

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

Кафедра двигунів  
внутрішнього згорання,  
установок та технічної  
експлуатації

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

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

## РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 26/33 (BERGEN C26:33)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згорання

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



В. С. Наливайко

Здобувач освіти



А. О. Сорочинська

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова

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

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ  
О. А. Гогоренко  
«   »     20    року

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

Сорочинська Анастасія Олександрівна

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 6ЧН 26/33 (Bergen C26:33)

2. Керівник роботи к.т.н., доц. Наливайко В. С.

(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 Двигун прототип – 6ЧН 26/33 (Bergen C26:33),  
потужність двигуна – 1460 кВт; частота обертання колінчатого валу – 900 хв<sup>-1</sup>;  
паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 6ЧН 26/33; Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 6ЧН 26/33; Розробка системи охолодження двигуна 6ЧН 26/33; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Поперечний переріз двигуна 6ЧН 26/33; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Система охолодження двигуна 6ЧН 26/33



## АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку головного суднового двигуна 6ЧН 26/33 (Bergen C26:33), потужністю 1460 кВт та 900 хв<sup>-1</sup>.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також системи охолодження. Запропоновані заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 46 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

*Ключові слова:* двигун, турбокомпресор, охолоджувач, паливо.

The qualification work presents the results of calculations for the main ship engine 6ЧН 26/33 (Bergen C26:33) with a power of 1460 kW and 900 rpm.

The work includes calculations of the engine operating cycle, dynamic loads, and the cooling system. Measures to ensure occupational safety are proposed.

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 46 pages of calculations and explanatory notes. Eight sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

*Key words:* engine, turbocharger, cooler, fuel.

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		2

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 6ЧН 26/33.....	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 6ЧН 26/33.....	15
Розділ 3. Розробка системи охолодження двигуна 6ЧН 26/33.....	29
Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці.....	38
Висновки.....	42
Список використаної літератури.....	43
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 6ЧН 26/33.....	44
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	45
Додаток В. Система охолодження двигуна 6ЧН 26/33.....	46

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		3

## ВСТУП

Сучасне суднобудування неможливе без ефективних, економічних і надійних енергетичних установок. Центральне місце в енергетичній системі судна займає головний двигун, який визначає експлуатаційні характеристики, витрату палива, рівень викидів шкідливих речовин та загальну ефективність судна. У зв'язку з цим вибір, розрахунок і техніко-економічне обґрунтування головного двигуна мають ключове значення на етапах проектування та модернізації судових енергетичних установок [1].

Одним із поширених представників сучасних середньооборотових дизельних двигунів є Bergen C26:33, що характеризується високою надійністю, оптимізованою конструкцією, адаптованістю до роботи з альтернативними паливами та відповідністю вимогам ІМО щодо рівня викидів. Двигун може застосовуватись у складі енергетичних установок для вантажних, пасажирських, спеціалізованих суден та буксирів.

**Метою** даної роботи є виконання технічного розрахунку основних параметрів головного судового двигуна типу 6ЧН 26/33 (Bergen C26:33), аналіз його робочого циклу, теплового та динамічного навантаження, а також оцінка його ефективності з точки зору сучасних вимог до експлуатації морського транспорту.

**Об'єктом** дослідження є головний судовий дизельний двигун 6ЧН 26/33 (Bergen C26:33), що використовується як рушійна силова установка на судах різного призначення.

**Предметом** дослідження виступає розрахунок робочого процесу двигуна, тепловий та динамічний аналіз, побудова індикаторних діаграм, визначення характеристик кривошипно-шатунного механізму та підбір допоміжного обладнання, зокрема системи охолодження.

У процесі виконання роботи буде здійснено повний цикл технічних розрахунків, що охоплює визначення індикаторних показників, характеристик

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

теплового процесу, побудову графіків навантажень, а також обґрунтування технічних рішень для забезпечення ефективної та безпечної роботи двигуна. Результати роботи можуть бути використані для подальших досліджень, впровадження в освітній процес, а також у практичній діяльності, пов'язаній з експлуатацією та обслуговуванням морських енергетичних установок.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>5</i>

# РОЗДІЛ 1

## ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 26/33

Двигун типу 6ЧН 26/33 (рис. 1.1 - 1.2) виробництва Bergen Engines є чотиритактним середньообертним двигуном з лінійним розташуванням циліндрів, діаметром циліндра 260 мм і ходом поршня 330 мм.

Двигуни оснащені турбонадувом і двоступеневими проміжними охолоджувачами.

Усі двигуни мають ідентичні компоненти наскільки це можливо і доцільно.

