

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.


« ____ » ____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

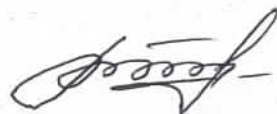
РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА

ТИПУ 8ДКРН 40/200 (MAN 8G40ME-C9.5)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



В. С. Наливайко

Здобувач освіти



Д. А. Федюк

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Федюку Дмитру Алімовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 8ДКРН 40/200
(MAN 8G40ME-C9.5)

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доцент Наливайко В. С.*
(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 – 8800 кВт; частота обертання колінчатого валу – 125 хв⁻¹; питома ефективна витрата палива – 0,174 кг/(кВт·год); ступінь стиску – 14,5; коефіцієнт надлишку повітря – 2,5.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Технічна характеристика двигуна; Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна; Розрахунок динаміки двигуна; Розрахунок відцентрового компресора для наддуву двигуна; Розробка принципових схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів; Охорона праці в машинному відділенні судна

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

<i>Поперечний переріз двигуна типу 8ДКРН 40/200;</i>
<i>Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;</i>
<i>Турбокомпресор;</i>
<i>Принципові схеми систем двигуна.</i>

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)

 (прізвище та ініціали)

 (прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	5
1. Технічна характеристика двигуна 8G40ME-C9.5-ТІІ.	
Опис конструкції.....	7
1.1. Основні технічні дані двигуна.....	7
1.2. Вимоги, які висувають до двигунів даного типу.....	8
1.3. Загальна компоновка двигуна.....	9
1.4. Опис конструкції двигуна.....	10
1.5. Висновок по розділу.....	22
2. Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна.....	23
2.1. Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.....	23
2.2. Розрахунок процесу наповнення циліндра.....	26
2.3. Розрахунок процесу стиснення.....	26
2.4. Розрахунок процесу згоряння.....	27
2.5. Розрахунок процесу розширення.....	29
2.6. Визначення індикаторних показників циклу.....	30
2.7. Визначення ефективних параметрів двигуна.....	30
2.8. Розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторних діаграм.....	31
2.9. Висновок по розділу.....	34
3. Розрахунок динаміки двигуна.....	35
3.1. Вибір та обґрунтування вихідних даних.....	35
3.2. Побудова силової схеми КШМ.....	36
3.3. Розрахунок та побудова діаграми діючих сил.....	37
3.4. Побудова діаграми сумарних дотичних сил.....	38
3.5. Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна.....	40
3.6. Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика.....	41

3.7. Визначення маси та діаметру маховика.....	42
3.8. Висновок по розділу.....	44
4. Розрахунок відцентрового компресора для наддуву двигуна.....	45
4.1. Визначення основних характеристик та параметрів компресора.....	45
4.2. Обґрунтування вибору турбокомпресора.....	47
4.3. Розрахунок проточної частини компресора.....	49
4.4. Розробка загальної компоновки турбокомпресора.....	56
4.5. Висновок по розділу.....	60
5. Розробка принципових схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів.....	61
5.1. Опис систем обслуговуючих ДВЗ та їх основних елементів...	61
5.2. Визначення параметрів і вибір типу основних елементів систем.....	68
5.3. Висновок по розділу.....	79
6. Охорона праці в машинному відділенні судна.....	80
6.1. Розробка заходів з охорони праці.....	80
6.2. Розрахунок штучного освітлення в машинному відділенні судна.....	86
6.3. Висновок по розділу.....	88
Висновок по роботі.....	89
Список використаних літератури.....	90
Додатки.....	92

Вступ

Малооборотні двигуни (МОД) займають понад 15 % від загальної потужності встановлених на суднах дизелів.

У процесі вдосконалення їх конструкції дизельобудування фірми виходили з вимог забезпечити:

- високу питому потужність (кВт/кг і кВт/л);
- високу зносостійкість, надійність і моторесурс при роботі на високов'язких паливах;
- зниження вмісту технічних компонентів (NO_x , CO_x) у вихлопних газах двигуна, щоб задовільнити вимоги конвенції МАРПОЛ;
- низькі експлуатаційні витрати, які включають вартість витрачається палива і мастила, 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 малооборотних 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 середньоефективного тиску (P_e) судових малооборотних дизелів становить 3,5...4,5 МПа. Фірмою «Wartsila» істотно переглянута організація наддуву, що дозволяє одночасно використовувати переваги імпульсного наддуву і наддуву при постійному тиску. Фірма MAN спільно з японським ліцензіатором адаптували широко використовуєму в малооборотних дизелях систему ізобарного наддуву стосовно до 2-х тактних машин і стала її застосовувати у своїх останніх моделях

Протягом останнього десятиліття провідними двигунобудівними компаніями велася інтенсивна дослідницька та проектно-конструкторська робота з переходу середньо обортових двигунів на дешеві високов'язкі та газоподібні палива для зниження вмісту токсичних компонентів у переважно зростаючих вимогах

					КРБ.142.2227ст.11.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		5

захисту навколишнього середовища. Паралельно вирішувалися завдання щодо підвищення надійності та ефективності двигунів, зниження експлуатаційних витрат і підвищення довговічності.

У підсумку, сьогодні на ринку з'явилося принципово нове покоління середньо-обертових двигун, які за багатьма показниками можуть успішно конкурувати з малообертовими дизелями. В нових двигунах насамперед були внесені зміни до паливоподачі; збільшення тиску впорскування до 150...180 МПа, забезпечена оптимізація фаз подачі стосовно кожного режиму роботи двигуна. У ряді двигунів (Wartsila, Caterpillar, MAN) впроваджується поділ подачі на дві фази – предвприск і основна подача, серійно випускаються двигуни з електронним управлінням. З метою зниження NO_x здійснюється впорскування в циліндри води (Wartsila), двигуни переводяться на роботу на водопаливну емульсію. Одночасно вдосконалюється робота систем повітропостачання, особливу увагу тут приділяють проблемам постачання двигунів достатньою кількістю повітря в зоні знижених навантажень і на перехідних режимах. Суттєво збільшено ресурси основних деталей. Не дивлячись на спалювання високов'язких палив, термін служби головок поршнів доведений до 60 тис. годин, втулок циліндрів, підшипників, клапанів – 30 тис. годин.

					КРБ.142.2227ст.11.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розділ 1

Технічна характеристика двигуна 8G40ME-C9.5-TII. Опис конструкції

1.1 Основні технічні дані двигуна

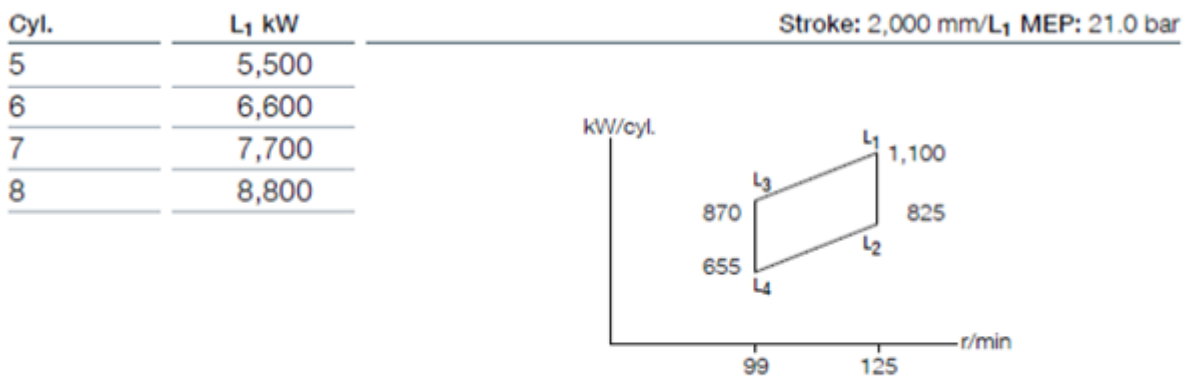
Технічні дані двигуна 8G40ME-C9.5-TII наведено у табл. 1.1. та рис. 1.1

Таблиця 1.1. Технічні характеристики двигуна за завданням 8G40ME-C9.5-TII

Характеристика, одиниці вимірювання	Величина
1. Діаметр циліндра, $D_{ц}$, мм	400
2. Хід поршня, S , мм	2000
3. Потужність двигуна, N_e , кВт	8800
4. Кількість циліндрів, i	8
5. Циліндрова потужність, N_{eq} , кВт	1100
6. Частота обертання колінчастого вала, n , хв ⁻¹	125
7. Питома ефективна витрата палива, g_e , кг/(кВт·год.)	0,174
8. Питома витрата циркуляційного масла, g_m , г/(кВт·год.)	0,450

Power, Speed and Fuel Oil

MAN B&W G40ME-C9.5-TII



Fuel Oil

MAN B&W G40ME-C9.5

L₁ SFOC [g/kWh]

Opt. load range	50%	75%	100%
High load	172.5	170.0	174.0
Part load EGB	169.5	168.5	175.5
Low load EGB	167.5	169.5	175.5

Рис. 1.1. Характеристики двигуна, згідно даних заводу-виробника

1.2 Вимоги, які висувають до двигунів даного типу

Основні якості двигуна 8G40ME-C9.5-ТП:

1. Для збереження глобального навколишнього середовища:

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

Стабільна продуктивність реалізується у всьому діапазоні від найлегших до найважчих, а питома витрата палива зберігається низькою, задовольняючи IMO 2000 вимоги до контролю NO_x . Незважаючи на 22 % зростання продуктивності над будь-яким звичайним типом двигуна, температура вихлопних газів підтримується на тому ж рівні.

2. 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

3. Для зниження експлуатаційних витрат:

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

4. Для підвищення ефективності транспорту

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

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.3 Загальна компоновка двигуна

Фундаментна рама великих двигунів сталева зварна і складається з поздовжніх балок з привареними до них сталевими поперечними балками з литими сталевими постелями рамних підшипників. У двигунах малої розмірності використовуються чавунні литі рами. Рамні підшипники залиті білим металом. Упорний підшипник вбудований в кормовій кінець рами.

Станина, що утворює картер, сталева суцільнозварна. У малорозмірних двигунах чавунна лита.

Блоки, що представляють собою сорочки циліндрів, відливають з чавуну і з'єднуються в цілну жорстку конструкцію болтами.

Фундаментна рама остов і блоки циліндрів, що спираються на коробку картера, затягуються анкерними болтами й утворюють єдиний блок. Фундаментна рама двигуна встановлюється на опарних клинах і кріпиться до постелі двигуна на судні довгими кріпильними болтами.

Загальна конструктивна схема двигуна 8G40ME-C9.5-ТІІ рис. 1.2.

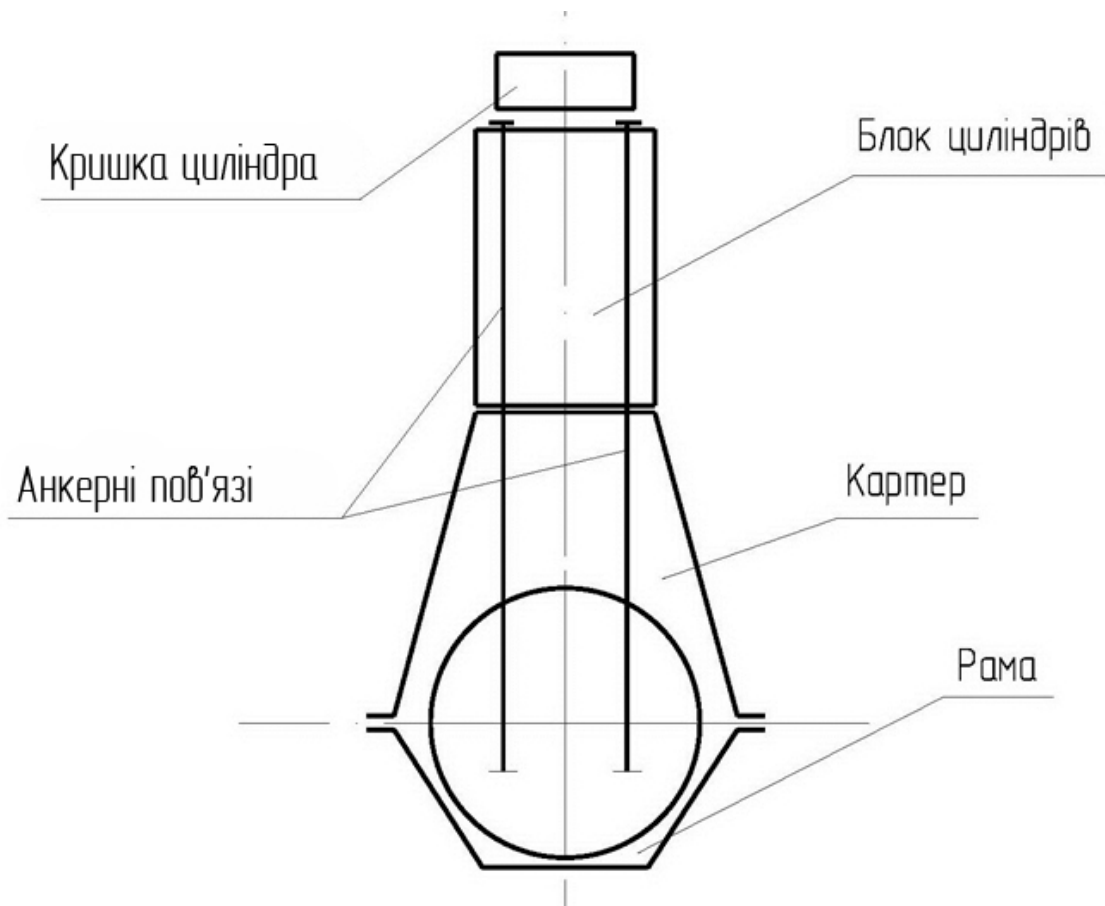


Рис. 1.2. Загальна конструктивна схема двигуна 8G40ME-C9.5-ТІІ

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		9

Втулка циліндра має масивний фланець, охолоджуваний за допомогою свердлінь, по якими пропускається вода.

Кришка циліндра. Масивна сталева, забезпечена свердліннями для проходу охолоджуючої води. У кришці встановлюються вихлопної клапан, форсунки (дві або три), пусковий і запобіжний клапани, і індикаторний кран.

1.4 Опис конструкції двигуна

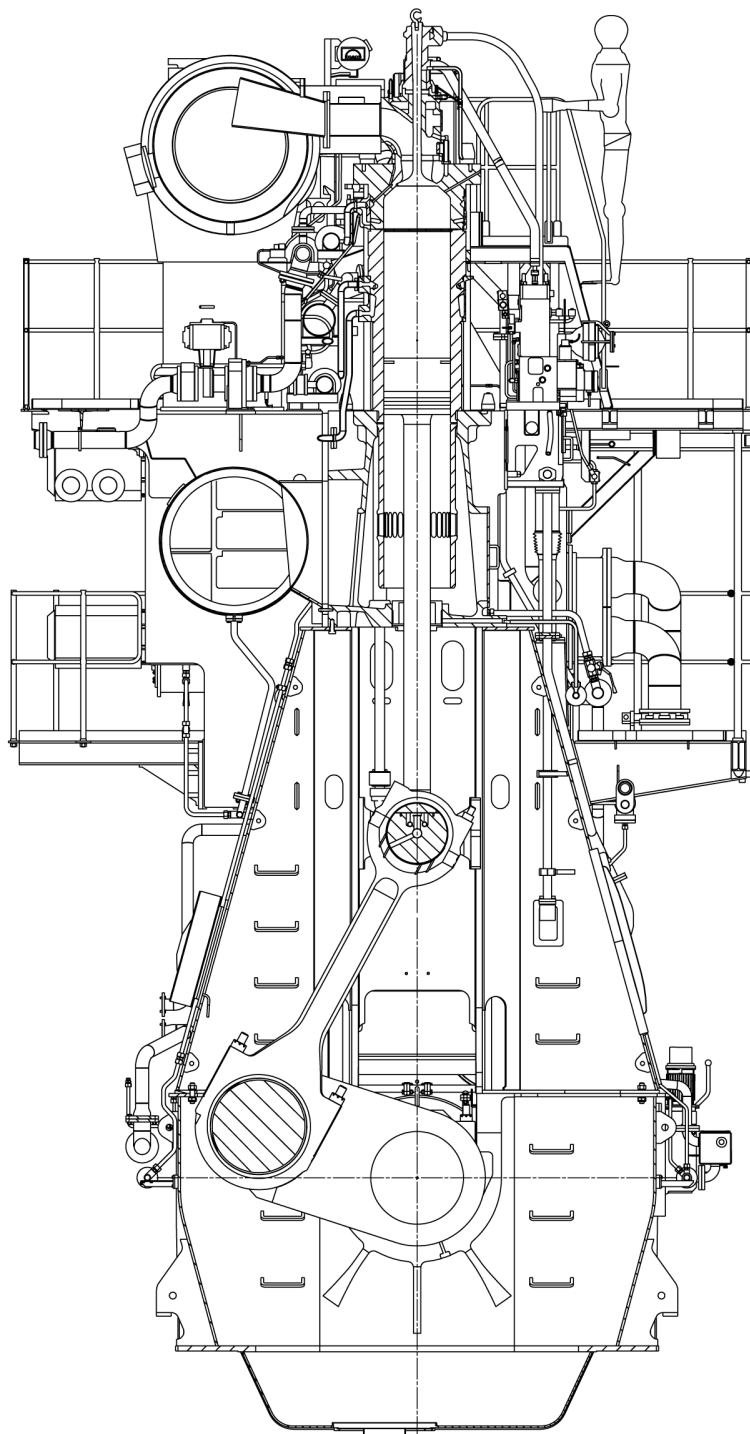


Рис. 1.3. Загальний вид двигуна 8G40ME-C9.5-TII

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		10

Тип дизеля – малообертовий, двотактний, крейцкопфний з газотурбінним наддувом простої дії, реверсивний, з вбудованим упорним підшипником, розташування циліндрів рядне, вертикальне. Порядок нумерації циліндрів від носа до корми, модель права. з верхнім розміщенням клапана по одному на кожен циліндр.

Фундаментна рама двигуна (рис. 1.4) виконана з вбудованим упорним підшипником у кормовій частині.

