

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » ____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Борис ТИМОШЕВСЬКИЙ

Здобувач освіти



Олег ДУБРОВСЬКИЙ

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Дубровський Олег Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація системи охолодження тепловозного двигуна

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б.Г.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 3500 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1000 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна конструкція та особливості роботи тепловозного двигуна. 2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи дизеля. 3. Модернізація системи охолодження тепловозного двигуна. 4. Економічне обґрунтування модернізації. 5. Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Тепловоз типу ТЕП70. 2. Поперечний розріз двигуна 16ЧН 26/26. 3. Повздовжній вид двигуна 16ЧН 26/26. 4. Схеми системи охолодження двигуна 16ЧН 26/26. 5. Стойка радіаторна. 6. Охолоджувач наддувочного повітря. 7. Охолоджувач водомасляний

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Економічний розділ</i>	<i>Тимошевський Б.Г.</i>		
<i>Розділ хорони праці</i>	<i>Тимошевський Б.Г.</i>		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Загальна конструкція та особливості роботи тепловозного двигуна.</i>		
2.	<i>Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи дизеля.</i>		
3.	<i>Модернізація системи охолодження тепловозного двигуна</i>		
4.	<i>Економічне обґрунтування модернізації</i>		
5.	<i>Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна</i>		

Здобувач освіти

(підпис)*Олег ДУБРОВСЬКИЙ*

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)*Борис ТИМОШЕВСЬКИЙ*

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Робота присвячена модернізації теплообмінних апаратів системи охолодження двигуна 16 ЧН 26/26 магістрального тепловозу типу ТЕП 70 на базі заребреної трубки з накатним (стрічковим) оребренням

У роботі проведено аналіз системи охолодження тепловозного двигуна типу 16 ЧН 26/26, а також її елементів. Виконано розрахунок робочого циклу й теплового балансу, за яким визначено витрати теплоносіїв системи охолодження.

Розглянуто основні шляхи оптимізації теплообмінних апаратів, виконано розрахунок параметрів секції-прототипу за програмою зворотного розрахунку тепловозної радіаторної секції, виконано пошук оптимальних геометричних розмірів круглої трубки з накатним оребренням і параметрів її розміщення в пучку. Пошук оптимальних геометричних розмірів круглої трубки здійснювався як за повним алгоритмом рішення зворотного завдання, так і за спрощеним алгоритмом з використанням безрозмірних комплексів (використовувалися тільки граничні умови). Проаналізовано можливість застосування альтернативної поверхні теплообміну для виготовлення маслоохолоджувача й охолоджувача наддувного повітря.

У роботі також виконано економічне обґрунтування впровадження альтернативної поверхні теплообміну, проведено аналіз рівня шуму й вібрації в машинному відділенні дизеля, запропоновано заходи щодо зниження небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал з обслуговування дизеля.

Дипломна робота виконана українською мовою на 88 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 12 джерел. Графічна частина представлена на 7 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, система охолодження, поверхня теплообміну, радіаторна стійка, охолоджувач масла, охолоджувач наддувного повітря.

					КРМ.142.6222м.05.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The work is devoted to the modernization of heat exchange devices of the cooling system of the engine 16 ЧН 26/26 of the ТЕР 70 type mainline diesel locomotive based on a finned tube with rolled (tape) fins

The article analyzes the cooling system of the diesel locomotive type 16 ЧН 26/26, as well as its elements. The calculation of the work cycle and heat balance was carried out, according to which the costs of coolants of the cooling system were determined.

The main ways of optimizing heat exchange devices were considered, the parameters of the prototype section were calculated using the back-calculation program of the locomotive radiator section, the search for the optimal geometric dimensions of the round tube with rolled fins and the parameters of its placement in the beam was performed. The search for optimal geometric dimensions of a round tube was carried out both by the full algorithm for solving the inverse problem and by a simplified algorithm using dimensionless complexes (only boundary conditions were used). The possibility of using an alternative heat exchange surface for the manufacture of an oil cooler and a charge air cooler is analyzed.

In the work, an economic justification for the introduction of an alternative heat exchange surface was also performed, an analysis of the level of noise and vibration in the engine compartment of the diesel engine was carried out, and measures were proposed to reduce dangerous and harmful factors affecting the personnel servicing the diesel engine.

The thesis is written in Ukrainian on 88 sheets of the calculation and explanatory note. 12 sources were used. The graphic part is presented on 7 drawings of A1 format.

Key words: internal combustion engine, cooling system, heat exchange surface, radiator rack, oil cooler, charge air cooler.

					KPM.142.6222м.05.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1 ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 16ЧН 26/26 У СКЛАДІ ТЕПЛОВОЗУ ТИПУ ТЕП70

- 1.1. Конструктивні особливості тепловозу типу ТЕП70.....
- 1.2. Опис конструкції двигуна типу 16ЧН 26/26.....
- 1.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНА 16ЧН 26/26

- 2.1. Основні вимоги до тепловозних дизельних двигунів.....
- 2.2. Режими роботи двигунів на тепловозі.....
- 2.3. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу..
- 2.4. Розрахунок робочого циклу тепловозного двигуна 16ЧН
26/26.....
- 2.5. Розрахунок теплового балансу тепловозного двигуна 16 ЧН
26/26.....
- 2.6. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 3 МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИ-ГУНА 16ЧН 26/26

- 3.1. Аналіз системи охолодження тепловозного двигуна типу 16
ЧН 26/26
- 3.2. Аналіз конструкції теплообмінних апаратів, що входять до
складу системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26.....
- 3.3. Аналіз параметрів системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26..
- 3.4. Визначення параметрів альтернативної поверхні теплообміну
- 3.5. Розрахунок теплотехнічних параметрів радіаторної стійки на
базі альтернативної поверхні теплообміну.....

3.6.	Розрахунок параметрів маслоохолоджувача на базі розробленої альтернативної поверхні теплообміну.....
3.7.	Розрахунок параметрів охолоджувача наддувочного повітря тепловозного дизельного двигуна типу 16ЧН 26/26 на базі альтернативної поверхні теплообміну.....
3.8.	Висновок до розділу.....
РОЗДІЛ 4	ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
РОЗДІЛ 5	ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА
5.1.	Загальні вимоги з охорони праці для бригад локомотиву.....
5.2.	Охорона навколишнього середовища.....
5.3.	Висновки до розділу.....
	ВИСНОВОК ПО РОБОТІ
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ
	Додаток А. Тепловоз типу ТЕП70.....
	Додаток Б. Поперечний розріз двигуна 16ЧН 26/26.....
	Додаток В. Повздовжній вид двигуна 16ЧН 26/26.....
	Додаток Г. Схема системи охолодження двигуна 16ЧН 26/26
	Додаток Д. Стойка радіаторна.....
	Додаток Е. Охолоджувач наддувочного повітря.....
	Додаток Є. Охолоджувач водомасляний.....

ВСТУП

В даний час охолоджуючі секції тепловозів виконуються набірними з «стійок», що встановлюються в корпусі тепловоза на спеціальних колекторах і продуваються потужними вентиляторами. Всі стійки стоять в потоці повітря паралельно, а вода проходить по ним по-різному, залежно від приналежності стійки до тієї чи іншої секційної групи. Виділяються групи охолодження власне двигуна, масла, наддувочного повітря і гідравлічної рідини. Всі стійки мають однакову уніфіковану конструкцію. Сучасні системи охолодження тепловозів використовують в стійках поверхню охолодження, виконану на базі шахових пучків з плоскоовальних труб з груповим оребрением гофрованими пластинами. Секції виготовляються за допомогою пайки. Охолоджувачі масла та наддувочного повітря системи охолодження двигуна типу 16ЧН 26/26 виконані на базі шахового пучка труб з накатним оребрением.

Для зниження ваги теплообмінних апаратів, поліпшення їх теплотехнічних властивостей та уніфікації поверхонь теплообміну у всіх теплообмінних апаратах системи охолодження двигуна актуальним є оптимізація самої поверхні охолодження (оребреної трубки). Для цього потрібно розробити поверхню теплообміну (ПТ) на базі круглих труб з накатним ребрами, що забезпечує конкурентоспроможність альтернативних стійок (РС), МО та ОНП, що випускаються в даний час. Саме це зумовлює актуальність і практичну цінність обраної теми.

					<i>КРМ.142.6222м.05.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 16ЧН 26/26 У СКЛАДІ ТЕПЛОВОЗУ ТИПУ ТЕП70

1.1. Конструктивні особливості тепловозу типу ТЕП70

Односекційний тепловоз типу ТЕП70 з електропередачею змінно-постійного струму слугує для переміщення пасажирських вагонів. Він має дві кабіни управління та представлений на рис. 1.1.



Рисунок 1.1 – Пасажирський тепловоз типу ТЕП70

У кожній кабіні управління трохи нижче лобового вікна встановлено освітлювальний прожектор. Пульт керування з панеллю контрольно-вимірювальних приладів, виконано у вигляді єдиної цільної конструкції, встановлений уздовж усього лобового вікна та по всій ширині кабіни машиніста тепловозу. У самій верхній частині лобового вікна тепловозу розміщено локомотивний світлофор. Показчик швидкості розташований в правому передньому кутку кабіни таким чином, щоб його показання були видні головному машиністу та його помічнику.

У середній частині пульта керування тепловозом розміщено спеціальний ключ з кінцевим вимикачем для забезпечення аварійної зупинки тепловоза. Машинне відділення тепловозу типу ТЕП70 відокремлено від передньої його кабіни машиніста високовольтною камерою, а від задньої частини – шафою для посуду і одягу бригади тепловозу.

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

Обладнання у машинному відділенні тепловозу розміщено на рамі та кріпиться до дахового блоку. На рамі тепловозу (рис.1.2) встановлено: 1 – високовольтна камера; 2 – установка випрямна; 3 – блок збудження головного генератора; 4 – вентилятор осьовий; 8 – вузол санітарний з умивальником; 9 – дизель-генератор (з двигуном 16ЧН 26/26); 11 – підігрівач палива; 13 – редуктор для приводу гідронасосів; 14 – насос прокачування масла з електродвигуном; 16 – компресор гальмівний з електродвигуном; 17 – резервуари повітряні; 19 – шафа для посуду та одягу; 20 – розподільник повітря пневматичного гальма тепловозу.

На своїй внутрішній стороні секцій даху тепловозу типу ТЕП70 встановлено: 28 – резервуар автоматичної системи протипожежної безпеки; 27 – блок фільтрів для очищення повітря, що застосовується для охолодження електричних машин тепловозу; 23 – блок пристрою охолодження (подвійний); 25 – глушник; 31 – бак масляної системи для приводу вентиляторів; 24 – бак водяної системи двигуна 16ЧН 26/26. У кожному тамбурі на задній стінці кабін тепловозу розміщено по дві пісочниці 30.

Компоновка агрегатів по середині рами тепловозу, фіксація більшої частини обладнання до даху, а також використання централізованої системи постачання повітря забезпечило досить вільний прохід через усе машинне відділення тепловозу уздовж його бічних стінок. Освітлення машинного відділення тепловозу забезпечується природнім світлом крізь сім вікон розміщених на кожній бічній стороні. У машинному відділенні тепловозу розміщено дванадцять плафонів основного та вісім додаткового освітлення.

Демонтаж дизель-генератора генератор (з двигуном 16ЧН 26/26), гальмівного компресору, осьового вентилятора системи охолодження чи іншого крупного вузла або механізму можна при знятті одного з блоків даху тепловозу. На боковій поверхні дахового блоку тепловозу, розміщеного поряд з передньою кабіною тепловозу, розміщено шість (по три на кожен бок тепловозу) люків для забезпечення вентиляції машинного відділення. В ці люки розміщено касети з набором сіток для забезпечення фільтрації повітря.

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

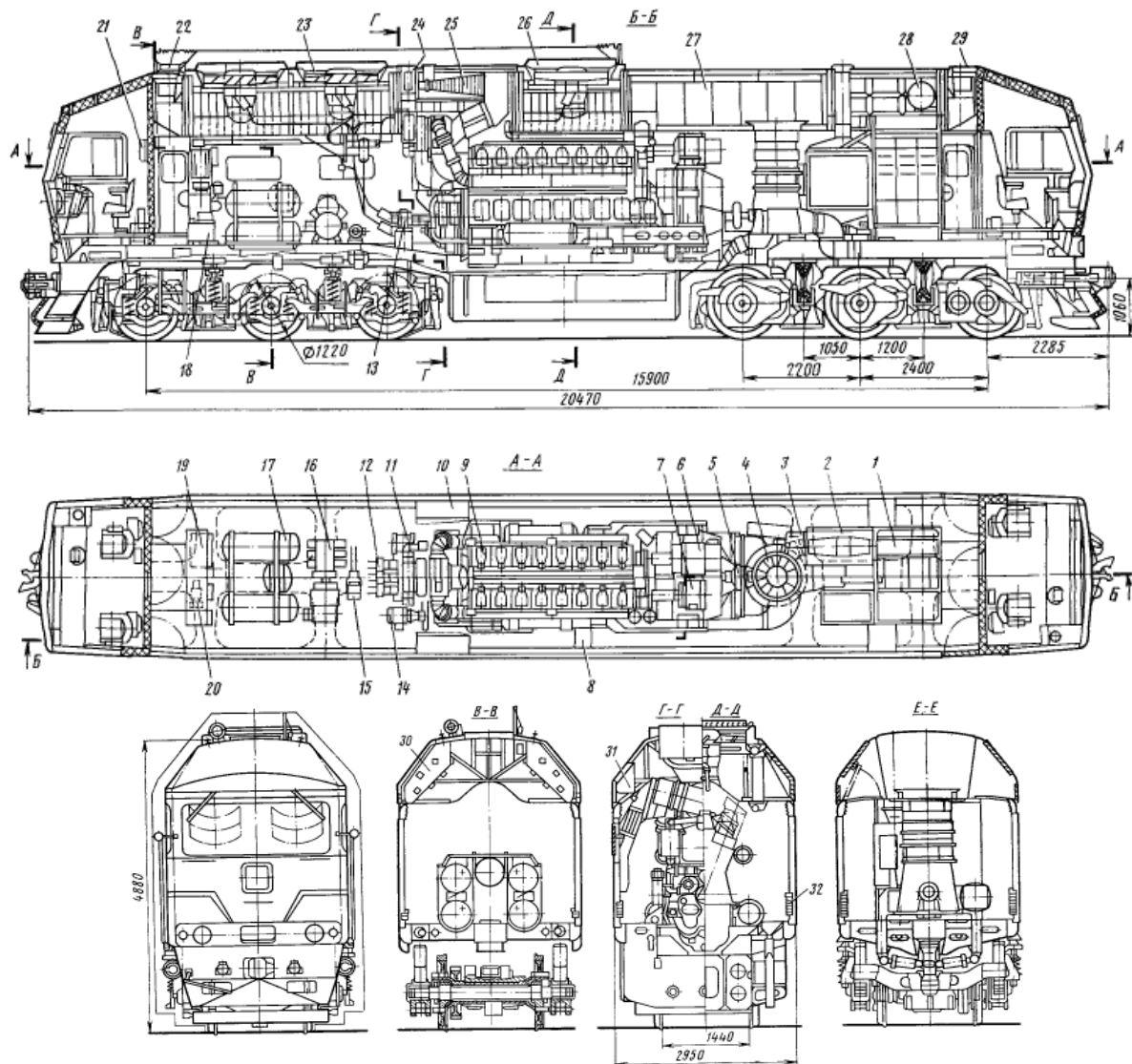


Рисунок 1.2 – Компонівка головних вузлів тепловозу типу ТEP70:

1 – високовольтна камера; 2 – випрямна установка; 3 – блок збудження головного генератора; 4 – осьовий вентилятор централізованої системи повітропостачання; 5 – оболонкова муфта; 6 – стартер-генератор; 7 – збудник; 8 – санвузол; 9 – дизель-генератор; 10 – повітроочисник дизеля; 11 – підігрівач палива; 12 – гідронасоси; 13 – редуктор гідронасосів; 14 – маслопрокачуючий насос; 15 – паливопідкачуючий насос; 16 – компресор гальмівної системи; 17 – повітряні резервуари; 18 – блок живлення електропневматичного гальма; 19 – шкаф для одягу і посуду; 20 – повітро-розподільник; 21 – вогнегасник; 22 – тифон; 23 – блок охолоджуючого пристрою подвійний; 24 – водяний бак; 25 – глушник; 26 – блок охолоджуючого пристрою одинарний; 27 – блок фільтрів централізованої системи повітропостачання; 28 – резервуар протипожежної системи; 29 – люк на даху; 30 – пісочниці; 31 – бак масляної системи; 32 – силові дроти

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.05.01.ПЗ

Аркуш

Зовні розміщено кришки, за допомогою яких при потребі можна закривати прохід потоку повітря в машинне відділення. На боковій стінці розміщено звуковий сигнал для того, щоб викликати помічника з машинного приміщення в кабіну машиніста та датчики протипожежного сигналізування. Корпус тепловоза вварено у раму разом з баком для пального, кабінами та очисниками шлях утворює одну єдину конструкцію з гарними аеродинамічними якостями. На боковій стінці паливного баку є кришки, що закривають ніші, які слугують для розміщення акумуляторних батарей.

На бічних стінках в середній частині кузову тепловозу кріпляться очисники повітря, що використовується дизелі 10. На зовнішніх бічних стінках на висоті вікон кузову тепловозу кріпляться регульовані жалюзі, через які свіже повітря поступає в повітряний очисник. Повітряні жалюзі, розміщені на бокових сторонах кузову тепловозу та на корпусі повітряного очисника, поєднуються передачею важеля, що дає змогу однією рукояткою зачиняти зовнішні та одночасно відчиняти внутрішні повітряні жалюзі, розміщені на корпусі повітряного очисника, чим забезпечувати відокремлення повітря машинного відділення. Уздовж бічних стінок кузову тепловозу у нижній їх частині, що сполучаються з рамою, закріплено силові кабелі електроустаткування тепловозу типу ТЕП70. Зовні вони закриваються знімним кожухами, що надає вільний доступ для здійснення монтажу та огляду. Кузов тепловозу типу ТЕП70 встановлено на дві тривісні візки, що добре збалансовані. На кожен візок кузов тепловозу типу ТЕП70 спирається на дві центральні вертикальні і чотири бокові опори. Вертикальні опори виконано маятникового типу, розміщені вздовж рухомої осі та мають з обох кінців гумові конуси.

Чотири бокові опори (пружинні) за конструкцією виконані так, що при проходженні поворотів вони дають змогу рамі тепловозу повертатися та мати досить вільне поперечне переміщення. Між кузовом тепловозу типу ТЕП70 та візком пружний зв'язок. Маятникові опори корпусу тепловозу типу ТЕП70 у своєму вертикальному положенні фіксують пружинні розтяжки – апарати повороту. При нахилі візка від свого середнього положення ці апарати повороту збільшують сили повороту попередньо затягнутих пружин й повертають її в своє початкове поло-

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

ження. Ресорна підвіска на тепловозі типу ТЕП70 – збалансована двоступінчаста. Перша ступінь ресорної підвіски візка тепловозу складається з циліндричних пружин та листових ресор. Роль другої ступені підвіски для поглинання сил при вертикальних коливаннях тепловозу виконують гумові конуси головних опор підвіски, а при бокових коливаннях – бічні пружинні опори. Тягові електродвигуни на тепловозі типу ТЕП70 підвішені до рами через спеціальні гумові амортизатори та їх загальна маса входить в надресорну конструкцію тепловоза. Така підвіска тягових двигунів дає змогу значно (майже удвічі) знизити надресорну масу та перш за все знизити шкідливий вплив локомотиву на залізничну колію, а також значно покращує умови функціонування тягових електродвигунів.

Силова установка тепловозу типу ТЕП70, що містить дизеля та тягові генератори, розташовані посередині тепловозу на піддизельній рамі. Дизель має газотурбінний наддув з попереднім охолодженням наддувочного повітря та випускних газових колекторів. На шестифазному синхронному генераторі змінного струму з примусовим охолодженням та незалежним збудженням розміщено збудник й стартер-генератор, що забезпечують крутний момент який передається через розподільчий редуктор до дизеля.

Рама під двигун на тепловозі типу ТЕП70 встановлюється на гумові амортизатори. Агрегати системи змащення двигуна (маслоохолоджувач, фільтри грубого та відцентрові тонкого очищення, трубопроводи) розміщені на дизелі та його підрамнику. З бокової сторони тягового генератора розміщено осьовий вентилятор системи централізованого повітропостачання. Цей вентилятор через еластичну муфту й редуктор отримує крутний момент від вала генератора. Осьовий вентилятор системи охолодження засмоктує свіже повітря з двох бокових сторін корпусу через спеціальний блок фільтрів камери забору повітря. В середині камери розміщено вхідний колектор вентилятора. Блок фільтрів складається з наборів окремих касет та розміщений на спеціальній рамі знімної частини даху. Конструкція фіксації касет дає змогу швидко демонтувати та встановлювати їх з блоку через спеціальні люки, розташовані знизу блоку фільтрів повітря усередині тепловоза над обома проходами.

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

Повітря для забезпечення роботи дизеля 16ЧН 26/26 проходить крізь двоступеневий очисник повітря. Перша ступінь очищення повітря є фільтром безперервного очищення, виконаним у вигляді спеціального поворотного колеса, заповненого у середині набором гофрованих сіток. Другий ступінь очищення нерухомий, має набивку з пінополіуретанового поропласту.

Система охолодження води, масла та наддувного повітря дизеля 16ЧН 26/26 є двоконтурною. У першому (внутрішньому) контурі охолоджується вода двигуна 16ЧН 26/26, у другому – вода для забезпечення охолодження наддувного повітря в охолоджувачі надувного повітря і масла дизеля в теплообміннику масла. Теплообмінники розташовано в двох дахових блоках. Один блок встановлено над двигуном 16ЧН 26/26, а здвоєний блок розташовано поряд з тамбуром задньої кабіни машиніста тепловозу. Теплообмінники системи охолодження зроблені з плоскотрубчатих секцій з кроком оребрення – 2,3 мм, розміщених у один ряд.

Двадцять дві секції охолоджуючих радіаторів першого контуру системи розміщено в одинарному блоці. Сорок секції охолоджуючих радіаторів другого контуру встановлюються у здвоєному блоці. Відмінною особливістю системи є послідовне включення груп секцій радіаторів, що збільшує швидкість руху охолоджуючої води в них та підвищує коефіцієнт теплопередачі. У здвоєному блоці розміщено одну укорочену секцію для охолодження масла системи гідростатичного приводу. У обох контурах охолодження із-за розташування на даху блоків застосовано трохи укорочені водоповітряні секції радіаторів з робочою довжиною у 710 мм. Для забезпечення охолодження води потоком повітрям є три осьові вентилятори з діаметром робочого колеса 1400 мм та гідростатичним приводом руху.

1.2. Опис конструкції двигуна типу 16ЧН 26/26

Дизельні двигуни ЧН 26/26 слугують для встановлення на магістральні, маневрові, промислові тепловози, деякі бурові установки та великі кар'єрні автосамоскиди. Дизелі випускають у 8...20-циліндровому виконанні, розташування робочих циліндрів – V-подібне під кутом розвалу 42°. Поперечний розріз двигуна 16ЧН 26/26 подано на рис. 1.3, а основні його параметри – табл. 1.1.

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

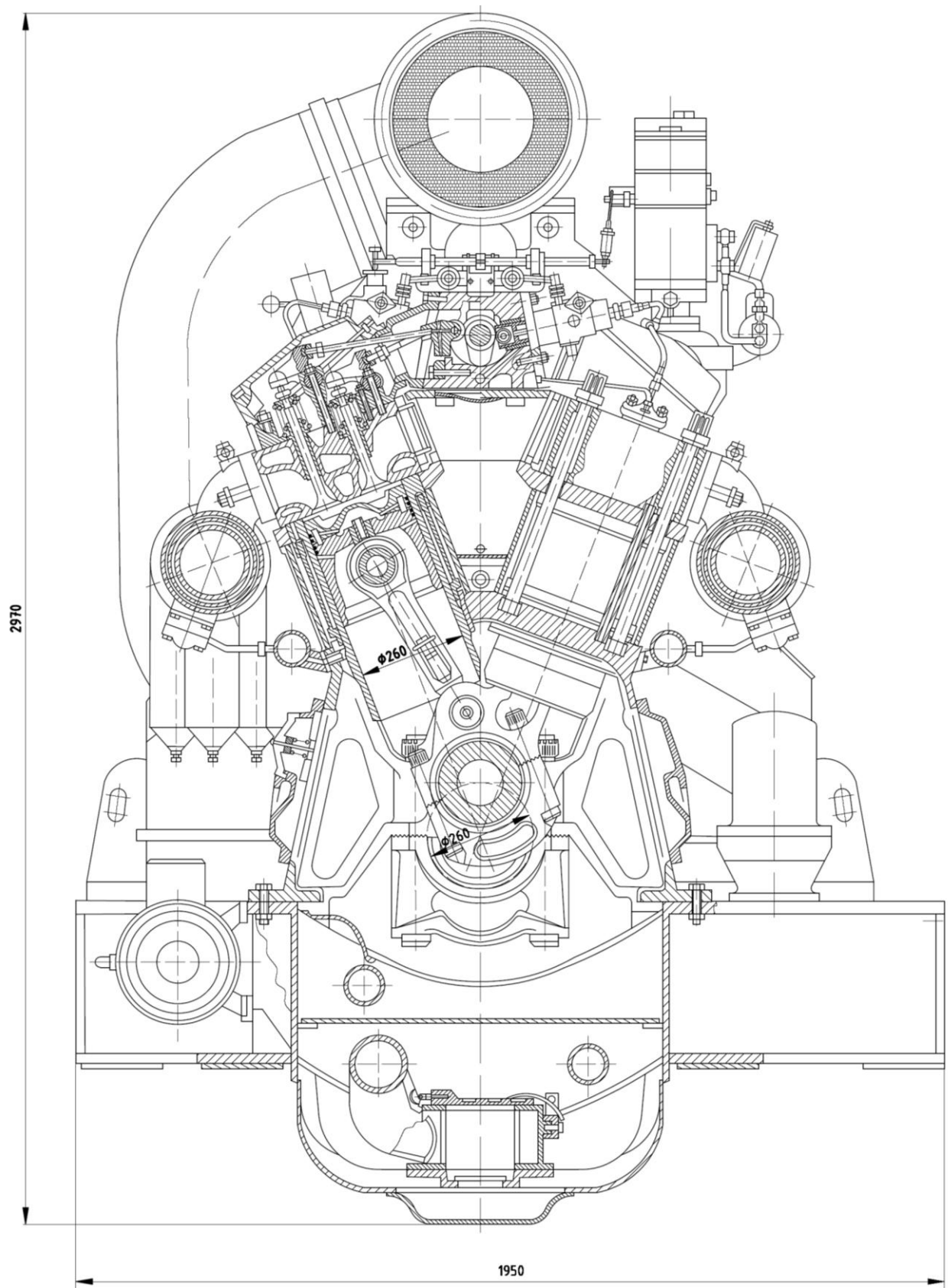


Рисунок 1.3 – Поперечний розріз тепловозного двигуна 16ЧН 26/26

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.05.01.ПЗ

Аркуш

Блок робочих циліндрів має V-подібної форми та сварноліту конструкцію. Для забезпечення розвантаження зварних швів від навантажень, що розтягують, анкерні болти для кріплення кришок робочих циліндрів вкручено у верхній опорний пояс картера дизеля. Конструкція блоку циліндрів забезпечує зварювання її картерної частини зі окремих стійок на контактній зварювальній машині. В розвалі блоку циліндрів розташовано повітряний ресивер наддувочного повітря та канал для підведення змащувального масла до підшипників колінчастого валу двигуна.

Таблиця 1.1 – Основні параметри двигуна-прототипу 16ЧН 26/26

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Потужність двигуна, кВт	2950
2	Частота обертання, об./хв.	1000
3	Питома витрата палива, кг/кВт год	0,208
4	Питома витрата масла на угар, г/кВт год	1,23
5	Маса двигуна, кг	24020
6	Напрацювання дизеля до заміни масла, год	2500
7	Ресурс до капітального ремонту, год	50000

Для збільшення зносостійкості нижнього опорного поясу блока циліндрів та запобігання корозії у отвори запресовано втулки з нержавіючої сталі. До стійок блоку циліндрів двома вертикальними та чотирма горизонтальними болтами приєднуються підвіски. Стики стійок блоку циліндрів й підвісок мають плоску оброблену поверхню. Доступ у картер дизеля 16ЧН 26/26 здійснюється через спеціальні люки блоку. З правого боку блоку циліндрів кришки люків картера дизеля мають запобіжні клапани.

