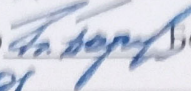


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

НАЦІОНАЛЬНА ШКОЛА МАЙСТЕРНОСТІ І ПРОФЕСІЙ  
СНАМ, ФРАНЦІЯ

«ДО ЗАХИСТУ»

Зав. кафедрою  Борис БОДНАР  
" 19 " 01 2024 р.


ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
до кваліфікаційної роботи *магістра*

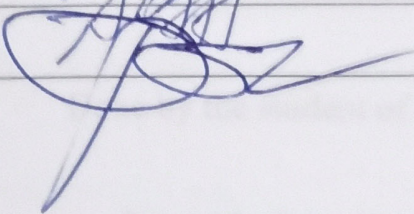
на тему: **“Удосконалення конфігурації секцій радіатора дизелів  
рухомого складу відповідно до вимог інтероперабельності”**

за освітньою програмою: **“Інтероперабельність і безпека на залізничному  
транспорті”**  
зі спеціальності 273 **“Залізничний транспорт”**  
галузі знань 27 **“Транспорт”**

Виконав: студент групи **ІН2226**

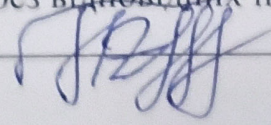
Керівник

 Андрій ТРОЯН

 Дмитро БОБИРЬ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць  
інших авторів без відповідних посилань.

Студент

  
Дніпро, 2024

Міністерство освіти і науки України  
Український державний університет науки і технологій

Кафедра: «Локомотиви»

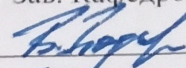
Рівень вищої освіти: *другий (магістерський)*

Освітня програма: «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. Кафедрою «Локомотиви»

 Борис БОДНАР

«30» 04 2023 р.

**ЗАВДАННЯ**

на кваліфікаційну роботу магістра

студенту групи ІН2226

Трояна Андрія Тарасовича

1. Тема кваліфікаційної роботи: «Удосконалення конфігурації секцій радіатора дизелів рухомого складу відповідно до вимог інтероперабельності»

Керівник роботи: Бобирь Дмитро Валерійович, к.т.н.

Затверджена наказом по університету від «28» квітня 2023 р. №360ст

2. Строк подання студентом роботи: «12» січня 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: серія секції радіатора ВВ-12, температура води на вході в трубку – 75 С°, швидкість повітря, з вентилятора – 10 м/с.

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

4.1 Вимоги до тепловозних дизелів згідно норм інтероперабельності.

4.2 Охолоджуючі пристрої тепловозів.

4.3 Аналіз робіт по удосконаленні системи охолодження дизелів.

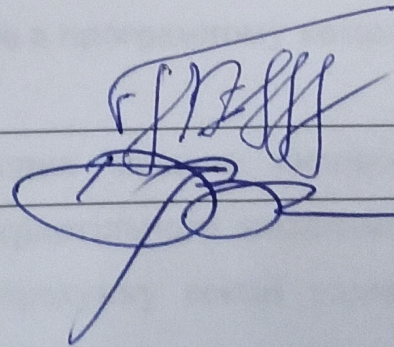
4.4 Вдосконалення конструкції повітряно-водяних секцій радіаторів тепловозів.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи	Обсяг розділу, %	Рекомендована кількість слайдів
1.	Вимоги що ставляться до колісних пар рухомого складу, основні несправності, способи їх усунення	25	3
2.	Охолоджуючі пристрої тепловозів	25	3
3.	Аналіз робіт по удосконаленні системи охолодження дизелів	25	2
4.	Вдосконалення конструкції повітряно-водяних секцій радіаторів тепловозів	25	6

Студент \_\_\_\_\_

Керівник \_\_\_\_\_



\_\_\_\_\_ Андрій ТРОЯН

\_\_\_\_\_ Дмитро БОБИРЬ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

НАЦІОНАЛЬНА ШКОЛА МАЙСТЕРНОСТІ І ПРОФЕСІЙ  
СНАМ, ФРАНЦІЯ

«ДО ЗАХИСТУ»

Зав. кафедрою \_\_\_\_\_ Борис БОДНАР  
“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: “**Удосконалення конфігурації секцій радіатора дизелів  
рухомого складу відповідно до вимог інтероперабельності**”

за освітньою програмою: “*Інтероперабельність і безпека на залізничному  
транспорті*”

зі спеціальності 273 “*Залізничний транспорт*”  
галузі знань 27 “*Транспорт*”

Виконав: студент групи **ІН2226**

\_\_\_\_\_ Юрій ТРОЯН

Керівник \_\_\_\_\_ Дмитро БОБИРЬ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць  
інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

Дніпро, 2024

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE  
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

NATIONAL SCHOOL OF SKILLS AND PROFESSIONS  
CNAM, FRANCE

EXPLANATORY NOTE  
to Master's Thesis

*master*

on the topic: “**Improvement of the configuration of radiator sections of rolling stock diesels in accordance with interoperability requirements**”

according to educational curriculum: “*Interoperability and safety in rail transport*”  
in the Speciality 273 “*Railway transport*”  
field of knowledge 27 “*Transport*”

Done by the student of the group *IN2226*:

Yuriy TROYAN

Scientific Supervisor: Dmytro BOBIR

Dnipro, 2024

**Міністерство освіти і науки України**  
**Український державний університет науки і технологій**

Кафедра: *«Локомотиви»*

Рівень вищої освіти: *другий (магістерський)*

Освітня програма: *«Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»*

Спеціальність: *273 «Залізничний транспорт»*

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. Кафедрою «Локомотиви»

\_\_\_\_\_ Борис БОДНАР

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

**З А В Д А Н Н Я**

на кваліфікаційну роботу магістра

студенту групи ІН2226

Трояна Юрія Тарасовича

1. Тема кваліфікаційної роботи: **«Удосконалення конфігурації секцій радіатора дизелів рухомого складу відповідно до вимог інтероперабельності»**

Керівник роботи: Бобирь Дмитро Валерійович, к.т.н.

Затверджена наказом по університету від «28» квітня 2023 р. №360ст

2. Строк подання студентом роботи: «12» січня 2024 р.
3. Вихідні дані до роботи: серія секції радіатора ВВ-12, температура води на вході в трубку – 75 С°, швидкість повітря, з вентилятора – 10 м/с.
4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):
  - 4.1 Вимоги до тепловозних дизелів згідно норм інтероперабельності.
  - 4.2 Охолоджуючі пристрої тепловозів.

4.3 Аналіз робіт по удосконаленні системи охолодження дизелів.

4.4 Вдосконалення конструкції повітряно-водяних секцій радіаторів тепловозів.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи	Обсяг розділу, %	Рекомендована кількість слайдів
1.	Вимоги що ставляться до колісних пар рухомого складу, основні несправності, способи їх усунення	25	3
2.	Охолоджуючі пристрої тепловозів	25	3
3.	Аналіз робіт по удосконаленні системи охолодження дизелів	25	2
4.	Вдосконалення конструкції повітряно-водяних секцій радіаторів тепловозів	25	6

Студент \_\_\_\_\_ Юрій ТРОЯН

Керівник \_\_\_\_\_ Дмитро БОБИРЬ

## РЕФЕРАТ

Магістерська дипломна робота на тему «Удосконалення конфігурації секцій радіатора дизелів рухомого складу відповідно до вимог інтероперабельності», вступу, чотирьох розділів, висновків, списку літератури із 9 найменувань, писку умовних скорочень. Загальний обсяг роботи складає 78 сторінки.

**Актуальність проблеми.** В сучасних умовах євроінтеграції України необхідно приділити значну увагу взаємодії рухомого складу з рухомих складом європейських країн. Взаємодія залізниць включає в себе відповідність колійних споруд, тягового та не тягового рухомого складу, електрифікації, стандартів безпеки, інфраструктури, та інше. Але особливу роль в сучасному світі відаються саме екологічним стандартам, які мають відповідати вимогам інтероперабельності які затвердженні у відповідних нормативних документах. Тому дана робота присвячена ефективності роботи системи охолодження тепловозного дизеля, що в свою чергу впливає на екологічність та економічність.

**Об'єкт дослідження** в роботі є система охолодження тепловоза.

**Предмет дослідження** є характеристики роботи системи охолодження дизеля, заходи та методи щодо поліпшенні ефективності її роботи.

**Метою роботи** є розрахунок та моделювання системи охолодження дизеля на ЕОМ з подальшою розробкою оптимальних рішень для покращення ефективності роботи цієї ж системи та тепловоза як системної одиниці в цілому.

Для досягнення мети поставлені такі задачі:

- виконати огляд та аналіз систем охолодження тепловозів;
- огляд сучасних європейських геологічних вимог до дизелів;
- моделювання секції радіатора в програмному комплексі Solidworks.

### Методи дослідження

Для вирішення сформульованих завдань використано сучасні методи математичного та тривимірного твердотілого моделювання методом кінцевих елементів. При моделюванні і розрахунку секції радіатора використовувався програмний пакет SolidWorks Simulation.

									0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
										5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

### **Матеріал дослідження**

Розрахунки виконані на основі вимог інтероперабельності «Analysis of the basic parameters for maintaining the technical and operational compatibility of the 1520 mm and 1435 mm gauge rail systems at the commonwealth of independent states (cis)-european union (eu) border subsystem: rolling stock. Passenger carriages».

**Наукове значення** роботи полягає в використанні сучасних підходах до розрахунку аеродинамічних та термодинамічних показників секцій радіаторів на ЕОМ .

**Практична значимість** полягає в отриманні більш ефективних моделей та конструкцій секцій радіаторів.

### **Положення, які виносяться на захист**

Огляд та аналіз систем охолодження тепловозних дизелів. Вимоги до дизелів в європейських країнах. Розробка та розрахунок математичної твердотільної моделі секції радіатора.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** ТЕПЛООБМІН, СЕКЦІЯ РАДІАТОРА, РЕМОНТ, ДИЗЕЛЬ, , ІНТЕРПОРАБЕЛЬНІСТЬ, РУХОМИЙ СКЛАД.

					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
1 Вимоги до тепловозних дизелів згідно норм інтерпорабельності .....	11
1.1 Область застосування нормативних документів .....	11
1.2 Дизельні та інші теплові тягові одиниці (Diesel and other thermal traction system).....	12
2 Охолоджуючі пристрої тепловозів .....	16
2.1 Призначення, типи та компонування охолоджуючих пристроїв.....	16
2.2 Основні вимоги до охолоджувальних пристроїв.....	17
2.3 Розміщення основних частин охолоджуючих пристроїв.....	19
2.4 Конструкція, параметри та розрахунок водоовітряних та маслоповітряних секцій радіаторів .....	23
3 АНАЛІЗ РОБІТ по удосконаленні системи охолодження дизелів .....	33
3.1 Огляд і аналіз причин зниження теплорозсіювальної здатності охолоджувальних пристроїв.....	33
3.2 Аналіз вдосконалення конструкції охолоджувальних пристроїв тепловозів.....	38
3.3 Аналіз методів оптимізації ефективності охолоджуючих пристроїв.....	50
4 ВДОСКОНАЛЖНЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОВІТРЯН-ВОДЯНИХ СЕКЦІЙ РАДІАТОРІВ ТЕПЛОВОЗІВ.....	55
4.1 Основи теорії теплопередачі в секціях радіаторів тепловозів .....	55
4.2 Розрахунок газогідродинамічних показників трубки секції радіатора ВВ-12.....	56
4.3 Розрахунок плоскоовальної трубки.....	61
4.4 Розрахунок каплеподібної трубки.....	63

					<i>0032.226585.000.03КР.ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Троян				Удосконалення конфігурації секції радіатора дизелів рухомого складу відповідно до вимог інтерпорабельності	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Бодирь					7	78	
Реценз.						УДУНТ, гр. ІН2226		
Н. Контр.								
Затверд.	Боднар							

4.5 Розрахунок секції радіатора з плоскоовальними трубками .....	68
4.6 Розрахунок секції радіатора з каплеподібними трубками .....	70
ВИСНОВОК .....	76
ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА .....	77

					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

## ВСТУП

Маневрові та магістральні тепловози обладнані двигунами внутрішнього згорання, що виділяють тепло під час роботи. Надмірне нагрівання елементів двигуна призводить до серйозних несправностей і виходу з ладу важкої енергетичної силової установки в гіршому випадку, в кращому – нестабільна робота, перевитрата палива. Щоб цього уникнути, локомотиви оснащують системою охолодження. Вона допомагає підтримувати правильний температурний режим та захищає дизель від перегріву в усьому діапазоні його роботи [1].

Чим надійніше обладнання тепловоза, тим довше він служить і вимагає менше фінансових вливань. Щоб система охолодження двигуна локомотива була довговічною та справно працювала, вона повинна складатися з термічно міцних елементів.

Довговічність та надійність водяної системи охолодження тепловоза також залежить від якості обслуговування. Якщо своєчасно промивати обладнання, очищати елементи радіатора від накипу та виконувати інші необхідні маніпуляції, можна значно збільшити термін служби конструкції.

Температурний режим дизеля на тепловозах регулюють зміною витрати охолоджуючого повітря, частотою обертання вентилятора, поворотом лопаток, дроселюванням повітря на вході в секції радіатора за допомогою жалюзей.

