

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

АНАЛІЗ ТЕРМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТА ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА БОЙОВОЇ МАШИНИ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



В. М. Нікітін

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет	Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра	Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
	(шифр і назва)
Освітня програма	Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » _____ 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Нікітіну Віктору Миколайовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Аналіз термічних характеристик та проектування системи охолодження двигуна бойової машини
2. Керівник роботи д-р техн. н., професор Тимошевський Б. Г.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від “01” 10 2024 року № 1032-уч
3. Строк подання здобувачем роботи _____
4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 125 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2700 хв⁻¹; ступінь стиснення – 17,5; коефіцієнт надлишку повітря – 2,2; температура оточуючого середовища – 50 °С.
5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Використання двигуна на бойовій машині; Моделювання робочого циклу двигуна; Проектування системи охолодження; Розрахунки ОНП, ВВО; Економічне обґрунтування модернізації системи охолодження; Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці при експлуатації двигунів.
6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень) Машинне відділення бойової машини; Поперечний переріз двигуна; Схема системи охолодження; Охолоджувач наддувного повітря; Охолоджувач води; Графіки залежності основних параметрів системи охолодження

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/В. М. Нікітін/

(прізвище та ініціали)

/Б. Г. Тимошевський/

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати аналізу термічних характеристик та проєктування системи охолодження двигуна бойової машини типу FPT Iveco Tector (4ЧН 10,2/12), потужністю 125 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 2700 хв^{-1} , ступені стиску 17,5 і коефіцієнті надлишку повітря 2,2.

Робота присвячена підвищенню ефективності тепловідведення та надійності двигуна під час експлуатації у складі броньованої розвідувально-дозornoї машини (БРДМ-2ДІ «Хазар»).

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 97 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 16 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: бойова машина, двигун FPT Iveco Tector, система охолодження, тепловий баланс, теплообмін, радіатор, наддув.

The qualification project presents the results of the analysis of thermal characteristics and the design of the cooling system for the FPT Iveco Tector (4ChN 10.2/12) engine, with a power output of 125 kW at a nominal crankshaft speed of 2700 rpm, a compression ratio of 17.5, and an air excess coefficient of 2.2.

The study focuses on improving heat transfer efficiency and ensuring reliable engine operation as part of the BRDM-2DI “Khazar” armored reconnaissance vehicle.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 97 pages of explanatory and calculation notes. A total of 16 information sources were used. The graphical part is presented on 5 A1-size drawings.

Keywords: armored vehicle, FPT Iveco Tector engine, cooling system, thermal balance, heat exchange, radiator, charge air cooler.

					КРМ.142.6221МЗ.09.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Зміст

Вступ.....	5
Розділ 1. Використання двигуна FPT Iveco Tector у складі бойової машини.....	6
1.1 Етапи створення та модернізації броньованої розвідувально-дозорної машини.....	6
1.2 Устрій БРДМ-2.....	11
1.3 Висновок до розділу.....	13
Розділ 2. Моделювання робочого циклу двигуна FPT Iveco Tector	15
2.1 Вступ.....	15
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	16
2.3 Аналіз і вибір основних параметрів робочого циклу двигуна	17
2.4 Розрахунок робочого циклу.....	20
2.5 Розрахунок і побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	26
2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна FPT Iveco Tector	28
2.7 Висновок до розділу.....	30
Розділ 3. Проектування системи охолодження двигуна FPT Iveco Tector....	32
3.1 Вступ.....	32
3.2 Формулювання цілей проєкту	33
3.3 Початкові дані для моделювання системи охолодження	34
3.4 Розрахунок схеми системи охолодження	42
3.5 Розрахунок водяного радіатора	43
3.6 Розрахунок охолоджувача наддувного повітря	58
3.7 Аналіз результатів розрахунку теплообмінних апаратів та системи охолодження	70
3.8 Пропозиції щодо вдосконалення роботи системи охолодження та її теплообмінних пристроїв.....	71

Розділ 4. Економічне обґрунтування модернізації системи охолодження для двигуна FPT Iveco Tector	81
4.1 Обґрунтування доцільності модернізації системи охолодження	81
4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна із запропонованою схемою системи охолодження	83
4.3 Висновок до розділу	86
Розділ 5. Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці.....	87
5.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів	87
5.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в машинному відділенні бойової машини	89
5.3 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал.....	91
Висновок.....	93
Список використаної літератури	95
Додатки.....	97

Вступ

Тематикою кваліфікаційної роботи є аналіз термічних характеристик та проєктування системи охолодження двигуна типу 4ЧН 10,2/12 потужність якого становить 125 кВт. Задача полягає в модернізації існуючої схеми системи охолодження та теплообмінних апаратів, які входять до її складу, з метою підвищення економічності двигуна та покращення характеристик відпрацьованих газів. Оновлена система повинна бути максимально простою, включати мінімальну кількість агрегатів і компактні теплообмінні апарати з оптимальними габаритами. Особлива увага приділяється об'єму та масі системи, оскільки двигун планується використовувати для модернізації бойових машин.

Двигуни моделі 4ЧН 10,2/12 (FPT Iveco Tector), які розроблені та виготовляються італійською компанією Industrial Vehicles Corporation, належать до сучасного покоління. Їх широке застосування підкреслює актуальність детального вивчення в рамках спеціалізованої підготовки. Ці двигуни мають великий потенціал для використання завдяки своїй належності до середньої цінової категорії, а також можливості модернізації окремих елементів чи систем, що може зацікавити провідні автомобілебудівні компанії, які займаються виробництвом вантажівок і важкої колісної техніки.

Проєктування вдосконаленої системи охолодження для цього двигуна дозволить не лише підвищити його ефективність, але й сприятиме покращенню характеристик військової техніки в цілому. Це важливо для підтримки бойових можливостей Української армії в умовах інтенсивних бойових дій, а також дозволить компанії Industrial Vehicles Corporation зберігати конкурентоспроможність на світовому ринку двигунобудування.

					КРМ.142.6221мз.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		5

Розділ 1

Використання двигуна FPT Iveco Tector у складі бойової машини

1.1 Етапи створення та модернізації броньованої розвідувально-дозornoї машини

Броньовану розвідувально-дозornoу машину (БРДМ) було розроблено на Горьковському автозаводі в спеціальному конструкторському бюро конструкторсько-експериментального відділу. В ті часи підприємство вже мало значний досвід у створенні легких бронетранспортерів. Саме тут було спроектовано легкий бронетранспортер БТР-40 (рис. 1.1), на основі якого пізніше розробили першу броньовану розвідувальну машину БРДМ.



Рис. 1.1. Бронетранспортер БТР-40

Відповідно до тактико-технічних вимог, БРДМ мала бути здатна без підготовки долати водні перешкоди вплав та пересікати широкі траншеї і окопи. Для цього машину оснастили герметичним корпусом із водометним рушієм і висувними катками які прививодилися і дію двигуном. Перша версія БРДМ (ГАЗ-40П) надійшла на озброєння розвідувальних підрозділів Радянської Армії у 1957 році. Однак у процесі експлуатації було виявлено серйозні недоліки конструкції.

На момент створення машини конструктори мали у своєму розпорядженні лише бензиновий двигун ГАЗ-11 довоєнної розробки потужністю 90 к.с. Його переднє розташування підвищувало ризик ураження машини фронтальним вогнем. Слабким залишалося і озброєння – один кулемет СГМБ калібром 7,62-мм, вогонь із якого стрілець вів, наполовину висунувшись із лю-

					КРМ.142.6221мз.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

ка. Конструкція машини не дозволяла встановити кулеметну башту з важчим озброєнням через обмеження за масою.

В 1959 році керівництво Головного бронетанкового управління видало нові тактико-технічні вимоги для розробку вдосконаленої розвідувально-дозорної машини, здатної працювати у складі підрозділів разом із бронетранспортерами БТР-60, перспективними танками та бойовими машинами піхоти (БМП).

БРДМ-2 мала значно покращені характеристики порівняно з попередньою моделлю БРДМ, зокрема: більшу вогневу міць, покращені ходові якості, вищий рівень захищеності, а також систему протиатомного захисту. Вона була оснащена системою радіозв'язку для передачі та отримання команд і розвідувальної інформації. У той же час на ГАЗ почалося виробництво нового вантажного автомобіля ГАЗ-66 («шишига») з двигуном потужністю в 120 к.с., що дозволило вдосконалити БРДМ-2, використовуючи вузли від ГАЗ-66 (двигун, мости, трансмісія тощо). Проєкт отримав заводське позначення «ГАЗ-41», і розробку очолювала та сама команда конструкторів, що працювала над першою машиною. Керівником проєкту був головний конструктор ГАЗ – Дедков В. А., а провідним конструктором – Лебедев А. Н.

Було прийнято нову компоновку: відділення управління розташовувалося спереду, а силова установка – ззаду. Це покращило оглядовість, оскільки бойове відділення стало більш просторим і змістилося вперед. Завдяки розташуванню двигуна в задній частині корпусу, водохідні якості машини також покращилися. БРДМ-2 була озброєна кулеметом КПВТ, який був встановлений на відкритій турелі. Екіпаж складався з п'яти осіб: двох членів екіпажу та трьох розвідників.

До липня 1960 року були готові бронекорпуси для двох перших досвідчених машин. Проте виникли затримки з іншими агрегатами: трансмісія для нової машини досі проходила випробовування, тому для першого прототипу «ГАЗ-41» було використано трансмісію та ходову частину від БРДМ. Це призвело до проблем під час ходових випробувань – через зростання потужності

					КРМ.142.6221мз.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

двигуна виникали поломки: горіло зчеплення та тріснули шестерні коробки передач.

Військовослужбовці висловили низку зауважень щодо роботи БРДМ-2:

1. Трансмсія не забезпечувала передачу повного крутного моменту, що розвивав двигун.

2. Використання мостів від ГАЗ-66 впливало на те, що вузька автомобільна колія, запозичена від «шишиги», робила «ГАЗ-41» нестійким на поворотах і схилах, а також ускладнювала рух по колії танка.

3. Розміщення на відкритій турелі озброєння не надавало достатнього захисту стрільцю, що робило неефективною роботу системи протиатомного захисту.

4. Внутрішній об'єм корпусу був надзвичайно тісним для розміщення екіпажу, і вони змушені були працювати в умовах обмежених можливостей.

5. Командир машини не мав хорошого кругового огляду, оскільки правий бік був закритий водієм, а лівий – корпусом машини.

Проте, після часткового усунення цих недоліків, згідно до наказу Міністра оборони від 22.05.1962 року, розвідувальну машину було прийнято на озброєння під позначенням БРДМ-2.



Рис. 1.2. Передсерійна версія БРДМ-2

Цікаво, що БРДМ-2 не була одразу запущена в серійне виробництво, як зазвичай відбувалося з прийнятими на озброєння зразками. Причиною цього стала невизначеність з озброєнням. Військових категорично не влаштовувало

					КРМ.142.6221мз.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

розміщення кулемета КПВТ на відкритій турелі, тому конструктори вирішили оснастити БРДМ-2 вежею з двома спареними кулеметами КПВТ і ПКТ, яку розробляли для бронетранспортера БТР-60ПБ.

Прототип БРДМ-2 з такою баштою був готовий лише до початку 1963 року. Башту встановили майже посередині корпусу, що не порушувало якості під час подолання водних перешкод і покращувало влучність вогню. Стрілець тепер міг вести круговий обстріл, перебуваючи всередині корпусу, що знижувало вплив на систему протиатомного захисту. Однак це призвело до скорочення внутрішнього простору і зменшення екіпажу до 4 осіб. У результаті, машина задовольнила замовника, демонструючи кращі параметри прохідності та водохідних якостей, значно підвищену вогневу міць. Проте посадка та висадка залишалися незручними через два люки в передній частині даху корпусу, що робило екіпаж уразливим.

В 1963 році був продемонстрований дослідний БРДМ-2 з баштовим озброєнням. Після цього були покращені оглядові прилади для розвідників. Проте проєкт БРДМ-2 певний час не отримував належної уваги, оскільки основні зусилля були зосереджені на серійному виробництві БТР-60ПБ. Перші передсерійні БРДМ-2 були випущені лише в 1964 році, а серійне виробництво набирало темпи дуже повільно: у 1965 році було побудовано 80 машин, а в 1966 році замість запланованих 600 – лише 440.

Проте БРДМ-2 виявилася надзвичайно довговічною – її виробництво тривало до 1989 року. Загалом було випущено близько 9500 БРДМ-2, і майже половина із них стала основою для спеціалізованих машин. До 1967 року підприємство ГАЗ продовжувало випускати стару модель БРДМ, зокрема, як шасі для спецмашин.

Виробництво БРДМ-2 було припинено у 1989 році, однак ця машина досі знаходиться на озброєнні багатьох армій світу. Оскільки більшість обладнання та агрегатів, розроблених 30...50 років тому, морально застаріло, виникло багато програм модернізації БРДМ-2. Завдяки відповідним доопрацюванням, БРДМ-2 може продовжувати виконувати як розвідувальні функції,

					КРМ.142.6221мз.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

так і служити платформою для різноманітних спеціалізованих машин, відповідно до сучасних вимог бою.

Однією з таких програм є модернізація БРДМ-2ДІ «Хазар», здійснена на ДП «Миколаївський ремонтно-механічний завод».



Рис. 1.3. БРДМ-2ДІ «Хазар»

Після розпаду СРСР значна кількість БРДМ-2 залишилася на території нашої держави. Для підтримки їх боєздатності в умовах дефіциту оригінальних запасних частин та для поліпшення тактико-технічних характеристик, в ХКБМ імені Морозова був розроблений проєкт модернізації БРДМ-2, що отримав маркування БРДМ-2ЛД. Основна мета модернізації – підвищення характеристик рухливості машини шляхом встановлення дизельного двигуна СМД-21-08 та доопрацювання штатних вузлів, зокрема корпусу, даху МТО і системи двигуна. Завдяки збільшенню крутного моменту двигуна в 1,7 рази, прохідність БРДМ-2 в важких умовах значно покращилась, а запас ходу зріс на 25 %, досягнувши 940 км при тих самих обсягах палива. В результаті відмови від додаткових опускних коліс в середині корпусу вивільнилося місце для встановлення додаткових люків для посадки та висадки екіпажу.

Зі свого боку, ДП «Миколаївський ремонтно-механічний завод» із 1999 року випускав БРДМ-2ЛД із двигуном СМД-21, а у 2007 – 2008 роках було розроблено варіант БРДМ-2ДІ «Хазар». Цей варіант оснащувався дизельним двигуном FPT Iveco Tector потужністю 125 кВт, при цьому за бажанням замовника могли бути встановлені різні типи озброєння, а колеса для підвищення прохідності залишалися.

					КРМ.142.6221мз.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

1.2 Устрій БРДМ-2

Основні параметри БРДМ-2 визначаються її схемою із заднім розташуванням відділення силової установки (що контрастує з переднім розташуванням у попередньому БРДМ). Відповідно, бойове відділення знаходиться в середині корпусу, а відділення управління в його передній частині.

У відділенні управління було розміщено органи керування машиною, радіостанція, навігаційна апаратура, прилади спостереження, а також сидіння для командира і водія. Бойове відділення включає баштову кулеметну установку, боєкомплект, гідропідйомники для додаткових коліс, два одномісних сидіння для екіпажу, а також під поликом – роздавальну коробку із редуктором і коробками відбору потужності для додаткових коліс.

Відділення силової установки містить двигун із коробкою передач, коробку відбору потужності на водомет, масляні і водяні радіатори, теплообмінники, передпусковий підігрівач, водооткачувальний насос, водометний рушій, бензинові баки і акумуляторну батарею. Це відділення ізольоване від решти корпусу герметичною перегородкою, на якій з лівого боку розміщена фільтровентиляційна установка. Для доступу до двигуна в перегородці передбачені відкидні люки.

Корпус БРДМ-2 виготовлений із сталевих катаних броньових листів, що забезпечують герметичність і захист від куль стрілецької зброї, осколків від снарядів малого калібру завдяки броні товщиною 6-10 мм.

Озброєння БРДМ-2.

У башті БРДМ-2 встановлені два кулемети: КПВТ калібром 14,5 та спарений з ним ПКТ калібром 7,62 мм. Приводи для повороту башти та наведення зброї є механічними. Вертикальний кут обстрілу складає від -5° до $+30^{\circ}$, а горизонтальний – 180° . Стрілок під час стрільби розміщується на спеціальному підвісному сидінні, яке обертається разом з баштою.

Кулемет КПВТ є крупнокаліберним і здатен вражати легку бронетехніку. Його прицільна дальність складає 2000 м, а скорострільність – 600 пострілів за хвилину. Бронебійна куля на дальності 500 м здатна пробивати вер-

					КРМ.142.6221мз.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

тикально встановлену броню товщиною до 32 мм. Боекомплект КПВТ складає 500 патронів.

Двигун.

У штатному виконанні БРДМ-2 оснащений V-подібним восьмициліндровим карбюраторним двигуном ГАЗ-41 потужністю 100 кВт з рідинним охолодженням. Об'єм паливного баку становить 280 л, що забезпечує запас ходу по суші до 750 км або можливість руху на плаву протягом 14...16 годин.

Двигун має рідинну систему охолодження з примусовою циркуляцією з двома водяними радіаторами, які розміщені в силовому відділенні за двигуном. Для забезпечення належних умов охолодження двигуна під час руху по воді в систему охолодження введені трубчасті теплообмінні апарати для охолоджуючої рідини та масла.

Для модернізації БРДМ-2 пропонується заміна двигуна ГАЗ-41 на сучасний дизельний двигун FPT Iveco Tector, що має кращі технічні характеристики, зокрема вищу потужність та ефективність. Це дозволить підвищити загальні показники машини, зокрема її рухливість та надійність в умовах сучасних бойових дій..

Порівняння двигунів FPT Iveco Tector і ГАЗ-41 представлено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Порівняння двигунів ГАЗ-41 і FPT Iveco Tector

Параметр	Познач.	ГАЗ-41	FPT Iveco Tector
Робочий об'єм двигуна, л	$V_{об}$	5,53	3,92
Кількість циліндрів, шт.	N	8	4
Діаметр циліндру, мм	D	100	102
Хід поршня, мм	S	88	120
Ефективна потужність, кВт	N_e	100	125
Частота обертання, $хв^{-1}$	n_n	3400	2700
Ступінь стиску	ϵ	6,70	17,50
Кількість клапанів на циліндр, шт.	$N_{кл}$	2	4
Питома витрата палива, $кг/(кВт \cdot год.)$	g_e	0,333	0,193
Максимальний крутний момент, Н·м	M_k	352	560

Ходова частина БРДМ-2 в основному аналогічна ходовій частині попередньої моделі БРДМ. Конструкція включає два ведучі мости, до яких при русі по пересіченій місцевості можуть приєднуватися дві пари додаткових коліс, які опускаються за допомогою гідроприводу. Це забезпечує відмінну прохідність та дозволяє машині долати складні ділянки рельєфу.

БРДМ-2 оснащена системою централізованого регулювання тиску в шинах, що дозволяє змінювати тиск як на стоянці, так і під час руху. Завдяки цьому машина може рухатися по шару снігу товщиною до 30 см, не знижуючи тиск в шинах, оскільки колеса ефективно продавлюють сніг до мерзлого ґрунту, що забезпечує хороше зчеплення з поверхнею.

Для самовитаскування в передній частині корпусу встановлена лебідка із тросом довжиною 50 м та тяговим зусиллям 3,9 т, що дозволяє швидко витягнути машину з важких умов. БРДМ-2 має високу швидкість при русі по пересіченій місцевості, а її максимальна швидкість по шосе досягає 95-100 км/год. На воді БРДМ-2 може рухатися зі швидкістю 8-10 км/год за допомогою водометного рушія, при цьому для повороту на плаву використовуються водяні рулі.

Ці характеристики надають БРДМ-2 високу універсальність та адаптивність до різних умов експлуатації, що робить її ефективною в різних бойових і місцевих ситуаціях..

1.3 Висновок до розділу

У цьому розділі розглянуто еволюцію створення та шляхи модернізації бронетранспортера БРДМ-2, а також її конструктивні особливості. Приведена порівняльна таблиця основних параметрів силової установки. Зважаючи на актуальність підвищення боєздатності техніки в умовах війни, модернізація БРДМ-2 є важливим кроком для покращення її експлуатаційних характеристик, зокрема в умовах інтенсивних бойових дій.

Для заміни застарілого двигуна ГАЗ-41 пропонується встановити новий двигун типу 4ЧН 10,2/12, який має вертикальну рядну конструкцію з блоч-

					КРМ.142.6221мз.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

ним остовом. Цей двигун з нижнім розташуванням кулачкового валу забезпечить підвищену надійність і ефективність. Система газорозподілу, характерна для цієї компоненти, дозволяє покращити механічну стабільність та забезпечує зручність в обслуговуванні в польових умовах.

У рамках модернізації БРДМ-2ДІ «Хазар», в якій замість старого двигуна ГАЗ-41 встановлюється більш сучасний FPT Iveco Testor, з'являються значні покращення в економічних характеристиках. Зокрема, новий двигун забезпечує кращу економію пального та знижує витрати на експлуатацію техніки. Це критично важливо для підвищення ефективності військових операцій в умовах війни, де оптимізація витрат палива та забезпечення стабільної роботи техніки на фронті має вирішальне значення.

Модернізація також передбачає поліпшення мобільності, прохідності та надійності БРДМ-2, що робить її більш ефективною для виконання розвідувальних і бойових завдань, забезпечуючи максимальну ефективність в умовах сучасного військового конфлікту.

					КРМ.142.6221мз.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

Розділ 2

Моделювання робочого циклу двигуна FPT Iveco Tector

2.1 Вступ

Для досягнення економічності слід врахувати всі чинники, які впливають на питому витрату палива та мастила. Для забезпечення високого механічного ККД, крім оптимізації параметрів робочого циклу двигуна, важливо також раціонально спроектувати системи двигуна, обрати найкращий режим охолодження та врахувати інші конструктивні особливості.

Надійність двигуна забезпечується продуманою конструкцією, точними розрахунками, особливо щодо міцності. Необхідно врахувати всі можливі умови експлуатації, які можуть виникнути під час роботи двигуна. Допустимий рівень шуму і вібрації досягається завдяки використанню шумоглушників та конструктивним рішенням для зменшення шуму у вузлах двигуна. Зниження токсичності вихлопних газів забезпечується оптимальним вибором параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, а також коефіцієнта надлишку повітря α .

Для зменшення викидів парів палива та мастила необхідно забезпечити високу надійність конструкції паливної та масляної систем. Крім того, загальна надійність двигуна значною мірою визначається ефективністю роботи системи пуску.

Під час проєктування необхідно передбачити легкий доступ до основних вузлів двигуна, забезпечити максимальну взаємозамінність деталей і спростити демонтаж поршня разом із шатуном через циліндр.

Конструкція двигуна повинна бути компактною, з мінімальною кількістю трубопроводів, а компоненти мають розташовуватися раціонально, уникаючи зайвих навісних елементів, якщо їх можна винести окремо. Таким чином, завдяки комплексному підходу до конструктивних рішень, ретельному доведенню двигуна на випробуваннях і в процесі експлуатації, можна створити дизельний двигун, який відповідатиме найвищим сучасним стандартам.

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При використанні двигуна у складі дизельної електростанції особливу увагу слід приділити параметрам частоти обертання і потужності, а також системі регулювання частоти обертання. Ці вимоги є надзвичайно жорсткими, оскільки необхідно забезпечити стабільну та узгоджену роботу двигуна за будь-яких режимів експлуатації.

