачі сільськогосподарських тракторів у період зимової експлуатації становить значний науковий і практичний інтерес.

1.1 Оцінка працездатності сільськогосподарських тракторів у період зимової експлуатації

Кліматичні фактори впливають не лише на машину, а й на людину, яка нею керує, а також на об'єкт впливу машини. Звідси випливає, що кліматичну надійність машини необхідно розглядати в системі «людина – машина – об'єкт впливу» [10, 15].

Взаємозв'язок впливу кліматичних факторів на систему «людина – машина – об'єкт впливу» наведено на рис. 1.2.



Рисунок 1.2 – Схема впливу кліматичних факторів у системі «людина – машина – об'єкт впливу»

З нього видно, що на людину найбільш несприятливо впливає поєднання низьких температур повітря з вітром, тоді як на об'єкт впливу машини найбільший вплив мають опади, низькі температури та їх поєднання.

Безвідмовне функціонування системи «людина – машина – об’єкт впливу» значною мірою визначається надійністю керуючої діяльності людини, яка в умовах вимушеної роботи може знижуватися до критичних значень.

Кліматичні фактори впливають на машину як безпосередньо, так і опосередковано – через людину, яка керує машиною, та через об’єкт впливу або взаємодії машини [10, 11]. Продуктивність оператора, який керує машиною, також можна описати математичною моделлю [10, 11]:

$$R_2 = f(\gamma; K_c; C; K_a; O; b; p; t; Z), \quad (1.1)$$

де γ – втома оператора; K_c – кваліфікація оператора; C – стаж роботи; K_a – класність оператора; O – оглядовість кабіни; b – час доби; p – вид виконуваної роботи; t – температура навколишнього середовища; Z – інші фактори.

Природні фактори по-різному впливають на роботу машин. Основні фактори, що впливають на якісні показники роботи машин у зимових умовах, можуть бути представлені у вигляді схеми (рис. 1.3).

Перша група факторів впливає на тепловий стан експлуатаційних матеріалів, спричиняє зміну їх фізико-механічних властивостей і холодоламкість деталей. Друга група знижує продуктивність машини або створює перешкоди, що змушують техніку простоювати.

До третьої групи належать фактори змішаної дії. Негативний вплив кліматичних умов позначається не лише на надійності та продуктивності, а й на якості виконання робіт, що призводить до неповного використання машин, ускладнення технологічних процесів і організаційних труднощів, які, своєю чергою, викликають додаткові втрати часу.

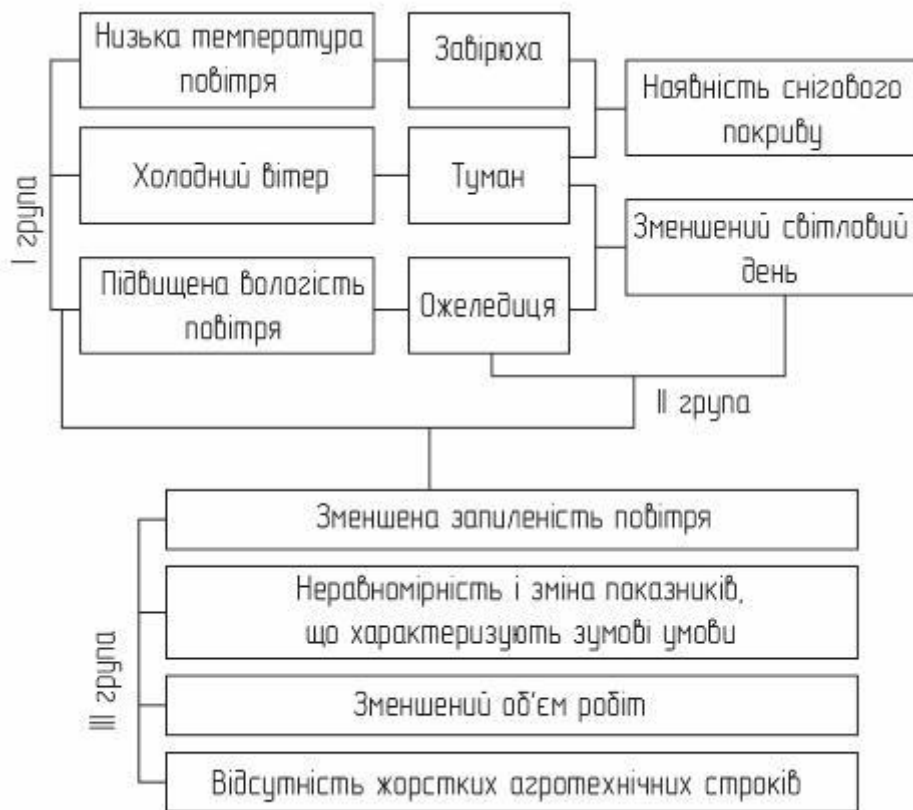


Рисунок 1.3 – Фактори, що визначають особливості зимової експлуатації машин

Вплив кліматичних факторів на продуктивність машини можна подати у вигляді загальної математичної моделі [10, 11]:

$$R_1 = f(t; h; ж; \rho; b; \alpha; Z), \quad (1.2)$$

де t – температура навколишнього середовища; h – висота снігового покриву; $ж$ – жорсткість снігу; ρ – щільність снігу; b – видимість шляху; α – рельєф; Z – інші фактори.

Під час експлуатації техніки взимку тягові властивості машин знижуються на 5...12%, змінна продуктивність – на 15...20%, час простою з технічних і технологічних причин збільшується на 10...20%, а витрата палива зростає на 15...20% [1, 5, 6, 10].

Зі зниженням температури навколишнього середовища надійність систем тракторів погіршується через їх недостатню пристосованість, оскільки сучасні тракторні двигуни розраховані на експлуатацію при температурі повітря 15°C і

тиску 760 мм.рт.ст. [13]. Водночас різниця між розрахунковими умовами та реальними умовами зимової експлуатації може становити 40...60°C.

1.2 Оцінка якості роботи системи живлення сільськогосподарських тракторів у період зимової експлуатації

Основною причиною порушення працездатності системи живлення трактора при від'ємних температурах є погіршення подачі палива через зменшення пропускної здатності фільтрів і паливопроводів унаслідок випадання з палива кристалів льоду та парафінів [9, 13, 14].

Різке зниження якості роботи системи живлення сільськогосподарських тракторів спостерігається в міжсезонний період (жовтень...листопад) при переході з літніх сортів палива на зимові, а також при зниженні температури навколишнього середовища нижче $-25...-30^{\circ}\text{C}$ під час роботи на зимових сортах палива.

Схема паливоподачі у всіх енергонасичених тракторів є подібною і відповідає схемі, наведеній на рис. 1.4.

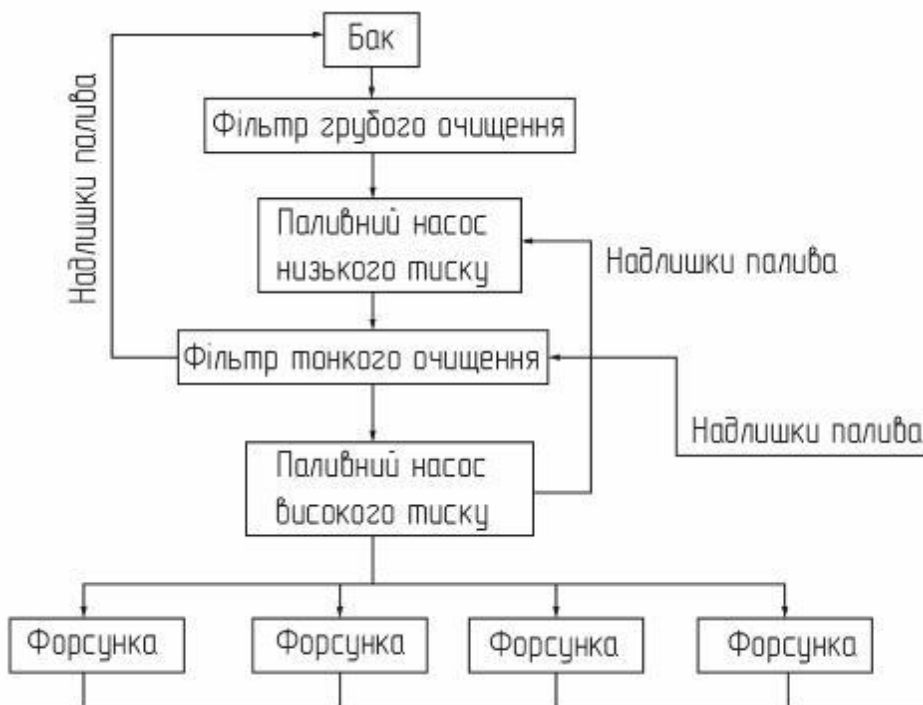


Рисунок 1.4 – Схема системи паливоподачі енергонасичених тракторів

Вітчизняні автотракторні двигуни оснащені системою живлення, тепловий режим якої не регулюється. Підігрів палива відбувається за рахунок

теплопередачі від нагрітих деталей двигуна та обдування елементів системи теплим повітрям у підкапотному просторі (паливний насос високого та низького тиску, форсунки, фільтри тонкого і грубого очищення), яке пройшло через радіатори охолодження.

Тому працездатність системи живлення значною мірою визначається впливом навколишнього середовища на її елементи, що не захищені від зовнішніх факторів (паливний бак, підвідний паливопровід, фільтр грубого очищення). Саме в цих елементах виникає найбільша кількість відмов, зокрема припинення подачі палива при від'ємних температурах.

Ступінь охолодження палива в баку та підвідному паливопроводі залежить не лише від умов навколишнього середовища, циклової подачі палива та його кількості, а й від площі поверхні бака і паливопроводу, що піддається впливу середовища. Відношення цієї площі до загальної площі визначає коефіцієнт впливу зовнішнього середовища на паливний бак ($K_{\text{сеп}}$) (рис. 1.5).

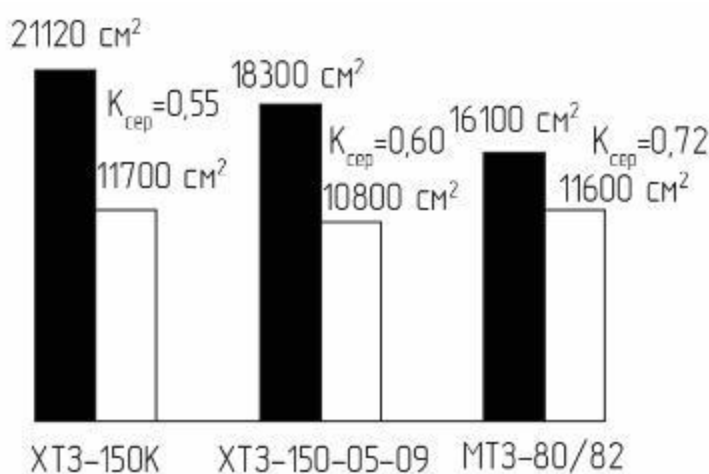
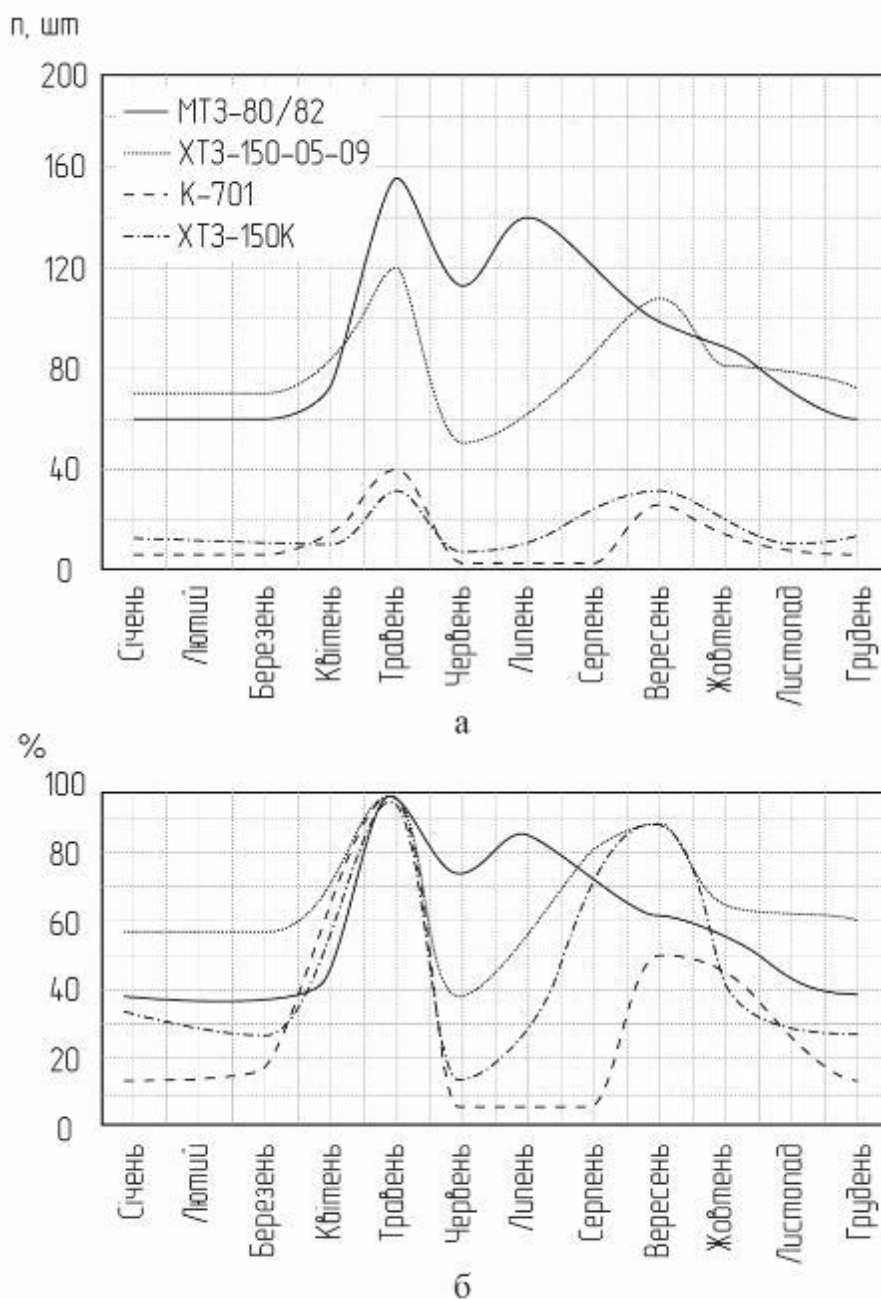


Рисунок 1.5 – Діаграма для визначення коефіцієнта впливу навколишнього середовища на паливний бак

Величина циклової подачі палива має як прямий, так і зворотний вплив. Зі збільшенням подачі зростає притік холодного палива з бака, що знижує температуру системи. Водночас підвищується кількість тепла, що виділяється при згорянні, що призводить до зростання температури елементів системи паливоподачі [10].

Оскільки зміна температури палива впливає на його в'язкість, густину та текучість, продуктивність паливного насоса також змінюється залежно від температурного поля [10, 17].

На рис. 1.6 показано річний графік використання тракторів у господарствах Полтавської області. Найбільш завантаженими є травень, серпень і вересень, коли використовується майже весь парк техніки.



а – загальна кількість; б – у відсотковому співвідношенні

Рисунок 1.6 – Кількість тракторів, що працювали протягом 2021–2022 року в господарствах Полтавської області

Окрім польових робіт, трактори широко застосовуються і в холодний період року. У зимовий період (листопад – березень) основними є трактори МТЗ-80/82. На початку зими їх використання інтенсивніше через роботи з доставки кормів і снігозатримання, а наприкінці – переважно для розчищення територій і робіт на фермах.

У подальших дослідженнях розглядається система живлення трактора ХТЗ-150-05-09 як найбільш характерного для зимової експлуатації.

1.3 Фізичні властивості дизельного палива

1.3.1 Основні вимоги до дизельного палива

Дизельне паливо повинно відповідати таким вимогам: забезпечувати надійну прокачуваність; повне згоряння з мінімальною затримкою самозаймання; низький рівень шкідливих викидів (NO_x , SO_2 , H_2S , бензапірен тощо); стабільну роботу двигуна без детонацій; відсутність корозії; мінімальне утворення нагару; відсутність механічних домішок і води; стабільність властивостей при зберіганні.

1.3.2 Низькотемпературні властивості дизельного палива

Під низькотемпературними властивостями палива розуміють його здатність забезпечувати працездатність системи паливоподачі при від'ємних температурах.

Для реальних рідин зі зниженням температури характерне монотонне зростання в'язкості. За певної, достатньо низької температури в'язкість стає настільки великою, що настає в'язкісне застигання. Такий вид застигання характерний для палив, які не містять високоплавких вуглеводнів. За наявності в паливі вуглеводнів із високою температурою плавлення вони можуть випадати при охолодженні у тверду фазу у вигляді кристалів, що забивають фільтри та інші елементи системи паливоподачі, знижуючи прокачуваність палива. При подальшому зниженні температури паливо втрачає текучість і не надходить із бака до заборного пристрою.

В'язкість палива є важливим експлуатаційним показником якості, що визначає безперебійну подачу палива до форсунок. Для швидкохідних дизелів нормується кінематична в'язкість при 20°C у межах 1,5...6,0 мм²/с (сСт).

При зниженні в'язкості палива неминуче зменшується циклова подача через перетікання і втрати в плунжерній парі головки паливного насоса (табл. 1.1, рис. 1.7), унаслідок чого знижується коефіцієнт подачі насоса [8].

