

**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 «Підвищення ефективності роботи двигуна трактора покращенням
його температурного режиму»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Степанов О.В.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Побідаш Артур Анатолійович

(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

Побідаш Артур Анатолійович

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

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Підвищення ефективності роботи двигуна трактора покращенням його температурного режиму»
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 системи охолодження дизельних двигунів внутрішнього згоряння, що використовуються для сільськогосподарських тракторів загального призначення

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1. Аналіз існуючих досліджень _____

2. Теоретичні дослідження _____

3. Оцінка ефективності роботи теплообмінника _____

4. Економічна ефективність застосування рекомендацій щодо покращення показників ефективності блочних систем охолодження _____

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)

Степанов О.В.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Побідаш А.А.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 67 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 17 рисунками.

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

Тема дипломного проекту: «Підвищення ефективності роботи двигуна трактора покращенням його температурного режиму».

Запропонована модель впливу нерівномірності повітряного потоку на показники роботи теплообмінника дозволяє, орієнтуючись на критерії, визначити найбільш вигідні експлуатаційні режими роботи теплообмінників шляхом обмеження максимально допустимого ступеня нерівномірності повітряного потоку, яка для тракторів і автомобілів становить 0,50.

Дослідження ефективності роботи блочної системи охолодження в процесі експлуатації трактора МТЗ-80 виявило способи вдосконалення системи, які полягають у пошуку компромісу між покращенням температурно-динамічних показників і зниженням експлуатаційних витрат. Виявлено, що зниження початкового температурного напору на 1К, що означає розширення діапазону експлуатації в жаркому кліматі, призводить до збільшення на 8,4% потужності, що витрачається на переміщення повітряного потоку.

Ключові слова: теплообмінник; система охолодження; блочна система охолодження; повітряний потік; нерівномірність повітряного потоку; температурний напір; експлуатаційні режими; температурно-динамічні показники; енергетична ефективність; трактор МТЗ-80.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	7
1.1 Температурно-динамічні якості як експлуатаційна властивість трактора і автомобіля	7
1.2 Критерії та вимірники температурно-динамічних якостей	11
1.3 Оцінювання зниження ефективності роботи теплообмінників, що функціонують у складі блочних систем охолодження.....	15
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	30
2.1 Побудова математичної моделі теплових процесів у теплообміннику блочної системи охолодження	30
2.2 Теоретичне обґрунтування критеріїв диференціального оцінювання теплообмінників блочної системи охолодження	35
РОЗДІЛ 3 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТЕПЛООБМІННИКА.....	45
3.1 Опис радіаторів, що досліджуються	45
3.2 Результати розрахунку системи охолодження автомобіля УАЗ-451Д.....	47
3.3 Результати розрахунку системи охолодження трактора МТЗ-80	53
РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ БЛОЧНИХ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ	59
ВИСНОВКИ.....	62
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	63
ДОДАТКИ.....	66

ВСТУП

Подальший розвиток і підвищення ефективності сільського господарства та переведення його на промислову основу, передбачають технічне переоснащення сільськогосподарського виробництва. У вирішенні цього завдання важливе місце відводиться розвитку тракторного та автомобільного парку, основним напрямом якого є підвищення експлуатаційних та економічних показників, збільшення надійності, зниження металоємності та собівартості техніки, що випускається. У зв'язку з цим велике значення має подальше підвищення енергонасиченості та економічності тракторів і автомобілів, що випускаються, що дозволяє збільшити продуктивність машинно-тракторних агрегатів та обсяг виконуваних ними робіт.

При створенні сільськогосподарських тракторів і автомобілів підвищеної потужності, які вирішують завдання інтенсифікації сільськогосподарського виробництва, збільшується теплова напруженість різних функціональних систем. Виникає необхідність забезпечувати відведення в навколишнє середовище значної кількості теплоти не тільки від двигуна, але й від трансмісії та гідравлічної системи. У цих умовах великого значення набуває проблема підтримання необхідного температурного режиму різних функціональних систем при зміні ступеня завантаження та технічного стану вузлів і агрегатів з урахуванням специфічних природно-кліматичних умов експлуатації, вирішення якої полягає у застосуванні систем охолодження різної конструкції.

Сучасні мобільні енергетичні системи мають до п'яти і більше незалежних контурів охолодження, які об'єднані в єдину багатокomпонентну систему теплообмінників, компактно встановлених у моторному відсіку і таких, що утворюють так звану блочну систему охолодження.

Такі блочні системи охолодження забезпечують велику щільність розміщення теплорозсіювальних елементів, що зменшує габарити всього енергетичного вузла. Однак у цих системах спостерігається погіршення потенційних властивостей теплообмінників унаслідок негативного взаємного впливу різних елементів.

При розташуванні теплообмінників послідовно, за ходом руху повітряного потоку, який використовується як загальний теплоносій, виникає складне завдання оцінювання зниження потенційних властивостей теплообмінників та ефективності роботи елементів блочної системи охолодження. Розв'язання такого завдання передбачає створення методів і засобів оцінювання, що дозволяють прогнозувати й оцінювати ефективність роботи блочної системи охолодження в різних умовах експлуатації, визначати шляхи поліпшення показників ефективності блочних систем охолодження.

Блочна система охолодження, що складається зі значної кількості елементів, потребує системного підходу до оцінювання своєї функціональної придатності. Вивчення лише самих складових системи без урахування їх взаємодії призводить до спотворення отримуваних результатів. Існуючі методи і засоби оцінювання систем охолодження, засновані на узагальнених критеріях, не дозволяють достатньо повно виявити взаємний вплив елементів блочних систем охолодження. Тому їх застосування, що ускладнює пошук способів підвищення ефективності блочних систем охолодження, є обмеженим.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Температурно-динамічні якості як експлуатаційна властивість трактора і автомобіля

Температурно-динамічні якості – це якості, що виражають залежність температурного режиму функціональних систем тракторів і автомобілів від зовнішніх факторів, які на них впливають: дорожніх, атмосферно-кліматичних, навантаження, режимів руху тощо [1].

Температурно-динамічні характеристики функціональних систем правомірно розглядати як експлуатаційну властивість, яка визначає можливість виконання трактором або автомобілем робочих функцій. Основи побудови теорії експлуатаційних властивостей і приклади її виконання для деяких окремих випадків наведені в роботах [3, 5, 6, 8, 12] та ін., у яких транспортна або сільськогосподарська машина розглядається як складна система з великою кількістю функціональних елементів (вузлів, агрегатів, систем).

При високій енергонасиченості сучасних тракторів і автомобілів багато функціональних систем зазнають не лише підвищених механічних, але й високих теплових навантажень. Тому фактори, пов'язані з їх охолодженням, значною мірою визначають якість автотракторної техніки. Питання побудови теорії експлуатаційних властивостей систем охолодження різних функціональних схем машин будемо розглядати, виходячи з принципів, викладених у роботах [3, 4].

Основне завдання теорії експлуатаційних властивостей систем охолодження (під терміном «системи охолодження» у загальному випадку будемо розуміти сукупність пристроїв, що забезпечують відведення від вузла надлишків теплоти і тим самим встановлюють у ньому необхідну температуру матеріалів і робочих середовищ) полягає в тому, щоб встановити зв'язки між критеріями температурно-динамічних властивостей, призначеними для їх нормування й оцінювання, з факторами, від яких залежать вимірники. До цих факторів належать внутрішні, притаманні конструкціям і робочим процесам, та зовнішні, що проявляються в різних умовах експлуатації машини. Порівняння

числових значень критеріїв із нормами дозволяє оцінити температурно-динамічні властивості кожної з функціональних систем, створити передумови для оцінювання теплового навантаження різних марок тракторів і автомобілів та зафіксувати нормативи визначальних критеріїв як для стадії виробництва розглядуваних машин, так і для їх експлуатації [5].

У роботі [3] зазначені вище взаємозв'язки визначаються таким умовним функціональним виразом, який може бути віднесений до будь-якої експлуатаційної властивості:

$$U_{ев} = f[k_n; B_x; O; (A; B); B_{сеп}; Q; P_U], \quad (1.1)$$

де $U_{ев}$ – нормовані вимірники критерію експлуатаційної властивості; k_n – конструктивні параметри; B_x – вихідні характеристики робочих процесів; O – оператор; A – автоматика; B – водій; $B_{сеп}$ – зовнішнє середовище; Q – навантаження машини; P_U – режим руху (швидкість, навантаження, траєкторія руху, дорожня ситуація та ін.).

Тут слід мати на увазі, що граничні стани у функціональних системах при гранично підвищених або знижених температурах, які призводять до недопустимих наслідків, можуть встановлюватися як граничне значення вимірника критерію в умовному функціональному виразі надійності [9]:

$$U_n = f[k_n; \Sigma R; C_p; T; M; \Pi_p; O; (A; B); B_{сеп}; Q; P_U; D; \Pi; B], \quad (1.2)$$

де U_n – нормований вимірник критерію надійності; M – фізико-технічні та хімічні властивості конструкційних матеріалів; T – технічні особливості; Π_p – виробничі особливості (оператор, стан обладнання, організація, контроль та ін.); C_p – внутрішнє середовище (фізико-механічні властивості, хімічна агресивність); ΣR – сукупність робочих режимів (навантажувального, швидкісного, температурного та ін.), що змінюються у певному діапазоні при виконанні виробом робочих функцій; D – діагностика; Π – профілактика; B – відновлення.

Стосовно температурно-динамічних якостей умова надійності, що визначається рівнянням (1.2), виявляється виконаною, якщо при наперед заданих значеннях навантаження (Q), режимів руху (P_U) та зовнішнього середовища ($B_{сер}$) температури у функціональних системах встановлюються на такому рівні, при якому значення вимірників надійності можливо підтримувати в нормованому діапазоні без порушення трактором або автомобілем своїх робочих функцій.

Залежність робочих температур у функціональних системах від режиму роботи системи і всього автомобіля, а також від атмосферно-кліматичних умов можна подати формулою:

$$t_{\phi} = f(U_A, P_{\kappa}, t_L, B_0). \quad (1.3)$$

Таким чином, температурний режим у функціональній системі (агрегаті, вузлі) є параметром, який відображає у загальній формі вплив великої кількості різноманітних експлуатаційних факторів, що проявляються в процесі роботи трактора або автомобіля. Ступінь нагрівання може змінюватися в діапазоні від температури навколишнього повітря на початку робочого процесу до граничних температур, що перевищують допустимі робочі температури деталей. Чим вища температура навколишнього повітря, чим важчий навантажувальний режим, тим вища температура у функціональній системі машини.

Переохолодження або перегрів за будь-яких експлуатаційних умов викликає зміну форм і розмірів деталей, властивостей конструкційних матеріалів і внутрішніх робочих середовищ і, як наслідок, призводить до втрати працездатності певної функціональної системи та машини в цілому. Тому при проєктуванні трактора або автомобіля необхідно виконати умову працездатності кожної функціональної системи, яка полягає в тому, щоб забезпечити відведення теплоти від системи на будь-якому експлуатаційному режимі в робочому діапазоні температур, тобто $t_{\phi}^{min} \leq t_{\phi} \leq t_{\phi}^{max}$, причому, якщо переохолодження уникають за допомогою пристроїв, що регулюють або знижують теплорозсіювальну здатність системи (тобто ізолюють її від навколишнього

повітря), то перегрів усувають інтенсифікацією теплорозсіювальних властивостей цих систем за рахунок збільшення площі або ефективності поверхонь охолодження, збільшення швидкостей теплоносіїв тощо [5]. У даній роботі буде приділено увагу питанням, пов'язаним з інтенсифікацією теплорозсіювальних властивостей систем охолодження, оскільки у звичайних кліматичних умовах перегрів найчастіше безпосередньо пов'язаний з небезпекою порушення працездатності машин.

У різних функціональних системах трактора та автомобіля, критичних до перегріву, основним елементом, що віддає теплоту в навколишнє середовище, є рідинно-повітряний теплообмінник – радіатор. Таким чином, оцінку теплової ефективності такої системи необхідно виконувати відносно можливості тепловіддачі радіатора. При розгляді параметрів теплової ефективності радіаторів слід розрізняти:

1. вихідні параметри робочого процесу теплообмінника, тобто внутрішні фактори, що визначають його потенційні можливості; сюди належать тепловіддача, коефіцієнт теплопередачі, аеродинамічний і гідравлічний опір [4]. Ці параметри визначаються експериментально на спеціальних лабораторних установках і виражаються у функції від середньої швидкості теплоносіїв або їх витрат. Також ці параметри розглядаються при змінюваних конструктивних показниках геометрії (макроструктури) поверхні охолодження [2].

2. вихідні параметри даного теплообмінника як елемента функціональної системи трактора або автомобіля. У цьому випадку до внутрішніх факторів додаються складні взаємозв'язки конструктивних особливостей радіатора з умовами його встановлення на машину, до яких можна віднести: взаємне розташування різних тепловиділяючих елементів функціональних систем, ступінь забруднення теплопередавальних поверхонь, навантаження силових агрегатів, атмосферно-кліматичні та дорожні умови [2, 5].

Варто зазначити, що якщо вихідні параметри теплообмінників досліджувалися у різний час у багатьох роботах різних авторів як у нашій країні так і за кордоном [4, 10, 11, 13], то дослідженню теплообмінника як елемента

взаємопов'язаних функціональних систем приділялося менше уваги у зв'язку зі складністю аналітичного опису механізму взаємодії різних факторів, що впливають на працездатність системи, та необхідністю використання складної лабораторної бази для проведення експериментів.

1.2 Критерії та вимірники температурно-динамічних якостей

Розглянемо критерії температурно-динамічних якостей та їх вимірники, які використовуються нині для аналізу стану функціональних систем.

Температура робочого середовища (охолоджувальної рідини, мастильної оливи та ін.) або робочих поверхонь деталей і механізмів є найбільш природним критерієм, який широко застосовується при різного роду випробуваннях і дослідженнях [1, 4, 8]. Усталена температура робочого середовища або робочих поверхонь (t_ϕ) характеризує за певних зовнішніх умов тепловий стан функціональної системи, оскільки є кінцевим показником складної взаємодії між функціональним органом, що виділяє теплоту (вузол, система), та охолоджувачем (радіатором), який розсіює цю теплоту в навколишнє середовище. Ця температура пов'язана з навантаженням і режимом роботи машини. Однак використання температури t_ϕ як вимірника температурно-динамічних властивостей можливе лише за забезпечення порівнюваних умов за температурою навколишнього повітря.

Зазначена обставина створює дуже великі незручності, особливо при дорожніх і полігонних випробуваннях, і тому широко використовуються різні математичні комбінації температур робочих середовищ і навколишнього повітря, які являють собою вимірники критерію температурно-динамічних властивостей тракторів і автомобілів та враховують у загальній формі вплив великої кількості різноманітних факторів.

Найчастіше в якості такого вимірника використовується початковий температурний напір, що визначається за рівнянням [1, 5, 10]:

$$\Delta t_{\text{поч}} = t'_w - t'_L, \quad (1.4)$$

Часто $\Delta t_{ноч}$ називають «постійною радіатора» [3], тобто мається на увазі, що зі зміною температури навколишнього повітря t'_L величина температурного напору залишається без змін:

$$\Delta t_{ноч} = const . \quad (1.5)$$

Спільний облік усіх факторів, що впливають для систем водяного охолодження автотракторних двигунів на умову, виражену формулою (1.5), показує, що вплив температури t'_L на величину $\Delta t_{ноч}$ виявляється значним лише при малих змінах t'_L . Тоді допустима похибка лежить у межах точності проведених експериментів, але в усіх випадках слід проявляти обережність при екстраполяції результатів випробувань або розрахунків у область навколишніх умов, за яких охолоджувальна рідина повинна кипіти [9].

Слід зазначити, що залежність $\Delta t_{ноч}$ від навантажувального режиму є різною і може відрізнятися для різних марок машин, що зумовлено різним поєднанням параметрів елементів системи охолодження. Наприклад, при встановленні на радіатор кожуха вентилятора може виявитися, що найменша ефективність системи охолодження матиме місце при русі з максимальною швидкістю, оскільки наявність кожуха призведе в цих умовах до зниження впливу набігаючого на автомобіль повітряного потоку на швидкість повітря перед фронтом радіатора.

