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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.
_____
« ___» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 5ДКРН 50/205 (WARTSILA 5RT-FLEX50-B)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти Є. С. Денисюк

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри *ДВЗ, У та ТЕ*
О. А. Гогоренко
«____» _____20___ року

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

Денисюк Євгеній Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок головного суднового двигуна 5ДКРН 50/205 (Wartsila 5RT-flex50-B)*

2. Керівник роботи *д.т.н., проф. Тимошевський Б. Г.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від "___"_____20__ року №_____
3. Строк подання здобувачем роботи_____
4. Вихідні дані до роботи *Двигун прототип - Wartsila 5RT-flex50-B, потужність двигуна – 8300 кВт; частота обертання колінчатого валу – 124 хв$^{-1}$; паливо – важке*

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) *Опис конструкції двигуна 5ДКРН 50/205; Розрахунок робочого циклу двигуна 5ДКРН 50/205; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проєкт агрегату наддува; Розрахунок систем двигуна 5ДКРН 50/205; Забезпечення вимог охорони праці*

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна 5ДКРН 50/205; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Турбокомпресор ТК-70; Схеми систем двигуна 10ДКРН 90/230

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		
5	Оформлення 5 розділу		
6	Оформлення 6 розділу		

Здобувач освіти _____ /*Є. С. Денисюк*/
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ /*Б. Г. Тимошевський*/
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 8300 кВт та 124 хв$^{-1}$. В якості базового був обраний двигун 5ДКРН 50/205 (Wartsila 5RT-flex50-B).

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також спроектований турбокомпресор. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи. Наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 74 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, важке паливо, турбокомпресор, паливна система.

The qualification work shows the results of calculation of a marine internal combustion engine, 40000 kW and 104 rpm. Engine 10ДКРН 90/230 (MAN B&W) was selected as a base engine.

The calculations of engine operating cycle, dynamic loads and turbocharger have been performed. The main engine systems and their elements have been calculated. Measures to ensure occupational safety and health are given.

The qualification work is executed in Ukrainian language on 74 pages of explanatory note. Nine sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A1.

Key words: internal combustion engine, fuel oil, turbocharger, fuel system.

ЗМІСТ

Вступ……..... 4

Розділ 1. Опис конструкції двигуна 5ДКРН 50/205..…… 5

Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 5ДКРН 50/205.....…….. 14

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна…… 14

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна... 15

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна……... 17

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми……. 22

Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ..…..……... 25

Розділ 4. Проект агрегату наддува……. 30

Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 5ДКРН 50/205.....…… 44

5.1 Паливна система……..... 44

5.2 Система змащення……..... 48

5.3 Система охолодження……... 53

5.4 Система газовипуску……...……...…….. 60

Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці…….……... 65

Висновки……... 69

Список використаної літератури……..... 70

Додаток А. Поперечний переріз двигуна 5ДКРН 50/205..…….. 71

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки……. 72

Додаток В. Турбокомпресор ТК-70…….....……... 73

Додаток Г. Схеми систем двигуна 5ДКРН 50/205..…….. 74

ВСТУП

Суднове світове дизелебудування бере свій початок на рубежі XIX і XX століть. Пройдений величезний шлях створення і розвитку суднових дизелів і агрегатів на їх базі. Багато країн взяли участь в цій історичному справі.

Сьогодні дизелі реально витіснили інші типи енергетичних суднових уста-новок завдяки їх важливим перевагам:

• великому діапазону агрегатних потужностей (від декількох кіловат до 68 640);

• високою паливної економічності (до 154 г/кВт×год), яка визначається ефективним коефіцієнтом корисної дії (в перспективі слід очікувати підвищен-ня до 50% і вище);

• постійної готовності до дії, швидкому виведенню двигуна на експлуата-ційний режим;

• великим району плавання судна.

В даний час випускається безліч суднових дизелів різноманітних моделей, які забезпечують потреби суднобудування і судноплавства. Їх прийнято ділити на три групи:

• малооборотних дизелі (МОД) з частотою обертання до 250 хв-1;

• середньооборотні дизелі і дизелі підвищеної оборотності (СОД і ПОД-далі позначаються просто СОД) з частотою обертання понад 250 і приблизно до 1000 ... 1200 хв-1;

• високооборотні дизелі (ВОД) з частотою обертання приблизно понад 1200 хв-1.

Згідно із завданням кафедри необхідно виконати розрахунок 2-тактного головного суднового дизельного двигуна потужністю 8300 кВт. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 5ДКРН 50/205.

РОЗДІЛ 1
ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 5ДКРН 50/205

Щоб задовольнити вимогам ринку суднобудування фірмою на основі базової моделі RTA були розроблені 6 модифікацій двигунів різної розмірності з діаметрами циліндрів від 48 до 96 см і оборотів від 67 до 127 хв$^{-1}$. При цьому, щоб при зменшенні обертів не знижувати циліндричну потужність, фірма вдавалася до збільшення ходу поршня - збільшення відносини S/D з 2,9 (RTA) до 3,45 (RTA M, i), 3,75 (RTA T) і 4,17 (RTA T з діаметрами 48 і 58 см.). Збільшення ходу поршня не тільки збільшувало робочий об'єм циліндра, але й сприятливо позначалося на сумішоутворенні в камері згоряння і, тим самим, сприяло зниженню витрати палива.

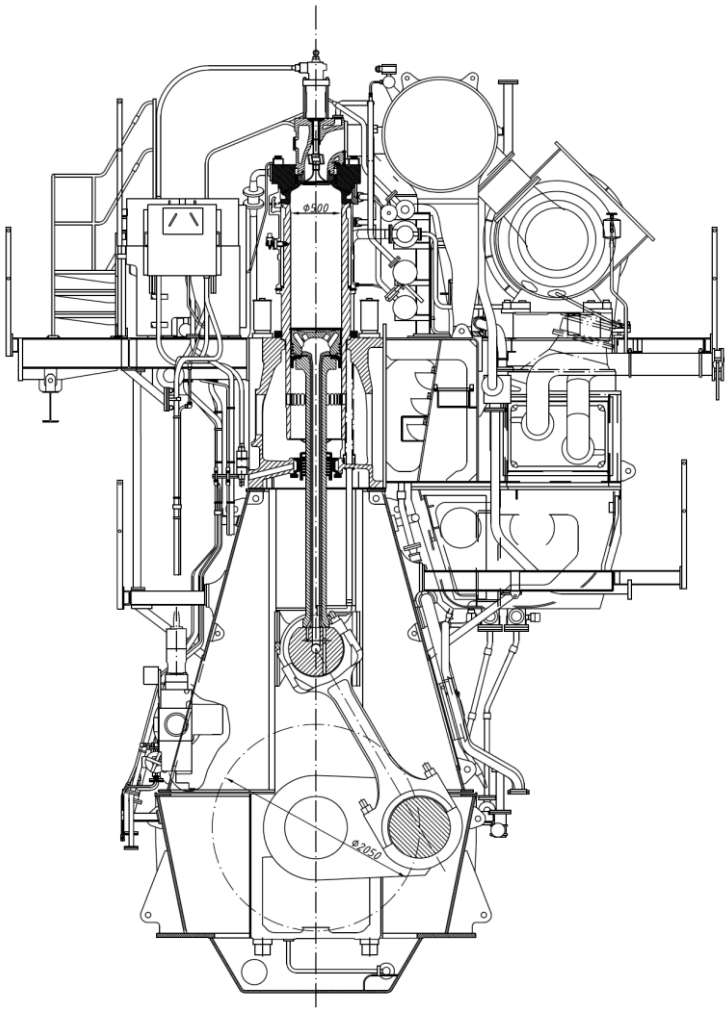

Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна

Остов двигуна складається з чавунної литої фундаментної рами гондольного типу, окремих, для кожного циліндра, зварних колон, з'єднаних між собою болтами та індивідуальних литих чавунних сорочок циліндрів, що з'єднуються болтами в жорсткий єдиний блок. Розтягуючі зусилля сприймаються анкерними зв'язками. Упорний підшипник сегментного типу інтегрований в фундаментну раму. Колінчастий вал включає елементи, що складаються з поковок: мотильова шийка і дві щоки, в які запресовуються рамні шийки. Вкладиші рамних підшипників залиті спеціальним металом. Крейцкопфні підшипники мають тонкостінні вкладиші, залиті білим металом. Їх змащення здійснюється під тиском, що забезпечує роботу підшипників в умовах гідростатичного тертя, при якому виключається контакт шийки металу та підшипника.

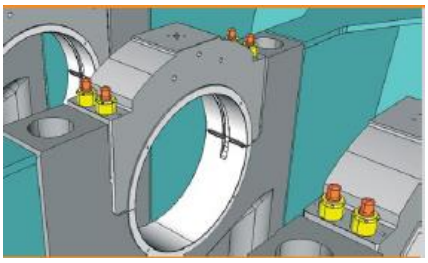

Рисунок 1.2 – Корінний підшипник

Сальники штоків поршня дозволяють істотно зменшити втрати циркуляційного масла (в середньому вони становлять 5…15 літрів/циліндр/день залежно від розмірності двигуна, режимів роботи) і запобігти забрудненню циркуляційного масла відпрацьованим циліндровим, що стікає з під поршневого простору.

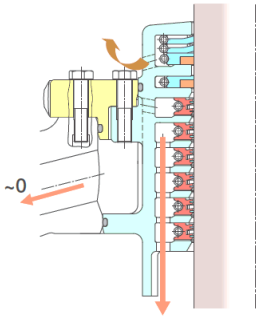

Рисунок 1.3 – Сальники штоку циліндру

Камера згоряння в сучасному високофорсованому двигуні є одним з найважливіших елементів двигуна, що визначають його надійність. Добре зарекомендував себе в попередніх моделях принцип охолодження за допомогою свердлінь в елементах, що утворюють камеру і сприймають основні теплові потоки, після низки удосконалень знайшов застосування і в двигунах ряду RTA. Підбір перерізів отворів, використання теплоізоляції на окремих ділянках дозволяють керувати їхнім температурами і термічними напруженнями, а також напруженнями від механічних навантажень.

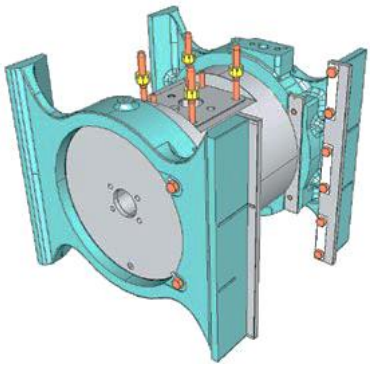

Рисунок 1.4 – Повзун

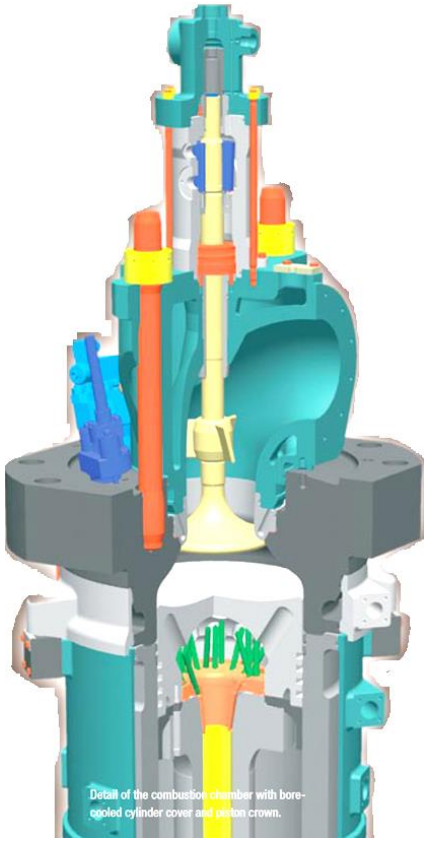

Рисунок 1.5 – Розріз циліндру двигуна

Сталева кришка кріпиться до блоку вісьмома еластичними шпильками. У центрі кришки розташовується вихлопний клапан, який розміщується в окремому корпусі, що виготовляється з жаростійкого сплаву Німонік 80А, що має антикорозійні властивості. Температури клапана в зоні ущільнювального конуса і сідла не перевищують 450 °С, що запобігає високотемпературній натрій-ванадієвій корозії. Встановлений на штоку клапана імпеллер, під дією потоків газу, обертає клапан, забезпечуючи рівномірність розподілу температур по його поверхні і чистоту поверхні. Відкриття клапана здійснюється гідравлічним актюатором. Замість спіральної пружини, яка під впливом вібрацій періодично ламалася, для повернення клапана в закрите положення використовується пневматична пружина. На відміну від сталевої пружини, що раніше застосовувалася, повітряна пружина розом з гідравлічним актюатором забезпечує м'яку посадку клапана в сідло, що істотно покращує стан посадкового пояса.

У двигунах RTA-T з метою поліпшення умов для згоряння палива і підвищення економічності при переході на навантаження менше 50% збільшується ступінь стиснення в циліндрах. Це досягається шляхом більш ранньої посадки вихлопного клапана і, відповідно, більш раннім початком стиснення повітря.