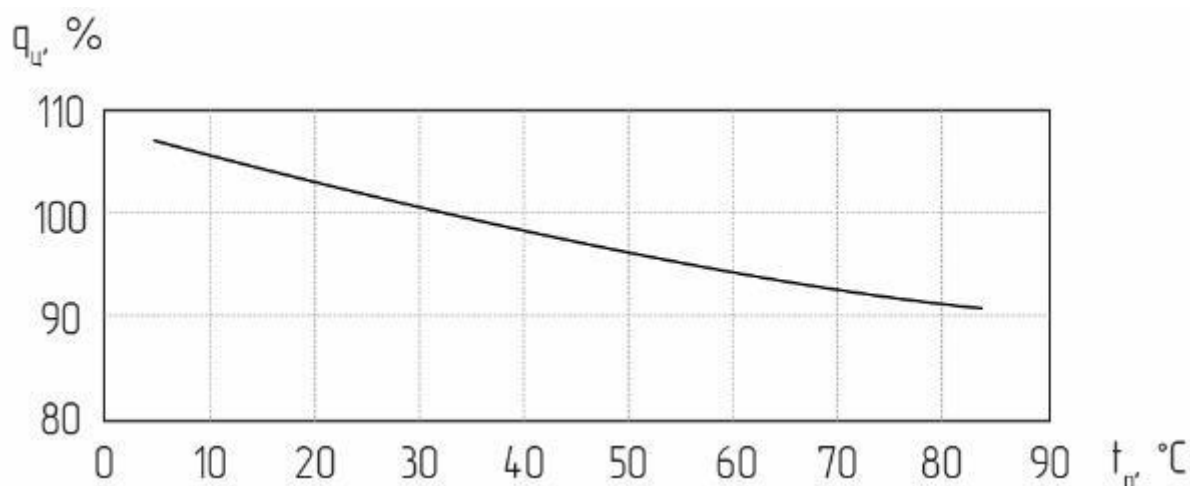


Рисунок 1.7 – Залежність величини циклової подачі палива q_u від температури t_n палива в головці паливного насоса

Одночасно з'являється підтікання через розпилювачі форсунок, що підвищує нагароутворення і димність вихлопу. Крім того, малов'язке паливо різко збільшує зношування паливного насоса високого тиску, оскільки погіршується змащування його прецизійних деталей [10].

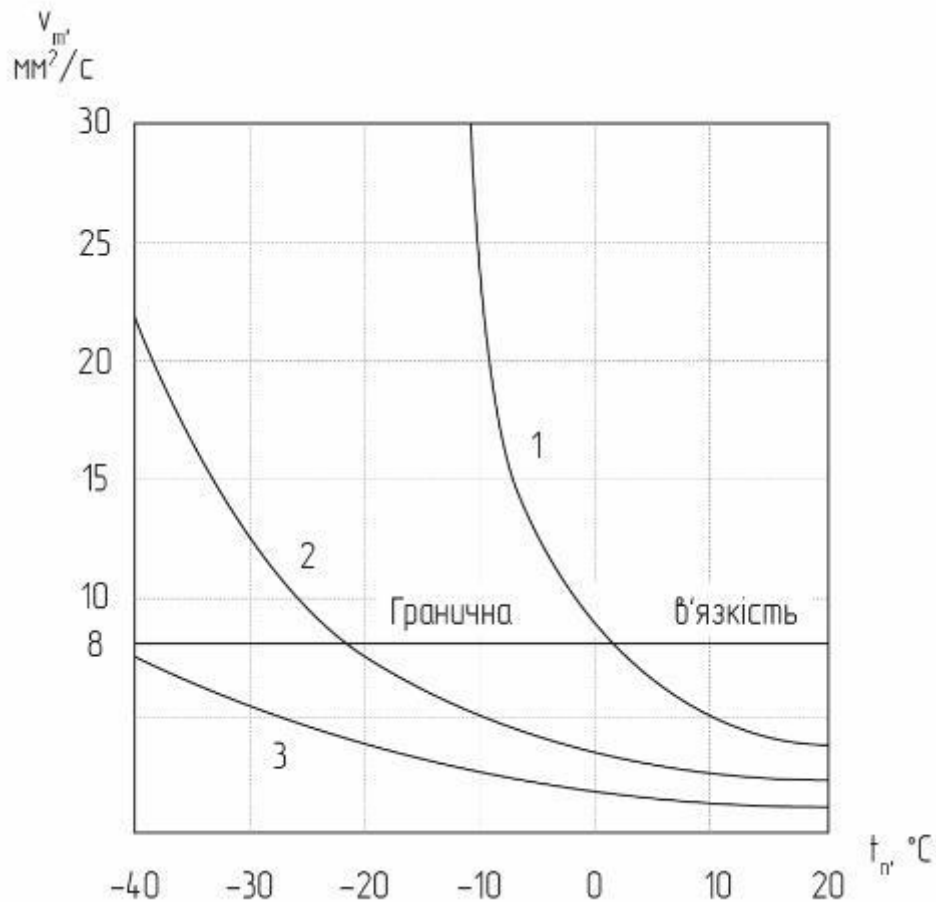
Таблиця 1.1 – Витрата палива залежно від його температури в головці паливного насоса

Температура палива, °C	4	23	37	48	56	63	75
Витрата палива, г/с	4,34	4,14	3,16	3,05	3,02	3,00	2,92

Надмірна в'язкість палива, навпаки, призводить до погіршення сумішоутворення і процесу згоряння через утруднене розпилення та дроблення крапель. Одночасно погіршується його прокачуваність через фільтри.

В'язкість дизельного палива зменшується при нагріванні і збільшується при зниженні температури. Чим вищою є в'язкість при 20°C, тим суттєвішими є

зміни при охолодженні (рис. 1.8). Літні сорти палива вже при $-5...-7^{\circ}\text{C}$ загусають і перестають нормально прокачуватися через паливні фільтри.



1 – літнє (Л); 2 – зимове (З); 3 – арктичне (А)

Рисунок 1.8 – Залежність кінематичної в'язкості дизельного палива від його температури

Максимальну в'язкість, при якій подача палива перестає забезпечувати номінальну потужність двигуна, називають граничною ($8 \text{ мм}^2/\text{с}$). За низьких температур можуть проявлятися ознаки структурної в'язкості, коли вона визначається не лише температурою, а й швидкістю зсуву шарів рідини [1, 5, 10].

При роботі в умовах низьких температур важливою є не лише величина в'язкості дизельного палива, а й характер її зміни залежно від температури.

Зміна в'язкості зимового палива залежно від температури описується залежністю [10]:

$$\nu_m = 0,1(10^{[1,97 - 0,546 \lg(T_m - 200)]} - 1,7), \quad (1.3)$$

де T_m – температура дизельного палива, $^{\circ}\text{C}$.

Оцінювання схильності палив до утворення кристалів і втрати рухливості здійснюється за температурами помутніння, кристалізації та застигання.

Температурою помутніння називають температуру, при якій паливо втрачає фізичну однорідність унаслідок утворення мікрокристалів найбільш тугоплавких вуглеводнів і води. Візуально це супроводжується його помутнінням. При подальшому зниженні температури кристали збільшуються в розмірах.

Дослідження показали, що при охолодженні дизельних палив у першу чергу випадають парафінові вуглеводні нормальної будови. При цьому температура помутніння палива не залежить від сумарного вмісту в ньому н-парафінових вуглеводнів. Так, за практично однакового їх вмісту (табл. 1.2) температури помутніння різних фракцій можуть суттєво відрізнятися.

Таблиця 1.2 – Температура помутніння дизельного палива залежно від фракційного складу н-парафінових вуглеводнів

Сумарний вміст н-парафінових вуглеводнів, %	27,4	27,5	27,1
Фракція, °C	210...220	250...260	260...270
Температура помутніння, °C	-51	-30	-23

На температуру помутніння впливає склад н-парафінових вуглеводнів (табл. 1.3). Додавання навіть незначної кількості високоплавких н-парафінових вуглеводнів призводить до різкого підвищення цієї температури.

Таблиця 1.3 – Температура помутніння дизельного палива залежно від кількості високоплавких н-парафінових вуглеводнів

Парафінові вуглеводні $C_{20} - C_{25}$, % (вагова частка)	0	5	10
Температура помутніння, °C	-35	-20	-15

До складу н-парафінових вуглеводнів дизельних палив входять парафіни з довжиною ланцюга $C_6 - C_{27}$ (для літнього палива) і $C_6 - C_{19}$ (для зимового палива).

Температурою кристалізації називають температуру, при якій кристали в паливі стають помітними неозброєним оком. При подальшому зниженні

температури нижче цієї межі відбувається зрощення кристалів із утворенням просторового кристалічного каркаса, у комірках якого утримуються більш легкоплавкі рідкі вуглеводні. У результаті паливо втрачає рухливість.

Температурою застигання називають температуру, при якій відбувається зрощення кристалів і паливо повністю втрачає текучість (рис. 1.9).



Рисунок 1.9 – Мікроструктура кристалічного каркаса при застиганні дизельного палива

Для забезпечення необхідних температур помутніння і застигання зимові палива отримують шляхом «полегшення» фракційного складу. Так, для отримання дизельного палива з температурою застигання -35°C і помутніння -25°C необхідно знизити температуру кінця кипіння з 360 до 320°C , а для палива з температурами -45°C і -35°C відповідно – до 280°C . Це, однак, призводить до зменшення виходу дизельного палива з нафти з 42 до $30,5$ і $22,4\%$ відповідно.

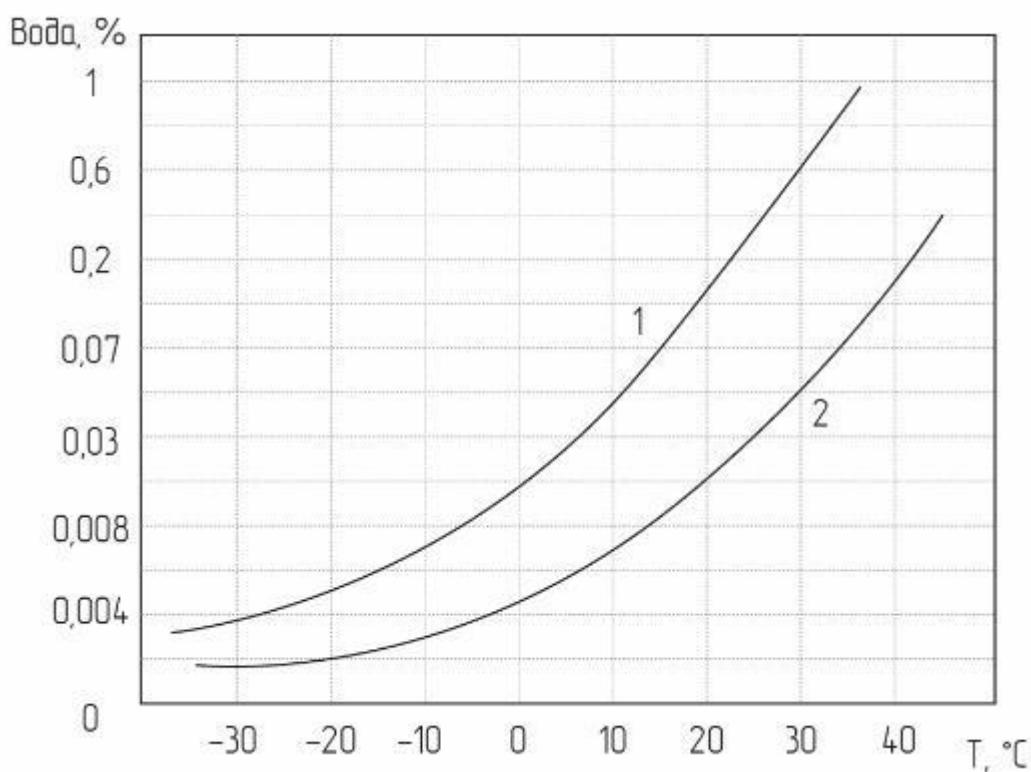
Низькотемпературні властивості рідких вуглеводневих палив залежать від їх групового та фракційного складу. Найгірші властивості мають парафіни та ароматичні вуглеводні, найкращі – цикланові сполуки.

Температура застигання вуглеводневих компонентів зростає зі збільшенням їх молярної маси, тому замерзання становить серйозну проблему для дизельних палив. Для забезпечення надійної роботи системи паливоподачі температура застигання палива має бути на $10...15^{\circ}\text{C}$ нижчою за мінімальну температуру експлуатації.

Вода є найбільш небажаною домішкою дизельного палива. Потрапляючи в паливо, вона може швидко вивести з ладу паливний насос. Згідно зі стандартами ISO, наявність води в паливі не допускається, однак на практиці вона майже завжди присутня (рис. 1.10) через гігроскопічність палива або порушення умов транспортування і зберігання.

Частинки води заповнюють пори бавовняних фільтрів і припиняють подачу палива до насоса. Також при обводненні знижується пропускна здатність паперових фільтрів. При температурах нижче 0°C вода замерзає і у вигляді кристалів льоду забиває паливопроводи та фільтри.

Крім того, вода знижує теплотворну здатність палива і спричиняє корозію елементів паливної апаратури, тому її наявність у дизельному паливі є недопустимою.



1 – гас; 2 – дизельне паливо

Рисунок 1.10 – Вплив температури на розчинність води в паливі

1.4 Поліпшення якості роботи системи паливоподачі тракторів у період зимової експлуатації

У зимовий період температура палива, що надходить у камери згоряння двигунів, суттєво знижується. Так, при температурах навколишнього повітря 20°C і -35°C температура палива в головці паливного насоса становить відповідно близько 50°C і -2°C [10]. За наявності теплоізоляційних пристроїв температура палива в головці паливного насоса взимку може підтримуватися на рівні $10...30^{\circ}\text{C}$.

Упорскування більших за розміром крапель холодного палива в холодне повітря супроводжується збільшенням періоду затримки займання, що негативно впливає на процес згоряння.

Під час стоянки тракторів у теплому гаражі ($10...15^{\circ}\text{C}$) акумульованого тепла дизельного палива достатньо для нормальної роботи двигуна при температурі зовнішнього повітря $-25...-35^{\circ}\text{C}$ лише протягом приблизно 1 години [10].

Як зазначалося раніше, вітчизняні автотракторні двигуни оснащені системами живлення з нерегульованим тепловим режимом. Тому для підвищення надійності паливоподачі в зимових умовах застосовуються такі підходи: використання палив з покращеними експлуатаційними властивостями, застосування різних систем підігріву та вдосконалення конструкцій елементів системи живлення (рис. 1.11).

При підготовці техніки для роботи в північному виконанні застосовують більш складні технічні рішення. Паливні фільтри розміщують під капотом, ближче до випускної труби та глушника; іноді використовують здвоєні фільтри, встановлені на блоці циліндрів двигуна. Паливопроводи обирають більшого діаметра. На пожежобезпечних ділянках застосовують трубопроводи з полімерних матеріалів, що мають нижчу теплопровідність. Підвідний і зливний паливопроводи розташовують поруч для зменшення тепловтрат.



Рисунок 1.11 – Класифікація способів підвищення роботоздатності системи паливоподачі тракторів у період зимової експлуатації

1.4.1 Підігрів палива з використанням теплоти надлишків палива в головці паливного насоса

Паливопровід від бака до фільтра грубого очищення замінено на двостінну трубку. Паливо подається внутрішньою трубкою. Паливопровід від головки паливного насоса до підкачувального насоса для перепуску надлишків палива демонтовано, і воно через зовнішню трубку надходить безпосередньо в бак [14].

За такого способу підігрів палива в магістралі низького тиску відбувається лише на вході у фільтр грубого очищення, тоді як ефективність підігріву палива в баку та на виході із заборного штуцера є мінімальною.

1.4.2 Використання теплоти відпрацьованих газів для підігріву палива

Відпрацьовані гази, що виходять із випускної труби при середній частоті обертання двигуна з температурою близько 50°C , спрямовуються в металевий піддон, герметично закріплений до паливного бака за допомогою прокладки. Знімний піддон фіксується хомутом на баку за допомогою довгих шпильок. Заповнюючи порожнину піддона, відпрацьовані гази в процесі теплообміну нагрівають паливо, запобігаючи утворенню кристалів парафіну. На кінці

вихлопної труби встановлюють заслінку для регулювання об'єму газів. Утворення нагару запобігається завдяки вигнутій формі патрубків, що підводить гази до піддона. У літній період піддон знімають [7].

Суттєвим недоліком цього способу є порушення вимог пожежної безпеки під час експлуатації техніки.

1.4.3 Підігрів палива з використанням теплоти охолоджувальної рідини

У отвір корпусу термостата нижче основного клапана вгвинчують штуцер, до якого приєднують патрубок, з'єднаний з підвідним гумовим шлангом. Інший кінець шлангу під'єднується до вхідного штуцера змієвика, виготовленого з кількох витків трубки. Змієвик встановлюють безпосередньо в паливному баку.

Патрубок термостата обладнаний вентилем для регулювання кількості гарячої рідини, що надходить у змієвик.

До іншого штуцера змієвика під'єднують відвідний шланг. Перед запуском двигуна відкривають вентилі та заливають гарячу рідину в систему охолодження. Вона, прогріваючи двигун, одночасно нагріває паливо через змієвик [7].

Недоліком є ускладнення конструкції паливного бака та ризик порушення герметичності системи.

1.4.4 Підігрів палива за допомогою електричних нагрівальних елементів

Нагрівання палива здійснюється за рахунок теплопередачі від нагрітої електричної спіралі. Нагрівачі живляться від бортової мережі або акумуляторної батареї під час запуску двигуна (рис. 1.12). Електронагрівальні елементи встановлюють у тих вузлах системи паливоподачі, де необхідно забезпечити достатню текучість палива.

