

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХ-
НОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: **“Покращання експлуатаційних властивостей автомобіля
Fiat Ducato шляхом удосконалення системи охолодження двигу-
на”**

Виконав: студент II курсу групи Ат-23сп
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”

(шифр і назва)

Микола ТВОРИДЛО

(ім'я та прізвище)

Керівник: Ростислав ПАСЛАВСЬКИЙ

(ім'я та прізвище)

Дубляни 2023

УДК 629.114.3

Творидло М. М. Покращання експлуатаційних властивостей автомобіля Fiat Ducato шляхом удосконалення системи охолодження двигуна: кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2023. 77 с.

Табл. 12; рис. 2; бібліогр. джерел 24.

Виконано аналіз існуючих теорій робочого процесу автомобільних і тракторних радіаторів рідинних систем охолодження. На основі аналізу існуючих методик розрахунку радіаторів запропоновано схему повного розрахунку радіаторів.

Виконані тепловий розрахунок двигуна 2,0 110 Multijet і тяговий розрахунок автомобіля Fiat Ducato. Наведені розрахункові формули, розроблені, перевірені і відпрацьовані програми розрахунку відповідних параметрів; виконані розрахунки параметрів зовнішньої швидкісної характеристики, балансу потужності, тягового балансу, динамічного фактора, графіка розгону автомобіля; за результатами розрахунків побудовані відповідні графіки.

Здійснено конструктивну розробку радіатора для автомобіля Fiat Ducato, виконані розрахунки з визначенням основних його параметрів, виконаний розрахунок на міцність елементів конструкції.

Також розглянуто стан охорони праці підприємства, надані рекомендації з покращення умов праці і охорони праці. Економічна частина кваліфікаційної роботи присвячена розрахунку витрат на виготовлення запропонованої конструкції радіатора, визначено економічну ефективність його використання.

Зміст

Вступ	6
1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ	7
1.1. Вплив конструкції і параметрів робочого процесу радіатора	7
1.2. Умови установки радіатора на транспортному засобі	9
1.3. Вплив нерівномірності повітряного потоку по фронту радіатора..	11
1.4. Вплив турбулентності повітряного потоку на вході в радіатор	13
Висновки	16
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ТА ТЯГОВИЙ БАЛАНС АВТОМОБІЛЯ	17
2.1. Паливо, склад горючої суміші і продуктів згоряння	18
2.2. Процеси впуску, стиску, згоряння та розширення	20
2.3. Тяговий розрахунок автомобіля	22
2.3.1. Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна	23
2.3.2. Розрахунок параметрів силового балансу автомобіля	25
2.3.3 Розрахунок і побудова динамічного паспорту автомобіля	31
2.3.4 Розрахунок і побудова графіка прискорення автомобіля	35
3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА	38
3.1 Методика розрахунку радіатора	38
3.2 Вихідні дані для розрахунку	43
3.3 Визначення теплонавантаженості системи охолодження	45
3.4 Визначення теплопередачі радіатора	47
3.5 Розрахунок трубки радіатора на міцність	58
4. ОХОРОНА ПРАЦІ	60
4.1 Аналіз стану охорони праці	60
4.2 Аналіз стану охорони праці на робочому місці зі складання та ремонті радіаторів	62
4.3 Безпека праці при складанні радіаторів	66

4.4	Розрахунок повітрообміну дільниці зі складання радіаторів.....	67
4.5	Рекомендації з покращення умов охорони праці	68
5.	ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	69
5.1	Визначення вартості виготовлення радіатора	69
5.2	Визначення економічної ефективності використання трубок із різних матеріалів при виробництві радіаторів	74
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ	75
	БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	76

Вступ

Проблема охолодження автотракторних двигунів, існує з часу розробки, дослідження і виготовлення ще перших автомобілів. Спочатку, коли потужності двигунів, а також швидкості руху автомобілів залишалися незначними, надлишки теплоти розсіювалися в навколишнє середовище безпосередньо від стінок нагрітих циліндрів, головок циліндрів, інших деталей. При подальшому збільшенні потужності двигуна з метою запобігання їх перегріву з'явилася потреба у відведенні значної кількості тепла. Найбільш ефективним виявилось здійснення цього за допомогою рідинної системи охолодження зі спеціальними теплообмінниками, які отримали назву «радіатор». Перші радіатори виготовлялися з гладкої тонкостінної мідної труби вигнутої у вигляді змійовика. Проте такі радіатори були ефективні для двигунів потужністю до 4 кВт. На зміну такому типу радіаторів прийшли сотові радіатори, а вже на зміну їм – колекторні, які знаходять переважне застосування в системах охолодження сучасних автотракторних двигунів.

Удосконалення конструкцій систем охолодження автотракторних двигунів здійснювалося в усіх розвинутих країнах світу не тільки в автотракторних галузях промисловості, але й у галузях, які займаються виготовленням також літаків, танків, тепловозів, тощо. На сьогодні конструкції радіаторів і їх поверхонь охолодження досягли значного рівня розвитку, визначені основні напрямки підвищення ефективності поверхонь охолодження, запропоновані поверхні охолодження, напрямі інтенсифікації теплообмінних процесів. Разом з тим, удосконалення конструкції радіаторів проводиться паралельно з дослідженням інших теплообмінних апаратів, які знаходять все ширше застосування в конструкціях автомобілів, таких як випаровувачі, конденсатори, спеціальні теплообмінники тощо.

У зв'язку із зазначеним дослідження робочого процесу автомобільного радіатора визначення основних напрямків можливого їх удосконалення мають велике прикладне значення. Цьому й присвячене виконання кваліфікаційної роботи.

1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

1.1. Вплив конструкції і параметрів робочого процесу радіатора

Оскільки призначення автомобільного радіатора полягає в забезпеченні в умовах експлуатації оптимального теплового режиму для виділяючих тепло функціональних систем, то особливості робочого процесу радіатора слід розглядати з точки зору температурно-динамічних властивостей, які є експлуатаційною характеристикою автомобілів, яка досліджується, зокрема, в загальній теорії автомобіля. Однією із особливостей теорії і прикладних досліджень в області температурно-динамічних властивостей є необхідність використання системного підходу, коли на основі єдиних вихідних принципів появляється можливість стикування теорії робочих процесів системи охолодження із загальною теорією автомобіля. При цьому слід пам'ятати, що температурно-динамічні властивості визначають залежність температурного режиму двигуна автомобіля від впливаючих на них зовнішніх факторів: дорожніх, атмосферно-кліматичних, навантаження і режимів руху.

Основою структурних зв'язків є взаємодія двигуна, який виділяє тепло і радіатора, який розсіює це тепло в навколишнє повітря. Кінцевим критерієм цієї взаємодії слід прийняти тепловий стан двигуна, який визначається встановленою температурою охолоджувальної рідини t'_w (при певній температурі охолоджуючого повітря t'_L), коли

$$Q_{os} = Q_p \quad (1.1)$$

Умову рівняння (1.1) розглянемо з точки зору системного підходу, описаного в літературі [1]. Стосовно радіатора це можна виразити залежністю:

$$t'_w = f[K_n; B_x; K_y; B_{oop}; G_a; P_v; B_{atm}; O(B; A); C_m] \quad (1.2)$$

де t'_w – вимірник теплової ефективності радіатора в умовах експлуатації;

K_n – конструктивні параметри радіатора;

B_x – вихідні параметри робочого процесу радіатора;

K_y – конструктивні параметри, які характеризують умови роботи радіатора на даному тракторі або автомобілі (тип установки, повітряний тракт, гідравлічний тракт тощо);

$B_{дор}$ – властивості дороги або ґрунту (коефіцієнт опору кочення, уклон тощо);

G_a – маса автомобіля (маса вантажу, який перевозиться);

P_v – режим руху: швидкість, прискорення тощо;

$B_{атм}$ – погодно-кліматичні умови (температура, вологість і запиленість навколишнього повітря, барометричний тиск, швидкість і напрямок вітру тощо);

O – оператор, тобто регулятор інтенсивності теплопередачі в радіаторі;

A – автоматичне регулювання робочого процесу в радіаторі (термостат, муфта виключення вентилятора, паровий клапан тощо);

B – вплив водія на робочий процес в радіаторі (регулювання положення створок жалюзі, відключення вентилятора, використання чохла тощо);

C_m – інші експлуатаційні фактори: рівень забруднення радіатора; властивості охолоджувальної рідини тощо.

Розглянемо окремі складові, які входять до правої частини рівняння (1.2).

Конструктивні параметри радіатора K_n включають, зокрема, габарити серцевини радіатора (його фронт, глибину), розміри і форму елементів поверхні охолодження і колекторів радіатора, схему циркуляції рідини в радіаторі тощо.

Вихідні параметри робочого процесу радіатора B_x як окремо взятого теплообмінного апарату включають внутрішні фактори, які визначають його потужнісні можливості. До них найчастіше відносяться коефіцієнт теплопередачі і тепловіддачі, аеродинамічний і гідравлічний опір. Ці параметри визначаються здебільшого експериментально на спеціальних лабораторних установках, які забезпечують ідеалізоване протікання обидвох теплоносіїв через радіатор або його модель, і визначаються у функції від середньої швидкості (або розходу) відповідних теплоносіїв.

1.2. Умови установки радіатора на транспортному засобі

Конструктивні параметри K_y характеризують умови роботи радіатора на автомобілі, тобто складні взаємозв'язки з конструкцією даної машини конструктивних особливостей радіатора: його розташування на машині, конструктивних особливостей повітряного і гідравлічного трактів тощо. Тому тепловіддача радіатора, встановленого на автомобілі або тракторі, повинна відповідати умові

$$Q_{\text{дв}} = \chi_{\Sigma} Q'_p = Q_p \quad (1.3)$$

де Q'_p – потенційна тепловіддача радіатора;

χ_{Σ} – коефіцієнт реалізації потенційних властивостей радіатора при його роботі на даному тракторі або автомобілі.

Потенційною тепловіддачею радіатора Q'_p називають тепловіддачу чистого радіатора в ідеалізованих (за характером протікання теплоносіїв в однофазному стані) умовах досліджень в тепловій аеродинамічній трубі. Це необхідно, щоб мати можливість оцінити міру реалізації потенційних властивостей радіатора в експлуатаційних умовах безпосередньо у складі системи охолодження при наявності різного роду обмежень. Звичайно $\chi_{\Sigma} < 1$, хоча теоретично можливі випадки, коли $\chi_{\Sigma} \leq 1$.

Коефіцієнт реалізації χ_{Σ} в останній формулі враховує в загальному вигляді інтегральний ефект всіх обмежень, які накладаються на потенційну тепловіддачу радіатора навколишньому повітрю, причому для аналізу робочого процесу радіатора цей коефіцієнт може бути представлений в такому вигляді:

$$\chi_{\Sigma} = \chi_1 \chi_2 \chi_3 \cdots \chi_{n-1} \chi_n, \quad (1.4)$$

де окремі значення, які входять до виразу, відносяться до якого-небудь одного виду обмежень, наприклад, аерації потоку рідини, нерівномірності швидкісних полів повітря, забруднення радіаторів тощо.

Структура повітряного потоку на вході до серцевини радіатора, встановленого на автомобілі або тракторі, здебільшого відзначається великою складні-

стю. Характерними особливостями цієї структури є перекося швидкісних і температурних полів, підвищена турбулентність. При цьому збуджувальну дію на потік створюють елементи, які знаходяться у повітряному тракті попереду радіатора, тобто облицювання, жалюзі, масляні радіатори тощо. Тому суттєве значення має конструкція повітряного тракту, яка в основному визначається взаємним розташуванням на машині двигуна та радіатора. Розрізняють такі основні схеми компоновки взаємного розташування двигуна та радіатора:

- 1) послідовне розташування – у більшості типів тракторів та автомобілів;
- 2) паралельне розташування – у деяких автобусів, легкових автомобілів, інших машин;
- 3) поперечне розташування – у ряді легкових автомобілів і потужних тягачів.

При паралельному і поперечному розташуванні здебільшого спрощується компоновка і покращується конструкція всього повітряного тракту, що правда збільшується загальний об'єм моторного відсіку тракторів та автомобілів. При послідовному розташуванні двигуна і радіатора загальний об'єм моторного відсіку зменшується, проте конструкція повітряного тракту виходить більш складною і менш ефективною.

Подача повітря через повітряний тракт може здійснюватися такими способами:

- 1) вентилятором – в системах охолодження тракторів, комбайнів, стаціонарних двигунів і автомобілів (при задньому, боковому і комбінованому розташуванні радіатора), а також в системах опалення салону і кабіни;
- 2) за рахунок дії набігаючого потоку повітря – в системах охолодження гоночних автомобілів і автомобілів з подвійним радіатором, а також в системах опалення;
- 3) одночасно вентилятором і за рахунок дії набігаючого потоку повітря – в системах охолодження більшості автомобілів (при передньому, боковому і комбінованому розташуванні радіатора).

1.3. Вплив нерівномірності повітряного потоку по фронту радіатора

Елементи поверхні охолодження, рівномірно розподілені по фронту радіатора, обтікаються повітряним потоком, який звичайно не заповнює в повній мірі весь переріз радіатора, при цьому одна частина фронту обдувається зі швидкостями, які значно більші розрахункових, друга - зі швидкостями, меншими розрахункових, зовсім не обдувається або навіть має зворотній напрямок потоку. За цих умов ефективність радіатора виявляється нижчою тієї, котра могла б бути досягнута при рівномірному розподілі потоку. До числа обмежуючих факторів, найчастіше пов'язаних з малими розмірами моторного відсіку, відносяться:

- різноманітні перепони на шляху повітря до і після радіатора;
- відсутність плавних переходів від одного перерізу повітряного тракту до іншого;
- малий коефіцієнт обмітання радіатора, який визначається відношенням площі, яка обмітається вентилятором, до площі фронту радіатора;
- відстанню між облицюванням і радіатором, між радіатором і вентилятором;
- наявністю кожуха вентилятора і його конструкцією, зазором між кожухом і вентилятором, тощо.

Для кількісної оцінки нерівномірності поля швидкостей перед фронтом радіатора згідно рекомендацій [13] використовують такі параметри:

а) коефіцієнт кількості повітря

$$M_L = \frac{1}{F_{\phi p}} \int_{F_{\phi p}} \left(\frac{v_{Li}}{v_{Lcp}} \right)^2 dF_{\phi p}, \quad (1.5)$$

який завжди дорівнює або більший одиниці, причому чим більше його значення, тим більша міра нерівномірності поля швидкостей по фронту радіатора;

б) коефіцієнт поля

$$\varphi = \frac{v_{Lcp}}{v_{Lmax}}; , \quad (1.6)$$

в) коефіцієнт нерівномірності поля швидкостей по фронту радіатора

$$\delta^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{(v_{Li} - v_{Lcp})^2}{v_{Lcp}^2} \quad (1.7)$$

Величина δ є критерієм відхилення локальної швидкості v_{Li} в довільній точці i від середньої швидкості перед фронтом. При рівномірному розподілі швидкостей $\delta = 0$.

Вплив нерівномірності поля швидкостей можна враховувати за допомогою коефіцієнта реалізації потенційної тепловіддачі, яка являє собою відношення тепловіддачі Q_n за даної нерівномірності поля до тепловіддачі Q_0 визначеної із припущення, що швидкість повітряного потоку постійна по всьому фронту і дорівнює середній швидкості:

$$\chi_n = \frac{Q_n}{Q_0} = \frac{1}{(n-1) \cdot M_L^n (\mathcal{W}_{cp}^n)} \cdot \frac{(\mathcal{W}_L)_{\max}^{n+1} - (\mathcal{W}_L)_{\min}^{n+1}}{(\mathcal{W}_L)_{\max} (\mathcal{W}_L)_{\min}}. \quad (1.8)$$

Із зазначеної формули бачимо, що зниження ефективності радіатора залежить не тільки від умов установки радіатора, але й також від теплотехнічних властивостей поверхні охолодження радіатора, яке оцінюється коефіцієнтом n . При цьому чим ближче до одиниці значення n , тим менше зниження ефективності поверхні охолодження через нерівномірність поля швидкостей.

В роботі [5] зниження теплової ефективності радіатора через нерівномірність поля швидкостей повітря розглянуте з врахуванням введення спеціальної складної функції Φ яка характеризує тепловий потік в радіаторі відношенням водяних еквівалентів теплоносіїв $\frac{W_L}{W_w}$ і числом одиниць переносу тепла N_{tu} , а ступінь нерівномірності оцінюють згідно рівняння (1.7).

Коефіцієнт реалізації потенційних властивостей радіатора з урахуванням даних роботи [5] може бути виражений формулою

$$\chi_n = \frac{Q_n}{Q_0} = 1 - \Phi \sum_{i=1}^{i=n} \frac{(v_{Li} - v_{Lcp})^2}{v_{Lcp}^2}. \quad (1.9)$$

Узагальнюючи розгляд цього питання вкажемо, що згідно даних [30] рекомендується приймати $\chi_n = 0,75 \dots 0,9$.

Перекося температурних полів повітряного потоку, що входить в радіатор, найчастіше зумовлені рециркуляцією нагрітого повітря до фронту радіатора через різницю тиску на вхідній ділянці тракту і в моторному відсіку. Цей фактор особливо помітний при незадовільній конструкції огороження радіатора, а також при їх недостатній герметичності. Згідно деяких даних [3, 12] зниження ефективності системи охолодження через вказані причини можуть досягати від 8 до 10%.

1.4. Вплив турбулентності повітряного потоку на вході в радіатор

Параметри турбулентності, які визначають характер проходження повітря перед радіатором, визначають значний вплив на його теплову ефективність. Цей процес інтенсифікації теплообміну в радіаторах сучасних автомобілів і тракторів поки що використовується недостатньо через такі причини:

1) відсутні достовірні дані про інтенсивність турбулентності потоку за різними елементами, які утворюють вхідну ділянку повітряного тракту системи охолодження;

2) відсутні дані про залежність тепловіддачі різних типів радіаторів від параметрів турбулентності повітряного потоку. Це пов'язано в основному з порівняно недостатнім використанням при дослідженні автомобілів і тракторів апаратури, яка дає можливість досліджувати параметри турбулентності.