Циліндро - поршнева група

Період часу між мотоочистками в сучасних малообертових двигунах у значній мірі визначається станом робочої поверхні поршня і її впливом на знос поршневих кілець і втулок циліндрів. Тому фірма Зульцер розробила і впровадила в модельний ряд RTA пакет трибологічних заходів, що включають:

- дворівневу подачу масла на дзеркало циліндра;

- ретельну обробку робочої поверхні втулок з глибоким хонінгуванням по всій їх довжині;

- теплову ізоляцію втулок в середині ходу поршня а також установка ізольованих трубок в охолоджуючі свердління у верхній частині циліндрових втулок;

- попереднє профілювання всіх поршневих кілець;

- хромо-керамічне покриття верхніх кілець;

- обкатне покриття всіх інших кілець;

- установку анти-полірувального кільця у верхній частині втулок;

- збільшення товщини хромового покриття канавок поршневих кілець.

Ключовим елементом у цьому пакеті є глибоке хонінгування, що додає оптимальну мікроструктуру і ідеальний стан поверхні втулок для роботи поршневих кілець.

Антиполіровочне кільце на втулці перешкоджає відкладенню нагару на верхній поверхні головки поршня, що руйнує плівку масла на втулці і що сприяє поліруванню циліндра.

Особливо важливим є підтримання температури робочої поверхні втулки циліндра на рівні, що перевищує температуру конденсації пари води. В іншому випадку неминуча холодна (сірчиста) корозія, що призводить до інтенсивних зносів. Застосовувана ізоляція втулки в її середній частині і установка ізольованих трубок в свердління у фланці втулки дозволяють підвищити температури до рівня, при якому виключається конденсація. Боротьба з конденсацією води в циліндрах не виключає необхідності виділення вологи з надувочного повітря після повітроохолоджувача. Для цього за ним встановлюється високоефективний сепаратор води лопаточного типу.

Застосована багаторівнева система змащення циліндрів акумуляторного типу надає можливість створити необхідну товщину масляної плівки і її оновлення на всьому протязі ходу поршня. Одночасно здійснюється автоматичне регулювання кількості подаваного масла в залежності від

навантаження двигуна, що дає істотне зниження його витрати. Витрата циліндрового масла складає 1,4 г/(кВт×год).

Знос циліндрів в двигунах RTA лежить в межах 0,1 мм/1000 годин, поршневих кілець – менше 0,4 мм/1000 годину. Низький знос і висока надійність дозволяють експлуатувати двигуни RTA між мотоочистками протягом трьох років.

Головки поршнів двигунів RTA 48 і 50 охолоджуються маслом, що надходять в шток поршня, а з нього у, вставлені в головку, сопла, з яких струмені масла направляються в свердління в головці. Злив масла з головки здійснюється через вставлену в шток трубу.

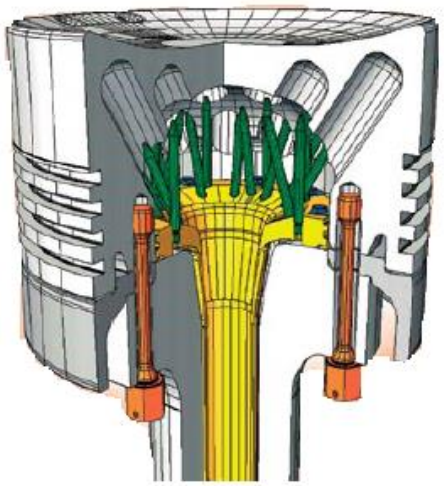

Рисунок 1.6 – Поршень

Особливу увагу було приділено надійності і ресурсу поршневих кілець, так перше (верхнє) кільце має зносостійке хромо-керамічне покриття і заздалегідь заданий профіль робочої поверхні, решта кілець також спрофільовані і забезпечені покриттям, що забезпечує відсутність задирів при обкатці.

Колінчастий вал складається з двох частин включає об'єднані шатунні шийки-щоки, ковані з твердих злитків і корені шийки, які садять в щоки. Кожен корінний підшипник утримується еластичними штифтами.

Особливості системи *RTflex*

Бурхливий розвиток електроніки в останні десятиліття дозволив спочатку в двигунах малої розмірності, а потім і в суднових середньо- і малообертових дизелях впровадити мікропроцесорну техніку, на яку було покладено завдання контролю за роботою двигуна і дистанційного керування, а потім - управління процесами паливоподачі, газорозподілу, подачі мастила циліндрів і ін.

Перші двигуни з електронним управлінням робочим процесом були введені в експлуатацію фірмою «Зульцер» в 2001 році. У двигуні Зульцер з електронною системою управління, в його новій модифікації *RTflex*, замість розподільних валів з їх приводом, традиційних ПНВТ і гідроприводів вихлопних клапанів була застосована акумуляторна система уприскування палива і управління вихлопними клапанами, що істотно спростило його конструкцію. У двигуні з електронним управлінням привід гідронасосів сервомеханізмів розміщений безпосередньо поруч з колінчастим валом. На рівні кришок циліндрів знаходяться акумулятори тиску масла і палива. Там же розташовуються сервоприводи паливних насосів високого тиску і вихлопних клапанів.

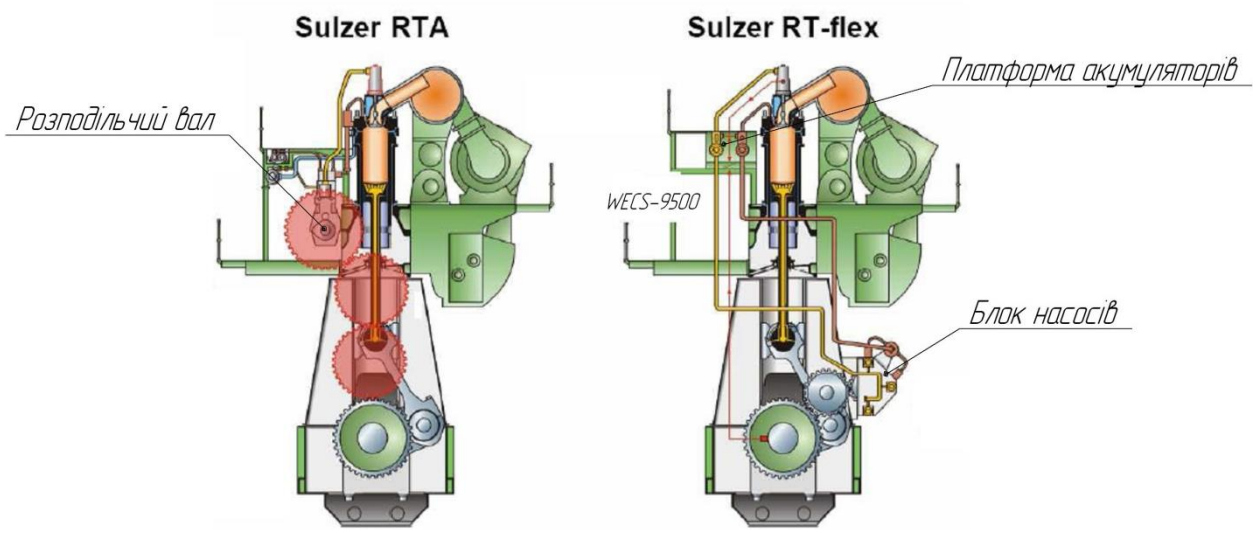

Рисунок 1.11 – Розташування основних механізмів

Завдання впровадження електронного управління полягало в подальшій оптимізації робочого процесу двигунів RTA, скороченні шкідливих викидів з вихлопними газами і зниженні питомої витрати палива. Електроніка дозволила підвищити гнучкість в управлінні кутом випередження уприскування палива, законом подачі палива і їх оптимізації на всьому діапазоні робочих режимів

Також було реалізовано управління фазами закриття вихлопного клапана (VEC - Variable Exhaust valve Closing). Більш раннє закриття клапана на режимах малих навантажень дозволило підвищити дійсну ступінь стиснення в циліндрах і, тим самим, створити кращі умови для згоряння палива і уникнути димлення.

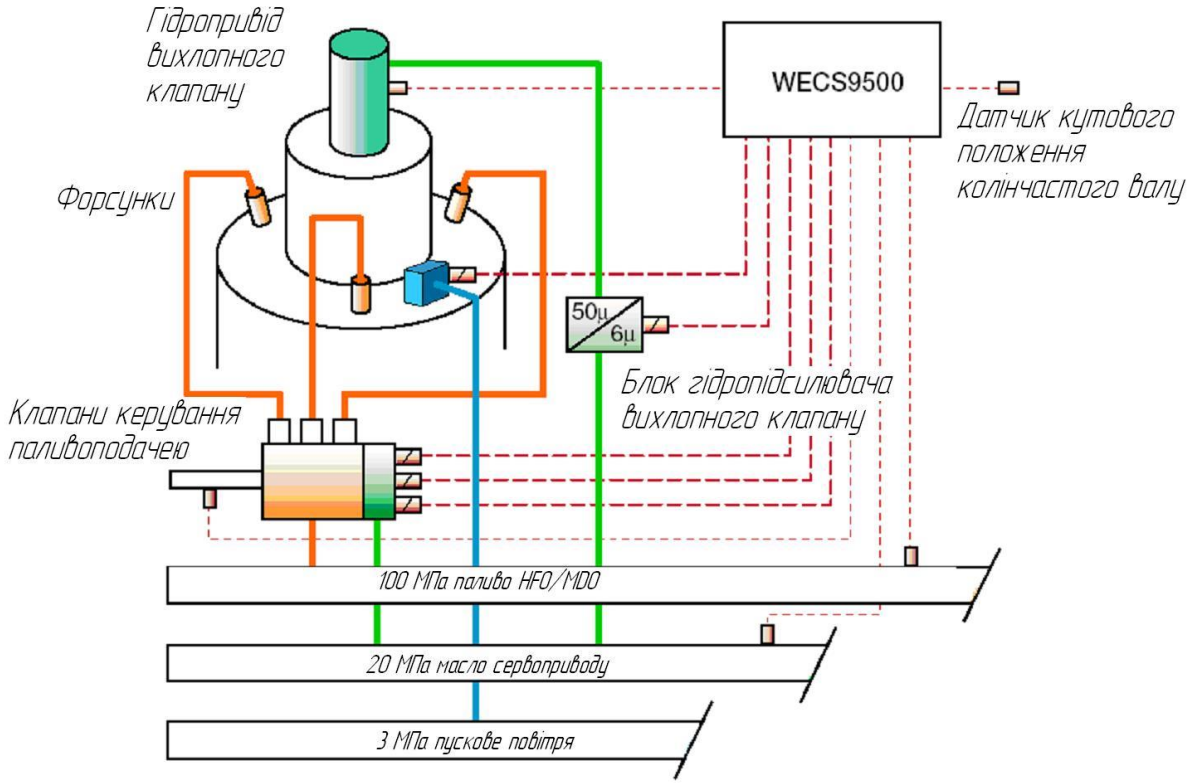

Рисунок 1.12 – Акумуляторні системи управління паливоподачею та вихлопним клапаном

Одним з найважливіших змін в двигуні стало впровадження акумуляторної системи паливоподачі, що складається з паливного насосу

високого тиску, що створює тиск в 100 МПа, акумулятора палива та електронно-керованих клапанів, які розподіляють паливо по форсунках.

Акумулятор являє собою товстостінну трубу, що йде по всій довжині двигуна на рівні кришок циліндрів, в якій розміщується необхідний для вприскування обсяг палива, що знаходиться під тиском 100 МПа

Подача і стиснення палива до зазначеного тиску здійснюється в звичайних паливних насосах високого тиску, плунжери яких приводяться в дію кулачковим валом.

З акумулятора паливо надходить до стандартних форсунок, відкриття і закриття голок яких відбувається звичайним шляхом під тиском палива, що потрапляє до кожної з них від керуючого клапана. Останній встановлює момент відкриття голки, кут випередження, кількість палива, що впорскується і форму кривої подачі палива (закон подачі).

Три форсунки в кожному циліндрі управляються незалежно одна від одної, програмуються на роботу кожна окремо в міру необхідності в унісон. Управління клапаном здійснюється за допомогою мікропроцесорної системи електронного управління WECS 9500, що має модульне виконання з окремим мікропроцесором для кожного циліндра. На цю ж систему покладено функції контролю за всім двигуном.

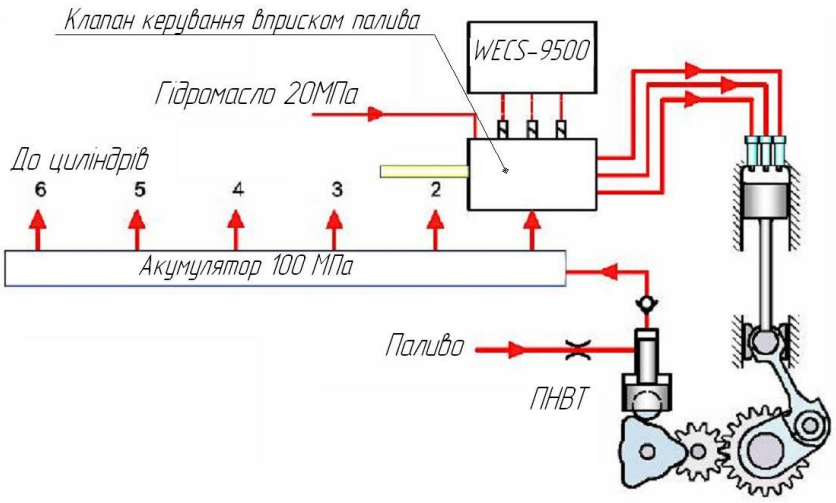

Рисунок 1.13 – Акумуляторна система паливоподачі

РОЗДІЛ 2
РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 5ДКРН 50/205

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати. Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження [4].