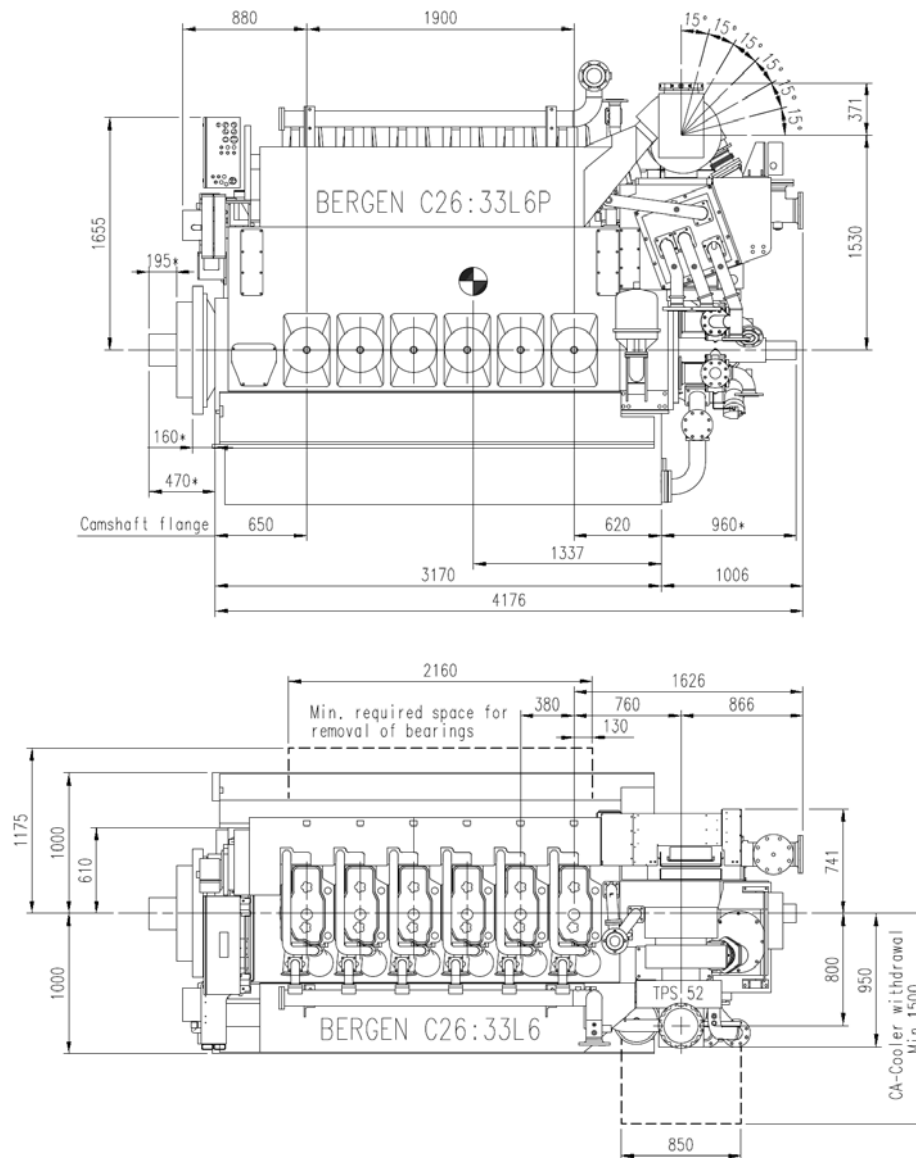


Рисунок 1.1 – Габаритні розміри двигуна 6ЧН 26/33

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

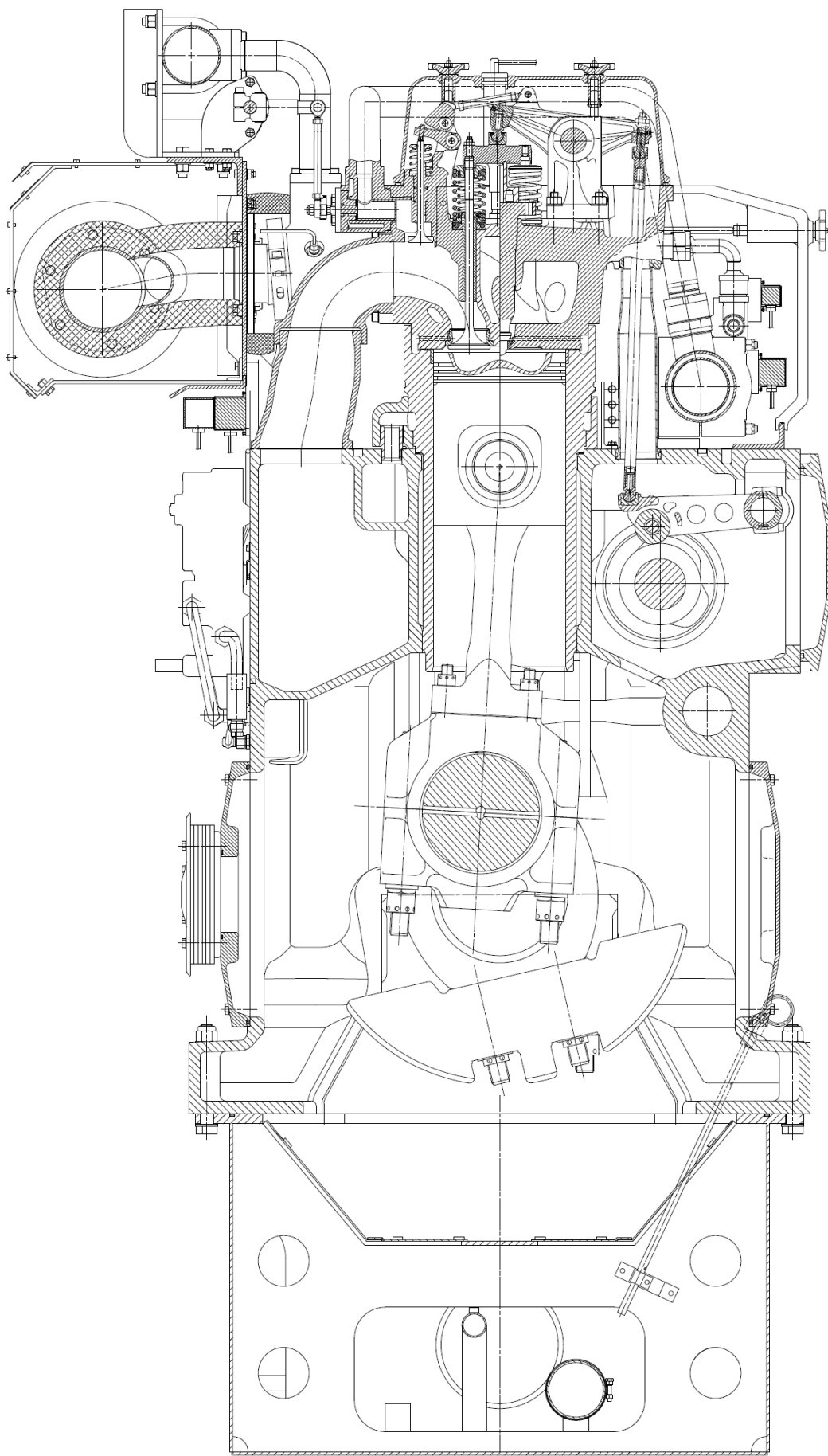


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 6ЧН 26/33

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Усі стандартні двигуни обертаються за годинниковою стрілкою (при погляді з боку маховика). За потреби може бути передбачено обертання проти годинникової стрілки [2].

#### *Блок двигуна*

Картер/циліндровий блок є моноблочною конструкцією з високоміцного (кулястографітного) чавуну. Двигуни мають нижнє (підвісне) розташування колінчастого вала. Кришки корінних підшипників закріплені шпильками з гайками, які затягуються гідравлічно.

Горизонтальні болти, що проходять крізь картер, утримують кришки корінних підшипників від бокового зсуву.

Великі оглядові люки з обох боків картера забезпечують зручний доступ для технічного обслуговування. Двигуни обладнані необхідними клапанами розрядки тиску на дверцятах картера.

#### *Колінчастий вал*

Колінчастий вал виготовлений куванням зі сталі, легованої хромом і молібденом, з прикрученими противагами. На вільному кінці вала встановлено демпфер крутильних коливань або обертову масу, а кулачкові вали приводяться в дію через розбірне зубчасте колесо з боку маховика.

#### *Розподільчий вал*

Розподільчий вал складається з двох секцій на кожен циліндр, які з'єднуються болтами й можуть легко демонтуватися по секціях.

#### *Корінні та шатунні підшипники*

Корінні та шатунні підшипники виконані у вигляді тонкостінних сталевих вкладишів, облицьованих спеціальним підшипниковим матеріалом на основі олова та алюмінію. Ці підшипники виготовляються з високою точністю та не потребують спеціального регулювання при заміні вкладишів. Корінні вкладиші можна демонтувати без опускання колінчастого вала. Шатунні вкладиші можна знімати без демонтажу поршня, але їх не слід розбирати під час витягування поршня.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		8

### *Шатун та шатунний підшипник*

Шатун виготовлений штампуванням зі спеціальної сталі. Він має трикомпонентну конструкцію та достатній запас міцності. Стержнева частина шатуна кріпиться до нижньої частини через жорсткий фланець на чотирьох болтах. Кришка шатунного підшипника має горизонтальний розріз і утримується двома болтами. Усі болти виготовлені зі спеціальної сталі, мають накатану різьбу та затягуються гідравлічно.

### *Поршні*

Поршні виконані за композитною технологією: юбка поршня виготовлена з високоміцного чавуну, а головка — з кованої сталі. Охолодження здійснюється мастилом із основної системи змащення, яке подається до поршнів через шатуни. Втулка поршневого пальця має ступінчасту конструкцію, що забезпечує велику опорну поверхню.

Кожен поршень оснащено двома компресійними кільцями та одним пружинним маслоснімним кільцем, спеціально адаптованими для контрольованої витрати мастила. Кільця мають хромоване покриття, а перше кільце — додаткове хромо-керамічне для підвищеного зносостійкого ресурсу. Усі кільця розміщені в головці поршня, що забезпечує ефективне змащення юбки поршня.

### *Циліндрові втулки*

Циліндрові втулки з боровим охолодженням виготовлені центрифугальним литтям із спеціального зносостійкого чавуну, а їх робочі поверхні оброблені методом плато-хонінгу.

### *Кільце для зрізання нагару*

Усі двигуни оснащені кільцем для зрізання нагару, встановленим у кожній циліндровій втулці. Це кільце запобігає накопиченню нагару на верхній частині головки поршня, що зменшує полірування та зношування втулки, а також сприяє зменшенню витрати мастила.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		9

### *Головки циліндрів*

Головки циліндрів виготовлені з легованого чавуну та кріпляться до блоку двигуна чотирма шпильками з гідравлічно затягнутими гайками. Нижня частина головки має посилену конструкцію для витримування високих тисків згоряння та оснащена охолоджувальними каналами для ефективного температурного контролю. Кожна головка оснащена двома впускними і двома випускними клапанами, індикаторним клапаном та передкамерою. Сідла і напрямні клапанів (впускних та випускних) виготовлені з спеціального легованого чавуну та встановлені методом посадки із натягом. Усі клапани оснащені пристроями обертання (ротаторами).

### *Система змінного фазування клапанів (VVT)*

Керування впускними та випускними клапанами здійснюється за допомогою коромисел, шарнірно закріплених на блоці двигуна вздовж розподільного вала. Коромисла перетворюють обертання та профіль кулачків у рух штовхачів, які, у свою чергу, приводять у дію рокери та відповідно відкривають клапани.

У системі VVT шарнірне кріплення коромисел впускних клапанів встановлено на ексцентриковій частині поздовжнього вала, розташованого вздовж двигуна. Цей вал керується пневматичним циліндром, що дозволяє обертати вал і, відповідно, змінювати положення коромисел. Така конструкція дозволяє встановити два попередньо задані моменти відкриття кулачка впускного клапана: один — для роботи на високому навантаженні, інший — для малонавантаженого режиму.

Це дає змогу змінювати фази газорозподілу впуску під час звичайної експлуатації. При підвищенні навантаження двигуна понад певне значення керуючий вал швидко (менше ніж за одну секунду) переходить з положення для малого навантаження у положення для високого (так званий режим Міллера). Зворотний перехід відбувається при зниженні навантаження.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		10

### *Пускова та керувальна пневмосистема*

Стиснене повітря використовується для запуску та керування газовим двигуном Bergen. Пускова система побудована на базі пневматичного стартера, який діє на знімне зубчасте кільце, розташоване на маховику.

У системі керування повітрям необхідне використання сухого та чистого повітря для надійної роботи детектора масляного туману, перетворювачів I/P та різних електромагнітних клапанів.

На протилежному боці двигуна встановлено електричний поворотний механізм (barring gear), який також працює з тим самим зубчастим кільцем, що й стартер.

### *Система наддувного повітря та вихлопу*

Основними компонентами системи наддувного повітря є:

- компресорна частина турбокомпресора,
- двоступеневий охолоджувач наддувного повітря,
- ресивер наддувного повітря.

Турбокомпресор встановлено у верхній частині переднього модуля двигуна та з'єднано з охолоджувачем повітря за допомогою компенсаційних сільфонів і повітропроводу. Охолоджувач наддувного повітря інтегровано у передній модуль двигуна, перед яким (за бажанням) може бути встановлений уловлювач водяного туману. Ресивер наддувного повітря вбудований у блок двигуна.

Стандартна вихлопна система включає турбінну частину турбокомпресора та випускний колектор.

### *Основна система змащування*

Стандартна основна система змащування побудована за схемою з мокрим картером і повністю змонтована на самому двигуні. Масляний насос приводиться в дію від колінчастого вала через зубчасту передачу, розташовану в передній частині двигуна. Ручний регулювальний клапан тиску встановлений безпосередньо після насоса, з системою зворотного зв'язку

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

тиску від задньої частини двигуна. Механізм клапанів змащується від основної системи змащування.

Центрифужний фільтр є стандартним для всіх двигунів.

На всіх генераторних установках встановлені електричний насос попереднього змащування та ручний насос для заповнення системи маслом.

Обмежувач навантаження та захист від перевищення швидкості

Двигуни обладнані автоматичним обмеженням навантаження під час запуску. Залежно від типу регулятора, обмежувач вбудований у регулятор і керується за допомогою реле часу.

#### *Прилади на двигуні*

Як стандартна комплектація, на двигуні встановлюється панель приладів, яка монтується на віброізолюваному кронштейні.