Застосування початкового температурного напору як вимірника ефективності системи охолодження, що визначається за формулою (1.4), дозволяє виконувати орієнтовні кількісні порівняння. Однак недоліком цього вимірника є те, що він не містить інформації, наскільки далеко стан системи знаходиться від свого граничного стану, не враховує тип охолоджувальної рідини та величину тиску в системі, тобто не дає можливості прогнозувати діапазон температур навколишнього повітря, за яких система працюватиме безвідмовно.

Тому більш зручно в якості оціночного параметра використовувати величину так званої критичної температури повітря, тобто такої температури

повітря, при якій закипить рідина в системі охолодження за даних умов навантаження та швидкості руху автомобіля [9, 10, 14]. Критична температура повітря іноді також називається «індексом системи охолодження» [11]. В англійських та американських виданнях цей вимірник називають «Air-to-Boil» або скорочено АТВ. Величина критичної температури навколишнього повітря визначається за формулою:

$$t_{кр} = t_{кин} - \Delta t_{поч} = t_{кин} - (t'_W - t'_L), \quad (1.6)$$

інакше:

$$t_{кр} = t'_L + (t_{кин} - t'_W). \quad (1.7)$$

Температура кипіння охолоджувальної рідини $t_{кин}$ у формулах (1.6) і (1.7) задається залежно від тиску, на який відрегульований паровий клапан у системі охолодження, і типу застосовуваної охолоджувальної рідини [1].

Критична температура повітря дає можливість орієнтовно прогнозувати природно-кліматичні умови, в яких може бути використаний даний автомобіль або трактор без небезпеки втрати працездатності через перегрів функціональної системи. Мінімальні значення критичної температури повітря повинні знаходитися в певних межах, зумовлених типом і цільовим призначенням машини.

Слід зазначити, що одним із недоліків більшості робіт є відсутність чіткого теоретичного зв'язку між параметрами, що оцінюють робочий процес радіатора, та температурними характеристиками системи охолодження працюючого трактора й автомобіля. Спробу встановлення цього зв'язку здійснено в роботі [12], автор якої виконав експериментальне дослідження повітряного потоку, що проходить через радіатор вантажного автомобіля. Для цієї мети ним використана формула:

$$t_{кр} = 100 - \frac{Q_\phi}{F_{\phi p} k}, \quad (1.8)$$

яка встановлює лише досить наближений зв'язок між тепловими параметрами радіатора та системи охолодження в цілому.

У роботі [4] рекомендується використовувати для систем охолодження автотракторних двигунів температурно-динамічні характеристики двох типів: швидкісні $t_{кр} = f(N_e)$ для різних навантажень і навантажувальні $t_{кр} = f(n)$ для різних частот обертання. Такі характеристики отримують на основі результатів стендових випробувань двигунів, при яких бажане відтворення зовнішніх аеродинамічних умов.

Для побудови температурно-динамічних характеристик попередню формулу уточнюють:

$$t_{кр} = \bar{t}_w - \frac{Q_p}{F_{фр} q}, \quad (1.9)$$

де q – теплота, що розсіюється радіатором, який має площу фронту 1 м^2 при середньому початковому температурному напорі 1 К .

Значна кількість вимірників температурно-динамічних властивостей являє собою величини, отримані шляхом перестановки змінних у рівнянні (1.7). У зв'язку з цим до них належать переваги та недоліки вимірника $t_{кр}$.

Проведений огляд показує, що наявні нині методи визначення температурно-динамічних властивостей ґрунтуються, в основному, на експериментальному визначенні вимірників, що часто складно здійснити. При цьому різні дослідники встановлюють свої, не завжди достатньо обґрунтовані, умови досліду, що робить важко порівнюваними їх результати. Сюди належать, насамперед, невизначеність у виборі навантажувального [1, 2, 5] та швидкісного [1, 4] режимів для температурно-динамічної характеристики при дослідницьких, порівняльних і діагностичних оцінках.

Іншим недоліком є те, що при прогнозуванні працездатності в інших кліматичних умовах і порівнянні результатів різних дослідів вимірник $\Delta t_{ноч}$ приймають постійним. Водночас є дані [9], які показують, що його величина може залежати від різних параметрів зовнішнього середовища. Це додатково ускладнює отримання достовірних даних при визначенні конструктивних

розмірів елементів системи охолодження або прогнозуванні її працездатності в різних кліматичних умовах.

Існують методи оцінювання температурно-динамічних властивостей, засновані на розрахунку початкової різниці температур [1, 3, 8, 9] за окремими характеристиками елементів системи охолодження. Такі результати мають певну невизначеність, оскільки при розрахунку не враховують особливості роботи цих елементів у складі моторної установки.

1.3 Оцінювання зниження ефективності роботи теплообмінників, що функціонують у складі блочних систем охолодження

Як уже було зазначено в першій частині цього розділу, для підтримання працездатності функціональної системи необхідно створювати необхідний температурний режим усіх агрегатів і систем, включених до неї. Нині в галузях машинобудування спостерігається неухильне зростання енергонасиченості машин і механізмів, що призводить до підвищення одиничної потужності енергетичних установок, сприяє збільшенню навантаженості силової передачі та тепловіддачі відповідних систем.

Це призводить до того, що до контурів системи охолодження двигуна додаються додаткові контури охолодження агрегатів силової передачі, контури охолодження сервісних і допоміжних пристроїв. Система охолодження сучасних потужних тракторів, наприклад, може включати 5...6 незалежних контурів охолодження, а величина розсіюваної ними потужності наближається до номінальної потужності двигуна [8]. У табл. 1.1 наведені найменування функціональних систем і агрегатів, що мають незалежні контури охолодження.

Для аналізу теплової напруженості вузлів і деталей трактора або автомобіля необхідно розглядати тепловий баланс усіх його функціональних систем.

Таблиця 1.1 – Функціональні системи та агрегати, що мають незалежні контури охолодження

Найменування пристрою	Агрегат або система, що мають незалежні контури охолодження
1. Двигун	а) двигун безпосередньо б) система мащення двигуна в) система живлення
2. Силова передача	а) гідротрансформатор б) коробка передач в) система гідростатичного відбору потужності
3. Сервісні пристрої	а) механізм повороту б) система приводу додаткових пристроїв в) система мікроклімату кабіни

Енергія згоряння палива в двигуні перетворюється на механічну роботу, використовується для пересування механізму, виконання необхідних операцій, а також для приводу допоміжних і сервісних вузлів та агрегатів [2]:

$$E_{\text{дв}} = A_{\text{дв}} + Q_{\text{доп}} + Q_{\text{навк}} + Q_{\text{прогр}}, \quad (1.10)$$

де $A_{\text{дв}}$ – корисно виконувана робота; $Q_{\text{доп}}$ – кількість теплоти, еквівалентна роботі, що витрачається на привід допоміжних вузлів двигуна; $Q_{\text{навк}}$ – кількість теплоти, що відводиться від двигуна в навколишній простір; $Q_{\text{прогр}}$ – кількість теплоти, що витрачається на прогрів двигуна до робочої температури.

У свою чергу енергія, що витрачається на привід, дорівнює сумі корисної роботи, виконуваної цим агрегатом, внутрішньої енергії цього агрегату, оцінюваної нагріванням деталей агрегату та мастильної оливи до робочої температури, і енергії, відведеної в простір. Іншими словами, енергетичний баланс автомобіля або трактора дорівнює сумарній енергії, що виробляється та використовується двигуном і реалізується агрегатами:

$$E_{\text{дв}} = Q_{\text{доп}} + Q_{\text{навк.дв}} + Q_{\text{прогр.дв}} + Q_{\text{навк.а}} + Q_{\text{прогр.а}} + Q_{\text{м.а}} + A_{\text{а}}, \quad (1.11)$$

де $Q_{навк.а}$ – кількість теплоти, що витрачається на прогрів мастильної та робочої оливи агрегатів; $Q_{прогр.а}$ – кількість теплоти, що витрачається на прогрів агрегатів машини до робочої температури; $Q_{м.а}$ – кількість теплоти, що еквівалентна роботі, що витрачається на привід допоміжних вузлів двигуна; A_a — корисно виконувана робота агрегатів трактора.

Таким чином, трактор або автомобіль необхідно розглядати як багатоконтурне джерело теплоти, що складається з ряду найпростіших контурів, у яких виконується механічна, гідравлічна або інші види роботи, а робота сил тертя та сил тиску супроводжується виділенням теплоти. Кількість виділеної теплоти залежить від кількості виконуваної роботи. У табл. 1.2 наведені як приклад дані, що показують кількість теплоти, яку необхідно утилізувати в тракторах МТЗ [9].

Провівши аналіз даних, наведених у табл. 1.2, можна стверджувати, що лише 35...40% теплоти, отриманої при згорянні палива, використовується для виконання корисної роботи. При цьому тепловий потік деяких агрегатів досягає таких величин, що його відведення з корпусних поверхонь цих агрегатів стає недостатнім, і необхідне застосування додаткових контурів охолодження.

Сучасний розвиток автотракторної промисловості не передбачає збільшення зовнішніх габаритів техніки, що випускається, що вимагає необхідності більш щільного компонування всіх контурів систем охолодження і ставить перед конструкторами завдання не лише забезпечення необхідної тепловіддачі від кожного контуру систем охолодження, але й створення конструкцій з оптимальними габаритними та масовими показниками.

На рис. 1.1 наведена структурна схема джерел теплоти та контурів охолодження трактора з класичним компонуванням агрегатів [2].

Таблиця 1.2 – Потужнісні показники двигунів і тепловіддача вузлів системи охолодження тракторів МТЗ

Найменування показника	Модель трактора, двигун					
	МТЗ-50 Д50	МТЗ-80 Д240	МТЗ-80Б Д240	МТЗ-80Г Д240	МТЗ-100 Д245	МТЗ-142 Д-260Т
Номінальна потужність, кВт	40,4	55,8	55,8	55,8	73,5	110,3
Годинна витрата палива, кг/год	10,7	14,0	14,0	14,0	18,5	28,0
Кількість теплоти, кВт/год, що відводиться від:						
системи охолодження основного двигуна	36,3	39,5	39,5	39,5	46,7	79,3
системи мащення двигуна	3,1	5,8	5,8	5,8	7,2	9,0
гідростатичного відбору потужності	-	-	-	5,2	8,1	11,0
гідрооб'ємного рульового керування	-	-	-	0,2	0,2	0,3
гідравлічної трансмісії	-	-	7,0	-	-	-

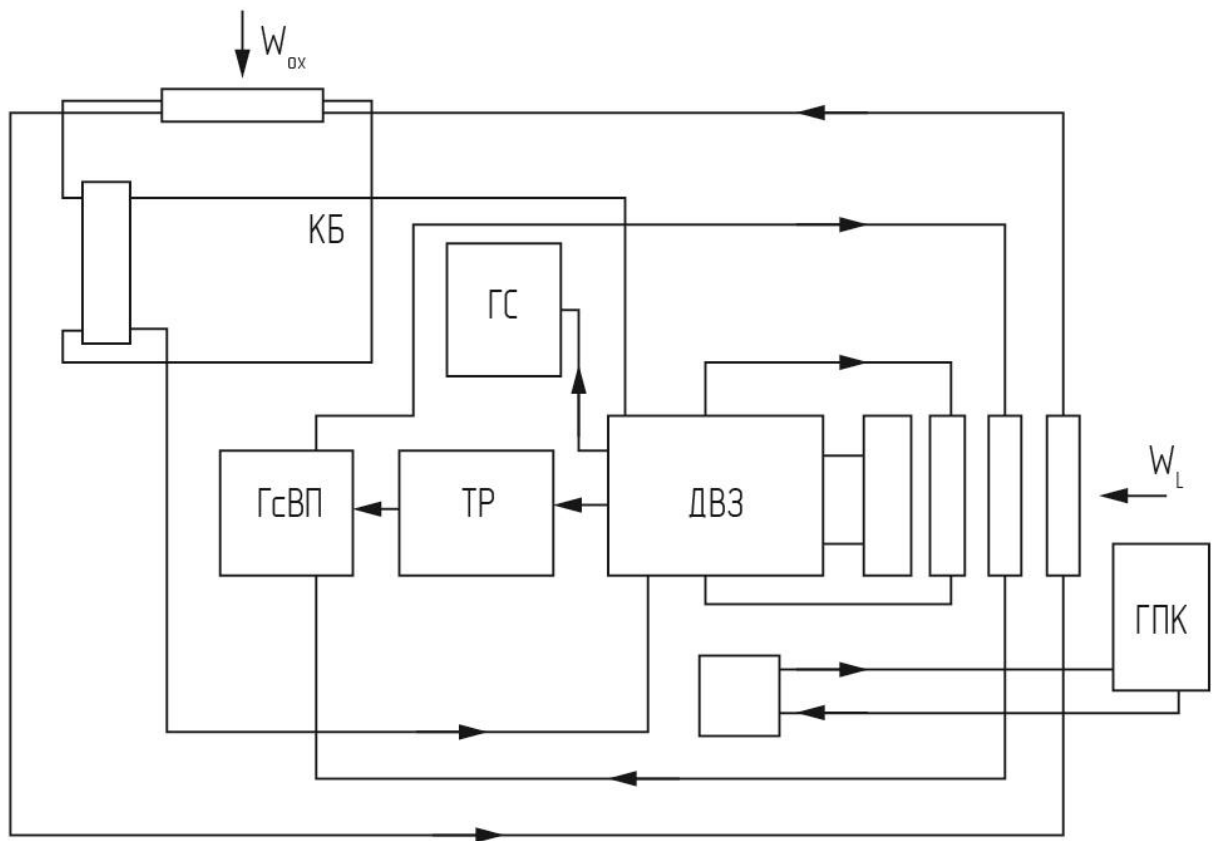


Рисунок 1.1 – Структурна схема блочної системи охолодження [9]

З аналізу схеми (рис. 1.1) видно, що сучасний трактор є складним багатоконтурним джерелом теплоти, і дуже важко однозначно визначити тепловий вплив функціональних систем одна на одну. У літературі, що стосується питання покращення функціонування таких систем, можна виділити два підходи:

а) створення принципово нових компоновань систем охолодження, до яких можна віднести роботи, пов'язані з упровадженням різних вискоєфективних теплообмінників [8, 9] та створенням комплексного радіаторного блока для багатоконтурної системи охолодження [8];

б) аналіз існуючих компоновань систем охолодження з метою створення рекомендацій щодо покращення ефективності їх роботи.

Якщо перший підхід до вирішення задачі потребує суттєвих змін конструкції автотранспортного засобу, і його застосування можливе лише на початковій стадії створення техніки, то другий підхід допускає реконструкцію

систем охолодження як на кінцевих етапах конструювання, так і в процесі експлуатації.

В якості прикладу першого підходу можна навести вдосконалену схему розташування теплообмінників, описану в роботі [8]. Новизна запропонованої схеми полягає в новій конструкції моноблочного радіатора, в якому теплообмінники різних контурів охолодження розміщені під однією трубною дошкою; у зв'язку з цим теплоносії охолоджуються повітрям паралельно, а взаємний вплив теплових потоків зведений до мінімуму. Таке вирішення задачі спрощує розрахунок систем охолодження, але значно ускладнює конструкцію такого теплообмінника, збільшує протяжність комунікацій. Практично така конструкція може бути застосована лише у специфічних галузях машинобудування.