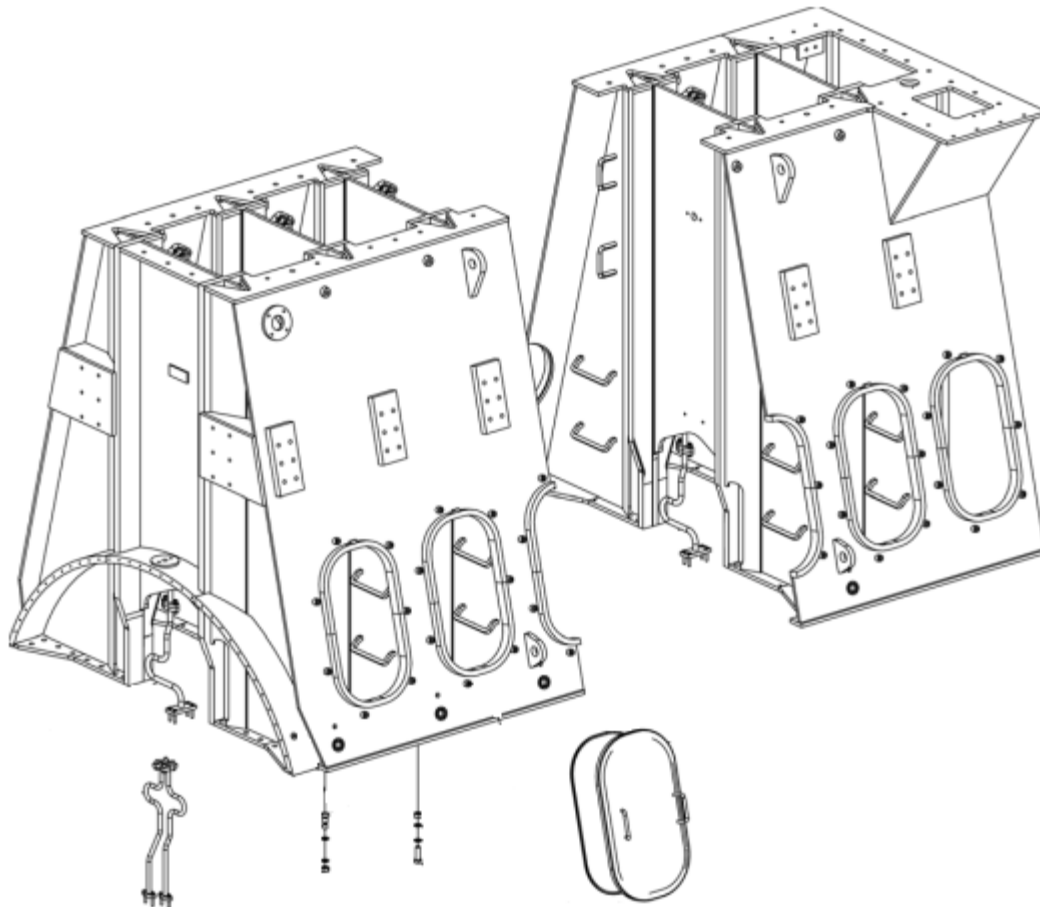


Рис. 1.4. Фундаментна рама двигуна

Вона являє собою сталю зварну конструкцію з повздовжньою балкою з литими сталевими постілями для рамових підшипників. Рамові підшипники, тонкостінної конструкції, залиті білим металом бабітом. Для кріплення двигуна до фундаменту передбачаються довгі з відповідно зростаючими показниками міцності і твердості болти з гідравлічною затяжкою. Рама виконується без ухилу при кріпленні на епоксидних клинах. Масляний піддон двигуна виконано зі сталюї основи та приварюється до фундаментної рами.

Станину двигуна виконано за типом зварної конструкції. На стороні вихлопу розміщені запобіжні клапани на кожному циліндрі, на стороні розподілу - оглядові лючки. Направляючі повзуни крейцкопфа приварені. Станина з'єднана з фундаментною рамою болтами. Станина, фундаментна рама та блоки циліндрів з'єднанні анкерними пов'язами.

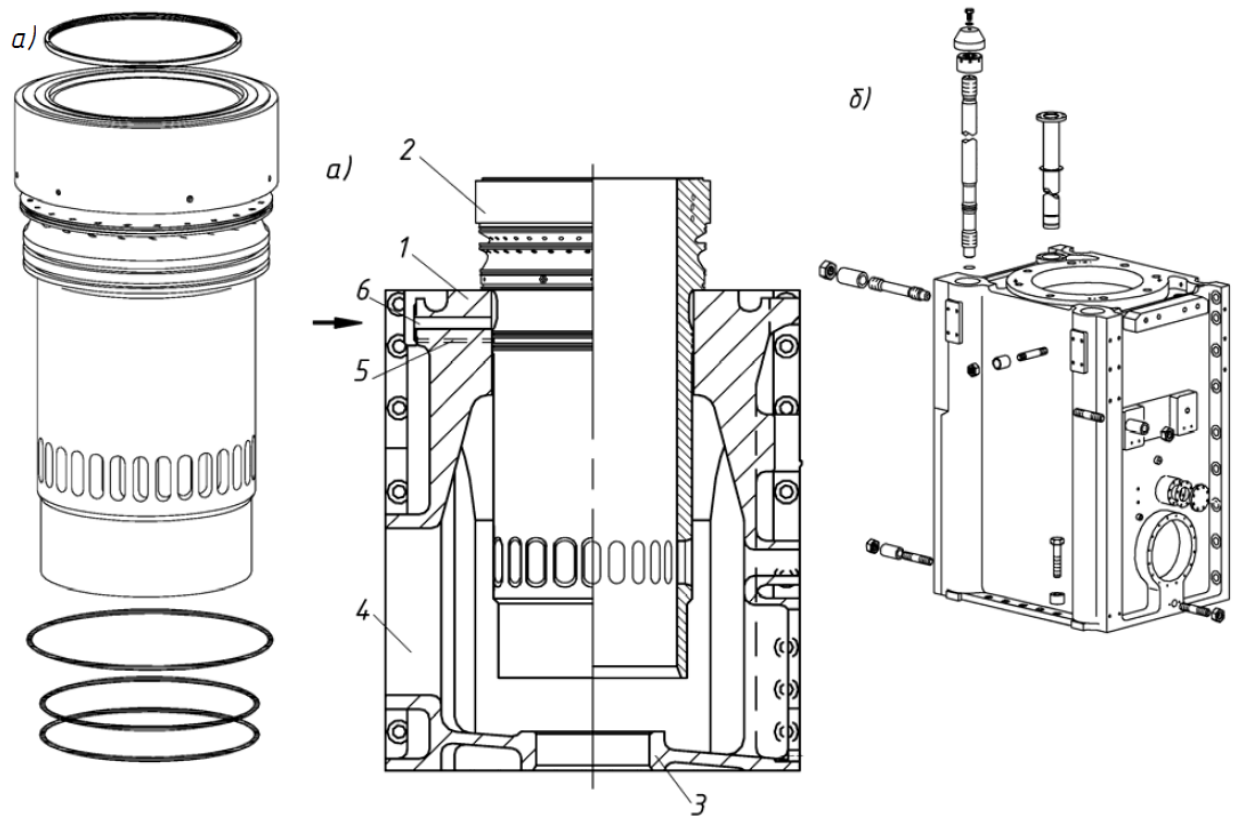


Рис. 1.5. Робочий циліндр і сорочка охолодження дизеля 8G40ME-C9.5-ТП

1 – рубашка циліндра; 2 – втулка циліндра; 3 – діафрагма; 4 – порожнина підведення наддувочного повітря; 5 – дренажний отвір для контролю за станом ущільнень; 6 – підведення води на охолодження втулки

Блок циліндрів виконаний з чавуну. Зі сторони розподільчого валу блок циліндрів має кришку, для нагляду за поршневими кільцями, яка має отвори для входу продувочного повітря з боку продувочного колектору. Блок циліндрів має трубки для підводу масла на охолодження поршня.

На блоці кріпляться: повітряний ресивер, турбонагнітач, охолоджувач наддувочного повітря і кронштейни для площадок. У нижній частині блока розмі-

щений сальник штока поршня, який призначений для ущільнення: зі сторони картера запобігає потрапляння масла у підпоршневу порожнину; зі сторони підпоршневої порожнини запобігає потраплянню повітря, газів, відпрацьованого циліндрового масла у картер.

Циліндрова втулка двигуна (див. рис. 1.5) виконана з чавунної відливки і встановлюється на блоці за допомогою фланця. У верхній частині розташовуються свердлення в які встановлюються трубки з ізоляцією або без. Розміщення охолоджувальних каналів, найменування або відсутність ізоляції трубок призначені для підтримання температури втулки за якої відсутня сірчиста корозія та одночасно не вище температури при якій порушується режим змащування робочої поверхні.

Циліндрова кришка двигуна – масивна сталева єдина конструкція з просвердленими охолоджувальними каналами. У кришці встановлено вихлопний клапан, запобіжний та індикаторний кран. Кришка кріпиться до станини шпильками, гайки кріплення затягуються гідравлічно.

Шатун двигуна (рис. 1.6) виконується кованим або литим із сталі і з'єднує крейцкопф та колінчастий вал за допомогою підшипників. Підшипники з'єднуються болтами, гайки яких затягуються гідравлічно.

Мотилевий підшипник – тонкостінчастий, вкладиші вкриті білим металом. Змащення підшипників здійснюється через отвори у крейцкопфі і в шатуні. У цілях економії висоти шатун виконують відносно коротким.

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

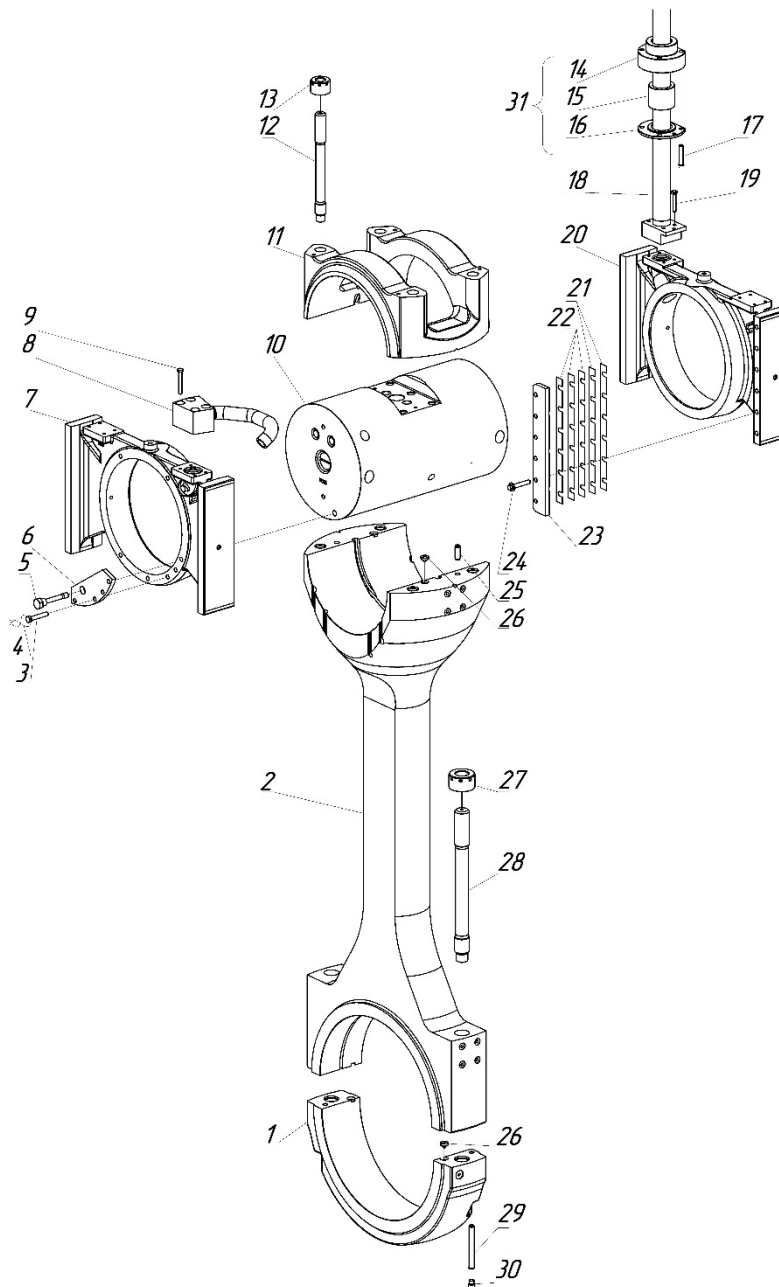


Рис. 1.6. Шатун двигуна в розібаному вигляді

1 – мотильова кришка підшипника; 2 – шатун; 3 – гвинт; 4 – шплінт; 5 – гвинт;
 6 – плита; 7 – башмак передній; 8 – випускна труба системи мащення; 9 – гвинт;
 10 – повзун; 11 – хрестоподібна кришка підшипника; 12 – шпилька підключення стрижня;
 13 – гайка для гідравлічного затягування; 14 – корпус, сальник;
 15 – гільза; 16 – фланець, сальник; 17 – гвинт; 18 – телескопічна труба; 19 – гвинт;
 20 – башмак, задній; 21 – передня направляюча; 22 – направляюча; 23 – направляюча смуга;
 24 – фланцевий гвинт; 25 – дюбель; 26 – гвинт; 27 – гайка для гідравлічного затягування;
 28 – шпилька підключення стрижня; 29 – дюбель; 30 – гайка крепіжної шпильки; 31 – сальник, телескопічна труба

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) (рис. 1.7) є одним з головних елементів конструкції системи впорскування дизельного двигуна. Насос, зазвичай, виконує дві основні функції: нагнітає під тиском певну кількість палива; регулює необхідний момент початку впорскування. З появою акумуляторних систем впорскування функція регулювання моменту впорскування перейшла до керованих електронікою форсунок.

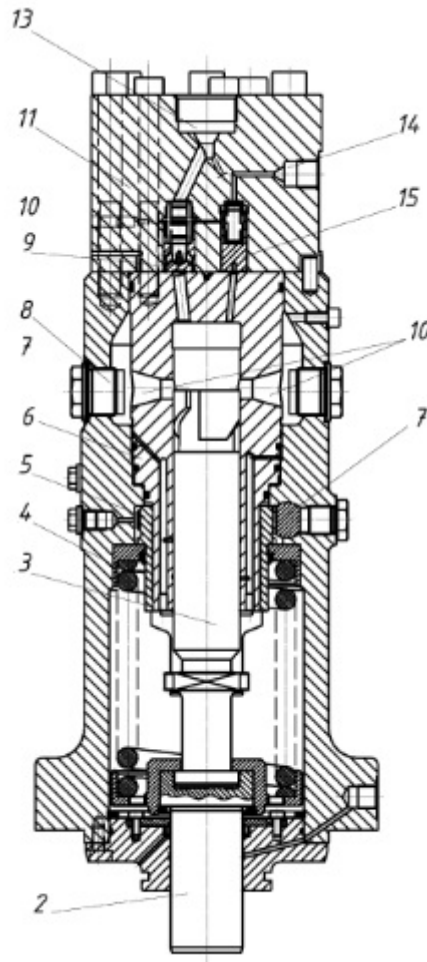


Рис. 1.7. Паливний насос високого тиску з золотниковим регулюванням:

1 – роликовий штовхач; 2 – шток штовхача; 3 – плунжер; 4 – поворотна пружина; 5 – втулка розвороту плунжера з зубчастим сектором; 6 – втулка плунжера; 7 – зубчаста рейка управління подачею; 8 – демпфіруючі пристрої; 9 – нагнітальний клапан; 10 – наповнювальні (зливні) вікна; 11 – кришка насоса; 12 – реверсивний клапан; 13 – приєднувальний штуцер (отвір) трубопроводу високого тиску; 14 – приєднуючий отвір трубопроводу високого тиску допоміжної форсунки; 15 – нагнітальний клапан магістралі високого тиску допоміжної форсунки

В основі паливного насоса високого тиску покладена плунжерна пара, котра об'єднує поршень (плунжер) і циліндр (втулка) невеликого розміру. Матеріалом виготовлення плунжерної пари є високоякісна сталь. Висока точність виготовлення забезпечує між плунжером та втулкою проміжок мінімального розміру – прецизійне сполучення.

Паливні насоси золотникового типу розташовані на верхній обробленій поверхні циліндрового блоку. Для кожного циліндра передбачений індивідуальний насос з штовхачем і роликом. Паливні трубки високого тиску однакові і короткі, що сприяє хорошему згорянню. Вся паливна система, включаючи трубки високого тиску, повністю закрыта кожухами для забезпечення ефективного захисту від пожежі.

Поршень (рис. 1.8) складається з головки та штока.

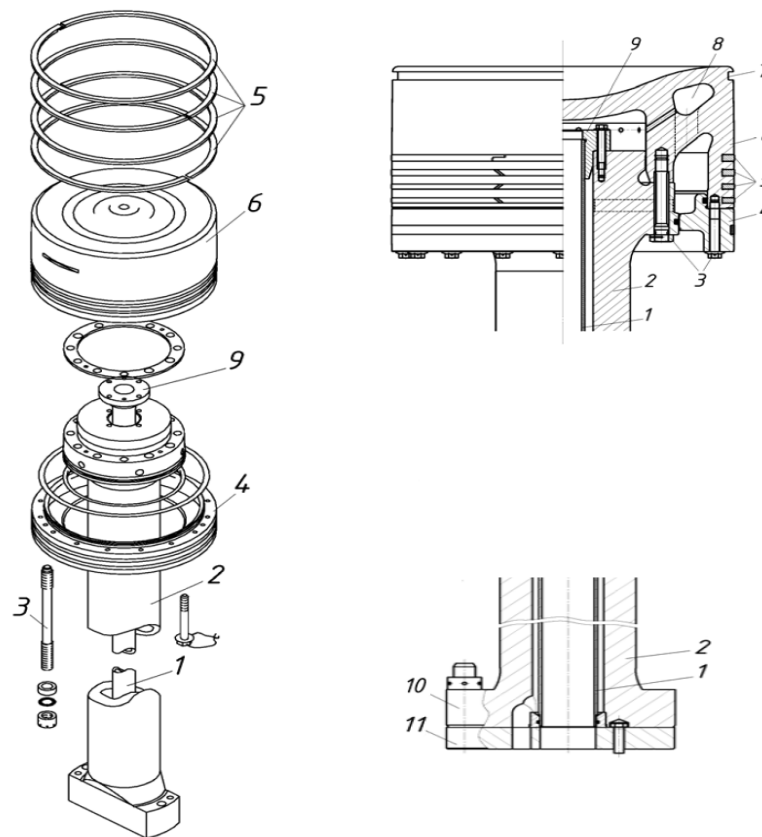


Рис. 1.8. Основні елементи поршня і його штока

1 – зливна труба; 2 – шток поршня; 3 – кріпильні елементи; 4 – напрямна частина поршня; 5 – кільцеві рівці та поршневі кільця; 6 – головка поршня; 7 – тепловий бар'єр; 8 – порожнина охолодження, 9 – фланець труби охолодження; 10 – фланець кріплення штока; 11 – регулююча проставка

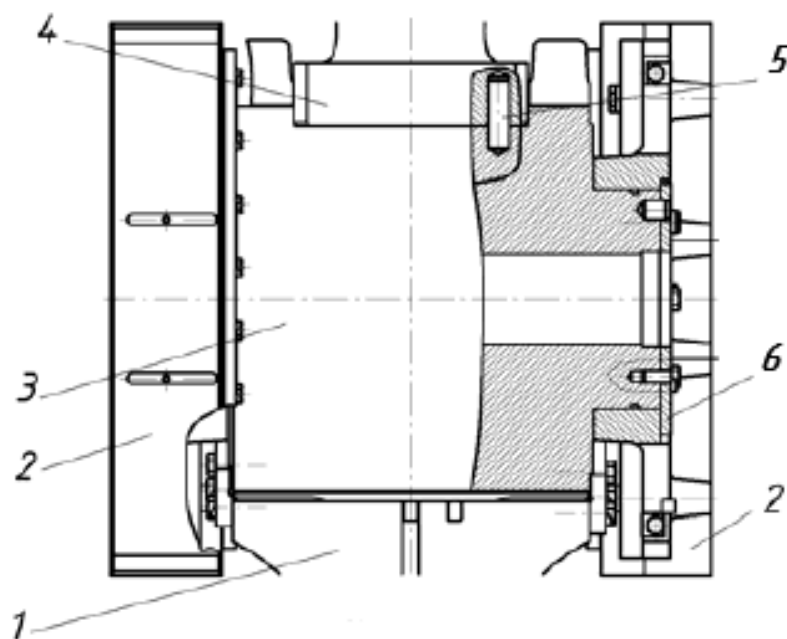
Поршневий шток виготовлений з кованої сталі і має загартовану поверхню на робочій площині для сальникової набивки.