Колінчастий вал дизеля 16ЧН 26/26 виготовлено з легованої сталі чи високоміцного чавуну. Шийки колінвала азотовані, галтелі виконано накочуванням. Вкладиші шатунних та корінних підшипників – тонкостінні, мають сталеву основу, а зверху покриті антифрикційним шаром зі свинцевої бронзи.

Втулки робочих циліндрів дизеля 16ЧН 26/26 підвісного типу (рис. 1.4). На втулку робочого циліндру напресовано сталеву сорочку. Між втулкою робочого циліндру та сорочкою утворено порожнину для проходження охолоджуючої води.

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

До кришки робочого циліндра втулка приєднується шістьма шпильками. Газовий стик ущільнено спеціальною сталевую обмідненою прокладкою. У блоці циліндрів втулка циліндра фіксується верхнім й нижнім опорними поясами. Дзеркало втулки робочого циліндра фосфатується.



Рисунок 1.4 – Втулка робочого циліндра дизеля 16ЧН 26/26

Кришка робочого циліндра дизеля 16ЧН 26/26 лита, з високоміцного чавуну. Вона кріпиться до блоку робочих циліндрів чотирма шпильками (рис.1.5). У кришці циліндра розміщено два випускних й два впускних робочих клапана, паливна форсунка та індикаторний кран.

Поршень дизеля 16ЧН 26/26 складається з сталеві жароміцної головки й алюмінієвого тронку, з'єднаних між собою чотирма шпильками (рис. 1.6). З чотирьох наявних компресійних (ущільнюючих) кілець три верхніх мають трапецієподібний переріз (вигляд односторонньої трапеції), четверте кільце – плоске. Робоча поверхня тронка поршня має покриття дисульфідом молібдену. Головка поршня дизеля 16ЧН 26/26 примусово охолоджується маслом. Поршневий палець – сталевий, азотований та має плаваючий тип.

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

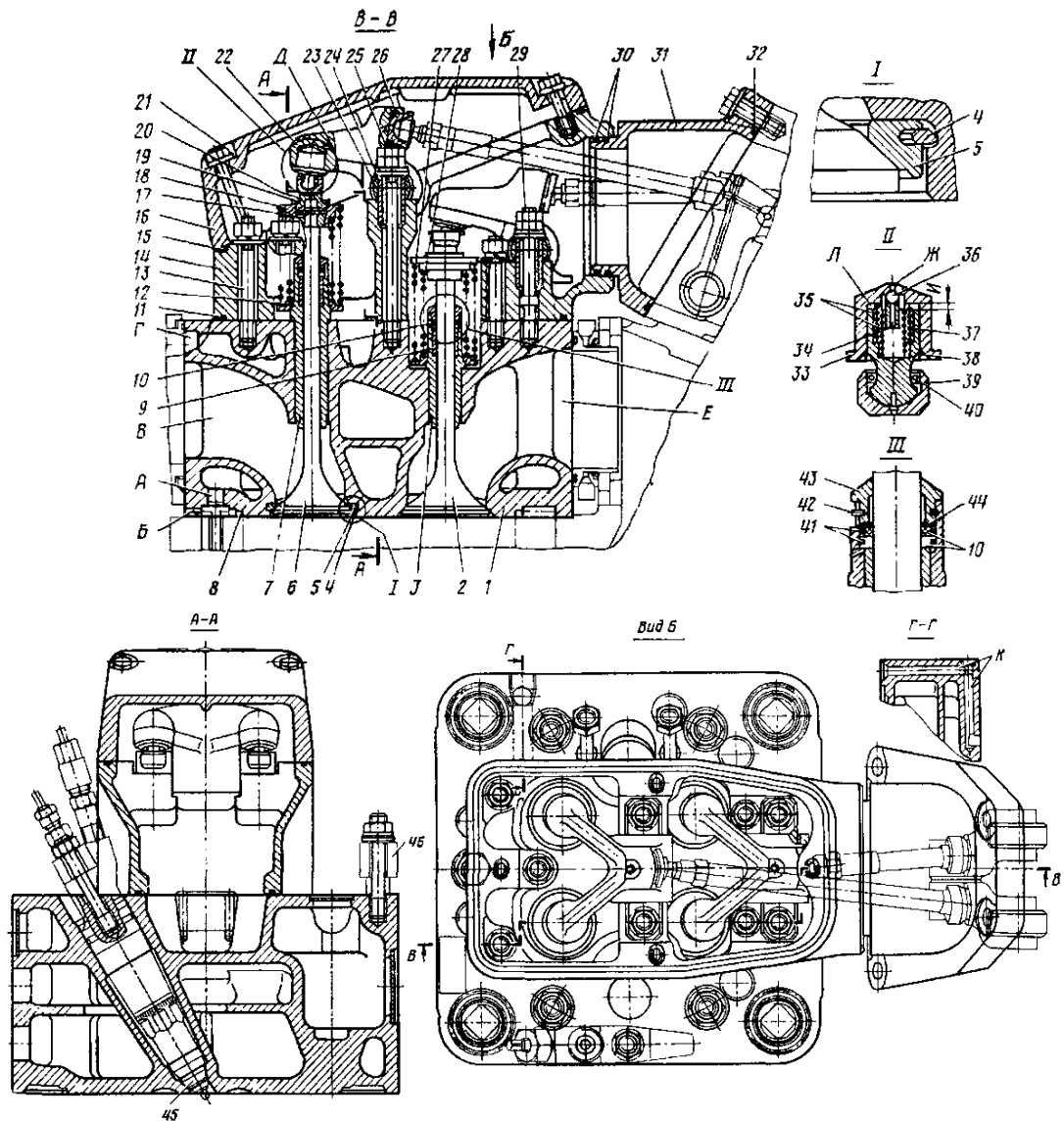


Рисунок 1.5 – Кришка робочого циліндру двигуна 16ЧН 26/26:

1 – кришка; 2, 6 – впускний та випускний робочі клапани; 3, 7 – напрямні втулки; 4 – пружинне кільце; 5 – сидло клапана випускного; 8 – прокладка для ущільнення газового стику; 9 – втулка; 10 – фторопластове кільце; 11, 15, 30, 32 – кільця гумові; 12, 18 – тарілки; 13, 25, 29 – шпильки; 14 – стінка; 16 – кришка; 17 – сухар розрізний; 19, 38, 42 – стопорні кільця; 20, 39 – ковпачки; 21 – болт; 22 – важіль; 23 – вісь важеля; 24 – втулка; 26 – опорна вставка; 27, 28, 35 – пружини; 31 – патрубок перехідний; 33 – втулка гідравлічного штовхача; 34 – упор; 36 – клапан кульковий; 37 – штовхач; 40 – шплінт; 41 – кільце пружинне; 43 – скребок; 44 – кільце регулювальне; 45 – форсунка; 46 – індикаторний кран;

А, В, Е – канали; Б, Г, Д, Ж, К – отвори; Л – порожнина

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.05.01.ПЗ

Аркуш

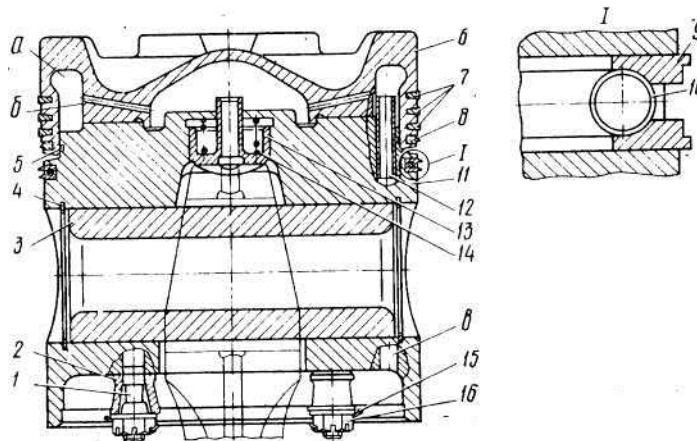


Рисунок 1.6 – Конструкція складеного поршня двигуна 16ЧН 26/26:

1 – шпилька; 2,12 – втулки; 3 – поршневий палець; 4 – кільце стопорне; 5 – кільце ущільнювальне; 6 – головка поршня; 7 – кільця компресійні; 8, 9 – маслосборні кільця; 10 – розширювач; 11 – тронк (юбка) поршня; 13 – стакан; 14 – пружина; 15 – дріт; 16 – гайка; а – порожнина охолодження маслом; б, в – канали

Шатуни дизеля 16ЧН 26/26 причіпного типу (рис. 1.7). Стрижні шатунів дизеля 16ЧН 26/26 двотаврового перетину. У верхній головці запресоване сталеві втулки з заливкою поверхонь тертя свинцевою бронзою. Нижня головка шатуна дизеля має косе зубчасте з'єднання. Шатунна кришка кріпиться до стрижня чотирма шатунними болтами. Шатуни з'єднуються між собою за допомогою пальця, який розміщено у втулки, запресованої у відповідні вушка головного шатуна. Причіпний шатун дизеля приєднується до пальця двома болтами.

Кришка робочого циліндру, циліндрова втулка, поршень дизеля з шатуном встановлюються й знімаються з двигуна комплектно.

Механізм газорозподілу розміщено встановлено у верхній частині блоку циліндрів в розвалі. Рядом кріпляться паливні насоси високого тиску (ПНВТ), механізм керування ПНВТ, важелі приводу клапанів. Розподільчий вал є одним на обидва ряди робочих циліндрів. Він на кожні два робочі циліндри з правого та лівого ряду має один комплект впускних й випускних кулачків.

Регулятор частоти обертання колінчастого валу дизеля 16ЧН 26/26 є всережимним, відцентровим, изодромним, з непрямою дією, що має механізм захисту

двигуна за тиском масла та коригуванням подачі палива у залежності від значення тиску наддувочного повітря.

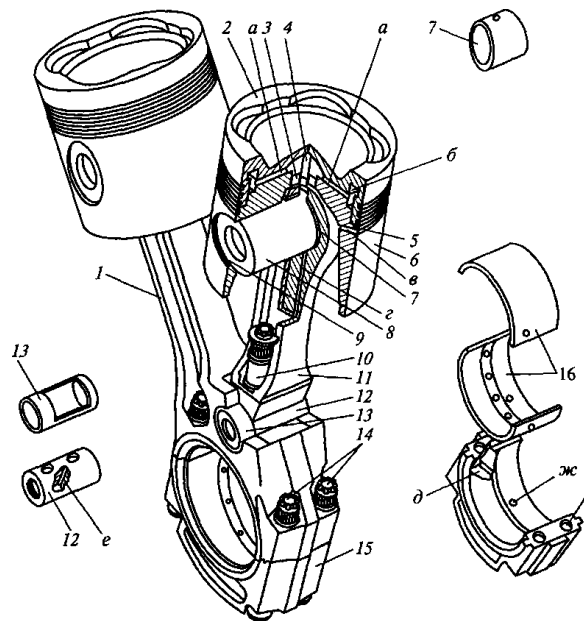


Рисунок 1.7 – Шатуно-поршньова група дизеля 16ЧН 26/26:

1 – головний шатун; 2 – поршень; 3 – пружина; 4 – стакан; 5 – кільце масло'земне з експандером; 6 – тронк; 7 – втулка головки шатуна верхня; 8 – палець; 9 – стопорне кільце; 10 – болт причіпного шатуна; 11 – причіпний шатун; 12 – палець шатуна причіпного; 13 – втулка-підшипник; 14 – болти шатунні; 15 – кришка; 16 – вкладиші

Наддув дизеля 16ЧН 26/26 забезпечується турбокомпресором, що містить осьову турбіну та відцентровий компресор. Системи охолодження та змащення турбокомпресора поєднані з відповідними системами дизеля. На двигуні застосовується охолодження наддувочного повітря у ОНП. Випускні колектора мають водяне охолодження.

Розрідження у картері дизеля 16ЧН 26/26 забезпечується шляхом примусового відсмоктування картерних газів.

Паливна система дизеля 16ЧН 26/26 містить насос підкачки палива, фільтри грубого й тонкого очищення, ПНВТ (на кожен робочий циліндр), паливні форсунки закритого типу та трубопроводи.

Система змащення дизеля 16ЧН 26/26 містить два циркуляційні масляні шестерні насоси, насос прокачування масла з автономним приводом від електродвигуна, фільтри грубого та тонкого очищення масла, відцентрові фільтри тонкого очищення, охолоджувач водомасляний, трубопровід, клапани.

Система охолодження дизеля 16ЧН 26/26 двоконтурна. Холодний контур системи призначено для охолодження наддувочного повітря, а також масла, що поступає до дизеля. Гарячий контур призначено для охолодження самого дизеля та турбокомпресора. Система охолодження містить насос контуру холодного, насос води контуру гарячого, МО, ОНП. Для забезпечення захисту від корозії поверхонь застосовуються спеціальні антикорозійні присадки.

Дизель 16ЧН 26/26 має захист за тиском та температурою масла, за температурою води гарячого контуру, за тиском у картері, за граничною частотою обертання валу. Керування дизелем та дизель-генератором виконується дистанційно.

1.3. Висновок до розділу

Тепловозний двигун 16ЧН 26/26 є досить сучасним та надійним дизельним двигуном, що застосовується на тепловозі типу ТЕП70. Двигун має досить вдалу конструкцію, однак певний резерв до вдосконалення мають його системи. Зокрема такою системою є система охолодження. Завдяки сучасним технологіям виготовлення поверхонь теплообміну, теплообмінники системи можуть стати об'єктом вдосконалення.

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

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНА 16ЧН 26/26

2.1. Основні вимоги до тепловозних дизельних двигунів

Питома маса двигуна має обмеження на тепловозі за допустимими навантаженнями від колісної пари на залізничні рейки та становить, за відомими даними практики, десь приблизно 15...18 % від маси самого тепловозу. Обираючи навантаження від колісної пари тепловозу на залізничні рейки для внутрішніх залізничних шляхів у розмірі 200...250 кН, питому масу дизеля повинна бути обмежаа значенням у 6,1...6,8 кг/кВт для агрегатних потужностей дизеля 3000 кВт і 4,75...5,5 кг/кВт для потужності 4500 кВт й вищих.

Досить висока ефективна паливна ефективність на усіх режимах експлуатації є найважливішою вимогою до тепловозних дизеля (витрата палива тепловозними дизелями повинна становити не більше 200...205 г/кВт·год та масла – 1,4...1,8 г/кВт·год). Також до вимог можна віднести стійку та економну роботу дизеля на холостих ходах та низьких навантаженнях, перехідних режимах, унеможливлення розрідження масла паливом, підвищеного коксування та інше.

Для чотирьохтактних тепловозних дизелів є доцільним реалізація можливості відімкнення подачі пального та свіжого повітря (з одночасним припиненням газообміну з навколишнім середовищем) на холостому ходу та низьких навантажень (до 40 % від максимальної потужності дизеля) половини робочих циліндрів. Бажаним є також можливість використовувати різні сорти палива досить широкого фракційного складу, у тому числі і палива з високим вмістом сірки, природного газу або синтетичних паливах. Рівень автоматизації керування, захисту роботи й регулювання дизеля повинен відповідати четвертому ступеню. Тепловий стан тепловозного двигуна (по маслу та воді) на усіх експлуатаційних режимах повинен бути максимально стабільним, а рівень діагностування, як для двигуна у цілому, так й його основних змінних деталей та агрегатів повинен бути на найвищому рівні.

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

Тепловозний дизель повинен досить надійно працювати в різних кліматичних умовах при температурі навколишнього повітря $\pm 40^{\circ}\text{C}$, висоті над рівнем моря до 2 км, вологістю повітря до 70 % за умов врахування впливу навколишнього середовища на ефективну потужність, питому витрату палива та робочий процес у цілому.

При досить тривалих стоянках, що притаманні умовам роботи тепловозним дизелям, слід забезпечити:

- зниження до мінімуму роботу двигуна на холостому ході для забезпечення підтримки потрібного теплового режиму;
- можливість незалежної та одночасної роботи підігрівача та двигуна;
- дистанційне управління двигуном;
- безвідмовний надійний пуск дизеля з будь-якого його положення, як у гарячому стані, так і у холодному.

Значну та особливу увагу потрібно приділити питанням взаємодії людини та двигуна, ергономічності, забезпеченню норм техніки безпеки та гігієни праці. Для забезпечення зниження рівня шуму та вібрації у відповідності санітарно-гігієнічних норм потрібно максимально повне урівноваження усіх рухомих мас, унеможливлення роботи двигуна у заборонених критичних зон частоти обертання колінчатого валу на експлуатаційних режимах роботи дизеля методом застосування спеціальних демпферуючих пристроїв, а також встановленням двигуна на віброізолюючі амортизатори. Для забезпечення суворих вимог з захисту навколишнього середовища важливим є забезпечення мінімальної токсичності та димності випускних газів.

2.2. Режими роботи двигунів на тепловозі

Режимом роботи дизеля прийнято називати певну сукупність головних показників робочого процесу та ефективних показників самого двигуна (N_e , p_e , M , n та ін.). Прийнято розрізняти усталені та неусталені режими. Усталені режими роботи двигуна – це, які характеризуються сталими у часі основними параметрами робочого процесу двигуна. Робота дизеля на усталеному режимі роботи відповідає пе-

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

вному балансу потужності, яку розвиває дизель та потужності, що споживає пов'язаний з двигуном споживач. В цьому випадку у якості споживача енергії виступає генератор змінного струму. До усталених режимів тепловозного двигуна можна віднести номінальний режим, економічний та режим холостого ходу.

Неусталені режими роботи двигуна, або ще перехідні, характеризуються змінними у часі параметрами робочого процесу дизеля, що зазвичай обумовлено змінними зовнішніми навантаження на нього. При роботі тепловозного дизеля на неусталених режимах можна спостерігати певний дисбаланс потужностей дизеля та споживача енергії, що є причиною зміни у часі показників проходження робочого процесу двигуна. До неусталених режимів зазвичай відносять пуск дизеля, його зупинку, роботу при прогріві двигуна, а також перехід з одного усталеного режиму роботи на інший усталений.

Сукупність певних режимів роботи дизеля, що характеризуються сталим значенням одного чи декількох незмінних параметрів роботи прийнято називати характеристикою роботи дизеля. У якості сталих показників можуть бути частота обертання колінвалу, потужність, циклова витрата палива тощо. Характеристики роботи двигуна зображують графічно (рис. 2.1).

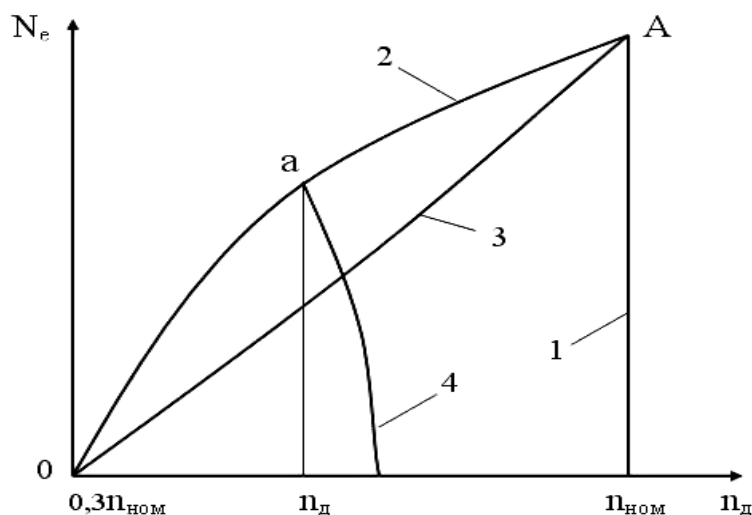


Рисунок 2.1 – Характеристики роботи тепловозних дизель-генераторів:

1 – навантажувальна характеристика; 2 – зовнішня характеристика; 3 – тепловозна (генераторна) характеристика; 4 – регуляторна характеристика

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.05.02.ПЗ

Аркуш

Розрізняють такі характеристики роботи тепловозних двигуни:

1. При сталому значенні частоти обертання двигуна – характеристика навантаження. Робота за цією характеристикою обумовлена дією рукоятки контролера машиніста на затягнуту пружину ізодромного регулятора частоти, що підтримує стаке значення частоти обертання колінвалу за рахунок змінення положення рейки ПНВТ. Мінімальна потужність дизеля при будь-якому сталому значенні частоти обертання відповідає режиму холостого ходу, тобто відповідає навантаженню потужністю навісного обладнання дизеля.

2. При сталому значенні циклової подачі палива – швидкісна характеристика. У разі відповідності циклової витрати палива номінальній цикловій витраті (максимальній), то таку характеристику називають зовнішньою швидкісною характеристикою.

3. Робота дизеля за заданим налаштуванням генератора є роботою дизеля за тепловозною характеристикою. Система регулювання частоти обертання та потужності дизеля, які встановлено на тепловозах типу ТЕП70, не дають змоги отримати монотонну змінну параметрів роботи дизеля 16ЧН 26/26 за тепловозною характеристикою. Тому на фактично характеристика є ламаною кривою, що відповідно відповідає ступінчастому регулюванню частоти дизеля, що обумовлене положенням органу управління – рукоятки контролера. Як було відмічено вище, головна рукоятка управління має шістнадцять положень, що охоплюють весь діапазон частоти обертання $0, 350 \dots 1000 \text{ хв}^{-1}$. Мінімальна номінальна ефективна потужність дизеля 16ЧН 26/26, що працює за тепловозною характеристикою, відповідає умовам зрушення з місця складу з максимально допустимою вагою враховуючи потужність навісних на дизель агрегатів.

4. За умов мінімального значення для всіх частот обертання питомої ефективної витрати палива – економічна характеристика роботи. Це також ламана крива. Економічна та тепловозна характеристики зазвичай не співпадають.

5. За умов максимальної допустимої температури деталей циліндро-поршневої групи дизеля – обмежувальна характеристика.

					<i>KPM.142.6222м.05.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.3. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу

Температуру навколишнього середовища T_o за даними заводу-виробника приймаємо рівною – $T_o = 313$ К. Тиск навколишнього середовища P_o згідно стандартних атмосферних умови слід приймати – $P_o = 0,103$ МПа.

При обранні ступеня стиснення потрібно враховувати розміри робочого циліндра та спосіб сумішоутворення у двигуні. Так за нерозділеній камері згоряння для СОД обираємо $\varepsilon = 13,5$.

Коефіцієнт надлишку повітря α залежить від розмірів робочого циліндру та способу сумішоутворення у двигуні, обираємо $\alpha = 2,2$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r відображає особливості повітропостачання та газообміну, обираємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнти використання теплоти у характерних точках z (ξ_z) та b (ξ_b) змінюються у широкому діапазоні та напряду залежать від ступеня досконалості дизеля, згідно рекомендацій обираємо $\xi_z = 0,88$; $\xi_b = 0,91$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ для даного типу дизелів складатиме $\lambda = 1,35$.

Підігрів повітряного заряду від стінок циліндра ΔT залежить від наявності на двигуні наддуву, обираємо $\Delta T = 15$ К.

Величину коефіцієнту закруглення індикаторної діаграми ζ обирають на підставі дослідних даних, або за врахуванням тип двигуна й особливостей системи газообміну, обираємо для даного типу двигуна – $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m у розрахунках складатиме – $\eta_m = 0,87$.

Зменшення тиску стиснутого повітря у ОНП ΔP_{ox} (залежить від опіру на шляху потоку повітря), обираємо рівним $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r для дизелів такого типу складатиме $T_r = 800$ К.

Розрахунок робочого циклу двигуна 16ЧН 26/26 виконується на паливі середнього складу: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню. Нижча теплота згоряння такого палива становитиме $Q_H = 42664,4$ (кДж/кг).

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

Коефіцієнт тактності Z характеризує кількість робочих ходів поршня двигуна, які приходяться на один оберт колінчастого валу. Для 4-тактного двигуна 16ЧН 26/26 – $Z = 0,5$.

Ступінь підвищення тиску у агрегаті наддуву Π_k для даного типу компресора, що встановлено на дизелі 16ЧН 26/26 складатиме $\Pi_k = 3,55$.

2.4. Розрахунок робочого циклу тепловозного двигуна 16ЧН 26/26

Головним завданням розрахунку робочого циклу тепловозного дизеля 16 ЧН 26/26 є моделювання циклу на номінальному режимі роботи при найбільш несприятливих умовах його функціонування.

В нашому випадку досить критичним для дизеля в цілому та системи охолодження зокрема є номінальний режим роботи в умовах літньої спеки. За таких умов навколишнього середовища у системі охолодження має бути відведено найбільшу кількість надлишкової теплоти від масла та охолоджуючої води.

У результаті розрахунку робочого циклу отримується тепловий баланс дизеля, а на його базі визначаються параметри теплоносіїв системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26, потрібні для наступних розрахунків усіх складових елементів системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26 (МО, ОНП та радіаторної стійки).

Розрахунковий робочого цикл складається з п'яти послідовних процесів: наповнення циліндру, стиснення повітря, згоряння суміші палива та повітря, розширення робочого тіла та випуску. Розрахунок номінального режиму двигуна типу 16ЧН 26/26 (2А-5Д49) виконується за допомогою комп'ютерної програми у Mathcad за методикою, розробленою В.І. Гринивецьким та Є.К. Мазінгом.

Нижче надається копія програми розрахунку циклу двигуна типу 16ЧН 26/26, виконаної в середовищі *Mathcad*.

