

Первомайськ - 2025 р.

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

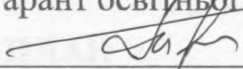
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми



(підпис)

« 15 » 09 2025 р.

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

Студенту Цимбалу Андрію Анатолійовичу

1. Тема роботи: «Розроблення паливної та змащувальної систем суднового двигуна контейнеровоза для підвищення його ефективності».

Керівник роботи к.т.н, доцент Познанський А.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.09.2025 року №88.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 08.12.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 7ЧН43/61 потужністю 6300 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд судна. 2. Машинне відділення судна. 3. Поперечний переріз двигуна 7ЧН43/61. 4. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки. 5. Принципова схема паливної системи.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «15» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.09.2025	
2	Загальний розділ.	23.09.2025	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2025	
4	Науковий розділ.	28.10.2025	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	08.12.2025	

Студент


(підпис)

Цимбал А.А.

Керівник
роботи


(підпис)

к.т.н, доцент Познанський А.С.

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати модернізації паливної системи та системи змащення двигуна контейнеровоза. В якості базового був обраний двигун 7ЧН 43/61 потужністю 6300 кВт.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу, теплового балансу та динаміки. Розрахунки робочого процесу двигуна підтвердили доцільність такої модернізації. Також спроектовано паливну систему та систему змащення. При проектуванні двигуна враховувалися технічно-економічні параметри, а також можливість зниження витрат на його експлуатацію.

У роботі виконано аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що виникають під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи двигуна. Також розглянуто заходи безпеки, яких необхідно дотримуватися під час технічного обслуговування та ремонту двигуна.

Результати кваліфікаційної роботи пройшли апробацію на 12-тій науково-технічній конференції «Marine Power Engineering: State and Problems» у листопаді 2025 року.

Магістерська робота виконана українською мовою на 84 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 12 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, робочий процес, індикаторна діаграма.

ABSTRACT

The master's thesis presents the results of the modernization of the fuel and lubrication systems of a container ship engine. The base engine selected was a four-stroke, seven-cylinder 43/61 turbocharged engine with a power output of 6300 kW.

The study includes calculations of the engine's working cycle, thermal balance, and dynamics. The calculations of the engine's operating process confirmed the feasibility of this modernization. Additionally, the fuel and lubrication systems were designed. During the engine design, both technical and economic parameters were taken into account, as well as the potential to reduce operating costs.

The thesis also provides an analysis of hazardous and harmful factors that may occur during the operation, maintenance, and repair of the engine's fuel system. Safety measures that must be observed during engine maintenance and repair are also considered.

The results of the qualification thesis were validated at the 12th scientific and technical conference «Marine Power Engineering: State and Problems» in November 2025.

The master's thesis is written in Ukrainian and comprises 84 pages of the calculation and explanatory report. Twelve references were used. The graphical section is presented on five A1-format drawings.

Keywords: internal combustion engine, working process, indicator diagram.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 7ЧН43/61 НА КОНТЕЙНЕРОВОЗІ «ZAAN TRADER»	9
1.1 Призначення і конструктивний тип судна	9
1.2 Склад енергетичної установки	10
1.3 Аналіз особливостей конструкції двигунів 7ЧН43/61	11
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 7ЧН43/61	21
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	21
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна	22
2.3 Розрахунок робочого циклу	23
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	30
2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна	34
2.6 Розрахунок витрат води, масла та повітря	35
2.7 Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ	36
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМ ДВИГУНА 7ЧН43/61 ТА ЇХ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ	42
3.1 Паливна система	42
3.2 Система змащення	53
РОЗДІЛ 4. ОЦІНКА ТА ФОРМУВАННЯ ЗАХОДІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ПРАЦІ Й ЗАХИСТУ ДОВКІЛЛЯ	64
4.1 Оцінка небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал під час обслуговування дизеля	64
4.2 Визначення рівнів шуму та вібрації в машинному відділенні	67
4.3 Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації	68
4.4 Забруднення довкілля під час роботи дизельного двигуна	69
4.5 Основні методи зменшення токсичності та димності вихлопних газів	74

ВИСНОВКИ	77
ЛІТЕРАТУРА	78
ДОДАТКИ	79
1. Загальний вигляд судна Ф-А1	
2. Машинне відділення судна Ф-А1	
3. Поперечний переріз двигуна 7ЧН43/61 Ф-А1	
4. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки Ф-А1	
5. Принципова схема паливної системи Ф-А1	

ВСТУП

Згідно із завданням кафедри необхідно виконати розробку конструкції головного дизельного двигуна 7ЧН 43/61 потужністю 6300 кВт для контейнеровоза водотоннажністю 8200 т.

В умовах значного зростання цін на рідкі нафтопродукти для судновласників першочерговим завданням є впровадження сучасних двигунів або пошук рішень, які дозволили б підвищити економічність суднових енергетичних установок. Особлива увага приділяється розробці основних систем двигуна, оскільки від їх роботи значною мірою залежать показники потужності, економічності та експлуатаційної надійності [2].

Основна *мета магістерської роботи* – створити дизельний двигун типу 7ЧН 43/61 з покращеними економічними та експлуатаційними характеристиками порівняно з двигуном-прототипом.

Для досягнення поставленої мети у роботі будуть вирішені такі завдання [1]:

- визначення основних параметрів роботи розроблюваного двигуна;
- аналіз можливих шляхів вдосконалення та розрахунок паливної системи й системи змащення двигуна та їх елементів;
- оцінка конкурентоспроможності розробленого двигуна.

Розроблена модифікація двигуна дозволить ефективно конкурувати з двигунами того ж типорозмірного ряду.

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 7CH43/61 НА КОНТЕЙНЕРОВОЗІ «ZAAN TRADER»

1.1. Призначення і конструктивний тип судна

Контейнеровоз «ZAAN TRADER» (IMO 9336282), взятий у якості прототипу у даній магістерській роботі, призначений для перевезення вантажів, заздалегідь упакованих в спеціальні великовантажні ящики – контейнери.

На контейнеровозі вантажний пристрій відсутній, вантажні операції виконують портовими засобами з терміналів.

Судно ходить під Кіпрським прапором, порт приписки – Limassol. Належить судно компанії Zaan Trader Beheer B.V., та знаходиться в управлінні компанії Reider Shipping B.V. Позивний судна – C4GD2. Основні характеристики судна наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Основні характеристики судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	132,60
Довжина між перпендикулярами, м	123,53
Ширина найбільша, м	19,20
Максимальна осадка, м	7,28
Валова місткість, т	6701
Чиста місткість, т	3557
Повна вантажопідйомність судна, т	8200
Об'єм баластних цистерн, м ³	495
Швидкість судна, вуз	17

Класифікація:

- корпус судна:  100 A5 E Container Ship SOLAS-II-2,Reg.19;
- енергетична установка:  MC E AUT.

Судно збудовано верф'ю Yangfan Group Co., Ltd. Zhoushan Ship Manufactory. Судно оснащено дизель-редукторною силовою установкою з гвинтом регульованого кроку. Частота обертання гвинта становить 163 хв^{-1} .

Загальний вигляд судна взятого у якості прототипу наведено на рис.1.1.



Рис. 1.1. Загальний вигляд судна «ZAAN TRADER»

1.2. Склад енергетичної установки

В якості головного на судні встановлений чотиритактний дизель з газотурбін-ним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) 7ЧН 43/61 (МАК7М 43) з діаметром циліндра 430 і ходом поршня 610 мм.

Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до 700 сСт при температурі до 50°C , а також палива типу RMG 380.

Двигуни серії М43 характеризуються високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндрів і високим ступенем стискування. Ці характеристики полегшують оптимізацію камери згоряння й дозволяють мати високі експлуатаційні показники при роботі на часткових навантаженнях і високій продуктивності [3].

Використовуваний двигун має потужність $N_e = 6300$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n = 500$ хв⁻¹.

Суднова електроенергетична установка включає два допоміжні автоматизовані дизель-генератори потужністю 453 кВт кожний, а також аварійний дизель-генератор такої ж потужності.

Допоміжні котлові установки представлені одним автоматизованим котлоагрегатом фірми Buderus Heiztechnik GmbH, який забезпечує виробництво насиченої пари продуктивністю 2,4 т/год при тиску 0,5 МПа і має поверхню нагріву 17,0 м².

1.3. Аналіз особливостей конструкції двигунів 7ЧН43/61

Двигун 7ЧН43/61 (МАК М43) представляє собою найпотужнішу модель до нового покоління середнеобертових двигунів серій М20, М25 і М32. За перші десять років виробництва були продані більше 800 двигунів М43 в конфігураціях з 6, 7, 8, 9, 12 і 16 циліндрами, сукупною вихідною потужністю приблизно 6000 МВт. У 2004 році був представлений модернізований двигун М43С, який також випускається з вихідною потужністю 1000 кВт на циліндр. Сьогодні М 43 є беззастережним лідером ринку для судів місткістю до 1000 контейнерів типу TEU, а також займає міцне положення в інших сегментах ринку, наприклад, на ринках круїзних судів і поромів.

Знаком довіри до двигунів МАК в 2000 році з'явилося те, що власник контейнеровоза "Anke Ehler" (першого судна в серії "Sietas 160A") Хайнц Елер з Оттерндорфа (поблизу Гамбурга) оснастив його новітнім у той час двигуном М43. Після п'яти років і 30000 мотогодин інтенсивної експлуатації в Північному і Балтійському морях компанією Unifeeder перший повний огляд двигуна був вироблений в квітні 2005 року. Результати виявилися чудовими: ущільнення, клапани, поршні мали хороший стан, підшипники не мали ознак кавітації, плями контакту на роликах і кулачках були стабільними. Необхідно було замінити лише звичайні деталі зносу згідно з інструкціями по технічному обслуговуванню двигунів МАК. Поряд з цим багато інших двигунів М43 також виробили 30000

мотогодин до капітального ремонту і показали аналогічні добрі результати, серед них двигуни 9 M43 на перших десяти судах серії Sietas 168. Недавно двигун 8 M43 на судні "Anke Ehler" виробив 45000 мотогодин до капітального ремонту без яких-небудь проблем і тепер наближається до відмітки 60 000 мотогодин.

Поточні проекти з двигунами M43C в сегменті контейнеровозів включають декілька більш крупних суден, які замовлені на верфях в Китаї, Нідерландах і Германії. Компанія Zhejiang Yangfan Ship Group з Джушаня (Китай) працює над виготовленням серії з 29 контейнеровозів категорії, призначеної для перевезення 700 контейнерів типу TEU, на кожному з яких буде встановлений один двигун MAK 7 M43 C. Компанія Fujian Mawei Shipbuilding також використовує двигуни M43. Вона поставить 32 судна на 700 контейнерів типу TEU з двигунами 8 M43C, а також 13 судів на 880 контейнерів типу TEU з двигунами 9 M43C. Компанія The Dutch Damen Shipyards Group оснащує двигунами M43C універсальні вантажні судна водотоннажністю 14 000 тонн дедвейту і пороми на 800 контейнерів типу TEU. Компанія IHDA Europe Feeder володітиме 8 контейнеровозами на 800 контейнерів типу TEU кожен, які будуть побудовані на різних верфях і оснащені двигунами 8 M43C і 9 M43C. На верфях компанії Volharding будують 8 судів на 900 контейнерів типу TEU з тяговими двигунами 8 M43C. Як і на верфях компанії Sietas, інші верфі Німеччини, такі як Detlef Hegemann Rolandwerft, SSW Schichau Seebeck, Cassens and Peters Schiffbau, також встановлюють значну кількість двигунів M43C на контейнеровози, що будуються.

За перші десять років двигуни серії MAK M43 показали чудові експлуатаційні якості і стали користуватися широким визнанням на ринку. Поставка судна "Aidadiva" в 2005 році також ознаменувало вихід компанії Caterpillar Marine Power Systems (CMPS) на ринок великих круїзних суден. Aidadiva і п'ять майбутніх суден цієї серії оснащуються дизель-електричною тяговою системою з чотирма двигунами MAK 9M43C, що розвивають сукупну потужність 36000 кВт. Їх низька токсичність відпрацьованих газів, плавна робота і низька витрата палива високо цінуються як пасажирями, так і судовласниками.

В той же час журнал замовлень двигунів для круїзних судів в компанії CMPS вже містить 66 двигунів серії M43C в рядній і V-образній конфігураціях сукупною потужністю приблизно 700 МВт. Отже, коли сьогодні судновласникам і верфям доводиться вирішувати, який двигун встановити на нове судно, будь то контейнеровоз або розкішний лайнер, двигун МАК M43C однозначно входить в їх шорт-лист. Характеристики головного двигуна типу 7ЧН 43/61 наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2. Основні характеристики головного двигуна типу 7ЧН 43/61

Циліндрова потужність, кВт (максимальна тривала)	6300
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	500
Діаметр циліндра/хід поршня, мм	430/610
Середня швидкість поршня, м/с	10,2
Число циліндрів, од	7
Середній ефективний тиск, МПа	2,44
Максимальний тиск згоряння, МПа	19,0
Тиск стиску, МПа	17,0
Тиск наддувочного повітря (надлишкове), МПа	0,41
Питома витрата повітря, м ³ /год	38900
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт×год.)	176
Питома витрата масла, г/(кВт×год.)	0,6
Температура охолоджуючої води на виході, °С	80-90
Висота двигуна, мм	6566
Довжина двигуна, мм	8981
Ширина двигуна, мм	2904

При створенні двигуна особливе значення надавалося підвищенню ефективності його використання по наступних аспектах:

— експлуатаційній надійності (завдяки запобіганню корозії, зменшенню механічного зносу, числу з'єднань і, тим самим, зниженню можливості

виникнення дефектів);

- низьким експлуатаційним витратам (що досягається унаслідок невеликої витрати палива, можливості використання важкого палива, малої витрати масла на чад, тривалого терміну служби деталей, простоти установки і нескладних штекерних з'єднань, зменшення трудовитрат при обслуговуванні, простих і добре доступних місць з'єднань);
- оптимальному екологічному режиму відповідно до розпоряджень міжнародних стандартів (за рахунок таких конструктивних заходів, як оптимізація камери згорання, наддуву, уприскування палива і великого ходу поршня).

Технічна концепція. Головний принцип конструкції двигуна М43 – надійність і простота. Двигун проектували з таким розрахунком, щоб на базі наявних технологій можна було перейти до подальшого форсування по середньому ефективному тиску і підвищенню циліндрових і агрегатних потужностей без зміни розмірів підшипників, товщини стінок, діаметрів валів, шестерень і так далі. Принцип «інтелігентна простота» найвиразніше виявляється в скороченні числа вузлів. Завдяки високій функціональній інтеграції в окремі вузли відпадає необхідність (в порівнянні з традиційними двигунами) приблизно в 40 % деталей, зокрема частин трубопроводів. Тим самим усувається близько 40 % з'єднань з властивими їм можливими погіршеннями і відповідними трудовитратами при монтажі і обслуговуванні.

Конструкція і технічні особливості. Блок-картер (рис.1.2) жорсткої конструкції, виконаний з чавуну з кулевидним графітом. Поперечні з'єднання різьбленням між блоком-картером і кришками підшипників забезпечують додаткову жорсткість. Блок-картер не містить води, що охолоджує, тому корозійні пошкодження виключені.