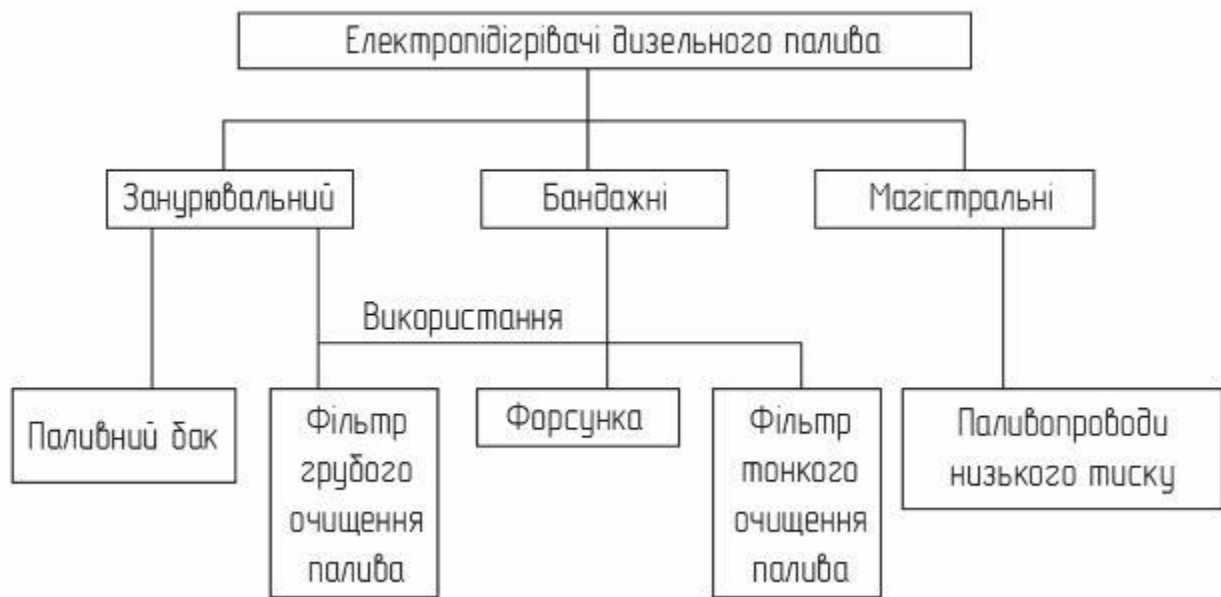


Рисунок 1.12 – Класифікація електропідігрівачів для нагрівання дизельного палива в елементах системи живлення

Магістральні підігрівачі. Магістральні підігрівачі встановлюються в розрив паливної магістралі та, як правило, нагрівають паливо на виході із заборного штуцера паливного бака. У результаті різко підвищується його текучість, а паливо стає однорідним (без кристалів парафіну). При досягненні робочої температури (40...50°C) електричний термостат автоматично її підтримує. Система працює від бортової електромережі машини і споживає 0,1...0,3 кВт [6, 9].

Занурювальні електропідігрівачі. Підігрів дизельного палива в паливних баках і фільтрах здійснюється за допомогою занурювальних нагрівальних елементів, створених на базі позисторів. Вони мають властивість саморегулювання та забезпечують нагрів палива до необхідної температури за кілька хвилин. Для роботи на тракторах такі підігрівачі використовують енергію акумуляторних батарей. За результатами експлуатаційних випробувань, споживана потужність підігрівачів у фільтрах тонкого і грубого очищення, а також у паливному баку становить 300...400 Вт при напрузі 12 В [7].

Електропідігрів палива у форсунці. Дослідження, що проведені в роботі [15], показали, що дисперсністю палива, а отже і якістю сумішоутворення, можна керувати шляхом попередньої теплової підготовки палива у форсунці.

Було розроблено та запатентовано форсунку з вбудованими нагрівальними елементами, що живляться від бортової мережі трактора. Вони забезпечують попередній нагрів палива перед упорскуванням у камеру згоряння.

Під час запуску дизельного двигуна при від'ємних температурах нагрівачі підігрівають паливо до 110...120°C, що підвищує швидкість передполумєневих реакцій і скорочує час запуску двигуна. Після запуску температура палива автоматично підтримується на рівні 80...90°C. Підігрів вимикається при досягненні температури охолоджувальної рідини 80°C [7].

Бандажні електропідігрівачі. Бандажні електропідігрівачі являють собою набір нагрівальних елементів, розміщених у чохлах зі спеціальної тканини. Такий чохол монтується у вигляді бандажа на корпусах паливних фільтрів і форсунок. Живлення здійснюється від бортової мережі трактора під час роботи двигуна або від акумулятора під час передпускової підготовки. Потужність становить 200...300 Вт [7].

Недоліком усіх електропідігрівачів є значне навантаження на генератор, оскільки їх споживана потужність може перевищувати можливості генераторної установки (для тракторів МТЗ-80/82 – близько 400 Вт).

1.4.5 Присадки до дизельного палива

Одним зі способів зниження температури застигання та покращення прокачуваності дизельного палива є його розрідження малов'язкими нафтопродуктами (гас, бензин), додавання присадок (депресорів, антигелів) або часткова депарафінізація.

Метод розрідження дизельного палива гасом (табл. 1.4) і бензином у свій час був рекомендований навіть міністерством агропромислового комплексу.

Таблиця 1.4 – Температура застигання суміші дизельного палива з гасом

Вміст гасу, %	Температура застигання суміші з дизельним паливом, °C	
	зимовим	літнім
До 20	–33 ... –36	–1 ... –5
30... 50	–39 ... –45	–9 ... –16
60... 80	–49 ... –54	–20 ... –29

Однак додавання понад 30% гасу до дизельного палива є небажаним, оскільки суттєво погіршуються пускові властивості двигуна, з'являється жорсткість його роботи, підвищується димність відпрацьованих газів і збільшується нагароутворення на деталях циліндро-поршневої групи.

Додавання бензину також покращує низькотемпературні властивості дизельного палива. Проте для досягнення відчутного ефекту необхідна значна кількість легких вуглеводнів. Наприклад, щоб знизити температуру помутніння з -3°C до -15°C , потрібно майже наполовину розбавити паливо бензином. Це призводить не лише до погіршення пускових характеристик і втрати потужності, а й може спричинити прогар поршнів. Крім того, через погіршення змащувальних властивостей палива різко зростає зношування прецизійних плунжерних пар паливного насоса, що може призвести до його швидкого виходу з ладу. Ще одним суттєвим недоліком є схильність такого палива до розшарування при низьких температурах.

Для покращення низькотемпературних властивостей дизельних палив застосовують депресорні присадки. Вони не змінюють загальний вміст парафінів, але модифікують і подрібнюють кристали, що утворюються, забезпечуючи збереження текучості палива і його проходження через фільтри тонкого очищення навіть при низьких температурах. Водночас депресорні присадки не запобігають повністю випадінню парафінів, унаслідок чого при зберіганні на холоді паливо може розшаровуватися на прозорий верхній і мутний нижній шар.

Для запобігання розшаруванню застосовують антигелі, які переводять парафіни у зважений стан. Завдяки цьому паливо залишається однорідним і не утворює осаду.

Найбільш поширеними депресорними присадками є полімерні сполуки, зокрема співполімери етилену та вінілацетату. Серед ефективних присадок цього класу відомі: Aviex Anti-Gel (KW Products, США), Hi-Gear Iceberg Super Antigel (Hi-Gear Products, США).

Ефективність присадки проявляється лише за умови, що під час її введення температура палива є додатною. Додавання присадок дозволяє знизити температуру застосування палива не більше ніж на 10°C, причому їх ефективність значною мірою залежить від якості самого палива.

Також для покращення низькотемпературних властивостей застосовують часткову депарафінізацію, але вона супроводжується видаленням цінних високоцетанових вуглеводнів.

Для усунення експлуатаційних проблем, пов'язаних із замерзанням води в паливі, застосовують протиобліднювальні присадки. Їх дія базується на утворенні з водою розчинів із пониженою температурою замерзання.

РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУР ПАЛИВА ТА ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ

Теплові процеси, що відбуваються в системі паливоподачі тракторів, є нестационарними і залежать як від зовнішніх факторів – кліматичних умов навколишнього середовища, так і від внутрішніх – технологічних навантажень, режиму та характеру виконуваних робіт. Водночас, якщо припустити, що в певний момент часу зміни зовнішніх параметрів є незначними, процес можна вважати стаціонарним, а визначення температур у елементах паливної системи – здійснювати на основі рівнянь теплопередачі та теплового балансу.

2.1 Узагальнений образ технологічної системи

Найважливішими властивостями досліджуваного об'єкта є температура дизельного палива, його теплофізичні та фізичні властивості, тиск у системі та швидкість руху палива по трубопроводу, а також їх залежність від температури навколишнього середовища. У системі паливоподачі трактора (рис. 2.1) відбувається зміна температури дизельного палива в основних конструктивних елементах: паливному баку, фільтрах грубого і тонкого очищення, паливопроводах, паливних насосах високого та низького тиску, підкачувальному насосі. Це, у свою чергу, призводить до зміни теплофізичних властивостей палива по всій довжині паливної магістралі. При температурі навколишнього середовища, нижчій за температуру палива, останнє інтенсивно охолоджується як у процесі конвективного теплообміну в баку, так і під час руху по паливопроводу. Охолодженням називають процес, при якому від речовини (дизельного палива) масою m відводиться певна кількість теплоти Q , а його температура $T_{\partial n}$ знижується відповідно до залежності:

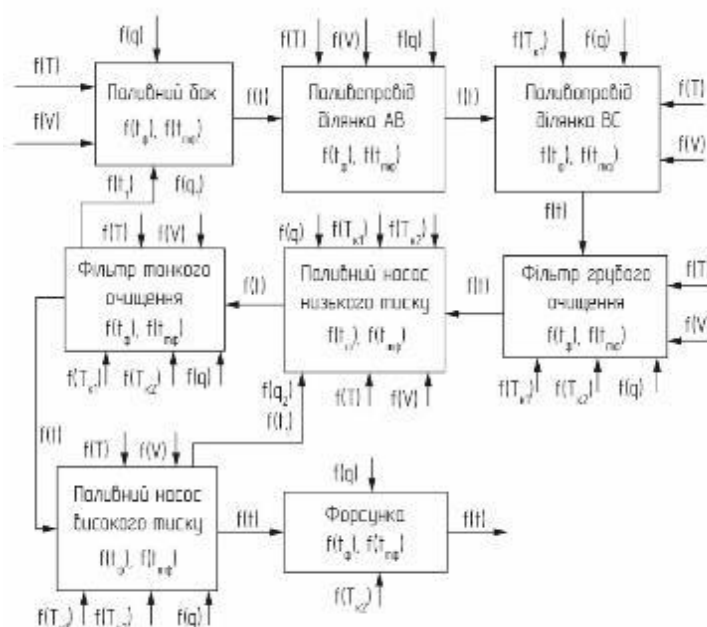
$$Q = Cm(T_{1\partial n} - T_{2\partial n}), \quad (2.1)$$

де C – питома теплоємність; $T_{1\partial n}$ і $T_{2\partial n}$ – відповідно початкова та кінцева температура дизельного палива.

Одним із можливих способів підвищення температури дизельного палива є додавання палива з вищою температурою. У такому випадку, якщо розглядати систему як ізольовану, відбувається теплообмін, за якого кількість теплоти, що віддана речовинами, яка охолоджуються, дорівнює кількості теплоти, отриманій речовинами, що нагріваються. У цьому випадку кінцева температура суміші θ визначається з рівняння теплового балансу:

$$\theta = \frac{m_{\text{охол}} T_{1\text{дп}} + m_{\text{нагр}} T_{2\text{дп}}}{m_{\text{охол}} + m_{\text{нагр}}}, \quad (2.2)$$

де $m_{\text{охол}}$ і $m_{\text{нагр}}$ – відповідно маси охолодженого та нагрітого дизельного палива.



$f(T)$ – зовнішній вплив температури навколишнього середовища; $f(V)$ – швидкість і напрямок вітру відносно поздовжньої осі трактора; $f(t_{\phi})$ – фізичні властивості палива (в'язкість, густина); $f(t_{mf})$ – теплофізичні властивості палива (питома теплоємність і теплопровідність); $f(t)$ – температура палива; $f(q)$ – циклова подача палива; $f(q_1)$, $f(q_2)$ – подача надлишків палива; $f(T_{к1})$ – конвективний вплив (нагріте повітря); $f(T_{к2})$ – кондуктивний вплив (контакт із нагрітими елементами двигуна).

Рисунок 2.1 – Схема теплових потоків системи живлення енергонасичених тракторів

Іншим способом підігріву палива є використання джерела додаткової теплової енергії. Так, було розроблено конструкцію пристрою для підігріву палива методом дроселювання [1]. Використана при цьому схема термодинамічного стану дизельного палива в конструктивних елементах системи живлення енергонасичених тракторів представлена на рис. 2.1.

2.2 Вплив температури дизельного палива на його теплофізичні властивості

Температура дизельного палива істотно впливає на його теплофізичні властивості, зокрема на питому теплоємність C , теплопровідність λ , густину ρ та кінематичну в'язкість ν , а через неї – і на швидкість руху палива в трубопроводі.

Питома теплоємність рідини значною мірою залежить від її температури. Для нафтопродуктів вона визначається за формулою [1]:

$$C = 2020 + 0,61(t - 100), \quad (2.3)$$

де t – температура, $^{\circ}\text{C}$.

Залежність питомої теплоємності від температури має лінійний характер: зі зростанням температури значення C збільшується. Різниця цього показника, в залежності від виду палива, за однакових температур становить близько 2,4% [5]. Підвищення температури палива від -40°C до 0°C призводить до збільшення теплоємності приблизно на 3,34%.

Теплопровідність λ також залежить від температури дизельного палива. Для нафтопродуктів вона є відносно невеликою і може бути визначена за емпіричною формулою [1]:

$$\lambda = \frac{117}{\rho_{15}}(1 - 0,00054t), \quad (2.4)$$

де ρ_{15} – густина при температурі 15°C .

Залежність коефіцієнта теплопровідності від температури (рис. 2.2, а) також має лінійний характер: зі зростанням температури цей коефіцієнт збільшується.

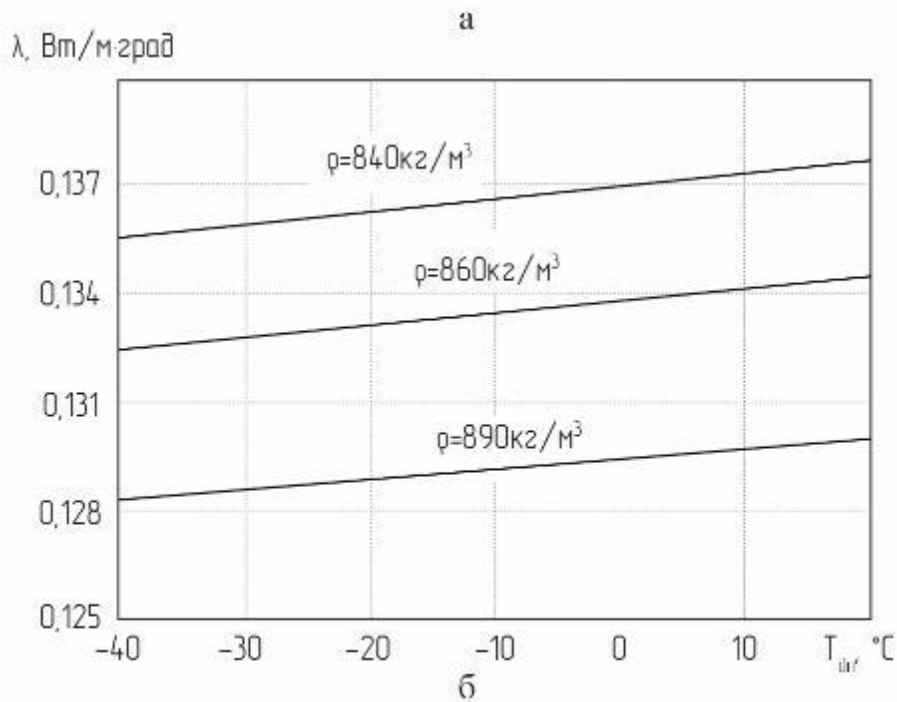
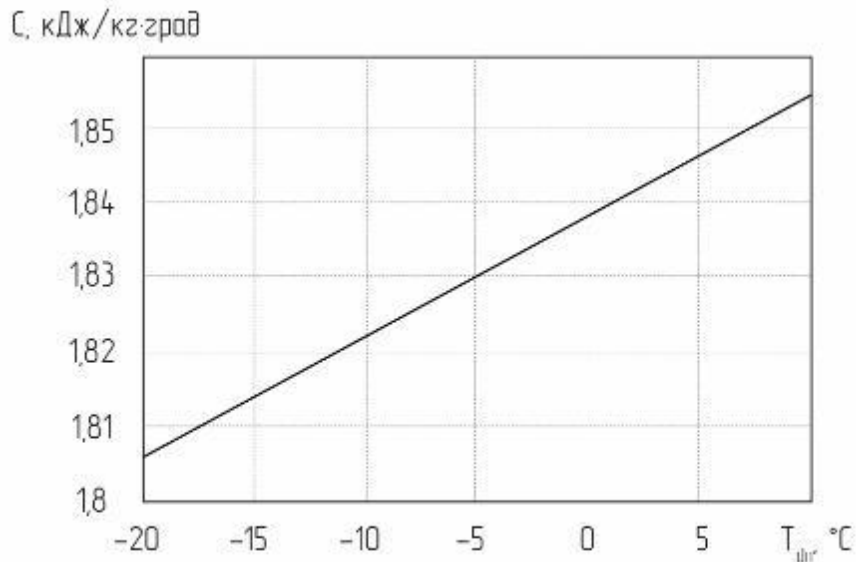


Рисунок 2.2 – Вплив температури дизельного палива на питому теплоємність (а) та теплопровідність (б)

Різниця коефіцієнта теплопровідності залежно від виду палива (його густини) за однакових температурних умов становить близько 4,6%, а підвищення температури палива від -40°C до 0°C призводить до зміни коефіцієнта теплопровідності приблизно на 1,1% (рис. 2.2, б).

