

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 СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 34/72 (MITSUBISHI 6AX34A)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. А. Гогоренко

Здобувач освіти

О. О. Осіпцов

Миколаїв 2023

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Напрямок підготовки 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Спеціальність _____
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

“ ____ ” _____ 20__ року

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Осіпцову Олегу Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 34/72
(Mitsubishi 6AX34A), $N_e = 1912$ кВт, $n = 270$ хв⁻¹

керівник проекту (роботи) к.н.т., доцент Гогоренко Олексій Анатолійович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ____ ” _____ 20__ року № ____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Номинальна потужність двигуна – 1912 кВт;
частота обертів колінчатого валу – 270 хв⁻¹;
ступінь підвищення тиску в компресорі – 3,6; ступінь стиску – 14.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна; моделювання робочого циклу;
розрахунок та побудова індикаторної діаграми; кінематичний розрахунок КШМ;
розрахунок і побудова діаграм динаміки; розрахунок турбокомпресора;
розрахунок і розробка принципів схем систем двигуна; організація охорони
праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Поперечний переріз двигуна типу 6ЧН 34/72 (Mitsubishi 6AX34A);

Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;

Турбокомпресор;

Принципові схеми систем двигуна.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка

Студент

(підпис)

О. О. Осіпцов

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

О. А. Гогоренко

(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	5
1 Загальна конструкція та опис двигуна	6
1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування.....	6
1.2 Вимоги які висувають до двигуна даного типу	8
1.3 Загальна компоновка двигуна.....	10
1.4 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна.....	12
1.5 Висновок до розділу.....	15
2 Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ЧН 34/72.....	16
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна	16
2.2 Розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторних діаграм.....	25
2.3 Висновок по розділу.....	28
3 Розрахунок динаміки двигуна типу 6ЧН 34/72.....	30
3.1 Побудова силової схеми КШМ та вибір і обґрунтування вихідних даних	30
3.2 Розрахунок та побудова діаграм діючих сил	31
3.3 Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил.....	35
3.4 Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна.....	36
3.5 Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика.....	38
3.6 Висновки по розділу.....	41
4 Розрахунок відцентрового компресора для агрегату наддуву двигуна...	42
4.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора..	42
4.2 Обґрунтування вибору турбонагнітача (фірми, типу, серії).....	44
4.3 Розрахунок проточної частини компресора	56
4.4 Розробка загальної компоновки турбокомпресора	56
4.5 Висновок по розділу.....	59

5 Розробка та розрахунок основних схем систем двигуна	60
5.1 Опис систем обслуговуючих ДВЗ та їх основних елементів	60
5.2 Визначення параметрів і вибір типу основних елементів систем..	65
5.3 Висновок по розділу.....	77
6 Організація охорони праці.....	78
6.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в машинному відділенні.....	79
6.2 Розрахунок освітлення в МВ.....	84
6.3 Висновок по розділу.....	85
Висновок по роботі	86
Література	87

Вступ

Середньообертові двигуни займають понад 25 % від загальної потужності встановлених на судах дизелів; в берегових електроенергетичних установках вони грають переважаючу роль.

В процесі вдосконалення їх конструкції двигунобудівні фірми виходили з вимог забезпечити:

- Високу питому потужність (кВт/кг і кВт/л).
- Малі зноси, високу надійність і моторесурс при роботі на високов'язких паливах.
- Чистоту вихлопу, щоб задовольнити вимоги конвенції МАРПОЛ.
- Низькі експлуатаційні витрати, які включають витрати на придбання палива і масла, витрати на техобслуговування і запасні частини.
- Низьку вартість і трудомісткість у виробництві, монтажі на судні і в процесі технічного обслуговування.

Реалізація цих вимог призвела практично до створення середньооборотних двигунів нового покоління, що істотно відрізняються від двигунів більш ранніх моделей, як по конструкції, так і по організації робочого процесу .

Було продовжене форсування робочого процесу з використанням газотурбінного наддуву. Сучасний рівень середнього ефективного тиску суднових середньооборотних дизелів становить 3,5...4,5 МПа.

Протягом останнього десятиліття провідними двигунобудівними компаніями велася інтенсивна дослідницька та проектно-конструкторська робота з переходу середньообертових двигунів на дешеві високов'язкі палива та зниженню примісив вихлопних газів у зв'язку зі зростаючими вимогами захисту навколишнього середовища. Паралельно вирішувалися завдання щодо підвищення надійності та ефективності двигунів, зниження експлуатаційних витрат і підвищення довговічності.

					КРБ.142.3227зст.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		5

1. Загальна конструкція та опис двигуна

1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування

Дизель даного типу застосовується у якості головного двигуна у складі пропульсивної установки судна. Призначений для роботи на гребний гвинт судна з використанням редукторної установки. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Основні технічні характеристики двигуна

Параметри	Mitsubishi 6AX34A
Тип	Чотиритактний дизельний двигун з газотурбінним наддувом
Модель	Права
Наддув	Одноступінчастий, імпульсний, газотурбінний, з охолодженням повітря після нагнітача
Число турбокомпресорів (ТК)	1
Марка (ТК)	TCR18
Система продувки	Клапанна
Напрямок обертання колінчастого валу при роботі на передній хід (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За часовою стрілкою
Розташування циліндрів	Рядний
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-5-3-6-2-4
Кількість циліндрів	6
Діаметр циліндра, мм	340
Хід поршня, мм	720
Номинальна частота обертання, хв ⁻¹	270
Довготривала потужність на задній хід	85% при довготривалій потужності
Температура випускних газів за циліндрами, К	800
Палива	ISO 8217 з в'язкістю не більше 730 сСт при 50 °С клас Ф, РМН 55

Продовження табл. 1.1

Масла: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів: для змазки циліндрів для змазки підшипників Т.К. для системи централізованої змазки важелів та шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості.	Фірма	Марка SAE 40
	Castrol Chevron ExxonMobil Shell Total	Marine MLC 40 DELO 194 SAE 40 Mobiigard 400 Gadinia SAE 40 CAPRANO TD 15W40
Питома витрата масла, г/(кВт · год) Лубрикаторне змащення, г/(кВт · год)	0,8 0,98	
Температура масла °С: Вхідного в дизель Вихідного з дизеля	10-15 63-66	
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °С: Вихідної з дизеля; Перепад температури прісної води між входом та виходом з дизеля.	86-95 ≤10	
Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤3	
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому забезпечується пуск холодного дизеля при температурі в машинному відділенні +8 °С, МПа	1,5	
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому можливий пуск прогрітого дизеля, МПа	1,2	
Середня витрата повітря на один пуск дизеля з реверсом, м ³ : на стенді: при управлінні з ДУ (заповнюється після ходових випробувань)	6,5	
	9,8	
Число послідовних пусків і реверсів дизеля от холостого стану дизеля при температурі машинного відділення +8°С: і начальному тиску повітря 25 МПа	≥12	
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, трубопроводи та арматуру у межах габаритів, т	45,3	

1.2 Вимоги які висувають до двигуна даного типу

Тип дизеля – чотиритактний, середньообертовий, рядний, з верхнім розміщенням клапанів по два на кожен циліндр, з газотурбінним наддувом.

Основними якостями двигуна Mitsubishi 6AX34A:

1. Для підвищення ефективності транспорту

Новий тип двигуна менше і легше, в результаті чого 20 % економії в порівнянні зі звичайними двигунами даного типу. Зменшення машинного простору дозволяє збільшити вільний простір для вантажу, що робить можливим збільшення корисного навантаження.

2. Для зниження експлуатаційних витрат

Завдяки оптимізації системи упорскування палива і використання високоефективного нагнітача, була досягнута оптимальна витрата палива. Використання АР кілець трубки отвору-охолодження в Mitsubishi 6AX34A пропонується зменшити знос гільз циліндрів і поршневих кілець, оптимізувати обсяг споживання мастила і ефективно запобігати його забрудненню.

3. Для зниження витрат на обслуговування

В цьому типі є наступні відмінності за структурою і технологією, реалізовані в двигунах серії А.

- Висока надійність інтегрованої структури циліндра
- Покращена міцність основного металу підшипника
- Зниження навантаження на підшипники за рахунок використання більш легких поршнів
- Дуже зносостійкі гільзи циліндрів

4. Для збереження глобальної навколишнього середовища

Оптимізований профіль камери згоряння і системи упорскування палива полегшує ефективне згорання, внаслідок чого низька витрата палива і низьким рівнем викидів NO_x , що задовольняють ІМО 2000 вимоги до контролю NO_x .

Стабільна продуктивність реалізується у всьому діапазоні від найлегших до найважчих, а питома витрата палива зберігається низькою, задовольняючи

					КРБ.142.3227зст.04.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		8

ІМО 2000 вимоги до контролю NO_x . Незважаючи на 22 % зростання продуктивності над будь-яким звичайним типом двигуна, температура вихлопних газів підтримується на тому ж рівні.

Порядок нумерації циліндрів від носа до корми , модель права;

Діаметр циліндра - 340 мм , хід поршня - 720 мм;

Кількість обертів - 270 хв^{-1} ;

Система продувки – клапанна;

Максимальна тривала (номінальна потужність (МДМ) - 1912 кВт;

Питома витрата палива при умовах:

- атмосферний тиск 100 кПа. Температура повітря $+27^\circ \text{C}$, температура охолодної води на вході в охолоджувачі повітря $+27^\circ \text{C}$, приведені до теплоти згоряння умовного палива 42700 кДж/кг.

- при МДМ - 184 г/кВт;

На режимі: 85 % від МДМ – 156,4 г/кВт;

Питома витрата мастила:

на змащення двигуна – 0,7 г/ кВт · год.

Дизель повинен надійно працювати при наступних атмосферних і зовнішніх умовах:

- температура повітря , що оточує дизель (у МКВ) від $+8^\circ \text{C}$ до 45°C ;

- температура повітря на впуску в ТК - від 10 до $+45^\circ \text{C}$;

- відносна вологість повітря при $+35^\circ \text{C}$ - до 98 %;

- розрідження на впуску до 10 МПа;

- протитиск на впуску до 30 МПа;

- температура води зовнішнього контуру (забортої води) - до $+32^\circ \text{C}$;

Паливо ISO 8217 з в'язкістю не більше 730 сСт при 50°C клас Ф, РМН

55

Масло для циркуляційної мастильної системи використовується з класом в'язкості SAE 40.

					КРБ.142.3227зст.04.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		9

1.3 Загальна компоновка двигуна

Двигун рядний, 6-ти циліндровий, чотиритактний, середньо-оборотний, з прямим уприскуванням палива, з турбонаддувом і послідовним охолодженням повітря.

Блок циліндрів (рис. 1.1) виготовлений з цілісної виливки чавунна, з запресованими втулками циліндрів. Колінчастий вал встановлений в нижній частині двигуна. Кришка корінного підшипника кріпиться двома болтами з гідравлічним затягуванням.

Оглядові кришки картера зроблені з легкого сплаву і посаджені на моноблоці за допомогою гумових ущільнень, та з одної сторони в оглядових кришках встановлений запобіжний клапан.

Фундаментна рама служить як масляний піддон та постіль колінчатого валу, та зроблена монолітом з чавунна.

Втулки циліндрів охолоджуються тільки у верхній частині. Охолоджуючу дію оптимізовано для забезпечення правильної температури внутрішньої поверхні.

Корінні підшипники повністю взаємозамінні і являють собою три металеві або біметалеві напівкільцеві.

Колінчастий вал цільнокований.

Конструктивно шатун складаються з трьох частин «Шатун суднового типу».

Шатун складається з нижньої кришки шатуна, верхньої частини шатуна та стрижня шатуна. Виготовлений з легованої сталі куванням з механічною обробкою і горизонтально розділений на три частини, щоб забезпечити можливість демонтажу деталей поршня і шатуна. Підшипники нижніх головок шатунів повністю взаємозамінні і являють собою біметалеві напівкільцеві підшипники.

Поршень складається з двох частин верхньої частини (днища поршня) який виготовлений з температуро стійкого сплаву та нижньої частини (юбки

поршня) виготовленої з чавуну. Поршні оснащені системою охолодження мастилом дна поршня. Масло надходить у охолоджувальні порожнини по каналу в шатуні. Комплект поршневих кілець складається з чотирьох хромованих компресійних кілець і двох хромованих маслоз'ємних кілець.

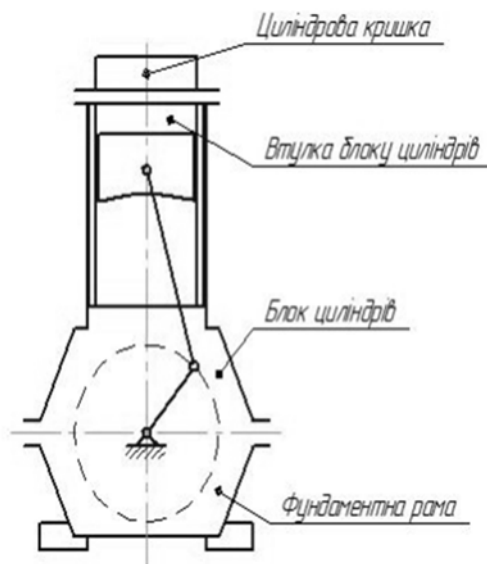


Рис. 1.1. Загальна конструктивна схема двигуна Mitsubishi 6AX34A

Головка блоку циліндрів відлита з магнієвого чавуну і кріпиться шпильками які закручені в блоці, затягнутими гідравлічно. Головка має конструкцію з двома стінками, а охолоджуюча вода нагрівається від периферії до центру, забезпечуючи ефективне охолодження найбільш важливих ділянок.

В кожний циліндр встановлено по два клапани впускний та випускний.

Впускні клапани стеліровані, а клапанні штоки хромовані. Кільця сидел клапанів зроблені зі спеціального легованого чавуну, вони замінюються.

Випускні клапани з сидлами зі сплаву німонік або стеліта і хромованими стержнями щільно прилягають до кілець сидел з безпосереднім охолодженням.

Розподільний вал виготовлений однією деталлю. Двигун поставляється з і звичайна система уприскування. Система вприскування складається з одного паливного насоса високого тиску та форсунки на кожний циліндр.

Змащувальна система включає шестеренчастий насос, маслофільтр, відцентровий фільтр для очищення промивного масла, охолоджувач з термостатом і насос попередньої змазки з електроприводом.

Система пуску. Подачею повітря в циліндри управляє розподільник пускового повітря, що приводиться від розподільного валу.

Блок двигуна - суцільнолитой. У блок двигуна запресовані втулки циліндрів та вбудовані трубки розподілу мастила й основного водяного контуру, а також ресивер наддуву. Кришки корінних підшипників фіксуються болтами двома, з затягуванням гідравлічним інструментом.

Комбінований підшипник маховика розташовується з передньої сторони, вкладиші підшипника маховика такі ж, що і у корінних підшипників. У поздовжньому напрямку колінчастий вал вирівнюється чотирма направляючими осьовими шайбами.

Втулки підшипників розподільного валу змонтовані в корпусах, виточених прямо в моноблоці.

Гільзи циліндрів зроблені зі спеціального легованого чавуну. Всі кришки, в тому числі і оглядові кришки картера, встановлені на блоці двигуна з гумовими ущільненнями на чотирьох гвинтах кожна. На одній стороні двигуна оглядові кришки картера мають запобіжні клапана, які скидають надлишковий тиск при вибуху картера. Надалі на картер встановлювалася вентиляційний трубопровід. Цей трубопровід має бути виведений з відсіку двигуна.

1.4 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна

Колінчастий вал (рис. 1.2) служить для перетворення прямолінійного зворотно поступального руху поршнів в обертальний і передачі крутного моменту споживачеві потужності. Колінчастий вал є однією з найбільш відповідальних, напружених і дорогих деталей.

					КРБ.142.3227зст.04.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		12

Колінчастий вал кований монолітний з масляними каналами, по яким надходить мастило до трущів деталей КШМ.

Конструктивно колінчастий вал має сім корінних шийок та шість шатунних, закріпленими за допомогою гідравлічно затягнутих гвинтів. З передньої сторони колінчастий вал забезпечений кільцем для ущільнення порожнини картера, комбінованим підшипником маховика і опорноупорним корінним підшипником.

Колінчастий вал можна обертати за допомогою електричного валопроворотного пристрою з приводом на маховик.

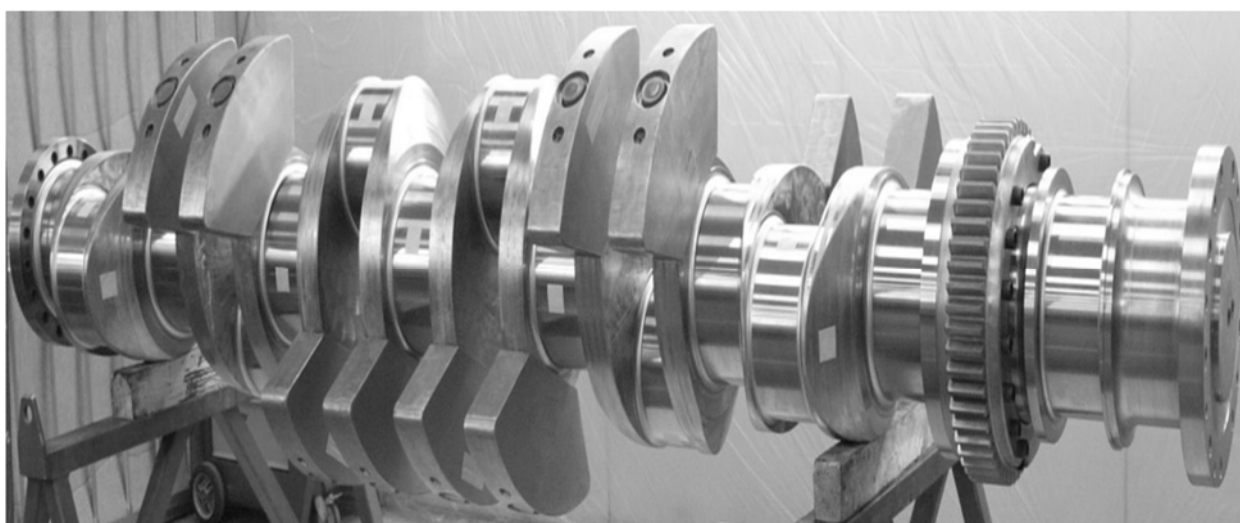


Рис. 1.2. Колінчастий вал

Шатуни (рис. 1.3) мають складову конструкцію з трьох частин, так званий “судновий шатун”. Сили згоряння розподіляються за максимальною опорної поверхні. Відносні переміщення між дотичними поверхнями зведені до мінімуму. Шатун виготовлений з легованої сталі куванням з механічною обробкою і горизонтально розділений на три частини, щоб забезпечити можливість демонтажу деталей поршня і шатуна. Всі гвинти шатунів затягуються гідравлічно.