Для вирішення задачі оптимізації роботи існуючих систем охолодження та інтенсифікації теплообміну необхідне детальне вивчення процесів теплообміну при експлуатації трактора або автомобіля. З цією метою пропонуються різні методики розрахунку параметрів систем охолодження [2, 5, 9], однією з важливих частин яких є математична модель теплообмінного апарата. Аналіз існуючих математичних моделей повітряно-рідинних теплообмінників дає можливість класифікувати ці моделі на дві групи: до першої групи слід віднести моделі, що дискретно описують фізичні процеси теплообміну, коли поверхня теплообмінника розбивається на значну кількість однакових найпростіших ділянок (з елементарною геометрією поверхні) з подальшим підсумовуванням параметрів теплопередачі по всьому об'єму теплообмінника [7, 8, 9]; до другої групи можна віднести інтегральне оцінювання поверхні теплообміну, коли оцінювання поверхні відбувається за усередненими коефіцієнтами теплопередачі, а геометричні особливості макроструктури поверхні не враховуються [4, 5].

На рис. 1.2 як приклад наведений один із найпростіших елементів, який використовується при побудові математичної моделі теплообмінника в першій групі [8].

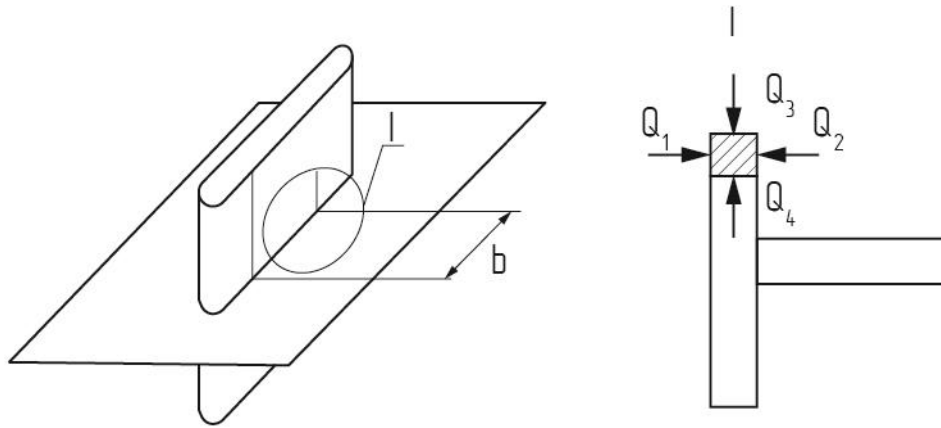


Рисунок 1.2 – Найпростіший елемент, що бере участь у побудові моделі теплообмінника [8]

Елемент теплообмінника (рис. 1.2) розбивається на найпростіші поверхні, для кожної з яких складається баланс тепла, що включає відведення тепла від рідини до стінки (Q_1), передачу його повітрю (Q_2) та теплопередачу ребра (Q_3 , Q_4).

Такий підхід при побудові математичної моделі теплообмінника добре відображає вплив макроструктури поверхні теплообміну, але є складним при оцінюванні теплообмінного апарата в цілому як вузла, встановленого на автомобілі або тракторі. При застосуванні інтегрального оцінювання поверхні теплообміну можливе використання результатів, отриманих у процесі випробувань різних макроструктур поверхонь теплообміну та конструкцій теплообмінників [9, 10].

Однією з важливих властивостей математичної моделі теплообмінника повинна бути можливість задання реальних умов руху теплоносіїв. У сучасному автотракторобудуванні в якості основного теплообмінного вузла застосовується рідинно-повітряний теплообмінник, а отже, математична модель теплообмінника повинна враховувати вплив характеру руху як рідкого теплоносія, так і повітря. Варто особливо зазначити, що в багатоеlementних блочних системах охолодження саме з рухом повітря в аеродинамічному тракті системи охолодження пов'язана передача теплоти з одного контуру в інший. Тому значна кількість наукових робіт присвячена вивченню аеродинамічного

тракту системи охолодження [7, 8, 10, 12, 13]. У цих роботах розглянуті питання, що пов'язані з компонуванням аеродинамічного тракту систем охолодження: розташування вентилятора та його кожуха, застосування різних повітропроводів, напрямних апаратів і взаємного розташування радіаторів. Однак значна частина таких робіт має один недолік – вони не враховують якісні показники потоку теплоносія (повітря), а більше уваги приділяють кількісним показникам.

Згідно з даними, опублікованими в роботах [7, 10, 16], одним із показників якості повітряного потоку (теплоносія) є його рівномірний розподіл уздовж поверхні теплообміну, який впливає як на аеродинамічну, так і на теплову ефективність теплообмінника. В якості параметрів, що характеризують ступінь нерівномірності розподілу потоку теплоносія, рекомендуються такі величини [16]:

а) середньоквадратичне відхилення:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (V_i - V_L^{cep})^2}, \quad (1.12)$$

де V_i – величина параметра на ділянці поверхні радіатора; n – кількість ділянок з постійним значенням параметра;

б) дисперсія розподілу:

$$D = \sigma^2; \quad (1.13)$$

в) коефіцієнт поля:

$$\varphi = \frac{V_L^{cep}}{V_L^{\max}}, \quad (1.14)$$

де V_L^{cep} — середнє значення параметра; $V_L^{\max}$ – максимальне значення параметра;

г) коефіцієнт варіації:

$$v = \frac{\sigma}{V_L^{cep}}; \quad (1.15)$$

д) показник нерівномірності (погіршення потоку) [7]:

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (V_i - V_L^{cep})^2 / V_L^{cep^2}}. \quad (1.16)$$

На рис. 1.3 наведена залежність нерівномірності повітряного потоку від середньої швидкості повітряного потоку перед радіатором, що отримана при дорожніх випробуваннях автомобіля ЗІЛ-130 [1].

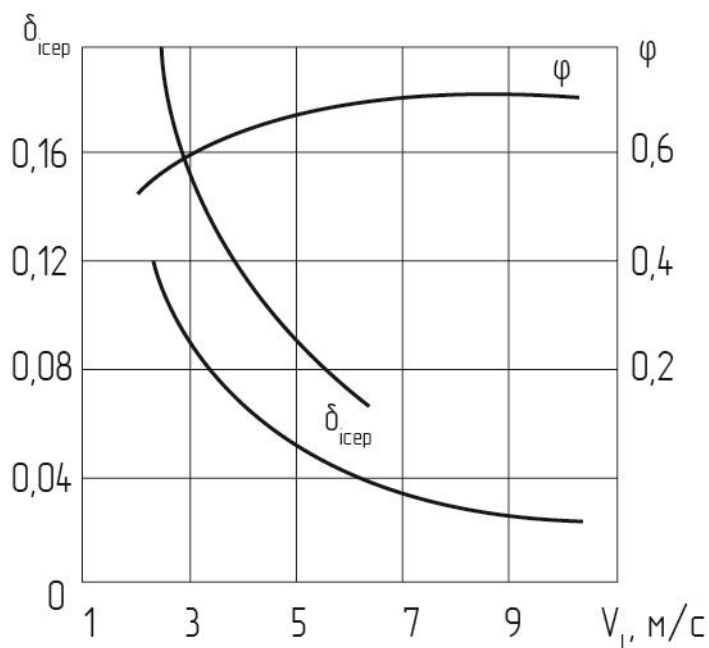


Рисунок 1.3 – Залежність параметрів нерівномірності швидкісного поля повітря від середньої швидкості повітря перед радіатором автомобіля ЗІЛ-130

Аналізуючи наведену залежність (рис. 1.3), можна дійти висновку, що на деяких режимах руху нерівномірність потоку повітря є значною. Варто зауважити, що на деяких марках тракторів і автомобілів за певних умов виникає навіть зворотний рух теплоносія (повітря), що також можна класифікувати як нерівномірність повітряного потоку. Враховуючи, що трактор або автомобіль є багатоконтурним джерелом теплоти зі значною кількістю теплообмінників, важливість вивчення впливу нерівномірності повітряного потоку на ефективність роботи радіатора є великою. Адже збурення повітряного потоку створюють не лише елементи конструкції моторного відсіку, передрадіаторної камери, але й теплообмінники різних функціональних систем, розташовані в аеродинамічному тракті системи охолодження.

Числова залежність, яка з достатньою точністю встановлює зв'язок між тепловим потоком радіатора та нерівномірністю розподілу теплоносія, нині остаточно не визначена, що пов'язано зі складністю математичного опису

процесів, які протікають. Окремі автори рекомендують при розрахунку системи охолодження вводити емпіричний коефіцієнт, що враховує зменшення теплового потоку (до 10%) через нерівномірність руху теплоносія [9, 16]. У роботі [3] вплив нерівномірності розподілу повітря по фронту радіатора на його тепловіддачу пропонується визначати шляхом поділу фронту теплообмінника на рівні частини та розрахунку теплового потоку в кожній з них з подальшим підсумовуванням, що потребує значних витрат обчислювальних потужностей.

Цікавий варіант розрахунку зниження ефективності теплообмінника викладений у роботі [7], де запропоновано вирішення проблеми на основі інтегральної моделі перехресноточного теплообмінника. Формула для розрахунку ефективності теплообмінника з урахуванням нерівномірності повітряного потоку має вигляд:

$$\varepsilon = \left\{ 1 - e^{-b} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{D_n(1)}{(n-1)!} \right\} \frac{W_L}{W_W}, \quad (1.17)$$

де $D_n(y)$ – коефіцієнти, що визначаються за рекурентними формулами.

Отримані результати дозволяють виконати оцінювання реалізації потенційних властивостей радіатора, але область застосування цієї формули обмежена параметрами W_L / W_W (0...0,3), а також величиною нерівномірності повітряного потоку. Розрахунок коефіцієнтів D_n за рекурентними залежностями є досить складним.

Більш загальний підхід описаний у роботі [3], де на основі аналізу формули ефективності перехресноточного теплообмінника, запропонованої в [7], та припущення про існування елементарних частин теплообмінника з рівномірним потоком теплоносія, запропонована функція (Φ), що залежить як від характеристик самого теплоносія, так і від його витрат. Відносне зниження ефективності радіатора обчислюють таким чином:

$$\frac{Q_p - Q_p^H}{Q_p} = \Phi \delta^2, \quad (1.18)$$

де Q_p , Q_p^H – тепловіддача радіатора відповідно при рівномірному розподілі потоку повітря перед фронтом радіатора та нерівномірному; Φ – функція, запропонована в роботі [7] і наведена у вигляді графічних залежностей; δ – показник нерівномірності (1.17).

Дослідження значення запропонованої функції показує, що її величина не перевищує 0,343 при будь-яких поєднаннях величин незалежних змінних, що змінюються в інтервалах W_L / W_W (0,01...1), а отже, максимальне зниження теплорозсіювальної здатності радіаторів не перевищує величини $0,343\delta^2$.

Запропонована залежність (1.18) застосовна лише до перехресноточних теплообмінників, у яких один із теплоносіїв повністю перемішується.

Іншою особливістю методики, запропонованої в роботі [7], що знижує можливість її застосування, є складність обчислення величини функції Φ , а в деяких випадках і неможливість точного її визначення.

У роботі [3] описана методика розрахунку гідравлічної та теплової ефективності теплообмінника при нерівномірності повітряного потоку для певних видів теплообмінників (охолоджувачів наддувного повітря), де один із рухомих теплоносіїв повністю перемішується.

В якості параметру, що характеризує нерівномірність, використовується коефіцієнт нерівномірності потоку, який обчислюється за формулою:

$$K_c = \frac{V_L^{\max} - V_L^{\min}}{V_L^{\text{сеп}}}, \quad (1.19)$$

На рис. 1.4 представлений графік залежностей середніх відносних параметрів ефективності роботи теплообмінника від коефіцієнта нерівномірності, розрахованих за методикою [3].

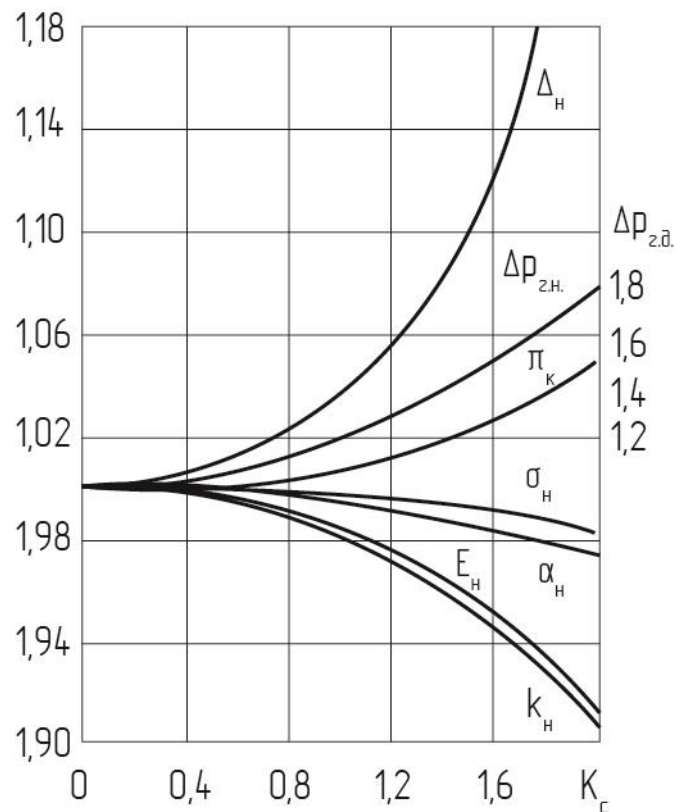


Рисунок 1.4 – Зміна середніх відносних параметрів ефективності роботи теплообмінника залежно від коефіцієнта нерівномірності K_c

Залежності гідравлічної та теплової ефективності охолоджувача від нерівномірності повітряного потоку побудовані на припущенні про лінійний характер розподілу швидкостей теплоносія по ширині остова теплообмінника, виходячи з якого обчислюються аеродинамічні характеристики роботи теплообмінника, а потім тепла ефективність.

Запропонована методика застосовна лише для певних конструкцій теплообмінних апаратів, потребує значної обчислювальної роботи та знання гідравлічних характеристик теплообмінника, для отримання яких необхідні лабораторні випробування.

Великий інтерес викликає робота [6], де представлена методика пошуку оптимальної конструкції повітряного тракту системи рідинного охолодження двигуна легкового автомобіля. Особливу увагу в ній приділено впливу нерівномірності швидкості повітря на тепловіддачу радіатора та його аеродинамічний опір.

Математична модель теплообмінника еквівалентна моделі, запропонованій у роботі [3], і ґрунтується на такому принципі: серцевина радіатора розбивається на певну кількість елементарних ділянок, кожен елемент, у свою чергу, вважається самостійним теплообмінником, а для обчислення використовується стандартна теплова характеристика серцевини радіатора. Розрахунок методом послідовних наближень, з урахуванням загального теплового балансу теплообмінника, потребує значних обчислювальних потужностей, але при цьому дозволяє виконати оцінювання теплообмінників з будь-якою кількістю ходів рідини.

В якості критерію, що визначає ефективність радіатора, прийнятий коефіцієнт реалізації його потенційних властивостей, який розраховується за формулою:

$$H = 1 - \nu\Phi, \quad (1.20)$$

де ν – коефіцієнт варіації (1.16); Φ – коефіцієнт чутливості тепловіддачі радіатора до нерівномірності поля.

Для обчислення коефіцієнта чутливості тепловіддачі радіатора до нерівномірності поля за спеціальною методикою було отримано вираз:

$$\Phi = \frac{4f(V) - \chi[f(V_0 - \chi) + 3f(V_0 + \chi)]}{\chi[f(V_0 + \chi) - f(V_0 - \chi)]}, \quad (1.21)$$

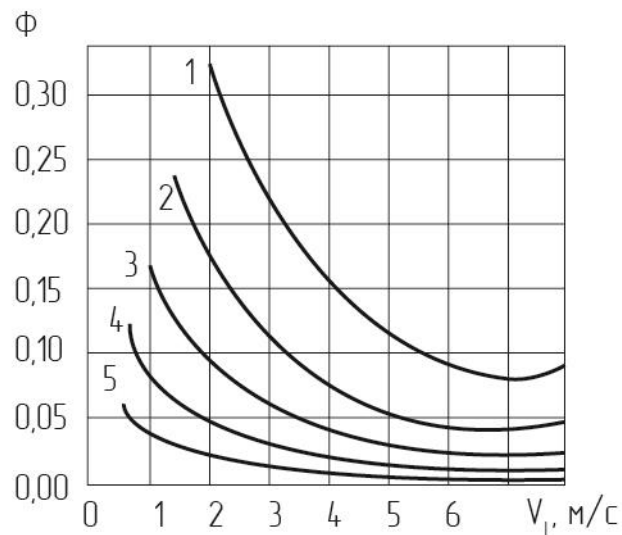
де $f(V)$ – функція теплопередачі радіатора від швидкості повітря; χ – значущий діапазон розкиду локальної швидкості повітря.