Вплив температури дизельного палива на його густину та в'язкість детально розглянуто в першому розділі, де зазначено, що температура істотно

впливає на в'язкість, особливо в області низьких температур, де ця залежність має виражений степеневий характер.

2.3 Теоретичне визначення коефіцієнтів теплопередачі

Кількість теплоти Q , яку тіло отримує або віддає, пропорційна площі його поверхні та різниці між його температурою і температурою навколишнього середовища. Тому для практичних розрахунків усталеного теплового потоку при теплопередачі від одного рідкого середовища до іншого, розділених твердою стінкою, використовується залежність:

$$Q = K \cdot \Delta T \cdot F \cdot t, \quad (2.5)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі; ΔT – різниця середніх температур потоків; F – площа теплообміну; t – час.

Режим руху теплоносіїв впливає на величину коефіцієнта теплопередачі K від дизельного палива до паливопроводу і далі до повітря або іншого середовища. Для циліндричної стінки ця залежність має вигляд:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.6)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти теплообміну на внутрішній і зовнішній поверхнях; d_1 і d_2 – діаметри труби.

Для багат шарової циліндричної стінки:

$$K^* = 2\pi \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 R_1} + \sum \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{R_{i+1}}{R_i} + \frac{1}{\alpha_2 R_2}} \right), \quad (2.7)$$

де R_i – радіуси шарів.

Для стінок бака:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.8)$$

де δ – товщина стінки.

З наведених залежностей випливає, що для визначення коефіцієнта теплопередачі необхідно знати коефіцієнти конвективного теплообміну α_1 і α_2 .

Коефіцієнт тепловіддачі визначається за виразом:

$$\alpha = \frac{Q}{\Delta T_1 F t}, \quad (2.9)$$

де ΔT_1 – різниця температур стінки і середовища.

Згідно з теорією теплопередачі, коефіцієнт α є складною функцією, що залежить від фізико-хімічних властивостей середовища, геометрії та режиму руху – $\alpha = f(\nu, C, \lambda, \rho, V, d)$

Це рівняння встановлює наближену модель механізму процесу, оскільки визначає не точні числові залежності, а лише логічний вибір змінних, що впливають на коефіцієнт теплопередачі. Знаходження функції в загальному вигляді аналітичним шляхом для такого складного процесу, як теплопередача в баку та паливопроводі системи паливоподачі трактора, зводиться до складання і розв’язання диференціальних рівнянь математичної фізики разом із рівняннями однозначності. Побудова такої системи рівнянь пов’язана з розв’язанням задач гідродинаміки, фізичної хімії тощо.

При вивченні впливу великої кількості факторів на коефіцієнти α_1 і α_2 доцільно застосовувати теорію подібності та розмірнісний аналіз.

Якщо складено перелік із m' розмірних величин, сукупність яких однозначно характеризує розглянуте явище, то максимальна кількість безрозмірних величин, які можна з них скласти, визначається формулою Бекінгема [5] – $p = m' - n'$, де n' – кількість первинних розмірностей, з яких складені розмірності величин m' . Безрозмірні характеристики цього процесу називають критеріями подібності.

Подамо поточну координату X , спрямовану вздовж осі труби, у безрозмірному вигляді – $\bar{X} = X / d_2$, де d_2 – внутрішній діаметр труби.

Коефіцієнт теплопередачі рідини, що рухається в гладкій круглій трубі діаметром d і довжиною L , залежить від середньої швидкості потоку,

динамічної в'язкості, питомої теплоємності, теплопровідності та густини. У цьому випадку кількість змінних $m' = 8$, а число первинних розмірностей $n' = 4$ (м, с, кг, К). Відповідно кількість можливих безрозмірних комбінацій $p = 4$.

Для умов теплообміну при вимушеній конвекції нестисливої рідини еквівалентними є такі набори критеріїв подібності [5]: $\{Nu, Re, Pr\}$, $\{Nu, Re, Pe\}$, $\{St, Re, Pr\}$, де Nu – критерій Нуссельта; Re – критерій Рейнольдса; Pr – критерій Прандтля; Pe – критерій Пекле; St – критерій Стентона.

Найбільш поширеним є перший набір критеріїв подібності. Їх канонічна форма з урахуванням геометрії поверхні теплообміну має вигляд [5]:

$$\left\{ Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}; Re = \frac{\omega d}{\nu}; Pe = \frac{cv}{\lambda}; \bar{L} = \frac{L}{d} \right\}.$$

Розглянемо безрозмірні величини, які характеризують коефіцієнти теплопередачі при вимушеній конвекції нестисливої рідини.

Критерій Рейнольдса визначає кінематичну подібність потоків, тобто розподіл швидкостей. Його можна розглядати як міру співвідношення сил інерції до сил в'язкості. Критерій Рейнольдса також характеризує стійкість потоку щодо збурень. Дослідження цього питання [8] показують, що режим течії рідини суттєво залежить від числа Re , тому його часто називають критерієм режиму течії. Крім того, цей критерій є мірою співвідношення сил інерції та молекулярного тертя в потоці [7].

Безрозмірну величину, що називається критерієм Прандтля, позначають як:

$$Pr = \frac{Cv}{\lambda}. \quad (2.10)$$

Величина критерію Прандтля, як і будь-якого фізичного параметра, у загальному випадку визначається фізичною природою рідини, її температурою та тиском. Для рідин число Прандтля істотно залежить від температури. Слід зазначити, що цей критерій подібності є комбінацією фізичних властивостей, яка характеризує співвідношення масштабів дифузії імпульсу та теплоти [5].

Безрозмірну величину, що називається критерієм Нуссельта, позначають як:

$$Nu = \frac{\alpha d_{екв}}{\lambda}, \quad (2.11)$$

де α – коефіцієнт теплопередачі.

Критерій Нуссельта є градієнтом безрозмірної температури в потоці рідини на поверхні нагрівання та характеризує зв'язок між інтенсивністю теплопередачі і температурним полем у прикордонному шарі [5, 8].

У загальному випадку вимушеного теплообміну критерійна залежність має вигляд [5, 8]: $Nu_f = f(Re_f, Pr_f, Pr_c)$, а для умов природної конвекції – $Nu_f = f(Gr_f, Pr_f, Pr_c)$. Індокси f і c означають, що відповідні фізичні параметри визначені при середній температурі рідини та середній температурі стінки.

Число Грасгофа Gr характеризує термодинамічну (природну) конвекцію і визначається за виразом [10]:

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2}, \quad (2.12)$$

де β – коефіцієнт температурного розширення; ΔT – різниця температур теплоносіїв.

Використовуючи залежність критерію Нуссельта від критеріїв Re , Gr і Pr , визначають розрахунковий коефіцієнт теплопередачі від дизельного палива до стінок паливного бака:

$$\alpha_f = \frac{\lambda_f}{h} Nu_f, \quad (2.13)$$

де h – висота поверхні контакту дизельного палива зі стінкою бака.

При цьому приймається, що критичними числами Рейнольдса є $Re_{кр1} = 2300$ і $Re_{кр2} = 10000$. Між цими значеннями знаходиться перехідна область, для якої характерна значна нестабільність властивостей течії. При малих швидкостях стабілізованої течії потік поділяється на прикордонний шар, через який теплообмін відбувається теплопровідністю, і турбулентне ядро, у

якому теплота передається до прикордонного шару за рахунок хаотичного руху частинок палива.

Слід зазначити, що в потоці зі слабо розвиненою турбулентністю ($Re < 2300$), поряд із вимушеним рухом, має місце також вільна, природна конвекція, яка виникає внаслідок різниці температур стінки і рідини. При цьому вплив природної конвекції буде тим більшим, чим меншою є швидкість руху потоку.

2.3.1 Теплообмін при природній конвекції на плоскій стінці

Вільний рух рідини виникає внаслідок дії масових сил. У цьому випадку рух обумовлений різницею густини в різних точках простору, що мають різну температуру.

Для розрахунку локального теплообміну при ламінарному прикордонному шарі на вертикальній поверхні можна використати емпіричну залежність, отриману для випадку сталої температури навколишнього повітря [7]:

$$Nu_f = 0,73(Pr \cdot Gr)_f^{0,25} \left(\frac{Pr_f}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (2.14)$$

де Pr_c – число Прандтля для зовнішнього середовища при певній температурі стінки.

Формула (2.14) справедлива для теплоносіїв із числом Прандтля в межах $0,7 \dots 10^3$ і для комплексу $(Gr \cdot Pr)$ у діапазоні $10^3 \dots 10^9$.

Для розрахунку теплообміну на горизонтальній поверхні рекомендується використовувати залежність [7]:

$$Nu_f = C(Gr Pr)_f^n. \quad (2.15)$$

Оскільки тепловіддавальна поверхня спрямована вниз, результат розрахунку за формулою (2.15) зменшують на 30%, а коефіцієнт теплопередачі визначають за виразом (2.13).

Середній коефіцієнт теплообміну визначається як:

$$\alpha_{сеп} = \frac{\alpha_z F_z + \alpha_e F_e}{F_z + F_e}, \quad (2.16)$$

де F_z і α_z – площа контакту та коефіцієнт теплообміну на горизонтальній стінці;
 F_v і α_v – площа контакту та коефіцієнт теплообміну на вертикальній стінці.

Значення коефіцієнта теплопередачі визначали за формулою (2.6), а коефіцієнта теплообміну – за допомогою виразів (2.13) і (2.16).

Чисельні розрахунки виконувалися для умов, характерних для зимової експлуатації дизельних двигунів: температура навколишнього середовища $T_{нав} = -35 \dots 0^\circ\text{C}$, кінематична в'язкість дизельного палива $\nu = 3,2 \dots 16 \text{ мм}^2/\text{с}$, температура палива $T_{он} = -30 \dots 20^\circ\text{C}$. Розрахункова залежність коефіцієнта теплопередачі від стінок паливного бака залежно від різниці температур палива і навколишнього середовища наведена на рис. 2.3.

Певний розкид розрахункових значень коефіцієнта теплопередачі пояснюється відсутністю точного аналітичного розв'язку задачі визначення α , оскільки в теплотехніці такі задачі зазвичай розв'язуються методом послідовних наближень.

На рис. 2.3 наведено апроксимуюче рівняння залежності коефіцієнта теплопередачі від різниці температур палива та навколишнього середовища:

$$K = 17,5 \Delta T^{0,2403}, \quad (2.17)$$

Як видно з графіка, при різниці температур дизельного палива і навколишнього середовища 50°C , коефіцієнт теплообміну становить приблизно $4 \dots 5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, що відповідає температурі палива 40°C і температурі навколишнього середовища -10°C .

Наявні експериментальні дані щодо зміни коефіцієнта теплопередачі для олив мають аналогічний характер [1, 5], однак при $\Delta T > 40^\circ\text{C}$ спостерігається різке зростання коефіцієнта теплопередачі.

2.3.2 Теплообмін при вимушеному русі в трубах

Процес теплообміну при ламінарному русі рідини з достатньою точністю може бути описаний критеріальним рівнянням М.А. Міхєєва [5]:

$$Nu_f = 0,17 Re_f^{0,33} Pr_f^{0,43} Gr_f^{0,1} \left(\frac{Pr_f}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (2.18)$$

де ε_l – множник, що враховує вплив початкової ділянки на середнє значення коефіцієнта теплообміну в трубі та визначається за довідковими даними [7].

Процес теплообміну при турбулентному русі рідини з достатньою точністю описується таким критеріальним рівнянням при $Pr > 100$ [7]:

$$Nu_f = 0,01106 Re_f^{0,75} Pr_f^{0,25}, \quad (2.19)$$

Значення коефіцієнтів теплообміну в трубопроводах більш ніж у 40 разів перевищують значення коефіцієнта теплообміну в паливному баку (рис. 2.4).

Особливість розрахунку полягає в тому, що число Рейнольдса та число Прандтля залежать від в'язкості рідини і навколишнього повітря, які, у свою чергу, залежать від температури. У зв'язку з цим доцільно представляти функції у вигляді залежностей від різниці температур дизельного палива та навколишнього середовища.

Для розрахунку коефіцієнтів теплопередачі був використаний пакет MathCad.

Чим більшою є товщина прикордонного шару, тим менш інтенсивним є теплообмін. При порушенні прикордонного шару за рахунок турбулізації потоку його товщина зменшується, що призводить до зростання інтенсивності теплообміну. Із підвищенням швидкості потоку ламінарний режим переходить у турбулентний і стає нестійким. Невпорядкований вихровий рух частинок палива руйнує прикордонний шар, посилює конвекцію в ньому і, відповідно, інтенсифікує теплообмін [10].

Використовуючи теорію критеріїв подібності, можна розрахувати коефіцієнти теплообміну в паливному баку та паливопроводах, а також визначити втрати теплоти на окремих ділянках паливної системи.

Таким чином, зміна швидкості руху дизельного палива та наявність природної конвекції призводять до підвищення турбулізації потоку і інтенсифікації теплообміну навіть при малих швидкостях, що в підсумку впливає на величину коефіцієнта теплопередачі.

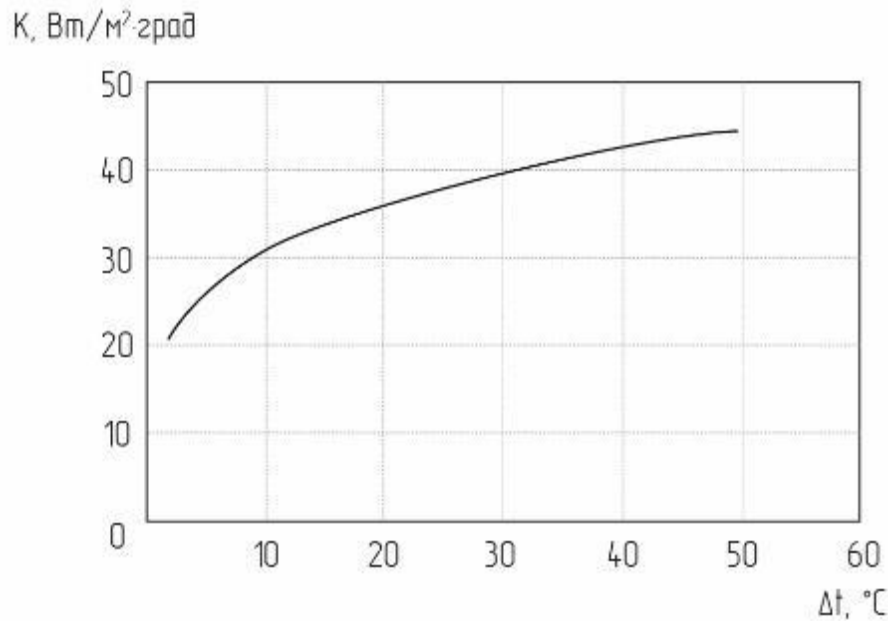
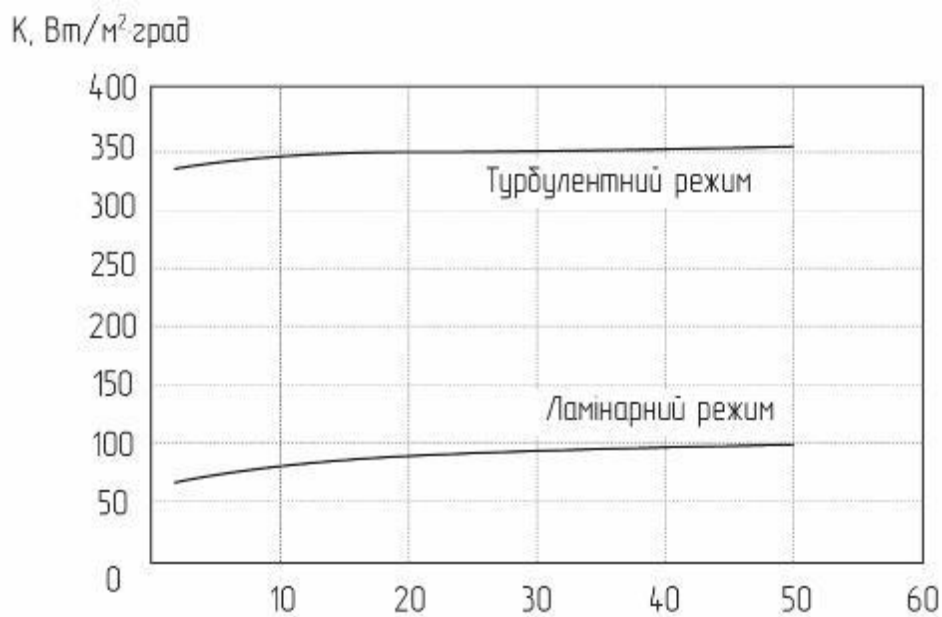


Рисунок 2.3 – Залежність коефіцієнта теплообміну в баку від різниці температур дизельного палива та навколишнього середовища



ламінарний режим – $V = 0,056 \text{ м/с}$, $Re = 40 \dots 161$; турбулентний режим – $V = 7,9 \text{ м/с}$, $Re = 5644 \dots 22540$

Рисунок 2.4 – Залежність коефіцієнта теплообміну в паливопроводах від різниці температур дизельного палива та навколишнього середовища

2.4 Теплообмін із внутрішнім джерелом теплоти

Подальший тепловий режим у процесі роботи залежить від багатьох факторів, що визначають нагрівання палива в системі. Якщо припустити, що

вплив цих факторів є рівномірним, а тепловий режим системи паливоподачі – збалансованим, то теплота, що виділяється внаслідок втрат потужності, перетворюється на тепло, яке переважно витрачається на нагрів робочої рідини та відводиться через поверхні охолодження [4].

При нагріванні дизельного палива методом дроселювання відбувається складний процес теплообміну. Під час підвищення тиску між насосом і дроселем, а також безпосередньо в момент дроселювання, паливо нагрівається і одночасно віддає тепло в навколишнє середовище через паливний бак і елементи паливопроводу.

