

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 ДОПОМІЖНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 33/62 (MITSUBISHI 6AX33B)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. А. Гогоренко

Здобувач освіти

В. М. Нікітін

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Нікітіну Віктору Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок допоміжного суднового двигуна типу 6ЧН 33/62
(Mitsubishi 6AX33B)

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доцент Гогоренко О. А.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 1618 кВт; частота обертання колінчатого валу – 310 хв⁻¹; ступінь стиснення – 13; коефіцієнт надлишку повітря – 2,3.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Загальна конструкція і опис двигуна; Моделювання робочого циклу двигуна; Розрахунок динаміки двигуна типу; Розрахунок відцентрового компресора; Розробка принципів схем основних систем двигуна; Організація охорони праці.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; Діаграми динаміки, індикаторна діаграма;
Турбокомпресор; Схеми основних систем двигуна

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/В. М. Нікітін/

(прізвище та ініціали)

/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.....	9
1.3. Загальна компоновка двигуна.....	11
1.4. Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна.....	14
1.5. Висновок по розділу.....	18
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна.....	19
2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	19
2.2. Розрахунок процесу наповнення циліндру.....	21
2.3. Розрахунок процесу стиснення.....	22
2.4. Розрахунок процесу згоряння.....	23
2.5. Розрахунок процесу розширення.....	26
2.6. Визначення індикаторних показників циклу.....	27
2.7. Визначення ефективних параметрів двигуна.....	27
2.8. Розрахунок і побудова згорнутої індикаторної діаграми.....	28
2.9. Висновок по розділу.....	31
3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна.....	32
3.1. Кінематичний розрахунок КШМ.....	32
3.2. Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку.....	35
3.3. Побудова силової схеми КШМ.....	36
3.4. Розрахунок та побудова діаграми діючих сил	36
3.5. Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил.....	42
3.6. Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна.....	43
3.7. Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика.....	44

3.8. Визначення маси та діаметру маховика.....	45
3.9. Висновок по розділу.....	47
4 Розрахунок відцентрового компресора системи наддуву	48
4.1. Визначення основних характеристик та параметрів компресора..	48
4.2. Обґрунтування вибору турбонагнітача (фірми, типу, серії).....	50
4.3. Розрахунок проточної частини компресора.....	52
4.4. Термогазодинамічний розрахунок турбіни.....	61
4.5. Розробка загальної компоновки турбокомпресора.....	67
4.6. Висновок по розділу.....	71
5 Розробка принципових схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів	72
5.1. Опис систем, що обслуговують ДВЗ та їх основних елементів....	72
5.2. Визначення параметрів і вибір типу основних елементів систем..	77
5.3. Висновок по розділу.....	90
6 Охорона праці.....	91
6.1. Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у МВ.....	92
6.2. Розрахунок освітлення у МВ.....	96
6.3. Висновок по розділу.....	98
Висновок по роботі.....	99
Список використаної літератури	100
Додатки.....	102

Вступ

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

У 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 високотиско-язких паливах.
- Чистоту вихлопу, щоб задовольнити вимоги конвенції МАРПОЛ.
- Низькі експлуатаційні витрати, які включають вартість витрачається 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 продовжено форсування робочого процесу з використанням газотурбінного наддуву. Сучасний рівень середнього ефективного тиску суднових середньооборотних дизелів становить 4,0...5,5 МПа.

Відповідно цим вимогам компанія Mitsubishi розробила доволі економічний і екологічно чистий компактний чотиритактний двигун типу 6AX33B, для підтримки своїх користувачів.

Високі показники економічності і низька емісія шкідливих речовин в оточуюче середовище стали причиною, щоб обрати сучасний чотиритактний двигун типу 6CH 33/62 (Mitsubishi 6AX33B) в якості прототипу для кваліфікаційної роботи.

					КРБ.142.2227ст.12.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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 редукційної установки. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 Основні технічні характеристики двигуна

Параметри	AKASAKA Mitsubishi 6AX33B
Тип	Чотиритактний дизельний двигун з газотурбінним наддувом
Модель	Права
Наддув	Одноступінчастий, ізобарний, 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	330
Хід поршня, мм	620
Номінальна частота обертання, хв^{-1}	310
Довготривала потужність на задній хід	85 % при довготривалій потужності

Продовження табл. 1.1

Температура випускних газів за циліндрами, К	760	
Паливо	ISO 8217 з в'язкістю не більше 730 сСт при 50 °С клас Ф, РМН 55	
Масло: 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)	0,78	
Лубрикаторне змащення, г/(кВт · год)	0,98	
Температура масла °С:		
Вхідного в дизель	10...15	
Вихідного з дизеля	63...66	
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °С:		
вихідної з дизеля;	86...95	
перепад температури прісної води між входом и виходом з дизеля.	≤ 10	
Тиск повітря під час пуску, МПа	≤ 3	
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому забезпечується пуск холодного дизеля при температурі в машинному відділенні +8 °С, МПа	1,5	

Продовження табл. 1.1

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)	9,5 12,5
Число послідовних пусків і реверсів дизеля от холостого стану дизеля при температурі машинного відділення +8°C: і начальному тиску повітря 25 МПа	≥ 12
Час реверсу дизеля від моменту виконання маневру до початку роботи дизеля на паливі в зворотному напрямку при русі судна малим ходом, при ручному пуску та пуску з ДАУ, с.	≥ 12
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у межах габаритів дизеля, т	31,5
Маса найбільш важких вузлів та деталей, що переміщуються при ремонті, кг: втулка циліндра; кришка циліндра у зборі з випускним, пусковим, запобіжними клапанами та індикаторним краном, але без стійки з важелем та без форсунок; поршень циліндра у зборі.	430 2600 260

1.2 Вимоги які висувають до двигуна даного типу

Тип дизеля – чотиритактний, середньо-обертовий, рідний, з верхнім розміщенням клапанів по два на кожен циліндр, з газотурбінним наддувом.

Основними якостями двигуна AKASAKA Mitsubishi 6AX33B:

1. Для підвищення ефективності транспорту

Новий тип двигуна менше і легше, в результаті чого 20 % економії в порівнянні зі звичайними моделями. 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, висока питома норма витрати палива була досягнута. Використання AP кілець і унікальних типу літію трубки отвору-охолодження AKASAKA пропонується зменшити знос гільз циліндрів і поршневих кілець, оптимізувати обсяг споживання мастила і ефективно запобігти його забруднення.

3. Для зниження витрат на обслуговування

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

- 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 полегшить ефективне згорання, внаслідок чого низька витрата палива і низьким рівнем викидів NOx, що задовольняють IMO 2000 вимоги до контролю NOx.

Стабільна продуктивність реалізується у всьому діапазоні від найлегших до найважчих, а питома витрата палива зберігається низькою, задовольняючи IMO 2000 вимоги до контролю NOx. Незважаючи на 22 % зростання продуктивності над будь-

					КРБ.142.2227ст.12.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

яким порівнянної звичайної типу двигуна, температура вихлопних газів підтримується на тому ж рівні.

Порядок нумерації циліндрів від носа до корми , модель права ;

Діаметр циліндра – 330 мм , хід поршня – 620 мм ;

Кількість обертів – 310 хв⁻¹;

Система продувки – клапанна;

Максимальна тривала (номінальна потужність (МДМ) – 1618 кВт;

Питома витрата палива при умовах:

- атмосферний тиск 100 кПа. Температура повітря +27 °С, температура охолодної води на вході в охолоджувачі повітря +27 ° С, приведені до теплоти згоряння умовного палива 42700 кДж/кг..

- при МДМ – 186 г/кВт;

На режимі: 85 % від МДМ – 158,1 г/кВт;

Питома витрата мастила:

- на змащення двигуна – 0,643 г/ кВт·год.

Дизель повинен надійно працювати при наступних атмосферних і зовнішніх умовах:

- температура повітря , що оточує дизель (у МКВ) від +8 °С до 45 °С;

- температура повітря на впуску в ТК - від 10 до +45 °С;

- відносна вологість повітря при + 35 °С - до 98 % ;

- розрідження на впуску до 10 МПа;

- протитиск на впуску до 30 МПа;

- температура води зовнішнього контуру (забортної води) - до + 32 °С;

Паливо ISO 8217 з в'язкістю не більше 730 сСт при 50 °С клас Ф, РМН 55

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

					КРБ.142.2227ст.12.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.3 Загальна компоновка двигуна

Двигун рядний, 6-ти циліндровий, чотиритактний, середньо-оборотний, з прямим уприскуванням палива, з турбонаддувом і послідуочим охолодженням повітря. Загальна конструктивна схема двигуна представлена на рис. 1.1.

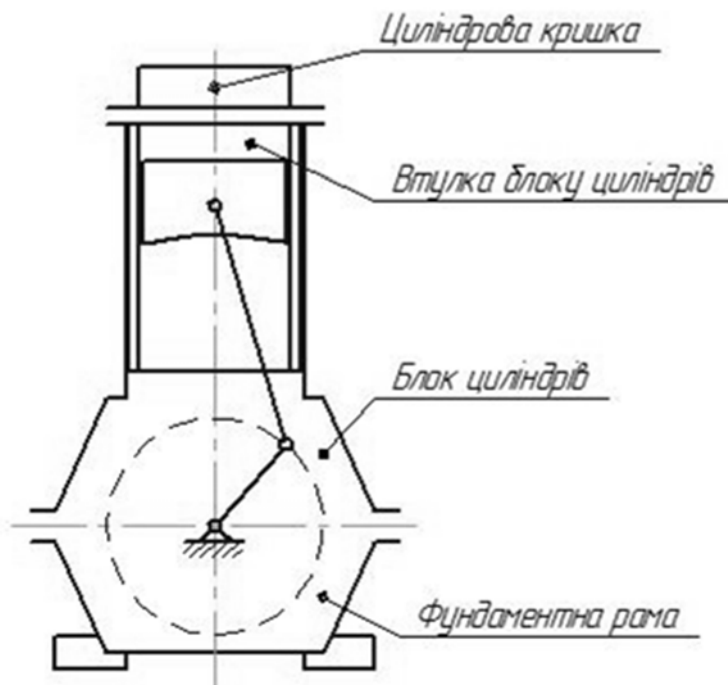


Рис. 1.1. Загальна конструктивна схема двигуна AKASAKA Mitsubishi 6AX33B

Блок циліндрів (рис. 1.2) 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 (рис. 1.2) служить як масляний піддон та постіль колінчастого валу, та зроблена монолітом з чавунна.

Втулки циліндрів (рис. 1.2) охолоджуються тільки у верхній частині. Охолоджуючу дію оптимізовано для забезпечення правильної температури внутрішньої поверхні.

					КРБ.142.2227ст.12.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

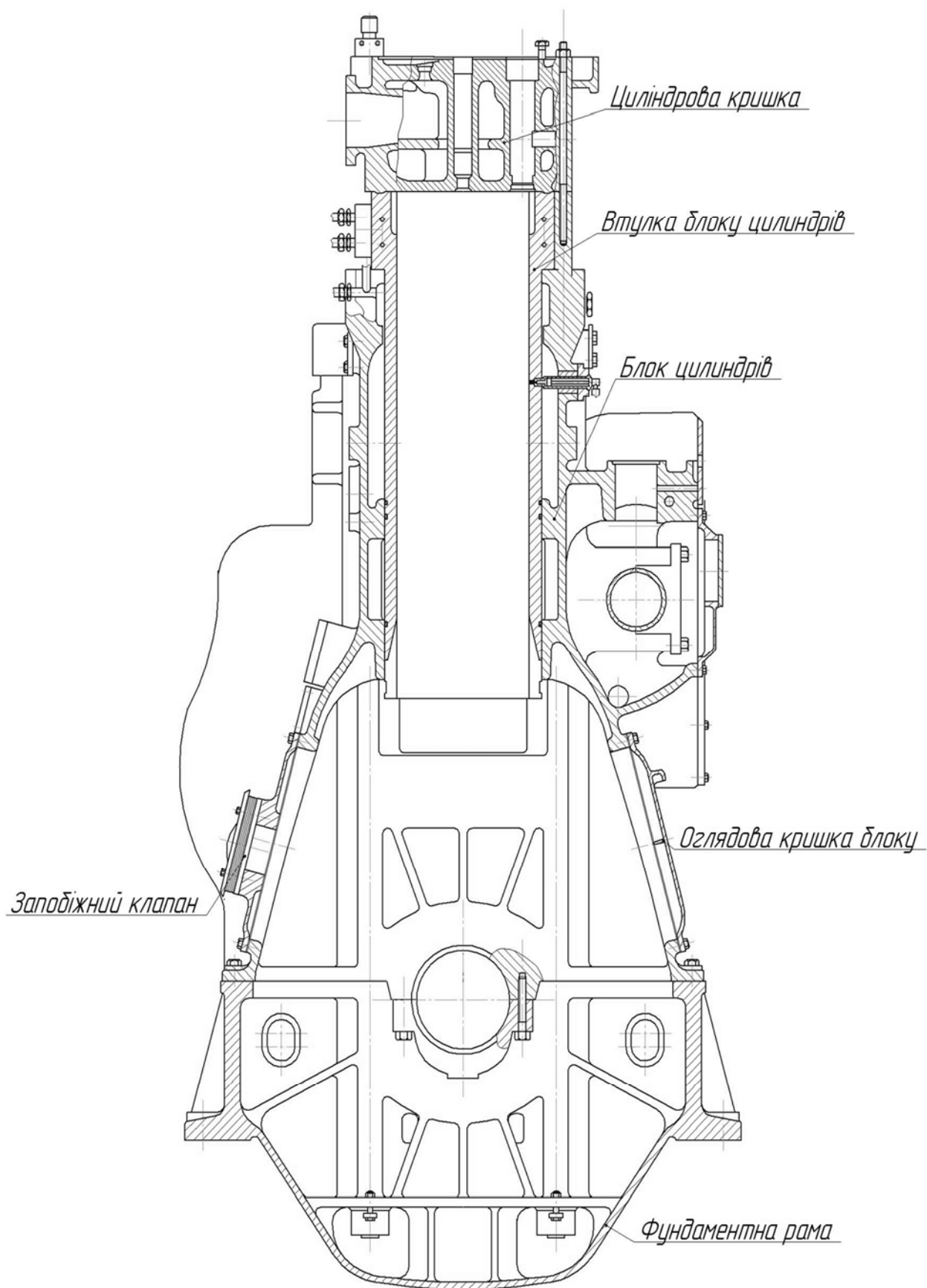


Рис. 1.2. Конструкція та основа двигуна

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 температури 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 маслозємних кілець.

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 впрыскування 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.

					КРБ.142.2227ст.12.01.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Блок двигуна – суцільнолитий. У блок двигуна запресовані втулки циліндрів та вбудовані трубки розподілу мастила й основного водяного контуру, а також ресивер наддуву. Кришки корінних підшипників, які підтримують підтримують підвішений колінчастий вал, фіксуються болтами двома з низу із 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 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.

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

					КРБ.142.2227ст.12.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

Конструктивно колінчастий вал має сім корінних шийок та шість шатунних (рис. 1.3), закріпленими за допомогою гідравлічно затягнутих гвинтів. З передньої сторони колінчастий вал забезпечений кільцем для ущільнення порожнини картера, комбінованим підшипником маховика і опорноупорним корінним підшипником.