2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеального циклу. У розрахунковому циклі змінюються кількість робочого тіла, його склад та фізичні властивості. Через обмежену швидкість згоряння та дисоціацію продуктів горіння хімічна енергія, що міститься в паливі, виділяється поступово, а не миттєво. У процесі розширення відбувається догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, що супроводжується виділенням додаткового тепла.

У розрахунковому циклі не можна приймати робоче тіло з постійними теплоємностями, оскільки температура та склад газів у циліндрі значно змінюються. Крім того, враховуються теплові та аеродинамічні втрати, які впливають на ефективність роботи двигуна.

Окрім розрахункового циклу, необхідно розглядати також дійсний цикл, який реалізується в працюючому двигуні. На сьогоднішній день його неможливо точно описати через недосконалість розрахункових методик і складність процесів, що відбуваються в циліндрі. Чим досконаліша методика теплового розрахунку, тим точніше розрахунковий цикл відповідає дійсному.

У цьому дипломному проєкті застосовано класичну методику теплового розрахунку, розроблену Гринівецьким В. І. і вдосконалену Мазінгом Є. К.

Цей метод базується на загальновідомих положеннях термохімії та термодинаміки, що дозволяє відносно точно врахувати теплові процеси в робочому циліндрі. Він представляє собою аналітичне інженерне дослідження, яке дає змогу оцінити основні параметри теплового циклу.

Ця методика забезпечує можливість:

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- кількісно оцінювати теплові процеси як на етапі проєктування, так і під час дослідження вже створеного двигуна;
- аналізувати основні параметри циклу та визначати фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- розраховувати параметри стану робочого тіла в ключових точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, які характеризують загальну роботу двигуна.

Метод гарантує точність розрахунків, достатню для практичного використання. Це досягається, незважаючи на те, що процеси в двигуні описуються спрощеними термодинамічними моделями, а для врахування реальних умов використовуються емпіричні коефіцієнти.

Розрахунок робочого циклу виконано за допомогою персонального комп'ютера з використанням програмного забезпечення MathCAD.

2.3 Аналіз і вибір основних параметрів робочого циклу двигуна

Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна є одним із ключових етапів у проєктуванні, оскільки ці параметри визначають його ефективність, економічність, екологічність і надійність. Основні параметри робочого циклу визначаються на основі паспортних характеристик двигуна та даних з довідкових матеріалів, їх значення наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Вихідні дані

Параметр, од. виміру	Позначення	Значення
Кількість циліндрів, шт.	N	4
Діаметр циліндру, мм	D	102
Хід поршня, мм	S	120
Ефективна потужність, кВт	N_e	125
Кількість обертів КВ, об/хв	n_n	2700
Витрата повітря, кг/с	$G_{пов}$	0,223
Витрата води, кг/с	G_v	3,660
Тиск газів перед турбіною, МПа	P_t	0,231
Тиск наддуву, МПа	P_k	0,262

Температура повітря в ресивері, К	T_s	335,5
Ступінь стиску	ε	17,5
Коефіцієнт надлишку наддувного повітря	α	2,2258
Максимальна температура охол. рідини, К	t_p	380
Кількість клапанів на циліндр, шт.	$N_{кл}$	4
Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	g_e	0,1931
Ефективний ККД двигуна	η_e	0,4382
Витрата газів через турбіну, кг/год.	G_t	0,232
Тиск повітря за ОНП, МПа	P_s	0,252
Температура повітря за компресором, К	T_k	449
Температура газів перед турбіною, К	T_t	752
Максимальний тиск в циліндрі, МПа	P_z	16,61

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 323$ К. Вибір температури 323 К є технічно виправданим і забезпечує універсальність розрахунків для різних експлуатаційних умов.

Тиск навколишнього повітря p_0 . Приймаємо $p_0 = 0,103$ МПа. Значення є обґрунтованим вибором для моделювання робочого циклу двигуна за стандартних умов експлуатації.

Ступінь стиску ε . При виборі ступеня стиску важливо врахувати кілька основних факторів, зокрема розміри циліндра та спосіб сумішоутворення, оскільки ці параметри безпосередньо впливають на ефективність роботи двигуна, рівень його потужності та економічності. Приймаємо $\varepsilon = 17,5$.

Коефіцієнт надлишку наддувного повітря α . Цей коефіцієнт залежить від способу сумішоутворення та розмірів циліндра двигуна. При збільшенні цього параметра спостерігається зменшення питомої витрати пального, проте це також веде до зниження середнього ефективного тиску та потужності. Тому його оптимальне значення потрібно визначати за допомогою кількох етапів розрахунків, прагнучи одночасно досягти необхідної потужності та максимальної економічності. Остаточний вибір значення коефіцієнта α здійснюється на основі оптимального значення середнього ефективного тиску P_k . З урахуванням усіх цих факторів, ми приймаємо $\alpha = 2,226$.

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

Механічний коефіцієнт корисної дії турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

Адіабатний коефіцієнт корисної дії турбіни $\eta_{t.ad} = 0,78$.

Показник адіабати атмосферного повітря $k_a = 1,4$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . На значення цього коефіцієнта впливають тип двигуна, а також особливості систем повітропостачання та газообміну. Для ВОД γ_r варіюється в межах 0,02...0,08. У розрахунках приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина може змінюватися в широкому діапазоні та залежить від рівня досконалості двигуна. Найбільш доцільно визначити її після проведення аналізу теплового балансу двигунів, схожих на проєктований. Для ВОД $\xi_z = 0,75...0,94$; $\xi_b = 0,86...0,98$ [5]. У розрахунках приймаємо $\xi_z = 0,86$ та $\xi_b = 0,89$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високофорсованих двигунів значення ступеня підвищення тиску при згорянні лежить в діапазоні 1,3...2,0 [1]. Приймаємо $\lambda = 1,4$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає 6...40 К – для двигунів із наддувом та 12...25 К – для двигунів без наддуву. У розрахунках приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ визначається на основі експериментальних даних з урахуванням типу двигуна та особливостей його системи газообміну. У розрахунках приймаємо $\zeta = 0,98$.

Зменшення тиску в охолоджувачі наддувного повітря ΔP_{ox} . Охолоджувач наддувного повітря є перешкодою на шляху руху повітря, що призводить до зниження його тиску в процесі проходження через нього. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 120$ кПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів цього типу температура залишкових газів варіюється в межах 720...890 К. У розрахунках приймаємо $T_r = 830$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, що працює на дизельному паливі. Масовий склад пального включає пропорційне співвідношення основних компонентів, що визначають його характеристики і впливають на процес згоряння в двигуні:

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

Вуглець (C) = 0,87 кг; Водень (H) = 0,126 кг; Сірка (S) = 0 кг; Кисень (O) = 0,004 кг.

Нижча теплота згоряння пального Q_n^0 . Для пального дизельних двигунів залежить від складу пального та його характеристик. Приймаємо: $Q_n^0 = 42700$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z визначає кількість робочих ходів поршня, які виконуються за один оберт колінчатого валу. Для чотиритактних двигунів цей коефіцієнт дорівнює $Z = 0,5$.

2.4 Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура наддувного повітря на виході з компресора, К

$$T_k := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 448,83;$$

Температура наддувного повітря на вході в циліндри двигуна, К

$$T_s := T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 335,018;$$

Температура повітряного заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a := \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 365,488;$$

Тиск наддувного повітря на вході в циліндри двигуна, МПа

$$P_s := P_k - \Delta P_{ox} \quad P_s = 0,252;$$

Тиск повітряного заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a := \xi_a \cdot P_s \quad P_a = 0,241;$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_i := \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0,927;$$

Розрахунок процесу стиснення

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури через теплообмін зі стінками циліндра. Додатково на процес стиснення впливають витоки газів через недостатню герметизацію клапанів і поршневих кілець, подача палива до моменту закриття впускного клапана, випаровування пального, а також часткове згоряння палива наприкінці фази стиснення. Тому точне термодинамічне описання процесу стиснення в реальному двигуні є складним [3].

На практиці вважається, що процес стиснення відбувається за політропним законом з показником n_1 , значення якого обрано таким чином, щоб робота, виконана в процесі стиснення, була еквівалентною роботі, що відбувається в реальному процесі стиснення з змінним показником.

При виборі величини n_1 слід враховувати такі фактори: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 зростає; зі зростанням середньої температури процесу стиснення n_1 зменшується; зі зниженням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відношення поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 також збільшується. Для дизельних двигунів з нерозділеними камерами згоряння значення n_1 знаходиться в межах 1,32–1,42. У розрахунках приймаємо $n_1 = 1,359$.

Тиск в кінці процесу стиснення, МПа

$$P_c := P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 11,852;$$

Температура в кінці процесу стиснення, К

$$T_c := T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 1016,223$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L := \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1,101;$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\beta_0 := 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1,0287;$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta := \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1,0282;$$

Частка палива, що згоріла в точці z

$$x_z := \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0,965;$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z := 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1,026;$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_u}{\alpha \times L_0} + \left[c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda) \right] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_u}{\alpha \times L_0} + \left[(19,86 + 0,003 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((19,88 + 0,0031 \times T_c) + 8,314 \times \lambda) \right] \times T_c$$

Представлене рівняння розв'язується методом послідовних наближень. Для першого наближення приймаємо значення $T_z = 1800$ К. Після розв'язання декількох рівнянь отримаємо:

$$T_z = 1917;$$

Максимальний тиск в циліндрі в результаті згоряння палива, МПа

$$P_z := \lambda \cdot P_c \quad P_z = 16,598;$$

Розрахунок процесу розширення

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь попереднього розширення

$$\rho := \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad \rho = 1,384;$$

Ступінь послідуєчого розширення

$$\delta := \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 12,638;$$

Розрахунок параметрів процесу розширення здійснюється із припущенням, що показник політропи розширення n_2 , залишається умовно постійним. Для дизельних двигунів n_2 варіюється в межах від 1,18 до 1,3. Показник політропи залежить від кількох факторів, таких як режим роботи двигуна, розміри циліндра, система охолодження та інші параметри. Коли збільшується тривалість догорання палива, це призводить до зниження теплообміну та витоків газів, що, в свою чергу, зменшує значення n_2 . З урахуванням цих факторів для подальших розрахунків приймаємо відповідне значення:

$$n_2 = 1,281;$$

Температура наприкінці процесу розширення, К

$$T_b \leftarrow T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad T_b = 937,284;$$

Тиск наприкінці процесу розширення, МПа

$$P_b := \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 0,642;$$

Визначення індикаторних показників двигуна

Середній теоретичний індикаторний тиск, МПа

$$P'_i := \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P'_i = 1,622;$$

Середній дійсний індикаторний тиск, МПа

$$P_i := P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1,5928;$$

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год.)

$$g_i := 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_i}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad g_i = 0,172;$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i := \frac{3600}{g_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0,491;$$

Визначення ефективних показників двигуна.

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e := P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1,415;$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e := \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0,437;$$

Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год.)

$$g_e := \frac{g_i}{\eta_m} \quad g_e = 0,1924;$$

Ефективна номінальна потужність двигуна, кВт

$$N_e := 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 125,02;$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N := \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0,007 \%;$$

Точність розрахунку вважається достатньою, оскільки відхилення між заданою та розрахованою потужністю не перевищує 0,05 %.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата наддувного повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала повітря $R = 287$ Дж/(кг·К)

$$G_{\text{ww}} := \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_i \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 0,223;$$

Витрата відхідних газів через турбіну турбокомпресора, кг/с

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_t := G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 0,230;$$

Тиск відхідних газів перед турбіною турбокомпресора, МПа

$$P_r := \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0,231;$$

Температура відхідних газів перед турбіною турбокомпресора, К

$$T_t := T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 749,16 \text{ К}$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s := \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0,79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1,132;$$

Універсальна газова стала для відхідних газів, кДж/(кг·К)

$$R_t := \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461,6} + \frac{0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296,8}} \quad R_t = 287,3;$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t := \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8,314}{(a_{vb} + b_b \cdot T_t)} \quad k_t = 1,376;$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі турбокомпресора

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_e}{k_e - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$P_k = 2,595;$$

Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} := P_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0,262;$$

Порівняння заданого та отриманого в розрахунках тиску наддуву

$$\Delta P_k := \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0,003 \%$$

Точність розрахунку вважається достатньою, оскільки відхилення між заданим і розрахованим значенням тиску наддуву не перевищує 0,05 %.

2.5 Розрахунок і побудова теоретичної індикаторної діаграми

Розрахункова (теоретична) індикаторна діаграма будується на основі результатів розрахунку робочого циклу. Ця діаграма далі використовується як вхідні дані для динамічного розрахунку та оцінки міцності двигуна. Побудова діаграми здійснюється аналітичним методом, оскільки графічні способи можуть призводити до значних похибок.

Ординати точок політропи розширення та стискування обчислюються за такими виразами:

– для політропи розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

– для політропи стискування:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів V/V_c , яке являє собою поточне значення ступеня стискування.

Ці формули використовуються для обчислення ординат точок на відповідних політропах (табл. 2.3), що дозволяє отримати точні дані для побудови індикаторної діаграми (рис. 2.1).

Таблиця 2.2. Основні дані для побудови теоретичної індикаторної діаграми

Параметр	Значення
Показник політропи стиснення, n_1	1,359
Показник політропи розширення, n_2	1,281
Тиск в кінці процесу стиснення, p_c , МПа	11,852
Максимальний тиск в циліндрі, p_z , МПа	16,598
Ступінь попереднього розширення, ρ	1,384
Ступінь стискання ε	17,5

Результати розрахунків, необхідні для побудови теоретичної індикаторної діаграми, можна представити у вигляді табл. 2.3, яка містить такі основні параметри:

Таблиця 2.3. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$, МПа	$p_{розш}$, МПа
1,0	11,8560	16,60
1,38400	7,6181	16,60
2,19074	4,0870	9,2258
2,99640	2,6711	6,1767
3,80224	1,9330	4,5527
4,60800	1,4889	3,5591
5,41374	1,1963	2,8953
6,21940	0,9908	2,4238
7,02524	0,8397	2,0736
7,83100	0,7246	1,8043
8,63674	0,6344	1,5916
9,44240	0,5620	1,4197
10,24824	0,5028	1,2783
11,05400	0,4537	1,1602
11,85974	0,4124	1,0602
12,66540	0,3772	0,9746
13,47124	0,3469	0,9006
14,27700	0,3205	0,8360
15,08274	0,2975	0,7792
15,88840	0,2772	0,7289

16,69424	0,2592	0,6842
17,50000	0,2431	0,6441

Після обчислення необхідних параметрів побудуємо теоретичну (згорнуту) індикаторну діаграму робочого циклу та відображаємо її в системі координат $p - V/V_c$ (рис. 2.1).

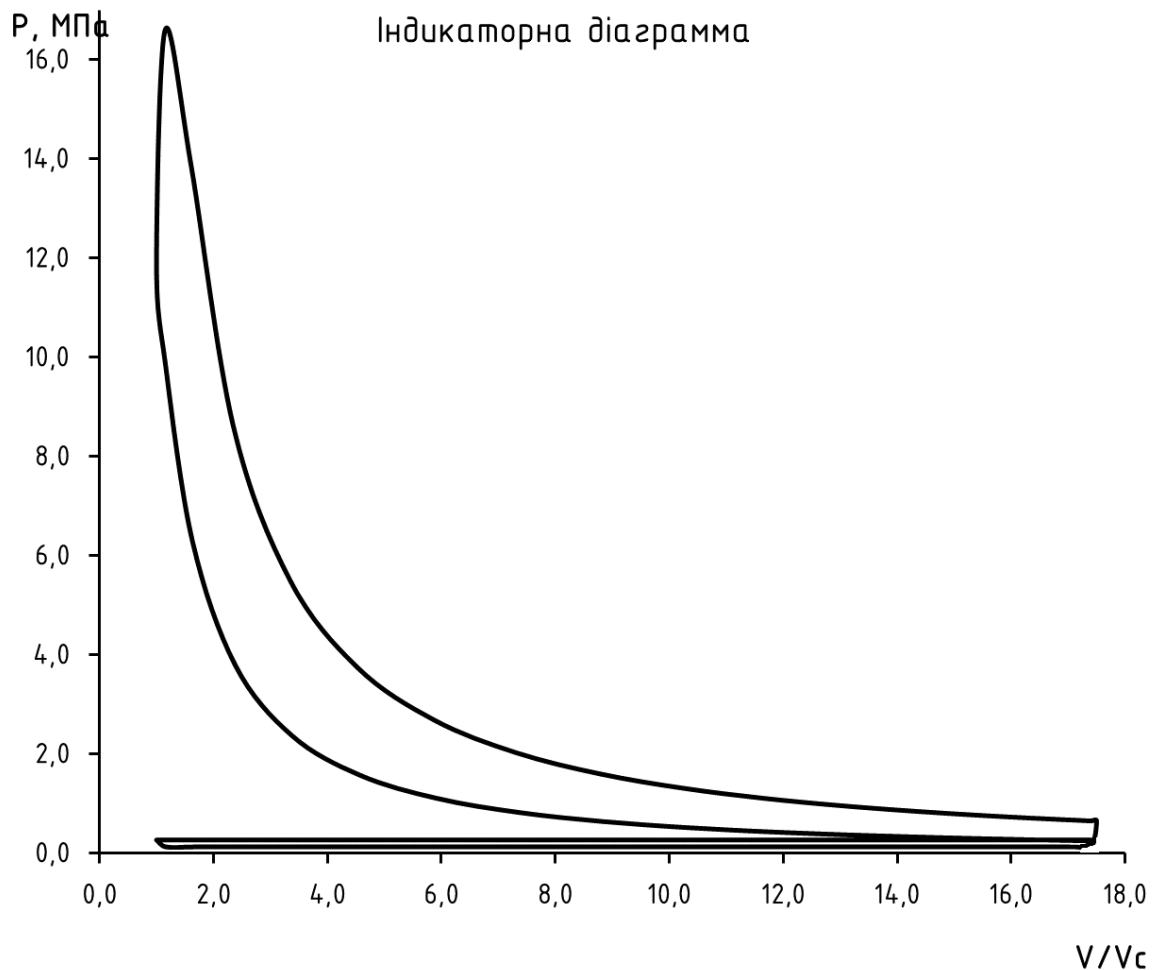


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма

2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна FPT Iveco Testor

Рівняння теплового балансу

$$Q_{\Sigma} = Q_{Ne} + Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B}$$

Q_{Σ} – загальна кількість теплоти, що виділяється в циліндрі при згорянні палива, кВт;

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Q_{Ne} – теплота, еквівалентна ефективній роботі дизельного двигуна, кВт;

Q_{Γ} – теплота, що виноситься з відхідними газами, кВт;

Q_W – теплота, що відводиться із системою охолодження, кВт;

Q_M – теплота, що відводиться з маслом, кВт;

$Q_{н.б.}$ – теплота, що враховує невраховані втрати, кВт;

Загальну кількість теплоти, що виділяється у циліндрі при згорянні палива, можна визначити за формулою:

$$Q_{\Sigma} = \frac{N_e}{\eta_e} = 285,39 \text{ кВт.}$$

Розрахуємо кількість теплоти, що виноситься з відхідними газами, або теплову потужність потоку вихлопних газів:

$$Q_{\Gamma} = I_{\Gamma} - I_B = G_{\Gamma} C_{p\Gamma} T_{3\Gamma} - G_B C_p T_0 = 92,68 \text{ кВт.}$$

Кількість теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину (теплова потужність потоку теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину):

$$Q_w = (Q_{\Sigma} - (Q_{\Gamma} - Q_B) - Q_{нв} - N_e - Q_{нб}) / (1 + a) = 39,82 \text{ кВт.}$$

$Q_{пм}$ – тепловий потік в масло, що охолоджує поршні.

$$Q_{пм} = a(Q_w) = 7,21 \text{ кВт.}$$

Розрахуємо кількість теплоти, що передається маслу, або теплову потужність потоку теплоти, що надходить у масло:

$$Q_M \approx 0,5(Q_w) = 19,91 \text{ кВт}$$

G_{wt} – продуктивність водяного циркуляційного насосу, кг/год

$$G_{wt} = N_e g_w / 1000 = 13200 \text{ кг/год.}$$

G_w – продуктивність водяного циркуляційного насосу в кг/с

$$G_w = G_{wt} / 3,6 = 3,67 \text{ кг/с}$$

ΔT_{wd} – різниця температур охолоджуючої рідини на вході та виході з двигуна, К

$$\Delta T_{wd} = \frac{Q_w}{Cp_w G_w} = 2,6 \text{ К}$$

G_M – продуктивність масляного насосу, кг/с

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_M = \frac{Q_M}{Cp_M \Delta T} = 1,13 \text{ кг/с}$$

Отже, ми визначили всі основні складові теплового балансу. Запишемо рівняння з усіма компонентами для подальшої перевірки:

$$Q_{\Sigma} = Q_G + Q_W + Q_{\text{пм}} + Q_{\text{нб}} + Ne + Q_{\text{нв}} = 287,6 \text{ кВт.}$$

Таким чином, можна дійти висновку, що всі компоненти рівняння теплового балансу відповідають встановленим вимогам точності, і баланс є збіжним..

2.7 Висновок до розділу

У результаті розрахунків було створено математичну модель циклу двигуна типу 4ЧН 10,2/12. Основні параметри цього двигуна наведені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4. Основні параметри двигуна типу 4ЧН 10,2/12

Параметр	Позначення	Од. виміру	Значення
Номінальна потужність	N_e	кВт	125
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,415
Максимальний тиск в циліндрі (точка z)	P_z	МПа	16,598
Тиск відхідних газів перед турбіною	P_t	МПа	0,231
Тиск наддувного повітря	P_k	МПа	0,261
Температура наддувного повітря в ресивері	T_s	К	335
Максимальна температура в циліндрі (точка z)	T_z	К	1917
Температура відхідних газів перед турбіною	T_t	К	748
Коефіцієнт надлишку наддувного повітря	α		2,225
Питома ефективна витрата пального	g_e	кг/(кВт·год)	0,1924
Ефективний ККД	η_e		0,437

Відповідно до значення тиску наддуву ($P_k = 2,61$), двигун належить до машин з середнім показником тиску наддуву [4].

Відповідно до значення середнього ефективного тиску ($P_e = 1,415$ МПа), двигун має середнє значення форсування за цим параметром, яке наближається до нижньої межі відповідного інтервалу значень [4].

Відповідно до значення $\eta_e = 0,437$, двигун має середній рівень економічності [3], що підтверджується отриманим значенням $g_e = 0,1924$ кг/(кВт·год.).

За величиною максимального тиску в циліндрі при згорянні $P_z = 16,598$ МПа, відповідає типовому рівню для двигунів з невеликим форсуванням за параметрами P_k та P_e , що свідчить про відповідність його конструкції вимогам працездатності.

За величиною максимальної температури в циліндрах $T_z = 1917$ К двигун відповідає вимогам термічної стійкості та екологічності для традиційної конструкції.

За величиною температури відхідних газів на вході в турбіну $T_t = 748$ К відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів, що підтверджує правильність вибору конструкції [5].