#### *Система послідовності, моніторингу та безпеки*

Стандартно двигун має з'єднувальну коробку для підключення датчиків і виконавчих механізмів, встановлених на двигуні, до зовнішнього обладнання системи керування послідовністю та безпекою. За замовчуванням передбачається, що двигун керується за допомогою ПЛК-системи (програмованого логічного контролера) послідовності та безпеки.

#### *Потужність / Розрахунок гребного гвинта*

Конструкція гребного гвинта залежить від типу судна та характеру його експлуатації. Якщо обрано рішення з фіксованим гвинтом, його слід розраховувати таким чином, щоб він поглинав 85% максимальної безперервної потужності (MCR) двигуна на номінальній швидкості під час ходових випробувань судна при заданій швидкості та навантаженні.

Для буксирів (TUGS) гребний гвинт може бути розрахований на 95% від MCR двигуна при номінальній частоті обертання для тяги на гак або при буксируванні.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		12

### *Система випуску відпрацьованих газів*

Компенсатор(и) постачаються разом із двигуном для виходу відпрацьованих газів. Компенсатор повинен бути встановлений безпосередньо на турбонагнітач. Забороняється кріпити дифузор або трубу безпосередньо до виходу газів [3].

Після компенсатора необхідно встановити дифузор, який узгоджує діаметр виходу з діаметром труби відпрацьованих газів. Кут розширення дифузора зазвичай становить  $28^\circ$  або  $40^\circ$  — залежно від типу турбонагнітача.

Випускні гази від одного двигуна не повинні змішуватися з газами від інших двигунів. Якщо це неможливо, перед місцем змішування необхідно встановити глушники та герметичні запірні клапани. Це дозволяє уникнути коливань між двигунами та зворотного потоку з утворенням нагару в неробочих двигунах.

#### *Глушник*

Стандартний глушник має реактивно-абсорбційний тип конструкції з іскрогасником та може встановлюватися у будь-якому положенні, хоча перевага надається вертикальному монтажу.

Глушник обладнаний:

збирачем сажі,

зливом для води,

але не має монтажних кронштейнів і теплоізоляції у стандартній комплектації.

Рівень шумозаглушення стандартного глушника становить 25 або 35 дБ(А).

#### *Котел на відпрацьованих газах*

У разі наявності котла він має бути окремим котлом-утилізатором або відокремленим секційним елементом загального котла.

Щодо допустимого перепаду тиску через котел, слід керуватися окремими інструкціями постачальника.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		13

### *Вентиляція машинного відділення*

Повітропровід для подачі повітря ззовні має входити до машинного відділення якомога ближче до турбокомпресорів, щоб уникнути підсмоктування нагрітого повітря двигунами.

У разі експлуатації в холодному кліматі вентиляційна система може бути оснащена заслінками, що дозволяють спрямовувати повітря подалі від турбокомпресорів.

Вентиляційні вентилятори повинні забезпечувати надлишковий тиск близько 5 мм вод. ст. у машинному відділенні при всіх умовах експлуатації.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>14</i>

**РОЗДІЛ 2**  
**РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ**  
**ДВИГУНА 6ЧН 26/33**

**Методика розрахунку робочого циклу двигуна**

Методика Гринецького–Мазинга є поширеним інструментом для розрахунку робочого циклу поршневих двигунів внутрішнього згорання. Вона дозволяє досить точно змодельовати термодинамічні процеси в циліндрі за ідеалізованою, але наближеною до реальності схемою. Нижче розглянуто основні переваги та недоліки цього підходу.

*Переваги методики Гринецького–Мазинга:*

1. Висока точність у порівнянні з класичним ізо-процесним циклом.

Методика враховує політипний характер згорання (а не ідеальні ізохорні чи ізобарні процеси), що наближує результати розрахунку до реальних умов роботи двигуна.

2. Можливість відображення змін у теплових параметрах.

Враховуються не лише ізо-процеси, а й процеси з перемінними показниками політипи, що дає можливість краще описати фактичні умови згорання й розширення.

3. Застосовність до широкого кола двигунів.

Метод підходить як для дизельних, так і для бензинових двигунів внутрішнього згорання, незалежно від їх конфігурації чи типу палива.

4. Удосконалення розрахунків економічних показників.

Методика дозволяє точніше обчислити середній індикаторний тиск, ККД, питому витрату палива та інші важливі параметри, що впливають на ефективність роботи двигуна.

5. Основа для побудови індикаторної діаграми

На основі розрахунку легко будуються індикаторні діаграми, які використовуються для аналізу силових і теплових процесів у циліндрі.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		15

*Недоліки методики Гріневецького–Мазинга:*

1. Ідеалізація деяких процесів.

Хоча методика й покращена порівняно з простими моделями, вона все ще містить спрощення — наприклад, не повністю враховує теплообмін із циліндром та втрати на тертя.

2. Не враховується динаміка газообміну.

Процеси продувки та впуску/випуску не моделюються детально, що обмежує точність у випадках двигунів з турбонаддувом або складними фазами газорозподілу.

3. Обмежена точність при нестандартних режимах роботи.

Метод менш ефективний для моделювання перехідних режимів, запусків, гальмування або роботи двигуна на межових навантаженнях.

4. Висока чутливість до вибору коефіцієнтів політипи.

Значення показника політипи ( $n$ ) суттєво впливає на результати розрахунків. Неправильно обране значення може призвести до суттєвих похибок.

5. Не враховується склад палива та хімічні реакції.

Методика не дозволяє враховувати вплив складу палива, швидкості згоряння та специфіки хімічного складу робочої суміші.

Методика Гріневецького–Мазинга є ефективним та зручним інструментом для інженерних розрахунків робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння, що дозволяє отримати адекватні результати з невеликим обсягом вхідних даних. Водночас, через спрощення певних фізичних процесів вона не може повністю замінити експериментальні методи чи складні чисельні моделі (наприклад, CFD-аналіз). Її доцільно застосовувати на етапах проектування, модернізації або техніко-економічного аналізу роботи двигунів.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>16</i>

## Вхідні параметри для розрахунку робочого циклу двигуна

У табл. 2.1 представлені вхідні параметри для розрахунку робочого циклу

Таблиця 2.1 – Вхідні параметри для розрахунку

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ефективна потужність	$N_e$	кВт	1460
Частота обертання	$n$	$\text{хв}^{-1}$	900
Тиск навколишнього середовища	$P_0$	МПа	0,1
Температура навколишнього середовища	$T_0$	К	303
Тиск наддуву	$P_k$	МПа	0,28
Коефіцієнт продувки	$\phi_a$		1,05
Коефіцієнт залишкових газів	$\chi_k$		0,04
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	$\varepsilon_z$		0,94
Коефіцієнт використання тепла в точці b	$\varepsilon_b$		0,98
Ступінь стиснення	$\varepsilon$		15
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda$		1,4
Підігрів заряду від стінок циліндра	$\Delta T_a$	К	20
Частка ходу поршня втрачена на продувку	$\phi_n$		0
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	$\zeta$		0,99
Механічний ККД двигуна	$\eta_m$		0,92
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k,ad}$		0,75
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	$\Delta P_{ox}$	МПа	0,004
ККД системи охолодження	$\eta_0$		0,95
Температура залишкових газів	$T_r$	К	800
Масовий склад палива	C	кг	0,87
	H	кг	0,126
	S	кг	0
	O	кг	0,004

Нижча теплота згоряння палива	$Q_H$	(кДж / кг)	42700
Кількість циліндрів	$i$		6
Діаметр циліндра	$D_c$	м	0,26
Хід поршня	$S_c$	м	0,33
Коефіцієнт тактності	$z$		0,5
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	$\alpha$		2,07
Показник адіабати повітря	$k_e$		1,41
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,98
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,95
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	$\epsilon_{\beta}$		0,95
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною $p$	$\psi_t$		0,715

### Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу розрахований в програмі Mathcad, результати якого представлені у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку робочого циклу

Параметр	Позн.	Розмірність	Значення
Результати розрахунку процесу наповнення			
Температура повітря за компресором	$T_k$	К	441,336
Температура повітря в ресивері	$T_s$	К	309,917
Температура повітря в кінці наповнення	$T_a$	К	347,997
Тиск повітря в ресивері двигуна	$P_s$	МПа	0,276
Тиск в кінці наповнення	$P_a$	МПа	0,262
Коефіцієнт наповнення	$\eta_H$		0,872
Результати розрахунку процесу стиснення			
Показник політропи стиснення	$n_1$		1,361
Тиск у кінці стиснення	$P_c$	МПа	10,467
Температура в кінці стиснення	$T_c$	К	926,093
Результати розрахунку процесу згоряння			
Дійсна кількість повітря для згоряння	$L$	кмоль/кг	1,024
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	$\beta_0$		1,0309
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	$\beta$		1,0297

Частка палива, що вигоріла до точки z	$x_z$		0,959
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	$\beta_z$		1,028
Максимальна температура згоряння	$T_z$	К	1955
Максимальний тиск згоряння	$P_z$	МПа	14,653
Результати розрахунку процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	$\rho$		1,551
Ступінь подальшого розширення	$\delta$		9,672
Показник політропи розширення	$n_2$		1,271
Температура в кінці процесу розширення	$T_b$	К	1056
Тиск у кінці процесу розширення	$P_b$	МПа	0,819
Результати визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	$P'_i$	МПа	2,036
Дійсний середній індикаторний тиск	$P_i$	МПа	2,015
Питома індикаторна витрата пального	$g_i$	кг/(кВт*год)	0,163
Індикаторний ККД	$\eta_i$	-	0,518
Результати визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	$P_e$	МПа	1,854
Ефективний ККД	$\eta_e$	-	0,477
Питома ефективна витрата пального	$g_e$	кг/(кВт*год)	0,177
Ефективна потужність двигуна	$N_e$	кВт	1463
Результати визначення дійсного Пк компресора			
Витрата повітря через компресор	$G$	кг/год	2,239
Витрата газів через турбіну	$G_t$	кг/год	2,311
Тиск газів перед турбіною	$P_r$	МПа	0,2
Температура газів	$T_t$	К	782,125
Кількість робочого тіла	$M_s$	кмоль/кг	1,056
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	$R_t$	кДж/кг*К	287,359
Показник адіабати розширення газу в турбіні	$k_t$		1,374
Дійсна ступінь <u>підвищення</u> тиску у компресорі	$\Pi_k$		2,801
Розрахунковий тиск <u>наддуву</u>	$P_{kd}$	МПа	0,2801

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

## Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Індикаторні діаграми – це графічне зображення зміни тиску в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння залежно від положення поршня (або кута повороту колінчастого вала). Вони є важливим інструментом для аналізу робочого процесу двигуна, зокрема для оцінки ефективності згоряння, теплових втрат і механічних навантажень.