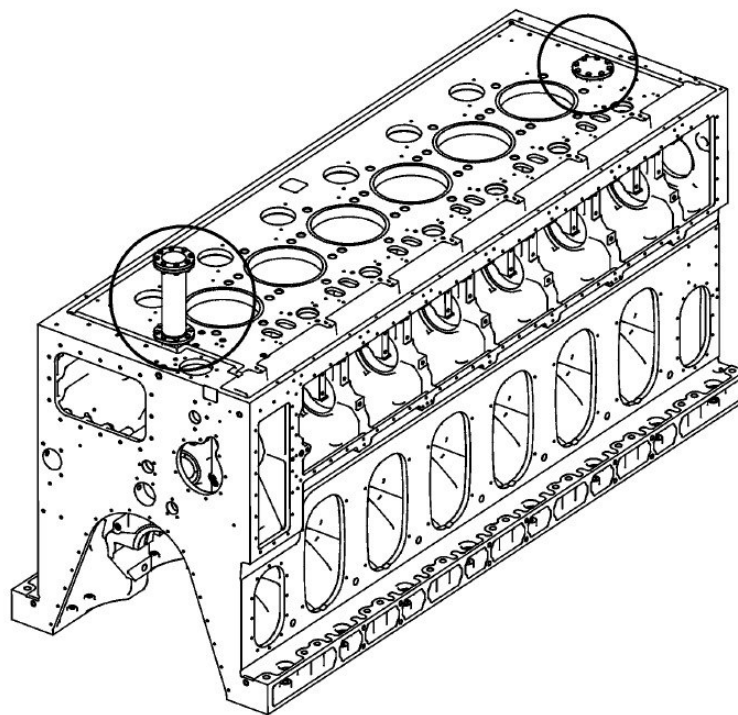


Рис. 1.2. Блок-картер

Циліндрова втулка (рис.1.3) охолоджується лише там, де це найбільш необхідно: у верхній частині довкола камери згорання. Канал наддувочного повітря вбудований в блок-картер. Наддувочне повітря поступає по каналах блоку-картера і сорочки водяного охолодження в кришці циліндра до впускних клапанів. При проведенні робіт на кришці циліндра відпадає необхідність в монтажі або демонтажі трубопроводу наддувочного повітря, отже, виключаються яка-небудь нещільність в з'єднанні трубопроводу або його руйнування.

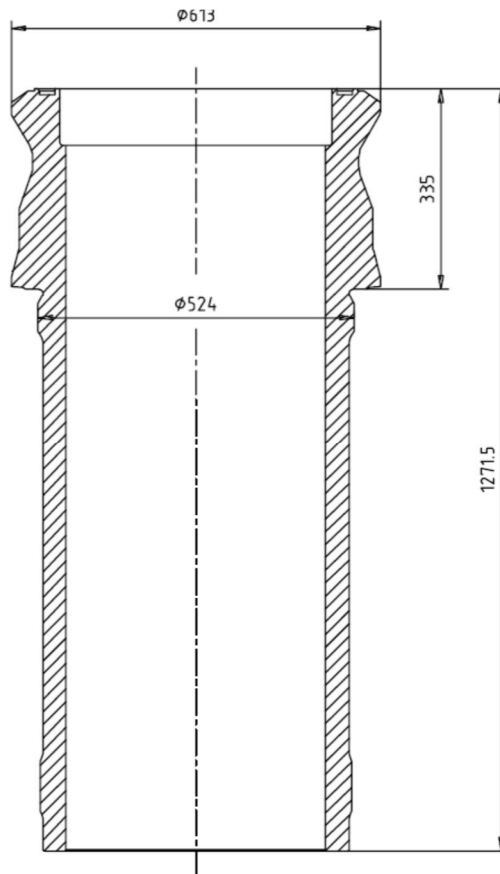


Рис. 1.3. Втулка циліндра

Розподільний вал також вбудований в блок-картер. Для зменшення тертя і зносу штовхальники клапанів і ПНВТ приводяться в дію проміжним важелем. Для зміни за часом відкриття клапанів або зсуву моменту уприскування палива ці важелі легко регулюються шляхом їх установки на валу з ексцентриком (або введенням елементів електронного управління). Маховик і привідна шестерня розподільного валу встановлені за допомогою конусної посадки на колінчастому валу методом гарячої запресовки. Шестерня кулачкового валу приводиться в дію проміжною шестернею. Витримані точно міжосьові відстані забезпечують простоту монтажу без установки зазору між зубами. Всі шестерні управляючого приводу загартовані.

Поршень (рис.1.4) – складений. Верхня частина сталева, а нижня чавунна з кулевидним графітом, щоб забезпечити надійну передачу сил і тиску газів до 19 МПа і вище (максимальний тиск згорання). Канавки у верхній частині поршня для двох ущільнювачих і одного маслозємного кілець проходять індукційне

гартування. Робоча поверхня верхнього кільця покрита спеціальним шаром і має відшліфовану сферичну форму. Таке виконання канавок і кілець забезпечує тривалий термін служби і низьку витрату масла.

Циліндрова втулка завдяки жорсткому буртику стійка до деформації, вона забезпечена калібрувальною вставкою, що запобігає відкладенням коксу на втулці, що також збільшує термін служби і забезпечує низьку витрату масла на чад. Порожнини для розміщення приводу, на стороні муфти і демпфера крутильних коливань на стороні, протилежній муфті, утворені в блоці-картері і, таким чином, зменшують число вузлів двигуна і трудовитрати при монтажі.

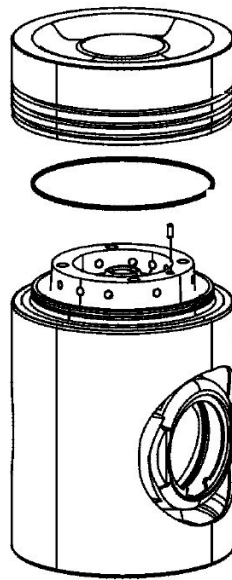


Рис. 1.4. Поршень

Циліндрова втулка завдяки жорсткому буртику стійка до деформації, вона забезпечена калібрувальною вставкою, що запобігає відкладенням коксу на втулці, що також збільшує термін служби і забезпечує низьку витрату масла на чад. Порожнини для розміщення приводу, на стороні муфти і демпфера крутильних коливань на стороні, протилежній муфті, утворені в блоці-картері і, таким чином, зменшують число вузлів двигуна і трудовитрати при монтажі.

Оскільки інтеграція дає переваги при монтажі і технічному обслуговуванні, в процесі розробки двигуна М43 пошук вівся не лише у напрямі спрощення або розширення вже реалізованих рішень, але і для здійснення нових

ідей. Подальше спрощення було досягнуте, зокрема, на кришці, що замикає порожнину зубчастої передачі, де масляний трубопровід був замінений на канавки в кришці, що дозволило виключити нещільність в масляних трубопроводах і їх руйнування. На панелі навішуються також насоси, які просто вставляються в них і затягуються кріпильними болтами. При цьому контролювати зазор між зубами не потрібно. Двигуни М43 відрізняються простотою і зручністю при монтажі на судні.

Всі робочі середовища: паливо, змащувальне масло і вода – підводяться з боку, де розміщується муфта, і їх трубопроводи досяжні. Паливні і масляні фільтри навішуються прямо на двигун. ПНВТ «знають», в якій фазі чотиритактного циклу знаходиться зараз циліндр. Тому логічно, щоб функцію подачі пускового повітря виконував ПНВТ відповідного циліндра. Це реалізовується геометрично і конструктивно. Вбудовування золотникового розподільника в насос означає відмову від розподільника пускового повітря і повітряних трубопроводів, а отже зменшення об'єму монтажних робіт.

Кришка циліндра є найбільш багатофункціональним вузлом двигуна М43 є (рис.1.5). Вона також виготовляється з чавуну з кулевидним графітом і завдяки подвійному днищу володіє високою жорсткістю, обумовленою формою.

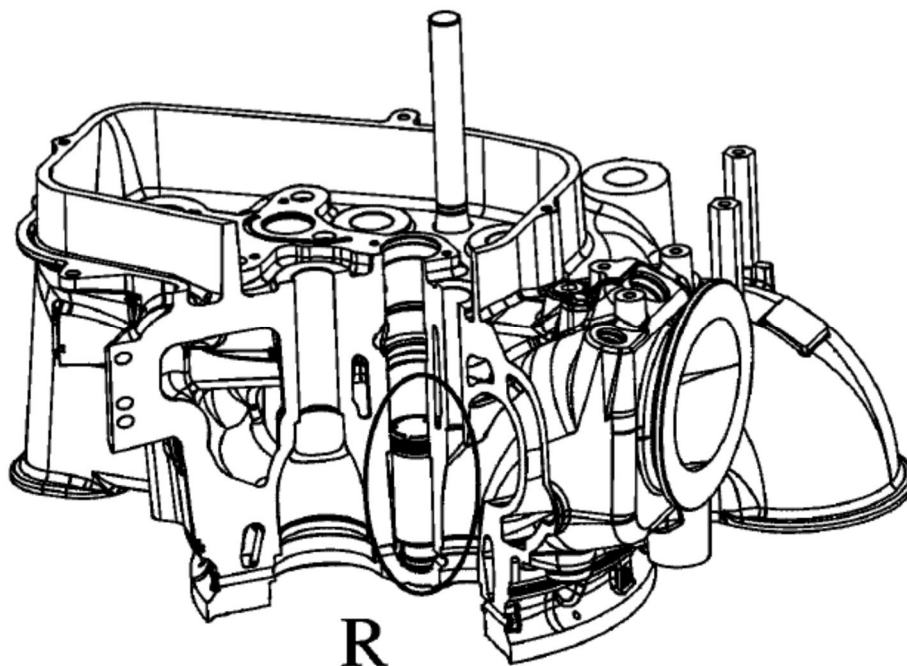


Рис. 1.5. Кришка циліндра

Камера згорання і випускні клапани піддаються інтенсивному охолодженню. Це профілактична міра проти високотемпературної корозії. Два випускні і два випускні клапани кінетично зв'язані загальним коромислом, що полегшує установку зазору в приводі.

Щоб уникнути зайвих витрат при монтажі трубопроводів, передбачено поєднане підведення масла, води і повернення витоків палива. Прості штекерні з'єднання для підведення цих середовищ значно полегшують монтажні роботи.

Передбачені в достатній кількості радіальні входи для води в штекерні з'єднання, для її виходу і входу наддувочного повітря дозволяють демонтувати кришку циліндра не більше ніж за 30 хв. При монтажі кришка циліндра просто насаджується на сорочку водяного охолодження і центрується нею. Кришку затягують чотирма болтами за допомогою гідравлічного інструменту. Фірма МАК при конструюванні дизеля М43 провела необхідні розрахунки методом кінцевих елементів при різних навантаженнях (по частоті обертання, потужності і температурі) і вважає гарантією міцності і надійності конструкції, починаючи з таких відносно простих вузлів, як коромисло, і кінчаючи складними, як кришка циліндра або блок-картер. Двигун М43 призначений для експлуатації в тропічних умовах і роботи на важкому паливі, тому його піддають спеціальним тропічним випробуванням.

При розробці трибологічної системи «циліндрова втулка - поршень - поршневе кільце» МАК застосовує ізотопний вимір зносу по методу тонких плівок. Поблизу ВМТ верхнього поршневого кільця, тобто в місці, де виникає найбільший знос, матеріал циліндрової втулки в машині за рахунок радіоактивного опромінення набуває радіоактивності. За допомогою детектора на працюючому двигуні вимірюють і оцінюють рівень активності. Вже через 100 ч можна отримати достовірні дані по очікуваному зносу. Таким чином, весь комплекс розроблених фірмою МАК конструкторських рішень направлений на реалізацію концепції: надійність і простота.

Термодинамічний підхід. По термодинаміці, як вважає МАК, основними показниками двигуна є уприскування палива, конфігурація камери згорання і

наддув. Фірма формулює, як слід розраховувати дані параметри, щоб добитися оптимальних результатів відносно витрати палива, емісії і температурного рівня. На двигуні М43 реалізовано інтенсивне уприскування палива з наступними особливостями:

- високим тиском уприскування палива;
- короткочасним уприскуванням;
- великим числом отворів малого діаметру для розпилювання палива;
- форсунками високого тиску із спеціальною обробкою (закруглені вхідні кромки розпилюючих отворів);
- короткими трубопроводами високого тиску;
- короткими трубопроводами високого тиску.

При цьому отримано робочий процес з низькою витратою палива, аналогічний процесу постійного тиску; досягнутий незначний знос форсунок; збільшений термін служби поршнів і випускних клапанів завдяки їх низькому температурному рівню. Камера згорання виконана просторою (така оцінка фірми), щоб процес розподілу паливоповітряної суміші вийшов оптимальним і ні циліндрова втулка, ні кришка циліндра, звернені до камери згорання не забризкувалися. Вона характеризується високою мірою стискування і в результаті - низькою емісією азоту і оптимальним процесом спалаху навіть самих важко займистих сортів палива. Плавне збільшення тиску газів і досягнуті завдяки цьому невеликі механічні навантаження, незначна витрата палива також визначаються високою мірою стискування. Відносно наддуву на двигуні М43 виконуються вимоги високого ККД турбокомпресора для забезпечення низької витрати палива, високої міри стискування при достатньому надлишку повітря. Фірма МАК вважає, що цим обумовлені низькі температури вузлів і показники емісії оксиду азоту, незначне димоутворення і робота з мінімальним забрудненням. Імпульсний наддув забезпечує невелику схильність до забруднення і запобігає термічному перевантаженню на режимах часткового навантаження.

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 7ЧН43/61

2.1. Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згорання істотно відрізняється від ідеальних циклів. У ньому змінюється кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. Через кінцеву швидкість згорання та дисоціацію продуктів згорання хімічна енергія палива виділяється поступово. Під час розширення відбуваються догорання палива та відновлення дисоційованих газів з виділенням тепла. У розрахунковому циклі робоче тіло не можна вважати з постійними теплоємностями, оскільки температура та склад газів у циліндрі значно змінюються. Також враховуються теплові та аеродинамічні втрати [1].

Окрім розрахункового, розглядають дійсний цикл, який відбувається в працюючому двигуні й не може бути точно описаний через недосконалість розрахункових методик та складність протікаючих процесів. Чим досконаліша методика теплового розрахунку, тим ближче розрахунковий цикл до дійсного.

У даній магістерській роботі застосовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким та вдосконалена Є. К. Мазінгом. Метод базується на основах термодинаміки та термохімії, охоплює сутність теплових явищ у робочому циліндрі та є інженерним аналітичним дослідженням.

Він дозволяє:

- кількісно оцінити теплові явища як при проектуванні, так і при дослідженні побудованого двигуна;
- отримати уявлення про основні параметри циклу та фактори, що впливають на робочий процес;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках циклу та ефективні показники роботи двигуна.

Метод забезпечує достатню практичну точність розрахунків, незважаючи на те, що цикл описується спрощеними термодинамічними процесами та використанням емпіричних коефіцієнтів для оцінки реальних умов роботи

двигуна. Розрахунок робочого циклу виконано за допомогою персонального комп'ютера в програмі *Mathcad*.

2.2. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 11 \dots 15$. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,36$.

Показник адіабати повітря $k_b = 1,4$.

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

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,82$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У СОД $\gamma_r = 0,02-0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,025$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Для МОД і СОД $\xi_z = 0,75-0,94$; $\xi_b = 0,86-0,98$. Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$. Для МОД $\lambda = 1,05 - 1,35$. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

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

Приймаємо $\Delta T_a = 15$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо $T_r = 800$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на HFO (heavy fuel oil) – важкому паливі. Масовий склад пального [5]:

Вуглець – $C = 0,87$ кг;

Водень – $H = 0,126$ кг;

Сірка – $S = 0$ кг;

Кисень – $O = 0,004$ кг.

Нижча теплота згоряння палива $Q_{нд}$. Для дизельного пального приймаємо $Q_{нд} = 42700$ кДж/кг.

