МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А

другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **«Дослідження технічного стану радіатора автомобільного двигуна»**

Виконав: студент VI курсу групи Ат-62

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Олег Жигунов
(ім’я та прізвище)

Керівник: Олег Миронюк
(ім’я та прізвище)

Дубляни 2024

УДК 629.1.04

Жигунов О.С. Дослідження технічного стану радіатора автомобільного двигуна : кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський НУП, 2024. 67 с.

Табл. 3; рис. 13; бібліогр. джерел 28.

Проведений аналіз експлуатаційних факторів на показники надійності системи охолодження і основні характеристики радіаторів системи охолодження двигунів. Представлений огляд методів і засобів діагностування радіаторів. Встановлено, що в процесі забруднення робочих поверхонь радіатора відбувається зниження їх тепловіддачі через додатковий термічний опір шару забруднень, а також в результаті порушення режиму течії потоків охолоджуючого повітря і рідини по каналах в результаті збільшення аеро- і гідравлічного опору.

Розроблена математична модель робочого процесу радіатора, яка дозволяє оцінити інтенсивність зміни працездатності радіатора в залежності від типу експлуатаційних забруднень.

Проведені випробування радіатора з визначення основних робочих характеристик, що впливають на зниження працездатності радіаторів.

Розроблено комплекс заходів щодо попередження виникнення травм під час обслуговування системи охолодження двигуна. Розрахований економічний ефект від впровадження запропонованих технічних рішень.

ЗМІСТ

ВСТУП 6
1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ 8
1.1 Робочий процес радіатора та проблеми підтримання його працездатного стану під час експлуатації 8
1.2 Основні робочі характеристики радіатора 13
1.3 Аналіз впливу експлуатаційних факторів на працездатність радіаторів під час експлуатації 16
1.3.1 Вплив експлуатаційних забруднень на тепловіддачу 16
1.3.2 Зміна гідравлічного опору під час робочого процесу 17
1.3.3 Вплив кліматичних умов на працездатність радіатора 17
1.4 Технічне обслуговування радіаторів автомобілів 19
1.4.1 Роботи з обслуговування радіаторів 19
1.4.2 Діагностування радіаторів під час експлуатації 21
1.4.3 Методи контролю ступеня забрудненості теплопередаючих поверхонь 24
1.4.4 Огляд методів очищення робочих поверхонь радіаторів 26
1.5 Висновки та завдання дослідження 28
2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ДІАГНОСТУВАННЯ РАДІАТОРІВ …… 29
2.1 Обґрунтування граничних значень критерію працездатності радіатора під час експлуатації 29
2.2 Обґрунтування методу кількісної оцінки робочих характеристик радіаторів під час експлуатації 31
2.2.1 Теоретичні основи кількісного визначення тепловіддачі в умовах примусового руху теплоносіїв 31
2.2.2 Аналітичний опис процесу теплообміну радіатора 33
2.3 Висновки до розділу 38
3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ 40
3.1 Методика оцінки впливу крупноструктурних експлуатаційних забруднень на робочі характеристики радіатора 40
3.2 Дослідження засмічень гідравлічного тракту радіаторів 41
3.3 Дослідження стану внутрішньої теплопередавальної поверхні охолоджувальної трубки радіатора 43

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ 44
4.1 Результати оцінки впливу на робочі характеристики радіаторів експлуатаційних крупноструктурних забруднень 44
4.2 Результати дослідження засмічень гідравлічного тракту радіаторів 48
4.3 Дослідження стану внутрішньої теплопередавальної поверхні . 49
4.4 Результати дослідження впливу дрібноструктурних забруднень на тепловіддачу радіаторів 50
4.5 Висновки до розділу 51
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ 53
5.1 Техніка безпеки під час обслуговування системи охолодження двигуна 53
5.2 Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм під час випробовування радіатора системи охолодження двигуна 54
5.3 Заходи безпеки під час надзвичайних ситуацій 56
5.4 Висновки до розділу 59
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ 60
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ 64
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 65

ВСТУП

Ефективність роботи автотранспортних засобів (АТЗ), оснащених двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ), багато в чому визначається технічним станом вузлів системи охолодження, що забезпечує підтримку заданого теплового режиму під час експлуатації двигуна.

Одним з найбільш теплонавантажених вузлів системи є радіатор, забруднення внутрішніх та зовнішніх теплопередаючих поверхонь якого призводять до перегріву двигуна, втрати потужності, збільшення витрати палива (в середньому на 5-6%), виникнення детонації, підвищеного чаду оливи. Перегрів двигуна веде до підвищеного зносу елементів циліндро-поршневої групи і передчасного виходу двигуна з ладу [11, 14, 17, 21].

Єдиним діагностичним параметром, який опосередковано відображає вплив великої кількості експлуатаційних факторів на тепловий режим ДВЗ і може бути виміряний у процесі руху автомобіля, є температура охолоджувальної рідини на вході в радіатор [22].

Візуальна оцінка стану робочих поверхонь радіатора не дозволяє проводити кількісну оцінку забруднень та ступінь їхнього впливу на вихідні параметри. Особливу складність представляє контроль стану внутрішніх теплопередаючих поверхонь через складність їх форми та недоступність візуального спостереження. Загальновідомі методи контролю та рекомендації підтримки працездатності системи охолодження відносяться до 70 - 80 років минулого століття і не відповідають умовам експлуатації, що змінилися, у зв'язку з переведенням систем охолодження ДВЗ на роботу з антифризами і новими конструкціями радіаторів [15; 19].

Враховуючи викладене, дане дослідження, спрямоване на розробку методів, засобів та алгоритмів діагностування, необхідних для забезпечення об'єктивної оцінки технічного стану радіаторів під час технічного обслуговування та ремонту, є актуальним.

Мета роботи – підвищення ефективності експлуатації ДВЗ на основі вдосконалення процесу діагностування радіаторів під час експлуатації.

Об'єкт дослідження – процес теплообміну радіатора автомобіля під час експлуатації.

Предмет дослідження – закономірності зміни тепловіддачі радіаторів під час експлуатації автомобілів.

Завдання дослідження:

- оцінити вплив експлуатаційних факторів на працездатність радіаторів;
- обґрунтувати граничні значення критерію працездатності радіатора автомобіля в умовах експлуатації;
- розробити математичну модель робочого процесу радіатора за умов експлуатаційних забруднень;
- провести експериментальні дослідження з метою перевірки адекватності теоретичних положень;
- оцінити безпечність обслуговування системи охолодження двигуна та провести техніко-економічну оцінку запропонованих рішень.

1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Робочий процес радіатора та проблеми підтримання його працездатного стану під час експлуатації

Економічність, працездатність та надійність ДВЗ істотно залежать від стабільності теплового стану його систем та елементів. Необхідний тепловий стан ДВЗ підтримується системою охолодження (СО). Відведення теплоти від теплонавантажених деталей має винятково важливе значення у забезпеченні надійної роботи ДВЗ. Функцію розсіювання та передачі теплоти, що відводиться охолоджувальною рідиною від теплонавантажених деталей ДВЗ, в навколишнє середовище виконує радіатор [22]. Потенційні можливості радіатора з розсіювання теплоти, що формується у ДВЗ, можуть бути реалізовані тільки у випадку його взаємодії, як з конструктивними елементами СО ДВЗ: гільзами циліндрів, вентилятором, рідинним насосом, термостатом, так і неконструктивними: охолоджуючим повітрям (ОП) і охолоджувальною рідиною [17, 26].

У випадку недостатнього охолодження відбувається перегрів двигуна, результатом якого є підвищений знос елементів ЦПГ, порушення структури металу, поява тріщин термічної втоми, інтенсивне старіння деталей ущільнювачів та ін.. [16].

З іншого боку 95% двигунів легкових автомобілів протягом 90% часу працюють за умов переохолодження. Це призводить до неефективної витрати палива і свідчить про надмірну розсіювальну здатність системи охолодження, закладену на етапі проектування.

Процес перенесення тепла в радіаторах характеризується такими способами: [3] теплопровідністю (кондукцією), конвективним теплообміном, і лише незначною мірою променистим теплообміном (радіацією). Всі ці способи проявляються у зв'язку з наявністю температурного перепаду. Характе-

рною особливістю робочого процесу радіатора є часта зміна (в досить широких межах) кількості тепла, що відводиться, і витрати через нього теплоносіїв, а також температури, вологості і атмосферного тиску повітря, що надходить в радіатор. Температура та статичний тиск охолоджуючої рідини, що циркулює через радіатор, також змінюються в деяких межах [11].

Радіатори мають високу компактність поверхні охолодження, малі діаметри каналів для проходу теплоносіїв, малу товщину конструкційних матеріалів, складну форму елементів, з'єднання яких між собою, як правило, проводиться пайкою або збиранням [14]. Основним конструкційним матеріалом у радіаторах є дефіцитні та дорогі мідь та сплави на її основі, а також олов'яно-свинцеві припої [22].

Під час розгляду характеристик теплової ефективності виділяють дві групи параметрів [11, 14, 17].

1. Характеристики або вихідні параметри робочого процесу радіатора як окремого теплообмінного апарату, тобто внутрішні фактори, що визначають його потенційні можливості. Сюди зазвичай відносять тепловіддачу, коефіцієнт теплопередачі (тепловіддачі), аеродинамічний та гідравлічний опори. Ці параметри визначаються, як правило, експериментально і використовуються в заводських умовах під час проектування та контролю якості радіаторів.

2. Характеристики або вихідні параметри радіатора як елемента системи охолодження даного автомобіля. В цьому випадку до внутрішніх факторів додаються складні взаємозв'язки конструктивних особливостей радіатора з умовами його встановлення на автомобілі, взаємодія з вентилятором та водяним насосом, ступінь забруднення радіатора, навантаження автомобіля (його маса та швидкість), атмосферно-кліматичні умови та стан дороги. Саме ця друга група параметрів радіатора проявляється під час експлуатації автомобіля [28] і тому буде розглянута нижче.

Єдиним показником, який враховує у загальній формі вплив великої кількості різноманітних конструктивних та експлуатаційних факторів і може бути виміряний у процесі руху автомобіля, є температура охолоджуючої рідини t'_w на вході в радіатор (або дуже близька їй температура на виході з двигуна) [22]. Стабілізація цієї температури на певному рівні означає, що кількість тепла, що відводиться охолоджувальною рідиною від двигуна, дорівнює кількості тепла, що віддається радіатором у навколишнє середовище, тобто:

$$Q_р = Q_{дв}. \tag{1.1}$$

Специфіка робочого процесу радіатора, встановленого на автомобілі, полягає в тому, що він не здатний самостійно підтримувати оптимальну температуру t'_w за змінних зовнішніх умов і навантажень автомобіля [26]. Тому розміри та конструктивні параметри радіатора зазвичай вибирають виходячи з необхідності забезпечення працездатності даного автомобіля (без перегріву) при заздалегідь заданих граничних значеннях сукупності експлуатаційних факторів, а запобігання двигуна від переохолодження досягається додатковими засобами регулювання, які найчастіше з поверхнею охолодження радіатора конструктивно не пов'язані [26]. При цьому відмова системи охолодження двигуна, пов'язана з недостатньою тепловою ефективністю радіатора, настає у випадку виникнення граничного стану в робочому процесі охолодження двигуна, що виражається в його перегріві або в кипінні охолоджуючої рідини [17].

Ці граничні стани наступають зазвичай під час тривалого руху автомобіля у важких дорожніх умовах (сніг, пісок, у горах і т. д.), коли рух автомобіля обмежується не тільки потужністю двигуна або прохідністю, але й гранично високими температурами t'_w навіть за порівняно низьких температур навколишнього повітря.

Вплив температури навколишнього повітря t'_L, на температуру t'_w може бути визначений з наступного рівняння [16]:

$$t'_w = \Delta t_{поч} + t'_L . \quad (1.2)$$

Початковий температурний напір $\Delta t_{поч}$ часто називається постійною радіатора, тобто мається на увазі, що зі зміною температури навколишнього повітря t'_L, величина $\Delta t_{поч}$ залишається незмінною (за умови сталих за навантаженням умов руху), тобто:

$$\Delta t_{поч} = t'_w - t'_L = idem . \quad (1.3)$$

Дійсно, спільне врахування всіх факторів, що впливають на цю умову, показує, що вплив температури t'_L на величину $\Delta t_{поч}$ у звичайних кліматичних умовах проявляється неістотно і, за даними [16], зміна температурного напору $\Delta t_{поч}$ становить 11 °С на кожні 10 °С зміни температури навколишнього повітря, тобто допустима похибка лежить в межах точності експериментів.

Вводячи значення $\Delta t_{поч}$ в рівність (1.1), отримаємо рівняння теплового балансу системи охолодження рухомого автомобіля [15, 20]:

$$Q_{дв} = Q_p = Q_{рн} \Delta t_{поч}, \quad (1.4)$$

де $Q_{рн}$ – питома тепловіддача радіатора, віднесена до одиниці початкового температурного напору (рівноцінна водяному еквіваленту теплоносія).

Швидкість повітря v_L перед фронтом радіатора є одним з найважливіших експлуатаційних параметрів, що впливають на питому тепловіддачу радіатора [16]. Під час руху автомобіля швидкість повітря v_L змінюється залежно від швидкості автомобіля і включеної передачі (рис. 1.1), що може бути описано наступним рівнянням: [16]

$$v_L = \alpha v_a , \quad (1.5)$$

де α – коефіцієнт, що має постійне значення для кожної з передач даної марки автомобіля.

Під час руху автомобіля з виключеним вентилятором, коефіцієнт α зветься коефіцієнтом набігаючого потоку α_0, який є непрямою характеристикою опору повітряного тракту системи охолодження [16].