Існуючі результати досліджень дозволили встановити, що певний вигравш у коефіцієнті тепловіддачі радіатора при використанні ефекту турбулізації набігаючого потоку залежить головним чином від трьох причин:

- рівня турбулентності набігаючого на радіатор повітряного потоку;
- конструкції поверхні охолодження радіатора;
- глибини радіатора.

Дослідження, проведені для діапазону $10 \leq \frac{l}{d_e} \leq 25$ (тут l – довжина трубки радіатора, d_e – ефективний діаметр трубки радіатора) трубчасто-пластинчастих радіаторів, дозволили запропонувати формулу для визначення коефіцієнта χ_e реалізації потенційної тепловіддачі радіатора по підвищеній турбулентності повітряного потоку на вході в радіатор:

$$\chi_e = 1 + 26,187 \cdot \frac{\varepsilon^{0,652}}{(l/d)^{2,85}}, \quad (1.10)$$

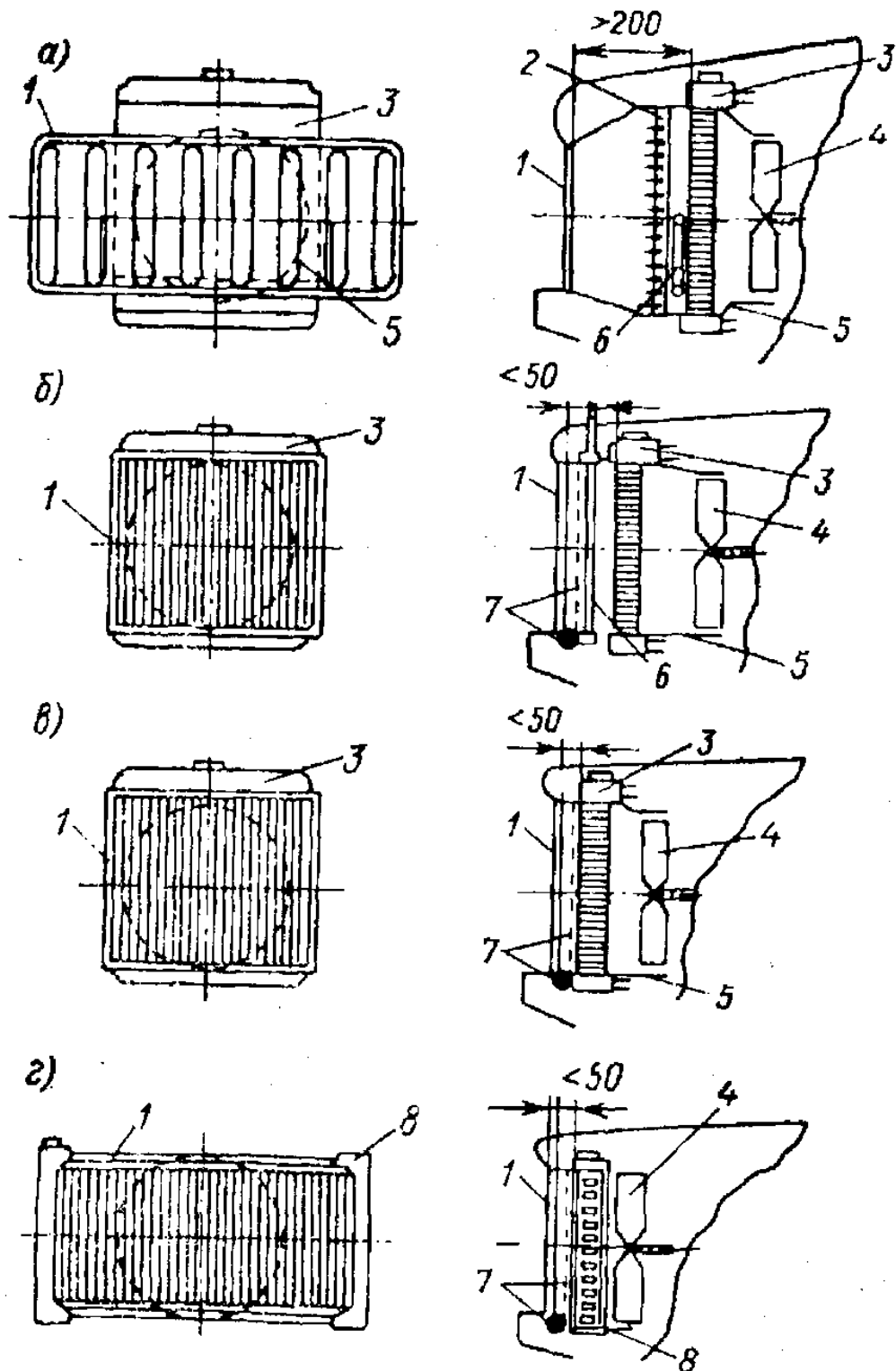
де χ_e – коефіцієнт реалізації потенційної тепловіддачі радіатора по підвищеній турбулентності повітряного потоку на вході в радіатор;

ε – рівень турбулентності, %.

Цікаво те, що зміна відстані між турбулізуючою решіткою і фронтом радіатора (при збереженні загальної довжини вхідної ділянки) майже не впливає на аеродинамічний опір тракту, що підтверджується і наведеною формулою (.10).

Разом з тим аналіз конструкцій повітряних трактів систем охолодження сучасних автомобілів і тракторів свідчить, що в більшості випадків для підвищення тепловіддачі радіаторів немає потреби встановлювати у повітряному тракті додаткові елементи. Мета може бути досягнена раціональною компоновкою вхідної ділянки і використанням таких типів і розмірів турбулізуючих решіток, які забезпечують найбільший ефект.

На рис. 1.1 наведені схеми, які узагальнюють практичні рекомендації для різних типів тракторів та автомобілів. Типова конструкція, яка застосовується на сучасних автомобілях, наведена на рис. 1.1, а). Тут площі перерізів вхідної ділянки мало погоджені між собою, а відстань від решітки до радіатора занадто велика. Очевидно, що погодження площі перерізу елементів, а також раціональна їх конструкція і взаємне розташування один відносно іншого на відповідній відстані (≤ 50 мм) скорочують загальні габаритні розміри вхідної ділянки і мають привести до підвищення ефективності системи охолодження (схеми згідно рис. 1.1, б - г).



1 - облицювання радіатора; 2 - жалюзі; 3 - водяний радіатор; 4 - вентилятор;
5 - кожух вентилятора; 6 - масляний радіатор; 7 - шторка; 8 - радіатор з горизонтальним потоком рідини

Рис. 1.1. Схеми компоновки вхідних ділянок повітряних трактів систем охолодження автотракторних двигунів

Зокрема, виконаний згідно рис. 1.1, б вхідний тракт на тракторах John Deere дав змогу досягти значення $\chi_\varepsilon = 1,15 - 1,20$ [7,8].

Принципова можливість отримання більш високих коефіцієнтів реалізації χ_ε визначається станом прикордонного шару на елементах поверхні охолодження, який визначає тепловіддачу. У тому випадку, коли цей шар має малу товщину, зумовлену турбулізуючим впливом на потік самих елементів поверхні охолодження, або ж радіатор має відносно велику глибину, при котрій спостерігається швидке затухання зовнішньої турбулентності, якийсь відчутний вигравш може бути й відсутнім. Тому у кожному конкретному випадку потрібна експериментальна перевірка очікуваного ефекту.

Висновки

1. До вихідних параметрів робочого процесу радіатора найчастіше відносяться коефіцієнт теплопередачі і тепловіддачі, аеродинамічний і гідравлічний опір. Ці параметри визначаються здебільшого експериментально на спеціальних лабораторних установках, які забезпечують ідеалізоване протікання обидвох теплоносіїв через радіатор або його модель, і визначаються у функції від середньої швидкості (або розходу) відповідних теплоносіїв.

2. Із кліматичних параметрів, які впливають на робочий процес радіатора, найбільше значення має температура навколишнього повітря. Різниця між мінімальною зимовою температурою в північній частині України і максимальній літній – в південній частині – становить майже 80°C .

2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ТА ТЯГОВИЙ БАЛАНС АВТОМОБІЛЯ

Для визначення технічних можливостей автомобіля в умовах міського режиму, його силового агрегату, визначення можливих недоліків конструкції машини слід виконати розрахунок двигуна, яким комплектується автомобіль, а також тяговий розрахунок машини.

Для виконання теплового розрахунку двигуна скористаємося конструктивними даними двигуна 2,0 110 Multijet, а також прийmemo значення окремих параметрів згідно рекомендацій, наведених в навчальній літературі. Вихідні дані:

- ступінь стиску $\varepsilon = 9,5$;
- коефіцієнт надлишку повітря прийmemo згідно рекомендацій [4]:
 $\alpha = 0,94$;
- тиск в кінці такту стиску $p_a = (0,8...0,9)p_o$, де p_o – атмосферний тиск.

Оскільки $p_o = 0,1$ МПа, то

$$p_a = (0,8...0,9) p_o = (0,8...0,9) 0,1 = 0,08...0,09 \text{ (МПа)}.$$

Прийmemo $p_a = 0,85$ МПа.

- тиск відпрацьованих газів $p_r = (1,05...1,20) p_o$, де p_o – атмосферний тиск.

Оскільки $p_o = 0,1$ МПа, то

$$p_r = (1,05...1,20) p_o = (1,05...1,20) 0,1 = 0,105...0,12 \text{ (МПа)}.$$

Прийmemo $p_r = 0,115$ МПа.

- температура відпрацьованих газів $T_c = 1000... 1300$ К. Приймемо $T_c = 1200$ К.

- температура підігріву заряду $\Delta T = 0...20^\circ\text{C}$. Приймемо $\Delta T = 15^\circ\text{C}$.

- коефіцієнт дозарядки $\varphi = 1,02...1,06$. Приймемо $\varphi = 1,05$.

- показник політропи стиску $n_1 = 1,3...1,39$. Приймемо $n_1 = 1,36$.

- показник політропи розширення $n_2 = 1,23...1,34$. Приймемо $n_2 = 1,30$.

- коефіцієнт активного тепловиділення $\xi_z = 0,85... 0,92$. Приймемо $\xi_z = 0,90$.

- ступінь підвищення тиску $\lambda = 2,0...4,0$. Приймемо $\lambda = 2,2$.

2.1. Паливо, склад горючої суміші і продуктів згоряння

Теоретична кількість повітря, яке необхідне для спалювання 1 кг палива:

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3}g_C + 8g_H - g_O}{0,23}, \quad (2.1)$$

де g_C – частка вуглецю у паливі;

g_H – частка водню у паливі;

g_O – частка кисню у паливі.

Для бензину $g_C = 0,85$; $g_H = 0,145$; $g_O = 0$. Тоді

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3}g_C + 8g_H - g_O}{0,23} = \frac{\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 - 0}{0,23} = 14,957 \text{ кг.}$$

Дійсна кількість повітря, яке необхідне для спалювання 1 кг палива:

$$l = \alpha l_0 = 0,94 \cdot 14,957 = 14,060 \text{ кг.} \quad (2.2)$$

Склад продуктів згоряння:

$$G_{CO_2} = \frac{11}{3} [g_C(2\alpha - 1) + 6g_H(\alpha - 1)]; \quad (2.3)$$

$$G_{CO} = \frac{7}{3} [2(1 - \alpha) \cdot (g_C + 3g_H)]; \quad (2.4)$$

$$G_{H_2O} = 9g_H; \quad (2.5)$$

$$G_{N_2} = 0,77\alpha l_0. \quad (2.6)$$

Підставимо числові значення:

$$G_{CO_2} = \frac{11}{3} [0,855(2 \cdot 0,94 - 1) + 6 \cdot 0,145(0,94 - 1)] = 2,568 \text{ кг;}$$

$$G_{CO} = \frac{7}{3} [2(1 - 0,94) \cdot (0,855 + 3 \cdot 0,145)] = 0,361 \text{ кг;}$$

$$G_{H_2O} = 9 \cdot 0,145 = 1,035 \text{ кг;}$$

$$G_{N_2} = 0,77 \cdot 0,94 \cdot 14,957 = 10,826 \text{ кг.}$$

Маса продуктів згоряння

$$G_{\text{пр.згор.}} = G_{CO_2} + G_{CO} + G_{H_2O} + G_{N_2}. \quad (2.7)$$

Підставимо числові значення

$$G_{\text{пр.згор.}} = 5,568 + 0,361 + 1,305 + 10,826 = 15,060 \text{ кг.}$$

Масові частки продуктів згоряння:

$$G_{CO_2} = \frac{G_{CO_2}}{G_{\text{пр.зг.}}}; \quad (2.8)$$

$$G_{CO} = \frac{G_{CO}}{G_{\text{пр.зг.}}}; \quad (2.9)$$

$$G_{H_2O} = \frac{G_{H_2O}}{G_{\text{пр.зг.}}}; \quad (2.10)$$

$$G_{N_2} = \frac{G_{N_2}}{G_{\text{пр.зг.}}}. \quad (2.11)$$

Підставимо числові значення:

$$G_{CO_2} = \frac{2,568}{15,060} = 0,171;$$

$$G_{CO} = \frac{0,361}{15,060} = 0,024;$$

$$G_{H_2O} = \frac{1,305}{15,060} = 0,087;$$

$$G_{N_2} = \frac{10,826}{15,060} = 0,719.$$

Газова постійна продуктів згоряння:

$$R_{\text{пр.зг.}} = g_{CO_2} R_{CO_2} + g_{CO} R_{CO} + g_{H_2O} R_{H_2O} + g_{N_2} R_{N_2}, \quad (2.12)$$

де $R_{CO_2} = 3,03$; $R_{CO} = 19,3$; $R_{N_2} = 30,3$.

Підставимо числові значення:

$$R_{\text{пр.зг.}} = 0,171 \cdot 30,3 + 0,024 \cdot 19,3 + 0,087 \cdot 47,1 + 0,718 \cdot 30,3 = 31,4976.$$

Газова постійна горючої суміші:

$$R_{\text{гор.сум.}} = g_{\text{нов.}} R_{\text{нов.}} + g_{\text{бенз.}} R_{\text{бенз.}}, \quad (2.13)$$

де $R_{\text{бенз.}} = 8,5$; $R_{\text{нов.}} = 29,27$.

Знайдемо частки повітря і бензину в горючій суміші:

$$g_{\text{нов.}} = \frac{l}{l+1} = \frac{4,060}{14,060+1} = 0,9336;$$

$$g_{\text{бенз.}} = \frac{1}{l+1} = \frac{1}{14,060+1} = 0,0664.$$

$$R_{\text{гор.сум.}} = 0,9336 \cdot 29,27 + 0,0664 \cdot 8,5 = 27,891$$

Коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші

$$\beta = \frac{R_{\text{нр.зг.}}}{R_{\text{гор.сум.}}} \quad (2.14)$$

$$\beta = \frac{31,4976}{27,891} = 1,13.$$

2.2. Процеси впуску, стиску, згоряння та розширення

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{p_r(T_0 + \Delta T)}{(\varepsilon p_a - p_r)\beta T} \quad (2.15)$$

де T_0 – початкова температура з калою Кельвіна, $T_0 = 273$ К.

$$\gamma_r = \frac{0,115(273 + 15)}{(9,5 \cdot 0,85 - 0,115) \cdot 1,13 \cdot 1200} = 0,082.$$

Температура в кінці процесу впуску:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.16)$$

$$T_a = \frac{273 + 15 + 0,082 \cdot 1200}{1 + 0,082} = 357 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot \varphi \quad (2.17)$$

$$\eta_v = \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot \frac{0,085}{0,1} \cdot \frac{273}{357} \cdot \frac{1}{1 + 0,082} \cdot 1,05 = 0,705$$

Тиск кінця такту стиску:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (2.18)$$

$$p_c = 0,085 \cdot 9,5^{1,36} = 0,085 \cdot 21,365 = 1,82 \text{ (МПа)}$$

Температура кінця стиску:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (2.19)$$

$$T_c = 357 \cdot 9,5^{1,36-1} = 357 \cdot 2,249 = 803(K)$$

Приймаємо для розрахунку $T_c = 800K$.

Температура кінця згоряння

$$\frac{\xi_z(Q_n - \Delta Q_n)}{G_3(1 + \gamma_r)} + C_{vc}T_c = \beta C_{vz}T_z, \quad (2.20)$$

де $C_{vc} = 0,18 + 0,000017T_c$;

$$C_{vz} = 0,185 + 0,00003T_z$$
;

$$G_3 = \alpha I_0$$
;

$$Q_n = 10300$$
;

$$\Delta Q_n = 14600(1 - \alpha).$$

Підставимо числові значення

$$C_{vc} = 0,18 + 0,000017 \cdot 800 = 0,1936$$
;

$$G_3 = 0,94 \cdot 14,957 = 14,060(\text{кг})$$
;

$$\Delta Q_n = 14600(1 - 0,94) = 876.$$

$$\frac{0,90 \cdot (10300 - 876)}{14,060 \cdot (1 + 0,082)} + 0,1936 \cdot 800 = 1,13 \cdot (0,185 + 0,00003T_z) \cdot T_z$$

$$557,52609 + 154,88 = 0,0000339T_z^2 + 0,20905T_z$$

$$T_z^2 + 6166,67T_z - 21014928 = 0$$

$$T_z = -\frac{6166,67}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{6166,67}{2}\right)^2 + 21014928}$$
;

$$T_z = -\frac{6166,67}{2} \pm \sqrt{9506954,7 + 21014928}$$
;

$$T_z = -3083 \pm 5525$$
;

$$T_{z1} = -3083 - 5525 \leq 0 \quad - \text{ сторонній корінь};$$

$$T_{z2} = -3083 + 5525 = 2442(K).$$

Таким чином $T_z = T_{z2} = 2442(K)$.