Розрахунок індикаторної діаграми базується на визначенні тиску газів у циліндрі на кожному етапі робочого циклу: впуск, стиснення, згоряння, розширення та випуск. Основою розрахунку є тепловий цикл двигуна (наприклад, цикл Отто чи Дизеля), а також врахування реальних умов роботи – затримка займання, тривалість згоряння, втрати на теплообмін тощо.

Побудова індикаторної діаграми дозволяє:

визначити середній індикаторний тиск ( $p_i$ );

оцінити ефективність згоряння;

знайти зони втрат і потенціал для підвищення ККД;

виявити несправності (наприклад, зниження герметичності клапанів чи поршневих кілець).

Обчислення координатних значень для процесів стиснення та розширення, які описуються політропними залежностями, проводиться за наступними виразами [4]:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення $n_1$	1,361
Показник політропи розширення $n_2$	1,271
Тиск кінця стиснення $p_c$ , МПа	10,467
Максимальний тиск згоряння $p_z$ , МПа	14,653
Ступінь попереднього розширення $\rho$	1,551
Ступінь стиснення $\epsilon$	15

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

$V/V_c$	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	14,65	
1,00	10,47	14,65
1,55	5,76	14,65
2,22	3,53	9,27
2,90	2,46	6,63
3,57	1,85	5,08
4,24	1,47	4,08
4,91	1,20	3,38
5,59	1,01	2,88
6,26	0,86	2,49
6,93	0,75	2,19
7,60	0,66	1,94
8,28	0,59	1,74
8,95	0,53	1,58
9,62	0,48	1,44
10,29	0,44	1,32
10,97	0,40	1,22
11,64	0,37	1,13
12,31	0,34	1,05
12,98	0,32	0,98
13,66	0,30	0,92
14,33	0,28	0,87
15,00	0,26	0,82
15,00		0,26

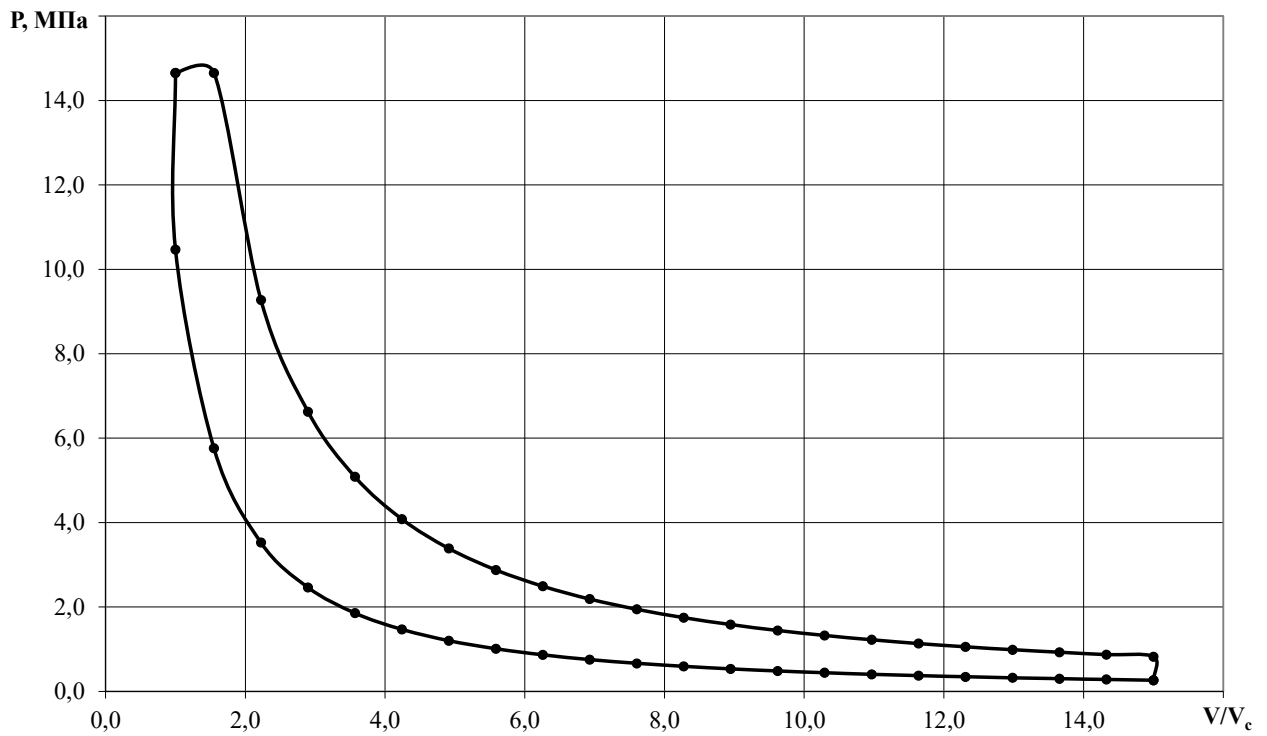


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

### Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Графіки навантажень, що виникають у динаміці, застосовуються для аналізу силових впливів на колінчастий вал під час його повного обертового циклу. Ці побудови є ключовими в оцінці механічної міцності найважливіших елементів вала та рівня його динамічного урівноваження. Конструкція таких діаграм спирається на результати теплового моделювання робочого процесу двигуна із врахуванням зміни зовнішніх та внутрішніх навантажень у процесі обертання вала [5].

У ході розрахунків ураховуються основні силові компоненти, які потім відображаються у вигляді графіків, а саме:

$P_g$  – тиск газів, що створює силу, спрямовану на поршень внаслідок згоряння паливоповітряної суміші;

$P_j$  – інерційна складова, яка зумовлена рухом маси в прямолінійній площині;

$P_{дв}$  – вертикальне зусилля, що передається через поршневий палець і забезпечує передавання енергії;

$N$  – нормальна сила, яка тисне на поршень у напрямку стінки циліндра;

$Q$  – зусилля, що передається вздовж осі шатуна;

$T$  – тангенціальна сила, що діє по дузі обертання кривошипного механізму;

$Z$  – осьове навантаження, прикладене уздовж осі колінчастого вала.

Умовне розташування вищезгаданих сил у межах кривошипно-шатунного механізму представлено на рис. 2.2.

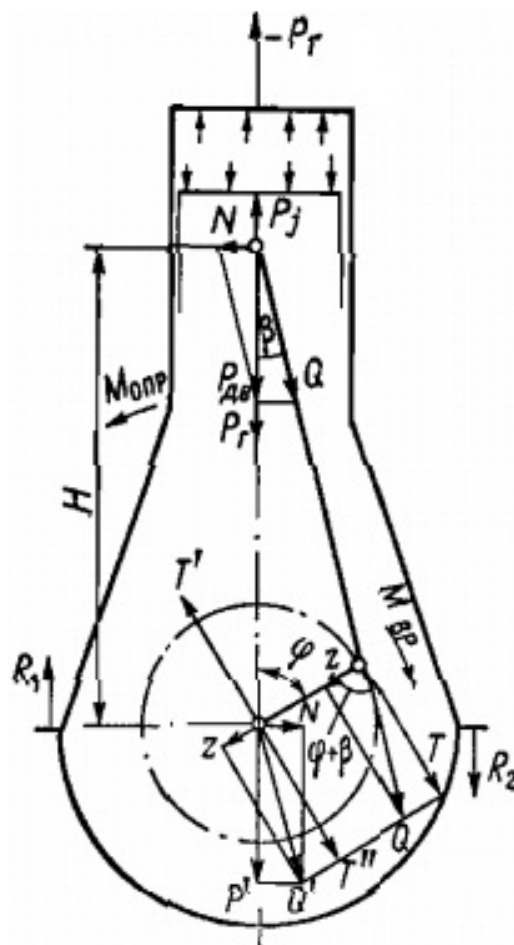


Рисунок 2.2 – Схематичне зображення сил, що діють у КШМ

У таблиці 2.4 представлено вхідні параметри, які були використані для проведення динамічного аналізу. Отримані результати наведено в таблицях 2.5 та 2.6 і покладені в основу графіків, показаних на рис. 2.3–2.5.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		23

Рисунок 2.3 ілюструє:

$P_r$  – тиск згорілих газів на поршень;

$P_j$  – інерційне навантаження одного циліндра;

$P_{dv}$  – вертикальне зусилля, що виконує функцію рушійної сили.