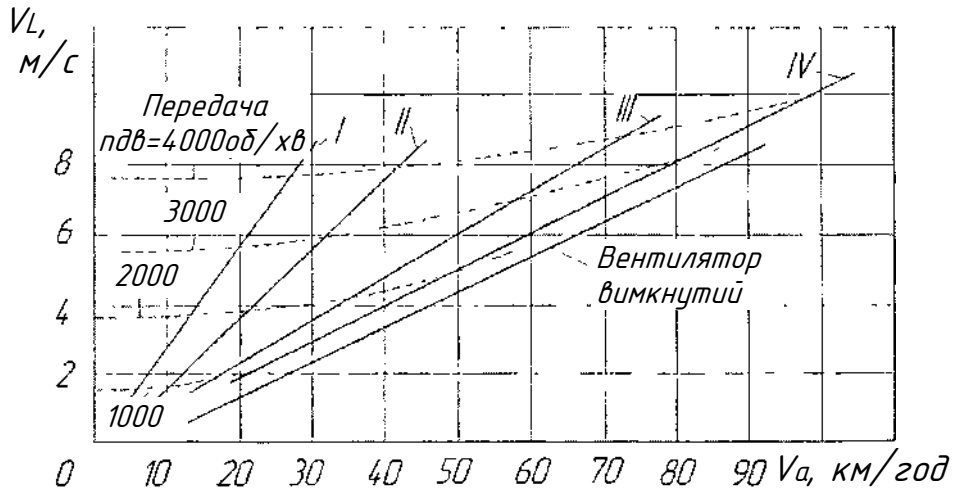


Рисунок 1.1 – Залежність швидкості повітря перед фронтом радіатора від швидкості руху автомобіля та включеної передачі

Під час роботи двигуна на повній потужності кількість тепла, що віддається охолоджуючій рідині на одиницю потужності, зі зміною частоти обертання колінчастого вала залишається приблизно сталою [26]. Тому характеристика $Q_{дв} = f(n_{дв})$ матиме вигляд, близький кривій $N_e = f_1(n_{дв})$. Розглядаючи характеристику тепловиділення двигуна (тепловіддачі радіатора) під час руху автомобіля з повним навантаженням на різних передачах від швидкості v_{amin} до v_{amax} можна отримати графік $Q_{дв} = Q_р = f_2(v_a)$. Якщо нанести на рис. 1.2 значення $Q_{рн}$, визначені для різних передач автомобіля, отримаємо графік теплового балансу системи охолодження двигуна під час руху автомобіля з повним навантаженням.

Величина $\Delta t_{поч}$, що дорівнює різниці температур рідини та повітря, які входять у радіатор, може бути порівняно легко визначена як у процесі експлуатації, так і під час діагностики радіаторів. Проте істотним недоліком цього параметра є те, що він не містить інформації, як далеко система охолодження знаходиться від граничного стану, наприклад, точки кипіння охолоджуючої рідини, оскільки ним не враховується тип охолоджуючої рідини і

величина внутрішнього тиску в системі [27]. Тому зручніше за параметр теплової ефективності радіатора в експлуатаційних умовах (або критерію так званих температурно-динамічних властивостей автомобіля) використовувати величину такої граничної температури навколишнього повітря $t_{кр}$, за якої закипає рідина у системі охолодження за даного навантаження і швидкості руху автомобіля, тобто настає порушення працездатності автомобіля [22]. Цей параметр називається критичною температурою повітря та визначається за формулою:

$$t_{кр} = t_{кип} - \Delta t_{поч} = t_{кип} - (t'_w - t'_L). \qquad (1.6)$$

Тут температура кипіння охолоджуючої рідини $t_{кип}$ задається в залежності від тиску, на який відрегульований паровий клапан в пробці радіатора, і складу охолоджуючої рідини, що використовується. На рис. 1.3 наведено графік температурно-динамічної характеристики автомобіля, розрахованої за формулою (1.6) для чотирьох ступенів в коробці передач. Температура кипіння охолоджуючої рідини у системі охолодження відповідно до регулювання парового клапана становить $t_{кип}$ = 114,6 °С. На графіку дана також область величин $t_{кр}$ під час роботи двигуна на холостому ході при $\alpha = 0$.

1.2 Основні робочі характеристики радіатора

Найважливішими робочими характеристиками радіаторів систем охолодження ДВЗ є [11, 15, 20, 22]:

- тепловіддача радіатора Q, кВт;
- аеродинамічний опір повітряного потоку Δp_1, Па;
- гідравлічний опір потоку охолоджуючої рідини Δp_w, Па.

Значення цих характеристик формуються на етапі виробництва автомобільних радіаторів, причому потенційні можливості мають запас працездатності (наприклад, тепловіддача радіатора на 8...15% більша від теоретично необхідної величини). Проте, після встановлення на транспортний засіб, по-

тенційні можливості радіатора суттєво зменшуються [23]. Це пов'язано, перш за все, з варіантом компонувального та конструктивного виконання та ін. Внаслідок впливу експлуатаційних факторів потенційні можливості радіатора також знижуються через [22, 27]:

- умови взаємодії з вентилятором та водяним насосом;
- ступінь забруднення зовнішньої та внутрішньої поверхні;
- атмосферно-кліматичні впливи;
- стан доріг;
- характер вантажів, що перевозяться, та ін.

Після досягнення граничних значень робочих характеристик відбувається зниження надійності роботи ДВЗ та інтенсифікація негативних процесів:

- зниження ефективної потужності ДВЗ;
- підвищення витрати палива та чаду оливи;
- інтенсифікація зношування елементів циліндро-поршневої групи (ЦПГ);
- збільшення димності вихлопу;
- збільшення теплонапруженості деталей ДВЗ та можливих випадкових відмов під час робочого процесу ДВЗ.

Кожна конкретна конструкція радіатора проходить багаторазову експериментальну перевірку на стендах та в експлуатаційних умовах. Найважливішою вихідною робочою характеристикою радіатора є тепловіддача Q_p [27]. Аналітично вона описується рівнянням Ньютона-Ріхмана:

$$Q_p = kF_L\overline{\Delta t}_{лог}, \tag{1.7}$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/ (м^2°С);

F – площа теплообміну, м^2;

$\overline{\Delta t}_{лог}$ – середньологарифмічний температурний напір, °С, що визначається за формулою:

$$\overline{\Delta t}_{лог} = \frac{t''_L - t'_L}{\ln \dfrac{t_{Wcp} - t'_L}{t_{Wcp} - t''_L}}, \qquad (1.8)$$

де t''_L і t'_L – температура вихідного та вхідного потоку повітря з радіатора, °С;

t_{Wcp} – середня температура охолоджуючої рідини, °С.

Як видно з формули (1.7), кількість теплоти, що передається радіатором, при незмінній поверхні охолодження і вузькому інтервалі значень температурного напору в основному залежить від коефіцієнта теплопередачі k.

Робочий процес радіатора залежить від безлічі факторів, тому виникають труднощі з визначенням значення коефіцієнта теплопередачі через складність конфігурації поверхонь охолодження, зміну умов протікання теплоносіїв [22, 27]. Точно врахувати вплив цих факторів складно, тому на практиці основним розрахунковим рівнянням є:

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_W} + \dfrac{\delta}{\lambda} + \dfrac{1}{\alpha_L}\psi}, \qquad (1.9)$$

де α_W, α_L – коефіцієнти тепловіддачі зі сторони охолоджуючої рідини і повітря, відповідно, Вт/м^2°С;

ψ – коефіцієнт оребрення;

δ – товщина стінки елемента охолодження (трубки) м;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м С), [8].

Коефіцієнти тепловіддачі $\alpha_{W(L)}$, що входять у формулу (1.9) в загальному випадку є функціями форми Φ, розмірів l_1, l_2,..., температури поверхні нагріву $t_{ст}$, швидкості відповідного теплоносія ω, його температури $t_р$, фізичних властивостей теплоносіїв – коефіцієнта теплопровідності λ, питомої теплоємності $c_р$, щільності ρ, коефіцієнта в'язкості μ та інших чинників:

$$\alpha = f(w, t_{ст}, t_р, \lambda, c_р, \rho, \mu, \Phi, l_1, l_2 \ldots). \qquad (1.10)$$

Залежно від наявності одного або кількох із перерахованих факторів, процес тепловіддачі буде різним.

1.3 Аналіз впливу експлуатаційних факторів на працездатність радіаторів під час експлуатації

1.3.1 Вплив експлуатаційних забруднень на тепловіддачу

Автомобільні радіатори відносяться до теплообмінників рекуперативного (поверхневого) типу, де передача теплоти здійснюється за допомогою взаємодії двох теплоносіїв, розділених твердою стінкою. Саме стан поверхні теплопередаючої стінки радіатора разом із циркуляцією рідини та повітря елементарними каналами визначає ефективність теплопередачі та охолодження ДВЗ [3, 5, 11, 15, 22].

Наявність такого елемента, як тверда теплопередаюча стінка, неминуче призводить до зниження надійності теплопередачі через зміну якісного стану поверхні стінки в процесі експлуатації. У теплообмінників рекуперативного типу роздільна тверда стінка змінює свій якісний стан, як з боку гарячого теплоносія, так і з боку холодного [9, 27].

В умовах експлуатації під час руху автомобіля повітряний потік, що проходить через радіатор, має механічні домішки у вигляді пилу, сажі від продуктів згоряння палива автомобілів, що їдуть попереду, рідкого бруду, піску, комах, рослин, волокнистих речовин, моторної оливи і т. д. Утворений на робочій поверхні охолодження радіатора шар забруднень перешкоджає проходженню повітряного потоку та значно зменшує тепловіддачу радіатора [17].

Максимальне запилення повітря, що входить у радіатор машини, що рухається в колоні, може становити від 2,5 до 5 г/м^3 [21]. Пил затримується на поверхнях охолодження радіаторів, причому, кількість пилу, що осідає, значно зростає, якщо поверхня радіатора волога. Погіршує становище те, що серцевина радіатора має конструктивну особливість, пов'язану з наявністю елементарних каналів, якими рухається теплоносій. Мінімальні розміри повітряних каналів у окремих моделях радіаторів становлять від 1,6 до 3,5 мм

[16]. У поєднанні зі складною формою поверхні охолодження забруднення фронтальної частини радіатора відбуваються особливо швидкими темпами.

1.3.2 Зміна гідравлічного опору під час робочого процесу

Для внутрішньої порожнини радіатора велике значення має якісний склад спеціальних охолоджувальних рідин. У результаті перепаду температур, кипіння рідини в пристіночному шарі сорочки охолодження ДВЗ (охолоджувальні рідини в процесі роботи двигуна нагріваються до 80...90 °С, а при форсованому режимі роботи і до 100°С [22]) хімічні елементи, що входять до складу рідини, змінюють якісний стан рідини. Відбувається випадання осаду мінерального та органічного походження. Солі, розчинені в рідині, випадають з водного розчину і утворюють шар накипу [17]. Зважені в рідині механічні частинки мають можливість циркулювати по всій системі охолодження, створюючи у більш вузьких ділянках опір течії рідини. Відбувається повна або часткова закупорка каналів радіатора, що веде до недостатнього проходу охолоджуючої рідини через радіатор, і як наслідок, до недостатнього її охолодження. Відкладення, що утворюються на поверхнях радіатора, мають, як правило, високий термічний опір [20, 22].

У сукупності зі зниженням швидкості теплоносія та недостатнього його надходження у ті чи інші канали радіатора високі значення термічного опору шару забруднень обумовлюють низьку ефективність теплопередачі забрудненого радіатора. Під час експлуатації радіаторів ефективність теплопередачі з часом значно знижується [22].

1.3.3 Вплив кліматичних умов на працездатність радіатора

Наступним чинником, що впливає на робочі характеристики радіатора, є кліматичні умови. Оскільки передача теплоти від охолоджуючої рідини відбувається в навколишнє повітря, то важливого значення набувають характеристики повітряного середовища, в якому рухається транспортний засіб. Та-

кими характеристиками є: температура повітря, відносна вологість, барометричний тиск, наявність або відсутність атмосферних опадів, наявність забруднювачів, швидкість та напрямок вітру і т. д. [22].

Усі вони впливають на теплову ефективність радіатора по-різному. Так, наприклад, при високій температурі навколишнього повітря теплопередача утруднюється і проходить повільнішими темпами. Це пояснюється законами теплотехніки, саме рівнянням теплопередачі (1.7) [9].

У випадку підвищеної відносної вологості поверхня радіатора схильна до більш швидкого запилення, утворення плівки з плісняви і мікроорганізмів, що не тільки ускладнює тепловіддачу, але й корозійно впливає на радіатор.

Забруднення фронту радіатора може складатися з кількох забруднювачів одночасно. При цьому дані речовини, перебуваючи на робочій поверхні, утворюють термічний сукупний опір. За даними джерел, [5, 9] коефіцієнт теплопровідності глини за температури 450 °С і теплоємності 0,25 (Ккал/кг°С) становить 0,886 (Ккал/мгод°С); вологої землі 0,565 (Ккал/мгод °С); сухої землі 0,120 (Ккал/мгод°С); піску 0,284 (Ккал/мгод°С); вологого піску 0,972 (Ккал/мгод°С); накипу 1,135...2700 (Ккал/мгод°С) при температурі 65°С. З вищесказаного випливає, що умови експлуатації транспортного засобу безпосередньо впливають на зміну технічного стану радіатора системи охолодження ДВЗ в процесі експлуатації.

За різних умов експлуатації швидкість утворення небажаних забруднень радіатора та зниження ефективності його роботи різні [17]. Цей факт ускладнює визначення терміну надійної роботи радіатора та прогнозування відмов СО ДВЗ. Планово-запобіжні заходи щодо обслуговування та ремонту радіатора СО ДВЗ можливі лише за наявності інформації про закономірності зміни технічного стану радіатора [15, 19].

Таким чином, умови експлуатації багато в чому визначають міжремонтний пробіг автомобіля, періодичність технічного обслуговування та ремонту.

Стабілізація теплових потоків у двигуні за допомогою системи охолодження – сама по собі складна і трудомістка задача, що вимагає наявності елементів автоматичного управління, їх оптимального регулювання з метою підтримки найбільш сприятливого температурного режиму функціонування в різних експлуатаційних умовах при постійно змінній зовнішній характеристиці навантаження ДВЗ [26].

Додаткову складність викликає непостійність якості неконструктивних елементів, а саме: засміченість та зволоженість охолоджуваного повітря (ОП) та фізико-хімічна нестабільність та забрудненість охолоджувальної рідини (ОР). Ці фактори впливають на стан робочих теплопередаючих поверхонь, що призводить, в кінцевому підсумку, до зниження і повної втрати працездатності найважливіших конструктивних елементів ДВЗ (радіатор, термостат, гільза циліндра) [21, 22].

В умовах знижених температур експлуатації робота СО ДВЗ ускладнюється і певна кількість теплоти без здійснення корисної роботи може бути втрачена в навколишнє середовище. Для запобігання цим втратам тепловий потік від ДВЗ регулюється термостатом, надійна робота якого також залежить від наявності забруднень в охолоджувальній рідині. Нагромаджуючись у щілинному зазорі клапана термостата та на поверхнях його конструктивних елементів, забруднення створюють додаткові гідравлічний та механічний опори, знижують надійність роботи СО ДВЗ, і, відповідно, ефективність роботи ДВЗ та автомобіля в цілому [22, 23].

1.4 Технічне обслуговування радіаторів автомобілів

1.4.1 Роботи з обслуговування радіаторів

Під час технічних обслуговувань автомобіля, а саме: щоденному обслуговуванні (ЩО), технічному обслуговуванні 1 і 2 (ТО-1, ТО-2) та сезонному обслуговуванні, виконують наступні основні види робіт з обслуговування системи охолодження (СО) ДВЗ [19, 20, 21, 25].