1. Початкові дані для генерації розрахунку

1.1. Ефективна потужність, кВт..... $N'_e = 3500$

1.2. Частота обертання, хв^{-1} $n = 1000$

1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа..... $P_0 = 0.103$

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

1.4. Температура навколишнього середовища, К.....	$T_0 = 313$
1.5. Ступінь підвищення тиску в компресорі.....	$\Pi_k = 3.55$
1.6. Коефіцієнт продувки.....	$\phi_a = 1.02$
1.7. Коефіцієнт залишкових газів.....	$\gamma_r = 0.04$
1.8. Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.88$
1.9. Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.91$
1.10. Ступінь стиску.....	$\varepsilon_{\lambda\lambda\lambda} = 13.5$
1.11. Ступінь підвищення тиску при згорянні.....	$\lambda = 1.35$
1.12. Підігрів заряду від стінок циліндра, К.....	$\Delta T_a = 15$
1.13. Доля ходу поршня втраченого на продувку.....	$\phi_n = 0$
1.14. Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми.....	$\zeta = 0.96$
1.15. Механічний ККД двигуна.....	$\eta_m = 0.87$
1.16. Адіабатний ККД компресора.....	$\eta_{kad} = 0.75$
1.17. Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа.....	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18. ККД системи охолодження наддувного повітря.....	$\eta_o = 0.9$
1.19. Температура залишкових газів, К.....	$T_r = 800$
1.20. Масовий склад палива (кг/кг): $C = 0.87$ $H = 0.126$ $S = 0$ $O = 0.004$	
1.21. Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг).....	$Q_H = 42664.4$
1.22. Кількість циліндрів.....	$i = 16$
1.23. Діаметр циліндру, м.....	$D_c = 0.26$
1.24. Хід поршня, м.....	$S_c = 0.26$
1.25. Коефіцієнт тактності.....	$z = 0.5$
1.26. Коефіцієнт надлишку повітря для згорання.....	$\alpha = 2.2$
1.27. Показник адіабати для повітря.....	$k_B = 1.4$
1.28. Механічний ККД турбіни.....	$\eta_{t.m} = 0.97$
1.29. Адіабатний ККД турбіни.....	$\eta_{t.ad} = 0.76$

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

2. Процес наповнення

2.1. Тиск наддуву

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.366 \text{ МПа}$$

2.1. Температура повітря за компресором

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right] \quad T_k = 495.248 \text{ К}$$

2.2. Температура повітря перед двигуном

$$T_s = T_k - \eta_0 \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 331.225 \text{ К}$$

2.3. Температура заряду наприкінці процесу наповнення

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 363.678 \text{ К}$$

2.4. Тиск повітря перед двигуном

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} \quad P_s = 0.362 \text{ МПа}$$

2.5. Тиск заряду наприкінці процесу наповнення

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.351 \text{ МПа}$$

2.6. Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0.917$$

3. Процес стиску

3.1. Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль·К)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2. Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згорання

Дж/(моль·К)

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3. Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль·К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T \quad b_c = 0.002519 \quad a_{vc} = 19.281$$

3.4. Середній показник політропи стиску

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

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.361$$

3.5. Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 12.109 \text{ МПа}$$

3.6. Температура в кінці стиску

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 929.868 \text{ К}$$

4. Процес згоряння

4.1. Дійсна кількість повітря для згоряння

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.088 \text{ кмоль/кг}$$

4.2. Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0291$$

4.3. Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0279$$

4.4. Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.967$$

4.5. Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.027$$

4.6. Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль·К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

$$\text{де} \quad \Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316 \quad L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064 ; a_{vz} = 19.81038 ; b_z = 0.003$$

4.7. Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль·К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.82793 \quad ; \quad b_b = 0.003016$$

4.8. Максимальна температура згоряння

– знаходимо з наступного рівняння:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$\text{звідки:} \quad T_z = 1843.928 \quad \text{К}$$

4.9. Максимальний тиск згоряння

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad P_z = 16.347 \quad \text{МПа}$$

5. Процес розширення

5.1. Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad \rho = 1.509$$

5.2. Ступінь послідуочого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 8.949$$

5.3. Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення (знаходимо зі наступної системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \left[\frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} \right] + 1$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad n_2 = 1.281 \quad T_b = 996.337 \quad \text{К}$$

5.4. Тиск в кінці процесу розширення

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 0.987 \quad \text{МПа}$$

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

6. Визначення індикаторних показників

6.1. Теоретичний середній індикаторний тиск

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad P'_i = 2.258 \text{ МПа}$$

6.2. Дійсний середній індикаторний тиск

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.168 \text{ МПа}$$

6.3. Індикаторна питома витрата палива

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.184 \text{ кг/(кВт·г)}$$

6.4. Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.459$$

7. Визначення ефективних показників

7.1. Середній ефективний тиск

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1.886 \text{ МПа}$$

7.2. Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.4$$

7.3. Питома ефективна витрата палива

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.2112 \text{ кг/(кВт·год)}$$

7.4. Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 3474.245 \text{ кВт}$$

7.5. Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = -0.741\%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного Пк компресора на режимі роботи джизеля

8.1. Витрата повітря через компресор

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

$$G = \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 6.552 \text{ кг/с}$$

де універсальна газова стала для повітря $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

8.2. Витрата газів через турбіну

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 6.756 \text{ кг/с}$$

8.3. Тиск газу перед турбіною

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.347 \text{ МПа}$$

8.4. Температура газу перед турбіною

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 792.408 \text{ К}$$

8.5. Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.121 \text{ кмоль}$$

8.6. Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.406 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

8.6. Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{(a_{vb} + b_b \cdot T_t)} \quad k_t = 1.374$$

8.9. Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{кд} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{кд} = 3.523$$

8.11. Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{кд} - P_k}{P_{кд}} \quad \Delta P_k = -0.773\%$$

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

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

У таблиці 2.1 представлено систематизовані результати моделювання номінального режиму роботи тепловозного двигуна 16ЧН 26/26.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку робочого циклу тепловозного двигуна 16ЧН 26/26

№ з/п	Параметр	Розмірність	Найменування	Значення
1	p_a	МПа	Тиск заряду в кінці процесу наповнення	0,351
2	T_a	К	Температура заряду в кінці процесу наповнення	363,68
3	p_c	МПа	Тиск в кінці стиску	12,11
4	T_c	К	Температура у кінці стиску	929,87
5	p_z	МПа	Максимальний тиск згоряння	16,35
6	T_z	К	Максимальна температура згоряння	1843,93
7	p_b	МПа	Тиск наприкінці процесу розширення	0,987
8	T_b	К	Температура наприкінці процесу розширення	996,34
9	p_i	МПа	Теоретичне середнє індикаторне тиск	2,258
10	p_i	МПа	Дійсне середнє індикаторне тиск	2,168
11	g_i	г/(кВт·год)	Індикаторний витрата палива	0,184
12	η_i		Індикаторний ККД	0,459
13	p_e	МПа	Середнє ефективне тиск	1,886
14	η_e		Ефективний ККД двигуна	0,4
15	g_e	г/(кВт·год)	Ефективна витрата палива	0,2112
16	N_e	кВт	Ефективна потужність двигуна	3474,25

За даними виконаних розрахунків розраховуються крапки індикаторної діаграми (табл. 2.2 та 2.3). Загальний вигляд отриманої індикаторної діаграми тепловозного двигуна 16ЧН 26/26 представлено на рис. 2.1.

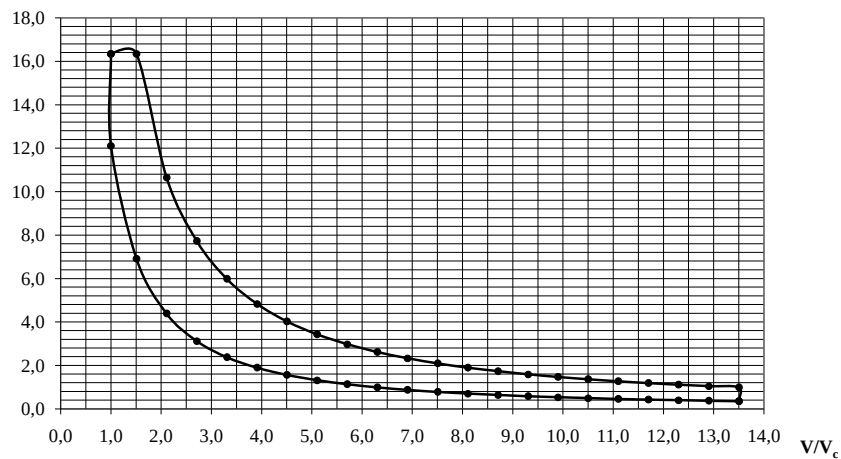
Таблиця 2.2 – Вихідні дані для розрахунку крапок індикаторної діаграми

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Показник політропи стиснення n_1	1,361
2	Показник політропи розширення n_2	1,281
3	Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,109
4	Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,347
5	Ступінь попереднього розширення ρ	1,509
6	Ступінь стиснення ε	13,5

Таблиця 2.3 – Координати індикаторної діаграми

№ з.п.	Параметр		
	(V/V_c)	$P_{ст}$	$P_{разш}$
1	1,00	16,35	
2	1,00	12,11	16,35
3	1,51	6,92	16,35
4	2,11	4,39	10,65
5	2,71	3,12	7,73
6	3,31	2,38	5,98
7	3,91	1,89	4,83
8	4,51	1,56	4,02
9	5,11	1,32	3,43
10	5,71	1,13	2,98
11	6,31	0,99	2,62
12	6,90	0,87	2,33
13	7,50	0,78	2,09
14	8,10	0,70	1,90
15	8,70	0,64	1,73
16	9,30	0,58	1,59
17	9,90	0,53	1,47
18	10,50	0,49	1,36
19	11,10	0,46	1,27
20	11,70	0,43	1,19
21	12,30	0,40	1,11
22	12,90	0,37	1,05
23	13,50	0,35	0,99
24	13,50		0,35

$P, \text{МПа}$



**Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма
тепловозного двигуна 16 ЧН 26/26**

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.05.02.ПЗ

Аркуш

2.5. Розрахунок теплового балансу тепловозного двигуна 16 ЧН 26/26

У двигунах внутрішнього згоряння при згорянні палива в корисну роботу перетворюється 38...54 % теплоти. Усе інше складають різні теплові втрати. Так частина втрат припадає на відпрацьовані гази, інша частина тепла втрачається безпосередньо через частини ДВЗ (деталі ЦПГ, газовипускні патрубки, клапани, деталі турбокомпресора, що охолоджуються тощо). Також частина тепла віддається у систему охолодження (у воду та масло). Деяка частка теплоти повертається в цикл з повітрям, що поступає від турбокомпресора.

Рівняння теплового балансу двигуна має вид:

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

де Q_{Σ} – теплота згоряння введеної в циліндр циклової дози палива; Q_{Γ} – теплота з випускними газами; Q_M – теплота, що відводиться у змашувальне та охолоджуюче маслом; Q_w – теплота, що відводиться від двигуна у охолоджуючу водою; $Q_{H.B.}$ – невраховані теплові втрати, які ще називають часткою небалансу; Ne – ефективна потужність ДВЗ.

Загальну кількість тепла (теплова потужність робочого циклу), що виділяється у робочому циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{3474,25}{0,4} = 8685,63 \text{ кВт.}$$

Кількість тепла, що покидає двигун з відпрацьованими газами (теплова потужність ВГ):

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} c_{p\Gamma} T_{3.T.} - G_S c_{pS} T_S ,$$

де G_{Γ} , G_S – часова витрата ВГ та свіжого повітря, що поступає у двигун, кг/год ($G_S = 6,552$ кг/с; $G_{\Gamma} = 6,756$ кг/с); $c_{p\Gamma}$, c_{pS} – ізобарна теплоємність ВГ та свіжого повітря ($c_{p\Gamma} = 1050$ Дж/кг·К; $c_{pS} = 1000$ Дж/кг·К); $T_{3.T.}$ – температура ВГ за турбіною, К; T_S – температура свіжого повітря на вході у робочий циліндр двигуна, ($T_S = 331,225$ К).

Температура ВГ за турбіною визначається на підставі залежності ККД турбіни:

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

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T-1}{K_T}} = 792,408 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,315}{0,10}} \right)^{\frac{1,374-1}{1,374}} = 594,92 \text{ К};$$

$$T_{3.T.} = T_T - \eta_{ad}(T_T - T_{3.T.}^{ad}) = 792,408 - 0,76(792,408 - 594,92) = 642,317 \text{ К}.$$

Теплова потужність ВГ:

$$Q_G = G_G c_{PG} T_{3.T.} - G_S c_{PB} T_S = 6,756 \cdot 1,05 \cdot 642,317 - 6,552 \cdot 331,225 = 2386,28 \text{ кВт}.$$

Кількість теплоти, що відводиться у охолоджувальну воду:

$$Q_w = \frac{0,98 Q_\Sigma - Q_G - Ne}{1,1} = \frac{0,98 \cdot 8685,63 - 2386,28 - 3474,25}{1,1} = 2410,25 \text{ кВт}.$$

Кількість теплоти, що відводиться у масло:

$$Q_M \approx 0,1 Q_w \approx 0,1 \cdot 2410,25 = 241,025 \text{ кВт}.$$

Невраховані теплові втрати або частка небалансу:

$$Q_{H.B.} \approx 0,02 \cdot Q_\Sigma = 0,02 \cdot 8685,63 = 173,72 \text{ кВт}.$$

Перевірка збіжності теплового балансу:

$$Q_\Sigma = Q_G + Q_w + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = 2386,28 + 2410,25 + 241,025 + 173,72 + 3474,25 = 8685,63 \text{ кВт}.$$

Згідно рівняння теплового балансу витрати води визначається як:

$$Q_w = G_w c_{pw} (T_1 - T_2).$$

$$\text{Звідки: } G_w = \frac{Q_w}{c_{pw} \Delta T} = \frac{2410,25}{4,187 \cdot 14,51} = 40 \text{ кг/с}$$

де – теплоємність води, 4,187 кДж/(кг·К).

Згідно рівняння теплового балансу витрати масла визначається як:

$$Q_M = G_M c_{pM} \Delta T$$

$$\text{Звідки: } G_M = \frac{Q_M}{c_{pM} \Delta T} = \frac{241,025}{2,2 \cdot 2,44} = 44,9 \text{ кг/с}$$

де – теплоємність масла, 2,2 кДж/(кг·К).

Перепад температури масла на двигуні 16 ЧН 26/26 обираємо у межах 2...6 К.

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

2.6. Висновок до розділу

На підставі проведених вище розрахунків отримано основні параметри робочого циклу тепловозного дизеля 16 ЧН26/26 та його параметри теплоносіїв на вході та виході, які будуть потрібні для наступних розрахунків елементів системи охолодження дизеля (МО, ОНП та радіаторної стійки). Усі потрібні параметри зведено у таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 – Основні параметри РЦ та параметри теплоносіїв

№ з/п	Параметр	Розмірність	Найменування	Значення
1	p_z	МПа	Максимальний тиск згоряння	16,35
2	T_z	К	Максимальна температура згоряння	1843,93
3	p_i	МПа	Дійсне середнє індикаторне тиск	2,168
4	g_i	г/(кВт·год)	Індикаторний витрата палива	0,184
5	η_i		Індикаторний ККД	0,459
6	p_e	МПа	Середнє ефективне тиск	1,886
7	η_e		Ефективний ККД двигуна	0,4
8	g_e	г/(кВт·год)	Ефективна витрата палива	0,2112
9	N_e	кВт	Ефективна потужність двигуна	3474,25
10	G_B	кг/с	Витрата повітря	6,55
11	G_M	кг/с	Витрата масла	44,9
12	G_W	кг/с	Витрата охолоджуючої води	40
13	T_1	°С	Температура повітря перед ВНЗ	225
14	T_2	°С	Температура повітря після ВНЗ	99,3
15	T_{1M}	°С	Температура масла перед МО	87,14
16	T_{2M}	°С	Температура масла після МО	84,7
17	T_{1w}	°С	Температура води перед радіаторної стійкою	104,51
18	T_{2w}	°С	Температура води після радіаторної стійки	90

РОЗДІЛ 3 **МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНА 16ЧН 26/26**

3.1. Аналіз системи охолодження тепловозного двигуна типу 16 ЧН 26/26

Виходячи з поставленої задачі магістерської роботи, яке полягає у модернізації системи охолодження двигуна типу 16 ЧН 26/26 та проектуванні її елементів, потрібно проаналізувати, перш за все, заводські параметри системи охолодження двигуна та характеристики її основних елементів. Основна конструкція та склад системи охолодження двигуна типу 16 ЧН 26/26 що застосовується на магістральних тепловозах типу ТЕП 70, зображено на рис. 3.1.

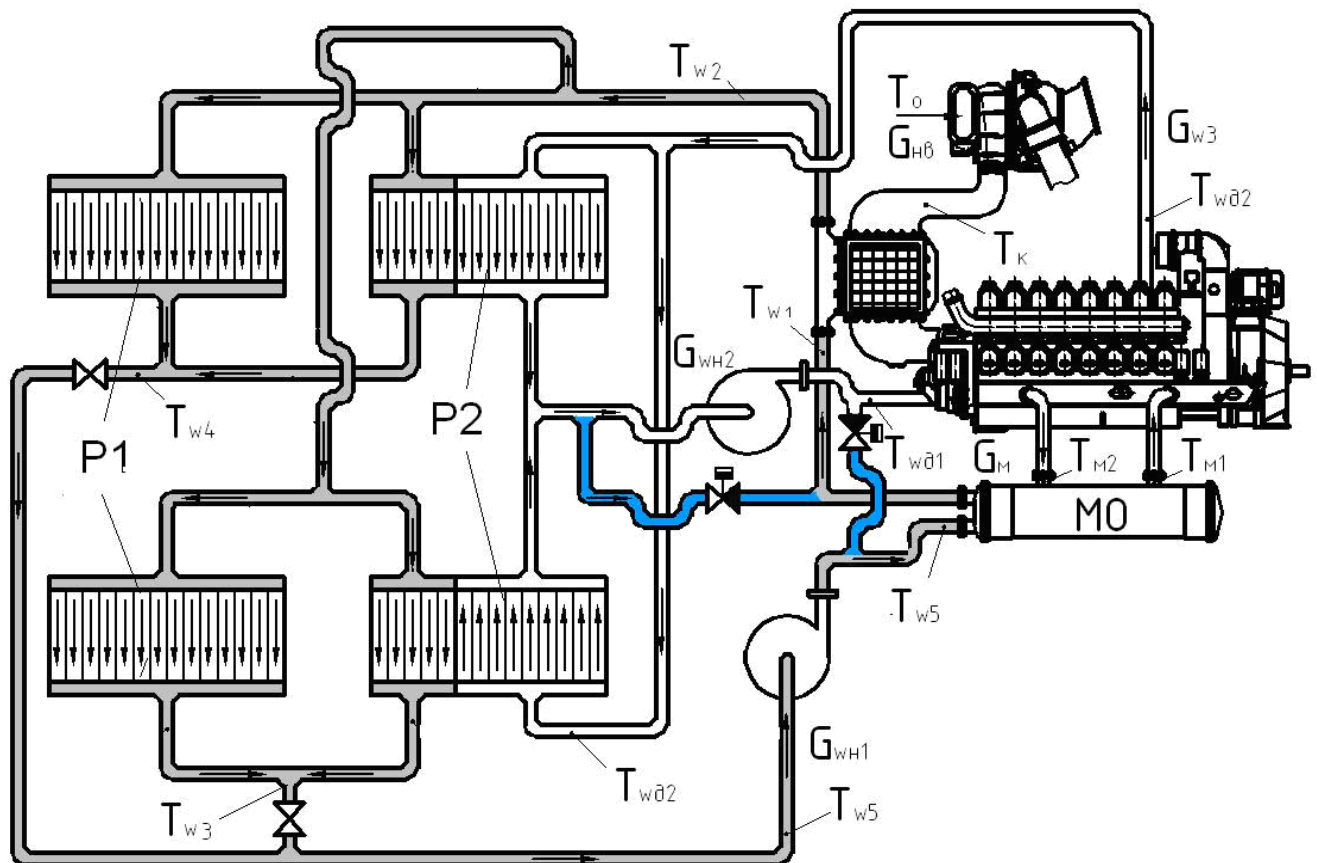


Рисунок 3.1 – Схема серійної системи охолодження двигуна типу 16 ЧН 26/26

Представлена на рис. 3.1 система охолодження дизеля містить два контури: «холодний» та «горячий». У «гарячому» контурі системи здійснюється охолодження води, яка циркулює у сорочці дизеля. Охолодження прісної води здійсню-

ється в радіаторі P_2 . «Холодний» контур, що на рисунку зображено сірим кольором, призначений для забезпечення охолодження змащувального масла за допомогою двох маслоохолоджувачів (МО) й охолодження наддувного повітря в відповідному охолоджувачі наддувного повітря (ОНП).

Тепло, що відводиться від теплоносіїв, які охолоджуються в «холодному» контурі системи, за допомогою радіатора P_1 далі відводиться в навколишнє середовище. Обидва контури системи охолодження є замкненими, тобто в них немає взаємодії з навколишнім середовищем, це дає змогу підтримувати значення максимальної температури води охолодження на рівні 105 °С.

При роботі дизеля 16 ЧН 26/26 на номінальному режимі обидва контури системи охолодження є незалежними. На режимах часткових навантажень дизеля 16 ЧН 26/26, у зв'язку з тим, що потрібно підігрівати наддувне повітря у ОНП, здійснюється перепуск рідини між відповідними контурами системи. Перепуск води відбувається за допомогою автоматичних регуляторів. Також можливим є реалізація перепуску води за допомогою двох перепускних каналів, які на рис.3.1 зображено синім кольором. На часткових навантаженнях роботи дизеля 16 ЧН 26/26 в холодну пору року в системі охолодження органи терморегулювання працюють у автоматичному режимі. На номінальному режимі роботи дизеля 16 ЧН 26/26 в самий жаркий період, який і є розрахунковим при модернізації, органи терморегулювання відкриті максимально та зафіксовані в такому положенні. На розрахунковому режимі при модернізації необхідно забезпечити задане значення температури охолоджуючої води на вході у дизель, МО та ОНП.

Наявність двох контурів у системі охолодження обумовлюється потребою одержання різного температурного рівня охолоджуючої води для кожного джерела тепла окремо. Таку систему охолодження класифікують, як двоконтурну систему охолодження з різним температурним рівнем охолоджуючого теплоносія для кожного контуру охолодження.

Відокремлення дизеля 16 ЧН 26/26 у свій окремий контур охолодження обумовлено потребою підтримувати значно високий температурний режим роботи (85...105 °С) у порожнинах охолодження двигуна для забезпечення високої палив-

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

ної економічності. При цьому для одночасного забезпечення міцності деталей циліндро-поршневої групи дизеля 16 ЧН 26/26 та роботу усіх циліндрів при однакових умовах різниця між температурою охолоджуючої води на вході та виході з двигуна повинна складати десь 5...7 °С.

Для забезпечення охолодження повітря та масла температура охолоджуючої води повинна бути мінімально можливою. Це дає змогу при інших рівних умовах роботи можливість одержати мінімальні t_s та габарити МО. Мінімальне значення t_s потрібне тому, що зменшення температури наддувного повітря на кожні 10 °С дозволяє знизити питому ефективну витрату палива десь на 2...3 г/(кВт·год) та зменшити викиди оксидів азоту на 10 %.

3.2. Аналіз конструкції теплообмінних апаратів, що входять до складу системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26

Всі теплообмінні апарати системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26 можна класифікувати за наступними ознаками:

- за призначення;
- за видом теплоносіїв;
- схемою взаємного руху теплоносіїв;
- особливістю процесу перемішування теплоносіїв у кожному послідовному перетені руху теплоносія;
- видом поверхні теплообміну (ПТ);
- загальною конструктивною схемою теплообмінника.

Також, важливими є і масогабаритні показники ТО. Так усі теплообмінники системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26 є рекуперативними – теплоносії гарячий й холодний розділено між собою стінкою, крізь яку і відбувається процес теплообміну.

Поверхні теплообміну серійних теплообмінників системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26 подано на рис. 3.2 та 3.3.

					<i>KPM.142.6222м.05.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

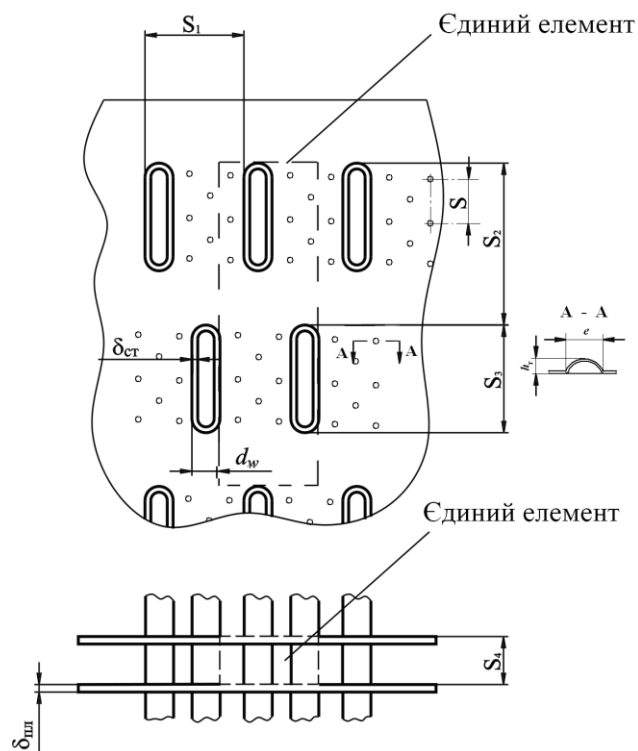


Рисунок 3.2 – Поверхня охолодження, яка базується на шахових пучках плоских труб з груповим заребренням плоскими пластинами, що мають сферичні виштамповки

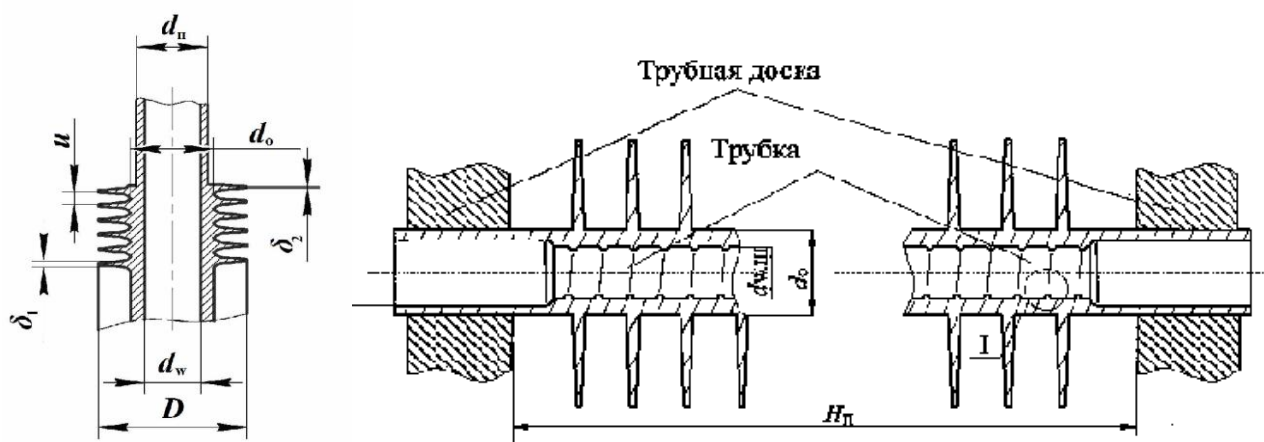


Рисунок 3.3 – Кругла трубка з накатним заребренням

Охолоджувач надувного повітря дизеля 16 ЧН 26/26 має кожухокоробчасту конструкцію (рис. 3.4). Схема руху теплоносіїв у ОНП дизеля 16 ЧН 26/26 – багаторазове перехресне при загальному протіворусі теплоносіїв. Поверхня теплообміну у ОНП зроблена на основі шахових пучків круглих труб з накатним заребренням стрічкою, як це показано на рис. 3.3.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.05.03.ПЗ

Аркуш

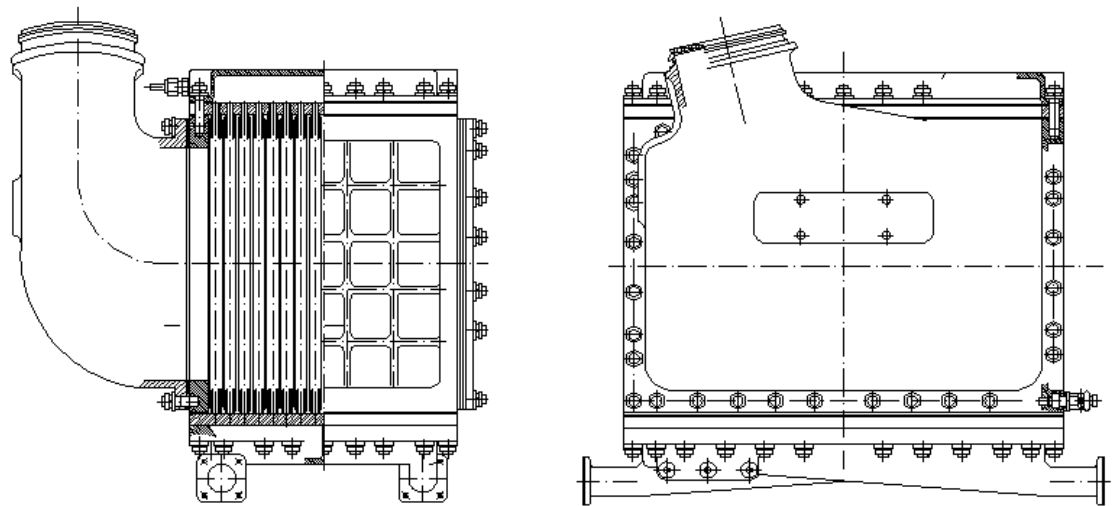


Рисунок 3.4 – Загальний вигляд ОНП дизеля 16 ЧН 26/26

Охолоджувачі масла дизеля 16 ЧН 26/26 виготовлені за схемою класичного кожухотрубного теплообмінника з встановленими сегментними діафрагмами (рис. 3.5). У МО реалізовано реверсивний рух теплоносіїв. Теплообмінна поверхня зроблена на основі шахових пучків круглих труб з накатним заребренням стрічкою, як це показано на рис. 3.3.