Рисунок 2.4 відображає:

$N$  – силу тертя поршня об втулку;

$Z$  – осьове навантаження в кривошипному валі;

$T$  – дотичну силу, що діє на шатун.

Рисунок 2.5 демонструє:

$T_{\Sigma}$  – сумарну дотичну силу в системі;

$T_{cp\Sigma}$  – середнє значення сукупного дотичного навантаження за один робочий цикл.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,26
Частота обертання КВ	$\text{хв}^{-1}$	n	900
Максимальний тиск згорання	МПа	$P_z$	14,653
Тиск на початку стиску	МПа	$P_a$	0,262
Тиск наддуву	МПа	$P_k$	0,28
Тиск залишкових газів	МПа	$P_r$	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		$\lambda$	0,3
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	80
Радіус кривошипа	м	r	0,165
Ступінь стиснення		$\epsilon$	15
Показник політропи стиснення		$n_1$	1,361
Показник політропи розширення		$n_2$	1,271
Ступінь попереднього розширення		$\rho$	1,551
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

$\varphi^\circ$	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,2800	-2,8695	-2,5895	0,0000	-2,5895	0,0000
10	0,2800	-2,7960	-2,5160	-0,1312	-2,4550	-0,5661
20	0,2800	-2,5814	-2,3014	-0,2370	-2,0816	-1,0098
30	0,2800	-2,2427	-1,9627	-0,2966	-1,5514	-1,2382
40	0,2800	-1,8059	-1,5259	-0,2979	-0,9774	-1,2090
50	0,2800	-1,3038	-1,0238	-0,2395	-0,4746	-0,9383
60	0,2800	-0,7726	-0,4926	-0,1309	-0,1329	-0,4920
70	0,2800	-0,2477	0,0323	0,0094	0,0023	0,0336
80	0,2800	0,2390	0,5190	0,1579	-0,0654	0,5385
90	0,2800	0,6622	0,9422	0,2915	-0,2915	0,9422
100	0,2800	1,0055	1,2855	0,3913	-0,6085	1,1981
110	0,2800	1,2622	1,5422	0,4467	-0,9472	1,2964
120	0,2800	1,4347	1,7147	0,4558	-1,2521	1,2571
130	0,2800	1,5338	1,8138	0,4243	-1,4910	1,1167
140	0,2800	1,5759	1,8559	0,3624	-1,6546	0,9153
150	0,2800	1,5805	1,8605	0,2812	-1,7518	0,6867
160	0,2800	1,5669	1,8469	0,1902	-1,8006	0,4530
170	0,2800	1,5515	1,8315	0,0955	-1,8203	0,2240
180	0,2620	1,5451	1,8071	0,0000	-1,8071	0,0000
190	0,2638	1,5515	1,8153	-0,0947	-1,8041	-0,2220
200	0,2693	1,5669	1,8362	-0,1891	-1,7901	-0,4503
210	0,2790	1,5805	1,8594	-0,2810	-1,7508	-0,6863
220	0,2936	1,5759	1,8695	-0,3650	-1,6668	-0,9220
230	0,3145	1,5338	1,8483	-0,4324	-1,5193	-1,1380
240	0,3437	1,4347	1,7785	-0,4727	-1,2986	-1,3038
250	0,3842	1,2622	1,6464	-0,4768	-1,0112	-1,3841
260	0,4409	1,0055	1,4464	-0,4402	-0,6847	-1,3480
270	0,5212	0,6622	1,1833	-0,3660	-0,3660	-1,1833
280	0,6377	0,2390	0,8766	-0,2668	-0,1105	-0,9097
290	0,8121	-0,2477	0,5644	-0,1635	0,0394	-0,5863
300	1,0830	-0,7726	0,3104	-0,0825	0,0838	-0,3101
310	1,5225	-1,3038	0,2187	-0,0512	0,1014	-0,2004
320	2,2682	-1,8059	0,4623	-0,0903	0,2961	-0,3663
330	3,5714	-2,2427	1,3287	-0,2008	1,0503	-0,8383
340	5,7788	-2,5814	3,1974	-0,3292	2,8919	-1,4029
350	8,7609	-2,7960	5,9649	-0,3110	5,8203	-1,3421
360	10,4463	-2,8695	7,5768	0,0000	7,5768	0,0000

370	14,6530	-2,7960	11,8570	0,6182	11,5695	2,6678
380	14,6530	-2,5814	12,0716	1,2430	10,9184	5,2967
390	9,3949	-2,2427	7,1523	1,0810	5,6536	4,5123
400	6,1485	-1,8059	4,3426	0,8479	2,7816	3,4409
410	4,2375	-1,3038	2,9337	0,6863	1,3600	2,6885
420	3,0828	-0,7726	2,3102	0,6141	0,6233	2,3078
430	2,3560	-0,2477	2,1084	0,6106	0,1473	2,1901
440	1,8799	0,2390	2,1189	0,6449	-0,2671	2,1987
450	1,5570	0,6622	2,2192	0,6865	-0,6865	2,2192
460	1,3318	1,0055	2,3373	0,7114	-1,1064	2,1783
470	1,1714	1,2622	2,4336	0,7048	-1,4946	2,0457
480	1,0556	1,4347	2,4903	0,6620	-1,8184	1,8257
490	0,9716	1,5338	2,5054	0,5861	-2,0594	1,5425
500	0,9111	1,5759	2,4870	0,4856	-2,2173	1,2266
510	0,8686	1,5805	2,4491	0,3701	-2,3060	0,9040
520	0,8404	1,5669	2,4074	0,2479	-2,3470	0,5904
530	0,8244	1,5515	2,3759	0,1239	-2,3613	0,2906
540	0,8192	1,5451	2,3643	0,0000	-2,3643	0,0000
550	0,7000	1,5515	2,2515	-0,1174	-2,2377	-0,2754
560	0,6000	1,5669	2,1669	-0,2231	-2,1125	-0,5315
570	0,5000	1,5805	2,0805	-0,3144	-1,9590	-0,7679
580	0,4000	1,5759	1,9759	-0,3858	-1,7616	-0,9745
590	0,4000	1,5338	1,9338	-0,4524	-1,5896	-1,1906
600	0,4000	1,4347	1,8347	-0,4877	-1,3397	-1,3451
610	0,4000	1,2622	1,6622	-0,4814	-1,0209	-1,3973
620	0,4000	1,0055	1,4055	-0,4278	-0,6653	-1,3099
630	0,4000	0,6622	1,0622	-0,3286	-0,3286	-1,0622
640	0,4000	0,2390	0,6390	-0,1945	-0,0806	-0,6630
650	0,4000	-0,2477	0,1523	-0,0441	0,0106	-0,1582
660	0,4000	-0,7726	-0,3726	0,0990	-0,1005	0,3722
670	0,4000	-1,3038	-0,9038	0,2114	-0,4190	0,8283
680	0,4000	-1,8059	-1,4059	0,2745	-0,9005	1,1140
690	0,4000	-2,2427	-1,8427	0,2785	-1,4565	1,1625
700	0,4000	-2,5814	-2,1814	0,2246	-1,9731	0,9572
710	0,4000	-2,7960	-2,3960	0,1249	-2,3379	0,5391
720	0,2800	-2,8695	-2,5895	0,0000	-2,5895	0,0000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки		$\varphi_3^\circ$		120			
$\varphi^\circ$	$T_E$						$T_E$
	Номер циліндра						
	1	2	3	4	5	6	
0	0,000	1,257	-1,304	0,000	1,826	-1,345	0,434
10	-0,566	1,117	-1,384	2,668	1,542	-1,397	1,980
20	-1,010	0,915	-1,348	5,297	1,227	-1,310	3,771
30	-1,238	0,687	-1,183	4,512	0,904	-1,062	2,619
40	-1,209	0,453	-0,910	3,441	0,590	-0,663	1,703
50	-0,938	0,224	-0,586	2,688	0,291	-0,158	1,520
60	-0,492	0,000	-0,310	2,308	0,000	0,372	1,878
70	0,034	-0,222	-0,200	2,190	-0,275	0,828	2,354
80	0,539	-0,450	-0,366	2,199	-0,531	1,114	2,503
90	0,942	-0,686	-0,838	2,219	-0,768	1,163	2,031
100	1,198	-0,922	-1,403	2,178	-0,975	0,957	1,034
110	1,296	-1,138	-1,342	2,046	-1,191	0,539	0,211
120	1,257	-1,304	0,000	1,826	-1,345	0,000	0,434
							22,038

