

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« » 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 3900 кВт з розробкою процесу монтажу на фундаментну раму. Прототип MAN B&W 6L35MC».

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23

Тадіян В.В.
(підпис)

Керівник роботи:

завідувач кафедри ІМ та ТМ,

д.т.н., професор

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

Ткач М.Р.
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

« ____ » _____ 2025 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Тадіянові Володимирові Віталійовичу

1. Тема роботи: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 3900 кВт з розробкою процесу монтажу на фундаментну раму. Прототип MAN B&W 6L35MC».

Керівник роботи д.т.н, професор Ткач М.Р.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип MAN B&W 6L35MC потужністю 3900 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Поперечний переріз двигуна MAN B&W 6L35MC. 2. Діаграми динаміки.

3. Схеми систем двигуна. 4. Креслення технологічної частини.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2025	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2025	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи.	12.05.2025	

Студент  (підпис) Тадіян В.В.

Керівник роботи  (підпис) д.т.н, професор Ткач М.Р.

АНОТАЦІЯ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 2 - тактного дизельного двигуна типу MAN B&W 6L35MC потужністю 3900 кВт при 210 хв⁻¹ колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано індикаторну діаграму. Проведено аналіз ефективних показників проєктованого двигуна й прототипу. Проведено динамічний розрахунок двигуна та побудовані діаграми динаміки.

В конструкторському розділі дипломного проекту виконано розрахунок основних систем двигуна. Розроблено технологічний процес монтажу двигуна на судновий фундамент.

В роботі розглянуто основні вимоги до експлуатації двигуна, розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

Дипломний проєкт виконано українською мовою на 87 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий цикл, система керування, пусковий клапан, вібрація, шум.

ABSTRACT

In the diploma project, the calculation of the working cycle of a 2-stroke diesel engine of the MAN B&W 6L35MC type with a capacity of 3900 kW at 210 revolutions per minute of the crankshaft was performed. Based on the results of the calculation, the main parameters of the working cycle were obtained and an indicator diagram was constructed. An analysis of the effective indicators of the designed engine and prototype was carried out. A dynamic calculation of the engine was performed and dynamics diagrams were constructed.

In the design section of the diploma project, the calculation of the main engine systems was performed. The technological process of installing the engine on the ship's foundation was developed.

The paper examines the basic requirements for engine operation, develops occupational safety measures, and considers environmental protection issues.

The thesis is written in Ukrainian on 87 sheets of calculation and explanatory notes. 10 literary sources were used. The graphic part is presented on 4 drawings of A1 format.

Keywords: diesel engine, duty cycle, control system, starting valve, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	7
1.1 Технічна характеристика двигуна	7
1.2 Опис конструкції двигуна 6L35MC	8
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	15
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна	15
2.2 Розрахунок індикаторної діаграми	25
2.3 Аналіз ефективних показників проєктованого двигуна й прототипу	27
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	28
2.5 Розробка систем двигуна	35
2.6 Розробка технологічного процесу монтажу двигуна на судновий фундамент	64
3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	73
3.1 Розробка заходів з охорони праці	73
3.2 Охорона навколишнього середовища	76
ВИСНОВКИ	81
ЛІТЕРАТУРА	82
ДОДАТКИ	83
1. Поперечний переріз двигуна MAN B&W 6L35MC Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Схеми систем двигуна Ф-А1	
4. Креслення технологічної частини Ф-А1	

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.27. ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>		<i>Тадіян В.В.</i>						
<i>Перевірів</i>		<i>Ткач М.Р.</i>					4	87
<i>Н. контр.</i>		<i>Ткач М.Р.</i>				<i>44-ЕМ-23</i>		
<i>Затвердив</i>		<i>Нестеренко В.В.</i>						

ВСТУП

Техніко-економічні показники дизеля значною мірою визначаються роботою паливної системи. Забезпечення надійності паливної апаратури і стабільності параметрів паливopодачі протягом тривалої експлуатації – найважливіші вимоги, пропоновані до судових дизелів [1].

Основні напрями вдосконалення паливної апаратури наступні:

– головним типом паливної системи високого тиску дизеля залишається система, що складається з ПНВТ з механічним приводом від кулачкової шайби і закритої форсунки, сполучених між собою паливopроводом високого тиску;

– для МОД використовують паливні насоси золотникові, рідше – клапанні, для СОД і ВОД – тільки золотникові. Практично на усіх дизелях встановлені закриті форсунки з пружинним замиканням голки;

– МОД і СОД мають паливні насоси, автономні для кожного циліндра, у ВОД - рядні на групу циліндрів або на увесь двигун;

– паливну апаратуру МОД і СОД з великою циліндровою потужністю конструюють для вприскування низькосортного в'язкого палива за умови забезпечення міцності деталей при тиску палива до 80...250 МПа в циклових подачах до 150 г і більш;

– для дизелів, високофорсованих по середньому ефективному тиску, велике значення має надійне управління процесом уприскування палива. Воно може бути забезпечене кулачковими шайбами із спеціальним профілем різними конструкціями плунжерних пар і інших вузлів паливної апаратури, а також застосуванням паливних насосів з двома плунжерами в кожному або форсунок з електронним управлінням;

– у дизелях повністю відмовилися від регулювання ПНВТ тільки по початку подачі, зазвичай застосовують насоси з регулюванням по кінцю подачі і рідше - із змішаним регулюванням;

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

– велика увага приділяється підвищенню надійності роботи паливної апаратури і її ресурсу. Серед основних заходів щодо вдосконалення конструкції паливної апаратури необхідно відмітити наступне: забезпечення рівномірного прогрівання втулки плунжера ПНВТ при роботі дизеля на важкому паливі, ліквідація ерозійного зносу деталей насоса і форсунки, застосування втулки плунжера підвісного типу, інтенсифікація охолодження розпилювачів, усунення попадання палива через плунжерну пару в картер насоса виготовлення паливопроводів високого тиску шляхом свердління прутка, а також підвищення якості матеріалу і виготовлення деталей паливної апаратури;

– застосування акумуляторної системи уприскування палива з електронним управлінням.

Саме надійна робота, технічні і економічні показники, послужили для вибору дизельного двигуна MAN B&W 6L35MC в якості прототипу для дипломного проектування.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Двигун – реверсивний малообертовий двотактний довгоходовий крейцкопфний дизель типу 6ДКРН 35/105 (6L35MC) виробництва фірми MAN B&W; простої дії, з газотурбінним наддуванням; розташування циліндрів рядне, вертикальне; правого обертання. Поперечний переріз двигуна MAN B&W L35MC зображений на рис.1.1. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

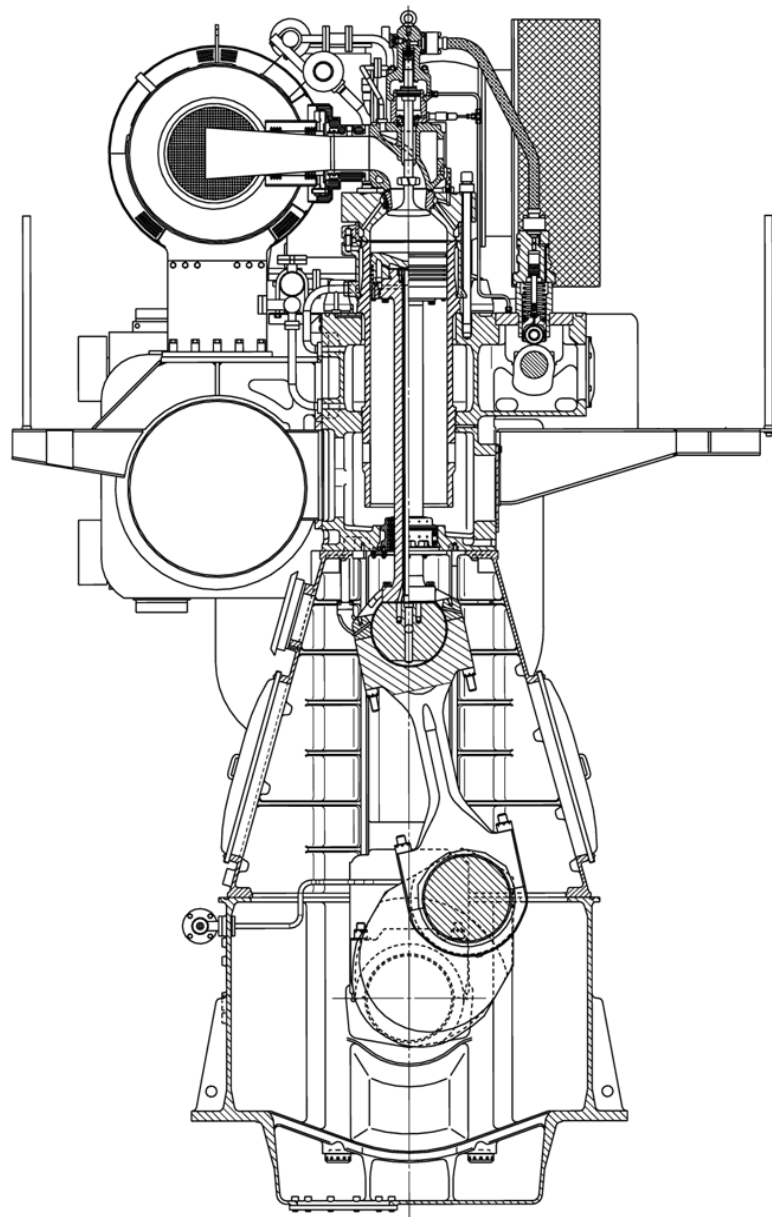


Рис. 1.1 – Поперечний переріз двигуна MAN B&W L35MC

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		7

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики двигуна

Параметр	Значення
Розмірність двигуна, D/S, мм	350/1050
Тип двигуна	2-х тактний
Кількість циліндрів	6
Розміщення циліндрів	рядний
Потужність, кВт	3900
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	210

1.2. Опис конструкції двигуна 6L35MC

Фундаментна рама двигуна спрощеної коробчатої форми – сталева суцільнозварна, кріпиться до фундаменту корпусу судна болтами на сталевих клинах. Поперечні опори – сталеві литі з отворами для виходу анкерних зв'язків. Тонкостінні сталеві вкладиші рамових підшипників залиті білим металом (бабітом). У кормовій частині піддона фундаментної рами є отвір, закрите сіткою, для зливу мастила з картера в циркуляційну масляну цистерну, розташовану під двигуном у подвійному дні корпусу судна. З корми двигуна є відсік приводів з вбудованим упорним підшипником.

Станина – сталева суцільнозварна з входними дверима в кожен відсік циліндрів і відсік приводів з боку управління (рис.1.2.). Відсік приводів має двері і з протилежного боку. Запобіжні клапани картера розташовані у верхній станини з боку газовихлопу і з носового торця. Кожен циліндр має сталеві направляючі крейцкопфа, приварених до конструкції станини.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		8

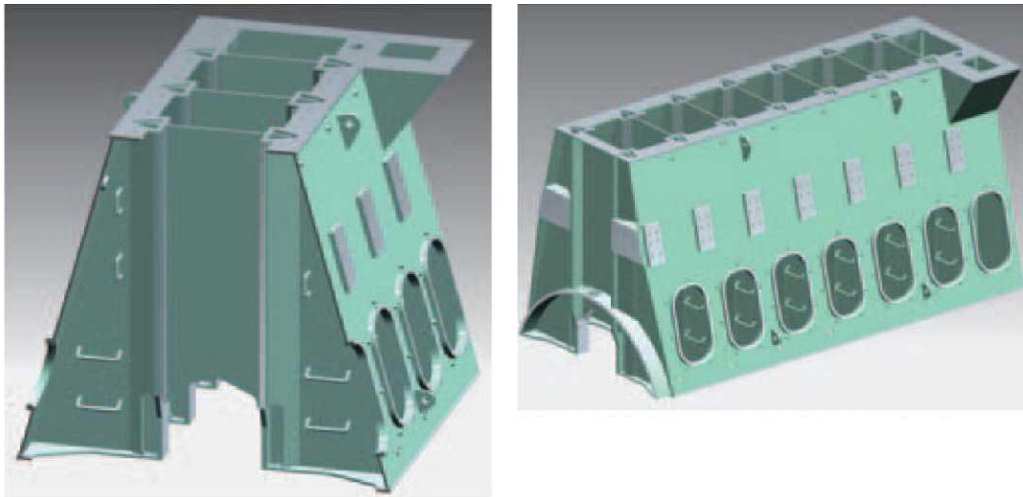


Рис. 1.2 – Станина

Блок циліндрів зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована циліндрова втулка. У верхньому бурті нижній частині втулки просвердлені отвори для 8 штуцерів циліндрової змазки. Верхня частина втулки зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині 4-ма гумовими кільцями, у верхній частині в районі сорочки охолодження – 2-ма гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою – ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по 4-м перепускним патрубкам, з сорочки в кришку циліндрів – по таким же перепускним трубкам.

Втулка циліндра – суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну (рис. 1.3). У нижній її частині є 30 продувних вікон. Як і в двигунах фірми більш ранніх модифікацій, масивний бурт вірніше частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашечного простору в кришку циліндра. Змазка циліндричної втулки забезпечується за допомогою

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		9

2-х рядів отворів циліндричної мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздавальні канавки.

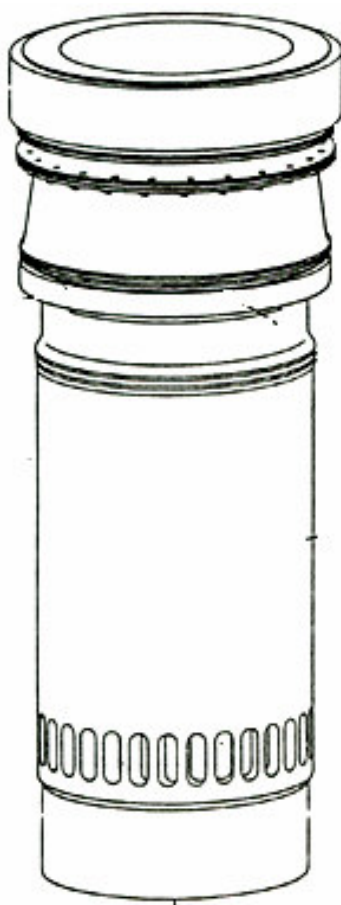


Рис. 1.3 – Втулка циліндра

Кришка циліндра – сталева лита, колпачкового типу, зі свердлінням для проходу охолоджуючої води (рис. 1.4).

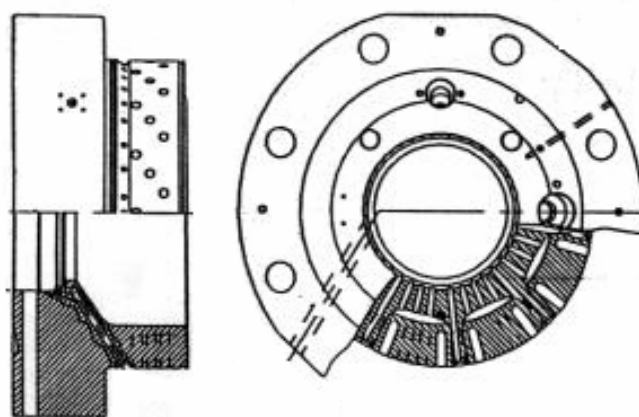


Рис. 1.4 – Кришка циліндра

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		10

У кришці розташовані дві форсунки, випускний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан. Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на 16 шпильках, що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхній частині втулки.

Поршень має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю (рис. 1.5). У поршні розміщені 4 компресійних кільця, в спідниці – 2 красномідних прирабочних паска. Поршень охолоджується маслом, яке підводиться і відводиться за допомогою свердління в поперечині крейцкопфа і сталевій трубки усередині штока. Поршень виготовлено із хромо-молібденової сталі.

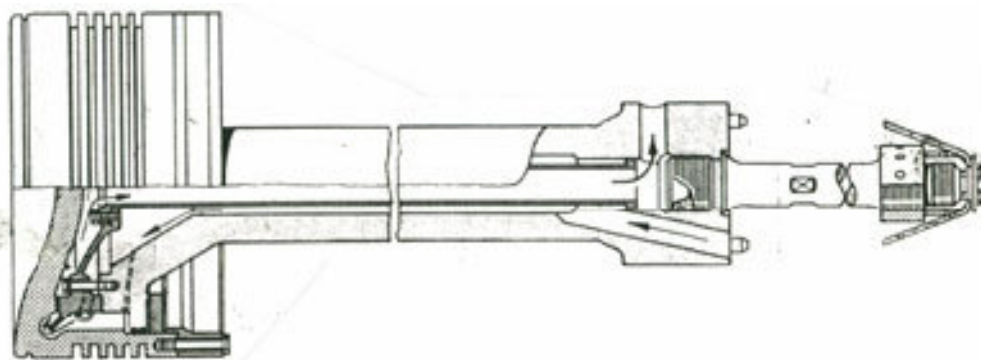


Рис. 1.5 – Поршень

Шатун виготовляється у вигляді сталевій виливки з наступним куванням і механічною обробкою. Верхня головка – вильчатого типу, верхня і нижня головки – невід'ємні. Вкладиші головного і мотильового підшипників мають тонкостінні сталеві вкладиші, залиті білим металом. Усередині шатун має свердління для проходу мастила від головного до мотильового підшипника. Шатун має порівняно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

Колінчастий вал – сталевий полузіставний, кривошипи литі, рамові шийки запресовані. З носа двигуна на валу є поршень демпфера осьових коливань (рис. 1.6). Тут же насаджена однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з урівноважувачим балансирами. З корми двигуна до колінчастого валу кріпиться 2-рядна зірочка приводу розподільного валу.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						11
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 1.6 – Колінчатий вал

Розподільний вал приводиться 2-рядним 4-дюймовим ланцюгом (рис. 1.7). Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансірів таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від сил інерції II порядку. Від розподільного валу наводиться валик лубрикаторами циліндричної мастила і регулятор частоти обертання.