Поршневий шток з'єднаний з крейцкопфом чотирма болтами.

Поршневий шток має центральний отвір, яке разом з мастилопроводом утворює вхід і вихід для охолоджуючого масла. Головка поршня виконана з високоякісної сталі та має чотири кільцеві канавки, що вкриті хромовим покриттям з двох сторін канавки. Верхнє поршневе кільце типу CPR (компресійне), три інші кільця мають косі замки. Верхнє поршневе кільце ширше за інші.

Шток поршня – кований сталевий з обшліфованою та термічно обробленою поверхнею для надання йому твердості і зносостійкості, що дозволяє збільшити питомий тиск ущільнюючих кілець сальника і довговічності при стиранні. Шток з'єднаний з крейцкопфом чотирма шпильками. Шток має центральний отвір в якому знаходиться трубка для підводу масла для охолодження поршня.

Крейцкопф (рис. 1.9) забезпечую передачу потужності від штоку поршня до шатуна і навпаки, він виготовляється кованим сталевим і з'єднується зі сталевими литими башмаками вкритими білим металом. Поперечина крейцкопфа має телескопічну трубку для входу і виходу масла.



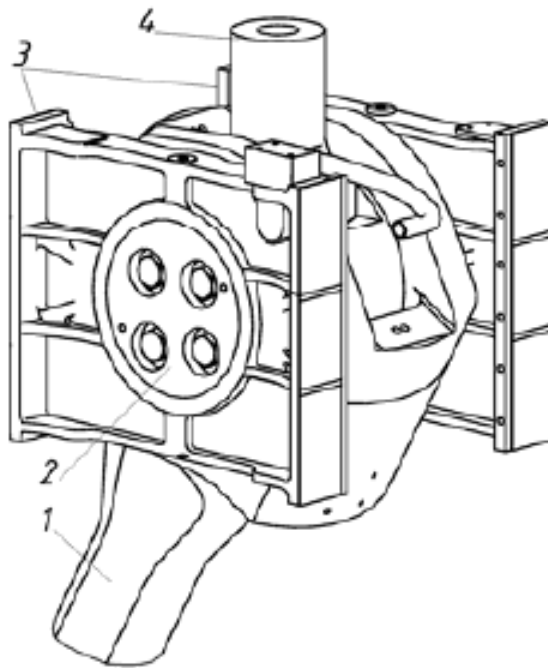


Рис. 1.9. Загальний вигляд крейцкопфного вузла

1 – шатун; 2 – повзун; 3 – поперечина; 4 – шток поршня; 5 – установочний штифт; 6 – фіксуючі кришки

Колінчатий вал (рис. 1.10) напівскладеного типу, складається з кованих або литих сталевих колін.

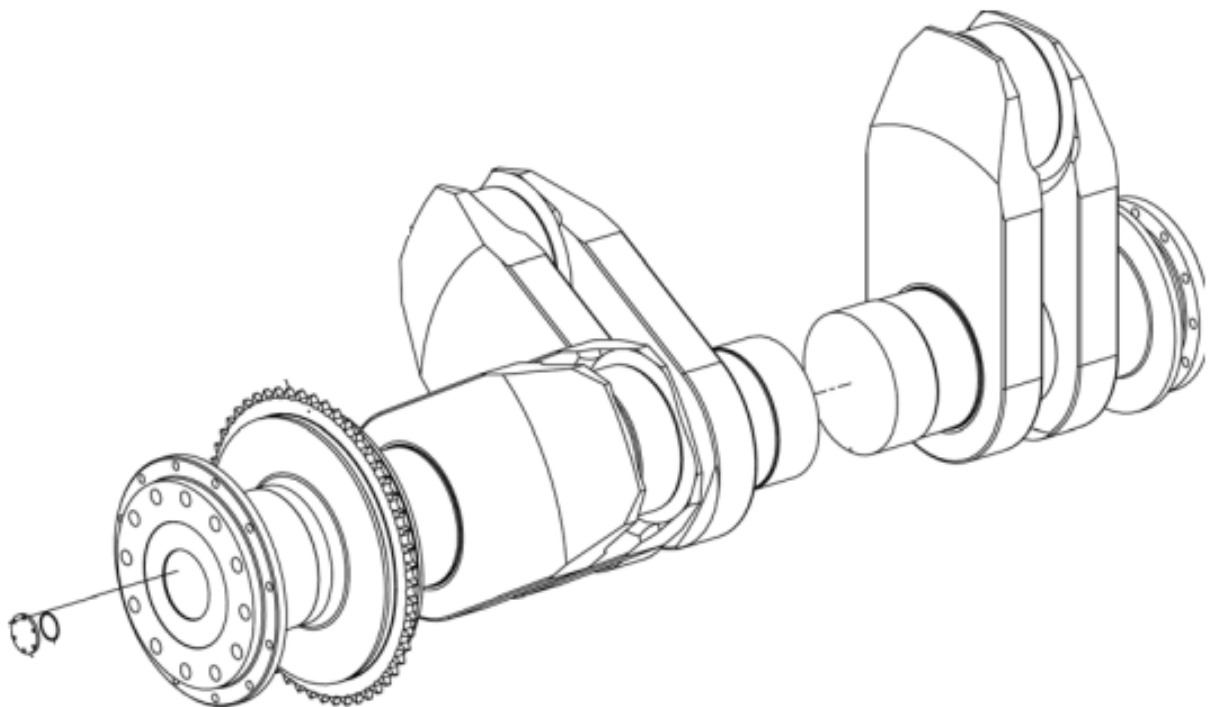


Рис. 1.10. Колінчатий вал, загальний вигляд

На задньому кінці колінчатого валу є упорний гребінь для упорного підшипника. Кормовий фланець з'єднується з маховиком та проміжним валом за допомогою призонних болтів. У носовій частині двигуна під'єднується демпфер подовжніх коливань та фланець для відбору потужності на допоміжні механізми та на можливий валогенератор.

Розподільний вал призначений для розподілу подачі палива за циліндрами, відкриття вихлопних клапанів та є приводом для лубрикаторів. Розподільний вал збірний з напресованими кулачками. Розподільний вал має цепний привод від колінчастого валу.

Упорний підшипник типу B&W-Michell знаходиться у задній частині двигуна і складається з упорного гребеня, основи підшипника та упорних подушок з білого металу.

Упорний вал складова частина колінчастого валу і змащується від системи циркуляційного змащення.

Реверсування двигуна здійснюється електронікою, зміною часу впорскування палива, активацією вихлопного клапану і пускових клапанів.

Передача обертання (валоповеротний пристрій). Обертове колесо пов'язане з упорним валом і обертає шестерню кінцевого вала передачі, який встановлений на фундаментній рамі. Передача обертається електричним двигуном в якому присутній гальмівний пристрій. Блокування головного двигуна при пуску здійснюється, коли передача знаходиться у зачепленні. Введення та виведення з зачеплення здійснюється в ручному режимі при аксіальному русі шестерні.

Демпфер подовжніх коливань складається з поршня і збірного корпусу, розташованого спереду рамового підшипника. Поршень демпфера виконано у вигляді інтегрального гребеня на рамовій шийці, а корпус розташовано на основі підшипника.

Система наддувочного повітря. Повітря входить у турбонагнітач з машинного відділення через фільтр-глушник. Потім через наддувочну трубу, охолоджувач, ресивер та крізь отвори у втулці циліндрів надходить до них під час фази

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

газообміну.

Охолоджувачі наддувочного повітря масло-блочного типу окремі для кожного турбонагнітача. У ньому повітря охолоджується забортною водою тиском 0,2...0,25 МПа або прісною водою тиском 0,45 МПа. Конструкція повітроохолоджувача виконана таким чином, що різниця між температурами наддувочного повітря і вхідної забортної води може досягати 12 °С.

Двигун має допоміжні повітрядувки повітря від яких входить у двигун, не проходячи охолоджувач наддувочного повітря. Між охолоджувачем і ресивером встановлюються незворотні клапани, які автоматично закриваються при непрацюючій повітрядувці. Повітрядувки починають працювати перед пуском двигуна для досягнення ефективного тиску необхідного для нормального початку роботи машини.

Циліндрова кришка (рис. 1.11) має три форсунки, пусковий клапан і індикаторний кран.

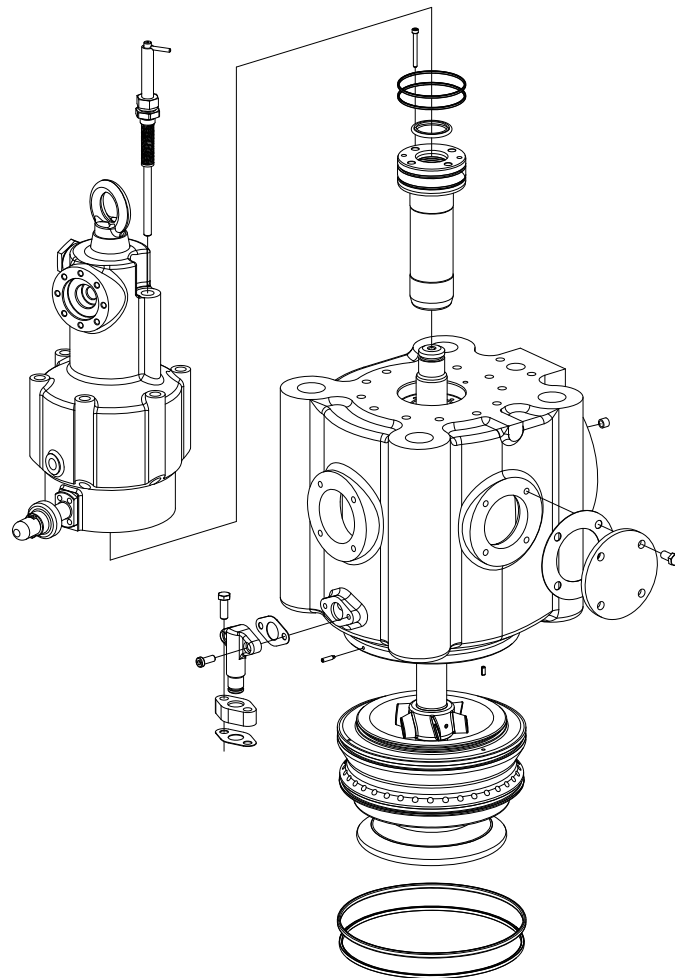


Рис. 1.11. Клапан та кришка циліндрів

Відкриття клапанів здійснюється за рахунок бустера високого тиску, а закриття пружиною. При зупинці двигуна паливо автоматично циркулює через клапан, золотник автоматично скидає паливо при несправностях клапанів.

Труби високого тиску мають спеціальні з'єднання і рукава для витримання високого тиску.

Пусковий клапан відкривається повітрям і закривається пружиною. Інтегральна контролююча система дизеля контролює роботу пускового клапана у часі.

Двигун обладнаний індикаторним краном на який може встановлюватися датчики системи діагностування.

Випускний клапан (див. рис. 1.11) складається з корпусу і штока клапана. Корпус клапана - чавунна відливка з каналами для охолодження. Корпус має у нижній частині охолоджувальне стальне днище замість встановлення сідла. Шток випускного клапана виконаний з жароміцного нікелевого сплаву (німо-ніку). Вихлопний клапан відкривається електронною гідравлічною системою, а закривається тиском повітря.

Робота вихлопного клапана контролюється розподільчим валом. Обертання клапана для його надійного та щільного прилягання у сідлі забезпечується, встановленим на штоку імпером.

У верхній і нижній частині клапана, для забезпечення його м'якої роботи встановлені демпфери. Порожнини охолодження ущільнюються силіконовими кільцями, які змінюють через 1,5...2 тис. годин. Нижнє кільце змінене на розрізне, підпружинене, фторопластове для збільшення ресурсу до 3 тис. годин.

Робоча поверхня сідла має жароміцний нікелевий наплав, для ефективної протидії високотемпературній корозії.

Появи на сідлі плям прогару не рекомендується видаляти до тих пір, поки не з'являться наскрізні канавки. В останніх моделях фірма почала виробництво клапанів Duracel з наплавленням на посадочну поверхню жароміцного та жаростійкого хромонікелевого сплаву (інконель), який витримує високу температуру. Одночасно фірма перейшла на конструкцію сідл з двома камерами (W - подібна посадкова поверхня сідла).

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
						21
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Двигун обладнаний кронштейнами, площадками, леєрами. Площадки встановлені таким чином, щоб легко виконувати перевірки і спостереження. У районі кронштейнів проходять труби різних систем, що забезпечують роботу двигуна. Зі сторони випуску до кронштейнів кріпляться балки штормового кріплення двигуна.

1.5 Висновок по розділу

У розділі проведено технічні характеристики двигуна 8G40ME-C9.5-ТП згідно даних заводу-виробника MAN Diesel & Turbo та виконано загальний опис конструкції, та його основних вузлів.

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		22

Розділ 2

Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

2.1 Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Дійсні процеси, що відбуваються 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.

Зміни 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, тобто квазістаціонарно: починаючи з процесу наповнення; розрахунку параметрів, які характеризують цикл в цілому - індикаторних показників двигуна; побудови 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 вихідних параметрів. Нижче приводиться зведення основних параметрів до розрахунку циклу.

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

Ефективна потужність двигуна, $N_e = 8800$ кВт;

Частота обертання колінчастого валу, $n = 125$ хв⁻¹;

Питома ефективна витрата палива, $g_e = 0,174$ кг/(кВт·год);

Діаметр циліндра, $D_{\text{ц}} = 400$ мм;

Хід поршня, $S = 2000$ мм;

					КРБ.142.2227ст.11.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		23

Ступінь стиску ε . При виборі (дійсного) ступеня стиску потрібно враховувати розміри циліндра ($D_{\text{ц}}$ та S) і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 14,5$ відповідно до рекомендацій.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Як і при виборі (дійсного) ступеня стиску величина надлишку повітря (на горіння) в значній мірі залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Приймаємо $\alpha = 2,5$;

Коефіцієнт залишкових газів. Приймаємо $\gamma_{\text{г}} = 0,04$;

Температура залишкових газів $T_{\text{г}}$. При виборі цієї величини варто орієнтуватися на такий діапазон значень $T_{\text{г}} = 600 \dots 900$ К. Більш низькі значення $T_{\text{г}}$ приймаються для малофорсованих по робочому процесу двигунів або при більших значеннях коефіцієнта надлишку повітря. Приймаємо $T_{\text{г}} = 750$ К. У процесі розрахунку величина $T_{\text{г}}$ уточнюватиметься.

Температура навколишнього середовища T_0 . У всіх випадках потрібно приймати $T_0 = 298$ К (ISO) і тільки в особливих випадках приймають температуру в умовах машинного відділення;

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

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

Зміна температури повітря при переході з наддувочного колектора в циліндр $\Delta T_{\text{а}}$. Приймаємо $\Delta T_{\text{а}} = 5$ К, як для ДВЗ з наддувом;

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувного колектора в циліндр, $K_{\text{а}}$. Для МОД приймаємо $K_{\text{а}} = 0,98$;

Коефіцієнт наповнення циліндра $\eta_{\text{н}}$. Для 2-тактних двигунів приймаємо значення коефіцієнту у першому наближенні $\eta_{\text{н}} = 0,85$. При розрахунку ця величина уточнюватиметься;

Показник політропи стиску n_1 . Ця величина в процесі розрахунку уточнюється, тому для організації розрахункової схеми циклу необхідно прийняти коефіцієнт у першому наближенні $n_1 = 1,35$;

Коефіцієнт використання теплоти в точці Z. Для МОД приймаємо $\zeta_z = 0,92$;
 Коефіцієнт використання теплоти в точці В. Для МОД приймаємо $\zeta_b = 0,96$;
 Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,2$ – для сучасних високофорсованих двигунів по робочому процесу;

Максимальна температура газів T_z . У першому наближенні слід прийняти $T_z = 2000$ К. Далі ця величина буде уточнюватися у процесі розрахунку;

Показник політропи розширення n_2 . У першому наближенні слід прийняти $n_2 = 1,25$. Далі ця величина буде уточнюватися у процесі розрахунку (теоретично цю величину можна бути прийняти довільною);

Температура в циліндрі в кінці процесу розширення T_B . У першому наближенні слід прийняти $T_B = 1000$ К. Далі ця величина уточнюватиметься при розрахунку;

Частка втраченого ходу ψ_s . Приймаємо $\psi_s = 0,075$;

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми $\phi_{\text{скр}}$. Приймаємо для двотактного ДВЗ $\phi_{\text{скр}} = 1$;

Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,94$;

Коефіцієнт тактності $z = 1$ для 2-х тактних двигунів;

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

$C = 0,866$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,130$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню;

$W = 0$ кг – кількість води.

Розрахунок виконаний на ПК за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Алгоритм розрахунку приведений в табл. 2.1.