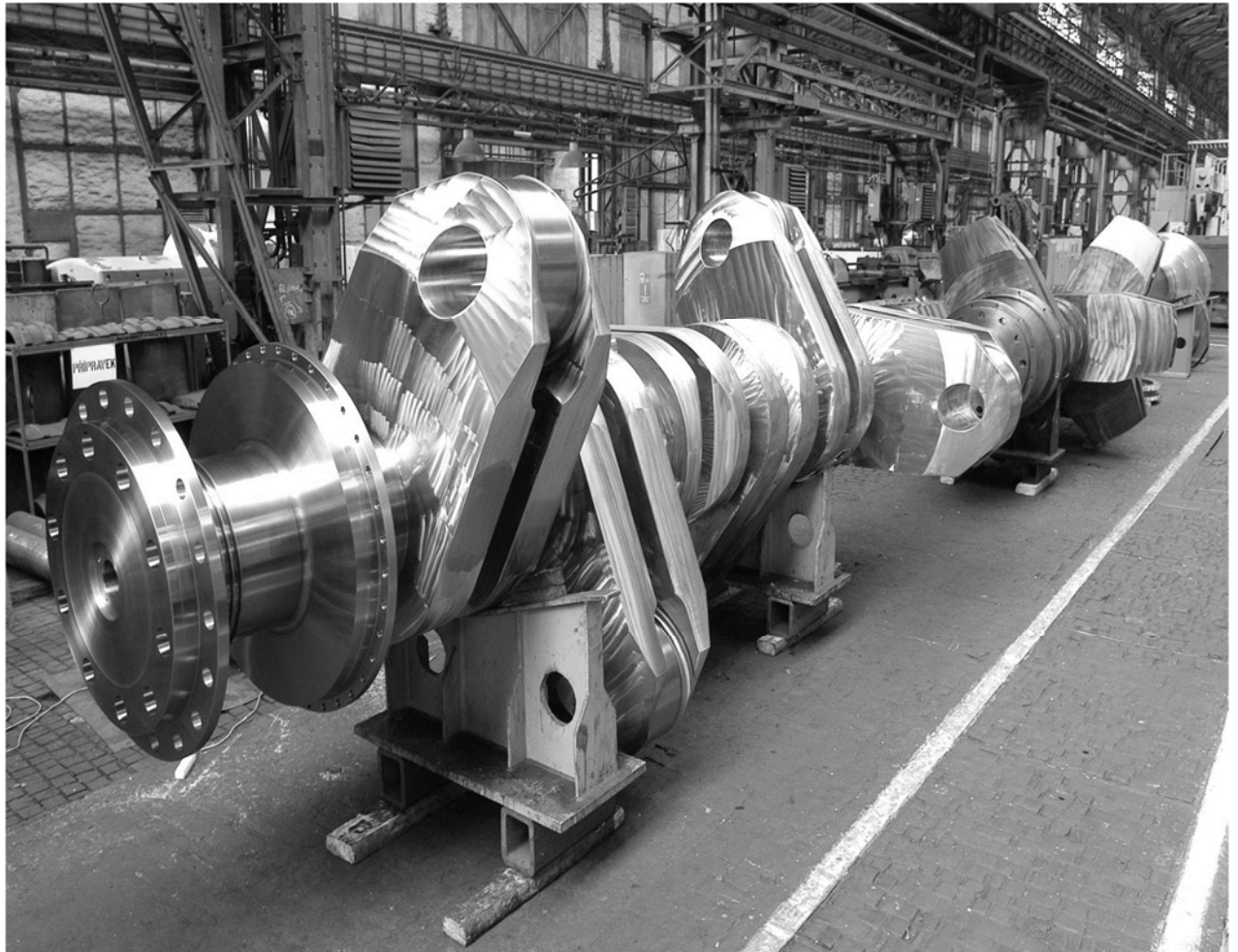


Рис. 1.3. Колінчастий вал

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

Шатуни (рис. 1.4) 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 гори-

зонтально розділений на три частини, щоб забезпечити можливість демонтажу деталей поршня і шатуна. Всі гвинти шатунів затягуються гідравлічно.

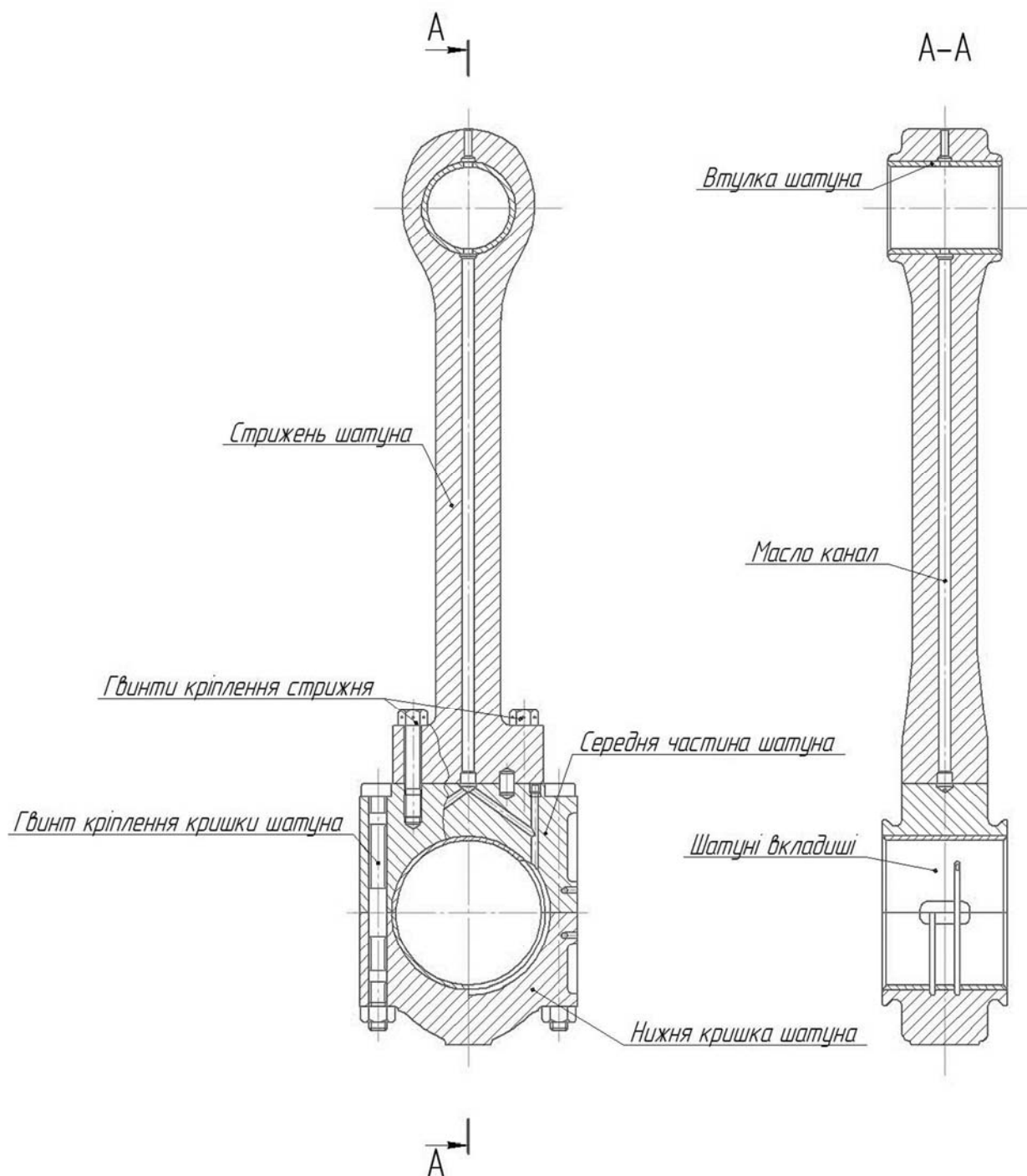


Рис. 1.4. Шатун

Поршень (рис. 1.5) має складову конструкцію з юбкою з чавуну і ковану сталеву головку з'єднані між собою різьбовим з'єднанням, У простір між головою і юбкою подається мастило для охолодження головки за рахунок ефекту кок-

тейльного шейкера. Мастило надходить з корінного підшипника через отвір в колінчастому валу на шатунний підшипник, і далі через отвір в шатуні, поршневий палець і спідницю поршня, вгору на охолоджуючу сорочку, звідки потім зливається назад в масляний піддон.

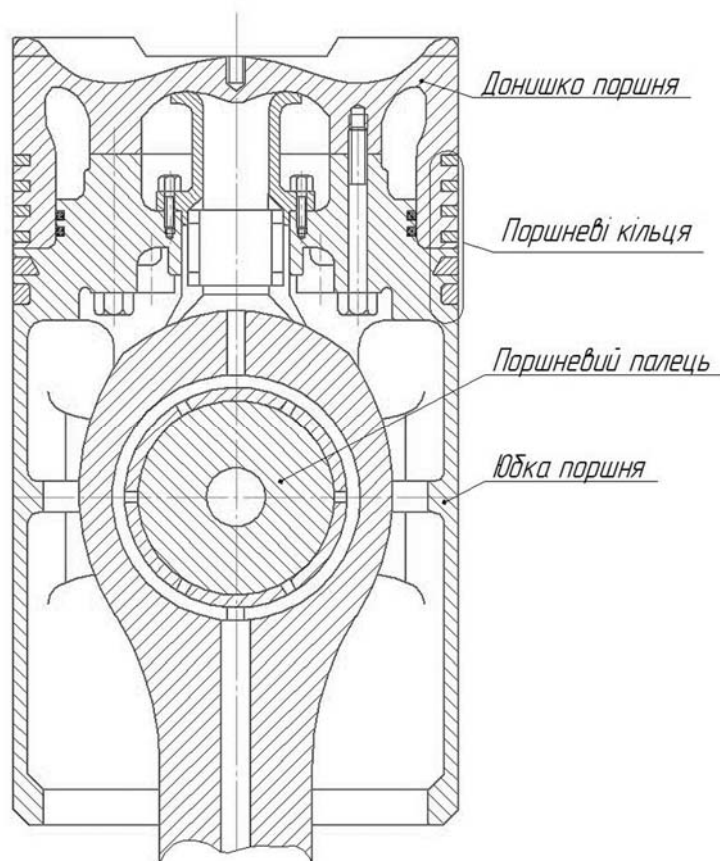


Рис. 1.5. Поршень

Головки блоку циліндрів (рис. 1.6) 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.

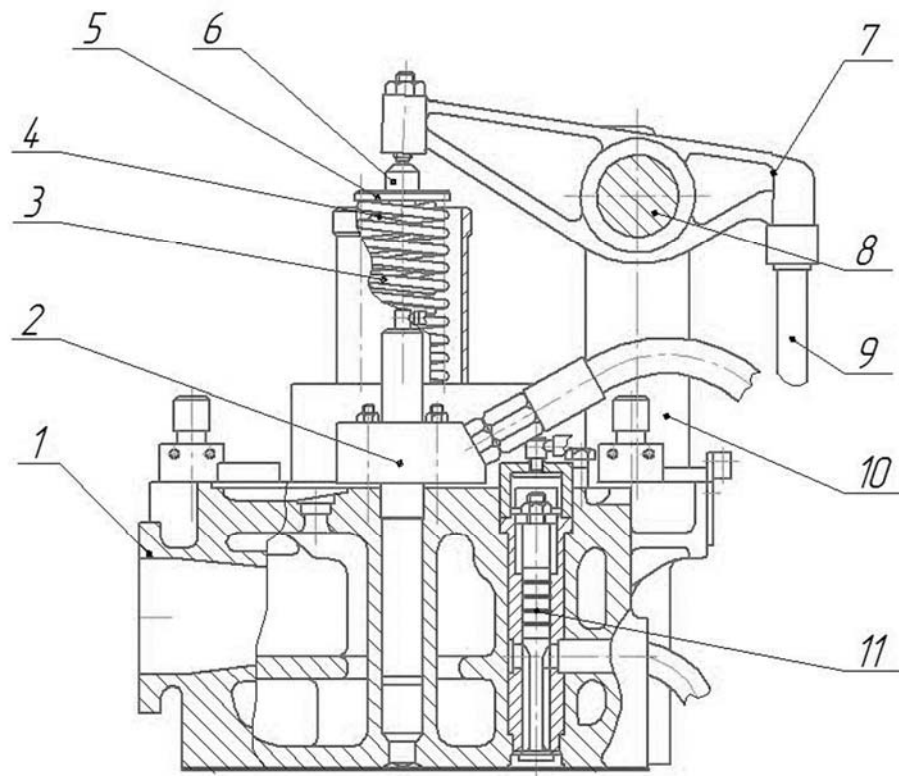


Рис. 1.6. Кришка блоку циліндрів: 1 – корпус головки; 2 – форсунка; 3 – зовнішня пружина клапана; 4 – внутрішня пружина клапану; 5 – верхня тарілка клапану; 6 – клапан; 7 - коромисло; 8 – вісь коромисел; 9 – штанга; 10 – опорна стійка; 11 – повітряний клапан

1.5 Висновок по розділу

В цьому розділі була надана технічна характеристика двигуна, опис загальної конструкції та визначено сферу його застосування. Двигун чотирьохтактний, рядний, шести циліндровий з відцентровим турбокомпресором. Застосовується як головний двигун, призначений для роботи на гребний гвинт із застосуванням редукційної установки.

Також у цьому розділі надані конструктивна схеми двигуна та короткий опис основних деталей двигуна, таких як колінчастий вал, шатун, поршень.

2. Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

2.1 Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку робочого циклу

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 $N_e = 1618$ кВт;

Частота обертання колінчастого валу $n = 310$ хв⁻¹;

Очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,186$ кг/(кВт·год);

Діаметр циліндра $D_{ц} = 0,33$ м;

Хід поршня $S = 0,62$ м;

					КРБ.142.2227ст.12.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

Ступінь стиснення ε . При призначенні ступеня стиснення потрібно враховувати розміри циліндра ($D_{\text{ц}}$ та S) і спосіб сумішоутворення. Вибираємо $\varepsilon = 13$ відповідно до рекомендації.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Величина надлишку повітря в більшій мірі залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення, приймаємо $\alpha = 2,3$.

Коефіцієнт залишкових газів. Приймаємо $\gamma_{\text{г}} = 0,02$.

Температура залишкових газів $T_{\text{г}}$. При виборі цієї величини потрібно орієнтуватися на такі значення $T_{\text{г}} = 600 \dots 900$ К. Більш низькі значення $T_{\text{г}}$ приймаються для мало форсованих по робочому процесу двигунів або при більших значеннях коефіцієнта надлишку повітря. Приймаємо $T_{\text{г}} = 800$ К.

Температура навколишнього середовища T_0 . У всіх випадках потрібно приймати $T_0 = 293$ 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 $\Delta T_{\text{а}}$. Приймаємо $\Delta T_{\text{а}} = 5$, Як для ДВЗ з наддувом.

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувного колектора в циліндр, $K_{\text{а}}$. Для СОД приймаємо $K_{\text{а}} = 0,97$.

Коефіцієнт наповнення циліндра $\eta_{\text{н}}$ для 4-х тактних двигунів приймаємо коефіцієнт перше наближення $\eta_{\text{н}} = 0,85$.

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

Коефіцієнт використання теплоти в точці Z . Для СОД приймаємо $\zeta_z = 0,90$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці B . Для СОД приймаємо $\zeta_b = 0,95$.

					КРБ.142.2227ст.12.02.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,35$ – 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 слід прийняти $T_b = 1000$ К. Далі ця величина уточнюватиметься.

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

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

Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,92$.

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 в середовищі MathCAD за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Алгоритм розрахунку приведений в табл. 2.1...2.6.

