

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Тракторів, автомобілів

та біоенергоресурсів

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Поліпшення експлуатаційних показників
автотранспортних засобів шляхом дослідження системи охолодження»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Сівак І.М.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Грантовський А.О.

(ПІБ)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів, автомобілів та

біоенергоресурсів

Д.Т.Н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Грантовський Антон Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Поліпшення експлуатаційних показників автотранспортних засобів шляхом дослідження системи охолодження»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: 31.05.2025

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: сучасні методи поліпшення системи охолодження автотранспортних засобів; описання конструкції та принцип роботи системи охолодження транспорту

Вступ

1. Стан проблеми та постановка задачі дослідження

2. Теоретична розробка і температурно-динамічний розрахунок системи охолодження трактора МТЗ з використанням полімерного радіатора

3. Методи експериментального дослідження

Висновки

Перелік графічного матеріалу: стан проблеми та постановка задачі дослідження; метод визначення процесу теплопередачі охолоджуючих поверхонь; перспективи розвитку системи охолодження; радіатори охолодження різних виробників; схема класичного радіатора; складова система охолодження і види охолоджуючих ребер; схема розподілу потоку в полімерному радіаторі; система охолодження і як вона працює;

Дата видачі завдання « 30 » листопада 2024 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____

(підпис)

Калінін Є.І.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Грантовський А.О.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 48 сторінках пояснювальної записки, 10 слайдах презентації та ілюстрована 13 рисунками.

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

Тема дипломного проекту: «Поліпшення експлуатаційних показників автотранспортних засобів шляхом дослідження системи охолодження»

Об'єкт розробки: розгляд з подальшим покращенням системи охолодження трактора МТЗ-82.

Мета розробки: поліпшення експлуатаційних показників трактора МТЗ-82 з оглядом на різні системи охолодження і з надалі експлуатацією.

У дипломному проекті завдяки розробленим теоретичним розрахункам та експериментам було вирішено завдання покращення експлуатаційних показників автотранспортного засобу для подальшої експлуатації шляхом покращення системи охолодження.

Ключові слова: трактор МТЗ-82, система охолодження, радіатор.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	10
1.1 Використання універсально просапних тракторів в сільському господарстві.....	10
1.2 Сучасний стан розвитку радіаторів систем охолодження тягових транспортних засобів	11
1.3 Методи визначення процесу теплопередачі охолоджуючих поверхонь радіаторів системи охолодження.....	14
1.4 Перспективи розвитку систем охолодження.....	16
1.5 Види і конструкції радіаторів, класифікація	18
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНА РОЗРОБКА І ТЕМПЕРАТУРНО-ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТРАКТОРА МТЗ З ВИКОРИСТАННЯМ ПОЛІМЕРНОГО РАДІАТОРА	22
2.1 Методика визначення основних показників температурно-динамічних характеристик системи охолодження трактора МТЗ в процесі експлуатації.	22
2.2 Математична модель впливу теплообміну на охолоджуючу рідину двигуна автомобільної та тракторної техніки.....	24
2.3 Аналіз впливу температури навколишнього повітря на термодинамічні властивості системи охолодження автомобільної та тракторної техніки.	27
2.4 Розробка алгоритму визначення теплопередачі полімерного радіатора трактора МТЗ-82.....	31
2.5 Математична модель для розрахунку критеріїв температури і динамічні характеристики системи охолодження трактора МТЗ-82	39
РОЗДІЛ 3 ОХОРОНА ПРАЦІ З ЗАМІНИ ТА ОБСЛУГОВУВАННЯ РАДІАТОРА НА ВИРОБНИЦТВІ.....	45
3.1 Вимоги до безпеки при обслуговуванні системи охолодження.....	45
3.2 Безпека на ділянці ремонту елементів систем охолодження.....	46
РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ НОВОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА.....	50
4.1 Розрахунок економічної ефективності від застосування запропонованої конструкції.....	50

ВИСНОВОК.....	53
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	54

ВСТУП

Конструкція сучасних сільськогосподарських тракторів супроводжується використанням інноваційних конструкцій та альтернативних конструкційних матеріалів для охолодження серцевини радіаторів. Під час роботи енергонасичених сільськогосподарських тракторів значно зростають теплові навантаження системи охолодження, зокрема радіатора. Тепловий режим в окремо взятому елементі перешкоджає реалізації потенційних експлуатаційних властивостей всієї машини, аж до відмови.

Для модернізації системи охолодження, як на сучасних, так і на існуючих тракторах, необхідно послідовно розробляти теорію температуродинамічних властивостей двигуна автотрактора, виходячи з принципів проектування експлуатаційних характеристик тракторів.

Таким чином, надання науково обґрунтованих та експериментально підтверджуючих методів визначення температуродинамічних властивостей для покращення характеристик систем охолодження двигунів автотракторів має велике наукове та економічне значення для покращення експлуатаційних характеристик сільськогосподарських тракторів і, отже, є актуальним.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Використання універсально просапних тракторів в сільському господарстві.

Універсально-просапні трактори застосовуються для посіву та догляду за просапними культурами; збирання технічних, зернових культур, картоплі, овочів; оранки легких і середніх ґрунтів; суцільної культивуації і боронування; виконання землерийних, транспортних і навантажувальних робіт тощо. Характерні особливості універсально-просапних тракторів: тягове зусилля 2, 6, 9, 14 і 20 кН; збільшено відстань до 600...800 мм між поверхнею ґрунту і найнижче розташованими деталями між колесами або гусеницями (кліренс); невеликий радіус повороту (3...4 м); змінна колія; мінімально можлива ширина коліс або гусениць; робоча швидкість до 15 км/год; транспортна швидкість 25...35 км/год; потужність двигуна від 14 до 74 кВт.



Рисунок 1.1 – (а) Універсально-просапний трактор МТЗ-80; (б) Універсально- просапний трактор Беларус 1025.2;

Універсально-просапні колісні трактора класу 1,4 складають основу тракторного парку України (більше 60 %). Значна частина (25...60 %) виконуваних ними робіт – транспортні внутрішньогосподарські операції, які

проводяться в садах, на полях, по бездоріжжю і поганих ґрунтових дорогах. У цих умовах проявляється погіршення прохідності і підвищене буксування і як, наслідок, зниження експлуатаційних властивостей.

До основних експлуатаційних властивостей тракторів відноситься група техніко-економічних властивостей. Вони характеризуються, перш за все, продуктивністю і паливною економічністю. Їх підвищення досягається рядом заходів. Одним з таких заходів є поліпшення тягово-зчіпних властивостей. Це покращення досягається рядом способів, до яких слід віднести збільшення зчіпної ваги трактора. Стосовно роботи з причепами цей спосіб не отримав достатньої реалізації.

Універсально-просапні трактора використовуються на багатьох видах робіт, з них не менше 50% часу агрегатуються з причепами і причіпними машинами. Однак, одним з недоліків є підвищене буксування привідних коліс в складних по прохідності дорожніх і польових умовах. У проекті проаналізовані способи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів і вибраний найбільш ефективний спосіб стосовно тракторнотранспортних агрегатів.

1.2 Сучасний стан розвитку радіаторів систем охолодження тягових транспортних засобів

Державна програма розвитку сільського господарства передбачає інноваційний розвиток галузі, прискорений перехід до використання нових високопродуктивних і ресурсозберігаючих технологій.

Реалізація національних проектів розвитку сільського господарства, незважаючи на нинішню кризу, повинна привести в майбутньому до збільшення обсягів перевезень, а отже, і до збільшення автопарку і кількості людей, зайнятих на транспортних роботах в аграрному виробництві.

Зусилля виробників обладнання, спрямовані на поліпшення екологічних показників, ефективності сучасних автомобілів і тракторів, стають все більш витратними і менш ефективними, ніж, наприклад, 20... 30 років тому. При цьому

кількість обладнання стрімко збільшується, а отже, зростає і потреба в металі, що в кінцевому підсумку призводить до зростання вартості кінцевого продукту, в тому числі систем охолодження, особливо в радіаторах.

Не завжди зарубіжні аналоги радіаторів можуть відповідати вимогам експлуатаційних характеристик теплообміну вітчизняних двигунів внутрішнього згоряння (ВЗ), що працюють на різних видах палива (дизельному, бензиновому і газоподібному), зміна теплового балансу двигунів обумовлено в основному підвищеною потребою в потужності двигуна, а значить і в поліпшеній системі охолодження.

Радіатори виготовляються, як правило, з високо теплопровідних технічних матеріалів: міді, алюмінію, їх сплавів. Конструктивні особливості радіаторів (форма, розміри, кількість ребер, матеріали, з яких вони виготовлені і тощо.) Вибираються виходячи з технічних вимог до виробу на підставі теоретичних розрахунків і експериментальних досліджень.

Враховуючи, що в сучасних системах охолодження тепловіддача становить 50 Вт/см^2 і вище, у зв'язку з цим використання традиційних методів охолодження не дозволяє забезпечити ефективне відведення тепла. Це вимагає переходу на альтернативні методи зниження температури паливної поверхні.

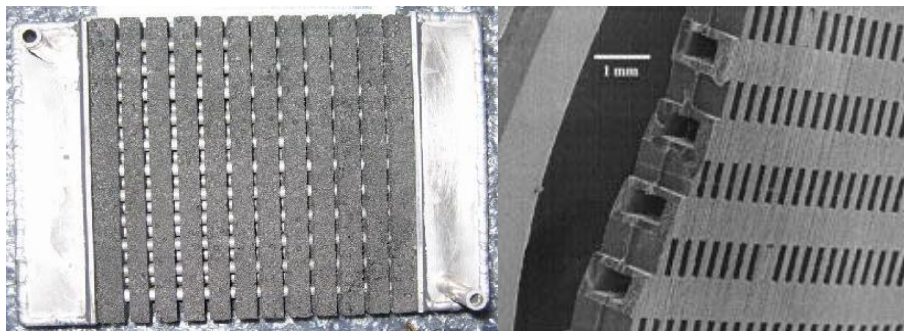


Рисунок 1.2 – Альтернативний автомобільний радіатор з пористого діоксид титану TiO_2 (США).

Існує безліч моделей радіаторів, при цьому в якості матеріалів використовуються не тільки традиційні мідь або алюміній, але і принципово нові. Аналіз існуючих вітчизняних і зарубіжних виробників теплообмінників

показав, що в основному всі виробники використовують технологію складання компонентів радіатора.

Кольорові метали, з яких виготовляють практично всі сучасні радіатори, є досить дорогими і цінними матеріалами. Щоб забезпечити зниження їх споживання, при виготовленні деяких деталей радіаторів стали використовувати поліамідні матеріали. Вартість поліамідних матеріалів значно нижча, ніж вартість кольорових металів. Конструкційна міцність цих матеріалів, при цьому, не поступається кольоровим металам. Також поліамідний матеріал досить термостійкий, щоб витримувати робочі температури систем охолодження автомобільних радіаторів. До переваг поліамідних матеріалів також можна віднести хорошу пластичність при литті і здатність приймати досить складні ливарні форми.

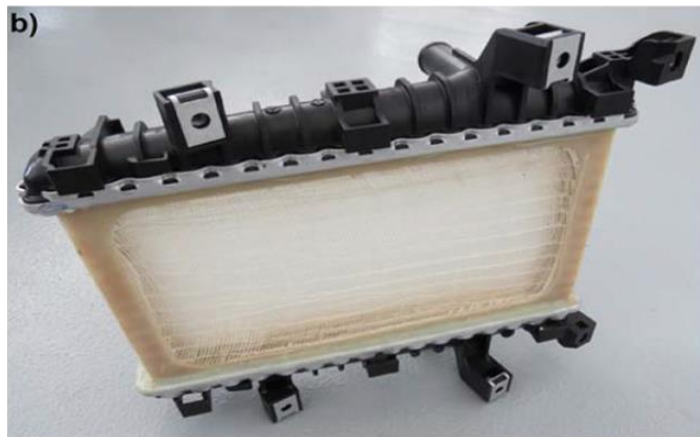


Рисунок 1.3 – Прототип полімерного радіатора автомобіля Audi Q7.