Аналогічно, при роботі паливної апаратури в звичайному режимі (без дроселювання), додатковий нагрів палива відбувається в насосах високого і низького тиску.

Теплова енергія, що виділяється в процесі роботи, витрачається на нагрів паливного бака і розсіюється в навколишнє середовище через поверхні бака, паливопроводів, насоса і дроселя. При досягненні усталеного температурного режиму в паливопроводах усе виділене тепло відводиться в навколишнє середовище.

Практично вся потужність, що витрачається на привід шестеренного насоса дросельного підігрівача, перетворюється на тепло [4, 15]. Кількість цієї теплоти можна визначити за формулою [5]:

$$Q_e = (1 - \eta) N_e t, \quad (2.20)$$

де N_e – підведена потужність; η – повний коефіцієнт корисної дії установки; t – час роботи, год.

Виділена в процесі дроселювання теплота витрачається на нагрівання оливи, металу та передається в навколишнє середовище:

$$Q_{\text{вид}} = Q_{\text{навк}} + Q_{\text{он}} + Q_{\text{м}}, \quad (2.21)$$

де $Q_{\text{навк}}$ – теплота, відведена в навколишнє середовище; $Q_{\text{он}}$ – теплота, сприйнята паливом і така, що змінює його температуру; $Q_{\text{м}}$ – теплота, витрачена на нагрів металу.

Частина теплоти $Q_{\text{наек}}$ відводиться в навколишнє середовище через поверхні паливопроводів, бака та інших елементів системи, що визначається залежністю [1].

Кількість теплоти, що витрачається на нагрів палива:

$$Q_{\text{он}} = \int m_{\text{он}} C_{\text{он}} \Delta T dt, \quad (2.22)$$

де $m_{\text{он}}$ – маса дизельного палива; $C_{\text{он}}$ – питома теплоємність дизельного палива.

Кількість теплоти, що витрачається на нагрів металу, визначається як:

$$Q_{\text{м}} = \sum_{i=1}^{n_1} m_i C_i \Delta T, \quad (2.23)$$

де m_i – маса i -го елемента конструкції; C_i – його теплоємність; n_1 – кількість елементів конструкції.

Підвищення температури дизельного палива під час проходження ним дросельної щілини наближено, без урахування теплопередачі, можна визначити, прирівнявши енергію, яку втрачає паливо об'ємом $Q_{\text{он}}$ при витіканні зі щілини, до енергії, що витрачається на нагрівання палива цього об'єму. При цьому не враховується, що частина виділеної теплоти виходить із системи внаслідок теплопередачі [4]. Тоді підвищення температури дизельного палива в момент дроселювання Δt дорівнює:

$$T_{\text{оп}} = \frac{\Delta p}{\gamma_{\text{он}} C_{\text{он}} m''}, \quad (2.24)$$

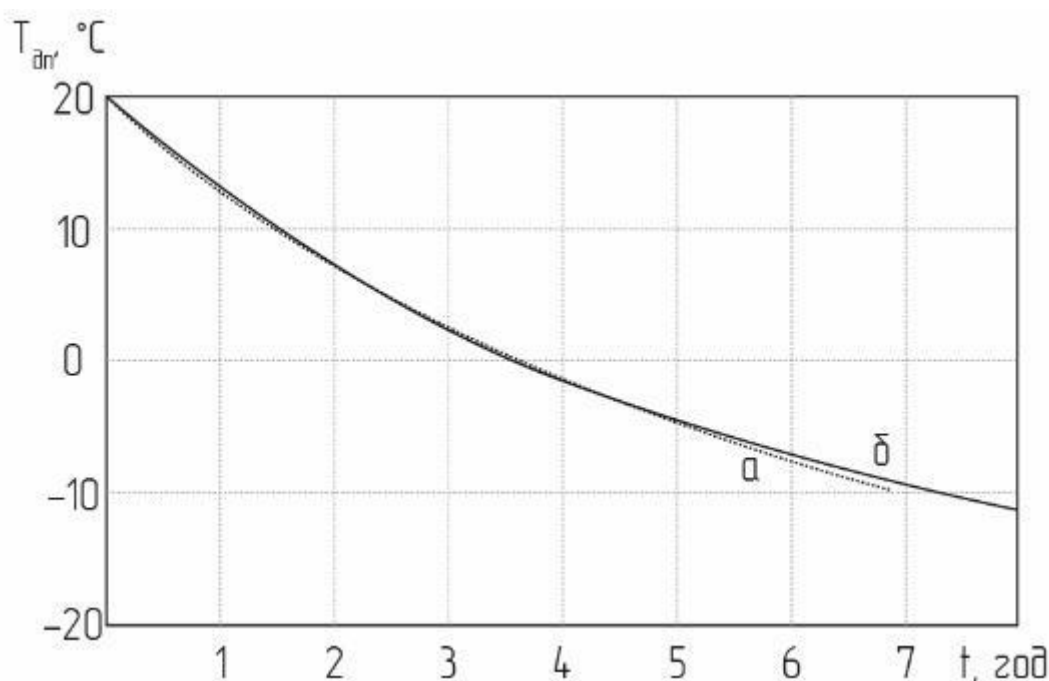
де Δp – втрата тиску в дроселі; $\gamma_{\text{он}}$ – об'ємна вага дизельного палива; m'' – механічний еквівалент теплоти, $m'' = 42700$ кг·см/ккал.

Таким чином, температура палива в певний момент часу визначається переважно підведеною потужністю, масою та теплоємністю матеріалів і самого палива, а також значенням коефіцієнта теплопередачі та площею поверхні охолодження.

У випадку теплопередачі з внутрішнім джерелом теплоти критерій Нуссельта приймається рівним $Nu = 6$, тоді коефіцієнт теплопередачі становить $K \approx 19$ Вт/(м²·К) [7].

В процесі роботи двигуна рівень палива в баку зменшується, відповідно зменшуються маса дизельного палива та площа його контакту зі стінками бака. На рис. 2.5 наведено динаміку охолодження паливного бака для двох випадків: коли маса і площа контакту залишаються сталими та коли вони зменшуються з часом роботи двигуна.

Як показують розрахунки, похибка між цими підходами не перевищує 1%. Це дозволяє в подальших розрахунках не враховувати зміну площі контакту палива зі стінками бака та його маси, оскільки їх співвідношення залишається практично незмінним.

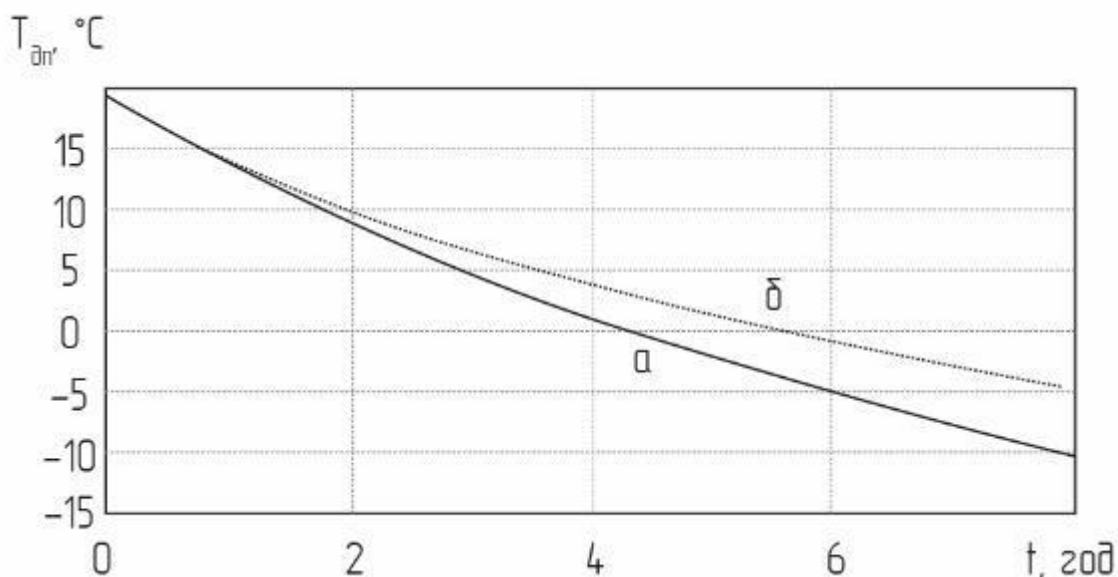


а – при сталих значеннях маси палива та площі його контакту зі стінками бака; б – при змінних значеннях маси палива та площі його контакту зі стінками бака з урахуванням витрати палива

Рисунок 2.5 – Залежність температури палива в баку від часу охолодження (об'єм бака $V = 200$ л, початкова температура палива $T_{он} = 0$ °C, температура навколишнього середовища $T_0 = -15$ °C)

За від'ємної температури навколишнього повітря та додатної початкової температури дизельного палива відбувається охолодження паливного бака (рис. 2.6). Якщо врахувати, що коефіцієнт теплопровідності залежить від різниці

температур між паливом і навколишнім середовищем, то процес охолодження палива в баку матиме вигляд, показаний на рис. 2.6.



а – при сталому коефіцієнті теплопередачі $K = 45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; б – при змінному коефіцієнті теплообміну

Рисунок 2.6 – Залежність температури палива в баку від часу охолодження (об'єм бака $V = 200 \text{ л}$, початкова температура палива $T_{\text{оп}} = 20^\circ \text{C}$, температура навколишнього середовища $T_0 = -15^\circ \text{C}$)

У випадку, якщо прийняти коефіцієнт теплопровідності сталим, отримаємо інший характер зміни температури при охолодженні. Варіант (рис. 2.6, а) відповідає сталому значенню коефіцієнта теплообміну, однак раніше було показано, що ця величина є змінною. З урахуванням цього температура бака як функція часу була перерахована.

Оскільки зі зменшенням різниці температур між паливом і навколишнім середовищем коефіцієнт теплообміну різко знижується, інтенсивність охолодження паливного бака також зменшується (рис. 2.6, б).

Для оцінювання температури палива в залежності від різних змінних параметрів отримані результати розрахунків, що подані на рис. 2.7...2.10.

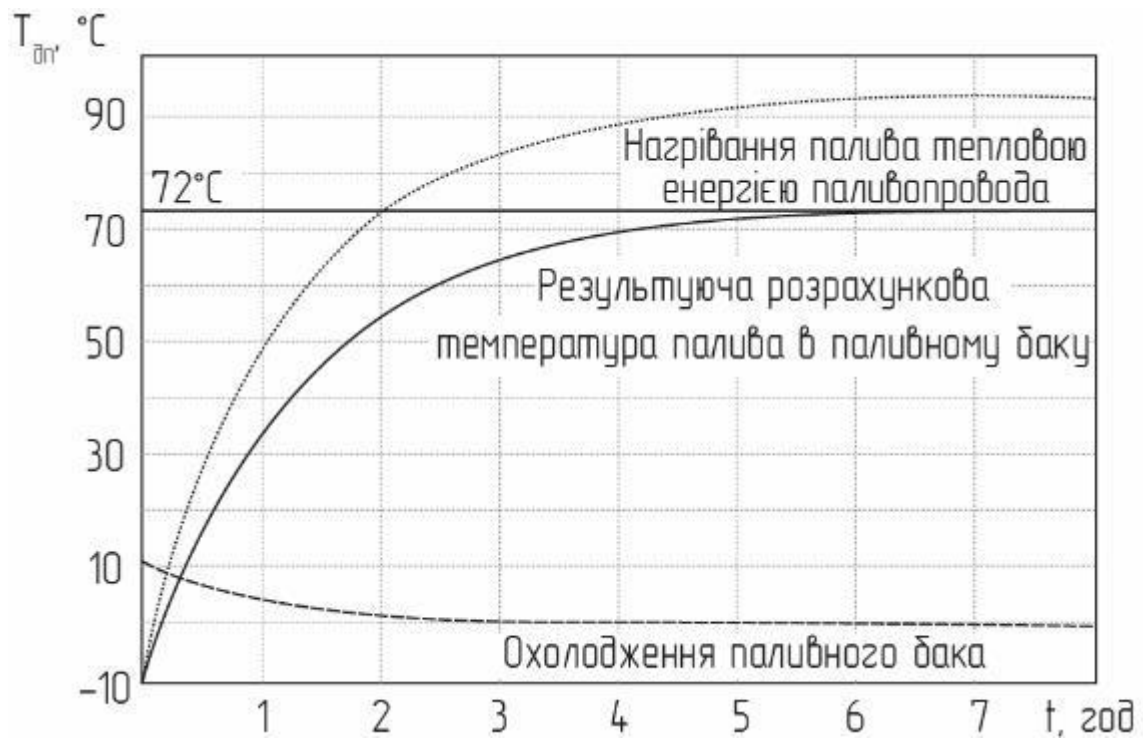


Рисунок 2.7 – Розрахункова температура палива в баку протягом 8 годин (об'єм бака $V = 200$ л, температура навколишнього середовища $T_0 = -20^\circ\text{C}$, початкова температура палива $T_{\text{он}} = -10^\circ\text{C}$, $N_e = 3,25$ кВт, $K = 45$ Вт/(м²·К))

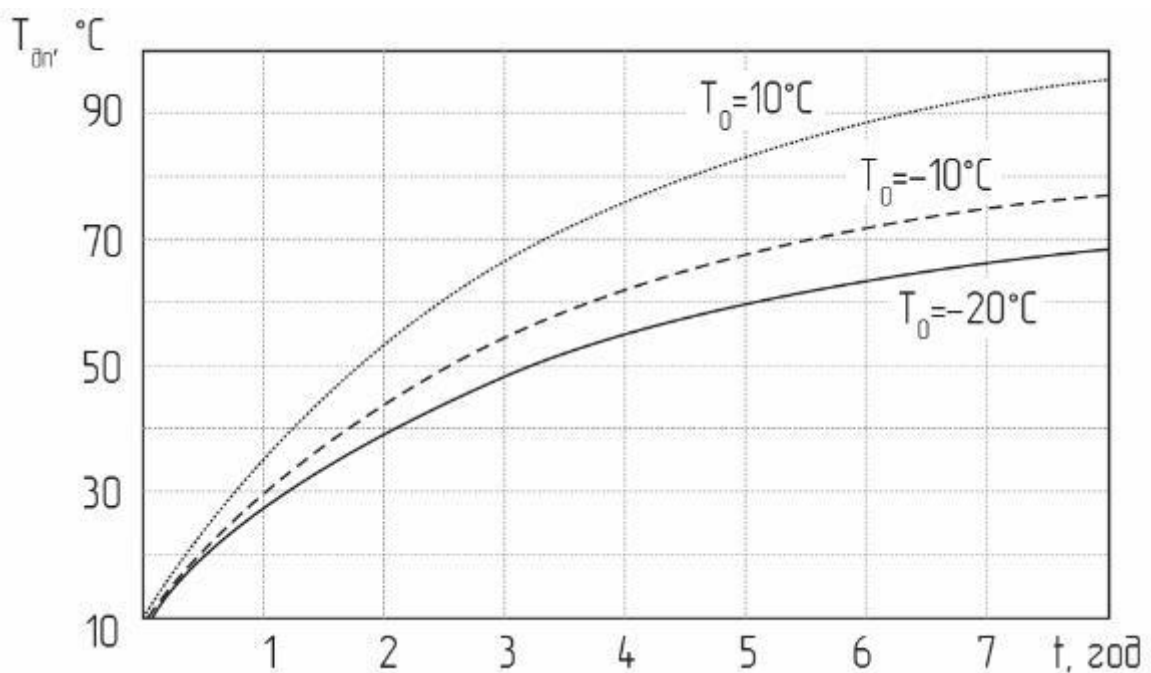


Рисунок 2.8 – Розрахункова температура палива в баку протягом 8 годин (об'єм бака $V = 200$ л, температура навколишнього середовища $T_0 = -20, -10, 10^\circ\text{C}$, початкова температура палива $T_{\text{он}} = 10^\circ\text{C}$, $N_e = 5$ кВт, $K = 19$ Вт/(м²·К))

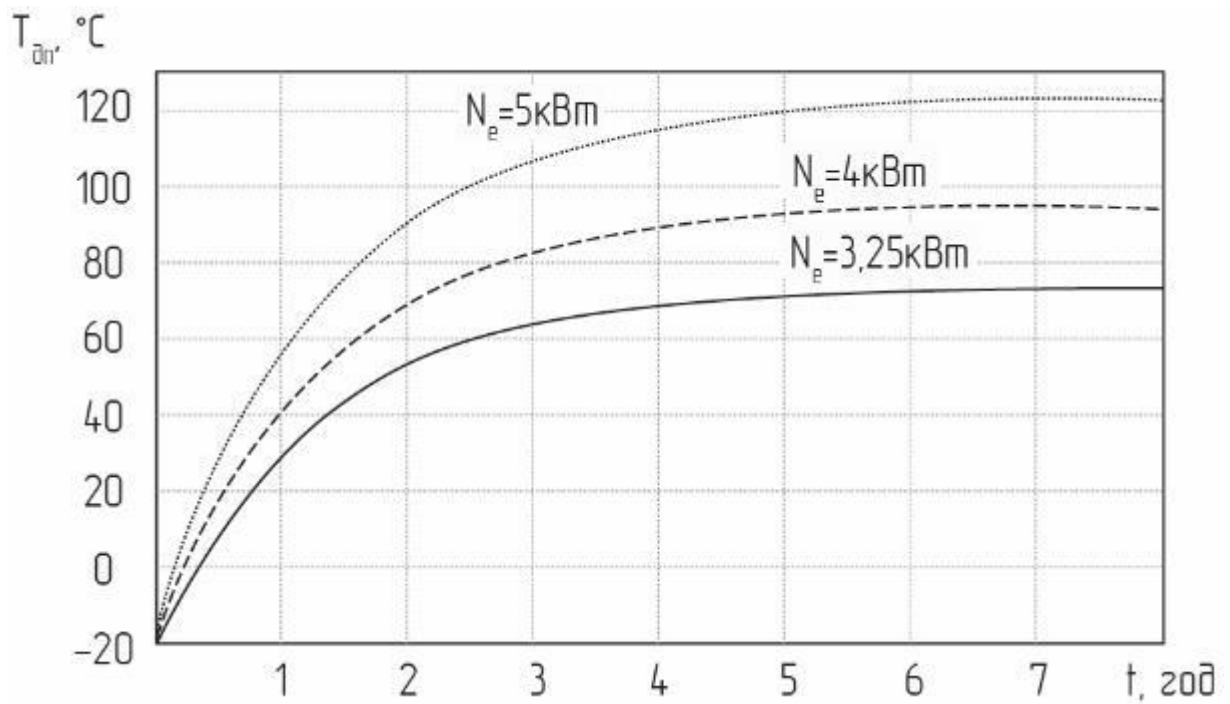


Рисунок 2.9 – Розрахункова температура палива в баку протягом 8 годин ($T_0 = -20^\circ\text{C}$, $T_{он} = -20^\circ\text{C}$, $N_e = 5, 4$ та $3,25 \text{ кВт}$, $K = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $V = 100 \text{ л}$)