Тиск кінця згоряння:

$$p_z = \lambda p_c \quad (2.21)$$

$$p_z = 2,6 \cdot 1,82 = 4,73(\text{МПа}).$$

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta T_z}{\lambda T_c}; \quad (2.22)$$

$$\rho = \frac{1,13 \cdot 2442}{2,6 \cdot 800} = 1,033.$$

Ступінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}; \quad (2.23)$$

$$\delta = \frac{9,5}{1,033} = 9,197.$$

Тиск кінця розширення:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} \quad (2.24)$$

$$p_b = \frac{4,73}{9,5^{1,3}} = 0,253(\text{МПа})$$

Температура кінця розширення:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (2.25)$$

$$T_b = \frac{2442}{9,5^{1,3-1}} = 1243(\text{К}).$$

Розрахунковий середній індикаторний тиск:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad (2.26)$$

$$p'_i = \frac{1,82}{9,5 - 1} \left[\frac{2,6}{1,3 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,5^{1,3-1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,5^{1,36-1}} \right) \right] = 0,8809(\text{МПа}).$$

Дійсний середній індикаторний тиск p_i , який відповідає скругленій індикаторній діаграмі, дещо менший розрахованого за формулою (2.26).

2.3. Тяговий розрахунок автомобіля

Тяговий розрахунок автомобіля згідно теорії автомобіля [27] передбачає розрахунок параметрів рівнянь силового балансу і балансу потужності автомо-

біля, динамічного паспорта з побудовою відповідних графіків, а також розрахунок і побудови графіка прискорень автомобіля на всіх передачах.

2.3.1 Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Згідно технічної характеристики автомобілі Fiat Ducato комплектуються карбюраторними двигунами 2,0 110 Multijet. Його основні технічні характеристики:

- тип двигуна – карбюраторний, чотирьохтактний;
- конструктивне виконання – 4-циліндровий, рядний;
- діаметр циліндра і хід поршня, мм – 72x67;
- робочий об'єм, л – 1,091;
- ступінь стиску – 9,5;
- максимальна потужність, кВт (к.с.) – 39 (53);
- максимальний крутний момент, Нм – 80,4;
- частота обертання колінчастого вала, коли двигун розвиває максимальну потужність, об/хв. – 5300.

Оскільки в паспорті зазначеного двигуна не наведена його зовнішня швидкісна характеристика, для виконання тягового розрахунку автомобіля скористаємося аналітичним методом розрахунку параметрів тягової характеристики.

Виконаємо розрахунок і побудуємо зовнішню швидкісну характеристику двигуна 2,0 110 Multijet. Розрахункова формула для аналітичного визначення величини потужності двигуна [27]:

$$N_e = N_{e\max} \frac{\omega_x}{\omega_N} \left[a_N + b_N \cdot \frac{\omega_x}{\omega_N} - c_N \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^2 \right], \quad (2.27)$$

де $N_{e\max}$ – максимальна потужність двигуна, кВт. Для вибраного прототипу – двигуна 2,0 110 Multijet – $N_{e\max} = 39$ кВт;

ω_x – частота обертання колінчастого вала двигуна, при якому визначається його ефективна потужність, об/хв.;

ω_N – частота обертання колінчастого вала двигуна, коли той розвиває максимальну (номінальну) потужність, об/хв. Для двигуна 2,0 110 Multijet згідно паспортних даних $\omega_N = 5300$ об/хв.;

a , b і c – коефіцієнти, які вибираються за типом двигуна і його конструктивними особливостями. Для карбюраторних двигунів згідно рекомендацій, наведених у літературі [27], приймаємо $a = 1$, $b = 1$, $c = 1$. Тоді розрахункова формула набуває вигляду

$$N_{ex} = N_{en} \frac{n_x}{n_N} \left[1 + \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]. \quad (2.28)$$

Поточне значення крутного моменту

$$M_{ex} = \frac{N_{ex}}{\omega_x}, \quad (2.29)$$

де кругова частота обертання колінвала двигуна [27]:

$$\omega_{ex} = \frac{\pi_{ex}}{30}$$

Оскільки виконання розрахунків пов'язане зі значними затратами часу, розробимо програму для виконання такого розрахунку на ПЕОМ.

Таблиця 2.1 - Результати розрахунку параметрів зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

n_{ex} , об/хв	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5300	5500	6000
N_{ex} , кВт	8,44	13,24	18,13	22,94	24,51	31,54	34,84	37,32	38,72	39,08	38,85	37,51
M_{ex} , Н·м	81,1	84,4	86,7	87,7	87,4	86,1	83,2	79,2	74,1	70,4	67,4	59,7

На графіках зовнішньої швидкісної характеристики двигуна наводяться також графіки погодинної витрати палива та питомої витрати палива. Звичайно обидві величини здебільшого визначають експериментальним шляхом. Проте існує математичний вираз для аналітичного визначення залежності погодинної витрати палива від частоти обертання колінвала двигуна. Для цього скористаємося виразом:

$$G_{ex} = 0,04 \cdot N_{en} + 0,216 \cdot N_{ex} + 0,00034 \cdot N_{ex}^2, \quad (2.30)$$

де G_{ex} – погодинна витрата палива під час руху автобуса з частотою обертання колінвала двигуна, коли його потужність становить N_{ex} , кг/год. Питома витрата палива:

$$g_{ex} = 1000 \frac{G_{ex}}{N_{ex}}. \quad (2.31)$$

Проводимо розрахунки і заносимо їх в таблицю 2. 2.

Таблиця 2. 2 - Результати розрахунку параметрів погодинної і питомої витрати палива зовнішньої швидкісної характеристики двигуна 2,0 110 Multijet

n_{ex} , об/хв	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5300	5500	6000
N_{ex} кВт	8,44	13,24	18,13	22,94	24,51	31,54	34,84	37,32	38,72	39,08	38,85	37,51
G_{ex} кг/год.	3,416	4,488	5,597	6,703	7,056	8,708	9,508	10,10	10,44	10,50	10,47	10,15
$\frac{g_{ex}}{\frac{z}{\text{кВт} \cdot \text{год}}}$	403	338	308	292	288	276	273	270	269	269	269	270

2.3.2 Розрахунок параметрів силового балансу автомобіля

Для побудови графіків силового балансу автомобіля скористаємося відомою формулою запису рівняння силового балансу автомобіля [27]:

$$P_m = P_{дор} + P_{нов} + P_i, \quad (2.32)$$

де P_m – тягове зусилля (сила тяги) на ведучих колесах автомобіля, кН;

$P_{дор}$ – опір, що створює переміщенню автомобілю дорога, кН;

$P_{нов}$ – сила опору повітря, кН;

P_i – опір, що має подолати автомобіль під час розгону, кН.

Тягове зусилля визначимо за формулою [27]:

$$P_m = \frac{M_e u_{mp} \eta_{mp}}{r_k}, \quad (2.33)$$

де M_e – крутний момент двигуна, Н·м;

u_{mp} – передаточне число трансмісії;

η_{mp} – коефіцієнт корисної дії трансмісії. Для ступінчатої механічної трансмісії автобуса приймемо згідно рекомендацій [27]: $\eta_{mp} = 0,92$;

r_k – динамічний радіус ведучого колеса, м. Згідно даних довідкової літератури [15] для шин 155/70R13, якими комплектуються автомобілі Fiat Ducato, $r_k = 0,278$ м.

Передаточне число трансмісії автомобіля у загальному вигляді можна визначити за формулою

$$u_{mp} = u_{к.п.} \cdot u_{р.к.} \cdot u_{г.п.} \cdot u_{кін.п.}, \quad (2.34)$$

де $u_{кп}$ – передаточне число коробки передач;

$u_{рк}$ – передаточне число роздаточної коробки;

$u_{гп}$ – передаточне число головної передачі;

$u_{кін.п}$ – передаточне число кінцевої передачі.

Для автомобіля Fiat Ducato, тяговий розрахунок якого здійснюється у дипломному проекті,

$$u_{mp} = u_{к.п.} \cdot u_{г.п.} \quad (2.35)$$

Баланс потужності згідно рекомендацій [27] запишемо у вигляді:

$$N_m = N_{дор.} + N_{нов.} + N_i, \quad (2.36)$$

де N_m – тягова потужність автомобіля, кВт;

$N_{дор.}$ – потужність, яку потрібно затратити для подолання опору дороги, кВт;

$N_{нов.}$ – потужність, яку потрібно затратити для подолання опору повітря, кВт;

N_i – потужність, яку потрібно затратити для розгону автобуса (для подолання сил інерції), кВт.

Тягову потужність автомобіля визначимо за формулою

$$N_m = P_m \cdot v, \quad (2.37)$$

де v – швидкість руху автомобіля, м/с. Швидкість руху автомобіля можна визначити за формулою [27]:

$$v = \omega_k \cdot r_k, \quad (2.38)$$

де ω_k – кругова частота обертання ведучих коліс автомобіля, с^{-1} . У загальному випадку визначається за формулою [27]:

$$\omega_k = \frac{\omega_x}{u_{mp}} = \frac{\omega_x}{u_{к.н.} \cdot u_{р.к.} \cdot u_{з.н.} \cdot u_{кін.н.}}, \quad (2.39)$$

де ω_x – кругова частота обертання колінчастого вала двигуна, с^{-1} . Її величина:

$$\omega_x = \frac{\pi n_x}{30}, \quad (2.40)$$

де n_e – частота обертання колінвала двигуна, об/хв.

Для варіанту, який розглядається у даному дипломному проекті (відсутня роздаточна коробка і кінцева передача):

$$\omega_k = \frac{\omega_e}{u_{к.н.} \cdot u_{з.н.}}. \quad (2.41)$$

Результати розрахунку наводимо в табл. 2.3.

За результатами розрахунку на першому аркуші графічної частини проекту будемо графіки залежності тягового зусилля і потужності сили тяги на всіх передачах переднього ходу в залежності від швидкості руху автомобіля.

Для побудови графіків силового балансу автомобіля і балансу потужності потрібно додатково побудувати графіки опору повітря і опору дороги, а також затрат потужності на подолання сил опору повітря і дороги. Для цього скористаємося відомими формулами, наведеними у літературі, наприклад, [27].

Сила опору повітря

$$P_{нов} = k_{нов} F_{нов} v^2, \quad (2.42)$$

де $k_{нов}$ – коефіцієнт обтічності автомобіля, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ (приймається згідно рекомендацій, наведених у літературі, наприклад, [27]);

$F_{нов}$ – лобова площа автомобіля, м^2 . Для вантажних автомобілів і автобусів згідно рекомендацій [27] приймають рівною

$$F_{нов} \approx BH_a \quad (2.43)$$

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку сили тяги і тягової потужності на ПЕОМ

$u_{к.п.}$	n_x , об/хв.	ω_x , с ⁻¹	ω_k , с ⁻¹	v , м/с	M_{ex} , Н·м	M_m , Н·м	P_m , кН	N_m , кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9
I передача $u_{кпI} = 3,454$	1000	104,7	8,45	2,35	81	923,5	3,32	7,8
	1500	157,1	12,67	3,52	84,5	963,4	3,47	12,21
	2000	209,4	16,90	4,70	86,8	989,7	3,56	16,72
	2500	261,8	21,12	5,87	87,8	1001,1	3,60	21,15
	3000	314,2	25,35	7,05	87,5	997,6	3,59	25,29
	3500	366,5	29,57	8,22	86,0	980,5	3,53	29,00
	4000	418,9	33,80	9,40	83,3	949,7	3,42	32,10
	4500	471,2	38,02	10,57	79,3	904,1	3,25	34,38
	5000	523,6	42,25	11,75	74,0	843,7	3,03	35,65
	5300	555,0	44,78	12,45	70,3	801,5	2,88	35,90
	5500	576,0	46,47	12,92	67,5	769,6	2,77	35,77
6000	628,3	50,70	14,09	59,8	681,8	2,45	34,57	
II передача $u_{кпII} = 2,056$	1000	104,7	14,20	3,95	81	549,7	1,98	7,8
	1500	157,1	21,29	5,92	84,5	573,5	2,06	12,21
	2000	209,4	28,39	7,89	86,8	589,1	2,12	16,72
	2500	261,8	35,49	9,87	87,8	595,9	2,14	21,15
	3000	314,2	42,59	11,84	87,5	593,8	2,14	25,29
	3500	366,5	49,68	13,81	86,0	583,7	2,10	29,00
	4000	418,9	56,78	15,79	83,3	565,3	2,03	32,10
	4500	471,2	63,88	17,76	79,3	538,2	1,94	34,38
	5000	523,6	70,98	19,73	74,0	502,2	1,81	35,65
	5300	555,0	75,24	20,92	70,3	477,1	1,72	35,90
	5500	576,0	78,08	21,71	67,5	458,1	1,65	35,77
6000	628,3	85,17	23,68	59,8	405,8	1,46	34,57	
III передача $u_{кпIII} = 1,333$	1000	104,7	21,90	6,09	81	356,4	1,28	7,8
	1500	157,1	32,84	9,13	84,5	371,8	1,34	12,21
	2000	209,4	43,79	12,17	86,8	381,9	1,37	16,72
	2500	261,8	54,74	15,22	87,8	386,3	1,39	21,15
	3000	314,2	65,69	18,26	87,5	385,0	1,38	25,29
	3500	366,5	76,63	21,30	86,0	378,4	1,36	29,00
	4000	418,9	87,58	24,35	83,3	366,5	1,32	32,10
	4500	471,2	98,53	27,39	79,3	348,9	1,26	34,38
	5000	523,6	109,5	30,43	74,0	325,6	1,17	35,65
	5300	555,0	116,0	32,26	70,3	309,3	1,11	35,90
	5500	576,0	120,4	33,48	67,5	297,0	1,07	35,77
6000	628,3	131,4	36,52	59,8	263,1	0,95	34,57	

Продовження таблиці 2.3.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
IV передача $u_{кпIV} = 0,969$	1000	104,7	30,12	8,37	81	259,1	0,93	7,8
	1500	157,1	45,18	12,56	84,5	270,3	0,97	12,21
	2000	209,4	60,24	16,75	86,8	277,6	0,999	16,72
	2500	261,8	75,30	20,93	87,8	280,8	1,01	21,15
	3000	314,2	90,36	25,12	87,5	279,9	1,01	25,29
	3500	366,5	105,4	29,31	86,0	275,1	0,99	29,00
	4000	418,9	120,5	33,49	83,3	266,4	0,96	32,10
	4500	471,2	135,5	37,68	79,3	253,7	0,91	34,38
	5000	523,6	150,6	41,87	74,0	236,7	0,85	35,65
	5300	555,0	159,6	44,38	70,3	224,9	0,81	35,90
	5500	576,0	165,7	46,05	67,5	215,9	0,78	35,77
	6000	628,3	180,7	50,24	59,8	191,3	0,69	34,57
V передача $u_{кпV} = 0,828$	1000	104,7	35,25	9,80	81	221,4	0,79	7,8
	1500	157,1	52,87	14,70	84,5	230,9	0,83	12,21
	2000	209,4	70,50	19,60	86,8	237,2	0,85	16,72
	2500	261,8	88,12	24,50	87,8	240,0	0,86	21,15
	3000	314,2	105,7	29,40	87,5	239,2	0,86	25,29
	3500	366,5	123,4	34,30	86,0	235,1	0,85	29,00
	4000	418,9	141,0	39,20	83,3	227,7	0,82	32,10
	4500	471,2	158,6	44,10	79,3	216,7	0,78	34,38
	5000	523,6	176,2	49,00	74,0	202,3	0,73	35,65
	5300	555,0	186,8	51,94	70,3	192,1	0,69	35,90
	5500	576,0	193,9	53,90	67,5	184,5	0,66	35,77
	6000	628,3	211,5	58,80	59,8	163,4	0,59	34,57

де B – колія автомобіля, м;

H_a – найбільша висота автомобіля, м.

Затрати потужності на подолання опору повітря визначимо за формулою

$$N_{нов} = P_{нов} \cdot v = k_{нов} F_{нов} v^3. \quad (2.44)$$

Силу опору дороги визначимо за формулою

$$P_{дор} = \psi G_a, \quad (2.45)$$

де ψ – коефіцієнт опору дороги;

G_a – вага автомобіля, кН.

Вагу автомобіля визначимо за формулою

$$G_a = \frac{m_a \cdot g}{1000}, \quad (2.46)$$

де m_a – маса автомобіля, кг;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Згідно довідкових даних [15]: $m_a = 1110 \text{ кг}$, тоді

$$G_a = \frac{1110 \cdot 9,81}{1000} = 10,89 (\text{кН})$$

Величина дорожнього опору

$$\psi = f + i, \quad (2.47)$$

де f – коефіцієнт опору коченню;

i – ухил дороги.

Для умов проектування прийmemo $f = 0,015$ та $i = 0$ (умови експлуатації – по дорогах з твердим асфальтобетонним покриттям, рух по горизонтальній ділянці шляху).

Тоді сила дорожнього опору

$$P_{дор} = (0,015 + 0) \cdot 10,89 = 0,16 (\text{кН}).$$

Затрати потужності на подолання опору дороги

$$N_{дор} = P_{дор} \cdot v = \psi G_a \cdot v. \quad (2.48)$$

Результати розрахунку наводимо в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 - Результати розрахунку сили опору повітря і затрат потужності на подолання опору повітря і дороги

v , м/с	$P_{пов}$, кН	$N_{пов}$, кВт	$N_{дор}$, кВт
5	0,008	0,042	0,817
7,5	0,019	0,143	1,225
10	0,034	0,339	1,634
12,5	0,053	0,662	2,042
15	0,076	1,144	2,450
17,5	0,104	1,817	2,859
20	0,136	2,712	3,267
22,5	0,172	3,862	3,675
25	0,212	5,297	4,084

За результатами розрахунку на листові графічної частини проекту будемо графіки залежності сил опору повітря і дорожнього опору, а також затрат

потужності на подолання опору повітря і дорожнього опору на всіх передачах переднього ходу в залежності від швидкості руху автомобіля.

2.3.3 Розрахунок і побудова динамічного паспорта автомобіля

Для побудови динамічного паспорта автобуса виконаємо розрахунок динамічного фактора за формулою, наведеною у літературі [27]:

$$D_a = \frac{P_m - P_{ное}}{G_a} \quad (2.49)$$

За результатами розрахунку на листі графічної частини проекту будемо графіки динамічного фактора на всіх передачах переднього ходу.

Для побудови динамічного паспорта автобуса доповнимо графіки динамічної характеристики автобуса номограмою навантажень і графіком контролю буксування.