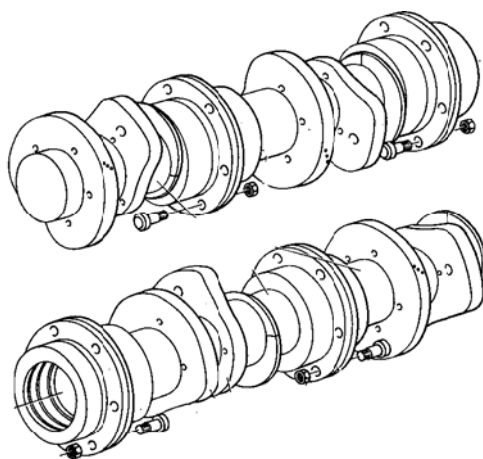


Рис. 1.7 – Розподільний вал

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

З кормового торця до розподільного валу кріпиться валик повітророзподільника. Кулаки паливо і газорозподілу і сполучні фланці ділянок розподільного валу насаджені гарячепрессовою посадкою.

Випускний клапан має чавунний литий корпус шпindel з імпеллера для провертання потоком газів, охолоджуване сідло (рис.1.8). Охолоджуюча вода по свердлінням в кришці проходить через свердління в сідлі близько від посадкового поясу, потім прямує в порожнину охолодження корпусу клапана і виходить з верхньої точки корпусу в відливну трубу.

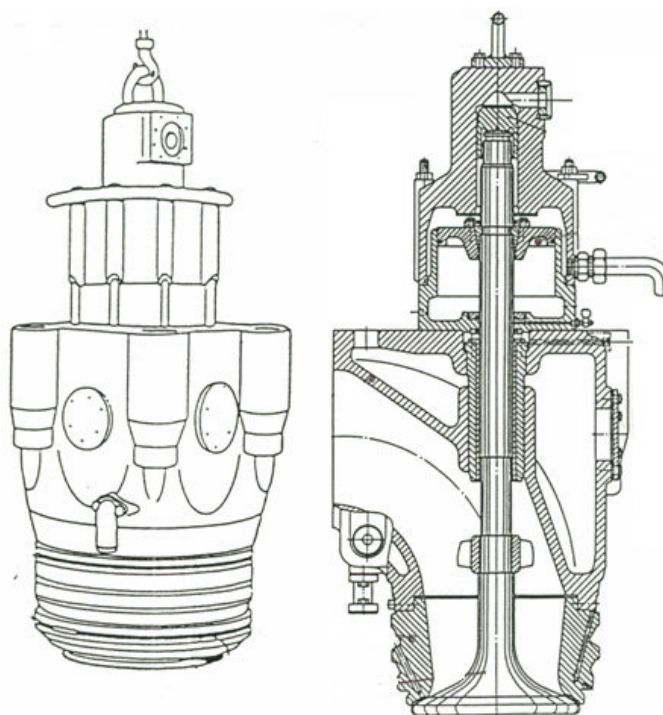


Рис. 1.8 – Випускний клапан

Посадочні пояски шпинделя і сідла наплавлені сталітом. Відкривається клапан гідравлічним поршнем, закривається пневматичним поршнем. Кріпиться клапан до кришки за допомогою 4-х шпильок. Кожен циліндр обладнаний випускним клапаном, розташованим в центрі кришки і кріпиться чотирма шпильками з гайками поворот і затиск, який виробляється гідравлічними гайковертом з певним зусиллям. Двигуни модельного ряду МС – перші двигуни компанії MAN B&W з прямоточно-клапанною продувкою. Потік повітря рухається вздовж осі циліндру з чистим витісненням продуктів згоряння без значного перемішування їх з

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

повітрям. Завдяки якісній організації процесу газообміну двигуни з такою схемою продувки мають найменші значення коефіцієнту залишкових газів.

Тангенціальне розташування вікон в плані забезпечують закручення потоків повітря, що поступає в циліндр і їх гвинтоподібний рух від продувних вікон до випускних клапанів. Тангенціальний обертальний рух зберігається до кінця стиснення і сприяють покращенню сумішоутворення.

Завдяки ефекту чистого витіснення газів, якісна очистка циліндрів досягається навіть при незначному коефіцієнту надлишку повітря (1,45...1,55).

Застосування випускних клапанів при створення сучасних МОД дозволяє підбирати найвигідніші фази газорозподілу і керувати ними за допомогою мікропроцесорної техніки на всьому діапазоні робочих навантажень.

Двигун має ізобарну систему наддуву (з постійним тиском). При зменшенні навантаження приблизно до 25% підключають електроповітродувки. Клапанні коробки у повітряному ресивері тут використовують для попередження витрат продувного повітря при роботі двох електроповітродувок, які вмикаються автоматично. Повітряний ресивер не має герметичних перегородок, які відділяють порожнину кожного циліндру, як це було виконано на МОД попереднього покоління при використанні під поршневих порожнин у якості другого ступеня наддува.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила [3].

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

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря [3, 10].

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						15
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати [4].

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

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

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

На його основі можливо:

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

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

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

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (за найгірших умов експлуатації).

Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,1013$ МПа.

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, бистрохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення Π_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,705$.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,03$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ζ_z), та в точці b (ζ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектованого. Для МОД ці коефіцієнти лежать у межах: $\zeta_z = 0,85 - 0,92$; $\zeta_b = 0,90 - 0,98$.

Приймаємо $\zeta_z = 0,94$; $\zeta_b = 0,97$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,16$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

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

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{охл}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{охл} = 0,004$ МПа.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [5]: $C = 0,87$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг - кількість водню;

$S = 0$ кг - кількість сірки

$O = 0,004$ кг - кількість кисню.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 291 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,360}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,84} \right] = 442,437$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 442,437 - 0,84 \times (442,437 - 291) = 315,23$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{315,23 + 10 + 0,03 \times 700}{1 + 0,03} = 336,146$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,360 - 0,004 = 0,356$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,93 \times P_s = 0,94 \times 0,356 = 0,349$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{14}{14 - 1} \times \frac{0,349}{0,356} \times \frac{315,23}{336,146} \times \frac{1}{1 + 0,03} \times (1 - 0,089) = 0,875$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено. На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						19
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$n_l = 1,372$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,349 \times 14^{1,372} = 13,02$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l-1} = 336,146 \times 14^{1,372-1} = 896,039$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,705}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,983$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 0,983} = 1,0001$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0001 + 0,03}{1 + 0,03} = 1,0001$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,94}{0,97} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0001 - 1}{1 + 0,03} \right) \times 0,969 = 1$$

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		20

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

$$C = \frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 2000$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1729$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,16 \times 13,02 = 15,103$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1}{1,16} \times \frac{1729}{896,039} = 1,663$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,663} = 8,418$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						21
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,287$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1729 \times \frac{1}{8,418^{1,287-1}} = 938,181$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{15,103}{8,418^{1,287}} = 0,974$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$= \frac{13,02}{14 - 1} \times \left[1,16 \times (1,663 - 1) + \frac{1,16 \times 1,663}{1,287 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,418^{1,287-1}} \right) - \frac{1}{1,372 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{14^{1,372-1}} \right) \right] = 2,166$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,166 \times 0,98 \times (1 - 0,089) = 1,934$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,356 \times 0,875}{2,705 \times 0,495 \times 315,23 \times 1,934} = 0,165$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,165 \times 42700} = 0,51$$

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						22
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,934 \times 0,95 = 1,837$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,51 \times 0,95 = 0,47$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,165}{0,95} = 0,174$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,35^2 \times 1,26 \times 1 \times 1,837 \times 210 \times 6 = 3900,329$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{3900,329 - 6500}{3900,329} = 0,00506\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с:

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

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_n \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,35^2}{4} \right) \times 1,26 \times \left(\frac{0,356 \times 10^6}{287 \times 315,23} \right) \times 0,875 \times 6 \times 1 \times \left(\frac{210}{60} \right) \times 1,1 = 8,038$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 8,038 + 0,174 \times \frac{3900}{3600} = 8,227$$

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,7865 \times 0,36 = 0,283$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 938,181 \times \left(\frac{0,283}{0,974} \right)^{\frac{1,287-1}{1,287}} = 712,36$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

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

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,705 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,705 \times 0,495) = 1,308$$

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

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

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,308 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,308 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,705 - 1) \times 0,495}{1,308 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,705 \times 0,495}{1,308 \times 259,8}} = 282,416$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 712,36) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 712,36} = 1,382$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

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

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						24
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,382}{1,382 - 1} \right) \times 282,416 \times 712,36 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,283}{0,1013} \right)^{\frac{1,382-1}{1,382}}} \times 0,96 \times 0,86 \times 8,227 \right]}{8,038 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,84}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,554$$

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,554 \times 0,1013 = 0,36$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,36 - 0,36}{0,36} = 0\%$$

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

2.2 Розрахунок індикаторної діаграми

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

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами [8]:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в табл. 2.1. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми наведено в табл. 2.2.

Таблиця 2.1 – Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,372
Показник політропи розширення n_2	1,287
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,02
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,103
Ступінь попереднього розширення ρ	1,663
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	15,10	
1,00	13,02	15,10
1,66	6,59	15,10
2,28	4,32	10,34
2,90	3,13	7,76
3,51	2,42	6,16
4,13	1,95	5,07
4,75	1,62	4,29
5,36	1,37	3,70
5,98	1,19	3,25
6,60	1,04	2,89
7,21	0,92	2,60
7,83	0,83	2,35
8,45	0,75	2,15
9,07	0,68	1,97
9,68	0,62	1,82
10,30	0,57	1,69

10,92	0,53	1,58
11,53	0,49	1,48
12,15	0,46	1,39
12,77	0,43	1,31
13,38	0,40	1,24
14,00	0,38	1,17
14,00		0,38

Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

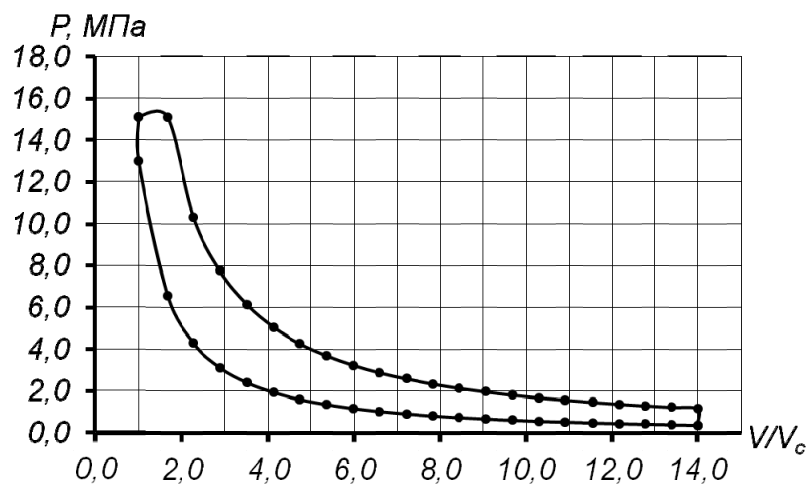


Рис. 2.1 – Індикаторна діаграма

2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу MAN B&W 6L35MC, який має основні параметри, що надаються у табл. 2.3.

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 3,6$) двигун належить до машин с високим тиском наддуву [8].

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 1,837$ МПа) двигун має високе значення форсування по цьому параметру.

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,47$) двигун відповідає високому рівню економічності, йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,174$ кг/кВт•год).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 15,103$ МПа) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів великого форсування по $Лк$, тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1729$ К) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною (712 К) конструкція відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів.

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується середнім рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції.

Таблиця 2.3 – Основні параметри двигуна типу MAN B&W 6L35MC

Ефективна потужність	N_e	кВт	3900
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,837
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	15,103
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,283
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,36
Температура повітря в ресивері	T_s	К	315,2
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1729
Температура газів перед турбіною	T_t	К	712
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,705
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,174
Ефективний ККД	η_e		0,47

2.4 Динамічний розрахунок двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_r і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила [4]:

$$P_{руш} = P_r + P_j.$$

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						28
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.2).

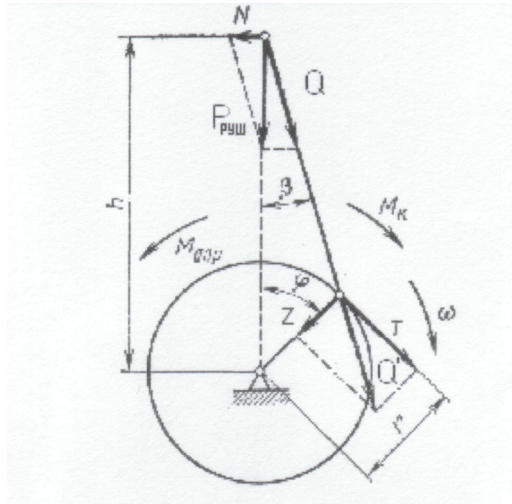


Рис. 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$P_r = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально.

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У табл. 2.4 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в табл. 2.5 – 2.6. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.5.

На рис. 2.3 P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 2.4 N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 2.5 T_E – сумарні дотичні сили, T_E^{cp} – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,35
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	210
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	15,103
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,349
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,36
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,364
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	1000
Радіус кривошипа	м	r	0,5025
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n_1	1,372
Показник політропи розширення		n_2	1,287
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,663
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	180	0,349	1,606	1,955	0,000	-1,955	0,000
15	195	0,354	1,643	1,997	-0,189	-1,977	-0,335
30	210	0,370	1,727	2,097	-0,386	-2,009	-0,714
45	225	0,399	1,785	2,185	-0,575	-1,951	-1,138
60	240	0,450	1,722	2,171	-0,708	-1,699	-1,526
75	255	0,533	1,449	1,982	-0,727	-1,215	-1,726
90	270	0,672	0,919	1,591	-0,606	-0,606	-1,591
105	285	0,917	0,142	1,060	-0,389	-0,101	-1,124
120	300	1,381	-0,803	0,578	-0,189	0,126	-0,595
135	315	2,342	-1,785	0,557	-0,147	0,290	-0,498
150	330	4,515	-2,646	1,869	-0,344	1,447	-1,232
165	345	9,092	-3,234	5,857	-0,553	5,515	-2,051
180	360	13,041	-3,443	9,598	0,000	9,598	0,000
195	375	15,103	-3,234	11,869	1,121	11,174	4,155
210	390	10,745	-2,646	8,099	1,491	6,269	5,340
225	405	5,806	-1,785	4,021	1,058	2,095	3,592
240	420	3,537	-0,803	2,734	0,892	0,595	2,814
255	435	2,410	0,142	2,552	0,936	-0,244	2,708
270	450	1,800	0,919	2,719	1,036	-1,036	2,719
285	465	1,447	1,449	2,897	1,063	-1,776	2,523
300	480	1,235	1,722	2,957	0,964	-2,313	2,078
315	495	1,105	1,785	2,890	0,761	-2,581	1,506
330	510	1,027	1,727	2,754	0,507	-2,639	0,938
345	525	0,986	1,643	2,629	0,248	-2,604	0,440
360	540	0,973	1,606	2,579	0,000	-2,579	0,000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град			60					
j°	T _E						T _E	T ^{ср} _E
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	-1,526	-0,595	0,000	2,814	2,078	2,77	4,07
15	-0,335	-1,726	-0,498	4,155	2,708	1,506	5,81	4,07
30	-0,714	-1,591	-1,232	5,340	2,719	0,938	5,46	4,07
45	-1,138	-1,124	-2,051	3,592	2,523	0,440	2,24	4,07
60	-1,526	-0,595	0,000	2,814	2,078	0,000	2,77	4,07
							16,28	