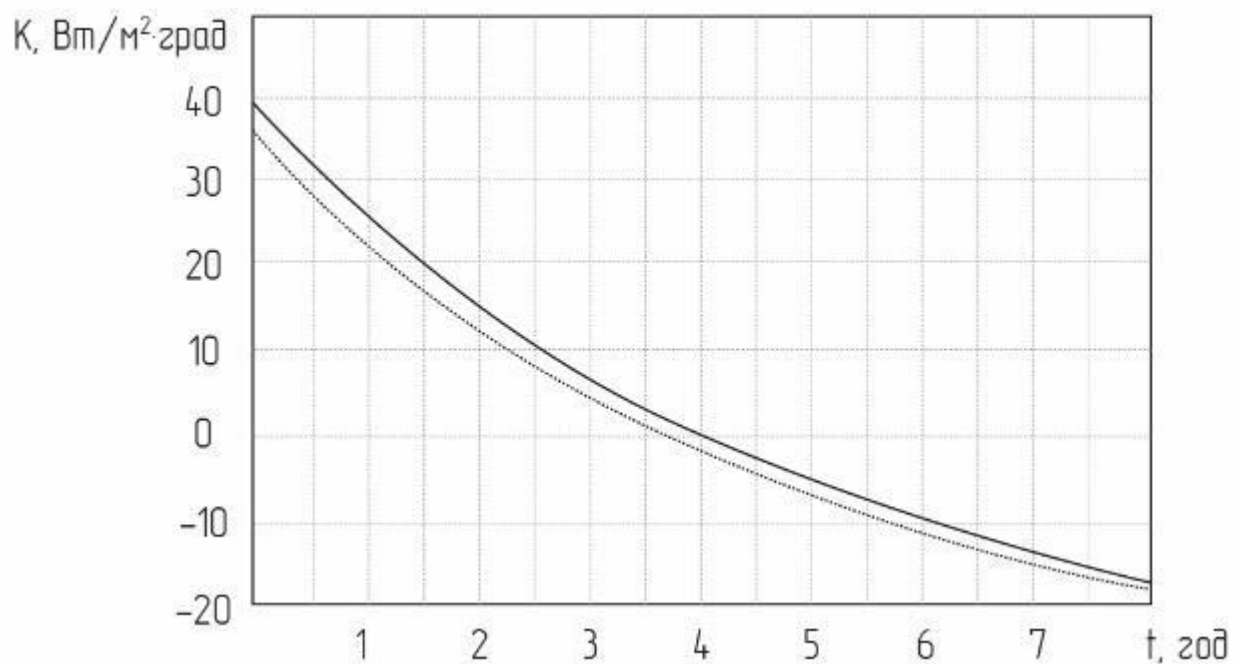


Рисунок 2.10 – Розрахункова температура в баку та паливопроводі ($T_{он} = 40^\circ\text{C}$, $T_0 = -20^\circ\text{C}$, $K = 45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $V = 180 \text{ л}$, $V_{он} = 1,5 \text{ м/с}$)

2.5 Вплив швидкості циркуляції вітру на процес теплообміну між баком і навколишнім повітрям

Існує емпірична формула, що враховує теплову потужність, яка розсіюється в навколишній простір Q_p [1]:

$$Q_p = 0,02V_e^{0,6}F^{0,8}\Delta T, \quad (2.25)$$

де V_e – швидкість циркуляції вітру; F – поверхня теплопередачі; ΔT – температурний перепад у розглянутий період часу.

Як видно з рис. 2.11, найкращий результат досягається при швидкості вітру $V < 1 \text{ м/с}$.

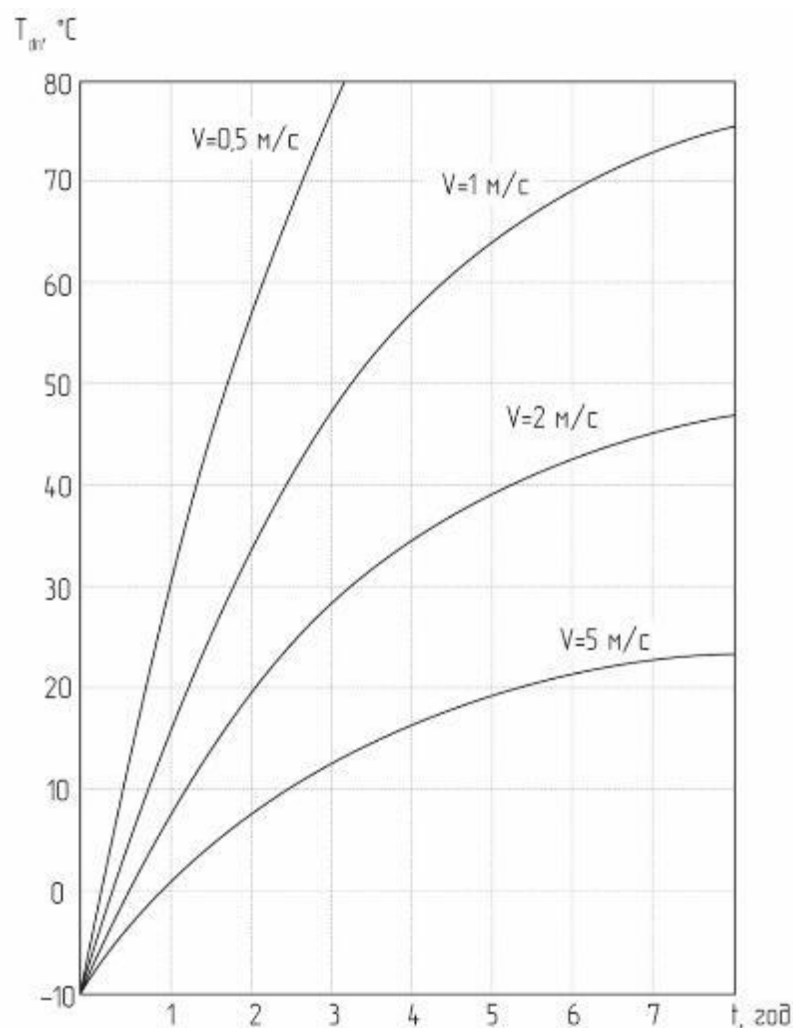


Рисунок 2.11 – Залежність температури в паливній системі від часу в системі паливоподачі з урахуванням впливу швидкості вітру (температура палива дорівнює температурі навколишнього середовища, тобто -10°C , об'єм паливного бака – 200 л, $N_e = 3,25 \text{ кВт}$)

РОЗДІЛ 3 ЗАПРОПОНОВАНИЙ ВАРІАНТ ПІДТРИМКИ ТЕМПЕРАТУРИ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАКТОРА В ЗИМОВИХ УМОВАХ

3.1 Підігрів дизельного палива методом дроселювання

Теплова енергія, що виділяється в процесі дроселювання, витрачається на нагрівання палива в паливному баку та паливопроводі. Уся потужність, яка споживається на привід шестеренного насоса дросельного підігрівача, практично повністю перетворюється на тепло.

Дані, що отримані в ході розрахунків, наведені на рис. 3.1–3.11. Їх аналіз показує, що інтенсивність нагрівання палива при дроселюванні зростає зі збільшенням тиску. Так, при тиску 1 МПа середня інтенсивність нагрівання дизельного палива при різних температурах навколишнього середовища становить $0,17^{\circ}\text{C}/\text{хв}$ ($V = 110\text{ л}$) і $0,1^{\circ}\text{C}/\text{хв}$ ($V = 180\text{ л}$), тоді як при тиску 5 МПа – відповідно $0,55^{\circ}\text{C}/\text{хв}$ ($V = 110\text{ л}$) і $0,42^{\circ}\text{C}/\text{хв}$ ($V = 180\text{ л}$).

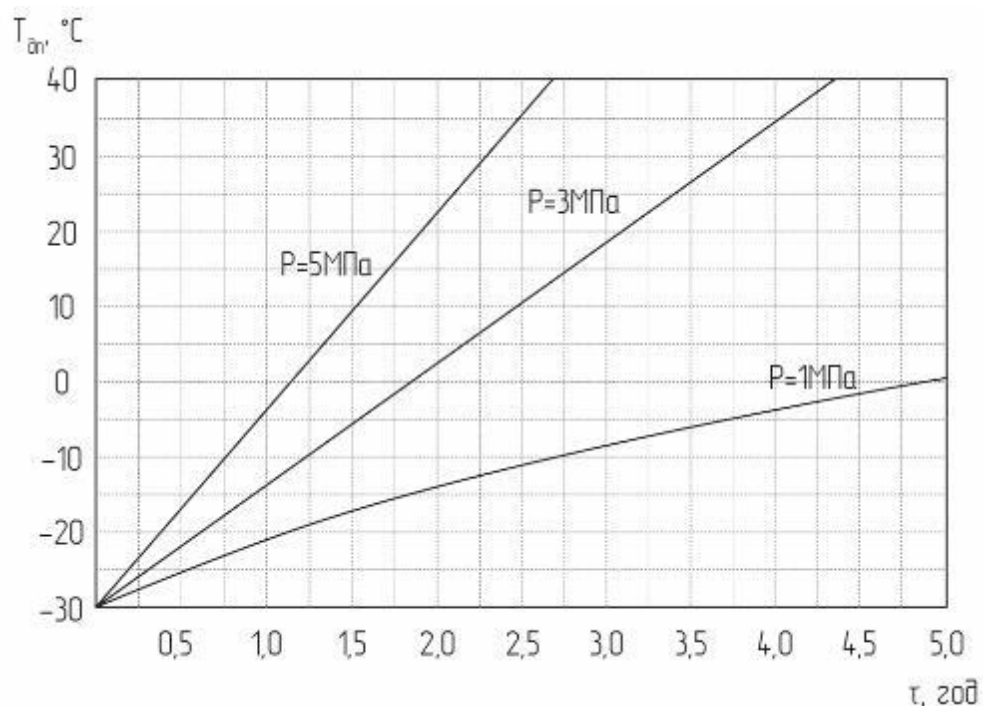


Рисунок 3.1 – Нагрів дизельного палива «З» методом дроселювання ($V = 180\text{ л}$, $T_{\text{навк}} = -30^{\circ}\text{C}$)

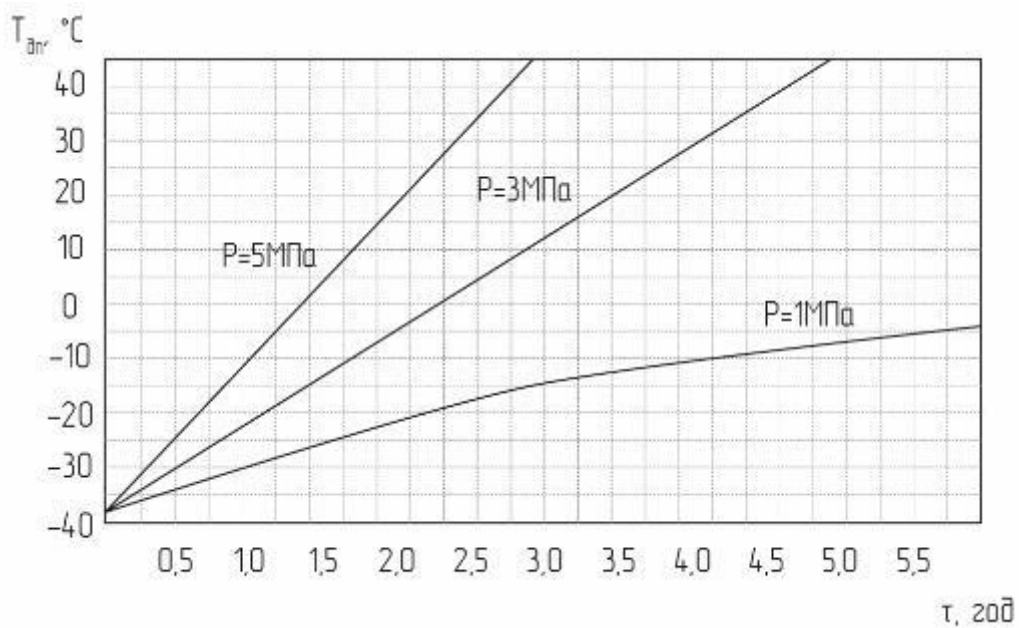


Рисунок 3.2 – Нагрів дизельного палива «З» методом дроселювання ($V=180$ л, $T_{навк}=-38^{\circ}\text{C}$)

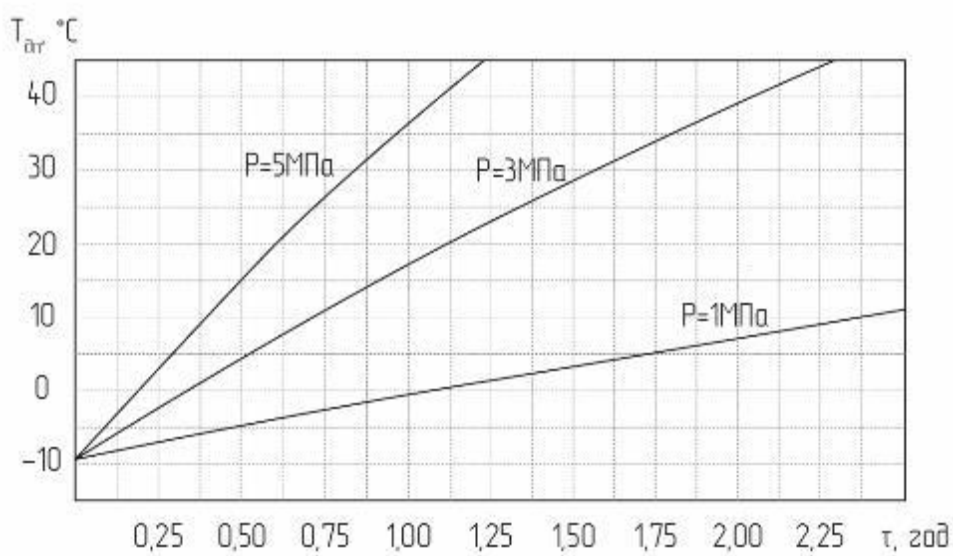


Рисунок 3.3 – Нагрів дизельного палива «З» методом дроселювання ($V=180$ л, $T_{навк}=-11^{\circ}\text{C}$)

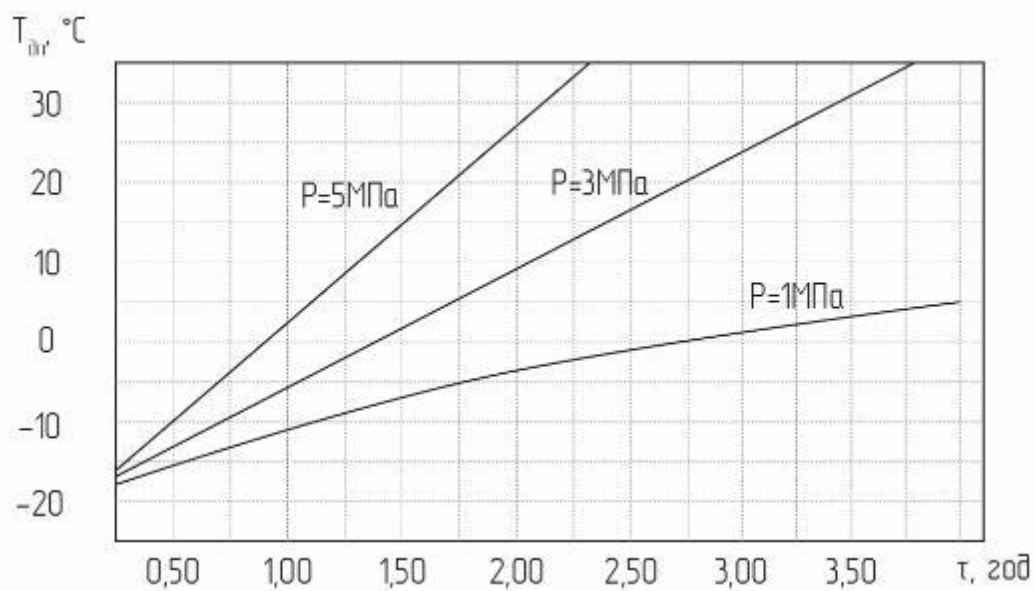


Рисунок 3.4 – Нагрів дизельного палива «З» методом дроселювання
($V=180$ л, $T_{\text{навк}} = -19^{\circ}\text{C}$)