Під час ЩО контролюють радіатор зовнішнім оглядом на відсутність течі. Перевіряють рівень охолоджувальної рідини у системі охолодження на холодному двигуні. Якщо система заправлена водою, то її рівень повинен бути на 30...35 мм [22] нижче за гніздо парового клапана в наливній горловині радіатора. Під час використання антифризу його рівень при непрогрітому двигуні значно нижчий за воду, у зв'язку з великим коефіцієнтом об'ємного теплового розширення антифризу. За наявності в автомобіля окремого розширювального бачка (при герметичній системі охолодження) ступінь заповнення системи охолоджувальною рідиною визначається за міткою на розширювальному бачку [26].

Під час ТО-1 автомобіля зовнішнім оглядом перевіряють на відсутність теч у радіаторі та в з’єднувальних шлангах, а також дію жалюзі (за наявності в конструкції). Ретельно оглядають пробку радіатора, клапани пробки та сідло клапана у горловині радіатора. Прокладки клапанів не повинні мати тріщин і забруднень, а самі клапани повинні переміщатися без заїдань. Перевіряють рівень рідини в системі і за необхідності доливають м'яку воду або антифриз. Перевіряють якість та концентрацію залитого в радіатор антифризу [28].

Під час ТО-2, як правило, попередньо проводять діагностику герметичності радіатора та всієї системи охолодження за допомогою спеціальних приладів. Одночасно перевіряють роботу клапанів пробки радіатора.

Ретельно перевіряють і підтягують кріплення радіатора, його жалюзі та приводу, кожуха вентилятора, розпірних тяг тощо. Перевіряють стан з’єднувальних шлангів [28].

Сезонне обслуговування радіаторів поєднується зазвичай з ТО-2 (або з ТО-1) з відповідним збільшенням трудомісткості і проводиться 2 рази на рік з метою підготовки радіатора до експлуатації в теплу та холодну пору року. Як окремий вид технічного обслуговування сезонне обслуговування планується лише під час експлуатації автомобілів у зоні холодного клімату. Сезон-

не обслуговування обов'язково поєднується з технічною діагностикою, яка визначає потребу необхідних для виконання робіт з метою забезпечення працездатності радіатора протягом наступного сезону: промивання та чищення радіатора, видалення накипу, усунення теч і т. д. [15]. Проводиться діагностування теплової ефективності радіатора та всієї системи охолодження за узагальненим параметром вихідного процесу – критичною температурою повітря (діагностика функціонування). Для цього використовується одна з методик, залежно від виду діагностичного обладнання, яке є в автотранспортному підприємстві [20, 21].

Якщо це зумовлено експлуатаційною необхідністю, під час сезонного обслуговування замінюють воду на антифриз восени та антифриз на воду навесні. З одним із сезонних обслуговувань корисно поєднувати заміну всесезонної охолоджувальної рідини, що виконується через кожні два роки експлуатації або кожні 60 тис. км пробігу. Під час заміни всесезонної рідини, всі елементи системи охолодження промиваються чистою водою [21].

1.4.2 Діагностування радіаторів під час експлуатації

Діагностика є технологічним елементом технічного обслуговування та ремонту автомобілів або їх вузлів та основним елементом під час контрольних робіт [20, 21]. Стосовно систем охолодження діагностика служить для визначення технічного стану радіатора та інших вузлів без розбирання, т.б. визначення дійсної потреби у проведенні робіт, виконуваних при кожному технічному обслуговуванні і прогнозуванні моменту виникнення відмови чи несправності [22]. Відомо [6], що в залежності від кількості відомої інформації, параметри вихідних процесів можуть бути узагальненими або частковими. Ті та інші вимірюються безпосередньо на працюючому автомобілі без розбирання та використовуються для визначення його технічного стану. Параметри вихідного процесу радіатора (системи охолодження) знаходяться у взаємозв'язку з параметрами стану, які досить повно характеризують внутрі-

шню структуру кожного з вузлів, що входить до системи, та ефективність їхнього функціонування в даний момент часу. У процесі експлуатації автомобіля внаслідок зношування та механічного пошкодження деталей, їх забруднення та корозії параметри стану вузлів системи охолодження безперервно змінюються, тобто є змінними випадковими величинами [4].

Для вибору значень узагальненого параметра вихідного процесу, а також режимів роботи автомобіля, за яких цей параметр несе достовірну інформацію, звернемося до графіків на рисунках 1.2 та 1.3. [22].

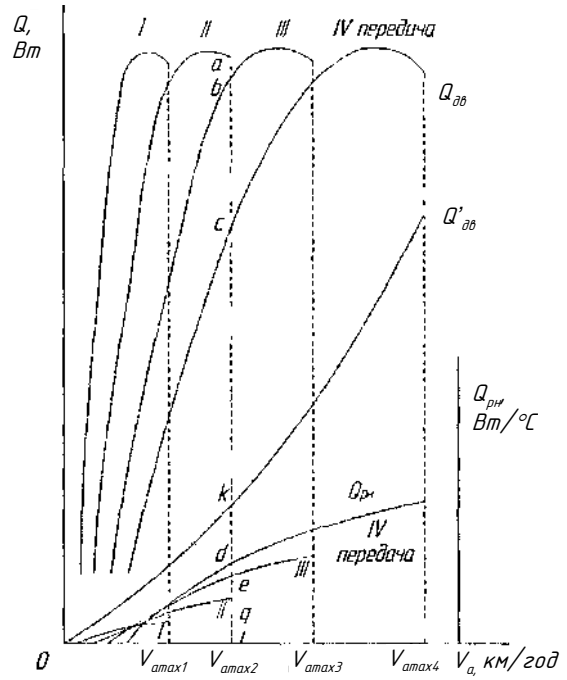


Рисунок 1.2 – Тепловий баланс системи охолодження двигуна під час усталеного руху автомобіля на різних передачах

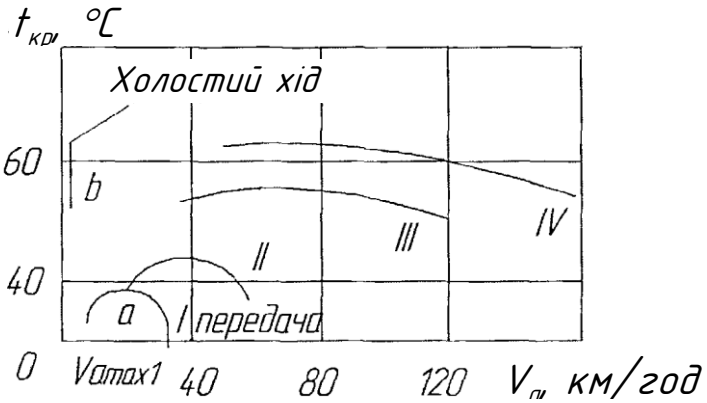


Рисунок 1.3 – Температурно-динамічна характеристика легкового автомобіля з чотириступінчастою коробкою передач

Можна бачити, що таким режимом, придатним для діагностування в умовах автотранспортного підприємства є швидкість автомобіля v_{amax} під час руху на першій передачі. Вибір таких низьких швидкостей обумовлений відсутністю необхідності імітувати набігаючий повітряний потік, що чинить істотний вплив на роботу радіатора під час руху автомобіля на вищих передачах. Якщо на цьому режимі обране значення узагальненого параметра буде відповідати вимогам, що ставляться до функціонування радіатора і всієї системи охолодження, то слід вважати, що і всі інші експериментальні точки температурно-динамічної характеристики (якщо їх визначили) повинні відповідати цим вимогам (для всіх передач в трансмісії автомобіля), оскільки обрана точка відноситься до граничних (екстремальних) експлуатаційних навантажень.

За наявності на автотранспортному підприємстві контрольно-діагностичної станції або лінії, обладнаних стендом з біговими барабанами, визначення узагальненого діагностичного параметра радіатора (системи охолодження) зручно поєднувати з визначенням потужності двигуна. З іншого боку, за відсутності на підприємстві стенду з біговими барабанами, цей узагальнений параметр може бути визначений безпосередньо під час руху автомобіля дорогою доброї якості, причому у зв'язку з тим, що v_{amax} зазвичай не є такими, що виходять за межі, що обмежуються Правилами дорожнього руху, для проведення цих дорожніх випробувань не потрібно спеціально обладнаних трас та спеціальних заходів щодо забезпечення безпеки руху [24]. З графіка температурно-динамічної характеристики автомобіля (рис. 1.3) видно, що узагальнений параметр $t_{кр}$ можна визначати також під час роботи двигуна на малих частотах обертання колінчастого вала при холостому ході, що істотно спрощує організацію і трудомісткість проведення операцій з діагностування, але є менш точним, оскільки ці значення не відносяться до навантаженого режиму роботи двигуна.

Порівнюючи між собою два узагальнених параметри: $\Delta t_{поч}$ і $t_{кр}$ віддають перевагу останньому у зв'язку з тим, що він є більш інформативним, оскільки містить дані про один з основних параметрів стану охолоджуючої рідини – температуру її кипіння в даній системі охолодження і дозволяє прогнозувати температури навколишнього повітря, за яких система охолодження буде надійно охолоджувати двигун. Вибраний узагальнений параметр є більш універсальним та інформативним, ніж іноді рекомендована різниця температур рідини в радіаторі або температура рідини на вході в радіатор. Перша з них залежить від навантаження двигуна та швидкості рідини v_w в каналах радіатора та збільшується при зниженні цієї швидкості (наприклад, через несправність насоса, засмічення трубної дошки тощо). На обидва вказані параметри впливає температура навколишнього повітря, і вони не несуть інформації про те, як далеко система знаходиться від свого граничного стану [11, 22].

1.4.3 Методи контролю ступеня забрудненості теплопередаючих поверхонь

В експлуатації контроль експлуатаційних забруднень забезпечується переважно візуальним методом. Він є найпростішим для встановлення якісного стану контрольованої поверхні [20]. Проте він не відповідає на питання про кількісний бік забруднень і зовсім непридатний для виявлення забруднень на важкодоступних і закритих поверхнях, якими є теплопередаючі поверхні радіатора. Видалення різноманітних забруднень досягається операціями миття і очищення [19]. При цьому використовуються переважно два альтернативні методи: механічний та хімічний. Використання механічного та хімічного методів очищення забруднених поверхонь породжує проблему оптимального вибору. Вибір способу та засобів очищення утруднений невизначеністю складу відкладень, їх товщини та розподілу по поверхнях та об'єму радіатора.

При механічному способі очищення потрібен демонтаж та розбирання радіатора, застосування спеціального інструменту. Очищення проводиться вручну і характеризується значними затратами праці, оскільки численні канали обробляються послідовно по одному. Контроль результату очищення ускладнений [19].

При хімічному очищенні відкладення або руйнуються, або розчиняються або емульгуються. Перевагою методу є більш висока продуктивність та відсутність необхідності демонтажу та розбирання радіатора. Недоліками методу є висока екологічна небезпека хімічних компонентів очищувача, його негативний вплив на конструкційні матеріали та відсутність методів контролю за результативністю процесу очищення. Використання цього методу перспективне лише за умови підбору оптимального варіанту хімічного очищувача та нейтралізації шкідливого впливу на конструкційні матеріали та довкілля [14].

Визначення ступеня забрудненості теплообмінника можливе за критерієм товщини стінки, що розділяє теплоносії. Даний спосіб діагностики можливий, якщо об'єкт має електрично провідну стінку, і заснований на використанні зонда імпульсних вихрових струмів, що містить передавальний засіб і прийомний засіб. Товщина стінки оцінюється у вигляді характеристичної величини сигналу, яка співвідноситься з товщиною стінки.

Таким чином, вирішення питання про науково обґрунтовані параметри найбільш ефективної системи технічного обслуговування, насамперед очищення, спрямованої на забезпечення та підтримання працездатності радіаторів, без вивчення закономірностей зміни його робочих характеристик на основі інструментального контролю в конкретних умовах експлуатації неможливо.

Для ефективного використання потенціалу різних, навіть найбільш досконалих, методів миття та очищення, що застосовуються при цьому мийно-очищувальних засобів та технологічного обладнання, необхідні:

- обґрунтування необхідності рівня операції очищення та миття того чи іншого виду залежно від результатів оцінки ступеня забрудненості робочих поверхонь;
- науково обґрунтовані режими обробки та нормативи дозування активаторів, за дотримання вимог безпечного їх використання;
- правильний добір спеціалізованого обладнання;
- визначення оптимальної тривалості процесу миття та очищення в залежності від характеру забруднень, та їх кількості.

1.4.4 Огляд методів очищення робочих поверхонь радіаторів

Зважаючи на негативний вплив забруднень на експлуатаційні характеристики ДВЗ виникає необхідність у періодичному очищенні робочих поверхонь радіаторів [11, 17, 20].

Очищення під час обслуговування та ремонті радіаторів є складною, до кінця не вирішеною проблемою. На сьогоднішній день недосконаліть технологій та обладнання очищення позначається на ресурсах експлуатації ДВЗ у гірший бік. При виході з ладу радіатора у зв'язку з його забрудненням «ланцюговою реакцією» з ладу виходять деталі циліндро-поршневої групи. [26].

Процес очищення являє собою видалення з зовнішніх і внутрішніх поверхонь вузлів агрегатів і деталей забруднення до такого рівня, при якому забруднення, що залишилися, не перешкоджають подальшій експлуатації. Найчастіше видалення 100% забруднень поверхні неможливе. За своїм складом та властивостями забруднюючі речовини радіатора є складними продуктами взаємодії як органічних, так і неорганічних сполук різних за природою утворення [22, 27].

На сьогоднішній день відомо багато способів очищення поверхонь теплообміну від забруднень. Найчастіше використовуються хімічні методи. Під хімічними способами розуміється очищення внутрішніх порожнин теплооб-

мінника за допомогою промивання рідиною, що включає хімічно активні речовини. Впливаючи на шар забруднення, вона руйнує і змиває його, приводячи таким чином робочу поверхню до початкових експлуатаційних характеристик [11].

Відомі різні промивні склади для видалення накипу з металевих поверхонь теплообмінних апаратів, що входять до композиції водних розчинів, хімічні компоненти яких забезпечують фізико-хімічну дію на залізоокисні та карбонатні відкладення твердих осадів, що утворюють накип, шляхом розм'якшення, руйнування та диспергування.

Для зазначеної фізико-хімічної взаємодії з відкладеннями накипу використовують склади, композиція яких містить компоненти, що надають розчинам кислотний характер. Однак вміст кислотних компонентів у складі має значний агресивний вплив по відношенню до конструкційних матеріалів теплообмінних систем, на яких осаджується накип, що особливо істотно для радіаторів, що мають незначну товщину стінок.

Зменшення чисельного значення pH розчинів миючих складів, з метою зниження їх агресивної дії та зменшення екологічної небезпеки, призводить до зниження миючої здатності та збільшення тривалості процесу руйнування забруднень (відкладень).

Наступна група методів має фізичну природу сил впливу на забруднення і відрізняється використанням імпульсної зміни параметра внутрішнього середовища: тиску, температури, швидкості руху, накладення вібрації та ін.