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується середнім рівнем форсування як за наддувом, так і за середнім ефективним тиском, що відповідає типовим значенням для аналогічних двигунів. Це свідчить про те, що двигун має збалансовані параметри для досягнення оптимальної роботи в умовах, що вимагаються для ефективного функціонування в широкому діапазоні робочих умов. Крім того, двигун задовольняє високі вимоги до економічності та екологічності, що є важливими факторами в сучасних вимогах до двигунів внутрішнього згорання. Зокрема, значення максимального тиску згорання $P_z = 16,598$ МПа, температура газу перед турбіною $T_t = 748$ К та максимальна температура згорання $T_z = 1917$ К підтверджують працездатність конструкції, а також її здатність працювати без порушень в умовах високих теплових і механічних навантажень.

Таким чином, можна стверджувати, що отримані результати відповідають вимогам, які висуваються до сучасних двигунів внутрішнього згорання, а їх подальше використання дозволяє здійснювати коректні розрахунки, що забезпечать надійну та економічно ефективну роботу двигуна.

					КРМ.142.6221мз.09.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		31

Розділ 3

Проектування системи охолодження двигуна FPT Iveco Tector

3.1 Вступ

У цьому розділі виконано проектування системи охолодження для двигуна FPT Iveco Tector, а також теплообмінних апаратів, які є її складовими, зокрема повітряно-водяного радіатора та охолоджувача наддувного повітря.

Система охолодження двигуна виконує важливу функцію відведення тепла від нагрітих частин циліндро-поршневої групи та забезпечення нормального температурного режиму роботи двигуна за різних умов і режимів експлуатації. Вона дозволяє підтримувати стабільний тепловий стан двигуна на всіх навантажувальних та швидкісних режимах, що сприяє досягненню оптимальних економічних та енергетичних показників його роботи.

Недотримання належного відведення тепла може призвести до серйозних наслідків, таких як погіршення змащення, перегрів деталей двигуна, вигорання масла, зниження міцності матеріалів та навіть обгорання окремих частин, наприклад, випускних клапанів. Сильне перегрівання викликає порушення нормальних зазорів між деталями двигуна, що, в свою чергу, може спричинити підвищений знос, заїдання та поломку.

Перегрів також має негативний вплив на коефіцієнт наповнення циліндра свіжим повітрям і може спричиняти детонацію. З іншого боку, надмірне охолодження небажане, оскільки це призводить до конденсації палива на стінках камери згоряння, погіршення сумішоутворення, зниження займистості та швидкості згоряння робочої суміші, що зменшує потужність і ефективність двигуна.

Для двигунів малої потужності використовуються два основні типи систем охолодження: рідинна та повітряна. Однак, більшість двигунів оснащені рідинним охолодженням через його більшу ефективність у відведенні тепла та можливість точнішого регулювання роботи системи. Повітряне охолодження, хоча й має свої переваги, в основному використовується в дизельних двигунах,

					КРМ.142.6221мз.09.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		32

де поліпшення робочого процесу досягається завдяки більш високим температурами поверхні камери згоряння..

В умовах експлуатації двигуна навантаження та частота обертання можуть змінюватися в значних межах. Тому системи охолодження оснащуються спеціальними пристроями, які автоматично підтримують необхідний рівень температури охолоджуючої рідини або стінок головки циліндра (у випадку повітряного охолодження).

Для ефективного керування тепловим станом двигуна використовуються терморегулятори, які контролюють циркуляцію рідини в різних гілках системи охолодження. Окрім того, тепловий режим двигуна можна регулювати шляхом зміни обертів приводу вентилятора, що дозволяє варіювати подачу атмосферного повітря для охолодження. Це дає змогу підтримувати оптимальну температуру роботи двигуна в різних умовах експлуатації, забезпечуючи його стабільну роботу та збереження ресурсів..

3.2 Формулювання цілей проєкту

Під час модернізації БРДМ-2 замінили штатний двигун ГАЗ-41 на FPT Iveco Tector. Це підняло низку питань щодо можливості використання наявної системи охолодження для нового двигуна, які розглядаються у цій кваліфікаційній роботі. Зокрема, потужність силового агрегату була збільшена на 20 кВт, що призвело до зростання теплового навантаження на компоненти системи охолодження. Крім того, новий двигун FPT Iveco Tector є наддувним, тому необхідно передбачити охолоджувач наддувного повітря, який слід інтегрувати в існуючу систему охолодження та розмістити в машинному відділенні БРДМ-2.

З урахуванням низки обмежень, представлених Замовником, можна визначити наступні цілі проєкту:

- Оцінити можливість використання штатної схеми системи охолодження для нового двигуна FPT Iveco Tector;

					КРМ.142.6221мз.09.03.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Перевірити, чи можна застосувати радіатор штатної системи охолодження як охолоджувач наддувного повітря, розміщений послідовно з радіатором у потоці вентиляторного повітря;
- Провести аналіз та сформулювати висновки щодо застосовності штатної системи охолодження для нового двигуна;
- Розробити рекомендації для покращення масогабаритних та економічних характеристик системи охолодження та її теплообмінних апаратів.

3.3 Початкові дані для моделювання системи охолодження

3.3.1 Схема системи охолодження та її параметри

Штатна система охолодження БРДМ-2 є повнопотоковою, де витрати охолоджуючої рідини через двигун та циркуляційний насос в режимі номінальної потужності дорівнюють витраті через всі теплообмінники, що входять до складу системи. Для зниження витрат на модернізацію було запропоновано залишити існуючу схему охолодження без змін. У цій схемі блок масляних радіаторів замінюється охолоджувачем наддувного повітря, який разом з радіатором охолоджується потоком вентиляторного повітря. Охолоджувач масла для двигуна FPT Iveco Tector пластинчатого типу встановлений в блоці циліндрів (рис. 3.1), при цьому частина охолоджуючої рідини потрапляє на охолоджувач масла на вході в двигун.

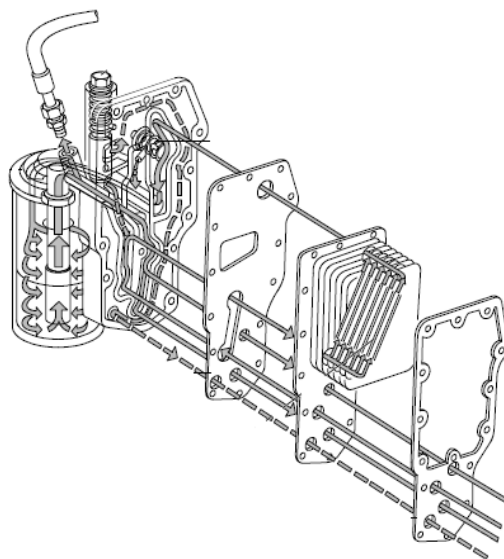


Рис. 3.1. Охолоджувач масла двигуна FPT Iveco Tector

На рис. 3.3 представлена схема моделювання модернізованої системи охолодження, встановленої на двигуні FPT Iveco Tector.

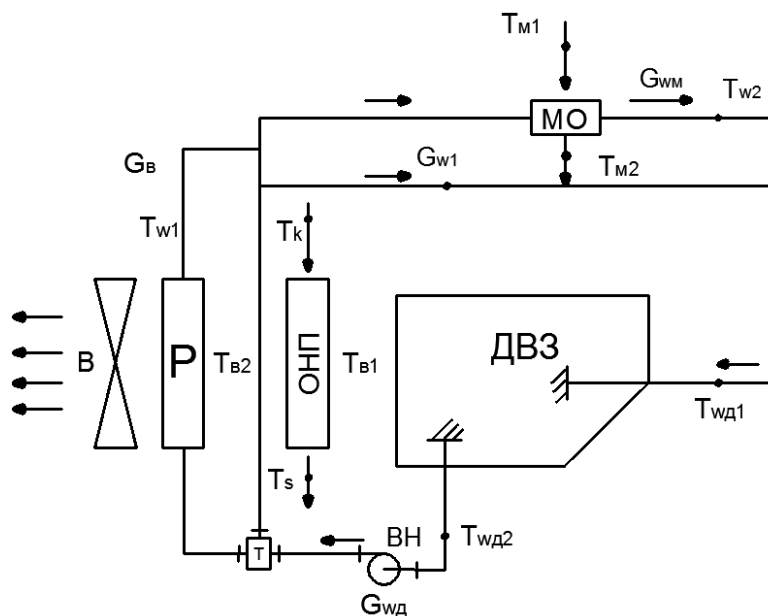


Рис. 3.2. Схема системи охолодження двигуна FPT Iveco Tector

В – вентилятор; ВН – насос водяний; ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння; МО – охолоджувач масла; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; Т – терморегулятор; Р – радіатор; T_{b1} – температура наддувного повітря на вході в ОНП; T_{m1} – температура масла перед охолоджувачем масла; T_{m2} – температура масла за охолоджувачем масла; T_k – температура наддувного повітря на вході в ОНП; T_s – температура наддувного повітря в ресивері; T_{w2} – температура охолоджувальної рідини за охолоджувачем масла; T_{wd1} – температура охолоджувальної рідини на вході в двигун; T_{wd2} – температура охолоджувальної рідини на виході із двигуна; T_{w1} – температура охолоджувальної рідини на виході із радіатора; G_{wm} – витрата охолоджуючої рідини через охолоджувач масла; G_{wd} – витрата охолоджуючої рідини.

Система охолодження двигуна FPT Iveco Tector працює на основі рідинної, примусової та закритої схеми з використанням антифризу як охолоджувальної рідини. Її об'єм становить 17 літрів. Принцип функціонування цієї системи, поданої на рис. 3.2, передбачає наступне (в умовах номінального режиму роботи двигуна при максимальних температурах довкілля): охолоджуюча рідина, нагріта до температури T_{wd2} на виході з двигуна, потрапляє до радіатора (його конструкція і параметри зображені на рис. 3.3). Після охолодження рідина прямує до блоку циліндрів, де ділиться на два потоки: один охолоджує масло через масляний радіатор, інший знижує температуру блоку циліндрів.

Після цього обидва потоки об'єднуються і повертаються до радіатора, де надлишок тепла передається в атмосферу.

Ця система охолодження відноситься до повнопотокового типу, оскільки об'єм охолоджуючої рідини, що проходить через двигун, дорівнює об'єму, що циркулює через насос і всі теплообмінники.

Атмосферне повітря всмоктується в машинне відділення за допомогою вентилятора з механічним приводом від двигуна. Проходячи через охолоджувач наддувного повітря, вентиляторне повітря охолоджує повітря після наддуву, а потім спрямовується на радіатор, де поглинає тепло від охолоджуючої рідини.

Параметри теплоносіїв у контрольних точках системи охолодження, надані Замовником для моделювання, подано в таблиці 3.1.

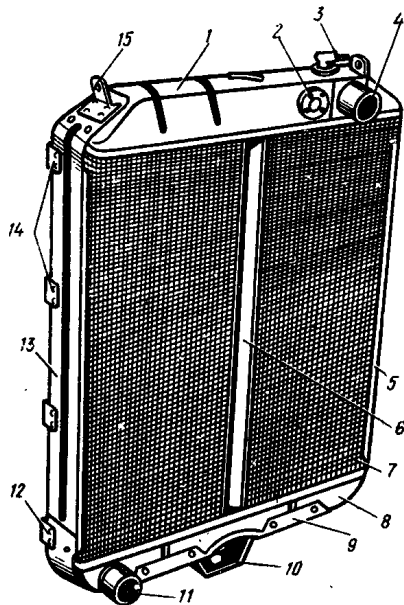
Таблиця 3.1. Параметри теплоносіїв в контрольних точках системи

Параметр, од. виміру	Позначення	Значення
Витрата охолоджуючої рідини в системі охолодження, кг/с	g_w	3,67
Витрата масла, кг/с	g_m	1,13
Витрата наддувного повітря, кг/с	G	0,180
Витрата вентиляторного повітря, кг/с	G_v	2,9...3,3
Тиск оточуючого середовища, МПа	P_0	0,103
Температура оточуючого середовища, К	T_0	323
Температура наддувного повітря на вході в ОНП, К	$T_{в1}$	323
Температура масла на виході із двигуна, К	$T_{м2}$	375
Температура охолоджуючої рідини на виході із двигуна, К	T_{wd2}	368
Температура повітря перед ОНП, К	T_k	448
Температура повітря в ресивері (за ОНП), К	T_s	336
Бажаний перепад температур мастила на двигуні, К	$\Delta T_{мд}$	8
Бажаний перепад температур охолоджуючої рідини на двигуні, К	ΔT_{wd}	10

3.3.2 Параметри теплообмінних апаратів

На БРДМ-2 встановлено два водяних пластинчасто-трубчастих радіатори, які працюють паралельно. За конструкцією обидва радіатори ідентичні та розташовані в силовому відділенні позаду двигуна. Вони закріплені болтами до кронштейнів, які приварені до днища корпусу бойової машини. Водяний радіатор, представлений на рис. 3.3, складається з остова (серцевини) 7, верхнього бачка 1 і нижнього бачка 8, двох бокових 5 та тринадцяти нижніх 9 пластин огорож, що утримують основні частини радіатора разом.

Серцевина радіатора включає 162 латунні овальні трубки, 386 мідних пластин і балку 6, яка додає жорсткості конструкції. З метою збільшення поверхні охолодження, пластини припаяні до трубок. У середній частині балки радіатора 6 є отвір для проходження валу приводу правого вентилятора. В верхній



частині бачка розташовано патрубок 4, через який охолоджуюча рідина надходить із двигуна до радіатора, а також паровідвідна трубка 3 і фланець 2 для датчика перегріву охолоджуючої рідини. На нижньому бачку приварений патрубок 11, через який охолоджуюча рідина відводиться від радіатора до двигуна. До нижньої пластини приварена скоба 10, яка виконує функцію опори для встановлення радіатора в машинному відділенні.

В таблиці 3.2. наведені конструктивні характеристики радіатора системи охолодження.

Таблиця 3.2. Конструктивні характеристики радіатора системи охолодження

Параметр	Позначення	Значення, мм
Ширина трубного пучка	<i>B</i>	648
Висота трубного пучка	<i>H</i>	472
Довжина пучка труб	<i>L</i>	75
Діаметр підвідного патрубка	<i>d_{вн}</i>	32
Діаметр відвідного патрубка	<i>d_{во}</i>	32

Виріз в радіаторі		36
Кількість трубок	N_T	164 шт.
Кількість пластин	N_n	384 шт.
Товщина пластини	$\delta_{пл}$	0,10
Висота поперечного перетину трубки	d_w	19
Крок між поперечними рядами труб	S_2	25
Крок між повздовжніми рядами труб	S_3	11
Крок між оребренням	S_4	2,28
Товщина стінки трубки	$\delta_{ст}$	0,16

Планується встановлення охолоджувача наддувного повітря, конструкція якого є аналогічною до радіатора. Крім того, у штатній системі охолодження передбачений водяний теплообмінник, який забезпечує відведення тепла від охолоджуючої рідини на виході з двигуна, а також від масла під час подолання водних перешкод. Конструкцію водо-водяного теплообмінного апарата зображено на рис. 3.4.

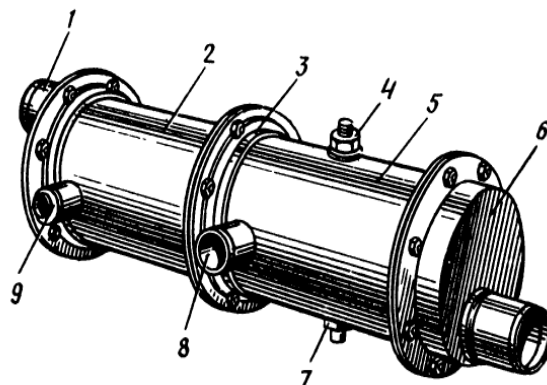


Рис. 3.4. Комбінований теплообмінний апарат водо-водяного типу

- 1 – патрубок кришки охолоджувача масла; 2 – охолоджувача масла; 3 – гумова прокладка;
 4 – заглушка; 5 – водяний теплообмінник; 6 – кришка водяного теплообмінника;
 7 – фланець зливного крану; 8 – патрубок підводу охолоджуючої рідини до теплообмінника; 9 – штуцер для відведення масла з охолоджувача масла

Під час моделювання схеми системи охолодження не враховувалася наявність водяного теплообмінника, оскільки розрахунки виконувалися для системи, яка розсіює тепло безпосередньо в навколишнє середовище. Включення водяного теплообмінника в схему не вплине на теплотехнічні параметри системи охолодження, проте може спричинити зміну гідравлічного опору.

Масляний теплообмінник пластинчастого типу (див. рис. 3.1) є частиною конструкції двигуна, тому його конструктивні та теплотехнічні параметри приймаються як сталі й незмінні для розрахунків

3.3.3 Опис конструкцій допоміжних агрегатів системи охолодження

Опис конструкції водяного циркуляційного насосу

Водяний циркуляційний насос (див. рис. 3.5) призначений для забезпечення примусової циркуляції охолоджувальної рідини в системі охолодження. Насос встановлений в корпусі, розташованому в блоці циліндрів, і приводиться в рух за допомогою ременів, натяг яких контролюється автоматичним натягувачем. Максимальна частота обертання робочого колеса насоса становить 2560 ± 50 об/хв, а робоча температура рідини, з якою працює насос становить 75 ± 4 °С.

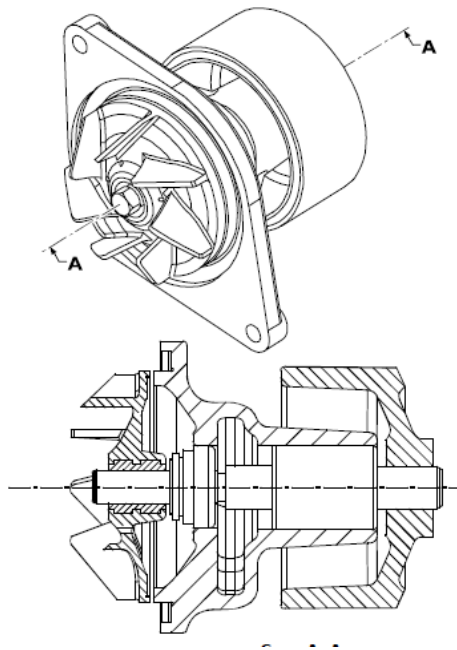


Рис. 3.5. Циркуляційний водяний насос

Опис конструкції термостата

Для прискорення прогріву холодного двигуна та запобігання його переохолодженню в патрубку виходу охолоджувальної рідини з впускного колектора встановлено термостат (рис. 3.6). Він регулює циркуляцію рідини через радіатори, забезпечуючи оптимальний температурний режим роботи двигуна.

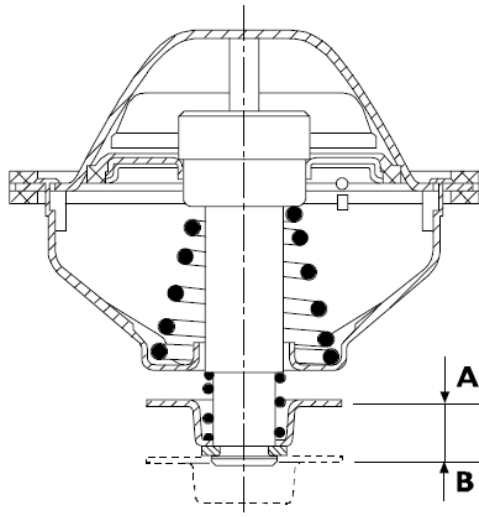


Рис. 3.6. Термостат

Термостат складається із корпусу 2 (див. рис. 3.6), гофрованого балону 1 та клапана 3. В верхній частини гофрованого балону міститься стержень клапана 3, а нижня частина балону приварена до корпусу. Гофрований балон заповнений рідиною, що легко випаровується. Фланець корпусу термостата за- тиснутий між приливом на впускному колекторі і патрубком.

Встановлюється термостат байпасного типу в головці блоку циліндрів. Ступінь відкриття клапана термостата визначається обсягом рідини, що про- ходить через радіатори, що, у свою чергу, впливає на тепловий режим двигуна. Клапан термостата починає відкриватися при температурі охолоджуючої рі- дини 78...84 °С і при досягненні температури 95°С повністю відкривається.

Опис конструкції вентилятора

Вентилятор використовується для створення повітряного потоку у сис- темі охолодження. За радіаторами в машинному відділенні розташовані два однакові шестилопатеві осьові вентилятори, які знаходяться в спеціальних ко- жухах. Кожен вентилятор (рис. 3.7) містить по шість лопатей 12, хрестовини 11, які кріпляться болтами до маточини 10, та валу 8. Вал встановлений у кор- пусі 4 направляючого кожуха на 2-х кулькових підшипниках. На іншому кінці валу закріплена маточина 7.

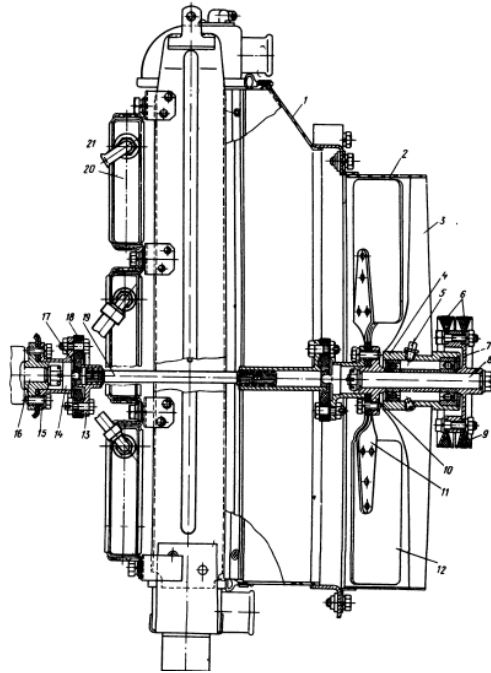


Рис. 3.7. Повітряний вентилятор

1 – рамка направляющих кожухів; 2 – кільце направляючого кожуха; 3 – спиця кожуху; 4 – корпус направляючого кожуху; 5 – прес-маслінка; 6 – ремені; 7 – маточина для шківів вентилятора; 8 – вал вентилятору; 9 – шків; 10 – маточина вентилятору; 11 – хрестовина вентилятору; 12 – лопать вентилятору; 13 – вилка муфти; 14 – опора шарова; 15 – фланець муфти; 16 – вал циркуляційного насоса; 17 – втулка шарової опори; 18 – диск муфти гумовий; 19 – вал приводу; 21 – радіатор водяний

З валом водяного насоса 16 за допомогою двох напівжорстких муфт і приводного вала 19 з'єднаний правий вентилятор. Напівжорстка муфта складається із вилки 13, гумового диску 18 і фланця 15, які з'єднані болтами. У середині муфти розташовані втулка 17 шарової опори і сама шарова опора 14. Використання напівжорстких муфт із шаровими опорами дозволяє компенсувати незначну несоосність між валами водяного насоса та правого вентилятора. Циркуляційний насос і правий вентилятор приводяться в обертання ременями від шківів на валу двигуна. Через шківів 9 правого вентилятора приводиться в обертання ременями 6 лівий вентилятор.

3.4 Розрахунок схеми системи охолодження

Для перевірки можливостей застосування стандартної схеми охолодження на двигуні FPT Iveco Tector слід скористатися методикою зворотного або перевірконого розрахунку. У процесі такого розрахунку задаються параметри навколишнього середовища, конструкційні характеристики всіх теплообмінників системи, витрати теплоносіїв через кожен теплообмінник і гілку системи, а також інші важливі показники, такі як підвищення тиску і ККД компресора або температура повітря після компресора, а також температури охолоджуючої рідини і масла на виході з двигуна.

