

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи

на тему **«Підвищення експлуатаційної надійності автомобілів комунальної установи «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради за рахунок вибору раціональних параметрів конструкції радіатора»**



Виконав: студент 2 курсу,
групи 1АТ - 19м
спеціальності
274 – «Автомобільний транспорт»
Андрощук Р. С.

Керівник: канд. техн. наук, доцент
Кужель В. П.

Рецензент: _____

Рецензент: канд. професор
Кужель В. П.

Вінниця – 2020 року

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1. НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ АВТОМОБІЛІВ КОМУНАЛЬНОЇ УСТАНОВИ «АВТОРЕМОНТНА БАЗА ЗАКЛАДІВ ОХОРОНИ ЗДОРОВ'Я» ВІННИЦЬКОЇ ОБЛАСНОЇ РАДИ.....	7
1.1 Характеристика комунальної установи «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради.....	7
1.2 Дослідження внутрішніх сильних і слабких сторін підприємства.....	17
1.3 Порівняння варіантів конструкції системи охолодження двигуна автомобіля...19	19
1.4 Аналіз існуючих досліджень у даному напрямку.....	29
1.5 Висновки та постановка завдань дослідження.....	32
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЇ РАДІАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК РАДІАТОРА ДВИГУНА РУХОМОГО СКЛАДУ ПІДПРИЄМСТВА.....	33
2.1 Варіантний пошук раціональної структури рухомого складу підприємства за допомогою моделювання величини попиту на транспортні послуги.....	33
2.2 Дослідження впливу конструкції радіатора на ефективність теплопередачі.....	40
2.3 Алгоритм енергетичного розрахунку радіатора двигуна автомобіля.....	46
2.4 Енергетичний розрахунку радіатора двигуна автомобіля.....	50
2.5 Висновки до розділу 2.....	57
РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЇ І РЕЖИМІВ РОБОТИ РАДІАТОРА.....	58
3.1 Поставлені задачі експериментальних досліджень, їх характеристика.....	58
3.2 Забезпечення процесу дослідження енергетичних характеристик радіаторів...61	61
3.3 Застосування методики обробки результатів експериментальних досліджень радіаторів.....	63
3.4 Обробка результатів досліджень радіаторів автомобілів.....	69

3.5 Обґрунтування вибору раціональних параметрів конструкції і режимів роботи радіатора.....	74
3.6 Висновки до розділу 3.....	75
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	77
4.1 Аналіз умов праці.....	77
4.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	77
4.3 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи.....	80
4.4 Розрахунок локального освітлення.....	81
4.5 Розробка та розрахунок характеристик пункту спеціальної обробки автотранспорту на базі підприємства.....	82
4.6 Висновки до розділу 4.....	86
РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	87
5.1 Планування чисельності працюючих в комунальній установі «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради.....	87
5.2 Визначення фонду заробітної плати водіїв, ремонтних робітників, керівників, професіоналів, фахівців та технічних службовців.....	88
5.3 Планування матеріальних витрат.....	91
5.4 Калькуляція собівартості автомобільних перевезень.....	96
5.5 Розрахунок економічної ефективності проектних рішень.....	98
5.6 Розрахунок рівня комерціалізації проектних рішень.....	99
5.7 Висновки до розділу 5.....	104
ВИСНОВКИ.....	105
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	107
ДОДАТКИ.....	110

ВСТУП

Актуальність теми. Станом на сьогоднішній день необхідно враховувати постійне підвищення енергонасиченості сучасних автомобілів і звісно постійне зростання цін на кольорові метали, паливо, тому проблеми зменшення витрат на виготовлення радіаторів і витрати палива при експлуатації автомобілів постійно здобувають усе більш актуальне значення. В свою чергу системи охолодження двигунів автомобілів, які експлуатуються на території України, повинні забезпечувати надійну їх роботу при температурі навколишнього середовища і вологості, зазначених вище, при мінімальних габаритах і витратах потужності на роботу охолоджуючого пристрою. Відомо, що у системах охолодження двигунів звичайно застосовуються, в основному, два типи конструкції теплопередаючої поверхні (серцевини) радіатора: трубчасто-пластинчаста і трубчасто-стрічкова. Таким чином, в роботі розв'язується актуальна задача дослідження і вибору радіатора з алюмінію для вдосконалення охолоджуючого пристрою двигуна автомобіля.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дана магістерська кваліфікаційна робота виконувалась відповідно до науково-дослідної тематики кафедри „Автомобілі та транспортний менеджмент” та з пріоритетними напрямками розвитку науки і техніки на період до 2020 року, які визначені в Законі України від 11 липня 2001 року № 2623 - III „Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки” та основних напрямків державної політики у сфері безпеки на автомобільному транспорті.

Мета роботи і завдання дослідження.

Мета роботи – підвищення експлуатаційної надійності автомобілів комунальної установи «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради за рахунок вибору раціональних параметрів конструкції радіатора.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- виконати науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності автомобілів комунальної установи «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради;
- провести дослідження впливу конструкції радіатора на ефективність теплопередачі та енергетичний розрахунок радіатора двигуна рухомого складу підприємства;
- виконати аналіз результатів досліджень та вибір раціональних параметрів конструкції і режими роботи радіатора;
- розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- виконати розрахунок економічної ефективності.

Об'єкт дослідження – робочі процеси теплопередачі в радіаторі охолоджуючого пристрою двигуна автомобіля.

Предметом дослідження є залежність робочих процеси теплопередачі в системі охолодження двигуна автомобіля від параметрів конструкції радіатора.

Методи дослідження – в роботі використовуються аналітичні методи досліджень: аналіз структурних параметрів системи «радіатор-вентилятор», системного підходу, проблем з технічної, технологічної точки зору, оптимізація характеристик радіатора і конструкції, енергетичний розрахунок, лінійна екстраполяція.

Наукова новизна одержаних результатів.

Встановлені взаємозв'язки між раціональними параметрами конструкції і режимами роботи (витрати потужності на привід вентилятора) при заданих розмірах радіатора, запропоновано модель теплообміну в радіаторі з урахуванням впливу кроку розташування ребер у радіаторі.

Дістали подальшого розвитку підходи та принципи енергетичного розрахунку для дослідження впливу ступеня ребрення радіатора на його енергетичні характеристики.

Практичне значення одержаних результатів. Для автомобілів комунальної установи «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради запропоновано рекомендації з вибору раціональних параметрів конструкції і

режимів роботи блоку «радіатор-вентилятор» систем охолодження двигунів легкових автомобілів. Отримано енергетичні характеристики алюмінієвих радіаторів паяної і непаяної конструкції в параметричній і критеріальній формі, необхідні для проведення розрахунків охолоджуючих пристроїв ДВЗ автомобілів.

Особистий внесок здобувача. Проведено дослідження внутрішніх сильних і слабких сторін підприємства, варіантний пошук раціональної структури рухомого складу підприємства за допомогою моделювання величини попиту на транспортні послуги. Уточнено математичну модель теплообміну в радіаторі з урахуванням впливу кроку розташування ребер у радіаторі. Запропоновано методику розрахунку параметрів конструкції і режимів роботи охолоджуючого пристрою двигуна автомобіля, що дозволяє одержати раціональний варіант системи охолодження з урахуванням впливу кроку розташування ребер у радіаторі, аеродинамічної характеристики вентилятора.

Апробація результатів роботи. Проміжні результати досліджень доповідалися й обговорювалися на: Міжнародній науково-практичній конференції присвяченій 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету "Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування" 16-18 вересня 2020 р., Харків: ХНАДУ.

Публікації. Проміжні результати досліджень були опубліковані в науковій праці: Кужель В. П. Показники безпеки при наданні послуг з перевезень автомобільним транспортом / Кужель В.П., Зіневич В.Ю., Андрощук Р.С. // Наукові праці міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету "Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування" 16-18 вересня 2020 р., Харків: ХНАДУ – С. 286 – 288 [3].

РОЗДІЛ 1

НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ АВТОМОБІЛІВ КОМУНАЛЬНОЇ УСТАНОВИ «АВТОРЕМОНТНА БАЗА ЗАКЛАДІВ ОХОРОНИ ЗДОРОВ'Я» ВІННИЦЬКОЇ ОБЛАСНОЇ РАДИ

1.1 Характеристика комунальної установи «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради

Відмітимо для початку, що на сьогоднішній день авторемонтна база є правонаступником прав та обов'язків комунального авторемонтного підприємства установ охорони здоров'я.

Стосовно історії створення - 1 січня 1983 року була створена Централізована автомайстерня Вінницького обласного відділу охорони здоров'я. У 1986 році змінюється назва підприємства. Централізована автомайстерня стає Автотранспортним підприємством Вінницького обласного відділу охорони здоров'я і функціонує з такою назвою до кінця 1994 року.

Потім 27 березня 1995 року на підставі наказу Вінницького обласного управління охорони здоров'я за № 58 на базі Автотранспортного підприємства створюється Державне авторемонтне підприємство Вінницького обласного управління охорони здоров'я. В цей час з Вінницького обласного ендокринологічного диспансеру, де була централізована бухгалтерія і туди входило Автотранспортне підприємство, передаються в Авторемонтне підприємство особові рахунки працівників по заробітній платі за 1991-1994 роки.

Державне авторемонтне підприємство функціонує до серпня 2000 року. А 15 серпня 2000 року воно було перереєстроване реєстраційною палатою Вінницької міської Ради, наказ № 483/р, як Комунальне авторемонтне підприємство установ охорони здоров'я з безпосереднім підпорядкуванням Вінницькій обласній Раді.

Комунальне авторемонтне підприємство є юридичною особою. Підприємство здійснює свою діяльність відповідно до Закону України “Про підприємства в Україні”. Права і обов’язки підприємство набуває з дня його державної реєстрації. Підприємство здійснює виробничу і комерційну діяльність з метою одержання відповідного прибутку.

Підприємство має самостійний баланс, розрахунковий та інші рахунки в банках, власний штампель і печатку з повним найменуванням.

Метою діяльності підприємства є обслуговування автотранспорту закріплених за ним обласних лікувальних закладів і надає платні послуги.

Комунальне авторемонтне підприємство установ охорони здоров’я (надалі підприємство) є спільною власністю територіальних громад Вінницької області, управління якою здійснює Вінницька обласна Рада, в подальшому – “Орган управління майном” або “Засновник” та є правонаступником Державного Авторемонтного підприємства управління охорони здоров’я.

Місцезнаходження підприємства: 21010, м. Вінниця, вул. Салтикова-Щедрина, буд. 112-А. Види основної діяльності:

- проведення ТО-1, ТО-2, поточного та капітального ремонтів, закріплених на обслуговуванні автомобілів, які знаходяться на балансі лікувальних закладів;
- проведення реєстрації придбаного лікувальними закладами автотранспорту в обласній автомобільній інспекції та військкоматі;
- ведення обліку автотранспорту обласних медичних закладів за вимогами військкомату та обласної автомобільної інспекції;
- проведення з представниками обласної автомобільної інспекції технічного огляду автотранспорту, закріпленого для обслуговування обласних лікувальних закладів;
- ведення обліку і списання автогуми і акумуляторів, взятого на обслуговування автотранспорту;
- утримання автотранспорту, необхідного для виробничих потреб підприємства;

- підготовка матеріалів для списання непридатного для експлуатації автотранспорту, закріпленого для обслуговування;
- виготовлення запасних частин, спеціального інструменту і обладнання для технічного обслуговування і ремонту автомобілів;
- збір відходів виробництва, їх переробка та реалізація.

Підприємство має право на виконання таких функцій:

- приймання участі в розслідуванні аварій, шляхово-транспортних пригод водіяма обласних лікувальних закладів;
- організація проведення інструктажу та навчання водіїв лікувальних установ з питань техніки безпеки правил руху;
- проведення контролю за експлуатацією, технічним станом та зберіганням автотранспорту лікувальними закладами обласного підпорядкування;
- перевірка правильності ведення технічної документації при експлуатації автотранспорту обласних лікувальних закладів (дорожніх листів, журналів);
- інформування Органу управління майно про виявлені порушення при експлуатації автотранспорту обласними медичними установами для прийняття відповідних рішень;
- здійснення внутрішніх перевезень пасажирів та вантажів автомобільним транспортом;
- застосування прогресивних форм і методів організації ремонту, впровадження нових досягнень в ремонті автотранспорту.

Дані стосовно відомості авторемонтної бази наведені в таблиці 1.1.

Організаційно-структурна схема комунальної установи «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради наведена на рисунку 1.1. Аналізуючи схему, яка приведена на рисунку 1.1, можна зробити наступні висновки: - схема досить спрощена і небагаторівнева, що дозволяє значно скоротити час необхідний для передачі розпоряджень від начальника до виконавця; організація праці дозволила зацікавити не взагалі всіх, а конкретно кожного робітника в підвищенні якості праці.

Таблиця 1.1 – Відомість підприємства

Показник	Значення
Форма власності	Комунальна власність
Юридичний статус	Юридична
Форма фінансування	Госпрозрахунок (обласний бюджет)
Право на зовнішньоекономічну діяльність	Не має права
Орган реєстрації	Вінницька обласна Рада
Керівник:	Директор - Вічковський Вадим Вячеславович тел.: +38 (0432) 562226
Ідентифікаційний код	21724802

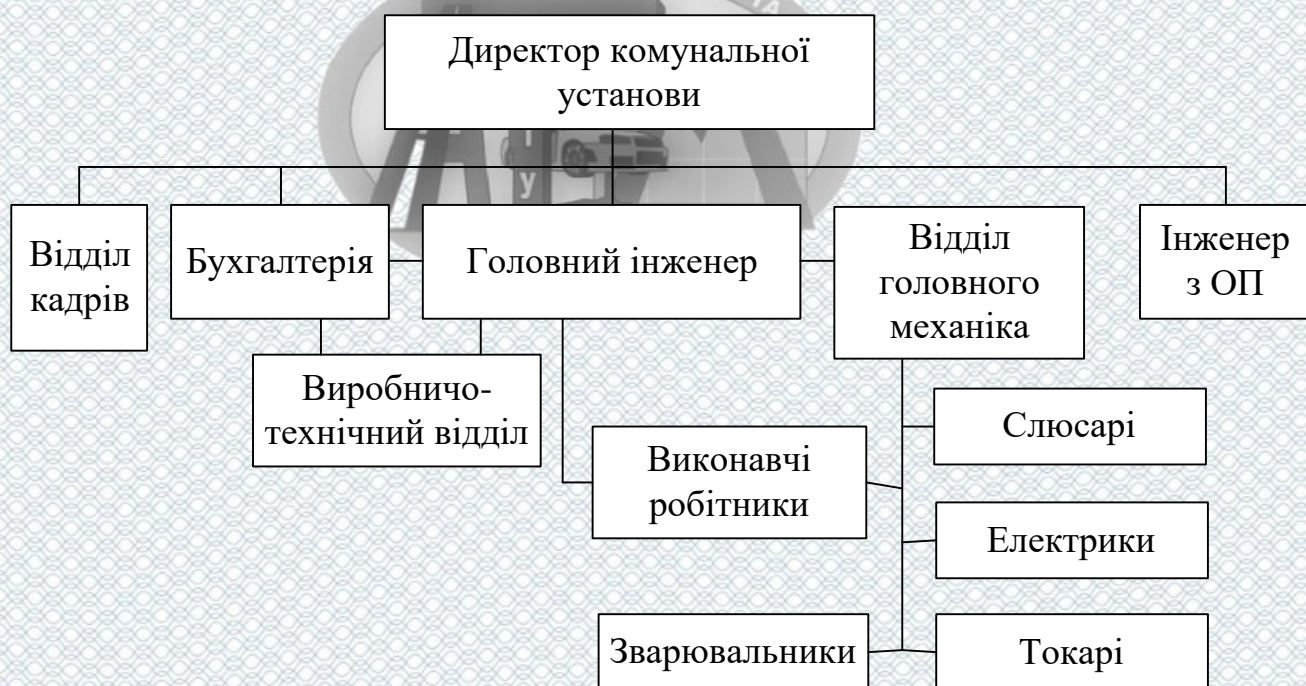


Рисунок 1.1 – Організаційно-структурна схема комунальної установи
«Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької
обласної Ради

Станом на 31.12.2019 р. за даними бухгалтерського обліку комунальна установа «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради мала таку вартість основних виробничих фондів (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Вартість основних виробничих фондів підприємства, тис. грн.

Групи основних засобів (позначення на рис 1.2)	Рік		Темп росту, %
	2018	2019	
1. Будівлі, споруди та передавальні пристрої	4453	4463	0,22
2. Машини і обладнання	653	747	14,39
3. Транспортні засоби	357	381	6,29
4. Інструмент, прилади, інвентар та ін.	80	130	38,46
Разом	5580	5761	3,14

Аналізуючи дані наведені в таблиці 1.2, можна зробити висновки про структуру основних виробничих фондів підприємства: будівлі, споруди та передавальні пристрої становлять 77,47 % від загальної вартості; машини та обладнання – 12,97 %; транспортні засоби – 6,61 %; інструменти і прилади – 2,26 %.

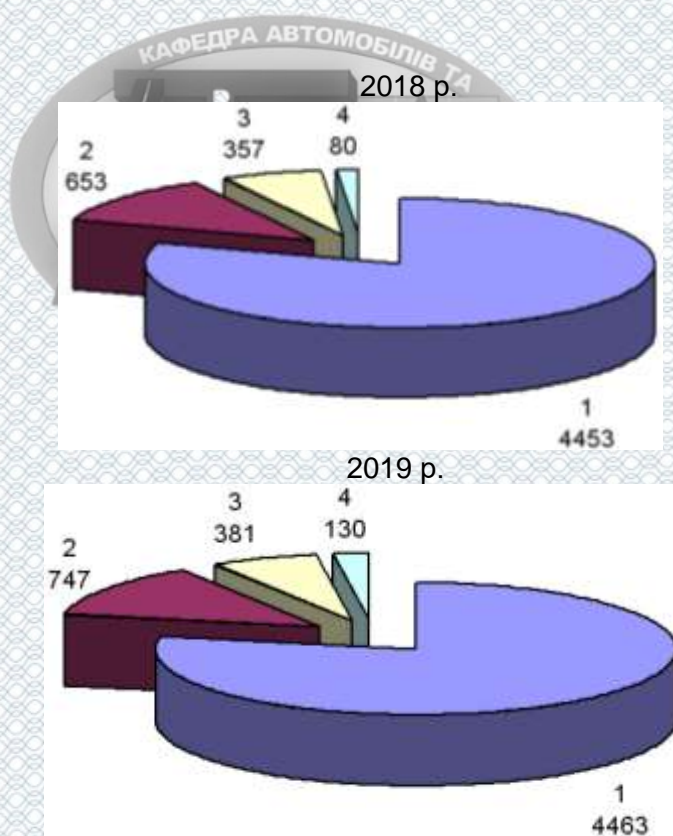


Рисунок 1.2 – Структура основних виробничих фондів комунальної установи (тис. грн.)

У структурі основних виробничих фондів рухомий склад (6,61 %) належить до активної частини і бере участь у наданні транспортних послуг.

Решта фондів (93,39%) призначена для забезпечення діяльності підприємства з водопостачання та водовідведення, технічного забезпечення перевізного процесу і утворює виробничо-технічну базу.

Зробимо висновки, порівнявши вартість ОВФ у 2010-му і 2011-му роках:

- вартість будівель, споруд та передавальних пристроїв збільшилась на 0,22%;
- вартість машин і обладнання – на 14,39%;
- вартість транспортних засобів – на 6,29%;
- вартість інструменту, приладів, інвентарю і т. ін. – на 38,46%;
- загальна вартість ОВФ – на 3,14%.

Отже, такі дані дають чітке уявлення про проведення робіт з оновлення, ремонту і підтримання в належному стані основних виробничих фондів; підприємство має стабільну тенденцію до збільшення вартості ОВФ по кожній із груп основних засобів, що є позитивним моментом у розвитку підприємства.

Аналіз виробничої діяльності підприємства, та їх обсяги за останній період наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Роботи які виконала установа за період 2018-2019 рр.

Перелік робіт	Разом одиниць	
	2018	2019
1. Кап. рем. двигунів	42	40
2. Кап. рем. мостів	53	72
3. Ремонт системи охолодження	13	16
4. Кап. рем. КПП	20	35
5. Кап. рем. рульового керування	18	18
6. Проведення ТО-1	996	1072
7. Проведення ТО-2	351	384
8. Кап. рем. кузова автомобіля	12	8
9. Поточний ремонт	110	370
10. Фарбування і підкраска	56	69
11. Ремонт електродобладнання	112	285

Аналіз складу, структури і стану рухомого складу.

Комунальна установа «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я», Вінницької обласної Ради обслуговує 62 автомобілі, тип рухомого складу, державний номер, рік випуску і середньодобовий пробіг яких наведений в таблицях 1.4-1.13

Таблиця 1.4 – Список автомобілів КУ «АБЗОЗ»

Марка ТЗ	Тип ТЗ	Державний номер	Рік випуску	Середньодобовий пробіг
1	2	3	4	5
1.ВАЗ-2121	Спец. мед. доп.	АВ-7200-АА	1991	126
2.ВАЗ-2121	Легковий універ.	900-65ВІ	1990	103
3. Daewoo Lanos	Спец. мед. служба	300-35ВІ	1997	95
4. Daewoo Lanos	Спец. мед. доп.	АВ-9941-АІ	1999	89
5.ГАЗ-3110	Спец. мед. служба	555-27 ВТ	2002	102
6.ГАЗ-3110	Спец. мед. служба	555-90 ВІ	2003	81
7.ГАЗ-5204	Вантаж.	АВ-2596-АК	1988	93
8.ГАЗ-52	Вантаж.	17-30ВИШ	1981	79
9.ГАЗ-53	Ввантаж	45-26 ВІА	1976	95
10. ГАЗ-53	Вантаж	АВ-3883-АЕ	1990	90
11. ГАЗ-53	Вантаж	056-51 ВІ	1990	96
12.УАЗ-3152	Спец.лег.	300-58 ВІ	1989	79
13. ГАЗ-53	Вантаж.	АВ-7534-АК	1982	78
14.САЗ-3507	Вантаж.самоскид	АВ-2218-АІ	1992	96
15.САЗ-3507	Вантаж.самоскид	АВ-3560-ВС	1992	56
16.ТОУОТА Corolla	Спец. мед. служба	555-30ВІ	1993	89
17.ТОУОТА Hi ACE	Спец. мед. доп	005-40 ВІ	1993	97
18.ТОУОТА Hi ACE	Спец.мікр.мед доп.	АВ-1275-АА	1994	86
19.Scoda Octavia	Спец. мед. доп.	АВ-5527-АС	2004	87
20. Daewoo Lanos	Спец. мед. доп.	777-09 ВІ	1997	94
21. Daewoo Lanos	Спец. мед. доп.	004-04 ВТ	1997	96
22.Cherry Elara A-21	Спец. мед. доп.	АВ-5530-АХ	2007	80
23.Cherry Elara A-21	Спец. мед. доп.	АВ-5590-АХ	2007	86

Загальна кількість автомобілів КУ «АБЗОЗ» складає – 23 одиниці.

Таблиця 1.5 – Список автомобілів Лікарня ім. Пирогова

Марка ТЗ	Тип ТЗ	Державний номер	Рік випуску	Середньодобовий пробіг
1	2	3	4	5
1. Citroen Jumper	Спец. мед. допомога	АВ-7535-АК	2016	83
2.ГАЗ-3307	Вантаж.	88-50 ВИП	1992	76
3.ГАЗ-52-01	Вантаж. фургон	97-65 ВИП	1990	79

Продовження таблиці 1.5

1	2	3	4	5
4.ВАЗ-2121	Спец. мед. доп.	ВИС 00-97	1991	94
5. ЗАЗ Lanos Pick-up	Вантаж. фургон	06-23 ВІА	1995	91
6.САЗ 3507	Вантаж. самоск.	02-50 ВИП	1992	88
7.САЗ-36-08	Вантаж. самоск.	88-00ВИП	1988	97
8. ГАЗ-53	Вантаж. самоск.	47-77ВИН	1974	86

Загальна кількість автомобілів лікарні ім. Пирогова складає – 8 одиниць.

Таблиця 1.6 – Список автомобілів ВОКЕД

Марка ТЗ	Тип ТЗ	Державний номер	Рік випуску	Середнь-одобовий пробіг
1. ЗАЗ-1105	Спец. мед. доп.	АВ-9716-АР	1997	85
2.ГАЗ-5319	Спец.вак.	АВ-9720-АР	1987	93
3.ГАЗ-5319	Спец.вакуум	064-68ВІ	1984	92
4.УАЗ-3962	Спец. мед. доп.	АВ-9719-АР	1990	93
5 ГАЗ-53	Вантаж.	АВ-9791-АТ	1993	94
6.РАФ-22031	Швид.мед.доп.	9282 ВІА	1991	81
7. Daewoo Lanos	Спец. мед. доп.	774-24ВІ	1989	83

Загальна кількість автомобілів лікарні ВОКЕД складає – 7 одиниць.

Таблиця 1.7 – Список автомобілів Обласний госпіталь ІВВ

Марка ТЗ	Тип ТЗ	Державний номер	Рік випуску	Середньодобовий пробіг
1.ГАЗ-2705	Швид.мед.доп	022-17ВІ	1999	85
2.ГАЗ-33021	Вантаж.	3391-ВІА	1997	92
3.ГАЗ-53	Самоскид	АВ-9643-АТ	1990	94
4.УАЗ-3741	Вантаж	022-18 ВІ	1999	96
5.Suzuki Swift	Легков.	АВ-4455-АК	2001	71

Кількість автомобілів Обласного госпіталю ІВВ складає – 5 одиниць.

Таблиця 1.8 – Список автомобілів Обласний фізкультурний диспансер

Марка ТЗ	Тип ТЗ	Державний номер	Рік випуску	Середньодобовий пробіг
1.М-21412	Спец. мед. доп.	АВ-5806-АК	1990	79
2.УАЗ-3962	Спец. мед. доп.	АВ-9647-АТ	1990	69

Кількість автомобілів Обласного фізкультурного диспансеру – 2 одиниці.

Таблиця 1.9 – Список автомобілів Обласна станція переливання крові

Марка ТЗ	Тип ТЗ	Державний номер	Рік випуску	Середньодобовий пробіг
1. ЗАЗ Lanos Pick-up	Спец.технол.	АВ-9650-АТ	1991	79
2.ГАЗ-2705	Спец. мед. доп.	АВ-57-76-АВ	2004	81
3.ГАЗ-5204	Вантаж.	5268-ВИП	1997	83
4.УАЗ-3962	Вантаж.	020-44-ВІ	1998	76

Загальна кількість автомобілів Обласної станції переливання крові – 4 одиниці.

Таблиця 1.10 – Список автомобілів Обласна дитяча лікарня

Марка ТЗ	Тип ТЗ	Державний номер	Рік випуску	Середньодобовий пробіг
1.ВАЗ-21213	Спец. мед. доп.	900-38ВІ	1999	85
2.УАЗ-3962	Спец. мед. доп.	037-50ВІ	2000	94
3. Citroen Jumper	Спец. мед. доп.	АВ-4658-АА	2016	76
4.SCODA Octavia	Спец. мед. доп.	777-23ВТ	2004	86

Загальна кількість автомобілів Обласної дитячої лікарні складає – 4.

Таблиця 1.11 – Список автомобілів База медичного постачання

Марка ТЗ	Тип ТЗ	Державний номер	Рік випуску	Середнь-одобовий пробіг
1.УАЗ-3962	Спец. Фургон	ВІС 0388	1994	79
2.УАЗ-3152	Спец.легкова	ВІС 0115	1991	80
3.ГАЗ-33021	Фургон малотон	АВ-9718-АР	1997	84

Загальна кількість автомобілів Бази медичного постачання складає – 3.

Таблиця 1.12 – Список автомобілів Обласний шкірвендиспансер

Марка ТЗ	Тип ТЗ	Державний номер	Рік випуску	Середньодобовий пробіг
1. Daewoo Lanos	Спец. мед. служ.	828-50ВІ	2001	86
2.УАЗ-3962	Спец. мед. доп.	АВ-9648-АТ	1988	81
3.УАЗ-3152	Спец. мед. доп.	АВ-7066-АК	1990	80

Загальна кількість автомобілів Обласного шкірвендиспансеру складає – 3.