2.2 Розрахунок процесу наповнення циліндру

Розрахунок полягає у визначенні тиску і температури наприкінці 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	8G40ME-C9.5-ТП
Необхідний тиск повітря в наддувному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$	0,38033
Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	8G40ME-C9.5-ТП
Тиск у циліндрі на початку стиску p_a , МПа	$K_a \cdot p_k$	0,37273
Температура на початку стиску T_a , К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	341
Коефіцієнт наповнення циліндру η_H	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot g(1 - \psi_s)$	0,88

2.3 Розрахунок процесу стиснення

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

Таблиця 2.2 Розрахунок процесу стиску

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	8G40ME-C9.5-ТП
Коефіцієнт у рівнянні середньої ізохорної теплоємності на лінії стиску: a_{VC} , кДж/(кмоль · К)	$\frac{\gamma_r \alpha_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \alpha_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,279
b_C , кДж/(кмоль · К ²)	$\frac{\gamma_r b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	0,00252
Середній показники політропи стиску n_1 (знаходяться методом послідовних наближень): I наближення II наближення III наближення	Див. п. 2.1.15 $\frac{8,314}{a_{VC} + b_C T_a (1 + \epsilon^{n_1-1})} + 1$	1,35 1,35
Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	8G40ME-C9.5-ТП
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.	$\frac{8,314}{a_{VC} + b_C T_a (1 + \epsilon^{n_1-1})} + 1$	1,37032
Тиск наприкінці стиску p_c , МПа	$p_a \epsilon^{n_1}$	14,549
Температура наприкінці стиску T_c , К	$T_a \epsilon^{n_1-1}$	918,92

2.4 Розрахунок процесу згоряння

Основним процесом, що відбувається в циліндрі двигуна, є горіння розпиленого палива, що впорскується в циліндр. Процес горіння представляє окиснення складових частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно використати. Розрахунок полягає у визначенні кількості повітря необхідного для повного згорання 1 кг палива, коефіцієнта молекулярної зміни, середніх мольних теплоємностей, нижчої теплоти згоряння 1 кг палива, ступеня 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	8G40ME-C9.5 T-II
Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг 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 1 кг палива L , кмоль/кг	αL_0	1,245
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни, β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1,026
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,025
Частина палива, спалена до точки "Z", X_z	$\frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,958
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці "Z", β_z	$1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} X_z$	1,024
Постійна палива, k	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0,065
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці "Z": a_{vz} , кДж/(кмоль·К) b_z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{\left[(1+k)X_z + \gamma_r \right] a_v'' + \left[\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r) \right] a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$ $\frac{\left[(1+k)X_z + \gamma_r \right] b'' + \left[\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r) \right] b'}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$	19,742 0,00298
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці "B": a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{\left[(1+k) + \gamma_r \right] a_v'' + \left[(1+\gamma_r)(\alpha - 1) \right] a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$ $\frac{\left[(1+k) + \gamma_r \right] b'' + \left[(1+\gamma_r)(\alpha - 1) \right] b'}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$	19,762 0,00304
Нижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7 \left[81C + 300H - 26(O - S) - 6(9H + W) \right]$	42717
Нижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютного нуля Q_H' , кДж/кг	$Q_H + \alpha \cdot L_0 (1 + \gamma_r) \left[\beta_z (a_{vz} + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0) \right] T_0$	43719,086
Постійні у рівнянні згоряння: С В А	$\frac{1}{\beta_z (1 + \gamma_r)} \left\{ \frac{\xi_z \cdot Q_H'}{L} + \left[a_{vc} + b_c \cdot T_c + \gamma_r (a_{vb} + b_b \cdot T_c) + (1 + \gamma_r) 8,314 \cdot \lambda \right] T_c \right\}$ b_z $8,314 + a_{vz}$	58700,022 5 0,00298 28,05612

Максимальна температура в циклі T_z К; (встановлюється методом послідовних наближень): I наближення II наближення III наближення Через те, що різниця значень показників 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 1762,583 1770
Максимальний тиск в циліндрі, P_z МПа	$P_z = \lambda p_c$	17,459

2.5 Розрахунок процесу розширення

Основний робочий хід поршня відбувається при розширенні продуктів згорання Розрахунок процесу розширення полягає у визначенні ступеня наступного розширення, параметрів наприкінці 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.	8G40ME-C9.5-ТІІ
Ступінь попереднього розширення	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,63703
Ступень наступного розширення	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	8,85750
Постійні рівняння для знаходження показника політропи розширення n_2 , кДж/кмоль: D	$\frac{Q'_H (\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r) \beta}$	1317,881 53
C	$\frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z$	43957,69 13
Середній розрахунковий показник політропи розширення, n_2	$\frac{8,314 \left[\left(\frac{\beta_z}{\beta} \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{vb} + b_b T_b) T_b} + 1$	1,28371

Температура газу в кінці процесу розширення T_B , К. рішення двох рівнянь (пп. 53, 54) ведеться сумісним методом послідовних наближень: T_B , К	$\frac{T_z}{\delta^{\eta_2-1}}$	949,269
Тиск в кінці процесу розширення p_b , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{\eta_2}}$	1,06158

2.6 Визначення індикаторних показників циклу

Індикаторні показники характеризують доскональність робочого циклу в циліндрі. Враховуються тільки теплові втрати. Розрахунок індикаторних показників полягає у визначенні середнього індикаторного тиску, питомої індикаторна витрата палива та індикаторного ККД. Результати розрахунку зведені в табл. 2.5

Таблиця 2.5 Визначення індикаторних показників циклу

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	8G40M E-C9.5-TII
Середній індикаторний тиск по не округленій діаграмі p'_i МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda(p-1) + \frac{\lambda p}{\eta_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{\eta_2-1}} \right) - \frac{1}{\eta_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\eta_1-1}} \right) \right]$	2,25518
Середній індикаторний тиск по округленій діаграмі, p_i , МПа	$\Phi_{скр} p'_i (1 - \psi_s)$	2,43803
Питома індикаторна витрата палива, g_i кг/(кВт·год)	$433 \frac{p_k \eta_H}{L T_k p_i}$	0,16093
Індикаторний ККД циклу, η_i	$\eta_i = \frac{3600}{g_i Q_H}$	0,52369

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-шатунний механізм на колінчастий вал. Розрахунок ефективних параметрів

рів двигуна полягає у визначенні середнього ефективного тиску, питомої ефективної втрати палива та ефективного ККД.

Середній ефективний тиск є один з найважливіших показників робочого циклу, який характеризує ступінь ефективного використання об'єму робочого циліндра, а також рівень використання 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	8G40ME-C9.5-ТІІ
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$p_i \eta_m$	2,11987
Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	q_i/η_m	0,17120
Ефективний ККД двигуна, η_e	$\eta_e = \eta_i \eta_m$	0,492

2.8 Розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторних діаграм

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

Для побудови теоретичної згорнутої індикаторної діаграми необхідно виконати наступні дії:

1. Встановити масштаби побудови діаграми. Масштаб по вісі ординат тиск, m_p . Масштаб по вісі абсцис відношення об'ємів m_{V/V_c} ;
2. Нанести значення по вісі абсцис: Для двотактних ДВЗ – від 1 до ε_g . Значення $V/V_c = 1$ - відповідає ВМТ двигуна. $V/V_c = \varepsilon_{ym}$ - відповідає НМТ двигуна;
3. Розрахувати значення ординат точок політроп стиску 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 стиску

$$P_{\text{ст}} = \frac{P_c}{(V/V_c)^{\eta_1}} \quad (2.1)$$

- для процесу розширення

$$P_{\text{роз}} = \frac{P_z \cdot P^{\eta_2}}{(V/V_c)^{\eta_2}} \quad (2.2)$$

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

Значення p_a , p_b , p_c є контрольними і повинні відповідати розрахункам циклу.

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

де ϵ_z – геометричний ступінь стиску.

Геометричний ступінь стиску:

$$\epsilon_z = \frac{\epsilon - \psi_s}{1 - \psi_s} \quad (2.4)$$

де ϵ – дійсний ступінь стиску:

ψ_s – частка втраченого ходу.

$$\epsilon_z = \frac{14,5 - 0,075}{1 - 0,075} = 15,595$$

Таблиця 2.7 Розрахунок координат розрахункової згорнутої індикаторної діаграми

V/V_c	1	1,25	1,5	$\rho = 1,637$	2	2,5	3
$P_{\text{ст}}$	$P_c = 14,549$	10,716	8,347	7,449	5,628	4,145	3,229
$P_{\text{роз}}$	$P_z = 17,459$	$P_z = 17,459$	$P_z = 17,459$	$P_z = 17,459$	13,501	10,138	8,023
V/V_c	4	6	8	10	12	14	$\epsilon_g = 14,5$
$P_{\text{ст}}$	2,177	1,249	0,842	0,620	0,483	0,391	$P_a = 0,447$
$P_{\text{роз}}$	5,545	3,295	2,278	1,710	1,353	1,110	$P_b = 1,062$

Процес перебудови згорнутої індикаторної діаграми в розгорнуту проводиться за допомогою біцентричної діаграми Брікса, таким чином:

1. Під згорнутою діаграмою по її довжині l_d , проводимо півколо радіусом $l_d/2$ з серединою в т. О;

2. Від центра півкола в бік НМТ відкладається поправка Брікса т. О'

Визначення середнього індикаторного тиску розрахунковим способом:

$$p_{\text{іроз}} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (p - 1) + \frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (2.5)$$

де p_c – тиск наприкінці стиску, МПа;

ε – дійсний ступінь стиску;

λ – ступінь підвищення тиску в циліндрі;

p – ступінь попереднього розширення;

δ – ступінь подальшого розширення;

n_2 – показник політропи розширення;

n_1 – показник політропи стиску

$$p_{\text{іроз}} = \frac{14,592}{14,5 - 1} \left[\frac{1,2(1,637 - 1) + \frac{1,2 \cdot 1,637}{1,284 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,858^{1,284 - 1}} \right) - \frac{1}{1,370 - 1} \left(1 - \frac{1}{14,5^{1,370 - 1}} \right)} \right] = 2,438 \text{ МПа}$$

Визначення середнього індикаторного тиску по згорнутій індикаторній діаграмі:

$$p_{\text{і}} = \varphi_{\text{скр}} \cdot p_{\text{і}}'' (1 - \psi_s) \cdot m_d$$

де $\varphi_{\text{скр}}$ – коефіцієнт округлення індикаторної діаграми;

ψ_s – частка втраченого ходу;

m_d – масштаб діаграми, МПа/мм;

$p_{\text{і}}''$ – середній індикаторний тиск по неокругленій індикаторній діаграмі, МПа;

$$p_{\text{і}}'' = \frac{F_d}{l_d} = \frac{3750}{219} = 17,123 \text{ МПа} \quad (2.7)$$

де F_d – площа згорнутої індикаторної діаграми, мм²

l_d – довжина згорнутої індикаторної діаграми, мм

$$p_{\bar{a}} = 1 \cdot 17,123 \cdot (1 - 0,075) \cdot 0,150 = 2,376$$

Похибка розрахунку:

$$\delta_p = \frac{|p_{\text{іроз}} - p_{\bar{a}}|}{p_{\text{іроз}}} \cdot 100\% \quad (2.8)$$

де $p_{\text{іроз}}$ – середній індикаторний тиск розрахунковим способом.

$$\delta_p = \frac{|2,438 - 2,376|}{2,438} \cdot 100\% = 2,54\%.$$

2.9 Висновок по розділу

В табл. 2.8 приведено основні параметри розглянутого двигуна 8G40ME-C9.5-ТІІ, отриманих під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.8. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	8G40ME-C9.5-ТІІ
1.	Ефективна потужність, кВт	8800
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	125
3.	Ступінь стиску	14,5
4.	Тиск наддуву, кПа	380
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,5
6.	Середній ефективний тиск, кПа	2119,8
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,1712
8.	Механічний ККД	0,920
9.	Індикаторний ККД	0,524
10.	Ефективний ККП	0,492

Методика розрахунку 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 0,1712 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун належить до машин з високим показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

Розділ 3

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 Вибір та обґрунтування вихідних даних

Таблиця 3.1. Вихідні дані для розрахунку діаграм динаміки

Величина	Значення
Крок (градуси) H (приймаються в залежності від бажаної точності розрахунків та $\varphi_{закл}$, ° п. к. в.	5
Частота обертання колінчастого валу, xv^{-1}	125
Питома маса поступальних частин m_s , $кг/м^2$	18200
Радіус кривошипа R , мм	1000
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $l_{ш}$, мм	0,50
Тиск сил ваги поступальних мас КШМ, P_T , МПа	0,182
Тиск на поршень з його тильної частини, P_k , МПа	0,38
Тиск кінця стиску, P_c , МПа	14,549
Максимальний тиск в циліндрі, P_z , МПа	17,459
Ступінь попереднього розширення, ρ	1,64
Показник політропи стиску n_1	1,37
Показник політропи розширення n_2	1,28
Ступінь стиску	14,5

Розрахунок виконаний на ПК за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Алгоритм розрахунку формули 3.1 – 3.9.

3.2 Побудова силової схеми КШМ

При роботі двигуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі P_r , сили інерції мас P_s , 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 нехтують, а враховують механічний ККД двигуна. Сили ваги виникають у мало обертових двигунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам зважування.

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

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму:

$$P_{руш} = P_r + P_s + P_T + P_{II} + P_{тр} \quad (2.1)$$

де P_r – сила від тиску газів, МПа;

P_s – сила інерції від поступальних мас механізму, МПа;

P_T – сила тяжіння від поступальних мас, МПа;

P_{II} – сила діюча на поршень з його тильної сторони, МПа;

$P_{тр}$ – сила тертя, виникаюча при русі деталей, що поступально переміщуються, МПа.

Визначення сили інерції від поступальних мас механізму

$$P_s = m_s \cdot \omega^2 \cdot R(\cos \varphi + \lambda_{ш} \cdot \cos 2\varphi) \quad (3.2)$$

де m_s – питома маса деталей, які рухаються, МПа;

ω – кутова швидкість, рад/с.

Визначення питомої сили тяжіння

$$P_T = m_s \cdot g \cdot 10^{-6}, \text{ МПа} \quad (3.3)$$

де $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

					КРБ.142.2227ст.11.03.ПЗ	Лист
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

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

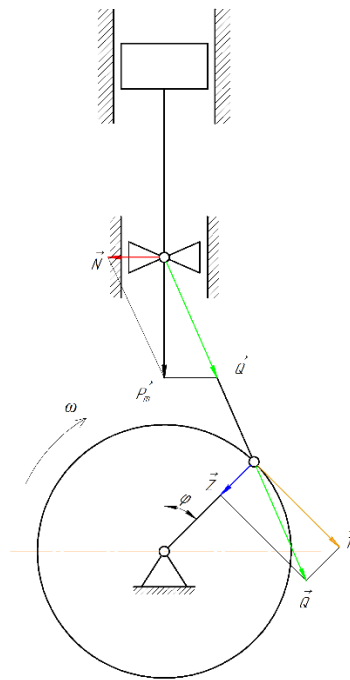


Рис. 3.1 Силовa схема КШМ двотактного ДВЗ

Найменування цих сил наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T – дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотилевої шийки.

Сила (тиск) газів:

- на лінії політропного стиснення

$$P_{\text{спк}} = \frac{P_c}{\left(\frac{\epsilon_0 - 1}{2} \cdot \left(1 + \frac{1}{\lambda_{\text{ш}}} - \cos\varphi - \frac{1}{\lambda_{\text{ш}}} \cos(\arcsin(\lambda_{\text{ш}} \cdot \sin\varphi)) \right) + 1 \right)^{n_1}} \quad (3.4)$$

- на лінії політропного розширення

$$P_{\text{смк}} = \frac{P_c \cdot p^{n_2}}{\left(\frac{\epsilon_0 - 1}{2} \cdot \left(1 + \frac{1}{\lambda_{\omega}} - \cos\varphi - \frac{1}{\lambda_{\omega}} \cos(\arcsin(\lambda_{\omega} \cdot \sin\varphi)) \right) + 1 \right)^{n_2}} \quad (3.5)$$

Складові сили визначаються за формулами:

- нормальна сила

$$N = P_{py\omega} \cdot \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda_{\omega} \cdot \sin\varphi)); \quad (3.6)$$

- сила, яка діє вздовж осі шатуна

$$Q = \frac{P_{py\omega}}{\cos(\arcsin(\lambda_{\omega} \cdot \sin\varphi))}; \quad (3.7)$$

- радіальна сила

$$Z = P_{py\omega} \frac{\cos(\varphi + \arcsin(\lambda_{\omega} \cdot \sin\varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda_{\omega} \cdot \sin\varphi))}; \quad (3.8)$$

- дотична сила

$$T = P_{py\omega} \frac{\sin(\varphi + \arcsin(\lambda_{\omega} \cdot \sin\varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda_{\omega} \cdot \sin\varphi))}. \quad (3.9)$$

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

3.4 Побудова діаграми сумарних дотичних сил

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

Хід розрахунку будемо робити за наступним порядком роботи циліндрів (спалахів) в двигуні:

1-8-2-6-4-5-3-7

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

$$\varphi_{\text{закл}} = \frac{360}{z \cdot i}, \quad (3.10)$$

де $z = 1$ – коефіцієнт тактності двигуна (для двотактного ДВЗ);

$i = 8$ – число циліндрів;

$$\varphi_{\text{закл}} = \frac{360}{1 \cdot 8} = 45^\circ$$

Далі значення дотичної сили одного циліндра поділяється на вісім рівних ділянок, що відповідають $\varphi_{\text{закл}} = 45^\circ$ ПКВ, і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в табл. 3.2 у вигляді вертикальних стовпців відповідно до порядку роботи циліндрів.

Таблиця 3.2. Розрахунок сумарних дотичних сил

$\varphi, ^\circ \text{ПКВ}$	Номер циліндра відповідно порядку роботи								$\Sigma T, \text{МПа}$
	1	8	2	6	4	5	3	7	Сумарні дотичні зусилля
0	0,000	-1,064	-2,017	0,109	0,000	3,332	3,170	1,398	4,928
5	-0,076	-1,249	-1,866	0,021	1,648	3,008	3,110	1,173	5,769
10	-0,156	-1,439	-1,645	-0,230	3,301	2,843	2,995	0,967	6,637
15	-0,244	-1,625	-1,365	-0,633	4,963	2,802	2,831	0,781	7,510
20	-0,343	-1,796	-1,046	-1,143	6,633	2,846	2,626	0,616	8,393
25	-0,455	-1,942	-0,712	-1,654	6,207	2,936	2,394	0,468	7,243
30	-0,583	-2,048	-0,394	-1,979	5,353	3,039	2,145	0,336	5,868
35	-0,728	-2,103	-0,128	-1,875	4,524	3,125	1,890	0,217	4,922
40	-0,889	-2,095	0,051	-1,172	3,837	3,173	1,639	0,106	4,650
45	-1,064	-2,017	0,109	0,000	3,332	3,170	1,398	0,000	4,928

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

Отримані дані вносимо в табл. 3.2 На підставі отриманих даних будується діаграма сумарної дотичної сили.

3.5 Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна

Визначення розрахункової величини індикаторної потужності графічним методом:

$$(N_i)_d = \overline{\Sigma T}_{cp} \cdot \mu_T \cdot F_{\perp} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot 10^3 \quad (3.11)$$

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

$\mu_T = 0,0899$ МПа/мм – масштаб побудови сумарної дотичної сили по осі ординат;

$F_{\perp} = 0,785 \cdot D_{\perp}^2 = 0,785 \cdot 0,4^2 = 0,1256$ м² – площа поперечного перерізу циліндрової втулки;

$R = 1$ м – радіус кривошипа;

$n = 125$ хв⁻¹ – частота обертання колінчастого валу.

Для знаходження величини середньої сумарної дотичної сили $\overline{\Sigma T}_{cp}$ необхідно знайти площу під діаграмою сумарної дотичної сили і поділити на її довжину:

$$\overline{\Sigma T}_{cp} = \frac{F_g}{l}, \text{ мм} \quad (3.12)$$

де $F_g = 10710,3$ мм² – сумарна площа діаграми;

$l = 152,9$ мм – довжина діаграми.

$$\overline{\Sigma T}_{cp} = \frac{10710,3}{152,9} = 70,048 \text{ мм}$$

$$(N_i)_d = 70,048 \cdot 0,0889 \cdot 0,785 \cdot 0,4^2 \cdot \frac{3,14 \cdot 125}{30} \cdot 1 \cdot 10^3 = 10233 \text{ кВт}$$

Розрахункова величина індикаторної потужності аналітичним методом:

$$(N_i)_u = 13,1 \cdot p_i \cdot D_{\perp}^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot z \quad (3.13)$$

де $p_i = 2,438$ МПа – середній індикаторний тиск із розрахунку циклу.

$$(N_i)_{\text{ц}} = 13,1 \cdot 2,438 \cdot 0,4^2 \cdot 2 \cdot 125 \cdot 8 \cdot 1,0 = 10220 \text{ кВт}$$

Перевірка правильності розрахунку:

$$\delta = \frac{|(N_i)_{\text{ц}} - (N_i)_{\text{д}}|}{(N_i)_{\text{д}}} \cdot 100\% \quad (3.14)$$

$$\delta = \frac{|10220 - 10233|}{10233} \cdot 100\% = 0,127\%$$

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.