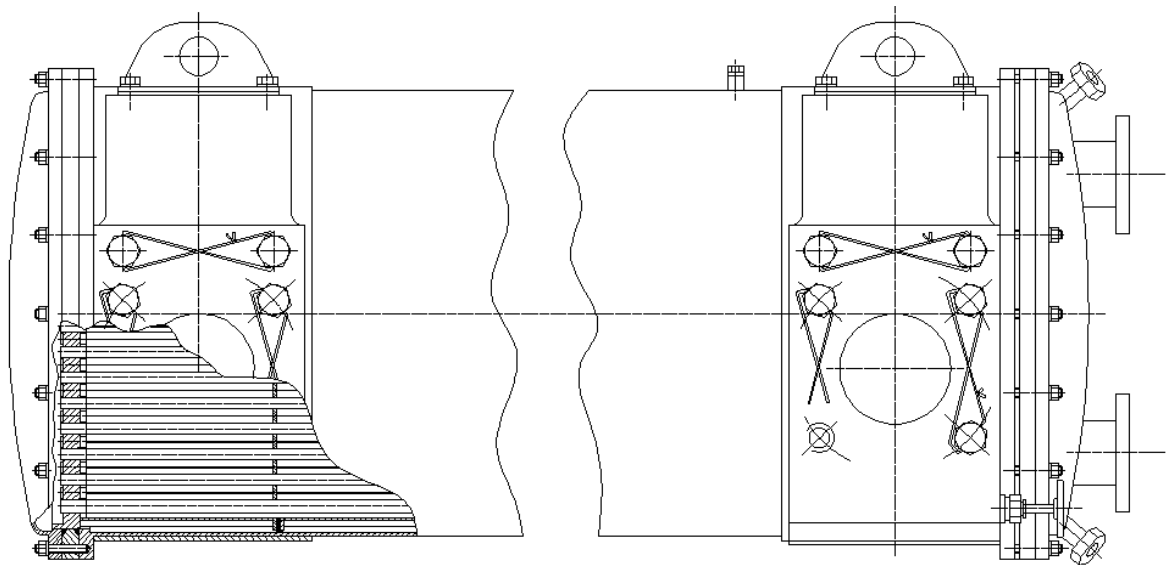


Рисунок 3.5 – Загальний вигляд кожухотрубного МО дизеля 16 ЧН 26/26

Радіаторна стійка (рис. 3.6) системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26 принципово має одну і ту ж саму конструктивну схему, що й ОНП. Однак при цьому радіаторна стійка має дещо спрощений корпус. Схема руху теплоносіїв у радіато-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.05.03.ПЗ

Аркуш

рній стійці системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26 – одноразовий перехресний рух. Поверхня теплообміну виконана на основі шахових пучках плоских труб з груповим заребренням плоскими пластинами, що мають сферичні виштамповки, як це показано на рис. 3.2.

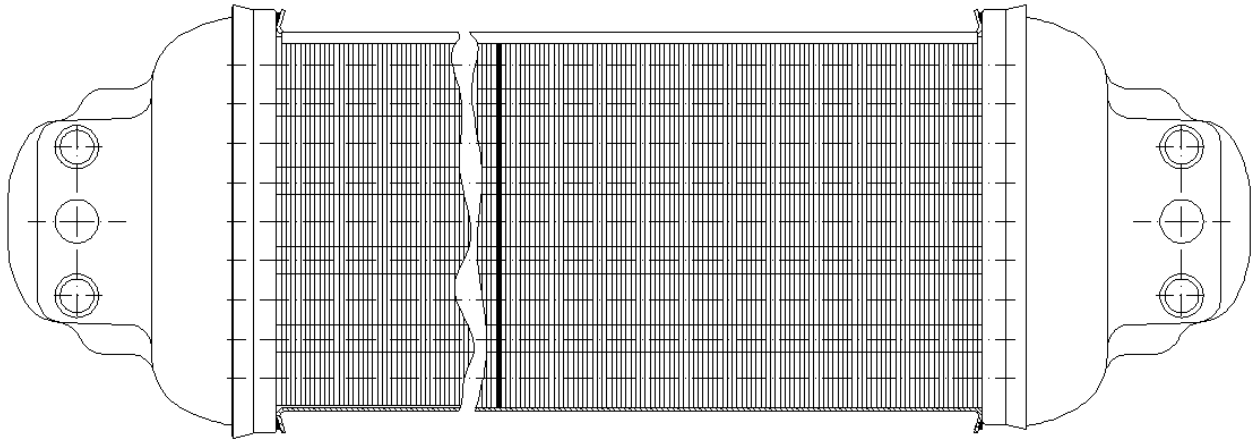


Рисунок 3.5 – Загальний вигляд радіаторної стійки системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26

Радіатори системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26 зроблено з стандартних елементів – тобто набору стійок. Кожен радіатор системи набирають з необхідної кількості радіаторних стійок. Загальне число стандартних стійок Z_c , розміщених у шахтах холодильної камери тепловозу типу ТЕП 70, складає 48 штук. Одна з цих стійок призначена для забезпечення охолодження масла гідроприводу. Радіатор P_2 «гарячого» контуру містить $Z_2=17$ стійок, а радіатор «холодного» P_1 – $Z_1=30$. Рух теплоносіїв у радіаторах системи охолодження здійснюється за схемою одноразового перехресного руху.

3.3. Аналіз параметрів системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26

Головним призначенням системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26 є забезпечення в його деталях допустимого температурного рівня, що обумовлюється жаростійкістю застосованих матеріалів, термостійкістю масел, що здійснюють змащення та охолодження деталей дизеля, раціональними умовами проходження робочого процесу, надійністю та безвідмовністю роботи окремих вузлів та агрегатів на усьому проміжку ймовірних режимів функціонування установки. Досить важ-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	KPM.142.6222м.05.03.ПЗ	Аркуш

ливим, особливо для форсованих ВОД, є забезпечення надійного та стабільного режиму температур при будь-якому навантаженні на дизель.

У світі до сучасних системам охолодження тепловозів висувають вимоги щодо надійного забезпечення роботи ДВЗ при температурі повітря навколишнього середовища від $+ 40$ до $- 50$ °С, мінімальних втрат потужності, що витрачаються на привід агрегатів цієї системи, простоти та легкості обслуговування і т.п.

Для оцінки ефективності серійної системи охолодження двигуна-прототипу потрібно встановити максимально несприятливі умови його роботи. У даному випадку досить критичною для системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26 є номінальний режим роботи в умовах літньої спеки (тобто при температурі повітря $+ 40$ °С). В таких умовах для забезпечення потрібного тепловідводу від теплоносіїв ефективність теплообмінних апаратів має бути максимальною, так як знижується температурний напор між теплоносіями.

Також можна стверджувати, що кількість теплоти, яку потрібно відвести від змащувального масла та охолоджуючої води, буде зменшуватися на режимах часткових навантажень дизеля. Подібні режими роботи системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26 завжди можна надійно забезпечити, якщо система здатна відводить потрібну кількість тепла на номінальному режимі роботи дизеля в умовах літньої спеки. Зниження тепловідводу від носіїв в такому випадку здійснюється системою терморегулювання, що керує кількістю потоку вентиляторного повітря (завдяки зміні положення жалюзів) та перепусканням води у водних каналах.

У таблиці 3.1 представлено основні параметри серійної (стандартної) системи охолодження тепловозного двигуна типу 16 ЧН26/26, що приймаємо у подальшому за базу при веденні розрахунку геометричних та теплотехнічних параметрів нової альтернативної поверхні теплообміну. Крім того відомо, що величина значення температури охолоджуючої рідини на виході з радіаторної стійки має бути $t_{w2} = 89...91$ °С, а опір потоку повітря знаходиться у межах $\Delta P = 32...48$ мм вод. ст.

У таблиці 3.1, у колонці 1 надаються значення бажаної температури охолоджуючої рідини при виході з радіаторної стійки t_{w2} й повітряний опір стійки ΔP . Значення цих же параметрів (t_{w2} , ΔP) було оцінено розрахунковим шляхом за

					<i>KPM.142.6222м.05.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

спеціально доопрацьованою для цієї мети методикою так званого зворотного розрахунку секції прототипу. Результати розрахунків надані в колонці 2 (табл. 3.1). З представленого видно, що результати досить наближені один до одного, що надає змогу надалі базуватися на них при здійсненні розрахунку та оптимізації нової альтернативної поверхні теплообміну (ПТ). Розрахунок реалізовано з врахуванням головних особливостей конструкції радіаторної стійки та її ПТ.

Таблиця 3.1 – Параметри серійної системи охолодження двигуна 16 ЧН26/26

№ з/п	Параметр	Розмірність	Найменування	Значення	
				Обрані параметри	Розрахункові параметри
				1	2
1	Z		Загальна кількість секцій	48	48
2	Z_w		Кількість водяних секцій	17	17
3	Z_{MB}		Кількість секцій холодного контуру	30	30
4	Z_{Γ}		Кількість секцій під гідравліку	1	1
5	i_b		кількість вентиляторів	2	2
6	Q_b	m^3/c	витрата повітря	38	38
7	G_b	kg/c	витрата повітря	42,3	42,3
8	i_n		кількість насосів	2	2
9	G_n	kg/c	продуктивність насоса	22,2	22,2
10	t_o	$^{\circ}C$	Температура навколишнього середовища	40	40
11	t_{w1}	$^{\circ}C$	Температура води на вході	104,51	104,51
12	t_{w2}	$^{\circ}C$	Температура води на виході	89...91	90
13	Δp	мм вод. ст	Повітряний опір секції	32...48	32,2
14	G_w	kg/c	Витрата води через одну гарячу секцію	1,3	1,3
15	G	kg/c	Витрата повітря через одну гарячу секцію	1,76	1,76
16	L_{Π}	м	Конструктивна довжина пучка	0,203	0,203
17	B_{Π}	м	Конструктивна ширина пучка	0,153	0,153
18	H_{Π}	м	Відстань між трубними дошками	1,206	1,206

3.4. Визначення параметрів альтернативної поверхні теплообміну

Для визначення геометричних розмірів трубки поверхні охолодження та параметрів її положення в пучку, що дало би змогу задовольнити всім вказаним умовам, можна застосовувати метод перебирання усіх головних геометричних параметрів у функції досягнення сформованої умови.

У такому випадку для реалізації рішень можна застосовувати алгоритм зворотної задачі розрахунку конструкції теплообмінних апаратів ДВЗ. Для реалізації

поставленої у роботі задачі з модернізування системи охолодження тепловозного двигуна 16 ЧН26/26 застосовується розроблена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК програма розрахунку.

При визначенні раціонального рішення в зворотній задачі розрахунку при послідовному перебиранні у вихідних даних обрано усього шість головних параметрів: δ_1 , δ_2 , D , u , S_1 , S_2 .

Для зменшення об'ємів розрахунків використовується метод, що апробовано на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ, при вирішенні подібних задач. Цей метод полягає в наступному: на початку рішення задачі визначається у функції одного з параметрів (зручніше це робити у функції від D). Потім у точці рішення знаходиться забезпечення потрібної функції теплообмінника залежно від іншого обраного параметру (зручно це робити від S_2). Після цього далі розглядається подібним чином третій параметр і т.д. У такому випадку можливим є застосування автоматичного перебирання параметрів з видачею вже готових таблиць та навіть побудові графіків.

При цьому для забезпечення зазначеної автоматизації доцільним є виведення такої функції поверхні теплообміну, що одночасно би поєднувала всі параметри, що цікавлять при досліді. У даному випадку цільовою функцією є мінімізація ΔP та максимізація ККД. У разі якщо відокремити такий параметр, то спостерігаючи за його зміненням, можна знайти найкраще поєднання шуканих параметрів в межах його екстремуму. Сформульований вище підхід, таким чином, може бути зведено до визначення рішення методом спуску за координатою. Такий метод є одним з найбільш достовірних за умови, що поле ймовірних рішень не має інтенсивних локальних екстремумів.

У якості такої комплексної функції можна прийняти один з двох відомих безрозмірних комплексів:

$$EuRe^3 \text{ чи } \frac{Nu}{EuRe^3}.$$

Такі безрозмірні комплексні параметри можливо представляти у функції від певних розмірних величин, наприклад, від поперечних чи поздовжніх кроків тру-

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

бок у теплообмінних пучках. Побудовані при цьому залежності можна застосовувати для визначення рішення відповідно до викладеного вище.

При цьому для знаходження ймовірного рішення в поставленій задачі можна користуватися залежністю виду

$$EuRe^3 = f(Nu).$$

Таким чином можливе значно спростити алгоритм вирішення задачі (використовуючи лише граничні умовами), однак знайдене рішення не буде пов'язано з конкретними розмірами ймовірної конструкції теплообмінника.

Для отримання оптимального значення зовнішнього діаметру накатного оребрення D виконується деяка серія зворотних розрахунків ОМ при послідовному зміні цього параметру.

За одержаними даними визначається оптимальне значення зовнішнього діаметру оребрення D . Положення оптимуму встановлюється за умови забезпечення температури змащувального масла на виході з МО (t_{m2}), не більше ніж значення у $84,7^\circ\text{C}$ та забезпечення мінімально можливого значення опору при даній температурі масла. Таким чином одержуємо значення діаметру – $D=21,5$ мм. Отриманий розмір D дуже наближений до такого, що дає взагалі відповідний досяжний мінімум температури, будучи при цьому менше його за значенням. При цьому враховане те, що подальше підвищення значення D та відповідно зменшення температури супроводжується інтенсивним збільшенням опору.

Для встановлення оптимального кроку між ребрами ПТ приймаємо трубку з обраним значенням D та для неї виконуємо аналогічну серію зворотних розрахунків з послідовним змінням значення величини u . За результатами проведених підрахунків оптимальне значення обирається з урахуванням забезпечення потрібної температури масла на виході з МО.

Такому значенню потрібної температури масла відповідає крок між ребрами ПТ, що становить 2 мм. Подальше збільшення кроку призведе до підвищення температури та навпаки. При цьому зниження температури у наслідку зменшення кроку сприятиме зростанню опору, а зниження опору відповідно – до зростання

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

температури. Таким чином, обране значення потрібно вважати фактично компромісним оптимумом для даної задачі.

Для отримання потрібного оптимуму будуються відповідні залежності температури та опору від товщини ребра біля кореня та периферії. Межею зменшення товщини ребра є технологічні можливості підприємства виробника. У нашому випадку межею товщини ребер є наступними: товщина ребра у кореня не менше ніж 0,35 мм, товщина ребра у його вершини не менше – 0,15 мм. Було встановлено, що компромісний оптимум відповідатиме саме товщині у вершини – 0,15 мм, біля кореня – 0,35мм. Товщина ребер ПТ у значній мірі впливає на масу теплообмінника, а отже відповідно і на його вартість. При цьому вплив товщини ребра на теплотехнічні властивості ПТ в зазначених межах зміни цього параметру досить невеликий. Тому зменшення товщини ребра вигідне для забезпечення мінімальної маси ПТ та одночасного зниження його опору.

Нижче у таблиці 3.2 представлено результати розрахунків щодо визначення геометричних параметрів нової альтернативної ПТ на базі трубки з накатним стрічковим оребренням (див. рис. 3.3).

Таблиця 3.2 – Геометричні розміри ПТ

№ з/п	Найменування	Параметр	Значення
1	Зовнішній діаметр оребрення	D , м	0,0245
2	Діаметр несучої трубки	d_0 , м	0,0156
3	Внутрішній діаметр трубки	d_w , м	0,01
4	Крок між ребрами	u , м	0,003
5	Товщина ребра у основи	δ_1 , м	0,0007
6	Товщина ребра у вершини	δ_2 , м	0,0003
7	Крок між трубками в поперечному ряду	S_1 , м	0,027
8	Крок між поперечними рядами трубок	S_2 , м	0,0234

3.5. Розрахунок теплотехнічних параметрів радіаторної стійки на базі альтернативної поверхні теплообміну

У таблиці 3.3 представлено результати розрахунків радіаторної стійки (рис. 3.6) на базі ПТ з шаховими пучками труб заребраних накаткою. Результати, що

представлено у таблиці отримано на базі вирішення зворотної задачі з застосуванням рекомендацій щодо обрання оптимальної поверхні теплообміну.

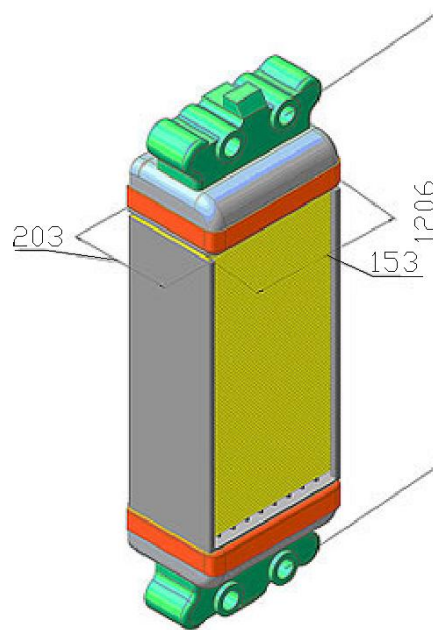


Рисунок 3.6 – Секція радіатора системи охолодження дизеля 16 ЧН 26/26

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку стійки радіатора на базі ПТ з шаховими пучками труб заребрих накаткою

№ з/п	Найменування	Параметр	Значення	Спосіб визначення
1	Витрата повітря	G , кг/с	1,76	
2	Температура повітря на вході	T_1 , К	313	
3	Тиск повітря на вході	P_1 , Па	100000	
4	Витрата води	G_w , кг/с	1,3	
5	Температура води на вході	T_{w1} , К	377,51	
6	Термічний опір монометаллической стінки разом з шаром забруднення або без нього	$R_{ст}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	3,00E-04	
7	Конструктивна довжина пучка	L_n , м	0,1885	$L_n = S_2(Z_2 - 1) + D$
8	Конструктивна ширина пучка	B_n , м	0,1523	$B_n = S_1(Z_1 - 1) + D$
9	Відстань між трубними дошками	H_n , м	1,206	$H_n = \text{const}$
10	Теплотехнічне число ходів по воді при загальному протіканні	b_w	3	
11	Довжина гладких ділянок трубок	$H_{тр.г}$, мм	68	
12	Висота поворотної камери	b_k	29,5	
13	Загальна кількість труб в пучку	Z , шт	50	
14	Найбільше можливе число труб в поперечному ряду	Z_1 , шт	5	
15	Число поперечних рядів труб	Z_2 , шт	11	
16	Температура повітря за радіатором	T_2 , К	351,47	

17	Повна зміна тиску в ТО	ΔP , мм.в.ст	46,14	
18	ККД радіатора	η	0,5964	
19	Температура повітря за радіатором	$t_2, ^\circ C$	78,47	
20	Температура води за радіатором	$t_{w2}, ^\circ C$	92,02	
21	Температура води за радіатором	T_{w2} , К	365,02	
22	Швидкість води в трубках	w_w , м/с	0,96	
23	Розрахункова маса пучка	$M_{п}$, кг	25,1	
24	Маса пучка з трубними дошками	$M_{п}'$, кг	40,3	
25	Теплова потужність радіатора	Q , Вт	68047,4	
26	Теплова потужність радіатора	Q , ккал/час	58510,2	
27	Сумарний опір руху потоку води	ΔP_w , кПа	12,162	
28	Зовнішній діаметр оребрення	D , м	0,0215	
29	Несучий діаметр трубки	d_0 , м	0,0109	
30	Внутрішній діаметр трубки	d_w , м	0,0102	
31	Крок між ребрами	u , м	0,0020	
32	Товщина ребра біля основи	δ_1 , м	0,00035	
33	Товщина ребра у вершини	δ_2 , м	0,00015	
34	Крок між трубками в поперечному ряду	S_1 , м	0,0327	
35	Крок між поперечними рядами трубок	S_2 , м	0,0167	
36	Площа поверхні з боку оребрення	F , м ²	18,280	

Порівняння базових параметрів стійок радіатора подано у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Основні параметри радіаторних стійок

№ з/п	Найменування	Параметр	Значення	
			Стойка-прототип	Альтернативна стійка
1	Температура води за радіатором	$t_{w2}, ^\circ C$	89,4	92,02
2	повітряний опір	ΔP , мм.в.ст	32,11	46,14
3	Розрахункова маса пучка	$M_{п}$, кг	25,2	25,1
4	ККД радіатора	η	0,72	0,5964

Таким чином, за результатами розрахунку та підбору параметрів альтернативної ПТ та загальної конструкції радіаторної стійки можна зробити наступні висновки:

- розроблена альтернативна конструкція радіаторної стійки забезпечує досить наближені, хоча і дещо гірші теплотехнічні параметри;
- маса альтернативної радіаторної стійки фактично дорівнює масі прототипу у межах похибок аналізу та розрахункам;

– деяке погіршення теплотехнічних параметрів розробленої альтернативної радіаторної стійки спричинить до невеликого зростання величини експлуатаційної складової технікоекономічної оцінки результатів можливого замінення радіаторної стійки існуючої конструкції;

– за умов однакової маси радіаторної стійки, що фактично відповідає однаковій ціні виробу, запропонована конструкція стійки неконкурентоспроможна;

– у разі якщо запропонована альтернативна поверхня може бути виготовлена дешевшою, ніж в секція прототип, а це є можливим з урахуванням іншої технології виготовлення заводу виробника, то в такому випадку вона буде конкурентоспроможною.

Слід також відмітити, що подальше приближення теплотехнічних параметрів альтернативної конструкції радіаторної стійки до параметрів прототипу можливе при переході на зменшений діаметр несучої трубки ПТ. При цьому таке рішення додатково додає ряд труднощів при виготовленні ПТ та міцності такої стійки. Більш тонкі несучі трубки будуть більш схильні до вібрації та будуть більш складними у виготовленні.

3.6. Розрахунок параметрів маслоохолоджувача на базі розробленої альтернативної поверхні теплообміну

Серійні охолоджувачі змащувального масла системи охолодження теплового дизельного двигуна типу 16ЧН 26/26 виконані у вигляді кожухотрубного водомасляного охолоджувача – рис 3.7. Корпус теплообмінника робиться у вигляді труби значного діаметру, в якій встановлюється трубний пучок з труб досить малого діаметру. Кінці труб фіксуються в трубних дошках.

Охолоджувачі змащувального масла виконано на базі ПТ з шаховими пучками труб заребрених накаткою. При одному й тому самому зовнішньому діаметрі ребрених трубок кроки у пучку МО виконують певним спеціальним чином (рис. 3.8). Зміна кроків розміщення трубок принципова можлива для забезпечення оптимізації ПТ, однак в такому випадку воно сприятиме зміні розмірів діаметру корпусу МО, що небажано з причини уніфікації.

					<i>КРМ.142.6222м.05.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

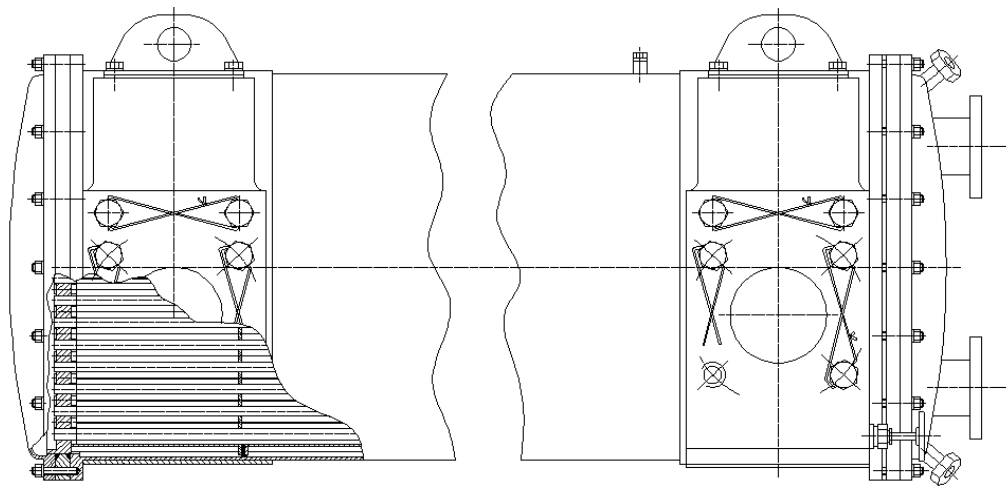


Рисунок 3.7 – Загальний вид кожухотрубного маслоохолоджувача тепловозного дизельного двигуна типу 16ЧН 26/26

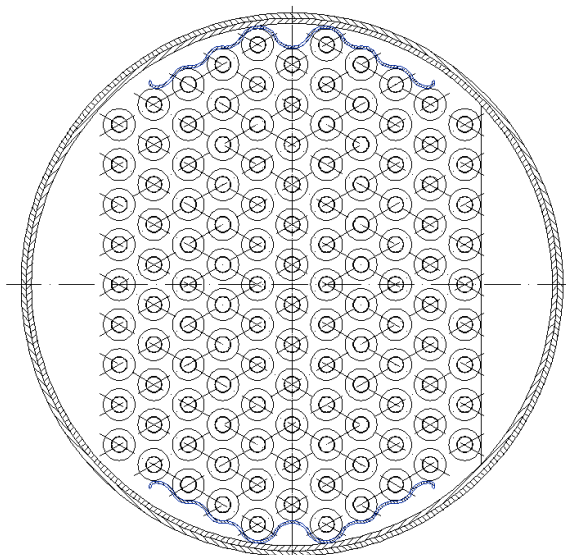


Рисунок 3.8 – Схема розміщення труб в пучку МО

Таким чином при проектуванні такого теплообмінника прийнято рішення використати у ньому нову ПТ (трубку з заребренням), зберігши при цьому незмінними кроки трубок у пучках ПТ та характер їх загального встановлення в дошках.

Так у МО тепловозного дизельного двигуна типу 16ЧН 26/26 організовано реверсивний рух теплоносіїв. МО, що застосовується сьогодні на магістральних тепловозах, характеризується наступними массогабаритними та теплотехнічними параметрами:

- опір руху потоку масла – $\Delta P_m = 28,75$ кПа;
- температура масла на виході з МО – $t_{m2} = 84,7$ °С;

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.05.03.ПЗ

Аркуш

- опір руху потоку води – $\Delta P_w = 75,94$ кПа;
- ККД теплообмінника масла – $\eta_{mo} = 0,97$;
- маса пучка теплообміну – $M_{\pi} = 275,94$ кг.

За прототип МО брався охолоджувач, що серійно випускається та застосовується на дизелі 16ЧН 26/26. Вихідні дані для виконання розрахунку були визначені за результатами випробувань системи охолодження змащувального масла тепловоза типу ТЕП 70. Всі потрібні параметри для реалізації розрахунку представлено у табл. 3.5.

МО прототип зі всіма його наявними геометричними розмірами розраховувався за схемою так званого зворотного розрахунку. В такій схемі відомі усі витрати та початкові параметри усіх теплоносіїв, а також геометричні показники теплообмінника, при цьому потрібно визначити кінцеві параметри теплоносіїв (ККД та опори по обох теплоносіях).

Таблиця 3.5 – Початкові дані для розрахунку МО

№ з/п	Параметр	Розмірність	Значення	Найменування
1	G	кг/с	21,4	Витрата масла
2	G_w	кг/с	22,2	Витрата води
3	t_{m1}	°C	87,14	Температура масла на вході
5	t_{w1}	°C	74,7	Температура води на вході
6	p_{m1}	кПа	850	Тиск масла на вході
7	P_w	кПа	392	Тиск води на вході

Для реалізації зворотного розрахунку ТО було застосовано бібліотеку програм, розроблених на кафедрах ДВЗ, У та ТЕ. Отримані при цьому результати досить близькі до експериментальних, що свідчить про достовірність застосованої методики. Так, згідно з результатами здійсненого розрахунку визначені головні параметри МО:

- температура масла за охолоджувачем – $t_{w2} = 84,7$ °C;
- опір по потоку масла – $\Delta P = 28,75$ кПа;
- маса пучка поверхні ТО – $M_{\pi} = 276$ кг.

У таблиці 3.6 подано результати розрахунку МО дизеля 16ЧН 26/26 на базі ПТ з шаховими пучками труб заребраних накаткою. Результати було отримано на

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

підставі вирішення зворотної задачі з застосуванням рекомендацій з обрання оптимальної поверхні теплообміну. Порівняння стандартного та запропонованого МО подано в таблиці 3.7.