На його основі можливо:

– кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при досліджені побудованого двигуна;

– дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;

– визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

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

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою програми Mathcad.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0. Приймаємо T_0 = 298 К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря P_0. Варто приймати P_o = 0,1013 МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε. При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо ε = 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 $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,6$.

Показник адіабати повітря $k_в$ = 1,4.

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

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{т.ад}$ = 0,84.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r. Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

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 призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектованого. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 – 0,95$; $\xi_b = 0,90 – 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,9$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ. Для високофорсованих двигунів λ=(1,05 – 1,5). Приймаємо λ = 1,1.

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 увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів ζ = (0,92 – 0,99). Приймаємо ζ = 0,99.

Механічний ККД двигуна $\eta_м$ знаходиться у межах 0,84 – 0,94. Приймаємо $\eta_м = 0,94$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ox.}$ Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox.} = 0,005$ МПа.

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

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу : С = 0,87 кг − кількість вуглецю; Н = 0,126 кг − кількість водню;

S = 0 кг − кількість сірки; О = 0,004 кг − кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z − являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2 – тактних двигунів Z = 1.

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі $П_k$. Для даного типу компресора приймаємо $П_k = 4$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку $\varphi_п$. Для 2 – тактних двигунів ця величина дорівнює $\varphi_п = 0.08$.

2.3 Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}}\right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,4}{0,101}\right)^{0,286} - 1}{0,8}\right] = 477,21$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 477,21 - 0,9 \times (477,21 - 293) = 315,921$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{315,921 + 15 + 0,04 \times 600}{1 + 0,04} = 341,27$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0{,}4 - 0{,}005 = 0{,}395$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0{,}97 \times P_s = 0{,}97 \times 0{,}395 = 0{,}383$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_н = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0{,}383}{0{,}395} \times \frac{315{,}921}{341{,}27} \times \frac{1}{1 + 0{,}02} \times (1 - 0{,}08) = 0{,}851$$

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 вала 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…1,42, приймаємо в розрахунку:

$$n_1 = 1{,}362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0{,}383 \times 15^{1{,}362} = 15{,}338$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1\text{-}1} = 341{,}27 \times 15^{1{,}362\text{-}1} = 910{,}763$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0{,}21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2{,}56}{0{,}21} \times \left(\frac{0{,}87}{12} + \frac{0{,}126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0{,}004}{32} \right) = 1{,}202$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0{,}126 + 0{,}004}{32 \times 1{,}202} = 1{,}027$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1{,}027 + 0{,}04}{1 + 0{,}04} = 1{,}026$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0{,}94}{0{,}98} = 0{,}959$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 \text{-} 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1{,}027 \text{-} 1}{1 + 0{,}04} \right) \times 0{,}969 = 1{,}025$$

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо T_z = 1600 К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1685$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1{,}1 \times 15{,}338 = 16{,}872$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1{,}025}{1{,}1} \times \frac{1685}{910{,}736} = 1{,}724$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1{,}724} = 8{,}702$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2. Для дизелів n_2 = 1,18…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 приймемо:

$$n_2 = 1{,}288$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1685 \times \frac{1}{8{,}702^{1{,}288-1}} = 904{,}149$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{16{,}872}{8{,}702^{1{,}288}} = 1{,}041$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$= \frac{13{,}338}{15 - 1} \times \left[1{,}1 \times (1{,}724 - 1) + \frac{1{,}1 \times 1{,}724}{1{,}288 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8{,}702^{1{,}288-1}} \right) \quad \frac{1}{1{,}362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1{,}362-1}} \right) \right] = 2{,}328$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P_i' \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2{,}328 \times 0{,}99 \times (1 - 0{,}08) = 2{,}121$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_н}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0{,}395 \times 0{,}851}{2{,}56 \times 1{,}202 \times 315{,}921 \times 2{,}121} = 0{,}171$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_н} = \frac{3600}{0{,}171 \times 42700} = 0{,}518$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2{,}121 \times 0{,}94 = 1{,}993$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0{,}518 \times 0{,}94 = 0{,}487$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0{,}171}{0{,}94} = 0{,}179$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13{,}1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i$$
$$= 13{,}1 \times 0{,}5^2 \times 2{,}05 \times 1 \times 1{,}993 \times 124 \times 5 = 8295$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N_e^{'}}{N_e} \times 100\% = \frac{8300 - 8295}{8300} = - - 0{,}006\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності 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.

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/vc = ε_x – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,288
Тиск кінця стиснення p_c, МПа	15,338
Максимальний тиск згоряння p_z, МПа	16,872
Ступінь попереднього розширення ρ	1,724
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/Vc	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,87	
1,00	15,34	16,87
1,72	7,30	16,87
2,39	4,69	11,09
3,05	3,36	8,09
3,72	2,57	6,28
4,38	2,05	5,08
5,04	1,69	4,23
5,71	1,43	3,61
6,37	1,23	3,13
7,03	1,08	2,76
7,70	0,95	2,46
8,36	0,85	2,21
9,03	0,77	2,00
9,69	0,70	1,83
10,35	0,64	1,68
11,02	0,58	1,55
11,68	0,54	1,44
12,34	0,50	1,34

13,01	0,47	1,25
13,67	0,44	1,17
14,34	0,41	1,10
15,00	0,38	1,04
15,00		0,38

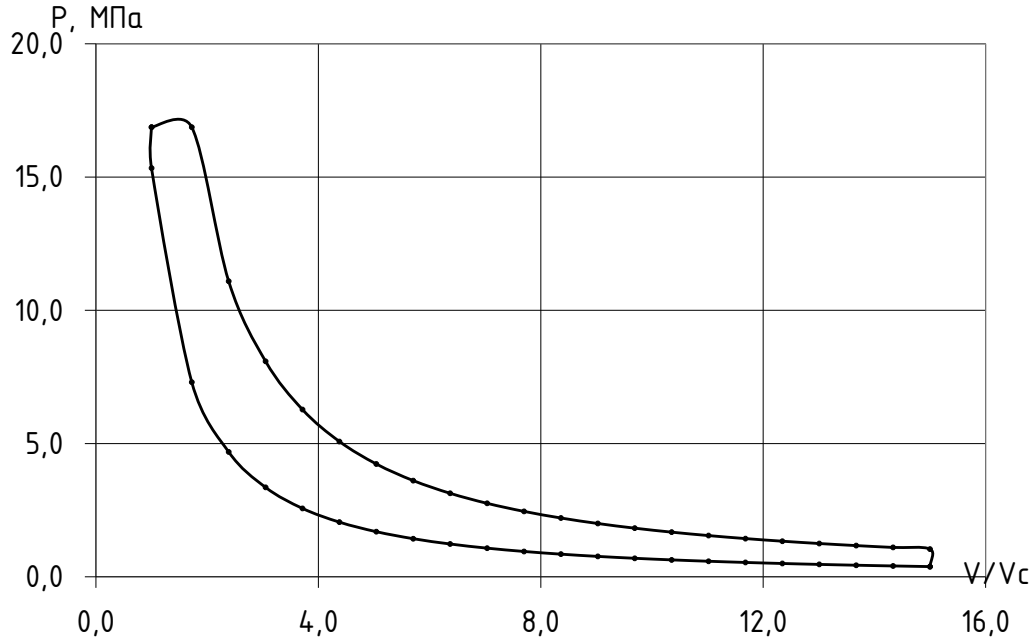

Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

РОЗДІЛ 3
РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

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

Сила інерції обертових масдіє 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 таблиці 3.1. представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 3.2, 3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.1 – 3.3.

На рис. 3.1. 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. 3.2. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z - сила, що діє по осі кривошипа; T- дотична сила.

На рис. 3.4 T_E - сумарні дотичні сили, T^{cp}_E - середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,5
Частота обертання КВ	$хв^{-1}$	n	124
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	16,872
Тиск на початку стиску	МПа	Pa	0,383
Тиск наддуву	МПа	Pk	0,4
Тиск залишкових газів	МПа	Pг	0,6
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,364
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	2000
Радіус кривошипа	м	r	1,025
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,362
Показник політропи розширення		n_2	1,288
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,724
Кількість циліндрів		i	5

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	180	0,383	1,119	1,502	0,000	-1,502	0,000
9	189	0,385	1,129	1,514	-0,086	-1,509	-0,152
18	198	0,391	1,155	1,546	-0,175	-1,524	-0,312
27	207	0,401	1,191	1,592	-0,266	-1,539	-0,486
36	216	0,417	1,226	1,642	-0,357	-1,538	-0,677
45	225	0,438	1,244	1,682	-0,443	-1,503	-0,877
54	234	0,468	1,232	1,700	-0,516	-1,416	-1,072
63	243	0,508	1,175	1,683	-0,566	-1,268	-1,243
72	252	0,562	1,062	1,624	-0,586	-1,059	-1,364
81	261	0,636	0,884	1,520	-0,571	-0,802	-1,412
90	270	0,737	0,640	1,378	-0,525	-0,525	-1,378
99	279	0,879	0,334	1,213	-0,456	-0,261	-1,270
108	288	1,084	-0,026	1,058	-0,382	-0,036	-1,124
117	297	1,386	-0,422	0,964	-0,324	0,149	-1,006
126	306	1,850	-0,836	1,014	-0,307	0,347	-1,001
135	315	2,589	-1,244	1,345	-0,354	0,701	-1,202
144	324	3,810	-1,621	2,188	-0,475	1,491	-1,671
153	333	5,855	-1,944	3,911	-0,652	3,188	-2,357
162	342	9,109	-2,192	6,917	-0,781	6,337	-2,881
171	351	13,164	-2,347	10,817	-0,617	10,588	-2,301
180	360	15,312	-2,400	12,912	0,000	12,912	0,000
189	369	16,872	-2,347	14,525	0,828	14,217	3,090
198	378	16,872	-2,192	14,680	1,658	13,449	6,114
207	387	13,709	-1,944	11,765	1,962	9,592	7,089
216	396	9,130	-1,621	7,509	1,632	5,116	5,734
225	405	6,337	-1,244	5,093	1,341	2,653	4,549
234	414	4,612	-0,836	3,775	1,145	1,293	3,727
243	423	3,510	-0,422	3,088	1,038	0,477	3,222
252	432	2,781	-0,026	2,755	0,994	-0,094	2,928
261	441	2,282	0,334	2,616	0,983	-0,562	2,738
270	450	1,932	0,640	2,572	0,980	-0,980	2,572
279	459	1,680	0,884	2,564	0,964	-1,353	2,382
288	468	1,495	1,062	2,557	0,922	-1,667	2,147
297	477	1,359	1,175	2,534	0,852	-1,909	1,871
306	486	1,257	1,232	2,489	0,755	-2,074	1,570
315	495	1,181	1,244	2,426	0,638	-2,167	1,264

324	504	1,126	1,226	2,352	0,511	-2,203	0,969
333	513	1,086	1,191	2,278	0,380	-2,202	0,696
342	522	1,060	1,155	2,215	0,250	-2,184	0,447
351	531	1,045	1,129	2,174	0,124	-2,166	0,218
360	540	1,040	1,119	2,159	0,000	-2,159	0,000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град	72		

φ°	T_E					T_E	$T^{ср}_E$
	Номер циліндра						
	1	2	3	4	5		
0	0,000	-1,364	-1,671	5,734	2,147	4,85	3,69
9	-0,152	-1,412	-2,357	4,549	1,871	2,50	3,69
18	-0,312	-1,378	-2,881	3,727	1,570	0,73	3,69
27	-0,486	-1,270	-2,301	3,222	1,264	0,43	3,69
36	-0,677	-1,124	0,000	2,928	0,969	2,10	3,69
45	-0,877	-1,006	3,090	2,738	0,696	4,64	3,69
54	-1,072	-1,001	6,114	2,572	0,447	7,06	3,69
63	-1,243	-1,202	7,089	2,382	0,218	7,24	3,69
72	-1,364	-1,671	5,734	2,147	0,000	4,85	3,69

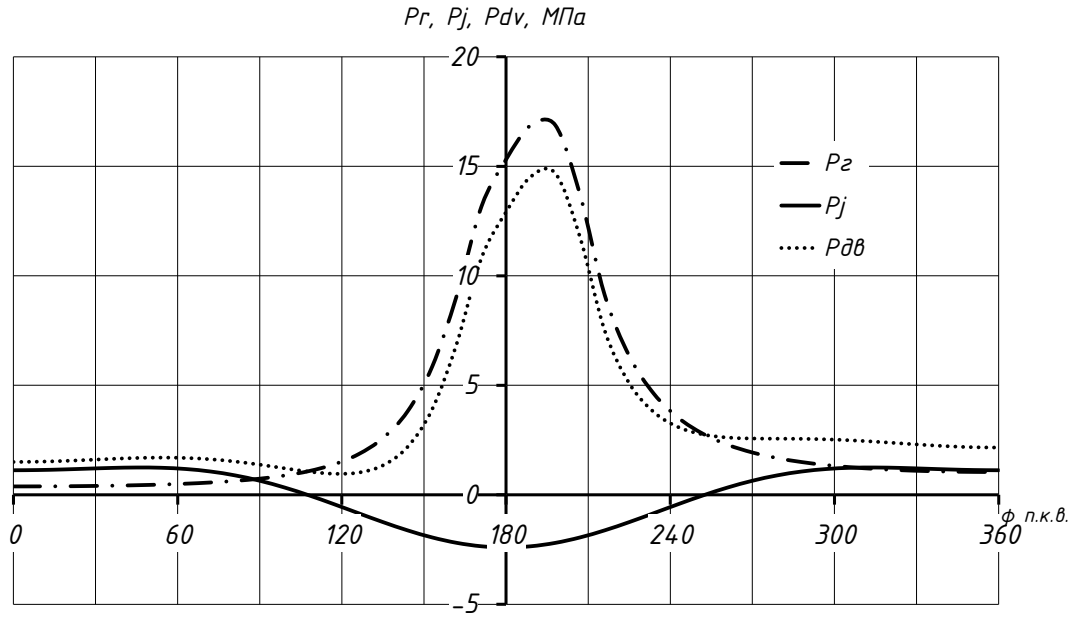

Рисунок 3.1 – Зміна сил P_r, P_j, P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