В якості прототипу ця лабораторія визнала полімерний радіатор для автомобіля Audi Q7.

Випробування і порівняння цих радіаторів показали перспективність полімерних радіаторів. Вага серцевини стандартного алюмінієвого радіатора становить 1,4 кг, а габаритні розміри – 290x295x25 мм. Такі ж параметри полімерного радіатора становлять 0,4 кг і 290x300x40 мм відповідно.

Випробування штатного низькотемпературного алюмінієвого радіатора автомобіля Audi Q7 в аеродинамічній трубі при температурі рідини на вході в радіатор рівній 90°C, потоці рідини, що дорівнює 18 літрам в хвилину,

температурі повітря на вході в радіатор рівної 30°C і швидкості повітряного потоку 10 метрів в секунду, показали, що знижена тепловіддача становить 25 кВт.

1.3 Методи визначення процесу теплопередачі охолоджуючих поверхонь радіаторів системи охолодження.

Для визначення теплопередачі трубчастих радіаторів використовуються системи охолодження як при змінній геометрії самої трубки, так і при різного роду технічних впливах на поверхню матеріалу (вальцювання труб, діаметри отворів, штучна шорсткість і т.д.). Це дозволяє значно збільшити коефіцієнт теплопередачі і використовувати його в якості основного інструменту для відведення тепла в автомобільних системах охолодження.

Було очевидно, що потрібне нове, проривне рішення проблеми охолодження двигуна. Як правило, найбільш радикальним рішенням є зміна конструкції радіатора. У роботі вказується, що Вільгельм Майбах був першим, хто розробив таке рішення. Ще в 1897 році цей винахідливий інженер разом з Готтлібом Даймлером представив трубчастий охолоджувач. Трубки були виготовлені з латуні, так як цей сплав міді і цинку має дуже хорошу теплопровідність. Нова система охолодження (рис. 1.4) вперше була застосована у вересні 1898 року на двигуні потужністю 5,8 кВт (8 к.с.) об'ємом 2,1 літра.

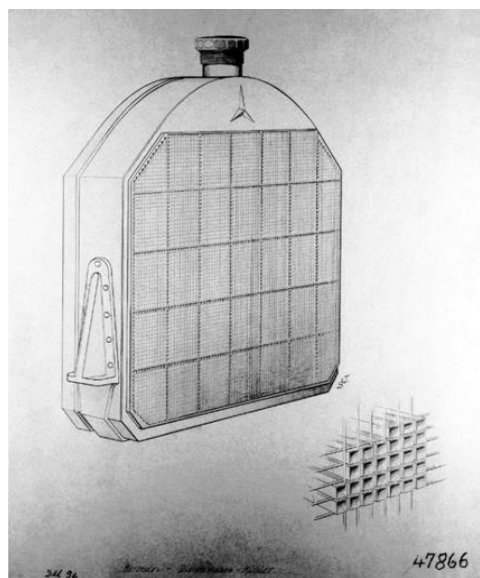


Рисунок 1.4 – Радіатор Maybach 1900 р.

20 вересня 1900 року Майбах подав заявку на патент на охолоджувач, який він назвав «охолоджуючим і конденсаційним пристроєм, заснованим на принципі перехресного потоку». 8 серпня 1901 року цей винахід був запатентований (німецький патент No 122 766). Вільгельм Майбах створив новий тип охолоджувача, що складається з 8 070 квадратних трубок розміром шість міліметрів на шість міліметрів у поперечному перерізі. Збільшена внутрішня площа поверхні квадратних труб, в порівнянні з круглими, в поєднанні з меншими зазорами між окремими трубками значно збільшила ефект охолодження і дозволила значно збільшити продуктивність двигуна.

У порівнянні з раніше безкінним екіпажем «Фенікс» 1898 року, споживання води новим двигуном «Мерседес» 1900 року потужністю 26 кВт (35 к.с.) було зменшено вдвічі, з 18 до 9 літрів на 100 кілометрів. Іншими словами, на кожну кінську силу замість 2,25 літра води для охолодження потрібно всього 0,26 літра на ту ж відстань. Невеликий вентилятор, розташований за радіатором, ще більше покращив ефект охолодження на низьких швидкостях.

В даний час теплообмінники можуть бути розроблені таким чином, щоб забезпечувати різні поліпшення продуктивності та фактори, що впливають на продуктивність.

Основні напрямки розвитку численні і спрямовані на:

- збільшення теплового навантаження або зменшення площі;
- Зниження первісних витрат на виробництво або експлуатаційних витрат
- частота циркуляції рідини;
- зниження витрат на утримання;
- технічна безпека;
- Надійність і компактність виготовлення.

Кількісно оцінити всі ці фактори в сукупності непросто, тому можна зробити чітке і просте твердження про відносні переваги різних поверхонь теплопередачі. Особливо складно прийти до загальних висновків, враховуючи різні властивості теплоносія, а також умови експлуатації і природно-кліматичні

параметри. Коротше кажучи, існує багато способів описати та оцінити продуктивність системи теплообміну, і кожен технік вибирає різні критерії залежно від заданих вимог.

1.4 Перспективи розвитку систем охолодження

Розробка систем охолодження автомобільних і тракторних дизельних генераторів проходила поетапно, або, можна сказати, поступово. Одним з перших етапів розвитку стало створення циркуляційного контуру теплоносія замкнутого типу. При цьому циркуляція рідини здійснюється примусово за допомогою насоса, а сам замкнутий контур знаходиться під тиском. Наступним етапом стало створення кожухотрубного радіатора з примусовою циркуляцією повітря.

Щоб забезпечити таке розділення потоків рідини, використовується термостат. Наступним кроком було регулювання потоку повітря через радіатор за допомогою відповідного вентилятора зі змінною швидкістю.

Завдяки перерахованим вище етапам розвитку сучасні системи охолодження автомобільних і тракторних двигунів прийшли до свого сучасного вигляду. Графік еволюції систем охолодження Далекохідної заводської фабрики представлений на (рис. 1.5). З цього графіка видно, що в цілому системи охолодження двигунів автотракторів були повністю сформовані до кінця 1980-х років.

Теплове моделювання циклу генерації подвійного ефекту враховує наступні припущення: Проміжний тиск системи знаходиться при рівноважному тиску, що відповідає температурі термостата

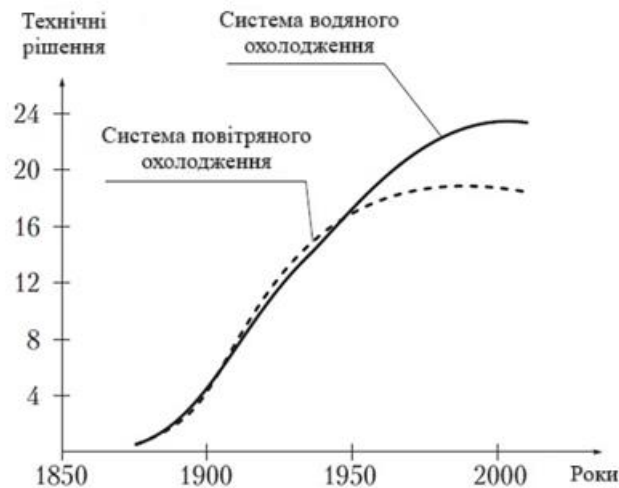


Рисунок 1.5 – Графік технічної еволюції систем охолодження

відповідають рівноважним температурам насичення охолоджуючої рідини і двигуна відповідно. Ці припущення, поряд зі збереженням маси, речовини та енергії та рівняннями термодинамічного стану, призводять до повного аналізу та оптимізації циклу абсорбційного охолодження.

Як зазначалося вище, формування систем охолодження було завершено до кінця 2000-х років. Приблизно з цього моменту не відбулося значних змін або проривних нових технічних рішень.

У XXI столітті спостерігається бурхливий розвиток інформаційних технологій. Ці технології забезпечують розвиток технологій і нових проривних рішень в різних галузях. Немає сумнівів, що інформаційні технології також стануть необхідною умовою для розвитку холодильних систем. З історії еволюції техніки відомо, що в основному вдосконалення техніки виходить з практичних потреб і розвивається в області підвищення ефективності та чистоти навколишнього середовища.

В даний час спостерігається тенденція до збільшення потужності двигунів, а це означає, що ці двигуни вимагають більшої кількості тепла для розсіювання. Тому це зажадає створення радіаторів великих габаритів і ваги, що в свою чергу призведе до більшої витрати цінних кольорових металів, що використовуються при виробництві радіаторів. Новим технічним рішенням

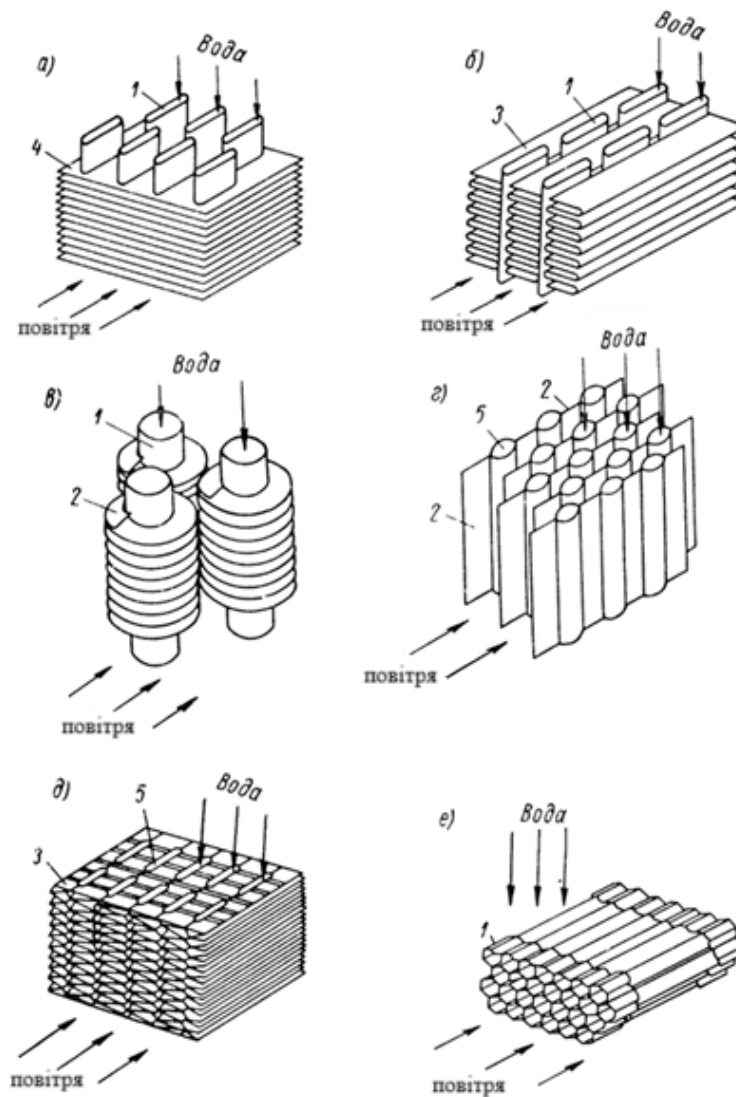
може стати створення радіаторів з альтернативних матеріалів, наприклад, з полімерів.

1.5 Види і конструкції радіаторів, класифікація

Як вже зазначалося вище, радіатор - це не дуже вдале історичне ім'я, не дуже вдале, так як теплопередача в радіаторі в основному відбувається за рахунок конвективного теплообміну і лише невелика частина тепла віддається радіатором в навколишній простір за допомогою випромінювання. У радіаторі тепло передається від одного (гарячого) теплоносія до іншого. Причому процес передачі цього тепла відбувається через стіну, що розділяє теплоносій.

У радіаторах автотракторів, встановлених в системах охолодження Глибокотурбінної установки, не відбувається зміни агрегатного стану охолоджуючих рідин. В основному це трубчасто-пластинчасті або трубчасті смугові поперечно-поверхневі випромінювачі. Такі радіатори є рекуперативними теплообмінниками. У цих пристроях тепловий потік в кожній точці стіни, що розділяє теплоносій, зберігає постійний напрямок. Такі радіатори називаються теплообмінниками безперервної дії.