Аналіз формули (1.21) показує, що найбільше зниження значення коефіцієнта чутливості спостерігається при малих значеннях середньої швидкості повітря, що представлено на рис. 1.5.

В якості критерію, що визначає зміну аеродинамічних характеристик, прийнятий коефіцієнт зміни аеродинамічного опору радіатора при нерівномірному полі швидкостей, який розраховується за формулою:

$$K = 1 - \sigma\varphi, \quad (1.22)$$

де σ – коефіцієнт варіації (1.16); φ – коефіцієнт чутливості загального аеродинамічного опору радіатора.



1 – $\sigma = 4,0$; 2 – $\sigma = 2,0$; 3 – $\sigma = 1,0$; 4 – $\sigma = 0,5$; 5 – $\sigma = 0,1$

Рисунок 1.5 – Залежність коефіцієнта чутливості тепловіддачі радіатора від середньої швидкості повітря при середньоквадратичному відхиленні σ

Таким чином, запропонована методика дозволяє оцінити зниження теплової та гідравлічної ефективності теплообмінника в цілому, однак не вирішує задачу, пов'язану з оцінюванням потенційних властивостей радіаторів, що функціонують у єдиній системі, яка складається з декількох теплообмінників. Запропонована математична модель застосовна для розрахунку єдиного багатоходового теплообмінника з урахуванням поля швидкостей повітряного потоку перед входом у теплообмінник, але використовувати її для розрахунку декількох послідовних теплообмінників вкрай складно, оскільки немає можливості визначити розподіл температур повітря на виході з теплообмінника.

Наведені в цьому розділі методики розрахунку ефективності радіаторів залежно від параметрів нерівномірності мають декілька недоліків, які ускладнюють їх застосування для розрахунку теплообмінників у багатoeлементних блочних системах охолодження. Основним недоліком є неможливість прогнозування зниження ефективності роботи радіатора при певному характері нерівномірності повітряного потоку, оскільки використовувані параметри нерівномірності враховують лише величину відхилення швидкості повітряного потоку від середнього значення, а не характер відхилень уздовж фронту теплообмінника.

Іншою важливою особливістю методик є те, що вони не дозволяють визначити вихідні параметри теплоносіїв і характер їх розподілу вздовж вихідної поверхні теплообмінника, що необхідно для розрахунку систем теплообмінників з послідовним розташуванням елементів.

І, нарешті, лише в одній роботі [5] було приділено увагу питанню, пов'язаному з нерівномірністю повітряного потоку за температурою, тоді як у всіх інших роботах передбачалося, що в реальних умовах роботи виникає лише нерівномірність за швидкістю руху теплоносія, хоча при експлуатації трактора й автомобіля як багатоконтурного джерела теплоти нерівномірність за температурою охолоджувального повітря відіграє не менше значення в роботі систем охолодження, ніж нерівномірний розподіл повітряного потоку за швидкістю.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Побудова математичної моделі теплових процесів у теплообміннику блочної системи охолодження

При функціонуванні теплообмінника (радіатора) у складі блочної системи охолодження трактора або автомобіля на його робочий процес накладаються різні обмеження, які пов'язані з конструктивними та експлуатаційними факторами. Ці фактори вносять особливу специфіку в характер масо- і теплоперенесення як на зовнішній (повітряний), так і на внутрішній (рідинний) стороні радіатора. При дослідженні блочних систем охолодження з використанням системного підходу стає важливим вивчення взаємного впливу одних груп теплообмінників на інші, що гостро ставить питання про теплоперенесення на зовнішній (повітряний) стороні радіатора. У результаті розгляду стану питання, проведеного в першому розділі роботи, встановлено, що взаємодія елементів системи охолодження з боку теплообмінних пристроїв виражається у спотворенні або нерівномірності полів швидкостей і температур повітря перед фронтом теплообмінника.

Для побудови математичної моделі теплових процесів у теплообміннику, що враховує нерівномірність повітряного потоку, використаємо математичну модель «шаруватого» теплообмінника [5], яку для даного випадку можна подати в такому вигляді:

$$\begin{aligned}\frac{\Delta t_L(X,Y)}{\Delta X} &= a(X,Y)(t_w(X,Y) - t_L(X,Y)); \\ \frac{\Delta t_w(X,Y)}{\Delta Y} &= a(X,Y)m(X,Y)(t_L(X,Y) - t_w(X,Y)),\end{aligned}\tag{2.1}$$

У зв'язку з тим, що має місце нерівномірність повітряного потоку, характеристики потоків теплоносіїв змінюються вздовж вхідних кромek теплообмінника, а параметри a , m не мають постійного значення і можуть бути обчислені для кожної точки теплообмінної поверхні за такими формулами:

$$a(X,Y) = \frac{kF}{G_L C_{PL}}, \quad m(X,Y) = \frac{W_L}{W_w} = \frac{G_L C_{PL}}{G_w C_{PW}},\tag{2.2}$$

де G_L та G_W – витрата повітря та води відповідно; W_L та W_W – водяні еквіваленти повітря і води – маса води, яка має таку ж теплоємність, як і дане тіло; C_{PL} та C_{PW} – питома теплоємність повітря і води при постійному тиску.

Провівши аналіз величин, що входять у залежності (2.2), можна припустити, що в умовах експлуатації автотракторних теплообмінників питома вага рідини, теплоємність рідини та теплоємність повітря змінюються незначно. Таким чином, будемо вважати, що нерівномірність повітряного потоку практично не впливає на характеристики руху рідкого теплоносія та теплоємність повітря.

Згідно з емпіричними даними, отриманими в процесі експериментів і описаними в [1, 6, 7], коефіцієнт теплопередачі автотракторного радіатора можна розрахувати за формулою:

$$k = b_1 (\gamma V_L)^{b_2} (V_W)^{b_3}, \quad (2.3)$$

де b_1 , b_2 , b_3 – коефіцієнти в рівнянні регресії.

Ґрунтуючись на запропонованих припущеннях і враховуючи залежність (2.3), можна записати:

$$a(X, Y) = \frac{b_1 (\gamma(Y) V_L(Y))^{b_2} (V_W)^{b_3} F}{\gamma(Y) V_L(Y) F_L C_{PL}}; \quad (2.4)$$

$$m(X, Y) = \frac{\gamma(Y) V_L(Y) F_L C_{PL}}{w_W C_{PW}}, \quad (2.5)$$

де $V_L(Y)$ – швидкість повітря на вході в теплообмінник;

$\gamma(Y) = 353 / (273,15 + t'_L(Y))$ – питома вага повітря на вході в теплообмінник.

Отже, залежність параметрів a , m лише від характеристик повітряного потоку матиме такий вигляд:

$$\begin{aligned} a(X, Y) &= A (\gamma(Y) V_L(Y))^{b_2-1}; \\ m(X, Y) &= M (\gamma(Y) V_L(Y)), \end{aligned} \quad (2.6)$$

де A , M – коефіцієнти, які незалежні від особливостей руху повітря.

Таким чином, математичну модель теплових процесів автотракторного теплообмінника можна подати в такому вигляді:

$$\begin{aligned}\frac{\Delta t_L(X,Y)}{\Delta X} &= A(\gamma(Y)V_L(Y))^{b_2-1}(t_w(X,Y)-t_L(X,Y)); \\ \frac{\Delta t_w(X,Y)}{\Delta Y} &= AM(\gamma(Y)V_L(Y))^{b_2}(t_L(X,Y)-t_w(X,Y)),\end{aligned}\tag{2.7}$$

В процесі роботи з математичною моделлю (2.7) було встановлено, що нерівномірність полів швидкостей і температури теплоносія зручніше задавати не абсолютними значеннями параметрів, а функціональними залежностями, що описують відхилення локальних характеристик повітряного потоку від їх середніх значень по поверхні теплообміну:

$$\begin{aligned}k_v(Y) &= \frac{V_L(Y)}{V_L^{cep}}; \\ k_T(Y) &= \frac{t_L(Y)}{t_L^{cep}},\end{aligned}\tag{2.8}$$

де V_L^{cep} , t_L^{cep} – середні значення швидкості та температури повітря перед вхідною кромкою теплообмінника.

При цьому середні значення функцій $k_v(Y)$ і $k_T(Y)$ на проміжку $[0,1]$ повинні дорівнювати одиниці.

В умовах експлуатації автотракторних теплообмінників перепад локальних температур повітря перед фронтом радіатора становить не більше 40К, тому зміною питомої ваги повітря перед теплообмінником можна знехтувати. Залежність параметрів a , m від характеристик повітряного потоку набуває вигляду:

$$\begin{aligned}a(X,Y) &= a_p[k_v(Y)]^{b_2-1}; \\ m(X,Y) &= m_p[k_v(Y)],\end{aligned}\tag{2.9}$$

де a_p , m_p – параметри, що характеризують рух теплоносіїв (2.6), що розраховані для середньої швидкості та температури повітря перед вхідною кромкою теплообмінника.

Таким чином, математична модель теплових процесів у теплообміннику, що функціонує в реальних умовах, набуває вигляду:

$$\begin{aligned}\frac{\Delta t_L(X,Y)}{\Delta X} &= a_p [k_v(Y)]^{b_2-1} (t_w(X,Y) - t_L(X,Y)); \\ \frac{\Delta t_w(X,Y)}{\Delta Y} &= a_p m_p [k_v(Y)]^{b_2} (t_L(X,Y) - t_w(X,Y)).\end{aligned}\quad (2.10)$$

Розв'язання системи (2.10) в аналітичному вигляді може бути отриманий лише у випадку постійних значень k_v . Тому для визначення температур теплоносіїв у кожній точці поверхні теплообміну був застосований чисельний метод. Для цієї мети була використана методика розв'язання рівняння виду (2.10), основою якої є математичне визначення функції кількох змінних [7, 10]:

$$\begin{aligned}\frac{\Delta t_L(X,Y)}{\Delta X} &= \frac{t_L(X + \Delta x, Y) - t_L(X, Y)}{\Delta x}; \\ \frac{\Delta t_w(X,Y)}{\Delta Y} &= \frac{t_w(X, Y + \Delta y) - t_w(X, Y)}{\Delta y}.\end{aligned}\quad (2.11)$$

Підставивши формули (2.11) у систему рівнянь (2.10) та виконавши алгебраїчні перетворення, отримаємо такі залежності для температур теплоносіїв уздовж поверхні:

а) при русі вздовж осі X :

$$t_L(X + \Delta x, Y) = \frac{t_L(X, Y) + a_p [k_v(Y)]^{b_2-1} \Delta x t_w(X + \Delta x, Y)}{a_p [k_v(Y)]^{b_2-1} \Delta x + 1}; \quad (2.12)$$

$$t_w(X + \Delta x, Y) = t_w(X, Y) + a_p m_p [k_v(Y)]^{b_2} \Delta x [t_L(X + \Delta x, Y) - t_w(X + \Delta x, Y)];$$

б) при русі вздовж осі Y :

$$t_L(X, Y + \Delta y) = t_L(X, Y) + a_p [k_v(Y + \Delta y)]^{b_2-1} \Delta y [t_w(X, Y + \Delta y) - t_L(X, Y + \Delta y)];$$

$$t_w(X, Y + \Delta y) = \frac{t_w(X, Y) + a_p m_p [k_v(Y + \Delta y)]^{b_2} \Delta y t_L(X, Y + \Delta y)}{a_p m_p [k_v(Y + \Delta y)]^{b_2} \Delta y + 1}; \quad (2.13)$$

Наведені формули дозволяють розраховувати температуру теплоносіїв у будь-якій точці теплообмінної поверхні, математична модель якої описується системою рівнянь (2.1). Можливість такого розрахунку визначається наявністю граничних умов у системі, а саме $t_L(0, Y) = t_L^{cep} k_t(Y)$, $t_w(X, 0) = t'_w$, які визначають температуру теплоносіїв на вхідних кромках радіатора, а також температуру обох теплоносіїв у початковій точці з координатами (0,0). Запропонована

методика потребує проведення одночасного розрахунку параметрів теплоносіїв уздовж обох осей руху теплових потоків.

Визначивши температури теплоносіїв у кожній точці теплообмінної поверхні, розраховуємо середню різницю температур теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну $\Delta \bar{t}_F$ за формулою:

$$\Delta \bar{t}_F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (t_W^i - t_L^i), \quad (2.14)$$

де t_W^i , t_L^i – температури теплоносіїв у i -й розрахунковій точці теплообмінника; N – загальна кількість опорних точок при розрахунку радіатора.

Запропонований чисельний метод розв’язання системи дозволяє визначати температури теплоносіїв у будь-якій точці теплообмінної поверхні незалежно від типу заданих граничних умов; іншими словами, при заданні граничних умов безрозмірними величинами ε_L і ε_W результат обчислень за формулами (2.13) буде поданий також у безрозмірному вигляді. Таким чином, середню безрозмірну різницю температур теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну $\bar{\Theta}$ у цьому випадку обчислюємо за формулою:

$$\bar{\Theta} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\varepsilon_L^i - \varepsilon_W^i). \quad (2.15)$$

Досягнення прийнятної точності визначення параметрів теплоносіїв за запропонованою методикою потребує значних обчислень. Для збільшення продуктивності обробки даних і можливості аналізу отриманих результатів був розроблений алгоритм для розрахунку температурних параметрів теплоносіїв з використанням ПК.

Розроблений алгоритм реалізований у середовищі математичного проектування MathCad 7 Pro. Температура теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну фіксується в масиві даних необхідного розміру, який залежить від обчислювальної потужності ПК і необхідної точності обчислень. На початку роботи обчислювальної частини програми в масив заносяться граничні умови, тобто дані про початкові температури теплоносіїв, визначається характер зміни швидкості повітря вздовж вхідної кромки радіатора. Потім починається

основний розрахунковий цикл, у якому відбувається обчислення температур теплоносіїв з використанням формул (2.13), причому за один крок циклу розраховується температура при русі теплоносіїв як уздовж осі X , так і вздовж осі Y . Обчислення в тілі циклу завершуються після визначення температур обох теплоносіїв у всіх точках поверхні теплообміну. Таким чином, на виході обчислювальної частини програми утворюється масив даних, у якому міститься інформація про температуру теплоносія в кожній точці поверхні. На основі отриманих даних виконується обчислення середньої різниці температур теплоносіїв і параметрів теплової ефективності роботи радіатора.

Запропонована методика розв'язання системи рівнянь, що реалізована на сучасному ПК, вже при кількості кроків циклу, що дорівнює 300 (кількість опорних точок $N = 90000$), дає похибку у визначенні реальної температури в будь-якій точці теплообмінника не більше 10^{-5} порівняно з результатами, отримуваними при аналітичному розв'язанні подібної системи. При цьому час розрахунку теплотехнічних параметрів радіатора для заданого режиму роботи становить 40 мс, що дозволяє в короткі терміни проводити дослідження та порівняльний аналіз теплової ефективності роботи радіатора як для різних режимів роботи, так і для різного характеру руху повітря та особливостей його розподілу вздовж поверхні охолодження.

2.2 Теоретичне обґрунтування критеріїв диференціального оцінювання теплообмінників блочної системи охолодження

Оцінювання ефективності роботи блочної системи охолодження є надзвичайно складною задачею і, перш за все, через те, що вона повинна виконуватися на основі врахування великої кількості показників, основний з яких повинен визначати здатність системи охолодження підтримувати необхідний температурний режим функціональних систем при експлуатації трактора або автомобіля. У зв'язку з великою кількістю функціональних систем, практично незалежних за джерелом теплоти, для детального оцінювання ефективності роботи всієї блочної системи охолодження необхідно

використовувати декілька показників, що характеризують ефективність роботи теплообмінника кожної незалежної функціональної системи окремо.