Оскільки динамічну характеристику автомобіля ми побудували для варіанту повного його завантаження, то зі зміною ваги автомобіля від варіанту повного завантаження G_a до варіанту неповного його завантаження G_x динамічний фактор змінюватиметься і набувати значення

$$D_x = \frac{G_a}{G_x} D_a \quad (2.50)$$

Щоб не виконувати перерахунок при кожній зміні завантаження величини динамічного фактора D_x , динамічну характеристику доповнимо номограмою навантажень, яку побудуємо таким чином. Вісь абсцис динамічної характеристики продовжуємо вліво і на ньому відкладаємо відрізок довільної довжини. Через нульову точку шкали навантажень проводимо пряму, паралельну осі D_a , і на ній наносимо шкалу динамічного фактора D_0 для порожнього автомобіля. Масштаб для шкали D_0 визначаємо за формулою:

$$a_0 = a_a \frac{G_0}{G_a} \quad (2.51)$$

де a_0 – масштаб шкали динамічного фактору для автомобіля з повним завантаженням;

G_0 – власна вага автомобіля у спорядженому стані, кН. Його величина

$$G_0 = m_0 g$$

де m_0 – власна маса автомобіля у спорядженому стані, кг. Для автомобіля Fiat Ducato згідно [15] $m_0 = 710$ кг.

Таблиця 2.5 - Результати розрахунку динамічного фактора автомобіля

Передача	V , м/с	P_m , кН	$P_{нов}$, кН	D_a
1	2	3	4	5
I передача	2,35	3,32	0,002	0,305
	3,52	3,47	0,005	0,318
	4,70	3,56	0,008	0,326
	5,87	3,60	0,013	0,329
	7,05	3,59	0,018	0,328
	8,22	3,53	0,025	0,322
	9,40	3,42	0,032	0,311
	10,57	3,25	0,041	0,295
	11,75	3,03	0,050	0,274
	12,45	2,88	0,056	0,259
	12,92	2,77	0,061	0,249
II передача	14,09	2,45	0,072	0,218
	3,95	1,98	0,006	0,181
	5,92	2,06	0,013	0,188
	7,89	2,12	0,023	0,193
	9,87	2,14	0,035	0,193
	11,84	2,14	0,051	0,192
	13,81	2,10	0,069	0,186
	15,79	2,03	0,091	0,178
	17,76	1,94	0,115	0,168
	19,73	1,81	0,142	0,153
	20,92	1,72	0,159	0,143
	21,71	1,65	0,171	0,136
III передача	23,68	1,46	0,204	0,115
	6,09	1,28	0,013	0,116
	9,13	1,34	0,030	0,120
	12,17	1,37	0,054	0,121
	15,22	1,39	0,084	0,120
	18,26	1,38	0,121	0,116

Продовження таблиці 2.5.

1	2	3	4	5
	21,30	1,36	0,165	0,110
	24,35	1,32	0,216	0,101
	27,39	1,26	0,273	0,091
	30,43	1,17	0,337	0,077
	32,26	1,П	0,379	0,067
	33,48	1,07	0,408	0,061
	36,52	0,95	0,485	0,043
IV передача	8,37	0,93	0,025	0,083
	12,56	0,97	0,057	0,084
	16,75	0,999	0,102	0,082
	20,93	1,01	0,159	0,078
	25,12	1,01	0,230	0,072
	29,31	0,99	0,313	0,062
	33,49	0,96	0,408	0,051
	37,68	0,91	0,516	0,036
	41,87	0,85	0,638	0,019
	44,38	0,81	0,716	0,009
	46,05	0,78	0,771	0,0008
	50,24	0,69	0,918	-
V передача	9,80	0,79	0,035	0,069
	14,70	0,83	0,079	0,069
	19,60	0,85	0,140	0,065
	24,50	0,86	0,218	0,059
	29,40	0,86	0,314	0,050
	34,30	0,85	0,428	0,039
	39,20	0,82	0,559	0,024
	44,10	0,78	0,707	0,007
	49,00	0,73	0,873	-
	51,94	0,69	0,981	-
	53,90	0,66	1,057	-
	58,80	0,59	1,258	-

Рівнозначні поділки шкал D_0 і D_a (наприклад, 0,05; 0,1, 0,15 тощо) з'єднуємо прямими лініями.

Графік контролю буксування являє собою залежність динамічного фактора за зчепленням в залежності від навантаження і дає змогу визначити можливість буксування ведучих коліс. Для його побудови спочатку за формулами, на-

веденими у літературі [27], визначаємо динамічний фактор за умовами зчеплення:

$$D_{a.z.} = \frac{G_2}{G_a} \cdot \varphi_x, \quad (2.52)$$

$$D_{0.z.} = \frac{G_{02}}{G_0} \cdot \varphi_x, \quad (2.53)$$

де G_2 – навантаження, яке сприймають ведучі колеса повністю завантаженого автомобіля, кН;

G_{02} – навантаження, яке сприймають ведучі колеса незавантаженого автомобіля, кН;

φ_x – значення коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою. Для побудови графіка контролю буксування згідно [27] йому послідовно надаються значення від $\varphi_{x\min} = 0,1$ до $\varphi_{x\min} = 0,8$.

Значення вказаних величин можна знайти за формулами:

$$G_2 = m_2 g, \quad G_{02} = m_{02} g,$$

де m_2 і m_{02} – відповідно маса, що припадає на ведучий міст повністю завантаженого і спорядженого автомобіля. Згідно даних довідника [15] для автомобіля Fiat Ducato : $m_2 = 537$ кг, $m_{02} = 270$ кг.

Тоді рівняння (2.52) і (2.53) можна записати у вигляді:

$$D_{a.z.} = \frac{m_2}{m_a} \cdot \varphi_x, \quad (2.52')$$

$$D_{0.z.} = \frac{m_{02}}{m_0} \cdot \varphi_x, \quad (2.53')$$

Визначені за формулами (2.52') і (2.53') величини $D_{a.z.}$ відкладаємо по осі D_a номограми навантажень, а значення $D_{0.z.}$ – по осі D_0 і отримані точки з'єднуємо прямими штриховими лініями, над якими вказуємо відповідні значення величини коефіцієнту буксування φ_x .

2.3.4 Розрахунок і побудова графіка прискорення автомобіля

Для побудови графіка прискорення автомобіля виконаємо розрахунок прискорення за формулою, наведеною у літературі [27]:

$$j = \frac{D - f}{\delta_{\text{оберт}}} \cdot g, \quad (2.54)$$

де f – коефіцієнт опору кочення. Раніше прийнятий для розрахунку $f = 0,015$.

$\delta_{\text{оберт}}$ – коефіцієнт врахування мас, що повертаються. Визначимо його значення на кожній передачі згідно розрахункової формули, наведеної у літературі [27]:

$$\delta_{\text{оберт}} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 u_{\text{к.п.}}^2) \frac{G_a}{G_0}, \quad (2.55)$$

де згідно [27]: $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0,03 \dots 0,05$. Приймаємо $\delta_1 = 0,03$, $\delta_2 = 0,03$;

$u_{\text{к.п.}}$ – передаточне число коробки передач;

G_a – повна вага автомобіля (приймаємо визначене раніше значення $G_a = 10,89 \text{ кН}$);

G_0 – вага спорядженого автомобіля. Згідно довідкових даних [15]:

$$G_0 = m_0 \cdot g = 710 \cdot 9,81 = 6965 \text{ (Н)} = 6,965 \text{ (кН)}.$$

Таким чином:

$$\delta_{\text{оберт1}} = 1 + (0,03 + 0,03 \cdot 3,454^2) \frac{10,89}{6,965} = 1,606;$$

$$\delta_{\text{оберт2}} = 1 + (0,03 + 0,03 \cdot 2,056^2) \frac{10,89}{6,965} = 1,245;$$

$$\delta_{\text{оберт3}} = 1 + (0,03 + 0,03 \cdot 1,333^2) \frac{10,89}{6,965} = 1,130;$$

$$\delta_{\text{оберт4}} = 1 + (0,03 + 0,03 \cdot 0,969^2) \frac{10,89}{6,965} = 1,0909;$$

$$\delta_{\text{оберт5}} = 1 + (0,03 + 0,03 \cdot 0,828^2) \frac{10,89}{6,965} = 1,079.$$

Результати розрахунку наведемо у табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку прискорення автомобіля

Передача	$\delta_{\text{оберт}}$	v , м/с	D_a	J , м/с ²
1	2	3	4	5
I передача	1,606	2,35	0,305	1,77
		3,52	0,318	1,85
		4,70	0,326	1,90
		5,87	0,329	1,92
		7,05	0,328	1,91
		8,22	0,322	1,88
		9,40	0,311	1,81
		10,57	0,295	1,71
		11,75	0,274	1,58
		12,45	0,259	1,49
		12,92	0,249	1,43
		14,09	0,218	1,24
II передача	1,245	3,95	0,181	1,31
		5,92	0,188	1,36
		7,89	0,193	1,40
		9,87	0,193	1,40
		11,84	0,192	1,39
		13,81	0,186	1,35
		15,79	0,178	1,28
		17,76	0,168	1,21
		19,73	0,153	1,09
		20,92	0,143	1,01
		21,71	0,136	0,95
		23,68	0,115	0,79
III передача	1,130	6,09	0,116	0,88
		9,13	0,120	0,91
		12,17	0,121	0,92
		15,22	0,120	0,91
		18,26	0,116	0,88
		21,30	0,110	0,82
		24,35	0,101	0,75
		27,39	0,091	0,66
		30,43	0,077	0,54
		32,26	0,067	0,45
		33,48	0,061	0,40
		36,52	0,043	0,24

Продовження таблиці 2.6.

1	2	3	4	5
IV передача	1,0909	8,37	0,083	0,61
		12,56	0,084	0,62
		16,75	0,082	0,60
		20,93	0,078	0,57
		25,12	0,072	0,51
		29,31	0,062	0,42
		33,49	0,051	0,32
		37,68	0,036	0,19
		41,87	0,019	0,04
		44,38	0,009	-
		46,05	0,0008	-
		50,24	-	-
V пере- дача	1,079	9,80	0,069	0,49
		14,70	0,069	0,49
		19,60	0,065	0,45
		24,50	0,059	0,40
		29,40	0,050	0,32
		34,30	0,039	0,22
		39,20	0,024	0,08
		44,10	0,007	-
		49,00	-	-
		51,94	-	-
		53,90	-	-
		58,80	-	-

За результатами розрахунку на листові графічної частини проекту будемо графіки прискорення автомобіля на всіх передачах переднього ходу.

Виконані розрахунки і побудовані графіки тягового розрахунку автомобіля свідчать про достатні тягові можливості автомобіля. Проте умови експлуатації автомобіля взагалі і в сільській місцевості зокрема потребують перевірки працездатності усіх систем, вузлів і механізмів автомобіля взагалі і його двигуна зокрема.

3 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА

3.1. Методика розрахунку радіатора

Узагальнюючи відомі рекомендації згідно розрахунку автотракторних радіаторів [7], розглянемо методику розрахунку радіатора.

Розрахунок автотракторних радіаторів в цілому можна поділити на два види, які відрізняються один від одного лише наявністю і достовірністю вихідних даних:

- розрахунок радіатора для проекрованої машини;
- розрахунок радіатора для модернізованої машини, коли об'єктом модернізації може бути, зокрема, і сам радіатор.

Методика повного розрахунку радіатора включає в себе складання теплового, аеродинамічного і гідродинамічного балансів системи охолодження, які виконуються з урахуванням усіх особливостей установки радіатора на машині, а також з урахуванням особливостей експлуатації цієї машини.

Розрахунок багатьох часткових задач, які виконуються при повному розрахунку радіатора, здійснюють методом ітерацій (послідовних наближень), який часто потребує значних затрат часу на виконання. Тому такий розрахунок потребує застосування обчислювальної техніки.

Розглянемо методику повного розрахунку радіатора.

1. Вихідні дані:

а) конструктивні дані по машині: повна маса; вантажність (для трактора – тяговий клас); к.к.д. трансмісії; лобова площа; коефіцієнт обтічності; максимальна швидкість руху (за даними тягового розрахунку або паспортна); передаточні числа коробки передач; передаточне число головної передачі; передаточне число кінцевої передачі (при її наявності); розміри ведучих коліс (для гусеничних тракторів - розміри ведучої зірочки);

б) конструктивні дані по двигуну: потужність (максимальна); крутний момент; частота провертання колінчастого валу;

в) конструктивні дані по вентилятору: діаметри лопатей і маточини; число лопатей; номінальне передаточне число приводу вентилятора; напорна характеристика $H_{cm} = f(G_L)$ при $n_{\partial e} = var$;

г) конструктивні дані по водяному насосу: номінальне передаточне число приводу; напорна характеристика $H'_{cm} = f'(G_L)$ при $n_{\partial e} = var$;

д) максимальна температура навколишнього середовища і барометричний тиск;

е) тепловіддача: двигуна в охолоджуючу рідину при $n_{\partial e} = var$ і $N_e = var$; двигуна в масло системи мащення при $n_{\partial e} = var$; трансмісії в масло; гідропідсилювача рульового управління або гідравлічної системи повороту в масло тощо;

є) максимальні робочі температури перерахованих у пункті е) теплоносіїв.

2. Визначення теплового навантаження (тепловіддачі) радіатора, яке визначаємо окремо для водяної і повітряної сторін.

3. Знаходження теплофізичних констант теплоносіїв, які для рідин визначаємо згідно даних довідкових літературних джерел для максимальних температур теплоносія, а для повітря - при температурі

$$t_{Le} = t_{L\max} + \frac{\Delta t_L}{2} = t_{L\max} + \frac{Q_p}{2W_L} \quad (3.1)$$

4. Визначення конструктивних параметрів і параметрів робочого процесу радіатора, до яких відносяться:

а) розміри осердя: ширина, висота і глибина радіатора;

б) геометричні розміри елементів поверхні охолодження: форма і розміри рідинних каналів; форма і розміри орєбрення; матеріал; стан теплових швів, (технологія збирання осердя радіаторів) тощо;

в) відносні параметри поверхні охолодження;

г) схема циркуляції рідини в радіаторі, характеристика колектора і прийнята система дезаерації;

д) характеристичні параметри при відповідних режимах протікання рідини, які характеризують тепловіддачу; аеродинамічний і гідравлічний опори.

5. Із гідродинамічного балансу системи охолодження визначається об'ємний і масовий розхід охолоджуючої рідини G_W , швидкості рідини в каналах радіатора v_W і водяного еквівалента потоку W_W для $n_{об} = var$.

6. Визначення швидкості руху машини на різних передачах в залежності від частоти провертання вала двигуна:

$$v_a = \frac{\omega_e r_k}{u_{к.п.} u_{з.п.} u_{кін.п.}}, \quad (3.2)$$

де ω_e – кругова частота провертання колінвалу двигуна;

r_k – радіус колеса автомобіля;

$u_{кп}$ – передаточне число коробки передач;

$u_{зп}$ – передаточне число головної передачі;

$u_{кінп}$ – передаточне число кінцевої передачі.

7. Визначення із аеродинамічного балансу системи охолодження об'ємного і масового розходів повітря, масової γv_L і лінійної v_L швидкостей перед фронтом, водяного еквівалента повітряного потоку W_L для всіх передач в трансмісії при $v_a = var$. При цьому в балансі слід враховувати аеродинамічний опір радіатора, а також опори оперення радіатора, вхідної ділянки, додаткових радіаторів (якщо вони є), жалюзі, кожуха вентилятора, моторного відсіку і вихідних отворів. Аеродинамічний баланс представляється у формі, аналогічній формі, що наводиться у довідковій літературі.

8. Визначення числа одиниць перенесення теплоти N_{tu} для всіх передач при $v_a = var$ (тобто при різних значеннях γv_L і v_W).

9. Визначення питомої потенційної тепловіддачі радіатора $Q'_{р.п.}$ для всіх передач при $v_a = var$. Розрахунок проводиться за N_{tu} .

10. Визначення і розрахунок обмежень, які накладаються на питому потенційну тепловіддачу радіатора, встановленого на машині. Розрахунок проводиться за допомогою відповідних часткових коефіцієнтів реалізації потенційних властивостей радіатора χ_i :

а) коефіцієнт реалізації за нерівномірністю розподілу водяного потоку χ_{kw} ;

- б) коефіцієнт реалізації при підвищеному вмістові повітря у потоці рідини χ_β ;
- в) коефіцієнт реалізації за нерівномірністю розподілу повітряного потоку перед фронтом радіатора χ_n ;
- г) коефіцієнт реалізації за підвищеною турбулентністю повітряного потоку на вході до радіатора χ_ε ;
- д) коефіцієнт реалізації за рециркуляцією повітряного потоку через погану герметизацію установки радіатора $\chi_{p.u.}$. Згідно рекомендацій [7] $\chi_{p.u.} = 0,9 \dots 1,0$.

Всі перераховані часткові коефіцієнти реалізації менші одиниці або дорівнюють їй (вийняток - коефіцієнт χ_ε , який завжди більший одиниці або дорівнює їй). Загальний обмежуючий ефект всіх перерахованих конструктивних факторів визначається за формулою:

$$\chi_\Sigma^K = \chi_{kw} \chi_\beta \chi_n \chi_\varepsilon \chi_{p.u.} \quad (3.3)$$

11. Визначення і розрахунок обмежень, які накладаються на питому потенційну тепловіддачу радіатора умовами експлуатації, які також розраховуються за допомогою часткових коефіцієнтів реалізації потенційних властивостей радіатора χ_n :

- а) коефіцієнт реалізації за охолоджуючою рідиною, яка застосовується в системі охолодження χ_a ;
- б) коефіцієнт реалізації за забрудненням внутрішньої поверхні радіатора χ_{zw} , який дорівнює коефіцієнту чистоти η_3 радіатора (для антифризу $\chi_{zw} = 1,0$);
- в) коефіцієнт реалізації за забрудненням зовнішньої поверхні радіатора мілко- і крупноструктурними забруднювачами χ_{zl} , який дорівнює коефіцієнту чистоти η_3 радіатора;
- г) оцінка здатності поверхні охолодження до очищення або самоочищення, терміни періодичності очистки радіатора;

д) коефіцієнт реалізації за висотою над рівнем моря (для гірської місцевості).