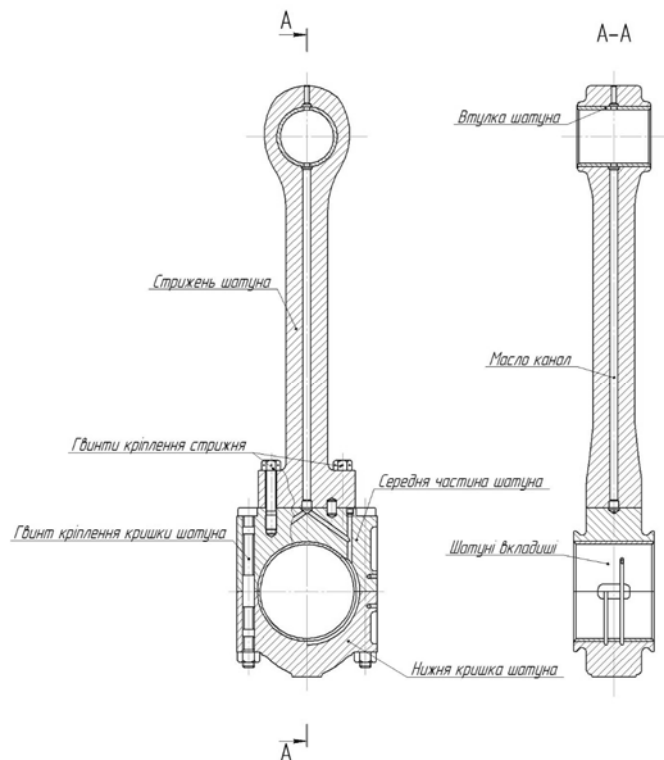


Рис. 1.3. Шатун

Поршень (рис. 1.4) має складову конструкцію з юбкою з чавуну і ковану сталеву головку з'єднані між собою різьбовим з'єднанням. У простір між головкою і юбкою подається мастило для охолодження головки за рахунок ефекту коктейльного шейкера. Мастило надходить з корінного підшипника через отвір в колінчастому валу на шатунний підшипник, і далі через отвір в шатуні, поршневий палець, вгору на охолоджуючу сорочку, звідки потім зливається назад в масляний піддон.

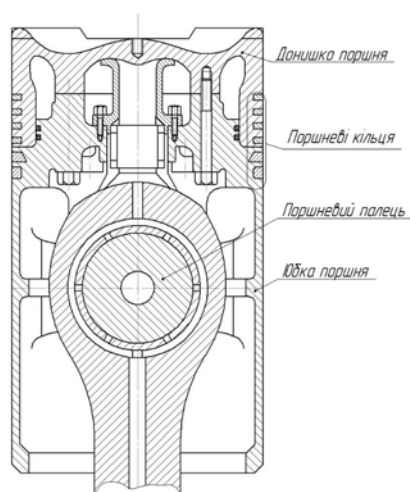


Рис. 1.4. Поршень

Головки блоку (рис. 1.5) циліндрів виготовлені з чавуну. Кожна головка має один впускний клапан, і один випускний клапан, розміщений по центру форсунки і індикаторний клапан. Форсунки охолоджуються охолоджувальною рідиною. Відкриття клапанів відбувається завдяки механічному приводу який працює від розподільного валу. Головки блоку циліндрів індивідуально кріпляться до гільзи циліндра за допомогою чотирьох шпильок і гайок, які затягуються гідравлічним способом. Металевий сальник – це ущільнення між гільзою циліндра і головкою блоку циліндра.

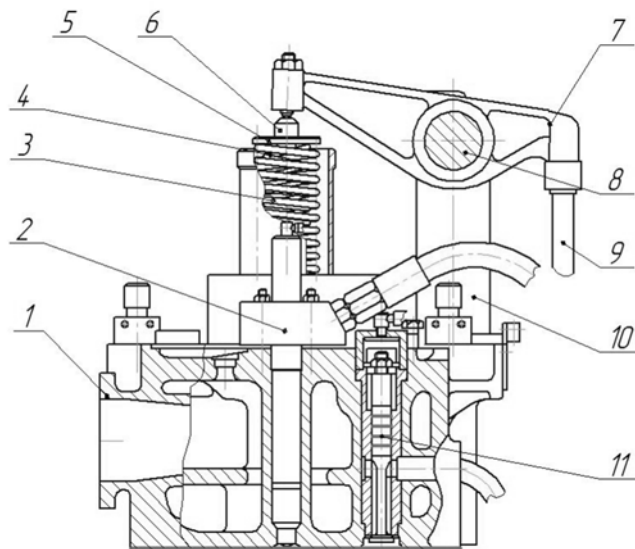


Рис. 1.5. Кришка блоку циліндрів: 1 - корпус головки; 2 - форсунка; 3 - зовнішня пружина клапана; 4 - внутрішня пружина клапану; 5 - верхня тарілка клапану; 6 - клапан; 7 - коромисло; 8 - вісь коромисел; 9 - штанга; 10 - опорна стійка; 11 - повітряний клапан

1.5 Висновок до розділу

В цьому розділі наведена технічна характеристика двигуна, виконано опис загальної конструкції та визначено сферу його застосування. Двигун чотирьохтактний, рядний, шести циліндровий з відцентровим турбокомпресором. Застосовується в якості головного суднового двигуна і призначений для роботи на гребний гвинт з застосування редукційної установки.

Також у цьому розділі наведені конструктивні схеми та короткий опис деталей руху двигуна, таких як колінчастий вал, шатун, поршень зі штоком.

2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ЧН 34/72

2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна

2.1.1 Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку

Дійсні процеси, що здійснюються в робочому циліндрі, в результаті складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через зміну об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках зазвичай вдаються до певних спрощень опису фізичних явищ, які дозволяють використовувати відомі положення технічної термодинаміки.

Зміна в процесах циклу залежить як від конструктивних особливостей двигуна, наприклад, дійсного ступеня стиснення, так і від параметрів в колекторах, які залежать від особливостей систем повітропостачання і газовідводу.

Розрахунок циклу зводиться до визначення параметрів в кінці певних процесів, починаючи з процесу наповнення; розрахунок параметрів, які характеризують цикл в цілому - індикаторних показників двигуна; побудова теоретичної індикаторної діаграми. Крім того, проводять розрахунок параметрів, які характеризують роботу двигуна в цілому - ефективних показників двигуна. Цикл розраховується для номінального режиму роботи двигуна.

Для розрахунку робочого циклу необхідно знати ряд параметрів, що виходять. Нижче приводиться зведення основних параметрів до розрахунку циклу.

Вибір кількості початкових даних залежить від прийнятої схеми розрахунку робочого циклу, а правильність прийнятих даних істинно впливає на точність кінцевих результатів розрахунку.

Ефективна потужність двигуна $N_e = 1912$ кВт;

Частота обертання колінчастого балу $n = 270$ хв⁻¹;

Очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,184$ кг/(кВт·год);

Діаметр циліндра $D_{ц} = 0,34$ м;

Хід поршня $S = 0,72$ м;

Ступінь стиснення ε . При призначенні ступеня стиснення потрібно враховувати розміри циліндра ($D_{\text{ц}}$ та S) і спосіб сумішоутворення. Вибираємо $\varepsilon = 14$ відповідно до рекомендації.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Величина надлишку повітря в більшій мірі залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення, приймаємо $\alpha = 2,5$;

Коефіцієнт залишкових газів. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$;

Температура залишкових газів T_r . При виборі цієї величини потрібно орієнтуватися на такі значення $T_r = 600 \dots 900$ К. Більш низькі значення T_r приймаються для мало форсованих по робочому процесу двигунів або при більших значеннях коефіцієнта надлишку повітря. Приймаємо $T_r = 850$ К;

Температура навколишнього середовища T_0 . У всіх випадках потрібно приймати $T_0 = 298$ К (стандартні атмосферні умови) і лише в особливих випадках приймають температуру машинного відділення;

Тиск навколишнього середовища p_0 . У всіх випадках необхідно приймати $p_0 = 0,101$ МПа (стандартні атмосферні умови);

Відносна вологість повітря ϕ . У всіх випадках варто приймати $\phi = 50$ %, при якій гарантується заводом - виробником номінальна потужність двигуна;

Зміна температури повітря при переході з наддувочного колектора в циліндр ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 5$, Як для ДВЗ з наддувом;

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувного колектора в циліндр, K_a . Для СОД приймаємо $K_a = 0,98$;

Коефіцієнт наповнення циліндра η_n для 4-тактних двигунів приймаємо коефіцієнт перше наближення $\eta_n = 0,85$;

Показник політропи стиснення n_1 . Ця величина далі уточнюється, тому для організації розрахунку схеми циклу необхідно прийняти коефіцієнт перше наближення $n_1 = 1,35$;

					КРБ.142.3227зст.04.02.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

Коефіцієнт використання теплоти в точці Z. Для СОД приймаємо $\zeta_z = 0,92$;

Коефіцієнт використання теплоти в точці В. Для СОД приймаємо $\zeta_b = 0,96$;

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,3$ - для високофорсованих двигунів по робочому процесу;

Найвища температура газів T_z . У першому наближенні слід прийняти $T_z = 2000$ К. Далі ця величина уточнюватиметься;

Показник політропи розширення n_2 . У першому наближенні слід прийняти $n_2 = 1,25$. Далі ця величина уточнюватиметься;

Температура в циліндрі в кінці процесу розширення T_B . У першому наближенні слідує прийнятий $T_B = 1000$ К. Далі ця величина уточнюватиметься;

Частка втраченого ходу ψ_s . Приймаємо $\psi_s = 0$;

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\phi_{окр}$. Приймаємо $\phi_{окр} = 0,97$;

Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,9$;

Коефіцієнт тактності $z = 0,5$ для 4-х тактних двигунів;

Хімічний склад палива. В більшості випадків розрахунки ведуться на паливо середнього складу:

$C = 0,866$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,130$ кг - кількість водню;

$S = 0$ кг - кількість сірі;

$O = 0,004$ кг - кількість кисню ;

$W = 0$ кг - кількість води.

Розрахунок виконаний на ЕОМ за програмою, яка була створена у ХФ НУК. Алгоритм розрахунку приведений в табл. 2,1. Результати розрахунку на ЕОМ представлені в додатку А.

2.1.2 Розрахунок процесу наповнення циліндру

Розрахунок полягає у визначенні тиску і температури в кінці наповнення, а також коефіцієнта наповнення. Результати розрахунку представлені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Розрахунок процесу наповнення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Mitsubishi 6AX34A
Необхідний тиск повітря в наддувочному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_c^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$	0,36864
Тиск в циліндрі на початку стиснення p_a , МПа	$K_a p_k$	0,36127
Температура на початку стиснення T_a К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	335
Коефіцієнт наповнення циліндру η_H	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_0}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} g(1 - \varphi_s)$	0,987

2.1.3 Розрахунок процесу стиснення

Дійсний процес стиснення є політропним з показником ступеня стиснення n_1 , змінним на всьому протяги ходу поршня. У розрахунку робочого процесу стиснення приймається, що він проходить по політропі з умовним середнім показником $n_1 = \text{const}$, величина якого забезпечує отримання такої ж роботи на лінії стиснення, як і при дійсному показнику. Результати розрахунку представлені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Розрахунок процесу стиснення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Mitsubishi 6AX34A
Коефіцієнт у рівнянні середньої ізохорної теплоємності на лінії стиску: a_{VC} , $\text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$\frac{\gamma_r a_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] a_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,269
b_C , $\text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}^2)$	$\frac{\gamma_r b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	0,002
Середні показники політропи стиску n_1 (знаходяться методом послідовних наближень): I наближення II наближення III наближення Через те, що різниця значень показника n_1 політропи стиску в III та II не перевищує $\pm 0,005$, кінцеве значення n_1 приймається останнє значення.	Див. п. 2.1.15 $\frac{8,314}{a_{VC} + b_C T_a (1 + \epsilon^{n_1-1})} + 1$ $\frac{8,314}{a_{VC} + b_C T_a (1 + \epsilon^{n_1-1})} + 1$	1,35 1,37 1,37
Тиск в кінці стиснення p_c , МПа	$p_a \epsilon^{n_1}$	13,496
Температура у кінці стиснення T_c , К	$T_a \epsilon^{n_1-1}$	894

2.1.4. Розрахунок процесу згоряння

Основним процесом, який відбувається в циліндрі двигуна, є згоряння розпиленого палива, яке впорскується в циліндр. Процес згорання є окислення складових частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно використати. Розрахунок складається з визначення кількості повітря необхідного для повного згорання 1 кг палива, коефіцієнта молекулярної зміни, середніх молярних теплоємностей, нижній теплопровідності 1 кг палива, ступінь підвищення тиску і максимальної температури процесу. Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Розрахунок процесу згоряння

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Mitsubishi 6AX34A
Теоретично не обхідна кількість повітря для згоряння 1кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right]$	0,497
Дійсна кількість повітря необхідна для згоряння 1кг палива L , кмоль/кг	αL_0	1,244
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1,026
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,025
Частина палива, спалена до точки z , X_z	$\frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,958
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z , β_z	$1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} X_z$	1,024
Постійна палива k	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0,065
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z : a_{vz} , кДж/(кмоль·К) b_z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r] a_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (X_z + \gamma_r)] a_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + kX_z}$ $\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r] b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (X_z + \gamma_r)] b'}{\alpha(1 + \gamma_r) + kX_z}$	19,742 0,002
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b : a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k) + \gamma_r] a_v'' + [(1 + \gamma_r)(\alpha - 1)] a_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + k}$ $\frac{[(1+k) + \gamma_r] b'' + [(1 + \gamma_r)(\alpha - 1)] b'}{\alpha(1 + \gamma_r) + k}$	19,762 0,003
Найнижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7 [81C + 300H - 26(O - S) - 6(9H + W)]$	42716,611
Найнижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютному нуля Q_H' , кДж/кг	$Q_H + \alpha L_0 (1 + \gamma_r) [\beta_z (a_{vz} + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0)] T_0$	43706,088

Продовження табл. 2.3

Постійні у рівнянні згоряння: С В А	$\frac{1}{\beta_z(1+\gamma_r)} \left\{ \frac{\beta_z Q'_H}{L} + [a_{vc} + b_c T_c + \gamma_r (a_{vc} + b_c T_c) + (1+\gamma_r) 8,314 \lambda] \right\}$ $\frac{b_z}{8,314 + a_{vz}}$	59153,927 0,002 28,056
Максимальна температура в циклі T_z К; (встановлюється методом послідовних наближень): І наближення ІІ наближення ІІІ наближення Через те, що різниця значень показників T_z в ІІІ та ІІ не перевищує 50 К, кінцеве значення T_z приймається останнє значення	Див. п. 22 $T_z = \frac{C}{A + B T_z}$	2000 1774,29 1774
Максимальний тиск в циліндрі P_z , МПа	λp_c	17,544

2.1.5 Розрахунок процесу розширення

Основний робочий хід поршня відбувається при розширенні продуктів згорання Розрахунок процесу розширення полягає у визначенні ступеня подальшого розширення, параметрів в кінці процесу і середнього показника політропи розширення. Результати розрахунку в табл. 2.4.

Таблиця 2.4. Розрахунок процесу розширення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних.	Mitsubishi 6AX34A
Ступень попереднього розширення ρ	$\frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}$	1,56
Ступень подальшого розширення δ	$\frac{\varepsilon}{\rho}$	8,956
Постійні рівняння для знаходження показника політропи розширення n_2 кДж/кмоль: D C	$\frac{Q'_H (\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta}$ $\frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z$	1342,675 44334,039
Середній розрахунковий показник політропи розширення n_2	$\frac{8,314 \left[\left(\frac{\beta_z}{\beta} \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{bc} + b_b T_b) T_b} + 1$	1,28
Температура газу у кінці розширення $T_{b,K}$. рішення двох рівнянь (пп. 53, 54) ведеться сумісним методом послідовних наближень: $T_{b,K}$	$\frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	954
Тиск у кінці процесу розширення p_b , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	1,053

2.1.6 Визначення індикаторних показників циклу

Індикаторні показники характеризують доскональність робочого циклу в циліндрі. Враховуються тільки теплові витрати. Розрахунок індикаторних показник полягає у визначенні середнього індикаторного тиску, питома індикаторна втрап палива і індикаторний ККД. Результати розрахунку зведені в табл. 2.5

Таблиця 2.5 Визначення індикаторних показників циклу

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних.	Mitsubishi 6AX34A
Середній індикаторний тиск по не округленій діаграмі p'_i МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	2,461
Середній індикаторний тиск по округленій діаграмі p_i , МПа	$f_{\text{кр}} p'_i (1 - \psi_s)$	2,387
Питома індикаторна витрата палива g_i	$433 \frac{p_k \eta_H}{L T_K p_i}$	0,165
Індикаторний ККД циклу η_i	$\frac{3600}{g_i Q_H}$	0,50

2.1.7 Визначення ефективних параметрів двигуна

Ефективні показники робочого циклу враховують теплові і механічні втрати, які є при передачі енергії розширення газів через поршень і кривошипно-шатунний механізм на колінчастий вал. Розрахунок ефективних параметрів двигуна полягає у визначенні середнього ефективного тиску, питомої ефективної втрати палива, ефективного ККД.

Середній ефективний тиск є один з найважливіших показників робочого циклу, який характеризує ступінь ефективного використання об'єму робочого циліндра, а також рівень освоєння наддуву. Ефективний ККД характеризує ступінь удосконалення робочого циклу, ступінь наближення розрахункового циклу до ідеального, ступінь удосконалення конструкції. Результати розрахунку зведені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6. Визначення ефективних параметрів двигуна

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Mitsubishi 6AX34A
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$p_i \eta_m$	2,148
Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·ч)	q_i / η_m	0,184
Ефективний ККД двигуна η_e	$\eta_i \eta_m$	0,45

2.2 Розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторних діаграм

2.2.1 Побудова згорнутої індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують за даними розрахунку робочого циклу. Далі ця діаграма є необхідним матеріалом для динамічного та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, тому що графічні методи побудови дають великі помилки.