Таблиця 1.13 – Автомобілі Обласного протитуберкульозного диспансеру №2

Марка ТЗ	Тип ТЗ	Державний номер	Рік випуску	Середньодобовий пробіг
1. Citroen Jumper	Спец. мед. доп.	АВ-9649-АТ	2016	69
2. ГАЗ-53	Вантажна	99-93ВІТ	1993	79
3. ГАЗ-53	Вантажна	026-68ВІ	1993	80

Кількість автомобілів Обласного протитуберкульозного диспансеру – 3 одиниці. Пробіг всіх автомобілів – 5650 км. Тип рухомого складу - в таблиці 1.14

Таблиця 1.14 – Наявність автотранспорту на кінець 2019 року

Найменування показників	Наявність автомобілів, од.
Автомобілі: всього	62
Легкові автомобілі	26
Вантажні автомобілі, включаючи пікапи і фургони на шасі легкових автомобілів	36
В тому числі за призначенням та конструкцією кузова:	
бортові	28
самоскиди	8
за вантажопідйомністю:	28
до 1499 кг	
1500-4999 кг	8
5000-6999 кг	-
7000-9999 кг	-
Пасажирські автобуси	-
Спеціальні автомобілі	-

Установа обслуговує рухомий склад великої кількості марок і типів автомобілів. Формуємо технологічно сумісні групи, які наведені в таблиці 1.15

Таблиця 1.15 – Технологічно сумісні групи

Технологічно-сумісні групи за типами і марками рухомого складу	Тип автомобіля	К-сть
1	Легкові (ВАЗ 2107, 21213, ЗАЗ-1105, М-21412, ДЖ-27156, ГАЗ-24-13, УАЗ-3152)	20
2	Легкові (Toyota Corolla , Skoda Octavia, Suzuki Swift, Cherry Elara A-21, Deowoo Lanos)	6
3	Фургони (Toyota Hi ACE , Citroen Jumper, УАЗ-3962, ГАЗ-33021)	14
4	Вантажні (ГАЗ-53, 5204, САЗ-3507, САЗ-36-08)	22

Загальна кількість постійно обслуговуючих автомобілів становить – 65 од.

1.2 Дослідження внутрішніх сильних і слабких сторін підприємства

Для встановлення взаємозв'язків між найбільш впливовими слабкими і сильними сторонами організації, загрозами і можливостями зовнішнього середовища будується базова матриця SWOT-аналізу (табл. 1.16).

На основі даних таблиці 1.16 будується комплексна матриця SWOT – аналізу, яка визначає взаємозв'язки сильних і слабких сторін АТП із можливостями та загрозами ринку, на основі якої формуються найбільш доцільні стратегії розвитку КП та розробляються заходи з мінімізації загроз для господарської діяльності.

Таблиця 1.16 – Базова матриця SWOT – аналізу

Сильні сторони (S)	Слабкі сторони (W)
S1. Специфічна діяльність з обслуговування автомобілів закладів охорони здоров'я S2. Повна відсутність конкурентів на ринку S3. Наявність достатньої кількості спеціального рухомого складу (62 од.) для обслуговування S4. Відповідна забезпеченість виробничими площами та обладнанням S5. Наявність власної ремонтної бази, великої майстерні для ремонту автомобілів закладів охорони здоров'я S6. Наявність клієнтів, які користуються послугами лише цього підприємства S7. Досвід роботи на ринку понад 40 років S8. Приріст автомобілів для обслуговування за рахунок оновлення рухомого складу закладами охорони здоров'я	W1. Досить зношене, застаріле обладнання, відсутність ресурсо- та енергозберігаючих технологій W2. Значна частина рухомого складу морально застаріла і фізично зношена або близька до цього W3. Адміністративно – господарське підпорядкування Вінницькій обласній Раді W4. Простий деяких площ виробничо-складських приміщень (до 20%) W5. Недостатня мотивація персоналу (низький рівень заробітної плати та соціального забезпечення) W6. Необхідність вкладання коштів в заміну обладнання W7. Відсутність мотивації в покращенні якості послуг з боку працівників
Можливості (O)	Загрози (T)
O1. Зростання числа клієнтів, за рахунок розвитку транспорту лікувальних закладів, створення нових підрозділів (медицина катастроф) O2. Відсутність конкурентів на ринку послуг, що надаються O3. Вихід на новий рівень надання послуг, впровадження нових технологій O4. Розширення переліку послуг O5. Наявність на ринку підприємств які не мають ремонтної бази O6. Наявність попиту на послуги з ремонту спеціального рухомого складу O7. Виділення державних коштів, відновлення довгострокового кредитування	T1. Ріст цін на паливно-мастильні матеріали, енергетичні ресурси T2. Погіршення виробничих потужностей та платоспроможності державних установ T3. Необхідність значних капіталовкладень в реконструкцію обладнання для ТО і Р T4. Неприятлива політика уряду, недостатність фінансування комунальних підприємств T5. Створення більшої кількості приватних медичних закладів з власним транспортом, який обслуговується окремо T6. Підвищення вимог державних установ до послуг, що надаються, якості води T7. Вихід на ринок потужних компаній в галузі охорони здоров'я

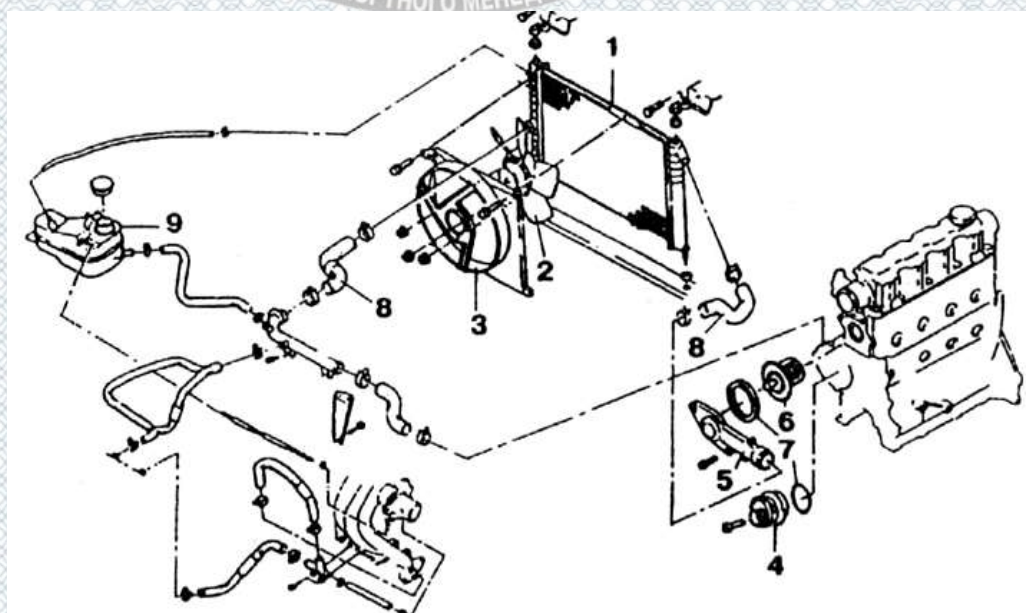
В таблиці 1.17 представлені розроблені стратегії, для кожної з них вказаний скорочений запис параметрів, з яких утворена стратегія. При цьому використані найбільш значимі фактори.

Таблиця 1.17 – Стратегії, розроблені на основі даних SWOT-аналізу

Стратегії виду SO	Стратегії виду WO
<p>SO1: S1 S2 O1 O2 – Зростання парку автомобілів в закладах охорони здоров'я (Citroen Jumper, Jac) при відсутності потужних конкурентів забезпечить подальший розвиток підприємства, завантаженість технологічного обладнання та виробничих площ</p> <p>SO2: S2 S3 S4 O2 O3 O4 – Забезпеченість виробничими площами та обладнанням, відсутність потужних конкурентів, підвищення тарифів дозволить вийти на новий рівень надання послуг, впровадження сучасних технологій.</p> <p>SO3: S5 S6 O5 O6 – Наявність власної ремонтної бази, спеціалістів, дасть змогу задовольнити існуючий попит на послуги з ремонту спеціального рухомого складу</p> <p>S7 S8 O7 O8 – Виділення державних коштів, відновлення довгострокового кредитування на оновлення рухомого складу в закладах охорони здоров'я, змогу забезпечити збільшення автомобілів, що обслуговуються</p>	<p>WO1: W2 O1 O2 – Відсутність потужних конкурентів, розширення та оновлення парку спеціальних автомобілів клієнтів забезпечать завантаженість технологічного обладнання, ремонтної бази</p> <p>WO2: W1 W5 W6 O4 O7– Підвищення кваліфікації, мотивації персоналу, оновлення, вдосконалення обладнання дасть змогу скористатись збільшенням рухомого складу в закладах охорони здоров'я</p>
Стратегії виду ST	Стратегії виду WT
<p>ST1: S1 S4 S5 T1 T2 T8 – Специфічна діяльність з обслуговування спеціальних санітарних автомобілів з наявністю всього необхідного устаткування, відсутність конкурентів, наявність довгострокових договорів з державними установами дозволить підприємству працювати при рості цін на паливно-мастильні матеріали, погіршенні платоспроможності клієнтів</p> <p>ST2: S7 S8 T5 T6 T7 – досвід роботи та репутація на ринку, відсутність конкурентів дозволить мінімізувати небезпеки від виходу на ринок потужних компаній конкурентів в галузі охорони здоров'я з значним власним капіталом</p>	<p>WT1: W1 W2 T2 – Вибір вірного курсу на оновлення обладнання, встановлення обґрунтованого рівня цін дозволить вистояти при погіршенні виробничих потужностей та платоспроможності клієнтів, рості цін на паливно-мастильні матеріали та при можливій появі нових конкурентів</p>

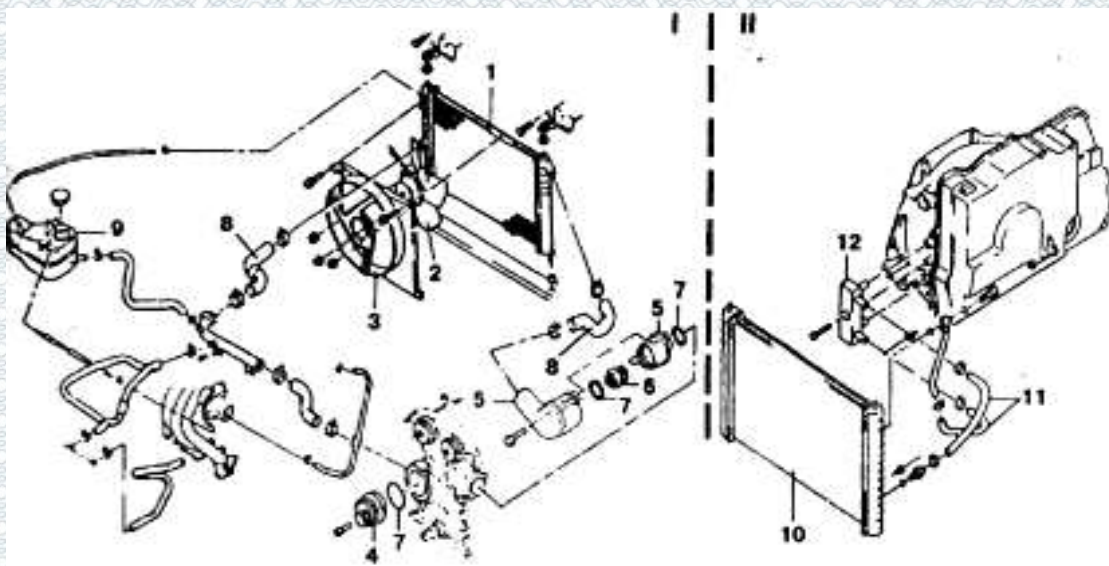
1.3 Порівняння варіантів конструкції системи охолодження двигуна автомобіля

Велика розмаїтість схем розташування і компоновання систем охолодження спостерігається не тільки на автомобілях різних фірм, але і для однієї фірми і навіть у рамках однієї моделі автомобіля (рис. 1.2...1.10) при установці двигунів різних типів. Система охолодження двигуна автомобіля Daewoo Lanos (ЗАЗ) (рис. 1.3) являє собою рідинну систему охолодження, закритого типу, із примусовою циркуляцією охолоджуючої рідини [18]. У рамках однієї моделі система охолодження має різне компоновання, у залежності від комплектації автомобіля. До складу системи охолодження входить: радіатор, розширювальний бачок, насос охолоджуючої рідини, термостат, електровентилятор (рис. 1.3...1.6). При комплектації автомобіля системою кондиціонування повітря встановлюється додатковий електровентилятор (рис. 1.3, 1.9). На автомобілях з автоматичною коробкою передач у лівий бачок радіатора вбудований мастилоохолоджувач (рис. 1.4).



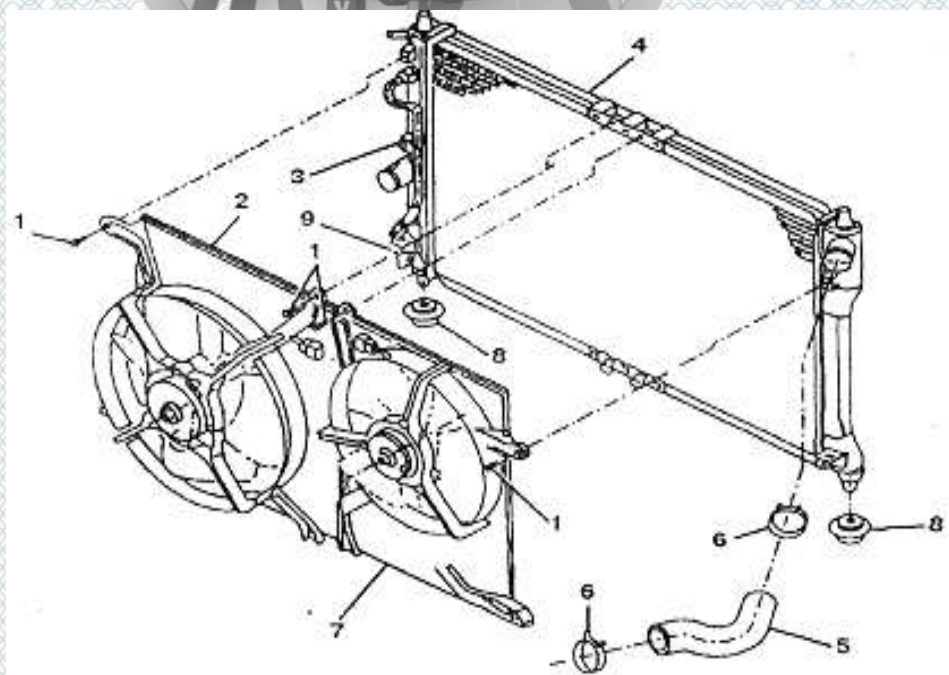
1 – радіатор; 2 – електровентилятор; 3 – кожух вентилятора; 4 – насос охолоджуючої рідини; 5 – корпус термостата; 6 – термостат; 7 – ущільнювальне кільце; 8 – патрубок; 9 – розширювальний бачок

Рисунок 1.3 – Система охолодження автомобіля Daewoo Lanos (двигун SOHC)



I – на автомобілях з механічної КПП; II – на автомобілях з автоматичної КПП;
 1, 10 – радіатор; 2 – електровентилятор; 3 – кожух вентилятора; 4 – насос охолоджуючої рідини;
 5 – корпус термостата; 6 – термостат; 7 – ущільнювальне кільце; 8 – патрубок;
 9 – розширювальний бачок; 11 – трубки підведення і відводу мастила; 12 – блок штуцерів

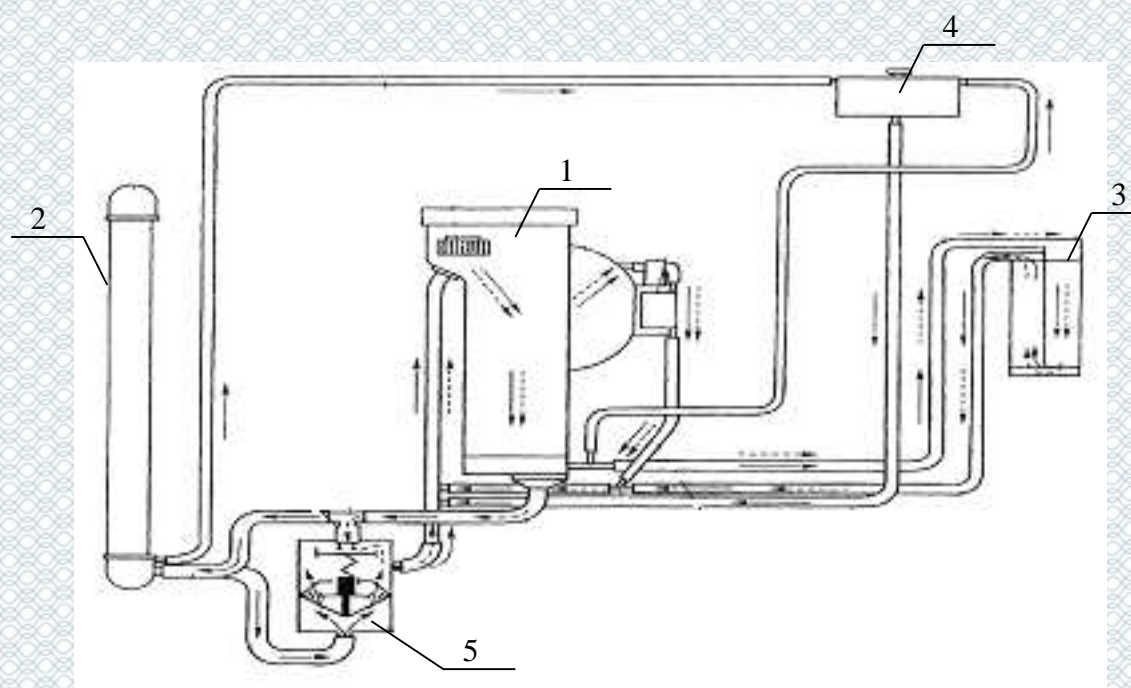
Рисунок 1.4 – Система охолодження автомобіля Daewoo Lanos (двигун DOHC)



1 – кріпильний болт; 2 – електровентилятор (основний); 3 – тримач шлангів (на автомобілі з автоматичної КПП); 4 – радіатор; 5 – верхній патрубок радіатора; 6 – хомут;
 7 – електровентилятор; 8 – подушка радіатора; 9 – зливальний кран

Рисунок 1.5 – Радіатор і вентилятори системи охолодження двигуна автомобіля Daewoo Lanos

Радіатор у системі охолодження двигуна автомобіля Daewoo Lanos трубчасто-стрічковий із плоскоовальними трубками, алюмінієвий, із пластмасовими бачками (на правій і лівій стороні радіатора). Вентилятор 5-ти лопатевий, електродвигун якого кріпиться на кожусі, що має прямокутну форму. На відміну від автомобіля Daewoo Lanos на автомобілі Daewoo Sens встановлений двигун MeM3-301 [11, 30]. У системі охолодження двигуна цього автомобіля радіатор трубчасто-пластинчастий із круглими трубками, алюмінієвий. Вентилятор 8-ми лопатевий. Однак замість кожуха застосована просто рамка, що значно зменшує площу обдува радіатора вентилятором (рис. 1.6).



1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – радіатор системи охолодження двигуна; 3 – радіатор нагрівника салону; 4 – розширювальний бачок; 5 – термостат

Рисунок 1.6 – Схема системи охолодження двигуна MeM3-301

В системі охолодження двигуна автомобіля «Таврія» застосовується два види радіаторів. Це алюмінієвий трубчасто-пластинчастий радіатор із круглими трубками і більш ефективний – мідний трубчасто-стрічковий із плоскоовальними трубками, що застосовується на автомобілях «Таврія» і «Славути» із двигуном обсягом 1299 см³ і інжекторною системою живлення [11].

Разом з алюмінієвим радіатором застосовується 4-х лопатевий вентилятор, встановлений в рамці, аналогічно автомобілеві Daewoo Sens. А разом з мідним радіатором застосовується більш ефективний 7-ми лопатевий вентилятор, що кріпиться в кожусі, що охоплює площу фронту радіатора.

Радіатор, встановлений наприклад на автомобілі ВАЗ-2108 на відміну від радіатора автомобіля ВАЗ-2107) розбірний [12]. Він складається з двох вертикальних пластмасових бачків, серцевини, виготовленої з ребристих алюмінієвих пластин і горизонтальних трубок. На правому бачку встановлений датчик для вмикання і вимикання електродвигуна вентилятора і зливальна пробка радіатора. З метою поліпшення циркуляції рідини і тепловіддачі в лівому бачку мається перегородка.

Вентилятор автомобіля ВАЗ-2108 має чотири лопати і привід від електродвигуна, а вентилятор автомобіля ВАЗ-2107 має механічний привід. Вмикання і вимикання електродвигуна під час роботи двигуна відбуваються автоматично за допомогою датчика, встановленого в правому бачку радіатора, у залежності від температури охолоджуючої рідини, що підтримується в межах 85...95°C, шляхом вмикання і вимикання електровентилятора, що кріпиться в кожусі.

Система охолодження двигуна автомобіля BMW 520i (рис. 1.7) містить алюмінієвий радіатор з поперечним потоком; термостат; дев'ятилопатний вентилятор з в'язкісною муфтою; теплообмінник системи обігріву і вентиляції і датчик температури охолоджуючої рідини [23].

Досить часто при установці кондиціонера на деяких моделях автомобіля використовується додатковий вентилятор з електроприводом.

Радіатор з боку двигуна прикріплений кожухом, у якому умонтований вентилятор, включенням вентилятора керує в'язкісна муфта. Вентилятор дев'ятилопатний, установлений на валові насоса охолоджуючої рідини. Крильчатка вентилятора зв'язана з приводом насоса охолоджуючої рідини через в'язкісну муфту, вмикання і вимикання якої залежить від температури двигуна і від частоти обертання його колінчатого вала.

Температура вмикання вентилятора – 78...86° С.

Температура вимикання вентилятора – 60...65° С. Автомобільний радіатор системи охолодження є теплообмінним апаратом, у якому здійснюється розсіювання в атмосферу теплоти, що виділилася в ДВЗ і переданій охолоджуючій рідині. Процес теплопередачі здійснюється між двома теплоносіями – охолоджуючою рідиною і повітрям, розділеними твердою стінкою. Такі теплообмінники називаються рекуперативними.



Рисунок 1.7 – Типова конструкція серцевини рідинного радіатора

Напрямок потоків теплоносіїв у радіаторі в основному використовується перехресне, тобто вектори швидкості охолоджуючої рідини і повітря в радіаторі перехрещуються під прямим кутом.

На відміну від нашої країни роботи з алюмінієвими радіаторами за кордоном велися і ведуться в основному для легкових автомобілів. Паяні алюмінієві радіатори, як і їх міднопаяні прототипи, звичайно мали нерозбірну конструкцію, і в них використовувалися трубчасто-пластинчасті і трубчасто-стрічкові поверхні охолодження [8]. Пізніше усіх до робіт у цій області підключилися автомобілебудівники Японії.

Фірма Sofica (Франція), розвиваючи виконані в колишньому СРСР роботи зі створення рідинних радіаторів без використання пайки, почала з 1967 р. промислове виробництво радіаторів-нагрівників кабін і салонів, а приблизно з 1972 р. – рідинних радіаторів легкових автомобілів [82]. Досягненням фірми в конструкторському і технологічному відношенні є розробка і впровадження пластмасових бачків, що різко підвищило надійність і технологічність силового каркаса радіаторів, що випускаються, ще більше знизило їхню масу і вартість. Істотним недоліком цього типу алюмінієвих радіаторів є їх порівняно низька теплова ефективність, зв'язана в основному з низькою якістю теплових з'єднань між трубками і пластинчастим оребренням, наявністю круглих трубок і надмірно малого кроку розташування ребер [8]. Останні два фактори приводять до високого аеродинамічного опору, що може ще більше зростати через забруднення, що додатково знижує температурно-динамічні характеристики системи охолодження двигуна автомобіля.

Однак радіатор фірми Sofica по підсумковій оцінці використання матеріалу, вартості виробництва і витратам на експлуатацію є великим досягненням у порівнянні з паяними алюмінієвими радіаторами [21]. Тому з кожним роком збільшується виробництво цих радіаторів у Німеччині, Японії, Чехії, Англії і всіх основних фірмах-виготовлювачах легкових автомобілів після лабораторних і експлуатаційних іспитів приймають ці моделі.

Фірма Ford (США) розробила власну конструкцію алюмінієвого збірного радіатора, використовуючи принципову схему Курневича. З 1984 р. на російський легковий автомобіль ВАЗ-2108 встановлюються алюмінієві збірні радіатори двигуна і нагрівника салону, виробництво яких було організовано по ліцензії з фірмою Sofica [7]. Пізніше подібні радіатори стали застосовуватися також на автомобілях «Таврія» [8]. Більш того, у Європі уже використовують запропонований фірмою Sofica тип пластмасових бачків, приєднуючи їх за допомогою крайових затисків навіть до паяних твердим припоєм серцевинам алюмінієвих радіаторів.

Така конструкція, що механічно збирається, простіше процесу пайки і, крім того, може забезпечити більш легкий доступ до кінців охолоджуючих трубок при ремонті [25].

У 1978 р. були вперше опубліковані зведення про алюмінієві радіатори фірми Covrad Ltd (Великобританія), а в 1975 р. – фірми Union Carbide Co. (США). У цих радіаторах використовують для з'єднань вальцовані і клейові шви. Поверхня охолодження в цих радіаторах пластинчасто-стрічкового типу з V-образним жалюзійним оребренням, одержувана методом склеювання спеціальним синтетичним клеєм АЕ деталей серцевини радіатора [7].

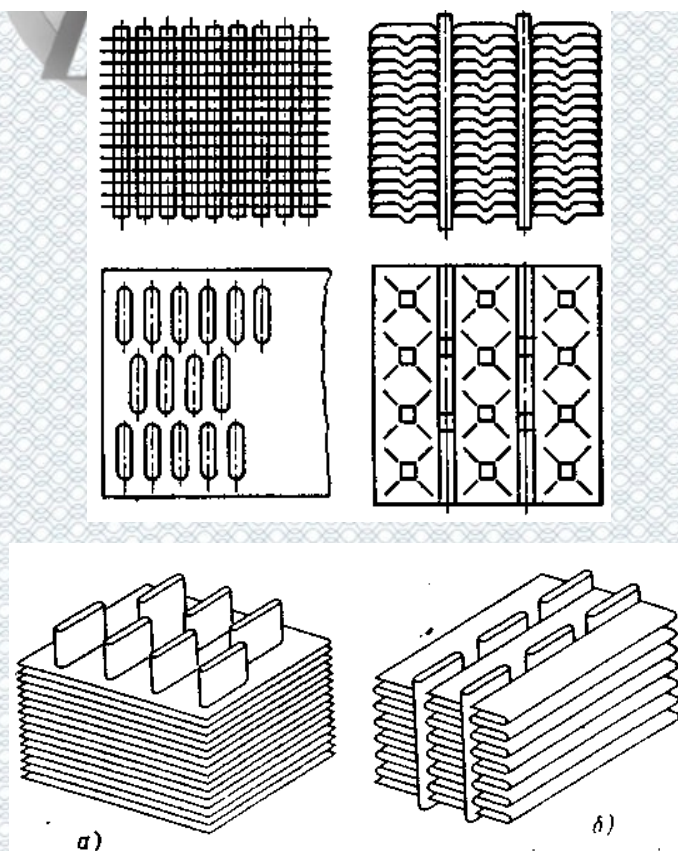
Конструкція секцій значною мірою залежить від типу поверхні охолодження; у деяких випадках виявляється вигідним виконувати їх із вставками, коли вушка тим або іншому способом з'єднуються з активною частиною, а потім із секцій виробляється зборка всього радіатора. Особливо це виправдано, коли секційний радіатор виконується розбірним і ущільнення між вушками секції здійснюється плоскими або профільними прокладками [7].

Американська фірма «Алко» [9] працювала над створенням радіаторів, що складаються з покритих припоєм типу ПОС – 30 латунних трубок і стрічкового оребрення з алюмінієвого сплаву 3003 (типу АМЦ), плакованого міддю. Подальші дослідження цієї фірми привели до створення цільноалюмінієвих паяних секцій трубчасто-стрічкового типу, серцевину яких складає виконання з алюмінієвого сплаву 3003 трубки і стрічки, плаковані припоєм (95% Zn і 5% Al) з використанням методу занурення для їхнього з'єднання.

Дослідні зразки алюмінієвих радіаторів, поверхня теплообміну яких організована з трубок з накатними ребрами, були розроблені в Чехії для автомобілів Skoda [9]. З метою відмовлення від недостатньо технологічного способу аргонодугового електрозварювання деталей радіатора його трубні грати з'єднувалися з трубками за допомогою пластичного матеріалу (силіконової гуми, силіконового клею або нейлону), розташованого між гратами й опорними плитами, у яких розвальцовувались кінці трубок.

