

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.

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 10,2/12 БОЙОВОЇ МАШИНИ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. А. Гогоренко

Здобувач освіти

І. І. Постоєв

Миколаїв 2022

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Постоеву Іллі Ігоровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проектування системи охолодження двигуна типу 4ЧН 10,2/12 бойової машини

2. Керівник роботи к.т.н., доцент Гогоренко О. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

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) Застосування двигуна на бойовій машині; Моделювання робочого циклу двигуна; Розрахунок системи охолодження; Розрахунки ОНП, ВВО; Економічне обґрунтування застосування спроектованої 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)

/І. І. Постоев/

(прізвище та ініціали)

/О. А. Гогоренко/

(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	5
Розділ 1. Застосування двигуна типу 4ЧН 10,2/12 на бойовій машині	6
1.1 Етапи створення та модернізації БРДМ-2.....	7
1.2 Устрій БРДМ-2.....	12
1.3 Висновок до розділу.....	14
Розділ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 4ЧН 10,2/12.....	15
2.1 Вступ.....	16
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	17
2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	18
2.4 Розрахунок робочого циклу.....	21
2.5 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	27
2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна 4ЧН 10,2/12.....	29
2.7 Висновки по розділу.....	31
Розділ 3. Проектування системи охолодження двигуна типу 4ЧН 10,2/12 Ivaco Tector.....	33
3.1 Вступ.....	34
3.2 Формулювання цілей проекту	35
3.3 Вихідні дані для моделювання системи охолодження	36
3.4 Розрахунок системи охолодження	44
3.5 Розрахунок водяного радіатора	46
3.6 Розрахунок охолоджувача наддувного повітря	61
3.7 Аналіз результатів розрахунку системи охолодження і теплообмінних апаратів	74
3.8 Рекомендації щодо покращення роботи системи охолодження та її теплообмінних апаратів.....	74

Розділ 4. Економічне обґрунтування модернізації системи охолодження для двигуна типу 4ЧН 10,2/12	84
4.1 Обґрунтування доцільності модернізації системи охолодження	85
4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з модернізованою системою охолодження ...	86
4.3 Висновок по розділу	89
Розділ 5. Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці.....	90
5.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля	91
5.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в машинному відділенні бойової машини	94
5.3 Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації	95
5.4 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал.....	96
Висновок.....	97
Список використаної літератури	98
Додатки.....	99

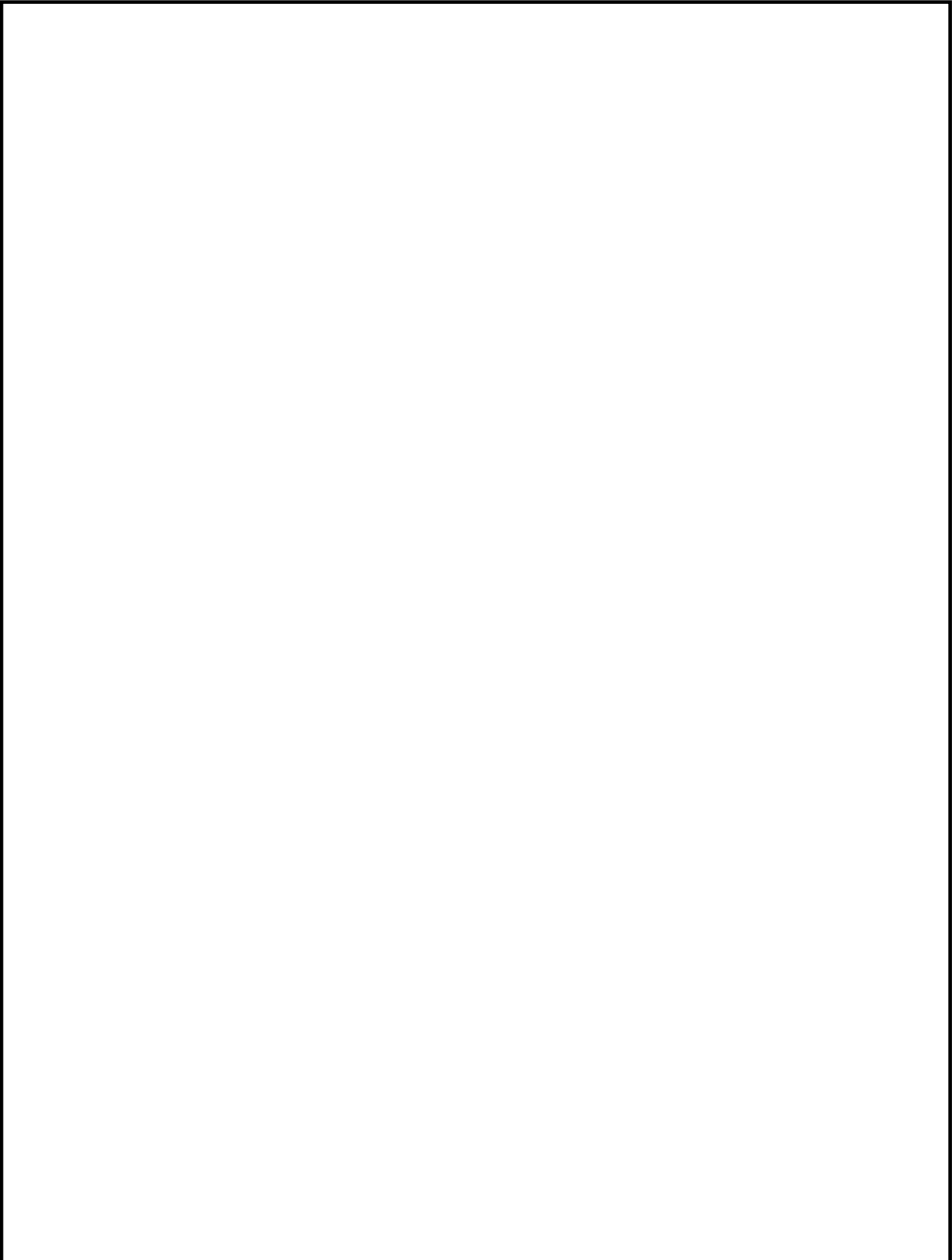
Вступ

Тематикою кваліфікаційної роботи є проектування системи охолодження двигуна типу 4ЧН 10,2/12 потужність якого становить 125 кВт. Поставлена задача модернізувати схему існуючої системи охолодження і теплообмінні апарати, які входять до її складу з метою покращення показників економічності двигуна і поліпшення параметрів відпрацьованих газів. Крім того модернізована система повинна мати просту схему, яка включає в себе мінімально можливе число агрегатів і теплообмінні апарати зі зменшеними габаритами. Саме об'єм і маса нової системи охолодження є ключовими факторами, оскільки передбачається, що двигун призначений для встановлення на бойові машини при їх модернізації.

Двигуни типу 4ЧН 10,2/12 (Iveco N40 ENT C) відноситься до сучасних, спроектовані і виготовляються італійською автомобілебудівною компанією Industrial Vehicles Corporation. Широке поширення цих двигунів визначає актуальність докладного вивчення їх у ході спеціальної підготовки. Саме ці двигуни мають широкі можливості для свого застосування, оскільки відносяться до середньої цінової категорії і при незначній модернізації окремих елементів або систем стануть цікавими для відомих автомобілебудівних компаній, які спеціалізуються на складанні вантажних автомобілів і важкої колісної техніки.

Тож проектування системи охолодження обраного двигуна дозволить йому задовольнити потреби сьогодення, а компанії Industrial Vehicles Corporation конкурувати з відомими у всьому світі гігантами двигунобудування.

					КРМ.142.6222м.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		5



					КРМ.142.6222м.05.01.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
					Розділ 1 Застосування двигуна типу 4ЧН 10,2/12 на бойовій машині				Літ.	Арк.	Аркушів		
Студент	Постоев І.І										6	9	
Консульт.									НУК				
Керівник	Гогоренко О.А.												
Зав.каф.	Гогоренко О.А.												

Розділ 1

Застосування двигуна типу 4ЧН 10,2/12 на бойовій машині

1.1 Етапи створення та модернізації БРДМ-2

Броньована розвідувально-дозорна машина БРДМ-2 була розроблена в спеціальному конструкторському бюро (СКБ) конструкторсько-експериментального відділу Горьковського автозаводу (ГАЗ), де на той час вже був досвід створення легких бронетранспортерів. Тут був створений легкий бронетранспортер БТР-40 (рис. 1.1), а потім на його базі перша броньована розвідувальна машина БРДМ.



Рис. 1.1. Бронетранспортер БТР-40

Відповідно до тактико-технічними вимогами, БРДМ повинна була без підготовки форсувати вплав водні перешкоди, а також долати широкі траншеї і окопи. Тому машина була оснащена герметичним корпусом з водометним рушієм, а також висувними катками з приводом від основного двигуна. Перша БРДМ (ГАЗ-40П) експлуатувалася розвідувальними підрозділами СА з 1957 року, при цьому були виявлені серйозні недоліки машини. На момент створення машини в розпорядженні конструкторів не було нічого кращого, ніж бензиновий двигун ГАЗ-11 ще довоєнної розробки. Його потужність становила всього 90 л.с. Переднє розташування пожежонебезпечного двигуна збільшувало шанси на знищення машини фронтальним вогнем. Слабким було і озброєння - один 7,62-мм кулемет СГМБ, з якого стрілець повинен був

					КРМ.142.6222м.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

вести вогонь, наполовину висунувшись із люка. Посилити вогневу міць машини, встановивши кулеметну башточку з більш важким озброєнням було нереально, так як конструкція БРДМ не була розрахована на додаткову вагу. 10 лютого 1959 року ГБТУ (Головне бронетанкове управління) видало Тактико-технічні вимоги на розробку нової розвідувально-дозорної машини, здатної діяти спільно з бронетранспортерами БТР-60, перспективними танками і БМП.

БРДМ-2 повинна була мати наступні переваги перед своєю попередницею – БРДМ: Велика вогнева міць. Кращі ходові якості. Більш високий рівень захищеності. Наявність системи протиатомного захисту. Оснащення для радіозв'язку системою для передачі і отримання по радіо команд і розвідувальної інформації. До цього ж часу на ГАЗі розгорнулося виробництво нового вантажівки ГАЗ-66 (шишига»), з двигуном потужністю 120 к.с. Це дало можливість вносити удосконалення в БРДМ за рахунок вузлів ГАЗ-66 (мотор, мости, трансмісія і т.д.) Проект отримав заводське позначення – «ГАЗ-41», а працювала над ним та ж команда конструкторів, що і над першою машиною. Керував нею головний конструктор ГАЗу В. А. Дедков, провідним конструктором машини був призначений А. Н. Лебедев. Було вирішено впровадити нову компоновочную схему: відділення управління спереду, а силова установка – ззаду. Це поліпшило оглядовість, так як бойове відділення змістилося вперед і стало більш просторим. Водохідних якості машини підвищилися за рахунок установки двигуна в задній частині корпусу і забезпечення дифференціала на корму. Машина озброювалася кулеметом КПВТ, встановленим на відкритій турелі. Екіпаж налічував 5 чоловік - 2 члени екіпажу і 3 розвідника. Бронекорпуса для двох перших досвідчених машин були готові до липня 1960 року. Але з іншими агрегатами виникли затримки. Трансмісія для нової машини тільки проходила випробування, тому, щоб укластися в необхідні терміни, перший прототип «ГАЗ-41» довелося оснастити трансмісією і ходовою частиною від БРДМ. Під час ходових випробувань це позначилося не

					КРМ.142.6222м.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

кращим чином – через зрослу потужність двигуна горіло зчеплення, кришилися зуби коробки передач.

Військові висловили чимало зауважень щодо БРДМ-2: Трансмсія не забезпечувала передачу повного крутного моменту, що розвивається двигуном. Застосування мостів від ГАЗ-66 призвело до того, що вузька автомобільна колія, успадкована від «шишиги», робила «ГАЗ-41» нестійким на поворотах і схилах, а також перешкоджала руху машини по танковій колії. Розміщення озброєння на відкритій турелі, яке не забезпечувало достатнього захисту стрілка і робило марною роботу системи протиатомного захисту. Внутрішній простір корпусу було надзвичайно тісним для екіпажу. Екіпажу доводилося працювати в дуже обмежених умовах. Командир не мав доброго кругового огляду, так як огляд вправо йому закривав водій, а тому - корпус машини. Проте, після часткового усунення виявлених недоліків, наказом Міністра оборони СРСР від 22 травня 1962 року розвідувальна машина все ж була прийнята на озброєння Радянської Армії під позначенням БРДМ-2 (рис. 1.2).



Рис. 1.2. Передсерійна БРДМ-2 озброєння на вежі БПУ-1

Цікаво, що в серійне виробництво, як це зазвичай відбувалося з прийнятими на озброєння зразками, БРДМ-2 відразу не запустили. Такий казус був обумовлений невизначеністю з її озброєнням. Військових категорично не влаштовувало розміщення кулемета КПВТ на відкритій турелі, тому

					KPM.142.6222м.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

конструктори спробували оснастити БРДМ-2 вежею зі спаркой кулеметів КПВТ і ПКТ, яка розроблялася для газової бронетранспортера БТР-60ПБ.

Прототип БРДМ-2 з такою вежею був підготовлений тільки до початку 1963 року. Досить важку вежу розмістили практично посередині корпусу машини. Це не порушувало її водохідних якостей і разом з тим позитивно позначилося на влучності вогню. Тепер стрілець міг вести круговий обстріл, перебуваючи всередині корпусу і заважаючи роботі системи протиатомного захисту. Платою за це стало скорочення внутрішнього простору і зменшення екіпажу до 4 осіб. Зрештою, машина замовника задовольнила - завдяки більш потужному двигуну вона продемонструвала параметри прохідності і водохідних, що перевершують першу БРДМ, істотно зросла вогнева міць. Втім, висадка-посадка в машину продовжувала залишатися незручною - вона проводилася через два люка в передній частині даху корпусу, що робило екіпаж вразливим. У квітні 1963 року дослідний БРДМ-2 з баштової установкою озброєння був продемонстрований тодішньому Міністру Оборони СРСР Маршалу Радянського Союзу Р. Я. Малиновському. За результатами високого показу була покращена оглядовість з БРДМ-2 – для розвідників на бортах встановили додаткові оглядові прилади. Доведення БРДМ-2 проводилася в ході серійного виробництва. Треба сказати, що в той час проект БРДМ-2 виявився дещо «засунутим в сторону» через те, що основні зусилля були спрямовані на підготовку серійного випуску бронетранспортера БТР-60ПБ. В результаті перші передсерійні БРДМ-2 вийшли з складального цеху тільки в грудні 1964 року. Подальше серійне виробництво набирало темпи дуже повільно – за 1965 рік було побудовано лише 80 БРДМ-2, а в 1966 році замість запланованих 600 машин - всього 440. Зате БРДМ-2 проявила чудеса довголіття, протримавшись у виробництві протягом 25 років – до 1989 року. Всього було випущено близько 9,5 тис. БРДМ-2, причому майже половина з них послужила як шасі для спеціалізованих машин. До 1967 року ГАЗ паралельно з БРДМ-2 продовжував випускати БРДМ – як шасі для спецмашин.

					КРМ.142.6222м.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

Виробництво БРДМ-2 припинено в 1989 році, проте, дана машина залишається на озброєнні армій багатьох країн. До теперішнього часу більшість обладнання та агрегатів машини, розроблених 30-50 років тому, морально застаріло. Тому в різний час з'являлося багато програм модернізації БРДМ-2. При відповідному доопрацюванні БРДМ-2 цілком може задовольняти вимогам сучасного бою, виконуючи як розвідувальні функції, так і в якості платформи для різних спеціалізованих машин. Розглянемо програми модернізації БРДМ-2 в Україні.

БРДМ-2ДІ «Хазар» – модернізація ДП «Миколаївський ремонтно-механічний завод» (рис. 1.3).



Рис. 1.3. БРДМ-2ДІ «Хазар»

Значна кількість БРДМ-2 після розпаду СРСР залишилося на території України. Для підтримання боєздатності цих машин в умовах нестачі оригінальних запасних частин, а також підвищення їх тактико-технічних характеристик, в ХКБМ ім. Морозова розробили свій проект модернізації БРДМ-2. Модернізована машина отримала позначення БРДМ-2ЛД.

Основною метою модернізації було підвищення характеристик рухливості БРДМ-2 шляхом установки дизеля СМД-21-08 і відповідного доопрацювання штатних вузлів: корми корпусу, даху МТО, систем двигуна. За рахунок збільшився в 1,7 рази крутного моменту двигуна підвищилася прохідність машини в важких дорожніх умовах, зріс на 25% (до 940 км) запас ходу при тих же обсягах палива. В результаті відмови від додаткових опускаються коліс звільнилося місце в середній частині корпусу, а в бортах встановили

					КРМ.142.6222м.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

додаткові люки для посадки-висадки екіпажу. Свої варіанти модернізації БРДМ-2 пропонував і ДП «Миколаївський ремонтно-механічний завод». Тут з 1999 року випускався БРДМ-2ЛД з уже згадуваним дизелем СМД-21-08. У 2007-2008 роках був розроблений варіант БРДМ-2ДІ «Хазар», з дизельним двигуном FPT Iveco Tector, потужністю 170 к.с, за бажанням замовника могли встановлюватися різні типи озброєння, опущення колеса зберіглись.

1.2 Устрій БРДМ-2

Основні параметри БРДМ-2 виконані за схемою з заднім розташуванням відділення силової установки (у БРДМ навпаки – переднє), відповідно відділення управління розташовується в передній частині корпусу, а бойове відділення – в середній. У відділенні управління розміщені органи керування машиною, прилади спостереження, радіостанція, навігаційна апаратура, сидіння командира і водія. У бойовому відділенні розміщені баштова кулеметна установка, боєкомплект, гідропіднімачів додаткових коліс, два одномісних сидіння для екіпажу. Тут же, під поликом, розміщена роздавальна коробка в зборі з редуктором і коробками відбору потужності на додаткові колеса. У відділенні силової установки знаходяться двигун з коробкою передач і коробкою відбору потужності на водомет, водяні і масляні радіатори і теплообмінники, передпусковий підігрівач, водооткачивающих насос, водометний рушій, бензинові баки і акумуляторна батарея. Відділення ізолювано від решти корпусу герметичною перегородкою, на якій з лівого боку встановлена фільтровентиляционная установка. Для доступу до двигуна в перегородці є відкидні дверцята. Повністю закритий зварений герметизований корпус машини виготовлений із сталевих катаних броньових листів. Броня товщиною 6-10 мм забезпечує захист від куль стрілецької зброї, осколків, а також хв малого калібру.

Озброєння БРДМ-2.

У вежі встановлений 14,5-мм кулемет КПВТ і спарений з ним 7,62-мм кулемет ПКТ. Приводи повороту вежі і наведення зброї - механічні. Вертика-

					КРМ.142.6222м.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

льний кут обстрілу від -5° до $+30^{\circ}$, горизонтальний кут обстрілу 180° . Під час стрілянини стрілок розміщується на спеціальному підвісному сидінні, що обертається разом з вежею. Крупнокаліберний кулемет КПВТ дозволяє вражати легку бронетехніку. Його прицільна дальність – 2000 м, скорострільність – 600 постр./хв. На дальності в 500 м бронебійна куля пробиває вертикально встановлену броню товщиною 32 мм. Боєкомплект становить 500 патронів.

Двигун.

У відділенні силової установки штатно розміщений V-подібний восьмициліндровий карбюраторний двигун рідинного охолодження ГАЗ-41, потужністю в 100 кВт. Місткість паливної системи складає 280 л, що забезпечує БРДМ-2 запас ходу по суші в 750 км або рух на плаву протягом 14...16 годин. Система охолодження двигуна – рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією. Два водяних радіатора розміщені в силовому відділенні за двигуном. Для забезпечення задовільних умов охолодження двигуна на плаву, в систему охолодження введені трубчасті теплообмінники для охолоджуючої рідини і для масла. В роботі пропонується двигун ГАЗ-41 замінити на сучасний FPT Iveco Tector.