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

2.3. Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,41}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,81} \right] = 470,825$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 470,825 - 0,8 \times (470,825 - 293) = 328,565$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{328,565 + 15 + 0,025 \times 800}{1 + 0,025} = 354,698$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,41 - 0,004 = 0,406$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,406 = 0,394$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,394}{0,406} \times \frac{328,565}{354,698} \times \frac{1}{1 + 0,025} \times (1 - 0) = 0,939$$

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 дійсному процесі.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого валу n_1 збільшується; при підвищенні середньої

температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_1 = 1,361$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,394 \times 15^{1,361} = 15,702$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 354,698 \times 15^{1,361-1} = 942,816$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,36}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,167$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,167} = 1,027$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,026$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,92}{0,95} = 0,968$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,027 - 1}{1 + 0,025} \right) \times 0,968 = 1,026$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

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

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

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

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

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

$$T_z = 1823$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 15,702 = 18,843$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,026}{1,2} \times \frac{1823,359}{942,816} = 1,653$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,653} = 9,075$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли

збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,284$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1823,359 \times \frac{1}{9,075^{1,284-1}} = 974,636$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,843}{9,075^{1,284}} = 1,11$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$= \frac{15,702}{15 - 1} \times \left[1,2 \times (1,653 - 1) + \frac{1,2 \times 1,653}{1,284 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,073^{1,284-1}} \right) - \frac{1}{1,361 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,361-1}} \right) \right] = 2,587$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,587 \times 0,99 \times (1 - 0) = 2,561$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,406 \times 0,939}{2,36 \times 0,495 \times 328,565 \times 2,561} = 0,168$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,168 \times 42700} = 0,502$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,561 \times 0,95 = 2,433$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,502 \times 0,95 = 0,477$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,168}{0,95} = 0,177$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,43^2 \times 0,61 \times 0,5 \times 2,433 \times 500 \times 7 = 6292,57$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{6292,57 - 6300}{6292,57} = -0,1\%$$

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

$$\begin{aligned} G &= \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a = \\ &= \left(\frac{3,14 \times 0,43^2}{4} \right) \times 0,61 \times \left(\frac{0,406 \times 10^6}{287 \times 328,565} \right) \times 0,939 \times 7 \times 0,5 \times \left(\frac{500}{60} \right) \times 1 = 10,448 \end{aligned}$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 10,488 + 0,177 \times \frac{6292,57}{3600} = 10,757$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,805 \times 0,41 = 0,33$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 974,636 \times \left(\frac{0,33}{1,11} \right)^{\frac{1,284-1}{1,284}} = 745,332$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

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

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,36 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,36 \times 0,495) = 1,2$$

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

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

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,2 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,2 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,36 - 1) \times 0,495}{1,2 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,36 \times 0,495}{1,2 \times 296,8}} = 287,457$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 745,332) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 745,332} = 1,377$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,377}{1,377-1} \right) \times 287,457 \times 745,332 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,33}{0,101} \right)^{\frac{1,377-1}{1,377}}} \right] \times 0,98 \times 0,82 \times 10,757}{10,448 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4-1} \right) \times \frac{1}{0,81}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 4,054$$

$$P_{kd} = \Pi_{\kappa} \times P_0 = 4,054 \times 0,101 = 0,411$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,411 - 0,41}{0,411} = 0,2\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

2.4. Розрахунок та побудова 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 [4].

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,284
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,702
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,843
Ступінь попереднього розширення ρ	1,653
Ступінь стиснення ε	15

Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми наведено в табл. 2.2. Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

Таблиця 2.2. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V _c	p _{ст}	p _{розш}
1,00	18,84	
1,00	15,70	18,84
1,65	7,92	18,84
2,32	4,99	12,19
2,99	3,54	8,81
3,66	2,69	6,80
4,32	2,14	5,48
4,99	1,76	4,56
5,66	1,48	3,88
6,32	1,28	3,36
6,99	1,11	2,96
7,66	0,98	2,63
8,33	0,88	2,36
8,99	0,79	2,14
9,66	0,72	1,95
10,33	0,65	1,79
11,00	0,60	1,65
11,66	0,55	1,53
12,33	0,51	1,43
13,00	0,48	1,33
13,67	0,45	1,25
14,33	0,42	1,18
15,00	0,39	1,11
15,00		0,39

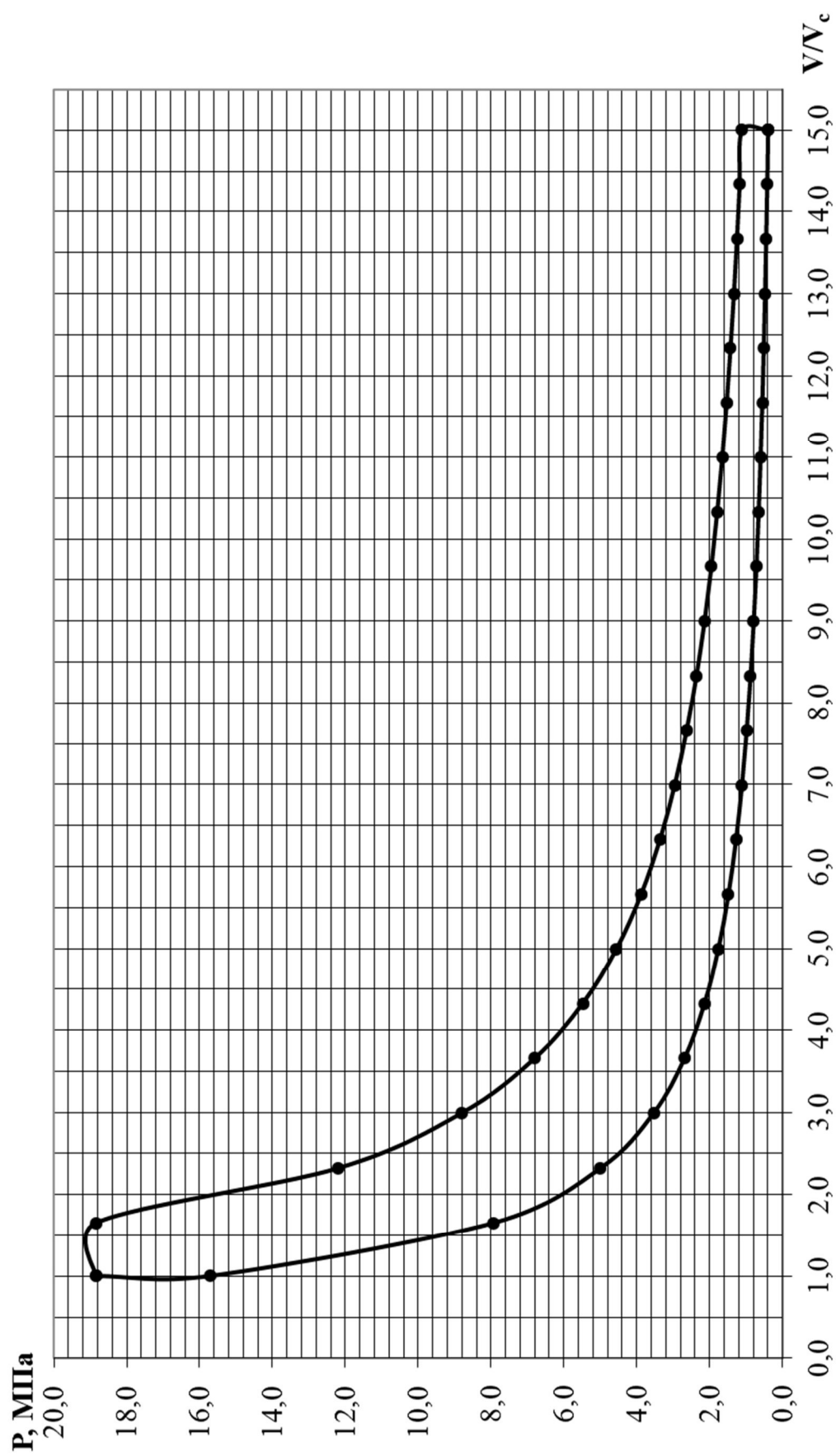


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма

2.5. Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу [7]:

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

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

Q_{Γ} – теплота випускних газів, кВт;

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

Q_W – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M – теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

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

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

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{6300}{0,477} = 13207,55 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C_{p_{\Gamma}} (T_{3T} - T_o) = 10,757 \cdot 1047,93 \cdot (564,7 - 293) = 3062,76 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майєра:

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,378}{1,378 - 1} \cdot 287,457 = 1047,93 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} = 745,293 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,394}{0,1}} \right)^{\frac{1,378 - 1}{1,378}} = 525,06 \text{ К}$$

$$T_{3T} = T_T - \eta_{ad} (T_T - T_{3T}^{ad}) = 745,293 - 0,82 \cdot (745,293 - 525,06) = 564,7 \text{ К}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду):

$$Q_W = \frac{0,98Q_\Sigma - Q_\Gamma - Ne}{1,2} = \frac{0,98 \cdot 13207,55 - 3062,76 - 6300}{1,2} = 2983,87 \text{ кВт}$$

4. Визначимо кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло):

$$Q_M \approx 0,2Q_W \approx 0,2 \cdot 3057,18 = 596,78 \text{ кВт}$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу):

$$Q_{H.B.} \approx 0,02 \cdot Q_\Sigma = 0,02 \cdot 13207,55 = 264,14 \text{ кВт}$$

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

$$Q_\Sigma = Q_\Gamma + Q_W + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = 3062,76 + 2983,87 + 596,78 + 264,14 + 6300 = 13207,55 \text{ кВт.}$$

7. Висновок: усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності.

2.6. Розрахунок витрат води, масла та повітря

1. Розрахунок витрати води

$$G_w = \frac{N_e g_w}{1000}, \text{ т/ГОД}$$

де g_w – питома витрата води, кг/кВт·год.

Для середньообертових двигунів (СОД) $g_w = 28...50$ кг/кВт·год. Обираємо $g_w = 40$ кг/кВт·год.

$$G_w = \frac{6300 \cdot 40}{1000} = 252 \text{ т/ГОД}$$

$$G_w = 70 \text{ кг/с}$$

Згідно з рівняння теплового балансу

$$Q_w = G_w C_{p_w} (T_1 - T_2)$$

З нього ΔT – температурний перепад води на вході та виході з дизеля, К

$$\Delta T = \frac{Q_w}{G_w \cdot C_{p_w}} = \frac{2983,87}{70 \cdot 4,187} = 10,18$$

де Q_w – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт,
 C_{pw} – теплоємність води, кДж/кг·К.

Перепад температур води на двигуні знаходиться у межах 1,515.

2. Розрахунок витрати масла

Згідно з рівнянням теплового балансу

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

З нього

$$G_M = \frac{Q_M}{C_{pM} \Delta T} = \frac{596,78}{2,2 \cdot 4} = 67,8 \quad \text{кг/с}$$

де Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

C_{pM} – теплоємність мастила, кДж/кг·К

$\Delta T = T_1 - T_2$ – температурний перепад води на вході та виході з маслоохолоджувача, К.

Перепад температур масла на двигуні обирається у межах 1,58 К.

3. Витрата повітря визначена у розрахунку циклу. Згідно з ним:

$$G_{\Pi} = 10,45 \text{ кг/с.}$$

2.7. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

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:

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

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. 2.3. представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми *Excel* і представлений в табл. 2.4. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.2 – 2.3.

На рис. 2.2. 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. 2.3. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

Таблиця 2.3. Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,43
Частота обертання колінчатого валу	хв^{-1}	n	500
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	18,843
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,394
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,41
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,6
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,236
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступово	кг	m	425
Радіус кривошипа	м	r	0,305
Ступінь стиснення		ε	15
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,361

Таблиця 2.4. Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,4100	-3,0231	-2,6131	0,0000	-2,6131	0,0000
20	0,4100	-2,7406	-2,3306	-0,1885	-2,1256	-0,9743
40	0,4100	-1,9739	-1,5639	-0,2391	-1,0443	-1,1884
60	0,4100	-0,9343	-0,5243	-0,1087	-0,1680	-0,5084
80	0,4100	0,1177	0,5277	0,1249	-0,0314	0,5414
100	0,4100	0,9671	1,3771	0,3260	-0,5601	1,2996
120	0,5267	1,5116	2,0382	0,4225	-1,3850	1,5539
140	0,4456	1,7734	2,2190	0,3392	-1,9179	1,1665
160	0,4059	1,8562	2,2622	0,1830	-2,1883	0,6017
180	0,3940	1,8687	2,2627	0,0000	-2,2627	0,0000
200	0,4059	1,8562	2,2622	-0,1830	-2,1883	-0,6017
220	0,4456	1,7734	2,2190	-0,3392	-1,9179	-1,1665
240	0,5267	1,5116	2,0382	-0,4225	-1,3850	-1,5539
260	0,6826	0,9671	1,6498	-0,3905	-0,6710	-1,5569
280	0,9965	0,1177	1,1142	-0,2637	-0,0662	-1,1431
300	1,7018	-0,9343	0,7674	-0,1591	0,2460	-0,7441
320	3,5559	-1,9739	1,5820	-0,2418	1,0564	-1,2022
340	8,8950	-2,7406	6,1544	-0,4978	5,6129	-2,5727
360	15,7093	-3,0231	12,6862	0,0000	12,6862	0,0000
380	18,8430	-2,7406	16,1024	1,3026	14,6858	6,7314
400	8,8453	-1,9739	6,8714	1,0504	4,5886	5,2215
420	4,4133	-0,9343	3,4790	0,7211	1,1150	3,3734
440	2,6638	0,1177	2,7815	0,6584	-0,1654	2,8536
460	1,8642	0,9671	2,8313	0,6702	-1,1516	2,6719
480	1,4595	1,5116	2,9711	0,6158	-2,0189	2,2651
500	1,2466	1,7734	3,0200	0,4617	-2,6102	1,5876

520	1,1417	1,8562	2,9979	0,2425	-2,9000	0,7975
540	1,1100	1,8687	2,9786	0,0000	-2,9786	0,0000
560	1,1417	1,8562	2,9979	-0,2425	-2,9000	-0,7975
580	1,2466	1,7734	3,0200	-0,4617	-2,6102	-1,5876
600	1,4595	1,5116	2,9711	-0,6158	-2,0189	-2,2651
620	0,6000	0,9671	1,5671	-0,3709	-0,6374	-1,4789
640	0,6000	0,1177	0,7177	-0,1699	-0,0427	-0,7363
660	0,6000	-0,9343	-0,3343	0,0693	-0,1072	0,3242
680	0,6000	-1,9739	-1,3739	0,2100	-0,9175	1,0440
700	0,6000	-2,7406	-2,1406	0,1732	-1,9523	0,8948
720	0,6000	-3,0231	-2,4231	0,0000	-2,4231	0,0000