У системах охолодження автомобільних двигунів звичайно застосовуються два типи конструкції теплопередаючої поверхні (серцевини) радіатора: трубчасто-пластинчаста і трубчасто-стрічкова (рис.1.8...1.9).

Трубчасто-пластинчасті мідні радіатори мають велику кількість плоскоовальних трубок, виконаних найчастіше з латунної або томпакової стрічки, на які одягнуті і припаяні до них плоскі латунні або мідні пластини [14], що утворюють ребрення. Повітря проходить між охолоджуючими пластинами в напрямку більшого розміру поперечного перерізу трубок. Алюмінієві трубчасто-пластинчасті радіатори в основному виконані з круглих алюмінієвих трубок, на які одягнуті алюмінієві пластини. Для з'єднання трубок із пластинами використовується пайка твердими припоями в середовищі флюсів або склейка. У радіаторах можуть застосовуватися пластини різних видів: гладкі, хвилясті, з жалюзійними просічками.

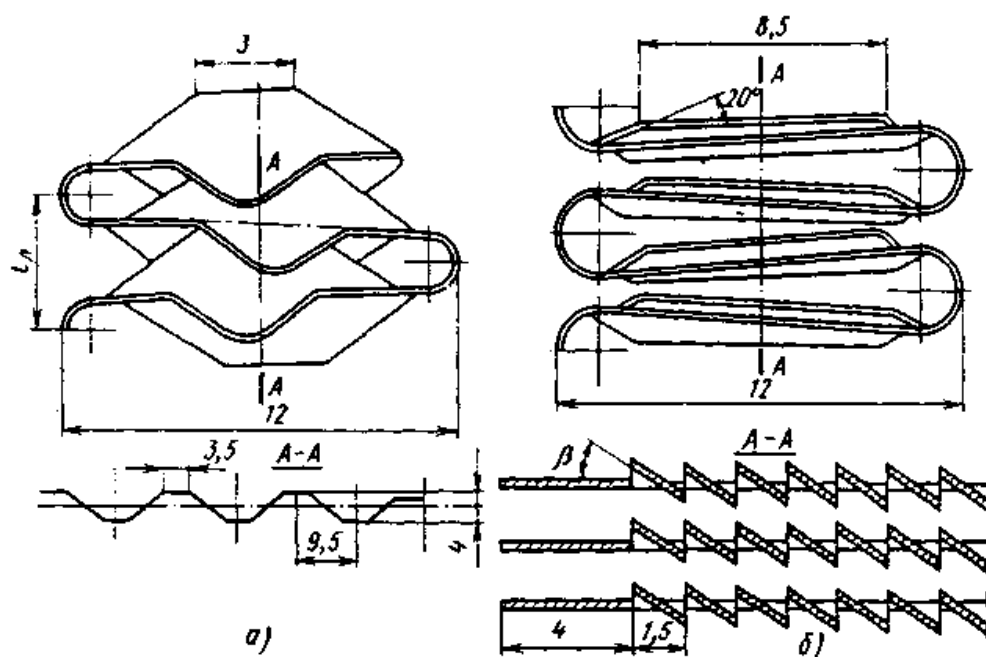


трубчасто-пластинчастої форми

трубчасто-стрічкової форми

Рисунок 1.8 – Елементи серцевини радіаторів системи охолодження

У трубчасто-стрічковому радіаторі плоскоовальні трубки оребрені зигзагоподібними стрічками (рис. 1.9), що припаяні до стінок трубок.



з пірамідальними виступами

з відігнутими просічками

Рисунок 1.9 – Стрічкове оребрення радіатора

Порівняльний аналіз різних типів радіаторів показав, що трубчасто-пластинчасті радіатори при високих прочностних характеристиках мають відносно невисокі теплові властивості і погану технологічність.

Теплові і технологічні характеристики трубчасто-стрічкових радіаторів вище, ніж у трубчасто-пластинчастих, а прочностні – однакові.

Тепловіддача трубчасто-стрічкового радіатора трохи вище тепловіддачі трубчасто-пластинчастого радіатора при меншій його вазі і меншому обсязі (за рахунок глибини). Аеродинамічний опір трубчасто-стрічкового радіатора трохи нижче трубчасто-пластинчастого радіатора через меншу глибину [14].

Трубчасто-стрічкові радіатори перевершують трубчасто-пластинчасті також і по технологічних якостях.

Експлуатація трубчасто-стрічкових радіаторів підтверджує гарні прочностні якості цих радіаторів.

Оптимальний температурний режим системи рідинного охолодження можна швидко установити і підтримувати його в припустимому діапазоні відхилень температури як на повних, так і на часткових навантаженнях при усіх швидкісних режимах і різних зовнішніх умовах відповідною зміною витрати охолоджуючого повітря через радіатор. Цього можна домогтися шляхом регулювання положення шторки або жалюзі перед радіатором, зміною числа оборотів і кута установки лопат вентилятора. Найбільше поширення через свою простоту одержав спосіб регулювання витрати шляхом зміни положення жалюзі. Регулювання може здійснюватися як ручним, так і автоматичним способом.

Проведений огляд конструктивних особливостей радіаторів і систем охолодження в цілому автомобілів вітчизняного виробництва показав їхню відповідність сучасним вимогам, пропонованим до автомобілів, однак маються такі недоліки як:

- погана якість контакту між ребрами і трубками в радіаторах непаяної конструкції, що приводить у процесі експлуатації автомобіля до зменшення теплорозсіючої здатності радіатора;

- виникнення підсмоктувань повітря між кожухом вентилятора і радіатором, у результаті чого вентилятор просмоктує меншу кількість повітря безпосередньо через радіатор, не забезпечуючи при цьому необхідної витрати; недостатня ефективність вентиляторних установок у жаркий період року з високою температурою навколишнього середовища, що приводить при критичних режимах роботи автомобіля (невелика швидкість руху і максимальне навантаження двигуна) до підвищення витрат потужності на привід вентилятора, а відповідно і до збільшення витрати палива. З метою усунення зазначених вище основних недоліків необхідне проведення спеціальних досліджень по підвищенню ефективності роботи системи охолодження шляхом вибору раціональних параметрів конструкції.

1.4 Аналіз існуючих досліджень у даному напрямку

У роботі [11, 25] проводилися дослідження з підвищення ефективності охолоджуючого пристрою автомобілів ЗАЗ-110550, що працюють в умовах тропічного клімату. У результаті був визначений ступінь ребрення дослідного алюмінієвого трубчасто-пластинчастого радіатора з круглими трубками (українського виробництва). Крім того, був установлений вплив на енергетичні характеристики радіатора і вентилятора основних параметрів конструкції кожуха (ширини кожуха $(B-x)$ і відстані від радіатора до вентилятора (a)) у виді поправочного коефіцієнта ε_{v_2} до теплорозсіючої здатності радіатора [25]:

$$Q = \varepsilon_{v_2} \cdot v_2 \cdot \rho_{2cp} \cdot Cp_{2cp} \cdot \Delta T_2, \quad (1.1)$$

де $\varepsilon_{v_2} = 1,08 - 3,8 \cdot a + 2,118 \cdot x + 2,166 \cdot x^2 - 4,4 \cdot x \cdot a$ – попр. коефіцієнт;

v_2 – швидкість повітря, м/с;

ρ_{2cp} – середня щільність повітря, кг/м³;

Cp_{2cp} – середня теплоємність повітря, Дж/(кг·К);

ΔT_2 – перепад температур повітря, К; x – частина ширини радіатора, неохоплена кожухом, м;

a – відстань від радіатора до вентилятора.

Результати досліджень [1] показали, що зменшення розміру « x » або збільшення ширини кожуха вентилятора до 380 мм підвищує ефективність роботи вентилятора на 15...20 %, а збільшення розміру « a » до 50 мм істотно поліпшує рівномірність полючи швидкостей по фронті радіатора і збільшує продуктивність вентилятора на 15 % при $x = 0$ мм (рис. 1.10). Для трубчасто-стрічкових автомобільних радіаторів дослідження проводилися М. Є. Діскінім. Досліджувався вплив висоти пірамідальних виступів і кута відгину відігнутих просічок на коефіцієнт тепловіддачі радіатора (рис. 1.11.....1.12), у результаті чого були отримані залежності в критеріальній формі [20, 21, 25]:

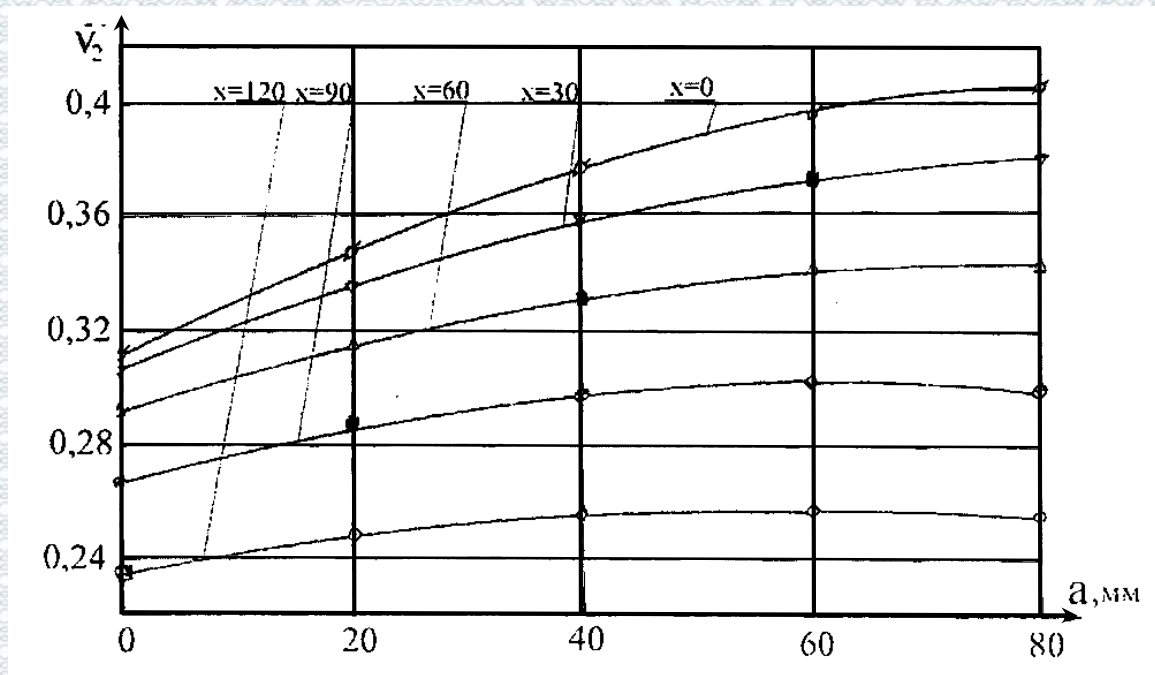


Рисунок 1.10 – Вплив розмірів «а» і «х» на продуктивність вентилятора

- для досліджених радіаторів з охолоджуючими пластинами, що мають пірамідальні виступи при $600 < Re_B < 5000$ і $3 \text{ мм} < t_l < 6 \text{ мм}$ [25]:

$$Nu_B = 1,11 \cdot Re_B^{0,415} \cdot \left(\frac{t_l}{t_\phi - a} \right)^{0,53}; \quad (1.2)$$

- для радіаторів з охолоджуючими пластинами, що мають відігнуті просічки при $600 < Re_B < 5000$ і $3 \text{ мм} < t_l < 6 \text{ мм}$ [25]:

$$Nu_B = 9,56 \cdot Re_B^{0,28} \cdot \left(\frac{t_l}{t_\phi - a} \right); \quad (1.3)$$

де Nu_B – критерій Нусельта по повітрю;

Re_B – критерій Рейнольдса по повітрю;

t_l – крок розташування пластин (вигинів стрічки) на трубках, мм;

t_ϕ – відстань між осями трубок по фронту радіатора, мм;

a – найменший розмір поперечного перерізу охолоджуючої трубки, мм.

Результати досліджень [25] показали, що оптимальним кутом відгину відігнутих просічок є кут 30° , а збільшення висоти пірамідальних виступів на 10 % збільшує теплорозсіювання радіатора приблизно на 5 %.

Як показав огляд існуючих конструкцій систем охолодження двигунів автомобілів і аналіз попередніх досліджень, у конструкції вищевказаних елементів існують деякі недоліки, описані вище.

Тому необхідно продовження спеціальних досліджень на вибір раціональних параметрів конструкції і режимів роботи теплообмінних апаратів з метою підвищення ефективності роботи систем охолодження двигунів і самих автомобілів у кліматичних умовах України.

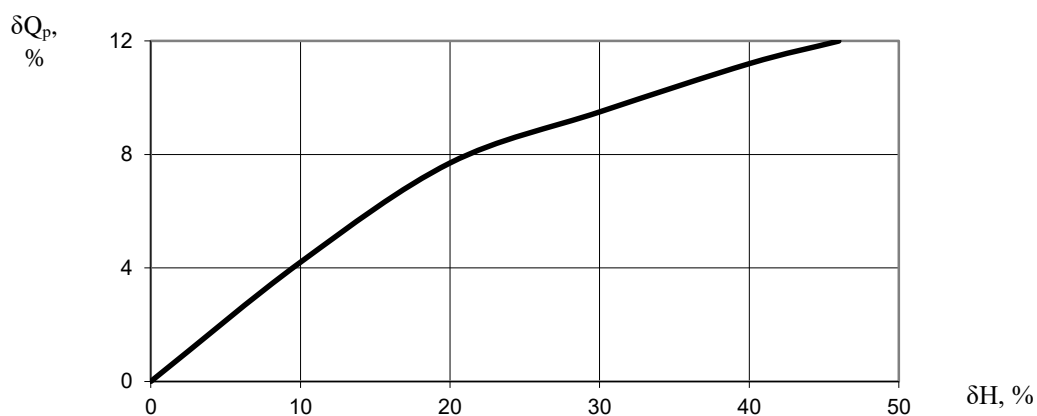


Рисунок 1.11 – Зміна тепловіддачі радіатора при зміні висоти пірамідальних виступів

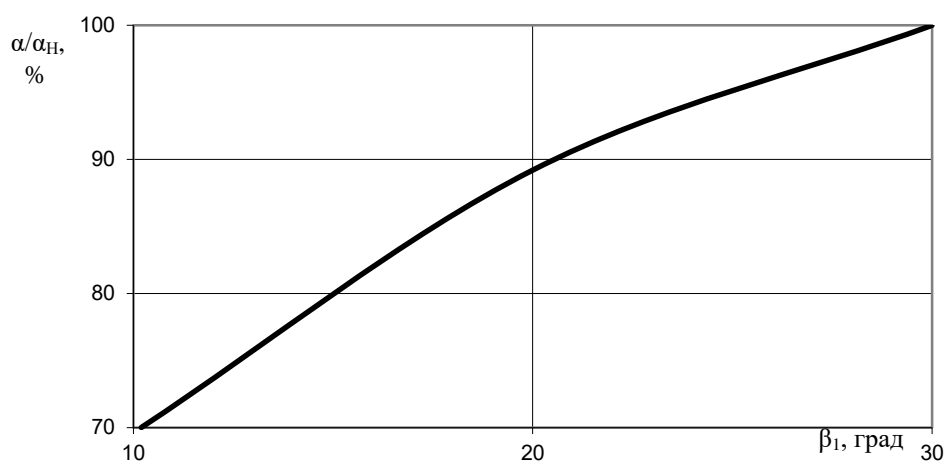


Рисунок 1.12 – Відносна зміна коефіцієнта тепловіддачі в залежності від кута відгину відігнутих просічок

1.5 Висновки та постановка завдань дослідження

1. Конструктивні особливості розглянутих радіаторів мають такі недоліки: погана якість контакту між ребрами і трубками особливо в радіаторах непаяної конструкції; виникнення всіляких підсмоктувань повітря між кожухом і радіатором; недостатня ефективність вентиляторної установки в літній період, що приводить до підвищення витрат потужності на привід вентилятора; великі аеродинамічні втрати в аеродинамічному тракті системи охолодження двигуна.

2. У системі охолодження двигуна автомобіля Daewoo Lanos радіатор трубчасто-стрічковий із плоскоовальними трубками, алюмінієвий.

3. Проводилися теоретичні й експериментальні дослідження з вибору раціональних параметрів конструкції і режимів роботи не тільки радіаторів, але й інших елементів систем охолодження двигунів транспортних засобів, у результаті чого дана оцінка існуючих і перспективних теплообмінних апаратів (радіаторів), отримані залежності енергетичних характеристик елементів систем у залежності від температур теплоносіїв і режимів роботи двигуна внутрішнього згорання.

4. Огляд результатів попередніх досліджень свідчить про необхідність продовження досліджень по вибору раціональних параметрів конструкції і режимів роботи, як радіаторів, так і систем охолодження двигунів автомобілів, з метою підвищення ефективності їх експлуатації.

Зроблені висновки дозволяють сформулювати наступні задачі досліджень:

- провести дослідження впливу конструкції радіатора на ефективність теплопередачі та енергетичний розрахунок радіатора двигуна рухомого складу підприємства;

- проаналізувати результати досліджень та вибрати раціональні параметри конструкції і режими роботи радіатора, розробити рекомендації з вибору раціональних параметрів конструкції (кроку розташування ребер) і режимів роботи радіатора з метою підвищення ефективності системи охолодження двигуна;

- розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;

- виконати розрахунок економічної ефективності.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЇ РАДІАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК РАДІАТОРА ДВИГУНА РУХОМОГО СКЛАДУ ПІДПРИЄМСТВА

2.1 Варіантний пошук раціональної структури рухомого складу підприємства за допомогою моделювання величини попиту на транспортні послуги

Для одержання вихідних даних в дослідженні впливу конструкції радіатора на ефективність теплопередачі раціональної проведемо моделювання на основі даних зміни $AG_{роб}$ - автомобіле-годин перебування в наряді автомобілів комунальної установи «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради.

Початкові дані для моделювання зміни величини попиту на автоперевезення групами автомобілів наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для прогнозування

Рік	Автомобіле-години перебування в наряді, год. в рік			
	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4
2015	48754	14912	34912	54830
2016	48565	14639	35269	54963
2017	49251	14965	34690	54824
2018	49884	15210	35666	55095
2019	49931	15410	34965	55198

Моделювання зміни величини попиту величини попиту на транспортні послуги на підприємстві виконується за допомогою методу простої екстраполяції.

Цей метод дуже простий і не потребує спеціальної підготовки.

Вихідні дані для прогнозування наведено в таблиці 2.1.

Складається динамічний ряд. Показники вписуються в перші три графи таблиці 2.2.

Таблиця 2.2– Вихідні дані для визначення параметрів рівняння

Роки	Час t , роки	Автомобіле-години перебування в наряді y_t , год. в рік	t^2	t_{y1}	y_t^2	$a_1 \cdot t$	\bar{y}_t	$y_t - \bar{y}_t = \varepsilon_t$	ε_t^2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Група 1									
2015	1	48754	1	48754	2376952516	367,3	48542,4	211,6	44774,56
2016	2	48565	4	97130	2358559225	734,6	48909,7	-344,7	118818,1
2017	3	49251	9	147753	2425661001	1101,9	49277	-26	676
2018	4	49884	16	199536	2488413456	1469,2	49644,3	239,7	57456,09
2019	5	49931	25	249655	2493104761	1836,5	50011,6	-80,6	6496,36
Σ	15	246385	55	742828	12142690959	5509,5	246385	7,28E-12	228221,1
Група 2									
2015	1	14912	1	14912	222367744	156,7	14713,8	198,2	39283,24
2016	2	14639	4	29278	214300321	313,4	14870,5	-231,5	53592,25
2017	3	14965	9	44895	223951225	470,1	15027,2	-62,2	3868,84
2018	4	15210	16	60840	231344100	626,8	15183,9	26,1	681,21
2019	5	15410	25	77050	237468100	783,5	15340,6	69,4	4816,36
Σ	15	75136	55	226975	1129431490	2350,5	75136	-1,82E-12	102241,9
Група 3									
2015	1	34912	1	34912	$1,2 \times 10^9$	50,3	34999,8	-87,8	7708,84
2016	2	35269	4	70538	$1,2 \times 10^9$	100,6	35050,1	218,9	47917,21
2017	3	34690	9	104070	$1,2 \times 10^9$	150,9	35100,4	-410,4	168428,2
2018	4	35666	16	142664	$1,3 \times 10^9$	201,2	35150,7	515,3	265534,1
2019	5	34965	25	174825	$1,2 \times 10^9$	251,5	35201	-236	55696
Σ	15	175502	55	527009	$6,2 \times 10^9$	754,5	175502	0	545284,3
Група 4									
2015	1	54830	1	54830	3006328900	86,8	54808,4	21,6	466,56
2016	2	54963	4	109926	3020931369	173,6	54895,2	67,8	4596,84
2017	3	54824	9	164472	3005670976	260,4	54982	-158	24964
2018	4	55095	16	220380	3035459025	347,2	55068,8	26,2	686,44
2019	5	55198	25	275990	3046819204	434	55155,6	42,4	1797,76
Σ	15	274910	55	825598	15115209474	1302	274910	7,28E-12	32511,6

Складена залежність апроксимується прямої виду $y = a_0 + a_1 \cdot t$.

Розраховується коефіцієнт кореляції:

$$r = \frac{n \sum ty_t - \sum y_t \sum t}{\sqrt{n \sum t^2 - (\sum t)^2} \sqrt{n \sum y^2 - (\sum y)^2}} \quad (2.1)$$

Обчислюються значення параметрів рівняння a_1 і a_0 :

$$a_1 = \frac{n \sum ty_i - \sum y_i \sum t}{n \sum t^2 - (\sum t)^2}; \quad a_0 = \frac{\sum y_i - a_1 \sum t}{n} \quad (2.2)$$

Визначається середньоквадратична похибка:

$$\delta_{\varepsilon t} = \sqrt{\frac{\sum (y_i - \bar{y}_i)^2}{n - p}} \quad (2.3)$$

де n - число рівнів динамічного ряду; p - порядок рівняння, що описує тренд.

Результати проведених розрахунків заносимо в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Розраховані значення коефіцієнт кореляції, параметрів рівняння і середньоквадратичної похибки

Коефіцієнт кореляції, r	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4
	0,925	0,840	0,211	0,836
a_1	367,3	156,7	50,3	86,8
a_0	48175,1	14557,1	34949,5	54721,6
δ	238,862	159,9	369,217	90,155

Складається прогноз перевезень на розрахункові строки й встановлення мінімального й максимального його рівня (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – Прогноз перевезень на 2020 р.

Групи автомобілів	$\bar{y}_t = a_0 + a_1 \cdot t$	$\bar{y}_t + \sigma_{\varepsilon_t} = y_1 \max$	$\bar{y}_t - \sigma_{\varepsilon_t} = y_1 \min$
Група 1	$48175,1 + 367,3 \cdot 6 = 50378,9$	50617,762	50140,038
Група 2	$14557,1 + 156,7 \cdot 6 = 15497,3$	15657,2	15337,4
Група 3	$34949,5 + 50,3 \cdot 6 = 35251,3$	35620,517	34882,083
Група 4	$54721,6 + 86,8 \cdot 6 = 55242,4$	55332,555	55152,245

Отримані результати наносяться на графіки (рис. 2.1 – 2.4) і проводиться логічна перевірка правильності розрахунків.

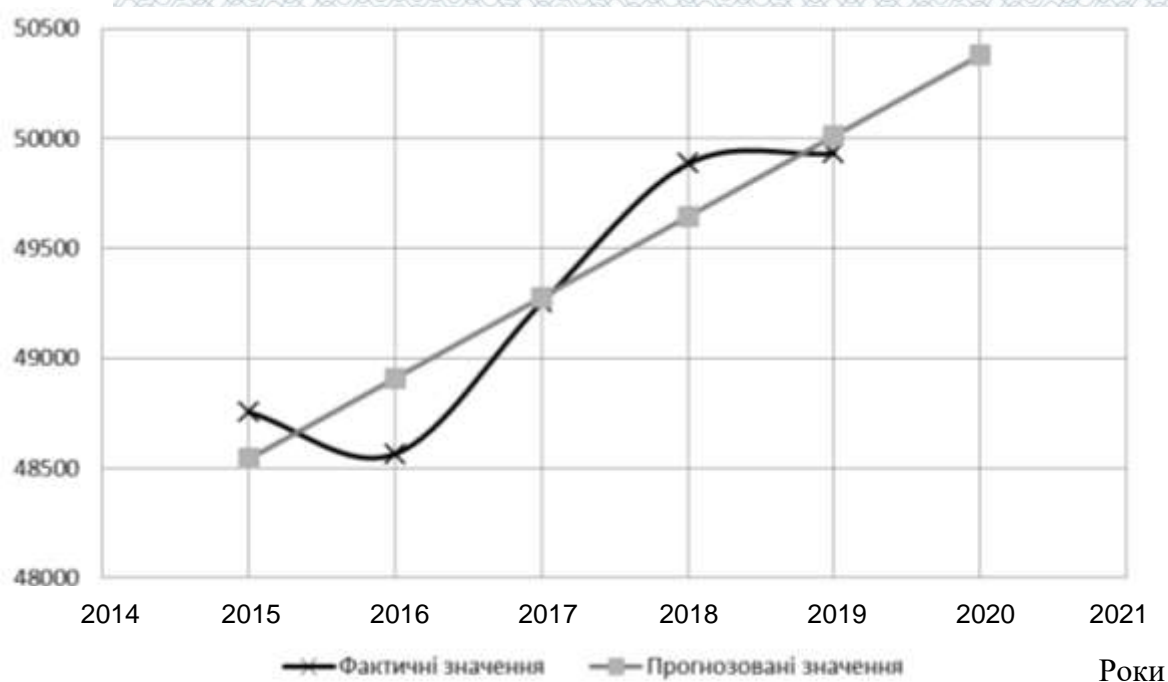
$AG_{роб}, год$ 

Рисунок 2.1 – Прогнозування автомобіле-годин перебування в наряді автомобілів Групи 1 методом простої екстраполяції

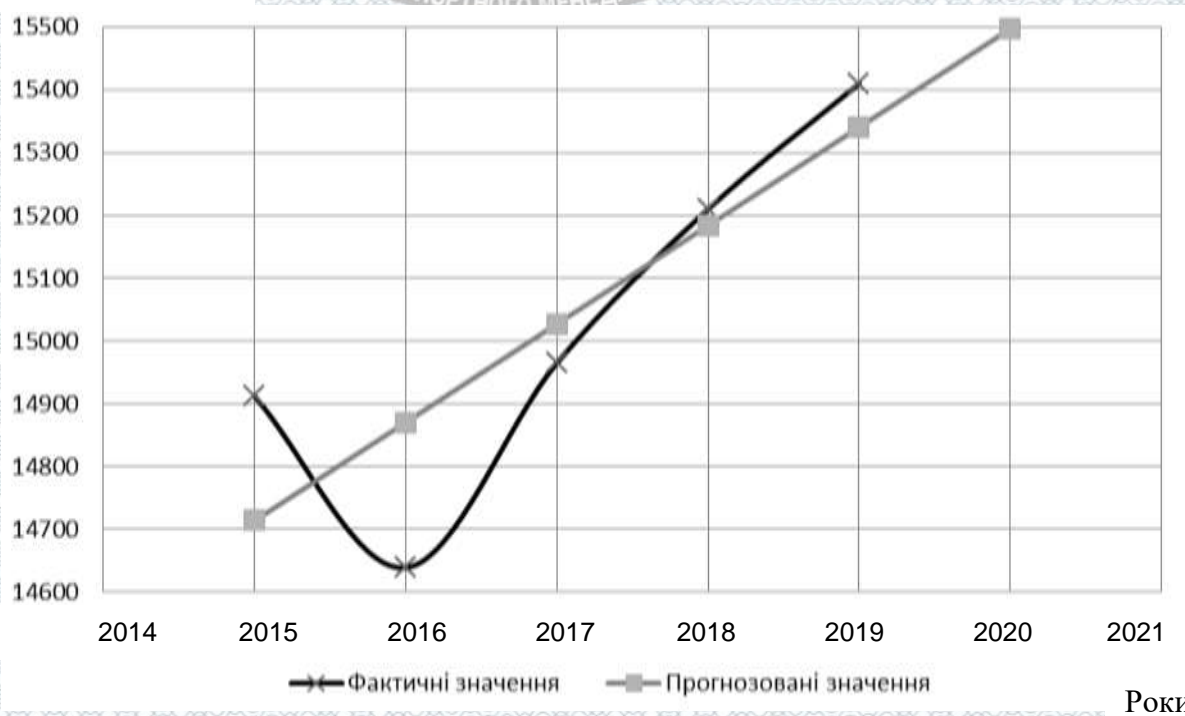
 $AG_{роб}, год$ 

Рисунок 2.2 – Прогнозування автомобіле-годин перебування в наряді автомобілів Групи 2 методом простої екстраполяції