3.6 Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика

Основне призначення маховика – зменшення різниці між максимальною та мінімальною кутовими швидкостями, тобто забезпечити необхідну рівномірність обертання колінчастого вала.

Розрахунок маховика являє собою визначення махового моменту інерції, максимального діаметра ободу 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:

$$L_{\text{надл}} = L'_{\text{надл}} \cdot \mu_{\text{т}} \cdot \mu_{\text{ф}} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot F_{\text{ц}} \cdot R \cdot 10^6 \quad (3.15)$$

де $L'_{\text{надл}} = 933,65 \text{ мм}$ – площа згідно з надлишковою роботою;

$\mu_{\text{т}} = 0,0889 \text{ МПа/мм}$ – масштаб діаграми сумарної та дотичної сил;

$\mu_{\text{ф}} = 0,296 \text{ град/мм}$ – масштаб по куту φ ;

$F_{\text{ц}} = 0,1256 \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 1 \text{ м}$ – радіус кривошипа;

$$L_{\text{накл}} = 933,65 \cdot 0,0889 \cdot 0,296 \cdot \frac{3,14}{180} \cdot 0,1256 \cdot 1 \cdot 10^6 = 53829,998 \text{ кДж}$$

Необхідне значення моменту інерції маховика:

$$I_0 = \frac{91,2 \cdot L_{\text{накл}}}{\delta \cdot \pi^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.16)$$

де: $\delta = 0,04$ – ступінь нерівномірності обертання колінчастого вала;

$\pi = 125 \text{ хв.}^{-1}$ – частота обертання колінчастого валу, хв.^{-1} .

$$I_0 = \frac{91,2 \cdot 53829,998}{0,04 \cdot 125^2} = 7854,873 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

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

$$I_M = 0,4 \cdot I_0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (3.17)$$

$$I_M = 0,4 \cdot 7854,873 = 3141,949 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3.7 Визначення маси та діаметру маховика

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot [v]}{\pi \cdot \pi} \quad (3.18)$$

де $[v] = 50 \text{ м/с}$ – допустима лінійна швидкість на ободі маховика;

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot 50}{3,14 \cdot 125} = 7,643 \text{ м}$$

$$D_{M2} = 1,7 \cdot S \quad (3.19)$$

де $S = 2 \text{ м}$ – хід поршня.

$$D_{M2} = 1,7 \cdot 2 = 3,4 \text{ м}$$

Маховий момент маховика:

$$M_M \cdot D_M^2 = 4 \cdot I_M \quad (3.20)$$

Звідки маса маховика:

$$M_M = \frac{4 \cdot I_M}{D_M^2}, \text{ кг} \quad (3.21)$$

					КРБ.142.2227ст.11.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		42

де D_M – діаметр маховика;

$$M_M = \frac{4 \cdot 3141,949}{3,4^2} = 1087,180 \text{ кг}$$

Визначення основних розмірів ободу маховика:

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho}}, \quad (3.22)$$

де M_M – маса маховика, кг;

$K_M = 0,2$ – для МОД;

D_M – діаметр маховика, м;

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

$$H = \sqrt{\frac{1087,180}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 3,4 \cdot 7800}} = 0,0653 \text{ м}$$

$$B = 0,2 \cdot H \quad (3.23)$$

$$B = K_M \cdot H = 0,2 \cdot 0,0653 = 0,01306 \text{ м}$$

Маса ободу маховика:

$$M_M = \pi \cdot D_M \cdot B \cdot H \cdot \rho \quad (3.24)$$

$$M_M = 3,14 \cdot 3,4 \cdot 0,01306 \cdot 0,0653 \cdot 7800 = 71 \text{ кг}$$

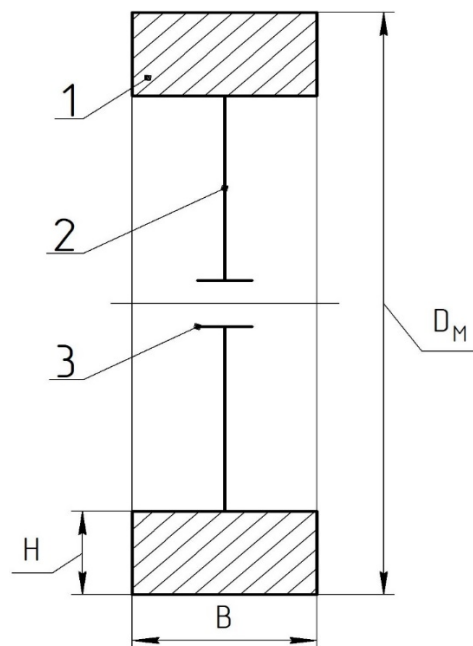


Рис. 3.2. Конструктивна схема маховика:

1 – обод маховика; 2 – диск; 3 – маточина

3.8 Висновок по розділу

В розділі було виконано розрахунок динаміки двигуна 8G40ME-C9.5-ТП: (8ДКРН 40/200), а саме: обрані та обґрунтовані вихідні данні; побудована силова схема кривошипно-шатунного механізму; розраховані та побудовані діаграм діючих сил; побудовано діаграми сумарних дотичних сил; визначена середня сумарна дотична сила та індикаторна потужності двигуна; визначено надлишкову роботу крутильного моменту та основні розміри маховика.

					КРБ.142.2227ст.11.03.ПЗ	Лист
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розділ 4

Розрахунок відцентрового компресора для наддуву двигуна

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

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

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

4.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора

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

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

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

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 – $\varphi_a = 1,25$).

$$G_k = \frac{8800 \cdot 14,3 \cdot 0,174 \cdot 2,5 \cdot 1,25}{3600} = 19,159 \text{ кг / с}$$

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

$$Q_k = \frac{G_k}{\rho_n} \quad (4.2)$$

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

$$Q_k = \frac{19,159}{1,18} = 16,237 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_k = \frac{P_k}{P_0} \quad (4.3)$$

де P_k – тиск повітря після компресора, МПа;

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

Тиск в повітряному ресивері визначається за формулою:

$$P_s = 0,871 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_s}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_n} \quad (4.4)$$

де $g_e = 0,174 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 8800 \text{ кВт}$ – ефективна потужність двигуна;

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

$D_{\text{ц}} = 0,40 \text{ м}$ – діаметр циліндра;

$S = 2,0 \text{ м}$ – хід поршня;

$i = 8$ – кількість циліндрів;

$n = 125 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів;

$z = 1$ – коефіцієнт тактності;

$\eta_n = 0,85$ – коефіцієнт наповнення циліндра.

$$P_s = 0,871 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,174 \cdot 8800 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,4^2 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 0,88} = 0,379 \text{ МПа}$$

Тиск повітря після компресора, МПа, обчислюються за формулою:

$$P_k = \frac{P_s}{(P_s / P_k)} \quad (4.5)$$

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

$$P_k = \frac{0,379}{0,98} = 0,386 \text{ МПа}.$$

Далі за формулою (4.3) обчислюється ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_k = \frac{0,379}{0,98 \cdot 0,1} = 3,86.$$

4.2 Обґрунтування вибору турбоагнітача

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

На підставі значень Π_k та G_k (або Q_k) знаходиться точка у полі витрат (рис. 4.1, точка А).

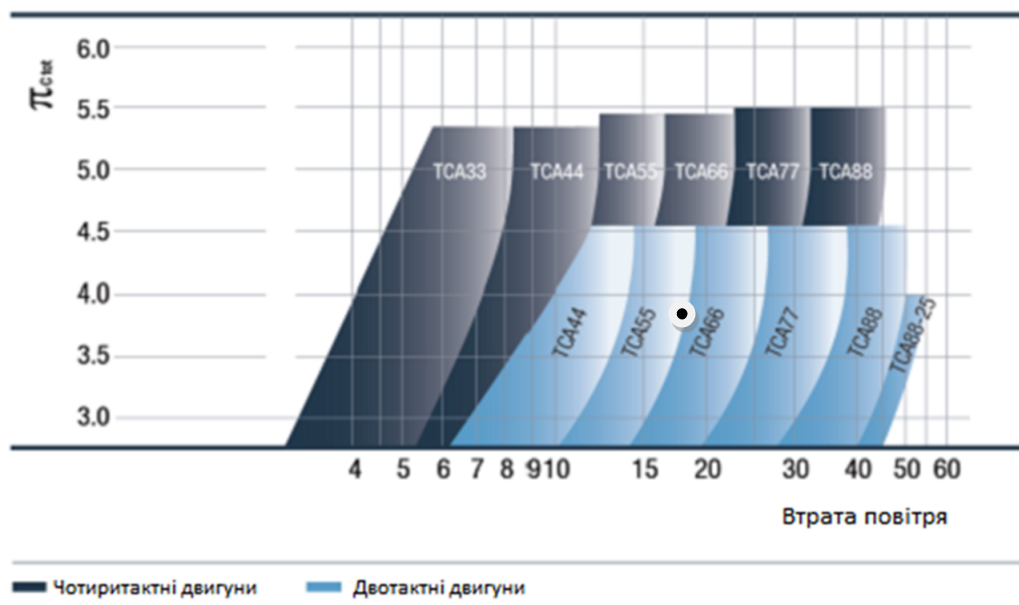


Рис. 4.1. Поле робочих характеристик турбокомпресорів ($\Pi_k - Q_{k1}$) типу ТСА

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

ТСА означають, що турбокомпресор має відцентрову турбіну. Цифри визначають величину зовнішнього діаметра колеса компресора (D_K) 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 $Q_K = 50 \dots 60 \text{ м}^3/\text{с}$.

По знайденим значенням ступеня підвищення тиску ($\Pi_K = 3,86$) і об'ємної витрати компресора ($Q_K = 16,237 \text{ м}^3/\text{с}$), на полі робочих характеристик компресрів ТК серії ТСА знаходимо відповідну точку і визначаємо марку ТК. У даному випадку, це ТК марки ТСА66 (рис 4.1). Зображення турбокомпресора представлено на рис. 4.2.

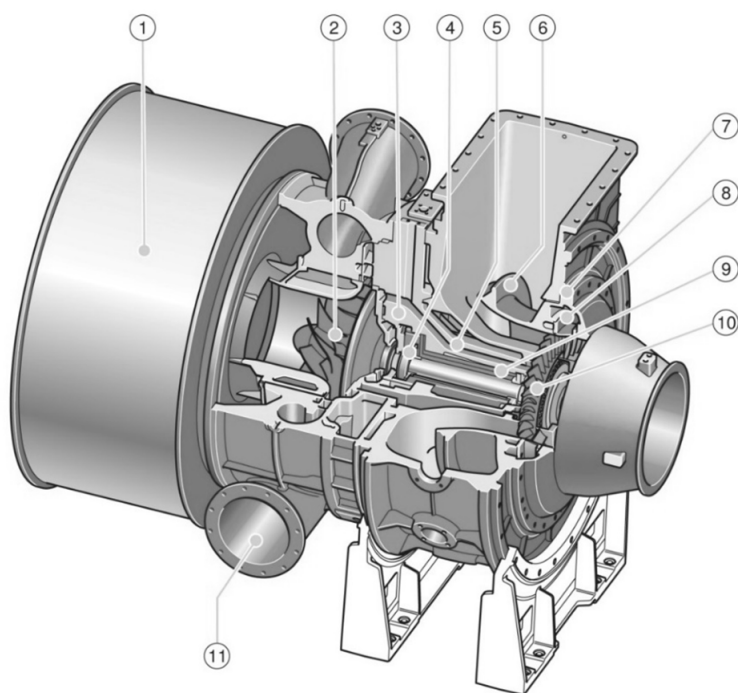


Рис. 4.2. Загальний вигляд турбоагнітача ТСА66

1 - повітряний фільтр (шумоглушник); 2 – колесо компресора; 3 – корпус підшипника; 4 – упорний підшипник; 5 – система ущільнення; 6 – дифузор відпрацьованих газів; 7 – вибух - кожух; 8 – направляюче кільце; 9 – підшипник ковзання; 10 – лопатки турбіни; 11 – корпус компресора

Технічні характеристики ТСА66 для двотактних двигунів зведені в табл.

4.1.

Таблиця 4.1. Технічні характеристики турбокомпресора ТСА66

Параметр	Значення
Максимальна потужність, кВт	2750
Максимальний ККД ТК	0,73
Максимальна частота обертання, об/хв. ⁻¹	16900
Маса, кг	5510
Довжина, мм	2360
Висота, мм	2094
Ширина, мм	1433

4.3 Розрахунок проточної частини компресора

Таблиця 4.2. Вхідні розрахункові параметри

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
1	Витрата	G, кг/с	Згідно розрахунку	16,2366
2	Ступінь підвищення тиску	P_k	Згідно розрахунку	3,86
3	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	Приймається	300
4	Температура після глушника	T_a , К	$T_a = T_0$	300
5	Тиск навколишнього середовища	P_0 , Па	Приймається	1000000
6	Тиск після глушника	P_a , Па	$P_0 - \Delta P_a$	99000
7	Діаметр колеса на вході	D_2 , м		0,66
8	Діаметр маточини колеса	D_0 , м	$(0,22 \dots 0,35) D_2$	0,165
9	Діаметр на виході з БЛД	D_3 , м	$(1,1 \dots 1,2) D_2$	0,879
10	Діаметр на виході з лопатного дифузора	D_4 , м	$(1,6 \dots 1,8) D_2$	0,986
11	Товщина лопаток на вході у колесо	δ_1 , м	0,3 ... 2 мм	0,001
12	Число лопаток колеса	Z_k	12 ... 23	24
13	Число лопаток дифузора	Z_d	$Z_d > Z_k$; $Z_d = 17, 19, 23 \dots$	26
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	n_1	1,35 ... 1,39	1,4

	ділянці 0-1			
17	Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо)	η_2	0,83 ... 0,92	0,92
18	Політропний ККД на ділянці 2-3 (щілинний або без лопатний дифузор)	η_3	0,6 ... 0,8	0,8
19	Коефіцієнт тертя у без лопатному дифузорі (БЛД)	$\lambda_{\text{БЛД}}$	0,075 ... 0,01	0,01
20	Політропний ККД на ділянці 3-4 (лопатний дифузор)	η_4	0,7 ... 0,85	0,7
21	Коефіцієнт дискових витрат	$\alpha_{\text{ТВ}}$	0,04 ... 0,08	0,04
22	Коефіцієнт втрат 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	$\bar{H}_k$	[Мошенцев]	1,5	1,5
2	Адіабатна робота стиску в компресорі	$L_{\text{ад}}$, Дж/кг	$1004,5 T_0 (\pi_k^{0,286} - 1)$	$L_{\text{ад}} = 1004,5 \cdot 300 (3,1^{0,286} - 1)$	140690,27
3	Колова швидкість на діаметрі D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{\text{ад}}}{\bar{H}_k}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 115136,22}{1,5}}$	440,517

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	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,25 \cdot 391,809$	129.89
2	Температура повітря перед колесом	T_1 , К	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2c_p}$	$T_1 = 300 - \frac{97,952^2 - 30^2}{2010}$	298
3	Тиск перед колесом	P_1 , Па	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 99 \cdot 10^3 \left(\frac{295,674}{300} \right)^{3,7}$	10000
4	Густина повітря перед колесом	ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{10000}{287,2 \cdot 298}$	1,17
5	Площа на вході у колесо	f_1 , м ²	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{16,2366}{1,17 \cdot 129,89}$	0,106
6	Зовнішній діаметр колеса на вході	D_n , м	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,106}{3,14} + 0,165^2}$	0,433
7	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	D_1 , м	$\sqrt{\frac{D_n^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,433^2 + 0,165^2}{2}}$	0,268

Таблиця 4.5. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_k \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{24 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,327}{0,66} \right)^2 \right]}}$	0,896
2	Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	B_{11} град	$\arctg \left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1} \right)$	$\arctg \left(\frac{129,89 \cdot 0,66}{440 \cdot 0,327} \right)$	31

3	Кут установки лопатки на діаметрі D_1	$\beta_{1л}$, град	$\beta_{1л} + i_1$	30,79+1	32
4	Коефіцієнт захащення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_k}{\pi D_1 \sin \beta_{1л}}$	$\tau_1 = \frac{0,001 \cdot 24}{3,14 \cdot 0,268 \cdot 0,365}$	0,996
5	Швидкість повітря на вході з урахуванням захащення лопатками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{129,89}{0,996}$	130,412
6	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захащення на діаметрі D_1	$\beta'_{1л}$, град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1}\right)$	$\beta'_{1л} = \arctg\left(\frac{107,285}{391,809} \cdot \frac{0,18}{0,164}\right)$	28,11
7	Кут входу потоку на діаметрі D_H	β_{1H} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_H}\right)$	$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{130,412}{440,517} \cdot \frac{0,66}{0,268}\right)$	36,09
8	Відносна швидкість потоку на діаметрі D_H	w'_H , м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1H}}$	$w'_H = \frac{130,412}{\sin 24,23}$	317,76
9	Число λ_w на діаметрі D_H	λ_{HW}	$\frac{w'_H}{18,3\sqrt{T_a}}$	$\lambda_{HW} = \frac{317,76}{18,3\sqrt{298}}$	1,006
10	Температура повітря за колесом	T_2 , К	$T_1 + (\mu + \alpha - 0,5\mu^2) \frac{U_2^2}{c_p}$	$298 + (0,896 + 0,04 - 0,5 \cdot 0,896^2) \cdot 193,089$	401,226
11	Визначення комплексу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} n_2$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,92$	3,22
12	Тиск за колесом	P_2 , Па	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$0,1 \cdot \left(\frac{401,226}{298}\right)^{3,22}$	0,26033
13	Густина повітря	ρ_2 , кг/м ³	$\frac{P_2}{287,2 \cdot T_2}$	$\rho_2 = \frac{0,26033}{287 \cdot 401,226}$	2,2607
14	Проекція абсолютної швидкості c_2 на колову	c_{2u} , м/с	$\mu(U_2 - \frac{c_{2r}}{\tg \beta_{2л}})$	$c_{2u} = 0,896 \cdot \left(440,517 - \frac{83,698}{\tg 75^\circ}\right) - \frac{83,698}{3,73}$	374,597
15	Меридіональна складова абсолютної швидкості	c_{2r} , м/с	$\phi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,19 \cdot 440,517$	83,698

16	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	$c_2, \text{м/с}$	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{374.597^2 + 83.698^2}$	383.834
17	Число Маха для швидкості c_2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{kRT_2}$	$M_{c_2} = \frac{383,834}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 401,226}}$	0,956
18	Кут потоку на виході з колеса	$\alpha_2, \text{град}$	$\arctg\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right)$	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{83,698}{374,597}\right)$	12,57
19	Ширина колеса на виході	$b_2, \text{м}$	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{16,2366}{3,14 \cdot 2,2607 \cdot 83,698 \cdot 0,66}$	0,0414