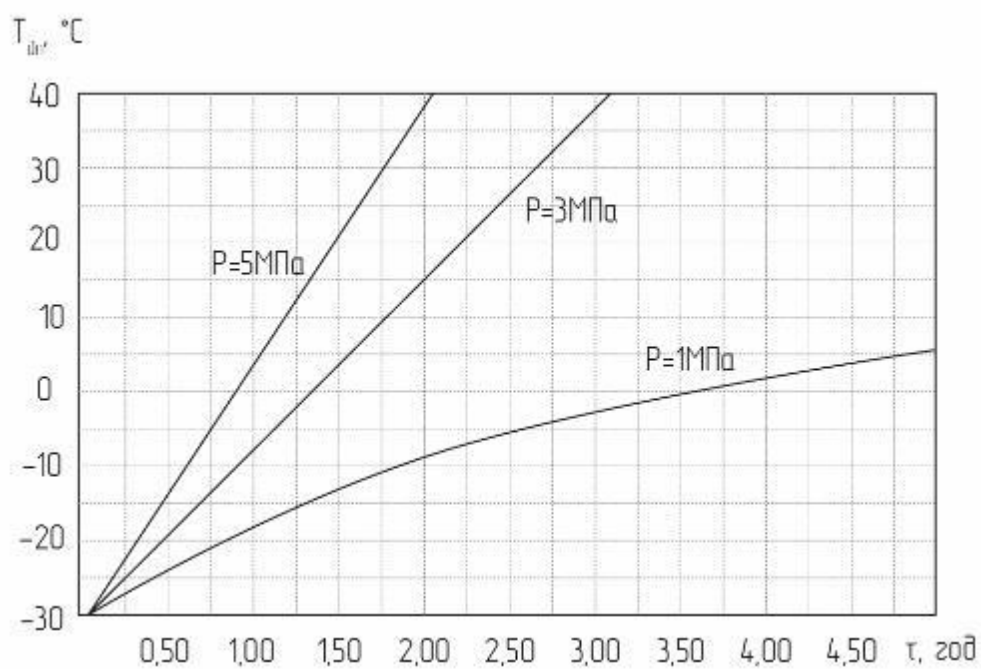


Рисунок 3.5 – Нагрів дизельного палива «З» методом дроселювання
($V=110$ л, $T_{\text{навк}} = -30^{\circ}\text{C}$)

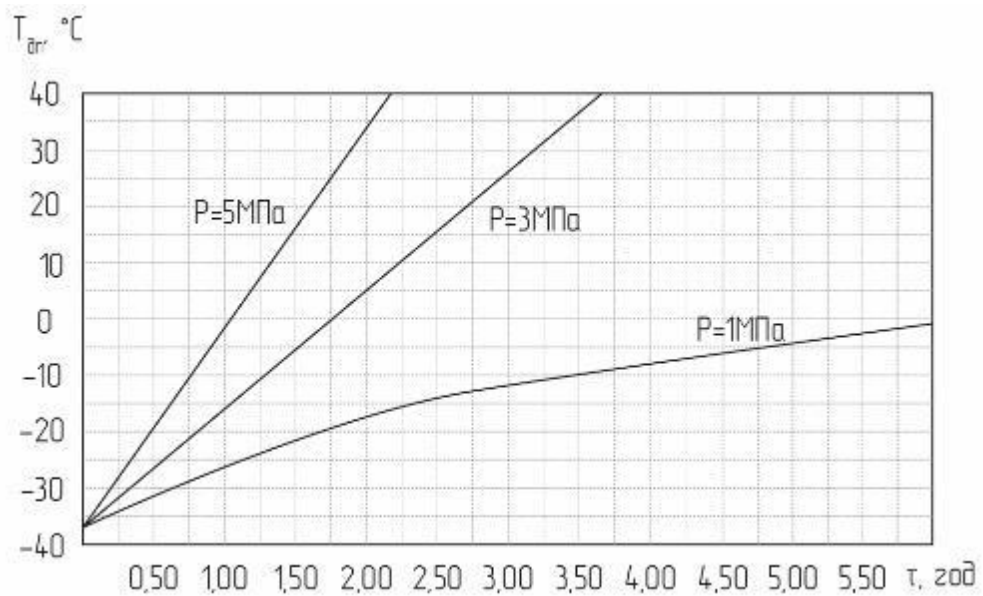


Рисунок 3.6 – Нагрів дизельного палива «З» методом дроселювання ($V=110 \text{ л}$, $T_{\text{навк}} = -38^\circ\text{C}$)

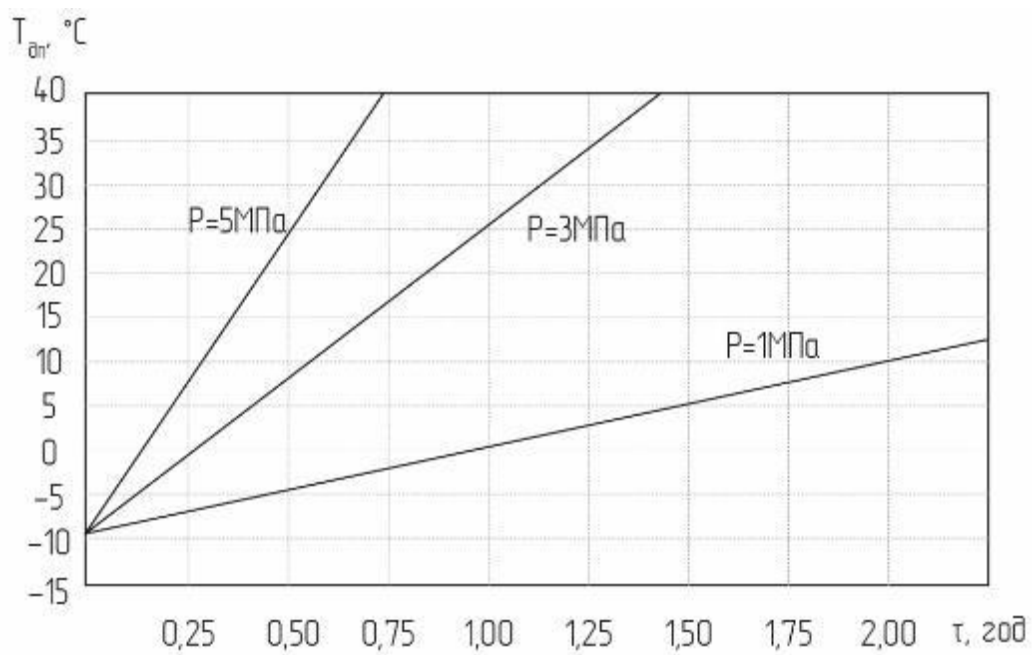


Рисунок 3.7 – Нагрів дизельного палива «З» методом дроселювання ($V=110 \text{ л}$, $T_{\text{навк}} = -11^\circ\text{C}$)

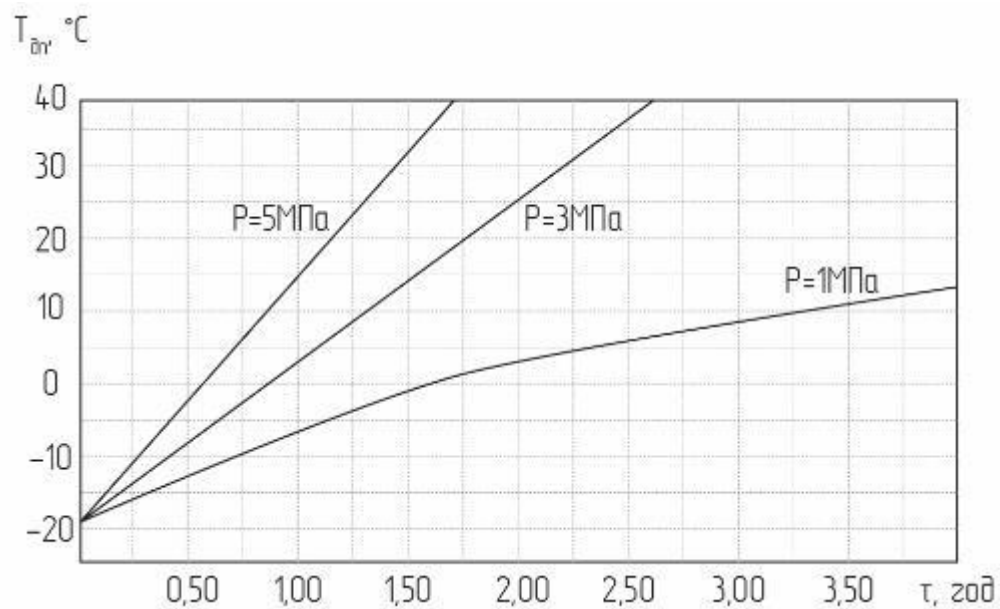


Рисунок 3.8 – Нагрів дизельного палива «З» методом дроселювання ($V = 180$ л, $T_{\text{навк}} = -19^\circ\text{C}$)

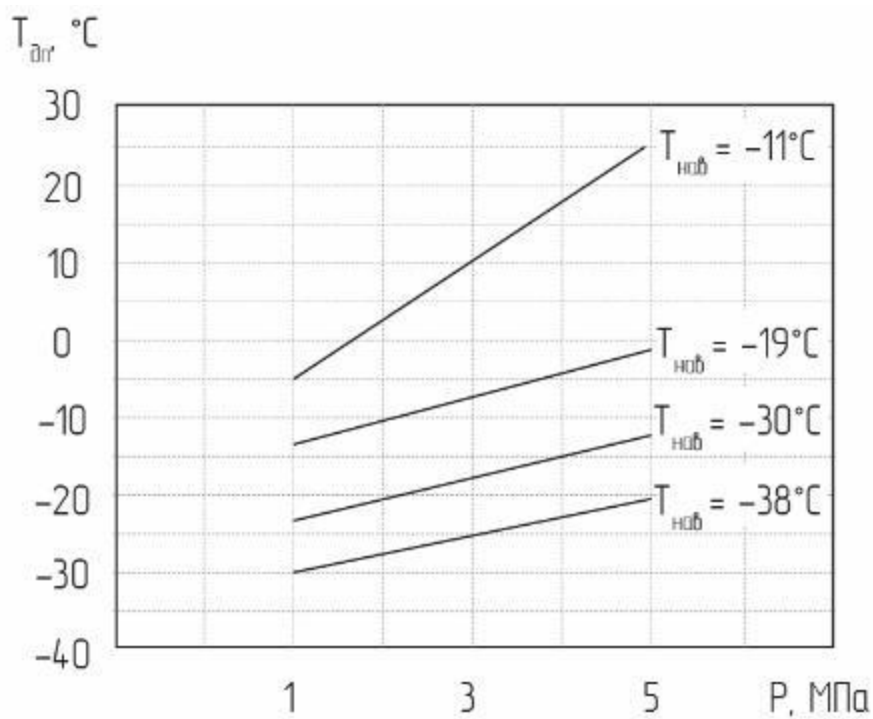


Рисунок 3.9 – Нагрів дизельного палива при різних температурах зовнішнього повітря залежно від часу дроселювання (тривалість дроселювання – 0,5 год, $V = 110$ л)

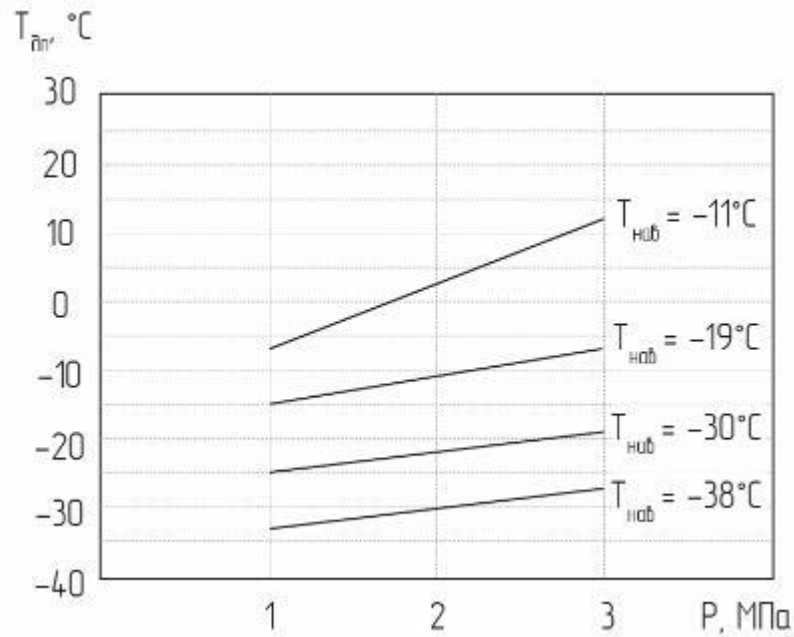


Рисунок 3.10 – Нагрів дизельного палива при різних температурах зовнішнього повітря залежно від часу дроселювання (тривалість дроселювання – 0,5 год, $V = 180$ л)

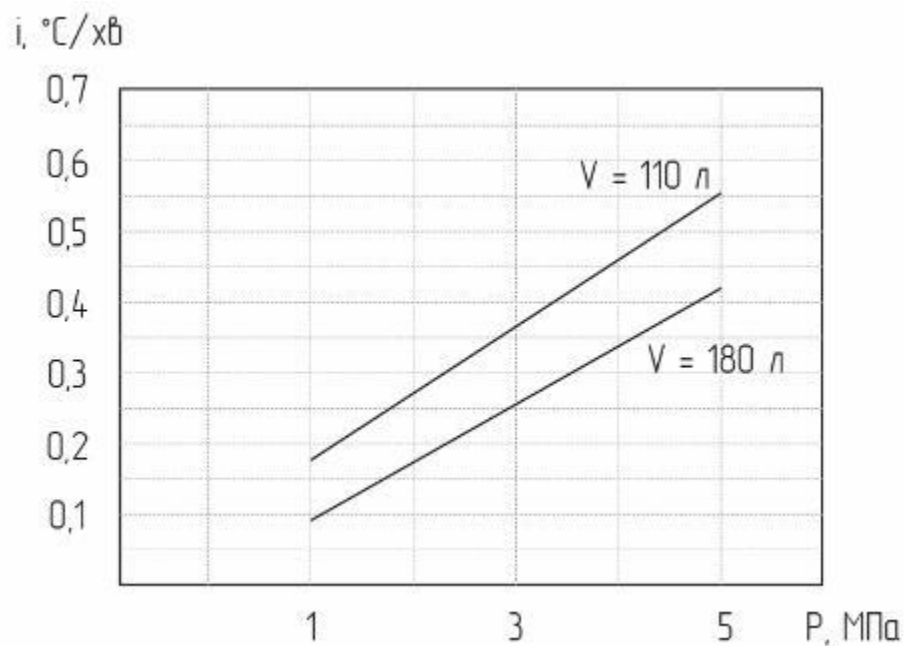


Рисунок 3.11 – Середня інтенсивність нагрівання дизельного палива «З» методом дроселювання

В розрахунках нагрівання палива здійснювалося до температури 40°C , оскільки конструктивний розрахунок двигуна орієнтований на температурний інтервал експлуатації $+20\dots+40^{\circ}\text{C}$. Перевищення цього діапазону призводить до

зміни фізико-хімічних властивостей дизельного палива, що негативно впливає на ефективність роботи двигуна.

З викладеного випливає, що дроселювання є ефективним способом підігріву палива в холодний період року. Для практичного застосування цієї схеми може бути запропонований такий порядок її використання.

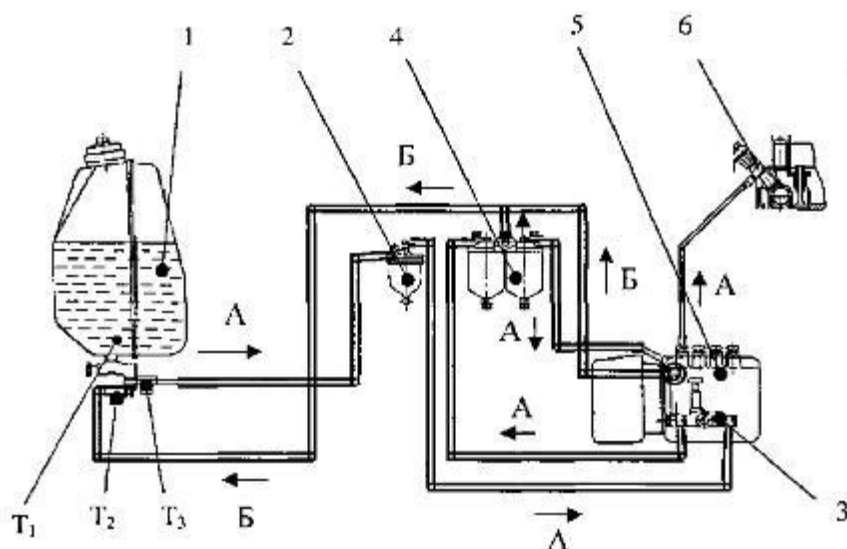
Під час зимової експлуатації установку (насос НШ-32 і дросель ДР-70) монтують на корпусі вала відбору потужності (ВВП) трактора з приводом від гідромотора ГМШ32-3, який живиться від гідросистеми трактора.

Перед запуском двигуна механізатор, враховуючи умови експлуатації (температуру навколишнього середовища, швидкість вітру, тривалість роботи агрегату), за номограмою обирає режим тиску дроселювання для забезпечення необхідної текучості палива через елементи паливної системи. Температура палива в баку контролюється вбудованим датчиком, а її значення відображається на показнику, встановленому в кабіні трактора.

У процесі експлуатації необхідно підтримувати температуру палива в баку в додатному діапазоні. Це пов'язано з тим, що при охолодженні палива з нього починає виділятися розчинена вода, яка при від'ємних температурах кристалізується і може призвести до закупорювання сітки забірного штуцера та живильного паливопроводу низького тиску.

3.2 Підігрів дизельного палива в живильному паливопроводі за рахунок перепуску його надлишків із лінії низького тиску системи живлення на вхід живильного паливопроводу

Одним зі способів часткового підігріву палива є використання теплоти надлишків палива, які відводяться від паливного насоса та фільтра тонкого очищення назад на вхід живильного паливопроводу (рис. 3.12).