В якості критерію диференціального оцінювання теплообмінника блочної системи охолодження в процесі експлуатації трактора або автомобіля пропонується використовувати початковий температурний напір $\Delta t_{noc} = (t'_W - t'_L)$. Для теоретичного обґрунтування критерію оцінювання ефективності роботи теплообмінника системи охолодження трактора або автомобіля як складної системи, що складається з декількох відокремлених систем теплопередачі, розглянемо одну з таких систем теплообміну, не враховуючи поки що її зв'язки з іншими. Будемо вважати, що така система охолодження складається з двох теплообмінників, з'єднаних між собою контуром циркуляції рідкого теплоносія (спеціальної охолоджувальної рідини, мастильної оливи тощо), переміщення якого найчастіше здійснюється під дією спеціального циркуляційного насоса. Одним теплообмінником буде служити сама функціональна система, де тим чи іншим способом генерується теплота, надлишки якої необхідно відводити, а іншим – спеціальний теплообмінник (радіатор), що відводить в атмосферу зазначені надлишки теплоти. Універсальність параметра оцінювання буде найбільшою в тому випадку, якщо можна одночасно теоретично обґрунтувати його придатність як для розрахунку теплообмінника відокремленої системи охолодження, так і для оцінювання функціонування теплообмінника блочної системи охолодження.

Проведемо аналіз теплового балансу в замкненій одноконтурній системі охолодження за відсутності (або відключенні) органів регулювання теплового режиму. При зміні режиму роботи та навантаження трактора (автомобіля) або стану навколишнього середовища виникає нове поєднання умов підведення теплоти у функціональну систему та її відведення в навколишнє середовище. Це поєднання визначає різницю температур теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну. Будемо розглядати систему охолодження як деяку ємність, де акумулювання теплоти є наслідком підведення теплової енергії від джерела її генерування та відведення теплоти в навколишнє середовище.

При зміні умов теплообміну кількість теплоти, що отримана охолоджувальною рідиною за проміжок часу $\Delta\tau$, дорівнює $Q_\phi\Delta\tau$. Частина цієї теплоти йде на зміну внутрішньої енергії за рахунок приросту температури:

$$\Delta Q_1 = C_p G_\phi \frac{\Delta t_v}{\Delta\tau}. \quad (2.16)$$

Одночасно інша частина теплоти буде відведена в навколишнє середовище за рахунок теплопередачі, яку можна визначити за відомим рівнянням Ньютона [5]:

$$\Delta Q_2 = k\Delta\bar{t}_F F \Delta\tau. \quad (2.17)$$

На основі балансу теплоти в системі охолодження можна записати таке рівняння:

$$Q_\phi\Delta\tau = C_p G_\phi \frac{\Delta\bar{t}_v}{\Delta\tau} + k\Delta\bar{t}_F F \Delta\tau. \quad (2.18)$$

Розділивши змінні, отримаємо:

$$\Delta\tau = \frac{C_p Q_\phi \Delta\bar{t}_v}{kF(\Delta\bar{t}_F - Q_\phi / (kF))}. \quad (2.19)$$

Розв'язання останнього рівняння утруднене через складність аналітичного задання розподілу температури в об'ємі системи та на її поверхні. Однак, оскільки для розглядуваної тут системи можна вважати, що вся теплота відводиться в атмосферу практично лише з поверхні радіатора, то розподіл температур уздовж поверхні системи можна замінити розподілом температур уздовж поверхні охолодження радіатора. При цьому мала товщина стінки ($\delta \rightarrow 0$) з високою теплопровідністю ($\lambda \rightarrow \infty$) та інтенсивна циркуляція рідини зумовляють те, що вирівнювання температур у системі буде відбуватися значно швидше, ніж відведення теплоти від поверхні, і, отже, температура всередині системи може бути прийнята рівною температурі поверхні та визначатися нею, тобто ($\bar{t}_v = \bar{t}_F$). Таким чином, отримуємо:

$$\Delta\tau = \frac{C_p Q_\phi \Delta\bar{t}_F}{kF(\Delta\bar{t}_F - Q_\phi / (kF))}. \quad (2.20)$$

Проінтегруємо рівняння (2.20), а потім, виконавши деякі перетворення, розв'яжемо його відносно $\Delta \bar{t}_F$:

$$\Delta \bar{t}_F = \left(1 - e^{-\frac{kF\tau}{C_p G_\phi}} \right) \frac{Q_\phi}{kF}. \quad (2.21)$$

Проаналізувавши рівняння (2.21) при $\tau \rightarrow \infty$, отримуємо:

$$\Delta \bar{t}_F = \frac{Q_\phi}{kF}. \quad (2.22)$$

Рівняння (2.22) показує, що при достатньо великому проміжку часу після зміни режиму роботи системи відбувається стабілізація температури рідкого теплоносія вздовж поверхні охолодження радіатора на рівні, що перевищує температуру повітря на $\Delta \bar{t}_F$. При цьому середня різниця температур однозначно визначається середнім коефіцієнтом теплопередачі k , величиною поверхні охолодження радіатора F та кількістю теплоти, що генерується у функціональній системі Q_ϕ , причому остання визначається характером робочого процесу, що проходить у системі.

Враховуючи вираз (2.7), запишемо таку відповідність:

$$\Delta t_{noc} = \frac{Q_\phi}{kF}. \quad (2.23)$$

Використовуючи введені раніше позначення, отримуємо:

$$\Delta t_{noc} = \frac{Q_\phi}{\Theta a W_L}. \quad (2.24)$$

Вираз (2.24) показує, що величина початкового температурного напору при експлуатації функціональної системи визначається як кількістю теплоти, що генерується в системі, так і здатністю теплообмінника (радіатора) віддавати теплоту в навколишній простір.

В умовах функціонування теплообмінника у складі блочної системи охолодження на його робочий процес накладаються різні обмеження, пов'язані з конструктивними та експлуатаційними факторами, які знижують ефективність його роботи. Врахування цих факторів при розрахунку Δt_{noc} за формулою (2.24)

здійснюється шляхом визначення уточненого значення безрозмірної різниці температур теплоносіїв уздовж поверхні радіатора $\bar{\Theta}$, що визначається із застосуванням математичної моделі робочого процесу теплообмінника.

Однак початковий температурний напір, що розраховується за формулою (2.24), важко визначити в процесі експлуатації системи охолодження, оскільки неможливо точно виміряти значення однієї з його складових, а саме температури повітря t'_L перед фронтом теплообмінника, встановленого в блочній системі охолодження. У цьому випадку пропонується застосовувати при визначенні t'_L поправку $\Delta\bar{t}_S$, що враховує підвищення середньої температури повітряного потоку внаслідок послідовного встановлення кількох теплообмінників. Таким чином, значення t'_L обчислюється за формулою:

$$t_L^i = t_L + \Delta\bar{t}_S, \quad (2.25)$$

де t_L – температура навколишнього середовища (повітря).

Значення початкового температурного напору відносно навколишнього середовища $\Delta t_{ноч} = t'_W - t_L$ буде:

$$\Delta t_{ноч} = \Delta\bar{t}_S + \frac{Q_\phi}{\bar{\Theta} a W_L}. \quad (2.26)$$

Поправку $\Delta\bar{t}_S$, що відображає тепловий вплив послідовно встановлених теплообмінників, визначаємо з припущення, що виділення теплоти в кожній функціональній системі відбувається незалежно одна від одної і вся генерована теплота віддається теплообмінниками в повітряний потік. У цьому випадку можна застосовувати формулу:

$$\Delta\bar{t}_S = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i}{W_L}, \quad (2.27)$$

де Q_i – кількість теплоти, отримана повітряним потоком від i -го теплообмінника; n – кількість послідовно встановлених теплообмінників.

Таким чином, початковий температурний напір, зумовлений роботою теплообмінника системи охолодження в даних умовах експлуатації, кількістю

отриманої від функціональної системи теплоти Q_ϕ та впливом інших елементів блочної системи охолодження, відображає процеси передачі теплоти, що відбуваються у вибраному контурі системи охолодження, і може бути прийнятий як критерій диференціального оцінювання теплообмінника. Меншим значенням критерію $\Delta t_{\text{поч}}$ відповідає більш ефективна робота теплообмінника.

Варто зазначити, що оцінювання системи охолодження лише за здатністю підтримувати необхідний температурний режим функціональних систем при експлуатації трактора або автомобіля є неповним. Досконалість і працездатність блочної системи охолодження необхідно оцінювати і з енергетичного боку, оскільки на циркуляцію теплоносіїв витрачається додаткова енергія [1, 4]. Таким чином, потрібно оцінювати відношення кількості теплової енергії та енергії, що витрачається на циркуляцію і переміщення теплоносіїв:

$$E = \frac{Q_p}{N_v}, \quad (2.28)$$

де E – енергетичний коефіцієнт.

Очевидно, що чим вище значення E , тим ефективніша з точки зору витрат енергії блочна система охолодження. Для більш глибокого оцінювання ефективності роботи блочної системи охолодження доцільно використовувати часткові енергетичні коефіцієнти для кожної функціональної системи окремо. При цьому більшою інформативністю володіє не сам енергетичний коефіцієнт E , а величина, що показує зміну енергетичного коефіцієнта при роботі теплообмінника функціональної системи у складі блочної системи охолодження порівняно з його роботою в ідеалізованих умовах. Назвемо запропоновану величину безрозмірним коефіцієнтом енергетичної ефективності τ_i :

$$\tau_i = \frac{E_i}{E_{i0}}. \quad (2.29)$$

Індекс 0 відповідає значенню параметра у випадку відсутності впливу на теплообмінник інших елементів блочної системи охолодження.

Значення енергетичного коефіцієнта визначається виходячи з таких залежностей:

$$Q_p = Q_{p0} \chi_{\Sigma}, \quad (2.30)$$

де χ_{Σ} – загальний коефіцієнт реалізації потенційних властивостей теплообмінника при роботі в даних умовах,

$$N_V = N_{V0} k_N, \quad (2.31)$$

де k_N – коефіцієнт збільшення потужності, що витрачається на переміщення теплоносіїв.

Використовуючи вирази (2.30) і (2.31), отримуємо формулу для безрозмірного коефіцієнта енергетичної ефективності:

$$\tau_i = \frac{\chi_{\Sigma}}{k_N}. \quad (2.32)$$

Оцінимо величини, що входять у вираз (2.32). Загальний коефіцієнт реалізації потенційних властивостей теплообмінника χ_{Σ} являє собою параметр, що враховує інтегральний ефект усіх обмежень, накладених на передачу теплоти в радіаторі, встановленому в блочній системі охолодження:

$$\chi_{\Sigma} = \chi_1 \chi_2 \dots \chi_n, \quad (2.33)$$

де χ_i – значення часткових коефіцієнтів реалізації, що належать до якогось одного виду обмеження.

Порівняння значень часткових коефіцієнтів реалізації дозволяє визначити ті фактори, які найбільшою мірою перешкоджають використанню потенційних властивостей теплообмінника, а також оцінити допустимий діапазон значень цих коефіцієнтів, що забезпечує ефективне використання теплообмінників у даних умовах експлуатації.

Нині визначений вплив значної кількості конструкційних та експлуатаційних факторів на тепловіддачу радіатора, встановленого в різноманітних системах охолодження [9, 10, 16]. Аналіз цих матеріалів з використанням коефіцієнта реалізації дозволяє представити всі обмеження в єдиній формі.

Таким чином, у більшості випадків умови роботи радіатора у складі систем охолодження призводять до зниження теплової ефективності радіатора

порівняно з ідеалізованими умовами їх випробувань в аеродинамічних трубах. Однак існують і позитивні фактори, такі як підвищена турбулентність повітряного потоку на вході в радіатор, вібрації радіатора, окремі випадки розподілу швидкості й температури повітряного потоку, які призводять до збільшення теплової ефективності теплообмінника. У цьому відношенні існує резерв, який слід використовувати при проектуванні та експлуатації блочних систем охолодження тракторів і автомобілів. З іншого боку, розкриття сутності обмежень та їх урахування в процесі проектування тракторів і автомобілів дозволить підвищити достовірність і дієвість прийнятих конструкторських рішень з точки зору забезпечення ефективності роботи теплообмінників, а також правильне і швидке визначення зазначених обмежень при технічній діагностиці в процесі експлуатації машини.

Коефіцієнт збільшення потужності, що витрачається на переміщення теплоносіїв k_N , враховує витрати енергії на привід насосів для циркуляції охолоджувальної рідини та переміщення повітряного потоку через теплообмінник. При встановленні теплообмінника в блочну систему охолодження суттєво зростає її сумарний аеродинамічний опір, зумовлений нерівномірним розподілом швидкості повітряного потоку. Оцінити збільшення аеродинамічного опору з урахуванням заданих режимів роботи теплообмінника дозволяє коефіцієнт k_N .

Таким чином, безрозмірний коефіцієнт енергетичної ефективності τ_i , що визначається формулою (2.32), дозволяє, знаючи умови роботи теплообмінника у складі блочної системи охолодження, визначати порівняльну енергетичну ефективність роботи теплообмінника в даних умовах і може бути прийнятий як другий критерій диференціального оцінювання блочної системи охолодження. При цьому більші значення критерію τ_i відповідають більш ефективній роботі теплообмінника.

Запропоновані критерії диференціального оцінювання теплообмінників $\Delta t_{\text{поч}}$ і τ_i дозволяють визначити ефективність роботи блочної системи

охолодження, але не завжди є зручними для порівняльного оцінювання умов роботи теплообмінників. У зв'язку з цим пропонуються додаткові та допоміжні критерії, які є похідними від запропонованих раніше показників і оцінюють ефективність роботи конкретного теплообмінника в певних умовах.

Ефективність роботи блочної системи охолодження безпосередньо залежить від здатності теплообмінників (радіаторів), що функціонують у ній, розсіювати в навколишнє середовище теплоту. Таким чином, додатковим показником [9], що оцінює ефективність роботи конкретного теплообмінника в певних умовах, є тепловіддача радіатора Q_p , яка для усталеного режиму визначається за формулою:

$$Q_p = \Delta \bar{t}_F kF, \quad (2.34)$$

де $\Delta \bar{t}_F$ – середня різниця температур теплоносіїв, що розраховується за формулами (2.7), (2.14).

Враховуючи введені раніше позначення, залежність (2.34) можна записати в такому вигляді:

$$Q_p = \Delta \bar{t}_F a W_L. \quad (2.35)$$

Розраховуючи середню різницю температур теплоносіїв $\Delta \bar{t}_F$ як функцію від режимів руху теплоносіїв і умов роботи теплообмінника, використовуючи залежність (2.35), можна визначити тепловіддачу радіатора в заданих умовах, що становить інтерес при оціночних розрахунках блочних систем охолодження.