Для виготовлення радіаторів необхідно використовувати матеріали з відповідними тепловими властивостями. У сучасних радіаторах для виготовлення сердечника зазвичай використовуються такі матеріали, як мідь, латунь, алюміній. У старих версіях могла використовуватися дуже тонка листовая сталь. Інші деталі (рис. 1.6) радіаторів виготовляються з поліамідних матеріалів і сталі.



a – трубчасто-пластинчасті; *б* – трубчасто-стрічкова; *в* – трубчасто-ребристий; *д* – хвилясті пластини (трубочки в смузі); *д* – пластинчасті; *е* – стільники; 1 – трубка; 2 – ребро; 3 – стрічка; 4 – охолоджуюча пластина; 5 – водопровідний канал.

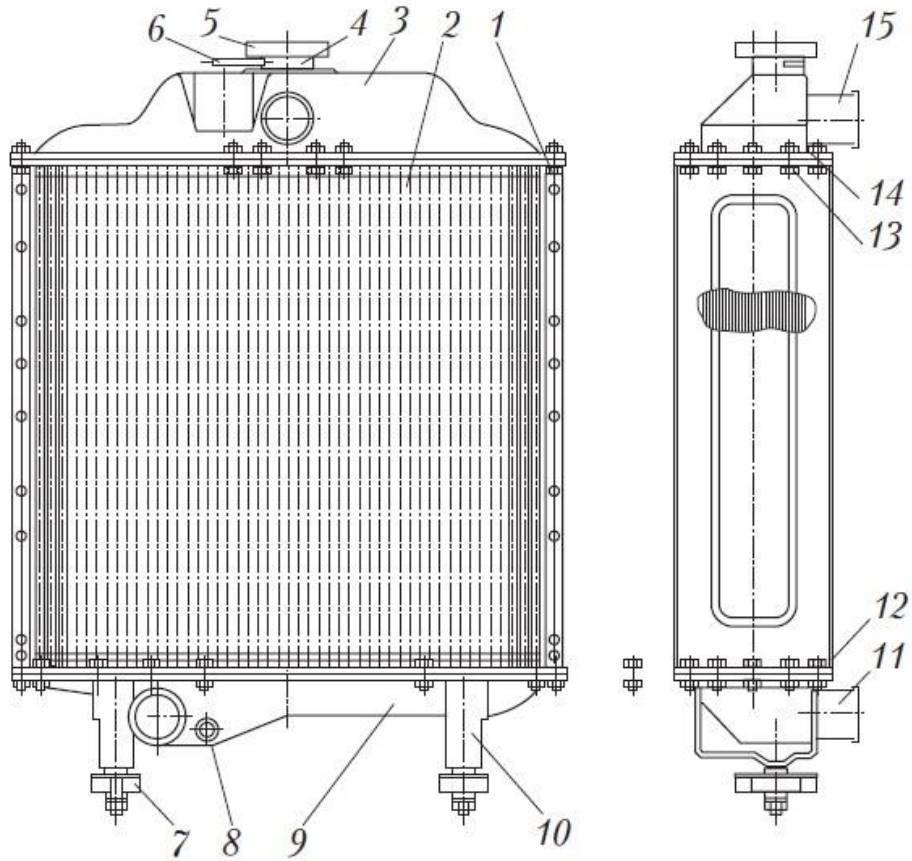
Рисунок 1.6 – Типи поверхонь охолодження радіаторів.

Геометричні форми радіаторів сільськогосподарських тракторів бувають різними. Вони можуть бути плоскими (однорядними), коробчатими (багаторядними), циліндричними.

Радіатори складаються з охолоджуючих трубок і охолоджуючих поверхонь (рис. 1.6). Залежно від напрямку циркуляції рідини радіатори можуть розташовуватися вертикально або горизонтально.

Для створення полімерного радіатора розглянемо класичний радіатор, показаний на (рис. 1.7), який складається з активної зони 2 і двох ємностей для рідини - баків. Бак, в який надходить рідина з сорочки охолодження, називається верхнім баком 3, бак, з якого рідина надходить в насос, називається нижнім баком 9. З'єднання сердечника з баками може бути паяним або зібраним - болтом або іншим кріпленням. Головною вимогою до способу підключення сердечника до бака є його герметичність.

У верхньому баку є патрубок 15 для подачі рідини з сорочки охолодження, секція 4 для заповнення системи охолодження, закрита пробкою 5. На центрування приклеєна парова труба 6, яка служить для відведення парів у разі перегріву або закипання рідини в радіаторі. У нижньому баку є патрубок 11 для подачі рідини до водяного насоса і отвір для зливного клапана 8. У збірних радіаторах між баками 3 і 9, і опорні плити сердечника 2 встановлюють гумові прокладки 14, монтажні пластини 13, що забезпечують жорсткість стикового з'єднання, і кріпильні болти 12 з гайками. Для міцності радіатора з боків від сердечника між верхнім і нижнім бачками закріплені опорні стійки 1.



1 – опорний пост; 2 – серцевина; 3 – верхній бачок; 4 – гніздо шийка; 5 – заливна пробка; 6 – пароповітряна трубка; 7 – амортизатор; 8 – відкриття зливного клапана; 9 – нижній зливний бачок; 10 – опора; 11 – нижня труба цистерни; 12 – монтажна пластина; 13 – кріпильний болт; 14 – прокладка; 15 – верхній патрубок цистерни.

Рисунок 1.7 – Трубчасто-пластинчастий водяний радіатор збірної конструкції.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНА РОЗРОБКА І ТЕМПЕРАТУРНО-ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТРАКТОРА МТЗ З ВИКОРИСТАННЯМ ПОЛІМЕРНОГО РАДІАТОРА

2.1 Методика визначення основних показників температурно-динамічних характеристик системи охолодження трактора МТЗ в процесі експлуатації

Температурний режим системи охолодження трактора в умовах експлуатації можна представити рівнянням з урахуванням системного підходу, який має такий вигляд,

$$T'_W = f[K_n, K_x, K_y, B_{дор}; G_a; P_v; B_{атм}; O(B; A); C_T; C_B] \quad (2.1)$$

де $B_{дор}$ – дорожні умови (тип покриття); G_a - вага транспортного засобу; P_v – умови (режими) руху трактора; O – вплив людського фактора або режиму автоматичного контролю на робочий процес (B – водієм або A – автоматично), а також інші фактори, що впливають на експлуатаційні параметри; C_T – ступінь зовнішнього засмічення радіатора; C_B - ступінь внутрішнього забруднення з урахуванням властивостей теплоносія, що використовується в радіаторі і т.д.

Представлене рівняння містить параметри, що характеризують конструктивні коефіцієнти C_p ; V_x ; C_u , тобто враховуються ефекти двох основних компонентів: 1 – конструктивні особливості радіатора; 2 – робочий процес радіатора з урахуванням конструктивних особливостей і умов експлуатації трактора. Інші параметри: $B_{дор}$; G_a ; P_v ; $Що$; $O(B; A)$; $У$ ст. C_B являють собою експлуатаційні фактори, які враховують режим роботи і кліматичні умови трактора.

Під час роботи трактора в усталеному режимі температура охолоджуючої рідини T'_w в системі стабільна, відповідно, стабілізується і температурне поле повітряного потоку на вході і виході радіатора, так як коефіцієнти $O(B; A)$,

У представленому рівнянні використовується коефіцієнт теплових властивостей радіатора, який виникає в процесі експлуатації обладнання і впливає на зміну теплового процесу теплообмінника від нормальних умов, як внутрішніх, так і зовнішніх. Коефіцієнт теплових властивостей радіатора в

цілому може бути представлений у вигляді добутків коефіцієнтів, які відповідають за збурюючі процеси і залежать від зовнішніх і внутрішніх температурно-динамічних впливів навколишнього середовища.

$$\chi_{\Sigma}^3 = \chi_1^3 \cdot \chi_2^3 \cdot \dots \cdot \chi_{\{n-1\}}^3 \cdot \chi_n^3 \quad (2.2)$$

Вплив температури охолоджуючої рідини системи охолодження двигуна на тягово-динамічну характеристику трактора можна представити на (рис. 2.1), де можна побачити залежність температури теплоносія, що протікає в радіаторі, від створюваного навантаження трактора при роботі в полі і тощо. На (рис. 2.1) представлена тягово-динамічна характеристика на прикладі експлуатації Мінського типу транспортного засобу. Визначити ступінь навантаження трактора можна за допомогою рівняння тягового балансу, яке буде виглядати наступним чином.

$$P_k = \frac{Mg^{i_o i_k \eta_{\{mp\}}}}{r_k} = P_{\psi} + P_w \pm P_j = G_a \psi + K_a F_a V_a^2 \pm G_a \frac{j\delta}{g} \quad (2.3)$$

де ψ – об'ємна маса повітря, кг/м³; K_a – фізичні властивості навколишнього повітря; F_a – маса трактора, кг; V_a – швидкість руху трактора, м/с. δ – середня товщина хвилястого ребра, мм, J – теплофізичні властивості рідини в системі охолодження і полімерному радіаторі (тосол, антифриз, вода і т.д.); g — прискорення під дією сили тяжіння, м/с².

За умови, що трактор рухається в усталеному стані, рівняння тягового балансу буде виглядати наступним чином.

$$P_k = G_q \psi + K_q F_q V_q^2 \quad (2.4)$$

Альтернативним варіантом визначення ступеня навантаження трактора може бути рівняння балансу потужності, яке характеризує споживану потужність силового агрегату трактора під час його роботи. Загальний вигляд балансу потужностей трактора в процесі експлуатації можна представити наступним чином:

$$N_e = \frac{v_a}{\eta_{\{\tau p\}}} (G_a \psi + K_a F_a V_a^2 \pm G_a \frac{j\delta}{g}) \quad (2.5)$$

Як відомо з джерела, теоретично температурно-динамічна характеристика трактора залежить не від конструктивних особливостей двигуна, а від потужності, що розвивається двигуном. Тому тепло, що відводиться двигуном в охолоджуючу рідину, можна розрахувати через потужність двигуна, що розвивається в процесі роботи трактора. Відповідно, кількість розсіюється тепла можна представити наступним виразом.

$$Q_{\text{дв}} = a \cdot N_e \quad (2.6)$$

де N_e - потужність, що реалізується двигуном, кВт; a - коефіцієнт, отриманий емпіричним шляхом.

Реалізована потужність двигуна на подолання опору руху трактора еквівалентна кількості тепла, що виділяється ним, яке можна розрахувати за формулою.

$$Q'_{\{\text{дв}\}} = aN_e = a \frac{v_a}{\eta_{\{\text{тр}\}}} (G_a \psi + K_a F_a V_a^2) \quad (2.7)$$

де N_e - потужність двигуна, що працює при неповних навантаженнях; η_{tr} - ККД трансмісії.

Характеристики тягово-динамічного балансу трактора у вигляді графічного зображення температурно-динамічних характеристик системи охолодження двигуна служать для загального аналізу роботи і розрахунково-експериментальних режимів полімерного радіатора автотрактора і системи охолодження в цілому з урахуванням навантажень, кліматичних умов навколишнього середовища і робочих параметрів системи охолодження (тиску і температури).

2.2 Математична модель впливу теплообміну на охолоджуючу рідину двигуна автомобільної та тракторної техніки.

Розглядаючи систему охолодження як основу теплового балансу двигуна, необхідно враховувати, що кількість тепла, що утилізується системою охолодження двигуна, з урахуванням різних діючих факторів, згідно з рівнянням (2.7), визначає показники тягового балансу руху трактора, які можна

представити у вигляді балансу потужності. Причому основним показником є коефіцієнт a , який представлений у виразі (2.8).

$$a = f(N_e; \eta_{дв}; T_L; T_W; G_W; J) \quad (2.8)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна внутрішнього згорання; $\eta_{дв}$ – ККД двигуна внутрішнього згорання; T_L - температура повітряного потоку; T_W - температура потоку рідини в полімерному радіаторі; G_W - масова витрата теплоносія в полімерному радіаторі; J – теплофізичні властивості рідини в системі охолодження і полімерному радіаторі (тосол, антифриз, вода і т.д.).