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

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

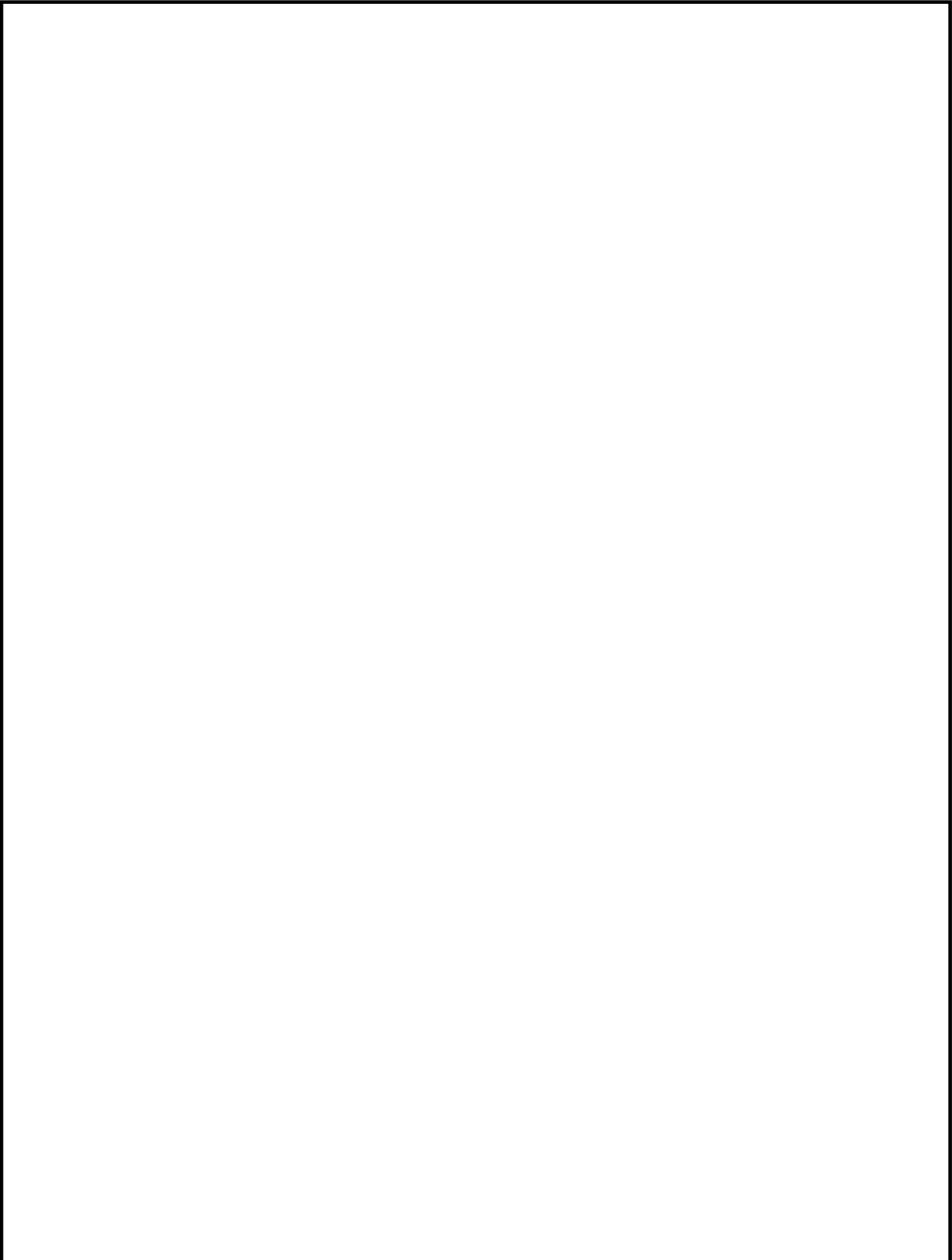
Параметр	Познач.	од. виміру	ГАЗ-41	FPT Iveco Tector
Робочий об'єм двигуна	$V_{об}$	л	5,53	3,92
Кількість циліндрів	N	шт	8	4
Діаметр циліндру	D	мм	100	102
Хід поршня	S	мм	88	120
Ефективна потужність	N_e	кВт	100	125
Кількість обертів/хвилину	n_n	об/хв	3400	2700
Ступінь стиску	ϵ		6,7	17,5
Кількість клапанів на циліндр	$N_{кл}$	шт	2	4
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,333	0,193
Максимальний крутний момент	M_k	Н·м	352	560

Ходова частина БРДМ-2 в цілому аналогічна ходової частини БРДМ. Вона включає два ведучих моста, до яких під час руху на пересіченій місцевості можуть підключатися дві пари додаткових коліс, що опускаються за допомогою гідроприводу. Це забезпечує високу прохідність машини. БРДМ-2 має систему централізованого регулювання тиску повітря в шинах, змінювати тиск можна як на стоянці, так і під час руху. По шару снігу товщиною до 30 см БРДМ-2 може пересуватися, не знижуючи тиску в шинах, - колеса продавлюють сніг до мерзлого ґрунту і добре зчіплюються з ним. Для самовитаскування в передній частині корпусу встановлена лебідка з тяговим зусиллям 3,9 т і тросом довжиною 50 м. БРДМ-2 відрізняється високою швидкістю при русі по пересіченій місцевості, а максимальна швидкість по шосе - до 95...100 км/год. По воді БРДМ-2 може рухатися зі швидкістю 8...10 км/год за допомогою водометного рушія. Для повороту на плаву служать водяні рулі.

1.3 Висновок до розділу

У розділі розглянуто етапи створення та модернізації БРДМ-2, а також її устрій. Приведена порівняльна таблиця основних параметрів силової установки. Запропонований двигун типу 4ЧН 10,2/12 замість застарілого двигуна ГАЗ-41 має звичайну рядну вертикальну конструкцію з блочним остовом. Двигун з нижнім розташуванням кулачкового валу і оснащено звичайною схемою механізму газорозподілу, властиву такій компоновці. При модернізації БРДМ-2ДІ «Хазар» можемо передбачити, що силова установка із двигуном FPT Iveco Tector матиме покращені показники економності в порівнянні із двигуном ГАЗ-41.

					КРМ.142.6222м.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14



					КРМ.142.6222м.05.02.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
					Розділ 2 Моделювання робочого циклу двигуна типу 4ЧН 10,2/12				Літ.	Арк.	Аркушів		
Студент	Постоев І.І.										15	18	
Консульт.									НУК				
Керівник	Гогоренко О.А.												
Зав.каф.	Гогоренко О.А.												

Розділ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 4ЧН 10,2/12

2.1 Вступ

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання час-

					КРМ.142.6222м.05.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

тоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проєкті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;

					МП.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі *MathCAD*.

2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Основні параметри робочого циклу обираються з паспортної характеристики двигуна, а також із довідників і приводяться в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Вихідні дані

Параметр	Позначення	Од. виміру	Значення
Кількість циліндрів	N	шт	4
Діаметр циліндру	D	мм	102
Хід поршня	S	мм	120
Ефективна потужність	N_e	кВт	125
Кількість обертів/хвилину	n_n	об/хв	2700
Витрата повітря	$G_{нов}$	кг/с	0,224
Витрата води	G_g	кг/с	3,66
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,232
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,263
Температура повітря в ресивері	T_s	К	336
Ступінь стиску	ϵ		17,5
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,226
Максимальна температура охол. рідини	t_p	К	380
Кількість клапанів на циліндр	$N_{кл}$	шт	4
Питома витрата палива	g_e	кг/(кВт·год)	0,193
Ефективний ККД	η_e		0,438

Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	0,23
Тиск повітря за ОНП	P_s	МПа	0,251
Температура повітря за компресором	T_k	К	448
Температура газів перед турбіною	T_t	К	750
Максимальний тиск в циліндрі	P_z	МПа	16,6

Температура навколишнього повітря T_0 . Так як БРДМ-2 будуть експортуватись в країни з погіршеними умовами застосування, приймаємо $T_0 = 323$ К.

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 15 \dots 18$. Приймаємо $\varepsilon = 17,5$

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,226$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,78$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У ВОД $\gamma_r = 0,02 \dots 0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, бли-

					МР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

зких до проектованого. Для ВОД $\xi_z=0,75-0,94$; $\xi_b=0,86-0,98$ [5]. Приймаємо $\xi_z = 0,86$; $\xi_b = 0,89$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3...2,0$ [1]. Приймаємо $\lambda = 1,4$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,012$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 700...900 К. Приймаємо $T_r = 830$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на дизельному пальному. Масовий склад пального:

Вуглець – С = 0,87 кг;

Водень – Н = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – О = 0,004 кг.

Нижча теплота згоряння палива Q_n^o . Для дизельного пального приймаємо $Q_n^o = 42700$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z . Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу. $Z = 0,5$.

					MP.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 448,84;$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s := T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 335,019;$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a := \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 365,489;$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s := P_k - \Delta P_{ox} \quad P_s = 0,251;$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a := \xi_a \cdot P_s \quad P_a = 0,243;$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_i := \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0,928;$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено [3].

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

					МП.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При виборі величини n_l , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_l = 1,358$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

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

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c := T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1} \quad T_c = 1016,224$$

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

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

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

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

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z := \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0,966;$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z := 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1,027;$$

					MP.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1917;$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z := \lambda \cdot P_c \quad P_z = 16,599;$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho := \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} \quad \rho = 1,385;$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta := \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 12,639;$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів [1]. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,281;$$

					МР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура в кінці процесу розширення, К

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

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i := \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P'_i = 1,623;$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i := P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1,5927;$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт·год)

$$g_i := 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_i}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad g_i = 0,171;$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i := \frac{3600}{g_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0,492;$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

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

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e := \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0,438;$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)

$$g_e := \frac{g_i}{\eta_m} \quad g_e = 0,1925;$$

					МР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e := 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 125,01;$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N := \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0,008\%;$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,05%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К

$$G := \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_i \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 0,224;$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t := G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 0,23;$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r := \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0,232;$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t := T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} \quad T_t = 749,17$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s := \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1,133;$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

					MP.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$R_t := \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287,3;$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t := \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{(a_{vb} + b_b \cdot T_t)} \quad k_t = 1,377;$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$$\Pi_k = 2,596;$$

Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} := \Pi_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0,263;$$

Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

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

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском наддуву не перевищує 0,05%.

					МП.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		26

2.5 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Параметр	Значення
Показник політропи стиснення n_1	1,358
Показник політропи розширення n_2	1,281
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	11,856
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,599
Ступінь попереднього розширення ρ	1,385
Ступінь стиснення ε	17,5

Результати розрахунку для побудови теоретично індикаторної діаграми представлені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{розш}, \text{МПа}$
1,00000	11,85600	16,60000
1,38500	7,61815	16,60000
2,19075	4,08708	9,22584
2,99650	2,67114	6,17678
3,80225	1,93305	4,55274
4,60800	1,48898	3,55915
5,41375	1,19632	2,89530
6,21950	0,99087	2,42384
7,02525	0,83979	2,07363
7,83100	0,72466	1,80437
8,63675	0,63442	1,59162
9,44250	0,56204	1,41977
10,24825	0,50289	1,27839
11,05400	0,45377	1,16026
11,85975	0,41242	1,06027
12,66550	0,37720	0,97464
13,47125	0,34690	0,90060
14,27700	0,32058	0,83602
15,08275	0,29755	0,77924
15,88850	0,27725	0,72898
16,69425	0,25923	0,68422
17,50000	0,24316	0,64413

Після розрахунку необхідних величин будуємо індикаторну діаграму робочого циклу і показуємо її в системі координат $p - V/V_c$ (рис. 2.1).

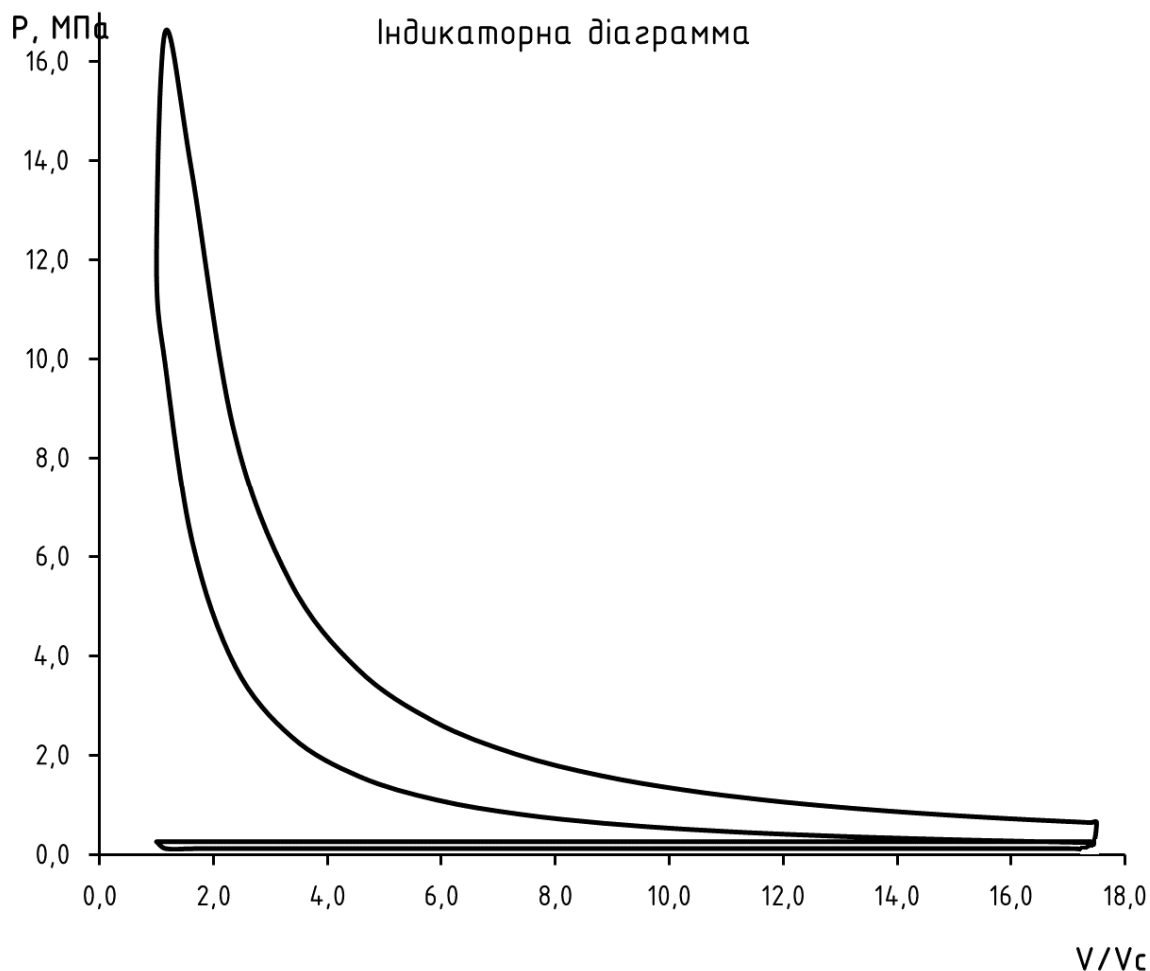


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма

2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна 4ЧН 10,2/12

Рівняння теплового балансу

$$Q_{\Sigma} = Q_{Ne} + Q_{\Gamma} + Q_{W} + Q_{M} + Q_{H.Б}$$

Q_{Σ} – теплота згоряння введена у циліндр від згоряння палива, кВт;

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

Q_{Γ} – теплота випускних газів, кВт;

Q_{W} – теплота, яка відводиться від двигуна з охолоджуючою водою, кВт;

Q_{M} – теплота, яка відводиться від двигуна з мастилом, кВт;

$Q_{H.Б.}$ – теплота неврахованих втрат, кВт;

Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

					МР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Визначимо кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

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

Кількість теплоти, яка надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, яка надходить у воду):

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

$Q_{\text{пм}}$ - тепловий потік в мастило, яке охолоджує поршні.

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

Визначимо кількість теплоти, яка надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти, яка надходить у масло):

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

$G_{\text{вт}}$ – витрата води насосом.

$$G_{\text{вт}} = N_e g_w / 1000 = 13,2 \text{ т/год}$$

G_w – витрата води в кг/с

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

$\Delta T_{\text{вд}}$ – перепад температур води в двигуні.

$$\Delta T_{\text{вд}} = \frac{Q_w}{C_{p_w} G_w} = 2,6 \text{ К}$$

G_M – витрата мастила насосом.

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

Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Запишемо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_w + Q_{\text{пм}} + Q_{\text{нб}} + N_e + Q_{\text{нв}} = 287,6 \text{ кВт.}$$

Можна зробити висновок, що усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності. Баланс зійшовся.

					МР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.7 Висновки по розділу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу 4ЧН 10,2/12, який має основні параметри, що надаються у табл. 2.4.

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

Параметр	Од. виміру	Позначення	Значення
Ефективна потужність	N_e	кВт	125
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,415
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	16,599
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,232
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,263
Температура повітря в ресивері	T_s	К	335
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1918
Температура газів перед турбіною	T_t	К	749
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,226
Питома витрата палива	g_e	кг/(кВт·год)	0,1925
Ефективний ККД	η_e		0,438

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 2,63$) двигун належить до машин с середнім тиском наддуву [4].

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 1,415$ МПа) двигун має середнє значення форсування по цьому параметру, наближене до нижньої межі відповідного інтервалу [4].

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,438$) двигун відповідає середньому рівню економічності [3], йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,1925$ кг/кВт·час).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 16,599$ МПа) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів невеликого форсування по P_k та P_e , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

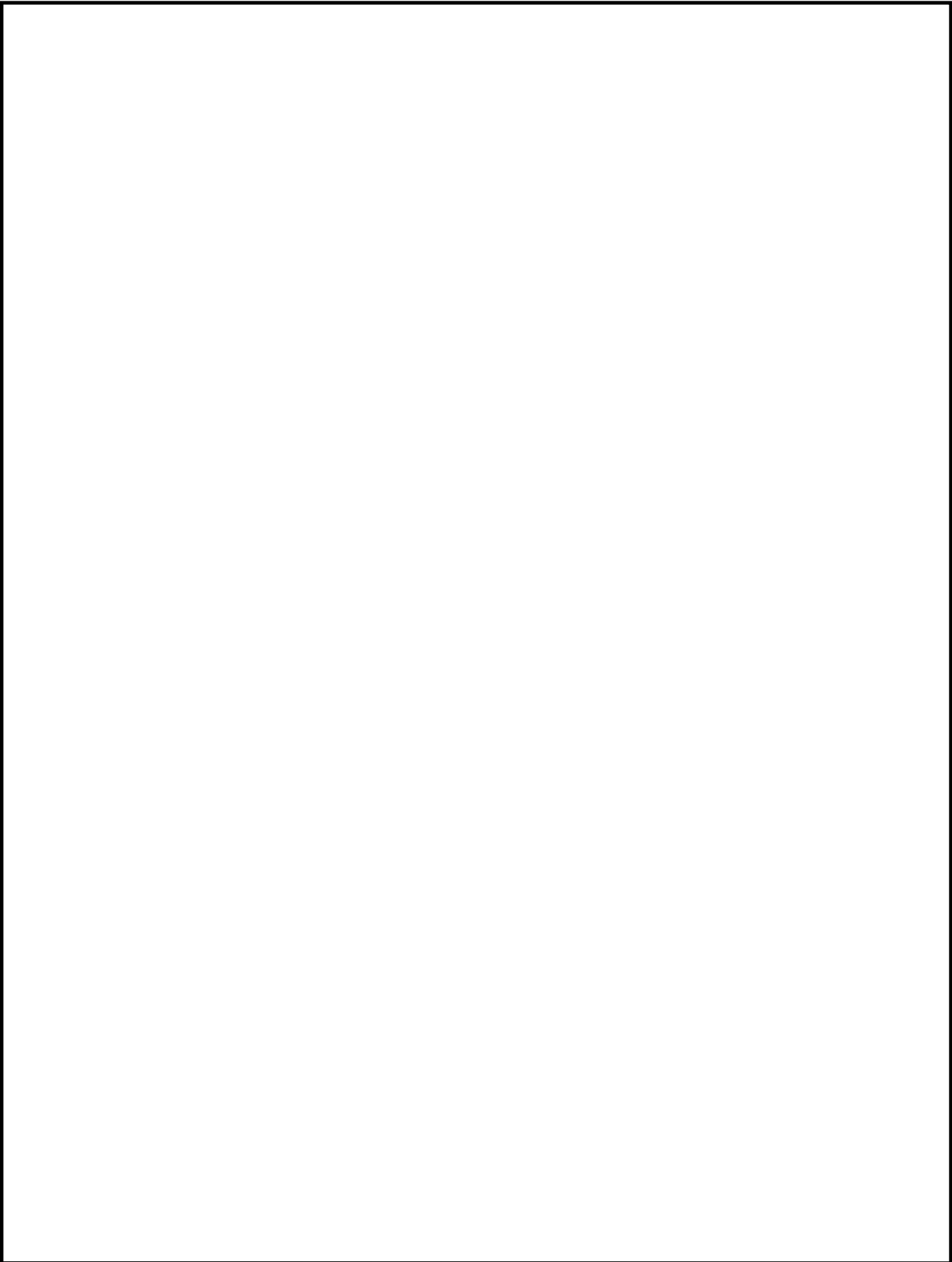
По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1918$ К) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною $T_t = 750$ К конструкція відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів [5].

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується середнім рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції зважаючи на максимальні тиски $P_z = 16,599$ МПа, температуру газу перед турбіною $T_t = 849$ К та максимальну температуру згоряння $T_z = 1918$ К.

Діаграми динаміки мають відповідати тискам, що нараховані при розрахунку циклу. Ця вимога задовольняється. Діючі сили визначаються як різниця між силами інерції мас, що рухаються поступово, та силами дії газів.

					МР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					КРМ.142.6222м.05.03.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
					Розділ 3 Проектування системи охолодження двигуна типу 4ЧН 10,2/12				Літ.	Арк.	Аркушів	
Студент		Постоев І.І.									33	51
Керівник		Гогоренко О.А.							НУК			
Н. Контр.												
Зав. каф.		Гогоренко О.А.										

Розділ 3

Проектування системи охолодження двигуна типу 4ЧН 10,2/12

3.1 Вступ

У даному розділі виконується проектування системи охолодження для двигуна типу 4ЧН 10,2/12 FPT Iveco Tector, а також теплообмінних апаратів, які входять до її складу. А саме: повітряно-водяний радіатор та охолоджувач наддувного повітря.

Система охолодження двигуна служить для відводу тепла від нагрітих деталей циліндро-поршневої групи і підтримки нормального температурного режиму роботи двигуна за будь яких умов та режимів його експлуатації. За допомогою системи охолодження для всього діапазону навантажувальних і швидкісних режимів роботи двигуна підтримується його стабільний тепловий стан, при якому досягаються оптимальні економічні і енергетичні показники роботи двигуна.