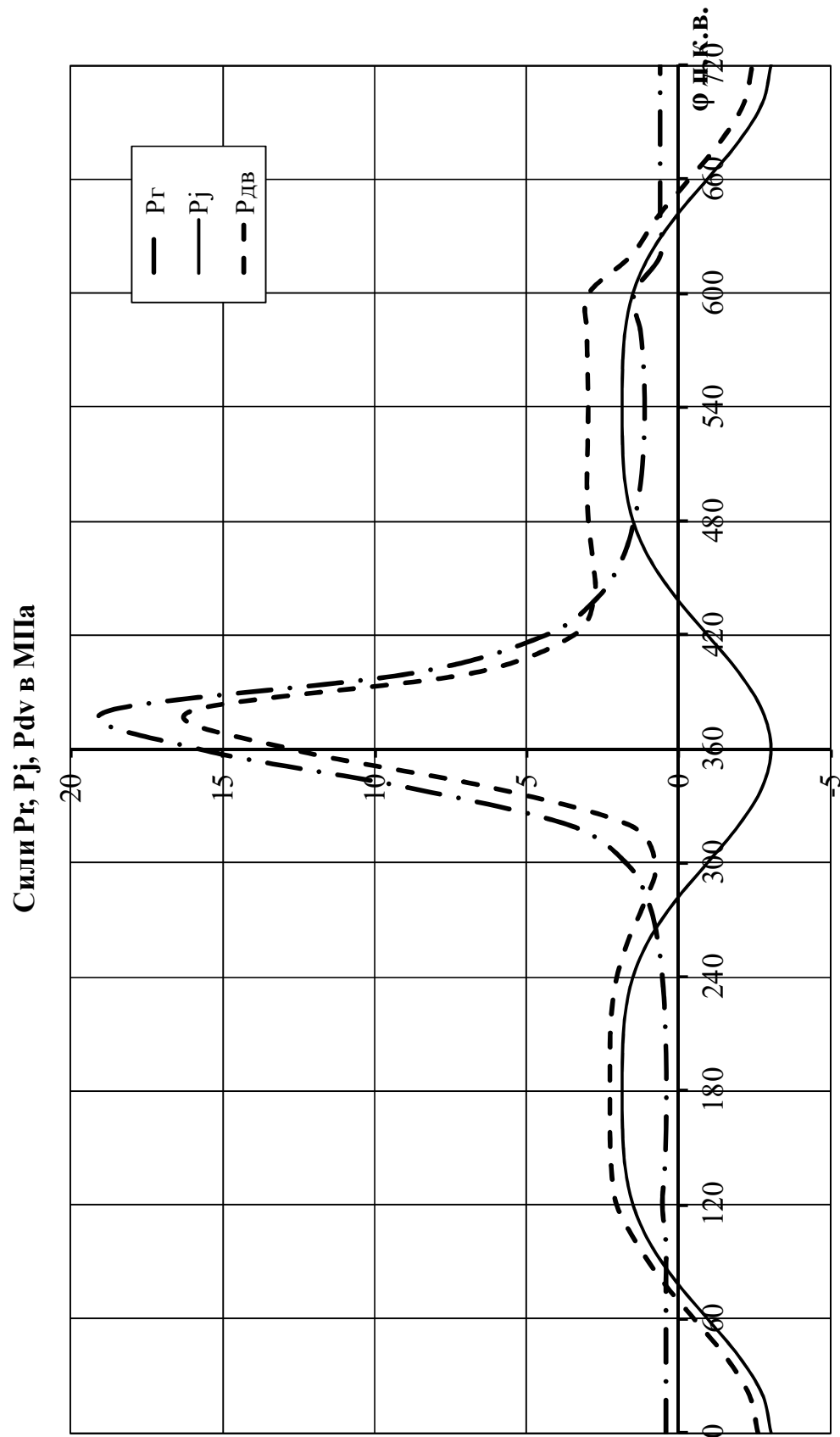


Рис. 2.2. Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

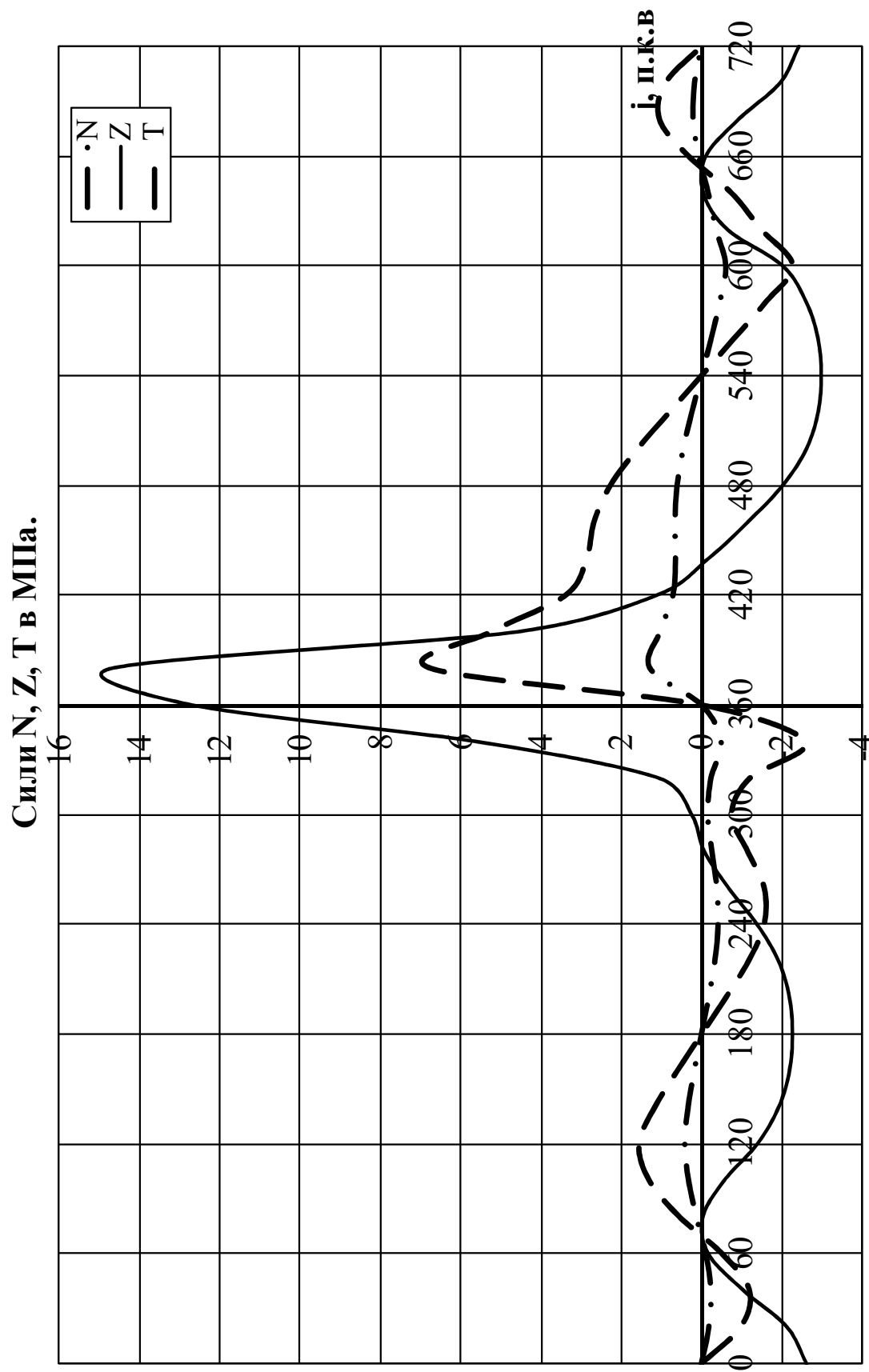


Рис. 2.3. Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМ ДВИГУНА 7ЧН43/61 ТА ЇХ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

3.1. Паливна система

На рис. 3.1 показана система, єдина для головного і допоміжних дизелів. Допоміжні двигуни можна експлуатувати на важкому або дизельному паливі незалежно від головного двигуна.

З бункерних цистерн паливо перекачується насосами в проміжну цистерну, звідки сепараторами воно може подаватися у відповідні витратні цистерни ("добові цистерни").

Для забезпечення найбільш задовільного очищення важкого палива сепаратори обладнані підігрівачами де паливо може підігріватися до температури 95-98 °С.

З конкретної витратної цистерни паливо подається до одного з двох електричних підкачуючих насосів, який подає паливо під тиском (по можливості через витратомір) до сторони низького тиску паливної системи.

Після цього паливо поступає до одного з двох електричних циркуляційних насосів, а від нього через підігрівач, регулювальник в'язкості, фільтр і до паливних насосів ВД.

Відсічне паливо від форсунок і насосів ВД через трубу поворотного палива перепускається назад до сторони всмоктування циркуляційного насоса. Для підтримки постійного тиску в головній магістралі на вході паливних насосів ВД, продуктивність і подача циркуляційного насоса перевищує кількість палива, що витрачається двигуном.

Окрім цього, встановлюється підпружинений байпасний клапан який функціонує як перепускний між входом до ТНВД і повернення палива і, таким чином, підтримує постійний тиск в приймальному паливному трубопроводі.

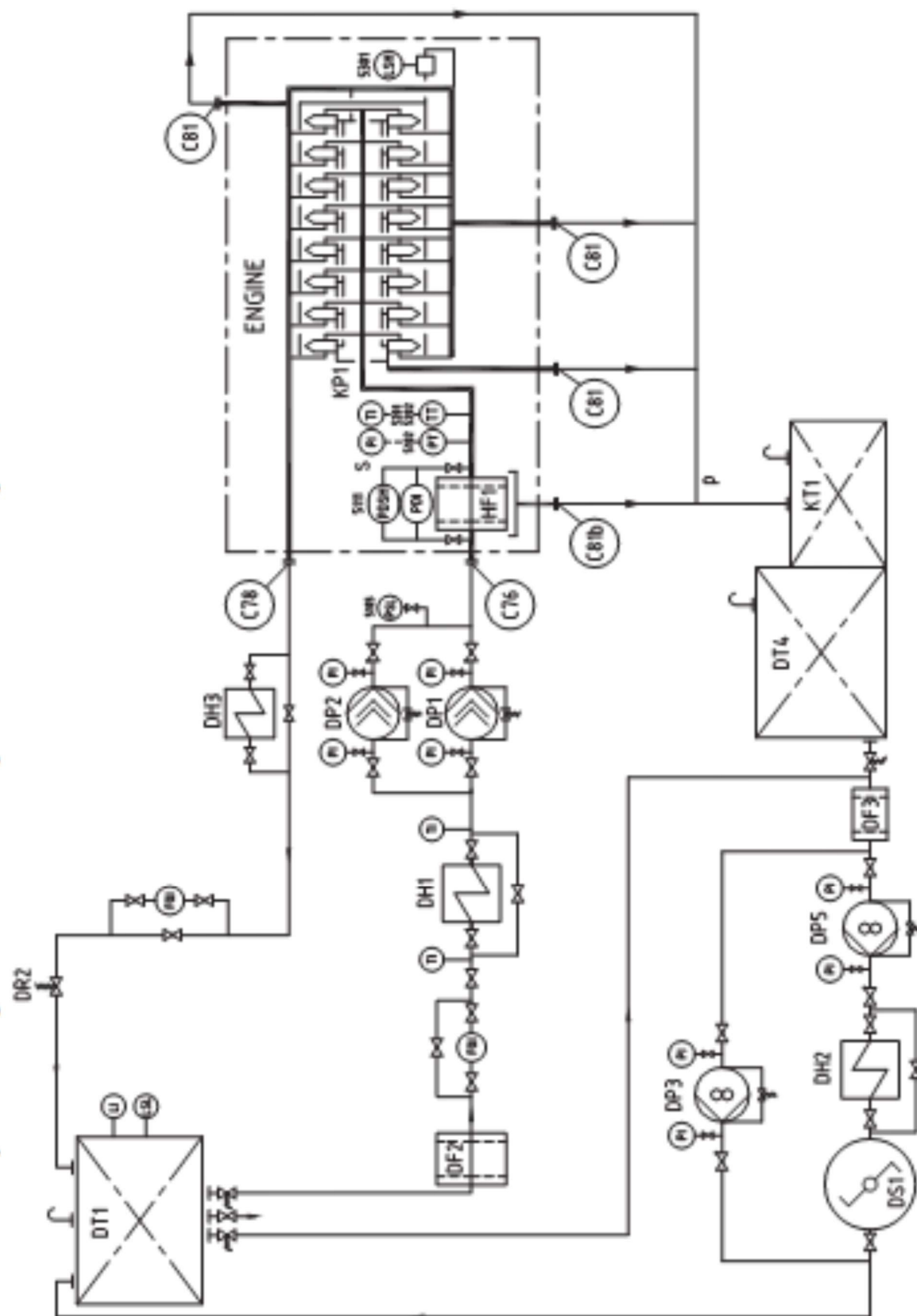


Рис. 3.1. Паливна система

Для того, щоб підтримувати рівномірний потік підігрітого палива через паливні насоси, корпуси і форсунки на всіх навантаженнях (включаючи зупинений двигун), на виході форсунок встановлюється золотник і циркуляційний отвір.

Завдяки "вбудованій" циркуляції підігрітого палива може підтримуватися робоча температура паливних насосів і форсунок навіть тоді, коли двигун зупинений.

Отже, немає необхідності переходити на дизельне паливо при заходах в порт, якщо циркуляційний насос продовжує працювати і зберігається підігрівання циркулюючого палива.

Якщо при тривалій стоянці потрібно відключити циркуляційний насос або підігрівання, то з паливної системи заздалегідь треба злити важке паливо.

Основними функціями паливоподаючої апаратури є забезпечення:

- точного дозування подачі палива на цикл;
- необхідного тиску вприскування палива на певній ділянці робочого циклу протягом короткого відрізка часу;
- можливості розподілу палива по окремих циліндрах;
- оптимального характеру протікання процесу вприскування, відповідаючого заданим умовам роботи дизеля;
- надійної роботи апаратів на всіх заданих режимах;
- максимального терміну служби.

Паливна система розрахована на роботу двигуна, як на дизельному, так і на важкому паливі.

З цистерни основного запасу паливо перекачується насосом в решту цистерн, звідки через сепараторів у витратні цистерни.

Для забезпечення задовільного очищення сепаратори важкого палива обладналися підігрівачами. З витратних цистерн важкого палива і легкого палива, воно поступає через триходовий кран до живильних насосів, за допомогою яких паливо перекачується в резервуар, звідки за допомогою циркуляційних насосів, паливо подається до підігрівачів. Підігрівачі розраховані

так, щоб будь-який з них задовольняв на 100 % вимогам в нагріві і підтримувалася постійна температура палива на подачі, яку задає регулятор в'язкості. В'язкість підтримується на заданому рівні за допомогою регулювання температури палива, подачею пари до підігрівачів. Після підігрівачів паливо подається в автоматичний фільтр, що оберігає устаткування ПНВТ від частинок, які можуть викликати пошкодження. Після фільтрів паливо подається в ПНВТ. Від кожного ПНВТ відходить труба повернення палива, по якій воно поступає в головний трубопровід зворотнього палива, а від туди в деаераційний резервуар, в якому міститься комбінація чистого палива з витратної цистерни і підігрітого поворотного палива від двигуна.

Деаератор вентилює утворені гази, щоб запобігти кавітації в насосах циркуляції палива. Насоси живлення підтримують тиск в деаераторі на рівні 4 бар для запобігання газифікації гарячого важкого палива і випаровування води, що може привести до піноутворення. Тиск підтримується автоматично деаератором - клапаном.

При переході на дизельне паливо, поворотне важке паливо може бути повернене у витратну цистерну через кран перемикання. Для забезпечення постійного тиску в трубопроводі перед ПНВТ продуктивність циркуляційного насоса декілька перевищує потребу двигуна в паливі.

Система паливоподачі включає:

- а) паливний насос високого тиску, золотникового типу;
- б) форсунка закритого типу з гідравлічним підйомом голки;
- в) паливопідкачувальний насос, автономний, горизонтальний, зубчастий, електроприводний.
- г) підігрівач важкого палива з паровим підігрівом, трубчастого типу.
- д) фільтр тонкого очищення з фільтруючими елементами з пористого металу, складається з 3-х секцій, що працюють паралельно;
- е) регулятор в'язкості важкого палива, пневматичний;
- ж) холодильник дизельного палива на охолодження форсунок, трубчастого типу;

з) сепаратор важкого палива, вертикальний, відцентровий, із самоочищенням.

Температура палива, при якій можлива нормальна робота дизеля, визначається залежно від в'язкості палива.

Для відключення палива від двигуна рекомендується на лінії підведення палива у входу у двигун установлювати бистрозапорний клапан.

Форсунка двигуна (рис. 3.2, а) закритого типу. Голка 5 навантажена через штовхач 26 пружиною 23 в знімному стакані 19. Затягування пружини на тиск початку уприскування 300 кг/см^2 регулюється висотою проставочної втулки 17. Нажимний болт 16 стопориться гайкою 18. Штифт 21, віджатий пружиною 15 вгору, служить для контролю роботи голки форсунки. Голка має плоский кінець, прочинений по торцю сопла 1, що має чотири отвори діаметром 0,95 мм. Що направляє 3 голки і корпус 2 сопла притискаються до сталевго корпусу форсунки 9 гайкою 4. По корпусу гайка ущільнюється маслостійким гумовим кільцем 6.

Підйом голки в 0,8 мм обмежується наполегливим розжареним кільцем 28, що одночасно направляє для нижньої частини штовхача. Втулка 25 служить такою, що направляє для верхньої частини штовхача.

Охолодження сопла здійснюється паливом через систему горизонтальних 29 і вертикальних 7 і 8 свердлень. Паливо підводиться до сопла по нагнітальній трубці 13, щілинному фільтру 11 тонкого очищення і систему отворів. Ущільнення нагнітального штуцера по щілинному фільтру здійснене прокладкою 12, що вичавлюється болтом 14.

Свердлення 27 і 24 призначені для прокачування палива з метою видалення повітря, що може скупчитися у форсунці. Прокачування здійснюється насосом при віджатому голчатому клапані 22. Форсунка ущільнюється в стакані притиранням і кріпиться до кришки двома шпильками за допомогою нажимного фланця 20. Положення форсунки в кришці фіксується настановним гвинтом 10.