На рис. 2.1. показана залежність з експериментальними результатами коефіцієнта $a = f(ndv)$ для бензинового двигуна – b і для дизельного двигуна – a . Графік добре ілюструє зниження значення коефіцієнта як для дизельних, так і для бензинових двигунів, за умови $ndv = 0,7-0,8$, крива є перекрученою для всіх типів ДЗД, причому ліва частина для дизельного двигуна має середнє значення 0,4, для бензинових - 0,24.

Аналіз літературних джерел показав, що коефіцієнт a часто використовується для роботи двигуна на максимальній потужності, при цьому діапазон значень цього коефіцієнта досить широкий і залежить від конструктивних особливостей двигуна.

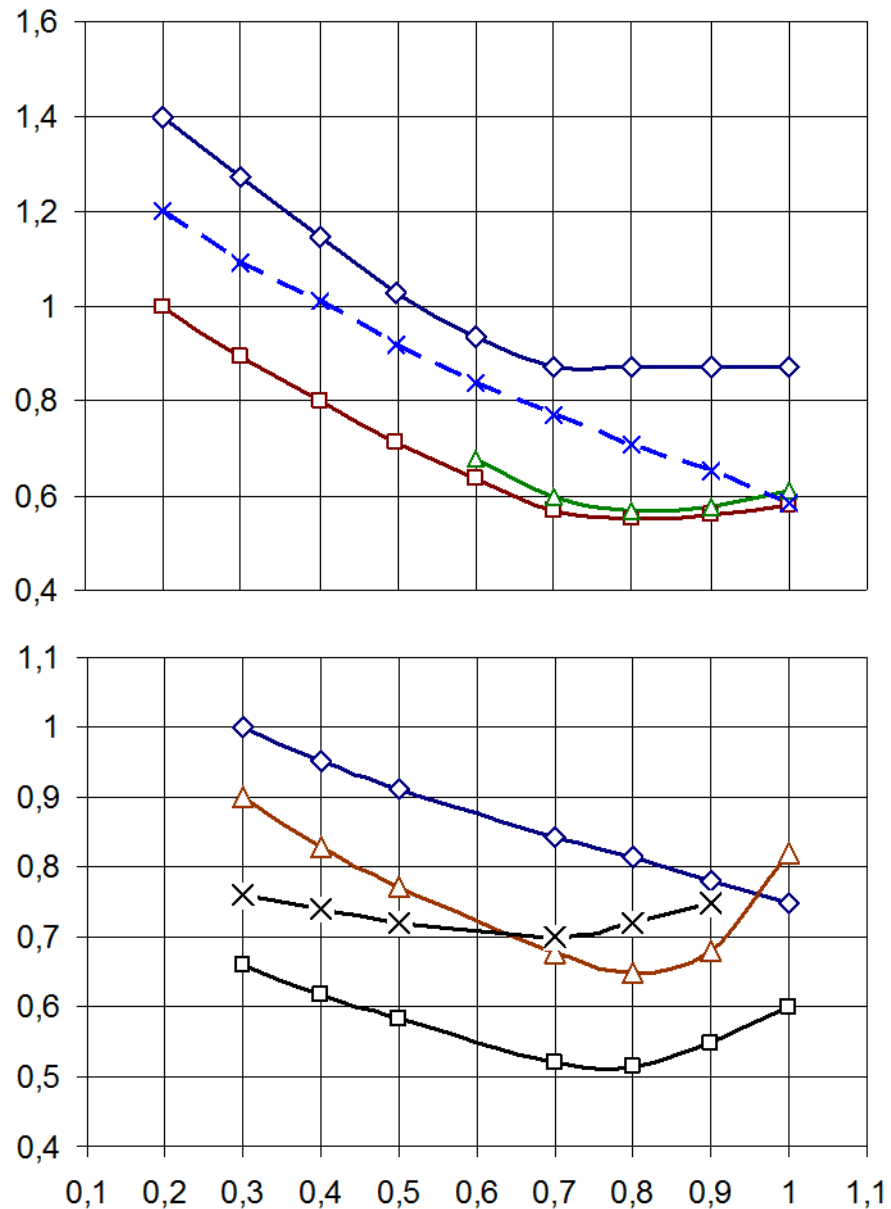


Рисунок 2.1 – Графік залежності коефіцієнта a від зміни частоти обертання колінчастого вала двигуна: a – дизель ДВЗ, b – бензиновий ДВЗ.

У літературі коефіцієнт $a = 0,8-1,4$ – для бензинових двигунів, $i = 0,45-0,9$ – для дизельних двигунів. Наприклад, у джерелі діапазон коефіцієнта a менше, тому $a = 1,14-1,23$ – для бензинових двигунів, $i = 0,57-0,71$ – для дизельних. У цьому випадку це викликає ще більші труднощі. З літератури були з'ясовані наступні дані ($ndw = 50$ Гц) і для дизельного двигуна ($ndw = 35$ Гц).

Для визначення коефіцієнта a було використано наступний вираз:

$$a = b_o * n_{дв}^{b1} * N_e^{b2} \quad (2.9)$$

Формули (2.5) і (2.9) являють собою вираз (2.7), в якому частоту обертання трактора можна виразити через частоту обертання колінчастого вала варіатора

Загальний вираз характеризує роботу двигуна при часткових навантаженнях, передаючи при цьому теплоту в систему охолодження. Об'єднавши два вирази (2.9) і (2.6), ми отримуємо формулу при роботі двигуна на номінальній потужності.

$$Q_{дв} = b_o * n_{дв}^{b1} * N_e^{1+b2} \quad (2.10)$$

Дане формулювання характеризує підвищене відведення тепла в систему охолодження двигуна при його роботі при максимальному навантаженні, якщо розглядати цей процес за зовнішньою характеристикою. Коефіцієнти b_o і індекси потужності $b1$, $b2$, що входять у вираз (2.10), вибираються з літературного джерела.

2.3 Аналіз впливу температури навколишнього повітря на термодинамічні властивості системи охолодження автомобільної та тракторної техніки.

Аналіз літературного джерела показав, що температурний напір при початкових умовах може бути визначений як:

$$\Delta T_H = T'_W - T'_L = \frac{Q_{\{дв\}}}{Q'_{\{рН\}} - x_{\sigma}} \quad (2.11)$$

Представлений вираз (2.11) характеризує зміну теплового балансу двигуна за рахунок зміни температури охолоджуючої рідини в системі, що добре підтверджує графік, представлений на (рис 2.2). Автори джерел стверджують, що підвищення температури рідини в системі охолодження двигуна на кожні 10 ... 12 К призводить до зменшення кількості тепла приблизно на 4-5%, яке відповідно розсіюється в теплоносії. Крім теплообміну двигуна, особливе значення має вплив навколишнього повітря на систему охолодження, зокрема температури і тиску навколишнього середовища. Ці параметри можуть по-різному впливати на працездатність наступних елементів: теплообмін між

радіатором і вентилятором, а також передачу тепла охолоджуючій рідині в сорочці охолодження двигуна.

При підвищенні температури повітря на вході в ДВЗ при відкритті дросельної заслінки на 100% на будь-яких швидкісних режимах роботи автомобільної техніки спостерігається зниження ефективної потужності і крутного моменту двигуна.

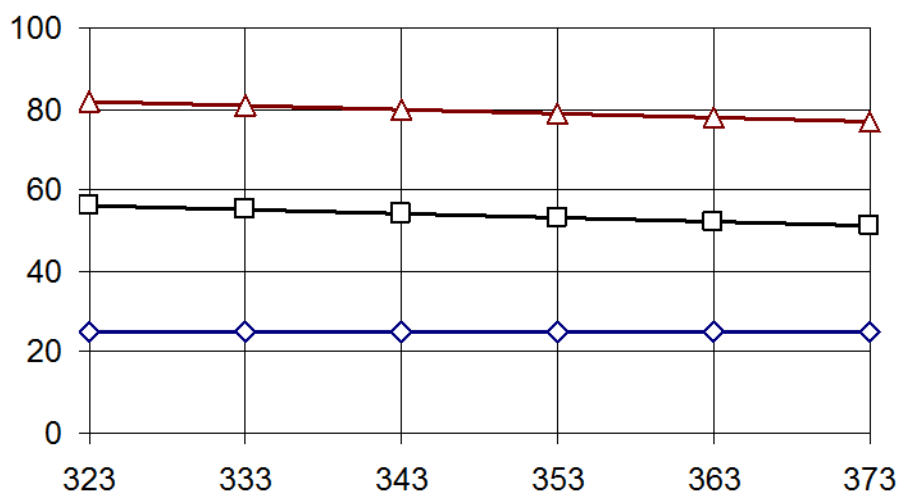


Рисунок 2.2 – Графік впливу температури охолоджуючої рідини на тепловий баланс двигуна.

Як видно на графіку, крива 1 - теплота, що передається тільки випромінюванням, крива 2 - теплота, яка відводиться вихлопними газами вихлопної системи двигуна, крива 3 - теплота, що відводиться від теплоносія, крива 4 - теплота, яка перетворюється в корисну роботу.

Таблиця 2.1 – Основні екологічні показники

Висота над рівнем моря, <i>м</i>	0	1000	2000	3000	4000
Температура кипіння води, <i>К</i>	373	369,6	366,1	363,2	359,5

Аналіз проведених досліджень показав, що при частоті обертання колінчастого вала двигуна в межах 30... 33 Гц, а температура повітряного заряду на вході в двигун дорівнює 290 ... 350 К, ефективна потужність і крутний момент БРЗ знижена на 10... 12%, що становить приблизно 2... 2,5% на кожні 10... 12 К.

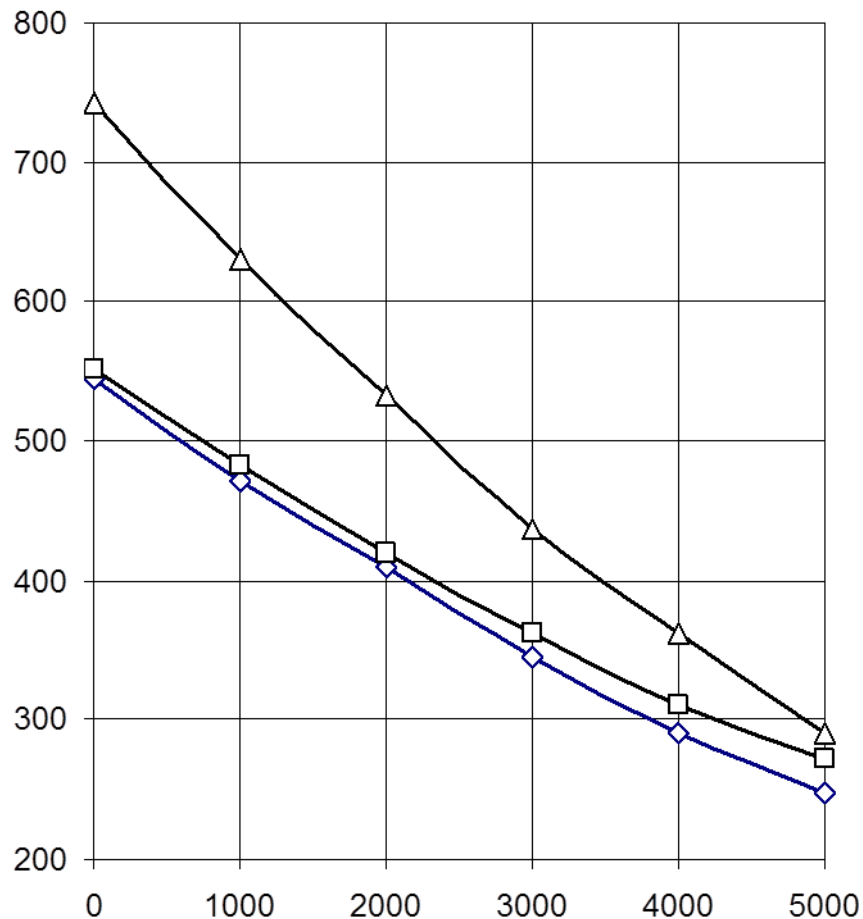


Рисунок 2.3 – Графік залежності зміни показників навколишнього середовища: P_{atm} - тиск, ρ - щільність, T_{atm} - температура повітря.