Порушення правильного відводу тепла викликає погіршення змащування поверхонь, вигорання масла і перегрів деталей двигуна, а також призводить до ослаблення міцності матеріалу деталей і навіть їх обгорання (наприклад, випускних клапанів). При сильному перегріванні двигуна нормальні зазори між його деталями порушуються, що, зазвичай, призводить до підвищеного зносу, заїдання і, як наслідок, поломки.

Перегрів двигуна шкідливий ще й тому, що призводить до зменшення коефіцієнта наповнення циліндра свіжим зарядом повітря та детонації. Надмірне охолодження двигуна також небажане, тому що тягне за собою конденсацію частинок палива на стінках камери згорання, погіршення сумішоутворення, займистості робочої суміші, зменшення швидкості її згорання, і, як наслідок, зменшення потужності і економічності двигуна.

В двигунах відносно малої потужності може бути застосовано два типи систем охолодження: рідинна або повітряна. Переважна більшість двигунів

					КРМ.142.6222м.05.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		34

мають рідинне охолодження. Це обумовлено більшою інтенсивністю охолодження деталей рідиною, ніж повітрям, і гнучкістю управління роботою такої системи. Повітряне охолодження набуло поширення в дизелях, у яких робочий процес поліпшується при більш високих температурах поверхні камери згоряння.

В умовах експлуатації навантаження і частота обертання двигуна змінюється в широких межах. Тому в системах охолодження передбачають спеціальні пристрої, автоматично підтримування на необхідному рівні температури охолоджуючої рідини або стінок головки циліндра (при повітряному охолодженні).

Щоб ефективно управляти тепловим станом двигуна застосовують терморегулятори, які перерозподіляють циркуляцію рідини в гілках системі. Крім того управляти тепловим станом двигуна можна і за рахунок регулювання обертів приводу вентилятора, тим самим змінювати подачу охолоджуючого атмосферного повітря.

3.2 Формулювання цілей проекту

Під час модернізації БРДМ-2 штатний двигун ГАЗ-41 був замінений на FPT Iveco Tector. Можливість застосування існуючої системи охолодження для нового двигуна поставило багато питань перед конструкторами, вирішення яких і проводиться в даному дипломному проекті. Перш за все потужність силової установки збільшилася на 20 кВт, а відповідно і збільшилося теплове навантаження на елементи системи охолодження. Крім того, двигун FPT Iveco Tector в порівнянні зі штатним двигуном є наддувним, відповідно має охолоджувач наддувного повітря, який також потрібно включати до складу існуючої системи охолодження та розміщувати в машинному відділенні БРДМ-2.

Враховуючи цілий ряд обмежень, які були представлені Замовником можна сформулювати наступні цілі проекту:

					КРМ.142.6222м.05.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		35

- перевірити можливості застосування штатної схеми системи охолодження для двигуна FPT Iveco Tector;
- перевірити можливості застосування радіатора штатної системи охолодження в якості охолоджувача наддувного повітря, встановленого послідовно з радіатором в потоці вентиляторного повітря;
- виконати аналіз та зробити висновки можливості застосування штатної системи охолодження;
- розробити рекомендації стосовно покращення масогабаритних та економічних показників системи охолодження та її теплообмінних апаратів.

3.3 Вихідні дані для моделювання системи охолодження

3.3.1 Параметри та схема системи охолодження

Штатна система охолодження БРДМ-2 представляє собою так звану повнопотокову систему в якій витрата охолоджуючої рідини через двигун та циркуляційний насос при роботі в режимі номінальної потужності дорівнює витраті через всі теплообмінні апарати, які включені до складу системи охолодження. З метою мінімізації вартості модернізації БРДМ-2 було запропоновано існуючу схему системи охолодження залишити без змін. В ній блок масляних радіаторів замінюється на охолоджувач наддувного повітря, який разом з радіатором прокачується вентиляторним повітрям. Охолоджувач масла двигуна FPT Iveco Tector пластинчатого типу компонується в блоці циліндрів (рис. 3.1) і частина охолоджуючої рідини на вході в двигун потрапляє на охолоджувач масла.

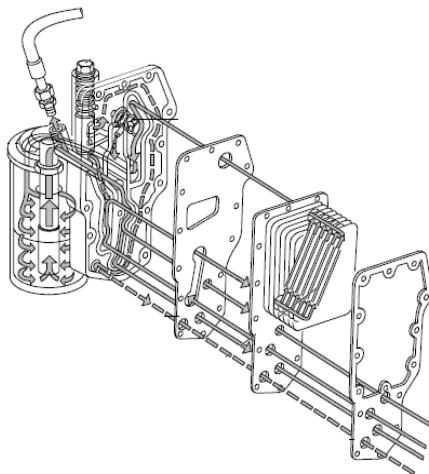


Рис. 3.1. Масляний охолоджувач двигуна FPT Iveco Tector

Схема для моделювання модернізованої системи охолодження, встановленої на двигуні типу 4ЧН 10,2/12 FPT Iveco Tector представлена на рис. 3.3.

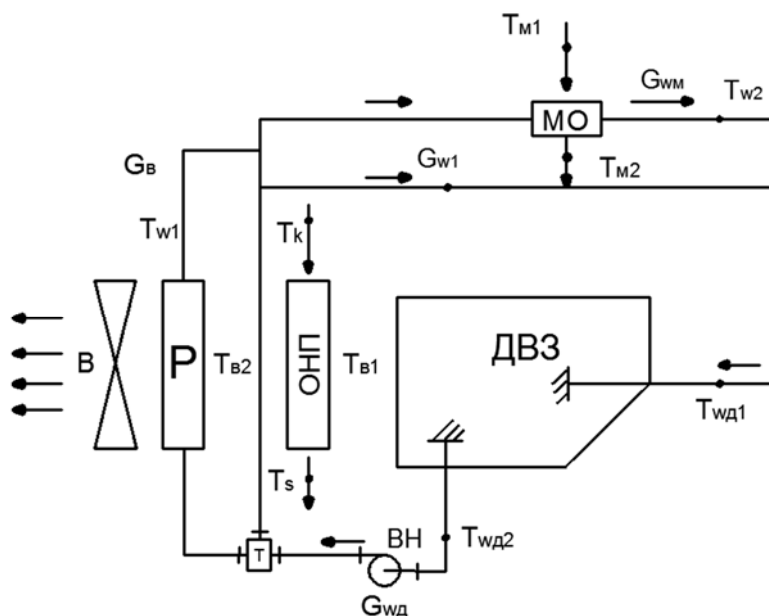


Рис. 3.2. Схема системи охолодження двигуна типу 4ЧН10,2/12 FPT Iveco Tector

В - вентилятор; ВН - водяний насос; ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння; МО - маслоохолоджувач; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; Р - радіатор; $T_{в1}$ - температура повітря на вході в ОНП; $T_{м1}$ - Температура мастила перед маслоохолоджувачем;

$T_{м2}$ - Температура мастила за маслоохолоджувачем; T_k - Температура повітря після компресора (перед ОНП); T_s - Температура повітря за ОНП (в ресивері); T_{w2} – температура охолоджуючої рідини за мастилоохолоджувачем; T_{wd1} – температура охолоджуючої рідини на вході в двигун; T_{wd2} - температура охолоджуючої рідини на виході з двигуна; T_{w1} - температура охолоджуючої рідини за радіатором; Т – терморегулятор; G_{wm} витрата охолоджуючої рідини через маслоохолоджувач; G_{wd} - Витрата охолоджуючої рідини;

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

Система охолодження встановлена на двигуні FPT Iveco Tector рідинна, примусова, закритого типу. В якості охолоджуючої рідини використовується антифриз. Об'єм охолоджуючої рідини в системі охолодження – 17 л. Схема системи охолодження, представлена на (рис. 3.2) працює наступним чином (режим номінальної роботи двигуна при максимальних температурах оточуючого середовища): охолоджуюча рідина на виході з двигуна $T_{\text{вд2}}$ потрапляє на вхід до радіатора (опис конструкції та параметри радіатора наводяться на (рис. 3.3) Після охолодження в радіаторі охолоджуюча рідина потрапляє до блоку циліндрів двигуна де ділиться на два потоки, один з яких направляється в охолоджувач масла, інший – на охолодження блоку циліндрів. Після охолодження масла и двигуна потоки об'єднуються і знову потрапляють до радіатора з метою розсіювання тепла в атмосферному повітрі. Схему такої системи охолодження можна віднести до так званої повнопотокової, в якій витрата охолоджуючої рідини через двигун дорівнює витраті через циркуляційний насос та всі теплообмінні апарати.

Атмосферне повітря за допомогою вентилятора з механічним приводом від двигуна всмоктується в машинне відділення. Далі вентиляторне повітря проходить скрізь ОНП та охолоджує наддувне повітря, а вже після ОНП потрапляє на радіатор де відводить тепло від охолоджуючої рідини.

Параметри теплоносіїв в контрольних точках системи були представлені Замовником для моделювання і приведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Параметри теплоносіїв в контрольних точках

Позначення	Значення	Параметр
g_w , кг/с	3,67	Витрата охолоджуючої рідини в системі охолодження
g_m , кг/с	1,13	Витрата мастила
G , кг/с	0,180	Витрата наддувного повітря
$G_{\text{в}}$, кг/с	2,9...3,3	Витрата вентиляторного повітря
P_o , МПа	0,103	Тиск навколишнього середовища
T_o , К	323	Температура навколишнього середовища
$T_{\text{в1}}$, К	323,00	Температура повітря на вході в ОНП
$T_{\text{м2}}$, К	375,00	Температура масла на виході з двигуна

T_{wd2}, K	368,00	Температура охолоджуючої рідини на виході з двигуна
T_k, K	448,00	Температура повітря після компресора (перед ОНП)
T_s, K	336,00	Температура повітря за ОНП (в ресивері)
$\Delta T_{md}, K$	8,00	Бажаний перепад температур мастила на двигуні
$\Delta T_{wd}, K$	10,00	Бажаний перепад температур охолоджуючої рідини на двигуні

3.3.2 Параметри теплообмінних апаратів

На БРДМ-2 паралельно встановлено два водяних пластинчасто-трубчастих радіатори. Конструктивно радіатори однакові, розміщені в силовому відділенні за двигуном, і кріпляться болтами до кронштейнів, приварених до днища корпусу. Водяний радіатор (рис. 3.3) складається з серцевини 7 (остова), верхнього 1 і нижнього 8 бачків, двох бокових 5 і 13 нижніх 9 пластин огорож, які скріплюють вузли радіатора.

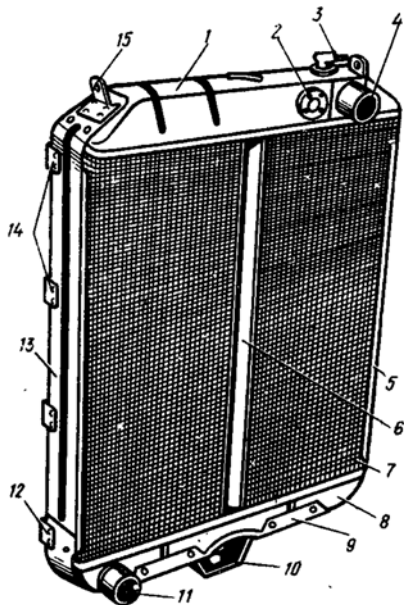


Рис. 3.3. Водяний радіатор

Серцевина радіатора складається з 162 латунних овальних трубок, 386 мідних пластин і балки 6, збільшуючи жорсткість радіатора. Пластини радіатора припаяні до трубок для збільшення поверхні охолодження радіатора. В середній частині балки радіатора є отвір, через який пропущений вал приводу правого вентилятора. На верхньому бачку радіатора встановлений патрубок 4, через який охолоджуюча рідина підводиться з двигуна в радіатор, паровідвідна трубка 3 і фланець 2 датчика перегріву охолоджуючої рідини. На нижньому бачку

радіатора встановлений патрубок 11, через який охолоджуюча рідина відводиться з радіатора до теплообмінника. До нижньої пластини огорожі приварена скоба 10, яка є опорою кріплення радіатора.

Конструктивні параметри радіатора системи охолодження представлені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2. Конструктивні параметри радіатора системи охолодження

Позна- чення	Значення, мм	Параметр
B	647	Ширина пучка труб
H	471	Висота пучка труб
L	74	Довжина пучка труб
$d_{вн}$	30	Діаметр підвідного патрубка
$d_{во}$	30	Діаметр відвідного патрубка
	34	Виріз в радіаторі
N_T	162 шт.	Кількість трубок
N_n	386 шт.	Кількість пластин
$\delta_{пл}$	0,1	Товщина пластини
d_w	19	Висота поперечного перерізу трубки
S_2	25	Крок між поперечними рядами трубок
S_3	11	Крок між повздовжніми рядами трубок
S_4	2,28	Крок між ребрами
$\delta_{ст}$	0,16	Товщина стінки трубки

Передбачається встановити охолоджувач наддувного повітря, який за конструкцією ідентичний радіатору.

Крім того, в штатній системі охолодження був присутній водяний теплообмінник, який слугував для відводу тепла від охолоджуючої рідини на виході з двигуна, а також для відводу тепла від масла при русі машини в водоймищі. Конструкція водяного теплообмінника представлена на (рис. 3.4).

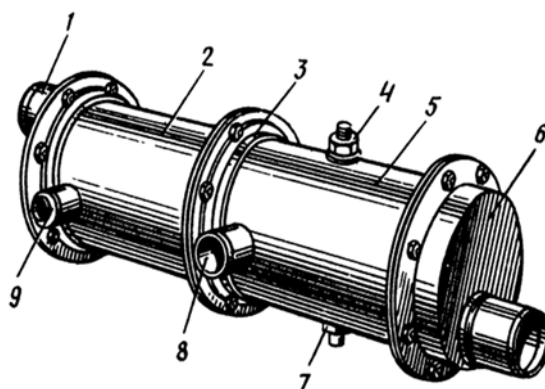


Рис. 3.4. Водяний теплообмінник

- 1-патрубок кришки масляного теплообмінника; 2-масляний теплообмінник; 3-гумова прокладка; 4-заглушка; 5-водяний теплообмінник; 6- кришка водяного теплообмінника; 7 – фланець зливного крану; 8 – патрубок для підводу охол. рідини до теплообмінника; 9 – штуцер для відводу мастила з масляного теплообмінника.

При моделюванні схеми системи охолодження наявність в системі водяного теплообмінника не враховувалась, оскільки моделювання проводилося для системи, яка розсіює тепло в оточуюче середовище. Наявність в схемі додаткового водяного теплообмінника не впливатиме на зміну теплотехнічних параметрів системи охолодження, а лише призведе до зміни гідравлічного опору.

Масляний теплообмінник пластинчатого типу (див. рис. 3.1) входить до складу двигуна, тому його конструктивні і теплотехнічні параметри приймаються для розрахунків як сталі і незмінні.

3.3.3 Опис конструкцій допоміжних елементів системи охолодження

Опис конструкції водяного насоса

Водяний насос (рис. 3.5) призначений для створення примусової циркуляції охолоджуючої рідини в системі охолодження. Він встановлений в корпусі, який знаходиться в блоці циліндрів і приводиться в рух ременями, автоматичний натягувач зберігає натяг ременів. Макс. швидкість вентилятора $2565 \text{ об/хв} \pm 50 \text{ об/хв}$; робоча температура насоса $75^\circ\text{C} \pm 4^\circ\text{C}$.

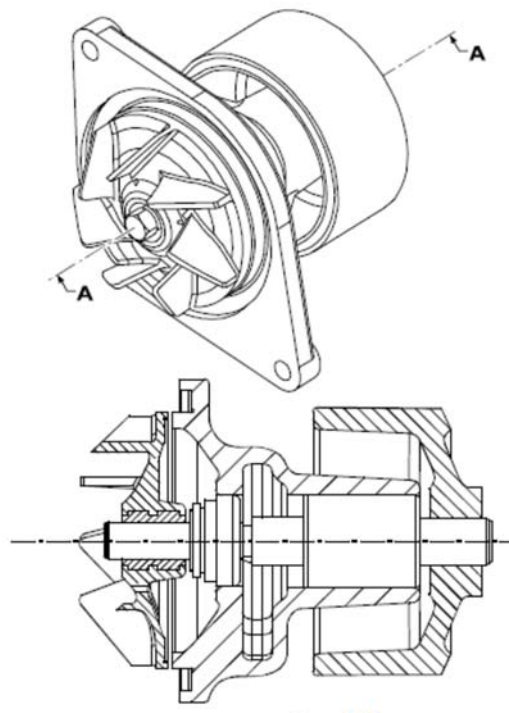


Рис. 3.5. Водяний насос

Опис конструкції термостата

Для прискорення прогріву холодного двигуна і запобігання його від переохолодження в патрубку виходу охолоджуючої рідини з впускного колектора встановлений термостат, який регулює циркуляцію рідини через радіатори.

Термостат складається з корпусу 2 (рис. 3.6) гофрованого балону 1 і клапана 3. До верхньої частини гофрованого балону приварений стержень клапана 3, а нижня частина балона припаяна до корпусу. Гофрований балон заповнений рідиною, яка легко випаровується. Фланець корпусу термостата затиснений між патрубком і приливом на впускному колекторі.

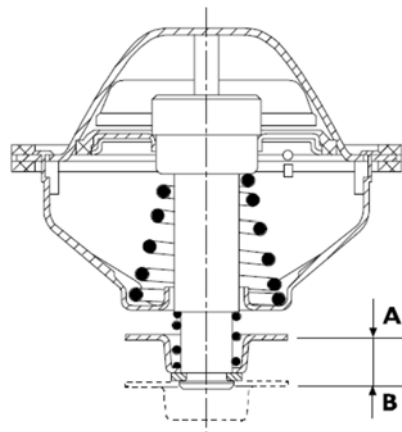


Рис. 3.6. Термостат

Термостат байпасного типу, знаходиться в головці блоку циліндрів. Степінь відкриття клапану термостата визначає кількість рідини, яка циркулює через радіатори, від чого і залежить тепловий режим двигуна. Клапан термостату починає відкриватись при досягненні температури охолоджуючої рідини 79...83 °С і повністю відкривається при температурі 96 °С.

Опис конструкції вентилятора

Вентилятор призначений для створення потоку повітря в системі охолодження.

У відділенні машини за радіаторами в спеціальних кожухах встановлені два шестилопатеві осьові повітряні вентилятори. Вентилятори по конструкції однакові. Вентилятор (рис. 3.7) складається з шести лопатей 12 і хрестовини

11, яка кріпиться болтами до маточини 10, валика 8. Валик на двох кулькових підшипниках встановлений в корпусі 4 направляючого кожуху. На другому кінці валика закріплена маточина 7.

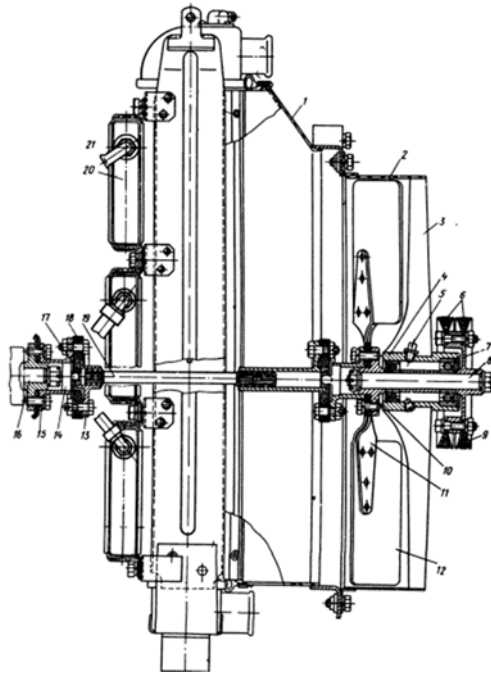


Рис. 3.7. Вентилятор

1 – рамка направляючих кожухів; 2 – кільце направляючого кожуха; 3 – спиця кожуха; 4 – корпус направляючого кожуха; 5 – прес-масленка; 6- ре-
мні; 7 – маточина шківів вентилятора; 8 – валик вентилятора; 9 – шків; 10 –
маточина вентилятора; 11 – хрестовина вентилятора; 12 – лопать вентиля-
тора; 13 – вилка муфти; 14 – шарова опора; 15 – фланець муфти; 16 – вал во-
дяного насоса; 17 – втулка шарової опори; 18 – гумовий диск муфти;
19 – вал приводу; 21 – водяний радіатор

Правий вентилятор з'єднаний з валиком 16 водяного насоса за допомо-
гою двох напівжорстких муфт і вала 19 приводу. Напівжорстка муфта склада-
ється з вилки 13, гумового диска 18 і фланця 15, з'єднаних між собою болтами.
В середині муфти встановлена шарова опора 14 і втулка 17 шарової опори.
Наявність напівжорстких муфт з шаровими опорами в приводі допускає деяку
несоосність валів водяного насоса і правого вентилятора. Правий вентилятор
і водяний насос приводиться в обертання ремнями від шківів вала двигуна.

Лівий вентилятор приводиться в обертання ремнями 6 від шківів 9 правого вентилятора.

3.4 Розрахунок системи охолодження

Для перевірки можливості застосування штатної схеми системи охолодження для двигуна FPT Iveco Tector слід використовувати методику зворотного або перевірного розрахунку. При вирішенні задачі оберненого розрахунку системи задаються: параметри навколишнього середовища, конструктивні параметри всіх теплообмінників системи, витрати теплоносіїв через кожен теплообмінник і через кожен гілку системи, ступінь підвищення тиску і ККД компресора або температура повітря за компресором, температури охолоджуючої рідини і масла на виході з двигуна.

Визначаються: температури теплоносіїв до і після кожного теплообмінника, на вході в двигуна, а також у всіх вузлових точках системи, кількості теплоти, що відводяться в системі від масла і двигуна, уточнюються теплові ККД всіх теплообмінників та їх опір по всіх теплоносіях.