Основні етапи розрахунку включають визначення температур теплоносіїв до і після кожного теплообмінника, а також температур на вході в двигун і в різних точках системи. Крім того, обчислюються кількості теплоти, що відводяться від масла і двигуна, і уточнюються теплові коефіцієнти корисної дії всіх теплообмінників, а також їх гідравлічний опір.

Методика розрахунку, яка застосовується для перевірки працездатності стандартної схеми охолодження двигуна FPT Iveco Tector, відноситься до методик середнього рівня складності. Найпростіші методики дозволяють здійснити приблизний розрахунок теплової схеми системи, де параметри двигуна та теплообмінників задаються на початковому етапі, а в процесі розрахунку вони уточнюються для досягнення необхідної точності.

Методики середнього рівня складності узагальнюють результати розрахунків для всіх теплообмінників системи, оскільки вихідні параметри теплоносіїв одного теплообмінника слугують вхідними параметрами для наступного. Таке поєднання дозволяє зменшити похибки розрахунків і є придатним для виконання оцінювальних розрахунків.

Методика високого рівня складності повинна включати моделювання робочих параметрів двигуна, що залежать від змінних параметрів теплоносіїв, а також враховувати втрати тепла через трубопроводи і патрубки, що з'єднують елементи системи. Однак використання такої методики є надмірним для поставленої задачі, оскільки це значно збільшить час розрахунку.

					КРМ.142.6221мз.09.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		42

Програми для виконання розрахунків можуть бути реалізовані за допомогою різних мов програмування. Вибір середовища програмування залежить від його переваг і недоліків. У даному випадку програма для розрахунку системи охолодження реалізована в Excel у вигляді табличної форми, де записані всі етапи розрахунку з формулами, використовуючи стандартні функції Excel. Листи програми містять всі необхідні пояснення до розрахунків і коментарі до формул, що полегшують перевірки та ручні розрахунки.

Таблиця 3.3. Результати розрахунку схеми системи охолодження

Параметр	Спосіб визначення	Значення	Одиниці виміру
G_v	Витрата повітря через вентилятор	2,9	кг/с
$G_{w\partial}$	Продуктивність циркуляційного насосу	3,67	кг/с
T_{w1}	Температура охолоджувальної рідини на виході із радіатора	100,3	°C
Q_m	Відведення теплоти в масло	19,91	кВт
Q_w	Тепловий потік від робочого тіла в міжциліндровий простір	39,817	кВт
C_p	Питома теплоємність води	4,19	кДж/(кгК)
G_{wm}	Задається приблизно і уточняється "Пошуком рішення"	2,50	кг/с
T_{w2}	$t_{w2} = t_{w1} + \frac{Q_m}{G_{wm} C_p}$	102,2	°C
$T_{w\partial 1}$	$t_{w\partial 1} = \frac{t_{w1} \cdot (G_{w\partial} - G_{wm}) + t_{w2} \cdot G_{wm}}{G_{w\partial}}$	101,6	°C
$T_{w\partial 2}$	$t_{w\partial 2} = T_{w\partial 1} + \frac{Q_w}{G_{w\partial} C_p}$	104,2	°C
ΔT_{wd}	Перепад температур води на двигуні	2,59	°C

3.5 Розрахунок водяного радіатору

Для розрахунків радіатору використовується та сама методика оберненої задачі, що й для системи охолодження.

При розв'язанні оберненої задачі для радіатора задаються параметри назовишнього середовища, конструктивні характеристики всіх елементів радіатора, витрати теплоносіїв та температури теплоносіїв на вході в радіатор.

На основі цих даних визначаються кількість теплоти, що відводиться в радіаторі, температури теплоносіїв на виході із радіатора, а також уточнюються гідравлічні опори для кожного теплоносія.

Рішення цієї задачі без спрощень та схематизацій можна виконати за допомогою наступного алгоритму.

Дано: Витрата повітря через вентилятор G , тиск атмосферного повітря на вході в радіатор P_1 , температура атмосферного повітря на вході в радіатор T_1 , розхід води через радіатор G_w , температура води на вході в радіатор T_{w1} . Відомі габаритні розміри секції радіатора $L_{\text{п}}, B_{\text{п}}, H_{\text{п}}$ і число ходів по воді $b_{w\Sigma}$. Заданий також тип поверхні теплообміну (ПТ) і її вид, а також особливості її конструкції і значення визначальних розмірів ПТ.

Необхідно визначити: Значення температур атмосферного води і повітря на виході з радіатору T_{w2} і T_2 , падіння тиску повітря в радіаторі ΔP , опір по охолоджуючої рідині ΔP_w .

Рішення задачі:

1. Розрахувати геометричні параметри теплообмінника, що використовуються у розрахунках.
2. Встановити попереднє значення коефіцієнта корисної дії (ККД) радіатора η в першому наближенні.
3. Визначити енергоємність теплоносіїв та їхнє співвідношення S .
4. Розрадувати значення потужності N на основі параметрів η , S і b_w у першому наближенні.
5. Оцінити кінцеві та середні температури теплоносіїв у першому наближенні, а також визначити коефіцієнти в'язкості та теплопровідності для вибраних теплоносіїв.
6. Визначити константи для приватних критеріальних залежностей, що дозволяють встановити граничні умови теплообміну і опору.
7. Розрахувати значення С-комплексів для теплообміну.
8. Визначити число Рейнольдса, використовуючи відповідну формулу.

$$R_e = \frac{d_0 \cdot G}{f\mu}$$

9. В другому наближенні обчислити значення N .

10. В другому наближенні визначити значення ККД ОНП η .

11. Обчислити значення температури повітря на виході із радіатора

$$T_2 = T_1 - \eta \cdot (T_1 - T_{w1})$$

12. Визначити температури води за радіатором

$$T_{w2} = T_{w1} + S \cdot (T_1 - T_2)$$

13. Порівняти отримані результати температури води після радіатора з попередньо прийнятим значенням, яке було встановлене на основі коефіцієнта корисної дії (ККД) радіатора в першому наближенні (див. п. 5). Якщо різниця між отриманими і попередньо заданими температурами води після радіатора перевищує допустиму похибку, то необхідно замінити ККД, обране на першому етапі, на нове значення, отримане в другому наближенні (відповідно до п. 10). Далі повторити розрахунок, починаючи від п. 2 і завершивши п. 13, до досягнення необхідної точності розрахунку.

13. Із врахуванням газодинамічних втрат та уповільненням потоку повітря визначити загальний повітряний опір радіатора.

15. Визначити опір радіатора по охолоджуючій рідині.

В табл. 3.2. наведено вихідні дані для розрахунку радіатора. Сам же розрахунок радіатора приведений далі в табл. 3.4. в табличній формі.

Таблиця 3.4. Розрахунок радіатора

Назва	Позначення	Од. вимірювання	Спосіб визначення	Значення
Висота поперечного перерізу трубки	d_w	м		0,0024
Висота поперечного перерізу трубки з відворотами пластини	d_{wb}	м	$d_{wb} = d_w + 2\delta_{ст}$	0,0026
Крок між поперечними рядами трубок	S_2	м		0,025
	S_3	м		0,0188

Крок між ребрами	S_4	м		0,0024
Товщина стінки трубки	$\delta_{ст}$	м		0,00016
Товщина пластини ребрення	$\delta_{пл}$	м		0,0001
Висота гофра овід поверхні	h_r	м		0,0005
Ширина гофра	e	м		0,0015
Число поперечних рядів гофр між трубками	Z_{2r}			5
Найбільше число гофрів між трубками в поперечному ряді по ходу повітря	Z_{1r}			2
Крок між породільними рядами гофрів	S_{r1}	м		0,0056
Внутрішній поперечний розмір трубки	d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2\delta_{ст}$	0,0021
Внутрішній подовжній розмір трубки	S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2\delta_{ст}$	0,01848
Действительний шаг между поперечными рядами гофров	S_{r2}	м	$S_{r2} = \frac{S_3 - e}{Z_{r2} - 1}$	0,004325
Расстояние между трубками в поперечном ряду	S_1	м	$S_1 = S_{r1}(Z_{r1} - 1) + d_{wg} + 0,0028$	0,011
Мінімально можливий крок між поперечними рядами гофрів	S_{r2min}	м	$S_{r2min} = e\sqrt{\frac{3}{4}}$	0,001299
Крок між гофрама по ходу повітря в одному ряді	S	м	$S = 2S_{r2}$	8,650E-03
Загальна кількість гофрів між трубками при непарному Z_{2r} і максимально заповнених крайніх рядах	i_r	шт	$i_r = \frac{Z_2 + 1}{2}(2Z_1 - 1) - Z_1 + 1$	8,0
Загальна кількість гофрів між трубками при парному значенні Z_{2r}	i_r	шт	$i_r = \frac{Z_2}{2}(2Z_1 - 1)$	7,5
Число гофрів між трубками, що відповідає розрахунковому значенню числа Z_{2r}	i	шт		8
Коефіцієнт стиснення повітряного потоку	φ			0,731

			$\varphi = \frac{(S_1 - d_{w\vartheta}) \cdot (S_4 - \delta_{пл})}{S_1 S_4}$	
Радіус виштамповки наружний	R_e	м	$R_e = \frac{\frac{e^2}{4} + h_r^2}{2 h_r}$	0,000810
Радіус виштамповки внутренний	R_i	м	$R_i = R_e - \delta_{пл}$	0,00071
Діаметр впадини	e_i	м	$e_i = 2\sqrt{R_i^2 - (R_i - h_r)^2}$	0,00136
Площадь ребер в еди- ничном элементе	F_p	м ²	$F_p = 2 \left[S_1 S_2 - i \frac{\pi e^2}{4} + 2\pi R_e h_r - d_w (S_3 - d_w) \right] - \pi d_w^2 / 2$	0,0004748
Площадь трубки в еди- ничном элементе	$F_{тр}$	м ²	$F_{тр} = (S_4 - \delta_{пл}) [\pi d_{w\vartheta} + 2(S_3 - d_w)]$	0,0000940
Полная площадь повер- хности со стороны воз- духа в единичном эле- менте	F_1	м ²	$F_1 = F_p + F_{тр}$	0,000569
Коэффициент объёмной компактно- сти	f_v	м ² /м ³	$f_v = \frac{F_1}{S_1 S_2 S_4}$	862,15860
Число ділянок трубки між ребрами на одну трубку	$Z_{ед}$	шт	$Z_{ед} = \frac{H_{п}}{S_4}$	196
Площа міжреберних ді- лянок трубки на одній трубці	$F_{тр1}$	м ²	$F_{тр1} = Z_{ед} F_{тр}$	0,01850
Площа міжреберних ді- лянок трубки для всієї стійки	$F_{тр}$	м ²	$F_{тр} = Z F_{тр1}$	3,195
Площа трубок, що не беруть участь у теплоо- бміні	$F_{тр искл}$	м ²	$F_{трискл} = F_{тр1} Z_{искл}$	0,20320
Коефіцієнт оребру- вання не використову- ється	σ		$\sigma = \frac{F_1}{S_4 [\pi (d_w - \delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)]}$	5,95160

Маса одиничного елемента пучка	G_m	кг	$\left(\left(S_1 S_2 - S_3 d_w + d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) \right) \delta_{nl} + \right. \\ \left. + \left(S_3 d_w - d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) - (S_3 - 2\delta_{cm}) (d_w - 2\delta_{cm}) + \right. \right. \\ \left. \left. + (d_w - 2\delta_{cm})^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) \right) S_4 \right) \cdot \rho_m$	0,000351
Коефіцієнт масової компактності пучка	f_g	м ² /кг	$f_g = f_v \frac{S_1 S_2 S_4}{G_m}$	1,61451
Еквівалентний діаметр для водяних каналів	$d_{эw}$	м	$d_{эw} = \frac{4((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2)}{\pi(d_w - 2\delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)}$	0,00382
Еквівалентний діаметр ПТ повітрям	$d_{э2}$	м	$d_{э2} = \frac{4\phi}{f_v}$	0,0034
0,6...0,72	$d_w/d_{э2}$		$d_w/d_{э4}$	0,70685
Площа поверхні з боку ребра	F	м ²	$F = LBHf_v$	19,4307
Матеріал труби та ребер	Матеріал ПТ		Вибирається на основі освоєних матеріалів	Мідь
Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби та ребер	λ_m	Вт/м·К	майже стала	384
Коефіцієнт контакту ребер і несучої трубки	μ_k		Залежить від способу пайки	1
Оцінка ступеня забрудненості	Стан ПТ		Чиста чи забруднена (так/ні)	ні
Термічний опір чистої монометалічної стінки	$\sigma R_{ст}$	м ² ·К/Вт	$\sigma R_{ст} = \sigma \frac{\delta_{cm}}{\lambda_m}$	2,48E-06
Термічний опір шару забруднення з боку повітря	$k_3 R_3$	м ² ·К/Вт	по стандартам ТЕМА	1,76E-04
Термічний опір шару забруднення з боку води	$k_w R_w$	м ² ·К/Вт	по стандартам ТЕМА	1,76E-04

Сумарний термічний опір монометалевої стінки із шаром забруднення	R_{Σ}	$\text{м}^2 \cdot \text{К/В}_\text{т}$	$R_{\Sigma} = R_3 \frac{1}{E_{\text{н}}} + \alpha R_{\text{ст}} + \alpha R_{\text{н}}$	1,23E-03
Сумарний термічний опір монометалевої стінки із шаром забруднення	R_{Σ}	$\text{м}^2 \cdot \text{К/В}_\text{т}$		1,23E-03
Конструктивна довжина пучка	$L_{\text{п}}$	м	Задаються за розмірами апарата, що розраховується	0,0750
Конструктивна ширина пучка	$B_{\text{п}}$	м		0,638
Конструктивна висота пучка	$H_{\text{п}}$	м		0,471
Число термодинамічних ходів по воді	$b_{\text{т}}$		Задається на основі схеми розрахункового охолоджувача	1
Число конструктивних ходів по воді в одному термодинамічному ході	$b_{\text{г}}$		Задається на основі схеми розрахункового охолоджувача	1
	$b_{\text{w}\Sigma}$			1
Схема течії теплоносіїв			1-Потік повітря перемішується, потік води не перемішується; 2-Потік повітря не перемішується, потік води перемішується; 3-Обидва потоки не перемішуються.	3
Наибольшее возможное число трубок в поперечном ряду	Z_1	шт	$Z_1 = \frac{B_{\text{н}}}{S_1}$	58
Число поперечних рядов трубок	Z_2	шт	$Z_2 = \frac{L_{\text{п}}}{S_2}$	3
Общее число труб в пучке при нечётном Z_2 и максимально заполненных крайних рядах	Z	шт	$Z = \frac{Z_2 + 1}{2} (2Z_1 - 1) - Z_1 + 1,$	173
Общее число труб в пучке при чётном значении Z_2	Z	шт	$Z = \frac{Z_2}{2} (2Z_1 - 1),$	172,5
Число труб в пучке, соответствующее расчётному значению числа Z_2	Z	шт		173
Число трубок, не работающих в теплообмене	$Z_{\text{искл}}$	шт	$Z_{\text{искл}} = Z_2$	11
Число трубок, работающих в пучке	$Z_{\text{действ}}$	шт	$Z_{\text{действ}} = Z - Z_{\text{искл}}$	162
Уточнённое значение по точному числу труб	$L_{\text{п}}$	м		0,075

Уточнённое значение по точному числу труб	B_{Π}	м		0,638
	f			0,22
Масса всех пластин	$M_{\Pi\Pi}$	кг	$M_{\Pi\Pi} = (B_{\Pi} L_{\Pi} - Z f_o) \delta_{\Pi\Pi} \rho_{\Pi} \left(\frac{H_{\Pi}}{S_4} - 1 \right)$	7,212695
Площадь сечения отверстия в доске	f_o	м ²	$f_o = (S_3 - d_w) d_w + \frac{\pi d_w^2}{4}$	4,388E-05
Площадь внутреннего отверстия в трубке	f_i	м ²	$f_i = (S_{3i} - d_{wi}) d_{wi} + \frac{\pi d_{wi}^2}{4}$	3,751E-05
Длина отверстия в трубке	S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2\delta_{\text{тр}}$	0,01847
Ширина отверстия в трубке	d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2\delta_{\text{тр}}$	0,00207
Масса отворотов на пластинах	$M_{\text{в}}$	кг	$M_{\text{в}} = Z[2(S_3 - d_w) + \pi d_w] \frac{d_w}{2} \delta_{\Pi\Pi} \rho_{\Pi\Pi}$	0,00767
Масса погонного метра трубки	$g_{\Pi\Pi}$	кг/п.м	$g_{\Pi\Pi} = (f_o - f_i) l \rho_{\text{тр}}$	0,05848
	$M_{\text{тр}}$	кг	$M_{\text{тр}} = Z H_{\Pi} g_{\Pi\Pi}$	4,76571
	M_{Π}	кг	$M_{\Pi} = M_{\text{тр}} + M_{\Pi\Pi} + M_{\text{в}}$	11,999
	M_{Π}	кг	$M_{\Pi} = \frac{F}{f_g}$	12,04

Таблиця 3.5. Розрахунок констант критеріальних рівнянь

Re_{dw1}		Вибирається як нижня межа можливого діапазону застосування	1413,71	за опором I діапазон Re_{da} 400...2000
Re_{dw2}		Вибирається як верхня межа можливого діапазону застосування	7068,62	за опором II діапазон Re_{da} 2000...10000
$T_{вф}$		Вибирається можливо близьким до реального середнього значення	322,6	Середня інтегральна температура повітря за довжиною його ходу в ОНВ.
λ	Вт/м К	$\lambda = (7,53422E-03t + 2,44441)/100$	0,02817	Коефіцієнт теплопровідності повітря
μ	Па·с	$\mu = (-3,320004E-05t^2 + 5,149414E-02t + 1,712197E+01)E-06$	0,0000195	
Pr		$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$	0,6987	
N_{uk1}		$0,0723 \left(\frac{d_w}{S_4}\right)^{-0,54} \left(\frac{S_1 - d_w}{2S_4}\right)^{-0,14} Re^{0,695} Pr^{0,33} \left(1 + 1,9 \frac{h_r e}{s^2}\right)$	9,332	Конвективні числа Нуссельта приведення для граничних чисел Re
N_{uk2}			28,562	
$\alpha_{\kappa 1}$		$\alpha_{\kappa i} = N_{uk} \frac{\lambda}{d_w}$	109,59	Конвективні коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки для граничних чисел Re .
$\alpha_{\kappa 2}$			335,39	
α_{n1}		$\alpha_{ni} = \alpha_{\kappa i} \left(\frac{f_p}{f_{\pi}} E \mu_{\kappa} + \frac{f_{\pi p}}{f_{\pi}} \right)$	105,7826	Приведення коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки для граничних чисел Re
α_{n2}			306,6336	
h_p	м	$h_p = (S_1 - d_w)/2$	0,0043	Висота ребра

$\beta_1 h'_p$		$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{\kappa i} \xi_H} + R_{\text{заг}}\right) \delta_p \lambda_m}}$	0,3217	Параметр ребра
$\beta_2 h'_p$			0,5522	
ψ_i		$\psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p$	0,9813	
Ψ_i			0,9679	
Nu_1		$N_u = \frac{\alpha_{\pi} d_w}{\lambda}$	9,0087	Наведення числа Нуссельта для граничних чисел Re
Nu_2			26,1136	
E_1		$\frac{e^{2 \beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} - 1}{e^{2 \beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p}$	0,958383	ККД ребра
E_2			0,897250	
n		$n = \frac{\lg Nu_2 - \lg Nu_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1}$	0,6613	Константу граничних умов для ПТ по теплообміну в повітрі
θ		$\theta = 10^{(\lg Nu_2 - n \lg Re_2)}$	0,0744	Константа граничних умов ПТ по теплообміну в повітрі
Φ		$\Phi = 4,175 \left(\frac{dw}{d\vartheta} \right)^{2-m+0,3} \varepsilon_{\lambda}; Re_{d\vartheta} = 400 \dots 2000$ $\Phi = 0,2565 \left(\frac{dw}{d\vartheta} \right)^{2-m+0,3} \varepsilon_{\lambda}; Re_{d\vartheta} = 2000 \dots 10000$	0,3164	Константа граничних умов для ПТ по повітряному опору під Re_{dw}
$Re_{d\vartheta}$			2285,032	
ε_{λ}		$\varepsilon_{\lambda} = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,65^{Lg(Re_{dw} \frac{d_9}{d_w} - 2,53)}; Re_{d\vartheta} < 2000$ $\varepsilon_{\lambda} = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,47; Re_{d\vartheta} > 2000$	1,498	

m		$m = 1,373; \text{Re}_{d_3} < 2000;$ $m = 1,74; \text{Re}_{d_3} > 2000.$	1,74	Константа граничних умов для ПТ по повітряному опору
-----	--	---	------	--

Таблиця 3.6. Розрахунок основних теплотехнічних параметрів радіатора

η			0,431	Вихідне значення ККД радіатора
W_B		$W_B = G_B C_p$	2914,5	
W_w		$W_w = G_w C_p$	15377,3	
$W_{\text{мин}}$			2914,5	
S			0,18953	Діюче відношення енергоємностей потоку
T_{w2}	К	$T_{w2} = T_{w1} - \eta(T_{w1} - T_{B1}) \frac{W_{\text{мин}}}{W_w}$	373,32	Діюча температура води за ОНП
T_{wf}	К	$T_{wf} = (T_{w1} + T_{w2}) / 2$	375,276	Середня температура води в ОНП
T_{B2}	К	$T_{B2} = T_{B1} + \eta(T_{w1} - T_{B1}) \frac{W_{\text{мин}}}{W_B}$	350,325	Температура повітря за ОНП
T_{Bf}	К	$T_{Bf} = \frac{T_{B2} + T_{B1}}{2}$	340,078	Середня температура повітря у першому наближенні
Q	Вт	$Q = G_w c_{pw} (T_{w2} - T_{w1}).$	59727,4	
α	Вт/м²·К	$\alpha = \frac{C_z}{C_{z4}} \theta \text{Re}^n \frac{\lambda}{d_w}.$	113,11	Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки
α_K	Вт/м²·К	$0,0723 \left(\frac{d_w}{S_4} \right)^{-0,54} \left(\frac{S - d_w}{2S_4} \right)^{-0,14} \text{Re}^{0,695} \text{Pr}^{0,33} (1 + 1,9 \frac{h_e}{s^2} \frac{\lambda}{d_w} \frac{C_z}{C_{z4}})$	117,71	