Як перевагу даної групи методів можна виділити можливість використання рідини, що циркулює в системі, без активних хімічних добавок, дозволяючи тим самим виключити хімічну корозію елементів СО. Однак, незважаючи на використання навіть найбільш передових та ефективних методів очищення робочих поверхонь радіаторів, проблема оцінки результативності процесу потребує розробки критерію та методу кількісного визначення тепловіддачі радіатора.

1.5 Висновки та завдання дослідження

Таким чином, для діагностування технічного стану радіаторів в експлуатації потрібна кількісна оцінка вихідних параметрів робочого процесу з метою визначення дійсної потреби у проведенні відповідного виду робіт, контролю їхньої результативності та прогнозуванні моменту порушення працездатності.

У зв'язку з цим було визначено наступні завдання дослідження.

1. Оцінити вплив експлуатаційних факторів на працездатність радіаторів.
2. Обґрунтувати граничні значення критерію працездатності радіатора автомобіля в умовах експлуатації.
3. Розробити математичну модель робочого процесу радіатора за умов експлуатаційних забруднень.
4. Провести експериментальні дослідження з метою перевірки адекватності теоретичних положень.
5. Оцінити безпечність обслуговування системи охолодження двигуна та провести техніко-економічну оцінку запропонованих рішень.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ДІАГНОСТУВАННЯ РАДІАТОРІВ

2.1 Обґрунтування граничних значень критерію працездатності радіатора під час експлуатації

Кількість теплоти, що відводиться двигуном в охолоджувальну рідину, визначається [26]:

$$Q_{дв} = 632aN_e, \tag{2.1}$$

звідки:

$$a = Q_{дв}/632N_e = f(N_e; n_{дв}; t'_L; t''_W; G_W), \tag{2.2}$$

де a – дослідний коефіцієнт;

N_e – потужність двигуна, Вт;

$n_{дв}$ – частота обертання колінчастого вала, об/хв;

t'_L, t''_W – температура повітря на вході та в радіатор і рідини на виході з радіатора, °С;

G_W – масова витрата повітря, кг/с.

Коефіцієнт a, що відображає співвідношення теплоти, що передається охолоджуючій рідині до теплоти, що перетворюється на корисну роботу, не може бути зручним критерієм працездатності радіатора внаслідок складної залежності в реальних експлуатаційних умовах від безлічі факторів. Значення цього коефіцієнта коливаються у широкому діапазоні. Для режиму максимального навантаження: a=0,8...1,4 (для бензинових двигунів), a=0,45...0,9 (для дизелів). Для гарантованого відведення радіатором теплоти прийнято максимальні значення коефіцієнта: a=1,4 (для бензинових ДВЗ) і a=0,9 (для дизельних ДВЗ). Таким чином, граничні значення тепловіддачі радіатора:

$$Q_p^{бен} \geq 885N_{e\max} \text{ і } Q_p^{диз} \geq 569N_{e\max}. \tag{2.3}$$

Проте, критеріальні значення тепловіддачі працездатності радіатора за формулою (2.3) придатні до використання тільки для функціонування радіатора у складі системи охолодження ДВЗ. Після демонтажу радіатора з авто-

мобіля для вимірювання його тепловіддачі на стенді істотно змінюватиметься режим аеродинамічної та гідравлічної течії теплоносіїв. Відомо, [29], що потенційні властивості радіатора у складі автомобіля залежатимуть від багатьох факторів.

Кількісною мірою оцінки ступеня зниження тепловіддачі при встановленні радіатора на автомобіль є:

$$Q_{дв} = Q_p = \chi_\Sigma Q'_p, \tag{2.4}$$

де Q'_p – потенційна тепловіддача радіатора, кВт;

χ_Σ – інтегральний коефіцієнт реалізації потенційних властивостей радіатора у складі автомобіля.

До числа параметрів, що впливають на реалізацію потенційних властивостей радіатора, що враховуються коефіцієнтом χ_Σ, належать:

а) коефіцієнт реалізації теплових властивостей за наявності експлуатаційних забруднень, чисельно рівний коефіцієнту чистоти $\eta_з$ [26]:

$$\chi_1 = \eta_з = \frac{k_\tau}{k_0}; \tag{2.5}$$

б) коефіцієнт капотування, який чисельно дорівнює величині зниження тепловіддачі через додатковий аеродинамічний опір Δp_L, що зумовлений зміною режиму аеродинамічного опору радіатора після його встановлення на автомобілі:

$$\chi_2 = \eta_к. \tag{2.6}$$

У цьому випадку критеріальні рівняння (2.3) для радіатора, що діагностується на стенді, матимуть вигляд:

$$Q'^{бен}_p \geq \frac{885 N_{e\max}}{\chi_\Sigma} \text{ і } Q'^{диз}_p \geq \frac{569 N_{e\max}}{\chi_\Sigma}, \tag{2.7а}$$

$$Q'^{бен}_p \geq \frac{885 N_{e\max}}{\eta_з + \eta_к} \text{ і } Q'^{диз}_p \geq \frac{569 N_{e\max}}{\eta_з + \eta_к}, \tag{2.7б}$$

2.2 Обґрунтування методу кількісної оцінки робочих характеристик радіаторів під час експлуатації

2.2.1 Теоретичні основи кількісного визначення тепловіддачі в умовах примусового руху теплоносіїв

Для різних теплоносіїв (у даному випадку повітря і охолоджувальної рідини) тепловіддача відбувається по-різному і своєрідно. Для кожного з них фізичні властивості є функцією температури, а деякі – і тиску. Математичний опис процесу тепловіддачі [5] складається з:

- рівняння теплопровідності;
- рівняння руху;
- рівняння суцільності;
- рівняння тепловіддачі;
- рівняння однозначності.

На даний час аналітичні вирішення системи диференціальних рівнянь конвективного теплообміну отримані лише для обмеженої кількості найпростіших завдань із врахуванням тих чи інших припущень. Таке становище пояснюється великою складністю рівнянь, а також складністю і багатогранністю самих описуваних процесів.

Внаслідок обмеженості можливостей аналітичного вирішення наведених вище диференціальних рівнянь велике значення у вивченні процесів тепловіддачі набуває експеримент. Експериментальне вивчення складних теплотехнічних процесів, що залежать від великої кількості факторів, має високу вартість, тривалість та трудомісткість.

Для певного класу експериментальних завдань, у яких теплообмін відбувається за умов примусового руху теплоносіїв, використовують теорію подібності. Подібними процесами теплообміну можна вважати такі, за яких виконується умова: $Re = idem$; $Pr = idem$ [5].

У цьому випадку число Рейнольдса (Re) визначає гідромеханічну подобу течій теплоносія:

$$R_e = \frac{\omega_0 l}{v}, \tag{2.8}$$

де ω_0 – характерна, зазвичай середня швидкість руху рідини або газу на початковій ділянці системи;

l – характерний геометричний розмір системи;

v – коефіцієнт кінематичної в'язкості теплоносія.

Число Прандтля (P_r) є теплофізичною характеристикою теплоносія. Воно містить лише фізичні параметри:

$$P_{re} = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{v}{a}, \tag{2.9}$$

де $v = \mu/\rho$ та $a = \lambda/c_p\ \rho$ – коефіцієнт температуропровідності, чисельне значення якого наводиться в таблицях.

За рівності чисел R_e умова однаковості чисел P_r забезпечує теплову подобу, тобто подібність полів температурних напорів і теплових потоків у всьому об’ємі аналізованих систем.

Згідно з теорією подоби [6] у подібних процесів повинні бути однакові так само і визначальні числа подібності. У процесах конвективного теплообміну, як визначальне, виступає число Нуссельта N_u, що характеризує інтенсивність процесу конвективного теплообміну:

$$N_u = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}. \tag{2.10}$$

Таким чином, умова ідентичності чисел подібності (Pr, Re = idem) є умовою інваріантності визначальних чисел подібності. Цим забезпечується подібність процесів.

Рівняння подібності для процесів конвективної тепловіддачі при примусовому русі теплоносія, що властиво робочому процесу радіатора охолодження ДВЗ має вигляд:

$$N_u = f(R_e, P_r). \tag{2.11}$$

Проте, як зазначають більшість фахівців [3, 5, 8], використання критеріїв подібності можливе лише за виконання сталості фізичних параметрів середовища та теплотехнічних констант. За умови значної зміни властивостей сувора подібність різних процесів, як свідчить аналіз, в загальному випадку стає неможливим. Ці обставини не дозволяють застосовувати аналітичні залежності для робочого процесу радіатора, коли відбуваються постійні та стохастичні зміни режимів течії теплоносіїв.

2.2.2 Аналітичний опис процесу теплообміну радіатора

Виходячи із загальновідомої формули, що описує кількісно тепловіддачу [8].

$$Q_{p\tau} = k_\tau F \overline{\Delta} t_{лог}, \tag{2.12}$$

слідує, що при відомих значеннях площі F та середньологарифмічного напору $\overline{\Delta} t_{лог}$ можлива кількісна оцінка інтенсивності теплообміну за значенням коефіцієнта теплопередачі k_τ.

$$k_\tau = 1/\left[\left(1/\alpha_W + \delta/\lambda\right)\psi + 1/\alpha_L\right], \tag{2.13}$$

де α_W, α_L – коефіцієнти тепловіддачі з боку рідини та повітря відповідно, Вт/м^2°С;

ψ – коефіцієнт оребрення;

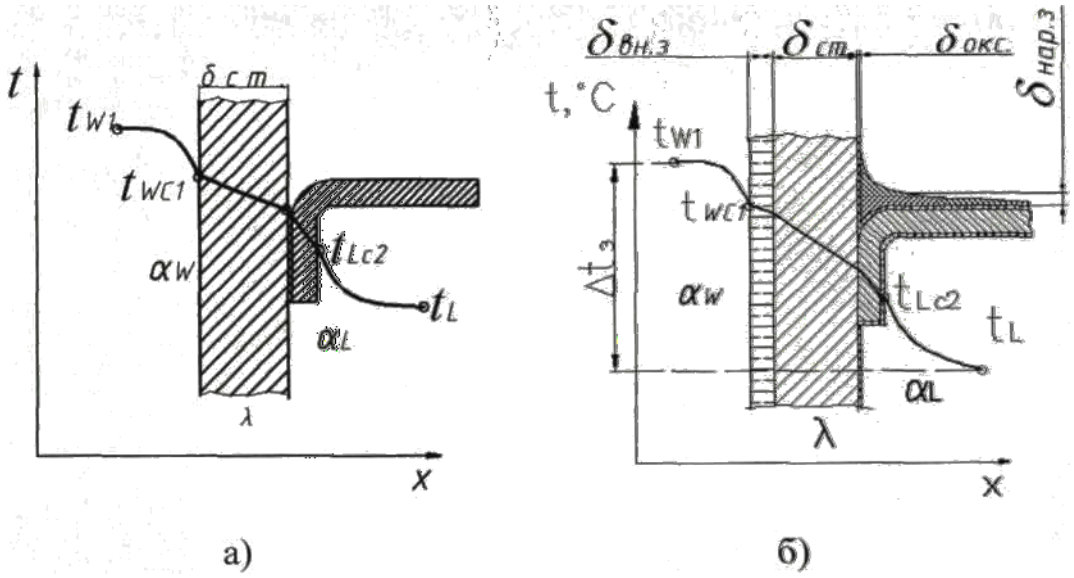
δ – товщина стінки елемента охолодження (трубки), м;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м°С).

Для чистої стінки теплопередаючої поверхні встановлено [8], що вплив складової $\psi\delta/\lambda$, яка є термічним опором конструкційного матеріалу охолоджувальної трубки, становить всього близько 0,5% від загального термічного опору, і нею нехтують. Вираз (2.13) спрощується:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_W} + \frac{1}{\alpha_L}\psi}. \tag{2.14}$$

В умовах експлуатації відбувається зниження величини коефіцієнта теплопередачі через накопичення на робочих поверхнях різних забруднень і дефектів у структурі конструкційних матеріалів [17]. На рисунку 2.1 представлені схеми процесу теплопередачі через чисту (а) та забруднену (б) стінки.



а) б)

t – температура °С; α – коефіцієнт тепловіддачі Вт/м^2°С; λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м °С); ψ – коефіцієнт оребрення; δ – товщина стінки, м; k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м^2°С; R – термічний опір, м^2°С/Вт; $\xi_з$ – коефіцієнт забрудненості поверхні ребра. 0 – вихідне значення; τ – поточне значення; вн.з – внутрішні забруднення; н.з – навколишні (зовнішні) забруднення; ст. – стінка; W – охолоджувальне середовище – вода; L – охолоджувальне середовище – повітря; окс. – оксидні та інші плівки; з – забруднення.

Рисунок 2.1 – Теплопередача через чисту (а) та забруднену (б) стінку радіатора

Забруднення у вигляді відкладень, що утворюються на поверхнях радіаторів, як правило, мають низьку теплопровідність та високий термічний опір. У зв'язку з цим вплив коефіцієнта теплопровідності забрудненої стінки $\lambda_{забр}$ не може бути ігнорований внаслідок низьких значень коефіцієнтів теплопровідності основних забруднювачів. Достатньо навести це значення для накипу: $\lambda_н$ = 1,32...3,4 Вт/(м^2°С), що на два порядки нижче, ніж для латуні, як

основного конструкційного матеріалу охолоджувальних трубок. Тому для забрудненої стінки коефіцієнт теплопередачі набуде вигляду:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta_{в.н.з}}{\lambda_{в.н.з}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \left(\frac{\varepsilon_з \delta_{н.з}}{\lambda_{н.з}} + \frac{1}{\alpha_L} \right) \psi}, \qquad (2.15)$$

де $\lambda_{в.н.з}$, $\lambda_{н.з}$, $\lambda_{ст}$ – коефіцієнти теплопровідності внутрішніх, зовнішніх забруднень і стінки охолоджувальної трубки, Вт/м^2°С;

$\delta_{вн.з}$, $\delta_{н.з}$, $\delta_{ст}$ – товщина внутрішніх, зовнішніх забруднень та стінки охолоджувальної трубки, м;

$\varepsilon_з$ – коефіцієнт забрудненості поверхні.

Під час розгляду робочого процесу в забрудненому радіаторі виходять з того, що до зниження коефіцієнтів тепловіддачі α_W і α_L на поверхнях охолодження призводять наступні причини [15, 16]:

1) відкладення шару забруднення, що має високий термічний опір;

2) зниження швидкості теплоносія (повітря або рідини), а іноді навіть припинення його надходження в ті чи інші канали через їхню повну закупорку (найчастіше на початковій ділянці);

3) зміна характеру течії потоку каналами поверхні охолодження через місцеві (локальні) відкладення забруднювача.

Перелічені причини найчастіше проявляються в сукупності, обумовлюючи інтегральний негативний ефект, що проявляється в зниженні та втраті працездатності.