Методика розрахунку системи охолодження, яка застосовується для перевірки можливостей роботи штатної схеми системи охолодження з двигуном FPT Iveco Tector можна віднести до методики другого рівня складності. Найпростіші методики розрахунку систем охолодження дозволяють виконати приблизний розрахунок теплової схеми системи в якій параметри двигуна і всіх теплообмінних апаратах задаються в першому наближенні і в процесі розрахунку уточнюються наступними наближеннями до забезпечення прийнятної точності.

Методики другого рівня складності об'єднують результати розрахунків всіх теплообмінників системи. Оскільки параметри теплоносіїв на виході з одного теплообмінника є параметрами на вході до іншого, то поєднавши методики розрахунку можна досягти мінімальних похибок розрахунку. Така методика є прийнятною для оціночних розрахунків.

Методика найвищого рівня складності повинна включати в себе окрім методик розрахунків всіх теплообмінників ще і моделювання параметрів робочого циклу двигуна в залежності від змінних параметрів теплоносіїв. Крім того необхідно враховувати втрати тепла через трубопроводи і патрубки, якими з'єднуються всі елементи системи. Застосування такого рівня методики для вирішення поставлених цілей буде невиправданим, оскільки час, витрачений на отримання результату збільшиться в декілька разів.

Програми розрахунків можуть бути реалізовані на основі будь-якого з існуючих мов програмування. Вибір будь-якого середовища програмування має свої переваги і недоліки. Програм, що застосовувалася при розрахунку системи охолодження виконана в середовищі *Excel* в табличній формі розрахунку, записаної з використанням стандартної структури таблиць *Excel*. Листи програм містять повну послідовність алгоритмів розрахунків, з усіма формулами, записаними у вигляді об'єктів *Microsoft Equation*. Утворені таким чином табличні форми придатні для виконання контролю, аналізу та організації ручного розрахунку при будь-яких перевірок. Вони містять всі необхідні пояснення і коментарі до розрахункових формулах і ходу розрахунку. Розрахункові формули, записані в таблицях у вигляді об'єктів *Microsoft Equation*, не працюють безпосередньо в програмах. Вони слугують для докладного роз'яснення алгоритму і названих вище потреб. Дійсні розрахункові формули ідентичні цим формулам. Вони записані в ячейках, що містять результати обчислень, на мові програми *Excel*, і можуть проявлятися в електронній формі програми при виділенні будь-якої з цих ячеек.

Таблиця 3.3. Розрахунок системи охолодження

Параметр	Один.вимір.	Спосіб визначення	Значення
G_v	кг/с	Витрата вентиляторного повітря	2,900
G_{wd}	кг/с	Витрата охолоджуючої рідини в системі охолодження	3,670
T_{w1}	°C	Температура на виході з радіатора	100,30
Q_m	Вт	Витрата тепла в масло	19910

Q_w	Вт	Тепловий потік від робочого тіла в міжциліндровий простір	39817,43
C_p	Дж/(кгК)	Питома теплоємність води	4190
G_{wm}	кг/с	Задається приблизно і уточнюється "Пошуком рішення"	2,50
T_{w2}	°C	$t_{w2} = t_{w1} + \frac{Q_m}{G_{wm} C_p}$	102,20
$T_{w\partial 1}$	°C	$t_{w\partial 1} = \frac{t_{w1} \cdot (G_{w\partial} - G_{wm}) + t_{w2} \cdot G_{wm}}{G_{w\partial}}$	101,60
$T_{w\partial 2}$	°C		$t_{w\partial 2} = T_{w\partial 1} + \frac{Q_w}{G_{w\partial} C_p}$ 104,19
ΔT_{wd}	°C	Перепад температур води на двигуні	2,59

3.5 Розрахунок водяного радіатора

Для розрахунку радіатора використовуємо так само як і для розрахунків системи охолодження методику оберненої задачі.

При вирішенні задачі зворотного розрахунку радіатора задаються: параметри навколишнього середовища, всіма конструктивними параметрами, витратами теплоносіїв, температурою теплоносіїв на вході в радіатор.

Визначаються: температури теплоносіїв на виході з радіатора, кількість теплоти, що відводяться в радіаторі, уточнюється опір по всіх теплоносіях.

Рішення оберненої задачі без спрощень і схематизації може бути виконано на основі наступного алгоритму.

Дано: Витрата атмосферного повітря G , тиск атмосферного повітря перед радіатором P_1 , температура атмосферного повітря перед радіатором T_1 , витрата води через радіатор G_w , температура води перед радіатором T_{w1} . Відомі габаритні розміри пучка радіатора L_p, B_p, H_p і число ходів по воді $b_{w\Sigma}$. Заданий також вид, тип поверхні теплообміну (ПТ), а також значення визначальних розмірів ПТ та особливості її конструкції.

Визначити: Температури повітря і води за радіатором T_2 і T_{w2} , повітряний опір радіатора ΔP , опір по воді ΔP_w .

Рішення.

1. Обчислити всі геометричні параметри ПТ, які використовуються в розрахунках.
2. Задати попередньо значенням ККД радіатора η (в першому наближенні).
3. Визначити значення енергоємності теплоносіїв і їхнє відношення S .
4. Обчислити в першому наближенні значення $N = f(\eta, S, b_w)$.
5. Визначити значення кінцевих і середніх температур теплоносіїв у першому наближенні, знайти значення коефіцієнтів в'язкості і теплопровідності теплоносіїв.
6. Визначити константи приватних критеріальних залежностей для визначення граничних умов по теплообміну і опору.
7. Обчислити значення C -комплексів.
8. Знайти число Рейнольдса за формулою

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

9. Визначити значення N в другому наближенні.
10. Обчислити значення ККД ОНП η в другому наближенні.
11. Визначити значення температури повітря за радіатором

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

12. Визначити температури води за радіатором

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

13. Порівняти отримані значення температури води за радіатором з встановленим раніше на основі прийнятого в першому наближенні значення ККД радіатора η (див. П.5). Якщо різниця за отриманим і прийнятим значенням температур води за радіатором перевищує допустиму похибку, замінити ККД, прийнятий в першому наближенні, значенням, отриманим у другому наближенні (за п. 10). Після цього повторювати розрахунок, починаючи п.2 і закінчуючи п.13, до забезпечення прийнятної точності.

13. Визначити повний повітряний опір радіатора з урахуванням газодинамічних втрат і уповільнення потоку.

15. Визначити опір радіатора по воді.

Вихідні дані для розрахунку радіатора представлені в табл. 3.2. Розрахунок радіатора в табличній формі приведений далі в табл. 3.4.

Таблиця 3.4. Розрахунок радіатора

Позначення	Од.вимірювання	Спосіб визначення	Значення	Назва
d_w	м		0,0024	Висота поперечного сечения трубки
d_{wb}	м	$d_{wb} = d_w + 2\delta_{ст}$	0,0026	Висота поперечного сечения трубки с отверстиями пластины
S_2	м		0,025	Шаг между поперечными рядами трубок
S_3	м		0,0188	
S_4	м		0,0024	Шаг между рёбрами
$\delta_{ст}$	м		0,00016	Толщина стенки трубки
$\delta_{пл}$	м		0,0001	Толщина пластины оребрения
$h_{г}$	м		0,0005	Висота гофра от поверхности
e	м		0,0015	Ширина гофра
$Z_{2г}$			5	Число поперечных рядов гофров между трубками
$Z_{1г}$			2	Наибольшее число гофров между трубками в поперечном ряду по ходу воздуха
$S_{г1}$	м		0,00560	Шаг между продольными рядами гофров
d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2\delta_{ст}$	0,0021	Внутренний поперечный размер трубки
S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2\delta_{ст}$	0,01848	Внутренний продольный размер трубки
$S_{г2}$	м	$S_{г2} = \frac{S_3 - e}{Z_{г2} - 1}$	0,0043250	Действительный шаг между поперечными рядами гофров

S_1	м	$S_1 = S_{г1}(Z_{г1} - 1) + d_{вг} + 0,0028$	0,011	Расстояние между трубками в поперечном ряду
$S_{г2min}$	м	$S_{г2min} = e\sqrt{\frac{3}{4}}$	0,0012990	Минимально возможный шаг между поперечными рядами гофров
S	м	$S = 2S_{г2}$	8,6500E-03	Шаг между гофрами по ходу воздуха в одном ряду
$i_{г}$	шт	$i_{г} = \frac{Z_2 + 1}{2}(2Z_1 - 1) - Z_1 + 1,$	8,00	Общее число гофров между трубками при нечётном $Z_{2г}$ и максимально заполненных крайних рядах
$i_{г}$	шт	$i_{г} = \frac{Z_2}{2}(2Z_1 - 1),$	7,5	Общее число гофров между трубками при чётном значении $Z_{2г}$
i	шт		8	Число гофров между трубками, соответствующее расчётному значению числа $Z_{2г}$
ϕ		$\phi = \frac{(S_1 - d_{вг}) \cdot (S_4 - \delta_{пл})}{S_1 S_4}.$	0,7318	Коэффициент стеснения воздушного потока
Re	м	$R_e = \frac{\frac{e^2}{4} + h_{г}^2}{2h_{г}}$	0,00081	Радиус выштамповки наружный
Ri	м	$R_i = R_e - \delta_{пл}$	0,000713	Радиус выштамповки внутренний
e_i	м	$e_i = 2\sqrt{R_i^2 - (R_i - h_{г})^2}$	0,001360	Диаметр впадины
F_p	м ²	$F_p = 2\left[S_1 S_2 - i \frac{\pi e^2}{4} + 2\pi R_e h_{г} - d_w(S_3 - d_w)\right] - \pi d_w^2 / 2$	0,00047480	Площадь рёбер в единичном элементе
$F_{тр}$	м ²	$F_{тр} = (S_4 - \delta_{пл})[\pi d_{вг} + 2(S_3 - d_w)]$	0,000094	Площадь трубки в единичном элементе

F_1	м^2	$F_1 = F_p + F_{\text{тр}}$	0,0005690	Полная площадь поверхности со стороны воздуха в единичном элементе
f_v	$\text{м}^2/\text{м}^3$	$f_v = \frac{F_1}{S_1 S_2 S_4}$	862,1586	Коэффициент объёмной компактности
$Z_{\text{ед}}$	шт	$Z_{\text{ед}} = \frac{H_{\text{п}}}{S_4}$	196,0000	Число участков трубки между рёбрами на одну трубку
$F_{\text{тр1}}$	м^2	$F_{\text{тр1}} = Z_{\text{ед}} F_{\text{тр}}$	0,0185	Площадь межрёберных участков трубки на одной трубке
$F_{\text{тр}}$	м^2	$F_{\text{тр}} = Z F_{\text{тр1}}$	3,1950	Площадь межрёберных участков трубки для всей стойки
$F_{\text{тр искл}}$	м^2	$F_{\text{трискл}} = F_{\text{тр1}} Z_{\text{искл}}$	0,2032	Площадь трубок, не участвующих в теплообмене
σ		$\sigma = \frac{F_1}{S_4 \left[\pi(d_w - \delta_{\text{см}}) + 2(S_3 - d_w) \right]}$	5,9516	Коэффициент оребрения не используется
G_m	кг	$\left(\left(S_1 S_2 - S_3 d_w + d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) \right) \delta_{\text{нз}} + \left(S_3 d_w - d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) - (S_3 - 2\delta_{\text{см}})(d_w - 2\delta_{\text{см}}) + (d_w - 2\delta_{\text{см}})^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) S_4 \right) \cdot \rho_m \right)$	0,000352	Масса единичного элемента пучка
f_g	$\text{м}^2/\text{кг}$	$f_g = f_v \frac{S_1 S_2 S_4}{G_m}$	1,6145	Коэффициент массовой компактности пучка
$d_{\text{эв}}$	м	$d_{\text{эв}} = \frac{4((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{\text{см}}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{\text{см}})^2)}{\pi(d_w - 2\delta_{\text{см}}) + 2(S_3 - d_w)}$	0,00381	Эквивалентный диаметр для водяных каналов
$d_{\text{э2}}$	м	$d_{\text{э2}} = \frac{4\phi}{f_v}$	0,00340	Эквивалентный диаметр ПТ по воздуху

$d_w/d_{э2}$		$d_w/d_{э4}$	0,70686	0,6...0,72
F	m^2	$F = LBHf_v$	19,4308	Площадь поверхности со стороны оребрения
Материал ПТ		Выбирается на основе освоенных материалов	Медь	Материал трубы и рёбер
λ_m	Вт/м·К	Практически постоянная	384	Коэффициент теплопроводности материала трубы и рёбер
μ_k		Зависит от способа пайки	1	Коэффициент контакта рёбер и несущей трубки
Состояние ПТ		Чистая или загрязнённая (да/нет)	нет	Оценка степени загрязнённости
$\sigma R_{ст}$	$m^2 \cdot K/B_T$	$\sigma R_{ст} = \sigma \frac{\delta_{cm}}{\lambda_m}$	2,48E-06	Термическое сопротивление чистой монометаллической стенки
$k_3 R_3$	$m^2 \cdot K/B_T$	по стандартам ТЕМА	1,76E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны воздуха
$k_w R_w$	$m^2 \cdot K/B_T$	по стандартам ТЕМА	1,76E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны воды
R_Σ	$m^2 \cdot K/B_T$	$R_\Sigma = R_3 \frac{1}{E_H} + \sigma R_{ст} + \sigma R_H$	1,23E-03	Суммарное термическое сопротивление монометаллической стенки со слоем загрязнения
R_Σ	$m^2 \cdot K/B_T$		1,23E-03	Суммарное термическое сопротивление монометаллической стенки со слоем загрязнения
$L_{п}$	м	Задаются по размерам рассчитываемого аппарата	0,075	Конструктивная длина пучка
$B_{п}$	м		0,6380	Конструктивная ширина пучка
$H_{п}$	м		0,471	Конструктивная высота пучка

b_T		Задаётся на основе схемы рассчитываемого охладителя	1	Число термодинамических ходов по воде
b_r		Задаётся на основе схемы рассчитываемого охладителя	1	Число конструктивных ходов по воде в одном термод. Ходе
$b_{w\Sigma}$			1	
		1-Поток воздуха перемешивается, поток воды не перемешивается; 2-Поток воздуха не перемешивается, поток воды перемешивается; 3-Оба потока не перемешиваются.	3	Схема течения теплоносителей
Z_1	шт	$Z_1 = \frac{B_n}{S_1}$	58,0	Наибольшее возможное число трубок в поперечном ряду
Z_2	шт	$Z_2 = \frac{L_n}{S_2}$	3	Число поперечных рядов трубок
Z	шт	$Z = \frac{Z_2 + 1}{2} (2Z_1 - 1) - Z_1 + 1,$	173	Общее число труб в пучке при нечётном Z_2 и максимально заполненных крайних рядах
Z	шт	$Z = \frac{Z_2}{2} (2Z_1 - 1),$	172,5	Общее число труб в пучке при чётном значении Z_2
Z	шт		173	Число труб в пучке, соответствующее расчётному значению числа Z_2
$Z_{\text{искл}}$	шт	$Z_{\text{искл}} = Z_2$	11	Число трубок, не работающих в теплообмене
$Z_{\text{действ}}$	шт	$Z_{\text{действ}} = Z - Z_{\text{искл}}$	162	Число трубок, работающих в пучке
$L_{\text{п}}$	м		0,075	Уточнённое значение по точному числу труб
$B_{\text{п}}$	м		0,638	Уточнённое значение по точному числу труб
f			0,220	
$M_{\text{пл}}$	кг		7,212695128	Масса всех пластин

		$M_{пл} = (B_{п}L_{п} - Zf_o)\delta_{пл}\rho_{м}\left(\frac{H_{п}}{S_4} - 1\right)$		
f_o	м ²	$f_o = (S_3 - d_w)d_w + \frac{\pi d_w^2}{4}$	4,3884E-05	Площадь сечения отверстия в доске
f_i	м ²	$f_i = (S_{3i} - d_{wi})d_{wi} + \frac{\pi d_{wi}^2}{4}$	3,7510E-05	Площадь внутреннего отверстия в трубке
S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2\delta_{тр}$	0,01848	Длина отверстия в трубке
d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2\delta_{тр}$	0,00208	Ширина отверстия в трубке
M_B	кг	$M_B = Z[2(S_3 - d_w) + \pi d_w]\frac{d_w}{2}\delta_{пл}\rho_{пл}$	0,00768	Масса отворотов на пластинах
$g_{пл}$	кг/п.м	$g_{пл} = (f_o - f_i)l\rho_{тр}$	0,05849	Масса погонного метра трубки
$M_{тр}$	кг	$M_{тр} = ZH_{п}g_{пл}$	4,76572	
$M_{п}$	кг	$M_{п} = M_{тр} + M_{пл} + M_B$	11,99	
$M_{п}$	кг	$M_{п} = \frac{F}{f_g}$	12,03	

Таблиця 3.5. Розрахунок констант критеріальних рівнянь

Re_{dw1}		Выбирается как нижний предел возможного диапазона применимости	1413,73	по сопротивлению I диапазон $Re_{dэ}$ 400...2000
Re_{dw2}		Выбирается как верхний предел возможного диапазона применимости	7068,63	по сопротивлению II диапазон $Re_{dэ}$

				2000...10000
$T_{вф}$		Выбирается возможно близким к реальному среднему значению	322,60	Средняя интегральная температура воздуха по длине хода в ОНВ.
λ	Вт/м К	$\lambda = (7,53422E-03t + 2,44441)/100$	0,02818	Коэффициент теплопроводности воздуха
μ	Па с	$\mu = (-3,320004E-05t^2 + 5,149414E-02t + 1,712197E+01)E-06$	0,0000196	
Pr		$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$	0,69878	
$N_{ук1}$		$0,0723 \left(\frac{d_w}{S_4}\right)^{-0,54} \left(\frac{S_1 - d_w}{2S_4}\right)^{-0,14} Re^{0,695} Pr^{0,33} \left(1 + 1,9 \frac{h_{re}}{S^2}\right)$	9,3328	Конвективные числа Нуссельта приведенные для предельных чисел Re
$N_{ук2}$			28,5625	
$\alpha_{к1}$		$\alpha_{ki} = N_{ук} \frac{\lambda}{d_w}$	109,59	Конвективные коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re.
$\alpha_{к2}$			335,39	
$\alpha_{н1}$		$\alpha_{ni} = \alpha_{ki} \left(\frac{f_p}{f_{п}} E \mu_k + \frac{f_{тр}}{f_{п}} \right)$	105,782611	Приведенные коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re
$\alpha_{н2}$			306,633659	
h_p	м	$h_p = \frac{1}{\beta_i h_p} \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{ки} \xi_H} + R_{заг} \right) \delta_p \lambda_m}}$	0,004300	Высота ребра
$\beta_i h'_p$			0,321774	Параметр ребра

$\beta_2 h'_p$			0,552253	
ψ_i		$\psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p$	0,981337	
Ψ_i			0,967969	
N_{u1}		$N_u = \frac{\alpha_n d_w}{\lambda}$	9,008710	Приведенное число Нуссельта для предельных чисел Re
N_{u2}			26,113683	
E_1		$\frac{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} - 1}{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p}$	0,9583831 11	КПД ребра
E_2			0,8972508 38	
n		$n = \frac{\lg Nu_2 - \lg Nu_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1}$	0,6613	Константа граничных условий для ПТ по теплообмену в воздухе
θ		$\theta = 10^{(\lg Nu_2 - n \lg Re_2)}$	0,0744	Константа граничных условий ПТ по теплообмену в воздухе
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 граничных условий для ПТ по воздушному сопротивлению под Re_{dw}
$Re_{d\vartheta}$			2285,032	
ε_λ		$\varepsilon_\lambda = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,65^{Lg(Re_{dw} \frac{d_s}{d_w} - 2,53)}$; $Re_{d\vartheta} < 2000$ $\varepsilon_\lambda = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,47$; $Re_{d\vartheta} > 2000$	1,498	

m		$m = 1,373; \text{Re}_{d_3} < 2000;$ $m = 1,74; \text{Re}_{d_3} > 2000.$	1,74	Кон- станта граничных условий для ПТ по воздуш- ному со- противле- нию
-----	--	---	------	--

Таблица 3.6. Розрахунок основних теплотехнічних параметрів радіатора

η			0,432	Исходное значение КПД радиатора
W_B		$W_B = G_B C_p$	2914,500	
W_w		$W_w = G_w C_p$	15377,30 0	
$W_{\text{мин}}$			2914,500	
S			0,189533	Действующее отно- шение энергоемкостей потока
T_{w2}	К	$T_{w2} = T_{w1} - \eta(T_{w1} - T_{B1}) \frac{W_{\text{мин}}}{W_w}$	373,33	Действующая темпе- ратура воды за ОНВ
T_{wf}	К	$T_{wf} = (T_{w1} + T_{w2}) / 2$	375,277	Средняя темпера- тура воды в ОНВ
T_{B2}	К	$T_{B2} = T_{B1} + \eta(T_{w1} - T_{B1}) \frac{W_{\text{мин}}}{W_B}$	350,325	Температура воз- духа за ОНВ
T_{Bf}	К	$T_{Bf} = \frac{T_{B2} + T_{B1}}{2}$	340,078	Средняя темпера- тура воздуха в первом приближении
Q	Вт	$Q = G_w c_{pw} (T_{w2} - T_{w1}).$	-59727,4	
α	Вт/м²·К	$\alpha = \frac{C_z}{C_{z4}} \theta \text{Re}^n \frac{\lambda}{d_w}.$	113,12	Коэффициент тепло- отдачи от воздуха к стенке
α_K	Вт/м²·К	$0,0726 \left(\frac{d_w}{S_4} \right)^{-0,54} \left(\frac{S - d_w}{2S_4} \right)^{-0,14} \text{Re}^{0,695} \text{Pr}^{0,33} (1 + 1,9 \frac{h_e}{s^2}) \frac{\lambda}{d_w} \frac{C_z}{C_{z4}}$	117,72	