$\beta_i h'_p$		$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{kf} \xi_H} + R_{\text{зар}} \right) \delta_p \lambda_m}}$	0,2634	
Ψ_i		$\Psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p.$	0,9846	
E_p		$E_p = \frac{e^{2\beta_i h_p \cdot \sqrt{\Psi}} - 1}{e^{2\beta_i h_p \cdot \sqrt{\Psi}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p \cdot \sqrt{\Psi}}.$	0,9778	
E_H		$E_H = E_p + \frac{1 - E_p}{\frac{F}{F_{\text{тр}}}}$	0,9815	Середня інтегральна температура стінки трубок з боку води в ОНП
$T_{\text{всrf}}$		$T_{\text{всrf}} = T_f - \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha} + R_{\text{сr}} \right).$	353,557	
f_w	м^2	$\frac{((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2)Z}{b_{w\Sigma}}$	0,00607	Живий переріз одного ходу пучка для проходу води
w_w	м/с	$\frac{G_w}{f_w \rho_w}$	0,604	Швидкість води у трубках
μ_w	$\text{Па}\cdot\text{с}$	$\mu_w = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf}-273,2)+0,000221(T_{wf}-273,2)^2)]}$	0,000278	Коефіцієнт динамічної в'язкості води при середній температурі води
$\mu_{\text{сr}}$	$\text{Па}\cdot\text{с}$	$\mu_{\text{сr}} = \frac{0,0001882}{[1+0,0337(T_{\text{всrf}}-273,2)+0,000221(T_{\text{всrf}}-273,2)^2]}$	0,000365	Коефіцієнт динамічної в'язкості води при температурі стінки
$\lambda_{\text{сr}}$	$\text{Вт/м}\cdot\text{К}$	$\lambda_{\text{сr}} = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_{\text{сr}}^{0,12}$	0,6825	Коефіцієнт теплопровідності води при середній температурі стінки трубок зі сторони води
λ_w	$\text{Вт/м}\cdot\text{К}$	$\lambda_w = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_w^{0,12}$	0,7054	Коефіцієнт теплопровідності води за середньої температури води
Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_{\text{zw}} \rho_w}{\mu_w}.$	8253,8	Число Рейнольдса по воді
Re_{dw}		$Re = \frac{G_{\varepsilon} d_w}{Z_1 S_1 H_{\Pi} \phi \mu_B}$	1615,204	Число Рейнольдса за повітрям

Re_{d_3}		$Re_{d_3} = Re_{dw} \frac{d_3}{d_w}$	2285,031	
ΔP	Па	$\Delta P = \Phi Re^m Z_2 S_2 \frac{T_f \mu^2 R d_w}{P_1 d_w^3 d_3}$	164,87	Повітряний опір ОНП
ΔP_y	Па	$\Delta P_y = \frac{G^2}{(Z_1 S_1 H_{пф})^2} \frac{RT_1}{2P_1} [(1 + \phi^2) (\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \frac{T_2}{T_1} - 1)]$	8,071	Зміна тиску, пов'язана з прискоренням повітряного потоку через зміну його густини
ΔP	Па	$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_y$	172,941	Повна зміна тиску в охолоджувачі
ΔP	Па	$\Delta p = 24u_2 + 2,62u_2^2$	473,771	Повна зміна тиску в охолоджувачі
ρ_f	кг/м ³	$\rho_f = \frac{2p_1 - \Delta p}{2RT_f}$	1,08	Середня щільність повітря у секції
ΔLr_c	Дж/кг	$\Delta Lr_c = \frac{\Delta p}{\rho_f}$	160,26	Газодинамічні втрати у секції
ρ_2	кг/м ³	$\rho_2 = \frac{p_1 - \Delta p}{RT_2}$	0,999	Щільність у шахті
$\frac{H_{п}}{d_w}$		$\frac{H_{п}}{d_w}$	196,24	Відносна довжина трубки
ε_L		$\varepsilon_L = f(\frac{H_{п}}{d_w}, Re_w)$	1,0	Виправлення на відносну довжину трубки
Pr_{cm}		$Pr_{ct} = \frac{\mu_{ct} c_{pw}}{\lambda_{ct}}$	2,25	Число Прандтля по воді при середній температурі стінки труб з боку води
Pr_w		$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}$	1,661	Число Прандтля по воді за середньої температури води
α_w	Вт/м ² К	$\alpha_w = 0.02 k_j Re_w^{0.8} Pr_w^{0.43} \frac{\lambda_w}{d_{zw}} (\frac{Pr_w}{Pr_{ct}})^{0.25}, (1)$ $\alpha_w = 0.116 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_{zw}}{H_{п}})^{\frac{2}{3}}] (\frac{\mu_w}{\mu_{ct}})^{0.14} \frac{\lambda_w}{d_{zw}}, (2)$	6078,5	Коефіцієнт тепловіддачі від стіни до води

k	Вт/м ² К	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + R_{\Sigma} + \sigma \frac{1}{\alpha_w}}$	90,5	
u_2	кг/м ² с	$u_2 = \frac{Re \mu \phi}{d_3}$	9,64	
k	Вт/м ² К	$k = 20,75 + 13,05w_w - 15,3w_w^2 + 5,36w_w^3 + 6,5u_2 - 0,25u_2^2 + 3,39u_2w_w - 1,24u_2w_w^2 + 0,04u_2^2w_w$	81,32	
N		$N = \frac{kF}{W_{\text{мин}}}$	0,6	С-комплекси характеристики радіатора в програмі не використовуються, потрібні для аналізу
C_2		$C_2 = \frac{\phi Pr C_{z4}}{\theta_v C_z}$	0,0082	
C_3		$C_3 = \frac{\sigma Pr \lambda \phi}{d_w f_v}$	0,0415	
C_4		$C_4 = C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	0	
N		$\frac{1}{\frac{Re}{S_2 Z_2} \left(\frac{C_2}{Re^n} + C_3 R_{cr} + C_4 \right)} (1)$ $\frac{1}{S \frac{Re}{S_2 Z_2} \left(\frac{C_2}{Re^n} + C_3 R_{cr} + C_4 \right)} (2)$	0,3891	Число N у програмі не використовується, потрібно для аналізу
Y			1,6175	Комплекс для обчислення значення ККД радіатора
η			0,4324	ККД радіатора у другому наближенні
T_{bf}	K	$T_f = T_{wf} + \frac{T_1 - T_2}{N} \frac{W}{W_{\text{мин}}}$	322,6	Середня температура повітря в ОНП
K_g	Вт/кгК	$K_g = k f_g$	146,138	Коефіцієнт використання маси пучка
K_v	Вт/м ³ К	$K_v = k f_v$	78032,65	Коефіцієнт використання об'єму пучка

Таблиця 3.7. Результати розрахунків радіатора

Параметр	Значення	Одиниці виміру
G_B	2,9	кг/с
G_w	3,67	кг/с
T_{B1}	329,8	К
T_{B2}	350,3	К
t_{el}	56,8	°С
t_2	77,3	°С
T_{w1}	377,2	К
T_{w2}	373,3	К
T_{w1}	104,2	°С
T_{w2}	100,3	°С
L_{Π}	75	мм
B_{Π}	638	мм
H_{Π}	471	мм
$b_{w\Sigma}$	1	
b_T	1	
b_{Γ}	1	
d_w	2,4	мм
S_1	11	мм
S_2	25	мм
S_3	18,8	мм
S_4	2,4	мм
δ_{CT}	0,16	мм
$\delta_{пл}$	0,1	мм
h_{Γ}	0,5	мм
e	1,5	мм
$Z_{2\Gamma}$	5	шт.
$Z_{1\Gamma}$	2	шт.
$S_{\Gamma 1}$	5,6	мм
$S_{\Gamma 2}$	4,3	мм
i	8	шт.
Z_1	58	шт.
Z_2	3	шт.
Z	173	шт.
F	19,4	м ²
M_{Π}	12,035	кг
T_{wf}	375,3	К
T_{bf}	322,6	К
w_w	0,6	м/с
Re_w	8253,8	
Re	1615,2	
R_{Σ}	1,23E-03	(м ² К)/Вт
ΔP	48,3	мм.в.ст
ΔP_w	1,4	кПа
k	90,5	Вт/(м ² К)
K_g	146,12	Вт/кгК
K_v	78032,6	Вт/м ³ К

η	0,4325	
--------	--------	--

3.6 Розрахунок охолоджувача наддувного повітря

Методика розрахунку охолоджувача наддувного повітря є аналогічною до методики розрахунку радіатора, де тепло від наддувного повітря відводиться в атмосферне повітря за принципом зворотного розрахунку. Алгоритм цього розрахунку відповідає тому, що був описаний у розділі 3.5 для радіатора.

В табл. 3.2. наведено вихідні дані для розрахунку охолоджувача наддувного повітря. Деталізований розрахунок охолоджувача в табличній формі подано в табл. 3.8.

Таблиця 3.8.

Позначення	Од. вимірювання	Спосіб рішення	Значення	Назва
d_w	м		0,0024	Висота поперечного перерізу трубки
d_{wb}	м	$d_{wb} = d_w + 2\delta_{ст}$	0,0026	Висота поперечного перерізу трубки з відворотами пластини
S_2	м		0,025	Крок між поперечними рядами трубок
S_3	м		0,0188	
S_4	м		0,0024	Крок між ребрами
$\delta_{ст}$	м		0,00016	Товщина стінки трубки
$\delta_{пл}$	м		0,0001	Товщина пластини ребра
$h_{г}$	м		0,0005	Висота гофру від поверхні
e	м		0,0015	Ширина гофру
$Z_{2г}$			5	Число поперечних рядів гофрів між трубками
$Z_{1г}$			2	Найбільше гофрів між трубками в поперечному ряду по ходу повітря
$S_{Г1}$	м		0,0056	Крок між продовжними рядами гофрів

d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2 \delta_{ст}$	0,0021	Внутрішній поперечний розмір трубки
S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2 \delta_{ст}$	0,0184	Внутрішній подовжній розмір трубки
S_{r2}	м	$S_{r2} = \frac{S_3 - e}{Z_{r2} - 1}$ $S_1 = S_{r1}(Z_{r1} - 1) + d_{we} + 0,0028$	0,00432	Дій-ний крок між поперечними рядами гофрів
S_1	м		0,011	Відстань між трубками у поперечному ряду
S_{r2min}	м	$S_{r2min} = e \sqrt{\frac{3}{4}}$	0,00129	Мінімально можливий крок між поперечними рядами гофрів
S	м	$S = 2S_{r2}$	8,650E-03	Крок між гофрами по ходу повітря в одному ряду
i_r	шт	$i_r = \frac{Z_2 + 1}{2} (2Z_1 - 1) - Z_1 + 1,$	8	Загальна кількість гофрів між трубками при непарному Z_{2r} і максимально заповнених крайніх рядах
i_r	шт	$i_r = \frac{Z_2}{2} (2Z_1 - 1),$	7,5	Загальна кількість гофрів між трубками при парному значенні Z_{2r}
i	шт		8	Число гофрів між трубками, що відповідає розрахунковому значенню числа Z_{2r}
ϕ		$\phi = \frac{(S_1 - d_{we}) \cdot (S_4 - \delta_{пл})}{S_1 S_4}.$	0,731	Коефіцієнт стиснення повітряного потоку
R_e	м	$R_e = \frac{\frac{e^2}{4} + h_r^2}{2 h_r}$	0,00082	Радіус штампування зовнішній
R_i	м	$R_i = R_e - \delta_{пл}$	0,00071	Радіус штампування внутрішній
e_i	м	$e_i = 2\sqrt{R_i^2 - (R_i - h_r)^2}$	0,00136	Діаметр западини

F_p	M^2	$F_p = 2 \left[S_1 S_2 - i \frac{\pi e^2}{4} + 2i\pi R_e h_r - d_w (S_3 - d_w) \right] - \pi d_w^2 / 2$ $F_{тр} = (S_4 - \delta_{пл}) [\pi d_{wg} + 2(S_3 - d_w)]$	0,000474	Площа ребер в одиничному елементі
$F_{тр}$	M^2		0,000093	Площа трубки в одиничному елементі
F_1	M^2	$F_1 = F_p + F_{тр}$	0,000568	Повна площа поверхні з боку повітря в одиничному елементі
f_v	M^2/M^3	$f_v = \frac{F_1}{S_1 S_2 S_4}$	862,159	Коефіцієнт об'ємної компактності
$Z_{ед}$	шт	$Z_{ед} = \frac{H_{п}}{S_4}$	196	Число ділянок трубки між ребрами на одну трубку
$F_{тр1}$	M^2	$F_{тр1} = Z_{ед} F_{тр}$	0,01851	Площа міжреберних ділянок трубки на одній трубці
$F_{тр}$	M^2	$F_{тр} = Z F_{тр1}$	3,195	Площа міжреберних ділянок трубки для всієї стійки
$F_{тр\text{ искл}}$	M^2	$F_{трискл} = F_{тр1} Z_{искл}$	0,20321	Площа труб, що не беруть участь у теплообміні
σ		$\sigma = \frac{F_1}{S_4 [\pi(d_w - \delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)]}$	5,9517	Коефіцієнт ребра не використовується
G_m	кг	$\left(\left(S_1 S_2 - S_3 d_w + d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) \right) \delta_{пл} + \right. \\ \left. + \left(S_3 d_w - d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) - (S_3 - 2\delta_{cm})(d_w - 2\delta_{cm}) + \right. \right. \\ \left. \left. + (d_w - 2\delta_{cm})^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) S_4 \right) \cdot \rho_m \right)$	0,000351	Маса одиничного елемента пучка
f_g	$M^2/кг$	$f_g = f_v \frac{S_1 S_2 S_4}{G_m}$	1,6144	Коефіцієнт масової компактності пучка
$d_{эw}$	м	$d_{эw} = \frac{4((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2)}{\pi(d_w - 2\delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)}$	0,0038	Еквівалентний діаметр для каналів наддувального повітря

$d_{\Sigma 2}$	м	$d_{\Sigma 2} = \frac{4\varphi}{f_v}$	0,0034	Еквівалентний діаметр ПТ повітрям
$d_w/d_{\Sigma 2}$		$d_w/d_{\Sigma 4}$	0,70685	0,6...0,72
F	м ²	$F = LBHf_v$	19,4308	Площа поверхні з боку ребра
Матеріал ПТ		Вибирається на основі освоєних матеріалів	Мідь	Матеріал труби та ребер
λ_m	Вт/м·К	Практично постійна	384	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб та ребер
μ_k		Залежить від способу паяння	1	Коефіцієнт контакту ребер та несучої трубки
Стан ПТ		Чиста чи забруднена (так/ні)	ні	Оцінка ступеня забрудненості
σR_{ct}	м ² ·К/Вт	$\sigma R_{ct} = \sigma \frac{\delta_{ct}}{\lambda_m}$	2,48E-06	Термічний опір чистої монометалічної стінки
$k_3 R_3$	м ² ·К/Вт	по стандартам ТЕМА	1,76E-04	Термічний опір шару забруднення з боку повітря
$k_w R_w$	м ² ·К/Вт	по стандартам ТЕМА	1,76E-04	Термічний опір шару забруднення з наддувального повітря
R_{Σ}	м ² ·К/Вт		1,23E-03	Сумарний термічний опір монометалічної стінки з шаром забруднення
R_{Σ}	м ² ·К/Вт	$R_{\Sigma} = R_3 \frac{1}{E_H} + \sigma R_{ct} + \sigma R_w$	1,23E-03	Сумарний термічний опір монометалічної стінки з шаром забруднення
L_{Π}	м	Задаються за розмірами апарата, що розраховується	0,075	Конструктивна довжина пучка
B_{Π}	м		0,638	Конструктивна ширина пучка
H_{Π}	м		0,471	Конструктивна висота пучка
b_T		Задається на основі схеми розрахункового охолоджувача	1	Число термодинамічних ходів по наддувному повітрі
b_{Γ}		Задається на основі схеми розрахункового охолоджувача	1	Число конструктивних ходів

				наддувним повітрям в одному термодинамічному ході
$b_{w\Sigma}$			1	
		1-Потік повітря перемішується, потік наддувного повітря не перемішується; 2-Потік повітря не перемішується, потік наддувного повітря перемішується; 3-Обидва потоки не перемішуються.	3	Схема перебігу теплоносіїв
Z_1	шт	$Z_1 = \frac{B_{\Pi}}{S_1}$	58	Найбільше можливе число трубок у поперечному ряду
Z_2	шт	$Z_2 = \frac{L_{\Pi}}{S_2}$	3	Число поперечних рядів трубок
Z	шт	$Z = \frac{Z_2 + 1}{2} (2Z_1 - 1) - Z_1 + 1,$	173	Загальна кількість труб у пучку при непарному Z_2 і максимально заповнених крайніх рядах
Z	шт	$Z = \frac{Z_2}{2} (2Z_1 - 1),$	172,5	Загальна кількість труб у пучку при парному значенні Z_2
Z	шт		173	Число труб у пучку, що відповідає розрахунковому значенню числа Z_2
$Z_{\text{искл}}$	шт	$Z_{\text{искл}} = Z_2$	11	Число трубок, що не працюють у теплообміні
$Z_{\text{действ}}$	шт	$Z_{\text{действ}} = Z - Z_{\text{искл}}$	162	Число трубок, що працюють у пучку
L_{Π}	м		0,075	Уточнене значення за точною кількістю труб
B_{Π}	м		0,638	Уточнене значення за точною кількістю труб
f			0,220	
$M_{\text{пл}}$	кг	$M_{\text{пл}} = (B_{\Pi} L_{\Pi} - Z f_o) \delta_{\text{пл}} \rho_{\text{м}} \left(\frac{H_{\Pi}}{S_4} - 1 \right)$	7,212695	Маса всіх пластин
f_o	м ²	$f_o = (S_3 - d_w) d_w + \frac{\pi d_w^2}{4}$	4,3884E-05	Площа перерізу отвору в дошці

f_i	м ²	$f_i = (S_{3i} - d_{wi})d_{wi} + \frac{\pi d_{wi}^2}{4}$	3,7510E-05	Площа внутрішнього отвору в трубці
S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2\delta_{tp}$	0,01847	Довжина отвору в трубці
d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2\delta_{tp}$	0,00207	Ширина отвору в трубці
Мв	кг	$M_b = Z[2(S_3 - d_w) + \pi d_w] \frac{d_w}{2} \delta_{пл} \rho_{пл}$	0,00767	Маса отворів на пластинах
$g_{пм}$	кг/п.м	$g_{пм} = (f_o - f_i)l\rho_{tp}$	0,05848	Маса погонного метра труби
Мтр	кг	$M_{tp} = ZH_{п} g_{пм}$	4,76571	
Мп	кг	$M_{п} = M_{tp} + M_{пл} + M_b$	11,99	
Мп	кг	$M_{п} = \frac{F}{f_g}$	12,03	

Таблиця 3.9. Розрахунок констант критеріальних рівнянь

Re_{dw1}		Вибирається як нижня межа можливого діапазону застосування	1413,73	за опором I діапазону Re_{da} 400...2000
Re_{dw2}		Вибирається як верхня межа можливого діапазону застосування	7068,63	за опором II діапазону Re_{da} 2000...10000
$T_{вф}$		Вибирається можливо близьким до реального середнього значення	337,84	Середня інтегральна температура повітря за довжиною його ходу до ОНП.
λ	Вт/м К	$\lambda = (7,53422E-03t + 2,44441)/100$	0,02933	Коефіцієнт теплопровідності повітря
μ	Па·с	$\mu = (-3,320004E-05t^2 + 1,712197E+01)E-06$	0,00002	
Pr			0,6963	
N_{uk1}		$0,0723(\frac{d_w}{S_4})^{-0,54}(\frac{S_1 - d_w}{2S_4})^{-0,14} Re^{0,695} Pr^{0,33}(1 + 1,9\frac{h_{re}}{s^2})$	9,3220	

N_{uk2}			28,529 4	Конвективні числа Нуссельта приведення для граничних чисел Re
$\alpha_{\kappa 1}$			113,92	Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки для граничних чисел Re.
$\alpha_{\kappa 2}$		$\alpha_{\kappa i} = N_{uk} \frac{\lambda}{d_w}$	348,64	
α_{n1}			109,83	Приведення коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки для граничних чисел Re
α_{n2}		$\alpha_{ni} = \alpha_{\kappa i} \left(\frac{f_p}{f_{\pi}} E \mu_{\kappa} + \frac{f_{\pi p}}{f_{\pi}} \right)$	317,84	
h_p	м	$h_p = (S_1 - d_w)/2$	0,0043	Висота ребра
$\beta_1 h'_p$		$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{\kappa i} \xi_n} + R_{\text{зар}} \right) \delta_p \lambda_m}}$	0,3279	Параметр ребра
$\beta_2 h'_p$			0,5624	
ψ_i		$\psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p$	0,9809	
Ψ_i			0,9673	
N_{u1}		$N_u = \frac{\alpha_{\pi} d_w}{\lambda}$	8,9876	Наведене числа Нуссельта для граничних чисел Re
N_{u2}			26,009	
E_1		$\frac{e^{2 \beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} - 1}{e^{2 \beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p}$	0,9570	ККД ребра
E_2			0,8941	
n		$n = \frac{\lg Nu_2 - \lg Nu_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1}$	0,6601	Константа граничних умов для ПТ за теплообміном у повітрі
θ		$\theta = 10^{(\lg Nu_2 - n \lg Re_2)}$	0,0749	Константа граничних умов ПТ по теплообміну у повітрі
Φ		$\Phi = 4,175 \left(\frac{dw}{d\vartheta} \right)^{2-m+0,3} \varepsilon_{\lambda}; Re_{d_3} = 400 \dots 2000$	0,3165	Константа граничних умов для ПТ по

$$\Phi = 0,2565 \left(\frac{dw}{d\vartheta} \right)^{2-m+0,3} \varepsilon_{\lambda}; Re_{d_3} = 2000 \dots 10000$$

				повітря- ному опору під Re_{dw}
$Re_{d\delta}$			2203,3 4	
ε_λ		$\varepsilon_\lambda = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,65^{\frac{Lg(Re_{dw} d_w^{-2,53})}{d_w}} ; \quad Re_{d\delta} < 2000$ $\varepsilon_\lambda = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,47 ; \quad Re_{d\delta} > 2000$	1,498	
m		$m = 1,373 ; \quad Re_{d\delta} < 2000 ;$ $m = 1,74 ; \quad Re_{d\delta} > 2000 .$	1,74	Конста- нта грани- чних умов для ПТ по повітря- ному опору

Таблиця 3.10. Розрахунок основних теплотехнічних параметрів ОНП

Позна- чення	Оди- ниці вимі- рю- вання	Спосіб знаходження	Позна- чення	Назва
η			0,881	Вихідне значення ККД радіатора
W_B		$W_B = G_B C_p$	2914,5	
W_w		$W_w = G_w C_p$	180,9	
$W_{\min}$			180,9	
S			0,06206	Діюче відношення енергоємностей потоку
T_{w2}	К	$T_{w2} = T_{w1} - \eta (T_{w1} - T_{B1}) \frac{W_{\min}}{W_w}$	337,94	Діюча температура наддувного повітря за ОНП
T_{wf}	К	$T_{wf} = (T_{w1} + T_{w2}) / 2$	392,96	Середня темпера- тура наддувного пові- тря в ОНП
T_{B2}	К	$T_{B2} = T_{B1} + \eta (T_{w1} - T_{B1}) \frac{W_{\min}}{W_B}$	329,83	Температура повітря за ОНП
$T_{\theta f}$	К	$T_{\theta f} = \frac{T_{B2} + T_{B1}}{2}$	326,41	Середня темпера- тура повітря в пер- шому наближенні