2.2 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	AKASAKA Mitsubishi 6AX33B
Необхідний тиск повітря в наддувочному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$	0,31193
Тиск в циліндрі на початку стиснення p_a , МПа	$K_a p_k$	0,30257
Температура на початку стиснення T_a К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	334
Коефіцієнт наповнення циліндру η_H	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_0}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} g(1 - \varphi_s)$	0,986

2.3 Розрахунок процесу стиснення

Дійсний процес стиснення є політропним з показником ступеня стиснення n_1 , змінним на всьому протязі 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	AKASAKA Mitsubishi 6AX33B
Коефіцієнт у рівнянні середньої ізохорної теплоємності на лінії стиску: $a_{\text{VC}}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$\frac{\gamma_r \alpha''_v + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \alpha'_v}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,27032

$b_c, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{K}^2)$	$\frac{\gamma_r b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	0,00251
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 $\frac{8,314}{q_{vc} + b_c T_a (1 + \epsilon^{n_1-1})} + 1$ $\frac{8,314}{q_{vc} + b_c T_a (1 + \epsilon^{n_1-1})} + 1$	1,35 1,35 1,3729
Тиск в кінці стиснення p_c , МПа	$p_a \epsilon^{n_1}$	10,23835
Температура у кінці стиснення T_c , К	$T_a \epsilon^{n_1-1}$	870

2.4 Розрахунок процесу згоряння

Основним процесом, який відбувається в циліндрі двигуна, є згоряння розпиленого палива, яке впорскується в циліндр. Процес згоряння є окислення складових частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно використати. Розрахунок складається з визначення кількості повітря необхідного для повного згоряння 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	AKASAKA Mitsubishi 6AX33B
Теоретично не обхідна кількість повітря для згоряння 1кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right]$	0,498
Дійсна кількість повітря необхідна для згоряння 1кг палива L , кмоль/кг	αL_0	1,147
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1,028
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,027
Частина палива, спалена до точки z , X_z	$\frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,947
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z , β_z	$1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} X_z$	1,026
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)	$\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r]a_v'' + [\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$ $\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r]b'' + [\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]b'}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$	19,777 0,003
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b : a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k) + \gamma_r]a_v'' + [(1+\gamma_r)(\alpha - 1)]a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$ $\frac{[(1+k) + \gamma_r]b'' + [(1+\gamma_r)(\alpha - 1)]b'}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$	19,804 0,0031

Продовження табл. 2.3

Найнижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7[81C + 300H - 26(O - S) - 6(9H + W)]$	42700
Найнижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютному нуля Q'_H , кДж/кг	$Q_H + \alpha L_0 (1 + \gamma_r) [\beta_z (a_{vz} + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0)] T_0$	43669,324
Постійні у рівнянні згоряння:	$\frac{1}{\beta_z (1 + \gamma_r)} \left\{ \frac{\beta_z Q'_H}{L} + [a_{vc} + b_c T_c + \gamma_r (a_{vc} + b_c T_c) + (1 + \gamma_r) 8,314 \lambda] \right\}$	60431,023
C		
B	b_z	0,0030
A	$8,314 + a_{vz}$	28,091
Максимальна температура в циклі T_z К; (встановлюється методом по- слідовних наближень): I наближення II наближення III наближення Через те, що різниця значень пока- зників T_z в III та II не перевищує 50 К, кінцеве значення T_z приймається останнє значення	Див. п. 22 $T_z = \frac{C}{A + B T_z}$	2000 1801,844 1810
Максимальний тиск в циліндрі, МПа	$P_z = \lambda p_c$	13,821

2.5 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.	AKASAKA Mitsubishi 6AX33B
Ступень попереднього розширення	$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}$	1,5742
Ступень подальшого розширення	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	8,2576
Постійні рівняння для знаходження показника політропи розширення n_2 кДж/кмоль: D	$\frac{Q'_H (\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta}$	1814,5687
C	$\frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z$	45361,1764
Середній розрахунковий показник політропи розширення n_2	$\frac{8,314 \left[\left(\frac{\beta_z}{\beta} \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{bc} + b_b T_b) T_b} + 1$	1,2732
Температура газу у кінці розширення T_b , К. Рішення двох рівнянь (пп. 53, 54) ведеться сумісним методом послідовних наближень: T_b , К	$\frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	1011,8142

Тиск у кінці процесу розширення p_b , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	0,9400
--	----------------------------	--------

2.6 Визначення індикаторних показників циклу

Індикаторні показники характеризують доскональність робочого циклу в циліндрі. Враховуються тільки теплові витрати. Розрахунок індикаторних показників полягає у визначенні середнього індикаторного тиску, питома індикаторна витрата 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	AKASAKA Mitsubishi 6AX33B
Середній індикаторний тиск по не округленій діаграмі p'_i МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right)} \right]$	2,1615
Середній індикаторний тиск по округленій діаграмі p_i , МПа	$f_{\text{кр}} p'_i (1 - \psi_s)$	2,0966
Питома індикаторна витрата палива g_i	$433 \frac{p_k \eta_H}{L T_K p_i}$	0,1729
Індикаторний ККД циклу	$\eta_i = \frac{3600}{g_i Q_H}$	0,4872

2.7 Визначення ефективних параметрів двигуна

Ефективні показники робочого циклу враховують теплові і механічні втрати, які є при передачі енергії розширення газів через поршень і кривошипно-

					КРБ.142.2227ст.12.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		27

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	AKASAKA Mitsubishi 6AX33B
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$p_i \eta_m$	1,928
Питома ефективна витрата палива кг/(кВт·ч)	q_i / η_m	0,188
Ефективний ККД двигуна	$\eta_e = \eta_i \eta_m$	0,448

2.8 Розрахунок і 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/v_c ;

2. Нанести значення по осі абсцис: Для двотактних ДВЗ – від 1 до $\varepsilon_{ум}$. Значення $V/V_c=1$ – відповідає ВМТ двигуна. $V/V_c = \varepsilon_{ум}$ – 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.

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

де ε_r – геометричний ступінь стиску.

Геометричний ступінь стиску:

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

де ε – ступінь стиску; ψ_s – доля втраченого ходу.

$$\varepsilon_z = \frac{13 - 0}{1 - 0} = 13$$

Результати розрахунку представлені в табл. 2.7.

V/V_c	1,00	1,00	1,57	2,15	2,72	3,29	3,86	4,43	5,00	5,57	6,14	6,72
$p_{ст}$	13,82	10,24	5,49	3,59	2,60	2,00	1,60	1,33	1,12	0,97	0,85	0,75
$p_{розш}$		13,82	13,82	9,32	6,90	5,41	4,41	3,70	3,17	2,76	2,44	2,18

V/V_c	7,29	7,86	8,43	9,00	9,57	10,14	10,71	11,29	11,86	12,43	13,00	13,00
$p_{ст}$	0,67	0,60	0,55	0,50	0,46	0,43	0,39	0,37	0,34	0,32	0,30	0,30
$p_{розш}$	1,96	1,78	1,63	1,50	1,39	1,29	1,20	1,13	1,06	1,00	0,94	0,30

За даними табл. 2.7 будемо теоретичну індикаторну діаграму, яка зображена на рис. 2.1.

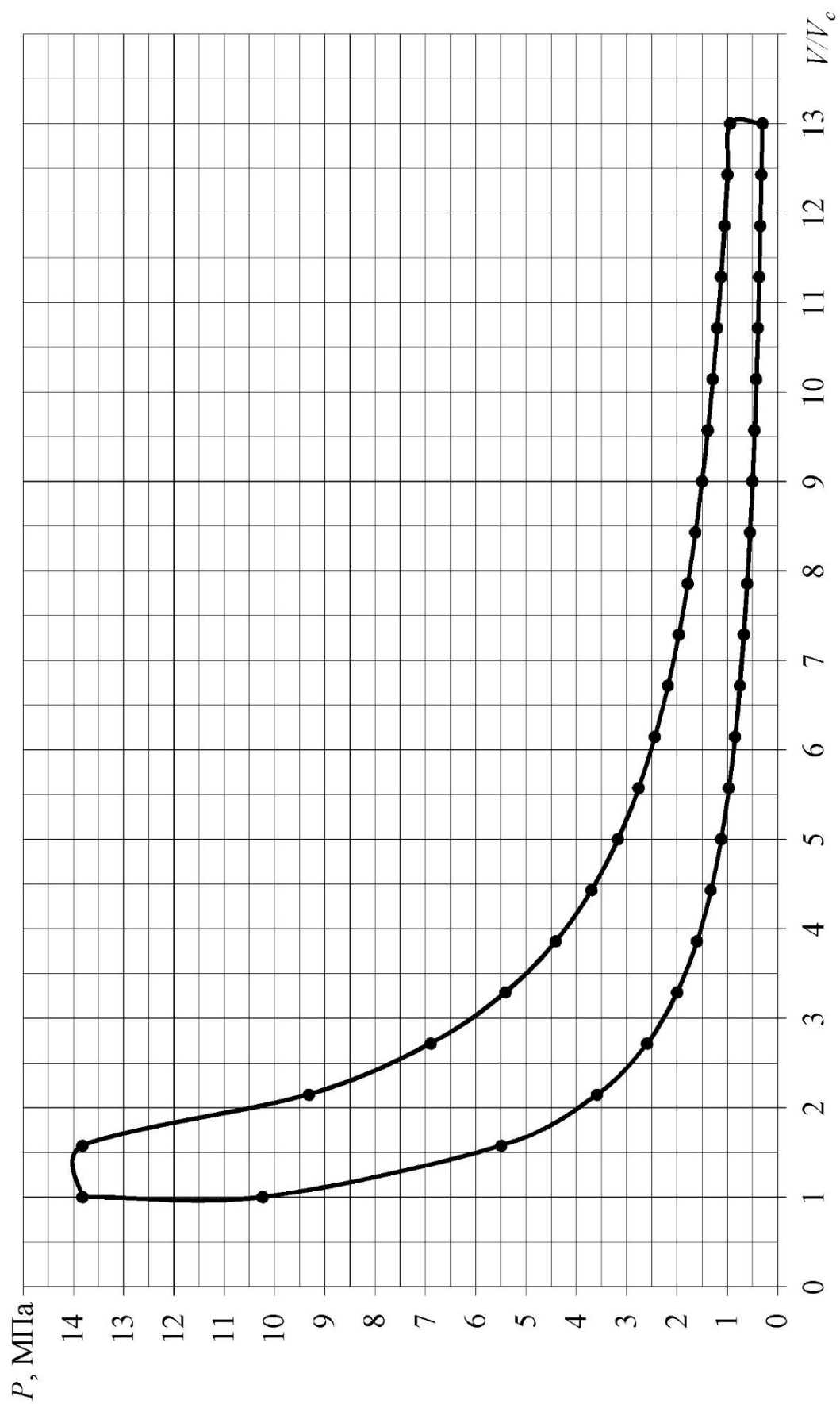


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна 6ЧН 33/62

2.9 Висновок по розділу

В другому розділі був розрахований робочий процес двигуна та на основі цих розрахунків побудована згорнута теоретична індикаторна діаграму. 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 0,188 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун типу 6ЧН 33/62 належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

					КРБ.142.2227ст.12.02.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3. Перевірочний розрахунок динаміки двигуна

Динаміка ДВЗ – розділ механіки, в якому вивчається рух деталей кривошипно-шатунного механізму (КШМ) 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, рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчатих валів.

3.1 Кінематичний розрахунок КШМ

Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дозволяє визначити зміну шляху, швидкості, прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа колінчастого валу.

Переміщення поршня визначається з виразу

$$S_{n\varphi} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 0,62 / 2 = 0,31$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,24$), м.

Швидкість поршня – це похідна від шляху за часом. Отже, швидкість поршня дорівнює

$$C_{\varphi} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

де ω – кутова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 32,45$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

$$j_{\varphi} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

На основі наведених формул визначимо зміну шляху, швидкості, прискорення поршня для різних значень кута повороту колінчастого валу двигуна. Результати розрахунку зведені в табл. 3.1.

Графічне представлення переміщення, швидкості і прискорення поршня представлені на рис. 3.1 – 3.3.

Таблиця 3.1. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	S_{φ} , м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0	0	404,69
15	0,0131	3,1812	383,08
30	0,0508	5,9057	321,80
45	0,1094	7,9127	230,77
60	0,1829	9,1856	124,02
75	0,2645	9,8544	16,64
90	0,3472	10,0585	-78,33
105	0,4249	9,8544	-152,30
120	0,4929	9,1856	-202,35
135	0,5478	7,9127	-230,77
150	0,5878	5,9057	-243,48
165	0,6119	3,1812	-247,41
180	0,6200	0	-248,04
195	0,6119	-3,1812	-247,41
210	0,5878	-5,9057	-243,48
225	0,5478	-7,9127	-230,77
240	0,4929	-9,1856	-202,35
255	0,4249	-9,8544	-152,30
270	0,3472	-10,0585	-78,33
285	0,2645	-9,8544	16,64
300	0,1829	-9,1856	124,02
315	0,1094	-7,9127	230,77
330	0,0508	-5,9057	321,80
345	0,0131	-3,1812	383,08
360	0	0	404,69

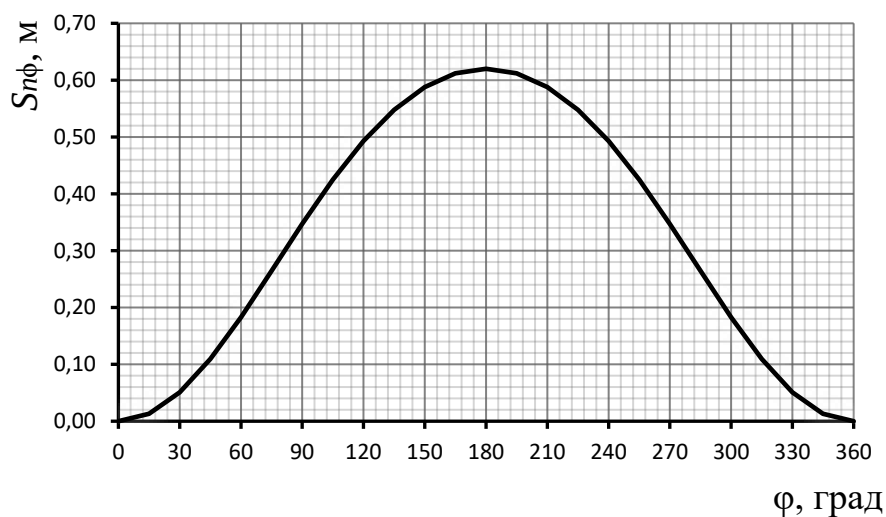


Рис. 3.1. Зміна переміщення поршня

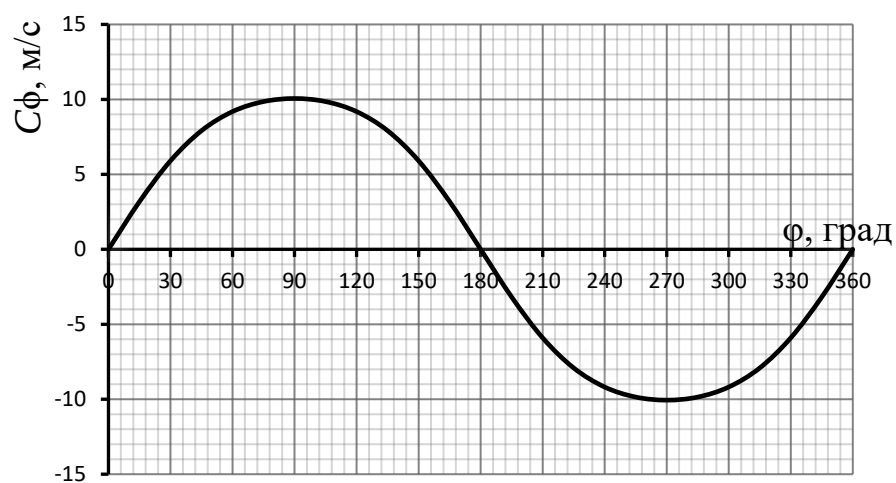


Рис. 3.2. Зміна швидкості поршня

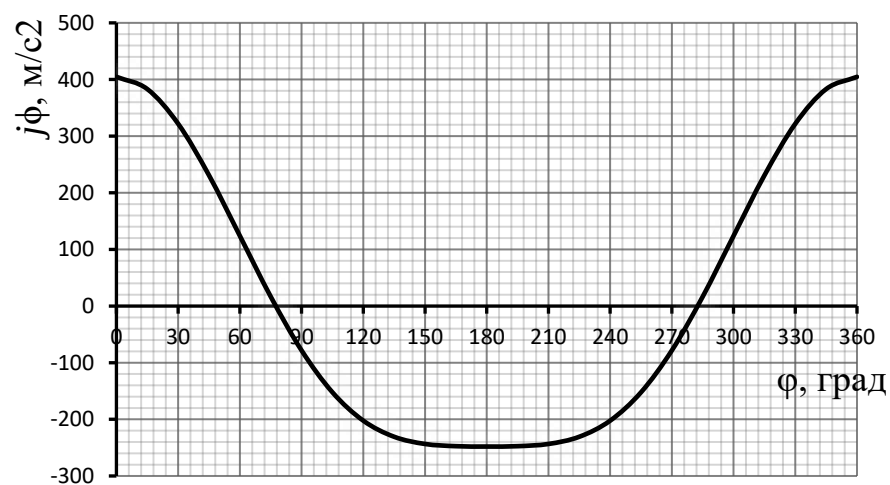


Рис. 3.3. Зміна прискорення поршня

Залежність ходу поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для визначення положення поршня в циліндрі, що важливо для оцінки поточного значення тиску на тактах стиску і розширення.

Значення швидкості поршня необхідно для розрахунку впускної системи. За середньої швидкості поршня визначають швидкість повітряного потоку в каналах впускної системи і втрати тиску в місцевих опорах, що необхідно для оцінки величини тиску свіжого заряду у кінці такту впуску.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для розрахунку сил інерції від поступально рухомих мас.