Для побудови згорнутої індикаторної діаграми необхідно виконати наступні дії:

1. Встановити масштаби побудови діаграми. Масштаб по вісі ординат тиск, m_p . Масштаб по осі абсцис відношення об'ємів $m_{v/vc}$;

2. Нанести значення по осі абсцис: Для двотактних ДВЗ – від 1 до ϵ_{ym} . Значення $V/V_c=1$ – відповідає ВМТ двигуна. $V/V_c= \epsilon_{ym}$ – відповідає НМТ двигуна;

3. Розрахувати значення ординат точок політропи стиснення і розширення та занести їх до таблиці;

4. Нанести отримані точки на графік та з'єднати їх плавними кривими.

Ординати точок політропи стиснення і розширення обчислюють по наступним формулам.

Для процесу стиснення:

$$P_{ст} = \frac{P_C}{(V/V_C)^{n_1}} \quad (2.1)$$

Для процесу розширення:

$$P_{роз} = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_C)} \quad (2.2)$$

де V/V_C – відношення об'ємів, які є поточним значеннями ступеня стиску.

$$V_C = \frac{V_s}{(\varepsilon_T - 1)} = \frac{0,785 \cdot D^2}{(\varepsilon_T - 1)} \cdot S \quad (2.3)$$

де ε_T – геометричний ступінь стиску.

Геометричний ступінь стиску:

$$\varepsilon_z = \frac{\varepsilon - \psi_s}{1 - \psi_s} \quad (2.4)$$

де ε – ступінь стиску:

ψ_s – частка втраченого ходу.

$$\varepsilon_z = \frac{14 - 0}{1 - 0} = 14$$

Таблиця 2.7. Розрахунок координат теоретичної індикаторної діаграми.

V/V_C	1	1,25	1,56	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3
$P_{ст}$	13,496	9,937	7,322	6,263	5,214	4,436	3,839	3,368	2,989
$P_{роз}$	17,544	17,544	17,544	15,177	12,788	10,995	9,6	8,499	7,6
V/V_C	4	5	6	7	8	10	12	13	14
$P_{ст}$	2,014	1,483	1,155	0,935	0,778	0,573	0,446	0,399	0,361
$P_{роз}$	5,255	3,947	3,124	2,563	2,16	1,622	1,284	1,158	1,053

Теоретична індикаторна діаграма двигуна Mitsubishi 6AX34A зображена на рис. 2.1.

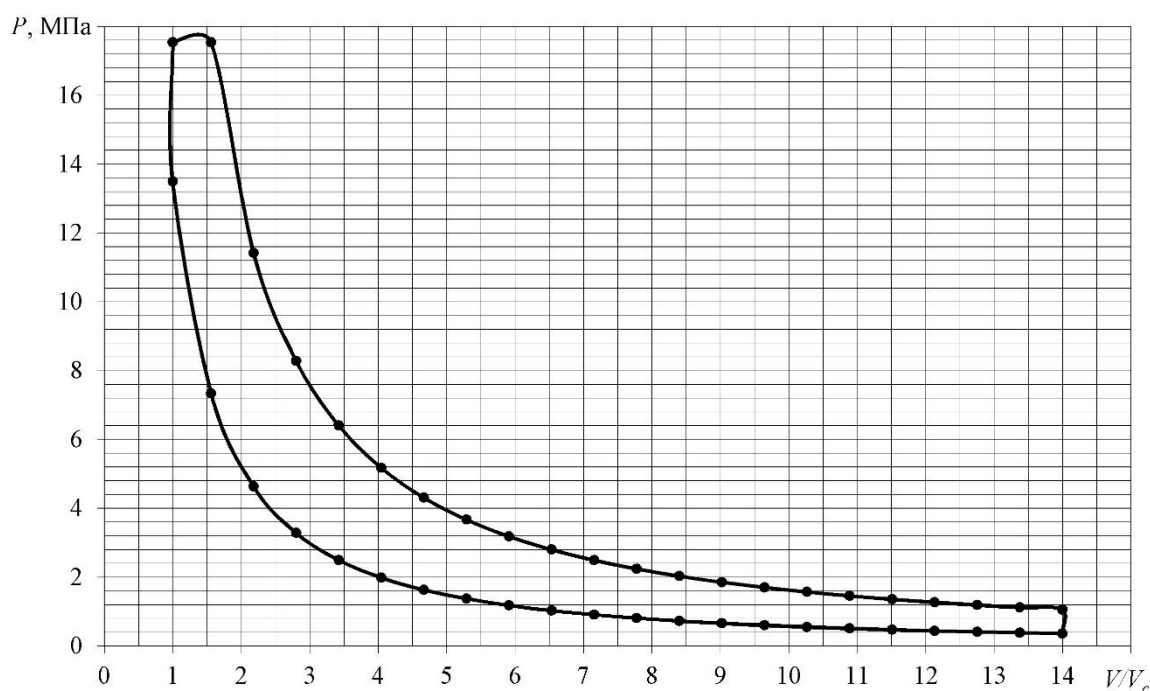


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна Mitsubishi 6AX34A

2.2.2 Побудова розгорнутої індикаторної діаграми

Побудову розгорнутої індикаторної діаграми виконується шляхом перестроєння згорнутої діаграми по діаграмі Брікса.

2.2.3 Визначення середнього індикаторного тиску

Середній індикаторний тиск по індикаторній діаграмі:

$$p'_{ip} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (2.5)$$

де p_c – тиск в кінці процесу стиснення;

ε – дійсний ступінь стиснення;

λ – ступінь збільшення тиску;

ρ – ступінь попереднього розширення;

δ – ступінь послідовного розширення;

n_2 – показник політропи розширення;

n_1 – показник політропи стискання.

$$p'_{ip} = \frac{13,49}{14 - 1} \left[1,3(1,563 - 1) + \frac{1,3 \cdot 1,563}{1,28 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,956^{1,28 - 1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \left(1 - \frac{1}{14^{1,37 - 1}} \right) \right] = 2,461 \text{ МПа}$$

Середній індикаторний тиск по скругленій діаграмі:

$$p_i = p'_i \cdot m_d \cdot \varphi_{окр} (1 - \psi_s) \quad (2.6)$$

де p'_i – відносний середній індикаторний тиск по не скругленій діаграмі ;

m_d – масштаб діаграми;

$\varphi_{окр}$ – коефіцієнт округлення діаграми;

ψ_s – доля втраченого ходу.

$$p'_i = \frac{F_d}{l_d} \quad (2.7)$$

де $F_d = 7166 \text{ мм}^2$ – площа діаграми;

$l_d = 278 \text{ мм}$ – довжина діаграми.

$$p_i = 25,77 \cdot 0,1 \cdot 0,97 (1 - 0) = 2,49 \text{ МПа}$$

Похибка розрахунку:

$$\delta_p = \frac{|p_p - p_i|}{p_{ip}} \cdot 100\% \quad (2.8)$$

де p_{ip} – середній індикаторний тиск з розрахунку циклу.

$$\delta_p = \frac{|2,461 - 2,49|}{2,461} \cdot 100\% = 1,17\%$$

2.3 Висновок по розділу

В табл. 2.8 приведені основні параметри розглянутого двигуна типу 6ЧН 34/72, які отримані під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.8. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Mitsubishi 6AX34A
1.	Ефективна потужність, кВт	1912
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	270
3.	Ступінь стиску	14
4.	Тиск наддуву, кПа	369
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,5
6.	Середній ефективний тиск, кПа	2148
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,184
8.	Механічний ККД	0,90
9.	Індикаторний ККД	0,50
10.	Ефективний ККП	0,45

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

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,184 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун Mitsubishi типу 6AX34A (6ЧН 34/72) належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

					КРБ.142.3227зст.04.02.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		29

3. Розрахунок динаміки двигуна типу 6ЧН 34/72

Динаміка ДВЗ – розділ механіки, в якому вивчається рух деталей кривошипно-шатунного механізму під дією тиску газу і сил інерції. Вона досліджує способи зменшення навантажень, що виникають при русі деталей КШМ; режими їх руху; урівноваження інерційних сил; кількість споживаної енергії і ККД механізмів; способи забезпечення заданого руху деталей. Надійність, довговічність і економічність сучасних двигунів внутрішнього згоряння залежить також від обраної схеми кривошипно-шатунного механізму (КШМ), рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчатих валів.

3.1 Побудова силової схеми КШМ та вибір і обґрунтування вихідних даних

Вихідні дані для динамічного розрахунку двигуна типу 6ЧН 34/72 представлені в табл. 3.1

Таблиця 3.1. Вихідні данні для динамічного розрахунку

Величина	Значення
Тактність (число тактів) для двохтактних ДВС	$D=4$
Крок (розрахунку). Обирається в залежності від кута заклинки	$H = 5$ град.
Частота обертання колінчастого балу	$n=270 \text{ хв}^{-1}$
Питома маса поступальних частин КШМ	$M_S=2000 \text{ кг/м}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R=0,36 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda_{Ш}=0,265$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ	$P_T=0,101 \text{ МПа}$
Тиск на поршень з тильної сторони	$P_K=0,368 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці с)	$P_C=13,496 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z)	$P_Z=17,544 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення	$R_0=1,563 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення	$n_1=1,37$
Показник політропи розширення	$n_2=1,28$
Степінь стиску	$E_p=14$

Розрахунок виконаний на ЕОМ за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ НУК.

При роботі двигуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі, сили інерції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчатому валу. Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі і залежать від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку (шорсткість поверхонь тертя, умови змащення, тепловий режим, зазори та ін.). Тому в динамічних розрахунках ними зневажають, а враховують механічний ККД двигуна. Сили ваги виникають у мало обертових двигунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам зважування.

Результуючої всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила. Рушійна сила прикладена до центра приведення всіх мас механізму, що рухаються поступально. Для крейцкопфних двигунів крапкою приведення є центр головного підшипника.

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму:

$$P_{\text{ДВ}} = P_{\text{Г}} + P_{\text{С}} + P_{\text{ТР}} + P_{\text{ТП}} + P_{\text{В}}$$

де $P_{\text{Г}}$ – сила від тиску газів;

$P_{\text{С}}$ – сила інерції поступальних мас;

$P_{\text{В}}$ – сила ваги поступальних мас;

$P_{\text{ТП}}$ – сила тиску на поршень з тильної його сторони;

$P_{\text{ТР}}$ – сила тертя між втулкою і поршнем.

3.2 Розрахунок та побудова діаграм діючих сил

На рис. 3.1 представлена силова схема КШМ, де показання розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипників.

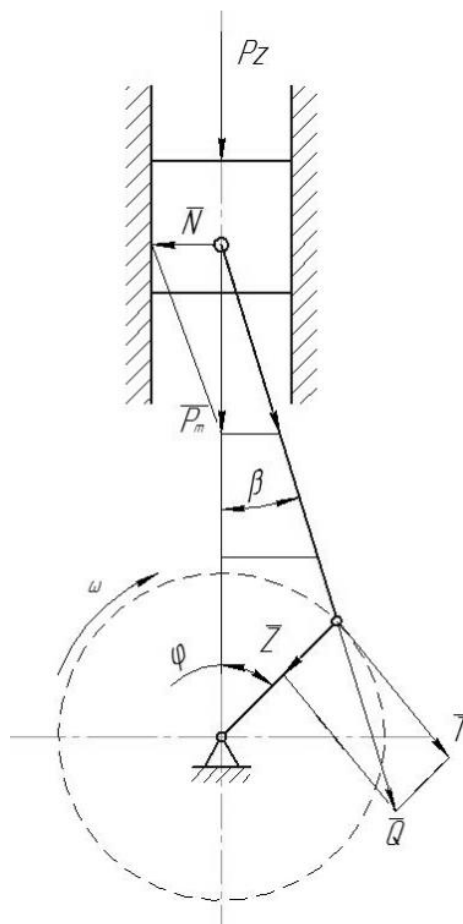


Рис. 3.1. Силовая схема КШМ

Найменування цих сил наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T – дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотылевой шейки.

Розрахункові формули мають вид:

$$N = P_{дв} \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda \sin \varphi))$$

$$Q = \frac{P_{дв}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$Z = \frac{P_{дв} \cos(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$T = \frac{P_{дв} \sin(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

Усі розрахункові формули, що приводяться, орієнтовані на машинний рахунок. Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі Microsoft Office Excel. Результати розрахунку представлені в табл. 3.2.

За даними табл. 3.2 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 3.2 та 3.3.

Таблиця 3.2. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3640	-0,9018	-0,5378	0,0000	-0,5378	0,0000
15	0,3640	-0,8522	-0,4882	-0,0336	-0,4628	-0,1588
30	0,3640	-0,7118	-0,3478	-0,0465	-0,2780	-0,2142
45	0,3640	-0,5041	-0,1401	-0,0267	-0,0801	-0,1179
60	0,3640	-0,2620	0,1020	0,0241	0,0302	0,1004
75	0,3640	-0,0209	0,3431	0,0908	0,0010	0,3549
90	0,3640	0,1889	0,5529	0,1520	-0,1520	0,5529
105	0,3640	0,3481	0,7121	0,1886	-0,3664	0,6390
120	0,3640	0,4509	0,8149	0,1921	-0,5738	0,6096
135	0,3640	0,5041	0,8681	0,1656	-0,7309	0,4967
150	0,3640	0,5229	0,8869	0,1186	-0,8274	0,3408
165	0,3640	0,5250	0,8890	0,0611	-0,8745	0,1710
180	0,3640	0,5239	0,8879	0,0000	-0,8879	0,0000
195	0,3669	0,5250	0,8918	-0,0613	-0,8773	-0,1716
210	0,3855	0,5229	0,9084	-0,1214	-0,8474	-0,3490
225	0,4204	0,5041	0,9245	-0,1764	-0,7784	-0,5290
240	0,4786	0,4509	0,9295	-0,2192	-0,6545	-0,6954
255	0,4735	0,3481	0,8216	-0,2176	-0,4228	-0,7373
270	0,5315	0,1889	0,7204	-0,1980	-0,1980	-0,7204
285	0,7070	-0,0209	0,6861	-0,1817	0,0021	-0,7097
300	1,1227	-0,2620	0,8608	-0,2030	0,2546	-0,8469
315	2,0773	-0,5041	1,5732	-0,3001	0,9002	-1,3246
330	4,3000	-0,7118	3,5882	-0,4797	2,8677	-2,2095
345	9,3765	-0,8522	8,5244	-0,5860	8,0822	-2,7723
360	17,0440	-0,8962	16,1478	-0,3731	16,0539	-1,7790
375	17,5440	-0,8522	16,6918	1,1475	15,8261	5,4286
390	12,1237	-0,7118	11,4119	1,5255	9,1202	7,0271
405	6,6516	-0,5041	6,1476	1,1727	3,5177	5,1762
420	4,0682	-0,2620	3,8063	0,8975	1,1259	3,7451

Продовження табл. 3.2

435	2,7644	-0,0209	2,7435	0,7264	0,0084	2,8380
450	2,0506	0,1889	2,2395	0,6155	-0,6155	2,2395
465	1,6337	0,3481	1,9818	0,5248	-1,0198	1,7785
480	1,3796	0,4509	1,8305	0,4316	-1,2890	1,3694
495	1,2222	0,5041	1,7263	0,3293	-1,4536	0,9878
510	1,1272	0,5229	1,6501	0,2206	-1,5393	0,6340
525	1,0762	0,5250	1,6012	0,1101	-1,5751	0,3081
540	1,0601	0,5239	1,5841	0,0000	-1,5841	0,0000
555	0,3230	0,5250	0,8480	-0,0583	-0,8342	-0,1632
570	0,3230	0,5229	0,8459	-0,1131	-0,7891	-0,3250
585	0,3230	0,5041	0,8271	-0,1578	-0,6964	-0,4733
600	0,3230	0,4509	0,7739	-0,1825	-0,5450	-0,5790
615	0,3230	0,3481	0,6711	-0,1777	-0,3453	-0,6022
630	0,3230	0,1889	0,5119	-0,1407	-0,1407	-0,5119
645	0,3230	-0,0209	0,3021	-0,0800	0,0009	-0,3125
660	0,3230	-0,2620	0,0610	-0,0144	0,0181	-0,0600
675	0,3230	-0,5041	-0,1811	0,0345	-0,1036	0,1525
690	0,3230	-0,7118	-0,3888	0,0520	-0,3107	0,2394
705	0,3230	-0,8522	-0,5292	0,0364	-0,5017	0,1721
720	0,3230	-0,9018	-0,5788	0,0000	-0,5788	0,0000