Q	Вт	$Q = G_w c_{pw} (T_{w2} - T_{w1}).$	19910,3	
α	Вт/м ² ·К	$\alpha = \frac{C_z}{C_{z4}} \theta Re^n \frac{\lambda}{d_w}.$	114,65	Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стіни
α_k	Вт/м ² ·К	$0,0728 \left(\frac{d_w}{S_4} \right)^{-0,54} \left(\frac{S_1 - d_w}{2S_4} \right)^{-0,14} Re^{0,695} Pr^{0,33} \left(1 + 1,9 \left(\frac{h_e}{S_2} \right)^{1/4} \right) \frac{\lambda}{S_2^2} \frac{C_z}{d_w C_{z4}}$	119,31	
$\beta_i h'_p$		$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{кт} \xi_H} + R_{заг} \right) \delta_p \lambda_m}}$	0,2652	
Ψ_i		$\Psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p.$	0,9846	
E_p		$E_p = \frac{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\Psi}} - 1}{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\Psi}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p \sqrt{\Psi}}.$	0,977	
E_H		$E_H = E_p + \frac{1 - E_p}{\frac{F}{F_{тр}}}$	0,9812	
$T_{встf}$		$T_{встf} = T_f - \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha} + R_{ев} \right).$	327,63	Середня інтегральна температура стінки трубок з боку наддувного повітря в ОНП
f_w	м ²	$\frac{((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2)Z}{b_{w\Sigma}}$	0,0060	Живий переріз одного ходу пучка для проходження наддувного повітря
	кг/м ³	$\rho = \frac{P_{с1}}{RT}$	2,332	Середня густина наддувного повітря
w_w	м/с	$\frac{G_w}{f_w \rho_w}$	12,702	Швидкість наддувного повітря у трубках
μ_w	Па·с	$\mu = (-3,320004E-05t^2 + 5,149414E-02t + 1,712197E+01)E-06$	0,000023	Коефіцієнт динамічної в'язкості наддувного повітря при середній температурі наддувного повітря

μ_{CT}	Па·с	$\mu = (-3,320004\text{E-}05t^2 + 5,149414\text{E-}02t + 1,712197\text{E+}01)\text{E-}06$	0,00002	Коефіцієнт динамічної в'язкості наддувального повітря при температурі стінки
λ_{CT}	Вт/м·К	$\lambda = (7,53422\text{E-}03t + 2,44441)/100$	0,0286	Коефіцієнт теплопровідності наддувального повітря при середній температурі стінки трубок зі сторони наддувального повітря
λ_w	Вт/м·К	$\lambda = (7,53422\text{E-}03t + 2,44441)/100$	0,0335	Коефіцієнт теплопровідності наддувального повітря за середньої температури наддувального повітря
Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_{\text{эв}} \rho_w}{\mu_w}$	4951	Число Рейнольдса за наддувним повітрям
Re_{dw}		$Re = \frac{G_{\text{с}} d_w}{Z_1 S_1 H_{\text{п}} \varphi \mu_B}$	1557,5	Число Рейнольдса за наддувним повітрям
Re_{d_3}		$Re_{d_3} = Re_{dw} \frac{d_3}{d_w}$	2203,3	
ΔP	Па	$\Delta P = \Phi Re^m Z_2 S_2 \frac{T_f \mu^2 R d_w}{P_1 d_w^3 d_3}$	174,29	Повітряний опір ОНП
ΔP_y	Па	$\Delta P_y = \frac{G^2}{(Z_1 S_1 H_{\text{п}} \varphi)^2} \frac{RT_1}{2P_1} [1 + \varphi^2] \left(\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$	2,84	Зміна тиску, пов'язана з прискоренням повітряного потоку через зміну його густини
ΔP	Па	$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_y$	177,13	Повна зміна тиску в охолоджувачі
ΔP	Па	$\Delta p = 24u_2 + 2,62u_2^2$	473,77	Повна зміна тиску в охолоджувачі
ρ_f	кг/м³	$\rho_f = \frac{2p_1 - \Delta p}{2RT_f}$	1,03	Середня щільність повітря у секції
$\Delta L r_c$	Дж/кг	$\Delta L r_c = \frac{\Delta p}{\rho_f}$	171,9	Газодинамічні втрати у секції
ρ_2	кг/м³	$\rho_2 = \frac{p_1 - \Delta p}{RT_2}$	1,05	Щільність у шахті
$\frac{H_{\text{п}}}{d_w}$		$\frac{H_{\text{п}}}{d_w}$	196,25	Відносна довжина трубки

ε_L		$\varepsilon_L = f\left(\frac{H_{\pi}}{d_w}; Re_w\right)$	1	Виправлення на відносну довжину трубки
Pr_{cm}		$Pr_{ct} = \frac{\mu_{ct} c_{pw}}{\lambda_{ct}}$	0,7	Число Прандтля по наддувному повітрі при середній температурі стінки трубок з боку наддувного повітря
Pr_w		$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}$	0,69	Число Прандтля по наддувному повітрі при середній температурі наддувного повітря
α_w	Вт/м ² К	$\alpha_w = 0,02 k_i Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_{zw}} \left(\frac{Pr_w}{Pr_{ct}}\right)^{0,25}, (1)$ $\alpha_w = 0,116 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} \left[1 + \left(\frac{d_{zw}}{H_{\pi}}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_w}{\mu_{ct}}\right)^{0,14} \frac{\lambda_w}{d_{zw}}\right], (2)$	157,59	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до наддувного повітря
k	Вт/м ² К	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + R_{\Sigma} + \sigma \frac{1}{\alpha_w}}$	20,96	
u_2	кг/м ² с	$u_2 = \frac{Re \mu \varphi}{d_s}$	9,65	
k	Вт/м ² К	$k = 20,75 + 13,05 w_w - 15,3 w_w^2 + 5,36 w_w^3 + 6,5 u_2 - 0,25 u_2^2 + 3,39 u_2 w_w - 1,24 u_2 w_w^2 + 0,04 u_2^2 w_w$	7275,48	
N		$N = \frac{kF}{W_{мин}}$	2,25	
C_2		$C_2 = \frac{\varphi Pr C_{z4}}{\theta_v C_z}$	0,0081	С-комплекси характеристики радіатора в програмі не використовуються, потрібні для аналізу
C_3		$C_3 = \frac{\sigma Pr \lambda \varphi}{d_w f_v}$	0,0430	
C_4		$C_4 = C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	0,0003	

N		$\frac{1}{\frac{Re}{S_2 Z_2} \left(\frac{C_2}{Re^n} + C_3 R_{cr} + C_4 \right)} \quad (1)$ $\frac{1}{S \frac{Re}{S_2 Z_2} \left(\frac{C_2}{Re^n} + C_3 R_{cr} + C_4 \right)} \quad (2)$	1,996	Число N у програмі не використовується, потрібно для аналізу
Y			7,911	Комплекс для вираховування значення ККД радіатора
η			0,8804	ККД радіатора у другому наближенні
T_{bf}	K	$T_f = T_{wf} + \frac{T_1 - T_2}{N} \frac{W}{W_{min}}$	337,83	Середня температура повітря в ОНП
K_g	Вт/кгК	$K_g = k f_g$	33,83	Коефіцієнт використання маси пучка
K_v	Вт/м³К	$K_v = k f_v$	18068,22	Коефіцієнт використання об'єму пучка

Таблиця 3.11. Результати розрахунку охолоджувача наддувного повітря

Параметр	Позначення	Значення	Од. Вимірювання
Витрата вентиляторного повітря	G_B	2,9	кг/с
Витрата наддувного повітря	G_W	0,18	кг/с
Температура атмосферного повітря	T_{B1}	323	К
Температура перед радіатором	T_{B2}	329,8	К
	t_{B1}	50	°С
	t_2	56,8	°С
Температура за компресором	T_{W1}	448	К
Температура в ресивері	T_{W2}	337,94	К
	T_{W1}	175	°С
	T_{W2}	64,9	°С
Тиск навколишнього середовища	P_1	100	кПа
Конструктивна довжина пучка	L_{Π}	75	мм
Ширина пучка	B_{Π}	638	мм
Висота пучка	H_{Π}	471	мм
Число термодинамічних ходів по воді	$b_{W\Sigma}$	1	
Число термодин. ходів в одному термод.ході	b_T	1	

Висота поперечного перетину трубки в повітрі	d_w	2,4	мм
Відстань між трубками в попередньому ряді	S_1	11	мм
Крок між поперечними рядами трубок	S_2	25	мм
Найбільш зовнішній габарит поперечного перетину	S_3	18,8	мм
Крок між ребрами	S_4	2,4	мм
Товщина стінки трубки	$\delta_{ст}$	0,16	мм
Товщина пластини оребрення	$\delta_{пл}$	0,1	мм
Найбільш можливе число трубок в поперечному ряді	Z_1	58	шт.
Число поперечних рядів трубок	Z_2	3	шт.
Дійсне число трубок	Z	162	шт.
Площа поверхні зі сторони оребрення	F	19,4	м ²
Маса трубного пучка	M_p	12,035	кг
Середня інтегральна температура повітря	T_{wf}	393	К
Середня інтегральна темпер. води	T_{wf}	337,8	К
Швидкість повітря в трубах	w	12,7	м/с
Число Рейнольдса по воді	Re_w	4951	
Число Рейнольдса по повітрю	Re	1557,5	
Сумарний термічний опір стінки з шаром забруднення	R_Σ	1,23E-03	(м ² К)/Вт
Повітряний опір пучка	ΔP	48,3	мм.в.ст
Опір по воді	ΔP_w	123,8	мм.в.ст
Коефіцієнт теплопередачі	k	21	Вт/(м ² К)
Коефіцієнт використання маси пучка	K_g	33,836	Вт/кгК
Коефіцієнт використання об'єму пучка	K_v	18068,21	Вт/м ³ К
ККД охолоджувача	η	0,8805	
Густина повітря	ρ_2	1,0545	кг/м ³

3.7 Аналіз результатів розрахунку теплообмінних апаратів та системи охолодження

На основі результатів розрахунків теплообмінних апаратів та системи охолодження можна зробити наступний висновок: при заданих Замовником обмеженнях щодо витрат та температур теплоносіїв, а також за умов відомих конструктивних параметрів теплообмінних апаратів (температурі атмосферного середовища $T_{в1} = 323$ К, витратою вентиляторного повітря $G_v = 2,90$ кг/с,

конструктивними параметрами радіатора та ОНП – $B = 647,0$ мм, $H = 471,0$ мм, $L = 74,0$ мм, тиском навколишнього середовища $P_1 = 100$ кПа) точка із максимальною температурою охолоджуючої рідини в системі буде на виході із двигуна і становитиме $T_{wd2} = 104,2$ °С. Зрозуміло, що отримане значення температури на 9 К вище за очікування Замовника. Однак після охолодження наддувного повітря в ОНП, його температура знизиться до потрібного рівня і становитиме майже 65 °С.

Гідравлічні опори радіатора та охолоджувача наддувного повітря знаходяться в межах допустимих значень і складають відповідно 165,38 Па та 174,29 Па. Коефіцієнт корисної дії радіатора становить 0,432, а для охолоджувача наддувного повітря – 0,881.

3.8 Пропозиції щодо вдосконалення роботи системи охолодження та її теплообмінних пристроїв

Очевидно, що поточна схема системи охолодження, оснащена новим двигуном та охолоджувачем наддувного повітря, не відповідає вимогам Замовника, оскільки максимальна температура охолоджуючої рідини в системі перевищує допустиме значення 95°С. Параметри теплоносіїв у системі охолодження можна змінити різними способами. Кожен із запропонованих варіантів може застосовуватися окремо або в комбінації з іншими. У разі комбінування рекомендацій можуть бути досягнуті нові характеристики системи, які виходять за рамки цього дослідження. Для визначення оптимальної комбінації необхідно скласти план експерименту. Нижче наведено рекомендації, виконання яких дозволить забезпечити відповідність системи вимогам Замовника.

1. Збільшення витрати вентиляторного повітря. Для забезпечення температури охолоджуючої рідини на виході з двигуна T_{wd2} на рівні 368 К (95°С) необхідно підвищити витрату вентиляторного повітря до 4,2 кг/с. Графічне представлення залежностей наведено на рис. 3.10–3.11.

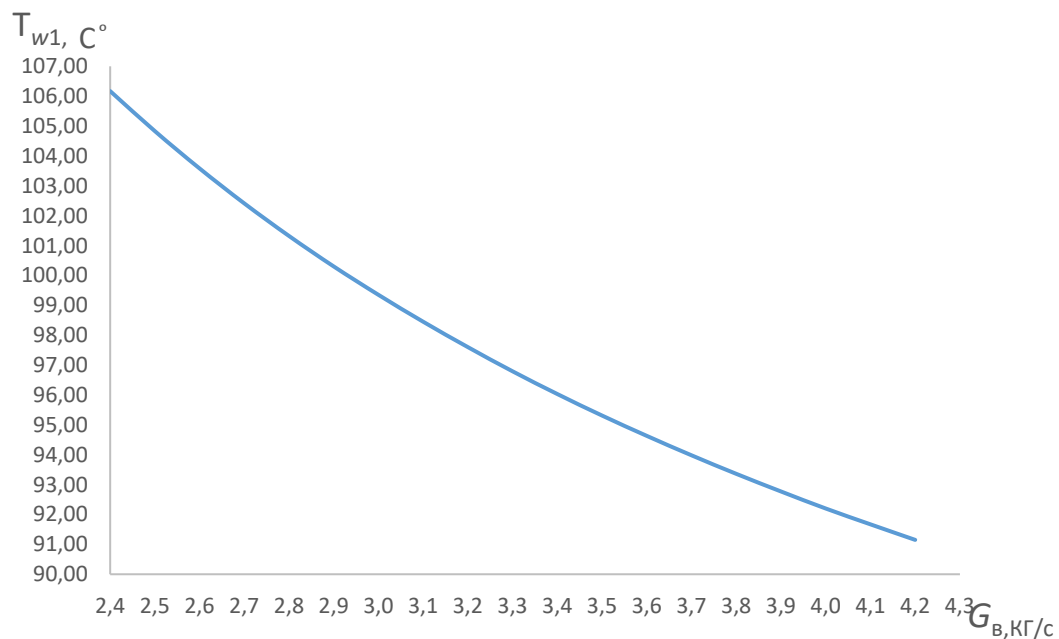


Рис. 3.8. Залежність температури охолоджувальної рідини на виході із радіатора від витрати вентиляторного повітря

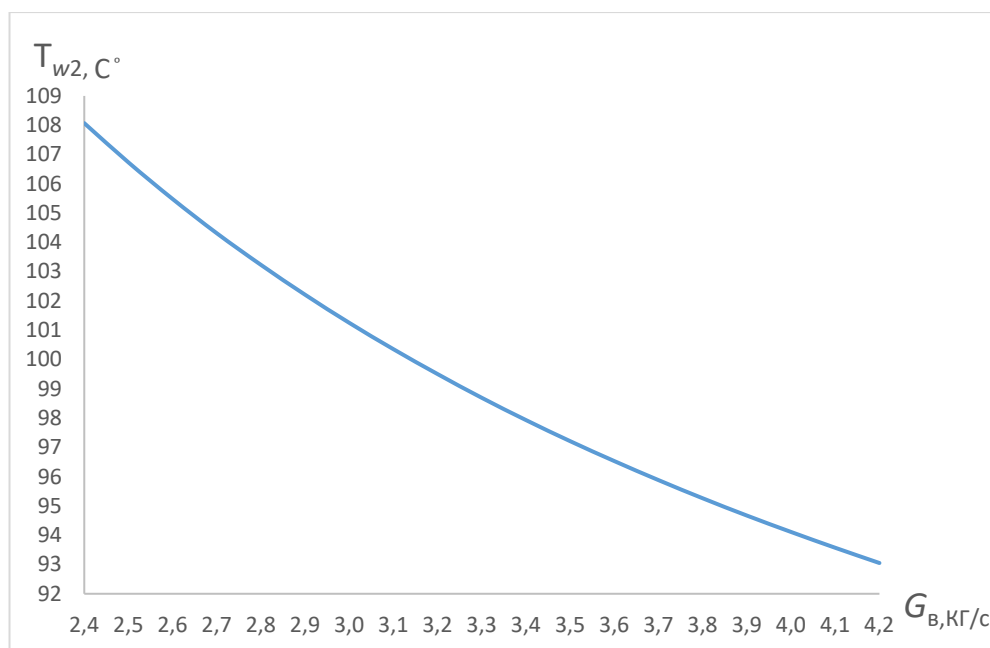


Рис. 3.9. Залежність температури охолоджувальної рідини на виході із охолоджувача масла від витрати вентиляторного повітря

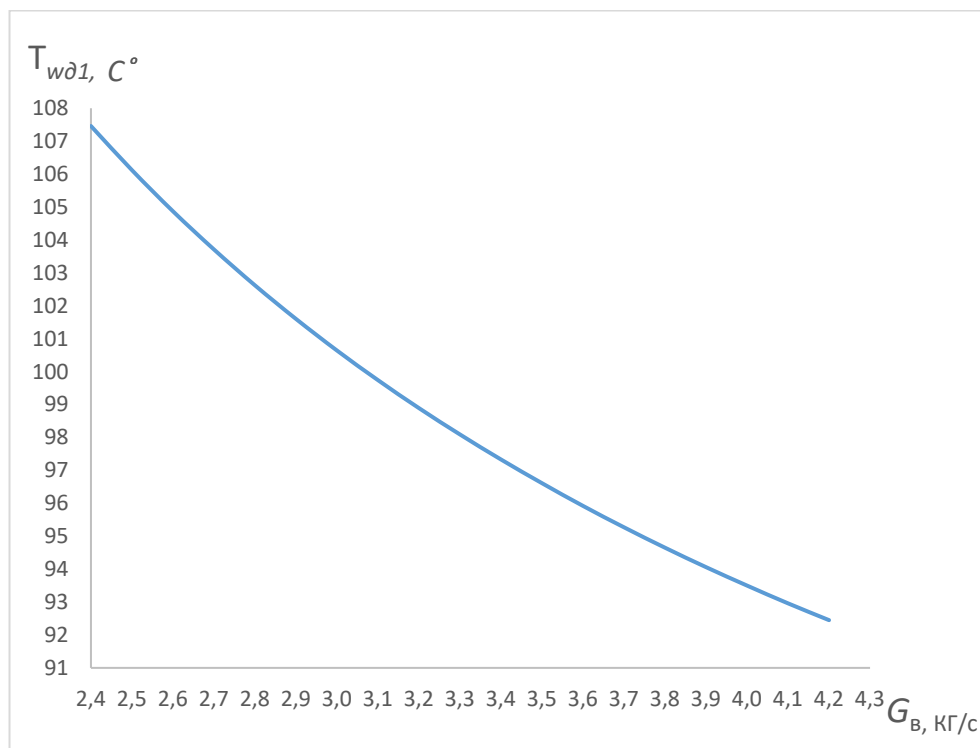


Рис. 3.10. Залежність температури охолоджувальної рідини на вході в двигун від витрати вентиляторного повітря

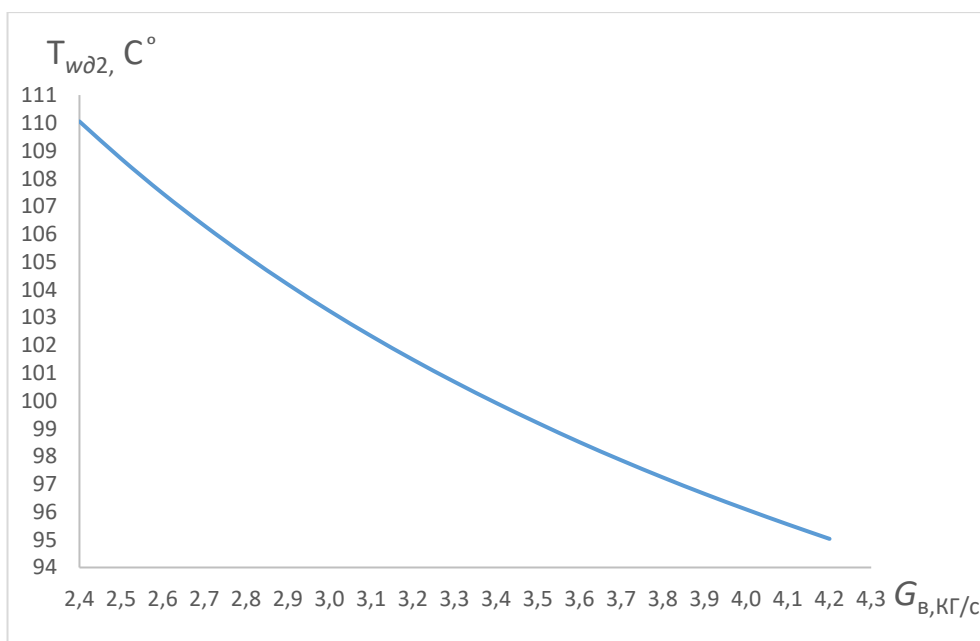


Рис. 3.11. Залежність температури охолоджувальної рідини на виході із двигуна від витрати вентиляторного повітря

2. Встановити обмеження на використання БРДМ-2 в кліматичних зонах, де температура оточуючого середовища перевищує 45°C . Залежності, що обґрунтовують ці обмеження, наведені на рис. 3.12–3.15.

