

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

бакалавра

Освітньо-кваліфікаційний рівень

Напрямок підготовки (спеціальність) 274 «Автомобільний транспорт»

Шифр і назва напрямку підготовки (спеціальності)

на тему: «Вплив радіатора автомобіля на ефективність
охолодження двигуна внутрішнього згорання»

Шифр КвРАТ 022081.01.02. 00

Виконав студент 4-го курсу
група АТ 22-1
Шифр


Підпис

Назарій БОНК
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник к.т.н., доц.
Науковий ступінь, звання


Підпис

Владислав СВИДЕРСЬКИЙ
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Нормоконтролер


Підпис

Олег БАБАК
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

До захисту допускаю:
Завідувач кафедри ТАМ
Назва


Підпис

Олександр ДИХА
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Дата 10.06.2026

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Напрямок підготовки (спеціальність) 274 «Автомобільний транспорт»

Освітньо-професійна програма «Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою ТАМ

проф., д. т.н. Диха О.В.

" 15 " 04 2026 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Бонку Назарію Васильовичу

1. Тема проекту:

«Вплив радіатора автомобіля на ефективність охолодження двигуна внутрішнього згорання»

керівник проекту: Свідерський Владислав Петрович, к.т.н., доц.

Затверджено наказом університету від 15 лютого 2026р. № 8 (16)

2. Термін подання студентом проекту на кафедру: 10.06.2026 р.

3. Вихідні дані до проекту: *Матеріали практики; робочі креслення елементів автомобілів; нормативно – технологічна документація по розбиранню, дефектації, складанню та регулюванню елементів автомобіля; вимоги з охорони праці і безпеки роботи при виконанні ремонтних робіт.*

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. *Аналіз теплообміну у двигунах внутрішнього згорання та системах охолодження.*

2. *Аналіз конструкцій радіатора автомобіля.*

3. *Схема експериментальної установки, опис її роботи та методика дослідження.*

4. *Результати дослідження характеристик системи охолодження двигуна внутрішнього згорання.*

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень) _____

Графічна частина роботи представлена у вигляді презентації на слайдах.

5. Консультанти розділів роботи


Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання: 15.04 2026р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналіз теплообміну у двигунах внутрішнього згорання та системах охолодження.	1.05.2026	
2	Аналіз конструкцій радіатора автомобіля.	15.05.2026	
3	Схема експериментальної установки, опис її роботи та методика дослідження.	25.05.2026	
4	Результати дослідження характеристик системи охолодження двигуна внутрішнього згорання.	1.06.2026	
5	Оформлення пояснювальної записки.	2.06.2026	
6	Оформлення презентації бакалаврської роботи.	5.06.2026	
7	Нормоконтроль бакалаврської роботи.	9.06.2026	
8	Підписання розділів. Затвердження дати захисту.	10.06.2026	

Студент

 Назарій БОНК

Керівник роботи

 Владислав СВИДЕРСЬКИЙ

РЕФЕРАТ

Бакалаврська робота студента групи АТ-22-1 Бонка Назарія Васильовича на тему: «Вплив радіатора автомобіля на ефективність охолодження двигуна внутрішнього згоряння».

Обсяг роботи: 52 с., 1 табл., 16 рис., 12 джерел зі списку літератури, 1 додаток.

Актуальність вибраної теми у тому, що радіатор автомобіля має забезпечувати економічний тепловий режим двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) та не допускати його перегріву. Окрім того, радіатор повинен бути невеликих розмірів, мати мінімальні витрати дороговартісних кольорових металів та мінімальні витрати потужності на привід вентиляторів. Отже, питання підвищення експлуатаційних та технічних характеристик автомобіля за рахунок дослідження головного елемента охолоджуючого пристрою двигуна – блоку радіатор-вентилятор є актуальним.

Мета роботи: дослідити основні параметри системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння при різних режимах роботи, досягти підвищення точності при виконанні теплового конструктивного розрахунку радіатора та представити критерій оцінки його ефективності.


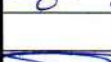

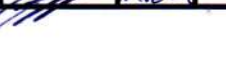
Завданнями роботи є: аналіз теплообміну у двигунах внутрішнього згоряння та системах охолодження. Проаналізувати конструкції радіатора автомобіля та розглянути фактори, які впливають на ефективність охолодження радіатора та двигуна внутрішнього згоряння автомобіля. Розробити стенд, методику та виконати дослідження системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння. Розробити методику експерименту та розрахунку системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння.

Запропонований метод дослідження параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння дає можливість забезпечити підвищення точності при виконанні теплового розрахунку радіатора автомобіля з ціллю оцінки ефективності при охолодженні двигуна внутрішнього згоряння.

Ключові слова: РАДІАТОР, СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ, СТЕНД, ПАРАМЕТРИ, ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.

Зміст

Вступ.....	6
1 Теплообмін в двигунах внутрішнього згорання і системах охолодження.....	7
1.1 Аналіз результатів дослідження характеристик системи охолодження двигуна внутрішнього згорання	7
1.1.1 Теплові потоки в циліндрі.....	7
1.1.2 Випромінювання продуктів згорання.....	9
1.1.3 Випромінювання полум'я.....	10
1.1.4 Конвективний теплообмін в циліндрі двигуна внутрішнього згорання	12
1.2 Теплообмін в порожнинах рідинного охолодження двигуна внутрішнього згорання.....	24
1.3 Формулювання завдання на дослідження характеристик системи охолодження двигуна внутрішнього згорання.....	26
2 Аналіз конструкцій радіатора автомобіля.....	28
3 Схема експериментальної установки, опис її роботи та методика дослідження.....	34
3.1 Схема експериментальної установки та опис її роботи.....	34
3.2 Методика дослідження характеристик системи охолодження двигуна внутрішнього згорання.....	35
4 Результати дослідження характеристик системи охолодження двигуна внутрішнього згорання	37
4.1 Алгоритм виконаного дослідження.....	37
4.2 Обробка експериментальних результатів дослідження.....	38
Висновки.....	49
Список використаних джерел.....	50
Додатки.....	52

КВРАТ 022081.01.02. 00								
Зм.	Арк.	Нодокум.	Підпис	Дата	Вплив радіатора автомобіля на ефективність охолодження двигуна внутрішнього згорання	Літера	Аркуш	Аркушів
						н	5	52
Виконав	Бонк Н. В.			10.06.2016		ХНУ, група АТ 22-1		
Перевірів	Свідерський В.П.			10.06.2016				
Н.контр.	Бабак О.П.			10.06.2016				
Затвер.	Диха О.В.			10.06.2016				

ВСТУП

В даний час, зберігаючи загальні принципи роботи двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), наблюдаємо зростання їх потужності з одночасним зменшення розмірів. Двигуни внутрішнього згоряння широко ввійшли у наше життя, стали незамінним помічником у багатьох сферах життєдіяльності людини.

Подальший розвиток сучасних двигунів веде до подальшого форсування ДВЗ за обертами, за середнім тиском, при цьому відбувається зростання теплонапруженості основних деталей камери згоряння.

Головне джерело теплових навантажень у двигуні вважають є робочий процес, який протікає в циліндрі. сильний

У процесі теплопередачі спостерігається нерівномірний та сильний нагрів деталей циліндропоршневої групи (ЦПГ). Велика теплова напруга виникає у деталях ДВЗ, вона за своєю величиною перевищує напругу сил інерції та тиску газів. Досить часто, можуть виникати недопустимі перегриви деталей циліндропоршневої групи. Тому, обмежуються можливості форсування ДВЗ, відповідно знижується надійність їх. Головну роль процеси теплопередачі визначають у сучасних перспективних ДВЗ, а саме таких, що форсуються як за обертами та середнім ефективним тиском.

У нашій державі автомобільний парк застосовується у достатньо складних кліматичних умовах: у теплу пору року при високій температурі атмосферного повітря, але при низькій відносній вологості.

У зв'язку з постійним зростанням енергоємності автомобілів, а також підвищенням цін на дорогі кольорові метали та паливо, питання зниження витрат на виробництво теплообмінних апаратів і зменшення споживання палива під час експлуатації автомобілів стають дедалі більш актуальними. Саме тому, системи охолодження двигунів автомобілів, що застосовуються у нашій економічній зоні, мають забезпечувати безперебійну їхню роботу за мінімальних витратах потужності та габаритах на роботу охолоджуючого пристрою [1].

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ТЕПЛООБМІН В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ І СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ

1.1 Аналіз результатів дослідження характеристик системи охолодження двигуна внутрішнього згорання

1.1.1 Теплові потоки в циліндрі

Теплообмін у циліндрі двигуна є складним процесом через змінність параметрів, властивостей робочого тіла та швидкості його руху відносно поверхонь, що поглинають тепло.

До речі, при запалюванні пального у циліндрі виникає полум'я, яке має вищу температуру, а ніж робоче тіло. Тому, для опису теплообміну можливе використання наближених емпіричних залежностей.

Безпосередньо теплота від робочого тіла передається до стінок камери згорання за рахунок конвективного та променистого теплообміну [2]:

$$q_s = q_k + q_{n,z} + q_{n,n}, \quad (1.1)$$

де q_s – густина сумарного теплового потоку, Вт/м²; q_k – густина конвективного теплового потоку, Вт/м²; $q_{n,z}$ – густина теплового потоку випромінюванням з газами, Вт/м²; $q_{n,n}$ – густина теплового потоку випромінюванням з полум'ям, Вт/м².

Приклад змін густини сумарного, конвективного та променистого теплових потоків залежно від кута повороту колінчастого валу у камері згорання чотиритактного дизельного двигуна наведено на рисунку 1.1.

З рисунку 1.1 можна зробити висновок, що при циклічних змінах термодинамічних та газодинамічних параметрів робочого тіла у циліндрі двигуна біля стінок циліндра проходить тепловий потік, який змінює своє значення та свій знак. Зміна відбувається також температури поверхні циліндра на 5–10 °С у

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

високооберткових двигунах та на 50 °С у малооберткових дизелях. При цьому, густина теплового потоку у різних точках камери згоряння може зазнавати значних змін.

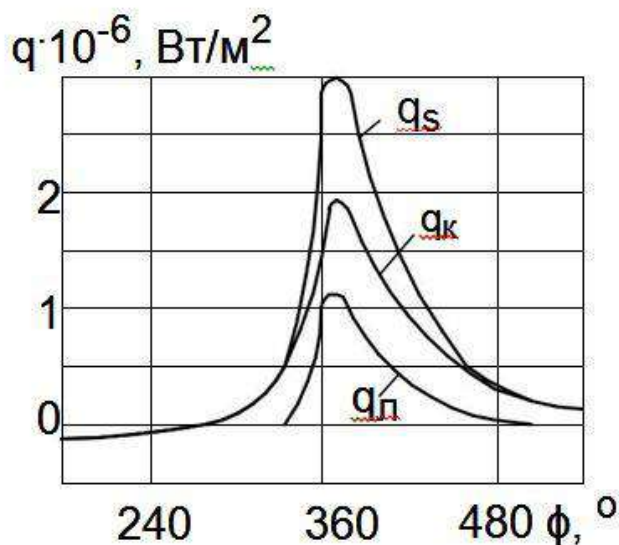


Рисунок 1.1 – Зміна густини сумарного, конвективного та променистого теплових потоків за кутом повороту колінчатого валу у камері згоряння чотиритактного дизеля

На рисунку 1.2 наведено залежність відносної густини теплового потоку

$\bar{q}_s = \frac{q_s}{q_{s \max}}$ по поверхні поршня від відносного радіусу поршня \bar{r} (відношення поточного радіусу до радіусу поршня) чотиритактного дизеля.

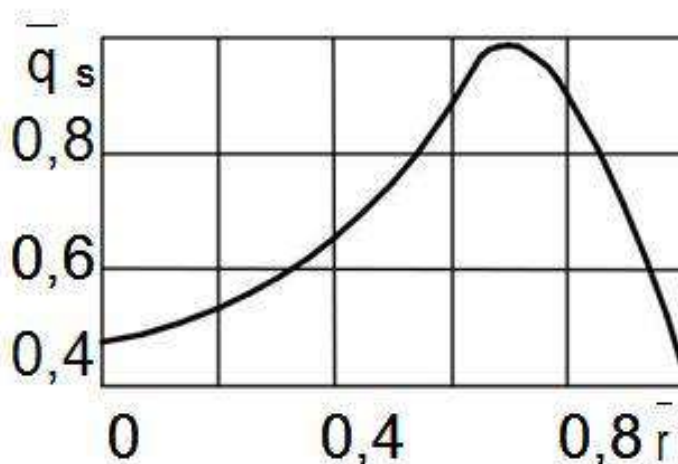


Рисунок 1.2 – Залежність відносної густини теплового потоку \bar{q}_s від відносного радіусу поршня \bar{r} чотиритактного дизеля

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Ученими доведено, що в цьому випадку густина теплового потоку у різних точках на поверхні деталі різниться майже у 2,5 рази, а це відповідно створює труднощі в організації охолодження та може призвести до термічної деформації.