Загальний обмежуючий ефект від усіх перерахованих експлуатаційних факторів визначається за формулою:

$$\chi_{\Sigma}^e = \chi_a \chi_{zW} \chi_{zL} \dots \quad (3.4)$$

12. Розрахунок і побудова теплового балансу системи охолодження. Розрахунок проводиться для всіх передач при $u_a = \text{mag}$. Питома тепловіддача радіатора на даній машині в конкретних умовах експлуатації визначається за формулою:

$$Q'_{p.n.} = \chi_{\Sigma} Q'_{p.n.} = \chi_{\Sigma}^K \chi_{\Sigma}^e Q'_{p.n.} \quad (3.5)$$

Ці дані заносяться на графік теплового балансу системи охолодження для всіх передач при $v_a = \text{var}$.

13. Розрахунок постійної радіатора Δt_{no} за формулою

$$\Delta t_{no} = \frac{Q_{\text{де}}}{Q'_{p.n.}} = \frac{Q_{\text{де}}}{Q'_{p.n.} \chi_{\Sigma}} \quad (3.6)$$

для всіх передач при $v_a = \text{var}$. Визначаються найбільш напружені режими (для $\Delta t_{no} = \text{max}$) і перевіряється потреба у вирівнюванні теплового навантаження на різних передачах. Розрахунок представляється у вигляді графіка.

14. Визначення критичної температури навколишнього повітря $t_{кр}$ за формулою

$$t_{кр} = (t_{кин} - t_{\delta}) - \Delta t_{no} \quad (3.7)$$

де $t_{кин}$ визначається за графіками, наведеними у довідковій літературі в залежності від складу охолоджуючої рідини і тиску відкриття парового клапана $p_{кл}$. Поправка t_{δ} на гідродинамічну нестабільність потоку і інші обмеження (властивості мастила, особливості робочого процесу двигуна тощо) може досягати 10°C . Результати розрахунку наводяться у вигляді графіка.

15. Порівняння отриманої величини $t_{кр}$ (для найбільш навантаженого або наперед заданого режиму) з максимальною температурою навколишнього повітря, представленою у вихідних даних. У випадку розходжень проводиться кори-

гуючий розрахунок у вище зазначеному порядку, поки не буде отримана рівність розрахункового і заданого значень температури повітря. Зміні при коригуючому розрахунку підлягають параметри, вказані у пп. 4,5,7,10 і 14.

15. Розрахунок радіатора для модернізованої машини здійснюється за скороченою методикою, оскільки вважається, що інформація згідно п.п. 1-15 для радіатора-прототипа є у розпорядженні конструктора. Коригуючі розрахунки, пов'язані з відмінностями створюваного радіатора за конструкцією і робочим процесом від радіатора-прототипа, проводяться згідно пп. 4-12. Отримані значення питомої тепловіддачі Q_{pn} створюваного радіатора порівнюються з аналогічними даними радіатора-прототипа. Співвідношення цих величин і ви-

значає очікуваний результат: аналогічну теплову ефективність при $\frac{Q_{p.n.2}}{Q_{p.n.1}} = 1$; зменшення тепловіддачі при $\frac{Q_{p.n.2}}{Q_{p.n.1}} \leq 1$ або підвищення тепловіддачі при $\frac{Q_{p.n.2}}{Q_{p.n.1}} \geq 1$.

3.2. Вихідні дані для розрахунку

Конструктивні дані по автомобілю:

- повна маса, кг - 1110;
- к.к.д. трансмісії η_{mp} . Оскільки на автомобілях FIAT DUCATO застосовується ступінчаста механічна трансмісія, до складу якої входять муфта зчеплення, коробка передач, головна передача з диференціалом, то приймаємо $\eta_{mp} = 0,92$;
- параметри для визначення лобової площі автомобіля: колія коліс $B = 1290$ мм; висота автомобіля $H = 1410$ мм. Тоді лобова площа автомобіля:

$$F_{\text{лоб}} = BH = 1,290 \cdot 1,410 = 1,8189 \text{ м}^2;$$

- коефіцієнт обтічності автомобіля згідно рекомендацій [4] приймаємо: $k_{\text{нов}} = 0,25H \cdot c^2 / \text{м}^4$;

- максимальна швидкість руху автомобіля (за технічною характеристикою) $v_{max} = 145$ км/год.;
- передаточні числа коробки передач: $u_{к1} = 3,454$; $u_{к2} = 2,056$; $u_{к3} = 1,333$; $u_{к4} = 0,969$; $u_{к5} = 0,828$;
- передаточне число головної передачі $u_{zn} = 3,588$;
- колеса автомобіля FIAT DUCATO комплектуються шинами 155/70R13, статичний радіус яких становить $r = 272$ мм.

Конструктивні дані по двигуну:

- максимальна потужність $N_{max} = 39$ кВт;
- частота провертання колінвала, при якій досягається максимальна потужність $n_N = 5300$ об./хв.;
- максимальний крутний момент $M_{max} = 80,4$ Н·м;
- частота провертання колінвала, при якій досягається максимальний крутний момент $n_m = 3000$ об./хв.

Конструктивні дані по вентилятору:

- діаметр лопатей $D_l = 220$ мм;
- діаметр маточини вентилятора $D_m = 95$ мм;
- число лопатей вентилятора $k_l = 4$;
- електродвигун вентилятора радіатора типу 191.3730 потужністю 50 Вт.

Конструктивні дані по водяному насосу:

- номінальне передаточне число приводу $u_{e n} = 1,0$.

Максимальну температуру навколишнього повітря приймаємо $t_{max} = 30^\circ\text{C}$

Максимальні робочі температури робочих рідин приймаємо:

- антифризу ТОСОЛ-А40 – $t_{max\text{ТОСОЛ}} = 115^\circ\text{C}$;
- моторного масла М-6з/10Г1 – $t_{max\text{Мотор}} = 120^\circ\text{C}$.

3.3. Визначення теплонавантаженості системи охолодження

Для визначення теплонавантаженості системи охолодження (тепловіддачі двигуна в охолоджуючу рідину) потрібно попередньо знати потужність, яку розвиває двигун, при повній і часткових завантаженнях. Для цього розрахуємо і побудуємо відповідні графіки. Розрахунок проводимо у вигляді табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Розрахунок параметрів графіків потужності двигуна при повній і частковій завантаженості

n_{ex} , об/хв.	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5300	5500	6000
N_{ex} , кВт	8.48	13,28	18,17	22,98	24,50	31,53	34,88	37,36	38,76	39,00	38,89	37,55
0,9 N_{ex} , кВт	7,63	11,95	16,35	20,68	22,05	28,38	31,39	33,62	34,88	35,10	35,00	33,80
0,8 N_{ex} , кВт	6,78	10,62	14,54	18,38	19,60	25,22	27,90	29,89	31,01	31,20	31,11	30,04
0,7 N_{ex} , кВт	5,94	9,30	12,72	16,09	17,15	22,07	24,42	26,15	27,13	27,30	27,22	26,29
0,6 N_{ex} , кВт	5,09	7,97	10,90	13,79	14,70	18,92	20,93	22,42	23,26	23,40	23,33	22,53
0,5 N_{ex} , кВт	4,24	6,64	9,09	11,49	12,25	15,77	17,44	18,68	19,38	19,50	19,45	18,78
0,4 N_{ex} , кВт	3,39	5,31	7,27	9,19	9,80	12,61	13,95	14,94	15,50	15,60	15,56	15,02
N_{ex} , кВт	2,54	3,98	5,45	6,89	7,35	9,46	10,46	11,21	11,63	11,70	11,67	11,27
0,2 N_{ex} , кВт	1,70	2,66	3,63	4,60	4,90	6,31	6,98	7,47	7,75	7,80	7,78	7,51

За даними таблиці 3.1 будемо графіки часткового навантаження двигуна.

Кількість тепла, що відводиться двигуном в охолоджуючу рідину, визначимо за формулою (1.3):

$$Q_{ов.} = 632\alpha N_e,$$

де α – безрозмірний коефіцієнт, який визначаємо за номограмою, наведеною в літературі [].

В наведеній формулі розмірність, у якій визначають тепловіддачу двигуна в охолоджуючу рідину, визначається у *ккал*. Додатково виконаємо перерахунок отриманих значень тепловіддачі двигуна в охолоджуючу рідину із розмірності *ккал/год.* в розмірність *кВт*.

Розрахунок ведемо у вигляді таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Розрахунок тепловіддачі двигуна в охолоджуючу рідину при різних частотах провертання колінвала двигуна

n_{ex} , об/хв.	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5300	5500	6000
N_{ex} кВт	8,48	13,28	18,17	22,98	24,50	31,53	34,88	37,36	38,76	39,00	38,89	37,55
N_{ex} к.с.	11,5	18,06	24,7	31,25	33,32	42,88	47,44	50,81	52,71	53,00	52,89	51,07
$\bar{N} = \frac{N_{ex}}{N_{e\max}}$	0,217	0,34	0,466	0,589	0,628	0,810	0,894	0,958	0,994	1,00	0,997	0,963
a	1,10	0,90	0,80	0,75	0,70	0,62	0,59	0,575	0,580	0,56	0,59	0,575
$Q_{об} \cdot 10^{-3}$, ккал/год.	6,17	9,66	13,21	16,71	17,82	22,92	25,37	27,17	28,19	28,36	28,28	27,31
$Q_{об}$, кВт	1,47	2,31	3,15	3,99	4,25	5,47	6,05	6,48	6,73	6,77	6,75	6,52

За розрахованими параметрами тепловіддачі двигуна в охолоджуючу рідину, використовуючи дані табл. 1.9 і 3.2, випишемо відповідні дані і побудуємо графіки залежності тепловіддачі двигуна в охолоджуючу рідину при русі автомобіля на різних передачах (табл. 3.3).

Таблиця 3.3 – Розрахунок тепловіддачі двигуна в охолоджуючу рідину на різних передачах

n_{ex} , об/хв.	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5300	5500	6000
$Q_{об}$, кВт	1,47	2,31	3,15	3,99	4,25	5,47	6,05	6,48	6,73	6,77	6,75	6,52
v_I , м/с	2,35	3,52	4,70	5,87	7,05	8,22	9,40	10,57	11,75	12,45	12,92	14,09
v_{II} , м/с	3,95	5,92	7,89	9,87	11,84	13,81	15,79	17,76	19,73	20,92	21,71	23,68
v_{III} , м/с	6,09	9,13	12,17	15,21	18,26	21,30	24,35	27,39	30,43	32,26	33,48	36,52
v_{IV} , м/с	8,37	12,56	16,75	20,93	25,12	29,31	33,49	37,68	41,87	44,38	46,05	50,24
v_V , м/с	9,80	14,70	19,60	24,50	29,40	34,30	39,20	44,10	49,00	51,94	53,90	58,80

3.4. Визначення теплопередачі радіатора

Теплопередачу радіатора в навколишнє середовище визначимо за формулою:

$$Q_{рад} = k \cdot \Delta t_{cp} \cdot F, \quad (3.8)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі від охолоджуючої рідини до повітря, $\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$;

Δt – середня температура охолоджуючої рідини і повітря, яку визначимо за формулою;

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_{вод} - t''_{вод}) - (t'_{нов} - t''_{нов})}{2} \quad (3.9)$$

де $t'_{вод}$ – температура води (охолоджуючої рідини) на вході в радіатор, °С;

$t''_{вод}$ – температура води (охолоджуючої рідини) на виході з радіатора, °С;

$t'_{нов}$ – температура повітряного потоку на вході в радіатор (перед трубками радіатора), °С;

$t''_{нов}$ – температура повітряного потоку на виході з радіатора (за трубками радіатора), °С;

F – площа поверхні охолодження трубок радіатора, $м^2$.

Коефіцієнт теплопередачі від охолоджуючої рідини до повітря можемо визначити за формулою

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2}}, \quad (3.10)$$

де a_1 – коефіцієнт тепловіддачі від води (охолоджуючої рідини) до стінок радіатора, $\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$;

a_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінок радіатора до повітря, яким обдуваються трубки радіатора, $\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$;

δ – товщина стінки трубки радіатора, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубок радіатора, $\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$. Величину коефіцієнта теплопровідності для різних матеріалів, які використовуються при виготовленні радіаторів, виберемо згідно даних довідкової літератури []:

– алюміній – $200 \dots 300 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$;

– латунь – $100 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$;

– мідь – $360 \dots 400 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$.

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі від води (охолоджуючої рідини) до стінок радіатора. При цьому приймемо такі вихідні дані:

- температура води (охолоджуючої рідини) на вході в радіатор $t'_{рад} = 90^\circ C$;
- температура води (охолоджуючої рідини) на виході з радіатора $t''_{рад} = 70^\circ C$;
- швидкість руху потоку рідини через соти (трубки) радіатора $\omega_с = 1$ м/с;
- діаметр трубки радіатора $d_{мп} = 0,016$ м.

Визначимо критерій Нуссельта для охолоджуючої рідини, для чого скористаємося формулою:

$$Nu_{pid} = 0,021 Re_{pid}^{0,8} \cdot Pr_{pid}^{0,43}, \quad (3.11)$$

де Re – число Рейнольдса;

Pr – критерій Прандтля.

Використовуючи вихідні дані, визначимо середню температуру теплоносія:

$$t_{cp} = \frac{t'_{рад} + t''_{рад}}{2} \quad (3.12)$$

Підставимо числові значення відповідних величин:

$$t_{cp} = \frac{90^\circ + 70^\circ}{2} = 80^\circ C$$

Згідно даних довідкової літератури приймаємо такі параметри води як охолоджуючої речовини:

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{води} = 0,675 \frac{Вт}{м \cdot град}$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu_{води} = \frac{0,355 Н \cdot сек}{10^3 м^2}$;
- теплоємність $C_{води} = 4,19 \frac{кДж}{кг \cdot град}$;
- густина $\rho_{води} = 0,972 кг/м^3$ (для температури $t'_{рад} = 90^\circ C$).

Число Рейнольдса для вказаних умов становить [22]:

$$Re = \frac{\omega_e \cdot d}{\nu}, \quad (3.13)$$

де $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості.

Підставивши вираз для ν у формулу (3.13), отримаємо:

$$Re = \frac{\omega_e \cdot d \cdot \rho}{\mu}, \quad (3.14)$$

Підставимо числові значення відповідних величин:

$$Re = \frac{1,0 \cdot 0,016 \cdot 972 \cdot 10^3}{0,355} = 43800.$$

Визначимо критерій Прандтля []:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_{води}}{\lambda_{води}}. \quad (3.15)$$

Підставимо числові значення відповідних величин:

$$Pr = \frac{0,355 \cdot 4,19}{0,675} = 2,2.$$

Визначаємо критерій Нуссельта:

$$Nu_{pid} = 0,021 Re_{pid}^{0,8} \cdot Pr_{pid}^{0,43} = 0,021 \cdot 43800^{0,8} \cdot 2,2^{0,43} = 0,021 \cdot 5030 \cdot 1,4 = 147,9$$

Приймаємо $Nu_{pid} = 148$.

Із відомого співвідношення [22.]

$$Nu_{pid} = \frac{\alpha_1 \cdot d}{\lambda_{води}}. \quad (3.16)$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі від води до стінок радіатора:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_{\text{води}}}{d} Nu_{\text{під}}.$$

Підставимо числові значення відповідних величин:

$$\alpha_1 = \frac{0,675}{0,016} \cdot 148 = 6243 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}.$$

Приймаємо для розрахунку $\alpha_1 = 6240 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок радіатора до повітря, що продувається вентилятором через соти радіатора, визначимо за наведеною вище методикою. При цьому критеріальне рівняння для визначення критерія Нуссельта визначимо за формулою:

$$Nu = 0,18 \cdot Re^{0,8}. \quad (3.17)$$

Вихідні дані для розрахунку такі:

– температура повітря на вході до радіатора (температура навколишнього середовища) $t_{\text{нов}} = 20^\circ\text{C}$;

– коефіцієнт теплопровідності $X_{\text{пов}} = 0,03$;

– коефіцієнт кінематичної в'язкості $\lambda_{\text{нов}} = 0,03 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$;

– еквівалентний діаметр продувочного каналу для повітряного потоку $d = 120$ мм;

– швидкість руху повітряного потоку через радіатор ($\omega_{\text{нов}} = 2,5$ м/с).

За формулою (3.13) визначимо число Рейнольдса для повітряного потоку, що продувається через радіатор:

$$Re = \frac{\omega_{\text{нов}} \cdot d}{\nu_{\text{нов}}} = \frac{2,5 \cdot 0,12}{23 \cdot 10^{-6}} \approx 13000.$$

Визначимо

$$Re^{0,8} = 13000^{0,8} = 1956.$$

Тоді критерій Нуссельта згідно формули (3.16) становить:

$$Nu = 0,18 Re^{0,8} = 0,18 \cdot 1956 = 35,3.$$

Таким чином, скориставшись формулою для визначення коефіцієнта тепlopередачі від стінок радіатора до повітря, отримаємо:

$$a_2 = \frac{\lambda_{\text{нов}}}{d} Nu_{\text{нов}} = \frac{0,03}{0,12} \cdot 35,3 = 9,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$$

Тоді можемо визначити коефіцієнт теплопередачі від охолоджуючої рідини до повітря:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6240} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{9,4}} = \frac{1}{0,10654 + \frac{\delta}{\lambda}} \quad (3.18)$$

Теплопередача радіатора в навколишнє середовище становитиме:

$$Q_{\text{рад}} = \frac{1}{0,10654 + \frac{\delta}{\lambda}} \cdot \Delta t_{\text{cp}} \cdot F. \quad (3.19)$$

Розрахункова формула (3.18) дає змогу визначити необхідні геометричні параметри (площу поверхні охолодження трубок) радіатора від вибраної товщини трубок (δ) і матеріалу, з якого ці трубки виготовляються (адже матеріал трубок радіатора визначає величину X) при умові відведення в навколишнє середовище необхідної кількості тепла $Q_{\text{рад}}$:

$$F = \frac{0,10654 + \frac{\delta}{\lambda}}{\Delta t_{\text{cp}}} \cdot Q_{\text{рад}} \quad (3.20)$$

Виконаємо розрахунок необхідної площі поверхні охолодження трубок радіатора для забезпечення відведення необхідної кількості тепла $Q_{\text{рад}}$, визначеної у табл. 3.2, задаючись різними матеріалами трубок і їх товщиною.