$AG_{роб}, год$

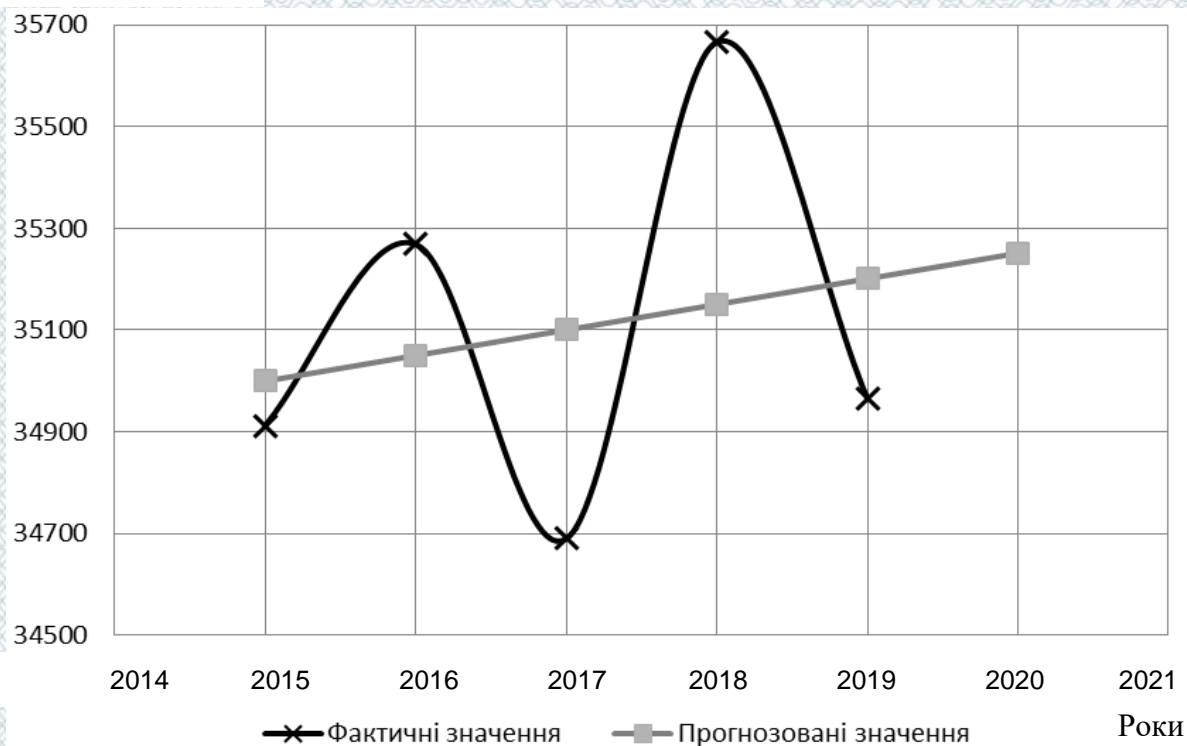


Рисунок 2.3 – Прогнозування автомобіле-годин перебування в наряді автомобілів Групи 3 методом простої екстраполяції

$AG_{роб}, год$

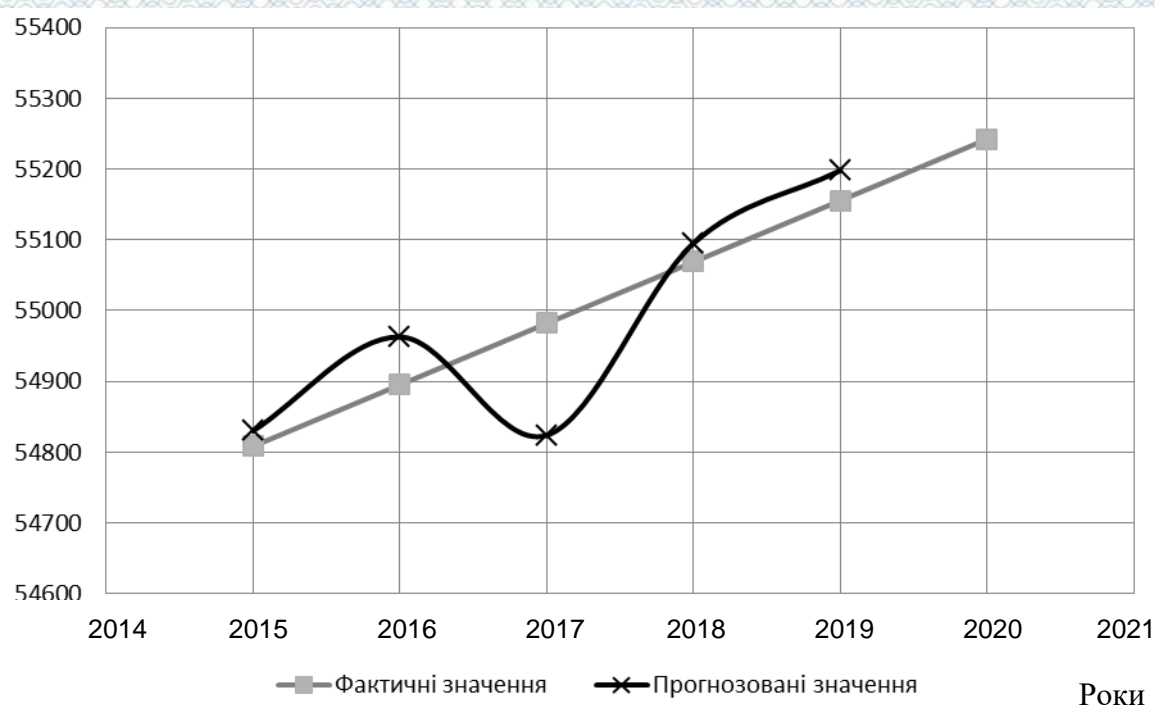


Рисунок 2.4 – Прогнозування автомобіле-годин перебування в наряді автомобілів Групи 4 методом простої екстраполяції

Висновки: отже для подальших розрахунків використовуються наступні значення $AG_{роб}$ - автомобіле-годин перебування в наряді автомобілів комунальної установи «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради: Група 1 – 50378,9; Група 2 – 15497, 3; Група 3 – 35251,3; Група 4 – 55242,4.

Правильний вибір структури РС має велике значення для збільшення провізних можливостей підприємства та зниження собівартості експлуатації автотранспортних засобів.

Автомобіле-години роботи для кожного типу РС при цьому визначаються з прогнозування за розподілом: Група 1 – 50378,9; Група 2 – 15497, 3; Група 3 – 35251,3; Група 4 – 55242,4 автомобіле-годин роботи.

Визначення кількості автомобілів на основі фактичних техніко-експлуатаційних показників (варіант 1)

На основі даних прогнозу попиту на перевезення, а також беручи до уваги досвід експлуатації автомобілів по типах, визначаємо облікову кількість рухомого складу за формулою:

$$A_{авт} = \frac{AG_{роб}}{D_k \cdot \alpha_v \cdot T_n}, \quad (2.4)$$

де $AG_{роб}$ – автомобіле-години роботи;

D_k – кількість календарних днів в році;

α_v – коефіцієнт випуску автомобілів на лінію;

T_n – час перебування на лінії за добу, год.

При цьому варіанті коефіцієнт випуску автомобілів на лінію і час перебування на лінії за добу визначаються на основі даних, взятих з форм державного статистичного спостереження №2 тр.

$$\alpha_v = 0,75; \quad T_n = 8,9 \text{ год.}$$

З урахуванням цього, кількість автотранспортних засобів становитиме:

$$A_{Група 1} = \frac{50378,9}{365 \cdot 0,75 \cdot 8,9} = 20,678 = 21 \text{ одиниця};$$

$$A_{Група 2} = \frac{15497,3}{365 \cdot 0,75 \cdot 8,9} = 6,35 = 6 \text{ одиниць};$$

$$A_{Група 3} = \frac{35251,3}{365 \cdot 0,75 \cdot 8,9} = 14,4 = 14 \text{ одиниць};$$

$$A_{Група 4} = \frac{55242,4}{365 \cdot 0,75 \cdot 8,9} = 22,67 = 23 \text{ одиниці}.$$

Визначення кількості автомобілів на основі нормативних техніко-експлуатаційних показників. При цьому варіанті коефіцієнт випуску автомобілів на лінію і час перебування на лінії за добу визначаються на основі документів, які регламентують організацію роботи автотранспортних засобів.

Час перебування на лінії за добу приймається 10,5 годин. При виборі значення коефіцієнта випуску автомобілів на лінію не менше 0,55.

З урахуванням цього, кількість автотранспортних засобів становитиме:

$$A_{Група 1} = \frac{50378,9}{365 \cdot 0,55 \cdot 10,5} = 23,9 = 24 \text{ одиниці};$$

$$A_{Група 2} = \frac{15497,3}{365 \cdot 0,55 \cdot 10,5} = 7,35 = 7 \text{ одиниць};$$

$$A_{Група 3} = \frac{35251,3}{365 \cdot 0,55 \cdot 10,5} = 16,72 = 17 \text{ одиниць};$$

$$A_{Група 4} = \frac{55242,4}{365 \cdot 0,55 \cdot 10,5} = 26,2 = 26 \text{ одиниць}.$$

Існуючому парку рухомого складу комунальної установи «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради найбільше підходить кількість автомобілів, одержана при розрахунках в варіанті 1, так як слід докупити лише по 1 автомобілю в 1 і в 4 групи. За варіантом №2 необхідно значно збільшувати існуючий рухомий склад, що не можливо без відповідного фінансування.

Автомобілі іноземного виробництва Geely, які обслуговують безпосередньо управління, ремонтуються і обслуговуються на спеціалізованих фірмових станціях, так як вони на гарантії виробника.

Тому при формуванні комплексу ремонтно-обслуговуючого виробництва підприємства будуть враховуватись такі групи автомобілів: Група 1 – 21 одиниця; Група 2 – 6 одиниць; Група 3 – 14 одиниць; Група 4 – 23 одиниці.

2.2 Дослідження впливу конструкції радіатора на ефективність теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі радіатора визначається за допомогою аналітичних виразів у залежності від геометрії поверхні теплообміну [56]. Аналіз впливу геометричних особливостей поверхні теплообміну, а саме кроку розташування ребер у радіаторі, можна провести за допомогою рівняння коефіцієнта теплопередачі для ребристих поверхонь охолодження радіаторів з тонкостінними трубками [8]:

$$k \cong \frac{1}{\frac{\bar{F}}{\alpha_1} + \frac{1}{\eta_p \cdot \alpha_2}}, \quad (2.5)$$

де \bar{F} – ступінь оребрення радіатора;

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі до повітря від поверхні теплообміну радіатора, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;


η_p – ККД ребер.

При проведенні теплового розрахунку радіатора основними труднощами є визначення коефіцієнта теплопередачі k .

В основному це зв'язано зі складною конструкцією поверхні теплообміну радіатора, а також зі зміною температури теплоносіїв.

Крім того, у радіаторах непаєної конструкції, що в основному застосовуються на вітчизняних автомобілях, необхідно враховувати термічний опір контакту ребер із трубками, що виникає внаслідок утворення зазору між ними і значно впливає на процес теплопередачі [1, 8, 9, 14].

Для поверхні теплообміну трубчасто-пластинчастої конструкції з великим ступенем ребрення рівняння (2.1) для коефіцієнта теплопередачі з урахуванням якості контакту між ребрами і трубками можна представити у вигляді [14]:

$$k = \frac{1}{\frac{F_2}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{F_2}{\alpha_k \cdot F_k} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \eta}}, \quad (2.6)$$


де α_k – коефіцієнт провідності контакту, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

F_k – площа контакту, м^2 ;

F_2 – поверхня охолодження радіатора з боку повітря, м^2 ;

F_1 – поверхня охолодження радіатора з боку рідини, м^2 ;

η – ефективність ребристої поверхні.

Однак рівняння (2.7) не враховує вплив забруднень, що виникають у повітряному зазорі, що утворюється в процесі експлуатації між ребрами і трубками в радіаторах непаєної конструкції. Цей вплив дозволяє врахувати рівняння (2.8), отримане в роботі [1].

У зв'язку з цим задачею теоретичного рішення є одержання рівняння для коефіцієнта теплопередачі досліджуваного алюмінієвого непаєного радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції з урахуванням впливу кроку розташування ребер. Для визначення впливу кроку розташування ребер у радіаторі на його коефіцієнт теплопередачі розглянемо докладніше рівняння (2.3).

$$k = \frac{1}{\frac{F}{\alpha_1} + (R_c + R_k + R_{r_1}) \cdot \bar{F} + R_{r_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \eta}}, \quad (2.7)$$

де R_c – термічний опір стінки трубки радіатора, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

R_k – термічний опір контакту ребер із трубками, що повинен враховувати наявність у контактні можливих зазорів, окисних і рідких плівок, забруднень, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

R_{r_1} і R_{r_2} – відповідно питомі термічні опори забруднень внутрішньої і зовнішньої поверхні теплообміну, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$.

Ступінь оребрення \bar{F} можна представити у вигляді:

$$\bar{F} = \frac{F_2}{F_1}, \quad (2.8)$$

де F_2 – поверхня охолодження радіатора з боку повітря, м^2 ;

F_1 – поверхня охолодження радіатора з боку рідини, м^2 .

Поверхні охолодження радіатора F_1 і F_2 визначаються геометрією радіатора (рис. 2.5).

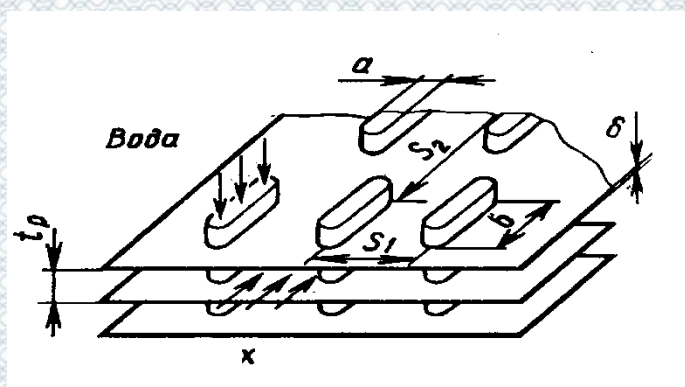


Рисунок 2.5 – Схема серцевини трубчасто-пластинчастого радіатора з плоскоовальними трубками

Поверхня охолодження з боку повітря являє собою суму поверхонь охолодження трубок і оребрюючих пластин

$$F_2 = F_{2_p} + F_{2_{mp}} = \frac{2 \cdot l_{mp}}{t_p} \left[B_{p.пл.} \cdot L_{p.пл.} - z_{mp} \left(a \left[a + b - \frac{\pi \cdot a}{4} \right] + \left[b - a + \frac{\pi \cdot a}{2} \right] \cdot \left[\frac{l_{mp}}{z_{nl}} - \delta_p \right] \right) \right], \quad (2.9)$$

де F_{2_p} – поверхня охолодження ребер радіатора, м²;

$F_{2_{mp}}$ – поверхня охолодження трубок радіатора, м²;

l_{mp} – робоча довжина трубки, м;

t_p – крок розташування ребер, м;

$B_{p.пл.}$ – робоча довжина пластини, м;

$L_{p.пл.}$ – робоча ширина пластини, м;

z_{mp} – кількість трубок, шт;

a – ширина перетину трубки, м;

b – довжина перетину трубки, м;

z_{nl} – кількість оребрюючих пластин, шт;

δ_p – товщина ребра, м.

Рівняння (2.9) можна спростити і представити у вигляді:

$$F_2 = \frac{2 \cdot l_{mp}}{t_p} \Delta_2,$$

де $\Delta_2 = B_{p.пл.} \cdot L_{p.пл.} - z_{mp} \left(a \left[a + b - \frac{\pi \cdot a}{4} \right] + \left[b - a + \frac{\pi \cdot a}{2} \right] \cdot \left[\frac{l_{mp}}{z_{nl}} - \delta_p \right] \right)$ – коефіцієнт, що враховує геометричні характеристики радіатора, м².

Ефективність ребристої поверхні η також є функцією ступеня оребрення радіатора, а значить і кроку розташування ребер

$$\eta = 1 - \frac{1 - E_p (\bar{F} - 1)}{\bar{F}}, \quad (2.10)$$

де E_p – ефективність ребра.

З урахуванням (2.5) і (2.6) після деяких перетворень рівняння (2.10) прийме наступний вигляд:

$$\eta = (1 + E_p) \cdot \left(1 - \frac{t_p \cdot F_1}{2 \cdot l_{mp} \cdot \Delta_2} \right).$$

Таким чином, після підстановки (2.2) і (2.4) у вираз (2.2) одержимо рівняння для коефіцієнта теплопередачі не тільки з урахуванням впливу якості контакту між ребрами і трубками, але і кроку розташування ребер у радіаторі

$$k = \frac{1}{2 \cdot l_{mp} \cdot \Delta_2 \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot t_p \cdot F_1} + \frac{1}{\alpha_k \cdot t_p \cdot F_k} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot (1 + E_p) \cdot (2 \cdot l_{mp} \cdot \Delta_2 - t_p \cdot F_1)} \right)}. \quad (2.11)$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини α_1 визначається по рівнянню, отриманому в результаті узагальнення численних дослідних даних [14]

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_{\text{э1}}}{\lambda_1} = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (2.12)$$

де $d_{\text{э1}} = \frac{4f}{\Pi}$ – еквівалентний діаметр каналу для проходу рідини, м;

ε_l – коефіцієнт, що враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі по довжині трубки;

λ_l – коефіцієнт теплопровідності рідини, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$;

f – площа живого перетину каналу, по якому протікає теплоносій, м²;

P – периметр перетину, що змочується, м.

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 звичайно визначається експериментальним шляхом і для кожного типу радіатора встановлюється залежність у критеріальній формі

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 \cdot d_{\text{экв}}}{\lambda_2} = C \cdot Re_2^n, \quad (2.13)$$

у тому числі з урахуванням впливу кроку розташування ребер t_p і глибини радіатора L :

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 \cdot d_{\text{экв}}}{\lambda_2} = C \cdot Re_2^n \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^m,$$

де $d_{\text{экв}}$ – еквівалентний діаметр каналу для проходу повітря, м;

λ_2 – коефіцієнт теплопровідності повітря, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$;

C, n, m – визначаються експериментально.

Крім того, при проведенні розрахунків використовуються рівняння в параметричній формі для коефіцієнта теплопередачі k , що з урахуванням впливу кроку розташування ребер t_p і глибини радіатора L можна представити у вигляді:

$$k = C_1 \cdot G_2^{n_1} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{m_1},$$

де $G_2 = 3600 \cdot v_2 \cdot \rho_2$ – масова витрата повітря через радіатор, $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$;

v_2 – швидкість повітря перед фронтом радіатора, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

ρ_2 – щільність повітря, що проходить через радіатор, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

C_1, n_1, m_1 – визначаються експериментально.

Таким чином, у результаті експериментальних досліджень необхідно одержати рівняння в параметричній і критеріальній формах для коефіцієнтів теплопередачі k і тепловіддачі α_2 з урахуванням впливу кроку розташування ребер для досліджуваних типів радіаторів.

2.3 Алгоритм енергетичного розрахунку радіатора двигуна автомобіля

Енергетичний розрахунок проводиться з метою визначення раціональних параметрів конструкції і режимів роботи системи охолодження двигуна.

Вихідними даними енергетичного розрахунку є:

- тип радіатора і його геометричні характеристики;
- продуктивність насоса охолоджуючої рідини;
- максимальна кількість теплоти, що відводиться від двигуна охолоджуючою рідиною;
- максимальна температура навколишнього середовища;
- максимальна температура охолоджуючої рідини на вході в радіатор;
- аеродинамічні характеристики вентилятора, параметри його конструкції і режим роботи;
- геометричні характеристики кожуха і ступінь охоплення їм радіатора;
- параметри конструкції аеродинамічного тракту системи охолодження двигуна автомобіля.

Таким чином, алгоритм енергетичного розрахунку системи охолодження двигуна автомобіля має наступну послідовність:

1. Визначення поверхні охолодження радіатора з боку рідини і повітря:

$$F_1 = (\pi \cdot a_0 + 2(b_0 - a_0)) \cdot l_{mp} \cdot z_{mp}, \text{ м}^2, \quad (2.14)$$

де a_0 – внутрішня ширина перетину трубки, м;

b_0 – внутрішня довжина перетину трубки, м;

l_{mp} – робоча довжина трубки, м;

z_{mp} – кількість трубок, шт.

Поверхня охолодження з боку повітря визначається по формулі (2.8).

2. Визначення перетинів для проходу охолоджуючої рідини і повітря:

– перетин для проходу рідини:

$$f_1 = \left(\frac{\pi \cdot a_0^2}{4} + (b_0 - a_0) \right) \cdot z_{mp}, \text{ м}^2; \quad (2.15)$$

– фронтальний перетин для проходу повітря:

$$f_{2\phi} = l_{mp} \cdot B_{p.пл.}, \text{ м}^2 \quad (2.16)$$

де $B_{p.пл.}$ – робоча довжина пластини, м.

3. Визначення швидкості охолоджуючої рідини в трубках радіатора:

$$v_1 = \frac{V_1 \cdot z_x}{3600 \cdot f_1}, \text{ м/с}, \quad (2.17)$$

де V_1 – продуктивність насоса охолоджуючої рідини, м³/год.;

z_x – число ходів охолоджуючої рідини в радіаторі.

4. Визначення щільності і теплоємності охолоджуючої рідини і повітря для заданих значень температур і тиску:

– для охолоджуючої рідини (води)

$$\rho_1 = \frac{1005}{0,99534 + 0,466 \cdot 10^{-3} \cdot t_1}, \text{ кг/м}^3; \quad (2.18)$$

$$Cp_1 = 4205,11 + 1,36578 \cdot t_1 + 0,0152341 \cdot t_1^2, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad (2.19)$$

– для повітря

$$\rho_2 = \frac{0,0034839 \cdot P}{t_2 + 273,15}, \text{ кг/м}^3; \quad (2.20)$$

$$Cp_2 = 1000,5 + 0,11904 \cdot t_2, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (2.21)$$

Значення щільності і теплоємності теплоносіїв уточнюються за середнім значенням температур у результаті проведення теплового розрахунку.

5. Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі і тепловіддачі по охолоджуючій рідині і по повітрю з урахуванням кроку розташування ребер у радіаторі за допомогою отриманих відповідних експериментальних залежностей у параметричній і критеріальній формі



$$k = C_1 \cdot G_2^{m_1} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{m_1}; \quad (2.22)$$

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_{\text{э1}}}{\lambda_1} = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_1; \quad (2.23)$$

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 \cdot d_{\text{э2}}}{\lambda_2} = C \cdot Re_2^n \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^m. \quad (2.24)$$

6. Проведення теплового розрахунку системи охолодження двигуна автомобіля за допомогою отриманої раніше математичної моделі, у результаті чого визначаються температури теплоносіїв на виході з радіатора, а також швидкість повітря перед фронтом радіатора, що повинний забезпечити вентилятор для відводу заданої кількості теплоти. За отриманим значенням температур уточнюються середні значення щільності і теплоємності охолоджуючої рідини і повітря, при цьому розрахунок повторюється до одержання необхідного ступеня наближення $|t'_{\text{ср1}} - t''_{\text{ср1}}| \leq \varepsilon_{t_1}$ і $|t'_{\text{ср2}} - t''_{\text{ср2}}| \leq \varepsilon_{t_2}$.

7. Розрахунок за допомогою рівняння (2.24) опору аеродинамічного тракту системи охолодження двигуна автомобіля для отриманого з теплового розрахунку значення швидкості повітря перед фронтом радіатора.

8. Визначення безрозмірних значень витрати, напору і потужності вентилятора:

– безрозмірна витрата


$$\phi = \frac{V_2}{\frac{\pi \cdot D_6^2}{4} \cdot \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{60}}, \quad (2.25)$$

де V_2 – витрата повітря, забезпечувана вентилятором, м³/с;

D_6 – діаметр вентилятора, м;

n_6 – частота обертання лопат вентилятора, об/хв;

– безрозмірний напір



$$\psi = \frac{p_v}{\rho_{2,1}'' \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{60} \right)^2}, \quad (2.26)$$

де p_v – повний напір, що розвивається вентилятором, Па;

$\rho_{2,1}''$ – щільність повітря при температурі повітря перед вентилятором (на виході з частини I радіатора), кг/м³;

– безрозмірна потужність

$$\lambda = \frac{\phi \cdot \psi}{\eta_6}, \quad (2.27)$$

де η_6 – ККД вентиляторної установки.

9. Визначення розрахункового значення витрат потужності на привід вентилятора:

$$N_{2p} = \frac{P_{vp} \cdot V_{2p}}{\eta_6}. \quad (2.28)$$

Отримана потужність на привід вентилятора N_{2p} порівнюється з заданою потужністю N_2 , тобто перевіряється умова:

$$\left| N_2 - N_{2p} \right| \leq \varepsilon_{N_2}$$

де ε_{N_2} – задана точність розрахунку.

При невиконанні цієї умови розрахунок цілком повторюється заново з новим значенням швидкості повітря перед фронтом радіатора. Введення в алгоритм енергетичного розрахунку відносини кроку розташування ребер у радіаторі до його глибини $\frac{t_p}{L}$ дозволяє вибрати раціональні параметри конструкції і режими роботи системи охолодження двигуна автомобіля. Таким чином, при збільшенні кроку і витрати повітря може бути досягнутий той же ефект, що і при зменшенні кроку розташування ребер і зменшенні витрати повітря через радіатор. Однак, надмірне як зменшення, так і збільшення кроку спричиняє підвищення витрат потужності на привід вентилятора або внаслідок підвищення аеродинамічного опору радіатора, або – витрати повітря. Тому введення в алгоритм такого параметра як $\frac{t_p}{L}$ дозволяє вибрати в кожному конкретному випадку раціональний крок розташування ребер у радіаторі з урахуванням роботи вентилятора.

2.4 Енергетичний розрахунок радіатора двигуна автомобіля

Радіатор системи охолодження двигуна автомобіля призначений для розсіювання в навколишнє середовище теплоти, переданої від ДВЗ до охолоджуючої рідини. Кількість теплоти, передана двигуном до охолоджуючої рідини, змінюється в широких межах у залежності від багатьох факторів, обумовлених не тільки конструктивними параметрами двигуна, але і його робочими режимами, а також режимами руху автомобіля.

Тому енергетичний розрахунок системи охолодження необхідно проводити на всіх режимах. Найчастіше вибирають найменш сприятливий режим роботи двигуна і руху автомобіля: тепловиділення двигуна приймається максимальним; температура охолоджуючої рідини на вході в радіатор приймається максимально можливою при експлуатації автомобіля; температура повітря на вході в радіатор приймається максимальною для даного кліматичного району; режим руху відповідає тривалому підйомові цілком навантаженого автомобіля при крутості 7,2 % зі сталою швидкістю 50 км/год. [7]. Енергетичний розрахунок системи охолодження двигуна автомобіля зводиться до теплового й аеродинамічного розрахунку. Розглянемо математичну модель теплового розрахунку системи охолодження двигуна автомобіля. Тобто у загальному випадку математична модель теплового розрахунку являє собою систему з одного рівняння теплопередачі і двох рівнянь теплового балансу (по рідині і по повітрю)

$$\begin{cases} dQ = k \cdot \mathcal{G} \cdot dF_2; \\ dQ = W_1 \cdot dT_1 = v_1 \cdot f_1 \cdot \rho_{1cp} \cdot Cp_{1cp} \cdot dT_1; \\ dQ = W_2 \cdot dT_2 = v_{2\phi} \cdot f_{2\phi} \cdot \rho_{2cp} \cdot Cp_{2cp} \cdot dT_2, \end{cases} \quad (2.30)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

\mathcal{G} – середній температурний напір, К.

F_2 – поверхня, омивана повітрям, м^2 ;

W_1 і W_2 – водяники еквіваленти теплоносіїв, $\frac{\text{Вт}}{\text{год} \cdot \text{К}}$;

v_1 і v_2 – швидкість охолоджуючої рідини і повітря відповідно, м/с;

ρ_1 і ρ_2 – щільність охолоджуючої рідини і повітря відповідно, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

f_1 і f_2 – перетину для проходу рідини і повітря, м^2 ;

C_{p1} і C_{p2} – теплоємності охолоджуючої рідини і повітря, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

dT_1 і dT_2 – перепад температур по рідині і по повітрю відповідно, К.