Є необхідність розглянути кожен з доданків теплового потоку окремо.

1.1.2 Випромінювання продуктів згоряння

З усіх газоподібних продуктів згоряння найбільшою поглинаючою та випромінюючою здатністю відмічають двоокис вуглецю та водяні пари. Другі компоненти або їх досить мало, або вони оптично прозорі і не можуть впливати на сумарний тепловий потік.

При випромінюванні газ здобуває об'ємну форму. Густина його залежить у першу чергу від товщини газового шару, а також від густини та температури випромінюючих газів. Густина власного випромінювання CO_2 та H_2O можна визначити за наступними формулами:

$$E_{\text{CO}_2} = 3,5(p_{\text{CO}_2} \cdot I)^{0,33} \left(\frac{T}{100}\right)^{3,5}, \quad (1.2)$$

$$E_{\text{H}_2\text{O}} = 3,5(p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot I)^{0,8} I^{0,6} \left(\frac{T}{100}\right)^3, \quad (1.3)$$

де $p_{\text{CO}_2}, p_{\text{H}_2\text{O}}$ - парціальний тиск вуглекислого газу та парціальний тиск водяної пари у продуктах згоряння; $I = 3,6 V / F$ – еквівалентна товщина випромінюючого шару; V – об'єм газу у циліндрі; F – площа стінок циліндра.

Відповідно закону Стефана - Больцмана, густину теплового випромінювання газів розраховують за формулою:

$$q_{\text{в.г}} = \varepsilon'_w \varepsilon_{\text{г}} \sigma \left[\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4 \right], \quad (1.4)$$

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\sigma = 5,67 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К}^4)$ - коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;
 $\varepsilon'_w = (1 + \varepsilon_w)/2$ – ефективна ступінь чорноти стінки; ε_w – ступінь чорноти стінки у прозорому середовищі; ε_Γ – ступінь чорноти газу.

Ступінь чорноти компонентів суміші газів визначають з формули:

$$\varepsilon_{H_2O} = 1 - e^{-K_\lambda P_{H_2O} \cdot l}, \varepsilon_{CO_2} = 1 - e^{-K_\lambda P_{CO_2} \cdot l} \quad (1.5)$$

де K_λ - коефіцієнт ослаблення променя, $\text{Па}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$.

При врахуванні випромінювання лише CO_2 та H_2O ступінь чорноти газу підраховують по формулі:

$$\varepsilon_\Gamma = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O} - \Delta \varepsilon_\Gamma \quad (1.6)$$

де β – поправковий коефіцієнт; $\Delta \varepsilon_\Gamma$ – поправка на частковий збіг спектрів випромінювання CO_2 та H_2O .

Випромінювання продуктів згорання у межах 3-5 відсотків від загального потоку теплопередачі між газом та стінкою.

1.1.3 Випромінювання полум'я

Поділяють полум'я умовно на оптично прозоре та непрозоре. Полум'я оптично прозоре – світиться, воно випромінює енергію селективно лише у певному діапазоні частот. Це полум'я утворюється при згоранні достатньо добре підготовленої паливоповітряної суміші з коефіцієнтом надлишку $\alpha_n > 1$. Вважають, що полум'я у двигунах з зовнішнім сумішоутворенням є оптично прозорим.

Оптично непрозоре полум'я у вигляді факелу характеризується суцільним спектром. Причина непрозорості – наявність залишків палива, сажі та інших мілкодисперсних частинок. Саме таке полум'я відповідає дизельним та газовим двигунам з роздільною подачею палива і повітря у циліндр. Як відображено на

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рисунку 1.3, а, можна зробити висновок, що ступінь чорноти полум'я визначає концентрація частинок сажі. На рис. 1.3, б бачимо зміну температур факелу та газу у процесі горіння, при цьому температура полум'я є значно вища температури газу.

Аналізуючи рисунок 1.3, робимо висновок: температура полум'я та ступінь чорноти його безперервно змінюються. Тому для розрахунків допускають приймати за температуру полум'я температуру згорання палива при стехіометричному складі суміші.

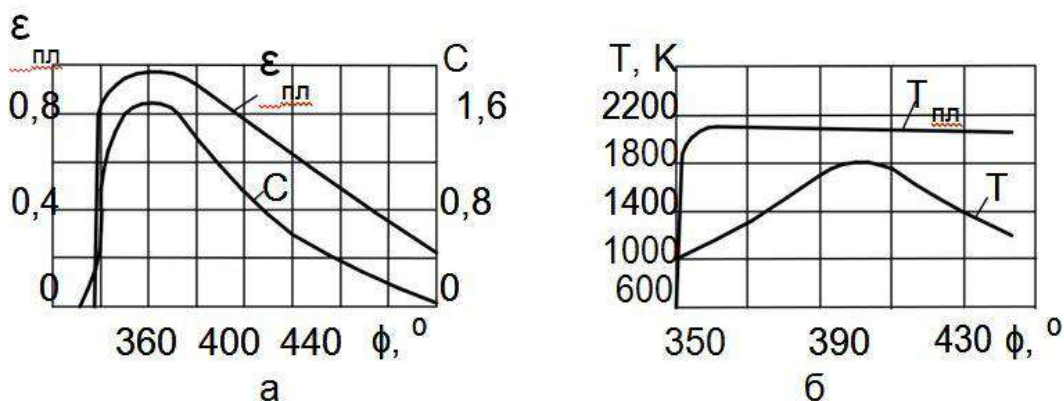


Рисунок 1.3 – Зміна параметрів полум'я : а – концентрації сажі та ступеню чорноти полум'я; б – температури полум'я та газів

Ступінь чорноти факела визначаємо за емпіричною формулою:

$$\varepsilon_{пол} = 1 - \exp \left\{ -1,8 \frac{C \cdot p_s}{H \cdot \alpha} [0,2(1 - x_{вид}) + 0,03] \cdot \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2}(1 - \cos \varphi) \right] \right\}, \quad (1.7)$$

де C , H – відповідно масова доля вуглецю та водню у паливі, кг/кг;
 $x_{вид}$ – відносна характеристика виділення теплоти [3].

Щоб розрахувати щільність теплового потоку, який випромінюється факелом, частіше всього застосовують закон Стефана-Больцмана, що виглядає наступним чином:

$$q_{в.п} = \varepsilon_w'' \varepsilon'_{пол} \left[\left(\frac{T_{пол}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right], \quad (1.8)$$

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\varepsilon'_{пол}$ – приведена ступінь чорноти полум'я; ε''_w – приведена ступінь чорноти стінок.

Тепловий потік, виділяємий факелом, відповідає 15-35 відсоткам від сумарного теплового потоку. Тому при розрахунку теплообміну у циліндрі ним нехтувати не потрібно.

1.1.4 Конвективний теплообмін в циліндрі двигуна внутрішнього згорання

Теплообмін у двигуні внутрішнього згорання – один з основних питань дослідження автомобілебудування. Без достатнього вивчення складних фізичних процесів теплообміну немає сенсу у проектуванні нових, а також вдосконалення існуючих двигунів.

Науковцями в даний час розроблені теоретичні та експериментальні способи дослідження. Дані, одержані для сучасних поршневих двигунів, можна узагальнити та успішно використовувати не тільки для поршневих двигунів внутрішнього згорання нових поколінь, але й для різних теплоенергетичних вузлів, які за складністю теплофізичних процесів, які у них проходять є значно простіші ніж у ДВЗ.

Інтенсивність процесу теплообміну у циліндрі в більшій мірі залежить від характеру та інтенсивності руху робочого тіла у камері згорання, а також від мікроструктури потоку.

На рух газу у циліндрі двигуна, який є турбулентний, впливають у першу чергу рух поршня та процеси введення та випуску газу, характерні особливості організації робочого процесу, а також форма камери згорання. До того ж, на рух газу в циліндрі впливає вібрація стінок камери згорання, безпосередньо сам процес згорання. Неоднорідність та неізотропія процесу визивають додаткові збурення у робочому тілі, утворюють вторинні потоки по стінкам камери згорання та інтенсифікують процес теплообміну.

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Густину конвективного теплового потоку можна визначити за законом Ньютона-Ріхмана:

$$q_k = \alpha_s(T - T_w), \quad (1.9)$$

де α_s - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/ (м²·К), T – температура середовища; T_w – температура поверхні камери згоряння циліндра.

Процес теплообміну є досить складним. Тому для його опису застосовують емпіричні залежності. Ці залежності застосовують лише для розрахунку теплообміну у конкретних типах двигунів і конкретних розмірів. При розрахунку можлива значна похибка: коефіцієнти тепловіддачі, які підраховані за різними залежностями, можуть різнитися у 2 - 3 рази.

Одним із перших теплообмін у поршневих двигунах внутрішнього згоряння почав вивчати В. Нуссельт. (1882-1957 р.) Його вважають одним з найвидатніших теплофізиків, який створив теорію подібності у теплопередачі. Після обробки експериментальних результатів, одержаних з допомогою калориметричної бомби, а також дослідів Д. Клерка, які стосуються теплового балансу тихохідного газового двигуна, Нуссельт одержав формулу для визначення коефіцієнта тепловіддачі у циліндрі поршневого двигуна [4] :

$$\alpha = 5,388 \cdot 10^{-4} (1 + 1,24 C_m) \cdot T_\infty^{1/3} \cdot p^{2/3} + 0,421 \frac{\left(\frac{T_\infty}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)}{T_\infty - T_w}, \quad (1.10)$$

де T_∞, p – відповідно поточна температура та тиск робочого тіла; T_w – температура поверхні камери згоряння.

1. Вірогідно, що формула (1.10) має адитивну структуру:

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_k + \alpha_R,$$

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де α_0 – коефіцієнт тепловіддачі, що відповідає нерухомому газу у камері згоряння (це значення Нуссельт одержав з допомогою сферичної бомби, при наявності у ній вільної конвекції); α_k – коефіцієнт тепловіддачі, що відповідає умовам вимушеної конвекції, що відбувається зі швидкістю, пропорційною середній швидкості поршня c_m ; α_R – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням (це значення було визначено експериментально із застосуванням позолоченої та чорної бомб).

Бажано відмітити, можливості екстраполяції на умови дослідів звужує розмірний вид формули (1.10), що відрізняються від проведених Нуссельтом. Із-за малої недостатньої кількості експериментальних результатів Нуссельт розробив формально-адитивний підхід до опису радіаційно-конвективного теплообміну. Проте, при цьому він був абсолютно точним як науковець-дослідник, так як у його експериментах частка радіації не перевищувала лише декілька відсотків від інтегрального теплового потоку.

Послідовником Нуссельта у дослідженнях теплообміну в двигунах внутрішнього згоряння вважають Н. Р. Брілінга (1876-1961 р.). Проводячи дослідження по визначенню теплових втрат у циліндрі малообертового компресорного дизеля при $n = 200 \text{ хв}^{-1}$, ним було виявлено, що інтенсивне вихроутворення, зумовлене пневматичним розпиленням палива, збільшує у 2,45 рази коефіцієнт тепловіддачі.

Формула Брілінга має такий вид:

$$\alpha = 5.388 \cdot 10^{-4} (1 + 1.45 + 0.185 c_m) (T_\infty p^2)^{1/3} + 0.421 \frac{\left(\frac{T_\infty}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4}{T_\infty - T_w}, \quad (1.11)$$

Складова $1.45(T_\infty p^2)^{1/3}$ пояснює Брілінг, пов'язана з тепловіддачею від вихрів. І тому адитивний аналог формули (1.10) приймає наступний вид:

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_w + \alpha_k + \alpha_R,$$

де α_w – коефіцієнт тепловіддачі, що відповідає тепловіддачі від вихрів. Для швидкохідних дизелів безкомпресорного типу коефіцієнт α_w приймають рівним нулю.