Умови експлуатації тепловозів такі, що дизель близько 30...35% часу працює в номінальному режимі навантаження і до 35% в холостому режимі, коли потужність дизеля витрачається лише на привід допоміжних механізмів тепловоза та на власні потреби тепловоза. Досвід експлуатації серійних магістральних тепловозів свідчать про те, що системи охолодження силових установок не забезпечують раціональних значень температури теплоносіїв у всьому діапазоні режимів роботи тепловоза. Це пов'язано не лише з конструктивними особливостями системи охолодження, але й з не кваліфікованим обслуговуванням та експлуатацією.

Наприклад, у холодну пору року при роботі дизеля в режимі холостого ходу і не на повну потужність, яка є близькою до режиму холостого ходу, температура

									Арк.
									9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.226585.000.03КР.ПЗ

теплоносіїв часто виявляється значно нижче допустимої. При роботі тепловозів без навантаження і температурі навколишнього повітря  $-10^{\circ}\dots+15^{\circ}\text{C}$  температура води і масла змінюється в межах  $50\dots75^{\circ}\text{C}$ . При більш низькій температурі повітря слід очікувати зменшення температури води і масла ще на  $10\dots15^{\circ}\text{C}$  [2].

Сумарні втрати теплоти можуть перевищувати порівняно невеликі тепловиділення в дизелі і приводити до значного зниження температури теплоносіїв в процесі експлуатації, а також ускладнювати процес прогріву силової установки на стоянці.

Це все викликає необхідність подальшої модернізації та вдосконалення конструкції охолоджувальних пристроїв, що в свою чергу вплине на економічність, потужність і довговічність дизелів значною мірою визначаються тепловим режимом їх роботи [3].

Для кожного конкретного типу двигуна існують свої оптимальні значення температури теплоносіїв в системі охолодження дизеля. Тому, система автоматичного регулювання температури (САРТ) теплоносіїв повинна підтримувати задані оптимальні рівні температури при роботі тепловоза на режимі холостого ходу, часткових навантаженнях та повній потужності [4].

Тому головною метою роботи є покращення ефективності роботи системи охолодження тепловоза.

									Арк.
									10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226585.000.03КР.ПЗ				

# 1 ВИМОГИ ДО ТЕПЛОВОЗНИХ ДИЗЕЛІВ ЗГІДНО НОРМ ІНТЕРПОРАБЕЛЬНОСТІ

## 1.1 Область застосування нормативних документів

Вимоги до дизеля, як енергетичної силової установки тепловоза чи дизель-поїзда регламентуються закордоном регламентується основним нормативним документом «Analysis of the basic parameters for maintaining the technical and operational compatibility of the 1520 mm and 1435 mm gauge rail systems at the commonwealth of independent states (cis)-european union (eu) border. Subsystem: rolling stock. Locomotives and multiple units.» Document prepared by the OSJD-ERA Contact Group

**Область застосування документа.** Цей документ підготовлено спільною контактною робочою групою експертів «Організації співпраці залізничних доріг» (далі ОСЗД) та «Європейського залізничного агентства» (далі ЄЗА) в рамках співробітництва вищезгаданих організацій щодо аналізу взаємозв'язків між залізничними системами такими, що не входять до ЄС, з шириною колії 1520 мм (1524 мм для Фінляндії) згідно з підписаним ними Меморандумом на 2008 рік та наступні роки.

З боку ОСД дана робота проводилася на основі програми дій на 2008 та наступні роки.

З боку ЄЗА дана робота проводилася в рамках Мандата, отриманого Агентством для розробки третьої групи Технічних Специфікацій Інтероперабельності (ТСІ).

Контактна група провела аналіз існуючих технічних специфікацій підсистеми «Рухомий склад. Локомотиви та моторвагонний рухомий склад» залізничної системи колії 1520 мм і встановила параметри, що є визначальними, для збереження сумісності залізничної системи колії 1520 мм на кордоні СНД-ЄС. Проведений аналіз обмежений технічними та експлуатаційними аспектами залізничної системи. Цей аналіз не включає високошвидкісний рух (понад 200 км/год).

Даний документ відображає технічні вимоги до вищевказаних параметрів,

									Арк.
									11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.226585.000.03КР.ПЗ

встановлені чинними на просторі колії 1520 нормативними актами, та наводить порівняння цих вимог із цільовими значеннями, встановленими для «основних параметрів» залізничної системи колії 1435 мм проектом ТСІ «Рухомий склад. Локомотиви та пасажирський рухомий склад», що створюється згідно з Директивою про «Інтероперабельність європейської системи звичайних залізниць».

Формулювання, використані в цьому документі, покликані не тільки відобразити, але, в міру можливості, і узагальнити технічні вимоги, що діють у різних державах. Формулювання, використані в цьому документі, не можуть бути використані як нормативне посилання.

Матеріал (технічна інформація) документа може стати основою для відображення «основних параметрів» системи 1520 мм у ТСІ ЄС з метою збереження існуючої технічної сумісності системи 1520 мм на кордоні СНД-ЄС.

## **1.2 Дизельні та інші теплові тягові одиниці (Diesel and other thermal traction system)**

### **1.2.2. Вихлопні гази від двигунів (Exhaust emission Directive)**

На сьогоднішній день вимоги до цього параметра у всіх країнах є різними. В Україні застосовуються стандарти системи 1520 мм, тоді як у країнах Євросоюзу застосовуються Європейські стандарти. Цей параметр вимагатиме додаткового вивчення під час внесення системи 1520 мм у ТСІ.

Для України дані показники регламентуються технологічними інструкціями випробувань та контролю РС. Розробляється стандарт України «Викиди шкідливих речовин та димність відпрацьованих газів магістральних та маневрових тепловозів».

Для Латвії, Литви та Естонії. Хімічний склад і кількісні норми викиду хімічних сполук у вихлопних газах нормуються відповідними директивами Євросоюзу та національним законодавством, що ґрунтується на них. Хімічний склад і кількісні норми викиду хімічних сполук у вихлопних газах нормуються відповідними директивами Євросоюзу та національним законодавством, що ґрунтується на них.

									0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
										12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Польща. Нормативів немає. Модернізація або купівля нових дизельних локомотивів - згідно з Директивою ЄС про рівні вихлопних газів.

Перелік основних нормативних документів різних країнах представлено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 –Ці вимоги затверджено такими документами:

Країна	Нормативний документ
Латвія	Правила Кабінету Міністрів №1047 від 27.12.2005 «Правила про емісію забруднюючих речовин у повітрі від двигунів внутрішнього згорання мобільної техніки, не призначеної для автомобільних доріг» Директиви 97/68, 2001/63, 2002/88, 2004/26, 2006/105
Литва	Наказ Міністра довкілля від 24 грудня 2003 р. № 715 «Про затвердження методики LAND 18-2003/М-03 оцінки забруднень, що викидаються в навколишнє повітряне середовище з локомотивів та дизель-поїздів»
Польща	Директива 2001/95/ЄС про загальну безпеку продукції. The General Product Safety Directive (GPSD) EN Standards, європейські стандарти
Словаччина	Директива 2001/95/ЄС про загальну безпеку продукції. The General Product Safety Directive (GPSD) EN Standards, європейські стандарти
Україна	Технологічними інструкціями випробувань та контролю ПС ДСТУ 32.001-94 «Викиди забруднюючих речовин із відпрацьованими газами тепловозних дизелів. Норми та методи визначення»

### 1.2.3. Зовнішній шум від працюючого двигуна

Україна. У відповідності з ГОСТ Р50951, НБ-02-98 і НБ04-98 гранично допустимий рівень зовнішнього шуму, що створюється тепловозом, дизель-

										Арк.
										13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.226585.000.03КР.ПЗ

поїздом, рейковим автобусом або автомотресою при русі зі швидкістю, що дорівнює 2/3 конструкційної, в режимі тяги менше 2/3 тягової потужності, на відстані 25 м від осі колії має бути не більше:

- при русі безстиком шляхом 84 дБА;
- при русі ланковим шляхом 87 дБА.

Польща. Регламентується наступними нормативними документами:

- PN-EN ISO 3095:2005
- PN-K-11000:1992
- TSI NOISE

#### **1.2.4. Вимоги до дизельного палива**

Україна. Для живлення дизелів використовується паливо марки «Л» (літнє) та «З» (зимове) відповідно до ГОСТ 305-82.

Польща. Регламентується наступним нормативним документом PN-EN 590+A1:2010.

#### **1.2.5. Питання підготовки води**

Україна. Якість води для заправки систем охолодження тепловозів та дизель поїздів повинна відповідати інструкції №ЦТ НС-50 «Інструкція щодо приготування води для охолодження двигунів тепловозів та дизель поїздів».

Польща. Розпорядження міністра охорони здоров'я від 29.03.2007 «Вимоги щодо якості питної води» - ROZPORZĄDZENIE MINISTRA ZDROWIA<sup>1)</sup> z dnia 29 marca 2007 r. w sprawie jakości wody przeznaczonej do spożycia przez ludzi<sup>2)</sup> (Dz. U. Z dnia 6 kwietnia 2007 r.)

										0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
											14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

## Висновок до розділу

З кожними роком все більш жорсткими стають екологічні норми до транспортних засобів, в тому числі і залізничного РС. Зі збільшенням перевізної роботи без оновлення рухомого складу зростає і навантаження на енергетичну силову установку тепловозів (у випадку тепловозної тяги). В свою чергу дизель споживає більше палива, збільшується кількість шкідливих викидів та збільшується теплове навантаження на елементи дизеля що призводить до збільшення відбору потужності на охолодження дизеля та привід вентиляторів. Тому, далі в роботі пропонується приділити увагу більшій ефективності системі охолодження тепловозних дизелів, що призведе значної економічної та екологічної ефективності.

										Арк.
										15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226585.000.03КР.ПЗ					





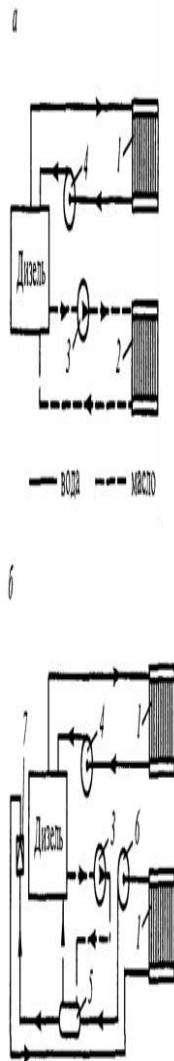


Рисунок 2.1 – Схеми охолоджувальних пристроїв:

1 – водоповітряні радіатори; 2 – маслоповітряні радіатори; 3 – масляний насос;  
4, 6 – водяні насоси; 5 – водомасляний теплообмінник; 7 – охолоджувач наддувального повітря

Охолодження масла проміжним теплоносієм (водою) зменшує загальні розміри радіатора у тепловоза та сприяє більш стійкій температурі масла, що важливо при змінних режимах роботи дизеля. Обидві схеми включають масляний 3 і 4 водяний насоси в першій схемі і відповідно 3 і 4, 6 - в другій. Наддувочне повітря зазвичай охолоджується в повітроохолоджувачі 7 (рис. 4.2, б) водою як проміжний теплоносій. На дослідних тепловозах ТЕП75 та ТЕ136 застосовано охолодження повітря у повітроповітряному теплообміннику.

									0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						18

## 2.3 Розміщення основних частин охолоджуючих пристроїв

Охолоджуючі пристрої тепловозних дизелів (радіатори, вентилятор та його привід) займають зазвичай частину кузова тепловоза, яка називається шахтою холодильника (рис. 2.2, а), в бічних стінках якої розміщуються повітрязбірники – поворотні жалюзі 1 і секції радіаторів - водяні 2 і масляні 3 (у тепловозів 2ТЕ10Л перших випусків). У тепловозів 2ТЕ10В та 2ТЕ10Л з водомасляним охолодженням секції 3 також водяні. Охолоджувальні рідини збираються в колекторах 9. У центрі камери розміщується осьовий вентилятор 4. Внутрішня частина камери обмежена похилими стінками 8, які, стуляючись з горизонтальним листом 7, утворюють арку (шахту) для проходу до торцевих дверей секції.

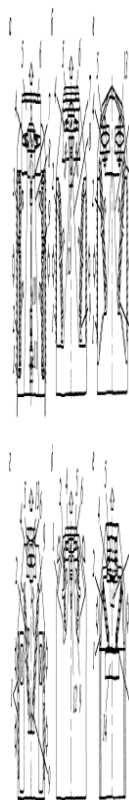


Рисунок 2.2 – Схеми розміщення радіаторів на тепловозах:

а – 2ТЕ10В; б – ТЕП70; в – 2ТЕ116; г – ТЕ109; д – ТГ16; е – ТЕРА1;

1 - бічні поворотні жалюзі; 2 - водяна секція радіаторів; 3 - масляна секція радіаторів;  
4 - осьовий вентилятор; 5 - диф-фузор; 6 - верхні поворотні жалюзі; 7 - горизонтальний лист;  
8 - похилі стінки; 9 - колектор; 10 - карданний вал; 11 - редуктор; 12 - індивідуальний  
гідростатичний привід; 13 - електричний привід; 14 - термоізований водяний бак.

									0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						19



контур - в задній (24 шт.) і в передній (6 шт.) її частинах. У передній частині шахти (ліва сторона) встановлена одна секція масляна 5 типу МВ12 для охолодження масла гідроприводу вентилятора. Кожен контур циркуляції обладнано водяними насосами 6,11. У першому контурі циркуляції охолоджується вода дизеля, у другому - вода, що охолоджує масло в теплообміннику 7,9 і повітря в охолоджувачі наддувного повітря 10. Вгорі шахти розташовуються два осьові вентилятори 1 типу УК-2М. Через жалюзі бічних стінок вентилятори закачують повітря, яке надходить через секції радіаторів і викидається вгору через жалюзі, розташовані на даху.