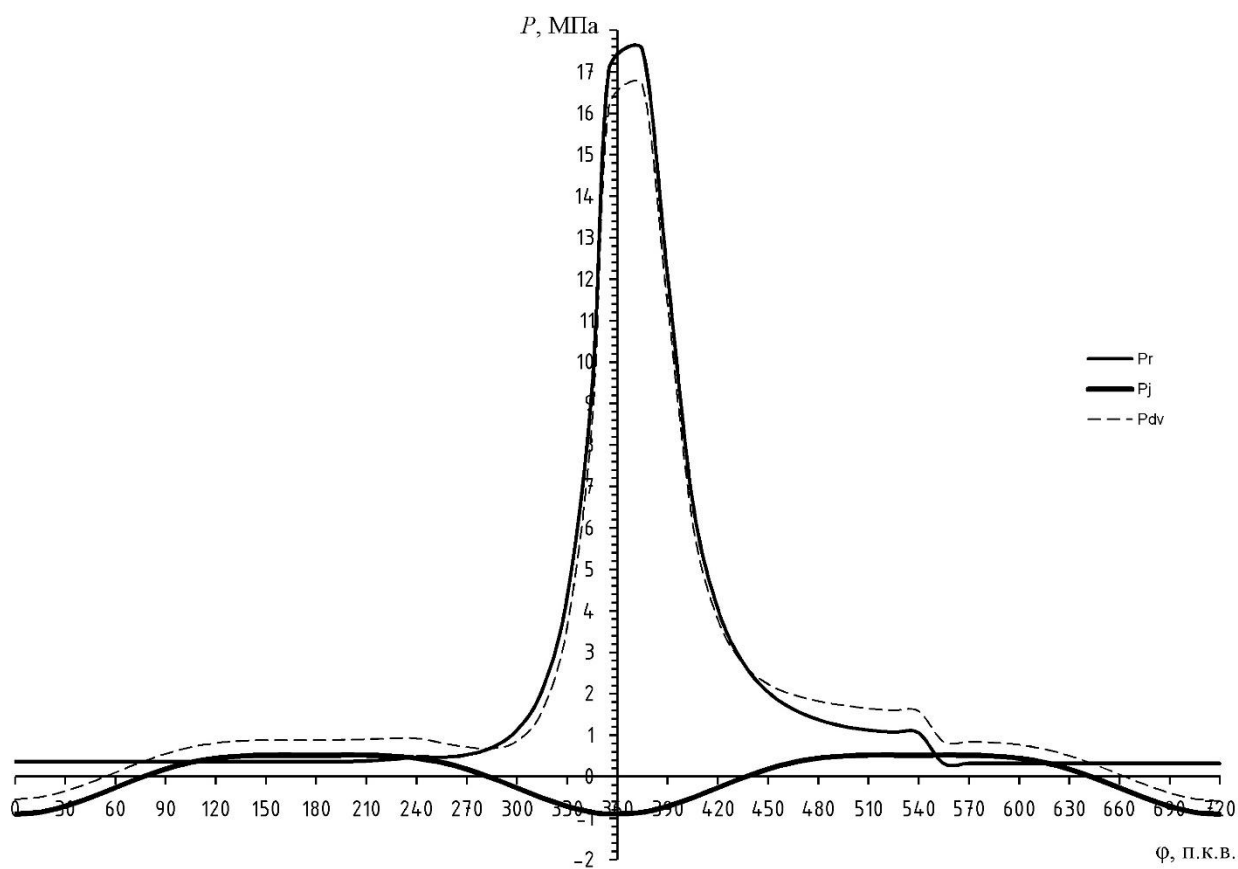


Рис. 3.2. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

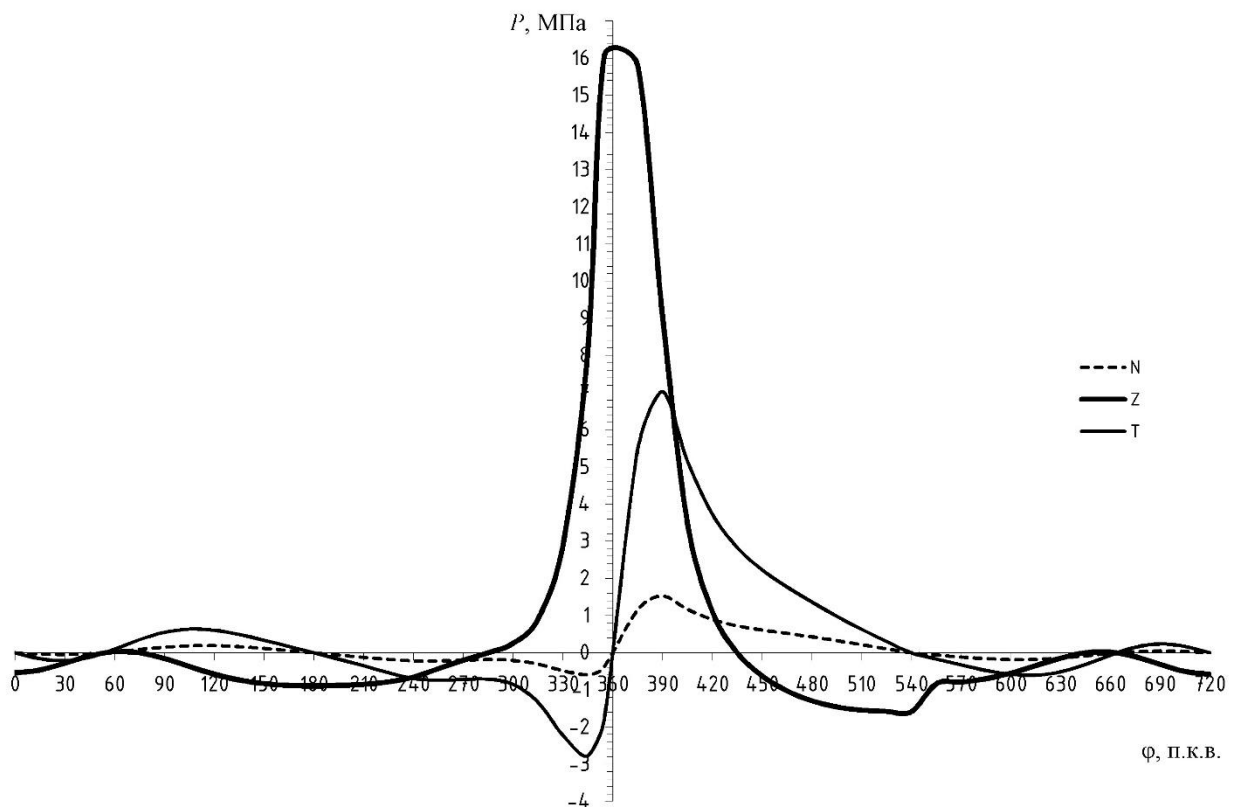


Рис. 3.3. Сили N , Z , T в МПа

3.3 Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил

Діаграма сумарних дотичних сил являє собою в деякому масштабі сумарний момент, що крутить, на вихідному фланці колінчастого вала дизеля.

Хід розрахунку будемо робити з наступним порядком роботи циліндрів двигуна:

1-5-3-6-2-4

Визначимо максимальний кут повороту кривошипа, що відповідає періоду зміни сумарної дотичної діаграми.

$$\varphi_{\Sigma} = \frac{360}{z \cdot i},$$

де $z = 0,5$ – коефіцієнт тактності двигуна;

$i = 6$ – число циліндрів;

$$\varphi_{\Sigma} = \frac{360}{1.6} = 120^{\circ}$$

Далі значення дотичної сили одного циліндра поділяється на шість рівних ділянок, що відповідають $\varphi_{\Sigma} = 120^{\circ}$, і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в табл. 3.2 у виді вертикальних стовпців відповідно до порядку роботи циліндрів.

Потім, підсумовуючи по горизонтальних рядках значення дотичного зусилля окремих циліндрів, в останньому стовпці одержимо значення сумарної дотичної сили ΣT .

Отримані дані вносимо в табл. 3.3. На підставі отриманих даних будеться діаграма сумарної дотичної сили.

Таблиця 3.3. Розрахунок сумарних дотичних сил

φ°	Номер циліндрів						ΣT
	I	II	III	IV	V	VI	
0	0	1,236	-0,569	-0,454	0,481	0	0,694
10	-0,094	0,995	-0,654	-0,474	0,427	3,669	3,869
20	-0,161	0,77	-0,73	-0,456	0,354	7,185	6,961
30	-0,181	0,561	-0,801	-0,395	0,269	7,051	6,503
40	-0,145	0,365	-0,884	-0,295	0,18	5,786	5,006
50	-0,057	0,179	-1,007	-0,167	0,09	4,61	3,647
60	0,066	0	-1,21	-0,031	0	3,692	2,518
70	0,205	-0,085	-1,539	0,089	-0,09	3,01	1,59
80	0,333	-0,171	-2,026	0,173	-0,183	2,502	0,628
90	0,432	-0,255	-2,624	0,204	-0,279	2,107	-0,416
100	0,49	-0,335	-3,013	0,177	-0,377	1,781	-1,278
110	0,505	-0,404	-2,342	0,102	-0,475	1,496	-1,118
120	0,481	-0,454	0	0	-0,569	1,236	0,694

3.4 Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна

Розрахункова величина індикаторної потужності графічним методом:

$$(N_i)_d = \overline{\Sigma T_{cp}} \cdot \mu_T \cdot F_{\Sigma} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot 10^3 \quad (2.15)$$

де $\overline{\Sigma T_{CP}}$ – середнє сумарне дотичне зусилля, без урахування масштабу, мм;

$\mu_T = 0,08$ МПа/мм – масштаб діаграми;

$F_{\perp} = 0,09$ м² – площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 0,36$ м – радіус кривошипа;

$n = 270$ хв⁻¹ – частота обертання колінчастого вала.

$\overline{\Sigma T_{CP}}$ знаходиться по формулі

$$\overline{\Sigma T_{CP}} = \frac{F_g}{L}$$

де $F_g = 5346$ мм² – площа діаграми;

$L = 190$ мм – довжина діаграми.

$$\overline{\Sigma T_{CP}} = \frac{5554}{190} = 29,23 \text{ мм}$$

$$(N_i)_d = 29,23 \cdot 0,08 \cdot 0,09 \cdot \frac{3,14 \cdot 270}{30} \cdot 0,36 \cdot 10^3 = 2141 \text{ кВт}$$

Розрахункова величина індикаторної потужності аналітичним методом:

$$(N_i)_y = 13,1 \cdot p_i \cdot D_y^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot z$$

де $p_i = 2,46$ МПа - середній індикаторний тиск.

$$(N_i)_y = 13,1 \cdot 2,46 \cdot 0,34^2 \cdot 0,72 \cdot 270 \cdot 6 \cdot 0,5 = 2172,6 \text{ кВт}$$

Перевірка правильності розрахунку:

$$\delta = \frac{|(N_i)_y - (N_i)_d|}{(N_i)_d} \cdot 100\%$$

$$\delta = \frac{|2141 - 2172,6|}{2172,6} \cdot 100\% = 1,45\%$$

У зв'язку з тим, що розбіжність між $(N_i)_{\text{ц}}$ та $(N_i)_{\text{д}}$ не більша за 5 %, розрахунок слід вважати правильним.

3.5 Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика

Розрахунок маховика являє собою визначення махового моменту інерції, максимального діаметру обода маховика та його масу.

Під маховим моментом маховика розуміють вигідну в практиці величину, яка дорівнює відношенню маси маховика на квадрат його зовнішнього діаметра (без ободу).

Величину надлишкової роботи, яку виконує сумарний крутильний момент визначаємо за формулою:

$$L_{\text{надл}} = L'_{\text{изб}} \cdot \mu_T \cdot \mu_a \cdot \frac{\pi}{180} \cdot F_{\text{ц}} \cdot R \cdot 10^6$$

де $L'_{\text{изб}} = 2758$ мм – площа згідно з надлишковою роботою;

$\mu_T = 0,08$ МПа/мм – масштаб діаграми сумарної та дотичної сил;

$\mu_a = 0,5$ град/мм – масштаб кута α ;

$F_{\text{ц}} = 0,09$ м² – площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 0,36$ м – радіус кривошипа;

$$L_{\text{надл}} = 2758 \cdot 0,08 \cdot 0,6 \cdot \frac{3,14}{180} \cdot 0,09 \cdot 0,36 \cdot 10^6 = 79992 \text{ кДж}$$

Необхідне значення моменту інерції маховика:

$$I_0 = \frac{91,2 \cdot L_{\text{надл}}}{\delta \cdot n^2}$$

де $\delta = 0,05$ – степінь нерівномірності оберту колінчатого вала приймаємо;

$n = 270$ хв⁻¹ – частота оберту колінчатого вала.

$$I_0 = \frac{91,2 \cdot 79992}{0,05 \cdot 270^2} = 2001 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Враховуючи те, що механізм рухомості має момент інерції рівний половині потрібного, тоді необхідна величина моменту інерції маховика буде дорівнювати:

$$I_M = 0,4 \cdot I_B,$$

$$I_M = 0,5 \cdot 2001 = 1000,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot [v]}{\pi \cdot n}$$

де $[v] = 35 \text{ м/с}$ – допустима лінійна швидкість на ободі маховика;

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot 35}{3,14 \cdot 270} = 2,47 \text{ м}$$

$$D_{M2} = 1,7 \cdot S$$

де $S = 0,72 \text{ м}$ - хід поршня.

$$D_{M2} = 1,7 \cdot 0,72 = 1,224 \text{ м}$$

Маховий момент маховика:

$$M_M \cdot D_M^2 = 4 \cdot I_M$$

звідки:

$$M_M = \frac{4 \cdot I_M}{D_M^2},$$

де D_M - діаметр маховика:

$$M_M = \frac{4 \cdot 1000,5}{1,224^2} = 2671 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Визначення основних розмірів ободу маховика:

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho}},$$

де M_M – маховий момент;

$$K_M = 0,2 - \text{В/Н};$$

D_M – діаметр ободу маховика;

$\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – щільність металу.

$$H = \sqrt{\frac{2671}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 2,47 \cdot 7800}} = 0,46 \text{ м}$$

$$B = 0,2 \cdot H$$

$$B = 0,2 \cdot 0,46 = 0,092 \text{ м}$$

Маса ободу маховика:

$$M_M = \pi \cdot D_M \cdot B \cdot H \cdot \rho$$

де D_M – діаметр ободу маховика (рис. 3.4);

H – висота ободу;

B – ширина маховика;

ρ – щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 2,47 \cdot 0,46 \cdot 0,092 \cdot 7800 = 2560 \text{ кг}$$

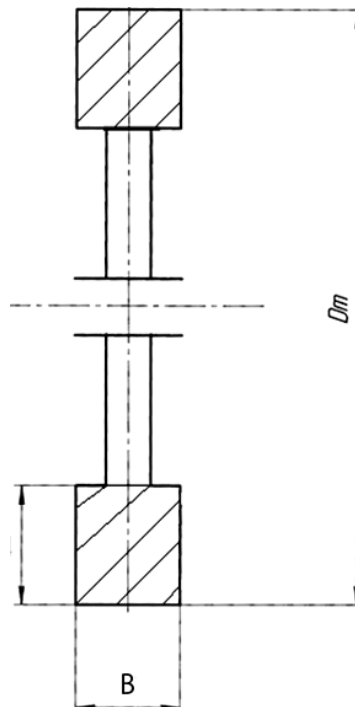


Рис. 3.4. Загальний вид маховика

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.3227зст.04.03.ПЗ.

Арк.

40

3.6 Висновок до розділу

В даному розділі була розрахована динаміка двигуна, а саме визначено сили, які діють на деталі КШМ. За результатами розрахунків побудовані діаграми дії цих сил, також виконано розрахунки та побудова діаграми сумарних дотичних сил на якій показаний середній крутильний момент та його надлишкову роботу. Останнім в цьому розділі були обчислені параметри необхідного маховика, а саме визначена його маса, діаметр та ширина. Розрахований маховик повністю зможе компенсувати надлишок крутильного моменту двигуна типу 6ЧН 34/72.

					КРБ.142.3227зст.04.03.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		41

4. Розрахунок відцентрового компресора для агрегату наддуву двигуна

Розділ включає етап вибору турбокомпресора (ТК) для точки L_1 поля робочих параметрів двигуна, яка визначає максимальну тривалу потужність N_e (номінальну).

Оскільки газодинамічні процеси, які відбуваються у циліндрах дизеля, у турбіні і компресорі, взаємозалежні, МОД розглядається як єдина система, як комбінований двигун.

Основні дані, які необхідні для розрахунку, наводяться у попередніх розділах. На підставі розрахунків сумісної роботи дизеля і прийнятого турбокомпресора визначаються геометричні та енергетичні характеристики компресора і турбіни.

4.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора

Для розрахунку системи повітропостачання та її агрегатів необхідно визначити витрати повітря двигуном. Цей параметр разом із ступенем підвищення тиску повітря у компресорі є основними розрахунковими параметрами необхідними для вибору турбокомпресора.

Витрати повітря через компресор G_k , кг/с, які необхідні для наповнення і продувки двигуна, знаходяться згідно відомих умов визначення витрат повітря для згоряння заданої кількості палива і обчислюються за формулою:

$$G_k = \frac{g_e \cdot N_e \cdot L_0 \cdot \alpha \cdot \varphi_a}{3600}$$

де L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (для палива середнього складу $L_0 = 14,3$);

α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива,

φ_a – коефіцієнт продувки (чотиритактних – $\varphi_a = 1,25$)

$$G_k = \frac{0,184 \cdot 1912 \cdot 14,3 \cdot 2,5 \cdot 1,09}{3600} = 3,837 \text{ кг / с}$$

					КРБ.142.3227зст.04.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		42

Об'ємні витрати повітря через компресор, м³/с, обчислюються за формулою:

$$Q_{\kappa} = \frac{G_{\kappa}}{\rho_{\text{н}}}$$

де $\rho_{\text{н}} = 1,17 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря на вході компресора (при температурі ISO).

$$Q_{\kappa} = \frac{3,837}{1,17} = 3,279 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{P_0}$$

де P_{κ} – тиск повітря після компресора, МПа;

$P_0 = 0,101325 \text{ МПа}$ – тиск навколишнього середовища (ISO).

Тиск в повітряному ресивері визначається за формулою:

$$P_s = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_s}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_{\text{н}}}$$

де $g_e = 0,184 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 1912 \text{ кВт}$ – ефективна потужність двигуна;

$T_s = 320 \text{ К}$ – температура повітря у впускному колекторі;

$D_{\text{ц}} = 0,34 \text{ м}$ – діаметр циліндра;

$S = 0,72 \text{ м}$ – хід поршня;

$i = 6$ – кількість циліндрів;

$n = 270 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів;

$z = 0,5$ – коефіцієнт тактності;

$\eta_{\text{н}} = 0,98749$ – коефіцієнт наповнення циліндра.

$$P_s = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,184 \cdot 1912 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,34^2 \cdot 0,72 \cdot 6 \cdot 270 \cdot 0,5 \cdot 0,98749} = 0,368 \text{ МПа}$$

					КРБ.142.3227зст.04.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

Тиск повітря після компресора, МПа, обчислюються за формулою:

$$P_{\kappa} = \frac{P_s}{(P_s - P_{\kappa})}$$

де $P_s/P_{\kappa} = 0,98 \dots 0,99$ – відносна втрата тиску на шляху від компресора до ресивера.

$$P_{\kappa} = \frac{0,368}{0,99} = 0,372 \text{ МПа}$$

Далі за формулою (3.3) обчислюється ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_{\kappa} = \frac{0,372}{0,101325} = 3,6$$

4.2 Обґрунтування вибору турбонагнітача (фірми, типу, серії)

Типорозмір турбокомпресора визначається потрібними об'ємними витратами повітря на двигун, прийнятою кількістю турбонагнітачів і ступенем підвищення тиску у компресорі, тобто форсуванням двигуна.

На підставі значень Π_{κ} та G_{κ} (або Q_{κ}) знаходиться точка у полі витрат (рис. 4.1, точка А).