Отже, Брілінг довів, що у кожному випадку в залежності від методу утворення суміші, швидкохідності, а також потужності коефіцієнти у формулі (1.11) потрібно уточнювати згідно експериментальних результатів.

Адитивний підхід Нуссельта першим розкритикував професор Г. Ейхельберг (1891-1972 р.) у роботі [5]. Використавши малоінерційну термометрію циліндро-поршневої групи та спосіб розв'язування зворотної задачі теплопровідності, Ейхельберг одержав таку формулу:

$$\alpha = 77,9 \cdot 10^{-4} (T_\infty \cdot p)^{1/2} c_m^{1/3} \quad (1.12)$$

Як бачимо, замість виразу $(T_\infty \cdot p^2)^{1/3}$, який присутній у формулі (1.11), Ейхельберг ввів інший $(T_\infty \cdot p)^{1/2}$, тобто температури у порівнянні з тиском надано дещо більшого значення. Дослідження Ейхельберга вважають початком нового напрямку у питаннях теплообміну в двигунах внутрішнього згорання, і те, що у формулу (1.12) складова променистого теплообміну не входить окремим виразом, як у формулах (1.10) і (1.11), потрібно вважати перевагою, а не недоліком.

Існують модифіковані версії формули Ейхельберга (1.12), які запропонували Кінг, Хенаін, Пфлаум [6,7]. Пфлаум (1896-1989 р.) – професор Берлінського технічного університету уперше довів неоднорідність тепловіддачі на поверхнях деталей, які створюють камеру згорання, а це – поршень, головка циліндра, гільза. Він також оцінив частку радіаційного теплообміну до 50 відсотків у сумарній тепловіддачі від робочого тіла у двигунах внутрішнього згорання.

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До його здобутків відносять також два досить важливих встановлених ним висновки:

– у камері згоряння ДВЗ теплообмін має локальний характер, Пфлаумом було запропоновано для поверхонь камери різні α -формули;

– частина радіаційного теплообміну у камері згоряння дизельного двигунах внутрішнього згоряння є достатньо великою, тому застосування простого адитивного підходу для підрахунку повного теплового потоку, який поступає від робочого тіла до стінки камери згоряння, неможливе.

Формула Пфлаума має призначення розрахунку теплообміну двигунів з наддувом і приймає наступний вид:

$$\alpha_s = 3.714 f(p_k) (pT)^{0.5} (6.2 - 5.2 \cdot 5.7^{-0.01c_m} - 0.025c_m) \quad (1.13)$$

де $f(p_k) = 4,11 p_k^{0,25}$ - для кришки циліндра та поршня; $f(p_k) = 3,79 p_k^{0,67}$ - для втулки циліндра.

У цій формулі не враховується теплообмін випромінюванням.

Променевий теплообмін у циліндрі дизеля досліджував Л. М. Белінкій. Він встановив, що випромінювання у камері згоряння є суцільним в цілому, мається на увазі, подібне до випромінювання твердого тіла. Отже, випромінюють частіше всього тверді мікрочастинки сажі, які мають, як довів Белінкій, температуру, що різниться від температури робочого тіла. Так звану температуру полум'я, він запропонував підраховувати за емпіричною залежністю:

$$T_{II} = T_{\infty} \cdot \exp \left[0,106 (2\bar{V}o)^{0,24} \right] \quad (1.14)$$

Аналізуючи формулу, напрошується твердження, що температура полум'я рівна теоретичній температурі горіння палива, $T_{II} = T_T$. Слід відмітити, що під теоретичною температурою горіння вважають максимальну температуру, яка може бути при горінні в адіабатних умовах, тобто коли уся теплота надходить до

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

робочого тіла при заданій вихідній температурі та коефіцієнті надлишку повітря. Для дизельного палива $T_T = 2100$ К. Припущення Белінкого застосовували у своїх працях Г. В. Рознбліт та В. З. Махов [4,5], приймаючи:

$$\bar{Bo} = Bo \left(\frac{T_{II}}{T_{\infty}} \right)^4, \text{ де } Bo = \frac{3600 \cdot 6nHU_{mцук} dx}{F_W \varepsilon_W \varepsilon_{III} \sigma_o T_{\infty}^4 d\phi}, \quad (1.15)$$

А. Гурвичем введено безрозмірний вираз для \bar{Bo} щоб розрахувати теплообмін у топці, де Bo є число Больцмана. З теплофізики знаємо, що число Больцмана розраховується як відношення поздовжнього конвективного перенесення ентальпії до потоку променевої енергії [5] :

$$Bo = \frac{\rho U_m \cdot c_p (T_{\infty} - T_W)}{\sigma_0 (T_{\infty}^4 - T_W^4)}, \quad (1.16)$$

Де U_m – максимальна швидкість у граничному шарі.

Виходячи з цього, число Больцмана в теорії випромінювання має таку роль, як число Пекле у теорії молекулярного перенесення теплоти:

$$Pe = \frac{u \cdot l}{a_T} = Re \cdot Pr \quad (1.17)$$

У випадку, коли число Pe є значне, перенесенням енергії теплопровідністю у поздовжньому напрямку нехтують. Відповідно, при великих значень числа Bo перенесення енергії випромінюванням у поздовжньому напрямку є незначним. Число Bo – це відношення усієї кількості теплоти, яка виділена у камері згоряння, до кількості теплоти випромінюваної полум'ям при температурі $T_{II} = T_T$, яке не відповідає характеристиці числа Больцмана, прийнятого у теплофізиці. Також, запропонований А. Гурвичем вираз для Bo та рекомендований для розрахунку теплообміну у топках, не характеризує фізичну суть процесів, які проходять в

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поршневих двигунах. І дійсно, в топках у якості T_{∞} розглядається та температура, яка на виході з них.

Отже, прирівнювати нестационарну температуру у циліндрі двигуна із стаціонарною температурою на виході з топки не є взагалі доцільним. Припущення $T_{II} = T_T$ застосовував у своїх працях Г. Розенбліт, який досліджував протягом довгого часу теплообмін у дизелях великої потужності та одержав в результаті багатьох експериментів α – формулу, яка має такий вигляд:

$$\alpha = C_1 \left(\frac{C_u}{D} \right)^{1/2} (\lambda \cdot c_p \cdot \rho)^{1/2} \left(1 + C_2 \frac{a W_{зк}}{C_u} \right) + \varepsilon \sum \sigma_0 \frac{T_{II}^4 - T_W^4}{T_{II} - T_W}, \quad (1.18)$$

де $a = (kRT_{\infty})^{1/2}$ – швидкість звуку; $C_1 = 4,34$ та $C_2 = 0,000219$ – емпіричні коефіцієнти для чотиритактних дизелів, $C_1 = 3,35$ та $C_2 = 0,027$ – для двотактних дизелів з протилежно рухомими поршнями, а $C_1 = 3,93$ та $C_2 = 0,0063$ – для двотактних дизелів з петлевою продувкою.

Суттєва відмінність даної формули від розглянутих вище у тому, що до її складу введено швидкість звукових коливань $W_{зк}$, яку Розенбліт отримував методом обробки індикаторної діаграми за формулою:

$$W_{зк} = 2,43 \frac{nD}{kp} \frac{dp}{d\varphi} \quad (1.19)$$

В результаті підстановки, ним отримано вектор швидкості \vec{W} газу в циліндрі у вигляді суми тангенціальної c_u , радіальної u та осьової v складових:

$$W = (c_u^2 + u^2 + v^2)^{1/2}.$$

Визначаючою швидкістю для тепловіддачі на поверхнях кришки головки циліндра та поршня він прийняв:

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_{к.П} = [c_u^2 + u^2 + (v + W_{зк})^2]^{1/2},$$

а на поверхні гільзи відповідно – $W_r = [c_u^2 + (u + W_{зк})^2 + v^2]^{1/2}$.

Отже, $W_{зк}$ може бути як інтенсифікуючий фактор процесу тепловіддачі. На думку Розенбліта, локальні місця згоряння у циліндрі ведуть до різних локальних значень тиску. Хвиля тиску, який виникає в місці згоряння, шириться на сусідні ділянки у вигляді ударної хвилі але з малим перепадом тиску, так як початковий тиск у циліндрі значно вищий. Дана хвиля тиску має властивості звукової хвилі, тому до неї можливе застосування законів акустики.

Акустичні коливання утворюють вторинні потоки, акустичні, по нормалі біля нерухомої стінки. Дані вторинні хвилі, проходячи в зону граничного шару, прискорюють теплообмін. Приймаючи твердження, що обертання заряду з кутовою швидкістю W_B у циліндрі проходить у відповідності із законом обертання твердого тіла, то отримаємо $c_u = W_B \cdot r$. Далі, відповідно (1.18), максимальна конвективна тепловіддача відслідковується по краям камери згоряння, при тому, коли поточний радіус r направлений до радіуса камери згоряння R .

У центральній ділянці камери згоряння $r \rightarrow 0$, і відповідно (1.18) конвективний тепловий потік наближається до нуля. А це протирічить фізичній інтерпретації процесу. Ось чому Г. Розенбліт пропонує для зони r менше $0,25R$ величину α прийняти постійною (незалежно від поточного радіуса r). Отже, використання α -формули Розенбліта обмежено наступною зоною значень $r \geq 0,25R$.

Також, формула (1.18) виведена з використанням адитивного підходу Нуссельта-Брілінга. Це складно пояснити, так як при виведенні даної формули науковець виходив з критеріального рівняння, яке він отримав дослідним шляхом для процесів з наявністю променевого теплообміну:

$$Nu = C_1 Pe^{1/2} \left(1 + C_2 \frac{a_T W_{зк}}{c_u^2} \right), \quad (1.20)$$

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $Nu = \frac{\alpha D}{\lambda}$, $Pe = Re \cdot Pr = \frac{WD}{a_T}$ – відповідно числа Нуссельта та Пекле;

$W = (c_u^2 + W_{зк}^2)^{1/2}$ – визначаюча швидкість.

Значення коефіцієнтів C_1 та C_2 Розенбліт визначив дослідним шляхом для процесів згоряння та розширення, тому звичайно вони враховують також вплив випромінювання. Отже, вписувати у формулу (1.18) складову променевого теплообміну не має необхідності. Також у формулі (1.18) відсутні ще й параметри такі, як тиск та температура робочого тіла, тому величина α може бути занижена для процесів згоряння та розширення. Проте поточна температура робочого тіла T_∞ у формулі (1.18) виявлена не повністю, так як коефіцієнт проникнення теплоти $b = (\lambda_{c_p} \rho)^{1/2}$ залежить безпосередньо від температури граничного шару $T_{cp} = \frac{T_\infty + T_w}{2}$, а поточний тиск p застосовується для визначення швидкості $W_{зк}$. Використовуючи цю швидкість, Розенбліт фактично вводить в α -формулу (1.18) нестационарну величину $\frac{dp}{d\varphi}$, яка відрізняє його формулу від попередніх представлених вище квазістационарних α -формул.

При одержанні формули (1.18) науковцем були реалізовані такі методи:

– одержання формули для місцевого коефіцієнта тепловіддачі методом введення в її склад місцевих величин тангенціальної швидкості;

– врахування наявності термічного граничного шару при введенні у формулу (1.18) коефіцієнта проникнення теплоти $b = (\lambda_{c_p} \rho)^{1/2}$, який отриманий за термодинамічними параметрами цього шару.

Спосіб дослідження променевого теплообміну у двигуні внутрішнього згоряння, запропонованого Л. Белінкім, в дальнішому зазнав розвитку такими науковцями, як П. Флін, А. Епплер, С. Батурін [8]. Достатньо великий вклад в удосконалення експериментальних способів дослідження радіаційного теплообміну в двигунах внутрішнього згоряння внесли учені А. Костін, М. Стародомський, Є. Максимов, В. Вагнер, Б. Руднев та інші науковці [9]. Експериментальні методи

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дослідження цих учених утворили фактичні наукові передумови для розвитку способів розрахунку у камері згоряння поршневих двигунів променевого теплообміну. Необхідно відзначити, що заслуга Л. Белінкого та його наступників у тому, що вони підтвердили неоднорідність температурного поля робочого тіла у об'ємі камери згоряння і, відповідно, було доказано, що середньооб'ємною температурою T_{∞} взагалі можливо характеризувати теплові процеси у середині циліндра лише у першому наближенні.

Також потрібно відмітити, що в даний час α -формули знаходять практичне використання і тому не можна стверджувати, що ці формули мають лише історичне значення.