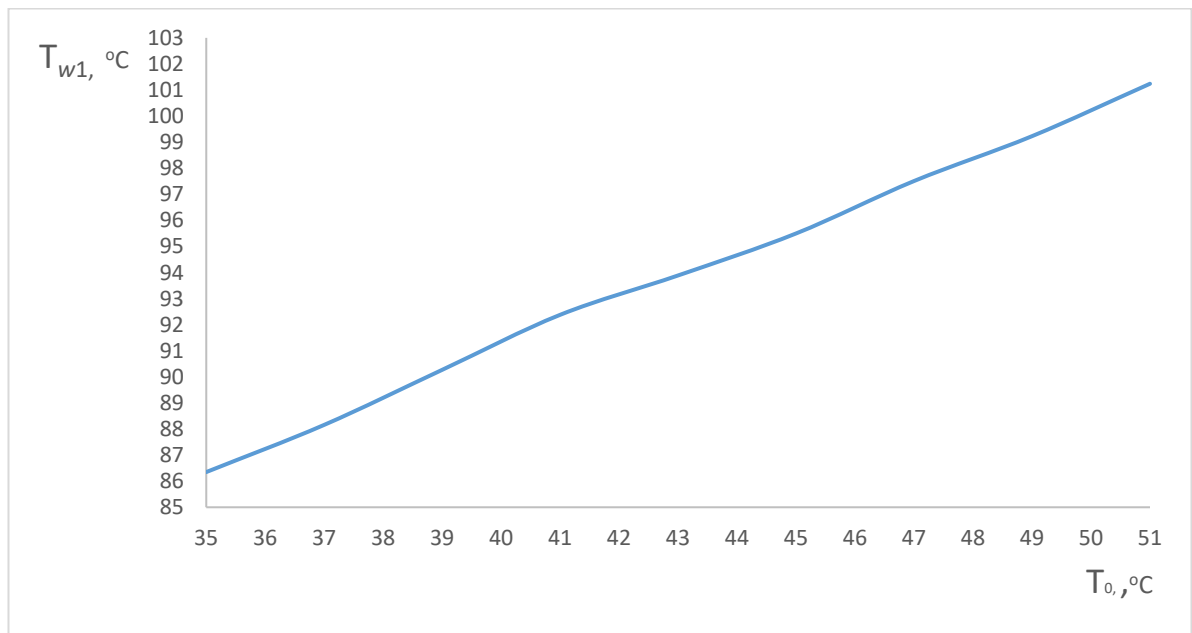


Рис. 3.12. Залежність температури охолоджувальної рідини на виході із радіатором від температури оточуючого середовища

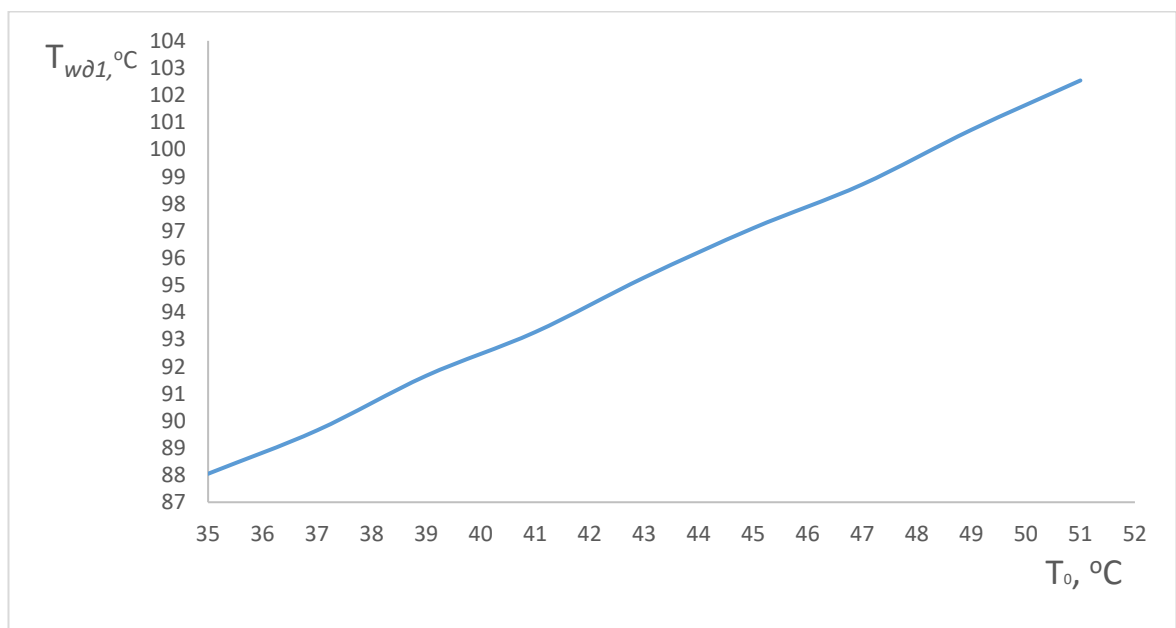


Рис. 3.13. Залежність температури охолоджувальної рідини перед двигуном від температури оточуючого середовища

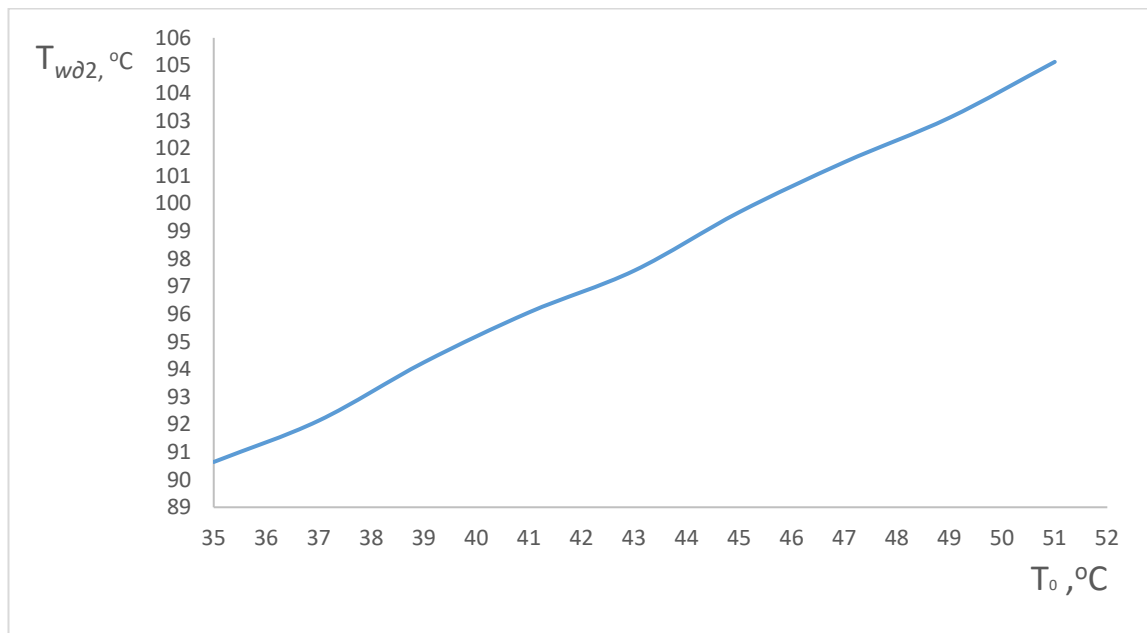


Рис. 3.14 Залежність температури охолоджувальної рідини за двигуном від температури оточуючого середовища

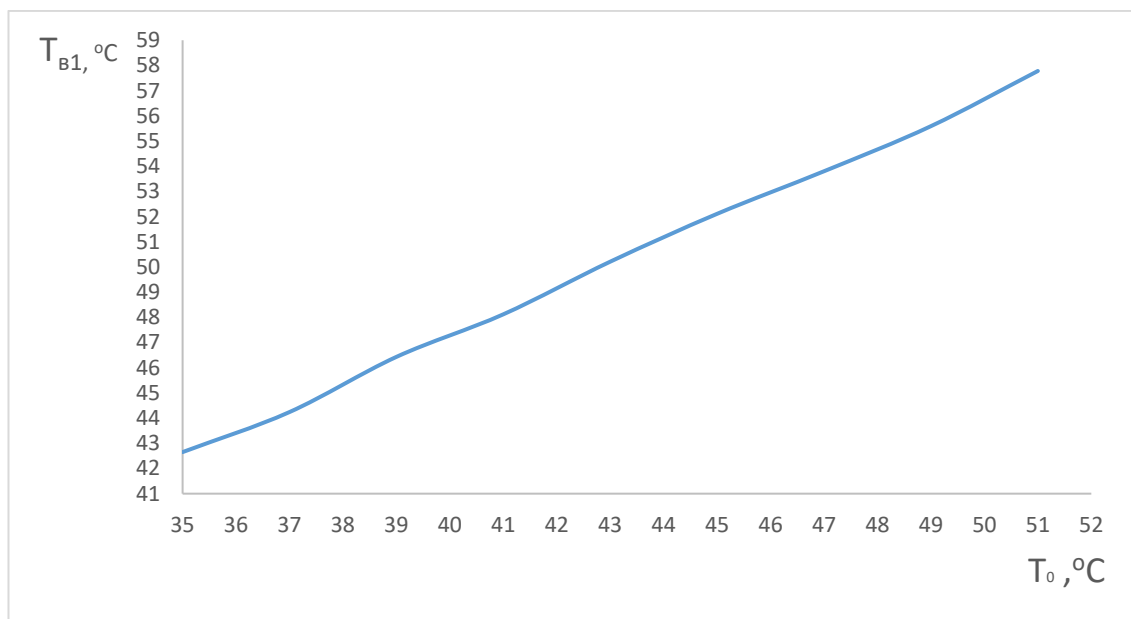


Рис. 3.15. Залежність температури на вході в охолоджувач наддувного повітря від температури оточуючого середовища

3. Створити надмірний тиск в системі охолодження. Для запобігання кипінню охолоджуючої рідини при температурі 105 °С, в системі охолодження потрібно створити надмірний тиск, який має бути не менше 121 кПа.

Таблиця 3.12. Тиск насиченого пару води при температурі від 100 до 256 °С

t, °C	P, кПа	t, °C	P, кПа	t, °C	P, кПа	t, °C	P, кПа
100	101.32	147	438.67	194	1368.0	241	3403.9
101	104.99	148	450.75	195	1397.6	242	3463.9
102	108.77	149	463.10	196	1427.8	243	3524.7
103	112.66	150	475.72	197	1458.5	244	3586.3
104	116.67	151	488.61	198	1489.7	245	3648.8
105	120.79	152	501.78	199	1521.4	246	3712.1
106	125.03	153	515.23	200	1553.6	247	3776.2
107	129.39	154	528.96	201	1586.4	248	3841.2
108	133.88	155	542.99	202	1619.7	249	3907.0
109	138.50	156	557.32	203	1653.6	250	3973.6
110	143.24	157	571.94	204	1688.0	251	4041.2
111	148.12	158	586.87	205	1722.9	252	4109.6
112	153.13	159	602.11	206	1758.4	253	4178.9
113	158.29	160	617.66	207	1794.5	254	4249.1
114	163.58	161	633.53	208	1831.1	255	4320.2
115	169.02	162	649.73	209	1868.4	256	4392.2

4. Використання високотемпературних охолоджуючих рідин. Залежно від концентрації гліколю або гліцерину, температура замерзання і кипіння рідини можуть бути змінені. Зазвичай температура кипіння тосолу і антифризу в готовому вигляді досягає до +116 °С (389 К), а температура замерзання може знижуватися до –40 °С (233 К). За допомогою додавання концентрату можна коригувати ці параметри.

5. Підвищення теплотехнічної ефективності радіатора. Залежність конструктивної довжини пучка радіатора від його ККД від зображена на рис. 3.16.

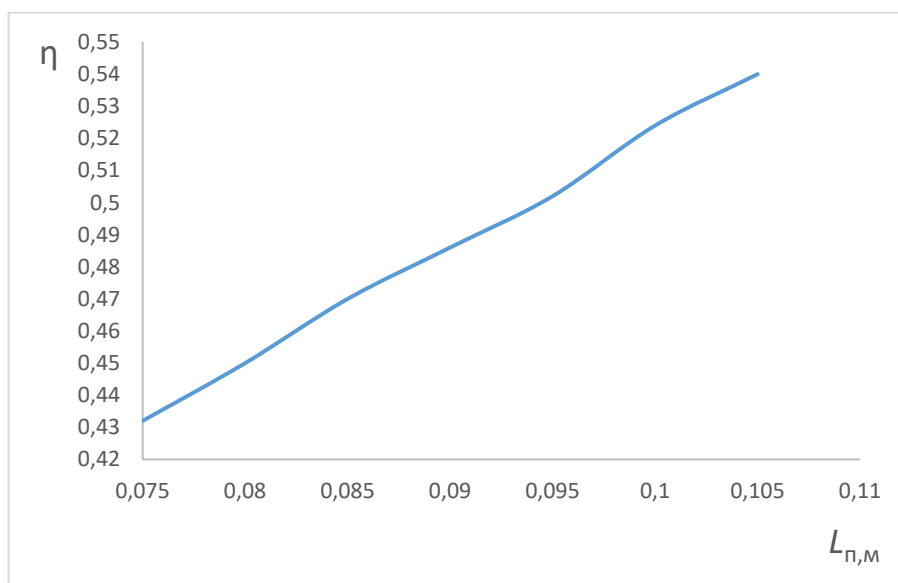


Рис. 3.16. Залежність конструктивної довжини пучка труб радіатора від ККД

У разі додавання одного додаткового ряду труб до вже існуючих трьох, розмір $L_{\text{п}}$ збільшиться лише на 35 мм. Це сприятиме підвищенню коефіцієнта корисної дії (ККД) радіатора до 11% (рис. 3.16). При цьому опір руху вентиляторного повітря залишатиметься в межах гранично допустимих значень.

На рис. 3.17–3.19 наведено графіки, що ілюструють зміну температури теплоносіїв у контрольних точках системи охолодження залежно від збільшення конструктивної довжини пучка труб радіатора. Підвищення температурної ефективності пояснюється збільшенням ККД радіатора внаслідок зростання площі теплопередачі.

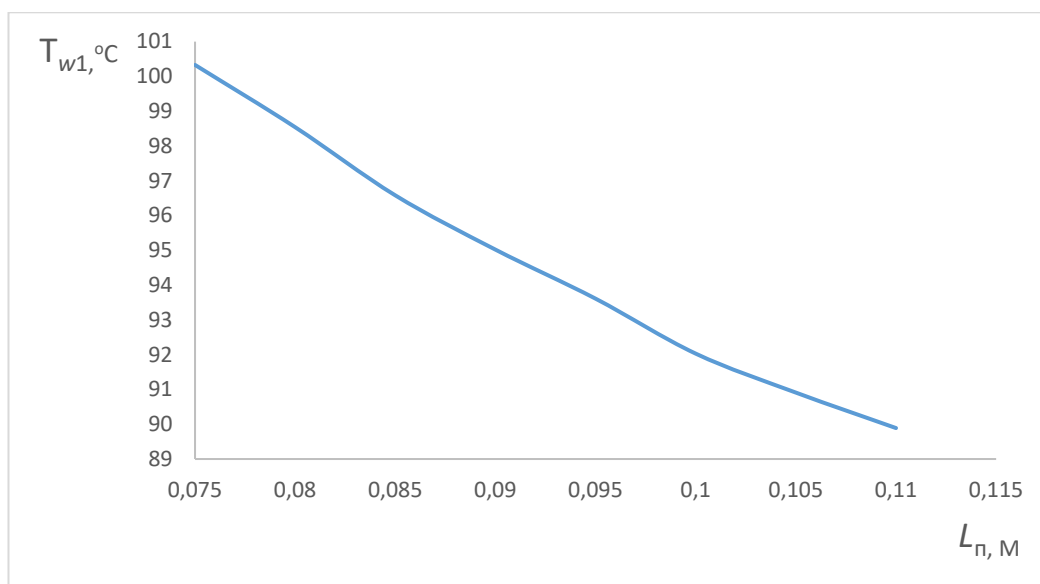


Рис. 3.17. Залежність температури охолоджуючої рідини на виході із радіатора від конструктивної довжини пучка радіатора

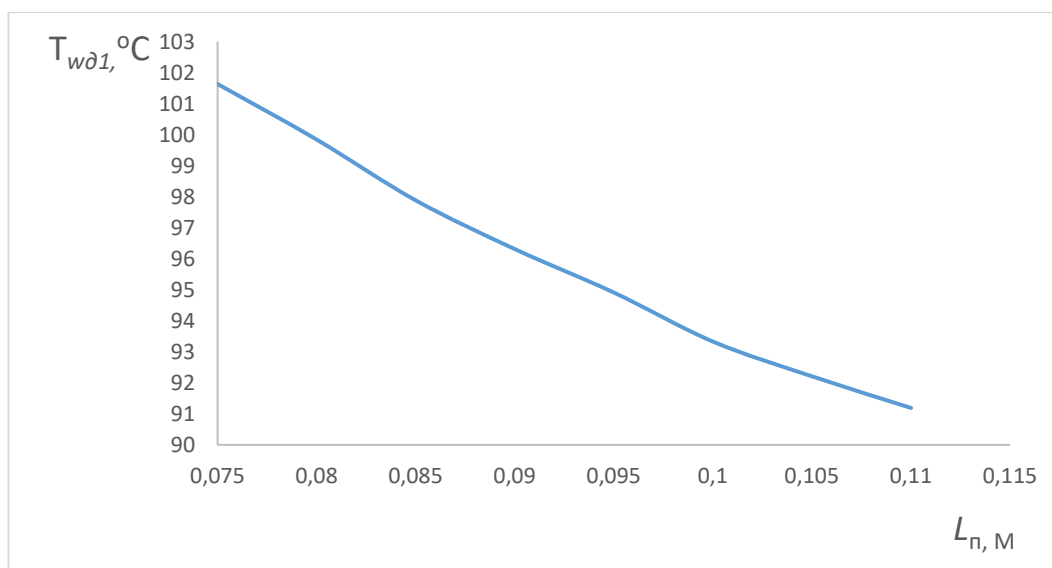


Рис. 3.18. Залежність температури охолоджуючої рідини на вході в двигун

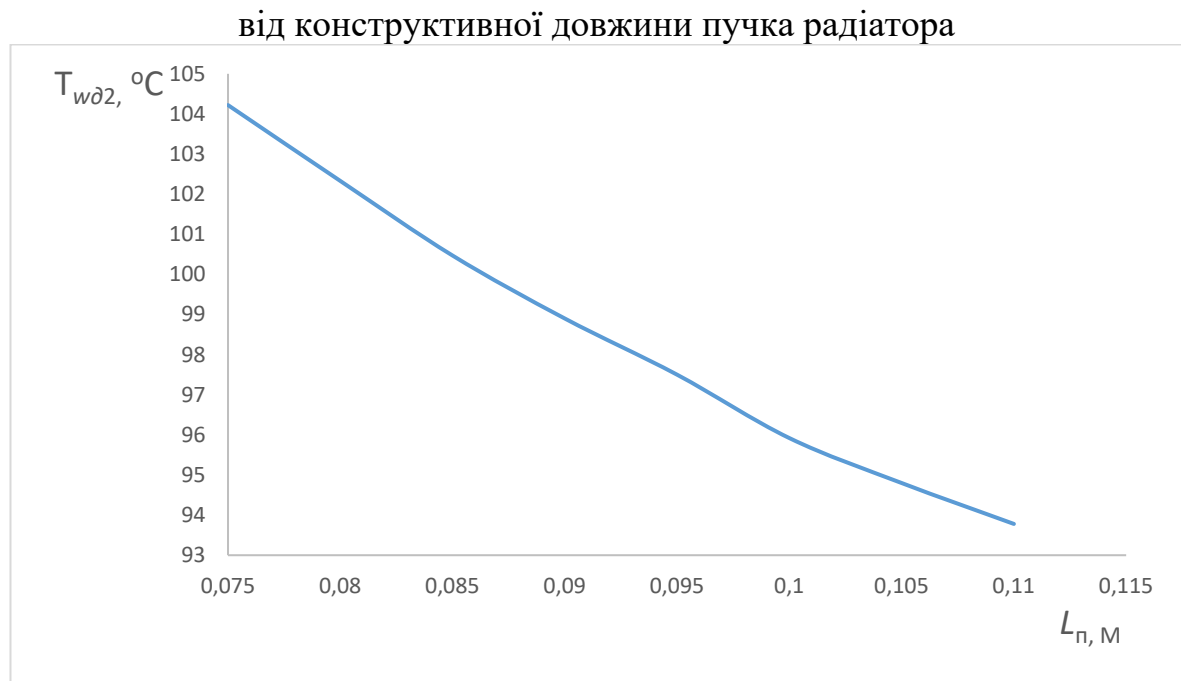


Рис. 3.19. Залежність температури охолоджуючої рідини на виході із двигуна від конструктивної довжини пучка радіатора

6. Зниження температури вентиляторного повітря на вході в радіатор. Якщо поміняти місцями радіатор і охолоджувач надувного повітря за напрямком руху вентиляторного повітря, температура на вході в радіатор знизиться до $T_1 = 49 ^\circ\text{C}$ замість $55,8 ^\circ\text{C}$, як у поточній схемі. Така зміна дозволить зменшити максимальну температуру охолоджуючої рідини на виході з двигуна до $T_{wd2} = 96,6 ^\circ\text{C}$. Водночас температура вентиляторного повітря на вході в охолоджувач надувного повітря збільшиться, що спричинить підвищення температури наддувного повітря в ресивері двигуна з $64 ^\circ\text{C}$ до $82 ^\circ\text{C}$. Це, в свою чергу, знизить коефіцієнт наповнення і погіршить екологічні та економічні показники роботи двигуна (збільшення витрати пального приблизно на $4 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$).

7. Заміна схеми системи охолодження. Різноманітні схеми сучасних систем охолодження двигунів внутрішнього згоряння можуть відрізнятися кількістю теплообмінників, насосів, регуляторів температури, а також послідовністю з'єднання теплообмінників за течією теплоносіїв тощо.

Серед усіх існуючих варіантів схем виділяються два основних типи. Кожен з цих типів характеризується різними параметрами теплообмінників. Усі

схеми можна віднести або до одного, або до іншого з цих типів. Перший тип схем включає так звані «повнопотокові» схеми, де витрати теплоносія внутрішнього контуру через двигун майже дорівнюють витратам теплоносія внутрішнього контуру через всі охолоджувачі. Така схема була запропонована Замовником і розрахунки для неї виконувалися в рамках цієї роботи. Другий тип схем відноситься до "мало-витратних" систем, де витрата теплоносія внутрішнього контуру через охолоджувачі значно менша (приблизно на порядок) за витрату через двигун.

У запропонованій Замовником схемі бажана температура на вході в двигун залежить від роботи всієї ланцюгової системи теплообмінників, кожен з яких вносить свій вклад у перепад температур. Розмір цього внеску визначається обмеженнями на кінцеву температуру в системі і залежить від теплового ККД кожного теплообмінника, а також від співвідношення витрат теплоносіїв.

На рис. 3.20 представлений приклад схеми системи охолодження з асимільованим контуром охолодження наддувного повітря., яка відноситься до типу маловитратних.

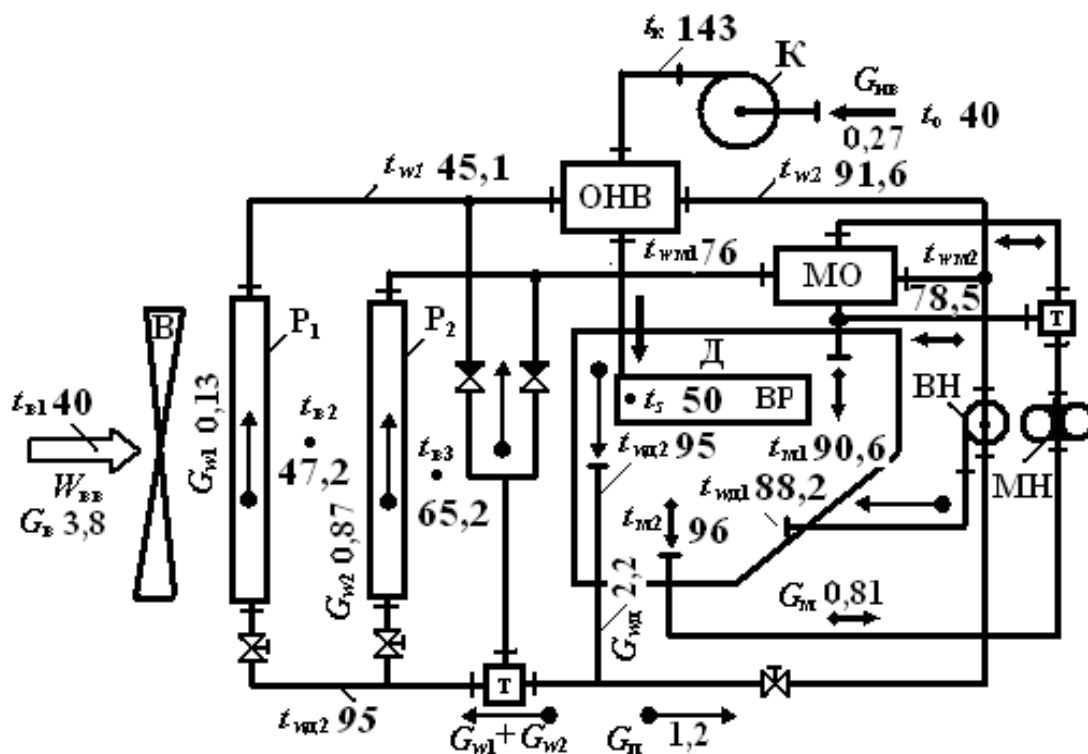


Рис. 3.20. Принципова схема дворадіаторної маловитратної системи охолодження з асимільованим контуром охолодження наддувного повітря

Ця схема не лише забезпечує зазначену можливість, але й дає додаткову опцію для встановлення гранично низьких температур ТВК перед охолоджувачем повітря та масла, незалежно від температури ТВК перед двигуном. Зокрема, гарантовано, що навіть значне переохолодження ТВК перед охолоджувачем наддувного повітря та перед маслом не матиме негативного впливу на підтримку оптимального температурного режиму роботи двигуна та охолодження його циліндрів. Це досягається завдяки перепуску частини гарячої води після двигуна безпосередньо на вхід в двигун, де вона змішується з більш холодними потоками, що дозволяє забезпечити бажану температуру на вході.