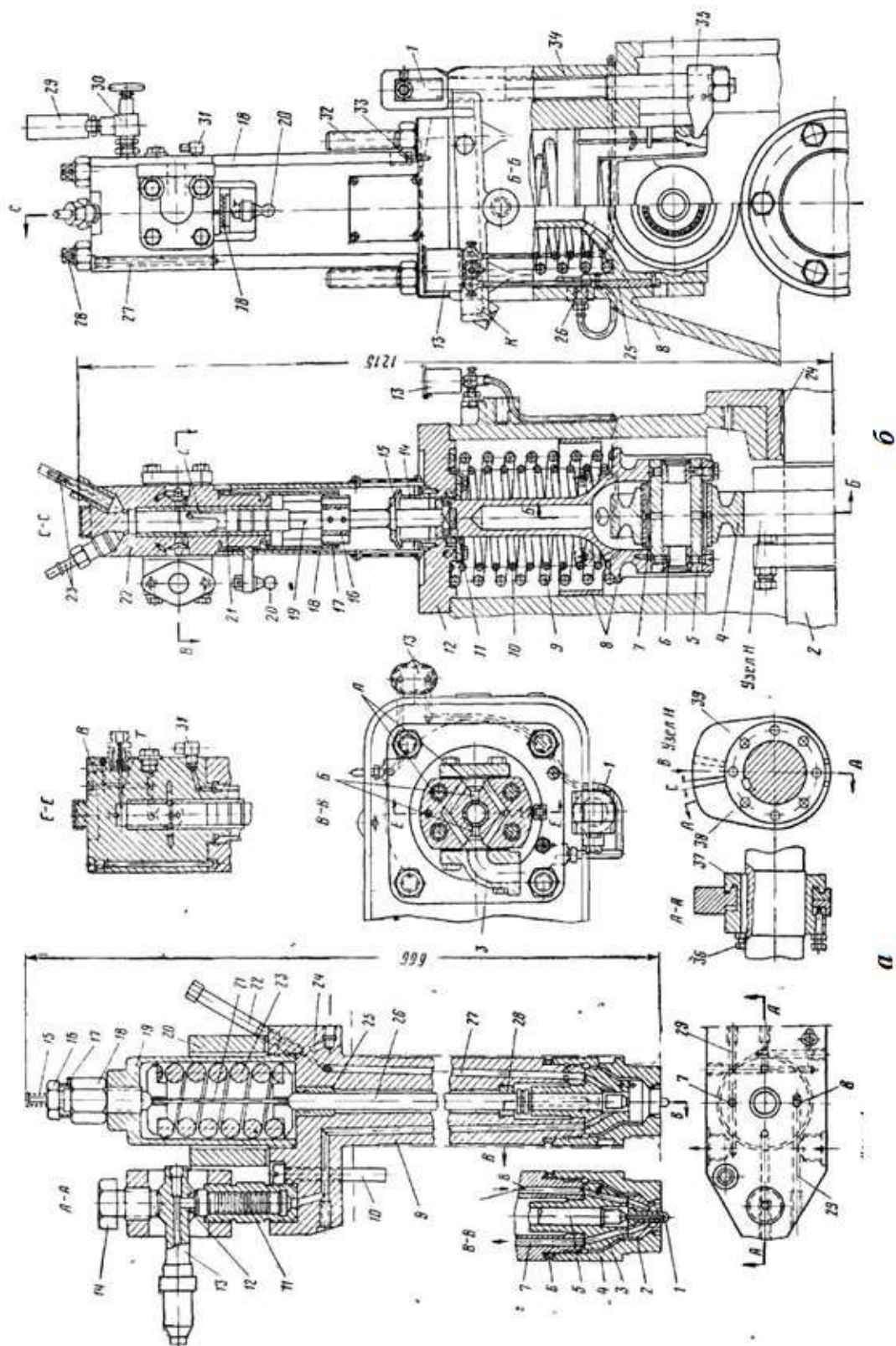


Рис. 3.2. Форсунка (а) та паливний насос (б)

Паливний насос високого тиску (рис. 3.2, б) золотникового типу, з регулюванням по кінцю подачі без нагнітального клапана. Нижня частина корпусу 34 чавунна, загальна для двох насосів, утворює масляну ванну для симетричних кулачних шайб. У корпусі розміщений опорний підшипник 24 розподільні вали 2.

Верхня сталева кована частина 22 корпуси з чавунною втулкою 21 за допомогою проставки 18 сполучена шпильками 28 з кришкою 12, яка кріпиться до нижньої частини короткими 33 і довгими 32 шпильками. Наявність довгих шпильок полегшує виконання попереднього затягування пружин 9 і 10. Верхній корпус по вставці фіксується штифтом 27.

Кулачна шайба симетричного профілю (вузол Н), що складається з двох половин 38 і 39 із зовнішнім конусом, закріплена на муфті 37 з внутрішнім конусом болтами 36. Наявність декількох болтів при незначному затягуванні кожного з них створює силу тертя в конусному з'єднанні для передачі значного крутного моменту.

Регулювання кута випередження подачі палива по насосу проводиться зміною зазору з відповідним поворотом половин кулачної шайби щодо нерухомої муфти.

Плунжер 19 з легованої сталі з діаметром 38 мм і ходом 75 мм має два симетричні профільні вирізи з регулюючими кромками. Вирізи радіальним і вертикальним свердленнями сполучаються з порожниною над плунжером.

Зміна циклової подачі здійснюється поворотом втулки 17, в подовжніх направляючих пазах якої рухається поперечина 16, закріплена на плунжері. Втулка штирем з кульовою головкою 20 сполучена системою тяги і важелів з валиком управління паливними насосами. Положення плунжера відносно паливopідвідних каналів визначається шкалою шкали, нанесеної на верхній частині проставки 18.

Шайба 15 і втулка 14 запобігають попаданню палива в масляну ванну розподільного валу. Плунжер спирається на сталеву розжарену шайбу 11 в сталевій щоп направляє 8 з віджимними пружинами 9 і 10, що мають різний

напрям витків. Ролик 4 має дворядний голчатий підшипник 7. Сталевий порожнистий палець 5 з подовжніми прорізами по кінцях, вільно вводиться в вушко, що направляє і закріплюється в них розтискними втулками 6 із закритими торцями. Від провертання і осьового зсуву палець закріплюється болтом і гвинтом. Шпонка 25 забезпечує штовхачеві тільки поступально-поворотний рух.

Від паливопідкачуючого насоса паливо підводиться в порожнині А по патрубку 3 (див. розріз по В–В). При положенні плунжера в нижньому крайньому положенні паливо через два радіальні канали В поступає в порожнину над плунжером. При русі плунжера вгору після перекриття каналів В починається стиснення і подача палива в дві форсунки по трубах 23. Відсічення палива настає при повідомленні каналів В з виточкою на плунжері.

За допомогою отворів у верхньому корпусі приймальна порожнина насоса сполучається з отвором В, від якого по трубці зі встановленим на ній неповоротним клапаном надлишок палива поступає на охолодження форсунок. Цим досягається постійне проходження палива через насос і усувається можливість утворення в ньому повітряних мішків.

Отвір Т сполучається із замочним кутовим голчатим клапаном 30, на який періодично встановлюється манометр 29 для перевірки максимального тиску уприскування (420 кг/см^2).

Для виведення насоса з роботи що направляє 8 встановлюється у верхнє крайнє положення спеціальним знімним важелем за допомогою стрижня І з вушком і планкою 35, В цьому положенні штовхач фіксується проставкою.

Масило що направляє штовхача і голчатого підшипника здійснюється від масельнички 13. Підведення мастила направляючої виконане через штуцер 26, а для втулки 17 – через штуцер 31. Відведення витoku палива через плунжерну пару проводиться з піддону по трубці, приєднаній до отвору К.

У подальших конструкціях паливних насосів плунжерна втулка має два радіальні отвори діаметром 8 мм для наповнення, а під ними – два радіальні отвори діаметром 3 мм для відсічення подачі палива. Розділення порожнин

наповнення і відсічення усунуло негативний вплив хвиль відсічення на процес наповнення і підвищило стабільність роботи насоса.

Розрахунок основних елементів паливної системи

Пропускна спроможність сепаратора

$$W_{cen} = \frac{B_{доб}}{\rho_T \times \tau \times n_s}, \text{ м}^3$$

де : $B_{доб}$ – добова витрата палива, $B = 26762,4$ кг/доб.

τ – час роботи сепаратора $\tau = 20 \text{ год} / \text{доб}$

n_s – число сепараторів, $n_s = 2$

$$W_{cen} = \frac{30718}{980 \times 20 \times 2} = 0,68 \text{ м}^3$$

Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м^2

$$F_{пт} = \frac{W_{cen} \times C_n \times (t_2 - t_1) \times \rho_T}{k \times \Delta t \times \eta_3}, \text{ м}^2$$

де: C_n - теплоємність палива, $C_n = 1,9$ кДж/кг К

t_2 - температура палива, що поступає в сепаратора $t_2 = 80^\circ\text{C}$

t_1 - температура, при якій зберігається паливо $t_1 = 40^\circ\text{C}$

ρ_T - щільність палива, $\rho_T = 980$ кг/м

k - коефіцієнт теплопередачі, $k = 500$

η_3 - коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача $\eta_3 = 0,7$

Δt - середня різниця температур між насиченою парою і паливом

$$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}, ^\circ\text{C}$$

де : t_3 - температура насиченої пари, що поступає в підігрівач $t_3 = 120^\circ\text{C}$

$$\Delta t = 120 - \frac{80 + 40}{2} = 100^\circ\text{C}$$

$$F_{пт} = \frac{0,68 \times 1,9 \times (80 - 40) \times 980}{500 \times 100 \times 0,7} = 14,47 \text{ м}$$

Потужність електричних підігрівачів

$$N_{\text{элт}} = \frac{W_{\text{cen}} \times (t_2 - t_1) \times \rho_{\text{T}} \times C_{\text{T}}}{860 \times \eta_3}, \text{кВт}$$

$$N_{\text{элт}} = \frac{0,68 \times (80 - 40) \times 980 \times 1,9}{860 \times 0,7} = 841 \text{ кВт}$$

Місткість витратних цистерн

$$V_p \geq \frac{4 \times g_e \times N_e}{\rho_{\text{T}}} \times z \times \kappa_1 \times \kappa_3 \times 10^3, \text{ м}^3$$

де : z - число вахт, z=6

κ_1 - коефіцієнт загромадження, до $\kappa_1 = 1,05$

κ_3 - коефіцієнт, що враховує «мертвий» об'єм цистерни, до $\kappa_3 = 1,05$

$$V_p \geq \frac{4 \times 0,177 \times 6300}{980} \times 6 \times 1,05 \times 1,05 \times 10^3 = 30,1 \times 10^3 \text{ м}^3$$

Визначаємо подачу паливопідкачуючого насоса:

$$W = K \cdot \frac{N_e \cdot g_e}{\rho_n};$$

де:

$N_e = 6300$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$g_e = 0,177$ кг/(кВт год) - питома витрата палива двигуна;

ρ_n - густина палива; приймається $\rho_n = 0,98$ т/м³;

Примемо $\rho_n = 980$ кг/м³;

$K = 2 - 3$ - коефіцієнт запасу подачі;

Примемо $K = 2,5$

$$W = K \cdot \frac{N_e \cdot g_e}{\rho_n} = 2,8446 \text{ м}^3/\text{год};$$

Визначаємо потужність споживану паливопідкачуючим насоом:

$$N_{\text{пн}} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5};$$

де:

H - напор насоса, приймається орієнтовно $H = 30 - 60$ м;

Примемо $H = 50$;

η_n = ККД насоса.

Для шестерених насосів $\eta_n = 0,7 - 0,75$; для гвинтових: $\eta_n = 0,8 - 0,85$;

Примемо $\eta_n = 0,75$

$$N_{\text{пн}} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5} = 0,5055 \text{ кВт};$$

Визначаємо площу фільтруючої поверхні паливного фільтра:

$$F_{\phi} = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{\text{жс}}};$$

де:

v_n - швидкість фільтрації

Для сітчатих фільтрів: $v_n = 0,02 - 0,05$ м/сек;

Для пластінчатих фільтрів: $v_n = 0,06 - 0,12$ м/сек;

Для дотно-щільових фільтрів: $v_n = 0,02 - 0,05$ м/сек;

Примемо $v_n = 0,06$ м/сек;

$k_{\text{жс}} = 0,2 - 0,3$ - коефіцієнт живого перетину;

Примемо $k_{\text{жс}} = 0,3$

$$F_{\phi} = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{\text{жс}}} = 0,0439 \text{ м}^2;$$

Таким чином, отримано наступні результати розрахунків:

Подача паливопідкачуючого насоса W , м ³ /год	2,8446
Потужність споживана маслопідкачуючим насосом $N_{\text{пн}}$, кВт	0,506
Площа фільтруючої поверхні фільтра F_{ϕ} , м ²	0,0439

3.2. Система змащення

Система змащення повинна забезпечувати живлення маслом всі частини дизеля, що труться з метою зменшення втрат на тертя й зношування, а також для часткового відводу з маслом теплоти, що виділяється при терті. Зовнішня принципова схема системи змазки представлена на рис. 3.3.

Система циркуляційної змазки, об'єднана з масляною системою охолодження поршнів, обслуговується насосом з приводом від електродвигуна. Масло для кривошипно-шатунного механізму, упорного підшипника, приводного відсіку і розподільних валів паливних насосів і випускних клапанів після редукційного клапана поступає під тиском 1,8 атм. по трубопроводу. З піддону масло через патрубок зливається в стічну цистерну. Рекомендовані температури масла: на вході 40...45 °С і на виході 46...52 °С.

Змащення втулок здійснюється від лубрикаторів по одному на циліндр з приводом від розподільного валу паливних насосів.

Масило підшипників газотурбонагнітачів забезпечується самостійною циркуляційною системою.

Для змащення циліндрів на дизелі встановлено 6 лубрикаторів. Система змащення головного руху, упорного підшипника, приводного відсіку циркуляційна, під тиском.

Система змащення приводів паливних насосів і випускних клапанів і гідравлічних демпферів штовхачів випускних клапанів автономна, під тиском.

Змащення важелів і шпинделів випускних клапанів здійснюється від автономної централізованої системи змащення.

Система змащення підшипників газотурбонагнівачів (ГТН) гравітаційна.

Система змащення включає:

- а) насос масляний для циркуляційної системи змащення вертикальний, гвинтовий, електроприводний;
- б) насос для змащення підшипників ГТН, горизонтальний, зубчастий, електроприводний;

- 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. Забезпечує нормальну експлуатацію при температурі охолоджувальної забортної води на вході в холодильник не вище 35 °С;
- м) холодильник турбінного типу масла трубчастого типу, 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;

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. 3.4) має три секції: дві відкачуючі й одну нагнітаєму. Наявність двох відкачуючих секцій забезпечує надійну відкачку масла при

подовжніх нахилах дизеля. Кожна секція насоса складається з пари циліндричних шестірень, укладених в окремий корпус.