Відомий науковець у галузі двигунобудування Г. Вошні запропонував свою формулу для підрахунку коефіцієнта тепловіддачі у камері згоряння [10]. Цю формулу в теорії двигунів внутрішнього згоряння в наш час застосовують набагато частіше, ніж інші α -формули, так як вона є більш універсальною.

Як і В. Нуссельт та його наступник, Г. Вошні основувався у своїх твердженнях на квазістаціонарному представленні процесу. Проте, на відміну від своїх попередників він застосовував методику теорії подібності. У якості вихідного рівняння Г. Вошні використав критеріальний вираз:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (1.21)$$

Швидкість робочого тіла у циліндрі двигуна внутрішнього згоряння він подав в вигляді двох складових:

$$W = C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \Delta p, \quad (1.22)$$

де C_1 та C_2 – постійні коефіцієнти.

У даній формулі перша складова доданку відповідає швидкості переміщення робочого тіла, що залежить від руху поршня, а також від вихрового руху впускного заряду. В даному випадку визначаючою величиною є середня швидкість поршня c_m .

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Процес згоряння є другим фактором руху робочого тіла у циліндрі, і тому другий доданок у формулі (1.22) характеризується зміною тисків $\Delta p = p - p_0$, що відображає різницю між тисками у циліндрі як при процесі згоряння так і без нього. Тиск p_0 стиску та розширення отримують при роботі двигуна внутрішнього згоряння у режимі прокручування або при роботі двигуна при виключеній подачі палива (у дизельному двигуні) або свічки запалювання (в бензиновому ДВЗ) у досліджуваному циліндрі. Логічно вважати, що тиски p та p_0 будуть функціями від кута провертання колінчатого валу.

Вирази для числа Нуссельта $Nu = \frac{\alpha D}{\lambda}$ та Рейнольдса $Re = \frac{WD}{\nu}$, в яких у якості характерного розміру застосовується діаметр D циліндра та враховуючи, що число Прандтля є постійною величиною $Pr = \text{const}$, а також теплопровідність та динамічна в'язкість для повітря та для вихідних продуктів згоряння будуть величинами пропорційними температурі ($\lambda \approx T_\infty^{0.75}$, $\mu \approx T_\infty^{0.62}$).

Оскільки $\rho = \frac{p}{RT_\infty}$ та $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, з формули (1.21) одержимо:

$$\alpha = C \cdot D^{m-1} \cdot T_\infty^{0.75-1.62m} \cdot p^m \cdot W^m$$

При турбулентному витіканні показник степені $m = 0.8$, тому:

$$\alpha = C \cdot D^{-0.2} \cdot T_\infty^{-0.546} \cdot p^{0.8} \cdot W^{0.8} \quad (1.23)$$

Усі коефіцієнти постійні, які застосовуються при отриманні формули (1.23) характеризуються одним коефіцієнтом C . Щоб отримати значення цього коефіцієнта і також коефіцієнтів C_1 та C_2 з формули (1.22), Г. Вошні виконав досить багато експериментів, проведених безпосередньо на двигунах. Слід відмітити, основним критерієм оцінки достовірності отриманих значень C , C_1 та C_2 стала відповідність теплових балансів двигунів внутрішнього згоряння визначених розрахунковим

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

методом та експериментально. Враховуючи це, Г. Вошні надав α -формулі (1.23) наступний вид [11]:

$$\alpha = 0,12793 D^{-0.2} T_{\infty}^{-0.53} p^{0.8} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_0) \right]^{0.8} \quad (1.24)$$

Якщо $2C_1 c_m \left(\frac{V_c}{V_{\varphi}} \right)^2 C_3 \geq C_2 \frac{V_h T_a}{p_a T_a} (p - p_0)$, то

$$\alpha = 0.12793 D^{-0.2} T_{\infty}^{-0.53} p^{0.8} \left\{ C_1 c_m \left[1 + 2 \left(\frac{V_c}{V_{\varphi}} \right)^2 C_3 \right] \right\}^{0.8} \quad (1.25)$$

де $C_1 = 6,18 + 0,417 c_u / c_m$ – для процесів газообміну;

$C_1 = 2,28 + 0,308 c_u / c_m$ – для процесів стискування-згорання-розширення;

$C_2 = 0,00324$ – для дизелів з безпосереднім вприскуванням та для бензинових двигунів м/(с·К);

$C_2 = 0,0062$ – для дизелів з розділеними камерами згорання, м/(с·К);

для ДВЗ з використанням теплоізоляційних матеріалів у камері згорання

$C_2 = 0,005 + 2,3 \cdot 10^{-5} (T_w - 600)$ м/(с·К) при $T_w > 600$ К;

для ДВЗ, що працюють на метанолі за циклом Отто $C_2 = 0,004$ м/(с·К);

для бензину $C_3 = 0,8$; для метанолу $C_3 = 1,0$;

для дизельного палива $C_3 = 1 - 1,2 \exp(-0,65 \alpha_v)$.

Розмірність величин у цих виразах наступна: D вимірюється в метрах, p – в барах, T – в К, V – в м³, α – в Вт/(м²·К).

Основні особливості формули (1.25).

За допомогою виведеного критеріального виразу з послідуочим уточненням коефіцієнтів Г. Вошні вивів свою формулу, що була відмінна від формули Нуссельта, котрий вивів її експериментальним шляхом, але не зміг надати формулі

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(1.9) узагальнений критеріальний вид. Головне твердження Г. Вошні полягало в тому, що витікання у циліндрі двигуна ідентичне стаціонарному витіканню у трубопроводі. Швидкість потоку у трубопроводі замінено швидкістю руху поршня, діаметер трубопроводу – діаметром циліндра двигуна, крім того робочому тілу в двигуні внутрішнього згоряння відповідали теплофізичні властивості, які характерні для газу в трубопроводі. Отже, Г. Вошні для підрахунку нестационарного теплообміну у камері згоряння застосовував теорію подібності.

Використовуючи емпіричні коефіцієнти, Г.Вошні врахував досить складний взаємний зв'язок між конвективним та променевим теплообміном. Він не виділяв променевий теплообмін у вигляді окремої складової, як це робили до нього інші науковці. Однією з головних переваг, що визначають достовірність формули Г. Вошні є відмова від традиційної адитивної форми.

1.2 Теплообмін в порожнинах рідинного охолодження двигуна внутрішнього згоряння

У порожнинах рідинного охолодження двигуна внутрішнього згоряння можливі три режими теплообміну: вимушена конвекція; загальмоване поверхнєве кипіння; розвинене кипіння.

При вимушеній конвекції теплообмін описують, зазвичай, звичайними залежностями для конвективної тепловіддачі, викладені які у праці [8]. Що стосується інтенсивність теплообміну при кипінні, то вона залежить від стану поверхні (чистоти, наявності відкладень виду обробки), а також теплофізичних властивостей рідини та матеріалу деталей. У випадку, коли відсутнє поверхнєве кипіння на охолоджувальній поверхні гільз циліндрів, коефіцієнти тепловіддачі розраховують наближено за формулою Г. Розенбліта:

$$\alpha_s = \frac{C w_n^{0,41} w_{\text{вiб}}^{0,23}}{\rho^{0,32} d_e^{0,36}} \quad (1.31)$$

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де w_n – швидкість потоку охолоджувальної рідини;

$w_{віб}$ – амплітудна швидкість вібрації гільзи циліндра;

ρ – густина охолоджувальної рідини;

$d_e = d_2 - d_1$ - еквівалентний діаметр кільцевої щілини каналу охолоджувача;

d_1 - зовнішній діаметр гільзи;

d_2 - внутрішній діаметр сорочки охолодження циліндра;

$C = 61,5$ - для гільз циліндрів, запресованих у блоки циліндрів;

$C = 33,8$ - для циліндрових втулок з напресованими на них сорочками охолодження.

Швидкість вібрації стінок гільзи циліндра амплітудну рекомендовано визначати за емпіричною формулою:

$$w_{віб} = 8,34 \cdot 10^{-10} \left(\frac{2n}{\tau} \right)^3 + 7,25 \cdot 10^{-6} \left(\frac{2n}{\tau} \right)^2 - 13,85 \cdot 10^{-3} \left(\frac{2n}{\tau} \right) + 0,54$$

де τ - число $w_{віб} = 8,34 \cdot 10^{-10} \left(\frac{2n}{\tau} \right)^3 + 7,25 \cdot 10^{-6} \left(\frac{2n}{\tau} \right)^2 - 13,85 \cdot 10^{-3} \left(\frac{2n}{\tau} \right) + 0,54$ тактів у циклі двигуна.

Щоб оцінити інтенсивність теплообміну при загальмованому поверхневому кипінні на кришці блоку циліндрів застосовують залежність:

$$Nu = 0,45 \cdot 10^{-2} K_{\phi}^{0,4} Pe^{0,7} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{0,5} Pr^{0,3} \quad (1.32)$$

де $Pe'' = q_l / (gr_T)$ – модифіковане число Пекле;

$K_{\phi} = r \cdot c_p (T_s - T_p)$ – критерій фазового перетворення;

p – тиск в системі охолодження; p_0 – барометричний тиск;

Pr – число Прандтля для рідкого холодагенту;

r – прихована теплота пароутворення;

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ρ – густина пароподібного холодагенту;

α_T – коефіцієнт температуропровідності пароподібного холодагенту;

l – відривний діаметр бульбашки пари;

T_s – температура насичення холодагенту при тиску p ;

T_p – температура потоку холодагенту.

Оцінка інтенсивності теплообміну при загальмованому поверхневому кипінні на гільзі циліндра підраховується, використовуючи залежність:

$$Nu = 1.2 \cdot 10^{-2} K_{\phi}^{0.4} Pe^{n0.7} \left(\frac{d_2}{d_e} \right) \left(\frac{p}{p_0} \right)^{0.5} Pr^{0.3} \quad (1.33)$$

Так як, режим тепловіддачі на різних участках охолоджуваної поверхні завчасно невідомий, оцінку інтенсивності теплообміну рахують в декілька наближень при одночасному розрахунку поля температур охолоджуваних деталей.

1.3 Формулювання завдання на дослідження характеристик ситами охолодження двигуна внутрішнього згоряння

Метою даної роботи є дослідити параметри системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння при різних режимах його роботи, забезпечити підвищення точності при виконанні теплового конструктивного розрахунку радіатора та запропонувати критерій оцінки його ефективності.

Завдання дослідження:

1. Проаналізувати особливості теплообміну у двигунах внутрішнього згоряння та їх системах охолодження.

2. Виконати аналіз конструкцій радіатора автомобіля та встановити фактори від яких залежить ефективність охолодження радіатора автомобіля та двигуна внутрішнього згоряння.

3. Розробити стенд, методику та провести дослідження системи

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

охолодження двигуна внутрішнього згоряння.

4. Розробити спосіб дослідження та розрахунку системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння.

Об'єктом дослідження є радіатор системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння.

Предметом дослідження є характеристики ситеми охолодження автомобіля.

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РАДІАТОРА АВТОМОБІЛЯ

Завдання радіатора полягає в охолодженні нагрітої рідини. Складається радіатор з нижнього та верхнього бачків, а також з серцевини та деталей кріплення. Досить часто можливе бічне розташування бачків (рисунок 2.1).

Переважно застосовують серцевину радіатора трубчасто-пластинчасту або трубчасто-стрічкову. Рідше можна зустріти стільникову. Взагалі система охолодження необхідна для забезпечення оптимальної температури роботи двигуна. При відсутності такого охолодження автомобіль далеко не доїде, оскільки двигун без охолодження перегрівається та виходить з ладу. Тому для адекватної роботи двигуна необхідно забезпечити відповідний тепловий режим [8,9].

У системі охолодження безпосередньо радіатор виконує роль основного теплообмінника, оскільки по його трубках переміщається нагрітий антифриз, який охолоджується потоком повітря.



Рисунок 2.1 – Радіатор автомобіля

Для охолодження антифриза в автомобілі радіатор розміщують у передній частині кузова, зразу ж за радіаторними ґратами, де при русі транспортного засобу використовується зустрічний потік повітря. У випадках, коли автомобіль переміщається повільно, за радіатором розташований вентилятор, який забезпечує примусове обдування повітрям. Отже, антифриз, проходячи через стільники радіатора, охолоджується до температури 80-90 °С. Така температура забезпечує

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

оптимальну роботу двигуна (рисунок 2.2).