					КРМ.142.6221мз.09.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		80

Розділ 4

Економічне обґрунтування модернізації системи охолодження двигуна FPT Iveco Tector

4.1 Обґрунтування доцільності модернізації системи охолодження

Система охолодження є однією з ключових складових двигуна, яка забезпечує його надійну та ефективну роботу, підтримуючи оптимальний температурний режим. Аналіз поточної системи охолодження двигуна FPT Iveco Tector виявив кілька недоліків, які обмежують її ефективність та відповідність вимогам Замовника. Основними аргументами для модернізації є:

Недотримання температурного режиму

У поточній системі максимальна температура охолоджуючої рідини перевищує допустиме значення 95°C, що може призводити до перегріву двигуна, зниження його ресурсу та надійності.

Підвищення ККД

Збільшення ефективності теплообміну шляхом модернізації компонентів системи, таких як радіатор або охолоджувач наддувного повітря, дозволить знизити температуру теплоносіїв у контрольних точках і забезпечити стабільну роботу двигуна навіть у складних умовах.

Зниження гідравлічного опору

Модернізація конструкції радіатора або інших теплообмінників сприятиме оптимізації гідравлічних параметрів системи, забезпечуючи покращення циркуляції теплоносіїв.

Ефективність у різних кліматичних умовах

Поточна система охолодження демонструє обмеження в роботі при високих температурах навколишнього середовища. Вдосконалення системи дозволить розширити діапазон кліматичних зон, де може експлуатуватися техніка.

Можливість адаптації до нових двигунів

					КРМ.142.6221мз.09.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		81

Впровадження нових конструктивних рішень, наприклад, додаткових рядів труб у радіаторі, сприятиме підвищенню гнучкості системи охолодження, що дозволить ефективніше використовувати її з різними типами двигунів.

Економічна доцільність

Покращення ефективності системи охолодження може призвести до зменшення витрат на технічне обслуговування двигуна та збільшення його ресурсу, що знижує експлуатаційні витрати..

Враховуючи вищезазначене, модернізація системи охолодження є доцільним рішенням, яке забезпечить відповідність вимогам Замовника, покращить ефективність роботи двигуна та підвищить надійність техніки в цілому.

У табл. 4.1 наведені техніко-економічні показники двигуна FPT Iveco Tector з модернізованою системою охолодження.

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників		Позначення	Двигун-аналог	FPT Iveco Tector
Потужність двигуна, кВт		N_e	125	125
Частота обертання колінчатого валу, хв^{-1}		n	2700	2700
Діаметр циліндра, мм		D	102	102
Хід поршня, мм		S	120	120
Вага двигуна, т		G	0,390	0,390
Габарити, мм:	довжина найбільша	L	873	873
	ширина найбільша	B	690	690
	висота найбільша	H	860	860
Питома ефективна витрата палива, $\text{гр/кВт}\cdot\text{год}$		g_p	208	193
Питома витрата масла, $\text{гр/кВт}\cdot\text{год}$.		g_m	0,95	0,95
Механічний ККД двигуна		η_m	0,920	0,930
Кількість контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт з капітальних ремонтів		$\epsilon_{\min}$	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності двигуна		K_p	0,5	0,5

Коефіцієнт частини вартості роботи	b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості кап. ремонту	K _{кр}	0,3	0,3
Години напрацювання за міс., год.	t	242	242
Ресурс двигуна до першого перебирання, тис. год.	t _{пер}	11	11
Ресурс двигуна до капітального ремонту, тис. год.	t _{кр}	29	29
Вартість установки, тис. грн.	Ц	670	770
Ціна пального, тис. грн./т	Ц _п	50	50
Ціна масла, тис. грн./т	Ц _м	62	62
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	0,15	0,15

4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна із запропонованою схемою системи охолодження

Річна продуктивність установки дозволяє визначити загальну кількість енергії, яку установка може виробити за рік за умови її номінальної потужності та часу ефективної роботи і визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_n \cdot N_e \cdot t.$$

Для аналога (1) і для двигуна із запропонованою схемою системи охолодження (2) відповідно маємо:

$$N_1 = 0,5 \cdot 125 \cdot 2900 = 181250 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0,5 \cdot 125 \cdot 2900 = 181250 \text{ кВт за рік.}$$

Загальний термін роботи установки на основі її технічних характеристик і умов експлуатації можна визначити за виразом, років:

$$T = \frac{t_{кр}}{t}.$$

Для аналога і для двигуна із запропонованою схемою системи охолодження відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{29000}{2900} = 10 \text{ років,}$$

					КРМ.142.6221мз.09.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		83

$$T_1 = \frac{29000}{2900} = 10 \text{ років.}$$

Витрати на паливо для установки за рік, враховуючи її режим роботи та витрати палива можна визначити за наступною формулою, грн.:

$$З_{\text{п}} = g_{\text{п}} \cdot N \cdot Ц_{\text{п}} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога і для двигуна із запропонованою схемою системи охолодження відповідно маємо

$$З_{\text{п1}} = 0,208 \cdot 181250 \cdot 50000 \cdot 10^{-3} = 1885000,0 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{п2}} = 0,193 \cdot 181250 \cdot 50000 \cdot 10^{-3} = 1749062,5 \text{ грн.}$$

Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot Ц_{\text{м}} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога і для двигуна із запропонованою схемою системи охолодження відповідно маємо

$$З_{\text{м1}} = 0,00095 \cdot 181250 \cdot 62000 \cdot 10^{-3} = 10675,6 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{м2}} = 0,00095 \cdot 181250 \cdot 62000 \cdot 10^{-3} = 10675,6 \text{ грн.}$$

Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{\text{пр}} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{пер}}}.$$

Для аналога і для двигуна із запропонованою схемою системи охолодження відповідно маємо

$$З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 2900 \cdot 670000}{11000} = 8831,8 \text{ грн.}, \quad З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 2900 \cdot 770000}{11000} = 10150,0 \text{ грн.}$$

Річні витрати на капітальний ремонт обладнання, враховуючи частоту проведення капітальних ремонтів та їх вартість визначаються за наступною формулою, грн.

$$З_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{кр}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}.$$

Для аналога і для двигуна із запропонованою схемою системи охолодження відповідно маємо

$$З_{\text{кр1}} = \frac{0,3 \cdot 2900 \cdot 670000}{29000 \cdot 1,1} = 18272,7 \text{ грн.}, \quad З_{\text{кр2}} = \frac{0,3 \cdot 2900 \cdot 770000}{29000 \cdot 1,1} = 21000,0 \text{ грн.}$$

					КРМ.142.6221мз.09.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		84

Загальні річні витрати споживача на експлуатацію обладнання, враховуючи всі важливі чинники, що впливають на витрати визначаються за формулою, грн.

$$U = Z_{\text{п}} + Z_{\text{м}} + Z_{\text{кр}} + Z_{\text{пр}}.$$

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна із запропонованою схемою системи охолодження (2) відповідно маємо

$$U_1 = 1885000,0 + 10675,6 + 8831,8 + 18272,7 = 1922780,2 \text{ грн.},$$

$$U_2 = 1749062,5 + 10675,6 + 10150,0 + 21000,0 = 1790888,1 \text{ грн.}$$

Оцінити економічний ефект від впровадження модернізованої системи охолодження, порівнюючи витрати на експлуатацію старої та нової системи та враховуючи інвестиції в модернізацію можна за формулою, грн.

$$E_{\kappa} = \left[\Pi_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - \Pi_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{181250}{181250} \cdot 1922780,2 = 1922780,2 \text{ грн.}$$

$$E_{\kappa} = \left[670000 \cdot \frac{181250}{181250} \cdot \left(\frac{\frac{1}{10} + 0,15}{\frac{1}{10} + 0,15} \right) + \frac{1922780,2 - 1790888,1}{\frac{1}{10} + 0,15} \right] - 770000 = 427568,2 \text{ грн.}$$

Час, необхідний для повернення інвестицій, зроблених на модернізацію системи охолодження, за рахунок економії витрат на експлуатацію визначається за формулою, років

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S},$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати для модернізації схеми системи охолодження і теплообмінних апаратів, грн.;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, включати зменшення витрат на паливо, зниження витрат на ремонт, зменшення витрат на обслуговування та інші фактори, грн.:

$$\Delta S = Z_{\text{п1}} - Z_{\text{п2}} + Z_{\text{м1}} - Z_{\text{м2}} + Z_{\text{пр1}} - Z_{\text{пр2}} + Z_{\text{кр1}} - Z_{\text{кр2}} = U_1 - U_2,$$

$$\Delta S = 131892,0 \text{ грн.}$$

					КРМ.142.6221мз.09.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		85

Отже, час окупності:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{100000}{131892,0} = 0,76 \text{ року.}$$

4.3 Висновок до розділу

У розділі проведено розрахунки та виконано порівняння річних витрат на експлуатацію двигуна FPT Iveco Tector із модернізованою схемою системи охолодження. Було визначено річний економічний ефект від впровадження оновленої системи. Результати розрахунків підтвердили доцільність модернізації системи охолодження, особливо для двигунів, що працюють на часткових навантаженнях.

Вартість модернізації оцінюється в 100000 грн. Очікуваний річний економічний ефект, що досягається завдяки зниженню витрат на паливо у порівнянні з аналогічним двигуном без модернізації, становить близько 428 тис. грн. Таким чином, термін окупності проєкту становить приблизно 9 місяців за умови експлуатації двигуна протягом 2,9 тис. годин на рік (орієнтовно 8 годин на добу при роботі із навантаженням в 50 %).

					КРМ.142.6221мз.09.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		86

Розділ 5

Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці

Експлуатація броньованих розвідувально-дозорних машин (БРДМ-2) є складним і відповідальним процесом, що вимагає високого рівня організації та забезпечення безпеки праці. Робота з двигуном БРДМ-2 супроводжується впливом небезпечних і шкідливих виробничих факторів, таких як високі температури, викиди відпрацьованих газів, шум, вібрація, а також можливі травматичні ризики. В умовах бойових дій та інших екстремальних ситуацій ці фактори значно посилюються. Розробка ефективних заходів з охорони праці є ключовим завданням для зменшення ризиків для персоналу.

5.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів

Температура двигуна під час роботи може досягати понад 100°C. Контакт із гарячими поверхнями або витоками охолоджувальної рідини становить небезпеку для персоналу.

Відпрацьовані гази двигуна містять оксиди азоту, чадний газ та інші шкідливі речовини. У випадку недостатньої вентиляції концентрація цих газів може перевищувати допустимі норми, що створює ризик інтоксикації.

Рівень шуму під час роботи двигуна перевищує 85 дБ, що може спричинити втрату слуху або розвиток професійних захворювань. Шум значно погіршує продуктивність праці і має вплив на людину. При інтенсивному рівні шуму протягом тривалого часу у людей спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткових або навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Санітарні норми шуму

ν, Гц	65	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α _о , дБ	104	97	92	89	86	84	82	81

Вібрація виникає через динамічно неврівноважені маси кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Постійна вібрація негативно впливає на опорно-руховий апарат працівників. Локальна вібрація викликає спазми судин у людей і погіршує кровообіг. Загальна вібрація із частотою 0,7 Гц викликає «морську» хворобу, а з частотою від 4 до 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, або більшості внутрішніх органів через прояв резонансних явищ. Стандартні норми вібрації наведені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \times 10^{-2}$), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	32	63
вертикаль	20/133	7,1/124	2,5/115	1,3/109	1,1/108	1,1/108	1,1/108
горизонталь	—	3,6/118	1,4/109	0,64/103	0,57/102	0,57/102	0,57/102

В машиному відділенні БРДМ-2 також існує ризик отримання травм через контакт із рухомими частинами двигуна, такими як вентилятори, реміні або шківи.

Робота з електрообладнанням дизельного двигуна може бути небезпечною через ризик ураження електричним струмом, особливо у разі несправностей ізоляції. Електричні компоненти, такі як стартери, генератори, датчики та кабельні мережі, можуть перебувати під високою напругою, а пошкоджена ізоляція створює небезпеку прямого контакту зі струмопровідними елементами.

Додатковими факторами ризику є вологість, механічні пошкодження кабелів чи контактів, а також накопичення бруду чи конденсату, які можуть спричинити утворення струмопровідних шляхів. У бойових умовах або під час аварій ці ризики підвищуються через можливі пошкодження електричних систем.

Паливно-мастильні матеріали дизельних двигунів є займистими, що створює значний ризик займання, особливо в умовах бойових дій чи аварій.

					КРМ.142.6221мз.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		88

Дизельне паливо, хоча і має вищу температуру спалаху, ніж бензин, все ж може загорітися при контакті з відкритим вогнем, іскрами чи гарячими поверхнями. Пари дизельного палива у замкнених або недостатньо вентильованих просторах також здатні утворювати вибухонебезпечну суміш.

Перегрів двигуна через недостатнє охолодження може спричинити займання мастильних матеріалів або дизельного палива, особливо якщо є витік. У бойових умовах пошкодження паливних баків чи систем живлення двигуна, наприклад, під час обстрілів або вибухів, значно підвищує ймовірність витоку й займання. В умовах аварій можливе іскроутворення через механічні пошкодження, що також стає причиною пожеж.

5.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в машинному відділенні бойової машини

Рівень шуму вироблений двигуном 4ЧН 10,2/12 визначається по формулі:

$$L = 54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right), \text{ дБ},$$

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 2700 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 125 \text{ кВт}$.

$$L = 54 + 10 \cdot \lg(2700 + 125^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{2500}{2700}\right) = 87,3.$$

Рівень шуму двигуна знаходиться в межах допустимих значень. Для ефективного зниження аеродинамічного шуму, що виникає під час роботи двигуна, застосовуються глушники різних конструкцій. Вони здатні зменшувати загальний рівень шуму на 10...12 дБ, що значно покращує акустичний комфорт і відповідає вимогам стандартів.

Для зниження шуму, що випромінюється зовнішніми поверхнями двигуна (так званого повітряного шуму), використовуються звукоізоляційні кожухи або спеціалізовані бокси. Ці елементи здатні знизити рівень шуму на

					КРМ.142.6221мз.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		89

10...15 дБ, а в деяких випадках, залежно від конструкції та матеріалів, забезпечують додаткове зниження до 20 дБ і більше.

Поєднання глушників із звукоізоляційними системами дозволяє значно зменшити загальний шумовий вплив, що важливо для збереження комфорту, зниження втомлюваності персоналу та дотримання екологічних норм, особливо в міських умовах або при роботі техніки в безпосередній близькості до населених пунктів.

Для зниження механічного шуму, що виникає під час роботи двигуна, необхідно вживати низку конструктивних і технологічних заходів. Зокрема, важливо мінімізувати зазори між деталями та вузлами, що зменшує інтенсивність вібрацій і ударних навантажень у з'єднаннях.

Крім того, ефективним рішенням є використання матеріалів із високим внутрішнім тертям, які здатні поглинати механічну енергію та перетворювати її в теплову. Це значно знижує амплітуду коливань і, відповідно, шумовий фон.

Додатково застосовуються спеціальні шумопоглинальні покриття, які накладаються на деталі або вузли. Такі покриття сприяють поглинанню звукових хвиль і зменшенню передачі шуму через конструктивні елементи двигуна.

Комбінація цих заходів дозволяє не лише знизити рівень механічного шуму, але й підвищити надійність роботи двигуна та комфорт під час його експлуатації, що особливо важливо в умовах підвищених вимог до акустичних характеристик техніки..

Рівень вібрації для двигуна 4ЧН 10,2/12 визначається за формулою:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{ дБ}$$

де m – маса двигуна, $m = 390$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{2700 \cdot 125^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 125}{390} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{390}{125}} + 30 \lg \left(\frac{2500}{2700} \right) \right) = 84,9 \text{ дБ}$$

					КРМ.142.6221мз.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		90

Зменшення рівня вібрацій від двигуна БРДМ-2 досягається через кілька технічних рішень. Одним із основних способів є встановлення віброізолюючих елементів між двигуном і шасі, що дозволяє мінімізувати передачу вібрацій на корпус машини. Крім того, застосування балансує мас та коригування конструкції двигуна для зменшення нерівномірності його роботи допомагає знизити рівень вібрацій. Вибір матеріалів з високими амортизаційними властивостями для виготовлення основних вузлів та установок також сприяє зменшенню вібраційного навантаження, підвищуючи комфорт і стабільність роботи БРДМ.

5.3 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал

Розробка заходів для забезпечення вимог охорони праці при експлуатації двигунів БРДМ є важливою складовою безпечної експлуатації техніки в різних умовах. Одним із основних напрямів є забезпечення безпеки персоналу при обслуговуванні та ремонті двигунів. Це включає в себе використання захисних засобів, таких як спеціальний одяг, рукавички, окуляри та інші засоби індивідуального захисту, що дозволяють запобігти травмам при роботі з механізмами, що рухаються, та із забрудненими або гарячими компонентами.

Не менш важливою є організація належної вентиляції в робочих зонах, щоб знизити концентрацію шкідливих газів і пари, що можуть виникати при роботі двигуна. Для цього в БРДМ мають бути встановлені ефективні системи відведення вихлопних газів і вентиляції, які відповідають екологічним стандартам і забезпечують безпечні умови для персоналу.

Для зниження ризику ураження електричним струмом від електричних систем двигуна, важливо застосовувати високоякісні ізоляційні матеріали, регулярно перевіряти їх стан і проводити технічне обслуговування електричних компонентів. Крім того, усі елементи електричної системи повинні бути заземлені для запобігання коротким замиканням і інших аварійних ситуацій.

Не менш важливими є заходи щодо пожежної безпеки. Для цього в БРДМ повинні бути передбачені системи автоматичного пожежогасіння, а також регулярні перевірки герметичності паливних і масляних систем. Використання високоякісних матеріалів, що знижують ризик займання, а також

					КРМ.142.6221мз.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		91

контролювання температурних режимів двигуна є ключовими аспектами для запобігання пожежам.

Нарешті, регулярне навчання персоналу з питань безпеки, розробка інструкцій та планів дій на випадок аварійних ситуацій сприяють створенню безпечних умов експлуатації двигунів БРДМ. Ці заходи не тільки забезпечують захист життя та здоров'я працівників, але й підвищують ефективність і надійність роботи техніки.

					КРМ.142.6221мз.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		92

Висновок

У кваліфікаційній роботі було здійснено проєктування системи охолодження для двигуна FPT Iveco Tector з урахуванням його можливості працювати в умовах бойових дій, що особливо важливо в умовах війни в Україні. Результати проєктування показали, що штатна схема системи охолодження може бути адаптована для двигуна FPT Iveco Tector потужністю 125 кВт, за умови зняття певних обмежень, визначених Замовником. Ураховуючи специфіку бойових умов, запропоновано кілька варіантів технічних рішень, реалізація яких дозволить успішно застосувати цей двигун для приводу броньованої розвідувально-дозорної машини.

Одним із основних рішень є збільшення витрати вентиляторного повітря для поліпшення охолодження в умовах високих температур, з якими можуть стикатися БРДМ в зоні бойових дій. Крім того, для забезпечення надійної роботи двигуна в складних кліматичних зонах пропонується встановити обмеження на використання БРДМ-2 в певних регіонах. Одним із технічних рішень є створення надмірного тиску в системі охолодження, що дозволяє збільшити ефективність тепловідведення. Також для покращення охолодження пропонується використання високотемпературних охолоджуючих рідин, що дозволяє забезпечити стабільну роботу двигуна при підвищених температурах навколишнього середовища.

Для підвищення ефективності роботи системи охолодження також рекомендовано встановити радіатор більшої ефективності, що дозволить забезпечити кращий теплообмін і зменшити ризик перегріву. Окрім цього, можна змінити схему системи охолодження, що дозволить ще більше оптимізувати її роботу в умовах підвищеного навантаження. Частина з цих технічних рішень можна реалізувати досить просто, без змін у схемах і теплообмінних апаратах, шляхом введення додаткових елементів або перегляду обмежувальних параметрів теплоносіїв у системі.

Інші запропоновані рішення є більш складними, але більш ефективними й прогресивними, оскільки передбачають модернізацію системи охоло-

					КРМ.142.6221мз.09.ПЗ	Аркуш
						93
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

дження та теплообмінних апаратів. Їх впровадження дозволить не тільки забезпечити виконання всіх вимог Замовника, але й принести економічний ефект завдяки підвищенню ефективності роботи двигуна та зниженню витрат на його обслуговування.

Проектування системи охолодження та теплообмінних апаратів стало можливим завдяки проведеним розрахункам робочого циклу двигуна, теплового балансу та динаміки роботи двигуна. Ці розрахунки лягли в основу робочих креслень, включаючи поперечний розріз двигуна FPT Iveco Tector, креслення водяного радіатора, охолоджувача наддувного повітря та машинного відділення, а також графічні залежності основних параметрів системи охолодження. Таке комплексний підхід до розробки дозволяє забезпечити надійність і ефективність роботи двигуна FPT Iveco Tector БРДМ в екстремальних умовах бойових дій.

					КРМ.142.6221мз.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		94

Список використаної літератури

1. Technological excellence Iveco motors N40 ENT C, 2006. – 3 с.
2. Euro Cargo 6T – 10T- ремонтна документація, 2004. – 66 с.
3. Дизелі Iveco Tector, їх модифікації Посібник. 243-0000100РЭ, 2009. – 79 с.
4. Броньовано-розвідувально-дозорна машина БРДМ-2. Технічний опис і інструкція з експлуатації. Міністерство оборони СРСР, 1987. – 179 с.
5. Голощапов И. М., Митюшина Н. П. Броньовано-розвідувально-дозорна машина БРДМ-2. Посібник з ремонту, 1986. – 336 с.
6. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
7. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
8. Мошенцев Ю. Л. Системи охолодження і теплообмінні апарати двигунів внутрішнього згоряння : Навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко, Д. С. Мінчев. – Миколаїв: видавець Торубара В. В., 2020. – 234 с.
9. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувочного компресора. Методичні вказівки. УДМТУ: Миколаїв, 2006. – 49 с.
10. Теплообмінні апарати. Навчальний посібник для студентів спеціальності 144 "Теплоенергетика" / Анастасенко С. М., Жигуліна В. В., Семенов М. М., Соломонюк Д. М., Шаповалов Ю. О., Швець І. А., Шостак О. В. – Первомайськ: НУК, – Львів, «Новий світ-2000», 2023. – 228 с
11. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
12. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці / В. В. Кузнєцов. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
13. Березуцький В. В. Основи охорони праці. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.

14. Довідник по Єдиній системі конструкторської документації / А. К. Моргун, В .П. Градиль, Р. А. Егошин; под ред. Ю. И. Степанова. 2-е изд. перераб. и доп. – Х.: Прапор, 1979. – 245 с.

					КРМ.142.6221мз.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		96

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Прим.
				<u>Документація</u>		
A1			KPM.142.6221мз.09.05	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	Пластина кріплення			
			радіатора бокова ліва		2	
		2	Фланець		1	
		3	Патрубок		1	
		4	Горловина радіатора		1	
		5	Пластина		1	
		6	Бачок		1	
		7	Бачок		1	
		8	Остов радіатора		1	

					KPM.142.6221мз.09.05		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Радіатор водяний		
Студент		Нікітін В.М.					
Консультант							
Керівник		Тимошевський Б.Г.					
Зав. каф.		Гогоренко О.А.					
					НУК		
					Літ.	Арк.	Аркушів
						97	1