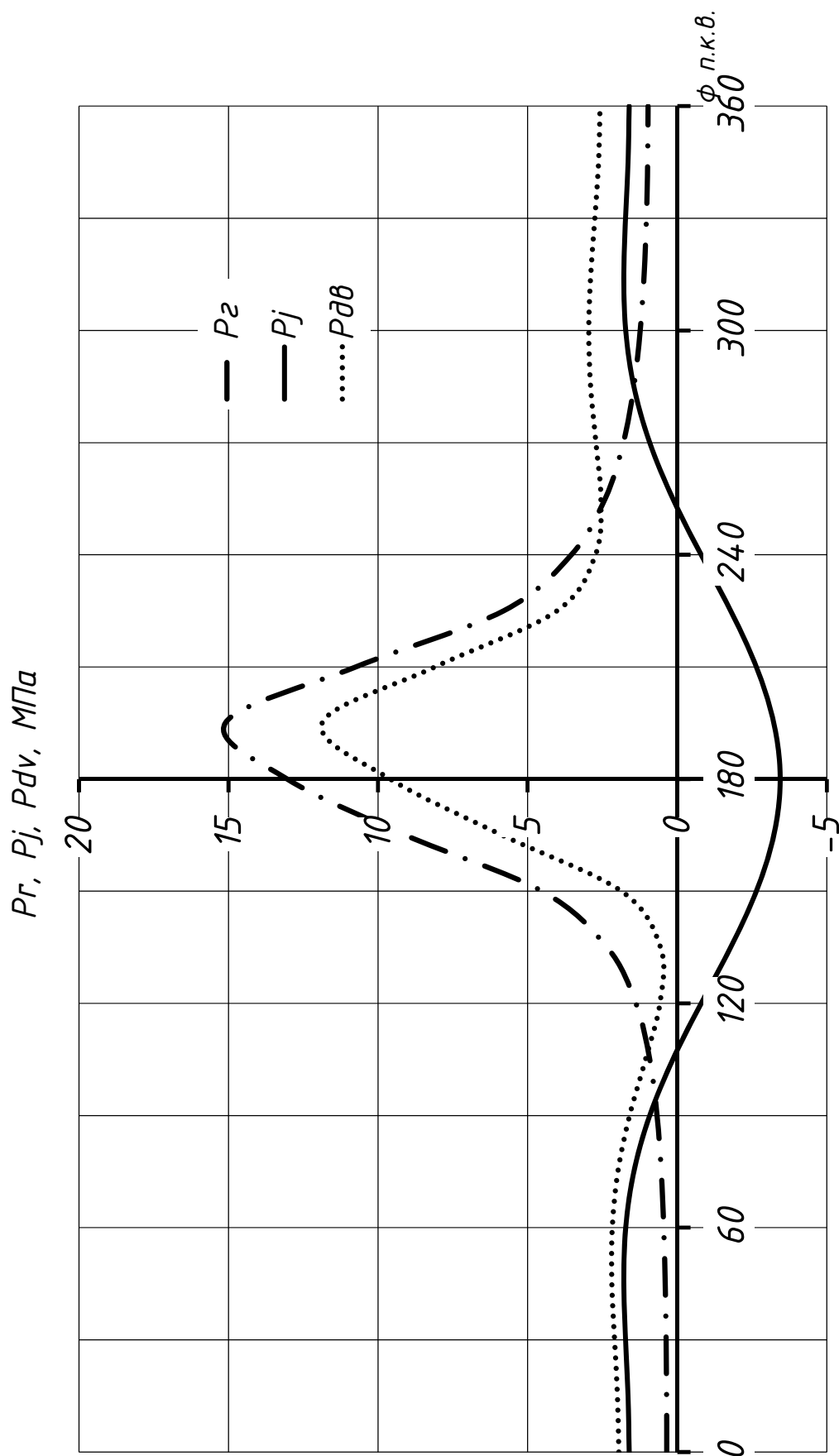


Рис. 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

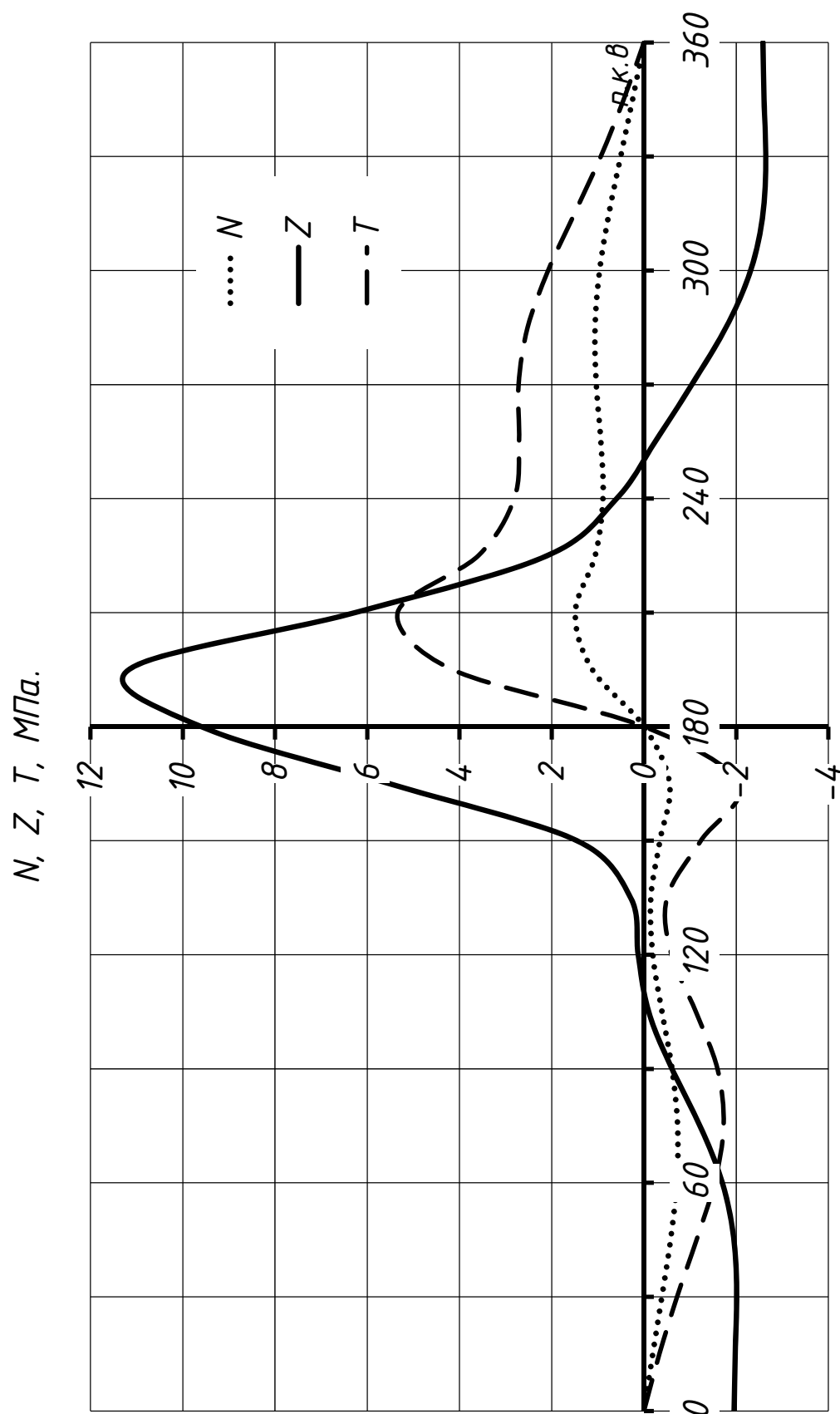


Рис. 2.4 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

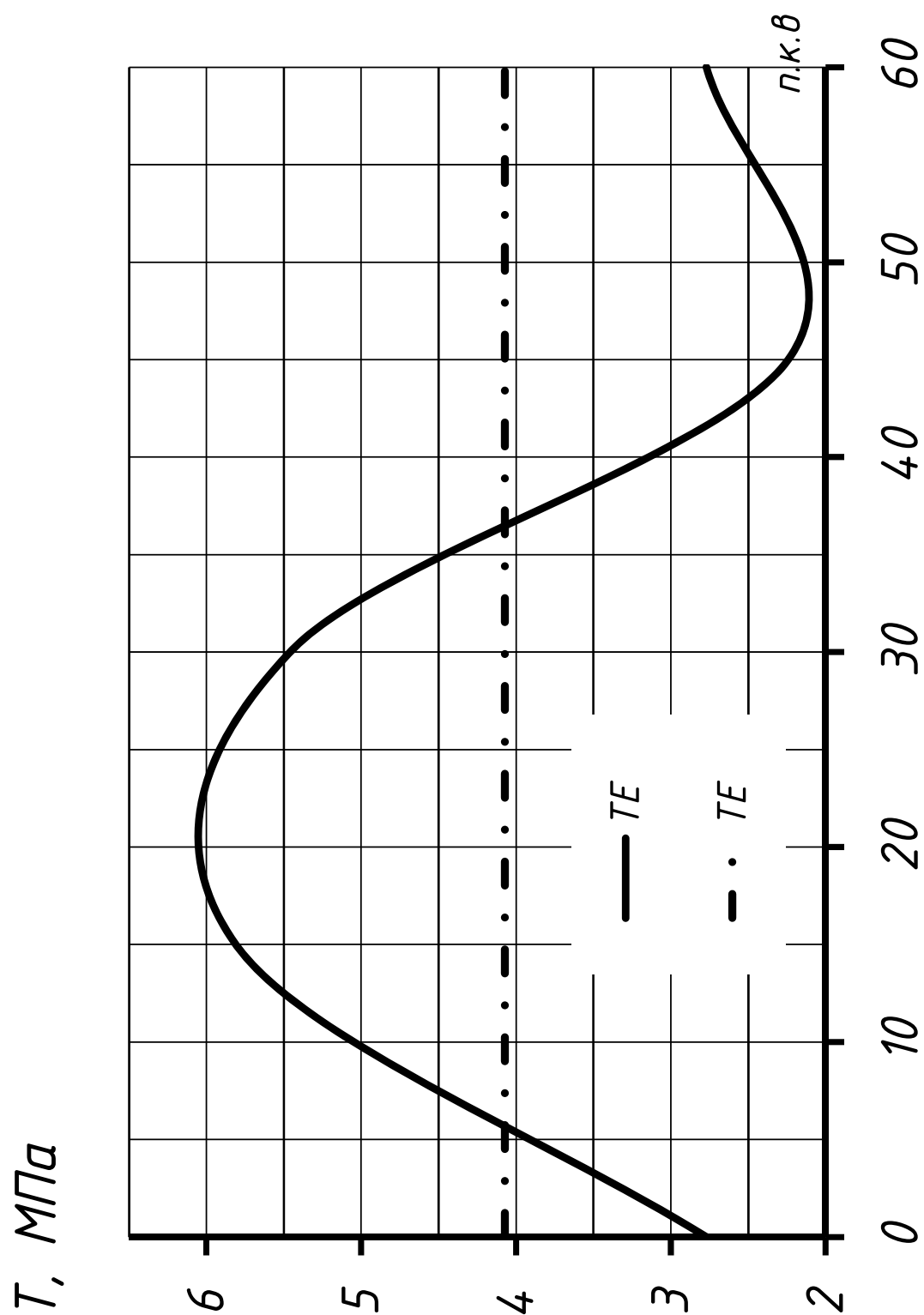


Рис. 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

2.5 Розробка систем двигуна

Система пускового повітря складається з елементів системи управління і системи пускового повітря. Система управління електричного/пневматичного типу. Вона спроектована для:

- управління з місцевого поста двигуна;
- дистанційного керування з ЦПУ.

Система складається з трьох підсистем:

- системи реверсування;
- системи захисту;
- система регулювання.

За допомогою системи регулювання можна запускати і зупиняти двигун і управляти їм. Функції Пуску і Зупинки проводяться пневматично.

Під час дистанційного керування регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою управління з пульті управління, яка посиляє електричний/ пневматичний сигнал регулювальників.

Частота обертання двигуна залежить від величини сигналу. Регулювальник підтримуватиме цю частоту обертання незалежно від навантаження двигуна.

При управлінні з місцевого поста управління двигуна регулювальник від'єднаний від паливних насосів, і регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою регулювання.

У системі реверсування є два пневматичні клапани (Вперед і Назад). Ці клапани управляють циліндром реверсу розподільника повітря і пневмоциліндрами для реверсування роликів штовхачів паливних насосів.

Система захисту забезпечується повітрям окремо і управляється системою контролю двигуна (з окремим підведенням енергії). В разі зупинки система захисту подає пневмосигнал до перепускного клапана на кожному паливному насосі, таким чином припиняючи подачу палива

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						35
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

високого тиску після чого двигун зупиняється. Система захисту включена під час всіх режимів управління двигуном.

Головний пусковий клапан вбудований в магістраль пускового повітря. Головний пусковий клапан складається з великого кульового клапана і, як варіант, меншого кульового клапана, який служить як байпасний для великого клапана. Обидва клапани управляються пневматичними виконавчими механізмами.

За наявності меншого кульового клапана буде встановлений регулювальний гвинт для налаштування частоти обертання повільного провертання.

Крім того, вбудований безповоротний клапан який запобігає зворотному прориву в разі надмірного тиску в трубопроводі пускового повітря.

Головний пусковий клапан обладнаний блокуючим пристроєм, що складається з пластини, яка, за допомогою маховичка, може заблокувати виконавчий механізм.

Кульові клапани і їх виконавчі механізми вбудовані разом з безповоротним клапаном і блокуючим пристроєм, в єдиний блок. Виконавчі механізми кульового клапана управляються пневматичними клапанами. При нормальному пуску обидва кульові клапани будуть відкриті.

Розподільник повітря встановлений в кормовій частині двигуна і приводиться безпосередньо від кормового кінця розподільного валу. Він управляє пусковими клапанами.

Реверсування розподільника повітря виконується пневмоциліндром, який переміщає пускові кулачки в осьовому напрямленні щоб задіяти комплект кулачків, який відповідає напрямленню обертання, заданому командою.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						36
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливна система спроектована таким чином, щоб була можливість роботи двигуна як на дизельному паливі, так і на мазуті. Із баку паливо подається до насосу подачі з приводом, завдяки якому досягається тиск приблизно 4 бар в елементі системи з низьким тиском. Це необхідно для запобігання випаровування палива в продувочному вікні в робочому діапазоні температур. Продувочне вікно з'єднано з паливним баком через автоматичний газопропускний клапан, який перепускає газ, але не перепускає паливо. З частини паливної системи з низьким тиском паливо подається в насос з електроприводом, який подає паливо через нагрівник і паливний фільтр, розташований перед впуском. Для забезпечення необхідного наповнення паливних насосів, КПД електропровідних насосів вище, ніж кількість палива, споживаємого дизельним двигуном. Залишок палива рециркулюється з двигуна через продув очне вікно. Щоб підтримувати постійний тиск палива в вприскуєчих насосах, в паливній системі двигуна встановлений пружинний перепускний клапан. На рівні насосів подачі тиск палива повинен бути 7-8 бар, на рівні циркуляційних насосів – 10 бар. Коли двигун зупинено, циркуляційний насос буде продовжувати подавати паливо в паливну систему, цим самим підтримуючи систему в підігрітому стані. Якщо автоматичне подання підігрітого палива, коли двигун не працює, не відбувається, існує ризик появи несумісної суміші мазуту і дизельного палива. У будь-якому випадку не рекомендується використовувати дизельне паливо. У особливих випадках перемикання на дизельне паливо може стати необхідним, і це може бути здійснено у будь-який час, навіть коли двигун не працює. Таке перемикання може стати необхідним, якщо судно не працюватиме довгий час з холодним двигуном, наприклад при необхідності в ремонті судна, зупинка більше 5 днів або знаходження в доках.

При роботі форсунки (рис. 2.6) частина палива перетікає по дренажному отвору з каналу підведення палива в порожнину, утворену зовнішньою

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						37
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

стілкою каналу і проміжним поршнем. Зовнішній виступ на зовнішній поверхні каналу і внутрішній виступ на проміжному поршні, виконані під кутом 45° , утворюють клапанну пару. В результаті дроселювання палива у порожнині над клапанною парою встановлюється деякий постійний тиск, величина якого залежить від тиску уприскування. Якщо величина тиску в цій порожнині недостатня для відкриття клапана, зовнішній поршень своїм виступом упирається в торець проміжного поршня, зберігаючи попереднє зтягування пружини незмінним.