$\beta_i h'_p$		$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{\kappa i} \xi_{\Sigma H}} + R_{\text{заг}}\right) \delta_p \lambda_m}}$	0,2635	
Ψ_i		$\Psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p.$	0,9847	
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	
$T_{\text{всrf}}$		$T_{\text{всrf}} = T_f - \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha} + R_{\text{сrf}} \right).$	353,5570 974	Средняя интегральная температура стенки трубок со стороны воды в ОНВ
f_w	м^2	$\frac{((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{\text{cm}}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{\text{cm}})^2)Z}{b_{w\Sigma}}$	0,00607 6595	Живое сечение одного хода пучка для прохода воды
w_w	м/с	$\frac{G_w}{f_w \rho_w}$	0,6040	Скорость воды в трубках
μ_w	$\text{Па}\cdot\text{с}$	$\mu_w = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf}-273,2)+0,000221(T_{wf}-273,2)^2)]}$	0,000279	Коэффициент динамической вязкости воды при средней температуре воды
$\mu_{\text{сrf}}$	$\text{Па}\cdot\text{с}$	$\mu_{\text{сrf}} = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{\text{всrf}}-273,2)+0,000221(T_{\text{всrf}}-273,2)^2)]}$	0,000366	Коэффициент динамической вязкости воды при температуре стенки
$\lambda_{\text{сrf}}$	$\text{Вт/м}\cdot\text{К}$	$\lambda_{\text{сrf}} = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_{\text{сrf}}^{0,12}$	0,6826	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре стенки трубок со стороны воды
λ_w	$\text{Вт/м}\cdot\text{К}$	$\lambda_w = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_w^{0,12}$	0,7053	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре воды
Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_{\text{вн}} \rho_w}{\mu_w}.$	8253,8	Число Рейнольдса по воде
Re_{dw}		$Re = \frac{G_{\varepsilon} d_w}{Z_1 S_1 H_{\text{п}} \phi \mu_B}$	1615,204 32	Число Рейнольдса по воздуху

Re_{d_3}		$Re_{d_3} = Re_{dw} \frac{d_3}{d_w}$	2285,031 901	
ΔP	Па	$\Delta P = \Phi Re^m Z_2 S_2 \frac{T_f \mu^2 R}{P_1 d_w^3} \frac{d_w}{d_3}$	164,87	Воздушное сопротивление ОНВ
ΔP_y	Па	$\Delta P_y = \frac{G^2}{(Z_1 S_1 H_n \Phi)^2} \frac{RT_1}{2P_1} [(1 + \Phi^2) (\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \frac{T_2}{T_1} - 1)]$	8,07	Изменение давления, связанное с ускорением воздушного потока из-за изменения его плотности
ΔP	Па	$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_y$	172,94	Полное изменение давления в охладителе
ΔP	Па	$\Delta p = 24u_2 + 2,62u_2^2$	473,77	Полное изменение давления в охладителе
ρ_f	кг/м ³	$\rho_f = \frac{2p_1 - \Delta p}{2RT_f}$	1,08	Средняя плотность воздуха в секции
ΔLr_c	Дж/кг	$\Delta Lr_c = \frac{\Delta p}{\rho_f}$	160,26	Газодинамические потери в секции
ρ_2	кг/м ³	$\rho_2 = \frac{p_1 - \Delta p}{RT_2}$	0,99	Плотность в шахте
$\frac{H_n}{d_w}$		$\frac{H_n}{d_w}$	196,25	Относительная длина трубки
ε_L		$\varepsilon_L = f(\frac{H_n}{d_w}, Re_w)$	1,000	Поправка на относительную длину трубки
Pr_{cm}		$Pr_{ct} = \frac{\mu_{ct} c_{pw}}{\lambda_{ct}}$	2,25	Число Прандтля по воде при средней температуре стенки трубок со стороны воды
Pr_w		$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}$	1,66	Число Прандтля по воде при средней температуре воды
α_w	Вт/м ² К	$\alpha_w = 0.02 k_i Re_w^{0.8} Pr_w^{0.43} \frac{\lambda_w}{d_{3w}} (\frac{Pr_w}{Pr_{ct}})^{0.25}, (1)$ $\alpha_w = 0.116 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{4}} [1 + (\frac{d_{3w}}{H_n})^{\frac{2}{3}}] (\frac{\mu_w}{\mu_{ct}})^{0.14} \frac{\lambda_w}{d_{3w}}, (2)$	6078,51	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде.

k	Вт/м ² К	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + R_{\Sigma} + \sigma \frac{1}{\alpha_w}}$	90,51	
u_2	кг/м ² с	$u_2 = \frac{Re \mu \phi}{d_3}$	9,65	
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		$N = \frac{kF}{W_{\text{мин}}}$	0,60	С -комплексы характеристики радиатора в программе не используются, нужны для анализа
C_2		$C_2 = \frac{\phi Pr C_{z4}}{\theta_v C_z}$	0,0081	
C_3		$C_3 = \frac{\sigma Pr \lambda \phi}{d_w f_v}$	0,0415	
C_4		$C_4 = C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	0,0000	
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 в программе не используется, нужно для анализа
Y			1,6176	Комплекс для вычисления значения КПД радиатора
η			0,4325	КПД радиатора во втором приближении
$T_{\text{вф}}$	K	$T_f = T_{wf} + \frac{T_1 - T_2}{N} \frac{W}{W_{\text{мин}}}$	322,60	Средняя температура воздуха в ОНВ
K_g	Вт/кгК	$K_g = k f_g$	146,128	Коэффициент использования массы пучка
K_v	Вт/м ³ К	$K_v = k f_v$	78032,65 481	Коэффициент использования объема пучка

Таблиця 3.7. Результати розрахунків радіатора

Параметр	Од. виміру	Значення
G_B	кг/с	2,900
G_w	кг/с	3,670
T_{B1}	К	329,8
T_{B2}	К	350,3
t_{6l}	°C	56,8
t_2	°C	77,3
T_{w1}	К	377,22
T_{w2}	К	373,33
T_{w1}	°C	104,22
T_{w2}	°C	100,3
L_{Π}	м	0,075
B_{Π}	м	0,638
H_{Π}	м	0,471
$b_{w\Sigma}$		1
b_T		1
b_{Γ}		1
d_w	м	0,0024
S_1	м	0,011
S_2	м	0,025
S_3	м	0,0188
S_4	м	0,0024
δ_{CT}	м	0,00016
$\delta_{\Pi\Gamma}$	м	0,0001
h_{Γ}	м	0,0005
e	м	0,0015
$Z_{2\Gamma}$	ШТ	5
$Z_{1\Gamma}$	ШТ	2
$S_{\Gamma 1}$	м	0,0056
$S_{\Gamma 2}$	м	0,0043
i	ШТ	8
Z_1	ШТ	58
Z_2	ШТ	3
Z	ШТ	173
F	м ²	19,4
M_{Π}	кг	12,035
T_{wf}	К	375,3
T_{bf}	К	322,60
w_w	м/с	0,60
Re_w		8253,8
Re		1615,2
R_{Σ}	(м ² К)/Вт	1,23E-03
ΔP	мм.в.ст	48,3
ΔP_w	кПа	1,4
k	Вт/(м ² К)	90,5
K_g	Вт/кгК	146,128
K_v	Вт/м ³ К	78032,65
η		0,4325

3.6 Розрахунок охолоджувача наддувного повітря

Методика розрахунку охолоджувача наддувного повітря, в якому тепло від наддувного повітря відводиться в атмосферне повітря так само, як і для радіатора – зворотня. Алгоритм розрахунку аналогічний, як було описано в р. 3.5 для радіатора.

Вихідні дані для розрахунку радіатора представлені в табл. 3.2. Розрахунок радіатора в табличній формі приведений далі в табл. 3.8.

Таблиця 3.8.

Позначення	Од.вимірювання	Спосіб рішення	Значення	Назва
d_w	м		0,0024	Высота поперечного сечения трубки
d_{wb}	м	$d_{wb} = d_w + 2\delta_{ст}$	0,0026	Высота поперечного сечения трубки с отверстиями пластины
S_2	м		0,025	Шаг между поперечными рядами трубок
S_3	м		0,0188	
S_4	м		0,0024	Шаг между ребрами
$\delta_{ст}$	м		0,00016	Толщина стенки трубки
$\delta_{пл}$	м		0,0001	Толщина пластины оребрения
$h_{г}$	м		0,0005	Высота гофра от поверхности
e	м		0,0015	Ширина гофра
$Z_{2г}$			5	Число поперечных рядов гофров между трубками
$Z_{1г}$			2	Наибольшее число гофров между трубками в поперечном ряду по ходу воздуха
$S_{г1}$	м		0,00560	Шаг между продольными рядами гофров
d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2\delta_{ст}$	0,0021	Внутренний поперечный размер трубки

S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2\delta_{\text{ст}}$	0,01848	Внутренний продольный размер трубки
S_{r2}	м	$S_{r2} = \frac{S_3 - e}{Z_{r2} - 1}$ $S_1 = S_{r1}(Z_{r1} - 1) + d_{\text{всг}} + 0,0028$	0,004325 0	Действительный шаг между поперечными рядами гофров
S_1	м		0,011	Расстояние между трубками в поперечном ряду
$S_{r2\text{min}}$	м	$S_{r2\text{min}} = e\sqrt{\frac{3}{4}}$	0,001299 0	Минимально возможный шаг между поперечными рядами гофров
S	м	$S = 2S_{r2}$	8,6500E-03	Шаг между гофрами по ходу воздуха в одном ряду
i_r	шт	$i_r = \frac{Z_2 + 1}{2}(2Z_1 - 1) - Z_1 + 1,$	8,00	Общее число гофров между трубками при нечётном Z_{2r} и максимально заполненных крайних рядах
i_r	шт	$i_r = \frac{Z_2}{2}(2Z_1 - 1),$	7,5	Общее число гофров между трубками при чётном значении Z_{2r}
i	шт		8	Число гофров между трубками, соответствующее расчётному значению числа Z_{2r}
ϕ		$\phi = \frac{(S_1 - d_{\text{всг}}) \cdot (S_4 - \delta_{\text{пл}})}{S_1 S_4}.$	0,7318	Коэффициент стеснения воздушного потока
R_e	м	$R_e = \frac{\frac{e^2}{4} + h_r^2}{2h_r}$	0,00081	Радиус выштамповки наружный
R_i	м	$R_i = R_e - \delta_{\text{пл}}$	0,000713	Радиус выштамповки внутренний
e_i	м	$e_i = 2\sqrt{R_i^2 - (R_i - h_r)^2}$	0,001360	Диаметр впадины

F_p	M^2	$F_p = 2 \left[S_1 S_2 - i \frac{\pi e^2}{4} + 2i\pi R_e h_t - d_w (S_3 - d_w) \right] - \pi d_w^2 / 2$ $F_{тр} = (S_4 - \delta_{пл}) [\pi d_{wg} + 2(S_3 - d_w)]$	0,000474 80	Площадь рёбер в единичном элементе
$F_{тр}$	M^2		0,000094	Площадь трубки в единичном элементе
F_1	M^2	$F_1 = F_p + F_{тр}$	0,000569 0	Полная площадь поверхности со стороны воздуха в единичном элементе
f_v	M^2/M^3	$f_v = \frac{F_1}{S_1 S_2 S_4}$	862,1586	Коэффициент объёмной компактности
$Z_{ед}$	шт	$Z_{ед} = \frac{H_{п}}{S_4}$	196,0000	Число участков трубки между рёбрами на одну трубку
$F_{тр1}$	M^2	$F_{тр1} = Z_{ед} F_{тр}$	0,0185	Площадь межрёберных участков трубки на одной трубке
$F_{тр}$	M^2	$F_{тр} = Z F_{тр1}$	3,1950	Площадь межрёберных участков трубки для всей стойки
$F_{тр\text{искл}}$	M^2	$F_{трискл} = F_{тр1} Z_{искл}$	0,2032	Площадь трубок, не участвующих в теплообмене
σ		$\sigma = \frac{F_1}{S_4 [\pi (d_w - \delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)]}$	5,9516	Коэффициент оребрения не используется
G_m	кг	$\left(\left(S_1 S_2 - S_3 d_w + d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) \right) \delta_{пл} + \right. \\ \left. + (S_3 d_w - d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) - (S_3 - 2\delta_{cm})(d_w - 2\delta_{cm}) + \right. \\ \left. + (d_w - 2\delta_{cm})^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) S_4 \right) \cdot \rho_m$	0,000352	Масса единичного элемента пучка
f_g	$M^2/кг$	$f_g = f_v \frac{S_1 S_2 S_4}{G_m}$	1,6145	Коэффициент массовой компактности пучка

$d_{эв}$	м	$d_{эв} = \frac{4((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{cm}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{cm})^2)}{\pi(d_w - 2\delta_{cm}) + 2(S_3 - d_w)}$	0,00381	Эквивалентный диаметр для каналов наддувочного воздуха
$d_{э2}$	м	$d_{э2} = \frac{4\varphi}{f_v}$	0,00340	Эквивалентный диаметр ПТ по воздуху
$d_w/d_{э2}$		$d_w/d_{э4}$	0,70686	0,6...0,72
F	м ²	$F = LBHf_v$	19,4308	Площадь поверхности со стороны оребрения
Материал ПТ		Выбирается на основе освоенных материалов	Медь	Материал трубы и рёбер
λ_m	Вт/м·К	Практически постоянная	384	Коэффициент теплопроводности материала трубы и рёбер
μ_k		Зависит от способа пайки	1	Коэффициент контакта рёбер и несущей трубки
Состояние ПТ		Чистая или загрязнённая (да/нет)	нет	Оценка степени загрязнённости
$\sigma R_{ст}$	м ² ·К/Вт	$\sigma R_{ст} = \sigma \frac{\delta_{cm}}{\lambda_m}$	2,48E-06	Термическое сопротивление чистой монометаллической стенки
$k_3 R_3$	м ² ·К/Вт	по стандартам ТЕМА	1,76E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны воздуха
$k_w R_w$	м ² ·К/Вт	по стандартам ТЕМА	1,76E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнения со наддувочного воздуха
R_Σ	м ² ·К/Вт		1,23E-03	Суммарное термическое сопротивление монометаллической стенки со слоем загрязнения
R_Σ	м ² ·К/Вт	$R_\Sigma = R_3 \frac{1}{E_H} + \sigma R_{ст} + \sigma R_w$	1,23E-03	Суммарное термическое сопротивление монометаллической стенки со слоем загрязнения
$L_{п}$	м	Задаются по размерам рассчитываемого аппарата	0,075	Конструктивная длина пучка

B_{Π}	м		0,6380	Конструктив- ная ширина пучка
H_{Π}	м		0,471	Конструктив- ная высота пучка
b_T		Задаётся на основе схемы рассчитываемого охладителя	1	Число термодинамических ходов по наддувочному воздуху
b_{Γ}		Задаётся на основе схемы рассчитываемого охладителя	1	Число конструктивных ходов по наддувочному воздуху в одном термод. Ходе
$b_{w\Sigma}$			1	
		1-Поток воздуха перемешивается, поток наддувочного воздуха не перемешивается; 2-Поток воздуха не перемешивается, поток наддувочного воздуха перемешивается; 3-Оба потока не перемешиваются.	3	Схема течения теплоносителей
Z_1	шт	$Z_1 = \frac{B_{\Pi}}{S_1}$	58,0	Наибольшее возможное число трубок в поперечном ряду
Z_2	шт	$Z_2 = \frac{L_{\Pi}}{S_2}$	3	Число поперечных рядов трубок
Z	шт	$Z = \frac{Z_2 + 1}{2} (2Z_1 - 1) - Z_1 + 1,$	173	Общее число труб в пучке при нечётном Z_2 и максимально заполненных крайних рядах
Z	шт	$Z = \frac{Z_2}{2} (2Z_1 - 1),$	172,5	Общее число труб в пучке при чётном значении Z_2
Z	шт		173	Число труб в пучке, соответствующее расчётному значению числа Z_2
$Z_{\text{искл}}$	шт	$Z_{\text{искл}} = Z_2$	11	Число трубок, не работающих в теплообмене
$Z_{\text{действ}}$	шт	$Z_{\text{действ}} = Z - Z_{\text{искл}}$	162	Число трубок, работающих в пучке
L_{Π}	м		0,075	Уточнённое значение по точному числу труб
B_{Π}	м		0,638	Уточнённое значение по точному числу труб

f			0,220	
$M_{\text{пл}}$	кг	$M_{\text{пл}} = (B_{\text{п}} L_{\text{п}} - Z f_o) \delta_{\text{пл}} \rho_{\text{м}} \left(\frac{H_{\text{п}}}{S_4} - 1 \right)$	7,212695 128	Масса всех пластин
f_o	м ²	$f_o = (S_3 - d_w) d_w + \frac{\pi d_w^2}{4}$	4,3884E-05	Площадь сечения отверстия в доске
f_i	м ²	$f_i = (S_{3i} - d_{wi}) d_{wi} + \frac{\pi d_{wi}^2}{4}$	3,7510E-05	Площадь внутреннего отверстия в трубке
S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2\delta_{\text{тр}}$	0,01848	Длина отверстия в трубке
d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2\delta_{\text{тр}}$	0,00208	Ширина отверстия в трубке
$M_{\text{в}}$	кг	$M_{\text{в}} = Z[2(S_3 - d_w) + \pi d_w] \frac{d_w}{2} \delta_{\text{пл}} \rho_{\text{пл}}$	0,00768	Масса отворотов на пластинах
$g_{\text{пм}}$	кг/п.м	$g_{\text{пм}} = (f_o - f_i) l \rho_{\text{тр}}$	0,05849	Масса погонного метра трубки
$M_{\text{тр}}$	кг	$M_{\text{тр}} = Z H_{\text{п}} g_{\text{пм}}$	4,76572	
$M_{\text{п}}$	кг	$M_{\text{п}} = M_{\text{тр}} + M_{\text{пл}} + M_{\text{в}}$	11,99	
$M_{\text{п}}$	кг	$M_{\text{п}} = \frac{F}{f_g}$	12,03	

Таблица 3.9. Розрахунок констант критеріальних рівнянь

Re_{dw1}		Выбирается как нижний предел возможного диапазона применимости	1413,73	по сопротивлению I диапазон $Re_{дз}$ 400...2000
Re_{dw2}		Выбирается как верхний предел возможного диапазона применимости	7068,63	по сопротивлению II диапазон $Re_{дз}$ 2000...10000
$T_{вф}$		Выбирается возможно близким к реальному среднему значению	337,84	Средняя интегральная

				темпера- тура воз- духа по длине его хода в ОНВ.
λ	Вт/м К	$\lambda = (7,53422\text{E-}03t_f + 2,44441)/100$	0,02933	Коэф- фициент теплопро- водности воздуха
μ	Па·с	$\mu = (-3,320004\text{E-}05t_f^2 + 5,149414\text{E-}02t_f + 1,712197\text{E+}01)\text{E-}06$	0,0000203	
Pr			0,69633	
N_{uk1}			9,3220	Конвек- тивные числа Нуссельта приведен- ные для предель- ных чисел Re
N_{uk2}		$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ $0,0723 \left(\frac{d_w}{S_4}\right)^{-0,54} \left(\frac{S_1 - d_w}{2S_4}\right)^{-0,14} Re^{0,695} Pr^{0,33} \left(1 + 1,9 \frac{h_e}{s^2}\right)$	28,5294	
$\alpha_{\kappa 1}$			113,92	Конвек- тивные ко- эффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для пре- дельных чисел Re.
$\alpha_{\kappa 2}$		$\alpha_{\kappa i} = N_{uk} \frac{\lambda}{d_w}$	348,64	
α_{n1}			109,83349 5	Приведен- ные коэф- фициенты теплоот- дачи от воздуха к стенке для пре- дельных чисел Re
α_{n2}		$\alpha_{ni} = \alpha_{\kappa i} \left(\frac{f_p}{f_n} E \mu_{\kappa} + \frac{f_{tp}}{f_n} \right)$	317,84992 7	
h_p	м	$h_p = (S_1 - d_w)/2$	0,004300	Высота ребра
$\beta_1 h'_p$		$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{\kappa i} \xi_n} + R_{\text{зар}}\right) \delta_p \lambda_m}}$	0,327948	Параметр ребра
$\beta_2 h'_p$			0,562440	
ψ_i		$\psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p$	0,980979	
ψ_i			0,967378	
N_{u1}		$N_u = \frac{\alpha_n d_w}{\lambda}$	8,987691	Приведен- ное числа Нуссельта для пре- дельных чисел Re
N_{u2}			26,009706	
E_1		$\frac{e^{2 \beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} - 1}{e^{2 \beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p}$	0,9570216 48	КПД ре- бра
E_2			0,8941528 91	

n		$n = \frac{\lg Nu_2 - \lg Nu_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1}$	0,6602	Кон- станта граничных условий для ПТ по теплооб- мену в воздухе
θ		$\theta = 10^{(\lg Nu_2 - n \lg Re_2)}$	0,0748	Кон- станта граничных условий ПТ по теп- лообмену в воздухе
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	Кон- станта граничных условий для ПТ по воздуш- ному со- противле- нию под Re_{dw}
$Re_{d\vartheta}$			2203,341	
ε_λ		$\varepsilon_\lambda = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,65^{\frac{Lg(Re_{d\vartheta} \frac{d_\vartheta}{d_w} - 2,53)}{d_\vartheta}}; Re_{d\vartheta} < 2000$ $\varepsilon_\lambda = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,47; Re_{d\vartheta} > 2000$	1,498	
m		$m = 1,373; Re_{d\vartheta} < 2000;$ $m = 1,74; Re_{d\vartheta} > 2000.$	1,74	Кон- станта граничных условий для ПТ по воздуш- ному со- противле- нию