Для компенсації впливу експлуатаційних забруднень на етапі проектування закладається резерв тепловіддачі $\Delta Q_{рр0} = Q_{р0} - Q_{дв}$ у кількості не менше 10% від максимального розрахункового значення теплоти, що виділяється від ДВЗ [26]. Резерв за тепловіддачею для нового (еталонного) радіатора є гарантією його працездатного стану впродовж всього терміна експлуатації з наробітком τ і інтервалі $0 \le \tau \le T$:

$$Q_{дв} \le Q_{дв} + Q_{рр\tau} \le Q_{р0}. \qquad (2.16)$$

Перетворення (2.16) після відніманні постійної величини $Q_{дв}$ дає:

$$0 \le Q_{pp\tau} \le Q_{pp0}. \qquad (2.17)$$

Після ділення (2.17) на ΔQ_{pp0}, отримаємо вираз умови працездатності радіатора у відносних, безрозмірних одиницях:

$$0 \le q_{p\tau} \le 1, \qquad (2.18)$$

де $q_{p\tau}$ – параметр, що відображає зміну резерву тепловіддачі радіатора у процесі експлуатації.

У випадку стабільного порушення працездатності радіатора в умовах експлуатації проводиться його демонтаж для відновлення робочих характеристик очищенням. У цьому випадку з'являється можливість провести очищення зовнішньої поверхні радіатора і відновити форму повітряних каналів оребрених пластин. Внаслідок цього, за незмінної фронтової площі радіатора (F=const) виключається вплив аеродинамічного опору на середньологарифічний температурний напір $\overline{\Delta t}$, диференціальне рівняння, що описує швидкість процесу зменшення резерву тепловіддачі від напрацювання набуде вигляду:

$$\frac{dq_{p\tau}}{d\tau} = \frac{dk_\tau}{d\tau} = \frac{d\left(\frac{1}{R_\tau}\right)}{d\tau}, \; 0 \le \tau \le T \qquad (2.21)$$

де $k_\tau = 1/R_\tau$, R_τ – загальний термічний опір, створюваний експлуатаційними забрудненнями, (м^2 °С)/Вт; Т – напрацювання до граничного стану. Природно припустити, що $q_{p\tau} \to 0$ – є спадаючою функцією від напрацювання.

Статистичні дослідження [16] показали, що загальний термічний опір після напрацювання радіатора τ у конкретних умовах експлуатації становитиме:

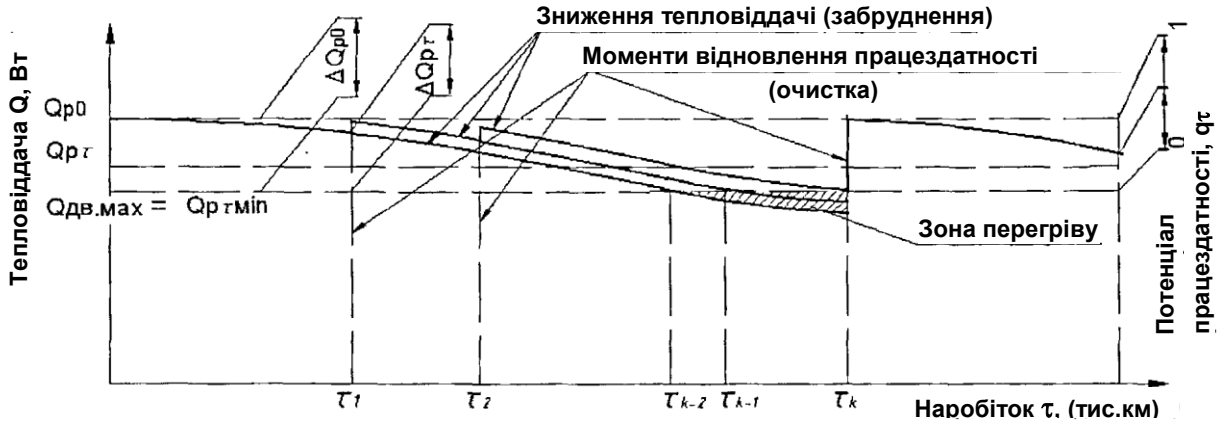
$$R_\tau = R_{\tau\max} \cdot (1 - e^{-B\tau}), \qquad (2.22)$$

де $R_{\tau\max}$ – максимальний загальний термічний опір, до якого з часом намагаються асимптотично наблизитися криві забруднення (за максимально мож-

ливої товщини відкладень); B – константа, що визначається експериментально через значення термічних опорів на часовому відрізку експлуатації.

Під час експлуатації, поряд з процесом стохастичного забруднення поверхонь охолодження відбувається періодичне їх очищення, до рівня, що визначається методами очищення і характером забруднення, що накопичилося [28]. Цей процес має також стохастичний характер, що вносить додаткову складність визначення резерву тепловіддачі радіатора.

На рисунку 2.2 представлено графічну інтерпретацію процесу забруднення та очищення радіатора під час експлуатації.



Q_{p0}, $Q_{p\tau}$ – початкове та поточне значення тепловіддачі радіатора, Вт; $Q_{двmax}$ – максимальне значення тепловіддачі двигуна, Вт; ΔQ_{p0}, $\Delta Q_{p\tau}$ – резерв тепловіддачі радіатора нового та з напрацюванням, Вт; τ – напрацювання радіатора, тис. км

Рисунок 2.2 – Графічна інтерпретація процесу забруднення та очищення радіатора під час експлуатації

Таким чином, для забрудненої стінки коефіцієнт теплопередачі через проміжок часу τ визначається:

$$k_\tau = \frac{1}{R_{ст\tau} + \psi R_{W\tau} + R_{L\tau}}. \qquad (2.23)$$

Визначення часткових термічних опорів дозволить визначити константу інтенсивності процесу забруднення:

$$B = \frac{\ln\left[\dfrac{1}{1 - R_\tau / R_{\tau\max}}\right]}{\tau}. \qquad (2.24)$$

Визначення коефіцієнта B дає можливість визначення прогнозованого напрацювання τ радіатора до граничного стану, при якому необхідно здійснювати відповідні профілактичні заходи.

$$\tau = \frac{\ln\left[\dfrac{1}{1 - R_\tau / R_{\tau\max}}\right]}{B}. \qquad (2.25)$$

Наведені вище формули ілюструють обмеженість їх використання для аналітичного методу визначення напрацювання до граничного стану радіатора без експериментального визначення:

- коефіцієнтів тепловіддачі α_W і α_L, для рідинної та повітряної сторін стінки чистого $\alpha_{W\tau}$ і $\alpha_{L\tau}$ та забрудненого радіатора;

- часткових та загального термічних опорів $R_{W\tau}$, $R_{L\tau}$ і R_τ;

- коефіцієнта інтенсивності забруднення B для конкретних умов експлуатації.

2.3 Висновки до розділу

Аналіз робочого процесу тепловіддачі автомобільного радіатора в експлуатації і причин, що призводять до зниження теплопередачі між двома теплоносіями, розділеними твердою стінкою дозволяє при експериментальному визначенні коефіцієнтів, що входять до складу рівняння теплопередачі проводити оцінку потенціалу працездатності радіатора і давати прогнозовану оцінку напрацювання радіатора до граничного стану за якого необхідно проводити профілактику, спрямовану на відновлення працездатності.

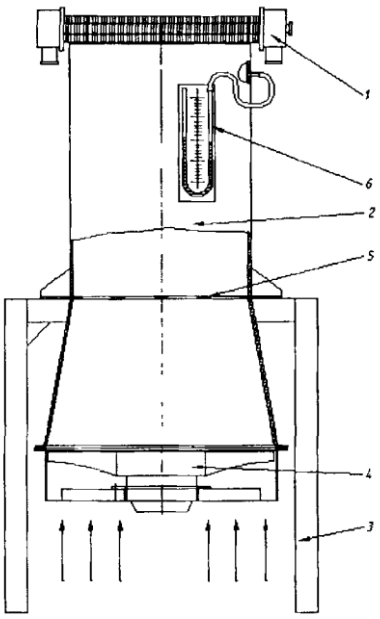
Використання при цьому розробленого методу діагностування значно спрощує отримання необхідних даних про технічний стан радіатора порівняно з існуючими способами визначення тепловіддачі радіатора при високих швидкостях руху теплоносіїв та забезпечує значну економію енергоресурсів.

3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Методика оцінки впливу крупноструктурних експлуатаційних забруднень на робочі характеристики радіатора

Крупноструктурні забруднення – це забруднення, геометричні розміри яких перевищують найменший розмір повітряних каналів радіатора. Вони не впливають на теплопровідність конструкційного матеріалу, проте створюють аеродинамічний опір повітряному потоку, знижуючи тим самим загальну кількість відведеної радіатором кількості тепла.

Для кількісної оцінки крупноструктурних експлуатаційних забруднень був використаний розроблений стенд, а саме: повітропровід, вентилятор, решітка випрямлення, а також диференціальний мікроманометр, що дозволяє вимірювати аеродинамічний опір повітряного потоку в повітроводі перед радіатором. Вентилятор під час проведення даної серії експериментів встановлювався у нижній частині повітропроводу, як показано на рисунку 3.1.



1 – радіатор; 2 – повітропровід; 3 – рама; 4 – вентилятор; 5 – решітка випрямлення повітряного потоку; 6 – диференціальний манометр

Рисунок 3.1 – Схема дослідної установки

Перед вимірюванням аеродинамічного опору на дослідній установці проводили калібрування швидкості потоку повітря при нормальному атмосферному тиску і температурі 20°С ±1°С за допомогою підбору частотного режиму вентилятора моделі VENT 315L до значення 10 м/с на виході повітроводу за допомогою цифрового термоанемометра моделі AV9201.

Вимірювання аеродинамічного опору радіаторів, що надходять на ремонт та обслуговування, проводилося в стані їх постачання. За показами диференціального манометра 6 (ММН-7) проводилася реєстрація значень аеродинамічного опору $\Delta\overline{p}_{Li}$ щонайменше 3 рази.

$$\Delta\overline{p}_{Li} = \frac{\sum_{i=1}^{3}\Delta p_i}{3}. \qquad (3.1)$$

З отриманого середнього значення аеродинамічного опору радіатора віднімалося виміряне аналогічним чином значення еталонного аеродинамічного опору нового радіатора $\Delta\overline{p}_{L0}$:

$$\Delta\overline{p}_{\tau Li} = \Delta\overline{p}_{Li} - \Delta\overline{p}_{L0}. \qquad (3.2)$$

Обробка результатів спрямована на визначення максимального збільшення значення аеродинамічного опору, створюваного крупноструктурними експлуатаційними забрудненнями за напрацювання τ.

Зміна аеродинамічного опору внаслідок деформації охолоджуючих пластин також віднесено до категорії «крупноструктурні забруднення», оскільки механізм впливу на аеродинамічний режим руху повітряного потоку аналогічний.

3.2 Дослідження засмічень гідравлічного тракту радіаторів

Засмічення гідравлічного тракту радіаторів в умовах експлуатації різного роду відкладеннями фізико-хімічної природи та механічними частинками відбувається переважно на вхідному колекторі (трубній дошці) в області

вхідного патрубка бачка. В результаті виникає додатковий гідравлічний опір Δp_w потоку теплоносія, що зменшує його масову витрату і, відповідно, кількість теплоти, що передається радіатору. Оцінка ступеня засмічення трубної дошки проводилася прямим заміром площі живого перерізу кожної з трубок та обчисленням після підсумовування відносної максимальної площі засмічення ΔS_{wmax}.

Площа живого перерізу кожної трубки вимірювалася палеткою в мм^2.

Сутність методу полягає у візуальному визначенні площі живого перерізу вхідних каналів трубок спеціальною палеткою безпосередньо на трубній дошці радіатора.

Палетка – це прозора плівка з поліметилметакрилату товщиною 1 мм, розміром 180 х 240 мм з нанесеною сіткою, з комірками 1х1 мм.

На ділянку трубної дошки на місці вимірювання зверху накладається прозора палетка. За кожним розміченим квадратом палетки (1мм^2) візуально визначається фактична площа живого перерізу вхідного отвору каналів охолоджувальних трубок.

Відсоток забруднення живого перерізу колектора після вимірювання визначався за формулою:

$$\Delta S_{W\max} = \frac{S_0 - S_{\tau\max}}{S_0} 100\%, \qquad (3.3)$$

де S_0 та $S_{\tau max}$ – сумарна площа живого перерізу трубок нового та забрудненого радіатора, мм^2.

3.3 Дослідження стану внутрішньої теплопередавальної поверхні охолоджувальної трубки радіатора

Для дослідження стану внутрішньої теплопередавальної стінки використано стандартний метод. Зі зразків, отриманих після вирізання фрагментів охолоджуючих трубок, були виготовлені мікрошліфи, з якими проводилася

стандартна процедура травлення хімічно активним складом, промивання, просушування і потім дослідження під мікроскопом з метою визначення товщини шару забруднень, утвореного відкладеннями фізико-хімічної природи.

Метод ґрунтується на вимірюванні товщини покриття на металографічному шліфі поперечного розрізу зразка (деталі). Метод застосовують для одношарових та багатошарових покриттів товщиною понад 5 мкм.

Для покриттів завтовшки до 20 мкм збільшення має бути від 500 до 1000, завтовшки від 20 до 100 мкм – від 400 до 500, завтовшки понад 100 мкм – 100–200.

Товщину вимірювали за допомогою металографічного мікроскопа типу МИМ-8. Проводилося п'ять замірів на відрізку довжиною 5 мм у встановленому місці шліфа.

Відносна похибка методу ±0,8 мкм для покриттів завтовшки до 25 мкм та ±10 % для покриттів завтовшки понад 25 мкм.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати оцінки впливу на робочі характеристики радіаторів експлуатаційних крупноструктурних забруднень

Використання додаткової решітки з параметрами осередків, що відповідають параметрам решітки радіатора, встановленої перед радіатором по ходу руху автомобіля і подальше накладення даної рамки на новий радіатор, встановлений на діагностичному стенді дозволило отримати залежність засмічення крупноструктурним забруднювачем (комахами та ін.) від напрацювання τ радіатора в реальних умовах експлуатації у літній час для трубчатого радіатора. Отримана залежність має вигляд:

$$X_1 = 0{,}994e^{-0{,}0038\tau}. \qquad (4.1)$$

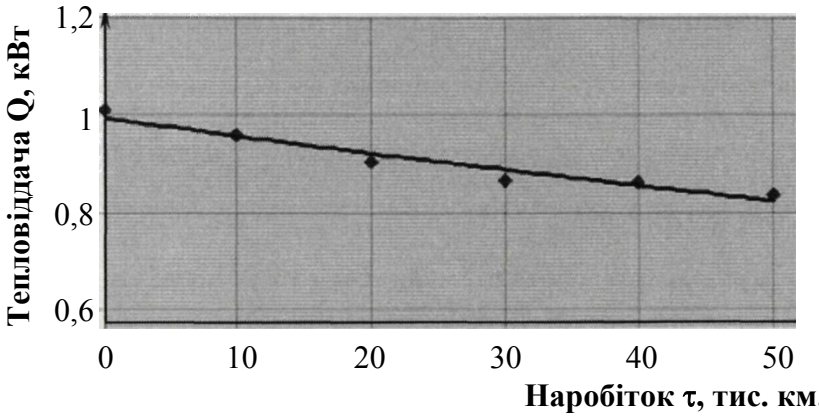


Рисунок 4.1 – Графік залежності тепловіддачі від напрацювання радіатора за наявності крупноструктурних експлуатаційних забруднень

Коефіцієнт інтенсивності засмічення *B* у формулі (4.1) має значення 0,0038, що свідчить про вичерпання резерву тепловіддачі радіатора без його очищення в умовах експлуатації через 40 годин або через 3600 км пробігу. При цьому значенні напрацювання необхідно провести операцію очищення зовнішньої поверхні радіатора від крупноструктурних забруднень.