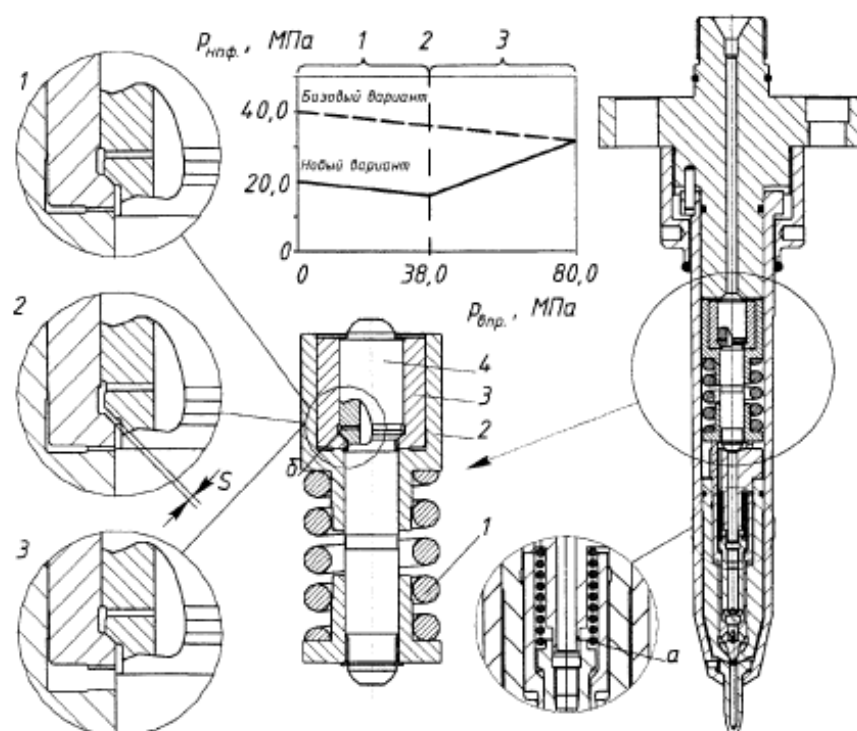


Рис. 2.6 – Форсунка малооборотного двигуна з механізмом автоматичної зміни тиску початку уприскування і нижнім розташуванням циркуляційного клапана: *a* – дренажний отвір циркуляційного клапана; *б* – дренажний отвір клапана управління зтягуванням пружини голчастого клапана; *1* – пружина голчастого клапана; *2* – зовнішній поршень; *3* – проміжний поршень; *4* – канал підведення палива до голчастого клапана

При збільшенні тиску уприскування зростання тиску в порожнині клапанної пари призводить до її відкриття і частина палива перетікає в

порожнину між торцем проміжного і виступом зовнішнього циліндра, примушуючи зовнішній поршень опускатися вниз, збільшуючи тим самим початкове затягування пружини голчастого клапана. В результаті тиск початку відкриття голчастого клапана розпилювача збільшується пропорційно зростанню тиску впрыскування, аж до 38 МПа. Оскільки форсунки двотактних двигунів містять велику кількість рухливих деталей, багато з яких підігнаний один до одного прецизійно, у край важливо, щоб при установці форсунки в кришку циліндра не виявилось напруги, здатної привести до їх деформацій. Для цього використовуються спеціальні амортизатори (рис. 2.7), які є циліндром, заповненим набором тарілчастих пружин.

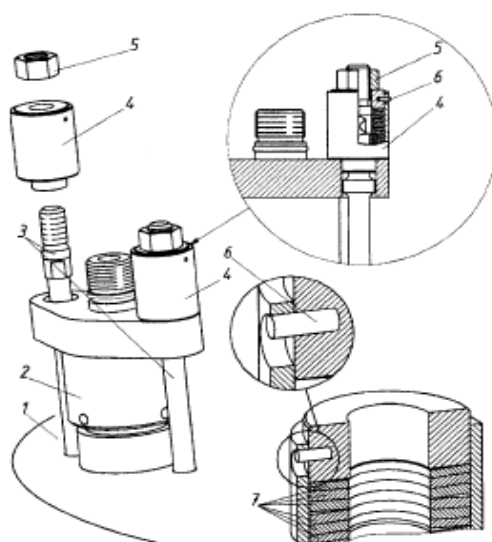


Рис. 2.7 – Пружний амортизатор нормування величини затягування форсунки (двигуни серії МС і МЕ фірми MAN) : 1 – кришка циліндра; 2 – форсунка; 3 – шпильки кріплення форсунки; 4 – пружний амортизатор; 5 – гайка кріплення форсунки; 6 – контрольний штифт; 7 – набір тарілчастих пружин

Амортизатори надіваються на шпильки кріплення і спираються своїм днищем на фланець форсунки. Зусилля затягування від гайок через верхню шайбу передається на фланець форсунки через набір пружин. У корпусі

амортизатора є контрольний отвір, в якому розміщено штифт, запресований у верхню шайбу. При правильній затяжці штифт займає центральне положення в контрольному отворі. У MAN L42MC може бути встановлено дві або три форсунки на один циліндр. Кількість ліній високого тиску відповідає числу форсунок. На рисунку представлений загальний вигляд і розташування ліній високого тиску на кришці циліндра. Двигуни MAN L42MC мають середнє розташування паливного насоса, від якого паливо по загальній трубі подається до паливного розподільника і далі від нього по відділовим трубопроводам до форсунок. Паливні трубки далеких форсунок для зручності монтажу зроблені роз'ємними. А наявність на трубках масивного фланцевого з'єднання знижує їх резонансну частоту. Всі труби високого тиску поміщені в гофровані рукави, виконані з катаної сталевий стрічки. Згори ці рукави покриті оболонкою з плете-ного сталевий дроту. Простір між трубою і захисним кожухом через свердління у фланцях сполучається з порожниною коробки для збору протічок. Зовнішня оболонка також виконує функції теплового екрану, запобігаючи трубопровід високого тиску від швидкого охолодження. Використання ланцюгового приводу розподільного валу дозволяє розмістити насоси високого тиску у безпосередній близькості від кришок циліндрів. Тому, в цих двигунах не використовуються проміжні трубопроводи і ділянки, а паливо прямо з кришки насоса поступає в трубопровід відповідної форсунки. Як і в двигунах серії RTA, простори між трубою і захисним кожухом використовуються для збору протікань, які через свердління у фланцях з'єднуються з дренажними отворами в кришці насоса. Кожен паливний насос, у свою чергу, за допомогою відвідної трубки сполучений із загальним зливним баком, в якому встановлено реле рівня. Зливний бак обладнаний перепускним клапаном, в нижній частині якого є зливна трубка, звідки невеликі протікання виводяться назовні, не діючи на реле рівня. У разі тріщин в трубопроводах або при великих протіканнях в системі прохідний

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

переріз згаданої трубки недостатньо для відведення збільшеного кількості палива, і рівень палива в зливному баку стає достатнім для спрацьовування перепускного клапана. Збільшений рівень палива призводить до подання сигналу від реле рівня.

Розглянутий вище принцип одночасного регулювання циклової порції і кута початку подання палива має один істотний недолік - регулювання здійснюється по жорсткому алгоритму, який в процесі роботи не може бути змінений. Необхідність в гнучкішому регулюванні може виникнути при істотних відхиленнях режимів роботи від номінальних, при переході на інші сорти палива і їх суміші, а також в ряду інших випадків. З метою гнучкішого регулювання процесу паливоподачі, фірма Burmeister & Wain розробила схему золотникового насоса зі змінюваним кутом випередження уприскування палива (система Variable injection timing далі - VIT). Згодом цю систему успадкувала фірма MAN, яка до цього дня використовує її у своїх розробках. Загальний вигляд паливного насоса з системою VIT на рисунку.

У насосах подібного типу зміна кута випередження здійснюється осьовим переміщенням втулки плунжера відносно самого плунжера. При цьому змінюється положення відсічних отворів відносно верхньої кромки плунжера і, отже, момент їх перекриття відносно кута повороту колінчастого валу двигуна.

Для використання важких палив на усіх режимах роботи двигуна насоси і форсунки спроектовані таким чином, що під час стоянки і в періоди між впрысками підігріте паливо циркулює в системі, забезпечуючи її обігрів. Корпус паливного насоса (рис. 2.8) має квадратну основу, якою він кріпиться до корпусу штовхальника. Для збору протікань на підставі насоса виконана спеціальна канавка, звідки протікання палива стікають в спеціальну дренажну трубу.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

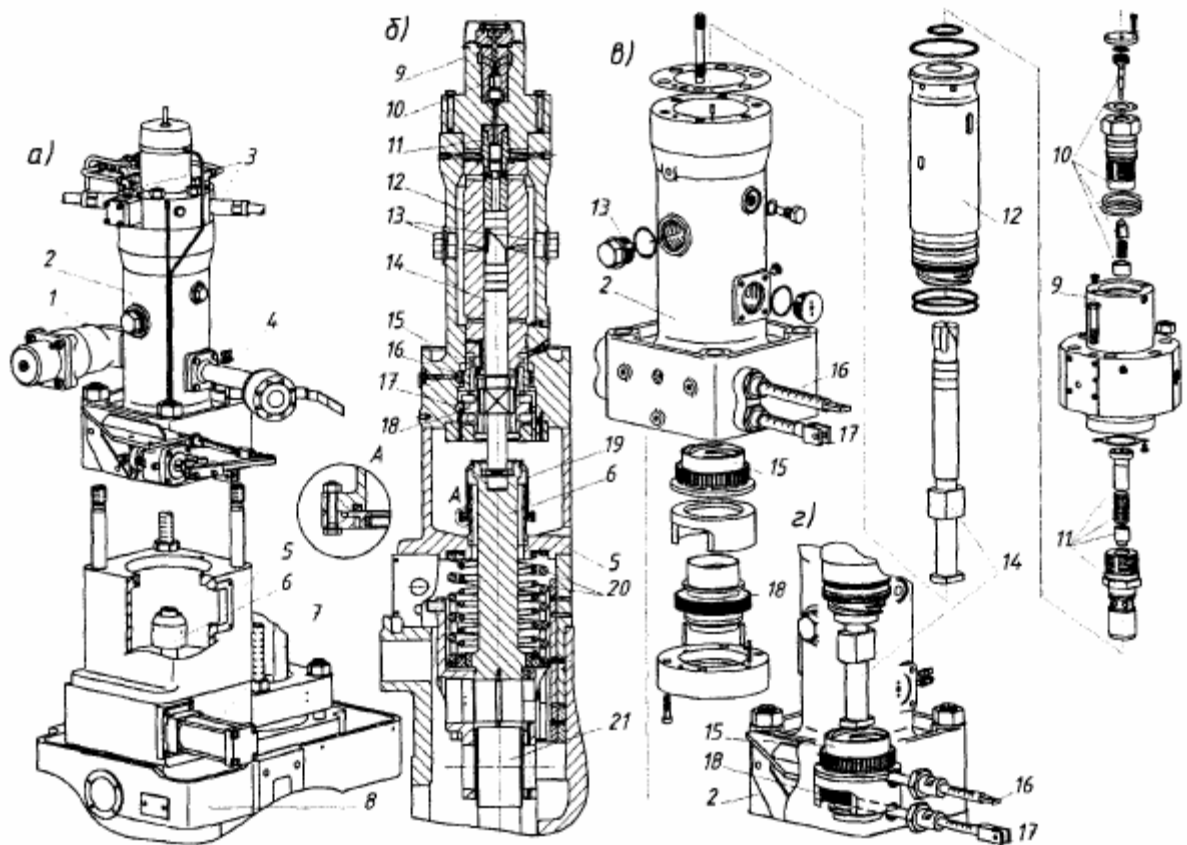


Рис. 2.8 – Паливний насос малооборотного двигуна серії МС фірми MAN із золотниковим регулюванням циклового подання і кута випередження уприскування палива (система VIT): 1 – пружинний демпфер тиску; 2 – корпус ПНВТ; 3 – трубки високого тиску; 4 – патрубок підведення палива до насоса; 5 – корпус штовхальника; 6 – штовхальник; 7 – пневматичний циліндр приводу механізму реверсування; 8 – корпус розподільного валу; 9 – кришка насоса; 10 – перепускний клапан; 11 – всмоктуючий клапан з верхньої направляючої плунжерної втулки; 12 – втулка плунжера; 13 – змінні пробки; 14 – плунжер; 15 – поворотна втулка регулювання випередження подання; 16 – зубчаста рейка регулювання випередження подання; 17 – втулка розвороту плунжера; 18 – зубчаста рейка регулювання циклового подання палива; 19 – ковзаюча манжета штовхальника; 20 – поворотні пружини; 21 – ролик штовхальника

Паливо до ПНВТ подається по трубопроводу через фланцеві з'єднання на передній стінці корпусу від циркуляційного насоса з електроприводом. Тиск палива в контурі низького тиску підтримується постійним за допомогою байпасного клапана, розташованого між головною паливною магістраллю і трубопроводом повернення палива.

Тиск палива в контурі низького тиску підтримується постійним за допомогою байпасного клапана, розташованого між головною паливною магістраллю і трубопроводом повернення палива. Згори на кришці насоса встановлений перепускний клапан, що відділяє нагнітальну порожнину насоса від зливної магістралі. При роботі двигуна клапан знаходиться в закритому стані, розмежовувавши смуги. У верхній частині корпусу клапана встановлений поршневий пневмопривід, з допомогою якого через шток клапан утримується у відкритому стані. Клапан служить для швидкої (аварійною) зупинки двигуна, а також при прокачуванні системи.

Розрахунок паливної системи двигуна наведено в табл. 2.7.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						43
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.7 – Розрахунок паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	17915,04
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,174
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3900
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	22,58
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захищення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	1,60
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,41
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_\phi = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жн}}$	0,04
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жн} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,96
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	16286,40
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	2,95
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00

8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	102,80
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	50,40
		приймаємо	51,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{u \max}^{0,303}$ при $g_u < 10$ г	
		приймаємо	36,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{u \max} - 10)$	35,05
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{u \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	11,22
	Кількість циліндрів	i	6,00
	Частота обертання, об/хв	n	210,00
	Коефіцієнт тактності	z	1,00
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм 3 + 0,218(d_r -20) при $d_r > 20$ мм	6,49
		приймаємо	7,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм 0,4 + 0,0012(D -250) при $D > 250$ мм	0,52
		приймаємо	0,60
	Діаметр циліндра, мм	D	350,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	2,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	1,20

Система змащення

Масляна система з "сухим" картером (рис. 2.9) застосовується для МОД і СОД. У таких системах масло самопливно зливається в циркуляційні цистерни, розміщені під двигуном. Масло, що збирається в нижній частині картера ГД 5 після змазування і охолодження підшипників, спрямовується в одну з циркуляційних цистерн 17. Один з циркуляційних насосів 14 подає масло через приймальний фільтр 18 з цистерн 17 через фільтр 13, маслоохолоджувач 12 і дросельний клапан 8 на змащуванні підшипники. На охолодження поршнів масло поступає по трубопроводу 7. Блок масляних фільтрів 12 очищається автоматично, при цьому брудна масло стікає в стічну цистерну 15, а чисте - в циркуляційну.

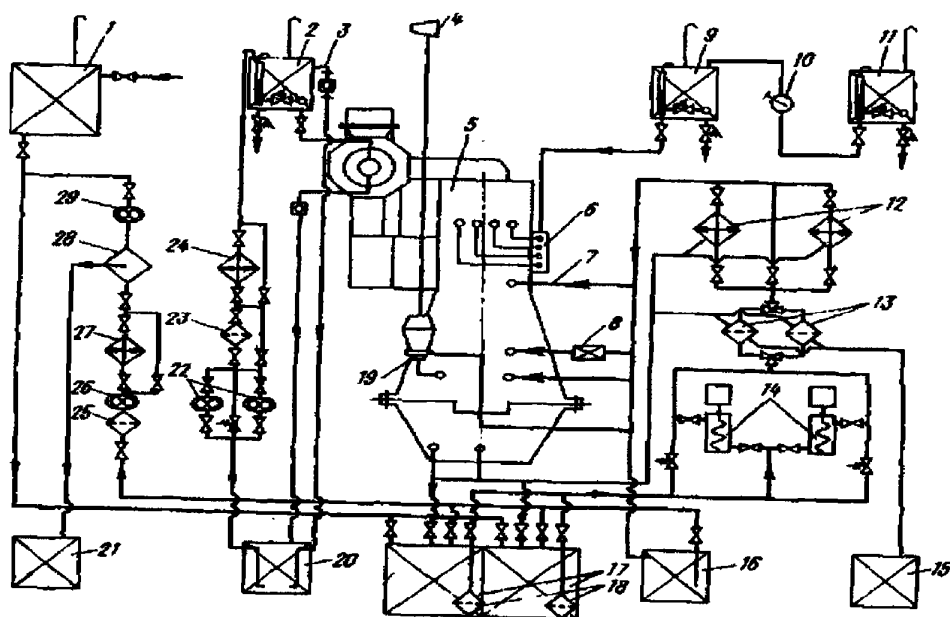


Рис. 2.9 – Система змащення

Протікання масла з сальників штоків ГД, піддонів фільтрів і шахтних масляних цистерн зливають в цистерну 16 збору протікань масла. Вентиляція картера ГД забезпечується повітряною трубою з сапуном 19 і ежекційною голівкою 4. Масло з циркуляційних цистерн 17 і цистерни 16 сепарується сепаратором 28, воно подається через фільтр 25 насосами 26 і 29. Насоси 6 (лубрикатори) автоматично подають циліндрове масло на змазування циліндрових втулок з витратної цистерни 9. Із запасної цистерни циліндрової масла 11 ручним масляним насосом 10 масло подається у витратну цистерну циліндрової масла.

Для змазування підшипників турбокомпресора використовують автономну систему, робота якої повністю автоматизована. Один з насосів 22 приймає масло із стічно-циркуляційної цистерни 20 і подає його через фільтр 23 і маслоохолоджувач 24 в напірну цистерну 2, розташовану на 7-10 м вище за турбокомпресор. З напірної цистерни масло самопливно поступає до підшипників турбокомпресора і від них зливається назад в цистерну. Схема забезпечує безперервну сепарацію масла, перед сепарацією масло підігрівається в паровому підігрівачі 27, відходи сепарації віддаляються в

цистерну 21. Запас циркуляційної масла знаходиться в цистерні 1. Напірна цистерна забезпечує змазування підшипників при короткочасному знеструмленні судна або припиненні подання масла від насосів по При переповнюванні цистерни масло зливається в стічну цистерну 20 по трубопроводу переливання 3. Як видно з малюнка, двигун типу ДКРН має складну масляну систему, яка включає декілька незалежних систем : напірну - для мастила механізму руху і для охолодження поршнів; гравітаційну - для мастила ГТН; лінійну - для мастила циліндрів; напорну - для мастила механізмів приводу паливних насосів і системи газорозподілу.