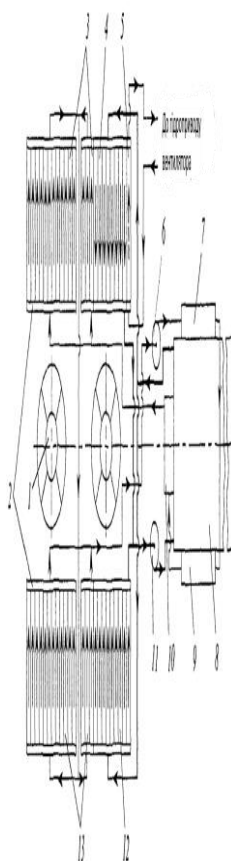


Рисунок 2.3 – Схема охолоджуючого пристрою тепловоза ТЕП70:

1 – осьовий вентилятор; 2 – нижні колектори; 3, 13 – секції радіаторів другого контуру; 4, 12 – секції радіаторів першого контуру; 5 – секція охолодження олії гідроприводів вентилятора; 6, 11 – водяні насоси другого і першого контурів; 7,9 – водомасляні теплообмінники; 8 – дизель; 10 – охолоджувач наддувного повітря

										Арк.
										21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226585.000.03КР.ПЗ					

Таблиця 2.1 – Технічні дані охолодних пристроїв тепловозних дизелів

‘Найменування	ТЕП70	2ТЕ121	2ТЕ116	2ТЕ10М	М62	ТЕМ7	ТЕМ2У	ТГМ6А	ТГМ23	ТУ7А	ТГМ61
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Типи та кількість теплообмінних апаратів:											
Першого контуру	НД12-17	ВС12-16	ВС12-15	ВС12-14 НД5-14НД	ВС12-15	ВС12-11	ВП12-16	ВП12-13	ВП12-10	ВС12-5	ВС5-7
Другого контуру	ВС12-30	НД12-30	ВС12-25	12-24 ВС5-24	ВС12-15	ВП12-6	ВП12-9	-	-	-	-
Масла дизеля	МОД-2	МОД-2	Мод-1	Мод-1	Мод-1	МОД-2	МВ12-6	Мод-1	Мод-1	МВ5-2	МВ12-1
Масла гідропередачі	-	-	-	-	-	-	-	МОП-1	МОП-1	МВ5-6	МВ12-2
Наддувного повітря	ВО-1	ВО-1	ВО-2	ВО-1	ВО-1	ВО-1	ВО-П	ВО-1	-	-	-
Тепловідведення, кВт:											
Сумарний	2185	2185	1615	1955	1095	1132	550	638	250	272	191
Від води дизеля	1070	1070	780	955	700	615	427	302	157	180	134
Від масла дизеля	535	535	425	605	395	290	75	93	13	20	13
Від наддувного повітря	580	580	410	395	-	227	48	128	-	-	-
Від масла гідропередачі	-	-	-	-	-	-	-	115	80	72	44
Номінальні витрати, м <sup>3</sup> /год:											
Води першого (другого) контурів	80 (80)	80 (80)	-	150 (100)	75(75)	80(80)	90(20)	40(40)	12-15	12,7	-
Масла дизеля	-	2x100	-	120-130	56	95	24	55	1,8-2,3	2,4	-
Масла гідропередачі	-	-	-	-	-	-	-	30	12	25	-

## Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Максимально допустимі температури теплоносія, °С											
Води дизеля	105	96; 106	90; 106	92	90	96	88	95	105	95	105
Масла дизеля	87	88	88	86	73	85	80	85	110	110	105
Води при виході з 2-го контуру	68	69	70	65	-	68	35(40)	65	-	-	-
Масла гідропередачі	-	-	-	-	-	-	-	115	110	110	110
Навколишнього повітря	40	40; 45	40; 45	40	40	40	40(55)	40	55	40	40

На тепловозі передбачено автоматичне керування відкриттям та закриттям жалюзі для захисту радіаторних секцій від переохолодження. Взимку, щоб уникнути розморожування секцій повітря через спеціальні люки засмоктується з машинного відділення. При цьому бічні жалюзі закриваються, а верхні можна відкрити.

### 2.4 Конструкція, параметри та розрахунок водоповітряних та маслоповітряних секцій радіаторів

Радіатори тепловоза призначені для відведення теплоти від води та масла в атмосферу. Їх збирають з окремих стандартних секцій, об'єднаних колекторами, що підводять і відводять. Застосування стандартних водоповітряних та маслоповітряних секцій для виготовлення радіаторів тепловозів різної потужності знижує собівартість їх виробництва та спрощує тепловий розрахунок радіатора, оскільки можна використовувати експериментальні залежності, отримані при випробуваннях обмеженої кількості типів секцій.

Водоповітряну секцію радіатора (рис. 2.4) виконують із плоскоовальних безшовних трубок 6, виготовлених з латуні марки Л96 ГОСТ 15527-70. Плоскоовальним трубкам надають переріз обтічної форми, тому їх аеродинамічний опір потоку повітря значно менше, ніж у круглих. Трубки із зовнішніми розмірами

												Арк.
												23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								

0032.226585.000.03КР.ПЗ

19,5x2,2 мм і товщиною стінки 0,55 мм розташовані в шаховому порядку у напрямку потоку повітря, так як при шаховому розташуванні коефіцієнти тепловіддачі від поверхні трубок до повітря вищі, ніж при коридорному.

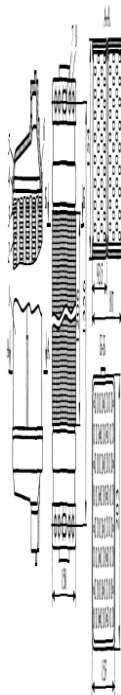


Рисунок 2.4 – Водоповітряна секція радіатора:

1 – бічний щиток; 2 – охолодна пластина; 3 – підсилювальна пластина;  
4 – ґрати; 5 – корпус; 6 – плоска трубка; 7 – отвір для протоки води; 8 – отвір для кріпильної шпильки

Кількісною характеристикою процесу передачі теплоти теплообмінниках є коефіцієнт теплопередачі. Для секцій радіаторів з оребреними поверхнями коефіцієнт теплопередачі  $Вт/(м^2 \cdot К)$ , віднесений до зовнішньої поверхні, що омивається повітрям:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda}\right) \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.1)$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до рідини,  $Вт/(м^2 К)$ ;

$\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубок до повітря,  $Вт/(м^2 К)$ ;

											0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								24

$\delta$  – товщина трубки секції, м;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·К);

$F_1$  і  $F_2$  – площа поверхні, що омивається відповідно рідиною та повітрям, м<sup>2</sup>.

Вода, що застосовується в якості теплоносія, характеризується високим значенням коефіцієнта тепловіддачі ( $\alpha_2=4650\dots6400$  Вт/(м<sup>2</sup>·К)) порівняно з охолоджуючим теплоносієм — повітрям [ $\alpha_2=58\dots175$  Вт/( м<sup>2</sup>·К)]. Тому у всіх водоповітряних теплообмінників з боку, що омивається повітрям, додатково обривається поверхні охолодження, що знижує термічний опір «повітряної» сторони.

У водоповітряних секціях радіаторів роль колективного ребра виконують мідні охолоджувальні пластини 2 (рис. 2.4) товщиною 0,1 мм, припаяні до трубок. Товщина кінцевих пластин 0,6 мм, що сприяє більш точному взаємному розташуванню трубок. Кінці трубок вставляють в отвори в мідних решітках 4, розвальцьовують і припаюють. Трубні решітки, з'єднані пайкою або зварюванням зі сталевими корпусами 5, утворюють колектори секцій радіатора (коробки). Для з'єднання з колектором радіатора в кожній коробці робляться 7 отвори для проходу води і 8 для кріпильних шпильок. Виготовлену секцію випробовують гідравлічно тиском 0,3 МПа.

На тепловозах застосовують водоповітряні секції з кроком ребра (відстанню між охолодними пластинами) 2,3 мм. Застосування більш прогресивної технології з'єднання елементів (пайка способом спікання замість занурення в розплавлений припій), зміна конструкції бічних щитків 1 (прямі замість загнутих) та зменшення кроку ребра (у порівнянні з кроком ребра секцій 2,83 мм) збільшує поверхню охолодження секцій повітрям, переріз для проходу повітря та одночасно зменшує масу секцій при однакових розмірах.

Коефіцієнт теплопередачі серійних водяних секцій залежить головним чином від величини коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_{вз}$  поверхні секції до повітря, що омиває її. При швидкостях повітря 7...12 м/с коефіцієнт  $K=58\dots81$  Вт/(м<sup>2</sup> К).

									0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
										25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Серійні маслоповітряні секції за конструкцією незначно відрізняються від водоповітряних. У маслоповітряних секціях застосовують трубки зі збільшеним живим перерізом для проходу рідини, що зумовлено значно більшою в'язкістю масла. Трубки розташовані в коридорному порядку за напрямом потоку повітря, і крок ребра пластин збільшений до 3,28 мм. Таке розташування трубок викликане прагненням знизити аеродинамічний опір секцій зі збільшенням поперечного перерізу трубок. Збільшення відстані між пластинами ребра і зменшення їх числа теж знижують аеродинамічний опір. Для маслоповітряних секцій це цілком виправдано, так як теплопередача в них обмежена внаслідок низького коефіцієнта тепловіддачі з боку масла, а не з боку повітря. Для маслоповітряних секцій коефіцієнт теплопередачі дорівнює 21...25 Вт/(м<sup>2</sup> К), що пояснюється низьким значенням коефіцієнта тепловіддачі від масла до внутрішньої поверхні трубок, так як перебіг рідини в них ламінарний.

Існує розроблена конструкція маслоповітряних секцій, у трубках яких встановлені турбулізатори (рис. 2.5). Турбулізатор (завихрювач) застосовується для збільшення часу теплопередачі від розпечених димових газів до металевих поверхонь теплообмінника. Таким чином, ефективність теплоснімання значно зростає. ККД казана підвищується. Особлива конструкція турбулізатора влаштована таким чином, щоб притискати потоки ламінарних газів до поверхні стінок теплообмінника. Працюючи в агресивному середовищі, конструкція турбулізаторів зазнає значного впливу руйнівного характеру.

Застосування цієї конструкції підвищило коефіцієнт теплопередачі секцій у 2-2,5 рази. При ламінарному русі рідини інтенсивність теплопередачі невелика, при переході в область турбулентного режиму вона значно зростає. Для масел, що мають велику в'язкість, здійснення турбулентного режиму збільшенням швидкості потоку нездійсненно. Критичні швидкості для них настільки великі, що їх практично не можна здійснити внаслідок великих гідравлічних опорів. Тому в маслоповітряних секціях використовують штучну турбулізацію потоку масла зигзагоподібними пластинами, що вставляються всередину трубок.

Основні характеристики водо- та маслоповітряних секцій наведені в табл. 4.6.

						0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
							26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

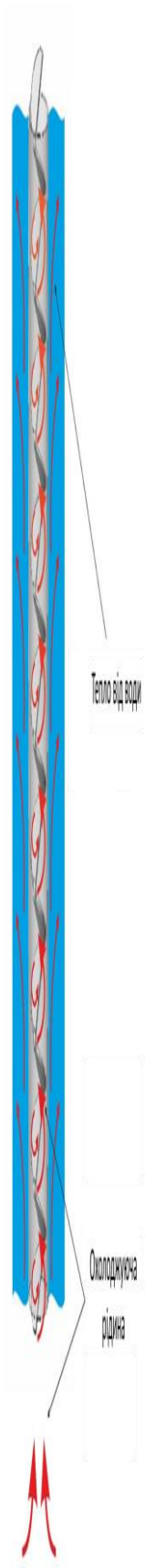


Рисунок – Конструкція турболізатора

					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Таблиця 2.2 – Характеристики водо- та маслоповітряних секцій радіаторів

Параметр	Водяна секція				Олійна секція	
	ВП12	ВС12	ВС7	ВС5	МВ12	МВ5'
Відстань між центрами отворів кріплення, мм	1356		860	686	1356	686
Поверхня теплообміну, мм:						
висота	1206		710	535	1206	535
ширина	152,5				152,5	
глибина	187				197	200
Розміри трубок, мм	19,5x2,2				13,5x2,9	25,4x3,5
Товщина стінки, мм	0,55				0,55	0,50
Крок розташування трубок, мм:					14	
по фронту	16					
по глибині	22				24	31
Розташування трубок у секції	Шахове				Коридорне	
Число рядів трубок поглибині	8				8	6
Число трубок у секції, шт	68				80	58
Пластини оребрення:						
крок, мм	2,83	2,3			3,28	
товщина, мм	0,1				0,1	
число у секції	422x2	525x2	302x2	232x2	364x2	159x2
Живий переріз для проходу, м <sup>2</sup> :						
повітря	0,1361	0,149	0,0786	0,0662	0,1135	0,04884
рідина	0,00132			0,00132	0,00336	
Поверхня теплообміну, омивається повітрям, м <sup>2</sup>	21,0	29,60	16,9	13,1	19,3	8,66
Поверхня теплообміну омивається рідиною, м <sup>2</sup>	3,04		1,77	1,35	3,76	-
Маса секції, кг	45,65	42,25	27,8	24,55	48,0	30,7

В експлуатації відбувався великий вихід з ладу маслоповітряних радіаторів. При заводських ремонтах число дефектних маслоповітряних секцій було понад 50%. Причина в тому, що при роботі тепловозів у номінальному режимі внаслідок значної в'язкості масла та суттєвої її залежності від температури тиск у секціях досягав 0,4...1 МПа, а при пуску 1,2...1,4 МПа. Крім того, різниця температур першого та останнього по потоку повітря рядів трубок у зимових умовах дорівнювала 50 °С. Тому виникали складні циклічні деформації, які призводили зрештою до появи тріщин і підтікання масла.