Таблиця № 3.6 – Результати розрахунку альтернативного МО дизеля 16ЧН 26/26 на базі ПТ з шаховими пучками труб заребраних накаткою (з застосуванням альтернативних розмірів заребрення)

№ з/п	Позначення	Розмірність	Найменування	Значення
			Теплотехнічні параметри МО і теплоносіїв	
1	G	кг/с	Витрата масла	21,40
2	t_{m1}	°C	Температура масла на вході	87,14
3	p_{m1}	кПа	Тиск масла на вході	850,00
4	t_{m2}	°C	Температура масла за охолоджувачем	84,70
5			ККД ОМ	0,196
6	w_m	м/с	Середня швидкість масла	1,25
7	ΔP_m	кПа	Опір по маслу	20,88
8	G_w	кг/с	Витрата води	22,20
9	t_{w1}	°C	Температура води на вході	74,70
10	t_{w2}	°C	Температура води на виході	75,92
11	P_w	кПа	Тиск води на вході	392,0
12	w_w	м/с	Швидкість води в трубках	4,59
13	ΔP_w	кПа	Опір по воді	272,9
14	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	144,3
15	Q	Вт	Кількість теплоти, переданої в МО	113589,2
16	$R_{ст}$	м ² ·К/Вт	Термічний опір стінки і шару забруднень	0,00030
			Параметри трубки і трубної решітки	
17	D	м	Зовнішній діаметр оребрення	0,0215
18	d_0	м	Діаметр несучої трубки	0,0109
19	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,0102
20	u	м	Крок між ребрами	0,0020
21	δ_1	м	Товщина ребра у основи	0,0004
22	δ_2	м	Товщина ребра у вершини	0,0002
23	S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний руху масла	0,0270
24	S_2	м	Крок між трубками по глибині.	0,0234
			Конструктивні параметри МО	

25	b		Число ходів масла при одноходовому МО по воді або число послідовно включених реверсивних елементів, противоточно встановлених у водяному струмі багатходового МО по воді	1
26	b_w		Число ходів теплообмінника по воді	2
27	D_T	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,380
28	D_o	м	Діаметр кола, описаного навколо пучка	0,349
29	L_T	м	Повна довжина трубок теплообмінника	2,3
30	Z		Загальне число труб в пучку	122
31	Z_o		Дійсне число труб в поперечному ряду в центрі перетину.	12
32	Z_2		Число поперечних рядів у відсіку	11
33	$Z_{\partial\phi}$		Загальне число діафрагм	11
34	L_1	м	Відстань між діафрагмами в середині пучка	0,118
35	L_2	м	Відстань між діафрагмою і дошкою в приймальному відсіку	0,147
36	L_3	м	Відстань між діафрагмою і дошкою у відвідному відсіку	0,147
37	S_o	м	Товщина діафрагми	0,007
38	H_{cm}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_T	0,060
39	M_{Π}	кг	Маса пучка труб	78
40	F	м ²	Повна площа поверхні теплообміну з боку оребреньня	57,3

Таблиця № 3.7 – Порівняння стандартного та модернізованого МО

№ з/п	Найменування	Параметр	Значення	
			МО прототип	Модернізований МО
1	Температура масла за МО	$t_{m2}, ^\circ\text{C}$	84,7	84,7
2	Опір по маслу	$\Delta P_m, \text{кПа}$	28,75	20,88
3	Розрахункова маса пучка	$M_{\Pi}, \text{кг}$	275,94	78
4	ККД МО		0,197	0,196

Відповідно до отриманих результатів, поданих у таблиці 3.7, можна зробити наступні узагальнюючі висновки:

– модернізована конструкція МО дизеля 16ЧН 26/26 при однаковій температурі змащувального масла на виході з ТО забезпечує значно менші витрати енергії на прокачування теплоносія (тобто опір по маслу знижується на 7,87 кПа);

– маса альтернативної ПТ маслоохолоджувача значно менша прототипу (аж на 197,94 кг), а тому і вартість її є значно меншою, що забезпечує економічну доцільність від застосування.

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

3.7. Розрахунок параметрів охолоджувача наддувочного повітря тепловозного дизельного двигуна типу 16ЧН 26/26 на базі альтернативної поверхні теплообміну

Серійний охолоджувач надувного повітря тепловозного дизельного двигуна типу 16ЧН 26/26, що представлено на рис. 3.9 виконано на базі трубчастої ПТ з індивідуальним накатним заребренням. Трубки компонуються у шаховий пучок. У ОНП реалізується багаторазовий перехресний рух теплоносіїв при загальному їх протитоку.

На сьогодні у двигуні 16ЧН 26/26 використовується ОНП, який має наступні масогабаритними й теплотехнічними параметри:

- повітряний опір – $\Delta P = 291,2$ мм вод.ст.;
- температура повітря за ОНП – $t_2 = 99,3$ °С;
- опір руху потоку охолоджуючої води – $\Delta P_w = 12,2$ мм вод.ст.;
- ККД ОНП – $\eta = 0,8$;
- маса пучка ПТ – $M_{\text{п}} = 235,1$ кг;
- довжина пучка ПТ – $L_{\text{п}} = 0,382$ м;
- ширина пучка ПТ – $B_{\text{п}} = 0,7$ м;
- висота пучка ПТ – $H_{\text{п}} = 0,5$ м.

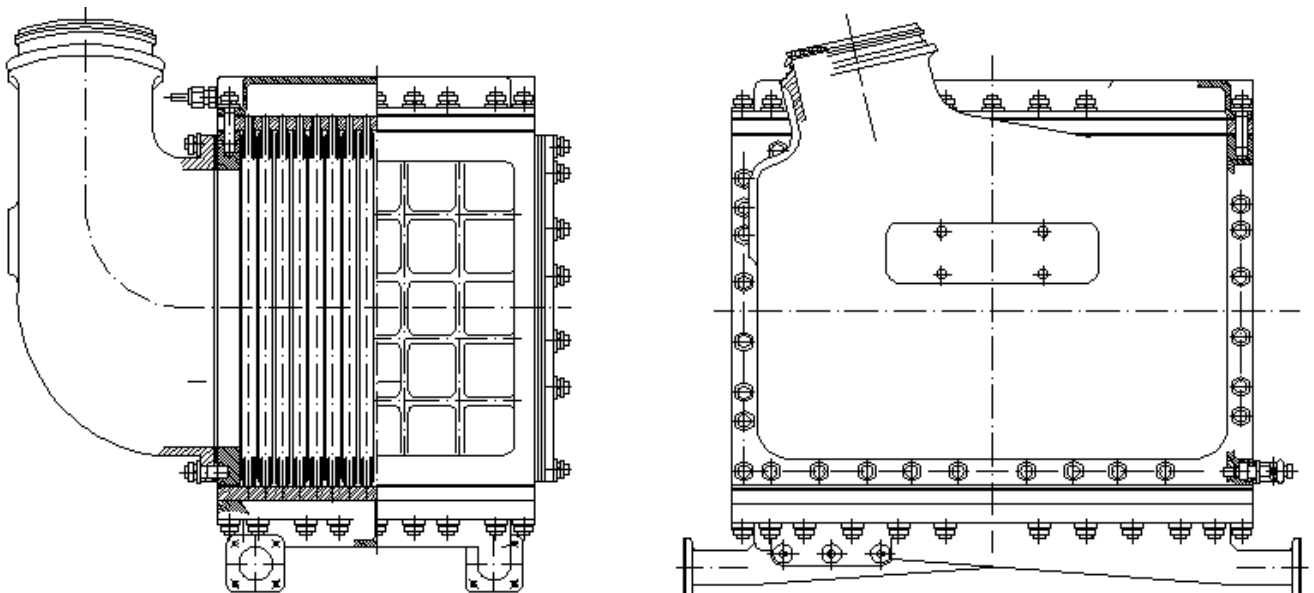


Рисунок 3.9 – Загальний вид ОНП тепловозного двигуна 16ЧН 26/26

У цьому ОНП тепловозного двигуна 16ЧН 26/26 застосовано ПТ, виконану на базі шахового пучка труб, оребрених накаткою. Дана ПТ ОНП має геометрію, подану в таблиці 3.8.

Таблиця № 3.8 – Геометричні розміри ПТ ОНП дизеля 16ЧН 26/26

№ з/п	Найменування	Параметр	Значення
1	Зовнішній діаметр оребрення	D , м	0,0245
2	Несучий діаметр трубки	d_0 , м	0,0125
3	Внутрішній діаметр трубки	d_w , м	0,01
4	Крок між ребрами	u , м	0,002
5	Товщина ребра біля основи	δ_1 , м	0,00055
6	Товщина ребра у вершини	δ_2 , м	0,0002
7	Крок між трубками в поперечному ряду	S_1 , м	0,025
8	Крок між поперечними рядами трубок	S_2 , м	0,022
9	Конструктивна довжина пучка	$L_{п}$, м	0,377
10	Конструктивна ширина пучка	$B_{п}$, м	0,7
11	Відстань між трубними дошками	$H_{п}$, м	0,5

Параметри розміщення трубок охолодження в пучку обумовлюється для кожного ОНП індивідуально. Для того, щоб встановити раціональні кроки між трубками охолодження в пучку ПТ для прийнятої заребреної трубки виконана певна серія зворотних розрахунків ОНП дизеля 16ЧН 26/26 з послідовним змінням величини кроків трубок S_1 та S_2 .

Підхід щодо визначення оптимальних кроків трубок в пучку теплообміну складніший, ніж визначення будь-якого іншого параметру ОНП, так як при зміні одного з кроків виникає якісна зміна решітки пучка ПТ. Тобто фактично має місце взаємного впливу поєднання кроків трубок охолодження на параметри пучка ПТ.

Так як водяні радіатори та ОНП систем охолодження дизелів фактично є теплообмінниками однакового цільового призначення (обидва вони є рекуперативними водоповітряними апаратами теплообміну), метод отримання раціонального поєднання його кроків для них однаковий.

Результати виконаних розрахунків представлено в таблиці 3.9.

Таблиця № 3.9 – Результати розрахунку альтернативного ОНП дизеля 16ЧН 26/26 на базі ПТ з шаховими пучками труб заребраних накаткою (з застосуванням альтернативних розмірів заребрення)

№ з/п	Найменування	Параметр	Значення	Спосіб визначення
1	Витрата повітря	G , кг/с	6,55	
2	Температура повітря на вході	T_1 , К	498	
3	Тиск повітря на вході	P_1 , Па	355000	
4	витрата води	G_w , кг/с	22,2	
5	Температура води на вході	T_{w1} , К	340	
6	Термічний опір монометаллической стінки разом з шаром забруднення або без нього	$R_{ст}$, $м^2 \cdot К/Вт$	0,0003	
7	Конструктивна довжина пучка	$L_{п}$, м	0,367	$L_{п} = S_2(Z_2 - 1) + D$
8	Конструктивна ширина пучка	$B_{п}$, м	0,682	$B_{п} = S_1(Z_1 - 1) + D$
9	Відстань між трубними дошками	$H_{п}$, м	0,5	$H_{п} = const$
10	Теплотехнічне число ходів по воді при загальному противотоке	b_w	2	
11	Довжина гладких ділянок трубок	$H_{тр.г}$, мм	68	
12	Висота поворотної камери	b_k	29,5	
13	Загальна кількість труб в пучку	Z , шт	580	
14	Найбільше можливе число труб в поперечному ряду	Z_1 , шт	31	
15	Число поперечних рядів труб	Z_2 , шт	19	
16	Температура повітря за радіатором	T_2 , К	367,91	
17	Повна зміна тиску в охолоджувачі	ΔP , мм.в.ст	289,39	
18	ККД радіатора	η	0,82	
19	Температура повітря за радіатором	$t_2, ^\circ C$	94,91	
20	Температура води за радіатором	$t_{w2}, ^\circ C$	76,2	
21	Температура води за радіатором	T_{w2} , К	349,2	
22	Швидкість води в трубках	w_w , м/с	0,937	
23	Розрахункова маса пучка	$M_{п}$, кг	120,5	
24	Маса пучка з трубними дошками	$M_{п}'$, кг	245,4	
25	Теплова потужність радіатора	Q , Вт	856285,5	
26	Теплова потужність радіатора	Q , ккал/час	736273	
27	Сумарний опір руху потоку води	ΔP_w , кПа	12,16	
28	Зовнішній діаметр оребрения	D , м	0,0215	
29	Несучий діаметр трубки	d_0 , м	0,0109	
30	Внутрішній діаметр трубки	d_w , м	0,0102	
31	Крок між ребрами	u , м	0,002	
32	Товщина ребра біля основи	δ_1 , м	0,00035	
33	Товщина ребра у вершини	δ_2 , м	0,000150	
34	Крок між трубками в поперечному ряду	S_1 , м	0,022	
35	Крок між поперечними рядами трубок	S_2 , м	0,0192	
36	Площа поверхні з боку оребрения	F , м ²	87,91	

Порівняння параметрів серійного та модернізованого ОНП дизеля 16ЧН 26/26 подано у таблиці 3.10.

Таблиця № 3.10 – Порівняння параметрів серійного та модернізованого ОНП дизеля 16ЧН 26/26

№ з/п	Найменування	Параметр	Значення	
			ОНП прототип	Модернізований ОНП
1	Температура повітря за ОНП	$t_2, ^\circ\text{C}$	99,3	94,91
2	Повітряний опір	$\Delta P, \text{мм.в.ст}$	291,2	289,39
3	Розрахункова маса пучка	$M_{\text{п}}, \text{кг}$	235,1	120,5
4	ККД ОНП	η	0,8	0,82

Таким чином, за результатами виконаних розрахунків та наведених у таблиці 3.10 можна зробити наступні загальні висновки:

- модернізована конструкція ОНП дизеля 16ЧН 26/26 забезпечує більш кращі теплотехнічні параметри (температура наддувочного повітря на виході з модернізованого ОНП менша на $4,4\text{ }^\circ\text{C}$, при цьому також зменшується повітряний опір);
- зниження температури наддувочного повітря дизеля 16ЧН 26/26 дозволяє зменшити питому витрату палива та скоротити обсяг шкідливих викидів з відпрацьованими газами дизеля;
- маса пучка модернізованого ОНП значно менша за масу ОНП прототипу (на 114,6 кг), а це значить, що вартість його значно менша.

3.8. Висновки до розділу

У розділі виконано аналіз системи охолодження та конструкції теплообмінних апаратів тепловозного двигуна типу 16 ЧН 26/26, а також основних параметрів роботи системи.

Відповідно до завдання магістерської роботи було розраховано геометричні параметри альтернативної поверхні теплообміну у вигляді шахового пучка труб, оребраних накаткою.

Використання запропонованої ПТ у конструкції радіаторної стійки дизеля 16ЧН 26/26 забезпечило:

– досить наближені, хоча і дещо гірші теплотехнічні параметри, що може призвести до невеликого зростання величини експлуатаційної складової техніко-економічні оцінки результатів можливого замінення радіаторної стійки існуючої конструкції;

– масу альтернативної радіаторної стійки подібну масі прототипу у межах похибки.

У разі виготовлення запропонованої альтернативної поверхні більш дешевим способом і тим самим знизити вартість радіаторної стійки вона зможе стати конкурентоспроможною.

Використання запропонованої ПТ у конструкції МО дизеля 16ЧН 26/26 забезпечило:

– значно менші витрати енергії на прокачування теплоносія, тобто опір по маслу знижується на 7,87 кПа;

– значно меншу маса ПТ маслоохолоджувача (на 197,94 кг), що за таких умов знижує вартість її виготовлення.

Використання запропонованої ПТ у конструкції ОНП дизеля 16ЧН 26/26 забезпечило:

– більш кращі теплотехнічні параметри (температура наддувочного повітря на виході з модернізованого ОНП менша на 4,4 °С , при цьому також зменшується повітряний опір);

– зниження температури наддувочного повітря дизеля 16ЧН 26/26, що дозволяє зменшити питому витрату палива та скоротити обсяг шкідливих викидів з ВГ дизеля;

– значно меншу масу пучка ОНП (на 114,6 кг), що за таких умов знижує вартість її виготовлення.

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

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ

Метою розділу є аналітичне обґрунтування економічної ефективності від впровадження в експлуатацію радіаторної стійки, маслоохолоджувача та охолоджувача надувного повітря з альтернативною поверхнею теплообміну, зробленою на базі круглої трубки з накатним стрічковим оребренням, для системи охолодження дизеля 16ЧН 26/26, який застосовується у якості силової установки на тепловозі типу ТЕП 70.

Для встановлення економічного ефекту від впровадження в експлуатацію радіаторної стійки, маслоохолоджувача та охолоджувача надувного повітря з альтернативною поверхнею теплообміну потрібно порівняти теплотехнічні параметри теплоносіїв цих теплообмінників, що серійно випускаються заводом виробником, й альтернативного, а також параметри дизеля до і після впровадження альтернативної ПТ.

Вихідні дані обрано з технічної характеристики дизель-генератора, на базі двигуна 16ЧН 26/26, а також відповідно до паспортних даних заводу-виробника. У таблиці 4.1. представлено техніко-економічні показники серійної силової установки з дизелем 16ЧН 26/26 (ССУ).

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники ССУ з дизелем 16ЧН 26/26

№ з/п	Найменування параметра	Позначення	Значення
1	Номінальна потужність, кВт	N_e	3500
2	Частота обертання, мін^{-1}	n	1000
3	Діаметр циліндра, м	D	0,26
4	Хід поршня, м	S	0,26
5	Питома витрата палива на номінальному режимі, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	g_e	0,210
6	Механічний ККД	η_m	0,845
7	Питома витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	g_m	0,0018
8	Маса установки, кг	G	25800
9	Габарити дизель-генератора, м	L	6,22
		B	1,95

		H	2,97
10	Вартість установки, грн.	C_{gc}	600000
11	Вартість палива, грн/т	$Ц_m$	5000
12	Вартість масла, грн/т	$Ц_M$	4300
13	Час роботи за рік, г	T	4000
14	Число контрольних ремонтів	$П_p$	1
15	Обслуговуючий персонал, чол.	l	1
16	Заробітна плата ОП, грн.	$ЗП$	1500
17	Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{к,р}$	0,05
18	Число контрольних ремонтів	$к$	1
19	Нормативний коефіцієнт Економічної ефективності	E	0.15
20	Ресурс двигуна до капітального ремонту, ч	$t_{кр}$	64000

Ціна дизельного палива та масла відповідає цінам за 2024 року. Вартість серійної радіаторної стійки, масло охолоджувача та охолоджувача надувного повітря отримано відповідно до даних офіційного сайту заводу-виробника, вартість альтернативних теплообмінників прийнята з урахуванням їх меншої вартості (маса та вартість пучків ПТ серійних та альтернативних подані в таблиці 4.2). Вартість теплообмінників системи охолодження дизеля оцінюється виходячи тільки з маси, вважаючи, що витрати на виробництво є однаковим. Вартість металу для ПТ приймалася середньоринковою.

Таблиця 4.2 – Маса та вартість пучків ПТ серійної та альтернативної установок

№ з/п	Найменування параметра	Позначення	Значення	
			Серійні ТЕ	Альтернативні ТЕ
1	Розрахункова маса пучка радіаторної стійки	M_p , кг	25,2	25,1
2	Розрахункова маса пучка МО	M_p , кг	275,94	78
3	Розрахункова маса пучка ОНВ	M_p , кг	235,1	120,5
4	вартість металу	C , грн./кг	30	30
5	Вартість пучків радіаторних стійок	C_p , грн	36288	36144
6	Вартість пучка ОНВ	C_p , грн	7053	3615
7	вартість МО	C_p , грн	7738,2	2340
8	Загальна вартість ТО	$C_{об.}$, грн	51079,2	42094

Силу установку з дизелем 16ЧН 26/26, в якій використана альтернативна поверхня теплообміну, виконану на базі круглої трубки з накатним стрічковим

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

оребреньям, надалі для спрощення називатимемо альтернативною силовою установкою (АСУ).

Зробимо оцінку терміну окупності у разі замінення на вже експлуатованих силових установках з дизелем 16ЧН 26/26, поверхонь теплообміну на альтернативну. Вартість нових теплообмінників системи охолодження оцінимо з урахуванням вирахування вартості утилізованого металу серійних ПТ.

Орієнтовна вартість нового маслоохолоджувача

$$C_A^{MO} = 2 \cdot C_{ПА}^{MO} - C_{ПС}^{MO} = 2 \cdot 2340 - 7738,2 = -3058,2 \text{ грн.}$$

Орієнтовна вартість нового охолоджувача надувного повітря

$$C_A^{OHV} = 2 \cdot C_{ПА}^{OHV} - C_{ПС}^{OHV} = 2 \cdot 3615 - 7053 = 177 \text{ грн.}$$

Орієнтовна вартість нової радіаторної стійки

$$C_A^{PC} = 2 \cdot C_{ПА}^{PC} - C_{ПС}^{PC} = 2 \cdot 36144 - 36288 = 36000 \text{ грн.}$$

Загальна вартість ПТ та робіт по заміні серійних ПТ:

$$C_A^{TO} = C_A^{MO} + C_A^{OHV} + C_A^{PC} = 36000 + 177 - 3058,2 + 5000 = 38118,8 \text{ грн.}$$

Тоді вартість АСУ :

$$C_{gA} = C_A^{TO} + C_{gC} = 38118,8 + 600000 = 638118,8 \text{ грн.}$$

Кількість електроенергії, що генерується за рік експлуатації дизель-генератора з дизелем 16ЧН 26/26 :

$$W = N_e \cdot T,$$

де, T – час роботи двигуна за рік, год; $W^C = 3500 \cdot 4000 = 14000000 \text{ кВт} \cdot \text{год}$; $W^A = 3500 \cdot 4000 = 14000000 \text{ кВт} \cdot \text{год}$.

Індексом «^A» у розрахунках позначено показники альтернативної силової установки, індексом «^C» – позначено серійні.

Витрати на експлуатацію АСУ и ССУ складатимуть:

– витрату палива розраховуємо за формулою

$$P_m = 1,02 \cdot W \cdot g_e, \text{ кг};$$

$$P_m^C = 1,02 \cdot 14000000 \cdot 0,210 = 2998800 \text{ кг};$$

$$P_m^A = 1,02 \cdot 14000000 \cdot 0,207 = 2955960 \text{ кг}.$$

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

У зв'язку з використанням альтернативної ПТ для охолоджувача надувного повітря температура надувного повітря знизилася на 5 °С, що забезпечить зниження питомої витрати палива на 3 г/(кВт·год).

– вартість палива необхідного для функціонування дизеля протягом року розраховується за формулою

$$C_m = 1,1 \cdot P_m \cdot C_m, \text{ грн}$$

$$C_m^C = 1,1 \cdot 2940000 \cdot 5000 \cdot 10^{-3} = 16493400 \text{ грн};$$

$$C_m^A = 1,1 \cdot 2898000 \cdot 5000 \cdot 10^{-3} = 16257780 \text{ грн};$$

– витрата масла дизелем розраховується за формулою

$$P_m = 1,02 \cdot W \cdot g_e, \text{ кг};$$

$$P_m^C = 1,02 \cdot 14000000 \cdot 0,0018 = 25704 \text{ кг};$$

$$P_m^A = 1,02 \cdot 14000000 \cdot 0,0018 = 25704 \text{ кг};$$

– вартість масла потрібного для функціонування дизеля протягом року розраховуємо за формулою

$$C_m = 1,1 \cdot P_m \cdot C_m, \text{ грн};$$

$$C_m^C = 1,1 \cdot 25704 \cdot 4300 \cdot 10^{-3} = 121580 \text{ грн};$$

$$C_m^A = 1,1 \cdot 25704 \cdot 4300 \cdot 10^{-3} = 121580 \text{ грн};$$

– загальна вартість ПММ за рік розраховується за формулою

$$C_{гсм} = C_m + C_m, \text{ грн};$$

$$C_{гсм}^C = 16170000 + 121580 = 16614980 \text{ грн};$$

$$C_{гсм}^A = 144960000 + 121580 = 16379360 \text{ грн}.$$

Вартість запасних частин на весь період функціонування дизеля

$$C_{зан} = 1,05 \cdot K_{к.р.} \cdot k \cdot C_g, \text{ грн};$$

$$C_{зан}^C = 1,05 \cdot 0,05 \cdot 1 \cdot 600000 = 31500 \text{ грн};$$

$$C_{зан}^A = 1,05 \cdot 0,05 \cdot 1 \cdot 638118,8 = 33501,237 \text{ грн}.$$

– витрати на обслуговування дизеля 16ЧН 26/26 за рік розраховується за формулою

$$C_{об} = 12 \cdot l \cdot 3П, \text{ грн};$$

$$C_{об}^C = 12 \cdot 1 \cdot 1500 = 18000 \text{ грн};$$

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

$$C_{об}^A = 12 \cdot 1 \cdot 1500 = 18000 \text{ грн.}$$

– загальні витрати розраховуємо, як:

$$B_{общ.} = C_{зсм} + C_{стр} + C_{зан} + C_{об}, \text{ грн};$$

$$B_{общ}^C = 16614980 + 0 + 31500 + 18000 = 16664480 \text{ грн.}$$

$$B_{общ}^A = 16379360 + 38118,8 + 33501,2 + 18000 = 16468980 \text{ грн.}$$

Вартість одного кВт·год електроенергії виробленої установкою:

– собівартість кіловата електроенергії СВУ

$$U^C = \frac{B_{общ}^C}{W_p^C} = 16614980 / 14000000 = 1,19 \text{ грн / (кВт · год)}$$

– собівартість кіловата електроенергії АСУ

$$U^A = \frac{B_{общ}^A}{W_p^A} = 16468980 / 14000000 = 1,17 \text{ грн / (кВт · год)}$$

Термін окупності :

$$T_0 = \frac{C_{TO}^A}{B_{общ}^C - B_{общ}^A} = 38118,8 / (16664480 - 16468980) = 0,2 \text{ року} \approx 71 \text{ день.}$$

Термін роботи:

$$T = \frac{t_{кр}}{T}, \text{ рік}$$

$$T^C = \frac{64000}{4000} = 16 \text{ років};$$

$$T^A = \frac{64000}{4000} = 16 \text{ років.}$$

Річний економічний ефект для споживача від використання АСУ:

$$E_k = \left[C_{гC} \cdot \frac{W^A}{W^C} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_C} + E_C}{\frac{1}{T_A} + E_A} \right) + \frac{B_{общ}^C - B_{общ}^A}{\frac{1}{T_A} + E_A} \right] - C_{гA}, \text{ грн}$$

$$E_k = \left[600000 \cdot \frac{14000000}{14000000} \cdot \left(\frac{\frac{1}{16} + 0,15}{\frac{1}{16} + 0,15} \right) + \frac{16664480 - 16468980}{\frac{1}{16} + 0,15} \right] - 638118,8 = 881881 \text{ грн}$$

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

Висновки до розділу

Виконаний у розділі розрахунок довів економічну доцільність впровадження нової альтернативної поверхні теплообміну, виконаної на базі круглої трубки з накатним стрічковим оребрением, для системи охолодження тепловозного дизеля 16ЧН 26/26, який використовується у якості силової установки на тепловозі типу ТЕП 70.

Економічний ефект досягається шляхом зменшення річної ефективної витрати палива (через зниження температури надувочного повітря в альтернативному охолоджувачі надувного повітря), а також за рахунок значно меншої маси спроектованих у третьому розділі теплообмінників. Термін окупності згідно з проведеними розрахунками становитиме десь 71 день, а економічний річний ефект від використання альтернативної ПТ – 881881 грн.

					<i>КРМ.142.6222м.05.04.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Загальні вимоги з охорони праці для бригад локомотиву

Загальні вимоги з охорони праці встановлюють вимоги безпеки для локомотивних бригад під час експлуатації електровозів, тепловозів і дизель-поїздів (далі – локомотивів), моторвагонного рухомого складу (далі – МВРС) та їх технічного обслуговування.

До роботи з технічного обслуговування та експлуатації тепловозів й МВРС допускаються люди не молодше 18 років, які пройшли професійний добір, професійне навчання, попередній медичний огляд, склали кваліфікаційні іспити на право керування локомотивом і МВРС, а також пройшли інструктаж, навчання, стажування і перевірку знань з охорони праці та пожежної безпеки.

У процесі роботи локомотивна бригада у складі машиніста і помічника машиніста повинна проходити повторні, позапланові та цільові інструктажі, а також медичний огляд.