Гідністю циркуляційного мастила з "сухим" картером є триваліший термін служби масла внаслідок меншої інтенсивності його забруднення і окислення. Це стало можливим в результаті винесення запасу циркуляційної масла за межі картера в циркуляційну цистерну.

Проте дана система має істотні недоліки:

- підвищену складність із-за збільшення числа механізмів, пристроїв, кількості арматури і довжини трубопроводів;
- підвищені витрати потужності на привід насосів

Система змащення повинна забезпечувати живлення маслом всі тертьові частини дизеля з метою зменшення втрат на тертя й зношування, а також для часткового відводу з маслом теплоти, що виділяється при терті.

Система змащення включає:

- а) насос масляний для циркуляційної системи змащення вертикальний, гвинтовий, електроприводний, $Q = 355 \text{ м}^3/\text{год}$, $P = 4,5 \text{ кг/см}^2$;
- б) насос для змащення підшипників ГТН, горизонтальний, зубчастий, електроприводний, $Q = 5 \text{ м}^3/\text{год}$, $P = 30 \text{ кг/см}^2$;
- в) насос для змащення приводів, горизонтальний, ротаційно-зубчастий, електроприводний, $Q = 3,3 \text{ м}^3/\text{год}$, $P = 3 \text{ кг/см}^2$;
- г) блок фільтрів масла, сітчастий, для циркуляційної системи змащення, складається з 2-х однакових секцій, що працюють паралельно, що фільтрує

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

поверхня 7970 см². Очищення фільтра автоматизоване, керування очищенням дистанційне, зі ЦПУ;

д) фільтр магнітний, установлюється послідовно за блоком сітчастих фільтрів.

е) фільтр грубого очищення масла;

ж) насос системи централізованого змащення типу MIPCOMBI імпульсний, із приводом від дизеля й ручним приводом;

з) лубрикатори з автоматичним поповненням, установлюється окремо на кожний циліндр;

и) фільтр тонкого очищення масла;

к) регулятор температури непрямої дії, ДУ200, регулює температуру циркуляційного масла, зона нерівномірності регулювання від 6 °С до 12 °С. Регулювальний орган установлюється в системі охолодження забортною водою;

л) холодильник циркуляційного масла горизонтальний, трубчастого типу, поверхня охолодження 160 м². Забезпечує нормальну експлуатацію при температурі охолоджувальної забортної води на вході в холодильник не вище 35 °С;

м) холодильник турбінного типу масла трубчастого типу, поверхня охолодження 6 м², забезпечує нормальну експлуатацію при температурі охолоджувальної води не вище 32 °С;

н) сепаратор масла - вертикальна, відцентровий, максимальна продуктивність Q = 3000 л/год.

Температура масла на вході в дизель, при якій забезпечується надійний пуск + 25 °С.

Температура масла (при експлуатації):

- при вході в дизель, не нижче + 32 °С;

- на виході з дизеля, не вище + 65 °С;

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Очищення холодильників відбувається відповідно до рекомендацій, викладеними в інструкції з обслуговування дизеля.

Елементи системи змащення. Масляні насоси, що подають масло в нагнітальну магістраль або в цистерну безупинно, називають циркуляційними. Вони бувають шестеренними або гвинтовими. На великих суднових двигунах циркуляційні насоси мають автономний привод, найчастіше електричний, на інші вони є навісними.

Масляний насос (рис. 2.10) має три секції: дві відкачуючі й одну нагнітаєму. Наявність двох відкачуючих секцій забезпечує надійну відкачку масла при подовжніх нахилах дизеля.

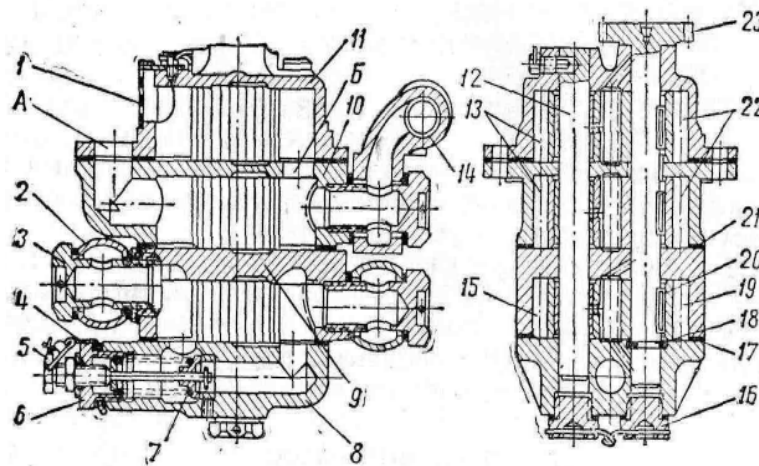


Рис. 2.10 – Масляний насос: 1 – сітка; 2 – наконечник; 3 – затиск; 4 – пластинчастий замок редукційного клапана; 5 – стрижень редукційного клапана; 6 – корпус редукційного клапана, 7 – тарілка редукційного клапана, 8 – кришка; 9 – корпус нагнітаючої секції; 10 – корпус нижньої відкачуючої секції; 11 – корпус верхньої відкачуючої секції; 12 – вісь ведених шестірень; 13 – відомі шестірні відкачуючих секцій, 14 – коробки відводу масла в систему; 15 – ведена шестірня нагнітаючої секції; 16 – пробка; 17, 21 – прокладки; 18 – стопорне кільце; 19 – ведуча шестерня нагнітаючої секції; 20 – шпонка; 22 – ведучі шестірні відкачуючих секцій; 23 – ведучий валик с шестірнею

Ведучі сталеві шестірні 19 і 22 усіх трьох секцій насаджені на загальний ведучий сталевий валик 23 і зафіксовані на ньому шпонками 20 на лисках. Ведомі шестерні 13 і 15 вільно обертаються навколо загальної нерухомої сталевої осі 12. Корпуса 9, 10 і 11 секцій і кришка 8 відлиті з алюмінієвого сплаву і стягнуті чотирма болтами, два з яких що центрують. Корпуса, стягнуті болтами, спільно оброблені і являють собою загальний вузол; тому заміна окремих корпусів не допускається. Між площинами рознімання корпусів прокладені паперові ущільнювальні прокладки. Бічний отвір у корпусі 11 верхньої відкачувальної секції, закрите сіткою 1, служить для з'єднання усмоктувальної камери з переднім масловідстійником нижньої частини картера. У двох бобишках корпуса 9 нагнітаючої секції зроблені різьбові отвори для укрупчування затисків, що кріплять трубки підведення масла з бака в насос і відводу масла з насоса до фільтра. У різьбовий отвір з боку підведення масла з бака загорнена сталева футорка. У кришці 8 маються канали для перепуску частини масла з нагнітаючої камери в усмоктувальну через редуційний клапан 7, для запобігання неприпустимого підвищення тиску масла.

Отвори під вісь шестірень і ведучий валик закриті пробками 16, законтрованими дротом. Заодно з ведучим валиком виготовлена циліндрична шестірня привода насоса.

Під корпус 6 редуційного клапана, укрупчений у кришку 8, установлене мідноасбестове кільце, що ущільнює, і пластинчастий замок 4. Редуційний клапан 7 одягнений на стрижень 5, укрупчений у корпус 6 клапана. Клапан, притиснутий до сидла пружиною, роз'єднує нагнітаючу й усмоктувальну камери нагнітаючої секції.

Усередину ведучих шестірень 13 і 15 запресовані бронзові втулки, для змащення яких масло проходить через отвори, просвердлені між зубами шестірень. Шестірні відкачуючи секцій по висоті більше шестірень

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						50
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

нагнітаючої секції, тому що обсяг масла, відкачуемого з картера в спіненому стані, більше обсягу масла, подаваного в дизель.

Масляний насос при установці на дизель centruється в отворі нижньої частини картера паском, що є на корпусі 11, фіксується циліндричним штифтом, запресованим у фланець картера, і кріпиться до нього шпильками. Для ущільнення стику між фланцем картера і насосом поміщена паронітова прокладка.

При обертанні ведучого валу 23 шестірні відкачуючих секцій засмоктують масло з переднього і заднього масловідстійників і перекачують його в порожнину, загальну для обох відкачуючих секцій. Масло, що відкачується обома секціями через затиск і коробку, по трубці подається в радіатор і з нього в масляний бак. Шестірні нагнітаючої секції засмоктують масло з масляного бака і нагнітають його через масляний фільтр у дизель.

На продуктивність насоса і величину створюваного їм тиску дуже впливають зазори між торцями шестірень і площинами корпуси, а також радіальні зазори між шестірнями і корпусом масляного насоса.

Робота редукційного клапана. Пружина клапана відрегульована на тиск 7,5 кг/см². Якщо тиск масла в нагнітаючій камері перевищить цю величину, клапан відходить від сідла, частина масла перетікає з нагнітаючої в усмоктувальну камеру, і тиск у магістралі не підвищується.

Лубрикатори циліндрового змащення – це багато плунжерні насоси, у яких кожний плунжер забезпечує періодичну подачу невеликих порцій масла до одного свердління на втулці циліндра. Вони приводяться в рух від колінчатого валу двигуна через систему приводів і мають пристрій дозування, що дозволяє змінювати момент і тривалість подачі масла на поверхню циліндра.

Масляні фільтри за принципом дії можуть бути трьох типів – магнітні, що просівають і центрифугують. Магнітний фільтр або магнітна вставка в іншому фільтрі забезпечує відбір з масла металевих часток зношування.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						51
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Очищення у фільтрах, що просівають, здійснюється за рахунок утримання часток при проходженні масла через отвори, пори або щілини у фільтруючому матеріалі (дрібна металева сітка, повсть, фетр, папір і ін.). Відцентрові фільтри, або центрифуги, очищають масло від сторонніх домішок, щільність яких більше щільності масла. При обертанні ротора фільтра ці частки відкидаються й осідають на стінках статора, очищене масло із центральної частини фільтра направляється в магістраль.

Для охолодження масла застосовують кожухотрубні водомасляні охолоджувачі рекуперативного типу із круглими або оребреними трубками. Іноді використовуються пластинчасті охолоджувачі.

Масляні цистерни залежно від призначення бувають напірними, циркуляційними, запасними. З напірних цистерн масло надходить до споживача самотією завдяки розташуванню цистерни вище споживача. У циркуляційні цистерни масло безупинно надходить від споживачів і так само безупинно забирається в магістралі, тобто через такі цистерни відбувається безперервний рух (циркуляція) масла. У запасних цистернах масло зберігається певний час і періодично частина його може подаватися в циркуляційні або напірні цистерни для заповнення вигорілого або заміни що відновило.

Мастилопроводами можуть бути труби із з'єднаннями або спеціальні канали, виконані в корпусних деталях двигуна.

Розрахунок системи змащення двигуна наведено в табл. 2.8.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						52
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.8 – Розрахунок системи змащення

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	66,612
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	1448811,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,174
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	3900,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
2	Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{MB} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	83,265
3	Ємність маслозбірної цистерни, м ³	$V_{M\varphi} = K_c \frac{W_{Me}}{z}$	10,82
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $z = 40 \dots 60$ - ВОД	10
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{M\varphi}$	6,495
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_e = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{M\varphi}$	12,989
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	57,265
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{Mc} = \frac{m \cdot V_{M\varphi}}{t_c}$	4,06
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

Система охолодження призначена для відведення теплоти від різних механізмів, пристроїв, приладів і робочих середовищ в теплообмінних апаратах.

Робочими середовищами в СЕУ бувають забортна і прісна вода, масло, паливо і повітря.

Вода в порівнянні з іншими охолоджувальними середовищами має велику теплоємність і при швидкості 0,5-3,0 м/с високі коефіцієнти тепловіддачі. Це легкодоступне охолоджувальне середовище, яке широко застосовується в установках усіх типів. Проте у воді містяться розчинні солі, мікроорганізми і інші домішки, які при нагріванні випадають в осад. Особливо багато солей і домішок в морській забортній воді, тому її підігрівання в теплообмінних апаратах вище 55°З небажаний. При необхідності нагріву охолоджувального середовища вище вказаної температури на судах застосовують двоконтурні системи охолодження з використанням у високотемпературному контурі іншого теплоносія, наприклад прісної води.

Прісна вода допускає нагрів в системах охолодження при атмосферному тиску до 80-90 °С проходить попередню обробку з метою зниження солевмісту, жорсткості і видалення різних домішок. У неї вводять інгібітори- уповільнювачі корозії.

Атмосферне повітря, вживане в якості охолоджувального середовища, має теплоємність в порівнянні з водою приблизно в чотири рази меншу, у зв'язку з чим в системах охолодження потрібно його збільшену кількість і подання зі швидкістю до 10 м/с і більше. Це створює певні незручності внаслідок підвищеної витрати енергії на привід нагнітачів повітря. Тому повітря в якості охолоджувального середовища застосовується тільки в тих випадках, коли рідкі охолоджувальні середовища використати скрутно (у електродвигунах і електрогенераторах).

У замкнутій системі охолодження (рис. 2.11) використовується прісна вода для охолодження деталей ЦПГ, газотурбонагнітачів і форсунок головних і допоміжних дизелів, а також для отримання дистилату у вакуумних опріснювальних установках.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						54
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Існуючі на судах системи прісної води залежно від вибраного способу охолодження поршнів, форсунок, дизелів суднової електростанції і залежно від прийнятого принципу компоновання устаткування мають істотні відмінності.

Найбільш проста система прісної охолоджувальної води у двигунів невеликої потужності, що не мають спеціальної системи охолодження поршнів. Оскільки ці двигуни працюють на дизельному паливі, то його ж застосовують для охолодження форсунок. Елементами такої системи є:

- циркуляційний насос, що зазвичай навішується на двигун;
- водяний холодильник, в який прісна вода спрямовується після виходу з двигуна і в якому знижується її температура;
- розширювальна цистерна для відведення в атмосферу а також для створення підпору на всмоктуванні у циркуляційного насоса і заповнення витоків води в системі.

У двигунах помірної і високої потужності з газотурбінним наддуванням при використанні прісної води для охолодження циліндрів, кришок і турбонагнітачів, масла для охолодження поршнів і будь-якого охолоджувача (води або палива) для форсунок система прісної охолоджувальної води трохи ускладнюється.

Масло для охолодження поршнів поступає з циркуляційної системи мастила двигуна, а систему охолодження форсунок навіть при використанні води виконують автономною, оскільки паливо під високим тиском може проникати через нещільність притертих поверхонь у водяну порожнину форсунок і при загальній системі охолодження двигуна і форсунок забруднювати паливом порожнини охолодження двигун.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Допоміжні двигуни, що входять до складу суднової енергетичної установки, можуть мати автономну систему охолодження для кожного двигуна або загальну систему для усіх. Застосовують також системи охолодження допоміжних двигунів, об'єднані з контуром прісної води циліндрів головного двигуна.

При використанні автономних систем охолодження допоміжних двигунів кожна з них обладнана усіма необхідними елементами. Циркуляційні насоси охолодження, як правило, мають привід від двигуна. По числу одиниць устаткування даний спосіб охолодження найбільш складений.

При об'єднанні систем охолодження допоміжних дизелів в один контур число використовуваних насосів і холодильників зменшується, що веде до спрощення системи. При цьому продуктивність насоса має бути достатньою для одночасного охолодження усіх двигунів при роботі їх на максимальному навантаженні. Для загальної системи охолодження групи допоміжних двигунів досить мати один резервний насос для систем прісної і забортної води.

Найбільш раціональне об'єднання загальної системи охолодження допоміжних двигунів з системою охолоджувальної прісної води циліндрів головного двигуна. При цьому в системі охолодження допоміжних двигунів залишається тільки один портовий насос, обслуговуючий на стоянці усі допоміжні двигуни.

Центральна система водяного охолодження (рис. 2.12) характеризується наявністю тільки одного теплообмінника 1, охолоджуваного забортною водою, і тим, що інші холодильники, включаючи холодильник прісної води охолодження циліндрів 3, охолоджуються від системи прісної води низької температури.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						57
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Холодильник наддувного повітря 2 також охолоджується прісною водою і включається паралельно холодильникам масла 4 і води охолодження деталей циліндро-поршгьової групи.