Таблиця 3.10. Розрахунок основних теплотехнічних параметрів ОНП

Позна- чення	Од.ви- мірю- вання	Спосіб знаходження	Позна- чення	Назва
η			0,881	Исходное значение КПД радиатора
W_B		$W_B = G_B C_p$	2914,500	
W_w		$W_w = G_w C_p$	180,900	
$W_{\min}$			180,900	

S			0,062069	Действующее отношение энергоемкостей потока
T_{w2}	K	$T_{w2} = T_{w1} - \eta(T_{w1} - T_{B1}) \frac{W_{\min}}{W_w}$	337,94	Действующая температура наддувочного воздуха за ОНВ
T_{wf}	K	$T_{wf} = (T_{w1} + T_{w2}) / 2$	392,969	Средняя температура наддувочного воздуха в ОНВ
T_{B2}	K	$T_{B2} = T_{B1} + \eta(T_{w1} - T_{B1}) \frac{W_{\min}}{W_B}$	329,831	Температура воздуха за ОНВ
T_{Bf}	K	$T_{Bf} = \frac{T_{B2} + T_{B1}}{2}$	326,416	Средняя температура воздуха в первом приближении
Q	Вт	$Q = G_w c_{pw} (T_{w2} - T_{w1})$	19910,3	
α	Вт/м ² ·K	$\alpha = \frac{C_z}{C_{z4}} \theta Re^n \frac{\lambda}{d_w}$	114,65	Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке
α_K	Вт/м ² ·K	$0,0728 \left(\frac{d_w}{S_4} \right)^{-0,54} \left(\frac{S_1 - d_w}{2S_4} \right)^{-0,14} Re^{0,695} Pr^{0,33} (1 + 1,9 \frac{he}{s^2} \frac{\lambda C_z}{d_w C_{z4}})$	119,31	
$\beta_i h'_p$		$\beta_i h'_p = h_p \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_{kf} \xi_H} + R_{\text{заг}} \right) \delta_p \lambda_M}}$	0,2652	
Ψ_i		$\Psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h'_p$	0,9846	
E_p		$E_p = \frac{e^{2\beta_i h'_p \sqrt{\Psi}} - 1}{e^{2\beta_i h'_p \sqrt{\Psi}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h'_p \sqrt{\Psi}}$	0,9775	
E_H		$E_H = E_p + \frac{1 - E_p}{\frac{F}{F_{\text{тр}}}}$	0,9812	
$T_{\text{всrf}}$		$T_{\text{всrf}} = T_f - \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha} + R_{\text{ср}} \right)$	327,6392 538	Средняя интегральная температура стенки трубок со стороны наддувочного воздуха в ОНВ

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 6595	Живое сечение одного хода пучка для прохода наддувочного воздуха
	кг/м ³	$\rho = \frac{P_{\text{с1}}}{RT}$	2,332	Средняя плотность наддувочного воздуха
w_w	м/с	$\frac{G_w}{f_w \rho_w}$	12,7027	Скорость наддувочного воздуха в трубках
μ_w	Па·с	$\mu = (-3,320004\text{E-}05t^2 + 5,149414\text{E-}02t + 1,712197\text{E+}01)\text{E-}06$	0,000023	Коэффициент динамической вязкости наддувочного воздуха при средней температуре наддувочного воздуха
$\mu_{\text{ст}}$	Па·с	$\mu = (-3,320004\text{E-}05t^2 + 5,149414\text{E-}02t + 1,712197\text{E+}01)\text{E-}06$	0,000020	Коэффициент динамической вязкости наддувочного воздуха при температуре стенки
$\lambda_{\text{ст}}$	Вт/м·К	$\lambda = (7,53422\text{E-}03t + 2,44441)/100$	0,0286	Коэффициент теплопроводности наддувочного воздуха при средней температуре стенки трубок со стороны наддувочного воздуха
λ_w	Вт/м·К	$\lambda = (7,53422\text{E-}03t + 2,44441)/100$	0,0335	Коэффициент теплопроводности наддувочного воздуха при средней температуре наддувочного воздуха
Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_{\text{эв}} \rho_w}{\mu_w}$	4951,0	Число Рейнольдса по наддувочному воздуху
Re_{dw}		$Re = \frac{G_{\text{с}} d_w}{Z_1 S_1 H_{\text{п}} \phi \mu_{\text{в}}}$	1557,5	Число Рейнольдса по воздуху
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	Воздушное сопротивление ОНВ
ΔP_y	Па	$\Delta P_y = \frac{G^2}{(Z_1 S_1 H_{\text{п}} \phi)^2} \frac{RT_1}{2P_1} [(1 + \phi^2) (\frac{P_1 T_2}{P_1 - \Delta P T_1} - 1)]$	2,84	Изменение давления, связанное с ускорением воздушного потока из-за изменения его плотности

ΔP	Па	$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_y$	177,13	Полное изменение давления в охладителе
ΔP	Па	$\Delta p = 24u_2 + 2,62u_2^2$	473,77	Полное изменение давления в охладителе
ρ_f	кг/м ³	$\rho_f = \frac{2p_1 - \Delta p}{2RT_f}$	1,03	Средняя плотность воздуха в секции
ΔLr_c	Дж/кг	$\Delta Lr_c = \frac{\Delta p}{\rho_f}$	171,90	Газодинамические потери в секции
ρ_2	кг/м ³	$\rho_2 = \frac{p_1 - \Delta p}{RT_2}$	1,05	Плотность в шахте
$\frac{H_n}{d_w}$		$\frac{H_n}{d_w}$	196,25	Относительная длина трубки
ε_L		$\varepsilon_L = f(\frac{H_n}{d_w}; Re_w)$	1,000	Поправка на относительную длину трубки
Pr_{cm}		$Pr_{ct} = \frac{\mu_{ct} c_{pw}}{\lambda_{ct}}$	0,70	Число Прандтля по наддувочному воздуху при средней температуре стенки трубок со стороны наддувочного воздуха
Pr_w		$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}$	0,69	Число Прандтля по наддувочному воздуху при средней температуре наддувочного воздуха
α_w	Вт/м ² К	$\alpha_w = 0,02 k_i Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_w} (\frac{Pr_w}{Pr_{ct}})^{0,25}, (1)$ $\alpha_w = 0,11 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_w}{H_n})^{\frac{2}{3}}] (\frac{\mu_w}{\mu_{ct}})^{0,14} \frac{\lambda_w}{d_w}, (2)$	157,59	Коэффициент теплоотдачи от стенки к наддувочному воздуху
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	$u_2 = \frac{Re \mu \varphi}{d_3}$	9,65	
k	Вт/м ² К	$k = 20,75 + 13,05w_w - 15,3w_w^2 + 5,36w_w^3 + 6,5u_2 - 0,25u_2^2 + 3,39u_2w_w - 1,24u_2w_w^2 + 0,04u_2^2w_w$	7275,48	

N		$N = \frac{kF}{W_{\text{мин}}}$	2,25	
C_2		$C_2 = \frac{\varphi \text{Pr} C_{z4}}{\theta_v C_z}$	0,0081	С -комплексы характеристики радиатора в программе не используются, нужны для анализа
C_3		$C_3 = \frac{\sigma \text{Pr} \lambda \varphi}{d_w f_v}$	0,0430	
C_4		$C_4 = C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	0,0003	
N		$\frac{1}{\frac{\text{Re}}{S_2 Z_2} \left(\frac{C_2}{\text{Re}^n} + C_3 R_{\text{cr}} + C_4 \right)} \quad (1)$ $\frac{1}{S \frac{\text{Re}}{S_2 Z_2} \left(\frac{C_2}{\text{Re}^n} + C_3 R_{\text{cr}} + C_4 \right)} \quad (2)$	1,9964	Число N в программе не используется, нужно для анализа
Y			7,9110	Комплекс для вычисления значения КПД радиатора
η			0,8805	КПД радиатора во втором приближении
$T_{\text{вф}}$	K	$T_f = T_{\text{вф}} + \frac{T_1 - T_2}{N} \frac{W}{W_{\text{мин}}}$	337,84	Средняя температура воздуха в ОНВ
K_g	Вт/кгК	$K_g = k f_g$	33,836	Коэффициент использования массы пучка
K_v	Вт/м³К	$K_v = k f_v$	18068,22 137	Коэффициент использования объема пучка

Таблица 3.11. Результаты розрахунків охолоджувача наддувного повітря

Параметр	Позначення	Од. Вимірювання	Значення
Витрата повітря вентилятором	$G_{\text{в}}$	кг/с	2,900
Витрата наддувного повітря	G_{w}	кг/с	0,180
Температура навколишнього середовища	$T_{\text{в1}}$	К	323,0
Температура перед радіатором	$T_{\text{в2}}$	К	329,8
	$t_{\text{в1}}$	°С	50,0
	t_2	°С	56,8
Температура за компресором	T_{w1}	К	448,00

Температура в ресивері	T_{w2}	К	337,94
	T_{w1}	°С	175,00
	T_{w2}	°С	64,9
Тиск навколишнього середовища	P_1	Па	100000
Конструктивна довжина пучка	$L_{\text{п}}$	м	0,075
Ширина пучка	$B_{\text{п}}$	м	0,638
Висота пучка	$H_{\text{п}}$	м	0,471
Число термодинамічних ходів по воді	$b_{w\Sigma}$		1
Число термодин. ходів в одному термод.ході	$b_{\text{т}}$		1
Висота поперечного перетину трубки в повітрі	d_w	м	0,0024
Відстань між трубками в попередньому ряді	S_1	м	0,011
Крок між поперечними рядами трубок	S_2	м	0,025
Найбільш зовнішній габарит поперечногоперетину	S_3	м	0,0188
Крок між ребрами	S_4	м	0,0024
Товщина стінки трубки	$\delta_{\text{ст}}$	м	0,00016
Товщина пластини оребрення	$\delta_{\text{пл}}$	м	0,0001
Найбільш можливе число трубок в поперечному ряді	Z_1	шт	58
Число поперечних рядів трубок	Z_2	шт	3
Дійсне число трубок	Z	шт	162
Площа поверхні зі сторони оребрення	F	м ²	19,4
Маса трубного пучка	$M_{\text{п}}$	кг	12,035
Середня інтегральна температура повітря	T_{wf}	К	393,0
Середня інтегральна темпер.води	T_{wf}	К	337,84
Швидкість повітря в трубках	w	м/с	12,70
Число Рейнольдса по воді	Re_w		4951,0
Число Рейнольдса по повітрю	Re		1557,5
Сумарний термічний опір стінки з шаром забруднення	R_{Σ}	(м ² К)/Вт	1,23E-03
Повітряний опір пучка	ΔP	мм.в.ст	48,3
Опір по воді	ΔP_w	мм.в.ст	123,8
Коефіцієнт теплопередачі	k	Вт/(м ² К)	21,0
Коефіцієнт використання маси пучка	K_g	Вт/кгК	33,836
Коефіцієнт використання об'єму пучка	K_v	Вт/м ³ К	18068,22
ККД ОНП	η		0,8805
Густина повітря	ρ_2	кг/м ³	1,0545

3.7 Аналіз результатів розрахунку системи охолодження і теплообмінних апаратів

За результатами розрахунків системи охолодження та її теплообмінних апаратів, можна зробити висновок, що при заданих Замовником обмеженнях по витратах і температурах теплоносіях, а також відомих конструктивних параметрах теплообмінних апаратів (температурі оточуючого середовища $T_{в1} = 323$ К, витратою повітря вентилятором $G_v = 2,9$ кг/с, конструктивними параметрами радіатора та ОНП – $B = 647$ мм, $H = 471$ мм, $L = 74$ мм, тиском навколишнього середовища $P_1 = 100$ кПа) точка з максимальною температурою охолоджуючої рідини в системі буде на виході з двигуна і становитиме $T_{w02} = 104,19$ °С. Очевидно, що значення цієї температури перевищує очкування Замовника на 9 К. При цьому температура наддувного повітря після охолодженні в ОНП знизиться до 64,9 °С.

Гідравлічні опори радіатора і охолоджувача наддувного повітря знаходяться в межах допустимих значень і становлять 165,38 Па та 174,29 Па

ККД радіатора – 0,432; охолоджувача наддувного повітря – 0,881.

3.8 Рекомендації щодо покращення роботи системи охолодження та її теплообмінних апаратів

Очевидно, що існуюча схема системи охолодження з новим двигуном та охолоджувачем наддувного повітря не задовольняють вимогам Замовника (максимальна температура охолоджуючої рідини в системі охолодження не більше 95 °С). Змінити параметри теплоносіїв в системі охолодження можна декількома способами. Кожен з наведених нижче способів може бути застосований окремо, або в поєднанні з іншими. При поєднанні рекомендацій можуть бути отримані нові властивості системи, які в рамках даної роботи не досліджувалися. Для пошуку найбільш вдалої комбінації рекомендацій необхідно скласти план експерименту.

Далі приводимо ряд рекомендацій, виконання яких дозволить задовольнити вимоги Замовника.

					КРМ.142.6222м.05.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		74

1. Збільшення витрати вентиляторного повітря. Температура охолоджуючої рідини на виході з двигуна T_{w02} становитиме 368 К (95 °С) при витраті повітря 4,2 кг/с (рис. 3.10... 3.11).

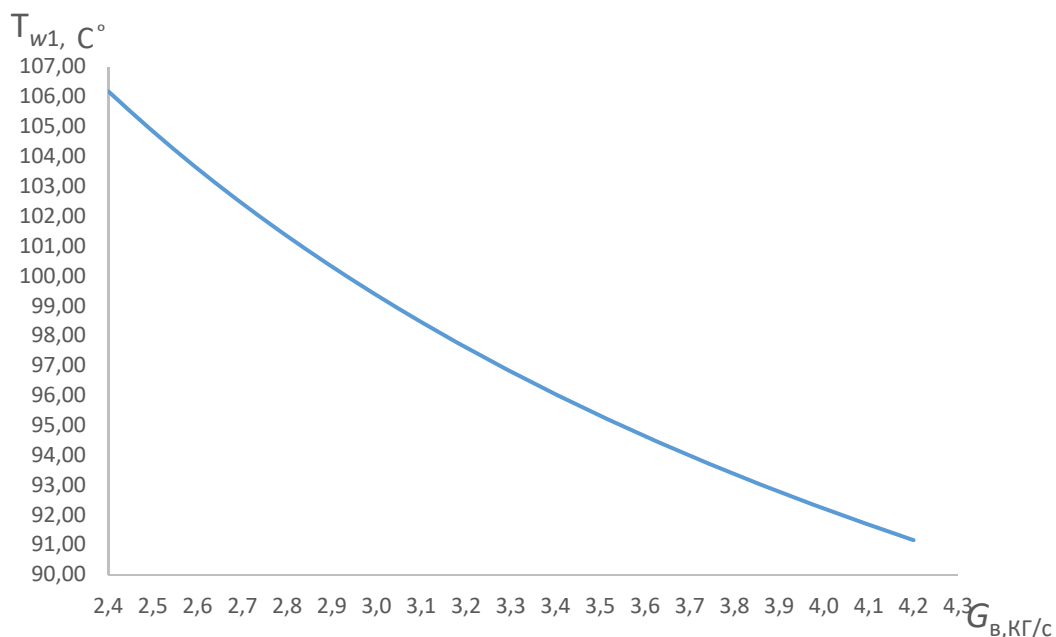


Рис. 3.8. Залежність температури охолоджуючої рідини за радіатором від витрати повітря вентилятором

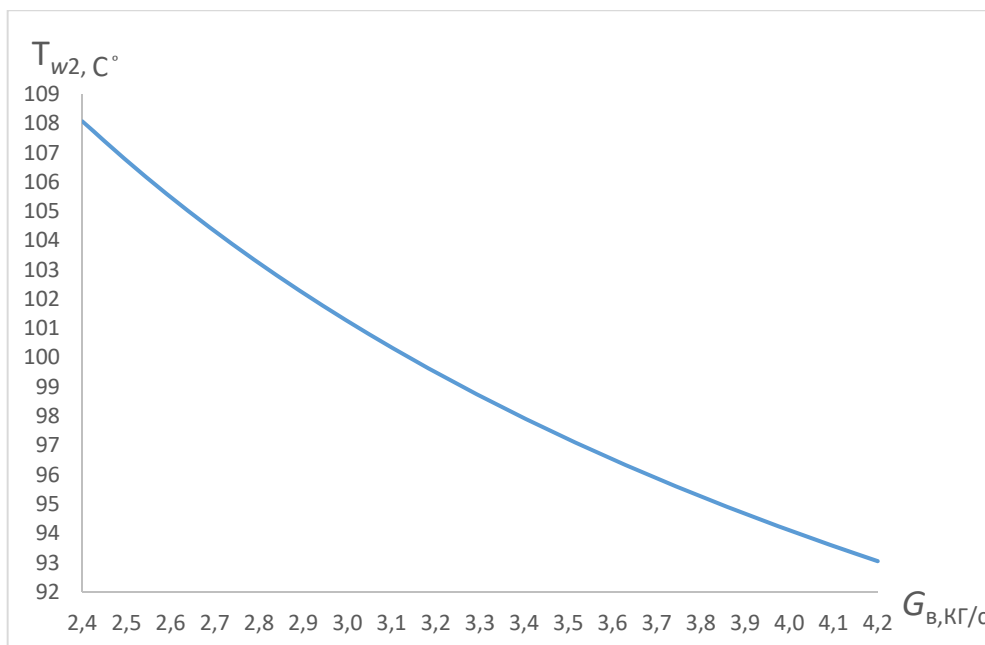


Рис. 3.9. Залежність температури охолоджуючої рідини за маслоохолоджувачем від витрати повітря вентилятором

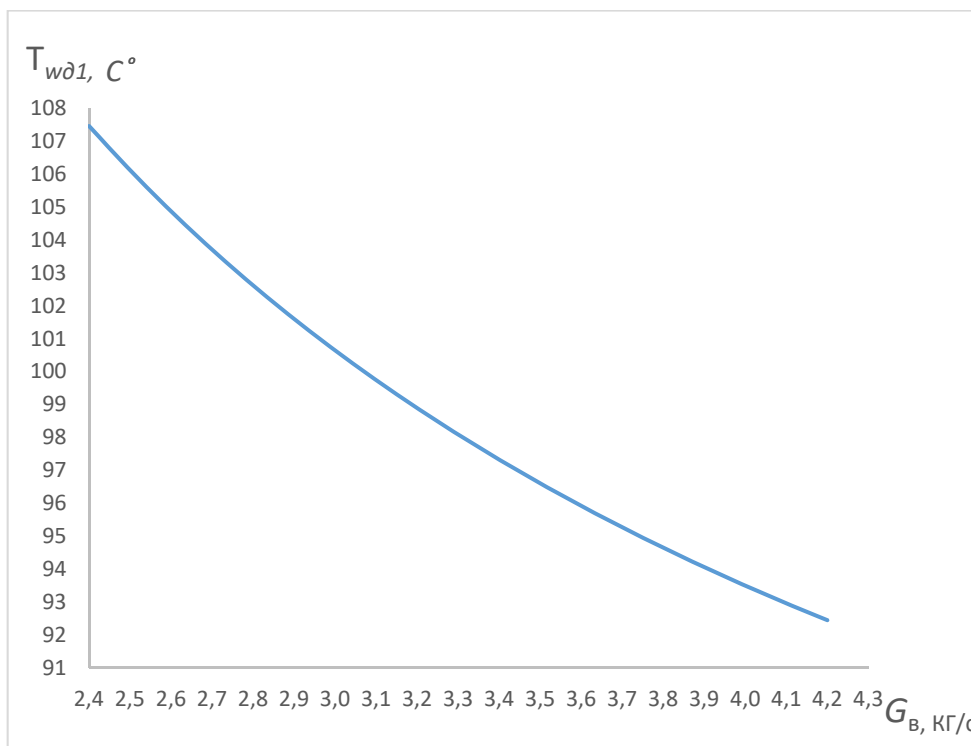


Рис. 3.10. Залежність температури охолоджуючої рідини на вході в двигун від витрати повітря вентилятором

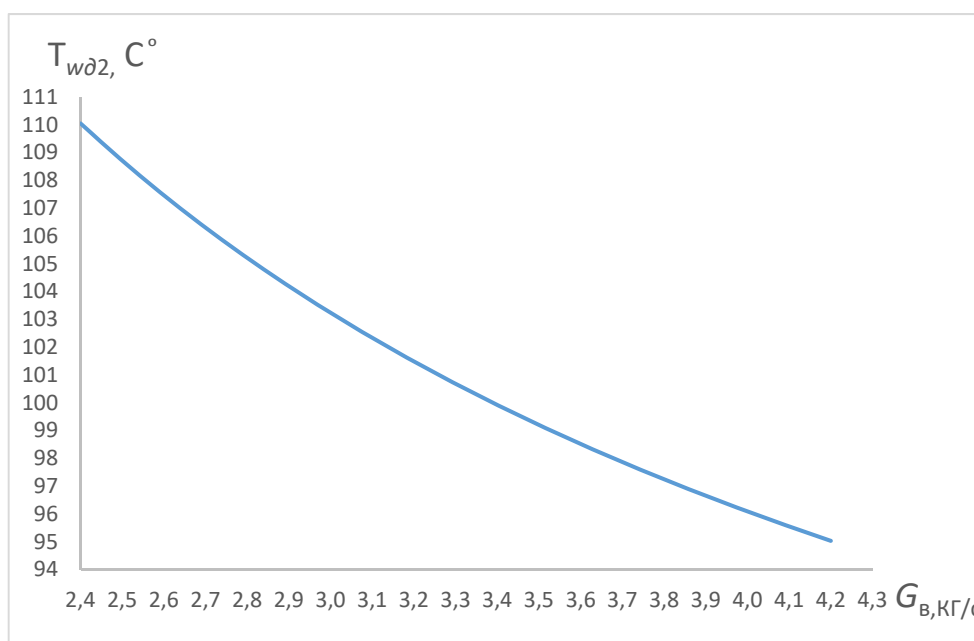


Рис. 3.11. Залежність температури охолоджуючої рідини на виході з двигуна від витрати повітря вентилятором

2. Встановити обмеження на використання БРДМ-2 в кліматичних зонах, де температура оточуючого середовища перевищує $45\text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 3.12...3.15).