Для скорочення тривалості та вартості експериментальних робіт стосовно визначення ступеня впливу на тепловіддачу радіатора крупноструктурних забруднень у поєднанні з іншими типами експлуатаційних забруднень було застосовано метод моделювання експлуатаційних забруднень.

Моделювання великоструктурних забруднень здійснювалося шляхом створення додаткового аеродинамічного опору екрануванням робочої поверхні нового радіатора автобуса «Богдан», встановленого на діагностичному стенді. В результаті проведення даного експерименту отримано залежність аеродинамічного опору від відносної площі засмічення радіатора крупноструктурними забрудненнями (рисунок 4.2).

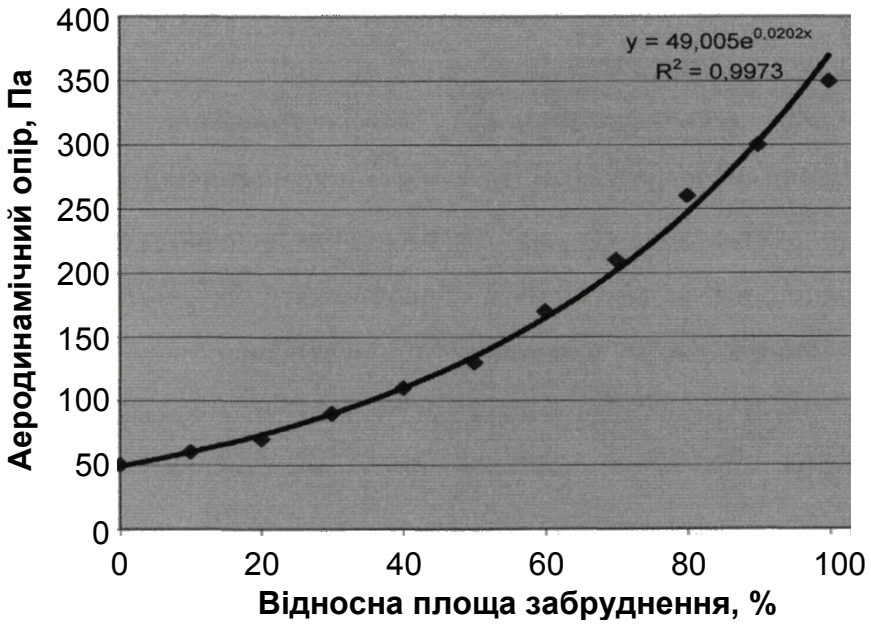


Рисунок 4.2 – Діаграма залежності аеродинамічного опору від відносної площі засмічення робочої поверхні радіатора крупноструктурними забрудненнями

Таблиця 4.1 – Взаємозв'язок аеродинамічного опору та відносної площі засмічення робочої поверхні радіатора крупноструктурними забрудненнями

	Відносна площа засмічення, %									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Аеродинамічний опір $\Delta\overline{p}_{L\tau}$, Па	50	60	70	90	110	130	170	210	260	300

Для обґрунтування кількості експлуатаційних забруднень, що відповідає середньому значенню забруднень радіатора, що був в експлуатації, під час моделювання експлуатаційних забруднень та проведенні серії експериментів було досліджено аеродинамічний опір групи з 30 радіаторів, що надійшли на технічне обслуговування та ремонт.

Отримані значення аеродинамічного опору з результатами, отриманими під час екранування робочої поверхні радіатора (рисунок 4.2) було визначено значення площі поверхні заблокованої крупноструктурними експлуатаційними забрудненнями.

Значення додаткового аеродинамічного опору, отримані під час проведення експериментальних досліджень радіаторів, такі (Па):

0; 30; 20; 60; 40; 20; 70; 50; 100; 30; 40; 60; 30; 20; 40; 80; 90; 30; 30; 50; 60; 10; 30; 40; 40; 20; 50; 80; 30; 70.

Графічно експериментальні дані представлено на рисунку 4.3.

Рисунок 4.3 – Графічне представлення даних додаткового аеродинамічного опору, отриманих під час проведення експериментальних досліджень радіаторів з напрацюванням

Представивши результати спостережень у порядку зростання, отримаємо:

0; 10; 20; 20; 20; 20; 30; 30; 30; 30; 30; 30; 30; 40; 40; 40; 40; 40; 50; 50; 50; 60; 60; 60; 70; 70; 80; 80; 90; 100.

Оскільки закон розподілу заздалегідь невідомий, за оцінку центра розподілу експериментальних даних приймемо медіану $X_{цр}$ із низки п'яти оцінок центрів розподілу ($\overline{X}_{0,9}$; $\overline{X}_{м}$; $\overline{X}$; $\overline{X}_{с}$; $\overline{X}_{р}$).

Результати розрахунків:

а) вибіркове середнє арифметичне значення: $\overline{X}$ =44 Па.

б) середнє арифметичне значення 90% вибірки:

П'ять відсотків найбільш віддалених результатів при *n*=30 становить 1 результат спостережень.

Відкинувши по 1 результату спостережень з обох кінців варіаційного ряду (це результати: 0; 100), отримаємо: $\overline{X}_{0,9}$ = 43,57 Па.

в) медіанне значення спостережень: $\overline{X}_{м}$ = 40 Па.

г) серединний розмах варіаційного ряду:

25% і 75%-ві кванти дослідного розподілу: $x_{0,25}$ = 30; $x_{0,75}$ = 60; $\overline{X}_{с}$ = 45 Па.

д) центр розмаху варіаційного ряду: $\overline{X}_{р}$ = 50 Па.

Медіана з ряду п'яти оцінок центрів розподілу $\overline{X}_{м}$; $\overline{X}_{0,9}$; $\overline{X}$; $\overline{X}_{с}$; $\overline{X}_{р}$, розташованих у варіаційний ряд: 40<43,57<44<45<50 (Па).

За оцінку центру розподілу ($\overline{X}_{ц.р.}$) приймаємо вибіркове середнє арифметичне значення, $\overline{X}$ = 44 Па.

Таким чином, середнє значення великоструктурних забруднень фронту радіаторів, що надходять на технічне обслуговування та ремонт, можливо моделювати екрануванням 25% площі робочої поверхні радіатора досліджуваної моделі, що відповідає створенню додаткового аеродинамічного опору 44 Па.

4.2 Результати дослідження засмічень гідравлічного тракту радіаторів

Оцінка ступеня засмічення трубної дошки проводилася прямим замі-ром площі живого перерізу кожної з трубок та обчислення після підсумову-вання відносної площі засмічення за методикою, представленої у розділі 3. Результати вимірів зведено до таблиці 4.2.

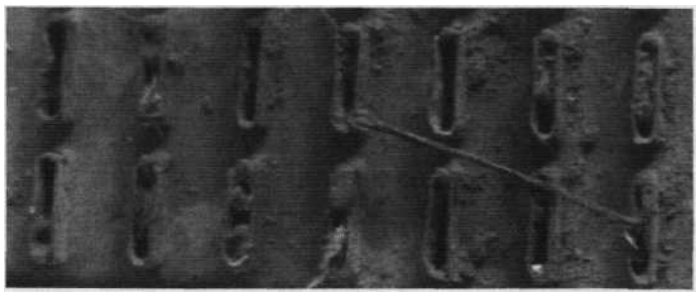


Рисунок 4.4 – Фрагмент трубної дошки радіатора у зоні вхідного пат-рубка

Таблиця 4.2 – Результати вимірювання ступеня засмічення трубної до-шки радіаторів

№ радіа-тора	Результати виміру			№ раді-атора	Результати виміру		
	S_{w0}, мм^2	$S_{w\tau}$, мм^2	$\Delta S_{w\tau}$, %		S_{w0}, мм^2	$S_{w\tau}$, мм^2	$\Delta S_{w\tau}$, %
1	8090	7184	11,2	16	7562	7145	5,5
2	7562	7297	3,5	17	7562	6790	10,2
3	7562	6458	14,6	18	8090	7532	6,9
4	8968	8060	10,1	19	8968	8452	5,8
5	7562	5898	22,0	20	7562	6252	17,3
6	4924	4456	9,5	21	7562	5792	23,4
7	8968	8555	4,6	22	8090	6181	23,6
8	4924	4238	13,9	23	4924	4650	5,6
9	7562	7123	5,8	24	4924	4235	14,0
10	7562	7012	7,2	25	7562	6400	15,4
11	7562	6508	13,9	26	8968	8604	4,1
12	7562	6418	15,1	27	7562	7040	6,9
13	8090	7063	12,7	28	7562	6728	11,0
14	8968	7984	11,0	29	4924	4215	14,4
15	8968	7744	13,6	30	4924	4530	8,0

Графічне представлення експериментальних даних результатів вимірювання ступеня засмічення показано рисунку 4.5.

Визначивши розрахунковим шляхом за оцінкою центру розподілу ($\overline{X}_{ц.р.}$) приймаємо вибіркове середнє арифметичне значення, $\overline{X}$ = 11,36%.

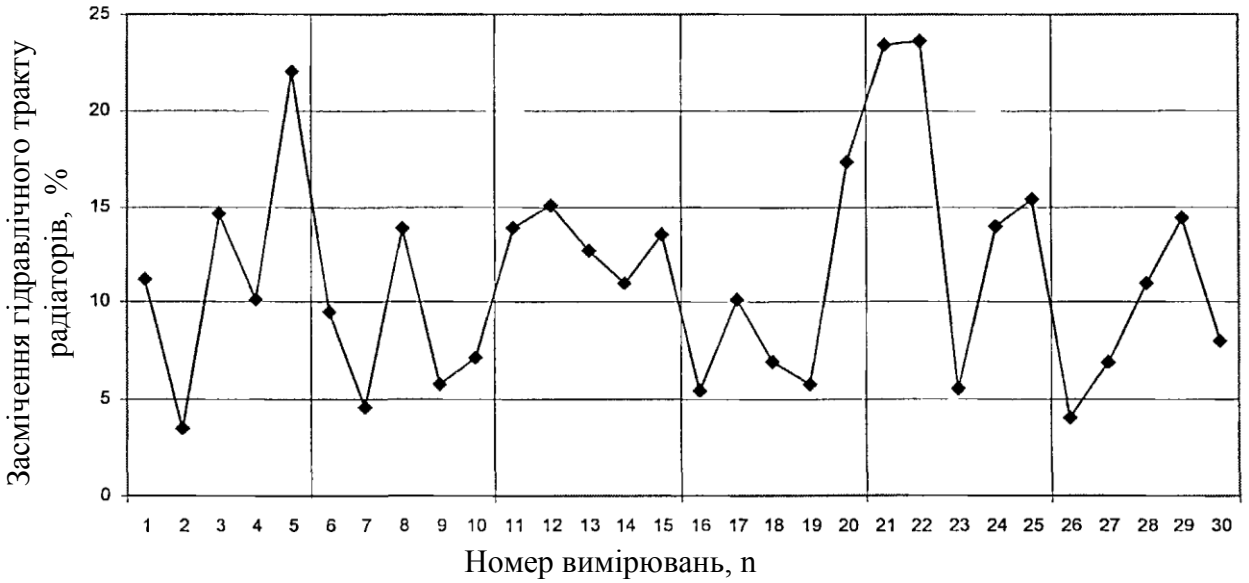


Рисунок 4.5 – Графічне представлення даних вимірювання площі каналів гідравлічного тракту радіаторів з напрацюванням, блокованих експлуатаційними забрудненнями (%)

Середнє значення додаткового гідравлічного опору, пов'язане із засміченням каналів трубної дошки.

4.3 Дослідження стану внутрішньої теплопередавальної поверхні

Результати дослідження стану внутрішньої теплопередавальної стінки радіатора, що працює на антифризі за стандартним методом, представлені на рисунку 4.6.

Середня за величиною товщина внутрішнього шару забруднень становить 0,0035 – 0,0038 мм. За цим знайденим значенням параметра зроблено висновок про неістотність ступеня його впливу на гідравлічний режим перебігу теплоносія.

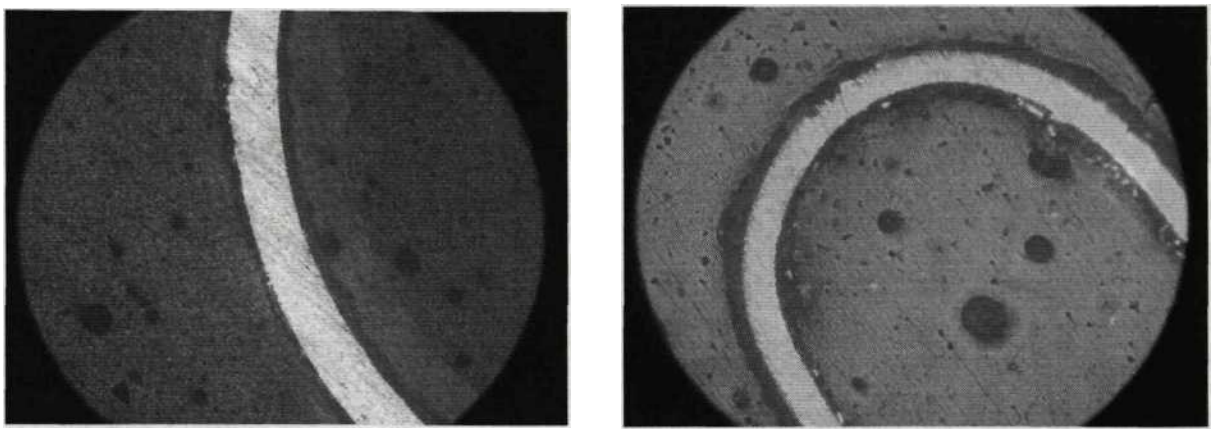


Рисунок 4.6 – Фото шліфа охолоджувальної трубки радіатора з внутрішніми забрудненнями при збільшенні х 500

Вплив шару забруднень встановленої товщини на теплопровідність стінки не виключається. При цьому даний вид забруднення визначатиметься у складі інтегрального параметра, відповідно, як термічний опір багатошарової стінки $R_{ст}$.