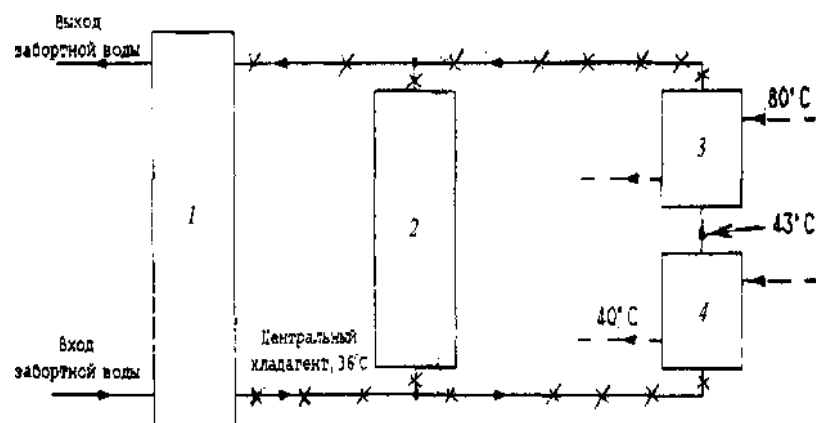


Рис. 2.12 – Центральна система охолодження

Центральна система охолодження дозволяє підвищити надійність роботи холодильників і міжремонтні терміни, а також дозволяє використати недорогі матеріали для їх виготовлення, оскільки вони схильні до меншої корозії при зіткненні з прісною водою. Прісна охолоджувальна вода в порівнянні із забортною морською водою має набагато меншу корозійну активність і схильність до накипу.

Прісна вода з низькотемпературного контуру подається в холодильники головного і допоміжних двигунів. Задані температурні режими в низько- і високотемпературному контурах підтримуються за допомогою автоматичних терморегулюючих клапанів перепускання води в холодильник. Для підігрівання головного дизеля перед пуском (має бути забезпечена температура води на виході з двигуна 50°C) може бути застосована гаряча вода, що виходить з дизель-генераторів, або для цієї мети використовують спеціальний підігрівач, включений у високотемпературний контур. Розрахунок системи охолодження двигуна наведено в табл. 2.9.

Таблиця 2.9 – Розрахунок системи охолодження

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{вк} = K_3 \frac{Q_{\theta}}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_{\theta}}$	103,733
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{пв}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{пв}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_{\theta} = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_{\theta} \cdot g_{\theta} \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	4346433,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_{θ}	0,174
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3900,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_{\theta} = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча температура згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700,000
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{вк} = 0,272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	15,048
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	21,73
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_3 \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_{зв} \cdot \Delta t_{зв}}$	128,479
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність заборотної води, кДж/(кг·К)	$c_{зв}$	3,980
	Щільність заборотної води, кг/м ³	$\rho_{зв}$	1020,0
	Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	0,585

Система випускних газів служить для відведення продуктів згорання від головних і допоміжних двигунів і котлів. До її складу входять газовипускні трубопроводи, глушники шуму, іскрогасники, компенсатори температурних розширень, котел утилізації (УК) і інші елементи. Схеми системи газовипуску визначаються типом СЕУ і призначенням судна. Вона призначена для транспортування газів, що мають високу температуру (150-500°C), мають токсичність і несуть незгорілі частинки палива у вигляді іскр, які можуть викликати пожежу. Це примушує пред'являти ряд спеціальних вимог до газовипускних систем при їх проектуванні. Систему випускних газів СДУ можна розглядати як стосовно головного і допоміжним двигунам, усередині яких здійснюється газівідвід, і як систему після двигунів внутрішнього згорання.

Випускні гази, що утворилися в процесі згорання палива в циліндрі дизеля через випускний клапан при системі наддування при постійному тиску газів перед турбіною спрямовуються в колектор випускних газів великого об'єму. У колекторі в цьому варіанті згладжуються пульсації тисків від циліндрів і гази при постійному тиску поступають в турбокомпресор. Для компенсації температурних деформацій між випускними клапанами і колектором, а також між колектором і турбокомпресором передбачені компенсатори.

Між колектором і турбокомпресором можуть бути встановлені захисні ґрати для оберігання попадання в турбіну можливих уламків поршневих кілець.

Для швидкого складання і розбирання з'єднань між випускним колектором і випускними клапанами можуть застосовуватися затискні хомути.

Колектор випускних газів і сполучні патрубки мають бути ізольовані і обшиті сталевим листом. У багатьох СЕУ теплота випускних газів від головних двигунів перетворюється в енергію пари в котлах утилізації. Пара,

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						60
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

що виробляється котлом утилізації під час ходу судна, спрямовується в систему підігрівання палива, масла, води і на теплопостачання систем парового опалювання і на інші потреби.

При експлуатації котли утилізацій схильні до значних забруднень поверхні нагріву з боку газів. Відкладення часток неповного згорання палива і масла особливо інтенсивно відбувається на режимах малого ходу. При забрудненні збільшується протиподавнение на вихлопі газів з двигуна, що істотно впливає на параметри робочого процесу двигуна.

На судах спеціального призначення і катерах газовідвід часто роблять у борт, причому в деяких випадках газовідвід від двигунів внутрішнього згорання розділяють на надводний і підводний.

Газовідвід складається із стандартних сталевих труб з приварними або вільними фланцями. Для зручності монтажу довжина окремих труб приймається не більше 3-5 м. У вигинах радіус кривизни має бути не менше трьох діаметрів труби. При більшій кривизні трубу підрізують на вигині і потім зварюють. Прохідний переріз газовідвідної труби вибирають з урахуванням допустимих для цього дизеля аеродинамічного опору і швидкості течії газів. Для орієнтовних розрахунків рекомендуються наступні значення швидкостей, м/с:

- для чотиритактних дизелів 40-50
 - двотактних дизелів 25-30
- допоміжного парогенератора:
- з природною тягою 5-8
 - з штучним дуттям 20-25

Висока температура газів, що відпрацювали, що досягає на виході 400-450° у чотиритактних і 250-300° у двотактних дизелів, викликає сильний нагрів і розширення трубопроводів. Питоме розширення складає приблизно 1,17 мм на 1 м довжини при нагріванні трубопроводу на 100°. Для зняття напруги, що виникає в системі, встановлюють компенсатори- сальникові,

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

лінзові або резинометалічні. Найчастіше в газопроводах застосовують лінзові компенсатори, що мають найбільшу рухливість. При горизонтальній або похилій їх установці в нижній частині лінз роблять пробки, через які спускають вологу, що скупчилася. Резинометалічні компенсатори мають хороші шумоізолюючі властивості і використовуються переважно на судах відносно невеликої водотоннажності, оснащених потужними високооборотними двигунами. Газовипускні труби кріплять за допомогою жорстких опор і пружних пружинних підвісок. Місця розташування опор і підвісок визначають так, щоб маса трубопроводу передавалася на корпус судна, а не сприймалася двигуном. Наявність пружинних підвісок забезпечує рухливість трубопроводу при тепловому розширенні, а жорсткі кронштейни у двигуна і глушника сприймають масу газопроводу.

Теплова ізоляція повинна забезпечити температуру зовнішньої поверхні труб не вище 55°C. Ізоляцію виконують з негорючих матеріалів, що мають малу теплопровідність, або роблять на трубах газопроводу спеціальні сорочки, що утворюють порожнини, через які прокачується прісна або забортна вода (остання конструкція охолодження трубопроводу застосовується тільки в установках, де теплота газів, що відпрацювали, не утилізувалася). Місця теплової ізоляції, які можуть бути пошкоджені, покривають кожухом з тонкого листового заліза. Для зменшення шуму випуску в газовипускному тракті встановлюють глушники. За принципом роботи вони можуть бути активними, з послідовним або паралельним включенням опору або "реактивними". У глушниках активного типу енергія звуку перетворюється на теплову шляхом включення в газовипускний трубопровід активного опору. Опір створюється установкою сіток, перфорованих листів, пористих термостійких матеріалів. При установці такого глушника втрата потужності двигуна може складати 0,5-1,5%, а зниження шуму - до 10 дБ (при паралельному включенні активного опору втрати потужності будуть менше). Реактивні глушники працюють за

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

принципом акустичного фільтру. У їх конструкцію включено дещо послідовно сполучених камер, де відбувається розширення газу.

Глушники активного типу найефективніше заглушають коливання високої частоти, а реактивні глушники - коливання низької. При виборі місця установки глушника необхідно враховувати, що найбільший ефект глушення виходить, коли довжина трубопроводу після глушника складає 0,25-0,5 його довжин до глушника. Часто, проте, місце установки глушника визначається загальним компонованням системи. Гідравлічний опір глушника не повинен перевищувати 0,003 МПа для двотактних дизелів і 0,006 МПа - для чотиритактних з ГТН. У нижній частині глушника (особливо двотактних дизелів) необхідно встановлювати зливні пробки для спуску масла і люки для очищення.

На судах, що перевозять легкозаймисті вантажі (танкери, хлопковози та ін.) для зменшення викиду іскр з відпрацьованими газами встановлюють іскрогасники. По конструкції вони можуть бути мокрого і сухого типу. У іскрогасниках першого типу гасіння іскр - розжарених твердих часток, що вилітають з газами, що відпрацювали, - досягається шляхом розбризкування води в потік газів, що відпрацювали, а в іскрогасниках другого типу газовий потік, що закручується, відкидає іскри до стінок, де вони і осідають.

При установці парових котлів утилізацій, в яких, окрім зниження температури газів, забезпечуються глушення шуму і іскрогашення, автономні глушники і іскрогасники не застосовують. Організація підводного випуску значно Глушники і іскрогасники встановлюються переважно в кожусі димаря.

Для зменшення шуму випуску в газовипускному тракті встановлюють глушники. За принципом роботи вони можуть бути активними, з послідовним або паралельним включенням опору або " реактивними". У глушниках активного типу енергія звуку перетворюється на теплову шляхом включення в газовипускний трубопровід активного опору. Опір створюється

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

установкою сіток, перфорованих листів, пористих термостійких матеріалів. При установці такого глушника втрата потужності двигуна може складати 0,5-1,5%, а зниження шуму - до 10 дБ (при паралельному включенні активного опору втрати потужності будуть менше). На двигуні MAN L35MC встановлений глушник активного типу. Розрахунок системи випускних газів двигуна наведено в табл. 2.10.

Таблиця 2.10 – Розрахунок системи охолодження

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{ez}}{3600 \cdot c_{ez} \cdot p_2}$	1,230
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,705
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{ez} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{ez} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	25,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{ez} = 573 \dots 773$	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,174
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3900,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згорання 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{ez} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	1,251

2.6. Розробка технологічного процесу монтажу двигуна на судновий фундамент

Механізмом, що монтується є дизель типу 6ДКРН 35/105 (L35MC) фірми «MAN B&W» – це реверсивний малооборотний двотактний довгоходовий крейцкопфний дизель простого дії, з газотурбінним наддуванням, з вбудованим завзятим підшипником; розташування циліндрів рядне, вертикальне; правого обертання.

Монтаж головного двигуна можливо здійснювати блочним або агрегатним способом.

Дизеля мають велику масу і габарити, які не дозволяють транспортувати їх у зібраному стані, тому як навантаження так і центрування виконують тільки окремого блоку. Після центрування і кріплення на фундаменті необхідно виконати трудомістке і точне загальне збирання дизеля із забезпеченням повторюваності стендових допусків.

Недоліком блочного монтажу є вплив деформацій корпусу судна, недостатня жорсткість остову дизеля, обмежена транспортабельність монтажних блоків та відсутність кранів достатньої вантажопідйомності.

На відміну від блочного способу монтажу, агрегатний не потребує трудомісткої і точної збирання двигуна в умовах судна, що будується. Економічна ефективність агрегування в тому, що знижується трудомісткість монтажу за рахунок перенесення збиральних операцій із судна до цеху. Однак недоліком агрегатного монтажу, як і блочного, є вплив деформацій корпусу судна, недостатня жорсткість остову дизеля, обмежена транспортабельність у зібраному стані та відсутність кранів достатньої вантажопідйомності.

Враховуючі перелічені достоїнства і недоліки, також приймаючи до уваги досвід монтажу МОД, приймаю агрегатний спосіб монтажу ГД.

Центрування механізмів може здійснюватися оптичним методом або виконуватися по зломам і зміщенням осей валів.

Центрування механізмів по зломам і зміщенням осей валів – це метод визначення положення одного механізму по відношенню до другого – базовому. Головні двигуни центрують по фланцю першого проміжного валу. Перевага цього метода в тому, що ГД можна монтувати після спуску судна на воду. Недоліком метода є необхідність у наявності базового механізму (проміжного валу).

Центрування механізмів оптичним методом здійснюється за допомогою візирної труби по двом мішеням, які матеріалізують базові точки теоретичної осі валопроводу.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

Перевага метода у відсутності необхідності у наявності базового механізму і безпосередньо механізму, що монтується (використання макета – кондуктора), забезпечує меншу, на відміну від інших методів, погрішність вимірювань.

Таким чином вибираємо центрування оптичним методом.

Установку ГД виконаємо на пластмасових підкладках, так як це дозволяє виключити такі трудомісткі операції як обробка опорних поверхонь фундаменту, виготовлення і припасування за місцем настановних підкладок, а також не потребує застосування дорогих переносних металообробних верстатів.

Прилади і пристрої, необхідні для виконання монтажу

Для навантаження ГД застосовують траверса. Траверса представляє собою зварну балку з двох швелерів. Між швелерами на кінцях балки встановлено по блоку для тросів. До осей блоків підвішені тяги, які закінчуються вантажною скобою.

Для центрування головних двигунів і пробивання осі валопроводу використовують візирні труби марки ВТ-3 і ВТ-4, а також трубу прецизійного нівеліра марки НА-1. Візирні труби марки ВТ-3 і ВТ-4 являють собою переустатковані труби теодоліта марки ТТ-50 і Т-5, рівноцінні по якості і точності спостереження.

Технічні вимоги до монтажу ГД

Фундаменти повинні бути виготовлені у відповідності з ОСТ 5.0015-70 і діючою технічною документацією.

Правильність установки фундаментів повинна перевірятися по ОН 9-915-69 щодо теоретичної осі валопроводу, що задається контрольними точками, нанесеними по координатах із плаза на спеціальних шергенях у районі носової і кормової перебірок машинного відділення в блоці судна.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		66

При відсутності додаткових вимог, зазначених у кресленні, координати установки фундаменту повинні бути витримані в наступних допусках:

а) не паралельність осі фундаменту щодо теоретичної осі валопроводу в горизонтальній площині допускається не більш 1 мм на 1 м довжини фундаменту. Зсув осі фундаменту щодо теоретичної осі лінії вала не повинне перевищувати ± 8 мм;

б) не паралельність опорних поверхонь фундаменту щодо теоретичної осі лінії валу у вертикальній площині допускається не більш 1 мм на 1 м довжини фундаменту. При цьому відхилення відстані від опорних поверхонь фундаменту до теоретичної осі лінії валу по висоті не повинне перевищувати +10, -3 мм;

в) припустиме відхилення відстані фундаменту від поперечної перебірки складає ± 10 мм;

Установка фундаментів повинна бути прийнята технічним контролем і схвалена організацією, що здійснює нагляд.

До обробки опорних поверхонь фундаменту на судні в районі розташування фундаменту повинні бути закінчені всі роботи, що можуть викликати деформацію фундаменту (зварювання, клепка, іспити на непроникність і ін.).

Обробка опорних поверхонь фундаменту повинна бути виконана відповідно до діючої технічної документації. Допускається виконувати обробку не всієї опорної поверхні фундаменту, а тільки тих ділянок, де будуть встановлюватися компенсуючі ланки. При цьому оброблена ділянка повинна бути на 15 мм більше розміру встановлюваної компенсуючої ланки з кожної її сторони.

Перевірка правильності обробки опорних поверхонь фундаменту повинна виконуватися за допомогою щупа і лінійки довжиною не менш

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		67

довжини компенсуючої ланки. При цьому пластина щупа товщиною 0.05 мм не повинна проходити між поверхнею, що перевіряється, і лінійкою.

При установці ДВЗ на пластмасі обробку опорних поверхонь фундаменту робити не слід.

Крайки оброблених поверхонь повинні бути притуплені, опорні поверхні фундаменту змазані мастилом, що консервує, і захищені від механічних ушкоджень, неопрацьовані поверхні пофарбовані.

Вимоги до навантаження. До навантаження ДВЗ у корпус судна повинна бути зроблена перевірка з метою виявлення дефектів, що перешкоджають правильній установці ДВЗ. Опорна поверхня фундаменту повинна бути очищена від змащення, що консервує, і слідів іржі. Виявлені дефекти варто усунути.

Вузли і деталі, що перешкоджають установці навантажувального пристосування ДВЗ, повинні бути зняті відповідно до вимог інструкції з експлуатації ДВЗ. Зняті деталі повинні бути замаркіровані, законсервовані і здані на збереження.

Конструкції пристосування для навантаження ДВЗ, а також інструкція з їхньої установки повинні бути погоджені з підприємством-постачальником.

Стропування ДВЗ для навантаження варто робити за схемою, розробленою підприємством-постачальником.

Перед навантаженням ДВЗ на судно, що знаходиться на стапелі, необхідно навантажити корпус навантаженнями, що випереджають деформацію.

Перед навантаженням ДВЗ їх нижні опорні поверхні і поверхні фланців повинні бути очищені й оглянуті; виявлені заусенці і забоїни варто усунути.