Таблиця 4.6. Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$C_3^{(1)}, \text{м/с}$	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$C_3^{(1)} = 383,834 \cdot \frac{0,66}{0,879}$	288,203
2	Температура повітря за БЛД	$T_3^{(1)}, \text{К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(1)} = 401,226 + \frac{383,834^2 - 288,203^2}{2010}$	433,2
3	Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} n_3$	$k_{n3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,8$	2,8
4	Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1}$	1,56
5	Тиск за БЛД	$P_3, \text{Па}$	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	$P_3 = 0,26033 \cdot \left(\frac{433,2}{401,226} \right)^{2,8}$	0,3227
6	Густина повітря за БЛД	$\rho_3, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_3}{287 T_3}$	$\rho_3 = \frac{0,3227}{287 \cdot 433,2}$	2,596
7	Ширина БЛД на виході	$b_3, \text{м}$	b_2	$b_3 = b_2$	0.0414

8	Кут виходу потоку з БЛД	α_3 , град	$\arctg \left[\frac{b_2}{b_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right] \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,0414 \cdot \frac{2,2607}{2,596} \cdot \{ \operatorname{tg} 12,57 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 12,57} \cdot \frac{0,075}{0,0414} (0,4395 - 0,33) \cdot \left[1 + \frac{1,4-1}{1,56-1} \cdot \frac{0,956}{2} \cdot \left(1 - \frac{0,33}{0,4395} \right) \right] \right] \right]$	12.04
9	Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_3^{(2)}$, м/с	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_3^{(2)} = \frac{16,2366}{3,14 \cdot 0,879 \cdot 0,0414 \cdot 0,209 \cdot 2,596}$	261.89
10	Температура повітря за дифузором	$T_3^{(2)}$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(2)} = \frac{401,226 + \frac{383,834^2 - 261,89^2}{2010}}{2010}$	440.4
11	Визначення числа Маха	M_{c_3}	$M_{c_3} = c_3 / \sqrt{k R T_3}$	$M_{c_3} = \frac{261,89}{\sqrt{1,4 \cdot 216,5 \cdot 440,401}}$	0,717

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	α_{3_n} , град	$\alpha_{3_n} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3_n} = 12.0407 + 0$	12.041
2	Кут установки лопатки ЛД на виході	α_{4_n} , град	$\alpha_{3_n} + \Delta \alpha$	$\alpha_{4_n} = 12.0407 + 15$	27.041
3	Середній кут установки лопатки	α_{cp} , град	$(\alpha_{3_n} + \alpha_{4_n})/2$	$\alpha_{cp} = (12.041 + 27.041)/2$	19.541
4	Кут потоку на виході з ЛД	α_4 , град	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4_n}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{0,455}{1,06}$	25,4
5	Коефіцієнт захащення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{\text{ЛД}} \delta_3}{\pi D_3 \sin \alpha_{3_n}}$	$\tau_3 = 1 - \frac{26 \cdot 0,001}{3,14 \cdot 0,879 \cdot 0,209}$	0,955

6	Коефіцієнт за- харащення на виході з ЛД	τ_k	$1 - \frac{z_{\text{л}} \delta_k}{\pi D_k \sin \alpha_{k\text{л}}}$	$\tau_k =$ $1 - \frac{26 \cdot 0,0005}{3,14 \cdot 0,986 \cdot 0,455}$	0,990
7	Ширина дифу- зора на виході	b_k ,м	$b_3 + \frac{D_k - D_3}{2} \text{tg} \delta_m$	$b_k =$ $0,0414 + \frac{0,986 - 0,879}{2} \text{tg} 0^\circ$	0,0414
8	Дифузорність	f	$\frac{D_k b_k \tau_k k_\alpha \sin \alpha_k}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f =$ $\frac{0,986 \cdot 0,0414 \cdot 0,990 \cdot 1,06 \cdot 0,4}{0,879 \cdot 0,0414 \cdot 0,209}$	2,416
9	Кут розкриття еквівалентно-го дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3\text{л}}}{D_3 z_{\text{л}}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_k}{D_3} - 1} \right)$	$\delta = \left(\frac{2 \arctg}{\sqrt{\frac{0,0414 \cdot 0,955 \cdot 0,209}{0,879 \cdot 26}}} \times \frac{\sqrt{2,416-1}}{\frac{0,986}{0,879} - 1} \cdot 2 \cdot 0,3345 \right)$	14,18

Таблиця 4.8. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№	Параметр	Позна- чення та одиниці ви- мірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Резуль- тати
1	Комплекси показника політропи в ЛД	k_{n_k}, k_{2n_k}	$k_{n_k} = \frac{n_k}{n_k - 1} = \frac{k}{k - 1} n_k$ $k_{2n_k} = \frac{n_k}{n_k - 1} = \frac{1}{n_k - 1}$	$k_{n_k} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,7$ $k_{n_k} = \frac{1}{1,4 - 1}$	$k_{n4}=2,4$ 5 $k_{2n4}=2,$ 5
2	Температура повітря на виході з ЛД (перше на- ближення)	$T_k^{(1)}$, К	$T_k = T_3$	$440,401 = 440,401$	440,40 1
3	Швидкість повітря на виході з ЛД	c_k ,м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_k D_k \sin \alpha_k} \left(\frac{T_3}{T_k} \right)^{\frac{1}{n_k - 1}}$	$c_k = 261,89 \cdot$ $\frac{0,0414 \cdot 0,879 \cdot 0,209}{0,0414 \cdot 0,986 \cdot 0,429} \cdot$ $\left(\frac{440,401}{440,401} \right)^{2,5}$	113,74
4	Температура повітря на виході з ЛД	$T_k^{(2)}$, К	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_k^2}{2010}$	$T_k^{(2)} = 440,401 +$ $\frac{261,89^2 - 113,742^2}{2010}$	468,08 7

5	Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}$	$P_4 = 2,65 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{434}{418,29} \right)^2$	285279
6	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_n, \text{м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4n} - D_3 \cos \alpha_{3n})}$	$\frac{0,986^2 - 0,879^2}{4(0,986 \cdot 0,891 - 0,879 \cdot 0,978)}$	2,64
7	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_u, \text{м}$	$\sqrt{R_n^2 + R_3^2 - D_3 R_n \cos \alpha_{3n}}$	$\sqrt{0,190^2 + 0,108^2 - 0,216 \cdot 0,190 \cdot 0,978}$	0,093
8	Швидкість повітря на виході з компресора	$C_5, \text{м/с}$	$c_1 A$	$C_5 = 123,3955 \cdot 0,5$	61,698
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	$P_5, \text{Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$	$\Delta P_5 = 0,1 \cdot \frac{2,97 \cdot 113,7417^2}{2}$	1921,17
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0 \left[(P_5/P_0)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ад} = \frac{298 \left[(0,38/0,1)^{0,286} - 1 \right]}{472,63 - 298}$	0,793
14	Потужність привода компресора	$N_k, \text{кВт}$	$N_k = \frac{G \cdot l_{ад}}{\eta_{ад} \cdot 1000}$	$N_k = \frac{19,16 \cdot 140690,27}{0,793 \cdot 1000}$	3399,27

4.4 Розробка загальної компоновки турбокомпресора

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

Спроектований турбокомпресор маркується як ТСА66 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 ТСА55 складається з трьох корпусів – це корпус компресора (див. рис. 4.2), середній корпус та корпус турбіни.

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

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

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

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

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

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

Складові ротору.

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

для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

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

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

Вузли ущільнення.

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

Ущільнення з боку турбіни не допускає прориву гарячих газів, що мають надмірний тиск, з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворюватися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення утворене двома пружними кільцями.

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

При роботі турбокомпресора газу з двигуна внутрішнього згоряння надходять до газоприймальної завитки. З неї вони надходять до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротору з великою частотою. Після робочого колеса газу відходять у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу і його фланець.

					КРБ.142.2227ст.11.04.ПЗ	Лист
						58
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Колесо компресора, що обертається за рахунок енергії турбіни, забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час якого виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в 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

					КРБ.142.2227ст.11.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		59

траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому просторі. Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При обранні належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищувати ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузор.

На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (p_k) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна. За звичай при проектуванні компресора не слід допускати значне перетворення енергії потоку у завитці через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Тому вона спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на виході приблизно рівні. Завитка зроблена спіральною, з наростаючою площею перетину за ходом повітря (починаючи з язика або з розподільчого ребра). Така конструкція забезпечує зниження можливого радіального зусилля на колесі за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання потоку в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря по колу згідно з законом збереження енергії

4.5 Висновок по розділу

В даному розділі були визначені основні характеристики та параметри компресора агрегату наддуву двигуна типу 8ДКРН 40/200. За даними розрахунку був обраний турбокомпресор з радіальною турбіною ТСА66, турбокомпресор забезпечує необхідну ступінь підвищення тиску $\Pi_k = 3,86$ та витрату повітря $Q_k = 16,2 \text{ м}^3/\text{с}$. Передбачається, що один турбокомпресор типу ТСА66 здатен забезпечити двигун типу 8ДКРН 40/200 необхідною кількістю наддувного повітря на режимі номінальної потужності.

Розділ 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 СДУ та безпеки її роботи.

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

5.1 Опис систем обслуговуючих ДВЗ та їх основних елементів

5.1.1 Паливна система

Паливна система призначена для прийому, зберігання, перекачування, очищення, підігріву й подачі палива до головних і допоміжних двигунів внутрішнього згоряння та парогенераторів, а також для передачі його на борт або на інші судна на рейді. Більшість дизелів транспортних теплоходів на основних експлуатаційних режимах працюють на високов'язких (важких) сортах палива. При пуску, на перехідних експлуатаційних режимах і перед зупинкою використовують мало в'язкі (легкі) сорта палив. При плаванні у районах з підвищеними вимогами до екології використовують малов'язке або газоподібне (LPG) палива. Тому в складі СДУ необхідна наявність обох паливних систем, важкого та легкого палива, перша забезпечує також роботу допоміжного парогенератора, а друга – роботу допоміжних двигунів.

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

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		61

Паливоперекачуючі насоси подають паливо у відстійні цистерни, звідки воно надходить до сепараторів, включених послідовно. Сепаратор працює як пурифікатор (із безперервним відділенням води) та як класифікатор. Очищене від води й механічних домішок паливо надходить у видаткову цистерну. Паливопідкачуючий насос через фільтр приймає паливо із цистерни і нагнітає його через підігрівник та фільтр до ПНВТ.

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

При використанні високов'язких палив передбачається паровий підігрів палив у міждонних цистернах до $35...50\text{ }^{\circ}\text{C}$. електрообігрівання перед сепараторами до $85\text{ }^{\circ}\text{C}$, у видаткових цистернах до $45...50\text{ }^{\circ}\text{C}$. 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 за допомогою відсічки. Повернення гарячого палива ($80...85\text{ }^{\circ}\text{C}$) у спеціальну цистерну невеликого об'єму дозволяє підтримувати у видатковій цистерні (об'єм якої досягає $8...10\text{ м}^3$) порівняно невисоку температуру ($40...50\text{ }^{\circ}\text{C}$) що сприяє зниженню температури в машинному відділенні. На рис. 5.1 показана паливна система ДВЗ.

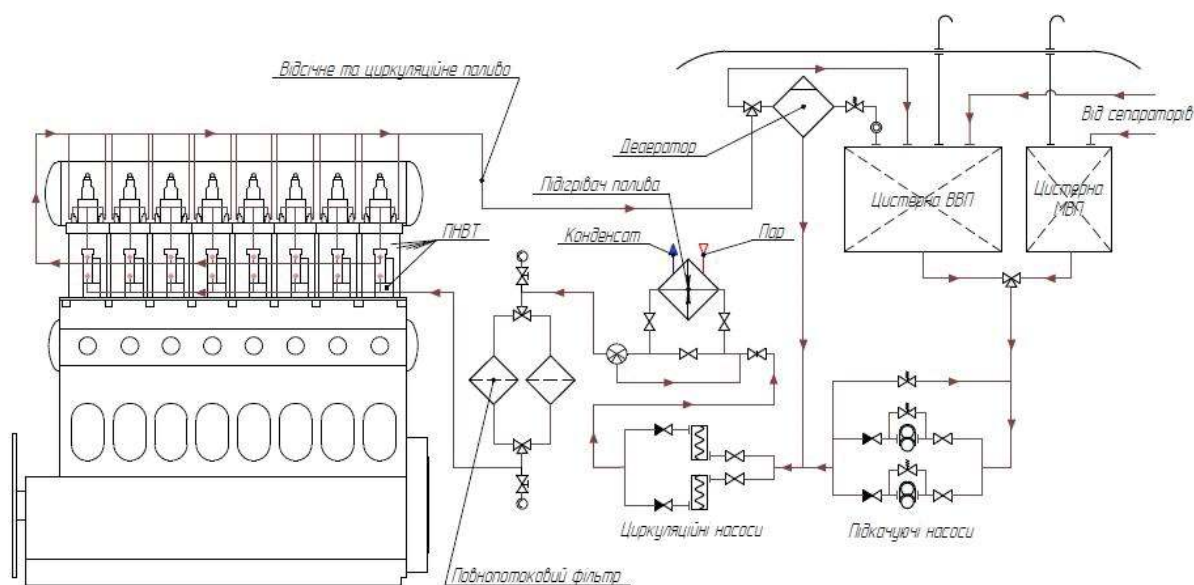


Рис. 5.1. Паливна система ГД MAN типу 8G40ME-C9.5-ТІІ

5.1.2 Система мащення двигуна

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

Система змащення містить у собі масляні фільтри, охолоджувачі масла, масляні цистерни, маслопроводи. Масляні насоси служать для безпосередньої або періодичної подачі певної кількості масла в нагнітальний трубопровід, масляні фільтри - для очищення масла від сторонніх включень (нагару, відкладень металевих часток). В охолоджувачах масло віддає теплоту, відведену їм від гарячих поверхонь деталей двигуна.

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

Частина масла після фільтра грубого очищення надходить у фільтр тонкого очищення і повертається в цистерну. Масло, що стікає з поверхонь тертя в картер, зливається по трубі у цистерну. Масло що відпрацювало, має підвищену температуру, насичене парами, повітрям і газами, містить багато піни. У цистерні воно відстоюється, пари конденсуються, повітря й гази виокремлюються і видаляються гравітаційним способом. На рис. 5.2 зображена система мащення ГД MAN типу 8G40ME-C9.5-ТІІ.

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

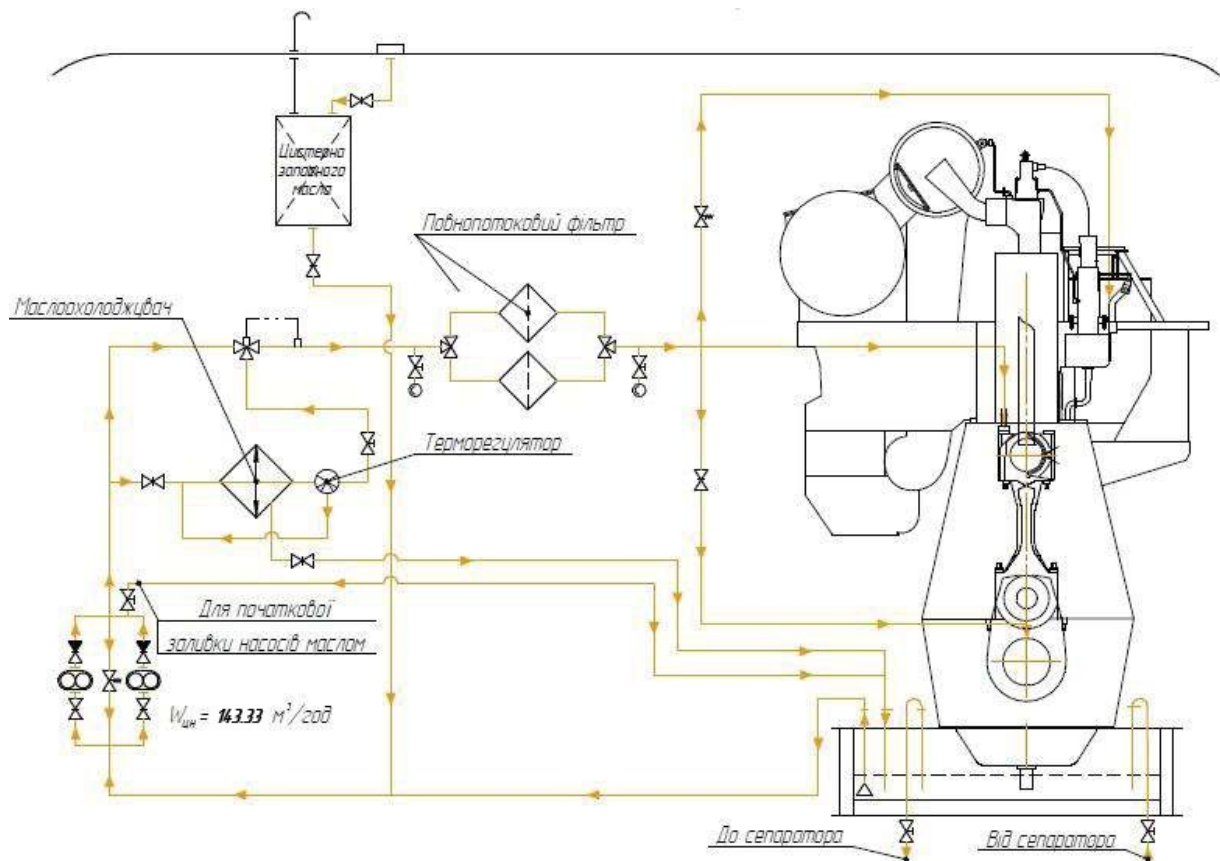


Рис. 5.2. Система мащення ГД MAN типу 8G40ME-C9.5-ТІІ

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 (рис. 5.3) складається з водян-

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

них насосів, охолоджувачів, розширювальній цистерни, терморегуляторів, трубопроводів. Водяні насоси забезпечують безперервний рух охолоджуючої води в системі.