Причиною такого зниження є низький коефіцієнт заповнення циліндра і погана насиченість повітряного заряду киснем. У літературі відзначалося, що залежність коефіцієнта a від температури теплоносія в діапазоні $T'_w = 330 \div 385\text{K}$ можна представити наступним виразом:

$$a = a_{\{330\}} + 0.852 - 0.00256 T'_{\{w\}} \quad (2.12)$$

де $a_{\{330\}}$ - коефіцієнт при температурі $T'_w = 330\text{K}$.

Шукана величина є комплексним показником питомої потенційної тепловіддачі випробуваного полімерного радіатора, що відноситься до одиниці

початкової температури охолоджуючої рідини на вході, що корелює з водним еквівалентом охолоджуючої рідини, посіченої в системі охолодження двигуна. У $Q'_{рН}$ певних випадках ця величина не може повністю залежати від навантаження автомобільного обладнання, але також може виступати в якості функції частоти обертання колінчастого вала ДВЗ і швидкості руху отже, обидва ці показники $НДВ$ і $ВТП$ можуть визначати такі показники, як $ГЛ$ і $К$, в той час як Gw залежить від частоти обертання колінчастого вала двигуна $НДВ$. Слід зазначити, що показники GL , K і Gw значний вплив мають зовнішні впливи навколишнього середовища. Це можна пояснити тим, що зміна температурного поля повітряного потоку, спрямованого на радіатор, впливає на фізичні властивості теплоносія, а також на такі показники, як: кінематична в'язкість – ν_{Lxw} , теплопровідність – λ_L і λ_W , теплоємність – CpL і CpW , щільність – γ_L і γ_w , від якого залежить ефективність теплообміну досліджуваного полімерного радіатора. Для оцінки ефективної роботи радіаторів необхідно використовувати безрозмірну величину, що характеризує процес розсіювання тепла, що є Ntu , так зване безрозмірне число, що визначає одиницю теплопередачі.

$$N_{\{tu\}} = \frac{kF_L}{C_{\{pL\}}G_L} \quad (2.13)$$

Коефіцієнт теплопередачі (k) залежить від хімічних і фізичних властивостей теплоносія, виражених критеріальним рівнянням:

$$N_{\{uk\}} = C' \cdot R_g^n \quad (2.14)$$

за умови $V_w \neq 1$ м/с, можна виразити наступним характеристичним рівнянням:

$$K = C (\gamma_{V_L})^n V_w^g \quad (2.15)$$

Фізичні властивості навколишнього повітря при модифікації впливають на характеристичний коефіцієнт C , який враховує теплоємність теплоносія, і необхідно провести наступну корекцію:

$$C' = C \frac{\lambda'}{\lambda} \left(\frac{\nu_{\gamma_L}}{\nu_{\gamma_L'}} \right)^n, \quad (2.16)$$

де позначенням коефіцієнтів без тире є значення зміни значень при температурі, що дорівнює 290 К, а коефіцієнти з тире показують значні відхилення температури навколишнього повітря від значень за нормальних умов.

Беручи до уваги всі зміни, формули (2.12) і (2.17) дають визначення початкової температури напору при різних значеннях повітря, що надходить із зовнішнього середовища.

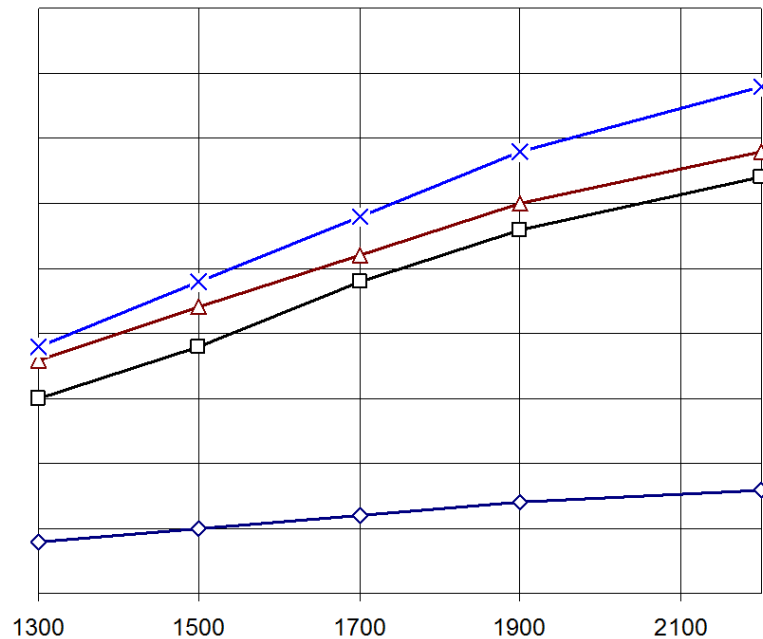


Рисунок 2.4 – Продуктивність вентилятора як функція навколишнього середовища.

2.4 Розробка алгоритму визначення теплопередачі полімерного радіатора трактора МТЗ-82.

Для розробки алгоритму розрахунку основних параметрів полімерного радіатора трактора МТЗ-80 були використані узагальнені рівняння теплообміну, гідродинамічного та аеродинамічного опору.

Наведемо узагальнені рівняння для визначення коефіцієнта теплопередачі при різних режимах потоку, для визначення аеродинамічний опору в досліджуваному полімерному радіаторі

З урахуванням наступних геометричних параметрів: $l/de = 13,0-20,8$; $l_1/de = 1,5-9,2$; $de = 0,0035-0,0051$ (m); $\delta = 0,32-0,38$;

Невелика протяжність каналів і велика кількість місцевих опорів призводять до їх взаємного впливу. Дослідження показують, що цей ефект може змінювати місцеві коефіцієнти опору від 10 до 45%.

Для деякого i -го розрізу розглянутого контуру використовується одинична половинчата радіаторна пластина

$$h_{\omega i} = \sum h_{fi} + \sum h_{ji} = \sum \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{u_i^2}{2g} + \sum \xi_i \frac{u_i^2}{2g} = S_i G_{vi}^2 \quad (2.17)$$

де

$$S_i = \sum \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{1}{2g\omega_i^2} + \sum \xi_i \frac{1}{2g\omega_i^2}; \quad (2.18)$$

де S_i - знижений коефіцієнт опору

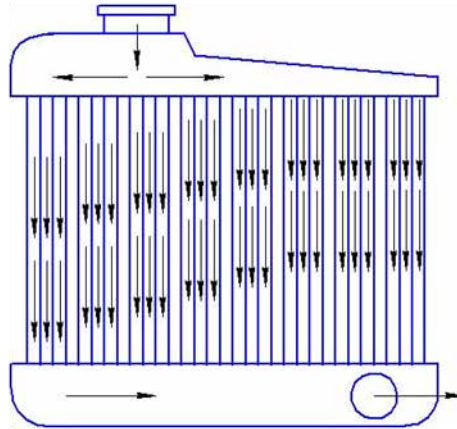


Рисунок 2.5 – Схема розподілу потоку в полімерному радіаторі.

В результаті гідравлічного розрахунку повинні бути виконані дві умови:

- сальдо витрат для кожного з вузлів мережі має дорівнювати нулю;
- Алгебраїчна сума витрат напорі при обході всіх ділянок кожної плити повинна дорівнювати нулю.

Згідно з першою умовою, сума витрат, що надходять на цей вузол, повинна дорівнювати сумі витрат, що йдуть з цього вузла, тощо.

$$G_{vi} = 0 \quad (2.19)$$

Наприклад, у вузлі a

$$G_{vi} = G_{v4} + G_{v1}. \quad (2.20)$$

А у вузлі *B*

$$G_{v2} + G_{v3} = G_{v5}. \quad (2.21)$$

За другою умовою

$$\sum h_{\omega i} = 0, \quad (2.22)$$

Що це дає для першої тарілки

$$S_i G_{v1}^2 + S_i G_{v2}^2 - S_i G_{v3}^2 - S_i G_{v4}^2 = 0 \quad (2.23)$$

При цьому вважається, що при збігу прийнятого байпасу пластини з напрямком потоку втрати позитивні, а при струмі, протилежному байпасу, втрати негативні.

Розглянемо першу пластину із заданим розподілом G_v розрядів, відомих l , d і коефіцієнт. Припустимо, що при першому кошторисі витрат не вдалося домогтися зчеплення перетину на вході в плиту, тобто $\sum h_i \neq 0$ і припустимо, що в цьому випадку є різниця Δh , тобто:

$$S_i G_{v1}^2 + S_i G_{v2}^2 - S_i G_{v3}^2 - S_i G_{v4}^2 = \Delta h \quad (2.24)$$

Нехай $\Delta h > 0$, т. Е. Нижня і верхня частини пластини перевантажені.

Для того щоб отримати рівняння $\sum h = 0$ або $\Delta h = 0$, необхідна ще невідома корекційна витрата витрати, яку слід провести по лініях уздовж пластин в протилежному напрямку від залишкового знака. Нехай ця поправочна витрата дорівнює G_v . Передача цієї витрати повинна привести до зчеплення з'єднання вхідного отвору з пластиною, тобто:

$$S_1(G_{v1} - \Delta G_v)^2 + S_2(G_{v2} - \Delta G_v)^2 - S_3(G_{v3} - \Delta G_v)^2 - S_4(G_{v4} - \Delta G_v)^2 = 0. \quad (2.25)$$

Перетворивши отримане рівняння і відкинувши значення малості другого порядку, отримаємо

$$\Delta G_v = \frac{\Delta h}{2 \sum S_i G_{vi}} \quad (2.26)$$

Таким чином, для однієї пластини після першої попередньої оцінки можна знайти значення додаткової витрати ΔG_v . Знаючи його, ми визначаємо нові витрати для секцій кожної пластини:

$$G'_{v1} = G_{v1} - \Delta G_v; G'_{v2} = G_{v2} - \Delta G_v; \quad (2.27)$$

$$G'_{v3} = G_{v3} - \Delta G_v; G'_{v4} = G_{v4} - \Delta G_v; \quad (2.28)$$

З нових значень G'_{v1} визначають втрати напору на всіх ділянках і величину нової різниці Δh . Потім в такому ж порядку роблять послідовні наближення розчину до тих пір, поки залишкова витрата і втрати напору не перевищать допустиме значення.

При багатокільцевій мережі, до якої приводяться блокові системи рідинного охолодження швидкохідних ДВЗ, задача зводиться до вирішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь. У багатопластинчастому сердечнику (на відміну від трупних сердечників) два потоки корекції, по одному з кожної пластини радіатора, підуть на всі секції, що примикають до двох пластин.

Аналогічно, як і для однієї пластини багатопластинчастого сердечника (в нашому прикладі розрахунок ведеться на двох пластинах), ми можемо записати систему рівнянь:

$$\begin{cases} \Delta h_I = 2 \sum (SG_v)_I \Delta G_{vI} + 2S_3 G_{v3} \Delta G_{vII}; \\ \Delta h_{II} = 2 \sum (SG_v)_{II} \Delta G_{vII} + 2S_3 G_{v3} \Delta G_{vI} \end{cases} \quad (2.29)$$

Отримана система лінійних рівнянь, число пластин яких дорівнює числу отворів в сітці, дає можливість знайти необхідні витрати на корекцію ΔG_v . Кількість останніх дорівнює числу ребер радіатора.

Отже, число рівнянь завжди дорівнює числу невідомих.