ДВЗ необхідно встановлювати на судові фундаменти на тимчасових дерев'яних прокладках, товщина яких повинна дорівнювати креслярським

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		68

розмірам компенсуючих клинів. Прокладки повинні бути розставлені так, щоб не перешкоджати наступній установці віджимних болтів чи інших пристосувань для переміщення головного двигуна.

У подовжньому напрямку двигун повинний установлюватися за допомогою мірної рейки, на якій зафіксована відстань відповідно до креслення від кормового торця кронштейна, яблука ахтерштевня чи прийнятої базової лінії до кормового торця вала ДВЗ. Допускаються й інші матеріальні інструменти за умови забезпечення необхідної точності контролю.

Після навантаження головних двигунів, навантажувальні пристосування варто зняти, а головні двигуни накрити чохлами.

Вимоги до стикування валів. Фланці валів, що стикуються повинні бути розгорнуті відносно один одного так, щоб місця з максимальним торцевим боєм розташовувалися через 180°.

При стикуванні фланці повинні бути відцентровані друг до друга у вертикальній і горизонтальній площинах з точністю 0,1 мм на зсув і 0,15 мм/м на злам. Зсув повинний вимірюватися за допомогою стріл при спільному повороті валів, що спарюються. Злам варто вимірювати щупом по різниці зазорів безпосередньо між фланцями.

Відцентровані фланці з рознесеним торцевим боєм необхідно стягти тимчасовими болтами, після чого варто виконати обробку отворів одночасно в обох фланцях під з'єднувальні болти.

Вимоги до центрування ДВЗ. При використанні оптичного методу центрування механізмів, установку і центрування оптичного приладу на фланці ДВЗ необхідно здійснювати відповідно до ОСТ 5.4078-73 чи ОСТ 5.4038-71.

Головні двигуни орієнтують на судні по осі валопроводу, матеріалізованої двома точками, координати яких беруть з плаза. Плазові точки необхідно нанести на корпусні конструкції з точністю не менш

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		69

± 1 мм від розмірів зазначених у кресленні. Застосовуване оптичне оснащення повинне забезпечувати високу точність вимірів.

Теоретична вісь валопроводу повинна фіксуватися перехрестями двох ліній, нанесених на мішені. Товщина ліній перехресть мішеней t залежить від відстані спостереження і повинна визначатися по формулі:

$$t = 0,025 \cdot L, \text{ мм}$$

де L – відстань спостереження, м.

Після закінчення центрування ДВЗ, його кріплення на фундаменті й у процесі здачі монтажу ДВЗ технічному контролю, виробляється вимір раскепів кожного кривошипа. При цьому всі рамові шийки колінчатого вала повинні прилягати до вкладишів ромових підшипників. Раскепи необхідно вимірювати в 2-х площинах:

а) у вертикальній - при положенні кривошипа у верхній (ВМТ) і нижній (НМТ) «мертвих» точках;

б) у горизонтальній - при положенні кривошипа з боку лівого і правого бортів.

Прилад для виміру раскепу варто встановлювати в місцях, зазначених підприємством-постачальником ДВЗ. Різниця вимірів в одному кривошипі (раскеп) не повинна перевищувати величини, установлені підприємством-постачальником ДВЗ. Максимальна величина раскепов 0,12 мм.

Перевірка площинності рами виробляється при наявності даних її перевірки у формулярі ДВЗ. Спосіб перевірки і допускаємі відхилення від прямолінійності встановлює підприємство-постачальник ДВЗ.

Після центрування необхідно перевірити положення поршня во втулці циліндру. Це виконується за допомогою пристосування для дистанційного визначення радіальних зазорів між поршнем і втулкою циліндра. Масляний зазор між крейцкопфом і напрямними не повинен

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

перевищувати зазору між поршнем і циліндром. При необхідності зазори відновлюються шляхом переміщення напрямних крейцкопфа.

Вимоги до фіксування механізмів. Механізм необхідно встановлювати так, щоб до вузлів кріплення був вільний доступ з механізованим інструментом. На опорній поверхні двигуна не повинно бути глухих отворів з різьбленням для його кріплення вверненням болтів знизу нагору. У полках рами чи лапах обов'язково передбачають отвори з різьбленням для віджимних болтів вертикального переміщення при centruванні механізму. У судновому фундаменті не слід робити отвори з різьбленням для кріпильних і віджимних болтів.

Конструкції підкладок повинні виключати їхній пригін за місцем й обробку фундаменту.

Вимоги до кріплення механізмів. Свердлення отворів у фундаменті під кріпильні болти варто робити після закінчення centruвання головного двигуна.

Установку шпильок варто виконувати в присутності технічного контролю. Після перевірки стержень шпильки і стінки отвору повинні бути змазані технічним жиром (ОСТ 1045-73) чи іншим змащенням, що застосовується при захисті його від корозії.

Гайки кріпильних шпильок після закріплення повинні щільно прилягати до фундаменту і лап головного двигуна. Для забезпечення цієї вимоги допускається підрізування лап головного двигуна і полиць фундаменту. Глибина підрізування під голівки болтів і під гайки не повинна перевищувати 10% товщини лапи головного двигуна чи полки фундаменту. Шорсткість підтятої площини не повинна бути більш $R_z = 80$ мкм за ОСТ 2789-73. Гострі краї отворів повинні бути притуплені.

Затяжку кріпильних шпильок виконують за допомогою гідравлічним домкратом. Затяжку кріпильних шпильок варто робити за правилом «хрест-навхрест». Величина моменту затягування кріпильних болтів

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		71

повинна бути зазначена в настановному кресленні відповідно до вимог підприємства-постачальника двигуна.

Після затягування пластина щупа товщиною 0,05 мм не повинна проходити під гайку шпильки. У глиб вузлу з'єднання щуп не повинен проходити більш ніж на 10% довжини підкладки (в окремих місцях).

Усі гайки кріпильних шпильок повинні бути забезпечені від самовідгвинчування постановкою контрогайок чи іншими стопорними засобами. Для стопоріння гайок найчастіше використовують корончату гайку.

Кріпильні шпильки і гайки повинні бути захищені покриттями.

По закінченні установки головного двигуна на компенсуючих клинах, роботи повинні бути пред'явлені технічному контролю.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

3.1 Розробка заходів з охорони праці

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

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

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

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

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

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

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

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

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						73
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

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

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						74
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового поясу, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						75
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки. Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

Небезпека позначається "попереджувальним знаком", супроводжуваним "попередженням", наприклад словами "НЕБЕЗПЕЧНО", "ОБЕРЕЖНО" або "ПОПЕРЕДЖЕННЯ".

3.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень [6].

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						76
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пи́л, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 па організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (углерода вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		77

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є *окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання*.

Для бензинових двигунів такими є *окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів)*. Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів [7].

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Диоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримка в атмосфері Землі і на її поверхні визначених

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		78

рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару +14 °C), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так називаного парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є *смог*. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту) [9].

Розрізняють три основних типи смогу:

- *смог крижани (аляскинського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель тумана і пари опалювальних систем;
- *просто смог (лондонського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель тумана;
- *смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий)* – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		79

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіолого – поведінкові ознаки.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чуттєві до оксидів сірки, оксидам азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив газів двигунів, що відробили, на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						80
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В дипломному проєкті було виконано розрахунок робочого циклу 2 - тактного дизельного двигуна типу MAN B&W 6L35MC потужністю 3900 кВт при 210 хв^{-1} колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

В конструкторському розділі виконано розрахунок основних систем двигуна. Розроблено технологічний процес монтажу двигуна на судновий фундамент.

Розглянуто основні вимоги до експлуатації двигуна, розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						81
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

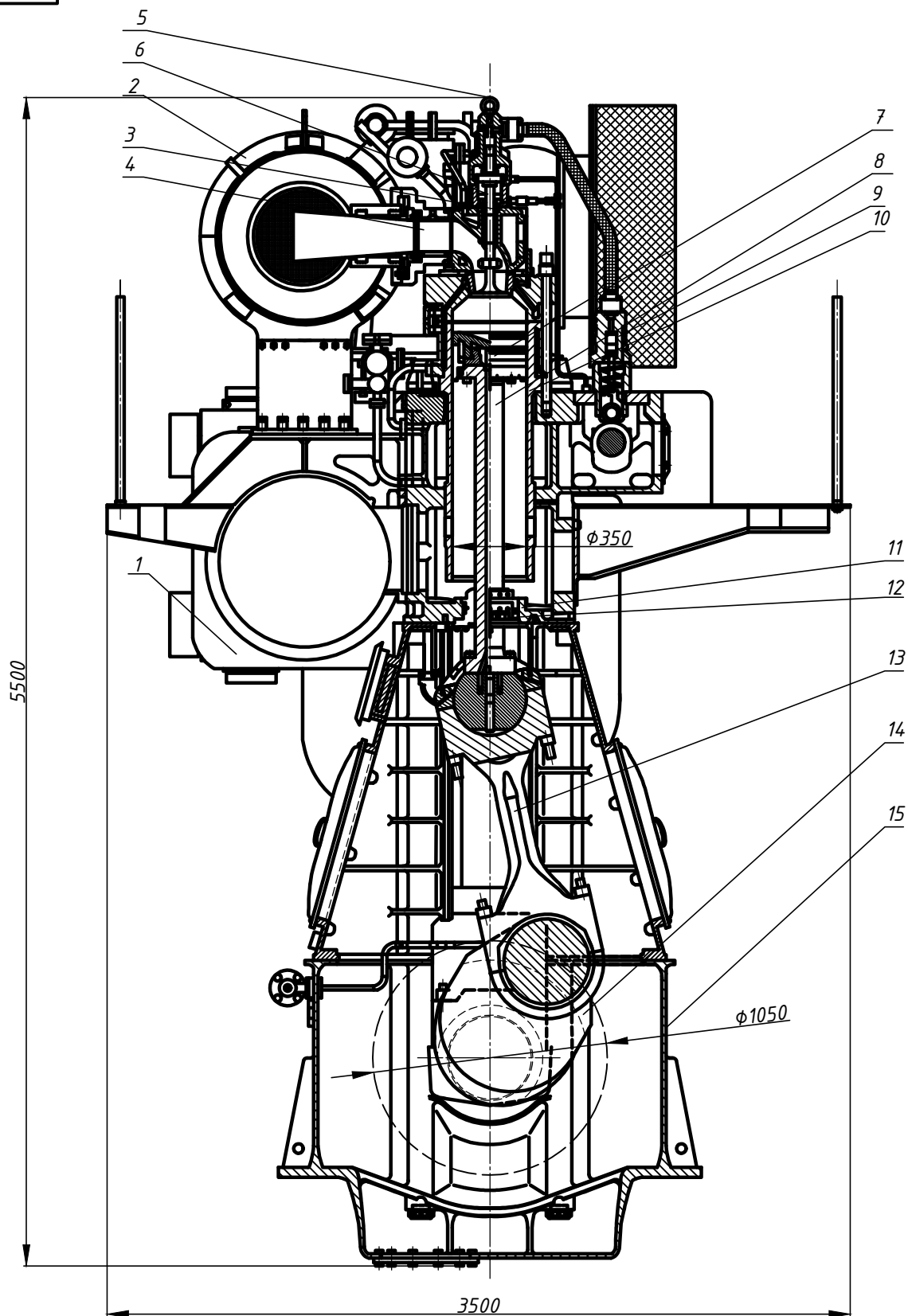
ЛІТЕРАТУРА

1. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
2. Двигуни внутрішнього згоряння [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
3. Долганов К. Є., Лісовал А. А., Мержиєвська Л. П. Тепловий розрахунок поршневих двигунів внутрішнього згоряння на ПЕОМ: навчальний посібник. Київ: УТУ, 1999. 76 с.
4. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
5. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
6. Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г. Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник. Київ: Арістей, 2006. 292 с.
7. Марченко А.П., Парсаданов І.В., Товажнянський Л.Л., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
8. Шапко В. Ф. Основи теорії та характеристики поршневих ДВЗ: навчальний посібник. Харків: Точка. 2014, 148 с.
9. Білявський Г.О. Основи загальної екології : підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К. : Либідь, 1995. – 368 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						82
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 142.44.25.27.ПЗ	Аркуш
						83
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Потужність, кВт 3900

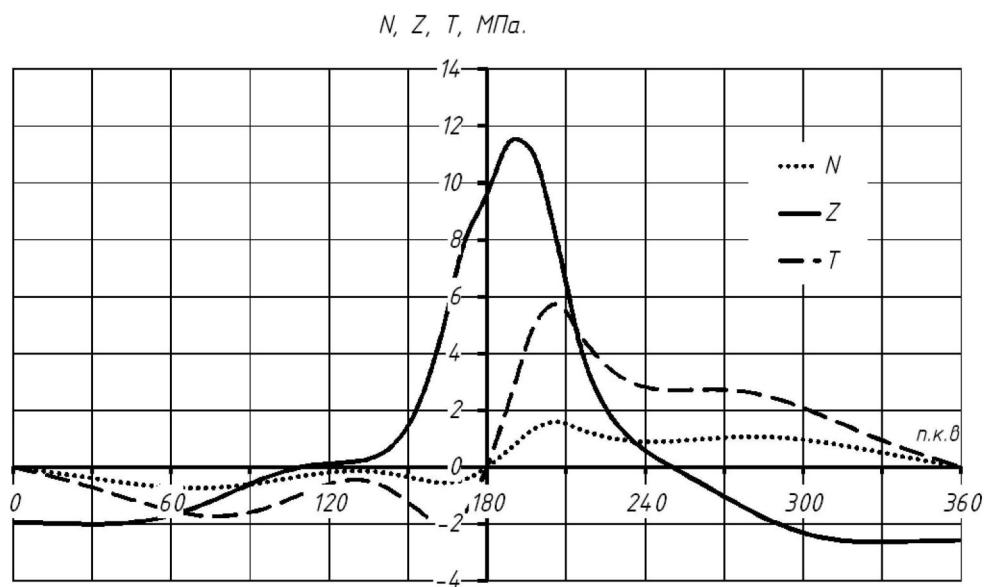
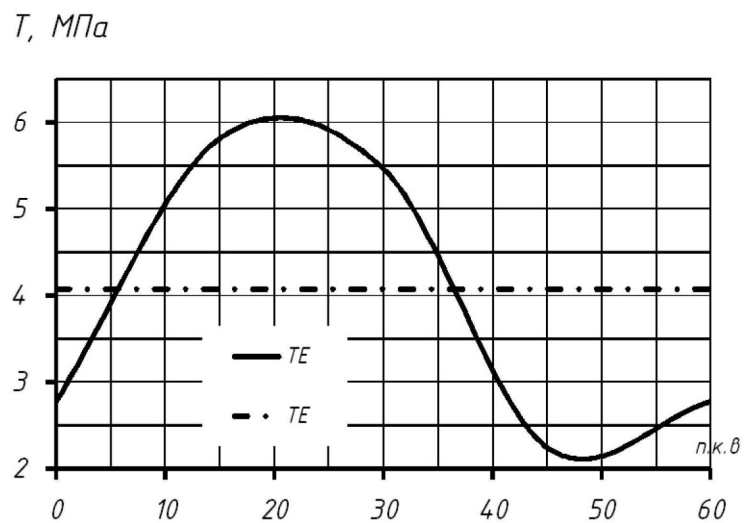
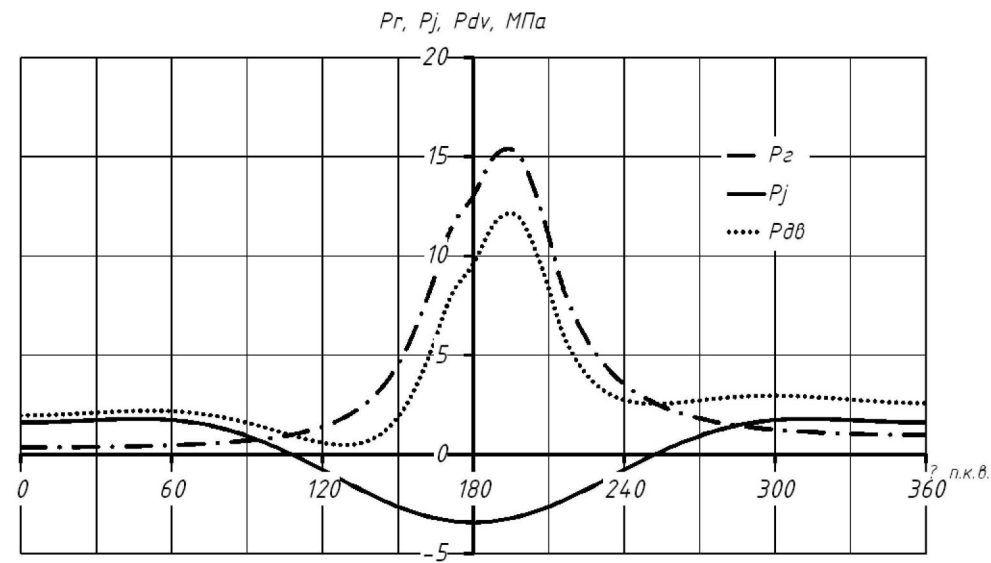
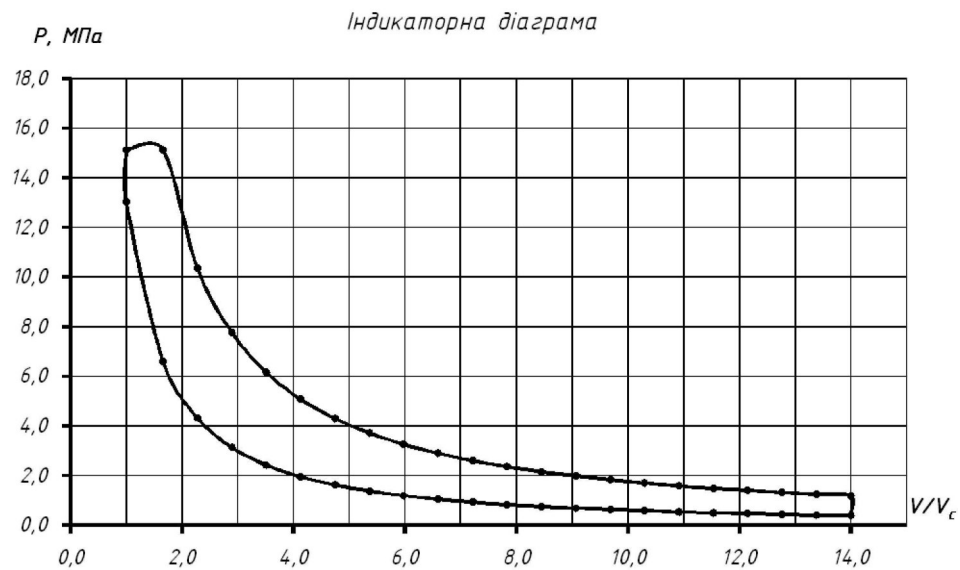
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} 210