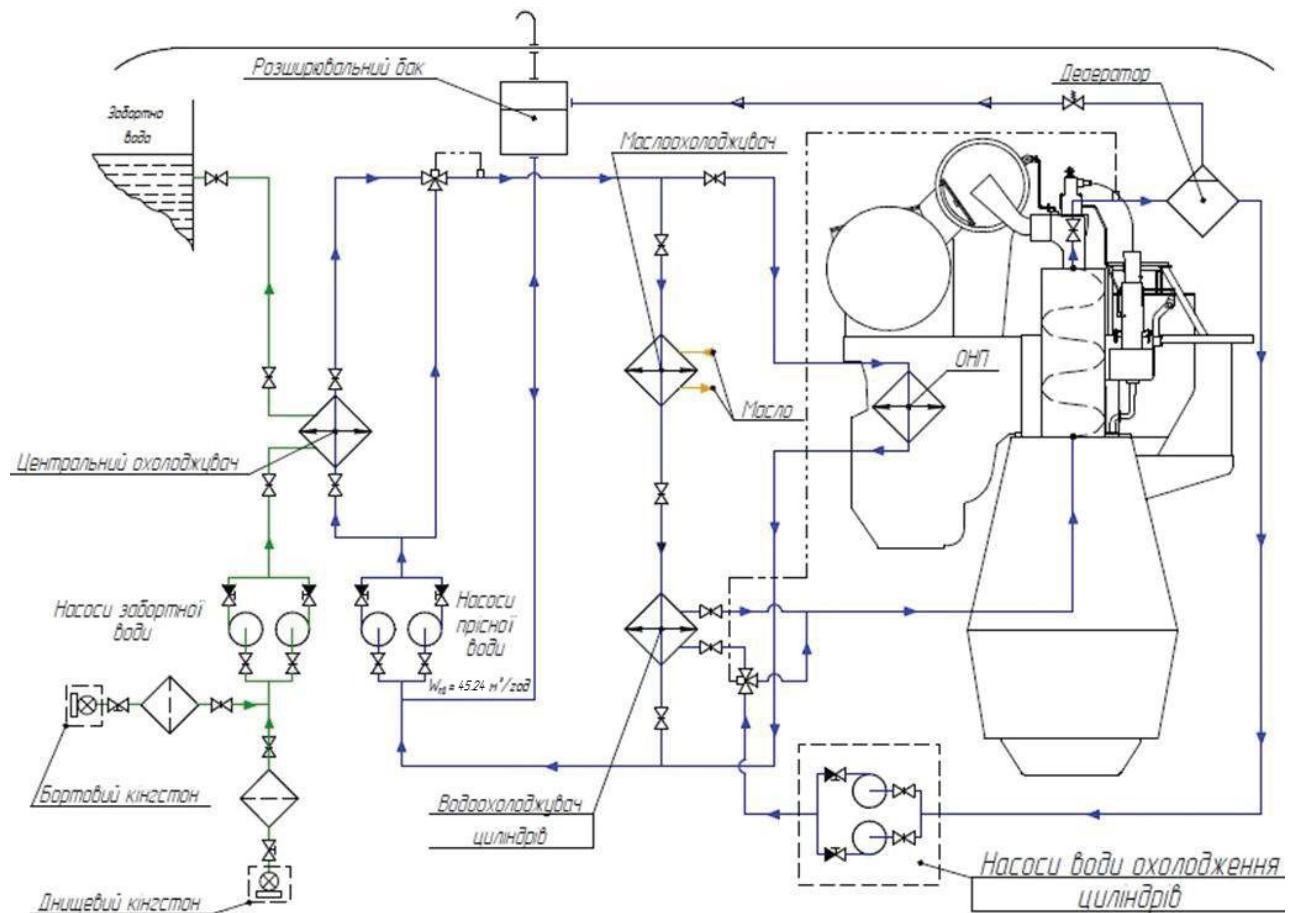


Рис. 5.3. Система охолодження ГД MAN типу 8G40ME-C9.5-TII

Охолоджувачі призначені для відводу у воду надлишкової теплоти від охолоджуваних рідин і наддувочного повітря. Розширювальна цистерна (бачок) служить для компенсації змін об'єму води в системі внаслідок зміни її температури, для заповнення втрат води в системі через виток й випар, а також видалення із системи повітря та водяних парів. В одно контурній системі охолодження насос забортної води через фільтр й усмоктувальну трубу приймає забортну воду та подає її в нагнітальну магістраль, прокачуючи через масло-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 і повертається до насоса.

Таким чином, система прісної води являється замкнутою й вода в цій системі циркулює безупинно забезпечують відповідну практичну циркуляцію. До цього замкнутого контуру 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 об'єму 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 (рис. 5.4) складається з наступних пристроїв: балонів стиснутого повітря, трубопроводів високого тиску, головного - пускового клапану, повітророзподільників, допоміжних компресорів і пускових клапанів робочих циліндрів. На рисунку зображено принципову схему системи стиснутого повітря за допомогою компресорів. За правилами Регістра України енергетична установка повинна обладнатися не менш ніж двома головними компресорами й аварійними (первинними) дизель-компресором з ручним пуском. Кожен компресор повинен мати таку подачу, 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 повітрозберігача повинна бути достатньою для дванадцяти пусків-реверсів або шести пусків неререверсивного дизеля без додаткового повітря. Енергетична установка обладнується двома повітрозберігачами 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 керує подачею повітря до двигуна. Його ро-

бота може керуватися або з місцевого поста керування або із центрального. Після відкриття ГПК повітря одночасно надходить до повітророзподільника (ПР) (називається керуюче повітря) і до пускових клапанів (ПК) (називається силовим повітрям).

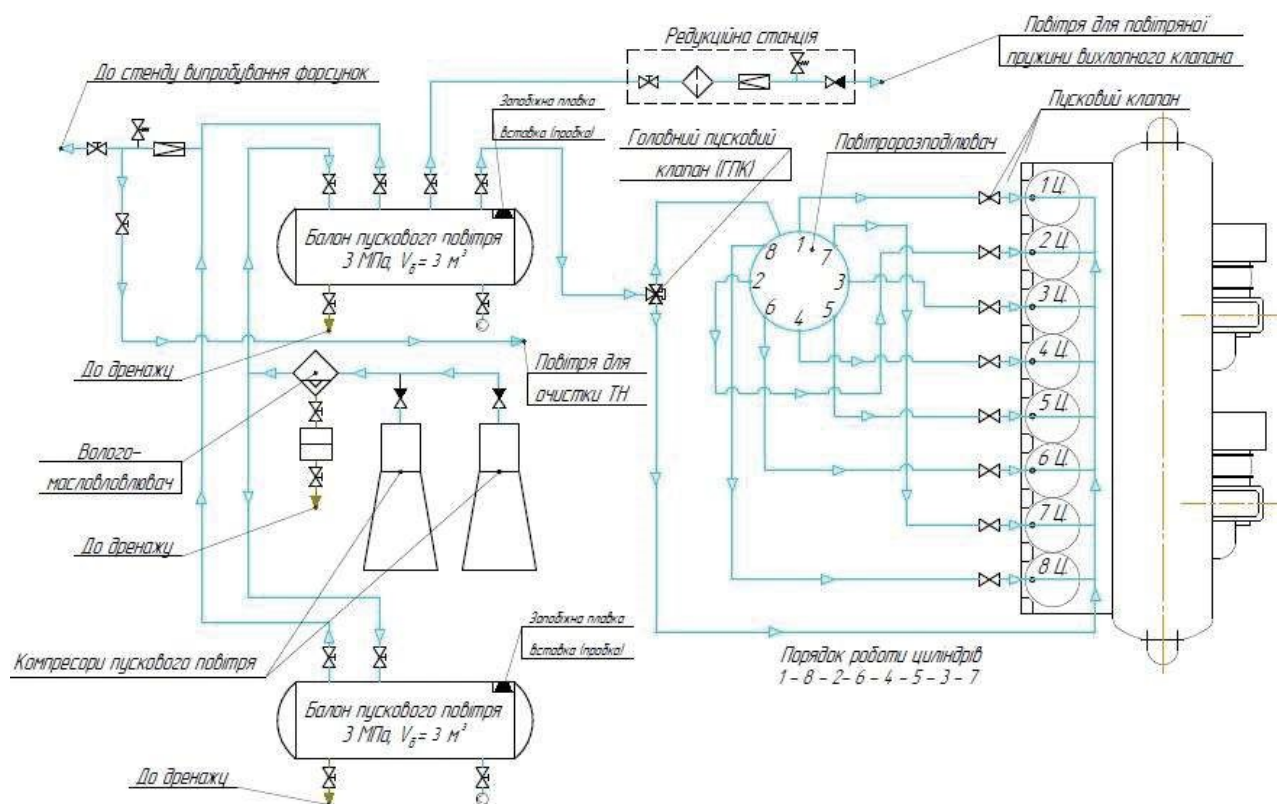


Рис. 5.4. Система пуску ГД MAN типу 8G40ME-C9.5-TII

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 тисне 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. Повітророзподільник 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.

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 $g_e = 0,174$ кг/кВт - питома ефективна витрата палива;

$N_e = 8800$ кВт – потужність двигуна в т. L_1 ;

$i = 8$ – кількість циліндрів;

$n = 125$ хв⁻¹ – кількість обертів на хвилину;

$z = 1$ – коефіцієнт тактності;

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

$$V_{\text{ц}} = \frac{0,174 \cdot 8800}{8 \cdot 60 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 0,85} = 0,03 \text{ м}^3 / \text{цикл}$$

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;

$\varphi_z = 40$ – геометрична тривалість впорскування;

$$h_z = \frac{1,5 \cdot 40}{6 \cdot 125} = 8 \text{ см}$$

Діаметр плунжера:

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

$$d_n = \frac{8}{1,95} = 4,103 \text{ см}$$

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

Об'єму, який відповідає ходу плунжера:

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
						68
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

$$V_z = \frac{3,14 \cdot 4,103^2}{4} \cdot 8 \cdot 10 = 1057 \text{ м}^3$$

Розрахунок виконано правильно так як об'ємна подача, яка відповідає ходу плунжера, дорівнює цикловій об'ємній подачі палива.

Розрахунок форсунки.

Час впорскування палива:

$$\tau = \frac{\varphi_0}{6 \cdot n} \quad (5.5)$$

де $\varphi_0 = 40^\circ$ – тривалість подачі палива в циліндр.

$$\tau = \frac{40}{6 \cdot 125} = 0,053 \text{ с}$$

Середня швидкість впорскування палива через соплові отвори:

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

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

$P_\phi = 100 \text{ МПа}$ – середній тиск впорскування палива;

$$P_\psi = \frac{P_c + P_z}{2} = \frac{14,549 + 17,459}{2} = 16,004 \text{ МПа} - \text{середній тиск газів в циліндрі;}$$

$\mu_c = 0,9$ – коефіцієнт течії з соплових отворів.

$$v_m = 0,9 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(100 - 16,004)}{0,00085}} = 400,108 \text{ м / с}$$

Сумарна площа соплових отворів:

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

$$f_c = \frac{0,03 \cdot 10^3}{400,108 \cdot 0,053} = 1,407 \text{ мм}^2$$

Діаметр соплового отвору:

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		69

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

де $m = 6 \dots 10$ – число соплових отворів;

$e = 3$ – кількість форсунок на один циліндр.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,407}{3,14 \cdot 6 \cdot 3}} = 0,316 \text{ мм}$$

Довжина соплового отвору:

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

$$l_c = 0,316 \cdot 3,5 = 1,104 \text{ мм}$$

5.2.2 Розрахунок елементів системи мащення

Кількість теплоти, виділеної за рахунок тертя в двигуні:

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

де $\eta_m = 0,95$ – механічний ККД двигуна;

$\alpha_{\text{тр}} = 0,40$ – частка теплоти тертя, яка відводиться мастилом.

$$Q_{\text{тр}} = 3600 \cdot 8800 \cdot \left(\frac{1}{0,95} - 1 \right) \cdot 0,40 = 666947 \text{ кДж / ч}$$

Протік масла для відводу $Q_{\text{тр}}$:

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

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

$c_m = 1,9 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність мастила;

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

$$W_1 = \frac{666947}{900 \cdot 1,9 \cdot 7} = 55,718 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Кількість теплоти, прийнятою маслом при охолодженні поршнів:

$$Q_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} \quad (5.12)$$

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де $\alpha_n = 0,025$ – частка теплоти, прийнятою маслом для охолодження поршнів;

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

$$Q_n = 0,025 \cdot 0,174 \cdot 8800 \cdot 42700 = 1634556 \text{ кДж / год}$$

Протік масла через поршні:

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

де $\Delta T_n = 15$ – перепад температури мастила.

$$W_2 = \frac{1634556}{900 \cdot 1,9 \cdot 15} = 63,725 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Подача головного циркуляційного насоса:

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

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

$$W_{цн} = 1,2 \cdot (55,718 + 63,725) = 143,332 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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 $H = 30$ м – напір насоса для МОД;

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

$$N_{цн} = 0,272 \cdot \frac{143,332 \cdot 30 \cdot 900}{0,85} \cdot 10^{-5} = 12,384 \text{ кВт}$$

Площа фільтруючої поверхні фільтра грубої очистки:

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

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

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

$$F_{\phi 20} = \frac{143,332}{3600 \cdot 0,03 \cdot 0,25} = 5,309 \text{ м}^2$$

Температурний напір:

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		71

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

де $t_1^M = 67^\circ\text{C}$ – температура мастила на вході в охолоджувач;

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

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

$t_2^3 = 40^\circ\text{C}$ – температура води на виході в охолоджувач;

$$\Delta t = \left(\frac{67 + 60}{2} \right) - \left(\frac{32 + 40}{2} \right) = 27,5^\circ\text{C}$$

Площа теплопередачі поверхні маслоохолоджувача:

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

де $k = 800 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі;

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

$$F_M = \frac{666947 + 1634556}{800 \cdot 27,5} \cdot 1,1 = 104,614 \text{ м}^2$$

Місткість цистерн циркуляційної системи мащення:

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

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

$K_v = 1,5$ – коефіцієнт, враховуючий збільшення об'єму мастила при нагріванні.

$$V_{\text{цм}} = \frac{143,332}{12} \cdot 1,5 = 17,917 \text{ м}^3$$

Кількість масла в стічно-циркуляційній цистерні:

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

$$V'_{\text{цц}} = \frac{143,332}{12} = 11,944 \text{ м}^3$$

Сумарна пропускна здатність сепараторів:

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

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

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

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

$$W_{MC} = \frac{11,944}{18} \cdot 2,5 = 1,659 \text{ м}^3$$

Площа теплопередачі поверхні підігрівача мастила перед сепаратором:

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

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

$t_{1c} = 67^\circ\text{C}$ – 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;

$\Delta t_c = 81,5^\circ\text{C}$ – температурний напір.

$$F_{MC} = \frac{1,659 \cdot 900 \cdot 1,9 \cdot (90 - 67)}{1 \cdot 500 \cdot 81,5} \cdot 1,1 = 1,101 \text{ м}^2$$

5.2.3 Розрахунок елементів системи охолодження

Контур прісної води.

Кількість теплоти, відведеної прісною водою від циліндрів головного двигуна:

$$Q_u = \alpha_{w1} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_H^p \quad (5.23)$$

де: $\alpha_{w1} = 0,07$ – доля теплоти відведеної в воду від робочих циліндрів;

$$Q_u = 0,07 \cdot 0,174 \cdot 8800 \cdot 42700 = 4576756,8 \text{ Дж} / \text{год}$$

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;

$c_n = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність прісної води;

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		73

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

$$W_{\text{ц}} = \frac{4576756,8}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 109,230 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Подача головного циркуляційного насоса прісної води:

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

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

$$W_{\text{пв}} = 109,230 \cdot 1,12 = 45,24 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного холодильника:

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

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

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

$$F_{\text{б}} = \frac{4576756,8}{5000 \cdot 44} = 20,803 \text{ м}^2$$

Місткість розширювальної цистерни в контурі прісної води:

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

де $V_{\text{б}} = 26160 \text{ м}^3$ – 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.

$$V_{\text{рц}} = 2 \cdot 26160 \cdot 0,00043 \cdot 50 = 1124,88 \text{ м}^3$$

Потужність, яка споживається насосом прісної води:

$$N_{\text{п}} = 0,272 \cdot \frac{W_{\text{п}} \cdot H \cdot \rho_{\text{п}}}{\eta_{\text{нас}}} \cdot 10^{-5} \quad (5.28)$$

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

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

$$N_{\text{п}} = 0,272 \cdot \frac{109,230 \cdot 30 \cdot 1000}{0,75} \cdot 10^{-5} = 11,884 \text{ кВт}$$

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		74

Контур заборної води.

Витрата повітря головним двигуном за годину:

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

де $\alpha_\Sigma = 3,06$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря.

$$G_q = 14,3 \cdot 0,174 \cdot 8800 \cdot 3,06 = 67002,249 \text{ кг} / \text{год}$$

Кількість теплоти, відведеної заборною водою в охолоджувачі надувного повітря:

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

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

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

$$Q_{нб} = 67002,249 \cdot 1 \cdot 150 = 10050337 \text{ кДж} / \text{год}$$

Кількість заборної води, необхідної для охолодження надувного повітря ГД:

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

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

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

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

$$W_{нб} = \frac{10050337}{1025 \cdot 4,4 \cdot 8} = 278,557 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Розхід заборної води на водо-масляний холодильник ГД:

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

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

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

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

$$W_M = \frac{10050337 + 4576756,8}{1025 \cdot 4,4 \cdot 8} = 405,407 \text{ м}^3 / \text{год}$$

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Кількість заборотної води, необхідної для охолодження контуру прісної води:

$$W_0 = \frac{Q_{\text{ц}}}{\rho_3 \cdot c_3 \cdot \Delta t_3} \quad (5.33)$$

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

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

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

$$W_0 = \frac{4576756,8}{1025 \cdot 4,4 \cdot 8} = 126,850 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Подача насосів заборотної води:

$$W_{\text{зб}} = K_{\text{зоп}} \cdot (W_0 + W_{\text{м}}) \quad (5.34)$$

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

$$W_{\text{зб}} = 1,2 \cdot (278,557 + 405,407) = 820,757 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Площа поверхні фільтру заборотної води:

$$f_0 = \frac{W_{\text{зб}}}{3600 \cdot v_3 \cdot K_{\text{жс}}} \quad (5.35)$$

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

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

$$f_0 = \frac{820,757}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,3} = 3,799 \text{ м}^2$$

5.2.4 Розрахунок елементів пускової системи

Необхідний запас пускового повітря для ГД:

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

де $v_x = 6 \text{ л}$ – розхід повітря на пуск холодного двигуна;

$v_z = 2 \text{ л}$ – розхід повітря на пуск прогрітого двигуна;

$\Sigma V = 251 \cdot 8 = 2008 \text{ л}$ – сумарний робочий об'єм всіх циліндрів двигуна;

$i = 1$ – число двигунів;

$z_n = 12$ – число пусків двигуна.