3.2 Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку

Таблиця 3.2. Вихідні дані для динамічного розрахунку

Величина	Значення
Крок розрахунку. Обертається в залежності від кута заклинки	$H = 15$ град.
Частота обертання колінчастого валу	$n = 310 \text{ хв}^{-1}$
Питома маса поступальних частин КШМ	$M_S = 409 \text{ кг/м}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R = 0,31 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda_{Ш} = 0,24$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ	$P_T = 0,101 \text{ МПа}$
Тиск на поршень з тильної сторони	$P_K = 0,31 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці c)	$P_C = 10,238 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z)	$P_Z = 13,821 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення	$P = 1,574 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,372$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,273$
Степінь стиску	$\varepsilon = 13$

Розрахунок виконаний на ПК за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК.

3.3 Побудова силової схеми КШМ

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.

3.4 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

На рис. 3.4 представлена силова схема КШМ, де показання розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипників.



КИ.

Розрахункові формули мають вид

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

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

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

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

Усі розрахункові формули, що приводяться, орієнтовані на машинний рахунок.

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі Microsoft Office Excel. Результати розрахунку представлені в табл. 3.3.

За даними табл. 3.3 були побудовані діаграми P_r , P_j , $P_{\text{дв}}$, N , Z , T , які представлені на рис. 3.5 та 3.6.

Таблиця 3.3. Результати динамічного розрахунку

j°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3080	-1,9362	-1,6282	0	-1,6282	0
15	0,3080	-1,8328	-1,5248	-0,0949	-1,4483	-0,4863
30	0,3080	-1,5396	-1,2316	-0,1489	-0,9922	-0,7447
45	0,3080	-1,1041	-0,7961	-0,1371	-0,4660	-0,6599
60	0,3080	-0,5934	-0,2854	-0,0606	-0,0902	-0,2774
75	0,3080	-0,0796	0,2284	0,0544	0,0065	0,2347
90	0,3080	0,3747	0,6827	0,1688	-0,1688	0,6827
105	0,3080	0,7287	1,0367	0,2471	-0,5069	0,9374
120	0,3080	0,9681	1,2761	0,2712	-0,8729	0,9696
135	0,3080	1,1041	1,4121	0,2432	-1,1705	0,8266
150	0,3080	1,1649	1,4729	0,1780	-1,3646	0,5823
165	0,3080	1,1837	1,4917	0,0928	-1,4649	0,2964
180	0,3080	1,1867	1,4947	0	-1,4947	0
195	0,3081	1,1837	1,4918	-0,0928	-1,4650	-0,2964
210	0,3242	1,1649	1,4890	-0,1800	-1,3795	-0,5886
225	0,3542	1,1041	1,4583	-0,2511	-1,2088	-0,8536
240	0,4041	0,9681	1,3722	-0,2916	-0,9386	-1,0426
255	0,3853	0,7287	1,1140	-0,2655	-0,5447	-1,0073
270	0,4197	0,3747	0,7944	-0,1964	-0,1964	-0,7944
285	0,5526	-0,0796	0,4730	-0,1127	0,0135	-0,4861
300	0,8844	-0,5934	0,2911	-0,0618	0,0920	-0,2830
315	1,6521	-1,1041	0,5480	-0,0944	0,3207	-0,4542
330	3,4025	-1,5396	1,8628	-0,2252	1,5007	-1,1264
345	7,3241	-1,8328	5,4913	-0,3418	5,2157	-1,7514
355	13,3210	-1,9246	11,3964	-0,2384	11,3323	-1,2308
375	13,8210	-1,8328	11,9882	0,7461	11,3866	3,8235
390	10,2955	-1,5396	8,7559	1,0584	7,0537	5,2945
405	5,7909	-1,1041	4,6868	0,8071	2,7434	3,8848
420	3,5882	-0,5934	2,9948	0,6364	0,9463	2,9118
435	2,4538	-0,0796	2,3743	0,5658	0,0680	2,4398
450	1,8252	0,3747	2,2000	0,5439	-0,5439	2,2000
465	1,4550	0,7287	2,1837	0,5204	-1,0678	1,9746
480	1,2279	0,9681	2,1960	0,4666	-1,5021	1,6685
495	1,0865	1,1041	2,1906	0,3772	-1,8158	1,2823
510	1,0008	1,1649	2,1657	0,2618	-2,0064	0,8561
525	0,9547	1,1837	2,1384	0,1331	-2,0999	0,4249
540	0,9401	1,1867	2,1268	0	-2,1268	0
555	0,4210	1,1837	1,6047	-0,0999	-1,5759	-0,3189
570	0,4210	1,1649	1,5859	-0,1917	-1,4693	-0,6269
585	0,4210	1,1041	1,5251	-0,2626	-1,2641	-0,8927
600	0,4210	0,9681	1,3891	-0,2952	-0,9502	-1,0554
615	0,4210	0,7287	1,1497	-0,2740	-0,5622	-1,0396
630	0,4210	0,3747	0,7957	-0,1967	-0,1967	-0,7957
645	0,4210	-0,0796	0,3414	-0,0814	0,0098	-0,3508
660	0,4210	-0,5934	-0,1724	0,0366	-0,0545	0,1676
675	0,4210	-1,1041	-0,6831	0,1176	-0,3999	0,5662
690	0,4210	-1,5396	-1,1186	0,1352	-0,9012	0,6764
705	0,4210	-1,8328	-1,4118	0,0879	-1,3409	0,4503
720	0,4210	-1,9362	-1,5152	0	-1,5152	0

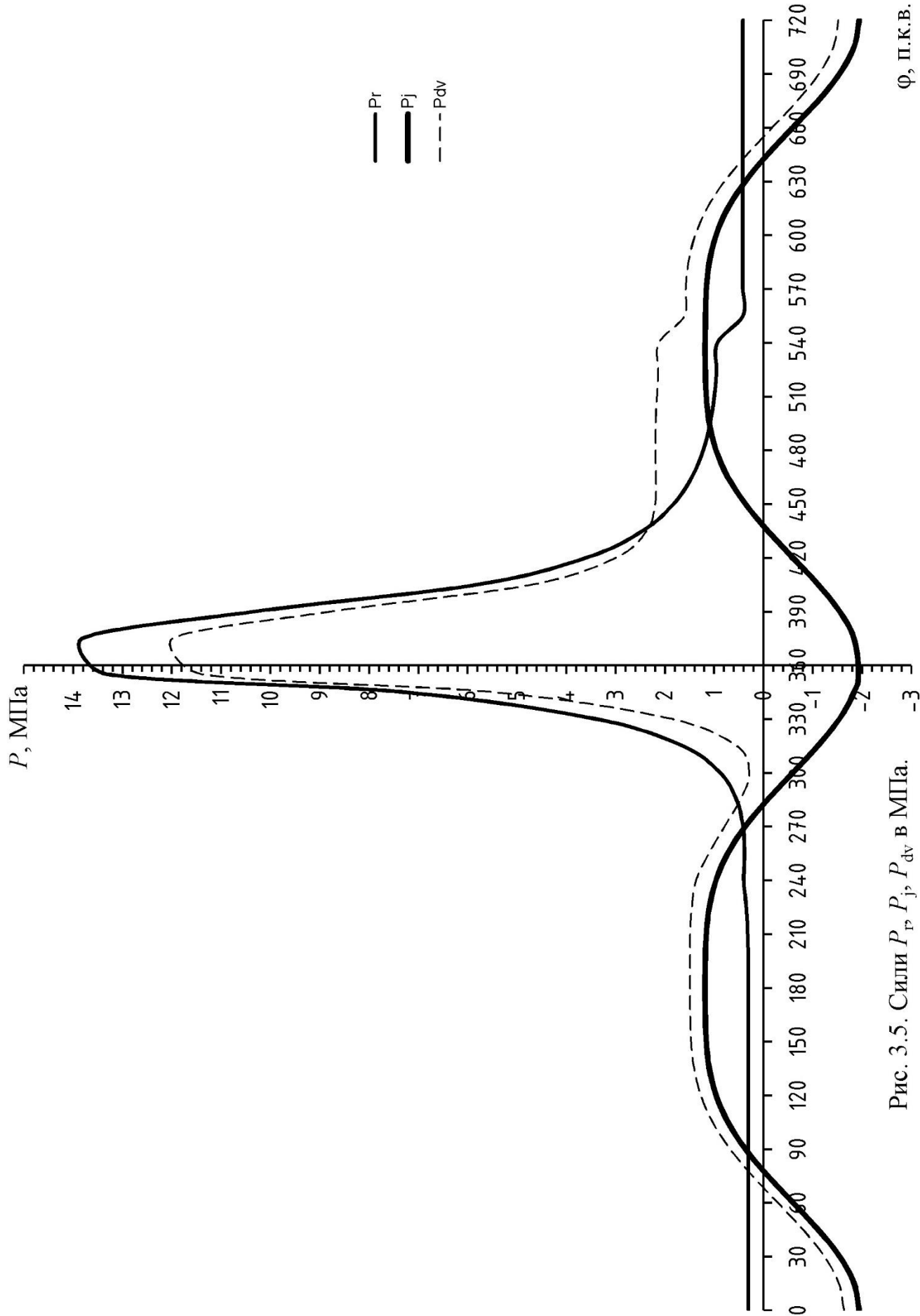


Рис. 3.5. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

φ , П.К.В.

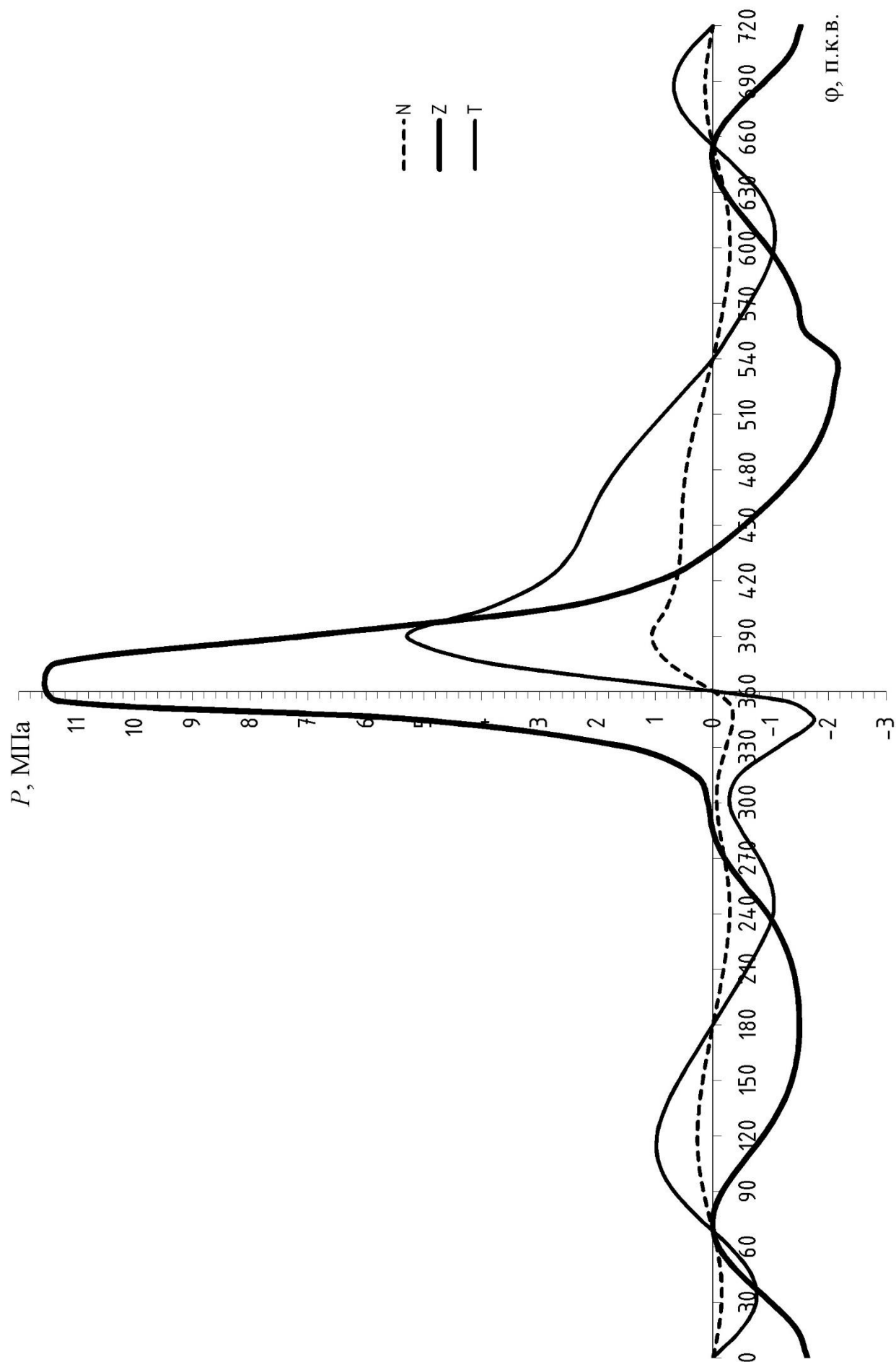


Рис. 3.6. Сили N, Z, T в МПа

3.5 Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил

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

Хід розрахунку будемо робити з наступним порядком роботи циліндрів двигуна

1-5-3-6-2-6

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.

$$\varphi_{\Sigma} = \frac{360}{1 \cdot 6} = 120^{\circ}$$

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. 3.4 у виді вертикальних стовпців відповідно до порядку роботи циліндрів.

Таблиця 3.4. Розрахунок сумарних дотичних сил

φ°	Номер циліндрів						ΣT
	I	II	III	IV	V	VI	
0	0	1,141	-0,515	-0,415	0,438	0	0,649
10	-0,0365	0,921	-0,592	-0,437	0,389	2,866	3,110
20	0,0566	0,716	-0,665	-0,430	0,324	5,613	5,501
30	-0,047	0,524	-0,738	-0,391	0,248	5,998	5,594
40	-0,00458	0,343	-0,822	-0,323	0,167	5,066	4,426
50	0,06944	0,169	-0,939	-0,233	0,084	4,128	3,278
60	0,163	0	-1,116	-0,134	0	3,360	2,273
70	0,264	-0,08	-1,385	-0,042	-0,084	2,766	1,439
80	0,354	-0,159	-1,759	0,027	-0,169	2,308	0,602
90	0,421	-0,236	-2,186	0,0659	-0,256	1,945	-0,246
100	0,458	-0,308	-2,404	0,0693	-0,344	1,643	-0,885
110	0,463	-0,37	-1,796	0,043	-0,431	1,379	-0,712
120	0,438	-0,415	0	0	-0,515	1,141	0,649

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

На підставі отриманих даних в табл. 3.4. будується діаграма сумарної дотичної сили.

3.6 Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна

Розрахункова величина індикаторної потужності графічним методом:

$$(N_i)_d = \overline{\Sigma T}_{CP} \cdot \mu_T \cdot F_{\text{ц}} \cdot \frac{\pi \cdot \pi}{30} \cdot R \cdot 10^3$$

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

$\mu_T = 0,06$ МПа/мм – масштаб діаграми;

$F_{\text{ц}} = 0,085$ м² – площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 0,31$ м – радіус кривошипа;

$n = 310$ хв⁻¹ – частота обертання колінчастого валу.

$\overline{\Sigma T}_{CP}$ знаходиться по формулі

$$\overline{\Sigma T}_{CP} = \frac{F_g}{L}$$

де $F_g = 5597$ мм² – площа діаграми;

$L = 180$ мм – довжина діаграми.

$$\overline{\Sigma T}_{CP} = \frac{5597}{180} = 31,09 \text{ мм}$$

$$(N_i)_d = 31,09 \cdot 0,066 \cdot 0,085 \cdot \frac{3,14 \cdot 310}{30} \cdot 0,31 \cdot 10^3 = 1754,346 \text{ кВт}$$

Розрахункова величина індикаторної потужності аналітичним методом

$$(N_i)_{\text{ц}} = 13,1 \cdot p_i \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot z$$

де $p_i = 1,1664$ МПа - середній індикаторний тиск.

$$(N_i)_{\text{ц}} = 13,1 \cdot 2,0966 \cdot 0,33^2 \cdot 0,62 \cdot 310 \cdot 6 \cdot 0,5 = 1724,604 \text{ кВт}$$

Перевірка правильності розрахунку

$$\delta = \frac{|(N_i)_{\text{ц}} - (N_i)_{\text{д}}|}{(N_i)_{\text{д}}} \cdot 100\% \quad (2.18)$$

$$\delta = \frac{|1724,604 - 1754,346|}{1754,346} \cdot 100\% = 1,69\%$$

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.