Машиніст та його помічник повинні знати:

– загальну конструкцію тепловозу та МВРС, методи й прийоми усунення можливих несправностей їх обладнання;

– дію на персонал небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що можуть виникнути під час роботи на тепловозі, правила надання першої (долікарської) допомоги та відповідне місце зберігання аптечки чи сумки з потрібними медикаментами й перев'язувальними матеріалами, знати їх цільове призначення та дозування;

– розміщення електричних машин та проводів, приладів й апаратів, що перебувають під високою напругою на локомотиві та МВРС;

– вимоги охорони праці, виробничої санітарії та пожежної безпеки на тепловозі.

Машиніст та його помічник зобов'язані:

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

– під час роботи мати при собі усі потрібні документи, зокрема посвідчення щодо отримання групи з електробезпеки, службове посвідчення з відповідною відміткою про наявність свідоцтва на право керування тепловозом та МВРС або свідоцтво помічника машиніста;

– під час підйому на тепловоз та МВРС або спускання з них бути обличчям до нього та триматися руками за спеціальні поручні;

– під час роботи та проведення технічного огляду тепловозу та МВРС бути одягненими в спецодяг й спецвзуття.

Під час роботи на машиніста та його помічника можуть впливати такі небезпечні й шкідливі виробничі фактори:

– рухомі частини устаткування тягового рухомого складу (далі – ТРС);

– підвищена запиленість й загазованість повітря робочої зони;

– підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів;

– підвищена або знижена температура повітря робочої зони;

– підвищений рівень шуму на робочому місці;

– підвищений рівень вібрації на робочому місці;

– підвищений рівень інфразвукових коливань на робочому місці;

– підвищена або знижена вологість повітря на робочому місці;

– підвищена або знижена рухливість повітря на робочому місці;

– підвищене значення напруги в електричному ланцюзі, замикання якого може статися через тіло людини;

– підвищений рівень статичної електрики на робочому місці;

– підвищений рівень електромагнітних випромінювань певних приладів;

– відсутність або нестача природного світла на робочому місці;

– недостатня оснащеність робочої зони при виконанні робіт;

– можливість утворення горючого середовища спричинене витоками або викидами під надлишковим тиском із трубопроводів масла, дизельного пального й нагрітих газів, а також ймовірність виникнення джерел загоряння з подальшим займанням горючих матеріалів та рідин;

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

– токсичні, подразнювальні сенсibiliзуючі речовини, проникнення яких може відбуватися через органи дихання й шкірні покриви людини;

– нервово-психічні перевантаження персоналу з розумовим перенапруженням на тлі монотонної праці з періодичними емоційними стресами.

Тепловозна бригада повинна бути забезпечена усіма потрібними засобами індивідуального захисту (далі – ЗІЗ) згідно з установленими нормами. Машиніст потяга несе власну відповідальність за пожежну безпеку та систему пожежогасіння прийнятого ним потягу та МВРС.

Тепловозна бригада повинна дотримуватися наступних вимог пожежної безпеки:

– у кабіні машиніста, високовольтній камері, дизельному приміщенні забороняється зберігати та провозити сторонні предмети;

– службові приміщення та кабіни машиніста тепловозу та МВРС слід завжди підтримувати в чистоті;

– змащувальні матеріали повинні бути тільки у металевих ємностях (бідонах, каністрах, маслянках тощо) з вузькими горловинами та кришками до них, що щільно закриваються, а обтиральний матеріал, як чистий, так і забруднений – зберігатися роздільно в металевих ящиках, відрах з кришками;

– усі захисні пристрої електрообладнання мають бути тільки в справному стані;

– не допускається паління в машинному відділенні та використання відкритого вогню на тепловозах та МВРС;

– контролювати працездатність та справність систем пожежогасіння, у тому числі первинних засобів пожежогасіння.

Тепловозна бригада повинна дотримуватися наступних вимог особистої гігієни:

– для запобігання можливому захворюванню шкіри рук під час контактів з дизельним паливом, змащувальними матеріалами та водою, що застосовується для охолодження дизеля слід використовувати захисні мазі, пасти та «біологіч-

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

ні» рукавички (під час обрання зазначених захисних засобів потрібно керувати-ся рекомендаціями медпункту депо);

– після завершення робіт, пов'язаних із застосуванням захисних паст, руки потрібно вимити водою з милом, змастити борним вазеліном чи ланоліновим кремом, потроху втираючи його в шкіру;

– у разі виникнення можливих подразнень шкіри потрібно звернутися до медпункту для надання допомоги.

Знання та виконання вимог інструкції з техніки безпеки є службовим обов'язком кожного машиніста та його помічника, а її порушення – є порушенням трудової дисципліни, що тягне за собою, залежно від наслідків, дисциплінарну або іншу відповідальність згідно з чинним законодавством України.

Перед початком робіт тепловозна бригада повинна:

1. Пройти медичний огляд.
2. Отримати від чергового по депо або машиніста, який здає тепловоз, МВРС у пункті зміни бригад, інвентарний комплект ключів та реверсивну рукоятку. Перевірити за вказаним номером на ключах їх відповідність саме цьому тепловозу, МВРС. Суворо забороняється мати й використовувати неінвентарні реверсивні рукоятки, блокувальні пристрої й ключі вимикачів керування, а також використовувати пристосуваннями, що можуть їх замінювати.
3. Перед прийманням тепловозу чи МВРС слід переконатися, що він загальмований ручним гальмом або під передню колісну пару з протилежних його боків підкладено гальмівні черевики та що потяг або МВРС не може самовільно зрушити з місця.
4. Прийом тепловозу або МВРС слід здійснювати з огляду кабіни машиніста та тепловозу, звернувши при цьому особливу увагу на справність пульта керування й на огородження пічного опалення.
5. Перевірити працездатність та наявність усіх спеціальних блокувальних пристроїв шляхом спрацювання контактів, а також наявність й стан заземлень та огорожень. Забороняється експлуатація тепловозу або МВРС з несправними чи навіть відсутніми заземленням, блокувальними пристроями, огоро-

					<i>КРМ.142.6222м.05.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дженнями та пристроями сигналізації про наявність напруги у високовольтній (апаратній) камері.

6. Під час приймання тепловозу або МВРС потрібно перевірити наявність та оглянути відповідні захисні засоби:

- діелектричні рукавички;
- діелектричні килими;
- штанги для забезпечення заземлення первинної обмотки тягового трансформатора (для електрорухомого складу змінного струму);
- штанги ізолюючі для відключення роз'єднувачів тягових двигунів;
- протигази (для тепловозів, обладнаних установкою газового пожежогасіння);
- шумоізолюючі навушники (для тепловозів).

Суворо забороняється використовувати засоби захисту, термін придатності яких минув. При огляді протигазу потрібно переконатись у відсутності його зовнішніх пошкоджень, справності усіх клапанів, коробки, шланга. При попередньому огляді слюсарно-монтажного інструменту з ізольованими ручками потрібно перевірити, щоб ізоляція на них не мала раковин, сколів, здуття та інших можливих дефектів. Діелектричні килими не повинні мати наявних механічних пошкоджень. Відсутність можливих проколів у діелектричних рукавичках слід визначати шляхом скручування в бік пальців.

7. Перед здійсненням усунення несправностей приладів та витоків повітря в з'єднаннях, резервуарах та апаратах, що перебувають під тиском, потрібно вимкнути їх та випустити стиснене повітря. Суворо забороняється відкривати та закривати крани та вентилі ударами молотка чи інших предметів. Перед здійсненням випробувань гальм машиніст тепловозу повинен попередити про це свого помічника, переконатися у відсутності людей біля тепловозу, МВРС та під ним та перевірити включення гальмівних приладів. Суворо забороняється використовувати переносні світильники без запобіжних сіток з пошкодженою ізоляцією проводів та вилкою. При увімкненні переносних світильників до джерела струму їх слід тримати в руках чи міцно закріпити (підв'язати), щоб уникнути мимовільного їх падіння.

					<i>КРМ.142.6222м.05.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

8. Перед здійсненням огляду акумуляторів потрібно вимкнути рубильник та вийняти запобіжники. Суворо забороняється класти інструмент на акумулятор. Під час здійснення огляду слід користуватися переносним світильником. Перемички акумуляторів слід знімати, кріпити та ставити торцевими ключами з ізолюючими рукоятками.

9. Перед в'їздом чи виїздом з чи до тепловозного депо або пункту технічного обслуговування тепловозів, МВРС (далі – ПТОТ) необхідно переконатися, що:

- ворота повністю відкриті та зафіксовані;
- на підніжках, сходах, майданчиках, на даху тепловозу та у оглядовій кабіні шляху, на яку буде ставитися тепловоз немає людей.

10. Введення (виведення) тепловозу у або із депо чи ПТОТ виконувати за встановленим для місцевих умов вогнем сигналізації даного шляху та за командою однієї особи – чергового по депо або його помічника чи старшого майстра та під наглядом майстра зміни (бригадира). Швидкість руху тепловозу під час введення має не перевищувати 3 км/год. Забороняється рух поштовхами.

11. Введення тепловозів у депо здійснюється при непрацюючому дизелі за допомогою живленням тягових двигунів від стороннього джерела енергії або за допомогою іншого тепловозу з прикриттям із залізничних платформ, що не дозволяють йому заїхати до будівлі.

Основні вимоги безпеки при технічному обслуговуванні тепловозів та дизель-поїздів:

1. Перед пуском дизеля потрібно оглянути стан його вузлів та його допоміжного обладнання, прибрати інструменти та різні пристосування, перевірити укладання підлог, подати оповіщувальний сигнал помічникові.

2. Суворо забороняється пуск дизеля на багатосекційних тепловозах при одночасно увімкнених кнопках «Паливний насос» на пультах обох секцій тепловозу.

3. Суворо забороняється при працюючому двигуні тепловозу виконувати будь-які монтажні роботи на ньому з деталями, що обертаються.

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

4. Суворо забороняється входити в дизельне приміщення тепловоза під час роботи двигуна вище 10-ої позиції.

5. Люки дизельного картера слід відкривати через 10...15 хвилин після його зупинки.

6. Перед оглядом дизеля, електроустаткування та допоміжного обладнання слід знеструмити всі електричні ланцюги, а також вимкнути рубильник акумуляторної батареї.

7. Суворо забороняється розкривати та ремонтувати електричні прилади та апарати, що знаходяться під дією напруги. У дизель-поїздах для зміни запобіжників, у ланцюзі живлення у яких відсутні автоматичні вимикачів, потрібно користуватись призначеними для цієї мети спеціальними рукоятками.

Встановлення та підключення провідників до затискачів автоматичних вимикачів, електричних машин та апаратів, їх огляд, а також заміна запобіжників, що вийшли з ладу, слід виконувати при знеструмлених ланцюгах. Також потрібно використовувати запобіжники тільки з каліброваними вставками та патронами, забарвленими у відповідні встановлені кольори.

8. Суворо забороняється підніматися на дах тепловоза та дизель-поїзда на електрифікованих ділянках, у разі якщо контактний провід знаходиться під високою напругою або якщо відсутність напруги в ньому встановити ні як неможливо.

9. У разі якщо на одній із секцій тепловозу (дизель-поїзду) дизельний двигун не працює та вона переміщується за допомогою іншої секції, постійно з'єднаної з ним, на непрацюючій секції потрібно вжити наступних заходів безпеки:

– реверсивна та головна рукоятки контролера повинні бути в своєму нульовому положенні, кнопки пульта керування, за винятком кнопки освітлення – відключені;

– тягові електродвигуни повинні перебувати у відключеному положенні.

10. При виконанні будь-яких робіт із фрикційною муфтою тепловозу повинен бути перекритий повітропровід її приводу.

					<i>KPM.142.6222м.05.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

11. При зовнішньому огляді секції холодильника привід жалюзів повинен бути поставлений на клямку. Забороняється відкривати монтажні люки шахти холодильника і заходити в шахту при вентиляторі.

12. Оглядати тягові електродвигуни тепловозу, тяговий генератор та допоміжні різні електричні машини та знімати їх люки можна лише при зупиненому дизелі та відповідно тепловозі.

13. Паливо, що накопичується у відсіках паливних насосів дизелів, слід видаляти за допомогою спеціальних вакуумних установок. Після заповнення палива пробки баків потрібно щільно закрити.

14. Не допускати попадання маслених матеріалів, палива та води на підлогу машинного відділення тепловоза.

15. При виході з кабіни машиніста в дизельне приміщення при працюючому дизелі потрібно обов'язково надіти шумоізолюючі навушники.

5.2. Охорона навколишнього середовища

Залізничний транспорт відіграє досить важливу роль у економічному розвитку країни. Крім, безумовно, позитивного ефекта від використання залізничного транспорту у вигляді перевезення людей та вантажів, є і багато негативних, зокрема це забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами з відпрацьованими газами, а також шум від роботи дизелів.

Шум є невід'ємною частиною сучасного життя людини пов'язаного з використанням різного виду транспорту роботою промислових підприємств тощо. Постійна дія шуму може мати серйозний вплив на організм людини та викликати різного роду проблеми зі здоров'ям та загальним самопочуттям.

Сучасні дослідження демонструють, що шуму призводить до розвитку різних захворювань і порушень особливо, якщо людина знаходиться досить довгий час під його дією.

Так одним із найпоширеніших наслідків постійної дії впливу шуму на організм людини є підвищений рівень стресу, людина перебуває у напрузі, що збі-

					<i>KPM.142.6222м.05.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

льшує ймовірність розвитку у неї стресових станів, а також психологічних розладів та проблем.

Унаслідок цього людина стає значно дратівливою, втомленою, а також відчуває труднощі зі сном й можливістю виконувати свою професійну діяльність. Крім стресу та фізичної втоми, постійний оточуючий шум може викликати у людини проблеми зі слухом (зниження або навіть часткова втрата).

Постійна дія шуму на робочому місці (машинне відділення тепловозу) може призвести до утворення у машиніста та його помічника шумової непереносимості та навіть до втрати слуху. Тому важливо вжити заходи для захисту слуху обслуговуючого керуючого тепловозу. Існує безліч різних способи захисту від дії шуму на тепловозі, які дають змогу значно знизити його вплив на організм людини. Однак одним із найпоширеніших і найпростіших є застосування машиністами спеціальних навушників, які допомагають загасити звуки роботи дизеля та захистити слух від шкідливого впливу шуму. Для формування засобів та шляхів зниження рівня шуму необхідно виконати відповідні розрахунки, що можуть бути основою для запровадження тих чи інших заходів зі зниження рівня шуму та вібрації.

Розрахунки рівня шуму та вібрації модернізованого тепловозного двигуна типу 16ЧН 26/26

Рівень шуму від модернізованого тепловозного двигуна типу 16ЧН 26/26 можна визначити наступним виразом:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right]$$

де n_n – номінальна частота, $n_n = 1000$ об/хв; n – робоча частота, $n = 1000$ об/хв; N_e – номінальна ефективна потужність, $N_e = 3500$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(1000 + 3500^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{1000}{1000}\right) \right] = 84,4 \text{ дБ}$$

Рівень шуму від модернізованого тепловозного двигуна типу 16ЧН 26/26 згідно з рис. 5.1 вкладається у припустимі значення.

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

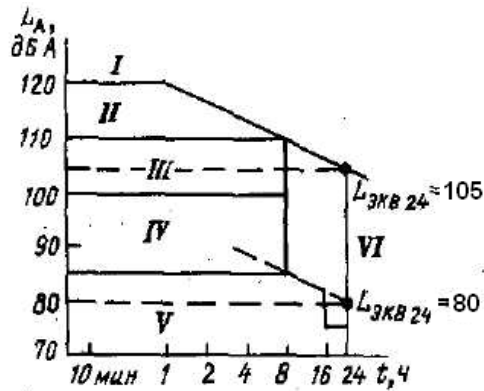


Рисунок 5.1 – Зони припустимих норм дії шуму

Рівень вібрації від модернізованого тепловозного двигуна типу 16ЧН 26/26 можна визначити наступним виразом:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right)$$

де m – маса дизеля 16ЧН 26/26, $m = 25800$ кг.

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1000 \cdot 3500^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 3500}{25800} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{25800}{3500}} + 30 \lg \left(\frac{1000}{1000} \right) \right) = 84,8 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації від модернізованого тепловозного двигуна типу 16ЧН 26/26 не перевищує встановленої норм.

5.3. Висновки до розділу

У розділі розроблено загальні заходи з техніки безпеки персоналу машинного відділення тепловозу типу ТЕП 70 з двигуном 16ЧН 26/26. Визначено, що рівень вібрації та шуму від модернізованого двигуна типу 16ЧН 26/26, який застосовується на тепловозі не перевищує встановлених норм та складають відповідно 84,4 та 84,8 дБ відповідно.

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

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Кваліфікаційна робота на тему: «*Модернізація системи охолодження тепловозного двигуна*» містить усі рекомендовані кафедрою ДВЗ, У та ТЕ розділи та креслення.

У першому розділі виконано узагальнений опис односекційного тепловозу типу ТЕП70 та дизельного двигуна 16ЧН 26/26.

У другому розділі виконано розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи тепловозного двигуна 16ЧН 26/26, а також проведено розрахунок теплового балансу. На підставі проведених розрахунків отримано основні параметри робочого циклу тепловозного дизеля 16 ЧН26/26 та його теплоносіїв на вході та виході.

У третьому розділі виконано аналіз системи охолодження та конструкції теплообмінних апаратів тепловозного двигуна типу 16 ЧН 26/26, а також основних параметрів роботи системи. Розраховано геометричні параметри альтернативної поверхні теплообміну у вигляді шахового пучка труб, оребрених накаткою. Використання запропонованої ПТ у конструкції МО дизеля 16ЧН 26/26 забезпечило:

- значно менші витрати енергії на прокачування теплоносія, тобто опір по маслу знижується на 7,87 кПа;

- значно меншу масу ПТ маслоохолоджувача (на 197,94 кг), що за таких умов знижує вартість її виготовлення.

Використання запропонованої ПТ у конструкції ОНП забезпечило:

- більш кращі теплотехнічні параметри (температура наддувочного повітря на виході з модернізованого ОНП менша на 4,4 °С , при цьому також зменшується повітряний опір);

- зниження температури наддувочного повітря дизеля 16ЧН 26/26, що дозволяє зменшити питому витрату палива та скоротити обсяг шкідливих викидів з ВГ дизеля;

					КРМ.142.6222м.05.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

– значно меншу масу пучка ОНП (на 114,6 кг), що за таких умов знижує вартість її виготовлення.

У четвертому розділі визначено економічний ефект від розробки та впровадження нової ПТ та теплообмінників на її основі. Економічний ефект досягається шляхом зменшення річної ефективної витрати палива (через зниження температури надувочного повітря в альтернативному охолоджувачі надувного повітря), а також за рахунок значно меншої маси спроектованих теплообмінників. Термін окупності згідно з проведеними розрахунками становитиме десь 71 день, а економічний річний ефект від використання альтернативної ПТ – 881881 грн.

У п'ятому розділі розроблено загальні заходи з техніки безпеки персоналу машинного відділення тепловозу типу ТЕП70 з двигуном 16ЧН 26/26. Визначено, що рівень вібрації та шуму від модернізованого двигуна, який застосовується на тепловозі не перевищує встановлених норм та складають відповідно 84,4 та 84,8 дБ відповідно.

Узагальнюючи результати роботи, можна зробити позитивний висновок щодо актуальності й доцільності проведених модернізації системи охолодження тепловозного двигуна 16ЧН 26/26 на базі нової ПТ.

					<i>КРМ.142.6222м.05.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

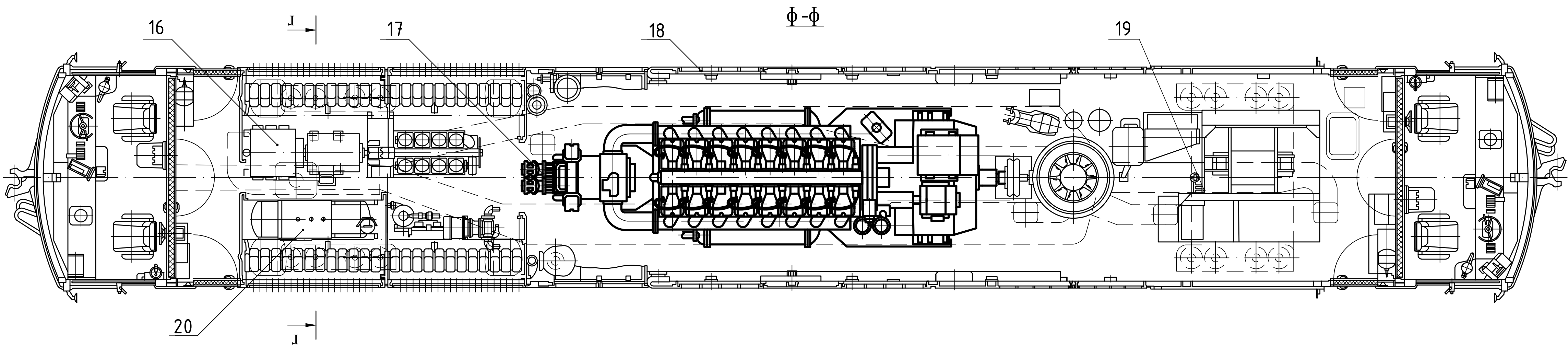
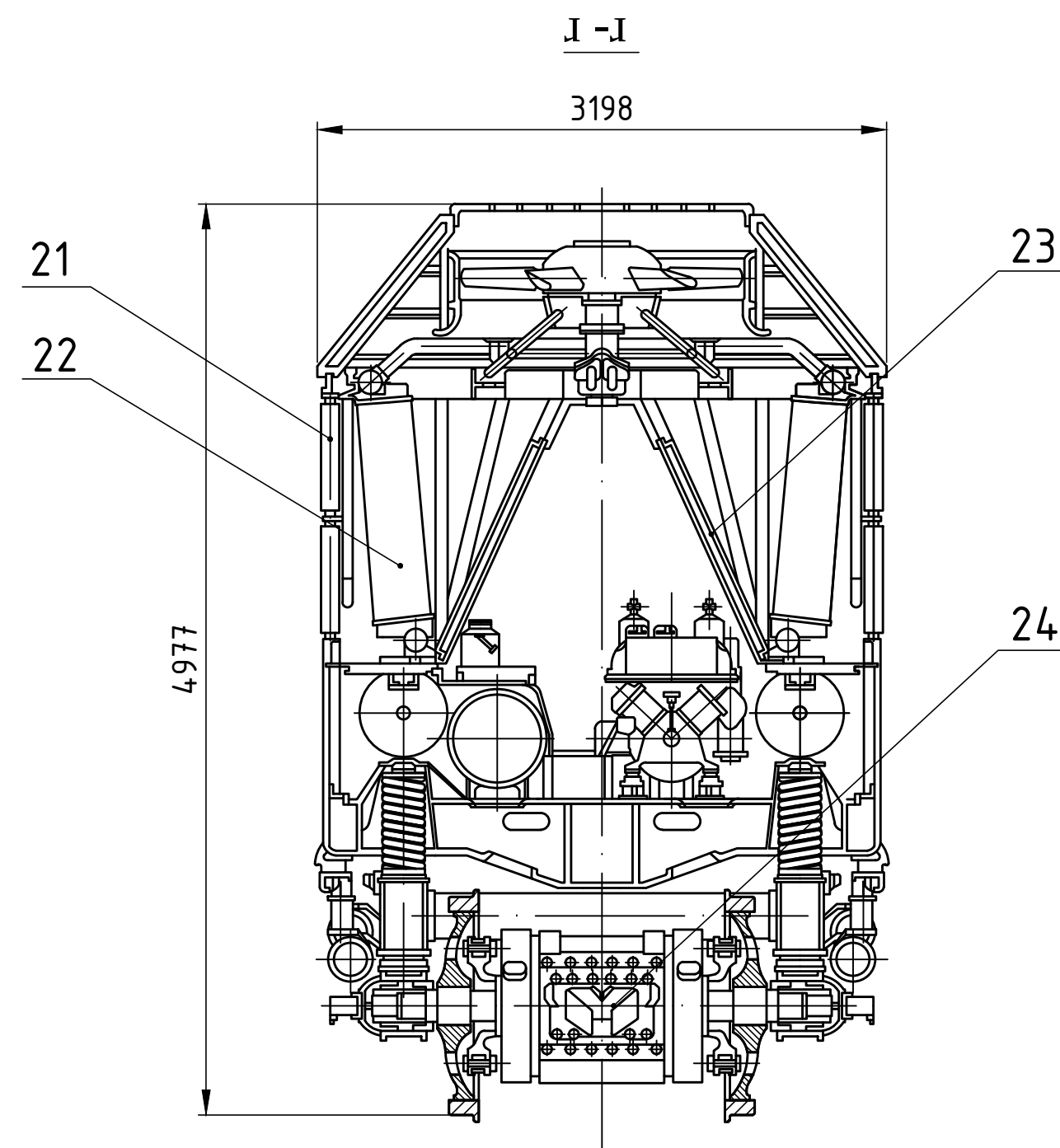
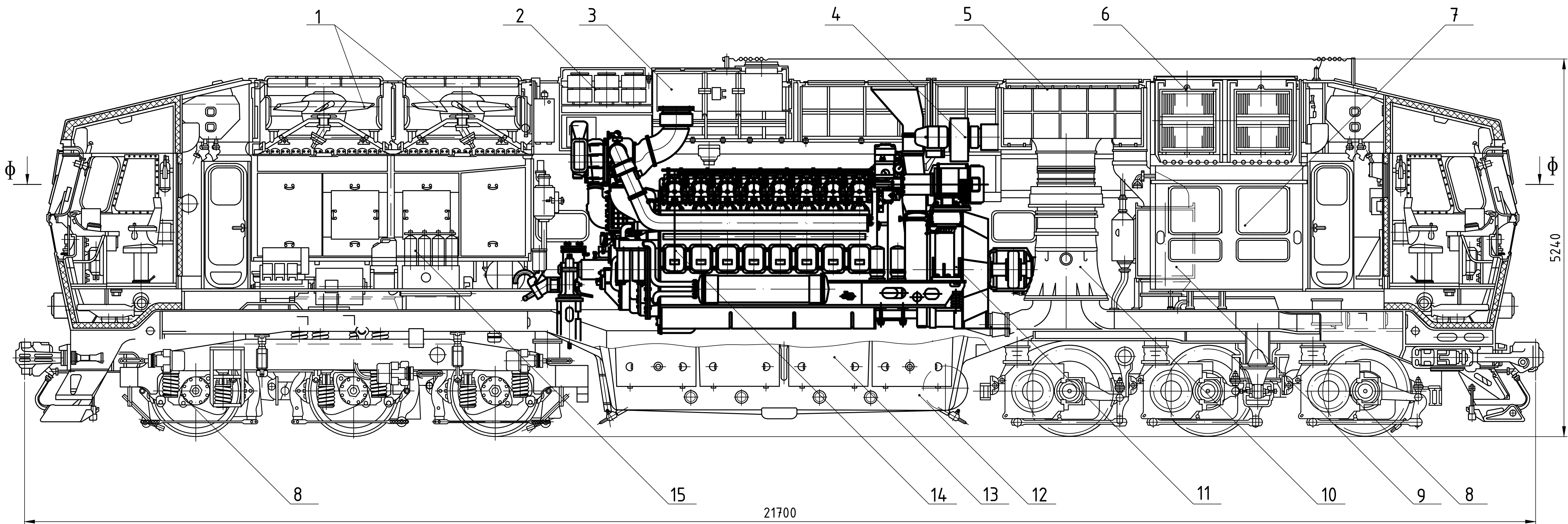
1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.
3. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.
4. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
5. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
6. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. –384 с.
7. Дяченко, В. Г. Теорія двигунів внутрішнього згоряння. Підручник для вузів [текст] - Х.: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
8. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. - New York.: McGraw Hill New York, 1988. – 930 –. – ISBN 0-07-100499-8
9. Realizing Future Trends in Diesel Engine Development / B. Georgi, S. Hunkert, J. Liang, M. Willmann // SAE Papers. – 1997. – 972686. – P. 2133–2145.
10. An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines. / Chiodi M./ Stuttgart. 2011. 275 pp.

					КРМ.142.6222м.05.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11. ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація».

12. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 p.