Ступінь

стиснення

компресора Π_{κ}

Об'ємні витрати повітря через компресор $Q_{\kappa} \text{ м}^3/\text{с}$

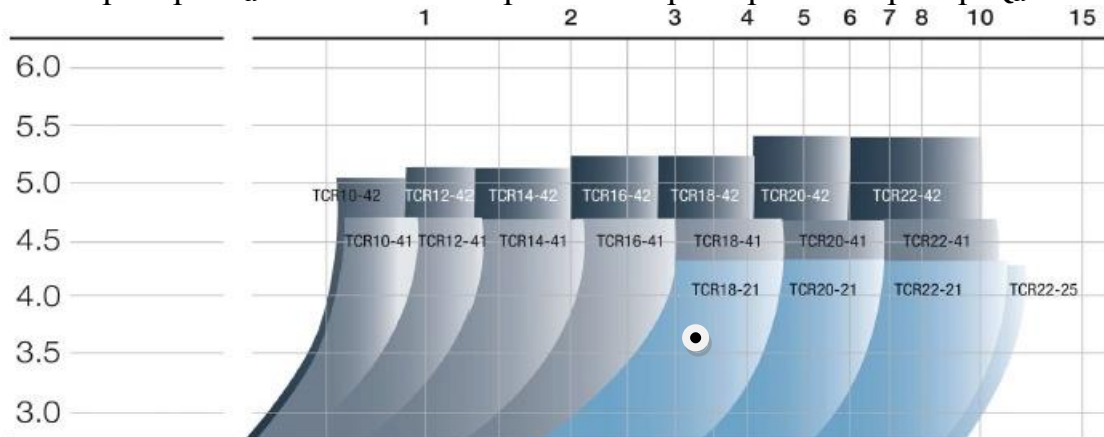


Рис. 4.1 Поле робочих характеристик турбокомпресорів ($\Pi_{\kappa} - Q_{\kappa 1}$) типу ТСА

За основу типорозмірів турбокомпресорів, як відомо, обирають діаметр колеса компресора. Визначення типорозміру складається з букв та цифр. Бу-

кви TCR означають, що турбокомпресор має відцентрову турбіну. Цифри ви-
значають величину зовнішнього діаметра колеса компресора (D_K) у сантиме-
трах (значення приблизне, $\pm 6\%$). Діаметри коліс турбіни та компресора ма-
ють приблизно однаковий розмір. Якщо точка одночасно знаходиться у ме-
жах двох фігур, то допустиме застосування обох типорозмірів. При виборі
одного з двох можливих ураховують особливості двигуна, для якого підби-
рають ТК, а також можливості реалізації обраного типорозміру з найкращи-
ми результатами в умовах можливих обмежень.

Максимальні об'ємні видатки сучасних ТК обмежені значеннями $Q_K = 50 \dots 60 \text{ м}^3/\text{с}$.

По знайденим значенням ступеня підвищення тиску ($\Pi_K = 3,67$) і
об'ємної витрати компресора ($Q_K = 3,279 \text{ м}^3/\text{с}$), на полі робочих
характеристик компресрів ТК серії TCR знаходимо відповідну точку і
визначаємо марку ТК. У даному випадку, це ТК марки TCR18–21 (рис. 4.2).

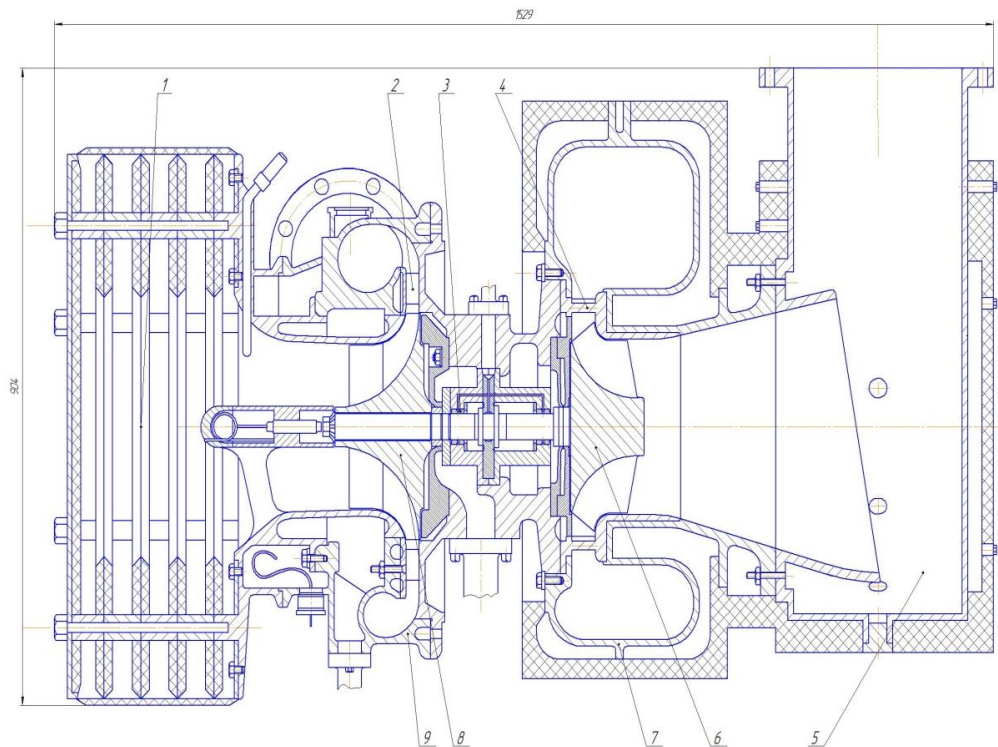


Рис. 4.2. Турбокомпресор типу TCR18–21

- 1 – глушник; 2 – дифузор; 3 – плаваючі підшипники; 4 – соплове кільце;
5 – вихідний дифузор турбіни; 6 – колесо турбіни; 7 – раглик турбіни;
8 – колесо компресора; 9 – корпус компресора.

Технічні характеристики ТК TCR18–21 для двотактних двигунів зведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Технічні характеристики турбокомпресора TCR18–21

Параметр	Значення
Максимальна потужність	2750 кВт
Максимальний ККД ТК	0,73
Максимальна частота обертання	15000 об/хв. ⁻¹
Маса	305,7 кг
Довжина	1529 мм
Висота	904 мм
Ширина	852 мм

4.3 Розрахунок проточної частини компресора

4.3.1 Вхідні розрахункові параметри

Всі розрахунки компресора для агрегату наддуву двигуна виконуються в табличній формі.

Таблиця 4.2. Вхідні розрахункові параметри

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
1	Витрата (Розхід)	G, кг/с	Згідно розрахунку	3,837
2	Ступінь підвищення тиску	P_k	Згідно розрахунку	3,6
3	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	Приймається	298
4	Температура після глушника	T_a , К	$T_a = T_0$	298
5	Тиск навколишнього середовища	P_0 , Па	Приймається	1000000
6	Тиск після глушника	P_a , Па	$P_0 - \Delta P_a$	99000
7	Діаметр колеса на вході	D_2 , м		0,180
8	Діаметр маточини колеса	D_0 , м	$(0,22 \dots 0,35) D_2$	0,054
9	Діаметр на виході з БЛД	D_3 , м	$(1,1 \dots 1,2) D_2$	0,216
10	Діаметр на виході з лопатного дифузора	D_4 , м	$(1,6 \dots 1,8) D_2$	0,324

Продовження табл. 4.2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимі- рювання	Джерела ін- формації, фо- рмули	Числові значення
11	Товщина лопаток на вході у колесо	δ_1 , м	0,3 ... 2 мм	0,001
12	Число лопаток колеса	Z_k	12 ... 23	20
13	Число лопаток дифузора	z_d	$z_d > Z_k$; $z_d = 17, 19, 23$...	25
14	Товщина лопаток дифузо- ра: на вході на виході	δ_3 , м δ_4 , м	0,5 ... 8,0 мм 0,3 ... 2,0 мм	0,005 0,002
15	Коефіцієнт напору компре- сора	H_k	Приймається	1,5
16	Показник політропи на ділянці 0–1	n_1	1,35 ... 1,39	1,35
17	Політропний ККД на діля- нці 1–2 (робоче колесо)	η_2	0,83 ... 0,92	0,92
18	Політропний ККД на діля- нці 2–3 (щілинний або без лопатний дифузор)	η_3	0,6 ... 0,8	0,8
19	Коефіцієнт тертя у без ло- патному дифузорі (БЛД)	$\lambda_{БЛД}$	0,075 ... 0,01	0,01
20	Політропний ККД на діля- нці 3–4 (лопатний дифу- зор)	η_4	0,7 ... 0,85	0,85
21	Коефіцієнт дискових ви- трат	$\alpha_{ТВ}$	0,04 ... 0,08	0,06
22	Коефіцієнт втрат на ділян- ці 4–5 (завитка)	ζ_5	0,2 ... 0,4	0,20
23	Коефіцієнт розходу ступе- ня компресора	C_T	0,2 ... 0,35	0,3
24	Коефіцієнт розходу робо- чого колеса	φ_{2r}	0,16 ... 0,22	0,16
25	Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузорі	k_α	1,05 ... 1,07	1,05
26	Коефіцієнт зміни абс. швидкості у компресорі	A	0,5 ... 1,0	0,5
27	Кут атаки вхідної кромки ОСА	I_{1+} , град	1 ... 10	1,0

Продовження табл. 4.2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
28	Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузорі	$\Delta\alpha$, град	12 ... 18	12,0
29	Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД	I_{3+} , град	0 ... 5	1,0
30	Швидкість повітря перед фільтром	c_a , м/с	Приймається	40,0
31	Кут відхилення стінки ЛД	δ_t , град	Приймається	2,0

4.3.2 Попереднє визначення колової швидкості U_2

Таблиця 4.3. Попереднє визначення колової швидкості U_2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт напору	$\bar{H}_k$		1,5	1,5
2	Адіабатна робота стиску в компресорі	$L_{ад}$, Дж/кг	$1004,5T_0 \left(\pi_k^{0,286} - 1 \right)$	$L_{ад} = 1004,5 \cdot 298 (3,67^{0,286} - 1)$	134829,88
3	Колова швидкість на діаметри D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{ад}}{\bar{H}_k}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 134829,88}{1,5}}$	424

4.3.3 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Таблиця 4.4. Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість перед колесом	c_1 , м/с	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,3 \cdot 424$	127

Продовження табл. 4.4

№	Параметр	Позна- чення та одиниці вимірю- вання	Джерела ін- формації, фо- рмули	Чисельні значення	Ре- зультат
2	Темпера- тура повіт- ря перед колесом	T_1, K	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	$T_1 = 298 - \frac{127^2 - 40^2}{2010}$	291
3	Тиск перед колесом	P_1, Pa	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 99 \cdot 10^3 \left(\frac{291}{298} \right)^{3,85}$	90342,1 8
4	Густина повітря перед ко- лесом	$\rho_1, kg/m^3$	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{90342,18}{287,2 \cdot 291}$	1,08
5	Площа на вході у ко- лесо	f_1, m^2	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{3,837}{1,08 \cdot 127}$	0,027
6	Зовнішній діаметр колеса на вході	D_n, m	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,027}{3,14} + 0,054^2}$	0,193
7	Середній квадрати- чний діа- метр на вході в ко- лесо	D_1, m	$\sqrt{\frac{D_n^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,193^2 + 0,054^2}{2}}$	0,141

4.3.4 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Таблиця 4.5. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_K \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{23 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,141}{0,18} \right)^2 \right]}}$	0,8
2	Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	β_{11} град	$\arctg\left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1}\right)$	$\arctg\left(\frac{127 \cdot 0,18}{424 \cdot 0,141}\right)$	36
3	Кут установки лопатки на діаметрі D_1	$\beta_{1л}$, град	$\beta_{11} + i_1$	36+1	37
4	Коефіцієнт захаращення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_K}{\pi D_1 \sin \beta_{1л}}$	$\tau_1 = 1 - \frac{0,001 \cdot 23}{3,14 \cdot 0,141 \cdot 0,6}$	0,91
5	Швидкість повітря на вході з урахуванням захаращення лопатками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{127}{0,91}$	139,56
6	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення на діаметрі D_1	β'_{11} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1}\right)$	$\beta'_{11} = \arctg\left(\frac{139,56 \cdot 0,18}{424 \cdot 0,141}\right)$	39
7	Кут входу потоку на діаметрі D_n	$\beta_{1н}$, град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_n}\right)$	$\beta_{1н} = \arctg\left(\frac{139,56 \cdot 0,18}{424 \cdot 0,193}\right)$	29
8	Відносна швидкість потоку на діаметрі D_n	w'_n , м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1н}}$	$w'_n = \frac{139,56}{\sin 29}$	290,75

Продовження табл. 4.5

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
9	Число λ_w на діаметрі D_n	λ_{nw}	$\frac{w'_n}{18,3\sqrt{T_a}}$	$\lambda_{nw} = \frac{290,75}{18,3\sqrt{298}}$	0,92
10	Температура повітря за колесом	T_2, K	$T_1 + \frac{U^2_2}{2C_p}$ $\left[2(\mu + \alpha_{m6}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	$291 + \frac{424^2}{2010} \cdot \left[2(0,8 + 0,06) - 0,8^2 - 0,16^2 + 0,3^2 \right]$	393,35
11	Визначення комплексу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_2$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,92$	3,22
12	Тиск за колесом	$P_2, Па$	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$90342,18 \cdot \left(\frac{393,35}{291} \right)^{3,22}$	238420,73
13	Густина повітря	$\rho_2, кг/м^3$	$\frac{P_2}{287,2 \cdot T_2}$	$\rho_2 = \frac{238420,73}{287,2 \cdot 393,35}$	2,11
14	Проекція абсолютної швидкості c_2 на колову	$c_{2u}, м/с$	μU_2	$c_{2u} = 0,8 \cdot 424$	339,2
15	Меридіональна складова абсолютної швидкості	$c_{2r}, м/с$	$\varphi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,16 \cdot 424$	67,84
16	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	$c_2, м/с$	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{67,84^2 + 339,2^2}$	345,91
17	Число Маха для швидкості c_2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{kRT_2}$	$M_{c_2} = \frac{345,91}{\sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 393,35}}$	0,86
18	Кут потоку на виході з колеса	$\alpha_2, град$	$arctg\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right)$	$\alpha_2 = arctg\left(\frac{67,84}{339,2}\right)$	19
19	Ширина колеса на виході	$b_2, м$	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{3,837}{3,14 \cdot 2,11 \cdot 67,84 \cdot 0,18}$	0,047

4.3.5 Розрахунок та конструювання безлопатного дифузора

Таблиця 4.6. Розрахунок та конструювання безлопатного дифузора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$C_3^{(1)}, \text{м/с}$	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$C_3^{(1)} = 345,91 \cdot \frac{0,18}{0,216}$	288,25
2	Температура повітря за БЛД	$T_3^{(1)}, \text{К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(1)} = 393,35 + \frac{345,91^2 - 288,25^2}{2010}$	411,54
3	Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_3$	$k_{n3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,8$	2,8
4	Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1}$	1,55
5	Тиск за БЛД	$P_3, \text{Па}$	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	$P_3 = 238420,73 \cdot \left(\frac{411,54}{393,35} \right)^{2,8}$	270592,73
6	Густина повітря за БЛД	$\rho_3, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_3}{287T_3}$	$\rho_3 = \frac{270592,73}{287,2 \cdot 411,54}$	2,28
7	Ширина БЛД на виході	$b_3, \text{м}$	$b_2 \cdot 0,77$	$b_3 = 0,047 \cdot 0,77$	0,036
8	Кут виходу потоку з БЛД	$\alpha_3, \text{град}$	$\arctg \left[\frac{b_2}{b_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \times \left[1 + \frac{k - 1}{n_3 - 1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,047}{0,036} \cdot \frac{2,11}{2,28} \cdot \{ \operatorname{tg} 19^\circ + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 19^\circ} \cdot \frac{0,01}{0,036} (0,108 - 0,09) \cdot \left[1 + \frac{1,4 - 1}{1,55 - 1} \cdot \frac{0,86^2}{2} \right] \cdot 0,166 \right]$	28
9	Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_3^{(2)}, \text{м/с}$	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_3^{(2)} = \frac{3,837}{3,14 \cdot 0,216 \cdot 0,036 \cdot 0,46 \cdot 2,28}$	150,22

Продовження табл. 4.6

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
10	Температура повітря за дифузором	$T_3^{(2)}, K$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(2)} = \frac{393,35 + 345,91^2 - 150,22^2}{2010}$	441,65
11	Визначення числа Маха	M_{c3}	$M_{c3} = c_3 / \sqrt{kRT_3}$	$M_{c3} = \frac{150,22}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 441,65}}$	0,35

4.3.6 Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

Таблиця 4.7. Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3л}, \text{град}$	$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3л} = 28 + 1$	29
2	Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4л}, \text{град}$	$\alpha_{3л} + \Delta\alpha$	$\alpha_{4л} = 29 + 12$	41
3	Середній кут установки лопатки	$\alpha_{cp}, \text{град}$	$(\alpha_{3л} + \alpha_{4л})/2$	$\alpha_{cp} = (29 + 41)/2$	35
4	Кут потоку на виході з ЛД	$\alpha_4, \text{град}$	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 41}{1,05}$	67
5	Коефіцієнт захаращення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{Д\delta_3}}{\pi D_3 \sin \alpha_{3л}}$	$\tau_3 = \frac{25 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,216 \cdot \sin 29}$	0,61
6	Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{Д\delta_4}}{\pi D_4 \sin \alpha_{4л}}$	$\tau_4 = \frac{25 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,324 \cdot \sin 41}$	0,92
7	Ширина дифузора	$b_4, \text{м}$	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	$b_4 = 0,036 + \frac{0,324 - 0,216}{2} \operatorname{tg} 2$	0,081

Продовження табл. 4.7

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
8	Дифузорність	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{0,324 \cdot 0,081 \cdot 0,92 \cdot 0,92}{0,216 \cdot 0,036 \cdot 0,47}$	6,07
9	Кут розкриття еквівалентного дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3л}}{D_3 z_{Д}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$\delta = \left(\frac{2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,036 \cdot 0,61 \cdot 0,48}{0,216 \cdot 25}} \right)}{\times \frac{\sqrt{6,07-1}}{\frac{0,324}{0,216} - 1}} \right)$	39

4.3.7 Розрахунок та конструювання повітрязбірної завитки

Таблиця 4.8. Розрахунок та конструювання повітрязбірної завитки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
1	Комплекси показника політропи в ЛД	k_{n_4}, k_{2n_4}	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$ $k_{2n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,85$ $k_{n_4} = \frac{1}{1,5 - 1}$	$k_{n_4} = 2,975$ $k_{2n_4} = 2$
2	Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}$, К	$T_4 = T_3$	441,65=441,65	441,65
3	Швидкість повітря на виході з ЛД	c_4 , м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	$c_4 = 150,22 \cdot \frac{0,036 \cdot 0,216 \cdot 0,47}{0,081 \cdot 0,324 \cdot 0,92} \cdot \left(\frac{441,65}{441,65} \right)^2$	82,6

Продовження табл. 4.8

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
4	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}, \text{К}$	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 441,65 + \frac{150,22^2 - 82,6^2}{2010}$	452,62
5	Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	$P_4 = 270592,73 \cdot \left(\frac{452,62}{411,54} \right)^{2,975}$	359127,07
6	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_l, \text{м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4,l} - D_3 \cos \alpha_{3,l})}$	$\frac{0,324^2 - 0,216^2}{4(0,324 \cdot 0,75 - 0,216 \cdot 0,87)}$	0,26
7	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_y, \text{м}$	$\sqrt{R_l^2 + R_3^2 - D_3 R_l \cos \alpha_{3,l}}$	$\sqrt{0,26^2 + 0,108^2 - 0,216 \cdot 0,26 \cdot 0,87}$	0,17
8	Швидкість повітря на виході з компресора	$C_5, \text{м/с}$	$c_1 A$	$C_5 = 127 \cdot 0,5$	63,5
9	ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	$1 - \frac{0,2 \cdot 82,6^2}{82,6^2 - 63,5^2}$	0,51
10	Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,67$	2,34
11	Температура повітря за завиткою	$T_5, \text{К}$	$T_5 = \frac{c_4^2 - c_5^2}{2010}$	$T_5 = \frac{82,6^2 - 63,5^2}{2010}$	454
12	Тиск повітря за завиткою	$P_5, \text{Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$	$\Delta P_5 = \left(\frac{454}{452,62} \right)^{2,34}$	361622,99
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0 [(P_5/P_0)^{0,286} - 1]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ад} = \frac{298[1,421 - 1]}{454 - 298}$	0,83
14	Потужність привода компресора	$N_k, \text{кВт}$	$N_k = \frac{G \cdot l_{ад}}{\eta_{ад} \cdot 1000}$	$N_k = \frac{3,837134829,88}{0,831000}$	647,6

4.4 Розробка загальної компоновки турбокомпресора

При компонуванні ТК обирається схема з консольним розташуванням коліс компресора та турбіни. Опорно-упорний підшипник розташовується зі сторони колеса компресора, а опорний – зі сторони диска турбіни. Підшипниковий вузол захищається від високих температур тепловими екранами, які виконуються у вигляді порожнин зі сторони турбіни.