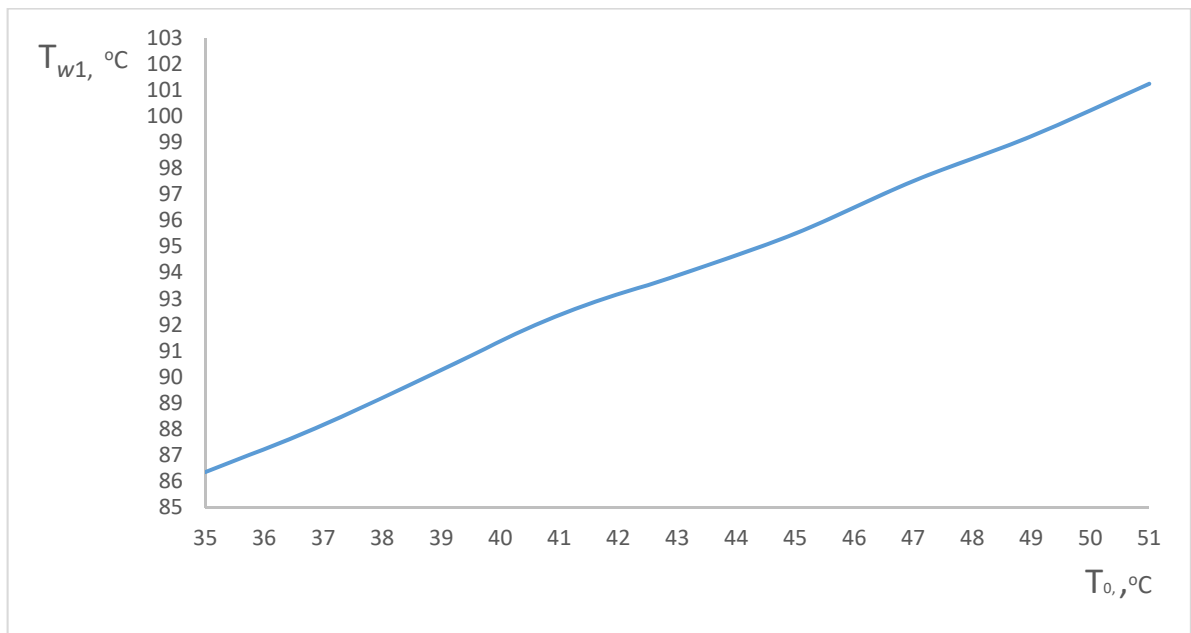


Рис. 3.12. Залежність температури охолоджуючої рідини за радіатором від температури навколишнього середовища

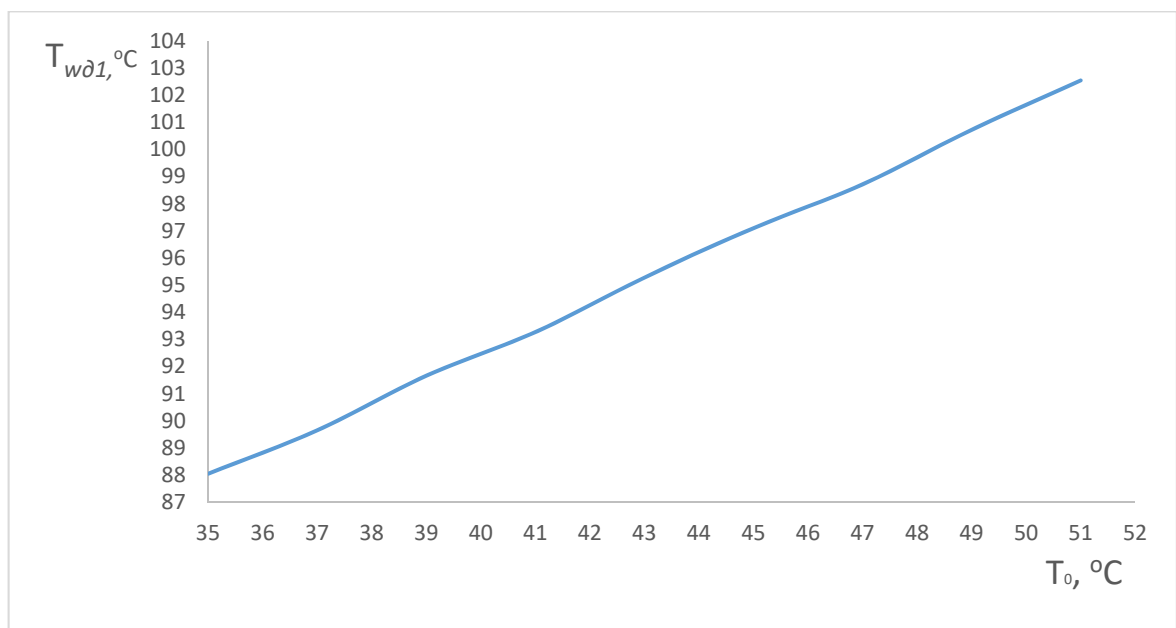


Рис. 3.13. Залежність температури охолоджуючої рідини перед двигуном від температури навколишнього середовища

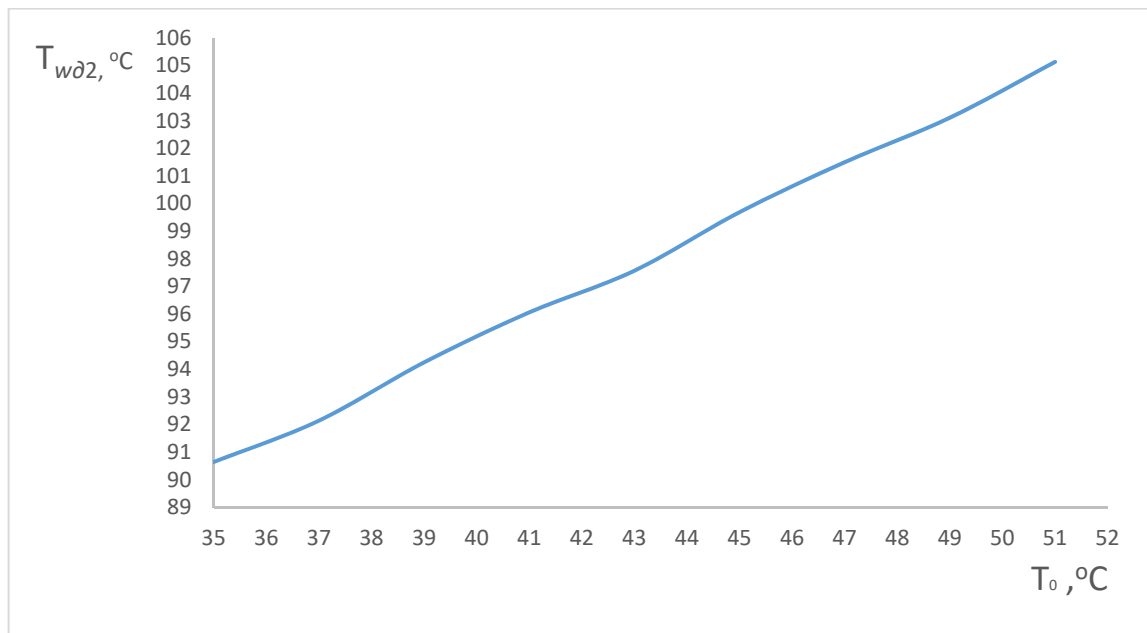


Рис. 3.14 Залежність температури охолоджуючої рідини за двигуном від температури навколишнього середовища

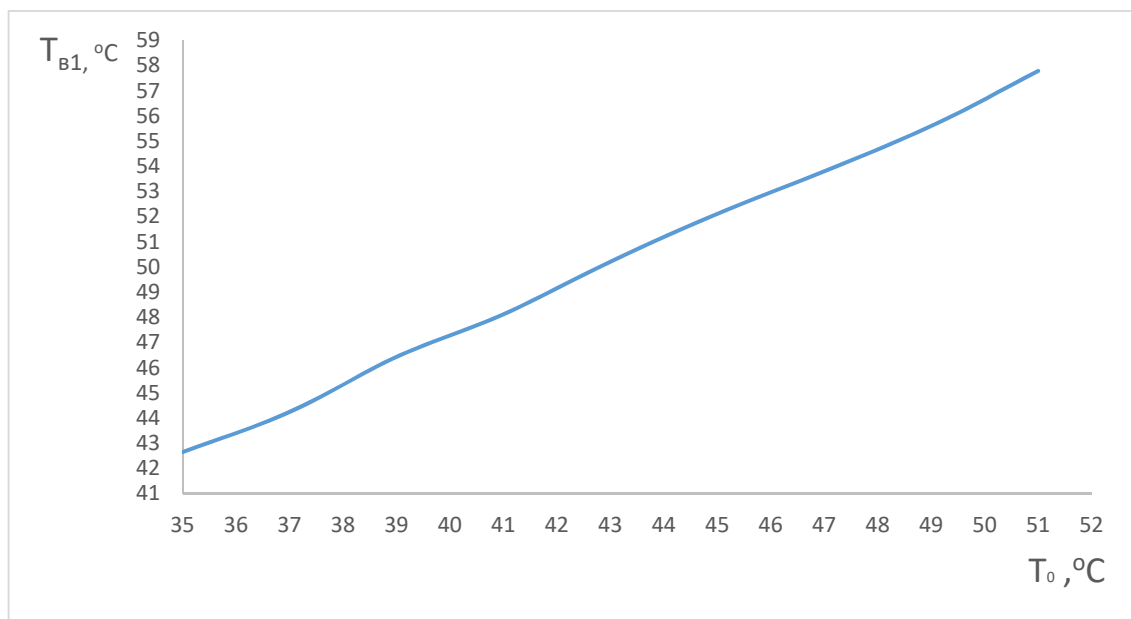


Рис. 3.15. Залежність температури перед ОНП від температури навколишнього середовища

3. Створити надмірний тиск в системі охолодження. Для того, щоб охолоджуюча рідина при температурі 104,19 °C не кипіла, в системі охолодження необхідно створити надмірний тиск на рівні не менше 125 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. Від концентрації гліколю або гліцерину залежить температура замерзання і кипіння рідини. Найчастіше температура кипіння тосола і антифризу в готовому вигляді до +115 °С (388 К), температура їх замерзання до –40 °С (233 К) шляхом примусового додавання концентрату ці рамки можна розширити.

5. Підвищення ефективності радіатора. Залежність ККД радіатора від конструктивної довжини пучка представлена на рис. 3.16.

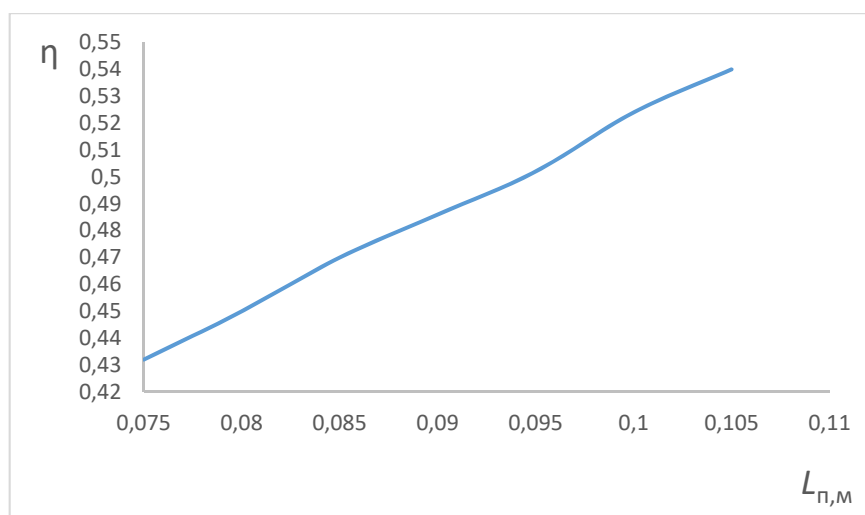


Рис. 3.16. Залежність ККД радіатора від збільшення конструктивної довжини пучка труб

Якщо додати один ряд трубок в радіаторі до існуючих трьох, то розмір $L_{\text{п}}$ збільшиться на 35 мм, що в свою чергу призведе до підвищення ККД радіатора на 11 % (рис. 3.16). При цьому значення опору руху вентиляторному повітрю не перевищуватиме граничних значень.

На (рис. 3.17... 3.19.) приведено залежності зміни температур теплоносіїв в контрольних точках системи в залежності від збільшення конструктивної довжини пучка труб радіатора. Зміна температур обумовлена підвищенням ККД радіатора.

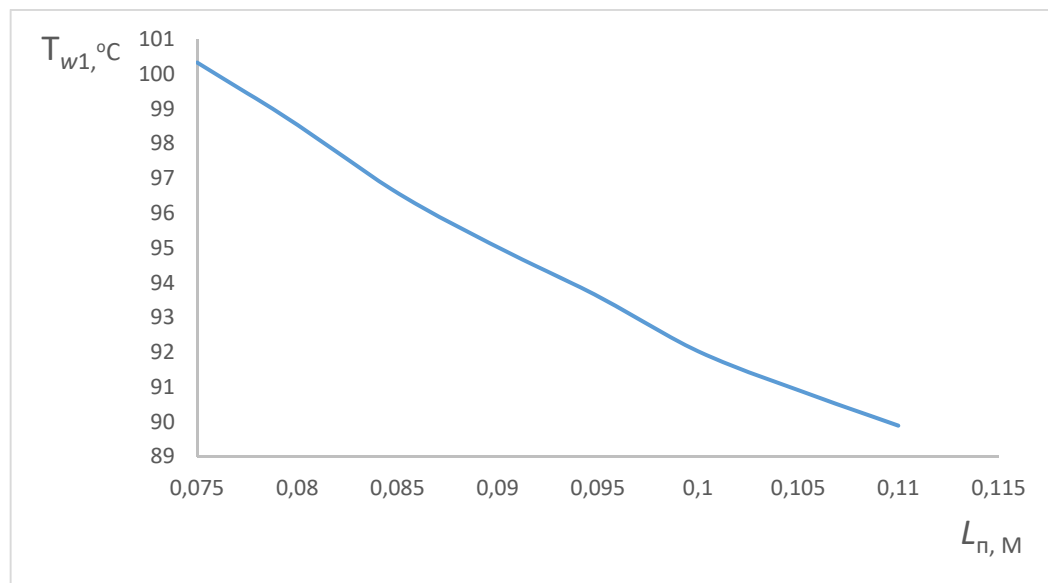


Рис. 3.17. Залежність температури охолоджуючої рідини за радіатором від конструктивної довжини пучка

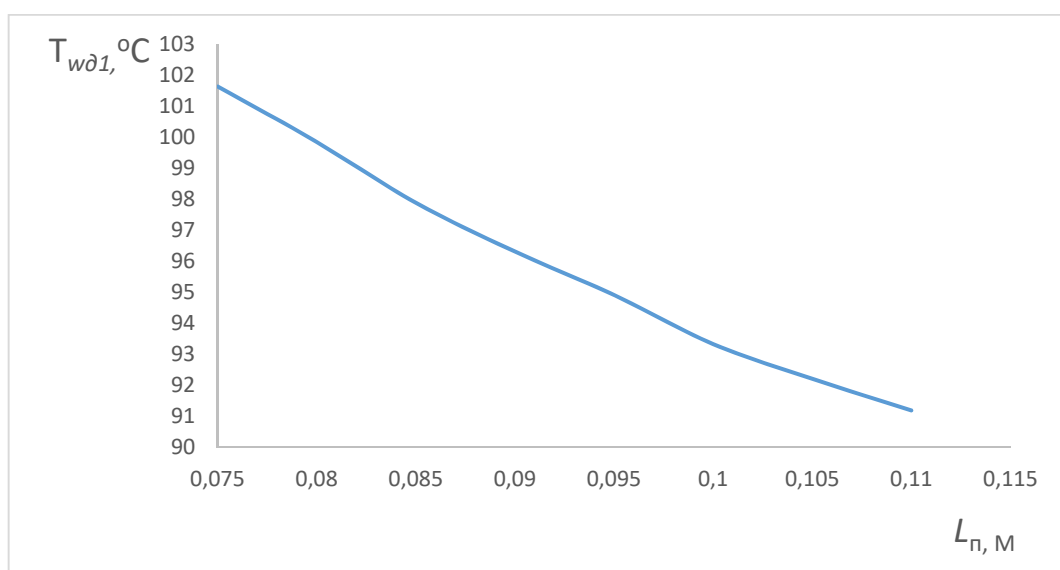


Рис. 3.18. Залежність температури охолоджуючої рідини перед двигуном від конструктивної довжини пучка

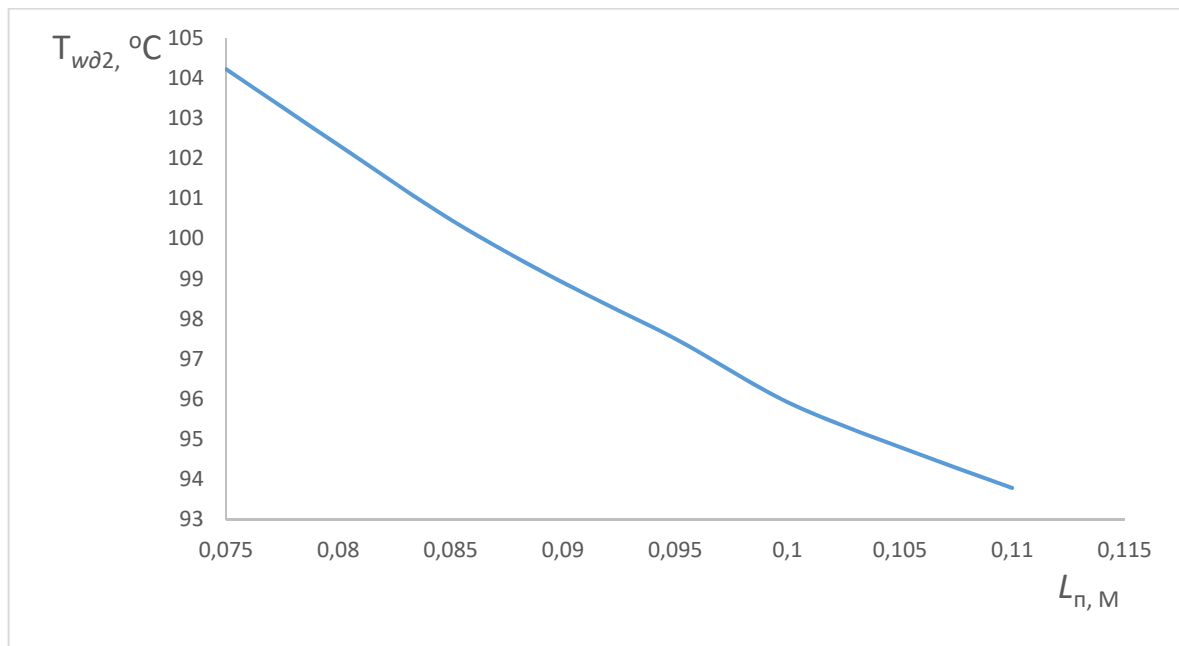


Рис. 3.19. Залежність температури охолоджуючої рідини на виході з двигуна від конструктивної довжини пучка

6. Зниження температури вентиляторного повітря на вході в радіатор. Якщо поміняти місцями по ходу вентиляторного повітря радіатор і охолоджувач надувного повітря, то температура на вході в радіатор становитиме $T_l = 50^\circ\text{C}$ замість $56,8^\circ\text{C}$, як в існуючій схемі. Така перестановка дає можливість знизити максимальну температуру охолоджуючої рідини на виході з двигуна до рівня $T_{wd2} = 97,6^\circ\text{C}$. При цьому температура вентиляторного повітря на вході в ОНП збільшиться, що призведе до збільшення температури наддувного повітря в ресивері двигуна з 65°C до 83°C , цим самим зменшить коефіцієнт наповнення, погіршить параметри екологічності та економічності (витрата пального збільшиться приблизно на $4 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$) двигуна.

7. Зміна схеми системи охолодження. Сучасні системи охолодження ДВЗ мають вельми різноподібні схеми. Вони можуть відрізнятися числом теплообмінників, кількістю насосів, регуляторів температурного рівня, послідовністю з'єднання теплообмінників по ходу течії теплоносіїв і т. ін.