В якості додаткового показника, що дозволяє оцінювати ефективність роботи теплообмінника в умовах, коли значення Δt_{noc} є постійним (лабораторні дослідження теплообмінників), пропонується величина перепаду температур рідини на вході та виході з радіатора Δt_w . Використовуючи цей показник, можна визначити тепловіддачу радіатора Q_p при роботі на даному режимі:

$$Q_p = \Delta t_w W_w, \quad (2.36)$$

а також теплову ефективність роботи теплообмінника ε :

$$\varepsilon = \frac{W_W \Delta t_W}{W_L \Delta t_{поч}}. \quad (2.37)$$

В якості допоміжних критеріїв, що покращують процес порівняльного оцінювання умов роботи теплообмінника та характеризують зміну ефективності роботи радіатора в умовах блочної системи охолодження, пропонуються такі показники:

– абсолютна зміна ефективності радіатора (зміна теплового ККД теплообмінника), що показує, наскільки знизилася теплова ефективність теплообмінника при даних умовах роботи порівняно з ідеалізованими:

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon_0 - \varepsilon, \quad (2.38)$$

де ε_0 , ε – теплова ефективність теплообмінника відповідно в ідеалізованих та оцінюваних умовах;

– відносна зміна ефективності радіатора, що враховує зниження тепловіддачі радіатора порівняно з радіатором, який працює в ідеалізованих умовах:

$$\delta = \frac{Q_{p0} - Q_p}{Q_{p0}}. \quad (2.39)$$

Використовуючи залежність (2.30), можна записати відповідність між δ і χ :

$$\delta = 1 - \chi. \quad (2.40)$$

Враховуючи формулу (2.35), що визначає значення Q_p і ε , можна записати співвідношення між величинами δ і $\Delta\varepsilon$:

$$\delta = \Delta\varepsilon / \varepsilon_0. \quad (2.41)$$

Таким чином, застосування показників зниження ефективності роботи теплообмінників разом із запропонованими раніше критеріями диференціального оцінювання теплообмінників дозволяє провести детальний аналіз ефективності роботи блочної системи охолодження.

РОЗДІЛ 3 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТЕПЛООБМІННИКА

3.1 Опис радіаторів, що досліджуються

Для визначення теплотехнічних параметрів роботи радіаторів в залежності від режимів течії теплоносіїв і величини нерівномірності розподілу локальних швидкостей повітря перед радіатором проведені теоретичні розрахунки двох радіаторів.

Радіатор №1 є серійним радіатором автомобіля УАЗ-452Д. Основні конструктивні параметри радіатора наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Основні конструктивні параметри радіатора автомобіля УАЗ-452Д

Конструктивний параметр	Значення параметру
Марка радіатора	УАЗ-451Д-1301010Г
1. Розміри серцевини, мм:	
висота	357
ширина	526
глибина	57
2. Поверхня охолодження за повітрям, м ²	12,0
3. Фронт радіатора, м ²	0,189
4. Живий переріз за повітрям, м ²	—
5. Поверхня охолодження за водою, м ²	0,923
6. Живий переріз за водою, дм ²	0,37

Режими руху теплоносіїв при теоретичних дослідженнях становили: швидкість повітря $V_L = 1 \dots 12$ м/с, витрата води $W_w = 0,04 \dots 2,0$ л/с. Початковий температурний напір $\Delta t_{noc} = 60$ °С.

Загальний вигляд радіатора наведений на рис. 3.1.

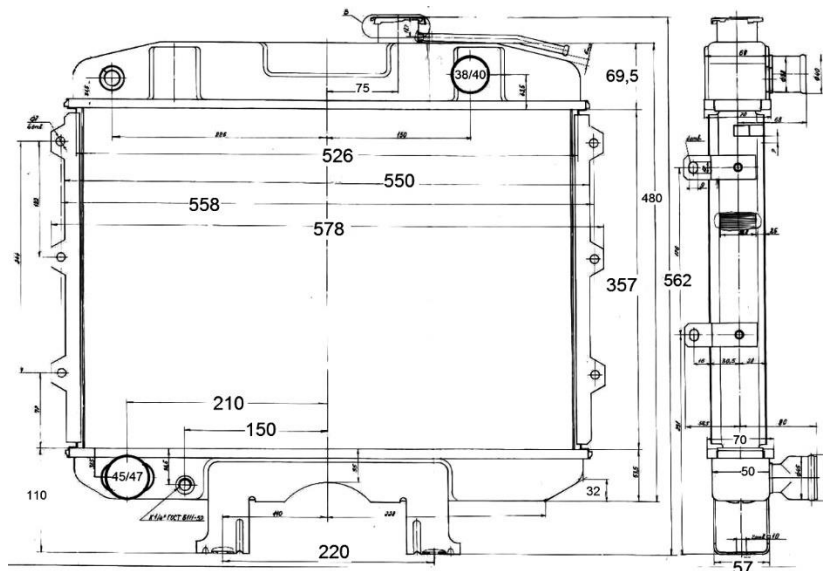


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд радіатора УАЗ-451Д-1301010Г

Радіатор №2, який є серійним радіатором трактора МТЗ-80. Марка теплообмінника МТЗ-70.У13.01.020. Основні конструктивні параметри радіатора наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Основні конструктивні параметри радіатора трактора МТЗ-80

Конструктивний параметр	Значення параметру
Марка радіатора	МТЗ-70.У13.01.020
1. Розміри серцевини, мм:	
висота	470
ширина	540
глибина	98
2. Поверхня охолодження за повітрям, м ²	16,18
3. Фронт радіатора, м ²	0,254
4. Живий переріз за повітрям, м ²	0,190
5. Поверхня охолодження за водою, м ²	4,26
6. Живий переріз за водою, дм ²	0,59

Загальний вигляд радіатора наведений на рис. 3.2.

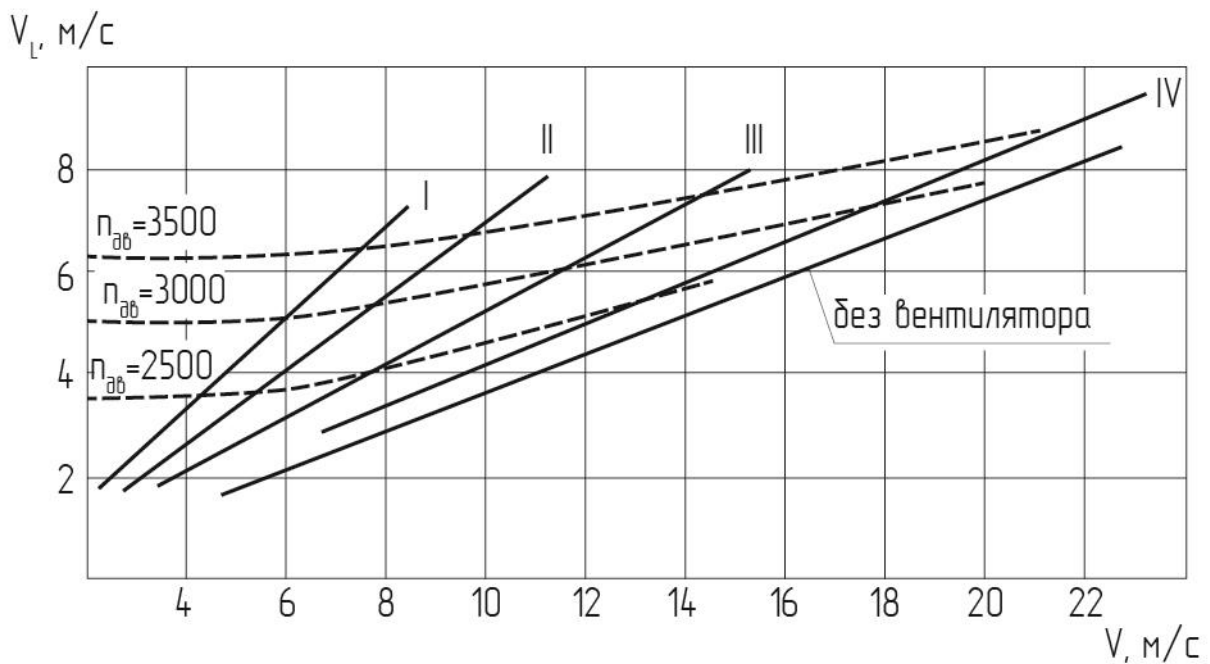


Рисунок 3.3 – Аеродинамічна характеристика підкапотного простору автомобіля УАЗ-452Д

Середня швидкість повітря перед фронтом радіатора (рис. 3.3) зі збільшенням номера передачі та швидкості руху стає менш залежною від роботи вентилятора і все більше визначається швидкістю набігаючого потоку повітря. На малих швидкостях руху витрата повітря залежить переважно від роботи вентилятора.

Дані аеродинамічних вимірювань дають можливість визначити нерівномірність поля швидкостей перед фронтом радіатора. Наявність такої нерівномірності добре видно на рис. 3.4.

Аналізуючи розподіл швидкостей повітря (рис. 3.4), можна помітити аеродинамічні перекоси, пов'язані з конфігурацією облицювання радіатора, взаємним розташуванням радіаторів, вентилятора та двигуна. Менші значення локальних швидкостей повітря відповідають зонам фронту радіатора, затіненим облицюванням. Привертає увагу і той факт, що на формування такого розподілу локальних швидкостей впливає як робота вентилятора, так і швидкість набігаючого потоку повітря. Однією з причин нерівномірності є також те, що вентилятор обдуває радіатор далеко не повністю.

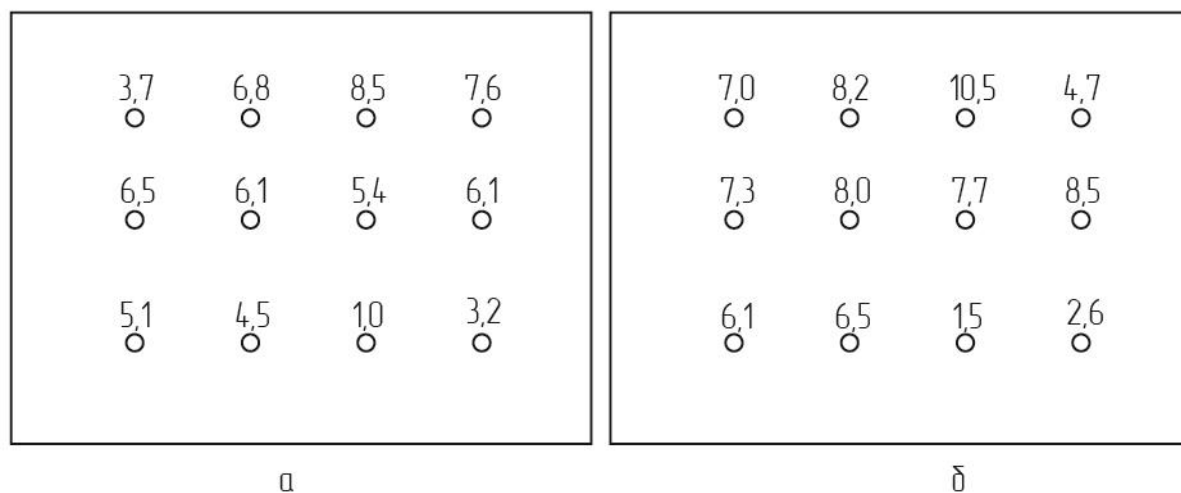


Рисунок 3.4 – Значення локальних швидкостей повітря в окремих точках радіатора ($n_{об} = 3000 \text{ хв}^{-1}$) на другій передачі (а) та на третій передачі (б)

Значення параметрів нерівномірності для різних частот обертання колінчастого валу та швидкості руху автомобіля визначаються, в основному, величиною швидкості потоку повітря перед фронтом радіатора. На рис. 3.5 представлена залежність величин, що характеризують нерівномірність розподілу швидкості повітря перед фронтом радіатора, від середньої швидкості повітря перед радіатором.

Характер зміни параметрів нерівномірності (рис. 3.5) вказує на збільшення абсолютного значення нерівномірності та зниження відносних значень при збільшенні витрати повітря. Водночас слід зазначити, що на переважних режимах експлуатації автомобіля середня швидкість повітря перед фронтом радіатора менша за 6 м/с, отже, має місце достатня нерівномірність повітряного потоку.

Результати дослідження температурно-динамічної характеристики системи охолодження наведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати теплотехнічних досліджень радіатора автомобіля УАЗ-452Д

$V_L, \text{м/с}$	$t'_L, ^\circ\text{C}$	$t''_L, ^\circ\text{C}$	$t'_W, ^\circ\text{C}$	$t''_W, ^\circ\text{C}$	$Q_p, \text{кВт}$	$k, \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	$\Delta P, \text{Па}$
3,0	20,0	59,2	80,0	77,1	22,80	59,14	43,69
4,0	20,0	55,5	80,0	76,3	26,69	71,81	77,99
5,0	20,0	52,9	80,0	75,8	32,15	83,38	121,85
6,0	20,0	50,9	80,0	75,1	36,29	94,13	175,47
7,0	20,0	48,6	80,0	74,8	40,18	104,21	238,83
8,0	20,0	46,7	80,0	74,4	43,86	113,75	311,94
9,0	20,0	45,4	80,0	74,0	47,37	122,84	394,80
10,0	20,0	44,0	80,0	73,7	50,72	131,53	487,41

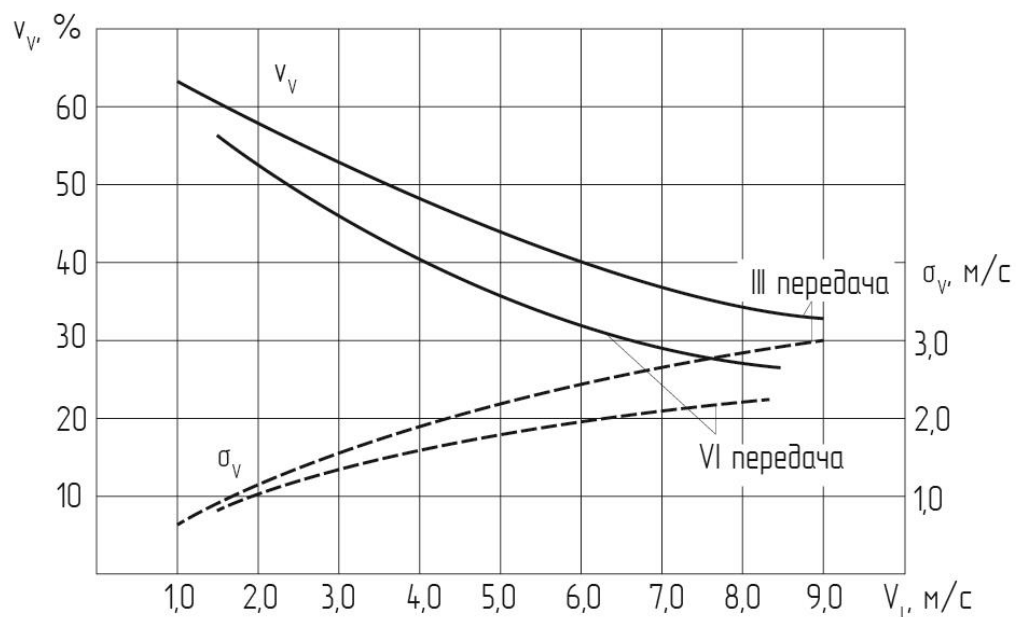
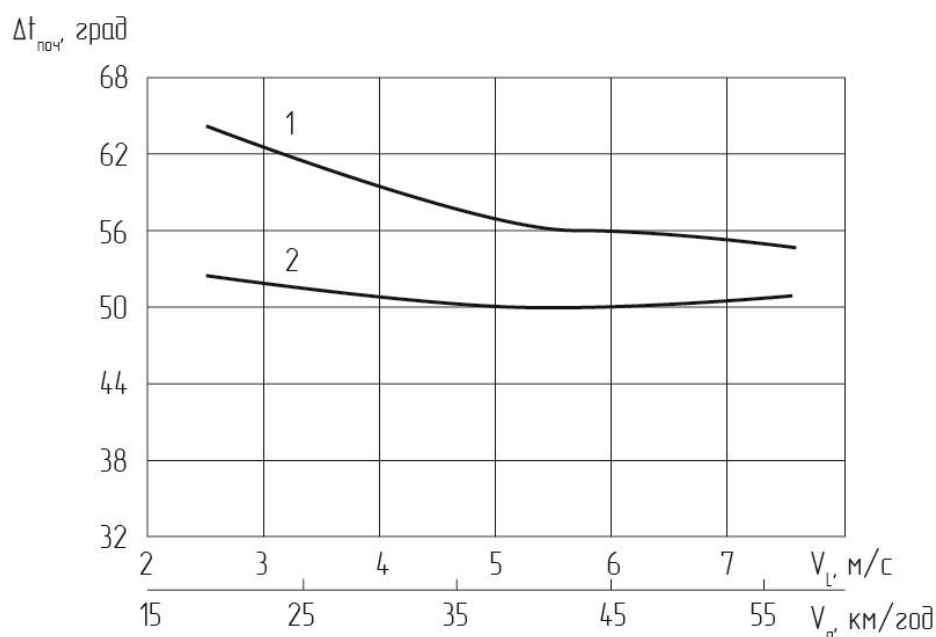


Рисунок 3.5 – Залежність показників нерівномірності від середньої швидкості повітря в системі охолодження автомобіля УАЗ-452Д

На рис. 3.6 представлена залежність критерію диференціального оцінювання $\Delta t_{\text{поч}}$ для системи охолодження двигуна від середньої швидкості повітряного потоку в системі охолодження при русі автомобіля на третій передачі. Додатково на графік нанесені значення критерію у випадку роботи теплообмінника при рівномірному потоці повітря, отримані розрахунковим

шляхом з використанням математичної моделі робочого процесу теплообмінника блочної системи охолодження.