Сили  $P_r$ ,  $P_j$ ,  $P_{dv}$ , МПа

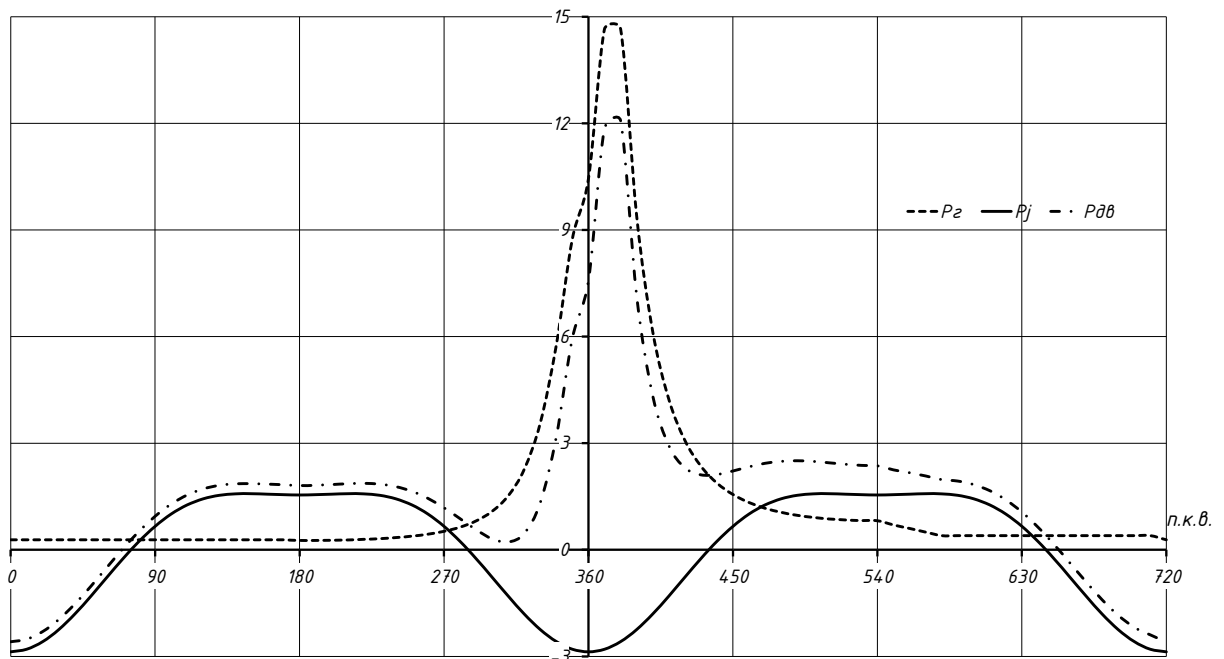


Рисунок 2.3 – Зміна сил  $P_r$ ,  $P_j$ ,  $P_{dv}$  від кута повороту колінчастого валу

Сили  $N, Z, T$ , МПа.

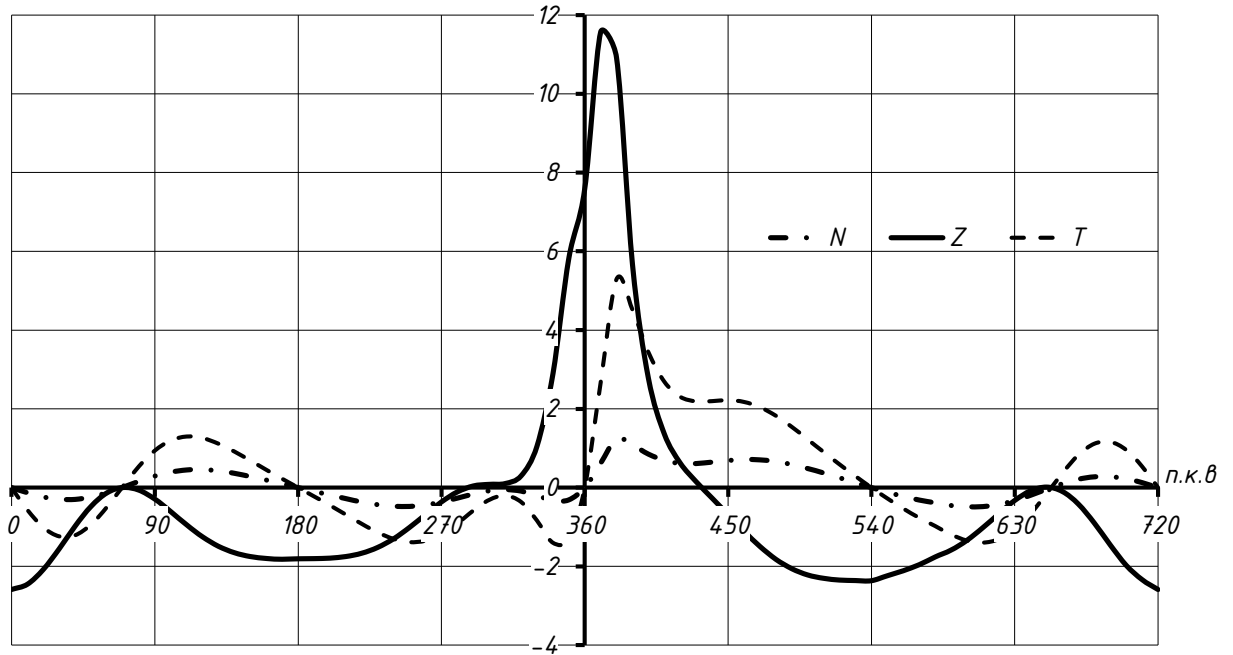


Рисунок 2.4 – Зміна сил  $N, Z, T$  від кута повороту колінчастого валу

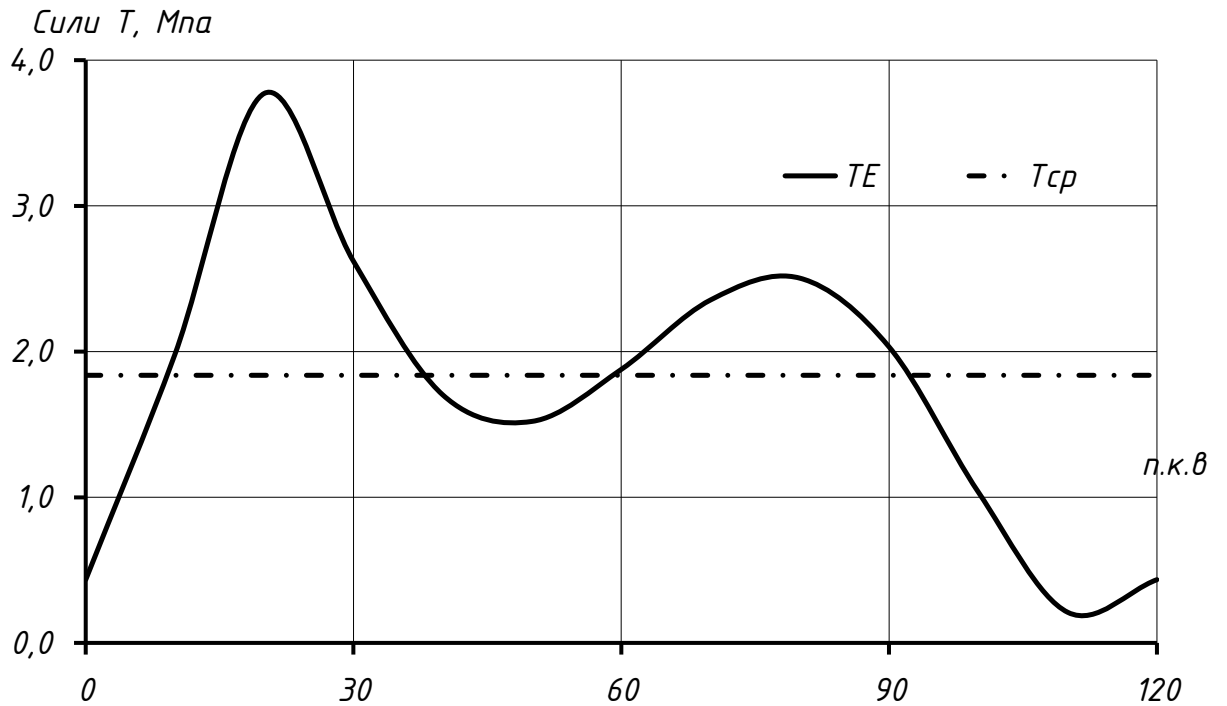


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил  $T$  від кута заклинки колінчастого валу

## РОЗДІЛ 3

### РОЗРОБКА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА 6ЧН 26/33

Система охолодження водою поділяється на дві основні підсистеми: систему низькотемпературного охолодження (LT) та систему високотемпературного охолодження (HT) [6].

LT (Low Temperature) – система низькотемпературного охолодження прісною водою, яка охолоджує (рис. 3.1):

- низькотемпературний ступінь повітряного охолоджувача наддувного повітря,
- масляний охолоджувач,
- охолоджувач генератора,

а також систему HT.

Допоміжні двигуни та інше загальносуднове обладнання також можуть охолоджуватися через систему LT, бажано за допомогою окремих електричних насосів. Як опція, можуть застосовуватися коробчасті охолоджувачі (box-coolers) як центральні охолоджувачі.

Система LT охолоджується за допомогою морської води.

HT (High Temperature) – система високотемпературного охолодження прісною водою, яка охолоджує (рис. 3.2) високотемпературний ступінь повітряного охолоджувача наддувного повітря та блок циліндрів двигуна.

Охолоджуюча вода HT також відома як сорочкова вода. Надлишок тепла з цієї системи може бути використаний у системах рекуперації тепла.

#### *Насоси та продуктивність*

Залежно від компоновки системи використовуються відцентрові насоси з приводом від двигуна або з електроприводом. Зазвичай перепад тиску на насосах з приводом від двигуна становить 0,3...0,35 МПа, залежно від потрібної витрати води та характеристики насоса.