										Арк.
										28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226585.000.03КР.ПЗ					

Внаслідок низької надійності маслоповітряних секцій у сучасних тепловозах для охолодження мастила дизеля їх не встановлюють, а застосовують системи охолодження з проміжними водомасляними теплообмінниками. У цих систем більш висока надійність, тому що виключається вплив низьких температур навколишнього повітря безпосередньо на мастила, і, отже, нижчі витрати на їх експлуатацію та ремонт.

#### 2.4.2. Тепловий розрахунок радіатора

Метою проектного розрахунку радіатора є визначення необхідного числа секцій для забезпечення заданої теплорозсіюючої здатності, а також температур рідини, що охолоджується, і повітря на виході з радіатора. Розрахунок ведуть із використанням рівнянь теплопередачі

$$Q = KF_c \Delta t ; \quad (2.2)$$

та теплового балансу

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2} (t_1' - t_1''), \quad (2.3)$$

де  $Q$  – кількість теплоти, що передається в одній секції радіатора від рідини, що охолоджується (води, масла) до охолоджуючого повітря, Вт;

$K$  – коефіцієнт теплопередачі секції, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$F_c$  – розрахункова поверхня теплообміну однієї секції, м<sup>2</sup>;

$\Delta t$  – середній температурний натиск у межах секції між рідиною та повітрям,

С;  $G_1$ , і  $G_2$  – витрата відповідно рідини та повітря через секцію радіатора, кг/с;

$c_{p1}$  і  $c_{p2}$  – середні в межах секції питомі теплоємності (при постійному тиску) відповідно рідини та повітря, Дж/(кг К);

$t_1'$  і  $t_2'$  – температура відповідно рідини та повітря на вході до секції, °С;

$t_1''$  і  $t_2''$  – температура відповідно рідини та повітря на виході з секції, °С.

Використовуючи рівняння (2.2) та (2.3), обчислюють лише два невідомі, тоді як при проектуванні нового радіатора їх значно більше. Тому визначення всіх

									Арк.
									29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226585.000.03КР.ПЗ				

шуканих величин доводиться залучати додаткові дані і використовувати метод ітерацій.

При тепловому розрахунку тепловозного радіатора, що збирається з секцій, що серійно випускаються, основою розрахунку є значення коефіцієнта теплопередачі, отримані в результаті експериментальних досліджень відповідних секцій і узагальнені у вигляді критеріальних рівнянь. Після обробки численних експериментальних даних теплопередачі водоповітряних секцій отримано узагальнене критеріальне рівняння:

$$K_i = A Re_{вз}^n Re_{вд}^{n_1} \theta^p, \quad (2.4)$$

де  $Re_{вз}$  – Критерій Рейнольдса для повітряного потоку;

$Re_{вд}$  – Критерій Рейнольдса для потоку води в трубках секції;

$\theta$  – температурний фактор;

$n, n_1, p$  – постійні, що визначаються експериментально (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Значення експериментальних постійних серійних секцій (при  $Re_{вд} > 3800$ )

Крок ребра секції, мм	$Re_{вз}$ 3 для потоку повітря	$A$	$n$	$n_1$	$p$
2,83	1100...2300	0,007797	0,646	0,095	0,178
	Понад 2300	0,022	0,646	0,095	0,178
2,3	1100...2300	0,008727	0,78	0,095	0,08
	Понад 2300	0,02464	0,646	0,095	0,08

Для водоповітряних секцій з кроком ребра 2,83 мм гідравлічний діаметр повітряної сторони  $d_r=4,56 \cdot 10^{-3}$  м, а для секцій з кроком ребер 2,3 мм  $d_r=3,8 \cdot 10^{-3}$  м. Для всіх стандартних водоповітряних секцій гідравлічний діаметр трубок  $d_{гвд}=20,98 \cdot 10^{-3}$  м. Щоб спростити методику теплового розрахунку радіатора, фізичні параметри повітря і води приймають за її температури на вході в секцію, а коефіцієнт теплопередачі відносять до середньоарифметичного значення температурного напору.

Значення експериментальних постійних (табл. 2.3), які входять у рівняння (2.4),



номінальних режимах роботи дизелів. Подачу насосів, температуру води та масла на виході з дизеля встановлюють при проектуванні дизелів, враховуючи допустиме нагрівання води та масла в двигунах. При проектуванні радіатора тепловоза ці дані беруть з технічної характеристики відповідного дизеля, при цьому приймають за розрахункову температуру зовнішнього повітря 40 °С, а для тепловозів, що експлуатуються в районах з жарким кліматом, їх холодильники розраховують на температуру навколишнього повітря 45 °С.

Перед розрахунком вибирають кількість основних контурів циркуляції води та приймають послідовність включення секцій радіатора у кожному контурі циркуляції. У більшості вітчизняних тепловозів застосовують паралельне включення секцій у потік води, що охолоджується. При такому включенні режими роботи всіх секцій практично однакові, і температурні натиски між теплоносіями є найбільшими.

Тепловий розрахунок радіатора виконують окремо кожного з основних контурів циркуляції.

									Арк.
									32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226585.000.03КР.ПЗ				

### 3 АНАЛІЗ РОБІТ ПО УДОСКОНАЛЕННІ ССТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛІВ

#### 3.1 Огляд і аналіз причин зниження теплорозсіювальної здатності охолоджувальних пристроїв

Причин, за якими відбувається падіння продуктивності теплорозсіювальної здатності (ТРЗ) охолоджувальних пристроїв (ОП) тепловоза, кілька. Найпоширеніша з них – це забруднення та утворення накипу на поверхні секцій радіатора з боку охолоджувальної рідини. Крім цього до зниження ТРЗ ОП наводять наступні причини:

- забруднення поверхні охолодження секцій радіаторів;
- заміна штатних секцій на менш ефективні, які менш схильні до забруднення секції типу;
- вилучення частини секцій радіатора з потоку охолоджувальної рідини або заповітрювання у шляху слідування тепловоза;
- замяття пластин секції;
- відсутність або неналежна установка гкрмитизації шахт холодильника після ремонту;
- неповне відкриття жалюзей;
- експлуатація тепловоза в теплу пору року з утеплювальними щитами;
- погіршення аеродинамічних характеристик вентиляторних установок, викликане порушенням геометрії лопаток вентиляторного колеса чи зміни кута атаки лопатей;
- дефекти в роботі приводів вентилятора;
- несправності в роботі систем автоматичного регулювання температур теплоносіїв (САРТ).

Зазначений перелік дефектів має ймовірність перегріву теплоносіїв дизеля під час руху тепловоза зі складом, а також прямує до перевитрати палива на роботу системи охолодження і, перш за все, на привід вентилятора [11].

									Арк.
									33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.226585.000.03КР.ПЗ

Зазначений перелік дефектів підвищує імовірність перегріву теплоносіїв дизеля під час перевезення тепловоза зі складом, а також призвести до перевитрати палива на функціонування системи охолодження і, перш за все, на привід вентилятора [11].

**Забруднення внутрішніх порожнин секцій радіаторів.** Така відмова обумовлена наявністю в хімічному складі охолоджувальної рідини сторонніх домішок. У початковій стадії забруднення на стінках трубок відкладається шлам, який представляє собою продукти корозії й накипу, які утворюються в різних частинах СО тепловоза і переносяться потоками охолоджувальної рідини. При цьому площа перетину секцій змінюється незначно, отже в цей період забруднення важко визначити. Проте, мале відкладення шламу чи продуктів накипно-корозійних відкладень на стінках призводить до значного підвищення термічного опору відводу тепла, як наслідок, до виходу з ладу радіатора. Утворення шару накипу 0,3...0,5 мм призведе до падіння коефіцієнту теплопередачі приблизно в 3,5 рази [12]. Дана величина забруднення буде досягнута лише за один рік при концентрації в охолоджувальній рідині бікарбонату кальцію на рівні 1,0-1,5 мг-екв/л.

Коли дефект виявляється, то стан секцій є такий, що експлуатація тепловоза вже тривалий не є економічно вигідною. По довжині трубки шлам відкладається не завжди рівномірний шаром – більш інтенсивне забруднення трубок спостерігається на їх краях. При чому, при вході потоку охолоджувальної рідини в основному, великі механічні включення, що призводять до закупорки трубок. На виході потоку охолоджувальної рідини все по інакшому, спостерігаються відкладення на крайках і стінках у вигляді дрібнодисперсного накипу.

До закупорки перетину такі відкладення не призведуть, але, накопичують по всій довжині трубки, призводять до значної втрати теплопередачі.

**Забруднення зовнішніх поверхонь секцій радіаторів.** Таке забруднення відбувається, здебільшого, пухом з дерев та рослин, землею, брудом, пилом а також піском. Не рідкі випадки забруднення зовнішніх поверхонь продуктами неповного згоряння палива. При значному зносі ШППГ (шатунно-поршневої групи) в

									Арк.
									34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.226585.000.03КР.ПЗ

відпрацьованих газах дизеля починає зростати концентрація продуктів неповного згоряння палива, масла, що викидаються далі в атмосферу. При значній швидкості тепловоза, чи при зустрічному, боковому чи попутному вітрі, відпрацьовані гази разом з продуктами неповного згорання огортають кузов тепловоза і засмоктуються вентилятором холодильника. В результаті відбувається забруднення зовнішніх пластин радіаторів.

Найпоширеніша причина забруднення – закупорка продуктами корозії. Найбільш часто негативному явищу схильна частина радіаторів холодного контуру тепловоза 2ТЕ116, розташованих з другого боку основного блоку. Робота по очищенню паровідвідних трубок повинна виконуватися при ПР або КР тепловоза, але як досвід показує, це відбувається не завжди.

Друга причина – прорив відпрацьованих газів дизеля в водяну систему. Це найбільш часто зустрічається на дизелях серії 10Д100 тепловоза 2ТЕ10М.

Підтікання охолоджувальної рідини спостерігаються з підкладок та тріщин в трубках, а також в місцях з'єднання трубок з трубними заглушками і колекторами.

Підтікання по прокладкам виникають також і через недостатні затяжки болтових з'єднань кріплення секції, а також при відсутності достатньої щільності привалочних поверхонь секцій радіаторів та загальних колекторних блоків радіаторів.

Замерзання зменшує швидкість охолоджувальної рідини в трубках, і пов'язане із забрудненням внутрішніх поверхонь. Поява тріщин в трубках в обумовлено, в основному, порушенням технології їх пайки з трубними коробками [14]. Занкозмінні температурні режими при експлуатації локомотива призводять до перегріву трубок. В результаті під дією температурних і вібраційних навантажень відбувається руйнація металу по границях. Тріщини, здебільшого, розташовані між трубної решіткою та підсилювальної пластиною. Тріщини мають поперечну характеристику. Тріщини в колекторах найчастіше спостерігаються у біля колекторів і обумовлені особливістю їх конструкції.

Поява свищів в кришках колекторів характерно для секцій зі штампозварними колекторами. Під впливом корозії, природа якої різна і вимагає

										Арк.
										35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.226585.000.03КР.ПЗ

окремого вивчення, на внутрішніх порожнинах кришок з часом утворюються раковини, а згодом і наскрізні отвори. Тривалість утворення дефектів залежать від багатьох факторів, таких як положення секції, від місця розташування в блоці радіатора (найбільш характерно для секцій, віддалених від входу і виходу охолоджувальної рідини), від якості металу, застосованого при виготовленні кришок та ін.

Підтікання по припою, що з'єднують труби з трубними коробками і трубну коробку з колектором, вони пов'язані з порушенням технології пайки при виготовленні радіатора.

**Втрата частини поверхні теплообміну.** Після виконання ремонту радіаторів з забиранням з колекторів їх теплорозсіювального потенціалу знижується поверхня теплообміну, яка відбувається, по-перше, внаслідок зменшення довжини трубок (з 1200 мм до 1145 мм або до 5%), по-друге, за рахунок заглушки частини трубок. Сумарні втрати теплорозсіювальної здатності можуть досягати 15% [15].

**Зам'яття передніх кромок охолоджувальних пластин.** Зам'яття передніх кромок охолоджувальних пластин призведе до збільшення аеродинамічного опору вентиляційної установки, наслідок – зниження її продуктивності.

Зам'яття кромок, здебільшого, спостерігаються при переміщенні і заводському монтажу секції. Найбільше зам'яття спостерігається з боку шахти холодильника, особливо, якщо секції розташовані під кутом. На них нерідко наступають, використовують як упор або підставку для ремонту і обслуговування вентиляційних установок. У міру проходження тепловозом ремонтів і ТО площа таких зам'яття збільшується.