					<i>KPM.142.6222м.05.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

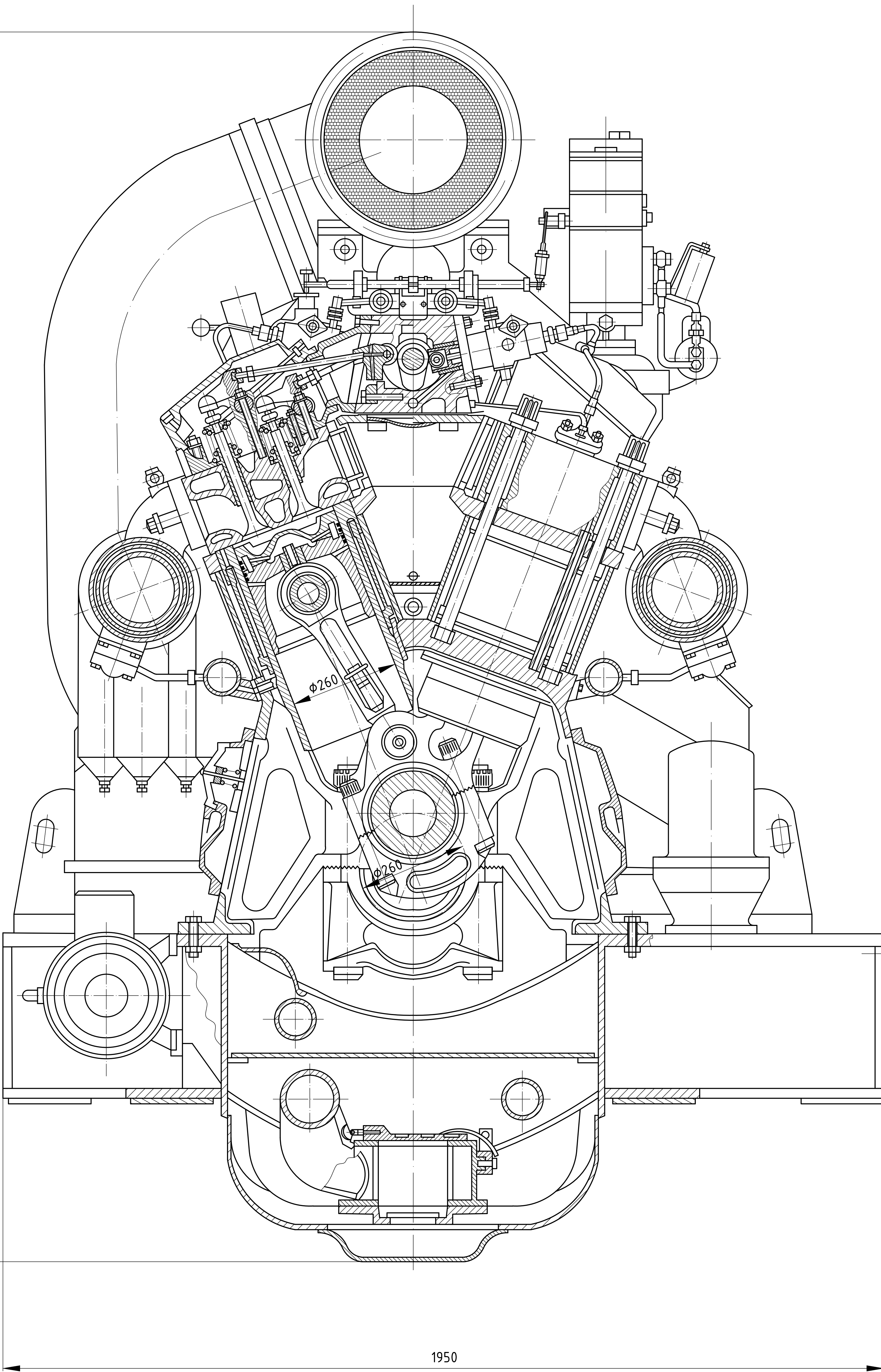


Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		Вентилятори холодильної камери	2	
		2		Установка фільтруючих елементів	1	
		3		Установка глушника	1	
		4		Установка мотору вентилятора	1	
		5		Блок шумоізоляції, мультициклонів	1	
		6		Блок електричного тормозу	1	
		7		Високовольтна камера	1	
		8		Колісна теліжка	2	
		9		Установка випрямлювача	1	
		10		Установки вентилятора		
				централізованого вентилятора	1	
		11		Генератор тяговий	1	
		12		Паливний бак	1	
		13		Блок аккумуляторних батарей	1	
		14		Дизель	1	
		15		Фільтр побігочисний	1	
		16		Компресор тормозний	1	
		17		Установка редукторів	1	
				гідролічильних насосів		
		18		Кузов	1	
		19		Установка газового пожегосіння	1	
		20		Установка повітряноінного пожегосіння	1	
		21		Блок жалюзів	4	
		22		Радіаторна секція	48	
		23		Установка схеми	1	
		24		Тяговий електровигун	6	

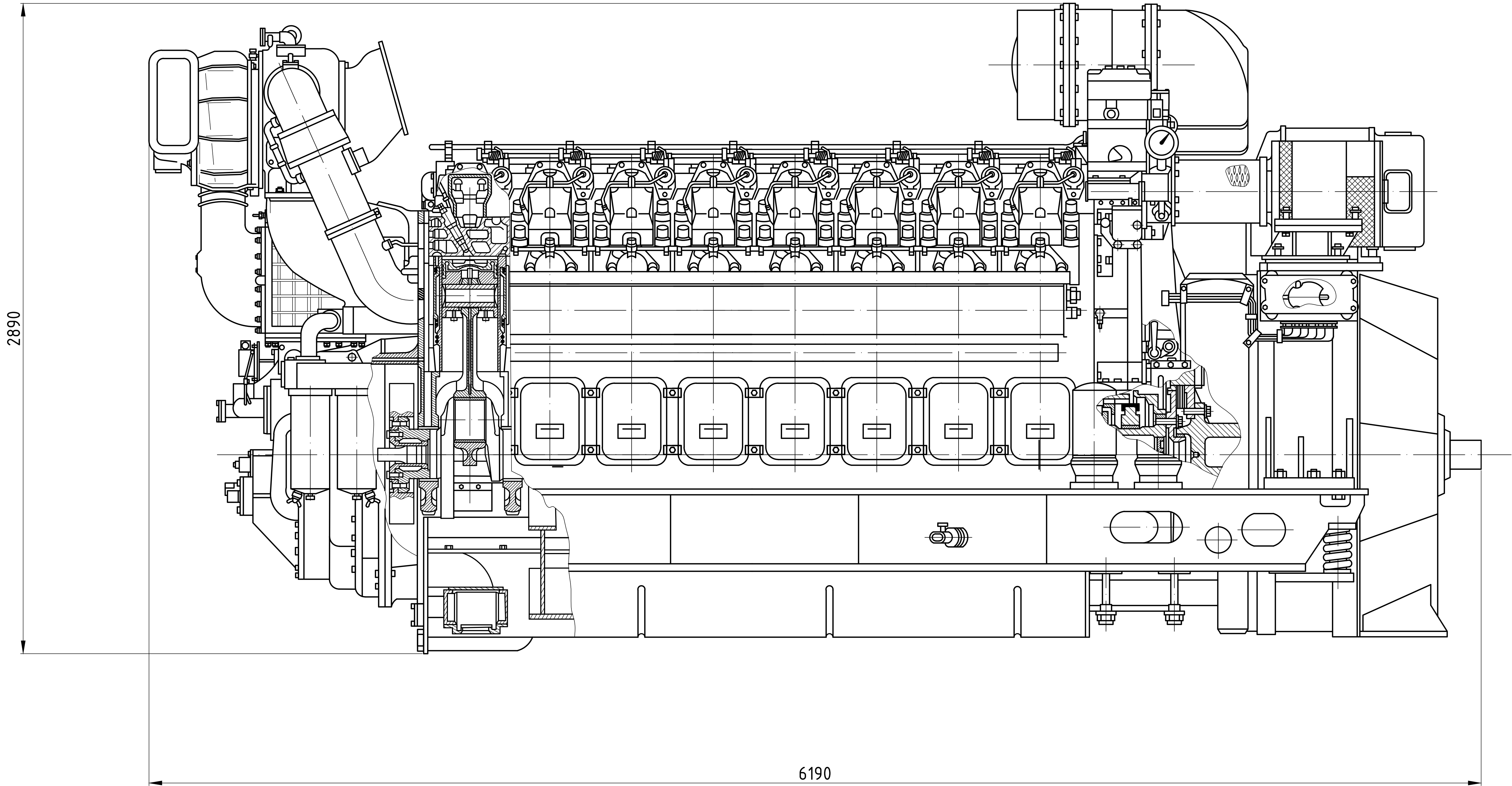
KPM.142.6222M.05.01						Лит.			Маса			Масштаб		
Тепловоз муну ТЕР70												1:40		
Зав. каф. Гогоренко О. А.						Лист			Листов			НУК		
												ім. адм. Макарова		

2970

1950

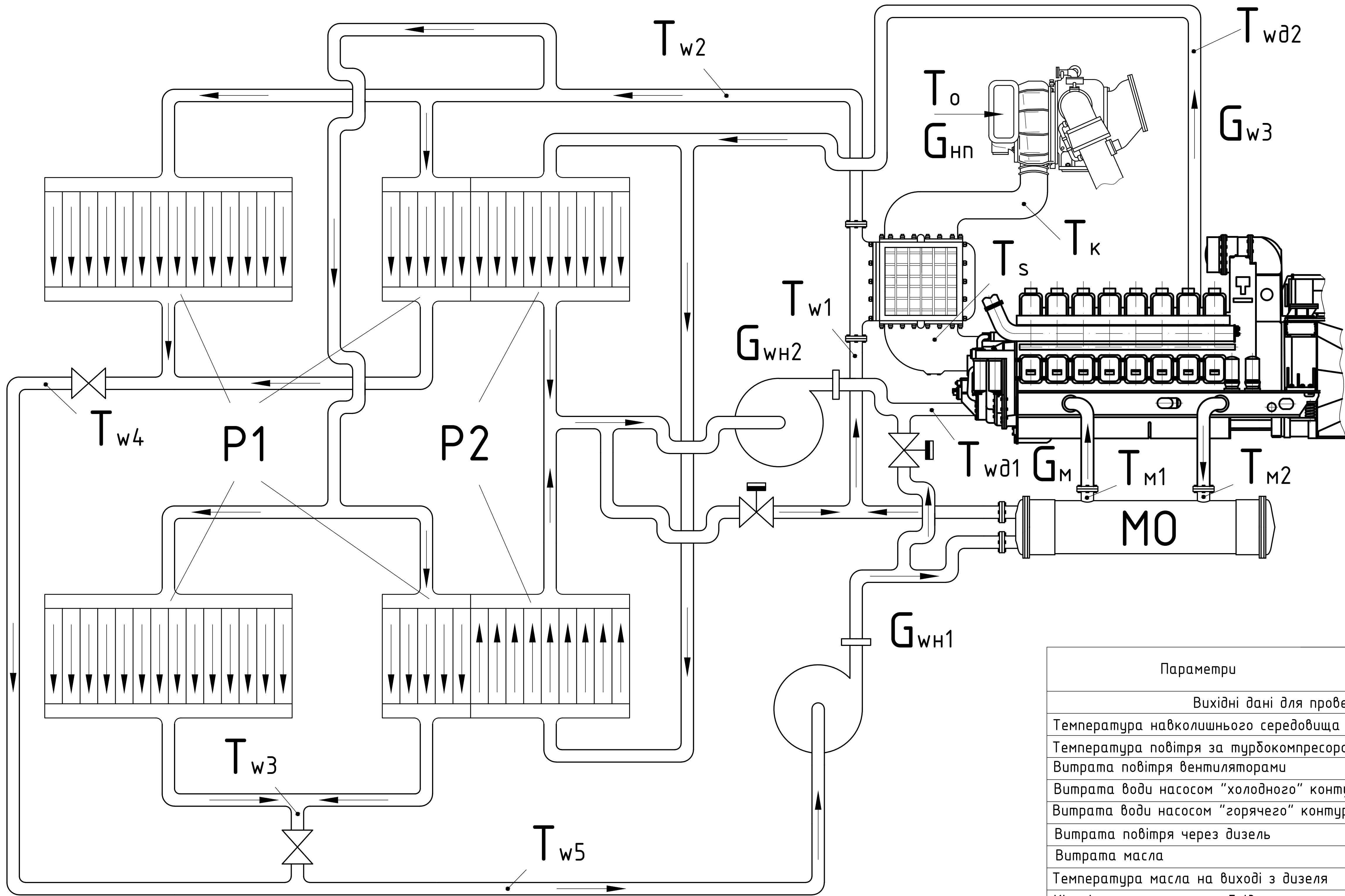


KPM.142.6222m.05.02						Поперечний розріз двигуна 16ЧН 26/26		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		Літ.	Маса	Масштаб
Студент	Добровський О.О.							1:5
Керівник	Тимошевський Б.Г.					Лист	Листов	
Зав. каф.	Гозаренко О. А.					НУК ім. адм. Макарова		



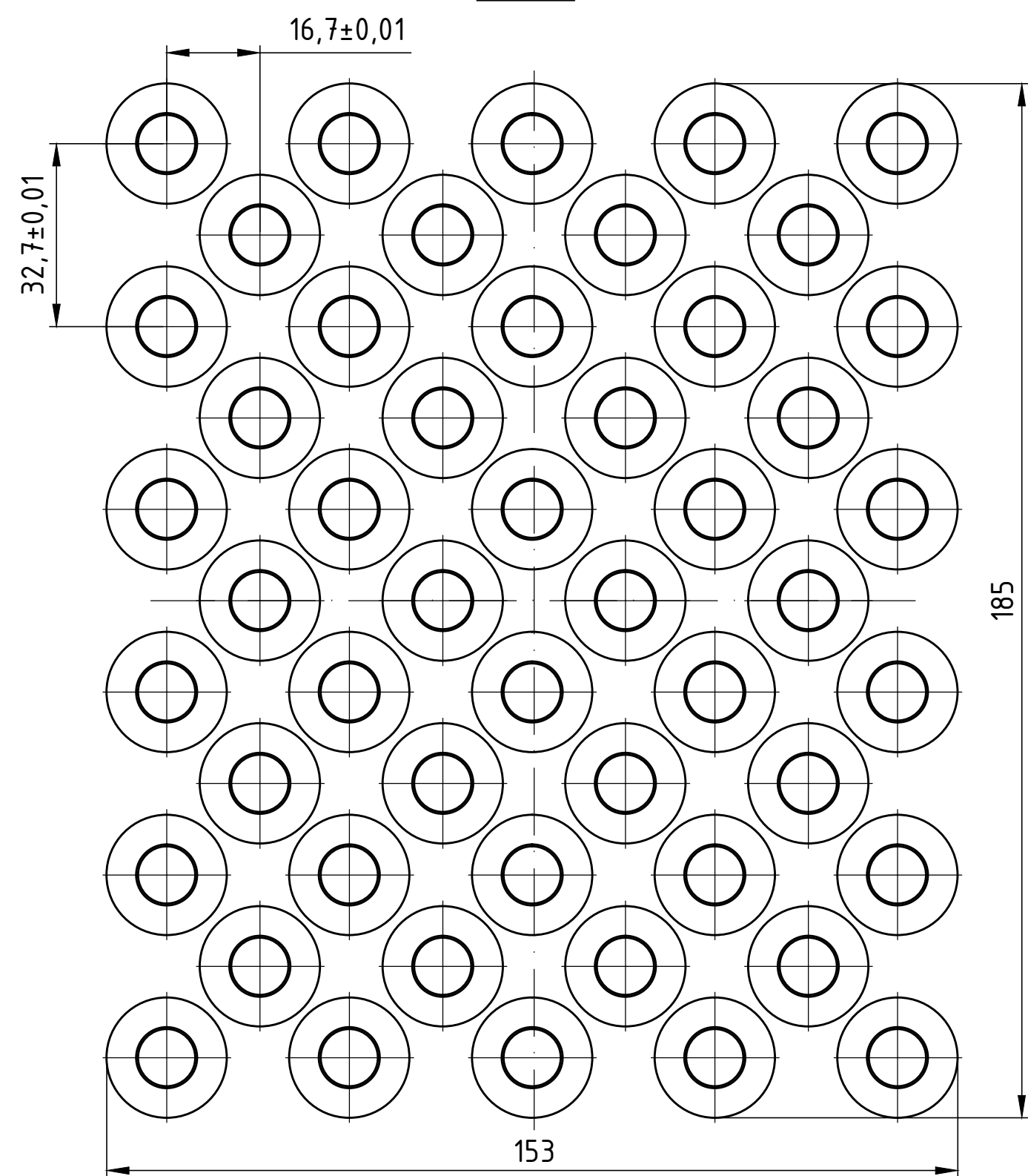
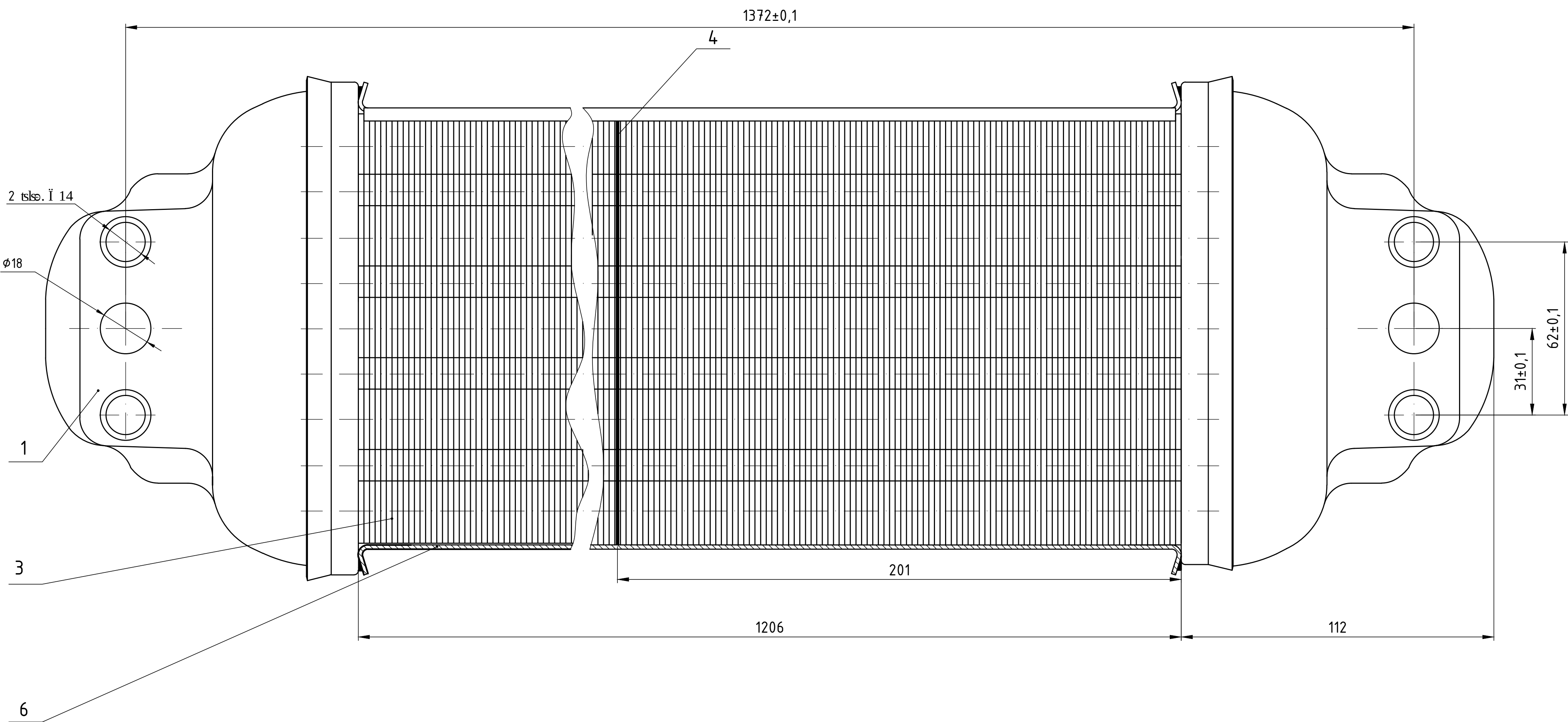
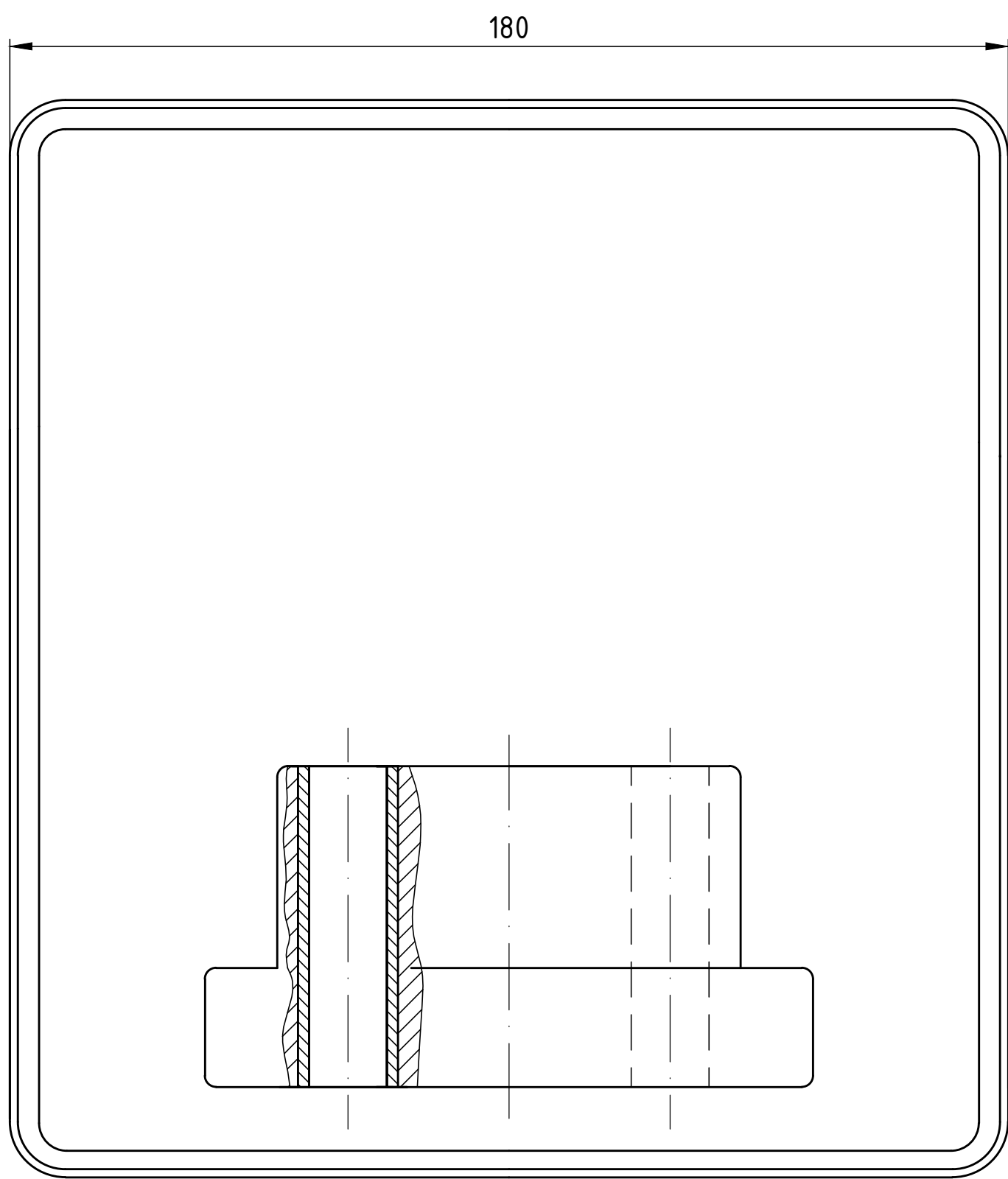
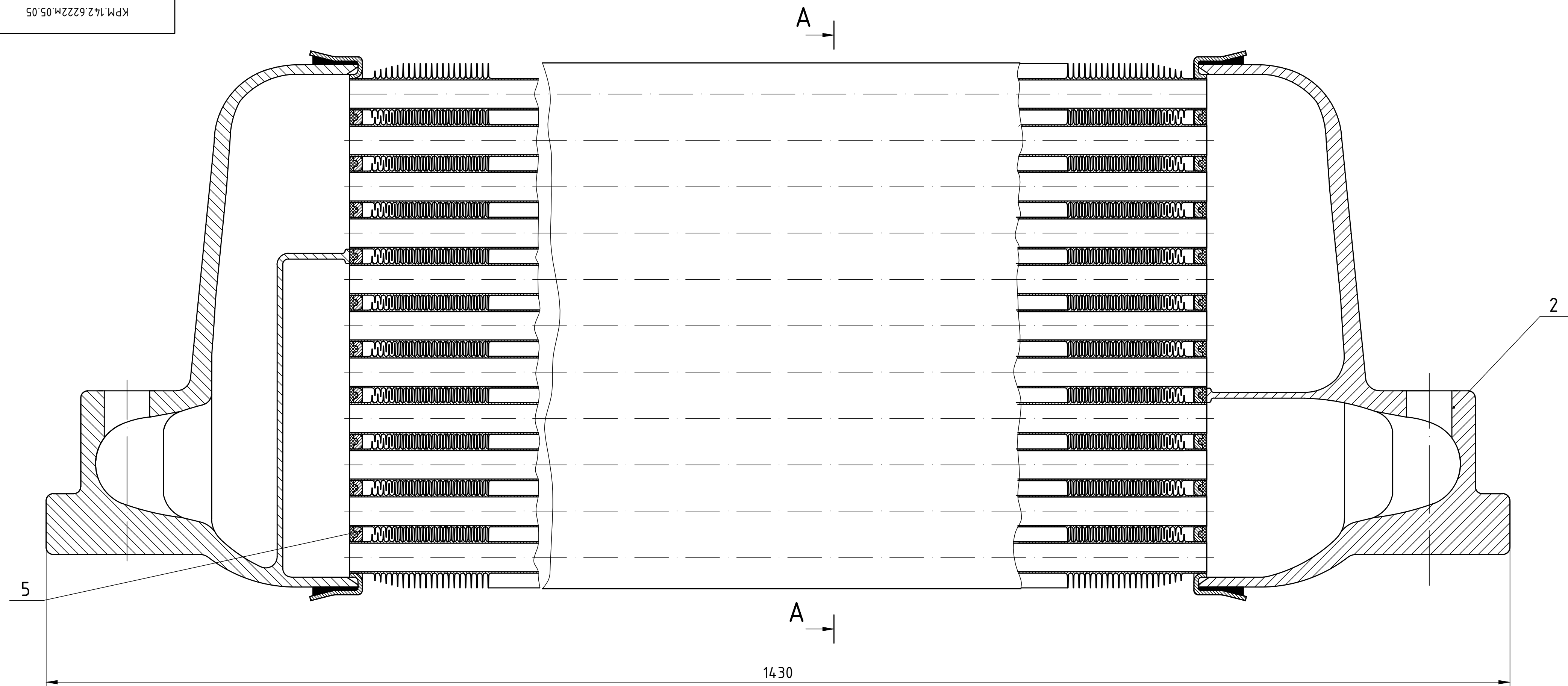
KPM.142.6222M.05.03						Лит.			Маса			Масштаб		
Повздовжній вид двигуна 16ЧН 26/26												1:10		
						Лист			Листов					
												НЧК		
												ім. адм. Макарова		

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Студент		Добровський О.О.		
Керівник		Тимошевський Б.Г.		
Зав. каф.		Гогоренко О. А.		