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		29

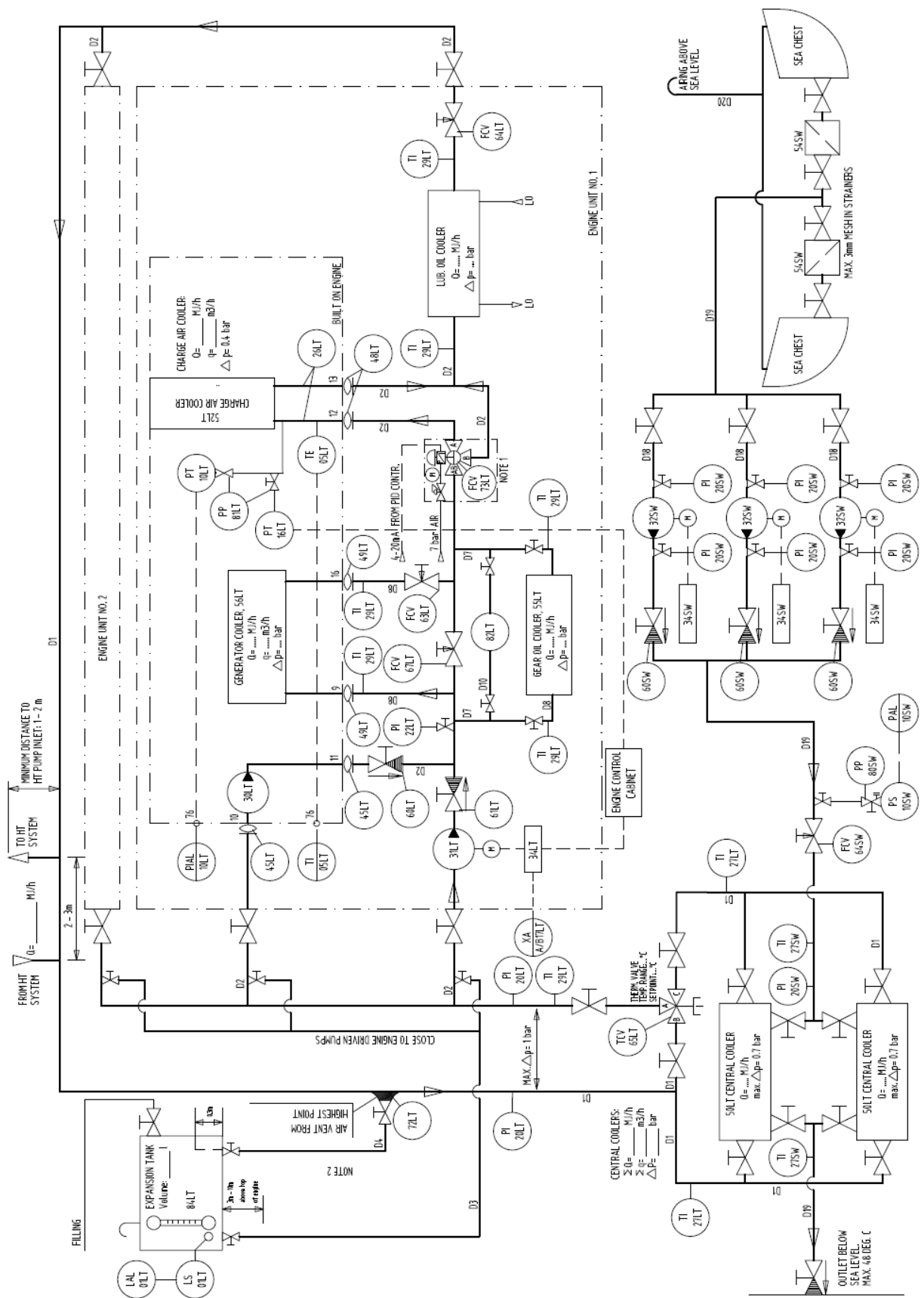


Рисунок 3.1 – Низькотемпературний контур

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-----	------	-------------	--------	------

КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ

Аркуш

30



Щоб уникнути утворення сольових відкладень у трубопроводах морської води, температура морської води після останнього охолоджувача не повинна перевищувати 48 °С.

#### *Опції*

##### Електричний LT-насос

Вбудований у двигун LT-насос може бути замінений на електричний насос. Зазвичай встановлюється один основний електричний насос та один резервний насос для кожної системи охолодження.

##### Резервний LT-насос

Як резерв до вбудованого механічного насоса низькотемпературного охолодження може бути встановлений електричний насос. Він може запускатися автоматично за сигналом з датчика тиску на двигуні. Це рішення зазвичай застосовується для однотипних (одnodвигунних) установок.

##### Резервний насос НТ

Для вбудованого механічного насоса високотемпературного охолодження двигуна може бути передбачений окремо встановлений електричний резервний насос. Його запуск здійснюється за сигналом з датчика тиску, встановленого на двигуні. Таке рішення зазвичай застосовується для установок з одним двигуном.

##### Модуль підігріву сорочкової води

Може бути передбачений модуль підігріву сорочкової води (90НТ), що складається з електричного циркуляційного насоса та електронагрівача. Його функція – підтримка температури двигуна у стані очікування (standby).

Продуктивність циркуляційного насоса: 3,0 м<sup>3</sup>/год

Потужність електродвигуна насоса: 0,5 кВт

Потужність електронагрівача модуля: 18 кВт

Розширювальний бак і вентилявання системи

Для забезпечення надійної роботи системи охолодження та запобігання кавітації водяного насоса необхідна ефективна деаерація (видалення повітря) з

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

сорочкової водяної системи та замкненої частини інтегрованої системи охолодження.

Для цього необхідно встановити вентиляційну трубу, що з'єднує найвищу точку системи з розширювальним баком. З'єднання вентиляційної труби з баком повинно здійснюватися до його нижньої частини, якнайдалі від з'єднання з подаючою трубою (header pipe).

У точці під'єднання вентиляційної труби до системи охолодження рекомендується встановити пристрій для збору повітря, наприклад, сідлоподібний фітинг (72LT).

Подаючу трубу (header pipe) необхідно під'єднувати якомога ближче до всмоктувальної сторони водяного насоса.

Також конструкція розширювального бака повинна передбачати можливість додавання реагентів для обробки охолоджуючої води.

Зверніть увагу: розширювальний бак повинен розміщуватись на висоті не менше 3 метрів і не більше 10 метрів над верхньою точкою двигуна.

За запитом дозволяється розташування бака на висоті до 20 метрів.

*Матеріали трубопроводів / Швидкості потоку та втрати тиску*

У системах прісної води зазвичай використовуються сталеві труби, а в системах морської води — алюмінієво-латунні труби.

Типи та матеріали стандартних теплообмінників, що працюють з прісною водою, такі:

Охолоджувач сорочкової води, пластинчастого типу:

Пластини з нержавіючої сталі — при охолодженні прісною водою

Пластини з титанового сплаву — при охолодженні морською водою

Охолоджувач мастила, пластинчастого типу:

Пластини з нержавіючої сталі

Охолоджувач наддувного повітря, трубчастого типу:

Трубки з мідно-нікелевого сплаву (CuNi)

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		33

Охолоджувач трансмісійного мастила:

Тип і матеріал — згідно зі специфікаціями постачальника.

Центральний охолоджувач, пластинчастого типу:

Пластини з титану (для морської води).

Максимально допустимі швидкості води в трубопроводах (для уникнення ерозії і надмірних втрат тиску):

Системи прісної води зі сталевими трубами (замкнена система): до 4,0 м/с.

Системи морської води з алюмінієво-латунними трубами:

В напірному трубопроводі – до 3,0 м/с.

В всмоктувальному трубопроводі – до 2,0 м/с.

Мінімально допустима швидкість потоку (для уникнення осадів): 1,0 м/с.

Типові втрати тиску в системі:

Високотемпературний ступінь охолоджувача наддувного повітря: 0,40 бар.

Сорочковий простір двигуна (водяна оболонка): 0,20 бар.

Мінімальний тиск у сорочковій воді: 1,5 бар (щоб уникнути точкової корозії).

Низькотемпературний ступінь охолоджувача наддувного повітря: 0,4 бар.

Охолоджувач мастила: 0,4 – 0,6 бар.

Охолоджувач сорочкової води: 0,3 – 0,4 бар.

*Термостатичні клапани високотемпературної системи*

У високотемпературній системі охолодження використовується термостатичний клапан. Це розподільчий тип застосування, де клапан направляє воду або на охолодження, або повертає її на всмоктувальний бік вбудованого насоса високотемпературної охолоджувальної води [7].

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

Стандарт Bergen Engine — клапан із восковим елементом.

Діапазон температур для клапана з восковим елементом: 82 – 91 °С.

Для забезпечення ефективного регулювання температури втрата тиску на клапані має становити: 0,14 – 0,5 бар.

Опціонально може постачатися електричний або пневматичний клапан з температурним датчиком на двигуні та блоком керування.

Такий клапан керується електронною системою управління двигуном, яка зчитує температуру з датчика.

Має програмований устав і підтримує стабільну температуру 90 °С.

#### *Термостатичні клапани низькотемпературної системи*

Рециркуляція низькотемпературної прісної води за допомогою термостатичного клапана є важливою для забезпечення належного згорання палива та запобігання конденсації вологи в охолоджувачах наддувного повітря при низьких навантаженнях двигуна.

У системі низькотемпературного охолодження використовується змішувальний клапан, який змішує охолоджену воду з центрального охолоджувача з гарячою байпасною водою від двигуна для досягнення оптимальної температури на вході до всмоктувального боку двигуна.

У низькотемпературній системі охолодження використовується термостатичний клапан (65LT).

Стандарт Bergen Engine — клапан із восковим елементом.

Діапазон температур для стандартного клапана з восковим елементом: 29 – 41 °С.

#### *Спеціальні термостатичні клапани*

Для спеціальних застосувань можуть бути запропоновані елементи з іншим температурним діапазоном.

Опціонально може бути поставлений електричний або пневматичний клапан з температурним датчиком після самого клапана та блоком керування.

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

Цей електричний/пневматичний клапан регулюється системою керування двигуном, яка зчитує температуру з датчика в трубопроводі.

Клапан має програмований устав і підтримує стабільну температуру не більше 37 °С.