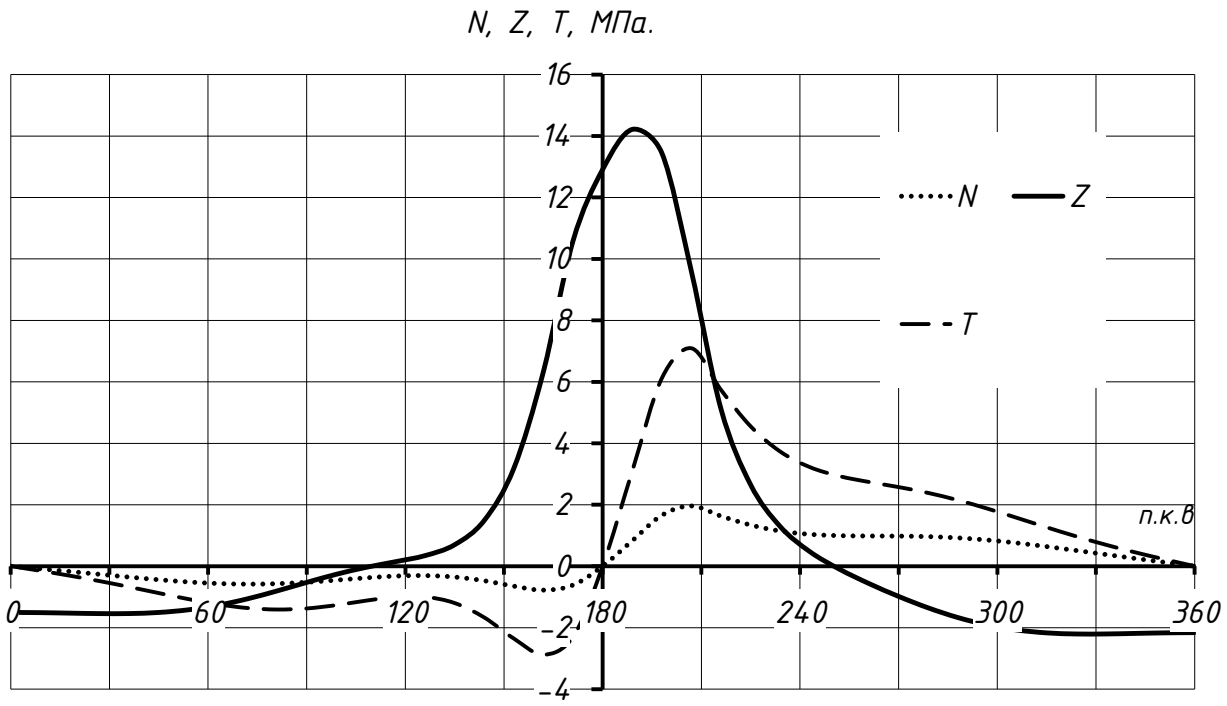

Рисунок 3.2 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

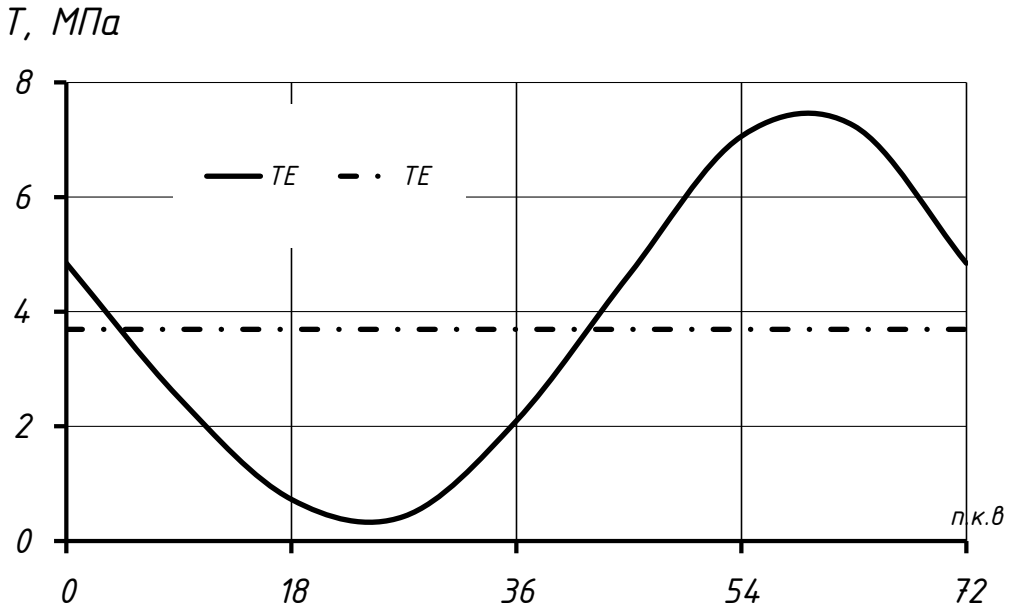

Рисунок 3.3 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4
ПРОЕКТ АГРЕГАТУ НАДДУВА

Вибір типорозміру турбокомпресора

На підставі значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску визначаємо можливий прототип турбокомпресора на підставі використання полів розходів або областей застосування турбокомпресорів типорозмір них рядів. Вісь абсцис у таких полях може визначатися як через масовий так і об'ємний розхід $Q = G/\rho_o$ м^3/с,

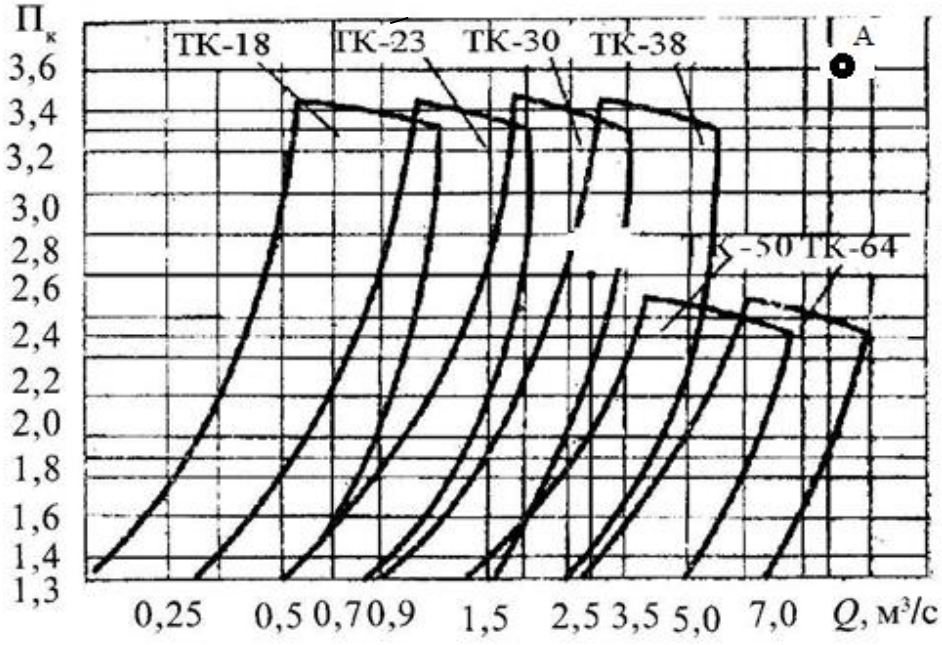

Рисунок 4.1 - Області застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів типу ТК залежно від розходу та ступеня підвищення тиску

На підставі значень ПК та G (Q) знаходимо точку у полі розходів (точка А на рис. 4.1). Типорозмір турбокомпресору визначаємо згідно позначенню тієї фігури (косокутного чотирикутника на рис 4.1), у межах якої знаходиться точка. Букви ТК означають, що турбокомпресор має осьову турбіну, а цифри означають значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D_2) у

сантиметрах (значення приблизне, ±6 %). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір.

Таким чином, визначивши типорозмір, а саме ТК64, ми знаходимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора, яке має бути оптимальним для обчислення значень розходу та ступеня підвищення тиску.

Вибір основних початкових параметрів для розрахунку ступеня відцентрового наддувочного компресора.

1. Витрата повітря через компресор, кг/с: G = 16,89. Беремо з розрахунку циклу двигуна.

2. Ступінь підвищення тиску: $П_К$ = 4,0. Беремо з розрахунку циклу двигуна.

3. Температура навколишнього середовища, К: T_o = 298. З розрахунку циклу.

4. Температура після глушника, К: T_a = 340,96.

5. Тиск навколишнього середовища: P_o = 0,1013 МПа. Приймається при нормальних умовах.

6. Тиск після глушника: P_a = 0,39 МПа. За довідковою літературою обираємо втрату тиску.

7. Діаметр колеса на виході: D_2 = 0,7 м. Приймається у межах допустимих значень для типорозміру ТК-64 з урахуванням результатів ряду обчислень.

8. Діаметр маточини колеса: D_0 = 0,154 м. Цей розмір задається у долях діаметра D_2, для ТК з консольними підшипниками цей діапазон значень такий: D_0 = (0,22…0,35)D_2.

9. Діаметр на виході з БЛД: D_3 =0,77 м. Цей розмір задається у долях діаметра D2, при наявності лопатного дифузора D_3 = (1,1-1,2)D_2.

10. Товщина лопаток на вході у колесо: δ_1 = 0,0003 м.

11. Діаметр на виході з лопатного дифузора: D_4 = 1,12 м. Вибираємо з довідкової літератури, цей розмір задається у долях від діаметра D_2:

$D_4 = (1,6 – 1,8)D_2$.

12. Число лопаток колеса: Z_K = 13. Кількість лопаток обирають рівною 12 -23.

13. Число лопаток дифузора: $Z_Д$ = 35. У літературі наведено співвідношення $Z_K / Z_Д$ = 0,5 – 2,5.

14. Товщина лопаток дифузора: на вході δ_3 = 0,003 м

на виході δ_4 = 0,001 м

Вибираємо з літератури δ_3 = 0,5 – 8 мм; δ_4 = 0,2 – 2 мм.

15. Коефіцієнт напору компресора: H_K = 1,42. Обираємо в залежності від діаметру D_2 у довідковій літературі.

16. Показник політропи на ділянці 0 – 1: n_1 = 1,39. Цей показник обираємо у діапазоні 1,35…1,39 за довідковою літературою.

17. Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо): η_2 = 0,9. Це значення вибираємо з діапазону 0,82 – 0,92.

18. Політропний ККД на ділянці 2 – 3: η_3 = 0,8. Обираємо значення з діапазону 0,6 – 0,85.

19. Коефіцієнт тертя у безлопатному дифузорі: $\lambda_{БЛД}$ = 0,01.Значення цього параметру обираємо в районі 0,075…0,01.

20. Політропний ККД на ділянці 3 – 4: η_4 = 0,85. Значення η_4, обраховані або знайдені експериментально, становлять 0,75 – 0,86.

21. Коефіцієнт дискових втрат: $\alpha_{ДВ}$ = 0,04. Експериментально це значення складає 0,04 – 0,08.

22. Коефіцієнт втрат на ділянці 4 – 5: ζ_5 = 0,2. Обираємо з довідкової літератури для конкретного типу завитки.

23. Коефіцієнт ступеня розходу компресора: C_m = 0,3. Експериментально значення цього параметру складає 0,25 – 0,35.

24. Коефіцієнт розходу робочого колеса: φ_{2r} = 0,35. Обираємо значення з діапазону 0,16 – 0,35.

25. Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузорі: k_a = 1,05. У довідковій літературі наведені експериментальні данні 1,05 – 1,09.

26. Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості у компресорі: A = 0,99. Це значення не може виходити з діапазону 0,5 – 1.

27. Кут атаки вхідної кромки ОСА: i_1 = 2˚.

28. Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузорі: Δ_α = 15˚. Цей конструктивний розмір повинен знаходитись у межах 12 - 18˚.

29. Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД : i_3 = 0˚. За довідковою літературою лежить у межах 0 - 5˚.