Окрім зниження витрати повітря пошкоджені радіатори зам'яття призводять до викривлення результатів при проведенні термографування за допомогою тепловізорів. В результаті надходить хибний сигнал про те що секція має неприпустиме забруднення внутрішніх порожнин і потрібна її очистка, в той час як стан трубок у неї є задовільним. Вигнуті охолоджувальні пластини виправляється тільки при ПР і КР тепловозів.

						0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			36

**Відсутність або дефекти в установці ущільнень блоків радіаторів.**

Відсутність або дефекти в установці ущільнень секцій радіаторів спостерігаються після другого або третього ремонтів в обсягах ТР-3 і КР-1. Причина полягає у порушенні технології ремонту. Ущільненню не приділяють особливо значної уваги. Тому зниженням витрати охолоджувального повітря крізь фронт радіаторів, пов'язані з відсутністю ущільнень. При відсутності ущільнень частина повітря може йти повз блоку радіатора.

**Неповне відкриття верхніх або бічних жалюзі.** Неповне відкриття жалюзі відбувається через неправильне регулювання ходу поршня приводів або розрегулювання в процесі експлуатації тепловоза.

**Експлуатація локомотива з недемонтованими утеплювальними щитами.** Експлуатація тепловозів всіх серій в літню пору року з недемонтованими утеплювальними щитами зустрічається в зв'язку з великою складністю робіт по зняттю і зворотному їх монтажу, а також з проблемами забезпечення умов зберігання та обліку демонтованих щитів. Взаємозамінність щитів знаходиться на відносно низькому рівні, щити, зняті з одного тепловоза, найчастіше, не вийде встановити на інший без проведення додаткових непланових допрацювань. Ідентифікація приналежності щитів «кожному» тепловозу вимагає здійсненню обліку з особливою скрупульозністю, що не завжди є можливо. Надійність приводу підйому жалюзей невисока і вже після повторного монтажу часто, механізм стає непрацездатним. У той же час щити навіть з відкритою рухомою частиною добре захищають фронт секцій радіатора. Втрати потужності на привід вентилятора при експлуатації тепловозів в теплу пору року з утеплювальними щитами при використанні радіаторних секцій в 1,5 рази більше, ніж при експлуатації зі знятими утеплювальними щитами. Також, наявність щитів збільшує ймовірність перегріву теплоносіїв дизеля у шляху прямування тепловоза.

Причин експлуатації тепловозів з відкритим МКП кілька (розташовані в порядку частоти випадків):

- несправності в роботі запірної арматури (кранів і вентилів);

										Арк.
										37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.226585.000.03КР.ПЗ

- свідоме використання МКП в літню пору року для зниження ймовірності перегріву охолоджувальної рідини ГК під час перевезення тепловоза при зниженій ТРЗ радіаторів ГК;

- конструктивні особливості водяній системи охолодження.

Слід зазначити також, що конструктивні особливості системи охолодження тепловоза 2TE116 не виключають наявність МКП навіть при закритому крані, встановленому на вітку. У такого тепловоза витрата охолоджувальної рідини (далі ОР) через гілку МКП тим вища, чим вищий рівень внутрішнього забруднення секцій обох контурів.

**Погіршення аеродинамічних характеристик вентиляторної установки (ВУ).** Погіршення аеродинамічних характеристик ВУ, викликане значне порушенням геометричних розмірів лопаток робочого колеса, а також значні дефекти в роботі приводу ВУ, що призводить до зниження теплорозсіювальної здатності системи охолодження — явища досить

**Дефекти в роботі САРТ.** Дефекти в роботі САРТ, як правило, не завжди приводять до перегріву теплоносія на шляху прямування тепловоза. Але неправильне налаштування датчиків регулювання температури призведе до погіршення економічності роботи дизеля і перевитрати дизельного палива на привід вентиляторів. З появою нових сучасних систем дистанційного контролю параметрів ДГУ дефект можна виявити за значеннями рівнів температурв системи охолодження.

### **3.2 Аналіз вдосконалення конструкції охолоджувальних пристроїв тепловозів**

Необхідність відводу надлишкої теплової енергії від двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) визначається законом збереження енергії, сформульованим ще в 1850 р. Історично, гак склалося, що з моменту винаходу теплового двигуна внутрішнього згорання, в тому числі дизеля, і до наших днів рішення задач відведення теплової енергії від ДВЗ має виключно актуального значення.

У 1892 р німецький інженер-винахідник Р. Дизеля одержав перший патент, а в 1893 р побудував перший одноциліндровий, дослідний двигун внутрішнього

									Арк.
									38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.226585.000.03КР.ПЗ

згоряння, який працював за принципом самозаймання палива в процесі підвищення температури, що стискається в циліндрі повітря. Незважаючи на те, що деякі теоретичні положення Р. Дизеля були помилковими, запропонований принцип робочого процесу багато в чому визначив подальшу долю його винаходу. У теоретичному плані несправедливим виявилось прагнення Р. Дизеля здійснити процес ізотермічного згоряння палива в циліндрі двигуна, а також організувати роботу двигуна без охолодження поршня і стінок циліндра. Численні невдалі спроби Р. Дизеля були зумовлені, існуючої на той момент теорією «теплорода». До таких же спроб можна віднести і першу теорію теплового двигуна Карно.

Подальше вдосконалення дизелів, створення і дослідження нових конструкцій, пов'язані з початком розвитку теорії термодинаміки, що включає в себе різні напрямки: теорію робочих процесів ДВЗ, гідродинаміку рідин, газодинаміку і багато ін. Тоді ж, одним з напрямків термодинаміки, отримано нове уявлення про теорію сучасної теплотехніки і теплопередачі.

Основоположником вітчизняної школи теплотехніки і теорії робочих процесів ДВЗ є видатний вчений, професор В.І. Гриневецький. Вже в 1906 р під керівництвом В. І. Гриневецького починається глибока теоретична розробка питань двигунобудування в МВТУ ім. Н. Е. Баумана. Передбачалося, що створений ним в 1911 р перший проект двигуна буде використовуватися на тяговому рухомому складі.

Тепловозобудуванню приділяли підвищену увагу безпосередньо відомі вчені: Я. М. Гаккель, П. Л. Щукін, А. С. Раєвській, Б. М. Ошурков,

Ю. В. Ломоносов, під керівництвом яких були створені проекти тепловозів Г'-1 і ЮЗ-1 в період 1924-25 р. Ці локомотиви стали першими в світі тепловозами з еkleктичної передачею потужності.

Незважаючи на деяку недосконалість конструкцій локомотивного обладнання, найбільш успішно зарекомендував себе тепловоз ЮМ, обладнаний німецьким дизелем фірми МАК, потужність якого становила 882 кВт. Однак вже після первинних заводських випробувань було виявлено один з головних недоліків тепловоза - холодильник дизеля, в якому відбувалося охолодження води і масла. Малоефективне відведення теплової енергії від дизеля можна пояснити

										Арк.
										39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.226585.000.03КР.ПЗ

недостатніми для того часу знаннями теплотехнічних і термодинамічних процесів. І щоб вийти зі скрутної ситуації був побудований додатковий тендер, який представляв собою самостійний агрегат, довжиною майже 10 м, розміщений на додатковій платформі. У літню пору він з'єднувався з тепловозом, і водяні системи малого та тендерного холодильників об'єднувалися. Неefективність такого холодильника була очевидна, навіть для розробників, і вимагала подальших досліджень.

Охолоджувальні пристрої теплоносіїв дизеля тепловозів по ефективності, масі та габаритам стали стримуючим фактором використання їх на транспорті. На поточний момент часу дизелі великої потужності, що досягають деколи 4400 кВт, з інтенсивним виділенням тепла до 2500 кВт потребують вирішення дуже складних завдань з підвищення ефективності охолоджувальних систем і їх оптимізації. Ця обставина багато в чому і на довгі роки визначило мету і завдання вдосконалення систем охолодження.

Паралельно з розвитком технології тепловозобудування вирішувалися завдання підвищення енергетичної ефективності самих дизелів. Результати численних теоретичних і експериментальних досліджень провідних заводів і дослідницьких організацій в галузі двигунобудування свідчать, що одним з основних критеріїв, що впливають на працездатність і ефективність дизеля, є температурні режими його найбільш відповідальних деталей - циліндрових гільз, поршнів, поршневих кілець, клапанів, кришок циліндрів і т.п. Дослідженнями робочих процесів дизелів встановлено, що припустимі температури шатунних і корінних підшипників, клапанних механізмів, вихлопних колекторів дизеля визначаються інтенсивністю тепловідведення та омивання їх охолоджуючими рідинами.

Холодильники перших післявоєнних вітчизняних тепловозів були обладнані трубчасто-пластинчастими секціями радіаторів, в яких вода і масло дизелів охолоджувалися безпосередньо атмосферним повітрям. На цих тепловозах встановлювався дизель Д50 невеликої потужності (882 кВт) з неохолоджуваними поршнями. Тепловіддача дизеля в воду і масло не перевищувала 450 кВт.

										Арк.
										40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.226585.000.03КР.ПЗ

Для відводу такої кількості тепла потрібно мати відносно невеликі параметри системи охолодження. Так, для охолодження води встановлювалося 18 секцій радіаторів, охолодження масла – 6 секцій радіаторів. Недостатня ефективність маслоповітряних секцій не викликала труднощів при проектуванні тепловозних холодильників.

Однак зростання обсягу вантажоперевезень вимагало від транспортного машинобудування підвищення потужностей локомотивно-енергетичних установок, спочатку до 1470, 2200, а пізніше до 4400 кВт.

При створенні більш потужних тепловозів необхідно було вирішити цілий ряд нетривіальних завдань. Особливі труднощі виникли при розробці маслоохолоджувальних пристроїв для серійних тепловозів ТЗ де був використаний дизель 2Д100, потужністю 1470 кВт з охолоджуваними маслом поршнями. Тепловиділення дизеля тільки в масло, на номінальному режимі, збільшилася в 6 разів у порівнянні з дизелем Д50 і склало 290 кВт, а число масляних секцій радіаторів необхідно було збільшити до 36 шт.

Порівняння коефіцієнтів теплопередачі показує, що при вагових швидкостях охолоджуючого повітря 4-7 кг/м<sup>2</sup>с, які мають місце в холодильниках тепловозів, ефективність маслоповітряних секцій в 2-3 рази нижче, ніж водоповітряних. Таке співвідношення пояснюється великим термічним опором приграничного шару масла в трубках секції. Якщо коефіцієнт тепловіддачі від води до стінок трубок секцій за дослідними даним досягає 4300-9000 Вт/(м<sup>2</sup>С), то для масла він дорівнює 155-172 кВт/(м<sup>2</sup>С). При цьому загальна маса кольорових металів (мідь або латунь) холодильної камери тепловоза була доведена до 2204 кг.

Дослідженнями ЦНДІ МШС [16] встановлено, що ефективність теплопередачі маслоповітряних секцій радіаторів при підвищенні ваговій швидкості повітря більше 7 кг/(м<sup>2</sup>с) практично не зростає. Тому при підвищенні номінального значення потужності дизеля до 3000 кВт і більш, необхідно компонувати холодильник 7-ма маслоповітряними секціями. З такою кількістю маслоповітряних секцій холодильник мав би довжину близько 5 м. Стає очевидним, що розміри холодильника в значній мірі лімітують подальше зростання потужності дизель- генераторної установки (ДГУ).

						0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			41

Конструктори заводу Харківського транспортного машинобудування припускали, що така компоновка дозволить скоротити довжину фронту радіаторів і габарити шахт холодильника. Пізніше вирішено, що розташування секцій в два ряди знижує теплорозсіювальну здатність секцій другого ряду на 10...25 %. Причина – різке зниженням температурного напору охолоджувального повітря і коефіцієнту теплопередачі в другому ряді секцій.

Низька ефективність тепловіддачі масляних радіаторів сприяла пошуку рішень, спрямованих на підвищення інтенсивності процесів теплообміну в них.

У ВНДТІ була розроблена конструкція маслоповітряної секції [17], в трубках якої є – турбулізатори. Коефіцієнт теплопередачі цих секцій в 2-2,5 рази вище, ніж у звичайних.

Однак незважаючи на вжиті заходи щодо підвищення ефективності маслоповітряних секцій, експлуатаційний досвід виявив основний недолік цих радіаторів - вкрай низьку надійність. При ПР і КР необхідно було усунути понад 50% дефектних маслоповітряних радіаторів.

Накопичений досвід експлуатації тепловозів ТЕЗ і нові теоретичні знання дозволили конструкторам Луганського тепловозобудівного заводу у 1961 р приступити до серійного виробництва тепловозів 2ТЕ10Л, оснащених форсованим дизелем 10Д100, потужністю 2206 кВт. Для скорочення довжини фронту холодильника, використовувалося двоярусне, однорядне, розташування секцій в панелях радіаторів. Цей ефект спільно з застосуванням турбулізаторів масла в радіаторах дозволив підвищити величину питомого тепловідведення з 0,47 кВт/кг (як на тепловозі ТЕЗ) до 1,03 кВт/кг [20].

Однак оснащення дизеля 10Д100 двоступінчастим турбонаддуванням, зажадало включення в систему охолодження дизеля тепловоза ще однієї структури, – контуру охолодження наддувного повітря. Сумарна величина тепловиділення від всіх теплоносіїв в систему охолодження склала вже 1711 кВт. Для відводу такої кількості тепла від дизеля тепловоза потрібно було розмістити 20 водяних секцій радіаторів охолодження дизеля, 12 секцій – для охолодження контуру наддувного повітря і 36 - масляних секцій радіаторів з турбулізаторами. У підсумку загальна площа поверхні тепловіддачі секцій склала 1006 м<sup>2</sup>.