У якості системи охолодження найперших автомобілей застосовували просту воду з природною конвекцією: нагрітий антифриз переміщався по патрубках за рахунок різниці температур, а саме: гаряча рідина має меншу щільність, а холодніша відповідно більшу і за рахунок різниці температур антифриз проходив по системі.

В даний час, з підвищенням швидкостей руху та великих навантажень на двигун, безумовно збільшується необхідність в охолодженні. Тому, антифриз переміщається за допомогою насоса, який забезпечує швидкість циркуляції по системі. Змінився також і сам радіатор охолодження двигуна. Крім трубок, на ньому появились так звані ребра, тобто пластини для якісного теплообміну. Сам принцип лишився тим же: гарячий антифриз перетікає у верхню частину радіатора, переміщується вниз, охолоджуючись, і знову поступає у систему охолодження (рисунок 1.3).

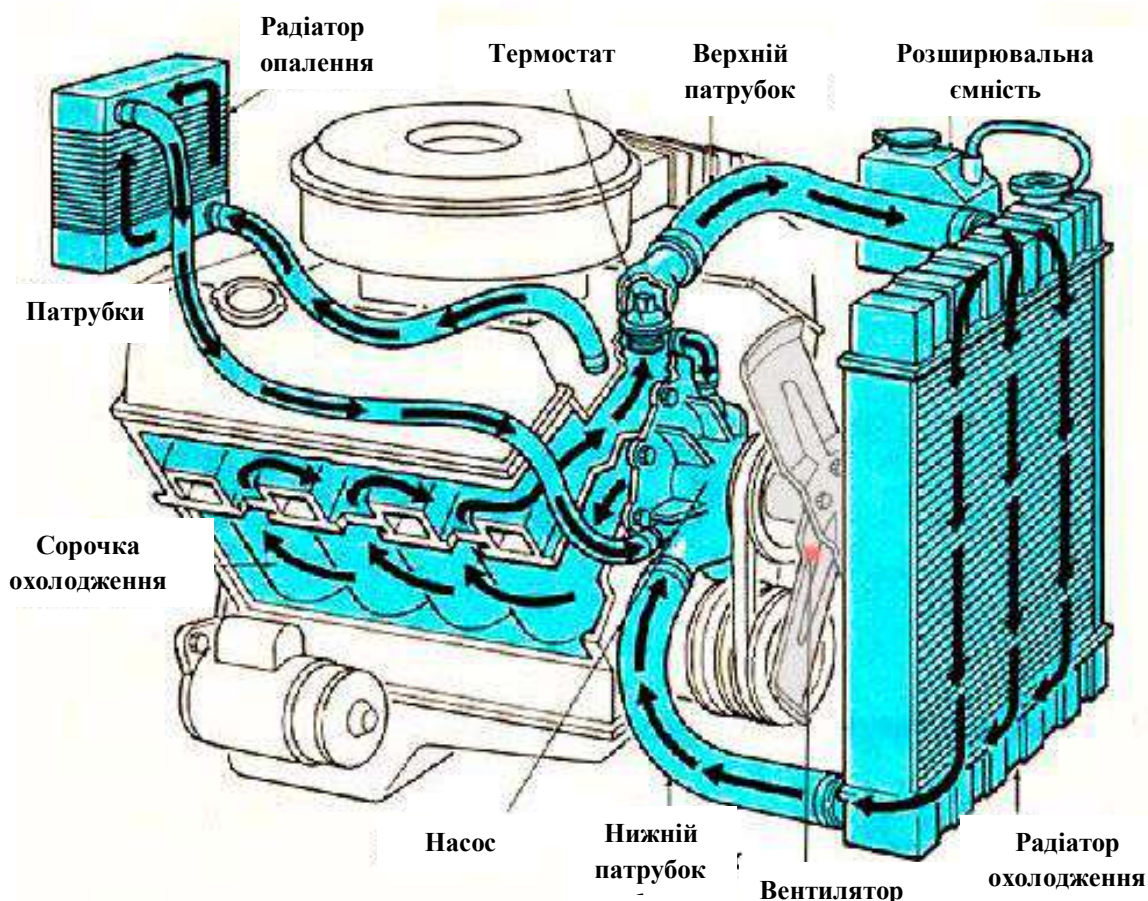


Рисунок 2.2 – Система охолодження двигуна внутрішнього згоряння

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

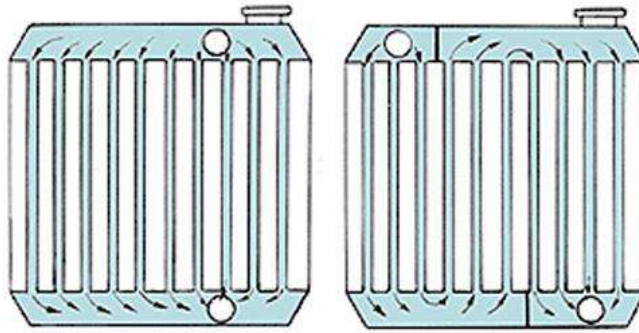


Рисунок 2.3 – Схема потоків рідини у радіаторі:
одноходовий (звичайний) – ліворуч, і триходовий (справа)

Радіатори різняться способом складання, матеріалом корпусу та додаткових компонентів. У самих перших радіаторах з'єднання компонентів виконувалось механічним методом. Такий монтаж за собівартістю дешевий: не потрібно ні дороге обладнання, а ні особливі технологічні потужності. Слабким місцем таких радіаторів були стики. Необхідно було прокладення ущільнювачів, що стійкі до антифризу та перепаду температур.

У перших радіаторів трубки були спроектовані круглими у перерізі, самі радіатори були недорогими, але такими, що мають недостатній коефіцієнт тепловіддачі. Пізніше радіатори стали виготовляти зі сплюснутих у перерізі трубок, які, маючи більшу площу, набагато краще охолоджували антифриз.

Наступним поколінням радіаторів стали радіатори паяні мідні. Вони, звичайно, дорожчі порівнюючи із збірними, але значно міцніші та краще відводять теплоту. Також у зварних радіаторах не потрібні прокладки, лише прокладка у місці з'єднання металевої частини з пластиковим бачком. Позитивним є і те, що радіатори мідних конструкцій можна ремонтувати, пошкодження можна запаяти з подальшим його використанням.

З подорожчанням міді стали застосовувати дешевший алюміній. Використовуючи нові методи зварювання, алюмінієві зварні радіатори дуже міцні та надійні. У порівнянні з мідним недолік такого радіатора наступний: алюміній гірше віддає тепло, але із-за площі охолодження нові радіатори цілком виконують

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

покладені на них завдання.

В наш час радіатори, що виготовляються, одержують з алюмінію, так як ціни на мідь ростуть, а це веде до нерентабельності цього матеріалу. Радіатори з алюмінію характеризуються високою міцністю, тому їх ставлять у автомобілі з потужними двигунами. Проте, алюмінієві радіатори дуже складно ремонтуються, так як аргонове зварювання, що потрібне для запаювання тріщин та пробоїн, може бути неефективним, так як товщина стінок пластин радіатора менше 1 мм. Схеми таких радіаторів приведені на рисунку 2. 4.

Головні елементи радіатора – ємності та сполучні патрубки, що знаходяться між ними. Залежно від моделі ємності радіатора розташовуються або з боків, або зверху та низу. Антифриз перетікає в радіатор згори та, опускаючись вниз, проходить охолодження.

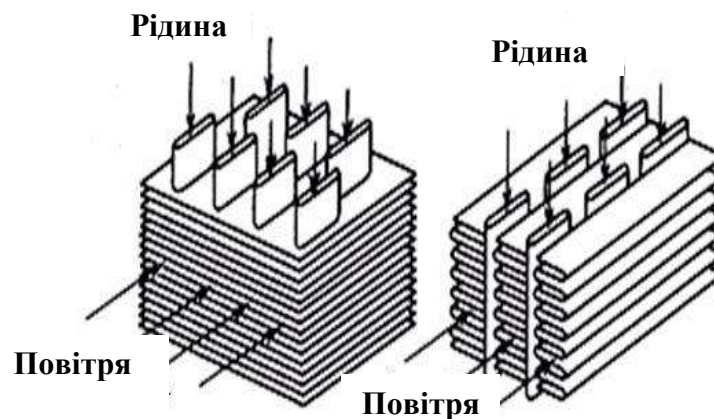


Рисунок 2.4 – Схема трубчасто-пластинчатого дворядного (ліворуч) і трубчасто-стрічкового трирядного (праворуч) радіаторів

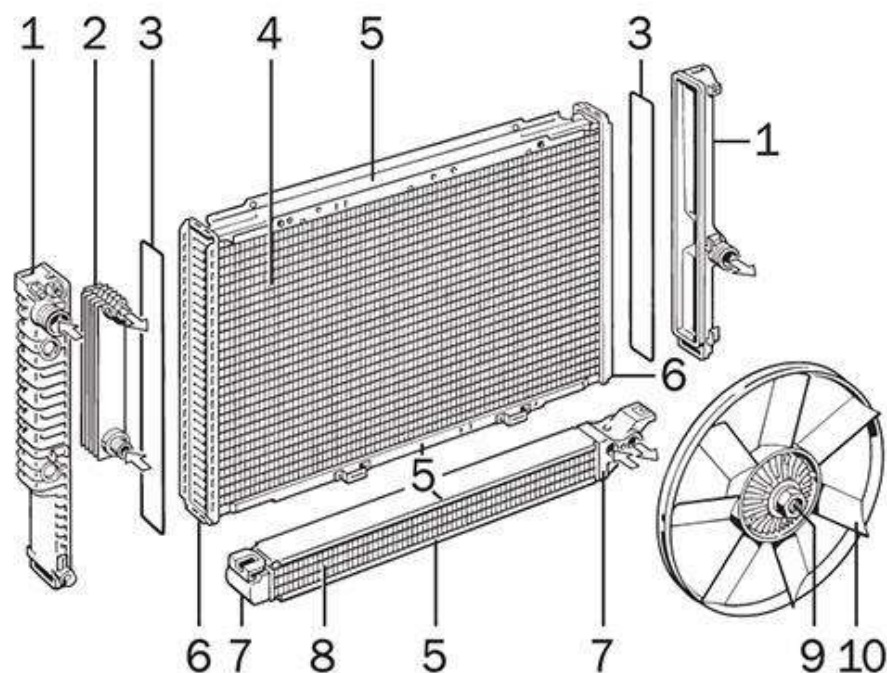
Ємності можуть бути пластиковими, можуть бути і металевими. Пластик є дешевший та легкий, проте при пошкодженні не піддається ремонту. Металева ємність, звичайно, має високу вартість, але при потребі можна заварити чи запаяти пробитий отвір, тріщину (рисунок 2.5).

З ціллю поліпшення теплообміну між трубками розміщені додаткові елементи у вигляді пластин, або гофровані алюмінієві стрічки в сучасних радіаторах.

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Стрічкова конструкція радіатора поєднує у собі міцність та достатню необхідну тепловіддачу, тому більшість радіаторів в основному виготовляються за даною технологією.

Крім того, радіатор системи охолодження в залежності від конструкції може бути доповнений окремим відділом для охолодження олії автоматичної коробки перемикачів (АКПП). Ця система дає можливість ефективно використати обдування радіатора, одночасно виконуючи дві функції. Зазвичай, у технічних характеристиках вказано, що радіатор призначений для додаткового охолодження мастила коробки перемикачів. Система охолодження добре продумана, не потрібно додаткових маніпуляцій. Розширювальна ємність перешкоджає заповітрюванню системи, температуру відстежує термостат, напрямок потоку антифризу регулює розподільчий клапан.



1 – ємність радіатора; 2 – охолоджувач рідини АКПП; 3 – прокладка; 4 – радіатор системи охолодження; 5 – бічна сполучна скоба; 6 – основа каркасу; 7 – ємність мастильного радіатора; 8 – мастильний радіатор; 9 – віско-муфта вентилятора; 10 – вентилятор

Рисунок 2.5 – Конструкція радіатора автомобіля

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

В спекотну погоду та коли двигун під навантаженням, якщо охолодження недостатньо добре працює, він все одно може перегрітися.

Ефективність охолодження залежить від самої конструкції радіатора, додаткового обдування вентилятором та безпосередньо чистоти радіатора.