Розрахунок ступені компресора

2. Попереднє визначення колової швидкості u_2

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
2.1.			1,42	Коефіцієнт напору компресора
2.2.	$L_{ад}$, Дж/кг		142943,6	Адіабатна робота компресорної ступені
2.3.	u_2, м/с		448,70	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

3. Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
3.1.			0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
3.2.	C_a, м/с		30	Швидкість повітря на вході
3.3.	C_p, Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря
3.4.	C_1, м/с		134,6	Швидкість повітря перед колесом компресора
3.5.	Tа, К		295	Температура після глушника
3.6.	T_1, К		286,4	Температура повітря перед колесом
3.7.	Pа, Па		100287	Тиск після глушника
3.8.	n_1		1,39	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
3.9.	P_1, Па		90287,6	Тиск повітря перед колесом

4. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
4.1.	D_2, м		0,7	Зовнішній діаметра колеса компресора
4.2.	D_0, м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,154	Діаметр втулки колеса компресора
4.3.	$\alpha_{тв}$		0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
4.4.	φ_{2r}		0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
4.5.	$z_к$		13	Число лопаток робочого колеса компресора
4.6.	ρ_1		1,0983	Густина повітря перед входом в колесо
4.7.	f_1		0,1142	Площа на вході в колесо
4.8.	$D_н$		0,4113	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
4.9.	a		0,588	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
4.10.	D_1		0,3105	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
4.11.	μ		0,8329	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
4.12.	T_2, К		388,56	Температура повітря за колесом компресора
4.13.	η_2		0,9	Політропний ККД на дільниці 2 (робоче колесо)
4.14.			3,10	Комплекс
4.15.	P_2, Па		232020,04	Тиск повітря за колесом компресора
4.16.	β_{11}		34,1	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
4.17.	i_1		2	Кут атаки вхідної кромки ОСА
4.18.	$\beta_{1т}$		36,1	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
4.19.	δ_1, м		0,0003	Товщина лопаті на входів колесо
4.20.	τ_1		0,997	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
4.21.	, м/с		135,07	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
4.22.	β^1_{11}		34,2	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
4.23.	$\beta_{1Н}$		27,1	Кут входу потоку на діаметрі $D_н$
4.24.	β_{10}		53,8	Кут входу потоку на діаметрі D_0
4.25.	$w^1_Н$, м/с		296,2	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі $D_н$
4.26.	w^1_1, м/с		240,6	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
4.27.	λ_{Hw}		0,94	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
4.28.	C_{2u}, м/с		373,73	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
4.29.	C_{2r}, м/с		157,04	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
4.30.	C_2, м/с		405,39	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
4.31.	α_2		22,79	Кут потоку повітря на виході з колеса
4.32.	M_{C2}		1,022	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
4.33.	ρ_2, кг/м^3		2,081	Густина повітря на виході з колеса
4.34.	b_2, м		0,024	Ширина колеса на виході
4.35.	w_2, м/с		174,02	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
4.36.	$\hat{w}$		0,72	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
5.1.	D_3, м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,77	Діаметр на виході з БЛД
5.2.	y		0,8	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
5.3.	b_3, м		0,019	Ширина БЛД на виході
5.4.	η_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
5.5.	k_{n3}		2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на діляниці 3 (БЛД)
5.6.	n_3		1,57	Показник політропи стиску повітря на дільниці 3 (БЛД)
5.7.	, м/с	320	311,04	Швидкість потоку повітря на виході з безлопатнього дифузора в першому наближенні
5.8.	T_3, К		403,22	Температура потоку повітря за БЛД
5.9.	P_3, Па		255036,14	Тиск повітря за БЛД
5.10.	ρ_3, кг/м^3		2,204	Густина повітря на виході з колеса
5.11.	$\lambda_{БЛД}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
5.12.	α_3		27,13	Кут виходу потоку повітря з БЛД
5.13.	C_3, м/с		311,04	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
5.14.	M_{C3}		0,77	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
6.1.	δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
6.2.	D_4, м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	1,12	Діаметр на виході з ЛД
6.3.	b_4, м		0,037	Ширина дифузору на виході
6.4.	i_3		0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
6.5.	$\alpha_{3л}$		27,13	Кут установки лопатки ЛД на вході
6.6.	$\Delta\alpha$		15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
6.7.	$\alpha_{4л}$		42,13	Кут установки лопатки ЛД на виході
6.8.	k_a		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
6.9.	α_4		34,76	Кут виходу потоку з ЛД
6.10.	η_4		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
6.11.			2,92	Комплекс
6.12.			1,92	Комплекс
6.13.	, К	420	449,14	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
6.14.	C_4, м/с		66,74	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору

6.15.	T_4, К		449,14	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
6.16.	$z_Д$	13,17,19,23,29,31,35	35	Число лопаток дифузору
6.17.	$z_к/z_д$		0,37	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
6.18.	$δ_3$, м		0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
6.19.	$δ_4$, м		0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
6.20.	τ_3		0,902	Коефіцієнт захаращення на вході в ЛД
6.21.			0,985	Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД
6.22.	f		3,92	Дифузорність ЛД
6.23.	α_{CP}		34,63	Середній кут установки лопатки в ЛД
6.24.	$δ$		7,84	Кут розкриття еквівалентного дифузору
6.25.	P_4, Па		349553,39	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
6.26.			0,041	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
6.27.	$R_Л$, м		1,092	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
6.28.	$R_Ц$, м		0,777	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх лінії лопаток ЛД
6.29.	ρ_4, кг/м^3		2,712	Густина повітря за ЛД

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
7.1.	ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
7.2.	A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
7.3.	C_5, м/с		65,41	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
7.4.			0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
7.5.		**Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці**		
7.6.	η_5		0,000	ККД завитки
7.7.			0,000	Комплекс показника політропи у завитці
7.8.	P_5, Па		348347,43	Тиск повітря за завиткою
7.9.			0,045	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
7.10.	T_5, К		449,23	Температура потоку повітря на виході з завитки
7.11.	f_5, м^2		0,0719	Площа завитки на виході
7.12.	D_5, м		0,3026	Діаметр виходу завитки

8. Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
8.1.	$\eta_{ад}$		0,835	Адіабатний ККД компресора
	$\eta_м$	Обирається за довідником	0,970	Механічний ККД компресора
8.2.	$N_К$, кВт		3110,89	Потужність приводу компресора
8.3.	$n_{тк}$, об/хв		12242	Частота обертів ротора турбокомпресора

Опис спроектованого турбокомпресора

Спроектований турбокомпресор маркується як ТК64 в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та ступеня підвищення тиску. Він має осьову турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

За загальною схемою компоновки турбокомпресор належить до машин з консольним розташуванням підшипників.

Остов турбокомпресора ТК 64 складається з трьох корпусів – це корпус компресора *1* (див рис. 8), газовідвідний корпус *2* та корпус турбіни *3*. До корпусу компресора прикріплюється фільтр 16, для очистки повітря, та в якому розташовано глушники 17.

Корпус компресора *1* слугує для утворення його проточної частини, в тому числі проточної частини каналу колеса, для створення каналів без лопаткового дифузору, лопаткового дифузору та повіт розбірної завитки. Крім того в ньому є порожнина для розміщення та закріплення опорно-упорного підшипника. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Газовідвідний корпус *2* слугує для відведення газів після їх роботи у турбіні.

Корпус турбіни *3* слугує для створення робочого тракту турбіни, зокрема зовнішньої оболонки проточної частини. В ньому розташовується нерухомий сопловий апарат турбіни , а також газоприйомна завитка , до якої під'єднуються випускні трубопроводи двигуна. Для зменшення тепловіддачі в машинне відділення частини газовідвідного та турбінного корпусів, які контактують з ним, мають порожнини, в яких циркулює вода з системи охолодження. Крім того водяні порожнини робляться для охолодження підшипникових вузлів. Обидва корпуси виготовляють з ливарної сталі.

Корпуси компресора, турбіни та газовідвідний з'єднуються між собою болтами по посадках через колові розточки корпусів. Це забезпечує центрування усіх осьових отворів корпусів відносно осі обертання ротора.

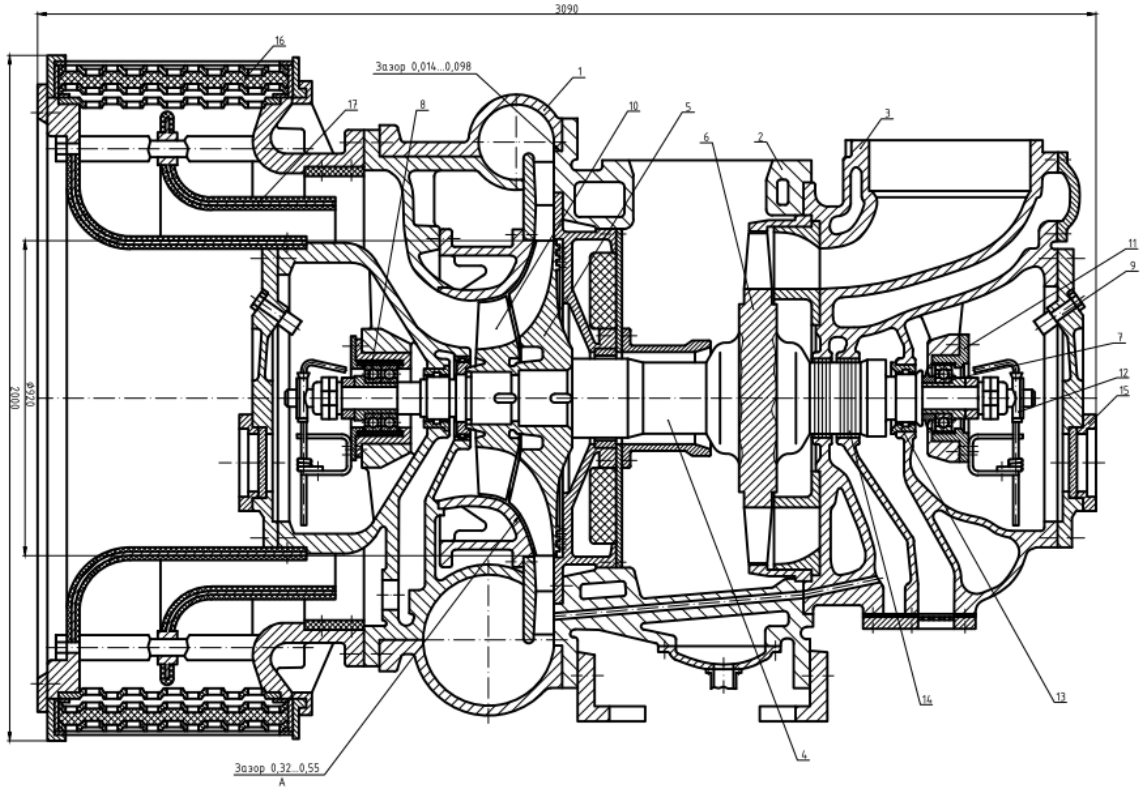

Рисунок 4.2 – Турбокомпресор типу ТК70

Турбокомпресор кріпиться до двигуна на кронштейні за допомогою приливу в нижній частині газовідвідного корпусу основної базової деталі конструкції.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор *4*. Він складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора *5* та турбіни *6*. Ротор жорсткий, барабанного типу, кований з нержавіючої сталі 2Х13. На роторі виконуються канавки для встановлення осьових ущільнень. Біля компресорного та турбінного підшипників установлюються втулки с масло-згінною різьбою 13. Крім цього, збоку робочого колеса перед ОСА встановлюється ще одна така втулка.

Складові ротору.

Колесо компресора *5* з'єднується з ротором *4* за допомогою двух шпонок. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Колесо має осьовий вхід повітря з ОСА (обертовим скеровуючим апаратом) 10, який утворюється з осьових частин лопаток. Задній диск колеса має численні гребінці. Вони зроблені як відповідна час тина безконтактного ущільнення, яке створюють з одного боку гребінці колеса, а з другого – гребінці на корпусній вставці. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни *6* осьового типу з'єднано з ротором через зварювання. Лопатки колеса зроблені нероз'ємними від колеса.

У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною, матеріал робочих лопаток змінено на жароміцний сплав типу Є1437Б. Теж саме стосується і матеріалу соплових лопаток. Диск виготовлений зі сталі 45.

Підшипники. Ротор спирається на підшипники кочення, які розташовані у спеціальних елементах корпусів (порожнинах). Один з підшипників є опорним *7*, другий – опорно-упорним *8*. До підшипників через отвір ,який закривається болтом 9 заливається масло, яке змащює підшипники за допомогою гвинтового насосу 12 відводиться через отвори в кришках підшипників 11.

Опорно-упорний підшипник складається із двух шарикових підшипників, розташованик у втулці. Упорна частина підшипника упирається

у втулку з високоолов'янистої бронзи, яка закріплена на валу. Підп'ятники з обох боків мають пружний елемент, що складається з набору металевих пластин і шару масла між ними. Вони забезпечують демпфування високочастотних коливань ротору в осьовому напрямку, а також компенсує перекоси упорного торця ротору, що виникають при роботі турбокомпресора. Також набір таких металевих пластин установлено між підшипником і втулкою на зовнішньому діаметрі, які дають можливість демпфування ротора в радіальному напрямку.

Опорний підшипник *7* виконаний з одного шарикового підшипника. Він запресовується на втулку з високоолов'янистої бронзи,яка знаходиться на валу. Підшипник зроблену з можливим його осьовим переміщенням, що можливий при тепловому розширені вала. Також установлено набір пластин для демпфування його в радіальному напрямку.