Спроектований турбокомпресор маркується як TCR18–21 в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та ступеня підвищення тиску. Він має радіальну турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

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

Остов турбокомпресора TCR18–21 складається з трьох корпусів – це корпус компресора (див. рис. 4.2), середній корпус та корпус турбіни.

Корпус компресора слугує для утворення його проточної частини, в тому числі передньої частини каналу колеса, для створення каналів безлопаткового дифузору, лопаткового дифузору та завитки-повітрозбірника. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Корпус турбіни слугує для створення робочого тракту турбіни та для відведення газів після їх роботи у турбіні.

Середній корпус турбіни слугує остовом в якому розміщений ротор турбокомпресора з підшипниками.

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

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

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор. Він складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора та турбіни. Ротор жорсткий з нержавіючої сталі 2Х13.

Складові ротору.

Колесо компресора з'єднується з ротором з допомогою посадки з натягом, а також закріплюється гайкою. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Колесо має осьовий вхід повітря з обертовим скеровуючим апаратом, який утворюється з осьових частин лопаток. Задній диск колеса має один гребінець відносно великої товщини і використовується для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни радіального типу з'єднано з ротором через зварювання. У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною рекомендовано замінити матеріал робочих лопаток колеса турбіни, які виготовлялись зі сталі ЄІ69, на жароміцний сплав типу ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ.

Підшипники. Ротор спирається на два опорних підшипники ковзання. Зі сторони компресора розміщений упорний підшипник. До підшипників по спеціальних каналах підводиться масло, яке після змащення відводиться також по каналах.

Вузли ущільнення.

Ущільнення з боку компресора перешкоджає тому, щоб аерозолі масла з порожнини підшипника потрапляли в компресор. Воно складається з двох пружних кілець типу поршневих (контактних). Кільця під час обертання ротора за рахунок своєї пружності притискаються до корпусної втулки і залишаються нерухомими.

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 перетворюватися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення утворене двома пружними кільцями.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться з системи змащення двигуна через штуцери на корпусах підшипників.

					КРБ.142.3227зст.04.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		57

При роботі турбокомпресора газу з двигуна внутрішнього згоряння надходять до газоприймальної завитки. З неї вони надходять до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротору з великою частотою. Після робочого колеса газу 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 якого 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 повітря 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 площ перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечує зниження швидкості руху повітря у відносній течії, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, тиск підвищується). Таким чином за колесом у потоці повітря присутні приблизно рівною мірою кінетична енергія (пов'язана з високою, звичайно надзвуковою швидкістю) та потенційна енергія (пов'язана з підвищеним статичним тиском). Після колеса повітря надходить до щілинного дифузору. Цей канал утворюється стінками, які спершу створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім може незначно розширюватися. 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. Ін-

акше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або викличе його помпаж. Друге призначення - вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузору, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого встановлення. Після безлопаткового дифузору повітря надходить до лопаткового. Лопатки призначені для скеровування траєкторії руху часток повітря по більш круті 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_k) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна. За звичай при проектуванні компресора не слід допускати значне перетворення енергії потоку у завитці через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Тому 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 або з розподільчого ребра). Така конструкція забезпечує зниження можливого радіального зусилля на колесі за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання потоку в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря по колу згідно з законом збереження енергії

4.5 Висновок до розділу

В даному розділі були визначені основні характеристики та параметри компресора агрегату наддуву двигуна типу 6ЧН 34/72. За даними розрахунку був обраний турбокомпресор з відцентровою турбіною TCR18–21, турбокомпресор забезпечує необхідну ступінь підвищення тиску $P_k = 3,6$ та витрату повітря $Q_k = 3,2 \text{ м}^3/\text{с}$.

					КРБ.142.3227зст.04.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		59

5. Розробка та розрахунок основних схем систем двигуна

Система – це одна із найважливіших складових дизельної установки. Від її конструкції, технології виготовлення і якості монтажу залежить ефективність використання установки і безпеки роботи.

Системою ДВЗ називається сукупність трубопроводів, механізмів, апаратів, приладів, ємкостей, призначених для виконання визначених функцій по забезпеченню експлуатації ДВЗ.

5.1 Опис систем обслуговуючих ДВЗ та їх основних елементів

5.1.1 Паливна система

Паливна система призначена для прийому, зберігання, перекачування, очищення, підігріву й подачі палива до головних і допоміжних двигунів внутрішнього згоряння й парогенераторам, а також для передачі його на борт або на інші судна. Більшість дизелів транспортних теплоходів на основних режимах плавання працюють на Важких сортах палива. При запуску на перехідних режимах і перед зупинкою Використовують легкі (мало в'язкі) палива. Тому в складі СДУ необхідна наявність обох паливних систем важкого легкого палива перша забезпечує також роботу допоміжного парогенератора а друга - роботу допоміжних двигунів.

Витратні цистерни розташовують на верхніх площадках машинного відділення. Запас палива в цих цистернах повинен забезпечити роботу головних двигунів протягом 8 годин. Для важкого палива цистерна має змішувач для підігріву. Цистерна повинна також мати вентиляційну трубу, що виходить на палубу, трубу для переливу палива в одну із цистерн основного запасу на випадок переповнень й горловину для огляду й очищення.

Паливоперекачуючі насоси подають паливо у відстійні цистерни, звідки воно надходить до сепараторів, уключеним послідовно. Сепаратор працює як пурифікатор (із безперервним виділенням води) та як класифікатор. Очищення від води й механічних домішок паливо надходить у відаткову цистерну.

					КРБ.142.3227зст.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		60

Паливопідкачуючий насос через фільтр приймає паливо із цистерни і нагнітає його через підігрівник і фільтр до ТНВД.

Пуск двигуна й робота при маневруванні здійснюються на дизельному паливі або на моторному паливі типу ДТ. Воно зберігається в цистерні. За допомогою роз'єднувальних клапанів можна переводити двигун на роботу на пусковому паливі.

При використанні високов'язких палив передбачається паровий підігрів палив у між донних цистернах до 35...50 °С. електрообігрівання перед сепараторами до 85 °С, у видаткових цистернах до 45...50 °С. Після видаткових цистерн у підігрівач паливо підігрівається до температури, при якій в'язкість його перед форсунками буде не вище 2,5 ВУ.

Надлишки палива від ТНВД повертаються в цистерну. Повернення гарячого палива (80...85 °С) у спеціальну цистерну невеликого обсягу дозволяє підтримувати у видатковій цистерні (обсяг якої досягає 8...10 м³) порівняно невисоку температуру (40...50 °С) що сприяє зниженню температури в машинному відділенні.

5.1.2 Система змащення двигуна

Призначення й склад системи. Система змащення забезпечує подачу масла до тертьових поверхонь для змащення їхнього тертя, відводу теплоти, що виділяється при терті, а також для очищення поверхні тертя від продуктів зношування, нагару й інших сторонніх часток. Оскільки масло часто використовується для гідроприводу і як охолодна рідина для відводу теплоти від інших деталей, наприклад від головки поршня, то поряд з першим "система змащення" широко використовується термін "масляна система". У першому випадку підкреслюється основна функція системи - змащення поверхонь, а в другому - від рідини без вказівки її призначення.

Система змащення містить у собі масляні фільтри, охолоджувачі масла, масляні цистерни, мастилопроводи. Масляні насоси служать для безпосередньої або періодичної подачі певної кількості масла в нагнітальний трубопро-

					КРБ.142.3227зст.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		61

від, масляні фільтри - для очищення масла від сторонніх включень (нагару, відкладень металевих часток). В охолоджувачах масло віддає теплоту, відведену їм від гарячих поверхонь деталей двигуна.

Масло перебуває в циркуляційній цистерні, розташованій нижче двигуна. Один з насосів (другий - резервний) через прийомний фільтр приймає масло із цистерни, подає через фільтр грубого очищення, терморегулятор й охолоджувач масла у магістраль.

Частина масла після фільтра грубого очищення надходить у фільтр тонкого очищення і повертається в цистерну. Масло, що стікає з поверхонь тертя в картер, зливається по трубі у цистерну. Це масло що відробило, має підвищену температуру, насичене парами, повітрям і газами, містить багато піни. У цистерні воно відстоюється, пари конденсуються, повітря й газу виокремлюються і йдуть по вентиляційній трубі.

Фільтр тонкого очищення на багатьох двигунах установлюється в системі не паралельно фільтру грубого очищення, а послідовно. У такому випадку він називається повноцінним.

5.1.3 Система охолодження двигуна

Система охолодження використовується для охолодження деталей, що нагріваються від згоряння палива й від тертя, для відводу теплоти від робочих рідин (масла, палива, води) і наддувочного повітря, охолоджувати деталі двигуна необхідно по різних причинах кришку циліндра - для зниження температури вогневого днища й температурних напруг до значень, що забезпечують збереження механічних властивостей і тривалу міцність деталі; втулку циліндра - для зниження температури дзеркала до значень, що забезпечують збереження масляної плівки, поршень - для зниження температурних напруг і забезпечення правильної роботи поршневих кілець; корпус турбіни турбокомпресора - для зменшення підігріву повітря в компресорі; випускний колектор або його кожух - для запобігання опіків обслуговуючого персоналу й зменшення виділення теплоти в машинному відділенні судна. Система охоло-

					КРБ.142.3227зст.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62

лодження складається з водяних насосів, охолоджувачів, розширювальній цистерни, терморегуляторів, трубопроводів. Водяні насоси забезпечують безперервний рух охолоджуючої води в системі.

Охолоджувачі призначені для відводу у воду надлишкової теплоти від охолоджуваних рідин і наддувочного повітря. Розширювальна цистерна (бачок) служить для компенсації змін обсягу води в системі внаслідок зміни її температури, для заповнення втрат води в системі через виток й випар, а також видалення із системи повітря й водяних пар. В одно контурній системі охолодження насос заборотної води через фільтр й усмоктувальну трубу приймає забортну воду й подає її в нагнітальну магістраль, прокачуючи через мастило-охолоджувач. Після проходження через двигун вода, що нагрілася, зливається за борт. У двоконтурній системі охолодження насос прісної води нагнітає воду у двигун через магістраль. Вихідна гаряча вода по трубопроводу направляється в охолоджувач прісної води повертається до насоса.

Таким чином, система прісної води виявляється замкнутою й вода в цій системі циркулює безупинно. До цього замкнутого кільця підключені труби, що виходять на розширювальний бачок, у ньому завжди повинна бути вода. Труба підключається до усмоктувального патрубку насоса й служить для заповнення витоків води й компенсації зміни обсягу води в замкнутому контурі (при пуску й прогріві двигуна вода нагрівається й частина її виходить у бачок, при остиганні води після зупинки двигуна її обсяг зменшується й частина води з бачка надходить у циркуляційний контур.

5.1.4 Система пуску двигуна

Пускова система стисненого повітря складається з наступних пристроїв:, балонів стисненого повітря, трубопроводів високого тиску, головного - пускового клапану, повітря розподільників, допоміжних компресорів і пускових клапанів робочих циліндрів. На рисунку зображена принципова схема системи стисненого повітря за допомогою компресорів з повітря зберігачем. За правилами реєстра енергетична установка повинна обладнатися не менш

					КРБ.142.3227зст.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		63

ніж двома головними компресорами й аварійними (первинними) дизель - компресором з ручним пуском. Кожен компресор повинен мати таку продуктивність, при якій один з балонів головного двигуна заповнюється повітрям від тиску 0,5 МПа до робочого тиску 2,5...3,0 МПа не довше ніж протягом однієї години.

Ємність кожного повітря зберігача повинна бути достатньою для дванадцяти пусків реверсивного або шести пусків нереверсивного дизеля з голодного стану, без додавання повітря. Енергетична установка обладнується двома повітря зберігачами для головних дизелів і двома балонами для допоміжних. Між компресором і балонами встановлюють вологовідділювач, що відокремлює не тільки воду, але й масло, що потрапило в повітря в циліндрах компресора.

Робота пускової системи полягає в наступному. З балона пускового повітря, повітря надходить через безповоротний клапан до головного пускового клапана (ЦПК), що розміщений на двигуні й управляє подачею повітря до двигуна. Його робота може керуватися або з місцевого поста керування або із центрального поста керування. Після відкриття ЦПК повітря одночасно надходить до повітророзподільника (ПР) (називається керуюче повітря) і до пускових клапанів (ПК) (називається силове повітря).

Повітророзподільник приводиться в рух від розподільного вала двигуна (або окремим електричним двигуном) й залежно від положення колінчатого вала подає керуюче повітря на той пусковий клапан циліндра, поршень якого перебуває в положенні такту «робочий хід». Керуюче повітря відкриває пусковий клапан циліндра й силове повітря діє на поршень, приводячи в обертання колінчатий вал. Не доходячи до половини ходу поршня подача пускового повітря в даний циліндр припиняється й починається подача в інший циліндр відповідно до порядку роботи циліндрів. Розподільник управляє подачею пускового повітря відповідно до порядку їхньої роботи, забезпечуючи необхідну швидкість обертання колінчатого вала. При досягненні пускових

обертів колінчатого валу подача пускового повітря припиняється й двигун переводиться в роботу на паливі.

5.2 Визначення параметрів і вибір типу основних елементів систем

5.2.1 Розрахунок елементів паливної системи

Розрахунок ПНВТ

Розрахунок ТНВД

Циклова об'ємна подача палива:

$$V_{\text{ц}} = \frac{g_e \cdot N_e}{i \cdot 60 \cdot n \cdot z \cdot \gamma_m} \quad (5.1)$$

де $g_e = 0,184$ кг/кВт - питома ефективна витрата палива;

$N_e = 1912$ кВт – потужність двигуна;

$i = 6$ – кількість циліндрів;

$n = 270$ с⁻¹ – кількість обертів на хвилину;

$z = 0,5$ – коефіцієнт тактовності;

$\gamma_m = 0,85$ г/см³ – питома вага палива.

$$V_{\text{ц}} = \frac{0,184 \cdot 1912}{6 \cdot 60 \cdot 270 \cdot 0,5 \cdot 0,85} = 0,008 \text{ м}^3 / \text{цикл}$$

Хід плунжера:

$$h_z = \frac{c_m \cdot j_2}{6 \cdot n} \quad (5.2)$$

де $c_m = 1,5$ м/с – середня швидкість плунжера;

$\varphi_z = 25$ – геометрична тривалість впорскування;

$$h_z = \frac{1,5 \cdot 25}{6 \cdot 270} = 0,023 \text{ м}$$

Діаметр плунжера:

$$d_n = \frac{h_z}{1,95} \quad (5.3)$$

$$d_n = \frac{0,023}{1,95} = 0,011 \text{ м}$$

Перевірка правильності розрахунку ходу і діаметру плунжера здійснюється шляхом порівняння циклової об'ємної подачі палива та об'єму, який відповідає ходу плунжера.

Об'єму, який відповідає ходу плунжера:

$$V_z = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot h_z \quad (5.4)$$

$$V_z = \frac{3,14 \cdot 0,011^2}{4} \cdot 0,023 \cdot 10 = 0,021 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Розрахунок виконано правильно так як об'єму, який відповідає ходу плунжера, дорівнює цикловій об'ємній подачі палива.

Розрахунок форсунки.

Час впорскування палива:

$$\tau = \frac{j_\phi}{6 \cdot n} \quad (5.5)$$

де $\phi_\phi = 25^\circ$ – тривалість подачі палива в циліндр.

$$\tau = \frac{25}{6 \cdot 270} = 0,015 \text{ с}$$

Середня швидкість впорскування палива через соплові отвори:

$$v_m = \mu_c \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(P_\phi - P_\psi)}{\gamma_m}} \quad (5.6)$$

де $\gamma_m = 0,00085 \text{ кг/см}^3$ – питома вага палива.