Розглянемо випадок, що зустрічається набагато частіше, як на автомобілях вітчизняного виробництва, так і закордонних. У цьому випадку радіатор не цілком охоплений кожухом, тобто не вся поверхня радіатора омивається повітрям, що просмоктується вентилятором і радіатор має два ходи рідини (рис. 2.6).

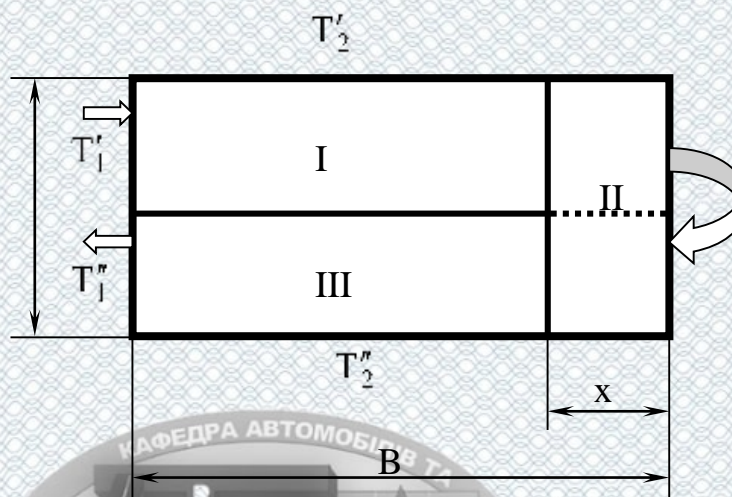


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема течії теплоносіїв у радіаторі автомобіля

Як видно з рис. 2.6, радіатор автомобіля умовно поділяється на три частини, де частини I і III охоплені кожухом, а частина II – не охоплена. У зв'язку з цим необхідно розраховувати окремо кожну частину по системі рівнянь (2.30). Тому тепловий розрахунок системи охолодження двигуна автомобіля зводиться до рішення системи з 9-ти рівнянь з 9-ю невідомими [10, 11, 14, 19], що з урахуванням отриманого вираження (2.20) для коефіцієнта теплопередачі має вигляд:

– для частини I

$$\begin{cases} Q_I = k_I \cdot F_{2_I} \cdot \left(\frac{T'_1 + T''_1}{2} - \frac{T'_2 + T''_2}{2} \right); \\ Q_I = v_1 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_{1_{cpI}} \cdot Cp_{1_{cpI}} \cdot (T'_1 - T''_1); \\ Q_I = v_{2_{\phi I}} \cdot f_{2_{\phi I}} \cdot \rho_{2_{cpI}} \cdot Cp_{2_{cpI}} \cdot (T''_2 - T'_2), \end{cases} \quad (2.31)$$

$$\text{де } k_I = \frac{1}{2 \cdot l_{mpI} \cdot \Delta_{2I} \left(\frac{1}{\alpha_{1I} \cdot t_p \cdot F_{1I}} + \frac{1}{\alpha_{\kappa} \cdot t_p \cdot F_{\kappa}} + \frac{1}{\alpha_{2I} \cdot (1 + E_{pI}) \cdot (2 \cdot l_{mpI} \cdot \Delta_{2I} - t_p \cdot F_{1I})} \right)}.$$

– для частини II

$$\begin{cases} Q_{II} = k_{II} \cdot F_{2II} \cdot \left(\frac{T_{1I}'' + T_{1II}''}{2} - \frac{T_{2II}'' + T_2'}{2} \right); \\ Q_{II} = v_1 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_{1cpII} \cdot Cp_{1cpII} \cdot (T_{1I}'' - T_{1II}''); \\ Q_{II} = v_{2\phi II} \cdot f_{2\phi II} \cdot \rho_{2cpII} \cdot Cp_{2cpII} \cdot (T_{2II}'' - T_2'), \end{cases} \quad (2.32)$$

$$\text{де } k_{II} = \frac{1}{2 \cdot l_{mpII} \cdot \Delta_{2II} \left(\frac{1}{\alpha_{1II} \cdot t_p \cdot F_{1II}} + \frac{1}{\alpha_{\kappa} \cdot t_p \cdot F_{\kappa}} + \frac{1}{\alpha_{2II} \cdot (1 + E_{pII}) \cdot (2 \cdot l_{mpII} \cdot \Delta_{2II} - t_p \cdot F_{1II})} \right)}.$$

– для частини III

$$\begin{cases} Q_{III} = Q - Q_I - Q_{II} = k_{III} \cdot F_{2III} \cdot \left(\frac{T_{1II}'' + T_{1I}''}{2} - \frac{T_{2III}'' + T_2'}{2} \right); \\ Q_{III} = v_1 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_{1cpIII} \cdot Cp_{1cpIII} \cdot (T_{1II}'' - T_{1I}''); \\ Q_{III} = v_{2\phi III} \cdot f_{2\phi III} \cdot \rho_{2cpIII} \cdot Cp_{2cpIII} \cdot (T_{2III}'' - T_2'), \end{cases} \quad (2.33)$$

$$\text{де } k_{III} = \frac{1}{2 \cdot l_{mpIII} \cdot \Delta_{2III} \left(\frac{1}{\alpha_{1III} \cdot t_p \cdot F_{1III}} + \frac{1}{\alpha_{\kappa} \cdot t_p \cdot F_{\kappa}} + \frac{1}{\alpha_{2III} \cdot (1 + E_{pIII}) \cdot (2 \cdot l_{mpIII} \cdot \Delta_{2III} - t_p \cdot F_{1III})} \right)}.$$

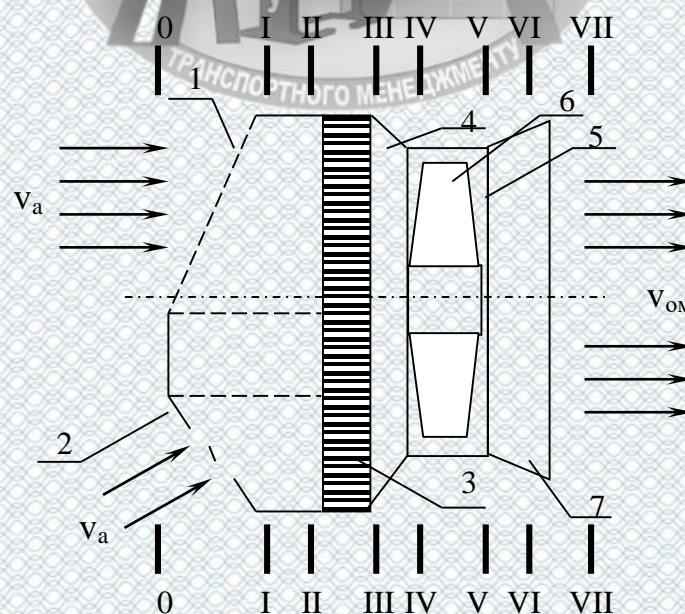
У системах рівнянь (2.30) – (2.33) T_1' і T_1'' – відповідно температури охолоджуючої рідини на вході і виході з радіатора у відповідній його частині, К; T_2' і T_2'' – відповідно температури повітря на вході і виході з радіатора у відповідній його частині, К;

При складанні системи рівнянь (2.30) – (2.33) прийняті наступні допущення: теплоємність і щільність теплоносіїв визначається середнім значенням

температури теплоносіїв; середній температурний напір у радіаторі дорівнює середньоарифметичному значенню; частини I і III радіатора щільно охоплені кожухом і швидкість повітря в них однакова. При цих допущеннях у системі рівнянь 9 невідомих ($Q_I, Q_{II}, T_{1I}'' , T_{2I}'' , T_{1II}'' , T_{2II}'' , T_1'' , T_2'' , v_{2\phi_1}$), тобто система замкнута.

Отримана математична модель теплового розрахунку системи охолодження, яка доповнена рівняннями для коефіцієнта теплопередачі, дозволяє вибрати раціональний крок розташування ребер у радіаторі при прийнятих його габаритних розмірах і умовах навколишнього середовища.

У результаті теплового розрахунку визначаються вихідні дані (температури теплоносіїв на виході з радіатора і швидкість повітря перед фронтом радіатора) для проведення аеродинамічного розрахунку системи охолодження, що дозволяє вибрати тип вентилятора і кут установки його лопат.



1 – лицьовальні ґрати; 2 – бампер; 3 – радіатор; 4 – кожух вентилятора;
5 – обичайка вентилятора; 6 – вентилятор; 7 - дифузор

Рисунок 2.7 – Схема аеродинамічного тракту системи охолодження двигуна автомобіля

Аеродинамічний тракт системи охолодження двигуна автомобіля складається з таких елементів, як (рис. 2.7): лицевальні ґрати 1 і бампер 2 (повітрязабірні вікна) на вході в тракт, радіатор 3, кожух 4, обичайка вентилятора 5, вентилятор 6 і дифузор 7. Тому аеродинамічний опір тракту визначається втратами енергії повітряного потоку на кожному з перерахованих вище елементів.

Основні складові втрат енергії повітряного потоку в аеродинамічному тракті системи охолодження двигуна автомобіля описуються рівняннями енергії, складеними для кожної з ділянок повітряного тракту (рис. 2.7) [4], при цьому приймемо ґрати радіатора і повітрязабірні вікна в бампері за один елемент тракту

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta p_{0-I} = \left(\frac{p_0}{g \cdot \rho_0} + z_0 \right) - \left(\frac{p_I}{g \cdot \rho_I} + z_I + \alpha_I \frac{v_I^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{I-II} = \left(\frac{p_I}{g \cdot \rho_I} + z_I \right) - \left(\frac{p_{II}}{g \cdot \rho_{II}} + z_{II} + \alpha_{II} \frac{v_{II}^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{II-III} = \left(\frac{p_{II}}{g \cdot \rho_{II}} + z_{II} \right) - \left(\frac{p_{III}}{g \cdot \rho_{III}} + z_{III} + \alpha_{III} \frac{v_{III}^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{III-IV} = \left(\frac{p_{III}}{g \cdot \rho_{III}} + z_{III} \right) - \left(\frac{p_{IV}}{g \cdot \rho_{IV}} + z_{IV} + \alpha_{IV} \frac{v_{IV}^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{IV-V} = \left(\frac{p_{IV}}{g \cdot \rho_{IV}} + z_{IV} \right) - \left(\frac{p_V}{g \cdot \rho_V} + z_V + \alpha_V \frac{v_V^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{V-VI} = \left(\frac{p_V}{g \cdot \rho_V} + z_V \right) - \left(\frac{p_{VI}}{g \cdot \rho_{VI}} + z_{VI} + \alpha_{VI} \frac{v_{VI}^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{VI-VII} = \left(\frac{p_{VI}}{g \cdot \rho_{VI}} + z_{VI} \right) - \left(\frac{p_{VII}}{g \cdot \rho_{VII}} + z_{VII} + \alpha_{VII} \frac{v_{VII}^2}{2g} \right), \end{array} \right. \quad (2.34)$$

де $p_0, p, p_{II}, p_{III}, p_{IV}, p, p_{VI}, p_{VII}$ – значення статичних тисків повітряного потоку у відповідних перетинах елементів аеродинамічного тракту і на виході з нього;

$z_0, z, z_{II}, z_{III}, z_{IV}, z, z_{VI}, z_{VII}$ – геодезичні висоти центрів мас відповідних перетинів елементів аеродинамічного тракту і на виході з нього;

$\alpha_0, \alpha_I, \alpha_{II}, \alpha_{III}, \alpha_{IV}, \alpha_V, \alpha_{VI}, \alpha_{VII}$ – коефіцієнти Коріоліса у відповідних перетинах елементів аеродинамічного тракту і на виході з нього [27];

$v_0, v_I, v_{II}, v_{III}, v_{IV}, v_V, v_{VI}, v_{VII}$ – середньовитратні швидкості повітряного потоку у відповідних перетинах елементів аеродинамічного тракту і на виході з нього;

$\rho_0, \rho_I, \rho_{II}, \rho_{III}, \rho_{IV}, \rho_V, \rho_{VI}, \rho_{VII}$ – значення щільності повітря у відповідних перетинах елементів аеродинамічного тракту і на виході з нього.

Після додавання правих і лівих частин рівнянь (2.34) одержимо наступне рівняння:

$$p_v = \sum \Delta p_i + \alpha_{om} \frac{\rho_2'' \cdot v_{2om}^2}{2} - \frac{\rho_2'' \cdot v_a^2}{2}, \quad (2.35)$$

де $v_{2\text{н}}$ – швидкість повітря в перетині, навколо лопастей вентилятора, м/с;

α_{om} – коефіцієнт Коріоліса повітряного потоку, віднесений до швидкості повітря в перетині, ометаємому лопатами вентилятора;

v_a – швидкість руху автомобіля, м/с;

ρ_2'' – щільність повітря на виході з радіатора, кг/м³.

Рівняння (2.35) справедливо за умови, що: $\Delta p_{VI} = -p_v$; $\rho_{VII} = \rho_0$; $z_0 = z = z_{II} = z_{III} = z_{IV} = z = z_{VI} = z_{VII}$; $\alpha_{VII} = \alpha_{om}$ і $v_{VII} = v_{om}$.

Витрати на кожному елементі аеродинамічного тракту описуються вираженням [26, 27]:

$$\Delta p_i = \frac{\zeta_i \cdot \rho_i \cdot v_i^2}{2}, \quad (2.36)$$

де ζ_i – коефіцієнт опору і-того елемента аеродинамічного тракту;

ρ_i – щільність повітря в і-тім перетині, кг/м³;

v_i – швидкість повітря в і-тім перетині, м/с.

У рівнянні (2.37) значення швидкостей повітря перед фронтом радіатора ($v_{2_{фр}}$) і в перетині, ометаємому лопатами вентилятора ($v_{2_{om}}$), а також щільності повітря перед (ρ_2') і за (ρ_2'') радіатором визначаються з теплового розрахунку.

Таким чином, стосовно основних ділянок аеродинамічного тракту рівняння (2.35) буде мати вигляд [7]:

$$\begin{aligned}
 p_v = & \zeta_{0-I} \cdot \rho_2' \cdot \frac{v_a^2}{2} + \zeta_{I-II} \cdot \rho_2' \cdot \frac{v_{2fp}^2}{2} + \zeta_{II-III} \cdot \rho_2' \cdot \frac{v_{2fp}^2}{2} + \zeta_{III-IV} \cdot \rho_2'' \cdot \frac{v_{2fp}^2}{2} + \zeta_{IV-V} \cdot \rho_2'' \cdot \frac{v_{2om}^2}{2} + \\
 & + \zeta_{V-VI} \cdot \rho_2'' \cdot \frac{v_{2om}^2}{2} + \zeta_{VI-VII} \cdot \rho_2'' \cdot \frac{v_{2om}^2}{2} + \alpha_{om} \cdot \rho_2'' \cdot \frac{v_{2om}^2}{2} - \rho_2' \cdot \frac{v_a^2}{2}.
 \end{aligned} \quad (2.37)$$

Таким чином, енергетичний розрахунок системи охолодження двигуна автомобіля проводиться з метою визначення раціональних параметрів конструкції радіатора; температур теплоносіїв на виході з радіатора; швидкості повітря перед фронтом радіатора, що повинний забезпечити вентилятор; типу вентилятора і режимів його роботи; витрат потужності на привід вентилятора.

Тому основною метою експериментальних досліджень є: одержання рівнянь у критеріальній і параметричній формі для коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі, а також аеродинамічного опору, у тому числі з урахуванням впливу кроку розташування ребер у радіаторі з метою уточнення методики теплового розрахунку системи охолодження.

2.5 Висновки до розділу 2

1. Виконаний варіантний пошук раціональної структури рухомого складу підприємства за допомогою моделювання величини попиту на транспортні послуги.
2. В результаті проведення теоретичних досліджень отримане рівняння для коефіцієнта теплопередачі радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції з урахуванням впливу кроку розташування ребер у радіаторі.
3. Вдосконалено алгоритм енергетичного розрахунку і існуючу математичну модель системи охолодження двигуна автомобіля, що дозволяють вибрати раціональний крок розташування ребер у радіаторі для заданих габаритних розмірів радіатора й умов навколишнього середовища, з урахуванням впливу роботи вентиляторної установки.

РОЗДІЛ 3

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЇ І РЕЖИМІВ РОБОТИ РАДІАТОРА

3.1 Поставлені задачі експериментальних досліджень, їх характеристика

У радіаторах системи охолодження двигуна автомобіля процес теплопередачі залежить від безлічі факторів. Основними факторами, що роблять вплив як на теплові, так і на аеродинамічні властивості радіатора є: швидкість теплоносіїв, температура теплоносіїв, тип охолоджуючої рідини, геометричні характеристики радіатора, матеріал, з якого виготовлені трубки і ребра і т.д. Тому що вплив усіх цих факторів теоретично визначити досить важко, необхідне проведення експериментальних досліджень натурних зразків радіаторів і вентиляторів з метою визначення їхніх енергетичних характеристик.

Експериментальні дослідження радіаторів систем охолодження двигунів автомобілів проводилися з метою:

1. Визначити вплив на коефіцієнт теплопередачі й аеродинамічний опір радіатора кроку розташування ребер;
2. Визначити раціональний крок розташування ребер у радіаторах трубчасто-пластинчастого і трубчасто-стрічкового типу;
3. Вибрати найбільш ефективний і економічний тип радіатора і вентилятора;
4. Провести дослідження енергетичних характеристик радіаторів з отриманим кроком розташування ребер.

Теплоаеродинамічним дослідженням з методу повного теплового моделювання піддавалися повнорозмірні радіатори автомобілів ЗАЗ – 110207 (трубчасто-пластинчастий (рис. 3.1) і трубчасто-стрічковий), ВАЗ – 2108, ВАЗ – 2110, Daewoo Sens, Daewoo Lanos.



Рисунок 3.1 – Зразок секції радіатора автомобіля ZAZ

На рис. 3.2 представлений загальний вид оребрюючих пластин і трубок радіаторів. На пластинах мають спеціальні турбулізатори, виконані у виді жалюзі, призначені для періодичного руйнування прикордонного шару, що утворюється на пластині і створює термічний опір теплопередачі.

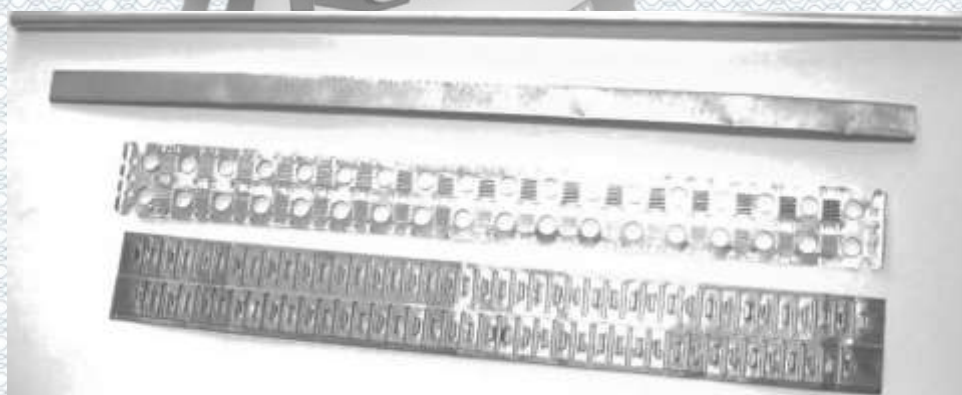


Рисунок 3.2 – Загальний вигляд оребрюючої пластини і трубки радіаторів

У результаті експериментальних досліджень визначалися енергетичні характеристики повнорозмірних радіаторів виробництва АТЗТ «Зліт» і ДП «ЛАРЗ». Досліджувалося два типи радіаторів: алюмінієві трубчато-пластинчасті (№ 1) із круглими трубками (рис. 3.3) і алюмінієві трубчато-стрічкові (№ 2) із плоскоовальними трубками (рис. 3.4). Основні геометричні характеристики радіаторів приведені в таблиці 3.1.



Рисунок 3.3 – Алюмінієвий трубчасто-пластинчастий радіатор непаяної конструкції з круглими трубками

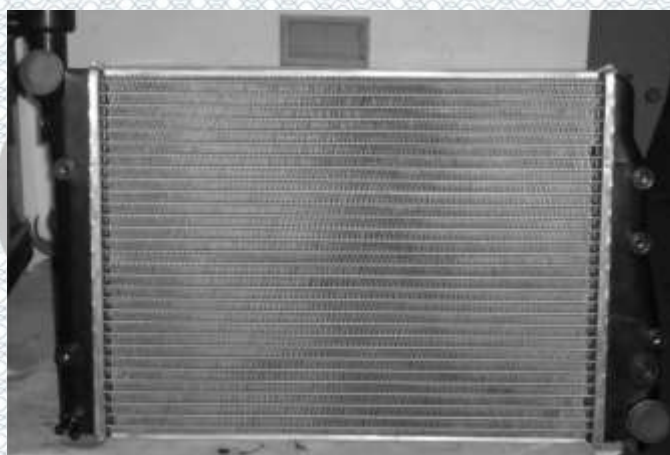


Рисунок 3.4 – Алюмінієвий трубчасто-стрічковий радіатор паяної конструкції з плоскоовальними трубками

Радіатор № 1 конструктивно виконаний у вигляді дврядного по глибині коридорного пучка алюмінієвих круглих трубок, оребрених колективними алюмінієвими пластинами. Кінці трубок з'єднані з днищами через гумові ущільнення. Пластмасові бачки з'єднані з днищем через гумове ущільнення відбортовкою. Радіатор № 2 конструктивно виконаний з одного ряду плоскоовальних алюмінієвих трубок, оребрених гофрованою алюмінієвою стрічкою з жалюзійними просічками по її поверхні. Кінці трубок припаяні до днищ. Днища прикріплені до бачків відбортовкою через гумові ущільнення.

3.2 Забезпечення процесу дослідження енергетичних характеристик радіаторів

Виміри показань приладів знімалися при сталих режимах роботи стенда. Режим вважався сталим, якщо протягом 5-ти хвилин температура води на вході і на виході з радіатора залишалася постійною. Режими досліджень радіаторів наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Режими досліджень радіаторів наведені

№ за/п	Найменування параметра	Розмірність	Величина
1	Температура води на вході в радіатор	°С	82 ± 3
2	Температура повітря на вході в радіатор	°С	24 – 30
3	Витрата води об'ємна	м ³ /год	5,5
4	Швидкість повітря масова	кг/м ² ·с	3,5 – 11

При проведенні експериментальних досліджень натурних зразків радіаторів визначалися величини і залежності, представлені нижче.

Вимірювані величини:

- температура води на вході в радіатор T'_1 , К;
- температура води на виході з радіатора T''_1 , К;
- температура повітря на вході в радіатор T'_2 , К;
- температура повітря на виході з радіатора T''_2 , К;
- аеродинамічний опір радіатора ΔP_2 , Па;
- перепад тиску повітря в витратомірній діафрагмі ΔH_2 , Па;
- час заповнення витратомірного бака τ , с.

Шукані величини:

- аеродинамічний опір радіатора ΔP_2 , Па;
- витрата води V_1 , ;

- витрата повітря V_2 , м³/год;
- лінійна швидкість води v_1 , м/с;
- лінійна швидкість повітря v_2 , м/с;
- масова швидкість повітря u_2 , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$;
- кількість теплоти, що віддається водою в радіаторі Q_1 , Вт;
- кількість теплоти, сприймана повітрям Q_2 , Вт;
- коефіцієнт тепловіддачі з боку води α_1 , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;
- коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря α_2 , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;
- середньологаріфмічний коефіцієнт теплопередачі k_L , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;
- критерій Рейнольдса по воді Re_1 ;
- критерій Рейнольдса по повітрю Re_2 ;
- критерій Нусельта по повітрю Nu_2 ;
- критерій Ейлера по повітрю Eu_2 .

Шукані залежності:

- коефіцієнт теплопередачі k_L радіаторів від масової швидкості повітря перед фронтом радіатора $u_{2ф}$;
- аеродинамічний опір ΔP_2 радіаторів від масової швидкості повітря перед фронтом радіатора $u_{2ф}$;
- коефіцієнт теплопередачі k_L радіаторів від масової швидкості повітря перед фронтом радіатора $u_{2ф}$ і відносини кроку розташування ребер t_p у радіаторі до його глибини L ;
- аеродинамічний опір ΔP_2 радіаторів від масової швидкості повітря перед фронтом радіатора $u_{2ф}$ і відносини кроку розташування ребер t_p у радіаторі до його глибини L ;
- критерій Нусельта Nu_2 від критерію Рейнольдса Re_2 ;

- критерій Нусельта Nu_2 від критерію Рейнольдса Re_2 і відносини кроку розташування ребер t_p у радіаторі до його глибини L ;
- критерій Ейлера Eu_2 від критерію Рейнольдса Re_2 ;
- критерій Ейлера Eu_2 від критерію Рейнольдса Re_2 і відносини кроку розташування ребер t_p у радіаторі до його глибини L .

Вимірювальна апаратура. При проведенні досліджень натурних зразків радіаторів необхідні параметри визначалися за допомогою наступних приладів:

- температура води на вході в радіатор і на виході з нього – лабораторними ртутними термометрами типу TGL з ціною розподілу шкали $0,1^\circ\text{C}$;
- температура повітря на вході в радіатор і на виході з нього – лабораторними ртутними термометрами типу ТЛ7 з ціною розподілу шкали $0,2^\circ\text{C}$;
- витрата води через радіатор – по падінню тиску в витратомірній діафрагмі, вимірюваному електронним дифманометром і додатково контрольованому за часом заповнення відомого обсягу мірного бачка;
- витрата повітря через радіатор – за падінням тиску в витратомірній діафрагмі, вимірюваному мікроманометром типу ММН;
- аеродинамічний опір радіатора – пневмометричними трубками, установлюваними перед радіатором і після нього і.

3.3 Застосування методики обробки результатів експериментальних досліджень радіаторів

При обробці результатів експериментальних досліджень радіаторів шукані величини визначалися в послідовності, приведеній нижче.

1. Середня температура води

$$T_1 = \frac{(T_1' + T_1'')}{2}, \text{ К}, \quad (3.1)$$

де T_1' і T_1'' – відповідно температура води на вході і на виході з радіатора.

2. Витрата води – по тарувальній залежності витрати води від опору водяної діафрагми

$$V_1 = C \cdot \sqrt{\Delta H_1}, \text{ м}^3/\text{Год}, \quad (3.2)$$

де C – стала водяної діафрагми;

ΔH_1 – перепад тиску води в витратомірній діафрагмі, Па.

Крім того, витрата води може бути визначена за часом заповнення мірного бачка

$$V_1 = \frac{3,6 \cdot V'_1}{\tau}, \text{ м}^3/\text{Год}, \quad (3.3)$$

де V'_1 – обсяг мірного бачка, л;

τ – час заповнення мірного бачка, с.

3. Кількість теплоти, що віддається водою

$$Q_1 = V_1 \cdot \rho_1 \cdot C p_1 \cdot (T_1'' - T_1'), \text{ Вт}, \quad (3.4)$$

де ρ_1 – щільність води при середній температурі T_1 , обумовлена по довідковим даним [14], кг/м³;

$C p_1$ – питома теплоємність води, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

4. Витрата повітря

$$V_2 = \alpha \cdot F_0 \cdot \sqrt{\Delta H_2 / \rho_2''}, \text{ м}^3/\text{Год}, \quad (3.5)$$

де α – постійний коефіцієнт витрати, обумовлений дослідним шляхом при таріровці діафрагми витрати повітря;

F_0 – площа отвору звужуючого пристрою, м²;

ΔH_2 – перепад тиску повітря в витратомірній діафрагмі, Па;

ρ_2'' – щільність повітря перед діафрагмою витрати повітря, обумовлена по довідковим даним [14], кг/м³.

5. Кількість теплоти, сприймана повітрям

$$Q_2 = V_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{p_2} \cdot (T_2'' - T_2'), \text{ Вт}, \quad (3.6)$$

де C_{p_2} – питома теплоємність повітря при середній температурі T_2 , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

6. Небаланс тепла між Q_1 і Q_2

$$\Delta Q = \frac{(Q_1 - Q_2)}{Q_2} \cdot 100\% . \quad (3.7)$$

Небаланс не повинний перевищувати $\pm 5\%$.

7. Середньологаріфмічний температурний напір [56]

$$g = \varepsilon_{\Delta} \frac{(T_1'' - T_2') - (T_1' - T_2'')}{\ln\left(\frac{T_1'' - T_2'}{T_1' - T_2''}\right)}, \text{ К}, \quad (3.8)$$

де ε_{Δ} – виправлення до середньологаріфмічного температурного напору при перехресному плинні теплоносіїв, обумовлений по залежності [7]

$$\varepsilon_{\Delta} = \frac{1}{1-R} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1-P}{1-P \cdot R}\right)}{\ln\left(1 - \frac{1}{R} \ln \frac{1}{1-P \cdot R}\right)}, \quad (3.9)$$

де $P = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'}$ і $R = \frac{T_1' - T_1''}{T_2'' - T_2'}$ – безрозмірні температурні параметри.