Серед існуючого різноманіття схем системи охолодження має сенс розглянути два найбільш поширених типу. Для кожного з цих типів більшість однойменних теплообмінників будуть істотно відрізнятися за своїми основними параметрами. Всі існуючі варіанти схем принципово можна віднести або до

одного, або до іншого з цих типів. До першого типу схем відносяться так звані повнопоточковий, в яких витрата теплоносія внутрішнього контуру (ТВК) через двигун приблизно дорівнює витраті ТВК через всі охолоджувачі. Повнопотоковою є схема, яка запропонована Замовником і розрахунки якої виконувалися в рамках даної роботи. До другого типу слід віднести такі, в яких витрата ТВК через охолоджувачі істотно (приблизно на порядок) нижче, ніж через двигун. Відповідно такі системи можна назвати маловитратними.

В запропонованій Замовником схемі бажана величина температури на вході в двигун залежить від роботи ланцюжка всіх теплообмінників, кожен з яких додає свій перепад температур в послідовний ланцюг. Величина кожної добавки не може бути довільною. Вона обумовлюється обмеженням на кінцеву температуру в системі і залежить від теплового ККД кожного теплообмінника, а також співвідношення витрат теплоносіїв.

На рис. 3.20 наведено приклад маловитратної схеми системи з асимільованим контуром охолодження наддувного повітря.

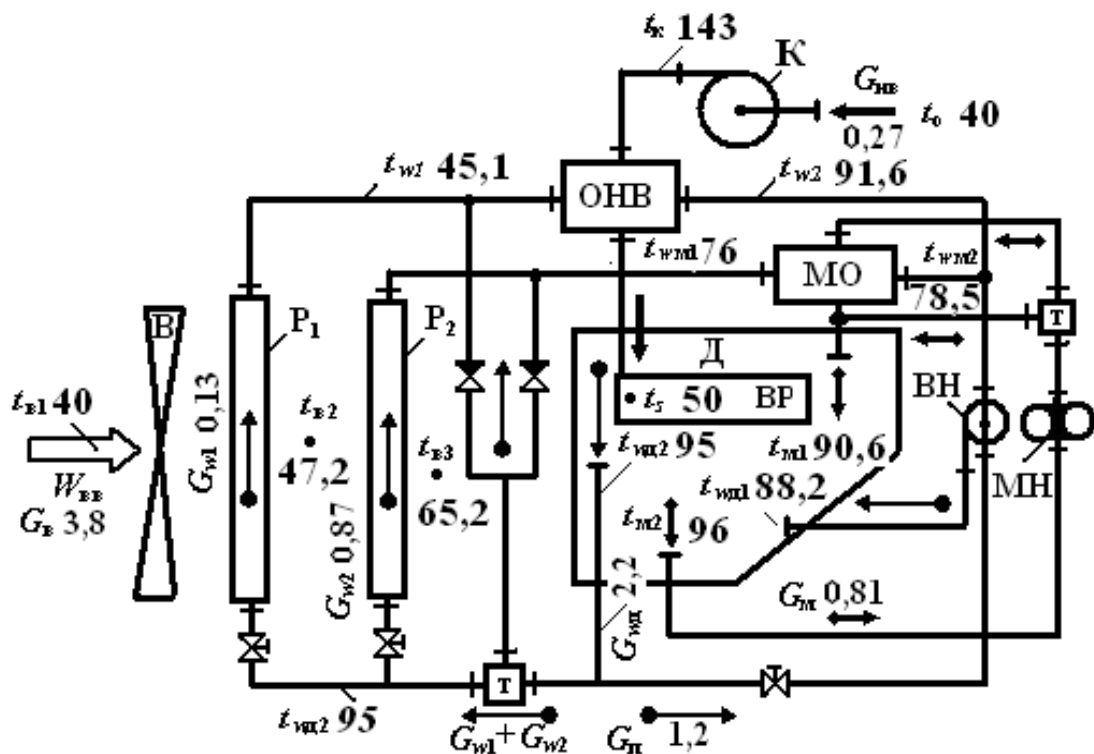
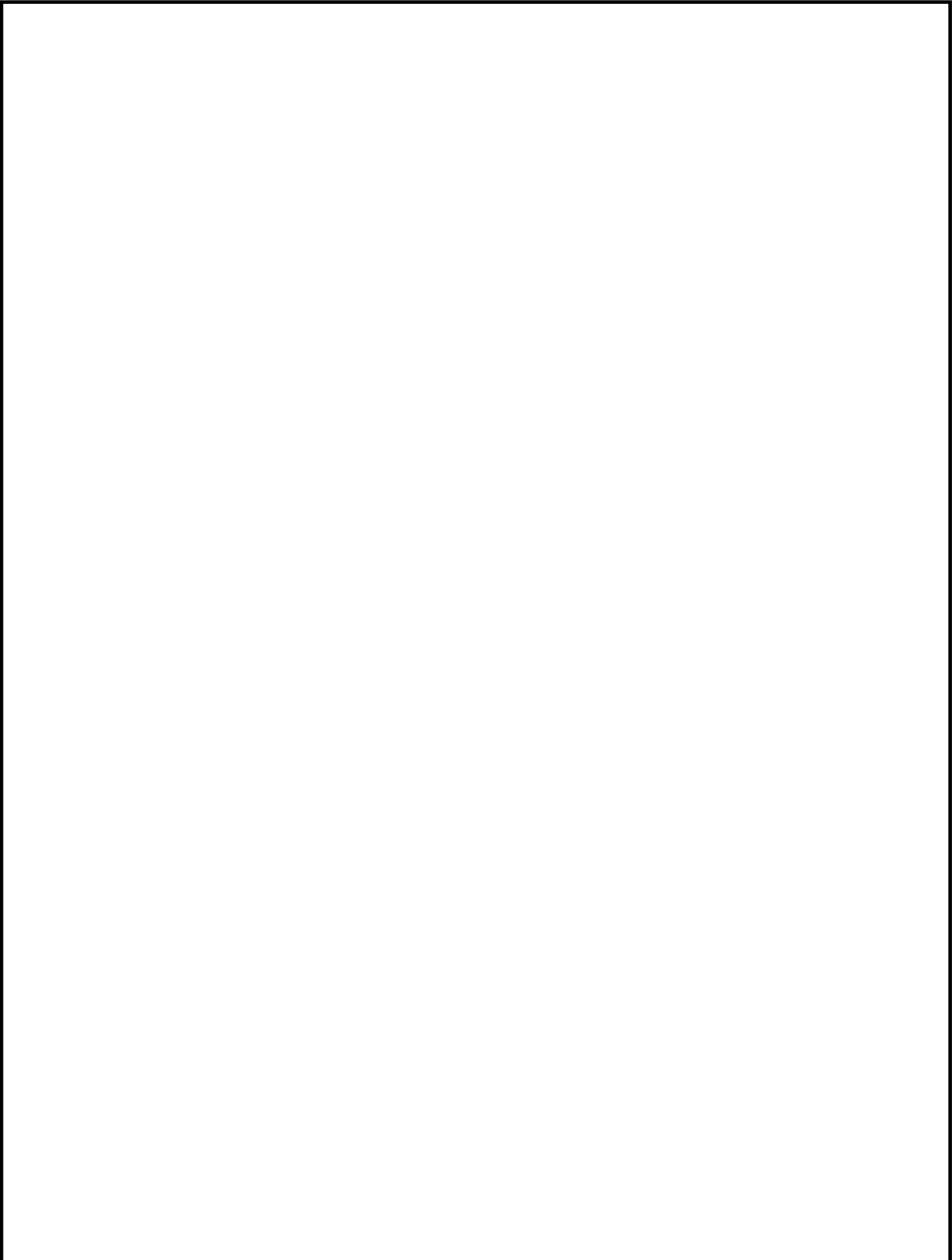


Рис. 3.20. Принципова схема дворадіаторної маловитратної системи охолодження з асимільованим контуром охолодження наддувного повітря

У ній забезпечується не тільки зазначена можливість, а й додаткова можливість встановлення гранично низьких температур ТВК перед охолоджувачем повітря і масла незалежно від значення температури ТВК перед двигуном.

Зокрема, забезпечено можливість того, щоб гранично можливе переохолодження ТВК перед ОНП і перед МО не мало негативних наслідків для забезпечення оптимального температурного режиму роботи самого двигуна, охолодження його циліндрів. Це досягається за рахунок перепуску частини гарячої води після двигуна безпосередньо на вхід в двигун, де ця гаряча вода змішується з більш холодними потоками для забезпечення бажаної температури на вході.

					КРМ.142.6222м.05.03.ПЗ	Аркуш
						83
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					КРМ.142.6222м.05.04.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Розділ 4 Економічне обґрунтування модернізації системи охолодження для двигуна типу 4ЧН 10,2/12		
Студент	Постоев І.І.						
Консульт.							
Керівник	Гогоренко О.А.						
Зав.каф.	Гогоренко О.А.						
					Літ.	Арк.	Аркушів
						84	6
					НУК		

Розділ 4

Економічне обґрунтування модернізації системи охолодження для двигуна типу 4ЧН 10,2/12

4.1 Обґрунтування доцільності модернізації системи охолодження

В умовах світової кризи все більшого значення набувають заощадні технології і раціоналізація витрат на експлуатацію енергетичного обладнання. Крім того дедалі гостріше стає питання охорони навколишнього середовища при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння. Знизити затрати на експлуатацію, а також покращити показники екологічності можливо для будь-яких двигунів за умови певних модернізацій. Одна з таких модернізацій може стосуватися системи охолодження.

Метою модернізації є створення економічно кращого об'єкту, тому необхідно визначити економічний ефект і обґрунтувати економічну ефективність впровадження в експлуатацію двигуна з модернізованою системою охолодження в порівнянні з аналогічним двигуном зі штатною системою.

Економічна ефективність від модернізації системи охолодження визначається за методичними вказівками «Методика використання нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій».

Метод призначений для вирішення таких завдань:

1. Техніко-економічного обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення і впровадження нової техніки.
2. Відображення показників економічності й ефективності в нормах і нормативах.
3. Розрахунку фактичної ефективності впровадження нової техніки.

При визначенні економічного ефекту від впровадження в експлуатацію двигуна з запропонованою системою охолодження для порівняння беремо двигун зі звичайною системою охолодження.

В табл. 4.1 наведено техніко-економічні показники двигуна типу 4ЧН 10,2/12 з модернізованою системою охолодження

					КРМ.142.6222м.05.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		85

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників		Позначення	Двигун аналог	Спроектований двигун
Потужність, кВт		N_e	125	125
Частота обертання, хв^{-1}		n	2700	2700
Діаметр циліндра, м		D	0,102	0,102
Хід поршня, м		S	0,120	0,120
Вага, кг		G	390	390
Габарити, м:	довжина	L	0,873	0,873
	ширина	B	0,690	0,690
	висота	H	0,860	0,860
Питомі витрати палива, $\text{кг/кВт}\cdot\text{год.}$		g_p	0,208	0,193
Питомі витрати масла, $\text{кг/кВт}\cdot\text{год.}$		g_m	0,00095	0,00095
Механічний ККД		η_m	0,92	0,93
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах		$\varepsilon_{\min}$	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності		K_p	0,5	0,5
Коефіцієнт частини вартості роботи		b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту		$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.		t	2900	2900
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.		$t_{\text{пер}}$	11000	11000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.		$t_{кр}$	29000	29000
Ціна установки, грн.		Ц	670000	770000
Ціна палива, грн./т		Ц_p	50000	50000
Ціна масла, грн./т		Ц_m	62000	62000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності		E	0,15	0,15

4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з модернізованою системою охолодження

Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

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

Для аналога (1) і для двигуна з запропонованою системою охолодження (2) відповідно маємо:

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

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

Термін служби установки визначається за формулою, років:

$$T = \frac{t_{\text{кр}}}{t}.$$

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою охолодження відповідно маємо:

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

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

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

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

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою 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 з запропонованою системою 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 з запропонованою системою охолодження відповідно маємо

					КРМ.142.6222м.05.04.ПЗ	Аркуш
						87
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, грн.

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

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою охолодження відповідно маємо

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

Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.

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

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з запропонованою системою охолодження (2) відповідно маємо

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

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

Річний економічний ефект у споживача від використання двигуна із запропонованою системою охолодження визначається за формулою, грн.

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

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

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

Термін окупності двигуна із запропонованою системою охолодження визначається за формулою, років

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

					КРМ.142.6222М.05.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		88

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи охолодження, грн.;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, грн.:

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

$$\Delta S = 131892,0 \text{ грн.}$$

Отже, час окупності:

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

4.3 Висновок по розділу

В розділу виконані розрахунки і порівняно річні витрати на експлуатацію двигуна типу 4ЧН 10,2/12 із модернізованою системою охолодження. Визначено економічний ефект. Розрахунок підтвердив доцільність модернізації системи охолодження для двигуна, який працює на часткових навантаженнях. Вартість модернізації оцінена в 100 тис. грн. Річний економічний ефект обумовлений зниженням поточних витрат у споживача в порівнянні з аналогічним двигуном за рахунок зниження витрат на паливо складає приблизно 428 тис. грн. Термін окупності проекту складе близько 9 місяців за умови використання двигуна протягом 2900 годин на рік (приблизно 8 годин на добу за умови роботи на 50 % навантаження).

					КРМ.142.6222м.05.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		89

					КРМ.142.6222м.05.05.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
					Розділ 5 Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці				Літ.	Арк.	Аркушів		
Студент		Постоев І.І.									90	7	
Консульт									НУК				
Керівник		Гогоренко О.А.											
Зав. каф.		Гогоренко О.А.											

Розділ 5

Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

5.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля

При роботі двигунів внутрішнього згоряння, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

					КРМ.142.6222м.05.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		91

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

По СНіП 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;

					КРМ.142.6222м.05.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		92

- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (СО; SO₂; СН). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП.

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в табл. 5.1.

					КРМ.142.6222м.05.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		93

Таблиця 5.1. Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація

Вібрація виникає через динамічну невідновженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4...30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

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, $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$;

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

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

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10...12 дБ.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10...15 дБ, а додатково на 20 дБ і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 4ЧН 10,2/12 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 390$ кг;

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

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

- підбір поршнів і шатунів по вагових групах;
- використання маховика для урівноваження сил інерції;
- урівноваження неврівноважених мас за допомогою противаг.

5.3 Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і

конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15...20 дБ.

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

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Перед пуском дизеля необхідно дотримувати наступні правила:

- повернути колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох обертів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

					КРМ.142.6222м.05.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		96

Висновок

В кваліфікаційній роботі було виконано проектування системи охолодження для двигуна типу 4ЧН 10,2/12 за результатами якого встановлено, що штатна схема системи охолодження може бути застосована разом з двигуном IVECO N40 ENT C потужністю 125 кВт за умови, якщо зняти ряд обмежень представлених Замовником. За результатами проведеного дослідження пропонується наступний перелік варіантів технічних рішень, реалізація хоча б одного з них дозволить застосувати двигун IVECO N40 ENT для приводу броньованої розвідувально-дозornoї машини: збільшення витрати вентиляторного повітря; встановити обмеження на використання БРДМ-2 в кліматичних зонах; створення надмірного тиску в системі охолодження; використовувати високотемпературні охолоджуючих рідини; застосувати в системі охолодження радіатор більшої ефективності; змінити схему системи охолодження. Частина із запропонованих технічних рішень може бути відносно просто реалізована без зміни схеми і теплообмінних апаратів лише за рахунок введення в систему додаткових елементів або перегляду цілеспрямованості значень обмежувальних параметрів теплоносіїв в системі.

Інша частина технічних рішень, більш дієвих і прогресивних, пов'язана з модернізацією як системи охолодження, так і теплообмінних апаратів. Такі рішення призведуть до стовідсоткового задоволення вимогам Замовника, крім того матимуть економічний ефект від їх впровадження.

Проектування системи охолодження та теплообмінних апаратів стало можливим завдяки виконаним розрахунку робочого циклу двигуна, теплового балансу та динаміки двигуна.

На підставі даних розрахунків були виконані робочі креслення: поперечний розріз двигуна IVECO N40 ENT, креслення водяного радіатора, охолоджувача наддувного повітря, машинного відділення, приведені графічні залежності основних параметрів системи охолодження.

					КРМ.142.6222м.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		97

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 по експлуатації. Міністерство оборони СРСР, 1987. – 179 с.
5. Голощапов И. М., Митюшина Н. П. Броньовано-розвідувально-дозорна машина БРДМ-2. Посібник з ремонту. – Москва, 1986. – 336 с.
6. Васильев Л.А. Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания: Методические указания. – Хабаровск: Хабаровский политехнический институт, 1987. – 32 с.
7. Дизели. Справочник – 3-е изд., перераб. и доп./Под ред. В.А. Ваншейдта и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина – М.: Машиностроение, 1972. – 464 с.
9. Мошенцев Ю. Л. Системы охлаждения и теплообменные аппараты двигателей внутреннего сгорания : Учебное пособие / Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко, Д. С. Минчев. – Николаев: издатель Торубара В. В., 2020. – 234 с.
10. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувочного компресора. Методичні вказівки. УДМТУ: Миколаїв, 2006. – 49 с.
11. Турбокомпресори для наддува дизелів. Довідник / Б. П. Бойков, В. Г. Бордуков, П. В. Иванов, Р. С. Дейч. – Л.: Машинобудування, 1975. – 200 с.
12. Расчет экономической эффективности новой техники на машиностроительных предприятиях / В.А. Корчагин. К.: Техника, 1980. – 104 с.
13. 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.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Прим.
				<u>Документація</u>		
A1			KPM.142.6222м.05.05	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	

					КРМ.142.6222м.05.05							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент		Постоев І.І.			Радіатор водяний			Літ.	Арк.	Аркушів		
Консультант										99	1	
Керівник		Гогоренко О.А.						НУК				
Зав. каф.		Гогоренко О.А.										

Ім'я користувача:
Oleksiy Gogorenko

Дата перевірки:
26.11.2022 13:33:59 EET

Дата звіту:
26.11.2022 13:34:42 EET

ID перевірки:
1013029486

Тип перевірки:
Doc vs Internet

ID користувача:
100009552

Назва документа: Постоев_6222м

Кількість сторінок: 100 Кількість слів: 18630 Кількість символів: 121542 Розмір файлу: 1.94 MB ID файлу: 1012807746

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

2.76%
Схожість

Найбільша схожість: 1.28% з Інтернет-джерелом (https://helda.helsinki.fi/bitstream/handle/10138/316730/Rintala_P_iv_r..

2.76% Джерела з Інтернету

171

Сторінка 102

Пошук збігів з Бібліотекою не проводився

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0%
Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

228

Підозріле форматування

16
сторінок

Доповідь

Шановний голово комісії, шановні члени комісії, Вашій увазі представлена кваліфікаційна робота на тему: «Проектування системи охолодження двигуна типу 4ЧН 10,2/12 бойової машини». Обраний в роботі двигун відноситься до сучасних, спроектований і виготовляється італійською автомобілебудівною компанією Industrial Vehicles Corporation. Потужність двигуна становить 125 кВт при 2700 об/хв колінчастого вала. Двигун передбачається встановити на броньовані розвідувально-дозорні машини при їх модернізації.

Під час модернізації БРДМ і заміні штатного безнаддувного двигуна на сучасний двигун Iveco виникає багато різноманітних питань, пов'язаних з відводом тепла від нового двигуна та наддувного повітря. при незмінній схемі системи охолодження та незмінних радіаторах системи.

Ціль проектування полягала в моделюванні системи охолодження та її теплообмінних апаратів з метою підтвердження, або спростування можливості модернізації силової установки без модернізації системи охолодження.

За даними статистики відомо, що на армійських складах в достатній кількості і досі перебувають БРДМ-2 зразка 1962 г. Враховуючи умови та тривалий строк їх зберігання майже всі вони не придатні для несення бойових задач. Під час війни росії проти України різко зросла потреба в легких броньованих автомобілях. Відповідно тема роботи, пов'язана з модернізацією БРДМ-2 та відновленню їх боєготовності є актуальною.

В магістерській роботі було виконано моделювання системи охолодження для двигуна типу 4ЧН 10,2/12 за результатами якого встановлено, що штатна схема системи охолодження може бути застосована разом з двигуном IVECO при умові, якщо зняти ряд обмежень. Пропонується наступний перелік варіантів технічних рішень, реалізація хоча б одного з них дозволить застосовувати двигун IVECO на БРДМ.

Пропонується: збільшити витрати вентиляторного повітря; встановити обмеження на використання БРДМ в кліматичних зонах; створення

надмірного тиску в системі охолодження; використовувати високотемпературні охолоджуючі рідини; застосувати в системі охолодження радіатор більшої ефективності; замінити схему системи охолодження.

Частина запропонованих технічних рішень може бути відносно просто реалізована без зміни схеми і теплообмінних апаратів лише за рахунок введення в систему додаткових елементів або перегляду цілеспрямованості значень обмежувальних параметрів теплоносіїв в системі.

Інша частина технічних рішень, більш дієвих і прогресивних, пов'язана з модернізацією як системи охолодження, так і теплообмінних апаратів. Такі рішення призведуть до стовідсоткового задоволення вимогам Замовника, крім того матимуть економічний ефект від їх впровадження. Мається на увазі зміна схеми системи охолодження на більш ефективну маловитратну.

Моделювання системи охолодження та теплообмінних апаратів стало можливим завдяки виконаним в другому розділі розрахунку робочого циклу двигуна та теплового балансу.

Економічні розрахунки, виконані в п'ятому розділі магістерської роботи, підтвердили доцільність модернізації силової установки БРДМ.

Дякую за увагу, доповідь закінчив.