$P_\phi = 80 \text{ МПа}$ – середній тиск палива;

$P_\psi = 13,496 \text{ МПа}$ - середній тиск газів в циліндрі;

$\mu_c = 0,75$ – коефіцієнт течії з соплових отворів.

$$v_m = 0,75 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(80 - 13,496)}{0,00085}} = 296,68 \text{ м/с}$$

Сумарна площа соплових отворів:

$$f_c = \frac{V_u}{v_m \cdot \tau} \quad (5.7)$$

$$f_c = \frac{0,008 \cdot 10^3}{296,68 \cdot 0,015} \cdot 10^{-3} = 0,0018 \text{ м}^2$$

Діаметр соплового отвору:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi \cdot m \cdot e}} \quad (5.8)$$

де $m = 1 \dots 12$ – число соплових отворів;

$e = 1$ – кількість форсунок на один циліндр.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0018}{3,14 \cdot 5 \cdot 1}} \cdot 10^{-3} = 2,14 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

Довжина соплового отвору:

$$l_c = (3 \dots 4) d_c \quad (5.9)$$

$$l_c = 2,14 \cdot 10^{-5} \cdot 3,5 = 7,493 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

5.2.2 Розрахунок елементів системи мащення

Кількість теплоти, виділеної за рахунок тертя в двигуні:

$$Q_{mp} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{mp} \quad (5.10)$$

де $\eta_m = 0,9$ – механічний ККД двигуна;

$\alpha_{mp} = 0,42$ – доля теплоти тертя, яка відводиться мастилом.

$$Q_{mp} = 3600 \cdot 1912 \cdot \left(\frac{1}{0,9} - 1 \right) \cdot 0,42 = 321216 \text{ кДж / ч}$$

Проток масла для відводу Q_{mp} :

$$W_1 = \frac{Q_{mp}}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m} \quad (5.11)$$

де $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$ – щільність мастила;

					КРБ.142.3227зст.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		67

$c_m = 1,98 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність мастила;

$\Delta T_m = 7$ – різниця температур вхідного і вихідного мастила.

$$W_1 = \frac{321216}{900 \cdot 1,98 \cdot 7} = 25,75 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Кількість теплоти, прийнятою маслом при охолодженні поршнів:

$$Q_{\Pi} = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p \quad (5.12)$$

де $\alpha_n = 0,08$ – доля теплоти, прийнятою маслом для охолодження поршнів;

$Q_n^p = 42700 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння палива.

$$Q_{\Pi} = 0,08 \cdot 0,184 \cdot 1912 \cdot 42700 = 1201776 \text{ кДж} / \text{ч}$$

Проток масла через поршні:

$$W_2 = \frac{Q_{\Pi}}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_n} \quad (5.13)$$

де $\Delta T_n = 7$ – перепад температури мастила.

$$W_2 = \frac{1201776}{900 \cdot 1,98 \cdot 7} = 81,91 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача головного циркуляційного насоса:

$$W_{\text{цн}} = K_v \cdot (W_1 + W_2) \quad (5.14)$$

де $K_v = 1,2$ – коефіцієнт запасу подачі.

$$W_{\text{цн}} = 1,2 \cdot (25,75 + 81,91) = 129,192 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потужність яка споживається циркуляційним насосом:

$$N_{\text{цн}} = 0,272 \cdot \frac{W_{\text{цн}} \cdot H \cdot \rho_m}{\eta_n} \cdot 10^{-5} \quad (5.15)$$

де $H = 40 \text{ м}$ – напор насоса для СОД;

$\eta_n = 0,85$ – механічний ККД масляного насоса.

$$N_{\text{цн}} = 0,272 \cdot \frac{129,192 \cdot 40 \cdot 900}{0,85} \cdot 10^{-5} = 14,88 \text{ кВт}$$

Площа фільтруючої поверхні фільтра грубої очистки:

					КРБ.142.3227зст.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		68

$$F_{\Phi 20} = \frac{W_{\text{цн}}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{\text{жс}}} \quad (5.16)$$

де $K_{\text{жс}} = 0,2..0,3$ – коефіцієнт живого перерізу;

$v_m = 0,03$ – м/с допустима швидкість мастила.

$$F_{\Phi 20} = \frac{129,192}{3600 \cdot 0,03 \cdot 0,25} = 4,78 \text{ м}^2$$

Температурний напір:

$$\Delta t = \left(\frac{t_1^M + t_2^M}{2} \right) - \left(\frac{t_1^3 + t_2^3}{2} \right) \quad (5.17)$$

де $t_1^M = 66^\circ\text{C}$ – температура мастила на вході в охолоджувач;

$t_2^M = 60^\circ\text{C}$ – температура мастила на виході в охолоджувач;

$t_1^3 = 32^\circ\text{C}$ – температура води на вході в охолоджувач;

$t_2^3 = 38^\circ\text{C}$ – температура води на виході в охолоджувач;

$$\Delta t = \left(\frac{66 + 60}{2} \right) - \left(\frac{32 + 38}{2} \right) = 28^\circ\text{C}$$

Площа теплопередачі поверхні масло охолоджувача:

$$F_M = \frac{Q_{\text{мр}} + Q_n}{K \cdot \Delta t} \cdot K_3 \quad (5.18)$$

де $K = 500 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі;

$K_3 = 1,2$ – коефіцієнт забруднення холодильника.

$$F_M = \frac{321216 + 1201776}{500 \cdot 28} \cdot 1,2 = 130,54 \text{ м}^2$$

Місткість цистерн циркуляційної системи мащення:

$$V_{\text{цм}} = \frac{W_{\text{цн}}}{Z_{\text{ц}}} \cdot K_v \quad (5.19)$$

де $Z_{\text{ц}} = 12$ – частота циркуляції масла в системі;

$K_v = 1,6$ – коефіцієнт, враховуючий збільшення об'єму мастила при нагріванні.

$$V_{цм} = \frac{129,192}{12} \cdot 1,6 = 17,22 \text{ м}^3$$

Кількість масла в стічно-циркуляційній цистерні:

$$V'_{цц} = \frac{W_{цц}}{Z_{ц}} \quad (5.20)$$

$$V'_{цц} = \frac{129,192}{12} = 10,76 \text{ м}^3$$

Сумарна пропускна здатність сепараторів:

$$W_{мс} = \frac{V'_{цц}}{\tau_c} \cdot K \quad (5.21)$$

де $\tau_c = 18$ ч – час роботи сепаратора на добу;

$K = 2,5$ – рекомендована частота сепарації масла.

$$W_{мс} = \frac{10,76}{18} \cdot 2,5 = 1,49 \text{ м}^3$$

Площа теплопередачі поверхні підігрівача мастила перед сепаратором:

$$F_{мс} = \frac{W_{мс} \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot (t_{2c} - t_{1c})}{n_c \cdot K \cdot \Delta t_c} \cdot K_3 \quad (5.22)$$

де $t_{2c} = 90^\circ\text{C}$ – температура масла після підігрівача;

$t_{1c} = 66^\circ\text{C}$ – температура масла в сточно-циркуляційній цистерні;

$n_c = 1$ – кількість одночасно працюючих сепараторів;

$K_3 = 1,2 \dots 1,3$ – коефіцієнт враховуючий забруднення поверхні підігрівача;

$\Delta t_c = 60^\circ\text{C}$ – температурний напір.

$$F_{мс} = \frac{1,49 \cdot 900 \cdot 1,98 \cdot (90 - 66)}{1 \cdot 500 \cdot 60} \cdot 1,2 = 2,54 \text{ м}^2$$

5.2.3 Розрахунок елементів системи охолодження

Контур прісної води.

Кількість теплоти, відведеної прісною водою від циліндрів головного двигуна:

$$Q_{\text{ц}} = \alpha_{w1} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_H^D \quad (5.23)$$

де: $\alpha_{w1} = 0,11$ – доля теплоти відведеної в воду від робочих циліндрів;

$$Q_{\text{ц}} = 0,11 \cdot 0,184 \cdot 1912 \cdot 42700 = 1652442 \text{ Дж / ч}$$

Кількість прісної води, необхідної для охолодження циліндрів:

$$W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{\rho_n \cdot c_n \cdot \Delta t_{\text{ц}}} \quad (5.24)$$

де $\rho_n = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина прісної води;

$c_n = 4,2 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність прісної води;

$\Delta t_{\text{ц}} = 8 \dots 10^\circ\text{C}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів.

$$W_{\text{ц}} = \frac{1652442}{1000 \cdot 4,2 \cdot 10} = 39,34 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача головного циркуляційного насоса прісної води:

$$W_{\text{пв}} = W_{\text{ц}} \cdot K_n \quad (5.25)$$

де $K_n = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу подачі насоса.

$$W_{\text{пв}} = 39,34 \cdot 1,15 = 45,24 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Площа тепло передаючої поверхні водо-водяного холодильника:

$$F_{\text{б}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{K_{\text{б}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} \quad (5.26)$$

де $K_{\text{б}} = 5000 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К)}$ – теплоємність охолоджуючої рідини;

$\Delta t_{\text{ср}} = 44^\circ\text{C}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів.

$$F_{\text{б}} = \frac{1652442}{5000 \cdot 44} = 7,5 \text{ м}^2$$

Місткість розширювальної цистерни в контурі прісної води:

$$V_{pc} = 2 \cdot V_0 \cdot \beta_t \cdot \Delta t \quad (5.27)$$

де $V_0 = 30 \text{ м}^3$ – об'єм прісної води в системі;

$\beta_t = 0,00043$ – коефіцієнт температурного розширення води;

$\Delta t = 50 \dots 70^\circ\text{C}$ – приріст температур при роботі двигуна.

$$V_{pc} = 2 \cdot 30 \cdot 0,00043 \cdot 50 = 1,29 \text{ м}^3$$

Потужність, яка споживається насосом прісної води:

$$N_n = 0,272 \cdot \frac{W_n \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_{nac}} \cdot 10^{-5} \quad (5.28)$$

де $\eta_{nac} = 0,7 \dots 0,8$ – механічний ККД насоса;

$H = 30 \dots 40 \text{ м}$ – напір утворювальний насосом.

$$N_n = 0,272 \cdot \frac{39,34 \cdot 30 \cdot 1000}{0,75} \cdot 10^{-5} = 4,2 \text{ кВт}$$

Контур заборотної води.

Витрата повітря головним двигуном за годину:

$$G_q = 14,3 \cdot g_e \cdot N_e \cdot \alpha_\Sigma \quad (5.29)$$

де $\alpha_\Sigma = 2,5$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря.

$$G_q = 14,3 \cdot 0,184 \cdot 1912 \cdot 2,5 = 12577 \text{ кг} / \text{ч}$$

Кількість теплоти, відведеної заборотною водою в охолоджувачі надувного повітря:

$$Q_{n0} = G_q \cdot c_p \cdot \Delta t_{n0} \quad (5.30)$$

де $c_p = 1 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$ – середня масова ізобарна теплоємність повітря;

$\Delta t_{n0} = 150 \dots 200^\circ\text{C}$ – перепад температур повітря в холодильнику.

$$Q_{n0} = 12577 \cdot 1 \cdot 150 = 1886550 \text{ кДж} / \text{ч}$$

Кількість заборотної води, необхідної для охолодження надувного повітря ГД:

					КРБ.142.3227зст.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

$$W_{\text{нб}} = \frac{Q_{\text{нб}}}{\rho_3 \cdot c_3 \cdot \Delta t_3} \quad (5.31)$$

де $\rho_3 = 1025 \text{ кг/м}^3$ – густина заборотної води;

$c_3 = 4 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність заборотної води;

$\Delta t_3 = 5 \dots 8^\circ\text{C}$ – перепад температур заборотної води.

$$W_{\text{нб}} = \frac{1886550}{1025 \cdot 4 \cdot 8} = 57,51 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Розхід заборотної води на водо-масляний холодильник ГД:

$$W_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{мр}} + Q_{\text{п}}}{\rho_3 \cdot c_3 \cdot \Delta t_3} \quad (5.32)$$

де $\rho_3 = 1025 \text{ кг/м}^3$ – густина заборотної води;

$c_3 = 4 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність заборотної води;

$\Delta t_3 = 5 \dots 8^\circ\text{C}$ – перепад температур заборотної води.

$$W_{\text{м}} = \frac{1886550 + 1652442}{1025 \cdot 4 \cdot 8} = 107,89 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Кількість заборотної води, необхідної для охолодження контуру прісної води:

$$W_{\text{б}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{\rho_3 \cdot c_3 \cdot \Delta t_3} \quad (5.33)$$

де $\rho_3 = 1025 \text{ кг/м}^3$ – густина заборотної води;

$c_3 = 4 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність заборотної води;

$\Delta t_3 = 5 \dots 8^\circ\text{C}$ – перепад температур заборотної води.

$$W_{\text{б}} = \frac{1652442}{1025 \cdot 4 \cdot 8} = 50 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача насосів заборотної води:

					КРБ.142.3227зст.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		73

$$W_{зб} = K_{зан} \cdot (W_{нб} + W_{м}) \quad (5.34)$$

де $K_{зан} = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу подачі насоса.

$$W_{зб} = 1,2 \cdot (57,51 + 107,89) = 198,48 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Площа поверхні фільтру заборотної води:

$$f_b = \frac{W_{зб}}{3600 \cdot v_3 \cdot K_{жс}} \quad (5.35)$$

де $v_3 = 0,15 \dots 0,3$ – допустима швидкість води в фільтрі;

$K_{жс} = 0,3$ – коефіцієнт живого перетину фільтра.

$$f_b = \frac{198,48}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,3} = 0,91 \text{ м}^2$$

5.2.4 Розрахунок елементів пускової системи

Необхідний запас пускового повітря для ГД:

$$V = [v_x + (z_n - 1) \cdot v_z] \cdot i \cdot \sum V_s \cdot 10^{-3} \quad (5.36)$$

де $v_x = 7$ л – розхід повітря на пуск холодного двигуна;

$v_z = 4$ л – розхід повітря на пуск прогрітого двигуна;

$\sum V = 831$ л – сумарний робочий об'єм всіх циліндрів двигуна;

$i = 1$ – число двигунів;

$z_n = 12$ – число пусків двигуна.

$$V = [7 + (12 - 1) \cdot 4] \cdot 1 \cdot 831 \cdot 10^{-3} = 42,3 \text{ м}^3$$

Загальна місткість пускових балонів:

$$\sum V_b = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{min}} \quad (5.37)$$

де $p_p = 30$ МПа – робочий тиск в балонах;

$p_{min} = 1$ МПа – мінімальний пусковий тиск в балонах;

$p_0 = 0,101325$ МПа – атмосферний тиск.

$$\Sigma V_0 = \frac{42,3 \cdot 0,101325}{3-1} = 2,14 \text{ м}^3$$

Сумарна подача повітря компресорами:

$$W_k = \frac{\Sigma V_0 \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_0} \quad (5.38)$$

де $\tau = 1$ ч – час роботі компресорів;

$$W_k = \frac{2,14 \cdot (3 - 0,101325)}{1 \cdot 0,101325} = 61,2 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потужність споживаємо багатоступеневим компресором

$$N_k = 0,278 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_k \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \left\{ T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + T'_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\} \quad (5.39)$$

де $\varphi = 1,1$ – коефіцієнт враховуючий гідравлічні втрати між ступенями;

$\eta_m = 0,85$ – механічний ККД компресора;

$n = 1,37$ – середній показник політропи стиснення в ступені;

$T_0 = 293$ – температура навколишнього повітря;

$T'_1 = 324\text{К}$ – температура повітря після охолоджувача першого ступеня;

$\frac{p_1}{p_0} = 0,545$ – ступінь підвищення тиску в першому ступені;

$\frac{p_2}{p_1} = 0,545$ – ступінь підвищення тиску в другому ступені;

$$N_k = 0,278 \cdot \frac{1,1}{0,85} \cdot 61,2 \cdot \frac{1,37}{1,37-1} \cdot \frac{0,101325}{293} \cdot \left\{ 293 \left[\left(\frac{0,545}{0,101325} \right)^{\frac{1,37-1}{1,37}} - 1 \right] + 324 \cdot \left[\left(\frac{3}{0,545} \right)^{\frac{1,37-1}{1,37}} - 1 \right] \right\} = 9,14 \text{ кВт}$$

Кількість теплоті, відведеної забортною водою від охолоджувачів пускового повітря:

$$Q_{\kappa\delta} = W_{\kappa} \cdot c_p \cdot \rho_{\delta} \cdot \sum_{\Delta} t_i \quad (5.40)$$

де $c_p = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоємність повітря;

$\rho_{\delta} = 0,012 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина повітря;

$\sum_{\Delta} t_i = 200 \text{ К}$ – сумарне зниження температури повітря в охолоджувачах.

$$Q_{\kappa\delta} = 61,2 \cdot 1 \cdot 0,012 \cdot 200 = 146,88 \text{ кДж} / \text{ч}$$

Кількість теплоті, відведеної забортною водою від масла компресорів:

$$Q_{\kappa\text{м}} = 3600 \cdot N_{\kappa} \cdot (1 - \eta_{\text{м}}) \quad (5.41)$$

$$Q_{\kappa\text{м}} = 3600 \cdot 9,14 \cdot (1 - 0,85) = 4935,6 \text{ кДж} / \text{ч}$$

Загальна кількість теплоті, відведено забортною водою:

$$Q_{\kappa} = Q_{\kappa\delta} + Q_{\kappa\text{м}} \quad (5.42)$$

$$Q_{\kappa} = 146,88 + 4935,6 = 5082,48 \text{ кДж} / \text{ч}$$

5.2.5 Розрахунок елементів газоходу

Діаметр газохідної труби ГД:

$$d_z = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha_z \cdot L'_0 + 1) \cdot T_z}{p_z \cdot v_z}} \quad (5.43)$$

де $\alpha_z = 2,5$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

$L'_0 = 14,3 \text{ кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння одного кг палива;

$T_z = 518 \text{ К}$ – температура випускних газів на даній ділянці;

$p_z = 0,103 \text{ МПа}$ – тиск в газоході;

$v_z = 35 \text{ м}/\text{с}$ – швидкість газу в газоході.

$$d_z = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,184 \cdot 1912 \cdot (2,5 \cdot 14,3 + 1) \cdot 518}{0,103 \cdot 35}} = 0,44 \text{ м}$$

5.3 Висновок до розділу

В четвертому розділі були розраховані та розроблені принципові схеми систем що обслуговують двигун, а саме паливна система, система охолодження, мащення та система пускового повітря, і виконані їх креслення. Результатами розрахунку стало визначення параметрів таких елементів систем як: площа масляного фільтру, об'єм циркуляційної цистерни, необхідний об'єм балонів пускового стиснутого повітря, діаметр та хід плунжера паливного насоса високого тиску. Також були визначені необхідний діаметр газоходу та товщину його ізоляції.