3.7 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

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

де $L'_{\text{изб}} = 4193$ мм – площа згідно з надлишковою роботою;

$\mu_T = 0,05556$ МПа/мм – масштаб діаграми сумарної та дотичної сил;

$\mu_\alpha = 0,555$ град/мм – масштаб кута α ;

					КРБ.142.2227ст.12.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

$F_{\text{ц}} = 0,085 \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 0,31 \text{ м}$ – радіус кривошипа

$$L_{\text{надл}} = 4193 \cdot 0,05556 \cdot 0,555 \cdot \frac{3,14}{180} \cdot 0,085 \cdot 0,31 \cdot 10^6 = 59431,65 \text{ кДж}.$$

Необхідне значення моменту інерції маховика

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

де $\delta = 0,033$ – степінь нерівномірності оберту колін валу приймаємо;

$n = 310 \text{ хв}^{-1}$ – частота оберту колін валу.

$$I_0 = \frac{91,2 \cdot 59431,65}{0,05 \cdot 310^2} = 1128,026 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

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

$$I_M = 0,4 \cdot I_0,$$

$$I_M = 0,5 \cdot 1128,026 = 564,013 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

3.8 Визначення маси та діаметру маховика

Діаметр ободу маховика визначається за формулою

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

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

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot 35}{3,14 \cdot 310} = 2,157 \text{ м}$$

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

де $S = 0,62 \text{ м}$ – хід поршня.

$$D_{M2} = 1,7 \cdot 0,62 = 1,054 \text{ м}$$

Маховий момент маховика

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

звідки

					КРБ.142.2227ст.12.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

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

де D_M - діаметр маховика (рис. 3.7)

$$M_M = \frac{4 \cdot 564,013}{1,054^2} = 2030,803 \text{ кЗ} \cdot \text{м}$$

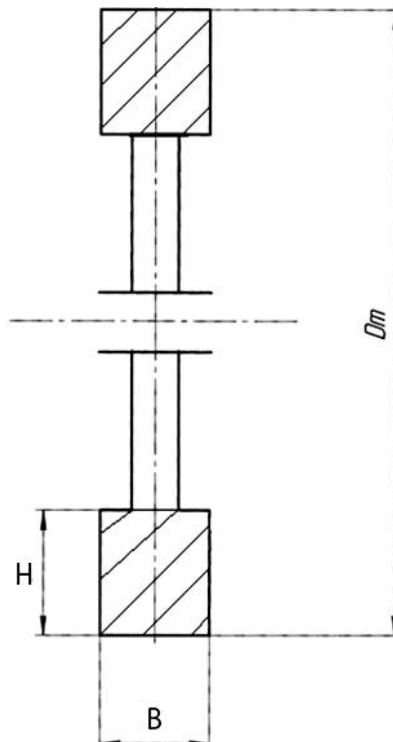


Рис. 3.7. Загальний вид маховика

Визначення основних розмірів ободу маховика

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

де M_M – маховий момент;

$$K_M = 0,2 - B/H;$$

D_M – діаметр ободу маховика;

$\rho = 7800$ – щільність металу.

$$H = \sqrt{\frac{2030,803}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 1,054 \cdot 7800}} = 0,627 \text{ м}$$

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

$$B = 0,2 \cdot 0,627 = 0,1254 \text{ м}$$

Маса ободу маховика

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

де D_M – діаметр ободу маховика;

H – висота ободу;

B – ширина маховика;

ρ – щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 1,054 \cdot 0,1254 \cdot 0,627 \cdot 7800 = 2030 \text{ кг}$$

3.9 Висновок по розділу

В даному розділі було розраховано кінематику і динаміку двигуна типу 6ЧН 33/62, а саме сили які діють на деталі КШМ та побудовані діаграми дії цих сил та діаграми кінематики. Також розраховано діаграму сумарних дотичних сил і параметри необхідного маховика, а саме: масу, діаметр та ширину маховика, який повністю зможе компенсувати надлишок крутильного моменту двигуна.

					КРБ.142.2227ст.12.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

4. Розрахунок відцентрового компресора системи наддуву

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, СОД 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:

$$G_k = \frac{g_e \cdot N_e \cdot L_0 \cdot \alpha \cdot \varphi_a}{3600} \quad (4.1)$$

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 – $\varphi_a = 1,25$)

					КРБ.142.2227ст.12.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

$$G_{\kappa} = \frac{0,186 \cdot 1618 \cdot 14,3 \cdot 2,3 \cdot 1,25}{3600} = 3,436 \text{ кг / с}$$

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

$$Q_{\kappa} = \frac{G_{\kappa}}{\rho_{\text{н}}} \quad (4.2)$$

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

$$Q_{\kappa} = \frac{3,436}{1,17} = 2,937 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{P_0} \quad (4.3)$$

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

$$P_s = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_s}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_{\text{н}}} \quad (4.4)$$

де $g_e = 0,186 \text{ кг/(кВт·год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 1618 \text{ кВт}$ – ефективна потужність двигуна;

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

$D_{\text{ц}} = 0,33 \text{ м}$ – діаметр циліндра;

$S = 0,62 \text{ м}$ – хід поршня;

$i = 6$ – кількість циліндрів;

$n = 310 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів;

$z = 0,5$ – коефіцієнт тактності;

$\eta_{\text{н}} = 0,98612$ – коефіцієнт наповнення циліндра.

$$P_s = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,186 \cdot 1618 \cdot 2,3 \cdot 320}{0,33^2 \cdot 0,62 \cdot 6 \cdot 310 \cdot 0,5 \cdot 0,98612} = 0,31193 \text{ МПа}$$

Тиск повітря після компресора, МПа, обчислюються за формулою:

					КРБ.142.2227ст.12.04.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$P_{\kappa} = \frac{P_s}{(P_s - P_{\kappa})} \quad (4.5)$$

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

$$P_{\kappa} = \frac{0,31193}{0,99} = 0,315 \text{ МПа}$$

Далі за формулою (4.3) обчислюється ступінь підвищення тиску

$$\Pi_{\kappa} = \frac{0,315}{0,101325} = 3,1$$

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). За основу типорозмірів турбокомпресорів, як відомо, обирають діаметр колеса компресора. Визначення типорозміру складається з букв та цифр. Букви ТСР означають, що турбокомпресор має відцентрову турбіну. Цифри визначають величину зовнішнього діаметра колеса компресора (D_{κ}) у сантиметрах (значення приблизне, $\pm 6 \%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір. Якщо точка одночасно знаходиться у межах двох фігур, то допустиме застосування обох типорозмірів. При виборі одного з двох можливих ураховують особливості двигуна, для якого підбирають ТК, а також можливості реалізації обраного типорозміру з найкращими результатами в умовах можливих обмежень.

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

По знайденим значенням ступеня підвищення тиску ($\Pi_{\kappa} = 3,1$) і об'ємної витрати компресора ($Q_{\kappa} = 2,937 \text{ м}^3/\text{с}$), на полі робочих характеристик компресрів

					КРБ.142.2227ст.12.04.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ТК серії TCR знаходимо відповідну точку і визначаємо марку ТК. У даному випадку, це ТК марки TCR18-21 (рис 4.2).

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

Ступінь

стиснення

компресора P_k

м³/с

Об'ємні витрати повітря через компресор Q_k

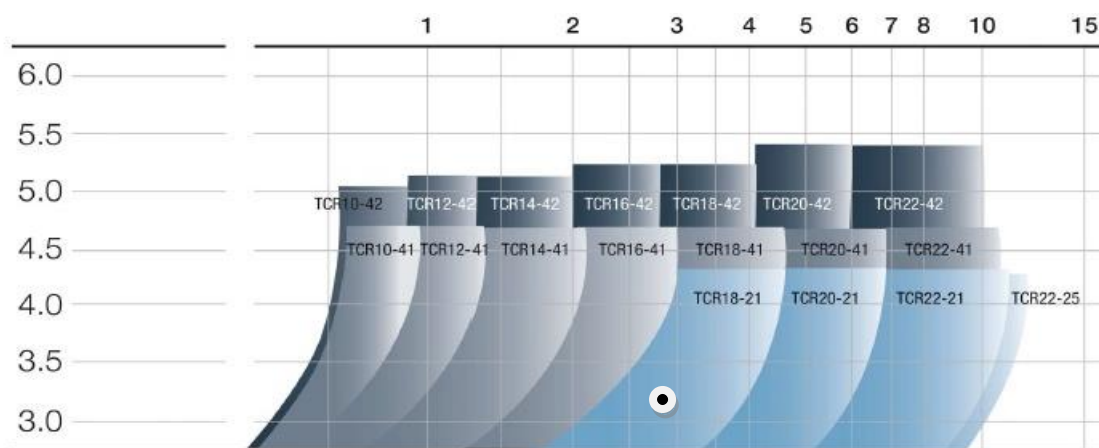


Рис. 4.1 Поле робочих характеристик турбокомпресорів ($P_k - Q_{k1}$) типу TCA

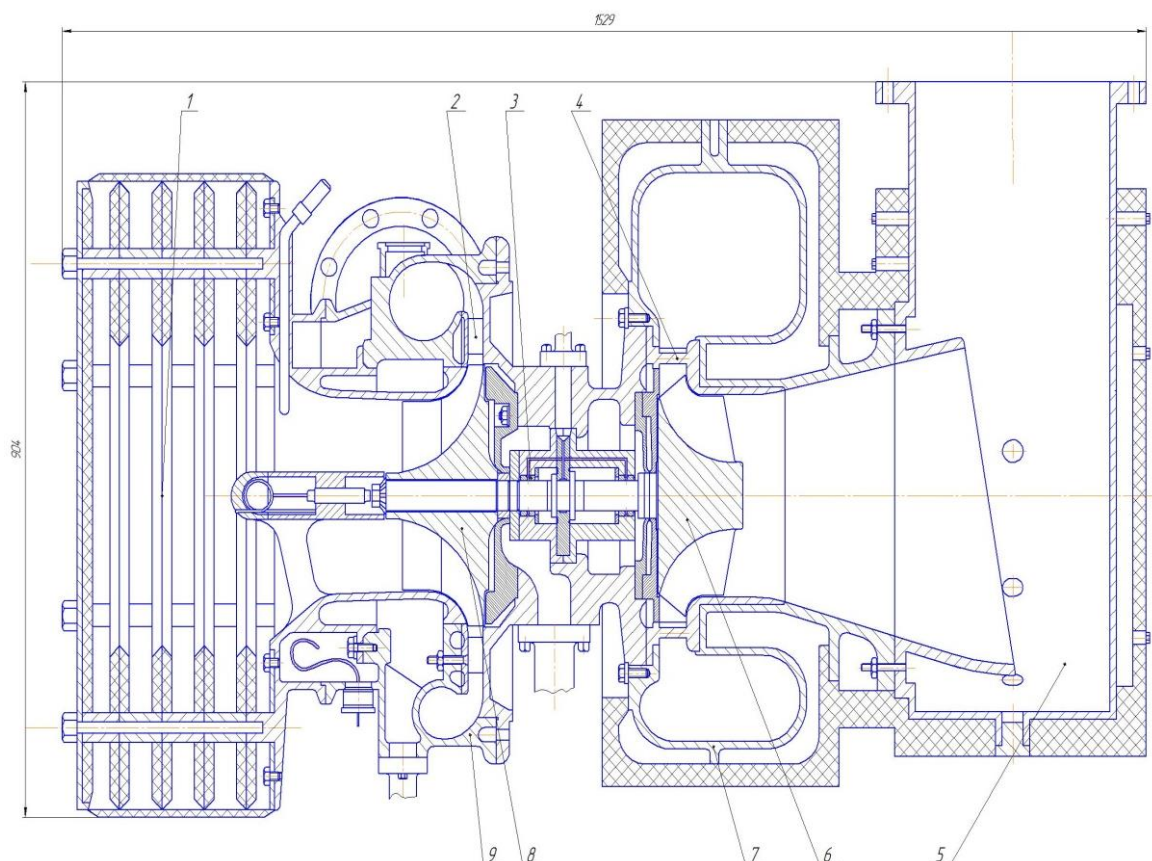


Рис. 4.2 Турбокомпресор типу TCR18-21

- 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

4.3 Розрахунок проточної частини компресора

Таблиця 4.2 Вхідні розрахункові параметри

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
1	Витрата (Розхід)	G , кг/с	Згідно розрахунку	3,436
2	Ступінь підвищення тиску	P_k	Згідно розрахунку	3,1
3	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	Приймається	293
4	Температура після глушника	T_a , К	$T_a = T_0$	293
5	Тиск навколишнього середовища	P_0 , Па	Приймається	100000

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	$(0,22 \dots 0,35) D_2$	0,063
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
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	$z_d > Z_k$; $z_d = 17, 19, 23 \dots$	25
14	Товщина лопаток дифузора: 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 компресора	H_k	Приймається	1,5
16	Показник політропи на ділянці 0-1	n_1	1,35 ... 1,39	1,37
17	Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо)	η_2	0,83 ... 0,92	0,92
18	Політропний ККД на ділянці 2-3 (щільний або без лопатний дифузор)	η_3	0,6 ... 0,8	0,7
19	Коефіцієнт тертя у без лопатному дифузорі (БЛД)	$\lambda_{БЛД}$	0,075 ... 0,01	0,01
20	Політропний ККД на ділянці 3-4 (лопатний дифузор)	η_4	0,7 ... 0,85	0,85
21	Коефіцієнт дискових витрат	$\alpha_{ТВ}$	0,04 ... 0,08	0,04
22	Коефіцієнт витрат на ділянці 4-5 (завитка)	ζ_5	0,2 ... 0,4	0,20
23	Коефіцієнт розходу ступеня компресора	C_T	0,2 ... 0,35	0,25
24	Коефіцієнт розходу робочого колеса	φ_{2r}	0,16 ... 0,22	0,20
25	Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузорі	k_α	1,05 ... 1,07	1,05
26	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості у компресорі	A	0,5 ... 1,0	0,77
27	Кут атаки вхідної кромки ОСА	I_{1+} , град	1 ... 10	1,0
28	Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузорі	Δ_α , 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	30,0
31	Кут відхилення стінки ЛД	δ_t , град	Приймається	2,0

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	$1004,5 T_0 \left(\pi_k^{0,286} - 1 \right)$	$L_{ад} = 1004,5 \cdot 300 \left(3,1^{0,286} - 1 \right)$	115136,22
3	Колова швидкість на діаметрі D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2 L_{ад}}{\bar{H}_k}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 115136,22}{1,5}}$	391,809

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	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,25 \cdot 391,809$	97,952
2	Температура повітря перед колесом	T_1 , К	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2 C_p}$	$T_1 = 300 - \frac{97,952^2 - 30^2}{2010}$	295,674
3	Тиск перед колесом	P_1 , Па	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 99 \cdot 10^3 \left(\frac{295,674}{300} \right)^{3,7}$	93819,94
4	Густина повітря перед колесом	ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1}{R T_1}$	$\rho_1 = \frac{93819,94}{287,2 \cdot 295,674}$	1,104
5	Площа на вході у колесо	f_1 , м ²	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{3,436}{1,104 \cdot 97,952}$	0,0317

6	Зовнішній діаметр колеса на вході	$D_H, \text{м}$	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0317}{3,14} + 0,063^2}$	0,210
7	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	$D_1, \text{м}$	$\sqrt{\frac{D_H^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,220^2 + 0,063^2}{2}}$	0,164

Таблиця 4.5 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_K \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{20 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,164}{0,18} \right)^2 \right]}}$	0,877
2	Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	β_{11} град	$\arctg\left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1}\right)$	$\arctg\left(\frac{97,952 \cdot 0,18}{391,809 \cdot 0,164}\right)$	26
3	Кут установки лопатки на діаметрі D_1	$\beta_{1л}$, град	$\beta_{11} + i_1$	33,765+1	27
4	Коефіцієнт захаращення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_K}{\pi D_1 \sin \beta_{1л}}$	$\tau_1 = 1 - \frac{0,001 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,164 \cdot 0,45}$	0,913
5	Швидкість повітря на вході з урахуванням захаращення лопатками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{97,952}{0,913}$	107,285
6	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення на діаметрі D_1	β'_{11} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1}\right)$	$\beta'_{11} = \arctg\left(\frac{107,285 \cdot 0,18}{391,809 \cdot 0,164}\right)$	28,11