4.4 Результати дослідження впливу дрібноструктурних забруднень на тепловіддачу радіаторів

Для проведення активного експерименту було визначено оптимальні умови отримання заданого рівня запиленості зовнішньої поверхні радіатора дорожньо-ґрунтовим пилом. Залежності питомої маси дорожньо-ґрунтового пилу на поверхні радіатора від часу продування радіатора в замкнутому контурі характеризують динамічний процес видалення пилу із зовнішньої поверхні радіатора та осідання нового шару на тій же поверхні (рисунок 4.7).

Запиленість визначалася як частка від ділення маси осілого пилу на площу поверхні охолодження радіатора повітрям.

Разом із зменшенням швидкості повітря (за рахунок зміни частоти обертання вентилятора) відбувається відповідне зниження часу стабілізації шару відкладень і супутнє йому збільшення відносної маси пилу, що осів на пове-

рхні. Так, у випадку зниження частоти обертання вентилятора в камері від 1500 до 500 хв$^{-1}$ відносна маса пилу, що осів, збільшується більш, ніж в 2 рази. Зі збільшенням швидкості продування фронту радіатора динамічна рівновага між процесами осідання пилу та руйнування осілого шару настає при меншій товщині шару відкладень.

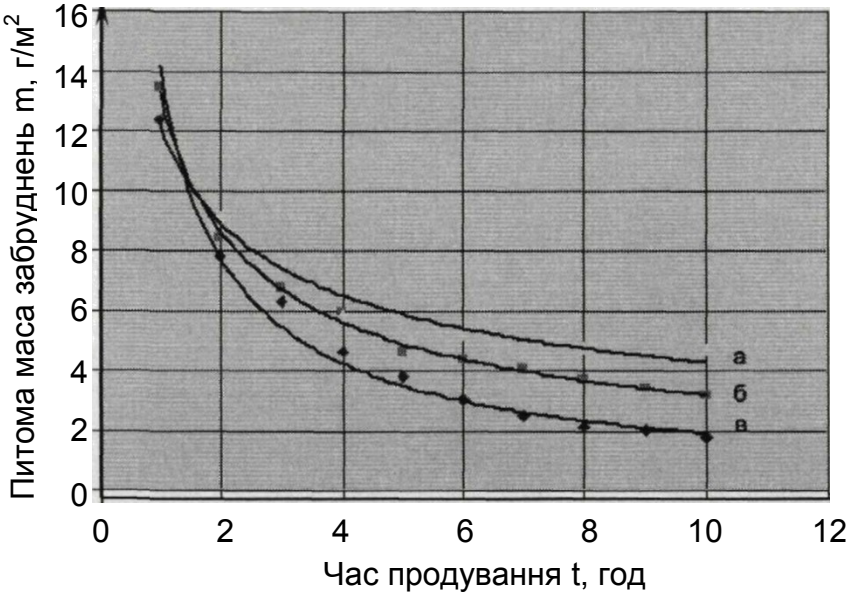


Рисунок 4.7 – Графік залежності питомої маси забруднення дорожньо-грунтовим пилом від часу продування фронту радіатора при частоті обертання вентилятора: а) 500 хв$^{-1}$; б) 1000 хв$^{-1}$; в) 1500 хв$^{-1}$

Питома забрудненість визначалася як частка від ділення маси осілого пилу на площу поверхні охолодження радіатора повітрям.

4.5 Висновки до розділу

1. Значення коефіцієнта інтенсивності засмічення 0,0038 свідчить про вичерпання резерву тепловіддачі радіатора без його очищення в умовах експлуатації через 40 годин або через 3600 км пробігу. При цьому значенні напрацювання необхідно провести операцію очищення зовнішньої поверхні радіатора від крупноструктурних забруднень.

2. Середнє значення великоструктурних забруднень фронту радіаторів, що надходять на технічне обслуговування та ремонт, можливо моделювати екрануванням 25% площі робочої поверхні радіатора досліджуваної моделі, що відповідає створенню додаткового аеродинамічного опору 44 Па.

3. Середнє значення засмічення трубної дошки на вході радіатора становить в умовах експлуатації становить 11,36%, що створює додатковий гідравлічний опір.

4. Середня за величиною товщина внутрішнього шару забруднень становить 0,0035 – 0,0038 мм.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Техніка безпеки під час обслуговування системи охолодження двигуна

На підприємствах, для попередження отруєння низькозамерзаючою рідиною повинен бути чітко встановлений порядок її відпуску, зберігання та витрачання за призначенням [2, 10].

Антифриз (низькозамерзаючі рідини) слід зберігати і перевозити в справних, герметично закритих ємностях (бочках та споживчій тарі).

Перед тим, як налити антифриз, необхідно ретельно очистити тару від твердих осадів, нальотів та іржі, промити лужним розчином і пропарити. У тарі не повинно бути залишків нафтопродуктів.

Антифриз наливають у тару не більше як на 90% її ємності. На тарі, в якій зберігають (перевозять) антифриз, і на порожній тарі з-під них повинен бути незмивний напис великими літерами «ОТРУТА», а також знак, встановлений для отруйних речовин.

Тару з антифризом зберігають у сухому приміщенні, яке не опалюється.

Не допускається:

- наливати антифриз у тару, яка не відповідає названим вище вимогам;
- переливати антифриз шлангом шляхом засмоктування ротом;
- застосовувати тару з-під антифризу для перевезення і зберігання харчових продуктів;
- перевозити антифриз спільно з людьми, тваринами, харчовими продуктами.

Злитий із системи охолодження двигуна антифриз здається за актом на склад для зберігання. Вимоги до зберігання відпрацьованого антифризу такі само, як і для свіжого.

Перед заправкою системи охолодження антифризом необхідно:

- перевірити, чи немає в системі охолодження (у з'єднувальних шлангах, радіаторі, сальниках водяного насоса тощо) течі, а за наявності необхідно її ліквідувати;
- промити систему охолодження чистою гарячою водою.

Заправку системи охолодження двигуна антифризом слід проводити тільки за допомогою спеціально призначеної для цієї мети посудини. Заправна посудина повинна бути очищена і промита, і мати відповідний напис: «Тільки для антифризу». Під час роботи з цими рідинами необхідно вжити заходи, що виключають попадання в них нафтопродуктів (бензину, дизельного палива, масла тощо).

Заливати антифриз у систему охолодження без розширювального бачка слід не до горловини радіатора, а на 10% менше об'єму системи охолодження, тому що під час роботи двигуна (при нагріванні) антифриз розширюється більше води, що може призвести до його витікання.

Після кожної операції з антифризом (одержання, видача, заправка автомобіля, перевірка якості) треба ретельно мити руки водою з милом. При випадковому заковтуванні антифризу потерпілому повинна бути негайно надана медична допомога.

Забороняється допускати до роботи з антифризом осіб, які не пройшли інструктажу з вимог безпеки при їх використанні та зберіганні або яким за медичним висновком така робота протипоказана за станом здоров'я.

5.2. Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм під час випробовування радіатора системи охолодження двигуна

Для висвітлення можливих небезпек та факторів, які призводять до небезпечної ситуації (травми, нещасного випадку тощо), проводять моделювання процесу виникнення небезпечної ситуації та її наслідків. [7; 18]

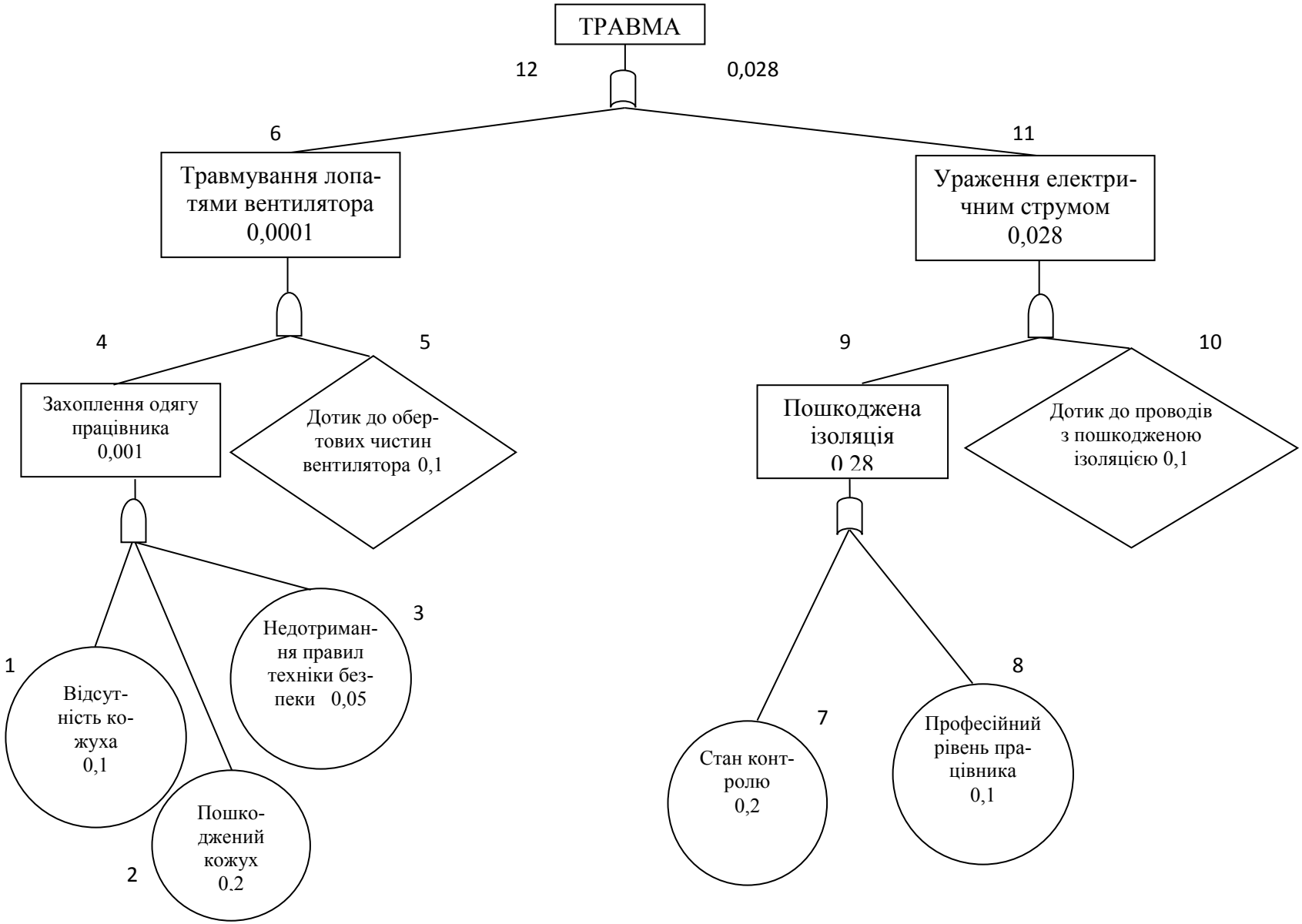


Рисунок 5.1 – Логіко-імітаційна модель процесу виникнення травми у працівника при випробуванні радіатора

Для прикладу виконаємо моделювання процесу виникнення небезпечної ситуації (травми або нещасного випадку) під час випробування системи охолодження двигуна на випробувальному стенді. Для цього побудуємо логіко-імітаційну модель процесу виникнення травми у працюючого при випробуванні радіатора системи охолодження (рисунок 5.1).

Ймовірність виникнення вихідної події P_{12} визначаємо з наступних математичних виразів:

$$P_4 = P_1 \times P_2 \times P_3 = 0,1 \times 0,2 \times 0,05 = 0,001;$$

$$P_6 = P_4 \times P_5 = 0,001 \times 0,1 = 0,0001;$$

$$P_9 = P_7 + P_8 - P_7 \times P_8 = 0,2 + 0,1 - 0,2 \times 0,1 = 0,28;$$

$$P_{11} = P_9 \times P_{10} = 0,28 \times 0,1 = 0,028;$$

$$P_{12} = P_6 + P_{11} - P_6 P_{11} = 0,0001 + 0,028 - 0,0001 \times 0,028 = 0,028.$$

Таким чином, на робочому місці під час випробування радіатора системи охолодження двигуна при наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях можна очікувати 0,028 травми.

Якщо зазначені недоліки негайно усунути (підвищити професійний рівень працюючих, підвищити контроль та не порушувати правила техніки безпеки), то можна побачити на моделі шляхом повторного розрахунку, що рівень небезпеки буде наближатися до 0, а рівень безпеки до 1.

5.3 Заходи безпеки під час надзвичайних ситуацій

Щодня в світі фіксуються тисячі подій, при яких відбувається порушення нормальних умов життя і діяльності людей і які можуть призвести або призводять до загибелі людей та/або до значних матеріальних втрат. Такі події називаються надзвичайними ситуаціями. [7]

Засоби масової інформації, як правило, привертають увагу громадськості до надзвичайних ситуацій, особливо коли вони пов'язані з життям відомих особистостей, призвели або можуть призвести до великої кількості жертв, становлять загрозу нормальному життю і діяльності груп людей, цілих регіонів чи навіть країн. Майже жодне газетне видання, жоден випуск радіо або телевізійних новин не виходить без таких повідомлень.

Небезпека – це негативна властивість матерії, яка проявляється у здатності її завдавати шкоди певним елементам Всесвіту, потенційне джерело шкоди. Якщо мова йде про небезпеку для людини, то це явища, процеси, об'єкти, властивості, здатні за певних умов завдавати шкоди здоров'ю чи життю людини або системам, що забезпечують життєдіяльність людей [18].

Внаслідок НС виникають руйнування будинків, споруд, шляхів сполучення, зараження місцевості радіоактивними та хімічними речовинами, затоплення, пожежі тощо. Люди можуть опинитися у завалах, у пошкоджених, підтоплених або палаючих будинках, інших не передбачуваних ситуаціях. У зв’язку з цим необхідні заходи з рятування людей, надання їм допомоги, локалізації аварій та усунення пошкоджень. При вирішенні цих проблем виходять з того, що в осередках ураження і районах лиха будуть проводитися не тільки суто рятувальні роботи, а й деякі невідкладні, не пов’язані з рятуванням людей.

Рятувальні та інші невідкладні роботи проводяться з метою порятунку людей та надання допомоги ураженим, локалізації аварій та усунення пошкоджень, створення умов для наступного проведення відновлювальних робіт. При проведенні рятувальних робіт велике значення має дотримання таких умов, як своєчасне створення угруповань, сил, що залучаються для проведення цих робіт; своєчасне ведення розвідки; швидкий рух і введення сил в осередок ураження; безперервне проведення рятувальних та інших невідкладних робіт до їх повного завершення; тверде й оперативне управління силами, що залучаються до проведення цих робіт; всебічне забезпечення їх діяльності.