Конструкція передбачає кількість рядів, форму трубок та структуру. В основному, радіатори виготовляють дво- або трирядними, в залежності від простору під капотом. Чим більше рядів має радіатор, тим краще відбувається охолодження, проте маса та товщина радіатора звичайно буде більша. Форма трубок частіше всього виготовляється сплюснутою для якіснішого обдування повітрям, а також і охолодження достатнє. Гофровані стінки радіатора з тонкого металу, що допомагає відводити теплоту, теж мають значення. Трубчасто-пластинчаті радіатори поступово відходять у минуле при русі з електричним приводом, він оснащений функцією включення при підвищенні температури антифризу. Отже, необхідне додаткове охолодження ефективно працює на замській дорозі та у міських пробках.

Вентилятор розташований попереду автомобіля. Радіатор в процесі руху автомобіля збирає на себе увесь зустрічний бруд, такий як пил, дрібні камінчики, водяні бризки, мух та метеликів, сухі листки, вихлопи транспорту, що їде попереду. Потрібно обов'язково стежити за чистотою радіатора, так як шар бруду на ньому може досягати кількох сантиметрів, а це заважає ефективному охолодженню антифризу. Спеціалісти радять періодично очищати пластини радіатора від сміття в автосервісі або самостійно.

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 СХЕМА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ, ОПИС ЇЇ РОБОТИ ТА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Схема експериментальної установки та опис її роботи

Експериментальна установка, схема якої зображена на рисунку 2.1, на основі системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння автомобіля для експериментальних досліджень вузла радіатор-вентилятор даної системи, складається з наступних вузлів та деталей: вузла опалення – 1; мастильного теплообмінника – 2; розширювальної ємності – 3; верхнього трубопроводу радіатора – 4; нижнього трубопроводу радіатора – 5; радіатора – 6; водяного насосу – 7; блоку циліндрів двигуна – 8; вентилятора радіатора з віско-муфтою – 9; термостата – 10; додаткового підлогового трьохшвидкісного вентилятора TURBO 451 N PLUS, потужністю 120 Вт з максимальною швидкістю на виході 4,5 м/с – 11; лічильника обліку витрати антифризу – 12; манометра – 13; чотирьохканального термометра НКТЕСН MPR-9815 – 14.

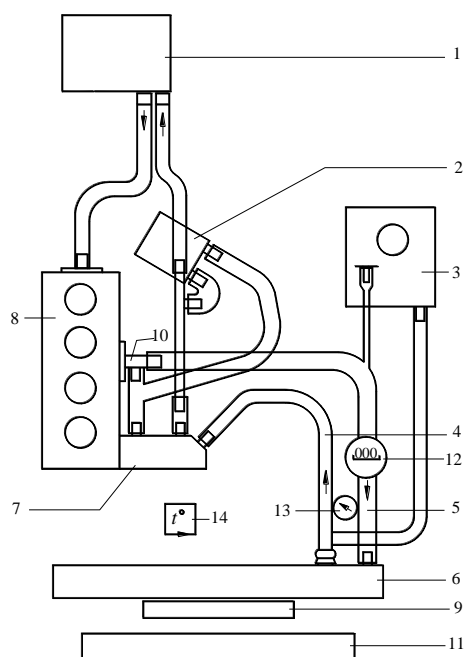
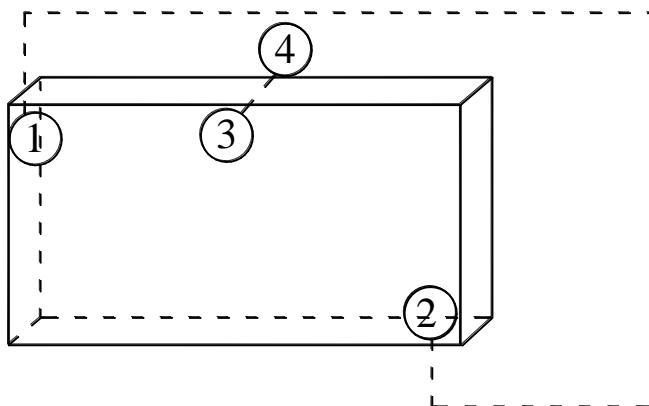


Рисунок 3.1 – Схема експериментальної установки для дослідження системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Схема розташування температурних датчиків на стенді представлена на
рисунку 3.2



1 – температурний датчик антифризу на вході; 2 – температурний датчик антифризу на виході з радіатора; 3 – температурний датчик потоку повітря з внутрішньої сторони поверхні; 4 – температурний датчик потоку повітря із зовнішньої сторони поверхні радіатора

Рисунок 3.2– Схема встановлення температурних датчиків на стенді

3.2 Методика дослідження характеристик системи охолодження двигуна внутрішнього згорання

Після приведення у роботу холодного двигуна антифриз починає циркуляцію кругом головки та блоку циліндрів. Теплий антифриз водяним насосом 7 подається до вузла опалення 1. Так як, антифриз при нагріванні розширюється, то відповідно підвищується рівень його у розширювальній ємності 3. Закритий термостат 10 не дає можливості протікати антифризу через радіатор. Після того, як антифриз досягне певної температури, термостат спрацьовує і відкривається клапан, гарячий антифриз проходить по трубопроводу до радіатора 6. При протіканні антифризу через радіатор проходить його охолодження зовнішнім повітрям. В залежності від температури повітря за радіатором вмикається віско-муфта вентилятора. Коли температура антифризу досягне певного значення, клапан відкривається і віско-

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

муфта приводить у рух крильчатку вентилятора 9. У випадку, коли температура антифризу знаходиться у межах від $+92\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+98\text{ }^{\circ}\text{C}$, термодатчик включає першу ступінь вентилятора 9, який починає працювати з невеликим числом обертів. Коли температура антифризу буде у межах від $+99\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+105\text{ }^{\circ}\text{C}$, термодатчик вмикає другу ступінь і вентилятор працює з максимальною кількістю обертів. При цьому режимі роботи двигуна внутрішнього згоряння, використовуючи покази чотириканального термометра NKTECH MPR-9815, вимірюють температуру у чотирьох точках на вході та на виході антифризу та потоку повітря через радіатор (рисунок 3.2). Також, у цей момент з допомогою манометра 13 фіксується тиск антифризу безпосередньо на вході у радіатор.

Щоб змоделювати режим переміщення завантаженого автомобіля на дорожньому підйомі з швидкістю до 20 км/год, в роботу залучається додатковий високопродуктивний підлоговий трьохшвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS, потужність якого 120 Вт та максимальна швидкість на виході 4,5 м/с. При різних швидкостях набігаючого потоку повітря, використовуючи чотириканальний термометр NKTECH MPR-9815, фіксуємо покази температури у чотирьох точках на вході та в чотирьох на виході антифризу та потоку повітря через радіатор. Крім того, фіксуємо тиск антифризу на вході у радіатор (рисунок 3.2).

Вдосконалений стенд для досліджень вузла радіатор-вентилятор системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння автомобіля надає можливість застосовувати одержані експериментальні результати для конструктивного теплового розрахунку радіатора з ціллю оцінки ефективності роботи радіатора при різних режимах роботи двигуна внутрішнього згоряння (рисунок 3.1) [10].

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

4.1 Алгоритм виконаного дослідження

Експериментальні дослідження параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння автомобіля проводили після експлуатації його на протязі 30 хвилин за таких режимів роботи: I режим – двигун автомобіля працює у стаціонарному режимі, антифриз циркулює по малому та великому колах, увімкнено вентилятор охолоджувальної рідини з дифузором; II режим – додатково вмикають високопродуктивний підлоговий тришвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS, потужністю 120 Вт з мінімальною швидкістю 2,5 м/с набігаючого потоку повітря; III режим – додатково вмикають високопродуктивний підлоговий тришвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS, потужністю 120 Вт з середньою швидкістю 3,5 м/с набігаючого потоку повітря; IV режим – додатково вмикають високопродуктивний підлоговий тришвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS, потужністю 120 Вт з максимальною швидкістю на виході 4,5 м/с набігаючого потоку повітря.

При кожному режимі роботи двигуна внутрішнього згоряння автомобіля, застосовуючи чотиріканальний термометр NKTECH MPR-9815, вимірюють температуру у чотирьох точках на вході та в чотирьох точках на виході антифризу та потоку повітря з внутрішньої та зовнішньої поверхонь радіатора (рисунок 3.2). Також з допомогою манометра вимірюють тиск антифризу на вході у радіатор, а з допомогою лічильника обліку охолоджувальної рідини фіксують її витрату.

Наступний етап – виконують тепловий конструктивний розрахунок радіатора автомобіля. Тепловий конструктивний розрахунок радіаторів виконують з метою отримання коефіцієнта теплопередачі, розрахунку площі поверхні теплообміну, а також визначення кількості переданої теплоти.

Результати вимірів та розрахунків наведено у таблиці 4.1.

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Обробка експериментальних результатів дослідження

Таблиця 4.1 – Експериментальні та розрахункові дані

Ре- жим	Температура, °С				Тиск антифризу, бар	Витрата антифризу, м ³ /с, ·10 ⁻⁴
	На вході антифризу у радіатор	На виході антифризу з радіатора	Потоку повітря з внутрішньої поверхні радіатора	Потоку повітря з зовнішньої поверхні радіатора		
I	59	56	27	31	1,48	5,4
II	55	49	30	22	1,52	5,3
III	51	46	29	21	1,49	5,2
IV	48	42	29	19	1,51	5,1

Рівняння теплового балансу теплообмінного апарату в загальному випадку має такий вид:

$$Q_v = Q_w + \Delta Q \quad (4.1)$$

де Q_v – кількість теплоти, що віддається гарячим теплоносієм за одиницю часу, Вт;

Q_w – кількість теплоти, що сприймається холодним теплоносієм за одиницю часу, Вт;

ΔQ – теплові втрати у навколишнє середовище, Вт.

Теплові втрати ΔQ залежать від наступних факторів: від конструкції теплообмінного апарату, від режиму його роботи, а також від якості теплової ізоляції. Величину теплових втрат підраховують для кожного теплообмінника індивідуально.

Для визначення теплової потужності теплообмінного апарату використовують рівняння теплового балансу з врахуванням теплових втрат у навколишнє середовище:

$$Q = \eta_{Т.В} G_v c_{pV} (T_{V.ВХ} - T_{V.ВИХ}) = G_w c_{pW} (T_{W.ВИХ} - T_{W.ВХ}), \quad (4.2)$$

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

де $\eta_{T.B}$ – коефіцієнт теплових втрат, який рівний 0,95–0,98;

G_V, G_W – масові витрати відповідно антифризу та повітря, кг/с; c_{pV}, c_{pW} – масові ізобарні теплоємності відповідно антифризу та повітря, Дж/кг·К;

$T_{V_{вх}}, T_{W_{вх}}$ – температури на вході теплообмінника відповідно антифризу та повітря, °С;

$T_{V_{вих}}, T_{W_{вих}}$ – температури на виході теплообмінника відповідно антифризу та повітря, °С.

Прийнято питому теплоємність повітря відносити до одного кілограма сухого повітря. Використовуючи лічильник обліку рідини, визначають об’ємну витрату охолоджувальної рідини – антифризу.

Швидкість антифризу підраховують за формулою:

$$w_V = \frac{V_I}{f_V}, \quad (4.3)$$

де V_I – об’ємна витрата антифризу, м³/с;

f_V – площа перерізу радіатора з боку антифризу, м².

Площу перерізу радіатора (рисунок 4.1) зі сторони антифризу підраховують з врахуванням розмірів розрахункових охолоджувального патрубку за формулою:

$$f_V = \left[l_{TP} \cdot (D - 2\delta_{CT}) + \frac{\pi d_{TP}^2}{4} \right] \cdot n_{TP}, \quad (4.4)$$

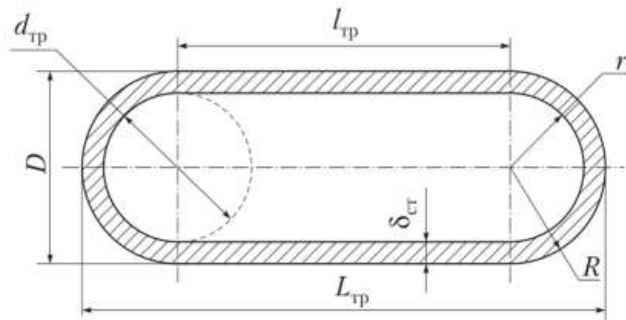
де n_{TP} – кількість плоскоовальних трубок для проходження антифризу,

($n_{TP} = 20$), $f_V = 0,0029$ м.