										Арк.
										42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226585.000.03КР.ПЗ					

Багаторічний досвід експлуатації тепловозів ТЕЗ і ТЕ10Л показав, що для створення компактних і надійних маслоохолоджувачів необхідно мати нові конструкційні і технологічні рішення.

Одним з найбільш вдалих рішень підвищення ефективності системи охолодження є застосування водомасляного теплообмінника (ВМТ). Масло дизеля охолоджується водою в ВМТ, в залежності від співвідношень передбачуваних нормативних температур.

Найбільш затребуваним став водомасляний теплообмінник, у якого масло дизеля, охолоджується по зовнішній поверхні пучка трубок, вода - по внутрішній (рис. 3.1). Для поперечного обтікання пучка трубок потоком масла в теплообміннику були встановлені секційні перегородки. Діаметр трубок ВМТ і їх кількість встановлювалося експериментально.

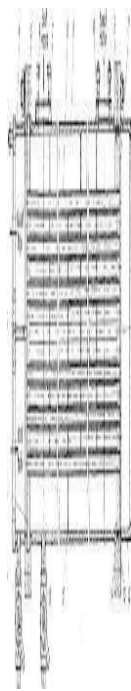


Рисунок 3.1 – Водомасляний теплообмінник:

- 1 – трубна дошка нижня; 2 – кронштейн кріплення; 3 – корпус нижній;  
4 – патрубок виходу масла; 5 – корпус верхній; 6, 12 – гумові кільця  
ущільнювачів; 7 – трубна дошка верхня; 8 – кришка верхня; 9 – трубка;  
10 – гумове ущільнення; 11 – штуцер для випуску пароповітряної суміші;  
13 – корпус середній; 14 – перегородка; 15 – сорочка; 16 – штуцер для зливу води;  
17 – кришка нижня

					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Випробування показали, що використовуючи трубки зовнішнім діаметром 10 мм, можна реалізувати коефіцієнт теплопередачі 775-862 Вт/(м<sup>2</sup>С) при швидкості течії масла 1-1,5 м/с.

Досліди з трубками діаметром 6 мм забезпечили коефіцієнт теплопередачі до 948-1034 Вт/(м<sup>2</sup>С) і більш. До того ж, при зменшенні діаметра трубок з 10 до 6 мм і інших рівних умовах вага теплообмінника знижується на 25-30%, а його об'єм на 30-35%.

Можливість реалізації у водомасляного теплообмінника високих коефіцієнтів теплопередачі (в 40-50 разів більше, ніж в маслоповітряних секціях) дозволила створити досить компактні і міцні конструкції теплообмінників для тепловозів.

Впровадженням ВМТ забезпечено зниження: на 35% вартості життєвого циклу системи охолодження; відмов у роботі; на 15% витрати кольорового металу на виготовлення, ремонт і заміну дефектних масляних секцій радіаторів.

Однак водомасляний теплообмінник в системі охолоджувальних пристроїв тепловоза є тільки проміжним теплообмінним пристроєм, а для відводу теплової енергії масла, необхідно збільшити кількість водоповітряних секцій радіаторів в холодильній камері на 40%. У зв'язку з цим підвищення ефективності теплообміну водоповітряних секцій радіаторів як і раніше залишається актуальним.

Одним з напрямків підвищення ефективності системи охолодження стало використання різних алюмінієвих сплавів для виготовлення секцій радіаторів, що дозволяло б повністю відмовитися від застосування більш дорогих сплавів міді [7].

У ЦНДІ МШС були розроблені і виготовлені дослідні алюмінієві секції радіаторів для тепловозів. Центральним науково-дослідним автомобільним і автотранспортним інститутом. За розрахунками, передбачалося замінити алюмінієву секцією радіатора дві серійні водоповітряні секції радіатора. Охолоджуюча площа поверхні даної алюмінієвої секції радіатора дорівнює 48,3 м<sup>2</sup> а вага 39 кг.

Випробування показали, що в робочому діапазоні швидкості охолоджуючого повітря 6-8 кг/(м<sup>2</sup>с) коефіцієнт теплопередачі алюмінієвої секції на 8-10 % вище, за серійну, проте, за аеродинамічний опір алюмінієвої секції поступається серійній. В той же час, результати досліджень [2] показують, алюмінієві секції за рахунок

						0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
							44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

більшої площі поверхні теплообміну і підвищених значень коефіцієнта теплопередачі дозволять виконати задану тепловіддачу холодильника при знижених швидкостях охолоджуючого повітря на 20-25%. У цьому випадку опір алюмінієвої секції виявляється трохи менший, ніж серійної. Тому, по своїх теплотехнічних якостях алюмінієві секції могли б повністю замінити існуючі секції для охолодження води і забезпечити значне зниження ваги тепловозних секцій радіаторів приблизно в 2,3-2,5 рази. Експлуатаційна перевірка алюмінієвих секцій протягом місяців при пробігу тепловоза 110500 км показала достатню їх експлуатаційну надійність. За результатами досліджень алюмінієвих секцій були розроблені нормативні вимоги на виготовлення з цих секцій радіаторів. Але дана конструкція радіаторів не знайшла широкого застосування серед систем охолоджувальних пристроїв тепловозів. На сьогоднішній день 100% радіаторів всього тепловозного парку обладнані штатними заводськими секціями радіаторів.

Системний аналіз показує, що процес вдосконалення системи охолодження можна класифікувати за напрямками, які визначалися, в основному, невідповідністю експлуатаційних показників. До них необхідно віднести:

- коефіцієнт теплопередачі секцій радіаторів;
- витрати потужності на допоміжний привід (водяні, масляні насоси, вентилятори);
- гідро- і аеродинамічні опори секцій радіаторів.

Перші узагальнення вимог, що визначають ефективність тепловозних охолоджувальних пристроїв виконані П. М. Егунова в роботі [16]. Узагальнені вимоги виконані переважно на основі інженерної логіки і здорового глузду і приведені, як побажання експлуатаційної відповідності ОУТ при якій забезпечуються:

- теплорозсіювальна здатність і можливість реалізації номінальної
- потужності дизеля;
- висока експлуатаційна надійність роботи елементів системи охолодження в різних кліматичних умовах;
- мінімальні витрати потужності на функціонування системи;

										Арк.
										45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.226585.000.03КР.ПЗ

- мінімальне використання кольорових металів;
- низька експлуатаційна вартість, утримання, обслуговування і ремонту.

Переважає кількість вітчизняних тепловозів (починаючи з серій ТЕЗ, М62, 2ТЕ10М, 2ТЕ10В, 2ТЗ116, 2ТЗ121, ТЕП60, ТЕП70, ТЕП150) обладнані вентиляторами серії УК-2М, що працюють на всмоктування. Секції радіаторів при цьому, традиційно, мають бічне розташування в холодильній камері.

У той же час, результати досліджень [2, 16, 21] свідчать, що робота вентилятора на нагнітання має більш високу ефективність. Так, дахове розташування радіаторів дозволяє підвищити ефективність роботи системи на 30%, при цьому знижується потужність, що витрачається на привід вентилятора, скорочується загальна площа поверхні охолодження радіаторів і спрощується компоновка тепловоза.

На жаль, ці переваги не були взяті до уваги конструкторами і проектувальниками тепловозів, тому принцип роботи холодильної камери на нагнітання не знайшов застосування на вітчизняних локомотивах.

У практиці вітчизняного і закордонного конструювання теплообмінних апаратів часто поширений метод перфорації пластин оребрення секцій. Оребрення – являє собою процес штампування нерівностей чи отворів певної корфігурації, що дозволяє реалізувати більш високу ступінь турбулентності потоку повітря. Цей підхід, досить, добре вивчений в експериментальних роботах вчених теплотехніків: Маханька М. Г., Гухмана А. А., Кунтиша В. Н., Іохведова І. П., Дьяченко Б. С.

Іншим відомим, способом підвищення інтенсифікації тепловіддачі до повітря є шорсткість поверхні трубки. Для існуючих тепловозних ВПР шорсткість складає 2,3 мкм.

Важливу роль в конструкції радіатора відіграє форма і розміри трубок, які в основному визначають габаритні і потужнісні показники поверхневих теплообмінників [10]. Незважаючи на те, що загальна площа поверхні охолодження трубок приблизно в 5 разів менша площі оребрення, тому коефіцієнт тепловіддачі трубок буде вищий, ніж від оребрення приблизно в 2,5-3 рази [23].

									0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
										46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						



ефективності теплопередавальних властивостей трубок різної форми дослідниками в роботах не ставилося, що дає можливість тільки побічно припускати про характер тепловіддачі в досліджуваних формах одиночних трубок і вимагає додаткових досліджень.

Слід відмітити, що процес тепловіддачі ще більш буде складним, якщо в поперечному потоці повітря розташована не одна, а декілька трубок. У виробництва теплообмінних апаратів, в тому числі і тепловозних секцій радіаторів, широко поширені два типи розстановки труб в пучку: шахове (для водяних секцій) і коридорне (для масляних) розташування.

Дослідженнями А. А. Жукаускаса, Г. А. Михайлова та іншими встановлено, що від схеми компонування пучка і його характеристик, визначається характер течії повітря і принцип омивання їм стінок трубок. Так умови омивання першого ряду трубок в обох пучках близькі до умов омивання в одиночних трубах. Для подальших рядів характер тепловіддачі значно змінюється, як в сторону зменшення, так і в бік збільшення. Величина зміни коефіцієнта тепловіддачі в основному визначається турбулізацією потоку і просторістю вихровий зони трубок, що знаходяться попереду. При цьому між трубками, розташованих по глибині, виникає застійна (мертва) зона зі слабкою циркуляцією повітря. Тому при проектуванні параметрів пучка труб необхідно уникати нераціонального їх розташування в потоці повітря.

Головним призначенням вентилятора холодильної камери є створення необхідного напору повітря через секції радіаторів (20...25 кг/с), який достатній для підтримки різниці температур теплоносіїв в допустимих межах (7..10 °С).

Проходження повітря через щілини в секціях радіаторів супроводжується втратою енергії потоку в охолоджуючої решітці і падінням величини тиску після радіаторів. Різниця повних тисків до радіатора і після нього є аеродинамічним опором і складається з втрат на тертя, місцевих втрат і втрат неізотермічної течії повітряного потоку. Подання повного опору як суми трьох складових виявляється найбільш зручним для оцінки впливу елементів конструкції радіатора на його аеродинамічні характеристики [25].

									Арк.
									48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.226585.000.03КР.ПЗ

Втрати, які є наслідком підвищення температури повітря, є також неминучими, тому що принцип роботи радіатора вимагає передачі тепла від теплоносіїв дизеля до повітря.

Дещо іншою є роль місцевих втрат, які представляють в основному некомпенсовані потоки енергії, у вигляді відриву і завихрення потоку. Місцеві втрати ведуть до значних втрат напору вентилятора, і їх слід зводити до мінімуму. Величина місцевого опору залежить від розташування трубок і пластин оребрення по фронту і глибині, кількістю секцій і їх розташуванням в шахті холодильника.

Слід зазначити, що місцеві втрати опору, при турбулізації потоку, в деякій мірі інтенсифікують процес теплообміну. Це явище можна вважати перспективним, якщо розглядати ефект зриву потоку в елементах секцій радіатора (трубок або оребрення). З цієї точки зору, хороша обтічність окремих елементів радіатора не може бути найбільш значимим критерієм аеродинаміки, але разом з тим, повинна мати свої оптимальні параметри, розміри і розташування.

Питаннями раціонального проектування тепловозних секцій радіаторів, присвячені роботи відомих вчених: Панова Н. І., Третьякова А. П., Резник Я. А., Кравець З. І., Егунова П. М. та ін. Так всебічно були досліджені:

- порядок і крок розташування трубок по фронту і в глибину ВПСР;
- крок розташування і типи оребрення поверхні ВПСР;
- умови і характер течій повітряних потоків крізь ВПСР;
- вплив зовнішніх експлуатаційних факторів (забруднення, зм'яття оребрення) на аеродинамічні і теплотехнічні характеристики секцій.

Незважаючи на те, що досить велика кількість експериментальних робіт присвячені дослідженням тепловозних секцій радіаторів, у вітчизняній практиці відсутні роботи з визначення найбільш ефективного числа рядів трубок по глибині.

Гідравлічний опір радіатора характеризується аналогічними втратами тиску, що і аеродинамічний опір. Однак тут має місце більш простий і більш вивчений

Традиційно, під час проектування водоповітряних секцій радіаторів керуються припущенням, що зі зменшенням перетину трубок збільшується їх тепловіддаюча здатність і радіатора в цілому [2]. При цьому вибір найменшого

									Арк.
									49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.226585.000.03КР.ПЗ

внутрішнього перетину трубок обмежувався виключно технологічними можливостями і асортиментом трубок, встановленим ГОСТ 2936-75. Так для секцій радіатора серійного випуску площа перетину для води плоскоовальної трубки становить близько 20 мм<sup>2</sup> з шириною каналу всього 1,1 мм.

Однак багаторічний досвід експлуатації показав, що малий внутрішній перетин трубок радіатора є важливим конструктивним недоліком. В умовах експлуатації це сприяє інтенсивному забрудненню внутрішньої поверхні трубок, що є основною причиною відмов системи охолодження.