Вузли ущільнення. У турбокомпресорі є кілька вузлів ущільнення. Вони слугують для забезпечення непроникнення дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни, для зменшення осьового зусилля на колесі компресора, а також зменшення небажаних перетікань газу вздовж осі ротора. До вузлів ущільнення підходять канали, що забезпечують подачу до них повітря зі збільшеним тиском.

Ущільнення з боку компресора перешкоджає тому, щоб аерозолі масла з порожнини підшипника потрапляли в компресор. Воно складається із двух втулок із масло-згінною різьбою. У проміжок між двома групами безконтактних ущільнень через дросель підводиться повітря з повіт розбірної завитки для того, щоб запобігти розповсюдженню масляних аерозолів вздовж валу.

Ущільнення з боку турбіни не допускає прориву гарячих газів, що мають надмірний тиск, з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворитися

на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення створено втулкою із масло згінною різьбою 13 і групою лабіринтів *14*. Між двома групами гребінців безконтактного ущільнення підводиться стисле повітря з компресорної завитки по зовнішньому трубопроводу. Воно запобігає розповсюдженню газів та аерозолів масла вздовж ротору.

Безконтактне ущільнення з задньої поверхні диску колеса відокремлює зону з підвищеним тиском повітря (за колесом) від зони із зниженим тиском, яка утворюється за цим ущільненням біля ротору. Зовнішній діаметр цієї зони приблизно дорівнює діаметру входу в колесо, де також має місце знижений тиск. Для створення низького тиску в відокремленій зоні вона з'єднується через спеціальний канал (на кресленні не показаний) з оточуючим повітрям. Зовнішній діаметр зазначеної зони та тиск в ній підбирають таким чином , щоб осьові зусилля на колесі компресора були приблизно однаковими як з боку всмоктування компресора, так і з протилежного боку.

Системи змащення та охолодження.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться за допомогою гвинтового насосу 12, який циркулює масло із порожнини корпуса підшипника. Масло заливається через отвір, і контролюється по уровню, який можно дивитися через смотрове віконце 15. Порожнини, в яких розташовані підшипники (корпуси підшипників), відокремлені від внутрішніх порожнин агрегату ущільненнями. Спінене масло, яке виходить з підшипників, збирається в нижній частині корпуса підшипників.

Система охолодження у конструкції турбокомпресора виглядає як система порожнин, каналів та елементів з'єднання. Завдяки порожнинам у корпусі турбіни та газовідвідному корпусі охолоджуються зовнішні поверхні цих корпусів, зменшується підведення теплоти до компресорної частини та до опорного підшипника. У турбокомпресорі виконується охолодження

газоприймальної завитки. Це запобігає її передчасної руйнації за рахунок теплового навантаження.

При роботі турбокомпресора гази з двигуна внутрішнього згоряння надходять до газоприймальної завитки. З неї вони надходять до соплового апарату турбіни, де статична енергія газів частково перетворюється на кінетичну. Далі гази надходять до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротора з високою частотою. Після робочого колеса гази відходять у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу і його фланець.

Колесо компресора, що обертається за рахунок енергії турбіни, забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час руху виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в колесо. Створюється різниця між збільшеним тиском навколишнього середовища та тиском у колесі, під впливом якого нове повітря безперервно надходить до колеса. Водночас з отриманням кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса від менших площин перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечує зниження швидкості руху повітря у відносному русі потоку, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, тиск підвищується). Таким чином за колесом у потоці повітря присутні приблизно рівною мірою кінетична та потенційна енергія. Після колеса повітря надходить до щілинного дифузору (або БЛД). Цей канал утворюється стінками, які спершу створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім незначно розширюється. Рух часток повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії

логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетинів до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Основне призначення цього каналу – зменшення швидкості повітря до дозвукового рівня, інакше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або виникне його помпаж. Друге призначення БЛД – вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузора, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого встановлення.

Після безлопаткового дифузору повітря надходить до лопаткового (ЛД). Лопатки призначені для скеровування траєкторії руху часток повітря по більш крутій траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому просторі. Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При обранні належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищувати ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузор. На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск ($P_к$) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна.

Після ЛД повітря надходить до завитки. Завитка спроектована таким чином, щоби уникнути в ній небажаного перетворення енергії потоку через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Відповідно вона спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на виході приблизно рівні. Завитка зроблена спіральною, з наростаючою площею перетину за ходом повітря (починаючи з язика). Така конструкція забезпечує зниження можливого радіально зусилля на колесі за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання колеса потоку в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря з усіх боків колеса згідно з законом збереження енергії.

РОЗДІЛ 5
РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 5ДКРН 50/205

5.1 Паливна система

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

з холодним двигуном, наприклад при необхідності в ремонті судна, зупинка більше 5 днів або знаходження в доках.

При роботі форсунки частина палива перетікає по дренажному отвору з каналу підведення палива в порожнину, утворену зовнішньою стінкою каналу і проміжним поршнем. Зовнішній виступ на зовнішній поверхні каналу і внутрішній виступ на проміжному поршні, виконані під кутом 45°, утворюють клапанну пару. В результаті дроселювання палива у порожнині над клапанною парою встановлюється деякий постійний тиск, величина якого залежить від тиску уприскування. Якщо величина тиску в цій порожнині недостатня для відкриття клапана, зовнішній поршень своїм виступом упирається в торець проміжного поршня, зберігаючи попереднє затягування пружини незмінним.

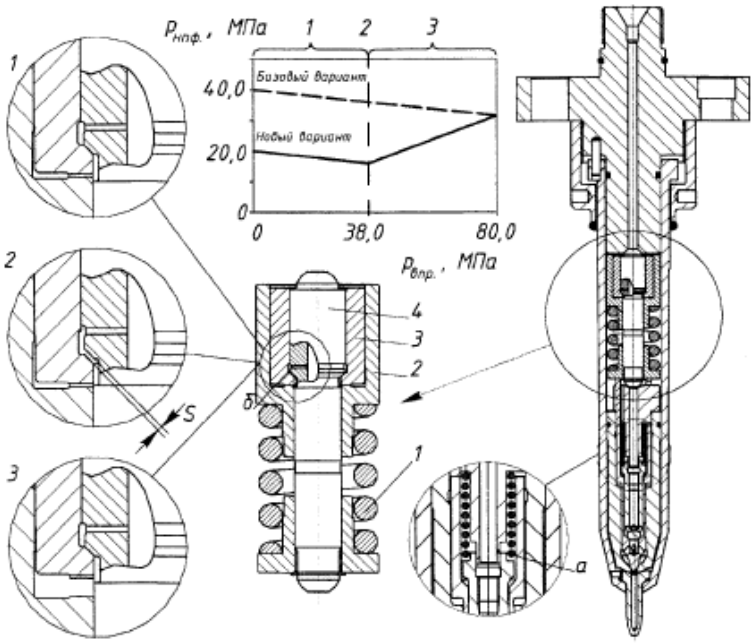

Рисунок 5.1 – Форсунка малооборотного двигуна з механізмом автоматичної зміни тиску початку уприскування і нижнім розташуванням циркуляційного клапана: а – дренажний отвір циркуляційного клапана; б – дренажний отвір клапана управління затягуванням пружини голчастого клапана; 1 – пружина голчастого клапана; 2 – зовнішній поршень; 3 – проміжний поршень; 4 – канал підведення палива до голчастого клапана.

При збільшенні тиску уприскування зростання тиску в порожнині клапанної пари призводить до її відкриття і частина палива перетікає в порожнину між торцем проміжного і виступом зовнішнього циліндра, примушуючи зовнішній поршень опускатися вниз, збільшуючи тим самим початкове затягування пружини голчастого клапана. В результаті тиск початку відкриття голчастого клапана розпилювача збільшується пропорційно зростанню тиску вприскування, аж до 38 МПа. Оскільки форсунки двотактних двигунів містять велику кількість рухливих деталей, багато з яких підігнаний один до одного прецизійно, украй важливо, щоб при установці форсунки в кришку циліндра не виявилось напруги, здатної привести до їх деформацій. Для цього використуються спеціальні амортизатори, які є циліндром, заповненим набором тарілчастих пружин.

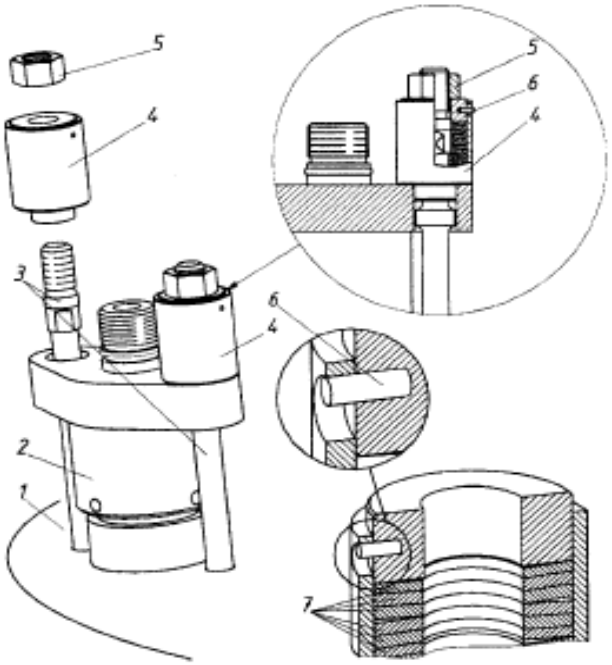

Рисунок 5.2 – Пружний амортизатор нормування величини затягування форсунки:

1 – кришка циліндра; 2 – форсунка; 3 – шпильки кріплення форсунки; 4 – пружний амортизатор; 5 – гайка кріплення форсунки; 6 – контрольний штифт; 7 – набір тарілчастих пружин

Розрахунок паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_м \cdot g_e \cdot N_e$	39222,48
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,179
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	8300
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_м = 1{,}1 \ldots 1{,}2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м^3	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	49,43
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м^3	$\rho_п$	850,00
	Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1{,}01 \ldots 1{,}05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1{,}03 \ldots 1{,}05$	1,04
3	Продуктивність паливопідкачувального насоса, м^3/год	$W_{пн} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	3,50
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1{,}5 \ldots 2{,}0$	2,00
4	Потужність привода паливопідкачувального насоса, кВт	$N_{пн} = \frac{W_{пн} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{пн}}$	0,90
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1{,}1 \ldots 1{,}5$	1,30
	ККД поршневих паливопідкачувальних насосів	$\eta = 0{,}6 \ldots 0{,}7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м^2	$F_ф = \frac{W_{пн}}{3600 \cdot \upsilon_т \cdot K_{жп}}$	0,08
	Швидкість фільтрації, м/с	$\nu_т = 0{,}02 \ldots 0{,}05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0{,}2 \ldots 0{,}3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м^3/год	$W_{сеп} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	2,10
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	35656,80
	Кількість сепараторів	$n = 1 \ldots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \ldots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м^2	$F_{пп} = \frac{W_{сеп} \cdot C_т \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_з}$	6,45
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	$C_т$	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	$\eta_з$	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{пп} = \frac{W_{сеп} \cdot C_т \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_з}$	225,08

9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1...1{,}5 \cdot d_r$	53,20
		приймаємо	54,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16{,}9 \cdot g_{ц\,max}^{0{,}303}$ при $g_ц < 10$ г	
		приймаємо	38,00
		$d_r = 35 + 0{,}04 \cdot (g_{ц\,max} - 10)$	36,60
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{ц\,max} = 1{,}25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	49,92
	Кількість циліндрів	i	5
	Частота обертання, об/хв	n	124,00
	Коефіцієнт тактності	z	1,00
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r <$ 10 мм 2,5-2,6 при d_r = 11…14 мм 3 при d_r = 15…20 мм 3 + 0,218(d_r-20) при dr > 20 мм	6,92
		приймаємо	8,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D <$ 100 мм 0,3 при D = 105…200 мм 0,35 при D = 205…250 мм 0,4 + 0,0012(D-250) при D > 250 мм	0,70
		приймаємо	0,70
	Діаметр циліндра, мм	D	500,00
13	Кількість соплових отворів	i_c = 4…8	8,00
14	Довжина соплового отвору, мм	l_c = (3...4)·d_c	5,60