Попередньо приймемо $\Delta t = 15^\circ\text{C}$. Оскільки подібні розрахунки трудомісткі, розрахунок виконаємо за допомогою ПЕОМ.

Результати розрахунку наводимо в табл. 3.4.

Виконаємо подібний розрахунок для випадку, коли $\Delta t_{\text{cp}} = 10^\circ\text{C}$. Результати розрахунку наведемо в табл. 3.5.

Виконаємо подібний розрахунок для випадку, коли $\Delta t_{\text{cp}} = 20^\circ\text{C}$.

Результати розрахунку наведемо в табл. 3.6.

Таблиця 3.4 - Розрахунок необхідної площі поверхні охолодження радіатора

$Q_{ов},$ кВт	1,47	2,31	3,15	3,99	4,25	5,47	6,05	6,48	6,73	6,77	6,75	6,52
Матеріал трубки радіатора - алюміній, $\lambda = 250 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град}$.												
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,044	1,641	2,238	2,834	3,019	3,886	4,298	4,603	4,781	4,809	4,795	4,632
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,5 \text{ мм} = 0,005 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,044	1,641	2,238	2,834	3,019	3,886	4,298	4,603	4,781	4,809	4,795	4,632
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,6 \text{ мм} = 0,006 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,044	1,641	2,238	2,834	3,019	3,886	4,298	4,603	4,781	4,809	4,795	4,632
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,7 \text{ мм} = 0,007 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,044	1,641	2,238	2,835	3,019	3,886	4,298	4,603	4,781	4,810	4,795	4,632
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,044	1,641	2,238	2,835	3,019	3,886	4,298	4,603	4,781	4,810	4,795	4,632
Матеріал трубки радіатора - латунь, $\lambda = 100 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град}$												
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,045	1,641	2,238	2,835	3,020	3,887	4,299	4,604	4,782	4,810	4,796	4,633
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,5 \text{ мм} = 0,005 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,045	1,641	2,238	2,835	3,020	3,887	4,299	4,604	4,782	4,810	4,796	4,633
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,6 \text{ мм} = 0,006 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,045	1,641	2,238	2,835	3,020	3,887	4,299	4,604	4,782	4,810	4,796	4,633
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,7 \text{ мм} = 0,007 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,045	1,641	2,238	2,835	3,020	3,887	4,299	4,604	4,782	4,810	4,796	4,633
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,045	1,641	2,238	2,835	3,020	3,887	4,299	4,604	4,782	4,810	4,796	4,633
Матеріал трубки радіатора - мідь, $\lambda = 400 \text{ Вт / м} \cdot \text{град}$.												
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,044	1,641	2,238	2,834	3,019	3,886	4,298	4,603	4,781	4,809	4,795	4,631
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,5 \text{ мм} = 0,005 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,044	1,641	2,238	2,834	3,019	3,886	4,298	4,603	4,781	4,809	4,795	4,631
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,6 \text{ мм} = 0,006 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,044	1,641	2,238	2,834	3,019	3,886	4,298	4,603	4,781	4,809	4,795	4,631
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,7 \text{ мм} = 0,007 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,044	1,641	2,238	2,834	3,019	3,886	4,298	4,603	4,781	4,809	4,795	4,632
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	3,044	1,641	2,238	2,834	3,019	3,886	4,298	4,603	4,781	4,809	4,795	4,632

Таблиця 3.5 - Розрахунок необхідної площі поверхні охолодження радіатора
(для $\Delta t_{cp}=10^{\circ}\text{C}$)

$Q_{обс}$ кВт	1,47	2,31	3,15	3,99	4,25	5,47	6,05	6,48	6,73	6,77	6,75	6,52
Матеріал трубки радіатора - алюміній, $\lambda = 250 \text{ Вт / м} \cdot \text{град}$.												
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,566	2,462	3,357	4,251	4,529	5,829	6,447	6,905	7,172	7,214	7,193	6,948
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,5 \text{ мм} = 0,005 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,566	2,462	3,357	4,251	4,529	5,829	6,447	6,905	7,172	7,214	7,193	6,948
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,6 \text{ мм} = 0,006 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,566	2,462	3,357	4,251	4,529	5,829	6,447	6,905	7,172	7,214	7,193	6,948
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,7 \text{ мм} = 0,007 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,566	2,462	3,357	4,251	4,529	5,829	6,447	6,905	7,172	7,214	7,193	6,948
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,566	1	3,357	4,251	4,529	5,829	6,447	6,905	7,172	7,214	7,193	6,948
Матеріал трубки радіатора - латунь, $\lambda = 100 \text{ Вт / м} \cdot \text{град}$												
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,566	2,462	3,357	4,252	4,529	5,829	6,447	6,905	7,172	7,214	7,193	6,948
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,5 \text{ мм} = 0,005 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,568	2,462	3,357	4,253	4,530	5,831	6,448	6,906	7,173	7,215	7,194	6,949
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,6 \text{ мм} = 0,006 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,568	2,462	3,357	4,252	4,530	5,831	6,448	6,906	7,173	7,215	7,194	6,949
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,7 \text{ мм} = 0,007 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,568	2,462	3,357	4,253	4,530	5,831	6,448	6,906	7,173	7,215	7,194	6,949
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,568	2,462	3,357	4,253	4,530	5,831	6,448	6,906	7,173	7,215	7,194	6,949
Матеріал трубки радіатора - мідь, $\lambda = 400 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град}$.												
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,568	1	3,357	4,253	4,530	5,831	6,448	6,906	7,173	7,215	7,194	6,949
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,5 \text{ мм} = 0,005 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,568	2,462	3,357	4,253	4,530	5,831	6,448	6,906	7,173	7,215	7,194	6,949
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,6 \text{ мм} = 0,006 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,568	2,462	3,357	4,253	4,530	5,831	6,448	6,906	7,173	7,215	7,194	6,949
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,7 \text{ мм} = 0,007 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,568	2,462	3,357	4,253	4,530	5,831	6,448	6,906	7,173	7,215	7,194	6,949
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$												
$F, \text{м}^2$	1,568	2,462	3,357	4,253	4,530	5,831	6,448	6,906	7,173	7,215	7,194	6,949

Таблиця 3.6 - Розрахунок необхідної площі поверхні охолодження радіатора
(для $\Delta t_{cp}=20^{\circ}\text{C}$)

$Q_{об},$ кВт	1,47	2,31	3,15	3,99	4,25	5,47	6,05	6,48	6,73	6,77	6,75	6,52
Матеріал трубки радіатора - алюміній, $\lambda = 250$ Вт/м·град.												
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,4$ мм = 0,004 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,230	1,678	2,126	2,264	2,914	3,223	3,452	3,586	3,607	3,596	3,474
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,5$ мм = 0,005 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,231	1,678	2,126	2,264	2,914	3,223	3,453	3,586	3,607	3,596	3,474
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,6$ мм = 0,006 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,231	1,678	2,126	2,264	2,915	3,224	3,453	3,586	3,607	3,596	3,474
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,7$ мм = 0,007 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,231	1,678	2,126	2,264	2,915	3,224	3,453	3,586	3,607	3,596	3,474
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,8$ мм = 0,008 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,231	1,679	2,126	2,265	2,915	3,224	3,453	3,586	3,607	3,597	3,474
Матеріал трубки радіатора - латунь, $\lambda = 100$ Вт/м·град.												
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,4$ мм = 0,004 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,231	1,679	2,126	2,265	2,915	3,224	3,453	3,586	3,608	3,597	3,475
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,5$ мм = 0,005 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,231	1,679	2,126	2,265	2,915	3,224	3,454	3,587	3,608	3,597	3,475
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,6$ мм = 0,006 м												
$F, \text{м}^2$	0,784	1,231	1,679	2,127	2,265	2,915	3,225	3,454	3,587	3,608	3,597	3,475
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,7$ мм = 0,007 м												
$F, \text{м}^2$	0,784	1,231	1,679	2,127	2,266	2,916	3,225	3,454	3,588	3,609	3,598	3,476
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,8$ мм = 0,008 м												
$F, \text{м}^2$	0,784	1,231	1,679	2,127	2,266	2,916	3,225	3,454	3,588	3,609	3,598	3,476
Матеріал трубки радіатора - мідь, $\lambda = 400$ Вт/м·град.												
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,4$ мм = 0,004 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,231	1,678	2,126	2,264	2,914	3,223	3,452	3,585	3,607	3,596	3,474
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,5$ мм = 0,005 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,231	1,678	2,126	2,264	2,914	3,223	3,452	3,585	3,607	3,596	3,474
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,6$ мм = 0,006 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,231	1,678	2,126	2,264	2,914	3,223	3,452	3,586	3,607	3,596	3,474
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,7$ мм = 0,007 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,231	1,678	2,126	2,264	2,914	3,223	3,452	3,586	3,607	3,596	3,474
Товщина стінки трубки радіатора $\delta = 0,8$ мм = 0,008 м												
$F, \text{м}^2$	0,783	1,231	1,678	2,126	2,264	2,914	3,223	3,452	3,586	3,607	3,596	3,474

Зважаючи на габаритні розміри, де можливо встановити радіатор згідно характеристики підкапотного простору автомобіля FIAT DUCATO, можливі га-

баритні розміри радіатора становлять у плані (ширина х висота) 380 х 30 мм. За аналогією з відомими конструктивними рішеннями у автомобілів з однотипним типом кузова, приймемо схему, за якою трубки сот радіатора додатково пропадаються до пластин, розташованих поперек власне трубок. Інтервал між пластинами приймемо рівним 5 мм. Тоді для радіатора маємо можливість використати

$$n = \frac{380}{5} = 76 \text{ пластин}$$

Приймаємо $n = 76$ пластин.

Сумарна площа пластин становить $S_{\text{пласт}} = 0,390 \cdot 0,100 \cdot 76 = 2,925 \text{ (м}^2\text{)}$, де приймаємо глибину радіатора рівною 10 см.

Площа поверхні охолодження трубок становить:

– для поперечного перетину у вигляді круга з діаметром $d = 0,016 \text{ м}$:

$$F'_{mp} = \pi d l_{mp}, \quad (3.21)$$

де $l_{mp} = 0,380 \text{ м}$ – довжина трубки радіатора. Знаходимо:

$$F'_{mp} = 2\pi \cdot 0,016 \cdot 0,380 = 0,0382 \text{ м}^2;$$

для поперечного перетину у вигляді прямокутника з перетином 1,0 х 10 мм:

$$F'_{mp} = (0,001 + 0,010 + 0,010 + 0,001) \cdot 0,380 = 0,00836 \text{ м}^2.$$

Прийнявши кількість трубок за аналогією з існуючим радіатором рівною 76 шт., отримаємо загальну площу поверхні охолодження:

$$F'_{\Sigma} = 76 \cdot F'_{mp} = 76 \cdot 0,00836 = 0,6354 \text{ м}^2.$$

Тоді загальна площа поверхні охолодження становитиме:

$$F_{\text{заг}} = F_{\text{пласт}} + F'_{\Sigma} = 2,925 + 0,6354 = 3,56 \text{ м}^2.$$

Порівнюючи отриману можливу площу поверхні охолодження $F_{\text{заг}}$ з графіками, побудованими на основі даних таблиць 3.6, 3.7 і 3.8, бачимо, що для забезпечення ефективної роботи радіатора він повинен забезпечити ефективність охолодження $\Delta t_{\text{cp}} = 15^\circ$.

Прийнявши за розрахункову величину $\Delta t_{\text{cp}} = 15^\circ$, виходячи із існуючої конструкції радіатора, визначимо теплопередачу від радіатора у повітря для ва-

ріантів використання різних матеріалів при виготовленні трубок. Для цього скористаємося рівнянням (3.19):

$$Q_{рад} = \frac{1}{0,10654 + \frac{\delta}{\lambda}} \cdot \Delta t_{cp} \cdot F.$$

$$Q_{рад}^{лауць} = \frac{1}{0,10654 + \frac{0,08}{100}} \cdot 15 \cdot 3,56 = 497,48 (Вт).$$

Приймаємо $Q_{рад}^{лауць} = 497,5 Вт$.

$$Q_{рад}^{алюм} = \frac{1}{0,10654 + \frac{0,08}{250}} \cdot 15 \cdot 3,56 = 499,72 (Вт).$$

Приймаємо $Q_{рад}^{алюм} = 500,3 (Вт)$.

Знаючи тепловіддачу двигуна в систему охолодження для різних швидкостей руху автомобіля і можливу теплопередачу радіаторів, виконаних із трубок різних матеріалів, визначимо для кожного випадку значення постійної радіатора Δt_{no} . Її величину визначатимемо за формулою (3.19). Для розрахунку скористаємося даними табл. 3.3. Результати розрахунку наводимо у вигляді таблиці 3.7.

Скориставшись формулою (3.1), визначимо критичну температуру для нашого радіатора. При цьому приймемо поправку на гідродинамічну нестабільність потоку рідини рівною $t_{\delta}=10^{\circ}C$. Тоді критичну температуру визначимо за формулою:

$$t_{кр} = (t_{кин} - t_{\delta}) - \Delta t_{no} = t_{кин} - t_{no} - 10^{\circ},$$

причому, оскільки вище нами прийнято тиск спрацювання пароповітряного клапана рівним $p=0,125$ МПа, то для такого надлишкового тиску для води знаходимо за номограмою [27] $t_{кин} = 100^{\circ}C$. Розрахунок проводимо у вигляді таблиці 3.8.

Таблиця 3.7 – Розрахунок постійної радіатора Δt_{no} .

$Q_{об}$ кВт	1,47	2,31	3,15	3,99	4,25	5,47	6,05	6,48	6,73	6,77	6,75	6,52
v_b м/с	2,35	3,52	4,70	5,87	7,05	8,22	9,40	10,57	11,75	12,45	12,92	14,09
v_{II} м/с	3,95	5,92	7,89	9,87	11,84	13,81	15,79	17,76	19,73	20,92	21,71	23,68
v_{III} м/с	6,09	9,13	12,17	15,22	18,26	21,30	24,35	27,39	30,43	32,26	33,48	36,52
v_{IV} м/с	8,37	12,56	16,75	20,93	25,12	29,31	33,49	37,68	41,87	44,38	46,05	50,24
v_V м/с	9,80	14,70	19,60	24,50	29,40	34,30	39,20	44,10	49,00	51,94	53,90	58,80
Матеріал трубки радіатора - алюміній, $\lambda = 250 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.												
Теплопередача радіатора $Q_{рад}^{алюм} = 499,7 \text{ Вт}$												
Δt_{no} , °C	2,9 i	4,6	6,3	8,0	8,5	10,9	12,1	13,0	13,5	13,5	13,5	13,0
Матеріал трубки радіатора - латунь, $\lambda = 100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$												
Теплопередача радіатора $Q_{рад}^{алюм} = 497,5 \text{ Вт}$												
Δt_{no} , °C	3,0	4,6	6,3	8,0	8,5	11,0	12,2	13,0	13,5	13,6	13,5	13,1
Матеріал трубки радіатора - мідь, $\lambda = 250 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$.												
Теплопередача радіатора $Q_{рад}^{алюм} = 500,3 \text{ Вт}$												
Δt_{no} , °C	2,9	4,6	6,3	8,0	8,5	10,9	12,1	13,0	13,5	13,5	13,5	13,0

Таблиця 3.8 - Розрахунок критичної температури системи охолодження автомобіля FIAT DUCATO

v_b м/с	2,35	3,52	4,70	5,87	7,05	8,22	9,40	10,57	11,75	12,45	12,92	14,09
v_{II} м/с	3,95	5,92	7,89	9,87	11,84	13,81	15,79	17,76	19,73	20,92	21,71	23,68
v_{III} м/с	6,09	9,13	12,17	15,22	18,26	21,30	24,35	27,39	30,43	32,26	33,48	36,52
v_{IV} м/с	8,37	12,56	16,75	20,93	25,12	29,31	33,49	37,68	41,87	44,38	46,05	50,24
v_V м/с	9,80	14,70	19,60	24,50	29,40	34,30	39,20	44,10	49,00	51,94	53,90	58,80
Матеріал трубки радіатора - алюміній, $\lambda = 250 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.												
Теплопередача радіатора $Q_{рад}^{алюм} = 499,7 \text{ Вт}$												

$\Delta t_{no},$ °C	2,9	4,6	6,3	8,0	8,5	10,9	12,1	13,0	13,5	13,5	13,5	13,0
$\Delta t_{no},$ °C	87,1	85,4	83,7	82,0	81,5	79,1	77,9	77,0	76,5	76,5	76,5	77,0
Матеріал трубки радіатора - латунь, $\lambda = 100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$												
Теплопередача радіатора $Q_{рад}^{алюм} = 497,5 \text{ Вт}$												
$\Delta t_{no},$ °C	3,0	4,6	6,3	8,0	8,5	11,0	12,2	13,0	13,5	13,6	13,5	13,1
$\Delta t_{no},$ °C	87,0	85,4	83,7	82,0	81,5	79,0	77,8	77,0	76,5	76,4	76,5	76,9
Матеріал трубки радіатора - мідь, $\lambda = 250 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.												
Теплопередача радіатора $Q_{рад}^{алюм} = 500,3 \text{ Вт}$												
$\Delta t_{no},$ °C	2,9	4,6	6,3	8,0	8,5	10,9	12,1	13,0	13,5	13,5	13,5	13,0
$t_{кр},$ °C	87,1	85,4	83,7	82,0	81,5	79,1	77,9	77,0	76,5	76,5	76,5	77,0

Користуючись даними розрахунку (табл. 3.8), побудуємо графік критичної температури для існуючого радіатора, який може комплектуватися трубками, виконаними із різних матеріалів. Як бачимо, критична температура для всіх варіантів достатньо висока і за умов експлуатації автомобілів FIAT DUCATO ефективна робота системи охолодження гарантована.