Так в роботах [16, 26] даються рекомендації по збільшенню перетину трубок радіаторів. Зокрема, проф. Панов М. І. [26] провів лабораторно-стендові випробування моделей радіаторів з розмірами трубок 19x2,2 і 17,5x4,0. Отримані результати свідчать, що збільшення розмірів перетину трубок не тільки знижує гідравлічні втрати, але і схильність до засмічення.

Однак в роботі [26] автор не наводить конкретних залежностей і співвідношень для визначення оптимального збільшення перерізу трубок, а рекомендує подальші напрямки дослідження цього питання.

Перераховані дослідні роботи багато в чому визначають перспективний напрям досягнення найкращих термодинамічних показників ВПСР шляхом оптимізації основних геометричних параметрів форми трубки, розмірів перетину і розташування трубок в пучку.

### **3.3 Аналіз методів оптимізації ефективності охолоджуючих пристроїв**

Вибір найбільш ефективною конструкції, елементів системи охолодження, їх компонування і режимів роботи охолоджувальних пристроїв, традиційно, проводиться на основі техніко-економічного аналізу і зводиться до вирішення завдань оптимізації. Визначальними змінними параметрами при цьому є температура і масова витрата теплоносіїв (масло, вода, надуваного і зовнішнього повітря).

Вперше методи оптимізації для систем охолодження тепловозів з перспективною потужністю 2206, 2941, 4412 кВт і дизелями типу Д49 були виконані

						0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			50

співробітниками ВНДТІ. За результатами досліджень встановлено, що економічно вигідно застосовувати двоконтурні системи циркуляції теплоносіїв.

Подальший розвиток напрямку методів оптимізації стосовно систем охолодження виконано вченими: В. Г. Поповим, Н. І. Пановим, Л. І. Володіним, Я. А. Резник, Ю. А. Куліковим.

Серед перерахованих теоретичних досліджень можна виділити основні методи, використовувані в оптимізації конструкції та роботи системи охолодження: метод масових, об'ємних і енергетичних показників; метод наведених експлуатаційних витрат; метод еквівалента енергетичних витрат (ексергічний) та інші.

Багаторічний досвід показує, що існуючі методи оптимізації не задовольняють техніко-економічні вимоги конкретних умов експлуатації, особливо в плані надійної і довговічної роботи. Аналіз результатів експлуатаційних витрат, зіставлення їх з припущеннями аналітичних методів, виявив цілий ряд раніше не врахованих факторів [2]:

- характер і вплив наслідків несправної роботи системи охолодження на показники роботи дизеля і тепловоза в цілому;

- поєднання характеру навантаження дизеля і температури зовнішнього повітря припускали випадковою величиною для всієї мережі залізниць, що не відповідає критеріям значимості факторів оптимізації, для конкретних умов експлуатації;

- до теперішнього часу не вирішені принципи оптимальної конструкції секцій радіаторів;

  - не обґрунтована ефективна компоновка холодильної камери;

  - не враховуються гідроопір трубопроводів водяної системи тепловоза;

  - залишаються нерозкритими аналітичні визначення найбільш важливих параметрів системи охолодження: коефіцієнтів теплопередачі, гідроаеродинамічних опорів секцій радіаторів.

Найбільшою мірою спільності володіє метод річних наведених (капітальних і експлуатаційних) витрат системи охолодження, розроблений проф. Пановим Н. І.,

						0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			51

який по праву міг би набути широкого поширення в практиці тепловозобудування при проектуванні охолоджувальних пристроїв тепловозів.

Однак аналіз методу наведених затрат свідчить, що він справедливий тільки на стадії проектування охолоджувальних пристроїв.

У той же час цей метод, має єдиний, універсальний підхід до оптимізації охолоджувальних пристроїв тепловозів, розрахований на умови експлуатації від +40 до -45 °С.

Досвід експлуатації тепловозів всіх серій в умовах низьких температур свідчить, що вже при температурах зовнішнього повітря +30 °С або -30 °С в роботі системи охолодження виникає ряд проблем. Так експлуатація тепловозів в Південних районах тісно пов'язана з проблемою нестачі охолоджуючої здатності системи охолодження. Висока температура зовнішнього повітря, до +45 °С, визначає малоефективне теплознімання радіаторів і значне зростання споживаної потужності на привід вентиляторів тепловоза, до 30% [2]. У той же час, експлуатація тепловозів в умовах низьких температур характеризується низькою експлуатаційної надійністю системи охолодження. Часті відмови через забруднення і перемерзання радіаторів охолоджувальних пристроїв супроводжуються високою їх вартістю життєвого циклу.

В силу своєї універсальності, режими роботи силової установки тепловоза приймаються як середня, випадкова величина по всьому полігону мережі. Ця обставина призводить до погрішностей розрахункових площ поверхні охолодження в реальних умовах експлуатації. Так розрахункова кількість радіаторів тепловозів серії 2ТЗ10МК, що працюють в умовах низьких температур, перевищує необхідну величину на 15-20% [15].

Крім того, при формуванні функції мети зазвичай необґрунтовано нехтують параметром потужності на привід водяних насосів. Ця обставина привела до того, що оптимальні параметри водяної системи не визначені і до цього дня.

Найбільш істотними недоліками перерахованих вище методів є неможливість аналітичного визначення найбільш важливих параметрів системи охолодження: коефіцієнтів теплопередачі і гідро-аеродинамічних опорів, що

									0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
										52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						



## Висновки до розділу

Проведено огляд і аналіз причин, що призводять до зниження продуктивності систем охолодження тепловозів, і показана необхідність удосконалення конструкції, контролю і оцінки економічних наслідків такою зниження.

Низька надійність водоповітряних секцій радіаторів системи охолодження, недостатня їх теплорозсіювальна здатність викликає високі експлуатаційні витрати і енергоспоживання на допоміжні потреби тепловоза. Таким чином, зрозуміла необхідність пошуку та реалізації інноваційних рішень, щодо підвищення ефективності роботи охолоджувальних пристроїв тепловозів.

Тому, далі розглядається пропозиція використання каплеподібних трубок секцій радіаторів замість плоскоовальних, через більш обтічну форму, що в свою чергу дозволяє більш ефективно виконувати обдув вентилятором.

									Арк.
									54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226585.000.03КР.ПЗ				

## 4 ВДОСКОНАЛЖНЯ КОНСТРУКЦІЙ ПОВІТРЯНО-ВОДЯНИХ СЕКЦІЙ РАДІАТОРІВ ТЕПЛОВОЗІВ

### 4.1 Основи теорії теплопередачі в секціях радіаторів тепловозів

Відповідно до законів термодинаміки інтенсивність теплопередачі трубчастопластинчастих охолоджувальних пристроїв багато в чому залежить від товщини граничного шару теплоносія, і особливо повітря. Низька теплопровідність граничного шару повітря істотно обмежує тепловіддачу з поверхні стінок теплообмінника. Відомі способи інтенсифікації процесу тепловіддачі (зміна кута атаки повітряного потоку, змочування поверхонь охолодження, перфорація пластин ребрення і ін.) визначають єдину мету – зменшення товщини ламінарного температурного граничного шару біля поверхні охолодження.

Таким чином, турбулізація потоку повітря, а отже і форма поверхні, що обтікаються повітрям охолодження.

У фундаментальних дослідженнях процесів тепловіддачі тіл різної форми до повітря встановлено, що форма поверхні у вигляді плоского овалу здатна забезпечувати більшу інтенсивність тепловіддачі в порівнянні з відомими круглими, еліпсовидними і багатьма іншими формами трубок. На даний момент, плоскоовальна форма труб є формою, яка найбільш часто зустрічається в радіаторах систем охолодження не тільки вітчизняних, а й сучасних зарубіжних тепловозів.

Ефективність роботи плоскоовальних трубок пояснюється гідродинамічною теорією теплообміну (заснованої на ідеях О. Рейнольдса про єдність процесів перенесення теплової та механічної енергії). Відповідно до цієї теорії співвідношення площі поверхні плоскоовальної трубки, що знаходиться під інтенсивним впливом повітряного потоку (зона інтенсивного теплообміну) і поверхні з меншою тепловіддачею, внаслідок завихрення потоку (зона «втраченого» теплообміну) має максимальне значення, в порівнянні з іншими формами труб, і становить близько 90%.

З точки зору аеродинаміки, форма «каплі» має найменший коефіцієнт лобового опору. Розглянемо приклади обтікання повітрям трьох тіл з однаковим

										Арк.
										55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.226585.000.03КР.ПЗ

поперечним перерізом, але різної форми: пластини, встановленої перпендикулярно потоку, кулі і тіла каплевидної форми (рис. 4.1).



Рисунок 4.1 – Залежність величини повної аеродинамічної сили від форми обтічного тіла

На наведених рисунках видно, що найважче повітрю обтікати пластину. Зона вихорів за нею максимальна. Закруглену поверхню кулі обтікати простіше. Зона вихорів менше. А сила впливу потоку на кулю становить 40% від сили впливу на пластину. Ще простіше потоку обтікати тіло каплевидної форми. Вихори за ним практично не утворюються.

Отже, каплеподібна форма краще обтікається повітрям, відповідно тепло відводиться з більшою інтенсивністю від теплоносія. Тому, в магістерській роботі пропонується удосконалити конструкцію секції радіатора шляхом заміни плоскоовальних трубок на каплеподібні.

#### 4.2 Розрахунок газогідродинамічних показників трубки секції радіатора ВВ-12

Для досягнення поставленої мети була побудована спрощена тривимірна модель секції радіатора в програмному комплексі SOLIDWORKS Flow Simulation, що зображена на рисунку 4.2. Характеристики секції наведені у таблиці 4.1.

Дана секція радіатора складається в сумі з 920 елементів. Розміри елементів досить малі, а це в свою чергу впливає на ускладнення та об'єм розрахунку методом кінцевих елементів, оскільки модель необхідно розбивати кінцеві елементи

										Арк.
										56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.226585.000.03КР.ПЗ

розміром 0,1 мм. Тому, для спрощення розрахунків приймаємо декілька припущень:

- швидкість потоку повітря від вентилятора скрізь однакова та складає 10 м/с;
- температура знижується лінійно та рівномірно по всій довжині трубок. Це припущення дозволяє для спрощення та зменшення об'єму розрахунку розраховувати не цілу секцію, а всього лиш частину секції розміром 10 см.

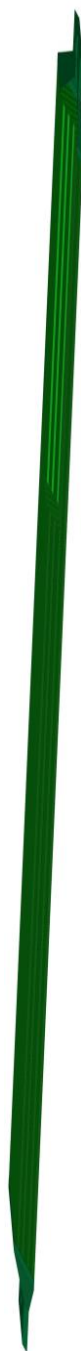


Рисунок 3.2 – Тривимірна модель секції радіатора ВВ-12

					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Дана секція радіатора складається в сумі з 920 елементів. Розміри елементів досить малі, а це в свою чергу впливає на ускладнення та об'єм розрахунку методом кінцевих елементів, оскільки модель необхідно розбивати кінцеві елементи розміром 0,1 мм. Тому, для спрощення розрахунків приймаємо декілька припущень:

- швидкість потоку повітря від вентилятора скрізь однакова та складає 10 м/с;
- температура знижується лінійно та рівномірно по всій довжині трубок. Це припущення дозволяє для спрощення та зменшення об'єму розрахунку розраховувати не цілу секцію, а всього лиш частину секції розміром 10 см.

Для ще більшого спрощення розрахунків та навантаження на центральний процесор ЕОМ спочатку розраховуємо лише одну трубку секції радіатора довжиною 10 см. Оскільки необхідно довести чи спростувати ефективність каплеподібних трубок в порівнянні з плоскоовальними, то в магістерській роботі виконується розрахунок двох типів трубок (рис. 4.3) з різними типами продувки:

- плоскоовальні (базові);
- каплеподібні (продувка з гострої сторони);
- каплеподібні (продувка з тупої сторони).

Моделювання радіаторної трубки в програмному комплексі SOLIDWORKS Flow Simulation відповідає реальним умовам роботи трубки на тепловозі. Змодельовано два потоки:

- один потік – вода в трубці з відповідними параметрами, а саме, температура, тиск та об'ємний розхід води;
- другий потік – потік повітря від вентилятора, який має відводити тепло від води.

Вхідні дані для розрахунку трубок секції радіатора наведені у таблиці 4.2.

Каплеподібна трубка має кут нахилу бічних пластинок  $5^\circ$ , а також, має еквівалентну площу поперечного перерізу для протікання води як і в плоскоовальній, а саме –  $21 \text{ мм}^2$ . Товщина стінки також залишається як і в плоскоовальній 0,55 мм.

										Арк.
										59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226585.000.03КР.ПЗ					



параметричного звіту. Висновок про ефективність використання тих чи інших трубок виконується на основі аналізу епюр:

- тиску, МПа;
- температури твердого тіла та середовища (води і повітря), С°;
- швидкості потоку, м/с;
- щільності теплового потоку.

### 4.3 Розрахунок плоскоовальної трубки

Спочатку розраховуються параметри базової плоскоовальної трубки. Еп'юри рохрахункових параметрів плоскоовальної трубки зображені на рисунках 4.4...4.6. На шкалі показані верхня та нижня межі розрахункового параметру.

Також на епюрах тиску відображені напрямки повітряних потоків та напрямки потоку води в трубці.