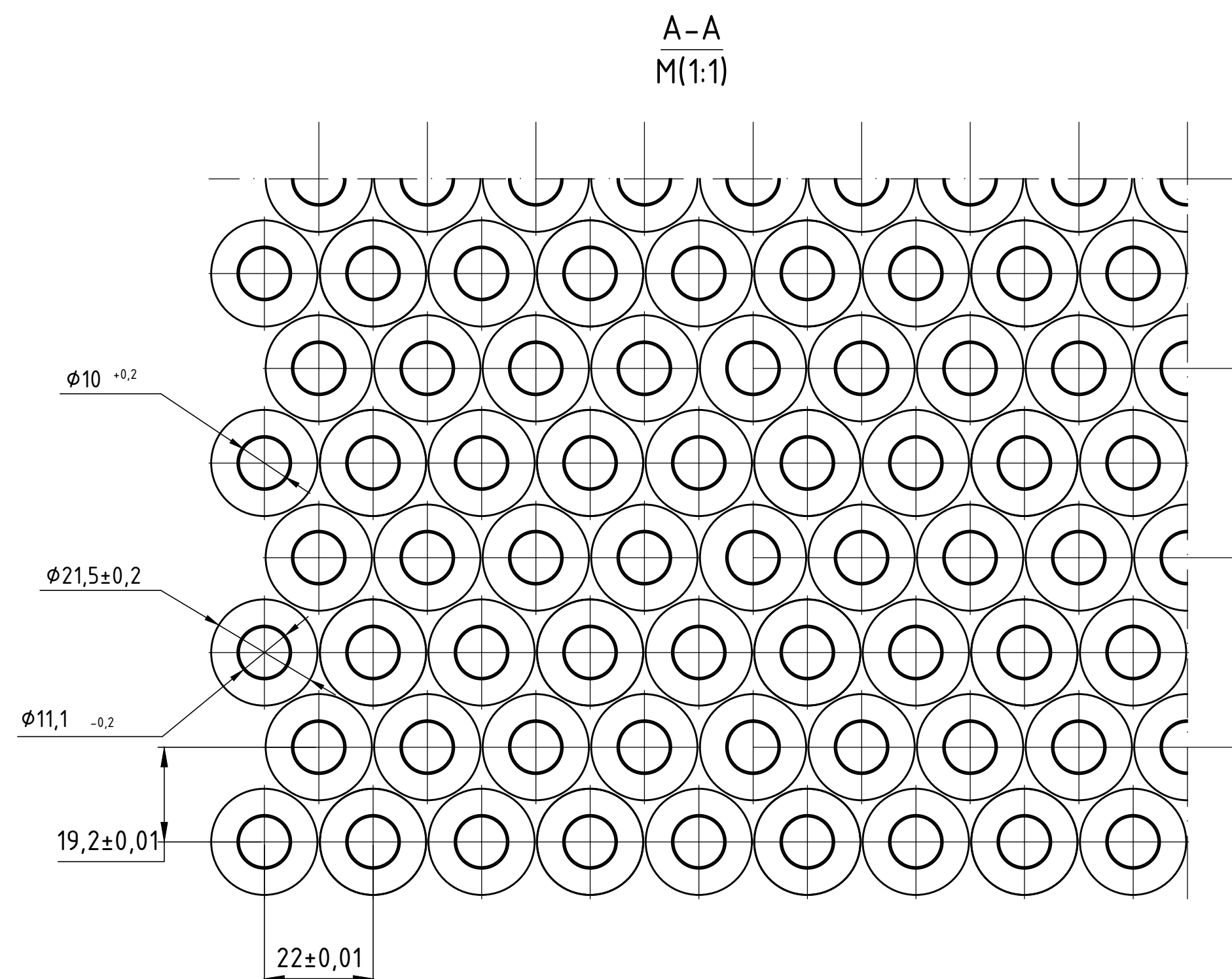
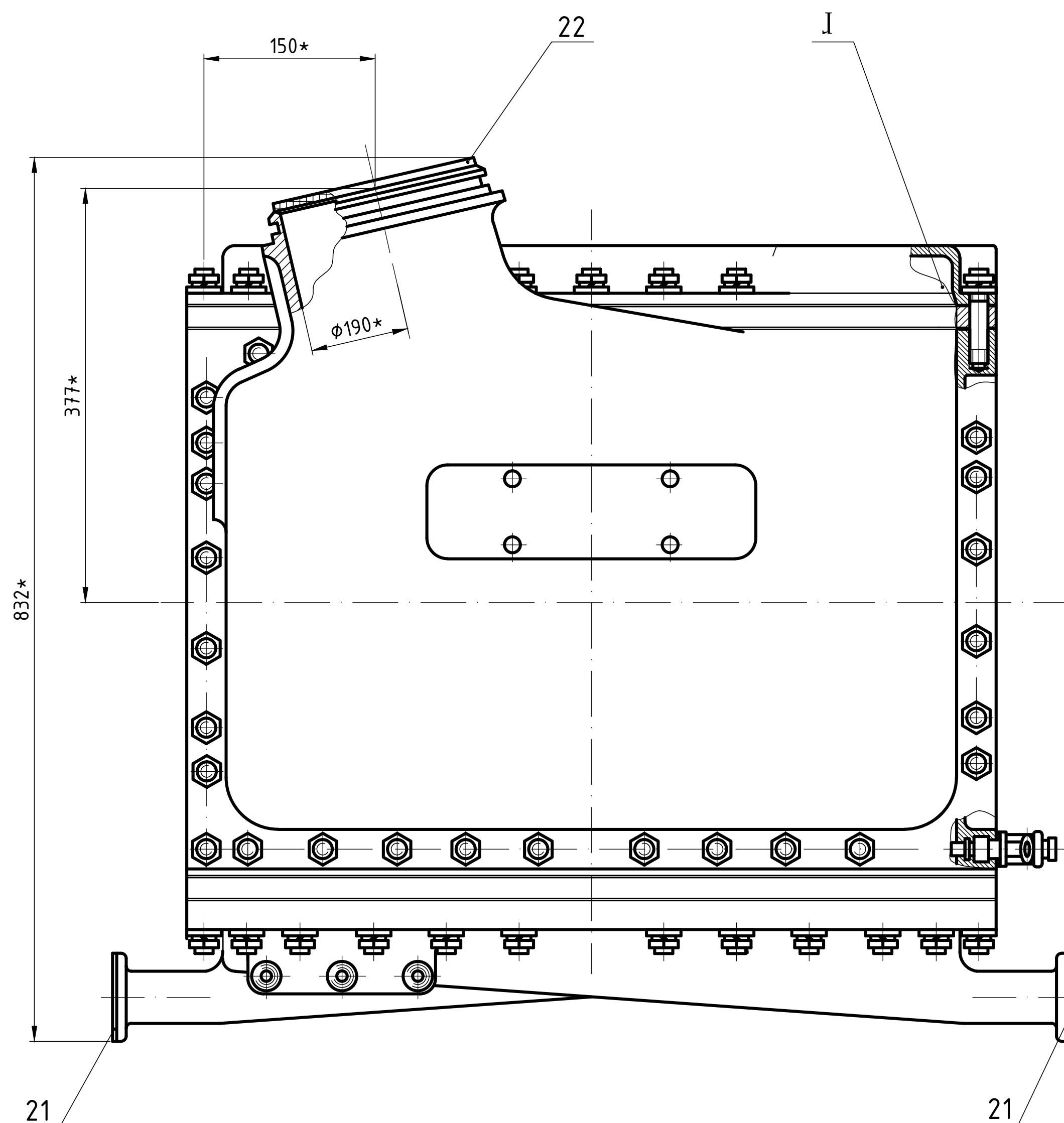
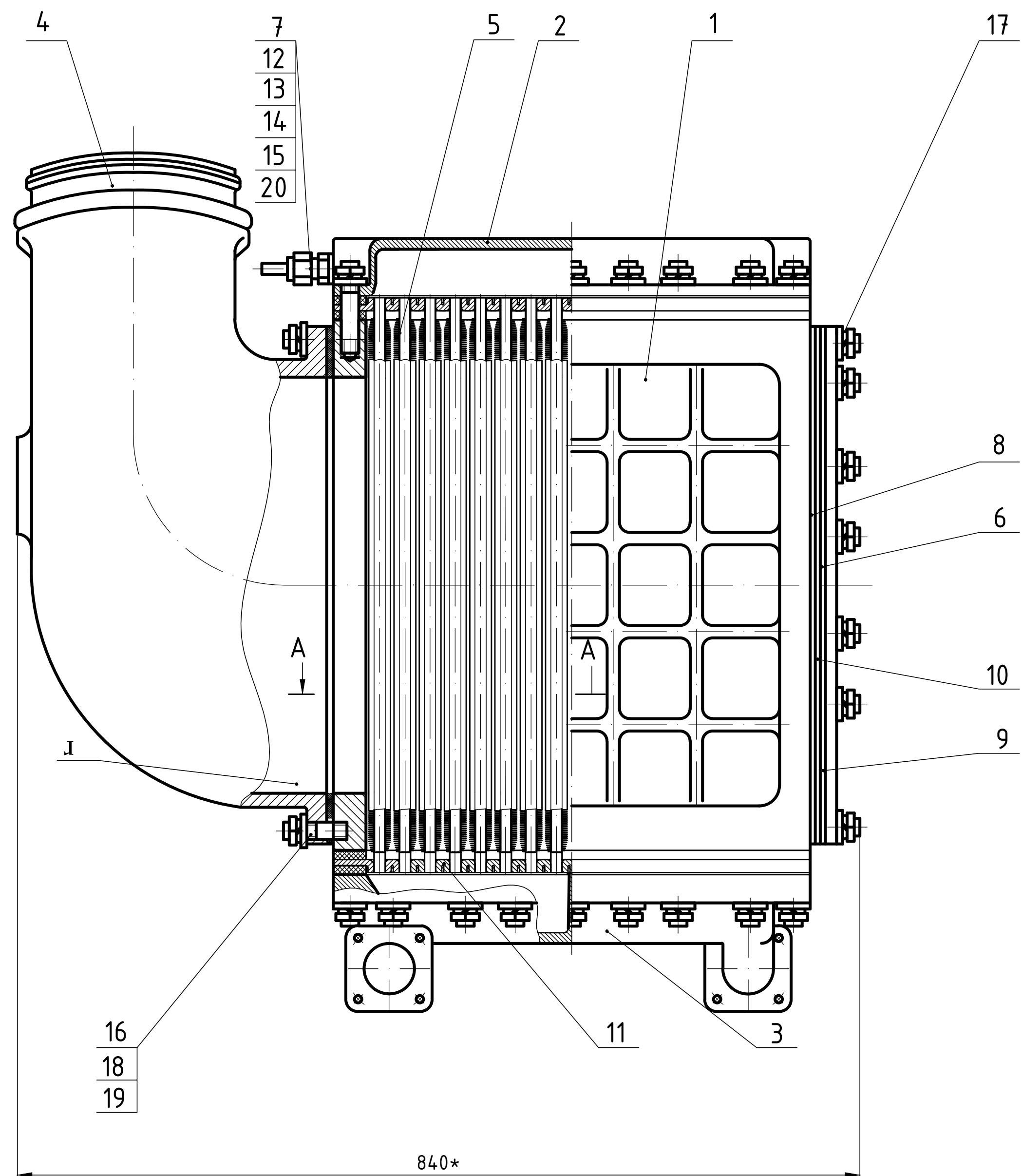
Параметри	Позна-чення	Розмір-ність	Значення
Вихідні дані для проведення розрахунку			
Температура навколишнього середовища	t_o	$^{\circ}\text{C}$	40
Температура повітря за турбокомпресором	t_k	$^{\circ}\text{C}$	225
Витрата повітря вентиляторами	G_v	кг/с	88,3
Витрата води насосом "холодного" контуру	G_{wH1}	кг/с	22,2
Витрата води насосом "горячого" контуру	G_{wH2}	кг/с	31,6
Витрата повітря через дизель	$G_{нв}$	кг/с	6,55
Витрата масла	G_m	кг/с	21,4
Температура масла на виході з дизеля	t_{m2}	$^{\circ}\text{C}$	87
Кількість тепла, яке необхідно відвести від масла	Q_m	кВт	540
Максимально допустима температура води	$t_{w\max}$	$^{\circ}\text{C}$	105
Кількість тепла, яке необхідно відвести від зарубашечного простору	Q_a	кВт	1024

KPM.142.6222M.05.04				Лім.			Маса			Масштаб		
Схема системи охолодження двигуна 16ЧН 26/26				Лист			Листов			НУК		
ім. адм. Макарова												



1. * розміри для довідок.
2. Покриття зовнішніх поверхонь – емаль ПФ – 115 сіра, ГОСТ 6465 – 76.V. – УХЛ3, ТЗ ГОСТ 9.032 – 74.
3. Внутрішню порожнину випробувати гідравлічним тиском 1,2 МПа ± 0,05 МПа протягом 300 с. Підтікання, запотівання і падіння тиску не припустимі.
4. Перед складанням різьблення і опорні поверхні деталей 2, 4, 7 змастити маслом ГОСТ 12337 – 84, яке використовується в дизелі.
5. Маркувати ударним чином з нанесенням товарного знаку заводу-виробника, позначення охолоджувача, порядкового номеру, місця та року випуску. Висота шрифту – 5 мм.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		Кришка	1	
		2		Кришка	1	
		3		статус	50	
		4		Діафрагма	5	
		5		Трудна дошка	2	
		6		Пластина бокова	2	
				КРМ.142.6222м.05.05		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Лит.	Маса
Студент		Добровський О.О.				Масштаб
Керівник		Тимошевський Б.Г.				1:1
					Лист	Листов
Зав. каф.					НУК	
Гогоренко О. А.					ім. адм. Макарова	



1. * – розмір для довідок.
2. Виступ деталей поз. 2 і 3 за контури корпусу не допускається.
3. Покрити зовнішні поверхні емаллю ПФ-115 сіра ГОСТ 6465-76.
4. Випробувати гідравлічним тиском протягом 300 з:
 - а) порожнина В – $1,2 \text{ МПа} \pm 0,05 \text{ МПа}$;
 - б) порожнину Б – $0,6 \text{ МПа} \pm 0,05 \text{ МПа}$.Підтікання, опотівання і падіння тиску не допускаються.
5. Дозволяється маркувати ударним чином на трудній дошці в місці установки таблички з нанесенням:
 - найменування або товарний знак підприємства-вироблювача;
 - типу охолоджувача за ГОСТ 10598-74;
 - заводського номера охолоджувача;
 - клейма ВТК;
 - маси охолоджувача, кг;
 - дату випуску (місяць, рік).Шрифт – 5 ГОСТ 2930-62.
6. Відкриті порожнини для підведення і відведення води та для підведення повітря закрити картонними заглушками поз. 25,26, обгорнути парафіновим папером і обв'язати шпагатом.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1		Корпус	1	
		2		Верхня кришка	1	
		3		Нижня кришка	1	
		4		Повітряний патрубок	1	
		5		Секція охолоджувача	1	
				<u>Деталі</u>		
		6		Прокладка Ø35	1	
		7		Прокладка	1	
		8		Прокладка Ø50	1	
		9		Заглушка	1	
		10		Прокладка	2	
		11		Дошка трубіна	2	
		12		Прокладка	1	
		13		Прокладка	1	
		14		Прокладка	1	
		15		Прокладка	1	
		16		Шпілька	1	
		17		Шпілька	88	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		18		Гайка М12 6H.6.05	88	
		19		Шайба 12.65Г	88	
		20		Кольцо ущільнююче 18-24	1	
				MN 4152-62		
				<u>Матеріали</u>		
		21		Заглушка картону	2	
		22		Заглушка картону	2	

KPM.14.2.6222м.05.06		
Охолоджувач наддувочного повітря	Лім.	Маса
	1:4	
	Лист	Листоф
НУК		
ім. адм. Макарова		

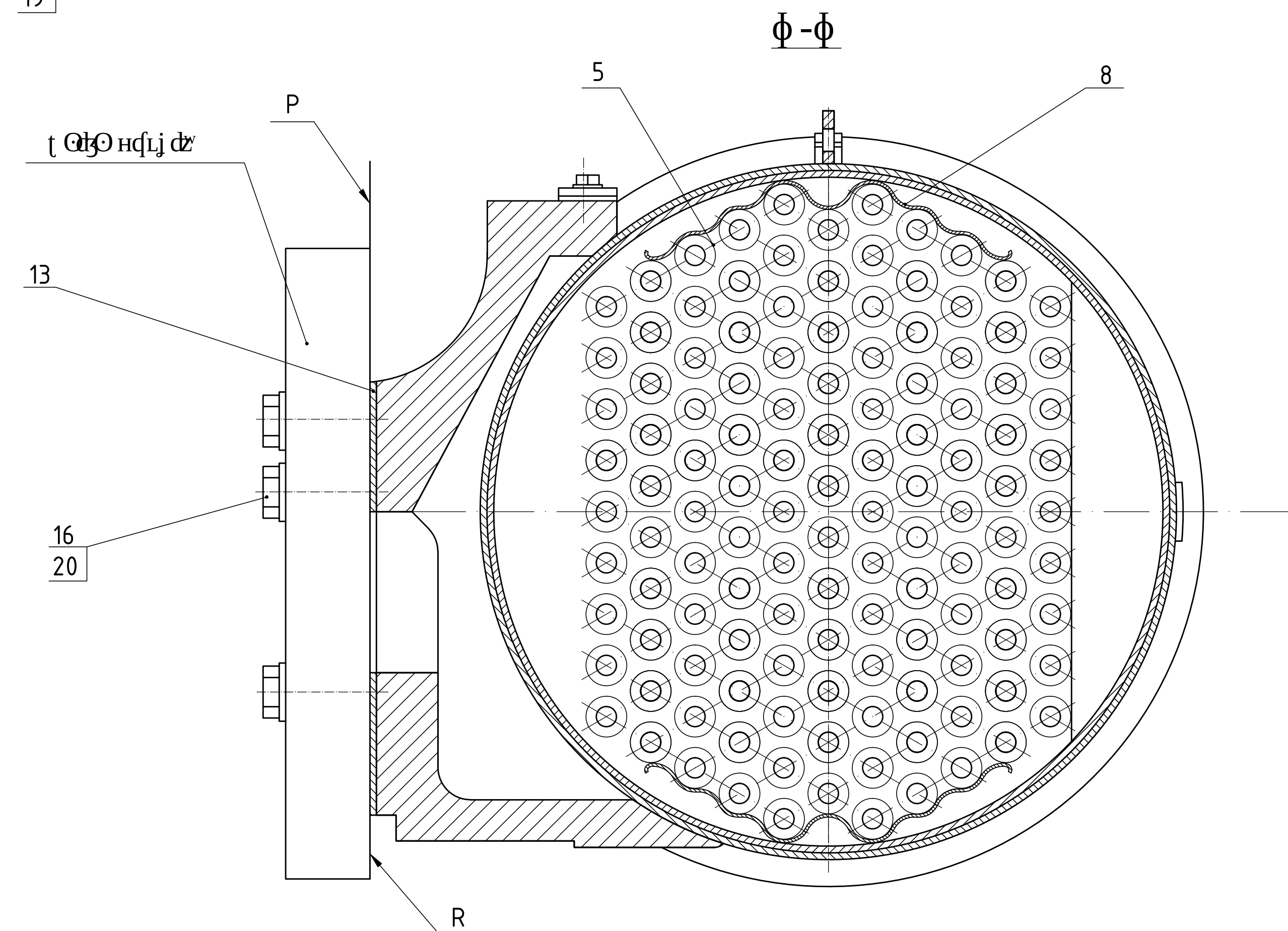
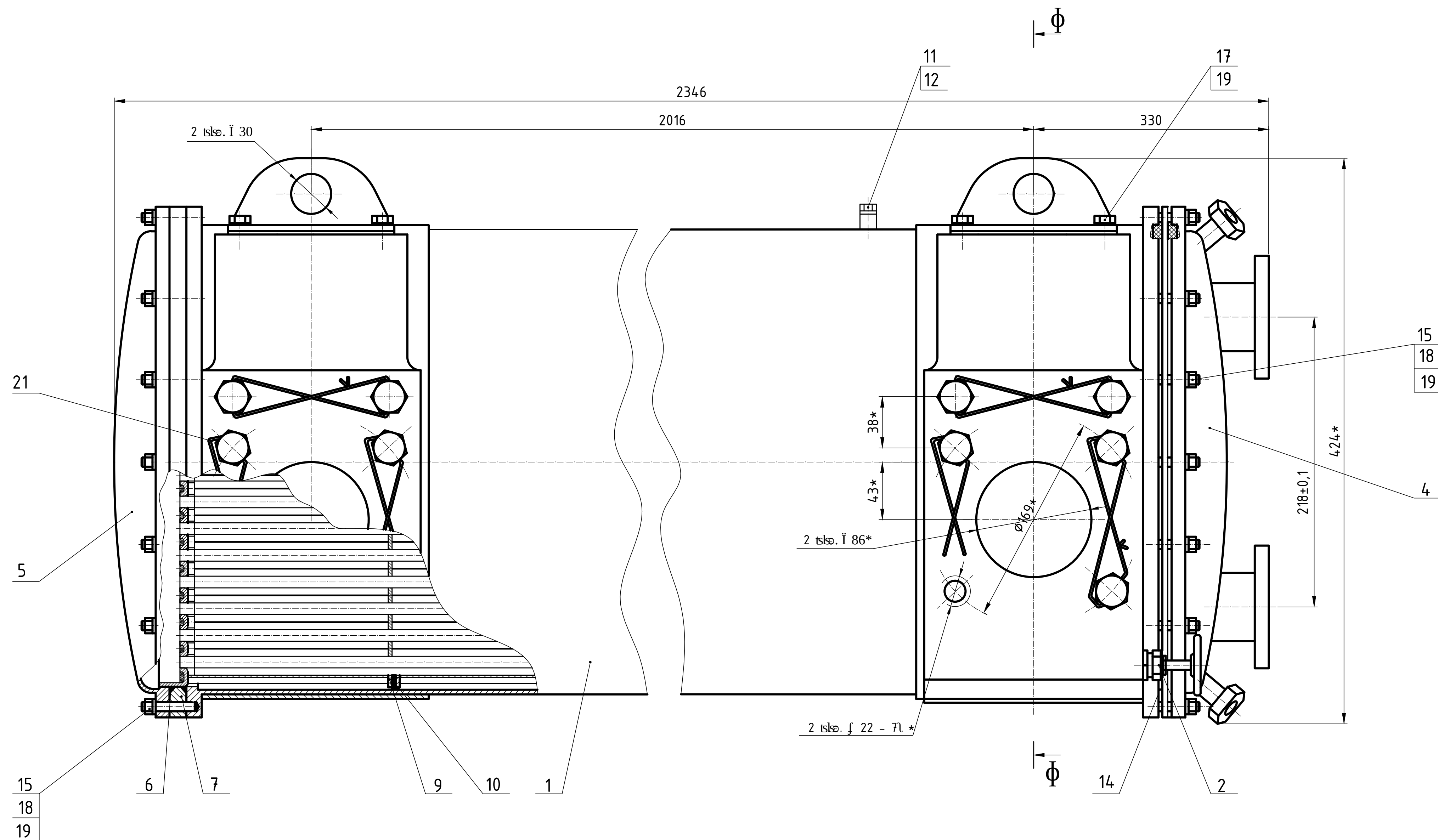
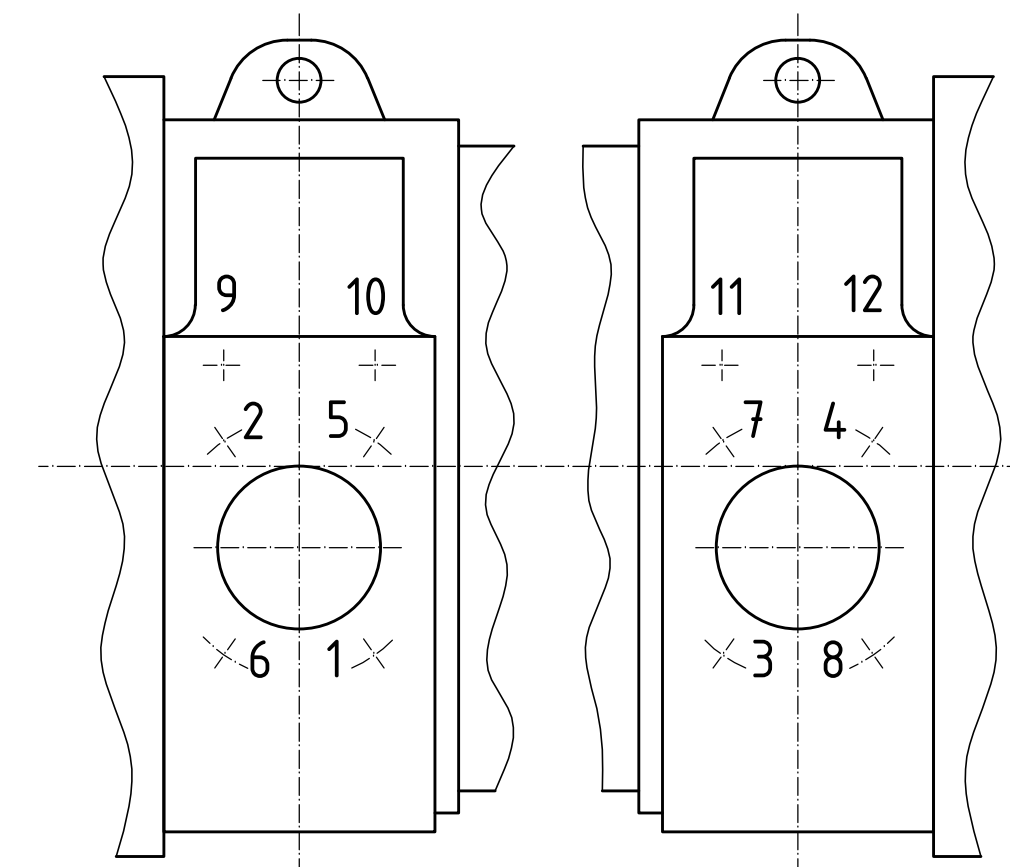


Схема кріплення охолоджувача до дизеля
Головний вид



1. Порожни охолодження опресувати гідравлічним тиском:
 - а) Масляну 1,2 МПа $\pm$ 0,05МПа при закритому вентилі та 0,8 МПа $\pm$ 0,05 МПа при відкритому вентилі;
 - б) водяну 0,6 МПа $\pm$ 0,05.
- Тривалість однієї опресовки не менше 300 с. Підтікання і запотівання не допускається.
2. Покриття зовнішніх поверхонь, крім поверхні Р – емаль ПФ – 115 темно-сіра 894.V.6/1 100 °С.
Для тропічного виконання – емаль ПФ – 115 темно-сіра 894.V.T26/1 100 °С.
3. * – розміри для довідок.
4. Перед зборкою різьбу та опорні поверхні деталей позиція 16, 17, 19, 29 змастити маслом ГОСТ 12337 – 84, яке використовується в дизелі.
5. Шпильки позиція 16, 17, 19 завернути в корпус позиція 1 моментом 40 Н·м +10 Н·м, викрутити, після вибертання повторно затягнути моментом 30 Н·м +10 Н·м.
6. Затяжку кріплення позиція 3 та 4 проводити моментом 100 Н·м + 10 Н·м.
7. Маркувати позначення охолоджувача, рік та місяць виготовлення, порядковий номер. Висота шрифту – 5 мм.
8. Клеймити кінцевий проріз.
9. При встановленні охолоджувача на раму дизеля:
 - а) на двох болтах Т та Щ без прокладки позиція 18 перевірити прилягання стікуючих поверхонь Р та R. Зазор не більше 0,1 мм;
 - б) затяжку болтів позиція 28 – виконувати в три етапи згідно схеми кріплення охолоджувача до рами дизеля.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1		Корпус	1	
		2		Вентиль	1	
		3		Кришка ліва	1	
		4		Кришка права	1	
		5		Трубний пучок	1	
				<u>Деталі</u>		
		6		Кільце ущільнююче	2	
		7		Кільце проміжне	1	
		8		Витиснювач	2	
		9		Діафрагма	11	
		10		Прокладка	11	
		11		Продка	4	
		12		Прокладка	4	
		13		Прокладка	2	
		14		Прокладка	2	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		15		Шпилька М6-6gx40.58	32	
		16		Болт М12-6gx40.68.05	12	
		17		Болт М6-6gx20.68.05	8	
		18		Гайка М6-6Н.6.05	32	
		19		Шайба А6.01.08.кп.019	40	
		20		Шайба А12.01.08.кп.019	12	
				<u>Матеріали</u>		
		21		Проболока 1,0-0-4		1920 шт

KPM.142.6222м.05.07

Охолоджувач водомасляний		<u>Лім.</u>	<u>Маса</u>	<u>Масштаб</u>
				1:2
		<u>Лист</u>	<u>Листоф</u>	
		НУК ім. адм. Макарова		