5.2 Система змащення

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

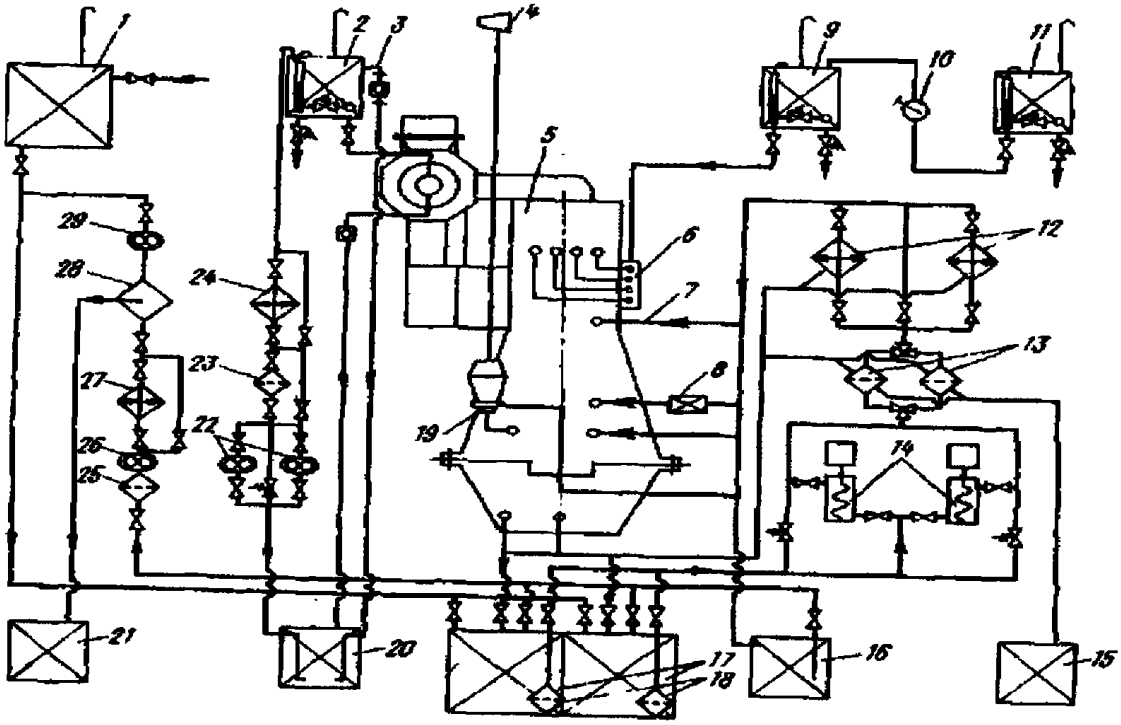

Рисунок 5.3 – Система змащення

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

Для змазування підшипників турбокомпресора використовують автономну систему, робота якої повністю автоматизована. Один з насосів 22 приймає олію із стічно-циркуляційної цистерни 20 і подає його через фільтр 23 і маслоохолоджувач 24 в напірну цистерну 2, розташовану на 7-10 м вище за турбокомпресор. З напірної цистерни олія самопливно поступає до

підшипників турбокомпресора і від них зливається назад в цистерну. Схема забезпечує безперервну сепарацію олії, перед сепарацією олія підігрівається в паровому підігрівачі 27, відходи сепарації віддаляються в цистерну 21. Запас циркуляційної олії знаходиться в цистерні 1. Напірна цистерна забезпечує змазування підшипників при короткочасному знеструмленні судна або припиненні подання олії від насосів по При переповнюванні цистерни олія зливається в стічну цистерну 20 по трубопроводу переливання 3.Як видно з малюнка, двигун типу ДКРН має складну масляну систему, яка включає декілька незалежних систем : напірну - для мастила механізму руху і для охолодження поршнів; гравітаційну - для мастила ГТН; лінійну - для мастила циліндрів; напорну - для мастила механізмів приводу паливних насосів і системи газорозподілу.

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

Проте дана система має істотні недоліки:

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

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

Система змащення включає:

а) насос масляний для циркуляційної системи змащення вертикальний, гвинтовий, електроприводний, Q = 355 м^3/год, Р = 4,5 кг/см^2;

б) насос для змащення підшипників ГТН, горизонтальний, зубчастий, електроприводний, Q = 5 м^3/год, Р = 30 кг/см^2;

в) насос для змащення приводів, горизонтальний, ротаційно-зубчастий, електроприводний, Q = 3,3 м^3/год, Р = 3 кг/см^2;

г) блок фільтрів масла, сітчастий, для циркуляційної системи змащення, складається з 2-х однакових секцій, що працюють паралельно, що фільтрує поверхня 7970 см^2. Очищення фільтра автоматизоване, керування очищенням дистанційне, зі ЦПУ;

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

е) фільтр грубого очищення масла;

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

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

и) фільтр тонкого очищення масла;

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

л) холодильник циркуляційного масла горизонтальний, трубчастого типу, поверхня охолодження 160 м^2. Забезпечує нормальну експлуатацію при температурі охолоджувальної забортної води на вході в холодильник не вище 35 ºС;

м) холодильник турбінного типу масла трубчастого типу, поверхня охолодження 6 м^2, забезпечує нормальну експлуатацію при температурі охолоджувальної води не вище 32 ºС;

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

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

Температура масла (при експлуатації):

- при вході в дизель, не нижче + 32 ºС;

- на виході з дизеля, не вище + 65 ºС;

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

Розрахунок системи змащення

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м^3/год	$W_{мн} = K_v \frac{Q_м}{c_м \cdot \rho_м \cdot \Delta t_м}$	145,838
	Коефіцієнт запасу подачі	$K\nu$ = 1,2…1,5	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_м$ = 1,67…2,01	2,000
	Щільність мастила, кг/м^3	$\rho_м$	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_м$ = 5…15	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_м = \alpha_п \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	3171969,50
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,179
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	8300,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_п$ = 10…15	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_п$ = 0,05…0,1	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700
2	Продуктивність відкачуючого насосу, м^3/год	$W_{мв} = (1{,}25...1{,}3)W_{мн}$	182,297
3	Ємність маслозбірної цистерни, м^3	$V_{мц} = K_c \frac{W_{мв}}{z}$	23,70
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м^3	K_c = 1,2…1,3	1,3
	Кратність циркуляції	z = 10…30 - МОД, СОД z = 40…60 - ВОД	10
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м^3	$V_{ст} = 0{,}6 \cdot V_{мц}$	14,219
5	Об'єм витратної цистерни, м^3	$V_в = (1{,}1...1{,}5) \cdot V_{мц}$	28,438
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м^2	$F_м = \frac{Q_м}{3{,}6 \cdot k \cdot \Delta t}$	125,374
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2·к)	k = 290…460	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м^3/год	$W_{мс} = \frac{m \cdot V_{мц}}{t_c}$	8,89
	Кратність очистки масла	m = 1,5…3,5	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	t_c = 8…12	8

5.3 Система охолодження

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

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

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

Прісна вода допускає нагрів в системах охолодження при атмосферному тиску до 80-90°З проходить попередню обробку з метою зниження солевмісту, жорсткості і видалення різних домішок. У неї вводять інгібітори-уповільнювачі корозії. Атмосферне повітря, вживане в якості охолоджувального середовища, має теплоємність в порівнянні з водою приблизно в чотири рази меншу, у зв'язку з чим в системах охолодження потрібно його збільшену кількість і подання зі швидкістю до 10 м/с і більше. Це створює певні незручності внаслідок підвищеної витрати енергії на привід нагнітачів повітря. Тому повітря в якості охолоджувального середовища застосовується тільки в тих випадках, коли рідкі охолоджувальні середовища використати скрутно (у електродвигунах і електрогенераторах).

Замкнута система охолодження

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

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

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

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

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

Олія для охолодження поршнів поступає з циркуляційної системи мастила двигуна, а систему охолодження форсунок навіть при використанні води виконують автономною, оскільки паливо під високим тиском може проникати через нещільність притертих поверхонь у водяну порожнину

форсунок і при загальній системі охолодження двигуна і форсунок забруднювати паливом порожнини охолодження двигун.

При водяному охолодженні циліндрів, кришок, турбонагнітачів, поршнів і форсунок потужних двигунів можливі дві системи прісної води :

- двоконтурні, в яких перший контур охолоджує циліндри, кришки, турбонагнітачі і поршні, а другий - форсунки;
- трьохконтурні, в яких перший контур охолоджує циліндри. Перший варіант простіший в конструктивному відношенні, чим другий, в якому наявність трьох автономних контурів обумовлює збільшення числа насосів, холодильників, протяжності трубопроводів і кількості арматури.

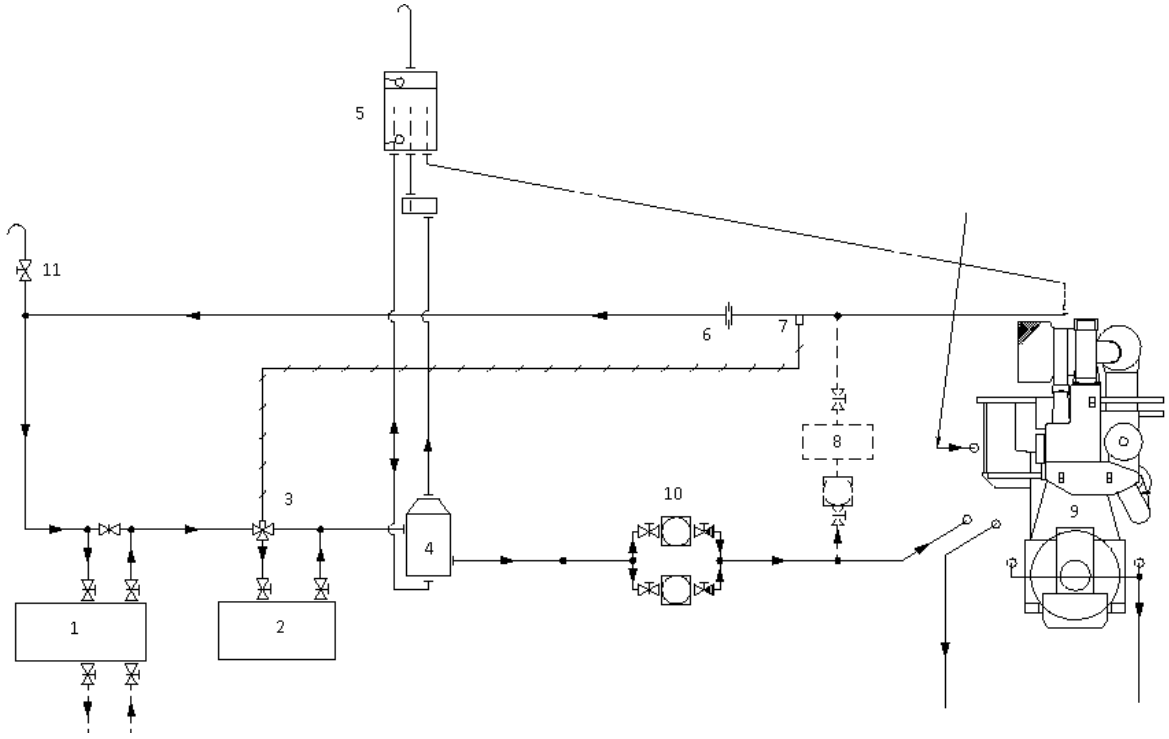

Рисунок 5.4 – Система охолодження

Проте прісна вода в об'єднаній системі забруднюється олією, що змащує телескопічні пристрої, і що утворюється на поверхнях охолодження масляна плівка значно знижує теплопровідність омиваних водою деталей. Крім того, витрати енергії на привід циркуляційного насоса охолоджувальної води в об'єднаній системі більше сумарних витрат енергії на привід насосів автономних систем. Це пояснюється тим, що опір системи охолодження

поршнів перевищує опір системи циліндрів, тоді як витрата води на охолодження поршнів значно менша, ніж на охолодження циліндрів.

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

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

Замкнута система охолодження деталей циліндра

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

Найбільш раціональне об'єднання загальної системи охолодження допоміжних двигунів з системою охолоджувальної прісної води циліндрів головного двигуна. При цьому в системі охолодження допоміжних двигунів залишається тільки один портовий насос, обслуговуючий на стоянці усі допоміжні двигуни. Це пояснюється тим, що "при роботі на стоянці ККД головного насоса різко20 представлена замкнута схема охолодження СДУ з головним малооборотним двигуном крейцкопфа 9. Прісною водою охолоджуються деталі циліндра : циліндрова втулка і кришка, випускний клапан і ТК. Вода насосами 10 подається на охолодження деталей циліндра. Задана температура в системі охолодження контролюється датчиком 7 і

підтримується терморегулятором 3, який направляє частину води в холодильник 2 або, минувши його, в деаераційний бак 4. Тепло прісної охолоджувальної води циліндрів може використовуватися у вакуумному опреснителі.

На виході води з двигуна встановлений дросель 6 для регулювання тиску охолоджувальної води. Для прогрівання двигуна перед пуском в системі охолодження може бути передбачений підігрівач 8 з відповідною замочною арматурою.

У системі охолодження передбачений деаераційний бак 4 для видалення бульбашок повітря і розширювальна цистерна 5, встановлена вище за вихід води з двигуна і сполучена з системою в декількох точках. Компенсація витоків в системі і розширювальній цистерні походить з цистерни запасу прісної води через клапан 11.