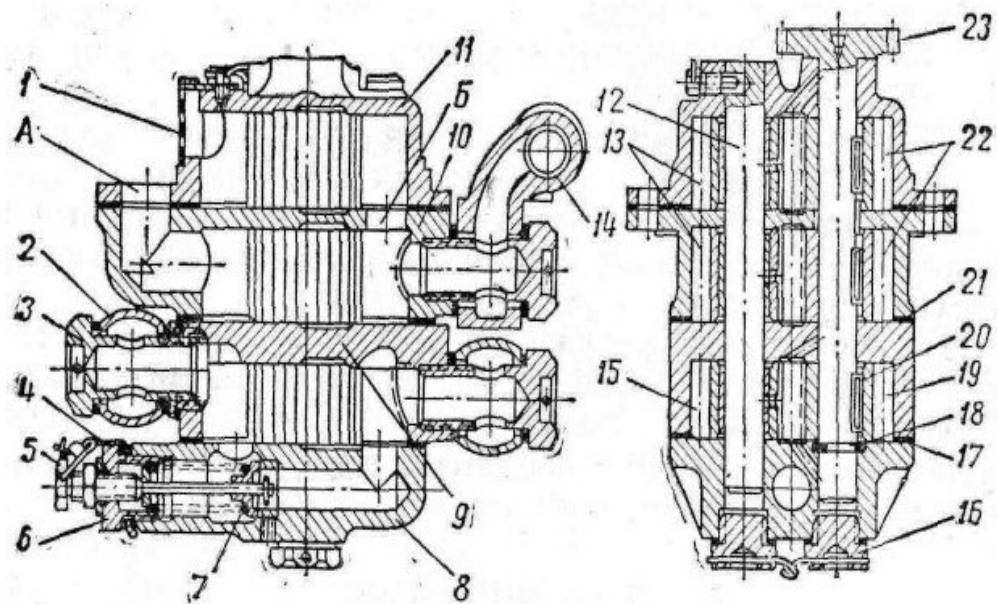


Рис. 3.4. Масляний насос: 1 – сітка; 2 – наконечник; 3 – затиск; 4 – пластинчастий замок редукційного клапана; 5 – стрижень редукційного клапана; 6 – корпус редукційного клапана, 7 – тарілка редукційного клапана, 8 – кришка; 9 – корпус нагнітаючої секції; 10 – корпус нижньої відкачуваючої секції; 11 – корпус верхньої відкачуваючої секції; 12 – вісь ведених шестірень; 13 – ведомі шестерні відкачуючих секцій, 14 – коробки відводу масла в систему; 15 – ведена шестерня нагнітаючої секції; 16 – пробка, 17, 21 – прокладки; 18 – стопорне кільце; 19 – ведуча шестерня нагнітаючої секції; 20 – шпонка; 22 – ведучі шестерні відкачуючих секцій; 23 – ведучий вал з шестернею; Б – отвір, що з'єднує нагнітальні камери відкачуючих секцій; А – усмоктувальний отвір нижньої відкачуваючої секції

Ведучі сталеві шестерні 19 та 22 усіх трьох секцій насаджені на загальний ведучий сталевий вал 23 і зафіксовані на ньому шпонками 20 на лисках. Ведомі шестерні 13 і 15 вільно обертаються навколо загальної нерухомої сталевої осі 12. Корпуси 9, 10 і 11 секцій і кришка 8 відлиті з алюмінієвого сплаву і стягнуті чотирма болтами, два з яких що центрують. Корпуси, 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. Отвір Б призначений для проходу нагнітаємого верхньою секцією масла в нагнітаєму камеру другої відкачуваної секції. В отвір А, з'єднаний з кутовим каналом усмоктувальної камери другої відкачуваної секції за допомогою труби, прокладеної в нижній частині картера, надходить масло з заднього масловідстійника. У бічний отвір другий відкачуваної секції ввернуто затиск, що кріпить коробку 14 для відводу нагнітаємого обома відкачуючими секціями масла в систему.

У двох бобишках корпусу 9 нагнітаючої секції зроблені різьбові отвори для укручування 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 маютья 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 шестерня привода насоса.

Під корпус 6 редуційного клапана, укручений у кришку 8, установлене мідноазбестове кільце, що ущільнює, і пластинчастий замок 4. Редуційний клапан 7 надітий на стрижень 5, вкручений 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. Шестерні відкачуючи секцій по висоті більше шестірень 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 шестерні 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. Шестерні 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 шестернями 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. 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.

Конструкція повнопоточних фільтрів (рис. 3.5) повинна бути такою, щоб забезпечити можливість регенерації (очищення) або заміни фільтруючих елементів на працюючому двигуні. Звичайно це робиться перемиканням потоку масла з одного фільтруючого елемента на іншій.

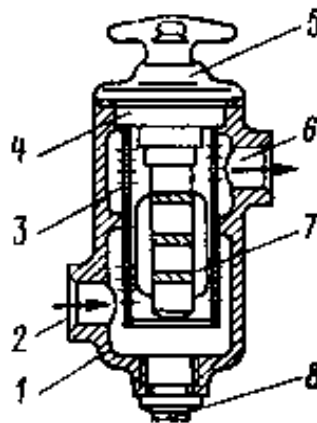


Рис. 3.5. Магнітний фільтр: 1 – корпус; 2 – вхідний патрубок; 3 – сітка; 4 – магніт; 5 – кришка; 6 – вихідний патрубок; 7 – ребро; 8 – пробка

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 самопливом 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 відробило.

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

Розрахунок основних елементів системи змащення

1. Розраховуємо контур циркуляції масла:

Кількість тепла, що виділяється за рахунок тертя у двигуні, кДж/год:

$$Q_{mp} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{mp};$$

де:

$N_e = 6300$ кВт - потужність двигуна;

η_m - механічний ККД двигуна.

Звичайно приймається $\eta_m = 0,8 - 0,95$.

Примемо $\eta_m = 0,95$

$\alpha_{tr} = 0,4 - 0,45$ - доля тепла тертя, що сприймається маслом.

Примемо $\alpha_{tr} = 0,45$

$$Q_{mp} = 3600 N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{mp} = 5E+05 \text{ кДж/год};$$

Проток масла для відводу тепла Q_{tr} :

$$W_1 = \frac{Q_{mp}}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m};$$

де:

c_m - теплоємність масла, лежить у межах $1,98 - 2,00$ кДж/(кг К).

Примемо $c_m = 2,00$ кДж/(кг К)

ρ_m - густина масла, $\rho_m = 850 - 920$ кг/м³;

Примемо $\rho_m = 900$ кг/м³;

$\Delta t_m = t_{2m} - t_{1m}$ - різниця температур вихідного та вхідного масла в двигун, орієнтовно приймається $\Delta t_m = 5 - 8$ °С.

Примемо $\Delta t_m = 7$ °С;

$$W_1 = \frac{Q_{mp}}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m} = 42,6315789 \text{ м}^3/\text{год};$$

Кількість тепла, яка сприймається маслом при охолодженні поршнів:

$$Q_n = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p = \alpha_n \cdot Q_m$$

Розрахунки системи охолодження показують, що кількість тепла яке виділяється у двигуні 7ЧН 43/61 складає
1588067

α_n - доля тепла, сприймаемого маслом при охолодженні поршнів.

Приймається $\alpha_n = 0,04 - 0,05$.

Примемо $\alpha_n = 0,05$

$$= \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p = 79403,35 \quad \text{кДж/год};$$

Проток масла через поршні:

$$W_2 = \frac{Q_n}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_n};$$

де:

Δt_n - перепад температур масла;

Приймається $\Delta t_n = 15$ °С;

$$W_2 = \frac{Q_n}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_n} = 2,94086481 \text{ м}^3/\text{год};$$

2. Визначаємо подачу циркуляційного масляного насоса:

$$W_{\text{ун}} = k_v \cdot (W_1 + W_2);$$

де:

k_v - коефіцієнт запасу подачі насоса. Обирається у межах $k_v = 1,2 - 1,5$, причому менші значення беруться для МОД.

Примемо $k_v = 1,5$

$$W_{\text{цн}} = k_v \cdot (W_1 + W_2) = 68,36 \text{ м}^3/\text{год};$$

3. Визначаємо потужність, потребуєму насосом:

$$N_{\text{цн}} = 0,272 \cdot \frac{W_{\text{цн}} \cdot H \cdot \rho_m}{\eta_n} \times 10^{-5};$$

де:

H - напор насоса. .

Для МОД, СОД: $H = 30 - 40$ м, для ВОД: $H = 40 - 60$ м

Примемо $H = 30$ м;

η_n - ККД насоса.

Для шестеренних насосів $\eta_n = 0,70 - 0,75$.

Для гвинтових насосів $\eta_n = 0,80 - 0,85$.

Примемо $\eta_n = 0,75$

$$N_{\text{цн}} = 0,272 \cdot \frac{W_{\text{цн}} \cdot H \cdot \rho_m}{\eta_n} \times 10^{-5} = 6,694 \text{ кВт};$$

4. Визначаємо площу фільтруючої поверхні фільтра грубого очищення

$$F_{\text{ФГО}} = \frac{W_{\text{цн}}}{3600 \cdot v_M \cdot k_{\text{жс}}};$$

де:

$k_{\text{жс}}$ - коефіцієнт живого перетину;

$k_{\text{жс}} \approx 0,2 - 0,3$;

Примемо $k_{\text{жс}} = 0,3$

v_M - допустима швидкість масла;

Для сігчастих фільтрів $v_M = 0,02 - 0,04$ м/с;

Для дотно-щільових фільтрів $v_M = 0,025 - 0,05$ м/с;

Для пластинчато-щільових фільтрів $v_M = 0,06 - 0,12$ м/с;

Примемо $v_M = 0,07$ м/с;

де:

q_{ϕ} - питома пропускна здатність матеріалу, з якого виконан фільтруючий елемент.

Для бумаги типу ДРКБ: $q_{\phi} = 1,0 - 1,2 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$;

Для бумаги типу НКФМ: $q_{\phi} = 1,5 - 2,0 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$;

Примемо $q_{\phi} = 1,5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$;

$$F_{\phi TO} = \frac{W_{\text{цн}}}{q_{\phi}} = 45,5724438 \text{ м}^2;$$

РОЗДІЛ 4. ОЦІНКА ТА ФОРМУВАННЯ ЗАХОДІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ПРАЦІ Й ЗАХИСТУ ДОВКІЛЛЯ

4.1. Оцінка небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал під час обслуговування дизеля

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

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/м³ – 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/м³.

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

Пожежна безпека

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

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.

Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення

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

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;

світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;

світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;

світильники аварійного освітлення;

пробки освітлення;

вимикачі.

Вентиляція

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

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

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

кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

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

Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

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

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в табл. 4.1 [7].

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму [7]

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

Вібрація

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Санітарні норми вібрації

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

4.2. Визначення рівнів шуму та вібрації в машинному відділенні

Рівень шуму вироблений двигуном 7ЧН43/61 визначається по формулі:

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

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 500 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 500 \text{ хв}^{-1}$;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 6300 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(500 + 6300^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{500}{500}\right) \right] = 81,94$$

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

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

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

Рівень вібрації для двигуна 7ЧН43/61 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 106000$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{500 \cdot 6300^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 6300}{106000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{106000}{6300}} \right) + 30 \lg \left(\frac{500}{500} \right) = 79,63 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

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

4.3. Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

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

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

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

4.4. Забруднення довкілля під час роботи дизельного двигуна

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази [8].

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільца – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У третю групу входять окиси азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO₂. Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO₂. Диоксид азоту NO₂ - газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окиси азоту значно токсичніші, ніж CO. Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в сердечно – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні нитроолефіни. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO₂ на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизоватих; до 0,002 – утворення метгемоглобіна; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окиси азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До четвертої групи, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У п'яту групу входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних

шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У шосту групу виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тому, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

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 на 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 (вуглерода 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.

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.

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 рівноважних температур (для атмосфери

середня річна температура приземного шару $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так названого 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).

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.

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) фізіологічні – 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 чутливі до оксидів сірки, оксидів 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.

4.5. Основні методи зменшення токсичності та димності вихлопних газів

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид CO на багатих сумішах, але може збільшити викид NOx при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах [9].

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатокамерні карбюратори, системи упорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NOx, але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO.

Рециркуляція ВГ

Невелику кількість ВГ (10 – 12 %) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (по іншим даним до 20%). Це дозволяє знизити викиди NOx приблизно вдвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння (по іншим даним на 40 – 50%). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згоряння внаслідок розведення пальної суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, що, відповідно, зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно трохи знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH у цьому випадку може небагато зростати через погіршення процесу згоряння. Вважають, що рециркуляція вигідніше на неномінальних

режимах, хоча тут і так викиди NO_x невеликі. Рециркуляція ВГ більш ефективна для двигунів з камерою в поршні, чим для двигунів з розділеними камерами.

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Добавки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетілсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40 – 90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфіду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Застосування бензинів з малим змістом тетраетілсвинця дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити в кілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також трохи знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація ВГ

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах.

Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (масло, паливо, вода, кислоти). Останні нейтралізатори застосовуються порівняно рідко і здебільшого для стаціонарних установок.

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі наведені результати модернізації паливної системи та системи змащення двигуна контейнеровоза «ZAAN TRADER» водотоннажністю 8200 т. В якості базового був обраний двигун 7ЧН 43/61 потужністю 6300 кВт.

При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу та теплового балансу. В результаті розрахунків динаміки встановлено, що діючі сили не перевищують аналогічні у двигуні-прототипу. Можна прийняти, що проєктований двигун не потребує конструктивних змін основних деталей руху.

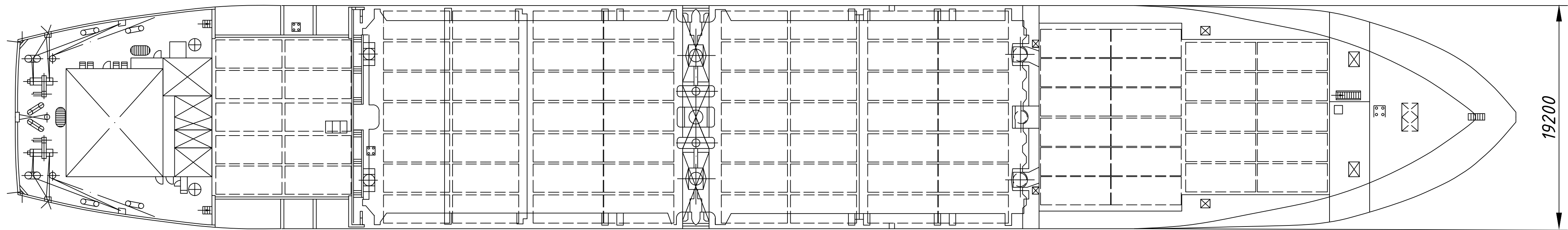
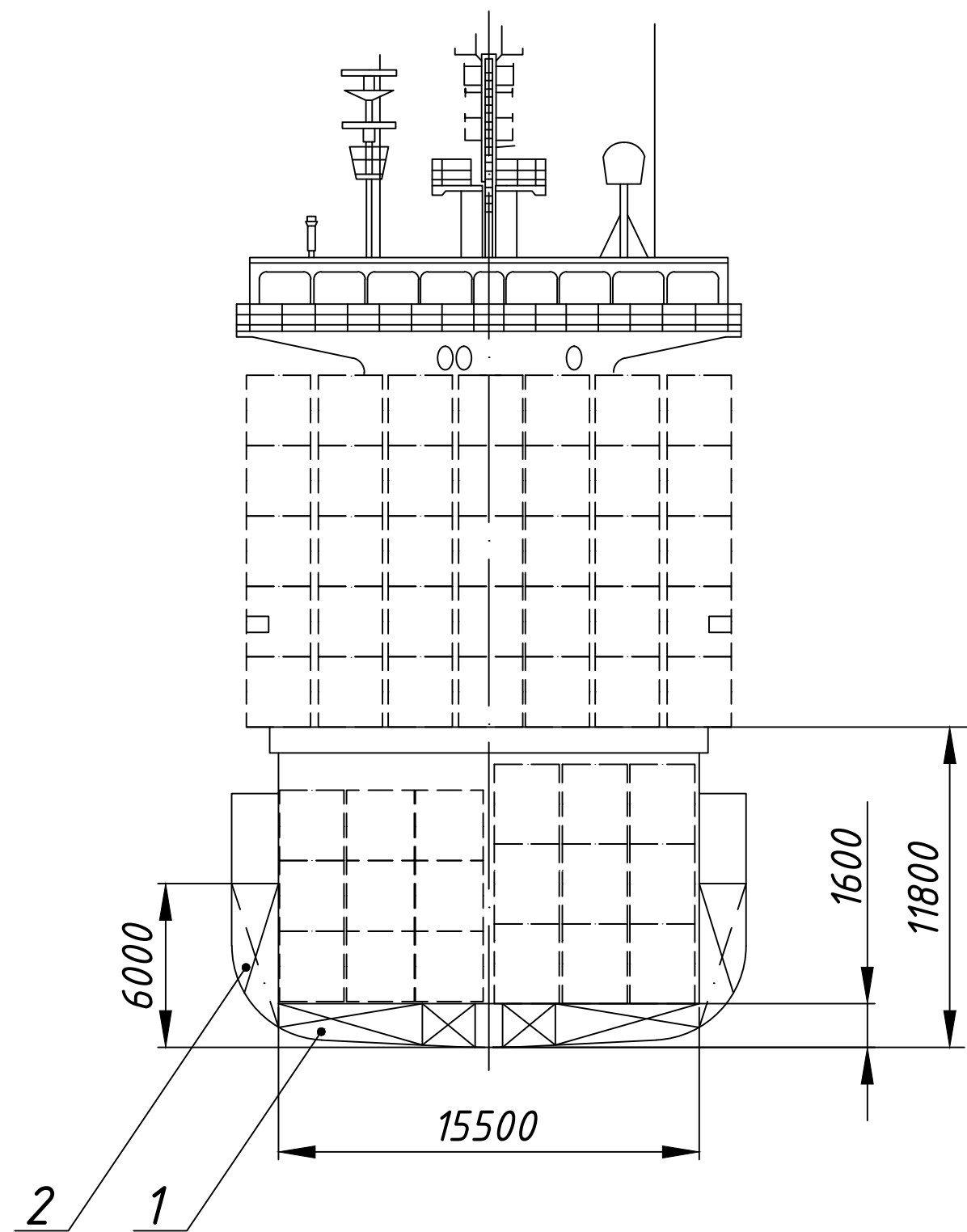
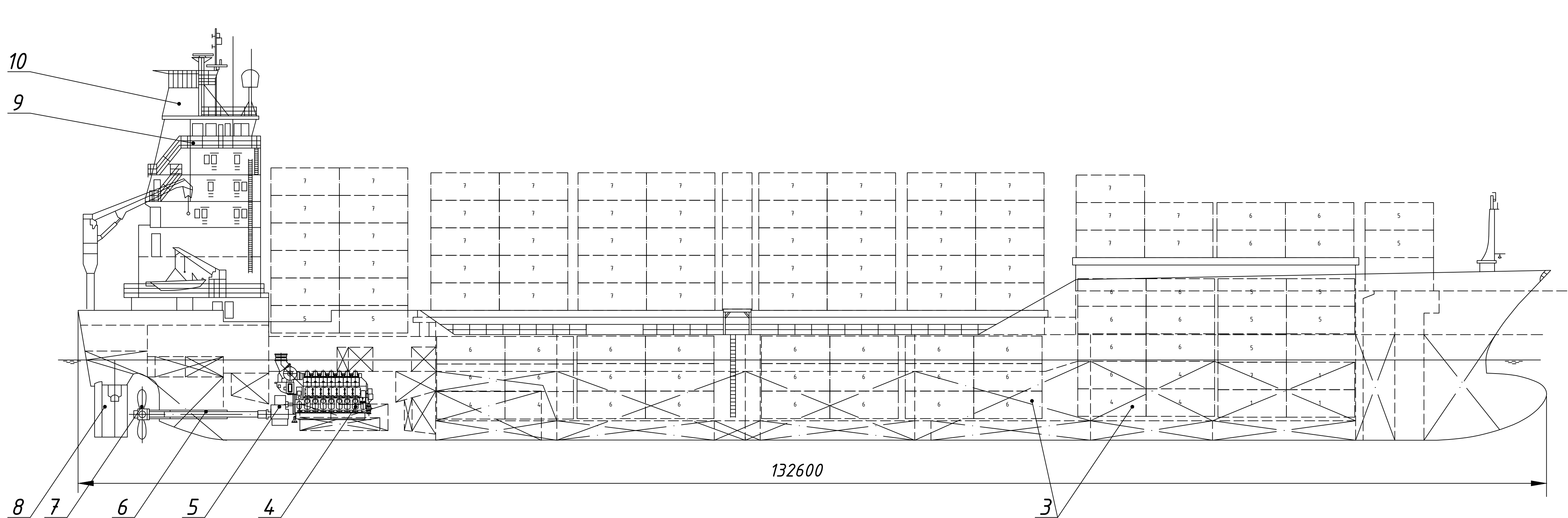
Були проаналізовані можливі шляхи підвищення ефективності двигуна, а також проведені розрахунки паливної системи та системи змащення і їх основних елементів, які забезпечують високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