					КРБ.142.3227зст.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		77

6. Організація охорони праці

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності працівників під час трудової діяльності.

Об'єктом охорони праці є здоров'я і працездатність людини, а предметом – засоби і заходи, спрямовані на їхнє збереження. Правові заходи охоплюють законодавчі акти загального та спеціального призначення. Дисциплінарна відповідальність полягає у накладанні дисциплінарних стягнень: догана, звільнення з роботи. Право накладати дисциплінарні стягнення на працівників має орган, який приймає на роботу цього працівника. Дисциплінарне стягнення може бути накладене за ініціативою органів, що здійснюють державний і громадський контроль за охороною праці. За кожне порушення може бути застосоване лише одне дисциплінарне стягнення.

Адміністративну відповідальність накладають на посадових осіб, винних у порушенні законодавства про охорону праці, у вигляді штрафу. Право накладати адміністративні стягнення мають службові особи спеціально уповноваженого державного органу нагляду за охороною праці – Держгірпромнагляду, а також представники інших державних наглядових органів. Адміністративній відповідальності підлягають особи, які на момент вчинення адміністративного правопорушення досягли шістнадцятирічного віку.

Матеріальна відповідальність охоплює відповідальність як працівника, так і власника об'єкта господарювання. Працівники несуть матеріальну відповідальність за шкоду, заподіяну об'єкту господарювання через порушення ними покладених на них обов'язків, в тому числі і порушення правил безпеки праці. Матеріальну відповідальність встановлюють лише за пряму дійсну шкоду і за умови, що така шкода заподіяна об'єкту господарювання протиправними діями (бездіяльністю) працівника. Цю відповідальність, зазвичай, обмежують певною частиною заробітку працівника і вона не може переви-

щувати повного розміру заподіяної шкоди. Матеріальна відповідальність може бути накладена незалежно від притягнення працівника до інших видів відповідальності.

Кримінальна відповідальність настає, якщо порушення вимог законодавства та інших нормативних актів про охорону праці створило небезпеку для життя або здоров'я громадян.

Суб'єктом кримінальної відповідальності з питань охорони праці може бути будь-яка службова особа об'єкта господарювання незалежно від форм власності, а також громадянин – власник об'єкта господарювання чи уповноважена ним особа. Кримінальну відповідальність визначають у судовому порядку.

6.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в машинному відділенні

Шкідливий виробничий фактор виробничий фактор в машинному відділенні (МВ), вплив якого може призвести до погіршення стану здоров'я зниження працездатності працівника. Небезпечний виробничий фактор — виробничий фактор, дія якого за певних умов може призвести до травм або іншого раптового погіршення здоров'я працівника.

До фізичних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать:

- рухомі машини та механізми;
- пересувні частини виробничого устаткування;
- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- підвищена чи знижена температура поверхонь устаткування, матеріалів чи повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму, вібрацій, інфразвукових коливань, ультразвуку, іонізуючих випромінювань, статичної електрики, електромагнітних випромінювань, ультрафіолетової чи інфрачервоної радіації;
- підвищені чи знижені барометричний тиск, вологість, іонізація та рухомість повітря;

					КРБ.142.3227зст.04.06.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		79

- небезпечне значення напруги в електричному колі; підвищена напруженість електричного чи магнітного полів;
- відсутність чи нестача природного світла;
- недостатня освітленість робочої зони; підвищена яскравість світла; пряме та відбите випромінювання, що створює засліплюючу дію.

6.1.1 Пожежна безпека

Пожежі в МВ можуть виникнути при порушенні правил збереження ГСМ, несправностях газоходу, скупченні палива та масла під настилом, несправностях електроустаткування. Конструктивне рішення захисту від пожежі - застосування вогнестійких матеріалів і розподіл судна на протипожежні зони, наявність наступних систем і засобів пожежогасіння: об'ємно-хімічного і повітряно-пінного гасіння [16].

Технічні заходи щодо пожежної безпеки:

- установка сигналізації виявлення й оповіщення при пожежі;
- передбачені два аварійних виходи з МВ;
- цистерни палива і масла обладнані повітряними трубами з запобіжними сітками і поплавковими камерами.

Виходи повітряних труб розташовані в місцях, що виключають скупчення нафтопродуктів, та їх парів. У МВ по обох бортах встановлені шухляди з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника відстань не перевищувала 10м [16].

6.1.2 Машини і механізми, що рухаються та незахищені рухливі елементи устаткування

Машини, механізми, розташовані в МВ, що рухаються частини яких викликають підвищену небезпеку для обслуговуючого їх персоналу, повинні бути надійно обгороджені. Тому, на судні передбачене огороження всіх елементів, що рухаються, кожухами, поручнями, стійками.

Усі площадки, люки, трапи мають огороження висотою не менш 1100 мм з особливо відбійними бортами. Механізми та устаткування необхідно кріпити на міцних і твердих фундаментах [20].

На судні передбачено п'ять виходів з МВ, по два з яких розташовані на різних бортах судна, на максимально можливій відстані один від другого, а п'ятий - це аварійний вихід через шахту валопроводу. Ширина проходів повинна бути не меншою за 600 мм. Виходи з МВ зрошувані. Настили у МВ викладені з рифленого матеріалу, а конструкція ґрат забезпечує можливість проходження повітря для вентиляції. Забезпечена гладкість і плавність зовнішніх контурів устаткування. Застосовані устрої, що блокують, закривають доступ у небезпечні зони, а також, сигналізація небезпечних ситуацій [20].

6.1.3 Електробезпека

Умови забезпечення електробезпеки на суднах суворо регламентується. Номінальна напруга ланцюгів обмежена: 120 В для постійного струму і 380 В для змінного. Для освітлення приладів внутрішнього зв'язку та сигналізації передбачається напруга 220 В, щодо переносних електроінструментів, то тут увага приділяється заземленню. Заземлення на судах в електроустановках до 1000 В, виконуються багатодротовим кабелем, перетином не менше 4 мм. Опір розтіканню у захисному устрої, що заземлює, повинен бути не більш ніж 4 Ом.

Регламентовані також, показники опору ізоляції:

- для фідерів живлення силових установок – 1 МОм;
- для фідерів живлення освітлювальних установок – 15 МОм;
- для обмоток електромашин та трансформаторів – 5 МОм;
- для пуско-регульованих пристроїв – 5 МОм.

Вказані справедливі для електроустановок з напругою до 1000 В.

В цілях електробезпеки, один раз за півріччя, на судах виконується перевірка опору ізоляції і заземлення. На суднах передбачаються діелектричні покриття, гумові килимки та доріжки. Передбачаються також засоби індиві-

дуального захисту, гумові рукавички, інструмент з ізольованими ручками. [20].

6.1.4 Захист від шуму і вібрації

Шум надає шкідливий вплив не тільки на органи слуху, але і на весь організм в цілому. Рівень шуму згідно норм не повинен перевищувати 116...80 дБ, в діапазоні частот 63...800 Гц, для МВ, обладнаними звукоізолюваними ЦПУ і 100...70 дБ у тому ж діапазоні частот для МВ не обладнаними звукоізолюваними ЦПУ. Для зниження рівня шуму на суднах застосовують різні вигородки, та кожухи. Найбільш виправданими засобами проти шуму, є звукоізоляція.

Головним джерелом вібрації у МВ є двигуни, валопроводи і допоміжні механізми. Вібрацію викликають також хвилювання моря, та удари льоду об корпус судна. Вібрація може викликати порушення нормальної діяльності органів координації, механічні ушкодження, навіть розрив внутрішніх органів. Для зниження вібрації застосовують амортизатори, віброгасящі і вібропоглинаючі матеріали. Основним законодавчим документом є такий, що встановлює граничні величини вібрації в МВ.

6.1.5 Мікроклімат і шкідливі речовини у МВ

Мікроклімат у МВ визначається наступними параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, яка виділяється від нагрівання повітря, устаткування і механізмів. Для підтримки мікроклімату в МВ на судні передбачена система приточно-витяжної вентиляції й опалення [21].

Температура повітря в МВ у літній час повинна бути не більше ніж, на 10° С вище температури зовнішнього повітря, а зимою – не нижче 12 С. Вологість у зимовий час повинна бути 40...60 %, у літній час, вологість повітря не нормується. Швидкість повітря у МКВ, в літній час дорівнює 0,3...0,8 м/с, у зимовий час – 0,15...0,5 м/с

					КРБ.142.3227зст.04.06.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		82

Для підтримки гранично допустимих концентрацій шкідливих речовин у МВ, використовується система вентиляції, тим самим, підтримується необхідний за санітарними правилами на морських судах, мікроклімат у МКВ [21].

6.1.6 Безпека установок, що працюють під тиском

На сучасних суднах використовується стиснене повітря, водяна пара, що знаходиться в ємностях (балонах) і трубопроводах під тиском. Аварії ємностей, що знаходяться під тиском, можуть викликати серйозні руйнування. Причинами аварії можуть бути: відсутність чи несправність запобіжних клапанів редукторів, дефекти при виготовленні, монтаж і ремонт ємностей, зноси стінок ємностей.

Згідно Правил Морського Регістра, ємності, що працюють під тиском, повинні відповідати наступним вимогам:

- корпус ємностей повинні мати надійні лапи для кріплення їх до фундаменту;
- кожна ємність повинна мати пристрій продування;
- отвори для люків повинні розташовуватися поза зварними швами;
- зварні шви ємностей повинні бути тільки стиковими;
- міцність фланців, болтів, стінок, зварних швів, повинна бути підтверджена розрахунком;
- падіння тиску при іспиті на міцність не повинне перевищувати 0,3...0,5% у плинні на міцність сталевих балонів – складає:

$$P_{\text{ісп}} = 1,5P, \text{ при } P \leq 0,5 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ісп}} = 1,25P \text{ при } P \geq 0,5 \text{ МПа};$$

Балони, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, де виключається скупчення людей. Перед експлуатацією балону, він повинний бути технічно оглянутий інспектором Морського Регістра судноплавства [13].

6.2 Розрахунок освітлення в МВ

Проведемо розрахунок системи загального рівномірного освітлення люмінесцентними лампами для МВ, в якому виконуються зорові роботи середньої точності (IVв).

Розміри приміщення: довжина $a = 10$ м, ширина $b = 5$ м, висота $h = 3,1$ м.

Мінімальне освітлення приміщення, в якому виконуються зорові роботи розряду (IVв) $E = 200$ лк. Як світлові пристрої приймаємо світильники типу ЛПОО1 (з двома лампами), які доцільно використовувати у нашому випадку. Оскільки світильники кріпляться до стелі, то їх висота над підлогою майже рівна висоті приміщення $h_0 = 2,68$ м, що не суперечить вимогам (ОСТ 5.6077-75 Освітлення судове.

Індекс приміщення розраховується за формулою:

$$i = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)}$$

де $a = 10$ м – довжина приміщення;

$b = 5$ м – ширина приміщення;

$h = 2,1$ м – висота світильника над робочою по верхньою;

$$i = \frac{10 \cdot 5}{2,1 \cdot (10 + 5)} = 1,58 \text{ м}$$

При $i = 1,75$, $P_{\text{СТЕЛІ}} = 70\%$, $P_{\text{СТІН}} = 50\%$ для світильника ЛПО1 коефіцієнт використання світлового потоку дорівнює $\eta = 0,53$.

Визначаємо необхідну кількість світильників, для забезпечення необхідної нормованої освітленості робочих поверхонь, якщо відомо, що у кожному світильнику встановлено по дві лампи ЛБ -40, а світловий потік однієї такої лампи становить $\Phi_{\text{л}} = 3200$ лк:

$$N = \frac{E \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{2 \cdot \Phi_{\text{л}} \cdot \eta}$$

де $K_z = 1,3$ – коефіцієнт запасу;

$Z = 1,15$ – коефіцієнт мінімальної освітленості;

$S = 50 \text{ м}^2$ – освітлювана площа приміщення;

$E = 200 \text{ лк}$ – рівень мінімальної освітленості;

$\Phi_l = 3200 \text{ лк}$ – світловий потік однієї лампи;

$\eta = 0,53$ – коефіцієнт використання світлового потоку ламп.

$$N = \frac{200 \cdot 50 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{2 \cdot 3200 \cdot 0,53} = 4 \text{ шт}$$

Приймаємо 4 світильника, які для забезпечення рівномірності освітлення розташовані в два ряди по 2 штук в кожному. Оскільки довжина світильника більша за довжину люмінесцентної лампи, встановленої в ньому, то довжина усіх світильників становитиме $\Sigma l_{CB} = 1,2 \cdot 2 = 2,4 \text{ м}$

Сумарна електрична потужність усіх світильників у МВ:

$$\Sigma P_{CB} = P_l \cdot N \cdot n$$

де $P_l = 40 \text{ Вт}$ – потужність однієї лампи;

$N = 4 \text{ шт}$ – кількість світильників;

$n = 2 \text{ шт}$ – кількість ламп в світильнику.

$$\Sigma P_{CB} = 40 \cdot 4 \cdot 2 = 320 \text{ Вт}$$

6.3 Висновок по розділу

В розділі було розглянуто нормативно правову базу з основ охорони праці, проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, яким піддається робітник в процесі праці на судні, розглянуті заходи щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів на організм людини, в індивідуальному завдані були розраховані заходи що до освітлення в машинному відділенні; виконано розрахунок освітлення в машинному відділенні. За результатами розрахунку встановлено, що для освітлення МВ на судні потрібно розташувати 4 світильника в 2 ряди по два в кожний ряд.

					КРБ.142.3227зст.04.06.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		85

Висновок по роботі

В роботі було розглянуто сучасний судновий чотиритактний двигун фірми Mitsubishi типу 6AX34A (6ЧН 34/72).

Проведений аналіз вимог, яким повинен відповідати двигун. Розраховано робочий процес двигуна та на основі цих розрахунків побудовано згорнуту та розгорнуту індикаторну діаграму. Також розраховано динаміку двигуна, а саме визначено сили, які діють на деталі КШМ та побудовано діаграми дії цих сил. Крім того, виконано розрахунки та побудову діаграму сумарних дотичних сил на якій показано середній крутильний момент та його надлишкову роботу. Визначено конструктивні параметри необхідного маховика, а саме масу, діаметр та ширину маховика, який повністю зможе компенсувати надлишок крутильного моменту двигуна.

В четвертому розділі визначено основні характеристики та параметри компресора агрегату наддуву двигуна типу 6ЧН 34/72.

В п'ятому розділі розроблено та розраховано принципові схеми систем, що обслуговують двигун, а саме паливної систем, системи охолодження, мащення та системи пускового повітря, і виконано їх креслення. При розрахунку визначено параметри таких елементів систем як: площа масляного фільтру, об'єм циркуляційної цистерни, необхідний об'єм балонів стиснутого повітря, діаметр та хід плунжера паливного насоса високого тиску.

В розділі охорони праці було розглянуто нормативно-правову базу з основ охорони праці, проведено аналіз небезпечних і шкідливих факторів, яким піддається механік в процесі роботи на судні, розглянуті заходи щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів на організм людини. Також в даному розділі виконано розрахунок освітлення у машинному відділенні. За результатами розрахунку встановлено, що для освітлення машинного відділення потрібно розташувати 4 світильники в 2 ряди по 2 в кожний ряд.

					КРБ.142.3227зст.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		86

Література

1. Ваншейдт, В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей [Текст] / Л.: Судостроение - 1969 - 640 с.
2. Фомин, Ю.Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст]: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. // Судостроение - 1989.
3. Горбов, В.М. Энциклопедия судовой энергетики [Текст]: учебник / В.М Горбов, В.П. Кот. // Николаев: НУК - 2013 - 607 с.
4. Галеркин, Ю.Б. Турбокомпрессоры [Текст] / Ю.Б. Галеркин, Л.И. Козаченко // Издательство Политехнического университета СПб - 2008 - 374 с.
5. Горбов, В.М. Расчет осевых ступеней судовых турбин [Текст]: Учеб. Пособие / В.М. Горбов, А.Я. Ипатенко // Николаев: НКИ - 1986 – 54 с.
6. Корнилов, Э.В. Системы газотурбинного наддува судовых дизелей (Основы теории, эксплуатации, конструкции, ремонт) [Текст] / Э.В. Корнилов, П.В. Бойко // Одесса: Студия «Негоциант» - 2006 – 224 с.
7. ГОСТ 9658-66. Турбокомпрессоры для наддува дизелей и газовых двигателей [Текст].
8. Гаврилов, В.С. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок [Текст] / В.С. Гаврилов, С.В. Камкин, В.П. Шмелев // Транспорт - 1975 - 296 с.
9. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / А.С. Орлин, М.Г. Круглов // М. Машиностроение - 1984 - 384 с.
10. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. [Текст] / А.С. Орлин, М.Г. Круглов // М. Машиностроение - 1990-288 с.
11. Епифанов, Б.С. Судовые системы [Текст]: учебник / Л. Судостроение - 1980 - 176 с.

					КРБ.142.3227зст.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		87

12. Жидецкий, В. Ц. Основы охраны праці [Текст]: Підручник / Львів: Афіша - 2002 – 320 с.

13. Правила классификации и постройки морских судов. Российский морской регистр судоходства [Текст] / С. - Пб. Дворцовая набережная, 8, 2008. - Т 1. - 532 с. - Т 2 - 691 с.

14. Щербаков, Т.М. Санитарные правила для морских судов [Текст] / М.: В/О «Мортехинформреклама» - 1984 - 188 с.

15. Международная Конвенция по охране человеческой жизни на море SOLAS-74

16. Черненко Л.С., Майдан В.М. Международная Конвенция MARPOL 73/78 [Текст]: учебное пособие / Л.С. Черненко, В.М. Майдан // Одесса: ГΠΑРПУ – 2001 – 56 с.

17. Лукин, А.И. Системы судовых дизельных установок [Текст] / А.И. Лукин, С.Г. Ткаченко // Николаев: НКИ – 1990. – 76 с.

18. ГОСТ5.4235-77. Системы охлаждения судовых дизельных энергетических установок. Правила и нормы проектирования [Текст] / Введ. с 01.01.79. – 51 с.

19. Лукин, А.И. Конструктивные схемы систем судовых ДВС [Текст]: Методические указания

20. Иванов, Б.Н. Охрана труда на морском транспорте [Текст]: Учебник / М.: Транспорт -1981. – 192 с.

21. Александров, М. Н. Безопасность человека на море [Текст] / Л.: Судостроение – 1983. – 205 с.