1 – теоретичні дані; 2 – теоретична крива при роботі радіатора в ідеалізованих умовах

Рисунок 3.6 – Початковий температурний напір у системі охолодження двигуна автомобіля УАЗ-452Д при русі на третій передачі

На рис. 3.7 представлені значення критерію диференціального оцінювання та допоміжного показника залежно від середньої швидкості руху повітряного потоку при русі автомобіля на третій передачі.

На підставі отриманих у результаті розрахунків даних оцінимо ефективність роботи системи охолодження при русі автомобіля УАЗ-452Д на третій передачі. Аеродинамічна характеристика підкапотного простору (рис. 3.3) виявляє спосіб переміщення повітряного потоку в системі охолодження, який для третьої передачі в основному полягає в дії набігаючого потоку повітря при русі автомобіля. Таким чином, система охолодження функціонує в умовах, коли енергія на переміщення повітряного потоку є постійною і залежить від швидкості руху машини.

Нерівномірність повітряного потоку на третій передачі буде не меншою за $v_V > 0,33$ (рис. 3.5), тому спостерігається суттєве збільшення критерію Δt_{poch}

порівняно з потенційно можливими значеннями, особливо при зменшенні середньої швидкості повітря в системі охолодження (рис. 3.6). Коефіцієнт енергетичної ефективності τ_i змінюється незначно (рис. 3.7), оскільки не витрачається додаткова потужність на зменшення Δt_{noch} і тим самим на покращення експлуатаційних характеристик.

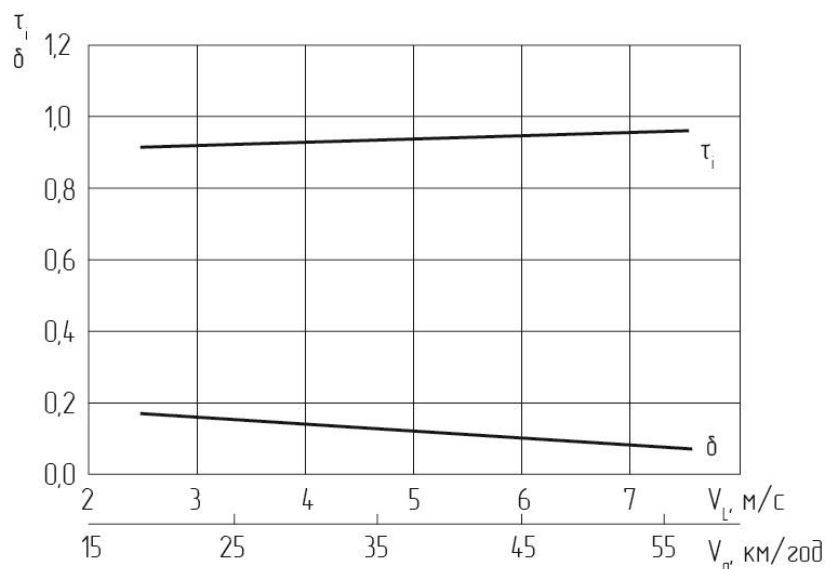


Рисунок 3.7 – Залежність коефіцієнта енергетичної ефективності та відносного зниження тепловіддачі радіатора автомобіля УАЗ-452Д від середньої швидкості повітряного потоку при русі на третій передачі

Порівнюючи значення початкового температурного напору для системи охолодження двигуна, можна побачити значне збільшення критерію диференціального оцінювання Δt_{noch} , що означає погіршення експлуатаційних характеристик системи охолодження, при малих швидкостях повітряного потоку. Збільшення критерію при $V_L = 4$ м/с становить $8,1^{\circ}\text{C}$. Це пояснюється значним зниженням тепловіддачі радіатора $\delta = 0,11$ внаслідок великої нерівномірності повітряного потоку $v_v = 0,48$. При цьому потрібно враховувати той факт, що при русі автомобіля УАЗ-452Д на третій передачі така швидкість повітряного потоку в системі охолодження відповідає роботі двигуна автомобіля на режимі максимального крутного моменту ($n_{\text{ог}} = 2000 \text{ хв}^{-1}$). У зв'язку з цим необхідно зменшити нерівномірність повітряного потоку з метою підвищення

експлуатаційних якостей системи охолодження при роботі автомобіля у важких дорожніх умовах.

3.3 Результати розрахунку системи охолодження трактора МТЗ-80

Результати дослідження витрати повітря через аеротракт системи охолодження представлені на рис. 3.8 у вигляді аеродинамічної характеристики моторного відсіку трактора [7], що являє собою залежність середньої швидкості повітря перед фронтом радіатора від частоти обертання колінчастого валу двигуна.

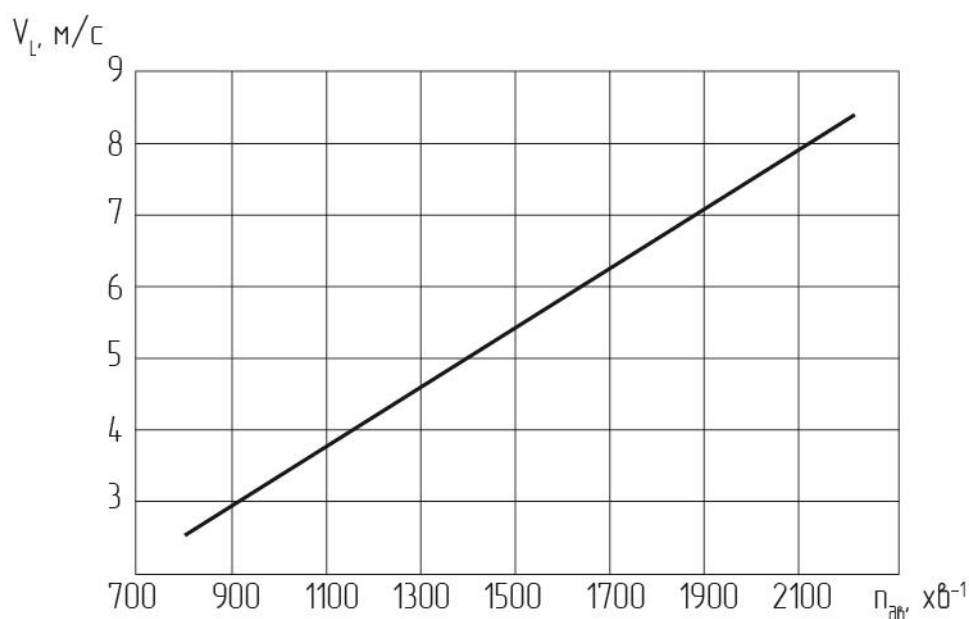


Рисунок 3.8 – Аеродинамічна характеристика моторного відсіку трактора МТЗ-80

Залежність $V_L = f(n_{об})$ (рис. 3.8) підпорядковується лінійному закону, максимальне значення швидкості повітря становить $V_L = 8,4$ м/с при $n_{об} = 2200$ хв⁻¹.

Дані аеродинамічних розрахунків дають можливість визначити нерівномірність поля швидкостей перед фронтом радіатора. Наявність такої нерівномірності добре видно на рис. 3.9.

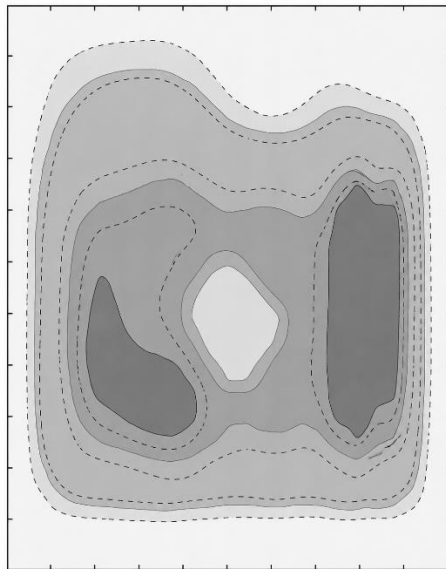


Рисунок 3.9 – Розподіл локальних швидкостей повітря перед фронтом радіатора МТЗ-80 при 1600 хв^{-1} . Затемнені області відповідають більшим значенням швидкостей

Аналізуючи характер розподілу швидкостей повітря (рис. 3.9), можна помітити аеродинамічні перекоси, пов'язані з конфігурацією облицювання радіатора, взаємним розташуванням радіаторів, вентилятора та гідравлічного підсилювача рульового керування. Менші значення локальних швидкостей повітря, розташовані у вертикальній середній частині та верхній частині серцевини, викликані встановленням у безпосередній близькості до радіатора рульової колонки.

Значення параметрів нерівномірності для різних частот обертання колінчастого валу визначаються, в основному, величиною швидкості потоку повітря перед фронтом радіатора. На рис. 3.10 представлена залежність параметрів нерівномірності від середньої швидкості повітря перед радіатором.

Характер зміни параметрів нерівномірності (рис. 3.10) вказує на збільшення абсолютного значення нерівномірності та зниження відносних значень при збільшенні витрати повітря, що пов'язано зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу і, відповідно, продуктивності вентиляторної установки. На номінальних режимах роботи двигуна ($n_{\text{об}} = 2200 \text{ хв}^{-1}$) нерівномірність поля незначна ($v_v = 0,32$), однак на режимах максимального

крутного моменту ($n_{\text{об}} < 1600 \text{ хв}^{-1}$) ступінь нерівномірності повітряного потоку наближається до критичних значень ($v_v = 0,46$).

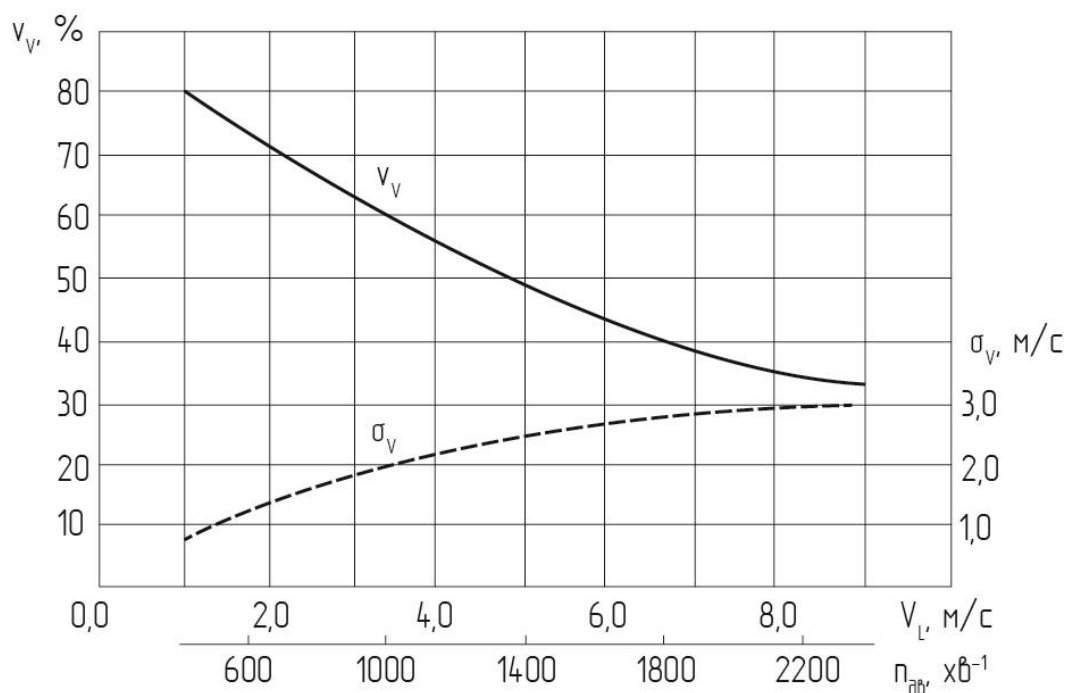


Рисунок 3.10 – Залежність параметрів нерівномірності від середньої швидкості повітря в системі охолодження трактора МТЗ-80

Результати дослідження температурно-динамічної характеристики системи охолодження наведені в табл. 3.4

Таблиця 3.4 – Результати теплотехнічного дослідження радіатора трактора МТЗ-80

V_L , м/с	t'_L , °C	t''_L , °C	t'_w , °C	t''_w , °C	Q_p , кВт	k , Вт/(м ² ·К)	ΔP , Па
3,0	20,0	70,6	80,0	75,0	40,11	64,61	50,07
4,0	20,0	64,2	80,0	74,2	48,31	78,10	89,01
5,0	20,0	62,8	80,0	73,0	56,09	90,35	139,0
6,0	20,0	59,6	80,0	72,2	63,12	101,68	200,2
7,0	20,0	57,0	80,0	71,5	69,70	112,28	272,5
8,0	20,0	54,9	80,0	70,8	75,90	122,27	356,0
9,0	20,0	53,1	80,0	70,2	81,79	131,76	450,6
10,0	20,0	51,4	80,0	69,6	87,41	140,81	556,2

На рис. 3.11 представлена залежність критерію диференціального оцінювання $\Delta t_{\text{поч}}$ і тепловіддачі радіатора Q_p для системи охолодження двигуна від середньої швидкості повітряного потоку в системі охолодження при повній подачі палива. Додатково на графік нанесені значення критерію $\Delta t_{\text{поч}}$ у випадку роботи теплообмінника при рівномірному потоці повітря, що отримані розрахунковим шляхом з використанням математичної моделі робочого процесу теплообмінника блочної системи охолодження, і крива тепловіддачі радіатора, отримана розрахунковим шляхом.

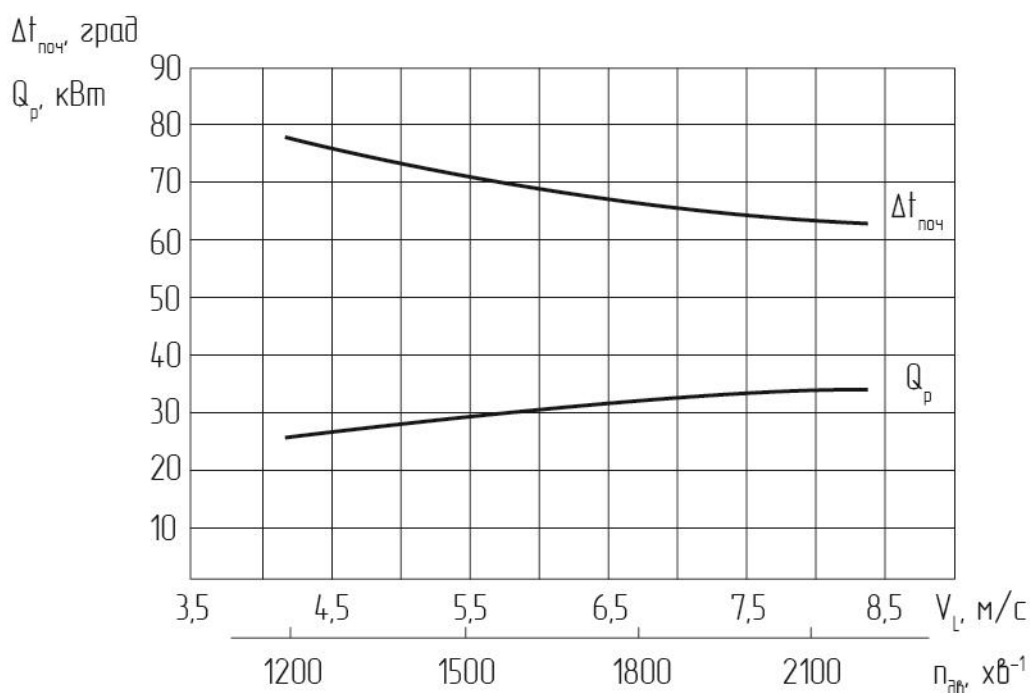


Рисунок 3.11 – Початковий температурний напір $\Delta t_{\text{поч}}$ і тепловіддача радіатора Q_p у системі охолодження двигуна трактора МТЗ-80 при повній подачі палива

Аналіз графічної залежності (рис. 3.11) дозволяє встановити, що більші значення дійсної тепловіддачі радіатора при частоті обертання колінчастого валу двигуна $n_{\text{об}} < 1600$ хв⁻¹ можна пояснити перерозподілом теплового потоку в систему охолодження двигуна на такому режимі роботи ($M_{\text{крит}}$).