Кожній пластині і відповідає одне рівняння, яке включає: вільний член, що дорівнює значенню залишкового місця пластини Δh_i , і доданок, що містить бажану поправочну витрату даної пластини ΔG_{vi} з коефіцієнтом

підсумовування застосовувати на увесь переріз заданої плити i , нарешті, витрати на корекцію сусідніх плит з коефіцієнтами виду $2 S_i G_v$, (де S_i і G_v - опір і швидкість потоку, зазначені в першому наближенні для кожної з ліній, що відокремлюють цю пластину від сусідніх пластин). Описаний спосіб успішно реалізується за допомогою комп'ютера. У той же час комп'ютер дозволяє враховувати вплив споживання (тобто чисел Re) на значення місцевих коефіцієнтів опору. Тому в процесі прийняття рішень не тільки G_{vi} але і значення заданих опорів.

Зауважимо, що якщо $S_i = const$, то рішення даної задачі можна легко змоделювати на R-сітках.

Наведені вище міркування дозволяють тепер перейти до розрахунку розподілу потоку системи охолодження блоку двигуна.

Розглянемо принципову постановку цієї проблеми на прикладі системи охолодження трактора МТЗ-80. Охолоджуюча рідина подається по напірному трубопроводу в бічні розподільні канали, з яких надходить в виїмковий простір блоку циліндрів; Потім через отвори в сорочці охолодження кожного циліндра він подається в порожнину головки, звідки подається в тепловідвідний вузол (охолоджувач, радіатор). Для рівномірного охолодження кожного з циліндрів в ряді випадків між сорочками охолодження окремих циліндрів влаштовують проточні вікна. Таким чином, задача зводиться до розрахунку мережі з 44 плит. При розрахунку невідомі лінійні витрати всіх ділянок, а також втрати напору на ділянках і в системі в цілому.

З огляду на представлені раніше вирази, можна підібрати ті, які будуть відповідати реальним режимам потоку теплоносія, що протікає в радіаторі трактора МТЗ-82, тобто витрата буде відповідати перехідному і турбулентному потоку за умови, що замість стандартного радіатора МТЗ буде використовуватися розроблений радіатор МТЗ-82 з поліуретановим сердечником.

Ефективність оптимізації поверхні пластин радіатора охолодження в першу чергу залежить від наступних пунктів, таких як:

- низькі витрати на виробництво;
- не велика вага;
- стійкість до окислення;
- збільшений термін служби;
- Енергоефективність;

З усіх перерахованих вище найважливішими показниками є низька вартість і енергоефективність, остання полягає в мінімальних витратах енергії на термічний опір при однаковій кількості теплоспоживання. З цього можна уявити вираз, що визначає максимальне значення енергетичного коефіцієнта.

$$E = \frac{K}{Nv_0}, \quad (2.30)$$

де K - коефіцієнт теплопередачі; Nv_0 – це потужність потоку навколишнього повітря, що проникає в серцевину пластини радіатора.

Потужність повітряного потоку, що діє на навколишнє середовище, визначається наступним чином:

$$Nv_0 = (C_1/\gamma\varphi_{\text{фр}})(\gamma V_L)^{m+1}, \quad (2.31)$$

При оптимізації радіатора трактора МТЗ-80 необхідно враховувати вартість матеріалів з хорошими теплообмінними властивостями, далі висловимо її через коефіцієнт вартості матеріалів з робочою поверхнею охолодження, який можна розрахувати за допомогою наступного рівняння.

Розроблена методика дозволила сформулювати алгоритм для розрахунку за допомогою комп'ютера. За цим алгоритмом було розраховано понад 20 варіантів радіаторів системи охолодження двигуна з алюмінієвих сердечників і розраховано один зразок радіатора з поліуретанового матеріалу в якості порівняльного аналізу. Збіжність отриманих теоретичних і експериментальних результатів знаходиться в межах 1,3... 8%.

$$\gamma_L = \frac{0,464 \cdot 760}{273 + t_L} \quad (2.32)$$

1. Визначення площі поверхні охолодження, змоченої теплоносієм

$$F_W = aL(2l + \pi b) \quad (2.33)$$

2. Визначення коефіцієнта хвилеподібного плавника

$$\psi = F_L / F_W \quad (2.34)$$

3. Визначення характеристичного коефіцієнта теплоємності

$$C = \frac{0,11 \lambda_L \cdot d_3^{n-1}}{\left(\frac{l_1}{d_3}\right)^{0,4} (\gamma_L \beta \theta)^n} \quad (2.45)$$

4. Визначення ваги радіатора трактора

$$G_M = 2aLl\gamma_A \left(\frac{\delta H}{t} + \Delta\right) \quad (2.46)$$

5. Визначення периметра струмоведучої ділянки полімерного радіатора, змоченого теплоносієм

$$F_{ж.с} = a \cdot \omega = a \cdot b \left(l - b + \frac{\pi b}{4}\right) \quad (2.47)$$

6. Визначення середньої витрати теплоносія в каналах радіатора

$$V_W = G_W / F_{ж.с} \quad (2.48)$$

7. Визначення коефіцієнта компактності за об'ємом радіатора

$$\varphi_i = \frac{F_L}{B \cdot L \cdot l} \quad (2.49)$$

8. Визначення коефіцієнта компактності за вагою радіатора

$$\varphi_{gi} = \frac{G_M}{B \cdot L \cdot l} \quad (2.50)$$

9. Визначення середньої швидкості повітряного потоку в передній частині радіатора

$$V_L = (\gamma V_L) / \gamma \quad (2.51)$$

10. Визначення коефіцієнта теплопередачі при $V_w = 1 \text{ м/с}$

$$K^* = C(\gamma V_L)^n \cdot V_w^{0,15} \quad (2.52)$$

11. Визначення коефіцієнта радіаторного комплексу

$$m = (2K^* / \lambda_p \delta)^{0,5} \quad (2.53)$$

12. Визначення ККД хвилеподібного ребра полімерної пластини радіатора

$$\eta_p = th(mH)/mH \quad (2.54)$$

13. Визначення поверхні охолодження полімерної пластини радіатора

$$\eta_0 = 1 - (1 - \frac{1}{\psi})(1 - \eta_p) \quad (2.55)$$

14. Визначення характеристичного коефіцієнта

$$C_0 = C\eta_0 \quad (2.56)$$

15. Визначення аеродинамічного опору комплексу полімерних пластин радіатора

$$\Delta P_L = C_1(\gamma V_L)^{1.7} = (0,16l/(\gamma_L \beta^2 d_3))(\gamma V_L)^{1.7} \quad (2.57)$$

16. Визначення уточненого коефіцієнта теплопередачі полімерного радіатора

$$K = C_0(\gamma V_L)^n \cdot V_W^{0,15} \quad (2.58)$$

17. Визначення витрати повітря через сердечник поліуретанового радіатора

$$G_L = F_{\text{фр}} \cdot \gamma V_L \quad (2.59)$$

18. Визначення теплопередачі по радіатору від пластин до навколишнього середовища

$$Q = \Delta t_H \left(\frac{1}{K F_L} + \frac{1}{2c_{pL} G_L} + \frac{1}{2c_{pW} G_W} \right) \quad (2.60)$$

19. Визначення числа Рейнольдса

$$R_e = \frac{V_L \cdot d_3}{\vartheta} \quad (2.61)$$

20. Визначення коефіцієнта компактності по лицьовій частині радіатора

$$\varphi_{\text{фр}} = F_L / F_{\text{фр}} \quad (2.62)$$

21. Визначення вхідної потужності у вигляді повітряного потоку через сердцевину радіатора

$$N_{Vi} = (C_1 / (\gamma \varphi_{\text{фр}})) (\gamma V_L)^{m+1}, \quad (2.63)$$

Де $C_1 = 0,16l/(\gamma_L \beta^2 d_3)$

22. Енергетичний коефіцієнт полімерного радіатора визначається за формулою

$$E_i = K/N_{V_i} \quad (2.64)$$

23. Потужність, що подається у вигляді потоку повітря на опорну поверхню охолодження радіатора, визначається

$$N_{V_0} = 0,0655(\gamma V_L)^{2,76} \quad (2.65)$$

24. Енергетичний коефіцієнт еталонної (ідеалізованої) поверхні охолодження полімерного радіатора визначається за формулою

$$E_0 = 407,97(\gamma V_L)^{-2,24} \quad (2.66)$$

25. Коефіцієнт вартості матеріалів з полімерних виробів для виготовлення радіатора визначається за відомою формулою:

26. Визначення зниженої теплопередачі полімерного радіатора

$$Q_{кр}^{60} = Q \frac{60}{\Delta t_H} \quad \text{або} \quad Q_{рн} = Q/\Delta t_H \quad (2.67)$$

2.5 Математична модель для розрахунку критеріїв температури і динамічні характеристики системи охолодження трактора МТЗ-82

Основний критерій температурно-динамічної характеристики досліджуваного полімерного радіатора трактора МТЗ-82 визначається за такою формулою.

$$\Delta T_H = \frac{Q_{дв}}{\kappa \cdot Q_{рн}} = \frac{Q_{дв}}{\kappa} * \frac{1+W_L/2W_W(1-e^{-Ntu})}{W_L(1-e^{-Ntu})}, \quad (2.68)$$

Теплота розсіюється в систему охолодження і мастило двигуна, що також входить в формулу, визначається за методикою, зазначеною в пункті 2.2, а також з графіка теплового балансу двигуна внутрішнього згоряння трактора.

Витрата повітря, виражена у водному еквіваленті, може бути визначена на основі середньої швидкості повітря, що проникає через передню частину радіатора. Для визначення показника середньої швидкості повітряного потоку необхідно побудувати аеродинамічну характеристику моторного відсіку

трактора, яка є однією з важливих складових при визначенні та побудові температурно-динамічної характеристики.) Залежно від режиму роботи швидкість руху повітря в передній частині радіатора можна визначити за аеродинамічною характеристикою підкапотного простору або за допомогою наступної формули.

$$V_L = \alpha V_a, \quad (2.69)$$

Витрата води також виражається у вигляді еквівалента води і є похідною від витрати контуру охолодження двигуна. Залежно від режиму роботи двигуна і частоти обертання насоса залежить витрата охолоджуючої рідини, а значить і залежить від передавального числа КПП і швидкості руху трактора.

$$G_W = A_1 i_H n_{дв} = A_1 A_2 \cdot i_H \cdot i_K \cdot V_a, \quad (2.70)$$

де i_H - передавальне число приводу насоса; i_K - передавальне число коробки передач; A_1 – характеристичний коефіцієнт системи охолодження; A_2 – постійна величина в залежності від типу транспортного засобу.

Коефіцієнт теплопередачі і число одиниць теплопередачі Ntu можна визначити відповідно з виразів (2.15) і (2.17). Значення коефіцієнта теплопередачі K залежить від безлічі факторів, таких як геометрична поверхня охолодження, технологія, що використовується для виготовлення пластин радіатора, матеріал, який використовується для виготовлення компонентів радіатора, а також швидкість потоку теплоносія і повітря через радіатор.

Для визначення значень критеріїв температурно-динамічних характеристик необхідно враховувати виявлення ступеня реалізації потенційних можливостей і експлуатаційних властивостей радіатора.

За допомогою такого підходу можна виявити конструктивні та технологічні відхилення системи охолодження трактора та оптимізувати ефективність цієї системи з метою підвищення енергоефективності автомобільної та тракторної техніки в агропромисловому комплексі. Отримані недоліки можна оцінити, ввівши так званий коефіцієнт реалізації ККД радіатора, який можна визначити за наступним виразом.

$$\kappa = \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \kappa_3 \dots \kappa_n, \quad (2.71)$$

У даному виробі вхідні показники пов'язані з деякими обмеженнями, які мають місце в тому чи іншому робочому процесі досліджуваного радіатора. До таких обмежень можна віднести наступні: аеродинамічний опір і аерацію потоку теплоносія в системі, нерівномірний розподіл повітряного потоку в передній частині радіатора і т.д.

Використовуючи перераховані вище теоретичні основи для визначення значень критеріїв температурно-динамічних характеристик системи охолодження трактора за допомогою полімерного радіатора, був розроблений алгоритм розрахунку початкового напору води і витрати повітря через розглянуту систему.