8. Коефіцієнт теплопередачі

$$k_n = \frac{Q_1}{F_2 \cdot \vartheta}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (3.10)$$

де F_2 – площа поверхні теплообміну з боку повітря, м^2 .

9. Швидкість води в трубках

$$v_1 = \frac{V_1}{3600 \cdot f_1}, \text{ м/с}, \quad (3.11)$$

де f_1 – перетин для проходу води, м^2 .

10. Лінійна швидкість повітря у вузькому перетині й у перетині перед фронтом радіатора відповідно:

$$v_{2_{\text{уз}}} = \frac{V_1}{3600 \cdot f_{2_{\text{уз}}}}, \text{ м/с}, \quad v_{2_{\text{фр}}} = \frac{V_2}{3600 \cdot f_{2_{\text{фр}}}}, \text{ м/с},$$

де $f_{2_{\text{уз}}}$ – площа вузького перетину для проходу повітря, м^2 ;

$f_{2_{\text{фр}}}$ – площа фронтального перетину для проходу повітря, м^2 .

11. Масова швидкість повітря у вузькому перетині й у перетині перед фронтом радіатора відповідно:

$$U_{2_{\text{уз}}} = \frac{V_2 \cdot \rho_2''}{3600 \cdot f_{2_{\text{уз}}}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}, \quad (3.12)$$

$$U_{2_{\text{фр}}} = \frac{V_2 \cdot \rho_2''}{3600 \cdot f_{2_{\text{фр}}}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}.$$

12. Критерій Рейнольдса для води

$$\text{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot d_{\text{э}_1}}{\nu_1}, \quad (3.13)$$

де $d_{\text{э}_1} = \frac{4f}{\Pi}$ – еквівалентний діаметр каналу для проходження рідини, м;

ν_1 – коефіцієнт кінематичної в'язкості, обумовлений по середній температурі води, м²/с;

f – площа живого перетину каналу, по якому протікає теплоносій, м²;

Π – периметр перетину, що змочується, м.

13. Критерій Прандтля для води – по довідковим даним у залежності від температури води [16]

$$\text{Pr}_1 = f(T_1); \quad (3.14)$$

$$\text{Pr}_{1_{\text{cm}}} = f(T_{1_{\text{cm}}}),$$

де $T_{1_{\text{cm}}}$ – середня температура стінки трубки з боку води, обумовлена по формулі

$$T_{1_{\text{cm}}} = T_1 - \frac{Q_1}{F_1 \cdot \alpha_1}, \text{ К}, \quad (3.15)$$

де F_1 – поверхня тепловіддачі з боку води, м².

14. Коефіцієнт тепловіддачі з боку води

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{э}_1}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (3.16)$$

де Nu_1 – критерій Нусельта з боку води, обумовлений по рівнянню (3.16).

15. Критерій Рейнольдса у вузькому перетині й у перетині перед фронтом радіатора відповідно:

$$\text{Re}_{2_{yz}} = \frac{v_{2_{yz}} \cdot d_{\vartheta_2}}{v_2}; \quad (3.17)$$

$$\text{Re}_{2_{\phi p}} = \frac{v_{2_{\phi p}} \cdot d_{\vartheta_2}}{v_2},$$

де d_{ϑ_2} – еквівалентний діаметр каналу для проходу повітря, м;

v_2 – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, обумовлений по середній температурі повітря, м²/с.

16. Приведений коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря

$$\alpha_{2_{np}} = \frac{1}{\frac{1}{k_n} - \bar{F}_{op} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + R \right)}, \quad (3.18)$$

де $\bar{F}_{op} = \frac{F_2}{F_{2_{mp}}}$ – ступінь оребрення поверхні теплообміну;

$F_{2_{mp}}$ – площа поверхні охолодження трубок радіатора з боку повітря, м²;

R – термічний опір теплопередачі через трубки і ребра, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$.

17. Критерій Нусельта для повітря

$$\text{Nu}_2 = \frac{\alpha_{2_{np}} \cdot d_{\vartheta_2}}{\lambda_2}. \quad (3.19)$$

18. Критерій Ейлера для повітря

$$\text{Eu}_2 = \frac{\Delta P_2}{\left(\rho_2 \cdot v_{2_{\phi p}}^2 \right)}, \quad (3.20)$$

де ρ_2 – щільність повітря при середній температурі повітря, кг/м³.

3.4 Обробка результатів досліджень радіаторів автомобілів

Метою досліджень було дослідження впливу конструктивних параметрів, а саме кроку розташування ребер, і режимів роботи на енергетичні характеристики радіаторів: коефіцієнт теплопередачі радіатора k , коефіцієнт тепловіддачі від радіатора до повітря α_2 і аеродинамічний опір радіатора ΔP_2 .

Експериментально були досліджені алюмінієвий трубчасто-пластинчастий радіатор із круглими трубками непаяної конструкції (див. табл. 3.1; радіатор № 1) і алюмінієвий трубчасто-стрічковий радіатор із плоскоовальними трубками паяної конструкції (див. табл. 3.1; радіатор № 2). Результати досліджень представлені на рис. 3.5...3.6.

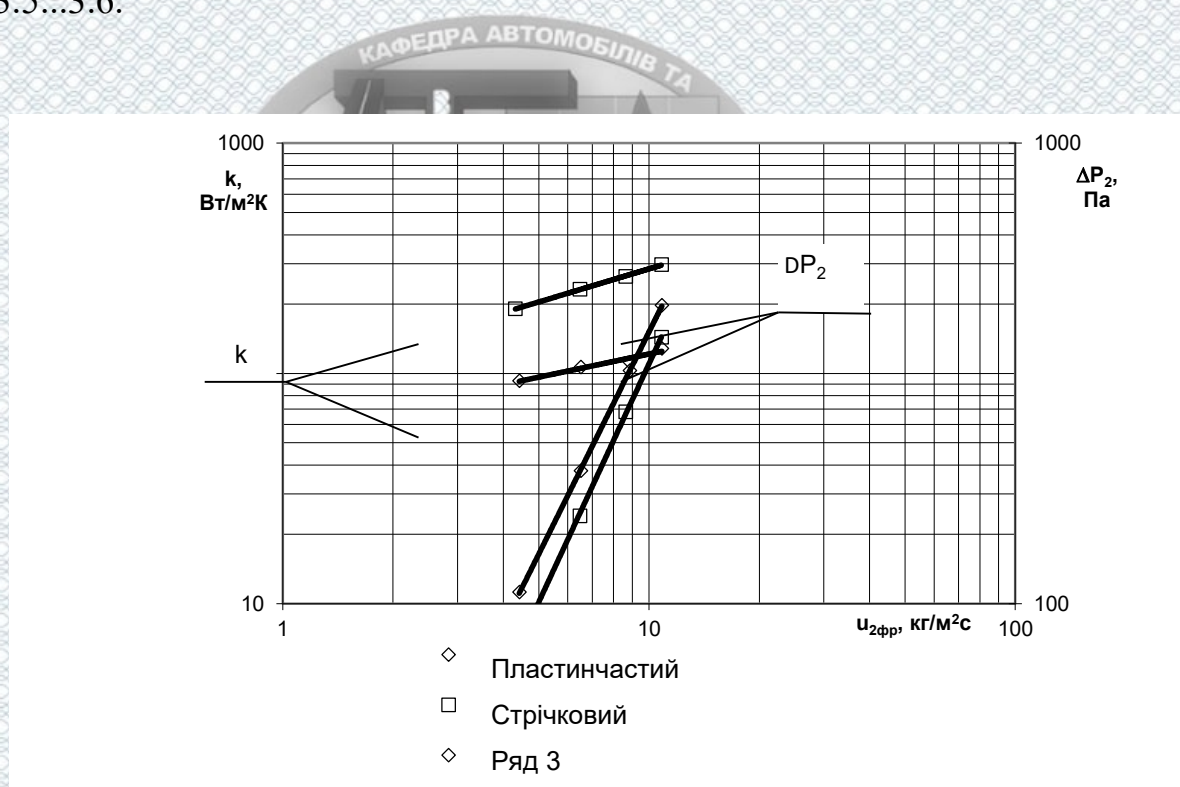


Рисунок 3.5 – Залежність коефіцієнта теплопередачі k і аеродинамічного опору ΔP_2 від масової швидкості повітря перед фронтом радіатора $u_{2фр}$

Як видно з рис. 3.5...3.6 у радіатора № 2 паяної конструкції коефіцієнт теплопередачі вище на 15 %, а аеродинамічний опір нижче на 15...26 %.

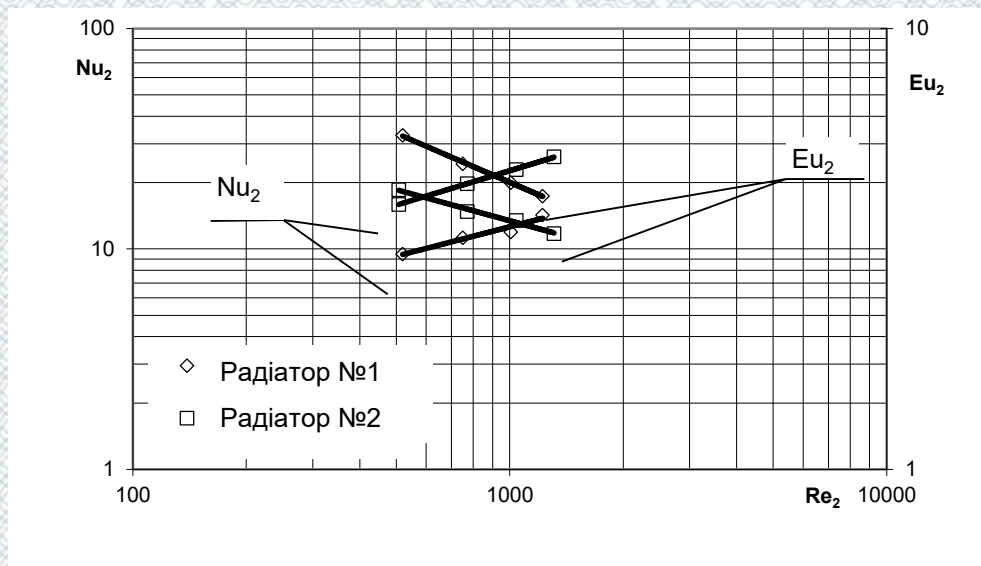


Рисунок 3.6 - Залежність критерію Нусельта Nu_2 і критерію Ейлера Eu_2 від критерію Рейнольдса Re_2

Кращі енергетичні характеристики радіатора паяної конструкції порозуміваються тим, що він має набагато кращу якість контакту між трубками і ребрами, а аеродинамічний опір зменшується в зв'язку з тим, що в радіатора один ряд трубок, на відміну від непаяного радіатора № 1.

У результаті обробки дослідних даних для двох типів радіаторів були отримані залежності коефіцієнта теплопередачі й аеродинамічного опору в параметричній і критеріальній формах:

– для радіатора № 1:

$$\begin{aligned} k &= 7,2191 \cdot G_2^{0,334}; \quad Nu_2 = 0,5944 \cdot Re_2^{0,442}; \\ \Delta P_2 &= 0,0005 \cdot G_2^{1,603}; \quad Eu_2 = 57,257 \cdot Re_2^{-0,369}; \end{aligned} \quad (3.21)$$

– для радіатора № 2:

$$\begin{aligned} k &= 5,0339 \cdot G_2^{0,478}; \quad Nu_2 = 0,6282 \cdot Re_2^{0,519}; \\ \Delta P_2 &= 0,0002 \cdot G_2^{1,72}; \quad Eu_2 = 18,472 \cdot Re_2^{-0,234}. \end{aligned} \quad (3.22)$$

Отримані рівняння справедливі при значеннях масової витрати повітря $G_2 = 2000 \dots 5000$ кг/год і значеннях критерію Рейнольдса $Re_2 = 500 \dots 1300 \dots$. Рівняння (3.21) – (3.22) отримані при значеннях витрати охолодної рідини $V_1 = 5,5$ м³/ч.

Як відомо, значення ступеня при симплексі $\frac{t_p}{L}$ в рівняннях визначається кутом нахилу прямих (рис. 3.7...3.8) [16]. Порівнюючи експериментальні дані автомобільних і тепловозних радіаторів [18], можна говорити про те, що прямі для коефіцієнта теплопередачі k і аеродинамічного опору ΔP_2 мають приблизно однаковий кут нахилу. У зв'язку з цим (тому що в наявності малися алюмінієві радіатори № 1 і № 2 тільки з одного кроком розташування ребер), за аналогією з тепловозними радіаторами, по одній крапці можна одержати пряму, що характеризує залежність коефіцієнта теплопередачі k і аеродинамічного опору ΔP_2 від кроку розташування ребер (рис. 3.7...3.8), і відповідні рівняння в параметричній і критеріальній формі:

– для радіатора № 1:

$$k = 23,5776 \cdot G_2^{0,334} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{0,379}; \quad (3.23)$$

$$Nu_2 = 7,2333 \cdot Re_2^{0,442} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{0,8}; \quad (3.24)$$

$$\Delta P_2 = 3,7456 \cdot 10^{-5} \cdot G_2^{1,603} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{-0,831}; \quad (3.25)$$

$$Eu_2 = 13,3268 \cdot Re_2^{-0,369} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{-0,467}; \quad (3.26)$$

– для радіатора № 2:

$$k = 13,095 \cdot G_2^{0,478} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{0,379}; \quad (3.27)$$

$$Nu_2 = 4,716 \cdot Re_2^{0,519} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{0,8}; \quad (3.28)$$

$$\Delta P_2 = 2,466 \cdot 10^{-5} \cdot G_2^{1,72} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{-0,831}; \quad (3.29)$$

$$Eu_2 = 5,694 \cdot Re_2^{-0,234} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{-0,467}. \quad (3.30)$$

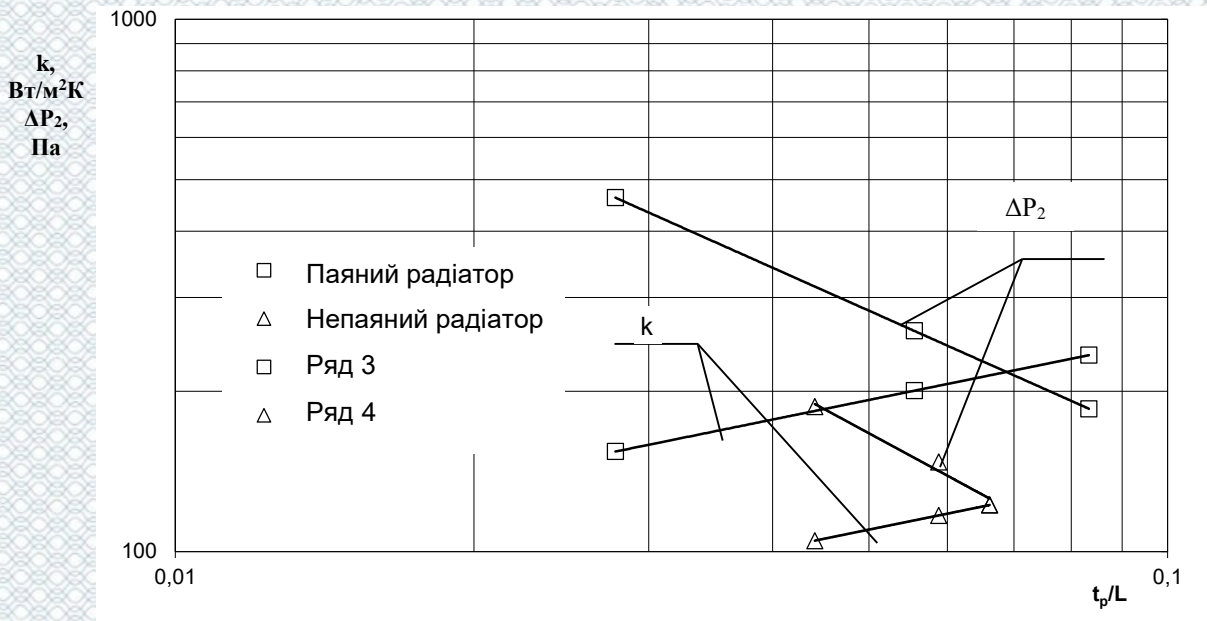


Рисунок 3.7 – Залежність коефіцієнта теплопередачі k і аеродинамічного опору ΔP_2 від кроку розташування ребер t_p і глибини радіатора L

Отримані рівняння (3.33) – (3.40) справедливі при значеннях масової витрати повітря $G_2 = 2000 \dots 5000$ кг/год, значеннях критерію Рейнольдса $Re_2 = 500 \dots 1300$ і значеннях симплекса $\frac{t_p}{L} = 0,03 \dots 0,08$.

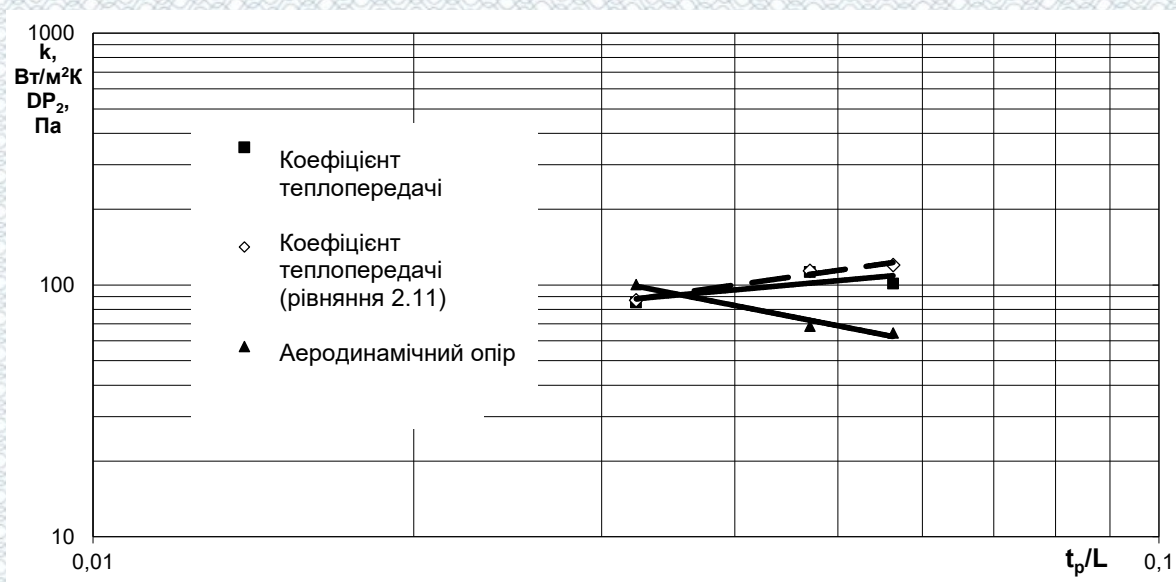


Рисунок 3.9 - Залежність коефіцієнта теплопередачі k і аеродинамічного опору ΔP_2 від кроку розташування ребер t_p і глибини радіатора L

У підрозділі приведені результати експериментальних досліджень двох основних типів радіаторів, що застосовуються на автомобілях українського виробництва: алюмінієвий трубчасто-пластинчастий радіатор непаяної конструкції з круглими трубками й алюмінієвий трубчасто-стрічковий радіатор паяної конструкції з плоскоовальними трубками. Отримані залежності (3.20) – (3.30) можна використовувати, розглядаючи процеси теплопередачі в радіаторах даного типу, а також робити вибір раціонального кроку розташування ребер. Однак для цього необхідно враховувати роботу вентилятора і вплив елементів аеродинамічного тракту автомобіля. Тому для вибору раціонального ступеня ребрення радіатора необхідно комплексне дослідження блоку «радіатор-вентилятор», з огляду на при цьому вплив не тільки елементів аеродинамічного тракту автомобіля, але також і елементів конструкції, розташованих безпосередньо перед і за вентилятором.

3.5 Обґрунтування вибору раціональних параметрів конструкції і режимів роботи радіатора

Так як метою роботи є також визначення раціональних параметрів конструкції і режимів роботи радіатора системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння автомобіля в результаті досліджень на основі математичної моделі енергетичного розрахунку системи охолодження, уточненої результатами відповідних теоретичних і експериментальних досліджень:

- теоретично отримане рівняння для коефіцієнта теплопередачі непаяного радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції з урахуванням впливу кроку розташування ребер;

- експериментально отримані енергетичні характеристики (коефіцієнти теплопередачі, коефіцієнти тепловіддачі по повітрю й аеродинамічні опори) у параметричній і критеріальній формах мідних і алюмінієвих радіаторів автомобілів трубчасто-пластинчастого і трубчасто-стрічкового типу з урахуванням впливу кроку розташування ребер t_p і глибини радіатора L .

У результаті проведених досліджень був отриманий раціональний варіант системи охолодження двигуна, а саме раціональний крок t_p розташування ребер у радіаторі.

Для вибору раціональних параметрів конструкції і режимів роботи системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння автомобіля був проведений енергетичний розрахунок системи для вихідних даних, приведених у табл. 3.3. Розрахунки проводилися для автомобіля Daewoo Sens з метою вибору більш продуктивного й економічного вентилятора, а також визначення впливу на ефективність роботи системи охолодження таких параметрів конструкції як крок розташування ребер t_p у радіаторі. Кінцевою метою розрахунку було визначення раціональних варіантів систем охолодження ДВЗ автомобілів і розробка рекомендацій для удосконалювання системи з метою підвищення її ефективності.

На автомобілі Daewoo Sens застосовується радіатор непаяної конструкції і вентилятор, встановлений не в кожусі, а в круглій обичайці, тому вентилятор

забезпечує витрату повітря тільки через 40 % фронтальної площі радіатора, що, як показують дослідження, зовсім не ефективно. Нижче на рис. 3.10...3.11 приведено результати розрахунків системи охолодження двигуна автомобіля Daewoo Sens з радіатором непаяної конструкції і кожухом, що охоплює більш 70 % фронту радіатора, і різними типами вентиляторів.

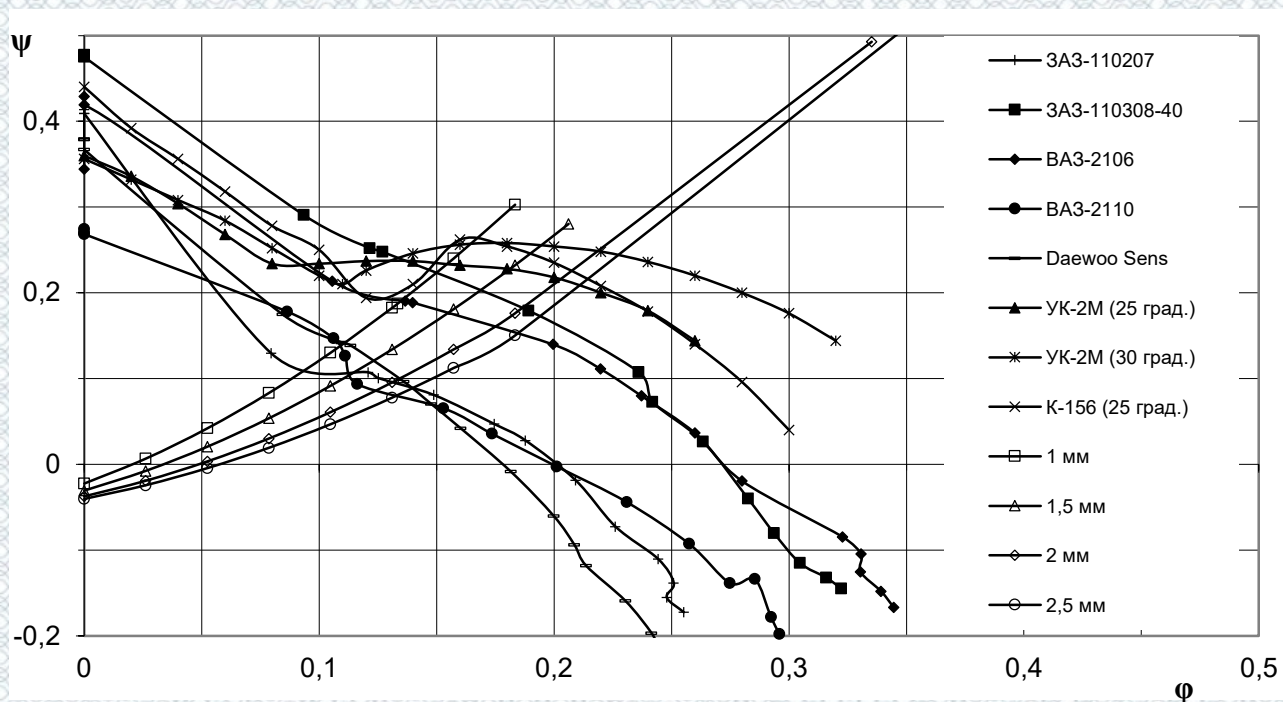


Рисунок 3.10 – Аеродинамічні характеристики вентиляторних установок і опір повітряного тракту автомобіля системи охолодження ДВЗ Daewoo Sens з непаяними радіаторами з різними кроками розташування ребер

3.6 Висновки до розділу 3

1. В розділі визначено, що в радіатора паяної конструкції коефіцієнт теплопередачі вище на 15 %, а аеродинамічний опір нижче на 15...26 %. Кращі енергетичні характеристики радіатора паяної конструкції порозуміваються тим, що він має набагато кращу якість контакту між трубками і ребрами, а аеродинамічний опір зменшується в зв'язку з тим, що в радіатора один ряд трубок, на відміну від непаяного радіатора.

2. Одержані енергетичні характеристики (коефіцієнти теплопередачі, коефіцієнти тепловіддачі по повітрю й аеродинамічні опори) у параметричній і критеріальній формах алюмінієвих радіаторів трубчасто-пластинчастого і трубчасто-стрічкового типу з урахуванням впливу кроку розташування ребер t_p і глибини радіатора L .

3. У результаті проведеного аналізу з використанням результатів теоретичних і експериментальних досліджень були розроблені наступні рекомендації з удосконалення системи охолодження двигунів автомобілів для нормальної роботи при температурі навколишнього середовища не менш 40 °С:

– застосувати в системі охолодження алюмінієвий паяний радіатор разом з більш ефективним і економічним вентилятором серії К-156, що дозволить збільшити витрату повітря через радіатор на 30...40 %, у результаті чого крок розташування ребер у радіаторі можна буде збільшити на 0,35 мм, а також знизити витрати потужності на привід вентилятора на 22 %;

– застосувати в системі охолодження двигуна автомобіля замість круглого корпусу, що служить для кріплення вентилятора до радіатора, прямокутний кожух, що охоплює не менш 70 % площі фронту радіатора, що дозволить при невеликих швидкостях руху автомобіля найбільш ефективно використовувати витрату повітря, створювану вентилятором, і підвищити теплорозсіючу здатність радіатора.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Аналіз умов праці

При виконанні робіт щодо дослідження систем охолодження автомобілів виникають небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- фізичні: рухомі машини та механізми; розлиті на підлогу рідини; підвищена температура поверхонь агрегатів; гострі кромки та шорсткість поверхні; підвищена запиленість, загазованість повітря; мікроклімат, який не відповідає нормативам; недостатня освітленість; підвищений рівень шуму і вібрації в приміщенні; ультрафіолетове випромінювання при проведенні короткочасного підварювання безпосередньо на робочих постах; враження електричним струмом;
- хімічні: відпрацьовані гази та розчинники;
- психо-фізіологічні: монотонність праці.

4.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Згідно санітарним нормам $V=15 \text{ м}^3/\text{люд}$, $S=4,5 \text{ м}^2/\text{люд}$. Реальні показники площі і об'єму знаходяться в межах допустимих значень.

Мікроклімат. Діючі та допустимі значення параметрів мікроклімату наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Діючі та допустимі значення параметрів мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура, °С		Відносна вологість		Швидкість повітря	
		діюча	допустима	діюча	допустима	діюча	допустима
холодний	П б	15-20	15-21	55-65	≤75	0,2-0,4	≤0,4
теплий	П б	15-20	15-21	60-75	≤75	0,2-0,4	0,2-0,5

Теплове опромінення не перевищує нормативне 100 Вт/м^2 – при опроміненні не більше 25% поверхні тіла людини.

Максимальна допустима для роботи температура поверхонь $\leq 45^\circ\text{C}$.