У роботі здійснено аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що виникають під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи головних двигунів. Також розглянуто заходи безпеки, які слід дотримуватися під час технічного обслуговування та ремонту головних двигунів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
2. Горбов В.М. Основні двигуни сучасних транспортних суден: Навчальний посібник / В.М. Горбов, Ю.А. Шаповалов, І.А. Ратушняк. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. – 74 с.
3. 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.
4. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
5. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. № 2. С.79–86.
6. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
7. Голубченко Г.А. “Розрахунок рівня шуму в судових приміщеннях”.
8. 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.
9. Зацеркляний М.М. Процеси захисту навколишнього середовища: підручник / М.М. Зацеркляний, О.М. Зацеркляний, Т.Б. Столевич. – Одеса: Фенікс, 2017. – 454 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.
11. Цимбал А.А. Методи контролю та оцінки стану двигунів внутрішнього згорання у судових енергетичних установках. / А.С. Познанський, А.А. Цимбал, В.С. Чібісов, Д.В. Шевчук, О.П. Яковенко // Матеріали XII Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» 5-7 листопада 2025 року, Миколаїв, НУК. 2025.
12. Доценко С.М., Цимбал А.А., Яковенко О.П. Перспективи використання газоподібних палив із відновлюваних джерел. /Всеукраїнська науково-практична конференція молодих вчених і здобувачів вищої освіти "Актуальні аспекти науково- технічного і соціально-економічного розвитку України: погляд молоді": тези доповідей. – Первомайськ: ПННІ НУК, 2025. – С. 81-82.

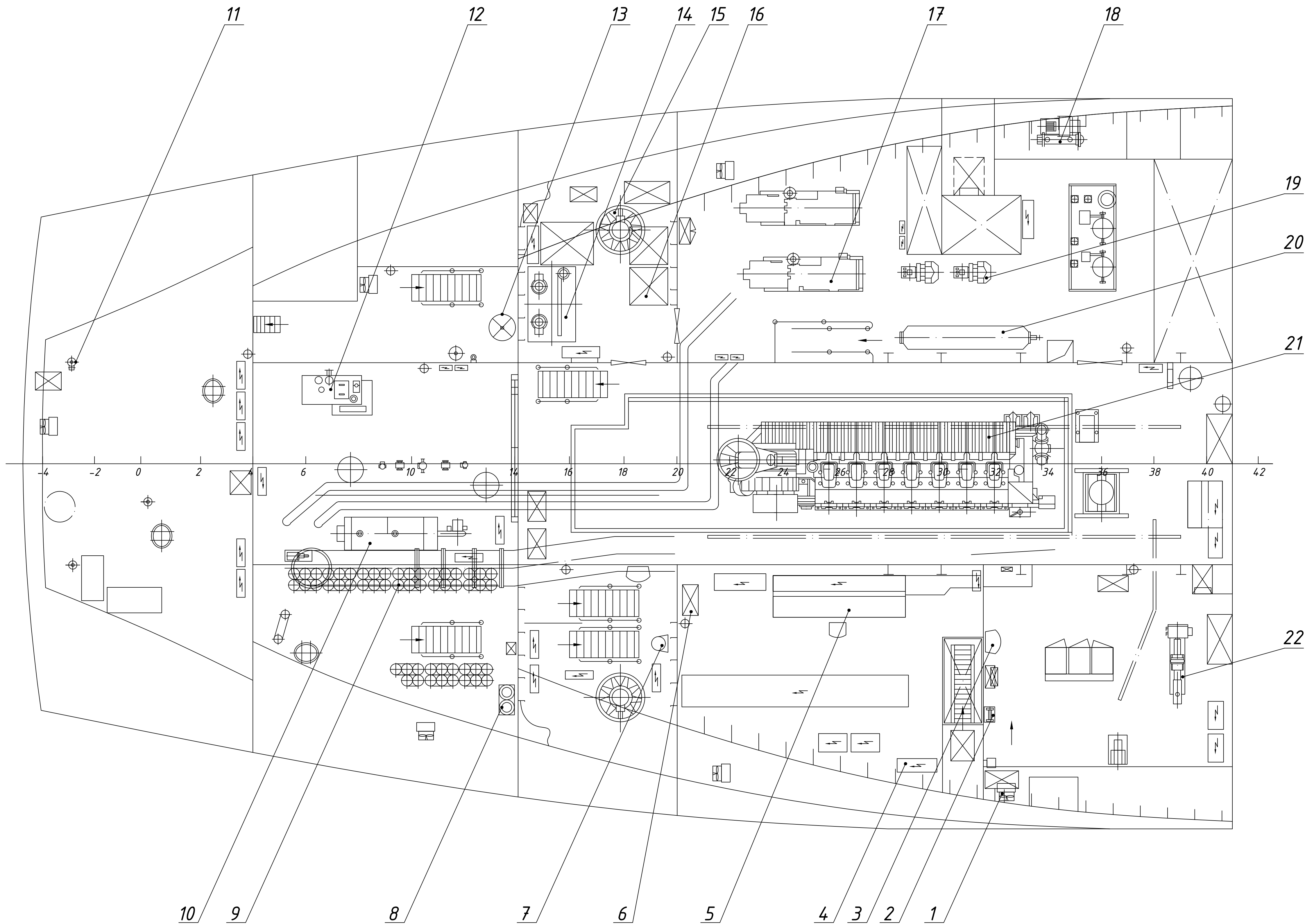
ДОДАТКИ



Довжина найбільша, м	132,60
Довжина між перпендикулярами, м	123,53
Ширина найбільша, м	19,20
Максимальна осадка, м	7,28
Валова місткість, т	6701
Чиста місткість, т	3557
Повна вантажопідйомність судна, т	8200
Об'єм баластних цистерн, м3	495
Швидкість судна, вуз	17

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Донні цистерни		
2	Баластні цистерни		
3	Вантажні трюми		
4	Головний двигун 7М43	1	
5	Головний редуктор	1	
6	Дейдвуд	1	
7	Гвинт змінного кроку	1	
8	Перо керма	1	
9	Капітанський мостик	1	
10	Димохід	1	

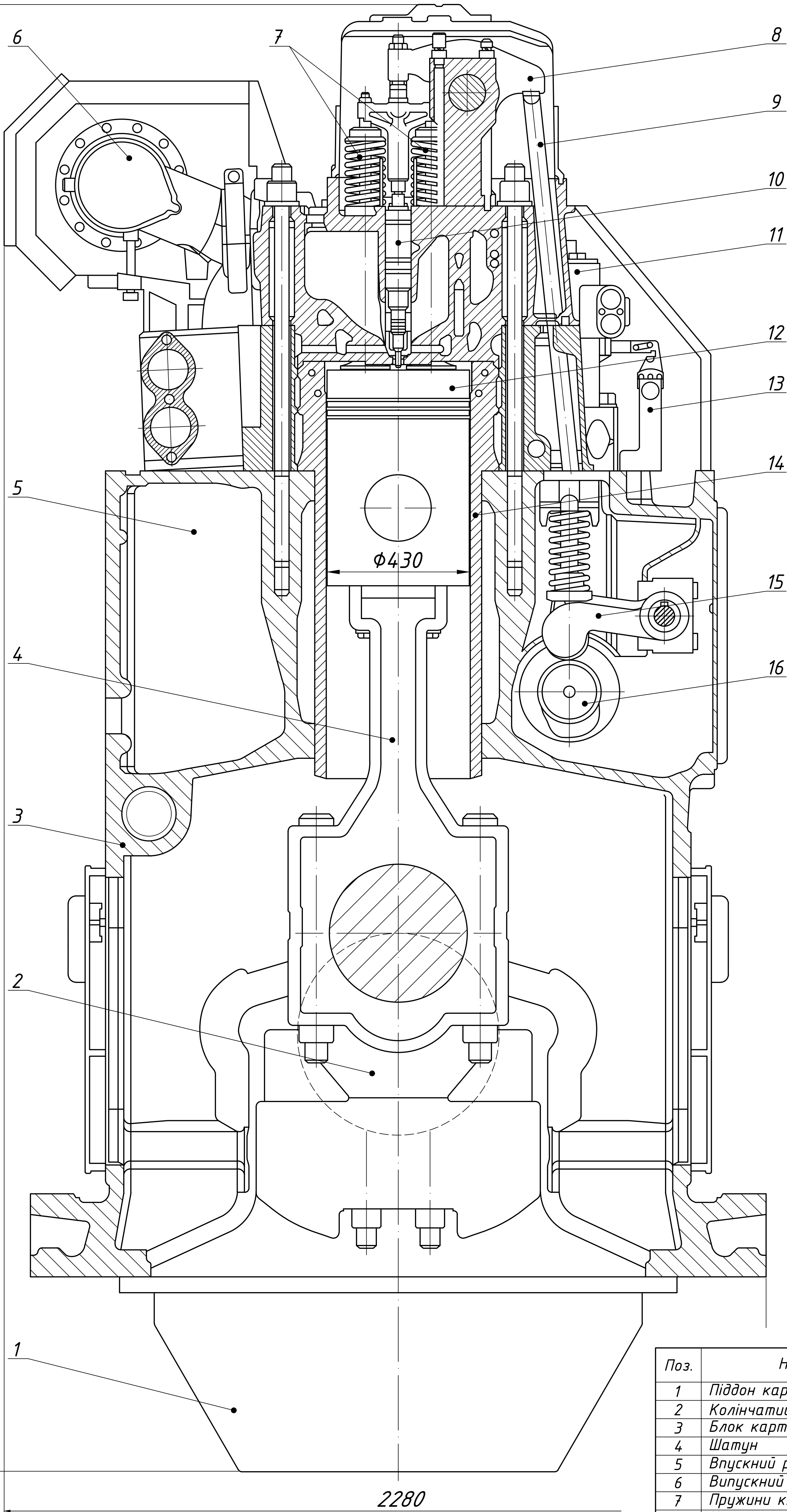
						ПННІ НУК 131.61.25.13.01		
Зм.	Літ.	№ докум.	Підпис	Дата		Загальний вигляд судна "Zaan Trader"		
Студент	Цимбал А.А.					Н	Маса	Масштаб
Консульт.	Позинський А.С.					Лист	Листів	1:200
Перевірив	Ошовський В.Я.					61-ТЕМмаг-24з		
Затвердив								



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Калорифер	9	
2	Подвійна шліф.машинка	1	
3	Рукомийник	2	
4	Управляючий блок насосу	1	
5	Контрольний пульт	1	
6	Кондиціонер	1	
7	Відстійник	1	
8	Витяжний вентилятор CO ₂	2	
9	Газові балони з CO ₂		
10	Бойлер	1	
11	Ручний насос рулевого пристрою	1	
12	Установка очищення сточних вод	1	
13	Гідрофор	1	
14	Люк насосної системи	1	
15	Приточний вентилятор	2	
16	Масляна цистерна	1	
17	Дизель-генератор	2	
18	Маслоохолоджувач	1	
19	Повітряний компресор	2	
20	Повітряний ресивер	2	
21	Головний двигун МАК 7М43С	1	
22	Токарний станок	1	

ПННІ НУК 131.61.25.13.02.					Загальне розміщення механізмів у МВ судна "Zaan Trader"			
Зм.	Літ.	№ докум.	Підпис	Дата	Н	Маса	Масштаб	
Студент	Цибуля А.А.				Лист	Листів	1:50	
Консульт								
Перевірив	Познанський А.Є.							
Затвердив	Ошовський В.Я.							
					61-ТЕМмаг-24з			