3.5. Розрахунок трубки радіатора на міцність

Розрахунок трубки радіатора виконуємо як розрахунок тонкостінного резервуара, елементи якого працюють за плоского напруженого стану.

Для спрощення розрахунку товщини стінки прямокутний переріз трубки замінюємо на еквівалентний йому круглий. Скористаємося формулою:

$$t \geq \frac{\sqrt{3}pD}{4[\sigma]}, \quad (3.22)$$

де p – тиск рідини всередині трубки, Па. Зважаючи на особливості роботи автомобільного радіатора приймаємо $p = 0,125 \text{ МПа} = 0,125 \cdot 10^6 \text{ Па}$;

D – діаметр еквівалентної трубки круглого поперечного перерізу, м;

$[\sigma]$ – допустима напруга на розтяг і стиск, Па. Згідно даних довідкових видань допустима напруга для латуні становить $[\sigma]_{\text{латунь}} = 100 \cdot 10^6 \text{ Па}$; для алюмінієвого сплаву $[\sigma]_{\text{алюм}} = 50 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Визначимо діаметр трубки радіатора еквівалентного круглого поперечного перерізу. Оскільки в реальній конструкції існуючого радіатора товщина трубки $t = 2 \text{ мм}$, ширина $b = 10 \text{ мм}$, а довжина кола

$$l_{\kappa} = 2\pi R = \pi D.$$

Довжина перерізу трубки прямокутного поперечного перерізу (її периметр) становить

$$l_{mp} = (2 \cdot 10 + 2 \cdot 2) \cdot 10^{-3} = 24 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Для визначення діаметру трубки еквівалентного круглого поперечного перерізу прирівняємо периметри трубок круглого і прямокутного поперечного перерізу. Тоді $l_{\kappa} = l_{mp}$, або $\pi D = 24 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, звідки

$$D = \frac{24 \cdot 10^{-3}}{\pi} = 7,64 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Для латунної трубки, підставивши у формулу (3.1) числові значення відповідних величин, отримаємо:

$$t \geq \frac{\sqrt{3} p D}{4[\sigma]} = \frac{\sqrt{3} \cdot 0,125 \cdot 10^6 \cdot 7,64 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 100 \cdot 10^6} = 4,13 \cdot 10^{-6} \text{ (м)}.$$

Для трубки із алюмінієвого сплаву

$$t \geq \frac{\sqrt{3} p D}{4[\sigma]} = \frac{\sqrt{3} \cdot 0,125 \cdot 10^6 \cdot 7,64 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 50 \cdot 10^6} = 8,26 \cdot 10^{-6} \text{ (м)}.$$

Як бачимо, і для трубок з латуні, і для трубок із алюмінієвого сплаву товщина трубки вибирається не із умови забезпечення міцності конструкції, а із умови практичного виготовлення (технології виготовлення) трубки певної товщини.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Аналіз стану охорони праці

У відповідності з діючим законодавством і згідно штатного розкладу в цілому за стан охорони праці відповідає керівник підприємства, а в окремих підрозділах і цехах – головні спеціалісти. Компетентним щодо оперативного вирішення питань, пов'язаних з охороною праці, є головний інженер.

З метою забезпечення безпечних умов праці в ФОП "Путятін О.Є." згідно нормативних документів проводяться ввідний, періодичний і, при необхідності, – позаплановий інструктажі.

У товаристві є кабінет охорони праці площею 20 квадратних метрів, який знаходиться на другому поверсі адміністративного корпусу, де проводяться ввідні інструктажі, а також навчання і перенавчання робітників. Кабінет обладнано необхідною нормативно-технічною документацією, учбовими посібниками, плакатами, є необхідні виписки із діючих нормативних документів. У виробничих приміщеннях знаходяться засоби пожежогасіння і медичні аптечки.

Підприємства з вирощування птиці відносяться до категорії підприємств зі значною кількістю небезпечних факторів з точки зору охорони праці і виробничої санітарії. Найбільш небезпечними виробничими факторами є:

велика кількість обладнання, яке працює з використанням електричної енергії; наявність значної кількості транспортного і технологічного обладнання, в тому числі і з робочими органами відкритого типу, які при невмілому поводженні можуть стати причиною травм робітників;

наявність обладнання, в процесі роботи якого здійснюється випромінювання низькочастотних і високочастотних коливань, які негативно впливають на організм людини;

наявність обладнання, робочі органи яких або агрегати приводу яких виликають шум, параметри якого не відповідають вимогам виробничої санітарії;

деякі виробничі приміщення, які в силу свого планування або інших причин мають недостатнє природне освітлення, що може негативно впливати на органи зору персоналу.

На підприємстві на кожне робоче місце складено паспорт робочого місця, що дає змогу визначати відповідність умов роботи робітників вимогам промислової санітарії, а також планувати комплекс робіт, направлених на забезпечення безпечних умов роботи працівників. Однак протягом останнього періоду часу робота з паспортизації дещо запущена. Паспортизацію робочих місць останній раз було проведено в 2010 році.

Однією з основних причин такого стану справ є недостатнє фінансування заходів з охорони праці. На підприємстві, незважаючи на важке фінансове становище, щорічно проводиться фінансування заходів, які направлені на закупівлю спецодягу, інвентаря, засобів індивідуального захисту. Необхідні дані наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Аналіз фінансування заходів з охорони праці

Показники	2020	2021	2022
1 Всього грошових коштів в колективному договорі на охорону праці, тис. грн. В тому числі:	62,60	52,80	42,23
а) грошові кошти на придбання засобів індивідуального захисту, тис. грн.	45,2	38,2	29,7
б) грошові кошти на придбання лікувально-профілактичної їжі (вітамін, сік, молоко), тис.грн.	1,74	1,45	1,24
2 Всього витрат в розрахунку на одного працюючого, тис. грн. В тому числі:	9,00	7,60	6,10
а) грошові кошти на придбання засобів індивідуального захисту, тис. грн.	6,50	5,50	4,30
б) грошові кошти на придбання лікувально-профілактичної їжі (вітамін, сік, молоко), грн.	250	210	180

Виконання вимог нормативних документів, фінансування заходів з охорони праці зумовлює певний вплив на стан травматизму на виробництві, дані про які наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Показники виробничого травматизму

Показник	2020	2021	2022
1 Кількість працівників, чол.	21	19	20
2 Число потерпілих з втратою працездатності, чол. В тому числі:	-	-	-
а) з втратою працездатності, чол.	-	-	-
б) зі смертельними наслідками, чол.	-	-	-
3 Число людино-днів непрацездатності, люд.-днів	74	66	80
4 Матеріальні наслідки нещасних випадків, грн.	-	-	-

Причинами травматизму та виникнення професійних захворювань є:

1. Недотримання правил техніки безпеки;
2. Ігнорування використання засобів індивідуального захисту;
3. Недостатнє фінансування заходів з охорони праці.

Відповідальність за протипожежний стан несе директор підприємства.

Всі виробничі та допоміжні об'єкти обладнані блискавкозахистом. На ділянках є необхідний протипожежний інвентар: вогнегасники, відра, ящики з піском, сокири.

Всі ділянки та цехи обладнані сигнальною протипожежною сигналізацією. За останні три роки у виробничих приміщеннях, ділянках, цехах пожеж не було.

4.2. Аналіз стану охорони праці на робочому місці зі складання та ремонту радіаторів

У відповідності із діючим законодавством і згідно штатного розкладу підприємства за стан охорони праці на ділянці з ремонту і складання радіаторів відповідає інженер-механік. Компетентним щодо оперативного вирішення питань, пов'язаних з охороною праці, є керівник товариства.

Робоче місце з обслуговування радіаторів розташоване на першому поверсі майстерні, в окремому приміщенні площею 121 квадратних метрів, висота приміщення 2,4 метра.

В майстерні працюють шість робітників. Площа ділянки на одного працюючого - 20,1 квадратних метрів. Ширина проходів і проїздів відповідає вимогам з охорони праці. Оскільки робітники майстерні зі ТО автопарку та ін. обладнання повинні добре знати безпечні методи роботи, то при прийнятті на роботу вони проходять ввідний інструктаж, потім - інструктаж на робочому місці і навчання основам техніки безпеки.

Крім того, робітники майстерні та ділянки зі складання радіаторів зобов'язані один раз на шість місяців проходити повторний інструктаж. При прийнятті на роботу і надалі один раз на шість місяців робітники ділянки зі складання радіаторів мають проходити медичний огляд.

Працівникам при складанні радіаторів доводиться мати справу зі свинцем та його сполуками, що являють собою повільно діючі яди, Отравляюча дія на організм свинцевого пилу, парів свинцю та його сполук, подразнююча дія сірчаної кислоти на слизову оболонку і дихальні шляхи, опіки, які спричиняються сірчаною кислотою при попаданні на шкіру, вибухонебезпечність гримучого газу (суміш газоподібного кисню та водню) - все це потребує від робітника ділянки зі складання радіаторів суворого дотримання правил техніки безпеки при роботі на ділянці.

Для захисту від шкідливих і небезпечних факторів на ділянці зі складання радіаторів використовують такі засоби індивідуального захисту робітників: спецодяг, спецвзуття і т.ін. Також як засіб захисту робітників від небезпечних виробничих факторів використовується вентиляція.

При паянні радіаторних трубок використовують електричні паяльники. Тому для їх безпечного використання використовують заземлення електричних паяльників.

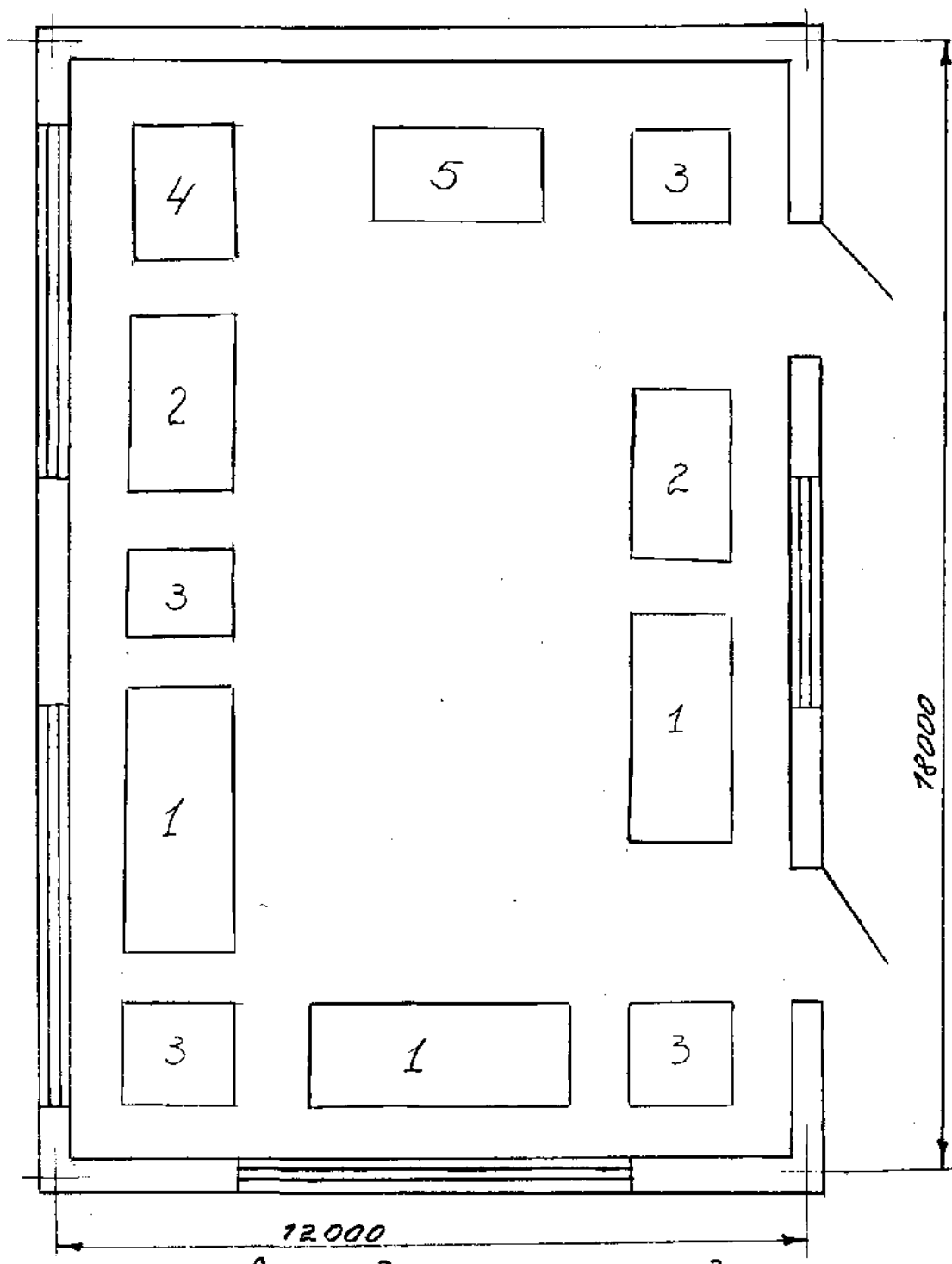
Для забезпечення пожежної безпеки на ділянці є пожежний щит, на якому розміщені всі необхідні засоби для гасіння пожежі: вогнегасник, ящик з піс-

ком, лом, лопата, сокира. Майстерню обладнано автоматичною протипожежною сигналізацією.

Таблиця 4.3 - Карта умов охорони праці на робочому місці зі складання радіаторів

Назва фактору	Рівень фактору		Тривалість впливу фактора, год.
	норматив	дійсна величина	
1 Мікроклімат на ділянці з виготовлення радіаторів:			
а) температура повітря, °С	18...23	18	7
б) відносна вологість, %	40...60	60	7
в) швидкість руху повітря, м/с	0,2	0,4	7
2 Запиленість повітря, мг/м	4	4	7
3 Освітлення, лк :			
а) природне	2	2	7
б) штучне	150	120	7
в) місцеве	200	220	7
4 Загазованість повітря вуглекислим газом, мг/м ³	20	20	7
5 Загазованість повітря парами сірчаної кислоти, мг/м	1,0	0,9	7
6 Шум, дБ	85	85	7
7 Вібрація, дБ	102	95	7

Представимо план ділянки зі складання радіаторів на рисунку 4.1.



- 1 – установки для пайки радіаторних трубок;
- 2 – стенд для складання радіаторів;
- 3 – шафа для матеріалів;
- 4 – шафа для інструменту;
- 5 – пожежний щит

Рис. 4.1. План приміщення дільниці по складанню радіаторів

4.3. Безпека праці при складанні радіаторів

Безпека праці при складанні радіаторів цілком відповідає санітарним нормам СН 245 -71. На дільниці зі складання радіаторів одним із основних небезпечних факторів є загазованість повітря вуглекислим газом, парами сірчаної кислоти та продуктами, що виділяються при пайці радіатора. Тому найбільшу увагу слід звернути на вентиляцію дільниці. При пайці радіатора оксиди, що утворюються на поверхні, видаляють металевою шумовкою і скидають в ящик з міцно закритою кришкою. Відкривають кришку лише під час скидання оксидів. Для захисту від опіків під час роботи з розплавленим свинцем робітники надівають захисний гумовий фартух, гумові рукавиці, гумові напівчоботи і захисні окуляри.

Для покращення загальних умов приміщення обладнано вентиляцією із виконанням відсосів на кожному робочому місці, де виконуються виробничі операції, пов'язані з видаленням свинцевого пилу, свинцю та його сполук. Швидкість всмоктування повітря в приймальних отворах витяжних пристроїв знаходиться в межах 1,5...4 м/с.

Загальна вентиляція забезпечує шести-восьмикратний обмін повітря в приміщенні відділення за одну годину.

Всі роботи проводяться в респіраторах. На робочих місцях зі складання та пайці радіаторів користуються респіраторами марок РПГ - 67, У - 2К, Ф - 62Ш. При паянні трубок одяг і руки робітника постійно забруднюються сполуками свинцю, тому робітники працюють в бавовняних костюмах з кислотостійким просиченням, гумовому фартусі та рукавицях.

При виконанні паяльних робіт можна користуватися тільки паяльниками з напругою живлення не вище 220 В. До роботи з електричним паяльником допускають робітників, що вивчили правила техніки безпеки при роботі з електроінструментами. Ручка паяльника і вхід живлення надійно ізолювані, вимикач знаходиться на паяльнику. Корпус паяльника заземлено ізолюваним проводом поперечним перерізом не менше 2,5 квадратного сантиметра. При роботі з еле-

ктричним паяльником застосовують такі захисні засоби: гумові рукавиці, калоші, гумовий килимок або ізолюючу підставку. Сірчану кислоту зберігають в скляних бутлях з притертими скляними пробками. При роботі з сірчаною кислотою використовують захисні окуляри і хімічно стійкі рукавиці. Для запобігання враженню сірчаною кислотою поверх шерстяного спецодягу робітники надівають гумовий фартух. В цих випадках користуються також гумовими чоботами.

4.4. Розрахунок повітрообміну дільниці зі складання радіаторів

Відповідно до стандартизованої методики при одночасному виділенні шкідливих речовин різнонаправленої дії розрахунок повітрообміну ведеться окремо для кожної з них. Для визначення необхідної кількості повітря, яку необхідно подати на дільницю по складанню радіаторів, беруть максимальну кількість повітря, розраховану окремо по кожній шкідливій речовині.

Для приміщень з виділенням пилу, газів повітрообмін L_n (м³/год.) розраховуємо за формулою:

$$L_n = \frac{G}{q_1 - q_0}, \quad (4.1)$$

де G - кількість виділень шкідливих речовин, мг / годину;

q_1 – допустимий вміст шкідливої речовини в повітрі, мг / м³;

q_0 – вміст шкідливої речовини в повітрі, що надходить в приміщення, мг/м³.