Для визначення коефіцієнтів тепловіддачі зі сторони гарячого α_V та сторони холодного α_W теплоносіїв застосовують емпіричні критеріальні формули залежно від характеру течії, виду теплообміну – вільна або вимушена конвекція, , режиму

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

течії – перехідний, ламінарний чи турбулентний, а також розміщення поверхні нагріву – горизонтальне чи вертикальне.



r – внутрішній радіус трубки ($r = 7,5$ мм); R – зовнішній радіус трубки ($R = 4$ мм);
 δ_{cm} – товщина стінки трубки ($\delta_{cm} = 0,5$ мм); l_{TP} – ширина трубки ($l_{TP} = 12$ мм)

Рисунок 4.1 – Схема охолоджувальної трубки і її розрахункові розміри

Розраховують критерій Рейнольдса за формулою:

$$Re_v = \frac{w_v d_{екв}}{\nu_v} \quad (4.5)$$

де w_v – швидкість руху антифризу, м/с;

$d_{екв}$ – еквівалентний діаметр, м;

ν_v – кінематичний коефіцієнт в'язкості антифризу, м²/с;

$$d_{екв} = \frac{4F_{TP}}{P_{TP}}, \quad (4.6)$$

де F_{TP} – площа трубки в поперечному перерізі по внутрішній стороні, м²;

P_{TP} – периметр поверхні трубки по внутрішній стороні, м.

У конструкціях радіаторів для охолодження автомобільних двигунів низка елементів (трубки, параметри пластин, стрічок) уніфікована та використовується при розробці нових моделей радіаторів. Під час розрахунку радіаторів геометричні параметри трубок (рисунок 4.1) встановлюються на основі відомих аналогів, які вже використовуються.

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При підстановці у формулу (4.6) геометричних розмірів стандартної плоскоовальної трубки одержують вираз для підрахунку еквівалентного діаметра:

$$d_{екв} = \frac{2r \left(\pi + \frac{2l_{TP}}{r} \right)}{\pi + \frac{l}{r}}, \quad (4.7)$$

Еквівалентний діаметер чисельно рівний 0,02 м.

За цих умов коефіцієнт тепловіддачі від антифризу до стінки трубок трубчато-пластинчатих та ребристих радіаторів розраховують за формулою Крауссольда [5]:

$$\alpha_V = 0,024 \frac{\lambda_V}{d_{екв}} Re_V^{0,8} Pr_V^{0,3}, \quad (4.8)$$

де λ_V – коефіцієнт теплопровідності антифризу, Вт/м·К; $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр трубки по внутрішній стороні, м; Re_V – число Рейнольдса для потоку антифризу у трубках радіатора; Pr_V – число Прандтля для потоку антифризу у трубках радіатора.

Результати розрахунків коефіцієнта тепловіддачі від антифризу до стінки трубок наведено на діаграмі (рисунок 4.2).

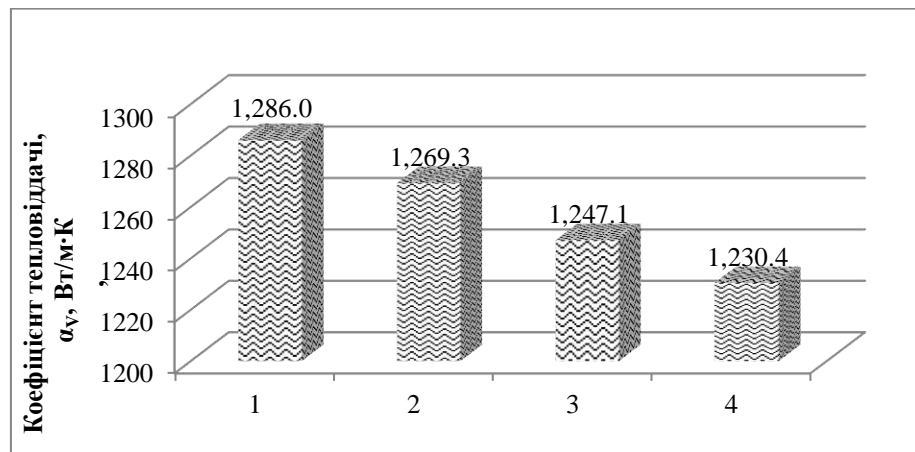


Рисунок 4.2 – Діаграма коефіцієнтів тепловіддачі від антифризу до стінки трубок трубчато-пластинчатого радіатора в залежності від режиму роботи

Аналіз одержаних результатів показує, що при переході від першого до четвертого режиму роботи двигуна внутрішнього згорання коефіцієнт тепловіддачі від антифризу до стінок трубок радіатора знижується.

Масову витрату повітря розраховують за формулою:

$$G_w = \rho_w f_w w_w \quad (4.9)$$

де ρ_w – густина повітря, кг/м³; f_w – площа прохідного перерізу з боку повітря, м²; w_w – середня швидкість повітря, м/с.

Середню температуру повітря t_0 , приймають як визначальну температуру.

Швидкість повітря перед радіатором розраховують за об'ємною витратою повітря (V_w) та фронтальною площиною поверхні радіатора ($A_{\Phi\Pi} = b \cdot l_p$):

$$w_w = \frac{V_w}{b \cdot l_p}, \quad (4.10)$$

Об'ємну витрату повітря отримують з рівняння теплового балансу (4.2).

Поперечний та поздовжній кроки, а також коефіцієнт живого перерізу визначають, застосовуючи поперечний переріз радіатора.

Коефіцієнт живого перерізу (β_{Π}) характеризує ступінь заповнення фронтальної площі радіатора трубками і обчислюється як відношення площі живого перерізу для повітря (A_p) до фронтальної площі поверхні радіатора ($A_{\Phi\Pi}$):

$$\beta_{\Pi} = \frac{A_p}{A_{\Phi\Pi}}, \quad (4.11)$$

де
$$A_p = l_p [b - n_{TP} (d_{TP} + 2\delta)].$$

Щоб визначити режим теплоносія, розраховують по формулі критерій Рейнольдса:

$$Re_w = \frac{w_w \cdot (d_{TP} + 2\delta)}{\beta_{\Pi} \cdot \nu_w} \quad (4.12)$$

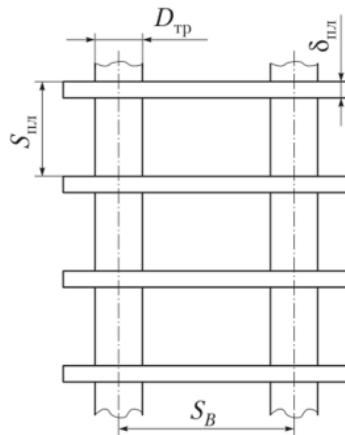
Від трубок радіатора до повітря теплообмін виконується повітряним потоком за поперечного обтікання сукупності труб.

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За формулою Н. Мар'ямова розраховують коефіцієнт тепловіддачі від охолоджувальних пластин та стінок трубок до потоку повітря трубчасто-пластинчатих радіаторі [6]. У цій формулі припускають, що коефіцієнти тепловіддачі від пластин до повітря та від трубок до повітря однакові:

$$\alpha_w = 0,0556 \frac{\lambda_w}{d_{2екв}} \text{Re}_w^{0,75} \frac{1}{1 - 0,522 \text{Re}_w^{-1/8}}, \quad (4.13)$$

де $d_{2екв}$ – еквівалентний діаметр осередку, що утворюється трубками та охолоджувальними пластинами, м (рисунок 4.3).



$S_{плл}$ – крок охолоджувальних пластин, м, ($S_{плл} = 2$ мм); $\delta_{плл}$ – товщина пластини, м, ($\delta_{плл} = 0,5$ мм); S_B – крок трубок в серцевині по фронту, м, ($S_B = 20$ мм); $D_{ТР}$ – зовнішній діаметр трубки, м, ($D_{ТР} = 8$ мм)

Рисунок 4.3 – Схема решітки серцевини радіатора та її розрахункові розміри

Отримують еквівалентний діаметр з формули:

$$d_{2екв} = \frac{4F_2}{P_2} \quad (4.14)$$

де F_2 – площа осередку по внутрішній стороні, м²; P_2 – периметр поверхні осередку по внутрішній стороні, м.

Площу осередку та периметер поверхні підраховують, використовуючи геометричних розміри трубок та пластин, а також заданого кроку пластин у серцевині радіатора (рисунок 4.3).

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Враховуючи геометричні розміри серцевини радіатора, одержуємо:

$$d_{2екв} = \frac{2}{\frac{1}{S_{ПЛ} + \delta_{ПЛ}} + \frac{1}{S_B + D_{ТР}}}, \quad (4.15)$$

де $S_{ПЛ}$ – крок охолоджувальних пластин, м, ($S_{ПЛ} = 2$ мм); $\delta_{ПЛ}$ – товщина пластини, м, ($\delta_{ПЛ} = 0,25$ мм); S_B – крок трубок у серцевині, м, ($S_B = 20$ мм); $D_{ТР}$ – зовнішній діаметр трубки, м, ($D_{ТР} = 8$ мм); $d_{2екв} = 0,0042$ м.

Результати підрахунків коефіцієнта тепловіддачі від охолоджувальних пластин та стінок трубок до потоку повітря трубчасто-пластинчатого радіатора приведені на рисунку 4.4.

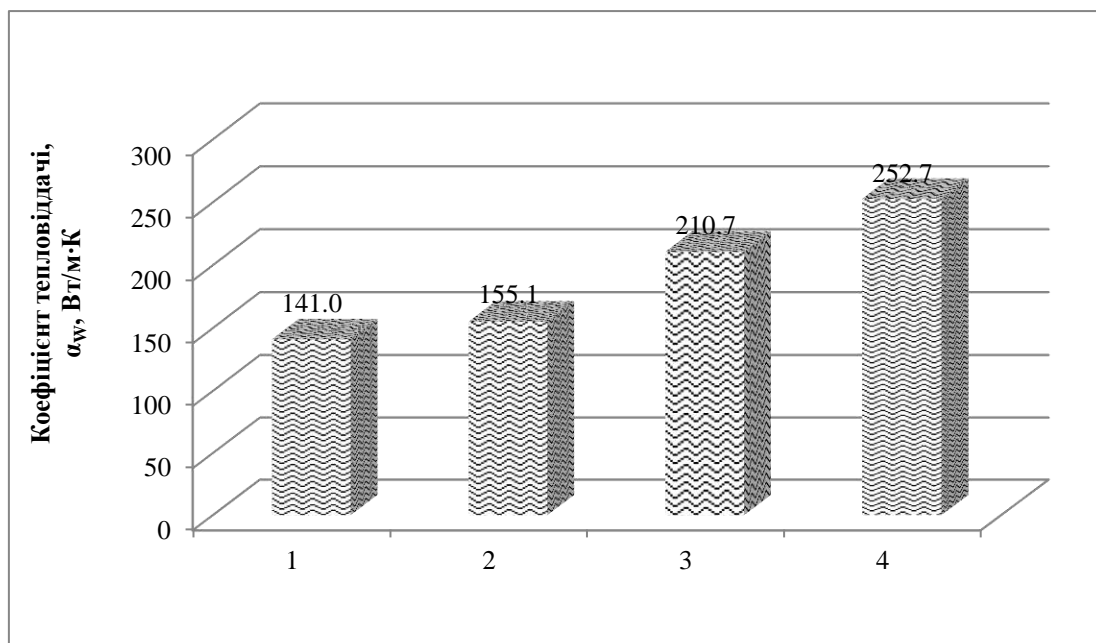


Рисунок 4.4 – Діаграма коефіцієнтів тепловіддачі від охолоджувальних пластин та стінок трубок до потоку повітря радіатора в залежності від режиму роботи

Аналіз одержаних результатів показав, що при переході від першого до четвертого режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння коефіцієнт тепловіддачі від охолоджувальних пластин та стінок трубок до потоку повітря зростає.

При відсутності роботи вентилятора, встановленого перед радіатором, коефіцієнт тепловіддачі від поверхні радіатора до навколишнього середовища визначають наступним чином. В даному випадку проходить вільний конвективний теплообмін між поверхнею радіатора та повітрям. Критерії Грасгофа (Gr) та Прандтля (Pr) при цих умовах будуть визначальними:

$$Gr = \frac{g\beta_o(t_{cm} - t_c)l^3}{\nu^2}, \quad (4.16)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a_T}, \quad (4.17)$$

де g – прискорення земного тяжіння, m/c^2 ; l – лінійний розмір (для горизонтальних труб – діаметр d , для вертикальних пластин та труб висота h), m ; t_{cm} , t_c – температура стінки та середовища, $^{\circ}C$; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, m^2/c ; a_T – коефіцієнт температуропровідності, m^2/c ; β_o – коефіцієнт об'ємного розширення, який для газоподібних середовищ рівний $1/T_g$, K^{-1} ;

T_g – абсолютна температура газу, K .