Вентиляція зони приточно-втяжна з механічним та природним сполуканням. Система вентиляції дозволяє підтримувати концентрацію шкідливих речовин в межах, які не перевищують гранично-допустимі, що наведені в табл. 4.2. На постах є шлангові відсмоктувачі.

Таблиця 4.2 – ГДК шкідливих речовин в повітрі зони

Назва речовин	ГДК мг/м ³	Діючі значення ГДК мг/м ³	Агрегатний стан	Клас небезпеки
Азота діоксид	2	0,2	П	3
Акролеїн	0,2	0,09	П	2
Бензин паливний	100	74	П	4

Діючі значення концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони не перевищують ГДК.

Система опалення виконується з умов забезпечення температури повітря в приміщенні в холодний і перехідні періоди року на рівні $+16^\circ\text{C}$.

Опалення централізоване, в якості теплоносія – гаряча вода з температурою $+80 - +95^\circ\text{C}$. Джерелом тепlopостачання є ТЕС. Опалення здійснюється трубами $d=100 \text{ мм}$, система опалення – двухтрубна з верхньою розводкою, тупікова.

Освітлення.

В приміщенні діляниці є природне та штучне освітлення.

Нормативне значення природнього освітлення: $e_4 = e_3 \cdot m \cdot c = 1$

де e_3 – нормативне значення КПО для 3-го світлового поясу;

m – коефіцієнт світлового клімату;

c – коефіцієнт сонячності.

Нормативне значення штучного освітлення $E=200 \text{ лк}$ (для загального освітлення).

Захист від шуму і вібрації.

В робочій зоні має місце широкополосний шум, що виходить від роботи двигуна автомобіля і обладнання. Для широкополосного шуму допустимі рівні звукового тиску в активних полосах частот, рівні звукового тиску на робочих місцях приймаються згідно СН 3223-85. Для ослаблення шуму, який поширюється з приміщення назовні, використаємо звукоізоляцію огорожуючих конструкцій.

Для зниження вібрації використовуємо спеціальні звукопоглинаючі кожухи і конструкції коло робочого місця, заключаємо у звукопоглинаючі кожухи шумні вузли агрегатів (редуктора, цепні передачі).

Для зменшення вібрації машини і верстати встановлюють на фундаменті, заглибленому нижче фундаменту стін, ізолюваному від землі повітряними розривами, чи на спеціальних амортизаторах із сталевих пружин.

Для зниження вібрації при роботі з пневматичними і електричними машинами використовуємо рукоятки з вібропоглинаючими чи автоматизуючими пристроями (табл 4.3).

Таблиця 4.3 – Допустимі рівні шуму на робочих місцях

Рівні звукового тиску в дБ в активних смугах з середньгеометричними частотами, Гц									Рівні звуку, дБ/А	
									нормат.	діючий
31,5	62	125	250	500	103	2·103	4·103	8·103	80	70
107	90	87	82	78	75	73	71	69		

При дослідженні радіаторів працівник підпадає під дію шкідливих вібрацій вентиляторів не всю зміну, а тільки коли працюють обладнання та інструмент. В середньому загальній технологічній вібрації підлягає на протязі 150 хв., а локальній – 100 хв. Визначимо для такої тривалості допустимі рівні віброприскорення за формулами:

$$L_a = 20 \cdot \lg a \cdot 106 = 20 \cdot \lg 0,179 \cdot 106 = 105 \text{ дБ}; \quad (4.1)$$

$$L'_a = 20 \cdot \lg a \cdot 106 = 20 \cdot \lg 4,8 \cdot 106 = 133 \text{ дБ}, \quad (4.2)$$

де $a = a_{480} \cdot \sqrt{\frac{480}{t}} = 0,1 \cdot \sqrt{\frac{480}{150}} = 0,179 \text{ м/с}^2$ – допустиме віброприскорення,

коли загальна вібрація діє 150 хв.

$a_{480} = 0,1 \text{ м/с}^2$ – допустиме віброприскорення, коли вібрація діє 480 хв.

$a' = a'_{480} \cdot \sqrt{\frac{480}{t}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{480}{100}} = 4,8 \text{ м/с}^2$ – допустиме віброприскорення, коли

локальна вібрація діє 100 хв. за зміну.

В приміщенні зони є медична настінна аптечка з необхідною кількістю ліків, бинтів, вати та джгута. Робітники отримують: бавовняний комбінезон, рукавиці, черевики, засоби індивідуального захисту та миючі аптечні засоби.

Захист від ультрафіолетового випромінювання.

При проведенні робіт випромінюються невидимі ультрафіолетові промені, які оказують шкідливий вплив на сітчатку і рогову оболонку очей.

Для захисту очей від цієї шкідливої дії використовують щітки і шоломи з захисним склом. Їх виготовляють з фієри чорного матового кольору.

Електрозварювальні роботи виконують в спеціальних кабінах. Стіни кабіни окрашують в матовий колір, що містить окис цинку, ця краска інтенсивно поглинає ультрафіолетове випромінювання.

4.3 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

Технологічне обладнання, пристосування, установки підлягають технологічному періодичному огляду. Слюсарами-авторемонтниками працюють особи віком старше 18 років, які пройшли спеціальне навчання та інструктажі з ТБ та ПБ. Автомобілі заїзджають самоходом, гальмуються, включається найнижча передача і під колеса встановлюють не менше 2-ох опор, які попереджують кочення автомобіля.

Для колективного захисту від дії електричного струму напругою 380/220 В передбачено занулення(захисне заземлення), ізоляція та недоступність струмонесучих частин.

Роботи на двигуні і на системі охолодження проводяться, коли температура його поверхні менше 45°C.

Електробезпека.

Приміщення дільниці відноситься до приміщень з особливою небезпекою.

Характеризується: наявністю струмопровідної підлоги, можливість одночасного дотику працівника до металевих конструкцій приміщення, які мають з'єднання із землею та із металевими корпусами обладнання.

Для захисту працівника від ураження електричним струмом передбачаємо:

- занулення всіх неструмоведучих частин обладнання;
- встановлення захисного вимикання;
- ізоляція та прокладка всіх електрокабелів в металевих трубах;
- використання інструментів з ручками із ізолюючого матеріалу.

4.4 Розрахунок локального освітлення

Згідно існуючих нормативів приймаємо світильники ПВЛ 2*40.

$$E_{AI} = \frac{I_g \cdot \cos \alpha}{r^2} = \frac{148 \cdot \cos 34,99}{1,22^2} = 81,41 \text{ лк.} \quad (4.3)$$

Фактична освітленість:

$$E_{A\Phi} = E_{Au} \frac{\Phi \cdot \mu}{10^3 \cdot K} = 81,46 \cdot \frac{1180 \cdot 1,2}{1,22^2} = 76,89 \text{ лк.} \quad (4.4)$$

де I_g – сила світла в напрямку променя від джерела світла на розрахункову точку робочої поверхні, згідно [14];

μ – коефіцієнт впливу віддалених світильників, приймаємо $\mu=1,2$.

Так як на розрахункову точку падає світло декількох світильників, то визначаємо сумарну освітленість за формулою:

$$E_{\Sigma}=2 \cdot EA\Phi=2 \cdot 76,89=153,78 \text{ лк} > 150 \text{ лк.} \quad (4.5)$$

Отже вибираємо лампи ЛБ 20-4 з потужністю 20 Вт і світловим потоком $\Phi=1180$ тривалістю горіння $10 \cdot 103$ годин.

4.5 Розробка та розрахунок характеристик пункту спеціальної обробки автотранспорту на базі підприємства

Призначення ПуСО в загальному комплексі дезактивації.

Спеціальна обробка формувань і населення може проводитися на пунктах спеціальної обробки (ПуСО) в тих випадках, коли формування діють разом з підрозділами ЦЗ, що розгортаються частинами ЦЗ. Для розгортання ПуСО використовуються дегазаційно-душові автомобілі, для відводу і збору забрудненої води відриваються водозбірні колодязі і водовідвідні канали. Особовий склад формувань з району чекання прибуває на контрольно-розподільний пункт (КРП), здає документи і цінності у відведеному для цього місці, впливає в роздягальні відділення, проходить санітарну обробку в обмивальних відділеннях, вдягається, одержує документи, цінності в місці їхньої видачі, а чистий одяг на складі, проходить при необхідності огляд лікарів, вдягається і впливає в район збору.

Зазвичай для проведення дезактивації використовується вода. Разом з водою застосовуються спеціальні препарати, що підвищують ефективність змивання радіоактивних речовин. Дезактивацію транспортних засобів і техніки проводять із застосуванням 0,15 %-го розчину СФ-2 у воді (влітку) чи аміачній воді, що містить 20-24 % аміаку (взимку). Препарати ОП-7 і ОП-10 застосовують як складову частину дезактивуючих розчинів, призначених для дезактивації поверхонь будинків, споруджень і устаткування.

Дезактивація транспортних засобів і техніки проводиться змиванням струменем води під тиском 2-3 атм чи обробкою дезактивуючими розчинами, протиранням дрантям, змоченої в бензині, гасі, дизельному паливі, а також обробкою газокрапельним потоком при їх зараженні 200 мР/год. і більше.

В свою чергу дезактивація ділянок території, що мають тверде покриття (асфальт, бетон), може проводитися змиванням радіоактивного пилу струменем води під великим тиском за допомогою поливомоечних машин змиванням радіоактивних речовин прибиральними машинами. Ділянки території, що не мають твердого покриття, дезактивуються шляхом зрізання зараженого шару ґрунту товщиною 5-10 см дорожніми машинами (бульдозерами, грейдерами), засипанням заражених ділянок території шаром незараженого ґрунту товщиною 8-10см, переорюванням зараженої території тракторними плугами на глибину до 20 см, пристроєм настилів для проїздів і проходів по зараженій території, збиранням снігу (зрізується верхній шар снігу товщиною до 20 см) і сколюванням льоду.

Розрахунок характеристик пункту спеціальної обробки.

Визначення кількості естакад необхідних для миття автомобілів:



$$N_e = \frac{H \cdot t_m}{60}, \quad (4.6)$$

де $H = 19$ авт/год. – інтенсивність руху автомобілів;

$t_m = 12,5$ хв. – час витрачений на миття одного автомобіля.

$$N_e = \frac{19 \cdot 12,5}{60} = 3,95.$$

Приймаємо 4 естакади.

Визначимо необхідну кількість постів для прибирання:

$$N_n = \frac{H \cdot t_n}{60},$$

де $t_n = 12$ хв. – час витрачений на прибирання одного автомобіля;

тоді:

$$N_n = \frac{19 \cdot 12}{60} = 3,8$$

Приймаємо 4 пости.

Визначення необхідної кількості води для миття автомобілів на 5 днів:

$$V = H_o \cdot V_a \text{ [л];} \quad (4.7)$$

де $H_o = 1240$ авт. – інтенсивність руху автомобілів за 5 днів;

$V_a = 200$ л – необхідна кількість води для миття одного автомобіля.

$$V = 1240 \cdot 200 = 248000 \text{ (л).}$$

Визначимо необхідну кількість препарату для дезактивації за умови, що витрати необхідного розчину будуть такі як витрати води:

$$V_n = M_n \cdot V \text{ [л],} \quad (4.8)$$

де $M_n = 0,3\%$ – норми витрати ОП-7 на один літр води;

тоді:

$$V_n = 0,003 \cdot 248000 = 744 \text{ (л).}$$

Норми витрати ГМФН 0,7%, знайдемо необхідну кількість ГМФН:

$$V_n = 0,007 \cdot 248000 = 1736 \text{ (л).}$$

Розробка пункту спеціальної обробки техніки на ділянці дороги Вінниця-Немирів.

При об'єднаних діях формувань з підрозділами ЦЗ, спеціальна обробка транспорту та населення може проводитись на ПуСО, що розгортаються частинами ЦЗ по схемі показаній на рисунку 4.1.

Отже на цій ділянці дороги, за межами траси Вінниця-Немирів, створюється ПуСО, куди входять пункти дозиметричного контролю, розташовані на в'їзді та виїзді з нього. Сама зона для проведення очисних робіт, яка поділяється на так звану "брудну" та "чисту" частини.

Отже, ПуСО складається з двох зон – чистої і брудної. В брудній зоні проводяться дозиметричний контроль автомобілів, та всі роботи по дезактивації, а в чистій виконують повторний дозиметричний контроль автомобілів.

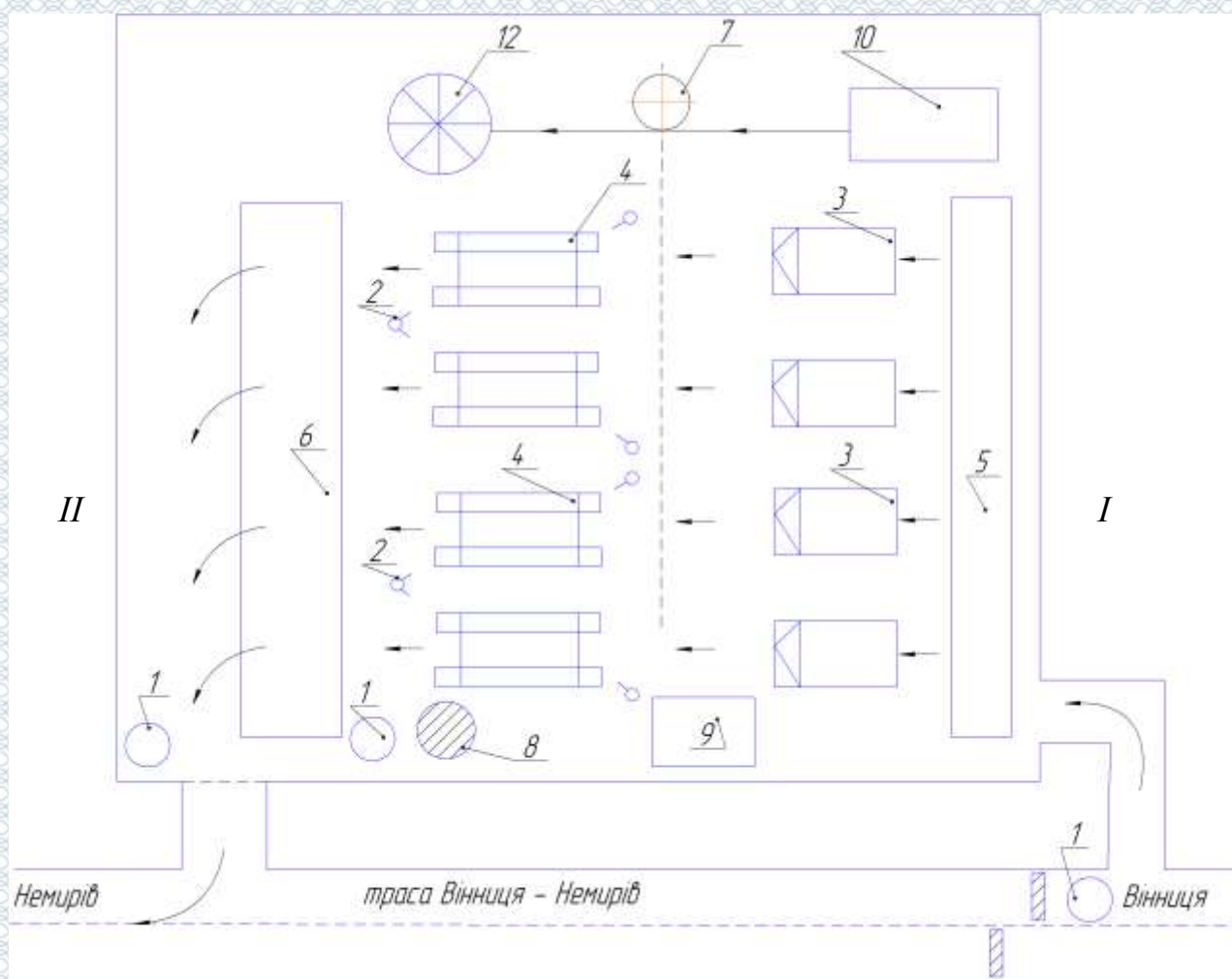
На території ПуСО розміщені пункти дозиметричного контролю, місця де автомобілів мийться водою, естакади, на яких автомобілі обробляються дезактивуючим розчином, також тут розміщена цистерна з дезактивуючим розчином та водогін з водою і цистерна куди збираються всі стічні води. Поряд з підприємством є пустир, розташований біля траси на ньому зручно організувати ПуСО.

В брудній зоні проводиться висадка пасажирів та прибирально-мийні роботи автомобілів.

Також тут розташовані всі необхідні комунікації для функціонування ПуСО: цистерни з водою та розчинами дезактивуючих речовин; каналізація для стоку забрудненої води; цистерна з водою для безпосереднього миття автомобілів.

Після дезактивації автомобілі та пасажирів направляються в чисту зону. В даній зоні відбувається посадка пасажирів в транспорт, після чого він направляється в зону дозиметричного контролю, а потім на лінію.

Розчин для дезактивації автомобільної техніки готується на основі ОП-7 поверхнево активної речовини 0,3% водний розчин і на основі ГМФН (гескаметафосфату натрію) 0,7% шляхом розчинення у воді. Норми витрат розчину ЛД (розчин дезактивуючий літній).



I – брудна зона; II – чиста зона; 1 – пункт дозиметричного контролю, пункт висадки пасажирів; 2 – брансбойт; 3 – автомобіль; 4 – естакади, 5 – зона висадки пасажирів, 6 – пункт посадки пасажирів; 7 – місце накопичення стічних забруднених вод; 8 – цистерна з дезактивуєчим розчином; 9 – цистерна з водою; 10 – приймально-помивочний пункт; 11 – бесідка

Рисунок 4.1 – Схема організації пункту спеціальної обробки

4.6 Висновки до розділу 4

В даному розділі проаналізовані умови праці, запропоновані організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, безпеки праці, описано вплив радіації на живі організми, розраховано ПУСО для 19 автомобілів на годину, для роботи ПуСО потрібні 4 естакади, 248000 л води для миття автомобілів на 5 днів та 744 л препарату для дезактивації за умови, що витрати необхідного розчину будуть такі як витрати води.

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

5.1 Планування чисельності працюючих в комунальній установі «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я» Вінницької обласної Ради

Штатне (списочне) число водіїв визначається за формулою:

$$P_{ш} = \frac{AG_{н}}{\Phi_{ш}} \cdot K_{пз}, \quad (5.1)$$

де $AG_{н}$ – автомобілегодини роботи в наряді;

$\Phi_{ш}$ – річний фонд робочого часу водія, год [2];

$K_{пз}$ – коефіцієнт, що враховує підготовчо-заклучний час.

Результати розрахунків заносяться в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Визначення чисельності водіїв

Показник	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4
1	2	3	4	5
Кількість рухомого складу, од.	21	6	14	23
Коефіц. випуску автомобілів	0,67	0,67	0,66	0,66
Час перебування в наряді, год	8,9	8,9	8,9	8,9
Автомобілегодини в наряді	38193,015	10912,29	25081,98	49312,23
Коефіцієнт виконання норм	1,1	1,1	1,1	1,1
Фонд робочого часу	1795	1795	1795	
Розрахункова кількість водіїв, чол	24,3	6,94	16	26,2
Округлена кількість водіїв, чол	24	7	16	26

Кількість керівників, професіоналів, фахівців та технічних службовців підприємства вибирається за рекомендаціями [4] і наведена в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 - Кількість керівників, професіоналів, фахівців та технічних службовців підприємства

Посада	Кількість
Головні фахівці	1
Начальник ремонтних майстерень	1
Начальники відділів	0
Провідні інженери всіх спеціальностей	2
Інженер по організації і нормуванню праці	0
Економіст	1
Бухгалтер	1
Начальник гаражу	1
Старший диспетчер	0
Диспетчер	0
Техніки всіх спеціальностей	0
Начальник колони	0
Начальник і старший майстер дільниці	0
Старший механік колони	0
Старший контрольний майстер	0
Майстер дільниці	1
Механік колони	0
Контрольний майстер дільниці	0
Механік відділу технічного контролю	1
Інспектор-лікар по проведенню оглядів	1
Завідуючий складом	1
Касир	0
Табельник	1
Оператор заправних станцій	0
Сторож	2
Всього	14

5.2 Визначення фонду заробітної плати водіїв, ремонтних робітників, керівників, професіоналів, фахівців та технічних службовців

Фонд ЗП водіїв вантажних автомобілів розраховується за методикою, наведеною у [2,8].

Вихідні дані для виконання розрахунків вибираються з [2,11], узгоджуються з керівником ДП і консультантами з економічної частини, та заносяться до таблиці 5.3. Результати розрахунків наведені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.3 - Вихідні дані для розрахунку фонду ЗП водіїв вантажних автомобілів

Показник	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4
Погодинна тарифна ставка, грн.	34,02	35,6	35,6	36,4
Коефіцієнт, який враховує підготовчо-заклучні операції	0,05	0,05	0,05	0,05
Надбавки за класність:				
за перший клас	0,25	0,25	0,25	0,25
за другий клас	0,1	0,1	0,1	0,1
Доплати	0,12	0,12	0,12	0,12
Додаткова ЗП	0,1	0,1	0,1	0,1

Таблиця 5.4 - Розрахунок фонду ЗП водіїв вантажних автомобілів

Показник, грн.	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4
Хвилина тарифна ставка	0,234	0,260	0,260	0,273
ЗП за тарифом	562239	178743	410842,83	849157
Надбавка за класність - I клас	1673,33	1823,91	1834,1198	2332,85
Надбавка за класність - II клас	669,333	729,565	733,64792	933,139
Доплати	67468,7	21449,2	49301,14	101899
Фонд основної ЗП	632051	202746	462711,74	954321
Фонд додаткової ЗП	63205,1	20274,6	46271,174	95432,1
Загальна ЗП	695256	223021	508982,91	1049754
Середньомісячна ЗП	2414,08	2655,01	2650,95	3364,59
Фонд заробітної плати водіїв	1430623,93			

Для ремонтно-допоміжних робітників встановлена погодинно-преміальна система оплати праці. Фонд заробітної плати для них розраховується за методикою [2], при цьому вихідні дані вибираються з [11] і заносяться в таблиці 5.5. Результати розрахунків наведені в таблиці 5.6.

Таблиця 5.5 – Вихідні дані для розрахунку фонду ЗП ремонтних робітників

Показник	Значення
Загальна трудомісткість по всім видам робіт, люд.год.	29774,00
Надбавки	0,12
Доплати	0,12
Резерв на відпустки	0,09
Загальна кількість ремонтних робітників, чол.	27

Таблиця 5.6 - Розрахунок фонду ЗП ремонтних робітників, грн

Розряд	Слюсарні, електротехнічні, ремонтно-будівельні, зварювальні	Слюсарно-механічні	Шинні
1	2	3	4
ЗП по тарифу			
II	37548,32	0,00	0,00
III	121775,66	0,00	0,00
IV	178114,68	16221,32	16905,02
V	17489,47	0,00	0,00
Надбавки і доплати			
II	4505,80	0,00	0,00
III	14613,08	0,00	0,00
IV	21373,76	1946,56	2028,60
V	2098,74	0,00	0,00
Резерв на відпустки			
II	4505,80	0,00	0,00
III	14613,08	0,00	0,00
IV	21373,76	1946,56	2028,60
V	2098,74	0,00	0,00
Фонд основної заробітної плати			
II	46559,92	0,00	0,00
III	151001,82	0,00	0,00
IV	220862,21	20114,43	20962,22
V	21686,94	0,00	0,00
Фонд додаткової заробітної плати			
II	4190,39	0,00	0,00
III	13590,16	0,00	0,00
IV	19877,60	1810,30	1886,60
V	1951,82	0,00	0,00
Фонд оплати праці			
I	0,00	0,00	0,00
II	50750,31	0,00	0,00
III	164591,98	0,00	0,00
IV	240739,81	21924,73	22848,82
V	23638,77	0,00	0,00
Фонд заробітної плати ремонтних робітників			524494,42

Фонд заробітної плати керівників, професіоналів, фахівців та технічних службовців підприємства визначається за схемою посадових окладів та діючою системою виплат [11].

Розрахунок відрахувань на соціальні потреби виконується за методикою, викладеною в [4]. Результати подаються в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Розрахунок відрахувань на соціальні потреби

ЄСВ	22%
Сумарні відрахування, грн	854704

5.3 Планування матеріальних витрат

Потребу у паливі розраховуємо на основі показників виробничої програми по експлуатації рухомого складу окремо для кожного виду палива, яке застосовується для перевезення на основі діючих норм витрати палива [4].

Розрахунок витрати палива на внутрішньогаражні потреби:



$$Q_{В.Г.}^П = 0,05 \cdot Q_H^П \quad (5.2)$$

де $Q_H^П$ - витрати палива на виконання перевезень, л.

Сумарна витрата палива:

$$Q_{ЗАГ}^П = Q_H^П + Q_{В.Г.}^П \quad (5.3)$$

Розрахунок витрат на паливо:

$$B_{П} = C_{Л} \cdot Q_{ЗАГ}^П \quad (5.4)$$

де $C_{Л}$ - ціна одного літра палива, грн.

Витрати на мастильні матеріали та інші експлуатаційні матеріали визначаємо по кожному їх виду на основі діючих норм [2,4] та вартості.

Витрата мастил і масел :

$$Q_{МАС} = (Q_{ЗАГ}^П / 100) \cdot H_{МАС}, \quad (5.5)$$

де $Q_{ЗАГ}^П$ - витрата пального, л.

$H_{\text{МАС}}$ - нормована витрата мастил і масел, л.

Розрахунок виробничої потреби в паливі і витрат на нього та витрати по мастилам, маслам та іншим експлуатаційним матеріалам наведені в таблицях 5.8 – 5.10.

Таблиця 5.8 - Вихідні дані для розрахунку виробничої потреби в паливі і витрат на нього

Показник	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4
Лінійна норма витрати палива, л/100 км	10	8	13	19
Додаткова норма витрати палива, л/100 ткм	2	2	2	2
Пробіг групи автомобілів за рік, км	283069,6	817645,3	304294,3	310547,7
Часка робіт, що враховує долю діагностування	1,1	1,1	1,1	1,1
Ціна палива, грн	27	27	27	26

Таблиця 5.9 - Розрахунок виробничої потреби в паливі і витрат на нього

Показник	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4
Витрати палива на виконання перевезень, л	10	8	13	19
Витрати палива на внутрішньогаражні потреби, л	28618,3	66131,15	39993,4	59653,11
Сумарна витрата палива, л	1430,92	3306,558	1999,67	2982,655
Витрати на паливо, грн	30049,3	69437,71	41993,1	62635,76

Таблиця 5.10 - Витрати по мастилам та експлуатаційним матеріалам

Показник	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4	Сума по підпр
1	2	3	4	5	6
Моторні мастила:					
Норма витрат мастила на 100л палива, л	1,50	1,00	1,50	2,10	6,10
Витрата моторного мастила, л	450,739	694,377	629,896	1315,35	3090,4
Ціна одного літра моторного мастила, грн.	95,00	140,00	95,00	85,00	
Сума витрат на моторні мастила, грн.	29298	76381,5	40943,2	32883,8	179506
Трансмісійні масла:					
Норма витрат мастила на 100л палива, л	0,10	0,10	0,10	0,40	
Витрата трансмісійних мастил, л	30,05	69,44	41,99	250,54	392,02

Продовження таблиці 5.10

1	2	3	4	5	6
Ціна одного літра трансмісійного мастила, грн.	65,00	95,00	65,00	49,00	
Сума витрат на трансмісійні мастила, грн.	1352,22	4513,45	1889,69	7265,75	15021,
Спеціальні масла:					
Норма витрат мастила на 100л палива, л	0,05	0,05	0,05	0,10	
Витрата спеціального мастила, л	15,02	34,72	21,00	62,64	133,38
Ціна одного літра спеціального мастила, грн.	52,00	52,00	52,00	46,00	
Сума витрат на спеціальні мастила, грн.	480,79	1111,00	671,89	1628,53	3892,2
Консистентні мастила:					
Норма витрат мастила на 100л палива, л	0,10	0,05	0,10	0,25	
Витрата консистентного мастила, л	30,05	34,72	41,99	156,59	263,3
Ціна одного літра консистентного мастила, грн.	60,00	70,00	60,00	46,00	
Сума витрат на консистентні мастила, грн.	1802,96	2430,32	2519,5	7203,11	139566
Обтирочні матеріали:					
Норма витрат обтирочних матеріалів на один списочний авто в рік, кг	5,00	5,00	5,00	25,00	
Витрата обтирочних матеріалів в рік, кг	105,00	30,00	70,00	575,00	205,00
Ціна одного кг. обтирочних матеріалів, грн.	30,00	30,00	30,00	30,00	
Сума витрат на обтирочні матеріали, грн.	1050,00	300,00	700,00	8625,00	10675
Витрати на інші експлуатаційні матеріали в рік на один списочний авто, грн.	150,00	250,00	150,00	350,00	
Сума витрат на інші експлуатаційні матеріали в рік, грн.	3150	1500	2100	8050	14800
Всього витрат, грн.	37134	86236,3	48824,4	65656,2	237851

Для розрахунку витрат на ТО і ПР рухомого складу на стадії планування використовуємо загальний пробіг автомобілів і норми витрат на запасні частини та матеріали для ПР на 1000 км пробігу згідно [4]:

$$B_{зч} = (L_p / 1000) \cdot H_{зч} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{ц}, \quad (5.6)$$

$$B_{MAT} = (L_P / 1000) \cdot H_{MAT} \cdot K_{Ц}, \quad (5.7)$$

де K_1 - коефіцієнт, що враховує умови експлуатації;


K_2 - коефіцієнт корегування, що враховує тип рухомого складу;

K_3 - коефіцієнт, що враховує природньо-кліматичні умови;

$K_{Ц}$ - коефіцієнт індексу цін;

$H_{зч}$, H_{MAT} - норма витрат запасних частин, матеріалів на 1000 км пробігу, грн.