7	Кут входу потоку на діаметрі D_H	β_{1H} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1}{U_2} \frac{D_2}{D_H}\right)$	$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{107,285}{391,809} \cdot \frac{0,18}{0,210}\right)$	21,71
8	Відносна швидкість потоку на діаметрі D_H	w'_H , м/с	$\frac{c'_1}{\sin\beta_{1H}}$	$w'_H = \frac{107,285}{\sin 21,71}$	290
9	Число λ_w на діаметрі D_H	λ_{HW}	$\frac{w'_H}{18,3\sqrt{T_d}}$	$\lambda_{HW} = \frac{290}{18,3\sqrt{300}}$	0,914
10	Температура повітря за колесом	T_2 , К	$T_1 + \frac{U_2'^2}{2C_p} \left[2(\mu + \alpha_{m6}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	$295,674 + \frac{391,809^2}{2010} \cdot \left[2(0,877 + 0,04) - 0,877^2 - 0,2^2 + 0,25^2 \right]$	379,0
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	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$93819,94 \cdot \left(\frac{379,022}{295,674} \right)^{3,22}$	208725
13	Густина повітря	ρ_2 , кг/м ³	$\frac{P_2}{287,2 \cdot T_2}$	$\rho_2 = \frac{208725}{287,2 \cdot 379,022}$	1,917
14	Проекція абсолютної швидкості c_2 на колову	c_{2u} , м/с	μU_2	$c_{2u} = 0,877 \cdot 391,809$	343,616
15	Меридіональна складова абсолютної швидкості	c_{2r} , м/с	$\varphi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,2 \cdot 391,809$	78,361
16	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	c_2 , м/с	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{78,361^2 + 343,616^2}$	352,437
17	Число Маха для швидкості c_2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{kRT_2}$	$M_{c_2} = \frac{352,437}{\sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 379,022}}$	0,9
18	Кут потоку на виході з колеса	α_2 , град	$\arctg\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right)$	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{78,361}{343,616}\right)$	12,84
19	Ширина колеса на виході	b_2 , м	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{3,436}{3,14 \cdot 1,917 \cdot 78,361 \cdot 0,32}$	0,022

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	$C_3^{(1)}, \text{м/с}$	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$C_3^{(1)} = 352,437 \cdot \frac{0,18}{0,216}$	212,79 2
2	Температура повітря за БЛД	$T_3^{(1)}, \text{К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(1)} = 379,022 + \frac{352,437^2 - 212,792^2}{2010}$	418,29
3	Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_3$	$k_{n3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,7$	2,45
4	Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,45}{2,45 - 1}$	1,68
5	Тиск за БЛД	$P_3, \text{Па}$	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	$P_3 = 208725 \cdot \left(\frac{418,29}{379,022} \right)^{2,45}$	265745
6	Густина повітря за БЛД	$\rho_3, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_3}{287T_3}$	$\rho_3 = \frac{265745}{287,2 \cdot 418,29}$	2,21
7	Ширина БЛД на виході	$b_3, \text{м}$	$b_2 \cdot 0,77$	$b_3 = 0,022 \cdot 0,77$	0,0169
8	Кут виходу потоку з БЛД	$\alpha_3, \text{град}$	$\arctg \left[\frac{b_2}{b_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \times \left[1 + \frac{k - 1}{n_3 - 1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right] \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,022}{0,0169} \cdot \frac{1,917}{2,21} \cdot \{ \operatorname{tg} 12,84 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 12,84} \cdot \frac{0,01}{0,0169} (0,265 - 0,160) \cdot \left[1 + \frac{1,4 - 1}{1,68 - 1} \cdot \frac{0,9^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{0,396}{0,396} \right) \right] \right] \right]$	16,6

9	Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_3^{(2)}, \text{м/с}$	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$\frac{c_3^{(2)} = 3,436}{3,14 \cdot 0,216 \cdot 0,0185 \cdot 0,28 \cdot 2,21}$	181,17
10	Температура повітря за дифузором	$T_3^{(2)}, \text{К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$\frac{T_3^{(2)} = 379,022 + \frac{352,437^2 - 212,792^2}{2010}}{2010}$	418,29
11	Визначення числа Маха	M_{c3}	$M_{c3} = c_3 / \sqrt{kRT_3}$	$M_{c3} = \frac{212,792}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 418,29}}$	0,52

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	$\alpha_{3,л}, \text{град}$	$\alpha_{3,л} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3,л} = 16,6 + 1$	17,6
2	Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4,л}, \text{град}$	$\alpha_{3,л} + \Delta\alpha$	$\alpha_{4,л} = 17,6 + 12$	29,6
3	Середній кут установки лопатки	$\alpha_{cp}, \text{град}$	$(\alpha_{3,л} + \alpha_{4,л})/2$	$\alpha_{cp} = (17,6 + 29,6)/2$	23,6
4	Кут потоку на виході з ЛД	$\alpha_4, \text{град}$	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4,л}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 29,6}{1,05}$	25,17
5	Коефіцієнт захащення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{Д\delta_3}}{\pi D_3 \sin \alpha_{3,л}}$	$\tau_3 = \frac{20 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,216 \cdot \sin 17,6}$	0,79
6	Коефіцієнт захащення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{Д\delta_4}}{\pi D_4 \sin \alpha_{4,л}}$	$\tau_4 = \frac{20 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,324 \cdot \sin 29,6}$	0,957
7	Ширина дифузора на виході	$b_4, \text{м}$	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \tan \delta_m$	$b_4 = 0,0169 + \frac{0,324 - 0,216}{2} \tan 2$	0,0181

8	Дифузорність	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{0,324 \cdot 0,0181 \cdot 0,957 \cdot 0,42}{0,216 \cdot 0,0169 \cdot 0,28}$	1,74
9	Кут розкриття еквівалентно-го дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3Л}}{D_3 z_{Д}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,0169 \cdot 0,79 \cdot 0,3}{0,216 \cdot 20}} \times \frac{\sqrt{1,74-1}}{\frac{0,324}{0,216} - 1} \right)$ $\delta =$	14,43

Таблиця 4.8 Розрахунок та конструювання повітрозбірної 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	$T_4 = T_3$	$418,29 = 418,29$	418,29
3	Швидкість повітря на виході з ЛД	c_4 , м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	$c_4 = 212,792 \cdot \frac{0,0169 \cdot 0,216 \cdot 0,28}{0,0181 \cdot 0,324 \cdot 0,42} \cdot \left(\frac{418,29}{418,29} \right)^2$	117
4	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}$, К	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 418,29 + \frac{212,792^2 - 117^2}{2010}$	434
5	Тиск повітря за ЛД	P_4 , Па	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	$P_4 =$	285279

				$2,65 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{434}{418,29} \right)^2$	
6	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_l, \text{ м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4,l} - D_3 \cos \alpha_{3,l})}$	$\frac{0,324^2 - 0,216^2}{4(0,324 \cdot 0,87 - 0,216 \cdot 0,95)}$	0,190
7	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_u, \text{ м}$	$\sqrt{R_l^2 + R_3^2 - D_3 R_l \cos \alpha_{3,l}}$	$\sqrt{0,190^2 + 0,108^2 - 0,216 \cdot 0,190 \cdot 0,95}$	0,093
8	Швидкість повітря на виході з компресора	$C_5, \text{ м/с}$	$c_1 A$	$C_5 = 97,952 \cdot 0,77$	75,42
9	ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	$1 - \frac{0,2 \cdot 117^2}{117^2 - 75,42^2}$	0,66
10	Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,66$	2,31
11	Температура повітря за завиткою	$T_5, \text{ К}$	$T_5 = \frac{c_4^2 - c_5^2}{2010}$	$T_5 = \frac{117^2 - 75,42^2}{2010}$	448,74
12	Тиск повітря за завиткою	$P_5, \text{ Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$	$\Delta P_5 = \frac{285279}{\left(\frac{448,74}{434} \right)^{2,31}}$	309046
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0 [(P_5/P_0)^{0,286} - 1]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ад} = \frac{300[1,421 - 1]}{448,74 - 300}$	0,85
14	Потужність привода компресора	$N_k, \text{ кВт}$	$N_k = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \cdot 1000}$	$N_k = \frac{3,436115136,22}{0,851000}$	465,19

4.4 Термогазодинамічний розрахунок турбіни

Таблиця 4.9 Визначення параметрів газу перед турбіною

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Витрати газу через турбіну	G_k , кг/с	$G_k + \frac{g_e \cdot N_e}{3600}$	$G_k = 3,436 + \frac{0,186 \cdot 1618}{3600}$	3,51
2	Тиск газу у колекторі	$P_\Gamma = P_T$, МПа	$(0,75 \dots 0,9) P_K$	$0,85 \cdot 0,315$	0,26
3	Температура навколишнього повітря	T_H , К	Вихідні дані (згідно ISO, $t_H = 25^\circ\text{C}$)	298	298
4	Тиск навколишнього повітря	P_H , МПа	Вихідні дані (згідно ISO, $P_H = 10^3 \text{ mb}$)	0,1	0,1
5	Показник адіабати для повітря	k_Π	Вихідні дані	1,4	1,4
6	Газова стала повітря	R_Π , Дж/(кг·К)	Вихідні дані	287	287
7	Продуктивність компресора	G_K , кг/сек	Вихідні дані	3,436	3,436
8	Тиск повітря після компресора	P_K , МПа	Вихідні дані	0,315	0,315
9	Температура залишкових газів	T_r , К	Вихідні дані	800	800
10	Повна температура газу перед турбіною	T_0 , К	Вихідні дані	690	690
11	Теплоємність робочого тіла	C_p , Дж/(кг·К)	Вихідні дані	1105	1105
12	Комплекс	m	$\frac{k-1}{k}$	0,261	0,261
13	Показник ізоентропи	k	$\frac{1}{1-m} = 1/(1-0,261)$	1,34	1,34

14	Газова стала	R, Дж/(кг·К)	$C_p \cdot m$	1105·0,261	287
15	Статичний тиск газу за турбінною	P_2 , МПа	$P_H + \Delta P$	0,102+0,002	0,104

Таблиця 4.10 Термогазодинамічний розрахунок радіально-осьового турбінного ступеня

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Наявний теплоперепад ступеня	h_a^* , Дж/кг	$C_p \cdot T_0^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$	$1105 \cdot 690,5 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,104}{0,28} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right]$	186935,612
2	Теоретична швидкість за сопловими каналами	$C_{ад}$, м/с	$\sqrt{2 \cdot h_a^*}$	$\sqrt{2 \cdot 186935,612}$	611,45
3	Міра реактивності	ρ	Приймається 0,48...0,52	0,50	0,50
4	Оптимальна характеристика ступеня	$\left(\frac{U_1}{C_{ад}} \right)_{opt}$	$\frac{1}{K_p} \sqrt{\frac{p}{(0,09...0,15) + p^{0,5}}}$	$\frac{1}{1,15} \cdot \sqrt{\frac{0,5}{0,1 + 0,5^{0,5}}}$	0,68
5	Колова швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі	U_1 , м/с	$\left(\frac{U_1}{C_{ад}} \right)_{opt} \cdot C_{ад}$	0,67·611,45	415
6	Оптимальне значення міри радіальності	χ	$\sqrt{(0,85...0,91) - \rho^{0,5}}$	$\sqrt{0,91 - 0,5^{0,5}}$	0,45
7	Теплоперепад в соплових каналах	h_{ac}^* , Дж/кг	$h_{ac}^*(1-\rho)$	$186935,612 \cdot (1-0,5)$	93467,806
8	Швидкісний коефіцієнт соплової решітки	φ	Приймається 0,95...0,98	0,95	0,95

9	Швидкість виходу потоку із соплової решітки	$C_1, \text{м/с}$	$\varphi \sqrt{2h_{ac}}$	$0,95\sqrt{2 \cdot 93467,806}$	410
10	Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск, температура, щільність, питомий об'єм газу	$P_1, \text{Мпа}$ $T_1, \text{К}$ $\rho_1, \text{кг/м}^3$ $\vartheta_1, \text{м}^3/\text{кг}$	$P_0^* \cdot \left[1 - \frac{h_{ac}^*}{C_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ $T_0^* - \frac{C_1^2}{2gC_p}$ $\frac{P_1 \cdot 10^6}{R \cdot T_1}$ $1/p_1$	$0,28 \left[1 - \frac{93467,806}{1105 \cdot 690,5} \right]^{\frac{1,4}{1,4-1}}$ $690,5 - \frac{410^2}{2 \cdot 1105}$ $\frac{0,176 \cdot 10^6}{287 \cdot 612,57}$ $1/1$	0,176 614,43 1 1
11	Швидкість звуку на виході з соплової решітки	$a_1, \text{м/с}$	$\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_1}$	$\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 612,57}$	496,11
12	Число Маха на виході з соплових каналів	M_1	$\frac{C_1}{a_1}$	410/496,11	0,82
13	Кут виходу потоку з соплової решітки	$\alpha, \text{град}$	Приймається 12...25	16	16
14	Площа робочого колеса на вході	$F_1, \text{м}^2$	$\frac{Gv_1}{C_1 \sin \alpha_1}$	$\frac{3,436 \cdot 1}{410 \cdot \sin 16}$	0,031
15	Відношення	l_1/D_1	Приймається 0,05...0,12	0,1	0,1
16	Діаметр робочого колеса	$D_1, \text{м}$	$\sqrt{\frac{F_1}{\pi(l_1/D_1)}}$	$\sqrt{\frac{0,031}{3,14 \cdot 0,1}}$	0,31
17	Висота роб. лопаток на вході в колесо	$l_1, \text{м}$	$(l_1/D_1)D_1$	$0,1 \cdot 0,31$	0,03
18	Число обертань	$n_{\text{тк}}, \text{с}^{-1}$	$U_1/(\pi \cdot D_1)$	$415/(3,14 \cdot 0,31)$	426,34
19	Відносний перекирив	$\Delta l/D_1$	Приймається 0,003...0,0075	0,005	0,005
20	Виота соплових лопаток	$l_c, \text{м}$	$D_1 \left(\frac{l_1}{D_1} - \frac{\Delta l}{D_1} \right)$	$0,31(0,1 - 0,005)$	0,029

21	Відносний радіальний зазор	$\bar{\delta}_p = \delta_p / D_1$	Приймається 0,02...0,06	0,04	0,04
22	Відносний крок для решітки клинових профілів	$\bar{t}_c = t_c / \epsilon_c$	Приймається 0,50...0,75	0,60	0,60
23	Висота для решітки клинових профілів	$l_c = l_c / \epsilon_c$	Приймається 0,25...0,55	0,40	0,40
24	Число соплових лопаток	z_c	$180 / \arcsin \left[\frac{1}{1 + 2\bar{\delta}_p} \cdot \frac{\bar{t}_c}{l_c} \left(\frac{l_1}{D_1} - \frac{\Delta l}{D_1} \right) \right]$	$180 / \arcsin \left[\frac{1}{1 + 2 \cdot 0,04} \cdot \frac{0,60}{0,40} (0,1 - 0,005) \right]$	20
25	Кут входу потоку в робоче колесо у відносному русі	β_1 , град	$\arctg \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - U_1 / C_1}$	$\arctg \frac{\sin 16}{\cos 16 - 415 / 410}$	98
26	Конструктивний кут	$\beta_{1\text{геом}}$	Приймається	90	90
27	Швидкість входу потоку в робоче колесо	W_1 , м/с	$C_1 \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}$	$410 \cdot \frac{\sin 16}{\sin 98}$	114
28	Температура потоку на вході в робоче колесо	T_{1w}^* , К	$T_1 + \frac{W_1^2}{2C_p}$	$614,43 + \frac{114^2}{2 \cdot 1105}$	620
29	Тиск загальмованого потоку на вході в робоче колесо	P_{1w}^* , МПа	$P_1 \cdot \left(\frac{T_{1w}^*}{T_1} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}}$	$0,176 \cdot \left(\frac{620}{614,43} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 10^{-6}$	0,181
30	Тиск газу на виході з робочого колеса	P_2 , МПа	Вихідні дані	0,104	0,104
31	Міра розширення газу в робочому колесі	σ_{w2}	P_{1w}^* / P_2	0,181/0,104	1,74