4391



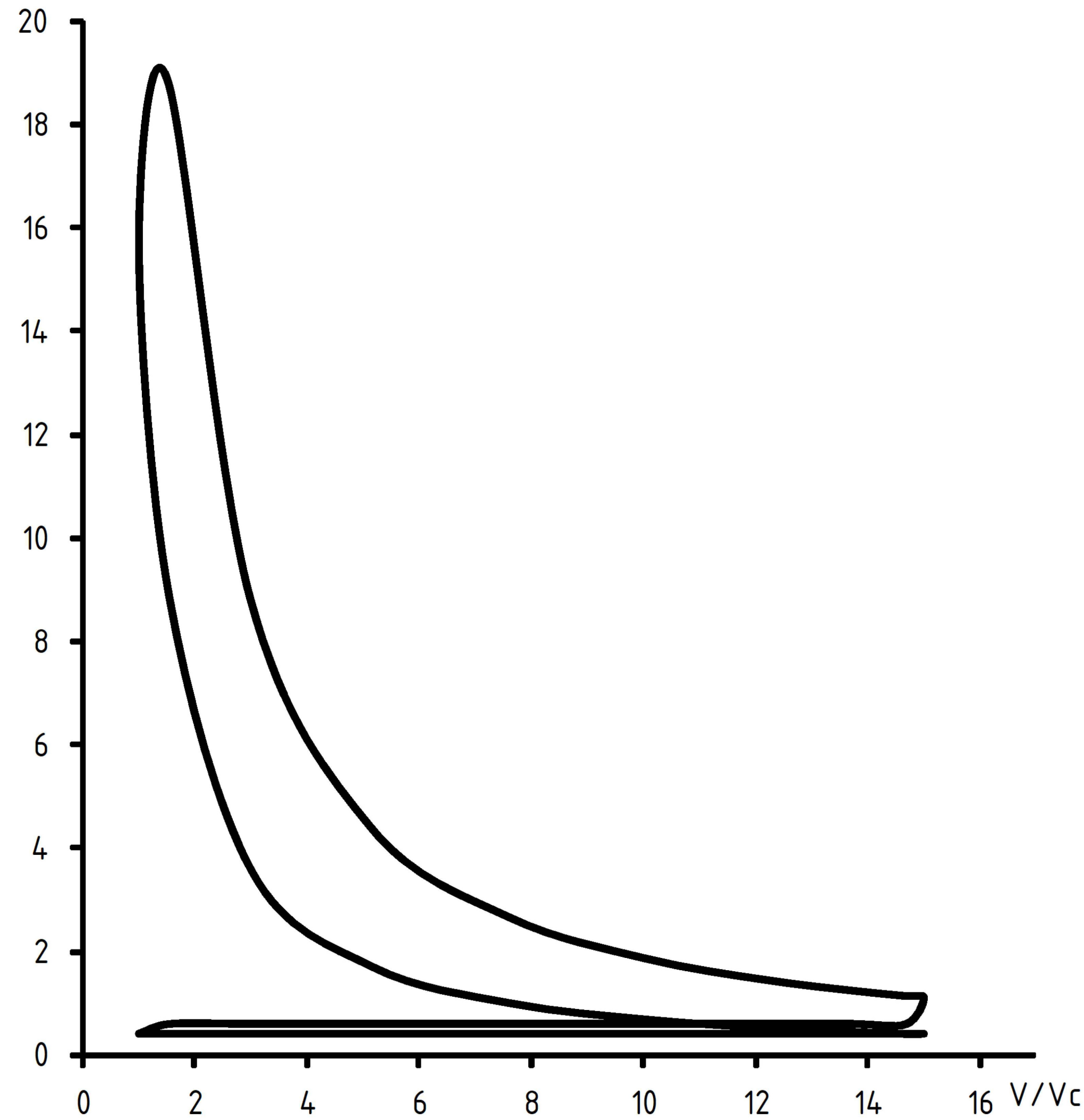
2280

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Піддон картеру	1	
2	Колінчатий вал	1	
3	Блок картеру	1	
4	Шатун	7	
5	Впускний ресивер	1	
6	Випускний ресивер	1	
7	Пружини клапанів	28	
8	Коромисло приводу клапанів	14	
9	Штанга приводу клапанів	14	
10	Форсунка	7	
11	ПНВТ	7	
12	Поршень	7	
13	Привод рейок ПНВТ	7	
14	Втулка циліндру	7	
15	Штовхач клапану	14	
16	Розподільчий вал	1	

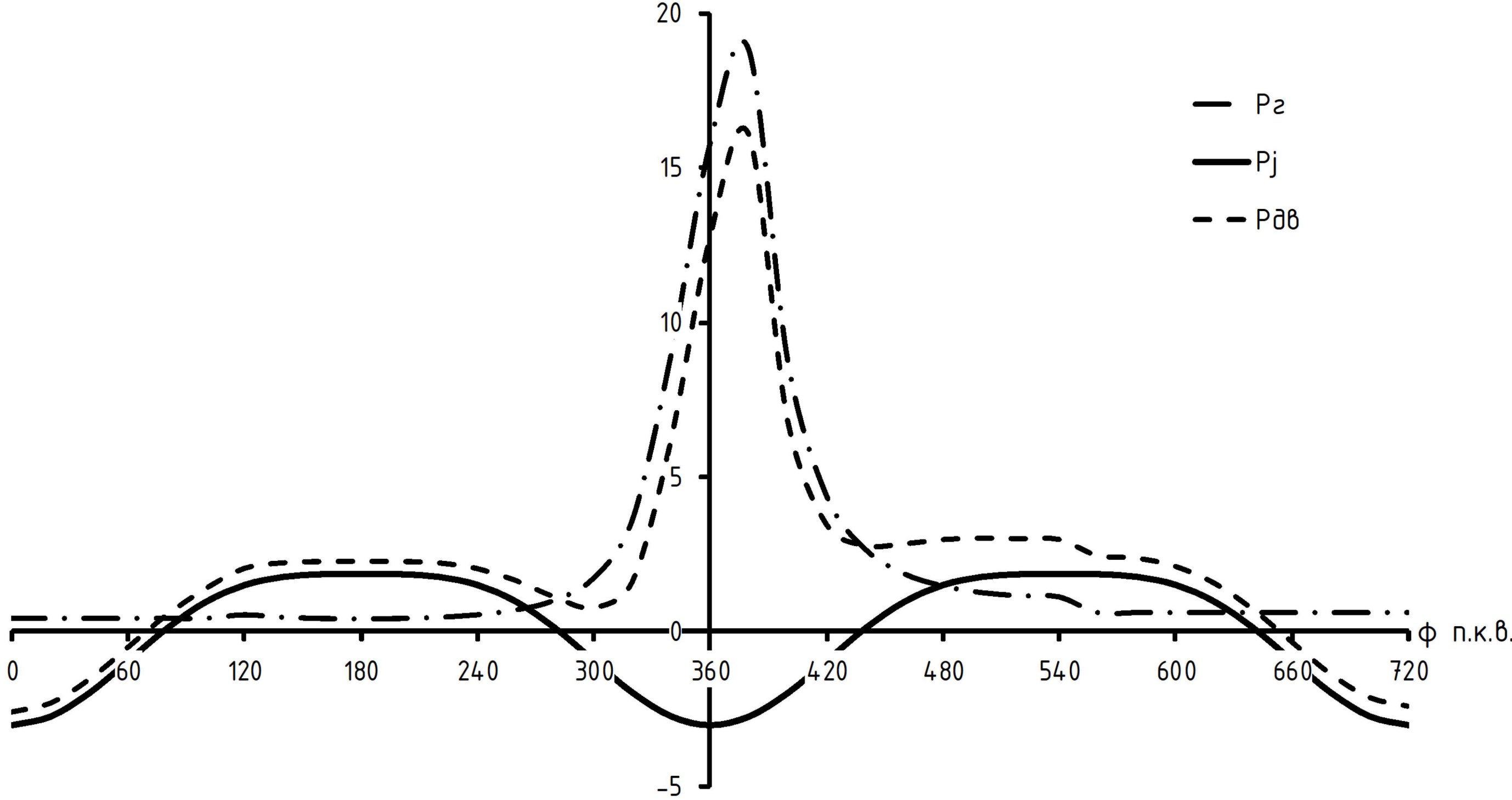
					ПННІ НУК 131.61.25.13.03.			
					Двигун 7М43С у розрізі			
Зм.	Лит.	№ докум.	Підпис	Дата		Лит.	Маса	Масштаб
Студент	Щербан А.А.					Н		1:5
Консульт.						Лист		Листів
Перевірив	Познянський А.С.					61-ТЕМмаг-24з		
Затвердив	Ошовський В.Я.							

Р, МПа

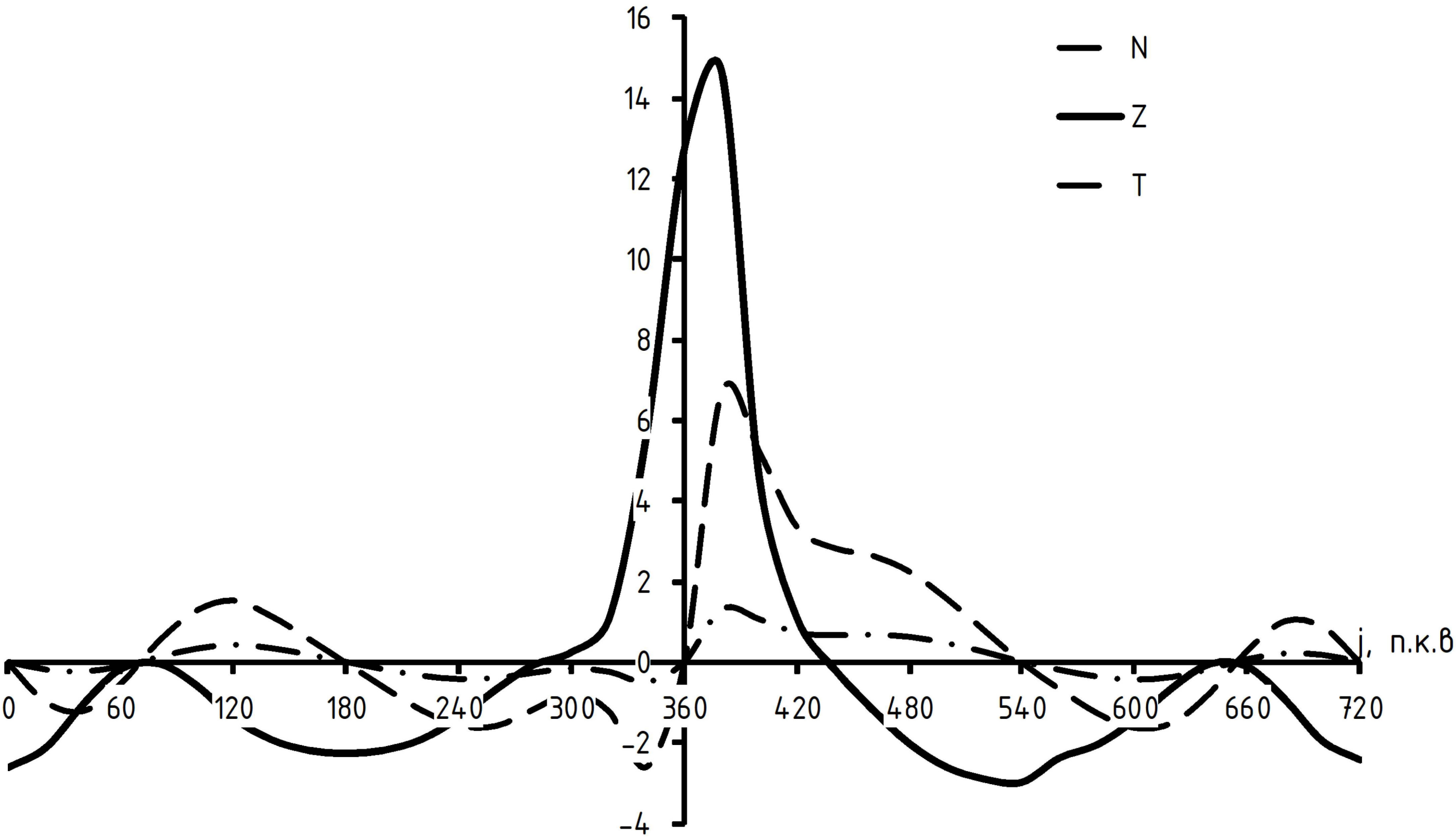
Індикаторна діаграма



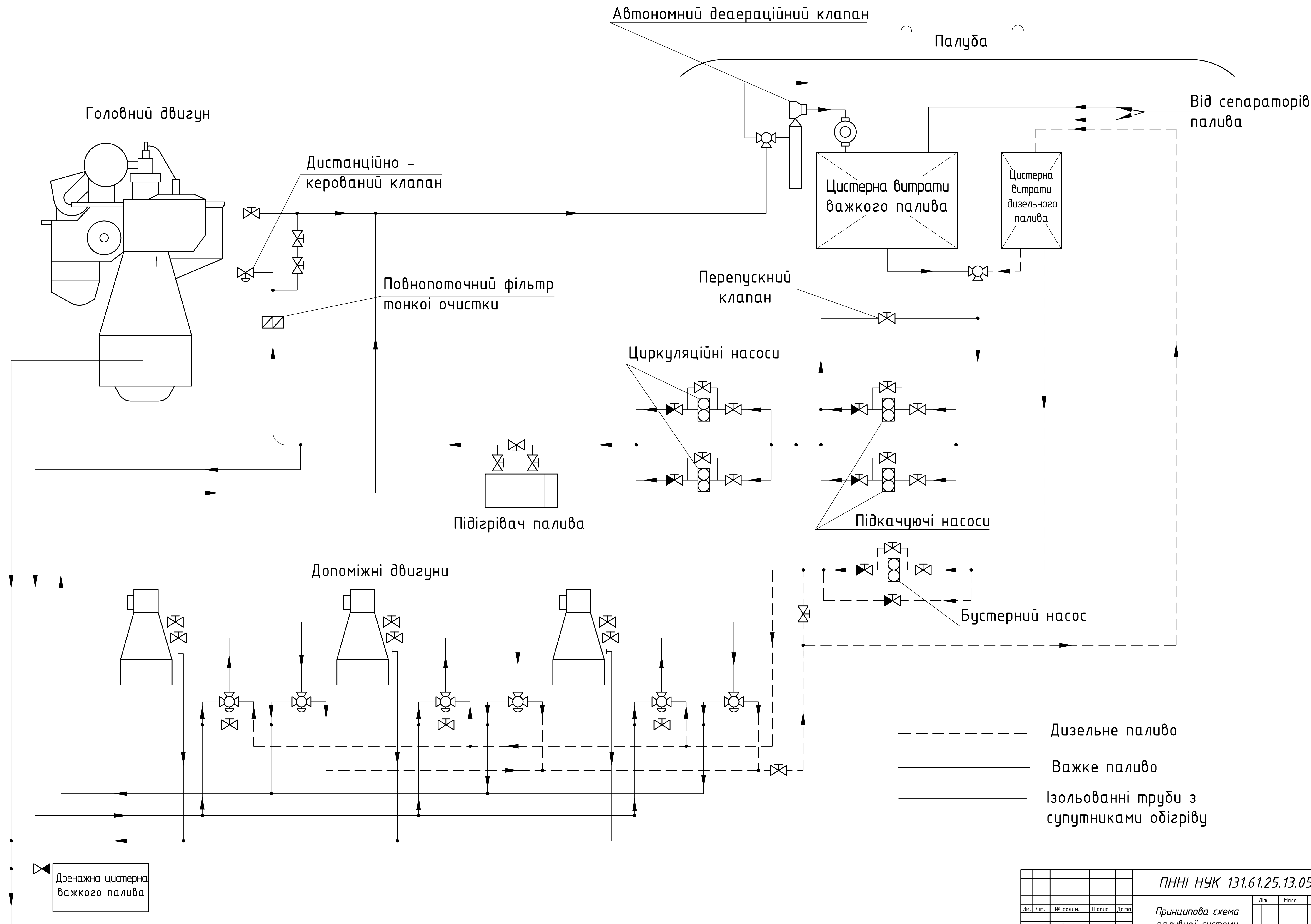
Сили P_r, P_j, P_{dv} в МПа



Сили N, Z, T в МПа.



					ПННІ НУК 131.61.25.13.04.				
					Індикаторна діаграма та діаграми динаміки	Літ.	Маса	Масштаб	
Зм.	Літ.	№ докум.	Підпис	Дата		Н		1:50	
Студент		Цицхала А.А.							
Консульт.		Познанський А.С.							
Перевірив		Ошовський В.Я.							
Затвердив						Лист		Листів	
						61-ТЕМмаг-24з			



					ПННІ НУК 131.61.25.13.05.					
					Принципова схема паливної системи					
Зм.	Літ.	№ докум.	Підпис	Дата						
Студент	Шимбал А.А.									
Консульт.										
Перевірив	Позанський А.С.				Аркуш		Аркушів			
Затвердив	Ошовський В.Я.				61-ТЕМмаг-24з					