Витрати на відновлення та ремонт автомобільних шин визначаються в залежності від загального пробігу однотипних по шинах автомобілів і діючих норм пробігу шин [2].



$$B_{Ш} = Ц_{Ш} \cdot n_{кш} \cdot \left(\frac{L_P}{1000} \right) \cdot \left(\frac{H_{Ш}}{100} \right), \quad (5.8)$$

де $Ц_{ш}$ - вартість одного комплекту шин, грн.;

$n_{кш}$ - число коліс однотипних комплектів шин, шт.;

$H_{ш}$ - норма відрахувань на відновлення і ремонт одного комплекту шин на 1000 км пробігу в процентах від вартості в залежності від розміру шин і умов експлуатації [2].

Розрахунок амортизаційних відрахувань виконується за методикою, викладеною у [8].

Амортизаційні відрахування на відновлення рухомого складу:

$$AB_{PCJ} = H_{ABPC} \cdot B_{oj}, \quad (5.9)$$

де H_{ABPC} - норма амортизаційних відрахувань на відновлення рухомого складу [7,8].

В результаті запропонованих в цьому дипломному проекті міроприємств інвестиції в основні фонди склали:

- на придбання двох автомобілів – 450000 грн.
- на вдосконалення системи охолодження – 8800 грн.;
- будівельно-монтажні роботи – 35000 грн.;
- на перевірку працездатності і випробування, навчання, інше – 5500 грн.

Всього інвестиції в виробничо-технічну базу склали – 499300 грн.

Амортизаційні відрахування для пасивної частини ОВФ :

$$AB_{П} = N_{ПАС} \cdot ОВФ_{П}, \quad (5.10)$$

де $N_{ПАС}$ - норма амортизаційних відрахувань для пасивної частини, %.

Амортизаційні відрахування для інших ОВФ:

$$AB_{ІН} = N_{ІН} \cdot ОВФ_{ІН}, \quad (5.11)$$

де $N_{ІН}$ - норма амортизаційних відрахувань для інших ОВФ, %.

Вихідні дані для розрахунку вищенаведених витрат формуються в таблицю 5.16, а результати в таблиці 5.12 і 5.13.

Таблиця 5.11 – Вихідні дані для розрахунку витрат

Показник	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4
Пробіг групи автомобілів за рік, км	283070	817645,3	304294	310547,7
Курс нацбанку України, грн./\$	28,5	28,5	28,5	28,5
Норма витрат запасних частин на ТО, грн	1,1	1,1	1,1	1,1
Норма витрат матеріалів на ТО, грн.	0,9	0,9	0,9	0,9
Ціна однієї шини, грн.	1750	1900	1750	3520
Кількість шин на одному автомобілі	4	4	4	6
Норма відрахувань від вартості автомобільної шини, %	6,41	10,36	8,36	8,36
Вартість рухомого складу, грн.	56800	100500	92900	70900
Норма амортизаційних відрахувань:				
на відновлення рухомого складу	0,25	0,25	0,25	0,25
на будівлі та споруди	0,05	0,05	0,05	0,05
на інші складові	0,15	0,15	0,15	0,15
Списочна кількість автомобілів, од.	21	6	14	23

Таблиця 5.12 – Розрахунок витрат на запасні частини і матеріали для ремонту, відновлення зносу та ремонт автомобільних шин

Показник, грн	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4
Витрати на запасні частини	228806	2172157	487917	661472,9
Витрати на матеріали	21447,1	100124,9	30068,9	30686,83
Витрати на шини	6369,07	24431,24	7576,93	23507,22

Таблиця 5.13 – Розрахунок амортизаційних відрахувань

Показник, грн	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4
Вартість групи рухомого складу	1192800	603000	1300600	1630700
Основні виробничі фонди	7878500,00			
Знос групи рухомого складу	298200	150750	325150	407675
Амортизація пасивної частини	137873,75			
Амортизація іншої частини	59088,75			

5.4 Калькуляція собівартості автомобільних перевезень

Калькуляція собівартості автомобільного транспорту являє собою розрахунок експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю виконаної транспортної роботи.

Розраховуються ці витрати по кожному елементу експлуатаційних витрат за формулою:

$$S_i = B_i / P_{ЗАГ}; S_i = B_i / L_{ЗАГ} \quad (5.12)$$

де B_i - витрати і-того елемента, грн.

Розрахунок експлуатаційних витрат і собівартості одиниці транспортної роботи по маркам автомобілів наведені в табл. 5.14 – 5.15.

Таблиця 5.14 - Експлуатаційні витрати по маркам автомобілів

Елемент експлуатаційних витрат	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4	Сума по АТП
1	2	3	4	5	6
1. Витрати на оплату праці, грн.					
- водіїв	695256	223021	508983	1049754	2477012,8
- ремонтних робітників	172100	49171,4	114733	188490	524494,42
- ІТП і службовців	85030,3	24294,4	56686,9	93128,4	259140
Всього	952386	296486	680403	1331372	3260647,3

Продовження таблиці 5.14

1	2	3	4	5	6
2. Відрахування на соціальні потреби, грн.					
Всього	280450	80128,5	186966	307159	854703,72
3. Витрати на паливо-мастильні та інші експлуатаційні матеріали, грн.					
- паливо	661084	1527630	923848	1315351	4427911,7
- моторні масла	29298	76381,5	40943,2	32883,8	179506,52
- трансмісійні мастила	1352,22	4513,45	1889,69	7265,75	15021,104
- спеціальні мастила	480,788	1111	671,889	1628,53	3892,2104
- консистентні мастила	1802,96	2430,32	2519,58	7203,11	13955,972
- обтирочні матеріали	1050	300	700	8625	10675
- запасні частини	228806	2172157	487917	661473	3550353,4
- матеріали для ТО і Р	21447,1	100125	30068,9	30686,8	182327,76
- автошини	6369,07	24431,2	7576,93	23507,2	61884,454
- інші	3150	1500	2100	8050	14800
Всього	954839	3910579	1498235	2096674	8460328,1
4. Амортизаційні відрахування, грн.					
- рухомий склад	298200	150750	325150	407675	1181775
- пасивна частина	45239,8	12925,7	30159,9	49548,4	137873,75
- інші	19388,5	5539,57	12925,7	21235	59088,75
Всього	362828	169215	368236	478458	1378737,5
5. Загальновиробничі витрати, грн.					
Всього	1112409	356833	814373	1679606	3963220,6
Загальна сума витрат	3662913	4813242	3548213	5893269	17917637

Таблиця 5.15 - Розрахунок собівартості одиниці транспортної роботи

Елемент експлуатаційних витрат	Група 1	Група 2	Група 3	Група 4
	484257	666381	286745	310547,7
1. Витрати на оплату праці, грн.				
- водіїв	1,43572	0,33467	1,77504	3,38033
- ремонтних робітників	0,35539	0,07379	0,40012	0,60696
- ІТП і службовців	0,17559	0,03646	0,19769	0,29988
Всього	1,9667	0,44492	2,37285	4,28717
2. Відрахування на соціальні потреби, грн.				
Всього	0,57913	0,12024	0,65203	0,98909
3. Витрати на паливо-мастильні та інші експлуатаційні матеріали, грн.				
- паливо	1,36515	2,29243	3,22184	4,23558
- моторні масла	0,0605	0,11462	0,14279	0,10589
- трансмісійні мастила	0,00279	0,00677	0,00659	0,0234
- спеціальні мастила	0,00099	0,00167	0,00234	0,00524
- консистентні мастила	0,00372	0,00365	0,00879	0,02319
- обтирочні матеріали	0,00217	0,00045	0,00244	0,02777
- запасні частини	0,47249	3,25963	1,70157	2,13002
- матеріали для ТО і Р	0,04429	0,15025	0,10486	0,09882
- автошини	0,01315	0,03666	0,02642	0,0757
- інші	0,0065	0,00225	0,00732	0,02592
Всього	1,97176	5,86838	5,22497	6,75154
4. Амортизаційні відрахування, грн.				
- рухомий склад	0,61579	0,22622	1,13393	1,31276
- пасивна частина	0,09342	0,0194	0,10518	0,15955

Продовження таблиці 5.15

1	2	3	4	5
- інші	0,04004	0,00831	0,04508	0,06838
Всього	0,74925	0,25393	1,28419	1,54069
5. Загальноновиробничі витрати, грн.				
Всього	2,29715	0,53548	2,84006	5,40853
Загальна сума витрат	7,56398	7,22296	12,3741	18,977

5.5 Розрахунок економічної ефективності проектних рішень

Економічна ефективність визначається в результаті зіставлень додаткових капітальних вкладень та економії на собівартості одиниці транспортних послуг. Вона визначається, як термін окупності капітальних вкладень за формулою:

$$T_0 = \frac{\Delta K}{(S_1 - S_2) \cdot L_{KM}} = \frac{\Delta K}{\Delta S \cdot L_{KM}} \quad (5.13)$$

де ΔK – додаткові капітальні вкладення на придбання, впровадження і експлуатацію обладнання, грн;

ΔS – зменшення собівартості виконання кілометра пробігу, грн;

L_{KM} – річний пробіг рухомого складу, км.

Розрахунок економічної ефективності проектних рішень представлений в таблиці 5.16.

Таблиця 5.16 - Розрахунок економічної ефективності проектних рішень

Показник	Значення
Додаткові капітальні вкладення, грн	499300,00
Амортизаційні відрахування придбаних ОВФ, грн	74895,00
Загальна сума виробничих витрат, грн	3963220,56
Питомі накладні витрати, грн	53,42
Річна економія від зменшення перемінних витрат, грн	296111,48
Річна економія від зменшення постійних витрат, грн	99080,51
Загальна сума річної економії, грн	395192,00
Додаткові кап. вкладення приведені до експл. витрат, грн	99860,00
Економічний ефект, грн	295332,00
Термін окупності капіталовкладень, роки	1,26

Отже термін окупності додаткових капітальних вкладень значно менше 3 років, що є економічно ефективним.

5.6 Розрахунок рівня комерціалізації проектних рішень

Поточна вартість витрат, необхідних для реконструкції комплексу з технічного обслуговування та ремонту автомобілів, модернізації стенду для правки колісних дисків визначається з урахуванням таких поточних і інвестиційних витрат:

- витрат на придбання 2 автомобілів – 450000 грн.
- витрат на вдосконалення радіаторів охолодження – 4500 грн.;
- витрат на придбання деталей, транспортування, монтаж, наладку та систем охолодження – 4300 грн.;
- витрат на створення виробничих площ, безпосередньо пов'язаних з комерціалізацією розробок – 35000 грн.;
- витрат на набір і навчання персоналу – 3000 грн.;
- інших видатків – 2500 грн.

Таким чином поточна вартість витрат становить – 499300 грн. (за рахунок вкладення всіх коштів одноразовою виплатою).

Поточна вартість прибутків (згідно даних бухгалтерії) PV з врахуванням строку окупності проекту (3 роки), планованим надходженням прибутків I в розмірі 295332 грн. (табл. 5.15) і ставкою дисконтування в 25 % становить:

$$PV = \sum_{t=0}^n PV_t \quad (5.14)$$

$$PV = \frac{295332}{(1+0,25)^1} + \frac{295332}{(1+0,25)^2} + \frac{295332}{(1+0,25)^3} = 576488,1(\text{грн.})$$

Відповідно, оцінка суми поточної вартості прогнозованого, з урахуванням бар'єрної ставки (ставки дисконтування), грошового потоку NPV визначається за залежністю:

$$NPV = PV - I \quad (5.15)$$

$$NPV = 576488,1 - 295332 = 281156,1 \text{ (грн.)}$$

Для попередньої оцінки проекту розробки (за рекомендаціями науковців) можна використовувати такий показник, як приведений оціночний ефект (*ПОЕ*), який можна розрахувати на підставі аналізу проекту. Показник є аналогом чистої поточної вартості, однак його розрахунок проводиться з використанням меншої кількості даних. Цей показник можна розраховувати за наведеною нижче залежністю (5.16). Критерієм прийнятності для подальшого розгляду проекту є значення $ПОЕ > 0$. У випадку, коли $ПОЕ < 0$, розробки здійснювати недоцільно як такі, що мають ознаку неприбутковості. Доцільність реалізації розробки може бути повторно розглянута після внесення певних корегувань у саму розробку, засоби чи спосіб її упровадження.

$$ПОЕ = \sum_{e=1}^{ЖЦП} \frac{BP + LB + CP + EP - PV + A - B}{(1 + r_{fkm})^t}, \quad (5.16)$$

де BP – виручка від реалізації на внутрішньому та зовнішньому ринках нової продукції в реальних цінах, 295332,00 грн.;

LB – виторг від продажу майна по ліквідаційній вартості та інтелектуальної власності, що створюється учасниками проекту в ході його реалізації, 0 грн.;

CP – вартісна оцінка соціального результату проекту, розрахована в частині, що відноситься до працівників підприємства, членів їх сімей, 5420 грн.;

EP – вартісна оцінка екологічного результату проекту у розмірі зменшення/збільшення плати за забруднення навколишнього середовища, 540 грн.;

PV – поточні витрати проекту, у складі яких враховується орендна плата за основні засоби, які тимчасово використовуються в процесі здійснення проекту, якщо вони не враховуються в одноразових витратах, та оцінка витрат на заробітну плату працівників, 2460 грн.;

A – амортизаційні відрахування, 74895,00 грн.;

B – планований обсяг вкладень для реалізації проекту, 499300,00 грн.;

r_{fkmn} – ставка дисконту, що характеризує максимально можливу прибутковість альтернативних джерел вкладення, 10%;

$ЖЦП$ – життєвий цикл проекту (планований) – 3 роки.

$$ПОЕ = \frac{-126689}{(1+0,1)^1} - \frac{-126689}{(1+0,1)^2} - \frac{-126689}{(1+0,1)^3} = -247297 < 0.$$

З метою визначення ефективності інвестицій у відносному значенні (%) використовуються зазначені нижче показники:

Модифікована (скоригована з урахуванням бар'єрної ставки та норми реінвестиції) внутрішня норма прибутковості (рентабельності) $MIRR$ (Modified Internal Rate Of Return), тобто норма прибутку, при якій чиста поточна вартість інвестиції дорівнює нулю, або ставка дисконту, при якій дисконтовані прибутки від проекту рівні інвестиційним видаткам (показник визначає максимально прийнятну ставку дисконту, за якої можна інвестувати кошти без будь-яких втрат для власника) розраховується з формули:

$$\sum_{t=0}^n \frac{I_t}{(1+r)^t} = \frac{\sum_{t=0}^n CF_t \times (1+d)^{n-t}}{(1+MIRR)^n}, \quad (5.17)$$

де CF_i - доходи i -го періоду;

d – рівень реінвестицій, визначений як частка одиниці (відсоткова ставка, заснована на можливих доходах від реінвестиції отриманих позитивних грошових потоків, або норма рентабельності реінвестицій) – 10%.

$$(1+MIRR)^3 = \frac{295332(1+0,25)^2 + 295332(1+0,25) + 295332}{499300 / 1} = 2,26$$

$$(1+MIRR)^3 = 2,26, \text{ отже } MIRR = 25\%$$

Проект є прийнятним для ініціатора, якщо *MIRR* більша бар'єрної ставки. Після розрахунку можна зробити висновок, що проект слід приймати тому, що модифікована внутрішня норма дохідності проекту дорівнює ставці дисконтування (25 %). Дисконтований індекс прибутковості *DPI* – відношення суми всіх дисконтованих грошових потоків (доходів від інвестиції) до дисконтованих інвестиційних витрат. Критерієм прийнятності є значення $DPI \geq 1$ ($DPI < 1$ свідчить про збитки; при $DPI = 1$ немає ні прибутків, ні збитків; при $DPI > 1$ впровадження є прибутковим).

Формула для розрахунку дисконтованого індексу прибутковості:

$$DPI = \frac{\sum_{t=0}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=0}^n \frac{I_t}{(1+r)^t}}. \quad (5.18)$$

$$DPI = \frac{295332(1+0,25) + 295332(1+0,25)^2 + 295332(1+0,25)^3}{499300} = 2,82.$$

Розрахунок *DPI* вказує на те, що наш проект є прибутковим ($2,82 > 1$). Даний показник дозволяє ранжувати проекти, які мають приблизно однакові значення *NPV*, але різні обсяги необхідних інвестицій. У цьому випадку вигідніший той з них, що забезпечує більшу ефективність вкладень.

Для оцінки фінансових ризиків використовуються наступні показники:

1) Час, необхідний для відшкодування інвестиційних витрат з урахуванням часової вартості грошей *PV-payback* (роки). Значення *PV-payback* має бути мінімальним. Загальна формула для розрахунку терміну окупності інвестицій в поточній вартості:

$$PV\text{-payback} = n, \text{ при якому } \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t} > I_0. \quad (5.19)$$

$$\sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t} = \frac{295332}{(1+0,25)} + \frac{295332}{(1+0,25)^2} = 425278,1,$$

$$PV\text{-payback} = 2 \text{ роки.}$$

2) Коефіцієнт безпеки фінансування проекту (F_{sec}) – показник, який може набувати значення від 0 до 1, що характеризує відносну міру резерву безпеки проекту, використовується для оптимізації структури джерел фінансування проекту та розраховується за формулою:

$$F_{sec} = \frac{IRR - WACC}{IRR}, \quad (5.20)$$

де IRR – внутрішня норма прибутковості,

$WACC$ – середньозважена вартість капіталу.

Різниця ($IRR - WACC$) характеризує запас фінансової стійкості проекту.

Внутрішня норма прибутковості (IRR) – норма прибутку (ставка дисконтування), при якій чиста поточна вартість інвестиції дорівнює нулю, або така ставка дисконту, при якій дисконтовані доходи від проекту рівні інвестиційним витратам. Внутрішня норма прибутковості визначає максимально прийнятну ставку дисконту, за якої можна інвестувати кошти без будь-яких втрат для власника. Її значення знаходять з формули:

$$\sum_{t=0}^n \frac{CF_t - I_t}{(1 + IRR)^t} = 0. \quad (5.21)$$

Або за допомогою функції ВСД в MS Excel. $IRR = 35\%$.

Середньозважена вартість капіталу ($WACC$, %) використовується для визначення можливості збільшення прибутковості компанії при реалізації певних інвестицій, стратегій, проектів.

Середньозважена вартість капіталу може бути розрахована за формулою:

$$WACC = \frac{E \cdot y + D \cdot b \cdot (1 - R_{Tax})}{D + E}, \quad (5.22)$$

де E – обсяг власного капіталу (499300 грн.),

D – обсяг запозичених коштів (0 грн.),

Y – необхідна або очікувана прибутковість від власного капіталу (12%),

B – необхідна або очікувана прибутковість від запозичених коштів (0 %),

R_{Tax} – ставка податку на прибуток для компанії (6%).

$$WACC = \frac{499300 \cdot 0,12 + 0(1 - 0,06)}{499300} = 0,12 = 12\%.$$

Формула використовується для однорідних власного і запозиченого капіталу. Якщо в капіталі присутні привілейовані акції зі своєю вартістю, то необхідно ввести в формулу додаткові складові для кожного джерела капіталу.

$$F_{sec} = \frac{35\% - 12\%}{35\%} = 0,66.$$

Значення даного коефіцієнту ($F_{sec} = 0,66$) свідчить про прийнятну структуру проекту джерел фінансування.

5.7 Висновки до розділу 5

В розділі проведено розрахунок економічної ефективності. Час, необхідний для відшкодування інвестиційних витрат з урахуванням часової вартості грошей складає два роки рік, що є прийнятним і влаштовує керівника підприємства, показник DPI вказує на те, що наш проект є прибутковим ($2,82 > 1$), за показником $MIRR$ проект є прийнятним для ініціатора тому що $MIRR$ дорівнює бар'єрній ставці.

Термін окупності капіталовкладень склав 1,26 роки, що є прийнятним.

ВИСНОВКИ

1. В результаті огляду конструкцій і аналізу результатів попередніх досліджень встановлені основні напрямки удосконалення охолоджуючого пристрою і сформульовані задачі теоретичних і експериментальних досліджень системи охолодження двигунів автомобілів для підвищення ефективності роботи.

2. На підставі теоретичних досліджень отримане рівняння для коефіцієнта теплопередачі радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції з урахуванням впливу кроку розташування ребер.

3. Визначені енергетичні характеристики радіаторів автомобілів Daewoo Lanos з урахуванням впливу параметрів конструкції і режимів роботи з метою уточнення результатів теоретичних досліджень і математичної моделі енергетичного розрахунку системи охолодження; отримані енергетичні характеристики (коефіцієнти тепловіддачі до повітря, коефіцієнти теплопередачі й аеродинамічні опори) у параметричній і критеріальній формах алюмінієвих радіаторів трубчасто-пластинчастого і трубчасто-стрічкового типу з урахуванням впливу кроку розташування ребер t_p , глибини радіатора L .

4. Дослідження дозволили обґрунтувати алгоритм розрахунку охолоджуючого пристрою двигуна автомобіля, а також рекомендувати раціональні параметри конструкції і режими роботи системи охолодження з застосуванням більш ефективного радіатора, що збільшить крок розташування ребер у радіаторі з 1,5 мм до 1,85 мм, а масу радіатора зменшить на 12 %.

5. Варто застосувати в системі охолодження автомобілів Daewoo Lanos алюмінієвий паяний радіатор разом з більш ефективним і економічним вентилятором серії K-156, що дозволить збільшити витрату повітря через радіатор на 30...40 %, у результаті чого крок розташування ребер у радіаторі можна буде збільшити на 0,35 мм, а також знизити витрати потужності на привід вентилятора на 22 %.

6. Проаналізовані умови праці, запропоновані організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, безпеки праці, описано вплив радіації на живі організми, розраховано ПУСО для 19 автомобілів на годину, для роботи ПуСО потрібні 4 естакади, 248000 л води для миття автомобілів.

7. В п'ятому розділі розрахований термін окупності капіталовкладень, який склав 1,26 роки, що є прийнятним. Показник *DPI* вказує на те, що проект є прибутковим ($2,82 > 1$), за показником *MIRR* проект є прийнятним для ініціатора тому що *MIRR* дорівнює бар'єрній ставці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Біліченко В. В. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи для студентів спеціальності 274 – Автомобільний транспорт усіх форм навчання / Уклад. В. В. Біліченко, А. А. Кашканов, В. П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 54 с.

2. Система охладнения Sens и Lanos 1,4i [електронний ресурс]. Режим доступу: http://autozaz.org.ua/rukuvodstvo/lanos_1_4/3_1_11.html (дата звернення 26.11.2020). – Назва з екрана.

3. Кужель В. П. Показники безпеки при наданні послуг з перевезень автомобільним транспортом / Кужель В.П., Зіневич В.Ю., Андрощук Р.С. // Наукові праці міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету "Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування", 16-18 вересня 2020 р., Харків: ХНАДУ – С. 286 – 288.

4. Антропов Б. С. Защита радиаторов системы охладнения двигателя от накипи и коррозии / Б. С. Антропов, Р. И. Бестаев // Грузовик & строительно-дорожные машины, автобус, троллейбус, трамвай. – 2006. – № 2. – С. 24 – 26.

5. Бажан П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.

6. Быков К. П. Автомобили «Таврия», «Славута», ЗАЗ – 1102, ЗАЗ – 1103, ЗАЗ – 1105 и их модификации. Устройство, эксплуатация, ремонт, пособие по ремонту / К. П. Быков, Т. А. Шленчик; ред. Т. А. Шленчик. – ПКФ «Ранок», 2006. – 256 с.

7. ВАЗ – 2108: руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту, каталог деталей. – М.: Издательский Дом «Третий Рим», 2006. – 368 с.

8. Гончаров А. В. Выбор рациональных параметров конструкции и режимов работы блока «радиатор-вентилятор» системы охладнения двигателя внутреннего

сгорания автомобиля / А. В. Гончаров // Вестник Восточноевропейского национального университета им. В. Даля. – 2007. – № 6 (112). – С. 108 – 112.

9. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей / [А. М. Кригер, М. Е. Дискин, А. Л. Новенников, В. И. Пикус]. – М.: Машиностроение, 1985. – 173 с.

10.Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Идельчик И. Е. – М.: Машиностроение, 1976. – 559 с.

11.Илюмин А. Е. Эксплуатация, обслуживание, ремонт, цветные электросхемы автомобиля Daewoo Lanos / Илюмин А. Е. – ЗАО «Дон Пресс», 2007.– 252 с.

12.Костров А. В. Двухконтурная система охлаждения / А. В. Костров // Автомобильная промышленность. – 1989. – № 2. – С. 10 – 11.

13.Петриченко Р. М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания / Петриченко Р. М. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1975. – 224 с.

14.Петров А. П. Вентилятор системы охлаждения ДВС: эффективность использования набегающего потока / А. П. Петров, А. Ю. Леонов // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 5. – С. 13 – 14.

15.Руководство по ремонту и эксплуатации BMW 5, бензин/дизель / [сост. В. А. Деревянко; пер. с пол. В. Мицкевич]. – М.: Петит, 2006. – 224 с.

16.Теория теплообмена: [учебник для вузов]/ [С. И. Исаев, И. А. Кожин, В. И. Кофанов и др.]; под ред. А. И. Леонтьева. – М.: Высш. школа, 1979. – 495 с.

17.Фучаджи К.С. Автомобиль ЗАЗ-1102 “Таврия”. Устройство, техническое обслуживание и устранение неисправностей / Фучаджи К.С. – М.: Патриот, 1992. – 312 с.

18.Хмельницкий Э. Е. Особенности аэродинамики и расчета автомобильных вентиляторов (первая часть) / Э. Е. Хмельницкий // Автомобильная промышленность. – 1969. – № 12. – С. 8 – 11.

19. Чуйко Г. В. Руководство по ремонту автомобиля Sens / Г. В. Чуйко, Н. В. Колтакова, В. М. Донец. – Редакция изд-ва бюро ОКР-ЗАЗ, 2007. – 296 с.

20. Бідняк М. Н. Виробничі системи на транспорті: теорія і практика. Монографія / М. Н. Бідняк, В. В. Біліченко. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006 – 176 с.

21. Технічний регламент з підтвердження відповідності безпеки обладнання, що працює під тиском, затверджено наказом Держспоживстандарту України від 31.12.2003 р. № 279, зареєстровано у Міністерстві юстиції України 08.06.2004 р. за № 704/9303 [електронний ресурс]. Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=z0704-04> (дата звернення 26.11.2020). – Назва з екрана.

22. Технічний регламент безпеки обладнання, що працює під тиском, затверджено постановою Кабінету Міністрів України від 19 січня 2011 р. № 35 [електронний ресурс]. Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=35-2011-%EF> (дата звернення 25.11.2020). – Назва з екрана.

23. Радіатор охолодження двигателя на Daewoo Lanos (Дэу Ланос) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://ukrparts.com.ua/category/radiator-ohlazhdeniya-dvigatelya/c-156/daewoo/lanos/>. - Назва з екрана.

24. Радіатор охолодження алюмінієвий СЕНС LRc 01083, аналог радіатора 2301-1301012-20 осн. радіатор без кондиціонера [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://avtozapchasti-zaz.uaprom.net/ua/p1197365-radiator-ohlazhdeniya-alyuminievuj.html>. - Назва з екрана.

25. Радіатор охолодження з кондиціонером 1.3, 1.4 ЗАЗ Сенс 96182-2610000-10-ZAZ [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://zaz-shop.com.ua/ua/tovar_sens-radiator-ohlazhdeniya-s-konditsionerom-1314-96182-2610000-10-zaz-81132/ - Назва з екрана.