Центральна система охолодження

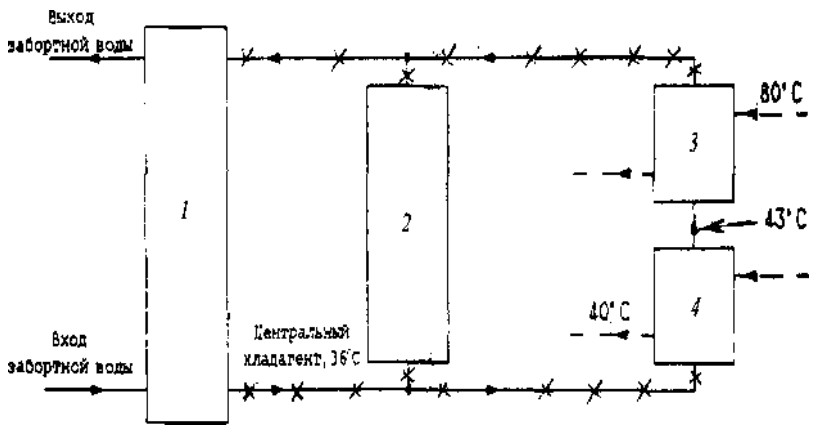

Рисунок 5.5 – Центральна система охолодження

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

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

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

Регулювання температури здійснюється обводом прісної води через центральний холодильник 5 з допомогою головними насосами 3 і центральним холодильником 5, після якого забортна вода йде за борт. Циркуляційна система прісної води розбита на два контури:

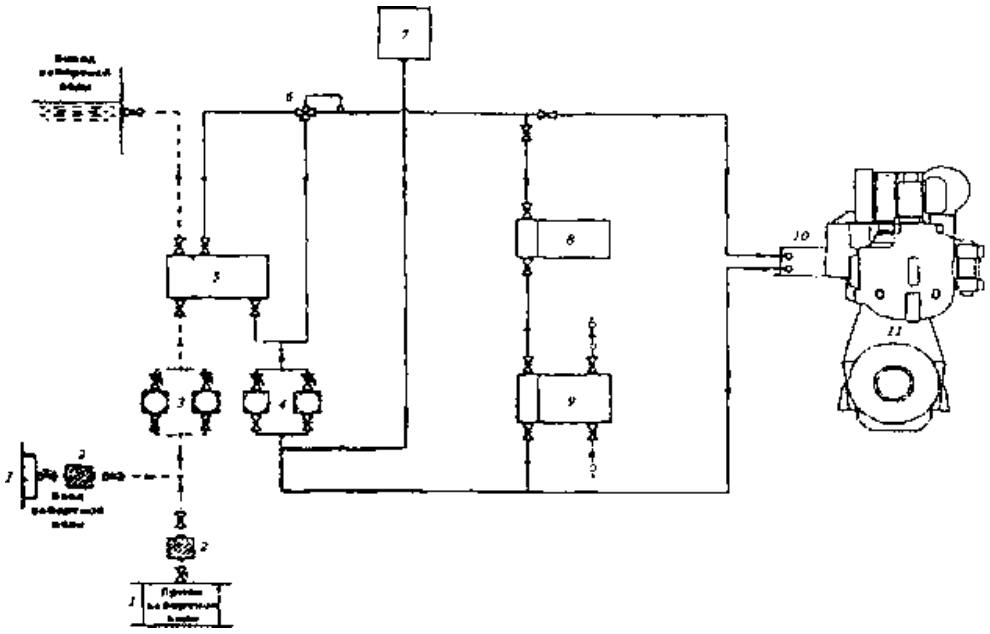

Рисунок 5.6 – Циркуляційна система прісної води

Низькотемпературний (36-45°С) з насосами 4, напірною цистерною 7, холодильниками води 9 високотемпературного контуру, циркуляційною

мастильною системою 8 дизеля і його розподільного валу, наддувочного повітря 10 і терморегулятором 6;

Високотемпературний (55-80°С), що включає порожнини охолодження головного дизеля, на схемі умовно не показаний.

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

Розрахунок системи охолодження

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м^3/год	$W_{вк} = K_з \frac{Q_в}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_в}$	227,110
	Коефіцієнт запасу подачі води	$Кз$ = 1,2…1,3	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{пв}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м^3	$\rho_{пв}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_в$ = 10…12	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_в \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	9515908,50
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,179
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	8300,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_в$ = 0,12…0,17	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700,000
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м^3/год	$N_{вк} = 0{,}272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	32,946
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75

3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м^2	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	47,58
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2·к)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса забортної води, м^3/год	$W_{нз} = K_з \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_в \cdot \Delta t_{зв}}$	281,286
	Коефіцієнт запасу подачі води	$Кз$ = 1,2…1,3	1,200
	Питома теплоємність забортоної води, кДж/(кг·К)	$c_{зв}$	3,980
	Щільність забортної води, кг/м^3	$\rho_{пв}$	1020,0
	Різниця температур забортної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв}$ = 5…20	10,0
5	Ємність розширювального бака, м^3	$V_{рб} = (0{,}1...0{,}15)\frac{N_e}{1000}$	1,245

5.4 Система газовипуску

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

Система випускних газів на головному двигуні

Випускні гази, що утворилися в процесі згорання палива в циліндрі дизеля через випускний клапан при системі наддування при постійному тиску

газів перед турбіною спрямовуються в колектор випускних газів великого об'єму. У колекторі в цьому варіанті згладжуються пульсації тисків від циліндрів і гази при постійному тиску поступають в турбокомпресор. Для компенсації температурних деформацій між випускними клапанами і колектором, а також між колектором і турбокомпресором передбачені компенсатори.

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

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

Система випускних газів на двигуні

Колектор випускних газів і сполучні патрубки мають бути ізольовані і обшиті сталевим листом. У багатьох СЭУ теплота випускних газів від головних двигунів перетвориться в енергію пари в котлах утилізацій. Пара, що виробляється котлом утилізації під час ходу судна, спрямовується в систему підігрівання палива, олії, води і на теплопостачання систем парового опалювання і на інші потреби.

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

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

Газовідвід складається із стандартних сталевих труб з приварними або вільними фланцями. Для зручності монтажу довжина окремих труб

приймається не більше 3-5 м. У вигинах радіус кривизни має бути не менше трьох діаметрів труби. При більшій кривизні трубу підрізують на вигині і потім зварюють. Прохідний переріз газовідвідної труби вибирають з урахуванням допустимих для цього дизеля аеродинамічного опору і швидкості течії газів. Для орієнтовних розрахунків рекомендуються наступні значення швидкостей, м/с:

-для чотиритактних дизелів 40-50

- двотактних дизелів 25-30

допоміжного парогенератора:

- з природною тягою 5-8
- з штучним дуттям 20-25

Висока температура газів, що відпрацювали, що досягає на виході 400-450°З у чотиритактних і 250-300° у двотактних дизелів, викликає сильний нагрів і розширення трубопроводів. Питоме розширення складає приблизно 1,17 мм на 1 м довжини при нагріванні трубопроводу на 100°. Для зняття напруги, що виникає в системі, встановлюють компенсаторы- сальникові, лінзові або резинометалічні. Найчастіше в газопроводах застосовують лінзові компенсатори, що мають найбільшу рухливість. При горизонтальній або похилій їх установці в нижній частині лінз роблять пробки, через які спускають вологу, що скупчилася. Резинометалічні компенсатори мають хороші шумоизолируюшие властивості і використовуються переважно на судах відносно невеликої водотоннажності, оснащених потужними високооборотними двигунами. Газовипускні труби кріплять за допомогою жорстких опор і пружних пружинних підвісок. Місця розташування опор і підвісок визначають так, щоб маса трубопроводу передавалася на корпус судна, а не сприймалася двигуном. Наявність пружинних підвісок забезпечує рухливість трубопроводу при тепловому розширенні, а жорсткі кронштейни у двигуна і глушника сприймають масу газопроводу.

Теплова ізоляція повинна забезпечити температуру зовнішньої поверхні

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

Глушники активного типу найефективніше заглушають коливання високої частоти, а реактивні глушники - коливання низької. Часто застосовують функції глушення шуму випуску виконують газова турбіна воздухонагнетателя двигуна, парогенератор утилізації, а також іскрогасник.

При виборі місця установки глушника необхідно враховувати, що найбільший ефект глушення виходить, коли довжина трубопроводу після глушника складає 0,25-0,5 його довжин до глушника. Часто, проте, місце установки глушника визначається загальним компонуванням системи. Гідравлічний опір глушника не повинен перевищувати 0,003 МПа для двотактних дизелів і 0,006 МПа - для чотиритактних з ГТН. У нижній частині глушника (особливо двотактних дизелів) необхідно встановлювати зливні

пробки для спуску олії і люки для очищення.

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

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

Розрахунок системи газовипуску

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м^2	$F_{вп} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{вг}}{3600 \cdot c_{вг} \cdot p_2}$	2,693
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,705
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{вг}$ =30...45 для 4х тактних свг =25...30 для 2х тактних	25,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	p_2 = 30…40	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{вг}$ = 573…773	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,179
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	8300,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{вг} = \sqrt{\frac{4F_{вп}}{\pi}}$	1,852

РОЗДІЛ 6
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Вже давно пройшли часи коли людина використовувала елементарні засоби праці, коли працівник був лише дешевою робочою силою без прав. Ще в двадцятому столітті технічний прогрес набув обертів і тепер прямує великими кроками. Нові відкриття, дослідження, їх застосування – реалії нашого часу.

Разом з технічною революцією змінилось і ставлення до працівників. Тепер це важливий елемент виробництва. Працівник став захищеним законом від свавілля і порушення його прав. Люди, що приймаються на роботу люди повинні бути ознайомлені із умовами роботи, правами й обов'язками, що вони повинні виконувати.

Ряд виробничих факторів в процесі виробництва впливають на фізичний, психологічний та соціальний стан працівника.

При цьому на фізичний стан в першу чергу впливає середовище роботи, тобто, робоче місце, його освітлення, чистота, предмети з якими контактує працівник. Недостача одних факторів, або надлишок інших може значно вплинути на фізичний стан працівника.

Оскільки робота – засіб утвердження в суспільстві, то на психологічний стан в першу чергу впливає сам предмет праці, чи відповідають умови праці вимогам працівника, чи задовольняє потреби заробітна плата… Зміст праці повинен відповідати внутрішнім потребам працівника.

Соціальний аспект умов праці визначений організацією праці та її характером. Вони включають в собі такі чинники, як ритм роботи, її одноманітність, повторюваність, працю вночі тощо. При зростаючій швидкості і складності виробничих процесів збільшується робоче навантаження на кожного працюючого. Саме це навантаження обумовлює необхідність

скорочення тривалості робочого часу, збільшення часу відпочинку, поліпшення дозвілля працівника поза його робочим місцем.

Під охороною праці розуміється сукупність заходів щодо створення безпосередньо в процесі роботи нормальних і безпечних технічних і санітарно–гігієнічних умов для всіх працюючих. Основним законом, що гарантує право громадян на безпечні та нешкідливі умови праці, є Конституція України. В ст. 43 записано: „Кожен має право на працю, що включає можливість заробляти собі на життя працею, яку він вільно обирає, або на яку вільно погоджується", „Кожен має право на належні, безпечні і здорові умови праці, на заробітну плату, не нижчу від визначеної законом",. Кожен, хто працює, має право на відпочинок (ст. 45 Конституції України). Та ще ряд положень і законів, що регламентують умови праці, права та обов’язки сторін.

Охорона праці пов'язана з різними галузями науки, такими, як медицина, токсикологія, фізіологія, біологія, біохімія, хімія, механіка, електротехніка, фізика, психологія, епідеміологія, правознавство, а в останні десятиріччя з'явилась нова наука — ергономіка, що вивчає методи взаємодії техніки і людей. Традиційно вважалось, що людина повинна пристосуватись до роботи. Використовувався навіть термін «адаптація на робочому місці». Ергономіка розробляє досить ефективні заходи щодо адаптації праці до людини, внаслідок чого працівник ставиться у можливо найсприятливіші умови по виконанню функціональних завдань.

Можлива небезпека при експлуатації або виготовленні двигуна

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

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

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

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

Необхідні міри для уникнення небезпеки при обслуговуванні та експлуатації двигуна

Перед початком роботи треба:

– упорядкувати свій одяг;

– перевірити інструменти та прилади на справність;

– переконатись що нічого не заважає роботі;

– переконатися в тому, що робоче місце достатньо освітлене і світло, не буде сліпити очі;

– переконатись в достатній вентиляції приміщення в якому робиться обслуговування.

Під час роботи треба:

– треба помити двигун, агрегати та деталі, які потребують ремонту;

– бути уважним і виконувати тільки визначену роботу;

– звертати увагу на звукові або світлові сигнали;

Після закінчення роботи треба:

– прибрати за собою місце;

– витерти інструмент від забруднень;

– покласти все на свої місця;

Вимоги безпеки в аварійних випадках:

– при роботі з електроінструментом, у випадку, якщо відсутнє заземлення, пошкоджена ізоляція, іскріння, перегрів, негайно відключити інструмент від мережі;

– при попаданні етильованого бензину на руки чи шкіру тіла обмити ці місця гасом, а потім теплою водою з милом;

– пролитий етильований бензин негайно витерти, а потім це місце знешкодити розчином хлорного вапна.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 5ДКРН 50/205 та можливий варіант модернізації агрегату наддува.

Розгляд двигуна полягав в детальному описі його конструкції і його основних частин, розрахунку його термодинамічного циклу і розрахунку динаміки, які показали високу ефективність, збалансованість, перспективність даного двигуна.

В 5 розділі було виконано розрахунок основних систем двигуна, розглянуто його принципові схеми і конструкції основних елементів. З розглянутих схем видно, що даний двигун досить сучасний і автоматизований.

В 4 розділі було розраховано та спроектовано турбокомпресор. Запропонований турбокомпресор має високі показники коефіцієнтів корисної дії та спроектований за сучасним математичним моделюванням.

В розділі «Охорона праці» були розглянуті основні небезпечні ситуації при виробленні двигуна і його експлуатації і приведені відповідні інструкції для уникнення небезпечних ситуацій.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, турбокомпресор, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна типу 5ДКРН 50/205.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

2. Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А. Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 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. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.

5. Михайлов В. С., Носовский А. Н., Корниецкий А. В., Пинчук В. А., Чуйко А. А. Курс повышения квалификации судовых механиков : пособ. Николаев: «Барви України», 2009. 384 с.

6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.

7. Latarche M. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.

8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.

9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.

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