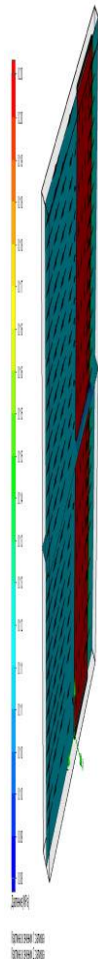
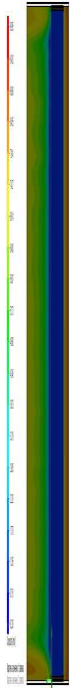
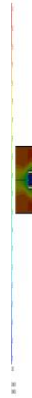


Рисунок 3.4 – Епюра розподілу тиску води в плоскоовальній трубці та повітря, що обтікає трубку

						0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			61



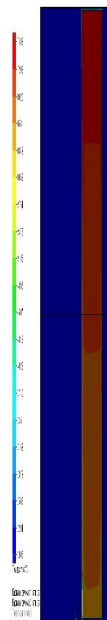
а)



б)

Рисунок 4.5 – Епюра швидкості повітряного потоку:

а) вигляд спереду; б) вигляд зверху



а)



б)

Рисунок 4.6 – Епюра температури: а) води та повітря; б) твердого тіла

Аналізуючи епюру на рисунку 4.5, видно, швидкість повітря за трубкою складає близько 1 м/с, а це означає, що в тій частині відвід тепла практично

					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

відсутній, тому частина трубки з протилежного боку від напрямку повітряного потоку має бути мінімальною за розміром для максимальної ефективності охолодження.

З аналізу епюри на рисунку 4.6 видно, що при проходженні води через 10 см трубки, температура води спадає на  $8,3\text{ C}^\circ$ , тобто стає рівною  $66,7\text{ C}^\circ$ , температура твердого тіла, тобто трубки, складає від  $22,3$  до  $36,1\text{ C}^\circ$ .

#### 4.4 Розрахунок каплеподібної трубки

Розрахунок каплеподібної трубки проводиться для двох варіантів:

- продувка з гострої сторони трубки;
- продувка з тупої сторони трубки.

Два варіанту розрахунку необхідні для того, щоб побачити різницю при використанні трубок однієї конфігурації, але іншого розташування, та обрати найефективніший варіант.

Спочатку виконується розрахунок трубки з продувкою з гострої сторони. Результати представлені в вигляді еп'юр на рисунках 4.7...4.9.

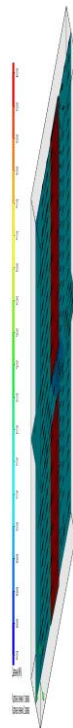


Рисунок 4.7 – Епюра розподілу тиску води в каплеподібній трубці та повітря, що обтікає трубку (з гострого боку)

									Арк.
									63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.226585.000.03КР.ПЗ



каплеподібної (продувка з гострої сторони), практична однакова, що доводять епюри розподілу температури на рисунку 4.9.

З аналізу епюри на рисунку 4.9 видно, що при проходженні води через 10 см трубки, температура води спадає на  $9,3\text{ C}^\circ$ , тобто стає рівною  $65,7\text{ C}^\circ$ , температура твердого тіла, тобто трубки, складає від  $23,0$  до  $44,8\text{ C}^\circ$ .

Далі виконується розрахунок каплеподібної трубки з продувкою з тупої сторони. Результати представлені в вигляді епюр на рисунках 4.10...4.12

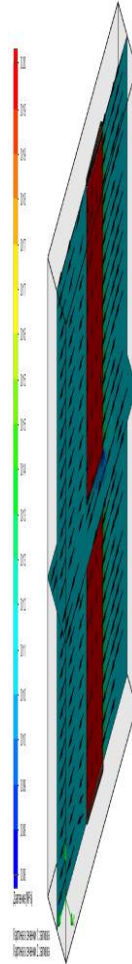


Рисунок 4.10 – Еп'юра розподілу тиску води в каплеподібній трубці та повітря, що обтікає трубку (з тупого боку)

Аналізуючи еп'юри на рисунках 4.11, 4.12, видно, що зона низького тиску та зона зі зменшеною швидкістю повітряного потоку значно менша чим в плоскоовальній трубці та каплеподібній трубці з продувкою з гострої сторони. Це свідчить про підвищену ефективність тепловідведення від води охолодження дизеля. Це доводять і епюри розподілу теплоти на рисунку 4.12.

									Арк.
									65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.226585.000.03КР.ПЗ



Отже, з точки зору тепловідведення, каплеподібна трубка з продувкою з тупої сторони є ефективнішою для використання в системах охолодження тепловозних дизелів. Також каплеподібна трубка краще обтікається повітрям з усіх сторін та має меншу зону низького тиску в порівнянні з просковальною, це збільшує загальну ефективну площу тепловідведення.

Таблиця 4.3 – Результати розрахунку газогідродинамічних показників трубки секції радіатора ВВ-12

Назва параметру	Величина параметру в залежності від форми трубки		
	плоскоовальна	каплеподібна (продувка з гострої сторони)	каплеподібна (продувка з тупої сторони)
Температура води на вході в трубку, С°	75,0	75,0	75
Температура води в середній частині трубки (на відстані 50 мм), С°	69,7	70,5	69,5
Температура води на виході з трубки (на відстані 90 мм), С°	66,7	65,7	63,8
Тепловий потік, Вт	0,144	0,124	0,151
Максимальна температура трубки, С°	36,1	44,8	36,4
Мінімальна температура трубки, С°	22,3	23,0	21

Аналізуючи результати газогідродинамічних розрахунків в програмному комплексі SOLIDWORKS Flow Simulation, можна зробити висновок про ефективність використання трубок каплеподібної форми з продувкою з тупої сторони на основі таких параметрів розподілу температури та теплового потоку.

Зниження температури води в таких трубках на довжині 10 см складає 11,2 С° в порівнянні з плосовальною трубкою де падіння температури на тій же відстані складає 8,3 С°. Також ефективність доводиться по тепловому потоку від трубки. Від плоскоовальної трубки виділяється 0,144 Вт тепла, від каплеподібної з продувкою з гострої сторони – 0,124 Вт, а від тієї ж трубки з продувкою з тупої сторони – 0,151 Вт. Тепловідведення збільшується майже 4,9 % в порівнянні з плоскоовальною, що також свідчить про ефективність такої трубки.

#### 4.5 Розрахунок секції радіатора з плоскоовальними трубками

Розрахунок проводиться для вирізаного сегменту секції радіатора, розміром 10 см, для спрощення розрахунків і певними припущеннями, а саме:

- трубки і пласини виконані одним суцільним елементом;
- температура трубок однакова по всій довжині і складає 75 С°.
- швидкість потоку на вході скрізь однакова і складає 10 м/с.

Результати розрахунків секції радіатора з плоскоовальними трубками представлені у вигляді кольорових градієнтних епюр тиску, швидкості потоку та температури та представлені на рисунках 4.13...4.16.



Рисунок 4.13 – Епюра тиску повітря секції радіатора з плоскоовальними трубками

									Арк.
									68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226585.000.03КР.ПЗ				



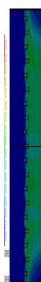
а)



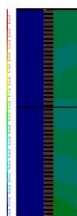
б)

Рисунок 4.14 – Епюри швидкості повітряного потоку:

а) вигляд зверху; б) вигляд збоку



а)



б)

Рисунок 4.15 – Епюри температури повітряного потоку:

а) вигляд зверху; б) вигляд збоку

					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

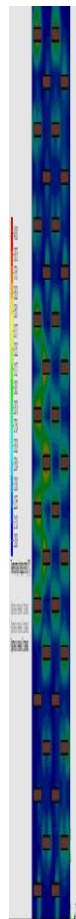


Рисунок 4.16 – Епюра розподілу температури в пластині з плоскоовальними трубками

#### 4.6 Розрахунок секції радіатора з каплеподібними трубками

Розрахунок сегменту секції радіатора з каплеподібними трубками виконується за аналогічним алгоритмом та аналогічними вхідними параметрами що і секція з плоскоовальними трубками, але тільки з однією відмінністю, а саме, продувка спочатку зі сторони де трубка має тупий кінець, а потім зі сторони, де трубка має гострий кінець. Це потрібно для того, щоб довести ефективність каплеподібної трубки вже в секції разом з пластинами.

Результати розрахунків секції радіатора з каплеподібними трубками (продувка з гострої сторони) представлені у вигляді кольорових градієнтних епюр тиску, швидкості потоку та температури та представлені на рисунках 4.17...4.20.

Результати розрахунків секції радіатора з каплеподібними трубками (продувка з тупої сторони) представлені у вигляді кольорових градієнтних епюр тиску, швидкості потоку та температури та представлені на рисунках 4.21...4.24.

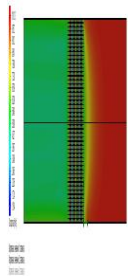
					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 4.17 – Епюра тиску повітря секції радіатора з каплеподібними трубками (продувка з гострої сторони)



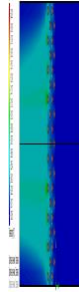
а)



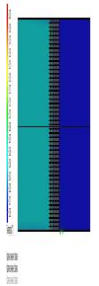
б)

Рисунок 4.18 – Епюри швидкості повітряного потоку:  
а) вигляд зверху; б) вигляд збоку

					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71



а)



б)

Рисунок 4.19 – Епюри температури повітряного потоку:  
а) вигляд зверху; б) вигляд збоку

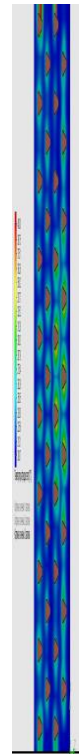


Рисунок 4.20 – Епюра розподілу температури в пластині з каплеподібними трубками (продувка з гострого боку)

					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

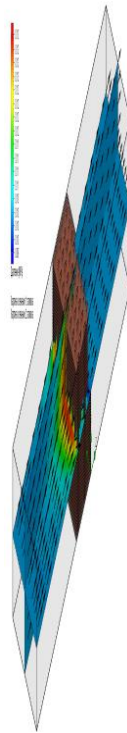
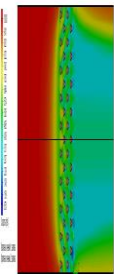
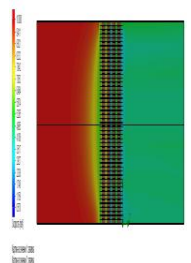


Рисунок 4.17 – Епюра тиску повітря секції радіатора з каплеподібними трубками  
(продувка з тупої сторони)



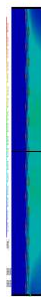
а)



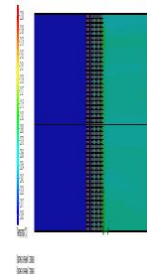
б)

Рисунок 4.18 – Епюри швидкості повітряного потоку:  
а) вигляд зверху; б) вигляд збоку

					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73



а)



б)

Рисунок 4.19 – Епюри температури повітряного потоку:

а) вигляд зверху; б) вигляд збоку

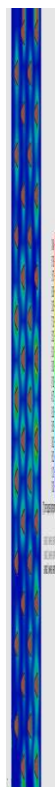


Рисунок 4.20 – Епюра розподілу температури в пластині з каплеподібними трубками (продувка з гострого боку)

					0032.226585.000.03КР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

## Висновок до розділу

При порівнянні епюр швидкості потоку повітря, видно, що в секції з плоскоовальними трубками швидкість потоку падає до 2 м/с, в каплеподібній з продувкою з гострого боку падає до 1,2 м/с, а каплеподібній з продувкою з тупого кінця, падає до 0,6 м/с, при початковій швидкості 10 м/с. Хоча, на перший погляд, найефективнішою є плоскоовальна трубка, так як швидкість потоку повітря падає найменше, але насправді більш ефективною є каплеподібна трубка з продувкою з тупого кінця, так як падіння швидкості розподіляється більш рівномірно, що в свою чергу більш рівномірно охолоджує всі трубки в секції. Це наглядно демонструють епюри розподілу температури в пластинах, де температура розподіляється більш рівномірно по пластині, на відміну від плоскоовальних трубок та каплеподібних, де температура розподіляється не рівномірно.

									Арк.
									75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226585.000.03КР.ПЗ				

## ВИСНОВОК

Дипломна робота складається з чотирьох розділів, в кожному з яких детально розглянута чи прорахована проблематика пов'язана з системами охолодження дизелів.

В першому розділі виконаний детальний огляд загородних вимог дизелів та їх систем з точки хору економічності, екологічності та надійності. Визначено, один з головних факторів що впливає на це – це фактор нагрівання та ефективного охолодження.

Тому в другому розділі розглянуті типи різних систем охолодження дизелів що використовується в Україні та світі.

В третьому розділі був виконаний аналіз існуючих методів модернізації систем охолодження дизелів, та визначено напрямок основного дослідження – розрахунок каплеподібної трубки секції радіатора.

В четвертому розділі був виконаний розрахунок в програмному в програмному комплексі SOLIDWORKS Flow Simulation базової та модернізованої секції радіатора. Основними параметрами що досліджувалися були: температура води на вході та виході з секції, розподіл температури по секції, розподіл тиску повітря в холодильній камері.

В підсумку каплеподібні трубки секції радіатора виявляються значно ефективнішими за плоскоовальні, хоча і значно здорожують конструкцію .

										Арк.
										76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.226585.000.03КР.ПЗ