В якості вихідних даних були обрані такі показники:

Q_{dv} – тепло двигуна, що розсіюється в охолоджуючу рідину системи;

G_w – витрата охолоджуючої рідини в контурі системи охолодження;

F_{zhs} – площа живого перерізу пластини радіатора; C_p і C_{pw} – теплоємність

повітря і води; γL – об'ємна маса повітря; VL – швидкість повітряного потоку;

F_{fr} – площа поверхні в передній частині радіатора; Cl, n, g – параметри, що

оцінюють тепловіддачу досліджуваної охолоджуючої поверхні полімерного

радіатора; FL — це охолоджуюча поверхня полімерного радіатора з боку

повітряного потоку.

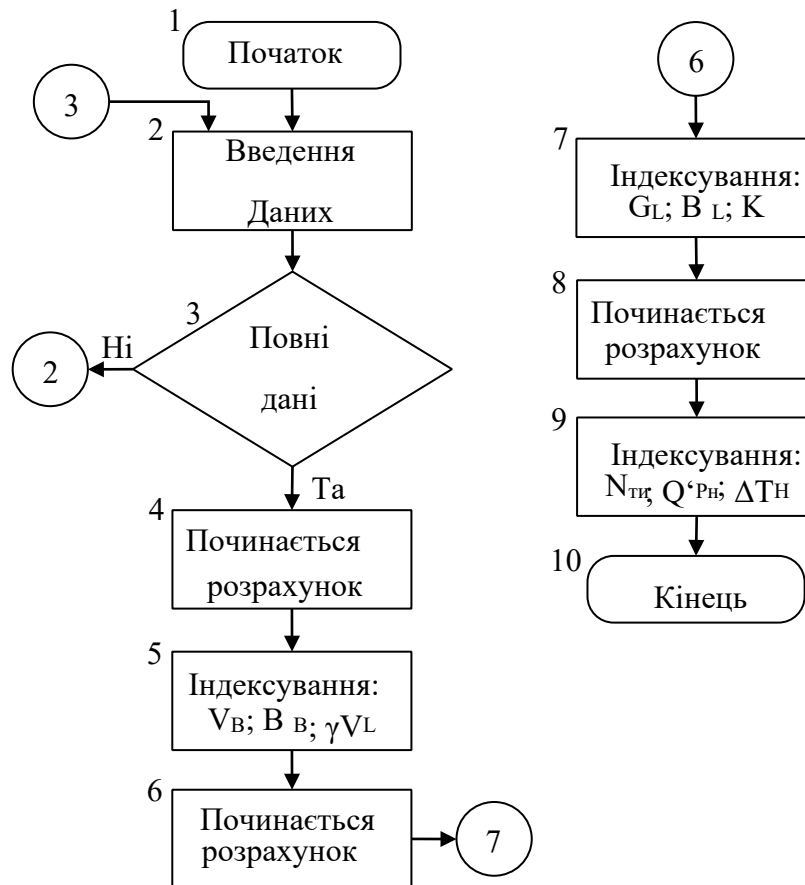


Рисунок 2.6 – Алгоритм визначення температурно-динамічних характеристик системи охолодження трактора за допомогою полімерного радіатора.

Послідовність розрахунків здійснюється після введення даних наступним чином:

1. Витрата теплоносія в полімерному радіаторі

$$V_W = \frac{C_W}{F_{ж.с}} \cdot 100 \quad (2.72)$$

2. Витрата теплоносія, що виражається через воду

Еквівалентні

$$W_W = C_{P_W} \cdot G_W \quad (2.73)$$

3. Вагова витрата повітряного потоку, що проходить через серцевину полімерного радіатора

$$G_L = F_{фр} \gamma_L V_L \quad (2.74)$$

4. Повітряний потік, що виражається через водний еквівалент полімерного радіатора

$$W_L = C_{pL} G_L. \quad (2.75)$$

5. Коефіцієнт теплопередачі полімерної системи охолодження радіатора

$$K = c(\gamma V_L)^n \cdot V_W^q. \quad (2.76)$$

6. Кількість вузлів теплопередачі полімерної системи охолодження радіатора

$$N_{tu} = KF_L/W_L. \quad (2.77)$$

7. Потенційна питома теплопередача моторного відсіку трактора

$$Q'_{pH} = \frac{W_L(1 - e^{-N_{tu}})}{1 + (W_L/2W_W)(1 - e^{-N_{tu}})}. \quad (2.78)$$

8. Початкова температура напору теплового поля моторного відсіку трактора.

$$\Delta T'_H = Q_{дв} Q'_{pH}. \quad (2.79)$$

Зменшення тепловтрат за рахунок теплоізоляції патрубків використання поліуретанового покриття знижує тепловтрати трубопроводів.

Формула для розрахунку відсотка зменшення тепловтрат:

$$\left((Q_{до} - Q_{після}) / Q_{до} \right) \times 100\%$$

$$Q_{до} = 220 \text{ Вт}$$

$$Q_{після} = 130 \text{ Вт}$$

$$\frac{(220 - 130)}{130} * 100\% = 40.91\%$$

Отже, тепловтрати зменшилися на понад 40%.

Покращення герметизації та ізоляції призводить до зниження температури охолоджувальної рідини на виході з радіатора.

Формула ефективності охолодження:

$$\eta = (T_{вхід} - T_{вихід}) / (T_{вхід} - T_{зовні})$$

$$T_{\text{вх\iд}} = 95^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{вих\iд}} = 78^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{зовн}} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_{\text{до}} = (95 - 78)/(95 - 25) = 17/70 \approx 0,2429$$

Після застосування поліуретану:

$$T_{\text{вих\iд(після)}} = 72^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_{\text{після}} = (95 - 72)/(95 - 25) = 23/70 \approx 0,3286$$

Відсоток покращення:

$$((0,3286 - 0,2429)/0,2429) \times 100\% \approx 35,28\%$$

Висновок: ефективність охолодження зросла на понад 35%.

Поліуретанові ущільнювачі зменшують витoki на з'єднаннях системи.

$$\left((V_{\text{до}} - V_{\text{після}}) / V_{\text{до}} \right) \times 100\%$$

$$V_{\text{до}} = 0,4 \text{ л/тиждень};$$

$$V_{\text{після}} = 0,05 \text{ л/тиждень};$$

$$((0,4 - 0,05)/0,4) \times 100\% = (0,35/0,4) \times 100\% = 87,5\%$$

Висновок: витoki зменшено на 87,5%.

Для комплексної оцінки покращення врахуємо відносну вагу кожного показника:

Тепловтрати — 40%

Ефективність — 30%

Герметичність — 30%

$$(0,4 \times 40,91) + (0,3 \times 35,28) + (0,3 \times 87,5) = 16,36 + 10,58 + 26,2 = 53,19\%$$

РОЗДІЛ 3 ОХОРОНА ПРАЦІ З ЗАМІНИ ТА ОБСЛУГОВУВАННЯ РАДІАТОРА НА ВИРОБНИЦТВІ

3.1 Вимоги до безпеки при обслуговуванні системи охолодження

Етиленгліколь і його водні розчини - антифризи також дуже токсичні. При попаданні всередину організму вони вражають центральну нервову систему і нирки.

При отруєнні етиленгліколем, охолоджуючої рідини потерпілому слід негайно надати першу допомогу: ретельно промити шлунок водою або 2% -м розчином питної соди, штучно викликати блювоту, зігріти і негайно викликати лікаря.

Дотримання всіх норм і правил техніки безпеки зводиться до певним вимогам технічного обслуговування, регламентованими загальними правилами:

1. До самостійної роботи з ремонту і технічного обслуговування автомобілів допускаються особи, які мають відповідну кваліфікацію, отримали вступний інструктаж і первинний інструктаж на робочому місці.

2. Слюсар, який не пройшов своєчасно повторний інструктаж з охорони праці (не рідше одного разу на 3 місяці), не приступить до роботи.

3. Слюсар зобов'язаний дотримуватися правил внутрішнього трудового розпорядку, затверджені на підприємстві.

4. Тривалість робочого часу слюсаря не повинна перевищувати 40 годин на тиждень.

5. Слюсар повинен знати, що найбільш небезпечними і шкідливими виробничими факторами, що діють на нього під час проведення технічного обслуговування і ремонту системи, є: нагріті в процесі роботи деталі двигуна, обладнання, інструмент та пристосування; електричний струм; етилований бензин; освітленість робочого місця.

6. Слюсар повинен працювати у спеціальному одязі та у разі потреби використовувати інші засоби індивідуального захисту.

7. Відповідно до типових галузевих норм безкоштовної видачі робітникам та службовцям спеціального одягу, спеціального взуття та інших засобів індивідуального захисту слюсарю видаються: костюм віскозно-лавсановий; гумовий фартух; гумові чоботи; гумові рукавиці.

8. Слюсар повинен дотримуватись правил пожежної безпеки, вміти користуватися засобами пожежогасіння.

9. Слюсар під час роботи має бути уважним, не відволікатися на сторонні справи та розмови.

10. Про помічені порушення вимог безпеки на своєму робочому місці, а також про несправності пристосувань, інструменту та засобів індивідуального захисту слюсар повинен повідомити свого безпосереднього керівника та не приступати до роботи до усунення помічених порушень та несправностей.

11. Слюсар повинен дотримуватись правил особистої гігієни. Перед їдою або курінням необхідно мити руки з милом, а при роботі з деталями автомобіля, що працював на етильованому бензині, попередньо обмити руки. Для пиття користуватися водою зі спеціально призначених для цього пристроїв.

12. За невиконання вимог інструкції, розробленої на основі цієї та зазначених у цьому пункті, слюсар несе відповідальність відповідно до чинного законодавства.

3.2 Безпека на дільниці ремонту елементів систем охолодження

Рівень безпеки життєдіяльності на території дільниці залежить від організації служби з охорони праці.

Система заходів з охорони праці включає в себе:

1. заходи по безпеці праці і попередженню виробничого травматизму;
2. заходи по санітарній охороні праці.

Дільниця повинна відповідати вимогам основних правил техніки безпеки, виробничій санітарії і протипожежним нормам.

Відповідальним за виконання правил техніки безпеки, санітарії і протипожежним нормам веде і несе директор підприємства, які наказом

назначають осіб, безпосередньо контролюючих виконання правил техніки безпеки.

На ремонтному підприємстві повинна бути така документація з техніки безпеки і санітарії:

1. контрольний лист вступного інструктажу з техніки безпеки для щойно прибувши на роботу;
2. журнал первинного, періодичного і повторного інструктажу з техніки безпеки;
3. положення про розслідування і облік нещасних випадків на виробництві;
4. правила з техніки безпеки і виробничій санітарії для ремонтних підприємств; • інструкції з техніки безпеки (для всіх професій);
5. довідник норм безкоштовної видачі робітникам і службовим спецодягу, спецвзуття і запобіжних засобів;
6. інструкції про порядок безкоштовної видачі молока робітникам і службовцям, зайнятим на місцях зі шкідливими умовами праці;
7. каталог індивідуальних захисних засобів, забезпечуючи безпечне виконання роботи на ремонтних підприємствах;
8. альбом креслень огорожувальних конструкцій і засобів, забезпечуючи безпечне виконання робіт.

Для запобігання травматизму на виробництві здійснюють такі види інструктажу:

1. вступний інструктаж при прийомі на роботу;
2. інструктаж на робочому місці;
3. щоденний інструктаж в процесі виконання роботи;
4. періодичний (повторний) інструктаж, що проводиться через шість місяців і по професіям, що пов'язані з підвищеною небезпекою, через кожні три місяці.

Для запобігання аварійності і травматизму проводиться контроль дотримання правил техніки безпеки, що складається із трьох стадій і проводиться знизу вверху.

Перша стадія. Щоденно перед початком роботи бригадир (майстер) з інспектором по ОП перевіряють робочі місця. Якщо виявляються недоліки, то вони виправляються своїми силами, якщо їх своїми силами виправити не можливо, то тоді доповідається директору.

Друга стадія. Потижнево начальник дільниці з представником комісії по ОП оглядають місця роботи.