На рис. 3.12 представлені значення критерію диференціального оцінювання, а також складові його величини: коефіцієнт реалізації потенційних

властивостей і коефіцієнт збільшення потужності, що витрачається на переміщення теплоносія, в залежності від середньої швидкості руху повітряного потоку в системі охолодження трактора МТЗ-80.

На підставі отриманих у результаті теоретичних розрахунків даних оцінимо ефективність роботи системи охолодження при роботі двигуна трактора МТЗ-80 з повною подачею палива.

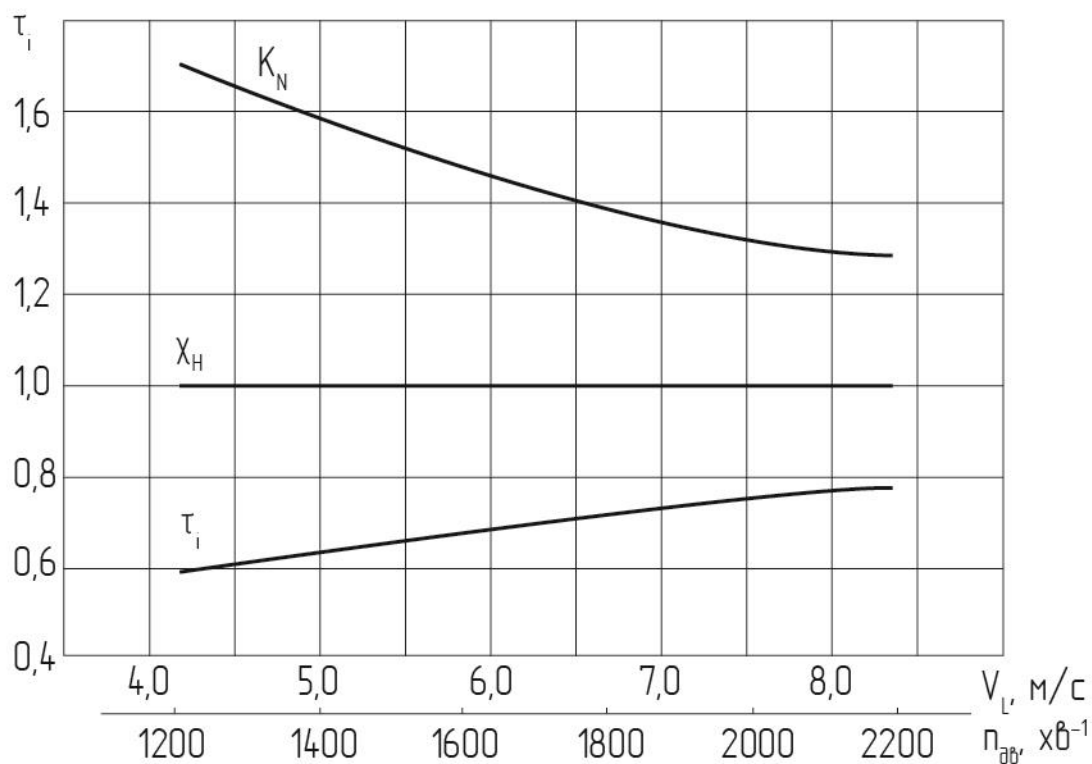


Рисунок 3.12 – Залежність коефіцієнта енергетичної ефективності і складових його величин від середньої швидкості повітря в системі охолодження трактора МТЗ-80

Проведені дослідження показали, що рух повітряного потоку в системі охолодження повністю визначається роботою вентилятора і залежить від частоти обертання колінчастого валу двигуна. Таким чином, система охолодження функціонує в умовах, коли існує можливість збереження необхідної витрати повітря залежно від характеру його руху. У цих умовах погіршення експлуатаційних якостей, що визначаються значенням початкового температурного напору $\Delta t_{поч}$, практично не відбувається. Однак нерівномірність повітряного потоку в системі охолодження становить не менше $v_v > 0,30$, що

дозволяє говорити про збільшення потужності, що витрачається на переміщення нерівномірного повітряного потоку, порівняно з рівномірним. При зниженні швидкості повітряного потоку значення коефіцієнта збільшення потужності підвищується і становить $k_N = 1,7$ при ($V_L = 4,2$ м/с, $n_{oe} = 1200$ хв⁻¹). У таких умовах відбувається суттєве зниження коефіцієнта енергетичної ефективності τ_i , а система охолодження функціонує з невиправданими витратами енергії, необхідними для підтримання потрібного температурного режиму в умовах нерівномірності повітряного потоку.

У зв'язку з цим зниження нерівномірності повітряного потоку дозволяє зменшити частку енергії, що витрачається на привід вентилятора, підвищити ефективність роботи системи охолодження та збільшити ефективну потужність двигуна.

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ БЛОЧНИХ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ

На підставі теоретичних досліджень і результатів оцінювання ефективності роботи існуючих автотракторних систем охолодження запропоновані рекомендації щодо покращення показників ефективності блочних систем охолодження при експлуатації тракторів і автомобілів. Економічний ефект застосування запропонованих рекомендацій можна розділити на дві складові: зниження витрат, пов'язаних з експлуатацією блочної системи охолодження, та зниження приведених витрат на її створення, куди можна включити витрати на проєктування, доведення й виготовлення елементів блочної системи охолодження. Найбільш доступним є оцінювання першої складової економічного ефекту.

Результати розрахунку блочної системи охолодження трактора МТЗ-80 з доопрацьованим повітряним трактом, де нерівномірність повітряного потоку була зменшена з $\sigma_v = 0,62$ до $\sigma_v = 0,41$, дозволяють говорити про зниження на 35% потужності, що витрачається на привід вентилятора, при незмінних температурно-динамічних показниках системи охолодження. Оцінимо, наскільки знизилися витрати, пов'язані з експлуатацією доопрацьованої системи охолодження.

Об'ємна витрата повітря в системі охолодження на номінальних режимах роботи двигуна ($n_{об} = 2200 \text{ хв}^{-1}$) становить:

$$W_L = V_L^{cep} F_L, \quad (4.1)$$

$$W_L = 8,4 \cdot 0,254 = 2,1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Сумарний аеродинамічний опір повітряного тракту при роботі на даному режимі становить $\Delta P_L = 220,6 W_L^{1,76} = 814 \text{ Па}$ [9].

Тоді потужність, споживана вентилятором (N_{B0}), становить:

$$N_B = \Delta P_L W_L / \eta_B, \quad (4.2)$$

де η_B – ККД вентилятора, $\eta_B = 0,4$ [3];

$$N_{B0} = 814 \cdot 2,1 / 0,4 = 4273 \text{ Вт.}$$

У результаті зниження нерівномірності повітряного потоку з $v_V = 0,62$ до $v_V = 0,41$ потужність, що витрачається на переміщення теплоносія, знизилася на $\Delta N_B = 35\%$. Тоді приріст ефективної потужності двигуна становив:

$$\Delta N_e = N_{B0} \cdot \Delta N_B / 100, \quad (4.3)$$

$$\Delta N_e = 4273 \cdot 35 / 100 = 1496 \text{ Вт.}$$

Номинальна потужність двигуна трактора МТЗ-80 становить $N_{ен} = 55,8$ кВт. Таким чином, відносний приріст ефективної потужності (δN_e) становить:

$$\delta N_e = \Delta N_e / N_{ен}, \quad (4.4)$$

$$\delta N_e = 1496 / 55800 = 2,68\%.$$

У зв'язку зі зменшенням витрат потужності на привід вентилятора економія годинної витрати палива (ΔG_T) становить:

$$\Delta G_T = \Delta N_e \cdot g_e / 1000, \quad (4.5)$$

де g_e – ефективна питома витрата палива, $g_e = 258,1 \text{ г/кВт} \cdot \text{год}$;

$$\Delta G_T = 1,496 \cdot 0,2581 = 0,386 \text{ кг/год.}$$

Ресурс трактора МТЗ-80 становить $T_{мг} = 8000$ мотогодин. Тоді економія палива за весь термін служби (G_Σ) становитиме:

$$G_\Sigma = \Delta G_T \cdot T_{мг}, \quad (4.6)$$

$$G_\Sigma = 0,386 \cdot 8000 = 3089 \text{ кг.}$$

Економічний ефект за весь термін експлуатації трактора (E_c) становитиме:

$$E_c = G_\Sigma \cdot C_{дн}, \quad (4.7)$$

де $C_{дн}$ – ціна дизельного палива, $C_{дн} = 88 \text{ грн/кг}$;

$$E_c = 3089 \cdot 88 = 271832 \text{ грн.}$$

Враховуючи, що середній термін служби трактора становить $T_{сл} = 10$ років, річна економія (E_p) становитиме:

$$E_p = E_c / T_{сл}, \quad (4.8)$$

$$E_p = 271832 / 10 = 27183,2 \text{ грн.}$$

Визначимо, яку частину вартості трактора (δU_{mp}) становить розрахований економічний ефект:

$$\delta U_{mp} = E_c / U_{mp}, \quad (4.9)$$

де U_{mp} – ринкова вартість трактора МТЗ-80, $U_{mp} = 232$ тис. грн;

$$\delta U_{mp} = 271832 / 232000 = 1,17\%.$$

ВИСНОВКИ

Аналіз наукових робіт, виконаних з розглядуваної проблеми, дозволив встановити, що метод оцінювання теплообмінників, установлених у блочних системах охолодження тракторів і автомобілів, повинен ґрунтуватися на системному підході та полягати в диференціальному оцінюванні робочого процесу теплообмінника з урахуванням впливу на нього інших елементів системи охолодження.

Обґрунтовані параметри оцінки теплообмінників: початковий температурний напір, що характеризує температурно-динамічні показники системи охолодження; коефіцієнт енергетичної ефективності, що показує досконалість системи з боку енергетичних витрат, рекомендуються як критерії диференціального оцінювання теплообмінників.

Створена математична модель теплових процесів автотракторного теплообмінника, що враховує нерівномірність повітряного потоку за швидкістю та температурою, дозволяє підвищити на 8...12% порівняно з типовими методами точність оцінювання температурно-динамічних показників ефективності блочної системи охолодження. Це виявляє шляхи підвищення експлуатаційних якостей тракторів, автомобілів і знижує витрати на їх експлуатацію.

Запропонована модель впливу нерівномірності повітряного потоку на показники роботи теплообмінника дозволяє, орієнтуючись на критерії, визначити найбільш вигідні експлуатаційні режими роботи теплообмінників шляхом обмеження максимально допустимого ступеня нерівномірності повітряного потоку, яка для тракторів і автомобілів становить 0,50.

Дослідження ефективності роботи блочної системи охолодження в процесі експлуатації трактора МТЗ-80 виявило способи вдосконалення системи, які полягають у пошуку компромісу між покращенням температурно-динамічних показників і зниженням експлуатаційних витрат. Виявлено, що зниження початкового температурного напору на 1К, що означає розширення діапазону

експлуатації в жаркому кліматі, призводить до збільшення на 8,4% потужності, що витрачається на переміщення повітряного потоку.

На підставі результатів оцінювання ефективності роботи існуючих автотракторних систем охолодження запропоновані практичні рекомендації щодо покращення показників ефективності блочних систем охолодження при експлуатації тракторів і автомобілів. Економічна доцільність запропонованих рекомендацій визначена шляхом оцінювання зниження витрат на експлуатацію системи охолодження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Li Y., Zhang H., Wang E. Thermal management of internal combustion engine vehicles: Recent advances and future trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, Vol. 147. DOI: 10.1016/j.rser.2021.111242
2. Saidur R., Hasanuzzaman M., Mahlia T.M.I. A review of air-side heat transfer and thermal performance enhancement of compact heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2021, Vol. 122. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105130
3. Wang T., Zhang J., Li X. Numerical and experimental investigation of airflow maldistribution in automotive radiators. *Applied Thermal Engineering*, 2022, Vol. 201. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117772
4. Kim M., Lee S., Park Y. Performance analysis of automotive cooling systems under non-uniform airflow conditions. *Energy Conversion and Management*, 2020, Vol. 205. DOI: 10.1016/j.enconman.2019.112425
5. Banjac T., Wurzenberger J., Katrašnik T. Assessment of engine cooling system performance under transient operating conditions. *Applied Energy*, 2020, Vol. 261. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.114418
6. Singh V., Sharma S., Kumar R. Computational and experimental study of compact automotive heat exchangers considering airflow non-uniformity. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2023, Vol. 37. DOI: 10.1016/j.tsep.2022.101592
7. He Y., Tao W.Q. Recent developments and future trends in heat exchanger design for automotive applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2022, Vol. 168. DOI: 10.1016/j.rser.2022.112812
8. Liang X., Zhao C., Xu Z. Optimization of radiator cooling airflow for heavy-duty vehicles using CFD methods. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021, Vol. 28. DOI: 10.1016/j.csite.2021.101619
9. Faghri A., Zhang Y. *Transport Phenomena in Multiphase Systems*. Academic Press, 2021. ISBN: 978-0128206782

10. Shah R.K., Sekulić D.P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. 2nd Edition, Wiley, 2021. ISBN: 978-1119423959
11. Incropera F.P., Lavine A.S., Bergman T.L., DeWitt D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 9th Edition, Wiley, 2021. ISBN: 978-1119724612
12. Kakac S., Liu H., Pramuanjaroenkij A. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. 4th Edition, CRC Press, 2022. ISBN: 978-0367460426
13. Wang E., Yu Q., Chen J. Experimental study on thermal performance of tractor cooling systems under variable environmental conditions. Biosystems Engineering, 2022, Vol. 219. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2022.05.011
14. Molari G., Sedoni E., Mattetti M. Energy efficiency evaluation of cooling systems in agricultural tractors. Applied Sciences, 2021, Vol. 11(18). DOI: 10.3390/app11188471
15. Zhao D., Li P., Xu H. Airflow distribution optimization in vehicle cooling modules for enhanced thermal performance. Applied Thermal Engineering, 2024, Vol. 240. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.122203
16. Versteeg H., Malalasekera W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. 3rd Edition, Pearson, 2022. ISBN: 978-1292241746
17. Cengel Y.A., Ghajar A.J. Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications. 7th Edition, McGraw-Hill, 2021. ISBN: 978-1260570656
18. Li J., Wu Z., Zhang L. Numerical investigation of cooling module performance considering fan-induced flow distortion. International Journal of Thermal Sciences, 2023, Vol. 183. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2022.107890
19. Zhou G., Han X., Wang R. Heat transfer enhancement and energy-saving optimization for vehicle radiator systems. Energy Reports, 2024, Vol. 10. DOI: 10.1016/j.egyr.2024.01.215
20. Rahman S., Islam M., Ali M. Performance evaluation of compact radiator systems for off-road vehicles operating in hot climates. Case Studies in Thermal Engineering, 2023, Vol. 45. DOI: 10.1016/j.csite.2023.102930

ДОДАТКИ