32	Характеристика	m_{w2}	$1 - \sigma_{w2}^{\frac{k-1}{k}}$	$1 - 1,74^{\frac{1,4-1}{1,4}}$	0,14
33	Наявний тепловперепад у робочому колесі	h_{ap}^* , Дж/кг	$m_{w2} \cdot T_{1w}^* \cdot C_p$	$0,14 \cdot 620 \cdot 1105$	$96 \cdot 10^3$
34	Число робочих лопаток	Z_p	$\geq 2\pi \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin \alpha_1 \sin \beta_1}$	$2 \cdot 3,14 \frac{\sin(98 - 16)}{\sin 16 \cdot \sin 98}$	23
35	Швидкісний коефіцієнт в робочих лопатках	ψ	Приймається 0,75...0,85	0,85	0,85
36	Колова швидкість на виході з робочого колеса на середньому діаметрі	U_{2cp} , м/с	χU_1	$0,45 \cdot 415$	186,75
37	Середній діаметр вихідного перерізу робочого колеса	D_{2cp} , м	χD_1	$0,45 \cdot 0,31$	0,139
38	Відносна швидкість виходу потоку з робочого колеса на середньому діаметрі	W_{2cp}	$\psi \sqrt{2h_{ap}^* - U_1^2 + U_{2cp}^2}$	$0,85 \sqrt{2 \cdot 96000 - 415^2 + 186,75^2}$	198,7
39	Температура газу на виході з робочих лопаток	T_2 , К	$T_{1w}^* - \psi^2 \frac{h_{ap}^*}{C_p} - (1 - \psi^2) \cdot \frac{U_1^2 - U_{2cp}^2}{2C_p}$	$620 - 0,85^2 \cdot \frac{96000}{1105} - (1 - 0,85^2) \cdot \frac{415^2 - 186,75^2}{2 \cdot 1105}$	540
40	Питомий об'єм газів на виході з робочих лопаток	ϑ_2	$\frac{RT_2}{P_2 \cdot 10^6}$	$\frac{287 \cdot 540}{0,104 \cdot 10^6}$	1,49

41	Площа потоку на виході з робочих лопаток	$F_2, \text{ м}^2$	$\frac{Gv_2}{W_{2cp}}$	$\frac{3,436 \cdot 1,49}{198,7}$	0,025
42	Кут виходу потоку з робочих лопаток на середньому діаметрі у відносному русі	$\beta_2, \text{ град}$	Приймається 25...45	43	43
43	Висота лопатки на виході з робочого колеса	$l_2, \text{ м}$	$\frac{F_2}{\pi D_{2cp} \sin \beta_2}$	$\frac{0,025}{3,14 \cdot 0,139 \cdot \sin 43}$	0,08
44	Кут виходу потоку з робочого колеса в абсолютному русі на середньому діаметрі	$\alpha_2, \text{ град}$	$\arctg \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{U_{2cp}}{W_{2cp}}}$	$\arctg \frac{\sin 43}{\cos 43 - \frac{186,75}{198,7}}$	82
45	Швидкість виходу потоку з робочих решіток в абсолютному русі на середньому діаметрі	$C_2, \text{ м/с}$	$W_{2cp} \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2}$	$198,7 \cdot \frac{\sin 43}{\sin 82}$	136,84
46	Колова складова швидкості	$C_{1u}, \text{ м/с}$	$C_1 \cdot \cos \alpha_1$	$410 \cdot \cos 16$	394,11
47	Колова складова швидкості	$C_{2u}, \text{ м/с}$	$C_2 \cdot \cos \alpha_2$	$136,84 \cdot \cos 82$	19
48	Коловий ККД	η_u	$\frac{C_{1u} U_1 + C_{2u} U_{2cp}}{h_a^*}$	$\frac{394,11 \cdot 415 + 19 \cdot 186,75}{186935,612}$	0,89
49	Перевірка	η'_u	$\frac{(T_0^* - T_2) C_p - C_2^2 / 2}{h_a^*}$	$\frac{(690,5 - 540) 1105 - 136,84^2 / 2}{186935,612}$	0,83

50	Потужність тертя задньої сторони диска	$N_{тр}, \text{кВт}$	$0,368(C_m a_3 a_{\Delta 1} + \Delta C_m) D_1^2 \rho_1 \left(\frac{U_1}{1000} \right)^3$	$0,368(2 \cdot 1,2 \cdot 1,2 + 0) 0,31^2 \cdot 1 \left(\frac{415}{1000} \right)^3$	$72 \cdot 10^{-6}$
51	Втрати на тертя диска	$\xi_{тр}$	$\frac{1000 \cdot N_{тр}}{G h_a^*}$	$\frac{1000 \cdot 72 \cdot 10^{-6}}{3,436 \cdot 186935,612}$	$1,12 \cdot 10^{-6}$
52	Коефіцієнт, що враховує витоки крізь передній осьовий зазор	$\eta_{ос.п}$	$1 - 1,3 \frac{\delta_{ос.п}}{l_{сп}}$	$1 - 1,3 \cdot 0,03$	0,961
53	Внутрішній ККД радіаль- но-осьового ступеня	η_i	$(\eta_u - \xi_{мр}) \overline{\eta_{ос.п}}$	$(0,89 - 1,12 \cdot 10^{-6}) \cdot 0,961$	0,85
54	Механічний ККД	η_m	Приймається 0,95...0,98	0,98	0,98
55	Потужність турбіни	$N_t, \text{кВт}$	$G h_a^* \eta_i \eta_m 10^{-3}$	$3,436 \cdot 186935,612 \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 10^{-3}$	51,8

4.5 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.

					КРБ.142.2227ст.12.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		68

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.

При роботі турбокомпресора газ з двигуна внутрішнього згоряння надходить 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 газ відходить 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 зовні-

шнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в колесу. Створюється різниця між збільшеним тиском навколишнього повітря та тиском у колесі, під впливом якого нове повітря безперервно надходить до колеса.. Водночас с отриманням кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса від менших площ перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечую 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 часок повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетині до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Основне призначення цього каналу - зменшення швидкості повітря до дозвукового рівня. Інакше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або 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

					КРБ.142.2227ст.12.04.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

4.6 Висновок по розділу

В даному розділі були визначені основні характеристики та параметри компресора агрегату наддуву двигуна типу 6ЧН 33/62. За даними розрахунку був обраний турбокомпресор з відцентровою турбіною TCR18-21, турбокомпресор забезпечує необхідну ступінь підвищення тиску $\Pi_k = 3,1$ та витрату повітря $Q_k = 2,93 \text{ м}^3/\text{с}$.

Також в даному розділі виконано термогазодинамічний розрахунок турбіни, а саме визначено, що енергії газу та потужності турбіни 51,8 кВт достатньо для приводу відцентрового компресора.

					КРБ.142.2227ст.12.04.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5. Розробка принципів схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів

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

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

5.1 Опис систем, що обслуговують 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 берег 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 легені 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 переповнення й горловину для огляду та очищення.

Паливоперекачуючі насоси подають паливо у відстійні цистерни, звідки воно надходить до сепараторів, які включаються в систему послідовно. Сепаратор працює як пурифікатор (із безперервним виділенням води) або як класифікатор. Очищене від води й механічних домішок паливо надходить у видаткову цистерну.

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

Паливopідкачуючий насос через фільтр приймає паливо із цистерни і нагнітає його через підігрівач і фільтр до ПНВТ.

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 міждонних цистернах до 35...50 °С. Електрообігрівання перед сепараторами до 85 °С, у видаткових цистернах до 45...50 °С. Після видаткових цистерн у підігрівачі паливо підігрівається до температури, при якій в'язкість його перед форсунками буде не вище 2,5 ВУ.

Надлишки палива від ПНВТ повертаються в цистерну. Повернення гарячого палива (80...85 °С) у спеціальну цистерну невеликого об'єму дозволяє підтримувати у видатковій цистерні (об'єм якої сягає 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 зменшення 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 трубопровід, масляні фільтри для очищення масла від сторонніх включень (нагару, відкладень метале-

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		73

вих часток). В охолоджувачах масло віддає теплоту, відведену їм від гарячих поверхонь деталей двигуна.

Масло перебуває в циркуляційній цистерні, розташованій нижче двигуна. Один з насосів через прийомний фільтр приймає масло із цистерни, подає через фільтр грубого очищення, терморегулятор й охолоджувач масла у магістраль. Другий насос використовується як резервний.

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 гази 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 охолодження складається з водяних насосів, охолоджува-

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		74

чів, 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 ніж двома головними компресорами й аварійними (первинними) дизель-компресором з ручним пуском. Ко-

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

жен 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 неревверсивного 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 (ГПК), 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 ГПК 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 вала подача пускового повітря припиняється й двигун переводиться в роботу на паливі.

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		76

5.2 Визначення параметрів і вибір типу основних елементів систем

5.2.1 Розрахунок елементів паливної системи

Розрахунок ПНВТ

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 $g_e = 0,186$ кг/кВт – питома ефективна витрата палива;

$N_e = 1618$ кВт – потужність двигуна;

$i = 6$ – кількість циліндрів;

$n = 310 \text{ с}^{-1}$ – кількість обертів на хвилину;

$z = 0,5$ – коефіцієнт тактовності;

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

$$V_{\text{ц}} = \frac{0,186 \cdot 1618}{6 \cdot 60 \cdot 310 \cdot 0,5 \cdot 0,85} = 0,006 \text{ м}^3 / \text{цикл}$$

Хід плунжера

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

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

$\varphi_z = 25$ – геометрична тривалість впорскування;

$$h_z = \frac{1,5 \cdot 25}{6 \cdot 310} = 0,02016 \text{ м}$$

Діаметр плунжера

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

$$d_n = \frac{0,02016}{1,95} = 0,01033 \text{ м}$$

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

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Об'єму, який відповідає ходу плунжера

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

$$V_z = \frac{3,14 \cdot 0,01033^2}{4} \cdot 2,016 \cdot 10 = 0,0016 \text{ м}^3$$

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

Розрахунок форсунки

Час впорскування палива

$$\tau = \frac{\varphi_\delta}{6 \cdot n} \quad (5.5)$$

де $\varphi_\delta = 25^\circ$ – тривалість подачі палива в циліндр.

$$\tau = \frac{25}{6 \cdot 310} = 0,0134 \text{ с}$$

Середня швидкість впорскування палива через соплові отвори:

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

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

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

$P_y = 10,238 \text{ МПа}$ – середній тиск газів в циліндрі;

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

$$v_m = 0,75 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(80 - 10,238)}{0,00085}} = 303,86 \text{ м / с}$$

Сумарна площа соплових отворів

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

$$f_c = \frac{0,006 \cdot 10^3}{303,86 \cdot 0,0134} \cdot 10^{-3} = 0,001473 \text{ м}^2$$

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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;

$e = 2$ – кількість форсунок на один циліндр.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,473}{3,14 \cdot 5 \cdot 2}} \cdot 10^{-3} = 0,000433 \text{ м}$$

Довжина соплового отвору

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

$$l_c = 0,000433 \cdot 3,5 = 0,001515 \text{ м}$$

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 $\eta_m = 0,92$ – механічний ККД двигуна;

$\alpha_{mp} = 0,4 \dots 0,45$ – доля теплоти тертя, сприймаюча маслом.

$$Q_{mp} = 3600 \cdot 1618 \cdot \left(\frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot 0,42 = 212731,826 \text{ кДж / ч}$$

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 масла;

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

$\Delta T_m = 5 \dots 8$ – різниця температур вхідного і вихідного масла.

$$W_1 = \frac{212731,826}{900 \cdot 1,98 \cdot 7} = 17,05 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Кількість теплоти, прийнятою маслом при охолодженні поршнів

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

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

$Q_n^p = 42700$ кДж/кг – нижча теплота згоряння палива

$$Q_{II} = 0,08 \cdot 0,186 \cdot 1618 \cdot 42700 = 1028038,368 \text{ кДж} / \text{ч}$$

Проток масла через поршні

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

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

$$W_2 = \frac{1028038,368}{900 \cdot 1,98 \cdot 7} = 82,41 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача головного циркуляційного насоса

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

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

$$W_{цн} = 1,2 \cdot (17,05 + 82,41) = 119,352 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потужність, яка споживається циркуляційним насосом

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

де $H = 20 \dots 40$ м – напір насоса для СОД;

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

$$N_{цн} = 0,272 \cdot \frac{119,352 \cdot 40 \cdot 900}{0,85} \cdot 10^{-5} = 13,74 \text{ кВт}$$

Площа фільтруючої поверхні фільтра грубої очистки

$$F_{\phi zo} = \frac{W_{\text{цн}}}{3600 \cdot v_{\text{м}} \cdot K_{\text{жс}}} \quad (5.16)$$

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

$v_{\text{м}} = 0,03$ – м/с допустима швидкість мастила.

$$F_{\phi zo} = \frac{119,352}{3600 \cdot 0,03 \cdot 0,25} = 4,42 \text{ м}^2$$

Температурний напір

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

де $t_1^{\text{м}} = 66$ °С – температура мастила на вході в охолоджувач;

$t_2^{\text{м}} = 60$ °С – температура мастила на виході в охолоджувач;

$t_1^{\text{в}} = 32$ °С – температура води на вході в охолоджувач;

$t_2^{\text{в}} = 38$ °С – 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

$$F_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{мп}} + Q_{\text{н}}}{\kappa \cdot \Delta t} \cdot K_3 \quad (5.18)$$

де $\kappa = 500$ кДж/(м²·ч·К) – коефіцієнт теплопередачі;

$K_3 = 1,2...1,3$ – коефіцієнт забруднення холодильника.

$$F_{\text{м}} = \frac{212731,826 + 1028038,368}{500 \cdot 28} \cdot 1,2 = 106,35 \text{ м}^2$$

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;

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
						81
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$K_v = 1,4 \dots 1,7$ – коефіцієнт, враховуючий збільшення об'єму мастила при нагріванні.

$$V_{цм} = \frac{119,352}{12} \cdot 1,6 = 15,913 \text{ м}^3$$

Кількість масла в стічно-циркуляційній цистерні

$$V'_{cy} = \frac{W_{цн}}{z_{ц}} \quad (5.20)$$

$$V'_{cy} = \frac{119,352}{12} = 9,946 \text{ м}^3$$

Сумарна пропускна здатність сепараторів

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

де $\tau_c = 16 \dots 20$ ч – час роботи сепаратора на добу;

$K = 1,5 \dots 3,0$ – рекомендована частота сепарації масла.

$$W_{мс} = \frac{9,946}{18} \cdot 2,5 = 1,38 \text{ м}^3$$

Площа теплопередачі поверхні підігрівача масла перед сепаратором

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

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.

$$F_{мс} = \frac{1,38 \cdot 900 \cdot 1,98 \cdot (90 - 66)}{1 \cdot 500 \cdot 60} \cdot 1,2 = 2,55 \text{ м}^2$$

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		82

5.2.3 Розрахунок елементів системи охолодження

Контур прісної води

Кількість теплоти, відведеної прісною водою від циліндрів головного двигуна:

$$Q_u = \alpha_{wl} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p \quad (5.23)$$

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

$$Q_u = 0,11 \cdot 0,186 \cdot 1618 \cdot 42700 = 1413552,756 \text{ Дж / ч}$$

Кількість прісної води, необхідної для охолодження циліндрів

$$W_u = \frac{Q_u}{\rho_n \cdot c_n \cdot \Delta t_u} \quad (5.24)$$

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

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

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

$$W_u = \frac{1413552,756}{1000 \cdot 4,2 \cdot 10} = 33,656 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача головного циркуляційного насоса прісної води

$$W_{ПВ} = W_u \cdot \kappa_n \quad (5.25)$$

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

$$W_{ПВ} = 33,656 \cdot 1,15 = 38,7 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного холодильника

$$F_\phi = \frac{Q_u}{\kappa_\phi \cdot \Delta t_{cp}} \quad (5.26)$$

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

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

$$F_{\epsilon} = \frac{413552,756}{5000 \cdot 44} = 1,88 \text{ м}^2$$

Місткість розширювальної цистерни в контурі прісної води

$$V_{\text{пц}} = 2 \cdot V_{\epsilon} \cdot \beta_t \cdot \Delta t \quad (5.27)$$