Середній ефективний тиск, МПа 1,837

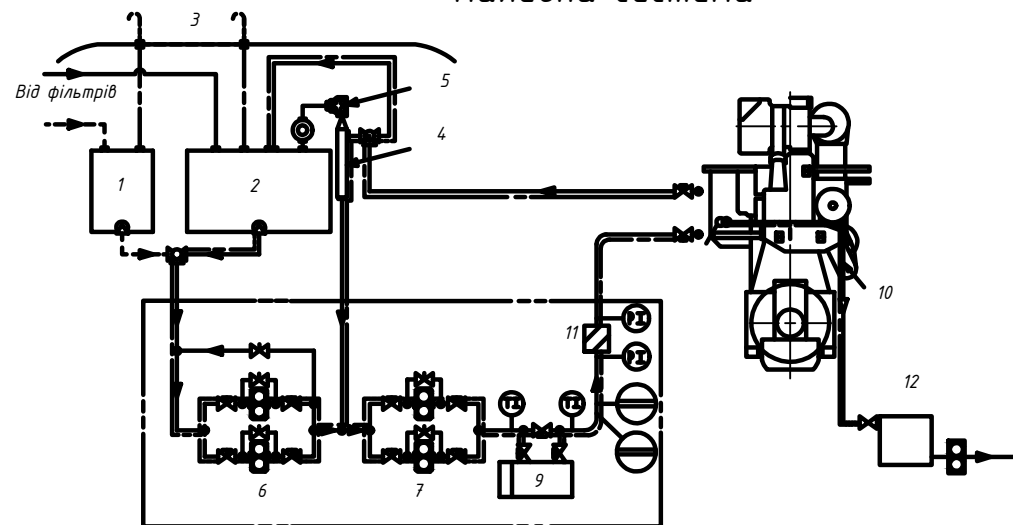
Питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ 0,174

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	ОНП	1	
2	Турбокомпресор	1	
3	Кришка циліндру	6	
4	Випускний патрубкок	6	
5	Привід випускного клапану	6	
6	Випускний клапан	6	
7	Поршень	6	
8	Шток поршня	6	
9	Модулятор гідропроводу клапану	6	
10	Втулка циліндру	6	
11	Сорочка циліндру	6	
12	Крейцкопф	6	
13	Шатун	6	
14	Колінчастий вал	1	
15	Фундаментна рама	1	

ПННН НУК 142.44.25.27.01				Лист 1 з 10		
Знак	Лист	№ докум.	Підпис	Лист	Лист	Лист
Виробник	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура
Прийом	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура
Н. конст.	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура
Застверд.	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура	Мануфактура

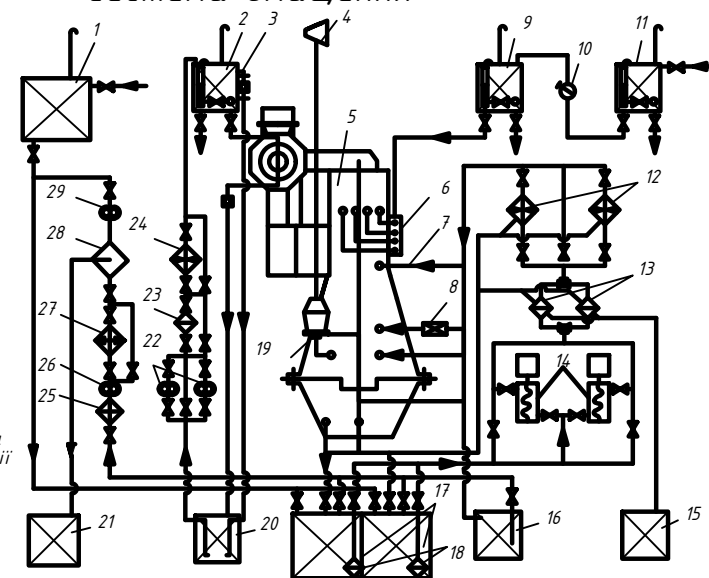


Паливна система



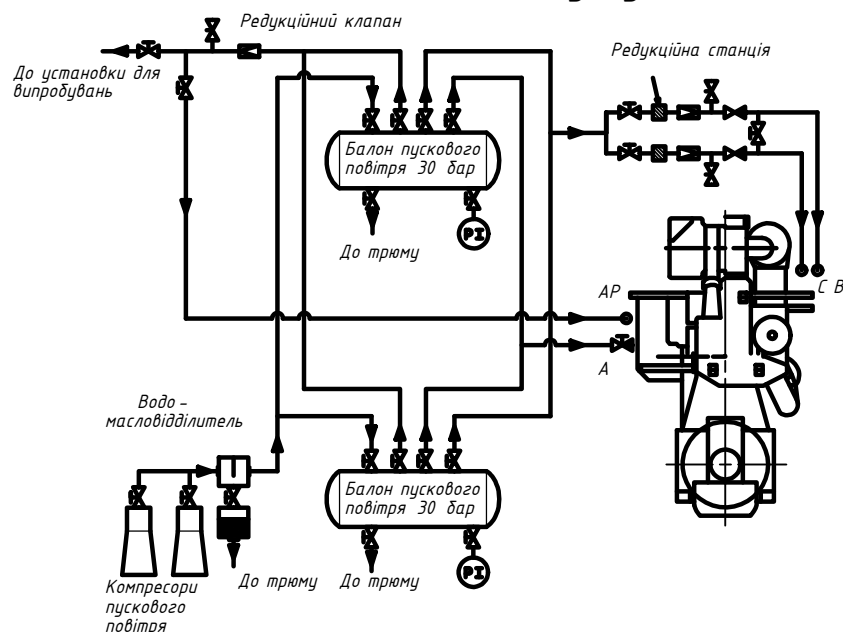
- 1 - паливний бак для дизельного палива
2 - паливний бак для мазута
3 - палиуда
4 - коробка дренажних клапанів
5 - автоматичний деаераційний клапан
6 - насоси подачі
7 - циркуляційні насоси
8 - температурні датчики
9 - нагрівник
10 - трубопровід с перерізом 32мм
11 - повнопоточний фільтр
12 - насос охолодження
PI - індикатори тиску

Система змащення



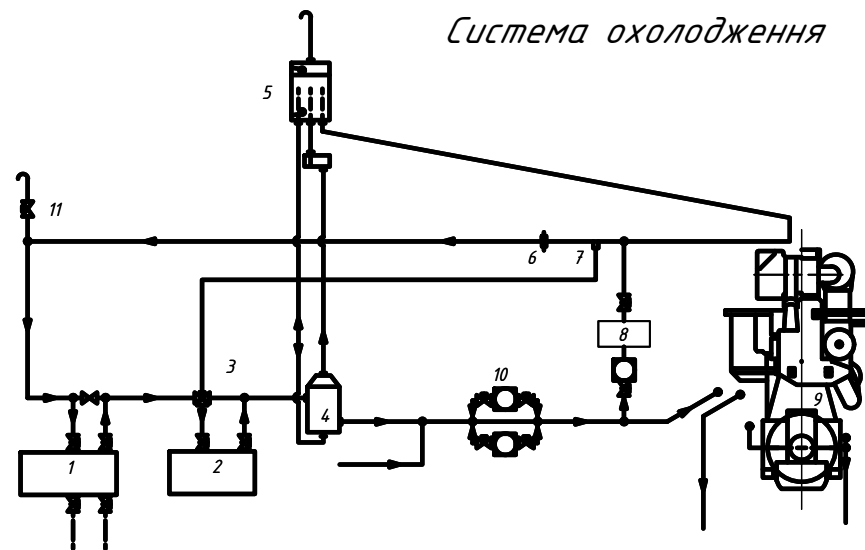
- 1 - Цистерна
2 - Натисна цистерна
3 - Переливний трубопровід
4 - Ежекційна голівка
5 - Нижня частина картера ГД
6 - Насоси
7 - Трубопровід
8 - Дросельний клапан
9 - Видатна цистерна
10 - Мазильний насос
11 - Запасна цистерна
12 - Мазильний охолоджувач
13 - Фільтр
14 - Циркуляційні насоси
15 - Стічна цистерна
16 - Цистерна
17 - Циркуляційна цистерна
18 - Приймальний фільтр
19 - Повітряна труба з салуном
20 - Стічно-циркуляційна цистерна
21 - Цистерна для відходів сепарації
22 - Насоси
23 - Фільтр
24 - Охолоджувач мастила
25 - Фільтр
26 - Насос
27 - Паровий нагрівник
28 - Сепаратор
29 - Насос

Система пуску

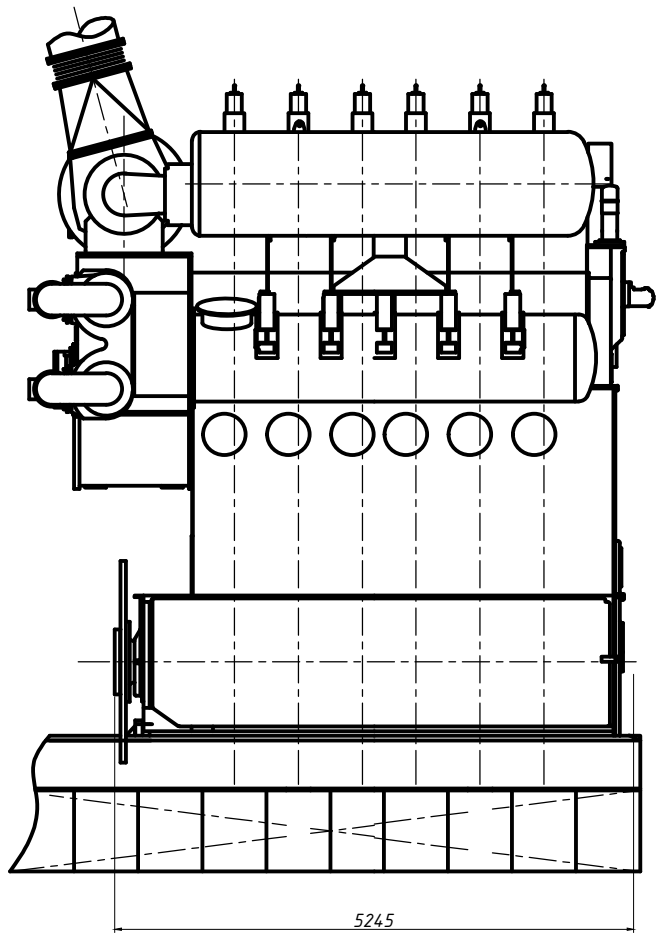


- 1 - вакуумний опріснювач
2 - охолоджувач
3 - регулятор
4 - деаераційний бак
5 - розширювальна цистерна
6 - дросель
7 - датчик
8 - розширювальна цистерна
9 - двигун
10 - насоси
11 - клапан компенсації витоку

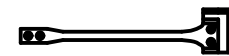
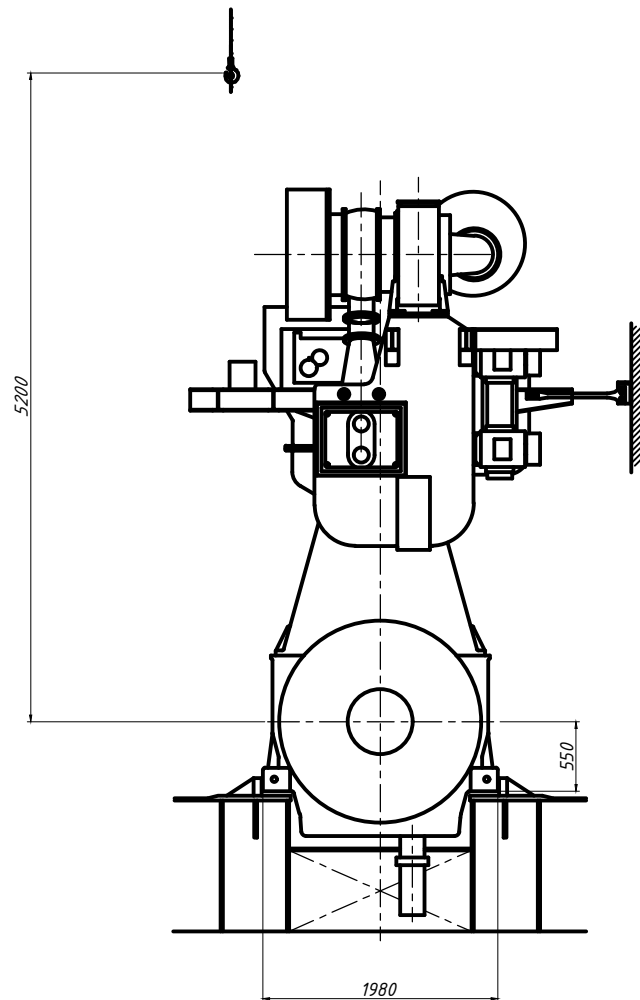
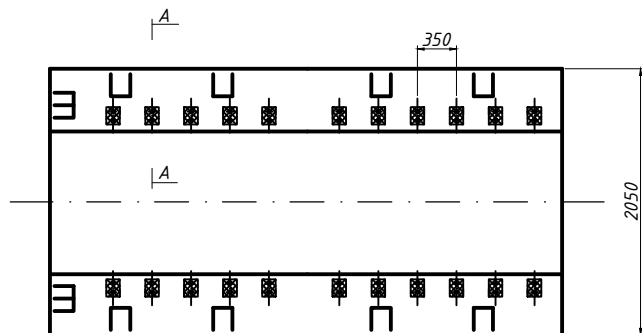
Система охолодження



ПННІ НУК 142.44.25.27.03			
Вид	Діаг.	Ін. докум.	Підпис
Розробив	Іван В.В.		
Перевірив	Тарч Н.Р.		
Н. контро.	Тарч Н.Р.		
Завідуючий	Чистованко В.В.		
Схеми систем двигуна			
Лист	Листів	Маса	Масштаб

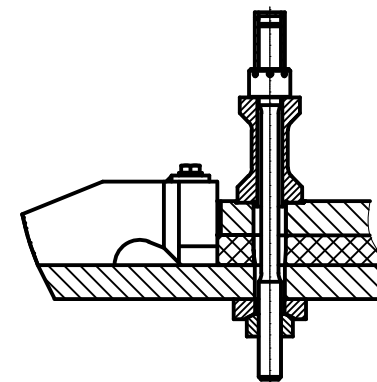


Настил другого дна під фундамент (Вид зверху)

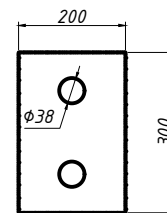


Верхнє кріплення ГД

A-A



M 1:5



M 1:5

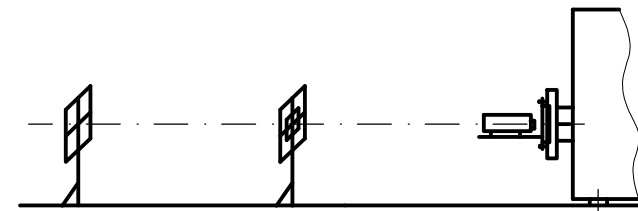


Схема центрування по теоретичній вісі

ПННН НУК 142.44.25.27.04				Технологічний процес		
монтажу двигуна на				Лист		
судновий фундамент				Листів		
				44-ЕМ-23		
Вза	Діст	ІР	Форми	Підпис	Лист	Листів
Розроб	Техн	В.В.				
Перевір	Техн	Н.Р.				
Н. кнот	Техн	Н.Р.				
Замов	Техн	В.В.				