Рятувальні роботи включають:

– розвідку маршрутів висування формувань і об’єктів робіт;

– локалізацію і гасіння пожеж на маршрутах висування і на ділянках робіт;

– пошук уражених і витягування їх з пошкоджених та палаючих будинків, загазованих, затоплених, задимлених приміщень, із завалів;

– розкриття зруйнованих, пошкоджених, завалених споруд та рятування людей, які там знаходяться;

– подання повітря в завалені споруди з пошкодженою фільтровентиляційною системою;

– надання першої до лікарської допомоги ураженим та евакуація їх до лікарських установ;

– виведення (вивезення) населення з небезпечних зон у безпечні райони;

– санітарну обробку людей, ветеринарну обробку сільськогосподарських тварин, дезактивацію та дегазацію техніки, засобів захисту, одягу, продовольства, води, фуражу.

Інші невідкладні роботи включають:

– прокладання колонних шляхів та влаштування проїздів (проходів) у завалах та в зонах ураження;

– локалізацію аварій на газових, електричних мережах з метою забезпечення умов для проведення рятувальних робіт;

– укріплення чи руйнування конструкцій будинків та споруд, які загрожують обвалом та перешкоджають безпечному руху і проведенню рятувальних робіт;

– ремонт та відновлення пошкоджених і зруйнованих ліній зв’язку та комунально-енергетичних мереж з метою забезпечення рятувальних та інших невідкладних робіт, а також захисних споруд для укриття людей у випадку повторних надзвичайних ситуаціях;

– пошук, знешкодження та знищення боєприпасів, що не розірвалися, та інших вибухонебезпечних предметів.

Рятувальні та інші невідкладні роботи проводяться безпосередньо в осередках ураження за будь-якої погоди до повного їх завершення [18].

5.4 Висновки до розділу

1. Виконання умов техніки безпеки дасть можливість уникнути небезпеки виникнення травм і нещасних випадків під час випробування радіаторів системи охолодження двигуна.

2. За допомогою методики оцінки рівня небезпеки виникнення аварій та травм, було розрахована та передбачено небезпеки що можуть виникнути під час дослідження системи охолодження двигуна.

3. Розглянуто заходи безпеки під час надзвичайних ситуацій, та способи захисту і ліквідації наслідків стихійних лих.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

Як зазначалося раніше під час виробництва автомобільних радіаторів у лабораторіях та науково-технічних центрах для визначення теплотехнічних характеристик радіаторів використовують спеціалізовані стенди. Витрати на кожне випробування нових конструкцій радіаторів включаються у виробничу вартість кінцевої продукції, чим істотно її підвищуючи.

Для досягнення економічного ефекту пропонується використання нових енергозберігаючих технологій, а саме заміна існуючого обладнання для визначення характеристик радіаторів на розроблене, оскільки розроблене обладнання є універсальним і може бути використане не лише у сфері експлуатації автомобільного транспорту, а й у сфері виробництва.

Порівняльні характеристики спеціалізованого стенда 147.00.000 і розробленого представлені у таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Порівняльна характеристика стендів для діагностування радіаторів

Показники	Стенд С 147.00.000	Розроблений стенд
1. Вартість стенда, тис. грн.	340	45
2. Тривалість випробувань радіатора, год	4,5	0,5
3. Встановлена електрична потужність стенда, кВт	300	25
4. Питомі витрати енергії на діагностування одного радіатора, кВт-год	580	4,5
5. Витрата води на діагностування одного радіатора, $м^3$	3,0	0,03
6. Площа, що займає стенд, $м^2$	120	9

Під час проведення аналізу деяких складових витрат, що впливають на економічну ефективність використання представлених зразків обладнання, скористаємося загальновідомими формулами.

Витрата електричної енергії, $З_{ел}$, грн. для проведення одного дослідження теплотехнічних характеристик радіатора визначається за формулою:

$$З_{ел} = T \cdot Ц_{1кВтгод} \cdot W \cdot \eta, \qquad (6.1)$$

де T – трудомісткість діагностики, люд-годин (T = 0,5 люд-год);

$Ц_{1кВтгод}$ – ціна однієї кВт-год., $Ц_{1кВтгод}$ = 2,64 грн./кВт-год.;

W – споживана потужність стенда, W = 25 кВт;

η – коефіцієнт використання потужності η = 0,22.

Варіанти порівняння:

1) $З_{ел}$ = 4,5×2,64×300×0,22 = 784,1 грн.

2) $З_{ел}$ = 0,5×2,64×25×0,22 = 7,26 грн.

У відсотковому співвідношенні витрати електричної енергії під час використання розробленого стенда становлять 0,92% витрат електроенергії у випадку використання стенда С147.00.000.

Затрати води $Р_в$, грн. під час діагностики одного радіатора визначається за такою формулою:

$$Р_в = V \times Ц_л, \tag{6.2}$$

де V – об'єм води, що витрачається під час діагностування, V = 0,03 м^3;

$Ц_л$ – ціна води, $Ц_л$ = 25,8 грн./ м^3.

Варіанти порівняння:

1) $Р_в$ = 3×25,8 = 77,4 грн.

2) $Р_в$ = 0,03×25,8 = 0,77 грн.

У відсотковому співвідношенні витрати на воду під час використання розробленого стенда становлять 0,99% від витрат у випадку використання стенда С147.00.000.

Амортизація стенда $А_{ст}$, грн. визначається за формулою:

$$А_{ст} = С_{кон} \times Н_{ам}, \tag{6.3}$$

де $С_{кон}$ – вартість стенда;

$Н_{ам}$ – норматив на амортизацію, $Н_{ам}$ = 0,15.

Варіанти порівняння:

1) $А_{ст}$ = 340000×0,15 = 51000 грн.

2) $А_{ст}$ = 45000×0,15 = 6750 грн.

У відсотковому співвідношенні витрати на амортизацію під час використання розробленого стенда становлять 13% від витрат на амортизацію у випадку використання стенда С147.00.000.

Затрати на утримання та ремонт стенда $З_{р.ст}$, грн. визначаються за формулою:

$$З_{р.ст} = С_{кон} \times Н_{р.об}, \quad (6.4)$$

де $Н_{р.об}$ – норматив затрат на ремонт обладнання, $Н_{р.об} = 0{,}07$.

Варіанти порівняння:

1) $З_{р.ст} = 340000 \times 0{,}07 = 23800$ грн.

2) $З_{р.ст} = 45000 \times 0{,}07 = 3150$ грн.

У відсотковому співвідношенні витрати на утримання та ремонт під час використання розробленого стенда становлять 13% від витрат на утримання та ремонт у випадку використання стенда С 147.00.000.

Вартість орендної плати за виробничу площу, $С_{прим}$, грн. для розміщення стенда визначається за такою формулою:

$$С_{прим} = S \times С_{1м2}, \quad (6.5)$$

де S – площа виробничого приміщення, м^2;

$С_{1м2}$ – вартість оренди 1 м^2 виробничої площі, грн.

Варіанти порівняння:

1) $С_{прим} = 120 \times 2000 = 240000$ грн.

2) $С_{прим} = 9 \times 2000 = 18000$ грн.

У відсотковому співвідношенні витрати на оренду виробничої площі під час використання розробленого стенда становлять 7,5 % від витрат на оренду виробничої площі під час використання стенда С147.00.000.

Таким чином, з представлених розрахунків наочно видно, що розроблений комплекс засобів діагностування радіаторів є кращим у плані енерго- та ресурсозбереження не тільки у сфері експлуатації автомобільного транспорту, а й під час використання його як обладнання для дослідження нових конструкцій радіаторів у науково-технічних центрах та лабораторіях.

Дослідженнями встановлено, що 72% радіаторів, що були в експлуатації та надходять у ремонт, процедури механічного очищення внутрішньої порожнини не потребують, і можуть бути відновлені методами миття та хімічного очищення. Середня тривалість ремонту одного радіатора автобуса Богдан під час проведення операцій з розбирання-складання та видалення забруднень внутрішньої порожнини механічним способом, становить чотири години, у той час як під час використання діагностичного стенда кількість часу, що витрачається на відновний ремонт складає – 1,5 години (30 хвилин – діагностика, 1 година – відновлення робочих характеристик). Таким чином, середня тривалість відновлювального ремонту одного радіатора у випадку використання діагностичного стенда становитиме:

$$\frac{(1{,}5 \cdot 72\%) + (4{,}5 \cdot 28\%)}{100\%} = 2{,}34 \text{ год.}$$

Висновок до розділу

Використанні розробленого діагностичного стенда у сфері автосервісу під час надання послуг з відновлювального ремонту радіаторів підвищується продуктивність праці та якість послуг.

Середня тривалість відновлювального ремонту одного радіатора становить 2,34 год.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Обґрунтовано граничні значення критерію працездатності радіаторів з урахуванням відмінності тепловиділень під час їх роботі у складі автомобіля, оснащеного дизельним або карбюраторним варіантом ДВЗ.

2. Розроблено метод діагностування радіаторів у процесі експлуатації автомобілів, що дозволяє визначати чисельне значення тепловіддачі та залишковий ресурс працездатності.

3. Розроблена математична модель робочого процесу дозволяє оцінити інтенсивність зміни потенціалу працездатності радіатора в залежності від типу експлуатаційних забруднень.

4. Діагностування елементів системи охолодження розробленим методом дозволяє удосконалювати процеси технічного обслуговування та ремонту автомобілів, зменшити їх трудомісткість, енерго- та матеріаломісткість. При цьому питомі енерговитрати на діагностування одного радіатора становлять не більше 4,5 кВт-год, тривалість діагностування – не більше 0,5 год.

5. Під час капітального ремонту автомобілів та їх складових частин розроблений метод забезпечує прийняття обґрунтованого рішення щодо призначення відповідного методу очищення та необхідності включення операції розбирання радіатора за його відновлення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1 Антощенков Р. В., Антощенков В. М. Спосіб та вимірювальна система для визначення енергетичних витрат мобільної машини. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2014. №. 145. С. 211-216.

2 Аргун Щ.В., Гнатов А.В., Ульянець О.А. Екологічний та енергоефективний автомобільний транспорт та його інфраструктура. *Вісник ЖДТУ*. Серія: Технічні науки. 2016. С. 25-34.

3 Баранюк О., Воробйов М. CFD-моделювання течії і теплообміну радіатора з пластинчасто-розрізним оребренням в умовах вільної конвекції. *Сучасні проблеми моделювання*, 2021. №21. С. 23-34.

4 Білущак Г. І., Чабанюк Я. М. Теорія ймовірностей і математична статистика: практикум. Львів, 2001. 418 с.

5 Василенко С. М., Українець А. І., Олішевський В. В. Основи тепломасообміну: підручник. Київ: НУХТ, 2004. 250 с.

6 Гліненко Л. К., Сухоносов О. Г. Основи моделювання технічних систем: навчальний посібник. Львів: Вид-во «Бескид Біт», 2003. 176 с.

7 Гряник І.М., Лехман С.Д. Охорона праці. Київ: Урожай, 1994. 187 с.

8 Димо Б. В., Пацурковський О. А. Єпіфанов О. К. Технічна термодинаміка та теплопередача. Миколаїв: НУК, 2022. 169 с.

9 Драганов Б. Х., Бессараб О. С., Долінський А. А. Теплотехніка: підручник. 2-е вид., перероб. і доп. Київ: Фірма «ІНКОС», 2005. 400 с.

10 Запорожець О. І., Бойченко С. В., Матвєєва О. Л.Транспортна екологія: навчальний посібник. Київ: НАУ, 2017. 507 с.

11 Калінін Є.І. Підвищення ефективності експлуатації автомобіля з розробкою поліпшеної системи охолодження. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції ННІ механотроніки і систем менеджменту*. Харків-

ський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2020. С. 61.

12 Кислий В.М. Організація наукових досліджень: навчальний посібник. Суми: Університетська книга, 2011. 224 с.

13 Ковжога С. О., Малько О. Д. Безпека життєдіяльності: навч. посіб. Харків: Нац. Юр. академія України, 2010. 224 с.

14 Козаченко О.В., Сорокін С.П., Шкрегаль О.М. Практикум з технічної діагностики: навч. посібник. Харків: Факт, 2013. 456 с.

15 Кулик О.Ю., Антощенков В.М. Покращення теплового стану ДВЗ розробкою енергоефективної системи охолодження. *Матеріали МНПК «Інноваційні розробки в аграрній сфері»* (28-29 листопада 2018 року). ХНТУСГ, ННІ МСМ, С. 217.

16 Куліков Ю. А., Томачинський Ю. М., Гончаров А. В., Поля швидкостей повітряного потоку перед фронтом радіатора в охолоджувальних пристроях двигунів автомобілів. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. 2009. №5. С. 117–121.

17 Куліков Ю., Верховодов А., Томачинський Ю. Вплив забруднення зовнішньої поверхні радіатора системи охолодження двигуна внутрішнього згорання автомобіля на роботу вентилятора. *Машинознавство*. 2011. Вип. 5-6. С. 45–47.

18 Лехман С.Д., Рублев В.І., Рябцев Б.І. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві. Київ: Урожай, 1993. 267 с.

19 Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підручник. Київ: Вища шк., 2007. 527 с.

20 Люлька В.С., Коньок М.М., Перинський Ю.Є. Основи діагностики автомобіля: навчально-методичний посібник. Чернігів: ЧНПУ імені Т.Г. Шевченка, 2013. 188 с.

21 Маркович С.І., Бевз О.В. Експлуатація та ремонт двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник. Кропивницький: ЦНТУ, 2022. 147 с.

22 Марціяш О., Гевко І., Кучвара І., Куц В. Дослідження параметрів системи охолодження двигунів внутрішнього згорання. *Вісник ТНТУ*. 2011. Том 16. № 4. С. 77-83.

23 Нємий С. В. Ефективність теплорозподільчих пристроїв системи опалення салонів автобусів. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2021. №31(1). С. 80-84.

24 Стенд для дослідження параметрів системи охолодження двигунів внутрішнього згоряння: пат. 69584 Україна: МПК F02C 7/12. № u201109736; заявл. 05.08.2011; опубл. 10.05.2012. Бюл. №9/12.

25 Форнальчик Є.Ю. Технічна експлуатація та надійність автомобілів. Львів: «Афіша», 2004. 480 с.

26 Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: навч. посіб. Харків: Точка, 2014. 148 с.

27 Шевель Є.В., Воробйов М.В., Васечко О.О. Розрахунок теплообмінника: навчальне видання. КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. 27 с.

28 Шкрегаль О.М., Лимаренко В.О., Рильський Д.О. Застосування сучасних діагностичних методів та засобів підвищення технічного рівня машин. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків. Вип. 145. 2014. С. 174–178.