де $V_{\epsilon} = 28,128 \text{ м}^3$ – 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.

$$V_{\text{пц}} = 2 \cdot 28,128 \cdot 0,00043 \cdot 50 = 1,209 \text{ м}^3$$

Потужність, яка споживається насосом прісної води:

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

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

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

$$N_n = 0,272 \cdot \frac{38,7 \cdot 30 \cdot 1000}{0,75} \cdot 10^{-5} = 42,1 \text{ кВт}$$

Контур заборотної води

Витрата повітря головним двигуном за годину

$$G_{\text{ч}} = 14,3 \cdot g_{\epsilon} \cdot N_{\epsilon} \cdot \alpha_{\Sigma} \quad (5.29)$$

де $\alpha_{\Sigma} = 2,3$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря.

$$G_{\text{ч}} = 14,3 \cdot 0,186 \cdot 1618 \cdot 2,3 = 9898,179 \text{ кг / ч}$$

Кількість теплоти, відведеної заборотною водою в охолоджувачі надувного повітря

$$Q_{\text{нв}} = G_{\text{ч}} \cdot c_p \cdot \Delta t_{\text{нв}} \quad (5.30)$$

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

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

$$Q_{нв} = 9898,179 \cdot 1 \cdot 150 = 1484726,85 \text{ кДж} / \text{ч}$$

Кількість заборотної води, необхідної для охолодження надувного повітря ГД

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

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

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

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

$$W_{нв} = \frac{1484726,85}{1025 \cdot 4 \cdot 8} = 45,26 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Розхід заборотної води на водо-масляний холодильник ГД

$$W_m = \frac{Q_{mp} + Q_n}{\rho_3 \cdot c_3 \cdot \Delta t_3} \quad (5.32)$$

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

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

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

$$W_m = \frac{212731,826 + 1028032,368}{1025 \cdot 4 \cdot 8} = 37,82 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Кількість заборотної води, необхідної для охолодження контуру прісної води

$$W_6 = \frac{Q_y}{\rho_3 \cdot c_3 \cdot \Delta t_3} \quad (5.33)$$

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

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

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

$$W_6 = \frac{1413552,756}{1025 \cdot 4 \cdot 8} = 43,09 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		85

Подача насосів заборотної води

$$W_{зв} = \kappa_{зан} \cdot (W_{нв} + W_{м}) \quad (5.34)$$

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

$$W_{зв} = 1,2 \cdot (45,26 + 37,82) = 99,7 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Площа поверхні фільтру заборотної води

$$f_{\phi} = \frac{W_{зв}}{3600 \cdot v_3 \cdot \kappa_{жс}} \quad (5.35)$$

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

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

$$f_{\phi} = \frac{99,7}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,3} = 0,46 \text{ м}^2$$

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 $v_x = 8$ л – розхід повітря на пуск холодного двигуна;

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

$\sum V = 318$ л – сумарний робочий об'єм всіх циліндрів двигуна;

$i = 1$ – число двигунів;

$z_n = 12$ – число пусків двигуна.

$$V = [8 + (12 - 1) \cdot 4] \cdot 1 \cdot 318 \cdot 10^{-3} = 156,456 \text{ м}^3$$

Загальна місткість пускових балонів

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

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

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

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		86

$P_0 = 0,101325$ МПа – атмосферний тиск.

$$\Sigma V_6 = \frac{156,456 \cdot 0,101325}{3-1} = 7,926 \text{ м}^3$$

Сумарна подача повітря компресорами

$$W_\kappa = \frac{\Sigma V_6 \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_0} \quad (5.38)$$

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

$$W_\kappa = \frac{7,926 \cdot (3 - 0,101325)}{1 \cdot 0,101325} = 226,74 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потужність споживаємо багатоступеневим компресором

$$N_\kappa = 0,278 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_\kappa \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \left\{ T_0 \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + T'_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\} \quad (5.39)$$

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;

$\frac{P_1}{P_0}$

$\frac{P_1}{P_0} = 0,545$ – ступіть підвищення тиску в першому ступені;

$\frac{P_2}{P_1}$

$\frac{P_2}{P_1} = 0,545$ – ступіть підвищення тиску в другому ступені;

$$N_{\kappa} = 0,278 \cdot \frac{1,1}{0,85} \cdot 226,74 \cdot \frac{1,37}{1,37-1} \cdot \frac{0,101325}{293} \cdot \left\{ 293 \left[\left(\frac{0,545}{0,101325} \right)^{\frac{1,37-1}{1,37}} - 1 \right] + 324 \cdot \left[\left(\frac{3}{0,545} \right)^{\frac{1,37-1}{1,37}} - 1 \right] \right\} = 37,39 \text{ кВт}$$

Кількість теплоті, відведеної забортною водою від охолоджувачів пускового повітря

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

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

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

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

$$Q_{\kappa\theta} = 226,74 \cdot 1 \cdot 0,012 \cdot 200 = 544,176 \text{ кДж / ч}$$

Кількість теплоті, відведеної забортною водою від масла компресорів:

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

$$Q_{\kappa\mu} = 3600 \cdot 37,39 \cdot (1 - 0,85) = 20190,6 \text{ кДж / ч}$$

Загальна кількість теплоті, відведено забортною водою

$$Q_{\kappa} = Q_{\kappa\theta} + Q_{\kappa\mu} \quad (5.42)$$

$$Q_{\kappa} = 544,176 + 20190,6 = 20734,776 \text{ кДж / ч}$$

5.2.5 Розрахунок елементів газоходу

Діаметр газохідної труби ГД

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

де $\alpha_{\Sigma} = 2,3$ – 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;

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

$$d_z = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,186 \cdot 1618 \cdot (2,3 \cdot 14,3 + 1) \cdot 518}{0,103 \cdot 35}} = 0,38 \text{ м}$$

При проектуванні випускних трубопроводів необхідно враховувати їх подовження у зв'язку з високими температурами випускних газів і застосовувати компенсатори. В табл. 5.1 приведені подовження трубопроводів.

Таблиця 5.1. Подовження на 1 м довжини трубопроводу при підвищенні температури на $\Delta t^\circ \text{C}$, мм.

$\Delta t^\circ \text{C}$	100	200	300	400	500
Подовження сталюї труби, мм	1,17	2,45	3,83	5,31	6,91

Відносне подовження

$$\varepsilon = \alpha \cdot \Delta t$$

де $\alpha = 11,3 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$ – коефіцієнт теплового розширення.

$$\varepsilon = 11,3 \cdot 10^{-6} \cdot 4 = 0,00045 \text{ К}^{-1} \cdot \text{мм}$$

Напруга стиснення що виникає у трубі при компенсації теплового подовження

$$\zeta_t = \varepsilon \cdot E$$

де $E = 2039000 \text{ кгс/см}^2$ – модуль пружності матеріалу.

$$\zeta_t = 0,00045 \cdot 2039000 = 921,628 \text{ Па}$$

Використовуючи спільно вирази для теплопередачі від теплоносія до навколишнього повітря і для тепловіддачі від зовнішньої стінки ізоляції до навколишнього повітря, можна отримати розрахункову залежність для визначення необхідного шару ізоляції:

					КРБ.142.2227ст.12.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		89

$$\alpha_2 \cdot d_{из} \cdot (t_H - t_2) = \frac{(t_1 - t_2)}{\left[0,5 \cdot \lambda_{из}^{-1} \cdot \ln(d_{из} / d_H) + (\alpha_2 \cdot d_{из})^{-1} \right]}$$

де $\alpha_2 = 11,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні в атмосферу;

$d_H = 0,4 \text{ м}$ – зовнішній діаметр труби;

$\lambda_{из} = 0,086 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності совеліту в ізоляції;

$t_H = 55 \cdot \text{°C}$ – температура на поверхні ізоляції;

$t_1 = 235 \cdot \text{°C}$ – температура вихлопних газів на даній ділянці;

$t_2 = 35 \cdot \text{°C}$ – температура навколишнього повітря.

Методом численних ітерацій було визначено значення зовнішнього діаметру ізоляції $d_{из} = 0,86 \text{ м}$, яке задовольняє нерівність:

5.3 Висновок по розділу

В даному розділі були розраховані та розроблені 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. Також визначено необхідний діаметр газоходу та товщину його ізоляції.

6. Охорона 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 перевищувати повного розміру заподі-

					КРБ.142.2227ст.12.06.ПЗ	Аркуш
						91
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

яної 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 у МВ

Шкідливий виробничий фактор виробничий фактор у 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;
- небезпечне значення напруги в електричному колі; підвищена напруженість електричного чи магнітного полів;
- відсутність чи нестача природного світла;

					КРБ.142.2227ст.12.06.ПЗ	Аркуш
						92
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- 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 [22].

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 10 м [21 с. 176].

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 [21].

					КРБ.142.2227ст.12.06.ПЗ	Аркуш
						93
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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 [21].

6.1.3 Електробезпека

Умови забезпечення електробезпеки на судах 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 судах передбачаються діелектричні покриття, гумові килимки та доріжки. Передбачаються також засоби індивідуального захисту, гумові рукавички, інструмент з ізольованими ручками. [20 с. 155].

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 80...116 дБ, в діапазоні частот 63...800 Гц, для МВ, обладнаними звукоізованими ЦПУ і 70...100 дБ у тому ж діапазоні частот для МВ не обладнаними звукоізованими ЦПУ. Для зниження рівня шуму на судах 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 [23].

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

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:

- корпуса 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:

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

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

Балони, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, де виключається скупчення людей. Перед експлуатацією балону, він повинний бути технічно оглянутий інспектором Морського Регістра судноплавства [21].

6.2 Розрахунок освітлення у МВ

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

Розміри приміщення: довжина $a = 20$ м, ширина $b = 15$ м, висота $H = 4,1$ м.

Мінімальне освітлення приміщення, в якому виконуються зорові роботи розряду (IVв) $E = 200$ лк. Як світлові пристрої приймаємо світильники типу

					КРБ.142.2227ст.12.06.ПЗ	Аркуш
						96
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЛПОО1 (з двома лампами), які доцільно використовувати у нашому випадку. Оскільки світильники кріпляться до стелі, то їх висота над підлогою майже рівна висоті приміщення $h_0 = 4,1$ м, що не суперечить вимогам (ОСТ 5.6077-75 Освітлення судове. Правила і методи розрахунку), відповідно до яких $h_{0min} = 4$ м.

Індекс приміщення розраховується за формулою:

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

де $a = 20$ м – довжина приміщення;

$b = 15$ м – ширина приміщення;

$h = 3,1$ м – висота світильника над робочою по верхньою;

$$i = \frac{20 \cdot 15}{3,1 \cdot (20 + 15)} = 2,765 \text{ м}$$

При $i = 3$, $P_{\text{СТЕЛІ}} = 70 \%$, $P_{\text{СТІН}} = 50 \%$ для світильника ЛПОО1 коефіцієнт використання світлового потоку дорівнює $\eta = 0,51$.

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;

$S = 300 \text{ м}^2$ – освітлювана площа приміщення;

$E = 200$ лк – рівень мінімальної освітленості;

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

$\eta = 0,51$ – коефіцієнт використання світлового потоку ламп.

$$N = \frac{200 \cdot 300 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{2 \cdot 3200 \cdot 0,51} = 27 \text{ шт.}$$

					КРБ.142.2227ст.12.06.ПЗ	Аркуш
						97
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Приймаємо 27 світильників, які для забезпечення рівномірності освітлення розташовані в три ряді по 9 штук в кожному. Оскільки довжина світильника більша за довжину люмінесцентної лампи, встановленої в ньому, то довжина усіх світильників становитиме $\Sigma l_{CB} = 1,2 \cdot 9 = 10,8 \text{ м}$

Тоді між світильниками буде відстань 1,02 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;

$N = 27 \text{ шт.}$ – кількість світильників;

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

$$\Sigma P_{CB} = 40 \cdot 27 \cdot 2 = 2160 \text{ Вт}$$

6.3 Висновок по розділу

В розділі було розглянуто нормативно правову базу з основ охорони праці, проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, яким піддається моторист під час несення вахти в машинному відділенні на судні, розглянуті заходи щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів на організм людини. В індивідуальному завданні були розраховані заходи щодо освітлення машинного відділення, виконано розрахунок освітлення у машинному відділенні. За результатами розрахунку встановлено, що для освітлення МВ на судні потрібно розташувати 27 світильників в 3 ряди по 9 штук.

Висновок по роботі

В даній кваліфікаційній роботі було розглянуто допоміжний судновий двигун Mitsubishi 6AX33B (6ЧН 33/62). У першому розділі до кваліфікаційної роботи наведена загальна конструкцію двигуна та виконано його опис. У другому та третьому розділах виконано основні розрахунки по двигуну, а саме: розрахунок робочого процесу двигуна; розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторної діаграми; розрахунок динаміки двигуна з визначенням сил, які діють на деталі КШМ.

У четвертому розділі виконаний перевірочний розрахунок відцентрового компресора системи наддуву двигуна. Визначено необхідний розхід повітря і ступінь підвищення тиску, та на підстави цих параметрів виконано підбір турбокомпресору.

В п'ятому розділі було розроблено принципові схеми систем що обслуговують двигун та розраховані їх основні елементи.

В останньому розділі розглянуто теоретичні відомості з охорони праці та виконано розрахунок освітлення в машинному відділенні судна.

					КРБ.142.2227ст.12.ПЗ	Аркуш
						99
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Возницкий, И.В. Двигатели МАН В&W модельного ряда МС 50-98. Конструкция, эксплуатация, техническое обслуживание [Текст] / М.: МОРК-НИГА - 2008 - 264 с.
2. Ваншейдт, В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей [Текст] / Л.: Судостроение - 1969 - 640 с.
3. 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.
4. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mandieselturbo.com/>.
5. Горбов, В.М. Энциклопедия судовой энергетики [Текст]: учебник / В.М. Горбов, В.П. Кот. // Николаев: НУК - 2013 - 607 с.
6. Галеркин, Ю.Б. Турбокомпрессоры [Текст] / Ю.Б. Галеркин, Л.И. Козаченко // Издательство Политехнического университета СПб - 2008 - 374 с.
7. 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.
8. ГОСТ 9658-66. Турбокомпрессоры для наддува дизелей и газовых двигателей [Текст].
9. Гаврилов, В.С. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок [Текст] / В.С. Гаврилов, С.В. Камкин, В.П. Шмелев // Транспорт - 1975 - 296 с.
10. 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.

					КРБ.142.2227ст.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		100

11. 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.

12. Епифанов, Б.С. Судовые системы [Текст]: учебник / Л. Судостроение - 1980 - 176 с.

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

14. 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.

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

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

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

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

19. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНА-ОП). Друга редакція [Текст] / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа - 1998 - 240 с.

20. Катхе, О. И. Охрана труда на морском транспорте [Текст] / О. И. Катхе, Т. И. Новиков, Р. Н. Ковнер // М.: Транспорт - 1979 - 263 с.

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

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

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Позначення	Наименовання	Кол.	Примітка	
Справ. №	A1			КРБ.14.2.2227ст.12.01.СК	Складальне креслення	1		
					Документація			
					Складальні одиниці			
	БК	1		Форсунка	6			
	БК	2		Кришка циліндрів	1			
	БК	3		Поршень в зборі	6			
	БК	4		Паливний насос високого тиску	6			
	БК	5		Блок циліндрів	1			
	БК	6		Шатун в зборі	6			
	БК	7		Фундаментна рама	1			
Подп. и дата	БК	8		Запобіжний клапан	1			
	БК	9		Наддувочний колектор	1			
	БК	10		Випускний колектор	1			
					Деталі			
	БК	11		Клапан	12			
	БК	12		Вісь коромисел	1			
	БК	13		Коромисла	12			
	БК	14		Штанга	12			
Взам. инв. №	БК	15		Палець поршневий	6			
	БК	16		Втулка блоку циліндрів	6			
	БК	17		Вал розподільний	1			
	БК	18		Вал колінчастий	1			
Подп. и дата	КРБ.14.2.2227ст.12.01.СК							
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Инв. № подл.	Студент.	Нікітін В.М.				Лит.	Лист	Листов
	Керівник.	Гогаренко О.А.				Н	1	1
	Консульт.					НУК		
	Н.контр.							
	Зав.каф	Гогаренко О.А.						
Двигун типу 6CH 33/62 (Mitsubishi 6AX33B)								