1 – паливний бак; 2 – фільтр грубого очищення; 3 – паливний насос низького тиску; 4 – фільтр тонкого очищення; 5 – паливний насос високого тиску; 6 – форсунка; T_1 , T_2 і T_3 – температура палива відповідно в паливному баку, надлишків палива та в живильному паливопроводі; A і B – напрямки основної подачі палива та перепуску підігрітих надлишків палива

Рисунок 3.12 – Схема системи живлення з частковим підігрівом дизельного палива за рахунок використання теплоти надлишків палива

Інтенсивність нагрівання палива в забірному штуцері паливного бака залежить від початкової температури теплоносіїв (палива), їх теплоємності та витрати.

Під час зимової експлуатації трактора ХТЗ-150-05-09 температура перепускних надлишків палива з лінії низького тиску, за попередніми експериментами, перебуває в діапазоні 10...30°C залежно від температури навколишнього середовища, ступеня утеплення моторної установки, режимів експлуатації тощо.

Метою розрахунків є встановлення залежності підігріву дизельного палива в живильному паливопроводі за рахунок теплоти перепускних надлишків палива з лінії низького тиску.

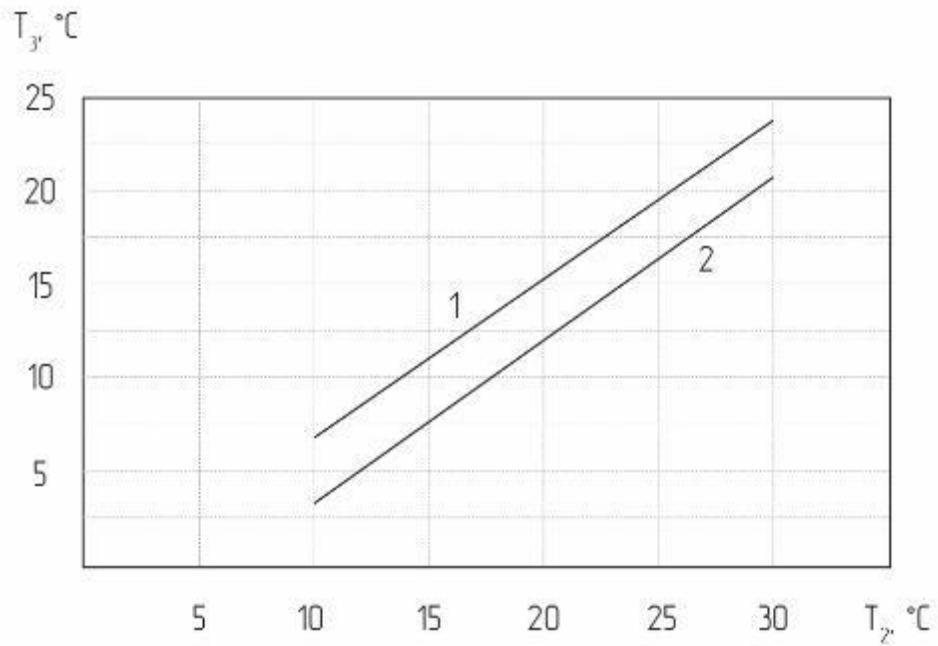
Розрахунки проводяться при температурі дизельного палива в баку –10...–40°C з інтервалом 10°C. Температура перепускних надлишків палива з лінії низького тиску задається в межах 10...30°C з інтервалом 5°C.

Аналіз теоретичних даних, наведених в табл. 3.1 та на рис. 3.13 та 3.14, дозволив встановити залежність ефективності підігріву дизельного палива цим методом.

Таблиця 3.1 – Підігрів дизельного палива в живильному паливопроводі за рахунок теплоти надлишків палива з лінії низького тиску системи живлення

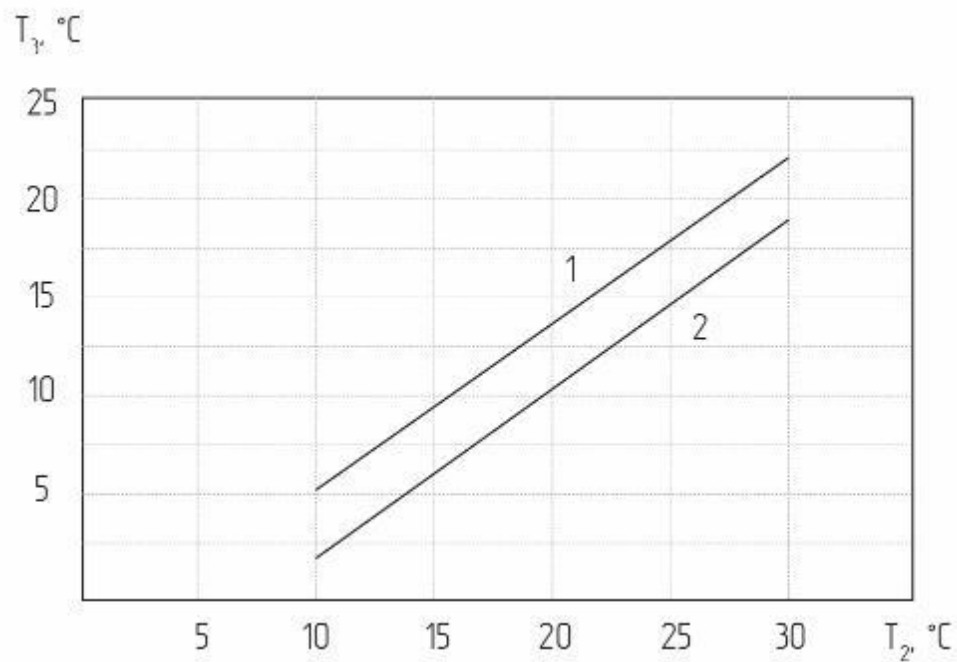
Температура палива в паливному баку, T_1 , °C	Температура перепускних надлишків палива від головки паливного насоса та фільтра тонкої очистки, T_2 , °C	Розрахункова температура палива в живильному паливопроводі, T_3 , °C
-11	10	7,0
	15	11,8
	20	15,1
	25	19,5
	30	23,0
-22	10	5,0
	15	8,3
	20	13,0
	25	17,8
	30	22,1
-29	10	3,0
	15	7,7
	20	12,0
	25	16,8
	30	20,5
-37	10	2,0
	15	6,1
	20	10,5
	25	14,5
	30	18,3

При температурі палива -10°C і -37°C та температурі перепускних надлишків палива 20°C результуюча температура дизельного палива в живильному паливопроводі буде становити відповідно $13,2^{\circ}\text{C}$ і $8,1^{\circ}\text{C}$.



$$1 - T_1 = -11^\circ\text{C}; 2 - T_2 = -29^\circ\text{C}$$

Рисунок 3.13 – Динаміка підігріву дизельного палива в живильному паливопроводі за рахунок теплоти надлишків палива, що перепускаються з лінії низького тиску системи живлення дизельного двигуна



$$1 - T_1 = -22^\circ\text{C}; 2 - T_2 = -37^\circ\text{C}$$

Рисунок 3.14 – Динаміка підігріву дизельного палива в живильному паливопроводі за рахунок теплоти надлишків палива, що перепускаються з лінії низького тиску системи живлення дизельного двигуна

Основним параметром, що визначає результуючу температуру палива в живильному паливопроводі, є температура перепускних надлишків палива з лінії низького тиску та їх витрата.

Підігрів дизельного палива методом дроселювання забезпечує необхідну текучість палива через живильний паливопровід низького тиску в умовах зимової експлуатації трактора ХТЗ-150-05-09.

РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

Конструктивні параметри тракторів визначають можливі значення експлуатаційних параметрів, режимів роботи та техніко-економічних показників агрегатів.

Пристрій для дроселювання дизельного палива включає шестеренний насос НШ-32 (вартість 1500 грн.), дросель (200 грн.), трубопровід (120 грн.) та гідромотор ГМШ-32 (2000 грн.). Загальна вартість пристрою становить 3820 грн. Необхідно звернути увагу, що ціни взяті з врахування б/в агрегатів та елементів.

Економічний ефект від впровадження запропонованого пристрою для підігріву дизельного палива методом дроселювання досягається за рахунок зменшення або повного усунення простоїв, пов'язаних із відмовами системи паливоподачі, підвищення продуктивності агрегату та зниження втрат від простоїв.

З метою обґрунтування оптимальних експлуатаційних параметрів тракторів базової комплектації та модернізованих (з пристроєм підігріву палива), а також для порівняння їх експлуатаційних і економічних показників запропоновано математичну модель, яка описує вплив конструктивних параметрів тракторів і агрегатів, умов та режимів роботи на їх техніко-економічні характеристики.

4.1 Продуктивність агрегату

Важливим показником ефективності використання сільськогосподарських агрегатів є годинна продуктивність, зокрема при виконанні робіт зі снігозатримання та очищення території.

Продуктивність сільськогосподарського агрегату (га/год) визначається за формулою:

$$W = 0,1Bv\tau, \quad (4.1)$$

де B – робоча ширина захвату, м ($B = 3$ м); v – робоча швидкість машини ($v = 1,4$ м/с); τ – коефіцієнт використання часу зміни.

Коефіцієнт використання часу зміни обчислюється за виразом:

$$\tau = \frac{\tau_{np}}{\left(\frac{1}{\tau_{pyx}} + \frac{1}{\tau_y} + \frac{1}{\tau_{mn}} + \frac{1}{\tau_{nep}} \right) - 4}, \quad (4.2)$$

де τ_{np} – коефіцієнт, що враховує час на підготовчо-заключні операції, а також простої з фізіологічних, організаційних і метеорологічних причин; τ_{pyx} , τ_y , τ_{mn} , τ_{nep} – часткові коефіцієнти використання часу зміни, що враховують відповідно час руху, усунення технічних несправностей, технологічних порушень і внутрішньозмінні переїзди.

Часткові коефіцієнти використання часу зміни залежно від B і v можуть бути визначені за формулами:

$$\tau_{pyx} = \frac{1}{1 + \frac{Bvk}{v_x L_{cep}}}, \quad (4.3)$$

$$\tau_y = \frac{1}{1 + \frac{vt_y}{L_y}}, \quad (4.4)$$

$$\tau_{mn} = \frac{1}{1 + \frac{vt_{mn}}{L_{mn}}}, \quad (4.5)$$

$$\tau_{nep} = \frac{1}{1 + \left(\frac{0,36Bv}{v_x F_{cep}} \right) \left(\frac{L_{nep}}{v_x} + t_{nep} B \right)}, \quad (4.6)$$

де k – кінематична характеристика агрегату; v_x – швидкість руху на поворотах ($v_x = 1,2$ м/с); L_{cep} – середня довжина гону ($L_{cep} = 500$ м); t_{mn} , t_y – середня тривалість однієї зупинки ($t_n = 600$ с); L_y , L_n – середня відстань між зупинками через технічні та технологічні причини ($L_n = 1000$ м); F_{cep} – середня площа поля ($F_{cep} = 6 \cdot 10^5$ м²); L_{nep} – відстань переїздів агрегату між полями протягом зміни; t_{nep} – час переналагодження агрегату з робочого положення в транспортне і навпаки.

4.2 Визначення капітальних вкладень і приведених витрат

Питомі капітальні вкладення на 1 га площі, обробленої агрегатом, визначаються за залежністю [2]:

$$K = \frac{\frac{B_{mp}}{T_{mp}} + \frac{B_{np}}{T_{np}}}{W}, \quad (4.7)$$

де B_{mp} – балансова вартість трактора ($B_{mp} = 500000$ грн.); B_{np} – балансова вартість пристрою ($B_{np} = 3820$ грн.); T_{mp} – нормативна річна завантаженість трактора ($T_{mp} = 13220$ год); T_{np} – нормативна річна завантаженість пристрою (з урахуванням роботи 8 місяців на рік – $T_{np} = 881$ год); W – продуктивність агрегату.

В якості цільової функції доцільно використовувати приведені витрати на 1 га [6]:

$$C = \frac{q_1 CN_1 + 3B + \frac{B_{mp}\beta_{mp}}{T_{mp}} + \frac{B_{np}\beta_{np}}{T_{np}}}{W}, \quad (4.8)$$

В основу розрахунку річного економічного ефекту від удосконалення системи технічного сервісу покладено методику, за якою ефект визначається шляхом порівняння вихідних показників поточних виробничих витрат і капітальних вкладень з аналогічними показниками після впровадження результатів [6]

Річний економічний ефект визначається за виразом:

$$E = [(C_{nb} + E_n K_{nb}) - (C_{nn} + E_n K_{nn})]Q, \quad (4.9)$$

де E – річний економічний ефект; C_{nb} – питомі сумарні витрати за базовим варіантом, грн; C_{nn} – питомі сумарні витрати за новим варіантом, грн; K_{nb} – питомі капітальні вкладення у виробничі фонди в базовому варіанті, грн; K_{nn} – питомі капітальні вкладення у виробничі фонди в новому варіанті, грн; E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень ($E_n = 0,15$); Q –

об'єм механізованих робіт, виконаних у новому варіанті, ум. еталонні гектари ($Q = 60$ га).

Підвищення продуктивності, коефіцієнта використання часу зміни та зменшення витрати палива дозволили знизити капітальні вкладення і приведені витрати на обробіток 1 га площі в зимовий період.

Загальні результати розрахунків зведені до табл. 4.1

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку економічної ефективності

Показники економічної ефективності	За базовим варіантом	За запропонованим варіантом
Собівартість агрегату, грн	500,000	503,820
Середня відстань між зупинками по причині несправності, м	1000 2000	500 800
Середній час на зупинку для усунення несправності, с	600 600	200 200
Коефіцієнт використання часу зміни	4,914	5,819
Продуктивність, га/год	3,538	4,19
Питомі капіталовкладення, грн/га	106,9	77,103
Питома витрата палива, л/год	15	12
Приведені витрати, грн/га	368,932	252,671
Економічна ефективність при площі 1 ум.етал.га	127 грн	

ВИСНОВКИ

Аналіз існуючих рекомендацій щодо експлуатації сільськогосподарських тракторів у зимовий період показав, що у зимових роботах задіяно від 30 до 70% тракторного парку. Гусеничні трактори працюють нарівні з колісними. Основним фактором, що впливає на паливну економічність енергонасичених тракторів, є температура палива в головці паливного насоса. Надійність системи живлення визначається прокачуваністю палива через фільтри грубого і тонкого очищення, при цьому найбільш критичною ділянкою є відрізок «бак – фільтр грубого очищення». Інтенсивність охолодження палива в баку залежить від умов зовнішнього середовища (температура, вологість, швидкість і напрямок вітру відносно поздовжньої осі трактора), кількості палива та площі бака, що піддається впливу.

Температура дизельного палива суттєво впливає на його теплофізичні властивості: теплоємність, теплопровідність, густину та в'язкість. Використання теорії критеріїв подібності дозволяє розраховувати коефіцієнти теплообміну в баку та паливопроводах, а також оцінювати теплові втрати на окремих ділянках системи.

Ефективність методу дроселювання значною мірою визначається створюваним тиском і, відповідно, потужністю насоса. При цьому підігрів палива дроселюванням відбувається інтенсивніше, ніж у традиційних теплообмінних пристроях.

Вагомий вплив на теплообмін має швидкість вітру: збільшення швидкості з 1 м/с до 5 м/с призводить до зменшення інтенсивності нагрівання дизельного палива приблизно у 3 рази.

Економічна ефективність застосування методу підігріву дизельного палива перепуском зумовлена підвищенням продуктивності машинно-тракторного агрегату в зимових умовах за рахунок зменшення простоїв, спричинених технічними несправностями та технологічними порушеннями.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Zöldy, M. Investigation of correlation between diesel fuel cold flow properties and real cold conditions. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 2021. DOI: <https://doi.org/10.3311/PPtr.14148>
2. Lapuerta, M., Rodríguez-Fernández, J., Agudelo, J.R. Cold flow properties and filterability of diesel fuels: A review *Fuel*, 2020. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116356>
3. Yang, L., et al. Effects of injection strategies on cold start performance of diesel engines. *Applied Thermal Engineering*, 2021. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116985>
4. García, A., Monsalve-Serrano, J., Lago Sari, R. Analysis of diesel engine performance under cold conditions. *Energy Conversion and Management*, 2020. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113047>
5. Xu, H., et al. Cold start combustion and emissions in diesel engines: recent advances. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.110802>
6. Kim, D., Park, S. Effect of low-temperature fuel properties on diesel engine performance. *Fuel*, 2022. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123456>
7. Mattetti, M., et al. Energy efficiency of agricultural tractors under real operating conditions. *Applied Energy*, 2021. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116568>
8. Li, Y., et al. Thermal management strategies for diesel engines in cold climates. *Energy*, 2022. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124321>
9. Tadić, V., et al. Agricultural machinery performance under climate stress conditions. *Agriculture*, 2023. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture13010028>
10. Zhang, Z., et al. Experimental study on fuel heating for improving cold start of diesel engines. *Applied Thermal Engineering*, 2020. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115345>

11. Wang, X., et al. Impact of ambient temperature on diesel engine efficiency and emissions. *Energy Reports*, 2021. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.06.012>
12. Gereziher, E.T., et al. Duty cycles and operational performance of tractors in different environments. *Smart Agricultural Technology*, 2023. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.atech.2023.100210>
13. Raj, M., et al. Smart farming technologies for sustainable agriculture: review. *Discover Sustainability*, 2025. DOI: <https://doi.org/10.1007/s42452-025-07561-6>
14. Spanaki, K., et al. Digital transformation in agriculture: operational efficiency review. *Annals of Operations Research*, 2022. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10479-020-03922-z>
15. Alam, F.E., Yang, W.M. Performance of diesel engines under varying environmental conditions. *Applied Energy*, 2021. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117312>

ДОДАТКИ