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		76

$$V = [6 + (12 - 1) \cdot 2] \cdot 1 \cdot 2008 \cdot 10^{-3} = 56,224 \text{ м}^3$$

Загальна місткість пускових балонів:

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

де $p_p = 30 \text{ МПа}$ – робочий тиск в балонах;

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

$p_0 = 0,101325 \text{ МПа}$ – атмосферний тиск.

$$\Sigma V_{\delta} = \frac{56,224 \cdot 0,101325}{3 - 1} = 2,848 \text{ м}^3$$

Сумарна подача повітря компресорами:

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

де $\tau = 1 \text{ год}$ – час роботі компресорів;

$$W_k = \frac{2,848 \cdot (3 - 0,101325)}{1 \cdot 0,101325} = 81,488 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Потужність споживаємо багатоступеневим компресором

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

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

$\eta_m = 0,8$ – механічний ККД компресора;

$n = 1,3$ – середній показник політропи стиснення в ступені;

$T_0 = 293$ – температура навколишнього повітря;

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

$p_1 = 0,545$ – ступіть підвищення тиску в першому ступені;

$p_2 = 3$ – ступіть підвищення тиску в другому ступені;

$p_0 = 0,101 \text{ МПа}$ – атмосферний тиск

$$N_k = 0,278 \cdot \frac{1,1}{0,8} \cdot 81,488 \cdot \frac{1,3}{1,3-1} \cdot \frac{0,101325}{293} \cdot \left\{ 293 \left[\left(\frac{0,545}{0,101325} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right] + 324 \cdot \left[\left(\frac{3}{0,545} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right] \right\} = 13,443 \text{ кВт}$$

Кількість теплоті, відведеної забортною водою від охолоджувачів пускового повітря:

$$Q_{кв} = W_k \cdot c_p \cdot \rho_b \cdot \Sigma \Delta t_i \quad (5.40)$$

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

$\rho_b = 0,016 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря;

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

$$Q_{кв} = 81,488 \cdot 1 \cdot 0,016 \cdot 200 = 195,570 \text{ кДж / год}$$

Кількість теплоті, відведеної забортною водою від масла компресорів:

$$Q_{км} = 3600 \cdot N_k \cdot (1 - \eta_m) \quad (5.41)$$

$$Q_{км} = 3600 \cdot 13,443 \cdot (1 - 0,85) = 7258,964 \text{ кДж / год}$$

Загальна кількість теплоті, відведено забортною водою:

$$Q_k = Q_{кв} + Q_{км} \quad (5.42)$$

$$Q_k = 195,570 + 7258,964 = 7454,534 \text{ кДж / год}$$

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

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

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

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

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

$$d_z = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,174 \cdot 8800 \cdot (2,5 \cdot 14,3 + 1) \cdot 518}{0,103 \cdot 35}} = 0,904 \text{ м}$$

5.3 Висновок по розділу

В п'ятому розділі були розраховані та розроблені принципові схеми систем що обслуговують двигун, а саме: паливної систем, системи охолодження, мащення та системи пускового повітря. Виконано креслення вищеназваних схем. При розрахунку було визначено параметри таких елементів систем як: площа маляного 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.

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		79

Розділ 6

Охорона праці в машинному відділенні судна

6.1 Розробка заходів з охорони праці

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, направлених на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Правовою основою законодавства охорони праці є Конституція України, закони України «Про охорону праці», «Про охорону здоров'я», «Про пожежну безпеку», «Про використання ядерної енергії», тощо, а також «Кодекс законів про працю України».

Верховна Рада України 14 жовтня 1992 року прийняла Закон України «Про охорону праці». Цей закон визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян по охороні їх життя і здоров'я в процесі їх трудової діяльності, регулює за допомогою визначених державних органів відносини між власником підприємства і працівником з питань безпеки та гігієни праці робітничого середовища, встановлює єдиний порядок охорони праці в Україні.

Державні нормативні акти про охорону праці – це правила, стандарти, норми, положення, інструкції та інше, тобто документи, яким належить статус правових норм, обов'язкових для виконання. Законодавством передбачено, що в залежності від сфери дії, акти можуть бути міжгалузевими та галузевими.

6.1.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів у машинному відділенні судна

До числа потенційно небезпечних та шкідливих факторів у МВ можна віднести:

- роботу на значній висоті при ремонтних та профілактичних оглядах, обслуговуванні механізмів та устаткування;

					КРБ.142.2227ст.11.06.ПЗ	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- роботу у замкнених, важкодоступних суднових відсіках та приміщеннях, подвійному дні, бортових цистернах тощо, що виконується у незручних позах та викликає додаткове фізичне навантаження і передчасну втому;

- підвищену температуру поверхонь механізмів та устаткування;
- наявність частин машин, що рухаються;
- підвищену температуру повітря у робочій зоні;
- підвищені рівні шуму та вібрації на робочих місцях;
- недостатню освітленість робочих місць.

Комплекс небезпечних та шкідливих факторів на виробництві веде до загальної професійної захворюваності, а також до виробничого травматизму. Для зменшення впливу шкідливих і

небезпечних факторів на організм людини на проектуваному судні передбачена низка заходів.

6.1.2 Безпека при експлуатації машин та механізмів

МВ судна характеризується значною насиченістю устаткування, площадок, переходів. Розташування механізмів та устаткування у МВ регламентується нормами та правилами Регістру:

- механізми та устаткування повинні кріпитися на міцних та жорстких фундаментах. Кріплення механізмів повинне виключати саморозкріплення;
- частини машин та механізмів, що рухаються, необхідно обгороджувати поручнями, стійками, щитами;
- МВ повинно бути забезпечене усім необхідним для надання першої допомоги потерпілим;
- площадки та трапи повинні бути обгороджені леєрами висотою 1,1 м;
- настили у МВ мають бути виконані з рельєфного металу, а конструкція забезпечувати безпеку ходіння по них та можливість проходу повітря для вентиляції.

6.1.3 Безпека пристроїв і технологічного устаткування

Основні вимоги, передбачені ГОСТ ОСБТ 122003-91 «Устаткування виробниче, загальні вимоги», це безпека для здоров'я і життя людей, надійність і зручність експлуатації, технологічність. Ця безпека забезпечується:

- вибором безпечних пристроїв дії конструктивних схем, елементів конструкції;
- використання механізації, автоматизації та дистанційного керування;
- використання у конструкції засобів індивідуального захисту;
- дотримання ергономічних вимог;
- включення вимог безпеки в технічну документацію;
- використання в конструкції необхідних матеріалів.

Безпосередньо при роботі існують наступні небезпеки:

- враження електричним струмом;
- поразка від обертових деталей устаткування та об гострі краї устаткування та заготовок;
- опіки від розжарених деталей;
- отруєння вихлопними газами.

Для запобігання травматизму, вибираючи конструктивну схему устаткування, необхідно всі частини устаткування, що рухаються, розмістити в корпусах, станинах, котрі мусять бути компактними та мати якнайменше гострих граней, частин що виступають. Забезпечити надійну ізоляцію всіх струмонесучих проводів та розмістити інформаційні повідомлення про наявність високої напруги. Розжарені деталі мусять бути максимально захищені від прямого доступу. Приміщення цеху повинно мати достатню вентиляцію.

6.1.4 Електробезпека

Широке використання електричної енергії на об'єкті вимагають виділенню цьому питанню особливого значення по ДНАОП 0.00-121-98 «Правила безпечної експлуатації електроустановок і споживачів електричної енергії».

На об'єкті використовуються:

					КРБ.142.2227ст.11.06.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		82

- металообробні верстати і устаткування з робочою напругою 380 В, 50 Гц;
- переносне металообробне устаткування з робочою напругою 220 В, 50 Гц;
- основне освітлення приміщень напругою 220 В, 50 Гц;
- переносне освітлення напругою 12 В.

Металообробні верстати встановлюються по ГОСТ 234-217-82 «Обработка металлов резанием», «Правила безпеки». Підключення верстатів мають різноманітний вибір кабелів живлення. Ізоляції, усі рознімачі та вимикачі, поміщені у спеціальні корпуси. Усі верстати мають підключення до контуру заземлення за ГОСТ 12.1.030-80 «Електробезпечність», «Захисне заземлення та занулення». На кожному верстаті встановлено місцеве освітлення напругою 24 В.

Переносне металообробне обладнання (електродриль, обрізні та зачисні машини) вимагає особливої уваги і подвійної ізоляції всіх частин, що знаходяться під напругою.

Основне освітлення приміщення проходить через автоматичний вимикач. При виникненні короткого замикання, або підвищеного навантаження в мережі автомати спрацьовують, знеструмлюючи лінію ламп або приміщення в цілому.

Переносне освітлення напругою 12 В використовується в оглядових ямах або поза приміщенням. Його підключення можливе від знижуючого трансформатора або акумуляторної батареї.

6.1.5 Пожежна безпека

Пожежі у МВ можуть виникати при несправностях газоходів, недотриманні правил збереження паливо-змащувальних матеріалів, скупченні палива та масла під настилом, несправностях електроустаткування. Конструктивне рішення захисту: застосування вогнестійких матеріалів та розподіл судна на протипожежні зони. Передбачено наступні системи та засоби пожежегасіння: об'ємно-хімічного та повітряно-пінного гасіння.

Технічні заходи, прийняті з метою пожежної безпеки:

- встановлена сигналізація виявлення та сповіщення при пожежі;
- передбачені два аварійних виходи з МВ;
- передбачена автономна система вентиляції у МВ.
- цистерни палива та масла обладнані повітряними трубами з запобіжними сітками та поплавковими камерами;
- виходи повітряних труб розташовані у місцях, що виключають скупчення нафтопродуктів та їх парів;
- у МВ по обох бортах встановлені шухляди з піском.

Норми установки вогнегасників згідно Правил Регістру:

- один вогнегасник ОХП на кожні повні та неповні 740 кВт сумарної потужності механізмів;
- один вогнегасник ОХП на групу приміщень сумарною площею до 50 м², якщо двері виходять у один коридор;
- один вогнегасник на кожен генератор (потужністю більше 1000 кВт);
- у МВ розташування вогнегасників повинне бути таким, щоб відстань від будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника не перевищувала 10 м.

6.1.6 Шум та вібрація

Норми шуму та вібрації забезпечуються згідно ГОСТ 12.1.003-83 «Шум, загальні вимоги» і ГОСТ 12.1.012-90 «Вібраційна безпека, загальні вимоги». При роботі декількох металообробних верстатів створюється шум, що не перевищує 70 дБ – припустимі норми. Для забезпечення нормальної працездатності необхідне зниження шуму, запровадження менш гучних пристроїв і забезпечення робітників персональними навушниками.

Для зменшення вібрації в приміщенні передбачене становлення верстатів та агрегатів на гумові подушки – амортизатори.

					КРБ.142.2227ст.11.06.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		84

6.1.7 Мікроклімат у робочому приміщенні

Параметри мікроклімату діють безпосередньо на самопочуття людини. Зниження температури призводить до тепловіддачі організмом тепла, що призводить до переохолодження організму. Підвищення швидкості руху повітря приміщенням погіршую самопочуття, оскільки поліпшує колективний теплообмін процес тепловіддачі та виділення поту. Поява протягів може призвести до захворювання робітничого персоналу. При підвищенні температури повітря має місце зворотнє явище, що при температурі близько 30 °С працездатність значно зменшується. При такій температурі та вологості практично все тепло виділяється у навколишнє середовище при випаровуванні поту. При підвищенні вологості піт не випаровується, а стікає краплями по шкірі. Недостатня вологість призводить до інтенсивного випаровування води зі слизових оболонок і веде до пересихання, розтріскуванню шкіри, забрудненню та ураженню мікробами організму через шкіру.

На сьогодні основними документами, що визначаються параметри і норми мікроклімату у виробничих приміщеннях є ГОСТ 12.1.005-88 «Параметри мікроклімату у виробничих приміщеннях» та СанПіН 2.2.4.548-96 «Санітарні норми мікроклімату у виробничих приміщеннях». Параметри наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Параметри мікроклімату

Період року	Температура, °С	Вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с
Літо	19...25	40...60	0,2...0,5
Зима	12...19	40...60	0,2...0,3

Для забезпечення заданих умов мікроклімату необхідно:

- а) температура – на літній період встановити кондиціонер повітря, а на зимовий – опалення;
- б) швидкість повітря – контролюється режимом роботи вентилятора системи кондиціонування повітря та забезпеченням надійної ізоляції вікон;
- в) вологість повітря – забезпечується системою вентиляції та кондиціонування.

6.2 Розрахунок штучного освітлення в машинному відділенні судна

У машинному відділенні, де проводиться експлуатація та ремонт двигунів, розраховується штучне освітлення для компенсації нестачі природного світла по СНіП II-4-79 «Природне та штучне освітлення».

Геометричні розміри приміщення:

A – ширина приміщення, $A = 11$ м;

B – довжина приміщення, $B = 6$ м;

L – висота приміщення, $L = 5$ м;

H – висота підвішування світильників, $H = 4,2$ м;

S – площа приміщення, $S = 66$ м².

Висота робочої поверхні $h_p = 1$ м.

Приймаємо, що в одному світильнику знаходиться одна лампа. Для освітлення приймаю світильник типу УПД. Мінімальна освітленість лампами розжарювання за нормами $E_{\min} = 100$ лк. Коефіцієнт відображення стелі $\rho_{\pi} = 0,7$, стін $\rho_c = 0,5$, робочої поверхні $\rho_p = 0,1$. Напруга мережі 220 В.

Відстань від стелі до робочої поверхні

$$H_o = H - h_p, \text{ м};$$

$$H_o = 4,2 - 1 = 3,2 \text{ м.}$$

Відстань від стелі до світильника

$$H_c = 0,2 \cdot H_o, \text{ м};$$

$$H_c = 0,2 \cdot 3,2 = 0,64 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника

$$h = H_o - h_c, \text{ м};$$

$$h = 3,2 - 0,64 = 2,56 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над підлогою

$$H_{\pi} = h + h_p, \text{ м};$$

$$H_{\pi} = 2,56 + 1 = 3,56 \text{ м.}$$

Величина знаходиться в межах норм.

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення

					КРБ.142.2227ст.11.06.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		86

$$L/h = 5/2,56 = 1,95 \text{ м.}$$

Відстань між центром світильників

$$L = 1,95 \cdot H, \text{ м;}$$

$$L = 1,95 \cdot 3,56 = 6,942 \text{ м.}$$

Необхідна кількість світильників

$$N = \frac{S}{L^2}, \text{ шт.};$$

$$N = \frac{66}{6,942^2} = 1,4 \text{ шт.}$$

Приймаємо 2 світильники

Індекс приміщення

$$i = \frac{AB}{h(A+B)};$$

$$i = \frac{66}{2,56 \cdot (11+6)} = 1,517.$$

За табл. 22 [20] при $i = 1,517$; $\rho_{\text{п}} = 0,7$, $\rho_{\text{с}} = 0,5$, $\rho_{\text{р}} = 0,1$ для світильника типу ППР-200 коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,5$.

Світловий потік однієї лампи

$$\Phi = \frac{E_{\text{min}} SK_3 Z}{N \eta}, \text{ лм;}$$

де $Z = 1,15$ – поправний коефіцієнт, що характеризує якість освітлення, прийнято для ламп розжарювання;

$K = 1,3$ – коефіцієнт запасу, що враховує старіння ламп, рівень пильності та забруднення.

$$\Phi = \frac{100 \cdot 66 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{2 \cdot 0,5} = 9867 \text{ лм;}$$

За знайденим світловим потоком за табл. 16 [20] вибираємо лампу Г215-225-750 потужністю 750 Вт, що має світловий потік 13100 лм, найбільш близький до розрахункового.

При цьому фактична освітленість

$$E_{\Phi} = E_{\text{н}} \frac{\Phi_{\text{л}}}{\Phi_{\text{р}}}, \text{ лк;}$$

					КРБ.142.2227ст.11.06.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		87

$$E_{\phi} = 100 \cdot \frac{13100}{9867} = 133 \text{ лк.}$$

Загальна потужність освітлювальної установки

$$P_3 = NP_{\text{л}}, \text{ Вт};$$

$$P_3 = 2 \cdot 750 = 1500 \text{ Вт} = 1,5 \text{ кВт.}$$

6.3 Висновок по розділу

В даному розділі проведено аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні проектуваного судна та представлені заходи щодо забезпечення безпечних умов праці. Виконано розрахунок штучного освітлення виробничого приміщення за результатом якого визначено тип ламп та кількість світильників для забезпечення нормативного освітлення.

					КРБ.142.2227ст.11.06.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		88

Висновок по роботі

Випускна бакалаврська робота виконана на тему: «Розрахунок головного суднового двигуна типу 8ДКРН 40/200 (MAN 8G40ME-C9.5)».

В першому розділі надано технічну характеристику двигуна MAN B&W 8G40ME-C9.5-ТІІ згідно паспортних даних заводу виробника, розглянуто його загальну конструкцію (остов та деталі руху)

Сферою застосування двигунів даного типу є використання їх у якості головних двигунів у складі суднових енергетичних установок морських суден.

В другому розділі виконано основні розрахунки по двигуну:

1. Розрахунок робочого процесу (процес наповнення, стиснення, згорання, розширення) та визначення індикаторних та ефективних показників двигуна.

2. Розрахунок та побудова згорнутої та розгорнутої індикаторних діаграм.

В третьому розділі виконано розрахунки динаміки двигуна (розрахунок діючих сил на КШМ), а також визначено надлишкову роботу крутильного моменту та основні конструктивні розміри маховика.

В четвертому розділі на основі виконаних розрахунків таких як: визначення колової шкідливості, розрахунок вхідної ділянки комплексного турбонагнітача, розрахунок та конструювання лопаткового дифузора компресора, повітрозбірної завитки було обрано турбокомпресор марки ТСА66.

В п'ятому розділі виконано розробку принципів схем систем які обслуговують двигун (паливна система, система охолодження, мащення та система стиснутого повітря) та розрахунок їх основних елементів. Наведено загальний опис систем та їх елементів.

В заключному розділі було проведено аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в МВ судна та розроблені заходи щодо забезпечення безпечних умов праці. Виконано розрахунок штучного освітлення машинного відділення за результатом якого визначено тип ламп та кількість світильників для забезпечення нормативного освітлення.

					КРБ.142.2227ст.11.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		89

Список використаної літератури

1. Сайт заводу виробника MAN Diesel & Turbo: <https://marine.man-es.com>
2. Наливайко В.С. Суднові двигуни внутрішнього згорання : підруч. для студентів ВНЗ / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. - Миколаїв : Торубара В. В. [вид.], 2015. – 331 с.
3. Дьяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія : Підручник / В.Г. Дьяченко; За ред. А.П. Марченка. - Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – 488 с.
4. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 491 с.
5. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
6. Лукін А.І. Конструкція судових двигунів внутрішнього згорання. - Миколаїв: УДМТУ, 1999. – 54 с.
7. Артемов Г. А. Суднові енергетичні установки / Г. А. Артемов, В. М. Горбов. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
8. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора : навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2021. – 160 с.
9. Наливайко В. С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згорання / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський. – Миколаїв: НУК, 2013. – 100 с.
10. Тимченко І. І. Системи ДВЗ / І. І. Тимченко, П. В. Жадан, С. С. Жи-лін. Х.: ХНАДУ, 2007. – 204 с.
11. Жидецький В.Ц. Основи охорони праці. Підручник. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.

					КРБ.142.2227ст.11.ПЗ	Лист
						90
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

12. Тубальцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2001. – 84 с.

13. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.

14. Методичні рекомендації до виконання розділу "Охорона праці" у бакалаврських випускних роботах (проектах) / О. В. Щедролоєв, Г. В. Додонова, А. М. Мозговий, В. В. Савельєв. – Миколаїв : НУК, 2012. – 25 с.

					КРБ.142.2227ст.11.ПЗ	Лист
						91
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
				Документація		
A1			ДР.142.2227ст.11.01	Складальне креслення		
				Поперечний розріз двигуна		
				Складальні одиниці		
		1		Крейцкопф	8	
		2		Сальник	8	
				Деталі		
		3		Колінчастий вал	1	
		4		Рама	1	
		5		Шатун	8	
		6		Картер	1	
		7		Блок циліндрів	1	
		8		Випускний колектор	1	
		9		Випускний клапан	8	
		10		Поршень	8	
		11		Кришка циліндра	8	
		12		ПНВТ	8	
		13		Шток	8	

					ДР.142.2227ст.11.01			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Федюк Д.А.			Поперечний розріз двигуна			
Консульт.								
Керівник		Наливайко В.С.						
Н.контр.								
Зав. каф.		Гозаренко О.А.						
					Літ.	Арк.	Аркцифів	
					Н			
					НУК			