Проведемо розрахунок кількості повітря, необхідної для вентиляції:

1 – по парах сірчаної кислоти:

$$G = 461 \text{ мг/годину}; q_1 = 1,0 \text{ мг/м}^3; q_0 = 0 \text{ мг/м}^3.$$

Згідно формули (4.1):

$$L_n = \frac{461}{1,0 - 0} = 461 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}}$$

2 – по вуглекислому газу:

$$L_n = \frac{10380}{20,0 - 0} = 519 \frac{m^3}{год}$$

Оскільки необхідна кількість повітря для вуглекислого газу більша, ніж кількість повітря для сірчаної кислоти, то ми приймаємо цю розрахункову кількість повітря. Відповідно до необхідної кількості повітря підбираємо вентилятор відцентрового типу ЦЧ-70. Продуктивність якого становить 550 м³/год.

4.5. Рекомендації з покращення умов охорони праці

Рекомендації надамо у вигляді таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 - Рекомендації з покращення умов охорони праці

Зміст рекомендації	Термін виконання	Виконавець
1 Провести паспортизацію робочих місць, визначити потреби в покращенні умов праці робітників і з урахуванням реального фінансового стану, прийняти міри із забезпечення безпечних умов праці робітників	червень 2023 р.	Головні спеціалісти кожного підрозділу
2 Уточнити потреби фінансових і матеріальних ресурсів, виходячи з фактичного стану охорони праці і скоригувати у відповідності з діючими нормативами	липень 2023 р.	Головний бухгалтер
3 Своєчасне і в повному об'ємі забезпечення працівників засобами індивідуального захисту, спецодягом, спецвзуттям у відповідності з діючими нормативами	серпень 2023 р.	Керівник товариства
4 Обладнати на ділянці з виготовлення радіаторів більш потужну вентиляцію	липень 2023 р.	Інженер-механік
5 Кабінети охорони праці додатково обладнати зразками нових моделей засобів індивідуального захисту з метою оптимізації навчального процесу, а також різні типи вогнегасників (у тому числі порошковий, вуглекислотний, хімічний, інші). Слід додатково виготовити і обновити наявні стенди з охорони праці	липень 2023 р.	Інженер-механік

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Виконаємо розрахунок економічної ефективності виготовлення радіаторів з використанням різних матеріалів для автомобіля FIAT DUCATO. Під час розрахунку враховуємо, що виготовлення радіатора, як і будь-якого іншого складного виробу, здійснюється у дві стадії: виготовлення окремих деталей і збирання конструкції.

5.1. Визначення вартості виготовлення радіатора

Витрати на виготовлення одного радіатора визначимо за формулою:

$$C_{\text{виг}} = C_{\text{к.д.}} + C_{\text{мат}} + C_{\text{н.д.}} + C_{\text{о.д.}} + C_{\text{зб}} + C_{\text{н.в.}} \quad (5.1)$$

де $C_{\text{к.д.}}$ – витрати на виготовлення корпусних деталей, рам, каркасів, *грн.*;

$C_{\text{мат}}$ – витрати на придбання матеріалів для виготовлення оригінальних деталей, *грн.*;

$C_{\text{н.д.}}$ – вартість придбання покупних деталей та виробів, *грн.*;

$C_{\text{од}}$ – повна заробітна плата (з нарахуваннями) робітників, зайнятих на виготовленні оригінальних деталей (валів, втулок, кронштейнів, тощо), *грн.*;

$C_{\text{зб}}$ – повна заробітна плата (з нарахуваннями) робітників, зайнятих на збиральних роботах по виготовленню радіатора, *грн.*;

$C_{\text{н.в.}}$ – загальновиробничі накладні витрати на виготовлення радіатора, *грн.*

Визначимо значення всіх складових частин у формулі (5.1). Вартість виготовлення корпусних деталей:

$$C_{\text{к.д.}} = Q \cdot C_{\text{з.д.}} \quad (5.2)$$

де Q – маса матеріалів, які використані для виготовлення корпусних деталей, *кг*;

$C_{\text{з.д.}}$ – середня вартість 1 кг готових деталей, *грн.*

Для радіатора корпусними деталями є бачки радіатора. Оскільки вартість їх виготовлення буде розглянута нами у частині розрахунку вартості виготовлення оригінальних деталей, то приймаємо $C_{к.д.} = 0$.

Витрати на придбання матеріалів для виготовлення оригінальних деталей

$$C_{mat} = Q_3 \cdot C_3 \quad (5.3)$$

де Q_3 – маса (орієнтовна) заготовки для виготовлення оригінальної деталі, кг;

C_3 – ціна 1 кг матеріалу заготовки, грн.

Розрахунок ведемо у формі табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Розрахунок витрат на придбання матеріалів для виготовлення оригінальних деталей

Найменування деталі	Кількість деталей, од.	Матеріал деталі	Маса деталі, кг	Маса заготовки, кг	Маса всіх заготовок, кг	Ціна 1 кг матеріалу заготовки,	Вартість матеріалу заготовок,
1 Бачок лівий	1	Пластмас. ПВХ	0,200	0,260	0,260	34,39	8,94
2 Бачок правий	1	Пластмас. ПВХ	0,200	0,260	0,260	34,39	8,94
3 Дошка радіатора	2	Сталь 10	0,400	0,520	1,040	45,08	46,88
4 Ребро жорсткості	2	Ст.3	0,200	0,260	0,520	40,78	21,21
5 Пластина охолодження	165	Сталь 40	0,030	0,039	6,435	48,08	309,64
6 Трубка радіатора	76	Латунь ЛС59д	0,110	0,143	10,870	130,20	1415,27
6* Трубка радіатора	76	Алюміній АЛ11	0,110	0,143	10,870	140,30	1525,08
6** Трубка радіатора	76	Мідь МОБ	0,110	0,143	10,870	150,80	1639,20
Всього					19,385		1839,88
*		-	-	-	19,385	-	1920,69
**					19,385		2034,81

Величину витрат на придбання покупних деталей та виробів визначаємо згідно діючих преїскурантних цін, а розрахунок проводимо у формі табл.5.2.,

Таблиця 5.2. - Розрахунок витрат на придбання покупних деталей та виробів

Найменування деталей	Кількість деталей, од.	Ціна, грн.	Сума, грн.
1 Термостат	1	609,80	609,80
2 Пароповітряний клапан	1	64,40	64,40
Всього	2	-	674,20

Повна заробітна плата (з нарахуваннями) робітників, зайнятих на виготовленні оригінальних деталей становить:

$$C_{o.d.} = C_{o.d.}^{осн.} + C_{o.d.}^{соц.} \quad (5.4)$$

де $C_{o.d.}^{осн.}$ – основна заробітна плата робітників, зайнятих на виготовленні оригінальних деталей, *грн.*;

$C_{o.d.}^{соц.}$ – нарахування на соціальні заходи, *грн.*

Основна заробітна плата робітників, зайнятих на виготовленні оригінальних деталей;

$$C_{o.d.}^{осн.} = t_{mp} \cdot C_{год.}$$

де t_{mp} – середня трудомісткість виготовлення окремих оригінальних деталей, *люд.·год.*,

$C_{год.}$ – погодинна ставка робітника, яка розраховується по середньому розряду робіт, що виконуються при виготовленні оригінальних деталей, *грн./год.*
Враховуючи, що для виготовлення оригінальних деталей радіатора середній розряд робіт має бути 4, приймаємо $C_{год.} = 55,63$ *грн./год.*

Нарахування на соціальні заходи

$$C_{o.d.}^{соц.} = 0,5 \cdot C_{o.d.}^{осн.} \quad (5.6)$$

Розрахунок ведемо у формі таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 - Розрахунок заробітної плати робітників, зайнятих на виготовленні оригінальних деталей

Найменування деталі	Кількість деталей, од.	Трудомісткість виготовлення однієї деталі, люд., год.	Трудомісткість виготовлення всіх деталей, люд.год.	Основна заробітна плата, грн.	Нарахування на соціальні потреби, грн.	Повна заробітна плата, грн.
1 Бачок лівий	1	2,6	2,6	144,64	72,32	216,96
2 Бачок правий	1	2,6	2,6	144,64	72,32	216,96
3 Дошка радіаторна	2	0,8	1,6	89,10	44,55	133,65
4 Ребро жорсткості	2	0,8	1,6	89,10	44,55	133,65
5 Пластина охолодження	165	0,05	8,25	458,95	234,22	693,17
6 Трубка радіатора	76	0,2	15,20	845,58	425,79	1271,37
Всього	28	-	31,85	1772,01	886,01	2658,02

Заробітна плата (з нарахуваннями) робітників, зайнятих на збиранні конструкції, становить:

$$C_{зб.} = C_{зб.}^{осн.} + C_{зб.}^{соц.} \quad (5.7)$$

де $C_{зб.}^{осн.}$ – основна заробітна плата робітників, зайнятих на збиранні конструкції, грн.;

$C_{зб.}^{соц.}$ – нарахування на соціальні заходи, грн.

Основна заробітна плата

$$C_{зб.}^{осн.} = T_{зб.} \cdot C_{зб.}^{год.} \quad (5.8)$$

де $T_{зб.}$ – нормативна (в нашому випадку – орієнтовна) трудомісткість збирання конструкції, люд. · год.,

$C_{зб.}^{год.}$ – погодинна ставка робітника, яка розраховується по середньому розряду робіт, що виконуються при збиранні конструкції, грн./год. Враховуючи, що для збирання конструкції середній розряд робіт має бути 4, приймаємо $C_{зб.}^{год.} = 55,63$ грн/год.

Трудомісткість збирання конструкції можемо визначити за формулою:

$$T_{зб} = k_{зб} \cdot \sum t_{зб}, \quad (5.9)$$

де $k_{зб} = 1,08$ – коефіцієнт, який враховує співвідношення між повним і оперативним часом збирання конструкції;

$\sum t_{зб}$, сумарна трудомісткість робіт по збиранню конструкції, люд.·год. Нарухування на соціальні заходи

$$C_{зб.}^{соц.} = 0,5 \cdot C_{зб.}^{осн.} \quad (5.10)$$

Розрахунок проводимо у формі табл. 5.4.

Таблиця 5.4 - Розрахунок заробітної плати робітників, зайнятих на збиранні конструкції

№ п/п	Види робіт	Кількість операцій	$t_{зб}$ - люд.· год	$\sum t_{зб}$ - люд.· год	$T_{зб}$ - люд.· год	$C_{зб.}^{осн.}$ грн.	$C_{зб.}^{соц.}$ грн.	$C_{зб}$ грн.
1	Приєднання радіаторної дошки до бачка радіатора	2	0,3	0,6	0,65	36,16	18,08	54,24
	Всього	2	-	-	0,65	36,16	18,08	54,24

Загально виробничі накладні витрати на виготовлення конструкції визначимо за формулою:

$$C_{н.в.} = C_{зп.} \cdot \frac{P_{зв.}}{100}, \quad (5.11)$$

де $C_{зп.}$ – основна заробітна плата робітників, які приймають участь у виготовленні конструкції:

$$C_{зб.} = C_{зб.}^{осн.} + C_{зб.}^{соц.} \quad (5.12)$$

$P_{зв.}$ – процент загально виробничих витрат, пов'язаний із виготовленням конструкції. Звичайно $P_{зв.} = 5... 10\%$. Приймаємо $P_{зв.} = 8\%$.

Знаходимо:

$$C_{зп.} = 2658,02 + 54,24 = 2712,26 \text{ (грн.)};$$

$$C_{н.в.} = 2712,26 \times 8/100 = 216,98 \text{ (грн.)}.$$

Таким чином,

$$C_{\text{виг}} = C_{\text{к.д.}} + C_{\text{мат}} + C_{\text{п.д.}} + C_{\text{о.д.}} + C_{\text{зб}} + C_{\text{н.в}}$$

Оскільки в проекті порівнюємо варіанти виготовлення радіатора з різних матеріалів, визначимо вартість виготовлення для трьох варіантів:

$$C_{\text{виг. латунь}} = 0 + 1839,88 + 674,20 + 2658,02 + 54,24 + 216,98 = 5443,33 \text{ (грн.)}$$

$$C_{\text{виг. алюм}} = 0 + 1920,69 + 674,20 + 2658,02 + 54,24 + 216,98 = 5524,14 \text{ (грн.)}$$

$$C_{\text{виг. мідь}} = 0 + 2034,81 + 674,20 + 2658,02 + 54,24 + 216,98 = 5638,26 \text{ (грн.)}$$

5.2 Визначення економічної ефективності використання трубок із різних матеріалів при виробництві радіаторів

Економія витрат, пов'язаних з впровадженням в конструкцію автомобіля FIAT DUCATO радіатора, трубки якого виконуються із латуні, становлять:

$$\Delta C_1 = C_{\text{рад. алюм.}} - C_{\text{рад. латунь}} = 5524,14 - 5443,33 = 119,81 \text{ (грн)}$$

Якщо трубки радіатора виконати із міді, то виготовлення радіатора для одного автомобіля потребуватиме додаткових витрат у кількості

$$\Delta C_2 = C_{\text{рад. мідь}} - C_{\text{рад. алюм.}} = 5638,26 - 5524,14 = 114,12 \text{ (грн)}$$

Результати розрахунку наводимо на аркуші 6

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

За результатами виконання дипломного проекту робимо такі висновки:

1. Базова комплектація автомобіля FIAT DUCATO забезпечує достатні тягові якості автомобіля в умовах асфальтних доріг, на польових дорогах та умовах міських заторів показники погіршуються на 10-20%, про що свідчать результати тягового розрахунку.

2. Досвід експлуатації автомобілів FIAT DUCATO показав деякі проблеми з роботою рідинної системи охолодження.

3. Аналіз існуючих конструкцій радіаторів, розгляд питань теорії тепломасообмінних процесів, які супроводжують роботу автомобільних радіаторів, дали змогу виконати розрахунок тепловіддачі двигуна 2,0 110 Multijet в систему охолодження, тепловіддачу радіатора в навколишнє середовище, визначені початкова і критична температури для конструкції радіатора системи охолодження двигуна.

4. Проведений розрахунок підтвердив працездатність існуючої конструкції радіатора, а виконаний розрахунок визначив, що виконання радіатора з трубками із латуні має ряд переваг над радіатором, трубки якого виконані з алюмінієвого сплаву.

5. Впровадження пропонованої конструкції в серійне виробництво дозволить дещо покращити екологічну ситуацію.

Виконаний економічний розрахунок свідчить про доцільність виготовлення радіаторів з трубками із латуні.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

- 1 Сирота В. І. Основи конструкції автомобілів. Навчальний посібник для вузів. Київ: Арістей, 2005. 280 с.
- 2 Кисликов В. Ф., Лущик В. В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. 6-те вид. Київ: Либідь, 2006. 400 с
- 3 Будова автомобіля, Електронний підручник: <https://green-way.com.ua/uk/dovidniki/>
- 4 Будова автомобіля, Електронний підручник: <https://xn--h1afceeb4a.xn--j1amh/structure-avto/systema-ohlazhdenija-dvigatelja/>
- 5 Будова автомобіля, Електронний підручник: <https://mechanic.pto.org.ua>
- 6 Автомобілі "Fiat " / Вказівки з експлуатації та сервісного обслуговування. Чернігів: "Десна", 2004. 224 с.
- 7 Характеристика fiat ducato; <https://italmotors.com.ua/>
- 8 Характеристика fiat ducato: <https://www.fiatprofessional.ua/model/ducato-goods-transport/>
- 9 Характеристика fiat ducato <http://https://fiat-avto.com.ua/news/view/124>
- 10 Буракова С. А. Охорона праці в аграрному виробництві: навчальний посібник. Київ: Вища шк., 2009. 255 с.
- 11 Буракова С. А., Подгородецкий М. В., Кучер О. І. Записна книжка інженера з охорони праці. Київ: Урожай, 2008. 144 с.
- 12 Бурков В. В. Теоретичне і експериментальне обґрунтування шляхів збільшення ефективності і економічності водяних радіаторів тракторів, автомобілів і комбайнів. Автореф. докт. дис, ЛСХИ, 2000. - 52 с.
- 13 Бухарін Н. А., Прозоров В. С, Щукін М М. Автомобілі. Київ: Урожай, 2008. 504 с.
- 10 Сукач О.М., Миронюк О.С., Паславський Р.І., Шевчук В.В. Методичні рекомендації для виконання кваліфікаційних робіт здобувачами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». Львів: ЛНУП, 2023. 50 с.
- 11 Дунаєв П. Ф., Леліков О. П. Деталі машин: Курсове проектування. - 2-е

вид. Київ: Вища шк., 2009. 399 с.

12 Шевчук Р.С. Експлуатаційні показники автомобілів: практикум з розрахунку показників. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2019. 171 с.

13 Ідельчик И. Е. Аеродинаміка промислових апаратів. Львів: Тріада ПЛЮС, 2004. 288 с.

14 Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М. М. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. Київ: Вид-во КВІЦ, 2004. 174 с.

15 Підгородецький Я.І., Сичевський М.І., Домінік А.М. Автомобільні транспортні засоби. Основи конструювання. ЛДУБЖД, 2013. 316 с.

16 Курмашев Г. А., Іовлев М. Е. К Тепловіддача в охолоджуючу рідину авто-тракторного двигуна. Львів: Вид-во Львівська Політехніка, 2006, т. 308. -с. 23 - 29.

17 Лукін П. П., Гаспарянц Г. А., Родіонов В. Ф. Конструювання і розрахунок автомобіля. Київ: Урожай, 2004. 374 с.

18 Карпенко П.П. Техніка безпеки на автомобільному транспорті. Київ: Вища школа, 2012. 286 с.

19 Накамура Х. Забезпечення охолодження двигуна внутрішнього згорання. "Дзидося гідзюцу", 2009, т.23, №5, с. 457-463. (Пер. з яп.).

20 Артамонов М. Д., Іларіонов В. А., Мерин М. М. Основи теорії і конструкції автомобіля. Луцьк: ЛНТУ, 2018. 288 с.

21 Чабан С.Г., Колесніченко М.О. Теорія експлуатаційних властивостей автотранспортного залобу. Одеса: АІЦ БФХВА, 2003. 220 с.

22 Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Київ: Вища шк., 2013. -556 с.

23 Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М. М. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. Київ: Вид-во КВІЦ, 2004. 174 с.

24 Іларіонов В. А., Морин М. М. та ін. Теорія і конструкція автомобіля. Суми: Університетська книга, 2010. 368 с.