#### *Охолоджувач наддувного повітря*

Двигуни оснащені двоступеневими охолоджувачами наддувного повітря:

Високотемпературний ступінь охолоджується високотемпературною прісною водою або сорочковою водою.

Низькотемпературний ступінь — низькотемпературною прісною водою.

Температура наддувного повітря залежить від його тиску. Датчик тиску на двигуні (21СА) передає сигнал до ПЛК. У контролері задана крива регулювання, яка підтримує:

Температуру до 37 °С при малому навантаженні,

Температуру до 55 °С при максимальному навантаженні.

Для цього ПЛК керує триходовим клапаном (73LT).

#### *Установка утилізації теплоти (Heat Recovery Unit)*

Надлишкове тепло від охолоджувача сорочкової води може бути утилізоване в тепловій утилізаційній установці, наприклад, у генераторі прісної води, встановленому в машинному відділенні.

Дані щодо доступного тепла та потоку подано в технічних даних (розділ 1.04).

Для керування потоком води до теплової утилізаційної установки необхідний окремий циркуляційний насос.

#### *Термостатичний клапан утилізації теплоти*

Для великих установок утилізації теплоти, таких як генератори прісної води, може бути встановлено електричний або пневматичний клапан з датчиком температури на трубопроводі та блоком керування:

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		36

Клапан встановлюється у високотемпературній системі охолодження або у частині сорочкової води системи охолодження морською водою.

Це дозволяє максимально використовувати теплову енергію з високотемпературного контуру охолодження згідно з технічними характеристиками двигунів.

### Розрахунок системи охолодження

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м <sup>3</sup> /год	$W_{ек} = K_з \frac{Q_е}{c_{не} \cdot \rho_{не} \cdot \Delta t_е}$	39,503
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_з = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{не}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{не}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_е = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{ек} = \alpha_е \cdot g_е \cdot N_е \cdot Q_{нр}$	1655180,10
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	$g_е$	0,177
	Номинальна потужність двигуна, кВт	$N_е$	1460,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_е = 0,12 \dots 0,17$	0,15
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700,000	
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м <sup>3</sup> /год	$N_{ек} = 0,272 \frac{W_{ек} \cdot H \cdot \rho_{не}}{\eta}$	5,731
	Напір насоса, м	$H$	40
	ККД насосу	$\eta$	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м <sup>2</sup>	$F_o = \frac{Q_{ек}}{k \cdot \Delta t}$	8,28
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k$	5000
	Температурний напір, К	$\Delta t$	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м <sup>3</sup> /год	$W_{нз} = K_з \frac{Q_{ек}}{c_{зе} \cdot \rho_{не} \cdot \Delta t_{зе}}$	48,926
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_з = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність заборотної води, кДж/(кг·К)	$c_{зе}$	3,980
	Щільність заборотної води, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{не}$	1020,0
	Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зе} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м <sup>3</sup>	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_е}{1000}$	0,219

## РОЗДІЛ 4

### ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

#### *Вступ*

Охорона праці є ключовим елементом безпечного функціонування морського транспорту, зокрема при експлуатації та технічному обслуговуванні суднових енергетичних установок. Суднові двигуни, як головне джерело енергії на судні, вимагають ретельного і своєчасного технічного обслуговування, що супроводжується підвищеними ризиками для обслуговуючого персоналу. З огляду на це, забезпечення вимог охорони праці під час виконання робіт із судновими двигунами має першочергове значення та повинно базуватися на дотриманні чинного законодавства, міжнародних норм і внутрішніх регламентів судноплавної компанії [8].

#### *1. Загальні вимоги безпеки*

При обслуговуванні суднових двигунів працівники повинні дотримуватись загальних правил техніки безпеки, зокрема:

- бути ознайомленими з інструкціями з експлуатації обладнання та вимогами охорони праці;
- проходити регулярні інструктажі та навчання з безпеки;
- користуватись засобами індивідуального захисту (ЗІЗ), зокрема спецодягом, захисними окулярами, рукавицями, навушниками тощо;
- повідомляти керівника змін або старшого механіка про виявлені дефекти чи порушення у функціонуванні двигуна або суміжного обладнання;
- виконувати технічне обслуговування відповідно до затверджених регламентів, із дотриманням технологічних карт і послідовності операцій.

#### *2. Технічні заходи безпеки*

У суднових умовах важливо впроваджувати технічні заходи безпеки, серед яких:

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		38

- автоматизація основних технологічних процесів з метою зменшення ручної праці в небезпечних зонах;
- обладнання майданчиків для обслуговування з огороженнями, нековзними поверхнями та достатнім освітленням;
- наявність систем вентиляції у машинному відділенні для запобігання накопиченню парів пального, мастил або продуктів згоряння;
- застосування протипожежних систем – пожежогасіння, сигналізації та засобів первинного пожежогасіння;
- встановлення шумогасних пристроїв, зменшення вібрацій через гасники коливань і демпфери;
- наявність аварійних вимикачів для відключення двигуна в разі нештатної ситуації.

### 3. Організаційні заходи безпеки

Для зниження виробничих ризиків та забезпечення охорони праці застосовуються організаційні методи:

- обмеження доступу до машинного відділення осіб, не допущених до робіт;
- забезпечення ротації персоналу при роботі у несприятливих умовах (висока температура, вологість, шум);
- проведення щозмінних і цільових інструктажів;
- складання графіків обслуговування та профілактичних робіт;
- оформлення нарядів-допусків при проведенні небезпечних робіт (ремонт паливної системи, відкривання циліндрів тощо).

### 4. Засоби індивідуального захисту

Персонал повинен бути забезпечений належними ЗІЗ:

- каска, захисні окуляри – при роботі з елементами, які можуть спричинити механічні травми;

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		39

- респіратори або фільтрувальні маски – при роботі у зонах з потенційним забрудненням повітря парами пального або мастила;
- протишумові навушники або вкладиші – для зниження рівня впливу шуму;
- гумові рукавиці – при роботі з охолоджувальними рідинами, мастилами або паливом;
- спецвзуття із металевими вставками – для запобігання травмуванню ніг при падінні інструментів або запчастин.

### 5. Профілактичні заходи

Профілактика нещасних випадків включає:

- регулярний технічний контроль стану двигуна та систем (мастильної, охолоджувальної, паливної);
- аналіз випадків травматизму та впровадження заходів для їх попередження;
- постійне вдосконалення навчально-методичної бази з питань безпеки;
- організацію внутрішніх аудитів і перевірок щодо дотримання вимог охорони праці.

### 6. Особливості роботи у машинному відділенні

Машинне відділення судна є джерелом підвищеної небезпеки:

- висока температура й вологість сприяють перевтомі;
- обмежений простір ускладнює евакуацію та обслуговування;
- велика кількість трубопроводів під тиском створює ризики опіків;
- постійний шум негативно впливає на слух та концентрацію.

У зв'язку з цим, необхідно:

- проводити контроль рівня газів і температур;
- обладнати додаткові засоби зв'язку і сигналізації;
- застосовувати системи екстреної евакуації;
- підтримувати порядок і чистоту, уникати масляних плям на підлозі.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

### *Висновок*

Забезпечення вимог охорони праці при обслуговуванні суднових двигунів — це комплексний процес, який охоплює технічні, організаційні, профілактичні заходи та застосування засобів індивідуального захисту. Тільки дотримання усіх складових цієї системи дозволить створити безпечне робоче середовище, мінімізувати ризики для життя та здоров'я обслуговуючого персоналу і забезпечити надійну експлуатацію суднових енергетичних установок.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>41</i>

## ВИСНОВКИ

У роботі було виконано комплексний розрахунок головного суднового двигуна типу 6ЧН 26/33 (Bergen C26:33), що є одним із представників сучасних середньооберткових чотиритактних дизельних двигунів, широко застосовуваних у морському суднопластві як головні двигуни або агрегати електропостачання.

На основі аналізу конструктивних особливостей і технічних характеристик двигуна було здійснено тепловий, динамічний, індикаторний та механічний розрахунки, що дозволили отримати значення основних параметрів його робочого циклу. Зокрема, визначено потужність, крутний момент, питомі витрати палива, середні тиски та температури у характерних точках циклу. За методикою Грїневецького–Мазинга побудовано діаграми тиску в циліндрі, що дозволили наочно оцінити ефективність згоряння та навантаження на основні вузли кривошипно-шатунного механізму.

Окрему увагу приділено аналізу систем змащення та охолодження, а також забезпеченню вимог охорони праці під час експлуатації, технічного обслуговування та ремонту двигуна. Запропоновані заходи спрямовані на підвищення безпеки обслуговуючого персоналу, зниження аварійності та забезпечення довговічності роботи енергетичної установки.

Виконані розрахунки та аналіз підтвердили, що двигун Bergen C26:33 є високоефективним, надійним та технічно досконалим агрегатом, здатним забезпечити необхідні тягові характеристики сучасного морського судна з дотриманням вимог енергоефективності та екологічних стандартів.

Отримані результати можуть бути використані як основа для проєктування силових установок нових суден, а також для удосконалення експлуатаційних характеристик існуючих дизельних двигунів аналогічного класу.

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		42

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
2. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
3. Черниш І. І., Кар'янський С. А., Оженко Є. М. Сучасні суднові дизелі: особливості конструкції, експлуатації та автоматизованого управління. Одеса : НУ «ОМА», 2019. – 217 с.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згорання : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. – 332 с.
5. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія : підручник. Харків : НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
6. Challen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second edition Butter-worth-Heinemann, 1999. – 675 p.
7. Bennett S. Modern Diesel Technology: Light Duty Diesels. New York: Delmar, 2012. – 412 p.
8. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згорання : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

					КРБ.142.4227зст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43