У випадку ламінарного потоку середовища вздовж вертикальної поверхні критеріальне рівняння набуває вигляду:

$$Nu = \frac{\alpha_w \cdot l}{\lambda} = 0.75 \cdot Ra^{0.25} \cdot \left(\frac{Pr_c}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}, \quad (4.18)$$

де $Ra = Gr \cdot Pr$ – критерій Релея, для газів $\left(\frac{Pr_c}{Pr_{cm}} \right)^{0.25} = 1$, Pr_c і Pr_{cm} – критерії Прандтля для температури середовища та стінки.

Зазвичай, визначальною температурою у формулі (4.18) є температура навколишнього середовища, а основним визначальним розміром – висота радіатора.

Формула одержана для теплоносіїв з числами Релея у таких межах:

$$10^3 < Ra < 10^8.$$

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На основі підсумкових експериментальних даних для розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі зовнішнього ряду трубок радіатора пропонується критеріальне рівняння при $Re = 1 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^5$:

$$Nu_p = c Re_p^n Pr_p^{0.33} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{CT}} \right)^{0.25} \varepsilon_s, \quad (4.19)$$

де для шахового розташування $c = 0,41$ та $n = 0,60$, а для коридорного $c = 0,26$, $n = 0,65$; $\varepsilon_s = (S_2/d)^{-0.15}$ – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив відносних кроків більш глибоких рядів.

У формулі (4.19) еквівалентний діаметер є визначальним розміром. Для повітря таку залежність, враховуючи, що $Pr = 0,71$, а $Pr_p/Pr_{CT} = 1$, представляють у спрощеному варіанті:

$$Nu_w = C Re_w^n 0.893 \varepsilon_s, \quad (4.20)$$

Отримавши коефіцієнти тепловіддачі від рідини до стінки трубки та від стінки трубки до повітря, знаходимо коефіцієнт теплопередачі від антифризу до повітря через стінку трубки.

Коефіцієнт теплопередачі в основному залежить від типу антифризу, матеріалу та конструктивних розмірів трубок та пластин, а також потоку теплоносіїв. Величина коефіцієнта теплопередачі залежить від геометричних розмірів елементів радіатора, від фізичних параметрів теплоносіїв. Класична формула для розрахунку коефіцієнта теплопередачі радіатора, без врахування шару накипу на внутрішніх стінках трубок, виглядає наступним чином [8,9]:

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_v} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}, \quad (4.21)$$

де F_1 і F_2 – площі поверхні радіатора без врахування та з врахуванням площі ребер.

					КВАРТ 022081.01.02. 00	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відношення F_2/F_1 називають коефіцієнтом оребрення – ψ , для трубчасто-пластинчастих та трубчасто-стрічкових радіаторів даний коефіцієнт перебуває у межах: 7,5 – 10.

Враховуючи конструктивні розміри радіатора у формулу (3.19), вираз для коефіцієнта теплопередачі буде мати наступний вигляд:

$$k_T = \frac{1.03}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{3.1}{\alpha_v}}, \quad (4.22)$$

Результати підрахунків коефіцієнта теплопередачі трубчасто-пластинчатого радіатора приведені на рисунку 4.5.

Аналіз одержаних результатів показує, що з переходом від першого до четвертого режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння коефіцієнт теплопередачі радіатора збільшується, а в той же час розрахункова площа теплопередачі буде зменшуватися.

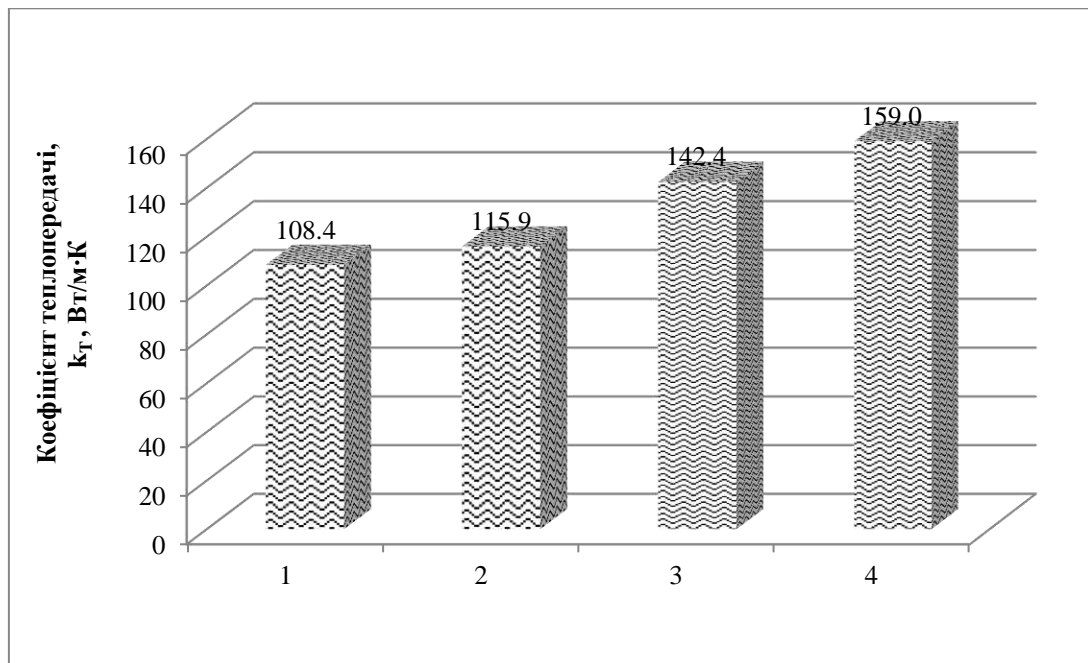


Рисунок 4.5 – Діаграма коефіцієнтів теплопередачі трубчасто-пластинчатого радіатора в залежності від режиму роботи

Цінність представленого методу дослідження параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння полягає ще й в тому, що при

довготривалій експлуатації радіатора на поверхнях ребер відкладаються різні забруднення, а це звичайно знижує якість процесу теплопередачі. Щоб визначити ступінь забруднення трубчасто-пластинчастого теплообмінника, необхідно підрахувати коефіцієнт працездатності β по формулі, запропонованій ученим Т. Хоблером:

$$\beta = \frac{k_T}{k_{T0}} \cdot 100\% \quad (4.23)$$

де k_T – коефіцієнт теплопередачі, розрахований на основі експериментальних даних теплообмінника після довготривалої роботи, Вт/(м²·К); k_{T0} – коефіцієнт теплопередачі для чистого теплообмінника, який визначають за паспортними даними трубчасто-пластинчастого теплообмінника.

Відомі наступні варіанти порівняння коефіцієнтів теплопередачі, а також наступні висновки:

а) при $\beta < 65\%$ – приймається рішення щодо негайної зупинки роботи теплообмінного апарату для проведення необхідних заходів по забезпеченню очищення поверхонь пластин від різного виду відкладень;

б) при $65\% \leq \beta < 70\%$ – приймається рекомендація про необхідність зупинки роботи теплообмінника для очищення від відкладень з його поверхні при найближчому попереджувальному або капітальному ремонті системи охолодження;

в) при $\beta \geq 70\%$ – приймається рекомендація про продовження подальшої експлуатації теплообмінника.

Розглянутий метод розрахунку системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння можна вважати класичним, так як він використовується у працях багатьох науковців, яких вважають розробниками систем охолодження транспортних засобів [11,12]. З ціллю продовження терміну експлуатації радіатора автомобіля необхідно виконувати періодично промивку його як зсередини, так і ззовні для видалення різних забруднень з зовнішніх поверхонь радіатора, а також відкладень на внутрішніх його стінках.

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У роботі виконано аналіз теплообміну в двигунах внутрішнього згоряння та розглянуті види конструкцій радіатора автомобіля.
2. Встановлені фактори від яких залежить ефективність охолодження радіатора автомобіля та двигуна внутрішнього згоряння.
3. Розроблено стенд та методика дослідження системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння.
4. Проведені експериментальні дослідження параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння дозволили виконати тепловий конструктивний розрахунок радіатора автомобіля.
5. Розроблений метод дослідження та розрахунку системи охолодження двигунів внутрішнього згоряння можна застосовувати для розробки систем охолодження автомобілів та тракторів.
6. Запропонований метод дослідження параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння забезпечує підвищення точності при виконанні теплового конструктивного розрахунку радіатора автомобіля з метою оцінки ефективності при охолодженні двигуна.

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Триньов О.В. Наукові основи докального охолодження теплонапружених деталей: монографія / О.В. Триньов. – Х.: Вид-во “Підручник НТУ “ХПР”, 2014. –240с.
2. Дяченко В.Г. Теорія двигунів внутрішнього згорання. Підручник / В.Г. Дяченко – Переклад з української мови. – Харків: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
3. Ковальчук М. В. Дослідження теплообмінних процесів в двигунах внутрішнього згорання з альтернативними видами палива / М. В., Ковальчук П. О. Сергєєв // Науковий вісник Національного транспортного університету. – 2019. – № 45(1). – С. 56-62.
4. Петренко І.І. Моделювання теплових процесів у системах охолодження двигунів внутрішнього згорання / І.І. Петренко // Вісник машинобудування та транспортних систем. – 2020. – № 3(4). – С. 23-31.
5. Бондаренко С.І. Моделювання процесів теплопередачі в двигунах внутрішнього згорання: дис. ... доктора тех. наук / С. І. Бондаренко. – Харків: ХНАДУ. – 2017. – 276 с.
6. Глушков О. В., Лисенко П. С. Оптимізація системи охолодження двигуна внутрішнього згорання з урахуванням теплових втрат / О. В.Глушков, П. С. Лисенко // Автотехнічний журнал. – 2018. – № 12(2). – С. 15-22.
7. Heywood J. V. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. V. Heywood // New York: McGraw-Hill.– 1988.– 356 p.
8. Дослідження параметрів системи охолодження двигунів внутрішнього згорання / О. Марціяш, І. Гевко, І. Кучвара [та ін.] // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т. 16, № 4. – С. 77-83.
9. Пат. № 69584 Україна, МПК (2006.01): F02С 7/12. Стенд для дослідження параметрів системи охолодження двигунів внутрішнього згорання / Б. М. Гевко, О. М. Марціяш, В. П. Калущка, І. М. Кучвара, І. Б. Гевко; заявники і патентовласники Б. М. Гевко, О. М. Марціяш, В. П. Калущка, І. М. Кучвара, І. Б. Гевко. – № u201109736; заявл. 05.08.2011; опубл. 10.5.2012, Бюл. № 19. – 3 с.

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Пат. № 143579 Україна, МПК МПК F02С 7/12 (2006.01). Стенд для дослідження системи охолодження двигуна внутрішнього згорання / О. В. Диха, В. П. Свідерський, О. П. Бабак, О. М. Маковкін, В. С. Яремчук; заявник і патентовласник Хмельницький нац. Університет. – № u201911097; заявл. 12.11.2019 р. опубл. 10.08.2020, бюл. № 15. – 6 с.

11. Stone R. Introduction to Internal Combustion Engines / Stone, R. // London: Macmillan. – 1999. – 384 p.

12. Пат. 161981 Україна, МПК F02С7/12. Спосіб визначення ефективності радіатора для охолодження двигуна внутрішнього згорання / Диха О.В., Свідерський В.П., Бабак О.П., Маковкін О.М., Яремчук В.С., Вичавка А.А., володілець Хмельницький нац. ун-т. – u202502304; заявл. 16.05.2025; опубл. 28.01.2026, бюл. № 4/2026 – 9 с. <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1896833/>

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

Свідерський В.П. Підвищення зносостійкості втулки куліси механізму перемикачів передач легкового автомобіля / В.П. Свідерський, Л.М. Кириченко, Н.В. Бонк // Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 16-18 квітня 2025 р. – Кропивницький: ЦНТУ, 2025. – С. 38-41, URI: <https://elar.khmnmu.edu.ua/handle/123456789/19967>

					КВРАТ 022081.01.02. 00	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		