Третя стадія. Щомісячно головний інженер разом з інженером з техніки безпеки та представником комісії по ОП перевіряють стан техніки безпеки і виробничої санітарії на всіх дільницях.

Роботоздатність працівників в першу чергу залежить від тих умов де вони працюють. Основними факторами, що впливають на стан робітників є освітленість, шум і гігієнічний стан повітряного середовища у виробничих приміщеннях.

Шум впливає на сконцентрованість людини її самопочуття і в деяких випадках є причиною виробничого травматизму, найбільш впливовим на організм людини є високочастотний шум (дзвеніння, шипіння, свистіння, характерні для потоків газів.

При виконанні слюсарних робіт, а також жерстяницьких робіт шум понижують постановкою під плити на яких ведуть роботи, демпферні підкладки.

На випробувальних дільницях шум працюючих двигунів знижують, використовуючи активні і реактивні глушники, що встановлюються в системах випуску відпрацьованих газів.

Для локалізації шуму і вібрацій при використанні будівельно-монтажних конструкцій передбачають розриви конструкцій, які заповнюють шумопоглинаючим матеріалом.

Для підвищення звукопоглинаючих властивостей стін і стель їх покривають акустичною штукатуркою, акустичною плиткою, волоком, вовною, гранульованими матеріалами.

Особи, що працюють у випробувальних та інших дільницях з високою інтенсивністю шуму, проходять періодичні медичні огляди.

При послабленні слуху, робітника переводять на іншу роботу.

Безпека життєдіяльності робітників залежить від забезпечення нормальних умов праці і виконання правил техніки безпеки.

При цьому необхідно використовувати вантажопідйомне обладнання, підставки, гарантуючи безпеки роботи виконавців і забезпечити видалення шкідливих газів, що потрапляють в повітряне середовище робочих зон і виробничих ділянок.

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ НОВОЇ СИСТЕМИ ХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА

4.1 Розрахунок економічної ефективності від застосування запропонованої конструкції

Наявність технологічного обґрунтування при проведенні модернізації системи охолодження автомобільних двигунів дозволяє зменшити витрати на проведення такої процедури, що приведе до зменшення витрат на електроенергію. Визначимо преїскурантну ціну на нову машину:

$$C_M = (M_M * C_M + B) * K. \quad (4.1)$$

де M_M - маса машини без комплектуючих покупних деталей, кг ($M_M = 55$ кг); C_M - питома ціна машини без комплектуючих покупних деталей, грн./кг, ($C_M = 2$ грн./кг); B - загальна вартість покупних деталей, грн., ($B = 400$ грн.); K - коефіцієнт, який враховує плановий прибуток підприємства $K = 1.0$ (автозасіб ремонтується на підприємстві) тоді:

$$C_M = (55 * 2 + 400) * 1 = 510 \text{ грн}$$

Затрати на амортизацію:

$$Z_a = \frac{C_M * p}{100}. \quad (4.2)$$

де p - норма відрахувань на амортизацію, %; $p = 10\%$

$$Z_a = \frac{510 * 10}{100} = 51 \text{ грн}$$

Затрати на електроенергію, що вживає пристрій:

$$Z_e = N_e * T_p * \delta * C_e. \quad (4.3)$$

де N_E - потужність електродвигуна, кВт, ($N_E = 1,5$ кВт); T_p - тривалість роботи двигуна протягом року, год, ($T = 420$ год); δ - коефіцієнт завантаженості, $\delta = 0,08 \dots 0,15$; C_E - відпускна ціна електроенергії, грн./кВт год, $C_E = 1,68$ грн/кВт год.;

$$Z_e = 1,5 * 420 * 1,68 * 0,9 = 85,05 \text{ грн}$$

Затрати на оплату праці:

$$Z_o = n_i * C_i * T_i + H. \quad (4.4)$$

де C_i - годинна оплата, грн./год ($C_i = 0,7$ грн./год.); n_i - кількість чоловік, які виконують роботу ($n_i = 1$); T_i - тривалість виконання роботи протягом року, ($T_i = 420$ год./рік) H – нарахування до основної заробітної плати, ($H = 75,45$ грн.);

Визначаємо прямі експлуатаційні витрати:

$$Z_I = Z_o + Z_e + Z_A. \quad (4.5)$$

$$Z_I = 369,45 + 85,05 + 51 = 505,5 \text{ грн}$$

Визначаємо прямі експлуатаційні витрати пов'язані з використанням вентиляційних установок при роботі двигуна автомобіля в разі переміщення техніки на підприємстві:

$$Z = Z_o + Z_E + Z_{\text{ПММ}}. \quad (4.6)$$

Затрати на електроенергію Z_E :

$$Z_E = N_E * T_p * \delta * C_e. \quad (4.7)$$

де N_E - потужність електродвигуна, кВт, ($N_E = 1,5$ кВт); T_p - тривалість виконання роботи протягом року, год./рік, ($T_p = 1771$ год.); δ - коефіцієнт завантаженості, ($\delta = 0,08 \dots 0,15$); C_e - відпускна ціна електроенергії, грн./кВт год., ($C_e = 1,68$ грн./кВт год.);

Затрати на паливо мастильні матеріали:

$$Z_{\text{ПММ}} = C_{\text{ПММ}} * M_{\text{ПММ}}. \quad (4.8)$$

де $C_{\text{ПММ}}$ - ціна бензину ($C_b = 24,17$ грн./л); ціна дизпалива ($C_{\text{дп}} = 22,50$ грн./л); $M_{\text{ПММ}}$ - витрата палива, кг,л;

$$M_{\text{ПММ}} = \frac{N_E * \varepsilon * q * T * k_B}{10 * 10 * 10}. \quad (4.9)$$

де N_E - ефективна потужність двигуна, кВт, ($N_E = 110,4$ кВт); q - питома витрата пального для карбюраторних двигунів ($q = 0,087 \dots 0,100$ г/кВт); для дизельних $q = (0,068 \dots 0,076$ г/кВт); k_B - коефіцієнт використання потужності, ($k_B = 0,5 \dots 0,9$); T – тривалість операції ($T = 0,33$ год.); Затрати згідно з формулою ($Z_{\text{ПММ}} = 375$ грн.);

Згідно з формулою прямі експлуатаційні витрати рівні:

$$Z_{\text{П}} = 369,45 + 1622 + 375 = 2366,45 \text{ грн}$$

Виходячи з цього знайдемо економічний ефект:

$$E_{ек} = Z_{п} - Z_{і} = 2366,45 - 505,5 = 1860,95 \text{грн}$$

З урахування затрат на оплату праці при базовому варіанті:

$$E_{ек} = 1860,95 + 3511,03 = 5371,98 \text{грн}$$

ВИСНОВОК

В результаті проведених досліджень дослідного зразка радіатора порівняно з аналоговими зразками відомих виробників можна зробити наступний висновок:

1. Розроблена методика розрахунку температурно-динамічних характеристик системи охолодження трактора МТЗ-82 обладнаного полімерним радіатором, дозволяє спрогнозувати тепловий режим на 40% і оптимізувати тепловий процес з метою поліпшення тепловіддачі досліджуваного радіатора на 8-10%.
2. Математична модель впливу тепловіддачі на охолодну рідину ДВЗ з використанням поліуретанового радіатора показала зміну теплового балансу двигуна на 35 % порівняно зі штатними радіаторами (алюмінієвим та мідно-латунним). Збільшення тепловіддачі поліуретанового радіатора на 8...10% можливе за рахунок використання додаткового алюмінієвого ребра на поверхні поліуретанової пластини.
3. Аналіз конструктивних та теплотехнічних властивостей поліуретанового радіатора системи охолодження ДВЗ показав ряд конструктивних переваг у порівнянні зі штатними (алюмінієвим та мідним) радіаторами: вага радіатора менша на 30 – 45%; ресурс збільшений у 1,5 – 2 рази, висока стійкість до старіння поліуретанового матеріалу становить понад 85...90%.
4. Розроблений алгоритм дозволив оптимізувати енергоефективність полімерного радіатора трактора МТЗ-82 шляхом поліпшення теплотехнічних характеристик при якому зниження гідродинамічного опору на 15 – 20% можливе за рахунок збільшення діаметра пропускної спроможності капілярних трубок у поліуретанових пластинах та кількості пластин у соті радіатора. Запропонований алгоритм дозволить визначити тепловіддачу складових елементів системи охолодження трактора МТЗ-82 зокрема полімерного радіатора за умови роботи двигуна на повних і часткових навантаженнях.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Анисимов В.Ф. Перспективи використання газоподібних палив для роботи газодизельних двигунів / Вібрації в техніці та технологіях // В.Ф. Анисимов, В.Б. Рябошапка. №2(10) 2006.
2. Анисимов В.Ф. Дослідження характеристик впорскування запальної дози палива газодизеля по малих відхиленнях параметрів / Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету // В. Ф. Анисимов, В.Б. Рябошапка, А. А. Пясецкий, Випуск 21. Вінниця 2006.
3. Войтюк Д.Г. Дубровін В.О., Іщенко Т.Д. та ін. Сільськогосподарські та меліоративні машини / За ред. Д.Г. Войтюка. - К.: Вища школа, 2004.
4. Гарькавий А.Д., Серета Л.П., Кондратюк. Машиновикористання у рослинництві: Навч. посібн. - Вінниця. ВДАУ, 2007.
5. Трактори та автомобілі. Ч.1. Перевірка та регулювання механізмів та систем двигунів і електрообладнання. М – во аграрної політики України, навчально – методичний центр по підготовці молодих спеціалістів / ред. Л.Ф. Марун, рец. В.Д. Анисимов. – К.: 2005.
6. Трактори та автомобілі. Ч.2. Електрообладнання: Навч. Посібн – М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедев та ін.; За ред.. проф. А.Т. Лебедева, 2001.
7. Трактори та автомобілі : Навчальний посібник. Ч.1. Автотракторні двигуни / М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойка, Л.М. Варваров та ін.; Ред.. А.Т. Лебедев. – К.: Вища школа, 2000. – 357 с.
8. Сажко В.А. Електрообладнання автомобілів і тракторів: Підручник. – К.: Каравела, 2009.
9. Goncalves, J. Optimization of Vehicle Suspension Systems for Improved Comfort of Road Vehicles Using Flexible Multibody Dynamics / J. Goncalves, J. Ambrosio // Nonlinear Dynamics. – 2003.
10. Сирота В. І. Основи конструкції автомобілів. Навчальний посібник для вузів. К.: Арістей, 2005.

11. Ремонт машин. За ред. О.І. Сідашенка, О.А. Науменка. – К.: Урожай, 1994.
12. Довідник по усуненню несправностей тракторів. / І.І. Водяник, В.К. Фаюстов, Ю.А. Бобильов, М.М. Клевцов; За ред. І.І. Водяника.. - К.:Урожай, 1992.
13. Правила надання послуг з технічного обслуговування і ремонту автотракторних засобів. — К.: Мінтранс України, 2003.
14. Білоконь Я.Ю., Стефанівський Б.С. Автотракторні двигуни. Основи конструкції та роботи. - К.: УДАУ, 1993.
15. Приймак Т.О. Економіка підприємств: Навч. посіб. — К.: МАУП, 1999.
16. Rideout, G. Flexible Truck Modelling and Investigation of Coupling Between Rigid and Flexible Dynamics [Text] / G. Rideout, T. Khan // Proceedings of the 2010 Spring Simulation Multiconference «SpringSim 2010». – 2010. – Vol. 205.
17. Окоча А.І., Білоконь Я.Ю. Автотракторні витратні матеріали: Довідник. – К.: Фаза, 2002.
18. Кисликов В.Ф., Лущик В.В.Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. - 6-те вид. - К.: Либідь, 2006.
19. How to Restore Ford Tractors" by Tharran Gaines – 2008.
20. "Farmall Tractors" by Randy Leffingwell – 2000
21. "Farm Tractor Maintenance and Repair" by Don Alexander – 1995
22. "Big Farm Tractors" by Linda Martin – 1997
23. "Tractor Hydraulics" by Paul Dempsey – 1994